

Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №18, април 2013г.

ЦЕЛ И ОБХВАТ

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

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Почетен председател

Л. Димитров, ТУ-София, България

Председател

Б. Григоров, ТУ-София, България

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

Редактор

Р.Митрев, ТУ-София, България

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

Bulgarian journal for **Engineering Design**

issue №18, april 2013

AIM AND SCOPE

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

EDITORIAL BOARD

Honorable chairman

L.Dimitrov, TU-Sofia, Bulgaria

Chairman

B.Grigorov, TU-Sofia, Bulgaria

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

Editor

R.Mitrev, TU-Sofia, Bulgaria

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

СЪДЪРЖАНИЕ

Один из способов построения осевого профиля рабочей зоны	7
П.Побегайло	
Evaluation and measurement of the quality of the illumination setup in a color management facility	15
V.Kamenov, V.Ivanov	
Сравнителен анализ на ултразвукови микрогенератори на енергия	23
Р.Йосифов, Т.Тодоров, Ц.Качамачков	
Един подход за приложение на функционално-стойностен анализ (ФСА) при оптимизиране на логистични доставки	29
Д.Туджаров	
Същност и видове симетрии в аспекта на Обща теория на системите и приложението им в инженерния дизайн	37
Б.Георгиева	
Анализ на технико-работни параметри на вибрационен сепаратор с гладка неперфорирана повърхност	45
Н.Рачев, В.Панов, Д.Вражилски	
Натоварвания от климатични въздействия върху носещи конструкции на кулови кранове и тяхното нормативно осигуряване	51
К.Радлов, Ф.Красини	
XML моделиране на пътно-транспортни произшествия	59
Б.Туджаров, В.Пенчев	
Изследване на точността на режещите ръбове на палцови модулни фрези с нова геометрия	65
П.Пантилеев, И.Петрова	
Кинематичен анализ на трансмисии съставени от диференциален зъбен механизъм и фриксионен вариатор при различни кинематични схеми на трансмисията	69
К.Стоичков, Я.Софронов	
Проучване състоянието на производството на вилкови повдигачи в България и приложение на прогнозирането за подобрене на конкурентноспособността	75
А.Николов	
Special properties generation with transient structural simulation	83
M.Jovanovic, G.Radoicic, B.Grigorov, R.Mitrev	
Adaptive mechanism for aggregation with fragments retransmission in high-speed wireless networks	91

V.Hristov, L.Taneva

Обобщен критерий за ефективността на работата на ново разбъркващо и газоподаващо устройство „NRE-КМ”	97
Е.Крайчев	
Методика за конвертиране на тримерни параметрични модели от различни CAD системи в САТIA V5 R19	101
Ф.Вълчкова, Л.Димитров	
Mathematical simulation and research stability motion of the semiautomatic prosthetic system..	107
V.Glazkov, A.Kulik	
Определяне на степента на модулност при логистичната техника	117
Н.Казаков	
Experimental research of cylindrical surface variation on circular cutting in abrasive jet machining technology of high concentrated ceramic aluminum oxide pieces	123
А.Филип, Н.Булеа	
Изследване на зависимостите в зърнометричните характеристики при работа на КИД-300	129
С.Савов, П.Недялков	
Многопараметрична оптимизация при синтез на пространствен лостов механизъм за разединител за високо напрежение	137
И.Иванов	

CONTENTS

A possible way of creation of the axial profile of the excavator working zone	7
P.Pobegailo	
Evaluation and measurement of the quality of the illumination setup in a color management facility	15
V.Kamenov, V.Ivanov	
Comparative analysis of ultrasonic micro energy generators	23
R.Yosifov, T.Todorov, Ts.Kachamachkov	
An approach for implementation of functional value analysis (FVA) in the optimization of the supplies	29
D.Tudjarov	
Nature and types of symmetries in aspects of general theory of systems and their application in engineering design	37
B.Georgieva	
Determination of flat vibrating screen surface parameters	45
N.Rachev, V.Panov, D.Vrazhiski	
Loadings on tower crane steel structure caused by climatic effects and their normative provisions	51
K.Radlov, F.Krasini	
XML modeling of vehicle crash accidents	59
B.Tudjarov, V.Penchev	
Examining the precision of the cutting edges of gear-chamfering modular cutters with new geometry	65
P.Pantileev, I.Petrova	
Analysis of transmission mechanisms with different kinematics schemes including C.V.T. and differential tooth mechanism	69
K.Stoichkov, Y.Sofronov	
Researching the situation of manufacture of forklift trucks in Bulgaria and application of forecasting for improvement of competitiveness	75
A.Nikolov	
Special properties generation with transient structural simulation	83
M.Jovanovic, G.Radoicic, B.Grigorov, R.Mitrev	
Adaptive mechanism for aggregation with fragments retransmission in high-speed wireless networks	91
V.Hristov, L.Taneva	

Generalized criterion for the efficiency of the work of the new stiring device „NRE-KM”.....	97
E.Kraychev	
Methodology of 3D parametrical models exchange from different CAD systems to Catia V5 R19.....	101
F.Valchkova, L.Dimitrov	
Mathematical simulation and research stability motion of the semiautomatic prosthetic system..	107
V.Glazkov, A.Kulik	
Determination of modularity degree of logistics equipment.....	117
N.Kazakov	
Experimental research of cylindrical surface variation on circular cutting in abrasive jet machining technology of high concentrated ceramic aluminum oxide pieces.....	123
A.Filip, H.Bulea	
Research of particle size characteristics in CIC 300 (КИД 300).....	129
S.Savov, P.Nedyalkov	
Multiparametric optimization in synthesis of spatial linkage mechanism of disconnecter.....	137
I.Ivanov	

ОДИН ИЗ ВОЗМОЖНЫХ СПОСОБОВ ПОСТРОЕНИЯ ОСЕВОГО ПРОФИЛЯ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ

Пётр ПОБЕГАЙЛО

ИМАШ им. Благодравова А.А. РАН, Россия

e-mail: petrp214@yandex.ru

Резюме: В настоящей работе приведен один из возможных способов построения осевого профиля рабочей зоны одноковшового гидравлического экскаватора прямого и обратного копания.

Ключевые слова: одноковшовый гидравлический экскаватор; рабочее оборудование; осевой профиль рабочей зоны

Работа выполнена в рамках программы фундаментальных исследований ОЭММПУ РАН № 1 „Научные основы робототехники и мехатроники”.

Рабочая зона одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ) состоит из множества точек, определяющих положение режущих кромок зубьев при вариации угловых перемещений стрелы, рукояти и ковша, с учетом вращательного движения поворотной платформы [1 и др.]. Сечение рабочей зоны плоскостью симметрии рабочего оборудования (РО) называется осевым профилем¹ рабочей зоны [1 и др.].

Известно большое число подходов к построению, как осевого профиля рабочей зоны, так и самой рабочей зоны² [1 – 19 и др.]. В рамках же настоящей работы, предлагается свой, в меру оригинальный, подход к рассматриваемому вопросу. При этом для ОГЭ прямого копания опираемся на работу [7].

Для ОГЭ обратного и прямого копания известно большое число вариантов кинематических схем РО. Естественно, что каждый вариант предполагает в той или иной степени различный подход к построению осевого профиля рабочей зоны.

Поэтому предлагаемая ниже схема построения осевого профиля рабочей зоны имеет отношение лишь к основным кинематическим схемам РО указанным на рисунках 1 – 4. Выбор данных

схем вызван их наибольшим распространением в отечественной производственной практике.

При этом заметим, что, на качественном уровне, осевые профили рабочей зоны для иных кинематических схем РО строятся аналогично.

Теперь уточним суть следующих обозначений (см. рис. 1 – 4): a – длина стрелы; b – длина рукояти; c – длина ковша; α – угол определяющий положение стрелы относительно горизонтали проходящей через ее пату; β – угол между осью стрелы и осью рукояти; γ – угол между осью рукояти и отрезком, соединяющим острие зуба ковша с шарниром рукоять – ковш.

Все остальные условные обозначения очевидны из рисунков 1 – 4. Указанные три угла задаются в некоторых экстремальных пределах.

В общем случае контур осевого профиля рабочей зоны ОГЭ обратного копания (рис. 1, 2), рассматриваемой кинематической схемы РО, представляет собой выборку из восьми дуг окружностей при неперемещенном условии принадлежности каждой из них рабочей зоне.

Восемь дуг (AB , BC , CD , DE , EF , FG , GH , HA) с центрами в пята стрелы (две дуги), шарнире стрела – рукоять (две дуги) и шарнире рукоять – ковш (четыре дуги), определяются сочетаниями экстремальных значений углов a , β , γ и существуют для всех моделей ОГЭ обратного копания с рассматриваемой кинематической схемой РО.

¹ Тут и далее слово «продольным» опускаем.

² Тут даются ссылки на литературу, касающуюся не только экскаваторов. Естественно, что приведены далеко не все возможные ссылки, ибо такой задачи перед автором не стояло.

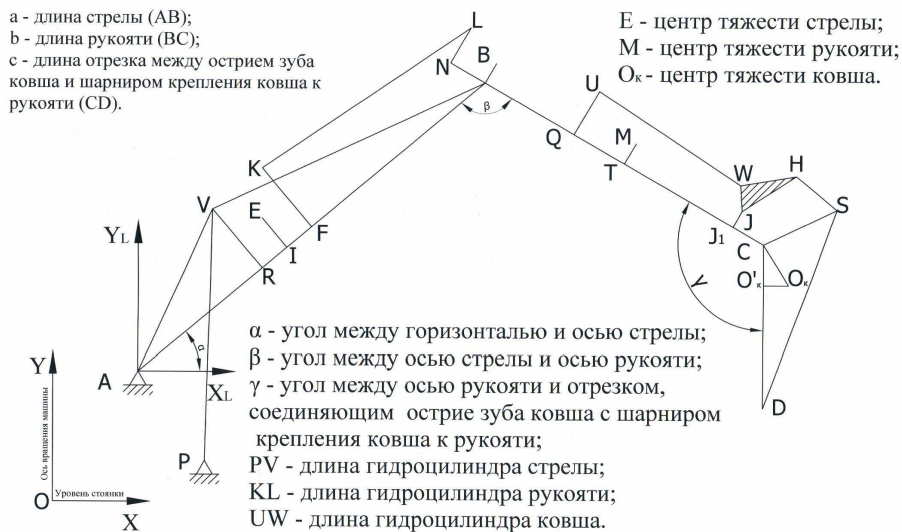


рис.1 Традиционная кинематическая схема РО с моноблочной стрелой ОГЭ обратного копания

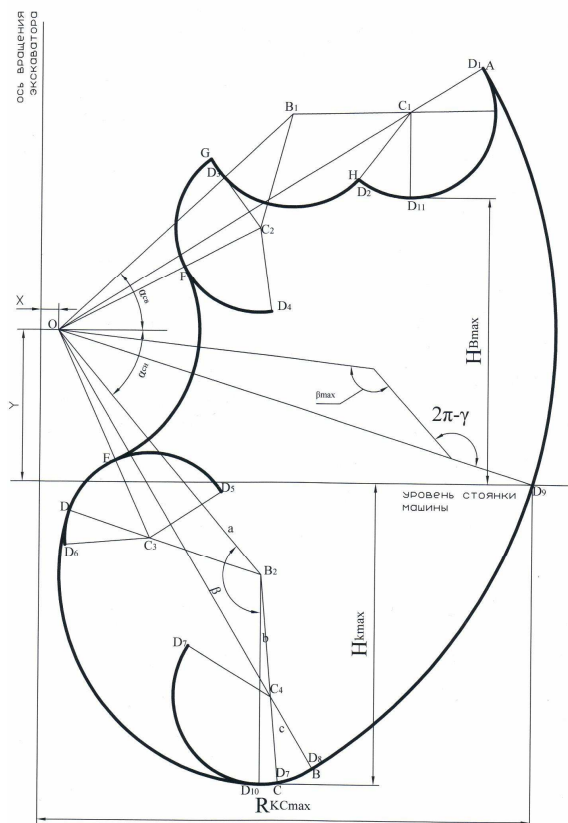


рис.2 Осевой профиль рабочей зоны ОГЭ обратного копания

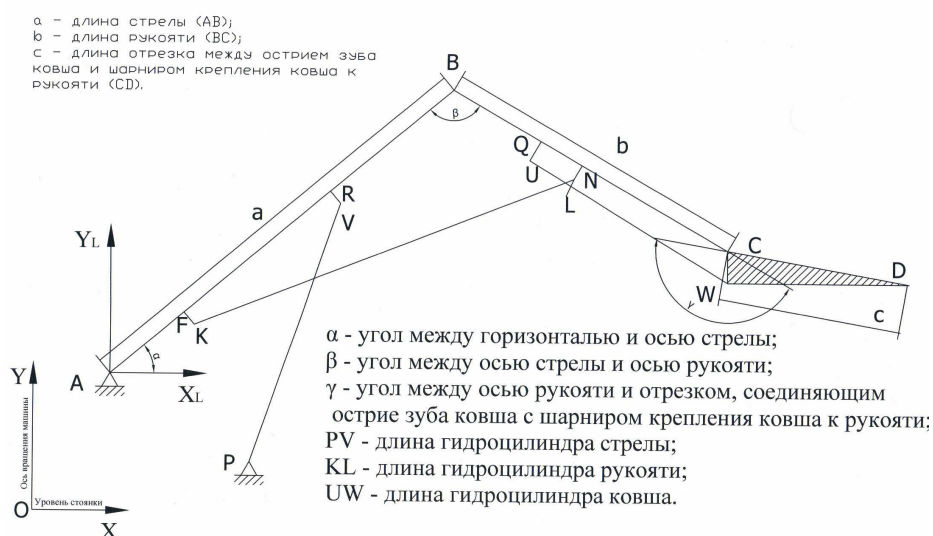


рис.3 Кинематическая схема РО ОГЭ прямого копания с независимыми угловыми перемещениями стрелы, рукояти и ковша

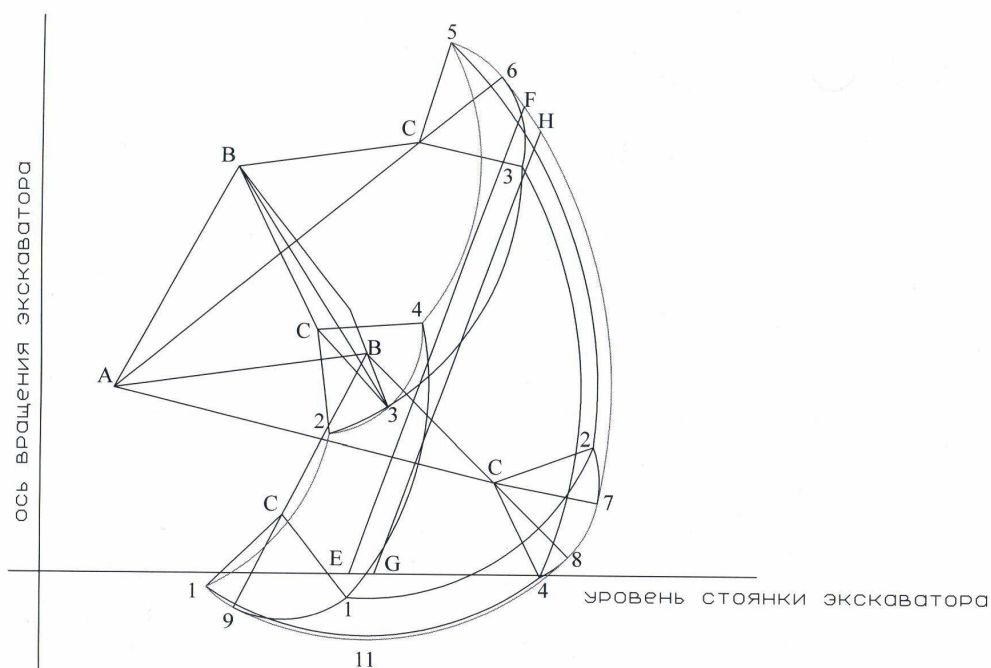


рис.4 Комбинация дуг окружностей для формирования осевого профиля рабочей зоны ОГЭ прямого копания

При анализе взаимного расположения восьми описанных дуг (рис. 1, 2) видно, что для построения осевого контура рабочей зоны ОГЭ обратного копания с рассматриваемой кинематической схемой РО необходимо и достаточно информации по двум положениям шарнира стрела-рукоять, определяемым экстремальными значениями угла α , четырем положениям шарнира

ческой схемой РО необходимо и достаточно информации по двум положениям шарнира стрела-рукоять, определяемым экстремальными значениями угла α , четырем положениям шарнира

рукоять-ковш, определяемым сочетанием экстремальных значений углов α и β , и восьми положениям острия зуба ковша, получаемым в результате пересечения рассматриваемых дуг окружностей.

В общем случае контур осевого профиля рабочей зоны ОГЭ прямого копания (рис. 3, 4), рассматриваемой кинематической схемы РО, представляет собой выборку из четырнадцати дуг окружностей при неперемном условии принадлежности каждой из них рабочей зоне. Двенадцать дуг (1-2, 1'-4, 4'-3', 2'-5, 1-4', 1'-2', 2-3', 4-5, 1-1', 4'-2', 2-4, 3'-5) с центрами в пяте стрелы, шарнире стрела – рукоять и шарнире рукоять – ковш (по четыре в каждом), определяются сочетаниями экстремальных значений углов α , β , γ и существуют для всех моделей ОГЭ прямого копания с рассматриваемой кинематической схемой РО. Для существования двух оставшихся дуг (6-7, 8-9) необходимо выполнение условия принадлежности конкретного значения угла γ интервалу между его экстремумами. Эти углы определяются следующим образом:

$\gamma = \pi + \angle ACB$ при $\beta = \beta_{\max}$ – для дуги 6-7 и

$\gamma = \pi$ – для дуги 8-9.

Дуга 6-7 описывается из пяты стрелы радиусом, равным сумме длины отрезка AC , вычисленной при $\beta = \beta_{\max}$ и длины ковша (CD). Крайние точки дуги определяются экстремальными значениями угла α . Дуга 8-9 описывается из шарнира рукоять – стрела при минимальном угле α радиусом, равным сумме длин рукояти (BC) и ковша (CD). Крайние точки дуги определяются экстремумами угла β . Гипотетически может существовать и пятнадцатая дуга, описываемая из пяты стрелы радиусом, равным разности длины отрезка AC , вычисленной при $\beta = \beta_{\min}$, и длины ковша (CD). Однако, при этом значение γ для существующих моделей ОГЭ прямого копания значительно меньше его минимума, и поэтому в данной работе указанная дуга не рассматривается.

При анализе взаимного расположения четырнадцати описанных дуг (рис. 3, 4) видно, что для построения осевого профиля рабочей зоны ОГЭ

прямого копания с рассматриваемой кинематической схемой РО необходимо и достаточно информации по двум положениям шарнира стрела-рукоять, определяемым экстремальными значениями угла α , четырьмя положениями шарнира рукоять-ковш, определяемым сочетанием экстремальных значений α и β , и девяти положениями острия зуба ковша, получаемым в результате пересечения рассматриваемых дуг окружностей.

Координаты i -ого положения шарнира стрела-рукоять, j -ого положения шарнира рукоять-ковш и k -ого положения острия зуба ковша вычисляются по следующим зависимостям³ [7, 20 и др.]⁴:

$$X_{bi} = X + a \cdot \cos(\alpha_i) \quad (1)$$

$$Y_{bi} = Y + a \cdot \sin(\alpha_i) \quad (2)$$

$$X_{cj} = X_{bi} + b \cdot \sin\left(\alpha_i + \beta_j - \frac{\pi}{2}\right) \quad (3)$$

$$Y_{cj} = Y_{bi} - b \cdot \cos\left(\alpha_i + \beta_j - \frac{\pi}{2}\right) \quad (4)$$

$$X_{Dk} = X_{cj} + c \cdot \sin\left(\alpha_i + \beta_j + \gamma_k - \frac{3 \cdot \pi}{2}\right) \quad (5)$$

$$Y_{Dk} = Y_{cj} - c \cdot \cos\left(\alpha_i + \beta_j + \gamma_k - \frac{3 \cdot \pi}{2}\right) \quad (6)$$

Отметим, что за начало основной системы координат принято пересечение оси вращения экскаватора с уровнем его стоянки (X и Y это координаты пяты стрелы в этой системе координат). При этом ось X направлена вдоль гусениц в сторону РО, ось Y направлена вверх.

На рис. 5 приведена блок-схема алгоритма вычисления характерных точек осевого профиля рабочей зоны ОГЭ обратного копания с рассматриваемой кинематической схемой РО.

На этом рисунке $P1(i, \alpha)$ – процедура определения координат шарнира стрела-рукоять по формулам (1) и (2); $P2(i, j, \alpha, \beta)$ – процедура определения координат шарнира рукоять-ковш по формулам (3) и (4); $P3(i, j, k, \alpha, \beta, \gamma)$ – процедура определения координат характерных то-

³ Эти же формулы использовались в наших работах [21, 22 и др.].

⁴ Возможная альтернатива этому простому подходу намечена в работе [23].

чек осевого профиля рабочей зоны по формулам (5) и (6).

Так определяются два положения шарнира стрела-рукоять $X_{b1}, Y_{b1}, X_{b2}, Y_{b2}$, четыре положения шарнира рукоять-ковш $X_{c1}, Y_{c1} \dots X_{c4}, Y_{c4}$ и восемь положений характерных точек рабочей зоны $X_{D1}, Y_{D1} \dots X_{D8}, Y_{D8}$ необходимых для построения контура.

На рис. 6 приведена блок-схема алгоритма построения контура рабочей зоны. Здесь $S(X, Y, X_N, Y_N, X_K, Y_K)$ – процедура построения дуги окружности, где X, Y – координаты центра; X_N, Y_N, X_K, Y_K – координаты начальной и конечной точек дуги.

На рис. 7 приводится блок-схема алгоритма вычисления характерных точек осевого профиля рабочей зоны ОГЭ прямого копания с рассматриваемой кинематической схемой РО. На этом рисунке $P1(i, \alpha)$ – процедура определения координат шарнира стрела-рукоять по формулам (1) и (2); $P2(i, j, \alpha, \beta)$ – процедура определения координат шарнира рукоять-ковш по формулам (3) и (4); $P3(i, j, k, \alpha, \beta, \gamma)$ – процедура определения координат характерных точек осевого профиля рабочей зоны по формулам (5) и (6).

Так определяются два положения шарнира стрела-рукоять $X_{b1}, Y_{b1}, X_{b2}, Y_{b2}$, четыре положения шарнира рукоять-ковш $X_{c1}, Y_{c1} \dots X_{c4}, Y_{c4}$ и девять положений характерных точек рабочей зоны $X_{D1}, Y_{D1} \dots X_{D9}, Y_{D9}$ необходимых для построения контура.

На рис. 8 приведена блок-схема алгоритма построения контура рабочей зоны. Здесь $S(X, Y, X_N, Y_N, X_K, Y_K)$ – процедура построения дуги окружности, где X, Y – координаты центра; X_N, Y_N, X_K, Y_K – координаты начальной и конечной точек дуги.

Кроме описанных выше точек для РО ОГЭ обратного копания выделим еще три – $X_{D9}, Y_{D9} \dots X_{D11}, Y_{D11}$. Первая из них соответствует максимальному радиусу копания экскаватора на

уровне его стоянки и определяется следующим образом (рис. 1 и 2 и др.)⁵:

$$\begin{cases} X_{D9} = X + \left(\left(\sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\beta_{\max})} + c \right)^2 - Y^2 \right) = \\ = R_{KC \max} \\ Y_{D9} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Вторая определяет наибольшую глубину копания:

$$\begin{cases} X_{D10} = X_{B2} \\ Y_{D10} = Y_{B2} - (b + c) \end{cases} \quad (8)$$

Третья точка позволяет оценить высоту выгрузки:

$$\begin{cases} X_{D11} = X_{C1} \\ Y_{D11} = Y_{C1} - c \end{cases} \quad (9)$$

Кроме этих точек интерес представляют так же координаты точки F (рис. 2 и 9). Для этого может быть предложена следующая схема.

При выполнении условия $Y_{C2} > Y_A$ (тут $Y_A = Y$ и $X_A = X$):

$$\alpha'' = \arctg \left(\frac{Y_{C2} - Y_A}{X_{C2} - X_A} \right) \quad (10)$$

$$AC_2 = \sqrt{(X_A - X_{C2})^2 + (Y_A - Y_{C2})^2} \quad (11)$$

$$AF = AC_2 - c \quad (12)$$

$$X_F = X_A + AF \cdot \cos(\alpha'') \quad (13)$$

$$Y_F = Y_A + AF \cdot \sin(\alpha'') \quad (14)$$

При выполнении условия $Y_{C2} < Y_A$:

$$\alpha'' = \arctg \left(\frac{Y_A - Y_{C2}}{X_{C2} - X_A} \right)$$

$$AC_2 = \sqrt{(X_A - X_{C2})^2 + (Y_A - Y_{C2})^2} \quad (15)$$

$$AF = AC_2 - c, X_F = X_A + AF \cdot \cos(\alpha'')$$

$$Y_F = Y_A - AF \cdot \sin(\alpha'') \quad (16)$$

При выполнении условия $Y_{C2} = Y_A$:

⁵ Очевидно, что формулу 7 можно записать и проще. Тоже можно сказать и о следующих двух формулах. Однако это дело вкуса.

$$AC_2 = \sqrt{(X_A - X_{C2})^2 + (Y_A - Y_{C2})^2}$$

$$AF = AC_2 - c$$

$$X_F = X_A + AF \quad (17)$$

$$Y_F = Y_A \quad (18)$$

Так же интересны еще и координаты точки E (рис.2 и 9). Для их определения может быть предложена следующая схема⁶.

При выполнении условия $X_{C3} > X_A$:

$$\alpha' = \arctg\left(\frac{X_{C3} - X_A}{Y_A - Y_{C3}}\right) \quad (19)$$

$$AC_3 = \sqrt{(X_A - X_{C3})^2 + (Y_A - Y_{C3})^2} \quad (20)$$

$$AE = AC_3 - c \quad (21)$$

$$X_E = X_A + AE \cdot \sin(\alpha') \quad (22)$$

$$Y_E = Y_A - AE \cdot \cos(\alpha') \quad (23)$$

При выполнении условия $X_{C3} < X_A$:

$$\alpha' = \arctg\left(\frac{X_A - X_{C3}}{Y_A - Y_{C3}}\right) \quad (24)$$

$$AC_3 = \sqrt{(X_A - X_{C3})^2 + (Y_A - Y_{C3})^2}$$

$$AE = AC_3 - c$$

$$X_E = X_A - AE \cdot \cos(\alpha') \quad (25)$$

$$Y_E = Y_A - AE \cdot \cos(\alpha')$$

При выполнении условия $Y_{C3} = Y_A$:

$$AC_3 = \sqrt{(X_A - X_{C3})^2 + (Y_A - Y_{C3})^2}$$

$$AE = AC_3 - c$$

$$X_E = X_A = X_C \quad (26)$$

$$Y_E = Y_A - AE \cdot \cos(\alpha')$$

Полученные по указанной сейчас схеме положения всех важных точек являются дополнительным исходным материалом для дальнейшего проектирования РО ОГЭ обратного копания.

Кроме описанных выше точек для РО ОГЭ прямого копания выделим еще две – $X_{10}, Y_{10}, X_{11}, Y_{11}$. Первая из них соответствует максимальному радиусу копания экскаватора на

уровне его стоянки и определяется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} X_{10} &= X_a + AC + c, \text{ при } \gamma_{\max} \geq \angle ACB + \pi \\ X_{10} &= X_a + \sqrt{(AC)^2 + c^2 - 2AC \cdot c \cdot \cos(\gamma_{\max} - \angle ACB)}, \\ \text{при } \gamma_{\max} &< \angle ACB + \pi \\ Y_{10} &= Y_a \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Вторая определяет наибольшую глубину копания:

$$\left. \begin{aligned} X_{11} &= X_{b1} \\ Y_{11} &= Y_{b1} - b - c, \text{ при } \gamma_{\min} \leq \pi \leq \gamma_{\max} \\ Y_{11} &= Y_{b1} - \sqrt{b^2 + c^2 - 2b \cdot c \cdot \cos(2\pi - \gamma_{\min})}, \text{ при } \gamma_{\min} > \pi \\ Y_{11} &= Y_{b1} - \sqrt{b^2 + c^2 - 2b \cdot c \cdot \cos(\gamma_{\max})}, \text{ при } \gamma_{\max} < \pi \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Контур рабочей зоны позволяет определить максимальную высоту обрабатываемого уступа. Для этого от уровня стоянки экскаватора к одной из дуг окружностей участка 1–5 (см. рис. 4), под углом естественного откоса грунта λ , проводится касательная ef до пересечения с дугой 6–7 или 5–6. Ордината точки f определяет максимальную высоту обрабатываемого уступа конкретного экскаватора. Это позволяет проверить достижимость максимальной требуемой высоты копания.

Полученные по указанной выше схеме положения характерных точек являются дополнительным исходным материалом для дальнейшего проектирования РО ОГЭ прямого копания.

Литература

1. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие / В.Я. Крикун, В.Г. Манасян. М.: АСВ, 2001. 104 с.
2. Машины для земляных работ: учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование» / Д.П. Волков, В.Я. Крикун, К.С. Гаевская и др.; Под общ. ред. Д.П. Волкова. М.: Машиностроение, 1992. 448 с.
3. **Mitrev R.** PSAB – a new tool for position and static force analysis of a backhoe excavating equipment // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 1, декември 2008. pp. 36 – 45.
4. **Mitrev R.** Position and static force analysis of a backhoe excavating equipment // Zeszyty Naukowe

⁶ При этом, принято допущение, что случай, когда шарнир рукоять – ковш расположен выше уровня стоянки машины не возможен при максимально опущенной стреле.

- Politechniki Poznańskiej. Budowa Maszyn i Zarządzanie Produkcją. 2008. № 8. pp. 1–8.
5. **Мокин Н.В., Смоляницкий Э.А.** Гидравлические экскаваторы. Ч. I. Определение параметров. Новосибирск: НИИЖТ, 1976. 85 с.
 6. Отчет о НИР «Анализ и определение параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов и привода пневмоколесного хода с гидромотор-колесами». М.: МИСИ, 1985. 68 с.
 7. **Крикун А.В.** Нагруженность рабочего оборудования карьерного гидравлического экскаватора прямого копания: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1991. 250 с.
 8. **Митрев Р., Хвърчилков Д.** Автоматизирано построяване на геометрията на звената на багерно работно съоръжение // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 1, декември 2008. 7 с.
 9. **Живейнов Н.Н., Карасев Г.Н., Павлов В.П.** Проектирование одноковшовых экскаваторов с применением ЭВМ и САПР. Красноярск: КГТУ, 1988. 184 с.
 10. Отчет о НИР «Выбор расчетных положений рабочего оборудования обратной лопаты с гидравлическим приводом». М.: МАДИ, 1974, 93 с.
 11. **Павлов В.П.** Расчет на ЭВМ рабочего оборудования гидравлических экскаваторов. Красноярск: КПИ, 1981. 43 с.
 12. **Григорьев А.Г.** Автоматизация процесса подбора основных параметров базовой геометрии манипуляторного рабочего оборудования // Проблемы повышения технического уровня одноковшовых гидравлических экскаваторов: Науч. тр. № 110. / ВНИИСДМ. М., 1987. с. 80 – 85.
 13. **Григорьев А.Г.** Автоматизация проектирования рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1990. 191 с.
 14. **Щербаков И.С.** Система автоматизации и моделирования одноковшового экскаватора с гидроприводом: Дисс. ... канд. техн. наук. Омск, 2006. 179 с.
 15. **Park B.** Development of a virtual reality excavator simulator: a mathematical model of excavator digging and a calculation methodology. PhD Diss. Virginia Polytechnic Institute and State University, Blackburg, Virginia, USA, 2002. 223 p.
 16. **Frimpong S., Hu Y., Chang Z.** Performance simulation of shovel excavators for earthmoving operations // In Summer in computer simulation conference (SCSC'03). 2003. pp. 133 – 138.
 17. **Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A.** Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. 12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18 – 21, 2007. 6 pp.
 18. **Кобринский А.А., Кобринский А.Е.** Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. М.: Наука, 1985. 344 с.
 19. **Пындак В.И.** Пространственные характеристики погрузочных манипуляторов // Машиноведение, 1981. № 2. с. 60 – 64.
 20. **Побегайло П.А.** Выбор рациональных параметров рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов прямого копания: Дисс. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2008. 297 с.
 21. **Pobegailo P.A.** Solution of the direct kinematics task for hydraulic excavator // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 9, септември 2011, с. 13 – 18.
 22. **Pobegailo P.A.** A possible approach for solution of the inverse kinematic task for hydraulic excavators // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 10, февруари 2012. с. 13 – 19.
 23. **Побегайло П.А.** Алгебраическая геометрия в описании рабочего оборудования мощного гидравлического экскаватора прямого копания // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов VII Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГТУ. 2009. с. 287 – 290.

A POSSIBLE WAY OF CREATION OF THE AXIAL PROFILE OF THE EXCAVATOR WORKING ZONE

Petr POBEGAILO

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: petrp214@yandex.ru

Abstract: One of the possible ways of creation of axial profile of the hydraulic excavator working zone is described in the present work.

Keywords: hydraulic excavator, working equipment, axial profile of a working zone

EVALUATION AND MEASUREMENT OF THE QUALITY OF THE ILLUMINATION SETUP IN A COLOR MANAGEMENT FACILITY

Vladimir KAMENOV Valentin IVANOV

Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: vladokamenov@tu-sofia.bg, e-mail: vgi@tu-sofia.bg

Abstract: In accordance to the authors' science project of evaluating the quality of office color printers, sponsored by the Bulgarian Science Research Fund, the following article will investigate a part of the "jungle" of color management and its implementation in color quality evaluation, namely – quality of the illumination of prepress rooms. If you are concerned about the accuracy and reproducibility of the colors you print, then you should also be with the quality of the environment in which they are seen and judged. This applies to both the color monitors and to ambient room lighting. The goal of this research is to examine the requirements of an illumination setup to be used for judging the color of printed material, and the various measurements that can be done to assess the setup performance.

Keywords: Color, Color management, Illumination

1. INTRODUCTION

If you are concerned about the accuracy and reproducibility of the colors you print, then you should also be with the quality of the environment in which they are seen and judged. This applies to both the color monitors and to ambient room lighting. Most computer users are aware of the importance of a calibrated display for accurate manipulation and editing of images, and many tools are available for such calibration. At the same time, most images are viewed under inadequate lighting conditions.

2. SETUP

2.1. Room description

Rooms designed for color work should be decorated with neutral colors. ISO 3664 recommends a neutral grey with a reflectance between 10% and 60%. Certain rooms are dedicated solely to the comparative viewing and assessment of prints. However, it is not uncommon to also find computer stations dedicated to image editing in these same rooms; in this case, we have the additional requirement that not only should the room colors be neutral, the room illumination level should be low. How low? ISO 3664 recommends a maximum of 64 lux, with a value of 32 lux or less. The room used for the measurements described in this paper has all walls painted with a light grey paint selected to approximate Munsell N8, with 80% nominal reflection. Here is the measured wall re-

flectance spectrum:

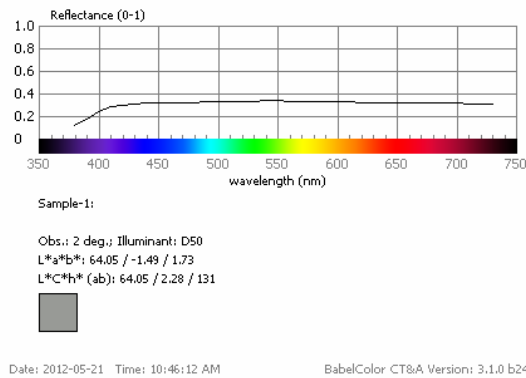


fig.1 The measured wall reflectance spectrum

At nearly 40%, the wall's reflection is below the recommended 60% from ISO 3664, but still way better than most working rooms; to be safe, we placed black cardboards on the wall near the measurement table.

One should take particular care to place sheets of black cardboard over any possible color contaminants, such as library shelves filled with colorful books about color, for example.

The laboratory should look like this – fig.2.

2.2. Illumination systems

We will investigate a variety of illumination systems: two fluorescent tubes designed for color rendering applications, one commercial light booth designed for direct viewing of printed material and

monitor to print comparisons, and a CCFL bulb Dynaphos, specifically designed to reproduce day-light.



fig.2 The laboratory

Our selection was based on the available products we could order for our laboratory, which may be quite different than others' setup. In any case, the methods and procedures shown apply to most setups.

Note: The measurements, presented here, may not be representative of all units manufactured under the same part number, as can be recognized by the fact that some light booth manufacturers will, on demand, try to match a replacement lamp to the batch used for original.

Here are detailed descriptions of each system:

1. Osram fluorescents, model "L36W/950" with correlated color temperature 5300K; color rendering index $R_a = 98$; ISO 3664 certified. Two 36W tubes mounted in a simple commercial fluorescent holder of the type shown in the picture below. The holder is painted in nearly neutral grey paint. You will note that the fixture has no diffuser between the tubes and the illumination zone (the viewing table). One of the consequences of using such a fixture is non-uniformity in the color temperature of the illumination because the light coming directly from the tube is different than the light reflected by the fixture; this is discussed further in this section. We nonetheless present results for this tube-fixture combination since it is ubiquitous in many workplaces. Approximate age of tubes is 0.5 years and they were used about 5 -10 hours.



fig. 3 Normlicht Color Communicator

2. Just Normlicht Color Communicator 1 Part no.91983 light booth.

This booth uses two custom Just Normlicht fluorescent tubes (daylight 5000 proGraphic LL/SE15W.

Lighting technology fluorescent tubes fully meet the requirements of ISO 3664-2000: tightest tolerance of color temperature (± 200 K), exact color coordinates (tolerance $\pm 0,005$), even spectral power distribution, maximum color rendering values $Ra8 = 98$, $Ra215 = 95.6$).

Light output can be adjusted using a continuously variable potentiometer. Approximate age of tubes is 3 months and they were used about 2-10 hours.

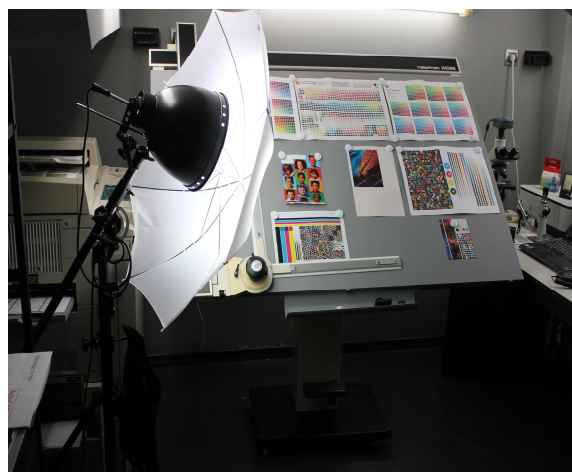


fig.4: Dynaphos lamp

3. Dynaphos full spectrum energy saving lamp 35W (equivalent to 175W tungsten bulb), 5500K color temperature, E27 socket.

The lamp used for these measurements was mounted in a Dynaphos light kit for socket lamps

with umbrella socket, angle adjustment, ceramic socket reflector 30 cm in diameter. The lamp has been lit for less than 5 hours.

2.3. Instrumentation

All measurements made for this document were made using Eye-One Pro spectrometers manufactured by the Gretag Macbeth Company. The figures were either produced by, or are screenshots of the Spectral tools of the BabelColor software.

3. SPECTRUMS AND CCT

In this section, we look at the spectrum of each lamp and measure their Correlated Color Temperature (CCT). For the fluorescent tubes, we also measure the reflectance spectrum of the fixtures in which they are mounted.

3.1. Osram fluorescents

The black spectrum (Sample-1) in the upper section of Figure 1 shows the light output of the bare Osram tubes at a distance of approximately 74 cm, as measured in ambient mode with the Eye-One ambient diffuser. A black cardboard was placed between the tubes and the fixture to make sure we did not include the “color” of the fixture’s grey diffuser in our measurement. The tube spectrum is expressed in units of absolute spectral irradiance density, in mw/nm/m2. The illuminance is 668 lux and the CCT is 5050 K, close to the tube nominal value of 5000 K. We notice peaks at 440, 490 550, and 620 nm which likely correspond to four of the seven phosphors used in manufacturing these patented tubes [5].

The spectrum drawn in red (Sample-2) is the reflectance of the grey diffuser paint covering the fixture which holds the tubes; units are absolute and shown with a scale between zero and one. The third spectrum in the bottom of Figure 5 is obtained by multiplying the bare tube spectrum with the reflectance of the diffuser (Sample-1 x Sample-2); this is not the spectrum of the light actually reflected by the fixture, which is shown in Figure 3, but a mathematical derivation of the combination.

The color patches are computed relative to a D65 monitor, for the sRGB color space, which explains why the tube “white” (Sample-1), at 5050 K, is seen as slightly yellow. We can see that the diffuser (Sample-2) has a small bluish tint and the computed

spectrum reflected by the diffuser (Sample-1 x Sample-2) an overall pink-orange tint.

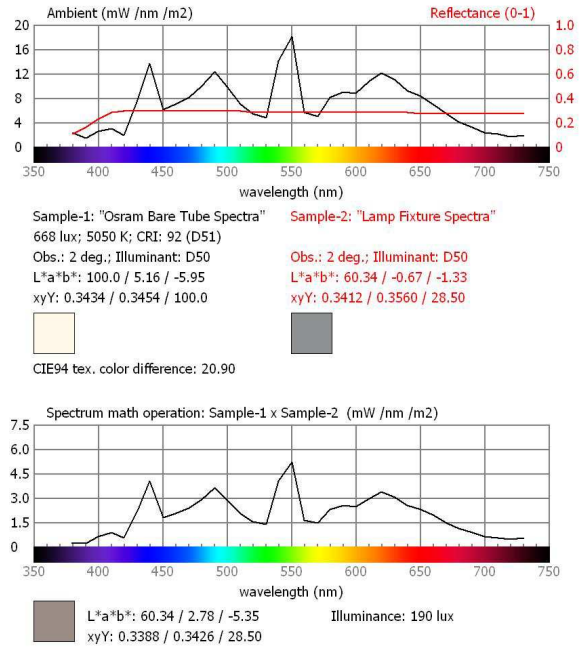


fig.5: Osram bare tubes (Sample -1) and fixture reflectance (Sample-2)

We also see a small increase in the blue portion of the (Sample-1 x Sample-2) spectrum; the first peak at 440 nm is higher than the 550 and 660 peaks whereas in Sample-1, the peaks are of equal height. These measurements simply show that the resulting color is a mix of the bare tube characteristics combined with the reflectance of the light fixture. The Lxaxb* and xyY coordinates shown are computed for D50 and the 2 degrees Observer.

The upper part of Figure 6 shows another measurement of the bare-tube spectrum while the bottom part shows the same spectrum with an “ideal” spectrum, in fact the theoretical D-series spectrum, of the same CCT, 5057 K (rounded to the nearest 100 K. i.e. 5100 K, hence D51), and the same illuminance, 487 lux. You can notice how the phosphor peaks detract from the smoother D51 shown in green. These peaks could likely affect the performance of the illumination system in terms of daylight simulation accuracy.

The black spectrum (Sample-1) in the upper section of figure 7 shows the light output of the Osram tubes combined with the effect of the tubes’ fixture at

a distance of approximately 102 cm, as measured in ambient mode with the Eye-One ambient diffuser.

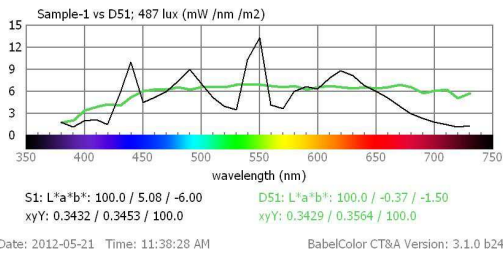
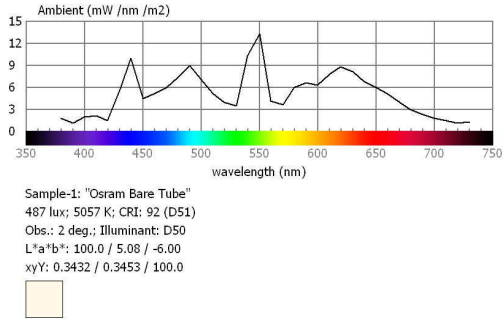


fig. 6: Osram bare tubes (Sample-1) vs theoretical D51 spectrum (in green) of same illuminance

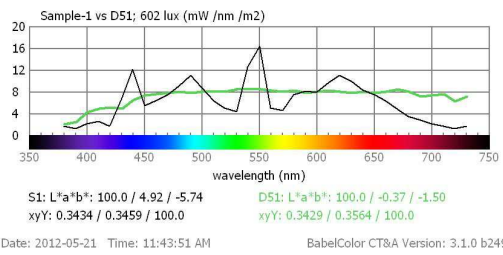
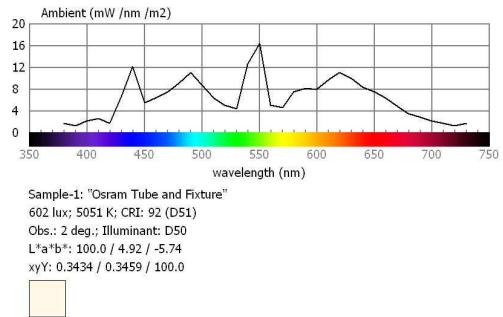


fig. 7: Osram tubes with fixture (Sample-1) vs theoretical D51 spectrum (in green) of same illuminance

These spectrums shapes (not their absolute levels since the measuring distance is different) should be compared with the ones of Figure 2. The CCT is slightly lower, 5051 K compared to 5057 K, due to the fixture's bluish tint. The phosphor peak at 440 nm is slightly higher than the 550 nm and 660 nm peaks, corresponding to what was predicted in the computed (Sample-1 x Sample-2) spectrum of Figure 2. The bottom section of Figure 3 compares Sample-1 with a theoretical ("ideal") spectrum of the same CCT and illuminance.

You should not be too concerned by the dip of the measured spectrum at wavelengths higher than 670 nm; the eye is not very sensitive in this region and the effect of the difference is minimal. [5]

3.2. Dynaphos 5500K lamp

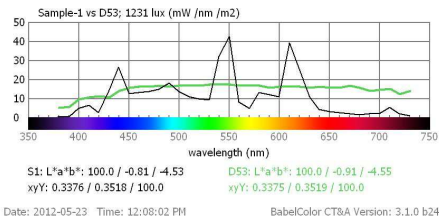
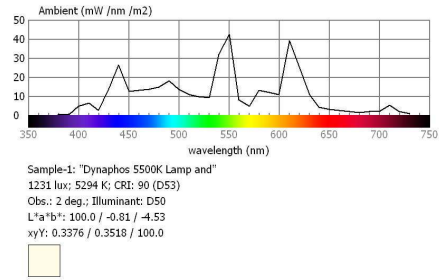


fig.8: Dynaphos 5500 K lamp (S1) vs theoretical D53 spectrum (in green) of same illuminance

The spectrum (S1) in the upper section of Figure 8 shows a measurement of the light output of the Dynaphos lamp in its fixture at a distance of about 1 m, on axis. Figure 4 should be compared with Figure 3.

The measured illuminance is 1231 lux and the CCT is 5294K. The green spectrum in the bottom section of the figure is the spectrum of an ideal D53 Illuminant. The match is close, with the exception of the peaks seen with fluorescent bulbs.

In the figure, D53 was automatically selected as the "ideal" illuminant because it is the closest

rounded illuminant to the 5294K CCT. However, we could also have imposed D50 as the “Reference Illuminant” for comparison purposes.

3.3. Just Normlicht Color Communicator 1 light booth



fig.9 Just Normlicht light

The spectrum in the upper section of Figure 10 shows the light output of the Just Normlicht light booth as measured in the center of the booth vertical viewing plane. We adjusted the illuminance to a value around 2000 lux, corresponding to the “P1-Critical comparison” conditions called for in ISO 3664 (discussed in the next section); we did not verify if the color temperature varied for lower illuminance levels. The measured illuminance is 2115 lux and the CCT is 4854K, significantly warmer than the Dynaphos lamp, but similar to the Osram tubes. This spectrum is reproduced in black in the bottom section of Figure 6 and the green spectrum corresponds to a theoretical D49 illuminant of the same illuminance. We notice two peaks on the tubes spectrum, at 440 and 550 nm, which correspond to the same phosphors in the other tubes, and we see much smaller ones at 480 and 580 nm. There is also a fall-off in the red spectral region starting at 630 nm, but not as dramatic as with the Osram and Dynaphos tubes.

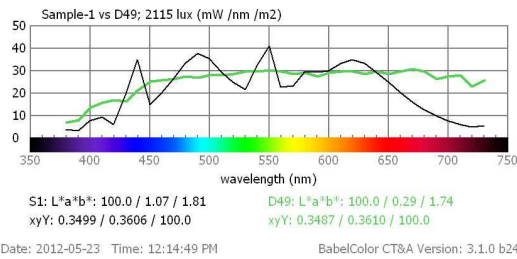
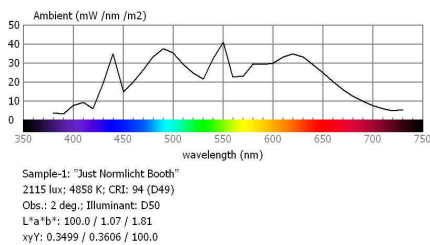


fig.10 Just Normlicht Color Communicator 1 light booth spectrum (Sample-1) vs theoretical D49 spectrum (in green) of same illuminance

4. ISO 3664 MEASUREMENTS

The ISO 3664 standard —Viewing conditions - Graphic Technology and Photography — is mostly a collection of other standards and accepted procedures to which it makes reference, and from which it selects particular conditions in regards to its specific target audience. The parameters defined in the standard were measured for the Osram fluorescent fixtures and Just Normlicht light box. We did not measure the uniformity of the Dynaphos lamp since this is a pointless exercise for a point light! However, we did measure the other characteristics of this lamp. [3].

4.1. Osram fluorescent lamps

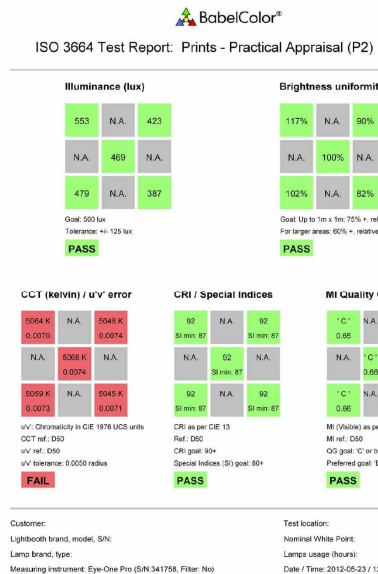


fig.11 Osram bare tubes ISO 3664 test results (P2 viewing conditions). Tube-to-table distance: 74 cm.

Figure 11 shows the measured characteristics of the bare Osram tubes relative to the P2 viewing condition; a black cardboard was inserted between the tubes and the fixture in order to measure the output from the tubes only. The tube-to-table distance was 74 cm and the zone that met the 75% uniformity criteria, corresponding to the Brightness uniformity data, was measured to be about 74 cm x 52 cm. As shown in Figure 7, because the measuring zone was defined to meet the uniformity test, this test has a PASS rating.

The Brightness, the Meas. Temp. (CCT), the Chromaticity, the CRI with individual Special indices, and the MI/Quality Grade, corresponding to the central position, as selected in the Brightness uniformity group, are also shown. This information is available for the five positions shown in the Brightness uniformity group.

The chromaticity test, measured in u^*v^* coordinates, has failed. This is another way of indicating that the CCT is slightly high; however, all other results for this position have a PASS rating.

The eight Special indices from which the CRI is determined are shown; to meet the requirement, they should all be equal or superior to 80. In addition, the CRI, which is the average of these eight values, should also be higher than 90%. This goal is met.

The “C” Quality Grade is adequate without being great. The MI value, as well as the individual differences for the five metameric pairs, was obtained from an exported measurement report, using the “Export to file...” button. In this case, the MI value for the center position is 0,93, near the bottom limit of the C grade zone defined in Table 2 (Grade “C” is valid up to an MI of 1).

Figure 12 shows the measured characteristics of the Osram tubes mounted in their fixture relative to the P2 viewing condition. The tube-to-table distance was 102 cm and the zone that met the 75% uniformity criteria, corresponding to the Brightness uniformity data, was measured to be about 74 cm x 64 cm. The figure shows the results corresponding to the central position.

By comparing the data of Figure 7 and 8, and the exported report data of each test, we see a few effects of the diffuser:

a. The diffuser increases the color temperature by 110 K. In fact, with the fixture, we measure a CCT of 5176K over the zone which covers our 75%

brightness uniformity criteria, with the maximum roughly in the zone center. This indicates that our fixture is not a perfectly uniform diffuser.

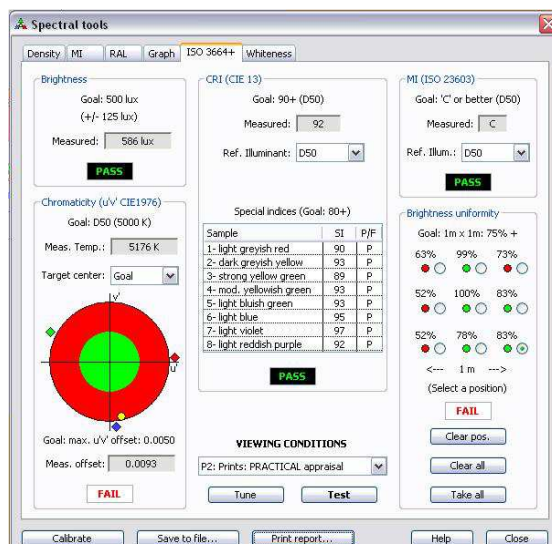


fig.12 Osram tubes with fixture ISO 3664 test results (P2 viewing conditions). Tube-to-table distance: 102 cm.

b. The chromaticity offset is increased. This goes in pair with the increased CCT due to the bluish tint of the fixture diffuser.

c. The CRI and MI are essentially the same.

4.2. Just Normlicht Color Communicator 1 light booth

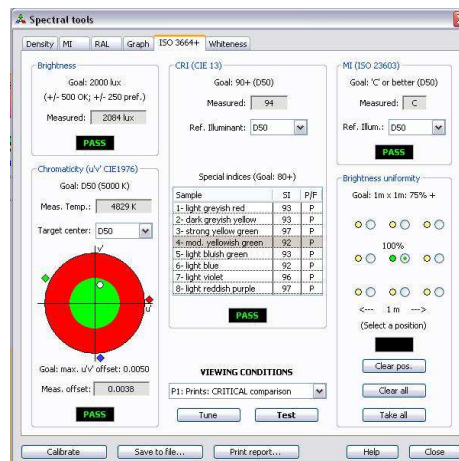


fig.13: Just Normlicht light booth ISO 3664 test results (P1 viewing conditions)

Figure 13 shows the measured characteristics of the Just Normlicht light booth set for the P1 viewing condition. Because of its particular illumination geometry, a horizontal top light illuminating a vertical viewing plane, it is impossible to achieve the degree of uniformity required by ISO 3664 and we only took our measurements in the center of the viewing surface for this viewing condition.

The CRI and Quality Grade are on the limit but still good; the MI from the exported report, is 0,93, very similar to the values obtained with the Osram tubes. The 4829 K color temperature (and chromaticity) is on the cool side (more orange).

4.3. Dynaphos lamp

Figure 14 shows the measured characteristics of the Dynaphos lamp set for the P1 viewing condition. We adjusted the distance at which the measurement was taken, about 56 cm, to match the P1 brightness requirement. Because this is a single lamp bulb, it is impossible to achieve the degree of uniformity required by ISO 3664 and we only measured the brightness in the beam center; the fall-off is quite rapid as soon as you go off-center.

The results are not remarkable, with a CRI of 91 and a “E” Quality Grade, which failed to even meet the goal of at least C. The individual color differences (CIELAB, 10 deg. Observer) for the five CIE S 012 metamers are:

CIELAB and MI data for each position:

Position: Center
 Metamer # CIELAB
 metamer-1 0.71
 metamer-2 4.28
 metamer-3 2.63
 metamer-4 2.43
 metamer-5 1.56

Average (MI): 2.32

Note:

Munsell equivalent values are approximate and correspond to patches viewed under Illuminant C.

