ГОДИШНИК
НА
МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ
"СВ. ИВАН РИЛСКИ" – СОФИЯ

Том 59
СВИТЪК III: МЕХАНИЗАЦИЯ, ЕЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ НА МИНИТЕ

ANNUAL
OF
UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY
"ST. IVAN RILSKI" – SOFIA

Volume 59
PART III: MECHANIZATION, ELECTRIFICATION AND AUTOMATIZATION IN MINE

Издателска къща "Св. Иван Рилски"
Publishing House "St. Ivan Rilski"
София, 2016
Sofia, 2016

ISSN 1312-1820

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

доц. д-р Павел Павлов – главен редактор
проф. д-р Вяра Пожидаева – зам. главен редактор
доц. д-р Антоанета Янева – председател на редакционен съвет
доц. д-р Елена Власева – председател на редакционен съвет
проф. д-р Йордан Кортенски – председател на редакционен съвет
проф. д-р Десислава Костова – председател на редакционен съвет
инж. Александрина Пачалова – секретар

РЕДАКЦИОНЕН СЪВЕТ
на Свитък III – Механизация, електрификация и автоматизация на мините

доц. д-р Антоанета Янева – председател
проф. д-р Васил Ангелов
доц. д-р Здравко Илиев
доц. д-р Ангел Зъбчев
доц. д-р Румен Исталиянов
доц. д-р Николай Янев

С Ъ Д Ъ Р Ж А Н И Е

Иван Минин	Зависимост на коефициента на напълване с топки на барабанните мелници от изразходваната мощност с цел определянето му по време на движение	**7**
Петко Недялков **Иван Минин** **Симеон Савов**	Относно оценката на ресурса на многокофови багери	**10**
Христо Шейретов	Определяне на предавателните отношения на зъбните предавки на вална скоростна кутия на шарнирно съчленен самосвал	**15**
Христо Шейретов	Изследване влиянието на различни фактори върху натоварването на ролките на лентови транспортьори	**20**
Кристиян Цветков **Юлиян Димитров**	Структуриране и унифициране на системата от базови елементи на челюстните трошачки	**25**
Юлиян Димитров **Кристиян Цветков**	Геометрично моделиране при оптимизиране на параметри на челюстните трошачки	**30**
Любен Тасев	Интензивност на износването на бандажите в рудничните локомотиви за подземен извоз	**34**
Николай Динев **Райна Вучева** **Виолета Трифонова-Генова**	Относно численото моделиране на натоварване върху нож на кофа	**38**
Николай Динев **Райна Вучева** **Виолета Трифонова-Генова**	Изследване върху напрегнатото състояние на нож на кофа	**41**
Юрий Иванов **Светлозар Токмакчиев**	Изследване шума и вибрациите на автомобилите „КРАЗ-2516“ в условията на рудник „Асарел Медет“	**45**
Стефан Чобанов	Внедряване на система за МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност в РУСН на АУРУБИС България	**49**
Стефан Чобанов	Проблеми на първичната комутация при ретрофит на КРУ	**55**
Влад Михай Паскулеску **Николае Йоан Власин** **Мариус Корнел Сувар** **Даниел Флореа**	Изследване на защита от заземяване при съоръжения с високо напрежение чрез заземена неутрална точка	**60**
Красимир Велинов	Изследване на ефективността на светодиоди	**64**
Красимир Велинов	WEB базирана база данни за осветители	**68**

Румен Исталиянов **Николай Лаков** **Венцислав Спасов**	Оценка к.п.д. на фотоволтаични панели при продължителна експлоатация	**71**
Тодор Върбев	Токове на еднофазно земно съединение в електроснаб-дителните системи на подвижните подстанции в „МИНИ МАРИЦА-ИЗТОК” ЕАД	**74**
Тодор Върбев	Анализ на условията за електробезопасност при експлоатация на електроснабдителни системи захранвани от подвижни подстанции в „МИНИ МАРИЦА-ИЗТОК” ЕАД	**77**
Теодора Христова	Приблизителен метод за определяне мощността на двигателите на челюстните трошачки използвани за едро трошене	**80**
Мила Илиева-Обретенова	Макет за изследване на операционен усилвател	**84**
Лоранд Тот **Анджелика Каламар** **Георге Артур Гаман** **Сорин Симион** **Мариус Ковач**	Проверка на размерите на мостове чрез използването на лимнометричен ключ	**89**
Мариана Трифонова **Лина Драганова**	Едно допълнение към SCATTER-диаграмите в EXCEL	**93**
Асен Стоянов	Изследване движението на механична система с две степени на свобода в матрична форма	**97**
Асен Стоянов	Решаване на статически определими пространствени ферми в матрична форма	**100**

CONTENTS

Ivan Minin	Establishment of the dependence of the coefficient of filling with balls for drum mills on the power consumption in order of its determination during motion	**7**
Petko Nedyalkov **Ivan Minin** **Simeon Savov**	Concerning on resource assessment of bucket wheel excavators	**10**
Hristo Sheiretov	Determination of the gear ratios in the automatic gearbox of an open pit dump truck	**15**
Hristo Sheiretov	Examination of the influence of different factors on the rollers loading of a belt conveyor	**20**
Kristian Cvetkov **Julian Dimitrov**	Structurization and unification the system of jaw crusher basic elements	**25**
Julian Dimitrov **Kristian Cvetkov**	Geometric odeling at optimization of jaw crushers parameters	**30**
Lyuben Tasev	Intesity of wear of the bracelet in the mine locomotives for underground transportation	**34**
Nikolai Dinev **Raina Vucheva** **Violeta Trifonova – Genova**	Arearance of plastic deformations in tube, loaded by interior force	**38**
Nikolai Dinev **Raina Vucheva** **Violeta Trifonova – Genova**	Study on the stressed state of knife busket	**41**
Yuri Ivanov **Svetlozar Tokmakchiev**	Testing the noise and vibrations of KRAZ-2516 vehicles in Asarel Medet mine	**45**
Stefan Chobanov	Implementing a system for overcurrent protections with a combined logic and directional discrimination in mv distribution systems at AURUBIS Bulgaria	**49**
Stefan Chobanov	Problems that occurs at the primary commutation in the reconstruction of switchgears	**55**
Vlad Mihai Pasculescu **Nicolae Ioan Vlasin** **Marius Cornel Suvar** **Daniel Florea**	Study on the protection to earthings in high voltage installations with ground-isolated neutral point	**60**
Krasimir Velinov	Study of the efficiency of leds	**64**

Krasimir Velinov **Svetlana Velinova**	WEB-based database for luminaries	**68**
Rumen Istalianov **Nikolay Lakov** **Ventsislav Spasov**	Evaluation efficiency photovoltaic modules in continuous service	**71**
Todor Vabev	Investigation of a currents via single-phase grounded connection in electrical power supply systems from the mobile subsystems of "MINI MARITSA IZTOK" EAD	**74**
Todor Vabev	An analysis of the electrical safety conditions during a maintenance of the electrical power supply systems from the mobile subsystems of "MINI MARITSA–IZTOK" EAD	**77**
Teodora Hristova	Approximate method for determination of engine power of jaw crueshers for coarse	**80**
Mila Ilieva-Obretenova	Test model for operation amplifier research	**84**
Lorand Toth **Angelica Călămar** **George Artur Găman** **Sorin Simion** **Marius Kovacs**	Dimensional inspection of bridges by using the limnimetric key	**89**
Mariana Trifonova **Lina Draganova**	An amplification to SCATTER diagrams in MS EXCEL	**93**
Asen Stoyanov	Analysis of the motion of a mechanical system with two degrees of freedom in matrix form	**97**
Asen Stoyanov	Resolving the staticall determinate three dimensional trusses in a matrix form	**100**

ЗАВИСИМОСТ НА КОЕФИЦИЕНТА НА НАПЪЛВАНЕ С ТОПКИ НА БАРАБАННИТЕ МЕЛНИЦИ ОТ ИЗРАЗХОДВАНАТА МОЩНОСТ С ЦЕЛ ОПРЕДЕЛЯНЕТО МУ ПО ВРЕМЕ НА ДВИЖЕНИЕ

Иван Минин

Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски", 1700 София, minin@dir.bg

РЕЗЮМЕ. Коефициентът на напълване с топки на барабана на топковите мелници е основен параметър. От него зависят основните технологични параметри на барабанните топкови мелници като: относителен енергоразход за единица готов продукт, относителна производителност, добив на разчетна класа, циркулационен товар и др. Поради непрекъснатото износване на облицовките на барабана на мелницата и износването на самите топки и добавянето на нови, той се променя и е необходимо да бъде измерван и контролиран. Измерването му става най-често при спиране на мелницата, а това не е възможно да се прави често по технологични и икономически причини. Този проблем не съществува при съвременните мелници, оборудвани с товарна клетка. В настоящата статия е показан начин за аналитично определяне на коефициента на напълване само с измерване на мощността, черпена от двигателя на мелницата без да е необходимо спиране на съоръжението.

Ключови думи: мелница, относителна скорост, коефициент на напълване, топков товар.

ESTABLISHMENT OF THE DEPENDENCE OF THE COEFFICIENT OF FILLING WITH BALLS FOR DRUM MILLS ON THE POWER CONSUMPTION IN ORDER OF ITS DETERMINATION DURING MOTION

Ivan Minin

University of Mining and Geology „St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: minin@dir.bg

ABSTRACT. The coefficient of filling with balls of the drum of ball mills is a key parameter. It depends on the basic technological parameters of drum ball mills such as relative energy consumption per unit of product, relative productivity, yield of estimated fraction, circulating load and others. Due to the constant abrasion wear of drum linings and of the balls themselves, as and the addition of new ones, it changes and it is necessary to be measured and controlled. Its measurement most frequently is during a cessation of operation of the mill and this can not be done often for some technological and economic reasons. This problem does not exist in modern mills that are equipped with load cell. This article shows the way of analytical determination of the coefficient of filling only through measurement of the power for the mill engine with no need to stop the facility.

Keywords: mill, relative speed, coefficient of filling, ball load.

Теоретична постановка

Механичният режим на работа на барабанните мелници се характеризира с два основни параметъра:

1. Коефициент на запълване с топки в барабанните мелници - определя се съгласно израза:

$$\varphi = \frac{V_{mc}}{V} = \frac{4.M_{mc}}{\rho_{mc}.\pi.D^2 L} \quad (1)$$

където:

- $M_{mc,t}$ - маса на мелещите тела;
- $\rho_{mc}, t/m^3$- насипна плътност на мелещите тела;
- D - диаметър на барабана, m;
- L - дължина на барабана, m.

Насипната плътност на мелещите тела зависи от техния фракционен състав и плътността на материала, от който са изработени. При приближени разчети насипната плътност на топките (1) е приета $\rho_{mc} = 4{,}514 t/m^3$.

Мелещата среда в барабанните мелници се увлича в движение от силите на триене, които възникват между въртящата се вътрешна повърхност на барабана (облицовката) и прилягащата й сила на мелещата среда, а също и вследствие на триенето между останалите слоеве от мелещи тела.

2. Относителна ъглова скорост на барабана ψ, равна на отношението на фактическата ъглова скорост ω към условната критична ъглова скорост ω_{KP}.

$$\psi = \frac{\omega}{\omega_{KP}} \quad (2)$$

Влизащата във формула (2) условна критична ъглова скорост на въртене на барабана на мелницата съответства на такава скорост на въртене, при която силата на инерцията на въртеливото движение на мелещото тяло с център на тежестта на вътрешната повърхност на барабана е равна на силата на тежестта на това тяло. В този случай мелещото тяло е с безкрайно малки размери, повдигнато е в най-горната точка на барабана, намира се в

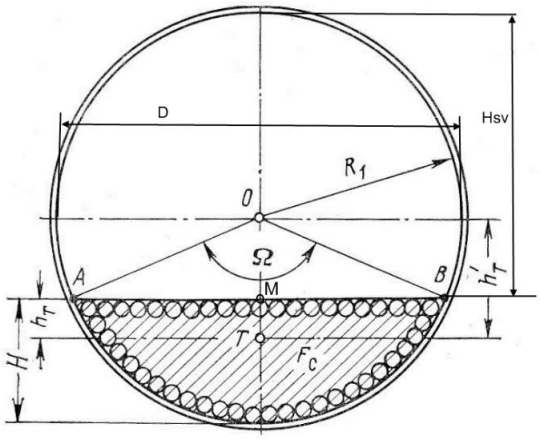
динамично равновесие, т.е. не се отделя от повърхността на барабана (облицовката), върти се заедно с нея като едно цяло (центрофугира). Условната критична скорост се определя по формулата:

$$\omega_{KP} = \frac{42{,}3}{\sqrt{D}}, rad/s \qquad (3)$$

Където: D е диаметър на барабана на мелницата, m.

Определяне на коефициента на запълване с топки на барабанни мелници тип МШЦ 4,5х6, смилащи медни руди.

Определянето на коефициента на напълване с топки се прави при спряна мелница, когато топковият товар застава както е показано на фиг.1. Съгласно фиг. 1 е възможно да се определят параметрите на напълването на барабана с мелеща среда, както следва:



Фиг. 1. Измерване на размерите на мелницата и определяне на масата на топковия товар

Централен ъгъл, определен от сектора зает с мелеща среда:

$$cos\frac{\Omega}{2} = \frac{OM}{AO} = \frac{H-\frac{D}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{2H-D}{D} \qquad (4)$$

Площ на сектора, зает с мелеща среда:

$$S_{AB} = \frac{D^2}{4} arcos\left(\frac{2H_{SV}-D}{D}\right) - \left(H_{SV}-\frac{D}{2}\right)\sqrt{\frac{D^2}{4}-\left(H_{SV}-\frac{D}{2}\right)^2}, m^2 \qquad (5)$$

Обем на сектора, зает с мелеща среда:

$$V_{mc} = V_{AB} = L.S_{AB}, m^3 \qquad (6)$$

Масата на сектора, зает с мелеща среда, може да бъде определена съгласно израза:

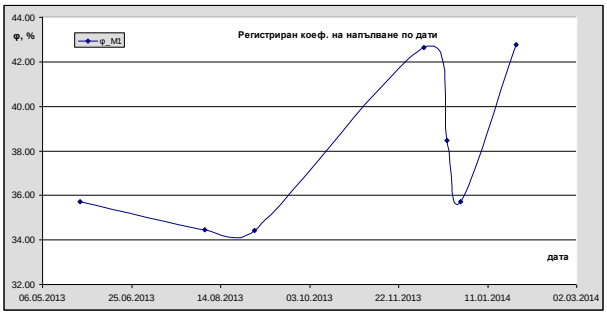
$$M_{AB} = \rho_{mc} L S_{AB}, t \qquad (7)$$

където: "ρ_{mc}" е плътността на мелещата среда, приета за средна плътност $\rho_{mc} = 4{,}514 t/m^3$ на топки с различни размери в резултат на износването.

Тогава коефициентът на запълване с мелещи тела се определя:

$$\varphi = \frac{V_{mc}}{V} = \frac{4.L.S_{AB}}{\pi.D^2 L} = \frac{4.S_{AB}}{\pi.D^2}.100, \% \qquad (8)$$

Използвайки горната методика, се определи коефициентът на запълване с топки на 8 барабанни мелници тип МШЦ 4,5 х 6 на дати, когато те са спирани за ремонт, профилактика или по технологични причини. Регистрираните данни за коефициента на напълване за една произволно избрана мелница са показани последователно за отделните месеци на фиг.2. Графично и таблично са представени коефициентът на напълване и измерванията на вътрешния диаметър на барабана на избраната мелницата, както и измерената часова средна мощност на двигателя преди спирането таблично в табл.1.



Фиг. 2. Коефициент на напълване на избрана мелница регистриран по дати

От кривата, показана на фигура 2, е видно, че коефициентът на напълване с топки се променя в сравнително големи граници. Това се дължи от една страна на износване на топките в зависимост от количеството и едрината на постъпващата в мелницата руда, а от друга - на неравномерно подаване на нови топки в барабана на мелницата. Това става по методика, която отчита само количеството преработена руда и не отчита физико-механичните свойства на рудата, които често са различни в рамките на едно рудно находище. Много често на процеса влияят и субективни фактори като неравномерни доставки на нови топки в обогатителните фабрики, доставка на топки с различна твърдост и състав и т.н.

Таблица 1.

Измерени D, H_{SV}, H_{sv} и изчислени φ за избраната мелница

	D	H	φ	M_T	P	ψ
	m	m	%	t	kW	
	1	2	3	4	5	6
1	4.24	2.60	35.7101	139.2	2080	0.8
2	4.30	2.68	34.467	138.1	2110	0.8
3	4.33	2.70	34.4299	139.9	1800	0.8
4	4.23	2.36	42.642	165.4	2065	0.8
5	4.23	2.50	38.4757	149.2	2010	0.8
6	4.24	2.60	35.7101	139.2	2109	0.8
7	4.22	2.35	42.7745	165.1	2200	0.8

Намиране на взаимовръзки между механичните параметри на изследваните мелници

Параметрите на механичния режим на мелницата се определят по три основни параметъра:

- консумирана мощност - P, kW;
- коефициент на напълване на барабана с топки - $\varphi, \%$;
- относителна ъглова скорост (спрямо критичната) - скоростен фактор на режима на работа на мелницата - ψ;

Между тези три фактора е възможно да се определи зависимост.

Поради факта, че в процеса на предаване на мощността има фактори, които не са прецизно детерминирани, е избран подход на регистриране на взаимовръзките между коефициента на напълване и консумираната мощност. Тъй като диаметърът на барабана в процеса на износване на облицовките се променя, съответно се повлияват и коефициентът на напълване, и относителната ъглова скорост. В случая влиянието върху скоростния фактор няма как да бъде контролирано или определено, тъй като изследваните мелници нямат регулируемо задвижване. Поради тази причина е търсена взаимовръзка между коефициента на напълване и мощността на консумирана от двигателя на мелницата.

На базата на събраните данни и с помощта на съответните компютърни програми са разкрити зависимости от следния тип:

$$\varphi = A_1.P + A_2.P^2 \ , \qquad (8)$$

като за всички зависимости са изпълнени статистическите критерии за оценка и адекватност. Данните за функциите за 8-те изследвани мелници са дадени в табл. 2.

Таблица 2.
Зависимост между коефициента на напълване и мощността

	A_1	A_2	φ (P_{min})	φ (P_{mid})	φ (P_{max})
1	0.0233799	-0.0000023	34.53	38.18	40.15
2	0.0186998	-0.0000009	33.75	37.57	39.08
3	-0.0006767	0.0000083	34.01	34.46	39.62
4	0.0282288	-0.0000051	34.41	35.65	36.49
5	0.0095378	-0.0000034	33.40	35.34	37.97
6	0.0281969	-0.0000053	34.01	35.68	36.34
7	0.0452425	-0.0000137	36.48	35.53	34.40
8	0.0183695	-0.0000007	35.36	37.35	40.29

Изводи

Аналитично определената връзка между коефициента на напълване и мощността на двигателя на мелницата с износването на облицовките дава възможност да бъде определян коефициентът на напълване с топки, без да се налага спирането на мелничния агрегат.

Отрицателният знак пред коефициента A_2 отчита намаляването на изразходваната мощност с повишаването на коефициента на напълване в малка зона от изменението му, дължащо се на преместването на центъра на тежестта на изнесените по посока на движение от центробежните сили топки към оста на въртене на мелницата.

При използване на показаната в настоящата статия методика е препоръчително да се направят повече на брой измервания с цел подобряване на статистическите критерии за оценка и адекватност.

Литература

Божанов Емил С., Иван Н. Вучков, "Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти", София, Техника, 1973.

Олевский В., „Размольное оборудование обогатителных фабрик", Москва, 1963.

Христо Цветков, „Обогатителни машини", Техника, София 1976.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините".

ОТНОСНО ОЦЕНКАТА НА РЕСУРСА НА МНОГОКОФОВИ БАГЕРИ

Петко Недялков[1], Иван Минин[2], Симеон Савов[3]

[1] ТУ – София, МФ, кат. МЕНК, nedpetko@tu-sofia.bg

[2] МГУ "Св. Иван Рилски" – София, МЕМФ, кат. ММ, minin_ivan@abv.bg

[3] МГУ "Св. Иван Рилски" – София, МЕМФ, кат. ММ, ss.ss@abv.bg

РЕЗЮМЕ: В работата разглеждат постановки при определяне ресурса на металоконструкциите в сложни минно-добивни машини каквито са роторните багери, както и някои постановки при методите за оценка на остатъчния ресурс. Разгледани са основните показатели определящи динамичното натоварване на металоконструкцията. Разгледани са разлики при определяне на ресурса по средно годишна оценка, по производителност и по чисто работно време.

Ключови думи: металоконструкция, оценка на ресурса, динамично натоварване

CONCERNING ON RESOURCE ASSESSMENT OF BUCKET WHEEL EXCAVATORS

Petko Nedyalkov[1], Ivan Minin[2], Simeon Savov[3]

[1] TU – Sofia, Faculty of Mechanical Engineering, dept. MENK, nedpetko@tu-sofia.bg

[2] UMG "St. Ivan Rilski" – Sofia, FMEM, dept. MM, minin_ivan@abv.bg

[3] UMG "St. Ivan Rilski" – Sofia, FMEM, dept. MM, ss.ss@abv.bg

ABSTRACT: This paper deals with some formulations in resource assessment for metal constructions of a mine bucket wheel excavators and with some formulations in method of a resource assessment. There are examined the base indices describing dynamical load in metal construction. There are research some differences in assessment based on averaged annual rating, on productivity and on net working time.

Keywords: steel frame metal construction, resource assessment, dynamical load

УВОД

Използването на комплексни и високопроизводителни машини в откритите рудници за добив на въглища и откривка доближава историческия период от 100 години. В съвременните открити рудници един забой обикновено се обслужва от един многокофов багер и в този аспект спирането на съответния багер води до технологично спиране на съответния забой и всички свързани машини след него в технологичната верига. При подобна постановка всички престои за обслужване, ремонт, капитален ремонт или рехабилитация са планирани. Планирани също така са и оперативните възможности на багера или неговият ресурсен живот.

В аспекта на ресурсни изчисления - изчисляване на изразходван ресурс или остатъчен ресурс поради комплексността и сложността на минно-добивните багери с множество възли и агрегати, се взимат под внимание няколко основни показателя, при прието условие, че всички агрегати и възли са с неколкократно по-малък ресурс от самия багер и във фазите на периодични ремонти са заменени, модернизирани или ремонтирани.

Това условие дава свободата да се оцени ресурсът на конструкцията, съоръженията и възлите, формиращи стоманената носеща конструкция на багера, без да се взима предвид оценката на основните работни агрегати и възли на машината. Основните показатели, влияещи и формиращи тази оценка, са:

- напрежения и деформации в елементи и заварени възли (конструкции), формиращи стоманената носеща конструкция - в общия случай тези величини и показатели са отчетени от конструкторите и проектантите или са проведени технологични експерименти със запис на напрежения или деформации;

- наличие на корозия - субективен оценъчен фактор за формиране на нетипични концентратори на напрежение около корозионните петна и намаляване на работното сечение на елементите в резултат на корозия;

- анализ на работните условия и оценка на случайните въздействия, ветровото натоварване, претоварванията и т.н - на базата на превантивното изключване на машините и системите, застрашени от претоварване при ветрово натоварване в багерите се инсталират предупредителни системи и системи за аварийно изключване;

• анализ на аварийните ситуации и аварийните въздействия върху багера - анализ и преизчисляване на определени елементи, пострадали или заменени заради аварийни въздействия върху тях - тези анализи са полезни, но се случват в резултат от натрупването на случайни (стохастични) фактори и прогнозната им стойност не е висока;

• брой работни цикли – зависещ от т.нар. умора на материалите, което явление е свързано с развитие на микродефекти и нарушаване на изотропността на материалите под действие на периодично променливи напрежения. Границата на умора на материала е такава граница, при която детайлите се разрушават крехко, от макродефекти - пукнатини формирани от натрупването на микродефекти, при напрежения по-ниски от границата на разрушаване за съответния материал. Границата на умора е свързана с броя цикли, въздействащи на дадения елемент, и с напреженията, на които е натоварен. За конструкционните стомани е прието да се смята, че развитието на пукнатини е свързано с наличие на концентратор на напрежение;

• други въздействия и феномени.

Теоретична постановка

Основен фактор при избор на багер и оценката му в аспект на основно добивно звено в технологичната схема на добив на откривка и въглища е неговата експлоатационна производителност:

$$Q_{vE} = Q_v \cdot k_{eq} = Q_v \cdot k_s \cdot k_T \cdot k_b = Q_v \cdot k_s \cdot k_T \cdot \frac{k_{fill}}{k_{bl}}, \quad \frac{m^3}{h} \tag{1}$$

където:

- k_s, – коефициент, отчитащ особеностите на забоя;
- k_T, – коефициент, отчитащ използваемостта на багера по време;
- $k_b = \frac{k_{fill}}{k_{bl}}$ коефициент на напълване на кофата с материал, свързан с особеностите на кофата и разбухването на материала;

- $Q_v = q_b \cdot z_b \cdot 60, \quad m^3 / h$ (2)

- теоретична производителност на багера при работа с насипни материали или техническа производителност на багера, където:

- q_b, m^3 - обем на кофата;
- z_b, $бр/\min$ - брой на разтоварените кофи за единица време;

В резултат от разглеждането на тези величини могат да се формулират няколко други:

* Коефициент на използване на багера по производителност:

- $k_U = \frac{Q_{vEsum}}{Q_{vRes}} \cdot 100 = \frac{Q_{vEsum}}{Q_v \cdot A_h \cdot R_E} \cdot 100, \quad \%$ (3),

където R_E, $години$ е обобщеният ресурс на багера в години, а A_h е броят работни часове в годината, като:

- $A_h = 24 \cdot 365 = 8760\ h$ (4)

Тази величина е формирана от разделянето на експлоатационната сумарна производителност на багера за целия период на оценка с неговата техническа производителност за ресурсния му период. Сумарната експлоатационна производителност на багера за целия отчетен период Q_{vEsum} е интегрален критерии за използваемостта на багера, както по време така и по производителност. Коефициент на остатъчен ресурс на багера по използваемост на производителността:

$$k_{R_{TP}} = \frac{Q_{vRes} - Q_{vEsum}}{Q_{vRes}} \cdot 100 = 1 - \frac{Q_{vEsum}}{Q_{vRes}} \cdot 100, \quad \% \tag{5}$$

В тази постановка се намесва коефициентът на използване по чисто работно време, който най често отчита използването на багера като чисто работно време на годишна база:

$$k_{TU} = \frac{W_{tA}}{A_h} \cdot 100, \quad \% \tag{6},$$

където:

- W_{tA}, h – чисто работно време за годината в часове.

При всички препоръки и разглеждания в литературата и стандартите по въпроса този коефициент на използване по (чисто работно време) не надхвърля 50% или се приема стандартен усреднен коефициент на използване по време $k_{TE} = 0.5 = 50\ \%$,(Кинов 2004, Павлов 2014), което дава основание за преизчисляване на остатъчния ресурс спрямо действителния коефициент на използване по време, като:

$$R_{TP} = \frac{k_{TE}}{k_{TU\Sigma}} \cdot \left(R_E - E_{TW} \right), \quad y(год.) \tag{7}$$

където:

- коефициент на сумарна времева използваемост:

$$k_{TU\Sigma} = \frac{W_{tSum}}{A_h \cdot R_E} \cdot 100, \quad \% \tag{8}$$

- E_{TW}, $y(год.)$ – реална експлоатационна продължителност в години,
- W_{tSum}, h – чисто работно време на работа на машината (за периода E_{TW}) в часове.

Дадените до тук формулировки позволяват да се разгледа коефициентът на остатъчния ресурс по усреднен коефициент на използване по време като:

$$k_{R_{TP}} = \frac{R_{TP}}{R_{Ah}} \cdot 100, \quad \% \tag{9}$$

Може да се въведе и коригиран ресурс по време:

$$E_{YW} = E_{TW} \cdot \frac{k_{TU\Sigma}}{k_{TE}}, y(год.) \tag{10}$$

Така разгледаната постановка въвежда няколко параметъра, които на база на усреднен коефициент на използване по време увеличават остатъчния ресурс на годишна база, например при сумарен коефициент на използване по време $k_{TU\Sigma} = 0.32 = 32\%$ и реален експлоатационен срок $E_{TW} = 38\ y\ (години)$, коригираният ресурс е:

$$E_{YW} = E_{TW} \cdot \frac{k_{TU\Sigma}}{k_{TE}} = 38 \cdot \frac{0.32}{0.5} = 24.32\ \ y(год.)$$

а остатъчния ресурс е:

$$R_{TP} = \frac{k_{TE}}{k_{TU\Sigma}} \cdot \left(R_E - E_{TW}\right) = \\ = \frac{0.5}{0.32} \cdot \left(30 - 24.32\right) = 8.9\ y(години) \quad (11)$$

като по този начин се получава увеличаване на експлоатационния срок на машината на 47 години.

Ако разгледаме ресурса на машината в работни часове, чисто работно време или друг часови параметър, може да се дефинират следните няколко параметъра:

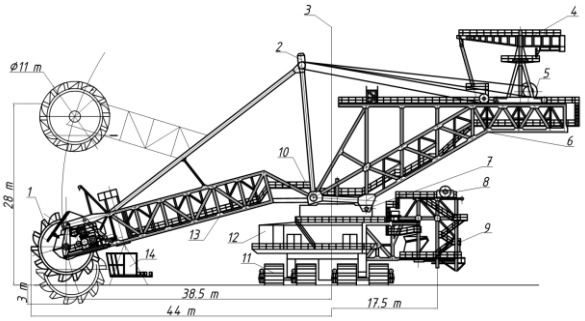
- обобщен часови ресурс за година -

$$R_{Ah} = k_{TE} \cdot A_{h100\%} = 0.5 \cdot 24 \cdot 365 = 4380\ h \quad (12)$$

- обобщен часови ресурс за ресурсния период

$$W_h = R_{Ah} \cdot R_E = 4380 \cdot 30 = 131\,400\ h \quad (13)$$

което съпоставимо с класическия живот на отделни възли и агрегати приет за 10 000h е над 10 пъти. Или използвайки друга терминология - резултатът показва оценка на живота на машината над 10 основни ремонтни периода за основните работни агрегати.



Фиг. 1. Общ вид на багер SRs 2000 30.3 (2x500 kW)

За да се конкретизира фокусът на изследването върху определена машина, например багер SRs 2000, резултатът може да се обърне в брой цикли на основния работен орган на машината - броят обороти на роторното колело, който се изчислява от каталожните данни за броя изсипани кофи в минута $n_B = 30\ кофи/\min$

$$n_{BW} = \frac{n_B}{z_k} = \frac{30}{7} = 4.28\ \min^{-1} \quad (14)$$

а за модифицирания вариант с 36 разтоварвания за минута скоростта на роторното колело е:

$$n_{BW} = \frac{n_B}{z_k} = \frac{36}{7} = 5.14\ \min^{-1} \quad (14)$$

при брой кофи, монтирани на роторното колело $z_k = 7\ броя$. Оттук ресурсният брой цикли може да бъде оценен като:

$$N_{res} = W_h \cdot n_B \cdot 60 = \\ = 31\,400 \cdot 30 \cdot 60 = 236.5 \cdot 10^6\ \text{mln cycles} \quad (15)$$

При тази постановка остатъчния ресурс на багера може да пресметне като:

$$R_{YR} = W_h - W_{tSum},\quad h \quad (16)$$

а коефициентът на остатъчен ресурс на багера е:

$$k_{R_{YR}} = \left(1 - \frac{W_{tSum}}{W_h}\right) \cdot 100,\quad \% \quad (17)$$

и остатъчният ресурс на багера в години:

$$R_{YRA} = \frac{W_h - W_{tSum}}{R_{Ah}} = \frac{W_h - W_{tSum}}{4380},\quad y(години) \quad (18)$$

Ако разгледаме примера от малко по горе, по данни за чисто работно време за $E_{TW} = 38\ y\ (години)$, багерът е работил $W_{tSum} = 128033\ h$, което дава часови ресурс от: $R_{YR} = W_h - W_{tSum} = 131400 - 128033 = 3367\ h$, или остатъчен коефициент:

$$k_{R_{YR}} = \left(1 - \frac{W_{tSum}}{W_h}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{128033}{131400}\right) \cdot 100 = 2.56\quad \%$$

и остатъчният ресурс на багера в години

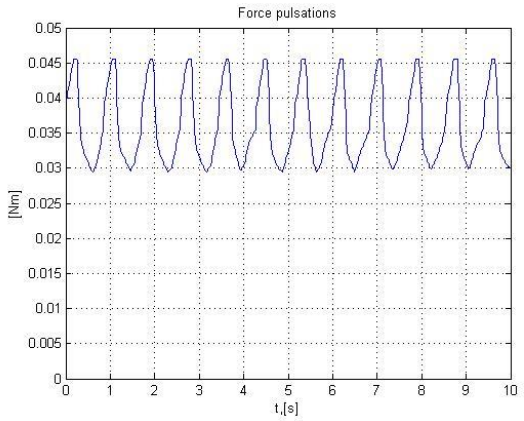
$$R_{YRA} = \frac{W_h - W_{tSum}}{R_{Ah}} = \\ = \frac{131400 - 128033}{4380} = 0.77\ y(години)$$

Натоварванията и съответстващите им напрежения в металната конструкцията на багера могат да се разделят на няколко категории:

- статично натоварване - натоварване от собственото тегло на конструктивните елементи, масата на горно строене с прикачени към него тегла на мачта, балансова стрела и разтоварна стрела 1000t;

- натоварване от въздействието на теглото на материала, сумарната максимална маса на материала, намиращ се върху багера в процеса на работа е около 15t, което като процентно съотношение дава ~ 1% от теглото на горно строене с прилежащите му възли. За последващи разглеждания този може да се пренебрегне;

- натоварване от динамични процеси - преминаване през неравности, спиране и потегляне на хода, спиране и потегляне на въртенето, като най-голям процент в тази група може да се отдели динамичната сила на копане, достигаща максимална стойност около 405kN, като примерни пулсации (Дичев, 2006) в силата са показани на фиг. 2;

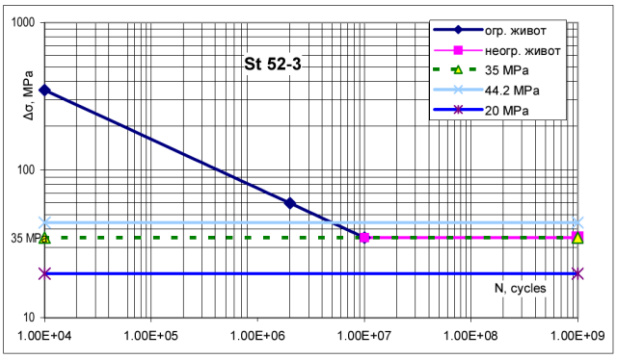


Фиг. 2. Теоретична диаграма на изменението на силата на копане в относителни единици.

- натоварване от атмосферни влияния - дъжд, сняг, вятър; тези натоварвания имат стохастичен характер и няма утвърдена методика за отчитането им. При пресмятане на ветровото натоварване за вертикалните профили на мачтата се отчита, че двете направления (спрямо посоката на вятъра) на профила дават разлика в натоварването 37,5%. Подобно пресмятане показва, че при аварийна скорост на вятъра от 36m/s претоварването в конструкцията е 362%.

Разделянето на ресурса или живота на определена конструкция има теоретична постановка в разглеждането на ефекта на умората на материалите върху състоянието на основните носещи елементи от конструкцията. Като се има в предвид, че умората на материалите или свързването на напрежения, брой цикли, размах на напреженията, коефициент на концентрация на напрежения и коефициент на интензивност на напреженията изисква постановка, в която се проследява всеки цикъл на натоварване или поне няколко представителни извадки от такива - т.е. ресурса и надеждността на елемента или конструкцията се определят от явления съизмерими с части от секундата. При този конструктивен аспект елементите на багерите SRs 2000 са изпълнени от конструкционна стомана St 52-3 (1.0570) DIN 17100 с аналогично означение по EN S355J2G3, чиито параметри са както следва:
$\sigma_{ut} = 510\ MPa$ разрушаващо напрежение;
$\sigma_{Yt} = 350\ MPa$ граница на пропорционалност по напрежение.

Според съвременните изисквания за заварени конструкции уморната крива - фиг. 1 (крива на Вьолер, S-N крива) на горепосочения материал се построява със степенен показател $m = 3$ (заварена конструкция, нормално изпълнение, нисък брой цикли, ниска интензивност на циклите) за участъка, дефиниращ ограничен живот на конструкцията ($N_2 < 10^7\ cycles$), и константна граница на напреженията - за участъка на неограничен живот на конструкцията ($N > 10^7\ cycles$). Абсцисата на кривата дефинира размах на напреженията, ординатата - броя цикли, а границата на неограничения живот се получава 35MPa.



Фиг. 3. Уморна крива за стомана St 52-3 използвана в заварени конструкции нормално изпълнение.

Таблица 1.
Примерно ресурсно изчисление.

1	W_{tSum}	128033	h		N_2	4.61E+08	cyc
2	σ_{st}	140	MPa		SRs 2000		
роторно колело				σ'_m	σ'_m		
3	$\Delta\sigma_m$	20	MPa	%	MPa	N_{2i}	n_i/N_{2i}
4	n_{BW}	3600.0	cyc/h	1	20.2	1.00E+09	0.46
5	n_{BW}	3600.0	cyc/h	20	24.0	1.00E+09	0.46
6	n_{BW}	3600.0	cyc/h	30	26.0	1.00E+09	0.46
						sum	1.38
въртене на горен строеж							
7	$\Delta\sigma_m$	34	MPa				
8	n_{BWB}	5.95	cyc/h	1	34.3	1.00E+09	0.00
9	n_{BWB}	5.95	cyc/h	10	37.4	8.20E+06	0.09
10	n_{BWB}	5.95	cyc/h	30	44.2	4.97E+06	0.15
						sum	1.63
11	σ_{sum}	194	MPa	k_d	1.39	υ_d	1.80
12	σ_{sum_max}	210.2	MPa	k_d	1.50	υ_{d_max}	1.67

където:
- $\Delta\sigma_m, MPa$ - размах на напрежение за цикъла;
- $\sigma'_m, \%$ - процентно претоварване по размах на напр.;
- $\sigma'_m, MPa -$ относителна стойност на претоварването по размах на напреженията;
- $N_{2i}, cyc -$ гранична стойност на броят цикли за "*i*"-то въздействие;
- $n_i = W_{tk} \cdot n_k, cyc -$ натрупан брой цикли за за "*i*"-то въздействие;
- $\sigma_{st}, MPa -$ големина на статичното напрежение;
- $\sigma_{sum} = \sigma_{st} + \sum_k \Delta\sigma_{mk}, MPa -$ сума на статичното напрежение и динамичните напрежения;
- $\sigma_{sum_max} = \sigma_{st} + \sum_k \Delta\sigma_{mk}, MPa -$ сума на статичното напрежение и динамичните напрежения по максималните стойности;
- $k_d = \sigma_{sum} / \sigma_{st} -$ коефициент на динамичност по напрежения;
- $\nu_d = \sigma_{Yt} / \sigma_{sum}$ коефициент на сигурност по напрежения;

За да се оцени въздействието на напрежения с различен размах при различен брой цикли, се използва правилото на Майнер са сумиране на циклите на натоварване:

$$\sum_i \frac{n_i}{N_{2i}} < 1 \qquad (19)$$

Това правило сравнява броя цикли при определен размах на напреженията с границата на броя цикли при този размах. Удобно е да се състави таблица за консуматори на ресурс от основните натоварвания според съответните им въздействия, както е показано в табл. 1.

Изводи

1. Представена е методика за анализ на конструкцията на багера под въздействие на динамични процеси.

2. Изследвани са въздействия при примерно претоварване до 30% за две от основните въздействия предизвикани при работа на багера.

3. Създадената методика е приложена за преизчисляване на остатъчния ресурс на реален багер.

Представената методика и съпътстващите изчисления са извадка от сложна изчислителна методика, която се разделя в три аспекта - теоретичен, експериментален и теоретико-експериментален. Теоретичният аспект залага всички процеси с тяхното теоретично описание и по възможност отчита влиянието им. За съжаление, при работа багерите срещат напълно случайно твърди включения, ветрови натоварвания, леки пропадания в забоя и т.н., които не е възможно да се отчетат в теоретичен аспект. Експерименталният аспект изисква инсталиране на измервателна и записваща система за въздействията и последващата им обработка. Негатив в този случай е изборът на точки за измерване и запис - като е невъзможно във всички опасни зони и точки в багерната конструкция да бъдат инсталирани такива. Теоретико-експерименталният аспект изисква построяването на модели на влияние, разкриване на опасните зони и инсталиране на измервателни и записващи системи, запис на представителни извадки, оценка на представителните извадки за въздействията и създаване на методика за наслагването им.

Най-добри резултати биха се постигнали от съчетаване на трите аспекта и последователна във времето работа и развитие на комплексна система за оценка и анализ на надеждността на конструкциите, като положителен пример цитираните (Bošnjak 2015, Gottvald 2011, Bošnjak 2009, Arsic 2011) разглеждат багерните конструкции и в трите аспекта.

Със съвременни средства могат да се създадат измервателни и записващи системи с модул за оценка и анализ на записаните данни, които да се инсталират в промишлени условия, като основната идея е възможността за запис и анализ на натрупванията на въздействия, които във миналото бяха отчитани само като стохастичен процент или чрез увеличаване на коефициента на сигурност. Основното предимство на такъв тип система, въпреки сложността ѝ, е че по същество това е активна система за оценка на надеждността на системата.

Литература

(Bošnjak 2015) Srđan M. BOŠNJAK, Nebojša B. GNJATOVIĆ, Sreten D. SAVIĆEVIĆ, Milorad P. PANTELIĆ, Ivan LJ. MILENOVIĆ, Basic parameters of the static stability, loads and strength of the vital parts of a bucket wheel excavator's slewing superstructure, Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering), ISSN 1673-565X (Print); ISSN 1862-1775 (Online);

(Gottvald 2011) Jakub GOTTVALD, Measuring and Comparison of Natural Frequencies of Bucket Wheel Excavators SchRs 1320 and K 2000, Recent Researches in Geography, Geology, Energy, Environment and Biomedicine ISBN: 978-1-61804-022-0, 2011;

(Bošnjak 2009) Srdan Bošnjak, Zoran Petkovic, Nenad Zrnic, Goran Simic, Aleksandar Simonovic, Cracks, repair and reconstruction of bucket wheel excavator slewing platform, Engineering Failure Analysis 16 (2009) 1631–1642;

(Arsic 2011) Miodrag Arsic, Srdan Bošnjak, Nenad Zrnic, Aleksandar Sedmak, Nebojša Gnjatovic, Bucket wheel failure caused by residual stresses in welded joints, Engineering Failure Analysis 18 (2011) 700–712, 2011;

(Дичев 2006) Дичев Н., Петко Недялков, Компютърно изследване на динамичното натоварване на механичната система на роторен багер тип SchRs – 2000, стр.89-93, Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", Том 49, Св.III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2006;

(Павлов 2014) Павлов П. и др., Отчет по договор № И - 167 на НИС при МГУ, 2014;

(Кинов 2004) Кинов Ан. и др., Отчет по договор №1836/2004 на НИС при МГУ, 2004.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „:Механизация на мините"

ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", Том 59, Св.III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2016
ANNUAL of the University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Vol. 59, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2016

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРЕДАВАТЕЛНИТЕ ОТНОШЕНИЯ НА ЗЪБНИТЕ ПРЕДАВКИ НА ВАЛНА СКОРОСТНА КУТИЯ НА ШАРНИРНО-СЪЧЛЕНЕН САМОСВАЛ

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски", 1700 София, sheiretov@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Описани са елементите на задвижването на шарнирно-съчленен самосвал: дизелов двигател, хидромеханична автоматична скоростна кутия, карданни предавки и задвижващи мостове с главна предавка, диференциален редуктор и колесни планетарни предавки. Определени са броят на предавките на скоростната кутия и максималните скорости на движение на самосвала за различните предавки. На базата на максималните скорости са определени предавателните отношения на скоростната кутия. Изведени са формулите за определяне на предавателните отношения за различните предавки на преден и заден ход. На базата на тези формули се определят и предавателните отношения на зъбните предавки на скоростната кутия. Решен е конкретен пример за самосвал TEREX A340 с товароподемност 36,5 t.

DETERMINATION OF THE GEAR RATIOS IN THE AUTOMATIC GEARBOX OF AN OPEN PIT DUMP TRUCK

Hristo Sheiretov
University of Mining and Geology "St.Ivan Rilski" Sofia, sheiretov@abv.bg

ABSTRACT. The elements of the transmission of an articulated dump truck are described: the diesel engine, the hydromechanical automatic gearbox, the drive axels with main gears, differential gearboxes and wheel planetary gears. The number of speeds of the gearbox is determined. On the basis of the maximum drive speeds of the truck the gear ratios of the gearbox are determined. The formulas for the determination of the gear ratios for the forward and reverse speeds are obtained. On the basis of these formulas the gear ratios of the gearbox are determined. A concrete example is calculated for the dump truck TEREX A340 with capacity 36,5 t.

Увод

Шарнирно-съчленените самосвали (фиг.1) се използуват за транспортиране на земна маса при строителството на хидротехнически съоръжения и железопътни линии и при извършването на разкривни и рекултивационни работи в рудниците, за транспортиране на въглища, скала, варовик и други строителни материали в откритите и подземни рудници и кариери, за транспортиране на скала при тунелното строителство, за транспортиране на отпадъчни материали в насипищата и складовете за отпадъци и др.

Те могат да работят в тежки пътни условия при отсъствие на предварително подготвени пътища и в райони с голямо количество валежи и кални пътища. Благодарение на това, че всичките им колела са задвижващи (задвижване 6х6), те имат голяма проходимост, а благодарение на шарнирната им (чупеща се) конструкция - голяма маневреност.

Товароподемността на шарнирно-съчленените самосвали е 20÷45 t.

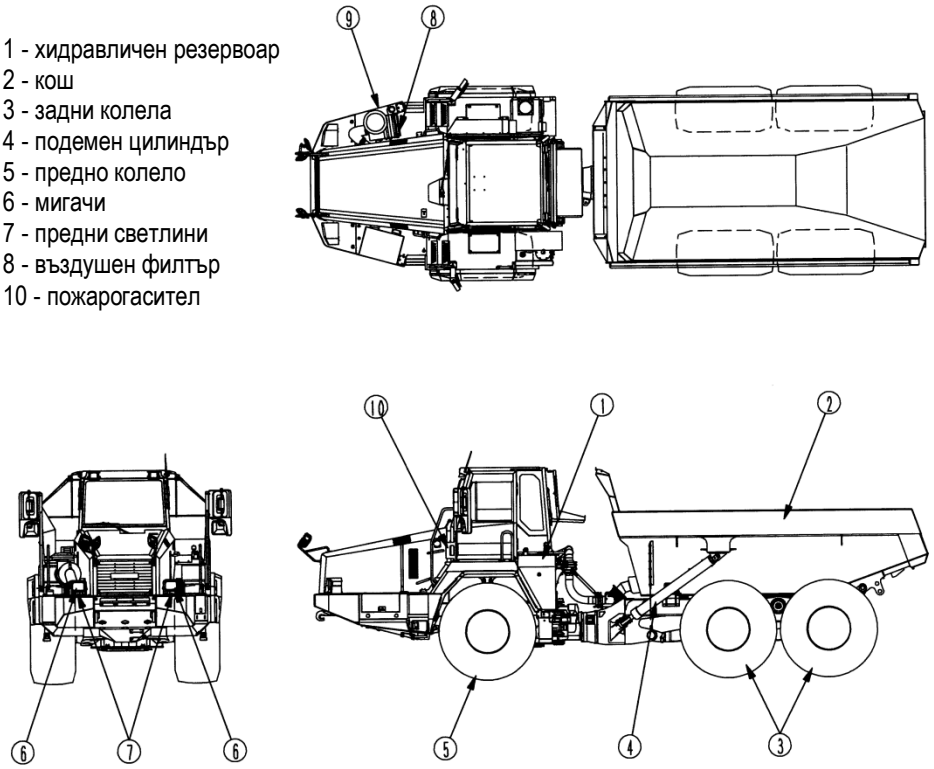
Задвижването на самосвала (фиг. 2) се състои от дизелов двигател, горна карданна предавка, автоматична скоростна кутия, три задвижващи моста (преден, среден и заден) и четири карданни предавки, свързащи скоростната кутия с мостовете.

Автоматичната скоростна кутия се състои от хидротрансформатор с блокиращ съединител, хидрозабавител (ретардер), вална скоростна кутия с автоматично включване на предавките и диференциален планетарен редуктор с блокиращ съединител за разпределяне на въртящия момент между предния и задните мостове.

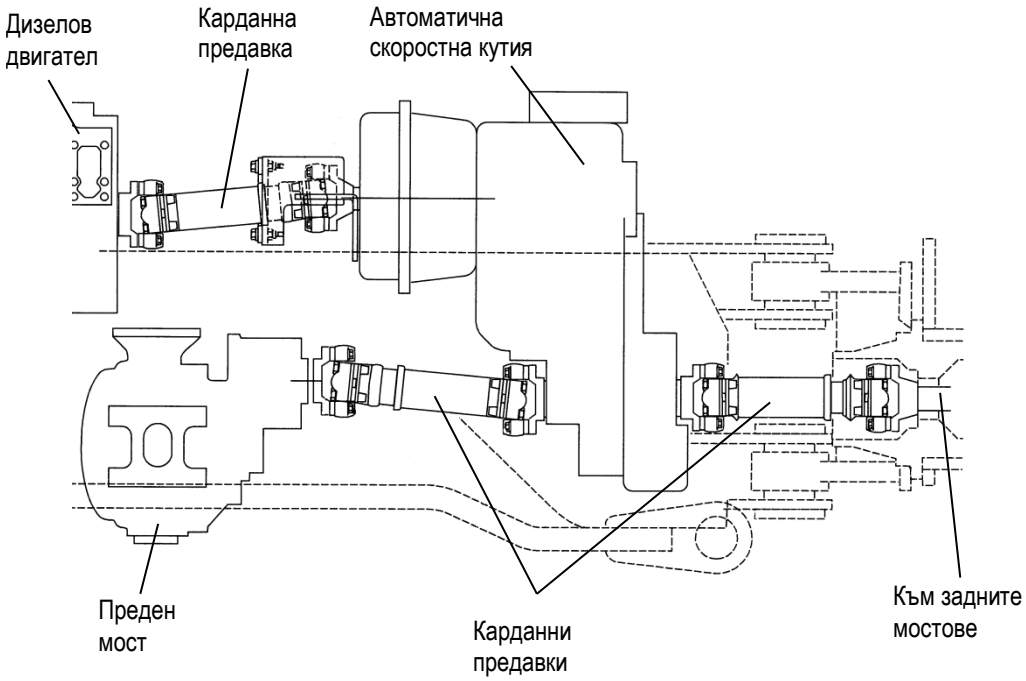
Задвижващите мостове се състоят от главна предвка, мостов диференциал, две полуоски и две колесни планетарни предавки, вградени в главините на колелата.

В настоящата статия е решен конкретен пример за определяне на предавателните отношения на зъбните предавки на валната скоростна кутия на самосвал TEREX TA340. Самосвалът има следните параметри (TEREX Maintenance manual): максимална товароподемност G=36,5 t; пълна маса (собствена маса + максимална товароподемност) P=67,3 t; максимална мощност на дизеловия двигател $N_{дд}$=332 kW; максимална конструктивна скорост v_{max}=51,7 km/h; номинална честота на въртене на дизеловия двигател (при максимална мощност) $n_д^н$=2200 min^{-1}; диаметър на гумите $D_г$=1,85 m, общо предавателно отношение на главната и колесната предавка $i_{гпкп}$=24; коефициент на еластичност на дизеловия двигател (отношение на номиналната честота на въртене на дизеловия двигател към максималната честота на въртене на дизеловия двигател) δ=1,55; коефициент на трансформация на хидротрансформатора $k_{хт}$=2,5.

