

# Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №15, септември 2012г.

## ЦЕЛ И ОБХВАТ

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

## РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

### Почетен председател

**Л. Димитров**, ТУ-София, България

### Председател

**Б. Григоров**, ТУ-София, България

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

### Редактор

**Р.Митрев**, ТУ-София, България

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

# Bulgarian journal for **Engineering Design**

**issue №15, september 2012**

## 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

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

### Editor

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

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

## СЪДЪРЖАНИЕ

<b>Аналитично определяне на областта на изменение на варируемите параметри при гърбични механизми с ротираща гърбица и ролков плъзгач</b> .....	5
Н.Николов	
<b>Стенд за изпитване на въжени сапани</b> .....	13
К.Кръстанов	
<b>О двух локальных оценках эффективности единичного варианта рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора</b> .....	19
П.Побегайло	
<b>Конструктивно-механичен обзор на конусно инерционни трошачки (КИД)</b> .....	23
С.Савов	
<b>Влияние на шосейната инфраструктура върху разходите за автомобилните превози при реализация на транспортно-манипулационните процеси</b> .....	29
С.Кирилова, С.Стойдинов	
<b>Идентификация на параметрични откази чрез адаптивна невронно-размита система</b> .....	33
К.Димитров	
<b>Привязка и выбор параметров гидроцилиндров стрелоподъемного механизма гидравлических экскаваторов</b> .....	39
П.Побегайло, В.Крикун	
<b>Office structure design for determining light and noise levels and the ergonomics of the space</b> .....	45
Ts.Dimantov, L.Dimitrov	

## CONTENTS

<b>Analytical determination of the alternation region of the variable parameters of cam mechanisms with rotating cam and translating roller follower</b> .....	5
N.Nikolov	
<b>Test stand for rope slings</b> .....	13
K.Krastanov	
<b>Two local estimates of the efficiency of the working equipment of single bucket hydraulic excavator</b> .....	19
P.Pobegailo	
<b>Constructive-mechanical review of conical inertial crushers (KID)</b> .....	23
S.Savov	
<b>The impact of road infrastructure on the expenses of automobile transportation during the implementation of transport-handling processes</b> .....	29
S.Kirilova, S.Stoyadinov	
<b>Identification of parametric failures via adaptive fuzzy-neural system</b> .....	33
K.Dimitrov	
<b>Design and selection of hydraulic cylinder parameters of the boom driving mechanism of hydraulic excavators</b> .....	39
P.Pobegailo, V.Krikun	
<b>Office structure design for determining light and noise levels and the ergonomics of the space</b> .....	45
Ts.Dimanov, L.Dimitrov	

## АНАЛИТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ОБЛАСТТА НА ИЗМЕНЕНИЕ НА ВАРИРУЕМИТЕ ПАРАМЕТРИ ПРИ ГЪРБИЧНИ МЕХАНИЗМИ С РОТИРАЩА ГЪРБИЦА И РОЛКОВ ПЛЪЗГАЧ

Николай НИКОЛОВ

катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България  
e-mail: [nickn@tu-sofia.bg](mailto:nickn@tu-sofia.bg)

**Резюме:** Настоящата работа е посветена на създаването на аналитичен метод за определяне на областта на изменение на варируемите параметри при синтеза на гърбични механизми с ротираща гърбица и ролков плъзгач. Полученият резултат дава възможност синтезът на гърбичните механизми с ролков плъзгач да се автоматизира, тъй като и в двата етапа на синтеза задачата се решава изцяло аналитично.

**Ключови думи:** гърбични механизми, синтез.

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Синтезът на гърбичните механизми обикновено се провежда на два етапа [6], [14], [19]. При първия се определят основните размери на гърбичния механизъм, а при втория етап се профилира гърбицата. Директното преминаване към втория етап предполага многократно профилиране на гърбичния профил до намиране на решение с минимални габаритни размери и функционална годност [18], [21], [22], [23]. Такъв подход при синтеза на гърбичните механизми се явява не особено рационален. По-рационално е първо да се определи областта на основните параметри на механизма [3], [20], след което в тази област да се търси оптимално при дадени условия решение [5], [16], [17], свързано с ограниченията в ъгъла на предаване на силата (респ. ъгъла на предаване на движението) и с кривината на гърбичния профил [1], [10], [11], [12], [13], [15], [17].

В литературата по теория на механизмите и машините [4], [6], [7], [8], [9], [18], [24], [25] за определяне на основните размери на гърбичните механизми с ролково изходно звено (фиг.1) доскоро се използваше изключително методът на Flocke [20]. Методът е графичен и приблизителен, като по-точни резултати се получават при гърбични механизми с ролков плъзгач.

Естествен и компютърно ориентиран метод, използващ изходната центроида на относително движение за определяне на областта на основните геометрични параметри на гърбичните механизми с ролково изходно звено, предлага Гълъбов [2], [3] (фиг.1). Методът, известен като *метод на*

*изходната центроида* (фиг.2), е единен, като прилагането му при ролков плъзгач е частен случай на този при ролкова кобилица (фиг.3).

### 2. СЪЩНОСТ НА МЕТОДА

Центроидите  $c_1$  и  $c_3$  в равнината на изходното звено се описват параметричните уравненията:

$$\begin{cases} x_{P_1}(\varphi) = S'(\varphi), \\ y_{P_1}(\varphi) = -\Delta S(\varphi), \end{cases} \quad \varphi \in [0, \varphi_0], \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_{P_3}(\varphi) = S'(\varphi), \\ y_{P_3}(\varphi) = -\Delta S(\varphi), \end{cases} \quad \varphi \in [\varphi_0 + \varphi_{оп}, \varphi_0 + \varphi_{оп} + \varphi_{II}]. \quad (2)$$

Ъгловият коефициент на допирателната към произволна точка от двете центроиди е

$$k_1(\varphi) = \frac{dy_{P_1}}{dx_{P_1}} = \frac{dy_{P_1}/d\varphi}{dx_{P_1}/d\varphi} = -\frac{S'(\varphi)}{S''(\varphi)}, \quad \varphi \in [0, \varphi_0], \quad (3)$$

$$k_3(\varphi) = \frac{dy_{P_3}}{dx_{P_3}} = \frac{dy_{P_3}/d\varphi}{dx_{P_3}/d\varphi} = -\frac{S'(\varphi)}{S''(\varphi)}, \quad (4)$$

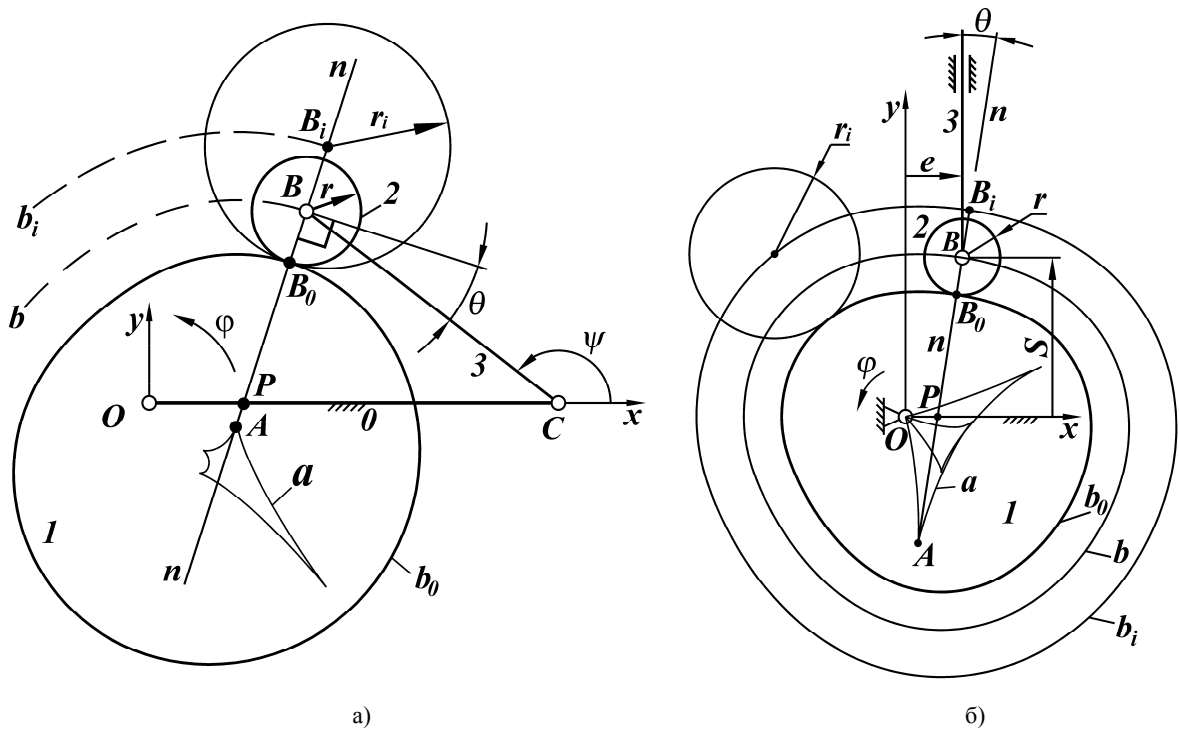
$$\varphi \in [\varphi_0 + \varphi_{оп}, \varphi_0 + \varphi_{оп} + \varphi_{II}].$$

От уравненията

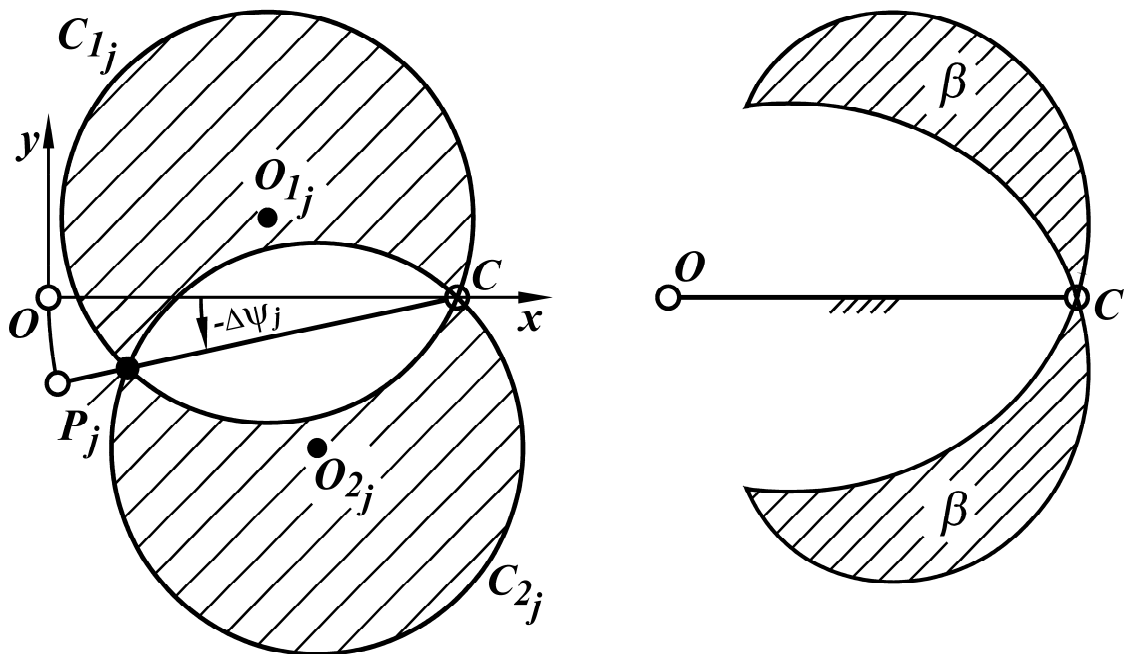
$$k_1(\varphi_1) = -\frac{S'(\varphi_1)}{S''(\varphi_1)} = \operatorname{tg}(\pi/2 + \theta_1), \quad \varphi_1 \in [0, \varphi_0], \quad (5)$$

$$k_3(\varphi_3) = -\frac{S'(\varphi_3)}{S''(\varphi_3)} = \operatorname{tg}(\pi/2 - \theta_3), \quad (6)$$

$$\varphi_3 \in [\varphi_0 + \varphi_{оп}, \varphi_0 + \varphi_{оп} + \varphi_{II}]$$



фиг.1 Гърбични механизми с ротираща гърбича и ролкова кобилица (а) и ролков плъзгач (б)



фиг.2 Определяне на областта  $\beta$  на изменение на основните параметри чрез на метода на изходната центроида

се определят стойностите на параметрите  $\varphi_1$  и  $\varphi_3$ , съответстващи на точките  $P_1$  и  $P_3$  от центроидите  $c_1$  и  $c_3$ , в които допирателните склучват с абсцисната ос ъгли съответно  $\pi/2 + \theta_1$  и  $\pi/2 - \theta_3$ .

Уравненията на двете допирателни са:

$$y = y_{P_1}(\varphi_1) + \operatorname{tg}(\pi/2 + \theta_1)(x - x_{P_1}(\varphi_1)), \quad (7)$$

$$y = y_{P_3}(\varphi_3) + \operatorname{tg}(\pi/2 - \theta_3)(x - x_{P_3}(\varphi_3)). \quad (8)$$

Съвместното решаване на двете уравнения води до определяне на положението на точка  $B_{1,3}$

$$x_{B_{1,3}} = \left[ x_{P_1}(\varphi_1) \operatorname{tg}(\pi/2 + \theta_1) - y_{P_1}(\varphi_1) - x_{P_3}(\varphi_3) \operatorname{tg}(\pi/2 - \theta_3) + y_{P_3}(\varphi_3) \right] / \left[ \operatorname{tg}(\pi/2 + \theta_1) - \operatorname{tg}(\pi/2 - \theta_3) \right] = \left[ -S'(\varphi_1) \operatorname{ctg}(\theta_1) + \Delta S(\varphi_1) - S'(\varphi_3) \operatorname{ctg}(\theta_3) - \Delta S(\varphi_3) \right] / \left[ -\operatorname{ctg}(\theta_1) - \operatorname{ctg}(\theta_3) \right], \quad (9)$$

$$y_{B_{1,3}} = y_{P_1}(\varphi_1) - \operatorname{ctg}(\theta_1)(x_{B_{1,3}} - x_{P_1}(\varphi_1)) = -\Delta S(\varphi_1) - \operatorname{ctg}(\theta_1)(x_{B_{1,3}} - S'(\varphi_1)). \quad (10)$$

Областта на изменение на варируемите параметри се определя от:

$$\begin{cases} y_B(0) - y_{B_{1,3}} + \operatorname{ctg}(\theta_1)(x_B(0) - x_{B_{1,3}}) \geq 0, \\ y_B(0) - y_{B_{1,3}} - \operatorname{ctg}(\theta_3)(x_B(0) - x_{B_{1,3}}) \geq 0. \end{cases} \quad (11)$$

Когато затварянето на кинематичната двоица и силово, то функционалната годност на механизма се определя само от ъглите на предаване на силата във фазата на отдалечаване. Тогава правата 3 се прекарва през началото на координатната система, като  $\theta_3 = \theta_1$ . Тогава

$$x_{P_3} = 0, \quad y_{P_3} = 0,$$

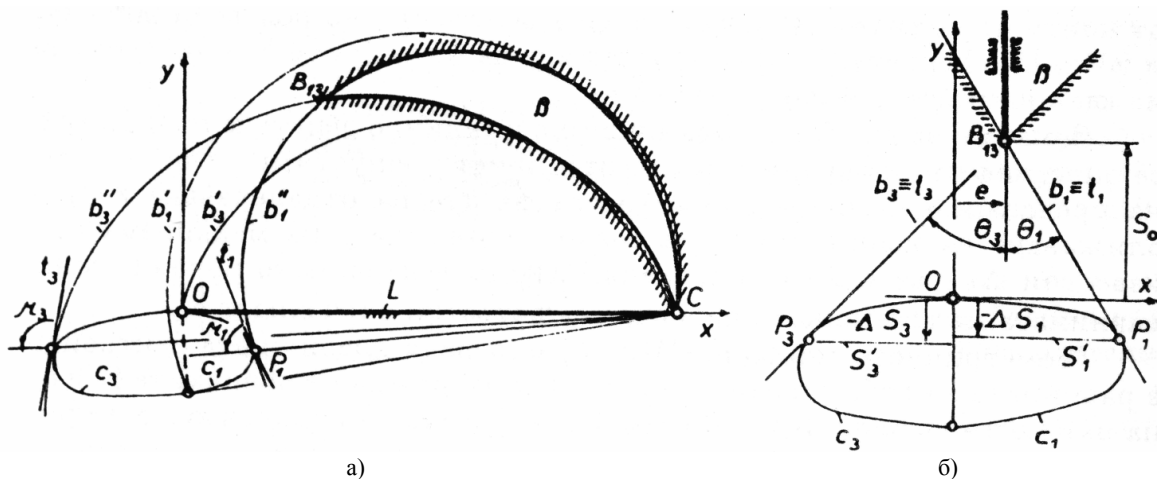
$$x_{B_{1,3}} = \frac{-S'(\varphi_1) \operatorname{ctg}(\theta_1) + \Delta S(\varphi_1)}{-2 \operatorname{ctg}(\theta_1)}, \quad (12)$$

$$y_{B_{1,3}} = -\Delta S(\varphi_1) - \operatorname{ctg}(\theta_1)(x_{B_{1,3}} - S'(\varphi_1)) = x_{B_{1,3}} \operatorname{ctg}(\theta_1). \quad (13)$$

### 3. ЧИСЛЕН ПРИМЕР

Да се определи зоната на изменение на варируемите параметри за гърбичен механизъм с ролков плъзгач при следните входни данни:

- фазови ъгли -  $\varphi_0 = 2\pi/3$ ,  $\varphi_{0II} = 2\pi/6$ ,  $\varphi_{II} = 2\pi/4$ ,  $\varphi_{BII} = 2\pi/4$ ;
- ход на плъзгача -  $h = 30 \text{ mm}$ ;
- ъгли на предаване на силата във фазите на от-



Фиг.3 Апроксимиране на зоната  $\beta$  с четири дъги от окръжности  $b_1'$ ,  $b_3'$ ,  $b_1''$  и  $b_3''$  при гърбичен механизъм с ротираща гърбица и ролкова кобилица (а) и точно определяне на зоната  $\beta$  при гърбичен механизъм с ротираща гърбица и ролков плъзгач посредством правите  $b_1$  и  $b_3$  (б) [2]

далечаване и приближаване -  $\theta_1 = \pi/9$  и  $\theta_3 = \pi/6$ ;

- закони „синус“ за втората предавателна функция.

