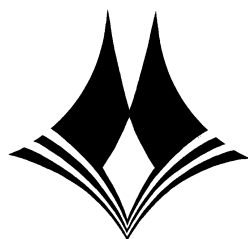


ГОДИШНИК
НА
МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ
«СВ. ИВАН РИЛСКИ» - СОФИЯ
Том 49

***СВИТЪК III: МЕХАНИЗАЦИЯ,
ЕЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ
НА МИНИТЕ***

ANNUAL
OF
UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY
“ST. IVAN RILSKI” – SOFIA
Volume 49

***PART III: MECHANIZATION, ELECTRIFICATION AND
AUTOMATIZATION IN MINE***



Издателска къща “Св. Иван Рилски”
Publishing House “St. Ivan Rilski”
София, 2006
Sofia, 2006

ISSN 1312-1820

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

доц. д-р Венцислав Иванов – главен редактор
доц. д-р Страшимир Страшимиров – зам. главен редактор
доц. д-р Вяра Пожидаева – председател на редакционен съвет
доц. д-р Руслан Костов - председател на редакционен съвет
доц. д-р Кръстю Дерменджиев - председател на редакционен съвет
доц. д-р Десислава Костова - председател на редакционен съвет
инж. Зоя Велева
инж. Теодора Христова

РЕДАКЦИОНЕН СЪВЕТ

на Свитък III – Механизация, електрификация и автоматизация на мините

доц. д-р Вяра Пожидаева – председател
проф. д-р Георги Фетваджиев
доц. д-р Кънчо Иванов
доц. д-р Цветан Дамянов
доц. д-р Величка Ангелова
доц. д-р Константин Тричков
доц. д-р Евтим Кърцелин

СЪДЪРЖАНИЕ

Зорин Ватаву Николина Ватаву	Конструктивни и изчислителни особености на хидравличните подпори на мощен крепеж на горнището	7
Юри Хавлик Зденек Дейл Хайнек Пречек Йон Доса	Приложение на научно и технологично развитие при извозни шахти на подземни минни изработки в Чешката Република	11
Игор Миков Лидия Осипова Евгений Гусенков Валентин Маламов Владимир Морозов Игор Миков Ина Мезенцева Магомед Магомедов Нели Стефанова Цветан Дамянов	Моделиране на сложни преносни системи със сгъстен въздух с оглед подобряване скоростта на методите за изчисляване Разработки в областта на технологията на изрязването на фигури от декоративни скални материали на хидрорежещо оборудване	15 21
Илия Йочев	Компютърна автоматизация на художественото обемно гравирание на твърди материали	27
Светлозар Токмакиев	Относно разпределението на мощностите между задвижващите барабани при двубарабанните лентови транспортъри	35
Илия Йочев	Особености при експлоатацията и възможност за прогнозиране на остатъчния срок на работа на подемен възжет при провеждане на безразрушителен контрол на техническото им състояние	43
Светлозар Токмакиев	Лабораторно определяне на специфичното съпротивление на копаене на мангановото находище "Оброчище"	49
Драган Живкович Вяра Пожидаева Милорад Ранчич	Техническа диагностика на вентилационни уредби	53
Драган Живкович Вяра Пожидаева Цвиан Жепенич Илия Йочев Антоанета Янева	Техническа диагностика на тръбопроводи от хидравлични системи	57
Генади Таков Милорад Ранчич Цвиан Жепенич	Някои проблеми при подъем с триеща шайба и едностранно водене на основния подемен съд при експлоатация на рудничната подемна уредба на шахта „Голям Палас – север“, рудник „Димов дол“	61
Генади Таков Милорад Ранчич Цвиан Жепенич	Изследване на технология за обработване на кварцови кристали	67
Васко Тенчев	Аналитично профилиране на гърбичен механизъм с ролкова кобилица	71
Христо Шейретов	Сравняване на методиките за изчисляване на кофови елеватори	77
Иван Минин	Създаване на математичен модел на процеса смилане на материали в барабанни топкови мелници с цел изследване на относителния им енергоразход в промишлени условия	81
Николай Дичев Петко Недялков	Компютърно изследване на динамичното натоварване на механичната система на роторен багер тип SchRs – 2000	89
Кристиян Цветков Николай Дичев	Изследване натоварването на опорния кръг на роторен багер с неизтласкваща се стрела тип SchRs-2000	95
Антоанета Янева	Изследване на долни уравновесяващи възжета при руднични подедни уредби. Изисквания за избор и приложение	103

Луминита Попеску Олару Онисифор Мариан Попеску	Нови възможности на въртящия механизъм на ротационното рамо на задвижващото колело от багер тип sRs - 1400	109
Кристинел Ракокеану Луминита Попеску Богдан Дякону	Изследване разпространението на замърсители на околната среда, последица от изгарянето на лигнитни въглища при производството на електроенергия	115
Луминита Попеску Кристинел Ракокеану Грофу Флорин Попеску Мариан	Намаляване консумацията на електроенергия в процеса на изпомпване на водата от въглищния минен басейн Олтения	119
Василе Козма Даниела-Анжела Барбу Александър Ляхомский Е.Н.Перфильева	Качество на енергията при добива на лигнитни въглища	125
	Состояние управления энергетическими ресурсами на горных предприятиях России	129
Илие Боркоши Константин Бриндуса Николае Антони Адриан Михайлеску	Избор на система с асинхронен двигател чрез имитиране на енергийни параметри	131
Илие Боркоши Флорин Грофу Мариан Попеску Даниела Небуну Евтим Кърцелин	Движещ се робот, отбягващ препятствията	135
	Определяне на условията за устойчива работа на асинхронни двигатели при компенсиране на реактивна мощност в електрическата мрежа	139
Евтим Кърцелин Румен Исталиянов	Оценка на възможностите за повишаване на енергийната ефективност на главни водоотливни уредби на подземни рудници	143
Иван Стоилов Диана Ташева Кирил Джустров	Изследване на преходните процеси при комутиране на кондензаторни материали	149
Стефан Чобанов	Експериментално изследване на електрозадвижвания на конусни трошачки	155
Красимир Велинов	Осветление на пътища със светодиоди	159
Константин Тричков Константин Костов	Технология за изработване на главна изолация при ремонт на асинхронни двигатели 6 kV в условията на "РЕМОТЕКС – Раднево" ЕАД	163
Константин Костов Константин Тричков	Електромагнитни моменти, действащи върху феромагнитно тяло във вихрова машина	167
Петко Лалов Стефан Димитров	Проектиране на компютърна мрежа за изчисления и съхранение на данни с оптимална производителност при минимални разходи за реализация	171
Николай Янев Кънчо Иванов	Компютъризирана система за комплексна оценка на техническо решение	175
Ромео Александров Теодора Христова	Влияние на роторното съпротивление при пускане на асинхронен двигател захранван от инвертор на напрежение	181
Искра Щърбанова Мариана Трифонова Юлий Тодоров	Едно приложение на информационните технологии в управлението на открити рудници	185
Мариана Трифонова	Модул "Конструктор" за автоматизиране изчертаването на конструктивна документация в AutoCAD	189
Юлиан Димитров	Приложение на възможността за възстановяване на непрекъснато графично изображение от дискретно представяне при численото моделиране на минните работи	193

CONTENTS

Sorin Vatavu Niculina Vatavu	Constructive and Calculus Particularities for the Hydraulic Props of Powered Roof Support	7
Jiří Havlík Zdeněk Dejl Hynek Přechek	Using of the Science And Technology Development for the Winding Shaft in Underground Mines in Czech Republic	11
Ion Dosa	Modelling Complex Compressed Air Networks in Order to Improve the Speed of Calculus	15
Igor Mikov Lidia Osipova Evgenii Gusenkov Valentin Malamov	Developments in the Field of Technology for Cutting Figures of Decorative Rock Materials Employing Water Jet Cutting Equipment	21
Vladimir Morozov . Igor Mikov Ina Mezentseva Magomed Magomedov Nely Stefanova	Computer Automation of Three Dimensional Art Engraving on Solid Materials	27
Tsvetan Damyanov	Concerning Power Distribution Between Driving Drums in Two-Drum Driven Belt Conveyor	35
Iliia Iochev	Special Elements at Operation and an Opportunity about Forecasting Residual Term Work of Elevating Ropes at Carrying Out of their Tool Control Technical a Condition	43
Svetlozar Tokmakchiev	Laboratory Determination of Specific Digging Resistance of "Obrochishte" Manganese Ore-Field	49
Dragan Zhivkovich Vyara Pozhidaeva Milorad Ranchich	Technical Diagnostics of Ventilation Installations	53
Dragan Zhivkovich Vyara Pozhidaeva Tsvian Zhepenich	Technical Diagnostics of Pipelines of Hydraulic Systems	57
Iliia Iochev Antoaneta Yaneva	Some Problems During the Process of Exploitation of a Mining Winder with Friction Pulley and One-Sided Leading of the Winding Vessel of Goljam Palas Shaft – North, Dimov Dol Mine	61
Genadi Takov Milorad Ranchich Tsvian Zhepenich	Research on a Technology for Quartz Crystal Processing	67
Vasko Tenchev	Analytical Shape of Lobe Mechanism with Roll Rocker	71
Hristo Sheiretov	Comparison of the Methodologies for the Calculation of Bucket Elevators	77
Ivan Minin	Establishing a Mathematical Model of the Process of Grinding in Ball Mills with the Purpose of Examining their Relative Energy Consumption in Industrial Conditions	81
Nikolai Dichev Petko Nedyalkov	Computational Research of Dynamical Loading of Bucketwheel Excavator Mechanical System Type SchRs 2000	89
Kristian Zvetkov Nikolai Dichev	Loading the Slewing Bearing of Bucketwheel Excavator with Cantilever Boom	95
Antoaneta Yaneva	Investigation of Balance Ropes in Mine Hoisting. Requirements for Choise And Application	103
Popescu Luminița Olaru Onisifor Marian Popescu	New Possibilities of Driver of Pivoting Mechanism of the Rotative Arm From the Excavator sRs Type 1400	109

Cristinel Racoreanu Luminița Popescu Bogdan Diaconu	Study of Pollutants Dispersion Resulting from Lignite Combustion in Power Generation	115
Luminita Popescu Racoreanu Cristinel Grofu Florin Popescu Marian	Diminution of Electrical Energy Consumption for the Process of Water Evacuation From the Lining Mining Pit of Oltenia	119
Cozma Vasile Barbu Daniela Angela	Quality of Power in Lignite Mining Exploitations	125
A.B. Ляхомский Е.Н.Перфильева	State of the Energy Resources Management of Russian Mine plants	129
Ilie Borcosi Constantin Brindusa Nicolae Antonie Adrian Mihailescu	Determining by Simulation the Energetic Parameters of a System with an Asynchronous Machine	131
Ilie Borcosi Florin Grofu Marian Popescu Daniela Nebunu	Mobile Robot Which Avoids Obstacles	135
Evtim Kurcelin	Determining the Conditions for Stable Functioning of Asynchronous Motors While Compensating Reactive Power in the Electric Network	139
Evtim Kurcelin Rumen Istalijanov	Estimation of Abilities for Increasing of Energy Efficiency in Main Pump Installation for Subterranean Mines	143
Ivan Stoilov Diana Tasheva Kiril Dzhustrov	Studying the Transient Processes of the Comutation of Capacitor Batteries	149
Stephan Chobanov	Experimental Study on Electrical Drives of Cone Crushers	155
Krasimir Velinov	Streetlighting With Led	159
Konstantin Trichkov Konstantin Kostov	Technology for Making Main Insulation Used To Repair 6 kV Induction Motor Performed by “Remotex – Radnevo” AD	163
Konstantin Kostov Konstantin Trichkov	Electromagnetic Torques, Acting on a Ferromagnetic Body in a Vortex Machine	167
Petko Lalov Stefan Dimitrov	Developing an Optimal Performance Computer Network for Data Storage and Data Processing	171
Nikolay Janev Kanchev Ivanov	Computing System for Complex Evaluation of a Technical Decision	175
Romeo Alexandrov Teodora Hristova	Influence of Rotor Resistance in Induction Motor Starting Powered by Voltage Source Inverter	181
Iskra Shturbanova Mariana Trifonova Yuli Todorov	An Application of Information Technologies to the Management of Open Cast Mines	185
Mariana Trifonova	Constructor Module – Automated Drawing Process for Constructive Documentation in AutoCAD	189
Julian Dimitrov	Applying of the Possibility for Restoring of Continuous Graphical Image from Discrete Presentation at Numerical Modelling of Mining	193

CONSTRUCTIVE AND CALCULUS PARTICULARITIES FOR THE HYDRAULIC PROPS OF POWERED ROOF SUPPORT

Sorin Vatavu ¹, Niculina Vatavu ²

¹ University of Petrosani, vatavu@upet.ro, sorinvatavu57@yahoo.com

² INSEMEX Petrosani, niculina.vatavu@gmail.com

ABSTRACT. The hydraulic prop represents the supporting element of the metallic individual or powered support of the face, it attaining the yielding strength function as a result of the resistance opposed to the geodetical pressure generated by the roof-rocks at the supported mining work.

The evaluation of the fluid pressure within the prop's hydraulic system and the amount of the volume losses depend on the value of the work pressure, on the precision of manufacturing and on the roughness of the sealing surfaces, also on the wear degree, on the yielding of prop's hydraulic system, on viscosity and on other features of the work fluid.

The paperwork presents the constructive and operating specific features of powered roof support's hydraulic props, as well as their principles of calculus.

КОНСТРУКТИВНИ И ИЗЧИСЛИТЕЛНИ ОСОБЕНОСТИ НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ ПОДПОРИ НА МОЩЕН КРЕПЕЖ НА ГОРНИЩЕТО

Сорин Ватаву ¹, Никулина Ватаву²

¹ Петрошански Университет, Петрошани, Румъния, vatavu@upet.ro, sorinvatavu57@yahoo.com

² INSEMEX Петрошани, Румъния, niculina.vatavu@gmail.com

РЕЗЮМЕ: Хидравличната подпора представлява поддържащия метален елемент или главната мощна опора, което води до слягане на горнището като резултат от противодействието на геодезичното налягане, което се причинява от покривните скали към изработения минен крепеж.

Изчисляването на налягането на течната среда в хидравлична система на крепежа и количеството на обмените загубите зависят от стойността на работното налягане, от прецизността на производството, от необработената повърхност на водния хидравличен затвор, от степента на износване, от пластичността на поддържащата хидравлична система, от вискозитета и други специфични особености на течностите.

Статията представя конструктивни и експлоатационни специфични детайли на подпорната хидравлична система, както и с принципни особености при изчисляването им.

Introduction

Carrying out in full safety conditions, of all the operation complexes which compose the underground exploitation process may take place only in the conditions of using a supporting system that can ensure the active face roof control. Even if the operating cycles of the active face roof support have a relatively reduced duration, the problems related to support are generally difficult to solve due to exigencies imposed by the mining-geological conditions, that are extremely dynamic and due also to lack of knowledge regarding basis data: the lack of satisfactory defined quantitative relationships having general applicability among the various factors that affect support behavior represents a permanent difficulty when solving the problems imposed both to the designer and the practitioner.

Constructive and operating particularities of the hydraulic props for the powered roof support

The hydraulic prop represents the active element of the metallic roof support in faces, this fulfilling the bearing strength

function, as a consequence of the resistance it opposes to the geodetical pressure generated by the roof rocks in the supported mine working.

The hydraulic props in the powered roof support fulfill the same function as the individual ones: they deliver to the mine working's bottom the pressure taken from the roof through the roof beam, with the difference that pressure delivering is carried out through the powered roof support's bottom plate.

The hydraulic prop consists in a power cylinder that operates commonly with a open controlled unlocking valve (having a retain function – this is the reason it is called hydraulic padlock) and with a safety valve; the operating command being given from a distributor; the mentioned apparatus may be individual or assembled in a hydraulic block and connected with the prop in a sole circuit. In the case of the powered roof support section, the hydraulic props are used in pairs or four at a time.

The hydraulic system of the powered roof support comprises mainly the same components as the individual hydraulic props, the difference consisting in the fact that the valve's assembly is not an integrant part of the prop, but represents, together with the power hydraulic cylinder, a complex structure that defines

the prop. The prop's circuit it's integrated in the supporting section's own hydraulic circuit and it is fed with emulsion also: the prop, as well as the other cylinders composing the section, are controlled with their own distributors, that are connected to the main pressure and return pipelines of the supporting complex, resulting a close-type of installation, fed from a pumping station which is called *hydraulic assembly*.

In fig. 1 are shown the hydraulic schemes of the SMA-2 (a) and CMA standard (b) types of powered roof supports; the reference points have the following signification: 1- hydraulic cylinders; 2- safety valves; 3- hydraulically controlled unlocking valves; 4- manometers; 5- distributor; 7- cocks; SDD- double unlocking valve; AMM- monoblock multiple apparatus.

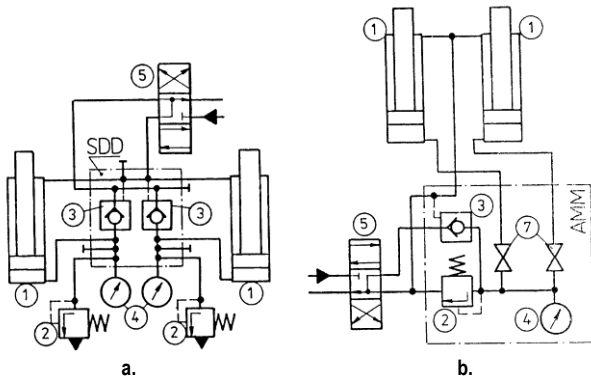


Fig. 1. Hydraulic schemes of the SMA-2 (a) and CMA standard (b) types of powered roof supports

Taking into account the principle of maximum opening accomplished, the powered roof support's props are divided into two categories: a. with one step: b. with two or three steps.

The first category equipped supports used in conditions of seams having medium or big thickness, their maximum openings is attained solely hydraulically, or with mechanical extensions: the extensions are used in cases when the working height of powered roof support attained through the simple cylinder is lesser than the working face's height.

The second category equipped supports for thin and medium thickness seams, lately arising the tendency of using on a larger scale the props having two opening steps, those offering better possibilities of adjusting to the seam thickness variations.

Taking into account the bearing strength at roof load, the powered roof support's props may be:

- High bearing strength props (500 – 3000 kN): it's used a number of one or two or four in one section and they have a large diameter;
- Low bearing strength props (< 500 kN): for the light types of powered roof supports.

The props may be located in any position on the metal construction of supporting sections. When the rod is locked on the beam, it is more protected from a mechanical point of view, but, at closing stroke, there appears the tendency of drawing impurities inside the cylinder; for the mechanical protection of the rod it is frequently used a metal sheath which is useful especially in blasting exploitation working faces.

Compared to traditional supporting sections, where the props stand in vertical or inclined position, the Rheinstahl company carried out an original powered roof support with shield, where the props' function is assumed by two hydraulic cylinders placed horizontally in the section's bottom plate: the cylinders act on the shield through a lever system and they are protected against eccentric stresses and external damages.

The previous characterization results in the following operating particularities of the hydraulic props in the powered roof support:

- Hydraulic energy feeding is carried out from a pump station located in the main gallery to which the prop is connected in closed circuit;
- Prop's closing, as a consequence of mine pressure, is achieved through releasing the safety valve 2: in the case of SMA-2 powered roof support, emulsion discharge is performed directly on the working face's bottom, but in the case of CMA-2 the emulsion is directed to return in the assembly's tank.

Hydraulic prop acting suppose accomplishing four different stages:

- *Pre-fastening stage* implies feeding with hydraulic energy through valve 3 for the purpose of placing the roof beam at mine working's roof and of pre-tensioning the props between the roof and bottom of the mine working;
- *Elastic sliding regime* attained as a result of mine pressure load and it acts until the pressure under the piston attains the pre-adjusted value of the safety valve 2;
- *Steady strength regime* is attained only when the safety valve 2 is operating and it leads to achieving the rated bearing strength of the supporting element;
- *Unloading* of props is performed after unlocking the open controlled valve 3 and props' tension relieving as a result of feeding the annular cavity: after tension relieving the section stepping becomes possible.

The calculus and energetic of the hydraulic prop

The diagram of hydraulic prop operating (Vatavu *et al.* 1999) is shown in fig. 2 and it points out the four mentioned steps.

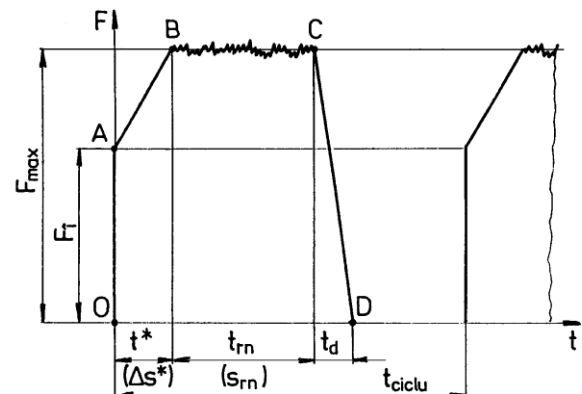


Fig. 2. The diagram of hydraulic prop operating

As a result of feeding with pressurized liquid, the individual hydraulic prop extends and develops the opening force $F_{ds} \in (0A)$,

$$F_{dS} = F_P - F_{fS} = F_P \cdot \eta_{mS}, \quad (1)$$

that is required for uplifting towards the roof the prop's telescope and the roof beam, which are components with constant weights:

$$F_{dS} = G_G + G_T = ct \quad (2)$$

in formula (1) F_P represents the force developed by the piston having the D_S diameter when acting the feeding pressure p_S , $F_P = \pi D_S^2 \cdot p_S / 4$, F_{fS} – the inner friction force due to the piston's sealing system, proportional to the feeding pressure, $F_{fS} = f(p_S) \neq ct$ și η_{mS} is the mechanic efficiency of the prop.

In order for the piston to develop the force F_{dS} , the pump must generate the pressure

$$p_P = \frac{p_S}{\eta_{hPS}} = \frac{4(G_G + G_T)}{\pi D_S^2 \eta_{mS} \eta_{hPS}}, \quad (3)$$

where η_{hPS} represents the hydraulic efficiency of the pump-prop connecting circuit.

When the prop places the roof beam on the roof, the feeding pressure attains the value p_{maxP} that is regulated through the adjustment of the safety valve in the feeding hydraulic assembly, for which the force developed in the prop means in fact prop's pre-fastening force:

$$F_{iS} = \frac{\pi D_S^2}{4} p_{maxP}. \quad (4)$$

On the operating characteristic shown in fig. 2, the ordinate OA corresponds to pre-locking force, and a point that is inferior to A corresponds to the opening force.

After the hydraulic prop pre-locking with the force F_{iS} and after feeding cut off, the one way/sense valve 3 (fig. 1) closes the cavity under the prop's piston. Mine pressure acting generate the lowering of roof rocks level: this results in increased pressure under the piston, elastic compression of the emulsion column and cylinder walls swelling, and the piston carries out an elastic withdrawal having the stroke Δs^* . The value of elastic slide of piston is given by the sum of two components,

$$\Delta s^* = \Delta s_E + \Delta s_C, \quad (5)$$

the first due to elastic compression of the emulsion column under the piston and the other due to the increased diameter of the cylinder as the result of the elastic deformation of the wall.

The regime of strength elastic increase determines the time t^* needed to attain the rated strength after prop pre-locking,

$$t^* = \Delta s^* / v_c, \quad (6)$$

where v_c is the mean value of lowering speed of roof rocks; during this interval, the force developed by the piston increases at the value F''_P , and the resistance opposed by prop to the roof rocks increases at the value F_{maxS} (segment AB).

When value Δs^* is attained, the pressure under the piston reaches the value p_{maxS} – which ensures the prop's safety valve entering into operation. Beginning from this operation moment, it passes into the steady strength regime, the prop develops the maximum force, named nominal strength, this corresponds to the segment BC and the formula:

$$F_{maxS} = F''_P + F_{fS} = \frac{\pi D_S^2}{4 \eta_{mS}} p_{maxS}; \quad (7)$$

in this situation, the mechanic efficiency η_{mS} is constant, due to the fact that it depends on the value of the pression developed under the piston, that is settled through the adjustment of the safety valve 3 (fig. 1).

The work regime that allows developing the nominal strength is reached as a result of intermittent operating of safety valve 3. When operating in steady strength regime, which corresponds to period t_m , the prop's height decreases with a value determined by the amount of emulsion evacuated from the cavity under the piston through the safety valve, the mobile assembly will perform the stroke s_m .

In order for the support to step, it is necessary to unload the hydraulic props: in this phase of the work technology, the prop is unstressed by its load, usually by forced lowering of the mobile assembly, the operation (segment CD) being carried out in the time t_d ; after support stepping, the prop is extended and the cycle shown repeats.

The graph OABCD is named the ideal operating characteristic of the hydraulic prop and, if admitted the lowering speed of roof as a constant, then its surface express the resisting activity of the hydraulic prop towards the roof rocks lowering.

It must be taken into account the fact that, in most cases, the real operating characteristic may differ from the ideal one shown in fig. 2. The main causes that may determine deviations from nominal values are the following:

- The ideal operating characteristic is founded on the hypothesis that the prop's hydraulic circuit is perfectly sealed. In reality, in the circuit may occur volumic losses at the valves and the sealing gaskets on the prop's piston: occurrence of these losses may significantly alter the operating characteristic form, decreasing the real prop resistance towards roof rocks lowering, up to even entirely unload the mine pressure. Diminishing up to total loss of prop resistance has consequences in altering the roof rocks consistency, that leads to rock falls and crumbling;
- Having a crumbled layer of coal and rock under the

bottom plate and especially over the roof beam significantly alters the operating characteristic of the prop, leading to a elastic sliding regime to develop following a straight line AB which is more inclined: by this, the prop nominal working period is diminished and, in certain cases, the prop may not develop the nominal working strength, respectively the conditions needed for the safety valve to operate may not be fulfilled;

- In the situation of diminishing the safety valve's operating pressure, its arc characteristic altering results in a decreased working resistance, and the effect of affecting the roof rocks integrity;
- Changing the work cycle time t_{ciclu} influence the real resistance curve of the prop. For a special dynamics of exploitation, the work cycle time in the working face may become smaller than time t^* , the hydraulic prop working only in elastic strength regime, its unloading takes place without reaching the nominal strength: this type of real characteristic reduces support's efficiency towards the possibilities of use;
- The initial pre-tensioning of the hydraulic prop depends on the value of maximum working pressure developed by pump in the support's pipes: when prop opening is manually controlled arises the possibility that the worker may interrupt prop feeding before the pressure enables the pre-locking force to develop. In this situation, the period up to entering the constant strength regime increases and, as a result, the roof rock supporting is deteriorating, especially in the work space near the face; a control of correct initial tensioning may be carried out following indications on a manometer.

From the point of view of improving the interaction between the support and the roof rocks it's advisable that the hydraulic prop's pre-tensioning to get as near as possible to the value of the nominal working strength. For the supports used in mine exploitations in our country, the pressures of feeding the hydraulic props vary between 15 up to 30 MPa.

Fulfilling the bearing strength function suppose that actuating the safety valve shall be carried out at a pressure 20% greater; also, it's particularly important the type of safety valve adequate to the characteristics of the rocks in the face roof, thus avoiding, in cases of great speeds of roof lowering, swelling of prop cylinder walls and even break down of cylinders or of other parts of the hydraulic circuit up to valve. It results that working of this valve is done in specific conditions, completely out of common, reason for which there are imposed to it certain requirements, unwitnessed in working of other

safety valves used in the hydraulic drive systems. (Patrascu and Vatavu, 1997)

The working regime specific for long term operating of the safety valve in the hydraulic props is the one which can ensure the smaller and the most even lowering of roof rocks, with a mean speed value of a few millimetres per hour, thus determining the smallest flow evacuated.

Conclusions

Ensuring a normal and efficient working of the support supposes the pre-locking force of the hydraulic props to have a value as closest as possible to the one of the force developed during the nominal strength regime: increasing the maximum feeding pressure reduces the difference between the operating pressure of the safety valve and accordingly reduces the value of elastic sliding Δs^* and time t^* to pass into the constant strength regime, by this radically improving interaction between support and face roof.

Choosing the safety valve in close correlation with the roof rocks characteristics has a special importance, since, in the rock-support system, it determines, on one hand, the resistance opposed by prop at roof lowering, and, on the other hand, it ensures the integrity of roof rocks.

The principles of calculus presented allow the assessment of dynamic parameters both those at feeding and those developed, fact that allows a general evaluation of the energetical performances of the hydraulic props, respectively for the support.

References

- [Pătraşcu P., Vătavu S. 1997. Particularităţi privind functionarea şi încercarea supapelor de siguranţă pentru stâlpii hidraulici de susţinere a lucrărilor miniere. In: *Lucrările Conferinţei Naţionale de Termotehnică, ediţia a VII-a*, vol. 3, Braşov, 149 – 154.
- Vătavu S., Pătraşcu P., Vătavu N. 1999. Some Considerations Regarding Hydraulic Supporting Props Working in Elastic Increase of Resistance Conditions. In: *Annals of University of Petroşani, Mechanical Engineering*, vol. 1(XXVIII), 79 – 82.

Recommended for publication by the Editorial staff

USING OF THE SCIENCE AND TECHNOLOGY DEVELOPMENT FOR THE WINDING SHAFT IN UNDERGROUND MINES IN CZECH REPUBLIC

Jiří Havlík, Zdeněk Dejl, Hynek Přechek

VŠB- Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering
 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava – Poruba, CZECH REPUBLIC

ABSTRACT: Underground mining of minerals and the consecutive vertical transport are on high level in Czech republic. The up-to-date pieces of knowledge of the science and research for technical innovations including the operation use are utilized.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА НАУЧНО И ТЕХНОЛОГИЧНО РАЗВИТИЕ ПРИ ИЗВОЗНИ ШАХТИ НА ПОДЗЕМНИ МИННИ ИЗРАБОТКИ В ЧЕШКАТА РЕПУБЛИКА

Юри Хавлик, Зденек Дейл, Хайнек Пречек

VŠB – Технически Университет на Острава, Факултет по Механизирано инженерство
 17.Листопаду 15, 708 33 Острава – Поруба, Република Чехия

РЕЗЮМЕ: Подземният добив на полезни изкопаеми и последващо вертикално транспортиране са на високо равнище в Република Чехия. Използвани са успешно съвременни научно-изследователски познания и техническите нововъведения в практиката.

Introduction

The main mining equipments in the Czech republic deliver the raw materials (coal, uranium) from the depth of 800 (OKD, a.s.) till 1400 m (Uran, s.p.). It is realised by the hoisting machines of the producer ŠKODA Plzeň (until 1965), subsequently ČKD Praha (till 1998) and

now INCO Engineering. It is described as the mining equipment of the double drum type 2B6018, 2B6121 or the Koepe disc type (1K7008, 4K4016, or 4K5016) – see Table 1.1 and 1.2.

Parameters:

Table 1.1 and 1.2

Mine	Locality	Ø of pit	hoisting equipment	mining depth	hoisting machine	drive	power	parameters of extraction		Ø of rope	
								Q	v	mining	balance
		[m]	-	[m]	-	-	[kW]	[t]	[m/s]	[mm]	[mm]
PASKOV	STARČ	neutral StI 7,5	KP	558	4K2010	A	250	3,8	5,5	4x22,4	2x155x27
		neutral St.I 7,5	KK	710	2B6121	T	3500	10	16	63	
		ventilation StII 7,5	SS	634	4K4016	W-L	2x1800	21	14	4x40	2x155x27
		neutral St.II 7,5	KK	755	2B6021	W-L	3600	11,25	16	56	
			KK	920	2B6121	T	3000	11,25	16	60	
		neutral St.III 7,5	KK	744	2B6021	W-L	3600	7,5	16	56	
			KK	920	2B6121	T	3500	10	16	63	
		ČSM	SEVER	neutral Sever	KK	903	2B6118	W-L	2000	7,5	14
KK	1079				2B6021	W-L	2800	7,5	14	56	-
Ventilation Sever 7,5	SS			955	4K4016	W-L	2x1800	20,0	14	4x40	2x45
	SS			955	4K4016	W-L	2x1800	20,0	14	4x40	3x45
	HDZ			903	1B1200	A	100	-	2	16	
JH	neutral Jih 7,5			KK	954	2B3116	W-L	2000	7,5	14	56
	ventilation Jih 7,5		KK	908	2K3212	W-L	1100	7,5	10	2x37,5	2x37,5
			HDZ	908	1B1200	A	90	-	2	16	

Footnotes:

Mining equipment according to transportation vessels: K-K cage – cage; K-P cage – counterweight; S-S skip – skip; S-P skip – counterweight; S-K skip – cage; K cage; HDZ emergency transport equipment; Drive: W-L Ward – Leonard; A – asynchronous; T- thyristor type of mining machine: 1B – one drum; 2B – double drum; 1K – one rope Koepe; 4K – four ropes Koepe. Parameters of mining: v – mining rate; Q – usable load of mining; H – mining depth of pit;

Ø – diameter of pit

Table 1.2

Mine	Locality	Ø of pit	hoisting equipment	těžní hloubka	hoisting machine	drive	power	parameters of extraction		Ø of rope	
								Q	v	mining	balance
		[m]	-	[m]	-	-	[kW]	[t]	[m/s]	[mm]	[mm]
LAZY	STARČ	neutral č.2 6,2	KK	822	1K6008	W-L	2470	7,2	10	56	2x37,5
			KK	822	2B6020	W-L	2800	6,0	16	50	
		neutral č.5 5,5	KK	641	2B4016	A	1000	4,0	10	37,5	
		ventilation č.6 7,5	SS	658	4K5016	T	3750	23,0	18	4x45	3x53
			SP	658	4K5016	T	3300	23,0	18	4x45	3x47,5
	DUKLA	neutral č.2 7,5	HDZ	642	1B1200	A	100	-	2	17	
			KK	730	1K7009	W-L	3300	11,25	12	60	2x45
			KK	950	2B6017	W-L	3300	7,5	12	50	
		ventilation č.1 5,25	KK	950	1B2014	A	140	2,2	2	20,5	
		ventilation č.3 5,25	SS	729	4K5019	T	3300	25,0	12,4	4x50	3x53
DARKOV	DARKOV		HDZ	729	1B2014	T	295	-	3	20	
		ventilation Mir4 7,5	SS	801	4K5016	T	2x3750	30,0	14	4x53	3x158x29
			SS	801	4K5016	T	2x3750	35,0	14	4x53	3x158x29
			HDZ	992	1B2014	T	295	-	3	17	
		neutra Mir5 7,5	KK	887	2B6124	T	3800	11,25	16	67	
			KK	887	2B6124	T	3800	11,25	16	67	
		neutr. Darkov 1 7,5	KK	878	2B6118	T	1330	3,75	10	50	
		neztr. Darkov 2 7,5	KK	738	1B1200	A	90	-	2	18	
		ventilation č.1 4,5	SS	563	2B6018	W-L	1400	10,5	10	50	144x26
		neutral č.2 5,5	KK	756		W-L	1400	5,9	12	50	
		ventilation č.3 4,5	KP	395	1K2000	A	160	-	3	26,5	70x17

3.2 The dynamics of the subsystem is also applied by the science and research at the department of parts of machines of the Engineering Fakulty - see Fig. 1.

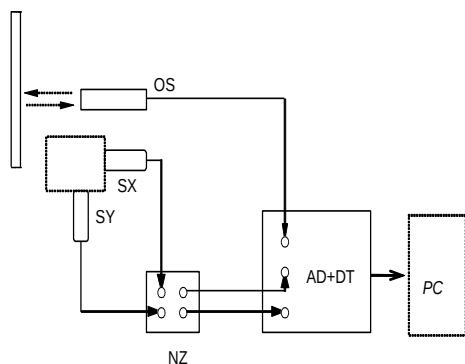


Fig.1

OS – optical device

SX – accelerometer in axis X

SY – accelerometer in axis Y

NZ – Feeding source of sensors and amplifiers

AD – analog – digital transducer

DT – data registration

PC – computer

The complex analysis of the subsystem is then the output which should meet the parameters in the Table 2.

Measurements are carried out separately with the empty transport vessels and with the highest allowed load, in both directions of transport. At the measuring procedure should the other equipment in the pit be stopped. Apart of accelerometer measurements the registration of the movement of transport vessel in the pit should be done with the accuracy at least ± 0.5 m. The result of experiments should be grafically evaluated separately for the frontal and side measurements with the presentation of localities with no satisfactory state. At the evaluation of the state we start from the position of the least positive result.

Table 2 – Accelerography measurements on transport vessels

a) Measurements of horizontal acceleration in the front and side directions are carried out at the most allowed highest speed at the right way and at the mining procedure, as the speed is higher than 8 m/s.

b) The values of horizontal acceleration for the evaluation of the state of directionality of the guiding of transport vessels:

Table 2

Value of front acceleration m/s	Value of side acceleration m/s	Evaluation of the state	Regulations
up to 3	up to 5	very good	not necessary
from 3 till 5	from 5 till 8	good	not necessary
from 5 till 8	from 8 till 10	not satisfactory	speed reduct.
Higher than 8	higher than 10	not acceptable	stop operation

Conclusion

At the VSB – Technical University of Ostrava have been elaborated several outputs of science and research for the main mining equipments in the Czech Republic.

References

- Vyhláška Českého báňského úřadu č. 415/2003 Sb.
Folta Z., Přeček H., *The Pit Equipment Working Life Prolongation*. In Proceedings the 14th international conference on automation in mining ICAMC2001, Helsinki university of technology, 2001, Finsko, s. 341 ... 346, ISBN 951-22-5615-0.
Přeček H., Folta Z. *The risks at shaft hoist in Czech Republic*. In Proceedings of the international scientific session „Management of natural and technogenic risks“, University

- of mining and geology „St. Ivan Rilski“, 2001, Bulharsko, str. 307 ... 308, ISBN 954-9748-33-2.
Přeček, H., Folta, Z. *Analýza napětí na jámové výstroji*. In Sborník mezinárodního semináře Nejnovější poznatky z výstavby, údržby, provozu a následné dopravy ve svislých jámách hlubinných dolů, ISBN 80-7225-007-8, 3. a 4. 12 1998 VŠB-TU Ostrava, s. 48...50 - dotisk.
Přeček, H., Folta, Z. *The limiting terms of the traffic subsystem mine hosting vessel - shaft steel equipment*. In Sborník mezinárodní vědecké konference k 50. založení FS, září 2000, Publikace vydána na CD - ROM, Vydal VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2000.
Boroška,J., Fedorko,G.: Modelovanie namáhania drotovej ocelových lán. In XXV. NAUKOVO-DYDAKTICZNE FORUM EUROPEJSKICH KATEDR MASZYN GÓRNICZYCH I LOGISTYKI, Gliwicz-Usztka 23.-24.października 2003

Recommended for publication by the Editorial staff

MODELLING COMPLEX COMPRESSED AIR NETWORKS IN ORDER TO IMPROVE THE SPEED OF CALCULUS

Ion Dosa

University of Petrosani, 332006 Petrosani, i_dosa@hotmail.com

Abstract: Solving the equations of fluid flow in ring shaped networks or in complex compressed air networks, requires a great amount of calculus. Therefore using computer program for this task is a must. Even so, the great amount of data and the complexity of fluid flow produce a great number of iterations, using most of the hardware resources of the computer. The paper presents possibilities of modeling the complex compressed air networks, in order to increase the speed of calculus and reduce the amount of hardware resources needed.

МОДЕЛИРАНЕ НА СЛОЖНИ ПРЕНОСНИ СИСТЕМИ СЪС СГЪСТЕН ВЪЗДУХ С ОГЛЕД ПОДОБРЯВАНЕ СКОРОСТТА НА МЕТОДИТЕ ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ

Йон Доса

Петрошански университет, Петрошани, Румъния

РЕЗЮМЕ: Решаването на уравненията за движение на флуидите в затворени транспортни системи или в системи със сгъстен въздух, изискват голям брой сложни изчисления. Ето защо е крайно необходимо използването на компютърна програма за решаването на тези задачи. Дори и при тези обстоятелства, голямо количество данни и сложността на движението на флуидите се получава много повторения, използвайки повече хардуерни способности на компютъра. Статията представя възможностите от моделиране на сложните преносни системи със сгъстен въздух, за да се повиши бързината на изчисляване и намали необходимото количество на хардуерните възможности.

Introduction

Compressed air networks are complex structures due to their construction and the complexity of the compressed air flow in the network. The solutions for the equations of compressed air flow applied to networks in case of flow with friction, heat transfer and flow loss, can be obtained merely using numerical methods. These methods require a great volume of calculus. Therefore, the calculus of complex networks can be done only if the development of a computer program is considered.

The case of a mining compressed air network is studied, which by reason of his complexity, represents a special case of compressed air network.

Constructive peculiarities for such networks (Dosa, 1998):

- Developing as the mine site evolves. Therefore the length of the network, his structure and the gas flow is constantly changing. The network structure became more complicated with lots of rings, rings with common edges, and all these alternating with embranchments.

- Must follow the mine works, resulting elbows, deviations and multiple embranchments.

- The ducts can't be welded, so the pipelines must be joined through flanges, therefore the flow losses can't be eliminated.

- The maximum length of pipelines that can be entered in underground is 6 m, a great number of joints resulting; therefore the flow losses are high.

- There are hard exploitation conditions. The pipelines and fixtures can be damaged, so that the local pressure drops and the flow losses will grow. The corrosion of the pipelines is marked, which leads to the growth of the rugosity.

Mathematical model of compressed air network

Developing the mathematical model of compressed air networks, must start from the definition of his functional role, settlement of his limits, identification of its components and the relations that exist between these.

The compressed air network must be able to transport the compressed air from the compressor to consumers assuring the optimum operation parameters for these.

The limits of the system are represented through the outlet section of the buffer reservoir (compressors with piston) or the outlet section of the last cooler (turbocompressors) representing the inlet section of the network, the inlet section of the consumers representing the outlet section of the network and the lateral area of the pipelines.

The compressed air flows from the compressor through the inlet section of the network toward the consumer (through the outlet section of the network) with friction, heat transfer and flow loss through lateral area of the pipelines.

The discrete components of the compressed air network from the point of view of this analysis are (Burduea and Leca, 1974; Leca et al. 1984):

- Pipelines and ducts which are the rectilinear elements of the network;
- Fittings used for modification of the section of flow, changing the direction of flow and the realization of the necessary embranchments.
- Fixtures that allow and direct the compressed air flow through pipelines, and also might adjust the parameters of the compressed air.
- Assembling parts that assure the connecting of components of the compressed air network.

Joining of these elements and their location in ground defines the structure of the compressed air network.

For modeling the structure of the compressed air network the representation of network as ordinary graph with the property that the maximum number of adjacent of a node is 4, is proposed.

According to the nodes of the graph different type of nodes of the network were defined:

- Compressor node – corresponding to the compressor (or an injection point in the network) with the property that has only one adjacent;
- Embranchment node – corresponding to the embranchments of network, can have 3 or 4 adjacent.
- Consumer node - corresponding to the pneumatic consumer, can have only one adjacent.

Transom of the compressed air network, was defined as the physical succession of the discrete components of the network lined up between two nodes and corresponds the edges defined by two nodes in the ordinary graph.

The compressed air pipeline was defined as the succession of ducts joined through one of the known methods (flanged, welded, etc.) having the same diameter, lined up between two discrete components (section lift, faucets, diaphragms etc.)

Conclusively, the mathematical model of the compressed air network shall have two components:

- The algorithm of determination the structure of network, that describes the relations between different elements, the way of go through and the succession of calculus for the parameters of flow through the discrete elements of the network.
- Mathematical models for the calculus of parameters of compressed air flow through the elements of the network like: pipelines, faucets, elbows, flaps, valves, diaphragms, embranchments etc.

The analytic determination of parameters of the compressed air flow through pipelines is possible through solving of the fundamental equations of gas dynamics singularized for compressed air networks.

Starting from the equations of gas dynamics applied to compressed air networks (Irimie and Matei, 1994):

- The continuity equation:

$$\frac{d(\rho \cdot w)}{dx} = \frac{a \cdot d \cdot p^{1.3}}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} \quad (1)$$

- The momentum equation:

$$w \cdot \frac{dw}{dx} = g_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx} - \lambda \cdot \frac{w^2}{2 \cdot d} \quad (2)$$

- The energy equation:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{4 \cdot K}{\rho \cdot w \cdot d \cdot c_p} \cdot (T - T_m) \quad (3)$$

- Equation of state:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (4)$$

relations in which: w is the average speed in section [$m \cdot s^{-1}$], T - fluid temperature [K], T_m - surrounding temperature [K], p - fluid pressure [$N \cdot m^{-2}$], d - hydraulic diameter of the duct [m], ρ - density of the fluid [$kg \cdot m^{-3}$], λ - friction coefficient, K - global heat transfer coefficient [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$], a - flow loss coefficient through leakiness.

From the relations (1), (2), (3), (4) above (Irimie and Matei, 1994):

$$w' = \frac{1}{w^2 - R \cdot T} \cdot (A \cdot w^3 + g_x \cdot w - R \cdot w \cdot T' - B \cdot R \cdot \frac{T}{\rho}) \quad (5)$$

$$\rho' = \frac{1}{w^2 - R \cdot T} \cdot (B \cdot w - A \cdot \rho \cdot w^2 - g_x \cdot \rho + R \cdot \rho \cdot T')$$

in which A and B:

$$A = \frac{\lambda}{2 \cdot d}; \quad B = \frac{4 \cdot a \cdot p^{1.3}}{\pi \cdot d}$$

The coefficients having the sign “-” for the calculus of transoms in the sense of fluid flow and the sign “+” for the calculus in opposite direction of fluid flow.

For numerical solution of the system (5), different methods can be applied (Dodescu and Toma, 1976; Larionescu 1989; Roşculeţ 1984; Salvadori and Baron 1972; Simionescu 1995). In the work (Irimie and Matei 1994) is recommended the use of the cubical spline functions for the approximation of the solution of differential equations, due to the convergence of the method and steps of iteration that have relatively big values.

The use of a specific method for solving the differential equations of fluid flow in pipelines is important when thinking in

terms of speed of the calculus, but also other aspects of network structure must be considered when thinking of overall calculus speed.

Because of the great complexity of compressed air networks, a great amount of data must be processed to make additional calculus related to other structural elements, modeling the structure and creating a friendly user interface. These aspects are presented as follows.

Algorithm for determination of network structure

For simple network configurations, exists a big variety of calculation procedures, their complexity grow up as possibility of automate calculus improved, and especially along with the appearance of the electronic computers.

Among first calculation procedures counted the one applied of acad. M.M. Fedorov (Ilicev, 1951) in which is considered the variation of the state of the compressed air flow in pipelines.

The state of parameters of the air in any portion of the pipeline is determined in function of initial state parameters from the beginning of the pipeline.

The calculus of the network started from the compressor station toward to consumers.

The compressed air network can be projected choosing percentage of loss of pressure depending on value of admissible loss, so is obtained a minimum for the costs of the pipeline and the energy.

Acad. A.P. Gherman proposes the calculus of treelike networks from the consumer towards compressor (Ilicev, 1951).

In this case the pressure to consumers is the same, and is necessary the equalization of loss of pressure along of the branches that are not part of their nodes.

In behold of a computer program realization an algorithm (Irimie and Matei, 1994) was developed, that require the division of some transoms with invariable geometric parameters in supplementary sectors, in order to obtain iterations with identical number of steps. Known parameters are: the configuration of the network, the length of the transoms, the demand of air input for the consumers, the temperature and the pressure of the compressed air at the outlet of the compressor station, the polytropic exponent of the flow on the transom.

Parameters resulting from calculus: loss of pressure on transoms, loss of flow on transoms, losses at the consumers, temperature on transom.

There are calculation procedures for treelike networks fed from one source, from two sources, for simple ring networks, and ring networks with common edges, for which the algorithms are depicted in the works (Burducea and Leca, 1974; Leca et al. 1986; Sârbu, 1997).

For ring shaped networks the method of simple iteration or Lobacev method and for ring shaped networks with common edges the Hardy-Cross method (Sârbu, 1997) are widely used.

All these methods have a great disadvantage; they can be applied to networks with known configuration and in a differentiated way. The compressed air networks from underground are the result of the development in time of the mining works, have a complicated configuration, many branches and rings in different zones of the network.

Conclusively, an algorithm for compressed air networks must assure the way of go through the network in the sight of calculus and the identification of different sort of configurations.

Developing the algorithm for the calculus of the compressed air networks due to open with choosing the point from which the calculus began. According as, there are two possibilities: to go from the compressor to consumer, which presupposes a great number of iterations, and going from the consumer to compressor.

The second variant was chosen due to the fact that mathematical model permits the determination of transom parameters calculating from opposite direction of flow, and the number of iterations will decrease.

Is reminded as, the compressed air network is represented as an ordinary graph (Cristea et al., 1993; Ionescu Texe and Zsako, 1990), and in this case the calculus presupposes going in depth of the structure of graph, until to reach the consumer node.

Having in sight that a direct method of calculus doesn't exists, due to the complexity of the problem, a method that shall solve the problem through partial solutions must be found.

Such method is the Backtracking (Cristea et al., 1993), in which the solutions are built progressively.

Application of the method assumes the definition of stacks (static or dynamic) which in shall kept the visited nodes and which will be erased only after the nodes are solved.

An embranchment node can be solved if known at least $n-1$ flows where n represent the number of adjacent.

Applying the principle of mass conservation, the value of the missing flow can be found, and on the strength of the flows and geometric sizes of the embranchment the resistance (Idlecik, 1984) and the missing pressure can be found, in assumption that the temperature is the same in all branches.

The ordinary graph defined through the nodes of the network and the proper transoms, is represented in the shape of a list of adjacent in a database. Although exist another solution of representation (Cristea et al., 1993), the choice was made since there are no limitations regarding the number of nodes, from the computer memory size point of view. In the computer memory stood at one time solely the nodes visited and unsolved, reducing the size of used memory.

For the description of the algorithm of determination what nodes belong to a ring, have to start up from the definition (Ionescu Texe and Zsako, 1990; Vrânceanu and Mititelu, 1984) of strongly connected graph, bi-connected graph and chain.

A limited chain which leaves from one point and comes back in the same point defines a ring.

The way of go through applied, assures that all the nodes in the graph will be visited.

Is noticed as, if we have rings with common transoms (edges), we have a lot of rings in the same structure, therefore many different roads from point v to point w, and although at one moment the return is happening in a node with visited neighbors, not all the nodes visited an unsolved shall belong to the same ring.

From the definition of the bi-connected component of the graph results as, any ring represents a bi-connected component, and any bi-connected component is due to have at least one ring, where through once eliminated one node, exists a chain between any among the remnant nodes.

Therefore, the first step in the determination of the structure of the network is the determination of the bi-connected components of the subgraph defined by the visited nodes. The algorithm for the determination of the bi-connected components of the graph is depicted in the work (Cristea et al., 1993).

The determination of the rings from the bi-connected subgraph can be achieved using the algorithm of minimum distance in graphs (Cristea et al., 1993), modified for the concrete established conditions through the definition of the subgraph, and applied repetitively until the subgraph has no more nodes that are not included in rings.

The results obtained using the algorithms presented therein before can be followed using the computer program named "REȚEA" (NETWORK), which has an option that permits in depth visiting of the graph nodes and the identification of ring components of a graph (compressed air network).

Results obtained, conclusions

The first analysis of the problem revealed, that in case of the compressed air network, the description of the nodes and transoms, the geometrical characteristics of different elements like ducts, elbows, faucets, fixtures etc., a great amount of data is used. A program was developed (Dosa, 1998) for compressed air network calculus, and includes the algorithms presented above, and also has many other features. Once nodes of a network defined properly, transoms will be generated automatically. After that different elements can be added and deleted easily from the transom, names of nodes and transoms can be changed. In fig. 1, on the right side all available elements for building a transom are given. On the left side the composing elements of a transom were listed. Adding an element can be done by selecting the element from the right side, and than pressing the "Add" button on the middle of the screen.

Nodes or transoms can be deleted or added quickly or even exergetic balance of network can be calculated, using the program.

The program has, for all windows of data input, functions that validate the correctness of data entered. Also, for avoiding the start of calculus of a network with wrong or absent data, a menu for data validation was provided.

These functions verify the network structure, initial data of nodes and transoms for consistency. Each validation function creates an error log file that can be consulted for the correction of errors appeared, in the file is stipulated clearly the character of error.

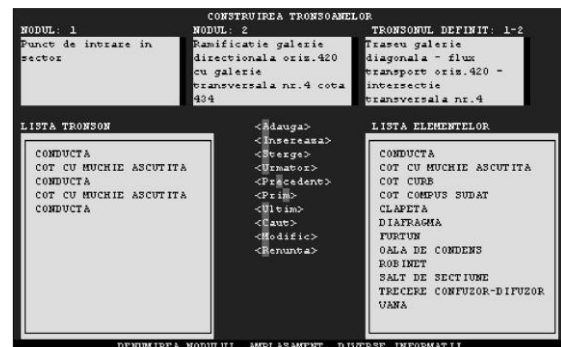


Fig. 1. The window for definition of transom

The parameters of state from nodes and transoms can be visualized, pressure drops, flow and the variation of the temperature for each element of the network, as well as the resistances of every element in network. Also we can have clear situation of the exergetic balance of network, on sorts of loss, and the exergy lost on each type of network element: pipelines, diaphragms, elbows etc.

After the initial data input and validation of these, calculus can start from the menu "Calcul" (Calculus) in which were three options "Parcuregere fără calcul" (Inspecting the network), "Calcul" (Calculus), "Optimizare rețea" (Network optimization).

For verification of algorithms a network with two rings having a common edge fig. 2 was considered.

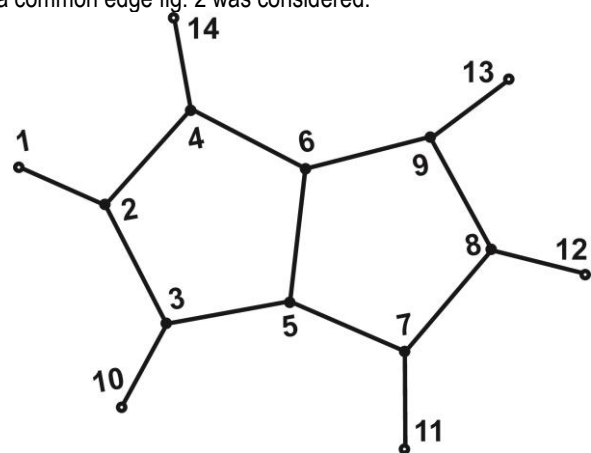


Fig. 2. Ring shaped network with common transoms

After defining these, from menu "Calcule" (Calculus) choose "Parcursare fără calcule" (Visiting nodes). Results obtained were represented in fig. 3.

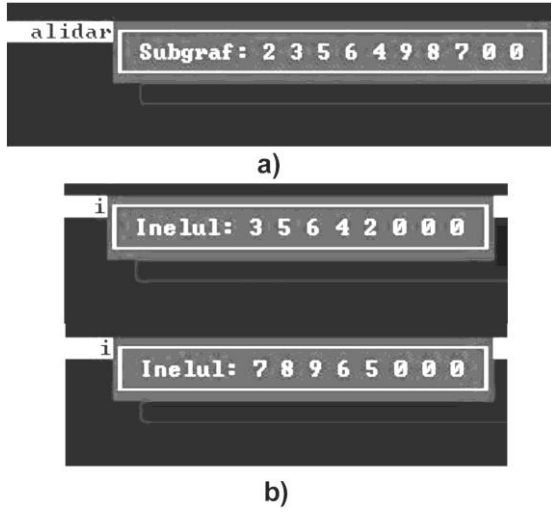


Fig. 3. Results for ring shaped network with a common edge

In fig. 4, a ring shaped network is presented. It can be solved from top to bottom using the method of cycling or iterative method (Sârbu, 1997), that consist in calculating flow rate corrections for transoms until the divergence of the pressure drop for the ring is null.

Equations that can be used for the algorithm of simple iteration method (Sârbu, 1997):

- flow rate conservation in nodes:

$$f_j = \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N Q_{ij} + q_j = 0 \quad (j = 1, \dots, N - N_{RP}) \quad (6)$$

in which f_j is the residual flow for node j , Q_{ij} the transit flow of transom ij having sign (+) when enters node j , and (-) when leaving node j ; q_j – concentrated flow rate of the node j having sign (+) when entering node and (-) when consumed in node;

- the energy conservation on ring:

$$\Delta h_m = \sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^T \varepsilon_{ij} \cdot h_{ij} - f_m = 0 \quad (m = 1, \dots, M) \quad (7)$$

where Δh_m is the divergence of pressure drop for the ring m ; h_{ij} longitudinal pressure drop for transom ij ; ε_{ij} the orientation of transom (+1) when calculating in the same direction with the air flow, (-1) otherwise and (0) for $ij \notin m$; f_m – the piezometric level induced by the potential elements of ring m , for simple closed rings $f_m = 0$.

$$Q_{ij} = Q_{ij}^{(0)} + \sum_{\substack{m=1 \\ ij \in m}}^M \varepsilon_{ij} \cdot \Delta Q_m, \quad (ij = 1, \dots, T) \quad (8)$$

where ΔQ_m is the correction flow rate for ring m , $Q_{ij}^{(0)}$ is the initial flow rate of the transoms.

The residual pressure drop on each simple ring for turbulent flow is given by the relation:

$$\Delta h_m = \sum_{(m)} \varepsilon_{ij} \cdot S_{ij} \cdot Q_{ij}^2 \quad (9)$$

in which S_{ij} is the modulus of hydraulic resistance of transom ij

The correction flow rate is given by:

$$\Delta Q_m = - \frac{\Delta h_m}{\sum_m S_{ij} \cdot |Q_{ij}|} \quad (10)$$

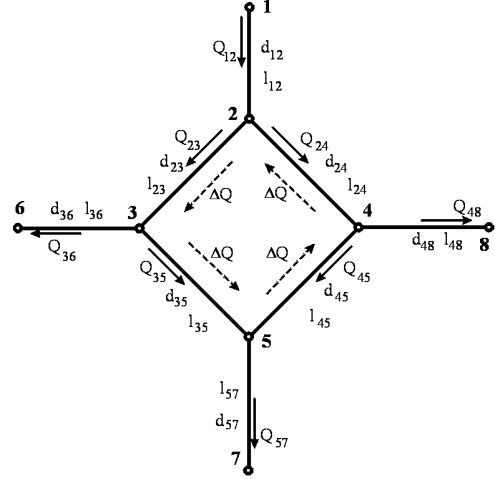


Fig. 4. Ring shaped network, iterative method

Using the algorithm for calculating the network from the consumers to compressor, fig. 5, the flow rate of the transoms can be obtained from Weissbach-Darcy equation. The direction of air flow is from high pressure to low pressure, while in the simple iteration method is given by the sign of the flow rate.

Initial data for calculus: length of the transoms: $l_{12}=50$ m, $l_{23}=20$ m, $l_{24}=50$ m, $l_{36}=70$ m, $l_{35}=50$ m, $l_{57}=40$ m, $l_{45}=40$ m, $l_{48}=30$ m; the diameter of transoms: $d_{12}=0.15$ m, $d_{24}=0.1$ m, $d_{35}=0.1$ m, $d_{45}=0.05$ m, $d_{23}=0.1$ m, $d_{36}=0.075$ m, $d_{48}=0.075$ m. The temperature of compressed air $T=293$ K and the friction coefficient $\lambda=0.022$ is assumed constant for the entire network.

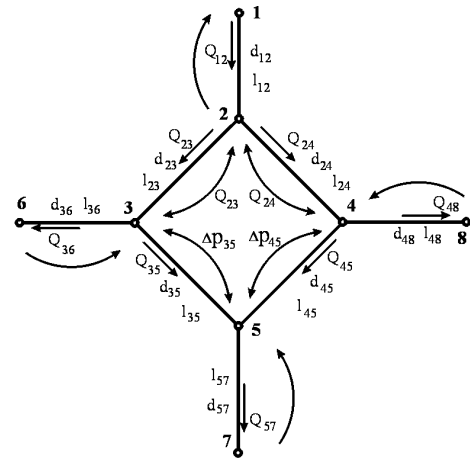


Fig. 5. Ring shaped network, bottom to top

Also the assumption of no flow loss is made, and the density of the compressed air is calculated for the medium pressure of the transom. For top to bottom calculus, the flow rate of the compressor is $Q_1=1.26$ kg·s⁻¹, at the pressure of $p_1=620,000$ Pa, and the divergence of pressure drop for the ring is calculated with the precision 0.001.

For bottom to top calculus are given: the flow rates of consumers: $Q_6=0.36 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, $Q_7=0.72 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, $Q_8=0.18 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, and the pressures $p_6=604,000 \text{ Pa}$, $p_7= 587,000 \text{ Pa}$, $p_8=615,000 \text{ Pa}$.

Results given in table 1 show that the results obtained are similar; the relative error is approximately 10^{-3} .

Tabel 1
Results of calculus

Flow rate [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]	Iterative method (after 6 iterations)	Bottom to top
Q_{23}	0.9314	0.9305
Q_{35}	0.5714	0.5696
Q_{54}	0.1486	0.1482
Q_{42}	0.3286	0.3295

Conclusively, using the algorithm presented for solving the compressed air network from consumer to compressor can reduce the amount of hardware resources. Building solutions progressively, in the memory of the computer only data needed for performing calculus is found.

Another advantage of going from the consumer to the compressor is that in many cases, iterations are avoided. In the example above the assumptions (no heat exchange, no flow loss and constant friction coefficient for all the ducts) were made for illustrating the problem, and showing the potential of the algorithm. In real life, in compressed air networks heat exchange and flow loss usually occurs, and the friction coefficient can vary for different ducts according to the type of flow.

