# И вългарско списание за ПРОЕКТИРАНЕ

# брой №6, декември 2010г.

# 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, научноприложни и творчески приноси.

# РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Почетен председател Л. Димитров, ТУ-София, България

# Председател Б. Григоров, ТУ-София, България

		Членове	
М. 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 политехни- чески университет, Украйна
М.Денчев	ТУ-София, България	А.Янакиев	Notingham Trent University, UK
И.Малаков	ТУ-София, България	Н.Чернев	University of Auvergne, France
П.Петров	ТУ-София, България	B.Lepadatescu	Transilvania University of Brashov, Romania
В.Панов	ТУ-София, България	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
М.Георгиев	ТУ-София, България	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
В.Спасов	ВТУ "Т. Каблешков", София, България	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece

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; Дизайн на корицата: Радослав Козарев

# Engineering Design

# issue Nº6, december 2010

# 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

		Members	
M.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, Uкraine
M.Denchev	TU-Sofia, Bulgaria	A.Ianakiev	Notingham Trent University, UK
I.Malakov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Chernev	University of Auvergne, France
P.Petrov	TU-Sofia, Bulgaria	B.Lepadatescu	Transilvania University of Brashov, Romania
V.Panov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
M.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
V.Spasov	UT "T. Kableshkov", Sofia, Bulgaria	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece

**Editor R.Mitrev**, TU-Sofia, Bulgaria

**Publisher:** Mechanical Engineering Faculty, Technical University-Sofia. ISSN 1313-7530; **Publisher Address:** Sofia, Kliment Ohridski blvd. №8, Technical University-Sofia, Mechanical engineering faculty; **Electronic version:** <u>bjed.tu-sofia.bg</u>; **Cover design:** Radoslav Kozarev

# СЪДЪРЖАНИЕ

Общо условие за ергодичност за различни типове логистични възли М.Георгиев	5
Изследване на динамичните параметри на хидравличните асансьори К.Чучуганов, Г.Илиев, Р.Груйчев	11
Analysis of color image difference on the monitor vs. printer in a color managed workflow (CMW)	15
V.Kamenov, V.Ivanov	
<b>Прогнозиране на масовия коефициент при мотокари</b> Н.Казаков, А.Николов	25
Относно проверката на умора при метални кранови конструкции Н.Коцев, Л.Лазов, Е.Грънчаров	33
Симулационно изследване на натоварванията в лагерите на ветрогенератор Л.Лазов	39
Анализ на възможността за проектиране на трикомпонентен контейнер тип "Bohler" Л.Лазов, В.Василев, Б.Димова	47
<b>Методика за определяне на площта на гаров контейнерен термина</b> л С.Мартинов	55
<b>Ефективни размери на цилиндричен гумен буфер</b> Б.Пенков, Н.Митев	63
Motion simulation of the feet of hexapods with 3DOFs legs P.Petrov, L.Dimitrov	69
К вопросу об оптимизации поворотных механизмов одноковшовых экскаваторов В.Шестаков, С.Хорошавин	75
О выборе рациональных кинематических параметров рабочего оборудования гидравли- ческого экскаватора обратного копания П.Побегайло	81
Определяне диаметъра на сечението на винтова пружина при зададени материал, нато- варване и един от нейните диаметри А.Узунов	93
Стенд за изследване на износването на сферични стави Д.Дяков, И.Благов, Х.Николова, И.Калиманова	97

# CONTENTS

<b>Common ergodicity condition for different types of logistics nodes</b>	5
Research of the dynamic parameters of hydraulic elevators K.Chuchuganov, G.Iliev, R.Gruichev	11
Analysis of color image difference on the monitor vs. printer in a color managed workflow (CMW)	15
Forecasting the mass coefficient of ice forklifts N.Kazakov, A.Nikolov	25
On the fatigue verification of crane steel structures N.Kotzev, L.Lazov, E.Grantcharov	33
Simulation study of the wind turbine bearings loads L.Lazov	39
Analysis of the possibility of designing a ternary container type "Bohler" L.Lazov, V.Vassilev, B.Dimova	47
Methodology for determining the area of container terminal S.Martinov	55
Cylindrical rubber buffer effective measurements B.Penkov, N.Mitev	63
Motion simulation of the feet of hexapods with 3DOFs legs P.Petrov, L.Dimitrov	69
About optimization of rotary mechanism of single bucket excavator V.Shestakov, S.Horoshavin	75
<b>Determination of rational kinematic parameters of the backhoe excavating equipment</b> P.Pobegailo	81
Determination of the diameter of a helical spring at given material, loading and one of the spring's diameters A.Uzunov	93
<b>Device for investigation of spherical joint wear</b> D.Diakov, I.Blagova, H.Nikolova, I.Kalimanova	97

# ОБЩО УСЛОВИЕ ЗА ЕРГОДИЧНОСТ ЗА РАЗЛИЧНИ ТИПОВЕ ЛОГИСТИЧНИ ВЪЗЛИ

# Марин ГЕОРГИЕВ

катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>mgeor@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** Класическото условие за ергодичност на логистични възли се формулира с експлицитни (за възли с непрекъснато обслужване) и с имплицитни загуби за превключване (при възли с прекъснато или полупрекъснато обслужване). При промяна на извеждането на условието е възможно общото му изразяване, независимо от типа възел. Представено е ново формулиране на общото условие и парциалните условия за ергодичност.

Ключови думи: ергодичност, логистични възли

### 1.ВЪВЕДЕНИЕ

Интралогистичните оперативни структури се изграждат най-често като мрежи, съставени от транспортни участъци и логистични възли. Основно изискване на нормалното им функциониране е изпълнението на условието за ергодичност за всеки един от елементите на мрежата. Класическото формулиране на условието ергодичност [1,2,3] стъпва на понятието "време на цикъл", което води до различно формулиране при възли с непрекъснато и с прекъснато обслужване.

# 1.1 Класическо формулиране на условието за ергодичност за универсален логистичен възел.

Разглежда се логистичен възел с капацитет от една товарна единица (ТЕ) от клас (n,m), където n е броят на входовете, а m е броят на изходите [1]. В общия случай през възела могат да преминават  $n \ge m$  отделни потоци, като парциалният поток между вход *i* и изход *j* е с интензивност  $\lambda_{ij}$  [бр/h]. Парциалната граничната пропускателна способност за дадения поток е  $\gamma_{ij}$  [бр/h] и е равна на реципрочната стойност на цикъла за обслуж-

ване на една товарна единица за даденото направление  $\Delta t_{ij}$ . В зависимост от необходимостта за спиране на товарната единица във възела за свързване на ход *i* с изход *j* един възел може да бъде от различен тип: с прекъснато (когато спирането е необходимо за всеки поток), с полупрекъснато (при спиране само за някои от потоците) или с непрекъснато (при отсъствие на спиране) обслужване на парциалните потоци. Условието за ергодичност се представя като:

$$\sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} \frac{\lambda_{ij}}{\gamma_{ij}} + \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} \nu_{ij} \cdot t_{S_{ij}} \le 1$$
(1)

където  $v_{ij}$  [h<sup>-1</sup>] е честотата за превключване между парциалните потоци;  $t_{Sij}$  [h] – време за превкючване между парциалните потоци

Времето  $t_{Sij}$  е различно от нула само при възли с непрекъснато обслужване.

Необходимо е и да бъде изпълнено условието за ергодичност за всеки един от парциалните потоци:

$$\rho_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{\gamma_{ii}} \le 1 \quad \forall i, j \tag{2}$$

В [4] с формула (13.29) е изложено прецизиране на идеята за загуби от превключване между отделните направления, като втората двойна сума от (1) се изразява като обща загуба от превключване  $\rho_w$ :

$$\rho_w = \sum_{ij} \sum_{kl} v_{ij,kl} t_{S_{ij,kl}}$$
(3)

където  $V_{ij,kl}$  [h<sup>-1</sup>] е честотата за превключване между направление *ij* и на направление *kl*;  $t_{Sij,kl}$  [h] – време за за превключване между направление *ij* и на направление *kl*.

## 1.2 Критика на класическото формулиране

При прилагането на класическата формулировка на условието за ергодичност се констатират следните недостатъци за по-детайлен анализ: 1) загубите от превключване се отчитат или експлицитно (при възли с непрекъснато обслужване) или имплицитно (при възли с полупрекъснато и прекъснато обслужване). Това е вярно за класове възли (1,n) или (m,1), но не е винаги в сила за универсален възел (n,m), в който може да има двойки парциални потоци с непрекъснато обслужване.

Поставянето на времето за цикъла на обслужване като основа на формулирането на условието на ергодичност води до неконсистентост при анализа на възлите като системи за масово обслужване по отношение на времето за пребиваване на обектите, поради факта, че обект, преминаващ в направление с прекъснато обслужване, може да напусне системата преди завършване на цикъла.

# 2. ЦЕЛ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

Търси се алтернативен подход за изразяване на условието за ергодичност, който да позволява общо разглеждане на загубите за обработка и превключване, независимо от типа на обслужването.

# 3. АЛТЕРНАТИВЕН ПРИНЦИП НА РАЗ-ДЕЛЯНЕ И ГРУПИРАНЕ НА ВРЕМЕНАТА

За постигане на целта на изследването се изменят и прегрупрират елементите в понятията за "цикъл на обслужване" и "време за превключване" във "време на заетост" и "време за възстановяване на готовност за поемане на следваща ТЕ.

Времето за обслужване в цикъла на всяка ТЕ стартира след регистрирана готовност за приемане от ресурса на следваща товарна единица.

Времето на обслужване в цикъла за всяка товарна единица се разделя на:

• Време за заетост на ТЕ (заета ТЕ, зает ресурс);

• Време за възстановяване на готовността за приемане на следваща товарна единица (свободна предходна ТЕ, "свободен ход" на ресурса).

Времето за превключване между парциалните потоци се разглежда като частен случай на времето за възстановяване на готовността за приемане на следваща товарна единица.

### 3.1 Следствия от прилагането на алтернативния принцип

При последователност от заявки от парциален поток, във всеки цикъл за ТЕ съществува време за възстановяване на готовността за приемане на следваща товарна единица, равно или по-голямо от нула.

При превключване между отделните парциални потоци съществува време за възстановяване на готовността за приемане на следваща товарна единица, равно или по-голямо от нула.

Загубите от времето за превключване между парциалните потоци се разглежда заедно с времето за възстановяване на готовността за приемане на следваща товарна единица от даден парциален поток.

# 3.2 Прилагане на алтернативния принцип за разклонителен възел (1,2) с полупрекъснато обслужване.

Разглежда се показания на фиг.1 разклонителен възел от клас (1,2), реализиран с разпределителна количка, аналогично на представния в [1]. От вход I<sub>1</sub> постъпват ТЕ към изходите O<sub>1</sub> и O<sub>2</sub>. Интензивностите на двата парциални потоци са  $\lambda_{11}$  и  $\lambda_{12}$  съответно за направления (I<sub>1</sub> O<sub>1</sub>)и (I<sub>1</sub> O<sub>2</sub>).



фиг.1 Разклонителен възел (1,2)

Разглежда се ред на постъпване на товарни единици от направления  $(I_1 O_1), (I_1 O_2)$  и  $(I_1 O_1),$ съответно TE1, TE2 и TE3. Прилагането на разделянето на времето за цикъл е илюстрирано за преминаването на TE2 на фиг. 2.

Времето на цикъл  $\Delta t_{12}$  се разглежда като съставено от времената на заетост на ресурса  $\Delta t_{B12}$  и време на превключване от направление (I<sub>1</sub> O<sub>1</sub>) към направление (I<sub>1</sub> O<sub>2</sub>)  $\Delta t_{S12,11}$ . Времето за възстановяване на готовността за поемане на следваща заявка в случая не зависи от направлението на следващата заявка, т.е  $\Delta t_{S12,11} = \Delta t_{S12,12}$ .



фиг.2 V-t диаграма за преминаване на ТЕ

Аналогично: при обработка на ТЕ от непрекъснатото направление (I<sub>1</sub> O<sub>1</sub>) времето на цикъла  $\Delta t_{11} = t_{B11}$ . Потенциалното съществуване на времена за превключване в рамките на хомогенен процес не се изключва.

Класическата формулировка на условието за ергодичност приема вида:

$$\lambda_{11} t_{B_{11}} + \lambda_{12} \left[ t_{B_{12}} + t_{S_{12,12}} \right] \le 1$$
(4)

# 4. ОБЩО УСЛОВИЕ ЗА ЕРГОДИЧНОСТ ЗА ВЪЗЛИ (n,m)

Прилагането на алтернативния принцип за разделяне и групиране на времената води до следния вид на общото условие:

$$\sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} \lambda_{ij} \cdot t_{B_{ij}} + \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} \sum_{k=1}^{n} \sum_{l=1}^{m} v_{ij,kl} \cdot t_{S_{ij,kl}} \le 1 \quad (5)$$

Необходимо е и да бъде изпълнено условието за ергодичност за всеки един от парциалните потоци, което придобива вида:

$$\begin{split} \gamma_{ij} &= \frac{1}{t_{B_{ij}} + t_{S_{ij,ij}}}; \quad t_{S_{ij,ij}} \ge 0 \\ \rho_{ij} &= \frac{\lambda_{ij}}{\gamma_{ij}} \le 1 \quad \forall i, j \end{split}$$
(6)

# 4.1 Проверка за еквивалентост с класическото условие за възел (1,2).

Изхождайки от формулировката (4) за условието на ергодичност за възел (1,2) от т. 3.2 се изразява:

$$\sum_{i=1}^{1} \sum_{j=1}^{2} \lambda_{ij} \cdot t_{B_{ij}} + \sum_{i=1}^{1} \sum_{j=1}^{2} \sum_{i=1}^{1} \sum_{j=1}^{2} v_{ij,ij} \cdot t_{S_{ij,ij}} \le 1$$

или

$$\lambda_{11} t_{B_{11}} + \lambda_{12} t_{B_{12}} + V_{11,11} t_{S_{11,11}} +$$

$$+ V_{11,12} \cdot t_{S_{11,12}} + V_{12,11} \cdot t_{S_{12,11}} + V_{12,12} \cdot t_{S_{12,12}} \le 1$$

Честотите на превключване при независими потоци се опрделят по [3] като:

$$v_{11,11} = \frac{\lambda_{11}^{2}}{\lambda_{11} + \lambda_{12}} \quad v_{11,12} = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{12}}{\lambda_{11} + \lambda_{12}}$$
$$v_{12,11} = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{12}}{\lambda_{11} + \lambda_{12}} \quad v_{12,12} = \frac{\lambda_{12}^{2}}{\lambda_{11} + \lambda_{12}}$$

Поради факта, че  $t_{S_{11,11}} = t_{S_{11,12}} = 0$  се получава:

$$\lambda_{11} t_{B_{11}} + \lambda_{12} t_{B_{12}} + v_{12,11} t_{S_{12,11}} + v_{12,12} t_{S_{12,12}} \le 1$$

При частния случай  $t_{S_{12,11}} = t_{S_{12,12}}$  условието придобива вида:

$$\lambda_{11} t_{B_{11}} + \lambda_{12} t_{B_{12}} + \frac{\lambda_{12} (\lambda_{11} + \lambda_{12})}{\lambda_{11} + \lambda_{12}} \cdot t_{S_{12,12}} \le 1$$

Който е еквивалентен на (4).

# 4.2 Приложение на общото условие за универсален възел (2,2).

Разглежда се показания на фиг.3 универсален възел от клас (2,2), реализиран с разпределителна количка, като разширение на показания на фиг.1. От входове I<sub>1</sub> и I<sub>2</sub> постъпват ТЕ към изходите O<sub>1</sub> и O<sub>2</sub>. Разглеждат се три парциални потока с интензивности  $\lambda_{11}$  и  $\lambda_{12}$  и  $\lambda_{22}$  съответно за направления (I<sub>1</sub> O<sub>1</sub>), (I<sub>1</sub> O<sub>2</sub>) и (I<sub>2</sub> O<sub>2</sub>). Първата двойка потоци функционира като разклонителен възел с полупрекъснато обслужване, втората двойка – като събирателен възел с полупрекъснато обслужване, а комбинацията от първия и третия поток – като кръстовище с непрекъснато обслужване.

Въвеждат се следните означения за времена на заетост:

$$\lambda_{11} \rightarrow t_{B_{11}}; \quad \lambda_{12} \rightarrow t_{B_{12}}; \quad \lambda_{22} \rightarrow t_{B_{22}}$$

както и номерация за изчисляване на преходни вероятности:

$$\lambda_{11} \rightarrow 1; \quad \lambda_{12} \rightarrow 2; \quad \lambda_{22} \rightarrow 3$$

Определят се (по метод от [1]) вероятности за поява на следваща ТЕ от съответния поток:



фиг.3 Универсален възел (2,2)

$$\pi_{1} = \frac{\lambda_{11}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}};$$
$$\pi_{2} = \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}};$$
$$\pi_{3} = \frac{\lambda_{22}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$

За да се изчислят честотите на превключване е необходимо да се създаде мрежата на Марков за преходите, която е представена на фиг. 4.



фиг.4 Преходни вероятности между състоянията

На база на графа на Марков се определят вероятностите за превключване между отделните парциални потоци, включително и за последователно преминаване на ТЕ от един парциален поток:

$$P_{11,12} = P_{12,11} = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{12}}{(\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22})^2}$$

$$P_{11,22} = P_{22,11} = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{22}}{(\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22})^2}$$

$$P_{12,22} = P_{22,12} = \frac{\lambda_{12} \cdot \lambda_{22}}{(\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22})^2}$$

$$P_{11,11} = \frac{\lambda_{12}^2}{(\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22})^2}$$

$$P_{12,12} = \frac{\lambda_{12}^2}{(\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22})^2}$$

$$P_{22,22} = \frac{\lambda_{22}^2}{(\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22})^2}$$

Преходните вероятности, разделени на интензивността на общия поток дават честотите на превключване.

$$v_{11,12} = v_{12,11} = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{12}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$

$$v_{11,22} = v_{22,11} = \frac{\lambda_{11} \cdot \lambda_{22}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$

$$v_{12,22} = v_{22,12} = \frac{\lambda_{12} \cdot \lambda_{22}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$

$$v_{11,11} = \frac{\lambda_{11}^{2}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$

$$v_{12,12} = \frac{\lambda_{12}^{2}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$

$$v_{22,22} = \frac{\lambda_{22}^{2}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}}$$
(6)

За разглеждания примерен възел се приема, че времената за превключване, където съществуват, са равни.

$$t_{S\ 11,11} = t_{S\ 11,12} = t_{S\ 12,22} = t_{S\ 22,22} = 0$$

$$t_{S\ 11,22} = t_{S\ 12,11} = t_{S\ 12,12} = t_{S\ 11,22} = t_{S\ 22,12} = t_S$$

След заместване на изразите (6) в (5) за условието за ергодичност се получава:

$$\lambda_{11} \cdot t_{B_{11}} + \lambda_{12} \cdot t_{B_{12}} + \lambda_{22} \cdot t_{B_{22}} + t_{B_{22}} + t_{S} \frac{\lambda_{12}^{2} + \lambda_{11} \cdot \lambda_{12} + \lambda_{12} \cdot \lambda_{22} + \lambda_{11} \cdot \lambda_{22}}{\lambda_{11} + \lambda_{12} + \lambda_{22}} \le 1$$
(7)

Частният случай на (7) с  $\lambda_{22}=0$  дава израз, идентичен с разглеждания в параграф 4.1, който представлява еквивалентно на класическото условие за възел с полупрекъснато обслужване.

Частният случай на (7) с  $\lambda_{12} = 0$  представлява еквивалентно на класическото условие за възел с непрекъснато обслужване.

Двата частни случая показват, че е получен общ, независещ от типа на обслужване, метод на определяне на условието за ергодичност при представения алтернативен принцип на разделяне и групиране на времената.

# 5. РЕЛАКСАЦИОНЕН ЕФЕКТ И УСЛОВИЯ ЗА ПАРЦИАЛНИТЕ КОЕФИЦИЕНТИ НА НАТОВАРВАНЕ

Разглежда се същият възел от тип (2,2), представен на фиг. 3, при обслужване само на два потока  $\lambda_{12} \ge 0$  и  $\lambda_{21} \ge 0$ . В този случай времената за превключване са:

$$t_{S \ 12,21} = t_{S \ 21,12} = 0$$
  
$$t_{S \ 12,12} = t_{S \ 21,21} = t_{S}$$
(8)

Вероятностите и честотите на превключване се определят по аналогичен на представения в параграф 4 начин, като честотите получават стойности:

$$v_{12,21} = v_{21,12} = \frac{\lambda_{12} \cdot \lambda_{21}}{\lambda_{12} + \lambda_{21}}$$

$$v_{12,12} = \frac{\lambda_{12}^{2}}{\lambda_{12} + \lambda_{21}}$$

$$v_{21,21} = \frac{\lambda_{21}^{2}}{\lambda_{12} + \lambda_{21}}$$
(9)

След заместване на (8) и (9) в (5) се получава израза:

$$\lambda_{12} \cdot t_{B_{12}} + \lambda_{21} \cdot t_{B_{21}} + t_{S_{12}} + t_{S_{12}} + t_{S_{12}} + \lambda_{21}^{2} + \lambda_{21}^{2} \le 1$$
(10)

При разглеждане на частния случай на потоци с равна интензивност  $\lambda_{12} = \lambda_{21} = \lambda/2$  условието за ергодичност придобива вида:

$$\lambda_{12} = \lambda_{21} \le (t_{B_{12}} + t_{B_{21}} + t_S)^{-1} \tag{11}$$

Резултатът влиза в противоречие с класическото представяне на условието за ергодичност, в което не се отчита така илюстрирания релаксационен ефект от факта, че не винаги е необходимо да се довършва затворен цикъл на обслужване на TE.

За да се отчете релаксационния ефект в логистичните възли от по-висок ранг е необходимо да се разшири и условието за ергодичност (2) за всеки един от парциалните потоци чрез промяна на изразите (6) за изчисляване на парциалната граничната пропускателна способност  $\gamma_{ii}$ :

$$\begin{split} \gamma_{ij} &= \frac{1}{t_{B_{ij}} + P_{ij,ij} \cdot t_{S_{ij,ij}}}; \quad t_{S_{ij,ij}} \ge 0 \\ \rho_{ij} &= \frac{\lambda_{ij}}{\gamma_{ij}} \le 1 \quad \forall i, j \end{split}$$
(12)

# 5.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представен е алтернативен метод за разделяне и групиране на времената при анализа на логистични възли от различен тип, позволяващ извеждането на общо условие за ергодичност.

Представено е ново формулиране на условието за ергодичност за логистични възли.

Доказана е нобходимостта от разширяване на формулите за парциалните условия за ергодичност, за да се отчете фактът, че не винаги е необходимо завършване на затворен цикъл на обслужване на ТЕ.

#### Литература

1. Arnold, D., K. Furmans Materialfluss in Logistiksystemen, Springer Verlag, 2005

2. Grosseschallau W. Materialflussrechnung, Springer Verlag, Berlin, 1984.

3. **Gudehus, T.** Strukturanalyse der Transportsysteme Teil 2, Fördern und Heben 27 (1977), Nr.2, p.115-118.

4. Gudehus, T. Logistik- Grundlagen, Strategien, Anwendungen, Springer Verlag, 2005

# COMMON ERGODICITY CONDITION FOR DIFFERENT TYPES OF LOGISTICS NODES

# **Marin GEORGIEV**

Logistics engineering department, Technical university-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>mgeor@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:** The classical formulation of the ergodicity condition for the logistics nodes deals with explicit (for continuous dispatching) and implicit (for discrete and partially-continuous dispatching)) switch losses. With an rearrange in the calculation approach, a new common ergodicity condition, independent of the dispatching type, is presented. Substantiated are the required extensions in the ergodicity conditions for the partial flows.

Keywords: ergodicity, logistics nodes,

# ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ АСАНСЬОРИ

# Калин ЧУЧУГАНОВ<sup>1</sup> Георги ИЛИЕВ<sup>2</sup> Радослав ГРУЙЧЕВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>chuchuganov@abv.bg</u>

<sup>2</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: giliev@tu-sofia.bg

<sup>3</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>r gruychev@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** Електрохидравличните асансьори заемат значителна част от общото количество асансьори произвеждани и монтирани в последните години. Причината за това е възможността на хидро задвижването да осигури по-добър комфорт при пътуване. В настоящата работа са направени експериментални изследвания на хидравлични асансьори въведени в експлоатация и на базата на получените резултати е установено, че те не возят комфортно. За да бъдат оптимизирани динамичните параметри влияещи на комфорта е създаден динамичен модел и е проектиран изпитателен стенд с цел извършване на теоритично-експериментални изследвания и намиране на решения на проблемите.

# Ключови думи: елекрохидравличен асансьор, комфорт, динамичен модел, изпитателен стенд

За електрохидравличните асансьори е установено, че возят по-комфортно от електромеханичните, но това не винаги е така. В България за разлика от другите европейски страни хидравличните асансьори заемат голяма част от общото количество асансьори. Ето защо темата за комфорта при тях е актуална и важна за обстойно разглеждане.

Първата стъпка от работата е извършване на предварително проучване с помощта, на което да се направи подробен анализ и да се установи текущото състояние на качеството на комфорт при пътуване с хидравлични асансьори. За целта с помощта на измервателна апаратура са направени редица изследвания на вече монтирани и работещи асансьори. На фиг.1 се вижда едно от измерванията, при което са записани скоростната и ускорителната характеристика и изминатият път. Използваната измервателна апаратура дава възможност за подробно разглеждане на някои от преходните процеси. На фиг.2 се вижда част от характеристиката даваща ясна представа за процеса на потегляне и достигане до номинална скорост.

Друга възможност, която системата предоставя е извършване на честотен анализ, показващ честотния спектър на трептене.



На фиг. 3 са показани резултати от направен честотен анализ на участък от периода на установено движение на асансьора. От получените резултати се вижда, че честотата при която се получава най-голяма амплитуда е 2,04Hz. Или това от своя страна означава, че резултатите от създаденият теоретично динамичен модел трябва да се доближават до измерените стойности за да бъде адекватен.



фиг.3 Честотен анализ

На базата на резултатите от проведените експерименти може да се направят следните изводи:

 Появява се разклащане на кабината при потегляне на асансьора, независимо от посоката на движение.

2)Появат се вибрации по време на установеното движение.

3)Резки преминавания при преходните процеси, т.е. бързо преминаване от висока към ниска скорост и неприятно спиране.

Цели:

1)Създаване на динамичен модел.

2)Проектиране на стенд на хидравличен асансьор, даващ възможност за експериментиране с получните резултати от динамичният модел.

Вземайки предвид направеното предварително проучване, най-често срещаната схема на задвижване на хидравличните асансьори е полиспастно окачена на плунжер кабина с кратност 2:1. При тази схема се печели ход на кабината два пъти по-голям от този на плунжера. На фиг.4 е показан динамичният модел на този тип асансьор.



където F е двигателна сила; m1 - приведена маса на помпата и двигателя; k1 - коефициент на еластичност на маслото в цилиндъра и в тръбопровода; b1 - коефициент на дисипация на маслото; m2 - маса на плунжера; k2 - сумарен коефициент на еластичност на въжетата и на пружините на окачването; b2 - коефициент на дисипация; J3 масов инерционен момент на ролката; k3 - коефициент на еластичност на носещите кабината въжета; b3 - коефициент на дисипация на въжетата; m4 - маса на кабината и рамката.

Диференциалните уравнения описващи движението на системата имат вида:

# $\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{Q}$

където  $\mathbf{q} = [\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \boldsymbol{\varphi}_3, \mathbf{x}_4]$  е вектор на обобщените координати на преместването;  $\dot{\mathbf{q}}$  -вектор на обобщените скорости;  $\ddot{\mathbf{q}}$  - вектор на обобщените ускорения;  $\mathbf{A}$  - матрица на масово-инерционните свойства;  $\mathbf{B}$  - матрица на дисипативните свойства;  $\mathbf{C}$  - матрица на еластичните свойства;  $\mathbf{Q}$  вектор на обобщените сили;

Членовете на матриците получени по метода на Лагранж са:

	$m_1$	0	0	0
۸_	0	$m_2$	0	0
A =	0	0	$m_3$	0
	0	0	0	$m_{A}$

$$\mathbf{B} = \begin{vmatrix} b_1 & -b_1 & 0 & 0 \\ -b_1 & (b_1 + b_2 + b_3) & (b_3 - b_2)R & -b_3 \\ 0 & (b_3 - b_2)R & (b_2 + b_3)R^2 & 0 \\ 0 & -b_3 & 0 & b_3 \end{vmatrix}$$
$$\mathbf{K} = \begin{vmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2 + k_3) & (k_3 - k_2)R & -k_3 \\ 0 & (k_3 - k_2)R & (k_2 + k_3)R^2 & 0 \\ 0 & -k_3 & 0 & k_3 \end{vmatrix}$$
$$\mathbf{Q} = \begin{vmatrix} F \\ -m_2 g \\ 0 \\ -m_4 g \end{vmatrix}$$

За решаването на диференциалните уравнения на системата е използван програмният продукт КМОD (фиг.5). Предимство при използването на продукта е възможността за промяна на стойностите на параметрите участващи в системата, което дава информация за влиянието им.



Esc:Връщане, Enter:Избор, Стрепки/Номе/End:Преместване фиг.5 КМОD



фиг.6 Закон на движение на кабината

След решение на системата диференциални уравнения KMOD дава възможност за визуализацията на закона за движение на всяко едно от телата участващи в системата.

Тъй като полученият експериментално закон е на кабината на асансьора за нас представлява интерес решението спрямо масата 4 от динамичният модел.

На фиг.6 е показан теоретично полученият закон за движение на кабината. След сравняването му с полученият експериментално закон се вижда, че резултатите се препокриват, следователно динамичният модел отразява правилно реалната асансьорна система.

Друго предимство на продукта KMOD е намирането на собствените честоти на трептене на масите, което също може да се използва при анализа и синтеза.

Анализа на собствените честоти получени експериментално и теоретично също могат да се използват при оптимизацията на системата.

Честота	Координати							
[Hz]	Амплитуда на трептене, %							
	m1	m1 m2 J3 m4						
1,11	-8	1	8	100				
0	20	20	100	40				
24,72	0	100	-76	0				
4,08	-1	16	100	-3				

табл.1 Собствени честоти

Като извод може да се каже, че създаденият динамичен модел е адекватен и с негова помощ могат да се решават оптимизационни задачи за подобряване на комфорта при пътуване.

С цел проверка на ефективността и доказване на получените резултати след решаване на оптимизационните задачи в по-късен етап се предвижда те да се докажат експериментално. Проектиран е изпитателен стенд физичен модел в реален мащаб на хидравличните асансьори на базата, на който бе направено предварителното проучване и динамичният модел. На фиг.7 е показан 3D модела на този стенд, където: 1-Хидравлична станция, 2-Гъвкав тръбопровод, 3-Кабинна рамка, 4-Хидро-цилиндър, 5-Носещи въжета, 6-Ролков блок, 7-Направляващи шини.