За фазата на отдалечаване функцията на положението и първите две предавателни функции се определят от:

$$\Delta S(\varphi) = \frac{h}{\varphi_0} \left[ \varphi - \frac{\varphi_0}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_0}\right) \right];$$

$$S'(\varphi) = \frac{h}{\varphi_0} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_0}\right) \right];$$

$$S''(\varphi) = \frac{2\pi h}{\varphi_0^2} \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_0}\right),$$

$$\varphi \in [0, \varphi_0].$$

Аналогичните предавателни функции за фазата на приближаване се определят от:

$$\Delta S(\varphi) = h - \frac{h}{\varphi_{\Pi}} \left[ (\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi}) - \frac{\varphi_{\Pi}}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi})}{\varphi_{\Pi}}\right) \right];$$

$$S'(\varphi) = -\frac{h}{\varphi_{\Pi}} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi})}{\varphi_{\Pi}}\right) \right];$$

$$S''(\varphi) = -\frac{2\pi h}{\varphi_{\Pi}^2} \sin\left(\frac{2\pi(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi})}{\varphi_{\Pi}}\right);$$

$$\varphi_3 \in [\varphi_0 + \varphi_{0\Pi}, \varphi_0 + \varphi_{0\Pi} + \varphi_{\Pi}].$$

Предавателните функции на механизма от примера са показани на фиг.4.

#### А. Случай с геометрично затваряне на висшата кинематична двойца

От уравнения (5) и (6), които в случая придобиват вида

$$\frac{h}{\varphi_0} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_0}\right) \right] - \frac{2\pi h}{\varphi_0^2} \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_0}\right) = \text{tg}(\pi/2 + \theta_1),$$

$$\frac{[1 - \cos(3\varphi)]}{3 \sin(3\varphi)} = \text{ctg}(\pi/9), \quad \varphi_1 \in [0, \varphi_0];$$

$$\frac{-\frac{h}{\varphi_{\Pi}} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi})}{\varphi_{\Pi}}\right) \right]}{-\frac{2\pi h}{\varphi_{\Pi}^2} \sin\left(\frac{2\pi(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi})}{\varphi_{\Pi}}\right)} = \text{tg}(\pi/2 - \theta_3),$$

$$\frac{[1 - \cos(4(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi}))]}{4 \sin(4(\varphi - \varphi_0 - \varphi_{0\Pi}))} = \text{ctg}(\pi/6),$$

$$\varphi_3 \in [\varphi_0 + \varphi_{0\Pi}, \varphi_0 + \varphi_{0\Pi} + \varphi_{\Pi}],$$

се определят стойностите на параметрите  $\varphi_1 = 0.9667$  и  $\varphi_3 = 3.9987$ , съответстващи на точките  $P_1$  с координати  $x_{P_1} = 28.232 \text{ mm}$  и  $y_{P_1} = -12.705 \text{ mm}$  от центроидата  $c_1$  и  $P_3$  с координати  $x_{P_3} = -37.418 \text{ mm}$  и  $y_{P_3} = -12.281 \text{ mm}$  от центроидата  $c_3$ , в които допирателните сключват с абсцисната ос ъгли съответно  $\pi/2 + \pi/9$  и  $\pi/2 - \pi/6$ .

От уравнения (9) и (10) се определя положението на точка  $B_{1,3}$

$$\begin{aligned} x_{B_{1,3}} &= \left[ -\frac{30}{2\pi/3} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot 0.9667}{2\pi/3}\right) \right] \text{ctg}(\pi/9) \right. \\ &+ \frac{30}{2\pi/3} \left[ 0.9667 - \frac{2\pi/3}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot 0.9667}{2\pi/3}\right) \right] + \\ &\frac{h}{2\pi/4} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi(3.9987 - 2\pi/3 - 2\pi/6)}{2\pi/4}\right) \right] \text{ctg}(\pi/6) - \\ &- 30 + \frac{30}{2\pi/4} \left[ (3.9987 - 2\pi/3 - 2\pi/6) - \right. \\ &\left. - \frac{2\pi/4}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi(3.9987 - 2\pi/3 - 2\pi/6)}{2\pi/4}\right) \right] \Bigg] / \\ &[-\text{ctg}(\pi/9) - \text{ctg}(\pi/6)] = 2.753 \text{ mm}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_{B_{1,3}} &= -\frac{30}{2\pi/3} \left[ 0.9667 - \frac{2\pi/3}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot 0.9667}{2\pi/3}\right) \right] - \\ &- \text{ctg}(\pi/9) \left( 2.753 - \frac{30}{2\pi/3} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot 0.9667}{2\pi/3}\right) \right] \right) = \\ &= 57.297 \text{ mm}, \end{aligned}$$



след което областта на изменение на варируемите параметри (фиг.5) се определя от (11):

$$\begin{cases} y_B(0) - 57.297 + \operatorname{ctg}(\pi/9)(x_B(0) - 2.753) \geq 0, \\ y_B(0) - 57.297 - \operatorname{ctg}(\pi/6)(x_B(0) - 2.753) \geq 0. \end{cases}$$

**Б. Случай със силово затваряне на висшата кинематична двоица**

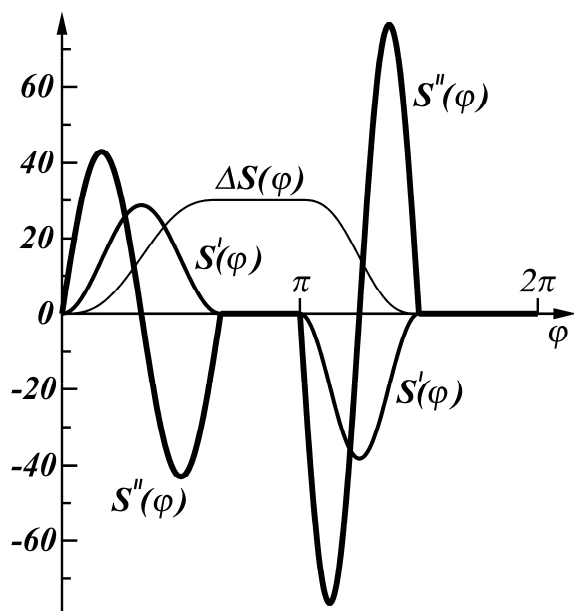
В този случай от уравнения (12) е (13) се получава

$$\begin{aligned} x_{B_{1,3}} = & \left[ -\frac{30}{2\pi/3} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot 0.9667}{2\pi/3}\right) \right] \operatorname{ctg}(\pi/9) + \right. \\ & \left. + \frac{30}{2\pi/3} \left[ 0.9667 - \frac{2\pi/3}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot 0.9667}{2\pi/3}\right) \right] \right] / \\ & [-2 \operatorname{ctg}(\pi/9)] = 11.804 \text{ mm}, \end{aligned}$$

$$y_{B_{1,3}} = 11.804 \operatorname{ctg}(\pi/9) = 32.431 \text{ mm},$$

след което областта на изменение на варируемите параметри (фиг.6) се определя от (11):

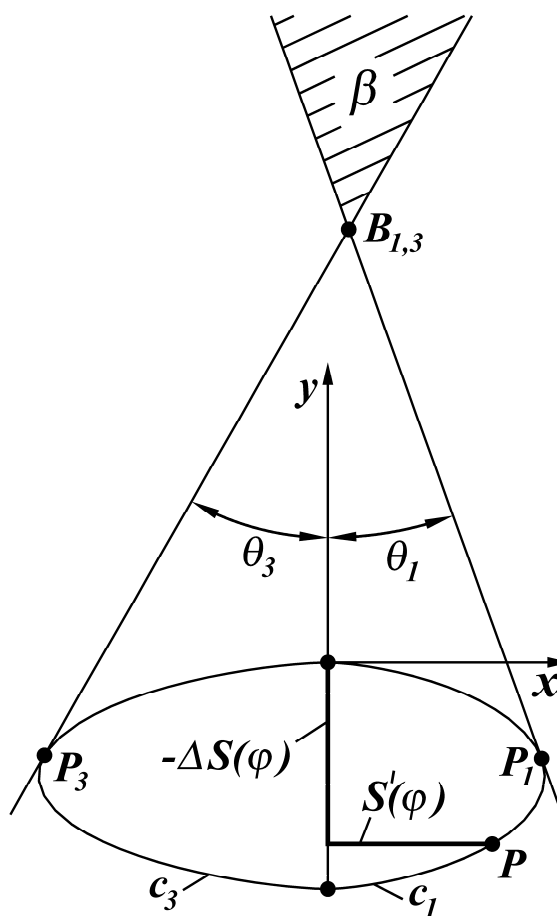
$$\begin{cases} y_B(0) - 32.431 + \operatorname{ctg}(\pi/9)(x_B(0) - 11.804) \geq 0, \\ y_B(0) - 32.431 - \operatorname{ctg}(\pi/6)(x_B(0) - 11.804) \geq 0. \end{cases}$$



Фиг.4 Предавателните функции на гърбичния механизъм от примера

**4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

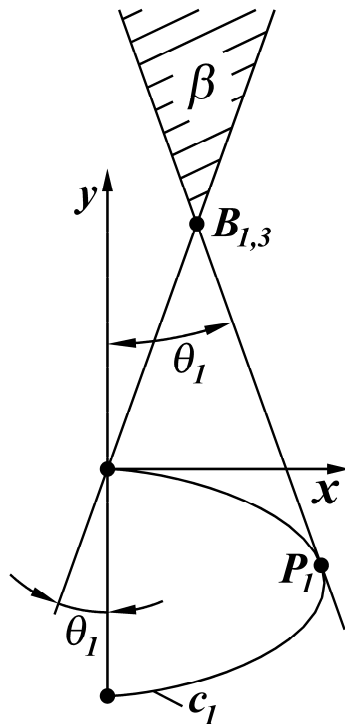
В настоящата работа е решена аналитично задачата за определяне на областта на изменение на варируемите параметри при синтеза на гърбични механизми с ротираща гърбица и ролков плъзгач. Полученият резултат дава възможност синтезът на гърбичните механизми с ролков плъзгач да се автоматизира, тъй като и в двата етапа на синтеза - определяне на областта на изменение на варируемите параметри и профилиране на гърбицата, задачата се решава изцяло аналитично.



Фиг.5 Областта на изменение на варируемите параметри за гърбичния механизъм от примера при геометрично затваряне на висшата кинематична двоица

Благодарности

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



фиг.6 Областта на изменение на варируемите параметри за гърбичния механизъм от примера при силно затваряне на висшата кинематична двойца

#### Литература

1. Гълъбов В. Синтез на гърбични механизми с плоска кулиса. Сборник от Юбилейна научна сесия на ВМЕИ – София, 1985, с.129.
2. Гълъбов В. Синтез на механизми в робототехниката. ТУ-София, 1992, 264 с.
3. Гълъбов В. Структурно-метричен синтез на механизми. Дисертация за д.т.н., ТУ-София, 1998, 491 с.
4. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы (справочник). Москва, Машиностроение, 1976. 784 с.
5. Константинов М., Генова П., Гълъбов В. и др. Оптимално проектиране на гърбични механизми. Сборник от Научна сесия на ВМЕИ - София, 1978, София, 1980, с.143-144.

6. Левитский Н. И. Кулачковые механизмы. Москва, Машиностроение, 1964, 287 с.
7. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. Москва, Наука, 1990, 592 с.
8. Литвин Ф. (ред.). Справочник конструктора точного приборостроения. Москва, Ленинград, 1964, 944 с.
9. Минчев Н., Живков В., Енчев К., Стоянов П. Теория на механизмите и машините. София, Техника, 1991. 434 с.
10. Русев Р., Савчев С., Николов Н., Гълъбов В. Синтез на гърбични механизми с ротираща гърбица и плоска кулиса. Механика на машините, №53, 2004, с.159-165.
11. Русев Р., Савчев С., Николов Н., Гълъбов В. Синтез на гърбични механизми с ротираща гърбица и тарелков плъзгач. Механика на машините, №53, 2004, с.166-171.
12. Русев Р., Савчев С., Николов Н., Гълъбов В. Синтез на гърбични механизми с транслираща гърбица и ролков плъзгач. Механика на машините, №56, 2004, с.64-68.
13. Русев Р., Савчев С., Николов Н., Гълъбов В. Синтез на гърбични механизми с транслираща гърбица и ролкова кобилица. Механика на машините, №56, 2004, с.69-74.
14. Тир К. В. Комплексный расчет кулачковых механизмов. Москва, Машгиз, 1958, 308 с.
15. Тодоров Т., Павлов С., Стоицева В. Ограничения при гърбични механизми с плоска кобилица. С., Машиностроене, кн.1, 1990, с.11-12.
16. Цонев и др. Методи за оптимизация, Русенски у-т, Русе, 2003, 246 с.
17. Angeles J., Saha S. K., Lopez - Cajun C. S. Curvature Constraints in the Design Optimizattion of Cam mechanisms. ASME, DE, Vol. 3, New York, 1989, pp.265-269.
18. Chen F. Y. Mechanics and Design of CAM Mechanisms. Pergamon press, N. Y., 1982, 523 p.
19. Dittrich G. R. Braunde, Getriebetechnik in Beispielen. Oldenburg, 1978.
20. Flocke K. A. Zur Konstruktion von Kurwenscheiben bei Verarbeitungsmaschinen. VDI - Forschungshaft, No. 345, Berlin, 1931.
21. Jensen P. W. Cam Design and Manufacture. Marcel - Dekker Inc., 1987.
22. Jordan R. L. A General Approach to Cam Surface Definition. ASME DE, Vol. 52, 1993, pp. 159-162.
23. Rothbart H. CAMES. Design, Dynamics and Accuracy, N. Y., John Wiley & Sons, 1956.
24. Uicker J., Shigley J., Pennock G. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2003, 768 p.
25. Volmer J. (Hrsg), Getriebelehre. Verlag Technik, Berlin, 1992.

**ANALYTICAL DETERMINATION OF THE ALTERNATION REGION OF THE  
VARIABLE PARAMETERS OF CAM MECHANISMS WITH ROTATING CAM  
AND TRANSLATING ROLLER FOLLOWER**

**Nikolay NIKOLOV**

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

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

**Abstract:** The present work is devoted to the developing of an approach for analytical determination of the alternation region of the variable parameters of cam mechanisms with rotating cam and translating roller follower. The obtained result gives a possibility the cam mechanism synthesis to be automated since the synthesis task is solved fully analytical in the both synthesis stages.

**Key words:** cam mechanisms, synthesis.



## СТЕНД ЗА ИЗПИТВАНЕ НА ВЪЖЕНИ САПАНИ

**Красимир КРЪСТАНОВ**

катедра „Подемно-транспортни и строителни машини и системи”,  
Висше Транспортно Училище „Тодор Каблешков” - София, България  
e-mail: [kkrastanov@vtu.bg](mailto:kkrastanov@vtu.bg)

**Резюме:** Сапаните са елементи, чрез които товарът се захваща за куката на подемния механизъм. Те могат да бъдат въжени, верижни, или лентови. Целта на настоящата работа е да се анализират използваните въжени сапани и да се предложи стенд за изпитване на такива сапани.

**Ключови думи:** товароподемни кранове, безопасност, въжени сапани

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

При товароподемни и товаро-разтоварни операции се използват сапани – въжени, верижни или колани с помоща на които манипулирания товар се закрепва към товарозахватното устройство (ТЗУ).

Най-голямо приложение са намерили въжените сапани поради следните предимства:

- плавна и безшумна работа при всички използвани скорости;
- гъвкавост във всички направления;
- надеждност при работа /разрушаването на въжето става постепенно с нарастване броя на скъсаните телчета/;
- относително малко тегло в сравнение с веригите;
- намалява динамичните натоварвания и повишава демпфиращата способност на механизмите и металните конструкции в периодите на неустановен режим на работа;
- повечето въжени сапани са поцинковани срещу корозия;
- с температурен диапазон на средата -40°C до +100°C.

Сапаните спадат към критичните елементи относно безопасната експлоатация на товароподемния кран и съгласно нормативните изисквания периодично подлежат на проверки и контрол [3].

Съгласно изискванията на чл. 61. (1) от Наредбата за безопасна експлоатация и технически надзор на повдигателни съоръжения [3] и Закона за техническите изисквания към продуктите /ЗТИП/, отговорните лица назначени със заповед на собственика на сапаните трябва да извършват

проверка на изправността на тези приспособления на всеки 10 дни и да записват резултатите от тези проверки в дневник.

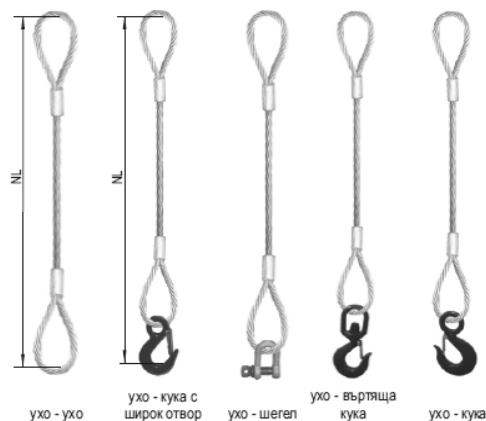
При съмнения за изправността на сапана трябва да се извършват проверовъчни изпитания.

Целта на настоящата работа е да се анализират използваните въжени сапани и да се предложи стенд за изпитване на такива сапани.