Even so, using the algorithm presented can speed up the calculus for compressed air networks, which in real life are bigger and more complicated.

References

Burducea, C., Leca, A. 1974. *Conducte și rețele termice (Pipelines and thermal networks)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest, 106-270.

- Cristea, V., Athanasiu, I., Kalisz, E., Iorga, V. 1993: *Tehnici de programare (Techniques of programming)*. IN: Editura Teora, Bucharest, 104-173
- Dodescu, Gh., Toma, E. 1976. *Metode de calcul numeric (Numerical calculation procedures)*. IN: Editura Didactică și Pedagogică, Bucharest.
- Dosa, I. 1998: *Cercetări privind energetica proceselor termofluidodinamice din instalațiile pneumatice miniere (Research concerning thermo-fluid-dynamics processes from the pneumatic mining installations)*. IN: Doctoral dissertation, Petrosani, 134-176 p.
- Idlecik, I.E. 1984: *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice (Guide for the calculus of hydraulic resistances)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Ilicev, A.C. 1951: *Instalații pneumatice miniere (Pneumatic mining installations)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Ionescu Texe, C., Zsako, I. 1990. *Structuri arborescente cu aplicațiile lor (Arborescent structures with their applications)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Irimie, I. I., Matei, I. 1994. *Gazodinamica rețelelor pneumatice (Gas dynamics of pneumatic networks)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest, 103-220.
- Kiselev, P.G. 1988: *Îndreptar pentru calcule hidraulice (Guide for hydraulic calculus)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Larionescu, D. 1989: *Metode numerice (Numerical methods)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Leca, A., Prisăcaru, I., Tănase, H.M., Lupescu, L., Raica, C. 1986: *Conducte pentru agenți termici (Pipelines for thermal agents)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Rosculeț, M. 1984: *Analiză matematică (Mathematical analysis)*. IN: Editura Didactică și Pedagogică, Bucharest.
- Salvadori, M.G., Baron, L.M. 1972: *Metode numerice în tehnică (Numerical methods in technics)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Simionescu, I. 1995: *Metode numerice în tehnică – Aplicații în FORTRAN (Numerical methods in technics –Applications in FORTRAN)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest.
- Sârbu, I. 1997. *Optimizarea energetică a sistemelor de distribuție a apei (Energetic optimization of water distribution systems)*, IN: Editura Academiei Române, București, 37-78.
- Vrâncianu, Gh., Gh., Mititelu, Șt. 1984: *Probleme de cercetare operațională (Problems of operational research)*. IN: Editura Tehnică, Bucharest, 5-148.

Recommended for publication by the Editorial staff

DEVELOPMENTS IN THE FIELD OF TECHNOLOGY FOR CUTTING FIGURES OF DECORATIVE ROCK MATERIALS EMPLOYING WATER JET CUTTING EQUIPMENT

Mikov I.N.¹, Osipova L.P.², Gusenkov E.N.³, Malamov V. M.⁴

¹ State University of Mining and Geology, 119991 Moscow

² State University of Mining and Geology, 119991 Moscow

³ National Institute of Aviation Technology, 119991 Moscow

⁴ University of Mining and Geology, 1700 Sofia

ABSTRACT. The article provides information on modules assembling the water jet cutting equipment. Various fabrications of the separate modules are described. Information is given on the function and purpose of the modules and their basic technical features.

РАЗРАБОТКИ В ОБЛАСТТА НА ТЕХНОЛОГИЯТА НА ИЗРЯЗВАНЕТО НА ФИГУРИ ОТ ДЕКОРАТИВНИ СКАЛНИ МАТЕРИАЛИ НА ХИДРОРЕЖЕЩО ОБОРУДВАНЕ

Игор Миков, Лидия Осипова, Евгений Гусенков, Валентин Маламов

¹ Московски държавен минен университет, 119991 Москва

² Московски държавен минен университет, 119991 Москва

³ НИАТ, 119991 Москва

⁴ МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Статията съдържа сведения за модулите, изграждащи оборудването за хидроабразивно рязане. Описани са различни видове изпълнения на отделни модули. Дадени са сведения за функционалното предназначение на модулите и основните им технически характеристики.

The processing of decorative rock materials has always been connected with a series of problems, which complicated their figure cutting. The method treated in the paper considerably

increases the potentialities for their artistic processing. Stone mosaics, which illustrate the method potentialities for cutting up by water jet, are presented in fig. 1.



Fig. 1 Mosaics made by water jet cutting up.

Water with abrasive allowance under high pressure is used at the water jet cutting, so the equipment contains modules, providing the needed jet parameters. Fig. 2 shows a simplified diagram of such stationary equipment, which can conditionally be divided in the following three parts:

- Hydraulic – provides a water jet with the parameters needed;
- Mechanical – provides the relative movement of the half-finished material and the cutting head;
- Electric – controls the cutting process.

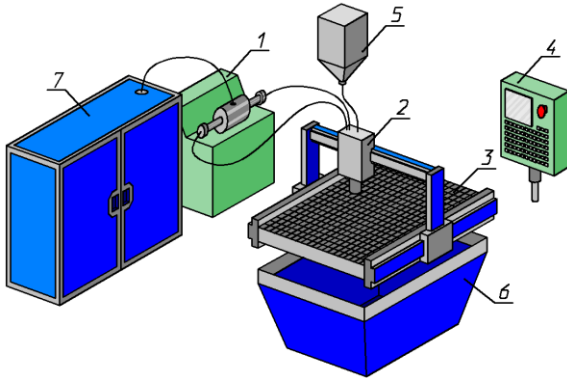


Fig. 2. Modules of a stationary water jet. 1 – multiplier; 2 – cutting head; 3 – co-ordinate table; 4 – control system; 5 – abrasive feeding system; 6 –sewer- catch basin; 7 – water feed system.

The operation principle of all the types of water jet equipment is the same. It is based on the use of a water jet under high pressure, so a unit that increases the pressure to the grade needed is necessary. Under such a pressure the water represents a very corrosive medium, so a special filter system is used in order the lifetime of the pipelines parts to be prolonged. Fine abrasive is added to the water in need of cutting materials, which are difficult to be cut. This is realized by a special block, which by vacuum or pressurized air feeds the abrasive in the mixing chamber disposed in the cutting head. After that, the hydro-abrasive mixture is fed through an opening with diameter $d \approx 1mm$ in order particles supersonic speed to be obtained. A sewer- catch basin is used for separation the particles from the abrasive and the processed material particles from the outlet water before the utilization. The functional relation of the described units is shown in fig. 3. The equipment modules are connected by high pressure hoses.

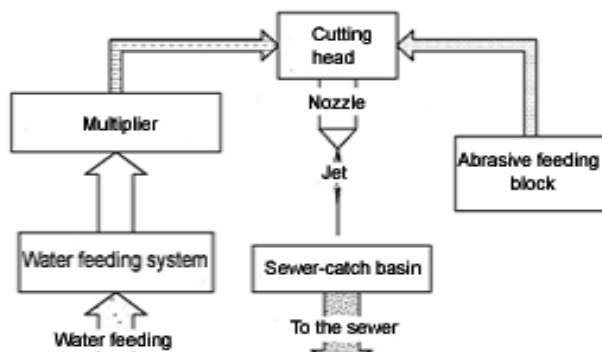


Fig. 3. Functional relation of the water jet modules.

The water feed aggregate includes systems for water purification and softening, tank, a system for maintenance of

the pressure at the station inlet, and a closed water cycle for the high pressure station cooling. Usually, the water feeding aggregate is combined with the high pressure station (multiplier) – see fig. 4, which considerably increases the lifetime of the latter.

A universal principle hydraulic diagram, where a special single or double acting multiplier is used for the pressure increase, has been developed (fig. 5). The disposition choice depends on the concrete processing conditions (like allowable pressure drop and the needed fluid consumption), which allows the determiner results connected with the output and quality to be obtained. Standard adjusting, controlling and secondary hydraulic devices have been used. The signal from the control system enters in the electromagnetic couplings of the controlling slide valve 1, which moves the power slide valve 2 of the high pressure pipeline. The fluid gets into one of the operating chambers of the double acting hydraulic cylinder 3 moving the piston with the stock. Furthermore, the prepared fluid, which after that is pressurized to the extent needed, is fed by the water aggregate.

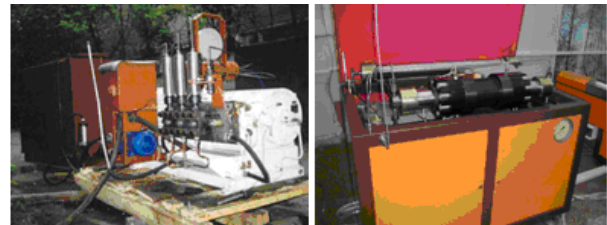
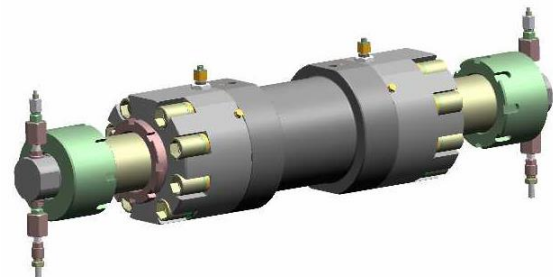
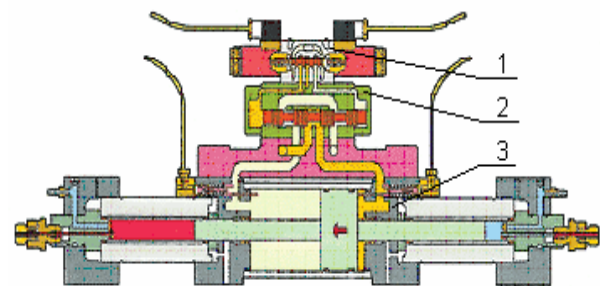


Fig. 4. Design of the water feed system.



A) General View



B) Diagram of operation
Fig. 5. Double action multiplier.

Two types of systems for abrasive feeding are used – vacuum (in the sprayer principle) and operating under high pressure. The system represents a separate block (Fig. 6). The abrasive is dumped in a bin, disposed under the operational table, and is fed in the cutting head by a curving hose. Usually, powders from hard alloys, carbides and oxides are used as abrasives and the choice depends on the processed material

hardness: for hard alloyed steels – extremely hard garnet particles; for glass – the respective fractions of simple sand; for plastics reinforced with glass or carbon fibers – siliceous slag particles.

The design features of the jet head (the parts relative disposal, the type of connections and their sealing) influence the hydro-dynamic characteristics and compactness of the jet shaped and determine the quality and reliability of it operation.

On one hand, the existence of great number of jet head designs (Fig. 7) testifies to the diversity of the demands toward them and on the other hand to the fact that an optimum design has not been created up to date.



Fig. 6. Bin of the abrasive feeding block.

The following classification of jet heads is based on the

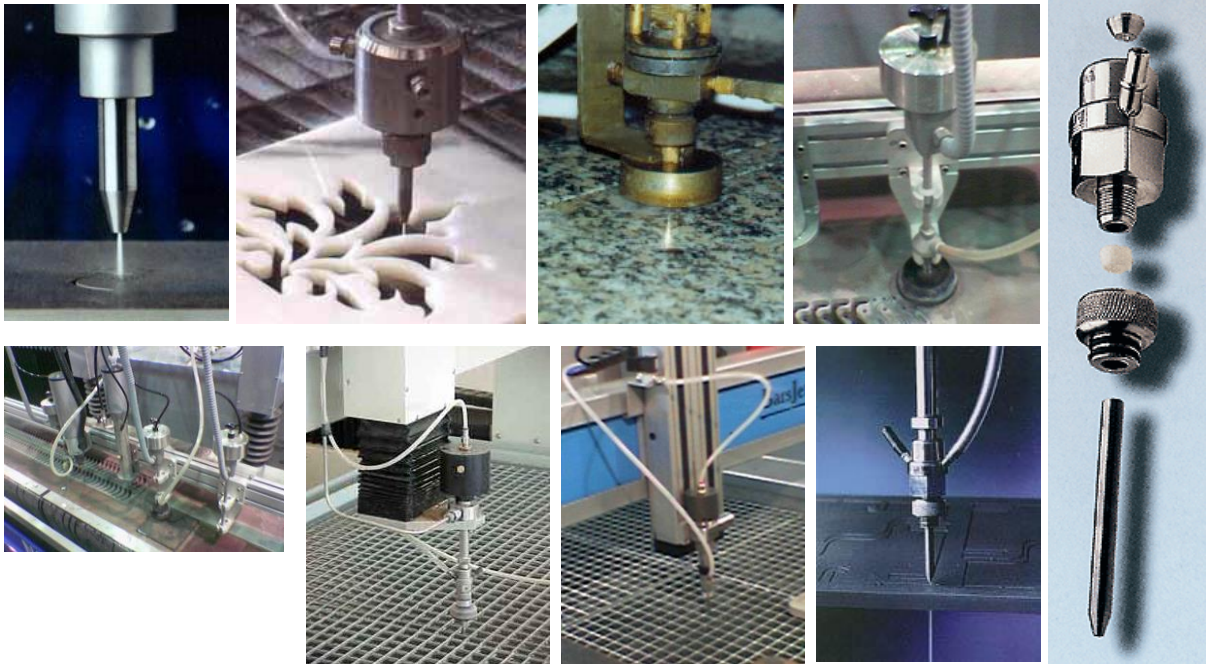


Fig. 7. Designs of cutting heads.

The principle diagrams of cutting heads are presented in fig. 8. Usually the nozzles are made from synthetic stones (sapphire, diamond and corundum) and bear up about 250-500 hours operation.

After the cutting, the outlet water runs into the sewer-catch basin, which is disposed under the co-ordinate table. There the particles from abrasive and waste material fall on the bottom while the purified water is utilized. The particles are separated and used repeatedly.

analysis of the existing designs:

1. Jet heads for hydraulic materials cutting – for processing with a pure jet under high pressure without use of additional allowances in order the cutting output to be increased.

2. Jet heads with improved dynamic characteristics for fluid materials processing – unifies the jet heads equipped with elements for improvement of the cutting jet dynamic characteristics.

3. Fluid-abrasive jet heads – with feed of abrasive in the cutting jet with the purpose of intensifying the process. The designs with free feeding of abrasive in the jet and minimum disturbances of it hydro-dynamic characteristics are thought to be the best.

4. Jet heads with coolant feed for the fluid running out the nozzle – drives to improvement of the jet cutting potential caused by the ice particles formatting in it as well as to increase in the nozzle wear resistance due to it frozen surface.

5. Combined heads – allow an increase in the cutting efficiency due to the combined use of coolant and abrasive.

A relative movement of the tool and the half-finished material is necessary during the material cutting. Technically this is realized by three drives according the respective coordinates. The co-ordinate table allows the cutting head to be moved along the three co-ordinate axes in high accuracy. Above the table, along the axis X moves a gantry with a trolley moving along the axis Y. An operation head, which moves along the axis Z is mounted to the trolley. This affords the opportunity of cutting along the three axes, which provides a high accuracy in

the processing of 3 D as well as of flat materials. The interaction of the control system and the drives is shown in fig 9.

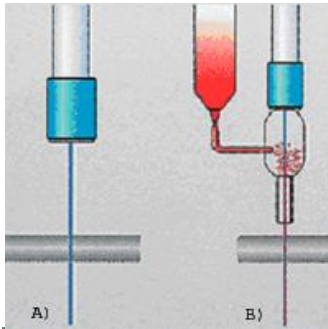


Fig. 8. Principle diagrams of cutting heads. A) Without abrasive feed; B) With abrasive feed.

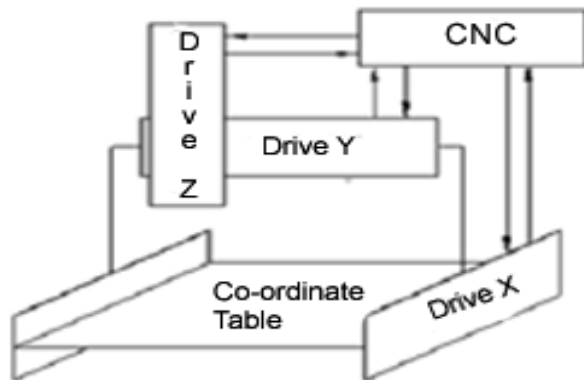


Fig. 9

The gantry diagram of disposition allows the drives and guides to be taken out of the processing zone (in height and by the sides). By that means the corrosion of the parts caused by the splashing water jet is reduced.

The co-ordinate table is designed for the foundation of the half-finished material at the processing and a set of changeable clamps and supports, which are mounted on changeable grates, are used for the fixation. On one hand the grates decrease the demolishing influence of the jet on the table surface and on the other hand they cut up the jet.

There are protective fences along the perimeter of the co-ordinate table, which prevent the jet flying off out of the operation zone at processing of inclined half-finished materials.

The movement in longitudinal, transverse and vertical direction is realized by screw-balls gear, driven by three-phase induction motors and rarely by linear motors.

Designs with manual drives providing the movement along the axis Z are used. The rotary motion of the flywheel with the crank arm is transferred in reciprocal by a rack. The drive designs with back-couplings related to the cutting head position toward the half-finished material simplify the equipment exploitation by excluding the necessity of manual adjustment.

The drives are protected from pollutions, abrasive and water by metal fences.

The gantry with the drives for longitudinal and transverse shifting as well as the cutting head move along guides mounted to the opposite fronts of the co-ordinate table. The drive providing the vertical shifting moves along guides mounted to the gantry beam. Usually, rolling guides, which

provide easier movement in comparison with the slide ones are used.

The cutting head moves along slide guides in vertical direction because it is necessary only at the initial adjustment of the system.

When the cutting is according to three co-ordinates, the cutting head is suspended on a special rotating unit with manual or automated rotation.

The cutting process is realized by a CNC system which delivers a signal to the electric motors of the drives and to the electromagnetic relays controlling the water equipment. The transducers, mounted to the drives allow the CNC system to control their position, speed and acceleration. The transducers choice depends on the type of the drive: when the drive represents a threaded screw, built-in tachogenerators, potentiometers and circular photoelectric transducers are used while in case of linear drives – linear potentiometers and linear photoelectric transducers. Each drive is equipped with a limit switch. From the pressure transducers and the limit switches the signals are sent to the water equipment units.

Transducers for control of the distance between the nozzle and the half-finished material are employed at the automated drive in vertical direction.

Control systems GE FANUK, SIEMENS, NUM etc. are applied in water jet equipment. Some foreign and Russian companies have developed their own program packages, which combines to Auto CAD and other similar programs. The control cabinet is equipped with data input units (from CNC and manually), monitors for indication of the cutting time, nozzle abrasion control, adjustable radius compensation during the operation and for universe function in the program (Fig. 10).

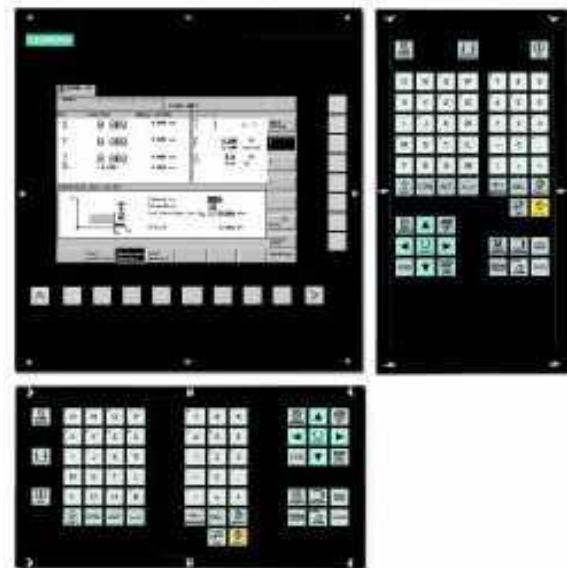


Fig. 10. Control panel of CNC.

The control system is based on the standard ISO codes. The executive program could be input from the operator desk or by input device (CD-ROM or a device for connection with a computer).

In view of the fact that most of the water jets are equipped with several cutting heads, the proposed processing programs have up to 4 zero co-ordinate points. Furthermore, there is protection, on a program level, against collision of the heads during the operation.

From the point of view of technology, the water jet operation is very simple and resembles to the processing by milling machine. The only difference is the tool radius, which is about 1 mm, so the executive program is similar to that for the milling machine. The mosaic element is divided into separate primitive parts, which could be obtained by circular or linear interpolation. After that, the optimal places for the tool entering and going out of the processed part have to be determined. This is necessary, because of the inhomogeneity of the rock materials, which could drive to refuse in case of inaccurate choice. When the equidistant is obtained, the executive program could be created. The example of the program for creation of the element of fig. 11 is presented in fig. 12.

The water jet cutting is often used for complex contours from tiles. Due to the extremely narrow cut-off the method is suitable for creation of incrustations from decorative rock materials. The most important is that an opportunity for industrial production of articles, which have been manually made only, is afforded. In order the method output to be illustrated the speeds of the actuator feed at the processing of decorative rock materials with different thickness are presented in Table 1. In broad outlines, the feed is restricted by the jet ability to penetrate the cut material and the cleanliness of the cut-off surface.



Fig. 11. Example of mosaics element, obtained bu water jet cutting.

```
%M07
;
N1G90
;
N20G0X230.425Y5
N21M77
N22G2X208.152Y-20.045I205.229J4.981
N23X62.265Y-20.045I135.208J604.43
N24X117.065Y-116.979I-28.158J-135.122
N25X20.132Y-62.178I135.208J28.244
N26X20.132Y-208.065I-604.343J-135.122
N27X117.065Y-153.265I135.208J-298.488
N28X62.265Y-250.199I-28.158J-135.122
N29X208.152Y-250.199I135.208J-874.674
N30X153.351Y-153.265I298.575J-135.122
N31X250.285Y-208.065I135.208J-298.488
N32X250.285Y-62.178I674.76J-135.122
N33X153.351Y-116.979I135.208J28.244
N34X211.784Y-17.281I298.575J-135.122
N35M78
N36M02
```

Fig. 12. Part of the executive program.

Table 1

Material thickness, mm	5	10	20	50	100
Marble	4,5-6,0	2,0-2,7	0,9-1,2	0,3-0,45	0,1-0,15
Granite	3,2-4,0	1,5-1,8	0,7-0,8	0,2-0,3	0,06-0,1
Glass	5,8-6,5	2,5-3,0	1,1-1,4	0,35-0,5	0,1-0,16

The consumption of abrasive is thought to be the main expense at the water jet processing, so. It is reduced by equipment, which provides restoration of a part of the used abrasive and its repetitive application. The general costs for the process are presented in fig. 14.

MAIN EXPENSES AT WATER JET PROCESSING



Fig. 14

Specialists in the field of construction and architecture, designers and restorers all over the world are interested in the water jet cutting of hard materials and in the first place of natural rock materials and ceramics. In actual fact, the technology could be applied in realization of cut-off along all sorts of lines, which makes it especially suitable to be applied in the artistic processing of rock materials, ceramics or glass, at the manufacture of complex mosaics floors, murals, vitrals, etc.

References

- D. Kramer, M. Tuncar. Laser and abrasive water-jet cutting economics. International Sheet Metal Review Autumn. 2000. 38-41.
- Степанов Ю.С., Барсуков Г.В. Современные технологические процессы механического и гидроструйного раскрытия технических тканей. – Москва «Машиностроение», 2004г. – 240с.
- Тихомиров Р.А., Гусенко В.С. Гидрорезание неметаллических материалов. – Киев: Техника, 1984. – 150с.

COMPUTER AUTOMATION OF THREE DIMENSIONAL ART ENGRAVING ON SOLID MATERIALS

Morozov V.I.¹, Mikov I.N.², Mezentseva I.L.³, Magomedov M. H.⁴, Stefanova N.N.⁵

¹ State University of Mining and Geology, 119991 Moscow

² State University of Mining and Geology, 119991 Moscow

³ State University of Mining and Geology, 119991 Moscow

⁴ NPF "SAUNO", 119991 Moscow

⁵ University of Mining and Geology, 1700 Sofia

ABSTRACT. The article presents a technology for automated production of mosaic mural, incorporating flat and three-dimensional fragments of decorative rock materials, with engraved inscriptions and images on the flat fragments.

КОМПЮТЪРНА АВТОМАТИЗАЦИЯ НА ХУДОЖЕСТВЕНТО ОБЕМНО ГРАВИРАНЕ НА ТВЪРДИ МАТЕРИАЛИ

Морозов В. И.¹, Миков И. Н.², Мезенцева И. Л.³, Магомедов М. Н.⁴, Стефанова Н. Н.⁵

¹ Московски държавен минен университет, 119991 Москва

² Московски държавен минен университет, 119991 Москва

³ Московски държавен минен университет, 119991 Москва

⁴ НПФ "Сауно", 119991 Москва

⁵ МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. В статията е предложена технология за автоматизирана изработка на мозаечно пано, съставено от плоски и обемни фрагменти от декоративни скални материали, в гравирани надписи и изображения върху плоските фрагменти.

Mosaics are wide used as decoration in modern interior for decoration of floors and curbs or as murals and pictures. The popular Florentine mosaic consists of flat fragments made from colored decorative rock materials. The process of it production is automated by the use of CNC water jets and milling machines.

The constant growth in the demand of exclusive articles needs new artistic decisions and incessant complication of the mosaic elements. The engraving of flat and 3D fragments on their surfaces broadens the opportunities of the artist-designer not only by combination of flat and volumetric elements but also by representation of images or inscriptions on them.

In order such an article to be produced is necessary the task about the creation of a new technology, which combines the two methods for the material processing to be solved:

- Engraving by milling – for obtaining the contour fragments of the mural and ornaments with different depth of the material extraction as well as for production of 3D fragments (bas-reliefs);

- Engraving by chiseling out or scraping – for representation of flat images and inscriptions.

Besides, engraving is a machine representation of an image on a hard surface by mechanical extraction of part of the material.

Generally, 5 co-ordinate machines are used for production of details with complex artistic shapes (sculptures). In this instance, the task could be solved by a 3 co-ordinate machine. The main part of the milling equipment, which is used in the decorative rock materials processing is Italian (HELIOS, INTERMAC, BRETON, BAVELLONI, CIELLE). The paper treats the production of an article consisting of contour and bas-relief fragments, flat inscriptions and images by the Russian machine GRAFIK – 3KM (NPF SAUNO). It is equipped with two changeable heads – a chiseling out and a milling, which allows operation by raster chiseling out and by the 3D milling methods. The machine general view and engineering characteristics are presented in fig. 1 and table 1.

Before the creation of the executive program by ArtCam Pro it is necessary a model of the article, which is based on the solution of a series of artistic and technological tasks, to be developed. ArtCam Pro (Delcam plc, Great Britain) is a design and technological package, allowing complex solution of tasks connected with the technological design and production preparation of the articles. It contains tools for creation and editing not only raster but vectorial graphics as well. In spite of that, in many cases it is more appropriate the images

preparation to be done in other graphical editors and then to be imported in ArtCam Pro, which could be done by the following stages:



Fig. 1

1. Image digitization – input of the image in the computer memory by scanner or digital camera with the purpose of further transformation or using as a base for new image creation. At that a raster image, which could be processed by all the programs for raster graphic (Adobe Photoshop, Corel Photo Paint) is obtained (Fig. 2). Photoshop is used further in the example as the most universal and wide spread.

Table 1

ENGINEERING CHARACTERISTICS OF THE AUTOMATED MACHINE GRAFIK – 3KM	
Overall dimensions	1860 x 1050 x 760 mm
Mass	Up to 120 kg (including the control block)
Field of operation	600 x 1200 mm
Supply voltage	~220 V/50 Hz, ~ 127 V/60 Hz
Power of the milling head	1,05 kW
Spindle rotation frequency	From 11000 to 25000 min ⁻¹ (the adjustment is by stages)
Positioning accuracy	0,025 mm (milling head), 0,050mm (percussive head)
Demands to the computer configuration (as a minimum)	Intel Pentium 100 MHz, 16 MB RAM, HDD 800 MB, Windows 95/98/Me/NT/2000/XP

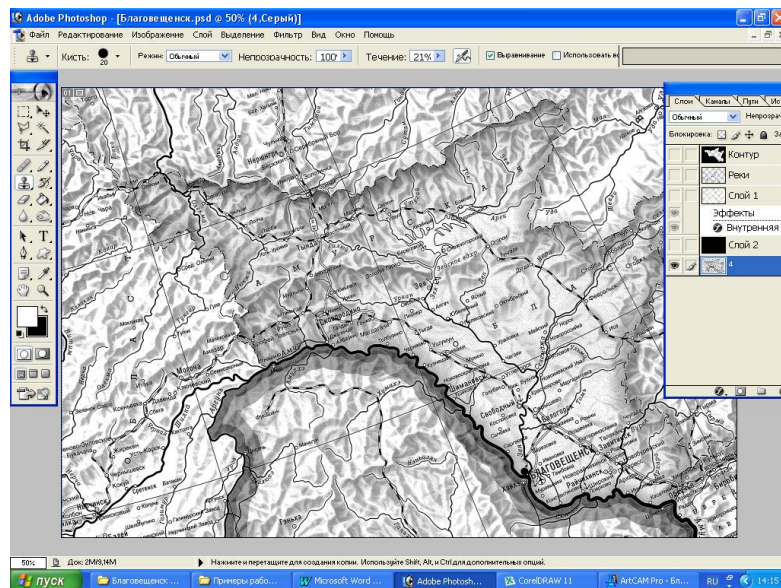


Fig.2

2. The image is broken up to fragments, which are going to be processed separately (Fig. 3). The configuration of the contour of such a fragment depends on the minimum

possible diameter of the tool used. In case of necessity the contour could be corrected subsequently.

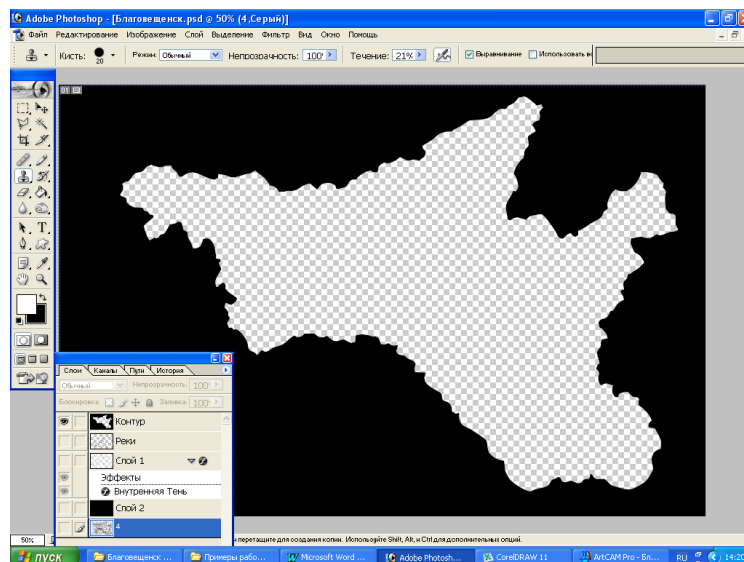


Fig. 3

At this stage it is needed the outer appearance of the future article to be estimated and a material suitable for the production of each fragment to be chosen according with the physical and mechanical properties, aesthetic qualities and approachability.

Use of a previously prepared library of textures of decorative rock materials is recommended.

3. Inscriptions and different images, which have to be represented on the material flat surface could be created in the form of a raster (Adobe Photoshop) and further vectoring in ArtCam Pro or directly in a vectorial form (Corel Draw, ArtCam Pro). Both the variants are used in the example (Fig. 4).

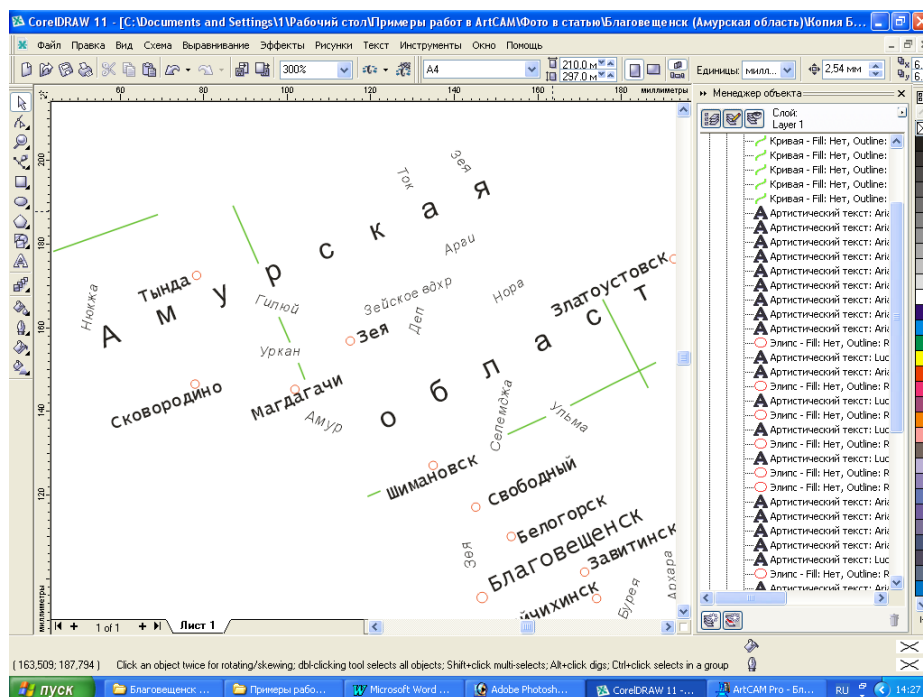


Fig. 4

4. The following methods are possible at the creation of 3D fragments: 1) modeling of the relief by the means of 3D graphics (3D Studio Max, Maya, ArtCam Pro); 2) retouching of the monochromatic undertone image (Adobe Photoshop). After that, in dependence of the undertone gradation degree the

program ArtCam Pro automatically creates a relief (Fig. 5). The last method is used in the present example.

5. Import of the obtained fragments images in ArtCam Pro and design completion independence of their technological peculiarities (Fig. 6).

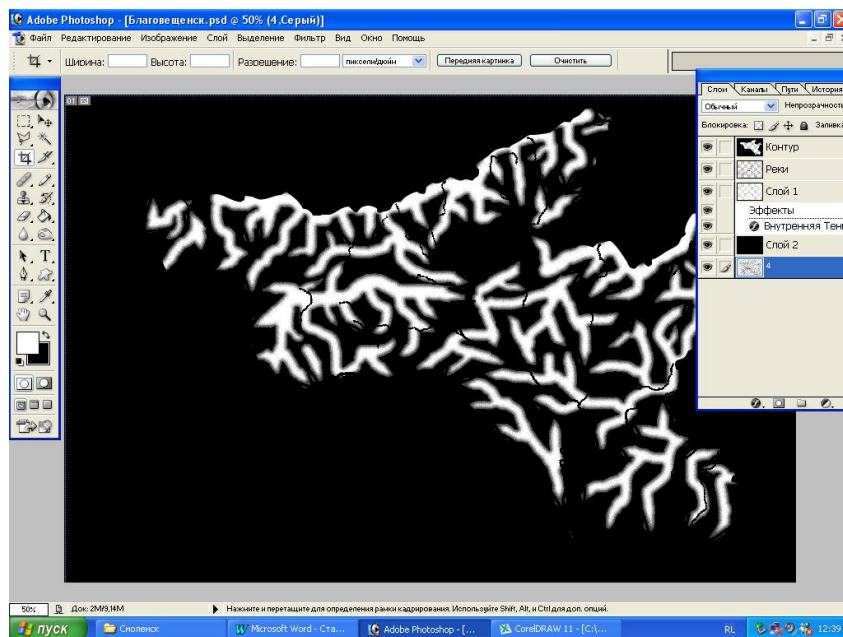


Fig. 5 - a

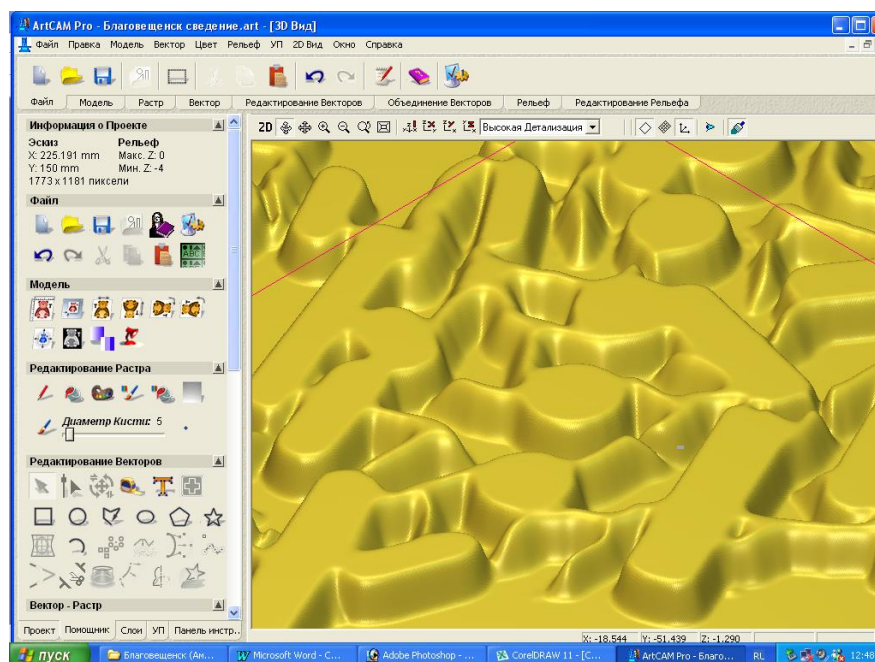


Fig. 5 - b

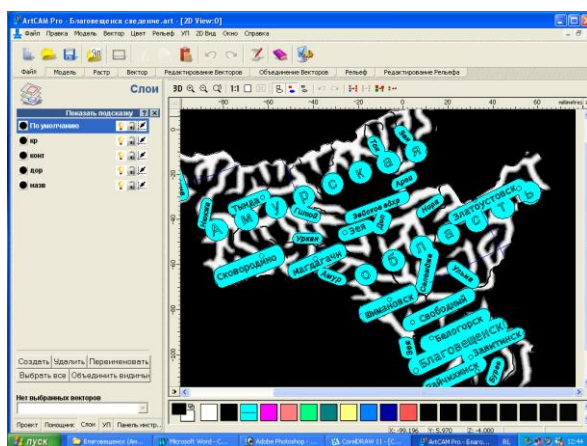


Fig. 6

ArtCam Pro is a program package for 3D modeling and mechanical processing, which automatically generates 3D models in the standard formats of graphical packages (raster - BMP, TIF, PCX, GIF, JPEG and vectorial - EPS, AI, DXF, DWG, WMF) out of flat images and realization of the by CNC machines. ArtCam Pro contains tools for complex shapes modeling and editing of saved relief. It affords an opportunity for import of previously prepared models in formats 3DS, STL, DXF, operation with layers, representation of a volumetric texture on details and use of a library with 3D elements. ArtCam Pro also contains a set of type postprocessors and a configurable postprocessor, which presents an opening for creation of executive programs for all CNC machines.

Generally, the mosaic fragment development can be realized by three stages with consecutive tool change. An executive

program has to be developed for each type of processing. For that purpose the input of the following parameters is necessary:

1. Type of processing.
 - Processing along the vectors – for representation of thin lines. The trajectory of the tool center passes along the lines-vectors of the picture;
 - Engraving – for material extraction to a constant depth in closed contours of the picture;
 - Engraving according to the middle line – usually is used for extraction of the material from a changeable depth by one tool passing;
 - Processing of the relief;
 - Processing the profile outside.
2. Depth of processing;
3. Shape and dimensions of the tool.
4. Operating duty.

At the rock materials processing the choice of the tools and operating duties has to be experimentally determined. In order the efficiency at the program use to be increased it is

necessary the optimal parameters to be saved in a library (Fig. 7).

After that, the program generates the tool trajectory. The visualization of the processing process affords an opportunity a result, which to the highest degree approximates the one obtained on the material, to be observed on the monitor. In this way, the necessity of corrections could be fast assessed and the result could be demonstrated to the customer (Fig.8).

The choice of a postprocessor is followed by the creation of a file with an executive program for the concrete machine (Fig. 9).

The correspondence of the tool properties to those determined in the program as well as the error at the positioning of the half-finished material exerts a considerable influence on the processing accuracy. In comparison with the tools made from rapid steel and those with hard alloys the diamond tools provide higher quality of the processed surface, decrease the risk of material staining, and reduction of the noise level. It is recommended the cooling water to be delivered under pressure directly in the cutting zone (Fig. 10).

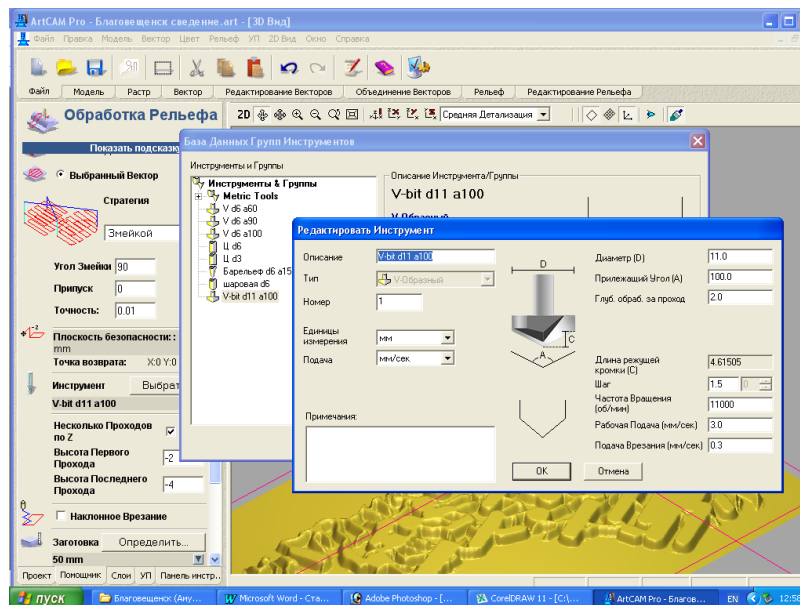


Fig. 7

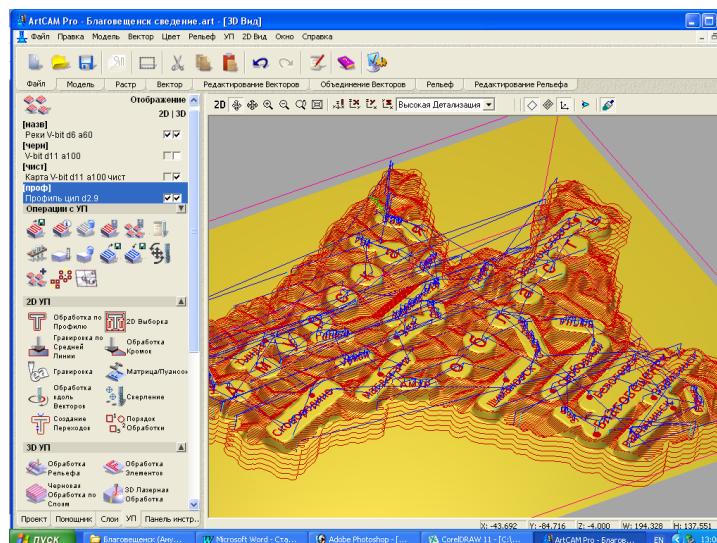


Fig. 8

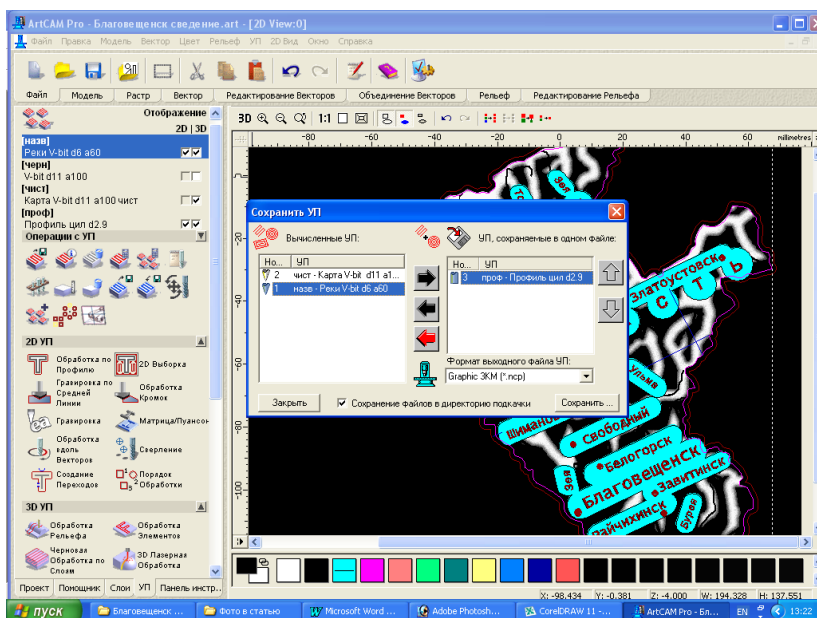


Fig.9

A part of an executive program for milling of a bas-relief element by the described method and the decoded commands are presented in Table 2.



Fig.10

Table 2

IMF_PBL V1.0 - ARTCAM v5.5	MOVEABS Z-2000	MOVEABS X-126432 Y-14270 Z-3956
;Material:	VEL 3000	MOVEABS X-126413 Y-14448 Z-3901
; X Min:-148.730 Y Min:-129.170 Z Min:-4.000	MOVEABS Y-25654 Z-1674	MOVEABS X-126097 Y-13177 Z-4000
; X Max:76.461 Y Max:20.830 Z Max:0.000	MOVEABS Y-25279 Z-1721	MOVEABS X-126444 Y-13436
; X Size:225.191 Y Size:150.000 Z Size:4.000	MOVEABS X66995 Y-29485 Z-2000	MOVEABS X-126672 Y-13671
; Thickness:10.000	MOVEABS X66988 Y-29633	MOVEABS X-126544 Y-13867
	MOVEABS X66458 Y-29819	MOVEABS X-126461 Y-14098
;Home Position: X 0 Y 0 Z2000	MOVEABS X65786 Y-29976	MOVEABS X-126413 Y-14818 Z-3822
;Safe Z: 2.000	MOVEABS X65500 Y-30028	MOVEABS X-126463 Y-15290 Z-3789
	MOVEABS Y-27153	MOVEABS X-126551 Y-15784 Z-3799
SPINDLE CW RPM11000	MOVEABS Y-26528 Z-1780	MOVEABS X-126671 Y-16154 Z-3876
COOLANT ON	MOVEABS Y-26028 Z-1697	MOVEABS X-126858 Y-16518 Z-3980
PLANE XY	MOVEABS Y-24904 Z-1831	MOVEABS X-126913 Y-16607 Z-4000
FASTVEL 8000	MOVEABS Y-24404 Z-1994	MOVEABS X-127178 Y-16934
FASTABS Z2000	MOVEABS Y-24154 Z-2000	MOVEABS X-127333 Y-17078 Z-4000
FASTABS X 0 Y 0	MOVEABS X65414 Y-24145	MOVEABS Z2000 ; Retract
FASTABS X66995 Y-29486 Z2000	MOVEABS X65328 Y-24137 Z-1966	FASTABS X 0 Y 0
VEL 3000	MOVEABS X64811 Y-24133 Z-1611	MOVEABS Z2000
MOVEABS Z500	*** **	COOLANT OFF
VEL 300	MOVEABS Y-13037 Z-3840	SPINDLE OFF
CMMAADS	COMMANDS MEANING	
IMF_PBL V1.0 - ARTCAM v5.5	Program start.	
; Thickness:10.000	Comment: Thickness of the half-finished material – 10mm.	
;Home Position: X 0 Y 0 Z2000	Comment: Initial Processing co-ordinates, mm	
;Safe Z: 2.000	Comment: save height of the tool lifting above the half-finished material surface, mm	
SPINDLE CW RPM11000	Rotation frequency of the milling head spindle 11000 min ⁻¹ .	
COOLANT ON	Switching the coolant on.	
PLANE XY	Processing on the plane XY.	
FASTVEL 8000	Velocity of the fast movement, µm/s	
FASTABS X66995 Y-29486 Z2000	Fast movement (in velocity FASTVEL) to the point with co-ordinates X66995 Y - 29486 Z2000 toward the half-finished material 0. The co-ordinates are presented in, µm.	
VEL 3000	Feed velocity, µm/s	
MOVEABS X66995 Y-29485 Z-2000	Movement (in velocity VEL) to the point with co-ordinates X66995 Y-29485 Z-2000 toward the half-finished material 0. The co-ordinates are presented in, µm.	
COOLANT OFF	Switching the coolant off.	
SPINDLE OFF	Switching the spindle off.	

A marble mosaic mural POLITICAL AND ADMINISTRATIVE MAP OF RUSSIAN FEDERATION (1x1,5m) has been experimentally created by the suggested technology (Fig. 11). The mountain relief is presented by 3D fragments and the denominations and the legend are engraved on flat parts. The

article is assembled manually. Special paints and chemical treatment of the stone surface are used for the engravings coloring and the bas-relief polishing.



Fig.11

The proposed technology for design and production of mosaic mural from engraved flat and 3D fragments affords an opportunity for:

- Expansion of the field of the artist-designer creative work;

Recommended for publication by the Editorial staff

- Reduction of the time, needed for the development of an original article, by creation of artistic elements set;
- Decrease in the work at the design and production of type articles by use of 3 co-ordinate CNC machines.

References

ArtCAM Pro. Руководство пользователя.

Казарян Ж.А. Природный камень: добыча, обработка, применение. Справочник. – М.: ЗАО "ГК ГРАНИТ", "ПЕТРАКОМПЛЕКТ", 2002. – 319 с.

Миков И.Н., Осипова Л.П. Технология и станок для растровой факсимильной гравировки минералов. Сб. научных статей Добыча, обработка и применение природного камня. – Магнитогорск: МГТУ, 2004. – с. 210...221.

Синкенкенс Дж. Руководство по обработке драгоценных и поделочных камней: пер. с англ.–М.: Мир, 1998. – 423 с.

ОТНОСНО РАЗПРЕДЕЛЕНИЕТО НА МОЩНОСТИТЕ МЕЖДУ ЗАДВИЖВАЩИТЕ БАРАБАНИ ПРИ ДВУБАРАБАННИТЕ ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЬОРИ

Цветан Дамянов

МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: zld47@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. Извършен е теоретичен анализ на процеса на формиране на теглителна сила между задвижващите барабани и лентовото платно при двубарабанните задвижващи системи. Изследвани са и функционалните зависимости на активните ъгли на триене на двата барабана при изменение на товара и на инсталираната мощност на двигателите на базата на експериментални данни за транспортъори от рудниците на Мини "Марица Изток"

CONSERNING POWER DISTRIBUTION BETWEEN DRIVING DRUMS IN TWO-DRUM DRIVED BELT CONVEYOR

Tsvetan Damyanov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700, Sofia, E-mail: zld47@mgu.bg

ABSTRACT. This research is based on theoretical analysis of drag force formation process between driving drums and belt in two-drum leading systems. Based on experimental test data from "Maritza Iztok" mines here is analyzed functional dependencies of the active friction angles on the both of the driving drums from variable driving power.

Относно разпределението на мощностите между задвижващите барабани при двубарабанните лентови транспортъори

1. Увод

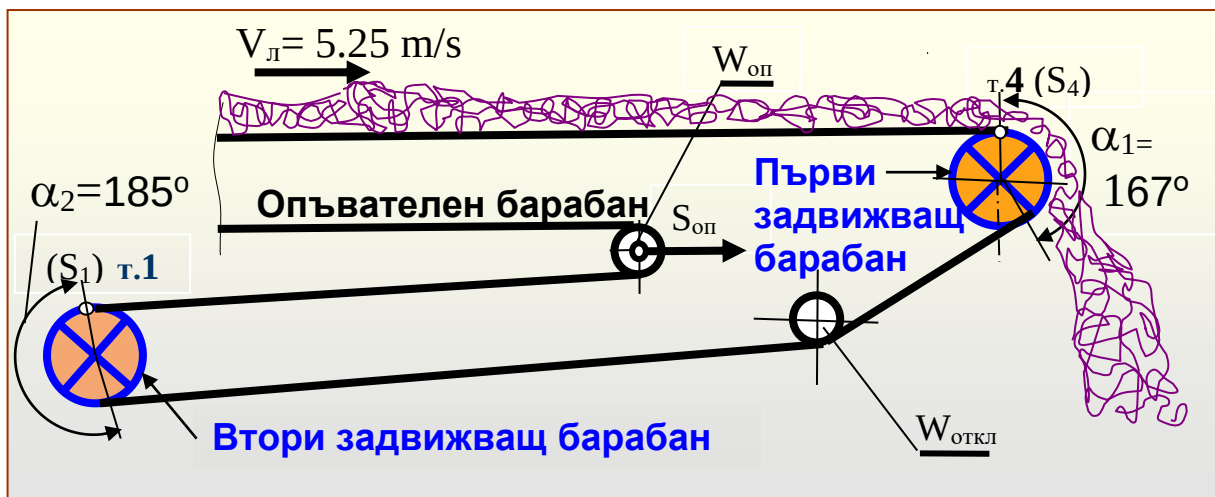
Съвременните гумено-лентови транспортни системи, които се използват в минно-добивната промишленост са едни от хай-мощните и високопроизводителни машини за непрекъснат транспорт на насипни материали. Както в световната практика, така и у нас, съчетаването на тези транспортни системи с добивни машини с непрекъснато действие каквито за открития възгледобив са многокоовите багери, представлява доказано, изключително значимо и много перспективно техническо решение. Това може да се наблюдава в технологичните процеси на най-големите минни предприятия за открит възгледобив в световната практика, където се използват гумено-лентови транспортни системи с производителност до 1800 м³/час при работна скорост до 7,5 м/сек и ширина на лентата до 3000 мм.

2. Състояние на проблема

В условията на "Мини Марица -изток" ЕАД се експлоатират успешно ГЛ системи, както за транспорт на възлища, така и на минна маса от откривката. В някой от рудниците, като "Трояново 3", това е единствения вид рудничен транспорт. Развитието на минните работи изисква периодична промяна на трасетата, а много често и

на производителността на транспортните системи. Освен това съществува и постоянна тенденция за подобряване на икономическата ефективност на процесите, което се изразява в търсене на такива технически решения при експлоатацията и реконструкцията на съществуващите ГЛ системи, които ще подобрят техните енергоразход, експлоатационна сигурност и срок на експлоатация. В тази връзка, когато се налага промяна на мощността при изменение на трасето на транспортъора, за конструкциите с двубарабанно формиране на теглителната сила на работния орган, от особено значение е оптималното разпределение на инсталираната мощност между задвижващите барабани. За всеки конкретен случай разпределението на инсталираната мощност се отразява върху разпределението на действителната работна тангенциална теглителна сила между задвижващите барабани, на активните ъгли на обхват и на коефициентите на сигурност срещу приплъзване на лентата спрямо барабаните

Въпреки конструктивното разнообразие в условията на "Мини Марица-изток" - ЕАД са разпространени двубарабанни задвижващо-опъвателни станции, които съчетават и двете основни функции – създаване на фрикционна теглителна сила, а също и поддържане на минималната опъваща сила на гумено-лентовия работен орган.



Фиг.1

Кинематичната схема на такава станция е показана на фиг. 1. Както се вижда теглителната сила на лентата има фрикционен характер и е резултат от силите на сцепление между нея и контактната повърхност на двата задвижващи барабана, при последователното контактно взаимодействие на лентата с първи а след това и с втори задвижващ барабан. Големината на контактната площ се определя от ширината на лентата и ъглите на обхват α_1 и α_2 между нея и барабаните. Тези параметри са конструктивни, а посочените стойности отговарят на тези при някои от задвижващите станции в рудник Трояново-3

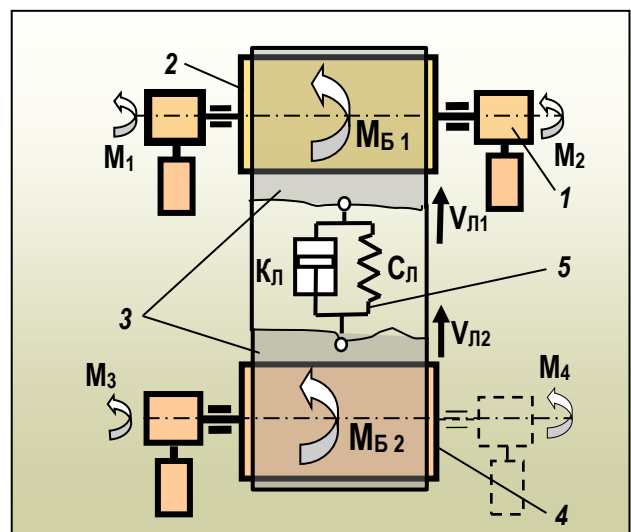
Трябва да се отбележи също, че двигателният въртящ момент за всеки задвижващ барабан се създава от двигател-редукторна група, която може да се монтира двустранно към вала на барабана. При това е възможно всеки от барабаните да работи с 1 или 2 такива задвижващи групи. Ако инсталираната мощност на всяка от групите е еднаква, съществуват два варианта на разпределение на мощността:

- Еднаква инсталирана мощност на двата барабана, разпределена в отношение 1 : 1 и 4 двигателя (2+ 2) или 2 двигателя (1+1)

- Неравномерно разпределение в отношение 2 : 1 и 3 двигателя (2+1), на първи барабан – 2, а на втори – 1 двигател

За рудниците от "Мини Марица изток" ЕАД най-разпространен е случаят на кинематичните схеми с три-двигателни задвижващи станции, но съществуват и ограничен брой такива с четири-двигателно задвижване, като навсякъде се използват асинхронни двигатели с навит ротор и еднаква инсталирана мощност от 560 Квт.

Така описаните схеми на електромеханични агрегати с асинхронни двигатели представляват системи от еластично свързани двубарабанны механизми, като всеки барабан предава чрез силите на триене към лентовия работен орган, тангенциална теглителна сила, която е Ойлерова функция на опъващата сила и на приведените съпротивления при работа на транспортъора.



Фиг.2

От гледна точка на многодвигателното електрозадвижване, това е случаят, при който двигателите работят към общ механичен вал. Такава механична система е показана на фиг. 2р а нейната кинематична схема има следните особености:

- Двигателният въртящ момент на първи барабан (поз 2) се създава при съвместната работа на две еднотипни двигател-редукторни групи;

- За втори барабан (поз 4) този двигателен момент при различните конструктивни решения се създава от една или две такива задвижващи групи;

- Използваните задвижващи групи са еднотипни и с еднакви технически параметри и електро-механични характеристики;

- Двата задвижващи барабана са еластично свързани чрез работния орган (поз 5) и затова може да се приеме, че те също представляват система с общ механичен вал;

- Поради наличието на различна по големина еластична деформация на лента при нейното последователно обхождане на I и II барабан и експоненциалното изменение на опъващата сила в лентата, същата се движи с различна скорост (1 – 2 %) в областите на контакт с отделните барабани. Обикновено барабаните с еднаква конструкция

и еднакви диаметри, и това е причина за малка и пренебрежима разлика в тяхната честота на въртене.

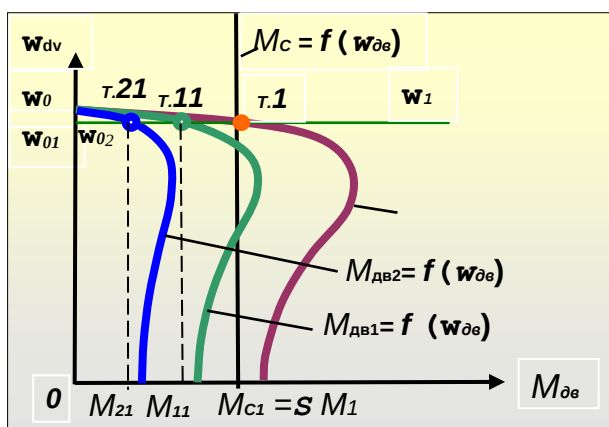
3. Формиране и разпределение на тангенциалната теглителна сила при работа с променливо натоварване

3.1 Разпределение на натоварването на двигателите при съвместна работа към общ вал

За разгледаната схема на задвижваща станция с два барабана от особено голямо значение са предпоставките за постоянен фрикционен контакт без приплъзване на лентата спрямо барабаните и изключване на възможността за претоварване на отделните двигатели.

От теорията на многодвигателното електрозадвижване [1] е известно, че при съвместна работа върху общ механичен вал, двигателите разпределят натоварването си в приблизително същото отношение както номиналните въртящи моменти или мощности. За такива системи, при които са използвани еднакви двигатели и може да се приеме, че същите имат еднакви механични характеристики (фиг.3) – работната точка е обща, а двигателните моменти – равни, тъй като честотата на въртене е една и съща. Резултантната механична характеристика на такава задвижваща група може да бъде построена чрез графично сумиране на характеристиките

$$M_{дв1}=f(w_{дв}) \text{ и } M_{дв2}=f(w_{дв})$$



Фиг.3

На фиг. 3 това е функцията $S M_{дв} = f(w_{дв})$, която формира теглителната сила на задвижващия барабан, а точката т.1 е нейната пресечна точка с графиката на приведената съпротивителна сила към реперната ос на общия механичен вал. Тази точка представлява работната точка за режима, като нейните координати са честотата на въртене w_1 и сумарния момент $S M_1$.