Към настоящият момент стендът е в процес на изработка.



фиг.7 Хидравличен стенд

#### Приноси:

1)Извършени са серия експерименти даващи реална информация за текущото състояние на вече работещи хидравлични асансьори.

2)Създаден е динамичен модел на хидравличен асансьор на базата, на който ще могат да се търсят решения на установените проблеми.

3)Проектиран е стенд, на който ще могат да се експериментират оптимизационните решения и да се провери ефективността им.

# Благодарности

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ-София-2010 г.

#### Литература

1. Илиев Г., Панов В. Компютърно моделиране на подемно-транспортна и строителна техника, София, 1995

2. **Чавушян Н.** Асансьори и шахтни подемни машини: Техника, 1987.

3. **Илиев Г.** Кинематични параметри на асансьори:Научни Известия, бр.10 – 2004-10.

**4.БДС EN 81** – 1/2 Правила за безопасност при конструирането и монтирането на асансьори.

# RESEARCH OF THE DYNAMIC PARAMETERS OF HYDRAULIC ELEVATORS

Kalin CHUCHUGANOV<sup>1</sup> Georgi ILIEV<sup>2</sup> Radoslav GRUICHEV<sup>3</sup> <sup>1</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria

<sup>2</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>chuchuganov@abv.bg</u> <sup>2</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>giliev@tu-sofia.bg</u> <sup>3</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>r\_gruychev@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:** Hydraulic elevators represent a substantial proportion of the total lift produced and installed in recent years. The reason is the possibility of hydraulic drive to provide better ride comfort. In the present work were made experimental studies of hydraulic lifts put into service. On the basis of the results is determine that they do not ride comfortably. In order to optimize dynamic parameters affecting comfort is created a dynamic model and is designed a test bench with purpose for theoretical and experimental researches about finding solutions to the problem.

Keywords: hydraulic elevators, ride comfort, dynamic parameters, test bench

# ANALYSIS OF COLOR IMAGE DIFFERENCE ON THE MONITOR VS. PRINTER IN A COLOR MANAGED WORKFLOW (CMW)

Vladimir KAMENOV<sup>1</sup> Valentin IVANOV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: <u>vladokamenov@tu-sofia.bg</u>

<sup>2</sup>Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: vgi@tu-sofia.bg

**Abstract:** Managing and controlling color is a major concern for the graphic communications and imaging industries. The purpose of this research was to identify the color differences (CIE L\* a\* b\* values) that exist in the solid color areas of cyan, magenta, yellow, black, red, green, and blue (CMYKRGB) of an image displayed on the monitor vs. printer in a **Color Management Workflow (CMW)** to confirm the known process or CMW standards. The findings of this research (using colorimetric data analysis) led to the conclusion that the application and implementation of color management techniques works and offers us more flexibility and control over colors and tonal values in reproducing color images.

Keywords: Graphic Communications, Printing, Quality Control

# **1. INTRODUCTION**

Managing and controlling color from a wide range of input devices (digital cameras and scanners) to multicolor output devices (digital printers and printing presses), are major concerns for the graphic communications and imaging industries. Accurate or facsimile color control from beginning to end in a printing or imaging process is important for quality output (display or printed). Advancements in science and engineering in the recent years, allow printing and imaging professionals to apply scientific applications in the pre-press, pressroom, and quality control areas of the industry. Modern printing technology has evolved from the craft oriented field to more of a color imaging science. This allowed the industry to control the color between the various devices more accurate than before.

The study of color is a science and the optical aspects of color only are quantitatively analyzable and measurable. Human eye perceives color more subjectively. Input (scanners or digital cameras) and output (monitors or printers) devices produce colors differently because they depend on their own color capabilities. The color management system simplifies and improves the reproduction of color images accurately from device to device. Additionally, it solves the basic problem that no two devices can produce the same visual color from the same digital data (Hutcheson, 2001).

# 2. OVERVIEW OF COLOR MANAGEMENT SYSTEM (CMS)

CMS or Color Management Workflow (CMW)

uses a set of hardware tools and software applications working together to create accurate color between various input, display and output devices. A CMS consists of device profiles (or characterization of devices), which control and document the working performance of the scanner, monitor, and the printer. A device color transformation engine (Color Management (matching) Module (method) or CMM) is one that interprets the color data between the scanner, display and the printer. The gamut compensation mechanism of the CMS addresses differences between the color capabilities of input, display and output device. A device independent color space (Profile Connection Space or PCS) through which all color transformation occurs from one device-dependent color space to another (see Figure 1). The PCS is based on the spaces derived from CIE color space - two of these spaces are: L\* a\* b\* and XYZ. The CMS is achieved by the use of PCS. Device color characterization file (profile) passes in and out of PCS to complete the transformation. The PCS of the CMS is the central hub of the CMS in which a particular color value is considered absolute and not subject to interpretation.

To address the concerns of accurate color control throughout the printing or imaging process, color management systems (CMS) have been developed (Adams & Weisberg, 2000). The International Color Consortium (ICC) was formed in 1993 by seven industry members: Adobe, Agfa, Apple, Kodak, Microsoft, Sun Microsystems, and Silicon Graphics to define the standards for color device characterization (Adams & Weisberg, 2000). Today, ICC represents more than fifty industry members (ICC, 2006). This device characterization is presented in terms of specially formatted files, which have come to be called profiles. Unfortunately, the use of color management systems has not yet solved all of the problems of color reproduction (Fleming & Sharma, 2002). However, it has made possible the quantification of problems. As always in quality control, with quantification comes the ability to control and, with control, quality management becomes possible (Fleming & Sharma, 2002).



fig. 1 Schematic of PCS of CMS (Courtesy of Adobe Systems, Inc.)

# The 3 C's (Calibration, Characterization, and Conversion) of CMS or CMW

To implement the CMS successfully, all the devices which are used for printing and imaging purposes must be calibrated, characterized (profiled) and their color capabilities (RGB and CMYK) must be converted into an independent color space (CIE L\* a\* b\* space). A calibration process means standardizing the performance of the devices according to the device manufacturer specifications, so that the results of the devices are repeatable. A profiling process (or characterization) refers to colorimetric assessment of the device color performance and creating an ICC (International Color Consortium) profile specific to that device. Characterization process requires CMS hardware tools and software. Characterization of the devices is converted into ICC profile file format. It communicates measured color output of devices in response to known output. Conversion refers to translating a color image data from one device color space to another device space. It is also known as color transformation.

# Purpose and the Limitations of the Research

The work focused Color Management Workflow (CMW) implementation in the graphic communications laboratories. The purpose of this research was to identify the color differences (CIE L\* a\* b\* values) that exist in the solid color areas of cyan, magenta, yellow, black, red, green, and blue (CMYKRGB) of an image displayed on the monitor vs. printer in a CMW to confirm the known process or CMW standards. Solid color is the attribute that represents overall details (color gamut) of an image.

The image display and print characteristics associated with the monitor vs. printer are characterized by, but not restricted to, inherent limitations; for example: type of digital printer for proofing, type of paper for printing, type of toner, etc. There are several variables affecting the facsimile reproduction of color images in the CMW and most of them are mutually dependent on each other. The scope of the research was limited to the inkjet digital printing system (printing proof), liquid crystal display (LCD) monitor (image display), a flatbed scanner (image capturing) and other raw materials and color measuring devices used at the Technical University – Sofia graphic communications laboratory, and the findings were not expected to be generalizable to other CMW environments. The research methodology, experimental design, and statistical analysis were all selected in alignment with the purpose of the research with full awareness of the aforementioned delimitations. It is quite likely, however, others could find this study meaningful and useful. The prepress and printing laboratory uses color management workflow for accurate color reproduction (see Figure 2).

# **Research Method**

This research utilized an empirical research method.



fig. 2 Schematic of Color Management Workflow

Quantitative techniques were used to collect and analyze the data. It was intended to determine the color differences that exist on the monitor vs. printed proof in a color managed workflow (CMW). A detailed method of this experiment is summarized in the following paragraphs. Prior to device profiling, image capturing, image display, and printing the proof, all devices that are used in the experiment were calibrated and characterized according to device manufacturer standards (specifications or instructions). X-Rite Monaco Profiler software was used to profile or characterize all the devices that were used in the experiment. The profiles used in the experiment were limited to the devices used for the experiment only.

# **Monitor Profile**

A Dell 1905FP LCD monitor was profiled by using the Gretag Macbeth Eye One colorimeter and Monaco Profiler 4.60 sotware. Existing default profile of the monitor was disabled in the Windows XP operating system (OS) prior to profiling the monitor. The contrast and brightness controls on the monitor were adjusted with the help of the profile making software and were kept the same from the starting point to end point of the profiling process. This step is also called calibration of the monitor. The desired temperature of 5000 Kelvin (D50),  $2^{\circ}$  standard observer and gamma (Y) value of 1.80 were set for the Monitor (Sharma, 2004). The new profile was kept active in OS (see Figure 5).

# **Scanner Profile**

An ANSI/ISO (American National Standard Institute/International Standards Organization) Kodak IT8.7/2 scanner target (see Figure 3) was scanned at 200 pixels per inch to create the profile for the EPSON Perfection Photo-4870 scanner that was used in the experiment. Prior to scanning the target all the color management and color correction options were disabled in the scanner software. The scanner profiling is the process of determining the precise color characteristics of a scanner.

To build the scanner profile (see Figure 5), with the use of IT8.7/2 target the scanned target was cropped and run through the Monaco Profiler 4.60 software (Gold). During the profiling process, the software compares the color data generated by the scanner to the known colorimetric values of the pre-measured target (IT8.7/2 Target Q-60 reference data file) to generate the profile.



Vladimir KAMENOV Valentin IVANOV

fig. 3 A Kodak ANSI/ISO IT8.7/2 Target for Scanner Profile

# **Printer Profile**

An ANSI/ISO IT8.7/3 printer target with 963 patches (see Figure 4) was printed on the Canon Pixma MP250 printer. Prior to printing the patches, the printer was calibrated according to its manufacturer specifications. All the color management and control options were disabled in the RIP (raster image processor) software. Printed patches were measured in CIE L\* a\* b\* space with a Gretag Eye-One spectrophotometer and the data was run through the Monaco Profiler 4.60 to create the printer profile (see Figure 5). IT8.7/3 is a printed reflection target that can be used to obtain the color gamut of a printing device or printer. Upon completing all these devices profiles, they were inspected with ColorThink software for profile accuracy, extracting L\* a\* b\* values and creating profiles L\* a\* b\* graphs (see Figure 5).

The experiment had successfully created all the device profiles (scanner, monitor and printer) for the use in the remainder of the experiment. Visual examinations of all the device profiles indicate that the monitor and printer profiles are smaller than the scanner profile. Each profile is an indication that they have different color capabilities because they come from different manufacturers. The goal of the experiment is to see is there any color gamut differences exists in the output (display or printed) color gamut.

Color gamut mapping can be completed by one of the four ICC recognized colorimetric rendering intents: perceptual, absolute, relative, and saturation. The rendering intent determines how the colors are processed that are present in the source gamut but out of gamut in the destination (output).



# Българско списание за инженерно проектиране, брой 6, декември 2010г.

fig. 4 ANSI/ISO IT8.7/3 Printer Target (963 Patches), Created by Monaco Profiler 4.60

For this experiment, absolute colorimetric intent was chosen. It intends to produce in-gamut color exactly and clips out-of-gamut colors to the nearest reproducible hue, by scarifying saturation (chroma or vividness) and lightness (value).

# **Application of Profiles for Printing**

A Kodak PROFESSIONAL Q-60 (ANSI/ISO IT8.7/2) reflective test color (CMYKRGB) image was scanned at 300 pixels per inch (PPI) for proofing

printing use in the experiment. The image was manufactured according to ANSI/ISO standards by using KODAK EKTACOLOR paper, which was developed primarily for use by the prepress area of the printing industry. This target can also be used by professional photographers, desktop publishers, and in the emerging hybrid imaging area. The test color image contained the following elements: a black and white grayscale, CMYKRGB tone scales, and IT8.7/2 patches for colorimetric data.



fig. 5 Device Profile Comparison in 2D CIE L\* a\* b\* Space

Scanned test image was opened with Adobe PhotoShop-CS and displayed onto the Dell 1905FP LCD monitor. All the device profiles were embedded (or assigned) to the test image in the Adobe PhotoShop-CS application with an absolute colorimetric rendering intent. The CIE L\* a\* b\* data of an image on the monitor was recorded for the later comparison with the printed proof and the image was then saved. Later, the saved image was imported into the page layout program (QuarkXPress 6.00) and a PostScript (PS) file was made. The PS file was rasterized (or ripped) by using Creo Prinergy EVO raster image processor (RIP). Printer profile was attached with the ripped file and the file was sent to the Canon Pixma MP250 printer to print the proof (see Figure 2). The CIE L\* a\* b\* values of the printed proof were measured with a Gretag Eye-One spectrophotometer using i1 Match application interface. Table 1 presents the variables, materials, conditions, and equipment associated with the scanner, monitor and printer of this experiment (see Table 1).

# 3. DATA ANALYSIS AND RESEARCH FINDINGS

Printed proof was analyzed by using a Gretag Eye-One Spectrophotometer and CIE  $L^*$   $a^*$   $b^*$  values of CMYKRGB colors were measured at the

solid color areas on the printed proof. Colorimetric computations were used to analyze the data. Color difference ( $\Delta E$ ) was also calculated to see the noticeable color differences exist between the CIE L\* a\* b\* values of monitor vs. printed proof. In comparing the color differences between two colors, a higher  $\Delta E$  is an indication that there is a more color variation and lesser the  $\Delta E$  is an indication of less color variation. However, the subjective judgment of color difference could differ from person to person. For example, we see colors in an image not by isolating one or two colors at a time (Goodhard & Wilhelm, 2003). We see colors by mentally processing contextual relationships between colors where the changes in lightness (value), hue, and chroma (saturation) contribute independently to the visual detection of spatial patterns in the image (Goodhard & Wilhelm, 2003). Analyzed results are presented in the following section.

Variable	Material/Condition/Equipment
Test Image	Kodak IT8.7/2 (2003)
Scanner	EPSON Perfection 4870-Photo
Scanner Target	ANSI/ISO IT8.7/2
Profiling Software	Monaco Profiler 4.60 (Gold)
Profile Inspection Software	ColorThink & Monaco Gamut Works
Image Editing Software	Adobe PhotoShop CS3
Page Layout Software	QuarkXPress 6.00
Color Management Module (CMM)	Adobe (ACE) CMM
Rendering Intent	Absolute Colorimetric
Computer & Monitor Apple	IBM ThinkPad T42 and Dell 1905FP LCD
Raster Image Processor (RIP)	Creo Prinergy EVO
Printer	Canon Pixma MP250
Printer Target	ANSI/ISO IT8.7/3 (963 Patches)
Toner	Canon Inkjet
Paper (web)	Precision Imaging Contract Proof
Type of Illumination/Viewing Condition	D50
Color Measurement Device	Gretag Eye-One Spectrophotometer
Data Collection/Analysis Software	X-Rite i1 Match & MS-Excel

Printer			Monitor			Color Difference	
	L*	a*	b*	$L^*$	a*	b*	ΔE
Color(s)	Color 1			Color 2			
Yellow	77.95	8.17	83.33	80.00	9.00	80.00	3.99
Red	40.32	58.66	45.53	43.00	56.00	46.00	3.80
Magenta	39.20	60.14	-29.96	44.00	60.00	-34.00	6.27
Blue	17.19	32.10	-59.34	22.00	31.00	-62.00	5.60
Cyan	54.38	-37.48	-44.16	55.00	-37.00	-41.00	3.25
Green	45.17	-54.00	39.21	46.00	-51.00	36.00	4.47
Black	14.07	-1.37	1.56	11.00	-1.00	-5.00	4.77

CIAVINODI

# Color Variation in the Solid Color Area of Monitor vs. Printer

The CIE L\* a\* b\* values associated with the CMYKRGB colors in solid color area of monitor vs. proof are compiled in Table 2. Numerical color differences ( $\Delta E$ ) were found when comparing the color in the solid area of the monitor to the printed proof on all seven-colors (CMYKRGB). In addition, noticeable visual color difference was found in the solid color area of the monitor reflectance (L\*), color hue, and chroma (a\* and b\*) values for CMYK RGB color to the printed proof. Overall, both devices have similar color gamut in the solid area (see Figure 6) except the printed proof consists of higher color value for the green. The 2D color gamut comparison (see Figure 6) reveals that the color of the image displayed on the monitor closely matches with the printed proof. The goal was t to match the displayed image color to the printed image. The comparison is an indication that in a CMW, color matching of a target image can be achieved from device to device regardless of device color characterization and original colors.

# 4. CONCLUSIONS

The conclusions of this study are based upon an analysis of the data and major findings. The findings of this study represent specific printing or testing conditions. The monitor, scanner, printer, instrument, software, and paper that were used are important factors to consider when evaluating the results. The findings of the study cannot be generalized to other CMW. However, other graphic arts educators, industry professionals, and researchers may find this study meaningful and useful. The findings of this research, comparing monitor vs. printer color gamut is similar. This is due to integration of color management in our existing workflow. As seen in the device profiles (profile graphs), all the devices present us a very different color gamut. However, the application of CMS offered us more flexibility and control over colors and tonal values in reproducing color images. It allowed us to accurately and consistently reproduce color with predictable results from device to device. Application of CMS cannot

match output (display or printed) with the original image. It will be impossible to accomplish this. In addition, it may not be possible to match exactly a color gamut of one device to another device. The goal of CMS is that it allows us to ensure that colors we see on the monitor are a close match to that of the output of the printer.



fig. 6 CIE L\* a\* b\* Model for Solid area of Image Color Comparison of Monitor and Printed Proof vs. Original Image Colors

As a result of this experiment, we learned that the CMS works, it offered us more flexibility and control over our color reproduction images. We also learned that only the optical aspects of color are quantitatively analyzable and measurable because we humans perceive color subjectively. It will be hard to document and measure the color values we see or detect. Additionally, implementation of CMW is costly, time consuming and a tedious process. However, it benefits those who implement color management workflow in the prepress and printing areas to get consistent color from device to device. Future study is needed to determine the color image differences of color management workflow vs. non-color management workflow. This study was limited to inkjet printer only. Future study can be conducted by using offset printing process.

# Credits

The results obtained and presented in this article are as a result of a science project for young engineers supported and financed by the Bulgarian Ministry of education and science – National Science Fund. The current science project number is: DMU02/10, Project leader – PhD eng. Vladimir Kamenov.

#### References

1.Adams R. M., J. B. Weisberg. The GATF Practical Guide to Color Management. GATFPress, Sewickley, PA, 2000.

2.Fleming, P.D., Sharma, A. Color Management with ICC Profiles: Can't live without it to Learn to Live with it. Gravure Magazine, p.56, 2002.

3.Goodhard, M.M., Wilhelm, H. A New Test Method Based on CIELAB Colorimetry for Evaluating the Permanence of Pictorial Images, 2003. [Online]. Available: www.wilhelm-research.com/pdf/WIR\_CIELAB\_TEST\_2 003\_07\_25.pdf

4.**Hutcheson, D.** (2001). Principles of Color Management. 2001. Available: http://www.hutchcolor.com/. [2010, January 10]. Washington, NJ.

5.**International Color Consortium** (ICC). About ICC. [Online]. 2010. Available: http://www.color.org/ [2010, July 29] Reston, VA.

6.**Sharma. A.** Understanding Color Management. Thomson Delmar Learning. Florence, KY, 2004.

# ПРОГНОЗИРАНЕ НА МАСОВИЯ КОЕФИЦИЕНТ ПРИ МОТОКАРИ

Николай КАЗАКОВ<sup>1</sup> Алекси НИКОЛОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>nkazakov@tu-sofia.bg</u>

<sup>2</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>alexi.nicolov@gmail.com</u>

**Резюме:** В настоящата статия е извършено прогнозиране на масовия коефициент на мотокари с центъра на тежестта извън опорите, с товароподемност 2500 кг., двумачтова уредба, без свободен ход и височина на подем 4м,. по модифициран алгоритъм.

Ключови думи: логистика, мотокари, прогнозиране, масов коефициент

# 1.ВЪВЕДЕНИЕ

Една основна група логистична техника са подемно-транспортните машини за безрелсов транспорт. Тези машини се характеризират със своята висока универсалност и ефективност. Обикновенно те са със автономно задвижване, което ги прави независими и подходящи за обслужване на различни производствени среди. Основни представители на този клас машини са електро и мотокарите, към които се предявяват различни алтернативни изисквания. Изисква се да бъдат устойчиви, за да могат да носят необходимите товари с висока скорост и да ги повдигат на голяма височина. От друга страна се изисква да имат възможно най-малка маса, за да се намали енергоемкостта им и се подобрят конструктивните параметри на машината. Всичко това налага изследване и прогнозиране на влиянието на масовия коефициент [1] при карите, като стъпка за локализиране на елементите и параметрите, осигуряващи конкурентно способност при производството на нови модели, т.е.:

$$K_m = \frac{Q}{m}$$

където Q е товароподемност на мотокара; *m*-собствената маса на машината

Електро- и мотокарите имат множество параметри (геометрични характеристики – строителна височина, максимална височина на вдигане и др., експлоатационни характеристикинадлъжна и напречна устойчивост, товароподемност 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. Обикновенно прогнозите изискват данни от търговците и мениджъра по продажбите, които събират данните и следят тяхната промяна. Но тези данни обикновено 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.

Цел на настоящата статия, е да се разкрият бъдещите тенденции в развитието на масовия коефициент при мотокарите (определен вид), като един от най-важните обслужващи инструменти в областта на логистиката [5] и да се прецени влиянието му при проектиране на нови конкурентноспособни модели.

### 2.ИЗЛОЖЕНИЕ

За реализирането на прогнозите съществуват множество програмни продукти като STATISTICA, NEUROEXPERT, ForecastPro и др., но в настоящото изследване за извършването на прогнозирането е използвана методиката, описана в [1] и MSExcel като един от най-прилаганите продукти в тази област.

Събрани са данни от различни източници брошури и проспекти на производители, технически чертежи от машиностроителни атласи, Световната мрежа, в частност сайтове на производители, борси за продажба на употребявани машини, каталози, с цел проучване на конкретни параметри на логистичната техника, и по-конкретно, изменението им през годините.

Тези данни са събрани в таблици в програмен продукт MSExcel с цел по-лесното им обработване, манипулиране с тях и изчисления.

Направена е обобщена таблица за различните видове мотокари с центъра на тежестта извън опорите. Времевият интервал обхваща периода 1983 – 2009 години. Изследваният масив от кари включва кари с товароподемност 1000 – 21300кг, производство на фирмите TCM, Nissan, Toyota, Linde, Clark, Steinbock, Mitsubishi, Komatsu, Still, Yale, Jungheinrich, Balkancar, Hyster, Caterpillar, Perkins,O&K, Yanmar, Kalmar, Manitou, Crown, Hangcha, Svetruck, Liugong.

От целия масив данни са избрани мотокари с центъра на тежестта извън опорите, с товароподемност 2500 кг, двумачтова уредба без свободен ход и височина на подем 4m., които са характерни за своя клас. В таблици 1 и 2 са показани извадки, които съдържат обобщени данни за изследваните кари.

При наличието на повече машини от една и съща година, е изчислена средната аритметична стойност на масовите коефициенти на същите, с цел получаване на една стойност на масовия коефициент за съответната година.

Първоначално е направено изследване с цел определяне на изменението на масовия коефициент в зависимост от товароподемността на машината. Изследван е 10 годишен период от 2000 до 2010 г. Стойностите са усреднени за всяка товароподемност. Зависимостта е показана на фиг.1. От графиката се вижда, че изменението не е голямо и стойността му е в рамките на 0,5 – 0,744.

В настоящето изследване ще приложим най-използваната техника, а именно "Експоненциалния метод", който е адаптивен към изменението на прогнозните данни и дава най-точна прогноза в своя клас [2], при корекция на тренда.





фиг.1 Изменение на масовия коефициент в зависимост от товароподемността

Уравненията, по които ще се изчисляват прогнозните резултати по горепосочения метод са:

$$S_{t} = \alpha A_{t} + (1 - \alpha)(S_{t-1} + T_{t-1})$$
  

$$T_{t} = \beta (S_{t} - S_{t-1}) + (1 - \beta)T_{t-1}$$
  

$$F_{t+1} = S_{t} + T_{t}$$

където  $F_{t+1}$  е прогнозата с коригиран тренд за периода t+1;  $S_t$  – начална прогноза за периода t;  $S_{t-1}$ -стойността на началната прогноза от предишния период;  $A_t$ -Стойността на реалното търсене през периода t;  $T_t$  – тренда за периода t;  $\beta$ – константата на тренда.

За периодите, в които  $A_t$  не е известна, се взима стойността на прогнозата от предишния период.

За прогнозиране на първия период, стойността на  $S_{t-1}$  е равна на средноаритметичната стойност на последните три или последните четири периода. Посредством MSExcel, се съставят изчислителни функции за получаването на прогнозните стойности.

# За мотокари с товароподемност 2 500 кг

Данните от проучването на параметрите на мотокарите са представени в обобщена таблица. От нея правим извадка, чиито данните са показани в табл.1 и фиг.2:

Марка	Модел	Година	Товароносимост	Тара	Масов коефициент	Среден К <sub>м</sub>
			КГ	КГ		
Caterpillar	V50DDPS	1095	2500	4490	0,557	0.500
Steinbock	FUG 2.5 Y 4	1903	2500	5652	0,442	0,300
Balkancar	DV 1786	1988	2500	3700	0,676	0,676
Mitsubishi	FD 25	1000	2500	3750	0,667	0.667
Mitsubishi	FD 25	1990	2500	3750	0,667	0,007
Still		1991	2500	4500	0,556	0,556
Mitsubishi	FD25-F18A	1994	2500	3360	0,744	0,744
Linde	H25 D-02	1995	2500	3300	0,758	0,758
Nissan	KCPH02		2500	3720	0,672	
Komatsu	FG25T-12	1998	2500	3650	0,685	0,667
Komatsu	FG25HT-12		2500	3880	0,644	
Nissan	EF02M25	1999	2500	3720	0,672	0,672
Komatsu	FG25T-12	2000	2500	3360	0,744	0,744

таб.	л. 1 Обобщени да	нни за пар	аметј	рите на	мотокар	Ю	с товар	оносимост 5т. пр	эез години	те

TT .			2500	2070	0.620	
Komatsu	FG25T-14		2500	3970	0,630	
Perkins	MSI25	2002	2500	4165	0,600	0,609
Yale	GDP 25 TF-H		2500	4185	0,597	
Yale	GDP25VX	2005	2500	4030	0,620	0,620
Manitou	ME 425	2006	2500	4285	0,583	0,583
Toyota	7FBEF25	2007	2500	3665	0,682	0 ( 89
Crown	25DH16	2007	2500	3600	0,694	0,088
Yanmar	CPCD-25	2008	2500	3840	0,651	0,651
Jungheinrich	DFG425		2500	4290	0,583	
Mitsubishi	FGC25N		2500	3700	0,676	
Mitsubishi	FD25N	2000	2500	3720	0,672	0.644
Linde	H25 D	2009	2500	3575	0,699	0,044
Komatsu	FG28HT-16		2500	4035	0,620	
Komatsu	FD28T-16		2500	4050	0,617	
Jungheinrich	DFG425s	2010	2500	4080	0,613	0.652
Mitsubishi	FG25N	2010	2500	3610	0,693	0,033

Николай КАЗАКОВ Алекси НИКОЛОВ



Българско списание за инженерно проектиране, брой 6, декември 2010г.

фиг.2 Изменение на масовия коефициент мотокари с товароносимост 2500 кг през годините.

табл.2 Извадка от данните за последните години								
Година	2005	2006	2007	2008	2009	2010		
Среден М <sub>к</sub>	0.620	0.583	0.688	0.651	0.644	0.653		



фиг.3 Изменение на масовия коефициент мотокари с товаронос. 2500 кг през периода 2005 – 2010 г.

За извършване на прогностичните изчисления, се използва извадка от данните за последните години – табл.2.

На база на обобщените данни и формулите, използвани в точка I, е направена прогноза за развитието на масовия коефициент, при експоненциална константа α=0.2 и константата на тренда β=0.3. Получените резултати са обобщени в следващата таблица 3 и графика 4:

табл. 3. Получени прогнозни резултати									
Година	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015		
Среден М <sub>к</sub>	0.644	0.653							
Прогноза	0.6399	0.6422	0.6463	0.6481	0.6498	0.6515	0.6533		

табл.	3.	Полу	лени	прог	нозни	резу	птат
140.1.	~.	TTOTT	i i Chini	IID OI	nosim	0000	JIIUI



От графики 3 и 4 се вижда, че разликата в стойностите на прогнозираният и реалният масов коефициент е малка, което говори за достатъчна точност при определяне на тенденция. Например за 2009г. прогнозният масов коефициент е 0.6399, а реалния е 0.644 и неточност около 1%.

# 3.ИЗВОДИ

Както е видно от събраните данни, с течение на времето масовият коефициент на машините се повишава, т.е. наблюдава се тенденция при една и съща товароносимост на машините, собствената им маса да намалява. Това се дължи на нови разработки и изследвания, нови методи за изчисление на машините, появата на нови, по-леки материали и др. При карите, тази тенденция е по-слабо изразена, тъй като при тях възможностите за намаляване на теглото не са чак толкова големи, а и поради наличието на противотежест, чиято маса не може да бъде намалявана, общата маса на машината се запазва сравнително постоянна. Единствено в периода 1985г. – 1095г. години масовият коефициент нараства чувствително. След това има стабилизация около една стойност. Това показва, че при бъдещите модели на кари трябва да се наблегне на усъвършенствуването на останалите елементи и системи, като хидравличната система, задвижването, управлението, подемната уредба, ергономичните изисквания и т.н.[5,6]

Както се вижда от получените резултати, наблюдаването на тенденция в изменението на масовия коефициент през годините, ни дава възможност да предвидим с известна степен на точност стойностите на масовия коефициент в бъдеще. По този начин могат да се определят характеристиките на бъдещото изделие, което да отговаря на условието конкурентноспособност.

#### Литература

1. Казаков Н., А.Николов. Прогнозиране параметрите на логистична техника. Българско списание за инженерно проектиране. № 5, София, 2010, ISSN 1313-7530.

2. Казаков Н. Логистика. Софтрейд.София, 2000

3. **Петков Г.** Подемно-транспортни процеси и системи в ромишлеността.С. Техника. 1983.