### 2. ВЪЖЕНИ САПАНИ. ВИДОВЕ. ИЗИСКВАНИЯ ЗА БЕЗОПАСНА РАБОТА

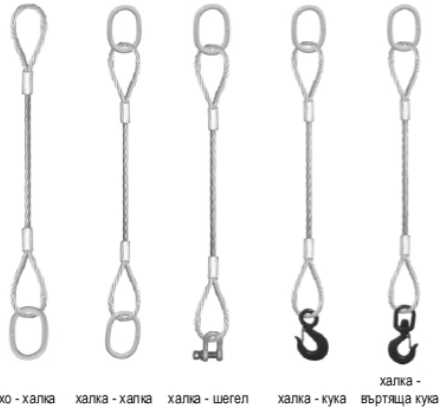
Видовете въжени сапани биват:

- Едновъжени сапани от стоманени въжета – фиг.1;



Диаметър на въжето, mm	4	5	6	7	8	9	10
Работно усилие, t	0,20	0,25	0,4	0,55	0,7	0,85	1,05
Диаметър на въжето, mm	24	26	28	32	36	40	44
Работно усилие, t	6,30	7,20	8,40	11,0	14,0	17,0	21,0

11	12	13	14	16	18	20	22
1,30	1,55	1,80	2,12	2,70	3,40	4,35	5,20
48	52	56	60	64	68	72	76
25,0	29,0	33,5	39,0	47,0	54,0	62,0	70,0



NL - работна дължина

фиг.1 Едновъжени сапани

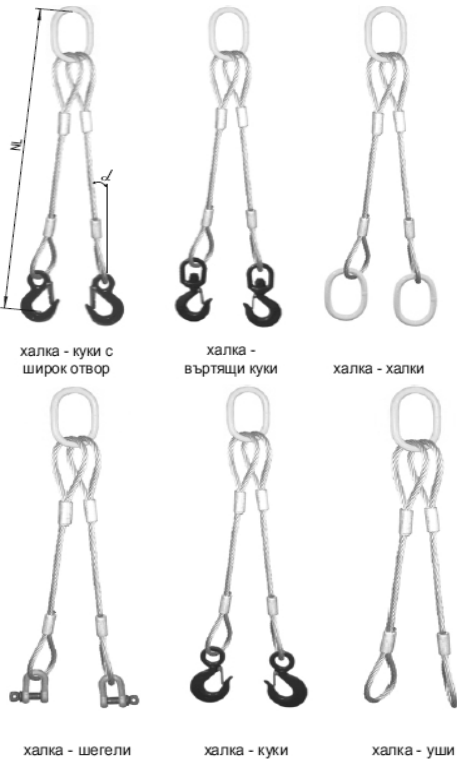
Диаметър на въжето, mm	4	5	6	7	8	9	10
Работно усилие, t $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$	0,28	0,35	0,56	0,77	0,95	1,20	1,50
Работно усилие, t $\alpha = 45^\circ \div 60^\circ$	0,20	0,25	0,4	0,55	0,7	0,85	1,05
Диаметър на въжето, mm	24	26	28	32	36	40	44
Работно усилие, t $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$	8,80	10,0	11,8	15,0	19,0	23,5	29,0
Работно усилие, t $\alpha = 45^\circ \div 60^\circ$	6,30	7,20	8,40	11,0	14,0	17,0	21,0

11	12	13	14	16	18	20	22
1,80	2,12	2,50	3,00	3,85	4,80	6,00	7,20
1,30	1,55	1,80	2,12	2,70	3,40	4,35	5,20
48	52	56	60				
35,0	40,0	47,0	54,0				
25,0	29,0	33,5	39,0				

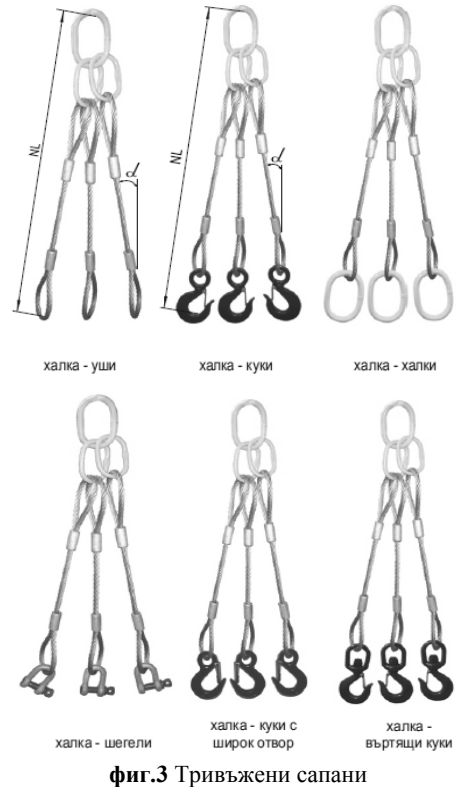
NL - работна дължина

фиг.2 Двувъжени сапани

- Двувъжени сапани – фиг.2.

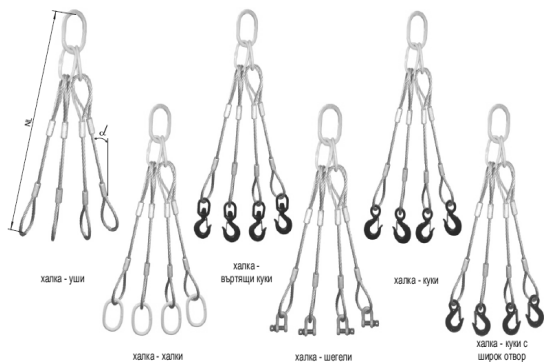


- Тривъжени сапани – фиг.3



фиг.3 Тривъжени сапани

- Четиривъжени сапани - фиг.4.



Диаметър на въжето, mm	4	5	6	7	8	9	10
Работно усилие, t $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$	0,42	0,53	0,84	1,16	1,50	1,80	2,25
Работно усилие, t $\alpha = 45^\circ \div 60^\circ$	0,3	0,38	0,6	0,83	1,05	1,30	1,60
Диаметър на въжето, mm	24	26	28	32	36	40	44
Работно усилие, t $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$	13,5	15,0	18,0	23,5	29,0	36,0	44,0
Работно усилие, t $\alpha = 45^\circ \div 60^\circ$	9,80	11,0	12,5	16,5	21,0	26,0	31,5

11	12	13	14	16	18	20	22
2,70	3,30	3,85	4,35	5,65	7,20	9,00	11,0
1,95	2,30	2,70	3,15	4,20	5,20	6,50	7,80
48	52	56	60				
52,0	62,0	71,0	81,0				
37,0	44,0	50,0	58,0				

NL - работна дължина

фиг.4 Четиривъжени сапани

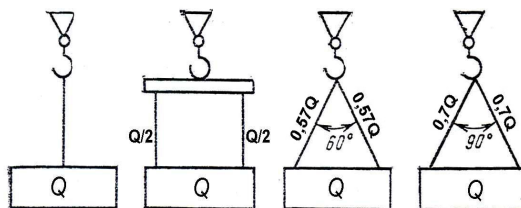
Типовият ред съгласно действащите нормативни документи за въжените сапани е както следва: Q=0,5 t, 1,0 t, 2,0 t, 3,2 t, 5,0 t, 6,3 t, 8,0 t, 10 t, 12,5 t, 20 t и нагоре до 150 t.

За съответната товароподемност сапаните се подбират по агрегатния метод:

$$F_{\max} \cdot k_{\text{сиг.}} \leq F_{\text{разр.}} \cdot N \quad (1)$$

където:  $F_{\max}$  е усилието във въжето на сапана в зависимост от конструкцията на използвания сапан – фиг.5

$F_{\text{разр.}}$  - разрушаващата сила на въжето от сапана, обикновено  $F_{\text{разр.}} = (0,82 \div 0,85)$  от сумарната якост на телчетата [1];  $k_{\text{сиг.}}$  - коефициент на сигурност, който съгласно изискванията на [2], трябва да бъде  $k_{\text{сиг.}} \geq 5$ , а в [1], [4] и [5] се препоръчва  $k_{\text{сиг.}} \geq 6$ .



фиг.5 Схема на разпределение на усилията в клоновете на сапаните в зависимост от ъгъла на клоната

Съгласно чл.113 т.3 от [3] сапаните се натоварват с  $1,5 Q_H$  за всеки сапан по единично или клон от всеки сапан от комплекта.

Дължините на клоновете са съгласно паспортните данни от представения сертификат от производителя им. Дължините на клоната на сапана или поединично на част от комплекта са: 2,0; 2,5; 3,0, 4,0 и по-големи дължини до  $5 \div 8$  m.

Не се допуска експлоатация на сапани:

- когато не е издадено разрешение за експлоатация от органите за технически надзор или са спрени от експлоатация с тяхно писмено разпореждане;

- които в процеса на експлоатация са се образували възли, преклъчвания или са налице скъсани нишки или закъсвания, повече от 10% на един метър дължина и е невъзможно да се използва цялото сечение на сапана;

- Когато износването в мястото на закачване на куки и халки надвишава 10 % от първоначалното сечение.

### 3. СТЕНД ЗА ИЗПИТВАНЕ НА САПАНИ

#### 3.1 Общи положения

Изпитването на сапаните е необходимо с цел установяване на техническата характеристика – товароподемност  $t/t'$ , максимално работно натоварване (WLL) и коефициента на сигурност  $k_{\text{сиг.}}$ .

– за номинално, статично и динамично натоварване.

Всички изпитания на товароподемните сапани трябва да отговарят на най-новите стандарти и нормите на БДС EN и DIN, както и изискванията на професионалните сдружения и действащите разпоредби за предотвратяване на аварии (UVV), следващи въведена и документирана система за управление на качеството (СУК) на фирмата собственик.

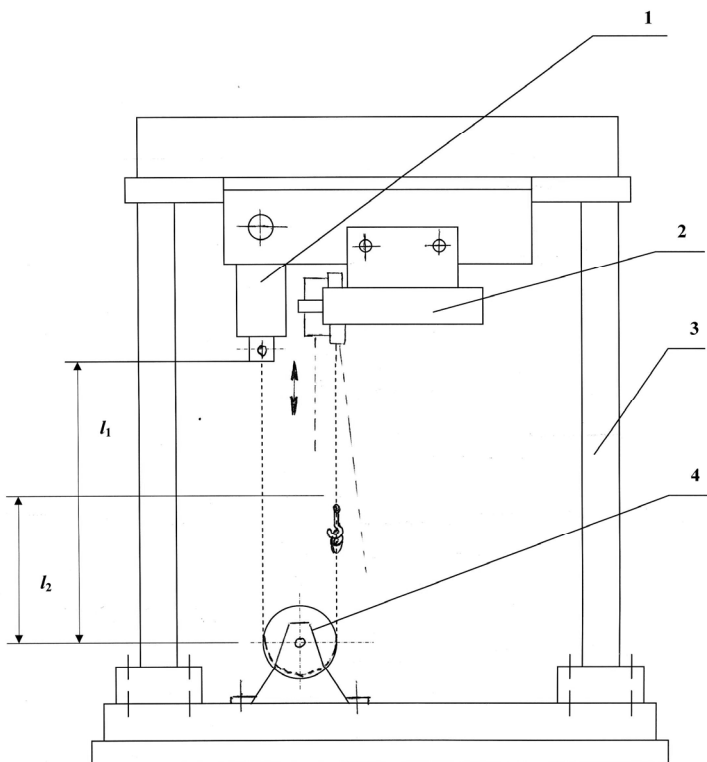
В съвременните условия при работа с товаро-захващащи устройства съществуват изисквания по отношение на експлоатационната надеждност и сигурност при работа, както за сапаните, така и за персонала работещ с тези съоръжения и затова е задължително периодично да се подлагат на изпитания.

Производителите на сапани са задължени да контролират връзките и вложените елементи /халки, въжета, куки/ към съответните едно, две, три или четири въжени сапани.

Изпитанията на сапаните е задължително, като се поставя табелка, с товароподемността им и регистрационния номер на съоръжението.

На стенда се подлагат на изпитания различни видове въжени сапани за да могат:

- да се установяват контролните натоварвания на сапаните – с номинален товар и с коефициент на претоварване, съгласно нормативните документи;
- да се извършват изпитания на различни видове сапани при различни ъгли на окачване;
- да се извършва периодичен контрол за годността на употребяваните и намиращи се в експлоатация сапани.



фиг.6 Стенд за изпитване на сапани

### 3.2 Принципни схеми и устройство

На фиг.6 е показан стенд за контролни периодични изпитвания на сапани.

Устройство на стенда: 1 – електронен динамометър с обхват 100 ÷ 200 kN; 2 – ръчно зад-

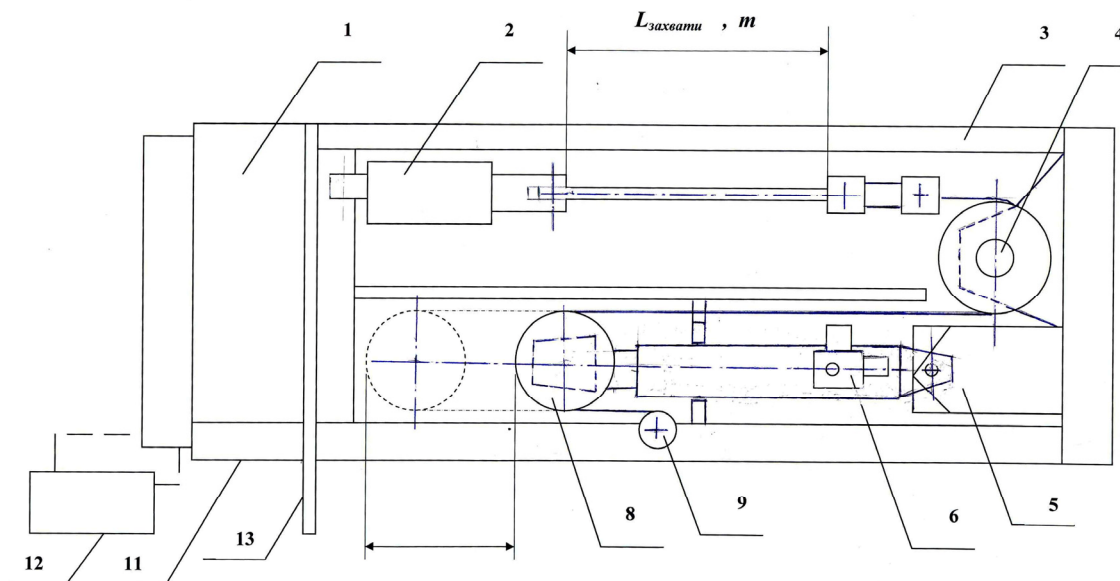


вижвана верижна макара; 3 – разглобяема метална рамка; 4 – набор от отклонителни ролки.

На фиг.7. е показан стенд за натоварвания на захвати с хидравлично въздействие върху сапани

Устройството на стенда е: 1 – хидравлична станция; 2 – електронен динамометър; 3 – метална рама; 4 – отклонителна ролка; 5 – вграден

упор в металната рамка за хидроцилиндъра; 6 – клапан с хидравлично управление – КОХУ 32 МРа; 7 – хранващи тръби за хидроцилиндъра; 8 – носеща ролка; 9 – ухо за окачване на въжето 10 – теглещо въже; 11 – пулт за управление; 12 – работна маса за оператора; 13 – защитен щит на стенда.



фиг.7 Стенд с хидравлично натоварване за изпитване на сапани

### 3.3 Същност на изпитването

Съгласно фиг.6 натоварването се извършва с верижна макара –  $Q_H$ . Сапанът се окачва на електронния динамометър, като минава през отклонителната ролка и се окачва на куката от верижната макара. Натоварва се плавно, като се задвижва ръчно веригата за подем на макарата.

Измерват се сеченията на сапаните, прави се външен оглед и тогава се пристъпва към натоварване с  $1,5 Q_H$ .

Товарът се задържа за време 10 min. След това се разтоварва и се снемат първоначално записаните контролни параметри в маркираното първоначално сечение.

Прави се оглед на сапана и при липса на видими нарушения в сечението на въжето и по дължина се приема за издържал изпитването.

Всеки клон на сапана се изпитва поотделно, независимо дали е един, два, три или четири клона. Всеки клон поединично се натоварва с  $1,5$

$Q_H$  и измерванията се записват в табличен вид в дневник за графика на контрола съгласно заявките и предвидените годишни и периодични изпитания.

На фиг.7 е показана схема на стенд, при който натоварването се извършва от хидравлична уредба състояща се от:

- хидравлична станция;
- електронен динамометър – 100 kN;
- набор от ролки за сапаните.

Теглещото въже задвижвано от хидравличния цилиндър, минаващо през ролка 5 и 9 се закача в т.8 на стенда. При придвижване на буталото напред се осъществява изтегляне или отпускане на натоварването на сапана – т.3.

### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложени са стендове за изпитване на сапани.

2. С така създадените стендове се правят изпитания на въжени сапани, които гарантират по-нататъшното безопасна експлоатация на сапаните.

3. Предложените стендове могат да се използват за големи партии сапани, както и да бъдат обособени в регионални изпитателни центрове или отделни лаборатории за изпитване и контрол на сапани.

#### Литература

1. **Александров М.П.** Грузоподъемные машины, „Висшата школа“, М., 2000

2. **Шишков Н.А.** Технический надзор за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов, Изд. „Недра“, М., 1986

3. ПБ 10-382-00 „Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, М., 2008

4. БДС EN 13414-1:2003+A2:2009 Сапани от стоманени телени въжета. Безопасност. Част 1: Сапани за общи подедни приложения

5. Наредбата за безопасна експлоатация и технически надзор на повдигателни съоръжения, Д.В. бр.73 от 10.09.2010 г.

6. EN 12385-1:2002+A1:2009 Steel wire ropes - Safety - Part 1: General requirements

## TEST STAND FOR ROPE SLINGS

**Krasimir KRASTANOV**

Department „Material handling and construction machines”

Todor Kableshkov University of Transport, Sofia, Bulgaria

e-mail: [kkrastanov@vtu.bg](mailto:kkrastanov@vtu.bg)

**Abstract:** Slings are elements through which the load is attached to the hook of the lifting mechanism. They can be rope, chain or webbing. The aim of the present work is to analyze the rope slings used and offer a stand for testing of these slings.

**Keywords:** load lifting cranes, safety, rope slings

## О ДВУХ ЛОКАЛЬНЫХ ОЦЕНКАХ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЕДИНИЧНОГО ВАРИАНТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Пётр ПОБЕГАЙЛО

ИМАШ им. Благодравова А.А. РАН, Россия

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Резюме:** В настоящей работе предложены два локальных критерия оценки эффективности рабочего оборудования полезных как при синтезе, так и при анализе

**Ключевые слова:** одноковшовый гидравлический экскаватор, рабочее оборудование, оценка эффективности

На базе наших решений прямой и обратной позиционной задачи [1, 2 и др.] и нашего метода определения площади осевого профиля рабочей зоны или её фрагмента [3 и др.] можно расширить число локальных оценок эффективности рабочего оборудования (РО) одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ) на этапе предпроектного анализа (ПА) [4 – 6 и др.].

Сначала, остановимся на операции транспортирования ковша с грунтом на выгрузку.

В этом случае, одним из важных факторов, способствующих росту производительности ОГЭ, является отсутствие потерь грунта из ковша при повороте машины. Конечно, этот вопрос весьма не прост и является многофакторной проблемой. В рамках настоящей работы его разрешить нельзя, но есть все предпосылки, чтобы сделать первый шаг на этом пути.

Для этого будем считать, что в рассматриваемой рабочей операции ковш (кинематическая длина ковша [7 и др.]) должен быть всегда параллелен уровню стоянки экскаватора (мы считаем, что машина работает на ровной площадке)<sup>1</sup>.

Тогда, для получения первой оценки эффективности РО ОГЭ необходимо выполнить следующую последовательность действий:

- для РО ОГЭ строим осевой профиль рабочей зоны [8 и др.];
- разбиваем осевой профиль рабочей зоны сеткой прямоугольного вида, с каким то выбранным шагом;
- в каждой точке построенной сетки проверяем возможность расположения ковша парал-

лельно уровню стоянки экскаватора путем решения обратной позиционной задачи.

При этом, в качестве основной системы координат мы приняли правую прямоугольную декартовую с центром в пяте стрелы (точка  $A$ , рис. 1 – 3). Ось  $X_L$  направлена вправо, в сторону РО, ось  $Y_L$  направлена вверх (на рисунках не показано).

Такой выбор системы координат существенно сокращает объем вычислений, т.к. часто позволяет игнорировать положение поворотной платформы.

После этого, в границах осевого профиля рабочей зоны, мы получим несколько областей, где ковш может быть параллелен уровню стоянки машины и где не может быть ему параллелен.

Представляется допустимым, с помощью разработанных нами подходов, определить площади этих областей ( $\Pi_{реал}$  – площадь областей, где требование к параллельности выполняется). Так же необходимо найти теоретическую (полную, фактическую) площадь осевого профиля рабочей зоны -  $\Pi_T$ .

Теперь мы можем ввести следующий коэффициент эффективности:

$$K_1 = \frac{\Pi_{реал}}{\Pi_T} \quad (1)$$

Численные значения этого коэффициента (причем,  $K_1 \in [0...1]$ ) и визуальная оценка расположения зон реализуемости параллельного положения ковша в границах осевого профиля рабочей зоны позволяет нам давать локальную оценку эффективности единичного варианта РО.