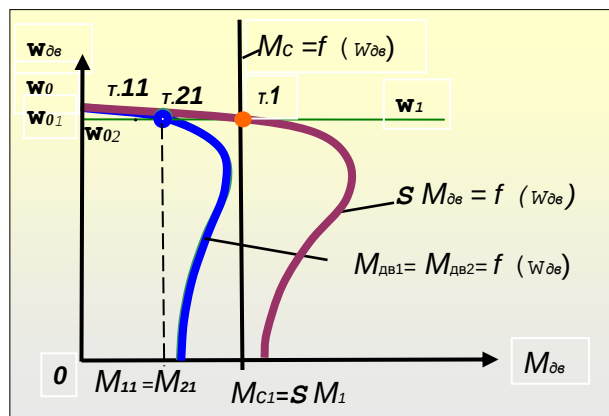
$$S M_1 = M_{c1} = M_{11} + M_{21} \quad (1)$$

За общия случай $M_{11} \neq M_{21}$, а $w_{01} \neq w_0$ и $w_{02} \neq w_0$ както и $b_1 \neq b_2$, където b_1, b_2, w_{01}, w_{02} и w_0 са модули на твърдост на механичните характеристики и честоти на идеален празен ход на различните двигатели. Следователно условието за пропорционално разпределение на натоварването (равенство на

моментите) ще бъде пълното съвпадане на механичните характеристики, т.е. $b_1 = b_2$ и $w_{01} = w_{02}$

Когато задвижващите двигатели са асинхронни и с еднаква мощност, както е в разглеждания случай от (фиг.4), скоростите на идеален празен ход w_{01} и w_{02} и твърдостите на характеристиките b_1 и b_2 са равни, а механичните характеристики напълно еднакви --

$$M_{дв1} = M_{дв2} = f(w_{дв})$$



Фиг.4

В този случай $M_{11} = M_{21}$, а сумарният въртящ момент за работната точка 1 ще бъде:

$$S M_1 = 2 M_{11} \text{ или } S M_1 = 2 M_{21} \quad (2)$$

Разгледаните два примера отговарят напълно на използваните в рудниците на "Мини Марица изток" ЕАД гумено лентови транспортьори с двубарабанно три- и четири двигателно задвижване и еднаква мощност на отделните двигатели (560 кВт).

Когато се анализира разпределението на товара между първи и втори задвижващ барабан при такива условия, са в сила същите изводи, но съществува още един фактор, който нарушава в известна степен пропорционалното разпределение на натоварването в съответствие с разпределението на инсталираната мощност за отделните задвижващи барабани. Този фактор е незначителната разлика в периферната скорост на двата барабана, която се дължи на разликата в скоростта на лентата поради по-голямото удължаване при обхождането на първи барабан, където същата е подложена на действието на по-голяма опъваща сила, отколкото при съвместната работа с втори задвижващ барабан.

Тъй като тези относителни стойности за ΔV са в границите на 1 до 2 %, този фактор може да се пренебрегне или да се компенсира с корекция на коравината на механичните характеристики на двигателите. Това може да бъде извършено с включване на допълнителни балансни съпротивления в роторните им вериги.

От направения до тук анализ може да се обобщи следното:

1. При работа в стационарен режим (фиг. 3) на станция с еднотипно тридвигателно задвижване (I бар. – 2 x 560 кВт. и II бар. – 1 x 560 кВт.) работната точка т.1 ще бъде

пресечна точка между характеристиката на статичните приведени съпротивления на транспортъора като функция от $w_{дв}$ и резултантната механична характеристика на двубарабанната механична система .-

$S M_{дв} = f(w_{дв})$ Ординатата на точката т.1 е ъгловата скорост w_1 , която е и скорост на първи барабан, а абсцисата - $M_{с1} = S M_1$ представлява графичното решение на уравнението на движение за този режим с големина на товара - $M_{с1}$

За същата честота на въртене w_1 могат да се определят и работните точки на задвижването на първи и втори барабан -- т. 11 и т.21, а чрез техните абсциси - големините на предаваните двигателни моменти. - M_{11} и M_{21} . За разглежданата тридвигателна задвижваща станция са в сила зависимостите :

$M_{11} = 2 M_{21}$, т.е при еднакви двигатели - първи барабан ще предава два пъти по-голяма теглителна сила от втори

2. За четири двигателните задвижващи станции (I бар. - 2 x 560 квт. и II бар. - 2 x 560 квт.) са в сила зависимостите от фиг.4, а задвижващите барабани ще разделят по равно приведените работни съпротивления на транспортъора:

$$S M_1 = M_{с1} = 2 M_{11} \text{ или } S M_1 = M_{с1} = 2 M_{21}, \\ \text{тъй като - } M_{11} = M_{21}$$

Разгледаните особености при разпределение на натоварването между задвижващите барабани, както и между двигателите за описаните случаи ще бъдат валидни и при изменение на големината на общия механичен товар на транспортъора.

3.2 Влияние на ограничението по сцепление между лентата и барабана върху разпределението на теглителното усилие при двубарабанните задвижващи станции

В теорията на многобарабанното задвижване на ГЛ транспортъори [2],една от главната задача е рационалното разпределение на общото теглително усилие между задвижващите барабани. За двубарабанното задвижване - отношението между теглителните сили, създавани от първи и втори задвижващи барабани се дефинира като коефициент на разпределение на теглителната сила (K_y)

$$K_y = \frac{\ell^{\mu\alpha_2} (\ell^{\mu\alpha_1} - 1)}{(\ell^{\mu\alpha_2} - 1)} ; \quad (3)$$

където: $\ell^{\mu\alpha_1}$ - тягов фактор на I задв. барабан
 $\ell^{\mu\alpha_2}$ - тягов фактор на II задв. барабан

Тази формула е получена на базата на Ойлеровата зависимост за определяне на най-големите стойности на теглителните сили, които могат да предават отделните задвижващи барабани за случаите, в които са валидни следните предпоставки:

Двата задвижващи барабана са близко разположени, а съпротивлението при движение на лентата в участъка между тях е малко и може да се пренебрегне.

- Ъгълът α във формула (3) е активният ъгъл на триене между лентата и повърхността на барабана, които се променя в съответствие с

натоварването в границите от 0 до α_0 , където

α_0 - е конструктивния ъгъл на обхват от лентата за отделния барабан;

Изразът (3) позволява да се установи, че коефициентът на разпределение $K_y > 1$, за всички значения на $\ell^{\mu\alpha}$ както и при равни тягови фактори на I и II барабан - $\ell^{\mu\alpha_1} = \ell^{\mu\alpha_2}$. Това означава, че теглителните сили, които могат да създават двата барабана са различни, като първият задвижващ барабан формира по-голямо теглително усилие от втория.

Тези изводи са валидни само ако се отчита предпоставката за еднакъв запас от теглителна сила, пропорционалното изменение на същата при изменение на общото натоварване на транспортъора и едновременното достигане на граничните стойности на силите на сцепление за двата барабана. От тази гледна точка може да се твърди, че коефициентът на разпределение на теглителното усилие на задвижващите барабани - K_y съгласно формула (3) е рационален когато тяговите фактори на двата барабана са равни, т.е. $\ell^{\mu\alpha_1} = \ell^{\mu\alpha_2}$.

За да се анализира изменението на K_y в зависимост от общото натоварване на транспортъора по литературни данни [3], ще бъдат разгледани тяговите фактори на двата барабана като функция от сумарния тягов фактор $\ell^{\mu\alpha_s}$ за няколко стойности на коефициента на разпределение на теглителната сила - K_y .

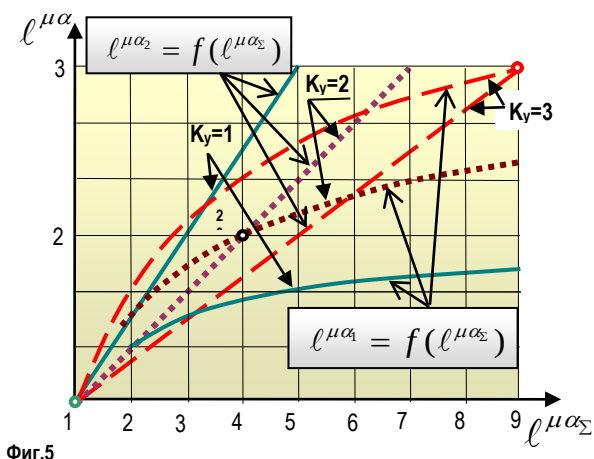
$$\ell^{\mu\alpha_1} = \frac{\ell^{\mu\alpha_s} (K_y + 1)}{K_y + \ell^{\mu\alpha_s}} \quad (4)$$

$$\ell^{\mu\alpha_2} = \frac{K_y + \ell^{\mu\alpha_s}}{K_y + 1} \quad (5)$$

На фиг. 5 са представени графично функциите $\ell^{\mu\alpha_1} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$ и $\ell^{\mu\alpha_2} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$ за няколко значения на K_y - ($K_y=1$, $K_y=2$ и $K_y=3$) при което функцията $\ell^{\mu\alpha_1} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$ е от втора степен, а функцията $\ell^{\mu\alpha_2} = f(\ell^{\mu\alpha_s})$ - линейна.

Едната от точките на пресичане на всяка от двете криви за еднакви значения на K_y е в началото на к.с., а другата разделя кривите на две области. За всяка такава точка тяговите фактори на двата барабана са еднакви и може да се твърди, че това е оптималния работен режим, тъй като при еднакви коефициенти на триене между барабаните и лентата, ако ъглите на обхват са еднакви, те ще се използват пълноценно за създаване на теглителна сила. Съществен недостатък на този работен режим е неговата неустойчивост при изменение на натоварването, коефициента на сцепление и съпротивленията при движение на

транспортъора, което предизвиква изместване на работната точка А, за която $\ell^{\mu\alpha_1} = \ell^{\mu\alpha_2}$.



При изменение на натоварването ($\ell^{\mu\alpha_2} = \text{VAR}$), за областта от ляво на точката А, тяговият фактор на I барабан е по-голям, но нарастването му е по-малко от това на II барабан. Може да се каже че, колебанието на общото натоварване предизвиква по-слабо изменение на тяговия фактор на първи барабан, а запасът от теглителна сила или активен ъгъл на триене за II барабан ще се изчерпва по-бързо при нарастване на натоварването. Следователно работната точка на номиналния режим трябва да се избира винаги при даден сумарен тягов фактор чрез коефициента на разпределение на теглителната сила K_y , така че същата да лежи в ляво от пресечната точка на кривите $\ell^{\mu\alpha_1}$ и $\ell^{\mu\alpha_2}$. Така при еднакви ъгли на обхват, резервът от сцепна сила на втори барабан ще бъде по-голям, което отговаря напълно на по-бързото нарастване на неговата теглителна сила (тягов фактор) и по-бързото изразходване на запасът му от сцепна сила спрямо първи барабан при увеличение на товара на транспортъора.

В областта на дясно от т.А тяговият фактор на втори барабан е по-голям от този на първи - $\ell^{\mu\alpha_2} > \ell^{\mu\alpha_1}$, и нараства по-рязко, от което следва, че за да се гарантира сигурна работа на цялата задвижваща система, резервът от сцепна сила в номинален режим трябва да е по-голям отколкото на първи барабан. Това може да се постигне ако ъгълът на обхват на втори барабан е по-голям.

Правилният избор на тяговите фактори на задвижващите барабани е свързан с разпределението на теглителните сили, които те предават чрез коефициента на разпределение K_y и методиката за пресмятане на такива двубарабани ГЛ транспортъори трябва да отразява тези особености.

3.3 Разпределение на теглителната сила и мощността между задвижващите барабани от станцията на транспортъор 3303 в рудник "Трояново 3"- "Мини Марица-изток" – ЕАД

От направения до тук анализ е ясно, че рационално разпределение на теглителната сила, което да осигурява еднакъв коефициент на резерв на сцепна сила и за двата задвижващи барабана може да се постигне само за една неизменна работна точка на задвижването. Освен това се

установява, че първи задвижващ барабан може да предава значително по-голяма теглителна сила, тъй като ограничението по сцепление за него има по-високи стойности, отколкото за втори барабан.

Тези две предпоставки са условие за неравномерно разпределение на инсталираните двигателни мощности на двата барабана. В следващата част от работата ще бъде направена сравнителна оценка между двата варианта на 3 и 4 двигателно задвижване, каквито се използват в лентовите транспортъори от рудниците на "Мини Марица-изток" ЕАД. И в двата случая се използват еднотипни

двигатели с мощност $P_{\text{дв}} = 560$ квт. За задвижваща станция № 3303 от р-к Трояново 3 са извършени

Станция 3303- р-к Трояново 3			
(2 X 560 квт - Бар1 и 1 X 560квт - Бар2)			
(2 X 560 квт - Бар1 и 2 X 560квт - Бар2)			
Параметри			
L	Дължина	m	1260
V	Скорост на движение	m/s	5,24
Qo	Обемна производителност	m ³ /h	3000
p	Плътност на материала	t/m ³	1,28
δ	Ъгъл на наклон	grad	1,730

изчисления с компютърна програма в среда на Excel по алгоритъм за пресмятане на двубарабанно задвижване на ГТЛ с 3 или 4 двигателя. Основните параметри на транспортъора са дадени в Таблица 1, а изчисленията са извършени и графично представени за променлива часова производителност (от 500 до 6500 м³/ч) и променлива сила на опъвателната система (от 50 до 400 кН)

Таблица 1

На фиг.6 са представени функциите на изменение на активния ъгъл на сцепление (α_a) и теглителната сила (W) за различна производителност (Q_t) при тридвигателна система (2+1), а на фиг.7 същите функции при четиридвигателна задвижваща система.

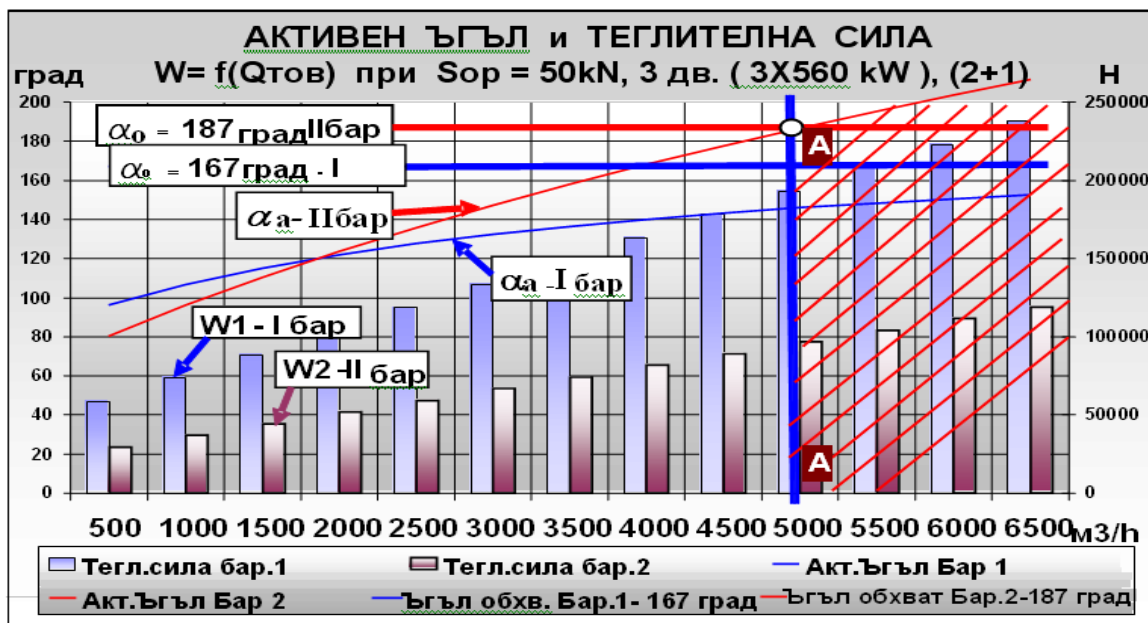
И в двата случая изчислителните стойности са получени за минимална сила на опъвателния барабан $S_{\text{оп}}=50\text{кН}$, като ограничителният критерии и за двата барабана е ъгълът на обхват – за първи барабан $\alpha_{01}=167^\circ$ и за втори барабан $\alpha_{02}=187^\circ$. Тези стойности не могат да бъдат превишени от активния ъгъл, тъй като ще настъпи приплъзване на лентата спрямо барабана, а тангенциалната теглителна сила ще спадне скокообразно и недопустимо. Ето защо при увеличение на товара на транспортъора Q_t активните ъгли α_a на двата барабана ще нарастват и при достигането на съответния ъгъл на обхват за дадения барабан, ще се нарушат условията за формиране на тангенциална теглителна сила не само за този барабан, но и цялата задвижваща станция.

Тази граница на нарастването на активния ъгъл се определя като ограничение по сцепление. Тъй като теглителните сили, които се предават от двата барабана при различна инсталирана мощност, различна опъваща сила на работния орган (лентата) и големината на товара

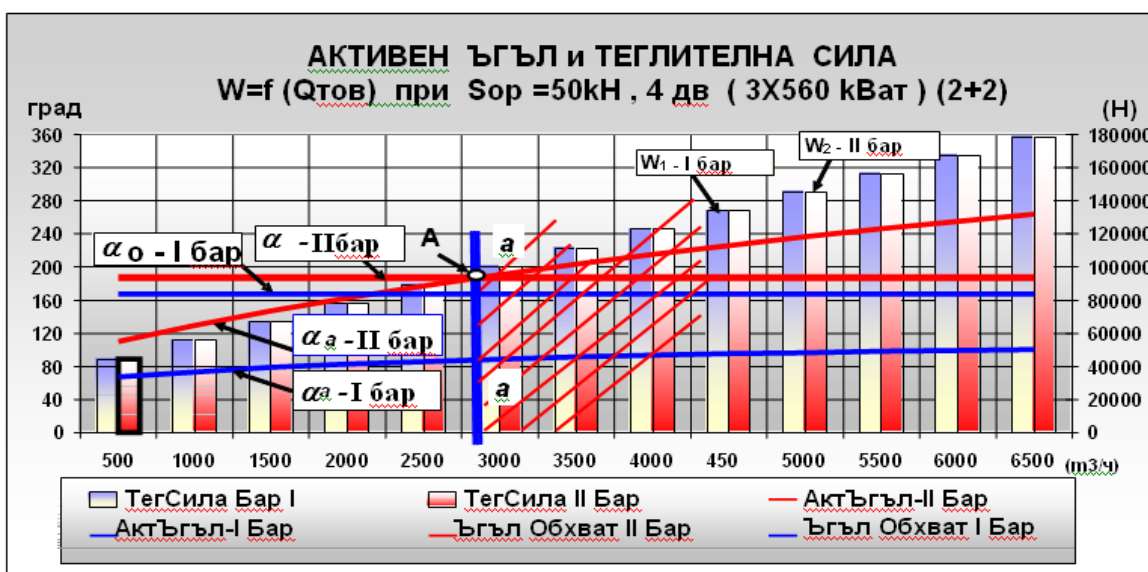
(Q_T) представляват нелинейни функции с различен наклон, то лимитираща ще бъде тази, която първа достигне граничната стойност α_0 . т.е. $\alpha_a = \alpha_0$

И за двата случая на разпределение на инсталираната мощност между задвижващите барабани,

това е точката А. Нейната абсциса показва най-голяма производителност на транспортъора при описаните по-горе условия. От сравнителния анализ и оценката на разгледаните варианти на кинематичните схеми с три- и четиризадвижтелно задвижване, могат да бъдат посочени



Фиг.6



Фиг.7

следните особености на ограничението по сцепление на теглителната сила при двубарабанните задвижващи станции:

– При еднакви или близки по големина ъгли на обхват на барабаните, когато се увеличава товара на транспортъора, нарастването на активния ъгъл на втори барабан става по-бързо спрямо това на първи барабан. Следователно вторият задвижващ барабан губи по-бързо резерва от теглителна сила отколкото първия барабан и при нарушаване на ограничението по сцепление ($\alpha_{a2} \leq \alpha_{o2}$), той ще приплъзне спрямо лентата. При такива обстоятелства ще възникнат условия за приплъзване и на първи задвижващ барабан, и загуба на теглителна сила на цялата задвижваща станция.

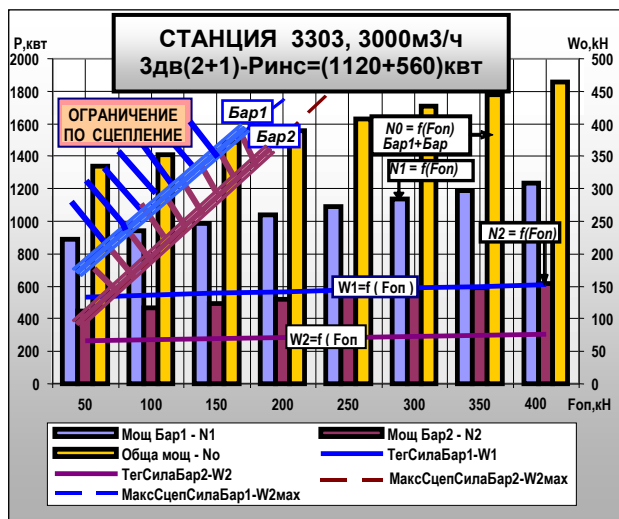
– Активният ъгъл на формиране на теглителна сила (α_a) и за двата барабана е нелинейна функция от три аргумента:

$$\alpha_a = f(S_{изл}, Q_T, K_y)$$

където:

$S_{изл}$ е силата на опъване в излизация от контакт с барабана, клон на лентата, Н

Q_T - производителност на транспортъора, м³/ч;



Фиг8

K_y - коефициент на разпределение на теглителната

сила между барабаните, $K_y = \frac{W_1}{W_2}$,

където: W_1 – теглителна сила на първи барабан

W_2 – теглителна сила на втори барабан

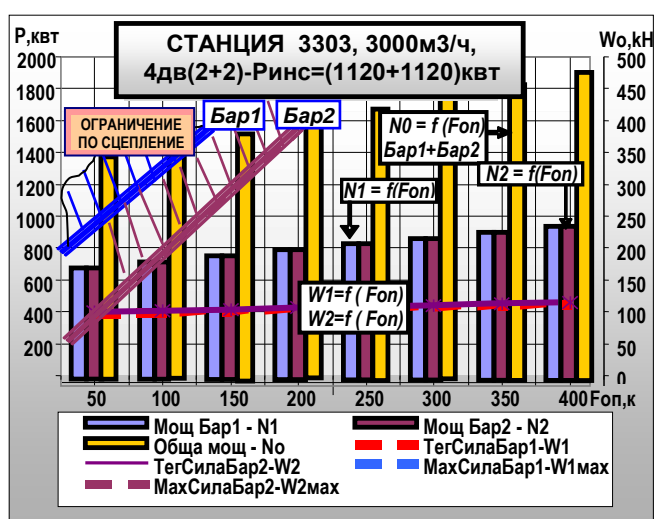
Влиянието на параметрите $S_{изл}$ и Q_T в тази функция е еднозначно, като с тяхното нарастване се намалява както стръмността така и стойността на функцията $\alpha_a = f(S_{изл}, Q_T, K_y)$

Влиянието на коефициента на разпределение на теглителната сила K_y е различно за двата барабана. При увеличение на K_y , активният ъгъл α_{a1} на първи барабан получава по-голяма стойност и нараства с по-голяма стръмност. За втори барабан при същите предпоставки това влияние е противоположно – по-малки стойност и стръмност на функцията $\alpha_{a2}(K_y)$.

– Граничната стойност на товара (Q_T) според ограничението по сцепление на транспортъора при четиридвигателно задвижване е 1,75 пъти по-малка ($Q_{T,4}^{max} = 2850 \text{ м}^3/\text{ч}$) от тази при тридвигателно задвижване ($Q_{T,3}^{max} = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$).

На фиг. 8 и фиг. 9 са представени графично зависимостите на теглителните сили (W) и мощностите (N) за същите два варианта на задвижваща станция “3303” при постоянен статичен товар $Q_T = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и променлива сила на опъвателния барабан $S_{оп} = \text{var}$ ($50 \div 400 \text{ кН}$). Могат да се установят следните особености:

– С нарастване на опъващата сила на лентата $S_{оп}$, големината на теглителната сила (W) се увеличава в по-малка степен и по-значително – големината на задвижващата мощност (N). Консумираната мощност при $S_{оп} = 150 \text{ кН}$ е 1500 кВт, а при $S_{оп} = 250 \text{ кН}$ – 1650 кВт, т.е. загубата на мощност от увеличените съпротивления достига 150 кВт за една станция. Посочените примерни



Фиг.9

границы на изменение на $S_{оп}$ са взети от експлоатационната практика.

– Равномерното разпределение на теглителната сила между двата барабана при четиридвигателната система се отразява неблагоприятно върху ограничението по сцепление, което за втори барабан се понижава рязко. При тези условия използването на по-голямата инсталирана мощност е практически невъзможно, поради появата на приплъзване между барабана и лентата.

4. Обобщаващи изводи

1. Теоретично е необосновано увеличаването на инсталираната мощност на втори барабан и изравняването ѝ с тази на първи задвижващ барабан, тъй като това намалява границата на приплъзване на втори барабан и не позволява използването на цялата мощност на задвижващите двигатели.

2. Посочените в литературата (3) формули за определяне на коефициента на разпределение на теглителната сила (K_y) трябва да се приемат като валидни гранични стойности, при които активният ъгъл на барабаните съответства на техните конструктивни ъгли на обхват. Полученият коефициент на разпределение ще е валиден само при максимален товар, а за всички други работни точки на задвижването трябва да се пресмята съгласно действителните стойности на теглителните сили на задвижващите барабани (виж т. 3.1)

3. Силата на опъвателната система трябва да се определя прецизно и в съответствие с коефициента на резерв на теглителна сила, тъй като неговото завишаване се отразява неблагоприятно на енерго разхода на системата и намалява експлоатационния срок на транспортната лента.

5. Заключение

Рационалното разпределение на общата теглителна сила при многодвигателните задвижващи станции на гумено-лентовите транспортъори представлява многофакторна оптимизационна задача. Направеният анализ и изводи относно възможностите за подобряване на техническите и

експлоатационни параметри на механичните системи от този вид за условията "Мини Марица-изток" ЕАД чрез оптимален избор и разпределение на инсталираната мощност, както и на подходяща управляваща функция на опъвателната система, показват че могат да се очакват положителни икономически резултати в следните направления:

- Намаление на относителния енергоразход и подобряване на енергийната ефективност на използваните електрозадвижващи агрегати;
- Повишаване на експлоатационния срок на гумено-лентовите платна;
- Определяне на реалните граници за увеличаване на дължините на съществуващите трасета и производителност на транспортъорите.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Механизация на мините", МЕМФ*

Литература

- Цеков, Цв. Ц. Основи на електрозадвижването С., ПБ към МКНП, 1988.
- Спиваковский, А.О. и др. Теория ленточных конвейеров, М. Наука., 1982
- Шахмейстер, Л.Г. и др. Теория и расчет ленточных конвейеров, М. Машиностроение, 1978
- Дьяков, В.А. и др. Ленточные конвейеры в горной промышленности, М., Недра, 1982
- Дамянов, Цв.Л. и др. Промислени експериментални изследвания на лентовите транспортни системи (3х560 квт и широчина В = 1800 мм) в рудниците на "Мини Марица-изток" ЕАД – Договор 1853/2004 при НИС на МГУ, Архив на НИС на МГУ., 2005

ОСОБЕНОСТИ ПРИ ЕКСПЛОАТАЦИЯТА И ВЪЗМОЖНОСТ ЗА ПРОГНОЗИРАНЕ НА ОСТАТЪЧНИЯ СРОК НА РАБОТА НА ПОДЕМНИ ВЪЖЕТА ПРИ ПРОВЕЖДАНЕ НА БЕЗРАЗРУШЕТЕЛЕН КОНТРОЛ НА ТЕХНИЧЕСКОТО ИМ СЪСТОЯНИЕ

Илия Йочев

"Рудметал" АД, 4960 гр. Рудозем

РЕЗЮМЕ: В доклада са разгледани основните методи на контрол на техническото състояние на подемните въжета за руднични подемни уредби с триеща шайба – визуален, разрушителен и безразрушителен.

Изследвана е възможността за прогнозиране на остатъчния срок на работа на въжетата на основа резултатите, получени при магнитна дефектоскопия на същите.

SPECIAL ELEMENTS AT OPERATION AND AN OPPORTUNITY ABOUT FORECASTING RESIDUAL TERM WORK OF ELEVATING ROPES AT CARRYING OUT OF THEIR TOOL CONTROL TECHNICAL A CONDITION

Ilia Iochev

„Rudmetal” AD, 4960 Rudozem, Bulgaria

ABSTRACT. In the paper the basic methods for control of technical state of winding ropes for mining winders with friction pulley – visual, destructive and nondestructive, are examined.

The possibility for forecasting the residual work term of ropes is studied on the base of results received from the magnet defectoscope tests of the ropes.

Въведение

По време на своята експлоатация, подемните и уравниващите въжета са подложени на интензивното въздействие на различни фактори. Така например взаимодействието с емулсия от вода и абразивни частици, падащи от подемните съдове и натоварващите устройства, води до износване на жичките на въжето. В резултат на големия брой огъвания от преминаване през направляващите и отклоняващите шайби, и през барабана на подемната машина се стига до умора и скъсване на жички. Ето защо е необходимо да се осъществява контрол върху техническото състояние на подемните и уравниващите въжета, което става посредством следните методи:

- Визуален;
- Изпитване във въжеизпитателна лаборатория;
- Инструментален (известен още като безразрушителен или дефектоскопия).

Визуалният метод се отличава със своята простота на реализация и дава преки резултати. Този метод, обаче, не дава възможност за получаване на количествена оценка на степента на намаляване на напречното сечение на отделните жички, както и за откриване на скъсани такива във вътрешността на въжето.

Посредством изпитване във въжеизпитателна

лаборатория се определят якостните качества на въжетата, но не може да се получи представа за цялото въже, а само за малък участък, разположен в близост до подемния съд. Отрязъкът за изпитание се взема от участък от въжето намиращ се непосредствено над окачващото устройство. Този участък не е подложен на огъване и износване от триене защото не преминава през направляващите и отклоняващи шайби, както и през органа за навиване.

За получаване на информация за цялата дължина на въжето се прилага инструменталния метод. Освен това, посредством този метод става възможно увеличаване на двегодишния срок на работа за главните и четиригодишния за долните уравниващи въжета при подемните уредби с триещи шайби. Това става възможно след промяната през 1994 г. на чл. 377 от Правилника по безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин В-01-02-04 и влизането в сила на новата редакция на Правилника по безопасност на труда в подземните въглищни рудници В 01-01-01 (чл. 364) през 1992г. Така у нас е създадена необходимата нормативна база за въвеждане на безразрушителния метод.

Трите метода за контрол на техническото състояние на въжетата се допълват един с друг и чрез комбинираното им използване се получава най-точна представа за изследвания участък.

Същност на инструменталния метод на контрол

Инструменталният метод спада към безразрушителните такива. Извършва се посредством съвременни уреди наречени дефектоскопи. Познати са ултразвукови, вихротокови, радиационни, магнитни и др., като най-широко приложение са намерили магнитните.

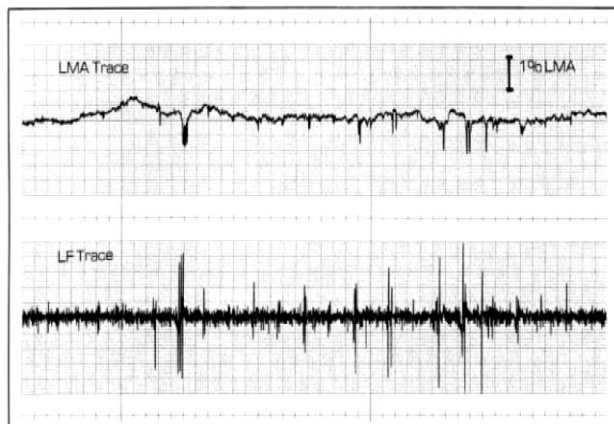
Критериите за оценка на техническото състояние на въжето при този метод са следните:

- Загуба на метал от сумарното напречно сечение на жичките;
- Локални дефекти – скъсани или деформирани жички .

Всеки един дефектоскоп изработва дефектограма, която представлява запис върху хартия или електронен носител на всички локални дефекти и загуба на сечение по цялата дължина от изследвания участък. Получените резултати се обработват и сравняват с изискванията на правилниците по техническа безопасност.

Инструменталният контрол завършва с протокол - експертиза, в който се аргументира заключение за бракуване или продължаване на срока на работа на въжето.

На фиг. 1. е илюстрирана дефектограма върху

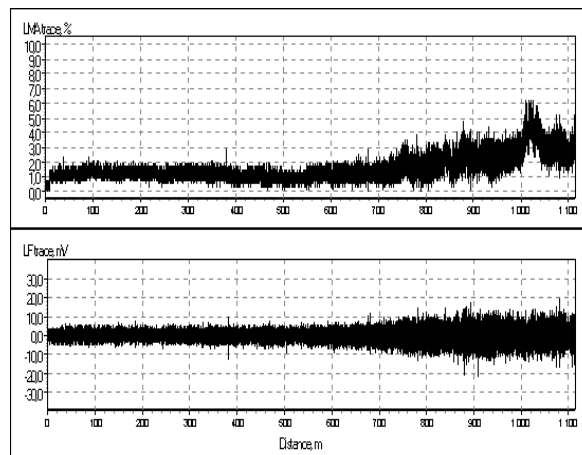


Фиг. 1. Дефектограма на хартиен носител – LMA - загуба на сечение по метал, LF - локални дефекти

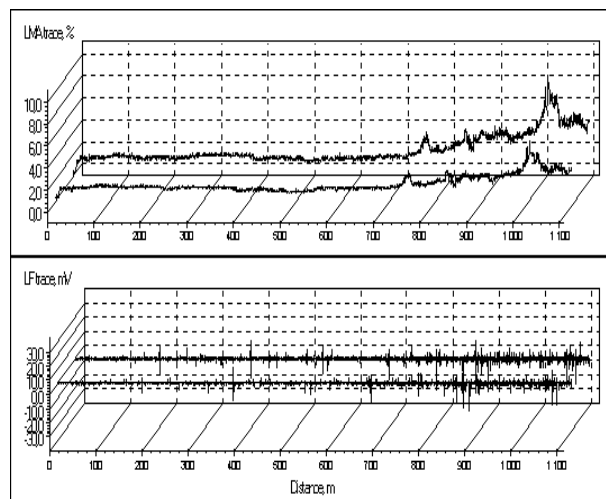
хартиен носител, а на фиг. 2 и фиг. 3 дефектограми на електронен носител съответно преди и след обработка на снетите сигнали със специален софтуер.

Софтуерното обработване на снетите сигнали от дефектоскопа се прилага с цел да се получи по-контрастно изобразяване на конкретните дефекти и проследяване на тяхното развитие с течение на времето. На фиг. 4 е показан дефектоскоп, който освен, че разпечатва на хартия дефектограмата по време на снемане на сигналите, запазва данните на съвместима с PC карта и дава възможност за последваща обработка и съхраняване. В елемента обхващащ въжето

са монтирани измерителни бобини и датчици на Хол необходими за изработване на сигналите.



Фиг. 2. Дефектограма на електронен носител – след снемане на данните от дефектоскопа към PC



Фиг. 3. Дефектограма на електронен носител – след обработка със специален софтуер



Фиг. 4. Съвременен магнитен дефектоскоп

В табл. 1 са обобщени данни за магнитни дефектоскопи на различни фирми – производители. Техните качества и цена варират в широки граници. По – модерните уреди са в състояние да покажат не само количествена оценка на дефектите, но и тяхното точно положение дори във вътрешността на въжето.

Таблица 1.

Данни за магнитни дефектоскопи

Тип на прибора	Фирма и страна производител	Цена, USD
ИИСК	Конотопский ЭМЗ, Украйна	700
SPM - 1	Dr Brandt, Германия	76000
Defektograph	Meraster, Полша	21500
ИНТРОС	ИНТРОС Плюс, Русия	12000
Magnograph 11	Heath & Sherwood, Ltd, Канада	50000
LMA - TEST	NDT Technologist, САЩ	36000

Право да извършват дефектоскопия на въжета имат специално акредитирани за целта организации и лица, като същите е необходимо да бъдат обучени за работа с конкретния уред.

Основните изисквания на които трябва да отговарят дефектоскопите са следните:

- Да са преминали успешно през периодична проверка от акредитирани органи;
- Да позволяват снемане на сигнали както за загуба на сечение по метал, така и за локални дефекти на въжето (уредите с по-стари конструкции регистрират само локални дефекти);
- Конструкцията им да позволява удобен монтаж и демонтаж към контролираното въже;
- Да са снабдени с устройство за определяне на мястото на дефектите по дължина на въжето;
- Да могат да контролират въжета с различен диаметър;
- Да позволяват контрол при различни скорости на въжето;
- Да обезпечават регистрация на сигналите и (или) да имат връзка чрез стандартен интерфейс с външно устройство за обработка и регистрация на сигнала.

Особености при експлоатация на подежни и уравниващи въжета, контролирани чрез безразрушителен метод

При използване на инструментален метод на контрол върху подежни и долни уравниващи въжета е необходимо да се осигури съответен дефектоскоп и високо квалифициран, специално обучен и акредитиран персонал. При неговият обем на работите свързани с контрол на състоянието на въжетата е икономически целесъобразно за целта да се наеме специализирана организация.

Честотата на извършване на безразрушителния контрол при едновъжените подежни уредби се определя от персонала с оглед на състоянието на конкретното въже. В този случай дефектоскопията се комбинира с разрушителен контрол (извършващ се в срокове определени от правилниците по безопасност на труда) и има за цел своевременната подмяна на негодни въжета. Особено внимание се отделя на участъците до 100 – 150m над подежните съдове поради факта, че там най – често се проявяват дефекти.

При едновъжените подежни уредби извършването на магнитна дефектоскопия не е задължително, но се препоръчва с оглед на факта, че заедно с използването на разрушителен и визуален контрол се получава най – пълна картина за състояние на въжето.

При получаване на отрицателни резултати по който и да е от двата метода е необходимо въжетата да се подменят.

При подежните уредби с триещи шайби освен своевременната подмяна на негодни въжета, е възможно чрез прилагане на инструментален контрол да се удължи срокът на експлоатация на същите. До навършване на двегодишен експлоатационен срок дефектоскопията е препоръчителна. Известни са случаи, при които едно от подежните въжета се скъсва преди навършване на определения преден срок за експлоатация от две години. Подобен е случая на ш. „Изворите“ в мини „Горубсо“, където реалният срок на работа е 11 -12 месеца. В подобни случаи извършването на дефектоскопия на въжетата е целесъобразно да започне шест-седем месеца след монтажа им и целта е да се установи момента, след който настъпва рязко увеличаване на скоростта на скъсване на телчетата и (или) намаляване на сечението – т.е. момента на бракуване на въжетата.

След изтичане на двегодишния срок на експлоатация дефектоскопията се извършва с цел удължаване на срока на работа, а честотата на извършването и е по преценка на персонала. Обикновено интервалът между две дефектоскопии не надвишава шест месеца, а с увеличаване на времето на експлоатационния същият намалява и достига до един месец.

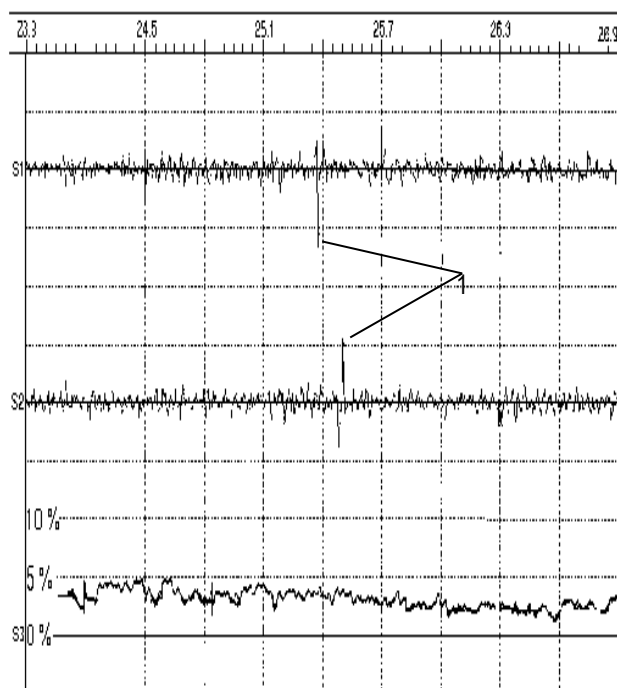
При подежните уредби с триещи шайби извършването на магнитна дефектоскопия също не е задължително, но единствено чрез нея е възможно да бъде удължен двегодишния експлоатационен срок на подежните и четиригодишния за долните уравниващи въжета.

Във всички случаи на извършване на безразрушителен контрол на техническото състояние на подежни и уравниващи въжета, целта е да се обхванат плътно целите участъци от въжето. При едновъжените подежни уредби това са участъците от прицепното устройство до барабана, а при подежните уредби с триеща шайба - от прицепното устройство на единия подемен съд до прицепното устройство на другия подемен съд.

Интерпретиране на резултатите и възможност за прогнозиране на остатъчния срок на експлоатация на подемни и уравновесяващи въжета, контролирани посредством безразрушителен метод

Един от най – важните моменти при извършване на безразрушителен контрол е разчитането и обобщаването на дефектограмите, а така също и вземането на правилно решение за оставане в експлоатация или бракуване на съответното въже. За това е необходимо добро познаване на конкретния дефектоскоп и натрупан голям опит на персонала извършващ дефектоскопиите.

На фиг. 5 са изобразени дефектограми директно разпечатани от регистриращо устройство на дефектоскоп SPM – 20.

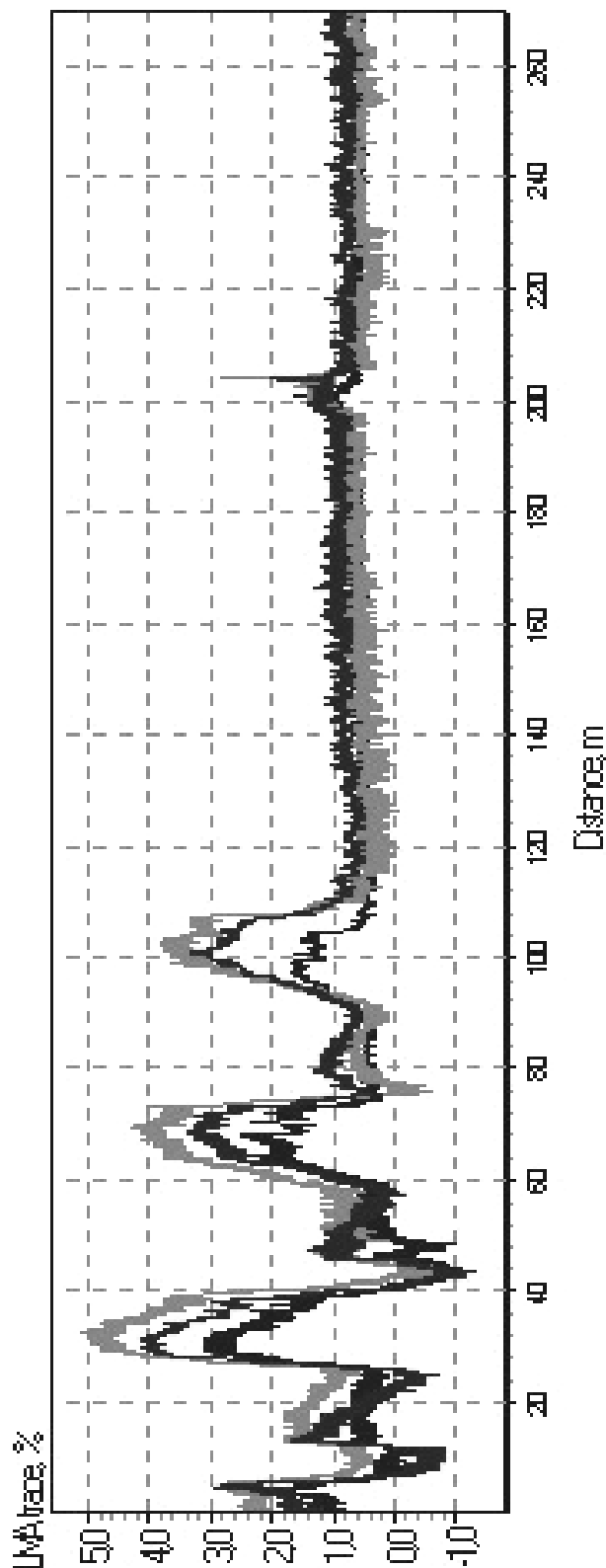


Фиг. 5. Дефектограми на хартиен носител – S1 и S2 – локални дефекти, S3 – загуба на сечение по метал

Двете начупени линии S1 и S2 представляват дефектограмите за локалните дефекти, снети от двете полубобини на магнитната система на уреда, а пиковите 1 свидетелстват за наличие на скъсана жичка или друг дефект. Фактът, че пикът се проявява и на двете начупени линии говори, че локалният дефект е регистриран и от двете полубобини и същият се намира във вътрешността на въжето. Когато локалният дефект е външно разположен той ще бъде регистриран само от едната измерителна полубобина – тази която е по – близко.

Начупената линия S3 регистрира загубата на метал от напречното сечение на въжето в проценти от базовата стойност.

На фиг. 6 са изобразени три дефектограми на електронен носител за едно и също въже с интервал на



Фиг. 6. Наслагване на дефектограми за загуба на сечение по метал получени с интервал една седмица

заснемане една седмица. Добре са изразени три основни пика и още три по – малки, разположени между първите. Наблюдава се много висока скорост на износване - за срок от две седмици загубата на сечение нараства значително за всички пикове, а за най - застрашеното сечение намиращо се на около 15m от началото на отчитане на сигналите се е увеличила от 3% на 5% .

Лесно може да се предвидят остатъчният срок на работа на това въже, интервали на последващите дефектоскопии както и сроковете, в които същото е необходимо да бъде подменено.

По подобен начин е възможно с достатъчна точност да се предвиди времето до подмяна на което и да е контролирано въже посредством инструментален контрол.

Разработени са методики (Волоховский, 2002), които на база на резултатите получени от магнитни дефектоскопии и обобщаването им чрез методите на математическата статистика и теорията на вероятностите се предвижда ресурса на изследваното въже до неговата подмяна. Същите притежават недостатъците, че са сложни и трудно приложими на практика, а за да дадат задоволителни резултати е необходимо натрупване на голям брой данни от извършени предишни дефектоскопии, което е трудно осъществимо.

Значение на инструменталния контрол за безопасната експлоатация на рудничните подземни уредби

Както вече беше отбелязано, разрушителният и визуалният метод за контрол имат съществени недостатъци. При първия се получава достоверна оценка за степента на умора на материала на отделните телчета в следствие на многократни огъвания в момент от експлоатационния срок, когато все още не е настъпило разрушаване. Резултатите, обаче, са показателни само за малък участък от подземното въже, намиращ се в непосредствена близост до подземния съд, понеже именно това е мястото от където се взема отрязък за изпитание. Резултатите от инструменталния контрол показват, че визуалният такъв, дори да бъде извършен добросъвестно, не може да обезпечи определяне на износването на въжето – загубата на сечение по метал, пълния брой на скъсани телчета, намиращи се както на повърхността, така и във вътрешността.

При извършване на дефектоскопия се получава първичен документ за състоянието на изследваното въже – дефектограма, като по този начин силно се намалява субективния фактор. Извършващият дефектоскопия след разчитане на дефектограмата е длъжен детайлно да опише всеки дефект или аномалия след подробен визуален оглед. Преди да се направи заключението за годността на въжето се сравняват количеството на откритите дефекти с пределните такива, съгласно правилниците по безопасност на труда, които са следните:

- Изтъняване – 10% от първоначалния диаметър;
- Загуба на сечение – сумарната площ на сечението на скъсаните телчета е достигнало 5% от площта на сечението на всички жички във въжето;
- Брой скъсани жички – 5% от общия брой за една стъпка на въжето за подземните и 10% за долните уравниващи.

Имайки предвид изложеното до тук се налага изводът, че използването на инструментален метод за контрол на главни и долни уравниващи въжета има съществено значение за безаварийната работа на подземните уредби и товароподемните съоръжения, както и за създаване на безопасни условия на труд.

Изводи

Най-точна информация за техническото състояние на подземните и уравниващи въжета по цялата им дължина се получава посредством използване на инструменталния метод на контрол.

При едновъжените подземни уредби безразрушителният контрол има препоръчителен характер. Така стоят нещата и при подземните уредби с триещи шайби до навършване на двегодишен срок на експлоатация за главните и четири годишен за уравниващите въжета. След достигане на тези срокове инструменталният метод е задължителен при необходимост същите да бъдат удължени.

При инструменталния контрол субективния фактор е сведен до минимум.

Посредством извършване на магнитни дефектоскопии е възможно да се предвиди остатъчният срок на експлоатация на въжетата, като по този начин се повишава безопасността при работа на рудничните подземни уредби.

Безразрушителният метод на контрол има икономическо значение за предприятията за подземен добив. След въвеждането на този метод у нас се постигна увеличаване на сроковете на експлоатация на въжетата при някои подземни уредби до два – три пъти над определените за крайни от правилниците за безопасност на труда.

Литература

- Баштанов М. Е., М. В. Немцов, А. Н. Петровский. 2000. Канатный дефектоскоп контроля качества стальных канатов. – <http://library.mephi.ru/data/scientific-sessions/2000/11-26/126.html>.
- Волоховский В. Ю., А. Н. Воронцов, А. Я. Каран. 2002. Вероятностная оценка прочности стальных канатов по данным магнитной дефектоскопии. – *Вестник Московский энергетический институт*, №5, 5-10.
- Правилник по безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин / В-01-02-04/. 1969. С., Техника.
- Правилник по безопасност на труда в подземните въглищни рудници / В.01.01.01./ . 1992. С., ДФ "Полиграфичен комбинат"
- Трифанов Г.Д., А.П. Кошкин, А.А. Князев, М.С. Озорнин. 1998. Инструментальный контроль шахтных подъемных канатов. -*Горные науки на рубеже XXI века. Материалы международной конференции 1997г. Екатеринбург, УрО РАН, 568-572.*
- <http://z-ndt.com>.
- www.intron.ru.

ЛАБОРАТОРНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СПЕЦИФИЧНОТО СЪПРОТИВЛЕНИЕ НА КОПАЕНЕ НА МАНГАНОВОТО НАХОДИЩЕ "ОБРОЧИЩЕ"

Светлозар Токмакчиев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Разработената методика позволява определянето на специфичното съпротивление на копаене, в лабораторни условия, чрез рязане на малки стружки, върху специално разработен за целта опитен стенд. Получените резултати позволяват чрез предварително определен мащабен коефициент да се прогнозира действителната стойност на специфичното съпротивление на копаене в реални условия и избор на подходяща за целта механизация.

Ключови думи: специфично съпротивление на копаене; траектории на рязане; осцилографни записи.

LABORATORY DETERMINATION OF SPECIFIC DIGGING RESISTANCE OF "OBROCHISHTA" MANGANESE ORE-FIELD

Svetlozar Tokmakchiev

University of mining and geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, Bulgaria

ABSTRACT. The worked out procedure enable the determination of the specific digging resistance under laboratory conditions by cutting of small splits on a specially designed test stand. The results obtained enable using previously calculated scale coefficient to predict the true magnitude of the specific digging resistance under real conditions and select a suitable mechanization.

Key words: specific digging resistance; cutting trajectories; oscillograph records.

Настоящото изследване е направено за нуждите на мангановото находище "Оброчище", във връзка с пускането му в редовна експлоатация. Целта на измерването е лабораторното определяне на специфичното съпротивление на копаене (K_F), което представлява отношението между съпротивлението при рязане на материала и напречното сечение на стружките

Специфичното съпротивление на копаене (K_F) може да бъде определено и в лабораторни условия върху стенд с моделиран работен орган [2]. Рязането, при който се осъществява чрез коронка при участието ѝ в две основни движения: въртене около собствената ос и преместване в посока напречна на оста на въртене. В такъв случай две съседни траектории на рязане, могат да бъдат представени като две еднакви окръжности, отместени на определено разстояние една спрямо друга, по посока на въртене.

Нека C_1 и C_2 са две съседни траектории на рязане (фиг. 1). Рязането започва в точка 1 и завършва в точка 2. Очевидно е, че дебелината на стружката δ се мени заедно със завъртането на режещия елемент и може да бъде пресметната съгласно с равенството

$$\delta = a \cdot \sin \alpha, \text{ m}, \quad (1)$$

където максималната дебелина на стружката a - се пресмята съгласно с израза

$$a = \frac{\pi \cdot D \cdot V_n}{z \cdot V_p}, \text{ m}, \quad (2)$$

В горните уравнения

α е ъгловата координата на режещия инструмент, rad;

D - диаметърът на режещия инструмент, m;

z - броят на режещите зъби, разположени по една линия на рязане;

V_n - скоростта на подаване, m/s ;

V_p - скоростта на рязане, m/s .

Ако приемем, че силата на рязане е пропорционална на сечението на срязваната стружка, определянето ѝ може да стане съгласно с формулата

$$P_k = K_F \cdot a \cdot b \cdot \sin \alpha, \text{ N}, \quad (3)$$

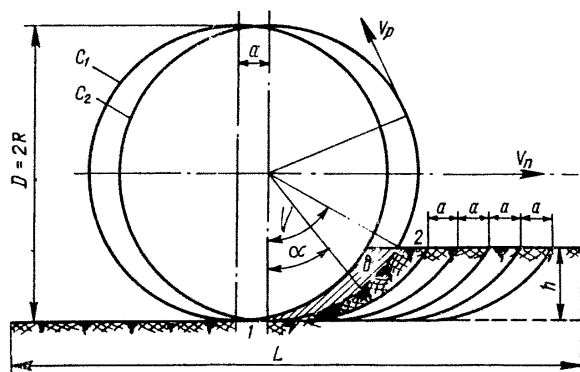
където

b е широчината на стружката, m

K_F - специфичното съпротивление при рязане, N/m².

Работата, необходима за преодоляването на силата P_k , може да бъде пресметната по следния начин. Нека приемем, че за едно елементарно преместване на режещия инструмент на разстояние dS силата на копаене P_k остава постоянна. В такъв случай елементарната работа, извършена от тази сила, ще бъде

$$dA_1 = P_k \cdot dS = K_F \cdot a \cdot b \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha. \quad (4)$$



фиг.1

Ако интегрираме уравнение (4) в съответните граници, получаваме работата, необходима за срязването на една стружка:

$$A_1 = \int_0^{\alpha_1} dA_1 = K_F \cdot a \cdot b \cdot R (1 - \cos \alpha_1), J \quad (5)$$

Като вземем пред вид, че, (фиг.1)

$$\cos \alpha_1 = \frac{R - h}{R} \quad (6)$$

и заместим във формула (5), получаваме

$$A_1 = K_F \cdot a \cdot b \cdot h = K_F \cdot V_1, J \quad (7)$$

Смисълът на величините, участващи в горните формули е:

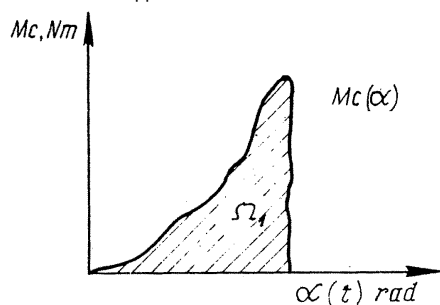
h е дълбочината на рязане, m;

α_1 - ъгълът на обхвата на дълбочината на рязане;

V_1 - обемът на срязаната стружка m³;

$R = \frac{D}{2}$ - радиусът на рязане, m.

Ако познаваме диаграмата на съпротивителния момент от срязването на една стружка, спрямо оста на въртене на работния орган и ако този съпротивителен момент е записан във функция от ъгъла му на завъртане (фиг. 2). Площта, заключена между графиката на момента и абсцисната ос е пропорционална на работата на рязане, следователно можем да напишем



Фиг.2

$$A_1 = \Omega_1 \cdot K_\alpha \cdot K_M, J, \quad (8)$$

където

Ω_1 е площта на осцилограмата на момента, cm².

K_α - мащабният коефициент за ъгъла, град/cm;

K_M - мащабният коефициент за момента, Nm/cm.

Решавайки съвместно формули (7) и (8), за специфичното съпротивление при копаене K_F получаваме:

$$K_F = \frac{\Omega_1 \cdot K_\alpha \cdot K_M}{a \cdot b \cdot h}, N / m^2 \quad (9)$$

Изложената методика беше приложена за определяне специфичното съпротивление при копаене на скалите, състоящи се от манганова руда и пясъчници от находище "Оброчище" в лабораторни условия върху стенд с коронков работен орган [2]. Поради голямата здравина на материала рязането се осъществява при малки сечения на стружките, изменящи се в интервала от 0,04 до 0,15 cm². Известно е, че при намаляването на сечението на срязваните стружки за една и съща скала расте стойността на специфичното съпротивление при копаене K_F . Сеченията на стружките, срязвани от работния орган, са около 30-50 пъти по-малки от сеченията на стружките, срязвани от земекопната машина.

Според разрушаващото напрежение, мангановите руди се разделят на три групи: първа група – твърди и здрави с ненарушена хомогенна структура; втора група – средно твърди с пукнатини и прослойки и трета група – меки и гладки, с нарушена структура. Вида на пясъчниците в находището се определя от твърдостта на спойващите вещества и размера на кварцовите зърна. В резултат, на което те се делят на две групи: твърди дребнозърнести и слабоспоени едрозърнести.

Проведените изследвания показаха, че близки по състав скали, при еднакви параметри на срязваните стружки, за лабораторни и промишлени условия, се получава едно и също съотношение (A), наречено мащабен коефициент, т.е. в сила е пропорцията:

$$\frac{K_F}{K_{\text{лаб } F}} = A \quad (10)$$

където K_F е специфично съпротивление на копаене, определено в производствени условия.

При лабораторните изпитания беше измерен съпротивителния момент на вала на работния орган, с помощта на тензометрична уредба, ТТ-6С и вибрационен осцилограф Н-117. Едновременно с въртящия момент се измерваха и параметрите на създаваните стружки. Получените резултати бяха обработени, съгласно предложената методика, като резултатите са дадени в табл.1.

Стойностите на коефициента K_F лаб. бяха определени чрез площта Ω_1 от записаните осцилограми (фиг.2).

Таблица 1

Вид на материала		Средни параметри на стружките				K_{α}	$K_{\text{лаб } F}$	$K^{\text{П}}_F$
		b	Vn	h	a			
		cm	cm/s	cm	cm			
Манганова руда	Първа група	1,20	2,1	1,4	0,21	0,285	$640 \cdot \Omega_1$	2840
	Втора група	1,25	2,2	1,5	0,22	0,285	$666 \cdot \Omega_1$	3010
	Трета група	1,30	2,3	1,6	0,23	0,285	$685 \cdot \Omega_1$	3112
Пясъчници	Първи вид	1,2	1,3	1,3	0,33	0,473	$475 \cdot \Omega_1$	2173
	Втори вид	1	1,4	1,4	0,43	0,473	$420 \cdot \Omega_1$	2052

Така изложения метод за определяне на специфичното съпротивление на копаене дава възможност, със сравнително прости средства и достатъчно бързо, да се пресметне този параметър, въз основа на образци от находището.

Литература

Иванов Х., К. Шейретов и др. Определяне съпротивлението на скалите при копаене. Сп. Въглища 7, 1965.
Токмакчиев С.А., Изследване износването на зъби за галерийни комбайни при различни режими. МГУ, 1976. Канд.дис.

Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц.д-р А. Кинов, МЕМФ

TECHNICAL DIAGNOSTICS OF VENTILATION INSTALLATIONS

Dragan Zhivkovich¹, Vyara Pozhidaeva², Milorad Ranchich¹

¹ High Technical School, 23000 Zrenjanin, Serbia, E-mail: zivkkev@drenik.net

² University of Mining & Geology "St. Ivan Rilski" 1700 Sofia, E-mail: vpojidaeva@abv.bg

ABSTRACT: The operating reliability of the ventilators, the air compressors and the air distribution systems is of great importance for the industrial productions, connected with the liberation of noxious and explosion hazardous emissions. The present article examines vibration methods for technical diagnostics of ventilation installations. It also provides analyses in connection with the applicability of the respective acoustic and vibration indicators to specific meetings of the mechanical system with the purpose of providing an optimum diagnostic reliability.

ТЕХНИЧЕСКА ДИАГНОСТИКА НА ВЕНТИЛАЦИОННИ УРЕДБИ

Драган Живкович¹, Вяра Пожидаева², Милорад Ранчич¹

¹ Висше техническо училище, 23000 Зренянин, Република Сърбия

² Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София

РЕЗЮМЕ: Експлоатационната надеждност на вентилаторите, въздуходувките и системите за разпределение на въздух е от съществено значение за промишлените производства, свързани с отделяне на вредни и взривоопасни емисии. В настоящата статия се разглеждат вибрационни методи за техническа диагностика на вентилационни уредби. В разработката се анализира, приложимостта на съответните акустични и вибрационни показатели към конкретни възли от механичната система, с цел осигуряване на оптимална достоверност на диагнозата.

Introduction

The operating reliability of the ventilators, the air compressors and the air distribution systems is of great importance for the industrial productions, connected with the liberation of noxious and explosion hazardous emissions. The control of these installations is regulated by the normative base for operating safety and sanitary labour standards in connection with the chemical composition of the air flow for the presence of noxious elements. The standard operation of the ventilation installations is mainly guaranteed by the good technical condition of the ventilation installations. A great number of methods, apparatuses and program resources for control and technical diagnostics of machine units were adopted during the past years. However, their practical application required the development of methods of control, including a system of indicators for control and apparatus resources that are in conformity with the technical characteristics of the specific object. The systems for control and ventilation installations are mainly based on the control of the vibrations.