4. Albert M., M.D. Atkinson Sorting with a forklift, Electronic J. Combinatorics 9(2) (2003), Paper R9, 23 pages.

5. Jian-Yi Wang, Jing-Shan Zhao, Fu-Lei Chu and Zhi-Jing Feng. Innovative design of the lifting mechanisms for forklift trucks. Mechanism and Machine Theory.Volume 45, Issue 12, Elsevier Ltd, 2010, Pages 1892-1896

6. Larsson T., J. Lambert , M. Wilde , G. Tully , H. Askew, W. Skinner , B. Carter , T. Martin , L. Kenningham. Industrial forklift trucks – dynamic stability

and the design of safe logistics. Safety Sciense, Issue 1, Article IV-3, 2003.

7. Фирмени брошури и рекламни каталози

8.http://koefficienta.ru/ Посетен на 24.09.2010.

9.http://www.lokad.com/forecasting - methods - and formulas – with - excel. ashx. Посетен на 24.09.2010. 10.http://www.forecastingprinciples.com/. Посетен на 24.09.2010.

11.http://www.parts777.ru/library/forklifts-articles/komats u\_bx50/. Посетен на 24.09. 2010. 12.http://www.toyotaforklift.com/.Посетен на 25.09. 2010. 13.http://www.mitforklift.com/. Посетен на 25.09.2010.

14.http://www.mit-lift.com/\_mit/index.cfm/northamerica/english/. Посетен на 25.09.2010.

# FORECASTING THE MASS COEFFICIENT OF ICE FORKLIFTS

**Nikolay KAZAKOV<sup>1</sup>** Aleksi NIKOLOV<sup>2</sup> <sup>1</sup>Logistics engineering department, Technical university-Sofia, Bulgaria e-mail: nkazakov@tu-sofia.bg <sup>2</sup>Logistics engineering department, Technical university-Sofia, Bulgaria e-mail: alexi.nicolov@gmail.com

Abstract: In the following article a forecasting of the mass coefficient of ICE forklifts with a center of masses outside the supports; load capacity of 2500 kg; with a two stage mast with no free movement and lift height of 4 m. was made based on a modified algorithm.

Keywords: logistics, ICE forklifts, forecasting, mass coefficient

# ОТНОСНО ПРОВЕРКАТА НА УМОРА ПРИ МЕТАЛНИ КРАНОВИ КОНСТРУКЦИИ

Николай КОЦЕВ<sup>1</sup> Лъчезар ЛАЗОВ<sup>2</sup> Емил ГРЪНЧАРОВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>nkotzev@tu-sofia.bg</u>

<sup>2</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>llazov@tu-sofia.bg</u>

<sup>3</sup>катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>ekg@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** Предложена е методика за установяване необходимостта от проверка на умора на металната конструкция на мостови кранове при зададени експлоатационни и геометрични параметри на крана като се отчитат изискванията на новите Европейски стандарти за безопасност на товароподемни кранове. Анализирани са конструктивни и класификационни параметри, както и технологични подобрения, разширяващи изчислителната област на тази проверка.

Ключови думи: метални кранови конструкции, проверка на умора

# 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Една от основните якостни проверки при метални кранови конструкции (МКК) е проверката на умора на материала. Целта на тази проверка е да се установи с голяма вероятност възможността за възникване на уморни пукнатини в изследваната конструкция:

• в конкретно място от конструкцията;

• при определен режим на експлоатационно натоварване;

• в продължение на установен ресурс;.

Съществуват редица методики и нормативни документи [4,6,7,8] и др. за пресмятане на умора на МКК, които по същество и принципи си приличат, но има известни разлики и нюанси в стойностите на коефициентите на сигурност, при параметрите на кривата на Вьолер, както и в параметрите, които представят историите на натоварване. В последните години бяха установени някои устойчиви закономерности при умора на материала на заварени конструкции, каквито са и МКК. Установено е, че граничните амплитуди на напреженията на цикъла са независими от асиметрията на цикъла в диапазона  $r = -1 \div 1$  и освен това, техните стойности са еднакви за заварени възли от нисковъглеродни, нисколегирани и високоякостни стомани [3]. Установено е също, че граничните амплитуди на напреженията за конкретен заварен възел, съществено зависят от качеството на изпълнение на заваръчния шев [7,8,9].

Целта на настоящата разработка е, като се отчитат изискванията на новите Европейски стандарти за безопасност на товароподемни кранове, да се предложи методика за установяване на необходимостта от проверка на умора на металната конструкция на мостови кранове при зададени експлоатационни и геометрични параметри на крана.

# 2. СЪЩНОСТ НА ПРОБЛЕМА

Пресмятането на умора на материала се извършва за конкретно място на конструкцията, което се счита за най–опасно относно възникване на уморно разрушаване. Това място се нарича Изчислителна зона (ИЗ) и в него се съчетават достатъчно голям размах на номиналните напрежения (обикновено опънови) от външните натоварвания и съществена концентрация на напрежения от заварени или болтови съединения, преходи със закръгления, изрези и др. В конкретна кранова конструкция има няколко ИЗ и те могат да се разделят на две групи [6,7].

В първата група влизат изчислителни зони -ИЗ–1, разположени в основни сечения на конструкцията в области с най – големи нормални опънови напрежения и техният брой цикли на натоварване е пропорционален на броя цикли на работа на крана. Разрушаването на тези елементи води до загуба на носещата способност на конструкцията като цяло. Примери на ИЗ–1 в основни сечения (А - А) на мостови и козлови кранове са показани на фиг.1, а – б.



фиг.1 Изчислителни зони за пресмятане на умора

Пресмятането на умора на материала в ИЗ –1 се явява проверка на конструкцията на дълготрайност, тъй като възникването на уморни пукнатини в тях може да доведе до изчерпване на ресурса на конструкцията, а понякога и с катастрофални последствия.

Втората група изчислителни зони ИЗ - 2, обединява заварени възли, за които нивото на действащите напрежения и броят цикли на натоварване не е пропорционално на теглото на товара и броят цикли на работа на крана. Това са възли, възприемащи местните натоварвания от ходовите колела или ролки, възли в статично неопределени конструкции, натоварването на които основно е предизвикано от усукването на крана от неточности на подкрановия път или от неправилно лагеруване на ходовите колела, възли за закрепване на колони, носачи поддържащи пътеки или механизми за пътуване на крана и др. - виж фиг.1, а - д. В повечето случаи полето на напреженията в района на ИЗ – 2 е съществено нелинейно, което затруднява използването на класическата теория за огъване на греди, а процесът на натоварване е неизвестен, поради което се прави само сравнителна оценка за тяхната дълготрайност.

Появата на уморна пукнатина в ИЗ-2, по правило не води до значителни аварии, тъй като

развитието на тези повреждания протича сравнително бавно, а при правилна експлоатация, те могат да бъдат своевременно открити и отстранени. Малката дълготрайност на възли, съдържащи ИЗ–2, обикновенно е свързано с грешки при проектирането и ниско качество на изработване на конструкцията.

Основното пресмятане на умора на материала се извършва за ИЗ–1, а по – нататък в процеса на конструкторската доработка на проекта се правят пресмятания по ИЗ–2.

# 3. АЛГОРИТЪМ НА ПРЕСМЯТАНЕТО

Проверката на умора на материала, може да се извършва по допустими напрежения или по гранични състояния [6, 7, 8], а необходимостта от пресмятане на уморна якост на металната конструкция на мостови кранове, може да се оцени по методиките предложени в [6,7] или по нормативните изисквания на [8].

# 3.1. Проверка на умора по [6]

Алгоритъмът на пресмятането включва:

1. Избор на ИЗ-1 и определяне на изчислителните параметри.

Избират се основните сечения, в които действат високи, съществено изменящи се в процеса на работа на крана номинални напрежения. В тези сечения, в областта на действие на максималните (или близки до максималните) опънови напрежения се избират възли, създаващи най-голяма концентрация на напрежения – местата със заварени ребра, конзоли, накладки или фланци, болтови съединения и др. – фиг.2.



фиг.2 Типични концентратори на напрежения

Границата на умора на заварения възел при симетричен цикъл и базов брой цикли на натоварване  $N_0 = 2.10^6$  се изчислява по

$$\boldsymbol{\sigma}_{-1K} = k_t . \boldsymbol{\sigma}_{-1KB} \tag{1}$$

където  $k_t$  е коефициентът, отчитащ дебелината на основния елемент в заварения възел и се определя по

$$k_t = \left(\frac{t_0}{t}\right)^{0,2} \tag{2}$$

където t е дебелината на елемента от възела, по който протича уморното разрушаване;

$$t_0 = 20 \text{ mm}.$$

Базовата граница на умора –  $\sigma_{-1KB}$  се избира от табл. 1 [7], в зависимост от групата, в която попада заварения възел и качеството на изпълнение на заваръчния шев [7] – табл. 5.3.2.

# **табл.1** Стойности на базовите граници на умора $\sigma_{_{-1KR}}$ (MPa)

σ <sub>B</sub> , MPa	Група									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\sigma_B \!\!\leq\!\! 420$	130	105	90							
$420 < \sigma_B \leq 540$	150	130	105	75	63	52	43	36	30	25
$540 < \sigma_B \le 700$	185	150	105							
σ <sub>B</sub> >700	225	185	130							

2.Определяне параметрите на глобалния цикъл на натоварване на ИЗ-1

Това са екстремните напрежения  $\sigma_{max}$  и  $\sigma_{min}$  в ИЗ–1 определени за регулярни натоварвания [2].

3.Пресмятане на неограничена дълготрайност.

Приведените към симетричен цикъл напрежения се изчисляват по:

$$\sigma_{a1} = 0.5.\sigma_{\max}(1-R_1) = 0.5.(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \tag{3}$$

Условието за неограничена дълготрайност при  $N_0 = 2.10^6$  цикли има вида

$$k_{\alpha} \cdot \sigma_{a1} \leq \left[\sigma_{-1k}\right] = \frac{\sigma_{-1k}}{n_{\mathrm{I}}} \tag{4}$$

където  $k_{\alpha}$  е конструктивният коефициент и може да се приеме  $k_{\alpha} = 1,0 \div 1,2$  [7];  $n_I$  – коефициентът на сигурност,  $n_I = 1,5$  [4,6].

Ако условието за неограничена дълготрайност е изпълнено, проверката на умора на материала приключва. Ако условието (4) не е изпълнено, това не означава, че конструкцията има недостатъчна дълготрайност, тъй като реалният брой цикли на натоварване, по правило се оказва по-малък от базовия -  $N_0 = 2.10^6$  цикли. В този случай следва да се извърши пресмятане на ограничена умора с отчитане на фактическия брой цикли на работа на крана.

4. Пресмятане на ограничена дълготрайност

За пресмятането на ограничена дълготрайност е необходимо да се определят допълнителни параметри на натоварване в ИЗ–1. Възможни са няколко варианти, като единия от тях е да се моделира процесът на натоварване в изследваното сечение посредством параметрите на работния цикъл [5].

Другият вариант е да се отделят два или три характерни технологични цикъла (ХТЦ) и за всеки ХТЦ да определят екстремните стойности на напреженията [7].

Обикновено не винаги структурата на работните цикли на крана е известна, затова се приема само един ХТЦ и се определят екстремните стойности  $\sigma_{max1}$  и  $\sigma_{min1}$ .

Този вариант дава най-песимистичната оценка за дълготрайност.

Коефициентът на асиметрия на глобалния цикъл ще бъде -  $R_1 = \sigma_{\min 1} / \sigma_{\max 1}$ , а приведените към симетричния цикъл напрежения

$$\boldsymbol{\sigma}_{ef} = \boldsymbol{\sigma}_{-1k} \left[ \left( \boldsymbol{\sigma}_{\max} / \boldsymbol{\gamma}_d \, \boldsymbol{\sigma}_{RK1} \right) \right]^{\nu} \tag{5}$$

където

$$\gamma_{d_{1}} = 1 - 0.15.R_{1}, npu \ R_{1} > 0, unu \ \gamma_{d_{1}} = 1 \ npu \ R_{1} \le 0;$$

$$\nu_{1} = \frac{\lg(\sigma_{B}/\sigma_{-1k})}{\lg(\sigma_{B}/\sigma_{RK1})}$$
(6)

където  $\sigma_B$  е границата на якост на опън на изследваната стомана;  $\sigma_{RK}$  - границата на умора на заварения възел при коефициент на асиметрия *R* и се определя по

$$\sigma_{RK} = \frac{2\sigma_{-1k}}{1 - R + (1 + R)\psi_k} \le \sigma_s \quad (7)$$

където  $\psi_k = 0.57.\sigma_{-1k}/\sigma_B$  е коефициентът на чувствителност на възела към асиметрията на цикъла; за заварени възли от групи 6 ÷ 10,  $\psi_{\kappa} = 0$ [7];  $\sigma_s$  – границата на провлачване.

Фактическият брой цикли на натоварване се определя по:

$$z_e = C_e . \xi_e \le 2.10^6$$
 цикли (8)

където  $C_e$  е броят работни цикли на крана за клас на натоварване Q4 – табл. 4.10 [4];  $\xi_e$  – коефициент на циклично натоварване и за главни греди на мостови и козлови кранове без конзоли  $\xi_e = 1, 1 \div 1, 3$ ; за главни греди на козлови кранове с конзоли  $\xi_e = 1, 2 \div 1, 5$  [7];

Проверката на ограничена дълготрайност се извършва по

$$k_{\alpha} \cdot \sigma_{ef} \leq \left[\sigma_{-1k}^{*}\right] = \frac{\sigma_{-1k}}{n_{1}} \sqrt[m]{\frac{N_{0}}{z_{e}}}$$
(9)

където *m* е степенният показател на кривата на Вьолер и се определя по

$$m = \frac{3,3}{\lg \sigma_B - \lg \sigma_{-lk}} \tag{10}$$

и неговите стойности за заварени възли от МКК варират от  $m = 3 \div 6$ , или се приема m = 3,5 [7].

# 3.2. Проверка на умора по [8]

За изследвания елемент трябва да бъде изпълнено неравенството:

$$\Delta \sigma_{sd} \le \Delta \sigma_{Rd} \tag{11}$$

където  $\Delta \sigma_{Sd}$  е изчисленият максимален размах на проектните напрежения и той се определя по

$$\Delta \sigma_{sd} = \max \sigma - \min \sigma \tag{12}$$

където  $max\sigma$ ,  $min\sigma$  са екстремните стойности на проектните напрежения получени от товарна комбинация А съгласно EN13001-2, чрез прилагане на  $\gamma_P = I$ ;  $\Delta\sigma_{Rd}$  – граничната стойност на размаха на напреженията.

Граничната стойност на размаха на напреженията се изчислява по:

$$\Delta \sigma_{Rd} = \frac{\Delta \sigma_c}{\gamma_{mf} \cdot \sqrt[m]{s_m}} \tag{13}$$

където  $\Delta \sigma_c$  е характеристиката на уморна якост на изследвания заварен възел и нейната стойност зависи от степенния показател на кривата на Вьолер *m* и от качеството на изпълнение на заваръчния шев (табл. D.3);

 $\gamma_{mf}$  - коефициентът на специфично съпротивление на уморна якост (табл. 9) - обикновено се взема средна стойност  $\gamma_{mf} = 1,25$ ;  $s_m$  – параметърът на историята на напреженията и може да се изчисли съгласно [1]. Стойностите на параметъра на историята на напреженията за m = 3 за отделните класове на натоварване  $S_i$ , са дадени в табл.11.

# 4. НЕОБХОДИМОСТ ОТ ПРОВЕРКА НА УМОРА НА МЕТАЛНАТА КОНСТРУКЦИЯ ПРИ МОСТОВИ КРАНОВЕ

За руски и български двугредови мостови кранове със заварени кутиеобразни листови конструкции с товароподемност  $Q = 5 \div 50 t$ , и отвор  $L=10,5 \div 34,5$  m., масата на крана може да се определи по [7]:

$$m_{kp} = (5 + 0.35.Q).(1.35 - 0.001.L^{2.15}) \quad (14)$$

а масата на количката по

$$m_{k\pi} = 1 + 0.12 Q^{2.15} \tag{15}$$

където Q е товароподемността в тонове, L – отвора на крана в метри, а масата на крана и количката се получават в тонове.

Ако се приеме, че масата на челните греди заедно с механизма за пътуване на крана представлява около 25% от масата на главните греди, то масата на една главна греда ще бъде:

$$m_{27.2p.} = \frac{(m_{kp} - m_{kn})}{2.5}$$
(16)

Тогава максималният огъващ момент в средата на отвора на крана при вдигане на товар може да се определи по:

$$M_{\max} = \frac{g.m_{27.2p.}L}{8} + \frac{g.(m_{\kappa_7} + \psi.Q).L}{8}$$
(17)

където *g* е земното ускорение в m/s<sup>2</sup> ;  $\psi$  – коефициентът на динамичност, който се определя по:  $\psi = 1,1+0,5.V_1 \le 1,6$  (18)

където  $V_1$  е скоростта на вдигане на товара в m/s.

Минималният огъващ момент в средното сечение на главната греда при разположение на количката без товар на разстояние 0,2*L* от лявата опора може да се изчисли по:

$$M_{\min} = \frac{g.m_{z.z.p.}.L}{8} + \frac{g.m_{\kappa\tau}.L}{20}$$
(19)

Тогава коефициентът на асиметрия на напреженията на цикъла за изчислителната зона в средното сечение на главната греда ще бъде:

$$R_1 = \frac{M_{\min}}{M_{\max}}$$
(20)

За конструкции, в които сечението на главната греда е избрано от условието за статична якост максималните напрежения съставляват:

$$\sigma_{\max} \approx v.[\sigma] \tag{21}$$
където v е коефициентът на допустими напрежения (обикновено  $v = 0,6 \div 0,8$ ).

Като се приложи методиката, дадена в т.3.2, са получени стойностите на  $\Delta \sigma_{Sd}$  за средното сечение в главните греди на двугредови мостови кранове с товароподемност Q = 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 32 и 50 тона и отвори L от 10,5 до 34,5 m (през 6 m). С тези стойности са построени графиките на фиг. 3. Тъй като стойностите на граничните напрежения  $\Delta \sigma_{Rd}$  зависят от качеството на изпълнение на заваръчния възел и от режима на работа, то за конкретен възел от металната конструкция при даден клас на натоварване, може да се подбере необходимото качество на изпълнение на заваръчното съединение. На фиг. 3 с прекъсната линя са нанесени стойностите на  $\Delta \sigma_{Rd}$ [табл. Е.1 за  $\Delta \sigma_c = 112$  и 80 MPa, за клас S6].

От фигурата се вижда за кои кранове е подходящо изпълнение на заваръчни шевове с високо качество за дадения режим на работа. От нея може да се прецени също, при какви режими на работа не е необходимо да се прави проверка на умора. Ако е необходима проверка на умора, тя трябва да се извърши по-прецизно съгласно [5,6,7,8].



фиг.3 Максимален изчислителен размах на проектните напрежения

#### 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Съгласно новите моменти в изследванията на умора на материала на заварени конструкции и нормативните изисквания за безопасност на кранови съоръжения в Европейските стандарти, е предложена методика за установяване на необходимостта от проверка на умора на металната конструкция на мостови кранове.

#### Литература

1.БДС EN 13001-1:2004 Кранове. Общо проектиране. Част 1: Общи принципи и изисквания, БИС, С., 2004. 2.БДС EN 13001-2:2004 Кранове. Общо проектиране. Част 2: Натоварвания, БИС, С., 2004. 3.Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин, М., "Вышая школа", 1991 4.Коларов И. Г., Проданов М., Караиванов П. Проектиране на товароподемни машини, Техника, С., 1986г.

5.Коцев Н. Надеждност и безопасност на метални кранови конструкции. Дисертация д т н С., 2009.

6.**Коцев Н.** Върху проверката на умора на метални кранови конструкции, Механика на машините, ТУ-Варна, 2010 /под печат/.

7.Соколов С. А. Металлические конструкции подьемно-транспортных машин, Политехника, СПб, 2005.

8. **prEN 13001-3-1:2008** Cranes. General design. Part 3-1: Limit states and proof of competence of steel structures.

9. **Radaj D., Sonsino C.M.** Fatigue assessment of welded bridge England, 1998. joints by local approaches. Abington Publishing, Cam-

# ON THE FATIGUE VERIFICATION OF CRANE STEEL STRUCTURES

Nikolai KOTZEV<sup>1</sup> Lachezar LAZOV<sup>2</sup> Emil GRANTCHAROV<sup>3</sup>

 <sup>1</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>nkotzev@tu-sofia.bg</u>
 <sup>2</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>llazov@tu-sofia.bg</u>
 <sup>3</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: ekg@tu-sofia.bg

**Abstract:** A method for determination the need to proof the fatigue strength of the steel structure of cranes according their operating and geometrical parameters taking into account the requirements of new European safety standards for cranes is proposed. Structural and classification parameters as well as technological improvements, extending the eligible area of this verification of cranes are analyzed.

Keywords: crane steel structures, fatigue verification

## СИМУЛАЦИОННО ИЗСЛЕДВАНЕ НА НАТОВАРВАНИЯТА В ЛАГЕРИТЕ НА ВЕТРОГЕНЕРАТОР

#### Лъчезар ЛАЗОВ

катедра "Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: <u>llazov@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** В работата се предлага методика да определяне и изследване на натоварването върху лагерите на вятърна турбина. Тя се базира на симулационното моделиране на ветровото натоварване със стандартен софтуер за изследване на вятърни турбини, използван при тяхното сертифициране от международните сертификационни организации, и последваща статистическа обработка на резултатите чрез построяване на хистограми на разпределение и определяне на еквивалентните сили и моменти.

Ключови думи: IEC-61400, ветрогенератор, лагери, хистограма, еквивалентен товар.

#### 1. ТЕОРЕТИЧНА ОБОСНОВКА

Определянето на натоварването в лагерите на вятърен генератор от асинхронен тип с постоянни магнити е важен и отговорен етап в проектирането на генератора. Трудностите на този етап са свързани със стохастичния характер на основното натоварване получено в перките на ветрогенератора както е показано на фиг.(1).



фиг.1 Ветрово натоварване на ветрогенератор

За определянето на това натоварване в [5] са дефинирани осем типа ветрови модели, които се използват при определяне на параметрите на двадесет и два товарни случаи. Характерното за тях е, че се разделят на две основни групи, модели с нормални ветрови условия, два броя, и екстремни ветрови условия, шест броя. Първия тип модели се използват главно за определяне на параметрите на товарните случаи използвани при изчисленията за умора на детайлите на генератора, а втория при изчисляване параметрите на товарните случаи използвани при максималните натоварвания за определяне на максималните натоварвания на ветрогенератора.

Предложената методика използва товарен случай 1.3 (DLC 1.3) за определяне на параметрите на вятъра. Този товарен случай се характеризира със следните параметри:

1) Скорост на вятъра –  $V_{IN} < V_{HUB} < V_{OUT}$ ; за конкретния генератор 4,5< $V_{HUB} < 25$ 

2) Ветрови модел – *ETM* (екстремен турбулентен модел);

3) Този ветрови модел използва нормален ветрови профил /NWP/, при който скоростта на вятъра по височината на ветрогенератора "z" се изчислява по степенна зависимост:

$$V(z) = V_{HUB} \left(\frac{z}{z_{HUB}}\right)^{\alpha} \tag{1}$$

където  $\alpha = 0.2$ .

Така приетият ветрови профил се използва за определянето на средната стойност на вятъра по височина. Допълнително се изчисляват и параметрите на турбуленцията:

$$\sigma_{1} = c.I_{REF} \left( 0,072 \left( \frac{V_{AVE}}{c} + 3 \right) \left( \frac{V_{HUB}}{c} - 4 \right) + 10 \right)$$
(2)

където c=2m/s;  $V_{HUB}$  – скорост на вятъра при оста на ротация на ротора на генератора;  $V_{AVE}$  – средна годишна скорост при оста на ротора на генератора;  $V_{REF}$  – референтна скорост зависеща от класа на турбината;  $I_{REF}$  – интензивност на турбуленцията при вятър със скорост 15 m/s за времетраене 10min, зависи от класа на турбината;  $V_{AVE} = 0, 2.V_{REF}$  за турбини клас II A;  $V_{AVE} = 0, 2.42, 5=8,5 m/s$ . Компонентите на стандартното отклонение в напречна посока и по височината са:  $\sigma_2 \ge 0,7.\sigma_1$ ;  $\sigma_3 \ge 0,5.\sigma_1$ 

Базовите параметри на ветрогенератори в зависимост от техния клас са дадени в табл.1.

табл.1 Класове турбини и техните базови параметри

Wind tu	ırbine class	I	П	III
$V_{ref}$	(m/s)	50	42,5	37,5
А	$I_{ref}$ (-)		0,16	
в	$I_{ref}$ (-)		0,14	
С	<i>I</i> <sub>ref</sub> (-)		0,12	

2. СЪЩНОСТ НА МЕТОДИКАТА

Предлага се следната последователност от действия за определяне и изследване на натоварването на ветрогенератор спрямо координатната система на главината свързваща перките му:

1) Разглежда се определения от стандарта *IEC 61400-1* случай на натоварване /*DLC 1.3*/, който се характеризира с нормален ветрови профил /*NWP*/ при екстремни турбулентни условия /*ETM*/ за различни скорости на вятъра *Vhub*.

2) За тези модели със симулационния софтуер *GH Bladed* - [1,2] се моделират ветровете като се създава поле обхващащо целия ротор. Стойностите на вятъра в отделните му точки са стохастични разпределени според *NWP* и *ETM*. Ветровия файл съдържа тези стойности за всяка стъпка от времето за симулация. Резултата от работата на програмата са силите и моментите приведени към координатните системи на перките и главината.

 Резултатите от програмата могат се представят в графичен вид за съответните сили и моменти, а за последваща оценка те се табулират.

 От натоварването представено спрямо КС на главината се определят опорните реакции спрямо изчислителната схема на вала, показана на фиг. 2.



фиг.2 Изчислителна схема на вала.

5) С програмния модул на *MS Excel* - [3]за статистическа обработка на стохастични процеси

се построяват хистограми за разпределение на опорните реакции.

6) По тези хистограми съгласно [6] се изчислява еквивалентното натоварване на лагера за съответната скорост на вятъра според зависимостта:

$$P_{EQ} = \sqrt[p]{\frac{\sum_{i=1}^{n} F_{i}^{p} \cdot q_{i}}{100}}$$
(3)

където p=3 за сачмени лагери и p=10/3 за ролкови лагери;  $q_i = \Delta t_i/T$  – продължителност на натоварването  $F_i$  като част от целия период на натоварване;

7) Определя се еквивалентното натоварване на лагера в зависимост от годишната продължителност на вятър със съответната скорост и обороти на генератора, според зависимостта от [6]:

$$P_{EQ} = p \frac{\sum_{i=1}^{n} q_i . n_i . F_i^{p}}{\sum_{i=1}^{n} q_i . n_i}$$
(4)

където  $F_i$  – натоварването при зададената скорост на вятъра,  $q_i$  – годишна продължителност на вятър със зададената скорост,  $n_i$  – скорост на въртене на ротора на генератора при вятър със зададената скорост.

 Избиране на типа на лагера и изчисляване на живота му.

#### 3. АПРОБИРАНЕ НА МЕТОДИКАТА

На фиг. 3 е показана координатната система за ротора и посоките на силите и моментите. Центъра на координатната система е пресечната точка на осите на перките.

Тук се илюстрира прилагането на методиката за определяне на натоварванията на 3 МW вятърен генератор снабден с перки GUP-49 само за случая DLC 1.3 според изискванията на стандарта IEC 61400-1.

На фигури 4,5,6,7 и 8 графично са показани получените резултати за силите Fx, Fy, Fz и моментите My и Mz при вятър със скорост 9m/s.

Получените графики се табулират, което дава възможност да се изчислят стойностите на реакциите в лагерите.

Опорните реакции се изчисляват съгласно изчислителната схема на вала на ветрогенератора дадена на фиг. (2) по формули:



фиг.3 Отправна координатна система

$$R_{AZ} = \frac{400.0,835 - M_Y - 3,84.F_Z}{1,82} \tag{5}$$

$$R_{BZ} = \frac{M_Y + 2,02.F_Z - 400.0,985}{1.82} \tag{6}$$

$$R_{AZ} = \frac{M_Z - 3,84.F_Y}{1,82} \tag{7}$$

$$R_{AZ} = \frac{2,02.F_Y - M_Z}{1,82} \tag{8}$$

На фиг. 9-14 за показани получените хистограми за разпределението на опорните реакции за скорости на вятъра 5 m/s и 9 m/s, като са изчислени и еквивалентните им стойности по уравнение (3). Областта на изменение на усилията е разделена на десет интервала.

Разпределението, което характеризира честота на появяване на ветрове със съответните скорости за една година е двупараметричното разпределение на Вейбул. Единият параметър е средната скорост  $V_{AVE}$ , а втория параметър на формата се приема за равен на 2.



фиг.4 Графика на силата Fx







фиг.6 Графика на силата Fz







фиг.8 Графика на момента Мг



фиг.9 Хистограма на  $R_A$  при скорост на вятъра 5 m/s.  $R_{A \ eq} = 1579,7 \ [kN]$ 









фиг.12 Хистограма на  $R_A$  при скорост на вятъра 9 m/s.  $R_{A \ eq} = 1751 \ [kN]$ 



фиг.13 Хистограма на  $R_B$  при скорост на вятъра 9 m/s.  $R_{B\ eq} = 1000,7 \ [kN]$ 



фиг.14 Хистограма на  $R_{AX}$  при скорост на вятъра 9 m/s.  $R_{AX eq} = 370$  [kN]

Хистограмата на разпределение построена според разпределението на Вейбул за дадения генератор е показана на фиг.15.



риг.15 хистограма за скоростите на ветровете за една година

На базата на това разпределение е получена хистограмата за ветровете, по която се изчислява еквивалентната реакция по формула (4). Оборотите на генератора в зависимост от скоростта на вятъра е дадена на фиг.16. От нея се вижда, че при скорост на вятъра 5m/s и 9m/s. ветрогенератора не развива максималните си обороти, което би се отразило върху еквивалентното натоварване изчислено по формулата дадена с уравнение (4).

Данните необходими за изчисляване на еквивалентното натоварване от фиг.15 и фиг.16 са дадени в табл.2

Българско списание за инженерно проектиране, брой 6, декември 2010г.





фиг.16 Зависимост между скоростта на вятъра и оборотите на генератора

v	$\mathbf{q}_{\mathbf{i}}$	n R <sub>A eq</sub>		R <sub>B eq</sub>
m/s		rpm	[kN]	[kN]
5	0.24	6	1579.8	1345.5
9	0.35	11	1751	2039.3
14	0.29	14.3	1682.9	1961.3
18	0.09	14.3	1665.5	1813.2
23	0.03	14.3	1699.1	1203.9

табл.2 Обороти на ротора в зависимост от скорост и честотата на вятъра

Еквивалентните натоварвания на лагерите се определя по уравнение (4). Получените резултати са  $R_{A eq} = 1694 \ [kN]$ ,  $R_{B eq} = 1899 \ [kN]$ .