5. CONCLUSION

You should not expect a “This is the best light source you should buy!” type of conclusion here. As the title indicates, this is a “How to...” paper and not a product review.

However, looking strictly in terms of simulating D50, the Just Normlicht viewing booth is certainly the most accurate lamp we have tested. But an illumination setup is more than just matching a light source; how about having a large uniform illumination zone at a prescribed illuminance level?

This is much more difficult to achieve with Dynaphos spot lamps than with fluorescent tubes.

As we have seen, the Osram tubes have similar performance in terms of daylight simulation. In any case, while these tubes strive to give you an “ideal” D50, they exhibit slightly different color temperatures, a difference which is compounded, again, by the respective fixtures we had available. Is it better to select a slightly cooler or hotter color temperature? This is a matter of personal taste, compatibility with your supplier or customer, and cost.

The facts that, in all fluorescent lights, individual phosphors are combined to achieve a given spectrum, and that these phosphors are characterized by individual peaks, can only lead to different metameric properties for these tubes. When we compared printed images with both setups, the visual assessments did differ; some colors better matched the colors seen on our monitor under one illumination system than the other.

You can save money by buying individual fluorescent tubes, but we saw that a fixture can affect the light characteristics. For instance, if the light from the bare tube and the reflected light from the fixture are

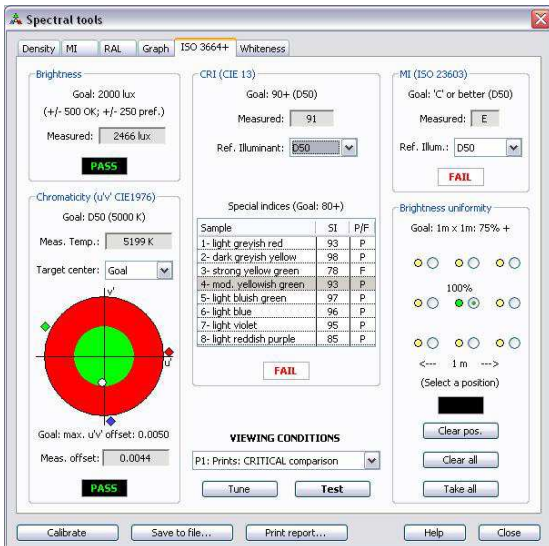


fig.14 Dynaphos 5500 K lamp ISO 3664 test results (P1 viewing conditions)

spectrally different, it is likely that the color temperature of the light in the viewing plane will be non-uniform, unless the fixture incorporates a diffuser which thoroughly mixes the two spectrums (or that the fixture is far away). Knowing how to measure the effect of a fixture is a step in the right direction.

If money is no object, buying a complete light booth from a single supplier is another solution. There again, there are differences between manufacturers, and differences between models from a given manufacturer. You can see endless debates in web forums on the respective advantage of products from one company relative to another company's products. If you look at each manufacturer's specification, they all meet the same generic requirements of CIE 13 and CIE 51/CIE S 012. We have seen that the difference is in the details, and these details can explain many of the subjective comments that can be read. Meeting a standard only means that a product is within a defined performance range, but there is no formal statement that images will look exactly the same when viewed under illumination systems of different manufacturers, even though this may be thought so by the unaware user.

Assessing a system performance on CRI alone is useless. Combining the CRI with the chromaticity, the color temperature and, particularly, the Quality Grade, as determined with CIE S 012 (or CIE 51), is a much better procedure. These parameters are the basis of ISO 3664; while meeting this standard's

minimal requirements is sufficient for most professional tasks, understanding how they interact and seeking optimum values will help you improve the reproducibility and quality of your work.

References

1. **J. B. Cohen and W. E. Kappauf**, Color mixture and fundamental metamers: theory, algebra, geometry, application, *Am. J. Psychol.*, 98(2), 171-259, 1985.
2. **C. Connolly and T. Fliess**, A study of efficiency and accuracy in the transformation from RGB to CIELAB color space, *IEEE Trans. Image Proc.*, 6(7), 1046-1048, 1997.
3. International Color Consortium, Specification ICC.1:2001-04 File Format for Color Profiles, 2001, available online at www.color.org/.
4. **S. Daly, X. Feng, and J. Speigle**, A few practical applications that require some of the advanced features of current visual models, in B. E. Rogowitz and T. N. Pappas, Eds., *Proc. SPIE: Human Vision and Electronic Imaging VII*, 4662, January 2002, 70-83.
5. www.babelcolor.org
6. **M. D. Fairchild**, Considering the surround in device independent color imaging, *Color Res. Appl.*, 20(6), 352-363, 1995.
7. **M. D. Fairchild**, *Color Appearance Models*, Addison-Wesley, Reading, MA, 1998.
8. **M. D. Fairchild**, A revision of CIECAM97s for practical applications, *Color Res. Appl.*, 26(6), 418-427, 2001.
9. **M. D. Fairchild and D. Wyble**, Colorimetric characterization of the Apple studio display (flat panel LCD), Munsell Color Science Laboratory Technical Report, July 1998.

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА УЛТРАЗВУКОВИ МИКРО-ГЕНЕРАТОРИ НА ЕНЕРГИЯ

Райчо ЙОСИФОВ¹ Тодор ТОДОРОВ² Цветан КАЧАМАЧКОВ³

¹катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България
e-mail: rjj@abv.bg

²катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България
e-mail: tst@tu-sofia.bg

³Машинно-технологичен факултет, Технически университет - София, България
e-mail: tst@tu-sofia.bg

Резюме: В статията се разглеждат тенденциите при използване на ултразвукови пиезоелектрични микро електромеханични системи (МЕМС) за генериране на електроенергия. Подобни системи намират приложение предимно в медицината като средство за комуникация и безжичен пренос на електрическа енергия. Описани са предимствата на тази технология пред съществуващите и използвани към момента методи. Предложени са и анализирани базови схеми на ултразвукови микро-генератори на енергия (УМГ).

Ключови думи: ултразвук, микро-генератор на енергия, МЕМС, пиезоелектричество.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Ултразвукът е звук с честота, по-голяма от горната граница на човешкия слух, около 20 килохерца. Някои животни като кучета (до 45 kHz), делфини (до 150 kHz) и прилепи (до 110 kHz) имат по-висока граница от тази на човешкото ухо и могат да чуват ултразвук. Типичните диагностични ултразвукови скенери, използвани в медицината работят в честотния диапазон от 2 до 13 мегахерца. По-мощни ултразвукови източници могат да затоплят локално определени тъкани и това намира приложение във физиотерапията и лечението на рака. Фокусирани ултразвукови източници могат да бъдат използвани за разбиване на камъни в бъбреците или за лекуване на перде на окото [14].

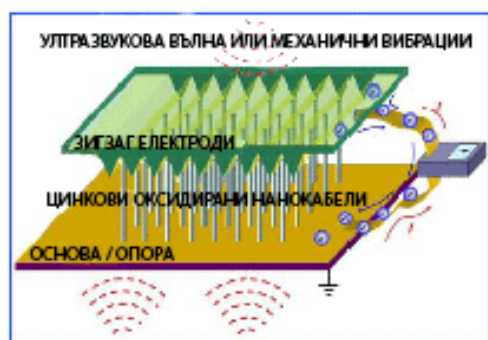
През последните десетилетия пиезоелектричните микро-генератори на енергия представляват сериозен интерес за съвременната наука. Най-голям брой научни изследвания се правят за нискофреkwентни микрогенератори (работна честота около 150 Hz), които улавят заобикалящите ни вибрации и генерират електричество. По-малък, но нарастващ интерес се забелязва при ултразвуковите МЕМС. Основното им приложение е в медицината като начин за безжично зареждане и комуникация с различни устройства имплантирани в човешкото тяло. В миналото са направени множество технологични открития в тази насока,

но остават доста нерешени задачи. Основните ограничения в съвременните технологии са размери, висока консумация на енергия и неефективна комуникация. От друга страна ултразвукът няма доказано вредно влияние върху човешкото тяло и се използва за други цели десетилетия наред. Освен това ултразвукът не пречи на нормалното функциониране на други апарати [15].

В медицината често се налага измерване на различни жизнени показатели като например съдържанието на кръвна захар, кръвното налягане и сърдечната честота на пациенти в дългосрочен план. В много случаи пациентите са "закачени" за няколко машини, за да се наблюдават тези показатели. По-добър подход ще бъде да се събират и организират данните и безжично да се изпращат на система за мониторинг. Въпреки че съществуват различни радиочестотни комуникационни методи, като например Bluetooth и ZigBee, те консумират значително количество енергия. Обикновено Клас 2 Bluetooth устройство консумира 2,5 mW в интервала от десет метра и Class 3 устройство консумира 1 mW в рамките на 1 метър [6]. Тази консумация е подобна за Zigbee устройство. Радиочестотните комуникации също имат недостатъци по отношение на здравето. Те излъчват високо честотна радиация, която може да проникне през кожата и имат неблагоприятни последици за здравето [7]. Тъй като трансферна-

та скорост на данните, необходими за наблюдение на посочените по-горе жизнено показатели е ниска (обикновено няколко Kbps), комуникация чрез ултразвук би могло да бъде алтернативен подход към традиционните радиочестотни методи.

Ултразвуковите микро-генератори на енергия (УМГ) са микро-електромеханични системи (МЕМС), които преобразуват ултразвукови вълни в електрическа енергия. Публикувани са няколко модела на микро и нано ултразвукови генератори на енергия. Зонг Линг Уанг излъчва иновативен ултразвуков нано-генератор състоящ се от масив от пиезоелектрични (ZnO) нановлакна и зиг-загообразен електрод [12]. Иновативният дизайн на този нано-генератор разчита на уникалната връзка между пиезоелектричните и полупроводникови свойства на нановлакната.

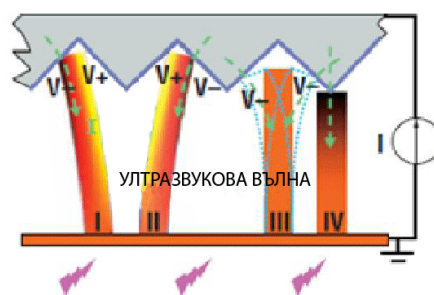


фиг.1 Ултразвуков нано-генератор с масив от пиезоелектрични (ZnO) нановлакна и зиг-загообразен електрод [12]

Асиметричният пиезоелектричен потенциал между върха на нановлакната, както и шотки контактът между електрода и влакната, са в основата на принципа на действие. Когато върху електрода се приложи външно усилие (ултразвукова вълна), той се движи и съответно предава движението си на нановлакната. Това води до извиване и пораждање на вътрешно напрежение във влакната. При контакт между електрода и влакната се генерира електричен заряд (фиг.1) [13].

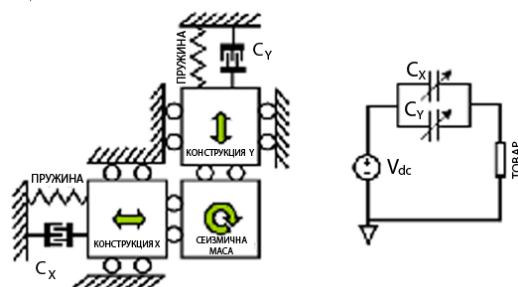
Предимството тук е, че електрическа енергия се генерира независимо от посоката на движение. Максималната мощност на този генератор достига $10 \mu W / cm^2$ и авторите смятат, че оп-

тимизиране на 3D конфигурацията може да я повиши [13].



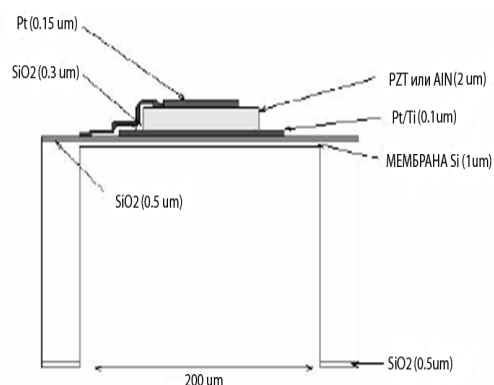
фиг.2 Схематична илюстрация на контакта между нановлакната и електрода [13]

Йонг Зу и колектив представят ултразвуков МЕМС микро-генератор на енергия с две степени на свобода. Устройството може да улавя вибрации в произволни посоки и е с широк честотен диапазон на работа [10]. Освен това се разглежда и възможността за безжично захранване на импланти в човешкото тяло. Фигура 3.а) показва принципната схема на действие. Елементите X и Y и сеизмичната маса са свързани помежду си чрез еластични връзки. Сеизмичната маса се движи за да абсорбира външните вибрации във всяка посока. Електростатични променливи гребеновидни кондензатори, биват задвижвани по оси X и Y, при което се генерира електрическа енергия. Фигура 3.б) показва еквивалентната електрическа схема на микрогенератора. Експериментално е постигната $0.1 nW$ генерирана мощност.



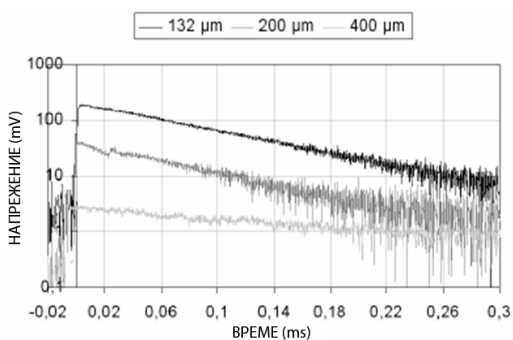
фиг.3 Ултразвуков МЕМС генератор на енергия с две степени на свобода [10]

Бруно Кавалиер и колектив докладват изработката на PZT/Si пиезоелектричен ултразвуков микро-преобразувател.



фиг.4 PZT/Si пиезоелектричен ултразвуков микро-преобразувател на енергия[5]

Първоначалната им идея е да се използва за ултразвуково наблюдение, но осъзнават, че устройството им е подходящо и за преобразуване на механична в електрическа енергия. Устройството им може да се види схематично на фиг. 4 [5]. Изработени са и са тествани няколко модела с различни размери на мембраната. Фиг. 5 е графика на получените резултати. Товарът е 1 MΩ.



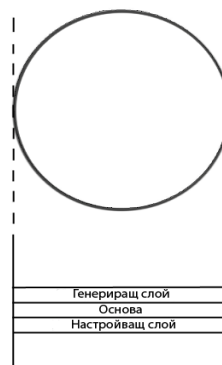
фиг.5 Експериментални резултати от изследване на PZT/Si пиезоелектричен ултразвуков микрогенератор на енергия [5]

2. ИЗПОЛЗВАНИ СХЕМИ И ТЕХНИКИ ПРИ УМГ

2.1. Двуслоен (биморфен) настройващ се ултразвуков микрогенератор на енергия тип диафрагма.

Основното условие за получаване на максимална мощност при пиезоелектричните генератори на енергия е резонансната честота на системата да бъде максимално близка до тази на постъпващите вибрации. Тъй като е трудно да се

предвиди честотата на вибрациите и тя варира според множество други фактори, се налага създаването на генератори с настройваща се резонансна честота.



фиг.6 Базова схема на двуслоен(биморфен) настройващ се ултразвуков микрогенератор на енергия тип диафрагма

Съществуват много начини за настройване един, от които е наслагване на два слоя пиезоелектричен материал, като единия се използва за генериране на енергия, а другия за настройване – промяна собствената честота на системата възможно най-близка до тази на външните вибрации [8]. От друга страна диафрагмените структури имат сериозен потенциал да бъдат използвани за ултразвукови преобразуватели [11]. На фиг. 6 е показана базова схема на двуслоен (биморфен) настройващ се ултразвуков микрогенератор на енергия тип диафрагма.

Дейвид Чарнеги [2] показва подобен модел за настройване на нискочестотен двуслоен микрогенератор тип конзолна греда със съсредоточена маса на свободния край. Разглежда два варианта – само единият или и двата пиезоелектрични слоя се използват за настройка. По-добър резултат дава вторият вариант, което го прави предпочитан (фиг. 7).



фиг.7 Настройваща се система използваща двата пиезоелектрични слоя за настройка

Коефициентът на еластичност на пиезоелектричния слой е обратнопропорционален на капацитета на паралелната верига на системата. Респективно това позволява настройване на резонансната честота на системата чрез промяна капацитета на паралелната верига.

За да се увеличи реалната производителност на системата е нужно параметрите в паралелната верига да се променят в реално време, така че да настройват собствената честота на системата според честотата на външните вибрации. Един от начините да се направи това е използвайки параметрите от изходната мощност на системата [1]. Налага се определянето на т. нар. функция на производителността. Доста изследвания са правени в тази насока [1], изучавани са няколко различни подхода, но без задоволителен краен резултат. По-просто решение би могло да бъде определянето на предварително зададени коефициенти на зависимост на база практически опити.

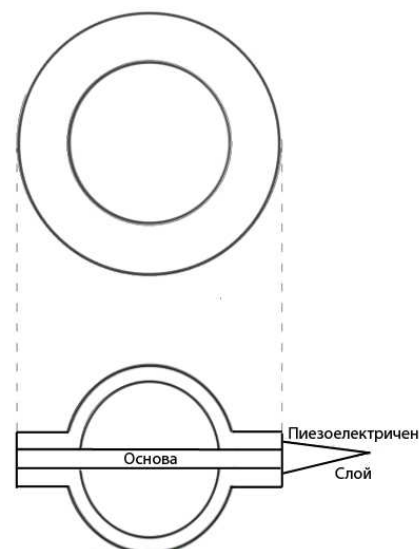
2.2. Двуслоен (биморфен) ултразвуков микрогенератор на енергия тип купол

Важно предимство за ултразвуковите микрогенератори на енергия е улавянето на вибрации (ултразвукови вълни) в произволни посоки (под различен ъгъл). Подобно на Уанг [9] е възможно да се моделира УМГ, който да генерира енергия от ултразвукови вълни, приложени в произволна посока както е показано на фиг. 8. Използват се два пиезоелектрични слоя тип купол като куполите на двата слоя са в противоположна посока.

Подобен вид структури (куполовидни) се характеризират с по-добро електромеханично взаимодействие [4]. Предвид триизмерното естество на тази конфигурация се очаква усвояване на широк спектър произволно насочени ултразвукови вълни. Основен недостатък при този вид пиезоелектрични преобразуватели е сравнително високият коефициент на еластичност [3], което ги прави по-подходящи за източници на звук.

Двойната куполовидна структура при втората предложена схема предполага, че системата ще улавя вълни от всички посоки. Това е важно предимство, защото не винаги е възможно да се предвиди положението на системата. За съжаление при тази конфигурация се появява сериозен недостатък, а именно високият коефициент на еластичност, което не е желателно за такива уст-

ройства. Освен това ефективността при усвояване на вълни по третото направление се очаква да бъде твърде ниска.



фиг.8 Двуслоен(биморфен) ултразвуков микрогенератор на енергия тип купол

Предвид гореописаните предимства и недостатъци на предложените базови схеми, смятаме че двуслойният (биморфен) настройващ се ултразвуков микрогенератор на енергия тип диафрагма би бил по-удачен вариант за бъдещо изследване и моделиране.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Ултразвуковите пиезоелектрични МЕМС се доказват като перспективна технология за диагностика и лечение в съвременната медицина. Доказателство за това е нарастващият интерес в научните среди, както и мащабните проучвания на множество научни организации, финансирани от Европейската комисия [15]. Предимствата на тази технология са ефективната комуникация, ниската консумация на енергия и възможността за безжично зареждане на имплантирани в човешкото тяло устройства.

Благодарности

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

Литература

1. **Fleming A. J., Moheimani S. O. R.**, Adaptive piezoelectric shunt damping. *Smart Mater. Struct.* Vol. 12 2003, pp. 36–48.
2. **Charnegie D.** Frequency tuning concepts for piezoelectric cantilever beams and plates for energy harvesting, MSc Dissertation School of Engineering, University of Pittsburgh, Pittsburgh, PA, 2007.
3. **Han C, Kim E. S.**, Simulation of Piezoelectric Dome-Shaped Diaphragm Acoustic Transducers, *Journal of semiconductor technology and science*, 2005.Vo 1.5, No.1.,pp. 17-23
4. **Peng J., Chao C., Tang H.**, Piezoelectric micromachined ultrasonic transducer based on dome-shaped piezoelectric single layer, 2010, Vol. 16, Issue 10, pp.1771-1775.
5. **Dogheche K., Cavalier B., Delobelle P., Hirsinger L., Ballandras S., Cattani E., Rèmeiens D., Marzencki M., Charlot B., Basroux S.**, Piezoelectric Micromachined Ultrasonic Transducer (pMUT) for Energy harvesting, *Ultrasonics Symposium*, 18-21 Sept., Rotterdam : Pays-Bas (2005).
6. **Liscano, Ramiro.** Introduction to Bluetooth Networking. 2011. p. 8.
7. **OSHA.** Radiofrequency and Microwave Radiation. . 2009. p. 2.
8. **Kazmierski T. J. Beeby S.**, *Energy Harvesting System.*, Springer, , 2011, p.52.
9. **Wang1 X., Gao1 Y., Wei1 Y., Wang1 Z. L.** ,Output of an Ultrasonic Wave-Driven Nanogenerator in a Confined Tube. *Nano Research. OnPage* Volume 2, Number 3, pp.177-182. 2009.
10. **Zhu Y., Moheimani S. O. R., Yuce M. R.**, A 2-DOF Wideband Electrostatic Transducer for Energy Harvesting and Implantable Applications. *Sensors*, 2009 IEEE, pp. 1542 – 1545.
11. **Z. Shen, M. Olfatnia, J. Miao, and Z. Wang**, Displacement and resonance behaviors of a piezoelectric diaphragm driven by a double-sided spiral electrode, *Smart materials and structures*, 21, 2012, 055001.
12. **Zhong Lin Wang**, Top emerging technologies for self-powered nanosystems, nanogenerators and nanopiezotronics. *Nanoelectronics Conference (INEC)*, 2010 3rd International. 2010. Volume-One, Page: 63.
13. **Zhong L. W., Wang X., Song J., Liu J., Gao Y.**, Piezoelectric Nanogenerators for Self-Powered Nanodevices. *pervasive computing*, Vol. 7, No. 1, 2008. pp. 49-55.
14. <http://bg.wikipedia.org/wiki/Ултразвук> . Посетен на 31.10.12 г.
15. <http://www.ultrasponder.org/> . Посетен на 18.09.2012г.

COMPARATIVE ANALYSIS OF ULTRASONIC MICRO ENERGY GENERATORS

Raycho YOSIFOV¹ Todor TODOROV² Tsvetan KACHAMACHKOV³

¹Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: rjj@abv.bg

² Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: tst@tu-sofia.bg

³Faculty of Industrial Technology, Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: tst@tu-sofia.bg

Abstract: This paper examines trends in the use of ultrasonic piezoelectric MEMS for energy harvesting. Similar systems are used primarily in medicine as a tool for communication and wireless transmission of electricity. The advantages of this technology over the existing and currently used methods are described. In this paper there is a proposed and analyzed basic schemes of ultrasonic micro energy harvesters.

Keywords: ultrasound, micro energy harvester, MEMS, piezoelectricity

ЕДИН ПОДХОД ЗА ПРИЛОЖЕНИЕ НА ФУНКЦИОНАЛНО-СТОЙНОСТЕН АНАЛИЗ (ФСА) ПРИ ОПТИМИЗИРАНЕ НА ЛОГИСТИЧНИТЕ ДОСТАВКИ

Димитър ТУДЖАРОВ

катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София,
България
e-mail: dtudjarov@tu-sofia.bg

Резюме: В работата се предлага подход за приложение на средствата на Функционално-Стойностния Анализ (ФСА) при оптимизиране на логистичните доставки, с което се разширява областта на анализа и оптимизирането при управлението на същите, като се добавят качествени характеристики при оценката на различните възможни варианти. Основна информация за същността на ФСА е дадена и е представено примерно приложение на подхода. Предлага се разработване на модул за ФСА с възможности за интегриране в автоматизирана складова система.

Ключови думи: инженерна логистика, функционално-стойностен анализ, управление на доставките, оптимизация

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Логистиката е съвременен пазарен механизъм за постигане на конкурентноспособност. Важна роля в този механизъм има начинът на планиране и управление на логистичните доставки. Начинът на доставките определя процесите на складиране и запасите.

В [2] са разгледани предпоставките за превръщане на България в регионален логистичен център в глобалната логистична система. Анализирани са предпоставките за изграждане на логистични обекти (складове, логистични центрове и др.) и подходящото им разполагане в България. Идеята за превръщане на България в логистичен център отново подчертава актуалността и важността на оптимизациите в областта на логистичните доставки.

В складовите системи се обръща основно внимание на минимизирането на разходите, като възможностите за предврителен качествен контрол и управление на доставките се считат за по-трудни за формализиране и от там за по-трудни за автоматизиран анализ и оптимизация. В [3] е разгледано управлението на качеството в логистичните системи и е представен подход за формализирането му и определяне на необходимото ниво на качество на логистичната техника. В [4] е предложена локализация на дистрибутивен склад за черни метали в региона Централна северна България, като разполагането тук е свързано с минималните транспортни разходи. С предложението в работата

подход се цели разширяване на областта на анализа и оптимизирането посредством добавяне на качествени характеристики на доставките чрез използване на средствата на Функционално-Стойностен Анализ (ФСА).

Основната цел на настоящата работа е да предложи подход и да структурира информацията за разработване на системен модул за ФСА с възможности за интегриране (вграждане) в автоматизирана складова система, което да води до осигуряване на качествени детайли, материали и др. при възможно минимални разходи.

2. ФУНКЦИОНАЛНО-СТОЙНОСТЕН АНАЛИЗ

Това е метод на системно изследване качеството на функциите на обекта (продукт, обект, структура), насочен към минимизиране на разходите в етапите на проектиране, производство и експлоатация на обекта при запазване и дори повишаване на неговото качество и полезност.

Причините за появата на ФСА са свързани със ситуацията в американската икономика след Втората Световна Война, а именно: включването на огромни производствени мощности (много от които до тогава са заети във военното производство) и вливането на допълнителна работна сила (освободените от армията), което води до огромно нарастване на производството, трудности в продажбите, намаляване на цените и

спад в печалбата на корпорациите. Усилено се търсят начини за снижаване на производствените разходи като възможност да се оцелее в конкурентната борба. Създател на ФСА е служител в пласментно снабдителския отдел на General Electric - Лауренс Майлс [7], който стига до извода, че много от продуктите съдържат и разходи, които не са свързани с удовлетворяване на определена потребителска потребност, което от своя страна означава, че същите могат да бъдат усъвършенствани по съставни елементи и това да се отрази благоприятно на разходите за производството им.

Успехът на ФСА (освен това наименованието в литературата се ползват и инженерно-стойностен и стойностен анализ [6]) е голям и той се разпространява и в други корпорации. НАСА първоначално го препоръчва на доставчиците си, а след това го налага като задължително условие за всеки от тях. Впоследствие този метод се разпространява в Япония, Германия, Англия и други страни. Методът се прилага в българското машиностроене още през 70 години.

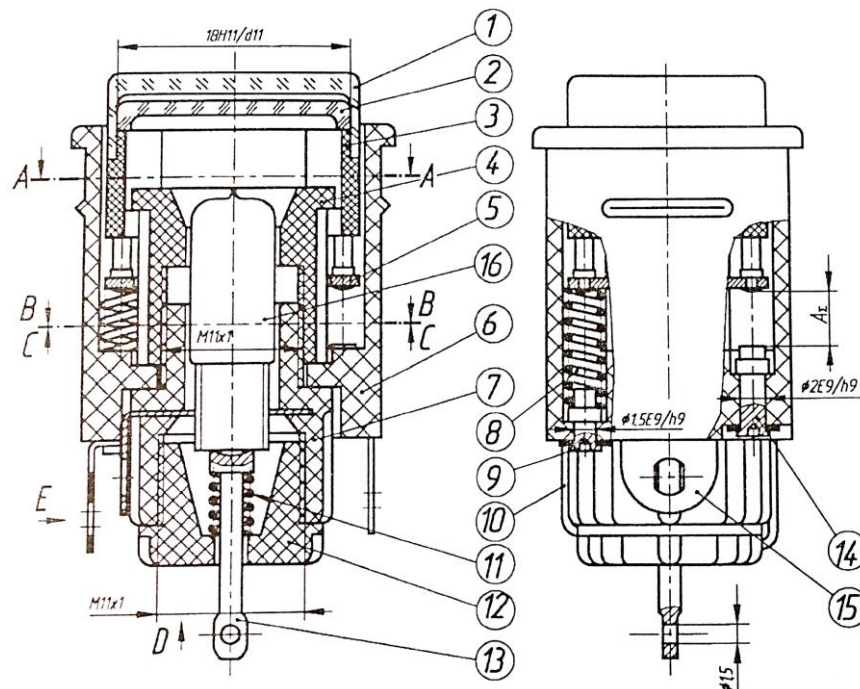
В същността на ФСА стоят следните основни начала:

- продуктите се разглеждат не като конструкции, които включват определен брой съставни части, а като набор от функции (същността на продуктите се проявява чрез изпълняваните от тях функции), които се ранжират по важност и за които се изчислява съответната относителна значимост [1];

- прави се оценка на разходите за производство на определени елементи от конструкцията, които обезпечават изпълняваните от продукта функции, като разходите по елементи се разпределят в разходи за функции по специална методика [1] и се изчисляват относителни разходи по функции, които се съпоставят със съответната относителна значимост на функциите.

3. ПОДХОД ЗА ФСА ПРИЛОЖЕНИЕ В ЛОГИСТИЧНИТЕ ДОСТАВКИ - ПРИМЕР

Предложеният подход е приложен към пример – сглобена единица (бутон) [1] показан на фиг.1. В таблица 1. са показани възможните варианти на доставка на елементите.



фиг.1 Примерна сглобена единица – бутон [1]

табл.1 Възможни варианти с доставни цени

ДЕТАЙЛИ - ДОСТАВНИ ЦЕНИ *										
Детайли			Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6	Вариант 7	Вариант 8
№	Наименование	Брой	Цена ле	Цена ле	Цена ле	Цена ле	Цена ле	Цена ле	Цена ле	Цена ле
1	Капак	1	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
2	Светофлър	1	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
3	Носач	1	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
4	Гайка	1	0.40	0.40	0.40	0.40	0.50	0.50	0.50	0.50
5	Контакт подвижен	1	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
6	Корпус	1	0.60	0.60	0.70	0.70	0.60	0.60	0.70	0.70
7	Патрон	1	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55
8	Пружина	2	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
9	Контакт	2	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
10	Пластина контактна	4	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
11	Пружина	1	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
12	Капсула	1	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
13	Контакт	1	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
14	Контакт	2	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
15	Пластина контактна	1	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
16	Лампа	1	0.70	0.80	0.70	0.80	0.70	0.80	0.70	0.80
СУМА			4.94	5.04	5.04	5.14	5.04	5.14	5.14	5.24

* Пример: варианти при възможни доставки на 3 детайла по 2 различни цени

Относителната значимост (α_i) на определените по методиката в [1] функции на изделието (в случая 8 на брой) се пресмята след определянето на техния ранг – номер по ред, съответстващ на тяхната значимост, по следната формула (виж таблица 2.):

$$\alpha_i = \frac{100}{(1+2+3+\dots+p)}(p-r+1), \% \quad (1)$$

където p е общия брой на функциите, а r - съответно ранга на i -тата функция.

В таблица 3 е показано разпределението на участието на детайлите във функциите на изделието. Всеки детайл участва в реализирането на функции, като например детайл №1 участва в 1-ва функция с 0.4, в 3-та и 7-ма с 0.3 ($0.4+0.3+0.3=1$). По подобен субективен начин, експертите, извършващи ФСА, определят участието на всеки детайл във функциите на изследвания продукт.

табл.2 Функции на изделието, ранжиране, относителна значимост

РАНЖИРАНЕ НА ФУНКЦИИ			
Функции		Ранг	Относ. значимост %
№	Наименование		
1	Преместване	1	22.22
2	Провеждане на ел. енергия	2	19.44
3	Провеждане на светлинна енергия	5	11.11
4	Ел. изолация	3	16.67
5	Преобразуване на ел. енергия в светлинна	4	13.89
6	Връщане в изходно положение	6	8.33
7	Защита	8	2.78
8	Закрепване	7	5.56

табл.3 Определяне на участието на детайлите във функциите

УЧАСТИЕ НА ДЕТАЙЛИТЕ ВЪВ ФУНКЦИИТЕ									
Детайли/ Функции		Функция 1	Функция 2	Функция 3	Функция 4	Функция 5	Функция 6	Функция 7	Функция 8
1	Капак	1	0.40	0.00	0.30	0.00	0.00	0.30	0.00
2	Светофлър	1	0.20	0.00	0.80	0.00	0.00	0.00	0.00
3	Носач	1	0.40	0.00	0.00	0.40	0.00	0.20	0.00
4	Гайка	1	0.50	0.00	0.00	0.50	0.00	0.00	0.00
5	Контакт подвижен	1	0.50	0.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	Корпус	1	0.10	0.00	0.00	0.30	0.00	0.30	0.10
7	Патрон	1	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
8	Пружина	2	0.00	0.60	0.00	0.00	0.00	0.40	0.00
9	Контакт	2	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	Пластина контактна	4	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
11	Пружина	1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00
12	Капсула	1	0.00	0.00	0.00	0.60	0.00	0.40	0.00
13	Контакт	1	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
14	Контакт	2	0.30	0.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
15	Пластина контактна	1	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
16	Лампа	1	0.00	0.20	0.20	0.00	0.60	0.00	0.00

Абсолютните и относителни разходи по функции се определят като участието на детайла в съответната функция се умножи по неговата доставна цена и полученото се сумира към абсолютната стойност на разходите за реализиране на съответната функция. Относителните разходи (β_i) се определят като разходите за реализиране на избраната функция

се разделят на сумарните разходи за изделието и резултата се умножи по сто за получаване на съответната относителна стойност в проценти.

В таблица 4 са дадени абсолютните и относителни разходи по функции, а в таблица 5 и на фиг.2 са показани относителните значимости и разходи по функции и варианти.

табл.4 Определяне на абсолютните и относителни разходи по функции

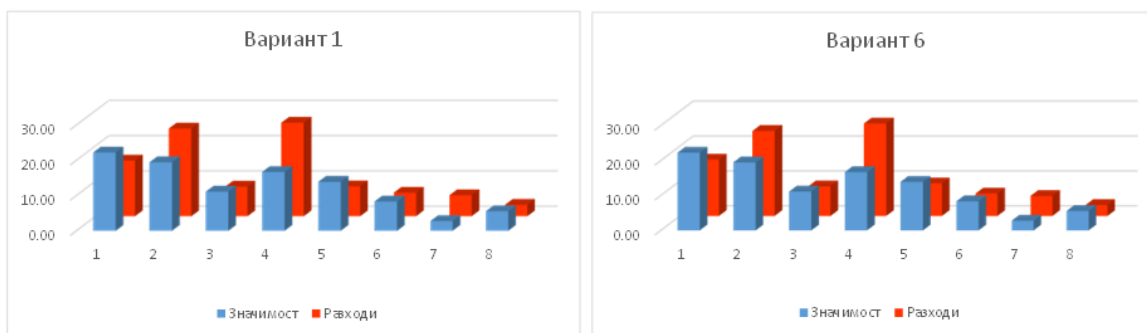
ОТНОСИТЕЛНИ РАЗХОДИ ЗА РЕАЛИЗИРАНЕ НА ФУНКЦИИТЕ										
Функции		Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6	Вариант 7	Вариант 8	
1	Функция 1	лв	0.78	0.78	0.79	0.79	0.83	0.83	0.84	0.84
		%	15.79	15.48	15.67	15.37	16.47	16.15	16.34	16.03
2	Функция 2	лв	1.23	1.25	1.23	1.25	1.23	1.25	1.23	1.25
		%	24.90	24.80	24.40	24.32	24.40	24.32	23.93	23.85
3	Функция 3	лв	0.42	0.44	0.42	0.44	0.42	0.44	0.42	0.44
		%	8.40	8.63	8.23	8.46	8.23	8.46	8.07	8.30
4	Функция 4	лв	1.31	1.31	1.34	1.34	1.36	1.36	1.39	1.39
		%	26.52	25.99	26.59	26.07	26.98	26.46	27.04	26.53
5	Функция 5	лв	0.42	0.48	0.42	0.48	0.42	0.48	0.42	0.48
		%	8.50	9.52	8.33	9.34	8.33	9.34	8.17	9.16
6	Функция 6	лв	0.33	0.33	0.36	0.36	0.33	0.33	0.36	0.36
		%	6.68	6.55	7.14	7.00	6.55	6.42	7.00	6.87
7	Функция 7	лв	0.30	0.30	0.31	0.31	0.30	0.30	0.31	0.31
		%	5.97	5.85	6.05	5.93	5.85	5.74	5.93	5.82
8	Функция 8	лв	0.16	0.16	0.18	0.18	0.16	0.16	0.18	0.18
		%	3.24	3.17	3.57	3.50	3.17	3.11	3.50	3.44
Σ		лв	4.94	5.04	5.04	5.14	5.04	5.14	5.14	5.24
Σ		%	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00

табл.5 Относителни значимости и разходи по функции и варианти
а)

ФУНКЦИИ ОТНОСИТЕЛНА ЗНАЧИМОСТ - ОТНОСИТЕЛНИ РАЗХОДИ									
Функции	Вариант 1		Вариант 2		Вариант 3		Вариант 4		Σ
	значимост	р-ди	значимост	р-ди	значимост	р-ди	значимост	р-ди	
1	Функция 1	22.22	15.79	22.22	15.48	22.22	15.67	22.22	15.37
2	Функция 2	19.44	24.90	19.44	24.80	19.44	24.40	19.44	24.32
3	Функция 3	11.11	8.40	11.11	8.63	11.11	8.23	11.11	8.46
4	Функция 4	16.67	26.52	16.67	25.99	16.67	26.59	16.67	26.07
5	Функция 5	13.89	8.50	13.89	9.52	13.89	8.33	13.89	9.34
6	Функция 6	8.33	6.68	8.33	6.55	8.33	7.14	8.33	7.00
7	Функция 7	2.78	5.97	2.78	5.85	2.78	6.05	2.78	5.93
8	Функция 8	5.56	3.24	5.56	3.17	5.56	3.57	5.56	3.50
Σ		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00

б)

ФУНКЦИИ ОТНОСИТЕЛНА ЗНАЧИМОСТ - ОТНОСИТЕЛНИ РАЗХОДИ									
Функции	Вариант 5		Вариант 6		Вариант 7		Вариант 8		Σ
	значимост	р-ди	значимост	р-ди	значимост	р-ди	значимост	р-ди	
1	Функция 1	22.22	16.47	22.22	16.15	22.22	16.34	22.22	16.03
2	Функция 2	19.44	24.40	19.44	24.32	19.44	23.93	19.44	23.85
3	Функция 3	11.11	8.23	11.11	8.46	11.11	8.07	11.11	8.30
4	Функция 4	16.67	26.98	16.67	26.46	16.67	27.04	16.67	26.53
5	Функция 5	13.89	8.33	13.89	9.34	13.89	8.17	13.89	9.16
6	Функция 6	8.33	6.55	8.33	6.42	8.33	7.00	8.33	6.87
7	Функция 7	2.78	5.85	2.78	5.74	2.78	5.93	2.78	5.82
8	Функция 8	5.56	3.17	5.56	3.11	5.56	3.50	5.56	3.44
Σ		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00



фиг.2 Относителни значимости и разходи по функции за варианти 1 и 6

Почти незабележимите разлики в графичното представяне на резултатите за варианти 1 и 6 на фиг.2, както и между вариантите при използването на разликите между относителните значимости и разходи, изчислени в таблица 6 и показани на фиг.3 водят до идеята да се дефинират други показатели, които да представят дисбаланса между относителните значимости и

разходи по отделните варианти и да улесняват избора на конкретен вариант и вземането на обосновано решение относно доставките.

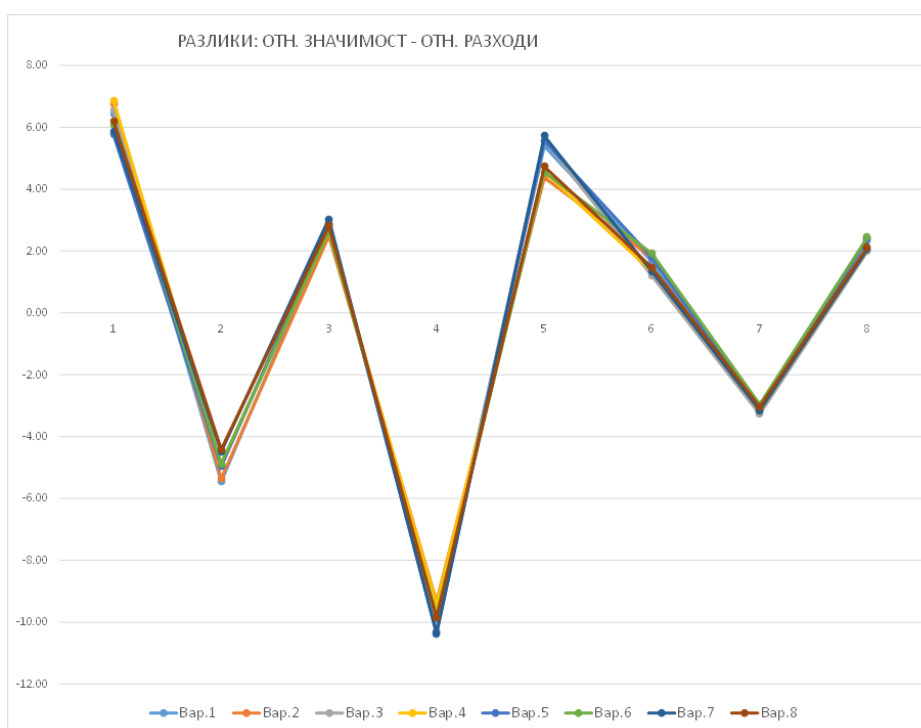
В работата се дефинират следните показатели:

1) дисбаланс на функция i по отношение на относителната ѝ значимост:

$$d^{\alpha}_i = |\alpha_i - \beta_i| \frac{\alpha_i}{100} \quad (2)$$

табл.6 Разлики между относителните значимости и разходи по функции и варианти

РАЗЛИКА ОТНОСИТЕЛНА ЗНАЧИМОСТ - ОТНОСИТЕЛНИ РАЗХОДИ									
Функция	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6	Вариант 7	Вариант 8	
1	Функция 1	6.43	6.75	6.55	6.85	5.75	6.07	5.88	6.19
2	Функция 2	-5.45	-5.36	-4.96	-4.87	-4.96	-4.87	-4.49	-4.41
3	Функция 3	2.71	2.48	2.88	2.65	2.88	2.65	3.04	2.81
4	Функция 4	-9.85	-9.33	-9.92	-9.40	-10.32	-9.79	-10.38	-9.86
5	Функция 5	5.39	4.37	5.56	4.55	5.56	4.55	5.72	4.73
6	Функция 6	1.65	1.79	1.19	1.33	1.79	1.91	1.33	1.46
7	Функция 7	-3.19	-3.08	-3.27	-3.16	-3.08	-2.96	-3.16	-3.04
8	Функция 8	2.32	2.38	1.98	2.05	2.38	2.44	2.05	2.12



фиг.3 Разлики между относителните значимости и разходи по функции и варианти

2) дисбаланс на функция i по отношение на относителните ѝ разходи:

$$d^{\beta}_i = |\alpha_i - \beta_i| \frac{\beta_i}{100} \quad (3)$$

3) комплексен дисбаланс на функция i :

$$d^{\alpha\beta}_i = |\alpha_i - \beta_i| \frac{\alpha_i + \beta_i}{200} \quad (4)$$

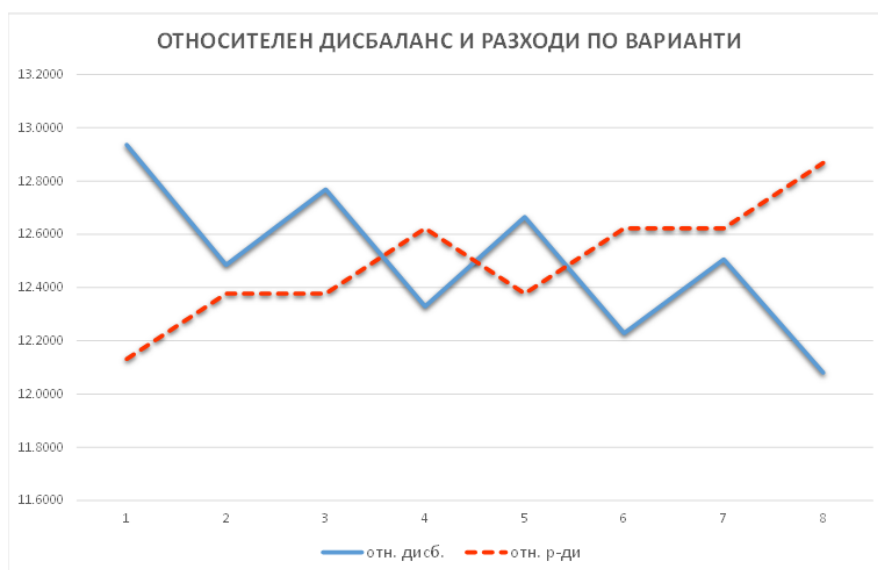
От дисбалансите по функции лесно може да се изчислят подобни сборни показатели по варианти.

В таблица 7 са пресметнати дисбалансите на функциите по отношение на относителните им значимости и са определени съответно сумарен и относителен дисбаланс по варианти. Относителните дисбаланси и относителните разходи по варианти са представени на фиг.4. От

фигурата се вижда, че така предложените показатели дават по-ясна представа за отношенията значимост-разходи по отделните варианти (сравни фиг.4 с фиг.2 и 3). Освен това те позволяват в известен смисъл да се сменя „гледната точка“ – т.е. приоритет да се дава на относителните значимости, разходи или усреднено на значимостите и разходите.

табл.7 Дисбаланс на функциите и вариантите (по отношение на относителните значимости) и относителни разходи по варианти

ДИСБАЛАНС	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	Вар. 5	Вар. 6	Вар. 7	Вар. 8
Функция 1	1.4295	1.4991	1.4550	1.5228	1.2787	1.3499	1.3066	1.3759
Функция 2	1.0606	1.0417	0.9645	0.9478	0.9645	0.9478	0.8722	0.8576
Функция 3	0.3011	0.2756	0.3197	0.2942	0.3197	0.2942	0.3375	0.3122
Функция 4	1.6419	1.5542	1.6534	1.5672	1.7196	1.6321	1.7294	1.6433
Функция 5	0.7482	0.6063	0.7716	0.6320	0.7716	0.6320	0.7941	0.6567
Функция 6	0.1378	0.1488	0.0992	0.1108	0.1488	0.1594	0.1108	0.1219
Функция 7	0.0887	0.0854	0.0909	0.0877	0.0854	0.0823	0.0877	0.0845
Функция 8	0.1287	0.1323	0.1102	0.1141	0.1323	0.1357	0.1141	0.1178
Σ дисб.	42.80	5.5365	5.3434	5.4646	5.2766	5.4205	5.2334	5.3523
Σ лв.	40.72	4.9400	5.0400	5.0400	5.1400	5.0400	5.1400	5.2400
отн. дисб.		12.9365	12.4853	12.7686	12.3293	12.6656	12.2283	12.5061
отн. лв.		12.1316	12.3772	12.3772	12.6228	12.3772	12.6228	12.8684



фиг.4 Относителен дисбаланс на вариантите (по отношение на относителните значимости) и относителни разходи

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Цел на работата е оптимизацията на логистичните доставки чрез използването на

ФСА, а именно постигането и осигуряването на качествени материали, елементи и съставни сглобени единици при възможно минимални разходи.

ФСА е приложен при различни варианти доставки и възможните начини за предоставяне на информацията от него при вземане на конкретни управленски решения във връзка с доставките са дискутирани.

Дефинирани са показатели за оценка на дисбаланса на функциите и на тяхна основа е определен т.нар. относителен дисбаланс на отделните варианти.

Предложеният в работата подход и дефинираните, във връзка с него, показатели целят реализирането в бъдещ план на модул за ФСА с възможности за интегриране чрез [5,8] в автоматизирана складова система.

Литература

1.Ганева Н., Лепаров М., Станчев Г. Основи на инженерното проектиране, Ръководство за упражнения, Софттрейд, София, 2012, 185 стр.

2.Казакв Н., Парашкевова Л. Един модел за превръщане на България в регионален логистичен център в глобалната икономика. Варна, ВСУ, Международна научна конференция "Глобализацията и устойчивото развитие", 1-3 юли 2002.

3.Николова И., Казаков Н. Управление на качеството в логистичните системи. София, Стандартизация-Европейска интеграция – потребители – 2001, Октомври 2001.

4.Казакв Н., Dimitrov L, Jotova T. Determination of the location of a distributive storage for ferrous metals in makro-logistic subsystem "Central North Bulgaria". Challenges in Higher Education & Research, vol.2, Sofia, Heron Press, 2004, 351-355.

5.<http://www.gs1.org/>. Посетен на 18.01.2013г.

6.<http://www.value-eng.com/>. Посетен на 18.01.2013г.

7.<http://www.valuefoundation.org/>. Посетен на 18.01.2013г.

8.<http://www.w3.org/XML/>. Посетен на 18.01.2013г.

AN APPROACH FOR IMPLEMENTATION OF FUNCTIONAL VALUE ANALYSIS (FVA) IN THE OPTIMIZATION OF THE SUPPLIES

Dimitar TUDJAROV

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: dtudjarov@tu-sofia.bg

Abstract: The work proposes an approach to use the means of the Functional-Value Analysis (FVA) in the optimization of logistic supplies, which expands the analysis and optimization of the management of the same, by adding quality characteristics in the evaluation of different options.

Basic information about the nature of the FVA is given and an example application of the approach is presented.

Based on the work it is proposed the development of a FVA module capable of integration in an automated warehousing system.

Keywords: logistics engineering, functional cost analysis, supply management, optimization

СЪЩНОСТ И ВИДОВЕ СИМЕТРИИ В АСПЕКТА НА ОБЩА ТЕОРИЯ НА СИСТЕМИТЕ И ПРИЛОЖЕНИЕТО ИМ В ИНЖЕНЕРНИЯ ДИЗАЙН

Боряна ГЕОРГИЕВА

катедра „Инженерен дизайн”, Технически университет – София, България

e-mail: b_georgieva@tu-sofia.bg

Резюме: Статията разглежда същността на обща теория на системите (ОТС), ролята ѝ в съвременната наука. Разбирането за симетрия в класически аспект и от гледна точка на ОТС. Видовете симетрии, техните особености и възможностите за приложението им в различни направления на дизайна – промишлен, моден, интериорен и др. Изяснява се и природата на съпътстващите понятия – асиметрия и дисиметрия, както и техните приложения.

Ключови думи: симетрия, асиметрия, дисиметрия, обща теория на системите, дизайн

1. ВЪЗНИКВАНЕ И СЪЩНОСТ НА ОБЩА ТЕОРИЯ НА СИСТЕМИТЕ

Още от древността се използва думата „система” при опитите за обяснение на околната среда и възникналите връзки между нея и разглеждащата система.

В съвременността, ако се направи опит за анализ и списък на модерните понятия, думата „система” ще заеме едно от първите места. Концепцията за системното мислене и системния анализ е разпространена във всички научни сфери. Системното мислене има доминираща роля в широк кръг области; всъщност, може да се каже, че няма област в която то да не се спомежава. [13]

Ако е възможно да се направи обобщение на еволюцията на съвременната наука, ще се открие, че в различни научни подразделения, независимо една от друга, са еволюирали сходни общи концепции и гледни точки. Като обобщение може да се предложи твърдението че докато в миналото науката се е опитвала да обясни явленията чрез свеждането им до взаимодействие на съставни части, които могат да бъдат изследвани независимо една от друга, в съвременната наука във всички области се откриват концепции за явленията, наричано „цялостност”.

Такива концепции се появяват навсякъде, във всички клонове на науката, независимо дали обект на изследване са неодоушевени предмети, живи организми или социални явления. Налага се мнението за обща промяна към отношението в науката и научните концепции, като все по-често

започва да се задава въпросът: Какъв е произходът на тези съответствия?

Наблюдават се все повече и повече съответствия както в общите аспекти, така и в гледните точки при различните научни области, които се оказват идентични или казано по друг начин, наблюдават се изоморфни закони в напълно различни области. Изоморфизмът не е нещо ново само по себе си, но се е възприемал в близки по между си сфери или дори само в рамките на едно научна област, като физиката например, но възможността за прилагането му в на пръв поглед напълно различни области не е била разглеждана. Това важи и за явления, където общите принципи могат да се описват на обикновен език, поради невъзможността да бъдат формулирани с математически изрази. Като пример за такива принципи могат да бъдат посочени гешалт възприятията в психологията. Потвърждава се твърдението, че съществуват общи закони на Вселената, прилагането на които е възможно за всяка система от определен тип, независимо от особеностите на свойствата ѝ или нейните елементи. Доказва се, че изоморфизацията представлява една от четирите форми на изменение на материята и е непосредствено свързана както с генезиса, така и със състава, структурата и свойствата на природните обекти. [8,12]

Убедението, че научните изследвания са станали твърде тесни и специализирани и че научните дисциплини са изгубили връзката помежду си, се налага все повече и повече сред научните среди през 20^{-те} и 30^{-те} години на 20 век. Втората световна война забавя временно про-

цесът на интеграция, но след края ѝ, осъзнатата необходимост от научна комуникация подтиква изследователи от различни научни области да създадат „Дружество на Общата теория на системите“ през 1954 година.

Учредителите на това дружество са:

- Лудвиг фон Берталанфи – биолог;
- Кенет Боулдинг – икономист;
- Анатол Рапорт – биоматематик;
- Ралф Жерард – физиолог.

Целта на дружеството е поощряване комуникациите между учените, улесняване обмена на научни знания и минимизиране на дублирането между научните изследвания. Мнозинството от системните концепции могат да бъдат открити в съвкупността от принципи, отразяваща идеите на дружеството, станала известна като „Обща теория на системите“ (ОТС).

По своята същност, ОТС представлява научна и методологична концепция за изследване на обекти, които сами по себе си представляват системи. Тя се явява конкретизация на принципите и методите на системния подход. Тази теория е предложена първоначално от Лудвиг фон Берталанфи през втората половина на 30^{-те} години на 20 век. Основните идеи на „Обща теория на системите“ първоначално са изложени в периода 1937–38г. в лекции в Чикагския университет, а първите публикации по темата се появяват в следвоенния период 1947–50 г.

Системният подход дава един нов и различен начин на мислене, насочен към изучаване на обектите и явленията като цяло. Основната му цел е развиването и поощряването на нетрадиционното мислене в различни дисциплини. [14]

Според наложилата се кратка дефиниция, системата е множество от елементи, намиращи се във взаимодействие по между си и с околната среда. Това може да бъде изразено по различни начини. Възможно е показването на няколко начина за описание на системите. В резултат от това, могат да бъдат прилагани различни математични и логически методи. [12]

Концепцията за ОТС възниква като обобщение на принципите на теорията на отворените системи. По своя замисъл представлява изразяване на съществените изменения на понятийната картина на света, настъпила в началото на ХХ век. Базира се върху разбирането за следните три

етапа на развитие на предметите на научния анализ:

- 1) първоначално се разглежда организираната простота – класическата механика;
- 2) следва неорганизираната сложност – класическата стохастическа физика;
- 3) на свой ред следва организираната сложност като основа на науката на 20 век.

Популяризирането на организираната сложност и организацията на системите като предмет на изследване, води до постановката на нова познавателна задача. Според Берталанфи, построяването на тази теория изисква решаването на проблеми с много променливи, което означава необходимост от въвеждане на нови понятийни средства. Характерният за 19 век стремеж да се сведе цялото ниво на реалността до физическото, се сменя с разбирането за света като множество от разнообразни сфери на дейност, макар и тясно свързани една с друга, но несводими по между си. Тази концепция изхожда от разбирането за дълбоката диференциация на съвременното научно познание и невъзможността да се построи унифицирана наука на основата на физиката. [7]

Всички изказани от Берталанфи съображения водят до постулирането на новата научна дисциплина, която придобива популярност под наименованието Обща теория на системите. В крайна сметка, тя става логико–математическа област, чийто предмет на изследване е формулирането и прилагането на всички принципи, валидни за системите като цяло. Тази логико–математическа област сама по себе си е чисто формална, но се оказва приложима за всички свързани със системите науки.