<sup>1</sup> Для обратных лопат – зубьями к базовой машине, для прямых лопат – зубьями от базовой машины.

Расчетные схемы для рассмотренного сейчас случая представлены на рисунках 1 и 2. Из них вытекают соотношения:

$$\alpha_i + \beta_j + \gamma_k = 2 \cdot \pi \quad (2)$$

$$\alpha_i + \beta_j + \gamma_k = \pi \quad (3)$$

Эти полезные равенства (первое для прямой лопаты, второе – для обратной лопаты) могут быть полезны нам в дальнейшем.

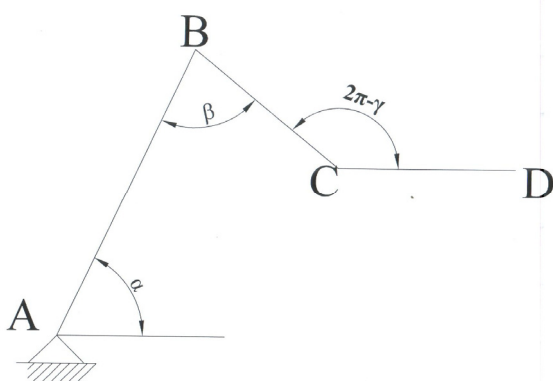


рис.1 Расчетная схема № 1

После этого, рассмотрим операцию копания<sup>2</sup>. При этом будем ориентироваться на следующие допущения:

- рациональной траекторией копания является прямая, параллельная уровню стоянки экскаватора;

- известны характеристики ковша;

- вместо угла резания мы используем угол  $\theta$ , суть которого хорошо иллюстрирует рисунок 3. Под рациональным копанием будем понимать процесс экскавации при нахождении угла  $\theta$  в каких то определенных разумных пределах. Эти границы можно найти на базе известных параметров ковша и классической литературы [9, 10 и др.].

Воспользовавшись тем же подходом, что и выше будем рассматривать сетку, построенную в границах осевого профиля рабочей зоны. После этого, решая обратную позиционную задачу, мы выясняем в каких узлах сетки реализуемы положения ковша, попадающие в рациональный диапазон угла  $\theta$ .

<sup>2</sup> Выполним это на примере прямой лопаты.

Иными словами, берем одну точку, фиксируем положение ковша и решаем обратную позиционную задачу.

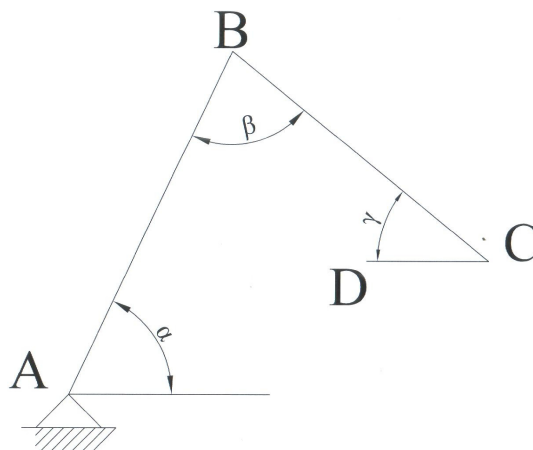


рис.2 Расчетная схема № 2

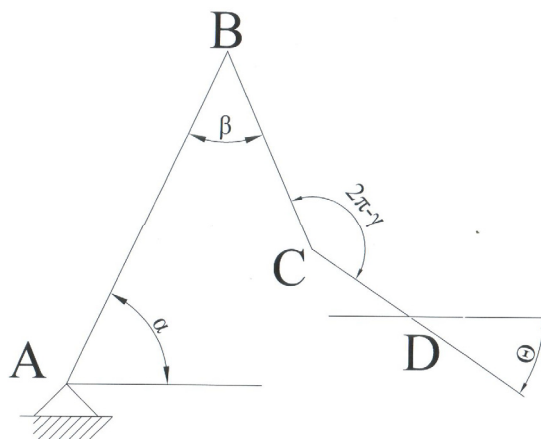


рис.3 Расчетная схема № 3

Если решение есть – то угол фиксации ковша реализуем, если нет – то не реализуем. После этого берем следующее положение ковша и т.д. и для всех точек<sup>3</sup>.

После этого, в границах осевого профиля рабочей зоны мы получим несколько областей, где

<sup>3</sup> Этим точкам обычно достаточно рассмотреть около 1500 – 2000 штук для прямой лопаты. При этом шаг поворота ковша в одной точке должен быть не более 5 градусов. Очевидно, что мы имеем в крайнем случае около 144000 случаев решения обратной позиционной задачи. Заметим, что для первого в этой работе коэффициента эффективности таких случаев будет около 2000.

желаемый диапазон угла  $\theta$  реализуем, и где не реализуем. С помощью описанных ранее подходов определяем площадь этих зон «реализации» -  $P_{реал}$ . Теоретическая (полная, фактическая) площадь так же должна быть определена -  $P_T$ .

Теперь мы можем ввести следующий коэффициент эффективности:

$$K_2 = \frac{P_{реал}}{P_T} \quad (4)$$

Численные значения этого коэффициента (причем,  $K_2 \in [0...1]$ ) и визуальная оценка расположения зон реализуемости рациональных диапазонов угла  $\theta$  в границах осевого профиля рабочей зоны позволяет нам дать еще одну локальную оценку единичного варианта РО.

Напомним, что расчетная схема для рассмотренного случая представлена на рисунке 3. Из нее вытекает известное соотношение [11 и др.]:

$$\alpha_i + \beta_j + \gamma_k + \theta = 2 \cdot \pi \quad (5)$$

Это важное соотношение может быть полезно нам в дальнейшем (например, при рассмотрении вопросов управления ОГЭ). Отметим при этом, что сейчас нами не доказано, что равенство (5) является универсальным, подходящим для любых сочетаний углов  $\alpha_i, \beta_j, \gamma_k$ , т.е. нами не доказано что оно реально для любых допустимых сочетаний элементов РО в пространстве. Представляется допустимым, что в части этих гипотетических сочетаний элементов это равенство нарушается (на наш взгляд, существуют сочетания элементов РО, когда указанное равенство принимает вид  $\alpha_i + \beta_j + \gamma_k + \theta = 4 \cdot \pi$ ). На что это может указывать в физическом смысле? На наш взгляд речь идет о том, что в таких реальных сочетаниях элементов РО рациональное копание не возможно, т.к. угол резания далек от рациональных своих значений. Естественно, что данное замечание не снимает необходимости более тщательного изучения вопроса о реализуемости равенства (5), что мы и выполним позднее, ведь определение четких границ допустимости равенства (5) позволит упростить управление ОГЭ при копании, исключив не рациональные его режимы.

Какой из предложенных сейчас и ранее нами коэффициентов эффективности более полезен и

приоритетен следует выявить в ходе реального проектирования, что выходит за границы настоящей работы.

Используя описанные только что идеи в дальнейшем можно рассматривать следующие задачи:

- процессы управления и автоматизацию рабочих движений элементов РО;
- поиск и реализацию эффективных траекторий движения зубьев ковша;
- создание 3D моделей (виртуальных реальностей) ОГЭ и тренажеров на их базе;
- подбор рационального ковша и его параметров при варьированием углом  $\theta$  и т.д.

Отметим также, что суть коэффициента  $K_2$  похожа на некоторые локальные оценки эффективности роботов-манипуляторов (угол сервиса, метод объемов и т.п.) [12 – 16 и др.]. В будущем стоит оценить допустимость и полезность их использования для РО ОГЭ (в частности, критерия «предел досягаемости схвата» [12]).

#### Литература

1. **Побегайло П.А.** Об одном из возможных способов решения прямой позиционной задачи для одноковшовых гидравлических экскаваторов // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 9, септември 2011, с. 13 – 18.
2. **Побегайло П.А.** Об одном из возможных способов решения обратной позиционной задачи для одноковшовых гидравлических экскаваторов // Българско списание за инженерно проектиране, (в печати).
3. **Pobegailo P.A.** A possible approach for estimation of the area of the planar section of the working zone or its fragment // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 8, апрел 2011, с. 43 – 45.
4. **Побегайло П.А.** О проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Актуальные проблемы механики. X Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Вторая Всероссийская школа молодых ученых механиков. Тезисы докладов // Нижний Новгород. Издательство Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского, 2011. с. 91.
5. **Побегайло П.А.** О проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // II международная научно-практическая конференция «Техгормет-21 век»: Карьерная техника для открытых горных работ – новые разработки и эффективные решения: Материалы межд. научно-практической конференции / СПбГУ. Санкт-Петербург, 2011. с. 37 – 39.

6. **Владиславлев П.Н., Юдицкий С.А.** Основы предпроектного анализа организационных систем. М.: Финансы и статистика, 2005. 144 с.
7. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие / В.Я. Крикун, В.Г. Манасян. М.: АСВ, 2001. 104 с.
8. **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: УГТУ. 2010. с. 307 – 313.
9. **Домбровский Н.Г., Панкратов С.А.** Землеройные машины. Ч.1. М.: Госстройиздат, 1961. 651 с.
10. **Акинфиев А.А.** Создание системы управления операцией копания для одноковшовых гидравлических экскаваторов с целью повышения эффективности его работы: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1983. 235 с.
11. **Жавнер В.Л., Крамской Э.И.** Погрузочные манипуляторы. Под ред. проф. А.И. Колчина. Л.: Машиностроение, 1975. 160 с.
12. **Зенкевич С.Л., Ющенко А.С.** Основы управления манипуляционными роботами. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 480 с.
13. **Корендяев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И.** Теоретические основы робототехники. В 2 т. Т.1. М.: Наука, 2006. 383 с.
14. **Виноградов И.Б.** и др. Особенности кинематики манипуляторов и метод объемов // Механика машин, выпуск 27 – 28. М.: Наука, 1971. с. 5 – 16.
15. **Виноградов И.Б.** Исследование некоторых кинематических свойств манипуляторов и руки человека – оператора: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1974. 160 с.
16. **Кобринский А.А., Пурцеладзе Г.К.** О сервисе пространственного манипулятора // В сборнике «Исследование динамики машин на ЭВМ». М.: Наука, 1980. с. 76 – 88.

## TWO LOCAL ESTIMATES OF THE EFFICIENCY OF THE WORKING EQUIPMENT OF SINGLE BUCKET HYDRAULIC EXCAVATOR

**Petr POBEGAILO**

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Abstract:** In this paper are proposed two local criterion for evaluation of the effectiveness of the work equipment useful in synthesis and analysis

**Keywords:** hydraulic excavator, working equipment, assessment of the effectiveness

## КОНСТРУКТИВНО-МЕХАНИЧЕН ОБЗОР НА КОНУСНО ИНЕРЦИОННИ ТРОШАЧКИ (КИД)

**Симеон САВОВ**

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

**Резюме:** Докладът представя конструкцията и принципа на действие на конусните инерционни трошачки (КИД). Представени са конструктивните им особености и основните им технологични и механични параметри. Извършен е теоретичен анализ и описание на работния процес. Направен е анализ на възможностите за изследване на този вид машини.

**Ключови думи:** механични, технологични параметри на КИД

### 1. УВОД

Досега са създадени и внедрени в различни отрасли на промишлеността конусни инерционни трошачки с производителност от 1 до 500 t/h (0,6÷240 ,m<sup>3</sup>/h) и едрина на изходния продукт до 300 mm, при пределна якост на натиск на материала до 300÷350 МПа. Типоразмерите на КИД варират от КИД-60 до КИД-2200 (цифрата след абривиатурата КИД означава диаметъра на основата на вътрешния конус в mm). Трошачките

КИД (Конусная Инерционная Дробилка) имат два вида изпълнения на камерата за трошене в зависимост от едрината на изходния материал: 1 – трошачна камера за стандартна едрина на изходния материал. 2 – трошачна камера за изходен материал с по-голяма едрина. В таблица 1 са представени някои технически характеристики на трошачките КИД произвеждани от фирма НПК „Механобр-техника“. Дадените в таблицата данни се отнасят за трошене на руда в сух режим

Табл. 1 Технически данни на трошачки КИД

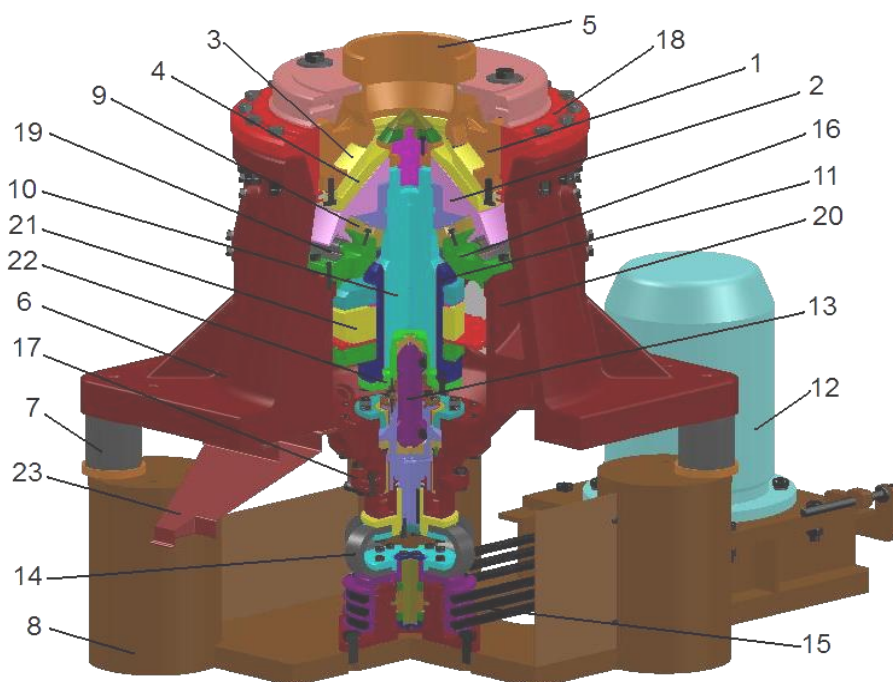
Тип	D ,mm	D <sub>max</sub> /D <sub>80</sub> ,mm	Q ,m <sup>3</sup> /h	d <sub>max</sub> ,mm	N ,kW	Габаритни размери , mm	m ,t
КИД-300/1	300	25/16	0,6	2	11	1420/825/1175	1,35
КИД-300/2	300	35/20	1	4	11	1420/825/1175	1,35
КИД-450/1	450	35/25	2,5	4	37	1835/1050/1440	3,7
КИД-450/2	450	55/40	4	10	37	1835/1050/1440	3,7
КИД-600/1	600	50/40	10	5	75	2500/1500/2250	8,3
КИД-600/2	600	80/50	15	20	55	2500/1500/2250	8,3
КИД-900/1	900	60/50	25	7	160	3260/1970/2580	20,5
КИД-900/2	900	120/90	35	30	132	3260/1970/2580	20,5
КИД-1200/1	1200	80/60	50	8	200	3800/2500/2630	29,4
КИД-1200/2	1200	120/110	75	35	160	3800/2500/2630	29,4
КИД-1500/1	1500	100/80	80	10	250	4500/3000/3900	62,2
КИД-1500/2	1500	140/120	180	40	200	4500/3000/3900	62,2
КИД-1750/1	1750	90/70	90	12	400	5800/3500/4500	100
КИД-1750/2	1750	180/140	160	40	315	5800/3500/4500	100
КИД-2200/1	2200	120/90	160	14	630	6000/4000/6000	180
КИД-2200/2	2200	240/200	240	50	400	6000/4000/6000	180



## 2. КОНСТРУКЦИЯ И КОНСТРУКТИВНИ ОСОБЕНОСТИ

При конусните инерционни трошачки (КИД) задвижването на вътрешния конус е от инерционен вибратор дебалансен тип. За разлика от конусните ексцентрикови трошачки, където задвижването е от ексцентрик. Основната особеност при КИД е липсата на твърда кинематична връзка между конусите, което позволява подвижният конус да се търкаля по неподвижния при празен ход без разстояние между тях даже по елиптична

орбита, т. е. при празен ход нямат разтоварен отвор. Контактът между натрошаващите им повърхнини се нарушава единствено от попадналият между тях материал, когато трошачките работят под товар. Понятията подвижен и неподвижен конус в случая имат само условно значение, тъй като външният конус извършва сложно трептящо движение обусловено от еластичното му окачване и наличието на динамична сила на трошене, която се предава на външния конус от вътрешния. Като пример ще разгледаме конусна инерционна трошачка тип КИД-300 (фиг.1)



фиг.1 Конусна инерционна трошачка тип КИД-300

Трошачката се състои от корпус (поз.6), вътре в който е разположен външния конус (поз.1) и вътрешният трошачен конус (поз.2), който лежи върху сферичния петови лагер (поз.9). Двата конуса са защитени с облицовъчните брони (поз.3) и (поз.4) оформящи трошачната камера. Корпуса на трошачката е захванат за рамата (поз.8) посредством гумени амортизатори (поз.7), служещи за изолиране на фундамента от предаване на вибрации. Върху корпуса е закрепен твърдо с болтове опорният пръстен (поз.18), който има вътрешна трапецовидна резба, в която се навива

регулируемия пръстен (външния конус). Регулирането на изпускателния отвор на трошачката се осъществява чрез вертикално преместване на външния конус по резбата на опорния пръстен. Над външния конус е поставен приемен бункер (поз.5). Материалът постъпва в него, непосредствено от захранващия бункер на трошачката под действие на собственото си тегло. Разтоварването на готовия продукт става през разтоварната фуния (поз.23). Върху корпуса на трошачката е изграден вертикален кух цилиндър (поз.20). В горната му част е монтиран опорен фланец



(поз.16) заедно със сферичния петови лагер. Във вътрешността му е поставена втулката (поз.11), обхващаща вала (поз.10) на вътрешния конус. Към втулката външно е закрепена дебалансна маса (самоцентриран регулируем дебалансен вибратор) (поз.21), пораждаща смущаващата центробежна сила. В долната част на втулката е изградена шарнирна опора (поз.22), в която е монтирана горната сферичната глава на задвижващия вал (поз.13), осигуряващ карданна връзка между вътрешния конус и задвижването. Въртящия момент се предава от задвижващия двигател (поз.12) чрез клиноремъчна предавка (поз.15) и еластичен съединител (поз.14) на опорната чаша (поз.17), която е монтирана към корпуса и поема теглото на дебалансния възел. В опорната чаша влиза долната сферична глава на задвижващия вал. Той от своя страна задвижва втулката с дебаланса, откъдето движението се предава на вътрешния конус, чрез дебалансната втулката и вала на вътрешния конус, които оформят плъзгащ лагер. Маслената камера на трошачката и сферичния лагер се изолират от запрашеното работно пространство чрез противопрахово контактно уплътнение (поз.19).