#### 4. ИЗВОДИ

• Съставена е методика за определяне и изследване на натоварването в главината на вятърна турбина. • Методиката е апробирана за избран случай на натоварване според изискванията на стандарта IEC 61400-1.

• Получени са графики за натоварването и съответни хистограми като за всеки лагер е изчислено и еквивалентното натоварване.

#### Литература

1.**Bossanyi E.A.** "GH Bladed – Theory Manual", England, 2008.

2.Burton T., D.Sharpe etc. "Wind Energy Handbook", John Wiley & Sons, England, 2001, ISBN 0-471-48997-2. 3.Peep Ф. "MS Excel 5.0", Ню текник пъблишинг, 1994, ISBN 954-8286-12-2

**4.Poore I., T. Lettenmaier** "Alternative Design Study Report: WindPACT Advanced Wind Turbine Drive Train Designs Study", National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA, 2003.

5.International Standart – IEC 61400-1:2005(E)

6.http://medias.ina.de/medias/en!hp.tg.cat/tg\_hr\*ST4\_102 027403;aqPCn9tQEH1\_

## SIMULATION STUDY OF THE WIND TURBINE BEARINGS LOADS

#### Lachezar LAZOV

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>llazov@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:** This work proposes a method for studying wind turbine bearings loads. The method is based on the simulation modeling of the wind loads performed by standard software tool for studying of wind turbine. Statistical treatment of the raw data is done. The histograms of the wind loads distribution are obtained. The final results are the numerical values of the equivalent loads.

Keywords: IEC-61400, wind turbine, bearings, histogram, equivalent load

## АНАЛИЗ НА ВЪЗМОЖНОСТТА ЗА ПРОЕКТИРАНЕ НА ТРИКОМПОНЕНТЕН КОНТЕЙНЕР ТИП "BOHLER"

Ленин ЛАЗОВ<sup>1</sup> Владимир ВАСИЛЕВ<sup>2</sup> Биляна ДИМОВА<sup>3</sup>

 <sup>1</sup>катедра "Съпротивление на материалите", Технически университет - София, България e-mail: <u>lazov@tu-sofia.bg</u>
 <sup>2</sup>катедра "Съпротивление на материалите", Технически университет - София, България e-mail: <u>vav@yahoo.de</u>
 <sup>3</sup>катедра "Съпротивление на материалите", Технически университет - София, България

e-mail: bdimova@tu-sofia.bg

**Резюме:** Анализира се възможността за проектиране на трикомпонентен контейнер на преса за екструдиране на алуминиеви сплави с размери, позволяващи вграждане в съществуваща преса. Трикомпонентният контейнер осигурява по-икономичен ремонт, при който се заменя втулка с по-малки размери в сравнение на същата при дву-компонентните. Изследвано е разпределението на напреженията в съставните елементи на контейнера и са определени оптимални размери и стегнатости, осигуряващи необходимата експлоатационна работоспособност при температури до 500°С.

Ключови думи: високи температури, съставни алуминиеви профили, разпределение на напреженията

#### 1.ВЪВЕДЕНИЕ

Екструдирането на алуминиеви сплави се извършва чрез пресоването им в контейнери, имащи втулка и мантел. Високото налягане, повишените циклично променящи се температури и триенето довеждат до пълзене на материала, износване на вътрешната повърхност и появяване на пукнатини. Това налага периодичното заменяне на втулката с нова. Контейнерите може да са двукомпонентни и трикомпонентни. Трикомпонентните контейнери освен основна втулка и мантел имат и междинна втулка, която не е подложена на износване.

Анализира се възможността за проектиране на трикомпонентен контейнер на преса за екструдиране на алуминиеви сплави с размери, позволяващи вграждане в съществуваща преса. Трикомпонентните контейнери осигуряват по-икономичен ремонт, при който се заменя втулка с по-малки размери в сравнение на същата при двукомпонентните.

#### 2. ОСНОВНИ ОЗНАЧЕНИЯ

- *p*<sub>1</sub> – работно налягане;

-  $D_0$  – вътрешен диаметър на основния лайнер; -  $D_1$  – вътрешен диаметър на междинния лайнер; -  $D_2$  – вътрешен диаметър на мантела;

-  $D_M$  – външен диаметър на мантела;

-  $h_1$  – дебелина на стената на основния лайнер;

 - *h*<sub>2</sub> – дебелина на стената на междинния лайнер;

- *h*<sub>м</sub> – дебелина на стената на мантела;

- *δ*<sub>*l*</sub> - стегнатост между основния и междинния лайнери;

-  $\delta_2$  – стегнатост между междинния лайнер и мантела;

- *t* – време;

-  $\sigma_r$  – напрежение по радиуса;

-  $\sigma_t$  – напрежение по тангентата;

-  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{III}(D_0)$  – еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Треска, в точките по вътрешната повърхнина на основната втулка, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{exe}^{III}(D_{1,2})$  – еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Треска, в точките по вътрешната повърхнина на междинния лайнер, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{e\kappa g}^{III}(D_{2M})$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Треска, в точките по вътрешната повърхнина на мантела, при изходни стегнатости (t = 0); -  $\sigma_{e\kappa s}^{IV}(D_0)$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Мизес, в точките по вътрешната повърхнина на основния лайнер, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{IV}$  ( $D_{1,2}$ ) - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Мизес, в точките по вътрешната повърхнина на междинния лайнер, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{IV}(D_{2M})$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Мизес, в точките по вътрешната повърхнина на мантела, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{e\kappa s}^{III,t}(D_0)$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Треска, в точките по вътрешната повърхнина на основния лайнер след продължителна работа;

-  $\sigma_{exe}^{III,t}(D_{1.2})$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Треска, в точките по вътрешната повърхнина на междинния лайнер след продължителна работа;

-  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{II,I}(D_{2M})$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Треска, в точките по вътрешната повърхнина на мантела след продължителна работа;

-  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{IV}(D_0)$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Мизес, в точките по вътрешната повърхнина на основния лайнер, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{IV}$  ( $D_{12}$ ) - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Мизес, в точките по вътрешната повърхнина на междин- ния лайнер, при изходни стегнатости (t = 0);

-  $\sigma_{exe}^{IV}(D_{2M})$  - еквивалентни напрежения, определени по якостната теория на Мизес, в точките по вътрешната повърхнина на мантела, при изходни стегнатости (t = 0);

#### 3. ИЗХОДНИ ДАННИ

- *D*<sub>0</sub> = 184 мм;

-  $D_{M} = 740 \text{ мм}$  (изчислителен диаметър 700 мм в мястото на закрепване и отчитане на наличието на канали);

 $- p_1 = 400 MPa.$ 

#### 4. ПРИЕТИ ИЗХОДНИ ХИПОТЕЗИ И РАЗ-МЕРИ

При зададени вътрешен  $D_1$  и външен  $D_M$  диаметри на контейнера, в литературата [1] се препоръчва диаметрите на втулките и стегнатостите в контактните зони да се подберат така, че еквивалентните напрежения по вътрешните повърхнини на основната втулка, междинната втулка и на мантела, определени по якостната теория на Треска, да бъдат равни помежду си. За да се постигне това е необходимо съотношенията  $D_0/D_1$ ,  $D_1/D_2$  и  $D_2/D_M$  да бъдат еднакви.

Конструктивните размери на мантела (диаметър на разположение на нагревателите  $\emptyset$  510 мм, диаметър на отворите за нагревателите  $\emptyset$  26 мм, вътрешен диаметър на челен канал  $\emptyset$  435 мм и необходимостта от минимална дебелина на мантела под нагревателите), не позволяват вътрешният диаметър на мантела  $D_M$  да бъде по-голям от 365 мм.

С оглед на доставка и обработка на заготовката с малък размер, се приема за максимален стойност на външния диаметър на междинната втулка размерът  $D_2 = 360 \text{ мм}$ .

Конкретните стойности на диаметрите  $D_1$  и  $D_2$ и на стегнатостите  $\delta_1$  и  $\delta_2$  са търсени с оглед постигане на минимални стойности за напреженията в опасните точки и продължителен срок на работа на контейнера.

При всички изследвания и анализи се изхожда от предположението, че по време на работа в условията на повишени температури и високо налягане в контактните зони протича пълзене на материала. В резултат на това еластичната компонента на пълната деформация в зоната на контакт намалява за сметка на увеличаването на пластичната – протича релаксация на напреженията. Следователно, в процеса на работа се очаква действителните стегнатости  $\delta_l$  и  $\delta_2$  в контактните зони да намаляват. Като резултат от това, напреженията по вътрешната повърхнина на основната втулка  $\sigma_{_{exe}}^{_{III}}(D_0)$  във времето ще нарастват, а по вътрешните повърхнини на междинната втулка  $\sigma_{_{e_{K_{e}}}}^{_{III}}(D_{1})$  и на мантела  $\sigma_{_{e_{K_{e}}}}^{_{III}}(D_{2})$  – ше намаляват.

Направеното проучване, обаче, показва, че в наличната специализирана литература липсват

опитни данни за действителната скорост на пълзене на материала, съответно – за релаксация на напреженията за този вид изделия. Затова при описването на закона за пълзене на материала, съответно за изменение на действителните стегнатости  $\delta_1$  и  $\delta_2$  във времето, се изхожда от общи сьображения за характера на процеса – пълзенето

на материала е особено интензивно в началото на работа, след което постепенно затихва. Прието е, че вследствие на протичащото пълзене на материала и релаксацията на напреженията, действителната стегнатост може във времето да спадне с 40 ÷ 50% [2,3].

Материал	T=2	0 °C	T=500 <sup>0</sup> C		
	$R_{02}(\sigma_S)[MPa]$	$R_{m}(\sigma_{B})[MPa]$	$R_{02}(\sigma_S)[MPa]$	$R_{m}(\sigma_{B})[MPa]$	
1.2344	980	1200	630	830	
1.2323	880	1100	600	790	

Началната стегнатост се определя при отчитане на следните съображения:

1. Якостта на материала (Ст. 1.2344) на двете втулки е по-висока от якостта на материала (Ст. 1.2323) на мантела.

2. Максималните напрежения във вътрешната втулка нарастват, вследствие релаксацията на напреженията, а в междинния лайнер и мантела намаляват.

3. Работоспособността на мантела следва да е с най-дълъг срок на работа.

4. Начални диаметри, при приет вътрешен диаметър на мантела *ф*=350 мм. и спазване на условието  $D_{cp} = \sqrt{D_0 D}$  (където  $D_{cp}$  - междинен диаметър,  $D_0$  - вътрешен диаметър; D - външен диаметър): вътрешна втулка ф184/ф254 мм; междинна втулка ф254/ф350 мм; ф350/ф740 (изчислителен диаметър ф700, като се вземат в предвид каналите и цилиндричната част от към матрицата).

5. Вследствие на ремонт, се допуска вътрешните диаметри да нарастват: вътрешна втулка до 188 мм; междинна втулка до 260 мм; мантел до 360 мм.

6. Якостни характеристики на материала (по намерени нови литературни данни за поведение на използваните стомани при повишени температури) са представени в табл. 1.

7. Максимални напрежения във втулките до 525 MPa, а в мантела до 450 MPa при температура  $T=500^{0}C.$ 

След проведени анализи на решения с различни стегнатости и диаметри, се предлага при приетите начални размери ф184/ф254/ф350/ф700(740) мм да се приеме стегнатост  $\delta_l = 0, 6^{-0,05}$  мм. и  $\delta = 0, 4^{+0,05}$  мм.

#### 5. ЧИСЛЕН АНАЛИЗ

На фиг.1 е показано как максималните еквивалентни напрежения (еквивалентни по якостната теория на Treska) във вътрешната втулка нарастват, вследствие релаксацията на напреженията, а в междинния лайнер и мантела намаляват. Разпределението на еквивалентните напрежения на фиг.1 са получени, както е препоръчано в литературата - диаметрите на втулките и стегнатостите в контактните зони са подбрани така, че еквивалентните напрежения по вътрешните повърхнини на основната втулка, междинната втулка и на мантела да са равни помежду си.

На фигури от фиг. 2 до фиг. 6 е посочено изменението на напреженията при комбинации на стегнатостите в рамките на допустимите отклонения, пресметнати теоретично, без да се отчита реалната форма на контейнера.

Най-ниски напрежения по вътрешната страна на вътрешната втулка се получават при комбинация  $\delta_l = 0,6 mm; \delta_2 = 0,45 mm$ . Най-високи са напреженията по вътрешната страна на вътрешната втулка при комбинация  $\delta_l = 0.55 mm; \delta_2 =$ 0,40 mm - те нарастват с 5% в сравнение с предния случай. При първата комбинация напреженията в междинната втулка и мантела са по-високи в сравнение с втората - нарастват с 1,4% в междинната втулка и 5,7% в мантела. При всички



пустими стойности.

Ó

комбинации остават в рамките на приетите до-

1000 2000 3000 4000 5000 6000 7000 8000

f

ó

фиг.1 Изменение на еквивалентното напрежение по радиуса на втулката (крива 1), на междинния лайнер (крива 2) и – на мантела (крива 3) във времето при различни стегнатости; а) еднаква начална стегнатост и при трите компонента на контейнера; б) различна начална стегнатост при трите компонента на контейнера



фиг.2 Разпределение на изследваните напрежения а) разпределение на напрежения  $\sigma_t$  и  $\sigma_r$ , б) Разпределение на  $\sigma_{_{e\kappa e}}^{_{III}}$  по радиуса ( $\sigma_t \rightarrow$  криви 1-мантел, 2-междинна втулка; 3-вътрешна втулка;  $\sigma_r$  - крива 4), като:  $D_0 = 184 \text{ mm}; D_1 = 254 \text{ mm}; D_2 = 350 \text{ mm}; D_M = 700 \text{ mm}; \delta_1 = 0,6 \text{ mm}; \delta_2 = 0,45 \text{ mm}; p_1 = 0 \text{ MPa}; T = 0^\circ C$ 



фиг.3 Разпределение на изследваните напрежения а) разпределение на напрежения  $\sigma_t$  и  $\sigma_r$ , б) Разпределение на  $\sigma_{e\kappa s}^{III}$  по радиуса ( $\sigma_t \rightarrow$  криви 1-мантел, 2-междинна втулка; 3-вътрешна втулка;  $\sigma_r$  - крива 4), като:  $D_0 = 184$  мм;  $D_1 = 254$  мм;  $D_2 = 350$  мм;  $D_M = 700$  мм;  $\delta_1 = 0,6$  мм;  $\delta_2 = 0,4$  мм;  $p_1 = 400$  MPa;  $T = 500^{\circ}$ C



фиг.4 Разпределение на изследваните напрежения а) разпределение на напрежения  $\sigma_t$  и  $\sigma_r$ , б) Разпределение на  $\sigma_{e\kappa s}^{III}$  по радиуса ( $\sigma_t \rightarrow$  криви 1-мантел, 2-междинна втулка; 3-вътрешна втулка;  $\sigma_r$  - крива 4), като:  $D_0 = 184$  мм;  $D_1 = 254$  мм;  $D_2 = 350$  мм;  $D_M = 700$  мм;  $\delta_1 = 0.55$  мм;  $\delta_2 = 0.4$  мм;  $p_1$ .= 400 MPa;  $T = 500^{\circ}$ C



**u** I.S Разпределение на изследваните напрежения **a**) разпределение на напрежения  $\sigma_t$  и  $\sigma_r$ , **b**) Разпределение на  $\sigma_{exe}^{III}$  по радиуса ( $\sigma_t \rightarrow$  криви 1-мантел, 2-междинна втулка; 3-вътрешна втулка;  $\sigma_r$  - крива 4), като: D<sub>0</sub> = 184 мм; D<sub>1</sub> = 254 мм; D<sub>2</sub> = 350 мм; D<sub>M</sub> = 700 мм;  $\delta_1$  = 0,55 мм;  $\delta_2$  = 0,45 мм; p<sub>1</sub>. = 400 MPa; T = 500°C



фиг.6 Разпределение на изследваните напрежения а) разпределение на напрежения  $\sigma_t$  и  $\sigma_r$ , б) Разпределение на  $\sigma_{e\kappa\sigma}^{III}$  по радиуса ( $\sigma_t \rightarrow$  криви 1-мантел, 2-междинна втулка; 3-вътрешна втулка;  $\sigma_r$  - крива 4), като:  $D_0 = 184$  мм;  $D_1 = 254$  мм;  $D_2 = 350$  мм;  $D_M = 700$  мм;  $\delta_1 = 0,6$  мм;  $\delta_2 = 0,45$  мм;  $p_1 = 400$  MPa;  $T = 500^{\circ}$ C

В табл. 2 са посочени получените теоретични стойности на максималните напрежения в МРа при различни комбинации на стегнатостите, осигуряващи необходимата надеждност на контейнера. Използваните размери на мантела, междинната втулка и вътрешната втулка са съответно  $D_0 = 184 \text{ мм}, D_1 = 254 \text{ мм}, D_2 = 700 \text{ мм},$ материални характеристики  $E_1=E_2=1,72e+11$  Ра;  $E_M=1,6e+11$  Ра, работно налягане  $p_1=400$  MPa и температура от  $T = 500^{\circ}C$ .

вания контейнер при различни комбинации на стегнатостите									
	<b>D</b> <sub>1</sub>	$\mathbf{D}_2$	<b>d</b> <sub>1</sub>	<b>d</b> <sub>2</sub>	$h_1$	<b>h</b> <sub>2</sub>	$\mathbf{D}_0$	D <sub>12</sub>	D <sub>2M</sub>
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}_{{\scriptscriptstyle e\!\kappa\! \!$	254	350	0,6	0,4	35	48	400	579	493
$\sigma^{\scriptscriptstyle IV}_{\scriptscriptstyle e\kappa m e}$							369	502	431
$\sigma_t$							-71	257	308
$\sigma_{\rm r}$							-400	-321	-185
$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}_{{\scriptscriptstyle e\!\kappa\! e}}$			0,6	0,45			400	568	511
$\sigma^{\scriptscriptstyle N}_{\scriptscriptstyle e \kappa \scriptscriptstyle B}$							<mark>363</mark>	<mark>494</mark>	<mark>447</mark>
$\sigma_t$							-90	242	320
σ <sub>r</sub>							-400	-326	-192
$\sigma^{{\scriptscriptstyle III}}_{{\scriptscriptstyle e}{\scriptscriptstyle \kappa}{\scriptscriptstyle  m B}}$		an i an	0,55	0,45	. ,	e i nue i n	400	551	502
$\sigma^{\scriptscriptstyle N}_{\scriptscriptstyle e \kappa \scriptscriptstyle B}$							374	479	439
$\sigma_t$							-59	232	313
$\sigma_{r}$							-400	-318	-188
$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}_{{\scriptscriptstyle e\!\kappa\! \!\!\!\kappa\! \!\!\!\!\kappa\! \!\!\!\!\kappa\! \!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!$			0,55	0,4			400	561	484
$\sigma^{\scriptscriptstyle IV}_{\scriptscriptstyle e\kappa m e}$							381	<mark>487</mark>	<mark>423</mark>
$\sigma_t$							-40	247	302
σ <sub>r</sub>							-400	-314	-181
$\sigma^{{\scriptscriptstyle I\!I\!I}}_{{\scriptscriptstyle e\!\kappa\!s}}$	ne e name e		0,6	0,45			680	161	343
$\sigma^{\scriptscriptstyle IV}_{\scriptscriptstyle e\kappa m  extsf{e}}$	t=0°C						680	151	300
$\sigma_t$	P1=0						-680	-22	214
$\sigma_{\rm r}$	-						0	-161	-128
$\sigma^{{\scriptscriptstyle III}}_{{\scriptscriptstyle e}{\scriptscriptstyle \kappa}{\scriptscriptstyle  m  m  m  m  m  m  m  m  m  m  m  m  m $		1997   1997   1997   1997   1997   1997   1997   199	0,6	0,45			550	130	274
$\sigma^{\scriptscriptstyle IV}_{\scriptscriptstyle e\kappa e}$	t=500°C						549	125	239
$\sigma_t$	P1=0						-550	-12	171
σ <sub>r</sub>							0	-130	-102

табл.2 Получени теоретични стойности	на максималните напрежения в	в МРа в радиално направление на п	изслед-
вания контейн	ер при различни комбинации на	а стегнатостите	

#### 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложени са размери на втулката, междинния лайнер, мантела и стегнатост на сглобките между тях, осигуряващ необходимата надеждност на контейнера във времето.

Предложените конкретни стойности на диаметрите  $D_1$  и  $D_2$  и на стегнатостите  $\delta_1$  и  $\delta_2$  са търсени с оглед постигане на минимални стойности за напреженията в опасните точки и продължителен срок на работа на контейнера.

Въз основа на получените решения за изработване на трикомпонентния контейнер на преса за екструдиране на алуминиеви сплави се препоръчва:

1. Размери: *D*<sub>0</sub>=184÷188; *D*<sub>1</sub>=254÷260 мм; *D*<sub>2</sub>=350÷360 мм при *D*<sub>M</sub>=740 мм. 2. Стегнатост при размери:  $\delta_l = 0, 6^{-0.05}$  мм (между втулките) и  $\delta_2 = 0, 4^{+0.05}$  мм (между междинната втулка и мантела).

3. Стриктно спазване на допуските на зададените стегнатости, режимите на термообработка и експлоатация.

#### Литература

1. Биргер И. А. и Пановков Я. Г. Прочность устойчивость колебания - справочник под ред. На авторите "Машиностроение", М. 1988.

2. **Малинин Н. Н.** Рсчеты на ползучесть элементов мащиностроительных конструкций. "Машиностроение", М. 1981.

3. ECCC Recommendations Volume 5 – "Guidance for the assessment of uniaxial creep data", Data sheets

# ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF DESIGNING A TERNARY CONTAINER TYPE "BOHLER"

Lenin LAZOV<sup>1</sup> Vladimir VASSILEV<sup>2</sup> Biliana DIMOVA<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Strength of materials department, Technical University of Sofia, Bulgaria e-mail: lazoy@tu-sofia.bg

 <sup>2</sup>Strength of materials department, Technical University of Sofia, Bulgaria e-mail: <u>vav@yahoo.de</u>
 <sup>3</sup>Strength of materials department, Technical University of Sofia, Bulgaria

e-mail: <u>bdimova@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:** The article analyzes the possibility of designing a ternary container of a press used for extruding aluminum alloys. The investigated dimensions of the container would allow installation in an existing press. The ternary container provides a more economical repair. In such a repair, sleeves with smaller dimensions are used compare the ones in two-component containers. The article examines the distribution of stresses in the container's components and determines the optimal dimensions and firmness-pressing, which provide the necessary operational capacity at temperatures up to 500°C.

Keywords: high temperature, multi component aluminum profiles, distribution of stresses

## МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПЛОЩТА НА ГАРОВ КОНТЕЙНЕРЕН ТЕРМИНАЛ

#### Светослав МАРТИНОВ

катедра "Железопътна Техника", Технически университет - София, България e-mail: <u>s.martinov@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** Методиката позволява да бъде определена площта на отделните елементи, изграждащи гаровите контейнерни терминали при отчитане на особеностите произлизащи от различните технологии, използвани за обработване на голямотонажните контейнери в терминалите. Методиката е подходяща при изследване на многообразието от варианти, свързани с разполагане на контейнерите върху складовата зона и обработването им, както и организацията на движение на транспортните средства в зоната на гаровия контейнерен терминал.

Ключови думи: контейнерен терминал, складова площ, козлови кран, контейнерен товарач.

#### 1.ВЪВЕДЕНИЕ

Проектирането на нов или промяната на съществуващ гаров контейнерен терминал (ГКТ) е свързано с определяне на площта, необходима за изграждане на терминала. Предложената методика позволява да се определи и изследва площта на терминалите с отчитане на многовариантността при разполагане на голямотонажните контейнери (ГТК) върху складовата зона (СЗ) и прилагането на различни технологии при обработването им.

Методиката е разработена за контейнерни терминали обслужвани от безконзолни релсови козлови кранове (RMG crane) и контейнерни товарачи (Reach Stacker), но принципите заложени в нея могат да се прилагат и при определяне на площта на контейнерни терминали обслужвани, както от конзолни релсови козлови кранове, така и от козлови кранове с гумени ходови колела (RTG crane).

# 2. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПЛОЩТА НА ТЕРЕНА, НЕОБХОДИМ ЗА ИЗГРАЖДАНЕ НА ГКТ

Определянето на площта на терена, необходим за изграждане на  $(F_{TKT})$  се извършва чрез определяне на площите на отделните елементи, включени в терминала.

Общата площ, необходима за изграждане на ГКТ се определя по:

$$F_{\Gamma KT} = F_{CKT} + F_{A\Pi UC} + F_{3UTA} + F_{TPK} + F_{P\Pi K}, m^2, \quad (1)$$

където: F<sub>СКЛ</sub> е площта на складовата зона на ГКТ, m<sup>2</sup>; F<sub>АПИС</sub> - площ, необходима за изграждане автоподходи за автомобина ли-контейнеровози (АК), разположени извън СЗ на ГКТ, m<sup>2</sup>; F<sub>зита</sub> - площ, необходима за изграждане на площадка за изчакване на АК в ГКТ, *F*<sub>*TPK*</sub> - площ, заемана от товар $m^2$ ; но-разтоварните коловози (ТРК), обслужващи СЗ на ГКТ, m<sup>2</sup>; F<sub>PIIK</sub> - площ, необходима за разполагане на релсовия път на козловия кран в ГКТ,  $m^2$ .

Ако в ГКТ освен претоварните функции се извършват и други дейности (сортиране на товара, претоварване на товара от един контейнер в друг и др.), то за това се обособява отделна, специализирана зона.

# 2.1. Определяне на необходимата площ на складовата зона на ГКТ

# 2.1.1. Контейнеровместимост на надлъжните колони ГТК

Вместимостта на к-та надлъжна колона (ивица) се определя по:

$$E_{HB_{\nu}} = N_{L_{\nu}}.m_k,$$
 конт. места, (2)

където:  $E_{IIB_{\kappa}}$  е общият брой на ГТК, които се разполагат в к-та надлъжна колона, конт. места;  $N_{L_{\kappa}}$  - брой на напречните колони ГТК, разположени в к-та надлъжна колона, бр. колони;  $m_k$  среден брой на слоевете (редовете) по височина, на които се разполагат ГТК в к-та надлъжна колона в зависимост от вида на ТРМ, бр. слоеве; K - брой на надлъжните колони ГТК, бр. колони; (k = 1, 2, ..., K).

Контейнеровместимостта на надлъжните колони зависи от броя на напречните колони ГТК във всяка надлъжна колона и слоевете ГТК, разположени във височина при обслужване с релсов козлови кран (фиг.1) и контейнерен товарач (фиг.2). Определянето на тези параметри се извършва съобразно особеностите на технологията на работа в ГКТ и възможността за складиране на ГТК във височина. Връзката между отделните параметри налага в някои случаи, определянето им да се извършва итеративно. Общият брой на вместимостта на всички ивици от склада  $(E_{HB})$  се определя като сума от вместимостта на отделните колони:

$$E_{HB} = \sum_{\kappa=1}^{K} E_{HB_{\kappa}} = \sum_{\kappa=1}^{K} N_{L_{\kappa}} . m_{k}, \, \kappa ohm. \, mecma.$$
(3)

За създаване на условия за разполагане на всички ГТК, подлежащи на складиране в терминала е необходимо:

$$E_{\mu B} \ge E_{\kappa}$$
, конт. места, (4)

където:  $E_{K}$  е необходимата контейнеровместимост на складовата зона, осигуряваща разполагането на транзитните и местни ГТК, обработвани индиректно в ГКТ, конт. места.



фиг. 1 Схема на ГКТ, обслужван от безконзолен релсов козлови кран



фиг. 2 Схема на ГКТ, обслужван от контейнерен товарач

# 2.1.2. Определяне на необходимата площ на складовата зона на ГКТ чрез дължината на един приведен голямотонажен контейнер

Определянето на необходимата площ на C3 на ГКТ е свързано с изчисляване на необходимата дължина и широчина на складовата площадка в зависимост от видовете ТРМ, обработващи ГТК на терминала. Поради възможността на ГКТ да се обработват различни типове ГТК по дължина [7], изчисляването на необходимата дължина на C3 се извършва чрез дължината на "приведен ГТК".

Определянето на дължината на един приведен ГТК се извършва по:

$$L_{K} = \sum_{C} \beta_{C} . L_{C}, m,$$
(5)

където:  $L_{K}$  е дължината на приведен ГТК, m;  $\beta_{C}$  - коефициент, отчитащ относителния дял на типовете ГТК с дължина "с", обработвани в ГКТ, коеф.;  $L_{C}$  - дължина на един ГТК от тип "с", m; с – индекс, отразяващ типовете ГТК по дължина.

Стойността на  $\beta_c$ , за ГТК с дължина, отговаряща на индекс "с", се определя по:

 $\beta_{C} = (N_{C,M} + N_{C,TP}) / N_{AH}$ , коеф.,  $\forall c.$  (6) където:  $N_{C,M}$  е броят на местните ГТК с дължина, отговаряща на индекс "с", конт./денон.;  $N_{C,TP}$ е броят на транзитните ГТК с дължина, отговаряща на индекс "с", конт./денон.;  $N_{дH}$  - средноденонощен контейнерооборот на ГКТ, конт./денон.

Необходимо е 
$$\sum_{C} \beta_{C} = 1$$

#### 2.1.3. Определяне на необходимата дължина на складовата зона на ГКТ при обслужване с безконзолен релсов козлови кран

Определянето на необходимата дължина на складовата зона при блоково разполагане на ГТК в ГКТ, обслужван от безконзолен релсов козлови кран (фиг.3) се извършва на два етапа. Първият етап включва първоначално пресмятане на дъл-

жината на складовата площадка  $\left( L^{*}_{CK\! /\! T} 
ight)$  по:

$$L_{CK\pi}^{*} = N_{L} L_{K} + (N_{L} + 1) L_{\pi O \pi}, m,$$
(7)

където:  $N_L$  е броят на напречните колони ГТК, разположени по дължина на СЗ, бр. колони;  $L_{доп}$ широчина на технологичните проходи между два съседни ГТК, разположени по дължина на склада и необходими за извършване на външен оглед, m.



фиг. 3 Схема на ГКТ, обслужван от козлови кран

За осигуряване на противопожарните строително-технически норми [5] е необходимо, складовата зона да разполага с проходи за преминаване на противопожарни автомобили. Широчината на проходите трябва да е не по-малка от 4 m и разположението им да е съобразено с противопожарните хидранти, намиращи се по дължина на коловозното развитие на разстояние един от друг най-много 100 m. Необходимият брой на противопожарните проходи (ПП) се определя по:

$$N_{\Pi\Pi} = \frac{L_{CK\Pi}^*}{L_{\Pi\Pi}} + 1, \, \textit{бр. проходи, (ияло число),}$$
(8)

където:  $N_{IIII}$  е необходимият брой на ПП по дължина на склада, бр. проходи;  $L_{IIII}$  - разстояние между два съседни ПП по дължина на склада, m.