Базови категории на ОТС са: елемент, система, структура, връзки, отношения и др.

ОТС постулира единство на елементите и свойствата, проявяващо се в наличието на общи за цялото множество свойства и функции. Всяка система притежава относителна автономност на своето поведение. Основните характеристики на всяка една система са нейният състав, структура, връзки между съставлящите я елементи, а при отворените системи и взаимодействието ѝ с околната среда. Всички те образуват сложно единство, което най-добре се описва чрез следното канонично уравнение за система:

$$S = \text{def}\{F_{\text{dis}}[F_2(M, R, Z)Q_1, Q_2]G\} \quad (1)$$

където: **M** – множеството от съставните елементи на системата; **R** – множество на отношенията между съставните елементи на системата; **Z** – закон за композицията, представляващ най-общо вид подреденост и извяващ се чрез структурата на системата; **Q₁** – условия за съществуване на системата; **Q₂** – активни външни условия; **G** – резултат от съществуването и дейността на системата.

ОТС задава обобщено описание на системи от различни класове и типове и разработване на специфични методи за техния анализ. Тя не претендира за създаването на всеобща научно–техническа теория на системните обекти, но е в състояние да формулира обобщено знание в строго теоретична форма [4].

2. СИМЕТРИЯ – СЪЦНОСТ И ВИДОВЕ

Една от общонаучните категории, която е обект на изследване от ОТС е симетрията.

Думата симетрия произлиза от древногръцкото *συμμετρέω* – „измервам заедно“, означава вътрешна самоподобност на даден обект, измерена чрез дадена формална система от правила. В най-общ смисъл на думата симетрията е съответствие, неизменност или още инвариантност при някакви изменения или преобразувания. Обикновено се прилага в съответствие с две основни значения. Първото е общ и неточен смисъл на хармоничната или естетична пропорционалност и баланс, така че да отразява красотата и съвършенството. Второто значение е точно и ясно дефинирана концепция за равновесие или „шарено полусходство“, която може да се докаже или е доказана в съответствие с правилата на формалните системи: математика, физика и т.н. Като синоним на симетрия някои автори използват терминът съразмерност. [5, 21]

Векове наред симетрията се е приемала като естетическа категория. С началото на изследванията на кристалографските структури се извеждат по-детерминирани характеристики и се извежда от контекста на естетичното. Но в дизайна масово се прилага художественото тълкуване на термина, разглеждат се само простите симетрии и като противопоставяне се използва единствено асиметрията. [2, 10, 11]

Думата асиметрия също произлиза от древногръцки *ασυμμετρία* – несъразмерност, *μετρέω* – измервам и буквално се приема като отсъствие или нарушение на симетрията. [21, 22, 23]

Но ако това е било достатъчно през дългото време на съществуване на човечеството днес вече не се приема така. Търсят се и се дефинират по-комплексни и сложни категории, дефинират се нови понятия, работещи в различни научни области.

Принципите на симетрия – асиметрия се използват във всички области на съвременната наука. Те имат важна роля в математиката, логиката, философията, изкуството, биологията, физиката, химията и др., които се занимават със системите, както и с провеждане на изследвания в областта на общата методология. Философията, която се приема за основа на всички науки, разделя симетрията в следните групи. Първата група е на геометричната симетрията, т.е., симетрия на положението на формите и структурите. Това е симетрия, която може да се възприема визуално. Втората група е симетрията на явленията и законите на природата. В хода на вековната практика на знанието за света и познаването на законите на обективната реалност, човечеството е натрупало достатъчно данни, за това че в заобикалящия ни свят действат две тенденции: от една страна, на тенденция за порядък, хармония, а от друга – за нарушаването им. В тази връзка, категориите симетрия – асиметрия са включени в общата философия на понятийния апарат и се разглеждат като две взаимосвързани и взаимно зависими категории. Логическа основа за определянето им е диалектиката на идентичност и различие, които са неразривно свързани [5].

Както продължение на казаното и в съответствие с принципите на ОТС, е изведено следното определение: симетрията е свойството на системите да съхраняват своите признаци преди и след някакъв краен брой изменения, настъпващи в системата, докато асиметрията е свойство на системите да не съхраняват признаците си след измененията. Симетрията може да бъде спрямо елементите, спрямо системата и спрямо комбинациите. [6, 9]

Съществуват три вида прости симетрии:

- Огледална (билатерална) симетрия – плоскост на симетрията, която огледално отра-

звайва другата половина на дадена система. Нарича се m симетрия. Може да се срещне и като рефлекторна симетрия. Това е симетрия, разглеждаща отраженията в различните пространствени измерения:

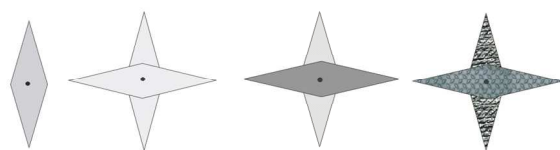
- в 1D – едномерно пространство, например числова ос има точка на симетрия;
- в 2D – двумерно пространство, повърхнина има права на симетрия;
- в 3D – тримерно пространство има равнина на симетрия.

Правата на симетрия за двумерна фигура е линия, която разделя фигурата на две еднакви части. Квадратът например има четири прави на симетрия, тъй като има четири различни начина да се раздели на две еднакви части – диагоналите му са две такива прави. Кръгът има безкрайно много прави на симетрия – всеки един негов диаметър представлява такава права.

Ако, например, буквата Г рефлектира около вертикална права, се получава същия образ, т.е. буквата Г има вертикална права на симетрия. Може да се срещне и като ляво–дясна симетрия. Тази симетрия в някои случаи се нарича хоризонтална, а в други вертикална.

Такава права на симетрия имат всички равнобедрени триъгълници.

- Осева (аксиална) или n симетрия – симетрия спрямо права. При пълният оборот около оста на симетрия може да има две или повече фази на съвпадение. Броят на съвпаденията се нарича порядък на симетрията, която е цяло число между две и безкрайност – фиг. 1.–1÷4.



1.1 1.2. 1.3. 1.4

фиг. 1 Осева симетрия [3]

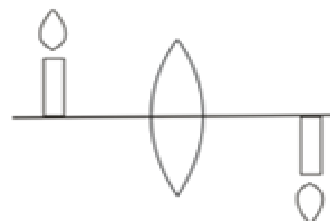
фиг. 1.1. $n=2$; фиг. 1.2. $n=4$, ако елементите са от еднакъв материал; фиг. 1.3.и 1.4. $n=2$, ако елементите (двете стрелки) са от различен материал.

Геометрични фигури като цилиндър, конус, елипсоид, сфера се въртят около ос, минаваща

през центъра им и $n=\infty$. Сферата притежава трите вида симетрии.

Почти всички животни имат повече или по-малко (но не съвършена) вертикална ос на симетрия.

- Центрова симетрия – фиг. 2.



фиг.2 Центрова симетрия

- Винтова симетрия – характерна е за обемни фигури, имащи централна ос и неравномерно развитие в надлъжното направление, смесване и съкращаване по тази ос – фиг. 3.



фиг.3 Винтова симетрия [15]

2.1. Частни закони на простите симетрии според ОТС

Закон на двустранната симетрия – произволен обект, който търпи съществено влияние на средата, под формата на два потока вещества, енергии или информационни сигнали, намиращи се под ъгъл един спрямо друг имат симетрия m , като плоскостта на симетрия е успоредна на направлението на векторите на действие на потоците.

Закон на осевата симетрия. Има три случая на проявление:

- произволен обект, които търпи съществено еднопосочно действие на средата във вид на поток вещество, енергия или сигнали, има симетрия n или $n.m$ с ос на симетрия паралелна на действието на средата;

- произволен обект, който търпи съществено вертикално действие, като сила на тежест, и равновероятно или равномерно разпределено във всички посоки плоско–паралелно хоризонтално действие на средата във вид на потоци, вещества, енергия или сигнали, има симетрия n или $n.m$ с вертикална ос на симетрия;

- произволен обект, който търпи съществено равновероятно или равномерно разпределено във всички посоки, от вътре на вън и обратно, плоско паралелно действие на средата във вид на поток, енергия, вещество, сигнали, има симетрия n или $n.m$ или $m.n.m$ ($m.n.m$ – сфери и сферични обекти).

Закон на центровата симетрия – всеки обект, които търпи въздействие от всички страни, от вътре навън и обратно, съществено, равновероятно или равномерно разпределено действие на средата във вид на потоци, вещество, енергия, сигнали, имат централна симетрия.

На базата на тези частни закони е формиран общ закон на простите симетрии – произволен обект, който търпи съществено въздействие на средата във вид на потоци, вещества, енергии и сигнали, притежава определен тип симетрия, определена от комбинации от потоците и техните характеристики. [3]

2.2. Тезис на Пиер Кюри за симетрията

Симетрията на средата оказва влияние върху симетрията на тялото, възникващо или функциониращо в тази среда. Получената в резултат форма на тялото съхранява само тези елементи на своята собствена симетрия, като съвпада с наложените върху тялото елементи на симетрии на средата. Изводът е, че средата оказва влияние – фиг. 4. [3, 6]



фиг.4 Сфера в безтегловност и в динамика

Могат да се направят следните обобщения:

- Всяко тяло, което се върти около дадена ос, но в двоените му краища действат различни условия, приема симетрия n .

- Всичко, което расте или се движи вертикално, от долу на горе и обратно, спрямо земната повърхност се подчинява на радиално–лъчева

симетрия (фиг. 5). А всичко което расте или се движи хоризонтално или по наклон спрямо земната повърхност се подчинява на билатерална симетрия.



фиг.5 Радиално–лъчева симетрия [17]

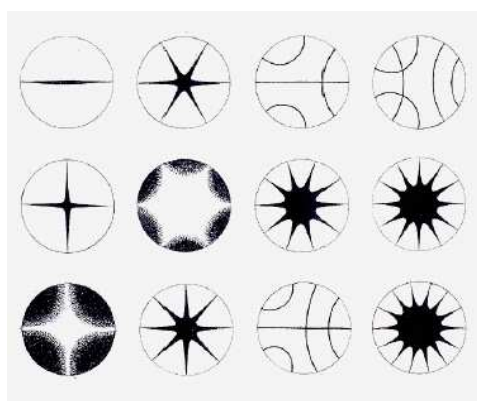
Според областта на проявление се дефинират следните симетрии:

- геометрична симетрия – математическо понятие, респективно математически обекти, които имат еднозначно математическо описание; фигурите са създадени чрез аналитично зададени зависимости;

- структурна симетрия – тя се наблюдава първо във веществените обекти и се свързва и разглежда в тясна връзка с техните физико–химични свойства. Среща се предимно в кристалографията;

- функционална симетрия – тя се проявява при взаимодействието на материални обекти, т.е. има някакъв тип енергия – при взаимодействие на два или повече обекта. Няма самостоятелно значение. Функционална симетрия се наблюдава във фигурите на Хладни (фиг.6) и в електроматнитните вълни [6, 8, 9, 10].

През 1929г. в резултат от прочувания на не един изследовател от различни страни е изведено понятието антисиметрия. В основата му е залегнала идеята за симетрия на противоположностите, позната още от времето на питагорийците. Същността на антисиметрията се заключава в приписването на всяка точка от една фигура на знак $+$ или $-$, които съответстват на „състояние 1” и „състояние 2”, след което на изометричното преобразуване на фигурата се нарича преобразуване на симетрия или антисиметрия в зависимост от това, дали се получават точки със същия или с противоположен знак, т.е. тук има смяна на поляритета.



фиг.6 Фигури на Хладни [18]

В теорията за антисиметрията се заражда и идеята за цветната симетрия. Първоначално, през 1927г. е предложена идеята за „двухцветна симетрия“ възможност за изабрявяване на симетрия на двустранни плоски фигури върху едностранна чертожна плоскост посредством моделиращи „лице“ и „гръб“ от бял и черен цвят. Следва логически преход от една двухцветна „черно-бяла“ към p -цветна симетрия ($p \geq 2$), където p цветовете моделират p различни състояния на едно и също качество. При това трябва да се признае равенството на неравните и тъждесвото на нетъждествените, различни цветове и съответно моделираните от тях различни вещи, свойства, отношения [1,6,8, 9,10].

В ОТС е изведен принципа, че всяка система е симетрична, което означава, че за всяка система може да се определи позиционно-композиционно отношение на еквивалентност между всички структурни елементи, които се съдържат в нея.

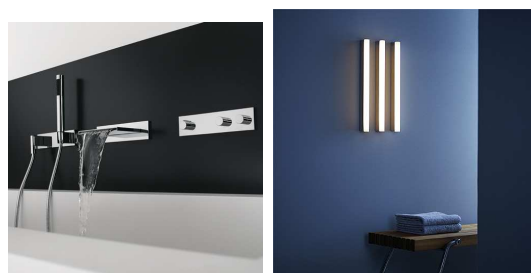
Също така е дефиниран закон за симетрията, според който съществува:

1. междусистемна симетрия между всеки два системни рода A и B ;
2. вътрешносистемна симетрия.

Ако S_A и S_B се разглеждат като подсистеми на някаква нова система S_C , то може да се говори за симетрия на системата като цяло.

Именно този закон за симетрията дава основание тя да се разглежда като фундаментална категория в ОТС и като атрибут на която и да е система, като едно от необходимите следствия на организираност на материята.

Следват примери на приложението на симетрията в дизайна – фиг.7.



фиг.7 Симетрия в съвременна баня [16]

От класическата механика е известен третия закон на Нютон, който гласи, че всяко действие има равно по големина и противоположно по посока противодействие. Той е пренесен в ОТС и важи за всички негови категории. Следователно, като категория симетрията се допълва от асиметрията. В аспекта на ОТС асиметрията е несъвпадение по признаците на системите след някакъв краен брой изменения, настъпващи в системата. Асиметрично дизайнерско решение е представено на фиг. 8.



фиг.8 Асиметрия [20, 25]

Докато в модния дизайн асиметрията има чисто естетическо значение, при продуктивния дизайн асиметричното решение осигурява по-добро сцепление на гумите.

Ако има нарушаване на симетрията, но не е достигнато пълното ѝ разрушаване, т.е. има на-

личие на обръкване на симетрията, тогава се казва, че в системата има диссиметрия.

Симетрията, асиметрията и диссиметрията могат да се разглеждат в три аспекта:

- като фундаментални, общосистемни обективни закони;
- като особен предмет на изследване;
- като средство за познание.

В последния аспект не се извяват самостоятелно, а като резултат от адекватно отражение на съответните научни и естетически категории. [6, 9, 10]

В ОТС са дефинирани и сложни симетрии, чиято база за трансформация е по-сложна от човешките сетива. Освен това разглежда и симетрията в неевклидовото пространство, при което могат да се обособят две категории:

- конформна симетрия – нелинеен закон на симетриране на частите от цялото, базирана на блоковия строеж на двигателния апарат на животните и хората и в процесите на зрителното възприятие. Пример за конформна симетрия в дизайна е даден на фиг. 9.



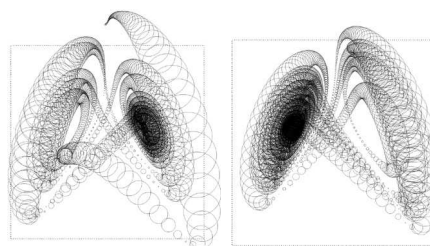
фиг.9 Конформна симетрия [16]

- фрактална симетрия – възникнала първоначално в компютърната графика на даден обект [6].

Един пример за приложението на фракталната симетрия в дизайна е инсталацията „Аура” на Заха Хадид, създадена през 2008г. по време на Венецианското биенале и по повод 500 годишнината от рождението на Андреа Паладио – италиански архитект от епохата на Ренесанса фиг. 10. [19]. Инсталацията се базира на атрактора на Лоренц – фиг. 11.



фиг.10 Инсталация „Аура” на Заха Хадид [20]



фиг.11 Атрактор на Лоренц [19]

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От гледна точка на ОТС симетрията се разглежда като всеобщо свойство на реалния свят. Това разширява границите на тясното й възприемане единствено като естетическа категория. Дефинират се сложни симетрии, които в болшинството случаи се непознати на широката публика и на част от хората, занимаващи се с дизайн, които ги прилагат понякога единствено чрез използване на евристиките и интуицията. Но пречупени през призмата на ОТС сложните симетрии получават своето научно обяснение и принципите за съставянето им могат да бъдат теоретично разяснени. Тогава вече, могат да бъдат прилагани от по-широк кръг специалисти при създаването на дизайнерски продукти.

Литература

1. **Заморзаев А. М., Э. И. Галярский, А. Ф. Палистрант**, Цветная симметрия, ее обобщения и приложения, Кишинев, изд. „Штиница”, 1978
2. **Ковешникова Е. Н., А. И. Ковешников**, Основы теории дизайна, Москва, изд. Машиностроение, 1999
3. **Половинкин А. И.**, Законы строения и развития техники, Волгоград, 1985

4. Садовский В. Н., Основания общей теории систем, Москва, изд. „Наука”, 1974
5. Симметрия и асимметрия в геометрии, механике, физики, химии, биологии, человеке, обществе.
6. Система, симметрия, гармония, Москва, изд. „Мысль”, 1988
7. Системный подход в современной науке, коллектив авторов, Москва, изд. „Прогресс–Традиция”, 2004
8. Урманцев Ю. А., Общая теория систем: состояние, приложения и перспективы развития, „Общая теория систем” на *Practical Science* : <http://www.sci.aha.ru>. Посетен на 20.02.2012 г.
9. Урманцев Ю. А., Симметрия и асимметрия развития, „Общая теория систем” на *Practical Science* : <http://www.sci.aha.ru>. Посетен на 20.02.2012 г.
10. Урманцев Ю. А., Симметрия природы и природа симметрии, Философские и естественно-научные аспекты, „Общая теория систем” на *Practical Science*: <http://www.sci.aha.ru>. Посетен на 20.02.2012 г.
11. Устин В. Б., Учебник дизайна, Композиция, методика, практика, Москва, изд. Астрель, 2009
12. Bertalanffy L., An Outline of General System Theory, The British Journal for the Philosophy of Science, Vol. 1, № 2, (Aug., 1950), pp. 134-165, digitized by the Institute for the Study of Nature, 2009
13. Bertalanffy Ludwig von, General System Theory, New York, George Braziller Inc., 2001, ISBN 0-80-76-0453-4
14. Bertalanffy Ludwig von, General System Theory—A Critical Review, “General Systems”, vol. VII, 1962, p. 1–20. Перевод Н. С. Юлиной
15. Списание „ГЕО”, декабрь 2008
16. <http://darinell.wordpress.com/category/бaня/> Посетен на 13.06.2012 г.
17. www.emko1.piczo.com. Посетен на 14.12.2012 г.
18. <http://kniganews.org/map/e/01-00/hex4d/> Посетен на 14.12.2012 г.
19. <http://levitated.net/daily/levLorenzAttractor.html> Посетен на 08.05.2012 г.
20. <http://zheleva-martins.com/> Посетен на 08.05.2012 г.
21. viewtopic.php.htm. Посетен на 04.12.2012 г.
22. www.wikipedia.bg. Посетен на 24.03.2012 г.
23. www.wikipedia.en. Посетен на 24.03.2012 г.
24. www.wikipedia.ru. Посетен на 24.03.2012 г.
25. <http://woman.hotnews.bg/n/leten-hit-asimetrichna-modu.18110.html> Посетен на 14.12.2012 г.

NATURE AND TYPES OF SYMMETRIES IN ASPECTS OF GENERAL THEORY OF SYSTEMS AND THEIR APPLICATION IN ENGINEERING DESIGN

Boryana GEORGIEVA

Department of Engineering Design, Technical University–Sofia, Bulgaria

e-mail: b_georgieva@tu-sofia.bg

Abstract: The article discusses the nature of a general theory of systems (GTS), its role in modern science. The way of understanding of symmetry in classical terms and in terms of GTS. The types of symmetries, their characteristics and their potential application in various fields of design - industrial, fashion, interior, etc. And clarifies the nature of the attendant concepts - asymmetry and dissymmetry and their applications.

Keywords: symmetry, asymmetry, dissymmetry, General Theory of Systems, Design

АНАЛИЗ НА ТЕХНИКО-РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ НА ВИБРАЦИОНЕН СЕПАРАТОР С ГЛАДКА НЕПЕРФОРИРАНА ПОВЪРХНОСТ

Николай РАЧЕВ¹ Веско ПАНОВ¹ Драгомир ВРАЖИЛСКИ²

¹катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: nikolayrachev@tu-sofia.bg

¹катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: vpanov@tu-sofia.bg

²катедра „Машинни елементи и неметални конструкции”, Технически университет - София, България, dsv@tu-sofia.bg

Резюме: В работата е предложен експериментален подход за извършване на комплексен анализ на влиянието на позицията на захранването и честотата на принудените трептения върху ефективността на сепариране на насипни зърнести материали по неперфорирана гладка повърхност. Установени са зависимости с важно теоретично и приложно значение за управление на ефективността на процеса на сепариране.

Ключови думи: вибрационно сепариране, насипни зърнести материали, технико-работни параметри

1. УВОД

Повишаването на ефективността на сепариране на насипните зърнести материали по неперфорирана гладка повърхност ангажира отдавна вниманието на инженери и мениджъри. Редица са факторите, които влияят върху ефективността на процеса на сепариране като: амплитуда, честота и направление на принудените трептения; вида, геометричните, кинематичните и динамичните параметри и положението в пространството на работната повърхност; вид, позиция и дебит на захранващите устройства; вида и физикомеханичните свойства на сепарирания материал и др. Значителна част от тези фактори са изследвани от редица съвременни автори [1,2,3] и са изведени съществени теоретични и теоретико-експериментални зависимости свързани с ефективността на сепариране [3,4].

Разработени са методики за оптимизиране на ефективността на сепариране по отношение на: честота, амплитуда и наклон на повърхността [6]; скоростта на захранващия материал [7]; вероятността за ефективно сепариране във времето [8]; амплитудно-честотната характеристика на машината [9] и др.

Въпреки наличието на значим обем изследвания в областта на сепарирането на фин зърнест материал, чрез неперфорирана гладка повърхност за повишаване на ефективността на работа на сепараторите е необходимо да се отчете влиянието

и на такива фактори като позицията на захранване, зоната на разсейване на отделните класове частици и разположението на продуктовете ръкави. Целта на настоящата работа е да се предложи експериментален подход за анализ на комплексното влияние на посочените фактори върху ефективността на сепариране на насипни зърнести материали по неперфорирана гладка повърхност.

2. ОБЕКТ, МЕТОДИ И СРЕДСТВА

Обектът на изследване е вибрационен сепаратор с наклонена гладка повърхност. Анализът на комплексното влияние на технико-работните му параметри върху ефективността на сепариране се извършва, чрез установяване на съществени зависимости на базата на проведени серия от целенасочени експерименти върху изграден полупромишлен образец [3].

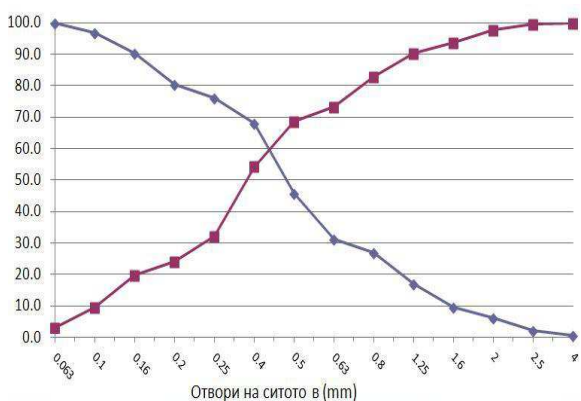
2.1. Промяна на позицията на захранване

За определяне на оптималната позиция на захранващия бункер се разглеждат дискретни положения (фиг.2) и се прави анализ как изменението на надлъжната и напречна му позиция спрямо работната повърхнина влияят върху ефективността на сепариране при запазване на останалите параметри. В този случай под ефективност на сепарирането е прието да се разбира максималното отделяне на посоките на движение на раз-

личните едрини частици по работната повърхност.

Приложимият метод на изследване в този случай е проследяване и анализ на изменението на посоката и границите на разпределение на материала по работната повърхност, при различни, предварително определени позиции на захранване. Логично е да се очаква, че позицията на захранване ще предпоставя и определени геометричните параметри на работната повърхност и установяването на техните оптимални стойности.

Материалът, който се сепарира е кварцов пясък със зърнометричен състав представен на фиг.1. Размерите на зърната на пясъка е в диапазона 0-4[mm]. Броят на различните класове едрини е 14.

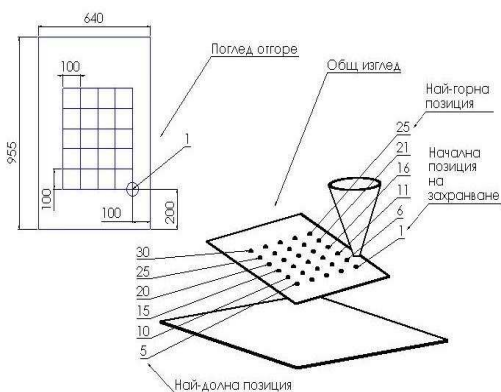


фиг.1. Зърнометрична характеристика на изходния продукт

Зърнометричният състав и обемът на продукта се запазват при всеки опит. След всеки опит се прави зърнометричен анализ на сепарирания материал във всеки продуктов ръкав. Чрез графично представяне на резултатите се проследява процентното разпределение на отделните класове продукти по работната повърхност, респективно по приемни ръкави в зависимост от промяната на позицията на захранване.

На фиг.2 е показано разположението на отделните позиции на захранващия бункер върху работната повърхност като разстоянието между тях е избрано чрез проведени предварителни експерименти. Продуктовите ръкави са разположени по периферията на работната повърхност през 15° около позиция на захранване (фиг.3). С нарастването на поредния номер на захранване

(номер на проведен опит), нараства номера на реда на захранващите позиции като всеки ред съдържа по пет позиции на захранване.



фиг.2. Позиция на захранващия бункер върху работната повърхност.



фиг.3. Разположение на продуктите ръкави.

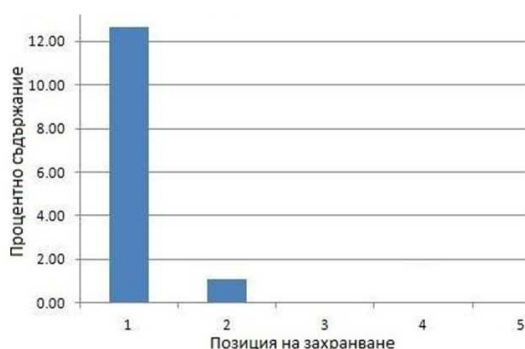
2.2. Посока на движение на материала

За всяка позиция на захранващия бункер е проведен отделен опит като общият им брой е 30. Процентно разпределение на изходния материал по продуктови ръкави за всеки конкретен опит е представено в таблица 1.

За всеки пет поредни опита е построена графика (фиг.4), която показва какъв процент от входния материал се отделя в даден продуктов ръкав. Така може да се прецени за всяка една позиция на захранване, посоката на движение на материала. Вижда се, че при първия опит в продуктов ръкав №1, се събира 12,68% от материала.

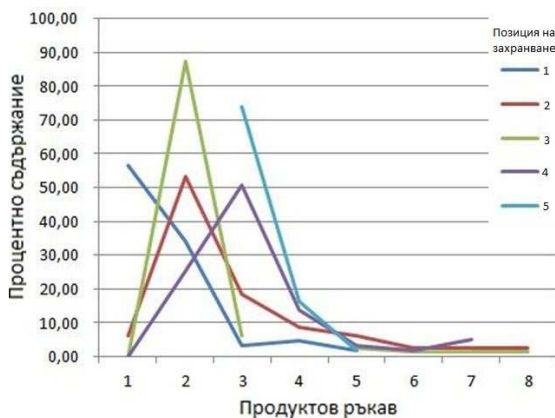
табл. 1. Процентно разпределение на материала.

Клас	Продуктов ръкав							
	1	2	3	4	5	6	7	8
0.06	14.17	13.13	0.65	1.21	0.70			
0.10	17.41	13.75	5.21	1.61	2.11	0.97	0.41	1.01
0.16	33.60	25.00	8.14	2.02	3.52	2.91	2.04	3.02
0.20	13.77	9.38	6.84	4.84	4.23	10.68	4.90	4.44
0.25	10.12	13.75	13.36	9.27	11.27	11.65	6.94	6.65
0.40	8.50	20.63	29.97	32.66	25.35	20.39	16.73	8.47
0.50	2.02	3.13	18.24	22.18	17.61	19.42	10.20	11.09
0.63	0.40	0.63	8.14	8.06	10.56	10.68	10.20	6.85
0.80		0.63	9.12	11.69	13.38	15.53	11.02	12.90
1.25			0.33	6.05	10.56	4.85	12.65	18.35
1.60				0.40	0.70	0.97	8.98	8.27
2.00						0.97	13.47	12.30
2.50						0.97	2.04	4.64
4.00							0.41	2.02
	12.68	8.21	15.76	12.73	7.29	5.29	12.58	25.46



фиг.4. Процентно разпределение на изходния продукт в продуктов ръкав №1 за пет последователни опита.

2.3.Разпределение на класовете на изходния материал



фиг.5. Процентно разпределение на продукт с едрина 0-0,063[mm] по продуктови ръкави.

Проведените експерименти позволяват да се проследи разпределението на даден клас продукт по отделните продуктови ръкави в зависимост от

позицията на захранване на материала. На фиг.5 е показана графиката на разпределение на продукт с едрина 0-0,063[mm], по отделните продуктови ръкави в зависимост от позицията на захранване. Използва се свързваща линия за изразяване на процентното съдържание на материала, между отделните продуктови ръкави, защото тя нагледно показва позицията на максималния обем материал и неговото разсейване. Иначе казано, колкото по-висок е връхът на графиката за даден опит и склоновете са по-стръмни, то толкова по-добре се е обособил, сепарирал дадения клас едрина материал и обратното.

2.4. Изменение на честотата на принудените трептения

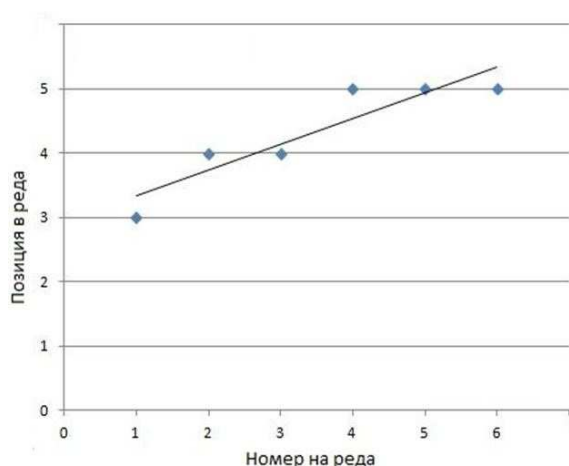
Прието е изменението на честотата на принудените трептения да се изменя в интервала от 30 Hz до 60Hz със стъпка 5Hz. При постоянни стойности на всички други параметри се проследява изменението на разпределението на изходния продукт по продуктовете ръкави.

3. РЕЗУЛТАТИ

3.1.Посока на движение на материала

От гледна точка на максималното запълване на всеки един от продуктовете ръкави е проследена зависимостта между нарастването на реда на захранване и номера на позицията на захранване вътре в него. Статистическият анализ е проведен с програмния продукт Statistica.

При първите 4 продуктови ръкава се наблюдава линейна зависимост между нарастването на реда на захранване и позицията на захранване в самия ред (фиг.6). Това означава, че за да се поддържа максимално количество от материал в продуктов ръкав №2, с нарастването на реда на захранване, трябва да се увеличи и номера на позицията на захранване на самия ред. С други думи при движение на позицията на захранване нагоре по наклона на работната повърхност е необходимо съответно изместване и в странична посока. В същото време за продуктов ръкав №5 не се забелязва подходяща зависимост, между нарастването на реда и позицията на захранване на материала. Докато при останалите продуктови ръкави от №6 до №8 включително, съществува обратна зависимост.

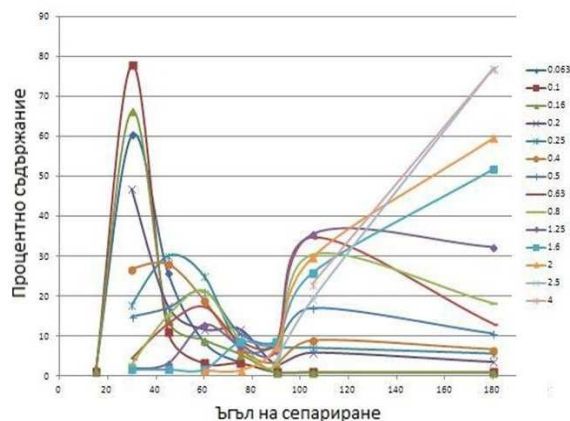


фиг.6. Зависимост между номер на реда и позицията на хранване.

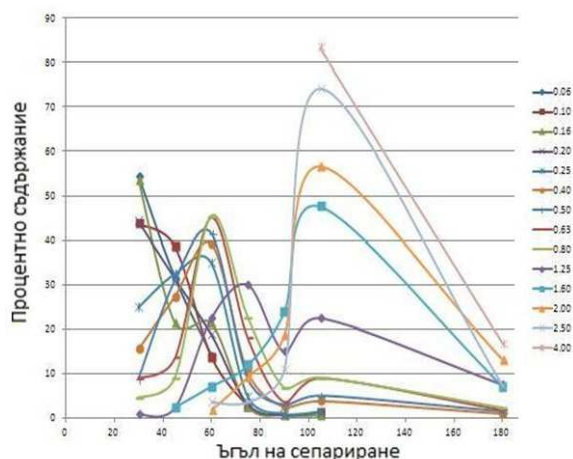
3.2. Разпределение на класовете на изходния материал

За всеки стандартизиран размер материал (кварцов пясък) е отчетено влиянието на изменението на позицията на хранване върху качеството на сепариране на крайния продукт. Търси се постигане на максимална ефективност на сепариране, което означава максимална определеност на посоката и траекторията на движение на даден размер пясък по работната повърхност. За да се проследи качеството на сепариране, се проверява даден размер продукт, в каква област се сепарира - броя на продуктите ръкави фиг.3. Ако например се вземат два съседни по размер едрини пясък, се търси 95% от материала, в кои продуктови ръкави се е сепарирал. За да може да се представят резултатите графично е необходимо продуктите ръкави да се представят чрез съответните ъгли на сепариране спрямо хранваща позиция №1 (фиг. 3), като това няма нищо общо с ъгъла на разсейване на материала по работната повърхност по време на сепариране. Така както е показано на фиг.3 границите на всеки продуктови ръкави са определени през 15° , което означава, че всичките 8 продуктови ръкави могат да се представят позиционирани между 0° и 180° . Като единствено последния продуктови ръкави обхваща по-голям ъгъл, който е от 105° до 180° -тия градус. На фиг. 7 и фиг.8 е представено разпределението на материала по продуктите

ръкави при различни позиции на хранващия бункер.



фиг.7. Разпределение на класовете на изходния материал при седма позиция на хранващия бункер.

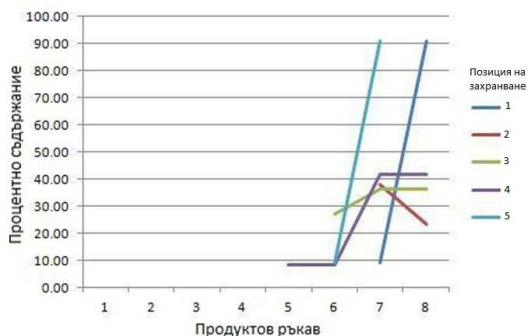


фиг.8. Разпределение на класовете на изходния материал при осемнадесета позиция на хранване.

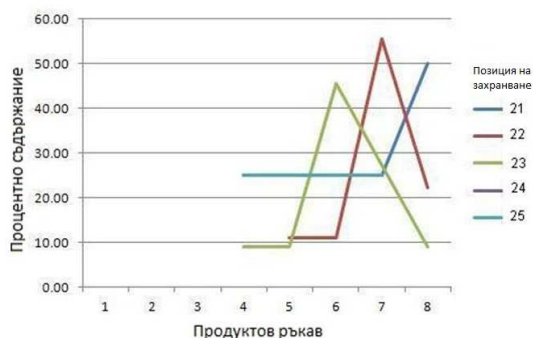
От проведените експерименти, както е показано на фигури 7 и 8 се вижда, че с промяната на позицията на хранване:

- се променя позицията на сепариране на различните класове материал (фиг.9 и фиг.10) при едни и същи позиции на продуктите ръкави;
- се променят позициите на сепариране на дадени групи класове материал;
- се променят групите класове материал, сепарирани в дадена област;

- се променя ъгъла на разсяване на даден клас материал;

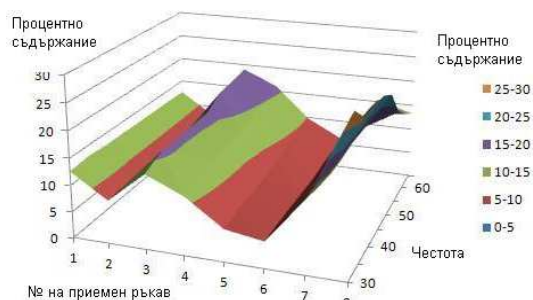


фиг.9. Сепариране на продукт с едрина 2,5-4[mm].



фиг.10. Сепариране на продукт с едрина 2,5-4[mm].

3.3.Изменение на честотата на принудените трептения



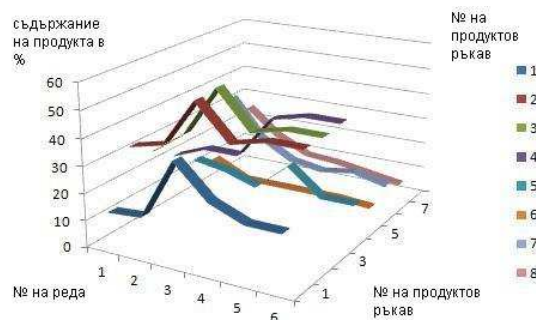
фиг.11. Разпределение на материала с изменение на честотата на трептене.

При увеличаване на честотата на трептене на работната повърхност, се наблюдава нарастване обема на сепариран материал в продуктови ръкави от №3 до №5 включително. Това е за

сметка на останалите продуктови ръкави. При тях с увеличаване на честотата на трептене, се получава намаляване на обема на приетия материал (фиг.11).

4. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Посоката и траекторията на движение на материала определя до голяма степен необходимата площ на работната повърхност за сепарирането му. Само чрез промяната на реда на захранване по дължина на работната повърхност може да се определи каква дължина е необходима за оптимално сепариране на материала (фиг.17). Прекалено късата дължина не би могла да допринесе за достатъчно качествено сепариране на материала.



фиг.17. Процентно съдържание на клас продукт в даден продуктов ръкав в зависимост от положението на захранване

Чрез промяната на позицията на захранване се забелязва съществено изменение на сепарирането на дадени групи класове материал. Поради сложното взаимодействие между всички едрини частици и необходимостта от достатъчно разстояние за да се структурира движението на всяка една от тях по посока, направление и желаната траектория е необходимо да се определи оптимална площ на сепариращата повърхност или оптимална позиция на захранване. Оптималните размери на работната повърхност не биха могли да се определят еднозначно за сепариране на всички класове продукти. Използването на една единствена позиция на захранване не може да осигури еднаква ефективност на работа на машината по отношение на всички класове продукти.

Ефективността на сепариране за клас продукти може да се увеличи или чрез промяна на позицията на захранване или чрез промяна на разположението на приемните ръкави по периферията на работната маса.

Изменението на честотата на принудените трептения може да повиши производителността на сепариране на определени класове продукт и спомага за промяната на закона на разпределение на материала в определени граници.

5. ИЗВОДИ

От проведените изследвания могат да се формулират следните по-важни изводи:

5.1. Предложеният експериментален подход позволява да се извърши комплексен анализ на влиянието на позицията на захранването и честотата на принудените трептения върху ефективността на сепариране на насипни зърнести материали по неперфорирана гладка повърхност

5.2. Промяната на позицията на захранване влияе съществено върху направлението, посоката и траекторията на движение на насипните сърнести материали.

5.3. Чрез промяна на позицията на захранване и/или на ъгъла на сепариране може да се постигне управление на ефективността на сепариране.

5.3. Нарастването на честотата на трептене на работната повърхност увеличава обема на сепарирания материал в някои продуктови ръкави за сметка други и води до промяната на закона на разпределение на материала.

Литература:

1. **Митрев Р. П.** Механо-математично моделиране на процес и машина за вибросепарация. Дисертация. ТУ-София. 2004.
2. **Блехман И. И. Г. Ю. Дженелидзе.** Вибрационное перемещение. Наука. Москва. 1964.
3. **Вражилски Д. Ц.** Изследване на работния процес и параметри на вибрационен сепаратор. Дисертация. ТУ-София. 2009.
4. **Плисс Д. А.** К теории вибрационной сепарации. Механика твердого тела. АН СССР. 1967
5. **Blekhman I.** Vibrational mechanics. World scientific. London 2000.
6. **Guifeng W. Xin T.** Screening efficiency and screen length of a linear vibrating screen using DEM 3D simulation
7. **Cleary P. Sinnot M. Morrison Rob.** Separation performance of double deck banana screens – Part 1: Flow and separation for different accelerations. Elsevier 2009.
8. **Trumic M. Magdalinovic N.** New model of screening kinetics. Elsevier 2011.
9. **Анатолевич Б.** Изыскание эффективных методов и технологических схем доводки труднообогатимых золотосодержащих шлихов россыпных месторождений. Автореферат. Чита 2008.

DETERMINATION OF FLAT VIBRATING SEPARATING SURFACE PARAMETERS

Nikolay RACHEV¹ Vesko PANOV¹ Dragomir VRAZHILSKI²

¹Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nikolayrachev@tu-sofia.bg , e-mail: vpanov@tu-sofia.bg

²Machine elements and non-metallic constructions department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: dvc@tu-sofia.bg

Abstract: The aim of the study is to propose an experimental approach for complex analysis of feeding position and influence of frequency on separation process of a flat vibrating separator. Important practical and theoretical factors controlling separation process efficiency are determined.

Keywords: vibration separation, grain materials, technical and operating parameters

НАТОВАРВАНИЯ ОТ КЛИМАТИЧНИ ВЪЗДЕЙСТВИЯ ВЪРХУ НОСЕЩИ КОНСТРУКЦИИ НА КУЛОВИ КРАНОВЕ И ТЯХНОТО НОРМАТИВНО ОСИГУРЯВАНЕ

Калин РАДЛОВ Филип КРАСИНИ

катедра „Технология и механизация на строителството”, УАСГ - София, България
e-mail: kradlov@abv.bg, e-mail: fil_krasini@abv.bg

Резюме: Правилната оценка на натоварванията върху носещите конструкции на кулови кранове предизвикани от климатични въздействия е важна стъпка при проверката на тяхната носеща способност, осигуряването на тяхната конструкция срещу преобръщане и гарантиране на тяхната безопасност по време на експлоатация. Настоящата работа има за цел да разгледа въпросите свързани с нормативното осигуряване на натоварванията от климатични въздействия върху носещи конструкции на кулови кранове, да предложи систематизирана последователност от стъпки за тяхното определяне и начините за тяхното комбиниране в съответните изчислителни комбинации за куловия кран.

Ключови думи: кулов кран, климатични въздействия, нормативно осигуряване

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Куловите кранове са едни от най- разпространените средства за механизация на строително-монтажните работи в съвременното строителство. Използването на куловите кранове се характеризира със значителни еднократни разходи за транспорт, монтаж и демонтаж. От друга страна техните текущи експлоатационни разходи са по-малки в сравнение със стреловите самоходни кранове. Поради тази причина приложението на куловите кранове е целесъобразно при по-голям обем на строително монтажните работи на един обект [1].

Монтирането и установяването на куловите кранове на обекта се извършва съгласно изготвен работен проект за организация и изпълнение на строителството (РПОИС), като преди пускането на кулов кран в експлоатация на територията на РБългария е необходимо да бъде извършено техническо освидетелстване на крана и подкрановия път от Държавна Агенция за Метрологичен и Технически Надзор, което включва общ преглед на съоръжението, проверка на безопасността на електрообзавеждането, статично и динамично изпитване на крановете под товар и др.

Тъй като различните строителни площадки на които биват монтирани кулови кранове, притежават специфични особености по отношение на климат, които не винаги е възможно да бъдат предвидени в проектната документация на крана,

то от гледна точка на безопасността се счита за необходимо преди монтажа на куловия кран, да бъде извършена проверка на носещата способност на конструкцията на куловия кран, както и проверка дали тя е осигурена срещу преобръщане. Важна роля тук има правилното определяне на натоварванията от климатични въздействия, включващи вятър, сняг, обледяване и температура. Съгласно действащият стандарт за кранове [2] климатичните въздействия спадат към две групи натоварвания:

*към групата на нерегулярните натоварвания се отнасят: вятър в работно състояние, сняг, обледяване и температура;

*към групата на специалните натоварвания се отнася вятър в неработно състояние.

При участието на горните натоварвания от климатични въздействия в натоварващи комбинации за направа на изчислителни проверки по метода на граничните състояния, те следва да бъдат умножавани с частни коефициенти на сигурност γ_p за всяко конкретно натоварване и общи коефициенти на сигурност γ_f за всички натоварвания в разглежданата комбинация [2].

Настоящата работа има за цел да разгледа въпросите свързани с нормативното осигуряване на натоварванията от климатични въздействия върху носещи конструкции на кулови кранове и да предложи систематизирана последователност

от стъпки за тяхното изчисляване и комбиниране с други видове натоварвания.

2. НАТОВАРВАНИЯ ОТ КЛИМАТИЧНИ ВЪЗДЕЙСТВИЯ ВЪРХУ КУЛОВИ КРАНОВЕ

2.1. Натоварване от вятър в работно състояние

При разглеждане на носещата конструкция на крана в работно състояние ветровото натоварване действащо перпендикулярно на надлъжната ос на един елемент от крана се изчислява по формулата [2]:

$$F = q(3) \cdot c \cdot A, [N] \quad (1)$$

където $F[N]$ е натоварване от вятър действащо перпендикулярно на надлъжната ос на съответния елемент; $q(3)[N/m^2]$ – ветрово налягане, което се изчислява по формулата:

$$q(3) = 0,5 \cdot \rho \cdot v(3)^2, [N/m^2] \quad (2)$$

където $\rho[kg/m^3]$ е плътността на въздуха;

Приема се: $\rho = 1,25[kg/m^3]$; $v(3)[m/s]$ – скорост на порив на вятъра, осреднена за период от 3 секунди, която се изчислява по формулата:

$$v(3) = 1,5 \cdot \bar{v}, [m/s] \quad (3)$$

$\bar{v}, [m/s]$ – средна скорост на вятъра отнесена към скалата на Beaufort, определена като средна за период от 10 минути на 10m височина над равен терен или над морско равнище.

При определянето на ветровото натоварване в работно състояние на крана се приема, че вятъра духа хоризонтално с постоянна средна скорост $\bar{v}[m/s]$ и че тази скорост е постоянна за всички височини на крановото съоръжение.

При определяне на ветрово натоварване върху даден елемент от крана, чиято надлъжна ос е разположена на ъгъл α_w спрямо посоката на вятъра, то средната скорост на вятъра за този елемент се изчислява по формулата:

$$\bar{v}^* = \bar{v} \cdot \sin \alpha_w [m/s] \quad (4)$$

При определяне на ветрово натоварване върху окачения на крана товар се използва винаги стойност $\alpha_w = 90^\circ$. При липса на точни данни за товара окачен на крана стандарт [2] допуска да се приеме стойност на аеродинамичния коефициент $c = 2,4$ и площ на проекцията на товара върху

равнина, която е перпендикулярна на посоката на скоростта на вятъра:

$A_g = 0,0005 \cdot m_H, [m^2] \geq 0,8[m^2]$ където $m_H[kg]$ е масата на окачения товар.

Средната скорост на вятъра $\bar{v}[m/s]$ се избира в зависимост от вида на куловия кран, неговата конфигурация, мястото на използването му, условията на работа и броят на определените неработни дни в годината. В [2] в таблица са посочени конкретни стойности на средната скорост на вятъра $\bar{v}[m/s]$ и ветрово налягане $q(3)[N/m^2]$ за три броя стандартизирани степени на вятъра за които се осигурява кулов кран в работно състояние:

*лека степен на вятър - тя съответства на вятър до 5 степен по скала на Beaufort и дава скорост на порив на вятъра $v(3) = 14[m/s]$ и ветрово налягане $q(3) = 125[N/m^2]$ върху елемент от крана при кран в работно състояние;

*нормална степен на вятър- тя съответства на вятър до 6 степен по скала на Beaufort и дава скорост на порив на вятъра $v(3) = 20[m/s]$ и ветрово налягане $q(3) = 250[N/m^2]$ върху елемент от крана при кран в работно състояние;

*тежка степен на вятър- тя съответства на вятър до 8 степен по скала на Beaufort и дава скорост на порив на вятъра $v(3) = 28[m/s]$ и ветрово налягане $q(3) = 500[N/m^2]$ върху елемент от крана при кран в работно състояние;

Конструктивното изпълнение на куловия кран трябва да включва монтиране на уред за измерване на скоростта на вятъра (анемометър) в най-високата точка от крана. В кабината на краниста се монтира индикатор, който отчита показанията на анемометъра (фиг.1).

Основното изискване за работата на крана по отношение на вятър в работно състояние е когато измерената с помоща на анемометър скорост на вятъра в най-високата точка от крана нарастне и се доближи до максималната стойност на порив на вятъра за която е осигурен крана $v(3)[m/s]$, то работата на крана да се преустановява. Тъй като средствата и методите за осигуряването на крана срещу ветрови натоварвания са различни и за тяхното прилагане е необходим различен пе-

риод от време, то осигурителните мерки е препоръчително да започнат при по-ниска от средната скорост на вятъра в работно състояние за която е осигурен крана.



Фиг.1. Измерване и отчитане на скоростта на вятъра с помощта на анемометър и индикатор в кабината на краниста

$A[m^2]$ – характеристична площ на съответния елемент, която се определя съгласно [2];

c – аеродинамичен коефициент на съответния елемент, който се използва в комбинация с характеристичната площ A и се определя съгласно [2].

Аеродинамичния коефициент на даден елемент от крана се определя по зависимостта:

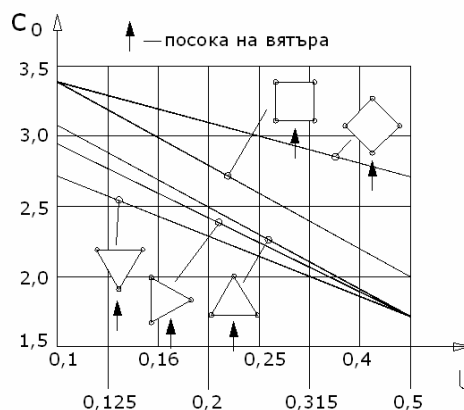
$$c_a = c_0 + \psi \quad (5)$$

където c_0 е аеродинамичния коефициент на единичен прав призматичен елемент, разглеждан като елемент с безкрайна дължина. Тези аеродинамични коефициенти c_0 са дадени в стандарта [2] за различни видове фермени конструкции и за различни посоки на вятъра. Някои от тях са зададени в зависимост от числото на Reynolds - R_e , което се изчислява по зависимостта:

$$R_e = 0,667 \cdot 10^5 \cdot v \cdot d \quad (6)$$

където $d[m]$ е характеристичния размер на елемента; $v[m/s]$ – скоростта на вятъра. При разглеждане на вятър в работно състояние на кулакрана трябва да се използва стойността $v(3)$, а при разглеждане на вятър в неработно състояние на кулакрана трябва да се използва стойността $v(z)$, която е указана по надолу в разработката.

За пространствени прътови конструкции (ферми), които са съставени от единични елементи с кръгло и некръгло напречно сечение, то аеродинамичния коефициент c_0 се определя в зависимост от степента на запълване на фермата на кулакрана чрез използване на графиката представена на фиг.2



Фиг.2 Графика за определяне на аеродинамични коефициенти c_0 за пространствени прътови конструкции (ферми), които са съставени от единични елементи с кръгло и некръгло напречно сечение

ψ – коефициент, който се използва за редукция на c_0 за призматични елементи с крайна дължина от каквито са съставени пространствените прътови конструкции (ферми) на куловите кранове.. Този коефициент ψ зависи от аеродинамичния коефициент на стройност λ на разглеждания единичен елемент и от степента на запълване на фермата на кулакрана ϕ . В стандарт [2] е предложена графична зависимост, която позволява при предварително изчислени параметрите ϕ и λ да бъде определен търсения параметър ψ .

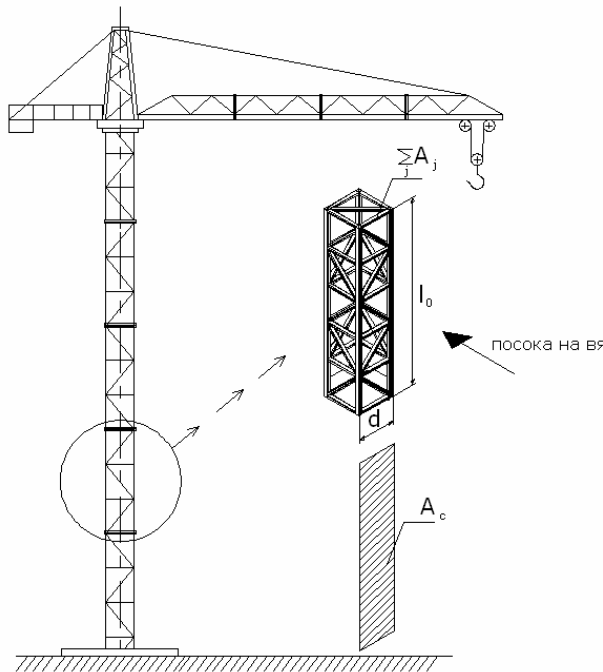
Аеродинамичния коефициент на стройност λ се изчислява по зависимостта: $\lambda = l_a / d$, където d е характеристичния размер на разглеждания елемент; l_a – аеродинамична дължина на елемента, която се изчислява по формулата: $l_a = \alpha_r \cdot l_0$, където $l_0[m]$ е фактическа дължина на елемента; α_r – относителна аеродинамична дължина на елемента, която зависи от положението

на елемента спрямо посоката на вятъра и формата на елемента и се определя от таблица дадена в [2].

Степента на запълване на фермата на кулакрана се определя по зависимостта:

$$\phi = \frac{\sum A_i}{A_c} \quad (7)$$

където $\sum A_i$ е сумата от площите на отделните елементи със свързващи планки, проектирани върху равнината на нейната характеристична височина d (фиг.2); $A_c [m^2]$ – пълната площ огранена от фермата в равнината на нейната характеристична височина (фиг.3)



фиг.3 Характеристична височина и площ на фермата на кулакран при определяне на ветрови натоварвания

2.2. Натоварване от вятър в неработно състояние

В повечето случаи оператора на крана (краниста) е длъжен след като преустанови работата на крана поради достигане на скоростта на вятъра до максималната стойност за която е осигурен крана $v(3)[m/s]$. Тогава той би следвало да освободи механизма за въртене на стрелата, да слезе от кабината и чрез релсозахвати да фиксира хо-

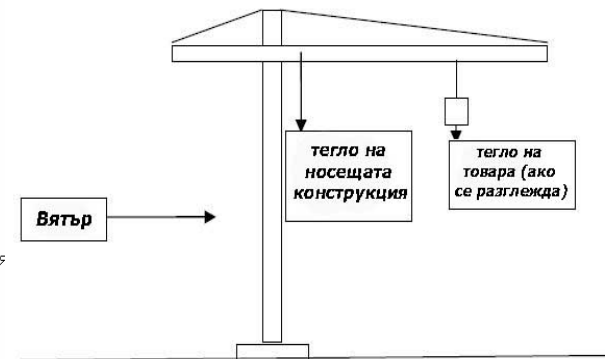
довата част на крана към релсовия път [3]. Ето защо проверката на куловия кран за ветрово натоварване в неработно състояние е редно да бъде извършена при вятър ориентиран по посока на стрелата (фиг.4).