Methodical approach for structuring a vibration control system

Structuring an appropriate vibration control and diagnostics system is implemented on the basis of the diagnostics of separate elements in accordance with the technical

characteristics of the object and of its specific forming elements. In this specific case, the vibration control system of one ventilation installation shall consist of methods for diagnosing the work machine – a ventilator, of roller bearings, of the gearings and the connectors, as well as non-axes, lack of balance and others. The main purpose of the diagnostic methods is defining the work frequencies of the elements, the frequency ranges of control and illustrative vibration indicators for symptom expression in connection with damages. Moreover, the number and the location of the measurement points are to be determined, as well as the direction in which the vibrations are to be measured.

Normal practice is to take readings in three directions horizontal, vertical (these two for radial vibration), and axial.

Axial vibration is often caused by misalignment of the shaft.

Radial vibration, measured in the horizontal direction, is most representative of balance conditions. The reading in the vertical directions tends to give information about structural weakness.

To select the right frequency range for a vibration measurement, have to consider the rotational speeds of the various machine parts (fig.1 and fig.2).

These are primarily controlled by the rpm of the motor, and secondarily by the reduction rate of the gear box.

As input data we also need the number of gear teeth Z on the driving gear, the number of blades on the fan and, if we want to make a vibration analysis for the bearings, their ISO number and manufacturer.

For the purpose of clarity, a model of a ventilation installation of specific technical data has been used.

In the spectrum, can expect a number of lines for the first shaft (fig.1):

f_1 is at 1X, the natural frequency of the driving shaft, 50 Hz. A misaligned coupling can cause lines (f_2) at 2X and 3X (there can be more multiples of 1X).

The gear mesh frequency is $1X \cdot Z_1$ (teeth on the driving gear), the modulation producing the side bands is 1X. The gear mesh pattern can have harmonics at multiples of $1X \cdot Z_1$

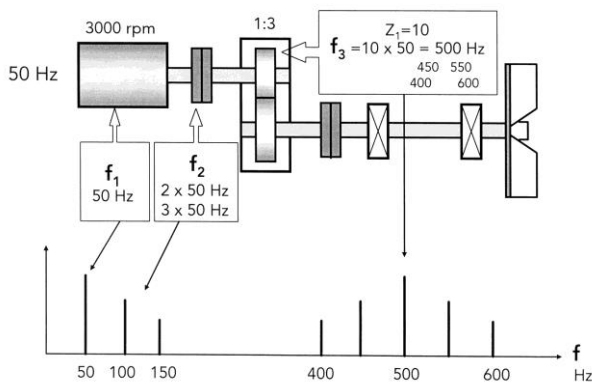


fig.1. Spectrum lines, first shaft

With a reduction of 1:3, the natural frequency f_6 of the second shaft is 16.666 Hz (fig.2). This is the modulation frequency for the gear mesh symptom in case the gear wheel on this shaft has damaged teeth. Multiple of 16.666 Hz indicate misalignment and/or looseness on the second shaft.

For a fan with five blades, the blade pass frequency f_7 is $5 \cdot 16.666 \text{ Hz} = 83.333 \text{ Hz}$.

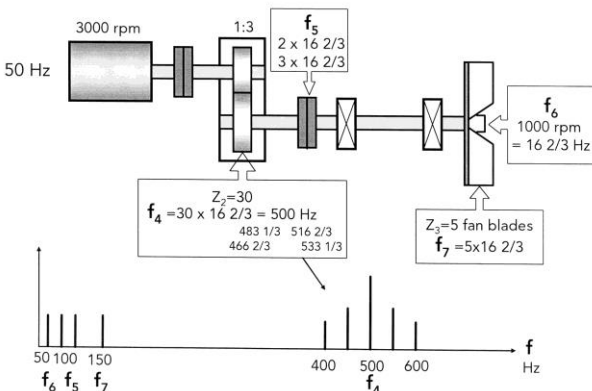


fig.2. Spectrum lines, second shaft

In connection with the diagnostics of the roller bearings the resonance methods of control are more effective. They provide anticipating diagnostics that allows failure prevention. The method of the wrapping and the acceleration-impulse method are mainly put into practice.

Up to the point where is measure a time record, rectify and envelope the signal and measure the amplitudes, the SPM method and enveloping are almost identical (fig.3). The difference is the special SPM transducer, which picks up shocks without the user having to search for a suitable measuring range.

The shock pulse method returns two values for shock magnitude, taken from the time record. At present, it does not carry the measurement over into the frequency domain to look for matches with bearing frequencies.

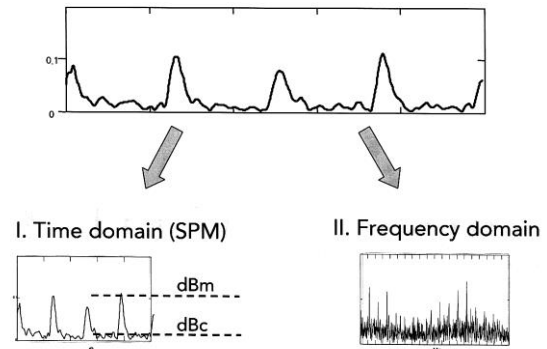


Fig.3. SPM versus enveloping

The resonance phenomena also need to be recorded within the process of determining the possible frequencies. For example, for a ventilator with 5 blades, connected directly to an engine with a work frequency of 25 Hz, presence of resonance is given in Fig.4.

Machine resonance can lead to a misinterpretation of the vibration spectrum. In the second diagram (fig.4), the fan has a resonance that coincides with the vane pass frequency of 125 Hz. The result is exaggerated amplitude of this frequency line. If the resonance were at another frequency, the line amplitude would be much lower.

If frequency lines appear in the spectrum without an obvious cause, like in the third diagram, machine resonance is often the explanation. Test by "ringing" the machine when it is off: measure vibration while hitting it, e. g. with a copper hammer. Have to get peaks at the resonance frequency.

Thus, in connection with the example in Fig.3, the structure scheme for control and diagnostics shall include the following indicators and measurements, implemented in the respective direction (Fig.5), as follows:

- Bearing SPM point 1 - 4
- Unbalance VIB H point 1, 3
- Vane pass VIB H point 1
- Misalignment VIB A point 2, 3
- Looseness VIB V point 1, 3

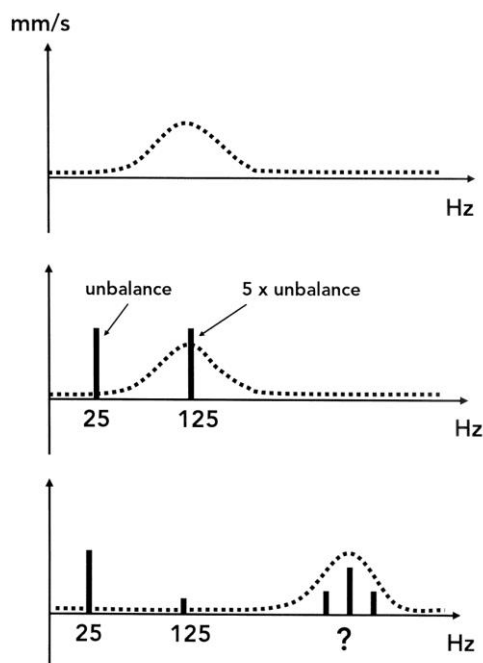
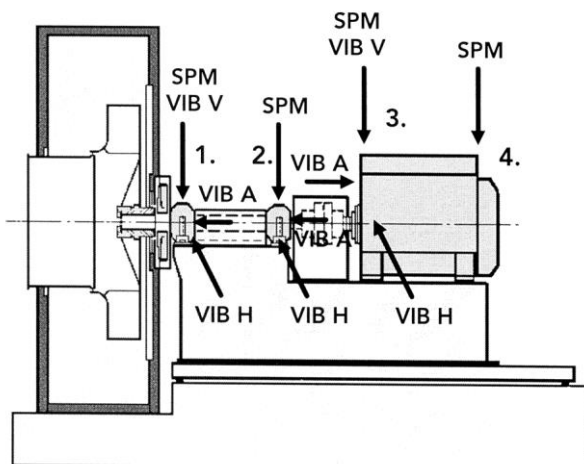


fig.4. Amplitude of spectrum line

Bearing condition (SPM) is measured on all bearings, in four points. Vibration is measured in three points. The unbalance and the vane pass symptoms are used next to the fan. On the other fan bearing housing, use the symptoms for misalignment and looseness. On the motor, use the symptoms for unbalance, misalignment and looseness.



Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц. д-н Св. Токмачкиев, МЕМФ

Fig.5. Measuring a fan

Except for the measurement indicators, it is also necessary that the frequency ranges for measuring each measurement point and the dividing capacity of the screen during the spectrum visualization are indicated as well, namely:

Number of lines	400	point 1 - 4
Range	3-200 Hz	point 1 - 4
Number of lines	800	point 1
Range	3-1000 Hz	point 1

Conclusions

The vibration control is one of the most effective methods of maintaining the ventilation installations in good technical condition. Applying this control is connected with the preliminary assessment of the suitability of the various vibration and diagnostic approaches to the specific object. The correct structuring of the methods of control, which includes a system of indicators, measurement recourses and software in conformity with the technical and operating characteristics of a specific ventilation installation, is of great importance with respect to the diagnostic reliability and to the further repair measures, as well as to the operating reliability of the whole installation.

References

- SPM Academy, 2001. Evaluated Vibration Analysis Method, Copyright 1998 by SPM Instrument AB, 71537.B, 41 p.
- SPM Academy, 2000. Vibration Analysis, Copyright 2000 by SPM Instrument AB, 71535.B, 76 p.
- SPM Instrument AB, Technical data, 1999. Working with Condmaster PRO and Data Loggers A30/T30, Copyright 1999 by SPM Instrument AB, 71545.B, 150 p.
- SPM Instrument AB, Technical data, 1998. Instruction Manual Analyzer A30 Tester T39, Copyright 1998 by SPM Instrument AB, 71532.B, 50 p.
- Živković D., Dašić P., Rančić M., Effects of introducing the informatics system in eccentric presses maintenance, Proceedings of International Scientific Conference UNITECH '03, Volume I (ISBN 954-683-167-0), p. I-461-I-464, Gabrovo, Bulgaria, 20 - 21. November 2003.

TECHNICAL DIAGNOSTICS OF PIPELINES OF HYDRAULIC SYSTEMS

Dragan Zhivkovich¹, Vyara Pozhidaeva², Tsvian Zhepenich¹

¹ High Technical School, 23000 Zrenjanin, Serbia, E-mail: zivkkev@drenik.net

² University of Mining & Geology "St. Ivan Rilski" 1700 Sofia, E-mail: vpojidaeva@abv.bg

ABSTRACT: The hydraulic systems are industrial noise sources, the level of which mainly depends on the good condition of the regulative valves. The noise of the regulative valves is produced as a result of turbulence of the fluid flow at a pressure drop across the valve. The present article examines the methods for specifying the noise from the regulative valves into the hydraulic systems in connection with the needs of the technical diagnostics.

ТЕХНИЧЕСКА ДИАГНОСТИКА НА ТРЪБОПРОВОДИ ОТ ХИДРАВЛИЧНИ СИСТЕМИ

Драган Живкович¹, Вяра Пожидаева², Цвиан Жепенич¹

¹ Висше техническо училище, 23000 Зренянин, Република Сърбия

² Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София

РЕЗЮМЕ: Хидравличните системи са източници на промишлен шум, чието ниво зависи в голяма степен от изправността на регулиращите клапани. Шумът от регулиращите клапани е резултат от турбулентността на флуидния поток при спад на налягането в клапана. В настоящата статия се разглежда методика за определяне на шума от регулиращите клапани в хидравличните системи за нуждите на техническата диагностика

Introduction

The hydraulic systems are considerable industrial noise sources. This noise is mainly produced by the regulative valves located along the pipeline and directly depends on their construction and good condition. There are two types of noise in the regulative valves, namely mechanical noise and hydraulic noise. The mechanical noise is caused by the vibrations of the valve elements, as a result of the accidental fluctuations of the pressure in the frame or as a result of the contact of the fluid and the movable and flexible elements. It is also often when vibrations of the resonance frequency of the elements cause their destruction. As a whole the noise from mechanical vibrations is considered a useful side effect, which a warning for some possible damage, but is not subject to valuation.

The hydraulic noise is subdivided into hydrodynamic noise that is caused by cavitation, and streamline noise as a result of the turbulence of the gas phase of the flow. The two types of noise are of great interest for the technical diagnostics of pipeline systems.

Valuation methods for noise of the regulative valves

The development of an analytical method, which can provide a precise description of the mechanism of the hydrodynamic and aerodynamic noise in the regulative valves, is a complex problem. The constructive variety of valves and pipelines makes the finding of a common approach for process modeling

even more difficult. More precise methods for evaluating the noise characteristics may be obtained on the basis of an experiment.

Evaluation of aerodynamic noise

The acoustic power, generated by the compressed flow through the regulative valve is subject to the following dependency:

for a valve that has one outlet

$$W = f \left[C_g^2 (\Delta P)^2 \Delta (\Delta P / P_1) \right] \quad (1)$$

for a valve that has N numbers of outlets

$$W = f \left[\frac{1}{N} C_g^2 (\Delta P)^2 \Delta (\Delta P / P_1) \right] \quad (2)$$

where: Δ – functional parameter

ΔP – pressure fall

P_1 – pressure of the incoming flow, absolute pressure

C_g – size coefficient of the gas, which can be determined by the following three equations:

for the gas flow

$$C_g = \frac{Q}{P_1} \sqrt{\frac{GT}{520}} \frac{1}{\sin \left(\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right)} \quad (3)$$

for the flow of water or other type of steam

$$C_g = \frac{Q_s}{1,06\sqrt{d_1 P_1}} \frac{1}{\sin\left(\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}}\right)} \quad (4)$$

for fluid flow

$$C_v = Q_L \sqrt{\frac{G_L}{\Delta P}} \quad (5)$$

where: C_g – size coefficient of the gas
 C_v – size coefficient of the fluid

$$C_1 = \frac{C_g}{C_v} \quad (\text{indicator provided in the valve technical data by}$$

the company-producer)

Q – velocity of the gas flow
 Q_s – velocity of the flow of the water steam
 Q_L – velocity of the fluid flow
 G – gas density (Table 2)
 G_L – fluid density
 P_2 – pressure at the valve entrance
 ΔP – fall of the valve pressure
 T – absolute gas temperature at the valve entrance,
 $^{\circ}R$ (degrees Renkin: $T_R = 1,8T^{\circ}C + 491,67$)

On the basis of the above dependencies can be made a valuation of the level noise in the environment, as a result of compressed fluid through the valve, namely:

$$L_P = L_{\Delta P} + \Delta L_{C_g} + \Delta L_{\Delta P/P} + \Delta L_K \quad (6)$$

where: L_P , dB – general noise level measured at a preliminarily specified point (at a distance of 1.2 m from the valve outlet and at a distance of 0.7 m from the pipe surface);

$L_{\Delta P}$, dB – general level of the acoustic pressure determined according to ΔP ;

ΔL_{C_g} , dB – correction for C_g

$\Delta L_{\Delta P/P}$, dB – correction for the valve and the pressure fall

ΔL_K , dB – correction for the acoustic processing according to the pipe thickness, the type of the pipeline insulation and noise killers (in accordance with the technical characteristics of the producer).

d_1 – steam density

Table 1

Gas	G
Acetylene	0.90
Air	1.00
Butane	2.00
Ethane	1.03
Methane	0.55
Natural gas – 0.6 G	0.60
Propane	1.52
Propylene	1.45

Diagrams for industrial application have been developed on the basis of equation No. 6 (Fig.1 and Fig.2)

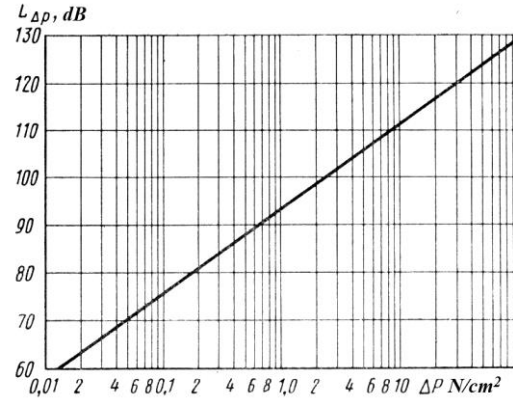


Fig.1. General level acoustic pressure for all types of valves.

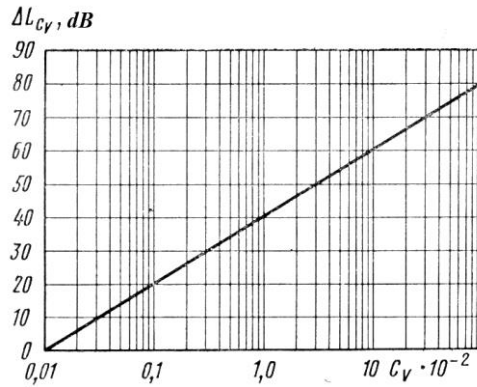


Fig.2. Correction ΔL_{C_g} for all types of valves.

Evaluation of hydrodynamic noise

The acoustic power generated by the non-compressed fluid flow through the regulative valve is subject to the following dependency:

$$W = f \left[C_v^2 \Delta \left(\Delta P, \frac{\Delta P}{P_1 - P_v} \right) \right] \quad (7)$$

where: W – acoustic power, W;
 C_v – size coefficient of the fluid;
 P_1 – pressure at the valve entrance, N/m²
 P_v – pressure of the steam on the fluid flow, N/m²
 ΔP – pressure fall in the valve, N/m²

The valuation of the hydrodynamic noise emitted to the environment is made according to the following dependency:

$$L_P = L_{\Delta P} + \Delta L_{C_v} + \Delta L_{\Delta P/(P_1 - P_v)} + \Delta L_K \quad (8)$$

where: L_P , dB – general noise level measured at a preliminarily specified point (at a distance of 1.2 m from the valve outlet and at a distance of 0.7 m from the pipe surface);

$L_{\Delta P}$, dB – general level of the acoustic pressure determined according to ΔP and $\Delta P/(P_1 - P_v)$;

ΔL_{C_v} , dB – correction for C_v ;

$\Delta L_{\Delta P/(P_1 - P_v)}$, dB – correction for the a specific type of valve and for flow regime

ΔL_K , dB – correction for the acoustic processing according to the pipe thickness, the type of the pipeline insulation and noise killers (in accordance with the technical characteristics of the producer).

Diagrams for industrial application have been developed on the basis of equation No. 8 (Fig.3 and Fig.4).

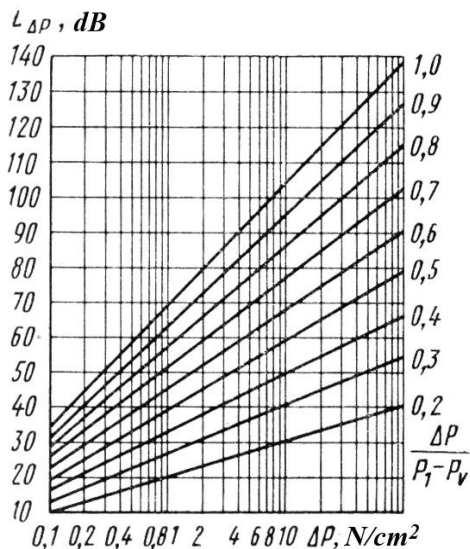


Fig.3. General level acoustic pressure for all types of valves.

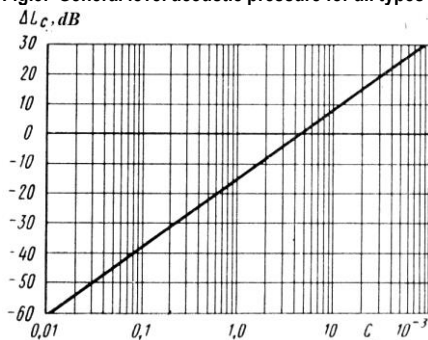


Fig.4. Correction ΔL_{C_v} for all types of valves.

Conclusions

The noise in the hydraulic systems is an indicator, subject to periodical control, in connection with the sanitary labour standards, as well as in connection with the establishment of damages and failures in the work of the system elements. Pumps, compressors and regulative valves are part of the general noise produces by the hydraulic systems. Their good condition is of great importance for the pipeline systems, especially when petrol products are transported through them. The possibility for determining the level of the noise, produced by the regulative valves, and separating it from the general noise in the hydraulic system, enable the diagnosticians to identify the incipient damages to the valve in due time and to localize more precisely the damages along the pipeline.

References

- Справочник по контролю промышленных шумов, под ред. В. В. Ключева, Москва, Машиностроение, 1979.
- "SPM" - Instrument", The SPM Method, A completeset of tools for evaluating the running condition of operating rolling element bearings, 71482 B, August 1994.
- "SPM" - Instrument", CMM System, 71550 S, 1997.
- Rancic M., Zivkovic D., Mr. Jovanic D., Modeliranje logickih struktura primenom petrijevih mreza, 31st Jupiter Konferencija, Masinski fakultet univerziteta u Beogradu, Zlatibor, april, 2005.
- Zivkovic D., Rancic M., Salemovic D., Information Systems for Supporting Preventative Maintenance of Machinery and Equipment Used in Open-Pit Coal Mining, VIII-th Open Pit and Underwater Mining Conference, 31st May – 4th Juny, 2005, Sunny beach resort, pp.216-222

Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц. д-н Св. Токмачкиев, МЕМФ

НЯКОИ ПРОБЛЕМИ ПРИ ПОДЕМ С ТРИЕЩА ШАЙБА И ЕДНОСТРАННО ВОДЕНЕ НА ОСНОВНИЯ ПОДЕМЕН СЪД ПРИ ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА РУДНИЧНАТА ПОДЕМНА УРЕДБА НА ШАХТА „ГОЛЯМ ПАЛАС – СЕВЕР”, РУДНИК „ДИМОВ ДОЛ”

Илия Йочев¹, Антоанета Янева²

¹ “Рудметал” АД, 4960 гр. Рудозем

² Минно – геоложки университет “Св. Ив. Рилски”, 1700 София

РЕЗЮМЕ. В доклада са изследвани основни проблеми възникващи при експлоатацията на рудничната подемна уредба на шахта Голям палас – север, рудник Димов дол. Вниманието на автора е концентрирано върху експлоатационното стареене на основните елементи на уредбата – подедни въжета, облицовка на органа за навиване, водачи и носачи, ходови апарати и др. Характерни особености за разглежданата подемна уредба са едностранното водене на единия подемен съд, типът на окачващото устройство и начинът на предаване на двигателната сила към подемните въжета. За тези конкретни условия е споделен опит и са направени изводи.

SOME PROBLEMS DURING THE PROCESS OF EXPLOITATION OF A MINING WINDER WITH FRICTION PULLEY AND ONE-SIDED LEADING OF THE WINDING VESSEL OF GOLJAM PALAS SHAFT – NORTH, DIMOV DOL MINE

Ilija Iochev¹, Antoaneta Yaneva²

¹ „Rudmetal” AD, 4960 Rudozem, Bulgaria

² University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia, Bulgaria

ABSTRACT. Main problems connected with exploitation of the mining winder of Goljam Palas shaft – north, Dimov dol mine, are examined in the paper. The authors' attention is concentrated on the exploitation ageing of the main elements of the winder – winding ropes, facing of the winding body, guides and carriers, walk apparatus, etc. Specific features of the examined mining winder are the one-sided leading of the one winding vessel, the type of the hanging device and the way of delivering of the motive power towards winding ropes. For these specific conditions the authors share their experience and give conclusions and recommendations.

Въведение

Шахта и подемна уредба Голям палас – север са въведени в експлоатация през юни 1985 г. и влизат в системата на мини „Горубсо” като едни от най-съвременните и модерни съоръжения. Изграждането на участъка с включени към него шахта, подемна уредба, водоотливен комплекс, компресорна станция, централна разпределителна подстанция и др. има за цел да разкрие допълнителни запаси от оловно-цинкова руда в рудник „Димов дол” гр. Рудозем.

Шахтата е изпълнена с бетонов крепез, има сечение 20,6 m² и дълбочина 772m. Носачите са от метални греди, а водачите и за двата подедни съда са релсови.

Подемната машина, многовъжена тип „ЦШ 2,25 X 4” с четири главни въжета, осигурява годишна производителност 100 000 t/Y.

В табл. 1 са обобщени някои от най-важните технически параметри.

При проектиране и изграждане на подемната уредба са използвани някои новаторски решения за онова време у

нас – едностранно водене на основния подемен съд и балансирни окачващи устройства. Тези особености, комбинирани със значителната височина на подемен, трудното изравняване на силите на опън в главните

Таблица 1.

Технически параметри на подемна уредба „Голям палас – север”

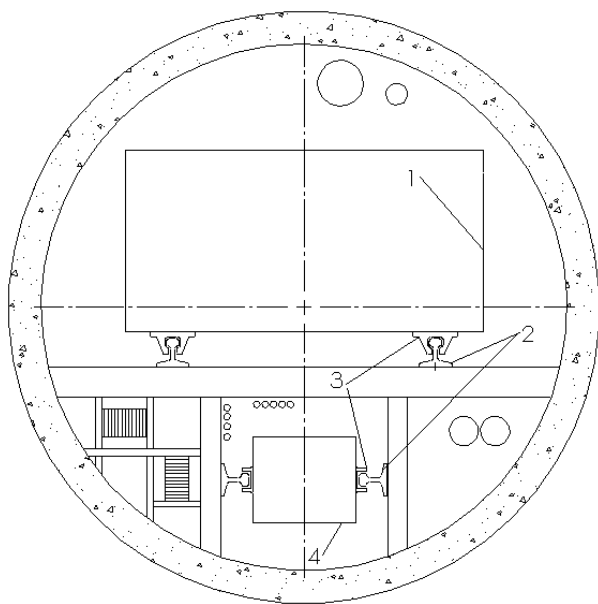
№	Параметър	Стойност
1	Система на подема	Триеца шайба - Къопе
2	Височина на подема	713m
3	Подемни съдове	Клетка и противотежест
4	Тип на вагона в клетката	ВНР 1,7 m ³ 16р.
5	Система на електро-задвижването	Тиристорен преобразув. – постоянно токов двигател
6	Тип на спирачката	Пневмо-пруж.-тежестна
7	Тип на подемните въжета	Триъгълно сплъщени ф23mm 46р.
8	Тип на уравнив. въжета	Плоски 82 x 20 – 26р.
9	Облицовка на барабана	Полиамид ПП-45
10	Тип на редуктора	ЦДН-170-7,35 на пружинни опори

въжета, високата скорост на извоз на товар и др., предопределят основните проблемите при експлоатация – значително износване на водачите и направляващите на подемните съдове и на подемните въжета.

Така след срок на експлоатация от 15 години се налага подмяна на релсовите водачи на подемните съдове в клетковото (Р38) и противотежестното отделение (Р24). Работата на подемната уредба е съпроводена с честа смяна на подемните и долни уравниващи въжета, както и облицовката на барабана.

Водене на подемните съдове

На фиг. 1 е показано положението на подемните съдове в шахтата. Воденето на основния извозен съд – клетката е едностранно. Такъв вид водене се реализира с цел да се намали количеството на металните носачи и следователно стойността на съоръжението, или когато е необходимо в една шахта да се разположат две независими подемни уредби. По височината на цялата шахта е разположен само един основен (централен) разстрел (носач) и два спомагателни такива. При въвеждане на подемната уредба в експлоатация и двата съда се движат по релсови водачи, направлявани от метални плъзгащи направляващи апарати. Характерно за този тип направляващи е, че те интензивно износват водачите. Подобен проблем е описан в различни литературни източници (Киричук и др., 1982).

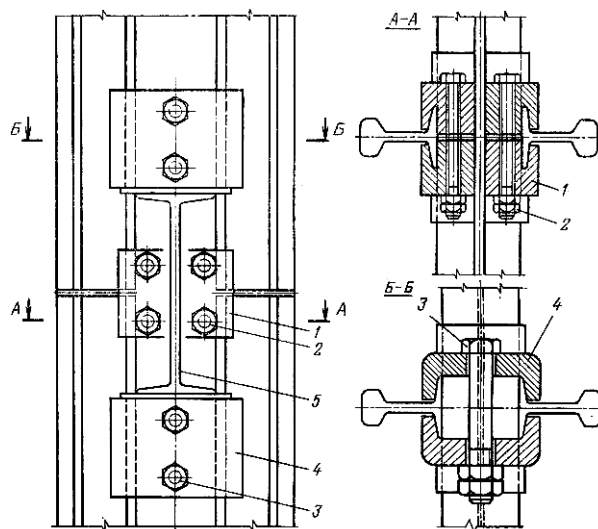


Фиг. 1. Разположение на отделенията и елементите на шахта Голям палас – север:

1 – шахтова клетка, 2 – релсови водачи, 3 – метални плъзгащи направляващи на подемните съдове, 4 – противотежест

Релсовите водачи са закрепени към носачите по начин подобен на показания на фиг. 2.

Скобите 1 осъществяват връзката между два последователни водача и увеличават якостта на възела. Освен това те намаляват силата на ударите на направляващите в челата на водачите. Такива скоби не са



Фиг. 2. Възел на закрепване на водачите на подемните съдове към носачите в шахтата

предвидени по проект и не са монтирани в разглежданата шахта.

Всички връзки между носачи и водачи са изпълнени чрез скобите 4 и болтовете 3.

Работата на подемната уредба се характеризира с честа подмяна на челни и странични накладки на направляващите апарати на подемните съдове. В рамките на един месец се подменят всички направляващи, което води от своя страна до значителни разходи за труд на ремонтните групи и за доставка на метални отливки.

След десетгодишна експлоатация се достига и на места надвишава пределно-допустимата стойност на износване на водачите и за двете отделения. В табл. 2 са обобщени стойностите на износване на водачите в клетковото отделение и максимално – допустимите такива съгласно Правилника за безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин.

Таблица 2.

Измерени и допустими стойности на износване на водачите на клетката

Показател	Измерена стойност, mm	Максимално допустима стойност, mm
Челно износване	9	8 на една страна
Странично износване	16,5	-- " --
Тилно износване	10	-- " --
Износване на шийката на релсата	50%	25%

Зачестяват откази, свързани с изскачане на подемните съдове от водачите – събития, които водят до загуби от престой за отстраняване на аварията. Причината за тези аварии, обаче, остава.

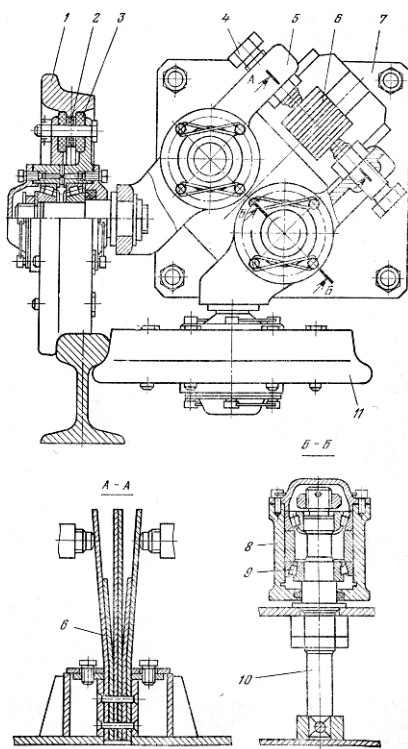
Скоростта на износване за година е достигнала стойност за различни участъци от шахтата до 1,20-1,65 mm/Y. Подобен въпрос е разглеждан в Йочев (2002). Нормалната стойност е около 0,1- 0,3 mm/Y за чисто

корозионно и $0,3 - 0,4 \text{ mm/Y}$ за комбинирано износване от корозия и триене. Взема се решение за подмяна на водачите в противотежестното отделение и за разработване на нов тип направляващи на клетката пригодени за едностранно водене. Конструкцията на такъв апарат е показана на фиг. 3. Двете стоманени ходови колела 1 обхващат релсовия водач челно - странично и странично - тилно. Те са лагеровани на отдели оси, които са закрепени на люлеещи рамена 5. Те от своя страна са лагеровани към оси 10. Ходът на рамената е ограничен от ресьорен пакет 6, който заедно с осите 10 е закрепен към основата 7.

Направляващ апарат с такава конструкция притежава следните предимства:

- Намалява се износването от триене между водачи и направляващи;
- Намаляват динамичните сили при движение на клетката;
- Осигурява плавен ход на подемния съд;
- Намалява се шумът при движение;
- Лекота при ремонт и обслужване.

Ресьорът обезпечавя непрекъснат контакт между ходовите колела и релсовите водачи, гасене на динамичните удари, възникващи при страничните колебания, както и силно намаляване на динамичните сили при удар между челата на водачите и направляващите. Всички тези достойнства на двуколесните направляващи апарати се проявяват при работа на подемната уредба след подмяната на твърдите плъзгащи обувки на клетката на шахта „Голям палас – север” - фиг.4.



Фиг. 3. Двуколесен направляващ апарат за релсови водачи и едностранно водене на подемния съд:
1 – стоманено ходово колело, 2 и 3 – шайби гумени амортизиращи, 6 – ресьорен пакет, 7- основа

Известно време след модернизацията на шахтовата клетка се установява, че износването на водачите е намаляло значително. Скоростта на износване достига до $0,6 - 0,7 \text{ mm/Y}$, което за триене на стомана по стомана е задоволително.

В процеса на дългогодишна експлоатация на мини „Горубсо” най-удачни са се оказали триколесните ходови апарати, които притежават гумирани ходови колела. Такава конструкция е показана на фиг. 5. На практика този вид направляващи не износват водачите, а в комбинация с кутиеобразни такива и централно водене представляват едно от най-надеждните и икономически ефективни решения.

Окачващи устройства на подемните съдове

Двата подемни съда се свързват с подемните въжета посредством балансири изравнителни окачващи устройства, показани на фиг. 6.

Въжетата се закрепват към прицепните устройства, които от своя страна са свързани с винтови регулиращи механизми. Посредством палцови съединения те са свързани с кобилиците на изравняващото устройство, които пък въздействат на главната кобилица. Чрез главния палец на последната окачващото устройство се свързва със съответния подемен съд.

Този вид окачващи устройства притежават следните предимства:

- Просто устройство и малка маса;
- Сигурно закрепване към подемните съдове;
- Липса на еластичен елемент (пружина), който с течение на времето променя качествата си;
- Непосредствен визуален контрол на степента на изравняване на силите в отделните въжета.

Балансиричните изравнителни устройства притежават и съществени недостатъци, по важни от които са следните:

- Недостатъчен ход на работа особено при големи височини на подем както е при шахта „Голям палас – север”;
- Незадоволителна работа при окачване и на двата края на въжето към изравнително устройство.

Подобен въпрос е разгледан в различни източници (Киричук и др., 1982), като описаните предимства и недостатъци на този вид окачващи устройства се потвърждават в процеса на експлоатация на подемната уредба на шахта „Голям палас – север”.

Регулиращите винтови устройства в резултат на въздействието от корозия, скални и рудни частици, след кратък срок на работа блокират. Същите не са в състояние да извършват основната си функция и се оказват напълно излишни.

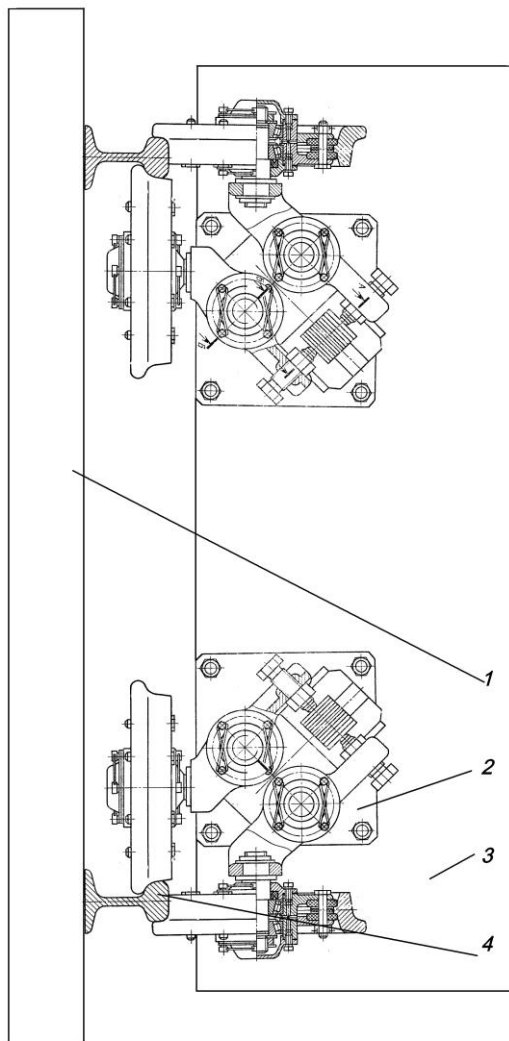
Окачващи изравнителни устройства от разглеждания вид не работят ефективно при окачване и на двата

подемни съда. След няколко подемни цикъла кобилиците се завъртат и застават в крайно неработно състояние.

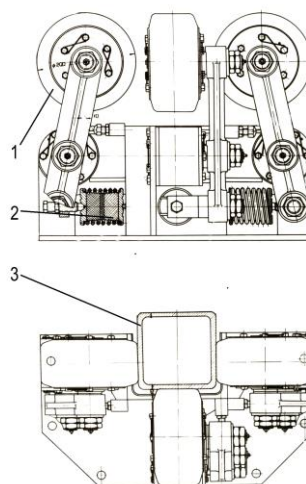
За избягване на този съществен недостатък се препоръчват следните мероприятия:

- При случай на подем с четири главни въжета единия подемнен съд се окачва на изравнително устройство, а другия твърдо (директно) към прицепните устройства. Изравняващи устройства има само единия подемнен съд; При случай на повече от четири главни въжета, всяка двойка от тях от единия край се свързва с подемния съд чрез изравняващо устройство, а другия се закрепва „твърдо“. Изравняващи устройства имат и двата съда.

Описаните недостатъци на окачващите устройства на подемната уредба на шахта „Голям палас – север“ водят до неравномерно разпределяне на силите на опън в подемните въжета. Това от своя страна води до намаляване на срока на експлоатация на същите и на облицовката на барабана на подемната машина.

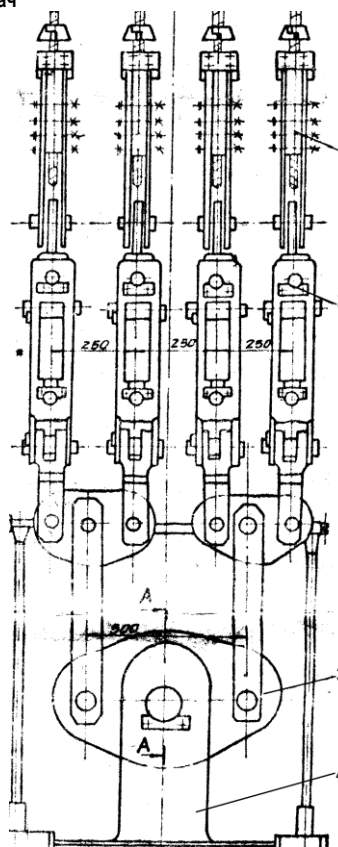


Фиг. 4. Монтажно положение на двуколесни направляващи апарати: 1 - централен носач, 2 - направляващ апарат, 3 - клетка, 4 - релсов водач



Фиг. 5. Триколесен направляващ апарат за централно водена на подемния съд:

1 – гумено ходово колело, 2 - амортизатор, 3 –кутиеобразен стоманен водач



Фиг. 6. Балансирно окачващо устройство:

1 – прицепно устройство (кауш), 2 - винтова регулиращо устройство, 3 – изравнително устройство, 4 – клетка

Подемни въжета и облицовка на барабана

В качеството на главни подемни въжета за подемната уредба на шахта Голям палас – север се използват изключително качествени тригълно-снопъчни стоманени въжета с еднакви свойства и отговарящи на изискванията на Правилника за безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин.

Основен проблем е изравняването на силите на опън, които натоварват отделните въжета. Установено е, че разлика в диаметрите на каналите на триещата шайба с 1mm води до увеличаване на статичната сила за някое от въжетата с 1,7 пъти при височина на подема до 1000m. Ето защо се препоръчва изравняване на диаметрите на каналите на барабана при разлика 0,25mm.

За измерване на силите на опън във въжетата съществуват различни методи, най-прост от които е вълновият, описан в Йочев (2002).

Освен силите в главните въжета, важно значение за техния експлоатационен срок има износването от триене в резултат на взаимодействие с рудничната среда, съставена от влага, руден и скален прах и др. За намаляване на това вредно влияние се препоръчва смазване на въжетата със специални фрикционни смазки, предназначени за многовъжени подемни уредби.

Важен момент от експлоатацията на подемната уредба на шахта Голям палас – север, а и на подобни на нея уредби, е доставката на нови подемни въжета.

Веднага след подмяната на главните въжета през 2001г. се установява силно износване на канала на облицовката на триещата шайба на I-во въже. Налага се изравняване на диаметрите на навиване през 2-3 дни, което е свързано с престои на шахтата и значителни разходи за съпоструваща облицовка.

Независимо от предприетите мероприятия – прецизно изравняване на силите на опън във въжетата, изравняване на дължините им и диаметрите на каналите, проблемът остава. След внимателно изследване на I-во подемно въже се забелязва в участък от него с дължина около 50m характерен дефект, представляващ изпъкнала винтообразна деформация, възникваща при неравномерно натягане на снопчетата от завода производител. Този дефект е стандартизиран от DIN 15020 и описан в Малиновский (2001). Отстраняването му е възможно единствено посредством подмяна на съответното въже (съгласно Правилника за безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин в такива случаи се подменят всички подемни въжета).

На фиг. 7 е показана снимка на дефектния участък от въжето. Добре е изразена винтообразната деформация, която блести поради интензивното триене между дефектното снопче и облицовката на триещата шайба.

С цел отстраняване на всякакви съмнения относно дефектното въже е взето решение за размяна на местото му на монтаж с III-то. Проблемът се прехвърля от първи на трети канал на триещата шайба, което още веднъж потвърждава версията за заводския дефект на I-во въже. Проблемът е решен с подмяната на подемните въжета.



Фиг. 7. Дефектно подемно въже – едно от снопчетата е неравномерно натегнато и изпъкнало по винтова линия

Изводи

Плъзгащите направляващи устройства силно износват водачите, дори при двустранно водене на подемните съдове.

Използването на плъзгащи направляващи е икономически нецелесъобразно, особено при едностранно водене, понеже се налага честа смяна на водачи и направляващи в процеса на експлоатация.

Несвършената конструкция на окачващите устройства на подемната уредба на шахта „Голям палас – север“ при значителна височина на подем води до намаляване на срока на работа на главните въжета и облицовката на барабана на подемната машина.

Важен момент от експлоатацията на многовъжените подемни уредби е правилният подбор и съответстваща на него доставка на подемните въжета.

Литература

- Йочев, И. Щ. . 2002. Изследване на състоянието и избор на решение за модернизация на рудничните подемни уредби в мини „Горубсо“. Дисертационен труд. С. , МГУ „Св. Ив. Рилски“, 100 – 102.
- Йочев, И. Щ. . 2002. Някои въпроси свързани с работата на многовъжените подемни уредби. -*Минно дело и геология*, 7-8, 57-59.
- Киричук, Ю. Г., В. В. Ройзен, Н. И. Илиенко, В. И. Хорунжий, Л. Е. Шабаш, В. Д. Корнилов. 1982. Проектирование и эксплуатация подъемных комплексов железорудных шахт. М., Недра, 170-184.
- Малиновский, В. А. 2001. Стальные канаты. Одесса, Астропринт, 26-28.
- Правилник по безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин / В-01-02-04/. 1969. С., Техника.

RESEARCH ON A TECHNOLOGY FOR QUARTZ CRYSTAL PROCESSING

Genadi Takov¹, Milorad Ranchich², Tsvian Zhepenich²

¹ University of Mining & Geology "St. Ivan Rilski" 1700 Sofia

² High Technical School, 23000 Zrenjanin, Serbia

ABSTRACT: The physical mechanical properties of a great number of crystals, used in building elements of the electronic industry, the instrument engineering and in part of the mechanical engineering, place them in the group of the materials that are difficult to be processed. The present article examines one of the methods for crystal processing, namely the method of abrasive rubbing used in the quartz processing. The purpose of this research is to establish the correlation dependency between the specific pressure at rubbing, and the processing speed and time.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТЕХНОЛОГИЯ ЗА ОБРАБОТВАНЕ НА КВАРЦОВИ КРИСТАЛИ

Генади Таков¹, Милорад Ранчич², Цвиан Жепенич²

¹ Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София

² Висше техническо училище, 23000 Зренянин, Република Сърбия

РЕЗЮМЕ: Физико-механичните качества на редица кристали използвани в гравирни елементи от електронната промишленост, приборостроенето и в част от общото машиностроене, ги класират в групата на труднообработваемите материали. В настоящата статия се разглежда един от методите за обработване на кристали – метода на абразивно притриване, приложен при обработването на кварц. Целта на изследването е да се установи корелационна зависимост между специфичното налягане при притриване, със скоростта и времето за обработка.

Introduction

Satisfying the needs of the electronic industry for building elements is a many-sided task. The composition of a considerable part of such elements includes materials that are difficult to be processed, such as quartz and silicon crystals, oxide ceramics and others, as expensive technologies and equipment are used for its precise processing. In connection with the needs of the instrument engineering and of the general mechanical engineering for precise details, made by materials that are very difficult to be processed, it becomes clear that the researches of respective technologies and equipment for their implementation are topical issues.

In connection with the implementation of a technology and a number of machines for rubbing quartz crystal plates, there are many theoretical and experimental researches carried out on the process of "rubbing". The present paper presents part of the theoretical researches on the process kinematics, which are in the basis of determining the processing technology.

The research on the work mechanisms of the rubbing machines has resulted in establishing general geometrical and kinematic dependencies, on the basis of which the mathematical type (the geometrical shape) can be determined, which is of the cycle trajectories in the relative movement, a

processed detail – rubbing instrument (grind) at mechanisms, different in their structure.

The cyclicly repeatable regularity of the linear speed change and the relative movement acceleration, and therefore their influence on the shape forming of the processed surfaces, depends on the type of the cyclic trajectories. The result of specifying the speed in the relative movement detail – grind, is shown below.

Theoretical Research

The law on the speed and acceleration cyclic change completely depends on the shape of the cyclic trajectories. Whether these changes shall be easy or connected with sudden transitions depends on the type of wear of the work surface of the lapping instrument.

In the property of the computing system for working out the formulae according to the specification of the polar coordinates of the vector $\overline{VC}$ of the speed of any point C from detail No. 5, representing one whole with separator No. 2, (Fig.1), we shall use the scheme of the velocities Cb/c/C from the scheme poles at point C.

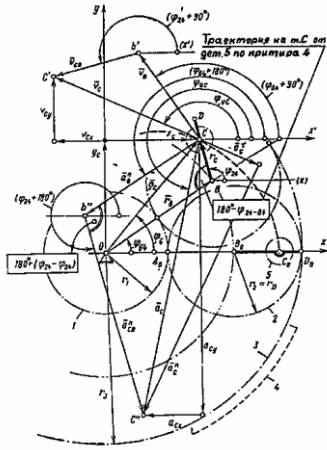


Fig.1

This scheme of the velocities, obtained on the basis of the vector equation, which presents the kinematic dependency of the speed vector of two points on the straight line BC or the straight line BD, which is part of separator No. 2 :

$$\frac{\overline{V_C}}{V} = \frac{\overline{V_B}}{V} + \frac{\overline{V_{CB}}}{V} = \overline{\omega_{B4}r_B} + \overline{\omega_{24}(\lambda r_2)} \quad (1)$$

where: $\omega_{B4} = \omega_B - \omega_4$; ω_2 и ω_B - angular speed of the separator and respectively of the bar. It is important to notice that section 2 and section B can be lead, and that in solution of the set task the value of the preliminary ratio of these sections with respect to the rubbing instrument is of main importance. If we accept a simplified symbol for the preliminarily specified ratio u_{2B} instead of u_{24-B4} , i.e.

$$u_{2B=U_{24-B4}} = \frac{\omega_{24}}{\omega_{B4}} = \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_B - \omega_4} \quad (2)$$

for determining ω_{B4} and ω_{24} , with ω_{14} and ω_{34} known;

$\left(\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_{13}} \right)$, we use Smirnov-Vilis formula [3], which

presents the law for gearing the cogged couple, as the axis of its cogged wheels is located on the bar. In case of external gearing of cogged couple 1-2 and in case of internal gearing of cogged couple 2-3, we have:

$$\frac{\omega_{14} - \omega_{B4}}{\omega_{24} - \omega_{B4}} = -\frac{r_2}{r_1}; \frac{\omega_{24} - \omega_{B4}}{\omega_{34} - \omega_{B4}} = +\frac{r_3}{r_2} \quad (3)$$

Thus, after transformation by taking into consideration $r_2 = \frac{r_3 - r_1}{2}$ and denotation $\frac{r_1}{r_3} = k_r$ as well as

$$\frac{\omega_{14}}{\omega_{34}} = u_{14-34} \text{ i.e.}$$

$$u_{14-34} = \frac{\omega_{14}}{\omega_{34}} = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4}, \quad (4)$$

as we successively have:

$$\omega_{B4} = \frac{\omega_{34} + \omega_{14}k_r}{1 + k_r} = \frac{\omega_{34}(1 + k_r u_{14-34})}{1 + k_r}, \quad (5)$$

$$\omega_{24} = \frac{\omega_{34} - \omega_{14}k_r}{1 - k_r} = \frac{\omega_{34}(1 - k_r u_{14-34})}{1 - k_r} \quad (6)$$

The coefficient K_r here is for the relative sizes of the mechanism. It is important to note that we can change the values of u_{14-34} by setting the rubbing disk No. 4 a revolution with angular speed of ω_4 , and thus the shape of the trajectory of a point of the rubbing disk can change, or vice versa, if we set the needed quantity of u_{14-34} - to determine ω_4 from the formula (4):

$$\omega_4 = \frac{\omega_3 u_{14-34} - \omega_1}{u_{14-34} - 1} \quad (7)$$

We enter on the scheme – Fig. 1, the angular coordinates of the vectors $\overline{V_B}$ and $\overline{V_{CB}}$, read by the axis CX' , which is parallel to OX . These angular coordinates differ from the coordinates φ_{B4} and φ_{24} of the vectors $\overline{r_B}$ and $\overline{\lambda r_2}$, as we add to each of them 90° because $\overline{V_B} \perp \overline{r_B}$, and $\overline{V_{CB}} \perp \overline{\lambda r_2}$.

We mark the wanted angular coordinate of the vector $\overline{V_C}$ with φ_{VC} .

We shall obtain the following formula by projecting the vector outline on the coordinate axes, as this vector outline is marked by an equation (1), as its left part on the clarity figure is added by $\overline{V_{CX}} + \overline{V_{CY}}$ - a geometrical sum of the projection of V_C of the X and Y axes:

$$V_C = \sqrt{V_B^2 + V_{CB}^2 + 2V_B V_{CB} \cos \varphi_{2B}} = \omega_{B4} \sqrt{r_B^2 + u_{2B}^2 (\lambda r_2)^2 + 2u_{2B} r_B \lambda r_2 \cos \varphi_{2B}} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi_{VC} &= \frac{V_B \cos \varphi_{B4} + V_{CB} \cos \varphi_{24}}{V_B \sin \varphi_{B4} + V_{CB} \sin \varphi_{24}} = \\ &= \frac{r_B \cos \varphi_{B4} + u_{2B} \lambda r_2 \cos \varphi_{24}}{r_B \sin \varphi_{B4} + u_{2B} \lambda r_2 \sin \varphi_{24}} \end{aligned} \quad (9)$$

where, as well as above, $u_{2B} = \frac{\omega_{24}}{\omega_{B4}}$; $\varphi_{2B} = \varphi_{24} - \varphi_{B4}$

It is evident that the wanted coordinates, which mark the value and the direction of the vector $\overline{V_C}$, are marked by the main kinematic parameter u_{2B} of the implemented machine mechanism. Formulae (8) and (9) present the equations of the cycle change of the speed of any point C of detail No. 5 with respect to the rubbing disk No. 4.

We analytically establish the vector $\overline{\alpha_C}$ - the full acceleration of point C, by representing the acceleration plan on the figure in accordance with the vector equation:

$$\overline{\alpha_C} = \overline{\alpha_B^g} + \overline{\alpha_{CB}^g} = \overline{\omega_{B4}^2 r_B} + \overline{\omega_{24}^2 \lambda r_2} \quad (10)$$

where the vectors, known according to value and direction, of the right part $\overline{\alpha_{BD}^g} \parallel \overline{BO}$ and $\overline{\alpha_{CB}^g} \parallel \overline{ICB}$. By taking into consideration that ω_{B4} and ω_{24} - constant and successive angular accelerations ε_{24} , ε_{B4} of the bar and the separator 2 are equal to zero.

The scheme of the acceleration with a pole in point C is presented in the figure as a vector outline $Cb''c''/C$, as the clarity vector $\overline{\alpha_C}$ is represented through its components on the X and Y axed, i.e. $\overline{\alpha_C} = \overline{\alpha_{CY}} + \overline{\alpha_{CX}}$

The angular coordinates $(\varphi_{B4} + 180^\circ)$ and $(\varphi_{24} - 180^\circ)$ of the vectors $\overline{\alpha_B^g}$ and $\overline{\alpha_{CB}^g}$, which differ by 180° from φ_{B4} and φ_{24} , as the wanted angular coordinate of the vector $\overline{\alpha_C}$ is represented by φ_{ac} .

Through the projections of the outline $Cb''c''/C$ of the X and Y axes, and some changes, we obtain formulae for determining X and Y, the combination of which provides the law on the cycle change of the full acceleration of point C from detail No. 5 with respect to rubbing disk No. 4, namely:

$$\begin{aligned} \alpha_C &= \sqrt{(\alpha_B^g)^2 + (\alpha_{CB}^g)^2 + 2\alpha_B^g \alpha_{CB}^g \cos \varphi_{2B}} = \\ &= \omega_{B4}^2 \sqrt{r_B^2 + u_{2B}^2 (\lambda r_2)^2 + 2u_{2B}^2 r_B (\lambda r_2) \cos \varphi_{2B}} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi_{ac} &= \frac{\alpha_B^g \sin \varphi_{B4} + \alpha_{CB}^g \sin \varphi_{24}}{\alpha_B^g \cos \varphi_{B4} + \alpha_{CB}^g \cos \varphi_{24}} = \\ &= \frac{r_B \sin \varphi_{B4} + u_{2B}^2 (\lambda r_2) \sin \varphi_{24}}{r_B \cos \varphi_{B4} + u_{2B}^2 (\lambda r_2) \cos \varphi_{24}} \end{aligned} \quad (12)$$

After we know the full acceleration $\overline{\alpha_C}$, we establish its main components - the tangential $\overline{\alpha_C^\tau}$ that is a tangent to the trajectory of point C and the standard $\overline{\alpha_C^n} \perp \overline{\alpha_C^\tau}$, i.e. $\overline{\alpha_C} = \overline{\alpha_C^\tau} + \overline{\alpha_C^n}$, we establish $\overline{\alpha_C^\tau}$ by differentiating the formula for V_C (equation No. 8) according to time:

$$\begin{aligned} \alpha_{C\tau} &= -\frac{\omega_{2B} V_B V_{CB} \sin \varphi_{2B}}{V_C} = \\ &= -\frac{\omega_{2B} \omega_{24} r_B \lambda r_2 \sin \varphi_{2B}}{\sqrt{r_B^2 + u_{2B}^2 (\lambda r_2)^2 + 2u_{2B}^2 r_B \lambda r_2 \cos \varphi_{2B}}} \end{aligned} \quad (13)$$

Then we figure $\alpha_C^g = \sqrt{\alpha_C^2 - (\alpha_C^\tau)^2}$ and the radius of The trajectory curve of point C according to the formula $R_C = \frac{V_C^2}{\alpha_C^g}$

We obtain extraordinary values for V_C and α_C by consecutively placing values for $\varphi_{2B} = 0$ and $\varphi_{2B} = 180^\circ$ in formulae (8) and (11), namely:

$$V_{C \max} = \omega_{B4} (r_B + u_{2B} \lambda r_2) = \alpha_B^g + \alpha_{CB}^g$$

$\alpha_{C \max} = \omega_{B4}^2 (r_B + u_{2B} \lambda r_2) = \alpha_B^g + \alpha_{CB}^g$ i.e. we obtain a sym of identical in their direction modules of the vectors $|\overline{V_C}|, |\overline{\alpha_C}|$

$$V_{C \min} = V_B - V_{CB}; \alpha_{C \min} = \alpha_B^g - \alpha_{CB}^g$$

i.e. the difference of the modules of these vectors. When we have such "extraordinary" positions, the value of $\alpha_C^\tau = 0$ that is evident from the formula (13).

We shall note that the ratios $\frac{V_{C \max}}{V_{C \min}}$ and $\frac{\alpha_{C \max}}{\alpha_{C \min}}$ can be

used as indicators for ease in the speed and acceleration cycle change.

Conclusions

1. The flows occurred as a result of accidental power microimpulses in the abrasive grains lead to dynamic loading in the system detail - abrasive layer - supporting surface of the instrument, as a complex pressure field in the material of these

bodies. The abovesaid determined the importance of the scheme proposed for the analytical determination.

2. The theoretical research on the work mechanisms of the rubbing machines, respectively the determination of general geometrical and kinematic dependencies and the establishment of a mathematical model, may be used as a basis for optical researches and as a precondition for implementing the technology.

*Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц.д-р В.Тенчев, МЕМФ*

References

Karnobatlov I., Takov G., Some studies in the field of rubbing to quartz crystals, "Contemporaries engineering technologies", Varna, 14th-16th, May, 1986.

Орлов П.Н., Савелова А.А. Анализ и выбор прецизных деталей пастами и суспензиями траекторий относительного движения деталей при обработке на плоскодоводочных станках. *Известия вузов Машиностроение*, М., 1972 г., № 1

Орлов П.Н., Несторов Ю.И., Полухин В.А. *Процессы доводки*, Машиностроение, М., 1975 г.

АНАЛИТИЧНО ПРОФИЛИРАНЕ НА ГЪРБИЧЕН МЕХАНИЗЪМ С РОЛКОВА КОБИЛИЦА

Васко Тенчев

Минно геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. В работата се третира аналитичното профилиране на гърбилен механизъм с ролкова кобилица. Получените резултати позволяват профилирането на гърбицата да се извърши с помощта на компютър.

ANALYTICAL SHAPE OF LOBE MECHANISM WITH ROLL ROCKER

Vasko Tenchev

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

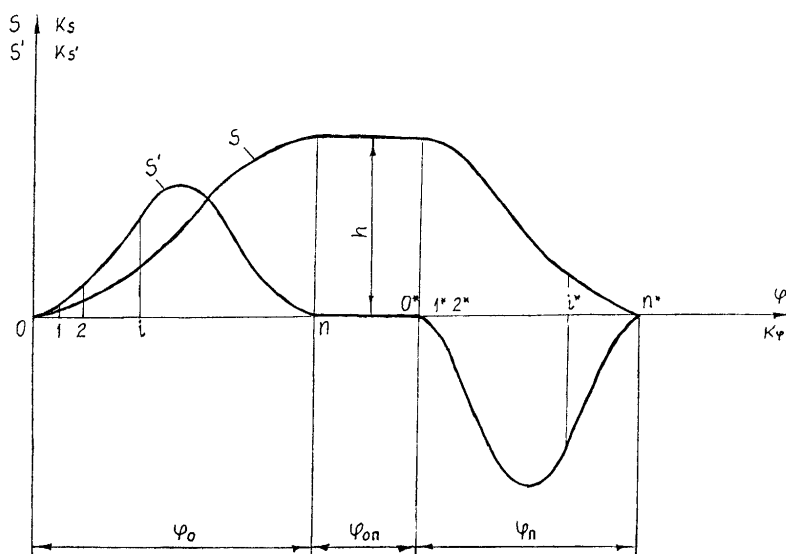
ABSTRACT: In the paper are treated an analytical shape of lobe mechanism with roll rocker. Achieved results allow profiling of the lobe to be calculated with the help of computer.

Целта на настоящата работа е въз основа на известния графичен метод за профилиране на гърбилен механизъм с кобилица [1, 2] да се изведат аналитични зависимости, подходящи за профилиране на гърбицата с помощта на компютър.

Нека аналитичният вид на функцията на положението $\alpha(\varphi)$ и първата предавателна функция $\alpha'(\varphi)$ на гърбиления механизъм са известни (α е ъгълът на завъртане на кобилицата, чиято дължина е ℓ , а φ - ъгълът на завъртането на гърбицата). На фиг. 1 е показан примерен вид на графиките на тези функции. Ъглите φ_0 , $\varphi_{оп}$ и φ_n са съответно фазите на отдалечаване,

отдалечен престой и приближаване на кобилицата, а ψ - нейният ход.

Аналитичното профилиране предполага аналитично определяне на основните размери на гърбиления механизъм (радиусите на основната и върховата окръжност R_0 и R , разстоянието между осите на въртене на гърбицата и кобилицата L и координатите на работния профил на гърбицата в подходяща координатна система (например полярна) при зададени допустими ъгли на предаване на силата от гърбицата към изпълнителното звено ($\theta_{оон}^O$ - във фазата на отдалечаване, и $\theta_{оон}^II$ - във фазата на приближаване).