Окончателното определяне на дължината на складовата площадка на ГКТ е по:

$$L_{CK\Pi} = N_L L_K + (N_L + 1 + N_{\Pi\Pi}) L_{D\Pi} + N_{\Pi\Pi} B_{\Pi\Pi}, m,$$
 (9)  
където:  $B_{\Pi\Pi}$  - широчина на един ПП, m.

Осигуряването на технологичен процес при който в ГКТ да се приемат цели КБВ изисква, при проектиране на СЗ, дължината й да се съобрази с дължината на съставите:

$$L_{CKJI} \ge L_{KEB}, m, \tag{10}$$

където:  $L_{KEB}$  е дължината на най-дългия КБВ, който може да се приеме на ТРК в ГКТ, m.

#### 2.1.4. Определяне на необходимата дължина на складовата зона на ГКТ, обслужван от контейнерен товарач

При обслужване на ГКТ от контейнерен товарач (фиг.4), ивично разположение на ГТК върху складовата зона и най-малко два работни коридора, разположени в двата края на зоната, определянето на необходимата дължина на складовата площадка се извършва по:

$$L_{CK\pi} = N_L L_K + (N_L + N_{PK,L} - 1) L_{\mathcal{A}O\Pi} + N_{PK,L} B_{PK} + B_{\Pi\Pi,\Pi O\Pi}, m, npu N_{PK,L} \ge 2,$$
(11)

където:  $L_{CKT}$  е необходимата дължина на складовата площадка в ГКТ, обслужван от челен контейнерен товарач, m;  $N_{PK,L}$  - брой на работните коридори, разположени по дължина на склада, бр. коридори;  $B_{PK}$  - широчина на работния коридор, необходима за преминаване на товарач, обработващ ГТК с дължина 40 (или 45) фута, m;  $B_{\Pi\Pi, ДO\Pi}$  - обща широчина на допълнителни ПП, m.



фиг. 4 Схема на ГКТ, обслужван от контейнерен товарач

Проходните коридори, разположени по дължина на складовата зона осигуряват достъп на товарача до отделните надлъжни колони ГТК. Широчината им се приема равна на широчината на работните коридори между отделните надлъжни колони ГТК. За ефективно използване на складовата зона при контейнерни терминали с недостиг на складова площ, проходните коридори може да са с широчина, която да е по-малка от широчината на работните коридори, съобразена с изискванията за преминаване на товарач, обработващ ГТК с максимална дължина, предвидена за обработване в терминала.

$$N_{PK,L} = \frac{L_{CKT}}{L_{IIII}} + 1, \, \textit{бр. коридори, (ияло число).}$$
 (12)

Стойността на  $L^*_{CKJI}$  се определя по (7).

Товаренето и разтоварването на ГТК на и от товарните автомобили – контейнеровози се извършва в зоната на работните коридори на контейнерния товарач, разположени по дължина на склада.

При проектиране на складовата зона на ГКТ е необходимо да се предвиди възможност, работните коридори на товарача, разположени по дължина на склада, да се използват при необходимост и като противопожарни проходи. Ако разположението на работните коридори не отговаря на изискванията на противопожарните строително-технически норми [5], върху складовата площадка се предвиждат допълнителни противопожарни проходи с обща широчина  $B_{nп. лоп}$ .

#### 2.1.5. Определяне на необходимата широчина на складовата зона на ГКТ при обслужване с релсов безконзолен козлови кран

При обслужване на ГКТ с безконзолен козлови кран, широчината на СЗ се определя в зависимост от технологията на работа и включва разстоянието, необходимо за разполагане на ГТК на склад и автомобилните подходи в подкрановото пространство (фиг.1, фиг.3).

При обработване на ГТК с козлови кран и блоково разполагане на контейнерите, широчината на СЗ се определя по:

$$B_{CK\Pi} = B_K K + (K+1) B_{\Pi} + B_{AB} N_{AB}, m, \quad (13)$$

където:  $B_K$  е широчината на един ГТК, m;  $B_{ДO\Pi}$  - широчина на технологичните проходи между два съседни ГТК (по широчина на склада), m;  $B_{AB}$  - широчина на един автомобилен подход в С3, m;  $N_{AB}$  - брой на автомобилните подходи, разположени по широчина на склада, бр.

В широчината на всеки автомобилен подход в складовата зона  $(B_{AB})$  се включва разстояние за безопасност, осигуряващо място за заставане на един работник.

# 2.1.5.1. Определяне на необходимия отвор на релсов безконзолен козлови кран

При обслужване на ГКТ от релсов безконзолен козлови кран и разположени два или три товарно-разтоварни коловоза (ТРК) в подкрановото пространство, необходимият отвор на крана (фиг.1) се определя при отчитане на нормативните изисквания [6] по:

$$B_{OKP} = B_{CKT} + (N_{KOT} - 1) \cdot B_{KOT} + B_{KP_1} + B_{KP_2} + B_{KP_3} + B_{KP_1, ZOTT_1} + B_{KP, ZOTT_2}, m,$$
(14)

където:  $B_{OKP}$  е отворът на крана, т;  $N_{KOЛ}$  брой на коловозите в подкрановото пространство, бр. коловози;  $B_{KOЛ}$  - разстояние между осите на два съседни коловоза, т;  $B_{KP_1}$  - минимално отстояние, мерено между оста на външния железопътен коловоз и най-близката част на крана, т;  $B_{KP_2}$  - хоризонтално разстояние от оста на вътрешния коловоз до най-близката част на бордюрните камъни, т;  $B_{KP_3}$  - минимално разстояние от края на складовата площадка до най-близката част на крана, т;  $B_{KP, ДОП_1}$ ,  $B_{KP, ДОП_2}$  допълнителни разстояния, мерени от релсите на крановия път до най-вътрешната част на опорите на крана, т.

#### 2.1.6. Определяне на необходимата широчина на складовата зона на ГКТ при обслужване с контейнерен товарач

При обслужване на ГКТ от контейнерен товарач в широчината на СЗ се включва разстоянието, необходимо за разполагане на ГТК на склад, автомобилните подходи и работните коридори за товарача. При осигуряване на непосредствен достъп на товарача до контейнерите от всяка надлъжна колона ГТК, широчината на складовата зона (фиг.4) се определя по:

$$B_{CK\pi} = K.B_{K} + N_{PK,B}.B_{PK} + (N_{PK,B} + K).B_{AO\Pi} + (15) + N_{AB}.B_{AB}, m, npu K = 1,3,5,...;$$

$$B_{CK\Pi} = K.B_{K} + N_{PK,B}.B_{PK} + (N_{PK,B} + K - 1).B_{\Pi O\Pi} + (16) + N_{AB}.B_{AB}, m, npu K = 2, 4, 6, ...,$$

където: *N*<sub>*PK,B</sub> е броят на работните коридори, разположени по широчина на склада, бр. коридори.</sub>* 

$$N_{PK,B} = \frac{K}{2}, \, \delta p., \quad npu \ K = 1, 3, 5, ...; \tag{17}$$

$$N_{PK,B} = \frac{K}{2} + 1, \, \delta p., \quad npu \ K = 2, 4, 6, \dots$$
 (18)

Площта на складовата зона на ГКТ се определя по:

$$F_{CK\Pi} = L_{CK\Pi} \cdot B_{CK\Pi} \cdot m^2.$$
<sup>(19)</sup>

#### 2.2. Площ, необходима за изграждане на подходи за автомобили-контейнеровози, разположени извън складовата зона на ГКТ

При ГКТ, съоръжени с козлови кранове (фиг.3) или с контейнерни товарачи (фиг.4) за обработване на ГТК, е необходимо извън СЗ, да се предвидят подходи за АК и площадка за изчакване на автомобилите преди приемането им в C3 за товарене или разтоварване.

При релсов безконзолен козлови кран: F = -(2S + L) B = N + L

$$F_{A\Pi MC} = (2.S_{A\Pi} + L_{CK\Pi}) \cdot B_{AB,HC} \cdot N_{AB,HC} + (20)$$
  
+2.S<sub>AΠ</sub> · ( $B_{CK\Pi} + B_{KP_3} + B_{KP,JO\Pi_2} + B_{KP_4}$ ),  $m^2$ ,

където:  $S_{AII}$  е разстояние в двата края на крановия път, необходимо за завиване на АК, m;  $B_{AB,IIC}$  - широчината на един автомобилен подход извън СЗ, m;  $N_{AB,IIC}$  - брой на автомобилните подходи извън СЗ, бр. подходи;  $B_{KP_4}$  - разстояние от близката кранова релса до началото на подхода за АК, m.

При контейнерен товарач:

$$F_{A\Pi HC} = \begin{bmatrix} (2.B_{AB,HC} + L_{CK\Pi}) B_{AB,HC} + \\ + 2.B_{AB,HC} B_{CK\Pi} \end{bmatrix} N_{AB,HC}, m^2.$$
(21)

#### 2.3. Определяне на площта, необходима за изграждане на зона за изчакване на автомобили-контейнеровози в ГКТ

На фигура 5 е представено примерно решение за разполагане под ъгъл на паркоместата върху зоната за изчакване (паркинг зона). Препоръчва се [2,3] паркоместата върху зоната за изчакване да се разполагат под ъгъл 30 или 45°.



фиг. 5 Зона за изчакване на АК в паркинг зоната на ГКТ

Площта на зоната за изчакване се определя по:

$$F_{3UTA} = B_{\Pi 3} . L_{\Pi 3} . N_{\Pi 3} , m^2, \qquad (22)$$

където:  $B_{II3}$  е необходимата широчина на зоната за престой на АК, m;  $L_{II3}$  - необходимата дължина на зоната за престой на АК, m;  $N_{II3}$  - броят на зоните за престой, разположени в ГКТ, бр. зони.

$$B_{\Pi 3} = B_{\Pi 3_1} + B_{\Pi 3_2} + B_{\Pi 3_3}, m, \qquad (23)$$

където:  $B_{\Pi 3_1}$  е разстоянието между подхода за

АК и паркоместата в паркинг зоната, m;  $B_{II3_2}$  разстояние, необходимо за разполагане на един АК, m;  $B_{II3_3}$  - широчина на проходния коридор, необходим за завиване на АК в паркинг зоната, m.  $B_{II3_*} = (L_{TAK} + 2.D_{TAK}).Sin \alpha, m,$  (24)

където:  $L_{TAK}$  е дължината на един АК (влекач и полуремарке), m;  $D_{TAK}$  - дистанция от предния и задния край на АК съответно до края и до началото на паркомястото, m;  $\alpha$  – ъгъл на разположение на паркоместата, °.

Широчината на проходния коридор се определя в зависимост от характеристиките на автомобилите-контейнеровози и минималната дистанция, която е необходимо да се осигури между движещия се автомобил и останалите автомобили, разположени върху зоната за престой или границата на прохода [1,2].

При оразмеряване на зоната за престой на автомобилите-контейнеровози, широчината на проходния коридор се приема в границите 24-30 m, каквато е и широчината на площадката за завиване на контейнеровозите, разположена от двете страни на релсовия път в ГКТ, обслужвани от козлови кран [3].

$$L_{\Pi 3} = L_{\Pi 3_1} + L_{\Pi 3_2} \cdot N_{\Pi M} + L_{\Pi 3_3} \cdot (N_{\Pi M} - 1) + L_{\Pi 3_4}, m, \quad (25)$$

където:  $L_{\Pi 3_1}$  е разстоянието между началото на паркинг зоната и първото паркинг място, m;  $N_{\Pi M}$ - брой на паркоместата в зоната за престой на AK, бр. места;  $L_{\Pi 3_4}$  - разстояние между последното паркомясто и края на зоната за престой на AK, m.

$$L_{\Pi 3_4} = B_{\Pi 3_3}, m; \tag{26}$$

$$L_{\Pi 3_2} = \frac{B_{\Pi M}}{\sin \alpha}, m;$$
(27)

$$L_{\Pi 3_3} = \frac{D_{\Pi M}}{\sin \alpha}, m, \tag{28}$$

където:  $B_{\Pi M}$  и  $D_{\Pi M}$  са съответно широчината на едно паркомясто и разстоянието между две съседни паркоместа, т.

2.4. Площ, необходима за изграждане на товарно-разтоварни коловози в складовата зона

Претоварването на ГТК от и на железопътни вагони в ГКТ е свързано с определяне на дължината на товарно-разтоварните коловози в терминалите. Частта от дължината на ТРК, която се използва за извършване на товарно-разтоварни дейности [4] в ГКТ се нарича ефективна полезна дължина на коловозите  $(L_{ЕПД})$ . За обслужване на цели контейнерни блок-влакове в ГКТ е необходимо  $L_{ЕПД} \ge L_{СКЛ}$ , *m*.

Необходимата площ ( $F_{TPK}$ ) за изграждане на ТРК в СЗ на ГКТ с два коловоза, обслужвани от релсов козлови кран (фиг.1) и контейнерен товарач (фиг.2) е:

$$F_{TPK} = L_{E\Pi J} \left( B_{KP_1} + B_{KOJ} + B_{KP_2} \right), m^2.$$
 (29)

където:  $B_{KP_1}$  е минималното отстояние, мерено между оста на външния железопътен коловоз и най-близко разположените елементи, осигуряващи движението, m.

#### 2.5. Площ, необходима за разполагане на релсовия път на козлови кран

ГКТ в които обработването на ГТК се извършва от безконзолен релсов козлови кран е необходимо да се предвиди пространство около опорите на крана, осигуряващо безопасна работа и необходимо за разполагане на релсовия път на крана. За да се осигури възможност, козловият кран да има достъп до всички части на складовата зона на ГКТ се приема, релсовият път на крана да е разположен по цялата дължина на складовата зона. Определянето на необходимата площ (фиг.1, фиг.3) за разполагане на релсовия път на крана се извършва по:

$$F_{P\Pi K} = L_{CK\Pi} \cdot \left( B_{KP, \mathcal{A} O \Pi_1} + B_{KP, \mathcal{A} O \Pi_2} + B_{KP_4} + B_{KP_5} \right), m^2. (30)$$

#### Литература

1.Высоцкий М., А. Гришкевич, Л. Гилелес и др. Автомобили: Специализированный подвижной состав. Вышэйшая школа. 1989. Мн.

2. **Пенков И., М. Савова-Мраценкова.** Ръководство за курсово проектиране по технология и организация на автомобилните превози. Издателство на ТУ-София. 2006. С.

3. Петров Д. Контейнери и контейнеризация. Техника. 1980. С.

4. **Тасев Й., Д. Константинов.** Устройство технология и проектиране на железопътни гари и възли. Издателство на ТУ-София. 1995. С.

5.Наредба №2 за противопожарните строително-технически норми. ДВ бр. 58/28.07.1987 г. 6.Наредба №55 от 29.01.2004 г. за проектиране и строителство на железопътни линии, железопътни гари, железопътни прелези и други елементи от железопътната инфраструктура. ДВ бр. 18/05.03.2004г. 7.Container Handbook. GDV Berlin. 2009. www.containerhandbuch.de/ Посетен на 05.01.2010 г.

# METHODOLOGY FOR DETERMINING THE AREA OF CONTAINER TERMINAL

#### Svetoslav MARTINOV

Department of Railway Engineering, Technical University of Sofia, Bulgaria e-mail: <u>s.martinov@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:**The methodology allows for determining of area of the individual elements of the container terminals taking into account the specificities resulting from the different technologies used for handling of containers in terminals. The methodology is suitable for surveying the diversity of options relating to the stationing and processing of containers on the storage area and organization of movement of vehicles in the terminal.

Keywords: container terminal, storage area, gantry crane, reach stacker.

#### ЕФЕКТИВНИ РАЗМЕРИ НА ЦИЛИНДРИЧЕН ГУМЕН БУФЕР

Божин ПЕНКОВ<sup>1</sup> Николай МИТЕВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра "Машинни елементи и техническо чертане", Технически университет - Габрово, България e-mail: penkov@tugab.bg

<sup>2</sup>катедра "Машинни елементи и техническо чертане", Технически университет - Габрово, България e-mail: mitev\_n@tugab.bg

**Резюме:** При увеличаване стройността на един буфер от вискоеластичен материал се намалява силата при удара и се увеличава опасността от изгубване на устойчивост (изкълчване). Установява се, че за изгубване на тази устойчивост, възникват условия в началото на удара.

Ключови думи: Вискоеластични материали, гумен буфер, натоварване при удар, устойчивост на буфера

#### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Буферите (гумени или полиуретанови) се използват в подемно-транспортните машини за намаляване на силата при удара на крана / крановата количка в крайните ограничители при отказ на крайния изключвател или спирачката (когато се предвижда такава).

Целта на настоящата работа е да се определи влиянието на размерите на един цилиндричен буфер върху големината на възникващата сила при удара при едно и също енергийно натоварване (J/kg).

#### 2. ИЗЛОЖЕНИЕ

От съпротивлението на материалите [4,5] е известно, че коравината на едно тяло зависи от материала, от който е изработено, както и от размерите и формата на напречното му сечение. В разглеждания случай буферът е натоварен на натиск и притежава коравина е EI (където I е минималният инерционен момент на напречното сечение и Е – модулът на еластичност). При постоянно специфичното енергийно натоварване (J/kg) това означава, че обема във всички случаи остава постоянен (V=const), а се променят неговите размери (диаметър - *d* и дължина - *l*). Когато се увеличава неговата дължина, съответно се намалява диаметъра му и възникват два проблема – увеличава се напрежението на натиск и стройността му, което довежда до проблеми с неговата якост и устойчивостта. Според [2] носещата способност на едно вискоеластично тяло (*BET*) се определя преди всичко от неговата устойчивост.

В литературата [4,5] най-често използвания метод при пресмятане на устойчивост е т. н.  $\varphi$  – метод:

$$\sigma_{H} = \frac{F}{\varphi A} \le \left[\sigma_{H}\right] \tag{1}$$

където F е действащата сила; A – напречното сечение;  $\varphi$  – коефициент, зависещ от стройността на тялото и начина на закрепването му и предаване на силата.

Съществува и друг вариант на (1) за оценка на устойчивостта на едно тяло  $F \leq F_m$ . Тук  $F_m$  е критичната Ойлерова сила, която се определя със зависимостта:

$$F_m = \frac{\pi^2 EI}{l^2} C \tag{2}$$

където E е модулът на еластичност; I – минималният инерционен момент на напречното сечение; C - коефициент, зависещ от начина на закрепване на тялото и предаване на силата.

За случаите [2,3,7] при определяне устойчивостта на ВЕТ при което напрежението и деформацията се изменят с течение на времето са получени изрази за мигновено изгубване на устойчивост  $F_m$  и установена (продължителна) устойчивост  $F_p$ . Като база е използван моделът на т. н. "стандартно тяло", състоящо се от две пружини (еластичности) и един демпфер. Деформацията на тялото се определя с израза:

$$f(t) = \frac{F f_0}{F_p - F} - \left(\frac{F f_0}{F_p - F} - \frac{F f_0}{F_m - F}\right).$$

$$.\exp\left(-\frac{F_p - F}{F_m - F}.\frac{t}{t_y}\right) \tag{3}$$

където  $f_0$  е първоначалната деформация (ексцентрицитет, дефект на тялото) на еластичната линия в средата на тялото; t – времето;  $t_v$  – установеното време на релаксация.

За продължителна (установена) устойчивост *F*<sub>v</sub> се определя с израза:

$$F_{y} = E_{y} I \left(\frac{\pi}{l}\right)^{2} \tag{4}$$

където  $E_y$  е вискозният модул на тялото ( $E_y < E$ ).

Критичната сила за мигновено изгубване на устойчивостта е:

$$F_m = EI\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \tag{5}$$

От получената зависимост (3) и извършеният анализ са представени три случая [3]:

Първият, когато натоварващата сила  $F < F_y$ , деформацията (провисването) постепенно се увеличава и асимптотически се доближава до една установена стойност:

$$f_y = \frac{Ff_0}{F - F_y} \,. \tag{6}$$

Ако първоначалният дефект (провисване)  $f_0$  е много малък, то и провисването в средата на тялото ще остане малко. В този случай се говори за значителна устойчивост на тялото.

Вторият е при  $F=F_y$  в граничен преход се получава, че  $f_y \rightarrow \infty$ , при една постоянна скорост на нарастване на провисването:

$$\dot{f} = \frac{1}{t_y} \cdot \frac{Ff_0}{F_m - F} \tag{7}$$

Третият случай е когато  $F_y < F < F_m$  – провисването се увеличава с нарастваща скорост, а при  $F = F_m$  моментално тялото изгубва своята устойчивост.

Представените дотук разглеждания се отнасят за случая, когато F=const, при F=var. [3] за скоростта на изменение на провисването е получено:

$$\dot{f} = -\frac{F_p - F - t_y \dot{F}}{t_y (F_m - F)}$$
(8)

За да бъде скоростта на провисване равна на нула е необходимо да бъде изпълнено условието:

$$F_p - F - t_y F = 0 \tag{9}$$

и от решението на това диференциално уравнение се получава натоварването, което трябва да се изменя по закона:

$$F = F_p + C_F \exp\left(-\frac{t}{t_y}\right) \tag{10}$$

където  $C_F$  е една интеграционна константа.

В този случай тялото ще има своето първоначално провисване  $f_0$ . Ако скоростта на натоварване  $\dot{F}$  в дадена точка (t, F) надвишава скоростта на натоварване, определена чрез (9), провисването ще започне да се увеличава, а в обратния случай ще намалява.

От извършеният преглед на съществуващите в литературата методи за пресмятане устойчивостта на едно тяло е възможно да се направят следните изводи при определяне устойчивостта на един буфер при удар с твърдо тяло:

1) Представената зависимост (3)3a определяне на провисването е приложима за продължителни процеси, съизмерими с установеното време, което е от порядъка на няколко десетки часа, продължителността на удара е няколко десетки милисекунди. За разглеждания случай текущото време t се явява много малко спрямо t<sub>v</sub> и в граничен преход експонентата клони към единица, в резултат на което се получава, че деформацията е само във функция от  $F_m$ .

2) Моделът на "Стандартното тяло" не притежава свойството слаба сингулярност, което е необходимо условие за описване на един бързопротичащ процес. Това се отнася и за резултатите получени за изменение на скоростта на натоварване.

Като модел на представеното по-долу разглеждане е използван съществуващ буфер с размери  $\Phi 80 \times 80$  от гума със следните параметри: модул на еластичност E=7,351 МРа, обемна плътност  $\rho=1262$  kg/m<sup>3</sup>, напречно сечение  $A=4,709.10^{-3}$  m<sup>2</sup>, полярен инерционен момент на напречното сечение  $I_0=1,764.10^{-6}$  m<sup>4</sup>, маса m=0,476 kg, диаметър D=0,078 m и дължина l=0,08 m.

Обемът на буфера  $V=3,767.10^{-4}$  m<sup>3</sup>, в по-нататъшните разглеждания се запазва един и същ, а се променя неговата дължина и съответно диаметър. По този начин при една и съща начална скорост на удара, енергийното натоварване (J/kg) остава едно и също при един и същ материал.

За определяне устойчивостта на един гумен буфер при удар с твърдо тяло [3, 4] са използвани резултатите от решението на системата интегродиференциални уравнения, описващи разпространението на вълната на напрежението и деформациите в едно ВЕТ. С помощта на [4] е създадена програма на *MathCAD*, с която през определен интервал от време се пресмятат ускорението и деформацията на буфера. При тези пресмятания е използвано ядро на релаксация на Ржаницын:

$$R(t) = At^{\alpha - 1} e^{-\beta t} \tag{11}$$

със следните стойности на коефициентите:  $A=0,01143; \alpha=0,045494; \beta=0,000595.$ 

За формата на буфера при неговата деформация по време на удара са приети две хипотези. При първата (фиг. 1а) е, че той запазва своята цилиндрична форма, като дължината му намалява, а диаметърът се увеличава.



фиг. 1 Хипотези за деформиране на буфера при удар: а. Цилиндрична форма; б. Два пресечени конуса

По втората (фиг. 1б) се приема, че в процеса на деформация той запазва размерите на диаметрите на основите си, които стават малките основи на два пресечени конуса с обща голяма основа. Размерите и характеристиките на телата се определят на всяка една стъпка в рамките на продължителността на удара.

Дължината на деформирания буфер (за двата случая) се определя със зависимостта:

$$l_c = l - \Delta l \tag{12}$$

$$l_k = \frac{l - \Delta l}{2} \tag{13}$$

Диаметърът на цилиндър е:

$$D_c = \left(\frac{4V}{\pi l_c}\right)^{0.5} \tag{14}$$

и съответно големият диаметър на пресечения конус:

$$D_{k} = 2 \left( \frac{D}{4} + \left( \frac{3V}{\pi l} - \frac{D}{4} \right)^{0.5} \right)$$
(15)

Натоварващата сила от удара се пресмята с формулата:

$$F_{\nu\partial} = M.a \tag{16}$$

където *M* е масата на удрящото твърдо тяло и *а* – ускорението в дадения момент от удара.

Критичната сила се определя с помощта на (2) при C=1.

За влиянието на коравината (респективно стройността) на буфера върху силата при удар, върху фиг. 2 е показано изменението и във функция от отношението на дължината l към диаметъра D.



**риг.** 2 изменение на силата на удара в зависимост от отношението l/D

Използвани са данните на по-горе описания буфер с обем  $V=3,767.10^{-4}$  m<sup>3</sup>, маса на удрящото твърдо тяло M=1000 kg, начална скорост при удара  $v_0=1$  m/s и енергийно натоварване на единица маса от буфера  $E_m=1050$  J/kg. За последните два случая l/D=1,8 и 2,0 състоянието е неустойчиво, т. е.  $F_{yo}>F_m$ . На фигурата се вижда, че силата на удара се увеличава около 2,5 пъти за стойностите на l/D=1,6 до 0,4.



фиг. 3 Изменение на динамичната сила  $F_{yo}$  критичната сила при цилиндър  $F_c$  и два конуса  $F_k$  (M=1000 kg, v=1 m/s, l=0,124 m, D=0,0638 m)

От получения резултат става ясно, че дадения обем и натоварване ще се използва рационално, когато това отношение е в границите на 1,0...1,6. Изменението на силата на удара  $F_{yo}$  и критичните сили за двете хипотези на деформация на буфера  $F_c$  и  $F_k$  са показани на фиг. 3. Интересното в случая е, че условието за устойчивост ( $F_{yo} < F_c$  и  $F_{yo} < F_k$ ) е изпълнено в почти целия интервал на удара с изключение само в началото.



В по-близък план (фиг.4) е представено началото на удара. Тук се вижда, че условието  $F_{yo} < F_c$  не е изпълнено и буферът още в самото началото ще изгуби своята устойчивост.

На фиг. 5 е показан случай, при който тялото губи своята устойчивост още в началото на удара.

Един граничен случай е представен на фиг. 6. Тук натоварващата и критичната сила в даден интервал от време са равни.

Такова състояние на тялото също така би следвало да се счита за неустойчиво. Това се

дължи на факта [7], че поради неточности при изработка и монтаж, остатъчни деформации на системата, където се използва буфера, направлението на силата не минава през центъра на тежестта на сечението в средата на тялото. В резултат се получава един допълнителен момент, който увеличава неговото провисване, което довежда до изгубване на устойчивостта му.



фиг.5 Изменение на силите за началото на удара (M=1000 kg, v=2 m/s, l=0,124 m, D=0,062 m)



фиг.6 Изменение на силите за началото на удара (*M*=1000 kg, *v*=0,75 m/s, *l*=0,124 m, *D*=0,062 m)

На фиг. 7 е показан случай на устойчиво състояние на системата, т. е. изпълнено е условието  $F_{yo} < F_c$  и  $F_{yo} < F_k$ . Тук възниква обаче въпроса, колко трябва да бъде минималната допустима разлика между натоварващата и критичната сила?

В този случай в литературата се използва коефициента на сигурност по устойчивост

$$k_{y} = \frac{F_{c}}{F_{y\delta}} \quad unu \quad k_{y} = \frac{F_{k}}{F_{y\delta}}$$
(17)







фиг.8 Изменение на коефициента на устойчивост k<sub>y</sub>, минималния коефициент на устойчивост mink<sub>y</sub> и времето на появяване mint в зависимост от отношението *l/D* (деформация според фиг. 1.а)

За стомана в [5] се препоръчва  $k_y=1,5...3$ , а в [6] се съобщава, че при съставянето на таблиците за  $\varphi = \varphi(\lambda)$  (също за стомана) е използван коефициент на сигурност  $k_y=1,8$ . В тези източници не се споменава за какъв характер на натоварване се отнасят тези препоръки.

В действителност (фиг. 7) критичният момент за буфера ще бъде тогава, когато разликата между критичната и ударната сила е минимална  $min\Delta F$ .

$$\Delta F = F_c - F_{y\partial} \quad u\pi u \quad \Delta F = F_k - F_{y\partial} \quad (18)$$

Следователно в момента *mint*, когато разликата е *min* $\Delta F$ , коефициетът за устойчивост на буфера ще бъде минимална *mink<sub>y</sub>*. На фиг. 8 е показано изменението на тези параметри в зависимост от отношението *l*/*D*. Натоварването е според фиг. 7. Граничната точка (*mink<sub>y</sub>*=1) се

получава при стойност l/D=1,72. От графиката се вижда, че настъпване на момента *mint*, при който устойчивостта на буфера е най-ниска не е постоянен и се влияе от стройността на буфера.

#### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Когато се увеличава стройността на буфера се намалява неговата коравина и съответно динамичната сила при удара. За разглеждания случай при стойности на l/D=1,6 до 0,4, тя намалява около 2,5 пъти.

Когато стройността на буфера се увеличава, възниква опасност той да изгуби устойчивост. При отношение l/D=1,72 за този буфер се получава неговото гранично състояние. От извършените пресмятания се вижда, той изгубва устойчивост в началото на удара - първите 10...15ms, докато продължителността на удара за разглеждания буфер е 80,5 ms. Получените резултати показват, че оценка за устойчивостта на буфера не трябва да се прави при неговото максимално натоварване.

Тук остава открит въпросът за коефициента на сигурност за устойчивост, тъй като при вискоеластични материали, не съществуват препоръки в литературата.

#### Литература

 Абросимов Г. Э. Удар жесткого тела по осесимметричному резинометаллическому аморти-затору. Вопросы динамики и прочности, 1982, т. 40. с. 90-97.

2. Колтунов М. А., Майборда В. П., Зубчанинов В. Г. Прочностные расчеты изделий из полимерныматериалов. М., Машиностроение, 1983, 239 с.