При въртене на дебалансния вибратор възниква кръгова центробежна сила въртяща се около оста на вътрешния конус, която сила принуждава вътрешния конус да обикаля по повърхността на външния конус. Притискайки се двата конуса един към друг разтрошават материала, намиращ се в трошачната камера. Също така вътрешният конус извършва колебателно движение около сферичната опора. Тъй като по време на работа оста на вътрешния конус и неговия център на тежестта се отклоняват от вертикалната ос на трошачката, то конусът развива допълнителна сила на инерция, зависеща от амплитудата на неговото преместване и надминаваща няколко пъти инерционната сила, създавана от въртенето на дебаланса. Инерционната сила на конуса заедно с инерционната сила на вибратора създават общата трошачната сила. Центробежната сила на вътрешния конус се определя от степента на деформация на слоя материал и големината на центробежната сила на вибратора. По такъв начин големината на съпротивителната сила на слоя зависи от степента на неговото уплътнение. Центробежната сила на дебаланса не зависи

от свойствата на раздробявания материал и достига максимални стойности при празен ход и набраздена вътрешна облицовка. В КИД под номинален изпускателен отвор се приема сумарната (от двете диаметрално противоположни страни) хлабина между облицовките на вътрешния и външния конус в статично състояние на машината. Ако при ексцентриковите конусни трошачки конусът се отклонява само на разстояние равно на ексцентрицитета, то при КИД ъгъла на отклонение на оста на конуса от оста на трошачката се определя от пръстеновидния отвор между вътрешната и външната броня на двата конуса.

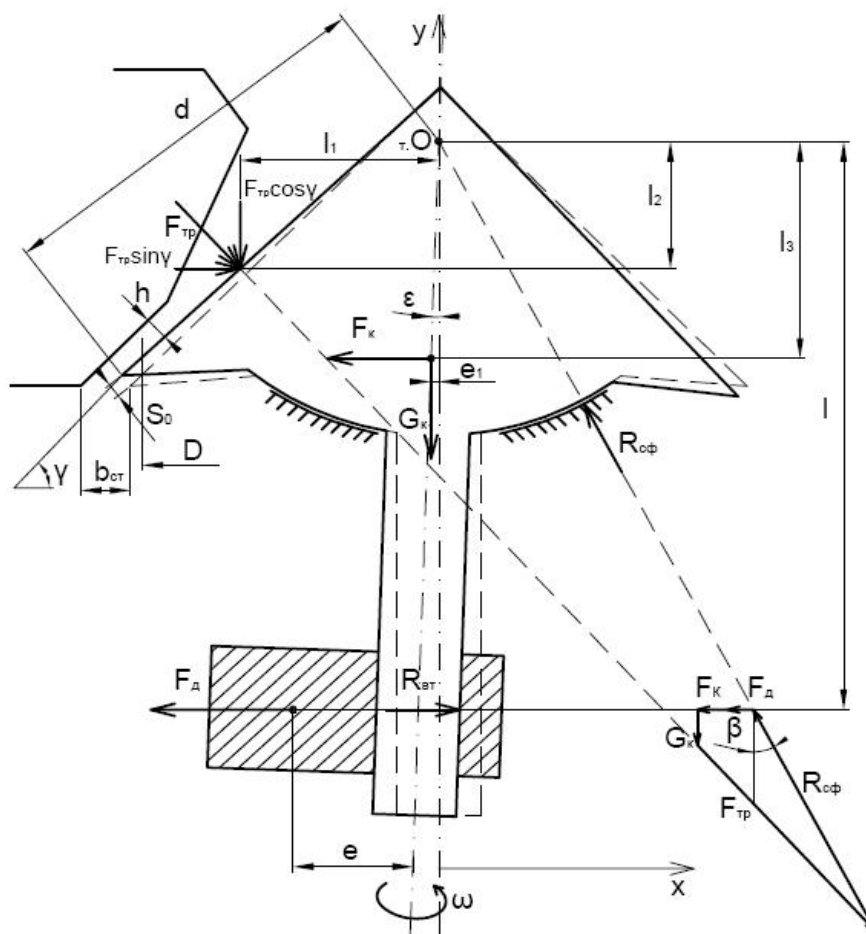
### 3. ПАРАМЕТРИ НА МЕХАНИЧНИЯ РЕЖИМ НА КОНУСНИТЕ ИНЕРЦИОННИ ТРОШАЧКИ

При конусните инерционни трошачки не съществува постоянен ексцентрицитет на подвижния конус, постоянен ъгъл на прецесия и постоянен разтоварен отвор. Големината на тези параметри зависи от режима на работа на машината и нейните настройки, както и от физико-механичните свойства на натрошавания материал [1]. Ъгълът на прецесия варира от

$$\varepsilon_0 = \frac{m_0 \cdot e \cdot l}{I_k} \quad (1) \quad \text{до} \quad \varepsilon_{\max} = \frac{b_{\text{дин}}}{2 \cdot d} \quad (2)$$

където:  $m_0$ , kg – маса на дебаланса;  $e$ , m – разстояние от центъра на тежестта на дебаланса до оста на вътрешния конус (фиг.2);  $l$ , m – разстояние от центъра на сферичния лагер до плоскостта на въртене на центъра на тежестта на дебаланса;  $I_k$ , kg.m<sup>2</sup> – инерционен момент на вътрешния конус;  $b_{\text{дин}} = 2 \cdot b_{\text{ст}}$ , m (3) – динамичен разтоварен отвор;  $b_{\text{ст}}$ , m – статичен разтоварен отвор (разстояние от бронята до бронята в статично положение на вътрешния конус);  $d$ , m – разстояние от центъра на сферичния лагер до ръба на бронята на вътрешния конус.

За да съществува устойчиво обикаляне на вътрешния конус по външния и ефективно трошене е необходимо големината на разтоварния отвор да бъде по-малка от определена стойност, наречена критичен разтоварен отвор  $b_{\text{кр}} = k \cdot S_0$ , m (4), където:  $k$  – коефициент на устойчивост на работния режим;  $S_0 = 2 \cdot \varepsilon_0 \cdot d$ , m (5) – амплитуда на ръба на бронята на вътрешния конус.



фиг.2 Натоварване на вътрешния конус

Производителността на конусните инерционни трошачки зависи от профила на трошачната камера (пропусната и способност) и от динамичните параметри на взаимодействащите си трошачни конуси [2]. Обемната пропусна способност на най-ниското сечение на трошачната камера може да се определи по следната формула:

$$Q_v = k_p \cdot n_o \cdot D \cdot h \cdot s, \text{ m}^3 / \text{h} \quad (6)$$

където:  $k_p$  – емпиричен коефициент на режима на работа,  $k_p \approx 188$  – от литературни данни;  $n_d$ ,  $\text{min}^{-1}$  – честота на въртене на дебаланса;  $D$ ,  $\text{m}$  – среден диаметър на уплътнения слой материал в даденото сечение;  $h$ ,  $\text{m}$  – дебелина на уплътнения слой материал в даденото сечение;  $s$ ,  $\text{m}$  – преместване на материал за един цикъл. От всички величини във формулата, трудност при опре-

делянето има само на параметъра  $s$ , който зависи от честотата на въртене на дебаланса, амплитудата на колебание на външния и вътрешния конус, формата на профила на трошачната камера, от свойствата на разтрошавания материал и от редица други фактори. Масовата производителност съответно се определя по:

$$Q_m = \rho_m \cdot Q_v, \text{ t} / \text{h} \quad (7)$$

където  $\rho_m$ ,  $\text{t}/\text{m}^3$  е насипната плътност на материала в уплътнено състояние.

Електродвигателите на КИД са с по-голяма мощност от необходимата, поради значителната динамика на работната система [3] и заради интензивната работа на трошачката. Необходимата мощност за задвижване може да бъде определена по следната формула:

$$N = w \cdot Q_m (i_{cp} - 1), kW \quad (8)$$

където:  $w$ , kWh/t – специфична енергопоглъщаемост на процеса трошене;  $i_{cp}$  – средна степен на трошене.

Силата на трошене  $F_{mp}$  (фиг.2) в конусните инерционни трошачки се създава от центробежните сили развивани от дебаланса  $F_o$  и вътрешния конус  $F_k$  [2,4]. Силата развивана от конуса многократно превишава силата развивана от дебаланса.

$$F_o = m_o \cdot e \cdot \omega^2, N \quad (9)$$

където  $\omega$ ,  $\text{min}^{-1}$  е ъгловата скорост на въртене на дебаланса

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{об}}{30 \cdot i_{об}}, \text{min}^{-1} \quad (10)$$

където  $n_{об}$ ,  $\text{об}/\text{min}$  е честотата на въртене на вала на двигателя, а  $i_{об}$  е общото предавателно отношение на задвижването.

$$F_k = m_k \cdot e_1 \cdot \omega^2, N \quad (11)$$

където  $m_k$ , kg е масата на вътрешния конус, а  $e_1$ , m е амплитуда на центъра на тежестта на вътрешния конус.

$$F_{mp} = \frac{\omega^2 (m_k \cdot e_1 \cdot l_3 + m_o \cdot e \cdot l)}{l_1 \cdot \cos \gamma + l_2 \cdot \sin \gamma}, N \quad (12)$$

където:  $\gamma^\circ$  – ъгъл при основата на вътрешния конус;  $l_1$ , m – разстояние от приложната точка на силата на трошене до центъра на сферичния лагер по ос  $X$ ;  $l_2$ , m – разстояние от приложната точка на силата на трошене до центъра на сферичния лагер по ос  $Y$ ;  $l_3$ , m – разстояние от приложната точка на силата на вътрешния конус до центъра на сферичния лагер.

Реакцията в сферичния лагер  $R_{сф}$  се определя по следния начин:

$$R_{сф} = \frac{F_{mp} \cdot \cos \gamma + G_k}{\cos \beta}, N \quad (13)$$

където  $G_k = m_k \cdot g$ , N силата от теглото на вътрешния конус, а ъгъл  $\beta$  може да се определи от следното уравнение:

$$\text{tg} \beta = \frac{F_{mp} \cdot \sin \gamma - F_k - F_o}{F_{mp} \cdot \cos \gamma + G_k} \quad (14)$$

Реакцията в цилиндричната втулка на плъзгащия лагер на дебаланса ще бъде:

$$R_{ем} = F_o, N \quad (15)$$

#### 4. ИЗСЛЕДОВАТЕЛСКИ ВЪЗМОЖНОСТИ

Регулирането на едрината на крайния продукт на трошачките КИД се извършва чрез изменение на големината на трошачката сила. Оптималната и стойност зависи от физико-механичните свойства на разтрошавания материал. Големината на силата на трошене зависи от центробежната сила на задвижващия дебаланс. Тя от своя страна може да се променя, чрез изменение на статичния момент на дебалансния вибратор (който е регулируем) или чрез изменението на неговите обороти. Последното може да се извършва чрез регулиране на честотата на въртене на задвижващия асинхронен електродвигател от тиристорен честотен преобразувател, включен в захранващата му верига и (или) чрез изменение на предавателното число на ремъчната предавка.

Едновременно с това производителността на машината зависи от големината на разтоварния отвор и от това дали имаме сух или мокър режим на работа. Поради възможността за регулиране на значителен брой параметри се получават различни механични и технологични режими на работа.

Вследствие на експлоатацията на този вид трошачки за достатъчно дълъг период от време са установени някои проблеми от чисто механичен характер. Това са проблеми свързани с:

- 1) бързото износване на броните на външния и вътрешния конус;
- 2) загряване на работното масло над допустимата температура;
- 3) смесване на маслото с вода (това важи за трошачки работещи в мокър режим на работа);
- 4) дефектиране на плъзгащия втулков лагер на дебаланса и на сферичния петови лагер на вътрешния конус;
- 5) повреда на маслените помпи от мазилната система на трошачката; б. попадане на едри части от гумено транспортната лента на захранващите транспортъори в трошачната камера на машината, което не води до повреда на машината, но причинява спиране на работния процес.

#### 5. ИЗВОДИ

Представения анализ на конусните инерционни трошачки, както и получените резултати от

внедряването на първите образци от този вид машини у нас води до следните изводи:

1) Не съществува точна и ясна методика за постигане на оптимални работни параметри на този вид трошачки поради спецификата им на работа. Поради което те не реализират пълните си възможности в установен режим на работа в промишлена среда.

2) Наличие на възможности за експериментирание с режима на работа, чрез изменение на технологични и механични параметри на машината. Режимите на работа не са изследвани до този момент в достатъчна степен, както теоретично, така и в реални условия на работа.

3. Установени са сериозни механични проблеми свързани с експлоатацията на КИД. Причините за тези проблеми не са напълно изследвани

и изяснени, поради което не е намерено решение за отстраняването им в дългосрочен план.

Въпреки това този вид машини са сред най-модерните трошачки и все още не са достигнали пълния си потенциал на приложение.

#### Литература

1. Дубровин Б., Блехман И. О критической щели инерционных дробилок. Обогащение руд, 1960, № 6.
2. Арсентьев В., Вайсберг Л., и др. Производство кубовидного щебня и строительного песка с использованием вибрационных дробилок. Санкт – Петербург, ВСЕГЕИ, 2004.
3. Иванов Н., Круппа П. К вопросу оценки удельных показателей при сопоставлении различных типов дробилок. Обогащение руд, 1989, № 1.
4. Цветков Х. К. Обогащительные машины. София, Техника, 1988.

## CONSTRUCTIVE - MECHANICAL REVIEW OF CONICAL INERTIAL CRUSHERS (KID)

Simeon SAVOV

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

**Abstract:** This paper presents the design and principle of operation of conical inertial crushers (KID). There are presented the design features, basic technological and mechanical parameters. Theoretical analysis and description of working process in those type crushers and its importance over technological parameters are described over discussion about the mechanical parameters of KID. Some research opportunities are described and analyzed according wide range of variation of input and output parameters of KID.

**Keywords:** mechanical, technological parameters of KID

## ВЛИЯНИЕ НА ШОСЕЙНАТА ИНФРАСТРУКТУРА ВЪРХУ РАЗХОДИТЕ ЗА АВТОМОБИЛНИТЕ ПРЕВОЗИ ПРИ РЕАЛИЗАЦИЯ НА ТРАНСПОРТНО-МАНИПУЛАЦИОННИТЕ ПРОЦЕСИ

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

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

e-mail: st\_mihailova@hotmail.com

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

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

**Резюме:** Изложено е влиянието на шосейната инфраструктура върху транспортно-манипулационните процеси, чрез определяне на себестойността на автомобилните превози, като се отчита опазването на целостта и качеството на превозвания товар. Разгледани са основните фактори, които влияят върху тези разходи.

**Ключови думи:** шосейна инфраструктура, себестойност, транспортно-манипулационен процес, автомобилни превози.

Влиянието на шосейната инфраструктура върху транспортно-манипулационните процеси се изразява в определяне на себестойността на автомобилните превози, като се отчита опазването на целостта и качеството на превозвания товар. Това най-силно се изразява при взимане на решение в една логистична мрежа. Тук ще бъдат разгледани основните фактори, които влияят върху тези разходи.

Като база за тези изчисления се приемат разходите, които се извършват от автомобилните возила (АВ) при движение без товар при най-добри условия на шосейната инфраструктура – без големи денивелации и остри многобройни завои, отлична пропускателна възможност, отлична настилка и т.н. Тук ще бъде използвана предложената в [4] класификация на качеството на пътя и посочените корекции на някои разходи в зависимост от това качество, а именно:

- първа група – път с усъвършенствано покритие (асфалт, бетон, паваж в добро състояние, минаващ през равнинни и хълмисти местности);
- втора група – път с твърда настилка (трошено-каменна, запечатка и др.), минаващ през равнинни местности, път в планински райони и горски обекти и др.;
- трета група – път в планински район и горски обекти в лошо състояние и др.

Посочените по-долу постановки по принцип са общовалидни, но в този случай ще се разглеж-

дат за конкретен участък от транспортната верига с дължина  $L_a^{yc}$  в km.

При тази постановка разходите  $R_{AT}$  за транспортиране на товар по определена дестинация с даден вид АВ включват следните основни елементи:

$$R_{AT} = R_{am}^a + R_3^a + R_{гор}^a + R_{то}^a + R_{гум}^a + R_m^a + R_m^a \quad (1)$$

където:  $R_{am}^a$  са разходите за амортизационни отчисления на АВ при превозване на товар, лв./авт.;

$R_3^a$  - разходите за заплати на водачите (шофьорите), лв./авт.;  $R_{гор}^a$  - разходите за гориво, лв.

/авт.;  $R_{то}^a$  - разходите за техническо обслужване на автомобила, лв./авт.;  $R_{гум}^a$  - разходите за гуми,

лв./авт.;  $R_m^a$  - разходите за мазилни материали и хидравлични течности, лв./авт.;  $R_t^a$  - разходите

за такси, лв./авт.

### а. Разходи за амортизация на използвания автомобил

Разходите за амортизация на използвания автомобил при превозване на товар са функция на изразходването на част от максимално-допустимия ресурс от моточасове, което от своя страна зависи от транспортното разстояние, динамиката на движение, брутната маса на автомобила, качеството на настилка на пътя в участъка. При еднократни (инцидентни превози тези

разходи са с малка тежест и може да не се отчитат.

$$R_{ам}^a = \frac{C_a \cdot L_a^{yc}}{L_a^{ам}} \cdot (k_3 + k_{ор}), \text{ лв./авт.} \quad (2)$$

където:  $C_a$  е цената на автомобила, използван за преминаване през участъка, лв.;  $L_a^{ам}$  - ресурсният пробег на автомобила до пълната му амортизация, km;  $k_3$  - коефициентът, който отчита застрахователните вноски, приети като относителен дял от цената на автомобила, коеф.;  $k_{ор}$  - коефициентът, който отчита разходите за основен ремонт на автомобила, отнесен като дял от неговата цена, коеф.

#### б. Разходи за заплати на водачите (шофьорите)

Разходите за заплати на водачите (шофьорите) по принцип зависят основно от продължителността на извършване на превоза и евентуални допълнителни заплащания, предвидени за особеностите при превоза. В най-общ вид те могат да се представят по следния начин:

$$R_3^a = \frac{L_a^{yc}}{V_a^{cp}} \cdot C_3^a, \text{ лв./авт.} \quad (3)$$

където:  $V_a^{cp}$  е средната експлоатационна скорост, с която автомобилът преодолява участъка, km/h;  $C_3^a$  - часовата ставка на водача на автомобила, лв./h.

#### в. Разходи за гориво

Разходите за гориво са функция на:

- транспортното разстояние  $L_a^{yc}$ ;
- динамиката на движение;
- брутната маса на автомобила (собствена маса и маса на товара);
- качеството на настилката на пътя.

Динамиката на движение отчита наличието на:

- броя на наклоните на пътя и тяхната дължина (основно при изкачване);
- броя на завоите и техния радиус;
- броя на ускоренията при задминавания (особено при двупътни участъци);
- престоя на автомобила в опашките при задръстванията (продължително време на работа

на двигателя на автомобил в покой и многократно ускорение при премествания на къси разстояния).

Масата на автомобила се разглежда в случая като съставена от две компоненти: едната е собствената маса, която е константна и другата е масата на превозвания товар, от която зависи изменението на съпротивителните сили при движение.