1 - хидравличен резервоар
2 - кош
3 - задни колела
4 - подемен цилиндър
5 - предно колело
6 - мигачи
7 - предни светлини
8 - въздушен филтър
10 - пожарогасител



Фиг.1. Общ вид на шарнирно-съчленен самосвал



Фиг.2. Задвижване на шарнирно-съчленен самосвал

Определяне на броя на предавките на скоростната кутия

Броят на предавките на скоростната кутия се определя по формула (1), която е изведена в (Шейретов, 2013).

$$z = \frac{lg\left(\frac{v_{max}}{v_{min}}\right)}{lg(\delta)} = \frac{lg\left(\frac{51,7}{3,9}\right)}{lg(1,55)} = 5,9 \rightarrow 6 \text{ степени}, \quad (1)$$

където: v_{max} [km/h] - максимална конструктивна скорост на самосвала (взима се от техническата характеристика на самосвала); v_{min} [km/h] - минимална скорост на самосвала при блокиран хидротрансформатор (определя се по формула (2)); δ - коефициент на еластичност на дизеловия двигател (взима се от техническата характеристика на самосвала);

$$v_{min} = \frac{3600.N_T^{\infty}}{F_{min}^{xm}.g} = \frac{3600.205}{18850.9,81} = 3,9 \text{ km/h}, \quad (2)$$

където: N_T^{∞} [kW] - тангенциална продължителна мощност на самосвала (при максимална мощност на дизеловия двигател) (определя се по формула (3));

F_{min}^{xm} [dN] - минимална теглителна сила на самосвала в режим на хидротрансформатор (определя се по формула (4));

$$N_T^{\infty} = N_{\partial\partial}.\eta_{xм}.k_{сп} = 332.0,72.0,86 = 205 \text{ kW} \quad (3)$$

$$F_{xm}^{min} = \frac{F_{max}}{k_{xm}} = \frac{47110}{2,5} = 18850 \text{ dN}, \quad (4)$$

където: $N_{\partial\partial}$ [kW] - максимална мощност на дизеловия двигател (взима от от техническата характеристика на самосвала); $\eta_{xм}$ - к.п.д. на хидромеханичната предавка ($\eta_{xм}$=0,7÷0,72); $k_{сп}$ - коефициент, който отчита каква част от максималната мощност на дизеловия двигател се изразходва за задвижване на ходовите колела (останалата мощност се изразходва за задвижване на спомагателните механизми), ($k_{сп}$=0,85÷0,88); F_{max} [dN] - максимална теглителна сила на самосвала (определя се от условието за липса на буксуване между колелата и пътя според формула (5));

$$F_{max} = 1000.P.\psi_{max} = 1000.67,3.0,7 = 47110 \text{ dN} \quad (5)$$

ψ_{max} - максимален коефициент на сцепление между колелата и пътя (при сухи пътища ψ_{max}=0,4÷0,7);
P [t] - пълна маса на самосвала (взима от техническата характеристика на самосвала).

Определяне на максималните скорости на самосвала за различните предавки на скоростната кутия

Приемаме следните отношения на номиналната към максималната честота на въртене на дизеловия двигател: на втора, четвърта и шеста предавка δ_2=δ_4=δ_6=1,55; на трета предавка δ_3=1,57; на пета предавка δ_5=1,47. Тогава за максималните скорости на самосвала за шесте предавки получаваме:

$$v_{max6} = v_{max} = 51,7 \text{ km/h} \quad (6)$$

$$v_{max5} = \frac{v_{max6}}{\delta_6} = \frac{51,8}{1,55} = 33,3 \text{ km/h} \quad (7)$$

$$v_{max4} = \frac{v_{max5}}{\delta_5} = \frac{33,3}{1,47} = 22,7 \text{ km/h} \quad (8)$$

$$v_{max3} = \frac{v_{max4}}{\delta_4} = \frac{22,7}{1,55} = 14,6 \text{ km/h} \quad (9)$$

$$v_{max2} = \frac{v_{max3}}{\delta_3} = \frac{14,6}{1,57} = 9,3 \text{ km/h} \quad (10)$$

$$v_{max1} = \frac{v_{max2}}{\delta_2} = \frac{9,3}{1,55} = 6,0 \text{ km/h} \quad (11)$$

За задните предавки за максималните скорости на самосвала приемаме:

$$v_{maxR1} = v_{max1} = 6,0 \text{ km/h} \quad (12)$$

$$v_{maxR2} = v_{max3} = 14,6 \text{ km/h} \quad (13)$$

$$v_{maxR3} = v_{max5} = 33,5 \text{ km/h} \quad (14)$$

Определяне на предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия

Предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия се определят по формули (15÷24):

$$i_{\text{I}} = \frac{3,6.\pi.n_{\partial}^{H}.D_{г}}{60.v_{max1}.i_{гпкп}} = \frac{3,6.3,14.2200.1,85}{60.6.24} = 5,35 \quad (15)$$

$$i_{\text{II}} = \frac{3,6.\pi.n_{\partial}^{H}.D_{г}}{60.v_{max2}.i_{гпкп}} = \frac{3,6.3,14.2200.1,85}{60.9,3.24} = 3,446 \quad (16)$$

$$i_{\text{III}} = \frac{3,6.\pi.n_{\partial}^{H}.D_{г}}{60.v_{max3}.i_{гпкп}} = \frac{3,6.3,14.2200.1,85}{60.14,6.24} = 2,207 \quad (17)$$

$$i_{\text{IV}} = \frac{3,6.\pi.n_{\partial}^{H}.D_{г}}{60.v_{max4}.i_{гпкп}} = \frac{3,6.3,14.2200.1,85}{60.22,7.24} = 1,421 \quad (18)$$

$$i_{\text{V}} = \frac{3,6.\pi.n_{\partial}^{H}.D_{г}}{60.v_{max5}.i_{гпкп}} = \frac{3,6.3,14.2200.1,85}{60.33,3.24} = 0,97 \quad (19)$$

$$i_{\text{VI}} = \frac{3,6.\pi.n_{\partial}^{H}.D_{г}}{60.v_{max6}.i_{гпкп}} = \frac{3,6.3,14.2200.1,85}{60.51,7.24} = 0,625 \quad (20)$$

$$i_{R\text{I}} = i_{\text{I}} = 5,35 \quad (21)$$

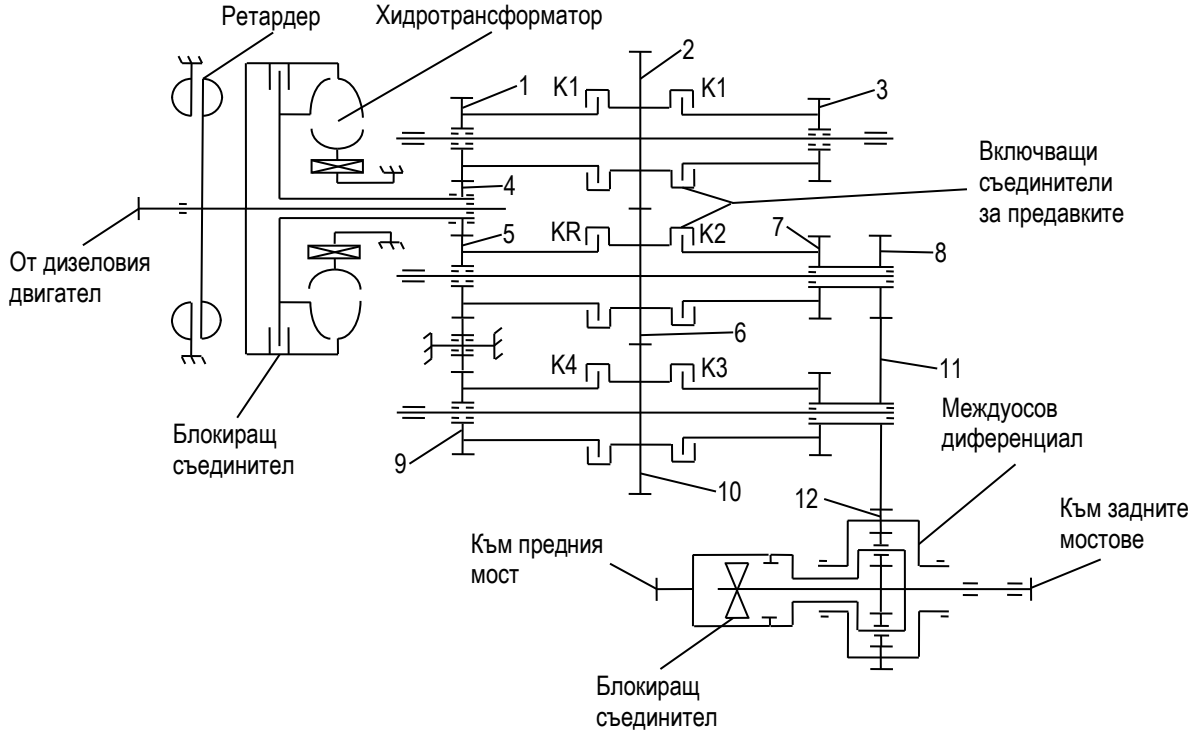
$$i_{R\text{II}} = i_{\text{III}} = 2,207 \quad (22)$$

$$i_{R\text{III}} = i_{V} = 0,97 \quad (23)$$

където: $n_{дв}^{н}$ [min^{-1}] - номинална честота на въртене на дизеловия двигател (взима се от техническата характеристика на самосвала); $D_г$ [m] - диаметър на гумите на самосвала (взима се от техническата характеристика на самосвала); $i_{гпкп}$ - общо предавателно отношение на главната и колесната предавка (взима се от техническата характеристика на самосвала).

Определяне на предавателните отношения на зъбните предавки на скоростната кутия

На фиг. 3 е показана кинематичната схема на валната автоматична скоростна кутия на самосвал TEREX A340 (TEREX maintenance manual), а в табл. 1 са дадени предавателните отношения и включените съединители за различните предавки на скоростната кутия.



Фиг.3. Кинематична схема на скоростната кутия

Таблица 1

Предавателни отношения и включени съединители за различните степени на скоростната кутия

Предавка	Предавателно отношение	KR	K4	K1	K3	KV	K2
I	5,35			+		+	
II	3,446		+	+		+	
III	2,207					+	+
IV	1,421		+				+
V	0,97				+	+	
VI	0,625		+		+		
IR	5,35	+		+			
IIR	2,207	+					+
IIIR	0,97	+			+		

На първа предавка са включени съединителите KV и K1, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 1 и 3. Тогава за предавателното отношение на скоростната кутия на първа предавка можем да запишем:

$$i_{\text{I}} = \frac{z_1}{z_4}.\frac{z_7}{z_3}.\frac{z_{11}}{z_8}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_1.\alpha_2.\alpha_3.\alpha_4 = 5{,}35\,, \qquad (24)$$

където: z_i - брой на зъбите на зъбните колела; α_i - предавателни отношения на зъбните предавки.

На втора предавка са включени съединителите K4 и K1, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 9 и 3. Тогава за предавателното отношение на втора предавка можем да запишем:

$$i_{\text{II}} = \frac{z_9}{z_4}.\frac{z_2}{z_{10}}.\frac{z_7}{z_3}.\frac{z_{11}}{z_8}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_5.\alpha_6.\alpha_2.\alpha_3.\alpha_4 = 3{,}446 \qquad (25)$$

На трета предавка са включени съединителите KV и K2, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 1 и 7. Тогава за предавателното отношение на трета предавка можем да запишем:

$$i_{\text{III}} = \frac{z_1}{z_4}.\frac{z_6}{z_2}.\frac{z_{11}}{z_8}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_1.\alpha_7.\alpha_3.\alpha_4 = 2{,}207 \qquad (26)$$

На четвърта предавка са включени съединителите K4 и K2, вследствие на което се осъществява твърда връзка

между зъбните колела 9 и 7. Тогава за предавателното отношение на четвърта предавка можем да запишем:

$$i_{\mathrm{IV}} = \frac{z_9}{z_4}.\frac{z_6}{z_{10}}.\frac{z_{11}}{z_8}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_5.\alpha_8.\alpha_3.\alpha_4 = 1{,}421 \qquad (27)$$

На пета предавка са включени съединителите KV и K3, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 1 и 11. Тогава за предавателното отношение на пета предавка можем да запишем:

$$i_{\mathrm{V}} = \frac{z_1}{z_4}.\frac{z_{10}}{z_2}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_1.\frac{1}{\alpha_6}.\alpha_4 = 0{,}97 \qquad (28)$$

На шеста предавка са включени съединителите K4 и K3, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 9 и 11. Тогава за предавателното отношение на шеста предавка можем да запишем:

$$i_{\mathrm{VI}} = \frac{z_9}{z_4}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_5.\alpha_4 = 0{,}625 \qquad (29)$$

На първа задна предавка са включени съединителите KR и K1, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 5 и 3. Тогава за предавателното отношение на първа задна предавка можем да запишем:
KR

$$i_{\mathrm{I}R} = \frac{z_5}{z_4}.\frac{z_2}{z_6}.\frac{z_7}{z_3}.\frac{z_{11}}{z_8}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_9.\frac{1}{\alpha_7}.\alpha_2.\alpha_3.\alpha_4 = 5{,}35 \qquad (30)$$

На втора задна предавка са включени съединителите KR и K2, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 5 и 7. Тогава за предавателното отношение на втора задна предавка можем да запишем:

$$i_{\mathrm{II}R} = \frac{z_5}{z_4}.\frac{z_{11}}{z_8}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_9.\alpha_3.\alpha_4 = 2{,}207 \qquad (31)$$

На трета задна предавка са включени съединителите KR и K3, вследствие на което се осъществява твърда връзка между зъбните колела 5 и 11. Тогава за предавателното отношение на трета задна предавка можем да запишем:

$$i_{\mathrm{III}R} = \frac{z_5}{z_4}.\frac{z_{10}}{z_6}.\frac{z_{12}}{z_{11}} = \alpha_9.\frac{1}{\alpha_8}.\alpha_4 = 0{,}97 \qquad (32)$$

Остава да определим предавателните отношения $\alpha_1 \div \alpha_9$ на зъбните предавки на скоростната кутия. Приемаме $z_2=z_6=z_{10}$, т.е. $\alpha_6=\alpha_7=1$. Тогава при съвместното решаване на уравнения (24) и (26) се получава:

$$\frac{5{,}35}{\alpha_2} = \frac{2{,}207}{\alpha_7};\ \alpha_2 = \frac{5{,}35.\alpha_7}{2{,}207} = \frac{5{,}35.1}{2{,}207} = 2{,}424 \qquad (33)$$

При съвместното решаване на уравнения (24) и (28) се получава:

$$0{,}97.\alpha_6 = \frac{5{,}35}{\alpha_2.\alpha_3};$$

$$\alpha_3 = \frac{5{,}35}{0{,}97.\alpha_2.\alpha_6} = \frac{5{,}35}{0{,}97.2{,}424.1} = 2{,}275 \qquad (34)$$

При съвместното решаване на уравнения (27) и (29) се получава:

$$\frac{1{,}421}{\alpha_8.\alpha_3} = 0{,}625;\ \alpha_8 = \frac{1{,}421}{\alpha_3.0{,}625} = \frac{1{,}421}{2{,}275.0{,}625} = 1 \qquad (35)$$

Приемаме α_5=1,4. Тогава от уравнение (29) получаваме:

$$\alpha_4 = \frac{0{,}625}{\alpha_5} = \frac{0{,}625}{1{,}4} = 0{,}446 \qquad (36)$$

От уравнение (28) получаваме:

$$\alpha_1 = \frac{0{,}97.\alpha_6}{\alpha_4} = \frac{0{,}97.1}{0{,}446} = 2{,}175 \qquad (37)$$

При съвместното решаване на уравнения (24) и (30) се получава:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_9}{\alpha_7};\quad \alpha_9 = \alpha_1.\alpha_7 = 2{,}175.1 = 2{,}175 \qquad (38)$$

По този начин се определят всички предавателни отношения на скоростната кутия, което има голямо практическо значение.

Литература

Шейретов, Х.К. Методика за изчисляване на самосвали за открити рудници с хидромеханична предавка. *Год. на МГУ „Св. Ив. Рилски”*, 2013, т. 56, св. 3, с.21-26.

Komatsu articulated dump truck HM300-2. Operation & Maintenance Manual.

TEREX TA 340 Articulated dump truck. Maintenance Manual.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините”.

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА РАЗЛИЧНИ ФАКТОРИ ВЪРХУ НАТОВАРВАНЕТО НА РОЛКИТЕ НА ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЬОРИ

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски", 1700 София, sheiretov@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Описана е конструкцията на ролките и са приведени формулите за определяне на статичното и динамичното натоварване на ролковите опори и ролките. Изследвано е влиянието на скоростта на лентата, броя и дължината на ролките в опорите, ъгъла на наклон на страничните ролки и масата на късовете от материала върху натоварването на ролките. Направени са следните изводи: при увеличаване на скоростта на лентата и запазване на производителността на транспортьора се намалява натоварването на ролките; при намаляване на броя на ролките в опорите и запазване на производителността на транспортьора се намалява натоварването върху ролките; при намаляване на дължината на средната ролка при триролкови и петролкови опори и запазване на производителността на транспортьора се намалява натоварването върху тази ролка и в ролковите опори могат да се поставят ролки с по-малка товароносимост; при намаляване на масата на късовете от материала се намалява натоварването върху ролките.

EXAMINATION OF THE INFLUENCE OF DIFFERENT FACTORS ON THE ROLLERS LOADING OF A BELT CONVEYOR

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology "St.Ivan Rilski" Sofia, sheiretov@abv.bg

ABSTRACT. The design of the rollers is described and the formulae for the determination of the static and dynamic load of the idlers and the rollers are given. The influence of the belt velocity, the number and the length of the rollers in the idlers, the angle of inclination of the side rollers and the mass of the material lumps on the rollers loading is examined. The following conclusions are made: with the increase of the belt velocity at constant conveyor capacity the rollers loading is decreased; with the decrease of the number of the rollers in the idlers at a constant conveyor capacity the rollers loading is decreased; with the decrease of the length of the center roller in three and five roll idlers at a constant conveyor capacity the loading of the center roller is decreased and rollers with lower capacity can be put in the idler sets; with the decrease of the mass of the material lumps the rollers loading is decreased.

Увод

Ролките поддържат лентата по нейната дължина и трябва да могат да се въртят свободно, независимо от натоварването им от лентата и транспортирания материал. Ролките трябва да бъдат конструирани така, че да се осигури максимална дълготрайност на лагерите им и на транспортната лента.

Съпротивлението на ролките при пускане и въртене оказва голямо влияние при определянето на мощността на задвижването на транспортьора. Конструкцията на тялото на ролката, местоположението на лагерите и тяхното уплътнение са от особена важност за намаляване съпротивлението им при въртене и удължаване на живота на лагерите.

Ролките (фиг.1) (Rulmeca Germany) се състоят от корпус 1 - безшевна тръба, към която са запресовани лагерните корпуси 2, вал 3, лабиринтови уплътнения 4 и търкалящи лагери 5. Преместването на лагерите във вътрешна посока се ограничава от лагерните корпуси, а във външна посока - от пружинните шайби 6, които влизат в канали на оста. От двете страни на лагера са поставени гумените уплътнения 7 и 8.

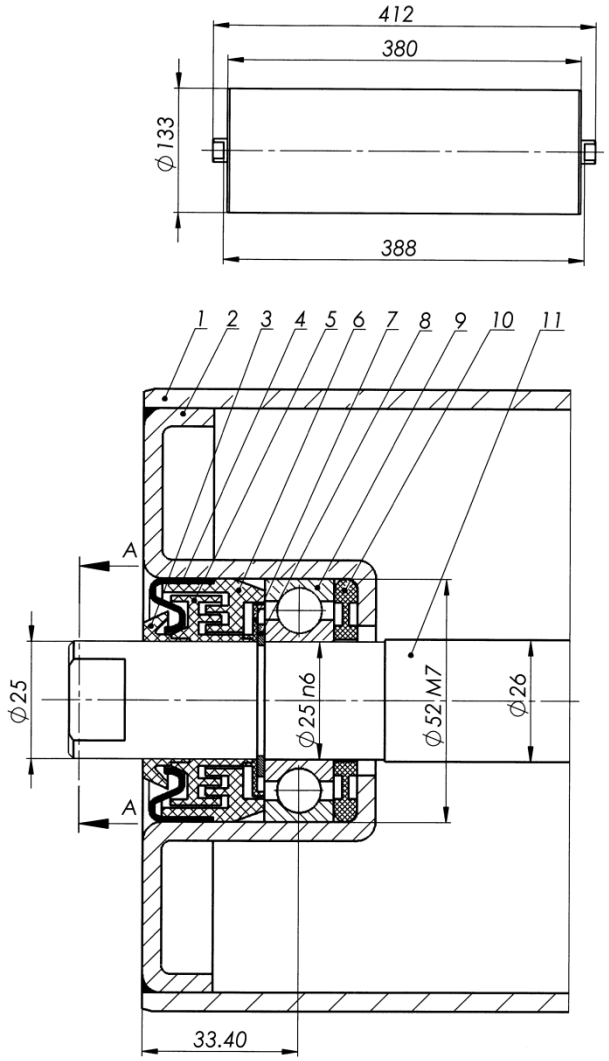
Лагерите се набиват с дълговременна смазка (грес). При някои конструкции на оста се поставя гресьорка, а в оста се пробиват канали за преминаване на греста до лагера.

Статично натоварване на ролковите опори

Статичното натоварване на ролковите опори в товарния клон (виж фиг. 2) се определя по формулата (Rollers and components, 2003):

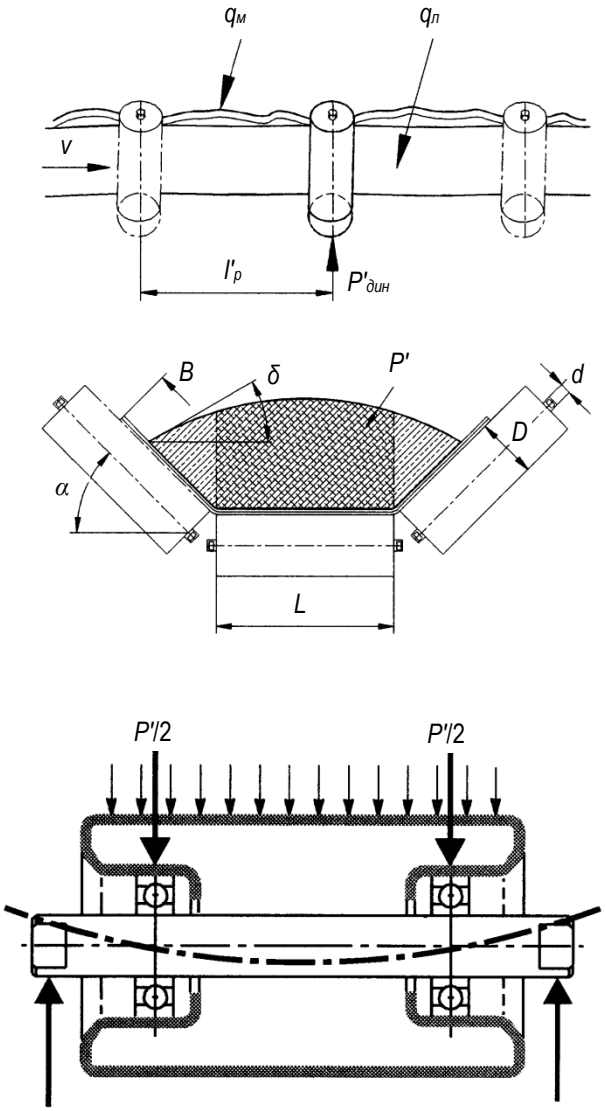
$$P'_{cm} = l'_p . \left(m_л + \frac{Q}{3{,}6 . v} \right) . \frac{g}{10} \text{ , dN ,} \qquad (1)$$

където: l'_p [m] - разстояние между ролковите опори в товарния клон на транспортьора (приема се от табл.1); $m_л$ [kg/m] - линейна маса на лентата (приема се от табл.2); Q [t/h] - производителност на транспортьора; v [m/s] - скорост на лентата; g [m/s^2] - земно ускорение (g = 9,81 m/s^2);



1-тръба; 2-корпус лагерен; 3-уплътнение външно; 4-скоба уплътнителна; 5-уплътнение лабиринтово вътрешно; 6-уплътнение лабиринтово външно; 7-уплътнение междинно; 8-пръстен застопоряващ; 9-лагер 6205; 10-уплътнение вътрешно; 11-вал

Фиг.1. Конструкция на ролка за лентов транспортьор



Фиг.2. Схема за определяне на натоварването върху ролките

Таблица 1.
Препоръчителни разстояния между ролковите опори в товарния клон $l'_р$ [m]

Ширина на лентата *B* [mm]	Плътност на транспортирания материал ρ [t/m^3]					
	0,5	0,8	1,2	1,6	2,4	3,2
500	1,7	1,5	1,4	1,4	1,2	1,2
650	1,5	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2
800	1,5	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2
1000	1,4	1,4	1,2	1,0	1,0	1,0
1200	1,4	1,2	1,2	1,0	1,0	0,9
1400	1,4	1,2	1,0	1,0	0,9	0,9
1600	1,2	1,2	1,0	0,9	0,9	0,8
1800	1,2	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8
2000	1,2	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8

Таблица 2.
Средна линейна маса на лентите $m_л$ [kg/m]

Ширина на лентата *B* [mm]	Плътност на транспортирания материал ρ [t/m^3]		
	0,5 ÷ 1,2	1,2 ÷ 2	2 ÷ 3,2
500	5,3	7,4	8,4
650	9,6	10,9	13,4
800	11,9	13,4	16,5
1000	16,7	20,6	22,0
1200	20,0	23,7	27,1
1400	28,9	31,6	33,0
1600	33,0	36,1	37,7
1800	37,1	40,6	42,4
2000	53,0	59,0	66,8

Динамично натоварване на ролковите опори

Динамичното натоварване на ролковите опори в товарния клон се определя по формулата (Rollers and components, 2003):

$$P'_{дин} = P'_{ст}.K_v.K_y \text{ , dN ,} \quad (2)$$

където: K_v - коефициент, отчитащ влиянието на скоростта на лентата върху натоварването на ролките (приема се от табл.3); K_y - коефициент, отчитащ ударното натоварване от материала върху ролките (приема се от табл.4).

Таблица 3.
Коефициент отчитащ влиянието на скоростта върху натоварването на ролките

Скорост на лентата *v* [m/s]	0,8	1,0	1,5	2,5	3,5	4,5	5,0
K_v	0,8	0,8	0,85	0,9	1,0	1,1	1,13

Таблица 4.
Коефициент K_y отчитащ ударното натоварване върху ролките

Максимална едрина на късовете от материала a_{max} [mm]	Плътност на транспортирания материал ρ [t/m³]						
	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,9	3,2
0 - 100	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1
100 - 150	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1
150 - 200	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2
200 - 300	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3
300 - 400	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3
400 - 500	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4

Динамично натоварване на най-натоварените ролки от ролковите опори

При триролкови и петролкови опори най-натоварена е средната ролка, а при двуролкови опори двете ролки са натоварени с еднаква сила. Динамичното натоварване на най-натоварените ролки от ролковите опори се определя по формулата (Rollers and components, 2003):

$$P' = P'_{дин}.K_{уч} \text{ , dN,} \quad (3)$$

където: $K_{уч}$ - коефициент отчитащ каква част от натоварването върху ролковата опора се поема от най-натоварената ролка (определя се според табл.6).

Таблица 5.
Коефициент, отчитащ каква част от натоварването се поема от най-натоварената ролка

Опора	Двуролкова α = 15°	Триролкова			Петролкова α' = 35° α = 60°
		α=30°	α=35°	α=45°	
$K_{уч}$	0,5	0,65	0,67	0,72	0,5

α, α'- ъгли на наклона на страничните ролки

Влияние на скоростта на лентата върху натоварването на ролките

Ще разгледаме конкретен пример при транспортиране на несортирани въглища с максимална едрина на късовете a_{max}=300 mm, плътност ρ=0,9 t/m³ и ъгъл на откоса при движение δ=25°. Приемаме ширина на лентата B=B_{min}=800 mm, където B_{min} е минимално допустимата ширина на лентата, определена според табл.6 (HA200 Idlers, 2008).

Таблица 6.
Минимална ширина на лентата

Максимална едрина на късовете от материала a_{max} [mm]		Минимална ширина на лентата B_{min} [mm]
Сортиран	Несортиран	
75	125	400
100	175	500
125	250	650
150	300	800
200	375	1000
300	450	1200
-	600	1400
375	-	1600

Приемаме брой на ролките в ролковите опори за товарния клон n'_p=3 и ъгъл на наклон на страничните ролки α_1=30° според табл.7.

Таблица 7.
Препоръчителен брой на ролките и наклон на страничните ролки на ролковите опори в товарния клон

Ширина на лентата *B* [mm]	400 500 650	800 1200 1000 1400	1600 2000 1800	2250 2500	3000
Брой на ролките в опорите за товарния клон n'_p	2 3	3	3	3	5
Ъгъл на наклон на стр ролки α [°]	20	30	35	45	60

Приемаме скорост на лентата v=v_{max}=3,5m/s, където v_{max} е максимално допустимата скорост на лентата, определена според табл.9 (HA200 Idlers, 2008).

Таблица 8.
Максималнилни скорости на лентата

Ширина на лентата *B* [mm]	Максимална скорост на лентата v_{max} [m/s]		
	Вид на материала		
	Зърно, варовик, пясък, цимент, чакъл	Въглища, глина, почва	Руда, скала
500	2,5	3,5	2,5
650	3	3,5	3
800	3,5	3,5	3
1000	4	4	3,5
1200	4	4,5	4
1400	4,5	4,5	4
1600	-	5,5	4
1800	-	5,5	4,5
2000	-	6,0	4,5

Тогава производителността на транспортьора ще бъде:

$$Q = 3600.F.v.\rho = 3600.0{,}072.3{,}5.0{,}9 = 816 \text{ t/h}, \quad (4)$$

където: F=0,072 m² - площ на напречното сечение на материала при B=800 mm, n'_p=3, α=30° и δ=25° според табл.10 (HA200 Idlers, 2008).

Таблица 9.
Площ на напречното сечение на транспортирания материал при триролкови опори F [m²]

Ъгъл на наклон на страничните ролки α [°]	Ширина на лентата B [mm]	Ъгъл на откоса на материала при движение δ [°]		
		15	20	25
30	650	0,038	0,042	0,046
	800	0,060	0,066	0,072
	1000	0,096	0,105	0,115
	1200	0,141	0,155	0,169
	1400	0,94	0,213	0,232
	1600	0,256	0,281	0,306
35	800	0,064	0,070	0,075
	1000	0,103	0,112	0,121
	1200	0,151	0,164	0,177
	1400	0,209	0,226	0,245
	1600	0,275	0,298	0,322
45	800	0,071	0,075	0,080
	1000	0,113	0,121	0,129
	1200	0,166	0,177	0,189
	1400	0,229	0,244	0,260
	1600	0,302	0,322	0,343

Сега ще определим скоростта на лентата при същата производителност, но при ширина на лентата B=1000mm.

$$v = \frac{Q}{3600.F.\rho} = \frac{816}{3600.0{,}115.0{,}9} = 2{,}2 \text{ m/s}, \quad (5)$$

където: F=0,072 m² - площ на напречното сечение на материала при B=800mm, n'_p=3, α=30° и δ=25° според табл.10.

Ще определим статичното натоварване на ролковите опори по формула (1) за двете скорости на лентата:

$$P'_{cm} = 1{,}4.\left(11{,}9 + \frac{816}{3{,}6.3{,}5}\right).\frac{9{,}81}{10} = 105 \text{ dN}, \quad (6)$$

$$P'_{cm} = 1{,}4.\left(16{,}7 + \frac{816}{3{,}6.2{,}2}\right).\frac{9{,}81}{10} = 165 \text{ dN}, \quad (7)$$

Динамичното натоварване според формула (2) за двата случая ще бъде:

$$P'_{дин} = 105.1.1{,}1 = 116 \text{ dN} \quad (8)$$

$$P'_{дин} = 165.0{,}88.1{,}1 = 160 \text{ dN} \quad (9)$$

Динамичното натоварване на най-натоварената (средната) ролка според формула (3) за двата случая ще бъде:

$$P' = 116.0{,}65 = 75 \text{ dN} \quad (10)$$

$$P' = 160.0{,}65 = 104 \text{ dN} \quad (11)$$

Следователно при увеличаване на скоростта на лентата и запазване на същата производителност се намалява статичното натоварване на ролките P'_{cm} (105 dN < 165 dN), което се обеснява с по-малките линейни маси на лентата и материала. Динамичното натоварване на ролките $P'_{дин}$ също се намалява (116 dN < 160 dN), въпреки, че се увеличава коефициентът k_v, отчитащ влиянието на скоростта.

Влияние на броя на ролките в опорите върху натоварването им

Сега ще определим натоварването на ролките при двуролкова опора с наклон на страничните ролки α=20°, скорост на лентата v=3,5 m/s, производителност на транспортьора Q=816 t/h, плътност на материала ρ=0,9t/m³ и ъгъл на откоса на материала при движение δ=25°. За да се осигури тази производителност, трябва да се приеме ширина на лентата B=1000 mm, при което площта на сечението на материала F=0,108 m² според табл.11.

Натоварването на ролките определяме по формули (1), (2) и (3) и получаваме:

$$P'_{cm} = 1{,}4.\left(16{,}7 + \frac{816}{3{,}6.3{,}5}\right).\frac{9{,}81}{10} = 112 \text{ dN}, \quad (12)$$

$$P'_{дин} = 112.1.1{,}1 = 123 \text{ dN} \quad (13)$$

$$P' = 123.0{,}5 = 62 \text{ dN} \quad (14)$$

Таблица 10.
Площ на напречното сечение на транспортирания материал при двуролкови опори F [m²]

Ъгъл на наклон на страничните ролки α=20°	Ширина на лентата B [mm]	Ъгъл на откоса на материала при движение δ [°]		
		15	20	25
	650	0,034	0,039	0,044
	800	0,053	0,061	0,068
	1000	0,082	0,097	0,108

Следователно при еднаква производителност и поставяне на двуролкова опора (вместо триролкова) динамичното натоварване на най-натоварената ролка P' се намалява (75 dN < 62 dN). Поставянето на двуролкова опора, обаче, изисква използуване на по-широка лента (1000 mm вместо 800 mm), което оскъпява лентата, увеличава масата на лентата и съпротивленията при движение.

Влияние на ъгъла на наклон на страничните ролки върху натоварването на средната ролка

Ще определим натоварването на ролките при триролкова опора с наклон на страничните ролки α=35°, скорост на лентата v=3,5 m/s, производителност на транспортьора

Q=816 t/h, плътност на материала ρ=0,9 t/m^3 и ъгъл на откоса на материала при движение δ=25°. За да се осигури тази производителност трябва се приема ширина на лентата B=800 mm, при което площта на сечението на материала F=0,075 m^2 според табл. 9.

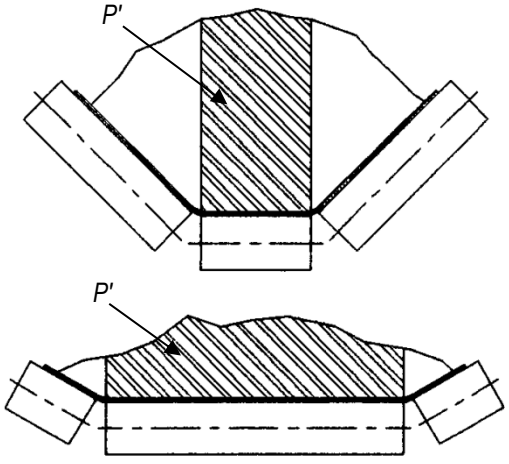
Натоварването на ролките определяме по формули (1), (2) и (3). Статичното и динамичното налягане на ролковите опори ще бъдат еднакви с тези получени по формулите (6) и (8). Динамичното натоварване на средната ролка ще бъде:

$$P' = 116.0{,}67 = 78 \text{ dN} \qquad (15)$$

Следователно при еднаква производителност и увеличаване на наклона α на страничните ролки (35° вместо 30°) динамичното натоварване на най-натоварената (средната) ролка P' се увеличава (78 dN > 75 dN). Това се обяснява с намаляването на натоварването на страничните ролки.

Влияние на дължината на средната ролка върху натоварването й

Влиянието на дължината на средната ролка при триролкова опора върху натоварването й е илюстрирано на фиг. 3. При намаляване на дължината на средната ролка се намалява коефициентът на участие $k_{уч}$, влизащ във формула (3). Това ще доведе до намаляване на натоварването на средната ролка. И обратно, при увеличаване на дължината на средната ролка се намалява натоварването й. За да се запази същата производителност, трябва да се увеличи и ширината на лентата, което увеличава още повече натоварването върху ролката.



Фиг. 3. Схеми за онагледяване на влиянието на дължината на средната ролка върху натоварването и

Намаляването на дължината на средната ролка, обаче, изисква по-голямо огъване на лентата и води до по-бързото и износване.

Влияние на масата на късовете от материала върху натоварването на ролките

От табл. 4 се вижда, че при увеличаване на максималната едрина на късовете от материала a_{max} или увеличаване на плътността на материала ρ, т.е. увеличаване на масата на късовете от материала, се увеличава коефициентът на ударно натоварване $k_{уд}$. Това води до увеличаване на динамичното натоварване върху ролките.

Изводи

От направените изчисления могат да се направят следните изводи:

1. При увеличаване на скоростта на лентата и запазване на производителността на транспортьора се намалява натоварването върху ролките;

2. При намаляване на броя на ролките в опорите и запазване на производителността на транспортьора се намалява натоварването върху ролките;

3. При намаляване на дължината на средната ролка при триролкови и петролкови опори и запазване на производителността на транспортьора се намалява натоварването върху тази ролка и в ролковите опори могат да се поставят ролки с по-малка товароносимост;

4. При намаляване на масата на късовете от материала се намалява натоварването върху ролките.

Литература

HA200 Idlers design manual. Sandvik mining and construction, 2008.

Rollers and components for bulk handling. Rulli Rulmeca S.p.A., 4-th edition. Справочник, 2003.

Rulmeca Germany. Rollers and cmponents. Справочник.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините”.

СТРУКТУРИРАНЕ И УНИФИЦИРАНЕ НА СИСТЕМАТА ОТ БАЗОВИ ЕЛЕМЕНТИ НА ЧЕЛЮСТНИТЕ ТРОШАЧКИ

Кристиян Цветков[1], Юлиян Димитров[2]

[1] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", катедра Механизация на мините, 1700 София, khc@mgu.bg
[2] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", катедра Математика, 1700 София, juldim@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Представена е графична система от базови елементи на челюстните трошачки, предназначена за учебни цели. С метода на обучаващото многообразие (Learning Manifold) е изграден семантичен модел на конструкциите на челюстните трошачки. Моделът съдържа и език за символно описание на тези машини като сглобени единици. Извършено е структуриране на системата от базови елементи на челюстните трошачки с учебни цели. Представен е обучаващ програмен продукт за графична интерпретация на схеми на челюстните трошачки.

STRUCTURIZATION AND UNIFICATION THE SYSTEM OF JAW CRUSHER BASIC ELEMENTS

Kristian Cvetkov[1], Julian Dimitrov[2]

[1] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Department of Mining Mechanisation, 1700 Sofia, khc@mgu.bg
[2] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Department of Mathematics, 1700 Sofia, juldim@abv.bg

ABSTRACT. In th paper is presented a graphical system of jaw crusher's basic elements that is designed for educational purposes. With the method of Learning Manifold is built semantic model of the jaw crusher constructions. Additional the model contains language for symbolic description of these machines as assembled unit. It was structured the system of jaw crusher basic elements with educational purposes. Teaching software for graphic interpretation of jaw crusher schemes is presented.

Key words: jaw crushers, jaw crusher schemes, method of Learning Manifold, symbolic description, graphical system

Увод

Развитието на технологиите в образованието е насочено към усъвършенстваване на автоматизирани учебни помагала. Учебните помагала и курсове за самостоятелна работа с използване на компютър са създадени на базата на характерните за програмираното обучение принципи: учебният материал е построен в строга логическа последователност; всеки обучаван работи със собствено темпо; поддържа се обратна връзка чрез информация от обучавания към обучаващия; курсът има характерна структура - линейна или дървовидна; учебният материал е представен чрез информационни единици, най-малката от които се нарича учебна доза; материалът е изложен чрез въпроси (задачи) и отговори. При тестова организация на учебния материал се дават варианти на отговорите.

В статиите (Dimitrov and Dimitrova, 2004; Димитров и Димитрова, 2016) е представена програмна система за автоматизирано обучение като учебно помагало за самостоятелна работа, създадена с прилагане на метода на обучаващото многообразие (Learning Manifold). Системата се състои от интерфейси и връзки между обектите, предмет на конкретния програмен продукт и има графична интерпретация.

В представената тук статия е даден пример на система за автоматизирано обучение. Направено е приложение за конструиране на схеми на челюстни трошачни машини. Описана е семантиката на принципните схеми на трошачните машини.

При трошене рудните късове се разрушават чрез смачкване, разцепване, удар, стриване и счупване. Физико-механичните свойства на скалите и едрината на разтрошвания материал определят избора на начина и машината за трошене. При различните конструкции трошачни машини са застъпени по няколко начина на трошене. От технологични съображения трашачните машини работят предимно на принципите на смачкване и удар. Ефективното трошене на здрави крехки скали се извършва чраз смачкване и огъване. Трошенето на меки и нетрошливи скали се извършва чрез разцепване.

Метод на обучаващото многообразие

Машинното обучение (Machine Learning) включва разработването на алгоритми за автоматично извличане на данни по шаблони или регуляризирани форми (Hastie, 2003). Областта на приложение на машинното обучение е много разширена: алгоритми за автоматично управление на автомобил; сайтове в интернет предлагат автоматично обучение чрез алгоритми, в които има вложени лингвистични правила. Методът за намаляване на размерността (Dimensionality Reduction) се прилага при данни от по-висока размерност с цел по-добра интерпретация на техните характеристики. Така, ако данните са за точки от тримерното пространство, може да се използва тяхна равнинна проекция. Ако между разгледаните точки има връзка, то тя почти винаги не може да бъде отразена в проекция. Затова този метод е в същност добро обяснение за необходимостта от използване на математическото понятие многообразие.

Най-разпространеното математическо понятие за многообразие (Manifold) е формулировка за обект, състоящ се от съвкупност от множества, всяко едно еднозначно и обратимо съответно на единичното кълбо в евклидово пространство при дадена размерност. Многообразие може да бъде образувано и от друг вид обекти, които имат едни и същи свойства и са по някакъв начин съгласувани помежду си, така че да образуват едно цяло. В теорията на компютърното зрение се въвежда понятието обучаващо многообразие (Learning Manifold) като съвкупност от параметри и техните стойности върху шаблоните, с които се извършва разпознаването (Hein, 2005; Bronstein, 2006). Обучаващото многообразие може да се разглежда още и като система от равенства, неравенства или логически връзки между обекти.

Разглеждаме система от символни и графични означения на базовите елементи на челюстните трошачки. Реализилан е семантичен модел в учебен програмен продукт. Програмата е възможно най-елементарен пример на разпознаване чрез използване на обучаващо многообразие.

Базови елементи и основни видове конструкции на челюстните трошачки

Челюстните трошачни машини се конструират да работят на принципа на смачкването и отчасти на удар, стриване и разцепване (Цветков, 1988). Основната част на челюстната трошачка е трошачното пространство, оформено от неподвижна челюст (неделима част от корпуса) и подвижна челюст. Машината работи като подвижната челюст, която е с горно или долно окачване и периодично се приближава към неподвижната челюст.

Базови елементи

Корпус
Подвижна челюст
Облицовъчни плочи на челюстите
Ос на подвижната челюст
Задвижващ ексцентриков вал
Маховник
Распорни плочи или други елементи на задвижването
Регулиращ механизъм

Основни видове конструкции

В зависимост от приложението и технологичните изисквания към челюстните трошачки има различни конструктивни решения. Основните видове са:

- според движението:

С просто движение или сложно движение на подвижната челюст.

- според окачването:

С горно окачване или долно окачване на подвижната челюст.

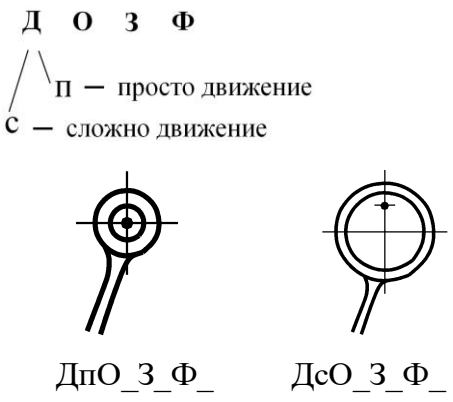
- според задвижването:

Шарнирно – лостов или с гърбично – ролков задвижващ механизъм.

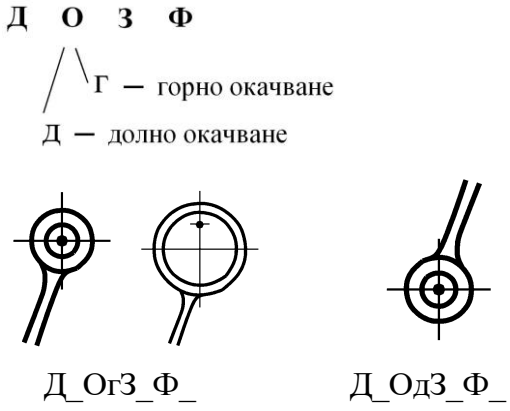
- според формата на работното пространство:

С равнинни трошещи повърхнини или с по-сложна форма на профила на трошещата част.

Символен език за описание на принципните схеми и графични схематични означения



Фиг. 1. Схематични означения за вид движение



Фиг. 2. Схематични означения за вид окачване

На фиг. 3 различните конструкции на задвижващия механизъм са подредени по сложност. Конструкциите се усложняват, като се започне от една свързваща плоча и се стигне до шарнирно–лостов механизъм, оформящ усилващ лост от първи род.

Подробно за този вид конструкция:

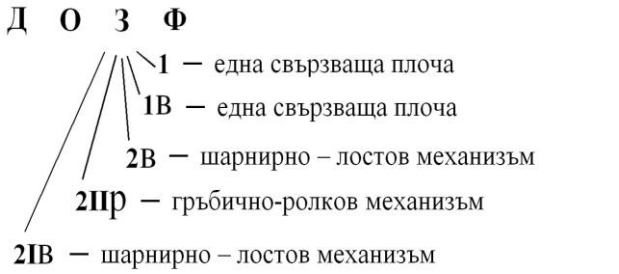
$З_1$ - една свързваща плоча на лагерни опори;

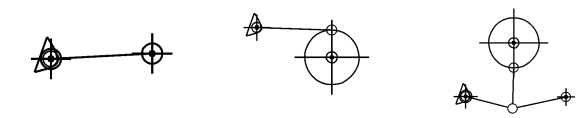
$З_{1В}$ - една свързваща плоча към задвижващ ексцентричен вал с лагерни опори;

$З_{2В}$ - шарнирно – лостов механизъм с две распорни плочи и задвижващ ексцентричен вал;

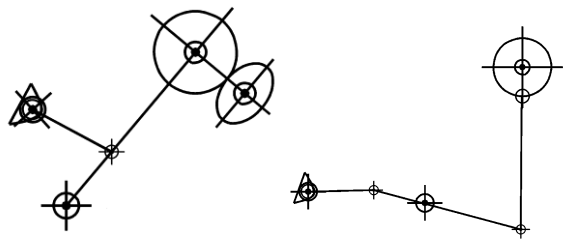
$З_{2Пр}$ - гърбично ролков здвижващ механизъм с две плочи – едната на две ролкови опори, а втората работи като лост от втори род и е свързана със задвижващ ексценриков вал;

$З_{21В}$ - шарнирно–лостов задвижващ механизъм с усилващ лост от първи род и задвижващ ексцентричен вал.



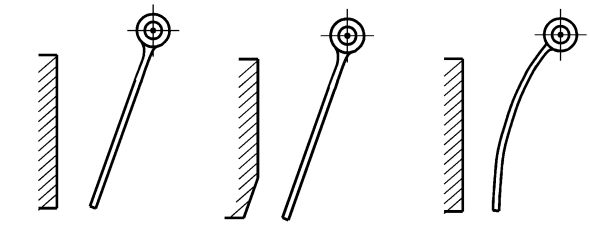


Д_О_$З_1$Ф_ Д_О_$З_{1В}$Ф_ Д_О_$З_{2В}$Ф_



Д_О_$З_{2Пр}$Ф_ Д_О_$З_{21В}$Ф_

Фиг.3. Схематични означения за вид задвижване



Д_О_З_Фр Д_О_З_Фрс Д_О_З_Фг

Фиг. 4. Означения за вид форма на работното пространство

Семантичен модел

Съвкупност от условия и ограничения

ДпО_З_Ф_ - просто движение за силно абразивни скали.

ДсО_З_Ф_ - сложно движение за неабразивни скали. Прилага се при средни и малки типоразмери трошачки. Намира приложение в пътното строителство.

Д_ОгЗ_Ф_ - горно окачване – реализира по-голяма производителност при начален стадий на трошене. Прилага се в минната промишленост.

Д_ОдЗ_Ф_ - долно окачване - за по-равномерен продукт на изхода. При трошене се използва само при просто движение. Прилага се за сухи и трошливи скали. Често се задръства.

Д_О_$З_1$Ф_ - задвижване с една свързваща планка. Може да се използва само при сложно движение. Няма лостов ефект и механизмите на трошачката са подложени на по-голямо натоварване.

Д_О_$З_{1В}$Ф_ - една свързваща плоча към задвижващ ексцентриков вал - няма лостов ефект и механизмите на трошачката са подложени на по-голямо натоварване.

Д_О_$З_{2В}$Ф_ - шарнирно–лостов механизъм – използва се за грубо трошене.

Д_О_$З_{2Пр}$Ф_ - гръбначно – ролков механизъм – ролките се износват бързо и този механизъм не е разпространен.

Д_О_$З_{21В}$Ф_ - шарнирно – лостов механизъм – за грубо трошене. Механизмът се характеризира с по-малко аварии.

Д_О_З_Фр - равнинни – трошещи повърхнини – прилага се за начален стадий и грубо трошене.

Д_О_З_Фрс - равнинни – трошещи повърхнини със скосяване на неподвижната част – прилага се за начален стадий и грубо трошене с увеличена производителност.

Д_О_З_Фг - Гаусов профил на трошещата повърхност – за най-добро движение на материала без задръстване.