3. Огибалов П. М., Ломакин В. А., Кишкин Б. П. Механика полимеров. М., Из-во Моск. у-та, 1975, 528 с.

4. Пенков Б. Теоретично и експериментално изследване на удар на гумен буфер с твърдо тяло. Машиностроителна техника и технологии, Варна, 2006, No 1, с. 17-22.

5. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении – том III. МАШГИЗ, М., 1959, 1118 с. 6. Степин П. А. Сопротивление материалов. М., Высш. шк., 1988, 367 с.

7. **Bazant Z. P., L. Cedolin**. Stability of Structures. Dover Publications, N. Y., 1991, 1012 p.

## CYLINDRICAL RUBBER BUFFER EFFECIVE MEASURMENTS

**Bozhin PENKOV<sup>1</sup>** Nikolay MITEV<sup>2</sup> <sup>1</sup>Machine elements and drawing department, Technical University-Gabrovo, Bulgaria e-mail: <u>penkov@tugab.bg</u> <sup>2</sup>Machine elements and drawing department, Technical University-Gabrovo, Bulgaria e-mail: <u>mitev\_n@tugab.bg</u>

Abstract: When the slenderness of a viscoelastic buffer is increase, the impact force is decrease and the risk of loses of its stability increase. It is determine, that the rise of a risk a loses of stability is in the beginning of the impact.

Keywords: Viscoelastic materials, rubber buffer, impact force, stability of the buffer

#### MOTION SIMULATION OF THE FEET OF HEXAPODS WITH 3DOFs LEGS

Plamen PETROV<sup>1</sup> Lubomir DIMITROV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Automation of discrete production dept., Technical University -Sofia, Bulgaria e-mail: <u>ppetrov@tu-sofia.bg</u> <sup>2</sup>Machine Elements and Non-metallic Constructions dept., Technical University-Sofia, Bulgaria e-mail: <u>lubomir\_dimitrov@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:** In this paper, we present a kinematic description and simulation for leg trajectory planning of a six-legged robot with 3DOF legs. A leg trajectory planning procedure for tripod gait of the robot is proposed and the desired motion of the leg joint angles is obtained from the assigned desired motion of the leg tip in Cartesian space. Simulation results are presented to evaluate the performance of the proposed model.

Keywords: Six-legged robot, tripod gait, leg trajectory generation, simulation model

#### **1.INTRODUCTION**

Legged vehicles have a number of potential advantages over wheeled or tracked vehicles for locomotion over rough terrain. Six legged locomotion is the most popular legged locomotion concept because of the ability of static stable walking. The hexapods are often inspired by the nature as [1] and [2]. Most of the existing hexapods are laboratory prototypes [3, 4], but there are also a few legged robots built for specific applications, such as the six-legged robot SILO06 [5] which was built for demining. Since all aspects of walking are governed by linkage geometry and physical limitations of the leg, a major topic in a legged vehicle development, is the kinematic design of the leg mechanism, as well as of the overall vehicle geometry. Kinematic models of a six-legged robot were presented, for example, in [6] and [7]. On the other hand, the walking performances of the hexapod are related to the motion of the leg tip. Much work has been also addressed to the leg trajectory generation and motion analysis for hexapods [8,9,10] for different gaits and speeds of the robot body. A specific feature of the trajectory planning procedure is that the desired trajectories of the feet belong to the Cartesian space while they must be mapped into the joint space of the legs to accomplish the movement.

In this paper we present a kinematic description and a simulation model for leg trajectory planning of a six-legged robot with 3DOFs legs. For a tripod gait of the robot, a leg trajectory planning procedure is proposed and a desired motion of the leg joint angles is obtained from the assigned desired motion of the leg tip in Cartesian space. Simulation results are presented to evaluate the performance of the proposed model. The organization of the paper is as follows: In Section 2, a kinematic model of the leg is presented. In Section 3, a leg trajectory generation algorithm for a hexapod is developed. We provide simulation results in Section 5. Conclusions are presented in Section 6.

#### 2.LEG KINEMATIC MODEL

In this paper, we consider a walking robot with six identical legs equally distributed along both sides of the robot body in three opposite pairs as shown in fig.1. Each leg consists of three links and three revolute joints (fig. 2). The first two - denoted by  $\theta_1$  and  $\theta_2$ , respectively, are orthogonal to each other, and the third - denoted by  $\theta_3$  is parallel with the second.



fig.1 The hexapod robot

The Denavit-Hartenberg convention [11] is used for the description of the leg kinematics. The link parameters of each leg are denoted as follows:  $\theta_i$ , (i = 1,2,3) are joint variables and  $l_i$ , (i = 1,2,3) are the lengths of the links (fig. 2).



fig. 2 Coordinate frame assignment of the 3 DOFs leg

Using 4x4 homogeneous transformation matrices, the forward and inverse kinematics are resolved with respect to the moving coordinate frame  $Hx_Hy_Hz_H$  attached to the robot body (fig. 2).

The coordinates of the foot  $0_3$  with respect to the frame  $Hx_Hy_Hz_H$  are obtained in the form [12]:

$${}^{H} x_{0_{3}} = \cos \theta_{1} (l_{1} + l_{2} \cos \theta_{2} + l_{3} \cos(\theta_{2} + \theta_{3}))$$

$${}^{H} y_{0_{3}} = \sin \theta_{1} (l_{1} + l_{2} \cos \theta_{2} + l_{3} \cos(\theta_{2} + \theta_{3}))$$

$${}^{H} z_{0_{3}} = h + l_{2} \sin \theta_{2} + l_{3} \sin(\theta_{2} + \theta_{3})$$
(1)

The inverse kinematics problem, i.e. the problem of finding the joint variables in terms of the foot position is obtained as follows:

$$\theta_1 = a \tan \frac{\frac{H}{y_{0_3}}}{\frac{H}{x_0}}$$
(2)

$$\theta_2 = a \sin \frac{b_1 b_4 - b_2 b_3}{b_1^2 + b_2^2}; \qquad \theta_3 = -a \cos \frac{b_3^2 + b_4^2 - l_2^2 - l_3^2}{2l_2 l_3}$$

where  $b_i$  are functions of the joint angles.

#### **3.LEG TRAJECTORY GENERATION**

The robot is assumed to have a desired horizontal movement at a constant height *h* and constant forward speed and follows a straight-line trajectory. The motion planning of the legs is accomplished by prescribing desired Cartesian trajectories of the leg tips. Afterwards using the inverse kinematics solution (2), the corresponding desired joint trajectories in the join angle space are obtained. The desired motion of foot is expressed as time function of the coordinates of the leg tip  $O_3$  in coordinate system  $Hx_Hy_Hz_H$ attached to robot body (fig. 2).

The tripod gait used in this paper is shown in fig. 3. The white area indicates a swing phase and the dark area indicates a support phase. The legs move cyclically during walking and the motion of the leg is partitioned into two phases: support phase when the leg is used to support the robot, and transfer phase, when the leg is moved from one foothold to the next one. The motion of the leg tip is expressed as a function of the coordinates of the leg tip in  $Hx_Hy_Hz_H$  along the  $y_H$ -axis for the support phase.



During the support phase, the desired  $y_d$  trajectory of the leg tip is determined by using the constant speed along the  $Hy_H$  axis which is the speed of the robot body  $v_{rob}$  with inverse sign. The component  $z_d$  is equal to zero. During the transfer phase, the motion of the leg tip is expressed as a function of the coordinates of the leg tip in the  $y_{HZ_H}$  plane. The desired  $(y_d, z_d)$  trajectories of the leg tip for each cycle, are computed through a cubic polynomial  $f_d(t)$ for  $y_d$  and sinusoidal function for  $z_d$  (with assigned maximum foot clearance) respectively. A set of joint variables for each leg that achieves the desired position of the leg tip is obtained using the inverse kinematic solution obtained in the previous section,. The maximum robot speed for straight-line motion of the robot can be determined from the following expression:

$$v_{rob} = \frac{R(1-\beta)}{t_{rr}\beta}$$
(3)

where *R* is the desired stroke,  $\beta$  is the desired duty factor for the tripod gait, and  $t_{tr}$  is the transfer time of the leg.

#### 4. SIMULATION

Our model was simulated by using Matlab with leg parameters given in table 1.

table 1 Length of the links of each leg

link	1	2	3
length	0.07[m]	0.285[m]	0.31[m]

For the simulation, the desired walking height *h* was defined in terms of the length of the third link, i.e.,  $h = l_3 = cte$ . The foot distance from the body was  $s = l_1 + l_2 = 0.355m$  (Fig. 4). The leg cycle time *T* was chosen to be 6s and the support  $(t_s)$  and the transfer  $(t_t)$  times were set to be 4s and 2s, respectively. The stroke *R* was set to be 0.2m (Fig.4). For the simulation, the duty factor was chosen to be  $\beta = 2/3$ . The foot positions for generating a tripod gait are given in Fig. 3. Using (3), the maximum robot forward speed was determined to be 0.05m/s.

Fig.5a and fig.5b plot the desired time evolution of the y-horizontal and z-vertical displacements, respectively, of the leg tips of two adjacent legs with respect to the corresponding frames  $Hx_Hy_Hz_H$ .

Fig. 6 plots the desired evolution of the z-vertical displacement of the leg tip with respect to the desired y-component in frame  $Hx_{H}y_{H}z_{H}$ .



fig. 4 The robot geometry and the desired stroke R







**fig. 6** Evolution of the desired z-vertical displacement of the leg tip with respect to the desired y-component in frame  $Hx_Hy_Hz_{H'}$ 

The desired evolution of the joint angles  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ , and  $\theta_3$  obtained by means of the inverse kinematic solution is presented in fig. 7a, fig. 7b, and fig. 7c respectively.





**fig.7** Desired evolution in time of joint angles  $\theta_1$  (fig. 7a),  $\theta_2$  (Fig. 7b) and  $\theta_3$  (Fig. 7c)

The results of the simulation verify the validity of the proposed leg trajectory planning procedure.

#### **5. CONCLUSION**

In this paper a leg trajectory planning procedure for tripod gait of the robot is proposed. The desired motion of the leg joint angles is obtained from the assigned desired motion of the leg tip in Cartesian space during support and transfer phases. The validation of the model is confirmed by the simulations made by using MATLAB software. Simulations show that the proposed procedure is suitable for leg trajectory generation during a straight-line motion of the robot achieving fast foot movements with good performance. A future step forward will be the design of feedback control of the legs by using the generated reference trajectories of the joint angles.

#### References

1.Cordes S., Berns K. A Flexible Hardware Archi-tecture for the Adaptive Control of Mobile Robots, in 3rd Symp. Intell. Robotic systems '95, 1995.

2.<u>http://www.ai.mit.edu/projects/leglab/robots/robots.html</u>. Last acces: May 2009.

3.Berns K., Kepplin V., Miller, M. Schmalenbach. Six-Legged Robot Actuated by Fluidic Muscles, in *Proc.* 3th Int. Conference on Climbing and Walking Robots CLAWAR, 2000.

4.**Kepplin V., Berns K.** A concept for walking behavior in rough terrain. In Climbing and Walking Robots and the
Support Technologies for Mobile Machines, CLAWAR'99, 509, 1999.

5.Gonzalez de Santos P., Garcia E., Estremera J., Armada A. SILO06: Design and configuration of a legged robot for humanitarian demining, in Int. Workshopon Robots for Humanitarian Demining, 2002.

6.**Silva M., Machado T., Jesus I.** Modeling and simulation of walking robots with 3DOF legs, in Proc. 25<sup>th</sup> Int. Conf. Model. Identification and Control, 271, 2006.

7.Barreto J., Trigo A., Menezes P., Dias J., de Almeida A.T. Kinematic and dynamic modeling of a six-legged robot, IEEE Int. Work. On Advanced Motion Control, 1998.

8.**Silva M.,Marchado J., Lopes A.** Performance analysis of multi-legged systems, in Proc. IEEE Int. Conf. Rob. Automation, 2234, (2002).

9.**Gonzales de Santos P., Estremera J, Garcia E.** Optimizing leg distribution around the body in walking robots, in Proc. IEEE Int. Conf. Rob. Automation, 3218 2005.

10.**Figliolini G., Stan S., Rea P.** Motion analysis of the leg tip of a six-legged walking robot, in 12<sup>th</sup> IFToMM World Congress, 2007.

11.**Spong M., Vidyasagar M.**Robot dynamics and control, John Wiley & Sons, 1989.

12. **Petrov P., Dimitrov L.** Leg trajectory planning for a hexapod robot, in Proc. 12<sup>th</sup> Int. Conf. Climbing and Walking Robots CLAWAR'09, 1031, 2009.

## К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПОВОРОТНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Виктор ШЕСТАКОВ<sup>1</sup> Сергей ХОРОШАВИН<sup>2</sup>

<sup>1</sup>кафедра Горных машин и комплексов, Уральский государственный горный университет, Россия e-mail: <u>ime@tu-sofia.bg</u>

<sup>2</sup>кафедра Горных машин и комплексов, Уральский государственный горный университет, Россия e-mail: <u>ime@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** Рассмотрен вопрос оптимизации поворотных механизмов одноковшовых карьерных экскаваторов. Представлены графики влияния передаточного отношения механизма на продолжительность поворотного движения.

Ключови думи: Карьерный экскаватор, механизм поворота, оптимизация

### 1. ПРОБЛЕМА И ЕЕ СВЯЗЬ С НАУЧНЫМИ И ПРАКТИЧЕСКИМИ ЗАДАЧАМИ

В горной отрасли остро стоит проблема повышения эффективности работы технологического оборудования. Эта проблема может решаться за счет создания горного оборудования, работающего на новых принципах разрушения породы и ее транспортирования или за счет модернизации имеющегося оборудования с целью повышения производительности. Новые принципы находят в результате научных исследований институтами академии наук. В проектных организациях решаются задачи по улучшению работы оборудования за счет оптимизации параметров.

## 2.АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИ-КАЦИЙ

Проблемой совершенствования горного оборудования занимаются многие научные школы и производственные коллективы. Для поворотных механизмов экскаваторов предлагаются варианты с гидравлическими и электрическими приводами [1 и др.] с рекуперацией энергии.

## 3. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В настоящей статье рассматривается возможность повышения производительности одноковшового экскаватора за счет оптимизации поворотных механизмов. Оптимизация сложных объектов возможна только с использованием ЭВМ и соответствующего программного обеспечения.

## 4. ИЗЛОЖЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И РЕ-ЗУЛЬТАТЫ

Рассмотрим создание программы для оптимизации поворотного механизма экскаватора.

При проектировании механизма поворота проводят структурную и параметрическую оптимизацию.

Оптимизация структуры исполнения механизма заключается в выборе типа привода (электрический постоянного или переменного тока, гидравлический вращательного или поступательного действия и т. п.), в определении числа двигателей, в выборе передаточного механизма (с редуктором или без редуктора). Для механизма поворота экскаватора использование гидропривода, включающего гидроаккумуляторы, позволит снизить затраты энергии на поворот платформы экскаватора [1, 2 и др.].

При параметрической оптимизации определяют значения максимального движущего момента, максимальной скорости поворота, передаточного отношения механизма.

Рассмотрим влияние передаточного числа. При варьировании передаточного числа изменяется движущий момент, прикладываемый к поворотной платформе. Скорость установившегося движения также будет зависеть от передаточного числа, так как номинальная скорость двигателя неизменна.

Вид возможных графиков изменения скорости во времени показан на рис.1.



рис.1 Графики изменения скорости:  $U_{\rm B1}, U_{\rm B2}$  – варианты общего передаточного числа механизма поворота;  $t_{\rm пов1}$ ,  $t_{\rm пов2}$  – возможные значения времени поворота плат-формы экскаватора

При увеличении передаточного числа ускорения разгона и торможения возрастают, а скорость установившегося движения уменьшается, время же поворота может как увеличиться (линия 1), так и уменьшиться (линия 2), все зависит от угла поворота и момента инерции поворотной части. Поэтому необходимо провести поиск такого передаточного числа, при котором время поворота будет наименьшим. Что еще необходимо учитывать при оптимизации? При варьировании передаточного числа изменяется продолжительность операций разгона и торможения, в течение которых действует максимальный момент и, соответственно, по обмоткам двигателя протекает большой ток. Это может привести к перегреву двигателя, поэтому в процессе оптимизации необходимо проводить проверку по коэффициенту загрузки и определять допустимый максимальный момент привода.

Изменение передаточного числа в допустимых пределах практически не влияет на стоимость механизма, а влияет на продолжительность цикла и, соответственно, на производительность, поэтому в качестве критерия принята продолжительность цикла.

Целевой функцией в этой задаче будет математическая модель, позволяющая определять продолжительность цикла через передаточное отношение. Кроме того, в модель должны войти и все зависимости для поиска максимального момента привода. Время цикла будет зависеть от передаточного отношения и максимального момента привода  $T_{u} = f(U, M_{max})$ . Для поворотного механизма продолжительность цикла будет состоять из слагаемых:

 $T_{u} = T_{nos.2} + T_{nos.n} + T_{np}$ 

где  $T_{no6...}$ ,  $T_{no6...}$ ,  $T_{np}$  – время продолжительности поворота платформы с груженым и порожним ковшом, время погрузки и разгрузки ковша.

Последнее слагаемое не зависит от параметров поворотного движения, но его необходимо обязательно вводить в целевую функцию, так как для расчета коэффициента загрузки привода необходимо полное время цикла.

Исходные данные для оптимизации передаточного числа механизма поворота:  $\beta$  - угол поворота платформы;  $J_{\Pi q}^{\Gamma}$ ,  $J_{\Pi q}^{\Pi}$  - момент инерции поворотной части экскаватора с груженым и порожним ковшом;  $U_{\text{B.min}}$ ,  $U_{\text{B.max}}$  – интервал возможного изменения передаточного числа;  $N_{\text{дв}}$  мощность привода поворота;  $\omega_{he}$  - номинальная скорость двигателя;  $J_{\text{дв}}$  - момент инерции ротора двигателя;  $n_e$  – количество двигателей;  $M_{\text{сп}}$  - момент сопротивления повороту платформы;  $\eta$  — КПД механизма,  $K_n$  – коэффициент для расчета максимального момента привода.

Алгоритм оптимизации заключается в следующем. Передаточное число с равным шагом меняется в допустимом диапазоне. Для каждого значения задается максимально возможный момент привода  $M_{cmon}$ , определяется время цикла и коэффициент загрузки привода. Если окажется, что коэффициент загрузки превышает допустимое значение, то максимальный момент привода уменьшается на 2% и снова рассчитывается время и загрузка привода и так до тех пор, пока коэффициент загрузки не будет меньше или равен допустимому значению.

При расчете времени цикла учитывается изменение движущего момента привода в процессе разгона согласно статической механической характеристике (рис.2).

Для расчета продолжительности поворотного движения составлена математическая модель, включающая уравнение движения.

При разгоне:

$$M_{\rm gB}(t)\eta - M_{\rm c.np} = J_{\rm np} \frac{d\omega(t)}{dt};$$

при торможении:

$$\frac{M_{\rm cron}}{\eta} + M_{\rm c.np} = J_{\rm np} \frac{d\omega(t)}{dt}$$

где  $J_{\rm np}$  – суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции механизма.



рис.2 Статическая механическая характеристика привода:  $\omega_{.x.x.}$  и  $\omega_{.ore}$  – скорости холостого хода и отсечки;  $M_{cron}$  и  $M_{ore}$  – моменты привода максимальный и отсечки;  $\omega(t)$  и  $M_{дB}(t)$  – текущие значения скорости и момента

Суммарный приведенный момент инерции механизма определяется дважды для расчета времени поворота с груженым и порожним ковшом

$$J_{\rm np} = J_{\rm AB} n_{\rm AB} + \frac{J_{\rm nq}}{U_{\rm P}^2}$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя

$$M_{\rm c.np} = \frac{M_{\rm cn}}{U_{\rm p}} \,.$$

Таким образом, приведенный момент инерции и момент сопротивления зависят от передаточного числа.

Для определения численным интегрированием угла поворота используется выражение, следующее из определения скорости

$$\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt}$$

где  $\varphi(t)$  – угол поворота вала двигателя.

Учитывая изменение движущего момента привода при разгоне дифференциальное уравнение движения может быть решено на ЭВМ с использованием численного метода интегрирования Эйлера. Алгоритмы расчета продолжительности поворота и параметров статической характеристики привода представлены на рис.3 и рис.4.

При некоторых значениях максимального момента привода  $M_{cmon}$  возможен перегрев двигателей. Для проверки отсутствия перегрева используют коэффициент загрузки, который должен быть меньше единицы для механизмов, рабочий цикл которых не имеет длительных перерывов в работе. Коэффициент загрузки определяют по выражению  $K_3 = \frac{M_3}{M_{_{\rm H}}}$  где  $M_{\rm H}$  – номинальный момент двигателей;  $M_3$  – эквивалентный момент за цикл.

Эквивалентный момент привода механизма циклического действия

$$M_{p} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} M_{ab,i}^{2} \Delta t_{i}}{\sum_{i=1}^{N} \Delta t_{i}}}$$

где  $M_{\rm дв.i}$  – значение движущего момента двигателя, действующего в интервале времени  $\Delta t_i$ .

При превышении коэффициента загрузки допустимого значения (обычно он равен 1) необходимо уменьшать движущий момент привода. Из процедуры по алгоритму на рис. 4 дважды вызывается процедура по алгоритму на рис.3 с передачей вначале данных с груженым, а затем с порожним ковшом. Процедура по алгоритму на рис.4 в свою очередь вызывается из процедуры, обеспечивающей изменение передаточного числа.

По разработанной программе были проведены расчеты для экскаватора ЭКГ-5 при изменении передаточного числа в пределах от 200 до 600. Результаты расчетов влияния передаточного числа на время цикла и время отработки забоя при изменении углов поворота от 60° до 120° показаны в виде графика на рис.5.

### 4. ВЫВОДЫ И НАПРАВЛЕНИЯ ДАЛЬ-НЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Разработанное математическое описание и программа для ЭВМ позволяет определять оптимальное значение передаточного числа механизма поворота, обеспечивающего при выбранных двигателях наименьшую продолжительность цикла.



рис.3 Схема алгоритма расчета длительности поворота платформы



рис.4 Схема алгоритма расчета времени цикла, коэффициента загрузки привода и максимального момента привода





Проведенные исследования показали влияние на оптимальное значение передаточного числа

момента инерции привода и поворотной части экскаватора, мощности привода, угла поворота. В дальнейшем планируется разработать программное обеспечение для определения оптимальных параметров рабочего оборудования и экскаватора в целом.

### Список источников

1. Шестаков В.С. К вопросу проектирования привода гидравлического экскаватора// Изв. Урал. горно-геол. акад. Сер.: Горная электромеханика. 2000.- Вып. 9. - С. 155-157.

2. Комиссаров А.П., Логачев А.М., Шестаков В.С. Влияние конструктивного исполнения рабочего оборудования гидравлических экскаваторов на формирование энергозатрат// Горные машины и автоматика.-№ 3, 2005. - С. 21-23

3. Шестаков В.С. Оптимизация параметров горных машин: учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2004. – 227 с.

# ABOUT OPTIMISATION OF ROTARY MECHANISM OF SINGLE BUCKET EXCAVATOR

Victor SHESTAKOV<sup>1</sup> Sergei HOROSHAVIN<sup>2</sup> <sup>1</sup>Mining machines and complexes dept., Ural state mining university, Russia e-mail: <u>ime@tu-sofia.bg</u> <sup>2</sup>Mining machines and complexes dept., Ural state mining university, Russia e-mail: <u>ime@tu-sofia.bg</u>

**Abstract:** There are shown optimization of rotary mechanisms of single bucket excavators. Presented graphics show the influence of the reduction ratio on the duration of the rotary motion.

Keywords: Mine shovel, rotary mechanism, optimization

# О ВЫБОРЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ОБРАТНОГО КОПАНИЯ

### Пётр ПОБЕГАЙЛО

НПО «Текнокон», Москва, Россия e-mail: <u>petrp214@yandex.ru</u>

**Резюме**: В этой работе изложена небольшая часть комплексной методики по определению рациональных параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов – методика выбора рациональных кинематических параметров РО обратной гидравлической лопаты, рекомендуемая к применению при предпроектном анализе.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, рабочее оборудование, рациональные кинематические параметры

### 1. ВВЕДЕНИЕ

В этой работе изложена небольшая часть комплексной методики по определению рациональных параметров рабочего оборудования (РО) гидравлических экскаваторов (ГЭ) – методика выбора рациональных кинематических <sup>1</sup> параметров РО обратной гидравлической лопаты<sup>2</sup>. Развиваемый здесь нами подход может использоваться, как при проектировании мощных ГЭ, так и при создании строительных ГЭ.

Данная методика нацелена на применение на стадии предпроектного анализа (ПА<sup>3</sup>). Применение её на иных стадиях проектирования ГЭ нами не предусмотрено.

Для ГЭ обратного копания известно большое число вариантов кинематических схем РО. В настоящей работе рассматривается наиболее распространенная кинематическая схема РО, с моноблочной стрелой, называемая авторами монографии [18] традиционной (рис.1)<sup>4</sup>.

Под определяемыми параметрами РО имеем в виду:

• кинематические длины элементов РО;

 экстремальные углы перемещения их относительно друг друга;

• координаты пяты стрелы.

С позиций кинематики РО (рис.1) размеры стрелы a, рукояти b и ковша c у строительных ГЭ, должны обеспечивать установленные в [19] эксплуатационные параметры, определяющие рабочие размеры экскаватора:

• наибольшую кинематическую глубину копания  $H_{K \max}$ ;

• наибольший радиус копания на уровне стоянки  $R_{_{KC\,max}}$ ;

• высоту выгрузки в транспортный сосуд  $H_{B_{\text{max}}}$  и радиус выгрузки на этой высоте  $R_{B_{\text{max}}}^{5}$ .

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Применяемая нами терминология введена уже давно, в научной школе д.т.н., проф. Д.П. Волкова, и активно используется в учебном процессе в МГСУ и в различных исследованиях, посвященных гидравлическим экскаваторам, как в России, так и за рубежом [1 – 4 и др.].

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Настоящая методика не предусматривает идентичность гидроцилиндров и еще некоторых параметров РО обратной лопаты с РО ГЭ прямого копания, установленного на той же базовой машине. Учет всех требований подобного рода возможен и будет продемонстрирован позднее, как дополнение к настоящей методике.

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Более подробно, о том, что мы понимаем под ПА, и о некоторых, связанных с этим, исследованиях, можно узнать из наших публикаций [5 – 15 и др.]. А также, например, прочитать в работе [16], где раскрыты и описаны общие подходы и взгляды на ПА организационных систем. Кроме этого, можно увидеть из работы [17], как применены и развиты наши идеи [7 – 10 и др.] по отношению к промышленным роботам.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Конкретно сейчас нас не интересует то, как расположены гидроцилиндры, важным является то, что данная схема включает последовательно соединенные между собой шарнирами три звена (стрела, рукоять, ковш). Заметим при этом, что увеличение числа звеньев не изменяет принципиально предлагаемый нами подход, однако делает его более громоздким.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Вместо двух последних параметров, иногда, может потребоваться обеспечить (и найти) максимальную высоту копания  $H_{KOII\,\mathrm{max}}$ . В этом случае отмеченные выше параметры

контых развития в транспортный сосуд должны выступать в выгрузки грунта в транспортный сосуд должны выступать в качестве ограничений, т.е. они все равно должны быть обеспечены кинематикой РО. В противном случае (при не обеспечении этих параметров) этот единичный вариант РО должен быть исключен из дальнейшего рассмотрения при проектировании ГЭ.

### Пётр ПОБЕГАЙЛО



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

Все эти параметры в указанном стандарте установлены как минимальные. Это означает, что рабочие размеры в принципе могут быть увеличены за счет увеличения линейных размеров элементов РО или за счет других факторов. Но при этом масса экскаватора, согласно тому же стандарту, не должна превышать установленную более чем на 5%. Естественно, что увеличение линейных размеров элементов РО приведет не только к увеличению их собственной массы, но и к увеличению массы экскаватора в целом. Учтем это в данной работе.

В монографии [20]<sup>6</sup> сделана попытка обосновать целесообразность применения МГЭ обратного копания для верхнего черпания.

На наш взгляд, нельзя согласиться с данной идеей, так как указанный режим работы не является характерным и рекомендуемым для ГЭ обратного копания [1, 2, 19, 21 – 24 и др.]. Активное применение данного не рационального режима работы при эксплуатации может приводить к снижению надежности и не полной реализации ГЭ своих лучших кинематических, силовых и технологических качеств. Это в свою очередь, на наш взгляд, может отрицательно сказаться на

производительности МГЭ<sup>7</sup>. Мы на эту идею ориентироваться не будем, однако считаем, что в дальнейшем необходимо сравнить нагруженность и другие характеристики МГЭ обратного копания при экскавации как традиционным, так и не традиционным способом.

Из рис.1 и рис.2 видно, что кинематическая связь между размерами элементов РО и эксплуатационными параметрами МГЭ достаточно сложна. Кинематические длины РО, обеспечивающие эксплуатационные параметры, можно получить при различных сочетаниях длин стрелы и рукояти, и при различных экстремальных углах между ними. В свою очередь, известными кинематическими параметрами РО можно обеспечить все эксплуатационные параметры при различных углах между ними. В свою очередь, известными кинематическими параметрами РО можно обеспечить все эксплуатационные параметры при различных углах наклона оси стрелы к горизонту  $\alpha$ . Кроме того, от соотношений длин стрелы и рукояти, при прочих равных условиях, зависит очертание осевого профиля рабочей зоны, в том числе па-

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> В работе [18] об этом также упоминается, но весьма конспективно.

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Для реализации идеи о верхнем черпании обратной лопатой, как одного из основных режимов работы, необходимо пересматривать методологию проектирования ГЭ, с технико-экономическим обоснованием полезности таких изменений в сравнении с прямыми лопатами, «заточенными» для тех же задач. Можно предположить, что, обеспечивая эффективное копание «в верху», мы заметно проиграем с этим «внизу» и т.п.

раметр X<sub>П</sub>, определяющий возможный «подкоп» под опорное устройство экскаватора – гусеницы. Зарубежная и отечественная практика показывает, что этот параметр имеет самые различные значения: как положительные, когда предельное положение зубьев ковша не доходит до оси вращения поворотной платформы, так и отрицательные, когда предельное положение зубьев ковша заходит за ось вращения и что явно указывает на удлиненную рукоять. Некоторые специалисты считают, что этот параметр никак не влияет на безопасность работы экскаватора, поскольку реальные очертания забоя и своевременные передвижки экскаватора исключают возможность «подкопа». Другие [25] считают необходимым ограничить этот параметр определенными размерами.