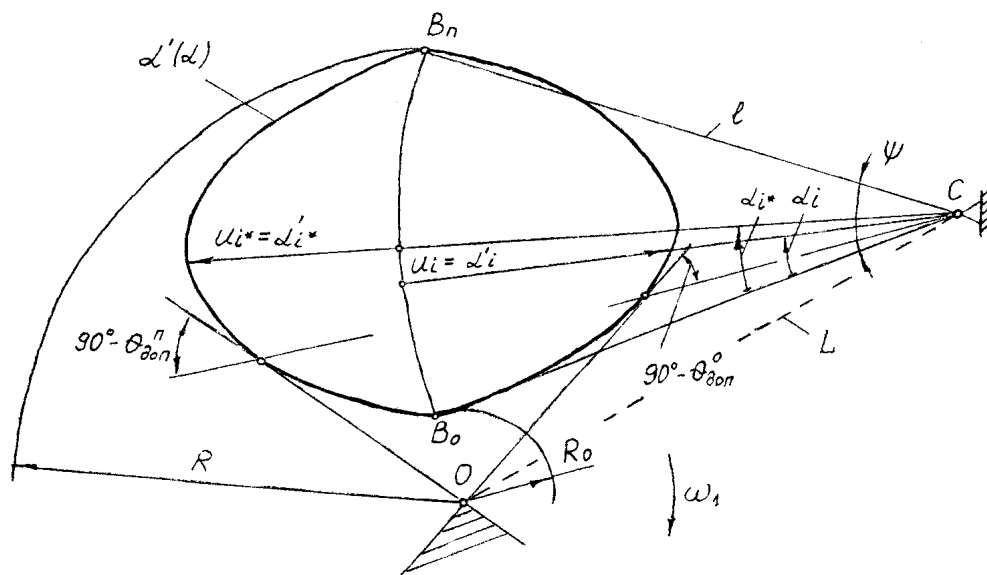


Фиг. 1

При графичното профилиране фазите на отдалечаване и на приближаване се разделят на равни интервали, чийто брой в първата фаза е n , а във втората - n^* (обикновено $n = n^*$). Границите (точките) между отделните интервали се означават с $0, 1, 2, \dots, n$ и $0^*, 1^*, 2^*, \dots, n^*$, (фиг. 1). След това върху траекторията $B_0 B_n$ на центъра на ролката B (дъга от окръжност с център C , радиус ℓ и централен ъгъл ψ) се построява функцията $\alpha'(\alpha)$ (фиг.2), като се използват завъртанията α_i и скоростите α'_i на кобилицата. При еднакви мащабни модули k_α и $k_{\alpha'}$ величините α_i и α'_i се определят чрез ординатите на отделните точки в двете фази от графиките на функциите $\alpha(\varphi)$ и $\alpha'(\varphi)$. Всяка от отсечките $u_i = \alpha'_i$ е завъртяна на 90° , отговарящо на мисле-

ното завъртане на скоростта на центъра B по посока на ъгловата скорост на гърбицата ω_1 . Към така получената крива се построяват две допирателни (наречени гранични прави), сключващи с направлението на кобилицата в допирните точки ъгъл $90^\circ - \theta_{oon}^O$ - във фазата на отдалечаване, и $90^\circ - \theta_{oon}^I$ - във фазата на приближаване.

Двете гранични прави се пресичат в точка O , която е център на търсената гърбича с най-малки размери. Центърът O и крайните положения на центъра на ролката B_0 и B_n определят радиусите R_0 и R , а точките O и C - разстоянието L . Като се използва методът на инверсията, се построява центровият провил на гърбицата (профилът, по който се движи центърът на ролката B). Накрая допълнително се изчислява радиусът на ролката r и се уточнява работния профил на гърбицата, който е еквидис-



Фиг. 2

тантен на центровия профил.

Аналитичното профилиране има за основа аналитичното определяне на положението на граничните прави на центъра O , които са допирателни към графиката на функцията $\alpha'(\alpha)$ от фиг. 2 в двете фази.

Нека граничната права във фазата на отдалечаване φ_0 минава през върха V_i на отсечката u_i при ъгъл на завъртане на кобилицата α_i и не пресича съседните отсечки u_{i-1} и u_{i+1} при съответни ъгли на завъртания на кобилицата α_{i+1} и α_{i-1} (фиг. 3а). При това положение

$$\begin{cases} CD < \ell - u_{i+1} \\ CM < \ell - u_{i-1} \end{cases} \quad (1)$$

От триъгълниците CDV_i и CMV_i , след като се използва синусовата теорема, се определят

$$\begin{cases} CD = \frac{(\ell - u_i) \sin(90^\circ - \theta_{oon}^O)}{\sin[180^\circ - (90^\circ - \theta_{oon}^O) - (\alpha_{i+1} - \alpha_i)]} = \frac{(\ell - u_i) \cos \theta_{oon}^O}{\cos(\theta_{oon}^O + \alpha_i - \alpha_{i+1})} \\ CM = \frac{(\ell - u_i) \sin[180^\circ - (90^\circ - \theta_{oon}^O)]}{\sin[90^\circ - \theta_{oon}^O - (\alpha_i - \alpha_{i-1})]} = \frac{(\ell - u_i) \cos \theta_{oon}^O}{\cos(\theta_{oon}^O + \alpha_i - \alpha_{i-1})} \end{cases} \quad (2)$$

От (1) и (2) следва окончателният критерий граничната права да минава през точката V_i

$$\begin{cases} \frac{(\ell - u_i) \cos \theta_{oon}^O}{\cos(\theta_{oon}^O + \alpha_i - \alpha_{i+1})} < \ell - u_{i+1} \\ \frac{(\ell - u_i) \cos \theta_{oon}^O}{\cos(\theta_{oon}^O + \alpha_i - \alpha_{i-1})} < \ell - u_{i-1} \end{cases} \quad (3)$$

По същия начин се намира окончателният критерий граничната права да минава през точката V_{i^*} във фазата на приближаване φ_{II} (фиг. 3б)

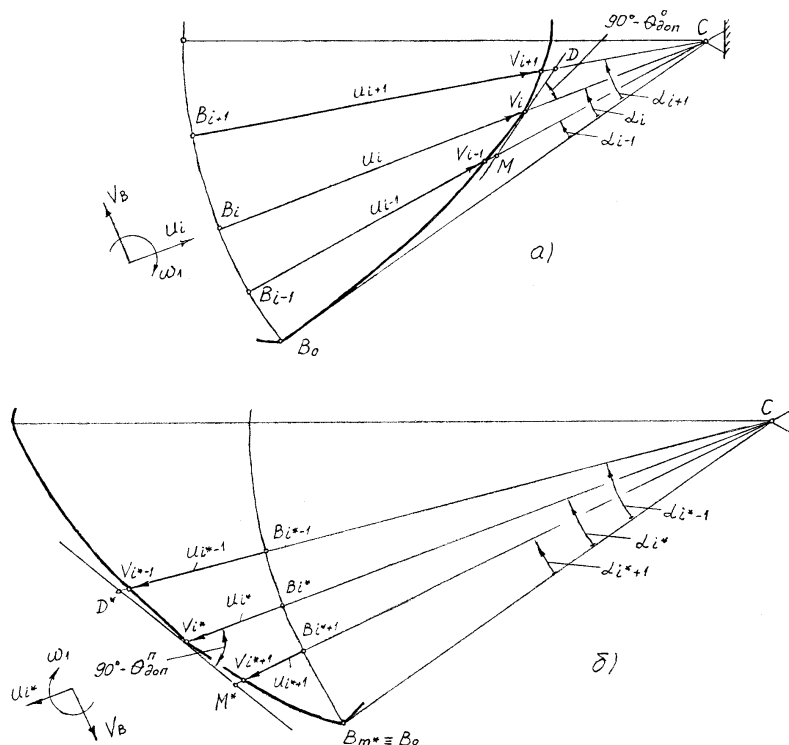
$$\left| \begin{aligned} \frac{(\ell + u_{i^*}) \cos \theta_{\partial on}^{\Pi}}{\cos(\theta_{\partial on}^{\Pi} - \alpha_{i^*} + \alpha_{i^*+1})} &> \ell + u_{i^*+1} \\ \frac{(\ell + u_{i^*}) \cos \theta_{\partial on}^{\Pi}}{\cos(\theta_{\partial on}^{\Pi} - \alpha_{i^*} + \alpha_{i^*-1})} &> \ell + u_{i^*-1} \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Чрез критериите (3) и (4) се определя на положението на граничните прави на центъра O в двете фази φ_O и φ_{II} (фиг. 4). За целта се използва методът на последователните приближения, като последователно се работи в двете фази. Започва се от максималната отсечка $\alpha'_{\max}$ във фазата на отдалечаване φ_O , която нека е в точката $i = k$, т.е. $\alpha'_k = \alpha'_{\max}$. За това положение критерият (3) се свежда до проверка на второто неравенство. Ако това неравенство е изпълнено, граничната права минава през точката V_k . В обратния случай граничната права не минава през тази точка и проверката продължава с двете неравенства на критерия (3) за следващото положение на кобилицата $i - 1 \equiv k - 1$. Така се продължава до онова положение на кобилицата, при което критерият (3) е изпълнен.

По аналогичен начин се намира граничната права на центъра O и за фазата на приближаване φ_{II} . И тук се

започва от максималната отсечка $\alpha'_{\max}$, която нека е в точката $i = k^*$, т.е. $\alpha'_{k^*} = \alpha'_{\max}$. В случая се проверява само първото неравенство на критерия (4). Ако това неравенство е изпълнено, граничната права минава през точката V_{k^*} . В обратния случай граничната права не минава през тази точка и проверката продължава с двете неравенства на критерия (3) за следващото положение на кобилицата $i^* + 1 \equiv k^* + 1$. Така се продължава до онова положение на кобилицата, при което критерият (4) е изпълнен.

Нека критерият (3) е изпълнен за положение на кобилицата, минаващо през точката V_k във фазата на отдалечаване φ_O и през точката V_{k^*} във фазата на приближаване φ_{II} (фиг. 4). Ъгловите премествания на кобилицата за тези положения са съответно α_k и α_{k^*} . За определянето на положението на центъра O на гърбицата от точката B_0 се спуска перпендикуляр към горното крайно положение на кобилицата. Петата на перпендикуляра се означава с D . Във фазата на отдалечаване φ_O граничната права, минаваща през точката V_k , пресича перпендикуляра B_0D в точката A_k . Като се отчете, че $B_kV_k = u_k$, за дължината на отсечката B_0A_k се получава



Фиг. 3

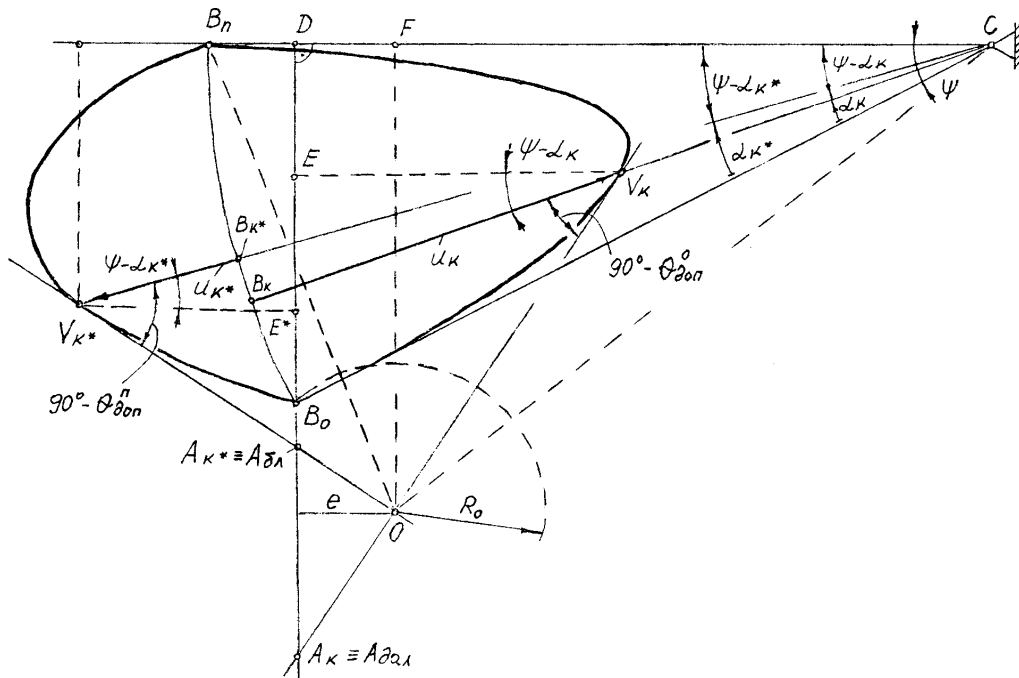
$$\begin{aligned}
B_0 A_k &= DE + EA_k - B_0 D = \\
&= (\ell - u_k) \sin(\psi - \alpha_k) + \\
&+ [\ell \cos \psi - (\ell - u_k) \cos(\psi - \alpha_k)] \times \\
&\times \frac{1}{\tan(\theta_{дон}^O - \psi + \alpha_k)} - \ell \sin \psi. \quad (5)
\end{aligned}$$

Аналогично във фазата на приближаване φ_{II} граничната права, минаваща през точката V_{k^*} , пресича перпендикуляра $B_0 D$ в точката A_{k^*} . Като се отчете, че $B_{k^*} V_{k^*} = u_{k^*}$, за дължината на отсечката $B_0 A_{k^*}$ се получава

$$B_0 A_{k^*} = DE^* + E^* A_{k^*} - B_0 D =$$

$$\begin{aligned}
&= (\ell + u_{k^*}) \sin(\psi - \alpha_{k^*}) + \\
&+ [(\ell + u_{k^*}) \cos(\psi - \alpha_{k^*}) - \ell \cos \psi] \times \\
&\times \frac{1}{\tan(\theta_{дон}^{II} + \psi - \alpha_{k^*})} - \ell \sin \psi. \quad (6)
\end{aligned}$$

За общност с $A_{\bar{o}l}$ се означава по-близко разположената точка A_k или A_{k^*} до точката B_0 , а с $A_{\partial ал}$ - подалечно разположената от тези точки (на фиг. 4 $A_{\bar{o}l} \equiv A_{k^*}$ и $A_{\partial ал} \equiv A_k$). Съответстващите ъгли α_k , α_{k^*} и $\theta_{дон}^O$, $\theta_{дон}^{II}$ на тези точки се означават с $\alpha_{\bar{o}l}$, $\alpha_{\partial ал}$ и $\theta_{\bar{o}l}$, $\theta_{\partial ал}$ (на фиг. 4 $\alpha_{\bar{o}l} \equiv \alpha_{k^*}$, $\alpha_{\partial ал} \equiv \alpha_k$



Фиг.4

и $\theta_{\bar{o}l} \equiv \theta_{дон}^{II}$, $\theta_{\partial ал} \equiv \theta_{дон}^O$). Ако се означа още разстоянието между центъра на гърбицата O и перпендикуляра $B_0 D$ с e , то от

$$\begin{aligned}
B_0 A_{\partial ал} - B_0 A_{\bar{o}l} &= e \left[\frac{1}{\tan(\theta_{\bar{o}l} \pm \psi \mp \alpha_{\bar{o}l})} + \right. \\
&\left. + \frac{1}{\tan(\theta_{\partial ал} \mp \psi \pm \alpha_{\partial ал})} \right]
\end{aligned}$$

се намира

$$e =$$

$$= \frac{B_0 A_{\partial ал} - B_0 A_{\bar{o}l}}{\frac{1}{\tan(\theta_{\bar{o}l} \pm \psi \mp \alpha_{\bar{o}l})} + \frac{1}{\tan(\theta_{\partial ал} \mp \psi \pm \alpha_{\partial ал})}}. \quad (7)$$

Горните знаци в скобите на тангенсите се използват, когато $A_{\bar{o}l} \equiv A_{k^*}$, а долните, когато $A_{\bar{o}l} \equiv A_k$.

След определяне на разстоянието e , могат да се намерят радиусите на основната и върховата окръжност на гърбицата:

$$R_o = \sqrt{e^2 + \left[\frac{e}{\tan(\theta_{\bar{o}l} \pm \psi \mp \alpha_{\bar{o}l})} + B_0 A_{\bar{o}l} \right]^2}, \quad (8)$$

$$R = OB_n = \sqrt{OF^2 + B_n F^2} =$$

$$\sqrt{\left[\ell \sin \psi + B_0 A_{\delta i} + \frac{e}{\tan(\theta_{\delta i} \pm \psi \mp \alpha_{\delta i})}\right]^2 + (\ell - \ell \cos \psi \pm e)^2} \cdot \quad (9)$$

Накрая, разстоянието между центровете на въртене на гърбицата и кобилицата е

$$L = OC = \sqrt{OF^2 + CF^2} =$$

$$\sqrt{\left[\ell \sin \psi + B_0 A_{\delta i} + \frac{e}{\tan(\theta_{\delta i} \pm \psi \mp \alpha_{\delta i})}\right]^2 + (\ell \cos \psi \mp e)^2} \quad (10)$$

И тук горните и долните знаци се използват, както е посочено по-горе.

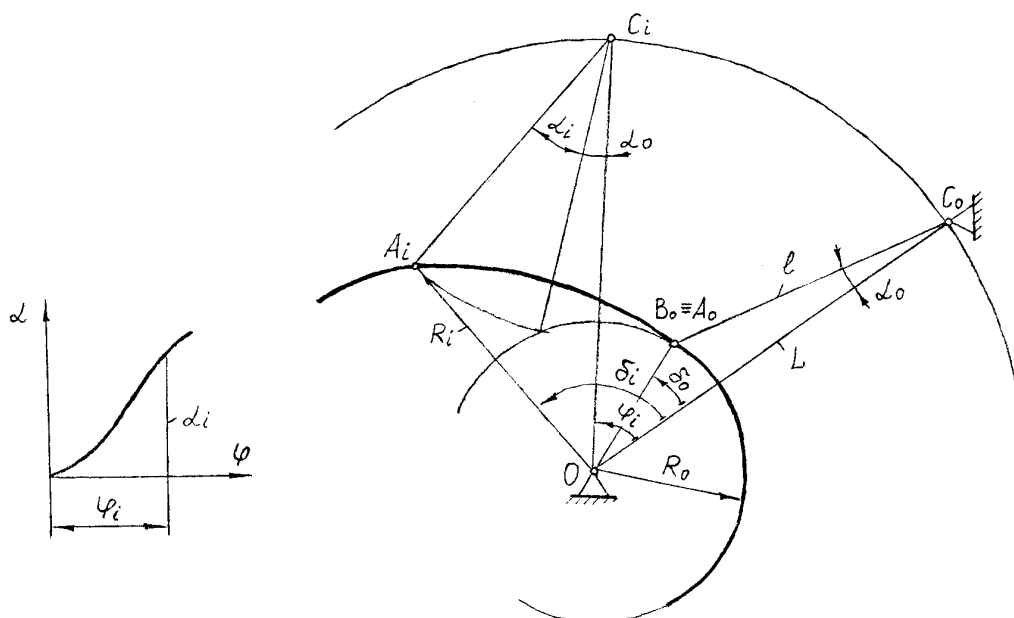
Профилирането на центровата крива на гърбицата се извършва съгласно фиг. 5, като се работи в полярните координати R_i и δ_i , определящи се с изразите

$$R_i = \sqrt{L^2 + \ell^2 - 2\ell L \cos(\alpha_0 + \alpha_i)}; \quad (11)$$

$$\sin(\delta_i - \varphi_i) = \frac{\ell}{R_i} \sin(\alpha_0 + \alpha_i), \text{ т.е.}$$

$$\delta_i = \varphi_i + \arcsin\left[\frac{\ell}{R_i} \sin(\alpha_0 + \alpha_i)\right], \quad (12)$$

$$\text{където } \alpha_0 = \arcsin \frac{L^2 + \ell^2 - R_0^2}{2\ell L}.$$



Фиг. 5

Профилирането започва от началото на фазата φ_0 , където $\varphi_i = \varphi_0 = 0$ и съгласно (11), (12) и фиг. 5

$$R_i = R_0 \text{ и } \delta_i = \delta_0 = \arcsin\left(\frac{\ell}{R_0} \sin \alpha_0\right).$$

Радиусът на ролката r се определя по зависимостите

$$r \leq 0,7\rho_{\min} \text{ и } r \leq 0,4R_0. \quad (13)$$

Тук $\rho_{\min}$ е минималният радиус на кривина на центровата крива, който може да се намира в една от фазите φ_0 и φ_{π} .

Работния профил на гърбицата е еквилистен на центровата крива. Неговите точки се получават от точките

на центровата крива, като в нормално направление са преместени навътре на разстояние r .

Заклучение

Изведени са редица аналитични зависимости, които позволяват да се профилират гърбични механизми с ролкова кобилица с помощта на компютър.

Литература

- Вригазов, А., М. Милков, С. Павлов. 1993. *Теория на механизмите и машините*. С., Издателство на ТУ - София, 310 с.
- Тенчев В. 2005. *Теория на механизмите и машините с подробно решени примери*. С., МГУ - Издателска къща "Св. Иван Рилски", 285 с.

СРАВНЯВАНЕ НА МЕТОДИКИТЕ ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА КОФОВИ ЕЛЕВАТОРИ

Христо Шейретов

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

РЕЗЮМЕ. Целта на настоящето изследване е да се сравнят резултатите за мощността на двигателя получени при различни методики за изчисляване. Направени са изчисления на три елеватора от различен тип: центробежен верижен, центробежен лентов и непрекъснат верижен, при зададени производителност, височина на подема, вид, плътност и едрината на материала.

COMPARISON OF THE METHODOLOGIES FOR THE CALCULATION OF BUCKET ELEVATORS

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, sheiretov@abv.bg

ABSTRACT. Aim of the present study is to compare the calculation results for the motor power, when different methodologies are used. Calculations of three bucket elevators of different type are done: centrifugal belt, centrifugal chain and continuous chain. The capacity, elevation height, type, density and size of material are given.

Въведение

Кофовите елеватори се използват за транспортиране на насипни материали по вертикално трасе. Намерили са приложение в миннодобивната, циментовата, химическата и хранително-вкусова промишленост. Производителността им достига 1500 t/h, широчината на кофите 1600 mm, а височината – 130 m (Aumund Bucket Elevators, 2001).

Методики за изчисляване на кофови елеватори са дадени в учебниците и ръководствата разглеждащи транспортни машини с непрекъснато действие (Васильев, 1991; Евневич, 1956; Кузманов, 1999; Шейретов, 2001). Фирмите производители също дават методики за избор на елеватор и определяне на мощността на двигателя (Screw conveyor; Link-Belt, 2004).

Целта на настоящето изследване е да се сравнят резултатите за необходимата мощност на двигателя получени по различните методики.

Описание на методиките за изчисляване

Според източници (Васильев, 1991; Кузманов, 1999; Шейретов, 2001) (методика №1) последователността на изчисляване е следната:

1) Избират се типа на елеватора, типа на кофите, скоростта на теглителния орган v [m/s] и коефициента на напълване на кофите ψ в зависимост от типа и едрината на материала a_{max} ($\psi = 0,8$ при $a_{max} = 0,5-50$ mm).

2) Избира се кофа според линейната и вместимост i :

$$i = \frac{Q_h}{3,6 \cdot v \cdot \rho \cdot \psi}, \text{ dm}^3/\text{m}, \quad (1)$$

където:

Q_h [t/h] – производителност на транспортъора;

ρ [t/m³] – плътност на транспортирания материал.

3) Определят се съпротивленията при движение в товарния W_m и празния W_n клон и от загребването на материала $W_{зг}$:

$$W_m = H \cdot (q_m + q_o), \text{ N} \quad (2)$$

$$W_n = H \cdot q_o, \text{ N} \quad (3)$$

$$W_{зг} = k_{зг} \cdot q_m, \text{ N} \quad (4)$$

където:

H [m] – височина на елеватора;

q_m [N/m] – линейно тегло на материала;

q_o [N/m] – линейно тегло на теглителния орган с кофите;

$k_{зг}$ – коефициент отчитащ загребването на материала;

$k_{зг} = 2,5$ при $v > 1$ m/s и $a_{max} < 50$ mm;

$k_{зг} = 1,25$ при $v < 1$ m/s и $a_{max} < 50$ mm.

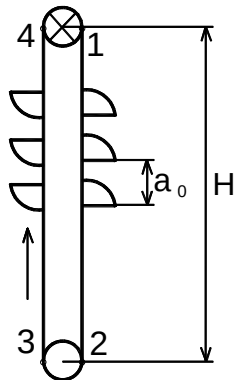
$$q_m = \frac{Q_h \cdot g}{3,6 \cdot v}, \text{ N/m} \quad (5)$$

$$q_o = k_o \cdot q_m, \text{ N/m}, \quad (6)$$

където:

k_0 – коефициент, който се избира в зависимост от типа на теглителния орган, типа на кофите и производителността Q_h ($k_0 = 0,4 \div 0,8$).

4) Определят се силите на опън в теглителния орган (фиг.1):



Фиг.1 Схема на елеватора

$$S_2 = 2000 \text{ N} \quad \text{при лентов елеватор} \quad (7)$$

$$S_2 = 3000 \text{ N} \quad \text{при верижен елеватор}$$

$$S_1 = S_2 - W_n \quad (8)$$

$$S_3 = k \cdot S_2 + W_3 \quad (9)$$

$$S_4 = S_3 + W_m, \quad (10)$$

където:

k – коефициент отчита съпротивлението в обръщателните колела или барабан, $k = 1,1$.

5) Определя се мощността на двигателя

$$N_{\text{дв}} = k_p \cdot \frac{W_o \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (11)$$

където:

k_p – коефициент на резерв, $k_p = 1,15$;

η – КПД на задвижването, $\eta = 0,85$;

W_o – общо съпротивление при движение.

$$W_o = S_4 - S_1 + k_1 \cdot (S_4 + S_1), \text{ N} \quad (12)$$

където:

k_1 – коефициент на съпротивление в задвижващите верижни колела или барабан;

$k_1 = 0,04$ при верижни елеватори;

$k_1 = 0,07$ при лентови елеватори.

В Евневич (1956) (методика №2) е дадена опростена формула за определяне на мощността на двигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q_h \cdot H}{367} \cdot (1,15 + k_2 \cdot k_3 \cdot v), \text{ kW} \quad (13)$$

Първото събираемо отчита необходимата мощност за издигане на материала, а второто – вредните съпротивления при движението на тяговия орган. Коефициентите k_2 и k_3 се избират в зависимост от типа на кофите и теглителния орган и производителността Q_h ($k_2 = 0,35 \div 1,1$, $k_3 = 0,8 \div 1,6$).

В Screw conveyor и Link-Belt (2004) (методика №3) последователността на изчисляване е следната:

1) Избира се типа на елеватора и кофите в зависимост от вида и едрината на материала. Елеваторите са три типа: верижен с разредени кофи (центробежен), верижен със сближени кофи (непрекъснат) и лентов с разредени кофи.

2) Избира се елеватор в зависимост от Q_h и ρ .

3) Определя се мощността на двигателя:

$$N_{\text{дв}} = 48,6 \cdot \left(\frac{H}{0,305} \cdot c_1 + c_2 \right) \cdot \frac{\rho}{\eta}, \text{ kW} \quad (14)$$

където:

c_1 и c_2 са коефициенти, които се взимат от таблицата за избрания елеватор.

Резултати от изследването

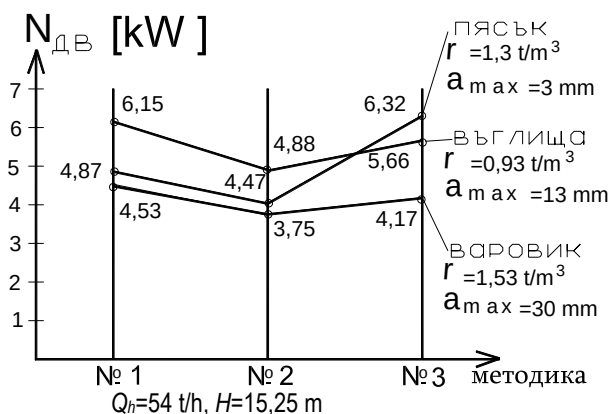
Направени са изчисления на три елеватора от различен тип при зададена производителност ($Q_h = 54 \text{ t/h}$) и височина на елеватора ($H = 15,25 \text{ m}$), вид, плътност и едрина на материала. Резултатите са дадени в табл.1 и са изброени на фиг.2.

Таблица 1.

Резултати от изчисленията за необходимата мощност на двигателя по трите методики

Вид на материала	въглища	варовик	пясък
Плътност на материала $\rho [\text{t/m}^3]$	0,93	1,3	1,53
Максимална едрина на късовете от материала $a_{\text{max}} [\text{mm}]$	13	30	3
Тип на елеватора	центробежен верижен	непрекъснат верижен	центробежен лентов
Скорост на теглителния орган $v [\text{m/s}]$	1,58	0,63	1,32
Разстояние между кофите $a_0 [\text{mm}]$	630 (457)	250 (305)	250 (457)
Широчина на кофите	500 (355)	320 (355)	500 (305)

B_k [mm]			
Тип на кофата	дълбока	остроъгълна	плитка
Вместимост на кофата i_0 [dm ³]	12 (6,5)	6,4 (7,6)	6,8 (5,4)
Приети коефициенти методика №1	$\psi = 0,8$ $k_{зз} = 2,5$ $k_0 = 0,5$ $k_1 = 0,04$	$\psi = 0,8$ $k_{зз} = 1,25$ $k_0 = 0,7$ $k_1 = 0,04$	$\psi = 0,8$ $k_{зз} = 2,5$ $k_0 = 0,4$ $k_1 = 0,07$
Приети коефициенти методика №2	$k_2 = 0,5$ $k_3 = 1,3$	$k_2 = 0,7$ $k_3 = 0,8$	$k_2 = 0,4$ $k_3 = 1,6$
Приети коефициенти методика №3	$c_1 = 0,138$ $c_2 = 3,86$	$c_1 = 0,102$ $c_2 = 0,21$	$c_1 = 0,1$ $c_2 = 2,2$
Необходима мощност на двигателя $N_{дв}$ [kW]	6,15 - №1 4,88 - №2 5,66 - №3	4,53 3,75 4,17	4,87 4,47 6,32



Фиг.2 Мощност на двигателя при различните методики за изчисляване

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Механизация на мините", МЕМФ

В графите за a_0 , B_k и i_0 (виж табл.1) горната стойност съответствува на методики №1 и №2, а долната (в скоби) – на методика №3. В графата за $N_{дв}$ трите стойности отгоре надолу съответствуват съответно на методики №1,2 и3.

Изводи

И при трите типа елеватори най-ниски стойности за необходимата мощност на задвижване се получават при методика №2. При верижните елеватори най-голяма се получава мощността по методика №1. При лентовите елеватори най-голяма мощност се получава по методика №3.

Най-точни трябва да се приемат стойностите получени по методика №3. Причина за това е, че коефициентите се определят на базата на произвеждани елеватори, за които се знае точното тегло и размери на елементите, както и съпротивленията при движение.

Литература

- Васильев, К.А. 1991. *Транспортные устройства склады*. Москва, Недра, 238 с.
- Евневич, Н.В. 1956. *Горные транспортные машины*. Углетехиздат, 406 с.
- Кузманов, А.И. 1999. *Руководство за упражнения по рудничен транспорт*. С, 147 с.
- Шейретов, Х.К. 2001. *Руководство за курсово проектиране на руднични транспортни машини*. МГУ, С., 148 с.
- Aumund Bucket Elevators. 2001. Каталог, 8 р. *Bucket Elevators for Industrial Service*. Screw Conveyor Cooperation. Каталог, 15 р.
- Link-Belt. *Bucket Elevators & Buckets*. 2004. Каталог, 32 р.

СЪЗДАВАНЕ НА МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ПРОЦЕСА СМILАНЕ НА МАТЕРИАЛИ В БАРАБАНИ ТОПКОВИ МЕЛНИЦИ С ЦЕЛ ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОТНОСИТЕЛНИЯ ИМ ЕНЕРГОРАЗХОД В ПРОМИШЛЕНИ УСЛОВИЯ

Иван Минин

МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София E-mail: minin@dir.bg

РЕЗЮМЕ. Създаден е математичен модел на процеса смилане в барабанна топова мелница. Определени са управляващите фактори и целевата функция – относителен енергоразход. Направен е пасивен експеримент в обогатителна фабрика преработваща медни руди. Експериментът е върху барабанни топови мелници тип МТЦ 4,5х6. Резултатите от експеримента са подложени на регресионен анализ посредством програмите Excel, Sigma Plot и Mathematica и е получена функционална зависимост между целевата функция и управляващите фактори. Резултатите са показани графично.

ESTABLISHING A MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF GRINDING IN BALL MILLS WITH THE PURPOSE OF EXAMINING THEIR RELATIVE ENERGY CONSUMPTION IN INDUSTRIAL CONDITIONS

Ivan Minin

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

ABSTRACT. This paper establishes a mathematical model of the process of grinding in tumbling ball mills. It defines the control factors and the target function – relative energy consumption. A passive experiment is made in a factory processing copper ores. The experiment is based on tumbling ball mills type 4,5х6. The results of the experiment have been subjected to regression analysis through Excel, Sigma Plot and Mathematica. A functional dependence has been established between the target function and the control factors. The results are shown in the form of a graph.

Създаване на математичен модел на процеса смилане на материали в барабанни топови мелници с цел изследване на относителния им енергоразход в промишлени условия

Математичен модел на процеса смилане на материали с барабана топова мелница (БТМ)

Процесът на моделиране на всеки многофакторен обект представлява сложна задача, която се решава като се използват строги математико-статистически методи, а така също и редица неформализирани методи. На блок схема 1 са показани етапите за решаване на тези задачи, като в правоъгълниците съкратено са указани етапите на моделирането по реда на изпълнението им като с плътни стрелки се посочва основната последователност, а с тънки обратните връзки.

Първата задача, пред която се изправяме е моделирането на барабанни топови мелници /БТМ/ и ясно формулиране на целта. Като се има предвид бедната информация за обекта на изследване и голямата сложност на изследването, става ясно, че този етап е един от трудните и в същото време един от най отговорните етапи.

Целевата функция трябва да отговаря на някои изисквания.

1. Целевата функция трябва да се характеризира количествено т.е. за всяка комбинация от стойности на входните фактори да се характеризира с число. Множеството от стойности, които целевата функция може да приема се нарича област на нейното определение. Тази област може да бъде ограничена или неограничена, непрекъсната или дискретна.

2. Целевата функция трябва да бъде единствена.

В много случаи това изискване се изпълнява автоматично т.е. целта е поставена строго конкретно и характеристиката ѝ е една. Най-често такива са икономическите целеви функции (себестойност, енергоразход и др.).

Избор на цел и целеви функции

Както бе посочено целта на настоящата работа е да се създаде математичен модел на процеса на смилане на материали в барабанна топова мелница, който да позволят да се отразяват основните явления, които протичат в нея. Създадения математичен модел може да обслужва проектирането и експлоатацията на машини от този тип.

За целеви функции приемаме - енергоразход за единица готов продукт - $E(kWh/t)$ - количеството разходвана електроенергия за производство на единица готов продукт.

За избраната целева функция можем да кажем следното:

Относителният енергоразход е количеството енергия, която е вложена за получаване на единица готов продукт. Относителния енергоразход характеризира процеса на смилане откъм неговата енергийна страна.



Блок схема 1. Етапи на моделирането.

Избор на управляващи фактори

При избора на управляващи фактори трябва да се имат в предвид някои изисквания, които определят и до голяма степен техния избор:

1. Всеки управляващ фактор трябва да има определена област на определяне $(x_{\min}, x_{\max})$, в която да допуска еднозначно количество оценка т.е. да бъде контрулеруем.

2. Факторите трябва да бъдат управляеми. Това изискване означава факторите да се установят и поддържат на различни нива в дефиниционната им област.

3. Факторите трябва да се измерват с възможно най-висока точност. Предварително трябва да се отчете и факта, че факторите, които имат тесен интервал на изменение и които се очертават като най-съществени трябва да се измерват с максимално възможната точност. Неточностите от измерването могат да се изразяват чрез еквивалентното смущение, което по-принцип води до получаване на изместени оценки на коефициентите на модела.

4. Факторите трябва да бъдат независими – в цялото множество от фактори да няма функционално свързани фактори. При активен експеримент това изискване осигурява възможност за установяване на всеки фактор на определено ниво, независимо от нивата на останалите фактори.

5. Съвместимост на факторите – това изискване позволява да се реализират всички комбинации от нива на факторите и техните дефиниционни области, както когато се търси областта на съвместимост.

Броят на набелязаните първоначални управляващи фактори се съкращава съгласно по-горните изисквания,

след което се определят и отсяват съществените от несъществените управляващи фактори.

Като списък на управляващи фактори в настоящето изследване се посочват:

- ω – ъглова скорост на барабана, rad/s;
- ψ – относителна ъглова скорост, %;
- d_T – диаметър на топките, mm;
- φ – степен на запълване на барабана с топки, %;
- L – дължина на барабана, mm;
- D – вътрешен диаметър на барабана, mm;
- Q – натоварване на мелницата с руда, t/h;
- ρ_T – плътност на топките, kg/m³;
- ρ – плътност на материала, който ще се смилва, kg/m³;
- δ – дебелина на облицовките, mm;
- M_B – маса на барабана, kg;
- K_{-15} – съдържание на ситна класа в постъпващата руда, %;
- t – пробег на облицовките, h;
- d – диаметър на шийките на лагерите, mm.
- Q_B – дебит на постъпващата вода, l/h;
- ρ_n – плътност на пулпа, t/m³;
- $Q_{вх.-0,08}$ – количество смляна класа на входа на мелницата, t/h;
- $Q_{изх.-0,08}$ – количество смляна класа на изхода на мелницата, t/h;
- M_T – маса на смлящата среда, t.

Структура на математическия модел на процеса смилане на материали в БТМ

С избора на управляващите фактори $q, i = \overline{1, m}$ се определя "m" пространствено, с което трябва да се апроксимира регресионната зависимост $\Psi(q)$. Математически тази зависимост се формира като условно (по отношение на вектора на входните фактори) математическото очакване на целевата функция.

$$\Psi = M \left\{ \frac{Y}{q} \right\} = \Psi(q) \quad (1)$$

Най – често апроксимацията се извършва с краен брой суми от непрекъснати функции на входните фактори:

$$\Psi \approx \eta = \sum_{i=1}^k \beta_i f_i(q) \quad (2)$$

където:

- $f_i(q)$ – апроксимиращи функции;
- k – брой на тези функции;
- β_i – неизвестни коефициенти.

Обикновено функциите $f_i(q); (i = \overline{1, k})$ са непрекъснати функции на q и имат вида:

$$f_i(q) = q_1^{a_{i1}} \cdot q_2^{a_{i2}} \dots q_m^{a_{im}}; i = \overline{1, k}; j = \overline{1, 2, \dots, m} \quad (3)$$

Статистически анализ на получените резултати

Статистическия анализ на получените резултати може да се направи и обработи по два начина. Единият от които е чрез математично формулирани зависимости, които са доказали адекватността си [42,43,44,45,46,48,49,62,63] и др. Друг начин, е чрез използването на компютърни програми, в които е заложена теорията на по-горе споменатата литература. Програми в които е заложена теоретичната постановка са програмите Regression от Data Analysis на Excel, Sigma Plot и др.

Статистическия анализ се извършва в следната последователност:

1. Определят се дисперсиите по редовете на спомагателната матрица J^*

$$S_j^2 = \frac{1}{n_j - 1} \sum_{r=1}^{n_j} (J_r - J_j); j = \overline{1, m} \quad (4)$$

2. Определя се дисперсията на единичния опит:

$$S^2(J) = \frac{\sum_{j=1}^m S_j^2 (\eta_j - 1)}{\sum_{j=1}^m (\mu_j - 1)} \quad (5)$$

3. Дисперсията на възпроизводимостта на средната стойност е:

$$S^2(J) = \frac{S^2(J)}{m} \sum_{j=1}^m \frac{1}{\eta_j} \quad (6)$$

4. Дисперсиите на коефициентите на регресия са:

$$S^2(b_i) = \frac{S^2(\bar{J})}{m}; i = \overline{1, l} \quad (7)$$

5. Проверка на значимост на коефициентите по критерия на Стьудант при степен на свобода и ниво на значимост α :

$$f = \sum_{j=1}^m \mu_j - m \quad (8)$$

Условието за значимост е:

$$|b_i| > t.S\{b_i\}; i = \overline{1, l} \quad (9)$$

Ефектите на значимите фактори се изключват като всяка стойност на $J_r, r = \overline{1, N}$ се изважда стойността:

$$J_{b2} = \sum_{i=1}^{l'} b_i (\overline{q_{2i}} + 1) \quad (10)$$

където:

l' – броя на отделните съществени фактори;

q_{2i} – стойността на фактора в i -тия стълб и r –

тия ред на матрицата.

за $q_i = +1$:

$$J_{b2} = \sum_{i=1}^{l'} 2b_i \quad (11)$$

за $q_i = -1$:

$$J_{b2} = 0 \quad (12)$$

Като се повтаря аналогично изложената последователност от действия се ранжира цяла група от съществени фактори.

Дисперсията на J се определя от матрицата на случайния баланс:

$$S^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{r=1}^N (J_r^i - \bar{J}^i)^2 \quad (13)$$

Като изключим значимите фактори дисперсията намалява и се изчислява с израза:

$$S_i^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{r=1}^N (J_r^i - \bar{J}^i)^2 \quad (14)$$

Относителния дял на всеки фактор ще се определя от отношението:

$$\frac{S^2 - S_i^2}{S_i^2} \cdot 100\% \quad (15)$$

Като тази теоретична постановка, както беше споменато по-горе е и заложена в изброените компютърни програми.

Изследване на относителният енергоразход на мелница тип МТЦ 4,5х6

В тази точка целта на проведеното изследване е да се опише с математически средства относителният енергоразход на барабанната топкова мелница. За целта бяха направени измервания върху мелници тип МТЦ 4500х6000 работещи в условията на "Елаците мед" - АД. Измерванията обхващат периода от 01.01.2004г. до 09.11.2005г. и се отнасят за 4 броя мелници с номера 4,6,7 и 8. Измерванията са сравнително ограничени по брой но това бе обосновано от факта, че те се правеха само при аварийно и планово-ремонтно спиране на мелниците през този период. Като управляващи фактори в изследването са определени следните параметри:

1. Работен обем на барабана на мелницата V_B, m^3 .

Обемът е определен посредством направени измервания на вътрешният диаметър и дължината на барабана на мелницата.

2. Коефициент на запълване на барабана със смилащи тела $\varphi, \%$. Този параметър се изчислява посредством измерване на височината между равнината получена от най-горния слой топки и най-високата точка на барабана на мелницата.

3. Маса на смилащата среда M_T, t . Този параметър се изчислява като работният обем на барабана се умножи по

коэффициентът на запълване с топки и полученото произведение се умножи по плътността на топките, която зависи от диаметъра им.

4. Натоварване на мелницата с руда $Q, t/h$. Този параметър е измерен посредством електронна везна монтирана на лентовия транспортьор захранващ мелницата.

5. Съдържание на класа -15 в постъпващата руда $K_{-15}, \%$. Този параметър е получен след ситов анализ на постъпващата в мелницата руда в момента на измерването на другите параметри. Това е отношението на класата - 15 към всичката постъпваща руда.

6. Ъглова скорост на барабана $\omega, rad/s$. При направените измервания имаме само две използвани скорости поради това, че изследваните мелници имат два вида предавателни отношения на зъбните им предавки. По точно казано разполагат с малки зъбни колела със 35 и 33 броя зъби.

7. Съдържание на шисти на постъпващата руда $K_{ш}, \%$.

Целевата функция относителен енергоразход, $E, kWh/t$ се получава като разделим измерената посредством датчици мощност на двигателя на мелницата на производителността на мелницата за единица време.

Тъй като няма априорна информация за процесите, които протичат в барабана на БТМ се налага формирането на следните изходни (целеве) параметри:

Y_1 – относителен енергоразход на мелницата, kWh/t .

Относителния енергоразход се получава като:

$$E = \frac{P}{Q_M}, kWh/t \quad (16)$$

където:

P - мощността изразходвана от двигателя на мелницата, kW ;

Q_M - производителността на мелницата, t/h .

Производителността на мелницата се изчислява по следната формула:

$$Q_M = Q - Q_C, t/h \quad (17)$$

където:

Q - натоварването на мелницата с руда, t/h ;

Q_C - количеството излизащо от мелницата не смлян продукт (скраб), t/h .

Резултатите от измерванията са показани в таблица 1 и таблица 2.

Таблица 1

№	$\varphi, \%$	U, m^3	$K_H, \%$	$Q, t/h$	$\omega, rad/s$	$K_{ш}, \%$	$E, kWh/t$
1.	38,5	81,8	88,9	146	1,74	19,2	14
2.	32,4	87,5	86,6	155	1,74	15,1	12,1

3.	33,1	88,3	89,2	147	1,74	19,1	13,9
4.	30,2	89,5	92,8	145	1,74	15,9	13,1
5.	34,4	89,7	91,3	154	1,74	36,6	13,5
6.	35,9	84,9	91,4	145	1,74	32,5	13,4
7.	26,7	90	87,2	142	1,74	29	13,4
8.	37,1	80,6	87,6	136	1,74	11,3	14,6
9.	33,3	82,5	84,2	132	1,74	25,5	14,8
10.	34,3	81,9	89	138	1,74	29,8	14,6
11.	36,1	85,9	89,5	152	1,74	30,1	13,5
12.	35,5	85,9	89,1	142	1,74	29,4	14,5
13.	33,8	87,2	89,4	145	1,74	39,9	14,3

Като разгледаме внимателно параметрите измерени в показаните таблици можем да определим следните управляващи фактори:

- φ - коефициент на запълване на барабана със смилащи тела, %;
- V - вътрешен обем на барабана, m^3 ;
- K_{-15} - съдържание на класа -15 във входящата руда, %;
- Q - натоварването на мелницата с руда, t/h ;
- ω - ъглова скорост на барабана, rad/s ;
- M_T - маса на смилащата среда, t ;
- $K_{ш}$ - съдържание на шисти в рудата, %.

Разглеждайки така определените управляващи фактори се вижда, че те се различават съществено от списъка приложен в глава 3. Това се налага по следните причини:

1. Експериментът направен в "Елаците-мед" – АД е пасивен, т.е. представени са параметри, които е възможно да бъдат измерени. По тази причина отпадат като управляващи фактори: $Q_{ex.-0,08}$, ρ_n , t .

2. Някои от параметрите не могат да бъдат променяни, затова за отстранени от списъка на управляващите фактори. Такива са: Q_B , d , ρ , M_B , ρ_T , d_T .

3. Отпаднали са някои параметри от списъка на управляващите фактори поради изискването за уникалност. Това означава, че те са взаимосвързани и трябва да се представляват от един фактор. Например дължината на барабана L , вътрешният му диаметър D и дебелината на облицовките δ , могат да бъдат представени от един фактор - V - вътрешен обем на барабана на мелницата, m^3 .

4. Към управляващите фактори е включен също и един случаен, а именно съдържание на шисти (трудносмилаеми частици) в рудата $K_{ш}, \%$.

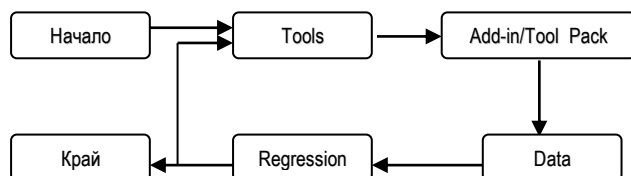
Таблица 2

№	φ , %	U , m ³	K_H , %	Q , t/h	ω , rad/s	$K_{ш}$, %	E , kWh/t
1.	37,9	88,5	86,9	145	1,64	15,2	14,5
2.	37,7	89,7	76,2	150	1,64	19,9	14,7
3.	36,5	83,1	89	138	1,64	29,8	15,8
4.	38,5	85,9	92,7	150	1,64	27,4	14
5.	38,6	86,8	91,1	0	1,64	35,5	0
6.	36,9	87,8	93	147	1,64	24,6	14,4
7.	35	89	92,4	148	1,64	45,7	14,1
8.	43,6	83,6	87	140	1,64	18,8	14,6
9.	40,3	86,1	85,8	138	1,64	41,6	15,4
10.	37,1	88,2	87,1	144	1,64	20,2	14,6
11.	38,3	88,2	93,2	130	1,64	32,6	16,3
12.	35	88,5	92,3	154	1,64	25	13,6
13.	36	89,2	92,9	155	1,64	28,5	13,9

В резултат на пасивния факторен експеримент параметрите се преобразуват в матрица показана в таблица 3.

Обработката на данните от таблица 3 се извършва, чрез статистически анализ. Обработка се цялостната матрица за относителния енергоразход.

Съставена е матрицата на Fisher. Резултатите от експеримента са обработени статистически, като се използва програма Regression от Data Analysis на Excel. Етапите за обработка на експериментални данни с Regression са дадени в блок-схема 2.



Блок-схема № 2.- Етапите за обработка на експериментални данни.

Таблица 3

№	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	Y_1
	φ , %	V , m ³	Q , t/h	M_T	ω , rad/s	K_{-15} , %	$K_{ш}$, %	E , kWh/t
1.	38.5	81.8	146	151.1	17.4	88.9	19.2	14
2.	32.4	87.5	155	136.2	17.4	86.6	15.1	12.1
3.	33.1	88.3	147	134.6	17.4	89.2	19.1	13.9
4.	30.2	89.5	145	129.8	17.4	92.8	15.9	13.1
5.	34.4	89.7	154	148.1	17.4	91.3	36.6	13.5
6.	35.9	84.9	145	146.3	17.4	91.4	32.5	13.4
7.	26.7	90	142	115.2	17.4	87.2	29.6	13.4
8.	37.1	80.6	136	143.4	17.4	87.6	11.3	14.6
9.	33.3	82.5	132	131.7	17.4	84.2	25.5	14.8
10.	34.3	81.9	138	134.8	17.4	89	29.8	14.6
11.	36.1	85.9	152	148.7	17.4	89.5	30.1	13.5

12.	35.5	85.9	142	146.2	17.4	89.1	29.4	14.5
13.	33.8	87.2	145	141.6	17.4	89.4	40	14.3
14.	37.9	88.5	145	160.9	16.4	89.9	15.2	14.5
15.	37.7	89.7	150	162.2	16.4	76.2	19.9	14.7
16.	36.5	83.1	138	145.7	16.4	89	29.8	15.8
17.	38.5	85.9	150	158.7	16.4	92.7	27.8	14
18.	38.6	86.8	148	160.7	16.4	91.1	35.5	14.3
19.	36.9	87.8	147	155.7	16.4	93	24.6	14.4
20.	35	89	148	151.5	16.4	92.4	45.7	14.1
21.	43.6	83.6	140	174.7	16.4	87	18.8	14.6
22.	40.3	86.1	138	166.5	16.4	85.8	41.6	15.4
23.	37.1	88.2	144	156.9	16.4	87.1	20.2	14.6
24.	38.3	88.2	130	162	16.4	93.2	32.6	16.3
25.	35	88.5	154	148.5	16.4	92.3	25	13.6
26.	36	89.2	155	154.3	16.4	92.9	28	13.9
27.	35.5	88.9	148	151.5	16.4	82.3	45.7	14.1

Резултати от статистическия анализ на относителния енергоразход са показани на таблица 4.

Таблица 4

SUMMARY OUTPUT					
Regression Statistics					
Multiple R	0.914326				
R Square	0.835992				
Adjusted R Square	0.775568				
Standard Error	0.398605				
Observations	27				
ANOVA					
	df	SS	MS	F	Significance F
Regression	7	15.38783	2.198261	13.83543	2.96E-06
Residual	19	3.01884	0.158886		
Total	26	18.40667			
	Coefficients	Standard Error	t Stat	P-value	Lower 95%
Intercept	31.14172	12.08889	2.576061	0.018506	5.839368
X Variable 1	0.153725	0.299915	0.512562	0.614165	-0.474
X Variable 2	0.051715	0.121359	0.426129	0.674803	-0.20229
X Variable 3	-0.09165	0.014489	-6.32558	4.53E-06	-0.12197
X Variable 4	-0.01775	0.023061	-0.76968	0.450956	-0.06602
X Variable 5	-0.54962	0.263415	-2.08651	0.050648	-1.10095
X Variable 6	0.014123	0.00927	1.523471	0.144113	-0.00528
X Variable 7	-0.02121	0.07241	-0.29293	0.772748	-0.17277

Оценката на значимостта на коефициентите на регресия се извършва по критерия на Стьудент при ниво на значимост $\alpha = 0,05$ и 8 бр. на степени на свобода $\nu = 8$. В програмата тази процедура е известна като се оценява вероятността за значимост на коефициентите на регресия. Ако тази вероятност

$$P - \text{Value} < \alpha \quad (18)$$

то коефициента на регресия е значим (α - доверителна вероятност).

Аналогично се оценява и адекватността на уравнението посредством значимостта на критерия на Fisher. Ако значимостта на критерия е

$$\text{Significance } F < \alpha \quad (19)$$

то уравнението е адекватно.

Съставя се отново матрица на Фишер, в която се изключват незначимите фактори и анализът се повтаря отново. Окончателните резултати от статистическия анализ е даден в таблица 5.

За целевата функция Y_1 получаваме следното уравнение на регресия:

$$Y_1 = 16,03 + 0,135X_1 + 0,095X_2 - 0,1X_3 \quad (20)$$

Таблица 5

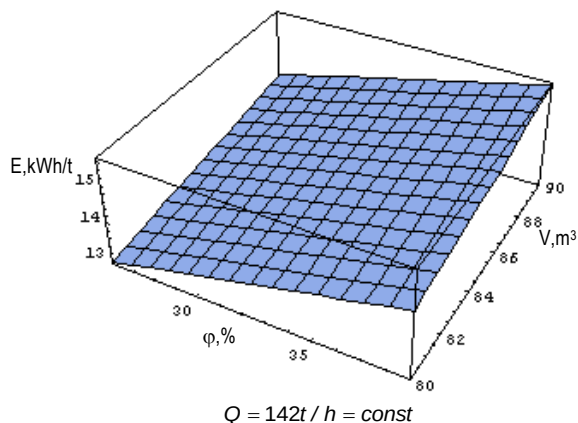
SUMMARY OUTPUT					
Multiple R	0.87916				
R Square	0.772922				
Adjusted R Square	0.743303				
Standard Error	0.426296				
Observations	27				
ANOVA					
	df	SS	MS	F	Significance F
Regression	3	14.22692	4.742305	26.09558	1.39E-07
Residual	23	4.179751	0.181728		
Total	26	18.40667			
	Coefficients	Standard Error	t Stat	P-value	Lower 95%
Intercept	16.02611	3.290036	4.871104	6.42E-05	9.22016
X Variable 1	0.135448	0.027572	4.912532	5.79E-05	0.078411
X Variable 2	0.095201	0.037543	2.535795	0.018472	0.017538
X Variable 3	-0.10285	0.01471	-6.99175	3.99E-07	-0.13328

Изводи

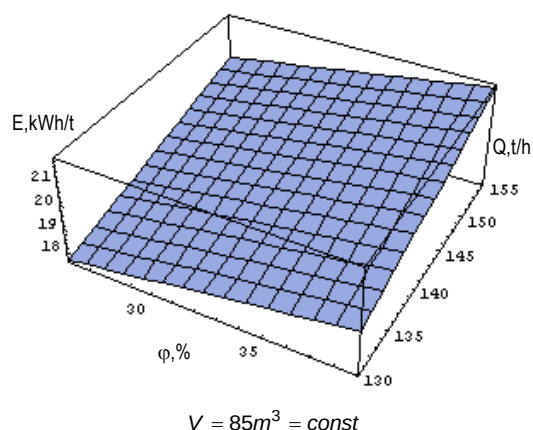
Относно получените резултати от измерванията и статистическия анализ на относителния енергоразход на мелницата можем да констатираме следното:

- относителният енергоразход се влияе най в голяма степен от три параметъра, а именно от коефициентът на запълване на мелницата със смилащи тела, вътрешният обем на мелницата и натоварването на машината с руда;
- при повишаване на коефициентът на запълване се повишава и относителният енергоразход на мелницата;
- при повишаване на натоварването на мелницата се намалява относителният енергоразход на машината;
- при повишаване на вътрешният обем на мелницата се повишава и относителният енергоразход на мелницата;
- пренебрегнати са някои от факторите поради фактът, че те не могат да бъдат променяни или измервани в промишлени условия. Такива са ъгловата и критичната ъглова скорост на мелницата.

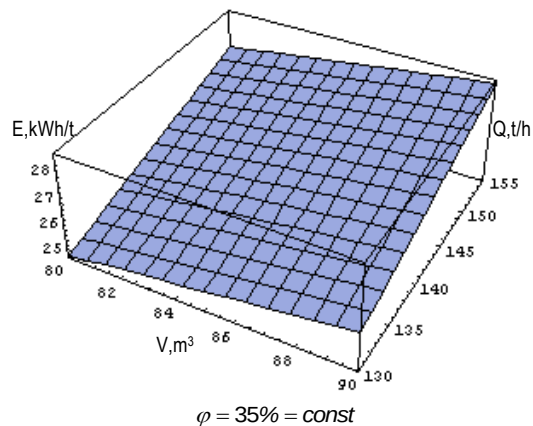
Посредством програма Matematika е показано в графичен вид влиянието на управляващите параметри, като един от тях е оставен да бъде постоянен и визуално се наблюдава влиянието на другите два върху целевата функция. Това е поради факта, че функцията е от три променливи и не е възможно да бъде показана в 3D пространството, а е възможно да бъдат показани само сеченията – фиг. 1, 2 и 3.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

Литература

Барский Л. А., Ю. Рубинтеин. 1972. Кибернетические методы в обогащении попутных ископаемых. М., Машиноведение.

Божанов Е. С., И. Вучков. 1973. Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти. С., Техника.

Величкова В.А., И. Кацарска. 1975. Приложение на регресионния и корелационния анализ при моделиране на икономически процеси. С., Техника.

Вучков И.А., С. Стоянов. 1980. Математическо моделиране и оптимизация на технологични обекти. С., Техника.

Димова В.С. 1979. Ръководство по статистическа обработка на опитни данни. С., ВМЕИ.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Механизация на мините", МЕМФ*

КОМПЮТЪРНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНОТО НАТОВАРВАНЕ НА МЕХАНИЧНАТА СИСТЕМА НА РОТОРЕН БАГЕР ТИП SchRs – 2000

Николай Дичев, Петко Недялков

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София
Технически университет - София, 1756 България

РЕЗЮМЕ. Обект на изследването е двумасова механична система на най-разпространената добивна машина в открития въгледобив на България. База на научното изследване е математическото описание на дефинирания обект за работен режим под действие на статичното и динамично натоварване. Основен инструмент са компютърните приложения на числените математически методи за решаване на системи диференциални уравнения. Получените резултати могат да бъдат използвани за прецизиране на моделите и алгоритмите, описващи динамичното поведение на роторния багер, а от там на достоверността им и тяхната приложимост в практиката.

COMPUTATIONAL RESEARCH OF DYNAMICAL LOADING OF BUCKETWHEEL EXCAVATOR MECHANICAL SYSTEM TYPE SchRs 2000

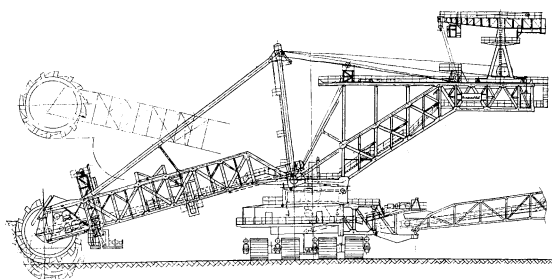
Nikolai Dichev, Petko Nedyalkov

University of Mining and Geology "St. Iv. Rilski", 1700 Sofia
Technical University - Sofia, BG 1756 Bulgaria

ABSTRACT. Object of this research is two-mass mechanical system modeled after most widespread excavator for open pit coal mining in Bulgaria. It is based on mathematical description of defined object for working condition under dynamical and static loading. Main instrument is computer application of numerical methods for solving systems differential equations. Obtained results could be used to make more precise model and algorithm describing dynamical behavior of this type of bucketwheel excavator, therefore their practical usability.

Въведение

В последните десетилетия роторните багери се налагат като едни от най-разпространените добивни машини в откритите въглищни рудници. Многобройните предимства, като високата производителност, високата надеждност, добрите възможности за автоматизация на работните процеси и съвместна работа с транспортни системи с непрекъснат принцип на работа са предпоставки тази тенденция за в бъдеще да се запази.

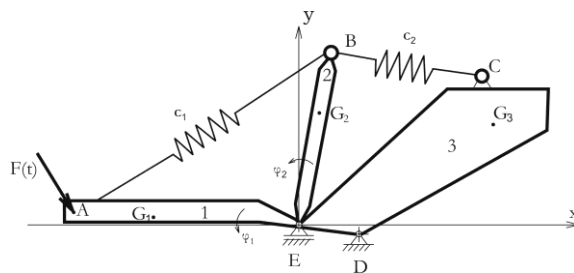


Фиг. 1. Конструктивна схема на багер тип SchRs – 2000

Нуждата от повишаване на надеждността на механичните конструкции на роторните багери налага изследване и анализ на статичните и на динамичните натоварвания. Предмет на настоящото изследване е багер тип SchRs – 2000 (Фиг. 1) в установен режим на работа.