Варианти на задачи за конструиране на схеми на челюстни трошачки

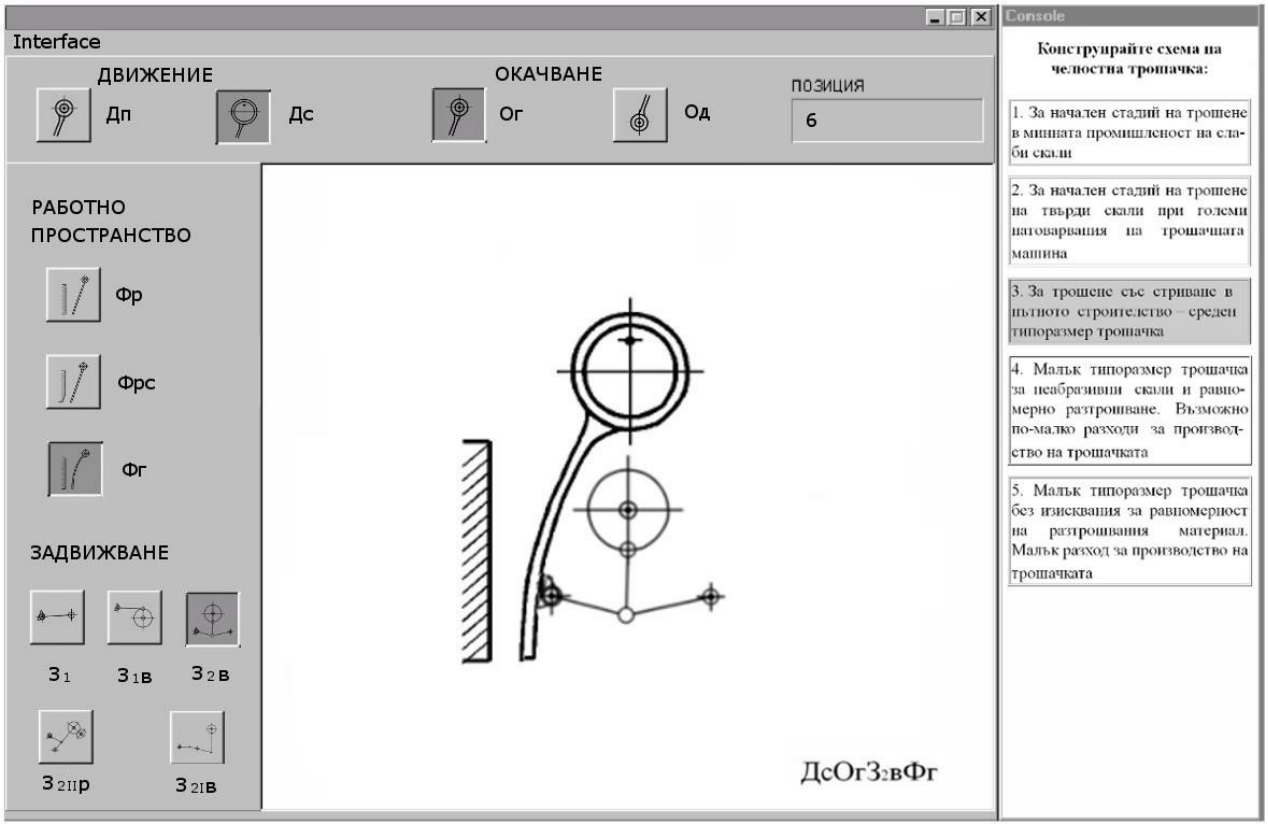
1. За начален стадий на трошене в минната промишленост на слаби скали - ДпОг$З_{21В}$Фр или ДпОг$З_{21В}$Фрс;
2. За начален стадий на трошене на твърди скали при големи натоварвания на трошачната машина - ДпОг$З_{2В}$Фр или ДпОг$З_{2В}$Фрс;
3. За трошене със стриване в пътно строителство – среден типоразмер трошачка - ДсОг$З_{21В}$Фг или ДсОг$З_{2В}$Фг;
4. Малък типоразмер трошачка за неабразивни скали и равномерно разтрошване. Възможно по-малко разходи за производство на трошачката - ДпОд$З_1$Фр или ДпОд$З_{2В}$Фр;
5. Малък типоразмер трошачка без изисквания за равномерност на разтрошвания материал. Малък

разход за производство на трошачката - ДпОгЗ1вФр

Пример – Програма за графична интерпретация на схеми на челюстните трошачки

Създадена е учебна програма за конструиране на схеми на челюстни трошачки, като конкретна реализация на програмната система, представена в (Dimitrov and Dimitrova, 2004; Димитров и Димитрова, 2016). Програмата има един интерфейс, състоящ се от бутонни полета, графично поле и конзола (Фиг. 5).

В разгледания пример са предвидени за решаване пет различни задачи, от които на фиг. 5 е представено решение на Задача 3. Бутонните полета са на брой 4 и са съответни на основните видове конструкции. В интерфейса бутонните полета са: Движение, Окачване, Работно пространство и Задвижване.

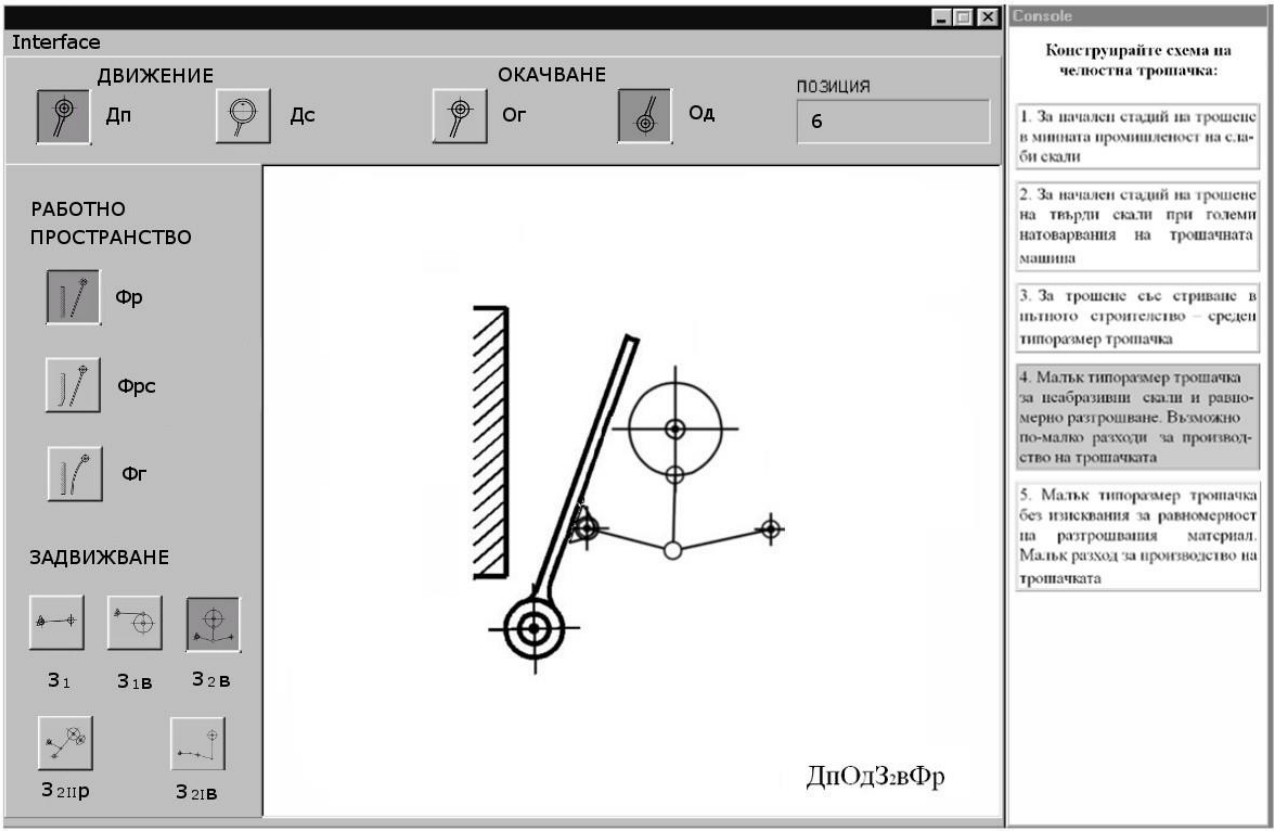


Фиг. 5. Интерфейс за работа с програмата за графична интерпретация- решение на задача 3

На фиг. 5 е представено решението на задача за построяване на схема на трошачна машина от среден типоразмер за трошене със стриване на разтрошвания материал. Обучаваният избира задачата, която ще решава, като в конзолното поле маркира с мишката правоъгълника с текста на задачата. Програмата сменя цвета на фона на този правоъгълник. След това във всяко от бутонните полета се натиска съответният бутон за да се укаже видът на конструкцията. Когато има недопустима комбинация, системата издава съобщение. Ако в процеса на решаване на задачата се избере правилна комбинация от видовете конструкции, то първо в графичното поле се появява схема на работното пространство с неподвижна челюст и подвижна челюст и начина на окачване. Като втори графичен образ се появява схема на задвижването. Двете изображения могат да бъдат придвижени ръчно с помощта на мишката, така че да се получи крайната схема на конструкцията.

При правилен избор на графичните схеми за конкретната задача в долния десен ъгъл на графичното поле се изобразява символното описание на решението.

На фиг. 6 е представено решението на задача за построяване на схема на малък типоразмер трошачна машина за равномерно трошене и малки разходи за производството на трошачката – задача 4.



Фиг.6. Интерфейс за работа с програмата за графична интерпретация- решение на задача 4

Изводи

Техниката за моделиране чрез обучаващо многообразие е извънредно рационален метод. Обучаващото многообразие като носител на семантиката на модела за разпознаване е приложимо при всички развити методи на компютърно зрение (Computer Vision).

Компютърните учебни помагала с графична интерпретация на семантиката имат като задължителни елементи методи на разпознаване на графично изображение. По този начин се осигурява по-добра комуникация с обучавания. Методът на обучаващото многообразие дава възможност за аналитично и с достатъчна точност описание на семантиката на модела, представляващ учебното помагало.

Структурирането и унифицирането на елементите на даден вид сглобена единица е основна стъпка при проектирането на машини. Съчетаването на символното описание с графични схематични означения създава навика за аналитично възприемане на техническите конструкции от обучавания.

Литература

Димитров Ю., Ст. Димитрова. Усъвършенствуван семантичан модел на сканиран технически чертеж, *XXV МНТК "АДП – 2016*" – 399-404.

Цветков Х. К., *Обогатителни машини*. С. Техника, 1988 - 413 с.

Bronstein A., M. Bronstein and R. Kimmel. Generalized multidimensional scaling: a framework for isometry invariant partial surface matching. *Proc. National Academy of Sciences (PNAS)*, vol. 103, no. 5, 2006. p. 1168–1172.

Dimitrov J., St. Dimitrova. Automated recognition of the made mistakes from students in scanned drawing by a descriptive geometry, *Proceedings of the 29-th. International summer school "Applications of mathematics in engineering and economics", Sofia, Bulgaria, 2004, 326-331.*

Hastie T., R. Tibshirani and J. Friedman, A. Б. *The elements of statistical learning: Data mining, inference, and prediction.* Springer, 2003. - 758 p.

Hein M., J.-Y. Audibert and U. von Luxburg. From Graphs to Manifolds - Weak and Strong Pointwise Consistency of Graph Laplacians. *Springer - Lecture Notes in Computer Science*, vol. 3559, 2005. p. 470–485.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините".

ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", Том 59, Св.III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2016
ANNUAL of the University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Vol. 59, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2016

ГЕОМЕТРИЧНО МОДЕЛИРАНЕ ПРИ ОПТИМИЗИРАНЕ НА ПАРАМЕТРИ НА ЧЕЛЮСТНИТЕ ТРОШАЧКИ

Юлиян Димитров[1], Кристиян Цветков[2]

[1] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", катедра Математика, 1700 София, juldim@abv.bg
[2] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", катедра Механизация на мините, 1700 София, khc@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. В статията се прилага един ефективен метод за изследване и проектиране на технически обекти, който съчетава аналитичното моделиране с графичната интерпретация. Графичното моделиране се осъществява със средствата на многомерната дескриптивна геометрия. Построява се съответна хиперповърхнина в конфигурационното пространство на параметрите. Приложението на метода може да се автоматизира чрез графична компютърна програма за получаване на графични дескриптивни решения и съответни числени резултати.

GEOMETRIC MODELLING AT OPTIMIZATION OF JAW CRUSHERS PARAMETERS

Julian Dimitrov[1], Kristian Cvetkov[2]

[1] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Department of Mathematics, 1700 Sofia, juldim@abv.bg
[2] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Department of Mining Mechanization,1700 Sofia, khc@mgu.bg

ABSTRACT. In the article applies an effective method to study and design of technical objects that combines analytical modeling with graphical interpretation. Graphical modeling is performed by means of multidimensional descriptive geometry. An appropriate hypersurface in the parameters configuration space is built. Application of the method can be automated by a computer graphics program for the graphic descriptive decision and corresponding numerical results.

Keywords: jaw crushers, multidimensional descriptive geometry, descriptive graphic solutions

Увод

Решаването на сложни технически задачи изисква системен подход при създаване на най-подходящ модел. Съвременните методи за обработка на информацията не могат да решат този въпрос. Самоцелното им прилагане води до емпирични резултати и то само в случаите, когато изследователят е успял да създаде модел и този модел се е оказал подходящ. Тези проблеми възникват при задачите за определяне на оптимални условия за осъществяване на технологичните процеси. Характеризират се с голям брой определящи фактори и количествени връзки между параметрите. Прилаганите математически модели на многофакторни процеси водят до сложни аналитични изрази или алгоритми и са с голям обем на изчислителните операции. Това по принцип не е проблем при съвременните информационни технологии. Основен проблем за преодоляване от изследователя е съставянето на подходящ модел, откриването на количествени връзки между параметрите и планирането на успешен числен експеримент. По същество това е задача за проектиране – инженерна дейност, която се основава на средствата на инженерната геометрия. По същата причина, поради която инженерите ползват графични проекти, е и необходимостта от такива при моделиране на процесите.

Геометричният подход при моделирането създава условие за интерпретация на количествените връзки между техническите параметри (Волков, 1983). Визуализира се конструктивната същност на алгоритмите за оптимизация, а също условията и степента на изпълнение на поставени технологични задачи.

Моделиране със средствата на многомерна дескриптивна геометрия

Обекти на геометричното моделиране

Основно средство за моделиране при решаването на технически задачи е функционалният анализ на непрекъснатите и диференцируеми функции. Моделите се състоят от технически параметри, включени във функционални зависимости, графиките на които могат да се интерпретират като геометрични обекти.

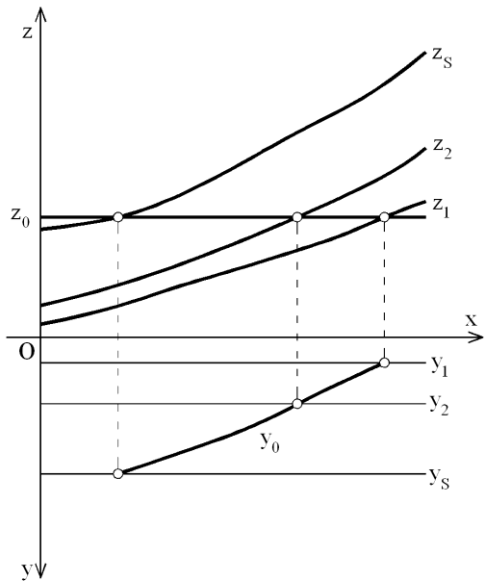
От гледна точка на инженерното графично моделиране геометричните обекти са точка, права, равнина, крива линия и повърхнина, разгледани в тримерно или двумерно евклидово пространство. За целите, които си поставяме, правим обобщение, като разглеждаме и k - мерна хиперповърхнина в n - мерно евклидово пространство, описана с уравнения:

$$
\begin{aligned}
y_1 &= f_1(x_1, x_2, \cdots, x_k) \\
y_2 &= f_2(x_1, x_2, \cdots, x_k) \\
&\cdots \\
y_n &= f_m(x_1, x_2, \cdots, x_k)
\end{aligned} \qquad (1)
$$

Тук $x_1, x_2, \cdots, x_k$ са независими променливи, които представляват входните параметри на модела, а параметрите, представени с $y_1, y_2, \cdots, y_n$ са изходни параметри или фактори, които се отчитат при рашаването на технологичната задача.

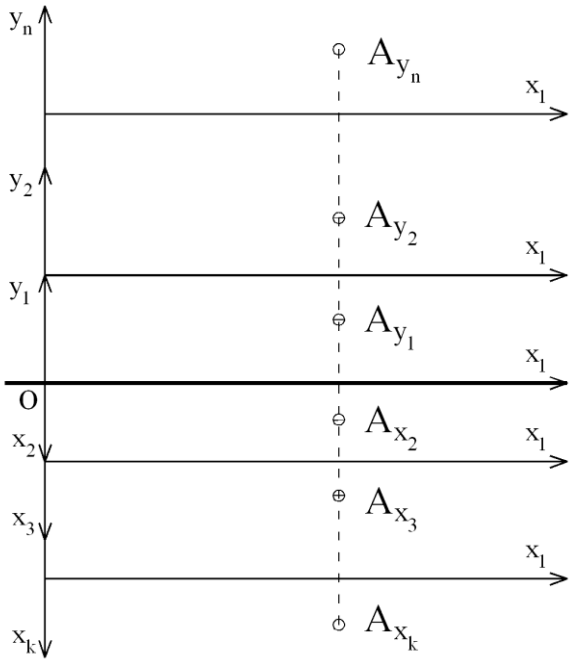
Комплексен дескриптивен чертеж

На фиг. 1 е представен чертеж в монжова проекция на повърхнина, представляваща графиката на функцията $z = f(x, y)$. Тук x и y са входни параметри, а z - изходен параметър. Променливата x е представена от оста x, а в първата проекционна равнина π_1 са изобразени няколко успоредни линии $y_1, y_2, \cdots, y_S$ представящи параметъра y в отделни моделни стойности. Това представяне на y е съобразено с допустимата грешка на този параметър. За всяка отсечка y_i от π_1 е построена графиката z_i на линия, която има аналитично описание $z = f(x, y_i)$. Получените линии $\{z_i : z = f(x, y_i), i = 1 \div s\}$ представляват скелета на графиката на функционалната зависимост $z = f(x, y)$



Фиг. 1. Скелет на повърхнина изобразена в монжова проекция

Когато се изобразява хиперповърхнина с размерност k в n - мерно евклидово пространство ($k + n > 3$), конструираме комплексен дескриптивен чертеж (Schoute, 1902; Филиппов, 1979; Volkov et al., 2013). При него входните параметри $x_1, x_2, \cdots, x_k$ се представят с хоризонтални оси за x_1 и оси, насочени вертикално надолу - за $x_2, \cdots, x_k$. Изходните параметри $y_1, y_2, \cdots, y_n$ се представят с оси, насочени перпендикулярно нагоре (Фиг. 2).



Фиг. 2. Изобразена точка $A(x_1, x_2, \cdots, x_k, y_1, y_2, \cdots, y_n)$ в комплексен дескриптивен чертеж

Задача за определяне ефективността на работа на челюстна трошачка

Основни технологични параметри

Изследва се ефективността на работа на челюстна трошачка система Блек при различни по размери постъпващи за трошене късове и размери на разтрошения продукт (Цветков, 1988; Цветков, 2007):

$D_t = 0.73 \div 1.25\ m$ - условен максимален размер на постъпващите късове и

$d_t = 0.2 \div 0.4\ m$ - условен максимален размер на разтрошения продукт.

Изследването се провежда в зависимост от основни туехнологични показатели на трошачката. Поради връзката $d_t = 1.2b$ на параметъра d_t с ширината на изпускателния отвор b, то приемаме, че d_t е зададено с 20% относителна грешка. Достатъчно е да разгледаме този параметър само за моделните стойности 0.2, 0.24, 0.28, 0.32, 0.36 и 0.4.

Факторите, които подлежат на изследване са:

1. Степен на трошене

$$i_{об} = \frac{D_t}{d_t} \qquad (2)$$

2. Теоретична мощност на двигателя

$$N_{Tp} = \frac{k_{cm} Q w_0}{100 \eta_M} \left(\frac{1}{\sqrt{d_t}} - \frac{1}{\sqrt{D_t}} \right) kW \qquad (3)$$

3. Ефективност на трошене

$$E = \frac{100\eta_M}{\rho w_0} \cdot \frac{D_t\sqrt{d_t} - d_t\sqrt{D_t}}{D_t - d_t} \; t/kW \cdot h \qquad (4)$$

където:

$k_{cm} = 0.75$ - коефициент на стадия на трошене;

$Q\ t/h$ - масова производителност. Получава се по формулата $Q = \rho Q_V = \frac{k_1 k_p sLz\rho}{2tg\alpha}(2b+s)$;

$w_0 = 18.8\ kWh/t$ - специфична енергопоглъщаемост по Бонд;

$\eta_M = 0.75$ - механичен коефициент на полезно действие на трошачката;

$\rho = 2.7\ t/m^3$ - плътност на разтрошавания материал;

$Q_V\ m^3/h$ - обемна производителност;

$k_1 = 1$ - коефициент, отчитащ влиянието на съпротивителните сили върху движението на материала при разтоварване;

$k_p = 0.66$ - коефициент на разбухване на материала;

$s = 36\ mm$ - ход на подвижната челюст;

$L = 1.8\ m$ - дължина на приемния отвор;

$z = 2.67\ s^{-1}$ - честота на трептене на подвижната челюст;

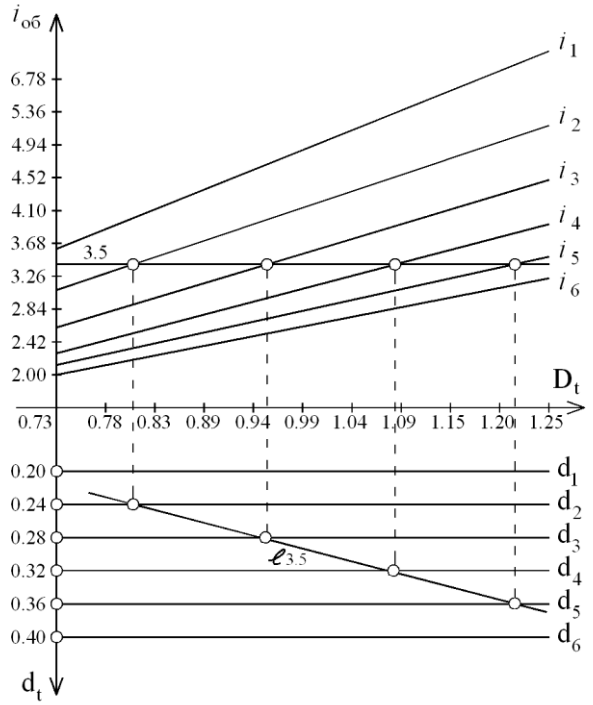
$b = d_t$ - ширината на изпускателния отвор приемаме равна на максималния размер на разтрошения продукт;

$\alpha = 23^\circ$ - ъгъл на захващане на материала.

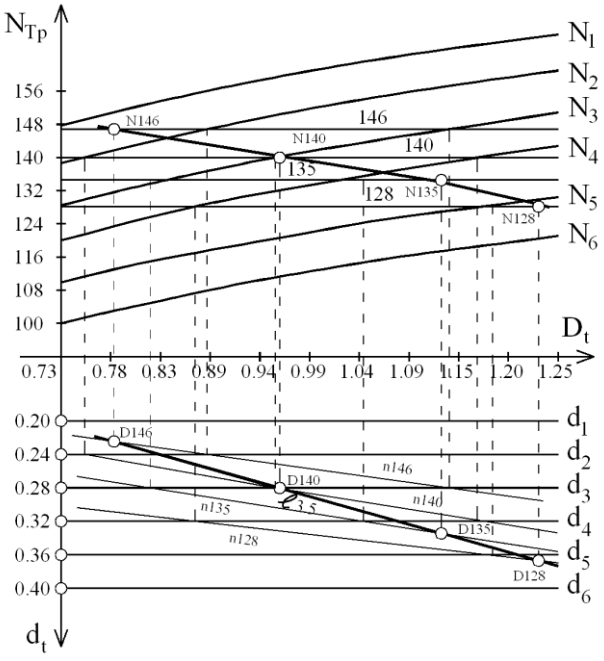
Комплексен дескриптивен чертеж за параметри на челюстната трошачка

Входните параметри на модела са D_t и d_t, а изходните $i_{об}$, N_{Tp} и E. Параметърът D_t е представен в интервала $[0.73\ m \div 1.25\ m]$. Параметърът d_t е разгледан в интервал $[0.2\ m \div 0.4\ m]$ и е с 20% допустима грешка. Поради допустимата му относителна грешка 20% параметъра d_t може да се представи със скелет от 6 хоризонтални линии $d_1 \div d_6$ в проекционната равнина (D_t, d_t).

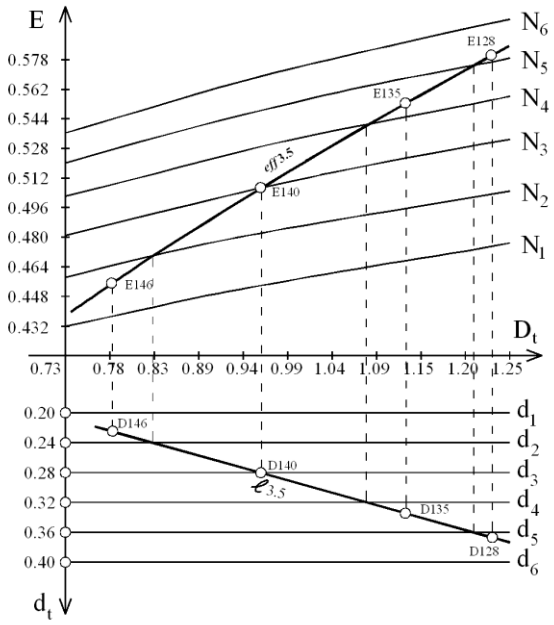
В проекционните равнини на изходните параметри $(d_t, i_{об})$, (d_t, N_{Tp}) и (d_t, E) съответните повърхнини са представени всяка със скелет от линии. Съответните проекционни системи $(D_t, d_t, i_{об}), (D_t, d_t, N_{Tp})$ са представени на Фиг. 3, Фиг. 4 и Фиг. 5.



Фиг. 3. Проекционна система $(D_t, d_t, i_{об})$



Фиг. 4. Проекционна система (D_t, d_t, N_{Tp})



Фиг. 5. Проекционна система (D_t, d_t, E)

Решение на поставената задача

В направените изследвания сме фиксирали степента на трошене $i_{об} = 3.5$ в проекционната равнина на параметъра $i_{об}$ и са получени сеченията с линиите от скелета на $i_{об}$ (Фиг. 3). След това в проекционната (D_t, d_t) е построена линия, съответна на нивото $i_{об} = 3.5$ означена с $\ell_{3.5}$ на чертежа.

В проекционната равнина на параметъра N_{Tp} са избрани няколко линии на ниво $128\,kW$, $135\,kW$, $140\,kW$ и $146\,kW$ (Фиг. 4). Получени са сеченията с линии от скелета на графиката на N_{Tp}. Съответните на линиите на ниво в равнината (D_t, d_t) са означени с $n128$, $n135$, $n140$ и $n146$. След това са получени съответните сечения с линията $\ell_{3.5}$ в точките $D128$, $D135$, $D140$ и $D146$. Тези точки представляват стойности за входните параметри D_t и d_t, съответни на избраните мощности на двигателя.

На комплексния дескриптивен чертеж пренасяме точките $D128$, $D135$, $D140$ и $D146$ върху скелета на параметъра ефективност на трошачката E (Фиг. 5). В проекционната равнина (D_t, E) получаваме линия, означена с $eff3.5$. Графиката на $eff3.5$ е близка до права линия и представлява изменението на ефективността на трошене при различни условни максимални размери на постъпващи късове и на разтрошен продукт при една и съща степен на трошене $i_{об} = 3.5$.

Изводи

За разгледания пример със степен на трошене $i_{об} = 3.5$ може да се направи изводът, че ефективността на трошене е оптимална при възможно най–голям размер на постъпващи късове и съответно на разтрошен продукт.

При използване на графична програма процедурата може да се изпълни за различни стойности на степента на трошене. Тогава в проекционната (D_t, E) ще се получи сноп от линии, представящи ефективността на трошене като функция $E = E\big(D_t, d_t, i_{об}(D_t, d_t)\big)$.

Методите на многомерната дескриптивна геометрия се делят на три групи: първата група включва методи, при които се обобщава за многомерно пространство принципът за построяване на чертеж в модела на Монж; втората група методи включват проектирането на многомерното пространство върху двумерни проекционни равнини и третият тип методи се отнасят за конструиране в многомерното пространство на обекти от получени сечения в проекционните равнини.

Графичната форма на представяне на инженерните модели има съществени досойнства – нагледност, бързо възприемане от човека и методи за експресно решаване на инженерните задачи.

Литература

Волков, В. Я. *Теория параметризации и моделирования геометрических объектов многомерных пространств и ее приложения*, АР дис. д-ра техн. наук, М., 1983. – 27 с.;

Филиппов П.В. *Начертательная геометрия многомерного пространства и ее приложения*. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1979. – 280с.;

Цветков К. Х., *Видове конструкции и технологично пресмятане на челюстни и конусни трошачки*, 2007, София;

Цветков Х. К., *Обогатителни машини*, Техника, 1988, С.

Schoute P.H. *Mehrdimensionale Geometrie*. T. I. – Leipzig, 1902. – 295 S.

Volkov V., V. Yurkov, K. Panchuk, N. Kaygorodtseva, O. Ilyasova, K. Yakovenko An Innovative Paradigm of Descriptive Geometry Courses // *Journal for Geometry and Graphics*. – Volume 17 No.1, 2013, Lemgo, Germany, Heldermann Verlag – P. 119–128.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините”.

ИНТЕЗИВНОСТ НА ИЗНОСВАНЕТО НА БАНДАЖИТЕ В РУДНИЧНИТЕ ЛОКОМОТИВИ ЗА ПОДЗЕМЕН ИЗВОЗ

Любен Тасев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски" катедра „Механизация на мините", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Износване е процесът на изменение на размерите детайлите, произтичащ при триене. Износването на бандажната гривна се явява ресурсно определящ фактор за целият локомотив, оттам и за транспортната схема на рудника. В статията се разглеждат основните фактори, определящи интензивността на износване на бандажните гривни на рудничните локомотиви за подземен извоз.

INTESITY OF WEAR OF THE BRACELET IN THE MINE LOCOMOTIVES FOR UNDERGROUND TRANSPORTATION

Lyuben Tasev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT: Wear is the process of dimensional change of details in result of friction. Wear of the bracelet is a resource determinant of the whole locomotive, hence the transport scheme of the mine. The article examines the main factors determining the intensity of wear of the bracelets of underground mine locomotives.

Въведение

Под износване се разбира процесът на постепенно изменение на размерите на детайлите, произтичащо при триене. То възниква в резултат на разрушение на повърхностни слоеве под влияние на външните механични въздействия. За износване на бандажите е прието да се счита изменението на техния профил под въздействието на силата, възникваща между колелото и релсата по време на движение. На практика износването на бандажа се оценява по изменението размера на кръга на търкаляне, а също - намаляването дебелината на реборда. Размерът на износване на бандажите се измерва с помощта на специални контролно-измервателни прибори.

По проблемите на изследването на процеса на триене и износване е публикувано голямо количество трудове, авторите на които изказват различни мнения за природата на износване (Кислик В.А. 1948, Гущин Н.В. 1972, Болотин В.В. 1984). Специално в областта на износване на рудничните локомотиви за подземен извоз практически не са публикувани никакви данни. По тази причина тук ще се определи износването по теорията на Крагелски, която може да се приеме за общовалидна. Обобщено позициите им се свеждат до следното:

1. Износването се явява вследствие на зацепването на триещите повърхности и разрушението им за сметка на това зацепване при триене;
2. Износването произтича от развитието на процеси на умора на триещите се повърхности при триене;
3. Износването на повърхностите е обусловено от изменение на механическите свойства на метала при наклепване, а именно: повишаване на крехкостта вследствие на пластичните деформации при триене за сметка на възникващите напрежения от деформираните участъци на повърхността и недеформираната маса на метала;
4. Износването възниква вследствие на триещите се повърхности с обкръжаващата газова среда, което довежда към образуване на ленти, лесно отделящи се при триене;
5. При износване произтичат местни задирания на метала в отделни точки на повърхността, които при плъзгане се разрушават и довеждат до износване;
6. Процесът на износване е свързан със заваряването на метала в точките на контакта вследствие на високите температури, развиващи се в контактната зона и довеждащи до температурата на стопяване.

Геометричните размери се явяват основни параметри за оценка състоянието на бандажите подложени на износване. Най-характерни са: износването от сили на триене, термическите; електроерозионните и корозионните.

Резултати от изследвания са показали, че износванията в бандажите и други детайли зависи от голямо число случайни фактори: химическия състав на металите и якостните свойства на взаимодействащите с тях детайли, качеството на изработване, климатични и метеорологични условия на експлоатация, режим на натоварване, режими на потегляне и спиране, продължителност на движение с максимално натоварване, тегло на влака и профил на пътя, наситеност на повърхността на триене с абразивни частици, състояние на пътя и зависещите от него динамични натоварвания и др.

Размерът и комбинацията на тези фактори се изменят в широки граници, в следствие на което еднотипни локомотиви износват детайлите и възлите си до различна степен при един и същи пробег по различни пътища.

Изложение

Износването се определя от два фактора – изминатия път, върху който то се извършва, и интензивността, с която става.

Пътят, за който имаме износване, е реално изминатият път от колело, умножен по коефициента на относително приплъзване.

За да определя аналитично интензивността на износването, ще изходя от теорията на Крагелски (Крагельский И.В.1977). Съгласно нея, върху износването влияят редица фактори като фрикционните свойства на материалите, контактното налягане и еластичните свойства на материала. При сработени повърхнинни, достигнали равновесната грапавост, интензивността на износването се определя по зависимостта:

$$I_h = C_1 a_x p_a \tau_0^{t/2} \Theta^{1-\frac{t}{2}} \left(\frac{kf}{\sigma_0}\right)^t \qquad (1)$$

където: $C_1 = 0{,}12 \dfrac{16^{2t/5}}{2{,}6^{t-5/4}}$

a_x – коефициент на хистерезисните загуби при триене;

τ_0 – тангенциално съпротивление, Pa;

t – показател на фрикционната умора;

$\Theta = \dfrac{1-\mu^2}{E}$ – еластична константа на материала, $1/Pa$;

μ - коефициент на Поансон;

f - коефициент на триене;

σ – еквивалентно напрежение, Pa;

p – контактно налягане, Pa;

$k \approx 3$ – таблична величина.

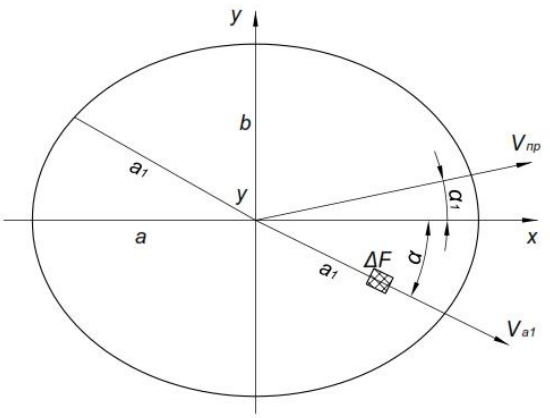
Ако приемем, че с изключение на налягането всички останали параметри остават постоянни в зоната на контакта, то можем да запишем:

$$I_h = A p_a \qquad (2)$$

където:

$$A = C_1 a_x \tau_0^{t/2} \Theta^{I-\frac{t}{2}} \left(\frac{kf}{\sigma_0}\right)^t, 1/Pa \qquad (3)$$

За да определя износването за един цикъл, ще разгледам безкрайно малко площадка с размери ΔF разположена на бандажната гривна виж фиг. 1. Размерите на тази площадка са такива, че на нея се запазват основните зависимости за интензивността на износване. При относителното движение на площадката по контакта върху нея преминава графиката на изменението на налягането p по скоростта на движение.



Фиг. 1. Контактно петно

За да определим средноинтегралното натоварване, ще изходим от времето за преминаване на цялата графика на налягането над площадката:

$$\Delta t = \frac{2a_1}{v_r}, s; \qquad (4)$$

където: $2a_1$ е размерът на площадката по направление на скоростта на движение $v_д$.

Пътят на приплъзване $L_{пр}$, ще бъде равен:

$$L_{пр} = v_{пр} \Delta t = 2a_1 \frac{v_{пр}}{v_д} = 2a_1 \psi, \text{m}; \qquad (5)$$

където: $\psi = \dfrac{v_{пр}}{v_д}$ се нарича коефициент на относителното приплъзване или „крип“.

Износването h_1 на елементарната площадка ΔF може да се намери по формулата:

$$h_1 = \int_0^{L_{пр}} \mathrm{I}_h(L)\, dL \qquad (6)$$

където : $\mathrm{I}_h(L)$ - интензивност на износването $1/m$;

$L_{пр}$ - път на приплъзване на площадката за един цикъл, m.

Тъй като интензивността на износването зависи от налягането, то за определяне на износването по горната формула е необходимо да се намери зависимостта на налягането от пътя на приплъзване.

Напрежението се разпределя в зоната на контакта по елиптичен закон. Така за разпределението на напрежението може да запишем:

$$p(x,y) = p_o \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}\right), Pa; \qquad (7)$$

където: p_0 - максималното налягане в зоната на контакта, Pa.

$$p(x,y) = p_o\left[1-\frac{x^2}{a^2b^2}\left(b^2+a^2k^2\right)\right], Pa; \qquad (8)$$

След несложни преобразувания и заместванията:

$$l^2 = \frac{x^2}{b^2}\left(b^2+a^2k^2\right), m; \qquad (9)$$

където: l е пътят на приплъзване на елементарната площадка по контактното петно. Като отчетем, че движението се извършва по оста a_1, можем да запишем:

$$p(x,y) = p_o\left(1-\frac{l^2}{a_1^2}\right), Pa; \qquad (10)$$

Определям зависимостта на напрежението от пътя на приплъзване dl:

$$dl = v_o dt; dt = \frac{dl}{v_\partial}; \mathrm{L} = v_{np}dt = dl\frac{v_{np}}{v_d} \qquad (11)$$

$$L = \int_0^l dl = \frac{v_{np}}{v_\partial}dl \qquad (12)$$

откъдето :

$$l = L\frac{v_\partial}{v_{np}} = L\psi \qquad (13)$$

Тогава:

$$p(L) = p_0\left[1-\left(\frac{v_\partial}{v_{np}}\right)^2\frac{L^2}{a_1^2}\right] = p_0\left(1-\frac{L^2}{L_0^2}\right) \qquad (14)$$

Последната формула дава възможност да се пресметне налягането.

От формула 14 се вижда, че зависимостта на налягането от пътя на приплъзване за елементарна площадка от пътя остава параболична. Замествам 14 в 13 с отчитането, че $I_h = Ap$ и:

$$h_1 = \int_0^{L_0}\mathrm{I}_h(L)dL = \int_0^{L_0}Ap(L)dL = \int_0^{L_0}Ap_0\left(1-\frac{L^2}{L_0^2}\right)dL \qquad (15)$$

След интегриране получаваме:

$$h_I = \frac{2}{3}Ap_0^\alpha L_0 = \frac{2}{3}I_h L_0 = \frac{2}{3}Ap_0^\alpha a_1\psi, m; \qquad (16)$$

Горната зависимост показва, че износването между контактната двойка релса - бандаж, се определя изключително от факторите на триене, определени от коефициента А, контактното налягане p_0 и относителното приплъзване ψ между колелото и бандажа.

За да определим размера на износването само от геометричните размери на бандажната гривна, релсата и натоварването върху нея, ще използвам формулите на Херц, от които първо се определят размерите на контактната площадка и максималното налягане:

$$a = n_a\sqrt[3]{\frac{3}{2}\frac{\Theta P}{\sum k}} \qquad (17)$$

$$b = n_b\sqrt[3]{\frac{3}{2}\frac{\Theta P}{\sum k}} \qquad (18)$$

$$p_0 = \frac{n_p}{\pi}\sqrt[3]{\frac{3}{2}\left(\frac{\sum k}{\Theta}\right)^2 p} \qquad (19)$$

където: a и b са полуосите на елиптичния контакт;

n_a, n_b, n_p са таблични величини, който зависят от радиусите на контактуващите повърхности.

След заместване на p_0, a_1, b във формула 16, ще получим:

$$h_I = \frac{2}{3}A\left(\frac{n_p}{\pi}\right)^\alpha\left(\frac{3}{2}\right)^{1/3(1+\alpha)}\left(\frac{\Sigma k}{\Theta}\right)^{1/3(2\alpha-1)}p^{1/3(1+\alpha)}k_1\frac{v_{np}}{v_\partial} \qquad (20)$$

където: $k_1 = \frac{a}{a_1}$

От тази зависимост се вижда, че интензивността на износването зависи от фрикционните свойства на контактуващите материали (f, t, α_x, τ_0), натоварването (p) и еластично-якостните свойства на материала (E, σ).

Очевидно е, че с увеличаване на якостните свойства на контактуваща двойка интензивността на износването намалява. Тя намалява и с намаляване на фрикционните параметри на контакта и най вече с коефициента на триене. В рамките на контакта всички тези параметри се променят в по-голяма или по-малка степен, като зависят от различните условия на контактуване и най-вече от размера на контактното налягане, коефициента на триене и коефициента на фрикционната умора.

Аналитичното изразяване на тези взаимозависимости е прекалено сложна задача, свързана с изясняване на допълнителни коефициенти за конкретни материали. Тяхното определяне и решаването на задачата би могло да стане с помощта на числени методи, но това не е обект на тази статия.

За условията на контактуване на бандажна гривна с радиус R_δ с релса с радиус R_p сумата от кривините $\sum k$ се определя по формулата:

$$\sum k = \frac{R_\delta + R_p}{R_\delta R_p}, 1/m \qquad (21)$$

За най-често използваните в минната практика размери:

- радиус на бандаж $R_\delta = 0,34, m$;
- закръгление на главата на релсата: $R_p = 0,2, m$

ще получим $\sum k = 7,94$. За стоманени детайли $\Theta = 2,3.10^{11}, \text{Pa}$. При този размер на контактуващите тела $n_a = 1,4$, $n_b = 0.63$, а $n_p = 0,88$. За най-използваните стомани, участващи в зависимост (3), параметрите имат стойност $a_x = 0.05$, $\tau_0 = 0.1, MPa$ $\sigma_0 = 2, MPa$. При тези стойности параметърът *A* има стойност $7.2.10^{-14}, {}^{1}\!/\!_{Pa}$. Оттук при така приетите условия, интензивността на износване на бандажната гривна за руднични условия варира от 10^{-7} до 10^{-8}.

Заключение

В статията са разгледани основните зависимости, които определят износването на бандажните гривни при движение на локомотив. За целта се базираме на теорията на Крагелски. Формулирани са фрикционните коефициенти, които определят триенето в условията на работа на рудничните локомотиви за подземен извоз. На базата на реалното приплъзване са определени действително изминатият път, който дава възможност да се определи интензивността на износване и да се прогнозира ресурсът на бандажните гривни.

Литература

Кислик В.А., Износ деталей паравозов, Москва,1948;

Гущин Н.В., Повышение срока службы колес подвижного состава железных дорог, Ростов на Дон, 1972;

Болотин В.В., Прогнозирование ресурса машин и конструкций, Москва, 1984;

Крагельский И.В., Основы расчетов на трение и износ, Москва, 1977;

Спицын М.А., Исследование сцепления колес с рельсами при торможении, Транспорт, Москва, 1963.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините".

ОТНОСНО ЧИСЛЕНОТО МОДЕЛИРАНЕ НА НАТОВАРВАНЕ ВЪРХУ НОЖ НА КОФА

Николай Динев[1], Райна Вучева[2] , В.Трифонова – Генова[3]

[1] „Мини Марица Изток" ЕАД, nick@marica-iztok.com
[2] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, r.wutschewa@abv.bg,
[3] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски ", 1700 София, violeta.trifonova@yahoo.com

РЕЗЮМЕ: В статията се разглежда конкретен нож на кофа от багер SRS 4000. За него са определени размерите на изчислителната схема във вид на пространствена рамка. При проектиране и конструиране на новата кофа е необходимо да се предлагат два вида несиметрично натоварване върху зъбите на ножа. То е разложено по осите на напречното сечение на рамката. За да се пристъпи към реализиране на силов метод, е необходимо напречното сечение на ножа да е постоянно. За целта е описан метод за привеждане на линейно променливото напречно сечение на ножа в постоянно в границите на определени участъци. В тези участъци са получени геометричните характеристики на напречното сечение.

Ключови думи: нож на кофа, натоварване, пространствена рамка.

AREARANCE OF PLASTIC DEFORMATIONS IN TUBE, LOADED BY INTERIOR FORCE

Nikolai Dinev[1], Raina Vucheva[2], Violeta Trifonova – Genova[3]
[1] „Mini Maritsa Iztok" EAD, nick@marica-iztok.com
[2] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, r.wutschewa@abv.bg
[3]University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, violeta.trifonova@yahoo.com

ABSTRACT: The article examines specific knife bucket of SRS 4000. There have been determined the amounts of computing scheme as a spatial framework. In designing and constructing of a new bucket is necessary to offer two types of asymmetrical loading on the teeth of the blade. It is decomposed by the axes of the cross section of the frame. To proceed with the implementation of the power method it is necessary the cross section of the knife to be permanent. For this purpose, a method of bringing the linearly variable cross-section of the blade in a constant within certain sections is described. In these portions are obtained geometrical characteristics of the cross section.

Keywords: knife in a bucket, load, spatial framework.

Увод

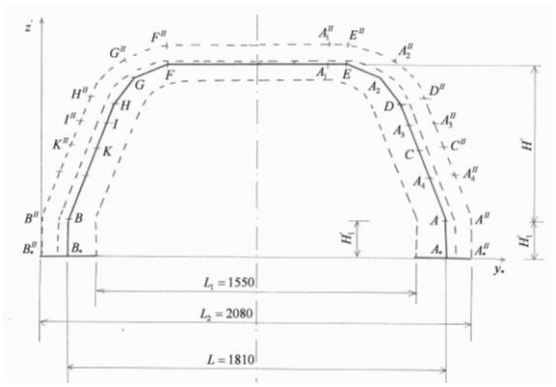
Работата е продължение на предишно изследване на авторите (Динев Н. и др., 2016). На базата на съществуващ модел на нож на кофа на багер SRS 4000, разработен от първия автор, статията цели да се получи конкретната изчислителна схема. За нея се предвижда да се определят коравините на отделните участъци. Освен това се цели да се конкретизира натоварването, с което в последствие да се определи напрегнатото състояние в ножа.

Изложение

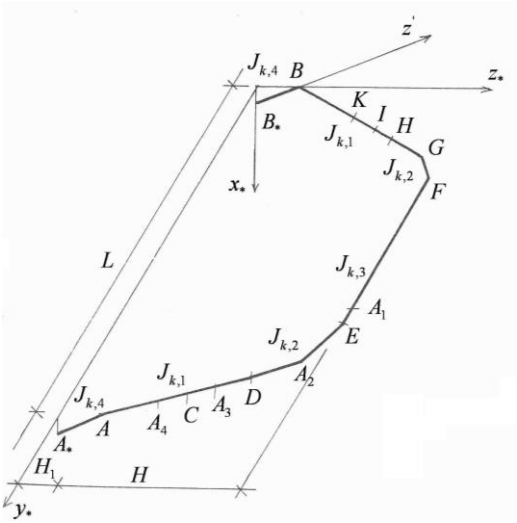
1. Изчислителна схема

Разглежда се нож на кофата с размери според фигура 3 от (Динев Н., Вучева Р., 2015). Като първа стъпка се определят широчината и височината на изчислителната рамка. На базата на челната и на задната широчина на ножа се определя размерът $L = 1810\,mm$ (фиг. 1а). Той е равен на разстоянието между центровете на тежестта на напречните сечения в основата на ножа. По аналогичен начин се получават двете височини $H^{'} = 720mm$ и $H_1^{'} = 202\,mm$ в координатна система $y_* z^{'}$. Като се вземе предвид наклонът на ножа ($\beta = 23°$), се определят и височините $H_1 = 186mm$ и $H = 782\,mm$ в координатна система $y_* z_*$ (фиг. 1б).

Като втора стъпка са определени граничните точки на участъците на челото (A^{II}, A_4^{II} и т.н.). Чрез тях и при отчитане на наклона на стените на ножа ($\alpha = 15°$) са получени координатите на точки от изчислителната схема (A, A_4 и т.н.) в координатна система $y_* z_*$. Резултатите са дадени в таблица 1.



Фиг. 1а Изчислителна схема в равнина $y_* z'$



Фиг. 1б. Изчислителна схема в координатна система $x_* y_* z_*$

Таблица 1.
Координати на точки от изчислителната схема

точка	y_*	z_*	x_*
B_*	0	0	79
B	0	186	0
K	143	522	0
I	199	655	0
H	243	767	0
G	364	915	0
F	519	968	0
A_1	1214	968	0
E	1291	968	0
A_2	1446	915	0
D	1567	767	0
A_3	1611	655	0
C	1667	522	0
A_4	1722	387	0
A	1810	186	0
A_*	1810	0	79
A_3'	1810	1500	1500

2. Геометрични характеристики на сечението

Рамката е статически неопределима. За да се приложи силов метод за определяне на опорните реакции, е необходимо напречното сечение между две точки от участъка да е постоянно. За целта първо се определя изразът за линейно изменение на ширината на напречното сечение, която за избрания нож има конкретен вид:

$$b(x_{1i}) = 424(0{,}551.10^{-4} x_{1i} + 1). \qquad (9)$$

Тук текущата дължина x_{1i} е сума от дължините на участъците до тази точка. Тези дължини са получени чрез координатите на граничните точки на участъците, дадени в таблица 1.

След това са определени широчините във всяка точка. След анализ на получените реазултати се достига до разделяне на рамката на четири групи участъци. В първата група инерционните моменти са с индекс 1 ($J_{k,1}, k = y, z, t$). В нея участват участъци A_4A, A_3A_4, CA_3, BH (Фиг.1б). Втората група с индекс 2 включва участъци GF, FE, DA_2, A_2C. Третата група с индекс 3 включва участъците BH, HG, EA_1, A_1D. Четвъртата група с индекс 4 включва участъците AA_* и BB_*.

Изчисляват се ширините в двата края на първата и втората група участъци, които са $b_{12} = b(740) = 442mm$ и $b_{23} = b(386) = 433mm$. За всеки участък ширината е средноаритметична стойност на ширините в двата края на участъка и дадена в таблица 4. Височината на напречното сечение е $h = 60mm$. Тогава се изчисляват инерционните моменти $J_{k,i}$, $i = 1 \div 6$ (Кисьов), дадени в таблица 2.

Таблица 2.
Геометрични характеристики

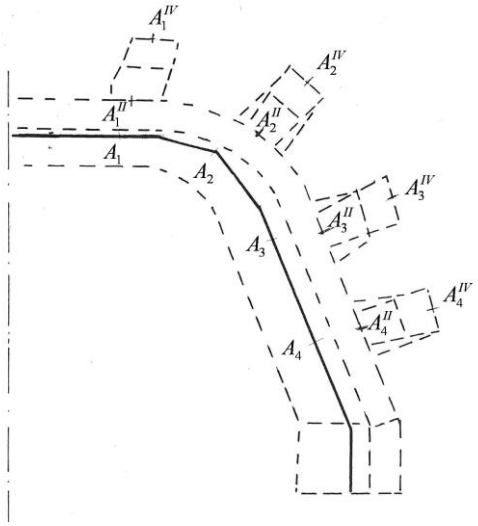
i	b_i	$J_{y,i}$	$J_{z,i}$	$J_{t,i}$
множител		10^{-8}	10^{-8}	10^{-8}
димeнсия	$[mm]$	$[m^4]$	$[m^4]$	$[m^4]$
1	449	808,2	45 259,4	9 284 659
2	438	788,4	42 013,8	8 182 782
3	429	772,2	39 476,8	7 549 489
4	456	820,8	47 409,41	9 979 396

3. Натоварване

Разглеждат се два вида натоварване (I и II), дадено в таблица 3. То е приложено във върховете на зъбите (фиг. 2). Според метода на Поансо силите $P_i^l \quad l = I, II$ са преместени в съответните точки от изчислителната

схема на рамката. Тогава освен сили се получават и моменти.

Първо са проектирани силите върху главните оси на напречното сечение на ножа. Резултатите от тези действия са поместени в таблица 3.



Фиг. 2. Нож на кофа

Таблица 3.
Проекции на силите в зъбите за първи и втори вариант на натоварване

	1	2	3
№ на зъб	P_i^I $[kN]$	P_i^{**I} $[kN]$	P_i^{*I} $[kN]$
1	18,41	11,34	14,51
2	55,23	34,00	43,52
3	55,23	41,04	36,95
4	55,23	41,04	36,95
	4	5	6
№ на зъб	P_i^{II} $[kN]$	P_i^{**II} $[kN]$	P_i^{*II} $[kN]$
1	56,67	34,98	45,02
2	170,01	104,56	133,97
3	170,01	126,33	113,75
4	170,01	126,33	113,75

Измерени са ъглите на наклоните на зъбите спрямо главните оси на напречното сечение α_{2i}, $i = 1 \div 4$. Въз основа на приведените в предишна статия (Динев Н. И др., 2016) формули за разстоянията a_{2i} и a_{1i} се представя възможност да се проведат изчисленията за тях. След това се използват стойностите на силите за двата варианта на натоварване от таблица 3 и се изчисляват стойностите за огъващите и усукващите моменти, дадени в следващата таблица.

Таблица 4.
Компоненти на моментите за двата варианта на натоварване

	1	2	3
i	$M_{x,i}^I$ $[kNm]$	$M_{y,i}^I$ $[kNm]$	$M_{z,i}^I$ $[kNm]$
1	4,125	0,6095	0,78012
2	10,99	2,4135	3,0576
3	6,9	0,3416	1,275
4	4,197	0,4788	1,787
	4	5	6
i	$M_{x,i}^{II}$ $[kNm]$	$M_{y,i}^{II}$ $[kNm]$	$M_{z,i}^{II}$ $[kNm]$
1	12,694	1,884	2,4113
2	33,83	7,4315	9,5112
3	21,25	1,0559	3,941
4	12,92	1,2034	4,491

Заключение

В дадената работа са получени геометричните характеристики на конкретно напречно сечение на ножа на кофа на багер SRS 4000 и натоварването върху него. Тези резултати дават възможност за по-нататъшно решаване на описаните в предишна работа на авторите (Динев Н. и др., 2016) задачи.