При разглеждане на носещата конструкция на крана в неработно състояние ветровото натоварване действащо перпендикулярно на надлъжната ос на един елемент от крана се изчислява по формулата:

$$F = q(z).c.A, [N] \quad (8)$$

където $q(z)[N/m^2]$ е еквивалентното статично ветрово налягане в неработно състояние на крана, което се определя по формулата:

$$q(z) = 0,5 \cdot \rho \cdot v(z)^2 \quad (9)$$



фиг.4 Кулакран при натоварване от вятър в неработно състояние

където $v(z)$ е еквивалентната статична скорост на вятъра в неработно състояние на крана, която може да се изчисли по опростената формула:

$$v(z) = f_{rec} \cdot \left[\frac{z}{10^{0,14}} + 0,4 \right] \cdot v_{ref} \quad (10)$$

При изчисляването на натоварването от вятър върху даден елемент на кулакран в неработно състояние се приема, че вятъра духа хоризонтално с нарастваща скорост в зависимост от височината $z[m]$ над терена.

В горната формула f_{rec} е коефициент отчитащ периода на повтаряемост за който се определя ветровото натоварване. За носещи конструкции на кулакранове могат да се разглеждат периоди на повтаряемост R от 5 до 50 години, които имат следните стойности на коефициента f_{rec} :

$f_{rec} = 0,8155$ (за $R = 520d$); $f_{rec} = 0,8733$ (за $R = 1020d$); $f_{rec} = 0,9463$ (за $R = 2520d$) и $f_{rec} = 1,0$ (за $R = 5020d$); v_{ref} [m/sec] – базова скорост на бурен вятър в неработно състояние в зависимост от различните географски региони. Характеристичните стойности на базовата скорост на вятъра определена от НИМХ при БАН за различни райони на РБългария при вероятност за проявление 1 път на 50 години и 10 минутен интервал на осредняване на скоростта са дадени в [4].

При определяне на ветрово натоварване върху даден елемент от крана, чиято надлъжна ос е разположена на ъгъл α_w спрямо посоката на вятъра, то средната скорост на вятъра за този елемент се изчислява по формулата:

$$\bar{v}(z)^* = \bar{v}(z) \cdot \sin \alpha_w \text{ [m / s]}$$

Подобно на случая при кран в работно състояние и тук при разглеждане на товар на куката на крана се приема $\alpha_w = 90^\circ$ по отношение на ветровото натоварване върху окачения товар.

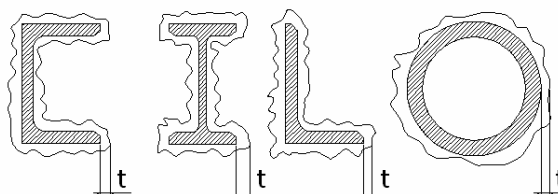
2.3. Натоварване от сняг и обледяване

В стандарт [2] не присъстват конкретни указания относно това по какъв начин трябва да бъдат отчетени натоварванията от сняг и обледяване. Единствено е споменато, че тези натоварвания трябва да бъдат взети предвид при изчисленията, като при това трябва да бъдат отчетени и увеличените площи при ветрови натоварвания. Въздействията от сняг и атмосферно обледеняване следва да включват собственото тегло на ледения и снежния слой, които действат върху конструкцията, като в документ [5] е указано, че ако ледът или снегът променят геометрията на обдуваната повърхност, то това състояние трябва да се отчита за определяне на ветровите натоварвания.

В анекс С към [6] е указано, че при изчисляването на теглото на ледената обвивка върху съоръжения от типа кули и мачти, за каквато може да се приеме носещата конструкция на кулакрана, то може да се приеме че всички конструктивни елементи на крана, включително и обслужващите площадки са покрити със слой лед с еднаква дебелина.

Натоварванията от сняг се изчисляват на база на заснежената площ от носещата конструкция на кулакрана умножена с характеристични стойности на натоварването от сняг за съответните географски региони указани в [7].

Разработката [8] разглежда детайлно проблемите свързани с определянето на натоварванията върху конструкциите от обледяване, където като основен нормативен източник в тази насока е разгледан стандарта [9]. Съгласно него носещите конструкции от тип "кули", каквито се явяват куловите кранове са подложени на завишено натоварване от вятър вследствие на обледяването. Ветровите натоварвания върху обледена конструкция на кулакрана могат да бъдат изчислени, чрез използване на същите принципи както при определяне на ветрови натоварвания върху незаледена конструкция, като е необходимо единствено да бъдат въведени изменения в геометрията на обветряните елементи. Съгласно този стандарт за определянето на очакваното количество на натрупания лед върху конструкциите се въвежда термина "клас лед", най- често срещания от които е т. нар. клас "стъкловиден лед". Моделите на натрупване на стъкловиден лед върху носещи конструктивни елементи на кулакрана са дадени на долната фиг.5.



фиг.5. Модели на натрупване на стъкловиден лед върху носещи конструктивни елементи

В долната таблица 1 са дадени дебелината и масата на леда за всеки клас стъкловиден лед.

табл. 1. Класове стъкловиден лед при плътност на леда $900 \text{ [kg / m}^3\text{]}$

Клас стъкловиден лед	Дебелина на леда $t \text{ [mm]}$	Маса на стъкловидния лед $m \text{ [kg / m]}$
		Диаметър на конструктивния елемент, върху

		който се натрупва леда, mm			
		10	30	100	300
G1	10	0,6	1,1	3,1	8,8
G2	20	1,7	2,8	6,8	18,1
G3	30	3,4	5,1	11,0	28,0
G4	40	5,7	7,9	15,8	38,5
G5	50	8,5	11,3	21,2	49,5
G6	Да се прилага само при екстеремни стойности на обледяването				

Моделни на натрупване на други типове лед върху конструкцията на крана, които по принцип се наблюдават при по-ниските температури, също са разгледани по аналогичен начин в стандарта [9]. Дебелината на леда върху носещата конструкция на крана следва да бъде определено по данни на НИМХ при БАН за райониране на територията на Р. България по характеристични стойности.

2.4. Натоварване от температурни въздействия

Стандарт [2] съветва където е необходимо да бъдат дадени указания за местните изменения на температурата, които да бъдат взети в предвид при изчисленията. Температурните изменения е възможно да бъдат отчетени съгласно стандарт [10]. Поради спецификата на тези натоварвания те не са разглеждани подробно в настоящата разработка.

3. КОМБИНИРАНЕ НА НАТОВАРВАНИЯТА ОТ КЛИМАТИЧНИ ВЪЗДЕЙСТВИЯ ВЪРХУ КУЛОВИ КРАНОВЕ

3.1. Комбиниране на ветровите натоварвания и натоварвания от сняг и обледяване

Поради характера на натоварванията от климатични въздействия, то те се комбинират по специфичен начин в сравнение с останалите натоварвания. Това се налага поради установения факт, че максималните дебелини на леда и снега обикновено настъпват в различни моменти през

годината, несъпадащи с максималните ветрови натоварвания. Това важи в особена степен за разгледания горе стъкловиден лед.

Натоварванията от обледяване, които се разглеждат в [9] представляват характеристични натоварвания и се оценяват за период на възвращаемост 50 години. Натоварванията от обледяване и вятър се препоръчва да бъдат комбинирани по два възможни начина:

*Първа комбинация- ветрово натоварване с вероятност за проявление 50 години се комбинира с натоварване от обледяване с висока вероятност за проявление 3 години

*Втори начин- ветрово натоварване с висока вероятност за проявление 3 години се комбинира с натоварване от обледяване с ниска вероятност за проявление 50 години;

Конкретни препоръки за комбиниране на ветрово натоварване с натоварване от обледяване са дадени в долната таблица 2

табл. 2. Принципи за комбиниране на ветрово натоварване с натоварване от обледяване

Комбинация	Ветрово въздействие		Въздействие от обледяване	
	Ветрово налягане $q[N / m^2]$	Период $T[год]$	Маса на леда $m[kg / m]$	Период $T[год]$
Първа	$k.q_{50}$	50	$\varphi_{ice} \cdot m$	3
Втора	$\varphi_w \cdot k.q_{50}$	3	m	50

Коефициентите φ_w и φ_{ice} се използват съответно за превръщане на ветрово натоварване и натоварване от обледяване определени от период на възвращаемост 50 години в такива определени от период на възвращаемост 3 години. В [9] се препоръчва стойност на коефициента $\varphi_{ice} = 0,3$, докато коефициента φ_w се налага да бъде определен от други нормативни документи за комбинация на ветрови натоварвания с други видове натоварвания. Съгласно [11] може да се приеме $\varphi_w = 0,6$.

Коефициента k се използва за намаляване на ветровото налягане поради ниската вероятност за съвпадение на максимално ветрово натоварване и максимално натоварване от обледяване в един и същи момент от годината. Стойностите на кое-

фициента k за различните класове стъкловиден лед са дадени в долната таблица 3.

табл. 3. Коефициенти 'k' за намаляване на ветровото налягане

ICG	k
G1	0,4
G2	0,45
G3	0,5
G4	0,55
G5	0,60

Натоварванията от сняг се комбинират с натоварвания от вятър съгласно предписанията на [7]. Препоръчително е да се приеме коефициент на комбиниране за натоварванията от сняг с максимален вятър $\psi_0 = 0,5$ (за терени с надморска височина до 1000m) и коефициент $\psi_0 = 0,7$ (за терени с надморска височина над 1000m).

3.2. Натоварващи комбинации за кулови

кранове включващи климатични въздействия 3.2.1.Изчислителни комбинации при кран в работно състояние

Съгласно [2] при разглеждане на кулакран в работно състояние се разглеждат следните изчислителни комбинации включващи климатични въздействия:

3.2.1.1.Изчислителни комбинации за носеща способност на крана

Тук спадат следните изчислителни комбинации:

*натоварвания при вдигане и позициониране на товара- те комбинират случаите на ускоряване, спиране и позициониране на крана със или без товар при вдигане и спускане на товар или товарозахватно приспособление от терена. Добавя се и натоварване от вятър в работно състояние, сняг, обледяване и температурни въздействия. Тук съгласно изискванията за нормална експлоатация на системата за управление на крана трябва да се предвиди, че само два от механизмите на крана са в режим на неустановено движение (включително и подемния механизъм);

* натоварвания при внезапно освобождаване на товара- тук отново трябва да се предвиди, че само два от механизмите на крана са в режим на

неустановено движение. Добавя се и натоварване от вятър в работно състояние, сняг, обледяване и температурни въздействия.

*натоварвания при придвижване на крана по неравен терен или релсов път с неравности- тук отново трябва да се предвиди, че само два от механизмите на крана са в режим на неустановено движение. Добавя се и натоварване от вятър в работно състояние, сняг, обледяване и температурни въздействия.

Частните коефициенти на сигурност за различните инерционни натоварвания и сили от собствено тегло при тази изчислителна комбинация се вземат от [2]. По отношение на климатичните въздействия от сняг и обледяване частните коефициенти на сигурност се приемат $\gamma_p = 1,22$. По отношение на температурните въздействия се използва $\gamma_p = 1,16$. Общият коефициент на сигурност за горните три изчислителни комбинации е $\gamma_f = 1,34$.

3.2.1.2.Изчислителни комбинации срещу преобръщане на крана

*при доказване на устойчивост срещу преобръщане на крана в работно състояние се използва натоварване от вятър в работно състояние и натоварвания от сняг и обледяване умножени с частен коефициент на сигурност $\gamma_p = 1,22$.

3.2.2.Изчислителни комбинации при кран в неработно състояние

При разглеждане на кулакран в неработно състояние се разглеждат изчислителни комбинации включващи натоварване от климатични въздействия съгласно [2]

3.2.2.1.Изчислителни комбинации за носеща способност на крана

Тук спадат следната изчислителна комбинация:

* натоварване от собствено тегло на крана и окачения товар (ако в случая се разглежда такъв), натоварване от вятър в неработно състояние, натоварване от обледяване, натоварване от сняг, натоварване от температурни изменения. Частният коефициент на сигурност за вятър в неработно състояние при тази изчислителна комби-

нация се приема $\gamma_p = 1,16$. За сняг и обледяване се приема $\gamma_p = 1,1$, а за натоварвания от топлинно въздействие се използва $\gamma_p = 1,05$. Общият коефициент на сигурност за тази изчислителна комбинация е $\gamma_f = 1,22$.

3.2.2.2. Изчислителни комбинации срещу преобръщане на крана

*при доказване на устойчивост срещу преобръщане на крана в неработно състояние се използва натоварване от вятър в неработно състояние умножено с частен коефициент на сигурност $\gamma_p = 1,16$.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящата разработка са разгледани въпросите свързани с нормативното осигуряване на натоварванията от климатични въздействия върху носещи конструкции на кулови кранове. Предложена е последователност от стъпки за тяхното изчисляване и комбиниране с други видове натоварвания върху крана, базирана основ-

но върху използването на нормативния документ за кранови конструкции БДС EN 13001-2 и предписанията на пакета норми Еврокодове.

Литература

1. Петков, Й., Г.Лабаков, Н.Несторов, Монтажни кранове в строителството, Техника, София, 1989г.
2. БДС EN 13001-2 Кранове. Общо проектиране. Част 2: Натоварвания, 2004 г.
3. Кътов, П. Строителни машини. С., Техника, 1989г.
4. БДС EN 1991-1-4: Въздействия върху строителните конструкции. Част 1-4: Основни въздействия. Натоварване от вятър.
5. EN 1991-1-4: Actions on structures- Part 1-4: General actions- Wind loads
6. EN 1993: Eurocode 3: Design of steel structures- Part 3.1: Towers, masts and chimneys- Tower and masts.
7. EN 1991-1-3: Actions on structures- Part 1-3: General actions- Snow loads
8. Линков Г., С.Жекова, Натоварване от обледяване и неговото нормативно осигуряване, Годишник на УАСГ, 2009, Том XLIV, стр.21-31.
9. ISO 12494: 2012-Atmospheric icing on structures
10. БДС EN 1991-1-5 Въздействия върху строителните конструкции. Част 1-5: Основни въздействия. Температурни въздействия
11. EN 1991 Eurocode 1: Actions on structures

LOADINGS ON TOWER CRANE STEEL STRUCTURE CAUSED BY CLIMATIC EFFECTS AND THEIR NORMATIVE PROVISIONS

Kalin RADLOV Filip KRASINI

Technology and mechanization of building department, University of civil engineering and geodesy - Sofia, Bulgaria
e-mail: kradlov@abv.bg, e-mail: fil_krasini@abv.bg

Abstract: The true evaluation of loadings on tower crane steel structures caused by climatic effects is an important stage to its bearing capacity check, securing of their structure against tilting and ensurance of tower crane's safety work. The present development deals with the problems of normative provisions of loadings on tower crane structure caused by climatic effects. The purpose is to develop a succession of steps for these loadings determination and the methods for their combination with another loadings on tower crane steel structure.

Keywords: tower crane, climatic effects, normative provisions

XML МОДЕЛИРАНЕ НА ПЪТНО – ТРАНСПОРТНИ ПРОИЗШЕСТВИЯ

Борис ТУДЖАРОВ¹ Васил ПЕНЧЕВ²

¹катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: bntv@tu-sofia.bg

²катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: vasil_penchev@tu-sofia.bg

Резюме: В работата е представен подход за създаване на модел на пътно – транспортно произшествие (ПТП) чрез eXtensible Markup Language (XML). XML моделът е основа за създаването на интегрирана Web базирана система за документиране, моделиране и визуализиране на ПТП, чрез съвременни средства и технологии.

Ключови думи: пътно – транспортно произшествие (ПТП), eXtensible Markup Language (XML), Cloud computing, автотехническа експертиза

1. УВОД

Компютърна техника навлиза все повече и повече във всички сфери на живота.

Специфична сфера е автотехническата експертиза. Това е процес, при който въз основа на прилагането научно - приложни знания и умения се извършва изследване на пътно – транспортни произшествия. Процедурата на самото изследване не е строго регламентирана, но процедурите предхождащи изготвянето на експертната са регламентирана в различни нормативни документи [1,2] и поднормативни актове, а самите дейности могат да се разделят на следните: документиране и анализ, който е желателно в себе си да съдържа и визуализация на анализирания събитие, което улеснява възприемането от страна на заинтересованите лица. Факт е, че дейностите свързани с документирането на събитията се извършват ръчно, без употребата на компютърна техника, което е трудоемко и води до разходи на ресурси – човешки, енергийни и природни. С оглед на този факт авторите предлагат създаването на “Cloud computing” система [3], която обединява в себе си всички описани дейности и е базирана на XML. Свързващо звено на системата се явява предложението в работата XML модел на пътно – транспортно произшествие (ПТП).

2. XML – РАЗШИРЯЕМ МАРКИРАЩ ЕЗИК

XML – eXtensible Markup Language е технология, която дава разширяеми възможности за описване на различни по вид и сложност про-

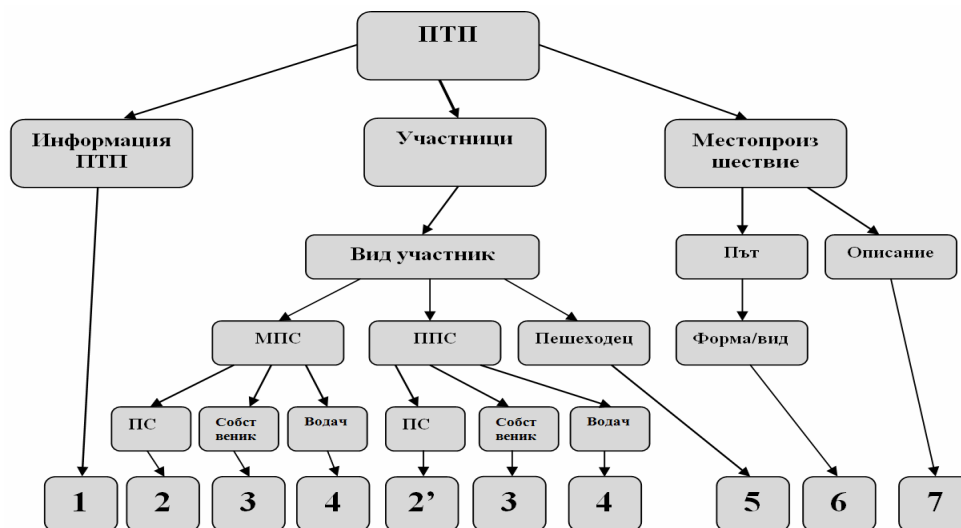
блеми и намира приложимост в много и различни сфери. Чрез XML информацията се представя в дървовидна (йерархична) структура при спазването на определените в стандарта на World Wide Web Consortium [4] синтактични правила. Целта му е да описва данните по такъв начин, че да се реализира възможно най-безпроблемно: обменът им между софтуерни приложения; автоматичното им обработване; организирането на платформено – независима комуникация и лесното разширяване и еволюция на приложенията.

3. XML МОДЕЛ НА ПТП

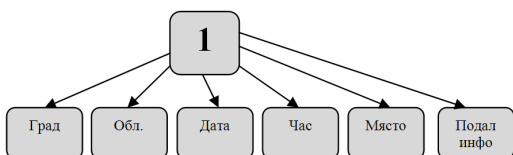
Създаването на XML модел на ПТП е необходимо с цел интегрирането на създадени за целта на документирането, анализа и визуализацията на пътно – транспортни произшествия Web базирани модули в единна система. Самият XML модел представлява една дървовидна структура, в която основните елементи са елементите на произшествието, свързани в йерархична зависимост един от друг и един с друг. Структурата на XML модела е показана на фиг.1. Основните звена в модела “ПТП са: „Информация ПТП”, „Участници”, „Местопроизшествие”. Във всяко едно от тези звена се извършва описание на определени данни и необходима информация.

В „Информация ПТП” (фиг.2) се записва информацията относно настъпването на произшествието и данните за времето и мястото му. Този блок има преди всичко информационен характер и информацията, която се въвежда в неговите елементи е необходима за съставянето на прото-

кола за оглед на местопроизшествието и не играе особено важна роля за по – нататъшното въвеждане и използване на наличните в него данни.

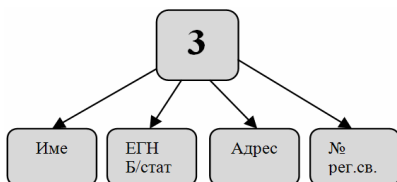


фиг.1 Структурна схема на XML модела



фиг.2 Структура и съдържание на блок „Информация”

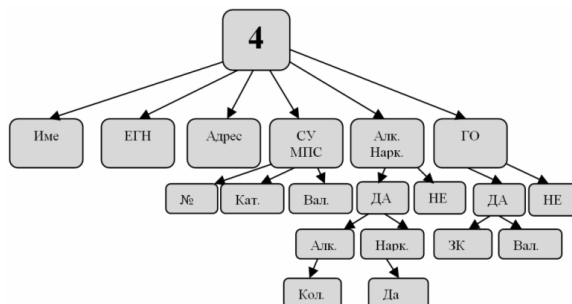
В блока „Участници” се прави описание на всички участници в разглежданото събитие с цялата необходима за последващия анализ на произшествието информация, касаеща техните геометрични и масови характеристики, информация за техническите параметри на оборудването и т.н.



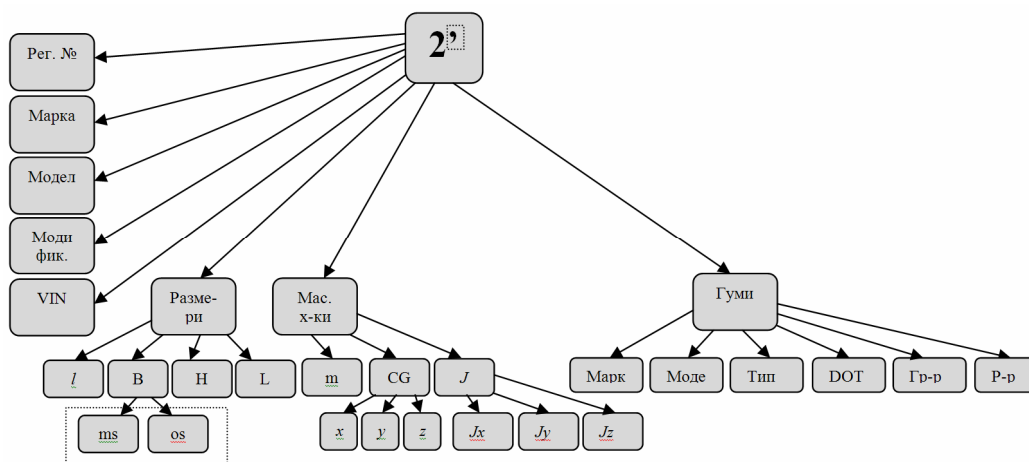
фиг.3 Структура и съдържание на блок „Собственик”

Тъй като участниците в едно пътно – транспортно произшествие могат да бъдат различен брой и вид, поради тази причина в блока се съдържат три подблока, които съответно са: „МПС”, „ППС” и „Пешеходец”.

Всеки един от тези блокове съхранява информация съответно за: блок „МПС” – за моторно превозно средство (лек или товарен автомобил, автобус, мотоциклет, моторед, трактор), блок „ППС” – за пътно превозно средство (ремарке, каруца, велосипед), блок „Пешеходец” – за пешеходец.



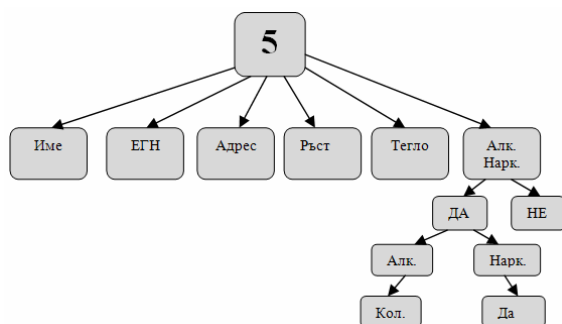
фиг.4 Структура и съдържание на блок „Водач”, част от блок „Участници”



фиг. 5 Структура и съдържание на блок „Превозно средство (ПС)”, част от блок „Участници”

Всеки един от представените подблокове - „МПС” и „ППС” – съдържат подблокове, в които се съхранява информация относно превозното средство (фиг. 5), неговия собственик (фиг. 3) и водача му в момента на възникване на разглежданото събитие (фиг. 4).

средства (доколкото е възможно да се определи, чрез определени показатели (напр. дълбочина на грайфера на гумите, DOT на гумата и др.). Въведената тук информация взема участие не само в печата на документа, а част от нея е необходима за извършване на експертния анализ и се транспортира към модул за извършването му.



фиг. 6 Структура и съдържание на блок „Пешеходец”, част от блок „Участници”

В блока „Участници” има още един подблок. Това е блок „Пешеходец”. В него се записват и съхраняват данни за пешеходец – участник в събитието (фиг.6).

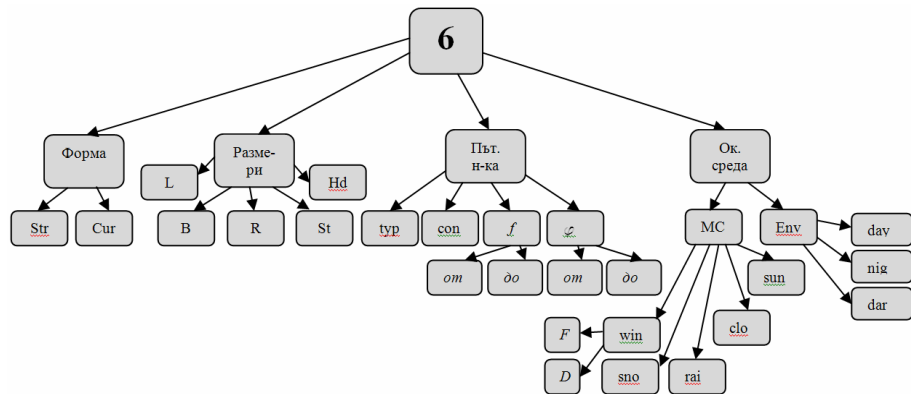
Блокът „Местопроизшествие” – в този блок от XML структурата се записва и съхранява информация свързана с местопроизшествието и свързаните с него факти. Блокът е съставен от два основни подблока „Път” и „Описание”, чиито структури и съдържания са показани на фигурите фиг. 7 и фиг.8.

Блокът „Път” съдържа в себе си елементи, необходими за описанието на пътния участък в който е настъпило разглежданото събитие.

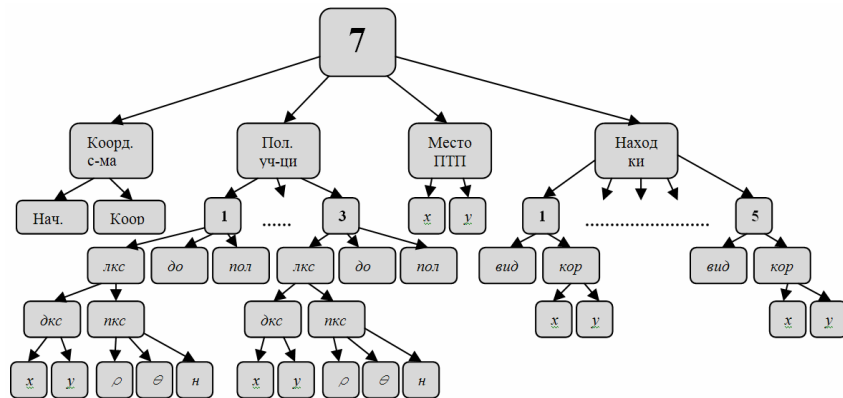
В подблока „Описание” се извършва дефинирането на локална координатна система и описание на находките на местопроизшествието и техните координати в локалната координатна система.

Информацията, която се записва в блока „Участници” от файла, касае пряко участниците в произшествието. Въвежда се информация за техните геометрични и масови характеристики, водачите, техните психо-физиологични състояния, техническото състояние на превозните

В „Местопроизшествие” се описва подробно местопроизшествието, параметрите на пътния участък, метеорологичните условия, състоянието на околната среда, находките на местопроизшествието и др. В него се въвежда информация, която е необходима и за протокола (създаването на печатен файл), така и за модула за анализиране на събитието.



фиг. 7 Структура и съдържание на блок „Път”



фиг. 8 Структура и съдържание на блок „Описание”

На фиг. 9 е показано част от съдържанието на създадения XML модел. Въведената в този XML документ информация се използва от различни модули на интегрираната система за документиране, анализ и визуализация на ПТП.

4. ИНТЕГРИРАНА СИСТЕМА ЗА ДОКУМЕНТИРАНЕ АНАЛИЗ И ВИЗУАЛИЗАЦИЯ НА ПТП

Както беше посочено по-горе цел на работата е разработване на XML модел на ПТП като основно звено на цялостна система, чрез която да се извършват дейностите по документирането, анализа и визуализацията на ПТП в Web среда.

На фиг.10 е представена схема на предлаганата система и са показани връзките между от-

делните модули на същата. Работата на системата може да се опише по следния начин:

След посещение на местопроизшествието от компетентните лица се попълва необходимата форма, която е част от модула “Документиране”. Въз основа на нея при необходимост може да се извърши печат или запис на необходимата информация в желан от потребителя формат и върху различен вид носител.

Информацията, въведена в модула “Документиране”, е се използва като входна за втория модул – модула “Анализ”, където се извършват изчисления. Данните от изчисленията се записват отново в подходящ XML формат, който от своя страна служи за вход на следващия модул за визуализация на ПТП.

В модула “Визуализация” – се генерира X3D визуализация на произшествието.

```

<?xml version="1.0" encoding="windows-1251" ?>
-<KATASTROFA>
- <INFO>
  <!-- ИНФОРМАЦИЯ ЗА ПТП -->
  <GRADELO />
  <OBLAST />
  + <DATA>
    <CHAS />
    <MESTOPROIZSH />
    <KOJ />
  </INFO>
  <!-- КРАЙ НА ВЪВЕЖДАНЕТО НА ИНФОРМАЦИЯТА ЗА ПТП -->
- <UCHASTNICI>
  <!-- ВЪВЕЖДАНЕ НА ИНФОРМАЦИЯ ЗА УЧАСТНИЦИТЕ В ПТП-ТО -->
- <WIDUCHASTNIK>
  <!-- ВЪВЕЖДАНЕ ДАННИ ЗА УЧАСТНИК В ПТП -->
- <AWTOMOBIL_MOTOR>
  + <DANNIMPS>
  <!-- ТУК СВЪРШВА ВЪВЕЖДАНЕТО НА ДАННИТЕ ЗА МПС -->
- <DANNISOBSTWENIK>
  <!-- ВЪВЕЖДАНЕ ДАННИ СОБСТВЕНИК -->
  <IME />
  <EGN_BULSTAT />
  <ADRES />
  <TALONNOMER />
  </DANNISOBSTWENIK>
  <!-- КРАЙ НА ВЪВЕЖДАНЕТО НА ДАННИ СОБСТВЕНИК -->
  + <DANNIWODACH>
  <!-- КРАЙ НА ВЪВЕЖДАНЕТО НА ДАННИ ВОДАЧ -->
  </AWTOMOBIL_MOTOR>
  <!-- КРАЙ НА ВЪВЕЖДАНЕТО НА ДАННИ ЗА УЧАСТНИК1 -->
- <PPS>
  <!-- ВЪВЕЖДАНЕ НА ДАННИ ЗА ППС -->
  + <REMARKE>
  </PPS>
- <PESNEHODEC>
  <!-- ВЪВЕЖДАНЕ НА ДАННИ ЗА ПЕШЕХОДЕЦ -->
  <IME />
  <EGN />
  <ADRES />
  + <ALKOHOL_NARKOTIK>
  <TEGLO />
  <RUST />
  </PESNEHODEC>
  </WIDUCHASTNIK>
</UCHASTNICI>
- <MESTOPROIZSHESTWIE>
  <!-- ВЪВЕЖДАНЕ НА ДАННИ ЗА МЕСТОПРОИЗШЕСТВИЕТО -->
  + <PUT>
  + <CRASH>
  </MESTOPROIZSHESTWIE>
</KATASTROFA>

```

фиг. 9 Основни елементи на XML модела на ПТП



фиг.10 Общ модел на системата и взаимовръзките между съставните и модули

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представеният XML документ с така предложената структура и съдържание, с неговите съставни подблокове и елементи може да служи за основа при създаването на единна интегрирана „Cloud” базирана система за документиране, анализ и визуализация на ПТП в WEB среда.

Литература

- 1.Наказателен кодекс (НК).
- 2.Наказателно – процесуален кодекс (НПК).
- 3.Пенчев В., Б.Туджаров, “Cloud” система за документиране, анализ и визуализация на ПТП, БСИП, бр.13/2012, стр. 59 – 66.
4. www.w3.org/XML Посетен на 08.11.2012г

XML MODELING OF VEHICLE CRASH ACCIDENTS

Boris TUDJAROV¹ Vasil PENCHEV²

¹ Fundamentals of design department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: bntv@tu-sofia.bg

² Fundamentals of design department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: vasil_penchev@tu-sofia.bg

Abstract: The work presents an approach for creating a model of vehicle crash accident by usage of eXtensible Markup Language (XML). The XML model is the basis for the creation of integrated Web-based system for documenting, analysis and visualization of accidents through contemporary means and technologies.

Keywords: Vehicle crash accident, XML, Cloud computing, vehicle crash accident investigation

ИЗСЛЕДВАНЕ ТОЧНОСТТА НА РЕЖЕЩИТЕ РЪБОВЕ НА ПАЛЦОВИ МОДУЛНИ ФРЕЗИ С НОВА ГЕОМЕТРИЯ

Петър ПАНТИЛЕЕВ Ирена ПЕТРОВА

катедра „Машинознание машинни елементи и инженерна графика”, Русенски университет - Русе, България

e-mail: pantileevp@uni-ruse.bg , e-mail: ikpetrova@uni-ruse.bg

Резюме: Предложена е схема за профилиране на палцови модулни фрези с праволинейни режещи ръбове, при която профилът на обработваните зъби се получава от траекториите на точки от режещите ръбове. Приложени са резултати от изследвания за влиянието на конструктивни параметри на зъбите на обработваните зъбни колела върху теоретичната точност на режещите ръбове на фрезата.

Ключови думи: палцови модулни фрези, геометрия, режещи ръбове

1. ВЪВЕДЕНИЕ

В тежкото машиностроение се използват зъбни колела с големи размери – фиг.1. Срещат се зъбни колела с диаметри от 4000 до 10 000 милиметра и модули на зъбите от 20 до 70 милиметра. Най-често тези зъбни колела са с ниска точност – от 9 до 11 степен. Зъбите им се обработват чрез зъбофрезозване. Използват се червячни модулни фрези, работещи по метода на центроидното обхождане, и дискови и палцови модулни фрези, които работят по метода на копирането [1,2]. Последният метод се



фиг.1 Съставно зъбно колело от топлоелектрическа централа

осъществява чрез единично делене за обработване на всяко междузъбие и е сравнително по-неточен.

За зъбни колела с модули на зъбите над 30 милиметра, червячните модулни фрези се ползват с големи размери, които надвишават възможностите на технологичното оборудване. В тези случаи най-удобни са палцовите модулни фрези, които имат значително по-малки размери.

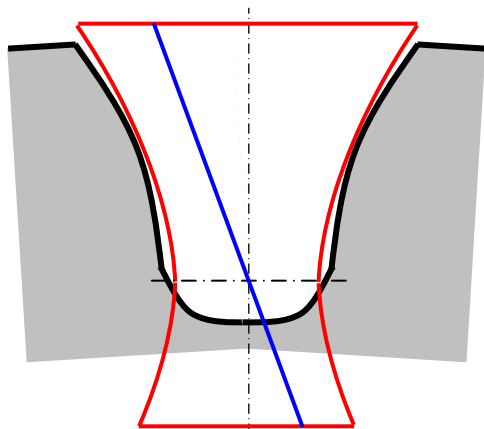
Палцовите модулни фрези имат и редица недостатъци, като: произвеждат се със затиловани зъби и се презаточват само по предните повърхнини, имат нулеви стойности на предните ъгли и малки стойности на задните ъгли на режещите части, особено тези при върха на фрезата. Всичко това води до по-бързо износване и съкращаване на общата трайност на инструмента. След всяко презаточване, стойностите на диаметрите на фрезата за едни и същи сечения намаляват, което води до намаляване и на ширината на междузъбията на обработваното зъбно колело.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Предлага се палцова модулна фреза с нова геометрия, която е характерна с това, че режещите части са острозаточени, а режещите ръбове са праволинейни [3,4]. В този случай предните и задните ъгли на режещите части имат положителни стойности, които са значително по-големи и по-близко до оптималните отколкото тези на затилованите фрези.

Схемата за профилиране на такава фреза е показана на фиг.2. На фигурата е показано едно междузъбие от зъбно колело. В него може да се види част от прост ротационен хиперболоид с една повърхнина, чиято правоъгълна проекция в

равнина перпендикулярна на оста на въртене на зъбното колело, изпълва с голяма точност цялото



фиг.2 Профилиране на палцова модулна фреза с нова геометрия

междузъбие. Уравнението на такъв хиперболоид в координатна система свързана с осите му на симетрия има вида: [5]

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{a^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1 \quad (1)$$

Повърхнината на прост ротационен хиперболоид с една повърхнина може да се образува по кинематичен път чрез въртене и на една подходящо ориентирана права линия около геометричната му ос – фиг.2. Тази права линия по конструктивен път може да се превърне в режещ ръб на инструмент. Еволвентният профил на междузъбието се описва, с известна точност, последователно от траекториите на точки от режещия ръб при въртене на инструмента, чиято ос съвпада с геометричната ос на хиперболоидната повърхнина.

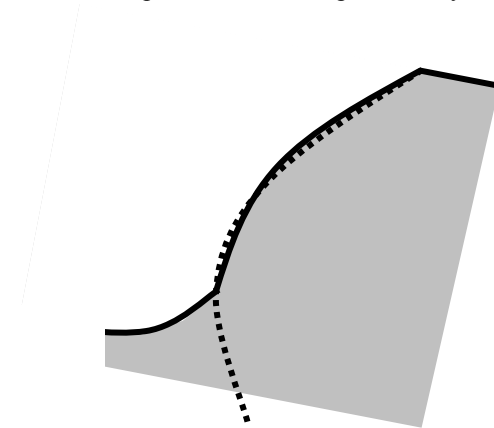
В Русенски университет „Ангел Кънчев” е конструирана палцова модулна фреза с нова геометрия за обработване на зъбните профили на зъбни колела с параметри:

- модул - 40mm;
- брой зъби на обработваното зъбно колело – 30;
- брой зъби на сдружаваното зъбно колело – 30;
- профилен ъгъл на изходния зъбен гребен – 20 градуса;

- коефициент на изместване на обработваното зъбно колело – 0;
- коефициент на изместване на сдружаваното зъбно колело – 0;
- коефициент на височина на главата на зъба – 1;
- коефициент на радиална хлабина – 0,25;
- гарантирана нормална странична хлабина 0 mm.

3. ТОЧНОСТ НА РЕЖЕЩИТЕ РЪБОВЕ

Описваната от точки на режещия ръб линия в равнина перпендикулярна на оста на зъбното колело се различава от необходимата кръгова еволвента, със строго определени параметри – фиг.3. На фигурата с прекъснатата линия е показана линията описана от режещия ръб, а с пълтна линия необходимият еволвентен профил на зъба. Когато тези разлики имат минимални, но допустими стойности, палцовите модулни фрези с нова геометрия могат да се прилагат с успех.



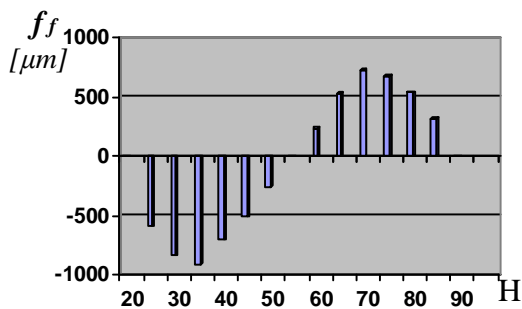
фиг.3 Съпоставяне на профилите

За точността на режещите ръбове на палцови модулни фрези с нова геометрия може да се съди от разликите на координати по ос, перпендикулярна на оста на симетрия на междузъбието на обработваното зъбно колело, на точки от теоретичния еволвентен профил на зъба и профилът описан от траекториите на точки от режещия ръб.

Отклоненията се изчисляват по следната зависимост:

$$f_f = \Delta X = X_E - X_{XE} \quad (2)$$

Разпределението на отклоненията по височина на зъба за режещите ръбове на инструмент, предназначен за обработване на зъбните профили на конкретно зъбно колело с параметри: модул – 40 mm, брой на зъбите – 60 и коефициент на изместване 0 е показано на фиг.4.



фиг.4 Точност на режещите ръбове

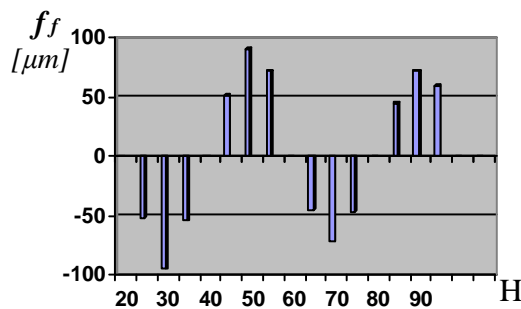
От фигурата е видно, че линията формирана от режещия ръб, пресича еволвентната линия в три точки. Местоположението на тези точки може да се избира предварително и в диалогов режим може да се проследява характера на разпределението на отклоненията между сравняваните профили. Това дава възможност да се подберат такива параметри на режещите ръбове на инструментите, че да се гарантира равномерно или желано разпределение на отклоненията на профилите.

За успешно профилирана палцова модулна фреза с нова геометрия на режещата част се смята тази при която стойностите на максималните теоретични отклонения на обработваните зъбни профили не надвишава 50% от допустимите, които са регламентирани от БДС 32 96 – 79 [3].

В повечето случаи тази точност не може да бъде постигната. Тогава се прави опит за вписване в междузъбието на две повърхнини на прости ротационни хиперboloиди с по една повърхнина с различни параметри.

Точните стойности на параметрите на хиперboloидните повърхнини се уточняват след многократна проверка на максималните отклонения и уточнявания местоположението на пресечните точки между еволвентния профил на зъбите и теоретичния профил от инструмента.

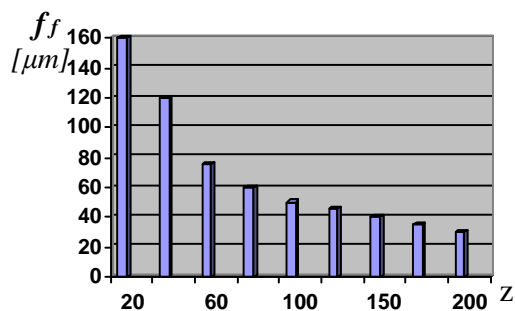
На фиг.5 е показан характера на изменение и стойностите на отклоненията при използване на две хиперboloидни повърхнини за фреза, предназначена за обработване на конкретно зъбно колело. Зъбните профили на обработваното зъбно колело са с параметри: модул – 40 mm,



фиг.5 Точност на режещите ръбове при използване на две хиперboloидни повърхнини

брой на зъбите – 60 и коефициент на изместване 0.

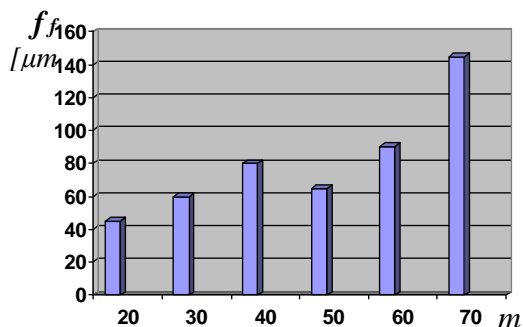
Масовото приложение на палцови модулни фрези с нова геометрия е възможно, ако те могат да осигурят висока точност на обработваните зъбни профили в широк диапазон на изменение на конструктивните им параметри – брой на зъбите и модули.



фиг.6 Влияние на броя на зъбите върху теоретичната точност при модул 40

Извършено е изследване за влиянието на броя на зъбите и големините на модулите върху теоретичната точност, осигурявана от зъбообработващите палцови фрези. Изследвани са инстру-

менти, чиито режещи ръбове описват две хиперболоидни повърхнини с различни



фиг.7 Влияние големината на модула върху теоретичната точност при брой на зъбите 60

параметри. Резултатите от изследванията са отразени съответно на фиг.6 и фиг.7.

2. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършено е цялостно изследване за влияние на конструктивни параметри на зъбните профили на зъбни козела върху точността на режещите

ръбове на полцови модулни фрези с нова геометрия.

Доказано е, че палцови модулни фрези с режещи ръбове, които описват две хиперболоидни повърхнини, успешно могат да се прилагат за обработване на зъбните профили на цилиндрични зъбни козела с прави зъби и брой на зъбите над 60.

Литература

1. Бушуев В., Налетов С. Тяжелые зубообрабатывающие станки. Москва, Машиностроение, 1986, 276 с.
2. Ординарцев И., Филипов Г., Шевченко А., Онишко А., Сергеев А. Справочник инструментальщика. Ленинград, Машиностроение, 1987, 846 с..
3. Пантилеев П. Профилиране на палцови модулни фрези с наклонени зъби. АМТЕСН' 95, секция 1 – Технология на машиностроенето, Русе, 1995, с. 115 - 117 .
4. Пантилеев П. Определяне стойностите на някои специфични конструктивни и геометрични параметри на палцови модулни фрези с наклонени зъби. УНИТЕХ '01, Сборник доклади от Международна научна конференция, ТУ – Габрово, 2001, том II, с. 127 – 131 .
5. Litvin F., Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory, CAMBRIDGE, 2004, с. 800.

EXAMINING THE PRECISION OF THE CUTTING EDGES OF GEAR-CHAMFERING MODULAR CUTTERS WITH NEW GEOMETRY

Petar PANTILEEV Irena PETROVA

¹Department "Machine science, machine elements and engineering graphics", Ruse University-Ruse, Bulgaria
e-mail: pantileevp@uni-ruse.bg, e-mail: ikpetrova@uni-ruse.bg

Abstract: A scheme for profiling of gear-chamfering modular cutters with rectilinear cutting edges, where the profile of the treated teeth is obtained from the trajectories of points from the cutting edges, is proposed. Attached are the results of studies on the influence of design parameters of the teeth of the treated gear wheels on the theoretical accuracy of the cutting edges of the cutter.

Keywords: gear-chamfering modular cutters, geometry, cutting edges

КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА ТРАНСМИСИИ СЪСТАВЕНИ ОТ ДИФЕРЕНЦИАЛЕН ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ И ФРИКЦИОНЕН ВАРИАТОР ПРИ РАЗЛИЧНИ КИНЕМАТИЧНИ СХЕМИ НА ТРАНСМИСИЯТА

Костадин СТОИЧКОВ Явор СОФРОНОВ

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

Резюме : В статията се разглеждат два трансмисионни механизма в , чиито кинематични схеми са включени затворен зъбен диференциален механизъм и фрикционен вариатор. Направен е кинематичен анализ при две различни схеми на свързване на фрикционния вариатор и диференциалният механизъм. Изведени са предавателните функции на двата механизма и изменението на предавателното отношение във функция от изменението на предавателното отношение на вариатора. Даден е начин за ориентировъчно определяне на предавателното отношение на зъбната предавка от диференциалният механизъм.

Ключови думи: Вариатор, диференциален механизъм, предавателно отношение

1. УВОД

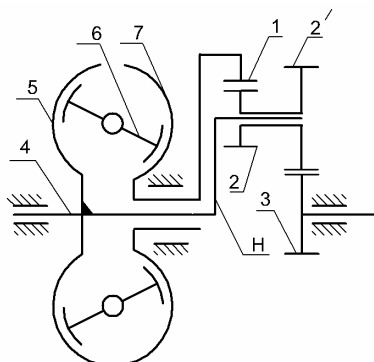
В публикацията [1] е направен кинематичен анализ на трансмисионен механизъм с безстепенно изменение на предавателното отношение, включващ фрикционен вариатор от тороиден тип и затворен зъбен диференциален механизъм. Изводите от направения анализ категорично доказват големите кинематични възможности на разгледаният механизъм. Диапазонът на изменение на предавателното отношение (i_T) на трансмисионният механизъм теоретически е безкраен $1 < i_T < \infty$. Това означава, че такъв механизъм може да реализира функциите съединител ($i_T = 1$), вариатор и спирачка $i_T = \infty$, посредством изменение на предавателното отношение на вариатора. В [1] е разгледана трансмисия, при която [1, фиг.1] задвижващите звена на затвореният диференциален механизъм са неговите централни колела, изходящото звено е водилото, а затварящият механизъм е тороидният вариатор. Големите кинематични възможности установени в следствие от направения анализ на тази трансмисия дава основание на авторите да продължат теоретическите изследвания на трансмисионни механизми със същата структура но с различни кинематични схеми.

2. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА ТРАНСМИСИОНЕН МЕХАНИЗЪМ ПРИ ВХО-

ДЯЩИ ЗВЕНА ВОДИЛО И ЦЕНТРАЛНО ЗЪБНО КОЛЕЛО ЗАДВИЖВАНО ОТ ВАРИАТОР

На фиг.1 е дадена кинематична схема на трансмисионен механизъм, при който едното задвижващо звено на диференциалният механизъм е колелото (1), а другото - неподвижно свързаното с изходящият тороид (7) водило (Н).

На входящият вал (4) (фиг.1) неподвижно са монтирани водилото (Н) и задвижващият тороид (5) на тороидния вариатор в следствие, от което входящото в трансмисията движение се разделя на две: Първото движение през водилото, на диференциалният механизъм и сателитния блок -2-2' до изходящото колело -3; Второто движение от входящият тороид през междинната ролка (6) се предава на изходящият тороид (7), който задвижва централното зъбно колело (1) на диференциалният механизъм съставен от зъбните колела 1, 2, 2', 3 и водилото - Н. Двете движения се сумират върху изходящото колело - (3). Както се вижда от схемата, звената на вариатора представляват затварящата верига на затворен зъбен диференциален механизъм. Поради това, че общото предавателно отношение на трансмисията зависи от предавателното отношение на затварящата верига, в случая вариатора, ясно е, че при изменение на предавателното отношение на вариатора ще се измени и това на трансмисията.



Фиг.1. Кинематична схема на трнсмсионен механизъм с входящи звена водило и задвижвано от вариатор централно зъбно колело

Като резултат от прилагането метода на Вилис за диференциалният зъбен механизъм от фиг.1 се получава изразът:

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}, \quad (1)$$

където с i_{13}^H е означено предавателното отношение на обикновения зъбен механизъм съставен от колелата 1, 2, 2', 3. След разделяне на числителя и знаменателя в дясната страна на (1) с ω_H се стига до:

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1/\omega_H - 1}{\omega_3/\omega_H - 1}. \quad (2)$$

За отношенията на ъгловите скорости от (2) са в сила следните равенства:

$$\omega_1/\omega_H = -R_5/R_7, \quad (3)$$

Където R_5 и R_7 са контактните радиуси между междинната ролка на вариатора и съответния тороид, определящи предавателното отношение на вариатора. Отношението на ъгловите скорости ω_3/ω_H е реципрочо на предавателното отношение на трансмисията т.е.-

$$\omega_3/\omega_H = 1/i_T, \quad (4)$$

където i_T е предавателното отношение на трансмисията при входящо звено водилото. След заместване (4) и (3) в (2) се получава:

$$i_{13}^H = \frac{-R_5/R_7 - 1}{1/i_T - 1} \quad (5)$$

Отношението на контактните радиуси, в числителя на (5) е реципрочо на предавателното отношение (i_V) на вариатора при входящ вал, валът на водилото. Следователно ако въведем равенството $R_7/R_5 = i_V$, можем да запишем:

$$-R_5/R_7 = -1/i_V \quad (6)$$

След заместване на (6) в (5) и изразяване на i_T се получава изразът

$$i_T = \frac{i_{13}^H i_V}{i_V (i_{13}^H - 1) - 1}, \quad (7)$$

който всъщност е предавателното отношение на трансмисията.

За да се реализира едно от предимствата на тази трансмисия, а именно осъществяване на $i_T = \infty$, както се вижда от (7) трябва да се изпълни равенството

$$i_V (i_{13}^H - 1) - 1 = 0. \quad (8)$$

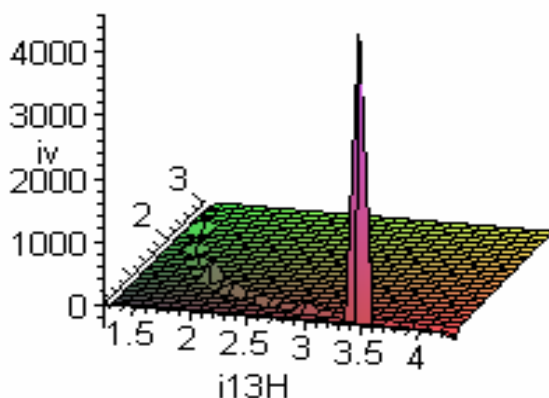
За да се изпълни (8) само с изменение на предавателното отношение на вариатора поради това, че като отношение на отсечки, i_V е строго положително число е необходимо да е изпълнено неравенството $i_{13}^H > 1$. Това означава, че двустъпалният зъбен механизъм 1, 2, 2', 3 трябва да бъде редуктор с две едноименни зацепвания т.е. на схемата от фиг.1 зъбното колело (3) да бъде с вътрешни зъби. Тогава от (8) може да се определи при какво предавателно отношение на вариатора ще спре изходящият вал на трансмисията без спиране на входящия:

$$i_V = \frac{1}{i_{13}^H - 1} \quad (9)$$

Като се има предвид, че диапазонът на регулиране [2] на вариатор от този тип се приема в границите 0,3 ÷ 3 от (9) може да се намерят граничните стойности на предавателното отношение на зъбният механизъм, които чрез елементарно пресмятане се установява, че са 1,33 и 4,33. Предавателното отношение (i_T) на трансмисията, както се вижда от (7) е функция от две променливи- i_V и i_{13}^H . Едната променлива - i_V се изменя в границите 0,3 ÷ 3 и с нейното изменение се постига изменението на предавателното от-

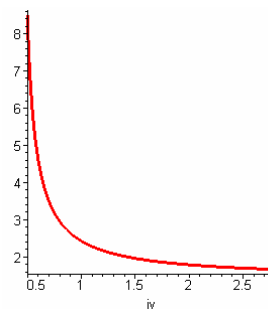
ношение на на трансмисията. Стойността на другата променлива - i_{13}^H трябва да се определи в процеса на синтез на механизма по критерии зададени от конкретните параметри, които трябва да реализира трансмисията. За пример ще бъде разгледан случай, при който се изисква изменение на предавателното отношение на трансмисията от едната до другата граница на диапазона при минимален диапазон на изменение на i_V . Задачата естествено е решима аналитично с приложение на анализа на функции с две променливи но авторите предлагат решение със прилагане на съвременен софтуер.

На фиг. 2 е дадена е даден графичния вид на функцията с две променливи - i_T т.е. повърхнината $i_T = i_T(i_{13}^H, i_V)$, като по двете хоризонтални оси са нанесени съответно i_V и i_{13}^H , а повертикалната - i_T . Стойността на i_{13}^H , която ще удовлетвори поставеното условие за минимизация изменението на i_V е тази, при която предавателното отношение на трансмисията - i_T , се изменя най бързо във функция от i_V . От фиг.2 ясно се вижда че най-голямо изменение на i_T във функция от i_V се получава при $i_{13}^H = 3,4$.



фиг.2 Визуализация на повърхнината $i_T = i_T(i_{13}^H, i_V)$

След фиксиране на предавателното отношение на зъбния механизъм ($i_{13}^H = 3,4$) на фиг.3 е начертана графиката на изменение на i_T .



фиг.3. Графика на функцията $i_T = i_T(i_V)$ при предавателно отношение на зъбния механизъм $i_{13}^H = 3,4$

От графиката на фиг.3 е видно, че диапазонът на регулиране на вариатора необходим за изменение на i_T от едната до другата негова граница е : $D = 2,5/0,5 = 5$ -при максимален диапазон на регулиране за тороидните вариатори- $D_{\max} = 3/0,3 = 10$.