Изследване на динамичната система на багер тип SchRs – 2000

За опростяване на динамичните изследвания и с оглед по – лесното последващо верифициране на резултатите моделирането на динамиката започва с приемане на опростен модел на динамичната система на багера. При съставянето на модела са направени следните допускания: липса на дисипативни сили в системата, телата 1,2 и 3 са твърди и масите на еластичните елементи са приведени по равно в двата им края. Приетите опростявания могат да отпаднат постепенно с експерименталното уточняване на модела.



Фиг. 2. Модел на динамичната система на багер тип SchRs – 2000

За кинетичната енергия на системата можем да запишем:

$$T = 0,5 * J_1 * \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 * J_2 * \dot{\varphi}_2^2 \quad (1)$$

където:

J_1, J_2 – масови инерционни моменти на телата 1 и 2 около точка Е;

φ_1, φ_2 – завъртания на тела 1 и 2, приети за обобщени координати;

За потенциалната енергия на системата можем да запишем:

$$\Pi = \Pi_{c_1} + \Pi_{c_2} + \Pi_{m_1} + \Pi_{m_2} \quad (2)$$

където:

Π_{c_1} – потенциална енергия на първия еластичен елемент;

Π_{c_2} – потенциална енергия на втория еластичен елемент;

Π_{m_1} – потенциална енергия от теглото на масата на тяло 1;

Π_{m_2} – потенциална енергия от теглото на масата на тяло 2

За Π_{c_1} записваме:

$$\begin{aligned} \Pi_{c_1} = & 0,5 \cdot c_1 \cdot \frac{(y_A \cdot x_B - x_A \cdot y_B)^2}{x_A^2 + y_A^2 + x_B^2 + y_B^2} \cdot \varphi_1^2 + \\ & + c_1 \cdot \frac{(y_A \cdot x_B - x_A \cdot y_B)^2}{x_A^2 + y_A^2 + x_B^2 + y_B^2} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 + \\ & + 0,5 \cdot c_1 \cdot \frac{(y_A \cdot x_B - x_A \cdot y_B)^2}{x_A^2 + y_A^2 + x_B^2 + y_B^2} \cdot \varphi_2^2 \end{aligned} \quad (3)$$

където:

x_A, y_A, x_B, y_B – координати на точки А и Б;

c_1 – еластична константа на еластичната връзка между тяло 1 и 2;

c_2 – еластична константа на еластичната връзка между тяло 2 и 3

За Π_{c_2} записваме:

$$\Pi_{c_2} = 0,5 \cdot c_2 \cdot \frac{(y_B \cdot x_C - x_B \cdot y_C)^2}{x_B^2 + y_B^2 + x_C^2 + y_C^2} \cdot \varphi_2^2 \quad (4)$$

където:

x_C, y_C – координати на точката С

За Π_{m_1} и Π_{m_2} записваме:

$$\Pi_{m_1} = -0,5 \cdot m_1 \cdot g \cdot y_{G_s} \cdot \varphi_1^2 \quad (5),$$

$$\Pi_{m_2} = -0,5 \cdot m_2 \cdot g \cdot y_{G_m} \cdot \varphi_2^2 \quad (6)$$

където:

m_1, m_2 – маси на телата 1 и 2;

y_{G_s}, y_{G_m} – координати на центровете на тежестта на тяло 1 и 2;

g – земното ускорение

Когато решим и опростим израза за потенциалната енергия на системата Π спрямо φ_1 и φ_2 получаваме:

$$\Pi = 0,5 \cdot (c_{11} \cdot \varphi_1^2 + 2 \cdot c_{12} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 + c_{22} \cdot \varphi_2^2) \quad (7)$$

където:

c_{11}, c_{12}, c_{22} – квазиеластични коефициенти на системата;

Когато отчетем работата δW на смущаващата сила, породена от работния процес на багера $F(t)$ с приложна точка А върху тялото 1:

$$\delta W = (x_A \cdot F_x(t) - y_A \cdot F_y(t)) \cdot \delta \varphi_1 \quad (8)$$

за системата можем да напишем уравненията:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{11} \varphi_1 + c_{12} \varphi_2 = x_A F_x(t) - y_A F_y(t) \quad (9),$$

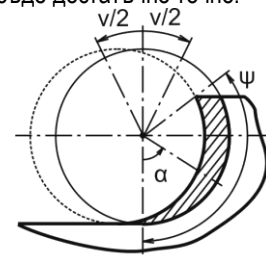
$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12} \varphi_1 + c_{22} \varphi_2 = 0 \quad (10)$$

Собствените честоти на системата ω_1 и ω_2 получаваме като корените на уравнението:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot J_2 \cdot \omega^4 - (c_{11} \cdot J_2 + c_{22} \cdot J_1) \cdot \omega^2 + \\ + c_{11} \cdot c_{22} - c_{12}^2 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Определяне на силата $F(t)$ при установен режим на работа в общ вид, приведена към оста на ротора на багера

Силата $F(t)$ представлява сумата от всички сили действащи на работния орган на багера, породени от работния процес при установен режим на работа, приведени към оста на ротора. В случая тази сила е единствената смущаваща сила в модела на динамичната система. В идеалния случай решаването на модела може да стане с функция за $F(t)$, получена чрез апроксимация от усреднени експериментални данни. Такава функция може да бъде зададена и аналитично, както е направено в настоящото изследване, ако снемането на данни е скъпо или невъзможно. Въпреки че това се извършва на базата на различни допускания, защото някои от параметрите на работния процес при роторните багери се характеризират с висока степен на неопределеност, при правилното задаване на входните данни определянето на $F(t)$ по този начин може да бъде достатъчно точно.



Фиг. 3. Схема на ъглите, участващи в дефинирането на интервалите на изменение на силите от копаене. Заширикованата област е срязваната от работния орган стружка.

За да намерим $F(t)$ трябва да получим сумите от проекциите на участващите при формирането на $F(t)$ сили F_{kr} , F_{kn} , F_m , F_a , F_f за i -тата кофа по x и y на координатна система с начало оста на ротора лежаща в равнина перпендикулярна на нея:

$$F_{[x,y]}kr(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}kr_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi \quad (12),$$

$$F_{[x,y]}kr(t) = 0, \quad \psi \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}kn(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}kn_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi \quad (13),$$

$$F_{[x,y]}kn(t) = 0, \quad \psi \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}m(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}m_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi$$

$$F_{[x,y]}m(t) = F_{[x,y]}m(t) \max, \quad \psi \leq \alpha \leq \pi - \frac{\nu}{2} \quad (14),$$

$$F_{[x,y]}m(t) = 0, \quad \pi - \frac{\nu}{2} \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}a(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}a_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi \quad (15),$$

$$F_{[x,y]}a(t) = 0, \quad \psi \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}f(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}f_i(t), \quad \frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi - \frac{\nu}{2} \quad (16)$$

$$F_{[x,y]}f(t) = 0, \quad \pi - \frac{\nu}{2} \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$$

Тук ъгълът α може да бъде представен като израз:

$$\alpha = \left(\omega_p \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right), \text{rad} \quad (17),$$

а ъгъла ψ като израз:

$$\psi = \arccos\left(\frac{R-H}{H}\right), \text{rad} \quad (18)$$

където:

F_{kr} – радиална сила от копаенето;

F_{kn} – нормална сила от копаенето;

F_m – сила от издигането на материала;

F_a – сила от ускоряването на материала;

F_f – сила от триенето на материала в затварящия сектор;

n_k – брой кофи на ротора, $n_k=14$;

α – ъгъл на завъртане на ротора около собствената му ос, rad;

ω_p – ъглова скорост на ротора, rad/s;

ψ – ъгъл, определящ височината на стъпалото H , rad;

H – височина на стъпалото, m;

R – радиус на роторното колело, m;

ν – ъгъл на симетричен затварящ сектор, rad; $i=0,1,2,\dots,14$;

Силата $F(t)$ по проекции по x и y може да бъде получена в аналитичен вид като сума от преди това определените сили:

$$F_{[x,y]}(t) = F_{[x,y]}kr(t) + F_{[x,y]}kn(t) + F_{[x,y]}m(t) + F_{[x,y]}a(t) + F_{[x,y]}f(t), N \quad (19)$$

Определяне на теглата, координатите на центровете на тежестта и някои характерни точки от телата 1,2 и 3 в зависимост от ъгъла на повдигане на стрелата

Аналитичното определяне на теглата на телата 1,2 и 3, както и координатите на точки А,В и центровете на тежестта в зависимост от ъгъла на стрелата спрямо хоризонта θ_A дава възможността модела на динамичната система на SchRs – 2000 да бъде решаван числено за различни положения на стрелата. Ъгълът θ_A се отчита от първи квадрант на координатната система на динамичния модел, както е показана на Фиг. 2 по посока обратна на часовниковата стрелка. За двойките координати можем да запишем:

$$x_A = R_S \cdot \cos \theta_A, \quad y_A = R_S \cdot \sin \theta_A \quad (20),$$

$$x_B = R_m \cdot \cos \theta_B, \quad y_B = R_m \cdot \sin \theta_B \quad (21),$$

$$x_{G_s} = R_{G_s} \cdot \cos \theta_{G_s}, \quad y_{G_s} = R_{G_s} \cdot \sin \theta_{G_s} \quad (22),$$

$$x_{G_m} = \frac{0,5 \cdot x_{G_{ob}} \cdot G_{ob} + x_{G_{rb}} \cdot G_{rb} + x_g \cdot G_g + 0,5 \cdot x_{G_v} \cdot G_v}{0,5 \cdot G_{ob} + G_{rb} + G_g + 0,5 \cdot G_v} \quad (23)$$

$$y_{G_m} = \frac{0,5 \cdot y_{G_{ob}} \cdot G_{ob} + y_{G_{rb}} \cdot G_{rb} + y_g \cdot G_g + 0,5 \cdot y_{G_v} \cdot G_v}{0,5 \cdot G_{ob} + G_{rb} + G_g + 0,5 \cdot G_v}$$

$$x_{G_p} = \frac{0,5 \cdot x_C \cdot G_v + x_{G_{vb}} \cdot G_{vb} + x_{G_{pl}} \cdot G_{pl}}{0,5 \cdot G_v + G_{vb} + G_{pl}}, \quad (24),$$

$$y_{G_p} = \frac{0,5 \cdot y_C \cdot G_v + y_{G_{vb}} \cdot G_{vb} + y_{G_{pl}} \cdot G_{pl}}{0,5 \cdot G_v + G_{vb} + G_{pl}}$$

а за теглата на телата 2 и 3, както са наречени съответно мачтата и противотежестта, можем да запишем:

$$G_m = 0,5 \cdot G_{ob} + G_{rb} + G_g + 0,5 \cdot G_v \quad (24),$$

$$G_p = 0,5.G_v + G_{vb} + G_{pl} \quad (26)$$

където:

x_A, y_A – координати на т. А, m;

R_A – радиус по който се завърта т. А около началото на координатната система, m;

θ_A – ъгъл между отсечката RA и координатната ос x , rad;

x_B, y_B – координати на т. В, m;

R_B – радиус по който се завърта т. В около началото на координатната система, m;

θ_B – ъгъл между R_B и координатната ос x , rad;

x_C, y_C – координати на т. С, m;

G_s – тегло на стрелата (тяло 1), N;

x_{Gs}, y_{Gs} – координати на центъра на тежестта на теглото G_s , m;

R_{Gs} – радиус по който се завърта центъра на тежестта на теглото G_s около началото на координатната система, m;

θ_{Gs} – ъгъл между R_{Gs} и координатната ос x , rad;

G_m – тегло на матчтата (тяло 2), N;

x_{Gm}, y_{Gm} – координати на центъра на тежестта на теглото G_m , m;

G_{ob} – тегло на обтегателната щанга – еластичен елемент с пружинна константа c_1 , N;

x_{Gob}, y_{Gob} – координати на центъра на половината от тежестта G_{ob} , приложена в т. В, идентични на x_B, y_B , m;

G_{rb} – тегло на подвижния ролков блок на върха на матчтата, N;

x_{Grb}, y_{Grb} – координати на центъра на тежестта G_{rb} , приложена в т. В, идентични на x_B, y_B , m;

G_g – тегло на гредата на матчтата, N;

x_{Gg}, y_{Gg} – координати на центъра на тежестта G_g , като $x_{Gg}=0,5 \cdot x_B, y_{Gg}=0,5 \cdot y_B$, m;

G_v – тегло на въжето, навито на полиспаста – еластичен елемент с пружинна константа c_2 , N;

x_{Gv}, y_{Gv} – координати на центъра на тежестта G_v , приложени в т. В, идентични на x_B, y_B , m;

G_p – тегло на противотежестта (тяло 3), N;

x_{Gp}, y_{Gp} – координати на центъра на тежестта на теглото G_p , m;

G_{vb} – тегло на въжето навито на барабана, разположен зад неподвижния ролков блок на полиспаста, N;

x_{Gvb}, y_{Gvb} – координати на центъра на тежестта G_{vb} , m;

G_{pl} – тегло на платформата, N;

x_{Gpl}, y_{Gpl} – координати на центъра на тежестта на теглото G_{pl} , m;

Понеже теглата G_v и G_{vb} се изменят в зависимост от големината на θ_A , за тях можем да запишем:

$$G_v = n_v \cdot \rho \cdot (l_2 + \pi \cdot n_r \cdot D_r) \quad (27)$$

$$G_{vb} = G_{vo} - G_v \quad (28)$$

където:

n_v – брой клонове на полиспаста;

ρ – линейно тегло на въжето, N/m;

l_2 – дължина на полиспаста, m;

n_r – брой ролки в полиспаста;

D_r – диаметър на ролките на полиспаста, m;

G_{vo} – тегло на цялото въже, N;

За l_2 можем да напишем израза:

$$l_2 = \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2} \quad (29)$$

За G_{vo} можем да напишем израза:

$$G_{vo} = \rho \cdot l_{vo} \quad (30)$$

където:

l_{vo} – дължина на цялото въже, m;

Определяне на опорните реакции

Опорните реакции, получени в резултат от динамичните натоварвания имат вида:

$$D_x = m_1 \ddot{x}_{G_s} + m_2 \ddot{x}_{G_m} - F_x(t) \quad (31)$$

$$D_y = \frac{1}{x_D} \left[-J_1 \ddot{\phi}_1 + m_1 (x_{G_s} \cdot \ddot{y}_{G_s} - y_{G_s} \cdot \ddot{x}_{G_s}) - \right. \\ \left. - J_2 \ddot{\phi}_2 + m_2 (x_{G_m} \cdot \ddot{y}_{G_m} - y_{G_m} \cdot \ddot{x}_{G_m}) + \right. \\ \left. + y_A F_x(t) - x_A F_y(t) \right] \quad (32)$$

$$E = \frac{1}{x_D} \left\{ -J_1 \ddot{\phi}_1 + m_1 [\ddot{x}_{G_s} y_{G_s} - \right. \\ \left. - (x_{G_s} - x_D) \ddot{y}_{G_s}] - J_2 \ddot{\phi}_2 + \right. \\ \left. + m_2 [\ddot{x}_{G_m} y_{G_m} - \ddot{y}_{G_m} (x_{G_m} - x_D)] + \right. \\ \left. + y_A F_x(t) - x_A F_y(t) \right\} \quad (33)$$

Получаването на сумарните реакции от статичните и динамични натоварвания става чрез принципа на суперпозицията.

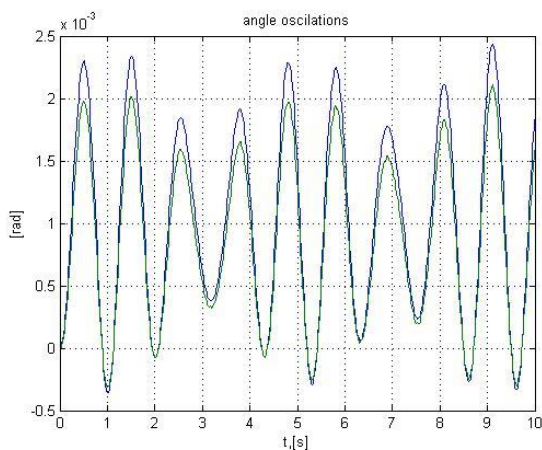
Числен пример

Входните данни на модела са взети от експлоатационната документация на багер SchRs – 2000. Съобразно дадената по-горе методика е изграден компютърен симулационен модел на двумасовата система роторна стрела – матчта – стрела на противотежестта със съответстващите и опори.

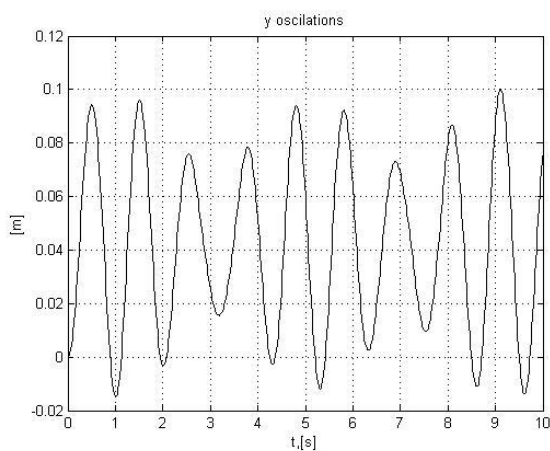
Пресметнати са собствените честоти на системата:

$$f_0 = [12.58; 0.92], Hz$$

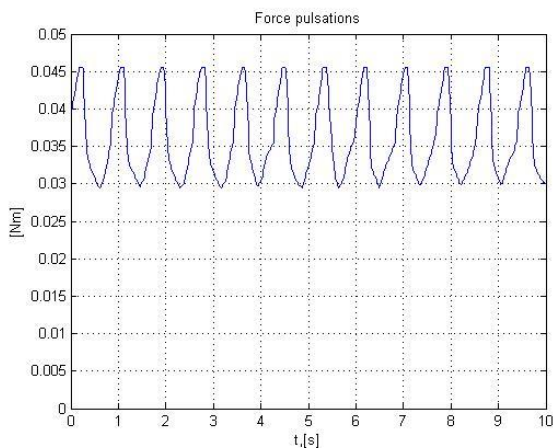
Резултати за динамичните параметри на системата са представени в графичен вид.



Фиг. 4. Трептения на ъглите – ϕ_1 и ϕ_2 – обобщени координати на динамичната система.



Фиг. 5. Вертикални трептения на т. А.



Фиг. 6. Общ вид на смущаващия момент.

Показаните динамични характеристики на системата са базови и служат за контрол и проверка на модела. Също така позволяват и експериментална проверка на изчислените параметри. Моделът е изграден с гъвкава структура и позволява промяна на началните данни с оглед за съвпадане с конкретните работни условия на работа на реалната машина.

Изводи

Основни изводи от настоящата разработка:

1. Създадена е методика за изследване на параметрите на динамичната система на роторен багер с шарнирно закрепена стрела.
2. Създаден е компютърен симулационен модел в съответствие с горепосочената методика.
3. Изследвана е динамиката на роторни багери тип SRs Sch 2000 работещи в условията на Мини „Марица Изток“.

Литература

- Волков, Д. П., В. А. Черкасов. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. Машиностроение, 1969
- Домбровский, Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. Машиностроение, 1972
- Писарев, А., Парасков, Ц., Бъчваров, С. Курс по теоретична механика, II част. С., Техника, 1988
- Курсово проектиране по минни машини. С., Техника, 1980
- Подзрни, Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. Издательство московского государственного горного университета, 2003
- Чудновский, В. Ю. Механика роторных экскаваторов. Йерусалим., Мика К. А., 2002
- Шейретов, К. Минни машини, II част. С., Техника, 1983
- Асенов Е., П. Недялков, Л. Лазов, Др. Вражилски, „Методика за синтез на двумасови вибрационни машини“. Годишник на Минно Геоложки Университет – Том 48, свитък III, стр. 33-36, София 2005.

Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц. д-р Цв. Дамянов

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОВАРВАНЕТО НА ОПОРНИЯ КРЪГ НА РОТОРЕН БАГЕР С НЕИЗТЛАСКВАЩА СЕ СТРЕЛА ТИП SchRs-2000

Кристиян Цветков, Николай Дичев

МГУ "Св. Иван Рилски" София, 1700 България

РЕЗЮМЕ: В работата е представена методика за определяне на товарването на опорния кръг на багер с неизтласкваща се стрела тип SchRs-2000. Багерът се разглежда като тримасова система с еластични връзки между отделните звена. Изследва се установен режим на работа на машината при периодично изменение на силата на копаене и реакцията на забоя. Изучен е законът на движение на системата, като са определени собствените ѝ честоти и принудените ѝ трептения. Определени са опорните реакции на горния строеж върху опорния кръг на багера, породени от гравитационните товари, силата на копаене, реакцията на забоя и инерционните сили. Съставена е компютърна програма за изчисляване на отделните параметри. Пресметнати са опорните реакции на физически модел с геометрични, кинематични, енергетични и масови характеристики, близки до тези на роторен багер SchRs-2000.

LOADING THE SLEWING BEARING OF BUCKETWHEEL EXCAVATOR WITH CANTILEVER BOOM

Kristian Zvetkov, Nikolai Dichev

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

ABSTRACT: The paper deals with a methodology for determining the loading of the slewing bearing of a bucketwheel excavator type SchRs 2000 with cantilever boom. The bucketwheel excavator is modeled as a mechanical system with three links with elastic connections between them. A stationary regime of the system is investigated under the assumption that the digging force and the reaction of the face are periodic. The governing equation of motion of the system are obtained and studied. The eigen frequencies of the system as well as its forced oscillations are determined. The reactions of the supports of the upper assembly of the bucketwheel excavator on the slewing bearing are obtained taking into account the gravitational forces, the digging force, the force of inertia and the reaction of the face. A computer program to evaluate the parameters of the system is proposed. The support reaction of a physical model with parameters close to the real bucketwheel excavator are calculated.

1. Въведение

Опорният кръг на роторния багер е важен и отговорен конструктивен възел на машината. Той поема гравитационните товари от теглата на елементите на въртящия се горен строеж, както и реакцията от взаимодействието между изпълнителния орган на багера и забоя при работа на машината. Силите и моментите, действащи върху горния строеж на багера, се предават чрез опорния кръг – на долния строеж на машината посредством аксиално-опорен лагер. Този лагер, освен че предава натоварването от горния на долния строеж, осигурява и въртенето на горния строеж на багера на 360° , което гарантира реализирането на работния процес на машината.

Аксиалният лагер е тежко натоварен и изключително отговорен конструктивен елемент на багера. Определянето на големината и характера на натоварването му при работа на машината ще позволи да се подобри качеството на експлоатацията му и ще доведе до увеличаване на експлоатационния му ресурс. Освен това изясняването на натоварването на лагера ще даде информация, позволяваща прилагането на най-подходящата машиностроителна технология при ремонт и възстановяване на аксиалноопорния лагер.

2. Аналитично изследване

Аналитичното изследване на опорния кръг на багера ще извършим за установен режим (изключвайки преходните режими) на работа на машината.

Опростена конструктивна схема на роторен багер тип SchRs-2000 е показана на фиг. 1, а адаптирана изчислителна схема – на фиг. 2.

Горният строеж на багера е условно разделен на три тела, включващи съответно (фиг. 2):

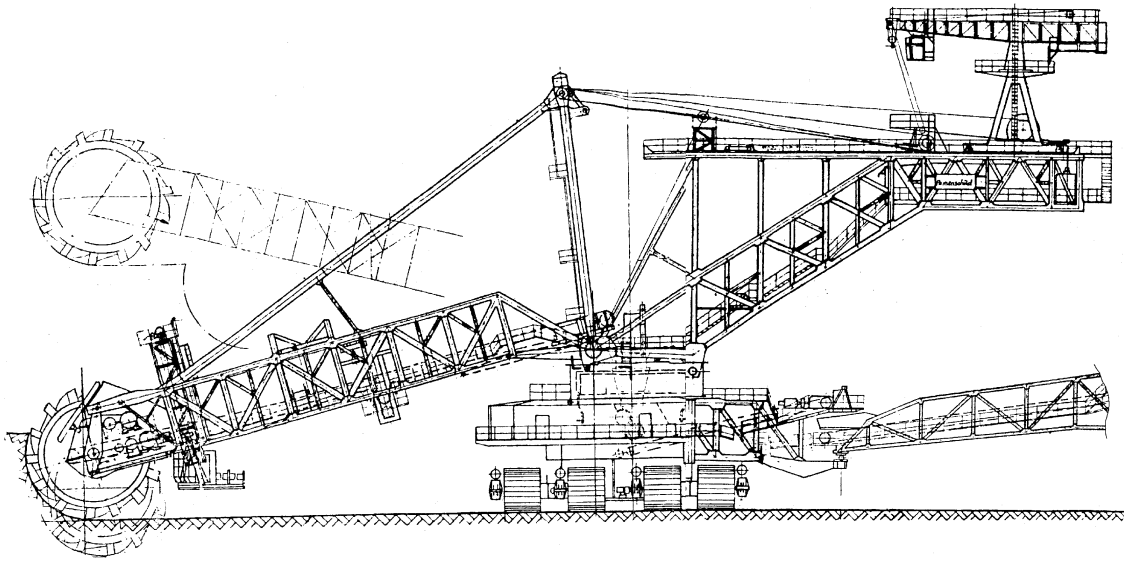
- 1 – роторна стрела и роторно колело заедно със задвижването;
- 2 – вертикална стойка заедно с подемния полиспаст;
- 3 – балансова стрела заедно с балансова кабина и механизмите, разположени върху нея.

Телата 1 и 2 са свързани с еластична връзка, имаща пружинна константа c_1 , а телата 2 и 3 – с еластична връзка, имаща пружинна константа c_2 .

Разглеждаме движението на тримасовата система на горния строеж на багера във вертикална координатна система Оху.

Върху горния строеж действат освен вертикалните гравитационни товари на елементите, от които е изграден,

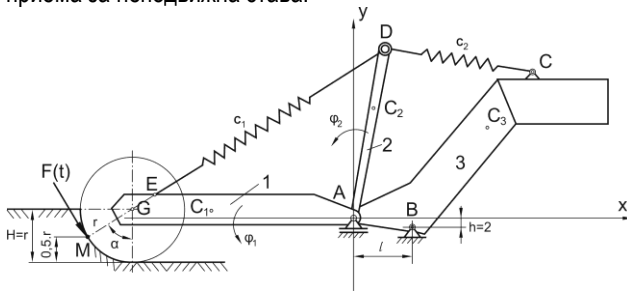
още и реакцията на забоя $F(t)$, която е в общо положение.



фиг. 1

2.1. Опорни реакции от гравитационните товари

При възприетата схема за представяне на горния строеж, тялото 3 е неподвижно и е поставено на опора A , която допуска едностранна опорна реакция и B , която се приема за неподвижна става.



Фиг.2

От условията за равновесие на разглежданата система следва

$$(1) \quad \begin{aligned} A &= \frac{g}{l} [m_1(l - x_{C1}) + m_2(l - x_{C2}) + m_3(l - x_{C3})], \\ B_y &= \frac{g}{l} (m_1 x_{C1} + m_2 x_{C2} + m_3 x_{C3}), \end{aligned}$$

където реакцията A има само вертикална компонента и трябва да бъде винаги положителна, m_1, m_2, m_3 са масите на трите тела, x_{C1}, x_{C2}, x_{C3} са координатите на техните центрове на тежести, а l е разстоянието между двете опори.

Определянето на масите m_1, m_2, m_3 и координатите x_{C1}, x_{C2}, x_{C3} на техните центрове на тежести за всяко отделно тяло става съгласно формулата:

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \quad x_C = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{m},$$

където:

m_i е масата на отделния елемент, изграждащ даденото тяло;

x_i - координатата на центъра на тежестта на масата m_i

n – броят на структурните единици, включени в даденото тяло.

2.2. Уравнение на движение на системата

2.2.1. Определяне на собствените честоти на трептене на системата

За да намерим уравненията на движение на тази система, ще съобразим най-напред, че това е система с две степени на свобода, тъй като третото тяло е неподвижно. По нататък избираме за обобщени координати завъртанията на първото и второто тяло – съответно φ_1 и φ_2 , които се отчитат от показаното на чертежа (фиг.2) равновесно положение. Това означава, че в положението на равновесие силите на теглата на двете тела и еластичните сили от двете пружини се уравновесяват. В такъв случай кинетичната енергия на системата ще бъде

$$(2) \quad T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2,$$

където J_1 и J_2 , са масовите инерционни моменти съответно на първото и второто тяло спрямо неподвижната ос, която минава през точката A и е перпендикулярна на равнината на чертежа. Потенциалната енергия на системата ще бъде

$$(3) \quad \Pi = \frac{1}{2} c_1 (\overline{ED} - ED)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\overline{DC} - DC)^2 + m_1 g (\bar{y}_{c1} - y_{c1}) + m_2 g (\bar{y}_{c2} - y_{c2})$$

където c_1 и c_2 са пружинните константи на показаните на фиг.2 пружини, CD и DE са дължините на пружините в равновесното положение, $\overline{CD}$ и $\overline{DE}$ са дължините на пружините, когато първото и второто тяло са се завъртели на ъгли φ_1 и φ_2 . Между координатите на завъртяната точка $\bar{D}$ и неподвижната точка D съществуват следните зависимости:

$$(4) \quad \begin{aligned} \bar{x}_D &= x_D \cos \varphi_2 - y_D \sin \varphi_2, \\ \bar{y}_D &= x_D \sin \varphi_2 + y_D \cos \varphi_2, \end{aligned}$$

където $\bar{x}_D, \bar{y}_D$ са координатите на вече завъртяната на ъгъл φ_2 точка $\bar{D}$, а x_D, y_D са координатите на тази точка преди завъртането (в равновесното положение). За разтегнатата дължина на пружината $\overline{DC}$ имаме –

$$(5) \quad \begin{aligned} \overline{DC} &= \left[(\bar{x}_D - x_C)^2 + (\bar{y}_D - y_C)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[x_D^2 + y_D^2 + x_C^2 + y_C^2 + 2(x_D x_C - x_D y_C) \right] \sin \varphi_2 - \\ &\quad - 2(x_D x_C + y_D y_C) \cos \varphi_2 \Big]^{\frac{1}{2}}. \end{aligned}$$

Тогава за второто събираемо в израза за потенциалната енергия (3), след развитие в ред, и като запазим само членове до втори ред включително (тъй като ще се ограничим само с линейни членове в уравненията на движение), ще получим:

$$(6) \quad \Pi_2 = \frac{1}{2} c_2 \frac{(y_D x_C - x_D y_C)^2}{x_D^2 + y_D^2 + x_C^2 + y_C^2} \varphi_2^2.$$

По аналогичен начин обработваме и първото събираемо от израза (3). Сега за разтегнатата дължина на пружината $\overline{ED}$ (за координатите на завъртяната точка $\bar{E}(\bar{x}_E, \bar{y}_E)$) са валидни зависимости, аналогични на (4)) –

$$(7) \quad \begin{aligned} \overline{ED} &= \left[(\bar{x}_E - \bar{x}_D)^2 + (\bar{y}_E - \bar{y}_D)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2 - 2(x_E x_D + y_E y_D) \right] \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ &\quad - 2(y_E x_D - x_E y_D) \sin(\varphi_1 - \varphi_2) \Big]^{\frac{1}{2}}, \end{aligned}$$

За първото събираемо от израза (3) след развитие в ред и като запазим само членовете до втори ред включително, се получава –

$$(8) \quad \begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{1}{2} c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} \varphi_1^2 + \\ &+ c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} \varphi_1 \varphi_2 + \\ &+ \frac{1}{2} c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} \varphi_2^2. \end{aligned}$$

Преобразуването на третото и четвъртото събираемо в (3) ще извършим като отчетем, че за координатите на центровете на тежест C_1 и C_2 са валидни зависимости, аналогични на (4), т.е.

$$(9) \quad \bar{y}_{Ci} = -x_{Ci} \sin \varphi_i + y_{Ci} \cos \varphi_i, \quad i = 1, 2.$$

След развитието в ред и запазването само на събираемите до втори ред включително, получаваме

$$(10) \quad \Pi_3 + \Pi_4 = -\frac{1}{2} m_1 g y_{c1} \varphi_1^2 - \frac{1}{2} m_2 g y_{c2} \varphi_2^2.$$

За да облекчим следващите записвания, ще представим потенциалната енергия (3) във вида:

$$(11) \quad \Pi = \frac{1}{2} (\tilde{c}_{11} \varphi_1^2 + 2\tilde{c}_{12} \varphi_1 \varphi_2 + \tilde{c}_{22} \varphi_2^2),$$

където коефициентите $\tilde{c}_{11}, \tilde{c}_{12}, \tilde{c}_{22}$ се определят от изразите:

$$(12) \quad \begin{aligned} \tilde{c}_{11} &= c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} - m_1 g y_{c1}, \\ \tilde{c}_{12} &= c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2}, \\ \tilde{c}_{22} &= c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} + c_2 \frac{(y_D x_C - x_D y_C)^2}{x_D^2 + y_D^2 + x_C^2 + y_C^2} - m_2 g y_{c2}. \end{aligned}$$

Тъй като разглежданото равновесно положение е устойчиво, следва да са удовлетворени условията:

$$(12a) \quad \tilde{c}_{11} > 0, \tilde{c}_{11} \tilde{c}_{22} - \tilde{c}_{12}^2 > 0.$$

При тези означения споменатите уравнения ще се представят като:

$$(13) \quad \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{11} \varphi_1 + \tilde{c}_{12} \varphi_2 &= 0, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \tilde{c}_{12} \varphi_1 + \tilde{c}_{22} \varphi_2 &= 0, \end{aligned}$$

В уравнения 13 са пренебрегнати съпротивленията от всякакъв вид.

По нататък ще допълним тези уравнения като отчетем и действащата в точката M сила $F(t)$, която е зададена

функция на времето. Тъй като тази сила действа само върху тялото 1, при едно негово завъртане на ъгъл $\delta\omega_1$ тя ще извърши работата

$$(14) \quad \delta W = [x_M F_y(t) - y_M F_x(t)] \delta\varphi_1$$

където (x_M, y_M) са координатите на приложната точка на силата $F(t)$, а F_x и F_y - компонентите на тази сила в показаната на Фиг.2 координатна система Oxy .

Тогава е ясно, че при избраните обобщени координати, обобщената сила, която отговаря на първата координата φ_1 , е изразът в средните скоби на (14), а втората обобщена сила, която отговаря на втората координата φ_2 е равна на нула, т.е. от (13) получаваме:

$$(15) \quad \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{11} \dot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{12} \varphi_2 &= x_M F_y(t) - y_M F_x(t), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \tilde{c}_{12} \dot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{22} \varphi_2 &= 0. \end{aligned}$$

От израза (13) ще се определят собствените честоти на системата, чиито квадрати (ω_1^2, ω_2^2) са корени на уравнението

$$(16) \quad J_1 J_2 \omega^4 - (\tilde{c}_{11} J_2 + \tilde{c}_{22} J_1) \omega^2 + \tilde{c}_{11} \tilde{c}_{22} - \tilde{c}_{12}^2 = 0.$$

2.2.2. Принудени трептения на системата

Изменението на силата $F(t)$ е показано на фиг.3. Вижда се, че тя не е периодична, но има определен елемент на периодичност. Ще приемем, че това е периодична сила, като усредним нейните стойности в един «период». Това ще изпълним по следния начин. Ще разделим всеки интервал, който отговаря на един период, на 24 равни подинтервала и ще определим ординатите на силата за примерно, 5 «периода». Ще пресметнем средните стойности на тези ординати и ще определим коефициентите на съответния ред на Фурие за тези 24 ординати в един подинтервал. За удобство можем да използваме формулите, известни като шаблони за 24 точки на ред на Фурие. Така се получава

$$(17) \quad F(t) = A_0 + \sum_{k=1}^6 A_k \cos kpt + B_k \sin kpt,$$

тъй като по споменатите формули се намират само първите шест коефициента на Фурие. Честотата на смущението е $p = \frac{2\pi}{T}$, където T е споменатият «период».

С постоянната компонента в (17) ще пресметнем по-нататък допълнителните опорни реакции, дължащи се на нея, а в уравненията (15) няма да я вземем под внимание, защото тя просто ще измести равновесното положение – а това равновесно положение ще приемем да е тъкмо това, за което пресметнахме всички еластични константи. Така дясната страна на първото уравнение от (15) ще се представи като

$$(17a) \quad \sum_{k=1}^6 (H_{Ck} \cos kpt + H_{Sk} \sin kpt),$$

където $H_{Ci}, H_{Si} \ i = 1, 2, \dots, 6$ са познати константи.

Принудените трептения на системата ще се определят (тук се разглеждат така наричаните чисто принудени трептения - с основна честота p , тъй като разглеждаме установен режим на движение на системата) от израза

$$(18) \quad \varphi_i = \sum_{k=1}^3 (A_{ik} \cos kpt + B_{ik} \sin kpt), \quad i = 1, 2,$$

където амплитудите $A_{ik}, B_{ik}, i = 1, 2, k = 1, 2, 3$ имат вида:

$$(19) \quad \begin{aligned} A_{1k} &= \frac{(\tilde{c}_{22} - J_2(kp)^2) H_{Ck}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \\ B_{1k} &= \frac{(\tilde{c}_{22} - J_2(kp)^2) H_{Sk}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \\ A_{2k} &= \frac{\tilde{c}_{12} H_{Ck}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \\ B_{2k} &= \frac{\tilde{c}_{12} H_{Sk}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \end{aligned}$$

при което изключваме възможността за резонанс ($kp \neq \omega_1, \omega_2$).

2.2.3. Опорни реакции от силата $F(t)$ и инерционните сили.

Целта на настоящето изследване е да се определят опорните реакции на системата в установен режим на работа. Като използваме принципа на кинестатиката, т.е. в системата отчитаме освен действащите външни сили, още и всички инерционни сили, тези опорни реакции ще се получат от статичните условия за равновесие. Това означава да отчетем действието на моментите на инерционните сили: $J_1 \ddot{\varphi}_1$, $J_2 \ddot{\varphi}_2$ и на инерционните сили, които са приложени в центровете на тежест C_1 и C_2 . Последните ще се изразят чрез ускоренията на тези точки и съответните маси на телата, т.е. компонентите на тези инерционни сили ще бъдат: $m_i \ddot{x}_{Ci}$ и $m_i \ddot{y}_{Ci}, i = 1, 2$. Означените ускорения ще пресметнем с известно приближение, като отчетем това, че завъртанята на телата 1 и 2 са относително малки и тогава преместванията на точките C_1 и C_2 са пренебрежими с останалите размери в системата. Тогава от зависимостите

$$(20) \quad \begin{aligned} \bar{x}_{Ci} &= x_{Ci} \cos \varphi_i - y_{Ci} \sin \varphi_i, \\ \bar{y}_{Ci} &= x_{Ci} \sin \varphi_i + y_{Ci} \cos \varphi_i, \end{aligned}$$

където $\bar{x}_{Ci}, \bar{y}_{Ci}$ са координатите на вече завъртаната на ъгъл φ_i точка C_i , а x_{Ci}, y_{Ci} са координатите на тази

точка преди завъртането (в равновесното положение), след двукратно диференциране следва:

$$(21) \quad \begin{aligned} \ddot{x}_{Ci} &= -x_{Ci} \cos \varphi_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 + y_{Ci} \sin \varphi_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 - x_{Ci} \sin \varphi_i \cdot \ddot{\varphi}_i - y_{Ci} \cos \varphi_i \cdot \ddot{\varphi}_i, \\ \ddot{y}_{Ci} &= -x_{Ci} \sin \varphi_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 - y_{Ci} \cos \varphi_i \cdot \dot{\varphi}_i^2 + x_{Ci} \cos \varphi_i \cdot \ddot{\varphi}_i - y_{Ci} \sin \varphi_i \cdot \ddot{\varphi}_i, \end{aligned}$$

след което, като отчетем относително малките завъртания φ_i , намираме:

$$(22) \quad \begin{aligned} \ddot{x}_{Ci} &= -x_{Ci} \dot{\varphi}_i^2 - y_{Ci} \ddot{\varphi}_i, \\ \ddot{y}_{Ci} &= x_{Ci} \ddot{\varphi}_i - y_{Ci} \dot{\varphi}_i^2. \end{aligned}$$

Като приложим условията за равновесие на системата, върху която освен външните сили (опорните реакции и силата $F(t)$), действат и инерционните сили: $m_i \ddot{x}_{Ci}$ и $m_i \ddot{y}_{Ci}$, които са приложени в центровете на тежест C_1 и C_2 , получаваме:

$$(23) \quad \begin{aligned} B_x &= m_1 \ddot{x}_{C1} + m_2 \ddot{x}_{C2} - Fx(t), \\ B_y &= \frac{1}{l} [-J_1 \ddot{\varphi} + m_1 (x_{C1} \ddot{y}_{C1} - y_{C1} \ddot{x}_{C1}) - \\ &\quad - J_2 \ddot{\varphi}_2 + m_2 (x_{C2} \ddot{y}_{C2} - y_{C2} \ddot{x}_{C2}) + \\ &\quad + y_M F_x(t) - y_M F_y(t) - B_x h], \\ A &= \frac{1}{l} [-J_1 \ddot{\varphi} + m_1 (y_{C1} + h) \ddot{x}_{C1} - (x_{C1} - l) \ddot{y}_{C1}) - \\ &\quad - J_2 \ddot{\varphi}_2 + m_2 (y_{C2} + h) \ddot{x}_{C2} - (x_{C2} - l) \ddot{y}_{C2}) + \\ &\quad + (x_M - l) F_y(t) - (y_M + h) F_x(t)], \end{aligned}$$

от където, като отчетем (22), се получава:

$$(24) \quad \begin{aligned} B_x &= m_1 (x_{C1} \dot{\varphi}_1^2 + y_{C1} \ddot{\varphi}_1) + m_2 (x_{C2} \dot{\varphi}_2^2 + y_{C2} \ddot{\varphi}_2) - Fx(t), \\ B_y &= \frac{1}{l} [-\bar{J}_1 \ddot{\varphi}_1 - \bar{J}_2 \ddot{\varphi}_2 + y_M F_x(t) - x_M F_y(t) - h B_x], \\ A &= \frac{1}{l} [-\tilde{J}_1 \ddot{\varphi}_1 - \tilde{J}_2 \ddot{\varphi}_2 + m_1 (l y_{C1} - h x_{C1}) \dot{\varphi}_1^2 + \\ &\quad + m_2 (l y_{C2} - h x_{C2}) \dot{\varphi}_2^2 + \\ &\quad + (x_M - l) F_y(t) - (y_M + h) F_x(t)], \end{aligned}$$

където сме означили:

$$\begin{aligned} \bar{J}_i &= J_i + m_i (x_{Ci}^2 + y_{Ci}^2), \\ \tilde{J}_i &= \bar{J}_i + m_i (l x_{Ci} + h y_{Ci}) \dot{\varphi}_i, \quad i=1,2. \end{aligned}$$

Да определим допълнителните опорни реакции, които се дължат на средната стойност на смущаващата сила, която се определя от коефициента на Фурие A_0 от (17). От равновесните условия, като отчитаме само споменатата средна стойност F_{cp} , имаме:

$$(25) \quad B_x^{(F)} = -F_{cp}, \quad B_y^{(F)} = \frac{1}{l} (y_M F_{cp} - x_M F_{cpy} - h B_x^{(F)}),$$

$$A_y^{(F)} = \frac{1}{l} (x_M - l) F_{cpy} - (y_M + h) F_{cp}.$$

3. Апробация на аналитичната методика Анализ на получените резултати

Верността на аналитичната методика може да се провери, ако тя се приложи за пресмятане на определените в нея силови и динамични характеристики на роторния багер върху физическия модел. Най-добре би било, ако това е реална промишлена машина. В настоящата работа за тази цел ще се използва роторен багер SchRs-2000. Конструктивна схема на този багер е дадена на фиг.1, а необходимите за прилагане на методиката геометрични, еластични, силови и масови характеристики на машината са следните (съгласно означенията на отделните величини в текста):

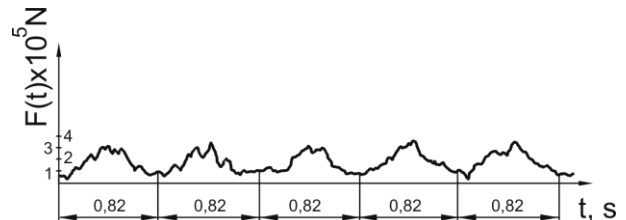
$l=8,2$ m; $h=2$ m; $x_c=27$ m; $y_c=16$ m; $x_d=2,6$ m; $y_d=20$ m; $x_e=-34$ m; $y_e=5,5$ m; $x_M=-45,8$ m; $y_M=-0,95$ m; $x_{C1}=-25,1$ m; $y_{C1}=-3,6$ m; $x_{C2}=-1,9$ m; $y_{C2}=15,4$ m; $m_1=414$ t; $m_2=47$ t; $J_1=407 \cdot 10^6$ kgm²; $J_2=13 \cdot 10^6$ kgm²; $x_{C3}=29,9$ m; $y_{C3}=11,2$ m; $m_3=472$ t; $c_1=200000000$ N/m; $c_2=100000000$ N/m; $g=9.81$ m.s⁻².

Осцилограмата на натоварването на изпълнителния орган на багера (на силата на копаене $F(t)$) е представена на фиг.3.

Дадените пет последователни работни цикли са осреднени за удобното им описване в ред на Фурие. Чрез шаблон от 24 точки.

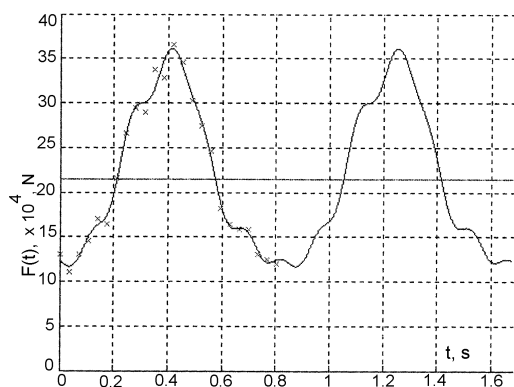
Осреднените ординати на представителния цикъл са:

$YF(1)=13$ mm; $YF(2)=11$ mm; $YF(3)=13$ mm; $YF(4)=14,6$ mm; $YF(5)=17$ mm; $YF(6)=16,4$ mm; $YF(7)=21,6$ mm; $YF(8)=26,6$ mm; $YF(9)=29,4$ mm; $YF(10)=29$ mm; $YF(11)=33,8$ mm; $YF(12)=32,8$ mm; $YF(13)=36,6$ mm; $YF(14)=34,6$ mm; $YF(15)=30,2$ mm; $YF(16)=27,4$ mm; $YF(17)=24,6$ mm; $YF(18)=18,2$ mm; $YF(19)=16,4$ mm; $YF(20)=15,8$ mm; $YF(21)=15,8$ mm; $YF(22)=13$ mm; $YF(23)=12,4$ mm; $YF(24)=13$ mm;



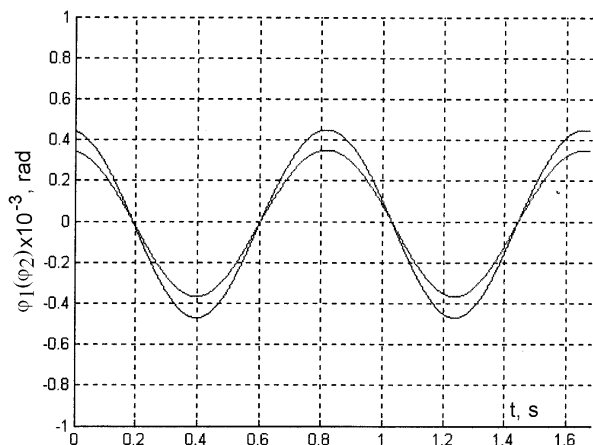
Фиг.3

Графика на два периода от осреднения цикъл е дадена на фиг.4. За прегледност на достоверността на представяне, върху първия цикъл на графиката от фиг.4, с "х" са отбелязани стойностите на измерените от осцилограмата ординати на силата на копаене $F(t)$.



Фиг. 4

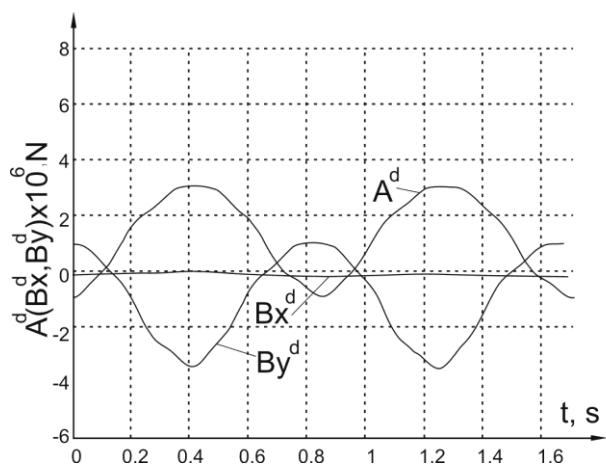
На фиг.5 са представени графики на изменението на ъгъла на трепене φ_1 на роторната стрела, и на ъгъла на трепене φ_2 на А-образната стойка. Вижда се, че ъглите са еднопосочни и близки по големина. Това показва, че двете тела 1 и 2 (фиг.2) се движат почти като едно тяло.



Фиг. 5.

Това се дължи на голямата разлика в инерционните моменти J_1 и J_2 на телата 1 и 2, както и на по-голямата еластична константа C_1 в сравнение с C_2 .

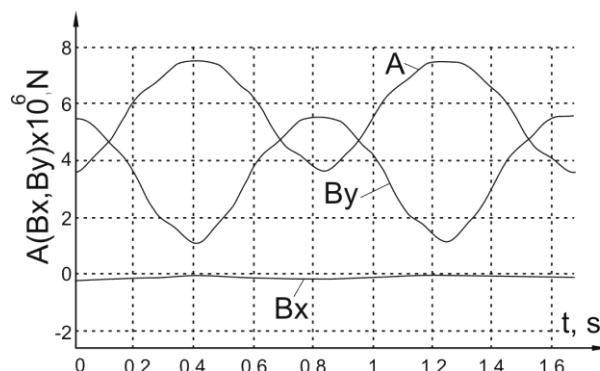
Макар и да са сравнително малки ъгловите амплитуди φ_1 и φ_2 на трепене на телата 1 и 2, динамичните компоненти на реакциите в опорите А и В са значителни. Това се вижда от фиг.6. Динамичните компоненти на опорните



Фиг.6.

реакции са съизмерими със статичните, породени от гравитационните товари. Това се обяснява с голямата инертност на системата на багера (големи масови инерционни моменти J_1 и J_2) и относително висока честота на принудените трептения, чийто период е $T=0,82$ s.

На фиг. 7 са представени сумарните стойности на реакциите в опорите А и В, дължащи се на гравитационните товари и на динамиката на работния процес. Динамичните компоненти на реакциите в опорите А и В са същите, както тези от фиг.6, защото те просто се суперпонира с постанните стойности на реакциите, създадени от гравитационните товари.



Фиг.7

4. Заключение

Така представената методика (апробирана върху багер SchRs-2000) позволява чрез реакциите в опорите А и В да се определи натоварването на опорния лагер по големината и характера. Това представлява основа за пресмятането и определянето на експлоатационния режим на работа на опорния лагер на багера.

Следва да се има предвид, че разглежданият пример представлява частен случай на работния процес на багера при работа на последния в сравнително хомогенен забой с височина на стъпалото $H=g$ и номинално натоварване на роторния двигател.

При по-динамичен работен процес (по-твърди и нехомогенни пластове от изкопавания материал) е възможна по-различна количествена и качествена характеристика на реакциите в опорите А и В.

В настоящата работа също така не се разглежда влиянието на дисипативните свойства на забоя, които несъмнено биха оказали влияние на динамиката на опорните реакции в направление на снижаването й.

Провеждането на повече и по-представителни измервания при различни технологични и физикомеханични характеристики на забоя ще доведе до обогатяване и прецизиране на предлаганата методика. Последното обстоятелство несъмнено ще разшири възможността за практическата приложимост на предлаганата изчислителна методика.

Литература

Кисьов, Ив. Д. Наръчник на инженера, II част. С., Наука и изкуство, 1959.
Курсово проектиране на минни машини. С., Техника, 1980

Чудновский, В.Ю. Механика роторных экскаваторов. Йерусалим., Мика К. А., 2002
Шейретов, К. Минни машини, II част. С., Техника, 1983
Payer, G. u.a. Tagebaugrossgeräte und Universalbagger. Berlin., VEB Technik, 1971

*Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц. д-р Цв. Дамянов*

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДОЛНИ УРАВНОВЕСЯВАЩИ ВЪЖЕТА ПРИ РУДНИЧНИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ. ИЗИСКВАНИЯ ЗА ИЗБОР И ПРИЛОЖЕНИЕ

Антоанета Янева

МГУ "Св. Иван Рилски", 1700, София

РЕЗЮМЕ: В настоящата работа обект на направеното изследване са долните уравновесяващи въжета (ДРВ) за руднични подемни уредби. Разгледана е необходимостта за използването им при различни типове подемни машини, различни дълбочини и скорости на движение. Обобщени и анализирани са критериите за избор на конструкцията при вече изчислено тегло на въжетата, свързани с режима на работа на подемна уредба (ПУ), условията във вертикалната шахта, изискванията към якостта, поведението и дълготрайността на въжетата.

Оформена е препоръчителна методика за избор на ДРВ при многовъжени подемни машини (ПМ) в зависимост от височината H , полезния товар и броя на подемните съдове, ускоренията и изискванията за частично динамично уравновесяване. Резултатите могат да се разпространят и за други типове ПМ, както и за по-големи дълбочини и товари. Изследването може да послужи както при проектиране на РПУ, така и при оптимизиране на динамиката им в експлоатация при промяна на някои от работните параметри.

INVESTIGATION OF BALANCE ROPES IN MINE HOISTING. REQUIREMENTS FOR CHOICE AND APPLICATION

Antoaneta Yaneva

University of Mining and Geology 1700, Sofia

ABSTRACT: In the present research work the object of the carried out study is the balance ropes (BR) usage in mining hoist machines (HM). The necessity of their appliance in different winder (drum, friction) types, depths and speed, is examined. The criteria for choice of the construction, with already estimated ropes weight, and criteria, connected with the work regime of the HM, are analyzed and generalized, as well as the conditions in vertical shaft, strength and behavior, and durability requirements of ropes.

Advisable methods for choice of BR, used in multi-rope hoist machines, depending on the depth, the pay load and the number of hoist conveyances, accelerations and requirements for partial dynamic balancing, are formed. The results may be spread for other types of HM, as well as for bigger depths and loads. The research work may be used for HM design, as well as for optimization of their dynamics in the exploitation, when some of the parameters change.

Увод

Необходимост, предназначение и приложение на долните уравновесяващи въжета (ДРВ) при руднични подемни уредби (РПУ) за вертикални шахти (ВШ).

При проектиране и избор на оптимален вариант за РПУ една от основните проверки е тази за необходимостта от ДРВ. Главното предназначение на тези въжета е да осигурят статично или частично динамично уравновесяване на подемната система, на силите в двата клона на въжетата, в зависимост от височината на подема H и избрания подемен съд (ПС) с проектен полезен товар Q_p . Основните фактори, влияещи върху използването на ДРВ, са: H , типът на подемната машина (ПМ) и условията на работа на електрозадвижването. По-голямото тегло на ДРВ противодействува и на максималните динамични сили при ускоряване и забавяне на системата.

Както е известно при големи дълбочини и многовъжени триещи шайби окачването на ДРВ е задължително за постигане на необходимото отношение на силите в двата клона на въжетата и осигуряване на нормална и безопасна работа на системата. При бицилиндроконични барабанни машини ДРВ не е необходимо, защото принципът на

уравновесяване се осигурява от профила на работния орган за навиване на въжетата.

При цилиндрични барабанни машини чрез ДРВ може да се постигне по-равномерно натоварване и съответно намаляване на мощността на двигателя. Прави се проверка за степента на неуравновесеност и, ако има нужда, се избира по-малко или по-голямо тегло (q) на ДРВ спрямо това на подемното (p): 1) $q = p$ или 2) $q > p$. В първия случай се осигурява пълно уравновесяване на статичната сила ($F_{ст} = const$) за един подем. Ако искаме отчасти да намалим влиянието и на инерционните сили при потегляне и спиране, търсим по-високо тегло " q " в определени граници, зависещи от равномерното натоварване на двигателя и от необходимите капиталовложения, като максимално внимание се отделя на сигурната и безопасна работа на ПУ.

В представената работа се разглеждат най-вече ПМ с триеща шайба, където се следят допустимите максимални ускорения и сигурността срещу приплъзване на подемните въжета и окачването на ДРВ е задължително.

1. Основни уравнения и зависимости, свързани с избора на долно уравниващо въже

За ориентировъчен избор на ДРВ като линейно тегло – q , N/m - преди изчисляване на динамиката се прави проверка за степен на неуравновесеност “ δ ”; т.е. доколко окачването на долно въже би компенсирало теглото на полезния товар и част от големината на инерционните сили при потегляне и спиране на подемната система. Ако “ δ ” е повече от 50%, се избира ДРВ ($q \neq 0$).

$$\delta = \frac{n_B \cdot p \cdot H}{k \cdot Q_n} \quad (1)$$

За ПМ с постоянен радиус на навиване – 2-барабанны и многовъжени – и работа с два ПС важат следните динамични уравнения:

$$F_{дв} = k \cdot Q_n - (q - p)(H - 2x) \pm m_0 a \quad (2)$$

$$F_{ст} = k \cdot Q_n - (q - p)(H - 2x) \quad (3)$$

Използвани са следните означения:

$F_{ст}$ – статична сила, N

$F_{дв}$ – двигателна сила, N

k – товарен коефициент ($k = 1,15$ за скипови ПУ);

Q_n , N – полезен товар;

q , N/m – линейно тегло на долното уравниващо въже;

p , N/m – линейно тегло на подемното въже;

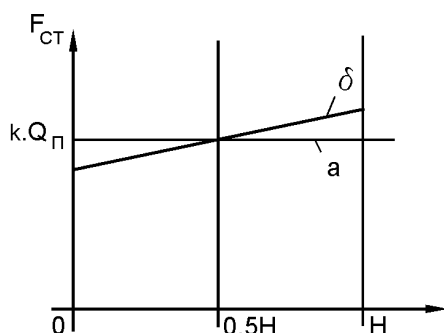
$\Delta = q - p$, N/m – разлика в линейните тегла на въжетата

n_B – брой подемни въжета;

m_0 , kg – приведена маса на всички движещи се части

$a_i = a_1, a_3$, m/s^2 – линейни ускорения, съответно при потегляне и спиране.

Правите линии, построени по уравнение (3) - за изменение на статичните сили във функция от изминатия път за една подемна операция, са показани схематично на фиг.1. а) при $q = p$ и б) при $q > p$.



Фиг.1

При многовъжени триещи шайби трябва да се направи и проверка на коефициентите на сигурност срещу приплъзване - статичен ($\mu_{ст}$) и динамичен ($\mu_{д}$). Важен в случая е изборът на ъгъл на обхващане на подемното въже около триещата шайба - α_0 , както и изборът на подходяща облицовка на каналите на шайбата. Ъгълът може да бъде от 180° до 230° в зависимост от конструкцията на по-

демните съдове и начина им на водене. Най-често при монтаж на отклоняваща шайба се осигурява ъгъл $195^\circ - 215^\circ$. При проектиране според повечето норми и правилници ПБТ /2/, VDI /4/, TAS /3/ се препоръчва да се заложи коефициент на триене между въжето и канала на шайбата при пресовани пластмасови облицовки $f = 0,25$.

При подем на товар статичният коефициент на сигурност се изчислява по следната формула:

$$\mu_{ст} = \frac{F_{пр}(e^{f \cdot \alpha_0} - 1)}{F_T - F_{пр}} \geq 1,75 \quad (4)$$

При проектиране на РПУ и избрана конструкция и начин на монтаж на многовъжената триеща шайба – на повърхността или в подемната кула – с или без отклоняваща шайба, ъгълът “ α_0 ” и коефициентът на триене “ f ” са известни. Остава да се определят силите в товарния и празния клон на подемните въжета, така че да е спазено изискването за минималния коефициент на сигурност $\mu_{ст}$. Това отново зависи само от теглото на ДРВ при вече избран ПС.

Линейното тегло “ q ” на ДРВ - според /5/, /6/ - може да варира от 5-10% до максимум 20% по-тежко от това на подемните въжета, в повечето случаи се стремим към равенството им. Обобщените данни от практиката, както и от източниците – правилници за проектиране, показват стойности за $\Delta = q - p$ в рамките 1,5 до 3 kg/m . Максималната стойност на “ Δ ”, анализирана в настоящата публикация, е 5 kg/m .

Граничната теоретична стойност, важаща за 2-периоден хармоничен подем /1/, може да се изчисли за конкретна РПУ по следния начин:

$$\Delta = \frac{m_0 a_3}{H} \quad (5)$$

За условията на РПУ с триеща шайба и извоз на товар $a_{max} = 1 m/s^2$. За разглежданите в разработката височини на подема от 900, 1300 и 1700m и малък $Q_n = 20t$ приблизителната разлика в теглата на въжетата би се движела в рамките на около 35 до 70 kg/m или 7 до 14 пъти повече от горепрепоръчаната. Предлаганият хармоничен подем е практически неприложим, но сравнението се прави, само за да подчертае влиянието на долните уравниващи въжета върху динамиката на подемната система и възможностите за намаляване на експлоатационните разходи на електродвиждането.

2. Критерии при избора на конструкция ДРВ.

2.1. Основни изисквания при вече точно изчислено линейно тегло “ q ”, N/m .