Литература

Динев Н., Вучева Р., Проект на кофа с «разделно рязане» на роторен багер SRS 4000, *Годишник на МГУ „Св.Ив. Рилски”*, т. 58, св. 3, 2015, 38-42, ISSN 1312 –1820 -165 - 108.

Динев Н., Вучева Р., Трифонова-Генова В., Изследване върху напрегнатото състояние на нож на кофа на роторен багер SRS 4000, *Годишник на МГУ „Св. Ив. Рилски”*, т. 59, св. 3, 2016, ISSN 1312 –1820 -165 - 108.

Кисьов И., Съпротивление на материалите, Техника, София, 1979, 594с.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Машинознание”.

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЪРХУ НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ НА НОЖ НА КОФА

Николай Динев[1], Райна Вучева[2] , В.Трифонова – Генова[3]

[1] „Мини Марица Изток" ЕАД, nick@marica-iztok.com
[2] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, r.wutschewa@abv.bg,
[3] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски ", 1700 София, violeta.trifonova@yahoo.com

РЕЗЮМЕ: В статията е извършен тримерен анализ за определяне на напрегнатото състояние в нож на кофа от многокофов багер SRS 4000. Възоснова на направен анализ на конструктивното изпълнение на настоящата кофа е обоснована изчислителна схема във вид на начупена рамка. За нуждите на приетия метод на изчисляване на рамката е описан подход за привеждане на пространствената задача към две задачи: „тип равнинна" и „тип равнинно-пространствена".
Резултатът от проведения анализ дава основание да се пристъпи към използване на описания подход в бъдещи работи.

Ключови думи: нож на кофа, напрегнато състояние, пространствена рамка

STUDY ON THE STRESSED STATE OF KNIFE BUSKET

Nikolai Dinev[1], Raina Vucheva[2], Violeta Trifonova – Genova[3]
[1] „Mini Maritsa Iztok" EAD, nick@marica-iztok.com
[2] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, r.wutschewa@abv.bg
[3]University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, violeta.trifonova@yahoo.com

ABSTRACT: The article carried a three-dimensional analysis to determine stress state knife in a bucket of SRS 4000. Based on an analysis of the embodiment of this bucket is justified computing scheme in the form of a broken frame. For the needs of the adopted method of calculating the framework described approach to bring the spatial task into two tasks: "type flat" and "type plain space."
The result of the analysis gives grounds to proceed with using the described approach in future work.

Keywords: knife in a bucket, stress state, circular tube, plain frame

УВОД

Напрегнатото състояние на ножа на кофата може да се определи с помощта на числения метод на крайните елементи. Възможността за прилагане на готови програмни продукти позволява на конструкторите бързо и нагледно да получат различни варианти на напрегнатото състояние и да подберат подходящия за дадените условия от практиката. Един от тях е даден в (ANSYS).

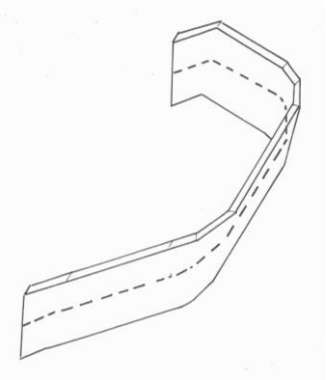
Тук се представя разработена методика за решаване на същата задача, но с помощта на теоретичния силов метод. Поради това в дадената работа се изпълняват следните задачи:
1. Да се определи изчислителната схема;
2. Да се разложи натоварването върху осите на приетата изчислителна схема;
3. Да се определят коравините на различните участъци;
4. Да се формулират видове задачи, с помощта на които се определя еквивалентното напрежение.

ИЗЛОЖЕНИЕ

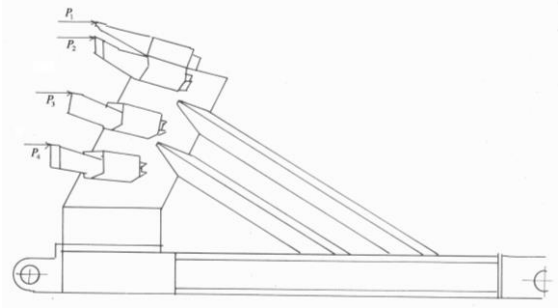
1. Изчислителна схема

Разглежда се нож на кофа на багер SRS 4000, който има пирамидален вид (фиг.1а). Наклонът на стените на пресечена пирамида е равен на α . Освен това част от ножа е наклонен под ъгъл β спрямо верикалата и е хваната кораво в двата края (фиг. 3 от (Динев Н., Вучева Р.). Освен това в двете страни на ножа са заварени две триъгълни плочи. Последните са укрепени с по два L – образни профила. Това кара авторите да приемат, че по дължините на тези профили преобладаващо е натисковото усилие. Останалите разрезни сили са малки и ще се пренебрегнат. Ето защо триъгълните плочи ще се заменят с четири опорни прътове (фиг.1б). Между страничните и горните наклонени стени на пирамидата има участъци с кръгово-цилиндрична форма. Техните размери обаче са малки, поради което се предлага тези участъци да се заменят с призматични. Геометричното място на центровете на тежестта на напречните сечения образува

начупена пространствена рамка, означена с пунктир на фигура 1а.



1а



1б

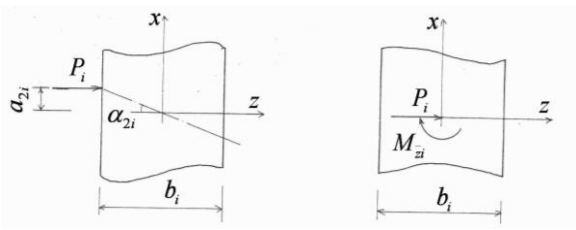
Фиг. 1. Нож на кофа

2. Натоварване

Във върховете на зъбите са приложени сили P_i, ($i = 1,2,3,4$) (фиг. 1б), които се преместват в точки от изчислителната схема. Тогава освен силите се получават още огъващи и усукващи моменти. Това действие е известно като принцип на Поансо (Вълков М.,).

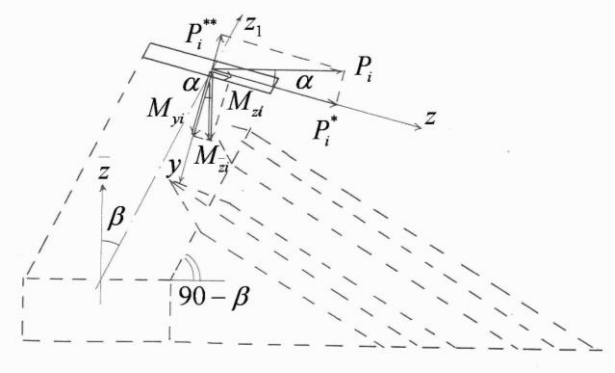
Осите на зъбите са наклонени спрямо главната ос y от произволно сечение на рамката (фиг.2а). Хоризонталните сили P_i приложени в точка A_i^I се преместват в точка A_i^{II} (фиг.2а). В резултат на това действие се получава огъващия момент $M_{\bar{z},i}$ (фиг.2б и фиг. 3), имащ еднаква посока с оста $\bar{z}$, успореден е на нея и има големина :

$$M_{\bar{z},i} = P_i.a_{2i}\,. \qquad (1)$$



2а 2б

Фиг. 2. Натоварване в план



Фиг. 3. Вертикално натоварване върху челото на ножа

Разстоянието a_{2i}, участващо в (1) се определя от:

$$a_{2i} = 0{,}5 b_i tg\,\alpha_{2i}\,. \qquad (2)$$

Ъглите α_{2i} са отчетени от изработен (от инж. Динев) модел на нож, а ширината b_i се определя по начин, описан по долу. Оказва се, че това разстояние е наклонено под ъгъл β_1 за трети и четвърти зъб. Този наклон е отчетен, като разстоянието е умножено по синуса от този ъгъл.

Силите P_i и моментите $M_{\bar{z},i}$ се разлагат по осите y и z на напречното сечение от изчислителната рамка (фиг. 3):

$$P_i^{**} = -P_i \sin\alpha\,; \qquad P_i^{*} = P_i \cos\alpha\,;$$
$$M_{yi} = M_{\bar{z},i} \sin\alpha\,; \qquad M_{zi} = M_{\bar{z}} \cos\alpha\,, \qquad (3)$$

където

P_i^* - сили, перпендикулярни на изчислителната рамка;

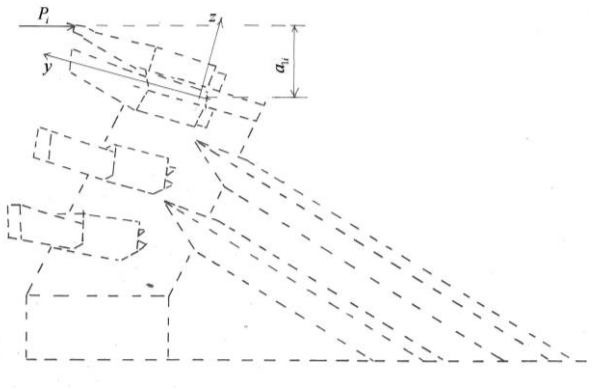
P_i^{**} - сили, успоредни на изчислителната рамка;

При преместването на хоризонталните сили от върховете на зъбите (фиг. 1б) в центровете на напречните сечения се създават усукващи моменти. Тези моменти са перпендикулярни на напречното сечение на ножа (фиг. 4) и се определят от израза:

$$M_{x,i} = P_i a_{1i}\,;\ i = 1,2,3,4\,. \qquad (4)$$

Тук разстоянието a_{1i} е разликата между координатите на точките от върховете на зъбите и координатите на точки от изчислителната схема.

Като се вземат под внимание резутатите от фигури 3 и 4, се получава окончателното натоварване върху изчислителната схема (фиг. 5).



Фиг. 4. Положение на усукващия момент

3. Инерционни моменти

Ширината на ножа в основата е по-голяма от тази в ключа. Прието е тя да се изменя линейно спрямо половината от сумарната дължина на участъците в челото l_i (фиг.1а). Тогава ширината в произволно сечение от рамката на ножа има вида:

$$b_i(l_i) = b(0)(al_i + b), \quad 0 \le l_i \le l \,. \tag{5}$$

Тук $b(0)$ е ширината в ключа, a и b са коефициенти, които подлежат на определяне.

Оказва се, че дължината на челото на ножа е по-голяма от дължината на задната част на ножа. Тогава напречното сечение на всеки участък i от рамката в равнината xz е с форма на трапец. Той се заменя с провоъгълник с дължина b_i равна на усреднената стойност на горната и долна основи на трапеца. Тогава инерционните моменти за всеки участък са постоянни и се определят от зависимостите :

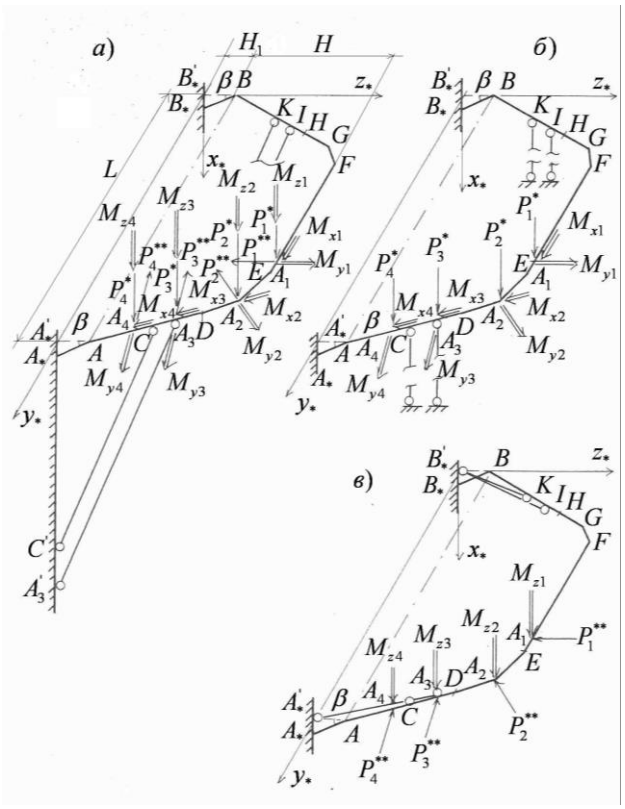
$$J_{z,i} = \frac{b_i^3 h}{12}; \;\; J_{y,i} = \frac{b_i h^3}{12};$$

$$n_i = \frac{b_i}{h}; \qquad J_{t,i} = \frac{1}{3}(n_i - 0{,}63)b_i^4, \tag{6}$$

където $J_{z,i}, J_{y,i} J_{t.i}$ са инерционните моменти спрямо оси z, y и полярния инерционен момент.

2.4. Напрегнато състояние в рамката на нож на кофа

Получената изчислителна схема е натоварена с вертикални сили P_i^{**} в равнината на рамката и със сили P_i^{*}, перпендикулярни на нея, както и с усукващи моменти $M_{x,i}$ и огъващи моменти $M_{y,i}$ и $M_{z,i}$ $(i = 1 \div 4)$ (фиг. 5а).



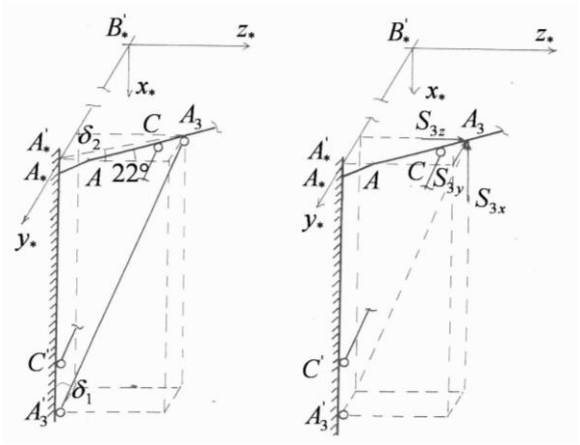
Фиг. 5. Натоварване върху изчислителната схема

След проведено проучване на възможните методи за определяне на опорните реакции е избран силов метод. Пространствената рамка от фигура 5а има 11 участъка. За определяне на разрезните усилия се прилага методът на сечението. Решението значително се опростява, когато натоварването се раздели на два типа и се решат две задачи. В първата задача върху рамката са приложени силите P_i^{*} и моментите $M_{x,i}$ и $M_{y,i}$ в приложните точки A_i. В частта от точка А до точка В на рамката $AA'BB'$ се прилага метода на сечението, както при равнинно-пространствени рамки (фиг.5б). При втората задача натоварването се състои от силите P_i^{**}, успоредни на оста z_* и моментите $M_{z,i}$, перпендикулярни на равнината By_*z_*. Тогава в част от рамката (от точка A до точка B) се прилага метода на сечението, както при равнинни рамки (фиг. 5в). Така вместо да се решава 10 пъти неопределима начупена

пространствена рамка, се решава рамка с натоварване от първият тип, която е седем пъти неопределима.

След определяне на вертикалните компоненти на силите в опорните пръти S_{3x}, S_{Cx}, S_{Kx} и S_{Ix} се изчисляват и останалите компоненти (фиг. 6а - фиг. 6в):

$$S_{3z} = S_{3x}.tg\delta_1 \cos\delta_2; \quad S_{3y} = S_{3x}.tg\delta_1 \cos\delta_2;$$
$$S_{C3} = S_{Cx}.tg\delta_1 \cos\delta_2; \quad S_{Cy} = S_{Cx}.tg\delta_1 \cos\delta_2.;$$
$$S_{Kz} = S_{Kx}.tg\delta_1 \cos\delta_2; \quad S_{Ky} = S_{Kx}.tg\delta_1 \cos\delta_2;$$
$$S_{Iz} = S_{Ix}.tg\delta_1 \cos\delta_2; \quad S_{Iy} = S_{Ix}.tg\delta_1 \cos\delta_2. \quad (7)$$



Фиг. 6. Компоненти на силите в опорните пръти

Тригонометричните функции са определени чрез координати на крайните точки $A_3^{'}(x_1, y_1, z_1)$ и $A_3(x_2, y_2, z_2)$ от прът $A_3A_3^{'}$:

$$tg\delta_1 = \frac{\sqrt{(y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2}}{(x_1 - x_2)};$$
$$\sin\delta_2 = \frac{(y_1 - y_2)}{\sqrt{(y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2}};$$
$$\cos\delta_2 = \frac{(z_1 - z_2)}{\sqrt{(y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2}}. \quad (8)$$

Така неопределимостта на рамката с втория тип натоварване се намалява до три.

Получените моментови диаграми на разрезните усилия, позволяват да се анализират и отчетат стойностите на моментите в опасни точки от рамката. За тези точки се изчислява еквивалентното напрежение по III-та якостна теория

$$\sigma^{III}_{екв,x,j} = \sqrt{\sigma^2_{x,j} + 4\tau^2_{x,j}}, \quad (9)$$

което се сравнява с допустимото $\sigma_{доп}$.

Нормалното и тангенциално напрежение в горния израз имат вида:

$$\sigma_{x,j} = \frac{N}{F} + \frac{\max|M_{y,i}|}{J_{y,j}} z_i - \frac{|M_{z,i}|}{J_{z,j}} y_i;$$
$$\tau_{x,j} = \frac{|M_{x,i}|}{J_{t,j}} \sqrt{y_i^2 + z_i^2}, \quad (8)$$

където j е номер на опасното сечение от рамката, x_i, y_i са координати на опасната точка i от сечението, а $\sigma_{доп}$ е допустимото напрежение за дадения материал.

Заключение

В дадената работа е определена изчислителната схема на ножа на кофа. Тя има форма на начупена пространствена рамка. Определени са компонентите на натоварването. За решаване на тази пространствена задача се прилага силов метод. Особеното тук е, че задачата може да се разложи на две задачи: равнинна и равнинно-пространствена. Начупената рамка не позволява да се прилагат готови таблични решения, а да се използва теоретичният силов метод заедно с правилото на Верешчагин (Кисьов И.).

Един от недостатъците на приетата схема е пренебрегването на страничните плочи и замяната им с опорни пръстове. Друг недостатък е замяната на кръгово-цилиндрична повърхнина с призматична. Въпреки тези недостатъци авторите считат, че описаното теоретично решение има своето място при изследване на напрегнатото стъстояние на ножа на кофата на багер.

Литература

ANSYS & User's manual of revision 12, Swanson Analysis Systems Inc.

Динев Н., Вучева Р., Проектиране на кофа с «разделно рязане» на роторен багер SRS 4000, *Годишник на МГУ „Св.Ив. Рилски"*, 2015, т. 58, св.3, 38-42, ISSN 1312 – 1820 -165 -108.

Вълков М., Теоретична маханика, Статика, Издателска къща МГУ „Св. Ив. Рилски", 2009 г., 290с.

Кисьов И., Съпротивление на материалите, Техника, 1970г., 594 с.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Машинознание".

ИЗСЛЕДВАНЕ ШУМА И ВИБРАЦИИТЕ НА АВТОМОБИЛИТЕ „КРАЗ-2516" В УСЛОВИЯТА НА РУДНИК „АСАРЕЛ МЕДЕТ"

Юрий Иванов[1], Светлозар Токмакчиев[2]

[1] Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски", 1700 София, e-mail: ohio@abv.bg
[2] Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски", 1700 София,e-mail: tokmak@yahoo.com

РЕЗЮМЕ. Разглеждат се изследвания върху шума и вибрациите в кабините на автосамосвалите «КРАЗ-2516». Водачите на тези автосамосвали са подложени на непрекъснато вибро-акустично въздействие, което значително намалява тяхната работоспособност. Цел на иследванията е установяване на действителното ниво на вредните въздействия и предлагане на мероприятия за снижаването им.

TESTING THE NOISE AND VIBRATIONS OF KRAZ-2516 VEHICLES IN ASAREL MEDET MINE

Yuri Ivanov[1], Svetlozar Tokmakchiev[2]

[1] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Bulgaria, e-mail: ohio@abv.bg
[2] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Bulgaria, e-mail: tokmak@yahoo.com

ABSTRACT. The noise and vibrations in the cabs of lorries «KRAZ-2516» are discussed. The drivers of these lorries are subjected to continuous vibro-acoustic effects, which greatly reduces their performance. The purpose of the research is to establish the thear actual level and propose measures to reduce harmful impacts.

Въведение

Изземването на откривката и рудата в медното находище „Асарел-Медет" се осъществява с автосамосвали „КРАЗ-2515" – нормално изпълнение. Водачите на тези автомобили са подложени на непрекъснати вибро-акустични въздействия. За целта е необходимо да се установи действителното ниво на тези въздействия, да се сравни то със санитарните норми и да се предложат мероприятия за снижаване на неговото вредно въздействие.

Експериментална постановка

За изпълнение на поставените цели е използвана специализирана виброизмервателна апаратура на фирмата „Брюл и Кер". Работната схема е изобразена на фиг. 1. Използваната методика е разработена на база нормативната рамка, като обект на изследването са три произволно избрани автомобила, тип „КРАЗ-2516". Върху седалката на водача е монтиран пиезоелектрически преобразувател, тип 4165, който последователно се ориентира по направление на трите координатни оси :

- по ос X – движение на автосамосвала;
- по ос Y – перпендикулярна на движението;
- по ос Z – във вертикално направление.

Електрическите сигнали, получени от преобразувателя, постъпват в интегриращия виброметър, тип 2230, в комплекс с триоктавен филтър, тип 1613, за усилване и визуално отчитане на ефективните им стойности.

Еталонната калибровка на прибора е направена с помощта на генератор за стабилизирано напрежение, което позволява провеждането на точни измервания в целия звуков диапазон от 20 Hz до 140 Hz. Използвани са следните стандартни принадлежности от специализираната виброизмервателна апаратура (фиг. 1):

1 – интегратор ZR 0020;
2 – шумомер 2203;
3 – активен филтър;
4 – съединителна шина JPO 400;
5 – пистофон 4220;
6 - преходник JJ 2214;
7 – калибратор 4291;
8 – преобразувател 4165.

Измерванията са проведени върху автосамосвали с инвентарни номера 2, 4 и 7, с товар и без товар.

Изследване и анализ на получените резултати

Общият шум на автосамосвала е резултат от сумата на шумоизлъчващите източници. Аналитично, това се изразява с функционалната зависимост:

$$L_{сум.} = L_{гор.} + L_{нап.} + L_{изхв.} + L_{газ.} + L_{вен.} + L_{тр.} + \sum L_{агр.},$$

където:

$L_{гор.}$ – компонента на шума от процеса на изгаряне на горивната смес;

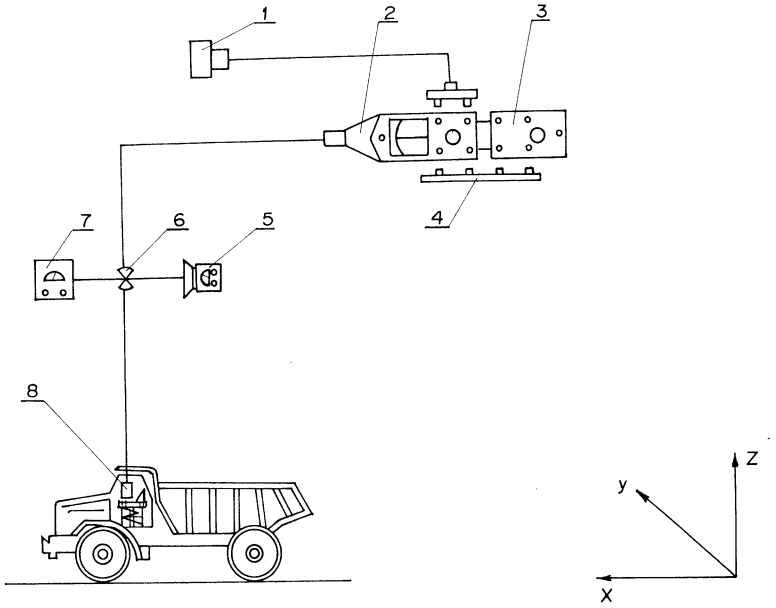
$L_{нап.}$ – компонента на шума от напълване на цилиндрите с горивна смес;

$L_{изхв.}$ – компонента от шума от издухване на изгорелите газове;

$L_{газ.}$ – компонента на шума от работата на газоподаващата апаратура;

$L_{вен.}$ – компонента на шума отпредавателната трансмисия;

$\sum L_{агр.}$ – компонента на шума от други допълнителни агрегати към двигателя (разпределителна система, маслена помпа, водна помпа и др.).



Фиг. 1.

Таблица 1.

Инвентарен номер на самосвала	Вид на измер ването	Средна октавна честота, Hz									
		Lin	**31,5**	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
2	с товар	97,7	86,6	75,4	86,4	87,5	90,3	86,5	83,5	79,3	73,6
	без товар	92,3	85,3	74,1	84,1	82,9	87,8	85,8	80,9	78,1	71,5
4	с товар	96,6	84,7	76,3	85,3	86,2	87,9	85,4	84,5	80,4	72,3
	без товар	91,1	82,9	73,8	81,2	85,1	86,1	81,2	82,2	79,7	70,1
7	с товар	93,6	85,1	74,8	84,9	85,2	87,6	83,7	83,6	78,2	72,2
	без товар	92,2	82,5	73,3	79,3	89,9	80,2	81,1	80,1	76,1	70,1

Таблица 2.

Коорди-натна ос	**Виброскорост, $sm.s^{-1}$**					
	автосамосвал 2		автосамосвал 4		автосамосвал 7	
	ср. кв. скорост	максимална скорост	ср. кв. скорост	максимална скорост	ср. кв. скорост	максимална скорост
X	0,18	0,38	0,23	0,36	0,18	0,32
Y	0,37	0,75	0,39	0,77	0,37	0,75
Z	0,28	0,52	0,23	0,41	0,24	0,46

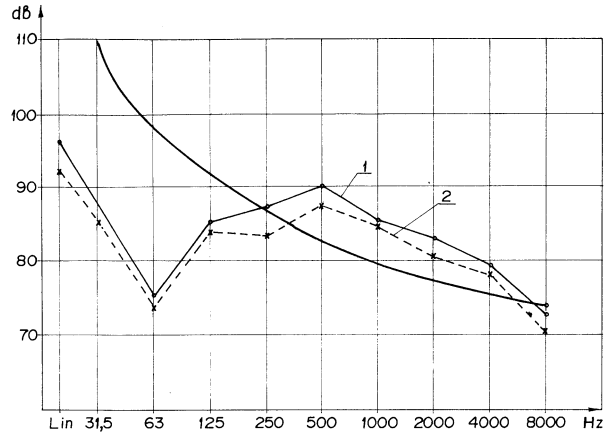
Резултатите от измереното на ниво на шума в кабините на автосамосвалите са дадени в табл. 1. Характеристиките от спектъра на шума са показани на фиг. 2, 3 и 4.

При проведените изследвания са определени и стойностите на общите вибрации, измерени върху седалката на водача. Резултатите от тези измервания са посочени в табл. 2.

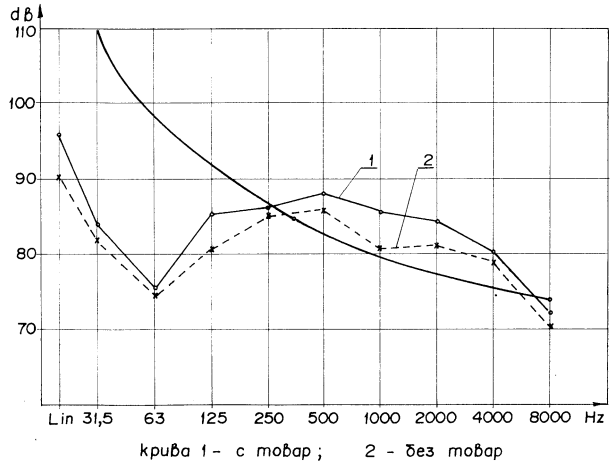
От фигурите 2, 3 и 4 се вижда, че нивото на шума, измерено в кабините на автосамосвалите „КРАЗ-2516“, превишава нормативната крива № 80 до 8dB в честотния диапазон 250 ÷ 6000Hz.

Спектърът на шума от една страна е средно- и високочестотен, от друга – широколентов, с пикове в средните честоти. Налягането на нивото на шума в кабините с товар и без товар е над допустимите санитарно-хигиенни норми.

Преобладават предимно високочестотните вибрации, с ясно изразен периодичен характер.

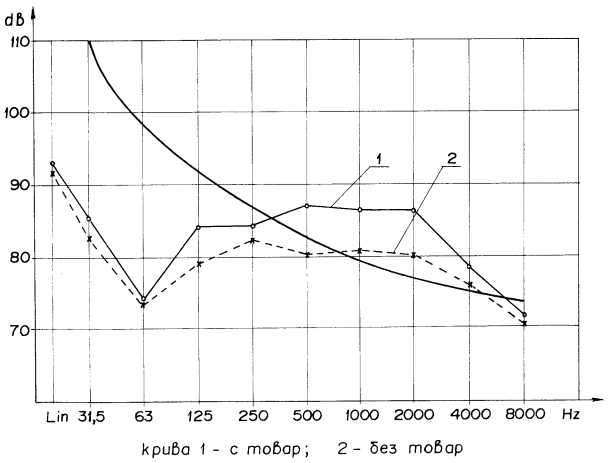


Фиг. 2.



Фиг. 3.

За всеки от случаите измерваните вибрациите превишават допустимите санитарно-хигиенни норми. Хоризонталните вибрации (по оста Y) са с по-големи амплитуди от вертикалните (по оста Z).



Фиг. 4.

Основната причина за големите стойности на вибрациите при автосамосвалите е в резултат от въздействието върху механичната система на често повтарящи се маломощни взривове от изгарянето на сгъстената гориво-въздушна смес в цилиндрите. Освен това в двигателя има голям брой механични части, които при резките възвратно-постъпателни движения на коляномотовилковия механизъм получават значителни ускорения, съпроводени с ударни импулси. От друга страна, неподходящата връзка между трептенията на окачените и неокачените маси довежда до по-бавно затихване на трептенията. Настилката на пътя, по който се движат автосамосвалите, също оказва влияние на вибрациите.

Предложени мерки

Получените резултати от изследване нивото на шума и параметрите на вибрациите, представляват количествена оценка в санитарно-хигиенно отношение на изследваните автосамосвали и могат да послужат при проектирането на техните шумо- и виброзащити.

Един от най-ефективните методи за снижаване на звукови вибрации и шума е едновременното прилагане на средствата за виброизолация и демпфериране.

Предложения за намаляване общото ниво на шума и вибрациите:

- ново виброизолационно окачване на двигателя към шасито на самосвала;
- вибро- и шумоизолационна кабина с климатична инсталация;
- виброизолационна седалка за водача на автосамосвала;
- използване на акустични екрани;
- използване на звукоизолиращи постелки и покривала;
- намаляване на шума от вентилатора за охлаждане;
- намаляване шума от изгорелите газове с използване на по-ефекткивни шумозаглушители без загуба на мощност;
- намаляване на шума от смукателната система.

Заключение

Разработването и внедряването на предложените мероприятия ще намали нивото на шума и вибрациите до санитарно-хигиенните норми и ще подобри значително условията на експлоатация на автосамосвалите в условията на рудник «Асарел - Медет». Това от своя страна ще доведе до повишаване на производителността и безаварийната работа на автотранспорта.

Литература

Ангелов, И., В. Овчаров. *Вибрации и шум в транспортните средства.* С., Техника, 1995.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините".

ВНЕДРЯВАНЕ НА СИСТЕМА ЗА МТЗ С КОМБИНИРАНА ЛОГИЧЕСКА И ПОСОЧНА СЕЛЕКТИВНОСТ В РУСН НА АУРУБИС БЪЛГАРИЯ

Стефан Чобанов

СМС-С ЕООД, Пирдоп, e-mail: stefan.chobanov@cmc-c.com

РЕЗЮМЕ: Проектирана е система от МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност, която се внедрява в Аурубис, в рамките на едногодишна програма за ретрофит на РУСН. Системата е базирана основно на цифрови защитни устройства Sepam. В доклада са анализирани резултатите от експериментални изследвания, на които се основава проектът и реализацията на системата. Синтезирана е функционално-структурна схема на системата и време-диаграма на нейната работа.

Ключови думи: цифрова защита, логическа селективност, посочна защита

IMPLEMENTING A SYSTEM FOR OVERCURRENT PROTECTIONS WITH A COMBINED LOGIC AND DIRECTIONAL DISCRIMINATION IN MV DISTRIBUTION SYSTEMS AT AURUBIS BULGARIA

Stefan Chobanov

CMC-C Ltd, Pirdop, e-mail: stefan.chobanov@cmc-c.com

ABSTRACT: It is designed a system with overcurrent protections with a combined logic and directional discrimination, which is implemented in Aurubis, within a one-year program for the retrofit MV distribution systems. The system is mainly based on digital protection devices type Sepam. In the report are analyzed the results of experimental studies that underpin the design and implementation of the system. Functionally-structural scheme of the system and Timeline of its work is synthesized.

Keywords: digital protection, logic discrimination, directional protection

Изследването се налага поради липсата на практически опит в страната за внедряване на системи за МТЗ с логическа и посочна селективност в РУСН на промишлените предприятия.

Общи сведения за системата

Въвеждането на логическата селективност е ефективно и достатъчно средство за увеличаване на бързодействието и подобряване селективността на МТЗ в радиалните схеми с едностранно захранване. В РУСН на Аурубис такива са изводите за двигатели от ГПП2, секции 3, 4, 5 и 6 и изводите от РП за двигатели, кондензаторни батерии и самостоятелно работещи трансформатори. За тези изводи и за част от входовете на ГПП2 в проекта е предвидено приложението на Sepam 1000+ S(T)40.

Системата от МТЗ с логическа селективност не решава проблемите с бързодействието и селективността в магистралните схеми на електроснабдяване (при двустранно захранване). За тези схеми производителите на цифрови защити (Siemens PTD EA, 2005) и (Schneider Electric, 2006) препоръчват добавянето на посочна селективност на МТЗ. Последното се допуска в чл.908 (1) от (Наредба № 3 за устройство на електрическите уредби и електропроводните линии).

Въвежда се посочна селективност за секционните прекъсвачи в ГПП2, изводите за РП от ГПП2 (секции 1, 2, 7 и 8), входните и секционните прекъсвачи в РП и изводите за ТП. При необходимост се въвежда посочна селективност и на входове на ГПП 2. За ретрофита на тези КРУ се предвиждат Sepam 1000+ S(T)42.

Системата от цифрови МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност отговаря на изискванията за чувствителност, сигурност, селективност и надеждност, регламентирани в Наредба №3 за УЕУЕЛ, при най-неблагоприятните, но допустими условия за работа на обекта, с минимални инвестиционни и експлоатационни разходи.

Тестове на Sepam S42

Изпитването е направено с помощта на автоматизирана система за тестване на защити с вторичен ток тип Artes 440 II. Изходните сигнали от Artes са контролирани допълнително с анализатор за качеството на мощност и енергия тип Fluke 435 Series II.

Параметри на Sepam, които не са променяни за различните опити:

- Номинален първичен ток на ТТ: I_n = 200A
- Характеристика на защитата: DT
- Ток на сработване на защитата: I_s = 380A

- Закъснение: T = 2s
- Ъгъл на характеристиката: θ = 45˚

Параметри на Artes, които не са променяни за различните опити:

- Current Reference: I_n
- Direction Control: x
- I>= 1,9I_n
- t = 2 s
- Lx-E (0 ÷ 1,0Un) = 1,0Un
- Lx-Ly (0,5 ÷ 1,0Un) = 1,0Un
- L1-L2-L3 (0 ÷ 1,0Un) = 1,0Un
- Зона на сработване:
  - II квадрант = 135˚
  - IV квадрант = - 45˚

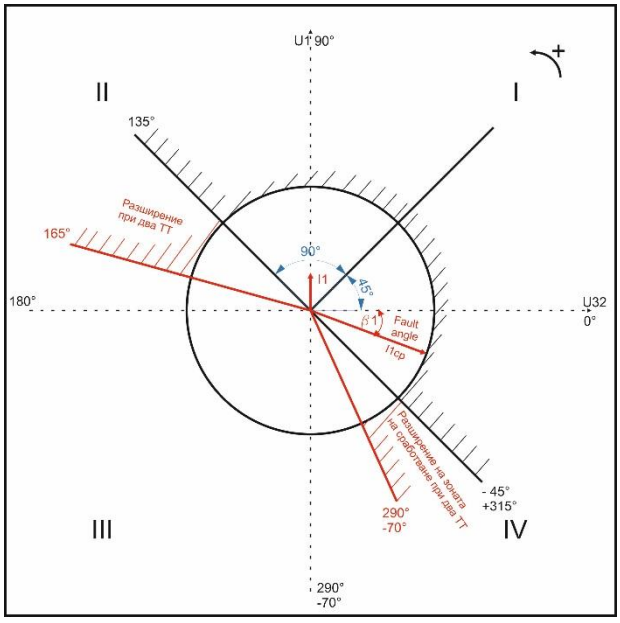
При промяна на параметъра Feeder/Incomer в Sepam, измерената фазова разлика Phase displacement φ1, φ2, φ3 се променя със 180˚, примерно от 315˚ на 135˚. От друга страна, опитно е установено, че изборът на този параметър не се отразява върху работата на посочната защита. Следователно промяната на настройката Feeder/Incomer коригира със 180˚ фазовата разлика, но само за целите на измерителните функции на Sepam. В софтуерния модул на посочната функция постъпва фазова разлика в оригиналния си вид от измерването.

Когато параметърът "Two out of three" е активен, посочната функция на Sepam работи точно в дефинираната зона при всички видове изходни сигнали от Artes. Изпитването е направено с отклонение ±5˚ от границите на зоната, т.е. в Artes са зададени Fault Angle: 130˚, 140˚, 310˚ и 320˚. При 130˚ и 320˚ защитата сработва, а при 140˚ и 310˚ не сработва. Когато параметърът "One out of three" е активен и Artes е в режим L1-L3 зоната на сработване на Sepam се разширява над 180˚. Разширената зона на сработване (при посока Line на Sepam) е в границите $\varphi_{cp.p.}$ = -70˚(IV квадрант) ÷ 165˚(II квадрант). Това разширение е показано на векторната диаграма на фиг. 1. Хипотетично разширението би могло да е причина за нежелано (лъжливо) изключване, поради което следва да се има предвид при проверката за селективност (сигурност) на посочната функция.

Опитно е установено, че за посока Line Sepam има заводски параметриран изход за изключващ сигнал „trip“, но няма такъв за изходящ блокиращ сигнал „blocking“. В посока Busbar е обратно - няма заводски параметриран изход за изключване на прекъсвача за СН („trip“ сигнал), но извежда „blocking“ сигнал. Необходимо е потребителят да параметрира липсващите изходни сигнали.

Опитно установено е, че при работа с Artes в зоната на несработване трябва да се въвеждат ъгли (Fault Angle) с положителен знак. При въвеждане на отрицателни ъгли във II и IV квадрант Artes блокира.

Artes не може да се въведе зона на сработване, в която да участва III квадрант, поради което чрез него не може да се оцени работата на защитата в този квадрант.



Фиг. 1. Разширена зона на сработване при двуфазни к.с.

Опитно е установено, че Sepam не е параметриран заводски да изпълнява структурната схема на логическата дискриминация, показана в (Schneider Electric, 2012), поради което се налага проектиране и въвеждане на необходимите логически уравнения.

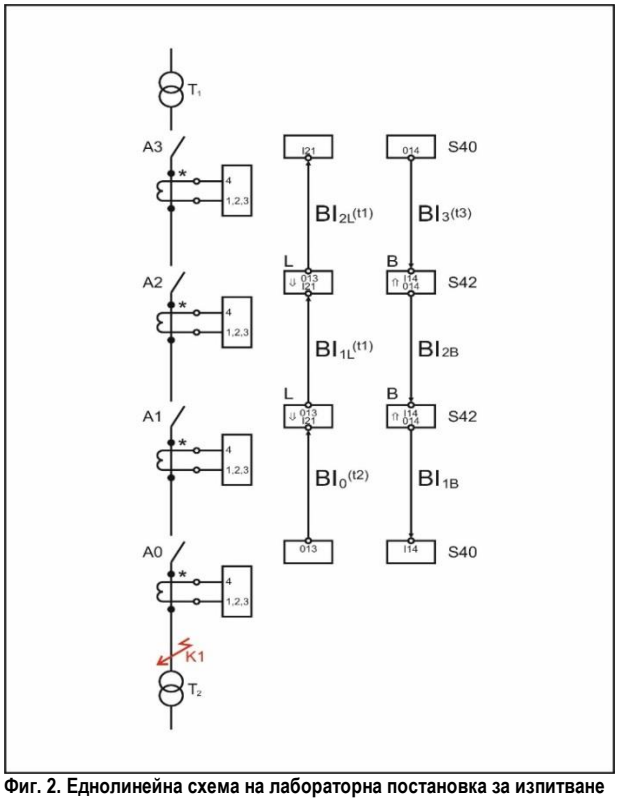
Тестове на Sepam в система за МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност

Експериментална еднолинейна схема с участието на Sepam 1000+ серия 40 (2 бр.) и Sepam 1000+ серия 42 (2 бр.) в обща система за МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност (СЛПС) е показана на фиг. 2. Функционално-структурната схема на реализираната в лабораторни условия СЛПС е показана на фиг. 3, а времедиаграмата при късо съединение в т.К1 – на фиг. 4.

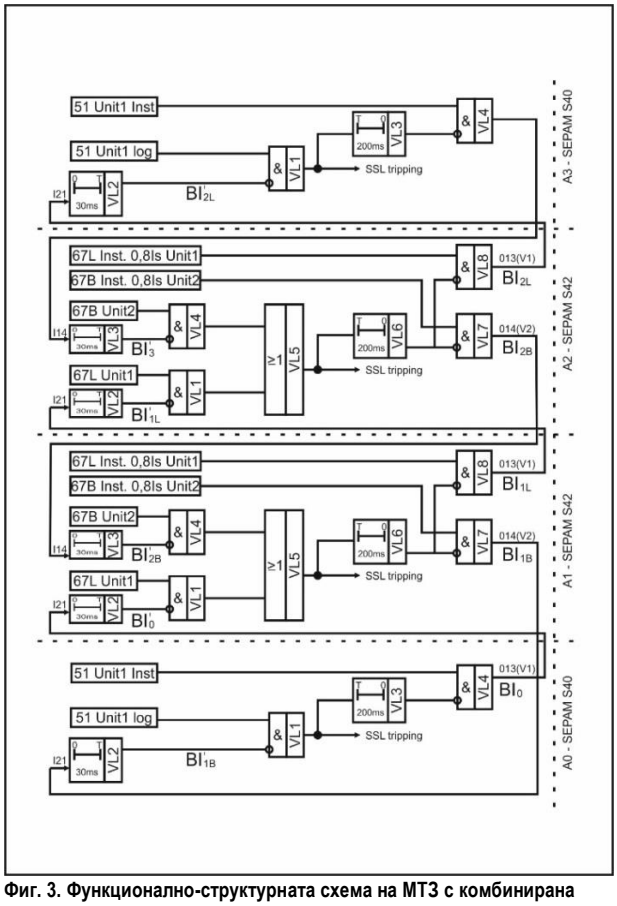
Двата Sepam S40 (А0 и А3) са свързани като крайни точки в радиална система с двустранно захранване с логическа селективност, в която участват общо 4 бр. Sepam (Фиг. 2). Двата Sepam 1000+ S42 са обозначени на фиг. 2 като А1 и А2. Поради по-големия брой на Sepam захранването им с 220Vdc се осъществява не от Artes, а от захранващо устройство (табло), производство на СМС-С.

Sepam са настроени в съответствие с релейната карта на Аурубис (в ГПП 2 и РП 206). Едновременно на четирите Sepam се подава ток и напрежение от Artes. Чрез пресвързване на токовите вериги на Sepam се симулира к.с. от страната на източника, от страната на консуматора (точка К1) и в средата на групата от Sepam. Възможна е симулация на к.с. в различните точки чрез избор на подходящ ъгъл между I1 и U23.

Проведени са успешни опити със защитите при симулиране на к.с. във всяка от описаните по-горе точки.



Фиг. 2. Еднолинейна схема на лабораторна постановка за изпитване на МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност.



Фиг. 3. Функционално-структурната схема на МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност

Дефиниране на посоките L и B в двата елемента ANSI 67 на Sepam

Във всички Sepam Елемент 1 на посочната защита (ANSI 67) ще е функционално свързан с вход I21 и изход O13, а Елемент 2 – с I14 и O14. Функциите на тези входове са показани на фиг.3 и са еднакви за всички Sepam в РУСН на Аурубис и не се променят за различните схеми на свързване на ТТ. При заземяване на вторичните намотки на ТТ от страната на консуматора Елемент 1 на защитата се параметрира с посока Line, а Елемент 2 – Busbar. При заземяване на вторичните намотки на ТТ от страната на източника Елемент 1 се параметрира Busbar, а Елемент 2 – Line. Проверка на правилния избор на посоките Line/ Busbar (при коректно измерване от Sepam на мощностите и енергията) се прави чрез съответствията:

- При Feeder Елемент 1 е Line, а Елемент 2 – Busbar;
- При Incomer Елемент 1 е Busbar, а Елемент 2 – Line.

Изпращане на блокиращи сигнали BI

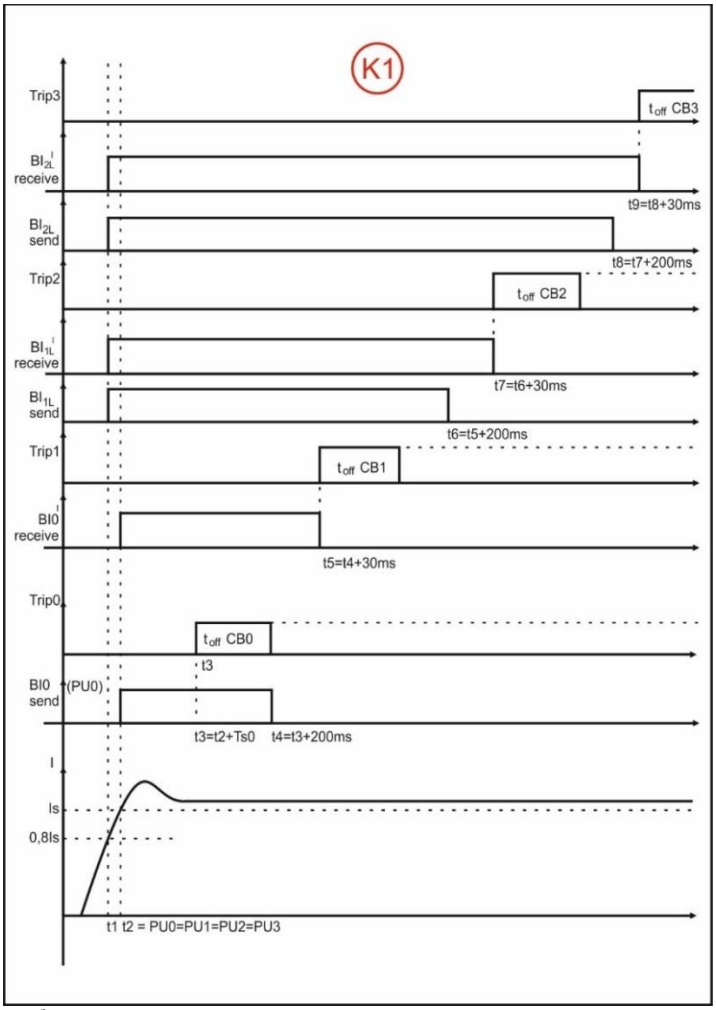
При к.с. в точка 1 (Фиг. 2) токът на к.с. достига стойност $0.8I_s$ в момента t_1 (Фиг. 4). В този момент двата Sepam S42 (A1 и A2) изпращат блокиращи сигнали BI_{1L} и BI_{2L}. Елементите B на тези Sepam не реагират в посока към K1, поради което блокиращи сигнали BI_{1B} и BI_{2B} не се изпращат.

Токът на к.с. достига стойност I_s в момента t_2. В този момент всички Sepam (A0, A1, A2 и A3) извеждат сигнали Pick Up (PU_0, PU_1, PU_2 и PU_3).

В Sepam S40 (A0 и A3) сигналите PU (от МТЗ - overcurrent inst. Unit 1) съвпадат със сигналите BI, т.е. изпращането на блокиращите сигнали BI_0 и BI_3 става в момента t_2. Сигналите PU не са показани на време-диаграмата на фиг. 4.

Получаване на блокиращи сигнали BI

При к.с. в точка 1 (Фиг. 2) защитното устройство A0 (Sepam 1000+ S40) не получава блокиращ сигнал. В момента t_2 (Фиг. 4) на вход I21 на A1 (Фиг. 3) постъпва блокиращия сигнал BI_0. Сигналът BI_0 преминава през таймера VL2 без времезакъснение и се подава като BI_0' към инвертирания вход на логическия блок „И“, в който постъпва и сигналът за изключване (Trip 1L) от посочната защита. Посочната защита е параметрирана със закъснение на сработване 100ms, поради което сигналът BI_0' изпреварва сигнала Trip L1 и блокира преминаването му през логическия блок „И“. В момента t1 на вход I21 на A2 постъпва блокиращия сигнал BI_{1L}. Сигналът BI_{1L} се подава (без времезакъснение) като BI_{1L}' към инвертирания вход на логическия блок „И“, в който постъпва и сигналът за изключване (Trip 2L) от посочната защита. Посочната защита е параметрирана със закъснение на сработване 100ms, поради което сигналът BI_{1L}' изпреварва сигнала Trip 2L и блокира преминаването му през логическия блок „И“.



Фиг. 4. Времедиаграма на МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност

В момента t_1 на вход I21 на А3 постъпва блокиращия сигнал BI_{2L}. Сигналът BI_{2L} се подава (без времезакъснение) като BI_{2L}' към инвертирания вход на логическия блок „И“, в който постъпва и сигналът за изключване (Trip 3) от МТЗ. МТЗ е параметрирана със закъснение на сработване 100 ms, поради което сигналът BI_{2L}' изпреварва сигнала Trip 3 и блокира преминаването му през логическия блок „И“.

Интервал t2-t3

Интервалът t_2-t_3 (Фиг.4) е равен на въведеното закъснение на сработване на МТЗ на А0 (Ts0). В момента t_3 се появява сигналът Trip 0. Тъй като А0 не получава блокиращ сигнал, сигналът Trip 0 преминава през логическия блок „И“, постъпва едновременно към веригата за изключване на прекъсвача А0 и към таймера VL3 (200 ms). В момента t_3 се появяват и сигналите Trip в другите три защитни устройства в схемата, тъй като времезакъсненията на МТЗ и посочните защити във всички устройства са еднакви (100ms). Устройства А1, А2 и А3 няма да изпратят сигнали за изключване към съответните прекъсвачи, тъй като получават блокиращи сигнали.

Интервал t3-t5

В случай, че КРУ А0 е технически изправно (Фиг.4), след приблизително 100ms прекъсвачът А0 прекъсва силовата верига. В момента на прекъсване на веригата на к.с. сигналите BI_0, BI_{1L} и BI_{2L} отпадат. Таймерите VL2 (30ms) гарантират, че отпадането на сигналите Trip (от защитните блокове) ще изпревари отпадането на блокиращите сигнали и няма да се получи неселективно изключване на прекъсвач. На изходните сигнали от защитните блокове не е присвоена функция Latch, поради което тези сигнали отпадат едновременно с отпадането на сигналите PU. Функция Latch е присвоена на променливите VL1 в устройства А1 и А3 и на променливите VL5 в устройства А1 и А2. Функцията Latch гарантира невъзможността прекъсвачът за СН да бъде включен след като е изключил от защита, без да е натиснат бутона Reset на Sepam.