3.КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА ТРАНСМИСИОНЕНН МЕХАНИЗЪМ ПРИ ВХОДЯЩИ ЗВЕНА ЦЕНТРАЛНО ЗЪБНО КОЛЕЛО И ВОДИЛО ЗАДВИЖВАНО ОТ ВАРИАТОР

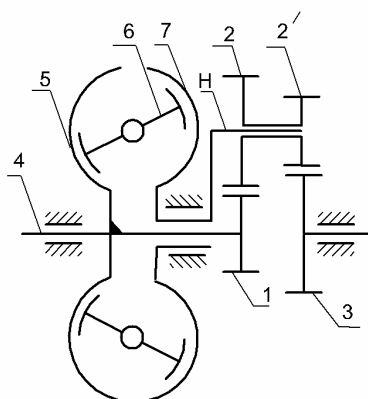
На фиг.4 е дадена кинематична схема на трансмисия съставена от вариатор и затворен диференциален зъбен механизъм. Принципът на действие и изходящото звено е същият като при механизма от фиг.1, с тази разлика че задвижвано от вариатора не е централното зъбно, колело, а водилото Н.

След разделяне на числителя и знаменателя в дясната част на (1) с ω_1 получава изразът

$$i_{13}^H = \frac{1 - \omega_H / \omega_1}{\omega_3 / \omega_1 - \omega_H / \omega_1} \quad (10)$$

При използване на приетите в предишната точка от настоящата работа означения, в сила са равенствата

$$\omega_H / \omega_1 = -R_5 / R_7 = -1 / i_V \quad (11)$$



фиг.4 Кинематична схема на трансмия съставена от тороиден вариатор и затворен зъбен диференциален механизъм с водило задвижвано от вариатора

и

$$\omega_3/\omega_1 = 1/i_T. \quad (12)$$

Заместването на (11) и (12) в (10) води до уравнението

$$i_{13}^H = \frac{1+1/i_V}{1/i_T + 1/i_V}, \quad (13)$$

След изразяване на i_T от (13) се получава изразът:

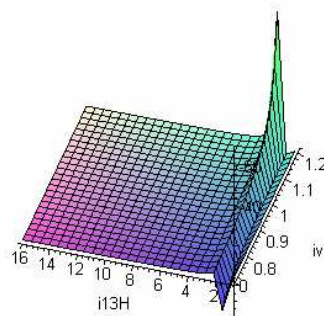
$$i_T = \frac{i_V \cdot i_{13}^H}{i_V + 1 - i_{13}^H}, \quad (14)$$

който всъщност е предавателното отношение на трансмията. При тази предавателна функция за осъществяване спиране на изходящото звено при движение на входящото ($i_T = \infty$), както се вижда от знаменателя на (14) е необходимо i_{13}^H да бъде положително число по голямо от единица. Това означава, че двустъпалната предавка съставена от зъбните козела 1, 2, 2', 3 трябва да бъде редуктор с две едноименни зацепвания. Стойността на i_V при която се достига $i_T = \infty$ се получава при нулиране на знаменателя в дясната страна на (14) или:

$$i_V = i_{13}^H - 1. \quad (15)$$

Визуализацията на повърхнината $i_T = i_T(i_V, i_{13}^H)$ дадена на фиг.5 позволява ориентировъчно да определим предавателното отно-

шение i_{13}^H . Ако критерият за определяне на i_{13}^H е същият акто в предходната точка настоящата работа, то стойността която удовлетворява условието за минимизация изменението на i_V , както се вижда от фигурата е $i_{13}^H = 2$.

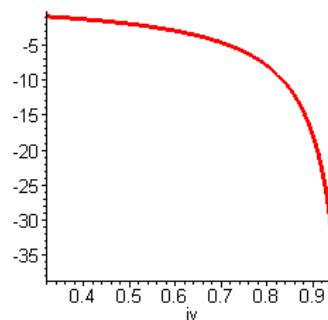


фиг.5 Визуализация на повърхнината $i_T = i_T(i_{13}^H, i_V)$ за трансмията от фиг.4

След заместване с тази стойност в (14) се получава изразът:

$$i_T = \frac{2 \cdot i_V}{i_V - 1}, \quad (15)$$

Графиката на функцията $i_T = i_T(i_V)$ е дадена на фиг. 6.



фиг. 6.Графика на функцията $i_T = i_T(i_V)$

4.ИЗВОДИ

Анализът на двата трансмисионни механизма направен в настоящата работа недвусмислено показва техните големи кинематични възможности. И двата механизма могат да реализират предавателни отношения, такива , че да осъще-

ствяват функция на съединител , трансмисия с безстепенно изменение на предавателно отношение и спирачен механизъм. Важно заключение, което може да се направи от настоящият кинематичен анализ е , че за разгледаните схеми пълният диапазон на изменение на предавателното отношение на трансмисията се осъществява при относително малко изменение на предавателното отношение на вариатора , което е благо-

приятно за неговата изработката и експлоатацията.

Литература

1.Стоичков К., Софронов Я. Трансмисия за електромобил задвижван от кинетичен акумулатор на енергия включваща фрикционен вариатор и диференциален зъбен механизъм. АМТЕХ 2012, ТУ-София.

2.Пронин Б., Ревков Г. Бессупенчатые клиноременные и фрикционные передачи. Машиностроение, Москва.

ANALYSIS OF TRANSMISSION MECHANISMS WITH DIFFERENT KINEMATICS SCHEMES INCLUDING C.V.T AND DIFFERENTIAL TOOTH MECHANISM

Kostadin STOICHKOV Yavor SOFRONOV

e-mail: kks@tu-sofia.bg

Abstract: The article discusses two transmission mechanisms in whose kinematic schemes are including closed differential gear mechanism and C.V.T. The transfer function are displayed on both mechanisms and change transmissions ratio as function change ratio of C.V.T. Away to determine the orienteering gear ratio of the differential gear mechanism.

Keywords: C.V.T, kinematics

ПРОУЧВАНЕ СЪСТОЯНИЕТО НА ПРОИЗВОДСТВОТО НА ВИЛКОВИ ПОВДИГАЧИ В БЪЛГАРИЯ И ПРИЛОЖЕНИЕ НА ПРОГНОЗИРАНЕТО ЗА ПОДОБРЕНИЕ НА КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТТА

Алекси НИКОЛОВ

катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: alexi.nicolov@gmail.com

Резюме: Електро и мотокарите имат множество параметри (геометрични характеристики – строителна височина, максимална височина на вдигане и др., експлоатационни характеристики- надлъжна и напречна устойчивост, то-вароподемност и др.) описани в [1,3], но те не са предмет на настоящето разглеждане. Те се отчитат като спомагателни, при изготвянето на посочената по-долу прогноза. Обикновено прогнозите изискват данни от търговците и мениджъра по продажбите, които събират данните и следят тяхната промяна. Но тези данни се използват в маркетинга за увеличаване на продажбите. В логистиката подходът е различен. Прогнозите се използват за определяне на бъдещи тенденции в развитието на логистичните процеси с цел разработване на реалистични планове при обслужването на даден технологичен процес и подпомагане на конструктора за определянето на бъдещите параметри на логистичната техника. Всичко това определя и характера на данните.

Ключови думи: вилкови повдигачи, прогнозиране, мотокари, логистика

1. ОСНОВНИ ПОЛОЖЕНИЯ

Карите са основна група от безрелсовата логистичната техника, които са с автономно задвижване, висока универсалност, сравнително ниска себестойност и голяма ефективност.

Основни представители на този клас машини са електро и мотокарите - повдигачи, към които се предявяват различни алтернативни изисквания. В [1,2] е направено локализиране на елементите и параметрите, осигуряващи конкурентоспособност при производството на нови модели.

В България в момента има 29 фирми работещи в областта на карите, от които 10 действащи производителя на вилкови повдигачи, като по-голямата част от тях (седем) са позиционирани в гр. Пловдив. Производството на кари е важно направление в българската индустрия. Тя среща голяма конкуренция от страна на вноса на кари и тяхното приложение. Създаването на конкурентоспособност и прилагането на прогнозирането на параметрите на тези български машини е важно направление в работата на българските инженери.

Известно е [5], че проучването на производството и пазара директно от производителите дава възможност да се запознаем с вижданията на самите производители и да се види какви са ре-

ално действията, които те предприемат за повишаване конкурентоспособността на своите продукти.

Цел на настоящата работа е да се покаже проучване чрез анкетиране и анализиране състоянието на производството на вилкови повдигачи в България и прилагането на прогнозиране параметри на карите.

За изпълнение на поставената цел, проучването е направено чрез уговарянето на срещи и провеждане на интервюта с представители на фирмите производители, отговарящи за проектирането и производството на машините, с помощта на предварително разработените анкетни карти. Времето за анкетиране – октомври 2012г.

Производителите на кари, които се намират в гр. Пловдив са фирмите:

- 1) Акорд
- 2) Балканкар Рекорд
- 3) Балканкар Хебар
- 4) Ви & Рус
- 5) Димекс лифт
- 6) РАД Инженеринг
- 7) Ромекс Кар

От гореизброените фирми бяха попълнени анкетни карти от три: РАД Инженеринг, Балканкар Рекорд и Балканкар Хебар. Останалите фирми - Ви & Рус, Димекс, Ромекс кар и Акорд

отказаха писмено съдействие (попълване на анкетна карта) поради фирмена тайна.

2. АНКЕТНА КАРТА

Анкетната карта е разработена спазвайки основни положения в маркетинга и конкурентността [4,5] и включва няколко раздела с въпроси с основна цел да се запознаване с дейността на фирмата, принципите при проектирането на машините, действията, които фирмите предприемат за задоволяване на клиентските изисквания и за стабилизиране на позициите си на пазара, т.е. повишаване на конкурентоспособността, виждането им за развитието на пазара в България и нуждите от прилагането на прогнозирането като инструмент за повишаване на конкурентоспособността, и желанието им да използват прогностична информационна система.

Анкетната карта, предоставена за попълване от представителите на фирмите производители на вилкови повдигачи има следния вид:

Раздел 1 – Данни за фирмата

Фирма.....
Лице.....
Дейност.....
Продуктов обсег:.....
Година на създаване.....

Раздел 2 – Позиции на пазара

Най-продаван модел кар за последните 5 години.....
Брой продадени кари от горепосочения модел.....
Брой продадени кари общо.....
Изнася ли се продукция за други държави и кои?

Каква е тенденцията в търсенето от клиентите (желания и виждания)

Раздел 3 – Иновационна политика

Проучва ли се състоянието на издадените патенти, свързани с вилковите повдигачи в България и в световен мащаб?.....
Има ли фирмата заявени и/или издадени патенти.....
Ако да, колко са на брой:

.....заявени.....издадени

Инвестира ли фирмата в проучвания за нови технологии и материали?.....

Разширява ли фирмата номенклатурата от модели с цел покриване нуждите на пазара

Средно през какъв интервал от време се проектира нов модел

Раздел 4 – Анализ на параметрите и конкурентоспособност на машините

При проектирането на нов модел кои са водещите параметри, на базата на които се проектира машината.....

Следват ли се технически стандарти при проектирането на нови машини и кои

Имате ли изградени собствени стандарти или нормали при проектирането и производството на машините.....

Предприемате ли действия по повишаване конкурентоспособността на машината чрез въздействие върху останалите параметри на машината при проектиране на база на основни такива. Например, при определена товароподемност и височина на подем да се търси намаляване на общата маса, повишаване на скоростите на движение и подем

Наблюдавате ли развитието на параметрите на машините през годините чрез събиране на статистически данни за тях

Ако съществува информационна система, чрез която бихте могли да се информирате за тенденциите при развитието на даден параметър, да получите прогнозни данни и анализи за бъдещото му развитие, като по този начин да повишите конкурентоспособността на машината, бихте ли се възползвали от нея

Смятате ли, че съществува необходимост от такава система

Използвате ли модулна структура при вашите кари и каква?

Какви са вашите виждания за развитието на моделите в бъдеще

3. РЕЗУЛТАТИ ОТ ПРОУЧВАНЕТО

Резултатите от проведеното анкетиране могат да се обобщят в следната таблица:

табл. 1 Резултати от проведеното анкетирание

Въпрос	РАД Инженеринг	Балканкар Рекорд	Балканкар Хебар
Най-продаван модел кар за последните 5 години	Мотокар, 3500 кг Електрокар, 2000 кг	Електрокари 1-8 т	Мотокар 3,5 т
Брой продадени кари от горепосочения модел	Средно по около 20 бр годишно	Около 80 бр годишно	Около 2-3 бр. Месечно
Брой продадени кари общо	Около 80 бр. Годишно	2007:700 бр; 2008:400бр; 2009:150 бр.; 2011:300бр 2012: 400бр.	Зависи от поръчките
Изнася ли се продукция за други държави и кои	Полша, Румъния, Египет, Алжир	Русия, Украйна, Казахстан, Полша	Русия, Беларус, Румъния
Каква е тенденцията в търсенето от клиентите (желания и виждания)	Запазване на нивата	След кризата се очаква подобрене	В общи линии константно
Проучва ли се състоянието на издадените патенти, свързани с вилковите повдигачи в България и в световен мащаб?	Проучва се редовно	Предимно за агрегати	Проучва се
Има ли фирмата заявени и/или издадени патенти	Да	Да	Има
Ако да, колко са на брой	---		
заявени	1 брой, 2010 г.		1 бр
издадени		1 бр.2001 г	
Инвестира ли фирмата в проучвания за нови технологии и материали	Да	Да	Не
Разширява ли фирмата номенклатурата от модели с цел покриване нуждите на пазара	Не	Непрекъснато	Рядко
Средно през какъв интервал от време се проектира нов модел	Имат готови разработки, които се използват	Различно	---

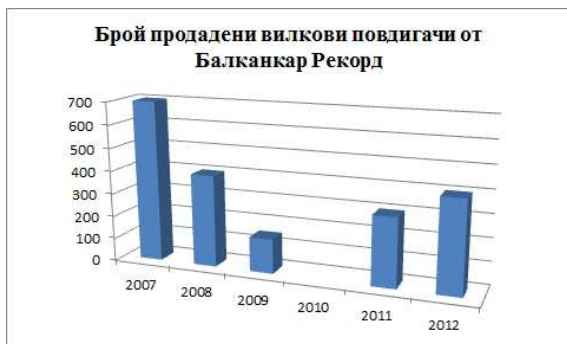
При проектирането на нов модел кои са водещите параметри, на базата на които се проектира машината	Товароподемност и височина на подем	Товароподемност	Обикновено се търси по-голяма компактност от конкурентните машини от същия клас
Следват ли се технически стандарти при проектирането на нови машини и кои	VDI 2198 БДС EN 1726-1:2001	ISO стандарти ССТК – отпаднал	ISO стандарти за безопасност
Имате ли изградени собствени стандарти при проектирането и производството на машините	Отделно от горепосочените - не	Не	Не
Предприемате ли действия по повишаване конкурентоспособността на машината чрез въздействие върху останалите параметри на машината при проектиране на база на основни такива	Използват се нови материали за някои от елементите, предимно пластмаси.	Постоянно имат нестандартни поръчки от клиенти за промяна на някой параметър, които те се стараят да спазват	Изпълняват клиентски изисквания предимно за повишаване на компактността или на височината на подем
Наблюдавате ли развитието на параметрите на машините през годините чрез събиране на статистически данни за тях	Не	Правят се проучвания, но при карите възможностите за промяна не са твърде големи	Следят се предимно екологичните показатели
Ако съществува информационна система, чрез която бихте могли да се информирате за тенденциите при развитието на даден параметър, да получите прогнозни данни и анализи за бъдещото му развитие, като по този начин да повишите конкурентоспособността на машината, бихте ли се възползвали от нея	Да	Би било добре	Да
Смятате ли, че съществува необходимост от такава система	Не е излишно	Определено	Не е лошо
Използвате ли модулна структура при вашите кари и каква	Използват готови компоненти	Да, всичко си проектират и произвеждат сами, освен двигателите	---
Какви са вашите виждания за	По-скоро ще се за-	Зависи от клиент-	Бъдещето е в

развитието на моделите в бъдеще	пазят като конструкции, но ще се наблегне повече на екологията	ските поръчки	по-простите машини.
---------------------------------	--	---------------	---------------------

4. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ ОТ ПРОУЧВАНЕТО

От анализа на резултатите на проучването (анкетна карта и проведени разговори) могат да се направят следните изводи:

- Каростроенето в България поддържа стабилни нива за последните години, с изключение на влиянието на Световната икономическа криза, поради което се наблюдава спад в производството с последвала нормализация (пример.фиг.1.).

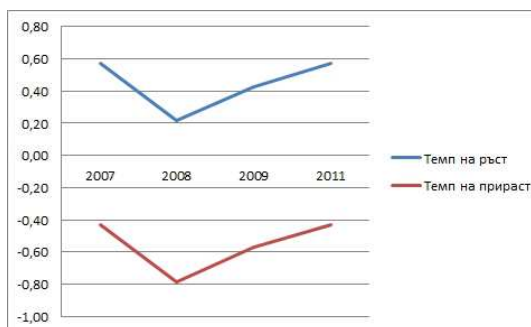


фиг.1 Брой продадени вилкови повдигачи от фирма Балканкар Рекорд за периода 2007-2012 г.

На (фиг. 2) е показан темпът на ръста на продажбите на фирма „Балканкар Рекорд“ за периода 2007-2012 г.

- Фирмите производители разчитат предимно на дългогодишни клиенти, с регулярни поръчки. Над 95% от продукцията се изнася за пазари, различни от българския, което до голяма степен е нормално, предвид неособената големина на нашия пазар.

Прави впечатление, че страните, за които се изнася продукцията са предимно страни от Източния блок, т.е. бивши социалистически републики и някои африкански страни.



фиг. 2 Темп на ръст и темп на прираст на продажбите на фирма Балканкар Рекорд за периода 2007-2012 г.

С други думи, Външната търговия с този тип машини е насочена към по-слабо развити пазари, където се търси по-ниска цена на продукцията със същевременно достатъчно добри технически показатели. Виждането на анкетирани фирми е, че в бъдеще ще намалее търсенето на машини, произведени в източна Азия, поради твърде големите времена на доставка и сериозни трудности при сервизното обслужване. Именно сервизното гаранционно и следгаранционно обслужване дава сериозно предимство на българските машини, най-вече поради географското местоположение на страната ни и възможностите за бързо отреагиране при нужда. Ето защо изграждането на подходяща система за сервизното гаранционно и следгаранционно обслужване е приоритет за постигане на конкурентоспособността.

- Българските каростроители предприемат стъпки към повишаване конкурентоспособността на своите машини, предимно изразяващи се в голяма гъвкавост спрямо нестандартните клиентски изисквания. Подходът за директното участие на клиентите в процеса на проектиране (Design by the Customers – DBC) разработен в [3] позволява на клиентите да се включат активно при определянето на параметрите на продукта, за разлика от пасивното получаване на готов краен продукт от производителя и е реален инструмент за повишаване на конкурентоспособността на карите.

- Мнението на клиентите на българските фирми е, че машините им са надеждни. От фирма „Балканкар Рекорд“ споделиха, че единствените рекламации, които са получавали последните години са за доскоро използваните български двигатели – единственият компонент от цялата машина, който не се произвежда от тях.

- Друго предимство на българските машини е, че са спазени международните изисквания за безопасност и екология. Но по отношение на производството, с оглед на нарастващите тенденции в световен мащаб за повишаване на енергийната ефективност на предприятията, намаляване на въглеродния отпечатък, е необходимо да се предприемат действия в тази насока. Такива действия биха могли да бъдат използването на алтернативни и възобновяеми енергийни източници, повишаване на енергийната ефективност на производствените помещения, оптимизация на транспорта, било то вътрешнозаводски, дистрибуторски или друг.

- Изследванията показаха, че е необходимо да се предприемат действия за повишаване енергийната ефективност на самите машини чрез провеждане на проучвания за нови технологии и материали при агрегатите или други компоненти на машината, чрез подобряване динамиката на машините, търсене на начини за подобряване на тяхната производителност, следене на тенденциите в производствата, изпреварване на събитията и др.. Тези проучвания от своя страна изискват немалък ресурс и повечето от фирмите не наблюдават достатъчно върху този аспект, притиснати от финансови затруднения.

- Производителите споделят мнението, че ако съществува система, предоставя информация за тенденциите в търсенето на определени типове

продукти в световен мащаб и чрез акуратно прогнозиране даде насоки в развитието на производството и търсенето, би спомогнало фирмите да подобрят конкурентността си чрез предлагане на машини, които да задоволят очакваните търсения и по този начин да разширяват гамата на произвежаните от тях продукти, което да им даде възможност да стъпят и на други, по-големи пазари. Наличието на информационна система, която да предоставя достатъчно добра информация за всички горепосочени аспекти, да извършва анализи и прогнозиране на съществуващите данни би спомогнало до голяма степен на производството и би имало благоприятен ефект върху конкурентоспособността на продуктите.

Благодарност

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ-София-2012, за което авторът изказва благодарност.

Литература:

1. **Казаков Н., Николов А.** Прогнозиране масовия коефициент при карите. Българско списание за инженерно проектиране № 6, София, 2010, стр.25-32.
2. **Казаков Н., Николов А.** Прогнозиране параметрите на логистична техника. София, Българско списание за инженерно проектиране. №5, 2010, стр.43-50.
3. **Туджаров Б., Казаков Н.** Web – базирани подход и средства за оптимизиране на логистична техника чрез структуриране на активи от знания, НСТЕСН 2008. София, 30-31 октомври, 2008
4. **Велев М.** Оценка на анализ на фирмената конкурентоспособност. София, Софттрейд, 2004, 188с.
5. **Kotler Ph, Keller K.** Marketing Management. Prentice Hall, 2011, p.816

RESEARCHING THE SITUATION OF MANUFACTURE OF FORKLIFT TRUCKS IN BULGARIA AND APPLICATION OF FORECASTING FOR IMPROVEMENT OF COMPETITIVENESS

Alexi NICOLOV

Department „Engineering Logistics, Material Handling, Building and Roadbuilding Machines”, Technical University – Sofia, Bulgaria

e-mail: alexi.nicolov@gmail.com

Abstract: Electrical and ICE forklifts have many parameters (geometrical characteristics - building height, maximum lifting height, etc., performance, longitudinal and lateral stability, capacity, etc.). Described in [1,3], but they are not subject to present consideration. These are recorded as supporting parameters in the preparation of the below forecast. Usually forecasts require data from retailers and sales management experts who collect data and monitor their changes. But this data is used in marketing to increase sales. In logistics, the approach is different. Estimates are used to determine future trends in logistics processes in order to develop realistic plans for a service process and help the designer to determine the future parameters of logistic equipment. All this determines the nature of the data.

Keywords: forklifts, forecasting

SPECIAL PROPERTIES GENERATION WITH TRANSIENT STRUCTURAL SIMULATION

Miomir JOVANOVIĆ¹ Goran RADOIČIĆ¹ Bozhidar GRIGOROV² Rosen MITREV²

¹Faculty of Mechanical Engineering, University of Niš, Serbia

email: miomir.j@eunet.rs

²Department of Engineering Logistics, Material handling and Construction machines, Technical University of Sofia, Bulgaria, email: rosenm@tu-sofia.bg

Abstract: The dynamic behavior of large supporting structures machine has a special importance for assessing the quality of their design. Especially actual are the structures of large range. One such support structure of mining transport machinery (Stacker) is observed numerically. The dynamic behavior of structures in the cancellation of certain sensitive parts is observed. The aim of this research is to qualitatively assess trends, determine the dynamics eigenvalues and detect failure influences to the carrying capacity rest of the structure. This paper reviews the theoretical modeling of structures, numerical solution of differential equations, and vibrations after predicted incident. The paper presents special design - way of the test structures with high aspect responsibility and ability of the structure to compensate for the overload caused by the incident. To check the model a real support structure is used for the continuous transportation machines (tray, Stacker) at the open mining RBB. The developed numerical model, incident-impulse, internal stress state of the surrounding structures and the low vibration after incident is shown. One smaller experimental check of theoretical models have been made by the staker of mine RBB, in terms of verification on the frequency structure band. On the basis of this model is proposed advanced testing procedure of responsible structures. Finally, we show an overview of research design model and of Computer Design technology.

Keywords: Vibration analysis, Stacker, transient analysis, frame structure, incident behavior

1. INTRODUCTION

The largest mining conveyor are Stakers and roto-excavators on surface mining. These machines often, with its masses, exceed 500 tons. Characteristic of their geometry is to have a revolving platform that carries the mechanical plant and arrow with the belt-conveyor. The connection between the under-frame with caterpillars and revolving platform was performed through slewing bearing [8]. The relationship between the two great masses of the soft structure that enables a lot of great-mass oscillation of the upper rotating stand and arrows. The goal of quality design is dynamic stability and high stress utilization of stackers bearing structure. In Analysis are calculated oscillation amplitude when forced harmonic structure effects occur, incidental resistance at impact, seismic and random effects.

In Analysis is tested the dynamic stability of structural components, seeking to stress the major sites, the accumulation of energy. Experimenting with the extreme action potential induced aero-influences. Recent studies are dealing with the case analysis of the consequences of failure caused by termination of function of individual parts of the

structure due to fracture. Stacker has a soft heavy duty parts. These are the rods. So the question arises: Will the rest of the structure endure fracture - a break in a pair of tie rod that hangs boom? This can be answered by simulation. In fact it can be modeled by internal changing structure forces using the transient analysis of mechanical structures. This incident state brings changing of energy in the structure, from which the dynamical response can be obtained in form of amplitude of vibration, the new stress state of the structure and general behavior of the machine.

2. DYNAMICAL MODELING OF STRUCTURE

Dynamical modeling of stackers is done by forming a discrete system weight of the structure members and installed mechanical equipment. The elements masses are mutually coupled with elastic links of structure members. For practical modeling studies FEM modeler can be used. In this paper, for the quantitative evaluation of the proposed model, the real structure of stackers RBB [3,5] was used and dynamic finite element method [1] with software MSC / FEMAP [6]. The rotary base and boom of

stackers are the framework type because they are modeled with beam type properties of finite elements. Mechanical equipment, band, rollers and material on the band are modeled by point finite elements - concentrated masses in grid structures. In model the construction of foundation (without crawlers) is introduced, rigid placed on the ground. With this and previous studies [2,3,5] the discrete model is developed for the FEM analysis and the numerical differential equations is performed.

The model is approximate, but with high-fidelity properties, Figure 1. In this way a dynamical model with geometry $LxHxB= 55.90 \times 16 \times 88 \times 7.87$ (m) and weight of 210680 (kg) was produced. The model has a total of 2134 finite elements (masses) and 1016 nodes. This great number of elements (masses) gives the reality of modeling and leads to better results.

Testing of the model behaviour is particularly intended to check the parts cancellation (fracture) of the structure in incidents. It can be expected that the first probable elements of failure are first rod couple (Figure 1.) because of their high state stress, the character of dynamic loads changing and long distance of members. With this work, the simulation of the first pair of tie rod is performed, by which their load is transferred to other elements of the surrounding structures in a short time. The impulse has dynamically increased static force distribution, so the important question is: Will the surrounding elements receive impact action? It is a special design goal, to check the reserves of structure in the event of element's cancellation, in this case - the dynamical, according to the nature and duration of the fracture.

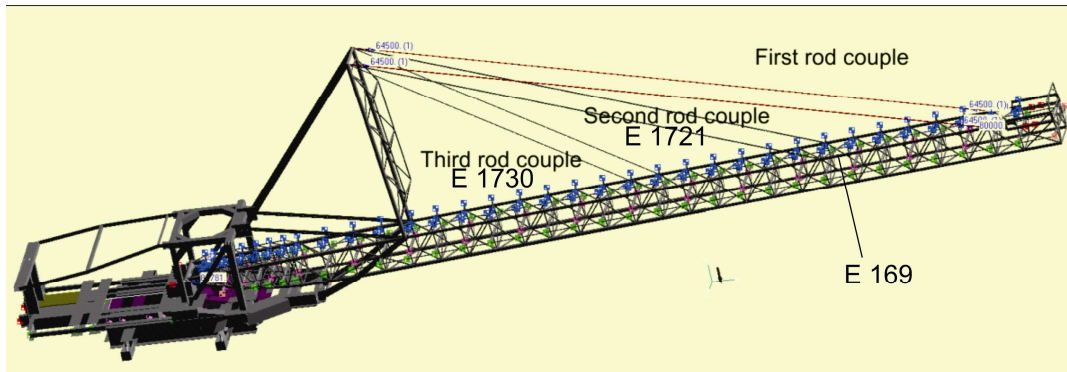


fig.1 Dynamical model rotating and main supporting structure of stacker

3. NORMAL MODES ANALYSIS

The equation of motion for an undamped system, expressed in matrix notation using the above assumptions is (1) and for a linear system, free vibrations will be harmonic of the form (2), [1,7]:

$$[M] \cdot \left\{ \ddot{q} \right\} + [K] \cdot \left\{ q \right\} = \left\{ 0 \right\}, \quad (1)$$

In normal modes analysis we determine the eigenvalues and eigenvectors of the model. For each eigenvalue, which is proportional to a natural frequency, there is a corresponding eigenvector, or mode shape. Normal modes analysis solves for the undamped free vibrations as follows (2) and frequency equation (3):

$$\left\{ q \right\} = \left\{ \Phi \right\}_i \cdot \cos \omega_i \cdot t, \quad (2)$$

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \left\{ \Phi \right\} = \left\{ 0 \right\}, \quad (3)$$

In equation (3) there are mass matrix $[M]$, stiffness structure matrix $[K]$, ω_i - ith natural circular frequency (radians per unit time) and $\left\{ \Phi \right\}_i$ eigenvector representing the mode shape of the ith natural frequency.

Normal modes analysis computes the natural frequencies and mode shapes of a structure. The natural frequencies are the frequencies at which a structure will tend to vibrate if subjected to a disturbance. The deformed shape at a specific natural frequency is called the mode shape. Normal modes analysis is also called real eigenvalue analysis.

Normal modes analysis forms the foundation for a thorough understanding of the dynamic characteristics of the structure. Normal modes analysis is performed for many reasons, among them assessing the degree of correlation between modal test data and analytical results. Also, normal modes analysis is a base for selecting the proper time or frequency step for transient and frequency response analyses.

This examples take Lanczos method, Modified Givens method and Sturm modified inverse power method for eigenvalue extraction.

The following Table 1 summarizes the results obtained from the modal analysis carried out, as shown in Figure 1. Eigenfrequencies important for dynamic load of tie rods couple are frequencies of booms in the vertical plane:

Table 1 Results from modal analysis

	Mod-45	Mod-54	Mod-60	Mod-76
Ω [Hz]	2.7409	4.3734	7.3328	10.978

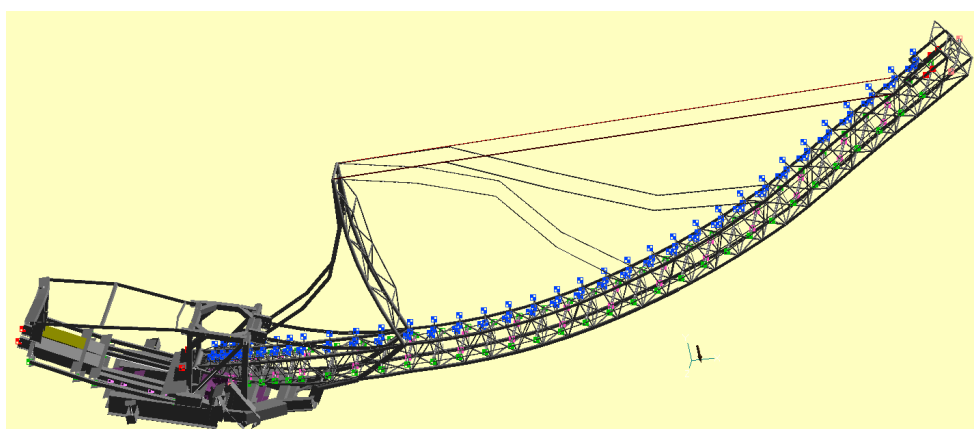


fig.2 Mode 45, First important eigenfrequency 2.740903 Hz

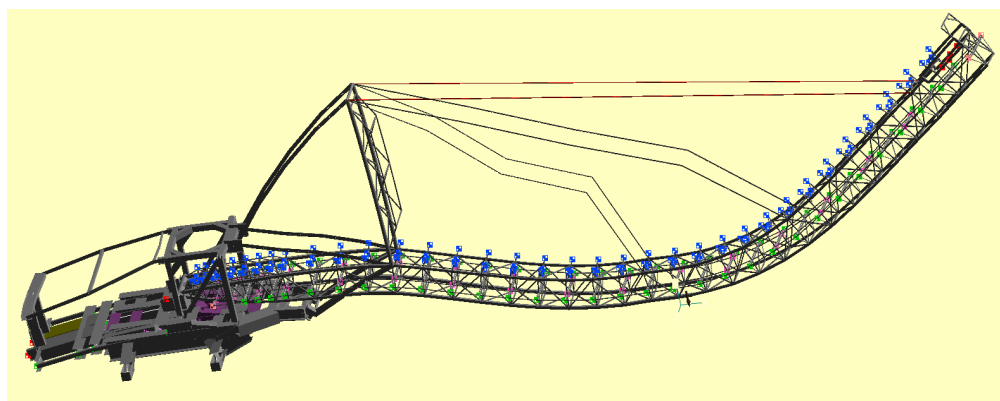


fig.3 Mode 54: Second important eigenfrequency of vibration assembly Stacker structure with 4.37344 Hz (Boom vibration in vertical plane with first and second couple rods overload)

Modal analysis has identified the top 100 eigenvalues and eigenvectors (modes) of presented model with stand. These first 100 natural frequencies are stored (distributed) between $\Omega=0.0723$ Hz and 12.23

Hz. Very low frequencies are a consequence of supporting of massive rotating structures through a small RotheErde bearing on the stand for the movement. Different models of working suspension

stands, exercised upon the model, have the greatest effect (in relation to the other structure parameters) to the eigenvalues of the modal analysis. Figure 2 shows the first important form of vibration structures (Mode-45) in an extremely dynamic load of tie rod couple. It is a vertical oscillation of the rotating structure parts, forward - backward. Figure 3 shows, in the order following, a important form of vibration in dynamic load of the tie rod couple. It is a mod-54 with vertical boom, sine wave at freq. 4.3734 Hz.

4. TRANSIENT DYNAMIC ANALYSIS

4.1 Theoretical approach

The linear dynamic models involve small displacements compared to the dimensions of the modeled structure. The second assumption of the linear model is linear-elastic material. Additional assumption introduces invariance of the boundary conditions during loading operations. The first assumption allows the neglect of changes in the structural configuration. As a result, the stiffness matrix $[K]$ integration determines the performance of the original structural configuration and elastic (internal) structural forces are obtained by direct method, multiplying the stiffness matrix and displacement. The second assumption allows the use of a constant constituent of the matrix material. Stacker structure behavior under typical operating conditions, (where the small measured amplitudes of vibration) can be defined with enough precision as a linear model. This paper discusses the case of an incident involving the structural behavior that is within the limits of geometric linearity. In the case of significant (large) translation, it would have to be implemented as a non-linear analysis. In the case of linear transient analysis, the dynamic structure equation has the form:

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + [B] \cdot \{\dot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = \{F(t)\} \quad (4)$$

where $[M]$, $[B]$, $[K]$ are matrix mass, matrix of damping and stiffness matrix, $\{q\}$ is the generalized coordinate and $\{F(t)\}$ is the external generalized force.

4.2 Scenario of simulation

The choice of the form of excitation forces (on tie rod couple) was carried out on the basis of an experimental study of the development of events in the real structure, caused by the increased vibration. Incident - fracture can occur because of resonant cases,

damage of the hinge joints or other random effects. Figures 2 and 3 show how extremely loads (tenses) the first rod couple of the boom, with its own vibration frequency of 2.74 Hz and 4.373 Hz.

The assumed form of the normalized critical disturbing force $\Delta F/F$ (the force FN-674) is shown in Figure 4. In this picture Δt_{BF} is time simulation before fracture, Δt_F is growth time due to the failure forces and Δt_{PF} is the post-fracture time. After $t = 60$ sec, big deformations (elongation) of the first rod pair (the longest) and the first signs of a rod couple break appears. Complete break (failure) occurs at $t = 60.5$ sec simulation time. For all the simulation time $TS = \Delta t_{BF} + \Delta t_F + \Delta t_{PF}$ structure is loaded with maximal material load on the conveyor belt.

In the analyses, the overall structural damping coefficient was $G=0.05$ and damping proportional to velocity vibration close to the lowest frequencies. Integration step was 0.01 sec, proportionately less than the highest significant frequency required in the modal analysis. Hundredth particular frequency had a value of 12.23 Hz.

For the dynamical answers the three structures responsible FE element set are selected, Figure 1. This is the second tie rod couple (E-1721,E-1724), the third tie rod couple (E-1727, E-1730) and the main longitudinal band member of boom (between the second and third pairs of ties rods, E-169). In the members of the three selected groups of elements (received effect) caused by failure (cracking) of the first order of tie rods increase of stress, was observed at time $t = 60$ sec.

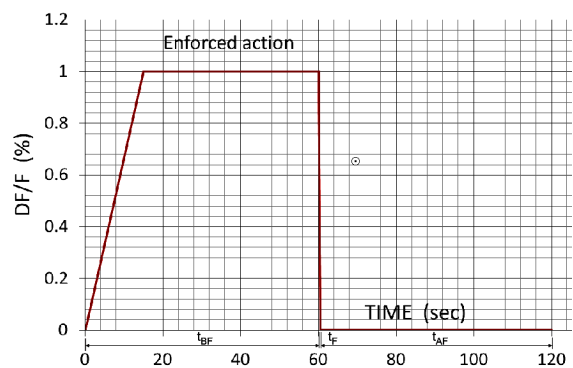


fig.4 Simulation forces due to first tie rod couple break

4.3 Analysis of the transient response

Dynamical response in the form of complex diagrams of maximal combined stresses, are shown in fig.5, fig.6 and fig.7. All obtained new stresses, caused by breaking of the first row ties rod, are in the domain of allowable static stress for basic structural steels of group I (the yield $290 \cdot 106 \text{ N/m}^2$, EC3), for the third load case, factor of safety of 1.2, the allowable static stress is $\sigma_{doz} = 290 \cdot 106 / 1.2 \approx 242 \cdot 106 \text{ N/m}^2$). Thus, the structure has served fracture. Internal forces have regained balance after the break, due to reserves of structural resistance. Table 2 summarizes the initial static stresses fracture before and the maximum dynamic combined stresses caused by the fracture.

It is evident that a surge stresses emerged in a belt section boom (E-169, Figure 1, Figure 7) but did not exceed the critical stress (yield strength of materials). Such stresses are obtained from the dynamic response of the incident advisable to be an additional criterion for the design structure, when the structure fails to reserve (compensate) damage caused by the local incident. Such provisions properties obtained as special properties lead to the exploitation of high reliability and low running costs.

Table 2 Statical and dynamical stresses

	Second tie rod E-1721	Third tie rod E-1727	Main band of the boom E-169
Maximal Statical Combined stress* $\cdot 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}$	89.92	74.40	2.766
Maximal dynamical Combined stress $\cdot 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}$	161.00	80.95	93.00

* Statical stresses are calculated in previous statical FEM analyse [3].

Figure 8, shows the movement of the top of the Stacker's boom in the incident with total translations of 0.107 m. In this induced, vibration amplitudes are $2 \times 0.022 \text{ m}$. Incidental event will be observed but will The real risk is that the remains of ties, after the interruption of the conveyor rollers run into the belt. This construction [3,5] has provided reserves of boom Stacker. The large construction of transporting machines may have more of these or similar (real) basis for incidental simulation - transient analysis.

The completeness of these analysis provide a "smart" construction.

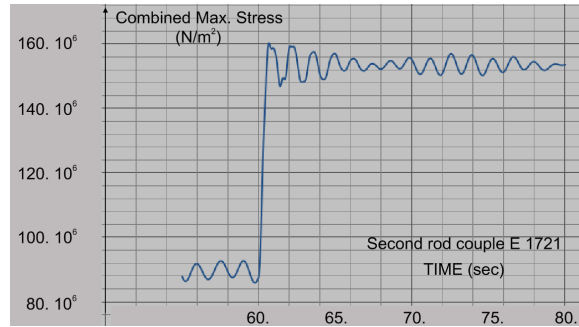


fig.5 Dynamical answer: Diagram Stress – Time: σ -T
Stress jump on the second order of tie rod couple (N/m²)

After fracture of first order of tie rod couple, Stress jump on the second order of tie rod couple (N/m²) not cause any other damage to the structure. Displacement caused at the same time will not affect the work and the people.

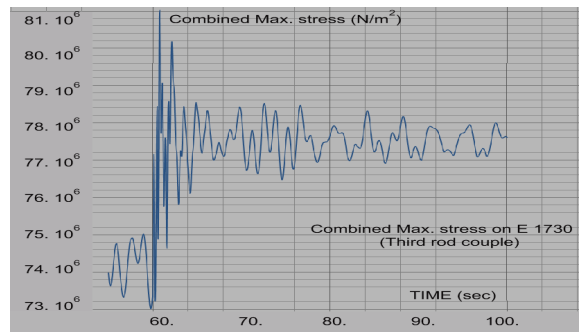


fig.6 Dynamical answer: Diagram Stress – Time: σ -T
Stress jump on the third order of tie rod couple (N/m²)

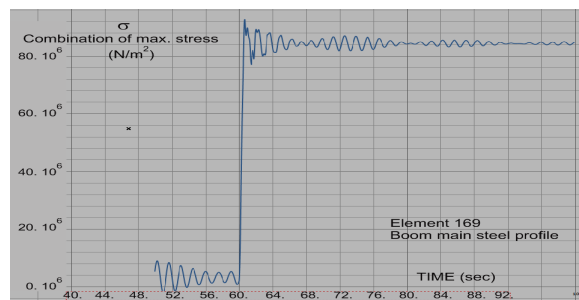


fig.7 Dynamical answer: Diagram Stress – Time: σ -T
Stress jump on the main band of the boom (N/m²)

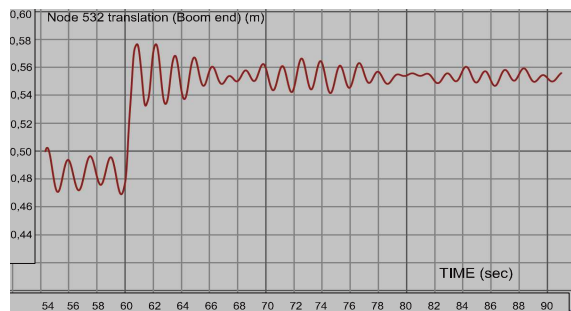


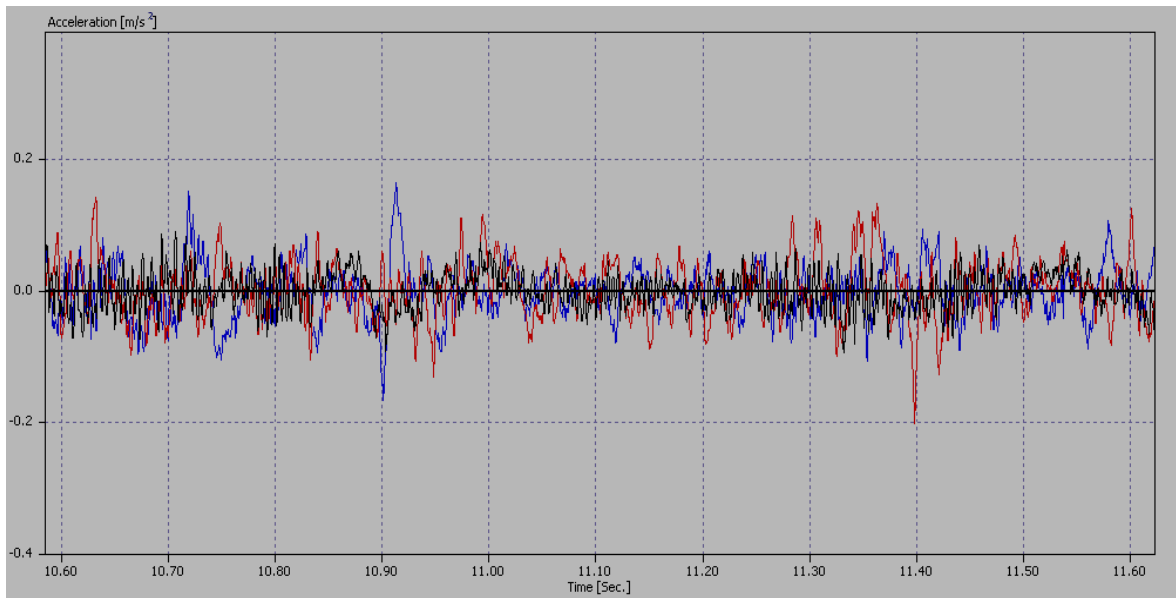
fig. 8. Dynamical answer: Diagram Translation – Time: $\Delta R(x,y,z)-T$, Total translation top of the Stacker’s boom (m).

5. EXPERIMENTAL TESTING

Reality of tested eigenvalues is checked experimentally by measuring the acceleration of the characteristic points of the Stacker’s structure [4]**. In the base of pylon (vertical column on the boom) were measured three-component accelerations under excitation of conveyor drive power. As the transmitter is used a three-component piezoelectric sensor ADXL-312, brands MEMS, with integrated amplifier

Analog Device AD-320 and SD memory card of 4 GB. Record measurements in binary format was processed by software HBM Catman-AP.

On the basis of the measured accelerations in time domain, FFT transform acceleration were separated in the frequency domain. This has clearly defined those present dominant frequencies - and enforced their own. Figure 9-a shows the experimental record of accelerations (in three component directions) on the base of the pylon. Red diagram is the acceleration in the vertical direction, the blue diagram is the acceleration in the lateral direction arrows, black diagram is acceleration in the longitudinal direction of the arrows. Acceleration component are up to 0.2 m/s². Figure 9-b shows the FFT transformation of accelerations in the frequency domain. In the domain of 0-20 Hz, accumulation of natural (eigenfrequencies) frequencies is dominant. In all three directions, there are about 125 peaks which corresponds to numerical scale stand-alone solutions. Driving excitation engine excels at about 25 Hz (Figure 9-b, blue curve).



a)

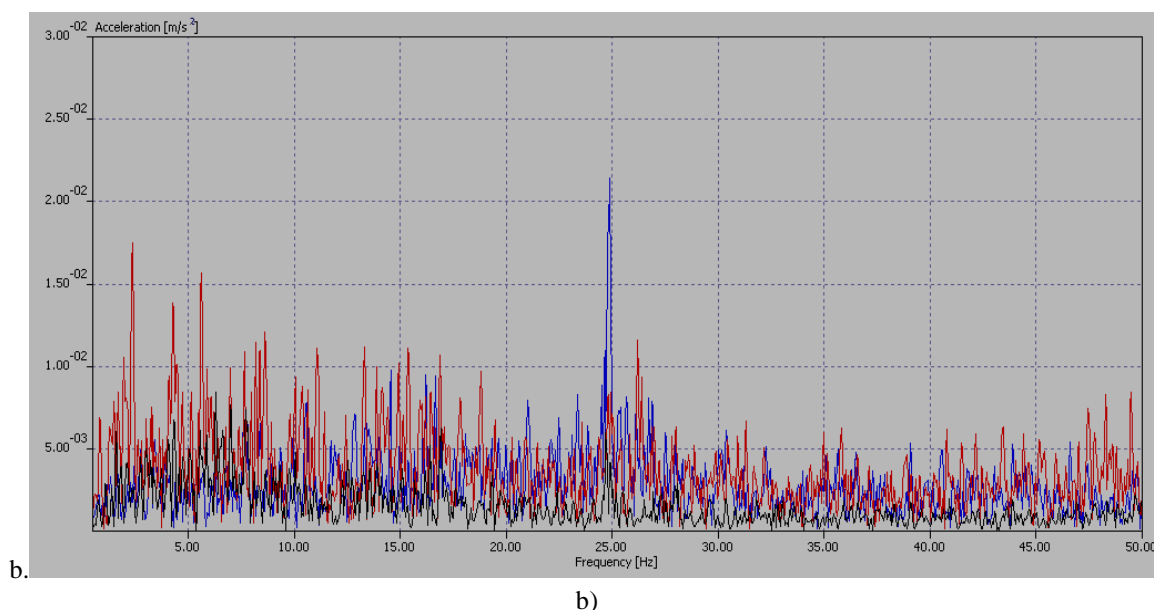


fig. 9 a) Experimentally measured accelerations x-y-z in time domain at location: Base of the pylon.
 b) Calculation of experimental dominant frequencies from FFT analysis.
 Location: Base of the pylon. ** Measurement was done dr T.Maneski, [4], 2010.

At the pylon, the measured peak of acceleration in the time domain was 0.15 m/s^2 while its acceleration in the frequency domain was 0.02 m/s^2 . The measured velocity in the time domain is 2 mm/s , while in the frequency domain velocity is 1.3 mm/s .

6. CONCLUSION

Commenting on the dynamic properties of the Stacker, its exploitation importance and capacity, it can be concluded:

The quality of the proposed FEM model of the structure has a low approximation (high detail) structure, introduced with all the supporting structural elements of the real object.

Disadvantage of analyzed structure of Staker is low rigidity of the rotating links with the stand part of moving (RotheErde link bearing). Also it is desirable to introduce the influence of soil in analysis. The soils are generally nonconsolidated.

Additional quality of the proposed FEM model is in the universality of application. Easy setup, the model enables verification of incidents with ties rod, wind and other additional actions.

Experimental vibration-analysis showed steady dynamical behavior of boom with low amplitude acceleration at work mode, Fig.9.

Modal analysis and experimental analysis has a well-corresponded frequency range identified by the number of frequencies. Researches indicate a high frequency response of the structure. Frequency vibration propagation of certain parts of the structure with the modal analysis are easily separated by the direction of extent of eigenvectors.

The model allows the identification of locations on which to set the vibration sensors, stresses sensors and deviation sensors in order to monitor with certainty the dynamic properties of structures in different situations. Thus, the capacity of Conveyor work can keep at maximum.

Software used for linear FEM structural analysis [1,6] have good technology and can be recommended for the industrial design of the supporting structure of similar transporting machines.

Aknowledgments

The dynamic research is realized with the Ministry of Science and Education of Republic Serbia funds within the

project 35049 in 2012. The authors would like to thank the sponsor.

References

1. Basic Dynamic Analysis, MSC Nastran, Version 68, Santa Ana, CA, USA, 2004.
2. **Ostrić D., Gašić M., Simonović M., Savković M.:** "Dynamic models of Portal rotating Cranes", XIV ECPD international conference on material handling and warehousing, Mechanical Faculty, Proc. p.p. 4.93÷4.98, Beograd, 1996.
3. **Jovanović M., Milić P.:** "Statical tray-boom inspection on transportation system Veliki Krivelj – Bor", Project no. 612-22-70/11, Mechanical faculty University of Niš, 2011.
4. **Maneski, T.:** "Vibration measuring on trail supporting structure in mining RBB Bor", Industrial report, IC Mechanical Faculty University of Belgrade, Dec. 2010.
5. **Jovanović M., Radoičić G., Maneski, T.:** "Dynamical Eigenvalue Identification of Heavy Machine Structures", Int. Conference Heavy machinery-HM2011, Mech. Faculty Kraljevo.
6. MSC NASTRAN (2004), Manuel, MSC. Software Corporation, Santa Ana, CA 92707, USA, www.mscsoftware.com.
7. **Makragić S.:** Prilog analizi dinamičkog ponašanja radnog točka roto-bagera IMK-14 - Istraživanje i razvoj, 2009, vol. 15 (3-4), pp. 99-103.
8. **Gašić M., Savković M., Marković G., Zdravković N.:** Analiza metoda proračuna prstenova portalnog kрана i bagera guseničara, IMK-14 - Istraživanje i razvoj, 2009, vol. 15 (1-2), pp. 37-41.

ADAPTIVE MECHANISM FOR AGGREGATION WITH FRAGMENTS RETRANSMISSION IN HIGH-SPEED WIRELESS NETWORKS

Valentin HRISTOV¹ Ljudmila TANEVA²

¹Computer systems and technologies department, Southwest University "N.Rilski" - Blagoevgrad, Bulgaria
e-mail: v_hristov@swu.bg

²Department of Electronic Engineering and Technology, Technical University of Sofia,
Kliment Ohridski Boulevard 8, Sofia, Bulgaria, e-mail: lusy_t@yahoo.com

Abstract: The aim of this paper is to propose an adaptive mechanism for aggregation with fragments retransmission, to create appropriate simulator and to examine performance of this aggregation mechanism, taking into account characteristics of the applications and the traffic in the backbone of the Internet. The performance of this mechanism for aggregation is examined through simulations which have been developed by GPSS model. The results confirm the correctness of the proposed approach in developing the A-AFR mechanism.

Keywords: delays of aggregation, genetic algorithms, internettraffic, A-AFR.

1. INTRODUCTION

The aggregation is a process, during which many packets are encapsulated together in a frame for transmission. With it the performance is improved, because the overhead of transmission of the many packets is reduced by transmission of a single frame. The AFR- Aggregation with Fragment Retransmission [2],[5],[6],[7] method is used to improve additionally the performance of systems utilizing aggregation of packets when frames retransmission occurs due to time-varying radio channel characteristics and their strong relation with errors. With it, the size of the frames that need to be retransmitted is compared to a preset threshold and if the frame is smaller than it, it is transmitted without change. If the frame is larger, then it is divided on fragments which are transmitted individually.

This article is in a way a continuation of the earlier work [9]. In the *A-AFR* mechanism, multiple packets are fragmented and then aggregated into a larger frame and sent, but if errors occur during the transmission, only the corrupted fragments of the frame will be retransmitted.

The aim of present paper is to propose an adaptive mechanism for aggregation with fragments retransmission, to create appropriate simulator and to examine performance of this aggregation mechanism, taking into account characteristics of the applications and the traffic in the backbone of the Internet.

2. DETERMINATION OF THE OPTIMAL LENGTH OF THE FRAGMENTS

The Adaptive mechanism for Aggregation with Fragments Retransmission (*A-AFR*), suggested below, is an improved version of the conventional *AFR* method and improves the systems performance further by addressing the issues in two major areas:

First, with it, the delays at the AFR aggregation are decreased. Second, the retransmissions due errors/loses in aggregated frames is minimized by optimizing [8] the size of the fragments forming the frame.

The algorithm for determination of the optimal length of the fragments uses so-called coefficient of efficiency as a criterion for optimality. The transmission coefficient of efficiency is the ratio of the volume (in bytes) successfully transmitted data fragments - d to the total number of bytes sent (which includes the successfully transmitted data fragments - d as well as the retransmitted lost fragments and fragment headers - c).

In [9] is suggested a formula for calculation of the optimal size of the fragment. It must balance between the additional overhead that has to be transmitted (the header of the fragment) and the surplus of the data retransmission (the whole fragment is retransmitted even if only one bit is corrupted) after the losses:

$$d = -c + \sqrt{c / BER} \quad (1)$$

In fig.1, the plateau in the diagram of the coefficient of performance (formula 1) is relatively flat and wide. This means that for wide range of losses - BER, it could be expected that the performance will not decrease significantly if fragments with size close to the optimal are used. It is appropriately in the hardware implementation of A-AFR, for example, utilizing FPGA, the fragment size to be fixed at 512 bits (almost optimal size).

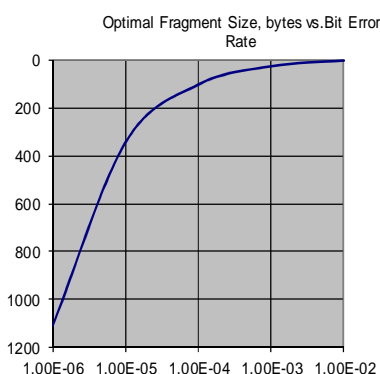


fig.1 Optimal size of the fragment vs.BER

When determining the optimal number of fragmented packets, which form the aggregated frame, it must be taken in consideration that the aggregation mechanism achieves higher performance levels with increasing the size of the aggregated frame, but this is at the price of increasing the packet delay.

3. AGGREGATION TIME DELAYS

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

The purpose of this section is to investigate the delays in aggregation, as well as to determine the optimal utilization - ρ^* . Above this threshold the aggregation begins and it is set in such a way that the delays to minimal.

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

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

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

The suggested in this article approach for determination of the optimal number of aggregated packets for AFR A-adaptive mechanism uses the well known formula for the waiting time in the M/M/1 system:

$$T = \frac{1}{\mu - \lambda} \quad (2)$$

where: μ - the speed of packet transmission and λ - the intensity of the packets arrival.

We assume that the transmission time of a frame is the sum of the time for transfer of the header of this frame plus the time for transmission of all n -number of individual packets in it.