Качеството на настилката на пътя води до изменение на скоростта на движение на автомобила и на съпротивителните сили при движение.

При отчитане на тези условия може да се запише:

$$R_{гор}^a = L_a^{yc} \cdot \frac{q_{гор} \cdot C_{гор}}{100} \cdot (1 + \alpha_{нак} + \alpha_{зав} + \alpha_{ус} + \alpha_{он} + \alpha_{тов} + \alpha_{наст}), \text{ лв./авт.} \quad (4)$$

където:  $q_{гор}$  е разходната норма на гориво при движение на автомобила без товар и при идеални пътни условия, l/100 km;  $C_{гор}$  - цената на 1 литър гориво, лв./l;  $\alpha_{нак}$  - коефициентът, който отчита броя на наклоните на пътя в участъка и тяхната дължина, коеф.;  $\alpha_{зав}$  - коефициентът, който отчита броя на завоите на пътя в участъка, коеф.;  $\alpha_{ус}$  - коефициентът, който отчита броя на ускоренията при задминаване в участъка, коеф.;  $\alpha_{пр}$  - коефициентът, който отчита престоя на автомобила в опашките при задръстванията, коеф.;  $\alpha_{тов}$  - коефициентът, който отчита масата на превозвания товар, коеф.;  $\alpha_{наст}$  - коефициентът, който отчита качеството на настилката на пътя в участъка, коеф.

#### г. Разходи за техническо обслужване

Разходите за техническо обслужване (техническо поддържане и ремонт) са функция на:

- изразходването на част от максимално-допустимия ресурс от моточасове на използвания автомобил;
- интензивността на използване на предавателната и спирачната системи;
- масата на превозвания товар;
- качеството на пътната настилка в участъка;

Най-често тези разходи се приемат като относителен дял от разходите за амортизация. Тогава може да се запише:

$$R_{\text{то}}^a = \frac{C_a \cdot L_a^{\text{н}}}{L_a^{\text{ам}}} \cdot k_{\text{то}} \cdot (1 + \beta_{\text{нс}} + \beta_{\text{тов}} + \beta_{\text{наст}}), \text{лв./авт.} \quad (5)$$

където:  $k_{\text{то}}$  е коефициентът, който определя относителния дял за техническо обслужване спрямо разходите за амортизация на автомобила, коеф.;  $\beta_{\text{нс}}$  - коефициентът, който отчита използването на предавателната и спирачната системи на автомобила при преминаване на участъка, коеф.;  $\beta_{\text{тов}}$  - коефициентът, който отчита масата на превозвания товар, коеф.;  $\beta_{\text{наст}}$  - коефициентът, който отчита качеството на настилка на пътя в участъка, коеф.

#### д. Разходи за гуми

Разходите за гуми са функция на:

- транспортното разстояние;
- динамиката на движение;
- масата на автомобила – собствена маса и маса на товара;
- качеството на пътната настилка в участъка.

При тази постановка за определяне на разходите за автомобилни гуми на един автомобил при преминаването му през участъка, може да се запише:

$$R_{\text{гум}}^a = \frac{L_a^{\text{н}} \cdot N_a^{\text{гум}} \cdot C_a^{\text{гум}}}{L_a^{\text{ам}}} \cdot (1 + \gamma_{\text{тов}} + \gamma_{\text{наст}} + \gamma_{\text{зав}} + \gamma_{\text{ус}}), \text{лв./авт.} \quad (6)$$

където:  $L_a^{\text{ам}}$  е нормативният пробег на една гума при движение на автомобила без товар и при идеални пътни условия, km;  $N_a^{\text{гум}}$  - броят на гумите в един комплект на автомобила, бр.;  $C_a^{\text{гум}}$  - цената на една гума, лв.;  $\gamma_{\text{тов}}$  - коефициентът, който отчита маса на превозвания товар, коеф.;  $\gamma_{\text{наст}}$  - коефициентът, който отчита качеството на настилка на пътя в участъка, коеф.;  $\gamma_{\text{зав}}$  - коефициентът, който отчита броя на завоите на пъ-

тя в участъка, коеф.;  $\gamma_{\text{ус}}$  - коефициентът, който отчита броя на ускоренията при задминаване в участъка, коеф.

#### е. Разходи за мазилни материали и хидравлични течности

Разходите за мазилни материали и хидравлични течности по принцип са в зависимост от разходите за гориво. Най-често тези разходи се приемат като относителен дял от разходите за гориво. При тази постановка може да се запише:

$$R_M^a = R_{\text{гор}}^a \cdot \beta_2, \text{лв./авт.} \quad (7)$$

където:  $\beta_2$  е коефициентът, който отразява относителен дял за разхода на мазилни материали и хидравлични течности, коеф.

#### ж. Разходи за такси

Разходите за такси са строго специфични за всяка релация и зависят от вида на превоза, ползвания маршрут, основното натоварване, акцизи и т.н. Тук те няма да са обект на изследване.

Коефициентите  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ , съответно във формули (4), (5) и (6) могат да вземат стойности равни на нула или по-големи от нула.

#### Литература

1. **Генов Г., В. Костов.** Ръководство за проектиране на двигатели с вътрешно горене, С. Техника, 1979
2. НАРЕДБА № 3 за нормиране разхода на горива и смазочни материали на автомобилите и мотоциклетите, издадена от МИНИСТЕРСТВО НА ТРАНСПОРТА. В сила от 01.01.1990 г. Обн. ДВ. бр.93 от 1 Декември 1989г.
3. **Петров П.П., Ц.П. Желев, И.Н. Николов.** Справочник по автомобилния транспорт. С., Техника, 1978.
4. **Пеянков П., Ц. Желев, Н. Ненчев.** Справочник по автомобилния транспорт. Техника. София, 19785.
5. **Стоядинов С., О. Кръстев, С.Мартинов, Ц. Вълчева.** Енергийна ефективност на интермодалните превози. Българско списание за инженерно проектиране, С. 2008.

**THE IMPACT OF ROAD INFRASTRUCTURE ON THE EXPENSES OF  
AUTOMOBILE TRANSPORTATION DURING THE IMPLEMENTATION OF  
TRANSPORT-HANDLING PROCESSES**

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

<sup>1</sup>Sofia town District Administration

e-mail: [st\\_mihailova@hotmail.com](mailto:st_mihailova@hotmail.com)

<sup>2</sup>Railway technics department, Technical University-Sofia, Bulgaria

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

**Abstract:** This paper examines the impact of road infrastructure on transport-handling processes by determining the cost of road transport, taking into account the preservation of the integrity and quality of the cargo. Reviewed are the basic factors that affect these costs.

**Keywords:** road infrastructure costs, transport-handling process, automobile cargo.



## ИДЕНТИФИКАЦИЯ НА ПАРАМЕТРИЧНИ ОТКАЗИ ЧРЕЗ АДАПТИВНА НЕВРОННО-РАЗМИТА СИСТЕМА

Константин ДИМИТРОВ

Катедра „Инженерна логистика“, Технически университет - София, България

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

**Резюме:** Целта на настоящата публикация се състои в разработването на бази от размити правила, някои видове представителни множества от функции на принадлежност и конкретни невронно-размити структури с помощта на които е възможно да се постига адекватна идентификация на параметрични откази характеризиращи се със стохастично развитие и наличие на висока степен на размиване в реализираните параметрични стойности.

**Ключови думи:** параметрични откази, идентификация, невронно-размити системи, параметрична надеждност

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

В науката за надеждността, *отказите* се дефинират като събития които се изразяват в нарушаване на работоспособното състояние (работоспособността) на даден обект – т.е., компонент, възел, машина, система, комплекс и т.н. – [4, 5, 8].

Процесите на възникване на откази в най-общия случай могат да бъдат дефинирани от три главни вида характеристики – [4, 5, 8], а именно,

- *критерият за отказ*, който изразява някакъв отличителен признак (или съвкупност от признаци), с които може да се установи възникването на отказ (напр., генериране на значителни изменения в налягания и температури, нарушаване на реда от допустими стойности на честоти на въртене, поява на пукнатини и деформации и др.);

- *момент на отказа*, който всъщност изразява момента на преминаване на обекта (т.е., възел, машина, система) от работоспособно в неработоспособно състояние;

- *механизъм на отказа*, който на практика представлява множество от развиващи се специфични процеси на стареене, износване, деформация и др., които всъщност предизвикват възникването на отказа.

Отказите в надеждността могат да бъдат класифицирани по най-различни признаци, (т.е., на основата на различни групи от критерии) - напр., *внезапни, постепенни, пълни, частични, конструктивни, технологични, експлоатационни, зависими, независими* и т.н. – [4, 5, 8].

Все пак, всички тези класификационни категории засягат по-скоро някакви специфични особености на реализираните откази и на практика не са в състояние да предоставят информация във вид на някакъв глобален характеристичен критерий, който да дефинира най-съществените характеристики на отказите.

Като такъв глобален характеристичен критерий би могъл да се приеме *моделът на развитие (т.е., на проявление) на отказите*. Съгласно този критерий, отказите в машини, системи и възли могат да бъдат класифицирани като *функционални откази* и *параметрични откази* – [1, 2, 4, 5].

*Функционалните откази* възникват при невъзможност да се осъществяват технологични, логистични, монтажни, спомагателни и други видове операции от машините и/или системите, т.е., на практика съществува невъзможност за тяхното функциониране – [4].

*Параметричните откази* възникват в резултат на постепенно и/или внезапно изменение в стойностите на надеждностните и диагностичните параметри извън допустимите граници – [4]. Това на практика означава, че машините и системите продължават реализират операции (т.е., да функционират), но крайният (т.е., реализираният) продукт на тяхната дейност вече не може да бъде използван, тъй като не отговаря на задължителните изисквания.

Освен това, докато функционалните откази могат да бъдат идентифицирани сравнително лесно (поради техните конкретни проявления), то параметричните откази могат да останат скри-

ти много дълго време, като едновременно с това оказват и изключително негативно влияние върху развитието на процесите и дейностите в сложни системи и комплекси.

Всичко това показва колко опасни всъщност се оказват параметричните откази тъй като тяхната идентификация е (в повечето случаи) комплексна и трудна за осъществяване поради наличието на висока стохастичност, смущения и невъзможност за моделиране на развитието на процесите и/или реализациите на техническите състояния в машините и системите – [1, 2, 5].

Освен това, докато функционалните откази се проявяват главно в процеса на експлоатация (като сравнително по-рядко биха могли и да се прогнозираят чрез симулационно моделиране), то повечето видове параметрични откази трябва да могат да бъдат изследвани, идентифицирани и отстранявани на всички етапи от жизнения цикъл на машините и системите – т.е., и на етап проектиране и конструиране, и на етап производство, и на етап експлоатация – [6].

По тази причина, всички проблеми по изследването, идентификацията, прогнозирането и отстраняването на параметричните откази се явяват изключително важни и определящи за разработването на системи, машини и възли. За постигането на подобни цели е създаден и цял отделен клон от науката за надеждността който е дефиниран като *параметрична надеждност* [4, 5, 8].

Трудностите, които трябва да бъдат преодолявани за да стане възможно постигането на адекватна идентификация на параметричните откази, се дължат главно на съществуването (в повечето случаи) на висока степен на стохастичност и *размиване в стойностите на променливите*, (които всъщност изразяват развитието на процесите на отказите).

По тези причини съществуват и обективни пречки и затруднения за използването на конвенционални методи и техники за оценка на характеристикните параметри (представящи развитието на параметричните откази), т.е., съществува необходимост от използване на *невронни* и *невронно-размити структури*, с помощта на които да се извършва адекватна идентификация, изследване и (по възможност) прогнозиране на развитието на параметричните откази - [3, 6, 9].

Всъщност главната цел и стремежът на инженерите и изследователите ангажирани с разработване, внедряване и експлоатация на машини, системи и комплекси, винаги е била да се идентифицира на възможно най-ранен етап възникването на параметрични откази, както и да се положат всички усилия за предотвратяване на тяхното развитие – [5, 6].

Тази главна цел и стремеж са изключително важни (дори в известен смисъл определящи) за финансирането, разработването и развитието на почти всеки голям и сложен проект, т.е., на практика е най-важно да се идентифицира и предотврати развитието на параметричните откази, а не да се инвестира време, усилия и средства за отстраняване на последствията от вече възникнали и развиващи се откази.

Целта на настоящата публикация се състои в разработването на бази от размити правила, някои видове представителни множества от функции на принадлежност и конкретни невронно-размити структури с помощта на които да бъде възможно да се постигне адекватна идентификация на параметрични откази характеризиращи се със стохастично развитие и наличие на силно размиване в реализираните параметрични стойности.

## **2. СЪЗДАВАНЕ НА БАЗИ ОТ РАЗМИТИ ПРАВИЛА И НЕВРОННО-РАЗМИТИ СТРУКТУРИ СЪС СПОСОБНОСТИ ЗА ИДЕНТИФИКАЦИЯ НА ПАРАМЕТРИЧНИ ОТКАЗИ**

За идентифициране на параметрични откази, които се характеризират със стохастично развитие и високо ниво на размиване (в представителните параметрични стойности), би могла да се приложи невронно-размита система, в която да се използват *невронни обучаващи правила* от *хибриден тип*, т.е., създавани на базата на комбинации между *алгоритми с градиентно спускане и метода на най-малките квадрати* (МНМК) – [3, 6, 8].

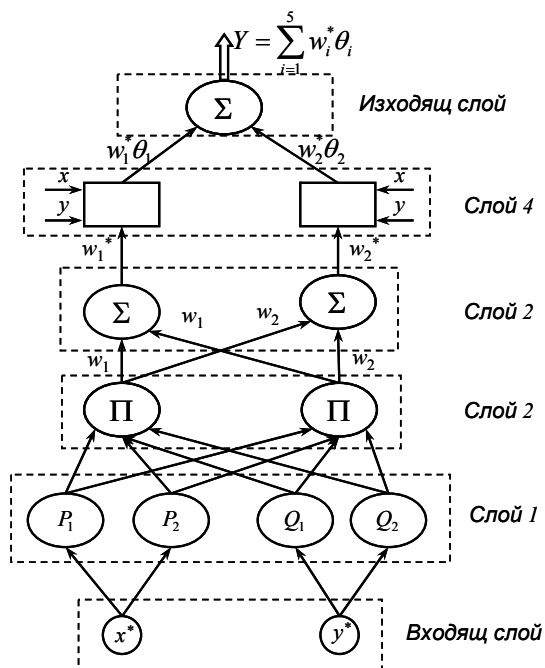
За синтезиране на структурата на невронно-размитата система, както и за извършване на изчисленията в невронните компоненти, се използва програмната система MATLAB<sup>®</sup>, и по-

конкретно специализираните модули *Toolbox: Neural Networks* и *Toolbox: Fuzzy Logic*.

За реализацията на целта на настоящите изследвания са създадени няколко варианта на невронно-размити структури, които се прилагат при използването на различните методи за разделяне (т.нар. *кълстериране*) на входящото пространство, т.е., на пространството съдържащо реализациите на параметрични откази – [6, 7].

Използват се методите за разпознаване на образи и форми (представени като параметрични откази). Всички подробности по прилагането на метода за разпознаване на образи-реализации са представени в [6, 7].

Окончателния вид на създадената *невронно-размита структура* е показан на фиг. 1.



фиг. 1 Окончателен вид на невронно-размитата структура с възможности за идентификация на параметрични откази

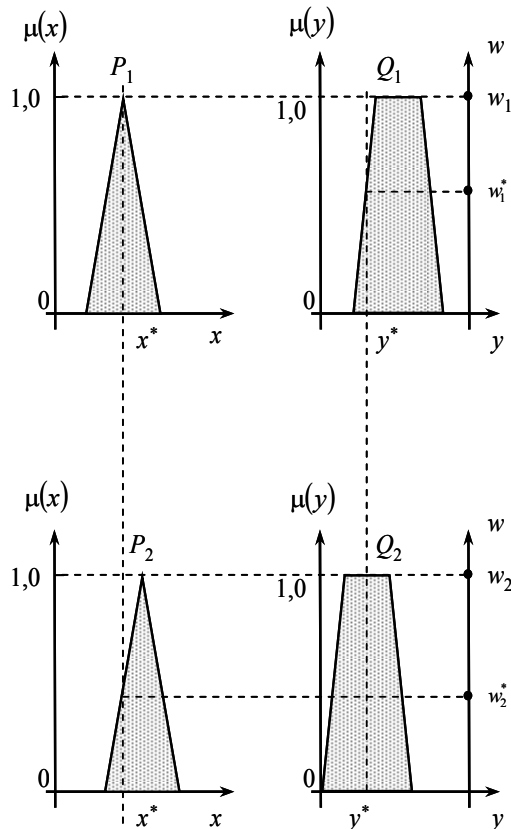
Като база за изграждане на невронно-размитата структура се използва размита система от тип „Сугено“ (англ. *Sugeno*), в която се въвеждат и способности за невронно обучение чрез прилагането на хибридни обучаващи алгоритми съставени от комбинации между градиентно спускане и МНМК.

При съставяне на базите от размити правила (които ще се прилагат при идентификацията на параметричните откази), се използват (в случая) два модела на *размити правила на Сугено от първи ред*, които имат следния вид,

$$\begin{aligned} \text{IF } x \text{ is } P_1 \text{ AND } y \text{ is } Q_1 \\ \text{THEN } \theta_1 = a_1x + b_1y + c_1 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{IF } x \text{ is } P_2 \text{ AND } y \text{ is } Q_2 \\ \text{THEN } \theta_2 = a_2x + b_2y + c_2 \end{aligned} \quad (2)$$

Представителните графики на функциите на принадлежност изразяващи развитието на тези размити правила са показани на фиг. 2.



фиг. 2. Представителни графики на функциите на принадлежност изразяващи развитието на размити правила от тип “Sugeno”

В изградената невронно-размита структура се използват размити неврони, като при извършване на невронните изчисления във всеки слой на

изградената структура се използват активационни функции от еднакъв вид.

Резултатите ( т.е., изходите)  $R_i^{(j)}$ , които се генерират от всеки отделен слой на невронно-размитата система (моля вижте отново фиг. 1), се определят от следните изчислителни процедури:

- Слой 1. Всеки отделен невронен елемент на този слой генерира степента на принадлежност на представителните (т.е., изразяващи параметричния отказ) лингвистични променливи  $R_i^{(1)}$ , които се използват в размитите правила на Сугено. Например, т.е., един  $i$ -ти размит неврон (от структурата на слой 1), може да изпълни следната размита операция,

$$R_i^{(1)} = \mu_{P_i}(x_i) = \frac{1}{1 + \left[ \left( \frac{x_i - r_i}{p_i} \right)^2 \right]^{q_i}} \quad (3)$$

където,

$x_i$  е входящата стойност на  $i$ -ти невронен елемент;  $P_i$  – стойността на лингвистичната променлива (т.е., ниска, средна, висока и т.н.), която е асоциирана с този невронен елемент;  $p$ ,  $q$  и  $r$  - параметрично множество, което се използва за дефиниране на наклона на функциите на принадлежност.