По мнению специалистов МГСУ [26], с которым мы согласны, условия работы строительного ГЭ обратного копания не требуют особых ограничений  $X_{\Pi}$ , поскольку это ограничивает возможность применения удлиненных рукоятей, а возможный «подкоп» под экскаватор может быть исключен либо соответствующими нормами на допустимые откосы забоя, либо средствами автоматизации процесса копания.

Однако для МГЭ обратного копания размер  $X_{\Pi}$  становиться одним из параметров безопасности. Мы имеем в виду, что при разработке предварительно взорванных пород экскаватор будет стоять на разрушенном в той или иной мере основании. В этом случае присущий этим экскаваторам большой выбег равнодействующей вертикальных нагрузок вперед и назад может вызвать, если не оползни, то, во всяком случае, нарушение прочности основания [26]. В рамках предлагаемой нами модели будем требовать выполнения условия  $X_{\Pi} > 0$  для всех рассматриваемых в процессе проектирования единичных вариантов PO<sup>8</sup>.

Из сказанного следует, что размеры РО зависят от большого числа факторов. Отмеченная сложность взаимосвязи различных факторов позволяет выполнить определение всех основных параметров РО только с помощью ЭВМ.



рис.2 Осевой профиль рабочей зоны

Заметим [1,2], что кинематические длины стрелы a, рукояти b и ковша c (рис.1 и рис.2) – это расстояние между осями их концевых шарниров. Первая – от пяты стрелы до шарнира стрела-рукоять, вторая – между шарнирами соединений стрела-рукоять и рукоять-ковш, третья – от шарнира рукоять-ковш до режущих кромок неизношенных зубьев. Далее, ради сокращения записи, будем их иногда условно называть стрелой, рукоятью и ковшом соответственно.

Последовательность выбора кинематических параметров РО такова (рис.1 и рис.2):

- выбор длины ковша c;
- выбор координат пяты стрелы (X, Y);

выбор длин стрелы *a* и рукояти *b*, и максимального угла между их осями (β<sub>max</sub>);

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Возможно, современные системы управления позволят снять это ограничение в скором будущем и для отечественных МГЭ обратного копания.

• выбор максимального и минимального угла между осью рукояти и кинематической длиной ковша ( $\gamma_{\max}$  и  $\gamma_{\min}$ ), определение максимального угла отворота ковша от рукояти ( $\alpha_{K.HAP}$ );

• выбор минимального угла наклона оси стрелы к горизонту ( $\alpha_{min}$ ) при условии обеспечения требуемой глубины копания;

 проверка на реализуемость требуемой глубины копания;

• выбор максимального угла наклона оси стрелы к горизонту ( $\alpha_{max}$ ) при условии обеспечения требуемой высоты выгрузки в транспортный сосуд;

 проверки на реализуемость требуемой высоты выгрузки в транспортный сосуд и требуемого радиуса выгрузки на этой высоте;

• выбор максимального угла наклона оси стрелы к горизонту ( $\alpha_{max}$ ) при условии обеспечения требуемой максимальной высоты копания<sup>9</sup>;

• сравнение двух полученных значений угла

 $\alpha_{\max}$  и выбор максимального из них;

выбор значения минимального угла между осями стрелы и рукояти ( β<sub>min</sub> );

• проверка синтезированного единичного варианта РО по условию  $X_{\Pi} > 0$ .

На приведенные ниже математические соотношения наложены следующие основные ограничения:

• отношение (длина стрелы)/(длина рукояти) а

 $=\frac{a}{b}=W$  должно лежать в интервале [1,2...1,5] [27, 28 и др.];

• рациональный вариант РО должен обеспечивать реализацию всех указанных выше эксплуатационных параметров;

 при варьировании линейными параметрами РО, в случае, если масса экскаватора задана неизменяемой, её максимальное отклонение от основного значения не должно быть выше ±5%;  для признания варианта РО рациональным, кроме всего прочего, должно выполняться условие X<sub>П</sub> > 0.

При этом мы будем ориентироваться на следующее:

 должен быть учтен опыт проектирования строительных ГЭ;

• необходимо минимизировать число исходных данных (ИД);

 предлагаемая нами здесь методика выбора кинематических параметров РО должна быть увязана с последующим выбором параметров исполнительных механизмов РО и другими частями предлагаемой нами комплексной методики проектирования РО ГЭ;

• на основе предлагаемой ниже математической модели надо создать алгоритм для реализации ее на компьютере (блок-схему сейчас не приводим из-за ее громоздкости).

Подчеркнем, что за начало основной неподвижной декартовой правой прямоугольной системы координат нами принята точка пересечения оси вращения экскаватора с уровнем его стоянки.

Отметим, что все выбранные по предлагаемой методике кинематические параметры РО могут быть скорректированы на следующих этапах проектирования ГЭ<sup>10</sup>.

Другими словами текст под сноской 10 можно представить и так.

Напомним [5, 6, 13 и др.], что по указанной ниже схеме можно получить не одно, а некоторое множество устойчивых единичных вариантов РО (о понятии устойчивого варианта РО говорится в наших работах [6, 7 и др.]). Это связано с тем, что окончательный выбор необходимого проектировщику варианта РО будет выполняться из конструктивных соображений и целиком останется на проектировщике<sup>11</sup> [2, 30 – 35, 38 и др.]. Ведь никто кроме него не знает технологических особенностей конкретного производства.

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> Этот и следующий пункт данного перечня не являются обязательными, а зависят от того, какие требования выдвинуты к проектируемому РО.

<sup>&</sup>lt;sup>10</sup> Напомним, что на стадии ПА мы не ищем оптимальный вариант РО. На этом этапе решается задача отбраковки заведомо плохих единичных вариантов РО и определяется множество рациональных единичных вариантов РО, среди которых позже и будет найден оптимальный вариант РО [29 и др.]. <sup>11</sup> Как минимум до создания соответствующей системы Искусственного Интеллекта (если это вообще реализуемо в рамках нашей Вселенной) [36, 37 и др.].

### 2. ОПИСАНИЕ МЕТОДИКИ

Длина ковша c определяется по формуле:

$$c = \frac{(c_1 + c_2)}{2} \tag{1}$$

где  $c_1$  и  $c_2$  – длины ковшей полученные на основе метода геометрического подобия и по рекомендациям ВНИИСДМ, с округлением до одной десятой. Допустимость такого решения проверена в МГСУ [39 и др.].

Длина ковша  $c_1$  определяется так:

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{c_{\kappa n}^3 \cdot q}{q_{\kappa n}}} \tag{2}$$

где *с*<sub>кл</sub> - длина ковша прототипа проектируемого экскаватора;

*q*, *q*<sub>*кn*</sub> - емкость ковша проектируемого экскаватора и прототипа соответственно.

Длина ковша *c*<sub>2</sub> равна [40 и др.]:

$$c_2 = 1,25 \cdot \sqrt[3]{q} + 0,25 \tag{3}$$

Известно [2, 40 и др.], что пяту стрелы желательно располагать на поворотной платформе возможно ниже и на максимально возможном вылете от оси вращения опорно-поворотного устройства (ОПУ). Это вытекает из условия передачи через нее усилий на ходовую тележку, при которой обеспечивается минимальная материалоемкость узла.

По мнению авторов работы [2] абсциссу пяты стрелы  $X_1$  можно найти так:

$$X_1 = r_n + 0.15 - 0.15 \cdot \sqrt[3]{m_3} \tag{4}$$

где *r*<sub>П</sub> - длина кормовой части поворотной платформы;

*m*<sub>Э</sub> - масса экскаватора.

По мнению авторов работы [40] абсциссу пяты стрелы X<sub>2</sub> можно найти так:

$$X_2 = (0, 6...0, 65) \cdot R_{onv} \tag{5}$$

где  $R_{ony}$  – радиус ОПУ (мы будем брать в этой формуле коэффициент 0,65).

В предлагаемой нами методике, для окончательного определения абсциссы пяты стрелы будем использовать следующую формулу:

$$X = \frac{X_1 + X_2}{2}$$
(6)

Допустимость такого решения проверена в МГСУ [39 и др.].

Ординату пяты стрелы в нашей методике будем определять по формуле рекомендованной в работе [2] с учетом введенного в нее нами поправочного коэффициента *z* (на основании вычислительного эксперимента):

$$Y = K_{\pi} + \frac{h_{nn}}{2} + 0.18 \cdot \sqrt[3]{m_{3}} + z \tag{7}$$

где z – поправочный коэффициент<sup>12</sup>;  $K_{\pi}$  - клиренс;  $h_{\pi\pi}$  - высота поворотной платформы.

По мере накопления статистических данных формулы (1–7) необходимо корректировать (в качестве примера можно указать работы [1–3, 24, 41–53 и др.]).

Добавим, что вопрос о точном определении рациональных координат пяты стрелы с учетом всех подсистем ГЭ весьма не тривиален, и далеко выходит за рамки настоящей работы.

Безусловно, что конструктор может ввести и свои значения *c*, *X*, *Y* найденные им по иным методикам.

Теперь перейдем к определению основных кинематических параметров PO.

Отметим два основных параметра варьирования, значения которых задаются проектировщиком. Эти параметры в сочетании с ИД определяют результаты проектирования.

Угол  $\beta_{\text{max}}$  – максимальный угол между стрелой и рукоятью – можно задать на основе опыта конструирования (например, 170°) или учесть тот факт, что его рациональное значение находиться

в интервале 
$$\left\lfloor \frac{\pi}{2} < \beta_{\max} < \pi \right\rfloor$$
 со смещением к

правой верхней границе. Зная этот интервал можно пройти его с шагом  $\Delta_{\beta}$ .

Также зная диапазон существования параметра W можно рассмотреть его различные значения, задавшись шагом  $\Delta_w$  или назначить W из конструктивных соображений (например, положить W = 1.35).

<sup>&</sup>lt;sup>12</sup> Определение значений этого коэффициента требует проведения специальных работ, выходящих за рамки настоящей статьи. Для двенадцати кубового ГЭ можно предположить, что  $z \approx 1$ .

На основании расчетной схемы приведенной на рис.3 запишем два геометрических соотношения<sup>13</sup>:

$$A'D = R_{KC \max} - X$$
, где  
 $X < R_{KC \max} < a + b + c + X$  (8)

$$AD_{\max} = \sqrt{Y^2 + (A'D)^2} \tag{9}$$

где A'D – горизонтальное расстояние от зубьев ковша в точке D до оси ОПУ за вычетом абсциссы пяты стрелы;

 $AD_{\text{max}}$  – расстояние от пяты стрелы до зубьев ковша, обеспечивающее максимальный радиус копания на уровне стоянки<sup>14</sup>.



рис.3 Расчетная схема № 1

Длина стрелы равна:

$$a = W \cdot \sqrt{\frac{(AC_{\max})^2}{(W^2 - 2W \cdot \cos(\beta_{\max}) + 1)}}$$
(10)

где  $AC_{\text{max}}$  – максимальное расстояние от пяты стрелы до шарнира рукоять-ковш при максимальном угле  $\beta_{\text{max}}$  (рис.3).

Тут предполагается, что в расчетной схеме 1 приведенной на рис.3, требуемый размер  $R_{KC\,max}$  достигается при предельном отвороте рукояти от стрелы и таком положении ковша, когда оно спрямлено в одну линию с отрезком  $AC_{max}$ . Угол отворота ковша от рукояти  $\alpha_{K,HAY}$  в этом положении примет свое максимальное значение [2].

Из этой же расчетной схемы мы в дальнейшем найдем максимально допустимое значение угла  $\gamma_{\min}$ , которое обеспечивает копание в этом положении РО (вырезание грунтового сегмента из массива поворотом ковша реализуется полностью). [Окончательное значение угла  $\gamma_{\min}$  мы сможем найти на следующих стадиях проектирования РО, либо из конструктивных соображений]. Кроме того, из этой же схемы мы найдем и значение угла  $\gamma_{\max}$ .

Далее имеем:

$$b = \frac{a}{W} \tag{11}$$

И

$$AC_{\max} = AD_{\max} - c \tag{12}$$

Итак, на основании первой расчетной схемы, приведенной на рис. 3, найдем углы  $\alpha_{K.HAY}$ ,  $\gamma_{max}$ и  $\gamma_{min}$ . Для этого выпишем следующие формулы:

$$\alpha_{K.HAY} = \arccos\left[\frac{AC^2 + b^2 - a^2}{2 \cdot b \cdot AC}\right]$$
(13)

$$\gamma_{\max} = \pi + \alpha_{K.HAY} \tag{14}$$

$$\angle ADA' = \arcsin\left[\frac{Y}{AD}\right]$$
 (15)

$$\angle C'CD = \frac{\pi}{2} - \angle ADA' \tag{16}$$

$$\gamma_{\min} \le \pi - 2 \cdot \angle C'CD + \alpha_{K,HA'I}$$
(17)  
$$\Delta \gamma = \gamma_{\max} - \gamma_{\min}$$
(18)

где  $\Delta \gamma$  – величина максимального угла поворота ковша (его минимальное значение).

Угол  $\alpha_{\min}$  мы найдем из второй расчетной схемы, приведенной на рис.4. При этом мы предполагаем реализацию требуемой наибольшей кинематической глубины копания.

Запишем две следующих формулы<sup>15</sup>:

$$BB' = H_{K \max} + Y - b - c$$
, где  
 $Y < H_{K \max} < a + b + c - Y$ , (19)

$$\alpha_{\min} = \arcsin\left[\frac{BB'}{a}\right],\tag{20}$$

<sup>&</sup>lt;sup>13</sup> Очевидно, что таким образом мы обеспечили автоматическую реализацию требуемого значения второго из указанных выше эксплуатационных параметров.
<sup>14</sup> Заметим, что за исключением наиболее важных, приве-

<sup>&</sup>lt;sup>14</sup> Заметим, что за исключением наиболее важных, приведенные ниже в формулах геометрические параметры не поясняются, ибо их суть видно из расчетных схем.

<sup>&</sup>lt;sup>15</sup> Тут используется именно требуемое значение первого указанного выше эксплуатационного параметра.

Заметим, что для обратных гидравлических лопат всегда выполняется условие  $0 < \alpha_{\min} < \frac{\pi}{2}$ <sup>16</sup>.

После этого необходимо выполнить проверку вида<sup>17</sup>:

$$\beta_i = \left(\frac{\pi}{2} + \alpha_{\min}\right) \le \beta_{\max} < \pi , \qquad (21)$$



рис.4 Расчетная схема № 2

Первый вариант значения угла  $\alpha_{\max}$  мы найдем из третьей расчетной схемы, приведенной на рис.5.

При этом мы предполагаем реализацию требуемой высоты выгрузки в транспортный сосуд  $H_{B_{\text{max}}}$  и требуемого радиуса выгрузки на этой

<sup>17</sup> Случай  $\beta_i = \frac{\pi}{2}$  мы не рассматриваем, исходя из наложенных нами выше ограничений на диапазон существования угла  $\beta_{\max}$ . К тому же и угол  $\alpha_{\min}$  не бывает равен нулю, в рассматриваемой кинематической схеме РО. высоте  $R_{B \max}$ . Выпишем следующие соотношения<sup>18</sup>:



рис.5 Расчетная схема № 3

$$\angle CAD'' = \arcsin\left[\frac{c+H_{B\max}-Y}{AC}\right],$$
 где (22)  
 $Y < H_{B\max} < a+b-c+Y,$ 

$$\angle BAC = \arccos\left[\frac{a^2 + AC^2 - b^2}{2 \cdot a \cdot AC}\right]$$
(23)

$$\alpha_{\max} = \angle CAD'' + \angle BAC \tag{24}$$

$$\Delta \alpha = \alpha_{\max} - \alpha_{\min} \tag{25}$$

где  $\Delta \alpha$  - величина максимального угла поворота стрелы, а точка *D*'' (на рис.5 не указана) обозначает место пересечения горизонтали, проходящей через пяту стрелы с вертикалью *DD*'.

Заметим, что всегда выполняется условие

 $0 < \alpha_{\max} < \frac{\pi}{2}$  (и во втором случае, ниже, так же).

После этого необходимо выполнить две проверки. Первая имеет следующий вид:

$$\angle BCA = \pi - \beta_{\max} - \angle BAC =$$

$$= \arccos\left(\frac{b^2 + AC^2 - a^2}{2 \cdot b \cdot AC}\right)$$
(26)

$$\angle ACD'' = \frac{\pi}{2} - \angle CAD'' \tag{27}$$

$$\gamma_{\min} \le \gamma_i = \angle BCA + \angle ACD'' \le \gamma_{\max}$$
, (28)

<sup>&</sup>lt;sup>16</sup> Единичные варианты РО нарушающие это условие исключаем из дальнейшего рассмотрения.

<sup>&</sup>lt;sup>18</sup> Тут используется именно требуемое значение третьего указанного выше эксплуатационного параметра.

А вторая имеет вид:

y

$$AD'' = \sqrt{AC^2 - (c + H_{B\max} - Y)^2}$$
(29)

$$AD'' = A'D' \tag{30}$$
$$OD' = A'D' + X \tag{31}$$

$$0.8 \cdot R_{B \max} \le OD' \le 1.2 \cdot R_{B \max}$$
 где (32)

$$K < R_{B \max} < R_{KC \max}$$

В условии (32) численные коэффициенты 0,8 и 1,2 в дальнейшем следует уточнить.

Второй вариант значения угла  $\alpha_{\max}$  мы найдем из четвертой расчетной схемы, приведенной на рис.6.



При этом мы предполагаем реализацию требуемой максимальной высоты копания  $H_{KO\Pi$  max <sup>19</sup>. Теперь запишем следующие соотношения:

$$\angle CAD''' = \arcsin\left[\frac{H_{KOII \max} - Y}{AC + c}\right], \text{ где}$$

$$Y < H_{KOII \max} < a + b + c + Y$$

$$\angle BAC = \arccos\left[\frac{a^2 + AC^2 - b^2}{2 \cdot a \cdot AC}\right],$$

$$\alpha_{\max} = \angle CAD''' + \angle BAC,$$
(33)

<sup>19</sup> Только при дополнительном требовании реализации этой высоты, которая не относиться к числу эксплуатационных параметров, которые необходимо обеспечить, мы и будем использовать эту часть методики.  $\Delta \alpha = \alpha_{\rm max} - \alpha_{\rm min} \,,$ 

где суть точки D''' (на рис.6 не указана) такая же, как и у точки D''.

После этого необходимо сравнить два полученных между собой значения угла  $\alpha_{max}$ .

Ситуация, когда второе значение угла  $\alpha_{\rm max}$ 

больше либо равно его первому значению, удовлетворяет нас полностью, так как обеспечивает нам все эксплуатационные параметры и дает требуемую максимальную высоту копания (хотя, по-видимому, и усложняет управление экскаватором)<sup>20</sup>.

В противном случае необходимо корректировать требуемую максимальную высоту копания (в сторону её увеличения), минимальное значение которой можно получить на основании первого значения угла  $\alpha_{max}$  по формуле (рис.5):

Тут необходимо не забывать про условие  $Y < H_{KO\Pi \max} < a + b + c + Y$ .

Угол  $\beta_{\min}$  – минимальный угол между стрелой и рукоятью – можно задать на основе опыта конструирования или учесть тот факт, что его рациональное значение находиться в интервале

$$0 < \beta_{\min} < \frac{\pi}{2}$$
 со смещением к левой нижней

границе. Зная этот интервал можно пройти его с шагом  $\Delta_{\beta}$ , что будет полезно для следующей стадии проектирования РО.

В принципе, в рамках данной части комплексной методики, можно ограничится лишь его фиксацией, на основании конструктивных соображений, проверяя рациональность его значения позже.

С другой стороны, на основании второй расчетной схемы на рис.4, и предполагая, что рукоять при таком положении стрелы может занимать положение параллельное уровню стоянки экскаватора, можно выписать для него неравенство вида:

<sup>&</sup>lt;sup>20</sup> Несложно догадаться, что этот случай добавлен нами для варианта верхнего черпания, в предположении, что это может потребоваться проектировщику, не смотря на наше с ним несогласие.

$$0 < \beta_{\min} \le \alpha_{\min} \tag{35}$$

Рассмотрев же рис.5 и предположив, что рукоять при максимально поднятой стреле может быть расположена перпендикулярно уровню стоянки экскаватора, можно выписать еще одно неравенство вида:

$$0 < \beta_{\min} \le \pi - \alpha_{\max} \tag{36}$$

После этого, сравнив правые части указанных неравенств, и, выбрав из них меньшее значение, получим ограничение на значение угла  $\beta_{\min}$ сверху. При этом мы сможем определить полный угол поворота рукояти  $\Delta\beta$  по формуле:

$$\Delta \beta = \beta_{\max} - \beta_{\min} , \qquad (37)$$

Дальнейшее уточнение угла  $\beta_{\min}$  следует произвести на следующих стадиях проектирования.

В конце этого этапа проектирования необходимо выполнить проверку по величине «подкопа». Как мы писали выше, мы хотим, чтобы выполнялось условие:

 $X_{\Pi} > 0$ 

которое можно переписать в виде:

 $(a \cdot \cos(\alpha_{\min}) + X) - (b + c) > 0$  (38) Физически условие (38) имеет место, когда возможно расположение рукояти и ковша параллельно уровню стоянки экскаватора при достижении углом  $\alpha_{\min}$  своего максимального значения (стрела максимально опущена) и при выполнении неравенства  $0 < \beta_{\min} \le \alpha_{\min}$ . В противном случае реальная величина «подкопа» будет меньше полученной, что нас полностью устраивает.

В известных нам конструкциях РО ГЭ условие (38) чаще всего выполняется (на стадии ПА).

На этом проектирование по указанной схеме для единичного варианта РО закончено<sup>21</sup>.

Минимально необходимый набор ИД для проектирования РО по описанной выше схеме:

• кинематическая длина ковша прототипа, *C<sub>кп</sub>*, м;

• емкость ковша прототипа,  $q_{\kappa n}$ ,  $M^3$ ;

- емкость ковша самой машины, q,  $m^3$ ;
- радиус ОПУ, *R*<sub>onv</sub>, м;
- масса экскаватора,  $m_{2}$ , кг;

• длина кормовой части поворотной платформы, *r*<sub>П</sub>, м;

- высота поворотной платформы,  $h_{\Pi\Pi}$ , м;
- клиренс поворотной платформы,  $K_{\pi}$ , м;

максимальный радиус копания на уровне стоянки, *R<sub>KC max</sub>*, м;

• наибольшая кинематическая глубина копания, *H<sub>Kmax</sub>*, м;

• требуемая высота выгрузки в транспортный сосуд,  $H_{B_{\max}}$ , м;

• требуемый радиус выгрузки в транспортный сосуд на заданной высоте  $H_{B \max}$ ,  $R_{B \max}$ , м;

• максимальная высота копания, *H*<sub>КОП тах</sub>, м.

Так же имеются два параметра варьирования, о которых сказано выше.

Если проектировщик сам, независимо от данной методики, определил значения параметров c, X и Y, то число ИД сокращается (к этим трем параметрам добавляются лишь пять (или четыре) нижних параметра из числа только что указанных).

Выходными параметрами этой стадии проектирования, передаваемыми для дальнейшей работы, являются:

абсцисса и ордината пяты стрелы, X и Y,
 м;

• кинематические длины стрелы, рукояти и ковша, *a*, *b*, *c*, м;

 максимальный и минимальный углы наклона оси стрелы к горизонту, α<sub>max</sub> и α<sub>min</sub>, град.;

• максимальный и минимальный углы между осями стрелы и рукояти  $\beta_{max}$  и  $\beta_{min}$ , град.;

 максимальный и минимальный углы между осью рукояти и кинематической длиной ковша, γ<sub>max</sub> и γ<sub>min</sub>, град.;

<sup>&</sup>lt;sup>21</sup> На следующих стадиях проектирования РО ГЭ дополнительными ограничениями могут выступить условия не превышения заданного значения: момента инерции поворотной платформы, опрокидывающего момента, действующего на экскаватор при торможении РО и т.п. Так же, следует учитывать, что рекомендуется крайнюю к экскаватору точку забоя размещать не ближе оси передней звездочки гусеничного хода [48]. Все эти ограничения со временем могут быть добавлены и для этапа ПА. Как только будут построены соответствующие математической модели выбора параметров механизма поворота и гусеничного ходового оборудования ГЭ.

• максимальный угол отворота ковша от рукояти,  $\alpha_{K.HAY}$ , град.;

• значение параметра «подкопа»,  $X_{\pi}$ , м.

Кроме уже описанных, дополнительные ограничения на выбор рациональных единичных вариантов РО накладывает связь активного и реактивного давлений в гидравлической системе ГЭ [13, 54], однако в этой части методики мы этого не учитываем.

По результатам применения данной методики может быть построен осевой профиль рабочей зоны (для каждого из полученных единичных вариантов PO). Один из возможных способов для этого описан нами в работе [55].

#### Литература

1. Волков Д.П., Крикун В.Я., Гаевская К.С и др. Машины для земляных работ: учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование» / Под общ. ред. Д.П. Волкова. М.: Машиностроение, 1992. 448 с.

2. Крикун В.Я, Манасян В.Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие / ACB, 2001. 104 с.

3. **Митрев Р.П.** Компьютерный кинематический анализ шестизвенного механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин // Теория машин и механизмов, 2008. № 1, Том 6. с. 81 – 88.

4. **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. 10 с.

5. Побегайло П.А. Построение логической схемы проектирования рабочего оборудования прямой гидравлической лопаты на стадии эскизного проектирования с применением CASE-технологий // «МИК-МУС-пробмаш-2004»: Ежегодная XVI Международная Интернет-конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения. ИМАШ имени А.А. Благонравова. М., 2004. с. 66.

6. **Побегайло П.А.** Основы методики проектирования рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов прямого копания // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов IV Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2006. с. 42 – 45.

 Побегайло П.А. О новых подходах к оценке и сравнению вариантов рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов V Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2007. с. 172 – 177.

 Побегайло П.А. О новых подходах к оценке и сравнению вариантов сложных технических систем // Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых по фундаментальным наукам «Ломоносов-2007». Секция Физика. Подсекция Математика и информатика. Сборник тезисов. / МГУ имени М.В. Ломоносова. М., 2007. с. 70 – 71.

9. Побегайло П.А. Способ оценки и сравнения вариантов сложных технических систем // «Машиностроение и техносфера XXI века»: XIV международная научно-техническая конференция. Том 3. / ДонНТУ. Севастополь. 2007. с. 182 – 183.

10. **Побегайло П.А.** Некоторые замечания о методологии проектирования сложных технических систем // «Машиностроение и техносфера XXI века»: XIV международная научно-техническая конференция. Том 3. / ДонНТУ. Севастополь. 2007. с. 183 – 186.

11. **Побегайло П.А.** О решении некоторых проблем при применении управления проектами и сетевого планирования и управления // Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых по фундаментальным наукам «Ломоносов-2008». Секция Физика. Подсекция Математическое моделирование и информатика. Сборник тезисов. / МГУ имени М.В. Ломоносова. М., 2008. с. 13 – 14.

12. **Побегайло П.А.** Об аксиоматизации теории проектирования рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов VI Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2008. с. 238 – 242.

13. **Побегайло П.А.** Выбор рациональных параметров рабочего оборудования мощных гидравлических экс-каваторов прямого копания: Дисс. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2008. 297 с.

14. **Побегайло П.А.** Автоматизация проектирования и совершенствование расчетов некоторых сложных технических систем // Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых по фундаментальным наукам «Ломоносов-2009». Секция Физика. Подсекция Математики и информатики. Сборник тезисов. / МГУ имени М.В. Ломоносова. М., 2009. с. 66 – 67.

15. **Побегайло П.А.** К вопросу о совершенствовании методологии создания профессионально ориентированного программного обеспечения // Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых по фундаментальным наукам «Ломоносов-2010». Секция Физика. Подсекция Математики и информатики. Сборник тезисов. / МГУ имени М.В. Ломоносова. М., 2010.

16. Владиславлев П.Н., Юдицкий С.А. Основы предпроектного анализа организационных систем. М.: Финансы и статистика, 2005. 144 с.

17. Гутиря С.С., Карпов О.П., Яглінський В.П. Методологія підвищення технічного рівня промислових роботів і платформ // Луганськ: Вісник східноукраінського національного університету імені Володимира Даля, № 6 (124), Ч. 1, 2008. с. 109 – 116.

18. Мельников Н.Н., Неволин Д.Г., Скобелев Л.С. Технология применения и параметры карьерных гидравлических экскаваторов. / Отв. ред. Мельников Н.Н. Апатиты: Кольский научный центр РАН, 1992. 220 с.

19. ГОСТ 22894-77 Экскаваторы одноковшовые универсальные гидравлические. М.: Издательство стандартов, 1978. 28 с.

20. Колесников В.Ф., Корякин А.И., Стрельников А.В. Технология ведения выемочных работ с применением гидравлических экскаваторов. Кемерово: Кузбассвузиздат, 2009. 143 с.

21. Рейш А.К. Повышение производительности одноковшовых экскаваторов. М.: Стройиздат, 1983. 167 с. 22. Рейш А.К. Основы технологии выполнения земляных работ одноковшовыми экскаваторами. Минск: Вышэйшая школа, 1985. 159 с.

23. Раннев А.В. Одноковшовые строительные экскаваторы. М.: Высшая школа, 1991. 304 с.

24. Ксеневич И.П, Волков Л.А., Карасев Г.Н. и др. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов. Машиностроение. Энциклопедия. Т IV-9.; Под общ. ред. И.П. Ксеневича. // Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение, 2005. 736 с.

25. Заленский В.С. Строительные машины: примеры расчетов. Учебное пособие для техникумов. М.: Стройиздат, 1983. 271 с.

26. Отчет о НИР «Анализ и определение параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов и привода пневмоколесного хода с гидромо-тор-колесами». М.: МИСИ, 1985. 68 с.

27. Акинфиев А.А. Современные конструкции зарубежных пневмоколесных экскаваторов. Обзор. ЦНИИТЭстроймаш. М., 1990. 57 с.

28. Комиссаров А.П. Моделирование рычажно-гидравлических механизмов и обоснование перспективных конструкций карьерных гидравлических экскаваторов: Дисс. ... докт. техн. наук. Екатеринбург, 2004. 214 с.

29. Краснощеков П.С., Петров А.А. Принципы построения моделей. М.: Издательство МГУ, 1983. 264 с. 30. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведенья. М.: Машиностроение, 1984. 224 с. 31. **Фролов К.В.** Избранные труды: в 2 томах. Том 2: Машиноведение и машиностроение. М.: Наука, 2007, 523 с.

32. Ганицкий В.И. Владимир Васильевич Ржевский в нашей памяти: Воспоминания. М.: МГГУ, 2005, 271 с. 33. Моисеев Н.Н. Математик задает вопросы... (При-

глашение к диалогу). М.: Знание, 1975. 34. **Моисеев Н.Н.** Математические задачи системного

анализа. М.: Наука, 1981. 488 с.