For aggregation, in addition to (3), to the waiting time needs to be added and the average time that elapses from the arrival of each of the preceding $n-1$ packets to the moment of arrival of the last packet and assembly of the aggregated frame:

$$T' = \frac{1}{\mu' - \lambda'} + \frac{n-1}{2\lambda'} \quad (3)$$

where: n - the number of aggregated packets; μ' - speed of aggregated frames transmission, and λ' - intensity of aggregated frames.

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

Transmission time without aggregation ($1/\mu$) is the sum of the times necessary to transfer the header and data field in the frame. The transmission time of one aggregated frame ($1/\mu'$) is the sum of the times for transmission of the header of this frame and the data of the n -number of packages, i.e. n -times the transmission time without aggregation, but without the $n-1$ times the transmission time for the headers of the other $n-1$ packets in the frame.

From:

$$\mu' = \frac{\mu}{n - (n-1)h} \quad (4)$$

Substituting in (4) for the waiting time at aggregation:

$$T' = \frac{1}{\frac{\mu}{n - (n-1)h} - \frac{\lambda}{n}} + \frac{n-1}{2\lambda} \quad (5)$$

The above formula gives the waiting time for aggregation, expressed by the portion of headers in the frame - h , the number of aggregated packets - n , the intensity of the arrival of packets λ and the speed of service - μ .

Later in this work, formula (5) is used with the suggestion of an easy for hardware implementation adaptive mechanism for aggregation and retransmission of fragments. The analysis of (5) shows that the waiting time can be minimized in terms of the number of aggregated packets - n , (the first term decreases with increasing n , while the second is growing).

4. ADAPTIVE MECHANISM FOR AGGREGATION WITH FRAGMENT RETRANSMISSION

In both A-AFR and AFR mechanism, MAC frame consists of a header and body. All fields of the MAC header remain unchanged, but there are added three new fields - fragment size, number of fragment and one reserved (free) field.

The body of the frame contains the headers of the fragments, the fragments bodies and a control field *FCS* - Fragment Check Sequences.

The incoming packets are stored in a buffer, get aggregated and then are sent to the destination. The data packets are aggregated into one frame and in the beginning of the frame is added a header. Each frame consists of a header and certain number of data packets but does not exceed the maximum frame size of 64K bytes, i.e. the maximum number of data packets that can be aggregated is limited.

Below are given the three steps of the proposed adaptive mechanism for aggregation with fragment retransmission:

1. According to the parameters of the radio channel, the distance to the receiver, the obstacles on the tract and the interference, the transmitter determines the type of modulation; the PHY speed and the size of the fragment. Also it calculates h - the pro-

portion of transmission time of headers (MAC and PHY) and the overall transmission time.

2. Upon arrival of each packet in the buffer the time of arrival is recorded and by the difference in arrival time of the previous package (as in [3]) is calculated the intensity of arrival of the packets, respectively the utilization at this moment ρ as well as the time the earliest arrived packet in the buffer (HOL - Head Of Line). If the time of the earliest arrived packet exceeds the maximum allowed time, then it is immediately discarded (the fragments of such packets leave the buffer). This way, the audio and video stream data applications can benefit from the packets aggregation while keeping the delays below a preset value.

3. Otherwise, the number of packets - n , which will be fragmented and aggregated, is determined from the obtained in steps 1 and 2 instantaneous values of h and ρ in a way that the delay is minimized. For this purpose is used the relationship between the portion of the frame headers, the number of the aggregated packets and the (see equation (6)). If the number of packets in the buffer is greater than n , then only the first n are aggregated packet and the rest will wait in the buffer for the next frame. The aggregated frame is created from the fragments of packages located currently in the buffer, starting with the earliest arrived (FIFO). The packets arriving during the transmission of this aggregated frame can not be aggregated to the current frame and will wait in the buffer for the next frame aggregation.

In the hardware realization [1] of this adaptive aggregation mechanism it is necessary to be encoded in a table the dependency between the number of aggregated packets and proportion of headers in the frame, and the utilization where the delay with aggregation is minimized (see step 3). We find the optimal (where the delay is minimal) number of aggregated packets - n , by finding the first derivative of (6) and setting it to 0 the number of aggregated packets - n , (expressed by the portion of headers in the frame - h and utilization - ρ).

The following comments briefly the traffic [10] in the backbone of the Internet, which significantly differs from that of the *M/M/1* model. For this reason the number of the aggregated packets - n is close to the optimal (but to some extend reference) values.

The analysis of the current structure of the traffic is made regarding the type of the transmitted packets,

using IP datagrams. TCP protocol significantly dominates the structure of the traffic. Approximately 95% of all bytes, 90% of the packets or 75% of the flows are TCP. Second is UDP and it generally represents 5% of the bytes; 10% of the packets or 20% of the flows. The other IP protocols - IP v.6, encapsulated IP-in-IP and ICMP split the remainder to 100% (in the structure of the total traffic). It can be seen that almost 80% of the packets have a length less than typical (MSS = 512) for TCP packets, which is 552 bytes. Moreover, about half packet lengths are between 40 and 44 bytes, and about 60% of the packets are 44 bytes in length or shorter. In terms of data (bytes) to be carried in such packages, they are 7% of all data. More than half of the data (in bytes) are carried in packets with size 1500 bytes or longer

5. SIMULATION MODEL AND RESULTS

The following describes the simulation model developed in the language GPSS, used to examine the effectiveness of the proposed mechanism for the transfer of real traffic. This model will also allow to be found correct estimates for number of aggregate packet - n for certain traffic parameters in a wireless network (in difference by finding the first derivative of (5) and equating it to 0).

Formal description of the model: During the aggregation of packets the undergoing processes are in fact service processes and therefore they could be represented by system with a source, queue and facility (Q -system). Fig. 2 shows the Q -scheme reflecting service processes on the proposed mechanism. Let with symbol R is denoted buffer threshold and with X - current size of the queue in the buffer.

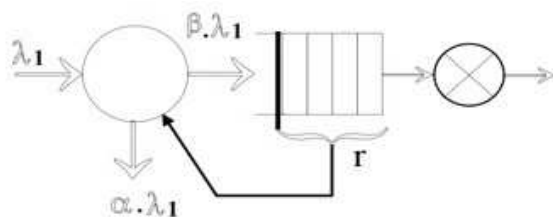


fig.2 Q-scheme

The incoming flow of packets to a network interface card and the formation of fragments from these packets is simulated by the source GI . The intensity of this flow of fragments is λI . The fragments

are going to the buffer - Q . There the fragments wait to be serviced by the facility, which corresponds to the fragments transfer to the respective output port of the network card. Depending on the current size of the queue in the buffer X and on the waiting time of the first fragments in the queue, the aggregation mechanism decides how the fragments will be served. The instant values of h and ρ is used to determine the number of the fragments - R which will be aggregated. If the number of fragments in buffer - X is greater than the threshold - $R/R < X$, then only the first R fragments are aggregated, and the other fragments in the buffer will wait for the next frame. The aggregated frame is created from the fragments located currently in the buffer, starting with the earliest arrivals (*FIFO*). The packets arriving during the transmission of this aggregated frame can not be fragmented and aggregated to the current frame and will wait in the buffer to the next frame aggregation). Upon arrival of each packet in the buffer it is marked with a timestamp and by it is calculated the waiting time in the buffer for the earliest arrived packet (*HOL-Head Of Line*). If the time exceeds the maximum allowable time, then the fragments of this package are immediately discarded (destroyed).

This way the intensity of the incoming flows changes over the time as the goal is the fragments wait time to be as short as possible: α and β - are the corresponding probabilities for a fragment to be discarded or not during the aggregation.

After the servicing of fragments according to the above strategy, they are sent to the respective output port of the network card. At the end, after the fragments are serviced in the facility - F , they leave the model. This way, aside from the other processes in the network card, irrelevant to the aggregation mechanism is formed the formal model.

Given the discrete nature of the processes in the model /receiving packages from the sources, their segmentation to fragments; the buffering and their occupation of the output port /channel/, for the machine implementation of the model is chosen the language *GPSS* (General Purpose Simulation System).

The GPSS program (fig. 3) reflects in full-scale the above conceptual model and contain the descriptions of all its blocks, i. e. and reflects the logic of the model.

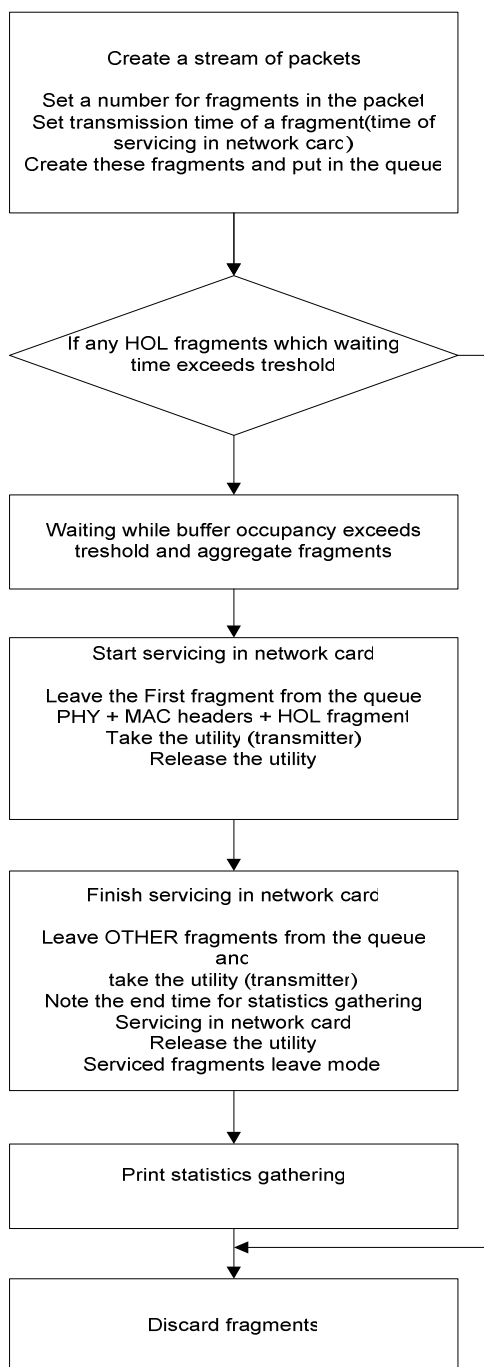


fig.3 Algorithm of GPSS simulation model

In order to verify GPSS simulation model, it was run with exponential distribution of times of arrival and servicing of packets and obtained simula-

tion results were almost consistent with the results calculated using formula (5).

The delay for A-AFR aggregation was studied and more precisely influence of parameters of the real sources and traffic characteristics on it.

Developed are an algorithm and a program on C programming language for tabulation of the optimal number of aggregated packets - n (minimizing the delays for the portion of the frame headers - h and the utilization - ρ).

Table 1 The optimal (minimizing delays) number of aggregated packets - n vs. utilization - ρ , and portion of headers in the frame - h .

$h \setminus \rho$	0.6	0.7	0.8	0.9
0.3	-	-	1.2	1.5
0.4	-	1.1	1.3	1.7
0.5	-	1.2	1.5	1.8
0.6	1.1	1.3	1.6	1.9

The parameters for the GPSS model obtained using this program are shown in Table 1.

The obtained simulation results are shown in fig.4 and fig.5. The increase in the portion of headers in the frame - h and/or the number of the aggregated packets - n , increases the utilization - ρ , where the delay is minimized, which is in accordance with the analysis of (5) made earlier in the paper.

Furthermore, from the simulation results and the analysis it is seen that the waiting time can be minimized relevant to the intensity (the first term in (5) increases with increasing of λ , the second - decreases).

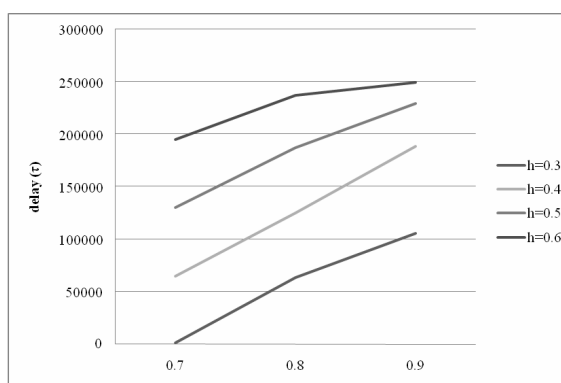


fig.4 Chart of the delays in function of the network load and the system traffic

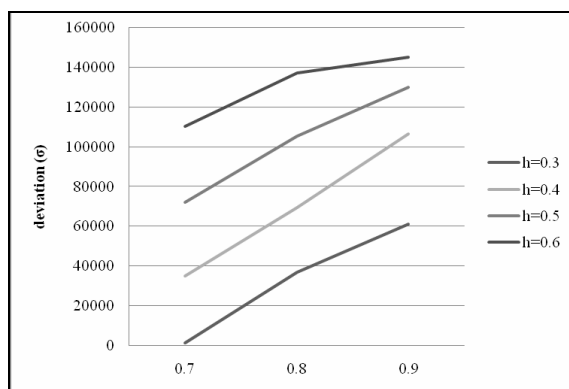


fig.5 Chart of the deviation in function of the network load and the system traffic

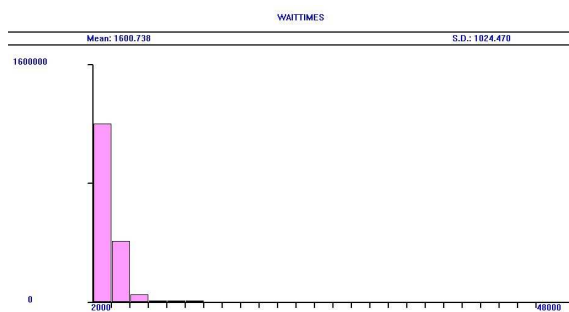


fig.6 A typical histogram for the delay of aggregated frames

The typical histogram for delay of aggregated frames is shown in fig. 6. One can see that the mean and standard deviation are very different (1600 vs. 1024), which is in accordance with our suggestion that servicing with aggregation of frames from real Internet traffic is significantly differs from that of the $M/M/1$ model. Thus, creation and using of such simulation model for investigation of proposed A -AFR mechanism is needed.

6. CONCLUSIONS

Based on the analysis of the aggregation delay is proposed an adaptive mechanism for aggregation with fragment retransmission - A -AFR.

Also, there is designed a GPSS simulation model for studying and examination of the effectiveness of the A -AFR mechanism regarding the transmission of real-time traffic.

The influence of the parameters and characteristics of the traffic sources on the delay for the proposed in this paper aggregation mechanism is studied.

References

- 1 **Chen, W.**, Synchronous fine- adjustable rate control circuit for ethernet congestion management. Electronics letters, Volume 44, 2008, pages 325- 326.
- 2 **Hong, J., K. Sohraby.** On modeling, analysis, and optimization of packet aggregation systems. IEEE transactions on communications, Volume 58, 2010, pages 660-668.
- 3 **Hristov, V.** Implementation of adaptive mechanism with aggregation and fragment retransmission for 802.11 wireless networks. Proceedings of international conference on information technologies, Varna, Bulgaria, 2011, pp. 169- 174.
- 4 **Jain, R., C. So-In, A. Tamimi.** Level modeling of IEEE 802.16e mobile wimax networks: key issues. IEEE Wireless Communications, October, 2008, pp. 73-79.
- 5 **Tianji, L.** Aggregation with fragment retransmission for very high-speed WLANs. IEEE/ACM Transactions on Networking, Volume 17, 2009 , pp. 591 – 604.
- 6 **Olteanu, A., Y. Xiao.** Security overhead and performance for aggregation with fragment retransmission (AFR) in very high-speed wireless 802.11 LANs. IEEE Transactions on Wireless Communications, Volume 9, 2010, pp. 218 – 226.
- 7 **Maaroufi, S., W. Ajib, H. Elbiaze.** Performance evaluation of new MAC mechanisms for IEEE 802.11n. Global Information Infrastructure Symposium, 2007, pp. 39 – 45.
- 8 **Туджаров Б., Н. Казаков.** WEB-базиран подход и средства за оптимизиране на логистична техника чрез структуриране на активи от знания. Международна научно-приложна конференция, ICTech 2008, 30-31 октомври, София, 2008
- 9 **Христов, В., Б. Туджаров.** Адаптивен агрегиращ механизъм с препредаване на фрагменти за високо-скоростни безжични мрежи. Българско списание за инженерно проектиране, брой 7, 2011, стр. 15-22.
- 10 **Zhang, Z.-L.; Ribeiro, V.J.; Moon, S.; Diot, C.;** Small-time scaling behaviors of Internet backbone traffic: an empirical study; INFOCOM 2003, Twenty-Second Annual Joint Conference of the IEEE Computer and Communications. IEEE Societies ; Minnesota Univ., MN, USA
11. <http://www.vbns.net/presentations/papers/MCItraffic.ppt>

ОБОБЩЕН КРИТЕРИЙ ЗА ЕФЕКТИВНОСТТА НА РАБОТАТА НА НОВО РАЗБЪРКВАЩО И ГАЗОПОДАВАЩО УСТРОЙСТВО „NRE-KM“

Евгени КРАЙЧЕВ

кат. „Машинознание“, Минно геоложки университет „Св. И. Рилски“ – София

e-mail: e_kraichev@yahoo.com

Резюме: В работата са представени резултати относно топло- и масообмена в реактор с ново разбъркващо и газоподаващо устройство. С въвеждането на един комплексен (обобщен) критерий за ефективност (E_0), който съчетава вложената за разбъркване специфична енергия P/V [kW/m^3] и постигнатите резултати, базиращи се на получения топло- и масообмен в реактор със серпентина, се получава пълна характеристика за работата на енергоспестяващата бъркачка „NRE-KM“. Топло- и масообменът в комплексния критерий се изразява с числото Шервуд Sh и числото на Нуселт Nu .

Ключови думи: енергоспестяващата бъркачка, реактор, топло- и масообмен, обобщен критерий.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

С оглед поскъпването на горивата респективно енергията в световен мащаб, вследствие на икономическата криза, пред реакторната и разбъркваща техника се поставят нови, по-високи изисквания, относно икономията на енергия.

Все по-често се изследват и внедряват енергоспестяващи бъркачки за хранително-вкусовата, фармацевтичната, химическата и биотехнологична промишленост. В някои от тези производства процесите на разбъркване особено на култиване на различни щамове микроорганизми, са доста продължителни, което е свързано с голяма енергоемкост. Коефициентът на мощността на разбъркващите устройства зависи от геометричните характеристики на бъркачката, ъгъла на срязване на лопатките, оборотите на въртене и др. За енергоспестяващи бъркачки, коефициентът на мощността е $Eu < 1.40$, а специфичният разход на енергия е $P/V < 1.40$, при което се изпълняват всички досегашни критерий за ефективност, изброени в [1].

Основна цел на новата бъркачка „NRE-KM“, както беше споменато в една предишна публикация е освен нисък специфичен разход на енергия, е да постига високи стойности на коефициентите на топло- и масообмен, респективно Sh (Шервуд) и Nu (Нуселт). Това са безразмерни или бездименсионални критерий, които влияят пряко върху ефективността на разбъркване.

2. ЕФЕКТИВНОСТ НА РАЗБЪРКВАНЕ НА „NRE-KM“

Както е известно от специализираната литература, ефективността на разбъркване зависи главно от три параметъра:

1. K_N - коефициент на мощността, зависещ от критерия на Рейнолдс

$$K_N = f(\text{Re}) \quad (1)$$

$$K_N = \frac{P_N}{\rho \cdot n^3 \cdot d_R^5} \quad (2)$$

2. α_2 - коефициент на топлопредаване [$\text{W/m}^2\text{K}$].

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{Fl}}{D_{RS}} \quad (3)$$

3. K_{LA} - обмен коефициент на масообмен при газонасищане на течности

$$K_{LA} = f\left(\frac{P}{V}\right), [h^{-1}] \quad (4)$$

За пълното охарактеризиране на даден тип разбъркващо устройство, трите основни параметъра не са достатъчни и за това е необходимо да се въведе един обобщен критерий, който да дава допълнителна информация относно предимствата и недостатъците на определена бъркачка.

3. ОБОБЩЕН КРИТЕРИЙ ЗА ОЦЕНКА ЕФЕКТИВНОСТТА НА РАЗБЪРКВАНЕ НА „NRE-KM“

За по-комплексна и по-коректна оценка на ефективността на разбъркване е уместно да се въведе един показател, който да обединява вложената специфична енергия P/V , с топло- и масообменните коефициенти. Този показател може да се дефинира, като обобщен критерий за ефективност и ще бъде отбелязван по-нататък с E_0 [kW/m^3].

$$E_0 = \frac{P}{V} \cdot Z_1 \cdot Z_2 \quad (5)$$

E_0 ще е пропорционален на два коефициента Z_1 и Z_2 респективно Sh и Nu [3].

Коеф. $Z_1=f(Sh)$, защото включва в себе си K_{LA} . Числото (критерия) на Шервуд се отнася за масообмен на газови мехури с диаметър $d=1$ mm, образувани от барботьор. Повърхнината на сферичен мехур с $d=1$ mm е $S=4 \cdot \pi \cdot r^2 = 2 \cdot \pi \cdot d^2 = 6,28 \cdot 10^{-6}$ m, а дифузионния коеф. $\delta = 1,5 \cdot 10^{-9}$ m²/s за (за вода-разтворен кислород при 20°C), тогава за Sh се получава:

$$Sh = \frac{K_{LA} \cdot S}{\delta} = \frac{K_{LA} \cdot 6,28 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 1,5 \cdot 10^{-9}} = 34,8 \cdot K_{LA} \quad (6)$$

Коефициентът Z_1 може да се изрази с Sh чрез степенна функция:

$$Z_1 = (Sh)^{h_1} = (34,8 \cdot K_{LA})^{h_1} \quad (7)$$

Коефициентът Z_2 е съответно пропорционален на Nu Нуселт на степен d_1 :

$$Z_2 = (Nu)^{d_1} \quad (8)$$

Като се заместят стойностите на Z_1 и Z_2 в уравнение 5) се получава:

$$E_0 = \frac{P}{V} \cdot (Sh)^{h_1} \cdot (Nu)^{d_1} \quad (9)$$

Еталонна стойност за сравнение на E_0 е тази на шест-лопаткова турбина „Ръштън“, с $Eu=2,11$ съответно $P/V=2,8$ и достига най-добри показатели $Sh=4200$ и $Nu=4500$ (за топлообмен без промяна на агрегатното състояние на флуидите).

$$E_{0,RT} = 2,8 \cdot 4200^{0,04} \cdot 4500^{0,03} = 5,03 \langle kW / m^3 \rangle$$

Стойностите на степенните показатели b_1 и d_1 са отчетени от номограмите на фиг.1 и фиг.2. Там са дадени данни и за някои нови енергоспестяващи бъркачки, като: Интерпроп /линия 1/, Нарцис-импелер /линия 2/, бъркачка на ф-ма Ekato-GmbH, Германия /линия 3/, Елерон – 1 /линия 4/, еталонна бъркачка Ръштън /линия 5/ и

новото разбъркващо и газоподаващо устройство NRE-КМ /линия 6/.

$$E_{O,RT} = E_{0,RT} - E_{0,NS} = 5,03 - (1,26 \cdot 4200^{0,08} \cdot 4500^{0,04}) = 1,30 \langle kW / m^3 \rangle$$

$$E_{O,RT} = E_{0,RT} - E_{0,NRE} = 5,03 - (1,37 \cdot 4200^{0,08} \cdot 4500^{0,06}) = 0,99 \langle kW / m^3 \rangle$$

Видно е от примера, че сравнителната ефективност на „NS“=1,3, което означава, че тази бъркачка изпълнява същите технологични функции, както еталонната „Ръштън“, но с по-малък специфичен разход на енергия от 1,3 [kW/m^3], а за NRE-КМ 0,99 [kW/m^3].

Когато при хидромеханичното разбъркване липсват или са пренебрежимо малки процесите на топло- и масообмен, степенните показатели на Шервуд и Нуселт респективно b_1 и d_1 в уравнение 9) добиват стойност равна на нула. Тогава E_0 остава само с показателя P/V .

Например за бъркачка Нарцис-импелер, $P/V=1,26$ а показателите за $Sh=4200$ са на степен $b_1=0,08$, а за $Nu=4500$, $d_1=0,04$ (виж фиг.1 и 2).

Показателя за сравняване на ефективност за дадена бъркачка $E_{0,cp}$ е разликата между $E_{0,RT}$ и $E_{0,x}$:

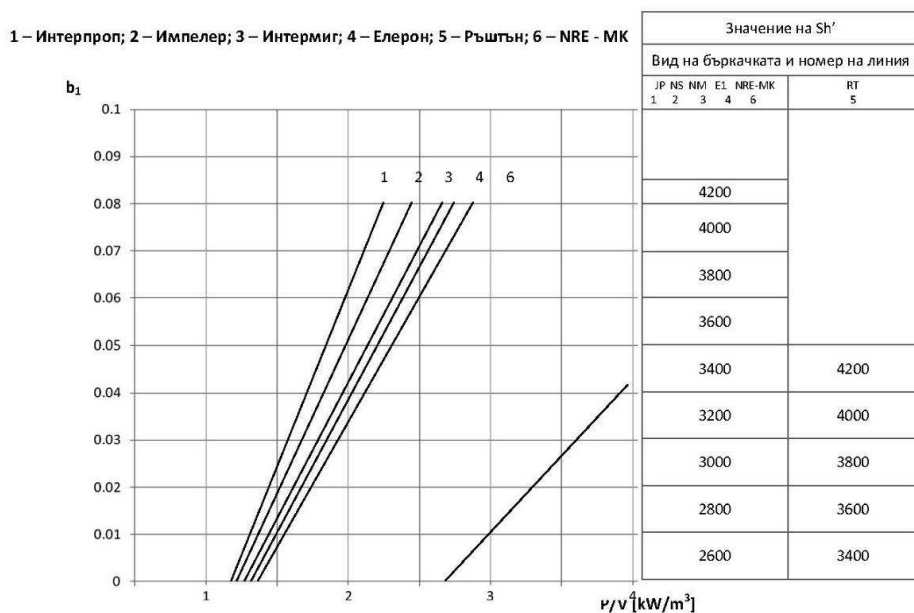
$$E_{O,cp} = E_{0,RT} - E_{0,x} \langle kW / m^3 \rangle \quad (10)$$

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

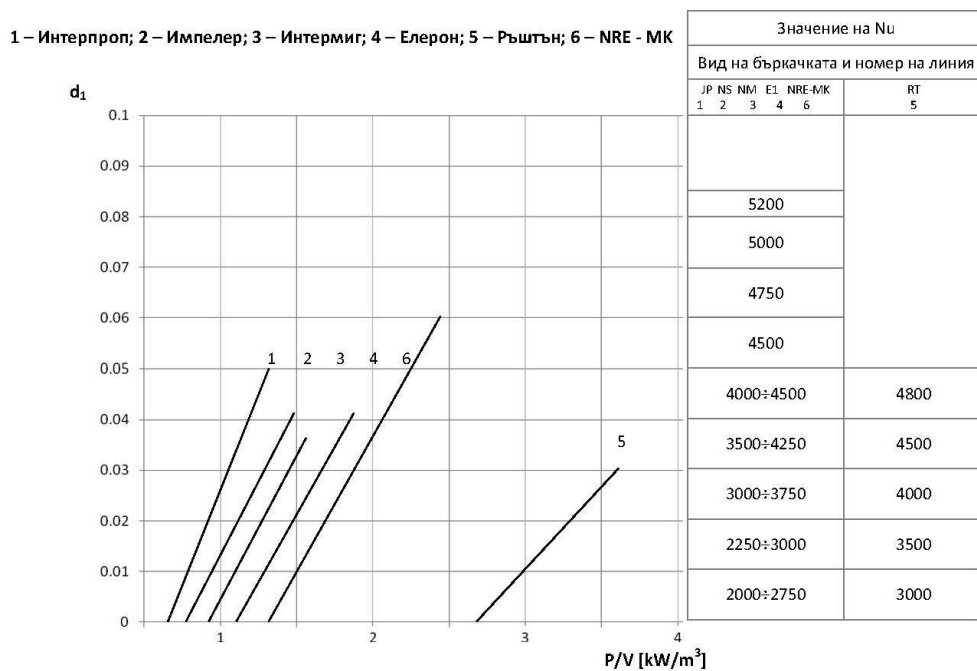
Въведен е обобщен (комплексен) критерий за оценка ефективността на разбъркване с механични бъркачки E_0 за пълен технологичен процес на хидромеханично разбъркване, съчетано с топло- и масообмен, както и съкратен критерий, ако някой от съпътстващите процеси липсват. С този критерий се доказва превъзходството на енергоспестяващите разбъркващи устройства $Eu < 1,40$ независимо, че за достигане на Sh (Шервуд) и Nu (Нуселт) е възможно увеличаване на P/V с коефициенти Z_1 и Z_2 .

5. ИЗПОЛЗВАНИ СИМВОЛИ И ОЗНАЧЕНИЯ

K_{LA} - обменен коефициент на масообмен - [h^{-1}];
 α - коефициент на топлоотдаване - [W/m^2K];
 λ - коефициент на топлопроводност на разбъркваната течност - [W/mK];
 Sh - критерий на Шервуд [-];



Фиг.1. Стойности на степения показател b_1 като функция на специфичната мощност P/V



Фиг.2. Стойности на степения показател d_1 като функция на специфичната мощност P/V

Nu - критерий на Нуселт [-]; Eu - критерий на Ойлер [-]; P - консумирана мощност на разбъркване - [W]; V - обем на разбъркваната течност - [m^3]; n - честота на въртене - [s^{-1}]; D - диаметър

на бъркачката - [m]; ρ - плътност на средата - [kg/m³]; E_0 - комплексен критерий - [kW/m³]; b - височина на лопатката на бъркачката - [m]; H - височина на течната фаза в съда - [m].

Литература

1. Стренк Ф., Перемешивание и аппараты с мешалками, Химия, Ленинград, 1988.

2. Виестурс У., Системы ферментации, Зинатне, Рига, 1986.

3. VDI Wärmeatlas, 9^{te} erweiterte Auflage. 2008.

4. Васильков А., В.Г. Ушаков, Апараты для перемешивание житких сред, Машиностроене, Ленинград, 1989.

5. Крайчев С., Комплексен критерий за ефективност на разбъркване в реактори за химическото, хранително-вкусовото и биотехнологично производство, 2006г.

GENERALIZED CRITERION FOR THE EFFICIENCY OF THE WORK OF THE NEW STIRING DEVICE „NRE-KM“

Evgeni KRAYCHEV

University of Mining and Geology „St.I. Rilski“ – Sofia

e-mail: e_kraichev@yahoo.com

Abstract: In this paper are presented results from introducing a complex efficiency criterion E_0 , which combines the input specific energy for stirring P/V [kW/m³] and the achieved technological results, based on the attained heat and mass transfer in reactor with NRE-KM. The heat and mass transfer are presented in the complex criterion by a number of Sherwood (Sh) and the number of Nuseldt (Nu).

Key words: reactor, heat and mass transfer, complex criterion

МЕТОДИКА ЗА КОНВЕРТИРАНЕ НА ТРИМЕРНИ ПАРАМЕТРИЧНИ МОДЕЛИ ОТ РАЗЛИЧНИ CAD СИСТЕМИ В CATIA V5 R19

Фани ВЪЛЧКОВА¹ Любомир ДИМИТРОВ²

¹CERN, Швейцария

e-mail: fani.valchkova@cern.ch

²катедра „Машинни елементи и неметални конструкции“, Технически университет - София, България

e-mail: lubomir.dimitrov@tu-sofia.bg

Резюме: В статията е представена методика за конвертиране на тримерни CAD модели от различни системи за тримерно моделиране в CATIA V5 R19. Представен е и инструментариум за осъществяване на отделните стъпки на методиката.

Ключови думи: методика, CAD, 3D модели, конвертиране

1. ВЪВЕДЕНИЕ

С развитието на индустрията все повече и повече CAD системи навлизат и се налагат в различните сектори. В днешно време разнообразието от различни CAD системи и тяхното използване в изследователски центрове, заводи и т.н, води до редица проблеми при обмена на модели между различните CAD системи. Все повече и повече предприятия се сблъскват с проблема „Как да прехвърлим дадена информация от една CAD система в друга?“

Необходимостта от обмен нараства с усъвършенстването на технологиите за организация на дейността на фирмите. Те се придвижват постепенно към безхартиено проектиране, където продуктите се представят предимно като 3D модели, а не като чертежи. От друга страна, съвременното индустриално производство изисква все по-широко коопериране между фирми. А те често използват различни средства (CAD/CAM/CAE) за автоматизиране на проектантската и производствената си дейност. Инсталираната база от тримерни дизайнерски системи нараства като при това се използват различни формати. До ден днешен няма CAD система, която да се е наложила като доминираща, като стандарт в тримерното проектиране и производството. Това прави все по-важна потребността от успешно преобразуване и прехвърляне на данни от една система в друга. Етапите от CAD процеса, в които може да се наложи обмен на данни, са различни и зависят от потребностите на потребителите. Такива са

промени в проекта, изработване на инструменти и анализ на изделията.

Един друг аспект, подсказващ сложността на проблема, е осигуряване качеството на обменната информация. Когато потребителят може да контролира процеса на проектиране, той влияе и на качеството на данните. Но когато е само получател няма такава възможност. В този случай при обмена трябва да има възможности за разглеждане и оценка на получените данни.

2. МЕТОДИКА ЗА КОНВЕРТИРАНЕ НА 3D ПАРАМЕТРИЧНИ МОДЕЛИ ОТ РАЗЛИЧНИ CAD СИСТЕМИ В CATIA V5 R19

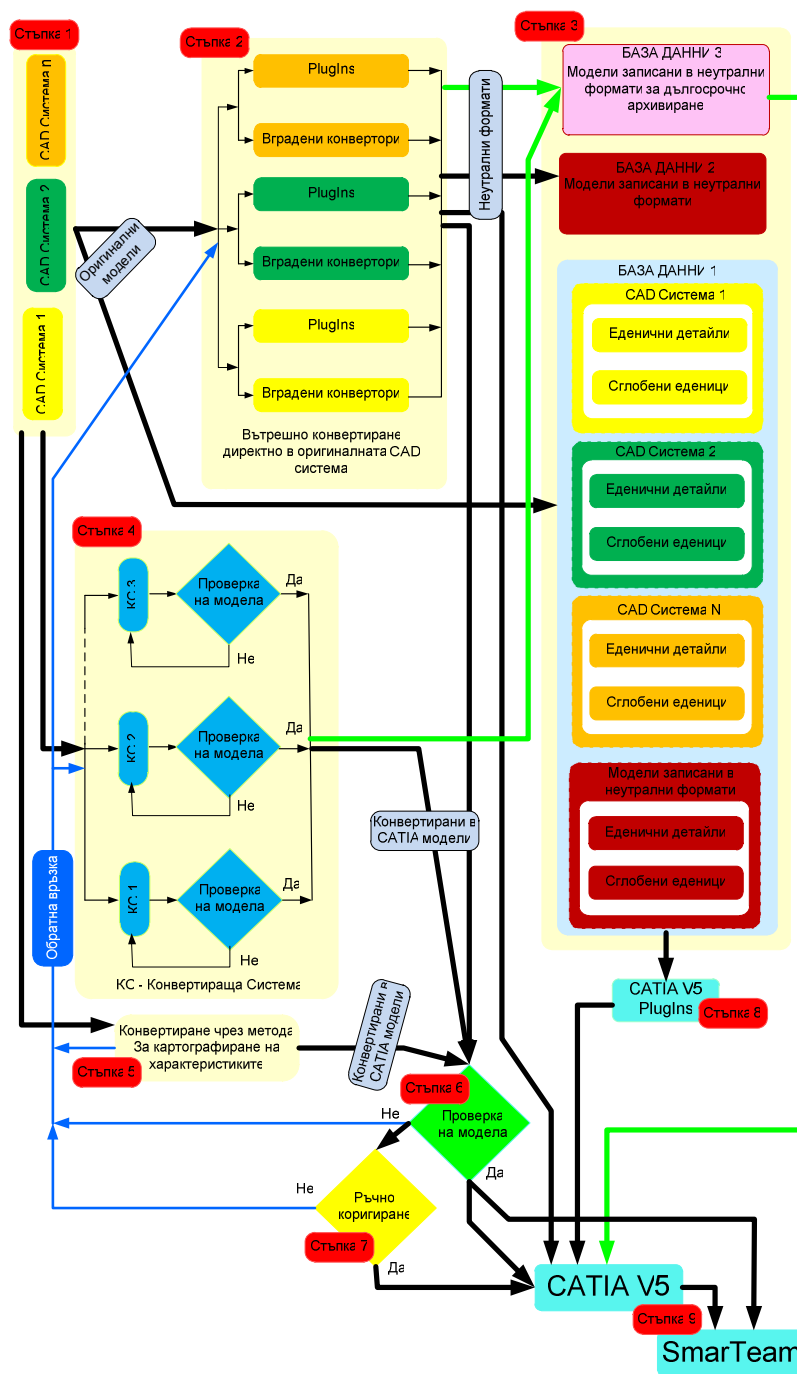
Методиката за конвертиране на CAD модели се състои от девет основни стъпки. Тя е показана на фиг. 3.1. В нея се използват четири основни метода за конвертиране:

- „Plugins“ - допълнителен софтуер, който се закупува допълнително и след инсталацията му дава възможност изграденият модел да бъде записан в друг файлов формат, различен от стандартните формати на CAD системата. Съществуват два основни вида:

- „Plugins“ за оригиналната CAD система;
- „Plugins“ за приемната CAD система –

CATIA V5 R19.

- Вградени в оригиналната CAD система транслятори - дават възможност изграденият модел да бъде записан директно в друг файлов формат. Съществуват два основни вида:



фиг.1 Методика за конвертиране на тримерни модели от различни CAD системи в CATIA V5 R19

- Директни транслатори – най-често те конвертират към CAD система, базирана на същото графично ядро, както оригиналната програма;

- Неутрални файлови формати.

• Конвертиращи системи – това са специализирани програми, създадени специално за комуникация между различни CAD системи.

• Метод за картографиране на характеристиките на параметричните модели – този метод е разработен в проекта „CMS in CATIA”. Той е разработен на базата на съществуващите стандарти за конвертиране, като паралелно с тях се използва методът за картографиране на характеристиките, което позволява детайлно екстрактиране на характеристиките от оригиналния модел и успешното им възпроизвеждане в приемната CAD система (CATIA V5 R19). След конвертирането моделите запазват структурата си и могат да бъдат лесно коригирани.

• Метод за директно конвертиране (миграция) на тримерни модели от една база данни към друга – той не е включен в методиката, защото е рентабилен при екстремно голям обем от информация за мигриране. В проекта „CMS in CATIA” обемът на информацията не е достатъчен за използване на този метод.

Основните връзки между стъпките са отбелязани с черни стрелки, връзките на стъпките за дългосрочно архивиране са изобразени със зелени стрелки и обратните връзки с тъмно сини стрелки.

3. СТЬПКИ НА ПРЕДЛОЖЕНАТА МЕТОДИКА

3.1 Стъпка 1

В тази стъпка се извършва първоначалното създаване на тримерните модели от дизайнерите. Тя е от изключително важно значение, защото за правилното конвертиране на тримерната информация е необходимо моделът да бъде създаден по правилен начин, което изисква високо ниво на подготовка на персонала. За съжаление правилното създаване на моделите трудно може да бъде контролирано.

3.2 Стъпка 2

Вътрешно конвертиране в CAD системата. В съвременните CAD системи съществуват така наречените вградени конвертори и Plugin.

- Вградените конвертори дават възможност изграденият модел да бъде записан директно в друг файлов формат;

- Plugin това е допълнителен софтуер, който се закупува допълнително и след инсталацията му дава възможност изграденият модел да бъде записан в друг файлов формат, различен от стандартните формати на CAD системата.

3.3 Стъпка 3

Тази стъпка е свързана със записването на информацията в база/бази данни [1,2]. Информацията се записва в база или бази данни, като различаваме три основни случая:

- Първи случай – всички модели на CAD системите, които трябва да бъдат конвертирани, включително и информацията, получена като неутрални файлови формати, се записват в единна база данни. В този случай е много удобно търсенето на модели в системата, но създаването на такава база данни е свързано със значителни средства и високо квалифицирани специалисти;

- Втори случай – използват се отделни база данни, това е по-евтин вариант от софтуерна гледна точка. Могат да бъдат използвани готови база данни, предлагани от фирмите разработчици на CAD системи. В този случай търсенето на модели е по-усложнено и изисква квалифициран персонал, който трябва да познава минимум две CAD системи със съответните им база данни;

- Трети случай – комбиниране на първите два случая.

Изборът на типа на базата данни зависи от нуждите и финансовите възможности на компанията, извършваща конвертирането.

3.4 Стъпка 4

Вътрешно конвертиране на специализирана програмна система за трансфер на данни. Те дават възможност за отварянето на модела на една CAD система и записването му във файлов формат, използван от друга CAD система. Основният проблем при този тип конвертиране е загубата и модифицирането на информацията. Поради което се изисква проверка на модела след конвертиране. При конвертирането на единични детайли проверката може да бъде направена ръчно, но при конвертирането на големи сглобени единици това е невъзможно. Поради това има разработени ре-

дица софтуери за осъществяването на тази проверка.

3.5 Стъпка 5

При CAD проектирането конструктивната характеристика е абстрактна геометрия, която представя конструктивните цели и може да бъде използвана за конструирането на формите на компонентите. С други думи конструктивните характеристики като тези, могат да се дефинират като комбинация от абстрактни характеристики на формите (гъвкава геометрична характеристика, която не е свързана с други приложения) и конструктивни цели.

3.6 Стъпка 6

В тази стъпка се прави сравнение на вече конвертирания CAD модел с оригиналния и се установяват грешките при конвертиране. В случай на несъответствия има два възможни варианта, като решението кой от двата да бъде предпочетен е субективно. Препоръчително е при голям брой на грешки да се върне с една стъпка назад и да се конвертира отново с друг метод. Ако потребителят прецени, че проблемът не е изключително сериозен, методиката предлага възможност за преминаване към „Стъпка 7” – ръчно коригиране. А при съответствие на всички параметри преминаваме към стъпка девет.

Съществуват редица компании, които предлагат програмна система за намиране на грешки при конвертиране. Такъв пример е CompareVidia [3]. Основните характеристики на програмата са:

- Работи с параметрични модели, мрежови модели, телени модели или облак от точки.
- Работи с единични детайли и сглобени единици.
- Проверява общия обем, площ, както и център на масата.
- Открива геометрични отклонения и топологични разлики.
- Представява сравнителните резултати по структурен начин – сравнително дърво (папка със съответстващи детайли, папка за детайлите с отклонения, папка с различните детайли).
- Ясно визуализира различията между сравняваните 3D модели с използване на плавно (градиентно) запълване.

- Автоматично измерва на отклоненията между съответстващите детайли (визуализиране на линейни и ъглови размери).

- Включва специален режим за сравнение на сглобени единици.

- Генерира сравнителен рапорт с различно ниво на детайлиране и в текстов формат (pdf, html) или 3D формат (3D XML).

- Предлага се както в 32-, така и в 64-битови версии за Windows XP, Windows Vista и Windows 7.

- Поддържа проверка на модели, които се съхраняват във всички основни CAD формати: CATIA V4 (.model, .exp / up to 4.2.4), CATIA V5 (.CATPart, .CATProduct / up to R20), CATIA V5 PMI, Unigraphics (.prt / up to 18, NX6.0), Unigraphics PMI, Pro/E (up to Wildfire 4), Pro/E PMI, Inventor (up to 12), Parasolid (up to 20), ACIS, STEP, IGES (5.x - 6.x), VDA-FS, AutoForm (.af, .afm), STL, VRML, 3DTransVidia XML.

3.7 Стъпка 7

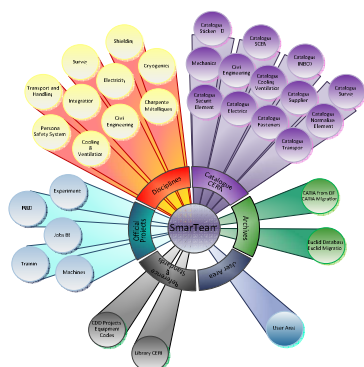
Тази стъпка се нарича ръчно коригиране. Основната идея на методиката е автоматизираното конвертиране на тримерни параметрични модели, но ръчното коригиране присъства. Това е необходимо, например, в случаите, когато един модел е конвертиран с всички предложени в методиката методи и крайният резултат е незадоволителен. Това означава, че проблемът не е от методите за конвертиране, а е от начина на създаване на модела в оригиналната програма. Ръчното коригиране е скъп процес, който отнема много време, но това е по-евтиният вариант в сравнение със закупуването, поддръжката и обучението на персонала на всички CAD програми, от които е необходимо конвертиране.

3.8 Стъпка 8

Тази стъпка се нарича Plugins в CATIA V5 R19. Използването на Plugin за CATIA V5 R19 не е много популярен метод, но въпреки това такива Plugin съществуват и позволяват на CATIA V5 R19 потребителите да конвертират необходимата за тях информация. Недостатък на този подход е липсата на сравнение между оригиналния модел и конвертирания модел. Това може да доведе до сериозни грешки на трансляцията.

3.9 Стъпка 9

Тази стъпка се нарича CATIA V5 R19 и SmarTeam. Конвертираните и валидирани модели се записват в базата данни на Dassault Systèmes – SmarTeam. Това е база данни с много широки възможности, като всяка компания я настройва и използва в зависимост от нуждите си. На фиг. 2. е показана структурата на използване на SmarTeam в CERN. Частта, която използва за конвертиране, е отбелязана в зелено. Тази част се дели на две основни подчасти: Euclid и CATIA V5 R19 Migration.



фиг.2 Настройка на SmarTeam

2. ИЗВОДИ

- Предложен е метод за конвертиране чрез картографиране на характеристиките на тримерните параметрични модели, което повишава прецизността на конвертирания тримерен модел и

осигурява бъдещото му пълноценно използване, т.е възможност за безпроблемно коригиране на модела.

- Предложена е универсална методика за конвертиране на тримерни модели от различни системи за тримерно моделиране към CATIA V5 R19. Характерни особености на методиката са следните:

- използване на система за проверка и валидиране на конвертираните модели;
- в случай на неточно прехвърляне е възможна поправка (коригиране) на модела;
- когато поправката е невъзможна се използва обратна връзка, която позволява избор на нов метод или програма за конвертиране;
- прилагане на съвременни компютърни продукти за конвертиране, проверка, поправка и архивиране на сложни тримерни модели, което позволява бързо и сравнително лесно и удобно да се осъществи необходимата транслация на данни.

Литература

- Аверьянов, О., Солдатов. В. Основы проектирования и конструирования. ISBN: 978-5-2760-1233-9, Московский государственный индустриальный университет, М., 2008.
- Bettig, B.; Shah J. "Derivation of a standard set of geometric constraints for parametric modeling and data exchange", International Journal of CAD, V33, 2001, pp. 17-33.
- <http://www.capvidia.be/cad-model-validation>, access 12.10.2012.

METHODOLOGY OF 3D PARAMETRICAL MODELS EXCHANGE FORM DIFFERENT CAD SYSTEMS TO CATIA V5 R19

Fani VALCHKOVA¹ Lubomir DIMITROV²

¹CERN, Switzerland

e-mail: fani.valchkova@cern.ch

²Machin elements and Non-metallic construction, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: lubomir_dimitrov@tu-sofia.bg <mailto:ime@tu-sofia.bg>

Abstract: In the article is present a methodology for exchange of 3D CAD models from different CAD systems into CATIA V5 R19. It's present a tools for realization of particular steps of the methodology. В статията е представена методика за конвертиране на тримерни CAD модели от различни системи за тримерно моделиране в CATIA V5 R19.

Keywords: methodology, CAD system, 3D models, exchange, steps

MATHEMATICAL SIMULATION AND RESEARCH STABILITY MOTION OF THE SEMIAUTOMATIC PROSTHETIC SYSTEM

Victor GLAZKOV Aleksey KULIK

“Systems of Artificial Intelligence” department, Saratov State Technical University, Russia
kulikalekse@yandex.ru

Abstract: The article is concerned the construction of the semiautomatic prosthetic systems and mathematic simulation of motion of them. Also the article focuses on investigation the stability motion of the prosthetic systems and their control device.

Key word: semiautomatic prosthetic system, mathematical simulation, investigation on stability, control system

Nowdays the semiautomatic prosthetic systems are the most widely-used. These systems reduce the loading of the low limbs of a human being in the process of walking. The device may be applied in various fields, such as, medicine, industry and others. For example, a walking assistance device was designed by Honda in 1999. The device includes a system for fixing device on a user’s body, two electric drives and a system for activation and control of a motion device. This device was designed for the staff of an industrial company [1].

Russian scientists conduct investigations in this area too. In SSTU at the department “Systems of Artificial Intelligence” researchers Glazkov V.P., Kulik A.A, Kuzmichenko B.M. designed the system reducing the loading on the body of a human being. The system was designed not only as an assistance system but as a system designed for medical purposes. The semiautomatic prosthetic system is shown in fig.1.

The semiautomatic prosthetic system can be divided on a two parts. The first is a prosthesis, which includes the upper and lower racks (6, 10), a saddle (4), the hip and knee joints (1, 8), the cuffs (7, 9, 11). The upper rack (6) is connected to lower rack (10) through a knee joint (8). The saddle (4) is linked to the upper rack (6) through a hip joint (1) and a bracket. The cuffs can be used for fixing system on user’s body. They located on the upper and low racks [2].

The second part of the device is a drive system, which includes the electric motor, a feedback sensor, a microcontroller, a link bar. The link bar connects a hip and knee joints to each other. The microcontroller can be used for control motion of the electric motor

by program which implements a perfect type motion of a human being.

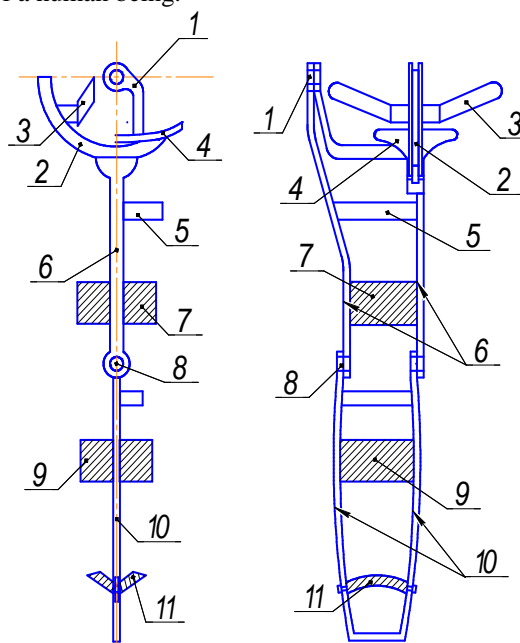


fig.1 The semiautomatic prosthetic system (1 – a hip joint, 2 – the radius guide, 3 – the front catch, 4 – a saddle, 5 – the jumper, 6 – the upper rack, 7 – the fixing cuff of the hip, 8 – a knee joint, 9 – the fixing cuff of the knee, 10 – the lower rack, 11 – the cuff of the shin)

Also, the designer should execute mathematical simulation of motion of the system. Mathematical simulation makes it possible to evaluate physical parameters of operation of the device at the initial stage of its designing. Mathematical simulation has been conducted to determine the laws and parameters of the system’s motion as well as the parameters of

human being's motion in the process of designing semiautomatic prosthetic systems.

The dynamic model of the prosthetic system simulates the motion of low limbs of a human being. It was considered to use a dynamic model using the Lagrange's equations of the second kind [3].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_i} \right) - \left(\frac{\partial E_k}{\partial \theta_i} \right) = M_i \quad (1)$$

where E_k – the kinetic energy of the dynamic system, θ_i – the angular coordinates which were measured from the vertical axis, M_i – the torques of the dynamic (prosthetic) system.

Methods of mathematical modeling of a person's motion using the Lagrange's equations of the second kind are based on the analysis of human's walking kinogramm. (fig.2).

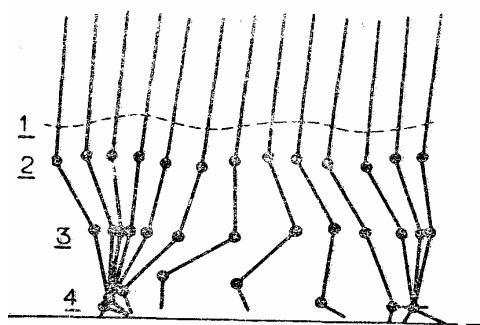


fig. 2 The kinogramm work the leg of human. 1 – the centre of gravity; 2 – the hip joint; 3 – the knee joint; 4 – the ankle joint

$$\begin{aligned} & \{I_1 + m_1 a_1^2 + (m_2 + m_3) l_1^2\} \ddot{\theta}_1 + \{m_2 l_2 l_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) + m_3 l_1 l_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_2 + \\ & + \{m_3 l_1 a_3 \cos(\theta_1 - \theta_3)\} \ddot{\theta}_3 - (G_1 a_1 + G_2 l_1 + G_3 l_1) \sin \theta_1 = M_1 - M_2 - M_3 \\ & \{m_2 l_1 a_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + m_3 l_1 l_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_1 + [I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2] \ddot{\theta}_2 + \\ & + \{m_3 l_2 a_3 \cos(\theta_2 - \theta_3)\} \ddot{\theta}_3 - (G_2 a_2 + G_3 l_2) \sin \theta_2 = M_2 - M_3, \\ & \{m_3 l_1 a_3 \cos(\theta_1 - \theta_3)\} \ddot{\theta}_1 + \{m_3 l_1 a_3 \cos(\theta_2 - \theta_3)\} \ddot{\theta}_2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \ddot{\theta}_3 - G_3 a_3 \sin \theta_3 = M_3. \end{aligned} \quad (2)$$

b) for the transfer phase:

$$\begin{aligned} & \{I_3 + m_3 b_3^2 + (m_2 + m_1) l_3^2\} \ddot{\theta}_3 + \{m_2 l_3 b_2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + m_1 l_3 l_2 \cos(\theta_3 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_2 + \\ & + \{m_1 l_3 b_1 \cos(\theta_3 - \theta_1)\} \ddot{\theta}_1 + (G_3 b_3 + G_2 l_3 + G_1 l_3) \sin \theta_3 = M_3 - (M_2 - M_1), \end{aligned}$$

As it is seen from the kinogramm, the person's motion includes two phases: the support phase and the transfer phase.

In the research we consider a simplified version of this scheme with a separation phase of a person's motion (fig.3).

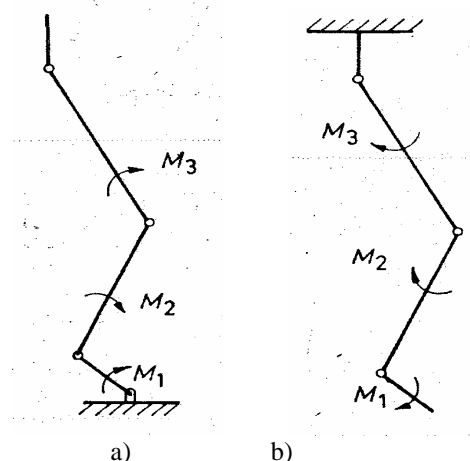


fig.3 The model of the three link mechanical leg: a- the support phase, b)- the transfer phase.

The mathematical model has been used for forming equations of motion of the mechanical model in which the dependence $M_i = f(\theta_i)$, has the following forms [3]:

a) for the support phase:

$$\begin{aligned} & \{m_2 l_3 b_2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + m_1 l_3 l_2 \cos(\theta_3 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_3 + (I_2 + m_2 b_2^2 + m_1 l_2^2) \ddot{\theta}_2 + \\ & + \{m_1 l_2 b_1 \cos(\theta_2 - \theta_1)\} \ddot{\theta}_1 + (G_2 b_2 + G_1 b_2) \sin \theta_2 = M_2 - M_1, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\{m_1 l_3 b_1 \cos(\theta_3 - \theta_1)\} \ddot{\theta}_3 + \{m_1 l_2 b_1 \cos(\theta_3 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_2 + (I_1 + m_1 b_1^2) \ddot{\theta}_1 + G_1 b_1 \sin \theta_1 = M_1$$

where m_1, m_2, m_3 – the appropriate masses of link; l_1, l_2, l_3 – the distance between the joints; a_1, a_2, a_3 – the distance between the centers of gravity of link and the appropriate joint; b_1, b_2, b_3 – the distance between the centers of gravity of link and the corresponding point of support; G_1, G_2, G_3 – the weight of link; M_1, M_2, M_3 – the joint's moments; $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ – the angular coordinates, which were measured from the vertical axis.