- Слой 2. Всеки отделен неврон от този слой дефинира нивото на активиращата характеристика (т.е., границата или минимума за действие) за всяко едно разрито правило  $R_i^{(2)}$ , чрез наслагване (т.е., на практика създаване на сечение) на всички стойности генерирани от съответните функции на принадлежност (моля, вижте отново фиг. 2), т.е.,

$$R_i^{(2)} = w_i = \mu_{P_i}(x_i) \times \mu_{Q_i}(y_i), \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

- Слой 3. Функцията на всеки неврон от този слой се състои в изчисляването (определянето) на интензивността на проявление (т.е., на степента на участие)  $R_i^{(3)}$  на всяко едно  $i$ -то правило (от вече създаденото множество от размити правила на Сугено), отнесено към сумата от интензивностите на всички размити правила, т.е.,

$$R_i^{(3)} = w_i^* = \frac{w_i}{w_1 + w_2}, \quad i = 1, 2. \quad (5)$$

- Слой 4. Всеки един  $i$ -ти невронен елемент от този слой притежава способности за генерирането на резултат (изход)  $R_i^{(4)}$  от следния вид,

$$R_i^{(4)} = w_i^* \theta_i = w_i^* (a_i x_i + b_i y_i + c_i), \quad i = 1, 2. \quad (6)$$

където

$w_i^*$  е изходът генериран от  $i$ -ти неврон от Слой 3;  $\{a_i, b_i, c_i\}$  – множеството от параметри дефиниращи параметричния отказ;  $\theta_i$  - характеристична функция изразяваща  $i$ -тия параметричен отказ.

При това,

$$\theta_1 = a_1 x^* + b_1 y^* + c_1 \quad (7)$$

$$\theta_2 = a_2 x^* + b_2 y^* + c_2 \quad (8)$$

където

$x^*$  и  $y^*$  са мимималните активиращи стойности на входовете и изходите (т.е., сеченията) генерирани от съответните функции на принадлежност (моля вижте отново фиг. 2).

- Слой 5. Единственият (т.е., обобщаващ) неврон в този слой извършва сумирането на генерираните от предишните слоеве изходи, (които се явяват входящи сигнали за Слой 5), като съответно генерира тоталният (т.е., обобщаващия) изход на системата  $R_i^{(5)}$ , т.е.,

$$R_i^{(5)} = \sum_{i=1}^n w_i^* \theta_i = \frac{\sum_{i=1}^n w_i \theta_i}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad (9)$$

Чрез така генерираните обобщаващи изходи (от Слой 5), на практика става възможно да се идентифицира и разпознава почти всякакъв вид параметричен отказ, даже и в случаите когато параметричните характеристики на отказа са стохастични и със силно размити стойности.

### 3. ОБОБЩЕНИЯ И ИЗВОДИ

3.1. В настоящата публикация са разработени бази от размити правила на Сугено от първи ред и са дефинирани представителни графики за функциите на принадлежност, които изразяват развитието на параметрични откази.

3.2. Синтезирана е гама от многослойни невронно-размити структури и е избрана оптимална конфигурация на размита структура, в която е добавен и невронен обучаващ алгоритъм от хиб-

риден тип, (т.е., базиран на комбинация от градиентно спускане и метода на най-малките квадрати).

3.3. Разработени са изчислителните процедури за отделните слоеве на създадената невронно-размита структура с помощта на които е възможно да се идентифицира и разпознава почти всякакъв вид параметричен отказ, (даже и в случаи когато параметричните характеристики на отказите са стохастични и с висока степен на размиване в своите представителни стойности).

#### Литература

1. **Albuquerque, J.S., L.T. Biegler**, Data reconciliation and gross-error detection for dynamic systems, *AIChE, J.*, 42:2841-2856, 1996.
2. **Bakshi, B.R., G. Stephanopoulos**, Representation of process trends, IV Induction of real-time patterns from operating data for diagnosis and supervisory control, *Computers and Chemical Engineering*, 18: 303 – 332, 1994.
3. **Dasey, T.J., E.M., Tzanakou**, Fuzzy neural networks, supervised and unsupervised pattern recognition, pp: 135 – 162, CRC Press, New York, 1999.
4. **Димитров, К. Д., Д. И. Данчев**, Надеждност на строителни машини и системи, София, Техника, 1994, 1998.
5. **Dimitrov K.D.**, Reliability of Mechanical Equipment Machines and Systems, Publisher ABC TECHNICA, Press BULGED Ltd, Sofia 2012.
6. **Dimitrov K.D.**, Fault Diagnosis in Industrial Systems, Publisher Propeller, Press Dailycont, Sofia 2012.
7. **Dimitrov, K.D., I. Nacheva**, Pattern recognition via neural networks for adaptive fault diagnosis, *Petroleum – Gas University of Ploesti, Bulletin, Technical Series, Vol. LXIII, No.1/2011*, pp. 185-194.
8. **Tobias, P.A., D.C. Trindade**, Applied Reliability, Van Nostrand-Reinhold, New York, 1995.
9. **Tsoukalas, L.H., R.E.Uhrig**, Fuzzy and Neural Approaches in Engineering, John Willey and Sons, New York, 1997.

## IDENTIFICATION OF PARAMETRIC FAILURES VIA ADAPTIVE FUZZY-NEURAL SYSTEM

**Konstantin DIMITROV**

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria

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

**Abstract:** The purpose of this paper is the development of particular fuzzy rule bases, various kinds of representative sets of membership functions and specific fuzzy-neural structures that can be applied for adequate identification of parametric failures with stochastic behavior and existence of high level fuzziness in the parametrical values realized during the development of the failure process.

**Keywords:** parametric failures, identification, fuzzy-neural systems, parametric reliability



## ПРИВЯЗКА И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ СТРЕЛОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Пётр ПОБЕГАЙЛО<sup>1</sup>

Виктор КРИКУН<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ИМАШ им. Благоднарова А.А. РАН, Россия  
e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

<sup>2</sup>МГСУ, Россия

**Резюме:** В настоящей работе представлена методика синтеза исполнительного механизма привода стрелы одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания

**Ключевые слова:** одноковшовый гидравлический экскаватор; рабочее оборудование; стрелоподъемный механизм

Для подъема и опускания стрелы на одноковшовых гидравлических экскаваторах (ГЭ) устанавливают по одному или по два параллельно работающих гидроцилиндра по схеме показанной на рис. 1 и состоящей из трех кинематических элементов: собственно гидроцилиндра с

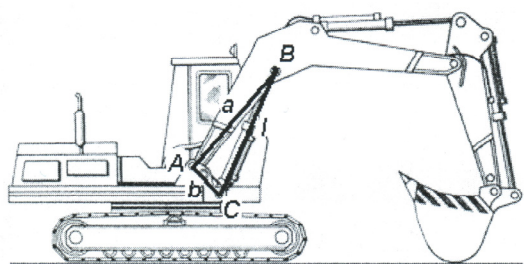


рис. 1 Кинематическая схема стрелоподъемного механизма ГЭ

текущей длиной  $l$  изменяющейся от минимальной  $l_H$  (при нижнем положении стрелы) до максимальной  $l_B$  (при её верхнем положении); отрезка  $a$ , по длине равного расстоянию от оси пяты стрелы  $A$  до оси  $B$  шарнира соединения гидроцилиндра со стрелой, и отрезка  $b$ , по длине равного расстоянию между осями пят стрелы  $A$  и гидроцилиндра  $C$ . Для удобства дальнейшего изложения выделим перечисленные кинематические элементы в самостоятельный рис. 2. Гидроцилиндр обеспечивает подъем стрелы из наи-

более низкого в наиболее высокое положение при любом сочетании рабочих нагрузок, действующих на стрелу и присоединенные к ней элементы рабочего оборудования (РО). Для этого гидроцилиндр должен иметь достаточный ход поршня  $l_H$  и быть способным развить на своем штоке необходимое усилие  $P_{ГЦ}$ , для преодоления сопротивлений подъему стрелы. Эти условия описываются алгебраической системой:

$$\left. \begin{aligned} P_{ГЦ} &= p_{p.\max} \cdot F \cdot \eta \geq \frac{M}{h} \\ a^2 &= b^2 + l_H^2 - 2 \cdot b \cdot l_H \cdot \cos(\beta_H) = \\ &= b^2 + l_B^2 - 2 \cdot b \cdot l_B \cdot \cos(\beta_B) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $p_{p.\max}$  - максимальное давление рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, ограниченное настройкой предохранительного клапана;  $F$  - площадь поршня (при двух гидроцилиндрах в системе стрелоподъемного механизма – суммарная);  $\eta$  - коэффициент полезного действия стрелоподъемного механизма, учитывающий сопротивление во всех его шарнирах, а также в паре гильза гидроцилиндра – поршень со штоком;  $M$  - момент внешних сопротивлений подъему стрелы, приведенный к оси шарнира её пяты;  $h$  - плечо силы  $P_{ГЦ}$  относительно того же шарнира;  $\beta_H$  и  $\beta_B$  - углы между звеньями  $b$  и  $l$  соответственно в нижнем и верхнем положениях.

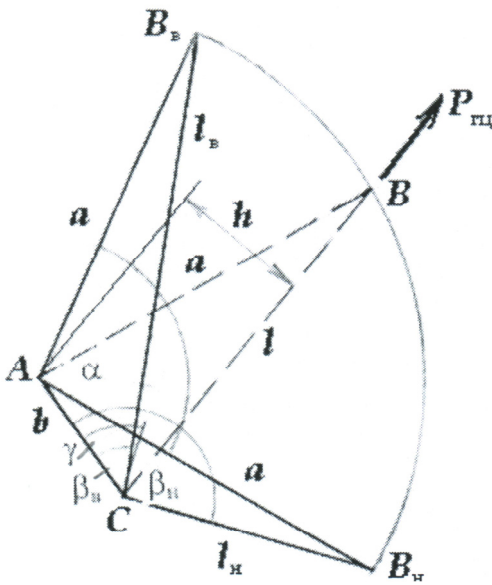


рис.2 Расчетная схема

Второе двойное равенство в системе (1) вытекает из геометрического построения треугольников  $AB_H C$  и  $AB_B C$ .

Задача заключается в определении таких значений параметров гидроцилиндра  $l_H$ ,  $l_B$  и  $F$ , а также длины звена  $a$ , которые удовлетворяли бы изложенным выше требованиям. Обычно параметры  $l_H$  и  $l_B$  определяются длинами гидроцилиндра соответственно с полностью втянутым и полностью выдвинутым штоком, так что они связаны между собой зависимостью:

$$l_B = l_H + l_{II} \quad (2)$$

где  $l_{II}$  - ход поршня.

Исходными величинами являются  $p_{p.max}$ ,  $\eta$  и момент внешних сил  $M$  в функции углового перемещения стрелы. В качестве дополнительного исходного параметра на основе обобщения параметров используемых в мире экскаваторов привлечем также величину  $b$ . Что касается величин  $h$ ,  $\beta_H$  и  $\beta_B$ , то они являются зависимыми от исходных и искомых величин и будут определены в приводимом ниже расчете по мере потребности.

Обычно подъем стрелы совмещают с выносом рукояти, вследствие чего увеличиваются расстояния центров масс элементов РО до моментной точки  $A$ , а вместе с ними – и момент  $M$ . Кроме того, при совмещении одного из этих движений с поворотом платформы возникают центробежные силы, которые также увеличивают момент  $M$ . Таким образом, момент  $M$  следует считать возрастающей функцией углового перемещения стрелы с максимальным значением в конце этих движений. Плечо  $h = \sin(\beta)$  (здесь  $\beta$  текущий угол между звеньями  $b$  и  $l$ ), сначала увеличивается и достигает максимума, когда продольная ось гидроцилиндра окажется перпендикулярной отрезку  $b$ , после чего оно монотонно уменьшается. Поэтому максимум частного  $M/h$  следует искать либо в начале, либо в конце подъема стрелы. Примем эти два фиксированных положения за расчетные. При этом, в общем случае, необходимые для преодоления внешних сопротивлений усилия на штоке гидроцилиндра в этих расчетных положениях будут различными и абсолютное значение большего из них будет тем больше, чем больше разница между этими усилиями. Оптимальной следует считать такую расчетную схему, для которой усилия на штоке гидроцилиндра в крайних положениях стрелы будут равными. Это условие запишем в виде соотношения:

$$\frac{M_H}{\sin(\beta_H)} = \frac{M_B}{\sin(\beta_B)} \quad (3)$$

где через  $M_H$  и  $M_B$  обозначены моменты внешних сил соответственно для нижнего и верхнего положений механизма.

Введя обозначение:

$$\frac{M_B}{M_H} = \frac{\sin(\beta_B)}{\sin(\beta_H)} = \mu \quad (4)$$

из двух уравнений (1) сохраним для дальнейшего расчета лишь одно, например, первое, из которого исключим величину  $a^2$ , определяемую из треугольников  $B_H C B_B$  и  $B_H A B_B$  как:

$$a^2 = \frac{l_H^2 + l_B^2 - 2 \cdot l_H \cdot l_B \cdot \cos(\beta_H - \beta_B)}{2 \cdot (1 - \cos(\alpha))} \quad (5)$$

После очевидных преобразований получим:



$$c \cdot \cos(\beta_H - \beta_B) - d \cdot \cos(\beta_H) = f \quad (6)$$

где, ради сокращения записи, обозначено:

$$\left. \begin{aligned} c &= l_B \\ d &= 2 \cdot b \cdot (1 - \cos(\alpha)) \\ f &= \frac{l_H^2 + l_B^2 - 2 \cdot (b^2 + l_H^2) \cdot (1 - \cos(\alpha))}{2 \cdot l_H} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Коэффициент  $c$  и правая часть  $f$  уравнения (6) зависят от параметров гидроцилиндра  $l_H$  и  $l_B$ , из-за чего от этих же параметров зависят также искомые величины  $\beta_H$  и  $\beta_B$ . Поэтому уравнение (6) следует решать для каждого отдельного случая, характеризуемого указанной парой параметров. При отборе пригодных для расчета вариантов параметров  $l_H$  и  $l_B$  следует учитывать ограничения по области определения величин  $\beta_H$  и  $\beta_B$ . Обычно левая часть уравнения положительна, поэтому следует потребовать, чтобы положительной была также его правая часть, или, что то же самое, её числитель. После несложных преобразований это условие приводится к виду:

$$l_B^2 - l_H^2 \cdot (1 - 2 \cdot \cos(\alpha)) > 2 \cdot b^2 \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (8)$$

Это ограничение по нижнему пределу параметров  $l_H$  и  $l_B$ . Ограничение же по верхнему пределу вытекает из анализа кинематической схемы стрелоподъемного механизма (рис. 2). Из треугольников  $AB_H C$  и  $AB_B C$  имеем:

$$\begin{aligned} b + l_H &> a \\ b + a &> l_B \end{aligned}$$

из чего следует:

$$l_B - l_H = l_{II} < 2 \cdot b \quad (9)$$

Введем далее вспомогательный острый угол

$$\gamma = \beta_H - \frac{\pi}{2}, \text{ с учетом которого, а также соотношений (4) преобразуем уравнение (6) к виду:}$$

$$c \cdot \left[ \mu \cdot (1 - \sin^2(\gamma)) - \sin(\gamma) \cdot \sqrt{1 - \mu^2 \cdot (1 - \sin^2(\gamma))} \right] + d \cdot \sin(\gamma) = f \quad (10)$$

После освобождения от иррациональности преобразуем его к кубическому уравнению:

$$A \cdot \sin^3(\gamma) + B \cdot \sin^2(\gamma) + C \cdot \sin(\gamma) + D = 0 \quad (11)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A &= 2 \cdot \mu \cdot c \cdot d \\ B &= (\mu^2 + 1) \cdot c^2 - 2 \cdot \mu \cdot c \cdot f - d^2 \\ C &= 2 \cdot d \cdot (f - \mu \cdot c) \\ D &= -(f - \mu \cdot c)^2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

После решения уравнения (11) углы  $\beta_H$ ,  $\beta_B$  и их синусы определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sin(\beta_H) &= \sin\left(\gamma + \frac{\pi}{2}\right) = \cos(\gamma) = \sqrt{1 - \sin^2(\gamma)} \\ \sin(\beta_B) &= \mu \cdot \sin(\beta_H) = \mu \cdot \sqrt{1 - \sin^2(\gamma)} \\ \beta_H &= \arcsin\left(\sqrt{1 - \sin^2(\gamma)}\right) \\ \beta_B &= \pi - \arcsin\left(\mu \cdot \sqrt{1 - \sin^2(\gamma)}\right) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Обратимся теперь к неравенству из системы (1). Соответственно принятому ранее условию равенства усилий на штоке гидроцилиндра в крайних положениях стрелоподъемного механизма для дальнейшего расчета равноценно можно принять параметры, соответствующие любому из этих положений. Для определенности примем за расчетные параметры для нижнего положения, обозначаемые как и ранее подстрочным индексом ( $_H$ ) с учетом того, что  $h_H = b \cdot \sin(\beta_H)$ , преобразуем неравенство (1) к виду:

$$F \cdot \sin(\beta_H) \geq \frac{M_H}{b \cdot p_{p.\max} \cdot \eta} \quad (14)$$

Этому условию могут удовлетворять несколько типоразмеров гидроцилиндров из принятого ряда при вычислении  $\sin(\gamma)$ . Окончательно типоразмер гидроцилиндра принимают на основе конструктивного анализа всего стрелоподъемного механизма. Одним из критериев такого выбора может служить также сравнение по рабочему объему  $V = F \cdot l_{II}$  с предпочтением гидроцилиндра с меньшим значением этого параметра. Напомним, что в случае двух гидроцилиндров в приводе механизма момент  $M_H$  в

формуле (14) следует разделить поровну между ними.

Параметром привязки окончательно выбранного гидроцилиндра к стреле служит размер  $a$ , определяемый из выражения (5):

$$a = \sqrt{\frac{l_H^2 + l_B^2 - 2 \cdot l_H \cdot l_B \cdot \cos(\beta_H - \beta_B)}{2 \cdot (1 - \cos(\alpha))}} \quad (15)$$

Проиллюстрируем решение задачи о выборе типоразмера гидроцилиндра для привода стрелоподъемного механизма и размера  $a$  его привязки к стреле примером со следующими исходными данными:  $\alpha = 94^\circ$ ,  $b = 0,97\text{ м}$ ,  $M_H = 88\text{ кНм}$ ,  $M_B = 204\text{ кНм}$ . Для расчета используем также параметры  $l_H$  и  $l_B$  из ряда гидроцилиндров с демпферами при диаметрах поршня 100, 110, 125, 140, 160 и 180 мм и его ходе

0,8; 1,0; 1,25; 1,4 и 1,6 м – всего  $6 \times 5 = 30$  вариантов. Все эти варианты удовлетворяют условиям (8) и (9).

По результатам решения уравнения (11) получены весьма устойчивые значения искомой величины  $\sin(\gamma)$  по группам типоразмеров с общим ходом поршня  $l_{II}$ . Наибольшее отклонение от среднего значения не превышает 0,53%. Средние значения  $(\sin(\gamma))_{CP}$ , наибольшие отклонения  $\Delta\%$ , углы  $\beta_H$ ,  $\beta_B$  и их синусы приведены в таблице 1.