35. Балакшин О.Б. Синтез систем. М.: ИМАШ РАН, 1995. 404 с.

36. Пенроуз Р. Новый ум короля: о компьютерах, мышлении и законах физики. М.: Едиториал УРСС, 2005. 400 с.

37. **Пенроуз Р.** Тени разума: в поиске науки о сознании. Москва – Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2005. 688 с.

38. Силин В.Б. Поиск структурных решений комбинаторными методами. М.: Издательство МАИ, 1992. 216 с.

39. Крикун А.В. Нагруженность рабочего оборудования карьерного гидравлического экскаватора прямого копания: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1991. 250 с. 40. Мокин Н.В., Смоляницкий Э.А. Гидравлические экскаваторы. Ч. І. Определение параметров. Новосибирск: НИИЖТ, 1976. 85 с.

41. 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.

42. Перлов А.С. Исследование нагрузок в рабочем оборудовании обратной лопаты одноковшового гидравлического экскаватора: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1970. 144 с.

43. Плотников А.С. Разработка рекомендаций на определение исходных параметров к расчету одноковшового экскаватора с гидроприводом обратная лопата: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1974.

44. Агароник М.Я. Исследование и определение параметров ковшей обратных лопат экскаваторов с гидравлическим приводом: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1974.

45. Павлов В.П. Исследование и оптимизация конструктивно-технологических параметров обратной лопаты экскаваторов с гидравлическим приводом: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1982. 226 с.

46. Шамонин А.С. Оптимизация параметров рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов (на примере гусеничного гидравлического экскаватора с обратной лопатой): Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1992. 207 с.

47. Павлов В.П. Методология эффективного проектирования одноковшовых экскаваторов: Дисс. ... докт. техн. наук. М., 2009. 349 с.

48. Королев А.В., Перлов А.С., Смоляницкий Э.А. Рабочее оборудование полноповоротных гидравлических экскаваторов. Обзор. ЦНИИТЭстроймаш. М., 1971. 75 с.

49. Отчет о НИР «Разработать типовые методики расчета основных механизмов одноковшовых гидравлических экскаваторов. Том 1. Рабочее оборудование». М.: ВНИИСДМ, 1974. 131 с.

50. Павлов В.П., Живейнов Н.Н., Карасев Г.Н. Проектирование одноковшовых экскаваторов с применением ЭВМ и САПР. Красноярск: КГТУ, 1988. 184 с.

51. Карасёв Г.Н., Плотников А.С. К вопросу установления функциональной связи между весом конструкции гидравлического экскаватора и его параметрами // Сборник научных трудов № 59 / М.: МАДИ, 1973. с. 20 – 25.

52. **Карасёв Г.Н.** Как выбрать экскаватор? // Строительные и дорожные машины. 1996. № 11. с. 2 – 8. 53. **Карасёв Г.Н.** Тенденции изменения параметров экскаваторов // Подъемно-транспортное оборудование. 2002. № 1. с. 29.

54. **Побегайло П.А.** О связи реактивного и активного давлений в гидравлической системе мощного гидравлического экскаватора прямого копания при копании // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов V Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2007. с. 15 – 22.

55. **Побегайло П.А.** Методика построения осевого профиля рабочей зоны одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов VIII Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2010. с. 307 – 313.

# DETERMINATION OF RATIONAL KINEMATIC PARAMETERS OF THE BACKHOE EXCAVATING EQUIPMENT

Petr POBEGAILO

NPO "Teknokon", Moscow, Russia e-mail: petrp214@yandex.ru

**Abstract:** In the present work the small part of a complex technique for determination of rational parameters of the backhoe excavating equipment of hydraulic excavators – a technique for choice of rational kinematic parameters of the backhoe working, recommended to application at the predesign analysis.

Keywords: hydraulic excavators, working equipment, rational kinematic parameters, predesign analysis

# ОПРЕДЕЛЯНЕ ДИАМЕТЪРА НА СЕЧЕНИЕТО НА ВИНТОВА ПРУЖИНА ПРИ ЗАДАДЕНИ МАТЕРИАЛ, НАТОВАРВАНЕ И ЕДИН ОТ НЕЙНИТЕ ДИАМЕТРИ

### Антонин УЗУНОВ

катедра "Машинни елементи и неметални конструкции", Технически университет - София, България e-mail: adu@mail.bg

**Резюме:** Формулирана е обобщена характеристика на зададените параметри, която се разглежда като независима променлива в уравнение, отразяващо връзката между индекса и зададените параметри. Тази връзка е представена чрез решението на кубично уравнение. Чрез полученото решение е изразена и връзката между диаметъра на сечението и обобщената характеристика на зададените параметри. Разгледана е също така възможността за едновременно определяне на индекса и диаметъра на сечението чрез графичното решение на полученото кубично уравнение в средата на математически приложения.

Ключови думи: индекс на пружина, пружина винтова

Основна задача в проектното изчисление на една винтова пружина е определянето диаметъра d на сечението при зададени допустимо напрежение  $\tau_{don}$ , максимално натоварване  $F_{max}$  и един от диаметрите на пружината – външният  $D_1$  или вътрешният  $D_2$ .

Определянето на проектната стойност на d се извършва емпирично-итеративно – варира се със стойността на индекса і или с диаметъра d на сечението, при което решението на задачата в общия случай не е еднозначно и отнема време [1,3,6]. Този подход е особено нерационален когато на размерите на пружината са наложени конструктивни, технологични и други ограничения [4]. Например, в много случаи (скъп материал и големи размери) е важно да се използва максимално товароносимостта на материала, от който е направена пружината [4,5]. Един от начините, чрез който тези недостатъци могат да се преодолеят е като се използва еднозначната връзка между индекса на пружината и зададените параметри. В настоящата работа тази връзка е представена в аналитичен и графичен вид.

При зададени допустимо напрежение и максимално натоварване са възможни два варианта на задачата за определянето индекса на пружината: 1) при зададен външен диаметър  $D_1$  и 2) при зададен вътрешен диаметър  $D_2$ . За всеки от тези варианти зависимостта между индекса на пружината и зададените параметри може да се изрази чрез решението на уравнение със следния общ вид

$$F_1(\Delta_1, i) = 0 \tag{1}$$

$$F_2(\Delta_2, i) = 0 \tag{2}$$

където променливите  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  са обобщени безразмерни величини, дефинирани със следните отношения:

$$\Delta_1 = \frac{\tau_{\text{don}} \cdot D_1^2}{F_{\text{max}}} \qquad \Delta_2 = \frac{\tau_{\text{don}} \cdot D_2^2}{F_{\text{max}}}$$

Уравненията (1) и (2) могат да се намерят като се използват якостното условие на усукване и геометричните зависимости между индекса i на пружината и диаметъра d на навивките съответно при зададен  $D_1$  и  $D_2$ . Условието за якост на усукване е

$$d \ge f(i) = \sqrt{\frac{8 \cdot i \cdot k(i) \cdot D_1^2}{\pi \cdot \Delta_1}}$$
(3)

където k(i) е коефициент, отчитащ кривината на навивките и други фактори. Този коефициент се изчислява достатъчно точно чрез следната зависимост [2]:

$$k(i) = 1 + \frac{1.45}{i}$$
(4)

Геометричните зависимости между индекса и диаметъра на сечението са следните:

(5)

$$d = \phi_1(i) = \frac{D_1}{i+1}$$
  $d = \phi_2(i) = \frac{D_2}{i-1}$ 

Отчитайки (4) и изключвайки d от (3) и (5), приемайки d = f(i) за търсените уравнения се получава:

$$(i + 1.45) \cdot (i + 1)^2 - 0.125 \cdot \pi \cdot \Delta_1 = 0$$
 (6)

$$(i + 1.45) \cdot (i - 1)^2 - 0.125 \pi \Delta_2 = 0$$
 (7)

Функциите, удовлетворяващи съответно уравнение (6) и (7) са

$$i = g_1(\Delta_1) = \frac{G_1(\Delta_1)}{20} + \frac{9}{20 \cdot G_1(\Delta_1)} - \frac{23}{20}$$
 (8)

$$i = g_2(\Delta_2) = \frac{G_2(\Delta_2)}{60} + \frac{49^2}{60 \cdot G_2(\Delta_2)} + \frac{11}{60}$$
(9)

където







**фиг.1** Графики на зависимостите  $i = g_1(\Delta_1)$  и  $i = g_2(\Delta_2)$ 

Интервалите, в които се изменят величините  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  са съответно следните:

 $347 \le \Delta_1 \le 5788$  и  $125 \le \Delta_2 \le 4144$ 

Тогава интервалите от възможните стойности на  $F_{max}$  и  $D_1$  (или  $D_2$ ) могат да се дефинират чрез стойностите на  $\tau_{don}$  и съответно  $D_1$  (или  $D_2$ ) и  $F_{max}$ . Например при зададени  $\tau_{don}$  и  $F_{max}$  минималните и максималните стойности на  $D_1$  и  $D_2$  ще бъдат:

$$D_{1\min} = \sqrt{\frac{347 \cdot F_{\max}}{\tau_{\text{don}}}} \qquad D_{1\max} = \sqrt{\frac{5788 \cdot F_{\max}}{\tau_{\text{don}}}}$$

$$D_{2min} = \sqrt{\frac{125 \cdot F_{max}}{\tau_{don}}} \qquad D_{2max} = \sqrt{\frac{4144 \cdot F_{max}}{\tau_{don}}}$$

За конструкции на пружини с изтънени краища се препоръчва  $5 \le i \le 9$  [2,6]. В този случай граничните стойности на  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  са съответно следните:  $\Delta_{1min} = 590$ ,  $\Delta_{1max} = 2660$  и  $\Delta_{2min} = 263$ ,  $\Delta_{2max} = 1700$ . С оглед повишаването точността на отчитане в указания интервал, на фиг.2 са представени графиките на функциите  $g_1(\Delta_1)$  и  $g_2(\Delta_2)$  в равномерна мрежа.



В средата на различни математически приложенияе е удобно решението на уравнения (6) и (7) да се извърши графично. Например в Mathcad, определянето на i и d се получава "динамично" на екрана при графичното отделяне корените на тези уравнения, при което лесно се проследява влиянието на избрания материал върху стойността на d. На фиг.3 е показано графичното отделяне на действителния корен на уравнение (6) в координатната система (i,d) (при  $\Delta_l = 500$ ).



фиг.3 Графично определяне на индекса и диаметъра на сечението

След заместване на изразите за  $g_1(\Delta_1)$  и  $g_2(\Delta_2)$ във формули (5) при зададен  $D_1$  или  $D_2$  се получават зависимости, даващи еднозначно връзката между зададените параметри и стойността за диаметъра на сечението d. Тези зависимости са следните:

$$d = d_1(\Delta_1) = \frac{20 \cdot D_1 \cdot G_1(\Delta_1)}{G_1(\Delta_1)^2 - 3 \cdot G_1(\Delta_1) + 9}$$
(10)

$$d = d_2(\Delta_2) = \frac{60 \cdot D_2 \cdot G_2(\Delta_2)}{G_2(\Delta_2)^2 - 49 \cdot G_2(\Delta_2) + 49^2}$$
(11)

На фиг.4 са дадени графиките на зависимостта (10) за различни стойности на  $D_1$  в интервала 10...100 mm.

### ИЗВОДИ

1. Въведената обобщена характеристика на зададените параметри позволява еднозначно определяне диаметъра на сечението при зададени натоварване, допустимо напрежение и един от диаметрите на пружината.

2. Представен е удобен и бърз начин за едновременно определяне индекса и диаметъра

Антонин УЗУНОВ



фиг.4 Графики на зависимостта  $d = d_1(\Delta_1)$ .

на сечението в средата на математически или САD приложения., при което лесно се проследява влиянието на избрания материал, натоварването и външния (вътрешния) диаметър на пружината.

3. Чрез получените зависимости могат да се построят удобни графични изображения, улесняващи проектирането на винтови пружини.

#### Литература

1. Пономарев С.Д., Бидерман В.П., Лихарев К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. т.1, М. 1956.

2. Решетов Д.Н. Детали машин , Машиностроение, М., 1989.

3 **ASSOCIATED SPRING CORPORATION** "Design Handbook", Associated Spring Corporation, Bristol, Conn., 1981.

4. Chow, W. W. Cost Reduction in Product Design, Van Nostrand Reinhold, New York, 1998.

5. **Haug E.J, Arora J.S.** Applied Optimal Design, John Wiley & Sons, New York Chichester Brisbane Toronto 1983.

6. Juvinall R.C. Marshek K.M.Fundamentals of Machine Component Design, John Wiley & Sons, NewYork 1991.

## DETERMINATION OF THE WIRE DIAMETER OF A HELICAL SPRING AT GIVEN MATERIAL, LOADING AND ONE OF THE SPRING'S DIAMETERS

Antonin UZUNOV

Department of Machine Elements, Technical University-Sofia e-mail: adu@mail.bg

**Abstract:** An overall characteristic of the given parameters is formulated. The overall characteristic is considered as independent variable in the equation giving the relationship between the spring index and the given parameters. This relationship is presented by the solution of a cubic equation. The obtained solution then is used to get the relationship between the wire diameter and the overall spring characteristic. In addition, the possibility of determining the spring index and the wire diameter simultaneously through graphic sollution of the obtained cubic equation in live math environment is considered.

Keywords: helical spring , spring index, wire diameter

## СТЕНД ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗНОСВАНЕТО НА СФЕРИЧНИ СТАВИ

Димитър ДЯКОВ<sup>1</sup> Ивайло БЛАГОВ<sup>2</sup> Христиана НИКОЛОВА<sup>3</sup> Иванка КАЛИМАНОВА<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Department of Precision Engineering and Instruments, Technical University of Sofia, Bulgaria e-mail: <u>diakov@tu-sofia.bg</u>

<sup>2</sup>Department of Precision Engineering and Instruments, Technical University of Sofia, Bulgaria e-mail: <u>ivailoblagov@abv.bg</u>

<sup>3</sup>Department of Precision Engineering and Instruments, Technical University of Sofia, Bulgaria e-mail: <u>hristiana@tu-sofia.bg</u>

<sup>4</sup>Department of Precision Engineering and Instruments, Technical University of Sofia, Bulgaria

e-mail: <u>ikaliman@tu-sofia.bg</u>

**Резюме:** Един от основните фактори, определящи ресурса на хирургичните ставни импланти е износването на артикулиращите повърхнини, както и отделените при това износване частици. Освен обемното изменение на елементите на импланта интерес представлява и изменението на формата на контактните повърхнини в резултат на износването. За изследване на износването на елементите на ставната двойка в специализираните изследователски лаборатории се използват специализирани тест-машини (симулатори), осигуряващи условия на артикулиране на контактните повърхнини, близки до анатомичните. Това дава възможност за по-адекватна оценка на трибологичните свойства на ставната двойка. Поради високата цена на тези симулатори, обусловена от тяхната сложност, в редица първоначални изследвания, особено при разработването на нови материали за ставни импланти се използват опростени модели на тест-машини. В настоящия доклад са анализирани особеностите на симулаторите за изследване на износването на феморално ацетабуларни импланти. Представен е лабораторен модел на стенд с две оси на ротация и променливо натоварване, предназначен за изследване на износването на сферични стави.

Ключови думи: сферични стави, симулатори, износване.

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Износването на контактните повърхнини на ставните протези и отделените в процеса на износване частици са едни от основните фактори, определящи дълговечността на изкуствената става. Ето защо изследването на износването на артикулиращите повърхнини на ставите от различни материали (двойка композитни керамики, двойка метали, полимери върху керамика или върху метал) е особено важно, особено за ново създаваните материали.

Следва да се отбележи, че изследването на трибологичните характеристики на артикулиращите компоненти на ставните импланти в условия близки до физиологичните е важно и е от особено значение за адекватната оценка на дълготрайността на тези импланти. Това в особена степен се отнася до феморално-ацетабуларните ставни протези, които са едни от най-натоварените хирургични импланти.

За изследване на износването на артикулиращите повърхнини на ставните протези се налага използването на специализирани симулатори. Това са стендове, при които се симулират в една или друга степен условия на изпитване, близки до анатомичните, т.е. симулиране на биомеханиката на човешките стави. Несъмнено доближаването на условията на изпитване (натоварване, движения, среда на провеждане на експеримента) до анатомичните е свързано със значително усложняване на конструкцията и оскъпяване на стимулатора.

Налице са съществени различия в кинематиката и конструкцията на съществуващите симулатори (напр. двуосеви или мултиосеви симулатори), използвани от различните фирми и лаборатории за изследване на трибологичните характеристики на артикулиращите компоненти на ставните импланти. Рзликите в кинематиката, обаче, водят до разлики в получаваните с помощта на различните симулатори резултати за трибологичните свойства на материалите и на самите ставни двойки. Това затруднява и дори прави практически невъзможен сравнителния анализ на материалите и имплантите по получените от различни лаборатории резултати. За осигуряване на сравнимост на резултатите от изследванията при разработването на нови симулатори на био-кинематиката на човешките стави и особено на тазобедрената става са разработени редица нормативни документи, дефиниращи основните изисквания към симулаторите. Съгласно тези документи конструкцията на симулатора би следвало да осигурява максимално възпроизвеждане на движението и натоварването на ставата. Освен това, за оценка на износването на артикулиращите повърхнини на ендопротезите, тестът следва да се провежда при условия (работна среда, температура), близки до реалните условия на работа на ставите.

### 2. СИМУЛАТОРИ ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗНОСВАНЕТО НА ТАЗОБЕДРЕНИ ЕН-ДОПРОТЕЗИ

Съществуват различни конструкции симулатори за изследване на износването, на артикулиращите повърхнини на феморално - ацетабуларните ставни протези [1,2,9,10,11,12,13,14].

В зависимост от реализираната кинематика симулаторите се делят на две основни групи – мулти-аксиални симулатори и така наречените симулатори с орбитално лагеруване (orbital bearing machine).

В симулаторите с орбитално лагеруване една от компонентите, обикновено феморалната сферичната глава, се монтира неподвижно, а втората компонента (ацетабуларната сферична чашка) е закрепена ексцентрично върху въртящ се наклонен блок.

В част от тях феморално-асетабуларните импланти работят в инвертно на анатомичното положение, т.е. чашката с феморалната глава върху нея са потопени в съд със смазваща течност (физиологичен разтвор).

Мултиосевите симулатори биват: базови симулатори, използващи две зависими оси на ротация; симулатори с две независими оси на ротация; симулатори с три независими ротационни оси и променливо натоварване на ставата.

При дву- и три-осовите симулатори тестът за износване се извършва при анатомично положение на феморално-асетабуларния имплант, при което необходимото количество физиологичен разтвор е значително по-малко в сравнение с инвертното положение



фиг.1. Ъглови измествания на феморалната компонента в продължение на един период

Новата версия на стандарт ISO 14242 [5] определя изисквания към симулаторите, определени на базата на анализа на човешката походка (фиг. 1): ъглово сгъване - разгъване в границите (FE)  $+25^{\circ}$  ...  $-18^{\circ}$ ; прибиране – отваряне (AA)  $+7^{\circ}$ ...  $-4^{\circ}$ ; ротация (IOR)  $+2^{\circ}$  ...  $-11^{\circ}$ ; фиксирана посока на натоварването спрямо ацетабуларната част на ставата; наклон на ацетабуларната чаша спрямо сферичната глава –  $30^{\circ}$ ; променливо натоварване на ставната двойка в диапазона 0,3 .... 3000 N (фиг.1). За осигуряване на тези движения симулаторът трябва да бъде с три независими оси на ротация, което съществено усложнява кинематичната схема и конструкцията на симулатора [1].

Двуосовите симулатори се характеризират със значително по-опростена кинематична схема, като наред с това дават възможност за относителни ъглови измествания на компонентите на ставата, близки до изискваните, и разположение на тези елементи, близко до анатомичното [2,9,10].

табл.1 Параметри на симулаторите за изследване на феморално-ацетабуларни импланти [3,5,8]

Параметър	ISO14242 [3,5]	ISO/TR 9325 (EndoLab) [8]
Изменение на силата	Двупиково по PAUL	Двупиково по BERGMANN (дефинируемо)
Натоварващата сила е фикси- рана към:	Сферичната чаша	Сферичната глава
Натоварваща сила	3.0 kN	2.5 kN (дефинируема)
Честота	1.0 Hz	1.0 Hz
Наклон на чашата (референтна позиция)	30°	45°
Наклон на чашата спрямо сферичната глава	0°	10°
Сгъване - разгъване	+25/-18°	$\pm 25^{\circ}$ (frei definierbar)
Събиране - отваряне	+7/-4°	± 10° (дефинируема)
Ротация	+2/-11°	± 10° (дефинируема)
Течност при тестването	Newborn calf serum	Bovine serum
Температура	37°C	37°C
Цикли	5 10 <sup>6</sup>	5 10 <sup>6</sup> .
Междинни измервания	$0.5.10^6$ ; $1.10^6$ ; $2\ 10^6$	500 000

При симулаторите също се осигурява променливо на натоварване на изпитваната става, измервано и контролирано обикновено с помощта на тензодатчици [1]. В качеството на смазваща течност (лубрикант) се препоръчва използването на животински серум - телешки (Newborn calf serum) или говежди (Bovine serum). Температурата на смазващата течност трябва да е близка до температурата на естествената среда на работа на ставата -  $37^{\circ} \pm 2^{\circ}$ .

При симулаторите също се осигурява променливо на натоварване на изпитваната става, измервано и контролирано обикновено с помощта на тензодатчици.

Основните изисквания съгласно [3,5,8] са обобщени в Таблица 1.

### 3. ЛАБОРАТОРЕН СТЕНД ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ФЕМОРАЛНО-АЦЕТАБУЛАРНИ СТАВНИ ИМПЛАНТИ

Както беше посочено, симулаторите, удовлетворяващи максимално изискванията на стандарт ISO 14242-3:2009 се характеризират със сложна кинематика и конструкция, коетообуславя тяхната висока цена.

Представеният тук лабораторен модел на стенд (фиг. 2) е предназначен за изследване на износването на сферичните артикулиращи повърхнини на феморално-ацетабуларни импланти.

Стендът е базов тип с две ротационни оси. Стендът осигурява разположение на двете части на ставата близко до анатомичното. Натоварването се осъществява през неподвижната сферична чаша, разположена над сферичната глава. Ротацията и ъгловите измествания се извършват от сферичната глава.

Натоварването се осъществява през силоизмервателна система и еластичен елемент.

Принципната схема на стенда е представена на фиг. 3.

Стендът е изграден от два основни модула. Първият модул включва носача на сферичната глава и задвижващия механизъм за реализиране на ротацията и ъгловото изместване на сферичната глава спрямо сферичната чаша. Модулът е закрепен неподвижно върху основната плоча на стенда.

Двигателят 1 предава въртеливо движение на челната гърбица 2, лагерувана в радиално-аксиалния лагер 3. Към челната гърбица 2 ексцентрично е лагерувана основата 4, носеща запълнената с лубрикант чаша 5. В чашата е закрепена неподвижо сферичната глава 6. Основата 4 е осигурена против завъртане около вертикалната ос (оста на ротация на челната гърбица 2) посредством вилката 15 и неподвижния прът 14.

Втората част на кинематичната схема включва двигателя 9 и винтово-гаечната предавка 10 и дорника 13, към който неподвижно се фиксира изследваната ацетаболарна чашка 7.

Посредством двигателя 9 през винтово-гаечна предавка 10 се реализира преместване във вертикално направление и през пружина 11 се създава необходимият за изпитването натиск, който се следи/измерва през тензодатчика 12 на силоизмервателната система.

За избягване на допълнителни натоварвания (предимно напречни) вследствие на възникващ при ротацията и ъгловите измествания на сферичната глава 6 ексцентрицитет, натоварването на на ставната двойка (сферична глава 6 - сферична чаша 7) се осъществява през самонагаждащ се механизъм 8.

Двойката дискове 8 са лагерувани един спрямо друг посредством сфери, с което се осигурява освобождаване на дорника 13 за преместване в двете напречни направления (х - у). Двойката дискове 8 е осигурена срещу завъртане около вертикалната ос посредством вилката 12 и запънат прът 14.

В долната част на дорника 13 е закрепена сферичната чаша 7. Вътрешната сферична повърхнина на чашата 7 контактува със сферичната повърхност на главата 6, между които се изследва износването.

Изменението на силата на притискане се реализира с помощта на контролер, управляващ двигателя, задвижващ винта на винтово-гаечната двойка.

Върху основната плоча на стенда са монтирани двете носещи колони, изпълняващи функцията на направляващи за изместване на носача на сферичната чаша заедно с целия модул във вертикално направление, необходимо при установяване и смяна на изследваните елементи.

В стенда е осигурена възможност за изменение на силата на натиска в границите 0,3 – 3000 kN.

Силоизмервателната система служи за контролиране на силата на натиска в ставната двойка.

При изследването елементите на феморално ацетабуларна двойка 6-7 трябва да са потопени в запълващия чашата 5 лубрикант.



Българско списание за инженерно проектиране, брой 6, декември 2010г.



фиг.3 Принципна схема на лабораторния стенд за изследване на сферични стави

За поддържане на температурата на лубриканта в необходимите граници (37°±2°) към системата е предвидено включване допълнително на

1

термостат, помпа и филтър за подмяна и пречистване на лубриканта.

### 4. ИЗСЛЕДВАНЕ НА ФЕМОРАЛНО- АЦЕ-ТАБУЛАРНИ СТАВНИ ИМПЛАНТИ

На изследване на износването на артикулиращите повърхнини се подлагат както частичните импланти (феморалната сферична глава или ацетабуларната сферична капсула (чаша), така и повърхнините на феморално-ацетабуларните двойки.

Изследването цели да се определи обемът на отнетия в резултат на износването материал, скоростта на износване и картата на износването, от които зависи периодът на правилно функциониране, т.е. дълготрайността на ставния имплант.

Измерването на износването става през определен брой цикли (например 5.10<sup>6</sup>) с циклична честота от порядъка на 1 Hz [3,4,8].

Тъй като върху скоростта и характера на износването съществено влияние оказва геометрията (отклонения на формата и размера) и микроструктурата на артикулиращите повърхнини, преди изследването ставните протези и специално триещите се повърхнини се почистват добре и след темпериране се измерва микро- и макрогеометрията на триещите се повърхнини на ставната двойка, които следва да отговарят на предписаните в стандарта [6,7].

Процедура се повтаря и преди всяко контролно измерване.

Износването се определя по един от двата метода – тегловен или обемен [4]. Тегловният метод изисква значително по-сложна и прецизна подготовка на изследвания образец. Освен това, този метод за разлика от обемния е не информативен по отношение геометрията на триещите се повърхнини и не дава възможност за построяване на карта на износването.

### 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработеният базов тип лабораторен еднопозиционен стенд за изследване на феморално-ацетабуларни стави е с двуосова ротация и променливо натоварване в границите 0 - 3 kN, като елементите на ставната двойка могат да бъдат установявани в положение, близко до анатомичното. Разработените модули за стенда и самият лабораторен стенд ще бъдат използвани при обучението на студентите от МФ, специалности "Машиностроене и уредостроене" и "Мехатроника" в областта на прецизната техника и мехатрониката.

#### Благодарности

Разработката е финансирана по договор No 092ни 097-06/2009 от плана за научни изследвания на ТУ-София.

#### Литература

1. **Barbour PS, Stone M.H., Fisher J.** A hip joint simulator study using simplified loading and motion cycles generating physiological wear paths and rates, Proc Inst Mech Eng [H], 1999; 213:455-67.

2. Bragdon CR, Jasty M, Muratoglu OK, O'Connor DOHarris WH. Third-body wear of highly cross-linked polyethylene in a hip simulator, J Arthroplasty, 2003; 18:553-61.

3. **ISO 14242-1: 2002** Implants for surgery -- Wear of total hip-joint prostheses Part 1: Loading and displacement parameters for wear-testing machines and corresponding environmental conditions for test

4. **ISO 14242-2:2002** Implants for surgery -- Wear of total hip-joint prostheses - Part 2: Methods of measurement.

5. **ISO 14242-3:2009** Implants for surgery -- Wear of total hip-joint prostheses -- Part 3: Loading and displacement parameters for orbital bearing type wear testing machines and corresponding environmental conditions for test

6. **ISO 7206-1:1995-09**: Implants for surgery - Partial and total hip joint prostheses - Part 1: Classification and designation of dimensions

7. **ISO 7206-2:1996-06:** Implants for surgery - Partial and total hip joint prostheses: Articulating surfaces made of metallic, ceramic.

8. **ISO/TR 9325:1989** Implants for surgery - Partial and total hip joint prostheses - Recommendations for simulators for evaluation of hip joint prostheses.

9. Saikko V. A 12-station anatomic hip joint simulator, Proc Inst Mech Eng [H], 2005; 219:437-48.

10. **Smith S.L., Unsworth A.** A five-station hip joint simulator, Proc Inst Mech Eng [H], 2001; 215: 61-4.

11.www.instron.com/wa/library/StreamFile.aspx?doc=529 , Посетен на 03.09.2010 г.

12.www.mts.com/stellent/groups/public/documents/library /dev\_002168.pdf, Посетен на 09.10.2010 г.

13. www.shorewestern.com/biomedical.html, Посетен на 29.09.2010 г.

14.www.springerlink.com/index/qwx06l423251j876.pdf;

S. Affatato, W. Leardini and M. Zavalloni. Hip Joint Simulators: State of the Art, Посетен на 29.09.2010 г.

## DEVICE FOR INVESTIGATION OF SPHERICAL JOINT WEAR

Dimitar DIAKOV<sup>1</sup> Ivailo BLAGOV<sup>2</sup> Hristiana NIKOLOVA<sup>3</sup> Ivanka KALIMANOVA<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: <u>diakov@tu-sofia.bg</u>

<sup>2</sup>Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: <u>ivailoblagov@abv.bg</u>

<sup>3</sup>Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: <u>hristiana@tu-sofia.bg</u>

<sup>4</sup>Department of Precision engineering and measurement instruments, Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: <u>ikaliman@tu-sofia.bg</u>

Abstract: The wear of articulated surfaces and the changes of the shape of the articulating surfaces due to wear are key factors determining the permanency of surgical joint implants. Specialized test equipment, providing conditions to articulate contact surfaces close to the anatomical, so called simulators, are used in the research laboratories in the studding of wear of the elements of joint couples. This allows for adequate assessment of the tribological properties of the joint couples. Simulators vary in their level of sophistication but, however, a hip joint simulator plays an important role in pre-clinical validation of biomaterials used for orthopedic implants. Due to the high cost of these sophisticated simulators, conditioned by their complexity, simplified models of test equipment are used in a number of original researches, particularly in developing new materials for joint implants. The characteristics of the simulators used in studding the wear of the hip joint implants are discussed in the paper. A laboratory bench model with two axes of rotation and variable loading, designed for studying the wear of spherical joints is presented.

Keywords: spherical joints, simulators, wear