However some designs of prosthetic systems intended for unloading of the human skeleton, do not provide the ankle joint, for simplicity model may it is possible take the following hypothesis: the angle of

rotation about the ankle joint $\theta_1 = 0$, in this case for the correct solution of the problem length, weight, mass and moment of inertia of the ankle joint must be considered the.

As a result of this hypothesis, the systems of equations (2) and (3) take the following form:

a) for the support phase:

$$\left[I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 \right] \ddot{\theta}_2 + \{m_3 l_2 a_3 \cos(\theta_2 - \theta_3)\} \ddot{\theta}_3 - (G_2 a_2 + G_3 l_2) \sin \theta_2 = M_2 - M_3, \quad (4)$$

$$\{m_3 l_1 a_3 \cos(\theta_2 - \theta_3)\} \ddot{\theta}_2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \ddot{\theta}_3 - G_3 a_3 \sin \theta_3 = M_3.$$

b) for the transfer phase:

$$\begin{aligned} & \{I_3 + m_3 b_3^2 + (m_2 + m_1) l_3^2\} \ddot{\theta}_3 + \{m_2 l_3 b_2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + m_1 l_3 l_2 \cos(\theta_3 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_2 + \\ & (G_3 b_3 + G_2 l_3 + G_1 l_3) \sin \theta_3 = M_3 - M_2, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \{m_2 l_3 b_2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + m_1 l_3 l_2 \cos(\theta_3 - \theta_2)\} \ddot{\theta}_3 + (I_2 + m_2 b_2^2 + m_1 l_2^2) \ddot{\theta}_2 + \\ & + (G_2 b_2 + G_1 b_2) \sin \theta_2 = M_2. \end{aligned}$$

From the systems of equations (4) and (5) can compos the systems of the differential equations for determination angles of rotation about the hip and knee joint have been deduced:

a) for the support phase:

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_2 &= \omega_2, \\ \dot{\theta}_3 &= \omega_3, \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{M_2 - M_3 - b \cos(\theta_2 - \theta_3) \dot{\omega}_3 + c \sin \theta_2}{a}, \quad (6) \\ \dot{\omega}_3 &= \frac{M_3 - b \cos(\theta_2 - \theta_3) \dot{\omega}_2 - e \sin \theta_3}{d}. \end{aligned}$$

where $a = [I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2]$, $b = m_3 l_2 a_3$,
 $c = (G_2 a_2 + G_3 l_3)$, $d = I_3 + m_3 a_3^2$, $e = G_3 a_3$.

b) for the transfer phase:

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_2 &= \omega_2, \\ \dot{\theta}_3 &= \omega_3, \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{M_2 - b \cos(\theta_3 - \theta_2) \dot{\omega}_3 - e \sin \theta_2}{d}, \quad (7) \\ \dot{\omega}_3 &= \frac{M_3 - M_2 - b \cos(\theta_3 - \theta_2) \dot{\omega}_2 + c \sin \theta_3}{a}. \end{aligned}$$

where $a = [I_3 + m_3 b_2^2 + (m_2 + m_1) l_3^2]$,
 $b = m_2 l_3 b_2 + m_1 l_3 l_2$, $c = (G_3 b_3 + G_2 l_3 + G_1 l_3)$,
 $d = I_2 + m_2 b_2^2 + m_1 l_2^2$, $e = G_2 b_2 + G_1 b_2$

The following assumptions $M_2, M_3 - const.$ were taken when solving the above mentioned sys-

tems. The system of the differential equations was solved using the software environment of Matlab.

The following dependences $\theta = f(t)$ were made in the process of solution (fig 4, 5).

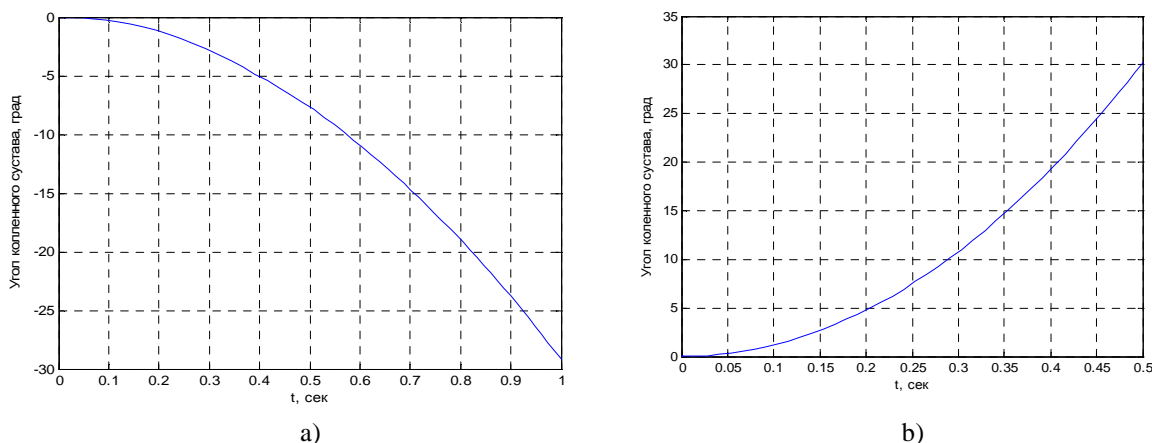


fig.4 The dependence $\theta_2 = f(t)$ for knee joint:
a - the support phase, b) - the transfer phase.

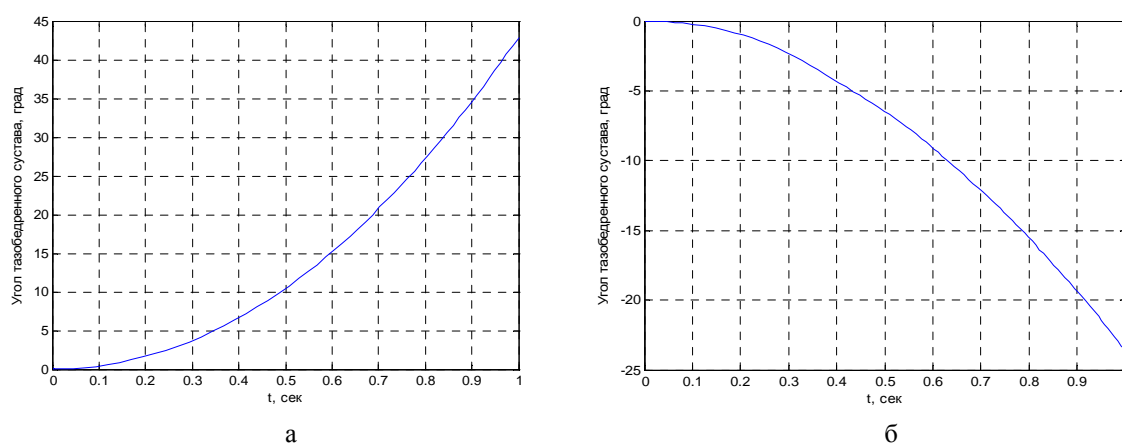


fig.5 The dependence $\theta_2 = f(t)$ for hip joint:
a)- the support phase, b)- the transfer phase.

From the above dependencies of a simplicity mathematical model, made to study prosthetic systems, it is clear that, the maximum deviation of the knee joint is not more than 30° in the phases of support and transfer; the maximum deviation of the hip joint in the support phase is not more than 45° and in the phase of transfer is not more than 25° . These data correspond to the natural movement of a human being [4].

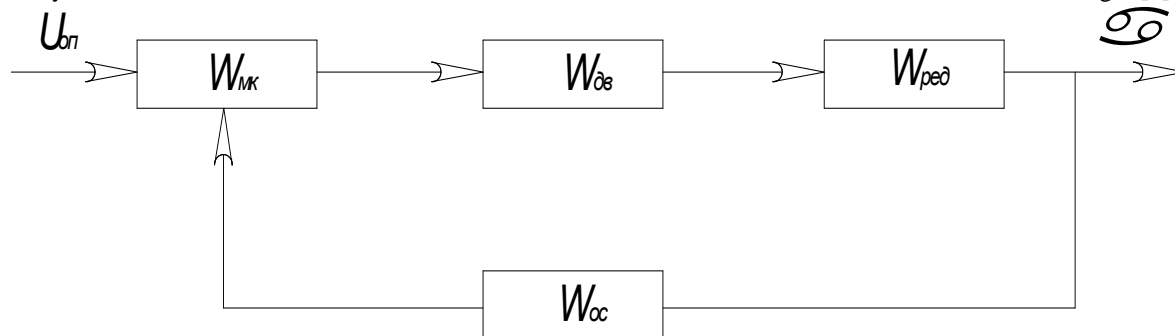
The resulting mathematical model of motion of prosthetic systems allows: to study the physical laws,

which manifest themselves in the process of motion; to create a simulation model of human being's motion, which is necessary to study and the control of prosthetic systems and to create a prototype of such systems. Thus it can be accepted as a starting point for perform further investigations.

However, along with the solution of engineering problems the researcher should study the motion stability of prosthetic systems in order to choose more optimal construction of the device.

The motion of the system is steady if system tends to return of the normal algorithm in a finite time, when the system has a perturbation status.

Then, the motion of the prosthetic system is stability, when:



- a) the control system of device is stability;
- b) the error of the real angle rotation of the system's members tends to minimum.

The control system of the device is the servo drive, a block scheme of whom is shown in fig.6 [5].

fig.6. The block-scheme of the servo drive ($W_{МК}$ – the microcontroller, $W_{дв}$ – the electric motor, $W_{ред}$ – the redactor, $W_{ос}$ – the feedback sensor, $U_{оп}$ – the control signal, α – the angle rotation of the system's members)

The stability work of the control system can be determined from a transition process, a logarithmic and frequency diagrams of the control system.

The open-loop system is determined by following transfer function [5]:

$$W_p = W_{МК} \cdot W_{дв} \cdot \frac{1}{p} \cdot W_{ред} \cdot W_{рем}; \quad (8)$$

$$W_p = \frac{K_{МН} \cdot K_{дв} \cdot K_{ред} \cdot K_{рем}}{(T_M \cdot p + 1)p} = \frac{K}{(T_M \cdot p + 1)p}; \quad (9)$$

The close-loop system is determined by following transfer function [5]:

$$W_z = \frac{W_p}{1 + W_{ос} \cdot W_p}; \quad (10)$$

$$W_z = \frac{K}{(T_M \cdot p + 1)p + K_{ос} K}; \quad (11)$$

where $K = K_{МН} \cdot K_{дв} \cdot K_{ред} \cdot K_{рем}$

The transition process of the control system can be calculated by the formula:

$$Y(p) = W(p) \cdot X(p); \quad (12)$$

where $X(p) = 1/p$, – the step of the perturbation, $W(p)$ – the transfer function.

The transfer function of the open – loop system and transition process were operated using the software environment at Matlab. The transition process,

the logarithmic and frequency diagrams of the control system are shown in fig. 7, 8.

From the logarithmic and frequency diagram (fig.7), and transition process (fig.8) of servo drive, its clear that, the servo drive is stability, and the fund of frequency is $68,7^0$, the fund of amplitude is $102 Db$.

The time of transition process is $0.2 s$. Thus, we can make conclusion, that the control system of the prosthetic device is stability.

Suppose that the real angles of the prosthetic system's members are different from the perfect. The real and perfect dependencies $\theta_i = f(t)$ are shown in fig. 9, 10. One can see, that the difference between the real and perfect angles are following:

- a) for the hip joint in support phase $\delta\theta_3(t) = 0 \div 0.5^0$ when $t \in [0 \div 1] s$;
- b) for the knee joint in support phase $\delta\theta_2(t) = 0 \div 0.5^0$ when $t \in [0 \div 1] s$;
- c) for the hip joint in transfer phase $\delta\theta_3(t) = 0 \div 0.5^0$ when $t \in [0 \div 1] s$;
- d) for the knee joint in transfer phase $\delta\theta_2(t) = 0 \div 0.5^0$ when $t \in [0 \div 0.5] s$.

In this article, the authors propose the calculation methods of the compensation torque, the torque are formed about hip and knee joints.

The calculation is held with use the local function of the difference real angles rotation system's mem-

bers from perfect angles [6].

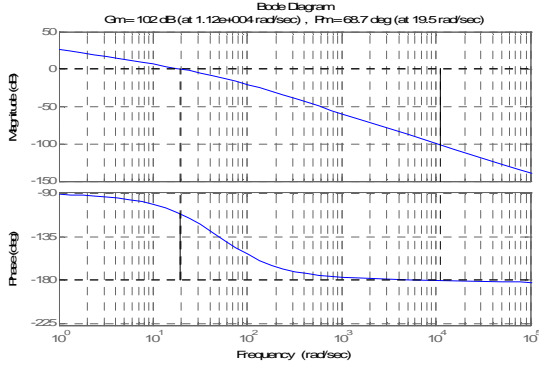


fig.7 The logarithmic and frequency diagrams of the open-loop system

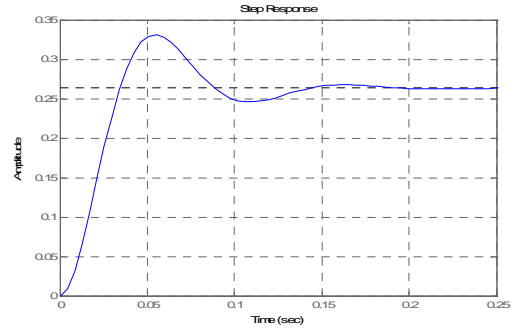
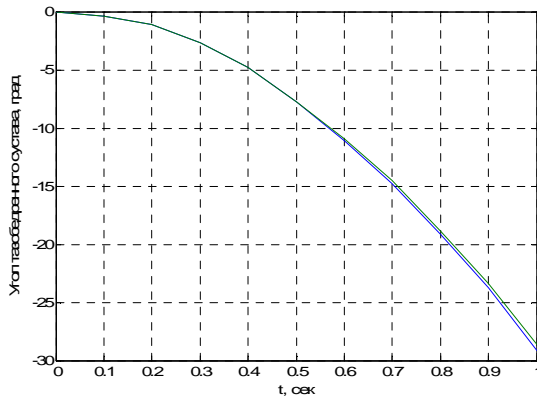
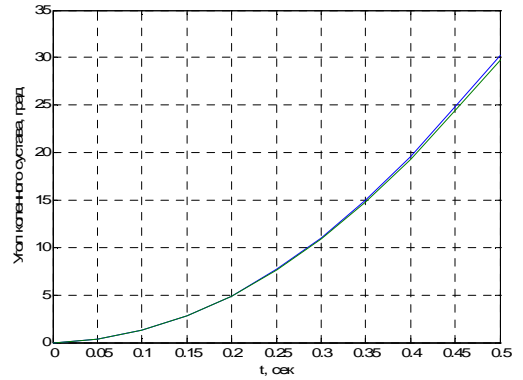


fig.8 The transition process



a)



b)

fig.9 The dependence $\theta_2 = f(t)$ for knee joint:

a- the support phase, б- the transfer phase.

$$J_i(t) = \frac{1}{2} \left(c_{0i} \cdot [\beta_i(t) - \beta_i^0(t)]^2 + c_{1i} [\dot{\beta}_i(t) - \dot{\beta}_i^0(t)]^2 + c_{2i} [\ddot{\beta}_i(t) - \ddot{\beta}_i^0(t)]^2 \right) \quad (13)$$

where $J_i(t)$ - the local function of the difference real angles rotation system's members from perfect angles, c_{0i} , c_{1i} , c_{2i} - the weights, which take into account between real and perfect angles rotation, β_i - the real external angles rotation members, β_i^0 - the perfect external angles rotation members, $\dot{\beta}_i$, $\dot{\beta}_i^0$, $\ddot{\beta}_i$, $\ddot{\beta}_i^0$ - the real and perfect external angular velocities and angular accelerations.

The purpose of the compensation system reduces the values of the function (13) to minimum for a little period of the time. Then, in moments time t_1 and $t_2 = t_1 + \tau$, the difference between β_i and $\dot{\beta}_i$ takes the following form [6]:

$$\beta_i(t_2) = \beta_i(t_1) + \dot{\beta}_i(t_1) \cdot \tau; \dot{\beta}_i(t_2) = \dot{\beta}_i(t_1) + \ddot{\beta}_i(t_1) \cdot \tau. \quad (14)$$

Considering, that the period of the time τ is a little, then the angular acceleration:

$\ddot{\beta}_i - const$, for $t_1 \leq t \leq t_2$ (15) The function (1) for $t = t_2$ with (15) and (14) has following form:

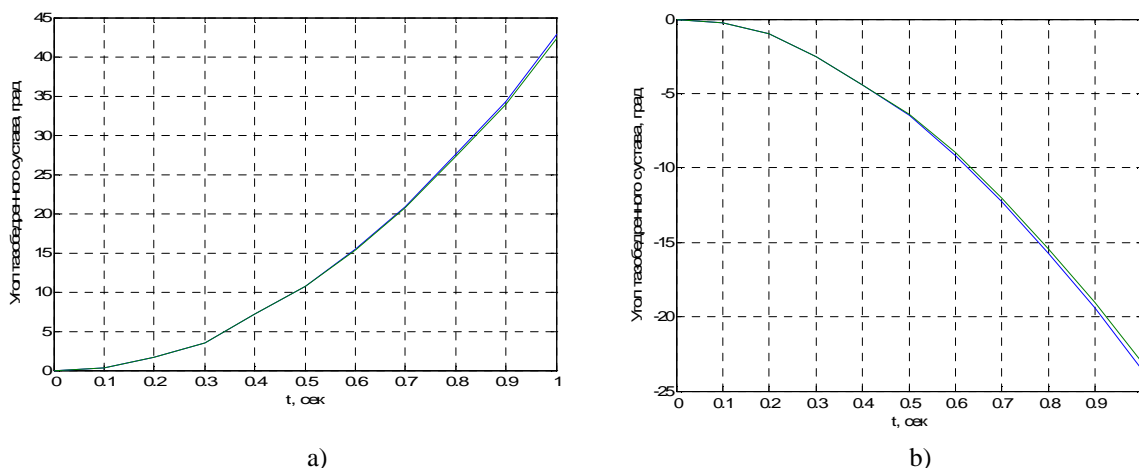


fig.10 The dependence $\theta_2 = f(t)$ for hip joint:
a- the support phase, b- the transfer phase.

$$J_i(t_2) = \frac{1}{2}(c_{0i} \cdot [\beta_i(t_1) + \dot{\beta}_i(t_1) \cdot \tau - \beta_i^0(t_2)]^2 + c_{1i} \cdot [\dot{\beta}_i(t_1) + \ddot{\beta}_i(t_1) \cdot \tau - \dot{\beta}_i^0(t_2)]^2 + c_{2i} [\ddot{\beta}_i(t_1) - \ddot{\beta}_i^0(t_2)]^2) \quad (16)$$

The minimum $J_i(t)$ can be defined from the equation:

$$\frac{\partial J_i(t_2)}{\partial \ddot{\beta}_i} = c_{1i} \cdot [\dot{\beta}_i(t_1) + \ddot{\beta}_i(t_1) \cdot \tau - \dot{\beta}_i^0(t_2)] \cdot \tau + c_{2i} \cdot [\ddot{\beta}_i(t_1) - \ddot{\beta}_i^0(t_2)] = 0 \quad (17)$$

The acceleration $\ddot{\beta}_i(t_1)$ can be defined from the equation (17). This acceleration must be applied to the system's members in order to function (1) is reduced to minimum in behind period of the time τ .

$$\ddot{\beta}_i(t_1) = [c_{2i} \ddot{\beta}_i^0(t_2) - c_{0i} (\beta_i(t_1) + \dot{\beta}_i(t_1) \tau - \beta_i^0(t_2)) - c_{1i} (\dot{\beta}_i(t_1) - \dot{\beta}_i^0(t_2))] / (c_{1i} \tau + c_{2i}) \quad (18)$$

The internal and external angles of the prosthetic system are connected by the following relations [6]:

$$\beta(t) = B \cdot \theta(t) + C; \dot{\beta}(t) = B \cdot \dot{\theta}(t); \ddot{\beta}(t) = B \cdot \ddot{\theta}(t); \quad (19)$$

where B - the ones matrix, $C - const$. Then, the internal angular acceleration is calculated by relation:

$$\ddot{\theta}_i(t_1) = [c_{2i} \ddot{\theta}_i^0(t_2) - c_{0i} (\theta_i(t_1) + \dot{\theta}_i(t_1) \tau - \theta_i^0(t_2)) - c_{1i} (\dot{\theta}_i(t_1) - \dot{\theta}_i^0(t_2))] / (c_{1i} \tau + c_{2i}) \quad (20)$$

The weights c_{0i} , c_{1i} , c_{2i} can be calculated by Lorczaak's formula [7]:

$$c_{0i} = \frac{1}{1 + \prod_{i=1}^n \frac{|\theta_i - \theta_i^0|^2}{\beta_1^2}}; \quad c_{1i} = \frac{1}{1 + \prod_{i=1}^n \frac{|\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_i^0|^2}{\beta_1^2}}; \quad (21)$$

$$c_{2i} = \frac{1}{1 + \prod_{i=1}^n \frac{(\ddot{\theta}_i - \dot{\theta}_i^0)^2}{\beta_2^2}}$$

where $\beta_0 = \min(|\theta_i - \theta_i^0|)$, $\beta_1 = \min(|\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_i^0|)$,
 $\beta_2 = \min(|\ddot{\theta}_i - \ddot{\theta}_i^0|)$.

The torque M_i and acceleration θ_i are connected by the different equations (4), (5)

From the equations (4) and (5) can determine the coefficients a_{ij} for support and transfer phases. The coefficients a_{ij} are elements of the matrix of the

$$\begin{aligned} a_{22} &= [I_2 + m_2 \cdot a_2^2 + m_3 \cdot l_2^2 + m_3 \cdot l_2 \cdot a_3 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_3)], \\ a_{23} &= [I_3 + m_3 \cdot a_3^2 + m_3 \cdot l_2 \cdot a_3 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_3)], \\ a_{32} &= [m_3 \cdot l_2 \cdot a_3 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_3)], \quad a_{33} = [I_3 + m_3 \cdot a_3^2]; \end{aligned} \quad (23)$$

b) for transfer phase:

$$\begin{aligned} a_{22} &= [I_2 + m_2 \cdot b_2^2 + m_1 \cdot l_2^2 + (m_3 \cdot l_3 \cdot b_2 + m_1 \cdot l_3 \cdot l_2) \cdot \cos(\theta_3 - \theta_2)], \\ a_{23} &= [I_3 + m_3 \cdot b_3^2 + (m_2 + m_1) \cdot l_3^2 + (m_3 \cdot l_2 \cdot b_2 + m_1 \cdot l_3 \cdot l_2) \cdot \cos(\theta_3 - \theta_2)], \\ a_{32} &= [I_2 + m_2 \cdot b_2^2 \cdot m_1 \cdot l_2^2], \quad a_{33} = [(m_3 \cdot l_3 \cdot b_2 + m_1 \cdot l_3 \cdot l_2) \cdot \cos(\theta_2 - \theta_3)]. \end{aligned} \quad (24)$$

The angular accelerations can be defined from the relation (20):

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_2(t_1) &= [c_{22} \ddot{\theta}_2^0(t_2) - c_{02}(\theta_2(t_1) + \dot{\theta}_2(t_1)\tau - \theta_2^0(t_2)) - c_{12}(\dot{\theta}_2(t_1) - \dot{\theta}_2^0(t_2))] / (c_{12}\tau + c_{22}) \\ \ddot{\theta}_3(t_1) &= [c_{23} \ddot{\theta}_3^0(t_2) - c_{03}(\theta_3(t_1) + \dot{\theta}_3(t_1)\tau - \theta_3^0(t_2)) - c_{13}(\dot{\theta}_3(t_1) - \dot{\theta}_3^0(t_2))] / (c_{13}\tau + c_{23}) \end{aligned} \quad (25)$$

b) for transfer phase

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_2(t_1) &= [c_{22} \ddot{\theta}_2^0(t_2) - c_{02}(\theta_2(t_1) + \dot{\theta}_2(t_1)\tau - \theta_2^0(t_2)) - c_{12}(\dot{\theta}_2(t_1) - \dot{\theta}_2^0(t_2))] / (c_{12}\tau + c_{22}) \\ \ddot{\theta}_3(t_1) &= [c_{23} \ddot{\theta}_3^0(t_2) - c_{03}(\theta_3(t_1) + \dot{\theta}_3(t_1)\tau - \theta_3^0(t_2)) - c_{13}(\dot{\theta}_3(t_1) - \dot{\theta}_3^0(t_2))] / (c_{13}\tau + c_{23}) \end{aligned} \quad (26)$$

where c_{02} , c_{12} , c_{22} , c_{03} , c_{13} , c_{23} - the weights, which are calculating by formula (9).

The weights accepted the following values:

a) for support phase: $c_{02} = 1.7 \cdot 10^{-6}$, $c_{12} = 0.4$,
 $c_{22} = 0.05$, $c_{03} = 1.7 \cdot 10^{-6}$, $c_{13} = 0.4$, $c_{23} = 0.05$;
 b) for transfer phase: $c_{02} = 1.7 \cdot 10^{-6}$, $c_{12} = 0.44$,
 $c_{22} = 0.05$, $c_{03} = 1.7 \cdot 10^{-6}$, $c_{13} = 0.4$, $c_{23} = 0.05$.

The values of the weights are introduced in relations (25) and (26), and can calculate the maximum and minimum internal accelerations:

sensitivity. Then, the connection between torques of the servo drive and accelerations takes the following form: [6]

$$\Delta M = A \cdot \Delta \ddot{\theta}, \quad A = \begin{bmatrix} a_{22} & a_{23} \\ a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (22)$$

where ΔM - the vector of the compensation torques, A - the matrix of the sensitivity, $\Delta \ddot{\theta}$ - the vector of angular accelerations.

The elements of the matrix A have the following forms:

a) for support phase:

a) for support phase:

a) for support phase: $\ddot{\theta}_{2\min}(t_1) = 0.45^0$,
 $\ddot{\theta}_{2\max}(t_1) = 2.89^0$, $\ddot{\theta}_{3\min}(t_1) = 0.45^0$,
 $\ddot{\theta}_{3\max}(t_1) = 8.81^0$;

b) for transfer phase: $\ddot{\theta}_{2\min}(t_1) = 1.17^0$,
 $\ddot{\theta}_{2\max}(t_1) = 5.57^0$, $\ddot{\theta}_{3\min}(t_1) = 0.5^0$, $\ddot{\theta}_{3\max}(t_1) = 4.7^0$.

The values of the angular accelerations $\ddot{\theta}_2(t_1)$, $\ddot{\theta}_3(t_1)$, the elements of matrix A are introduced in formula (22), and can found the maximum and minimum values of the compensation torque [8]:

a) for support phase: $\Delta M_{2\max} = 4.4 Nm$,
 $\Delta M_{2\min} = 0.28 Nm$, $\Delta M_{3\max} = 12.3 Nm$,
 $\Delta M_{3\min} = 0.92 Nm$;

b) for transfer phase: $\Delta M_{2\max} = 28.9 Nm$,
 $\Delta M_{2\min} = 4.6 Nm$, $\Delta M_{3\max} = 6.1 Nm$,
 $\Delta M_{3\min} = 3.6 Nm$.

Thus, as a result execution of the scientific work, the maximum and minimum values of the compensation torques were defined. The torques are formed about the hip and knee joints. The compensation torques allow reducing the function (13) to minimum, when the differences between real and perfect angles of the system's members are maximum and minimum.

The compensation torques are calculated more easily, if the angular accelerations were defined by formula (20). This operation eliminates the transformation values of the initial angles to external, as well as, eliminates measuring the values of the external angles.

References

1. **Glazkov V.P.** «The invention is capable of changing the world»// Innovations and publicity, №1 November 2009. pp.56-57
2. Pat.RU 113653 The orthopedic device for reduce the loading of the low limbs of a human being / Kulik A.A., Glazkov V.P., Kuzmichenko B.M. date of patent 27.02.2012
3. **Vucobratovich M.** Walking robots and the anthropomorphic mechanisms. Chap. Ed. "Physical and Mathematical Literature", Moscow: Nauka, 1976
4. **Glazkov V.P.** Mathematical simulation the motion of the prostheses and prosthetic systems for a low limbs of the human being/ Glazkov V.P, Kulik A.A. // MMTT-23, Vol. 6, pp.141-143, 2010 г.
5. **Voronov A.A.** The base theory of the automatic control / Voronov A.A. M. Energy, 1980.
6. **Vukobratovic M.** On the Stability of Anthropomorphic Systems / Vukobratovic M., Stepanenko Y. // Mathematics Biosciences, Vol.15 pp.1-37, 1972.
7. **P. R Lorzak.** A Theoretical Investigation of Generalized Voters for Redundant Systems /P. R. Lorzak, A.K. Caglayan, D.E. Eckhardt. // Proc. 19th FTCS, Chicago, Illinois, June 1989, pp. 444-451.
8. **Glazkov V.P.** Investigate the stability motion of the prosthetic system / Glazkov V.P, Kulik A.A // MMTT-24, Vol 2 pp.118-122., 2011 г.

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СТЕПЕНТА НА МОДУЛНОСТ ПРИ ЛОГИСТИЧНАТА ТЕХНИКА

Николай КАЗАКОВ

катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: nkazakov@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа е определен показател оценяващ модулността на логистичната техника, необходим при прогнозиране на нейното развитие и определянето на нивото на конкурентните фирми. Това се постига базирайки се на общоприета класификация на логистичната техника, функционално-стойностния анализ и прилагайки принципа на проектиране „top-down design”.

Ключови думи: логистика, прогнозиране, логистичната техника, конкурентност

От началото на 60-те години на ХХ-ти век съвременният световен пазар се характеризира с ориентацията му към клиента. Това доведе до високи индивидуални изисквания към проектирането, производството и пласмента на всяка стока, до висока конкуренция, оптимизиране на съотношението между цена и качество, и пълно задоволяване на потребностите на клиентите. Вискателността на съвременните потребители непрекъснато расте с бързи темпове, скъсява се жизнения цикъл на изделията и се повишава нивото на обслужване.

Това налага определянето на необходимите параметри на логистичната техника, обслужваща логистичния процес при минимална цена [3,6,11] и доставена в необходимото време. Изборът на оптимална техника е съществен момент в проектирането на логистични системи. То зависи от различни фактори, като главната цел е създаването на конкурентна продукция и максимална печалба. Реализирането на това е възможно само при прилагане на модулна структура на тази техника, при което проектирането и конструирането на новото оборудване да се извършва по нов начин, в пълно съответствие с изискванията на конкретния клиент.

Съществуват различни видове прогнозиране съобразно обекта на прогнозирането. В настоящата работа е акцентирано на логистичното инженерното прогнозиране, което предхожда основните фирмени дейности – снабдяване, производство, продажба, инвестиции и т.н.. То се изпълнява в контакт с логистичния мениджър планиращ инвестициите и развитието. На този етап се определя времето и реда на промишленото

усвояване на нови логистични изделия, темпа и начина на обновление. Определят се възможните ограничения на развитието на логистичната система (ресурсни, технически, социални, икономически, екологични). За да има обективност и реални резултати при прогнозирането на логистичната техника, трябва да се работи и с относителните параметри (отношение на масата на товара към масата на машината, отношение на масата на товара към разхода на енергия, и т.н..) [4]. Относителния парметър на цялата машина е функция от аналогичните и относителни параметри на елементите и.

Известно е, че производствения процес се състои от технологични и логистични (подемно-транспортни) процеси, реализирани от съответните технологични и логистични системи. Тези системи са взаимно свързани и взаимно допълващи се. Модулната структура на логистичните машини осигурява гъвкавост - така една система може да изпълни многобройни различни задачи. Могат да се реализират различни конфигурации за всеки конкретен случай. Разработените модулни системи позволяват изграждането на съоръжения с отворена и многофункционална структура и дават възможност за тяхното разширение и подновяване през годините. Гъвкавостта на логистичната техника се определя от модулността на елементите и. Модулността е свързана и със стандартизацията т.е. крепежни елементи, лагери и т.н. Модулността на машините създава възможност за модулност на управлението т.е. модулност на софтуера и хардуера.

Съществуват много теоретични и софтуерни разработки в областта на модулността на машините [2,5,8,9,12,13, 14,15,16,17,18].

Цел на настоящата работа е определянето на показател оценяващ модулността на логистичната техника, необходим при прогнозиране на нейното развитие и определянето на нивото на конкурентните фирми.

За да се изпълнят условията описани в определението на Портър и постигне необходимата конкурентноспособност на логистичната техника е необходимо да се изработи и достави необходимата нова машина в точното време. Съвременните пазарни условия обикновено налагат това време да бъде много кратко, което налага и кратко време за проектиране и изработка. Тези съвременни пазарни изисквания се постигат чрез разработване на модулна архитектура на машините, при която отделните съставни части представляват относително универсални модули. Тези модули се изработват предварително, което позволява в кратко време да се комплектова една машина.

Броят на частите изработени по модулен принцип отнесен към общия брой части определя и степента на модулност.

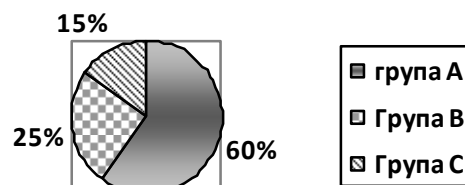
Степента на модулност с определя по следната формула:

$$K_m = \frac{E_m}{E} \rightarrow 1 \quad (1)$$

където: E – общ брой независими механизми и елементи на машината; E_m – брой модулни независими механизми и елементи на машината.

Степента на модулност определя и скоростта на изработка на една машина. Под модул ще разбираме такова конструктивно изпълнение на част от логистичната машина, което позволява използването и в няколко модификации на машината.

Нека след сегментиране пазара и прогнозиране на развитието на параметрите на една логистична машина произвеждана от дадена фирма, да имаме N на брой нейни модификации. На основата на ABC анализа (Фиг.1) се разделят тези N на брой модификации на три групи съобразно прихода(печалбата) който носят, като се определя и интервала на изискуемото време за доставката им.



Фиг.1 Групи ABC

В групите A и B е целесъобразно да се приложи модулния принцип, защото те формират ~80-85% от печалбата от продажбите.

Разделяме частите на машината на четири нива (n): ниво 1 – машина, ниво 2 – механизъм, ниво 3 – възел, ниво 4 – елемент т.е. $n=1-4$.

Модифицирайки подхода в [1] получаваме матрицата на вектора на проектните параметри на модификациите във всяка група:

$$\|x_{nkj}^i\| = \begin{pmatrix} x_{nk1}^1 & \dots & x_{nkj}^1 & \dots & x_{nkm}^1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{nk1}^i & \dots & x_{nkj}^i & \dots & x_{nkm}^i \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{nk1}^M & \dots & x_{nkj}^M & \dots & x_{nkm}^M \end{pmatrix} \quad (2)$$

където: n -ниво на машината, $n=1,2,\dots,4$; k - обозначена част от нивото(възел, конструктивна група, подгрупа и т.н.) $k=0,1,2,\dots,K$; j - параметър на всяка модификация $j=1,2,\dots,m$; i_w - номера на модификацията в субгрупата w $i_w=1,2,\dots,I$ $w=1,2,\dots,W$; $\sum_i \sum_w i_w = W_\gamma$ - брой модификации в

всяка от групите A и B ; $\sum_{\gamma=1}^2 W_\gamma = W'$ - общ брой

модификации на дадена машина $\gamma=1,2$ т.е.

групи A и B ; $\sum_n \sum_k \sum_j x_{nkj}^{i_w} = U^{i_w}$ - общ брой па-

раметри на i_w -тата машина.

Тъй като при модулната структура модулите в групите w са общи за всички машини в групата, то и съответните параметри в матрицата(2) ще бъдат еднакви т.е. $x_{nkj}^{i_w} = x_{nkj}^{r_w}$ при $i_w=1,2,\dots,I$; $r_w=1,2,\dots,I$ $i_w \neq r_w$.

Тогава стойността на i_w -тата машина C^{i_w} ще бъде различна от оптималната. За да може даден модул да удовлетворява всичките i_w машини, то той трябва да се проектира с параметри изпълняващи условието

$$\max x_{nkj}^{i_w} \geq \forall x_{nkj}^{i_w} \text{ за всяко } w=const. \quad (3)$$

Условието за определяне на оптимален брой модули е :

$$Z - C(E_m) = \alpha P(E_m) \quad (4)$$

където: Z - продажната цена (прихода) от машината; $C(E_m)$ - себестойността на машината в зависимост от степента на модулност; α - число; P – повишената от приложението на модулността печалба.

Оптималният брой модули за всяка модификация се определя от уравнение (4) след диференциране и намиране на минимум.

Когато немодулната структура на една модификация т.е. ($E - E_m$) не се променя от модулността или загубите от промените са пренебрежимо малки, то тогава уравнение (4) добива вида:

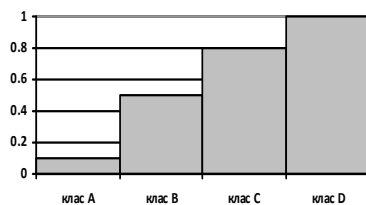
$$Z - (C' + C''(E_m)) = \alpha P(E_m) \quad (5)$$

където: C' - себестойността на немодулната структура на една модификация; $C''(E_m)$ - себестойността на модулната структура на една модификация; т.е. $\alpha P(E_m)$ - зависи от себестойността на модулната структура на една модификация, което определя възможността модулите да се изработват на точното място, различно от основното.

Така по определената степен на модулност от (1) се определя и класа на модулност в който попада логистичната машина (съоръжение).

Вижда се, че интервала на изменение е 0-1. В настоящата работа се приема, че съществуват четири класа на модулност – A, B, C, D (фиг.2) т.е.:

Клас A - $K_m = 0 - 0,1$ - липсва модулна структура; Клас B - $K_m = 0,1 - 0,5$ - ниска модулна структура; Клас C - $K_m = 0,5 - 0,8$ - средна модулна структура; Клас D - $K_m = 0,8 - 1,0$ - висока модулна структура



фиг.2 Класове модулна структура

Алгоритъмът за определяне на степента на модулност включва следните главни стъпки:

1.Базирайки се на общоприета класификация на логистичната техника и метода на функционално-стойностния анализ[7,10,19], и прилагайки процеса на декомпозиция се изгражда структурния модел на логистична машина(фиг.3). Той има дървовидна структура и се полага на основния принцип на проектиране „top-down design”.

Трябва да се посочи, че структурният модел е принципен и в някои конкретни случаи може да има изменения.

2.Функционалният модел също е на четири нива – машина, механизъм, възел и елемент. Функциите са:

I ниво – машина – функцията е логистична обработка на товара, F1

II-ниво –

- функция преместване по оста x F11
- функция преместване по оста y F12
- функция подем F13
- функция въртене F14
- функция конструкция на машината F15
- функция конструкция на подвижната колелца 1 F16
- функция конструкция на подвижната колелца 2 F17
- функция на конструкция на колона F18
- функция на управление F19
- функция на електрооснабдяване F20
- функция специфичност F21
- функция предпазване F22
- функция захващане –F23

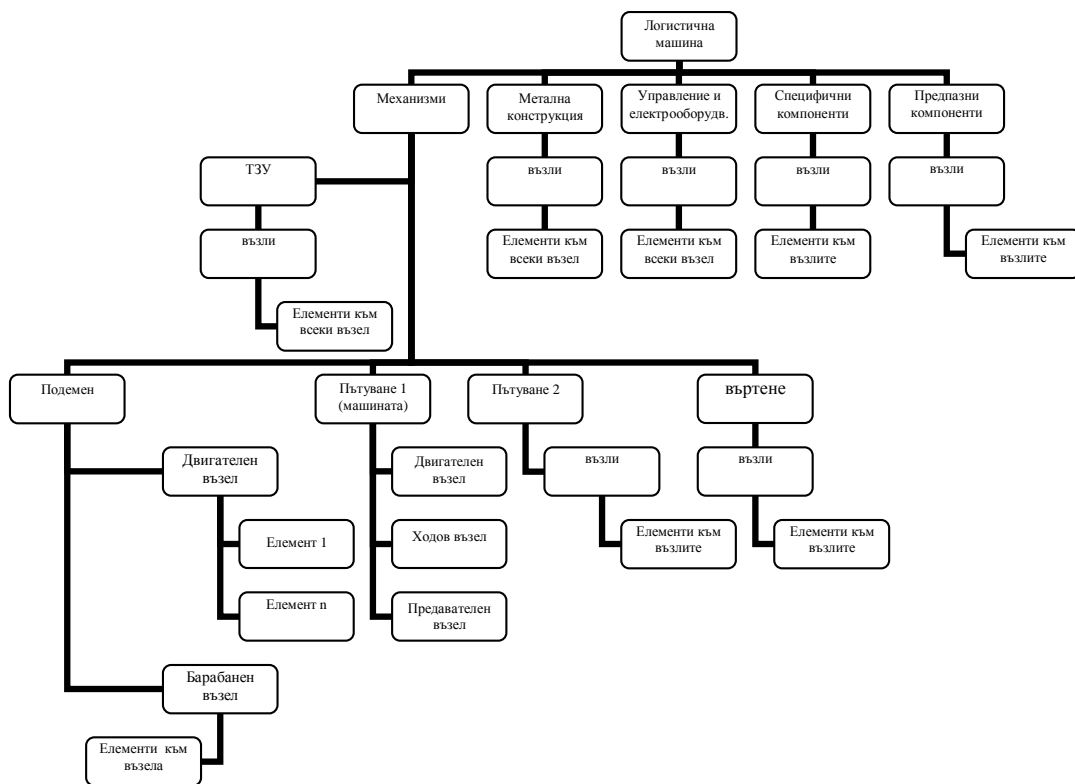
III-ниво – функции на възлите F111...F11N – F231...F23N

IV-ниво – функция на елементите F1111...F111M – F11N1-F11NM и т.н.

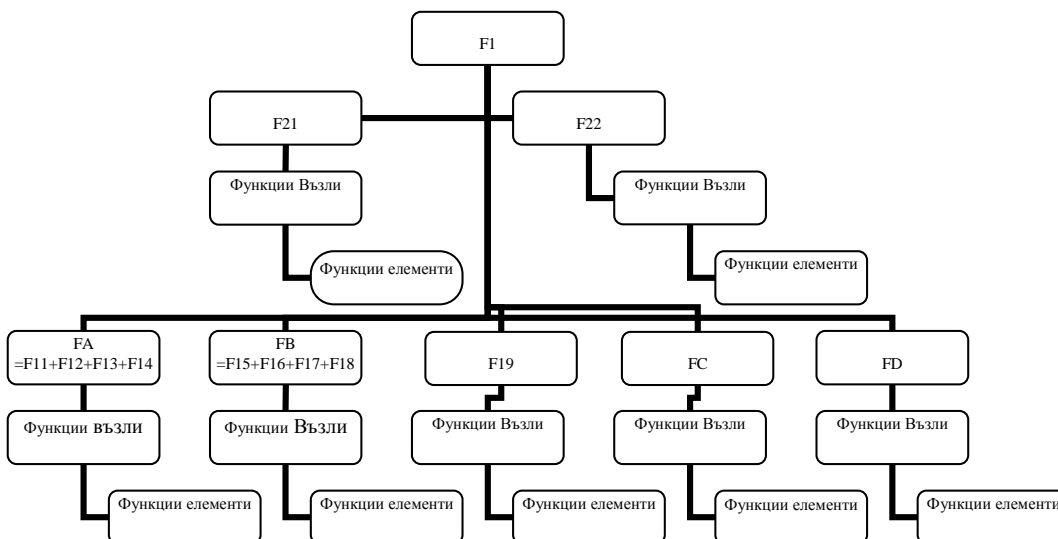
Обобщаваме функциите на II ниво и имаме:

- функция преместване - FA
- функция поддържане - FB
- функция управление – F19
- функция захващане - FC
- функция снабдяване – FD
- функция предпазване – F22
- функция специфичност – F21.

Тогава функционалният модел има вида (фиг.4).



фиг.3 Структурен модел на логистична машина



фиг.4 Функционалният модел на логистична машина

3. Определяне на функционално-стойностна матрица (фиг.5).

Материални обекти по нива	Функции												
	FA				FB				F19	FC	FD	F21	F22
	F11	F12	F13	14	F15	F16	F17	F18					
Подемен механизъм	C ₁₁												
Механизъм за пътуване 1		C ₁₂											
Механизъм за пътуване 2			C ₁₃										
Механизъм за въртене				C ₁₄									
Конструкция на машината					C ₁₅								
Конструкция на подвижната количка 1						C ₁₆							
Конструкция на подвижната количка 2							C ₁₇						
Конструкция на колона								C ₁₈					
Управление									C ₁₉				
Електроснабдяване										C ₂₀			
Специф.устройства											C ₂₁		
Предп. елементи												C ₂₂	
Товарозахв.устройства													C ₂₃

фиг.5 Функционално-стойностна матрица

4. Определя се вектора на параметрите на определените модификации.

5. Прави се анализ на различията и се вижда степента на различия, при използване на абсолютната метрика (Manhattan distance).

6. Сравняват се получените резултати с предварително определени допустими различия.

7. От условието (формула (3)) се определят модулните групи.

Стъпките на посочения алгоритъм се отнасят за всички нива и когато не е достатъчно по механизми се извършва по възли и елементи.

Изводи:

1. Предложена е методика за определяне степен на модулност и класа на модулност в който попада логистичната машината (съоръжение),

необходими при прогнозирането на логистична техника и анализ на конкурентноспособността.

Литература:

1. Дабагян А. Проектирование технических систем. Москва, Машиностроение, 1988. 252с.
2. Казиев Г.З. Синтез модульных блок-схем в автоматизированных системах управления// Автоматика и телемеханика. 1992. №11. с. 160-171.
3. Македонска Д., Н. Казаков, И. Димитров. Основи на логистиката. С. Транслогистик. 2001. 304с.
4. Казаков Н., А. Николов. Прогнозиране параметрите на логистична техника. Българско списание за инженерно проектиране. № 5, София, 2010, р43-50.
5. Посыпкин М.А., Сигал И.Х., Галимьянова Н.Н. Алгоритмы параллельных вычислений для решения некоторых классов задач дискретной оптимизации.

- Сообщения по прикладной математике. М.: ВЦ РАН, 2005.
6. **Bowersox D, Closs D.** Logistical management. The integrated supply chain process. New York, McGraw-Hill Companies, 1996, p. 584.
7. **Brimson J.**, Activity Accounting, An Activity-Based Costing Approach, John Wiley & Sons, Dallas, 2008, 308c.
8. **Donald Harby.** Parametric and optimal design of modular machine tools. <https://mospace.umsystem.edu/xmlui/bitstream/handle/10355/.../>.
9. **Gao W, Xy Y, Chen Y, Zhang Q.** (School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072); Theory and methodology of generalized modular design [J]; Chinese Journal of Mechanical Engineering; 2007, №06.
10. **Hicks D.** Activity-Based Costing: Making It Work for Small and Mid-Sized Companies. WILEY, 2000
11. **Lambert D., J. Stock.** Strategic Logistics management. Chicago. Irwin, 1998, p. 862.
12. **Martin, M., Ishii, K.**, Design for variety: developing standardized and modularized product platform architectures. Research in Engineering Design, 2002, № 13, pp. 213—235.
13. **Li Ai-ping, WANG Long-tao, LIU Xue-mei.** Investigation and implementation on rapid generic modular design for crane bridge structures. Chinese Journal of Construction Machinery. 2009, №04.
14. **Li Y, Zhang N, Li C.** Support vector machine forecasting method improved by chaotic particle swarm optimization and its application. J. Cent. South. Univ. Technol. Springer. 2009. 16:0478-0481
15. **Martin M, K. Ishii.** Design for variety: developing standardized and modularized product platform architectures. Research of Engineering Design, 2002, №13, p. 213-235.
16. **Modular Machine Design** – a Strategy for Companies of All Sizes. Siemens PLM Software. www.plm.automation.siemens.com/en_us/.../29.11.2012.
17. **Parnas D.L.** On the criteria to be used in decomposing systems into modules // CACM. Dec. 1978. P. 1053-1058.
18. <http://rudocs.exdat.com/docs/index-226748.html> – посетен на 29.11.20012
19. http://www.valuebasedmanagement.net/methods_abc.html – посетен на 29.11.20012

DETERMINATION OF MODULARITY DEGREE OF LOGISTICS EQUIPMENT

Nickolay KAZAKOV

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nkazakov@tu-sofia.bg

Abstract: In the present work a certain index assessing modularity logistics equipment needed in forecasting its development and determining the level of competitors. This is achieved based on the generally accepted classification of logistics technology, functional cost analysis and apply the principles of design „top-down design”.

Keywords: logistics, forecasting, logistics equipment, competitiveness, functional cost analysis

EXPERIMENTAL RESEARCH OF CILINDRICAL SURFACE VARIATION ON CIRCULAR CUTTING IN ABRASIVE JET MACHINING TECHNOLOGY OF HIGH CONCENTRATED CERAMIC ALUMIUM OXIDE PIECES

Alexandru FILIP Horatiu BULEA

Manufacturing Engineering department, Transilvania University of Brasov, Romania
e-mail: bulea@unitbv.ro

Abstract: This research is to analyse and define the standard conditions between different physic and technological parameters which give the variation of cylindrical diameter of the holes of hyght aluminum oxide ceramic pieces on circular cutting in abrasive jet machining technology.

Keywords: Ceramic, aluminum oxide, cutting in abrasive jet machining, diameter variation

INTRODUCTION

Cylindrical holes made in mineral-ceramic materials, meaning hyght aluminum, on circular cutting in abrasive jet machining technology resulting taper. The diameter result at the entry of jet cutter is greater than the diameter on exit jet cutter. The final goal of this research is to analyse and define the standard conditions between different physic and technological parameters which influence cylinder taper on circular cutting in abrasive jet machining technology for the hyght aluminum oxide ceramic pieces.

THEORETICAL PART

From circular holes made in thin metal parts is insignificant but taper cutting of hyght aluminum oxide ceramic pieces with thicknesses of 5-10 [mm] bore taper is determined primarily by lower velocity water jet as abrasive particles increase the depth of cutting ceramic material. [7] Research on sonic velocity water jets show that when a round jet discharges into quiescent fluid, the boundary layer on the jet nozzle forms a free shear layer originating at the nozzle lip and extending downstream. Similarity analysis shows that these axial velocities (V) for the natural jet should decrease inversely with distance (x) from the nozzle exit $V=V(x)$. Note that the similarity behavior is confirmed for the natural jet and for the bifurcating jet once the bifurcation is established. Moreover, at a given $x=d$ (d nozzle diameter) the peak axial velocity on each leg of the bifurcating jet is approximately half the peak axial velocity for the

natural jet. [1].Figure 1 shows the instantaneous structure in a bifurcating and blooming water jet. [1]



fig.1. Bifurcating and blooming water jet [1]

Are related by the equation Bernoulli and written at a point before water exit nozzle with diameter and after water jet nozzle left it :

$$v = \sqrt{2 \frac{p}{\rho}} \quad (1)$$

where: ρ - density of water at working pressures of 300 - 400 MPa ($\rho = 1010 \text{ kg/m}^3$); p - water jet pressure.

On circular cutting in abrasive jet machining technology for non-metals, taper depends on [xx]:

- nozzle diameter(d);
- thicknesses of ceramic pieces($h1, h2$);
- water jet velocities (V_{wj});
- arc speed (v_a);
- water jet pressure(p);
- mixing tube diameter(d_i)

- abrasive grain (size, flow rate and hardness)
- water flow (Q)

An abrasive jet uses water that is pressurized up to 275x103 PA and driven through a small sapphire orifice at 762 m per second, or about two and a half times the speed of sound. Garnet abrasive is then pulled into this high-speed stream of water in a long carbide mixing tube. A stream of abrasive-laden water moving at 305 m per second exits the carbide tube. The abrasive strikes the material and cuts the material precisely.

EXPERIMENTAL PART

The material used is a powder of aluminum oxide with purity of 99.56% with the average size of 18 μm granules mixed with an organic binder that volatilize at first heating, with density 2,37 kg/m3, porosity 5-7%, strength of breaking through traction 12 MPa, strength to compression 42 MPa, strength to breaking the flexural 7 MPa. The aluminium oxide powder was pressed with a pressure of 250 MPa, by directional obtained the cylindrical shape with height of 10 mm and a diameter of 25 mm.[5]

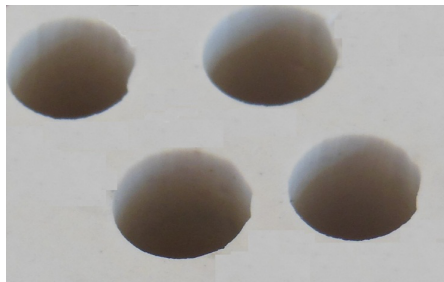


fig.2 Ceramic piece

Circular cutting in abrasive jet machining technology were performed on OMAX Precision Jet-Machining Center, and roughness were made on a brand-MAHR MarSurf XC 20.

The system parameters are presented in table 1.

With the possibility of OMAX Precision Jet-Machining Center, system parameters have changed in the following order [2]:

- arc speed (v_a)
- nozzle diameter ($d1, d2$)
- water jet velocities (V_{wj})
- thickness of piece ($h1, h2$)

table 1 Parameters values

Parameter	Values		Measure Units
Arc speed	1.75, 3.48, 4.50, 6.27, 9.99, 11.65		mm/min
Nozle diameter	0.2794	0.3013	mm
Water jet velocities	826	710	m/s
Thickness of piece	10	5	mm
Pressure at nozzle	345	255	MPa
Abrasive flow rate	0.2948	0.2948	Kg/min
Mixing tube diameter	0.832	0.832	mm
Abrasive size	80	80	μm

The diameters of the holes $D=10 [mm]$, was measured at four direction and the values considered the arithmetic mean of three measured values in three sections of the hole at the entrance, at the middle and at exit from of the hole fig.3 With each arc speed of work cape were made 25 cutting holes with $D=10[mm]$ at thickness $h1=10[mm]$ and 25 cutting holes at thickness $h1=5[mm]$, and measure each time D diameter for two nozzle diameter $d1, d2$ and two water jet velocities V_{wj} in the conditions presented above. Results are presented in table 2 and table 3 (values represent the average measurements).

		Nominal diameter D=10[mm]	
		Diameter measured in four direction	Deviation
At entrance of the hole		10,2174	0,2174
		10,2177	0,2177
		10,2171	0,2171
		10,2182	0,2182
Average		10,2176	0,2176
At middle of the hole		10,1403	0,1403
		10,1412	0,1412
		10,1406	0,1406
		10,1415	0,1415
Average		10,1409	0,1409
At the exit of the hole		10,0591	0,0591
		10,0573	0,0573
		10,0586	0,0586
		10,0578	0,0578
Average		10,0582	0,0582

fig.3 Diameter measurements in four directions for $D=10[mm], V_{wj}=826[m/s], d1=0.2794[mm], v_{as}=4,5[mm/min]$

at the entrance of the hole, at the middle of the hole, at the exit of the hole.

table 2 Deviation from holes nominal diameter for thickness of pieces $h1=10[mm]$

V _{az} [mm/min]	V _{rot} [rpm]	Thickness of piece h1=5 [mm]					
		Nozzle diameter					
		d1=0.2794 [mm]			d2=0.3013 [mm]		
		Deviation from nominal diameter D=10 [mm]					
		At the entrance of the hole	At the middle of the hole	At exit from the hole	At the entrance of the hole	At the middle of the hole	At exit from the hole
1.75	826	0.2974	0.1942	0.0901	0.3268	0.2216	0.1429
3.48		0.2855	0.1907	0.0993	0.3045	0.2117	0.1408
4.50		0.2393	0.1569	0.0784	0.2706	0.1898	0.1267
6.27		0.2106	0.1439	0.0712	0.2624	0.1839	0.1205
9.99		0.1497	0.1074	0.0546	0.2128	0.1581	0.1118
11.65		0.1215	0.0883	0.0451	0.1562	0.1231	0.0909
1.75	710	0.3056	0.1961	0.0944	0.3323	0.2318	0.1391
3.48		0.2849	0.1791	0.0853	0.3135	0.2207	0.1342
4.50		0.2571	0.1735	0.1011	0.2811	0.2068	0.1354
6.27		0.2486	0.1728	0.1015	0.2543	0.1889	0.1254
9.99		0.2113	0.1437	0.0806	0.2145	0.1824	0.1276
11.65		0.1504	0.1069	0.0646	0.1863	0.1609	0.1242

table 3 Deviation from holes nominal diameter for thickness of pieces $h2=5[mm]$

V _{az} [mm/min]	V _{rot} [rpm]	Thickness of piece h1=10 [mm]					
		Nozzle diameter					
		d1=0.2794 [mm]			d2=0.3013 [mm]		
		Deviation from nominal diameter D=10 [mm]					
		At the entrance of the hole	At the middle of the hole	At exit from the hole	At the entrance of the hole	At the middle of the hole	At exit from the hole
1.75	826	0.3034	0.1943	0.0871	0.3434	0.2359	0.1552
3.48		0.2905	0.1827	0.0789	0.3195	0.2192	0.1429
4.50		0.2431	0.1507	0.0642	0.2831	0.1975	0.1259
6.27		0.2176	0.1409	0.0582	0.2763	0.1957	0.1215
9.99		0.1517	0.0994	0.0366	0.2217	0.1594	0.1022
11.65		0.1245	0.0813	0.0281	0.1674	0.1223	0.0791
1.75	710	0.3104	0.1989	0.0942	0.3432	0.2397	0.1365
3.48		0.2999	0.1911	0.0903	0.3259	0.2281	0.1323
4.50		0.2631	0.1667	0.0839	0.2891	0.2059	0.1194
6.27		0.2512	0.1636	0.0821	0.2632	0.1865	0.1158
9.99		0.2182	0.1419	0.0708	0.2201	0.1788	0.1134
11.65		0.1576	0.1041	0.0529	0.1934	0.1589	0.1111

The dependence of hole diameter at entrance of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$, for two difrent nozzle diameters $d1, d2$ at thickness of piece $h1=10 [mm]$, water jet velocities $V_{wj}=826[m/s]$ in the conditions established above are presented in figure 5.