При повреда в КРУ А0 е възможно прекъсвачът А0 да не изключи веригата на к.с. След като изтече времето на таймера 200 ms (в момента t_4) сигналът Trip 0 се появява на инвертирания вход на втория блок „И“ и блокира преминаването на сигнала BI_0. Отпадането на сигнала BI_0' става след като изтече времето на таймера VL2 (в момента t_5), т.е. общото времезакъснение на отпадането на BI_0' след появата на Trip 0 е t_3+t_5=230ms. По този начин се осигурява „далечно резервиране“ на основната защита.

Интервали t_5-t_7, t_5-t_7 и t_7-t_9

Поведението на защитните устройства в интервалите t_5-t_7, t_5-t_7 и t_7-t_9 е аналогично на описаното за интервала t_3-t_5.

Вериги на логическата селективност

Захранването на веригите на логическата селективност (ЛС) се прави самостоятелно за всяка секция от шинки управление (ШУ) в КРУ на секционния прекъсвач (СП). Когато подстанцията няма СП захранването на веригите за ЛС на секцията става от нейно крайно КРУ.

Кабелите за ЛС между подстанциите се присъединяват в разклонителни кутии извън КРУ.

Допълнителна система за МТЗ с комбинирана селективност по ток и време

Предвижда се въвеждане на допълнителна система за МТЗ със селективност по ток и време (ССТВ), която да се параметрира в Sepam като Група В. ССТВ ще работи като основна до момента на изграждането на цялата система от МТЗ с логическа и посочна селективност (СЛПС). СЛПС се параметрира като Група А, която ще бъде активирана като основна след цялостно завършване на програмата за ретрофит на вторичната комутация на РУСН. След това Група В ще изпълнява функцията на допълнителна защита и ще се активира в аварийни ситуации или при планови ремонти, при които се „прекъсва“ системата за логическа селективност и са възможни неселективни изключвания при к.с.

Активирането на ССТВ (Група В) е целесъобразно да става автоматично от Система за мониторинг (СМ). Към момента СМ все още не е изградена, поради което се налага във всяко КРУ, чиято защита участва в СПЛС да се монтира сигнализация за повреда „Fault“, която сработва при:

- Повреда в Sepam (Watch dog);
- Загуба на захранване 220Vdc на Sepam;
- Загуба на измерително напрежение 100Vac в Sepam;
- Загуба на захранване 220Vdc на веригите за логическа селективност (ЛС) между Sepam;
- Постъпил блокиращ сигнал (BI) в Sepam.

Настройка на МТЗ за моделите Sepam, без посочна функция (S40, T40 и M41):

Функция ANSI 50/51 Phase overcurrent, Group A, Logic discrimination (LD), Element 1: Tripping curve – Definite time (DT). Основна защита от к.с. с логическа селективност (ANSI 68) - високо стъпало на зоната.

Закъснението на защитата на изводите от РП и входовете на ГПП 2 е T_s = 0,1s в съответствие с препоръките в (Schneider Electric, 2006). Изводите от двигателните секции в ГПП 2 са с T_s = 0,3÷0,4s поради липсата на логическа селективност между тях и КРУ в РП.

За изводи за трансформатори от РП избраното закъснение T_s = 0,1s за „високо“ стъпало е допустимо при изпълнено условие:

$$1{,}25I_{scBmax} < I_{sA} < 0.8I_{scAmin} \quad (1)$$

където:
I_{scBmax} - максимална стойност на тока на к.с. долната защитавана зона (В);
I_{sA} - ток на настройка на защитата на горната защитавана зона (А);
I_{scAmin} - минимална стойност на тока на к.с. горната защитавана зона (А).

От (1) се получават препоръчаните от производителя коефициент на сигурност (селективност) $k_{\text{с}}$:

$$k_{\text{с}} = \frac{I_{sA}}{I_{scBmax}} > 1.25 \quad (2)$$

и коефициент на чувствителност $k_{\text{ч}}$

$$k_{\text{ч}} = \frac{I_{scAmin}}{I_{sA}} > 1.25 \quad (3)$$

В съответствие с (Наредба № 3 за устройство на електрическите уредби и електропроводните линии), коефициентът на чувствителност на стъпални токови защити при наличие на сигурно избирателно действие на резервно стъпало (чл. 852 т.4 а) има стойност не по-малка от 1.3 – по-високи от посочените от производителя (3).

Токът на сработване I_{sA} на защитата от к.с. в зоната на първичната намотка на трансформатора се съобразява с още две условия: тока на включване на трансформатора на празен ход и пусковия ток на най-мощния двигател НН при работещи всички останали двигатели.

За изводи за двигатели СН от РП токът на сработване на защитата от к.с. (при T_s = 0.1s трябва да отговаря на условието (Schneider Electric, 2006):

$$I_{sA} \geq 1{,}2I_{start} \quad (4)$$

За изводи за кондензаторни батерии СН от РП токът на сработване на защитата от к.с. (при T_s = 0.1s трябва да отговаря на условието (Schneider Electric, 2006):

$$I_{sA} \geq 10I_n, \quad (5)$$

където I_n е обявената (номиналната) стойност на тока на батерията.

За входове и секционни прекъсвачи в ГПП и РП и изводи от ГПП токът на сработване на горната защитата от к.с. I_{sA} и този на долната I_{sB}трябва да отговарят на условието (Schneider Electric, 2006):

$$I_{sA} \geq I_{sB} \quad (6)$$

Функция ANSI 50/51 Phase overcurrent, Group A, Time-based discrimination (TBD), Element 4: Tripping curve – Definite time (DT) или Inverse Definite Minimum Time (IDMT).

Предназначение:

- Основна защита от к.с. или претоварване - ниско стъпало на зоната;
- Резервна МТЗ (далечно резервиране) на съседната зона по низходящ ред - ниско стъпало на зоната.

За изводи за трансформатори от РП параметрирането на защитата от к.с. (ниско стъпало) се съобразява с условията (Schneider Electric, 2006):

$$I_{sA} < 5I_n \quad (7)$$

$$T_s \geq T_{s\text{НН}} + 0{,}3 \quad (8)$$

При липса на необходимост от ниско стъпало елементът се изключва (изводи за КБ и входове на двигателни секции на ГПП 2).

За изводи от двигателни секции на ГПП 2 – Tripping curve – Definite time (DT). Елементът се параметрира без закъснение и се използва в логически уравнения за задържане на ниското стъпало на защитата от е.з.с. (ANSI 50N/51N) по време на пуск на двигателя. Токът на сработване отговаря на условието:

$$1{,}25I_n < I_{sA} < 0.8I_{start}\,, \quad (9)$$

където I_n е обявената (номиналната) стойност на тока на двигателя.

Функция ANSI 50/51 Phase overcurrent, Group B, Time-based discrimination (TBD), Element 3: Tripping curve – Definite time (DT). Основна защита от к.с. - високо стъпало на зоната.

Закъснението за изводите от РП е Ts = 0,1 s и нараства във вертикална посока с ΔT= 0,3 s в съответствие с препоръките в (Schneider Electric, 2006). Настройката на тока на сработване на защитите от к.с. (високо стъпало) се осъществява със стойности, числено равни на тези за Group A LD Element 1.

Функция ANSI 50/51 Phase overcurrent, Group B, Time-based discrimination (TBD), Element 4. Функциите са като на Group A Element 4. Параметрирането на защитите на изводите от РП се осъществява със стойности, числено равни на тези за Group A Element 4.

Настройка на МТЗ за моделите Sepam, с посочна функция (S42 и T42)

Функция ANSI 50/51 Phase overcurrent. Параметрира се по начин аналогичен на описания по-горе за Sepam, без посочна функция.

Функция ANSI 67 Directional overcurrent, Group A, Logic discrimination (LD), Element 1. Tripping curve – Definite time (DT). Direction – Line. Основна защита от к.с. - високо стъпало на зоната в посока Line. Закъснението на сработване на всички нива е $T_s = 0.1s$. Токът на настройка е числено равен на този на 50/51 Phase overcurrent Group B Element 3 (TBD).

Функция ANSI 67 Directional overcurrent, Group A, Logic discrimination (LD), Element 2. Tripping curve – Definite time (DT). Direction – Busbar. Основна защита от к.с. - високо стъпало на зоната в посока Busbar. Element 2 се параметрира аналогично на Element 1 като се съобразява с токовете на късо съединение в посока Busbar.

Заключение

Опитно е установено, че Sepam не е параметриран заводски да изпълнява необходимата за РУСН на Аурубис система за МТЗ с комбинирана логическа и посочна селективност. За реализацията на проекта са направени целенасочени експериментални изследвания. Синтезирана е функционално-структурна схема на системата и време-диаграма за нейната работа. Дефинирани са настройките на МТЗ в съответствие с изискванията на нормативната уредба и съобразени с препоръките на производителя на цифровите защити.

Литература

Schneider Electric. (2006). Electrical network protection. Protection guide, 72. Schneider Electric, France.

Schneider Electric. (2012). Electrical network protection Sepam series 40. Rueil Malmaison - France: Schneider Electric.

Siemens PTD EA. (2005). Applications for SIPROTEC Protection Relays. Germany.

Наредба № 3 за устройство на електрическите уредби и електропроводните линии. ДВ бр.90, 91/2004, доп и изм. ДВ бр.108/2007; ДВ бр.92 / 2013.

Статията е рецензирана от проф. дтн Менто Ментешев.

ПРОБЛЕМИ НА ПЪРВИЧНАТА КОМУТАЦИЯ ПРИ РЕТРОФИТ НА КРУ

Стефан Чобанов

СМС-С ЕООД, Пирдоп, e-mail: stefan.chobanov@cmc-c.com

РЕЗЮМЕ: Обновяването на КРУ НН и СН чрез ретрофит масово се прилага в промишлените уредби с доказалата се технико-икономична ефективност. В случаите, когато се заменят комутационни апарати, най-често се налага промени в конструкцията на шинната система в КРУ.
Статията предлага методика за избор на шини в първичната комутация на КРУ по критерии за нагряване и електродинамична устойчивост в установен режим и в режим на късо съединение. .

Ключови думи: ретрофит, шини, нагряване, електродинамична устойчивост

PROBLEMS THAT OCCURS AT THE PRIMARY COMMUTATION IN THE RECONSTRUCTION OF SWITCHGEARS

Stefan Chobanov
CMC-C Ltd, Pirdop, e-mail: stefan.chobanov@cmc-c.com

ABSTRACT: Renovation of LV and MV switchgears through retrofit is applied widely in the industrial systems with proven technical and economical efficiency. In the cases where the commutation equipment is replaced, most often requires changes in the construction of the busbar system in the switchgear.
The article offers a methodology for selecting the busbars in the primary commutation of the switchgear by criteria for heating and electrodynamic resistance in the established regime and in short circuit regime.

Keywords: retrofit, busbars, electrodynamic resistance

Обновяването на КРУ чрез ретрофит е ефективен подход за повишаване на техническите им параметри, приближавайки ги до ниво на съвременни разпределителни устройства за СН, при това осъществими с 2-3 пъти по-малки разходи. Последното е резултат от съхранението на значителна част от пасивните елементи и габаритите в конструкциите на КРУ и произтичащото от това елиминиране на строителните дейности, съпътстващи монтажа на нови КРУ.

Ретрофитът в общия случай обхваща първичната и вторичната комутация на КРУ, като в отделни случаи това се осъществява селективно, не едновременно.

Измененията в първичната комутация са резултат преди всичко от замяната на комутационните апарати. Въвеждането на вакуумни и елегазови прекъсвачи, с различни габаритни и присъединителни размери, налагат промяна на конструкцията на шините и разстоянията между тях. Последните обстоятелства най-често изменят електродинамични сили и съответно механичните напрежения, които задължително трябва да бъдат оценени. Изчислителната проверка на шините обхваща:

- Нагряване от максималния работен ток и тока в режим на късо съединение, лимитирани от въведените комутационни апарати;
- Определяне на електродинамичните сили и генерираните от тях механични напрежения в режим на късо съединение.

1. Изчислителна проверка по нагряване на шините

1.1. Нагряване от продължителен работен ток

Допустимият ток на шината нормално се определя от номиналният ток на КРУ, респективно на прекъсвача. Но има изключения, когато се извършва ретрофит на КРУ, избран със значителен резерв по ток. В този случай, проверката се извършва по максималния ток на консуматора, но това трябва да се отрази в табелата на КРУ и в придружителната документация.

Допустимият ток за шината се определя по уравнението:

$$I_{доп} \le \frac{I_н}{k_1 k_2} \qquad (1)$$

или

$$I_{доп} \le \frac{I_{раб.}}{k_1 k_2} \qquad (2)$$

където: $I_н$ - номинален ток на КРУ (прекъсвача), А;

$I_{раб.}$ - максимален работен ток на включвания към КРУ потребител(и);

$k_1 \ge 1$ - коефициент, отчитащ температурата на въздуха: $k = 1$ при температура на околната среда с

$\theta_{01} = 25^o C$. При околна среда с $\theta_{02} \neq 25^o C$, допустимият ток се коригира с $k_1 = \sqrt{\frac{\theta_м - \theta_{01}}{\theta_м - \theta_{02}}} = \sqrt{\frac{70-25}{70-\theta_{02}}} = \sqrt{\frac{45}{70-\theta_{02}}}$

$\theta_м$ - максимална температура, допускана за шината, $\theta_м = 70^o C$, [1];

$k_2 \geq 1$ - коефициент, зависещ от разположението на шината: при разполагане на тясната страна $k_2 = 1$ при разполагане на широката страна $k_2 = 1,5$ за шини с широчина до 60mm, а $k_2 = 1,08$ за шини с широчина до 60mm [1].

В таблица 1 са определени минималните размери и сечения за медни и алуминиеви шини, определени по (1) според номиналните стандартизирани токове на КРУ, при температура на околната среда $\theta_{01} = 25^o C$, допустима температура на нагряване на шините +70°C, т.е. $k_1 = 1$.

Таблица 1.

№	$I_н$ на КРУ, А	Медни шини				Алуминиеви шини			
		Размер, mm	Сечения, mm²	брой	$I_{доп}$	Размер, mm	Сечения, mm²	брой	$I_{доп}$
1	630	50x5	250	1	860	60x6	360	1	828
2	1250	100x6	600	1	1676	100x6	600	1	1490
3	2500	100x6	1200	2	3352	100x8	1600	2	3009
4	3150	100x10	1000	2	4277	100x10	2000	2	3962
5	4000	120x10*	1400	2	4907	100x8	2400	3*	4513

* Не се препоръчват 3 броя шини на фаза, както и използването на шина с широчина $b > 100mm$, поради намаляване на разстоянието между фазите и нарастване на електродинамичните сили.

1.2. Нагряване в режим на късо съединение

Термичната устойчивост на шините в режим на късо съединение се определя от установения ток на к.с., I_∞, допускайки, че промишлените системи са „отдалечени“ от източниците, генериращи тока на к.с.л Времето за прекъсване на к.с. се лимитира от максималното време допустимо за прекъсване на т.к.с. от вакуумните и елегазовите прекъсвачи, което се приема $t_{кс} = 3s$.

Максималните допустими температури в режим к.с. за шините (при начална температура 70°C [1])е:

- За медни шини – 300°C;
- За алуминиеви шини - 200°C

Минималното сечение, гарантиращо термична устойчивост [5], се определя от зависимостта:

$$S_{\min} = \sqrt{\frac{B_k}{A_k - A_н}} = \frac{\sqrt{B_k}}{C} \quad (3)$$

където: $B_к$ е токовият импулс, $A^2 s$;

A_k е функция от допустимата крайна температура в режим на к.с.

$A_н$ е функция от началната температура, при която възниква к.с.

Токовият импулс се изчислява от:

$$B_к = I_\infty^2 .10^6 .t_{кс} = I_\infty^2 .10^6 .3, \quad (4)$$

а стойностите на A_k и $A_н$, определени графично по [5], дефинират $C = \sqrt{A_k - A_н}$:

- За медни шини: $C_{cu} = \sqrt{4,1.10^4 - 1,4.10^4} = 164,32$
- За алуминиеви шини: $C_{Al} = \sqrt{1,3.10^4 - 0,4.10^4} = 94,87$

От (3) и (4) може да се определят зависимостите на минималното сечение S_{min}, като функция от установения т.к.с. I_∞:

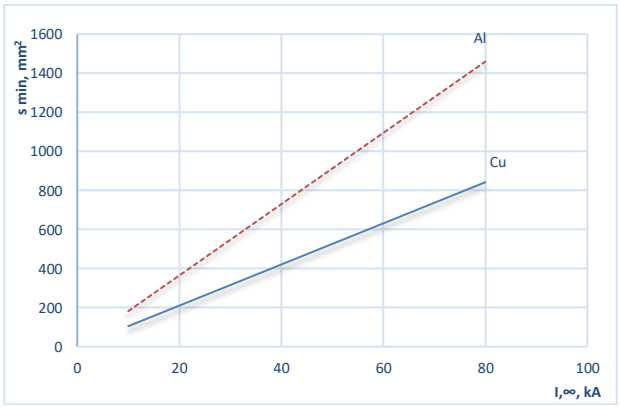
- За медни шини

$$S_{\min} = \frac{\sqrt{B_k}}{C_{cu}} = 10,53 I_\infty \quad (5)$$

- За алуминиеви шини

$$S_{\min} = \frac{\sqrt{B_k}}{C_{Al}} = 18,25 I_\infty \quad (6)$$

Зависимостите (5) и (6) са изобразени графично на фиг.1, откъдето с достатъчна точност може да бъде определено минималното сечение на шини от мед и алуминий.



Фиг. 1.

В зависимост от установения ток I_∞, (максималния при трифазно или двуфазно к.с.), определеното сечение се сравнява със сечението, определено при продължителен режим (т.1.1). Приема се по-голямото сечение закръглено до най-близкото стандартно сечение на шината.

С така избраното сечение на шината S, с ширина b и височина h се изчисляват електродинамичните сили и механичните напрежения σ, породени от тях, които не трябва да надхвърлят допустимото $\sigma_{доп}$:

$$\sigma \leq \sigma_{доп} \quad (7)$$

2. Изчислителна проверка за механична якост на шинната конструкция в режим на късо съединение

Механичната якост се оценява за всички нови шини в КРУ чрез изчисляване на напреженията и сравнение с допустимата стойност $\sigma_{доп}$. Проверката обхваща и магистралните шини, разположени в горния отсек на КРУ, ако се налагат конструктивни промени.

Допустимите стойности на напрежението $\sigma_{доп}$ се препоръчват в границите: за медни шини 0 от 130MPa [2], до 140MPa [5].

Напреженията, които възникват в шините, са резултат от електродинамичните сили F, които се определят по ударния ток i_y, от разстоянието между фазите, коригирани, от взаимното разположение на правоъгълните шини, техните размери, броя в пакета за една фаза и от съпротивителния момент W.

Шинните системи в КРУ трябва да се оразмеряват като статични. Собствената честота на колебанията $f_ш$, зависеща от разстоянието между опорите ($l \le 1000mm$), от коефициента k, функция от материала на шините (мед или алуминий), съответно при една шина в пакета $k = 3{,}62$ и 5,02 и при две шини в пакета $k = 12{,}3$ и 18,0, и размерите на шините, успоредни на действащата сила ($b = 50 - 120mm$), се изчисляват по формулата:

$$f_ш = k\frac{x}{l}10^5 \qquad (8)$$

За посочените размери и вид на шините $f_ш$ има стойности от 10^3 до 10^4Hz, което надвишава считаната като максимална граница 200Hz [5] най-малко с 1 порядък. От това следва заключението, че при изчисления на шинната система в КРУ, тя трябва да бъде разглеждана като статична.

2.1. Механични напрежения в правите участъци на съединителните шини при една шина

Механични напрежения в правите участъци на съединителните шини при една шина се определят по формулата:

$$\sigma_\phi = \frac{FL}{10W} = \frac{fL^2}{10W}, MPa \qquad (9)$$

където: F - електродинамична сила, възникваща между фазите, N;

f - специфична сила, N/m;

L - разстояние между опорите по надлъжната ос в шините, m;

W - съпротивителен момент на шините относно оста перпендикулярно на действието на силата, m^3

Електродинамичната сила между фазите F при правоъгълни шини, разположени в една равнина се определя:

$$F = 1{,}73.10^{-7}\frac{L.i_y^2}{a}k_\phi, N \qquad (10)$$

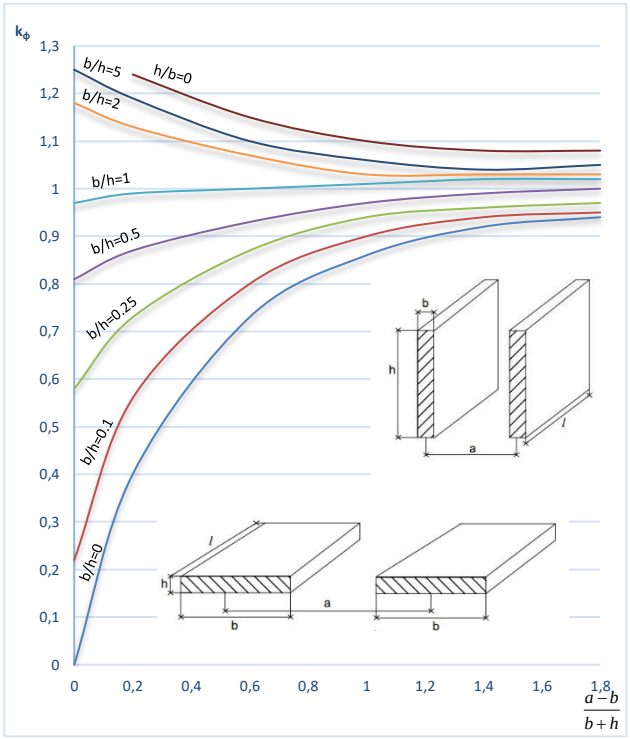
а специфичната сила:

$$f = 1{,}73.10^{-7}\frac{i_y^2}{a}k_\phi, Nm \qquad (11)$$

където: i_y - ударен ток на трифазно к.с, А

a - разстояние между осите между две съседни фази, m

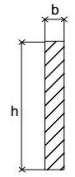
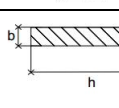
k_ϕ - коефициент, коригиращ формите на контура (фиг.2), зависещ от разстоянието между проводниците a, и размерите на шината b и h [3]



Фиг. 2.

Съпротивителният момент се определя по таблица 2, [5] в зависимост от броя на шините в една фаза.

Таблица 2.

Размери и разположение на шината	Монтаж и брой на шините във фазите			Съпротивителен момент, W, m^3
	R	S	T	
				$0{,}167hb^2$
				$1{,}44hb^2$
				$3{,}33hb^2$
				$0{,}167h^2b$
				$0{,}333h^2b$
				$0{,}500h^2b$

В случаите, когато се използват пакет от шини за една фаза, механичното напрежение се определя като сума от напреженията в шините между отделните фази $\sigma_ф$ (9) и в пакета σ_n, което зависи от тока през съставните две или три шини и разстоянието между тях.

$$\sigma = \sigma_ф + \sigma_n < \sigma_{доп} \qquad (12)$$

При две или три шини в пакета за фаза, напрежението σ_n се определя от:

$$\sigma_n = \sigma_{доп} - \sigma_ф = \frac{M_n}{W_n} = \frac{f_n l_n^2}{12 W_n} \qquad (13)$$

където: M_n - огъващ момент на шините в пакета

$$M_n = \frac{f_n . l_n .}{12} \qquad (14)$$

W_n - съпротивителен момент за 1 шина и се определя от:

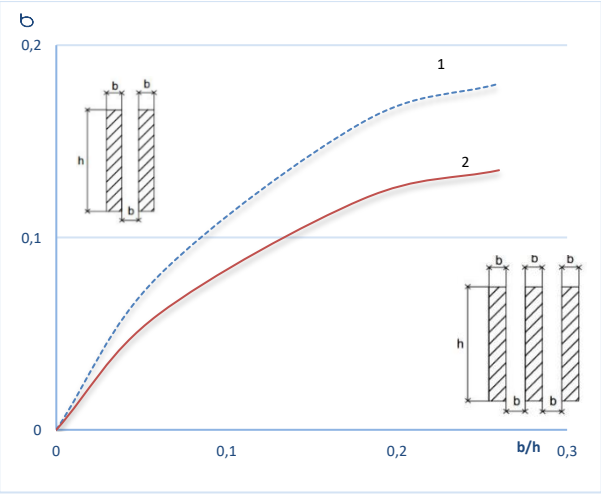
$$W_n = \frac{b^2 h}{6} \qquad (15)$$

l_n - разстояние на фиксация на шините (между подложките с дебелина b ;

f_n - специфична сила при две и три шини в пакета се определя от израза:

$$f_n = \delta \frac{i y^2}{6} 10^{-7} \quad , \qquad (16)$$

като δ е коефициент, който се определя от фиг. 3: при две шини - от крива 1, а при три шини - от крива 2, в зависимост от съотношението на размерите b/h.



Фиг. 3.

Така може да се определи максималното разстояние на фиксация между шините, когато са две или три, по формулата

$$l_{n\max} = \sqrt{\frac{12\sigma W_n}{f_n}} \qquad (17)$$

2.2. Механични напрежения в огънати шини

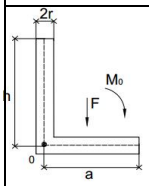
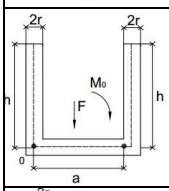
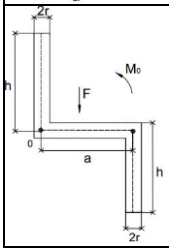
При ретрофита на КРУ в преобразуваната първична комутация, освен правите участъци, се използват огънати профили от избраната шина. Най-често се използват правоъгълни профили „⌊“, П-образни „⊓“ и с разнопосочна, двойно огъната форма „ ⌊⌋ „. Силите, възникващи в правите участъци, създават моменти в огъвките, насочени към увеличаване на ъгъла (изправяне) между отделните участъци в шината.

В някои литературни източници по Електрически апарати [3,4] са разгледани и предложени формули за определяне на електродинамичните сили и моменти в различни профили на шините, но с кръгло сечение. В [3] те са адаптирани само към прави шини с правоъгълно сечение, а в други са разгледани профилни (огънати) шини, но с кръгло сечение с радиус r [4], за които са изведени коригиращи коефициенти: за определяне на електродинамичната сила: (k_g) и за огъващите моменти (m_g), с допускането, че през отделни участъци на шината протича един и същ ток (табл.3).

Електродинамичните сили при шини с кръгло сечение се определят с израз, зависещ от коефициента k_g (таблица 3):

$$F = i^2 . 10^{-7} . k_g , N \qquad (18)$$

Таблица 3.

Форма на огънатия токовод	Стойности на коефициентите, коригиращи: Електродинамичната сила, k_g	Огъващият момент, m_g
	$k_g = l_n \frac{2b}{1+\sqrt{1+C^2}} + 0,25$ $b = \frac{a}{r}; c = \frac{a}{h}$	$m_g^o = 1,02(a-r)$ за $h > a$
	$k_g = 2\left(\frac{2b}{1+\sqrt{1+C^2}} + 0,25\right)$ $b = \frac{a}{r}; c = \frac{a}{h}$	$m_g^o = \left[a\left(l_n \frac{a-r}{r} + 0,25\right) + r\right]$
	$k_g = 0$	$m_g^o = a\left(1,75 - 3\frac{r}{a} + l_n \frac{r}{a-r}\right)$

Огъващият момент, спрямо точка О, зависещ от m_g (таблица 3), е:

$$M_o = i^2.10^{-7}.m_g^o, Nm \quad (19)$$

Напрежението, което възниква в сгъвките от огъващия момент M_o е:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M_o}{0{,}167.h^2.b} < \sigma_{доп} \quad (20)$$

При шини с правоъгълно сечение, радиусът се определя приблизително от кръга с еквивалентно сечение на шината със страна b и височина h :

$$r = \frac{\sqrt{b.h}}{\pi} \quad (21)$$

като грешката от това преобразуване намалява с относителното увеличаване на дебелината на шината b и намаляване на h , т.е .при квадратни шини.

Синтезираната методика успешно се прилага за изчисляване на шинната система при ретрофит на КРУ от електроинженеринговата фирма СМС-С ЕООД и решава съществен проблем на първичната комутация.

Таблица 4 илюстрира това приложение при изпълнение на ретрофит на КРУ 6kV в Аурубис България през 2015-2016г.

Таблица 4.

Тип на КРУ	п/ст	$I_н, A$	$I_{\max}, A$	Токове на трифазно к.с., кА			Използвана медна шина				Изчислени параметри			
				$I''кс$	$I\infty$	i_y	Размери на напречно сечение	Прав участък, mm		Профил на съедине-нията*	$I_{доп}, A$	$S_{m.уст.\min}$	Напрежение в шините, MPa	
													Права	ъглова
КВЭ	РП25	630	362	24,36	17,38	55,91	60/8	744	185	⌊	1254	103	63,41	106
КМ-1Ф-10	РП206	630	334	22,65	17,58	53,15	60/8	250	185	⊓	1254	123	6,48	83,9
ШВМЭ-6	ГПП2	1250	679	24,19	18,58	62,20	60/8	535	185	⌊	1254	131	9,97	98,6
ШВЭ-10	ГПП2	1250	498	41,28	31,32	107,54	60/8	210	185	⌊	1254	224	18,69	126
ШВМЭ-6	РП201	2500	598	26,41	18,58	67,4	100/8	552	240	⌊	1914	140	9,97	69,8
ШВМ-6	ГПП2 ( )	3150	1870	24,19	18,58	62,21	100/10-26p.	530	255	⌊	3772	224	2,67	14,9
HVX	ГПП2 ( )	3150	1941	26,31	18,88	66,99	100/10-26p.	530	255	⌊	3772	147	2,19	14,9

* Изчислени са профилите с максимални размери

Прави впечатление, че единствено КРУ ШВМЭ-6 с $I_н 2500A$ е с максимален товар 598А, т.е. 4 пъти по-малък от номиналния ток. Шинната система е с допустим ток $I_{доп} = 1914A$. Той е почти три пъти по-голям от максималния товар. Във всички останали КРУ, максималният консумиран ток е приблизително 2 пъти по-малък от номиналния, което гарантира достатъчен резерв около 100%.

Заключение

Систематизиран е метод за изчислителна проверка на шинната система, като съществена част от първичната комутация на КРУ, с което се решава важен проблем при ретрофита им.

Литература

Наредба № 3 за устройство на електрическите уредби и електропроводните линии. ДВ бр.90, 91/2004, доп и изм. ДВ бр.108/2007; ДВ бр.92 / 2013.

Анев, Г. Електрически подстанции и релейни защити. ВМГУ, С., 1986

Пенчев, П. Електрически апарати. Техника, С., 1976

Буль, Б.К., Г.В.Буткевич, А.Г.Годжеалло и др. Основы теории электрических аппаратов. Высшия школа, М., 1970

Справочник по електротехника, под.ред. на проф.д.р Ст. Стоянов, АВС Техника, С., 1992

Статията е рецензирана от проф. дтн Менто Ментешев.

STUDY ON THE PROTECTION TO EARTHINGS IN HIGH VOLTAGE INSTALLATIONS WITH GROUND-ISOLATED NEUTRAL POINT

Vlad Mihai Pasculescu, Nicolae Ioan Vlasin, Marius Cornel Suvar, Daniel Florea

National Institute for Research and Development in Mine Safety and Protection to Explosion – INSEMEX, 332047 Petroşani, Romania; vlad.pasculescu@insemex.ro; nicolae.vlasin@insemex.ro; marius.suvar@insemex.ro; daniel.florea@insemex.ro

ABSTRACT. In high voltage electrical networks which operate with ground-isolated neutral point the state of the insulation resistance to earth has to be permanently tested because of the following reasons: i) Single-pole earthings do not lead to short-circuits so that they will not be disconnected from the protections using over relays from the rigging of high voltage cells; ii) Single-pole earthings as well as phases insulation faults to earth lead to the occurrence of leakage currents (sneak currents) which may lead to spontaneous detonation of electrical detonators which can cause electrocutions, fires and explosions that often have catastrophic effects. The paperwork presents the methods for insulation resistance testing and the means of protection to earthings in high power electrical networks.

Key words: insulation resistance, high voltage, protection to earthings, zero-sequence component.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЗАЩИТА ОТ ЗАЗЕМЯВАНЕ ПРИ СЪОРЪЖЕНИЯ С ВИСОКО НАПРЕЖЕНИЕ ЧРЕЗ ЗАЗЕМЕНА НЕУТРАЛНА ТОЧКА

Влад Михай Паскулеску, Николае Йоан Власин, Мариус Корнел Сувар, Даниел Флореа
Национален институт за изследване и разработване в областта на минната безопасност и защитата от експлозии – ИНСЕМЕКС, 332047 Петрошани, Румъния
vlad.pasculescu@insemex.ro; nicolae.vlasin@insemex.ro; marius.suvar@insemex.ro; daniel.florea@insemex.ro

РЕЗЮМЕ: При електрически мрежи с високо напрежение, които работят чрез заземени неутрални точки, състоянието на изолационното съпротивление трябва да се проверява периодично поради следните причини: 1) заземяването в една точка не води до къси съединения , така че то няма да доведе до изключването му от защитите, когато се използват максимални релета при монтирането на клетки с високо напрежение; 2) заземяването в една точка, както и фазовото съединение към земята, водят до появата на токови загуби от утечки, които от своя страна могат да доведат до спонтанни детонации на електрическите детонатори , което може да породи токов удар, пожар или експлозия с често катастрофални последствия. Докладът разглежда методите за тестване на изолационното съпротивление и начините за защита на заземяването в електрически мрежи с високо напрежение.

Ключови думи: изолационно съпротивление, високо нпарежение, защита на заземяването, компонент с нулева последователност

Introduction

In high voltage electrical networks there has to exist a permanent control of the insulation resistance state, as well as a protection to earthing. In high voltage electrical networks this thing is achieved based on two principles:

- The asymmetry of phase voltages
- The occurrence of voltage and current zero-sequence components.

Asymmetry of phase voltages

The asymmetries of phase voltages represent an indicator of insulation faults as well as of earthings.

By using three voltage over-relays (U>) which permanently control the phase voltage, the following protection scheme presented in Figure 1 is achieved.

The voltage over relays U > are supplied from the secondary of the measurement transformer. The three relays control the phase voltage of the three-phase system.

The normally open contacts of the voltage over-relays are parallel connected. In the absence of insulation faults or of earthings, the three-phase voltage system is symmetric and balanced and the protection does not operate. In case of a fault or of an earthing, the three-phase voltage system unbalances and the voltage over relay (or relays) will action, and the disconnecting command of the general switch G.S. will be transmitted, command which removes the network from the voltage supply.

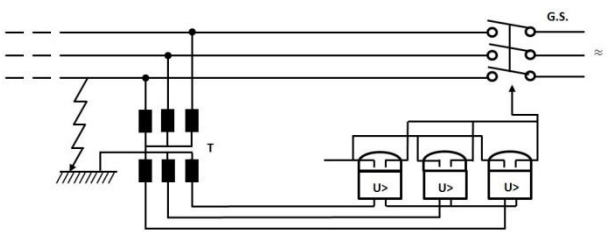


Fig.1. Protection to earthings based on the control of phase voltages

If one of the phases is earthed, the voltage on that phase will be zero, on the other two damaged phases the voltage will increase $\sqrt{3}$ times, the voltage over relays disconnect the G.S. which removes the network from the voltage supply.

The voltage transformer T is not an ordinary transformer because in case of a single pole earthing, like the one presented in Figure 1, the magnetic flow from the undamaged phases will induce an electromotive voltage in the short connected circuit, this one will generate very high currents which through thermal and electro dynamical effects may destroy the transformer T.

$$e = -\frac{d\phi}{dt} \qquad \phi = \frac{F}{\Re} \tag{1}$$

Occurrence of voltage and current zero-sequence components

At the occurrence of insulation faults or of earthings, the three-phase voltages and currents network becomes asymmetric. It is known that every voltage or current asymmetric regime can be decomposed in three components:

- The positive sequence component;
- The negative sequence component;
- The zero-sequence component.

The zero-sequence component of the voltage is given by the following equation:

$$\bar{U}_0 = \frac{\bar{U}_1 + \bar{U}_2 + \bar{U}_3}{3} \tag{2}$$

The zero-sequence component of the current is given by the following equation:

$$\bar{I}_0 = \frac{\bar{I}_1 + \bar{I}_2 + \bar{I}_3}{3} \tag{3}$$

In the absence of insulation faults or of earthings, the zero-sequence voltage or current components are null. At the occurrence of insulation faults, the zero-sequence components of the voltage and of the current will be non-zero. Based on the occurrence of zero-sequence voltage components the following protection scheme (Figure 2) can be achieved:

The three secondaries of the transformer T are serial connected. In this way the voltage over-relay (U >) controls a voltage which is proportional with the value of the zero-sequence component (U_0) of the voltage. In operating conditions, so in the absence of insulation faults or earthings, the zero-sequence component of the voltage is null and the protection does not operate.

In case of the occurrence of an insulation fault or of an earthing, the zero-sequence component of the voltage (U_0) will be non-zero and through its normally open contact which closes, it transmits the disconnection command of the general switch G.S. which removes the network from the voltage supply.

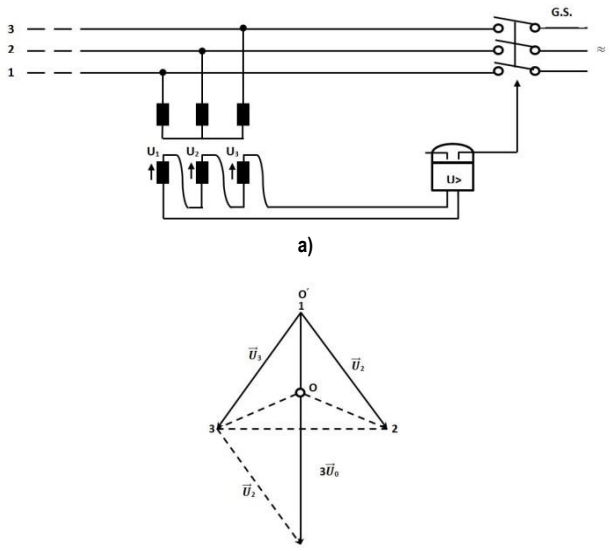


Fig.2. Protection to earthings based on the zero-sequence voltage component

If one phase of the three-phase system is earthed, the zero-sequence component of the voltage becomes equal to the phase voltage, as observed from the following vector diagram (Figure 3) and from the related geometrical demonstration:

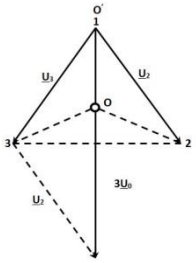


Fig.3. Vector diagram (Zero-sequence component of the voltage equal to the phase voltage)

For example, if phase 1 of the system is earthed, the neutral point of the system moves to point 1. In this way the voltages on the undamaged phases (U_2, U_3) increase $\sqrt{3}$ times and become line voltages. Equation 2 turns into:

$$\begin{aligned} &\bar{U}_0 = \frac{\bar{U}_2 + \bar{U}_3}{3} \\ &3 \cdot \bar{U}_0 = \bar{U}_2 + \bar{U}_3 \\ &3 \cdot U_0 = 2 \cdot U_l \cdot \cos 30^\circ = 2 \cdot \sqrt{3} \cdot U_f \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 3 \cdot U_f \\ &U_0 = U_f \end{aligned} \tag{4}$$

There exist protection schemes which are based on the occurrence of the zero-sequence component of the currents. Such a scheme is presented in Figure 4 a:

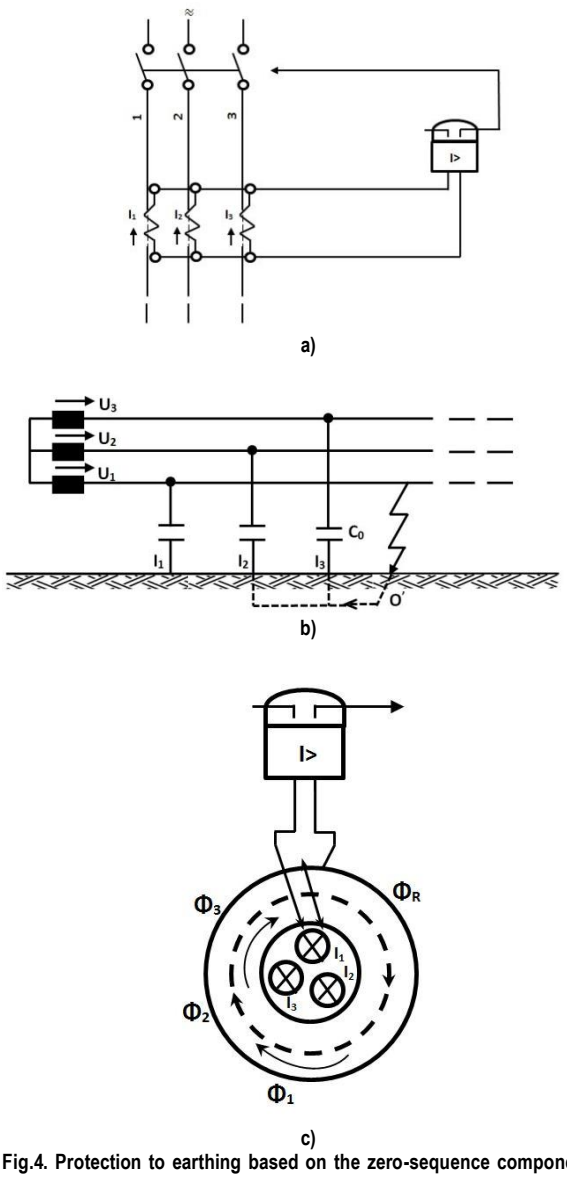


Fig.4. Protection to earthing based on the zero-sequence component of currents

The scheme uses three current transformers, and from their secondary the coil of the current over-relay I > is being supplied. The following notations are performed: I_1, I_2, I_3 represent the values of the currents that circulate through the secondaries of the current transformers. According to Kirchhoff's first law, through the coil of the current over-relay (I >) circulates a current which is proportional with the value of the zero-sequence component of the current I_0.

In the absence of insulation faults or of earthings, the zero-sequence component of the current is null and does not operate. When an insulation fault or an earthing occurs, the zero-sequence component of the current becomes non-zero $I_0 \neq 0$, the current over-relay I > will power up and through the normally open contact which closes, it sends the disconnection command of the G.S. which removes the network in which the insulation fault occurred from voltage supply.

Basically, based on this principle there are achieved relays for controlling the insulation resistances and for protection to earthings, relays that use a toroidal transformers which in the specialized literature is named Ferranti transformer. The basic diagram is presented in Figure 4c.

The Ferranti transformer uses a toroidal magnetic circuit M.C. of ring form. The three phases whose insulation resistance is controlled represent the primary of the Ferranti transformer and they are travelled by the currents: I_1, I_2, and I_3, whose directions are indicated in the diagram. The currents I_1, I_2, I_3 produce in the magnetic circuit M.C. the flows: Φ_1, Φ_2, Φ_3 whose directions are obtained by using the drilling rule. The three flows Φ_1, Φ_2, Φ_3 produce in the magnetic circuit a resulted flow Φ, which is given by the following relation:

$$\vec{\Phi} = \vec{\Phi}_1 + \vec{\Phi}_3 + \vec{\Phi}_3 \tag{5}$$

All Ferranti transformers comprise a single spiral (w=1) from which the coil of the over relay of current I > is supplied. Keeping into account the magnetic circuit law:

$$\vec{\Phi} = \frac{\vec{F}}{R} \tag{6}$$

F – magneto-motive voltage;
R – magnetic circuit reluctance.

We can write:

$$\vec{\Phi} = \frac{\vec{F}_1}{\Re} + \frac{\vec{F}_2}{\Re} + \frac{\vec{F}_3}{\Re} = \frac{\vec{I}_1 \cdot w}{\Re} + \frac{\vec{I}_2 \cdot w}{\Re} + \frac{\vec{I}_3 \cdot w}{\Re} =$$

$$= \frac{\vec{I}_1 \cdot 1 + \vec{I}_2 \cdot 1 + \vec{I}_3 \cdot 1}{\Re} = \frac{3 \cdot \vec{I}_0}{\Re}$$

$$\vec{\Phi} = \frac{3 \cdot \vec{I}_0}{\Re} \tag{1.7}$$

In operating conditions or in absence of earthings the zero-sequence component of the current is null, in the secondary of the current transformer there is not induced any current and the protection does not operate. In case of an insulation fault or of an earthing, the zero-sequence component of the current is non-zero ($\vec{I}_0 \neq 0$), the resultant flow is non-zero ($\Phi \neq 0$) and in accordance with the electromagnetic induction law $\left(e = -\frac{d\Phi}{dt}\right)$ a current is induced in the secondary of transformer. The current over-relay (I >) will power and through its normally open contact which closes it transmits the disconnection command to the general switch I.G. which removes the network from the application of voltage.

Conclusions

Both presented solutions have as purpose to increase the reluctance of the magnetic circuit ($\Re$), decrease the magnetic flow (Φ) and therefore decrease the electromotive voltage induced in the short connected circuit (e) as well as of the currents that will occur.

Based on the zero-sequence component of the current, in practice are achieved the relays for insulation resistance control and for protection against earthings, named leakage relays. This one usually equips high voltage cells. For example the ZSG relays which equip the the Polish made ROK-6 cell or

the ASP ones (different versions) which equip the Romanian made CAA – 7.2 kV cell.

References

Mircea I., *Instalaţii şi echipamente electrice*, E.D.P., Bucureşti 1996.

Păsculescu D., Romanescu A., Păsculescu V.M, Dobra R., *Short-Circuit resistance capacity of a 250MVA high-power transformer*, Recent Advances in Electrical Engineering, Recent Advances in Electrical Engineering Series, Vol. 20, Proceedings of the 1st International Conference on Electronics and Electrical Engineering (ELEL'13), 6-8 August, Valencia, Spain, WSEAS Press, Pp. 171-175, ISSN: 1790-5117, ISBN: 978-960-474-318-6, 2013

Păsculescu D., Romanescu A, Păsculescu V., Tătar A., Fotău I., Vajai Gh., *Presentation and simulation of a modern distance protection from national energy system*, Proceedings of the 10th International Conference on Environment and Electrical Engineering – EEEIC 2011, Rome, Italy, 2011, pp. 646-650, ISBN 978-1-4244-8779-0,

Păsculescu D., Pădure A., *Instalaţii electrice, note de curs*, Editura Universitas 2010.

Păsculescu D., *Reţele de transport şi distribuţie a energiei electrice – Culegere de probleme*, Editura Focus, Petroşani 2007

Recommended for publication by Editorial board.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА СВЕТОДИОДИ

Красимир Велинов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", candela@mail.bg; http://light-bg.eu

РЕЗЮМЕ. В доклада се изследва влиянието на електрическите и светлинните параметри на светодиодни модули, съставени от единични и COP (чип он борд) диоди при различни режими на работа. Установена е промяна на светлинния добив от 170 до 200 lm/W в зависимост от токовото натоварване.

Ключови думи: светодиодно осветление, светлинен добив

STUDY OF THE EFFICIENCY OF LEDS

Krasimir Velinov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", candela@mail.bg; http://light-bg.eu

ABSTRACT. The report examines the impact of electrical and lighting parameters of LED modules consisting of single and COP LED by different modes. Change was detected in light efficiency of 170 to 200 lm/W, depending on the current loading.

Keywords: LED lighting, light output

Въведение

Светодиодното осветление е сравнително нова технология. Както за всяко ново нещо, за него съществуват какви ли не легенди. Всъщност в областта на осветлението тази технология е революция съизмерима с изобретяването на нажежаемата лампа преди един век.

Не случайно през 2014 г. в областа на физиката беше присъдена нобелова награда на трима учени:

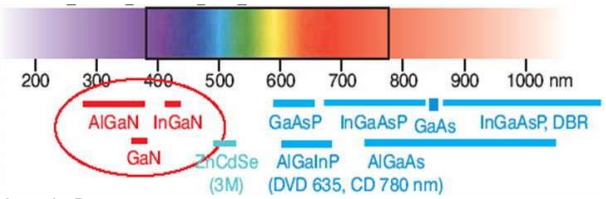
Isamu Akasaki, Meijo University, Nagoya, Japan

Hiroshi Amano, Nagoya University, Nagoya, Japan

Shuji Nakamura, UCSB, Santa Barbara, USA

Лауреатите са наградени за изобретяване на нов, енергоспестяващ и екологичен източник на светлина.

Същността на изобретението е създаване на технология за генериране на бяла светлина. В това отношение съществуват две възможности: получаване на бяла светлина чрез генериране на синя, червена и зелена светлина или генериране на синя светлина, която с помощта на луминофор да се преобразува частично в жълта. Първата възможност предполага използване на различни полупроводникови материали, които е трудно да се съвместят в един чип. Затова съвременните светодиоди използват втората възможност. Цялата трудност е, че за да се генерира синя светлина, полупроводниковият материал трябва да притежава широчина на забранената зона в диапазона 2.8 – 3.4eV. Такъв материал е галиевия нитрид GaN, както и AlGaN или InGaN.



Фиг. 1. Видове материали, използвани за излъчвателни диоди в различни области на електромагнитния спектър

Историята на получаване на сините светодиоди е следната:

През 1970 г. Akasaki получава монокристален GaN.

1986 г. - Създаден е метод за израстване на GaN върху сапфир с гладка повърхност и контрол върху проводимостта - Akasaki, Amano.

1989 г. – Amano, който е докторант, открива процес за p-тип легиране на GaN с Mg. Създаден е за първи път светодиод с GaN p-n преход.

1994 г. - Nakamura, Nichia Chemicals, получава високоефективен син диод.

1995 г. - Създаден е първият синьо-виолетов лазерен диод.

От този полупроводников материал е много трудно да се получат кристали и последващите години са отделени за създаване на тази технология. В крайна сметка в момента на пазара могат да се закупят светодиоди с ефективност на излъчването около 200 lm/W.

Целта на настоящата работа е да изследва зависимостта на параметрите на светодиодите от режима, в който са поставени, технологичното ниво на масовата им продукция.

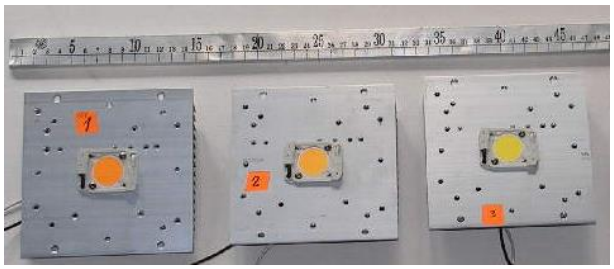
Постановка за изследвания и резултати

Изследването на параметрите на светодиодите е извършено с апаратурата, която в момента е налична в Научно-изследователската лаборатори по осветителна техника към Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски" (http://light-bg.eu/). Измерванията са извършени със следните уреди:

- LMT Photometer B520, идентификационен №04B4021 с фотометрична глава P30SC0 идентификационен №04B4022, свидетелство за калибриране на LMT Lichtmesstechnik GMBH Berlin №04B402/28.05.2014;
- кълбов фотометър с диаметър 2m (Велинов К, В. Войводов, 2012);
- автоматизиран гониофотометър (Велинов К, 2010, K. Velinov, P. Velinova 2013);
- измервател на мощност HM8115-2 идентификационен № 015447345, свидетелство за калибриране на национален център по метрология №148-ЕЕИ /14.12.2012;
- цифров термометър със сензор за температура DS18B20 идентификационен № 0000011697CDH, свидетелство за калибриране на национален център по метрология №268-ТИ/14.11.2012;
- спектрорадиометър MK350 идентификационен № HS0313220158, тестов източник MK002, свидетелство за калибриране на UPRtek lab № A012001/2013/7/5.

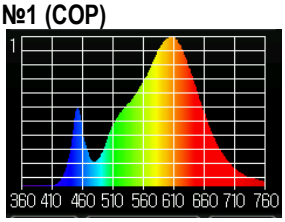
В момента в продажба са два вида светодиоди – единични чипове с мощност, по-малка от 1W, и групови матрици от диоди разположени върху един чип, които се произвеждат с мощност от 5 до 100W. По-долу са изследвани и двата модела светодиоди, получени от два независими доставчика.

Изследвани са следните характеристики на светодиодите: мощност, напрежение, светлинен поток, светлинен добив във функция от тока на светодиодите, при параметър цветна температура, и индекс на цветопредаване.