ДРВ трябва да имат достатъчна гъвкавост, за да се спази разстоянието между осите на подемните съдове при огъване на въжетата в зумпфа. При различните конструкции отношението на този диаметър на огъване към диаметъра на въжето е $Dog : d_v = 25-45 (60-90)$. При плоски ДРВ се постигат още по-малки отношения. Необходима е и

устойчивост на разсукване, комбинирана с достатъчна якост и корозоустойчивост.

а) фирмата "Bridon" – предлага няколко конструкции:

- Multi-strand rotation resistant ropes – много-дилково устойчиво на разсукване въже - отговаря на всички горни изисквания;
- Superflex balance ropes (non-rotating) – суперфлекс долно въже (неразсукващо се) - най-голяма устойчивост на разсукване и оптимална якост, съчетана с корозоустойчивост; поради липса на усукване както в краищата на захващане в прицепните устройства, така и в участъка на провисване в зумпфа разрушаването от умора в тези места е изцяло елиминирано;
- приложими са и алтернативни конструкции - където не се изисква максимално "неразсукване" – за най-близък отговор на специфичните условия на работа на ПМ и за оптимални капитални и експлоатационни разходи;
- Flat balance ropes – плоски долни въжета – неразсукващи се.

В областта на производство на стоманени въжета за минната промишленост работят много фирми от Австралия, Австрия, Германия, Италия, Канада, САЩ, Украйна, Чехия, Швеция, ЮАР и др.

Основно разглеждаме продуктите на английската фирма Bridon, като едни от най-разнообразните, най-близки и използвани в Европа и с най-сериозен сертификат за качество на производство, изпитване и експлоатация.

2.2. Работни условия във ВШ

- влажност, температура и промяната им;
- руднични води - количество, качество, рН-ниво и др;
- наличие на входна или изходна естествена тяга или вентилационна струя;
- наличие на пара, вредни газове и др.;
- вид на шахтната армировка за водене на ПС – твърда, гъвкава, конструкция на водачите;
- условия за първоначално окачване, прегледи и смяна на долните въжета:
 - ДРВ могат да се опънат предварително и да се свържат с прицепните устройства преди окачването им към ПС – това спестява време за монтаж; осигурява еднаква дължина на въжетата и намалява остатъчното им удължение – особено благоприятно е за ВШ с ограничено надзумпфово пространство;
 - прицепното устройство (Swivel – англ., Wirbel – немски) шарнирен кауш (с възможност за движение в две равнини) е задължително при свързването на кръгли ДРВ с ПС срещу усукване – според TAS /3/ и Mining Rules Handbook /4/;
 - провисът на въжето в зумпфа нормално е свободен (не преминава през шайба, не се опъва специално); радиусът на огъване и необразуването на усуквания или "осморки" може да се осигури чрез вертикални дървени водачи и напречна греда.

2.3. Работни условия на подемната уредба:

- краен окачен товар (Q_0); динамични работни и аварийни натоварвания (напр.: влияние на високите скорости и ускорения, внезапни спирания и потегляния, брой работни цикли за час; начин на товарене – застопорен ПС или висящ на подемните въжета и др.);

- умора на огъване на ДРВ – зависи от диаметъра и броя на шайби, барабани или ролки, около които преминава въжето; ДРВ в болшинството случаи не са опънати около изброените органи, огъват се на радиус, зависещ от разстоянието между ПС и под действие на собственото си тегло;

- механично разрушаване – външно или вътрешно – при преминаване по диаметъра на огъване или в среда на пясък, абразивни материали; теглене през ръбове – при пренавиване и монтаж и др. – за предпазване от тези въздействия се препоръчва при кръглите въжета те да се избират нормално с по-голям диаметър на външния слой жички;

- вибрации в системата – водят до скъсване на жички в мястото на поглъщането на вибрационното въздействие – очакват се само във вътрешността на въжето; не могат да се открият с визуален контрол;

- корозия – очаква се за ДРВ при преминаването им през зумпфа – препоръчва се избор на галванизирани въжета, а за дилките на плоските и общо за кръглите въжета – възможно най-голям диаметър на външния слой жички, ако това не противоречи на други изисквания.;

- работни температури – оказват основно влияние върху избора на сърцевината на въжето и на смазочните материали – последните, както и всякакви синтетични запълващи или покриващи материали (консервационни и др.), могат да станат неефективни при определени много ниски или много високи температури.

3. Препоръчителна методика за избор на линейното тегло "q" на ДРВ

3.1. Условия на изследването

Разглежда се ПМ – триеща шайба за извоз на товар, който е по-тежкия случай. Ако ПУ извозва хора, теглото на избраните ДРВ ще уравновесява още по-добре инерционните сили, защото ускоренията при извоз на хора са по-малки от тези при извоз на товар.

За условията на българския рудодобив избирам необръщателен скип с шибърен затвор и средна вместимост $V=11\text{m}^3$. При плътност на рудата $\rho = 1,82\text{ Mg/m}^3$ получавам за полезния товар $Q_{\text{п}} = \rho \cdot V = 20\text{ t}$

$$Q_{\text{п}} = \text{const} = 20\text{ t}$$

$$H = 900, 1300, 1700\text{ m}$$

$$a = 1\text{m/s}^2 = \text{const}$$

$$p = \text{const}$$

$$\Delta = q - p = \text{var}$$

Брой подемни съдове – изследват се два варианта:

А) РПУ с 2 необръщателни скипа;

Б) РПУ с 1 необръщателен скип и противотежест.

За вариант А уравнение (3) за статичната сила в началото на подема ще има вида:

$$F_{\text{ст}} = k \cdot Q_{\text{п}} - \Delta \cdot H, \quad N \quad (6)$$

За вариант Б уравнение (3) за статичната сила в началото на подема ще бъде:

$$F_{CT} = (k - 0,5)Q_{\Pi} - \Delta \cdot H, N \quad (7)$$

3.2. Изчисления и резултати

По дадените формули за двата варианта пресмятаме силите за трите избрани височини на подема - H_i и за четирите разлики в теглата на въжетата - Δ_i . Представяме резултатите в Таблица 1, като в отделни редове даваме и процентните намаления на статичните сили спрямо тази при липса на долно въже F_{CT0} за $\Delta_i = 0$. за условията на РПУ с $Q_{\Pi} = 20t = 196,2 \text{ kN}$; $k = 1,15$ – необръщателен скип.

Таблица 1

		2 ПС		1 ПС	
H,m	$\Delta, \text{N/m}$	F _{CT} , N	F _{CTi} / F _{CT0} , %	F _{CT} , N	F _{CTi} / F _{CT0} , %
F _{CT0}	0	225630	100	127530	100
900	9.81	216801	96.09	118701	93.08
	19.62	207972	92.17	109872	86.15
	29.43	199143	88.26	101043	79.23
	49.05	181485	80.43	83385	65.38
1300	9.81	212877	94.35	114777	90.00
	19.62	200124	88.70	102024	80.00
	29.43	187371	83.04	89271	70.00
	49.05	161865	71.74	63765	50.00
1700	9.81	208953	92.61	110853	86.92
	19.62	192276	85.22	94176	73.85
	29.43	175599	77.83	77499	60.77
	49.05	142245	63.04	44145	34.62

Изводите от горните пресмятания са, че при промяна на линейното тегло на долното въже с 1 до 5kg/m повече от това на подемото за статичните сили получаваме намаление средно с 4,5 до 37 % спрямо тази при $q = p$ за ПУ с 2 ПС и със 7 до 65% при 1 ПС и противотежест. Двигателните сили ще намаляват приблизително със същото процентно отношение при равни други условия ($a = \text{const}$). Това е така, защото приведената маса на системата " m_0 " ще се променя в незначителни гарници от нарастването на " q ". Например за $\Delta = 5 \text{ kg/m}$ и $H = 900 \text{ m}$ общото нарастване на теглото на ДРВ ще бъде около 450kg или 4,4kN.

За да намерим реални стойности на " q ", от разглежданите примери изчисляваме теглото на подемото въже " p " при следните конкретни условия:

$$H = 900 \text{ m}; Q_{\Pi} = 20t; Q_M = 24,4t;$$

$$n_B = 4 \text{ (брой подедни въжета)}$$

$k_{\Pi} = 9,5$ – приведен коефициент на сигурност при избор на подедни въжета за ПМ с триеща шайба и височина, по-голяма от 600m)

$$\gamma_0 = 95000 \text{ N/m}^3 \text{ – обемно тегло на въжето};$$

$$\sigma_0 = 1770 \text{ N/m}^2 \text{ – гранична якост на опън на въжето (от каталог /7/)}$$

Крайният окачен товар на едно въже е:

$$Q_0 = \frac{Q_{\Pi} + Q_M}{n_B} \text{ N} \quad (8)$$

$$Q_0 = \frac{20 + 24,4}{4} = 11,1t = 11,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 109 \text{ kN}$$

Линейното тегло се изчислява по следната формула /1/:

$$p = \frac{Q_0}{\sigma_0} \cdot k_{\Pi} \cdot \gamma_0, \text{ N/m} \quad (9)$$

$$p = 109 \cdot 1000 \cdot 9,5 \cdot 95000 / 1770 \cdot 1000000 = 55,58 \text{ N/m} = 5,66 \text{ kg/m}$$

Данните за линейното тегло на ДРВ при избраните за проверка стойности на Δ_i са показани в таблица 2:

Таблица 2

p, kg/m	5,66	5,66	5,66	5,66	5,66
Δ_i , kg/m	0	1	2	3	5
$q_i = \Delta_i + p$, kg/m	5,66	6,66	7,66	8,66	10,66

За окончателно оптимизиране на избора на ДРВ след съобразяване с горепосочените критерии търсим изчисленията q_i при минимално сечение на въжетата, особено за конструкции с кръгло сечение. От данните за отношението на $D_{or}:d_b = 25:60$ Bridon /6/, стр.56/ виждаме, че колкото по-голям е броят на дилките във въжето и на жичките в дилките, толкова горното отношение е по-малко, към което се и стремим за осигуряване на провиса на ДРВ и за спазване на междуцентровото разстояние на 2-та подедни съда. Затова избираме конструкции с $D_{or}:d_b = 25:35$. От фирмата-производител "Bridon Ropes" /6/ подходящи са следните конкретни типове конструкции:

- въжета с кръгло сечение и кръгли жички – 2-слойни 18x19 и 3-слойни – 34x19, тип Tiger;
- въжета с кръгло сечение и комбинирани жички – кръгли и профилни – 2-слойни 18x19 и 3-слойни 34x19 - Tiger Dyform;
- въжета с кръгло сечение плоскооплетени – 2-слойни 14x6 и 17x6 и 3-слойни 20x6 - Tiger Superflex;
- плоски въжета двойно ушити (DIN 21256), /7/ – 8x4x7 или 8x4x12;

В таблица 3 са дадени линейните тегла и геометричните параметри на ДРВ за граничните избрани разлики $\Delta_2 = 1 \text{ kg/m}$ и $\Delta_5 = 5 \text{ kg/m}$ и за 8-те типа конструкции.

Таблица 3

	Тип въже	$q_{изч}$, kg/m	$q_{избр}$, kg/m	d_b , mm (bxб)	$D_{or} : d_b$
$\Delta = 1 \text{ kg/m}$	20x6 SF	6,66	0	0	25
	17x6 SF	6,66	7,31	44	30
	14x6 SF	6,66	7,22	43	30
	34x19	6,66	6,96	40	30
	18x19	6,66	0	0	35
	34x19 Dyf	6,66	6,67	36	30
	18x19 Dyf	6,66	6,8	37	35
	8x4x7	6,66	6,76	113x20	
$\Delta = 5 \text{ kg/m}$	20x6 SF	10,66	11,12	54	25
	17x6 SF	10,66	10,83	54	30
	14x6 SF	10,66	0	0	30
	34x19	10,66	10,88	50	30
	18x19	10,66	0	0	35

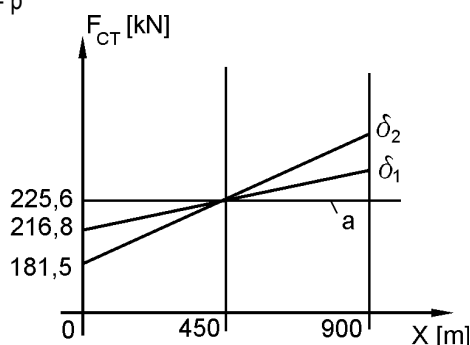
34x19 Dyf	10,66	10,90	46	30
18x19 Dyf	10,66	11,45	48	35
6x4x12	10,66	11,1	130x29	
8x4x12	10,66	11,0	146x25	

За $\Delta = 1\text{ kg/m}$ най-подходящи биха били конструкциите кръгло въже 34x19Dyf и плоско въже 8x4x7. За $\Delta = 5\text{ kg/m}$ са препоръчителни също 34x19Dyf и плоско 8x4x12.

За решения пример и избраните подедни и долни въжета пресмятаме по формула (3) за началото и края на подема и чертаем изменението на статичната сила за двата гранични случая: б₁) $\Delta = 1\text{ kg/m}$ и б₂) $\Delta = 5\text{ kg/m}$. При РПУ с 2 ПС стойността на $k.Q_p$ е:

$k.Q_p = 1,15.196200 = 225,63\text{ kN}$, отговаря на права линия

а) за $q = p$



Фиг.2

Аналогични изследвания могат да се направят и за други по-големи полезни товари Q_p , дълбочини H_i и конструкции въжета, а резултатите и препоръките могат да се разпространят и за други типове ПМ (2-барабанна цилиндрична или 2-барабанна система Блейер), което е и предимството на разработената кратка методика.

Може да бъде решавана и обратната задача. Избраното по якост и конструкция долно равновесно въже да се провери каква максимална разлика в силите или степен на уравниовесеност може да осигури.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Механизация на мините", МЕМФ

Заклучение

Изследвани и анализирани са различни конструкции ДРВ, както и критериите и обосновката за избора им.

Разработена е препоръчителна методика за оптимизиране на избора на ДРВ по линейно тегло, конструкция и специфични изисквания на РПУ и условията на експлоатация.

Направени са примерни изчисления и сравнителен анализ на различните конструкции ДРВ при различни височини на подема и различен брой ПС.

Предложени са оптимални конструкции въжета за конкретни работни условия на ПМ с триеща задвижваща шайба и частично динамично уравниовесяване при използване на един или два ПС.

Изследването е приложимо както при проектиране, така и при оптимизиране на динамиката на РПУ по време на експлоатация.

Литература

- Ковачев В., "Руднични подедни уредби", Техника, София, 1990г.
- Правилник по безопасността на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин, Б-01-02-04, Техника, София, 1971г.
- Technische Anforderungen an Schacht- und Schragforderanlagen –TAS, 1982
- VDI 2358 – Drahtseile für Fördermittel, VDI-Verlag, GmbH, Dusseldorf, 1984
- Hard Rock Miner's Handbook – Rules of Thumb – Jack de la Vergne, McIntosh Engeneering, Edition 3, 2003
- www.bridon.com и фирмени каталози, 2004
- DIN 21256, 1981

NEW POSSIBILITIES OF DRIVER OF PIVOTING MECHANISM OF THE ROTATIVE ARM FROM THE EXCAVATOR SRS TYPE 1400

Popescu Luminița, Olaru Onisifor, Marian Popescu

University „Constantin Brâncuși“ Târgu-Jiu, Romania
luminita@utgjiu.ro, olaru@utgjiu.ro, marian@utgjiu.ro

ABSTRACT: In this paper are presented some possibilities to modernize the driving and adjustment systems of the pivoting mechanism at a SRS 1400 excavator.

Keywords: static frequency converter, energy consumption, field orientation

НОВИ ВЪЗМОЖНОСТИ НА ВЪРТЯЩИЯ МЕХАНИЗЪМ НА РОТАЦИОННОТО РАМО НА ЗАДВИЖВАЩОТО КОЛЕЛО НА БАГЕР ТИП sRs – 1400

Луминита, Попеску, Олару Онисифор, Мариан Попеску
Университет "Константин Бранкуши" Търгу Жил, Румъния

РЕЗЮМЕ: В доклада са представени някои възможности за модернизиране задвижването и регулиране системите на въртящия механизъм на екскаватора SRS 1400

Ключови думи: постоянно честотен конвертер, потребление на енергия, ориентация на полето

Introduction

As it results from using the ERC, in order to have optimal conditions for the excavation process and to have the width of the excavated splinter smaller or at least equal to the width of the excavator grab, it is necessary that the rapport between the speed of the grab wheel and the pivoting wheel to be constant, meaning that the two speeds to follow the same law:

$$v_p(\varphi) = \frac{v_{p0}}{\cos \varphi}; v_r(\varphi) = \frac{v_{r0}}{\cos \varphi} \quad (1)$$

where:

φ is the pivoting angle (made by the arm with the march axel)

v_{p0}, v_{r0} – basic speeds corresponding to $\varphi=0$.

The optimal diagrams are presented in figure 1.

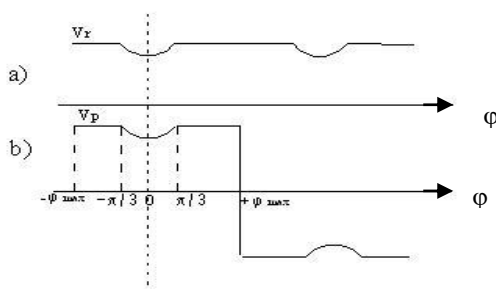


Fig. 1. The optimal diagrams of the speeds: rotation of the grab pivoting wheel function of the pivoting angle
a) Rotation (grab wheel); b) Pivotation

The variations laws (1) determined for the pivoting and rotation (of the wheel with grab) speed assures complete take over conditions of the material and lead to maintaining constant the maximum flow capacity, and also satisfy the optimality conditions under the aspect of energetic consumption and of the dimensioning power of the basic assembly of the excavator.

The scythe shape of the excavated splinter and the necessity to assure a constant flow are the essential elements which impose the driving choice of the pivoting mechanism.

The probability for obstacles to show in the working field, which may overtax the cinematic chain of the mechanism and the rotoric arm, impose a maximal current protection with momentary operation.

In other words, driving the pivoting mechanism must fulfill the following requirements:

- to defeat the maximum resistant moment in the conditions of the toughest working front to assure the maximum load of the grabs,
- to allow the pivoting speed variation for insurances of a constant flow on the whole circle arc of pivotation,
- to answer with high liability to the frequent direction switches imposed by the shuttling of the rotoric arm,
- to ensure a close correlation between the transitory processes (electrical, mechanical: starts and stops) and the arm ineptness, avoiding the mechanical shocks (important aspect),

- the driving engines should be robust, certain in functioning and to reclaim as few maintenance works as possible,
- combined with the wheel with grab driving, to offer permanently the maximum capacity for excavation of the equipment in full security environment.

MODERN SYSTEMS FOR SPEED ADJUSTMENT FOR THE PIVOTING MECHANISM OF THE ROTORIC ARM AT THE SRS 1400 EXCAVATOR

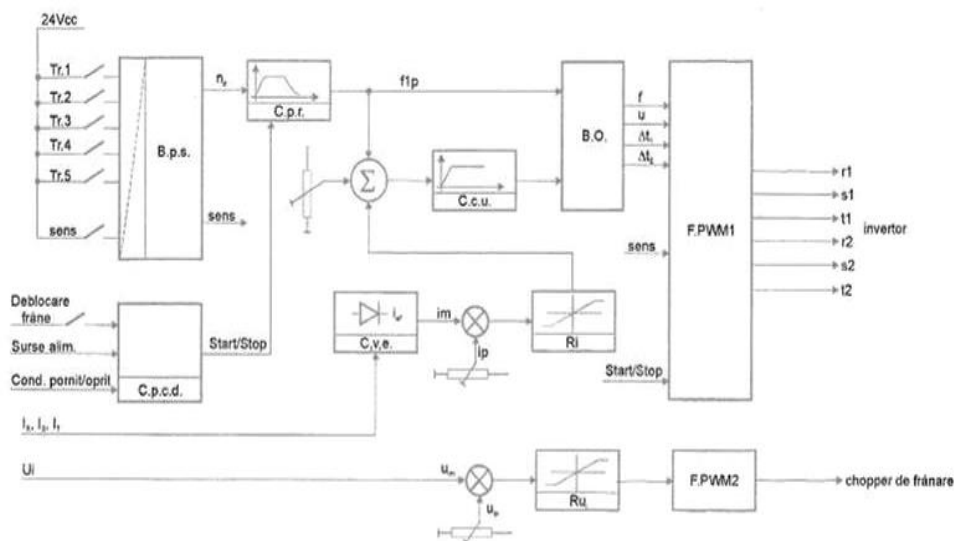
Modernizing the driving for the pivoting mechanism of the rotoric arm at the SRS 1400 excavator requires the replacement of the Ward-Leonard group with frequency

converters and of the continuous current motors with asynchronous motors with short circuited rotor (2x37 kW, 380V, or 2x45 kW, 380V).

In figure 2 is a variant of adjustment scheme for the pivoting mechanism driving, and in figure 3 there are the working characteristics for the Ward Leonard driving system (fig. 3a), and also for the proposed driving system (fig. 3b) [1].

The revolution of the asynchronous motors is modified function of the output frequency from the inverter.

The switch of the revolution direction at the asynchronous motors alimeted from the converter is made in the electronic unit through reversing the commands between two phases of the three-phased bridge from the inverter.



Bps – electronic block for prescription of rotation steps and galvanic separation of the signals received from installation

Cpr – circuit of processing ramp and frequency prescription

Ccn – the electronic block for output tension calculating

Cpcd – circuit of diagnosis and electrical signals processing

Cve – circuit of processing the effective value

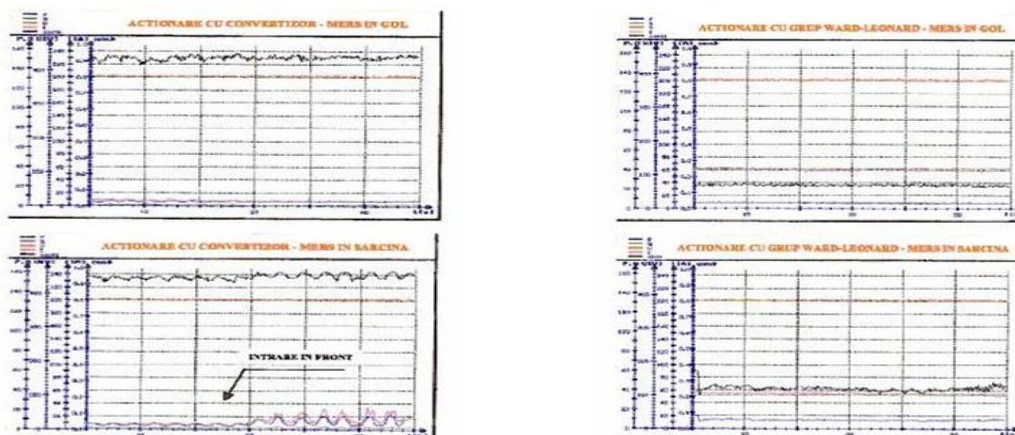
Ri – current regulator

Rui – tension regulator in brake system

BO – command for frequency and tension oscillating block

F. PWM1, F. PWM2 – formatters of modulated impulses in time for inverter and chopper of braking

Fig. 2. The driving of the rotation mechanism with a static-asynchronous motor mechanism with the rotor in short-circuit. The block scheme of adjustment



a) Driving the pivoting mechanism with Ward-Leonard group

b) Driving the pivoting mechanism with asynchronous motors

Fig. 3. Working characteristics of the driving system of the pivoting mechanism

- When working under charge, the differences are maintained.

In figure 4 there is another variant of scheme of adjustment of the asynchronous motors, and that is with field orientation (rotoric flux) [2], in figure 5 is the simulation scheme, and in figure 6, the scheme of the static converter is presented.

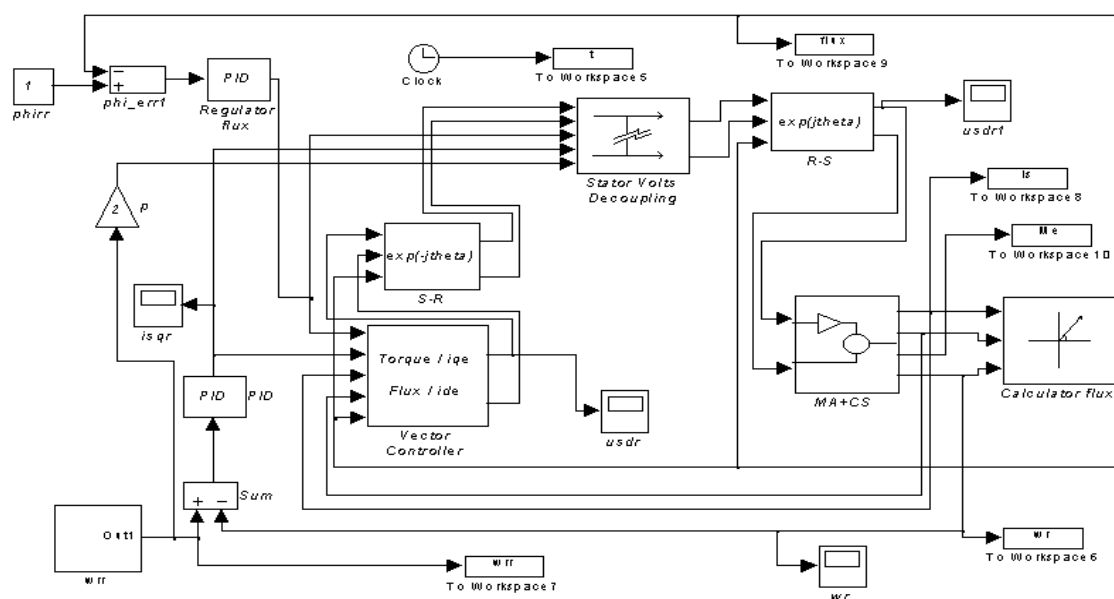
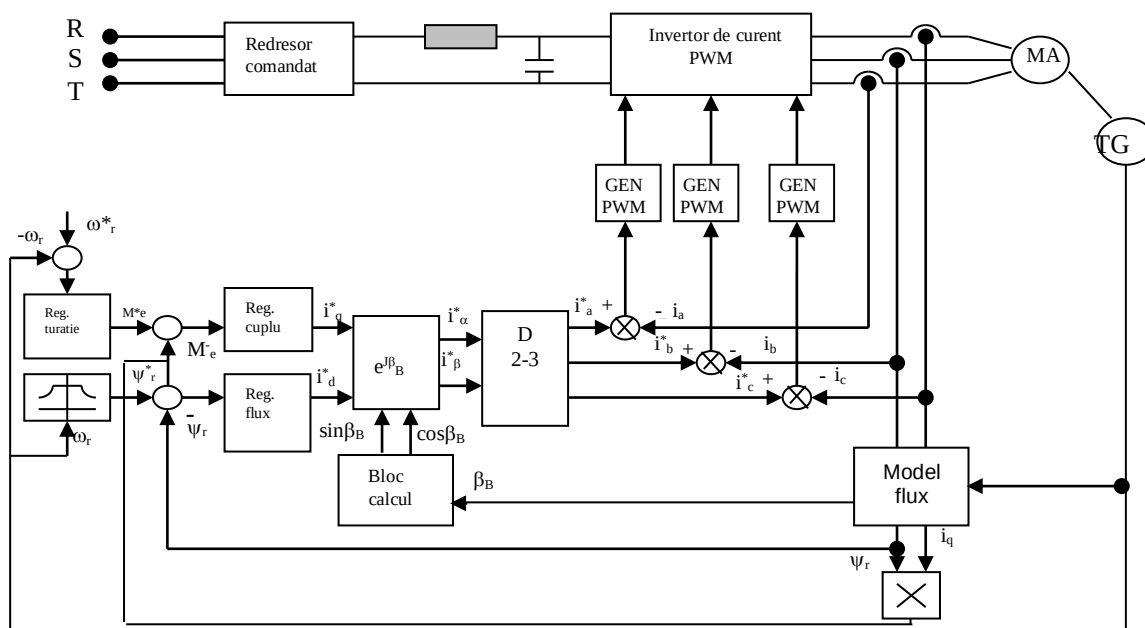


Fig. 5. The simulation scheme

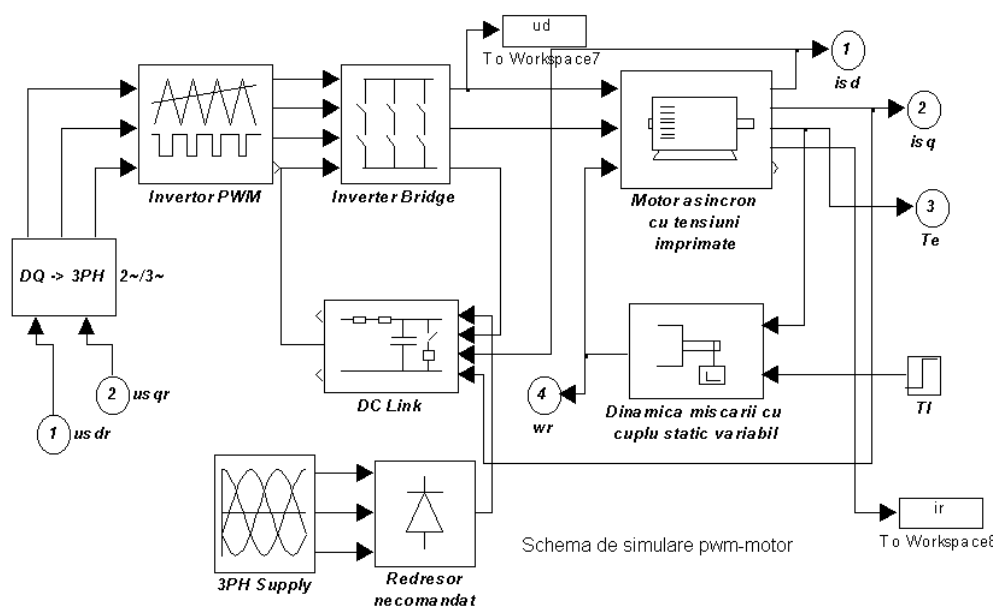


Fig. 6. The scheme of the assembly PWM static converter – asynchronous motor

In figure 7 a), with dotted line is the revolution reference and with continuous line is the reply of the system in revolution. It can be observed that when using this adjustment system, the revolution of the motor follows very faithfully the reference on both rotation directions. Also, a working without current shocks is assured, as seen in figure 7 b), and the couple and flux are maintained approximately constant (fig. 7 c și d).

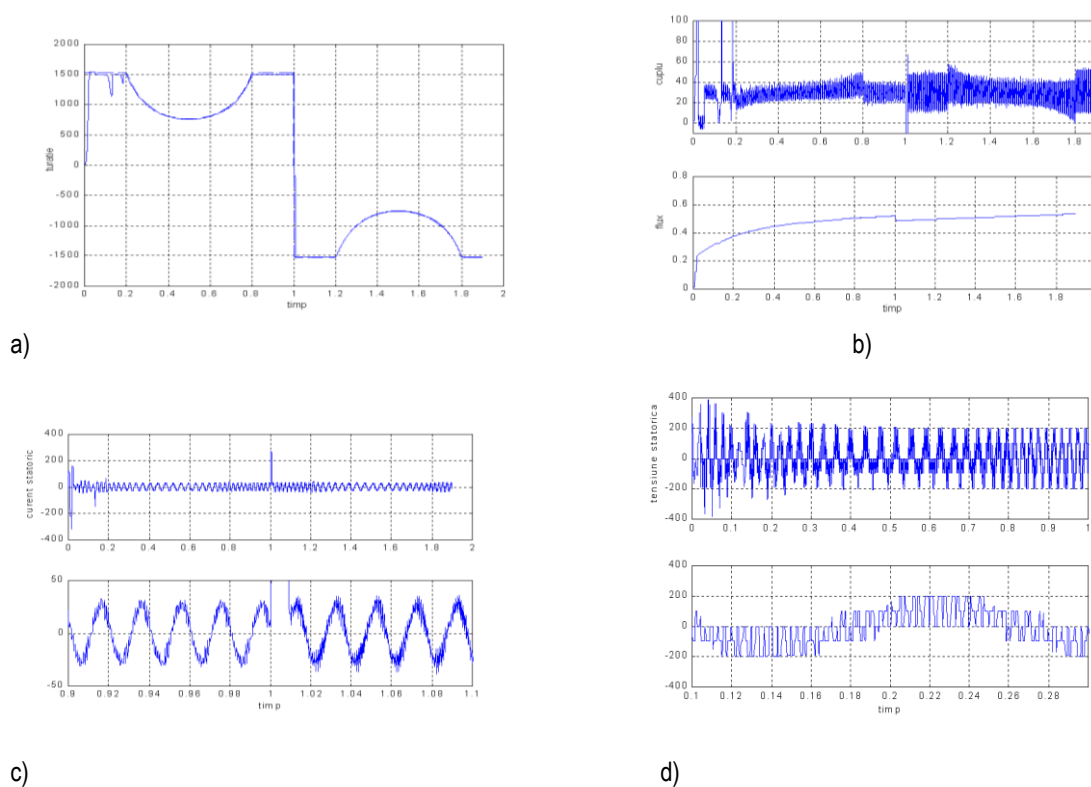


Fig. 7. The results of the simulation of the working system for revolution adjustment, rotor flux oriented, for the ERC 1400 pivoting mechanism

Conclusions

Through the proposed modernizations at the driving system of the pivoting mechanism at the SRs 1400 excavator, the following advantages can be found:

- control of the start current,
 - avoiding the mechanical shocks in the cinematic chain,
 - better characteristics for revolution adjustment,
 - symmetrical load of the motors phases,
 - a simple electrical scheme,
 - the start time is function of the resistant couple,
 - the power factor is improved,
 - the high liability of the cinematic and electric chain,
- as consequence of the lack of movement parts, which leads to the improvement of the use of the equipments index,

- the nominal couple is assured for the conditions of the toughest working front, and for the toughest march ("stick in the mud") conditions,
- electric break is assured at the shift of direction of the rotor arm,
- the improvement of the timetable capacity is assured through improvement of the characteristic for revolution adjustment and permanently combination of the parameters of the wheel with grabs with the parameters of the pivoting mechanism.

References

- L. Popescu: Îmbunătățirea comenzilor acționărilor electrice din carierele de lignit, PhD Thesis, Petroșani, 2000.
- L. Popescu: *Driving of Electrical Processes*, Craiova, Sitech Printing Hall, 2002, ISBN 973-657-246-1.

Recommended for publication by the Editorial staff

STUDY OF POLLUTANTS DISPERSION RESULTING FROM LIGNITE COMBUSTION IN POWER GENERATION

Cristinel Racocceanu, Luminița Popescu, Bogdan Diaconu

University „Constantin Brâncuși” Târgu-Jiu, Romania, cristi@utgjiu.ro, luminita@utgjiu.ro, diaconu@utgjiu.ro

ABSTRACT: The mitigation of power plants impact on environment generated through combustion of coal involves reducing pollutants emissions CO₂, SO₂, NO_x, airborne ash. The study of pollutants dispersion allows identifying of the areas affected by pollutants emissions as well as the areas in which concentrations of pollutants are beyond the legal limits.

ИЗСЛЕДВАНЕ РАЗПРОСТРАНЕНИЕТО НА ЗАМЪРСИТЕЛИ НА ОКОЛНАТА СРЕДА, ПОСЛЕДИЦА ОТ ИЗГАРЯНЕТО НА ЛИГНИТНИ ВЪГЛИЩА ПРИ ПРОИЗВОДСТВОТО НА ЕЛЕКТРОЕНЕРГИЯ

Кристинел Ракокеану, Луминита Попеску, Богдан М. Дякону

Университет "Константин Бранкуши", Търгу Жил, Румъния

РЕЗЮМЕ: Сметчане опасното влияние на енергийните заводи върху околната среда от вредни емисии, причинени при изгарянето на въглищата включва намаляване на замърсяващи околната среда емисии: CO₂, SO₂, NO_x, пепели, носещи се във въздуха. Изследването позволяват да се установят засегнатите райони от замърсяващи въздуха емисии, както и районите, в които концентрацията на замърсяванията на въздуха от вредни емисии надвишава допустимите стойности.

Modelling of pollutants dispersion

The necessity of reducing atmosphere pollutions led the government institutions to issue air quality standards, which establish the values of average concentrations of pollutants, sampled over a precise interval of time – values which should not be exceeded.

The sampling interval is an important factor that must be considered when a pollutants control strategy is implemented; it must consider the fundamental mechanisms of transport and atmospheric dispersion.

The most important parameter which determines the transport, diffusion and dispersion of the pollutants is the general condition of the weather, or, in other words, the climate. The climate is characterized by physical properties of the air (temperature, density, temperature gradient) and pressure distribution, which determines the velocity and the direction of the wind.

These parameters influence the transport and distribution of the pollutants to different degrees. For example, at high values of wind velocity, one would expect the pollutants to be borne at high distances but the high velocity of wind enhances the internal turbulence of the effluent and intensifies the dispersion.

On the other hand, at low values of wind velocity, the effluent remains relatively compact, the height of the effluent is large and the dispersion is reduced, therefore the concentration of the pollutants it is likely to be higher than in the case of large values of wind velocity.

There are also complex feed-back mechanisms: the atmospheric turbulence depends on the air properties and especially on the temperature gradient; the temperature gradient determine the direction and the velocity of the wind velocity, the distribution of nebulosity and the level of nebulosity determines the extent to which solar radiation modifies the temperature gradient. The level of nebulosity determines the intensity of chemical reactions between various components of the atmosphere.

All these factors make difficult to develop a determinist model for the dispersion and the transport of the pollutants (an a priori computing strategy of the pollutants concentration in various points in space). Most models rely on simplifying assumptions, measured values and statistical theories.

The main problem that must be solved in the case of pollutant emissions is on the one hand the mitigation of their harmful potential and the amount emitted in the atmosphere and on the other hand to ensure the emission conditions in the atmosphere so that when the effluent comes back to soil its concentration remain below the values admitted. This last aspect involves the interaction of three factors: the recipient, the effluent and the emission conditions.

The transport and dispersion of the pollutants takes place in the atmospheric boundary layer, between 500 and 1000 m above the soil.

The values of various parameters which influence the turbulent movement in the atmosphere are not precisely known, on the one hand due to the difficulties and errors in

their measurement and on the other hand due to their fast and random fluctuations.

The effluent consists of a mixture of solid, liquid and gaseous particles. Among gases, the sulfur, nitrogen and carbon compounds occur most frequently (SO_2 , SO_3 , NO , NO_2 , CO). The presence in the effluent of more compounds in different phases makes difficult to determine the exact composition of the effluent and on the other hand makes possible for various chemical reactions subsequent to the emission to occur. Such chemical reactions introduce in the complete description of the effluent a supplementary number of chemical and physical variables.

The emission conditions are not generally speaking problematic since they are known for nominal regime of the installation. The emission conditions involve the geometrical characteristics of the chimney stack, the relief, the presence of natural or artificial obstacles in the vicinity of the source and the parameters of the effluent (temperature, velocity, composition).

The experimental installation

For the study of pollutants dispersion resulting from lignite combustion at Rovinari power plant the numerical modeling program ISC 3 View (Industrial Source Complex, version 3, Office of Air Quality Planning and Standards, U.S. Environmental Protection Agency, S.U.A.). The model was developed on the basis of classic formulae of Gaussian dispersion described by Pasquill (The estimation of dispersion of windborne material, *Meteorological Magazine*).

Steady state conditions:

- emission is continuous and uniform
- the horizontal field of wind velocities is homogenous;
- no friction in vertical plane

The characteristics of the pollutant:

- the gas or the particulate are small enough so that the effect of gravity can be neglected;
- no chemical reactions
- total reflexion at the ground.

ISC3 is the latest version of ISC (Industrial Sources Complex). The models were evolutive in the sense of improving the user friendliness and easiness of introducing the input data concerning the spatial distribution of sources and meteorological data.

The program offer answers to the most frequent impact analysis for any type of source (stationary or mobile) any height and for any origin (industry, combustion installations, ventilation, intersections, parkings), for any size and for any location.

Through the options they offer the programs can compute average values for 30 minutes, daily, annual or over a prescribed interval of time.

The more representative the input data are, the more veridical conclusions. Regarding the emission concentrations (input data of the source) the online measurement method is recommended, under representative duration conditions or

statistical processing of data, using the so called emission factors.

The dispersion model ISCST3 represents a steady state Gaussian model that can determine the concentrations of pollutants generated by a large number of sources. A few modeling capabilities of ISCST3 are:

1. Modeling of atmospheric dispersion of a large number of pollutants
2. The program can take into account a large number of punctual, surface or volume sources
3. The pollutants flow rates can be considered constant or variable over an hour, month or a season. These emission factors can be defined for one or for more sources
4. The positions of the receiving points can be defined in Cartesian or polar coordinates.
5. Complex topography terrains modeling
6. The program uses real meteorological data that determine the impact on atmospheric pollution.

Compared to the previous versions the program *ISC3 View* uses a new interface for the ISCST3 model. This interface was developed especially for operating system Microsoft Windows and operates as well under Windows 95, Windows NT, and Windows for Workgroups

The interface *ISC3 View* uses five different menus for defining the input data file for the model ISCST3:

1. Control menu (CO), which specifies a modeling scenario.
2. Sources menu (SO), which specifies the pollutants emissions;
3. The receivers menu (RE), which specifies the matrix of receivers
4. Meteorological conditions (ME), which specifies the meteorological data for the location considered
5. Complex terrain configuration (TE) – the option that takes into account the areas with complex topography
6. Output menu (OU), which specifies the output data for a complete analysis of impact on air

In the program *ISC3 View* each of the six options is represented by an icon (figure 1), which in its turn opens the first window of the menu. The rest of the options are specified in the lower corner of each window.

The program *ISC3 View* allows modeling of a maximum number of 300 sources using a matrix with maximum 1200 receivers and a maximum number of four groups of sources. At the end of the data input process the program is run after a check of the data introduces in the modeling scenarios in the window titled Project status (figure 3).



Fig. 1. General menus of ISC3

In the upper side of window are specified the input and output files and in the lower side a confirmation message is displayed.

The check of the input data is achieved by a post processor *ISC View Post* that can draw the curves of equal concentration for the data defined in each scenario. The curves are drawn at the ground level taking into account the shape of the relief

throughout the whole area analyzed. The parameter of the two-dimensional curves is the pollutant concentration.

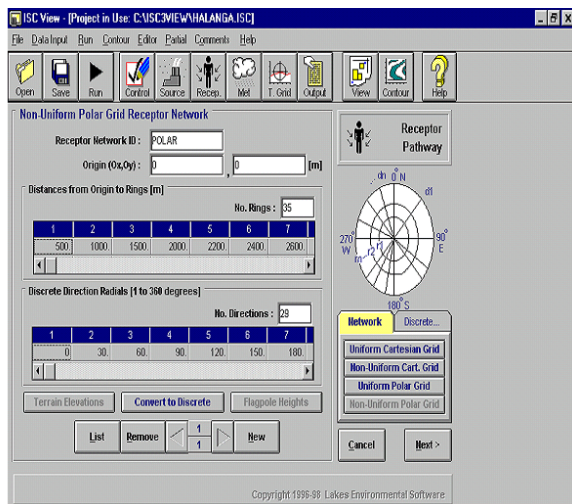


Fig. 2. The window for the receiver matrix

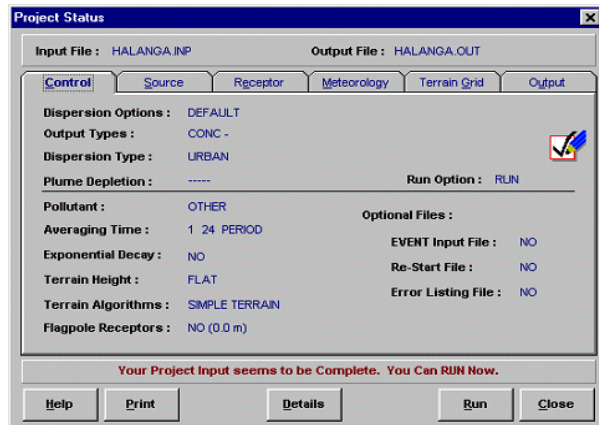


Fig. 3. The check window

Experimental results

In table 1 are presented the results of measurements carried out at Rovinari power plant in October 2005. The data was used for simulations with USC 3 View

Table 1. Results of measurements

Nr. crt.	Parameter	Symb	U.M.	Boiler C4 , chimney stack 2	Boilers C5;C6 , chimney stack 3
1	Temperature of flue gas at the chimney stack	t_{gc}	$^{\circ}C$	137	158
2	Height of the chimney stack	H_c	m	250	250
3	Diameter of the chimney stack	D_c	m	8	8
4	Velocity of flue gas	w_{gc}	m/s	16,4	14,1
5	Mass flow rate of carbon monoxide	M_{CO}	mg/s	9800	11230
6	Mass flow rate of nitrogen oxides	M_{NOx}	mg/s	143200	161400
7	Mass flow rate of sulfur oxides	M_{SO2}	mg/s	1030600	1222600
8	Mass flow rate of ash	m_p	mg/s	172900	71990

In table 2 are presented the values of concentrations measured at receivers, as evaluated by the simulation program (for carbon monoxide) as well as the limits specified by STAS 12574-87; in figures 4 and 5 are presented the hourly and daily average distributions of CO (expressed in $\mu g/m^3 N$) generated by chimney stacks 2 and 3 at ground at 5 km distances measured from the center of the matrix.

Table 2. Values of concentration measured at the receivers for carbon monoxide

$(CO_{max})_{30min}$	$(CO_{max})_{30min}$			$(CO_{max})_{24ore}$	$(CO_{max})_{24ore}$		
$(C_{max})_{STAS} [\mu g/m^3 N]$	$C_{computed} [\mu g/m^3 N]$	X [m]	Y [m]	$(C_{max})_{STAS} [\mu g/m^3 N]$	$C_{computed} [\mu g/m^3 N]$	X [m]	Y [m]
6000	3,41	2973	2676	2000	0,48	2973	2676

Table 3. Values of concentration measured at the receivers for nitrogen oxides

$(NOx_{max})_{30min}$	$(NOx_{max})_{30min}$			$(NOx_{max})_{24ore}$	$(NOx_{max})_{24ore}$		
$(C_{max})_{STAS} [\mu g/m^3 N]$	$C_{computed} [\mu g/m^3 N]$	X [m]	Y [m]	$(C_{max})_{STAS} [\mu g/m^3 N]$	$C_{computed} [\mu g/m^3 N]$	X [m]	Y [m]
300	24,97	0	3500	100	4,37	2973	2676

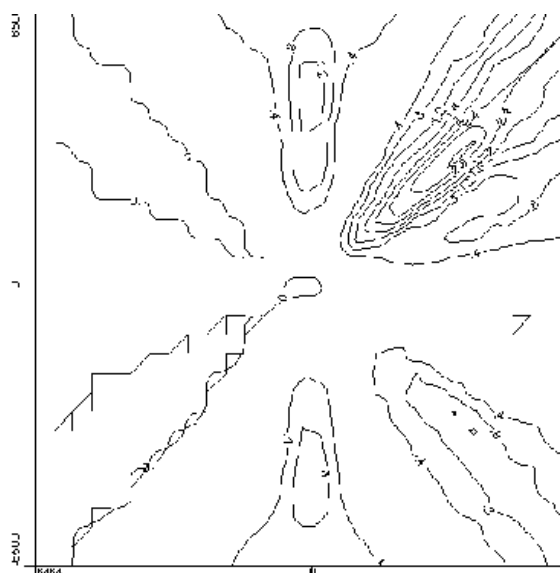


Fig. 4. Hourly distribution of CO emitted by chimney stacks 2 and 3 at ground over distances of 5 km

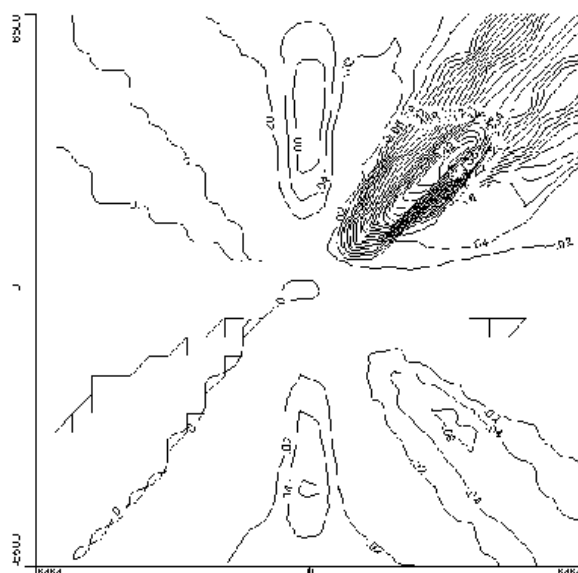


Fig. 5. Daily distribution of CO emitted by chimney stacks 2 and 3 at ground over distances of 5 km

Conclusions

As the table 2 reveals, the calculated values of CO concentrations at the receiver are much lower than the maximum values admitted according to STAS12574-84. The maximum value $(CO_{max})_{computed.30min}$ is encountered in the village of Cilnic and $(CO_{max})_{calc.24ore}$ is encountered in the village of Timiseni.

The computed values of concentrations of nitrogen oxides are much lower than the maximum values admitted according to STAS 12574-84. $(NO_x max)_{computed.30min}$ is encountered in village of Poiana and $(NO_x max)_{computed.24ore}$ is encountered in the village of Virt.

References

- Moțoiu, C.: *Centrala termoelectrică și mediul înconjurător*, Energetica, vol.1, Editura Tehnică, București, 1986, p.140-144.
- Racoceanu, C.: *Studiul de audit pentru C.T.E. Rovinari*, Referat nr.2 teza de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 1997.
- ***** *Aer din zonele poluate. Condiții de calitate*, STAS 12574-87.
- Ionel, Ioana: *Dispersia noxelor*, Note de curs, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1999.
- Totolici, D.: *Analiza automată continuă*, Editura Tehnică, București, 1967.
- ***** *ICS3 Dispersion Modelling Application*, Environmental Protection Agency, USA, 1998

Recommended for publication by the Editorial staff

DIMINUTION OF ELECTRICAL ENERGY CONSUMPTION FOR THE PROCESS OF WATER EVACUATION FROM THE LINING MINING PIT OF OLTENIA

Luminita Popescu, Racoceanu Cristinel, Grofu Florin, Popescu Marian

*Constantin Brancusi, University, Tg-Jiu, Romania
luminita@utgjiu.ro, cristi@utgjiu.ro, florin@utgjiu.ro, marian@utgjiu.ro*

ABSTRACT: In the lignite mining pits from the Oltenia Coalfield appear special problems because of the big quantities of water which come from infiltrations and rainfall. In order to evacuate these enormous quantities of water there are being used pumping aggregates (figure 1) whose number depends on the surface of the mining pit and on the quantity of water which is estimated to be evacuated from that certain mining pit. The electrical energy consume of these pumping aggregates is very high, almost 10% from the total consume of electrical energy from the mining pit. This justifies the efforts which must be done by specialists in order to reduce this consume of electrical energy.

НАМАЛЯВАНЕ КОНСУМАЦИЯТА НА ЕЛЕКТРОЕНЕРГИЯ В ПРОЦЕСА НА ИЗПОМПВАНЕ НА ВОДАТА ОТ ВЪГЛИЩНИЯ МИНЕН БАСЕЙН ОЛТЕНИЯ

*Луминита Попеску¹, luminita@utgjiu.ro
Ракокеану Кристиinel², cristi@utgjiu.ro
Грофу Флорин³, florin@utgjiu.ro
Попеску Мариан⁴, marian@utgjiu.ro
Университет "Константин Бранкуши", Търгу Жил, Румъния*

РЕЗЮМЕ: В минните рудници за лигнитни въглища от въглищен басейн Олтения, специфичен проблем се явява наличието на големи количества вода, които са последица от просмукването и валежите. Ето защо за да се изтеглят тези огромни количества вода се използват изпомпващи агрегати (фиг. 1), чиито брой зависи от повърхността на минната кариера и от количеството на водата, което се преценява да бъде изтеглено от определената минна кариера. Консумацията на електрическа енергия от тези помпени агрегати е много висока, почти 10 процента от totalната консумация на електроенергия на рудника. Това оправдава усилията, които трябва да бъдат направени от специалистите за да се намали потреблението на тази електроенергия.

1. Introduction

Diminution of electrical energy consumption is a desideratum of specialists in the field of the ligning mining pit. For that, they conceived specifically solutions for each component of technological process, for example: modernization of electrical movements, modernization of protection and switching equipments, of measurement equipments using complex data acquisition system.

The electrical energy consumption for the process of water evacuation is big, approximately 10% of total electrical energy consumption from a lignin mining pit.

In order to reduce this consume of electrical energy, in the first place it is necessary to correlate the energetic parameters (absorbed currents, power factor $\cos \varphi$ etc.) which characterize the electrical engines which drive the evacuation pumps with the technological parameters (the water level in the collecting tank, the warning water level in the collecting tank, the clogging level from the Jomp, the depression from the pump aspiration column, the pressure from the pump discharge under pressure column etc.).

The functional correlation of the enumerated parameters and other parameters can be achieved through a complex informational system which implies the acquisition of the data, the control of the process and command elaboration, as in figure 2.

This system must to achieve the following objectives:

- the working of the pumps in an automated regime in accordance with the water quantity which must be evacuated;
- the monitoring of the energetic working regime of the electrical engines which activate the pumps;
- the control of the pumping aggregates technical state.

For achieve that objectives, it is necessary to do a data acquisition system at the pumping aggregates level, and another **acquisition system at the electrical house** level.

2. The Description of the Application

2.1. The local data acquisition system (at the pumping aggregates level). Hierarchical level 1 system

The input quantities of local data acquisition system are following:

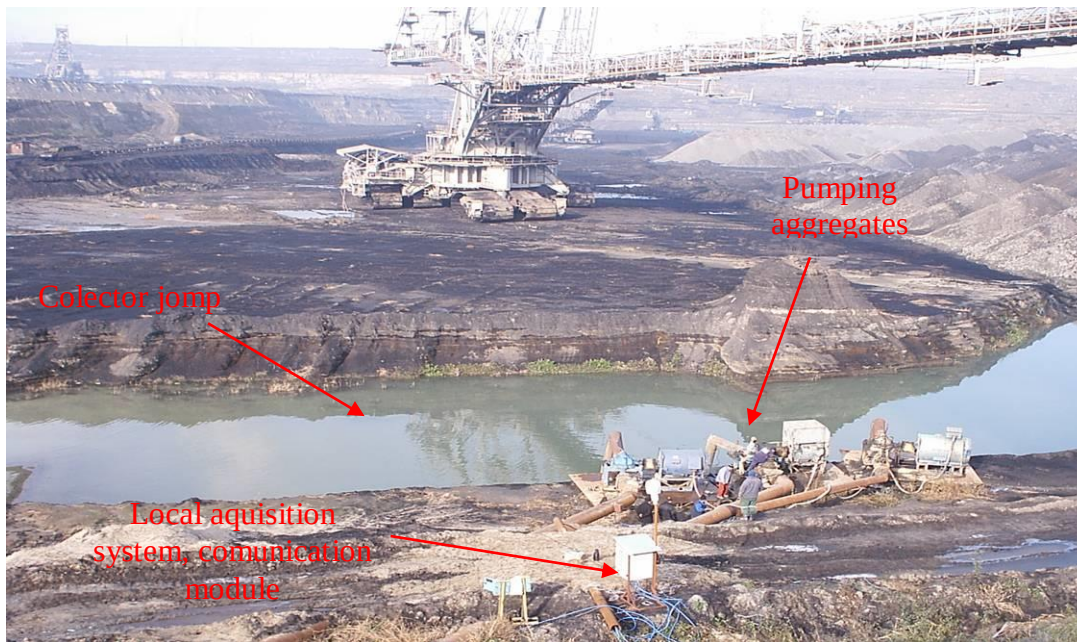


Fig. 1. General View

- 1 – h_1 [m] – level of water in Jomp (analogical signal, provided by level transducer 1, in unificat signal 4-20 mA or 0-10 V);
- 2 – h_3 [m] – level for warning (digital signal);
- 3- h_2 [m] – level for clogging (analogical signal provided by level transducer 2, in unificat signal 4-20 mA or 0-10 V);
- 4 – Δf_{M2} – analogical signal from vibrations transducer, which provided information about frequency range and amplitude of vibrations from engine 2.
- 5 – P_{22} – upending pressure of pump 2 (analogical signal);
- 6 – P_{12} – pressure (negative) from aspiration column from pump 2 (analogical signal provided by pressure transducer in unificat signal 4-20 mA or 0-10 V);
- 7 – Δf_{P2} – analogical signal from vibrations transducer which provided information about frequency range and amplitude of vibrations from pump 2;
- 8 – Δf_{P1} – analogical signal from vibrations transducer which provided information about frequency range and amplitude of vibrations from pump 1;
- 9 – P_{11} – pressure (negative) from aspiration column from pump 1 (analogical signal provided by pressure negative transducer in unificat signal 4-20 mA or 0-10 V);
- 10 – Δf_{M2} – analogical signal from vibrations transducer, which provided information about frequency range and amplitude of vibrations from engine 2;
- 11 – P_{21} – upending pressure (negative) from aspiration column from pump 1 (analogical signal provided by pressure negative transducer in unificat signal 4-20 mA or 0-10 V);
- 12 – P_{21} – upending pressure (negative) from aspiration column from pump 1 (analogical signal provided by pressure negative transducer in unificat signal 4-20 mA or 0-10 V);

The local acquisition system (the hierarchy level 1), at the pumping aggregates, takes over the input quantities and transfers them through the serial interface towards the process computer from the electrical house.

1.2 Data acquisition system from electrical house. Hierarchical level 1 system.

The acquisition system from the electrical house (the hierarchy level 1) is made of two modules: one of them takes over the quantities with a general nature at the electrical house level (the electrical current, the electrical potential, the consumed energy and the $\cos \varphi$), and the other one which takes over the quantities with specific nature and also realise and electrical protection functioning (SEPAM 1000).

The both modules transfer the information (data) through the serial interface towards the process computer. And also, through the serial interface, the system receives commands, decisions, which are send by the superior hierarchic system.

a) Module 1, witch purchases the following quantities:

- 1 – I_{f11} – analogical signal, phase electrical currents 1 of engine 1, provides by current transducer TC1, in 0-5 A
- 2 – I_{f12} – analogical signal, phase electrical currents 2 of engine 1, provides by current transducer TC2, in 0-5 A
- 3 – I_{f13} – analogical signal, phase electrical currents 3 of engine 1, provides by current transducer TC3, in 0-5 A
- 4 – I_{f21} – analogical signal, phase electrical currents 1 of engine 2, provides by current transducer TC4, in 0-5 A
- 5 – I_{f22} – analogical signal, phase electrical currents 2 of engine 2, provides by current transducer TC5, in 0-5 A
- 6 – I_{f23} – analogical signal, phase electrical currents 3 of engine 2, provides by current transducer TC6, in 0-5 A
- 7 – S_{SM1} – contact's state of electrical separator from engine 1 (digital signal);
- 8 – S_{SM2} – contact's state of electrical separator from engine 2 (digital signal);
- 9 – S_{igM1} – fuse's state from engine 1 (digital signal);
- 10 – S_{igM2} – fuse's state from engine 2 (digital signal);
- 11 – S_{cM1} – contact's state of contactor from engine 1 (digital signal);
- 12 – S_{cM2} – contact's state of contactor from engine 2 (digital signal);
- 13 – S_{c1} – reading short circuit protection from engine 1 (digital signal);
- 14 – S_{c2} – reading short circuit protection from engine 2 (digital signal);

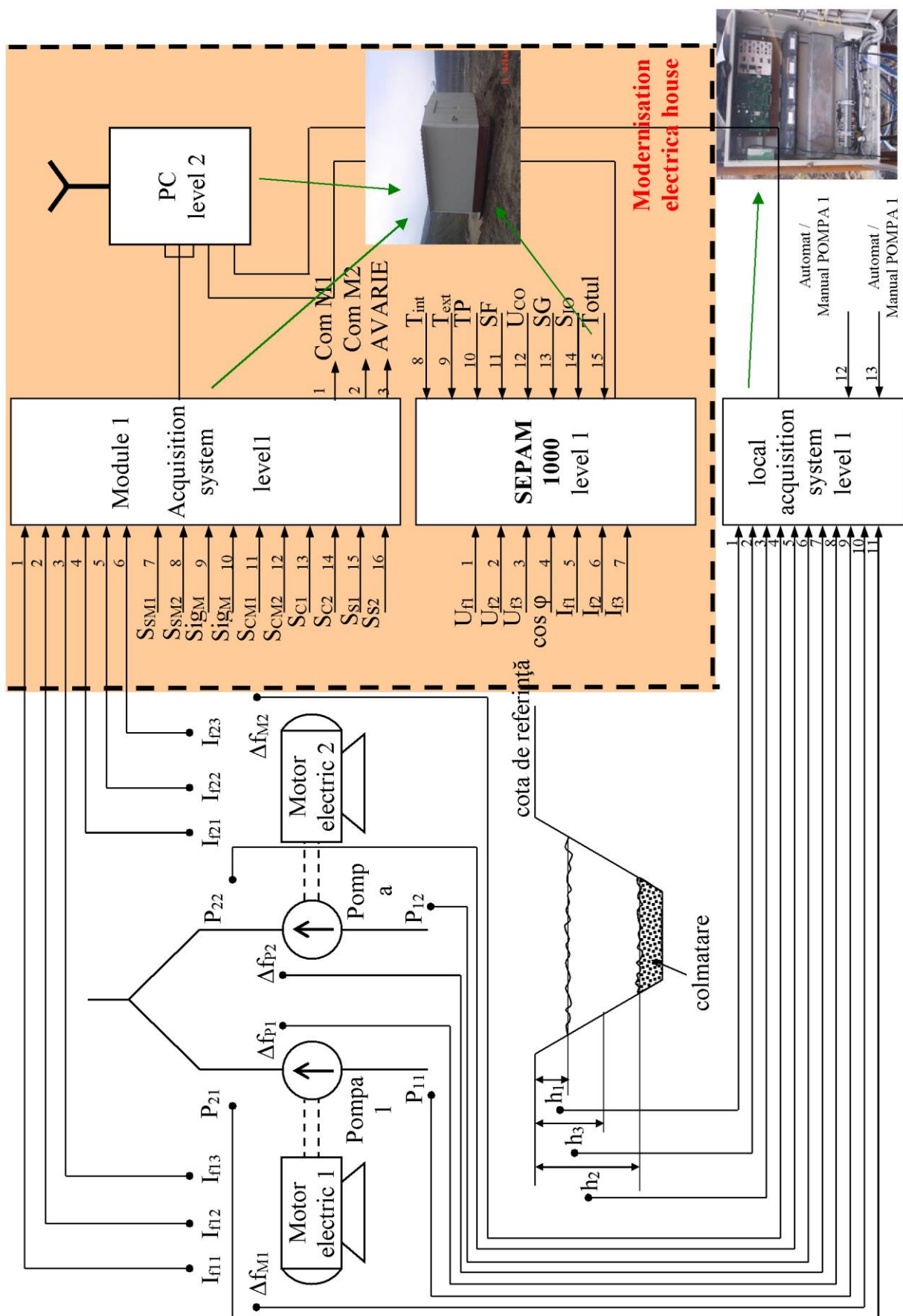


Fig. 2. Simplified presentation of acquisition system

- 15 – S_{c1} – reading overhead protection from engine 1 (digital signal);
 - 16 – S_{c2} – reading overhead protection from engine 2 (digital signal).
- b) Module 2 (SEPAM 1000)**, which purchases the following quantities:
- 1 – U_{f1} – analogical signal, phase electrical potentials 1, provides by tension transducer TT1 in 0-100 V;
 - 2 – U_{f2} – analogical signal, phase electrical potentials 2, provides by tension transducer TT2 in 0-100 V;
 - 3 – U_{f3} – analogical signal, phase electrical potentials 3, provides by tension transducer TT3 in 0-100 V;
 - 4 – $\cos \varphi$ – power factor (analogical signal);
 - 5 – I_{f1} – analogical signal, phase electrical currents1 of transformer station, provides by current transducer TC7, in 0-5 A
 - 6 – I_{f2} – analogical signal, phase electrical currents2 of transformer station, provides by current transducer TC8, in 0-5 A
 - 7 – I_{f3} – analogical signal, phase electrical currents3 of transformer station, provides by current transducer TC9, in 0-5 A
 - 8 – T_{int} [°C] – inside temperature from electrical house (analogical signal, provides by integrate temperature sensor in mV/°C;
 - 9 – T_{ext} [°C] – outside temperature (analogical signal);
 - 10 – TP – input (analogical signal) from rainfall transducer;
 - 11 – SF – fume sensor from electrical house (digital signal);
 - 12 – U_{COM} – existence potential for command (digital signal);
 - 13 – SG – contact's state of general electrical separator 6 kV from electrical house (digital signal);
 - 14 – S_{IO} – contact's state of general electrical switch 50,6kV;
 - 15 – reading state – all STOP – (digital signal).