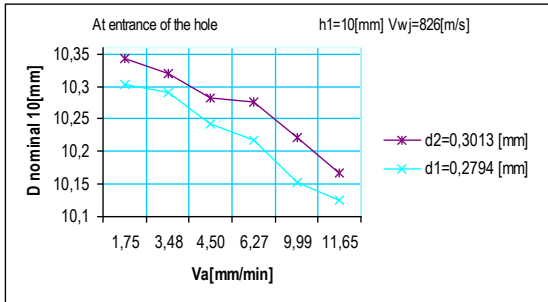


fig. 5 The dependence of hole diameter at entrance of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$ for two difrent nozzle diameters at thickness of piece $h1=10 [mm]$

The dependence of hole diameter at exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$, for two difrent water jet velocities $V_{wj1}=826[m/s]$, $V_{wj2}=710[m/s]$ at thickness of piece $h1=10[mm]$, with nozzle diameters $d1=0,2794[mm]$, in the conditions established above are presented in figure 6.

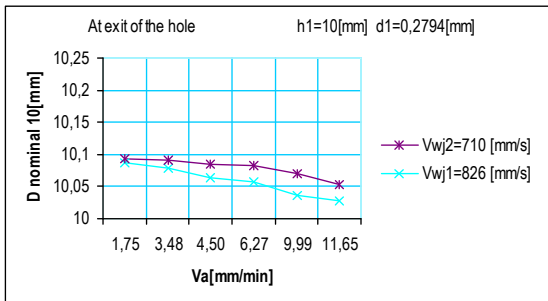


fig.6 The dependence of hole diameter at the exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$ for two difrent water jet velocities $V_{wj1}=826[m/s]$, $V_{wj2}=710[m/s]$ at thickness of piece $h1=10[mm]$, with nozzle diameters $d1=0,2794[mm]$

The dependence of hole diameter at exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$, for two difrent nozzle diameters $d1, d2$ at thickness of piece $h1=10 [mm]$, water jet velocities $V_{wj}=826[m/s]$ in the conditions established above are presented in figure 7.

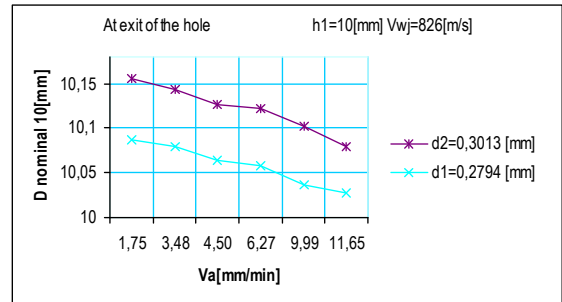


fig.7 The dependence of hole diameter at the exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$ for two difrent nozzle diameters at thickness of piece $h1=10 [mm]$

The dependence of hole diameter at entrance of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$, for two difrent nozzle diameters $d1, d2$ at thickness of piece $h2=5 [mm]$, water jet velocities $V_{wj}=710[m/s]$ in the conditions established above are presented in figure 8.

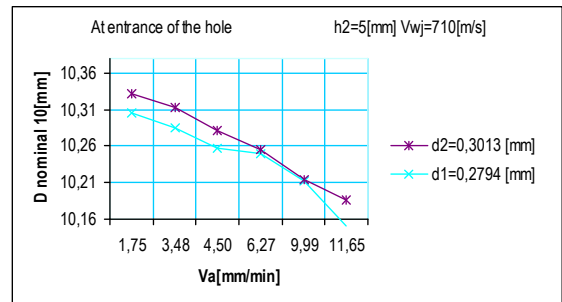


fig. 8 The dependence of hole diameter at the exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$ for two difrent nozzle diameters at thickness of piece $h2=5 [mm]$

The dependence of hole diameter at the exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$, for two difrent thickness of piece $h1=10 [mm]$, $h2=5 [mm]$ with nozzle diameter $d1=2794[mm]$, water jet velocities $V_{wj}=710[m/s]$ in the conditions established above are presented in figure 9.

The dependence of hole diameter at exit of the holes from variation of arc speed $Va[mm/min]$, for two difrent nozzle diameters $d1, d2$ at thickness of piece $h2=5 [mm]$, water jet velocities $V_{wj}=710[m/s]$ in the conditions established above are presented in figure 9.

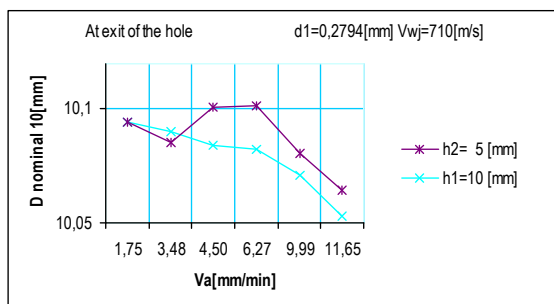


fig.9 The dependence of hole diameter at the exit of the holes from variation of arc speed V_a [mm/min] for two different thicknesses of piece at $V_{wj}=710$ [m/s]

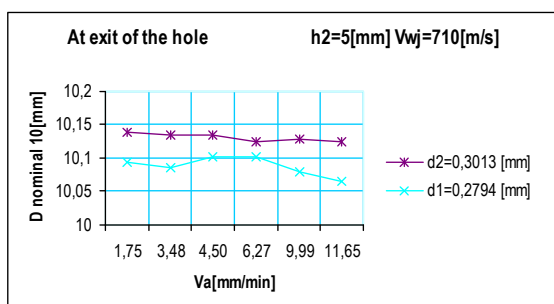


fig.10 The dependence of hole diameter at the exit of the holes from variation of arc speed V_a [mm/min] for two different nozzle diameters at thickness of piece $h_2=5$ [mm]

CONCLUSIONS

The analysis results presented in tables and above graphs give the following conclusions:

1. Ascending order of degree of influence of parameters on circular cutting in abrasive jet across of taper hole diameter is nozzle diameter (d), arc speed (v_a), thickness of piece (h) water jet velocities (V_{wj})

2. For constant nozzle diameter $d_1=0.2794$ [mm], and thickness $h_1=10$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,3034$ [mm] decrease at exit at $D=10,1245$ [mm] with 17,8% when the water jet velocities is $V_{wj}=826$ [m/s].

3. For constant nozzle diameter $d_1=0.2794$ [mm], and thickness $h_1=10$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The

diameter $D=10,1576$ [mm] decrease at exit at $D=10,3104$ [mm] with 10,1% when the water jet velocities is $V_{wj}=710$ [m/s].

4. For constant nozzle diameter $d_1=0.2794$ [mm], and thickness $h_1=5$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,2974$ [mm] decrease at exit at $D=10,1215$ [mm] with 10,17% when the water jet velocities is $V_{wj}=826$ [m/s].

5. For constant nozzle diameter $d_1=0.2794$ [mm], and thickness $h_1=5$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,3056$ [mm] decrease at exit at $D=10,1504$ [mm] with 10,15% when the water jet velocities is $V_{wj}=710$ [m/s].

6. For constant nozzle diameter $d_2=0.3013$ [mm], and thickness $h_1=10$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,3434$ [mm] decrease at exit at $D=10,1674$ [mm] with 11,73% when the water jet velocities is $V_{wj}=826$ [m/s].

7. For constant nozzle diameter $d_2=0.3013$ [mm], and thickness $h_1=10$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,3432$ [mm] decrease at exit at $D=10,1934$ [mm] with 10,14% when the water jet velocities is $V_{wj}=710$ [m/s].

8. For constant nozzle diameter $d_2=0.3013$ [mm], and thickness $h_1=5$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,3268$ [mm] decrease at exit at $D=10,1562$ [mm] with 10,017% when the water jet velocities is $V_{wj}=826$ [m/s].

9. For constant nozzle diameter $d_2=0.3013$ [mm], and thickness $h_1=5$ [mm] the variation of arc speed (V_{as}), from $V_{as}=1.75$ [mm/min] to $V_{as}=11.65$ [mm/min], (6,6 time increase), lead to taper hole. The diameter $D=10,3323$ [mm] decrease at exit at $D=10,1863$ [mm] with 10,14% when the water jet velocities is $V_{wj}=710$ [m/s].

10. The most important conclusion resulting from the experiments is that at circular cutting in abrasive jet the high aluminum oxide ceramic pieces lead to taper hole. The taper increase when the nozzle

diameter decrease, when water jet velocities decrease because water jet shows the bifurcation and dispersion phenomena with drastic decrease in velocity dispersion, (the peak axial velocity on each leg of the bifurcating jet is approximately half the peak axial velocity for the natural jet), when the thickness of pieces increase, the arc speed increases.

References

1. **W. C. Reynolds, D. E. Parekh, P. J. D. Juvet, and M. J. D. Lee**, Bifurcating and Blooming Jets, *Annu. Rev. Fluid Mech.* 2003 number 35 pages 295–315.
2. **E Herghelegiu, M. Radovanovic, G. Brabie, Nicolae Catalin Tampu**, Influence of abrasive material quantity on surface quality generated by abrasive water jet operation, *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, pages 43-48, ISSN 2067–3604, Vol. III, No. 2 / 2011
3. **Radovanovic, M.**, (2005). Abrasive Water jet Machining, Seventh International Scientific Conference "Smolyan-2005", pp. 229-234, Smolyan, Bulgaria.
4. **Janković, P., Radovanović, M.**, (2008). Water Quality Used By Water Jet Machines, *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VII (XVII)*, pp.1534 – 1538
5. **V.A. Doroganov, E. I. Evtushenko, and Yu. E. Pivinskii**, *Refractories and Industrial Ceramics Vol. 48, No. 1, 2007*.
6. **Carlone P., Palazzo G. S.**, Cold compaction of ceramic powder: computational analysis of the effect of pressing method and die shape, *International Applied Mechanics, Vol. 43, No. 10. 2007*
7. The OMAX JetMachining® System Tutorial

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЗАВИСИМОСТИТЕ В ЗЪРНОМЕТРИЧНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ РАБОТА НА КИД-300

Симеон САВОВ¹ Петко Недялков²

¹катедра „Механизация на мините”, Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски” - София, България
e-mail: ss.ss@abv.bg

²катедра „Машинни елементи и неметални конструкции”, Технически университет - София, България
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Резюме: Докладът представя зависимостите в зърнометричните характеристики на готов продукт получен при работа на КИД-300. Направен е избор на целеви функции и управляващи фактори при извършването на експеримента. Формулирана и изследвана е целевата функция за качество (зърнометричен състав). Представени и анализирани са резултатите от статистическия анализ на функцията за качество.

Ключови думи: КИД-300, математично моделиране, зърнометрични характеристики

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Конусната инерционна трошачка КИД-300 се задвижва от електродвигател с мощност 11 kW, ремъчна предавка с предавателно число $i=1$ и дебалансен вибратор. Дебалансния вибратор е регулируем и има 19 степени, чрез които се регулира силата на трошене в зависимост от якостта на натрошавания материал. Едрината на материала постъпващ за трошене е ограничена $D_{max} \setminus D_{80} = 25 \setminus 16 \text{ mm}$. Разтоварния отвор на трошачката се регулира в широки граници, като се взима в предвид степента на дебалансния вибратор, с цел поддържане на динамиката на машината в допустими граници.

Зърнометричните характеристики на готовия продукт са получени посредством експеримент извършен върху конусна инерционна трошачка КИД-300 в лабораторни условия. Експеримента е непълнофакторен и е извършен по определен първоначален план съставен с помощта на програмата *Statgraphics* 15. Направени са общо 40 отделни опита в „сух” режим на работа при различни настройки на машината. По време на опитите са изменени следните параметри на машината: честота на въртене на дебалансния вибратор, статичен инерционен момент на дебалансния вибратор, широчина на динамичния разтоварен отвор на трошачката и среден диаметър на изходния материал.

2. ЦЕЛЕВИ ФУНКЦИИ И УПРАВЛЯВАЩИ ФАКТОРИ

Изборът на целеви функции и управляващи фактори, както и границите им на изменение трябва да отговаря на определени изисквания [1]. При описанието на работния процес трошене в конусна инерционна трошачка (КИД) могат да се дефинират и изследват няколко основни целеви функции, като производителност, зърнометричен състав на готовия продукт и относителен енергоразход. Производителността има ясен физически смисъл, определима е количествено, статистически ефективна е и може точно да бъде измерена. Единствен недостатък на производителността е, че характеризира процеса само от количествената му страна. Зърнометричният състав характеризира процеса трошене откъм качествената му страна и може точно и лесно да бъде определен най-вече с помощта на ситовия анализ. Зърнометричният състав и производителността са две еднакво значими функции за процеса трошене, не може да бъде даден приоритет на някоя от двете функции. Относителният енергоразход характеризира енергийната страна на процеса трошене и е най-често използвания критерий за оценка на ефективността на процеса трошене.

Избраните управляващи фактори влияещи на процеса трошене в конусна инерционна трошачка са следните:

- честота на въртене на дебалансния вибратор n_d , rpt – този фактор е лесно определим и може да бъде измерен в абсолютни единици. Този фактор ще бъде изменен на три нива с помощта на ремъчни шайби с различни диаметри.

- Статичен инерционен момент на дебалансния вибратор S_d , kgm – този фактор е лесно определим и може да бъде измерен в абсолютни единици, също така лесно може да се регулира. Дебалансния вибратор на КИД-300 е регулируем и има 19 степени. Този фактор също ще бъде изменен на три нива.
- широчина на динамичния разтоварен отвор на трошачката b , mm – този фактор е лесно определим (с помощта на калибровъчни пластини) и регулируем, също така лесно може да бъде измерен в абсолютни единици. Този фактор ще бъде регулиран на три нива.

- Среден диаметър на изходния материал D_{cp} , mm – този фактор е лесно измерим в абсолютни единици. Този фактор ще бъде изменен на две нива.

В табл.1 са представени управляващите фактори и интервалите и стъпките им на изменение.

3. МАТЕМАТИЧНО (СТАТИСТИЧЕСКО) МОДЕЛИРАНЕ И ФОРМУЛИРАНЕ НА ЦЕЛЕВАТА ФУНКЦИЯ ЗА КАЧЕСТВО (ЗЪРНОМЕТРИЧЕН СЪСТАВ)

табл.1 Управляващи фактори

Фактор означение	x_1			x_2			x_3			x_4		
Фактор	Ремъчна шайба			Дебаланс			Разтоварен отвор			Едрина на изходния материал		
Размерност	mm			брой			mm			mm		
Стъпка	52	52		9	9		2	2		7,425		
Означение	$D_{pш}, mm$			Степен, бр.			b, mm			D_{cp}, mm		
Стойност	156	208	260	1	10	19	4	6	8	8,575		16
Интервал	104			18			4			7,425		
Ниво	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	0		1

В повечето реални случаи математичните модели не са известни (а понякога те са неподходящи поради голямата си сложност) и се налага да се използва подходяща апроксимация. Тогава именно възниква трудната задача за определяне на структурата на модела. В най простия случай математическият модел може да се избере във вид на линейна функция на входните параметри:

$$f = \sum_{i=0}^n N_i \cdot x_i \quad (1)$$

За първоначалните изследвания целевата функция е формулирана във вид на линеен модел с включена константа. Хипотезата за приемане на линеен модел е спорна [1] и в различните случаи има различни причини да се приеме. Включването на константа в моделите е проблем, който води до намалени възможности за статистическа оценка на моделите. Също така хипотезата за включване на константа в моделите, т.е. постоянно ниво не е оправдана от практическа гледна точка. Целевата функция зърнометричен състав (качество) е дефинирана по следния начин:

$$\beta = N_0 + N_1 \cdot x_1 + N_2 \cdot x_2 + N_3 \cdot x_3 + N_4 \cdot x_4, \quad \% \quad (2)$$

където: β , % - зърнометричен състав; x_1, x_2, x_3 и x_4 – управляващи фактори; N_0, N_1, N_2, N_3 и N_4 – коефициенти на управляващите фактори.

Целевата функция е съставени и изследвани с компютърната програма за статистически анализ *Statgraphics 15*. Тази програма позволява изследването на различни типове функции с една и с повече от една променливи, без или с функционална връзка между променливите. Също така има възможности за оценка на променливите и коефициентите им на взаимна корелация.

Основните критерии за избор на подходящ математичен модел са следните:

- максимална стойност на коефициент на множествена корелация R^2 ;
- максимална стойност на критерия на Фишер (*F-Ratio*) за съответния модел;
- минимални стойности на показателя за доверителна вероятност (*P-Value*) за модела;
- минимални стойности на вероятността (*P-Value*) за незначимост на регресионните коефициенти.

Търсят се модели и коефициенти на регресия, които се с нива на доверителна вероятност ми-

нимум 95 %, като се очаква, че допустимите нива на инженерна грешка от 5 % са приемливи за такъв тип машини каквито са конусните инерционни трошачки.

Критичната мярка за определеност на моделите, според която те могат да бъдат приети или отхвърлени, зависи от броя на степените на свобода на модела и приетото минимално ниво на значимост. В конкретния случай моделите са със сумарен брой на степените на свобода $\nu=40$ и ниво на значимост $\alpha=0,05$ [4]. Критичният коефициент на определеност при $\alpha=0,05$ е $R_{кр}=0,304$ (за $\alpha=0,1$; $R_{кр}=0,257$). Модели, при които стойностите на мярката за определеност е над посочената критична стойност могат да се приемат като статически определени.

4. РЕЗУЛТАТИ ОТ СТАТИСТИЧЕСКИЯ АНАЛИЗ НА ЦЕЛЕВАТА ФУНКЦИЯ ЗА КАЧЕСТВО (ЗЪРНОМЕТРИЧЕН СЪСТАВ)

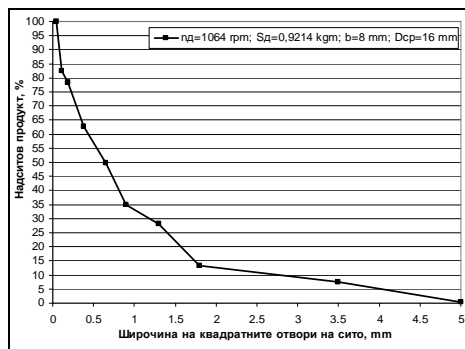
Въз основа на гореизложеното е проведен непълнофакторен експеримент по определен план включващ 26 броя опита. Направени са 14 допълнителни опита не влизаци в първоначалния план. От получения готов продукт от всеки един опит е взета представителна проба и е определен зърнометричният ѝ състав посредством ситов анализ. Построени са сумарните зърнометрични характеристики и е направен статистически анализ за всяка една проба. За онагледяване на изследването подробно е анализирана сумарната зърнометрична характеристика по „+” на проба №5, също така са разгледани и коментирани няколко характерни модела.

В табл. 2 са представени резултатите от ситовия анализ на готовия продукт от опит №5, а на фиг. 1 е показана сумарната зърнометрична характеристика по „+” на същия опит в графичен вид.

табл.2 Проба №5 $n_d=1064 \text{ rpm}$; $S_d=0,9214 \text{ kgm}$; $b=8 \text{ mm}$; $D_{cp}=16 \text{ mm}$

$d^{кл}, \text{mm}$	частен добив		сумарен добив β , %	
	маса, g	α , %	по "+"	по "-"
5	0.82	0.24	0.24	100.00
3.5	24.62	7.11	7.35	99.76
1.8	20.56	5.94	13.29	92.65
1.3	51.40	14.85	28.13	86.71
0.9	23.19	6.70	34.83	71.87

0.65	51.34	14.83	49.66	65.17
0.375	44.97	12.99	62.64	50.34
0.1875	54.20	15.65	78.30	37.36
0.1075	14.33	4.14	82.44	21.70
0.045	60.81	17.56	100.00	17.56



фиг.1 Сумарна зърнометрична характеристика по „+” на готовия продукт от проба №5

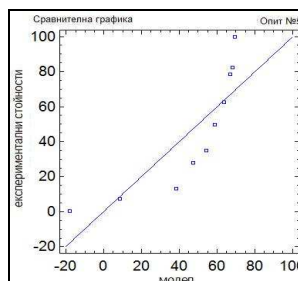
Регресионен модел от първа степен с включена константа:

табл.3 Параметри на модела

Параметри на модела					Опит №5
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value	
CONSTANT	70.1941	8.27435	8.48333	0.0000	
X	-17.6758	3.96261	-4.46065	0.0021	
Анализ на вероятностите					
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	7616.56	1	7616.56	19.90	0.0021
Residual	3062.33	8	382.791		
Total	10678.9	9			
Статистика на модела					
	$R^2 =$	71.3235	%		
	R^2 (adjusted for d.f.) =	67.739	%		
	Standard Error of Est. =	19.565			
	Mean absolute error =	14.917			
	Durbin-Watson statistic =	0.522152		(P=0.0003)	
	Lag 1 residual autocorrelation =	0.530617			

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 3 е:

$$\beta = 70,1941 - 17,6758.d, \quad \% \quad (3)$$



фиг.2 Сравнителна графика

За онагледяване на съпоставянето между модела и експерименталните стойности е приложена сравнителна графика (фиг. 2.). Точките върху графиката представляват експерименталните стойности, а правата линия е стойностите на функцията получени от модела. Абсцисата и ординатата на тази графика са с еднаква размерност и това е размерността на изследваната функция. Сравнението между експеримент и модел е на визуална основа, като подреждането на точките около линията показва добра сходимост между експеримент и модел.

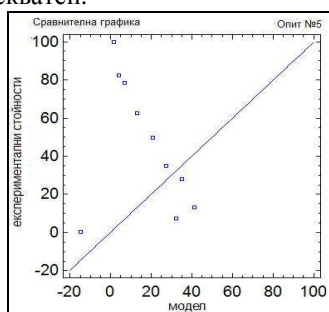
От статистическа гледна точка този модел не може да бъде оценен като адекватен, тъй като има ниски стойности на коефициента на множествена корелация R^2 и на коригирания коефициент на множествена корелация $R^2(adj)$.

Регресионен модел от първа и втора степен без включена константа:

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 4 е:

$$\beta = 37,4351.d - 8,07884.d^2, \quad \% \quad (4)$$

При този модел стойността на критерия на Фишер е много ниска. Стойностите на коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(adj)$ са много ниски, така че модела не може да бъде приет за адекватен.



фиг.3 Сравнителна графика

табл.4 Параметри на модела

Параметри на модела Опит №5					
Parameter	Estimate	Standard Error	T	Statistic	P-Value
X	37.4351	28.7713	1.30113		0.2294
X ²	-8.07884	6.76237	-1.19468		0.2664
Анализ на вероятностите					
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	5575.19	2	2787.59	0.86	0.4594
Residual	25976.3	8	3247.04		
Total	31551.5	10			
Статистика на модела					
	R ² =	17.6701	%		
	R ² (adjusted for d.f.) =	7.3789	%		

Standard Error of Est. =	56.9828		
Mean absolute error =	40.9107		
Durbin-Watson statistic =	0.155777		
Lag 1 residual autocorrelation =	0.731647		

Регресионен модел на логаритмична функция без включена константа:

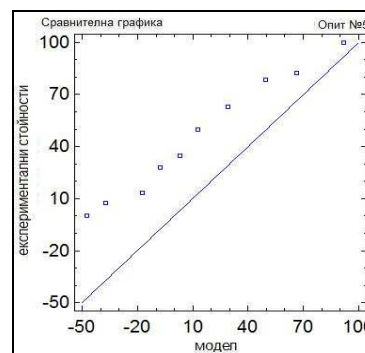
табл.5 Параметри на модела

Параметри на модела Опит №5					
Parameter	Estimate	Standard Error	T	Statistic	P-Value
log(X)	-29.6969	7.32148	-4.05613		0.0029
Анализ на вероятностите					
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	20394.7	1	20394.7	16.45	0.0029
Residual	11156.7	9	1239.64		
Total	31551.5	10			
Статистика на модела					
	R ² =	64.6396	%		
	R ² (adjusted for d.f.) =	64.6396	%		
	Standard Error of Est. =	35.2085			
	Mean absolute error =	31.4025			
	Durbin-Watson statistic =	0.0476688			
	Lag 1 residual autocorrelation =	0.869969			

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 5 е:

$$\beta = -29,6969.\ln .d, \quad \% \quad (5)$$

Този модел не може да бъде оценен като адекватен, тъй като има ниски стойности на коефициента на множествена корелация R^2 и на коригирания коефициент на множествена корелация $R^2(adj)$.



фиг.4 Сравнителна графика

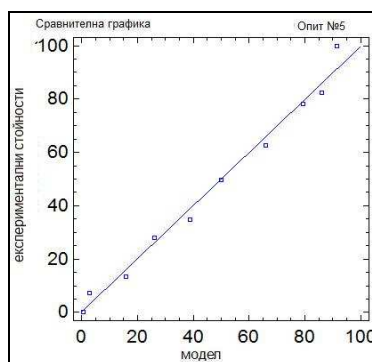
Регресионен модел на логаритмична функция с включена константа:

табл.6 Параметри на модела

Параметри на модела Опит №5					
Parameter	Estimate	Standard Error	T	Statistic	P-Value
CONSTANT	34.8933	1.66412	20.968		0.0000
log(X)	-22.4394	1.0943	-20.5057		0.0000
Анализ на вероятностите					

Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	10479.5	1	10479.5	420.48	0.0000
Residual	199.38	8	24.9226		
Total	10678.9	9			

Статистика на модела		
$R^2 =$	98.1329	%
R^2 (adjusted for d.f.) =	97.8996	%
Standard Error of Est. =	4.99225	
Mean absolute error =	3.74086	
Durbin-Watson statistic =	1.36126	(P=0.0612)
Lag 1 residual autocorrelation =	0.263708	



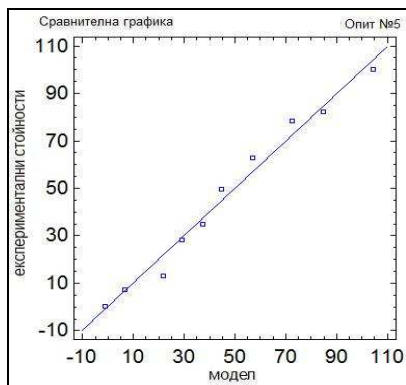
фиг.6 Сравнителна графика

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 7 е:

$$\beta = 95,8248.e^{-d}, \quad \% \quad (7)$$

Този модел може да се приеме с висока степен на адекватност поради високите стойности на критерия на Фишер и коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(adj)$ стойността на показателя на доверителната вероятност за модела е под критичната.

Регресионен модел на хиперболична функция без включена константа:



фиг.5 Сравнителна графика

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 6 е:

$$\beta = 34,8933 - 22,4394.\ln.d, \quad \% \quad (6)$$

Този модел има висока стойност на критерия на Фишер и стойността на показателя на доверителната вероятност за модела е под критичната. Коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(adj)$ са доста високи от тези на модел. Модела може да бъде приет за адекватен с ниво на доверителна вероятност от 95 %.

Регресионен модел на експоненциална функция без включена константа:

табл.8 Параметри на модела

Параметри на модела					Опит №5
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value	
1/X	5.99475	1.28704	4.65779	0.0012	

Анализ на вероятностите					
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	22300.4	1	22300.4	21.70	0.0012
Residual	9251.11	9	1027.9		
Total	31551.5	10			

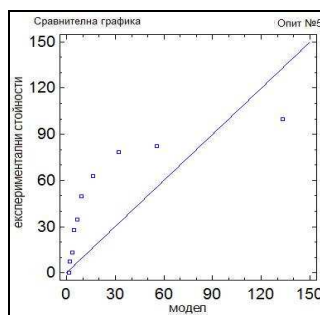
Статистика на модела		
$R^2 =$	70.6793	%
R^2 (adjusted for d.f.) =	70.6793	%
Standard Error of Est. =	32.0609	
Mean absolute error =	26.1546	
Durbin-Watson statistic =	0.478865	
Lag 1 residual autocorrelation =	0.700884	

табл.7 Параметри на модела

Параметри на модела					Опит №5
Parameter	Estimate	Standard Error	T Statistic	P-Value	
exp(-X)	95.8248	2.15501	44.466	0.0000	

Анализ на вероятностите					
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	31408.5	1	31408.5	1977.22	0.0000
Residual	142.966	9	15.8852		
Total	31551.5	10			

Статистика на модела		
$R^2 =$	99.5469	%
R^2 (adjusted for d.f.) =	99.5469	%
Standard Error of Est. =	3.98562	
Mean absolute error =	3.03029	
Durbin-Watson statistic =	2.15723	
Lag 1 residual autocorrelation =	-0.325485	



фиг.7 Сравнителна графика

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно табл. 8 е:

$$\beta = 5,99475 \cdot \frac{1}{d}, \quad \% \quad (8)$$

Този модел не може да бъде оценен като адекватен, тъй като има ниски стойности на коефициента на множествена корелация R^2 и на коригирания коефициент на множествена корелация $R^2(adj)$. Критерия на Фишер има доста ниска стойност.

5. ИЗВОДИ

1) Както се вижда от табл. 7 и фиг. 6 сумарната зърнометрична характеристика получена от пробата на опит №5 се апроксимира с най-висока точност чрез експоненциална функция от вида:

$$\beta = A \cdot e^{-d}, \quad \% \quad (9)$$

където: A – коефициент; d , mm – диаметър на частиците в готовия продукт;

2) Добри резултати се получават при регресионния модел с логаритмична функция с включена константа табл. 6 и фиг. 5. Останалите модели (табл. 3, 4, 5, и 8 и фиг. 2, 3, 4, и 7) не могат да бъдат приети за адекватни с ниво на доверителна вероятност от 95 %. При всички опити стойността на показателя на доверителната вероятност за модела и за регресорите е под критичната;

3) Анализът на останалите опити показва сходни характеристики на статистическите модели, както при опит №5. Повечето опити се апроксимират с висока точност чрез експоненциална функция. При 24 от опитите коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(adj)$ се изменят в диапазона 95,29 % ÷ 99,55 %, а критерия на Фишер 162 ÷ 1977,22. Тези модели могат да бъдат

приети за адекватни с ниво на доверителна вероятност над 95 %. При 10 от опитите коефициентите на множествена корелация R^2 и $R^2(adj)$ се изменят в диапазона 90,33 % ÷ 94,73 %, а критерия на Фишер 74,73 ÷ 143,67. Тези модели могат да бъдат приети за адекватни с ниво на доверителна вероятност над 90 %. Останалите 6 опита са с по-ниски параметри, това са пробите с най-едрите фракции;

4) Анализът на зърнометричните характеристики и на статистическите модели показва, че използването и дефинирането на модел от типа (форм. 9) улеснява определянето на качествен показател на технологичния процес в КИД-300, както и количественото му определяне. Така формулираната функция дава количествена оценка на качествени показатели на процеса трoшене реализирано с помощта на коефициента „А”.

5) За определянето на коефициента „А” могат да се използват математически модели – многофакторни регресионни зависимости получени при анализа на апроксимиращите уравнения на зърнометричните характеристики.

Литература

1. Божанов Е., Вучков И. Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти. София, Техника, 1973.
2. Лазов Л. Изследване на работния процес и параметри на ударно-отражателна трошачка. Дисертация, ТУ-София, 2008.
3. Недялков П. Динамично моделиране и изследване на работния процес и параметри на вертикална вибро-импулсна мелница. Дисертация, ТУ-София, 2009.
4. Стоянов С. Оптимизация на технологични процеси. София, Техника, 1993.

RESEARCH OF PARTICLE SIZE CHARACTERISTICS IN CIC 300 (КИД 300) OPERATION

Simeon Savov¹ Petko Nedyalkov²

¹Department of Mining Mechanization, University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski” - Sofia, Bulgaria
e-mail: ss.ss@abv.bg

²Department of Machine Elements and Non-metallic Constructions, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Abstract: This paper presents dependency in the particle size characteristics of CIC 300 (КИД-300) production. There are presented the choice of purpose functions and governing factors during experiment and experimental setup. There is formulated and researched the function for quality purposes of technological process of CIC 300 (КИД-300). The analysis of the results through statistical methods gave the conclusions for defining the new form of quality purpose function for technological process of CIC – 300 (КИД-300).

Keywords: CIC – 300 (КИД-300), mathematical modeling, particle size characteristics

Ключови думи: КИД-300, математично моделиране, зърнометрични характеристики

МНОГОПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ ПРИ СИНТЕЗ НА ПРОСТРАНСТВЕН ЛОСТОВ МЕХАНИЗЪМ ЗА РАЗЕДИНИТЕЛ ЗА ВИСОКО НАПРЕЖЕНИЕ

Иван ИВАНОВ

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

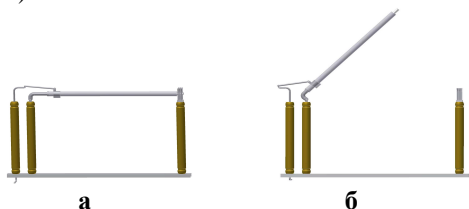
Резюме: В настоящата работа е показана една възможност за оптимален синтез на пространствен лостов механизъм за разединител за високо напрежение. Направена е проверка на резултатите от синтеза с помощта на компютърен модел, без нуждата от създаване на физически модел.

Ключови думи: оптимален синтез, пространствен, механизъм, разединител

1. ВЪВЕДЕНИЕ

При засилената конкуренция на световния пазар се налага и оптимизирането на механизми със сравнително проста конструкция, което не се е считало за нужно преди настъпилата световна финансова и енергийна криза.

Разединителите са елементи от подстанциите, които създават сигурно и видимо прекъсване между частите под напрежение и участъка от електрическата верига, по която ще се работи (фиг. 1).



фиг.1 Общ вид на разединител от вертикално-въртящ се тип с ледоразрушаващо устройство – а) затворен; б) отворен;

Някои от основните изисквания предявявани към конструкцията на разединителя са: Да е проста и компактна, с малки размери, маса, стойност и разходи по подържането, да осигурява техническа естетика на подстанциите, удобно обслужване и ремонт, и др. [4].

В разединителите за високо напрежение за открит монтаж с вертикално движение на изпълнителното звено се използват пространствени лостови механизми.

За по-големи напрежения от 10 kV разединителите трябва да притежават и ледоразрушаващи устройства. Съществува голямо разнообразие от решения за разрушаване на ледената обвивка.



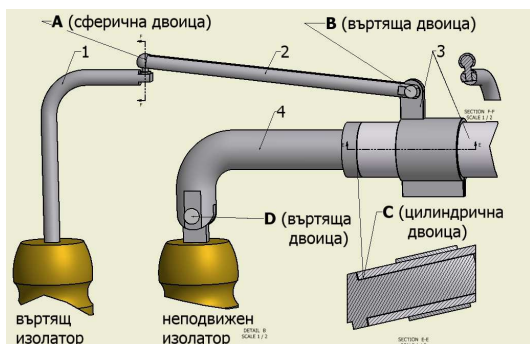
фиг.2 Обледена контактна система на разединител на Cleaveland/Price Inc.

В най-разпространените и най-прости конструкции главния нож при движение във вертикална равнина, извършва и ротация спрямо надлъжната си ос. Тази ротация във фазата на контакт служи за чупене на лед и за разтваряне на контактните пластини (по-голям контактен натиск).

2. ПРОБЛЕМ НА СЪЩЕСТВУВАЩИТЕ КОНСТРУКЦИИ

1) Главният нож се свързва с носещата кобилица (т.С фиг.3) посредством двоица от IV клас. Цилиндричната двоица (от IV клас) се износва бър-

зо (и започва да заклинва). Трудно се защитава от замърсяване, обледяване, корозия. Скъпа е за изработка и е видимо проблемна част от иначе простите и надеждни механизми.



фиг. 3 Общ вид на механизъм на разединител

2) Главният нож при включване достига до упор в контактната система. Тогава ротацията около оста му продължава, но заедно с допълнително (и ненужно) движение – осева трансляция. Така едновременно с ротацията се получава сумарно виртуално движение.

Трансляцията е нежелателна, защото натоварва контактните пластини в осево направление (по оста на главния нож);

3) Проблем, следващ от променливата структура на механизма, се явяват и трудностите при изграждане на виртуален прототип.

3. ПРЕДЛАГАНО РЕШЕНИЕ НА ПРОБЛЕМА

Най-опростения в структурно отношение лостов механизъм е този - с най-много въртящи двоици.

Чрез подходящо (оптимално) съотношение на дължините на звената може да получим механизъм, на който главният нож достигайки хоризонтално положение (фаза на контакт) да спре движението във вертикална равнина (за най-дълго време). След това да извърши чисто въртене около надлъжната си ос, достатъчно да разтвори контактните пластини и да счупи ледената обвивка.

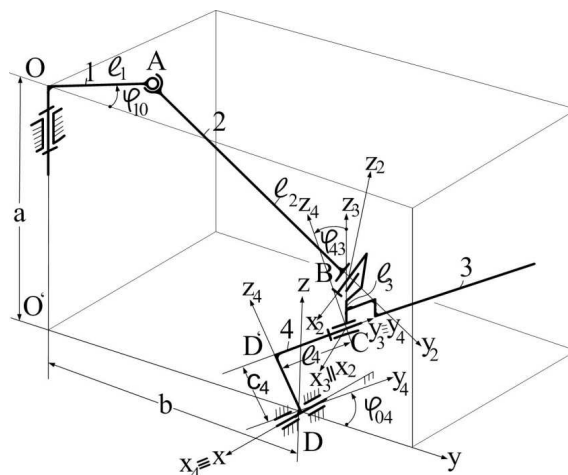
При такъв механизъм може да заменим цилиндричната двоица (фиг. 3) с въртяща.

За решаването на тая задача използваме метода на многопараметричната оптимизация описан в [2].

Така проектираният механизъм ще има следните предимства:

- 1) Главният нож ще се свързва с носещата кобилица (двоицата в т.С фиг.3) посредством двоица от V клас вместо от IV . Въртящите двоици (от V клас) имат много предимства по отношение на цилиндричните: по-износоустойчиви, по-проста и евтина изработка, по-надеждни, обезпечено затваряне на кинематичната верига и др.;
- 2) Могат да се използват стандартни елементи за токоотвеждане ;
- 3) Няма да има натоварване на контактните пластини в осево направление;
- 4) Друго предимство е възможността за изграждане на виртуален прототип за бърза и евтина проверка на резултатите от синтеза. Тогава могат да се използват и съвременни методи за конструиране като например описания в [6] проект е-инженеринг.

4. ОПИСАНИЕ НА СТРУКТУРАТА И КИНЕМАТИКАТА НА МЕХАНИЗМА



фиг. 4 Кинематична схема на механизма

Задвижваното от механизъм с прекъсвано реверсивно действие коляно 1 е свързано с пространствената мотовилка 2 чрез сферична двоица с център точка A . През точка B на мотовилката минава оста на въртяща двоица, която свързва изпълнителното звено 3, на което е разположен

контактният нож Н. В точка С на звеното 3 е разположена оста на втората въртяща двоица, която е с ос, ориентирана кръстосано на прав ъгъл спрямо оста на двоицата в точка В. Носещата кобилица 4 е свързана към стойката чрез въртяща двоица, оста на която лежи в хоризонталната равнина и минава през точка D. Коляното се върти около вертикалния вал ОО'. Въртящите двоици на кобилицата 4 са ориентирани кръстосано на 90° една спрямо друга.

При хоризонтално положение на звеното 4, контактният нож на изпълнителното звено 3 се обхваща от контактните елементи на разединителя. Въртящата двоица в точка С е едностранно ограничена по оста D₁C, което създава възможност в хоризонталното положение тя да се преобразува в цилиндрична двоица от IV клас. Това позволява контактният нож да извършва едновременно трансляция и ротация спрямо неподвижната кобилица 4. По този начин за определен интервал на ъгъла на задвижване се получава механизъм с променена структура съставен от 3 подвижни звена.

Първото структурно състояние на механизма се описва от системата:

$$\left\{ \begin{aligned} l_1 \cdot \sin \varphi_1 &= (l_3 + l_2 \cdot \sin \varphi_{23}) \cdot \sin \varphi_{34} \\ l_1 \cdot \cos \varphi_1 &= (l_4 - l_2 \cdot \cos \varphi_{23}) \cdot \cos \varphi_{40} - \\ & - [c_4 + (l_3 + l_2 \cdot \sin \varphi_{23}) \cdot \cos \varphi_{43}] \cdot \sin \varphi_{40} \\ a &= (l_4 - l_2 \cdot \cos \varphi_{23}) \cdot \sin \varphi_{40} + \\ & + [c_4 + (l_3 + l_2 \cdot \sin \varphi_{23}) \cdot \cos \varphi_{34}] \cdot \cos \varphi_{40} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Второто структурно състояние на механизма се получава при хоризонтално положение на главния нож, който опира до упор и кинематичната двоица в т. С става от IV клас. Тогава $\varphi_{40} = 0^\circ$, а l_4 е променлив параметър $l_4 = L_4(\varphi_1)$ и (1) се преобразува в:

$$\left\{ \begin{aligned} l_1 \cdot \sin \varphi_1 &= (l_3 + l_2 \cdot \sin \varphi_{23}) \cdot \sin \varphi_{34} \\ l_1 \cdot \cos \varphi_1 &= L_4(\varphi_1) - l_2 \cdot \cos \varphi_{23} \\ a &= c_4 + (l_3 + l_2 \cdot \sin \varphi_{23}) \cdot \cos \varphi_{34} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

След въвеждане на бездимензионните размери

$$\lambda_2 = \frac{l_2}{l_1}; \lambda_3 = \frac{l_3}{l_1}; \lambda_4 = \frac{l_4}{l_1}; a_1 = \frac{a}{l_1}; b_1 = \frac{b}{l_1}; c_1 = \frac{c}{l_1},$$

$$\Lambda_4(\varphi_1) = \frac{L_4(\varphi_1)}{l_1};$$

Решението на системата (2) може да бъде представено във вида

$$\varphi_{34} = \arctg\left(\pm \frac{\sin \varphi_1}{s}, \pm \frac{a_1 - c_1}{s}\right) \quad (3)$$

$$\varphi_{23} = \pm \arcsin\left(\frac{\lambda_3}{\lambda_2} \cdot (1 \pm s)\right) \quad (4)$$

$$\Lambda_4 = \cos \varphi_1 - b_1 - \text{sign}(\lambda_2) \sqrt{\lambda_2^2 - (s \mp \lambda_3)^2} \quad (5)$$

$$\text{където } s = \sqrt{\sin^2 \varphi_1 + (a_1 - c_1)^2}.$$

5. ОПТИМИЗАЦИЯ НА МЕХАНИЗМА

За да синтезираме механизъм с максимален престой на изпълнителното звено в мъртво положение, разглеждаме механизма във второ структурно състояние (главния нож е фиксиран в хоризонтално положение) около мъртво положение. Звеното 4 е с променлива дължина $l_4 = L_4(\varphi_1)$. Избираме ъгъл на завъртане на задвижващото звено φ_1^* (симетричен на $\varphi_1 = 0^\circ$), такъв че $L_4(\varphi_1) \approx \text{const}$.

($\frac{dL_4}{d\varphi_1} \approx 0$ съответно $\frac{d\Lambda_4}{d\varphi_1} \approx 0$). Очевидно можем

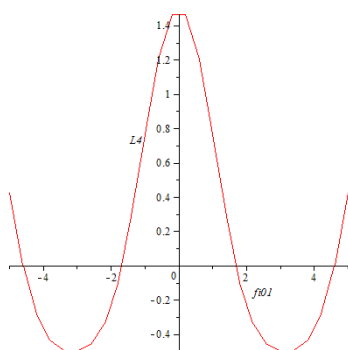
да заменим цилиндричната двоица в т.С (фиг.3) с въртяща. Тогава механизма е в първо структурно състояние ($l_4 = \text{const}$). Изпълнителното звено на механизма ще реализира престой при движение във вертикална равнина, без да спира ротацията около оста си, за φ_1^* .

Нещо повече – ъгловата скорост на тази ротация е максимална в $\varphi_1 = 0^\circ$.

Оптимално решение е механизъм с такива параметри $a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3$, за които ъгъл φ_1^* е максимален.

Ако разгледаме графиката на функцията $\Lambda_4(\varphi_1)$ (фиг. 5) виждаме, че φ_1^* е толкова по-

голям, колкото е по-голям радиусът на кривина $R(a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3)$ на $\Lambda_4(\varphi_1)$ в $\varphi_1 = 0^\circ$ (функция $\Lambda_4(\varphi_1)$, с параметри $a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3$, за които графиката ѝ има „най-гъп“ връх)



фиг. 5 Графика на функцията $\Lambda_4(\varphi_1)$

$$R = \left[1 + \left(\frac{d\Lambda_4}{d\varphi_1} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \left/ \left| \frac{d^2\Lambda_4}{d\varphi_1^2} \right| \right.$$

Но при $\varphi_1 = 0^\circ$, $\frac{d\Lambda_4}{d\varphi_1} = 0$ за всяко $a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3$, радиуса като функция на параметрите $R(a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3)$ добива вида:

$$R = \frac{1}{\left| -1 - \frac{\lambda_3 - \sqrt{(a_1 - c_1)^2}}{\sqrt{\lambda_2^2 - (\lambda_3 - \sqrt{(a_1 - c_1)^2})^2} \sqrt{(a_1 - c_1)^2}} \right|}$$

Остава да определим за кои стойности на параметрите $a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3$,

$$\left| \frac{d^2\Lambda_4}{d\varphi_1^2} \right| \text{ е максимално близо до } 0$$

$$\text{(или същото - } \min \left\{ \left(\frac{d^2\Lambda_4}{d\varphi_1^2} \right)^2 \right\} \text{)}.$$

а. Целева функция

$$z(a_1, b_1, c_1, \lambda_2, \lambda_3) = \left(\frac{d^2\Lambda_4}{d\varphi_1^2} \right)^2.$$

б. Ограничителни условия

- Зададени параметри (1,2);
- Положителни дължини на звената (4,5);
- Допустими ъгли на предаване на силите (6);
- Конструкторски (3-токовземане)
- Условие за съществуване на механизма (7);
- Условие за заемане на вертикално положение на главния нож при изключено състояние на разединителя (8);

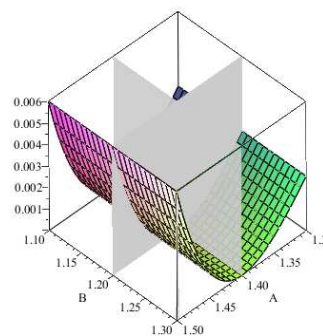
в. Математически модел

$$\min \left\{ z = \left[-1 - \frac{\lambda_3 - \sqrt{(a_1 - c_1)^2}}{\sqrt{\lambda_2^2 - (\lambda_3 - \sqrt{(a_1 - c_1)^2})^2} \sqrt{(a_1 - c_1)^2}} \right]^2 \right\}$$

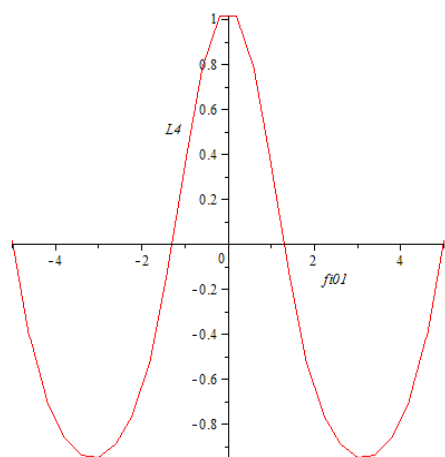
при следните ограничителни условия:

- (1) $a_1 = 1.4$
- (2) $b_1 = 1.2$
- (3) $c_1 \geq 0.5$
- (4) $\lambda_2 \geq 0$
- (5) $\lambda_3 \geq 0$
- (6) $a_1 \geq c_1 + \lambda_3$
- (7) $\lambda_2^2 \geq (a_1 - c_1 - \lambda_3)^2 + b_1^2$
- (8) $\lambda_2 \leq 1 + b_1 - c_1 - \lambda_3$

6. ЧИСЛЕНО РЕШЕНИЕ



фиг.7 Целева функция и ограничения



Фиг. 8 Графика на функцията $\Lambda_4(\varphi)$

$$z=2.66511928627197544 \cdot 10^{-19}$$

При

$$a_1 = 1.4$$

$$b_1 = 1.2$$

$$c_1 = 0.503320449405951$$

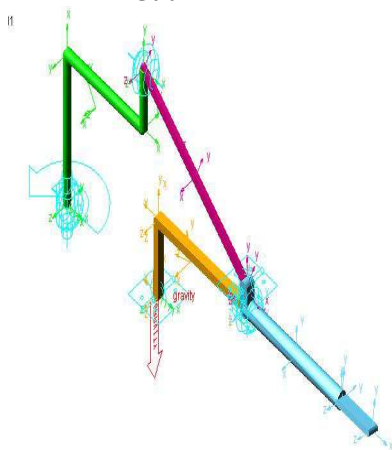
$$\lambda_2 = 1.55456884690095$$

$$\lambda_3 = 0.141147151701905$$

$$\lambda_4 = 1.158759372$$

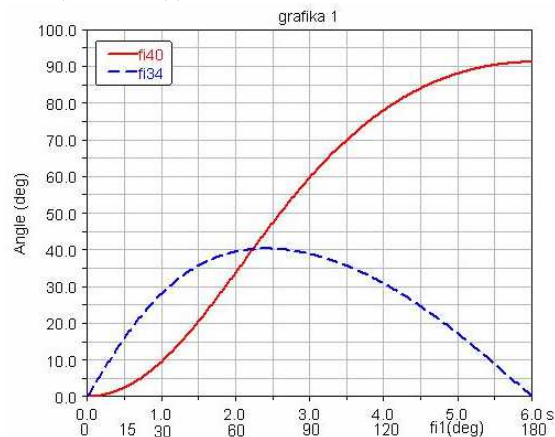
Числените резултати са получени посредством продукта Maple 14.

7. МОДЕЛ В ADAMS НА ОПТИМИЗИРАНИЯ МЕХАНИЗЪМ И РЕЗУЛТАТИ

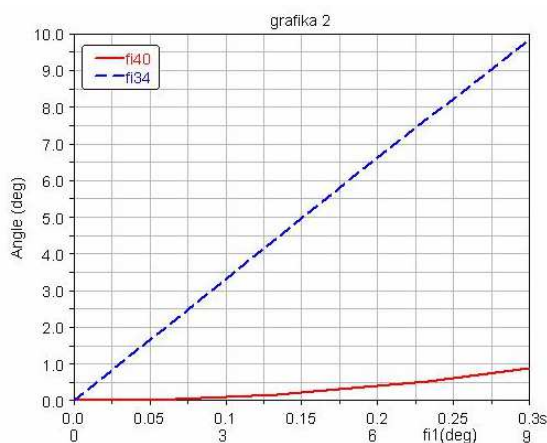


Фиг.6 Модел в ADAMS

Синтезирания механизъм ще реализира престои на изпълнителното звено при ротация във вертикална равнина (въртене около шарнира в т. D фиг.1-в) за движение на задвижващото коляно от начално положение - $\varphi_1 = -10^\circ$ до $\varphi_1 = 10^\circ$. През това време изпълнителното звено ще извършва чисто въртене около надлъжната си ос (около шарнира в т.С фиг. 3) на ъгъл $\varphi_{34} \approx 20^\circ$ (фиг. 9 и 10) – достатъчна стойност, както за чупене на лед, така и за свиване на контактните пружини осигуряващи необходимия контактен натиск.

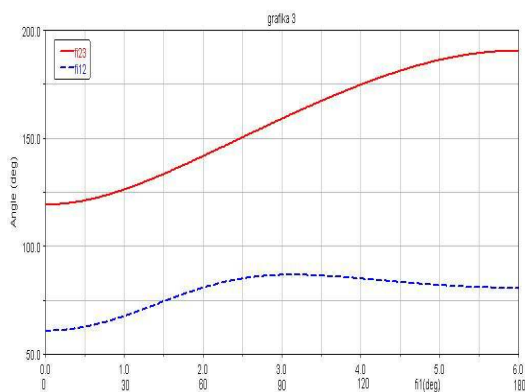


Фиг.9



Фиг. 10

На фиг. 11 е показано изменението на релативните ъгли във функция на φ_1 .



фиг. 11

8. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Следвайки реда на работа описан по-горе, след типовия синтез, математически е гарантирано получаването на оптимален механизъм по определени критерии при известни ограничения.

Създаден е пространствен лостов механизъм с максимален престой на изпълнителното звено около мъртво положение на механизма.

При пространствени механизми с въртящи двоици гореописания метод може да се използва, като се фиксира в мъртво положение и се приеме последното звено за звено с променлива дължина.

Може да се синтезира оптимален механизъм по няколко критерия, чрез методите на многокритериалната оптимизация.

Изследването е полезно и за развитието на бъдещи разработки касаещи силовия динамичен синтез на подобни механизми.

Литература

1. **А. Андонов, Т. Тодоров, И. Иванов**, Геометричен анализ и синтез на пространствен предавателен механизъм за разединители за високо напрежение, Научна конференция анализ и синтез на механизми и машини – 27.06.2001.
2. **Артоболовский И.И.**, Теория механизмов и машин, Издателство „Наука“, Москва, 1975.
3. **Зиневеев В.А.**, Пространственные механизмы с нисшими парами, Москва 1952.
4. **А. Александров**, Електрически апарати, ТУ-София 1999.
5. **Я. Софронов, В. Гълъбов, Г. Тодоров, Ц. Иванов, Н. Николов, Я. Стоянова**, Оптимизиране на манипулатор за обръщане на кошчета, XXVI Международна научна конференция 65 години МТФ 100 години от раждането на акад. Ангел Балеvски, Созопол, България, 09.2010.
6. **В. Христов, С. Гарабитов**, Е-Инженеринг: Проект за конструиране през internet на механични конструкции, Годишник на МГУ „Св. Иван Рилски“, том 46(2003), св.3, Механизация, електрификация и автоматизация на мините.
7. **С. Гарабитов**, Една възможност за числено решаване на задачата за оптимално управление, XXVI Международна научна конференция 65 години МТФ 100 години от раждането на акад. Ангел Балеvски, Созопол, България, 09.2010.
8. Проспектни материали на фирмите: ABB, AEG, Strombrg, Simplex, Cleaveland/Price Inc., Toshiba, EB Elektro, Нарам, и др.

MULTI PARAMETRIC OPTIMIZATION IN SYNTHESIS OF SPATIAL LINKAGE MECHANISM OF DISCONNECTOR

Ivan IVANOV

Dept. of Mechanisms and Machines theory, Technical University of Sofia, Bulgaria

e-mail: ivanov_i_s@abv.bg

Abstract: This article shows one possibility for optimum synthesis of spatial linkage mechanism for hi-voltage disconnector. Verification of results is done with computer aided model, without need to building a physical model.

Key words: optimum synthesis, spatial, mechanism, disconnector