Фиг. 2. Външен вид на изследваните COP диоди №1, 2 и 3

Резултати за светодиод №1 (COP)

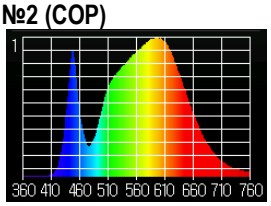


Спектър на светлината
Цветна температура = **3040 K**
Индекс на цветопредаване CRI =**83**

Таблица 1 *LED-1 3000K*

I, mA	P, W	U, V	Фл, lm	Lm/W
100	3.148	31.55	**562,7**	**178,7**
200	6.39	32.2	**1131,1**	**177,0**
300	9.78	32.72	**1686,2**	**172,4**
400	13.23	33.16	**2226,9**	**168,3**
500	16.74	33.5	**2730,6**	**163,1**
600	20.33	33.84	**3251,4**	**159,9**
700	23.9	34.16	**3747,7**	**156,8**
800	27.47	34.43	**4209,5**	**153,2**
900	31.26	34.71	**4684,7**	**149,9**
1000	35.22	34.97	**5154,2**	**146,3**
1100	38.6	35.09	**5491,1**	**142,3**

Резултати за светодиод №2 (COP)

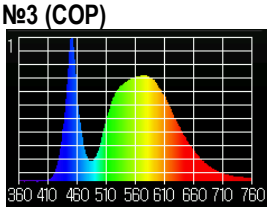


Спектър на светлината
Цветна температура = **3932 K**
Индекс на цветопредаване CRI =**82**

Таблица 2 *LED-2 4000K*

I, mA	P, W	U, V	Фл, lm	Lm/W
100	3.14	31.44	**580,0**	**184,7**
200	6.33	32.08	**1160,2**	**183,3**
300	9.7	32.58	**1740,1**	**179,4**
400	13.21	33.02	**2311,6**	**175,0**
500	16.64	33.4	**2851,2**	**171,3**
600	20.18	33.75	**3382,5**	**167,6**
700	23.77	34.06	**3893,1**	**163,8**
800	27.53	34.34	**4406,1**	**160,0**
900	31.19	34.62	**4884,3**	**156,6**
1000	34.81	34.9	**5342,6**	**153,5**
1100	38.61	35.09	**5762,1**	**149,2**

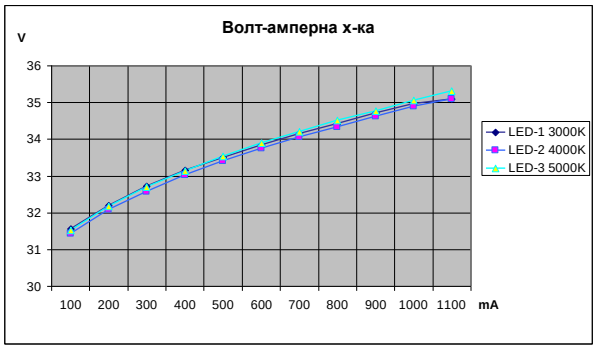
Резултати за светодиод №3 (COP)



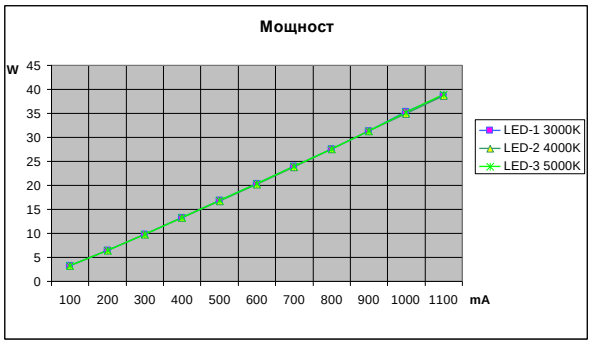
Спектър на светлината
Цветна температура = **4858 K**
Индекс на цветопредаване CRI =**72**

Таблица 3 *LED-3 5000K*

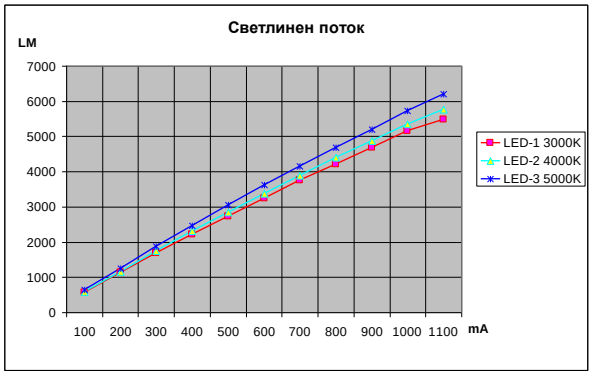
I, mA	P, W	U, V	Фл, lm	Lm/W
100	3.244	31.53	**645,0**	**198,8**
200	6.44	32.18	**1261,3**	**195,9**
300	9.79	32.7	**1872,1**	**191,2**
400	13.22	33.14	**2469,9**	**186,8**
500	16.76	33.53	**3058,2**	**182,5**
600	20.32	33.89	**3617,9**	**178,0**
700	23.91	34.2	**4157,9**	**173,9**
800	27.51	34.51	**4691,7**	**170,5**
900	31.25	34.76	**5199,5**	**166,4**
1000	35.1	35.05	**5720,7**	**163,0**
1100	38.83	35.31	**6199,3**	**159,7**



Фиг. 3. Волт-амперни характеристики на светодиоди №1, 2 и 3



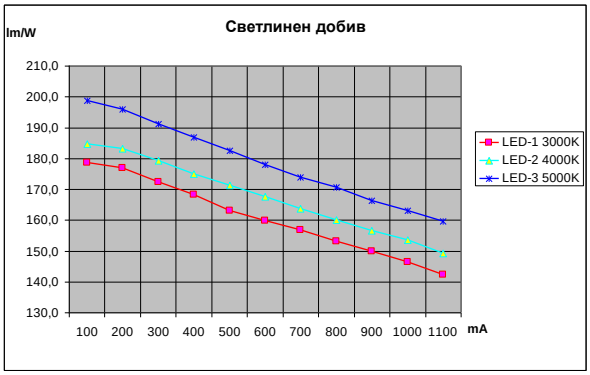
Фиг. 4. Промяна на мощността във функция от тока за светодиоди №1, 2 и 3



Фиг. 5. Промяна на светлинния поток за светодиоди №1, 2 и 3

Проба №4 представлява модул от 12 светодиода с мощност 1 - 3W.

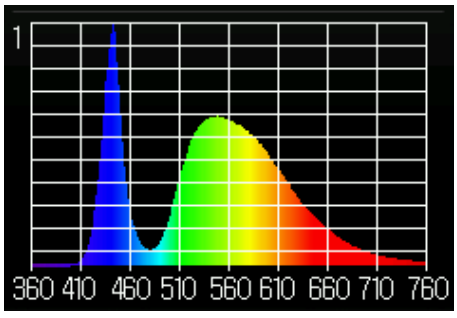
Резултатите за светодиод №4 са показани в таблица 4 и са визуализирани на фиг. 7, 8 и 9.



Фиг. 6. Промяна на светлиния добив за светодиоди №1, 2 и 3

Таблица 4

I	**U**	**P**	**Фл**	**η**
A	V	W	lm	Lm/W
0,10	32,06	3,22	**601**	**186,6**
0,15	32,43	4,85	**894**	**184,4**
0,20	32,77	6,60	**1199**	**181,7**
0,25	33,06	8,27	**1483**	**179,3**
0,30	33,32	10,21	**1812**	**177,5**
0,35	33,58	11,81	**2058**	**174,3**
0,40	33,82	13,58	**2337**	**172,1**
0,45	34,04	15,32	**2604**	**170,0**
0,50	34,26	17,17	**2881**	**167,8**
0,55	34,46	18,92	**3136**	**165,8**
0,60	34,68	20,90	**3423**	**163,8**
0,65	34,87	22,70	**3675**	**161,9**
0,70	35,06	24,53	**3928**	**160,1**
0,75	35,26	26,50	**4164**	**157,1**
0,80	35,45	28,40	**4448**	**156,6**
0,85	35,63	30,30	**4699**	**155,1**
0,90	35,82	32,30	**4956**	**153,4**
0,95	35,99	34,28	**5206**	**151,9**
1,00	36,19	36,16	**5443**	**150,5**
1,05	36,33	38,13	**5679**	**148,9**
1,10	36,54	40,31	**5945**	**147,5**



Спектър на светлината

Цветна температура = **5518 K**

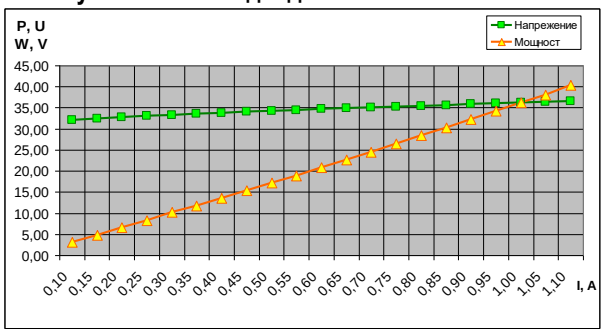
Индекс на цветопредаване CRI =**65**

Цветни координати:

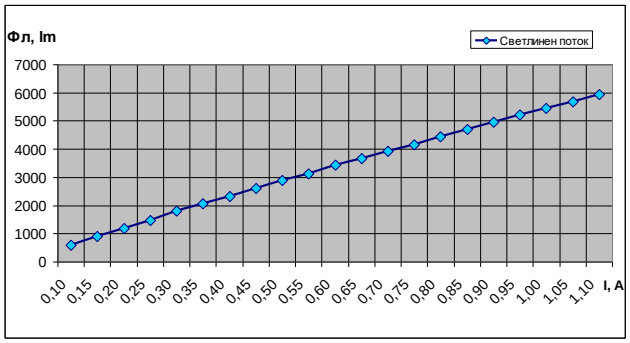
CIE 1931 **x=0.3321, y=0.3630**

CIE 1976 **u'=0.1985, v'=0.4882**

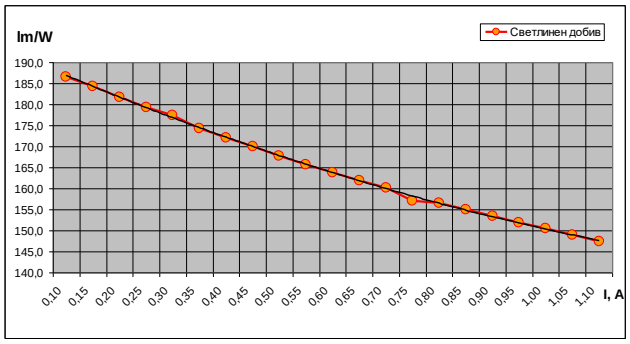
Резултати за светодиод №4



Фиг.7. Напрежение и мощност във функция от тока за светодиод №4



Фиг. 8. Излъчен светлинен поток във функция от тока за светодиод №4



Фиг. 9. Светлинен добив във функция от тока за светодиод №4

Заключение

При номинален ток от 700mA, светлинният добив на светодиоди № 1, 2 и 3 е в границите на 157 до 174 lm/W, като по-високият светлинен добив е при светодиода с по-висока цветна температура. При намаляване на работния ток от 700 на 100mA ефективността на тези светодиоди се увеличава на 180 – 200lm/W, но светлинният поток спада от 3750 - 4150 на 560 - 645lm.

Аналогично е и поведението на светодиод №4. При намаляване на работния ток от 700 на 100mA ефективността на тези светодиоди се увеличава на 160 – 187lm/W, но светлинният поток за модула от 12 светодиода спада от 3900 на 600lm.

И за двете групи светодиоди ефективността на излъчване се движи от 160 – 180lm/W в рамките на нормалния работен диапазон.

При подходящо охлаждане на светодиода може да се постигне излъчване на по-висок светлинен поток, но това е свързано с намаляване на неговата ефективност.

Изпитаните светодиоди са нормална извадка на произведени към края на 2015 година светодиоди и показват състоянието на светодиодната технология към този момент.

Литература

http://light-bg.eu/

Велинов К, В. Войводов, Модернизация на кълбов фотометър с цифрови фотосензори. Годишник на МГУ “Св. Иван Рилски”, 2012г., Том 55, св. III, стр. 22-25;

Велинов К., Гониофотометър за експресно измерване на светодиодни осветители, XIV Национална конференция с международно участие BulLight, 2010, Варна, България.

K. Velinov, P. Velinova, Goniophotometer with large number of digital photo sensors, LuxJunior 2013, 11. Internationales Forum für den lichttechnischen Nachwuchs, 23 - 27.09.2013, Dornfeld / Ilmenau, Deutschland.

Статията е препоръчана за публикуване от кат.„Електрификация на минното производство”.

WEB БАЗИРАНА БАЗА ДАННИ ЗА ОСВЕТИТЕЛИ

Красимир Велинов, Светлана Велинова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", E-mail: candela@mail.bg; http://light-bg.eu

РЕЗЮМЕ: *В доклада се описва създадената в НИЛ "Осветителна техника" база данни от* около 2000 *осветители, измерени в периода от 2011 – 2016 година.* Базата данни съдържа информация за електрическите и светлинните параметри съобразно издадените през годините протоколи. Направен е анализ за развитието на технологията във времето и влиянието на параметрите на източниците на светлина върху ефективността на осветителите.

Ключови думи: осветление, WEB база данни

WEB-BASED DATABASE FOR LUMINARIES

Krasimir Velinov, Svetlana Velinova
University of Mining and Geology "ST. IVAN RILSKI" E-mail: candela@mail.bg; http://light-bg.eu

ABSTRACT: The report describes the created in the laboratory "Lighting" database of about 2000 luminaries measured over the period 2011-2016 year. The database contains information about electrical and lighting parameters accordingly issued over the years protocols. An analysis of developments in technology over time and the influence of the parameters of the light sources on the efficiency of luminaires is made.

Keywords: lighting, WEB database

Въведение

Проектирането на изкуственото осветление е нагледен лесен процес, но е свързан с извършването на голям брой математически изчисления. Техният обем е толкова голям, че в момента никой проектант не би се захванал да ги извършва без помощта на компютри и сложни изчислителни програми. В момента съществуват голям брой такива програмни продукти, които са проверени в практиката и са ползвани от голям брой потребители (https://www.dial.de, http://lighting-bg.eu/)

За да се проектира една осветителна уредба, е необходимо да се познават следните параметри:

- геометрия на помещението или площадката;
- коефициенти на отражение на стените, тавана, работната повърхност или отражателни характеристики на пътната настилка;
- нормативни изисквания за нормените стойности на реализираните количествените и качествени показатели;
- светлоразпределение на осветителите.

Повечето от тези параметри са известни от заданието за проектиране или нормативните документи. Проектното решение обикновено е многовариантно, тъй като се използват различни по тип и мощност осветители. За да бъдат резултатите от проектирането реални, трябва данните за тези осветители да са достоверни. Най-голям проблем на проектантите създава получаването на данни за светлоразпределението на тези осветители. Не защото тези данни са скрити или недостоверни - всяка произвеждаща фирма осветители и уважаваща себе си има интерес да ги публикува. Основният проблем се състои в това, че начинът, по който са записани светлотехническите дани, не винаги е подходящ за прочитане от изчислителните програми, а също не са и събрани на едно място.

В момента реално съществуват няколко стандарта за представяне на тези данни. Такива са форматите на запис на североамериканското светлотехническо дружество (IESNA), формата EULUMDAT (https://en.wikipedia.org) и др. В Европа като стандарт се е установил форматът EULUMDAT. Той представлява текстов файл, всеки ред на който съдържа по едно число или наименование. Създаден е през 1990г. от Axel Stockmar, който е и автор на много успешна програма за проектиране на осветителни уредби.

Нивото на достъп за потребителите до такива данни е различно. По-реномираните фирми се стараят да публикуват тази информация на сайтовете си. В повечето случаи се набляга на търговската презентация. Намирането на данни за конкретен осветител е свързано с много време, загубено в търсене в Интернет.

Резултати

В Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски" от 2007г. функционира изпитателна лаборатория по осветителна техника. През 2010г. в същата лаборатория беше създаден гониофотометър, който позволи измерването на

светлоразпределението на осветителите и записването му в стандартен формат (Велинов К., 2010). В продължение на няколко години се натрупа информация от извършените изпитания в обем на около 2000 протокола. Много често проектанти отправяха запитване към лабораторията да се препоръча подходящ осветител за определена осветителна уредба. Много трудно беше бързо да се отговори на такъв въпрос, защото търсенето на конкретни данни в протоколите беше трудоемко.

С оглед да се облекчи този процес през 2015г. към сайта на лабораторията: www.light-bg.eu беше създадена база данни, в която се направи опит да се събере всичката информация от изпитанията на осветителите и да се направи възможно бързото намиране на подходящи такива за конкретния случай.

За създаването на базата данни беше използван стандартен продукт MySQL, предоставян от обслужващата хостинга фирма. На адрес: www.light-bg.eu => осветители => каталог всеки посетител на сайта би могъл да разгледа въведените данни за осветители и да избере тези от тях, които най-добре го устройват.

В каталога за всеки осветител са въведени данни за следните параметри:

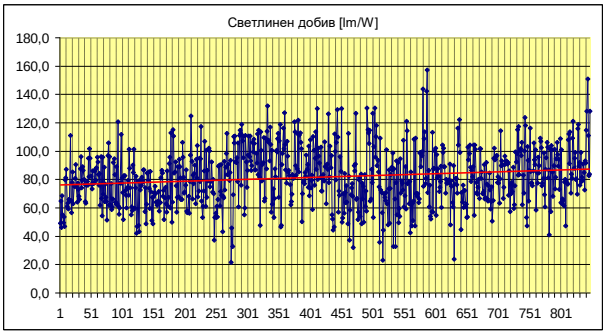
Фирма;
Светлинен източник;
Тип осветител;
Мощност;
Светлинен добив;
Цветна температура [K];
Индекс на цветопредаване CRI;
Фактор на мощността (cosφ);
Коефициент на пулсации;
Светлоразпределение;
Снимка на осветителя

Търсенето на конкретен осветител може да се извършва по следните критерии:

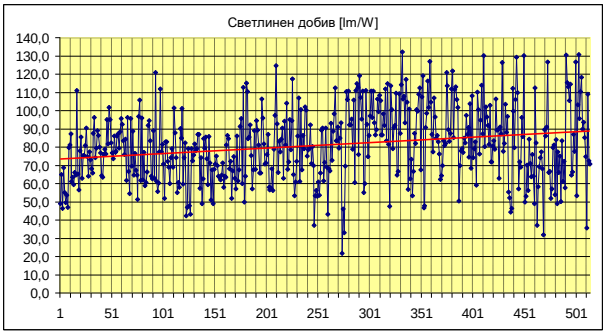
- Фирма;
- Светлинен източник;
- Тип осветлител;
- Мощност;
- Светлинен добив;
- Цветна температура [K];
- Индекс на цветопредаване CRI;
- Фактор на мощността (cosφ);
- Коефициент на пулсации.

След филтриране на осветителите, които отговарят на зададените критерии, проектантът може да разгледа снимките им, както и визуално да се ориентира за тяхното светлоразпределение. За да изтегли данните на осветителя в EULUMDAT формат, трябва само да посочи картинката на избраното светлоразпределение.

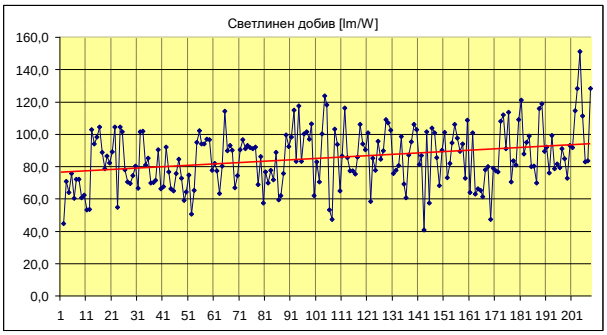
С помощта на тази база данни могат да се извършват изследвания за тенденциите в развитието на светлинните технологии. На фиг.1, 2 и 3 са показани извадки за промяната на светлинния добив на светодиодните осветители във времето.



Фиг.1. Промяна на светлинния добив на светодиодните осветители във времето.



Фиг.2. Промяна на светлинния добив на светодиодни осветители за вътрешно осветление във времето.



Фиг.3. Промяна на светлинния добив на светодиодни улични осветители във времето.

От същите данни може да се направи проучване кои фирми произвеждат ефективни осветители, каква е тенденцията в максималната мощност на осветителя и др.

Насоки за бъдеща работа

Изграждането на базата данни е само една стъпка от подпомагане на проектирането. Независимо че подборът на осветител за определена осветителна уредба е лесен и данните за него могат да се вкарат в стандартна изчислителна програма, процесът е желателно да се продължи, като във WEB страницата се интегрира софтуер, който да извършва изчисленията. Това вече е правено, но само за конкретен фирмен сайт (Велинов К., Даниел Тодоров, 2004, Velinov K., Todorov D, 2003).

Заключение

Статистиката на посетителите на страницата на лабораторията показва засилен интерес към базата данни. В случая голямо предимство е, че информацията за осветителите, така нужна на проектантите, е съсре-

доточена на едно място и може лесно да бъде получена и осмислена.

Литература

https://www.dial.de/de/dialux/download/

http://lighting-bg.eu/ => Software

https://en.wikipedia.org/wiki/Illuminating_Engineering_Society_of_North_America

https://en.wikipedia.org/wiki/EULUMDAT

Велинов К., Гониофотометър за експресно измерване на светодиодни осветители, XIV Национална конференция с международно участие BulLight, България, 2010;

Велинов К., Даниел Тодоров, Светлотехнически изчисления в интернет, Сборник с доклади на XII Национална конференция по осветление с международно участие Осветление 2004, Международен дом на учените „Ф. Ж. Кюри", Варна, България, стр. 105;

Velinov K., Todorov D, Lichttechnische Anwendung von Internet-Technologien, 6. Forum für lichttechnischen Nachwuschs, 2003, Arnstadt (Illmenau), Deutschland.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство“

ОЦЕНКА К.П.Д. НА ФОТОВОЛТАИЧНИ ПАНЕЛИ ПРИ ПРОДЪЛЖИТЕЛНА ЕКСПЛОАТАЦИЯ

Румен Исталиянов [1], Николай Лаков[1], Венцислав Спасов[1]

[1] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail rgi@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: В статията са показани и анализирани резултати от изследване на фотоволтаични панели BP Solar в продължение на 17 години в Лабораторията по възобновяеми източници на енергия на Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски".

Ключови думи: гарантирана производителност, ефективност на фотоволтаични модули, слънчева радиация

EVALUATION EFFICIENCY PHOTOVOLTAIC MODULES IN CONTINUOUS SERVICE

Rumen Istalianov[1], Nikolay Lakov[1], Ventsislav Spasov[1]
[1]University of Mining and Geology "St.Ivan Rilski ", Sofia, Republic of Bulgaria, E-mail rgi@mgu.bg

ABSTRACT: The report presents and analyses the results of research efficiency photovoltaic modules BP Solar for 17 years in Laboratory of Renewable Energy, University of Mining and Geology " St. Ivan Rilski".

Keywords: cells performance warranty, PV module efficiency, photovoltaic modules, solar irradiance

Въведение

В Минно-геоложкия университет „Св. Ив. Рилски" в рамките на програма TEMPUS 09383-95 беше изградена учебна лаборатория по "Възобновяеми източници на енергия". Лабораторията е обзаведена със следните съоръжения: вятърен генератор с мощност 1kW; 24 броя фотоволтаични батерии с единична мощност 120Wp и обща мощност 2880Wp, включени чрез зависим инвертор към електрическата мрежа; 4 броя фотоволтаични батерии с единична мощност 85Wp и обща мощност 340Wp, които заедно с вятърния генератор, зарядното устройство и акумулаторните батерии с капацитет 400Ah образуват автономна система; слънчеви панели за топла вода с обща площ 3,76m^2, циркулационна помпа и топлообменник с обем 300 l.

Едно от лабораторните упражнения е свързано със снемане на V-A характеристика на фотоволтаичен модул. Получените резултати от тези изследвания в продължение на 17 години са предмет на настоящия доклад.

Изложение

Основният параметър, характеризиращ производството на електрическа енергия от фотоволтаичните модули, е коефициентът на преобразуване на слънчевата енергия в електрическа (к.п.д.), (Недев, Коев, 2012).

Фотоволтаичните модули се характеризират със сравнително нисък к.п.д. – между 13 и 20% за монокристалните фотоволтаичните модули и 12÷16% за поликристалните фотоелементи. Повечето производители описват в своите брошури освен класическите характеристики на фотоволтаичните модули, но и влошаването на характеристиките им в течение на гарантирания експлоатационен срок. Това понижаване на параметрите им най-често е в графичен вид. Обикновено се гарантира запазване на 90% производителност на 10-та година и 80% на 20-та година (Jordan, 2012).

Изследваните фотоволтаични панели са едни от първите, инсталирани в България, а вероятно и произведените с такава мощност, на фирма BP Solar. Гарантираното време за експлоатация беше зададено 15 години при запазване на 80% от мощността им. Монтирани са на покрива на МГУ, Минен факултет, под ъгъл 60° (фиг.1).

Фиг. 1. Разположение на фотоволтаичните панели

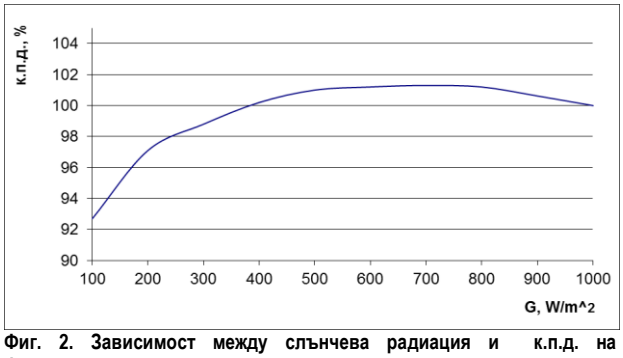
Параметрите на тези модули са показани в таблица 1.

Таблица 1

Параметри на монокристален модул ***BP 585F***

Номинална мощност, (P_{mpp})	85 Wp
Напрежение при макс. мощност, (U_{mpp})	18,0 V
Ток при макс. мощност, (I_{mpp})	4,72 A
Напрежение на празен ход, (U_{oc})	22,03 V
Ток на късо съединение(I_{sc})	5,0 A
Брой клетки	36
К.П.Д на модула	13,0 %
Темп. коефициент по ток	(0.065±0.015)%/°C3 mA/°C
Темп. коефициент по напрежение	–(80±10)mV/°C
Размери (LxWxH)	1188/530/19mm
Работна температура	-40 +85 °C
Максимално допустимо напрежение (U_{sys})	600 V

Зависимостта между общата слънчевата радиация и к.п.д. на фотоволтаичните модули е изследвана в лабораторни условия при доставката им. На фиг. 2 е показана тази характеристика в графичен вид и относителни единици.



Фиг. 2. Зависимост между слънчева радиация и к.п.д. на фотоволтаичните модули

За измерване на слънчевата радиация е използван пранометър на Янишевски, а за заснемане на V-A характеристика са използвани съответно волтметър и амперметър за постоянен ток, лабораторен реостат и контактен термометър. Точката от характеристиката, отговаряща на максимална мощност, се определя по опитно-изчислителен път (Granata, Boyson, 2009).

Моментният к.п.д. на фотоволтаичните модули може да се определи по следната формула:

$$\eta_t = \frac{P_t}{G_t . S} \qquad (1)$$

където P_t - моментна изчислена мощност във W ($P_t = U_t . I_t$);

G_t – обща слънчева радиация, W/m²;
S – площ на PV модул, m²;
U_t – измерено напрежение, V;
I_t - измерен ток, A;

Измерванията са провеждани винаги на един и същ модул, между 10 и 12h, един път годишно (обикновено през месец септември).

Резултатите от измерванията на ток, напрежение, обща слънчева радиация и температура, както и изчисленията за мощност и к.п.д. са показани в таблица 2.

Таблица 2

год,	G	T	U	I	P	η
	W/m²	°C	V	A	W	
1997	467	34	17,3	2,0	35	0,12
1998	502	27	17,8	2,1	37	0,12
1999	560	41	16,7	2,5	42	0,12
2000	556	32	17,4	2,4	41	0,12
2001	517	29	17,7	2,0	36	0,11
2002	455	30	17,6	1,8	32	0,11
2003	476	21	18,3	1,8	33	0,11
2004	558	34	17,3	2,0	34	0,10
2005	566	30	17,6	2,0	36	0,10
2006	480	31	17,5	1,6	27	0,09
2007	582	35	17,2	1,9	33	0,09
2008	385	35	17,2	1,3	22	0,09
2009	595	46	16,3	2,1	34	0,09
2010	277	29	17,7	0,9	16	0,09
2011	500	34	17,3	1,6	28	0,09
2012	408	33	17,3	1,3	23	0,09
2013	665	41	16,7	2,2	36	0,09
2014	322	22	18,2	1,0	18	0,09
2015	245	21	18,3	0,7	12	0,08

Влиянието на температурата на фотоволтаичния панел върху к.п.д е предвидимо и може да се изчисли. За получаване на действителната стойност на к.п.д. използваме следните две формули:

$$I_{25^oC} = I_t - (T_\partial - 25^o) K_I \qquad (2)$$

$$U_{25^oC} = U_t - (T_\partial - 25^o) K_U \qquad (3)$$

където I_{25^oC} и U_{25^oC} са съответно токът и напрежението, които би имал фотоволтаичният панел, ако температурата му е 25°C, A ,(V);
T_∂ – действителна температура на фотоволтаичния панел, °C;
K_I - температурен коефициент по ток, A/°C
K_U – температурен коефициент по напрежение, V/°C.

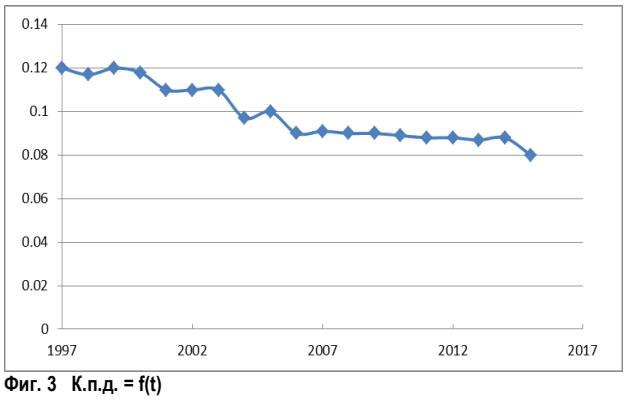
От графиката на фиг. 2 се отчита и коригира к.п.д. в зависимост от слънчевата радиация. Тези нови стойностти са показани в таблица 3.

Таблица 3

Коригирани стойности на к.п.д. към температура 25°C и слънчева радиация 1000W/m²

год.	I	U	P	к.п.д.	к.п.д.
	A	V	W	за 25°C	
1997	2,02	18,00	36,31	0,123	0,124
1998	2,07	18,00	37,21	0,118	0,119
1999	2,49	18,00	44,77	0,127	0,129
2000	2,35	18,00	42,29	0,121	0,122
2001	2,01	18,00	36,26	0,111	0,113
2002	1,78	18,00	31,98	0,112	0,112
2003	1,81	18,00	32,59	0,109	0,110
2004	1,95	18,00	35,05	0,100	0,101
2005	2,01	18,00	36,20	0,102	0,103
2006	1,54	18,00	27,64	0,091	0,092
2007	1,91	18,00	34,40	0,094	0,095
2008	1,24	18,00	22,32	0,092	0,092
2009	2,01	18,00	36,15	0,096	0,098
2010	0,87	18,00	15,59	0,089	0,088
2011	1,58	18,00	28,40	0,090	0,091
2012	1,28	18,00	23,03	0,090	0,090
2013	2,13	18,00	38,43	0,092	0,093
2014	0,99	18,00	17,76	0,088	0,087
2015	0,69	18,00	12,34	0,080	0,078

На фиг. 3 е показано намаляването на к.п.д. през годините в графичен вид.



Фиг. 3 К.п.д. = f(t)

Изводи

1. При предварителното изследване на фотоволтаичния панел е открито силно влияние на температурата върху неговия к.п.д.

2. Намаляването на к.п.д. е средно с 1,7% за година или около 33% в края на експлоатационния срок, независимо от гаранциите на производителя за намаляване до 20%.

3.Тези резултати са подобни на предишните изследвания на авторите (Исталиянов, Костов, 2014) и показват, че предварителните прогнозни параметри може и да не се запазят.

4. Необходим е непрекъснат контрол върху к.п.д. с цел откриване на значителни отклонения в гарантираните параметри на фотоволтаичните панели.

Литература

Недев Н., К. Коев Изследване производителността на фотоволтаични модули, Научни трудове на РУ, 2012, том 51.

Jordan D., S. Kurtz, Photovoltaic Degradation Rates, Journal Article, June 2012.

Granata J.E., W.E. Boyson, Long-term performance and reliability assessment of 8 PV arrays at SNL, 2009, SAND Publications.

Исталиянов Р., Г. Костов, Изследване к.п.д. на фото-волтаични модули, 2014, Unitex 2014, Габрово

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство".

ТОКОВЕ НА ЕДНОФАЗНО ЗЕМНО СЪЕДИНЕНИЕ В ЕЛЕКТРОСНАБДИТЕЛНИТЕ СИСТЕМИ НА ПОДВИЖНИТЕ ПОДСТАНЦИИ В „МИНИ МАРИЦА-ИЗТОК" ЕАД

Тодор Върбев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: vat@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: В статията е направен анализ на електрически мрежи, захранвани от подвижни подстанции в мини „Марица-изток" ЕАД. Определен е токът на еднофазно земно съединение в тях, което е предпоставка за по-нататъшен анализ при избора на режим на работа на звездните центрове на силовите трансформатори.

INVESTIGATION OF A CURRENTS VIA SINGLE-PHASE GROUNDED CONNECTION IN ELECTRICAL POWER SUPPLY SYSTEMS FROM THE MOBILE SUBSYSTEMS OF "MINI MARITSA IZTOK" EAD

Todor Varbev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: vat@mgu.bg

ABSTRACT: The article deals with an analysis of electrical power supply networks from the mobile subsystems of "Maritza East Mines" Ssc. The current via single - phase grounded connection is determined and investigated. This study is a base of the design for working mode of the stellar center of each main transformer in the power supply networks.

Въведение

Електрическите консуматори в „Мини Марица-изток" ЕАД се характеризират с големи единични мощности, приблизително от 1500kW до 5000kW. Това са гумено-лентови транспортьори, верижни и роторни многокофови багери, насипообразуватели, претоварачи и др.

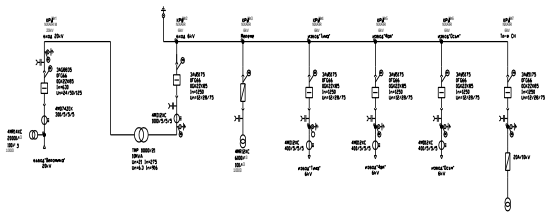
С напредване на откривните и добивни работи, електрическите консуматори се отдалечават от стационарните подстанции. Това води до удължаване на кабелните мрежи, увеличаване на загубите в тях и затрудняване на пускането на мощните електрически консуматори. За намаляване на загубите в мрежата и облекчаване на пусковите процеси на консуматорите в последните години в предприятието за захранване на посочените консуматори с електроенергия се използват подвижни подстанции.

Теоретично изследване

Режимът на работа на звездния център на силовите трансформатори съгласно изискванията на чл. 423 на Правилник за безопасност на труда при разработване на находища по открит начин [2] може да бъде:

- изолиран;
- заземен през дътогасителен реактор;
- заземен през резистор.

За да се избере какъв да бъде режимът на работа на звездния център, трябва да се определят токовете на еднофазно земно съединение /е.з.с./ на електро-снабителните системи, захранвани от силовите трансформатори на подвижните подстанции. Принципна схема на подвижна подстанция, използвана в предприятието, е показана на фиг. 1.



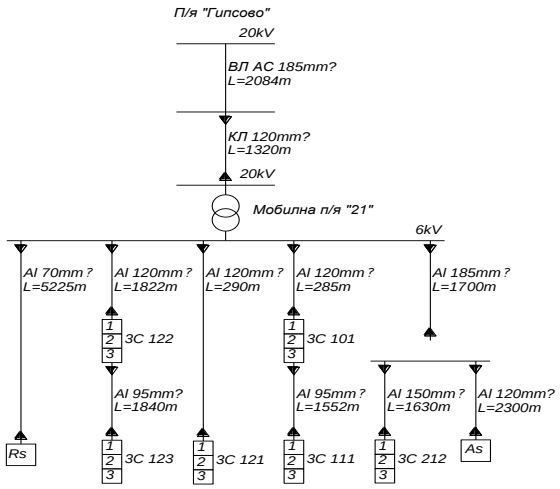
Фиг. 1.

За понижаване на напрежението от 21kV на 6,3kV най-често се използват силови маслени трансформатори с мощност 10MVA. Използват се и сухи трансформатори с мощност 12,5MVA.

В подстанцията е изградено закрито разпределително устройство за напрежение 20kV, съдържащо: вход 20kV, входен прекъсвач, транзитен изход на 20kV, извод за трансформатор собствени нужди. Разпределителното устройство за 6kV е съоръжено с 3 до 6 силови извода, килия мерене, а в някои случаи от това разпределително

устройство е захранен и трансформаторът за собствени нужди. Съоражени са с маломаслени, а в повечето случаи и с вакуумни прекъсвачи. В различните рудници броят на подвижните подстанции е различен. Към момента в рудник „Трояново–1" те са 3, в рудник „Трояново Север" – 5, а в рудник „ Трояново–3" - също 3 броя.

Схемата на захранване на електрическите консуматори от подвижна подстанция 21 в рудник „Трояново Север" е показана на фигура 2.



Фиг. 2.

Тя се захранва с напрежение 20kV чрез въздушна и кабелна линия. Въздушната линия е с дължина 2084m и е изпълнена с проводник тип АС–185, а кабелната има дължина 1320m и сечение на проводника 120mm². С вторично напрежение 6kV се захранват шест задвижващи станции, насипообразувател и един роторен багер.

Подобни са схемите за захранване на електрическите консуматори и от другите подвижни подстанции, които са описании в предишна публикация (Върбев, 2015) подстанции „22", „23", „24", „25", „Виктория", „Миглена", „31", „32", „33".

.

Данни за типа, сеченията и дължините на кабелните линии са посочени в следващите таблици:

Таблица 1.
Подвижна подстанция „21"

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	70	5225	0,64
NTSCGECWŐV	95	3392	0,73
NTSCGECWŐV	120	4697	0,8
NTSCGECWŐV	150	1630	0,88
NTSCGECWŐV	185	1700	0,94

Таблица2.
Подвижна подстанция „22"

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	70	1610	0,64
NTSCGECWŐV	95	160	0,73
NTSCGECWŐV	120	2350	0,8

Таблица 3.
Подвижна подстанция „23"

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	70 mm²	4351 m	0,64
NTSCGECWŐV	150 mm²	1767 m	0,88

Таблица 4.
Подвижна подстанция „24"

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	95 mm²	2290 m	0,73
NTSCGECWŐV	120 mm²	1560 m	0,8
NTSCGECWŐV	150 mm²	1410 m	0,88

Таблица 5. *Подвижна подстанция „25"*

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	95 mm²	1570	0,73
NTSCGECWŐV	120 mm²	1260	0,8

Таблица 6.
Подвижна подстанция „Виктория"

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF
NTSCGECWŐV	95	6100	0,73
NTSCGECWŐV	120	1600	0,8
NTSCGECWŐV	150	3200	0,88

Таблица 7.
Подвижна подстанция „Миглена",Тр. №1

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	35	1600	0,5
NTSCGECWŐV	95	4500	0,73
NTSCGECWŐV	120	8120	0,8
NTSCGECWŐV	150	6300	0,88
NTSCGECWŐV	185	3700	0,94

Таблица 8.
Подвижна подстанция „Миглена",Тр. №2

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	50	3010	0,58
NTSCGECWŐV	70	3750	0,64
NTSCGECWŐV	95	860	0,73
NTSCGECWŐV	120	3900	0,8
NTSCGECWŐV	150	4190	0,88
NTSCGECWŐV	185	6890	0,94

Таблица 9.
Подвижна подстанция „31"

Тип на кабела	Сечение, mm²	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	185	2050	0,94

Таблица 10.
Подвижна подстанция „32”

Тип на кабела	Сечение, mm^2	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	185	1150	0,94

Таблица 11.
Подвижна подстанция „33”

Тип на кабела	Сечение, mm^2	Дължина, m	C_0, μF/km
NTSCGECWŐV	70	400	0,64
NTSCGECWŐV	185	1300	0,94

За определяне тока на е.з.с. в мрежите с изолиран звезден център в литературата са посочени различни формули (Анев, 1974; Голубев, 1986; Волотковский, 1987). В настоящата работа за определяне тока на е.з.с. се използва формулата (Анев, 1974):

$$I_{е.з.с.} = \frac{U_н(35L_к + L_в)}{350}, \text{ A},$$

където: $U_н$ – номинално напрежение на мрежата в kV;
$L_к$ и $L_в$ - дължини на кабелните и въздушни линии, захранвани от подвижната подстанция.

Изчислените с горната формула токове на е.з.с. за посочените подвижни подстанции са дадени в табл. 12.

Таблица 12.

Подстанция	Ток на е.з.с., A	Обща дължина на каб. мрежа, km
21	9,986	16,644
22	3,228	5,380
23	3,671	6,1180
24	3,156	5,26
25	1,698	2,83
Виктория	6,54	10,90
Миглена тр.№ 1	14,53	24,22
Миглена тр.№ 2	13,56	22,6
31	1,23	2,05
32	0,69	1,15
33	1,02	1,07

Посочените в таблицата токове на е.з.с. в подстанциите се изменят в широки граници - от 0,69A за подстанция „32”, до 14,53A за подстанция „Миглена”. В действителност тези токове са по-големи, тъй като не са отчетени капацитетите на включените в мрежата багерни двигатели, комутационни апарати, силови и напреженови трансформатори. Трябва да се отбележи също, че тези стойности на тока на е.з.с. отразяват моментното състояние на електрическите мрежи на отделните подвижни подстанци. Поради динамиката на технологичните процеси в минните предприятия, както в пространството, така и във времето, тези мрежи променят своята дължина и конфигурация и в различни моменти могат да захранват различен брой консуматори. Това ще доведе и до промяна на токовете на е.з.с. в подвижните подстанции.

Заключения

С направеното теоретично изследване са определени токовете на е.з.с. на електрическите мрежи на отделните подвижни подстанции.

Стойностите на тези токове могат да ориентират инженерите и проектантите относно избора на режим на работа на звездния център на силовите трансформатори на подвижните подстанции, съгласно изискванията на нормативните документи.

Стойностите на токовете на е.з.с. не надхвърлят 15A и съгласно изискванията на Правилника по безопасност на труда при разработване на находища по открит начин (1996) силовите трансформатори трябва да работят с изолиран звезден център.

Литература

Анев Г. А., Изследване на електроразпределителните мрежи в откритите рудници на Н.Р. България и създаване на защитни устройства за тях. Дис. за получаване на НС „Доктор на техническите науки”, С.,1974.

Правилник по безопасност на труда при разработване на находища по открит начин. С., МТСГ, 1996.

Волотковский С. А. И др., Электрификация открытых горных работ. М. Недра, 1987.

Голубев Е. Е. и др. Справочник энергетика карьера. М., Недра, 1986.

Върбев Т.А.,Схеми за електроснабдяване и токове на земни съединения в откритите рудници на Република България, София, 2015.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство”.

ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски", Том 59, Св.III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2016
ANNUAL of the University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Vol. 59, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2016

АНАЛИЗ НА УСЛОВИЯТА ЗА ЕЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТ ПРИ ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА ЕЛЕКТРОСНАБДИТЕЛНИ СИСТЕМИ ЗАХРАНВАНИ ОТ ПОДВИЖНИ ПОДСТАНЦИИ В „МИНИ МАРИЦА-ИЗТОК" ЕАД

Тодор Върбев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: vat@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. В статията е направен анализ на електробезопасните условия в електрическите мрежи, захранвани от подвижни подстанции в мини „Марица-изток" ЕАД. Определена е максималната дължина на кабелната мрежа, големината на тока на еднофазно земно съединение и максималното време за изключване на повредения извод.

AN ANALYSIS OF THE ELECTRICAL SAFETY CONDITIONS DURING A MAINTENANCE OF THE ELECTRICAL POWER SUPPLY SYSTEMS FROM THE MOBILE SUBSYSTEMS OF "MINI MARITSA–IZTOK" EAD

Todor Varbev
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: vat@mgu.bg

ABSTRACT. This article deals with an analysis of the electrical safety conditions in the electrical power supply networks from the mobile substations of "Maritza-East Mines" Ssc. The maximal length of the cable system is determined. The additional parameters such: the value of current via single - phase grounded connection and maximum value of the switch –off time for the line trouble are obtained.

Въведение

Експлоатацията на електрическите мрежи в рудниците и мините /подземни и открити/ се извършва при тежки минно-технологични условия - висока или ниска температура, повишена влажност и запрашеност, на открито или в стеснени работни пространства и др.

Именно тези условия определят и по-строгите изисквания за електробезопасност при експлоатацията на електрическите мрежи в минните предприятия.

Едно от изискванията електрическите мрежи да бъдат безопасни при експлоатацията им е формулирано в чл.181 ал.(2) т. 1 [1], съгласно който при дефект в изолацията напрежението при допир, което може да се задържи неограничено време, до тоководещи части, които нормално не се намират под напрежение в среда с „особена опасност" и на открито, не трябва да превишава 25V променливо и 60V постоянно напрежение. Тъй като електрическите консуматори в откритите рудници работят на открито, тези изисквания се отнасят и за тях.

Заземяването на корпусите на електрическите консуматори е първото техническо мероприятие, което трябва да се извърши за защита на персонала от попадане под напрежение при допир до тоководещи части, които нормално не се намират под напрежение /индиректен допир/. За да бъде то ефективно, е необходимо съпротивлението на заземителната уредба да отговаря на нормативните изисквания. Съгласно чл.421 ал.(1) (ПБТ, 1996) съпротивлението на заземителните устройства "за всички електрически уредби и съоръжения за средно напрежение не може да превишава 4Ω".

Теоретично изследване

Цитираните по-горе две изисквания определят и големината на максималния ток на еднофазно земно съединение /е.з.с./ в откритите рудници,

$$I_{езс} = \frac{U_{доп}}{R_з} = \frac{25}{4} = 6{,}25A$$

В „Мини Марица-изток" ЕАД се експлоатират единадесет подвижни подстанции - „21ва", „22ра", „23та", „24та", „25та", „Виктория", „Миглена", „31ва", „32ра", „33та". Токовете на е.з.с на захранваните от тези подстанции електрически мрежи теоретично са определени в (Върбев, 2015) при работа с изолиран звезден център на силовия трансформатор. Диапазонът на изменение на тези токове е от 0,69A при подстанция „32ра" до 14,53A при подстанция „Миглена тр. № 1". В три от мрежите, захранвани от подвижните подстанции, токовете на е.з.с. са по-големи и от допустимия максимален ток 6,25A, при който се гарантира максималното допустимо допирно напрежение от 25V. За да се намали токът на е.з.с. в тези мрежи, може да се извършат следните технически мероприятия:

- намаляване на броя на електрическите консуматори, свързани към тях /намалява се дължината на кабелните линии/;
- намаляване на съпротивлението на заземителната уредба до необходимата стойност.

Приблизително каква трябва да бъде дължината на кабелните електропроводи, захранвани от отделните подвижни подстанции, за да се спази изискването за допустимата стойност на допирното напрежение, може да се определи от формулата:

$$L_к = \frac{I_{е.з.с.}350 - U_н L_в}{35U_н} = \frac{I_{е.з.с.}10}{U_н} - \frac{L_в}{35}, \text{ km},$$

където: - $I_{е.з.с.}$ - ток на еднофазно земно съединение , A;

- $U_н$ - номинално напрежение на захранващата мрежа, kV;

- $L_к и L_в$ - дължини на кабелните и въздушните линии, захранвани от всяка подвижна подстанция, km.

Ако се замести в горната формула максималната стойност на тока на е.з.с, при която се гарантира допустимата стойност на допирното напрежение, то за максималната дължина на електрическата кабелна мрежа се получава, $L_к = 10,42$, km. Т.е. за да се гарантира допустимото допирно напрежение $U_{доп}= 25V$, кабелните линии не трябва да са по-дълги от 10 km.

Друг критерий, който определя електробезопасните условия в електрическите уредби, но не е регламентиран в нормативните документи, е допустимият ток през човека $I_ч$. Различни автори в своите изследвания (Шуцкий В., 1979; Анев Г., 1987) посочват различни стойности на този ток. Също така те посочват и различни стойтости на тока, който е опасен за човека. Затова в по-нататъшните анализи ще се използват препоръките на МЕК /Международна Електрическа Комисия/ - IEC. Според МЕК, ток с големина от 10mA е опасен за здравето, а ток с големина 50 mA е опасен за живота на човека.

Известно е, че степента на поражение на човека от електрическия ток зависи както от големината му, така и от продължителността на протичането му през човека. За да може да се определи големината на допустимия ток, протичащ през човек, в зависимост от продължителността на протичането му, МЕК препоръчва да се използва формулата,

$$I_{доп} = 10 + \frac{10}{t}, \text{ mA}, \qquad (1)$$

където t - време на протичане на тока през човека в s.

Друг фактор, от който зависи големината на тока през човека, е неговото съпротивление, зависещо от много фактори - физическите свойства на тъканите, биофизичните и биохимичните процеси в организма, състоянието на кожата, вида и честотата на тока, времето на протичане на тока и др. Своето влияние върху него оказва и околната среда.

По данни на изследователи от Московския минен институт, при анализ на безопасността в рудниците, като се има предвид влажността, наличието на токопроводящ прах, специфичните условия на труд и др., се препоръчва съпротивлението на човешкото тяло да се приема:

- за напрежение < 1000V от 800Ω;
- за напрежение > 1000V от 500Ω

След като се знае големината на допустимото допирно напрежение $U_{доп}= 25V$ и на съпротивлението на човешкото тяло $R_ч = 500$ Ω, може с формулата $I_ч = \frac{U_{доп}}{R_ч}$, да се определи големината на допустимия ток през човека. В случая $I_ч = \frac{25}{500} = 0,05A.$

Този ток, съгласно изискванията на МЕК, е опасен за здравето на човека. За това изводът, в който има междуфазно земно съединение, трябва да бъде изключен от захранващия източник за най-кратко време. Ако се използва формулата, препоръчана от МЕК за определяне на допустимия ток през човека, можем да определим максималното време за изключване на повредения извод,

$$t = \frac{10}{I_{доп} - 10}, \text{ s} \qquad (2)$$

В случая $t = \frac{10}{50 - 10} = 0,25$, s.

Това време за изключване може да бъде постигнато от съвременните комутационни апарати и релейни защити. Те могат да се задействат и за по-кратко време - 100 - 150ms.

Използвайки формулата за определяне на допустимото допирно напрежение $U_{доп} = I_{езс} R_з$,V, при съпротивление на заземителната уредба $R_з = 4Ω$ и задавайки различни стойности на тока на е.з.с., може да се определи големината на възникващото допирно напрежение. Получените стойности на допирното напрежение са посочени в таблица 1.

Таблица 1.

$R_з$=4 Ω								
$I_{езс}$, A	5	10	20	30	40	50	60	70
$U_{доп}$, V	20	40	80	120	160	200	240	280

Знаейки големината на допирното напрежение и приемайки за съпротивление на човешкото тяло стойността от 500Ω, може да се определи големината на тока през човека. Изчислените стойности за тока през човека са дадени в таблица 2.

Таблица 2.

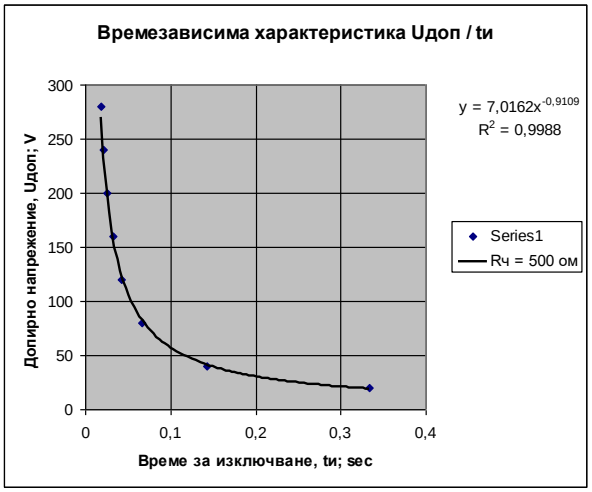
$R_з$ = 4 Ω								
$U_{доп}$, V	20	40	80	120	160	200	240	280
$I_ч$, A	0,04	0,08	0,16	0,24	0,32	0,4	0,48	0,56

Използвайки получените стойности за тока през човека в зависимост от допирното напрежение и формула (2), може да се определи максималното време на протичане на тока през човешкото тяло. Направени са изчисления и стойностите за времето на изключване са посочени в следващата таблица 3.