Комплексный параметр  $F \cdot \sin(\beta_H)$  представлен графиками на рис. 3 замедленно возрастающими зависимостями хода поршня  $l_{II}$ .

табл. 1 Сводная таблица результатов вычислений

Ход поршня, м	Корни уравнения (11)		$\sin(\beta_H)$	$\beta_H$ , рад	$\sin(\beta_B)$	$\beta_B$ , рад
	$(\sin(\gamma))_{CP}$	$\Delta\%$				
0,8	0,975	0,53	0,221	2,918	0,514	0,540
1,0	0,961	0,33	0,276	2,862	0,640	0,695
1,25	0,941	0,05	0,340	2,795	0,788	0,908
1,4	0,933	0,2	0,359	2,774	0,834	0,986
1,6	0,924	0,09	0,382	2,750	0,886	1,089

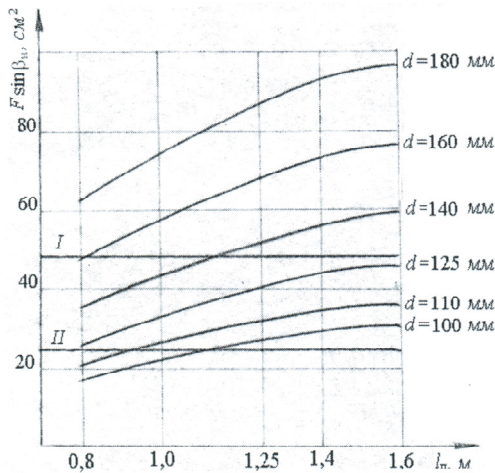


рис.3 Графики для определения параметров гидроцилиндра, удовлетворяющих условию (14)

Соответственно приведенным выше исходным данным правая часть неравенств (14) численно равна  $48\text{ см}^2$  при одном и  $24\text{ см}^2$  при двух стреловых гидроцилиндрах. Эти значения представлены на графике (рис. 3) прямыми соответственно I и II. При одноцилиндровой схеме для привода стрелоподъемного механизма могут быть приняты гидроцилиндры с диаметром поршня 140 мм и ходом не менее 1,25; диаметром 160 мм и ходом не менее 1,0; диаметром 180 мм и ходом не менее 0,8 м. Из перечисленных типоразмеров наименьший рабочий объем  $V = 19,24\text{ л}$  имеет гидроцилиндр с диаметром поршня 140 мм и его ходом 1,25 м.

При двухцилиндровом приводе пригодны все гидроцилиндры, точки которых расположены выше линии II на графике (рис. 3). Наименьший рабочий объем  $V = 9,5\text{ л}$  имеет гидроцилиндр с диаметром поршня 110 мм и его ходом 1,0 м.

Суммарный рабочий объем двух цилиндров составит  $V_{\Sigma} = 19,0 л$ . Эти варианты – один гидроцилиндр  $140 \times 1250$  и два гидроцилиндра  $2 \times 110 \times 1000$  - могут быть рекомендованы для дальнейшего конструктивного анализа в составе стрелоподъемного механизма.

В заключении определим параметр  $a$  (15), приняв для определенности двухцилиндровую схему механизма с указанными выше параметрами гидроцилиндров. Для каждого из этих гидроцилиндров  $l_H = 1,47 м$ ,  $l_B = 1,47 + 1,0 = 2,47 м$ ,  $\beta_H = 2,862 рад$ ,  $\beta_B = 0,695 рад$ . Вычисленный по формуле (15) размер  $a$  составит  $2,402 м$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе предложена методика выбора гидроцилиндров для привода стрелоподъемного механизма ГЭ и определения параметра его привязки к стреле по заданному расстоянию между пятнами стрелы и гидроцилиндра (гидроцилиндров), полному угловому перемещению стрелы и внешней нагрузке. В основу методики положено равенство усилий на штоке гидроцилиндра в крайних положениях стрелоподъемного механизма. Методика иллюстрирована численным примером.

## DESIGN AND SELECTION OF HYDRAULIC CYLINDER PARAMETERS OF THE BOOM DRIVING MECHANISM OF HYDRAULIC EXCAVATORS

Petr POBEGAILO<sup>1</sup> Victor KRIKUN<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

<sup>2</sup>MGSU, Russia

**Abstract:** In this work is the method of design and selection of hydraulic cylinder parameters of the boom driving mechanism of hydraulic excavators

**Keywords:** hydraulic excavator, boom driving mechanism



## OFFICE STRUCTURE DESIGN FOR DETERMINING LIGHT AND NOISE LEVELS, AND THE ERGONOMY OF THE SPACE

Tsvetomir DIMANOV<sup>1</sup> Lubomir DIMITROV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>department „ELFE”, Technical University - Sofia, Bulgaria

e-mail: dimanov\_89@abv.bg

<sup>2</sup>department „Mechanical Engineering”, Technical University – Sofia, Bulgaria

e-mail: lubomir\_dimitrov@tu-sofia.bg

**Abstract:** Module demountable partitions for office premises actually appear as a visual prolongation of the glass facades. These module partitions can be made entirely of glass and thus allow natural light to go from peripheral to central part of the building. However, this does not hinder the modular partitions to differentiate acoustically and visually defined areas in the office space. Module office partitions help for the individual spatial structure where people feel at their workplaces united in a collective total space. Transparency motivates responsiveness and communication processes of the working team. Transparency provokes openness, dynamics, responsiveness and etc.

**Keywords:** module partition wall, glass, aluminum, office

### 1. INTRODUCTION

The module partition is a system, it is not an ordinary wall like masonry, gypsum cardboard or PVC frames. The modular partition is "multifunctional office wall," which combines a number of requirements for innovative product which meets the current dynamics in the working office environment. The module partition is specified as a system because it offers optimal organization of work through multilateral application and interchangeable elements. The modular partition is a freestanding hybrid between a wall, rack and screen. This is an aluminum frame with the ability to upgrade and extend on both sides with panels, boxes, shelves, racks, tables, lighting, furniture and other accessories. The module partitions are bringing inexhaustible variety in the interior layout.

### 2. BASIC PROJECT SPECIFICATION

Office area of 1650 m<sup>2</sup> on the 9<sup>th</sup> floor in Megapark Sofia Building.

Module demountable partitions for office premises actually appear as a visual prolongation of the glass facades. These module partitions can be made entirely of glass and the purpose is to allow more natural light to go from peripheral to central part of the building. However, this does not hinder the modular partitions to differentiate acoustically and visually defined areas in the office space. Module

office partitions help for the individual spatial structure where people feel at their workplaces united in a collective total space. Transparency motivates responsiveness and communication processes of the working team. This leads to time savings of 20-30% and hence to more effective work in the office. Transparency provoke openness, dynamics, responsiveness - qualities needed for high performance results.

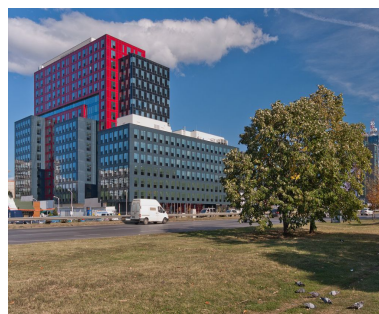


fig. 1: Megapark external view

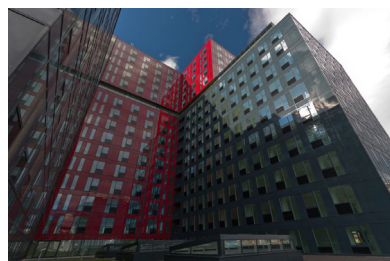


fig. 2: Megapark external view

Level:



fig.3 Megapark floor designation [1]

### 3. PROJECT DESIGN

#### 3.1. Module: ST-200 double glazed wall

**Structure [3]:** Galvanized steel structure composed of floor/ceiling anchorage profiles, 27 x 58 mm Steel Grade (B-02)[5] pre-painted with RAL 9006, with machined openings for electrical crossings and positioning points for vertical supports every 50 mm. Vertical and horizontal 58 x 20 mm Steel Grade (B-02)[5] structure with machined openings for electrical crossings and double longitudinal support holes every 32 mm according to DIN 18800 standard, for the rapid fixation of metal hardware (clips).

The vertical structure is composed of a lower telescopic leveling device, with an adjustability of 60 mm, and an upper telescopic extension to absorb differences in height up to 150 mm. The structure is covered with 2 mm polyethylene foam tape in all support areas of the panels or profiles.

**Profiles [3]:** Finished 19 x 100 mm aluminum profiles with grooves for the installation of the glass sheets by means of quick-fastening supports for the stabilizing rubber strip that holds the 5/5/1 mm Stadip glass sheets. F1 finished 19 x 19 mm aluminum grooved profiles, with quick-fastening supports for the stabilizing rubber strip that holds the glass, are fastened to the floor. Perfect leveling of the 5/5/1 mm glass panels is achieved using a system of calibrated wedges.

**Glass [3]:** The 5/5/1 mm laminated safety glass sheets with polished edges will be joined using 1 x 9 mm transparent adhesive strip, creating a rapid and

clean union. Alternatively, the adhesive strip can be substituted with a polycarbonate “H” piece to join the glass panels.

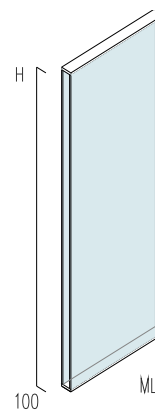


fig. 5: Module ST200 [2]

**Joints [3]:** The 90° and 135° corners and “T” joints between the glass panels are formed by F1 finished 10 x10 mm aluminum corner fittings that coincide precisely with the thickness of the glass, maintaining a perfect planimetry.

#### 3.2 Module: ST-300 solid wall

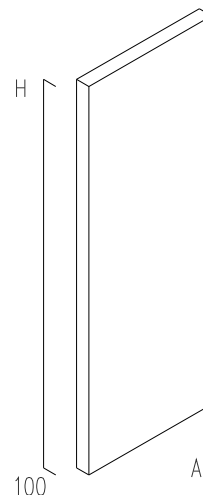


fig. 6 Module ST300 [2]

**Structure[3]:** Galvanized steel structure composed of floor/ceiling anchorage profiles, 27 x 58 mm Steel Grade (B-02) [5] pre-painted with RAL

9006, with machined openings for electrical crossings and positioning points for vertical supports every 50 mm. Vertical and horizontal 58 x 20 mm Steel Grade (B-02)[5] structure with machined openings for electrical crossings and double longitudinal support holes every 32 mm according to DIN 18800 standard, for the rapid fixation of metal hardware (clips).

The vertical frame is composed of a lower telescopic leveling device, with adjustability of 60 mm, and an upper telescopic extension to absorb differences in height up to 150 mm, with metal hardware for frontal clipping to fasten the panels in three dimensions (minimum resistance 50 kg/clip) and attaching the horizontal supports to the vertical frame. The frame is covered with 2 mm polyethylene foam tape in all support areas of the panels or profiles.

**Panels** [3]: Attached on both sides of the structure are 19 mm chipboard panels (D-s1-d0) finished with single color or imitation wood melamine according to the European Norm N14322 [4]. All edges are covered in 2 mm PVC. A 62 mm inner chamber is formed between the two panels that allows for the installment of various materials (sound-proofing, fire-proofing, electrical, ITC, air conditioning, heating, etc.).

**Demountability and reinstability:** Full and independent demountability and reinstability of all components. The panels are attached to the frame by clips (three-dimensional support), which allows for frontal assembly and disassembly as often as desired, while maintaining the original position, leaving a separation joint of 8 mm. Design called "Hidden profiles".

### 3.3 Module: ST-400 solid door

**Structure** [3]: Galvanized steel structure composed of floor/ceiling anchorage profiles, 27 x 58 mm Steel Grade (B-02)[5] pre-painted with RAL 9006, with machined openings for electrical crossings and positioning points for vertical supports every 50 mm. Vertical and horizontal 58 x 20 mm Steel Grade (B-02)[5] structure with machined openings for electrical crossings and double longitudinal support holes every 32 mm according to DIN 18800 standard, for the rapid fixation of metal hardware (clips).

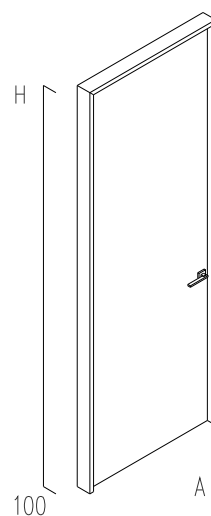


fig. 7: Module ST400 [2]

The vertical frame is composed of a lower telescopic leveling device, with adjustability of 60 mm, and an upper telescopic extension to absorb differences in height up to 150 mm, with metal hardware for frontal clipping to fasten the panels in three dimensions (minimum resistance 50 kg/clip) and attaching the horizontal supports to the vertical frame. The frame is covered with 2 mm polyethylene foam tape in all support areas of the panels or profiles.

**Profiles** [3]: Matte anodized 19 x 100 mm aluminum door frames are mounted straight on this structure by means of miter joints attached to the metal frame with self drilling screws. Gray rubber strip around the entire door perimeter ensures a perfect seal and closure.

**Door** [3]: The door leaf is lightweight, 50 mm thick, composed of two 8 mm chipboard panels (D-s1-d0) finished with single color or imitation wood melamine according to the European Norm N14322[4]. The door is mounted on three stainless steel hinges (load capacity 120 kg) attached to the metal frame by means of an exclusive anchoring system that allows 13mm height adjustment. The doors are equipped with interchangeable locks and straight, stainless steel handles that match the hinges.

**Demountability and reinstability:** Full and independent demountability and reinstability of all components. Design called "Hidden profiles".

### 3.4 Module: ST-410 glass door

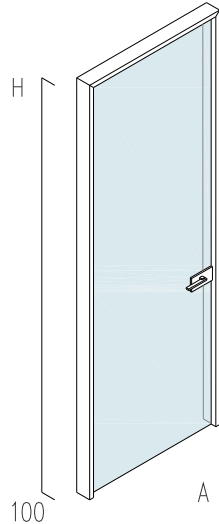


fig. 8: Module ST410 [2]

**Structure** [3]: Galvanized steel structure composed of floor/ceiling anchorage profiles, 27 x 58 mm Steel Grade (B-02)[5] pre-painted with RAL 9006, with machined openings for electrical crossings and positioning points for vertical supports every 50 mm. Vertical and horizontal 58 x 20 mm Steel Grade (B-02)[5] structure with machined openings for electrical crossings and double longitudinal support holes every 32 mm according to DIN 18800 standard, for the rapid fixation of metal hardware (clips).

The vertical frame is composed of a lower telescopic leveling device, with adjustability of 60 mm, and an upper telescopic extension to absorb differences in height up to 150 mm, with metal hardware for frontal clipping to fasten the panels in three dimensions (minimum resistance 50 kg/clip) and attaching the horizontal supports to the vertical frame. The frame is covered with 2 mm polyethylene foam tape in all support areas of the panels or profiles.

**Profiles** [3]: Matte anodized 19 x 100 mm aluminum door frames are mounted straight on this structure by means of miter joints attached to the metal frame with self drilling screws. Gray rubber strip around the entire door perimeter ensures a perfect seal and closure.

**Door**[3]: The 10 mm thick tempered glass door is attached by means of three stainless steel Stremler hinges, which are fastened to the metal frame by means of an exclusive anchoring system that allows 9 mm height adjustment. The doors have interchangeable locks and straight, stainless steel handles that match the hinges.

**Demountability and reinstability:** Full and independent demountability and reinstability of all components. Design called “Hidden profiles”.

### 3.4 Module: ST-340 technical column

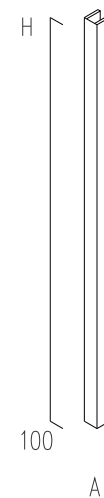


fig. 9: Module ST340 [2]

**Structure** [3]: Galvanized steel structure composed of floor/ceiling anchorage profiles, 27 x 58 mm Steel Grade (B-02)[5] pre-painted with RAL 9006, with machined openings for electrical crossings and positioning points for vertical supports every 50 mm. Vertical and horizontal 58 x 20 mm Steel Grade (B-02)[5] structure with machined openings for electrical crossings and double longitudinal support holes every 32 mm according to DIN18800 standard, for the rapid fixation of metal hardware (clips).

The vertical frame is composed of a lower telescopic leveling device, with adjustability of 60 mm, and an upper telescopic extension to absorb differences in height up to 150 mm, with metal hardware for frontal clipping to fasten the panels in three dimensions (minimum resistance 50 kg/clip) and attaching the horizontal supports to the vertical



frame. The frame is covered with 2 mm polyethylene foam tape in all support areas of the panels or profiles.

**Panels[3]:** Attached to both sides of this frame are two 19 x 92 mm matte anodized aluminum covers, with a groove for correct positioning of clips. An 88mm inner chamber is formed between the covers that allows for the installment of various materials (sound-proofing, fire-proofing, electrical, ITC, air conditioning, heating, etc.).

**Demountability and reinstability:** Full and independent demountability and reinstability of all components. The covers are attached to the frame by clips (three-dimensional support), which allows for frontal assembly and disassembly as often as desired, while maintaining the original position, leaving a separation joint of 8 mm. Design called "Hidden profiles".

#### 4. CONCLUSIONS

According to the above statements we can summarize that the following points have been implemented successfully on the territory of Floor 9 in building Megapark Sofia located on Tsarigradsko shose № 115G :

1. Separate areas have been differentiated for various operating conditions and purposes.  
2. Examples: meeting halls, manager rooms, call center rooms and etc.

4. The ergonomy of the space have been improved.

5. Multifunctionality – the door frame is a standard type and allows the customer to choose between different door leafs. The system permits mixture of solid and glass partitions, shelves may be installed, column and wall cladding is possible, integration of electrical and communication channels and etc.

Transparency – it motivates the communication capabilities and leads to 20 – 30 % time savings. Provokes: openness, dynamics, responsiveness, the interaction between people is stimulated.

- Acoustic properties have been achieved – 42dB sound insulation for module ST-200 and 43 dB sound insulation for module ST-300.

- Penetration of more natural light has been allowed from the periphery to the center of the building.

- Contribution to the individual spatial structuring where people are feeling that they are incorporated at their work-place in the collective total space.

- Optimal organization of the work-place.

- Improvement of the operating environment.

- A great diversity has been implemented in the interior space design. Different color tones have been successfully combined.

- There is an ability for dismantling and a repeated installation is allowed.

- There is a possibility for reconfiguration

- There is a possibility for integration of cabinets and additional accessories.

#### References

1. www.megapark.bg , date of access: 01.10.2011
2. SITAB technical catalogue (2012)
3. SITAB technical data sheets (2012)
4. CSN EN 14322 – Wood-based panels – Melamine faced boards for interior uses – Definition, requirements and classification (2012)
5. [http://www.steelnumber.com/en/equiv\\_alentsteelironeu.php?zname\\_id=11889](http://www.steelnumber.com/en/equiv_alentsteelironeu.php?zname_id=11889), date of access: 01.10.2011