Таблица 3.

$R_ч$ = 500 Ω								
$U_{доп}$, V	20	40	80	120	160	200	240	280
$I_ч$, A	0,04	0,08	0,16	0,24	0,32	0,4	0,48	0,56
$t_{и,}$ s	0,333	0,143	0,068	0,043	0,032	0,025	0,0213	0,018

По данните от таблица 3 на фиг. 1 е построена характеристика, която показва зависимостта между възможното допирно напрежение и максималното време за изключване на повредения извод, т.е. за протичане на тока през човека при съпротивление на човешкото тяло $R_ч = 500\,\Omega$.



Фиг.1

В момента електрическите мрежи, захранвани от подвижните подстанции, работят със заземен през резистор звезден център на силовите трансформатори. Заземени са през резистор 60Ω. Той увеличава токовете на е.з.с. на електрическите мрежи на отделните подвижни подстанци от 60 до 62А**.** При тези големини на токовете на е.з.с., допирните напрежения ще достигнат стойности от 240 до 248V, които са приблизително десет пъти по-големи от допустимото допирно напрежение. Времето за изключване на повредения извод при такива стойности на допирните напрежения не трябва да бъде по-голямо от 25ms (Фиг.1). Това време е трудно постижимо от съвременните комутационни апарати и релейни защити.

Заключение

Получените резултати от направеното теоретично изследване за електробезопасните условия в електрическите мрежи, захранвани от подвижните подстанции в „Мини Марица-изток" ЕАД показват, че при работа на електроснабдителните системи с изолиран звезден център на силовия трансформатор могат да бъдат спазени изискванията на нормативната уредба и на МЕК. Очевидно от теоретичното изследване, при работа със заземен през резистор звезден център на силовите трансформатори те не се спазват. Необходими са допълнителни експериментални изследвания за определяне на действителните допирни напрежения.

Литература

Наредба №3 за устройството на електрическите уредби и електропроводните линии. 2004.

Правилник по безопасност на труда при разработване на находища по открит начин. С., МТСГ, 1996.

Върбев Т.А., Схеми за електроснабдяване и токове на земни съединения в откритите рудници на Република България, София, 2015..

Щуцкий В.И., В.К.Ахлюстин. Безопасность обслуживание электроустановок углеобогатительньих фабрик. М., Недра, 1979.

Анев Г.А., М.С. Ментешев. Електробезопасност в минните предприятия. София, 1987.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство".

ПРИБЛИЗИТЕЛЕН МЕТОД ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ МОЩНОСТТА НА ДВИГАТЕЛИТЕ НА ЧЕЛЮСТНИТЕ ТРОШАЧКИ ИЗПОЛЗВАНИ ЗА ЕДРО ТРОШЕНЕ

Теодора Христова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, teodora@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. Често в минните предприятия и строителните компании се случва да бъде доставена челюстна трошачка втора употреба с липсващи задвижващ двигател и документация. Тогава се налага на служители без квалификация в областта на обогатителните машини да определят какъв двигател е необходим на машината за съответните специфични качества на материала, който ще бъде трошен. Ремъчните шайби и междуосовото разстояние спомагат да се определят оборотите на двигателя, но за изчисление на мощността му се изисква квалификация в съответната област. В настоящата статия се прави опит да бъде улеснен начинът за определяне на необходимата мощност на двигателя без да е необходима допълнителна квалификация на персонала. Разгледани са две от най-известните методики, по които се определя мощността на тези машини и е избрана по-подходящата. На базата на това е създадена графика, по която лесно може да се реши проблемът, а накрая методиката е проверена и показва, че може да бъде използвана.

APPROXIMATE METHOD FOR DETERMINATION OF ENGINE POWER OF JAW CRUESHERS FOR COARSE

Teodora Hristova

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" 1700 Sofia, teodora@mgu.bg

ABSTRACT. Often second hand jaw crushers with missing engine and documentation are delivered to mining and construction companies. In such cases it is necessary employees without qualification in the field of mineral processing machines to determine which engine is required for the machine in respect of the specific properties of the material for crushing. Belt pulleys and distance between axes help to define the engine speed, but the calculation of its power requires qualifications in the field. This article is an attempt to facilitate the way to determine the required engine power without necessity of additional staff training. Here are discussed two of the most popular methods for determination of the power of these machines and the more appropriate one is chosen. On this basis is established a schedule, on which the problem can be easily solved, and finally the methodology is tested and it shows its relevance.
Keywords: jaw crusher, power, first stage crushing.

Въведение в проблема

Натоварването на двигателите на челюстните трошачки при работа [Олевский,1953] зависи от много фактори, част от които не могат да бъдат отчетени. Например, не може да бъде предвидена едрината на рудните късове, постъпващи в трошачките, както и дали в тези късове има вътрешни пукнатини и дефекти. Това обяснява защо до момента не е създадена точна теоретична формула, позволяваща да бъде определена мощността за задвижване на трошачките.

Един от начините за определяне на мощността се приема по формулата за извършената работа съгласно теорията на еластичността [Минин, 2012]:

$$A = \frac{\sigma_{CM}^2 . V}{2.E}, J \qquad (1)$$

където:

- A - работа за еластична деформация на телата, J;

- σ_{CM} - напрежение на разрушаване на смачкване на материала (Таблица 1), N / m^2;

- V - обем на рудния къс, m^3;

- E - модул на еластичност при натиск (Таблица 1), N / m^2.

Естествено, с увеличаване на степента на трошене се увеличава и работата. За това Ливенсон [Пономарев, 2008] замества V с разликата на обемите на постъпилия и разтрошен продукт:

$$V = \frac{\pi . B}{6}\left(D^2 - d^2\right), \qquad (2)$$

където:

- B - широчината на приемния отвор на трошачката, m;

- D - максималният диаметър на постъпващите късове (Фиг.1), m;

- d - максималният диаметър на разтрошените късове (Фиг.1), m.

В такъв случай работата при един ход на подвижната челюст е:

$$A = \frac{\sigma^2.\pi.B}{12.E}\left(D^2 - d^2\right), J \qquad (3)$$

Таблица 1.
Плътност, напрежение на разрушаване и модул на еластичност при натиск на минералите

Минерал	$\rho, t/m^3$	$\sigma, N/m^2$	$E, N/m^2$
Мек варовик	1,4	5.10^7	$4,2.10^{10}$
Твърд варовик	2,7	11.10^7	$4,2.10^{10}$
Пясъчник жълт	2	$6,5.10^7$	$4,2.10^{10}$
Пясъчник сив	2,7	11.10^7	$4,2.10^{10}$
Шисти глинести	1,2	$4,5.10^7$	$1,5.10^{10}$
Порфир	2,7	21.10^7	$7,4.10^{10}$
Диабаз	2,7	22.10^7	7.10^{10}
Базалт	2,8	25.10^7	$7,7.10^{10}$
Мрамор	2,8	10.10^7	$6,3.10^{10}$
Гранит едрозърнест	2,7	13.10^7	$5,6.10^{10}$
Гранит ситнозърнест	3,3	19.10^7	$6,5.10^{10}$

Съответно при един оборот на ексцентриковия вал, разходът на мощност на трошачката ще бъде:

$$N_{ДВ} = \frac{\sigma^2.\pi.n.B\left(D^2 - d^2\right)}{12.E.1000.60} = \frac{\sigma^2.\pi..n.B\left(D^2 - d^2\right)}{2,29.E.10^6}, kW \qquad (4)$$

Друг начин за определяне на необходимата мощност на двигателя на челюстната трошачка е тя да се изчисли чрез производителността и едрината на постъпващия и готов продукт, съгласно хипотезата на Бонд.

Необходимата мощност на трошачките на фирма „Алис – Чалмър", например, е пресметната съгласно хипотезата на Бонд с помощта на индекса на Бонд. Той представлява относителната енергопоглъщаемост на рудите и е определен на базата на резултати от експерименти. Тогава изразходваната енергия за разтрошаване на един тон руда ще бъде:

$$W = k_{CT}\left(\frac{10w_i}{\sqrt{d_t}} - \frac{10w_i}{\sqrt{D_t}}\right), kWh/t, \qquad (5)$$

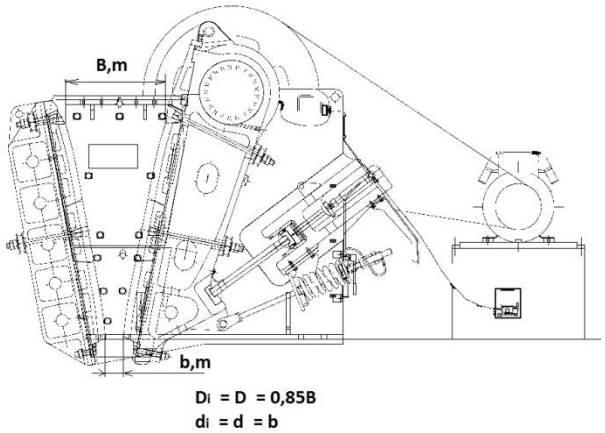
където:
- w_i - индекс на Бонд , kWh/t ;
- d_t - размери на квадратните отвори на ситото, през което преминават 80% от готовия продукт (Фиг.1), m;
- D_t - размери на квадратните отвори на ситото, през което преминават 80% от постъпващия в трошачката продукт (Фиг.1), m;
- k_{CT} - коефициент, отчитащ стадия на трошене; за едро трошене $k_{CT} = 0,75$.

Съответно мощността на двигателя $N_{ДВ}$ се пресмята по следната зависимост:

$$N_{ДВ} = \frac{k_{CT}.w_i.Q}{100.\eta_M\sqrt{D_i}}\left[\sqrt{\frac{D_i}{d_i}} - 1\right], kW \qquad (6)$$

където:
Q - масова производителност, t/h;

η_M - к.п.д. на задвижването;



Фиг. 1. Основни размери на челюстните трошачки използвани в методиката

Някои стойности на индекса на Бонд са показани в таблица 2.

Таблица 2.
Индекс на Бонд за някои минерали, kWh/t

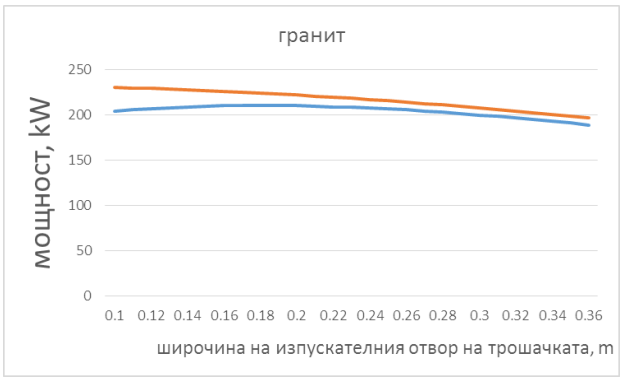
Минерал	Стойност	Средна стойност
Варовик	6–18	12
Гранит	9–25	17
Диабаз	11–27	12
Кварцит	6–28	17
Базалт	12–40	25

Тези формули са трудни за използване от хора, на които рядко се налага да прибягват до подобни изчисления, например в случаите, когато бива доставена използвана трошачка без двигател. Поради това се реши да бъде направена графика, чрез която при избрани вид и едрина на изходящия и входящ продукт за трошене лесно и с достатъчна точност да се определя необходимата мощност на двигателя на трошачката. Трябва да се има предвид, че по този начин ще може да бъде определена мощността на двигателя на челюстни трошачки, използвани само за едро трошене.

Резултати

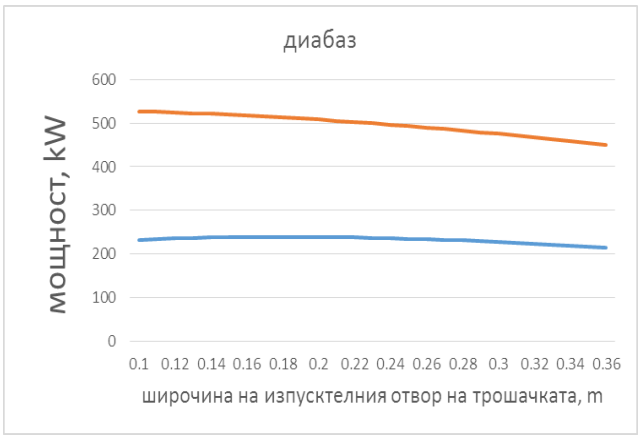
Избрани са няколко вида материали с характерни механични и физикохимични свойства (гранит, диабаз, порфир и мрамор), на които са изработени графики, показващи изменението на мощността на челюстните трошачки във функция от широчината на изпускателния отвор посредством горепосочените две методики и програмата Excel. Широчината на изпускателния отвор на

трошачката определя едрината на разтрошения продукт и е в границите от 0,1 до 0,35m. Широчината на захранващия отвор на трошачката е в границите от 1 до 1,5m и отговаря на широчината на приемния отвор на болшинството от съвременните челюстни трошачки за едро трошене, а ъгълът на захващане е 21^0. Графиките са показани на фигури 2, 3, 4 и 5. Долните криви са съгласно методиката на Бонд, а горните - съгласно теорията на еластичността.

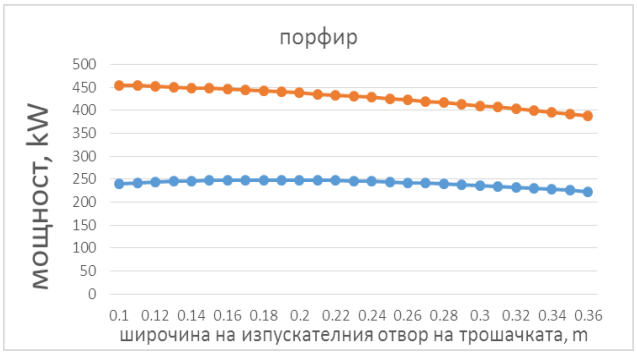


Фиг. 2. Мощност на двигателя на челюстна трошачка при трошене на гранит

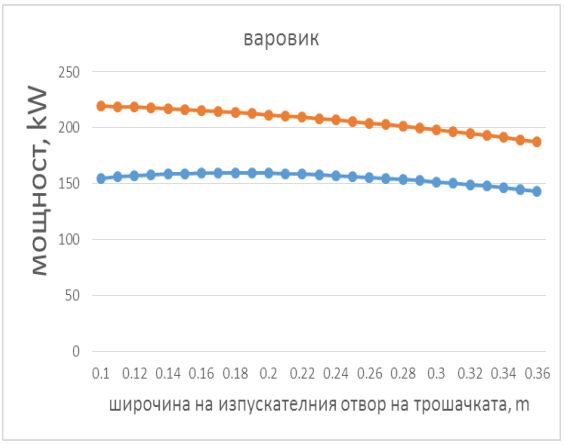
За гранита двете криви са близко една до друга и може да се каже, че и двете методики дават близки резултати. Не стоят така нещата, обаче при останалите три избрани материала - фиг. 3, 4 и 5.



Фиг. 3. Мощност на двигателя на челюстна трошачка при трошене на диабаз



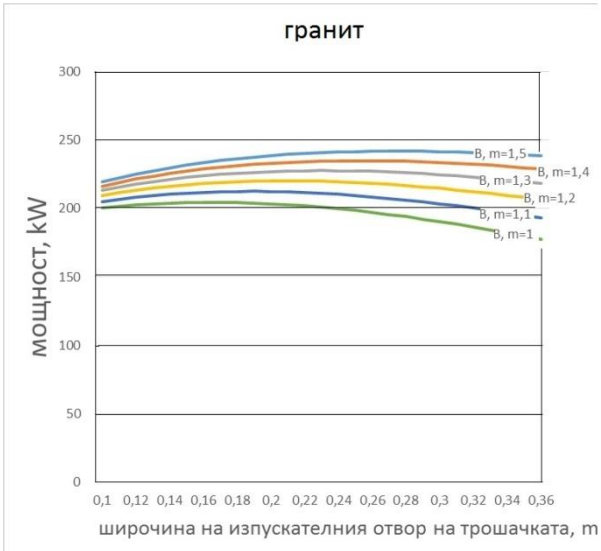
Фиг. 4. Мощност на двигателя на челюстна трошачка при трошене на порфир



Фиг. 5. Мощност на двигателя на челюстна трошачка при трошене на варовик

Графики 3, 4 и 5 показват огромна разлика в резултатите, като тези по методиката съгласно теорията на еластичността са нереално високи. Това е видно от получените стойности за мощността от порядъка на 450-500kW. Челюстни трошачки с подобни размери на приемния отвор и с толкова мощни двигатели не се предлагат на пазара. Следователно може да се приеме, че методиката на Бонд е по-удачна за определяне на инсталираната мощност на челюстните трошачки за едро трошене.

Поради това, че повечето руди имат механични и физикомеханични параметри близки или по-ниски от тези на гранита, се изработи монограма за определяне мощността на двигателите на трошачките спрямо широчината на приемния и изпускателен отвор по методиката на Бонд (фиг. 6.) за този материал.



Фиг. 6. Мощност на двигателя на челюстна трошачка при трошене на гранит при различна широчина на приемния и изпускателен отвор

Проверка на резултатите

За проверка приложимостта на графиката, показана на фиг. 5, се реши да бъдат определени мощностите на двигателите на две челюстни трошачки, използвани за едро трошене на медни руди, и да бъдат сравнени с

реалните инсталирани от завода производител. Първата е челюстна трошачка тип ТЧП15Х21 - производство Русия и работеща в ОФ "Асарел", а втората е тип CJ615:01 производство SANDVIK и работеща в рудник Челопеч. Приемните и изпускателни отвори на трошачките са както следва:

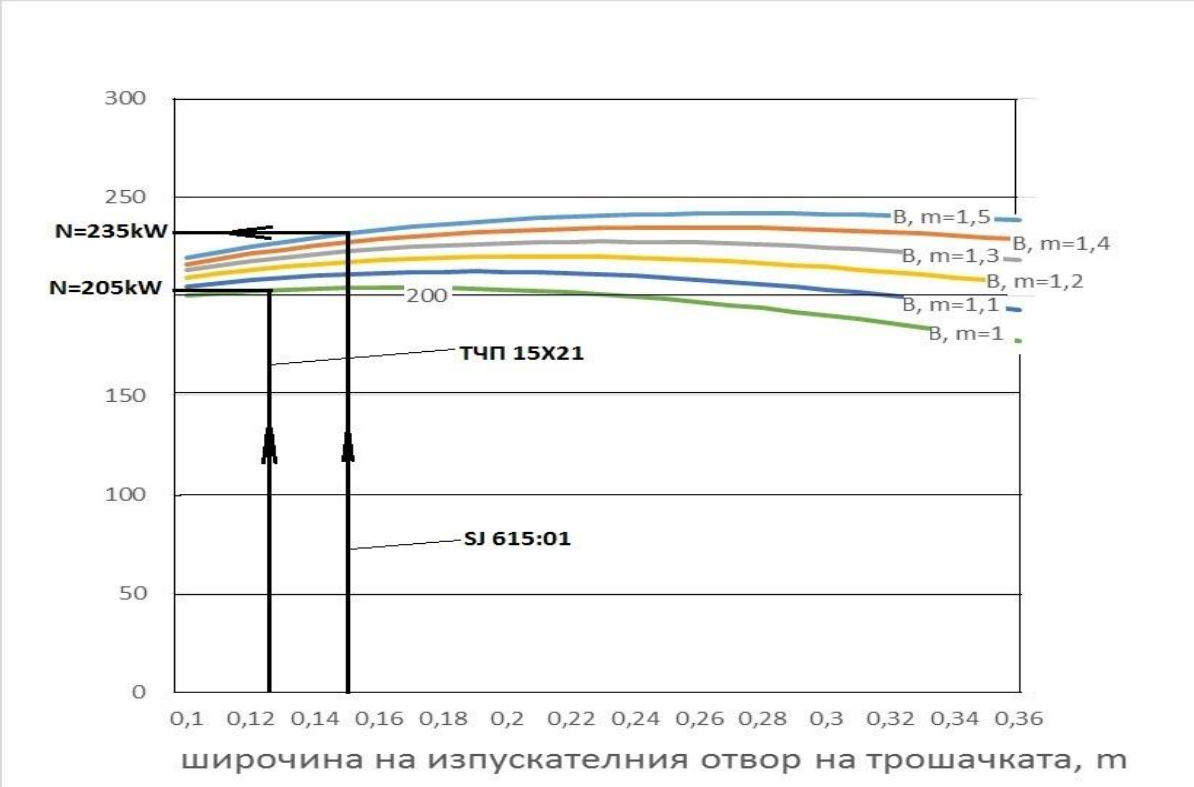
ТЧП15Х21 – B = 1,5m; b = 0,15m;

CJ615:01 – B = 1,07m; b = 0,125m.

Използвайки графиката на фиг. 6 за мощностите на трошачките получаваме (фиг. 7) съответно:

ТЧП15Х21 – N = 235kW при инсталирана реално от производителя 250kW;

CJ615:01 – N = 205kW при инсталирана реално от производителя 200kW.



Фиг. 7. Приблизително определяне на мощността на двигателя на челюстни трошачки тип ТЧП15Х21 и CJ615:01

Изводи

1. Изработената графика за приблизително определяне на мощността на трошачките може да се използва само за трошачки с широчини на приемния и изпускателен отвор в диапазона, показан на графиката (фиг. 7).

2. Наблюдава се първоначално нарастване на мощността при увеличаване на изпускателния отвор, което се дължи на това, че методиката на Бонд използва производителността като основен фактор за определяне на мощността, а при ниски стойности на широчината на изпускателния отвор производителността е минимална.

3. В показания метод не е отразен видът на трошачката (с просто или сложно люлеене на подвижната челюст), което също води до грешка, макар и минимална.

Литература

Минин И., Техника и технологии за обогатяване на полезни изкопаеми, I част, София 2012, 217 стр.

Олевский В.А. „Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилок", Металлургиздат, 1958.

Пономарев В.Б, А.Б. Лошкарев. „Шековые и конусные дробилки" , Екатеринбург, Высшая школа, 2008.

Статията е препоръчана за публикуване от кат.„Електротехника".

МАКЕТ ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОПЕРАЦИОНЕН УСИЛВАТЕЛ

Мила Илиева-Обретенова

Минно-Геоложки Университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, milailieva@abv.bg

РЕЗЮМЕ. В статията се представя макет за изследване на операционен усилвател. Описана е методика за изработването на макет. Резултатите са представени чрез данни и графики. Модерните електроизмервателни уреди позволяват запаметяване на данните в различни формати и обработка с подходящи редактори. Изброени са предимствата на макета. Бъдещата работа може да включва симулация на операционен усилвател в среда MultiSim и сравняване на резултатите от двете измервания.

TEST MODEL FOR OPERATION AMPLIFIER RESEARCH

Mila Ilieva-Obretenova

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, milailieva@abv.bg

ABSTRACT. The paper represents test model for research of operation amplifier. Methods for test model elaboration are described. Results are given by data and charts. The modern measurement instruments allow data retaining in different formats and processing with appropriate editors. Advantages of test model are listed. The future work includes simulation of operation amplifier in MultiSim environment and comparison the results of both measurements.

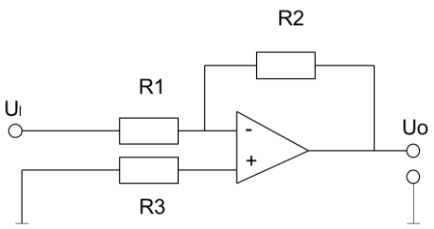
Въведение

Учебните дисциплини „Електроника" и „Електронни устройства в изчислителната техника" представляват важен етап от обучението на специалности Електроенергетика и електрообзавеждане (ЕЕЕО), Автоматика, информационна и управляваща техника (АИУТ) и Компютърни технологии в инженерната дейност (КТИД). Макетите, с които се работи в момента, са морално и физически остарели и затова е необходимо тяхното обновяване. Макетите за изследване на операционен усилвател са в най-лошо състояние и затова се започва от тях. С цел ускоряване на реализацията два макета се обединяват в един.

Методология

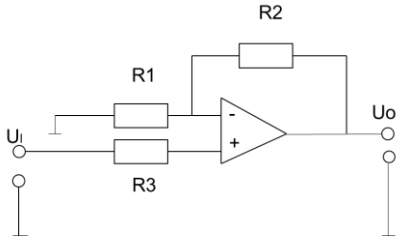
Методологията за изработване на макет за изследване на операционен усилвател съдържа следните стъпки:

1. Подготовка на функционални схеми със стойности на елементите:
   a. инвертиращ усилвател – принципната му схема е показана на фигура 1;



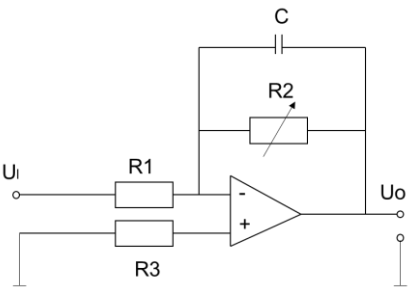
Фиг. 1. Принципна схема на инвертиращ усилвател

   b. неинвертиращ усилвател – принципната му схема е показана на фигура 2;.



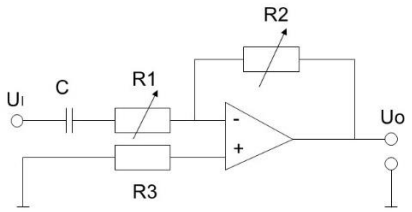
Фиг. 2. Принципна схема на неинвертиращ усилвател

   c. нискочестотен филтър – принципната му схема е показана на фигура 3;



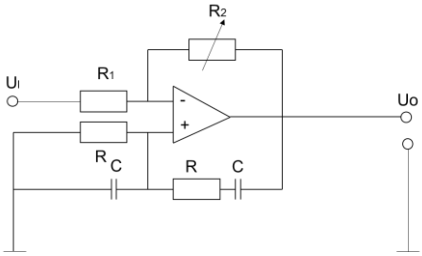
Фиг. 3. Принципна схема на нискочестотен филтър

d. Високочестотен филтър - на фигура 4 е показана принципна му схема;



Фиг. 4. Принципна схема на високочестотен филтър

e. Лентов филтър - на фигура 5 е показана принципна му схема.



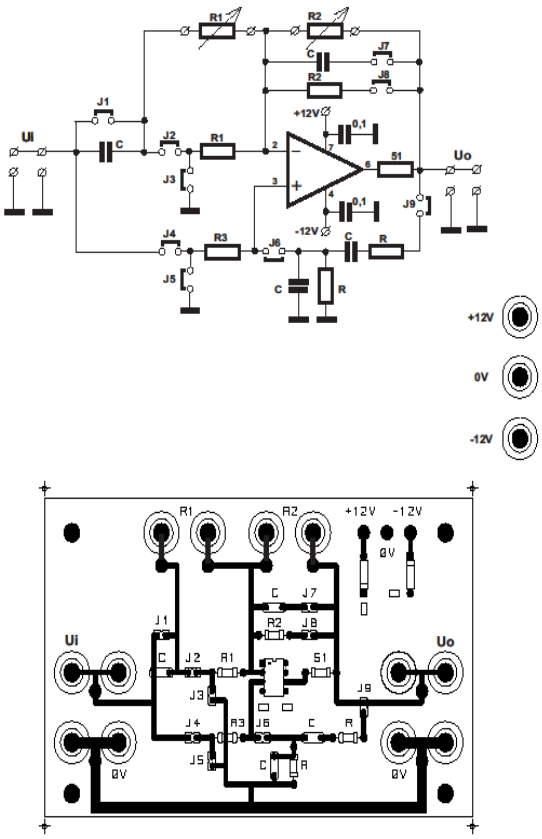
Фиг. 5. Принципна схема на лентов филтър

2. Методика на измерванията:
   a. Кратка теоретична част;
   b. Задачи за изпълнение;
   c. Схема на опитната постановка;
   d. Описание на използваните апарати;
   e. Таблици с входни и изходни данни; входните данни се задават с мерна единица и стойност, изходните данни – само с мерна единица.
   f. Графики на изходните данни като функция на входните;
3. Изработване на печатна платка, обединяваща функционалните схеми с джъмпери;
4. Запояване на елементите, изработване на отвори и поставяне на букси;
5. Монтиране на платката върху поставка;
6. Тестване на макета.

Резултати

1. Макет

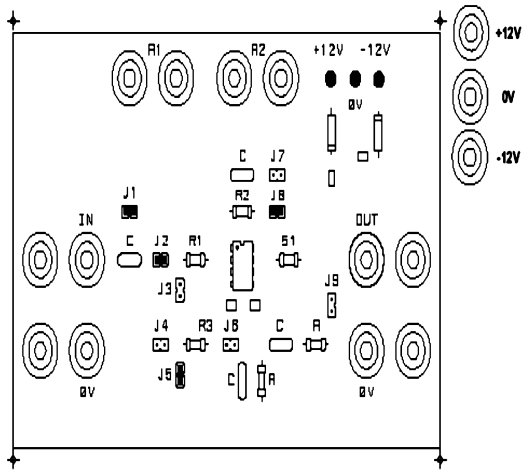
Макетът за изследване на операционен усилвател се изработва по описаната методика. На фигура 6 е показан проект на макет за изследване на операционен усилвател. В горната част е представена обобщена схема на петте функционални схеми с девет джъмпера. В долната част е показана печатната платка с елементи и пътечки.



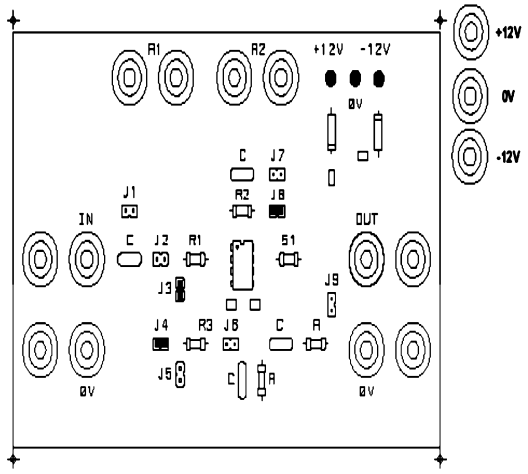
Фиг. 6. Проект на макет за изследване на операционен усилвател

На фигура 7 са показани монтажен чертеж на схема за изследване на инвертиращ усилвател (джъмпери J1, J2, J5, J8) и монтажен чертеж на схема за изследване на неинвертиращ усилвател (джъмпери J3, J4, J8).

Аналогично изглеждат и другите монтажни чертежи: за изследване на нискочестотен филтър (джъмпери J1, J2, J5, J7 и външно регулируемо съпротивление R2), за изследване на високочестотен филтър (джъмпер J5 и външни регулируеми съпротивления R1 и R2) и за изследване на лентов филтър (джъмпери J1, J2, J6, J9 и външно регулируемо съпротивление R2). На фигура 8 е показан готовият макет за изследване на операционен усилвател.

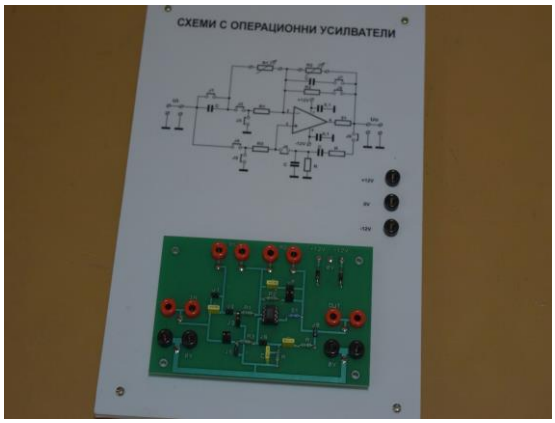


Монтажен чертеж на схема за изследване на инвертиращ усилвател



Монтажен чертеж на схема за изследване на неинвертиращ усилвател

Фиг. 7. Монтажен чертеж на схема за изследване на инвертиращ усилвател и монтажен чертеж на схема за изследване на неинвертиращ усилвател



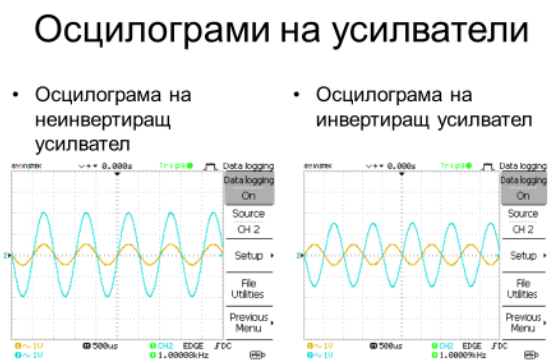
Фиг. 8. Готов макет за изследване на операционен усилвател

2. Изследване на операционен усилвател

Изследването на операционния усилвател се извършва с модерни уреди, закупени по Наредба 9: сигнал-генератор, двуканален токоизправител, осцилоскоп и мултиметър.

2.1. Изследване на инвертиращ и неинвертиращ усилватели

Изследването на инвертиращ и на неинвертиращ усилвател се извършва с осцилоскоп. Осцилоскопът запаметява данните в два формата. Първият формат е .bmp (bitmap). Този формат представя снимка на екрана на осцилоскопа и се отваря с редактор Photos. На фигура 9 са показани осцилограми на инвертиращ и на неинвертиращ усилвател.



Фиг. 9. Осцилограми на инвертиращ и на неинвертиращ усилвател

Вторият формат е .csv (comma separated value – данни, разделени със запетая). Този формат представя точки от сигнала, снети с определена честота (sampling rate), и се отваря с Excel. На фигура 10 са показани данни за измерването и данни от двата канала на осцилоскопа във формат .csv за инвертиращ усилвател.

Memory Length,4000,
Trigger Level,0.00000e+00,
Source,CH2,
Probe,1.0X,
Vertical Units,V,
Vertical Scale,1.00000e+00,
Vertical Position,-2.40000e-01,
Horizontal Units,S,
Horizontal Scale,2.50000e-04,
Horizontal Position,0.0000000e+00,
Horizontal Mode,Main,
Sampling Period,1.00000e-06,
Firmware,V1.09,
Time, ,
Mode,Detail,
Waveform Data,
-2.000000e-3,-4.00e-2,
-1.999000e-3,-4.00e-2,
-1.998000e-3,-4.00e-2,
-1.997000e-3,0.00e+0,
-1.996000e-3,0.00e+0,

Фиг. 10. Данни от осцилоскопа във формат .csv

Вижда се, че в този вид Excel не може да чертае графика. Затова е необходима допълнителна обработка. Файлът се отваря с Notepad, отстраняват се данните за измерването и се записва във формат .txt, за да се използва запетаята за разделител между данните. Фигура 11 показва файл на Excel, обработен в Notepad.

-2.000000e-3,-4.00e-2,
-1.999000e-3,-4.00e-2,
-1.998000e-3,-4.00e-2,
-1.997000e-3,0.00e+0,
-1.996000e-3,0.00e+0,

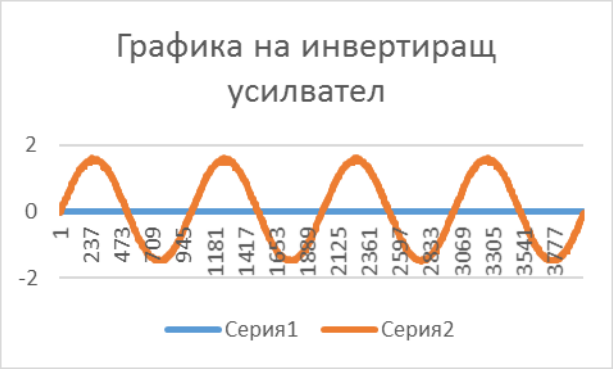
Фиг. 11. Файл на Excel, обработен в Notepad

След това файлът отново се отваря с Excel, променя се изгледът на данните, за да се гарантира желаната точност, и Excel чертае графика. Фигура 12 показва файл в Notepad, обработен в Excel.

-0.002	-0.04
-0.001999	-0.04
-0.001998	-0.04
-0.001997	0
-0.001996	0

Фиг. 12. Файл в Notepad, обработен в Excel

Фигура 13 показва графика на инвертиращ усилвател, начертана с Excel с данните от фигура 12.



Фиг. 13. Графика на инвертиращ усилвател, начертана с Excel

Аналогично се обработват данните и за неинвертиращ усилвател.

2.2. Изследване на активни филтри

Изследването на активни филтри се извършва с мултиметър. Задава се желаното затихване в децибели и се отчита честотата, при която то се получава. Уредът показва и изходното напрежение в mV спрямо входното напрежение (например спрямо 100mV входно напрежение). Мултиметърът запаметява данните само в един формат - .csv. На фигура 14 са показани данни за -3 dB на ниско-честотен филтър във формат .csv. Вижда се, че измененията са в четвъртия знак след десетичната запетая. Това означава, че стойността е стабилна във времето и може да се отчете честотата, при която се получава това затихване.

Time(dd),Time(hh:mm:ss),1st Value,1st Unit,2nd Value,2nd Unit,Count,Note			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,#START#,00001#			
00,00:00:00,-0.30055E+1,dB AC,--,--,0000002,00002#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000003,00003#			
00,00:00:00,-0.30055E+1,dB AC,--,--,0000004,00004#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000005,00005#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000006,00006#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000007,00007#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000008,00008#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000009,00009#			
00,00:00:00,-0.30046E+1,dB AC,--,--,0000010,00010#			

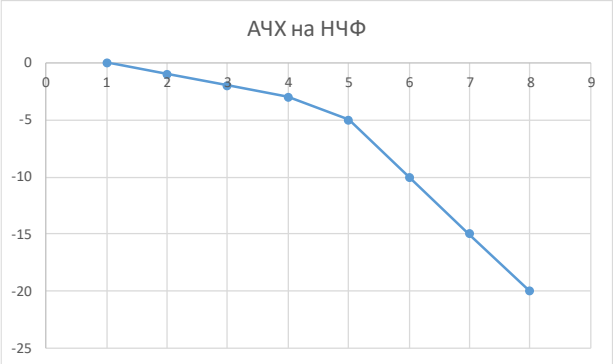
Фиг. 14. Данни за -3 dB на нискочестотен филтър във формат .csv от мултиметъра

След това в друга таблица на Excel се въвеждат ръчно всички измерени затихвания и честотите, при които са получени. На фигура 15 са показани затихвания в dB и съответните честоти в Hz за НЧФ.

80	0,1
417	-1
605	-2
780,6	-3
1141	-5
2331	-10
4331	-15
7831	-20
F,Hz	A,dB

Фиг. 15. Затихвания в dB и съответните честоти в Hz за НЧФ

На следващия етап Excel чертае графика с данните от фигура 15. На фигура 16 е показана амплитудно-честотна характеристика на ниско-честотен филтър.



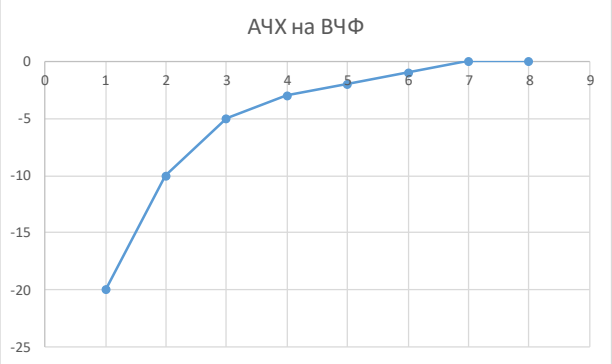
Фиг. 16. Амплитудно-честотна характеристика на НЧФ

Аналогично се запаметяват данните за затихванията във високо-честотен и лентов филтър. Тези данни се съпоставят с отчетените честоти и Excel чертае графики на амплитудно-честотните характеристики. Фигура 17 показва затихвания в dB и съответните честоти в Hz за ВЧФ.

220	-20
750	-10
1579,7	-5
2341,7	-3
3222	-2
3534	-1
4592,4	0,5
9021,4	0
F, Hz	A, dB

Фиг. 17. Затихвания в dB и съответните честоти в Hz за ВЧФ

Фигура 18 показва амплитудно-честотната характеристика на високо-честотен филтър.



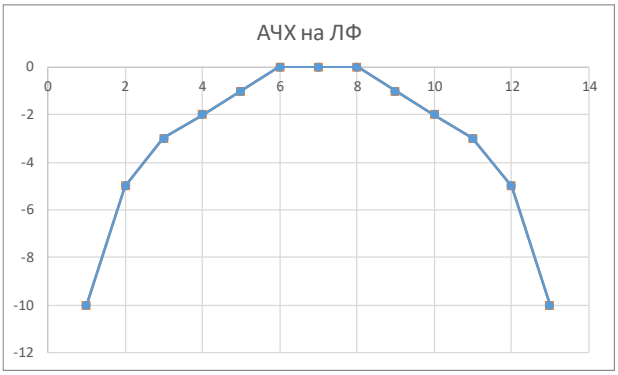
Фиг. 18. Амплитудно-честотна характеристика на ВЧФ

Фигура 19 показва затихвания в dB и съответните честоти в Hz за лентов филтър.

7	-10
1457	-5
1917	-3
2187	-2
2507	-1
2737	0,5
3387,99	0
3940	0,5
4280	-1
4890	-2
5540	-3
7220	-5
26220	-10
F, Hz	A, dB

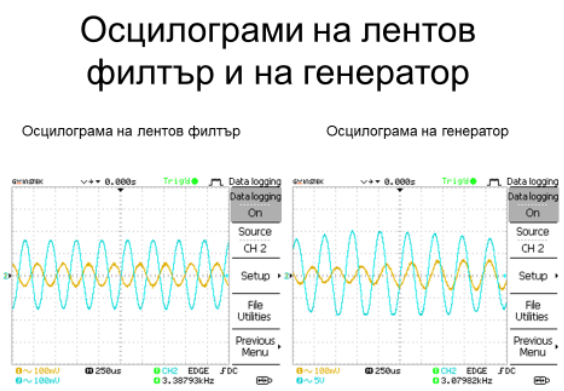
Фиг. 19. Затихвания в dB и съответните честоти в Hz за ЛФ

Фигура 20 показва амплитудно-честотната характеристика на лентов филтър.



Фиг. 20. Амплитудно-честотна характеристика на ЛФ

На фигура 21 е показана осцилограма на генератор, получена от лентовия филтър чрез регулиране на съпротивление R2 в отрицателната обратна връзка. Вижда се, че изходът на операционния усилвател генерира честота.



Фиг. 21. Осцилограми на лентов филтър и на генератор, получен от лентовия филтър

Заключение

В статията е представен макет за изследване на операционен усилвател. Описана е методиката за изработване на макета. Резултатите са представени чрез данни и графики. Предимствата на макета са следните:

1. Макетът е компактен и позволява детайлизирано изследване на функциите на операционен усилвател;
2. Джъмперите позволяват бързо, лесно и безопасно превключване на отделните схеми;
3. Макетът е съвместим с модерните електро-измервателни уреди и представлява добра основа за разучаване на техните функции;
4. Макетът и новите уреди създават предпоставки за разработване на нова методика за измерване. Например, не е необходимо да се изчислява константата на уреда, уредът автоматично показва обхвата и стойността.
5. Предвижда се дългосрочно използване на макета в условията на бурно развитие на нови технологии.
6.

Като бъдеща работа може да се разработи симулация на операционен усилвател в среда MultiSim и да се сравнят резултатите.

Литература

Илиева-Обретенова, М., 2015, Практикум по полупроводникови елементи и основи на електрониката в минната промишленост, *ТУ-София*

Петков, С., Д. Костов, 1986, Основи на електрониката и електронни устройства за минната промишленост, *Издателство „Техника", София*

Петков, С., Д. Костов, 1987, Ръководство по основи на електрониката и електронни устройства за минната промишленост, *Издателство „Техника", София*

Райдър, Д., 1980, Основи на електрониката. Приложения, *Издателство „Техника", София*

Благодарности

На лаборатория по Приложна електроника към ТУ-София за помощ в реализацията на макета.

На Николай Лаков от катедра ЕМП за филм с детайли по настройките на осцилоскопа.

Статията е препоръчана за публикуване от кат.„Електротехника".

DIMENSIONAL INSPECTION OF BRIDGES BY USING THE LIMNIMETRIC KEY

Lorand Toth, Angelica Călămar, George Artur Găman, Sorin Simion, Marius Kovacs

National Institute for Research and Development in Mine Safety and Protection to Explosion – INSEMEX, 332047 Petroşani, Romania; lorand.toth@insemex.ro; angela.calamar@insemex.ro; artur.gaman@insemex.ro; sorin.simion@insemex.ro; marius.kovacs@insemex.ro

ABSTRACT. Designing and building a bridge requires caring out hydraulic calculations, in this respect, topographical, hydrological, geotechnical studies and forecast data on riverbed and water levels being necessary.
Bridges are located, if possible, in a stable and straight portion of the river, avoiding confluence or ramification areas, and, if necessary, corrections to stabilize the riverbed will be taken into consideration.
Sizing bridges is performed in a manner that allows maintaining the capacity to evacuate large amounts of water, by avoiding the emergence of hydraulic resistance.
According to effective national legislation for surface water crossings (bridges, pipelines, power lines etc.) acquiring permits from Romanian Waters National Administration is required, in order to ensure minimum height of the over crossing.
This requires some calculations concerning water flows, areas of different flow sections and hydraulic radius to obtain the limnimetric key using the graphic representation of the relation between water levels and flows for a given section.
To this end, the article aims to analyze the dimensional variation of water's free surface as well as the variation of flow section as to avoid the dangers of hydraulic overload which may occur in case of floods or high flows.

Keywords: water level, limnimetric key, over crossing, hydraulic radius

ПРОВЕРКА НА РАЗМЕРИТЕ НА МОСТОВЕ ЧРЕЗ ИЗПОЛЗВАНЕТО НА ЛИМНОМЕТРИЧЕН КЛЮЧ

Лоранд Тот, Анджелика Каламар, Георге Артур Гаман, Сорин Симион, Мариус Ковач
Национален институт за изследване и разработване в областта на минната безопасност и защитата от експлозии – ИНСЕМЕКС, 332047 Петрошани, Румъния
lorand.toth@insemex.ro; angela.calamar@insemex.ro;artur.gaman@insemex.ro; sorin.simion@insemex.ro; marious.kovacs@insemex.ro

РЕЗЮМЕ. Проектирането и изграждането на мост изисква извършването на хидравлични изчисления, а също така топографски, хидроложки и геотехнически проучвания и прогнозни данни за нивото на водата в речното корито.
При възможност мостовете се разполагат на стабилен и прав участък от реката, като се избягват места на сливане или разклоняване на реки и при необходимост се правят корекции на речното корито за неговото стабилизиране.
Оразмеряването на мостове се прави така, че да осигурява възможност за пропускане на големи количества вода като се избягва появата на хидравлично съпротивление.
Съгласно действащото национално законодателство за наземни водни трасета (мостове, тръбопроводи, електропроводи и др.) е необходимо разрешение от Националната водна администрация на Румъния, за да се осигури минималната височина на наземното трасе.
Необходимо е да бъдат направени изчисления за водните потоци, участъците с различни водни потоци и хидравличния радиус, за да бъде получен лимнометричен ключ чрез използването на графично представяне на връзката между водните нива и потоци в даден участък.
За тази цел докладът цели да анализира вариациите в размерите на свободната водна повърхност, както и вариациите на потоците, за да се избегне опасността от хидравлично претоварване, което може да възникне при наводнения или високи води.

Ключови думи: водно ниво, лимнометричен ключ, наземно трасе, хидравличен радиус

Introduction

Preserving, protecting and improving the aquatic environment in terms of sustainable use of water resources, is based on the principles of precaution, prevention, avoiding damage at source and the polluter pays and must take into account the vulnerability of aquatic ecosystems, as their equilibrium is strongly influenced by the quality of waters.

Main legislation governing the technical aspects of changes to national water bodies are: Law of water no. 107/1996 amended and updated, Decision no. 352/2005 amending and supplementing Government Decision no. 188/2002 for approving rules on conditions for discharge wastewater into the aquatic environment and the Order 799/2012 approving the normative content of the technical documentation required to obtain the water management permit / authorization.

The technical documentation required for obtaining the water management permit makes provisions for measures and work necessary to ensure functioning of existing or under development water usage which could be directly affected by works envisaged such as: water intakes, waste water discharges or bridges and other crossings.

Items needed to compile the technical documentation required for obtaining the water management permit

Issuing permits and authorizations for water management is made on the basis of technical documents whose content must comply with the legal requirements and may be performed only by individuals and legal entities authorized by the Ministry of Environment and Forests, according to the Order 799/2012.

The technical documentation for categories of works performed on watercourses contains the following:

- Water crossing importance class and category, characteristic calculation flow along with the corresponding calculation flows and thalweg levels;
- Hydraulic calculation of surface water crossings outlets;
- Measures to ensure interdependent functioning with ballasts located on the water;
- Works proposed for stabilizing the riverbed in conjunction with existing or projected regularization works;
- Safety measures for securing works to be achieved in high water conditions;
- Longitudinal profile of the studied sector route, indicating the natural ground line, the route's red line, the thalweg of crossed beds;
- Riverbed transversal profile in the crossing area which will include bed thalweg, maximum levels and any aggradations caused by the proposed work;
- Hydraulic and constructive parameters including the lowest superstructure level, maximum water levels in section and connection works (access ramps, routed dams, bank consolidations, etc.)

Case study

Exposition of hydraulic and construction parameters regarding the vehicle access bridge

The team within the Laboratory of Environmental Protection has conducted several activities of compiling documents regarding the acquirement of water management permit / authorization for bridges having vehicle access.

The current paper presents the case study of a bridge made on creek Maleia of Petrosani, for which a series of calculations targeting water flows, areas of different flow sections, as well as hydraulic radius to obtain the limnimetric key were performed.

Characteristic hydraulic and constructive parameters of the bridge in the study are:

- benchmark right bank abutment: 494.60m;
- benchmark left bank abutment: 494.60m;
- right bank / left bank level: 500.37m;
- Water surface level: 497.65m;
- NAE 5% elevation: 498.77m;
- bridge red line level: 500.55m;
- Bridge width: 7.5m;
- Minimum level of superstructure soffit (beam level): 499.70m;
- Total length of the bridge: 11.40m;
- Headroom under the bridge: 2.08m;
- width of minor bed next to the bridge: 7.80m.

On Maleia creek, in the vicinity of the car access bridge, there are no power lines and / or telecommunications cables crossings.

The calculation flow level, riverbed thalweg, immersing depth, water surface, elevation of the superstructure at its most low, the maximum levels of water in section and the connection work is presented in figure 1 (INSEMEX, 2010).

Results and discussions

The extrapolation method using the limnimetric key was applied to estimate the water flow in riverbeds.

According to this method, when the flow measurements do not cover the entire difference of levels that occurred in the period under review, it is necessary to extend limnimetric keys to extreme levels produced both at high waters and shallow waters (Mănescu, 2012).

Choosing the limnimetric key extrapolation method depends on bed shape, size of the observed distance error, the wanted precision and quantity and quality of available material.

One of the extrapolation methods applied uses Chezy's formula (Pişota, 2005). Extrapolation is based on specific parameters: Ω (section), R (hydraulic radius), I (slope) and n (roughness).

Chezy formula was used to obtain the limnimetric key for hydraulic calculations performed:

$$Q = \frac{\Omega \cdot R^{2/3} \cdot I^{1/2}}{n} \quad [mc/s]$$

where:

Q –calculated water flow, mc/s;
Ω – considered cross section area, mp;
R – hydraulic radius;
I – river slope, ‰;
N – roughness coefficient.

The river slope was measured by topographic elevations in 6 points situated upstream and downstream of the bridge.

Through processing data obtained in the field and those presented by literature with reference to hydraulic calculation, values shown in the table 1 were yield.

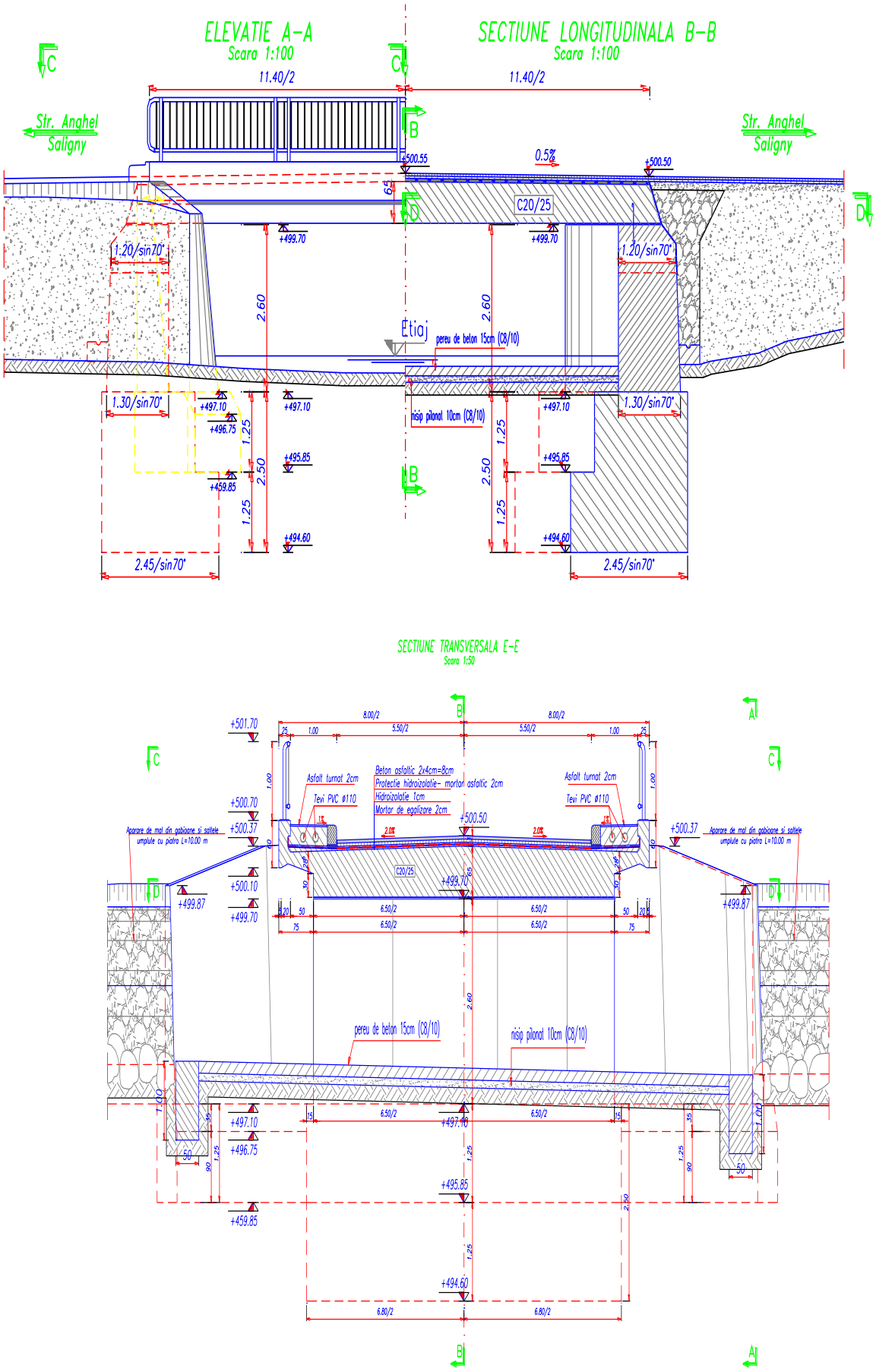


Fig.1. Construction parameters of the car access bridge

Table 1.
Parameters obtained for measuring the dependence between water height and debits

Heights	Areas	Wet perimeter	Hydraulic radius	R^2/3	Slope	Slope^ 1/2	Roughness	Speed	Flow rate
0	0	4,79	0	0	0,019	0,13784	0,04	0	0
0,3	2,358	9,41	0,250	0,39746	0,019	0,13784	0,04	1,369681	3,229709
0,6	5,064	10,01	0,505	0,63490	0,019	0,13784	0,04	2,187878	11,07942
0,9	7,782	10,61	0,733	0,8133	0,019	0,13784	0,04	2,802640	21,81015
1,2	10,51	11,21	0,937	0,95804	0,019	0,13784	0,04	3,301439	34,70473
1,5	13,25	11,81	1,122	1,07993	0,019	0,13784	0,04	3,721472	49,3244
1,8	16,00	12,41	1,289	1,18492	0,019	0,13784	0,04	4,083277	65,36103
2,1	18,77	13,01	1,442	1,27689	0,019	0,13784	0,04	4,400198	82,60053
2,2	19,824	13,23	1,4984	1,309446	0,019	0,13784	0,04	4,512367	89,45317

The results obtained are shown in table 2 and the plotting is shown in figure 2.

Table 2.
Coordinates for the limnimetrical key

h [m]	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,2	1,25
Q [mc/s]	0	3,2297	11,079	21,810	34,704	49,324	65,361	82,600	89,453	40

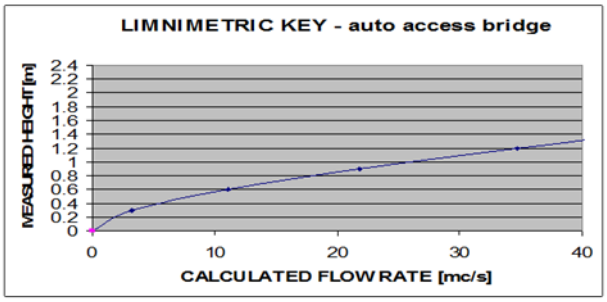


Fig. 2. Limnimetric key

Conclusions

NRDI INSEMEX developed documentations in accordance with the frame content of Order 799/2012 approving the Norms content of the technical documentation necessary for obtaining the water management permit and water management authorization.

Hydraulic calculation for the minimum bridge height was carried out for the maximum flow rate of 40 mc /s with 5% exceeding probability, data provided by the Jiu Craiova Water Department. Distance from thalweg to NAE 5% elevation is 1.15 m. The distance between the bridge beams and NAE 5% elevation is 0.93 m, meeting the safety requirements at maximum flows.

After obtaining the limnimetric key we can conclude that the designed bridge height corresponds to a flow rate of 40 m^3 / s and in case of floods, the bridge over Maleia creek can intake the full amount of water without being structurally affected.

References

Mănescu, M., - Bridges and culverts hydraulic, Orizonturi Universitare Publishing House, Timişoara, 2002;

Pişota, I., ş.a., Hydrology, Editura universitară Publishing, Bucureşti, 2005;

INCD INSEMEX Petroşani documentation – Developing documentation to obtain water management authorization for bridges in rural areas of Petrosani, 2010;

Order no. 799 / 2012 on approving the normative content of the technical documentation necessary for obtaining the water management permit and water management authorization, 2012.

Recommended for publication by Editorial board.

ЕДНО ДОПЪЛНЕНИЕ КЪМ SCATTER-ДИАГРАМИТЕ В EXCEL

Мариана Трифонова[1], Лина Драганова[2]

[1] Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, trifonova.m@gmail.com
[2] студент, lin4eto23@yahoo.com

РЕЗЮМЕ. MS Excel е един от най-популярните продукти за съхраняване, обработка и графично представяне на информация в табличен вид. Често пъти резултатите от инженерната работа се представят в Excel посредством Scatter-диаграми. Независимо от богатата функционалност на продукта, обектният модел на MS Excel не предоставя вградени инструменти за извличане на числова информация от интерполиращата гладка крива извън възлите. В настоящия доклад е дадено сравнение между различни методи за интерполация на резултати от изследвания: Представен е и разработеният от авторите add-ins *Interpolation* за MS Excel, чрез който става възможно да се получат координатите на произволна точка от изглаждащата крива в Scatter-диаграмата.

Ключови думи: MS Excel, Scatter-диаграма, интерполация, апроксимация, кубични сплайни, сплайни на Акима.

AN AMPLIFICATION TO SCATTER DIAGRAMS IN MS EXCEL

Mariana Trifonova[1], Lina Draganova[2]

[1] University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, trifonova.m@gmail.com
[2] student, lin4eto23@yahoo.com

ABSTRACT. MS Excel is one of the most popular products aimed at storage, proceeding and graphic presentation of information in the form of tables. The results of engineering works are often represented in Excel as Scatter diagrams. Despite the large functionality of the product, Excel's object model doesn't offer incorporated instruments for obtaining of numeric information from an interpolating curve out of the nodes. The present report offers comparison between various interpolation methods applied to results from studies. An add-ins *Interpolation* developed for Excel by authors is represented as well. It makes possible for the coordinates of any point of the smoothing Scatter diagram's curve to be found.

Keywords: MS Excel, Scatter diagram, interpolation, approximation, cubic splines, Akima splines.

Въведение

Диаграмите в Excel, включително scatter-диаграмите, представляват растерно изображение. Microsoft не обявява вида на използваната интерполираща крива. Независимо че обектният модел на MS Excel е изключително богат (около 200 класа с над 5000 елемента, като около една четвърт от тях са свързани с диаграмите), към момента липсват каквито и да било свойства и/или методи, които да дадат възможност да се получат координатите на точки от интерполиращата крива. За потребителя остават две възможности: ръчно „на око" да се свалят координатите на точките, които представляват интерес, или да се използват някои от вградените функции за тренд анализ. Очевидно и двата подхода са неудобни.

Първият поради затрудненията, които създава, особено ако трябва да се прилага многократно. Тук не се третира въпроса за точността, тъй като самата интерполация гарантира точност само във възлите, но не и в междинните точки.

Втората възможност пък е направо неприложима за комбиниране със scatter-диаграми, тъй като при тях се използва интерполираща гладка крива, докато вградените тренд функции в MS Excel са базирани единствено на апроксимация предимно с линейни математически функции.

Например, данните от табл. 1 са представени със scatter-диаграма на фиг. 1.

Във втората колона на табл. 2 са дадени получените стойности за Y с използване на функцията TREND, приложена за възлите от табл. 1.

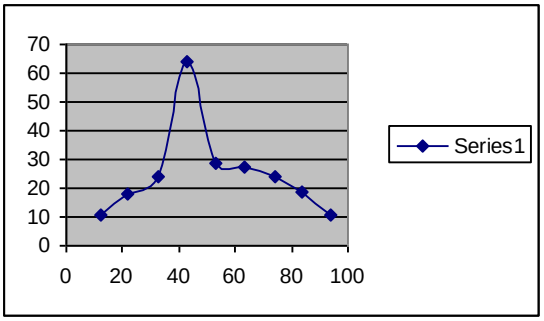
Таблица. 1

X	Y
12	11
22	18
32.5	24
43	64
53	29
63	27.5
74	24
83.5	18.5
94	11

Таблица 2

X	Y
18	27.1442
28	26.5951
38	26.0459
48	25.4968
58	24.9477
68	24.3985
78	23.8494
88	23.3003

Очевидно се получават точки, които са доста далече от графиката на функцията.



Фиг. 1

Разбира се, има и трета възможност: да се премине към друг софтуер, където подобни проблеми не съществуват.

Постановка и решение на задачата

Да се създаде модел в MS Excel, допълнен със съответно програмно осигуряване, при който зададени точки да се интерполират с гладка крива, максимално близка до scatter-диаграмите и да има възможност да се получават ординатите на произволни точки от тази линия между началния и крайния възел.

Понятията интерполация и апроксимация в математиката са известни и изследвани още преди повече от два века (интерполационният полином на Лагранж е познат от осемнадесети век). Тъй като scatter-диаграмите *интерполират* зададени точки, в настоящата статия ще се спрем само на този въпрос. Има много известни начини за интерполиране: с полиноми на Лагранж, на Чебишев, по метода на Ермит, със сплайни от различен ред и др. Разнообразието е главно в теоретичен аспект. На практика масово за интерполация в софтуерните продукти се използват сплайн функции, и по-конкретно сплайни от трети ред, наречени кубични сплайни. Задачата е следната:

Дадени са точките $(x_0, y_0), (x_1, y_1), ..., (x_n, y_n)$ при условие $x_0 < x_1 < ... < x_n$ (**не** се изисква абсцисите да са равномерни, т.е. допустимо е $x_i - x_{i-1} \neq x_{i+1} - x_i$ за всяко i от 1 до n-1). По-нататък в изложението тези точки често пъти ще се наричат *възли*. Търси се функция f(x), отговаряща на следните условия:

1. Във всеки подинтервал $[x_i, x_{i+1}]$ функцията f(x) да е полином от степен максимум 3.
2. Функцията f(x), както и нейните първа и втора производна да са непрекъснати във възлите.

Както се вижда от постановката на задачата, функцията f(x) в различни части от дефиниционния си интервал представлява полином от степен максимум трета, при това полиномите в различните подинтервали в общия случай са различни. Такива функции се наричат *частично полиномиални функции* или *сплайни*. В случаят, сплайнът е от трети ред. Може да се постави задачата в различните подинтервали функцията да се представя с полиноми от по-висока степен, например степен k. Тогава се добавят и условия за непрекъснатост във възлите на всички производни на въпросната функция от ред 1, 2, …, k-1. Наблюденията показват, че в практиката се използват предимно сплайни от трети ред, в изключително редки случаи – от четвърти. На авторите не са известни софтуерни продукти, в които да са реализирани и да се използват сплайни от ред, по-голям от 4. Това е обяснимо, тъй като по-голямата степен предполага не само повече изчисления, но и генерира крива с повече осцилации.

Описаните по-горе изисквания за функцията f(x) не са достатъчни за еднозначното ѝ определяне. Необходимо е да се добавят още две условия.

За получаването на функцията f(x) се постъпва по следния начин. Да положим $f''(x_i) = s_i$ и $h_i = x_i - x_{i-1}$. Тъй като във всеки подинтервал $[x_{i-1}, x_i]$ функцията f(x) е полином от трета степен, то в същия подинтервал $f''(x)$ е линейна и се представя с

$$f''(x) = \frac{s_{i-1}(x_i - x) + s_i(x - x_{i-1})}{h_i} \qquad (1)$$

След двукратно интегриране на (1) се получава

$$f(x) = \frac{s_{i-1}(x_i - x)^3 + s_i(x - x_{i-1})^3}{6h_i} + c_1 x + c_2 \qquad (2)$$

където константите c_1 и c_2 се определят от условията

$f(x_{i-1}) = y_{i-1}$ и $f(x_i) = y_i$.

Поради непрекъснатостта на първата производна на f(x) във възлите след диференциране на (2) и кратки преобразования се получава

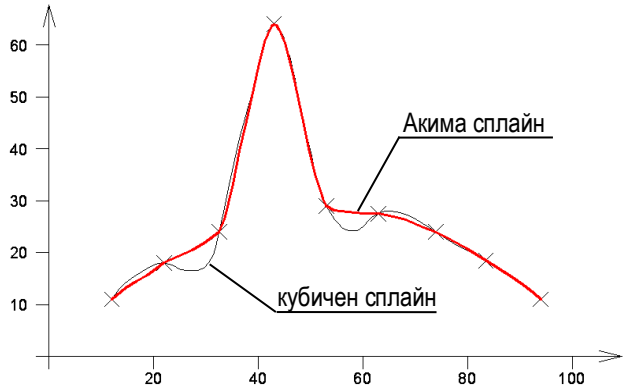
$$h_i s_{i-1} + 2(h_i + h_{i+1}) s_i + h_{i+1} s_{i+1} = \\ = \frac{6(y_{i+1} - y_i)}{h_{i+1}} - \frac{6(y_i - y_{i-1})}{h_i} \qquad (3)$$

Тъй като равенство (3) е валидно за всеки подинтервал, то фактически (3) представлява система от n-1 уравнения с n+1 неизвестни $s_0, s_1, ..., s_n$. За определянето на тези неизвестни, а оттам и на функцията f(x) е необходимо да се добавят още две условия. Тези условия могат да бъдат:

- нулева кривина в крайните възли, т.е. $s_0 = s_n = 0$, в този случай се говори за естествен сплайн;
- задаване на стойности на първата производна в крайните възли (напр. така се построява сплайна в AutoCAD);
- задаване на стойностите на първата и втората производна в началния възел (малко изкуствен и невинаги приложим подход, но пък изчисленията се опростяват, тъй като се избягва решаването на голяма система линейни уравнения);
- избор на квадратична функция, а не полином от трета степен в крайните подинтервали, т.е. $s_0 = s_1$ и $s_{n-1} = s_n$ и др.

В литературата са известни и модификации на кубичните сплайни, например сплайни на Ермит, за чието генериране е необходимо освен възлите, да се зададат и стойностите на първата производна за всяко x_i, т.е. да се определи наклона на допирателната във всеки възел.

През 1970г. японският учен Хироши Акима публикува още един подход за интерполация, който вече носи неговото име – Акима сплайни. Тези сплайни са създадени да неутрализират един от недостатъците на класическите кубични сплайни, които са склонни към колебание в околностите на точките, при които се постига някакъв пик. На фиг. 2 е представен резултатът от интерполирането на точките от таблица 1 с класически кубичен сплайн и сплайн на Акима.



Фиг. 2

Както се вижда от фигурата, Акима сплайнът е много по-стабилен и практически отсъстват признаци на осцилация в подинтервалите, съседни на пиковата точка.

И така, нека са дадени отново точките $(x_0, y_0), (x_1, y_1) \ldots (x_n, y_n)$. Акима налага ограничението във всеки възел (x_i, y_i) наклонът t_i на кривата да е равен на

$$t_i = \frac{m_{i-1}\,|\,m_{i+1} - m_i\,| + m_i\,|\,m_{i-1} - m_{i-2}\,|}{|\,m_{i+1} - m_i\,| + |\,m_{i-1} - m_{i-2}\,|}\,, \qquad (4)$$

където всеки от коефициентите m_i в (4) представлява наклона на линейните сегменти около възела и се пресмята по формулата

$$m_i = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} \qquad (5)$$

В случай, че знаменателят в (4) е равен на 0, то

$$t_i = 0.5(m_i + m_{i-1}) \qquad (6)$$

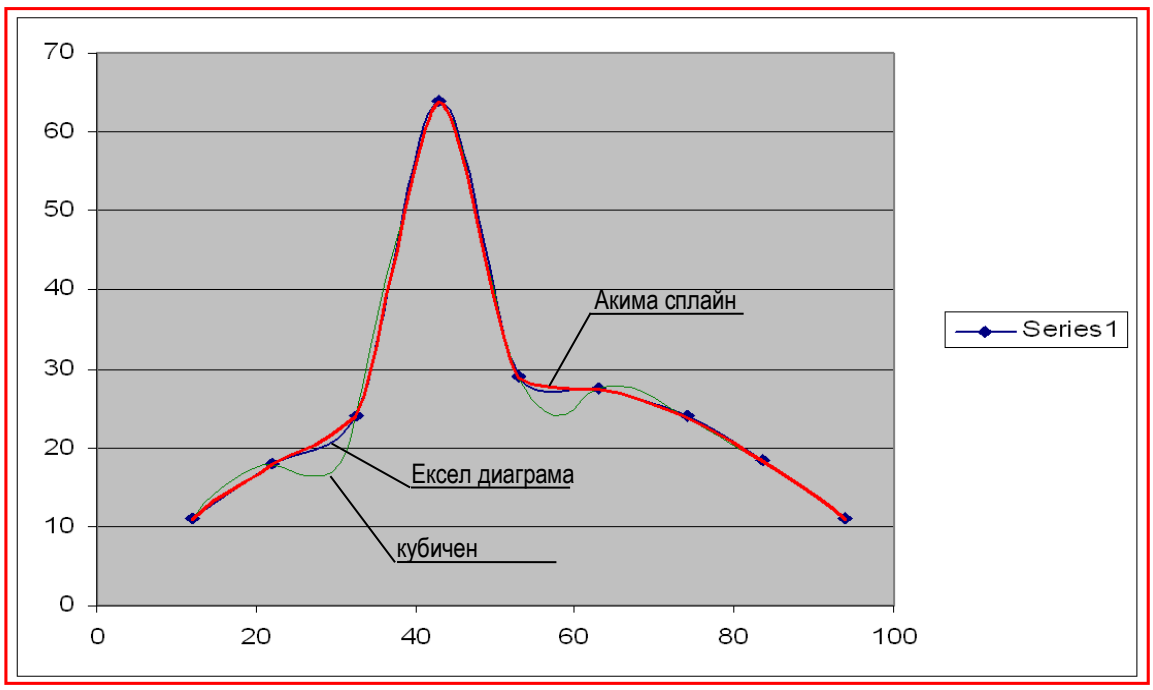
След определяне на коефициентите t_i може да се пристъпи към генериране на сплайна във всеки подинтервал $[x_i, x_{i+1}]$ по формулата

$$y = p_0 + p_1(x - x_i) + p_2(x - x_i)^2 + p_3(x - x_i)^3 \qquad (7)$$

Където:

$$\left|\begin{array}{l} p_0 = y_i\,, \quad p_1 = t_i \\ p_2 = \dfrac{3\dfrac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} - 2t_i - t_{i+1}}{x_{i+1} - x_i} \\ p_3 = \dfrac{t_i + t_{i+1} - 2\dfrac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i}}{(x_{i+1} - x_i)^2} \end{array}\right. \qquad (8)$$

Както се вижда от формули (4)÷(8), сплайнът на Акима притежава свойство „локалност" в известен смисъл. За да може да се построи са необходими не по-малко от 5 възли. По данни на Акима във вътрешните подинтервали грешката е от порядъка на $O(h^2)$ и генерирането на самия сплайн се извършва по-бързо в сравнение с класическите кубични сплайни.



Фиг. 3

Разработеният add-ins **Interpolation** за MS Excel дава възможност поредица от точки да се *интерполира* с класически кубични сплайни и със сплайни на Акима и да се изведат координатите на произволни точки от получения сплайн. На фиг. 3 са представени три графики, построени по точките от таблица 1. Едната е вградената scatter-диаграма в Excel, а другите две са получени с помощта на функциите от Interpolation, като са наложени една върху друга в средата на векторна система за сравнение. Както се вижда от фигурата, scatter-диаграмата и графиката на Акима сплайна почти съвпадат. Графиката на класическия кубичен сплайн се различава от графиките на другите две в околност на „пиковата точка".

Експериментите показват:

- в случай, че точките са разположени монотонно, scatter-диаграмата и графиката на Акима сплайна се припокриват, а графиката на класическия кубичен сплайн се различава от тях пренебрежимо малко;
- само в случай на значително отклонение на една от точките, има пренебрежимо малка разлика между scatter диаграмата в Excel и графиката на Акима сплайна, която разлика за практически цели може да се пренебрегне. В този случай класическият кубичен сплайн се различава съществено от другите две графики в подинтервалите от двете страни на точката с отклонението.

Приложението **Interpolation** е разработено на VBA (Visual Basic for Application). Зарежда се като стандартен add-ins в MS Excel и диалогът с неговите функции се подчинява на принципите на работа в MS Excel. Единствената разлика е, че към момента в неговите функции няма добавена вградена помощна информация.

Заключение

Разработено е допълнение към MS Excel, което дава възможност да се получават координати на точки от гладка крива, *интерполираща* набор възли. Графиката на самата интерполираща крива може да се изчертае както чрез вградената scatter диаграма, така и чрез функция от допълнително заредения add-ins **Interpolation**. При scatter-диаграмата обаче, възможностите за форматиране на елементите й са по-мощни.

При анализ на точки от измервания и необходимост от получаване на координати на междинни точки, според характера на решаваната задача и поставените цели, въпрос на избор от страна на потребителя е да избере един от дава подхода:

- Апроксимация на точките: В този случай потребителят може да ползва някои от вградените функции на MS Excel, напр. TREND функцията.
- Интерполация на точките: Тъй като MS Excel не предоставя вградени функции за решаване на проблема, биха могли да се ползват инструментите на създадения add-ins **Interpolation**.

Литература

Hiroshi Akima, A New Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures, Journal of the Association for Computing Machinery, Vol. 17, № 4, October 1070, pp. 590-602.

А. Фокс, М. Прат, Вычислительная геометрия, Применение в проектировании и на производстве, Москва, „Мир", 1982

Роджерс Д., Дж. Адамс, Математические основы машинной графики, Москва, 1980.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „:Информатика"

ИЗСЛЕДВАНЕ ДВИЖЕНИЕТО НА МЕХАНИЧНА СИСТЕМА С ДВЕ СТЕПЕНИ НА СВОБОДА В МАТРИЧНА ФОРМА

Асен Стоянов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, e-mail: asen_dragomirov@mail.bg

РЕЗЮМЕ: Решен е пример, свързан с изследване движението на механична система с две степени на свобода. Изследването се извършва по два различни начина – с общото уравнение на динамиката и с уравнението на Лагранж от втори род. За първия начин се използват две възможни скорости – пренасяща v1 и релативна v2r. Във втория начин се използват за обобщени координати абсолютното преместване S1 на тяло 1 и релативното преместване S2r на тяло 2, а така също и съответстващите им обобщени сили Q1 и Q2. Окончателните резултати са получени в матрична форма с пакета MathCAD.

ANALYSIS OF THE MOTION OF A MECHANICAL SYSTEM WITH TWO DEGREES OF FREEDOM IN MATRIX FORM

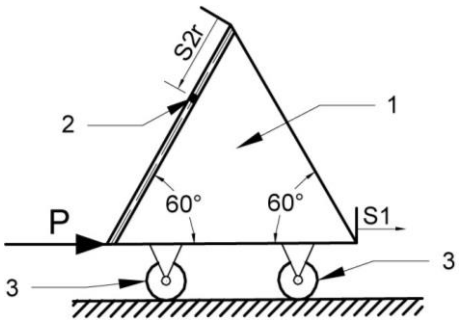
ASEN STOYANOV

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: asen_dragomirov@mail.bg

ABSTRACT: Determined is an example related to research the motion of a mechanical system with two degrees of freedom. The survey was carried out in two different ways - the general equation of dynamics and Lagrange equation of the second order. For the first way are used two possible speeds - carrying v1 and relative v2r. The second way to generalized coordinates are used absolute S1 and the relative displacements S2r body 1 and body 2 and the corresponding generalized forces Q1 and Q2. In the second way are used fot summarized coordinates the absolute displacement S1 of the body 1 and the relative displacement - S2r of body 2, as well as their respective summarized forces Q1 and Q2. The final decision is realized in matrix form with the package MathCAD.

Въведение

Показаната на фиг.1 механична система се състои от четири тела и притежава две степени на свобода. Тя започва да се движи от състояние на покой под действие на постоянна сила $\vec{P}$.

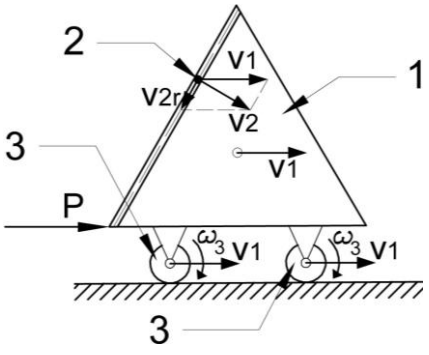


Фиг. 1.

Да се определи абсолютното ускорение на тяло 1 и относителното ускорение на тяло 2, като са зададени:

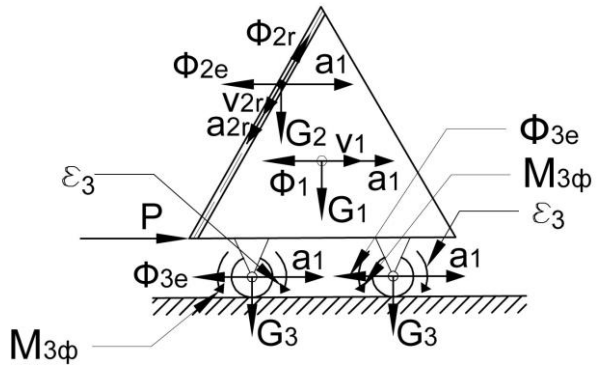
$m1 = 40\,kg;\quad m2 = 3\,kg;\quad m3 = 8\,kg\quad P = 30\,N\cdot$

1) Изследване движението на системата с общото уравнение на динамиката



Фиг. 2.

Решаването започва, като се съобщават на системата възможните скорости $v1\ u\ v2r$ (фиг. 2.), в посоки на предполагаемите действителни скорости и се съставя общото уравнение на динамиката виж фиг. 3. и у-ние (1) –



Фиг. 3.

$$P.v1 - \Phi 1.v1 - \Phi 2e.v1 - 2.\Phi 3e.v1 + \Phi 2r.v1.\cos 60^0 +$$
$$+ \Phi 2e.v2r.\cos 60^0 - \Phi 2r.v2r + G2.v2r.\cos 30^0 - 2.M3\phi.\omega 3 = 0.$$

След изразяване на ъгловите скорости на двете ролки №3 (виж фиг.2) и групиране на събираемите съдържащи $v1\ u\ v2r$ в уравнението за мощностите, последното придобива вида –

$$(P - \Phi 1 - \Phi 2e - 2.\Phi 3e + \Phi 2r.\cos 60^0 - 2.\frac{M3\phi}{R_3}).v1 - \quad (1)$$
$$-(-\Phi 2e.\cos 60^0 + \Phi 2r - G2.\cos 30^0).v2r = 0.$$

За да е изпълнено (1), изразите в скобите трябва да се приравнят на нула, тъй като двете скорости $v1\ u\ v2r$ са независими и различни от нула:

$$\begin{cases} P - \Phi 1 - \Phi 2e - 2.\Phi 3e + \Phi 2r.\cos 60^0 - 2.\dfrac{M3\phi}{R_3} = 0; & (2) \\ -\Phi 2e.\cos 60^0 + \Phi 2r - G2.\cos 30^0 = 0. \end{cases}$$

Заменяйки всики сили и моменти в (2) с техните големини, окончателно се получава системата линейни уравнения (3):

$$\begin{cases} (m1 + 2.m3 + m2 + m3).a1 - m2.\cos 60^0.a2r = P; & (3) \\ -m2.\cos 60^0.a1 + m2.a2r = m2.g.\cos 30^0. \end{cases}$$

Тя може да бъде представена в матричната форма $A.a = B$, където:

- $A_{2\times 2}$ – матрица чиито елементи са коефициентите пред неизвестните;
- $a_{2\times 1}$ – матрица–стълб чиито елементи са неизвестните линейни ускорения;
- $B_{2\times 1}$ – матрица–стълб чиито елементи са свободните членове за системата.

Решението на (3) се търси във вида –

$a = A^{-1}.B$ (Стоянов А.). (4)

2) Изследване движението на системата с уравнението на Лагранж от втори род

Както беше споменато в началото, за обобщени координати се приемат – абсолютното преместване $S1$ за тяло 1 и относителното преместване $S2r$ за тяло 2 – виж фиг.1. (Яблонски, А.).

Уравненията на Лагранж за случая, се конкретизират във вида:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{S}1}\right) - \frac{\partial E_k}{\partial S1} = Q1; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{S}2r}\right) - \frac{\partial E_k}{\partial S2r} = Q2; \quad (5)$$

където –

- E_k – кинетичната енергия на системата;
- $Q1\ u\ Q2$ – обобщени сили, съответстващи на обобщените координати $S1\ u\ S2r$.

След изразяване на линейните скорости $v1, v2r$ и ъгловата скорост $\omega 3$ чрез обобщените скорости $\dot{S}1\ u\ \dot{S}2r$, се получава израза за кинетичната енергия на системата:

$$E_k = \frac{m1.\dot{S}1^2}{2} +$$
$$+ \frac{m2.(\dot{S}1^2 + \dot{S}2r^2 + 2.\dot{S}1.\dot{S}2r.\cos 120^0)}{2} +$$
$$+ 2.\left(\frac{m3.\dot{S}1^2}{2} + \frac{m3.R_3{}^2.\dot{S}1^2}{4.R_3{}^2}\right),$$

който се представя във вида –

$$E_k = \frac{\alpha_{11}.\dot{S}1^2}{2} + \alpha_{12}.\dot{S}1.\dot{S}2r + \frac{\alpha_{22}.\dot{S}1.\dot{S}2r}{2}. \quad (6)$$

В (6) с $\alpha_{ii}\ u\ \alpha_{ij}$ са означени инерционните коефициенти.

Определянето на обобщените сили е свързано с мощностите на силите приложени върху телата от системата –

$$Q_1 = P; \ Q_2 = G2.\cos 30^0. \quad (7)$$

Замествайки (6) и (7) в (5) се получават диференциалните уравнения за движение на системата:

$$\begin{cases} \alpha_{11}.\ddot{S}1+\alpha_{12}.\ddot{S}2r=P \\ \alpha_{12}.\ddot{S}1+\alpha_{22}.\ddot{S}2r=m2.g.\cos 30^0 \end{cases}, \quad (8)$$

в които $\alpha_{12}=\alpha_{21}$.

Както и трябваше да се предположи, системите (3) и (8) по отношение на неизвестните $a1=\ddot{S}1$ и $a2r=\ddot{S}2r$ са еднакви, тъй като $\cos 120^0=-\cos 60^0$.

3) Определяне неизвестните ускорения с пакета MathCAD

Окончателното решение на задачата е представено на на фиг.4. То започва с въвеждане на изходните данни и приключва с получаването на вектора (4).

$$m1 := 40 \quad m2 := 3 \quad m3 := 8 \quad P := 30$$

$$A := \begin{bmatrix} (m1 + m2 + 3\cdot m3) & -m2\cdot\cos\left(\frac{60}{180}\cdot\pi\right) \\ -m2\cdot\cos\left(\frac{60}{180}\cdot\pi\right) & m2 \end{bmatrix}$$

$$|A| = 198.75 \quad B := \begin{pmatrix} P \\ m2\cdot 9.81\cdot\cos\left(\frac{30}{180}\cdot\pi\right) \end{pmatrix}$$

$$a := A^{-1}\cdot B \qquad a = \begin{pmatrix} 0.645 \\ 8.818 \end{pmatrix}$$

Фиг.4. (Стоянов, А.)

Заключение

Представеното изследване осигурява две гледни точки върху движението на механична система с две степени на свобода. Двата начина за символно изследване дават възможност за съпоставка и проверка на получените резултати. Накрая с извършване на числено решение на задачата (определянето на големините на линейните ускорения $a1\ u\ a2r$) в матрична форма с помощта на пакета MathCAD, се автоматизира и финализира изчислителният процес.

От изложението е видно предимството на машинното решение пред ръчното – първото може да се реализира само на четири реда. Допълнителни възможности се осигуряват от интеграцията между MathCAD, MATLAB и Excel, позволяващи решаването на сложни механични системи от инженерната практика.

Литература

Стоянов, А. Д., Матрични операции с MathCAD в теоретичната механика – Статика, София, 2016, стр. 67, стр. 110, 161 стр. (под печат);

Яблонски, А. „Сборник със задачи и решения по теоретична механика" кн. III, ИК Пропелер, София, 2005г., стр 38÷42, 79стр., превод от IV издание на „Сборник задании для курсовых работ по теоретической механики" под редакцията на проф. А. Яблонски, Москва, изд. „Висшая школа".

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Техническа механика ".

РЕШАВАНЕ НА СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМИ ПРОСТРАНСТВЕНИ ФЕРМИ В МАТРИЧНА ФОРМА

Асен Стоянов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, e-mail: asen_dragomirov@mail.bg

РЕЗЮМЕ: Пространствените ферми се използват не само в строителната практика, но и в машиностроенето. Прилагането на компютърните технологии за статическо изследване на пространствени конструкции, в частност ферми, осигурява компактен запис, частично или пълно автоматизиране и бърза реализация на изчислителния процес за определяне усилията в пръти. Задачата, свързана с равновесие на пространствена ферма, не се разглежда в съвременните курсове по теоретична механика и предвид актуалността на проблема в статията чрез матричната алгебра и математическия пакет MathCAD е решена възлово натоварена със съсредоточени сили пространствена статически определима ферма.

RESOLVING THE STATICALL DETERMINATE THREE DIMENSIONAL TRUSSES IN A MATRIX FORM

ASEN STOYANOV

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: asen_dragomirov@mail.bg

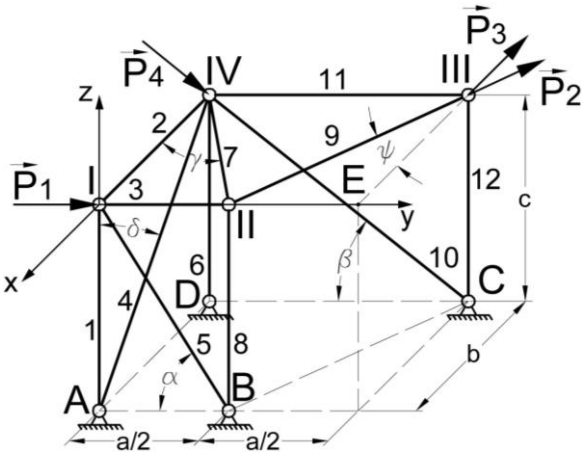
ABSTRACT: The spatial trusses are used not only in construction but also in the mechanical engineering. The application of computer technology for static study of spatial constructions in particular trusses, provides a compact recording partial or full automation and rapid realization of the computing process for determining the efforts in the rods. The task associated with the equilibrium of a spatial truss is not dealt in modern courses on theoretical mechanics and considering the actuality of the problem for in this an article by means the matrix algebra and the mathematical package MathCAD is solved nodal loaded with concentrated forces spatial statical determinable truss.

Въведение

Инженерните дейности налагат решаване на задачи, свързани с пространствените прътови конструкции. Така например, пространствените ферми широко са застъпени в минното дело и в подземното строителство като: кули за добив на нефт и газ, надшахтови кули за подемни уредби, поддържащи структури за лентови транспортьори, подземни междинни платформи с цел временно депониране и транспорт на добития материал, кули за външен транспорт, спомагателни конструкции за вентилационни комини, скелета или кофражни структури за подлези, тунели, метрополитени и др. Освен това, тези конструкции се използват и в машиностроенето като драги, роторни багери, кранове и др. Важността на тези съоръжения изисква задълбоченото им изучаване.

Целта, която си поставя авторът на настоящата статия, е автоматизираното изчисляване на пространствена статически определима ставно–прътова конструкция, съпоставено с „ръчното" (калкулаторно) решение на същата.

1) Формулировка на задачата и анализ за геометричната неизменяемост на фермата



Фиг.1. Изчислителна схема

За пространствената ферма от фиг.1 е известно ставното натоварване по направление и посока – $\vec{P}_1$ по ос y; $\vec{P}_2$ по $II \to III$; $\vec{P}_3$ по $E \to III$; $\vec{P}_4$ по $IV \to C$, както и големините на силовите и геометричните параметри:

$P_1 = 40\,kN;\ P_2 = 30\,kN;\ P_3 = 50\,kN;\ P_4 = 80\,kN;$
$a = 2{,}5\,m;\ b = 4{,}5\,m;\ c = 3\,m.$

Решаване на фермата:

Първоначално се извършва анализ за геометрическата неизменяемост на прътовата конструкция. Необходимият глобален (аналитичен) критерий за това се дава с формулата:

$W = 3.B - n$ *за конкретния случай* $3.4 - 12 = 0$
(Уманский, А. А.);

или с формулата на Ойлер:

$\Pi = \frac{3}{2}.n$ *за конкретния случай* $12 = \frac{3}{2}.8 \to 12 = 12$
(Уманский, А. А.);
където:

- W – степени на свобода на конструкцията;
- B – брой на възлите в конструкцията (без опорните);
- Π – брой на пръте;
- n – брой на триъгълните полета в конструкцията.

Достатъчността на условието за геометрична неизменяемост се осигурява с геометричния критерий, т.е. с кинематичния анализ на системата.

Ставният триъгълник, състоящ се от пръте $1, 2$ *и* 4, е подпрян с прът 6 към земята, с което се получава фермата A, D, IV *и* I в равнината Ixz. Фермата е подпряна към земята със пръти 5 *и* 10. Към получената по този начин неизменяема конструкция, е прибавен възела III свързан с пръте $9, 11$ *и* 12 – виж фиг.1.

Двата критерия за пространствената ферма са изпълнени, т.е. ставно-прътовата конструкция е геометрично неизменяема и статически определима.

2) Класическо (калкулаторно) решение на задачата

Определяне на прътовите усилия с метода на изрязване на възлите – виж фиг.1.

$I - B = \sqrt{(0{,}5.2{,}5)^2 + 3^2} = 3{,}25m;$

$IV - C = \sqrt{2{,}5^2 + 3^2} = 3{,}905\,m;$

$II - IV = \sqrt{(0{,}5.2{,}5)^2 + 4{,}5^2} = 4{,}67\,m;$

$II - III = \sqrt{(0{,}5.2{,}5)^2 + 4{,}5^2} = 4{,}67\,m;$

$A - IV = \sqrt{4{,}5^2 + 3^2} = 5{,}41m;$

$\sin\alpha = \frac{3}{3{,}25} = 0{,}923;\ \cos\alpha = \frac{0{,}5.2{,}5}{3{,}25} = 0{,}385;$

$\sin\beta = \frac{3}{3{,}905} = 0{,}7682;\ \cos\beta = \frac{2{,}5}{3{,}905} = 0{,}64;$

$\sin\gamma = \frac{0{,}5.2{,}5}{4{,}67} = 0{,}268;\ \cos\gamma = \frac{4{,}5}{4{,}67} = 0{,}964;$

$\sin\delta = \frac{4{,}5}{5{,}41} = 0{,}832;\ \cos\delta = \frac{3}{5{,}41} = 0{,}5545;$

$\sin\psi = \frac{0{,}5.2{,}5}{4{,}67} = 0{,}268;\ \cos\psi = \frac{4{,}5}{4{,}67} = 0{,}964;$

Възел III

$\sum Fix = 0;\ -P3 - P2.\cos\psi + S9.\cos\psi = 0;$

$S9 = \frac{30.0{,}964 + 50}{0{,}964} = 81{,}87\,kN$

$\sum Fiy = 0;\ P2.\sin\psi - S11 - S9.\sin\psi = 0;$

$S11 = (30 - 81{,}87).0{,}268;\ S11 = -13{,}9\,kN$

$\sum Fiz = 0;\ -S12 = 0;$

Възел II

$\sum Fix = 0;\ -S9.\cos\psi - S7.\cos\gamma = 0;$

$S7 = -81{,}87.\frac{0{,}964}{0{,}964} = -81{,}87\,kN$

$\sum Fiy = 0;\ S9.\sin\psi - S7.\sin\gamma - S3 = 0;$

$S3 = 81{,}87.0{,}268 - (-81{,}87).0.268 = 43{,}88\,kN$

$\sum Fiz = 0;\ -S8 = 0;$

Възел I

$\sum Fix = 0;\ -S2 = 0;$

$\sum Fiy = 0;\ P1 + S3 + S5.\cos\alpha = 0;$

$S5 = \frac{(-40 - 43{,}88)}{0{,}385} = -217{,}87\,kN;$

$\sum Fiz = 0;\ -S1 - S5.\sin\alpha = 0;$

$S1 = -(-217{,}87).0{,}923 = 201{,}09\,kN$

Възел IV

$\sum Fix = 0;\ S2 + S4.\sin\delta + S7.\cos\gamma = 0;$

$S4 = \frac{-(0) - (-81{,}87).0{,}964}{0{,}832}$

$S4 = 94{,}86\,kN$

$\sum Fiy = 0;\ S7.\sin\gamma + P4.\cos\beta + S10.\cos\beta + S11 = 0;$

$S10 = \frac{-(-81{,}87).0{,}268 - 80.0{,}64 - (-13{,}9)}{0{,}64} = -24\,kN$

$\sum Fiz = 0;\ -S6 - S4.\cos\delta - S10.\sin\beta - P4.\sin\beta = 0;$

$S6 = -94{,}86.0{,}5545 + (24 - 80).0{,}7682 = -95{,}62\,kN;$

Проверка: $\sum M_{I,x} \overset{?}{=} 0;\ -S12.2,5 - S8.2,5.0,5 \overset{?}{=} 0;\ 0 = 0;$

$\sum M_{I,y} \overset{?}{=} 0;$

$-(P4 + S10).\sin\beta.4,5 - (S12 + S6).4,5 - S4.\cos\delta.4,5 \overset{?}{=} 0;$

$+430,29 - 430,29 = 0;$

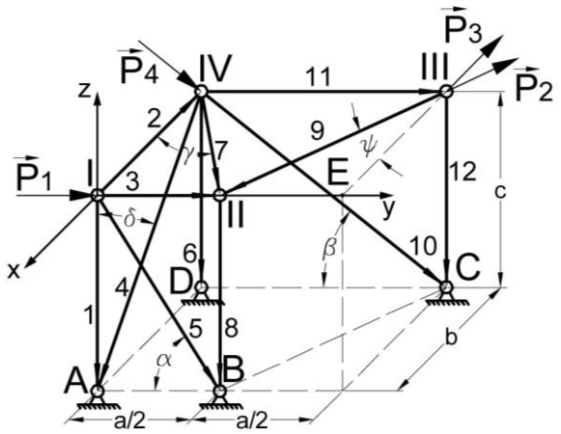
$\sum M_{I,z} \overset{?}{=} 0;$

$-(P4 + S10).\cos\beta.4,5 + P3.2,5 +$

$+ P2.\cos\psi.2,5 - P2.\sin\psi.4,5 \overset{?}{=} 0;$

$197,3 - 197,46 = -0,16 \approx 0.$

3) Решение на задачата с пакета MathCAD



Фиг. 2. Избрани и нанесени посоки на единичните вектори на пръти

Тригонометричните функции от показаните ъгли са представени с геометричните зависимости между страните в правоъгълния триъгълник – виж фигури 1., 2. и 4. (Бердяев, В. Д., Стоянов, А. Д.)

Елементите на формираните матрици–стълбове $VX_{m\times1}$; $VY_{m\times1}$; $VZ_{m\times1}$ са алгебрични проекции на единичните вектори на прътите от фермата върху осите на координатана система $Ixyz$ – виж фигури 2. и 4. (Бердяев, В. Д., Стоянов, А. Д.)

$a := 3 \quad b := 4 \quad c := 5 \quad P1 := 40 \quad ORIGIN := 1$

$P2 := 30 \; P3 := 50 \quad P4 := 80 \; vuzli := 4 \; pruti := 12$

$$I := \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

Фиг. 3. (Стоянов, А. Д.)

$$VX := \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{b}{\sqrt{b^2 + c^2}} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{b}{\sqrt{b^2 + (a\cdot0.5)^2}} \\ 0 \\ \frac{b}{\sqrt{b^2 + (a\cdot0.5)^2}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad VY := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ \frac{0.5\cdot a}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + c^2}} \\ 0 \\ \frac{a\cdot0.5}{\sqrt{b^2 + (a\cdot0.5)^2}} \\ 0 \\ \frac{-a\cdot0.5}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + b^2}} \\ \frac{a}{\sqrt{a^2 + c^2}} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$VZ := \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{-c}{\sqrt{b^2 + c^2}} \\ \frac{-c}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + c^2}} \\ -1 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{-c}{\sqrt{a^2 + c^2}} \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad P := \begin{bmatrix} 0 \\ -P2\cdot\frac{b}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + b^2}} \\ -P3 \\ 0 \\ P1 \\ P2\cdot\frac{a\cdot0.5}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + b^2}} \\ 0 \\ P4\cdot\frac{a}{\sqrt{a^2 + c^2}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -P4\cdot\frac{c}{\sqrt{a^2 + c^2}} \end{bmatrix}$$

$DX := diag(VX) \quad DY := diag(VY) \quad DZ := diag(VZ)$

$D := stack(DX, DY, DZ)$

$i := 1 .. vuzli \; j := 1 .. pruti \quad O_{i,j} := 0$

$IOO := augment(I, O, O)$

$OIO := augment(O, I, O)$

$OOI := augment(O, O, I)$

$L := stack(IOO, OIO, OOI)$

$A := L\cdot D \qquad |A| = 0.19$

$A\cdot S + P = 0$

$S := -A^{-1}\cdot P$

$PI := (0 \quad P1 \quad 0)^T \quad PIII := (-P3 \quad 0 \quad 0)^T$

$$PII := \begin{bmatrix} -P2\cdot\frac{b}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + b^2}} & P2\cdot\frac{a\cdot0.5}{\sqrt{(a\cdot0.5)^2 + b^2}} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$PIV := \left[0 \quad P4\frac{a}{\sqrt{a^2 + c^2}} \quad -\left(P4\frac{c}{\sqrt{a^2 + c^2}}\right) \right]^T$$

Фиг. 4. (Бердяев, В. Д., Стоянов, А. Д.)

	1
1	201.207
2	$9.092 \cdot 10^{-15}$
3	43.836
4	94.833
5	-217.975
6	-95.572
7	-81.893
8	0
9	51.893
10	-24.068
11	-13.889
12	0

$S =$

$r1 := (0 \;\; 0 \;\; c)^T$

$r2 := (0 \;\; a \cdot 0.5 \;\; c)^T$

$r3 := (-b \;\; a \;\; c)^T$

$r4 := (-b \;\; 0 \;\; c)^T$

$S1 := (0 \;\; 0 \;\; -201.207)^T$

$S6 := (0 \;\; 0 \;\; 95.572)^T$

$S12 := (0 \;\; 0 \;\; 0)^T$

$S8 := (0 \;\; 0 \;\; 0)^T$

$$S4 := \left(94.833 \cdot \frac{b}{\sqrt{b^2 + c^2}} \;\; 0 \;\; -94.833 \cdot \frac{c}{\sqrt{b^2 + c^2}}\right)^T$$

$$S5 := \left[0 \;\; -217.975 \cdot \frac{0.5 \cdot a}{\sqrt{(a \cdot 0.5)^2 + c^2}} \;\; 217.975 \cdot \frac{c}{\sqrt{(a \cdot 0.5)^2 + c^2}}\right]^T$$

$$S10 := \left(0 \;\; -24.068 \cdot \frac{a}{\sqrt{a^2 + c^2}} \;\; 24.068 \cdot \frac{c}{\sqrt{a^2 + c^2}}\right)^T$$

$MA := r1 \times (S1 + S5 + PI) + r2 \times (S8) + r3 \times (S12 + PII + PIII) \ldots$
$+ r4 \times (S4 + S6 + S10 + PIV)$

$$MA = \begin{pmatrix} 1.286 \times 10^{-3} \\ 7.014 \times 10^{-4} \\ 1.349 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Фиг. 5. (Бердяев, В. Д., Стоянов, А. Д.)

Заключение

Всички реални конструкции са пространствени. Те имат пространствени опорни закрепвания и носят пространствено натоварване.

Ръчното пресмятане на пространствена ставно–прътова конструкция е по-трудоемко в сравнение с пресмятането на равнинна ферма. В редица случаи ставно–прътовата система може да се опрости чрез разлагане на отделни равнинни ферми. Така се постъпва например, при пресмятане на пространствени ферми, представляващи решетъчни системи (Живейнов, Н. Н., Г. Н. Карасев, И. Ю. Цвей).

Виждат се предимствата генерирани от матричното решение с пакета MathCAD:

- елиминирана е необходимостта от избор на възел с най-много три неизвестни усилия (задължително при ръчно решение с метода на изрязване на възлите);
- възможностите на автоматизираното решение проличават по-добре, когато фермата се състои от повече пръти и е натоварена с повече сили във възлите;
- намалява вероятността от допускане на банални грешки от изчислително естество – решението е проведено в синволен вид и проекциите на единичните вектори (виж фиг. 4) са представени с тригонометрични зависимости между страните в правоъгални триъгълници, които лесно се контролират.

Проведеното решение за определяне на прътовите усилия на пространствена стано–прътова конструкция с MathCAD запълва липсата от информация по този въпрос в теоретичната механика.

Литература

Бердяев, В. Д., Теоретическая механика на базе MathCAD, практикум, Санкт-Петербург «БХВ- Петербург», 2005, стр. 540 ÷ 541, 739 стр.

Живейнов, Н. Н., Г. Н. Карасев, И. Ю. Цвей, Строительная механика и металло–конструкции строительных и дорожнных машин, Москва, „Машиностроение”, 1988, стр. 21, 280 стр.

Стоянов, А. Д., Матрични операции с MathCAD в теоретичната механика – Статика, София, 2016, стр. 67, стр. 110, 161 стр. (под печат).

Уманский, А. А., Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооруженний расчетно–теоретический, Издательство литературы по строительство, Москва, 1972, стр. 566, 600 стр.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Техническа механика ”.