OUTPUT QUANTITIES

- 1 – command for electrical engine 1 (digital output);
- 2 – command for electrical engine 2 (digital output);
- 3 – warning – average (digital output).

2.3 The process computer (Hierarchical level 2 system)

The function of this system is:

1. To take over and to administrate the information to results from all hierarchical level 1 systems;
2. To create a data base with following information :
 - the state of the pumps: working or pause;
 - number of hours in witch the pumps are working: on a day, on a month , on a year;
 - pumping aggregates electrical energy consumption: on a day, on a month, on a year
 - evacuate water quantities: on a day, on a month, on a year, for each pumping aggregates;
 - damage in pumping aggregates working;
 - pumping aggregates performance;
 - evacuate water quantities according to origin

3. To elaborate the following commands:

- 3.a. Command of pumping aggregates working in order to:
 - to assure a pumping aggregates equilibration utilization;
 - to assure the working of pumping aggregates number in according to water level from gathering basin;
 - to take over of the loads of one damaged pumping aggregate by the available pumping aggregates;
 - to start "no frost" working program when the temperature decrease under -3°C and correlating this working program with external temperature;

- 3.b. To elaborate warning signals in following situations:

- starting of protections;
- appearance of the mechanical damage at the electrical motors and the pumps;
- appearance of the rainfall;
- overtaking level for clogging;
- reaching of warning level for water in the jump;
- appearance of pumps hydro-dynamic damage (unstriking, low debit, unbalance between pumps coupled on the same evacuation column);

4. The transmission of the information (dates) towards dispatcher in following two modes:

- usual (consumed electrical energy, momentary power, number of pumps in working state, water level in gathering basin, number of working hours for pumps);
- on demand (every other information witch is in the data base).

2.4. The dispatcher (hierarchical level 3)

The function of this system is following:

- to receive the information from the process computers (hierarchical level 2) located in all electrical house;
- to create a global data base on whole mining pit;
- to inform the human operator about unusual situation mentioned from inferior hierarchical level;
- to elaborate the warning signals about maintenance cycles as well as report about the origin of the damage;
- to elaborate decisions of force starting or force stopping.

3. Conclusions

The complex automation of the water evacuation system from the lignite mining pit leads to lower consume of electrical energy and to the growth of the pumping aggregates reliability, from the following reasons:

- pumping aggregates together with electrical motor witch drive them, working only is necessary, in according to information provides by data acquisition system (level transducers);
- by acquisition system from electrical house are controlled all electrical parameters and it is possible to improve the power factor in order to lower the consumption of reactive power;
- by modern protection system (numerical system) is prevented extension of possible damage or diminution of possible losses create by electrical damage.

References

- Popescu L., Olaru O., Popescu M., The functional correlation of the parameters of the water evacuation from the lignite mining pit. 2nd Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics, May, 7-10 2003 Milano Marittima (Ravenna), Italy.
- Popescu L., Olaru O., Vulpe I., Grofu F. The automation of the water evacuation process from the lignite mining pit. 5th European Conference of Young Research and Science Workers in Transport and Telecommunications, 23 – 25 June 2003, Zilina, Slovak Republic.
- Popescu L., Olaru O., Popescu M., Grofu F., Gidei G., Pumps function and electrical motors monitoring with vibrations transducer. Proceedings of 5th International Carpathian Control Conference ICCC' 2004, Zakopane Poland May, 25-28, 2004, pag.641-646.
- The automation and dispatching of the water evacuation process from the lignite mining pit EM Rosia. Research Contract no. 276/C/2002, National Lignite Company of Oltenia.

Recommended for publication by the Editorial staff

QUALITY OF POWER IN LIGNITE MINING EXPLOITATIONS

Cozma Vasile¹ Barbu Daniela Angela²

¹Constantin Brâncuși University from Tg.-Jiu, Romania

²National Society of Lignite Oltenia, Tg.-Jiu, Romania

ABSTRACT: The power quality is a complex and controverted problem that has to be seen in the context of relation between supplier and consumer under the influence of perturbations.

The power consumers can induce perturbations in the power supply net, as: the worsening of power factor, the occurring and amplifying of voltage harmoniques, the deficitary circulation of power in the net, and their existence requests the analysis, monitoring and measures to be taken for the ensuring of power quality.

In the last period, in the power nets of lignite mining exploitations, as following the equipment's refurbishment had appeared driving mechanisms with variable revolution speed using rotor converters or commanded rectifiers for the driving of bucket wheel, for upper structure spinning, for the marching mechanism, for the driving of belt conveyors, by introducing in the power system of superior harmonics, and by this vitiating the quality of electric power.

For a quality consumption of power, in conditions of economical efficiency, it is recommended the amortization of the harmonics that are occurring in the power system.

КАЧЕСТВО НА ЕНЕРГИЯТА ПРИ ДОБИВА НА ЛИГНИТНИ ВЪГЛИЩА

Василе Козма¹, Даниела-Анджела Барбу²

¹ Константин Брънкуш Университет - Търгу Жил, Търгу Жил, Румъния

² Национална компания за лигнитни въглища, Търгу Жил, Румъния

РЕЗЮМЕ: Качеството на енергията е сложен и дискуссионен въпрос, който трябва да бъде разглеждан в контекста на отношенията между доставчик и потребител, влиещи се от смущения. Потребителите на енергия могат да предизвикат смущения в електропреносната мрежа чрез: влошаване на енергийния фактор, настъпва високо напрежение, не добра циркулацията на енергията в електропреносните мрежи, а тяхното наличие изисква анализ, мониторинг и критерии, които трябва да бъдат взети под внимание за да се гарантира качеството на енергия. През последните години в енергийните мрежи на добива на лигнитни въглища, при освежаването на оборудването, се появяват движещи механизми с различни въртящи се скорости, използвайки роторни конвертори или управляващи токоизправители на движещите бутала, за завъртане на горната конструкция на ходовите механизми, за задвижване на конвейерите, чрез внедряване на мощни системи от изключителна хармония и от това влошаване качеството на електрическата мощност.

За качествено потребление на мощността, в условията на икономическа ефективност се препоръчва амортизация на хармонията, което се случва в електро- системите.

Introduction

In modern power systems the non-linear consumers have a an increased weight; by using on a large scale of adjustable auctioning of alternative current having rectifiers with diode as first conversion floor of continuous current based upon rectifiers with tiristors, have as consequence the increasing of harmonical content of the current absorbed by the consumers. The disadvantages of these harmonics of current are well known: increased dissipation of power in cables, transformers, power machines and condensers. In three phased systems with null, the harmonics that are the multiple of three are added in the null conductor and the current in the conductor reaches at unacceptable values. The harmonics of current are causing the disturbance of supplied voltage for all consumers, and are affected also the linear consumers, that are not generating harmonics of current. The harmonics are accelerating the ageing processes of the isolation and are reducing the life of installations.

It is considered deforming regime that alternative regime where the variation in time of at least one of characteristic state dimensions – current or voltage – is describe by a non-sinusoidal periodical function. The occurring of deforming

regimes is generally caused by the non-linear elements of transfer and due to the electromagnetic power transformed in other form of energy.

Can be enumerated four major arguments that are justifying the interest towards for the power quality field:

1. Modern equipments are more sensitive to the reducing of power quality, due to the fact that they have in components controlling systems based upon microprocessors.
2. The semiconductor power devices became omnipresent in conversion processes of power.
3. The consumers became more aware and more informed about the impact of electromagnetic perturbances over the electrical equipments and over technological processes and as a following they are requesting to power suppliers to supply the power at quality parameters that were contracted.
4. The complexity increasing of energetical systems has a large influence between the systems and users and also between the connected consumers to the same supply system.

In general, the industrial consumers can load the net, symmetrically on all phases or un-symmetrically.

Sources of harmonics

At the present the equipments that are containing statically converters are the main source of harmonical pollution of power net. The semiconductor devices of power that are in the converter structure are conducting only a fraction of period the fundamental component. The special proprieties of statically conversion of energy can be obtained by this way; as following the statically converters are absorbing a current strongly distorted.

The non-linear loadings are absorbing a non-sinusoidal current, even when the supply conditions are perfectly sinusoidal. The functioning effect of a non-linear load in the power net can be represented by a generator for current that injects a harmonic of order h . In the common point of coupling (PCC), the tension is distorted (contains harmonics of tension), as following of the presence of I_n harmonic of current.

$$V_{PCC(n)} = (Z_{TR} + Z_S) \cdot I_n,$$

and the distorted tension is applied to the other consumers connected to PCC.

A first effect of the tension harmonics presence is the increasing of effective values and of the top value of tension. Other negative consequences of the tension harmonics presence are: increasing of iron and copper losing, in the respective installations, due to the increased thermal solicitations; starting of thermal protections; burning of fusible; accelerated ageing of isolation. The equipment that is using the net tension as reference can have problems of synchronization. The monophasic consumers that have a high content of 3rd harmonic of current are causing a significant increasing of current of null, because these harmonics are in the phase and they are added on the null conductor.

3. Effects of the harmonics presence

Main effects that the deforming regime is producing in the electromagnetic systems are the following:

-Distortions of tension and current: at all levels between the sources and consumers characterized by the coefficient of distortion δ_U , respective δ_I , defined as ration between the deforming residuum and the effective value of a tension respective of current:

$$\delta_U = \frac{\sqrt{\sum_{n=2}^{\infty} U_n^2}}{\sqrt{\sum_{n=1}^{\infty} U_n^2}} \times 100 \%$$

$$\delta_I = \frac{\sqrt{\sum_{n=2}^{\infty} I_n^2}}{\sqrt{\sum_{n=1}^{\infty} I_n^2}} \times 100\%$$

where U_n , I_n are harmonics of order n of tension, respective of current

- *Over voltages of harmonical resonance* due to the resonant circuits formed by condensers for the compensation of reactive power and of inductive reactance of the system

- *Overloading of condensers* due to the exceeding of maximum admitted value, 1,3 I_{nc} ; 1,1 U_{nc} ; 1,43 Q_{nc}

- *Supplementary power and energy losing* in the nets due to the increased apparent power

$S = \sqrt{(P^2 + Q^2 + D^2)}$, where D is the deforming power

- *Occurring of parasite couples and supplementary power losses in electrical machines.*

- *Errors of functioning of the measurement, protection and command devices*, due to the power factor in deforming regime

$$K = \frac{P}{S} = \cos \varphi \cos \varepsilon,$$

where $\cos \varphi$ is the power factor in the absence of deforming regime, and

$$\cos \varepsilon = \frac{\sqrt{(P^2 + Q^2)}}{\sqrt{(P^2 + Q^2 + D^2)}}$$

The circulation of harmonic currents in nets can be a danger for the electrical installations functioning, specially in the resonant circuits of derivation, condenser-system. In this case due to the phenomenon of the current harmonics amplification, in the resonant circuit, it occurs the overloading or destroying of condenser batteries, of generators or other elements of the system. dangerous for the condenser batteries are the resonance that are occurring, usually at harmonics 5, 7, 11 and 13.

The amplification phenomenon of superior harmonics of current is accompanied by the amplification of tension harmonics – over tensions – that can reach to the values that are corresponding to the resonance phenomenon, that leads to the deterioration of cables isolation or of the condensers dielectric.

At the electric cables together with the losing in dielectric and supplementary ohmical losing, is occurring the corrosion phenomenon of the cables in the presence of harmonics.

In the case of asynchronous motors, when supplying them with a non-sinusoidal tension, their output decreases very much.

Ways of reducing the superior harmonics of current and tension

For reducing the effects of deforming regime there are used active filters of power that can be with repression or absorption.

The active filters are static converters of power that can have diverse functions. The actual schemes of filtering allow the syntherization of any form of current with harmonic components of relative high frequencies, and there are sufficient for most of practical cases and at higher and higher levels of power.

The term „active filter of power” has a wide character and is applied to a category of circuits that contains also the semiconductor devices of power and passive elements for the energy storing – inductances or condensers. The functions of filters can be different, depending upon the application.

Pressing filter

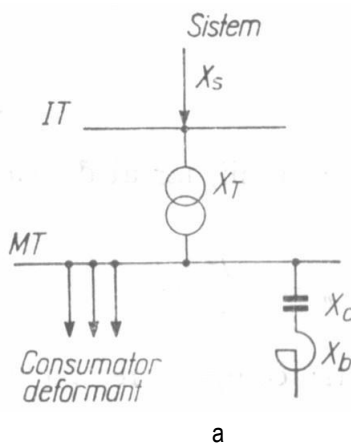
It is made by serial connection of the condenser battery with a coil of reactance X_b . The value of this coil is chosen to ensure that the resulting circuit to have a capacitive character for the fundamental frequency and at superior frequencies to have an inductive character. Hence:

$$X_b^n - X_c \geq X_c^n$$

$$X_b \geq \frac{2}{n_m^2} X_c$$

where X_b , X_c , are corresponding to the coil reactance, respective condenser battery, and n_m is the minimum order of unwanted superior harmonics.

Disadvantage: pressing filters are loading the net with pressing harmonic currents; for this reason these are used only for the protection of existing installations of condensers.



a

Fig. 1. Mounting of active filters – scheme of principle
a-pressing filter; b-absorbent filter

Absorbent filter

There are made of condensers in serial connection with coils of reactance X_b that are entirely absorbing the harmonic current on which it was adjusted and in lower proportion the harmonic currents of close frequencies.

The filters are calculated to present a serial resonance for the superior harmonics that are present at the consumer's bars.

By this way are obtained the main characteristics of the filter.

- reactance of coil at resonance:

$$X_b^{(n)} = \frac{X_c^{(n)}}{n^2}, \text{ where } X_b^{(n)} = \omega_1 L_b^{(n)} \text{ and}$$

$X_c^{(n)} = 1/\omega C^{(n)}$ there are the reactance that are corresponding to the fundamental

- absorbed current $I^{(n)} = \sqrt{I_1^{(n)2} + I_n^2}$, where the current for the fundamental is $I_1^n = U_1 a / X_c^{(n)}$, where a is the coefficient

of supra-tensioning, $a = \frac{n^2}{n^2 - 1}$ and it has

values between 1,006 ($n=13$) and 1,04 ($n=5$)

- tension at the condenser terminals,

$$U_c^{(n)} = \sqrt{U_{c_1}^{(n)2} + U_{cn}^2}, \text{ where}$$

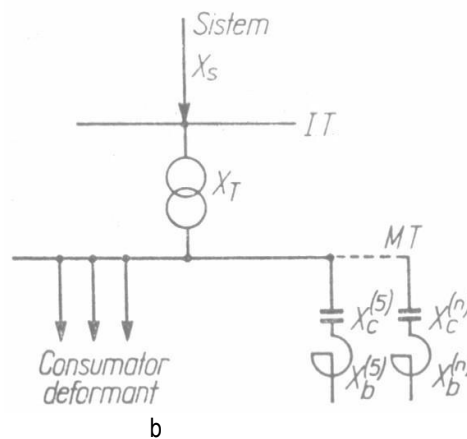
$$U_{c_1}^n = a U_1, U_{cn} = \frac{I_n}{n X_c^{(n)}}$$

- power of condensers, $Q_c^{(n)} = Q_{c_1}^n + Q_{cn}$, where the first term corresponds to the fundamental of tension and the second term is the overloading due to I_n harmonic, respective

$$Q_{c_1}^{(n)} = U_{c_1}^{(n)} I_1^{(n)} = \frac{U_1^2}{X_c^{(n)}} a^2 \text{ and}$$

$$Q_{cn} = U_{cn} I_n = \frac{I_n^2}{n X_c^{(n)}}$$

- available power at the filter terminals for the



b

- compensation of power factor

$$Q_1^{(n)} = U_1 I_1^{(n)} = \frac{U_1^2}{X_c^{(n)}} a$$

- filter's characteristic of frequency represents the variation of admittance depending upon the frequency according to formula:

$$Y_\omega^n = \frac{1}{\frac{1}{\omega C^n} - \omega L_b^n}$$

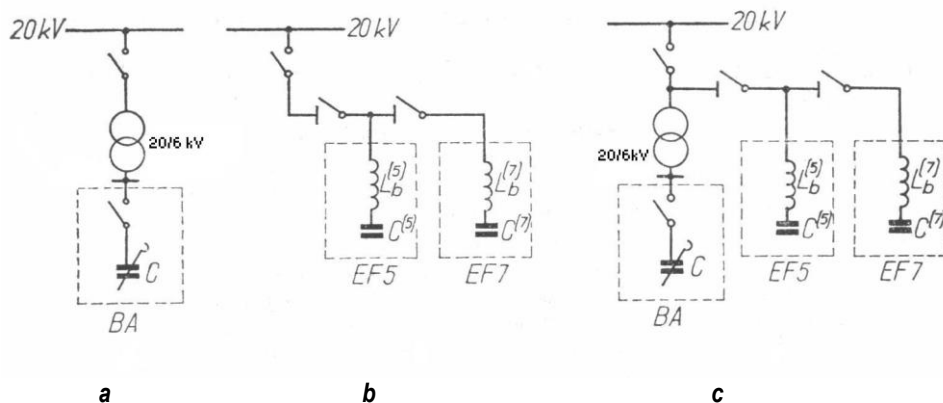


Fig.2 Variants for compensation and filtering of superior harmonics

a-automated compensation without filtering, **b-**compensation and filtering of harmonics 5,7 **c-**compensation and filtering of harmonics 5,7

In picture 2 are presented variants for compensation and filtering of superior harmonics

Conclusions

For a quality consumption of power, in conditions of economical efficiency, it is recommended the amortization of the harmonics that are occurring in the power system of S.N.L.Oltenia.

Hence we proposed the reducing of deforming effect by using the active filters of power. The active filters are static converters of power that can have diverse functions. The actual schemes of filtering allow the synterization of any form of current with harmonic components of relative high frequencies, and there are sufficient for most of practical cases and at higher and higher levels of power.

The term „active filter of power” has a wide character and is applied to a category of circuits that contains also the semiconductor devices of power and passive elements for the energy storing – inductances or condensers. The filter's functions can be different, absorbent or pressing.

References

- Arie A, Poeată A., *Transportul și distribuția energiei electrice*, Didactică și Pedagogică Publishing House Bucharest, 1981.
- Arie A., Golovanov N., *Poluarea cu armonici a sistemelor electroenergetice funcționând în regim permanent simetric*, Academiei Române Publishing House, Bucharest, 1994.
- David Chapman, Cooper Development Association, *Calitatea energiei electrice*, Aplication Guide, 2001.
- Golovanov N., *Utilizarea energiei electrice și mari consumatori*, Publishing Houde of Politechnical Institute from Bucharest, 1983
- Postolache P., others., *Monitorizarea calității energiei electrice*, Macarie Publishing House, Targoviste, 2004.

Recommended for publication by the Editorial staff

СОСТОЯНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ РЕСУРСАМИ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ РОССИИ

А.В. Ляхомский, Е.Н. Перфильева

Московский государственный горный университет, г. Москва

Увеличивающиеся темпы экономического роста в России в XXI веке, безусловно, вызывают все больший спрос на энергоресурсы. Из-за постоянного увеличения цен на энергоносители (природный газ, нефтепродукты, электроэнергия и др.) доля энергетической составляющей в себестоимости продукции на многих промышленных предприятиях имеет опережающий рост по сравнению с ростом себестоимости. Так на горнодобывающих предприятиях затраты на энергоресурсы достигают до 22-35% от себестоимости продукции. Снижение затрат на энергоресурсы напрямую связано с повышением энергоэффективности производства в том числе за счет повышения уровня управления энергетическими ресурсами.

Одной из первоочередных задач повышения энергоэффективности является оценка состояния управления энергетическими ресурсами. Указанная оценка должна базироваться на результатах исследования, позволяющих дать количественную базу для выбора наиболее предпочтительных решений.

При исследовании состояния управления энергетическими ресурсами на горных предприятиях в виду многообразия влияющих на энергопотребление факторов, которые не поддаются непосредственным измерениям, целесообразно использовать метод экспертных оценок. Метод экспертных оценок представляет комплекс логических, математико-статистических процедур, обеспечивающих получение от специалистов информации о состоянии процесса управления энергопотреблением, необходимой для разработки решений повышающих энергоэффективность.

Методика исследования предполагает идентификацию двух групп факторов, существенно влияющих на управление, а именно: группу управленческих факторов и группу технических факторов. К числу управленческих можно отнести те факторы, которые регулируют процессы управления, связанные с правовыми, экономическими, организационными, мотивационными, информационными, маркетинговыми, инвестиционными аспектами повышения энергоэффективности. К числу технических факторов

можно отнести те факторы, которые регулируют процессы управления, связанные: со степенью полезности преобразования энергоресурсов, с полнотой их использования; с учетом, планированием и нормированием энергоресурсов; со стандартизацией в вопросах повышения энергоэффективности; с использованием вторичных ресурсов; с минимизацией вредного воздействия на окружающую среду и др.

Комплексное влияние вышеуказанных групп факторов на состояние управления энергоресурсами на горных предприятиях можно описать в виде следующей модели. Управленческие факторы характеризуются вектором-строкой $A = a_1, \dots, a_n$, технические факторы характеризуются вектором-столбцом $B = b_1, \dots, b_m$ где:

m – число управленческих факторов, n – число технических факторов, оказывающих влияние на процесс управления энергопотреблением

Действие указанных факторов в области энергоэффективности может быть описано в рамках мультипликативной модели.

В соответствии с этим состояние управления энергетическими ресурсами может быть описано матрицей Y размером $m \times n$, представляющей собой произведение вектора-строки A на вектор-столбец B .

$$Y = A \cdot B$$

Оценка степени управления процессом потребления энергетических ресурсов была осуществлена на Михайловском ГОКе, Лебединском ГОКе, горно-обогатительном комплексе Магнитогорский Металлургический Комбинат, горных предприятиях АК «АЛРОСА», предприятиях АО «Казцинк». Экспертам предлагалось оценить достижение определенного уровня развития (по предварительно составленной пятибалльной качественной шкале) каждого фактора из двух вышеуказанных групп.

Результаты исследования показали, что управленческие факторы недостаточно влияют на эффективность процесса энергопотребления (значения факторов от 1,4 до 2,5 из 5). Среди этих факторов, такие как мотивация персонала, маркетинговое обеспечение управления энергоресурсами имеют низшие значения. Технические факторы, влияющие на управление процессом энергопотребления имеют более высокую оценку (от 1,5 до 3 из 5).

Выполненные исследования показали, состояние управления энергетическими ресурсами на горных предприятиях

находится на недостаточно высоком уровне, следовательно на предприятиях имеется значительный потенциал для повышения уровня управления потреблением энергоресурсов. Для управления процессом энергопотребления, требуется повышение уровня влияния вышеуказанных факторов на повышение энергоэффективности.

В системном плане это можно реализовать путем разработки системы энергетического менеджмента.

*Препоръчана за публикуване от
Редакционна колегия*

DETERMINING BY SIMULATION THE ENERGETIC PARAMETERS OF A SYSTEM WITH AN ASYNCHRONOUS MACHINE

Ilie Borcosi¹, Constantin Brindusa², Nicolae Antonie³, Adrian Mihailescu⁴

¹ "Constantin Brancusi" University of Tg-Jiu, Geneva Street, Nr. 2, Gorj, ilie_b@utgjiu.ro

² ICMET, Craiova, brindusa@yahoo.com

³ "Constantin Brancusi" University of Tg-Jiu, Geneva Street, Nr. 2, Gorj, nicolaeantonie@yahoo.com

⁴ Siemens Automotive Timisoara, adrianm@utgjiu.ro

ABSTRACT: Starting from the particularities of the mono phased invertors, at which the modulation technique (the command signal of a completely controlled signal element) also represents the wave form of the current or the tension, the energetic analysis is actually the spectral analysis of the elements command signal.

ИЗБОР НА СИСТЕМА С АСИНХРОНЕН ДВИГАТЕЛ ЧРЕЗ ИМИТИРАНЕ НА ЕНЕРГИЙНИ ПАРАМЕТРИ

Илие Боркоши¹, Константин Бриндуса², Николае Антони³, Адриан Михаилеску⁴

^{1,3} Университет "Константин Бранкуши", Търгу Жил, ул. Женева стрит, № 2, Гору, ilie_b@utgjiu.ro,

nicolaeantonie@yahoo.com

² ICMET, Крайова, brindusa@yahoo.com,

⁴ Автомобили Сименс, Тимишоара, adrianm@utgjiu.ro

Резюме: Възникването на особености на моно-фазните инвертори, при които техническите похвати на модулация (управляването на сигнал от напълно контролиран сигнал) предизвикват вълна от ел.ток или напрежение. Енергийният анализ е всъщност спектрален анализ на елементите на командния сигнал.

1 The mathematic model; the Simulink model

A part of the relations that are used in the energetic analysis a S.A. cu M.A. and CSTF use the effective values of the harmonics of the tension and current and in determining these there where used the following expressions:

- the components amplitude in sinus of the harmonics of "k" order of the tension,

$$A_{ku} = \frac{2}{T} \int_0^T u(t) \sin k\omega t \, dt; \quad (1)$$

- the components amplitude in cosine of the harmonics of "k" order of the tension,

$$B_{ku} = \frac{2}{T} \int_0^T u(t) \cos k\omega t \, dt; \quad (2)$$

-the effective values of the harmonic of "k" order of the tension,

$$U_k = \sqrt{\frac{A_{ku}^2 + B_{ku}^2}{2}}; \quad (3)$$

-the lagging of the "k" order of the harmonics of the tension,

$$\varphi_{ku} = \arctg \frac{B_{ku}}{A_{ku}}; \quad (4)$$

-the components amplitude in sinus of the "k" order of the harmonics of the current,

$$A_{ki} = \frac{2}{T} \int_0^T i(t) \sin k\omega t \, dt; \quad (5)$$

-the components amplitude in cosine of the "k" order of the harmonics of the current,

$$B_{ki} = \frac{2}{T} \int_0^T i(t) \cos k\omega t \, dt; \quad (6)$$

-the effective values of the "k" order of the harmonics of the current,

$$I_k = \sqrt{\frac{A_{ki}^2 + B_{ki}^2}{2}}; \quad (7)$$

-the lagging of the "k" order of the harmonics of the current,

$$\varphi_{ki} = \arctg \frac{B_{ki}}{A_{ki}}; \quad (8)$$

- the lagging between the "k" order of the harmonics of the tension and the current,

$$\varphi_k = \varphi_{ku} - \varphi_{ki}. \quad (9)$$

The calculation of the powers P, Q_B and Q_C in different stationary drive can be achieved by simulation and by matrix calculation, utilizing MATLAB Simulink. For this we have created the Simulink block "Aku, Bku, Aki, Bki" (fig. 1), that has as intake the tension and phase current as instant values in a period of the stationary drive also analyzed in the reset

condition of the integrators, and as output values there are 4 vectors (Aku, Bku, Aki, Bki), that have there elements calculated according to (2.61), (2.62), (2.65) and (2.66). The dimension of the vectors is (n+1), where n is the number of harmonics that are taken into consideration, and the first element is the time.

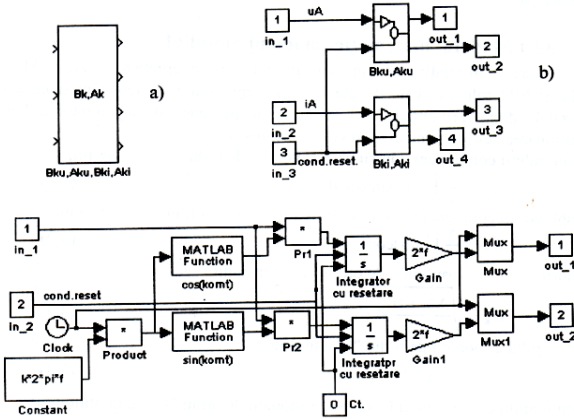


Fig. 1 The Simulink Model for calculating the components amplitude in sinus and cosine of the tension and current harmonics : the mask block –a); it's structure –b); the structure of the blocks "Bku, Aku" and "Bki, Aki" –c)

Utilizing the integrators with reset allows integration only on one period and reset and the end of it.

In the block "Constant", the k value is a vector, that has it's n components as the orders of the harmonics that are taken into consideration in the energetic analysis.

Because the calculation of the apparent power and other power and synthetic factors need the determination of the effective values of the phase current and the tension there was realized the block "Uef, Ief" (fig. 2). The third intake value is the reset condition of the integrators that is the same to all the integrators in the graphic. The blocks "MATLAB Functions" do the mathematical function square root.

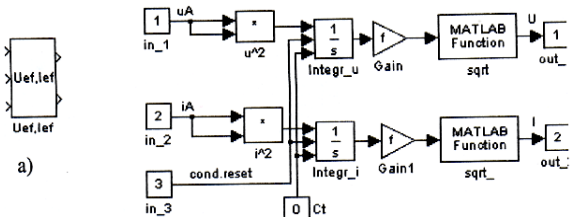


Fig. 2 The Simulink Block for the calculation of the effective values of the tension and the current : the mask block –a); the blocks structure –b)

The complete Simulink Model of S.A. with M.A. and CSTF (fig. 3), permits by simulation the determination of all the values needed for the calculation of the energetic parameters, for different stationary drives. For this, there was used the "V_l_p" block, that has it's output values as the reset conditions of the integrators and as the validation of the integration. (fig. 3.4). The block "Signal Generator (Generator de Semnal)" gives a logic signal, generated so that it will be in the 1 stage more times, in the 1/f time interval, in the time that the integration is wished to take place, and 0 the rest of the time. This is also the integration condition. The evolution in time of this value is specified for every functioning frequency in a Matlab program.

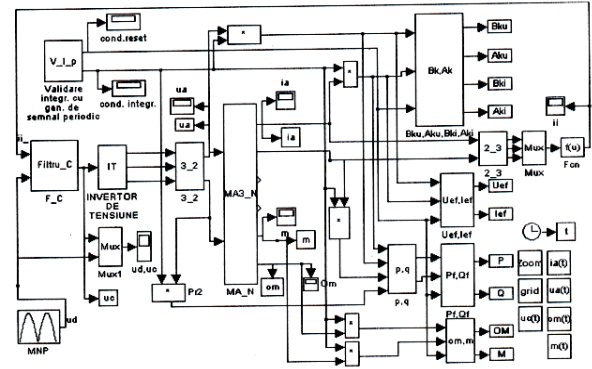


Fig. 3 The Simulink model of S.A. with M.A. and indirect CSTF, tension source with the determination of energetic parameters

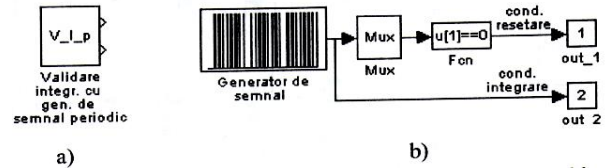


Fig. 4 The validation block of the integration and reset of the integrators: the mask block –a); the structure –b)

For every stationary drive, after the integration, in the matrix Bku, Aku, Bki, Aki, Uef, Ief we add an additional line. It's similar for P, Q, to which we come back in 3.2.1 but as well for OM and M which contain the medium values of the angular velocity and electromagnetic couple (in stationary drive).

2. Numeric results

After the functioning simulation S.A. with M.A. and CSTF the tension source with modulation in frequency having $n=24$, at three frequencies (10Hz, 20Hz and 40Hz) and $M_S \in [0, M_N]$ and the determination of the energetic parameters taking into consideration the harmonics until the 31 order, was graphically presented their dependence to the couple (fig 5, 6). To compare with the experimental results there were taken into consideration:

-the reactive power on the fundamental,

$$Q_1 = 3U_1 I_1 \sin \varphi_1; \quad (10)$$

and the following synthetic factors which characterize the deforming drive:

-the deforming factor in both forms,

$$fd_B = \frac{D_B}{S}; \quad fd_C = \frac{D_C}{S}; \quad (11)$$

-the global power factor,

$$fp = \frac{P_B}{S}; \quad (12)$$

-the power factor on the fundamental,

$$fpf = \frac{3U_1 I_1 \cos \varphi_1}{S}; \quad (13)$$

-the distortion factor of the current (FTDi);

-the motors efficiency,

$$\eta = \frac{M_S \Omega_{med}}{P_B}. \quad (14)$$

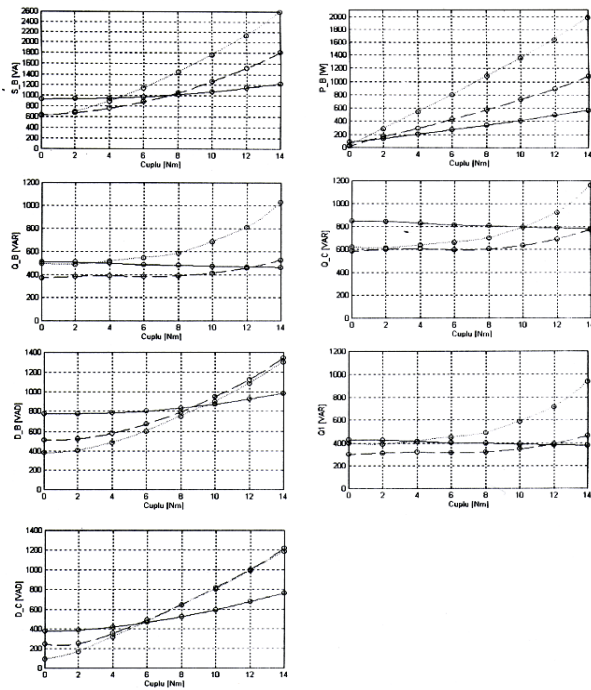


Fig. 5 The dependence of the power with the couple for S.A. with M.A. and CSTF power source with modulation in frequency: at $f=10\text{Hz}$ – continuous line; at $f=20\text{Hz}$ – interrupted line; at $f=40\text{Hz}$ – dotted line.

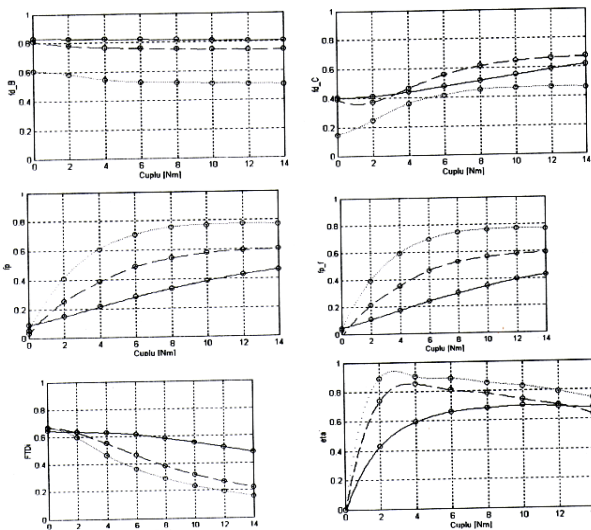


Fig. 6 The dependence of the synthetic factors of energetic analysis with the couple for S.A. with M.A. and CSTF power source with modulation in frequency: at $f=10\text{Hz}$ – continuous line; at $f=20\text{Hz}$ – interrupted line; at $f=40\text{Hz}$ – dotted line.

To compare the different definitions of the same energetic parameters, they were represented graphically depending on the couple, at two different functioning frequencies.

These dependencies show that, at smaller frequencies, the apparent active and deforming powers (S , P_B , D_B and D_C) grow a bit with the load and, comparing with bigger frequencies, are bigger at lower loads. The reactive powers drop a little with the load at 10Hz frequency and grow with the load at frequencies starting with $40\%M_N$. Watching the fast rise with the load, at the same frequency, of Q_C comparing with Q_N and as an effect of the lower values

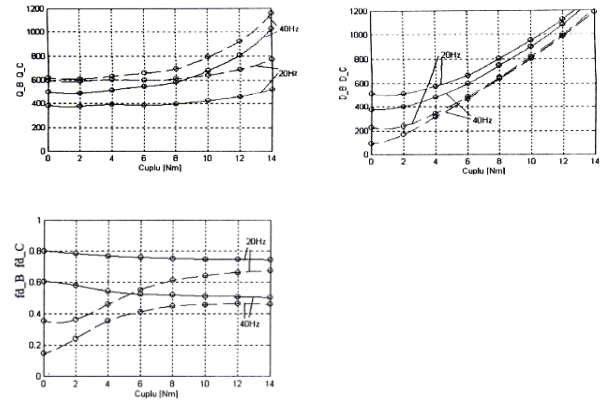


Fig. 7 The difference between the definition of the energetic parameters: Continuous line – Budeanu variant, interrupted line – Czarnecki variant

chosen at high frequencies and small loads), the fd_C factor rises with the load and has a lot lower values than fd_B , especially at small loads. So $FTDi$ is smaller at higher frequencies and loads. Watching the known evolution with the load, the efficiency is bigger than at low frequencies.

3. Conclusions

Comparing the three analyzed systems (fig. 8 and 9) we find out the following:

- the apparent power is bigger at smaller loads with $\sim 15\%$ in the case of frequency modulation and the other way around at higher loads;
- the active powers are practically the same;
- Q_B is bigger with $\sim 25\%$ with no load for frequency modulation a value that gets lower with the load; M_N values with sinus modulation and with the elimination of the harmonics are close;
- Q_C , keeping the difference towards Q_B taken from the definition ($Q_C > Q_B$ because Q_B doesn't include the whole reactive power $/12/$), illustrate the same thing like Q_B , but at M_N , the 3 values are equal;
- the differences between the values of D_C appear in load, rising with it, showing a higher value the case of eliminating of the harmonics;
- the equality of the three values of D_C in no load isn't kept at D_B , because D_B is bigger in frequency modulation;
- fd_B is just a bit different at M_N ($\sim 1\%$);
- fd_C is almost identical for sinus modulation and with the eliminations of the harmonics, and in load it's value for frequency modulation is smaller with $\sim 15\%$;
- the biggest $FTDi$ characterizes the frequency modulation (0.7 in no load and 0.2 at M_N), and the smaller is with modulation with the elimination of the harmonics (with $\sim 50\%$ in load);
- the differences between the values of $FTDi$ in the case of sinus modulation and with the elimination of the harmonics are very low;
- the maximum value of the efficiency appears in the case of the sinus modulation ($\rightarrow 1$), and at M_N the efficiency values are very close (~ 0.6).

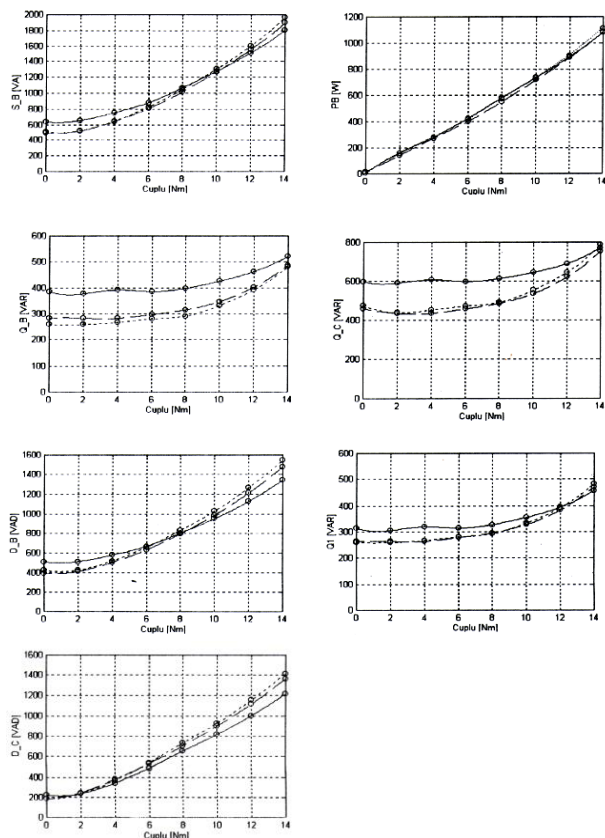


Fig. 8 The dependency of the powers in couple, at $f=20\text{Hz}$ for: S.A. with M.A. and CSTF cu frequency modulation – continuous line; S.A. with M.A. and CSTF with sinus modulation – interrupted line; S.A. with M.A. and CSTF with the elimination of the harmonics – dotted.

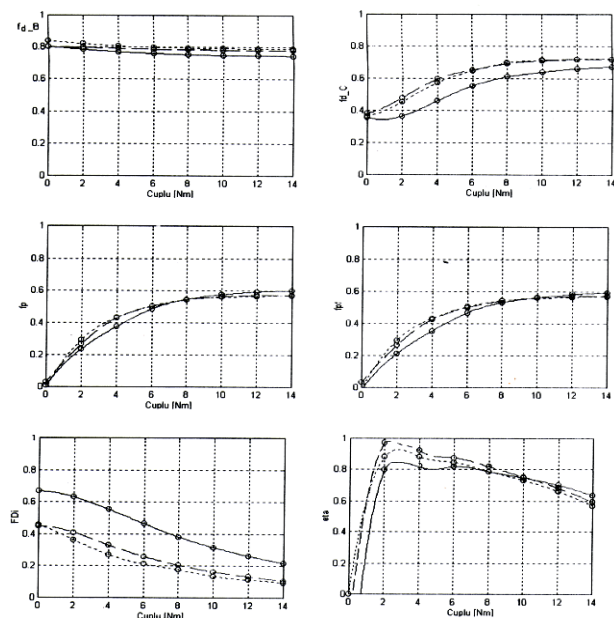


Fig. 9 The dependency of the powers in couple of the synthetic factors of energetic analysis at $f=20\text{Hz}$ for: S.A. with M.A. and CSTF cu frequency modulation – continuous line; S.A. with M.A. and CSTF with sinus modulation – interrupted line; S.A. with M.A. and CSTF with the elimination of the harmonics – dotted.

References

Similar results were published in:

- [1]. A. Bitoleanu, *The voltage rectifier-Inverter Interface Calculus*, Analele Universitatii din Craiova, nr.2, 1994
- [2]. I. Antoniu, *Le regime energetique deformant. Une question de priorite*, RGE, no. 6.1984.
- [3]. C.I. Budeanu, *Sur le transfert des phenomenes deformants*, C.R. de l'Acad. des Sciences de Paris
- [4]. L.S. Czarnecki, *Distorsion power in system with nonsinusoidal voltage*, IEE Proceedings-B, vol. 139, no.3, may 1992.
- [5]. S. Fukuda, Y. Iwaji, *Intoduction of the Harmonic Distorsion Determining Factor and Its Application to Evaluating Real Time PWM Inverters*, IEEE Trans. On Industry Appl., vol.31, no. 1, January/February 1995.

MOBILE ROBOT WHICH AVOIDS OBSTACLES

Ilie Borcosi¹, Florin Grofu², Marian Popescu³, Daniela Nebunu⁴

¹"Constantin Brancusi" University of Tg-Jiu, Geneva Street, Nr. 2, Gorj, ilie_b@utgjiu.ro

²Constantin Brancusi University, Tg. Jiu, florin@utgjiu.ro

³Constantin Brancusi University, Tg. Jiu, marian@utgjiu.ro

⁴Constantin Brancusi University, Tg. Jiu, dana@utgjiu.ro

ABSTRACT: This paper proposes a solution for a mobile robot project, which moves in a certain space with obstacles that must be avoided

ДВИЖЕЩ СЕ РОБОТ, ОТБЯГВАЩ ПРЕПЯТСТВИЯТА

Илие Боркоши¹, Флорин Грофу², Мариан Попеску³, Даниела Небуну⁴

^{1,2,3,4}Университет "Константин Бранкуши", Търгу Жил, Женева стрит, № , Гору, ilie_b@utgjiu.ro

florin@utgjiu.ro, marian@utgjiu.ro, dana@utgjiu.ro

РЕЗЮМЕ: Този доклад предлага проектно решение за подвижен робот, който се движи в определено пространство с препятствия, които трябва да бъдат избегнати.

1. Introduction

An important problem of the mobile robots which must be solved is planning the moves or to generate a trajectory which must consider the working space, with the obstacles within and, the shape, structure (fixed or mobile), dimensions of the robot.

For a mobile robot, planning the moves implies creating some algorithms of automated and continuous calculus of the trajectory, so that the robot to move from a position to another and to avoid collisions with other fixed or mobile objects.

The study of the movement grows in complexity as the working space in which the robot moves is more populated with other objects and if the movement is three-dimensional.

If the robot has a fixed base, the shaping of the working space is simpler.

But the difficulty of the study for this case increases with the number of liberty degrees of the robot.

2. Robot description

The mobile robot on which we'll debate in the paper has is composed of a metallic or plastic chassis, four driving wheels, a sensorial system and the control electronic system.

The four wheels are driven by two boosters: one for the two wheels on the left and the other one for the two wheels on the right of the chassis.

The sensorial system has to detect the objects which are in front of the robot and with which it could collide during movement. It is composed of three pairs of infrared sensors

(three emitters and three receivers) positioned in the front side of the robot, as shown in figure 1.

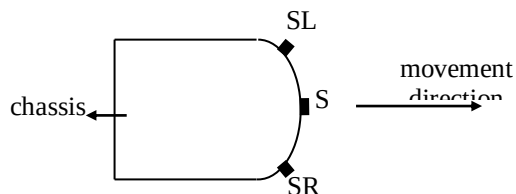


Fig. 1

The middle sensor, S, allows the detection of the objects in front of the robot. The lateral sensors are mounted under a certain angle from the forward moving direction.

They detect objects situated on the right side (SR) and on the left side (SL) of the robot, with which it could collide.

If there is an object close to the robot (risk of collision), the infrared radiation flux from the emitter is reflected (by the object) towards the receiver.

The electrical scheme of the sensor's charge is shown in figure 2.

The control electronic circuit has the scheme in figure 3 and is composed of: PIC 16F84 microcontroller, the power driver of the two boosters (meaning Darlington transistors BD681 and 2 relays). The two relays are used to switch the way of rotation of the two boosters.

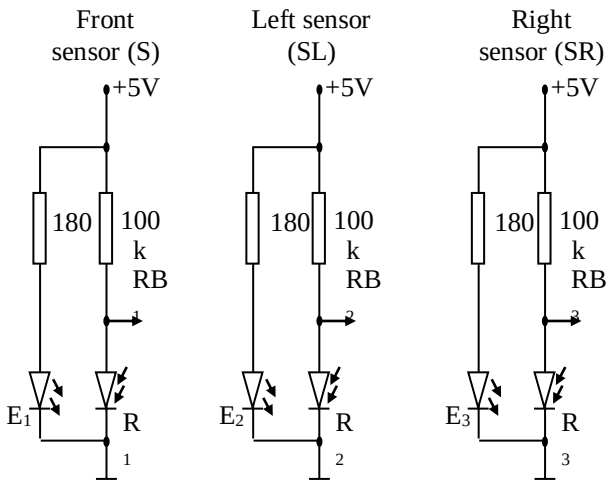


Fig.2

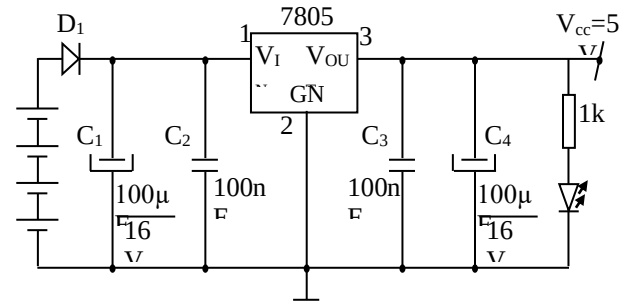


Fig.3

The electronic circuit is powered by a continuous power source at a 6V voltage (4 batteries of 1,5V) through a continuous voltage establisher with the 7805 circuit (electrical scheme in figure 4).

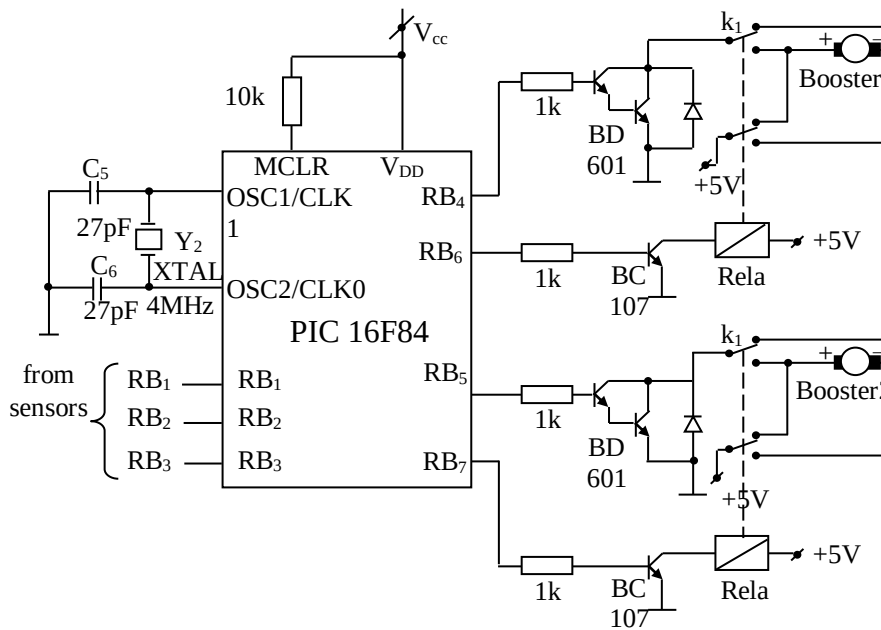


Fig.4

In the PIC 16F84 microcontroller is written the program used for the robot's command, or better said, of the two boosters.

The program is written in assembly language or in the mikroPascal language, after the logical scheme presented in figure 5.

Initially, the robot is commanded to move towards, which means that both boosters are charged with the polarity in figure 3. Testing the sensors S, SR and SL gives information about the presence of objects in the moving direction of the robot. For a big dimensions robot, each sensor has many emitter-receiver pairs to 'see' small objects.

If $S = 0$, $SR = 0$, and $SL = 0$ then in front of the robot is an object at least as big as its frontal side. In this case, the robot receives command to head backwards, T temporized, and both boosters are charged with reverse polarity through the action of the two relays. After the T temporization is done, of backwards movement, the robot is lead to swerve temporized right, with the same T temporization, if the sensor $SR = '1'$

(there are no objects 'seen'). On the contrary, when the sensor $SR = 0$ (there are objects), the robot must swerve temporized left if the sensor SL doesn't 'see' objects ($SL = '1'$). When $SL = 0$, the robot makes another temporization backwards.

In order for the robot to swerve left, only the booster which drives the right wheels is charged and for the robot to swerve right, only the booster which drives the left wheels is charged, and so on.

3. Conclusions

This mobile robot is simple and economical to be made, and with a low cost. It can be used in many domains, but mostly in the areas with high toxicity (where the lives of people can be affected) for material transport. It can be used in the military domain for security to transport materials in the limited access areas. Also, if a vacuum cleaner is attached to the robot, it may maintain a clean precinct.

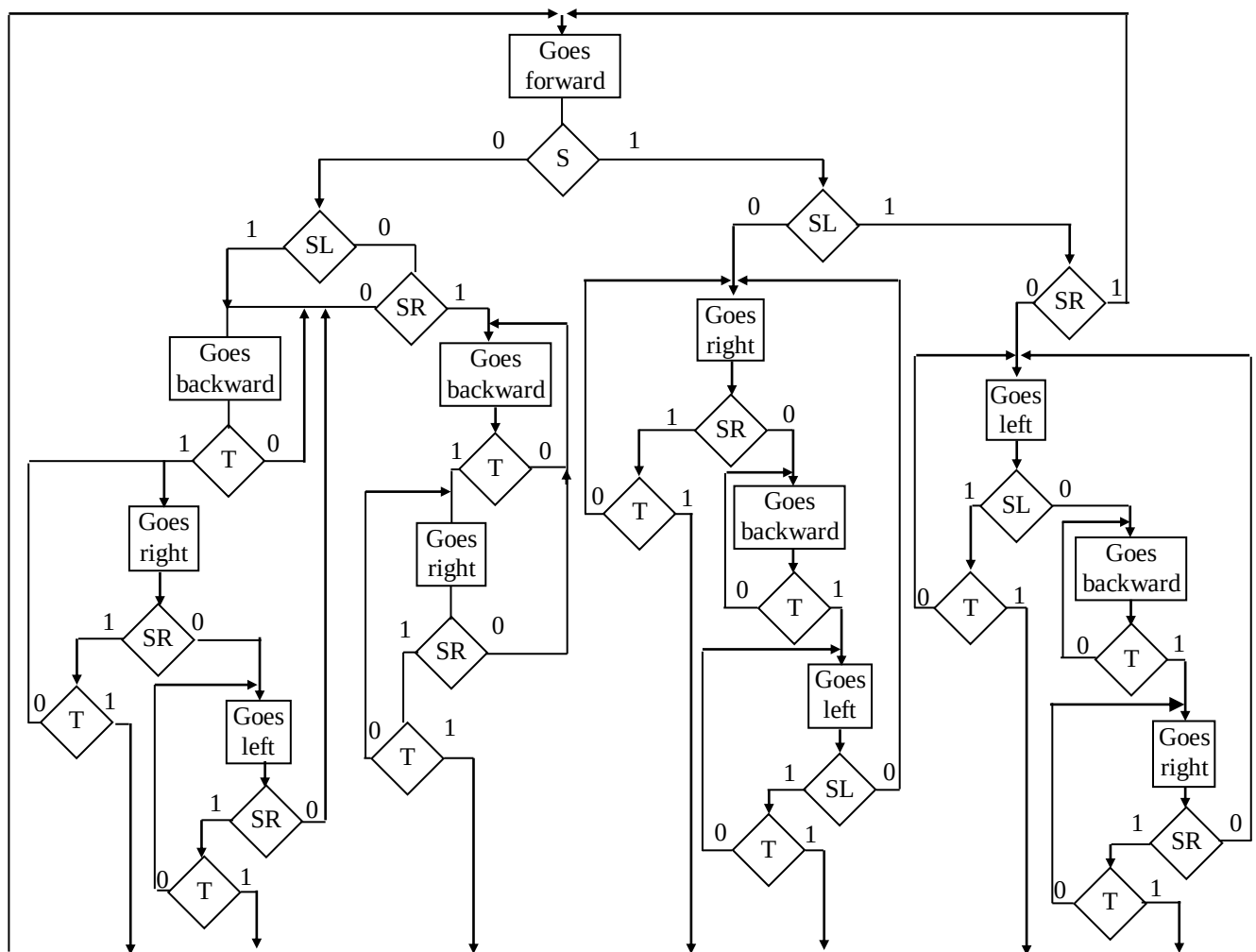


Fig. 5

4. References

Mircea Ivanescu – “Advanced Driving Systems in Robotics”, “Universitaria” Publishing House, Craiova, 2004
www.microchip.com

Recommended for publication by the Editorial staff

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА УСЛОВИЯТА ЗА УСТОЙЧИВА РАБОТА НА АСИНХРОННИ ДВИГАТЕЛИ ПРИ КОМПЕНСИРАНЕ НА РЕАКТИВНА МОЩНОСТ В ЕЛЕКТРИЧЕСКАТА МРЕЖА

Евтим Кърцелин

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Въпросите за устойчивата работа на електропотребителите е тясно свързана с тяхната експлоатационна надеждност и много зависят от показателите за качество на електроенергията. Изследвана е задачата за определяне на условията за устойчива работа на асинхронни двигатели при използване компенсация на реактивната мощност в електрическата мрежа с кондензаторни батерии.

DETERMING THE CONDITIONS FOR STABLE FUNCTIONING OF ASYNCHRONOUS MOTORS WHILE COMPENSATING REACTIVE POWER IN THE ELECTRIC NETWORK

Evtim Kurcelin

University of mining and geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, Bulgaria

ABSTRACT: The issue of stable functioning of electricity consumers is closely related to their operational reliability and depends on the index of the electrical energy quality. The purpose of this paper is to determine the conditions for stable functioning of asynchronous motors when using condenser battery compensation of reactive power in the electric network.

Върху влошаване на условията за устойчивата работа на електропотребителите оказват влияние редица фактори: несинхронно включване в енергосистемата, различни видове аварийни ситуации (къси съединения с голяма продължителност, прекъсване на една от фазите на захранващата мрежа и др.), режима на работа и мощността на кондензаторните уредби, взаимното влияние на режимите на работа на самите електропотребители (в частност асинхронни двигатели) и др.

Ще се изследва задачата за определяне на условията за устойчива работа на най-разпространените електропотребители в промишлените предприятия – асинхронните двигатели, при наличието на компенсация на реактивна мощност с помощта на кондензаторни уредби КУ.

Устойчивостта на работа на асинхронния двигател може да се наруши, както в установен, така и в динамичен режим работа. Динамичната устойчивост на АД се характеризира с неговата способност да възстанови нормалните си обороти след отстраняване на причините за възникване на съответната аварийна ситуация в електроуредбата.

Устойчивата работа на електропотребителите, включително и на асинхронните двигатели при наличието на кондензаторни батерии се определя с изпълнението на следното неравенство

$$\frac{dQ}{dU} < 0 \quad (1)$$

където: Q - реактивна мощност, консумирана от асинхронните двигатели, КВАР.

Консумираната от асинхронния двигател реактивна мощност има следните компоненти:

- реактивна мощност на намагнитване Q_{μ} , която не зависи от натоварването на двигателя и се определя с изрази:

$$Q_{\mu} = \frac{3U_{\phi}^2}{X_{\mu}} \quad (2)$$

където: X_{μ} - индуктивно съпротивление на намагнитващата верига на асинхронния двигател, Ом;

- реактивна мощност на разсейване Q_r , зависеща от натоварването:

$$Q_r = \frac{3U_{\phi}^2}{X \left[\left(\frac{S_{kp}}{S} \right)^2 + 1 \right]} \quad (3)$$

където: X – реактивно съпротивление на асинхронния двигател, Ом;

S и $S_{кр}$ - хлъзгане и критично хлъзгане на асинхронния двигател.

Електромагнитният въртящ момент на асинхронния двигател $M_{ел}$ при изменение на напрежението се определя по известната опростена формула на Клос:

$$M_{ел} = \left(\frac{U}{U_{ном}} \right)^2 \cdot \frac{2M_{кр}}{\frac{S}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{S}} \quad (4)$$

където: $M_{кр}$ - максимален (критичен) въртящ момент на асинхронния двигател при номинално напрежение $U_{ном}$.

От формула (2) се вижда, че реактивната мощност е право пропорционална на квадрата на напрежението, т.е.

$$\frac{Q_{\mu}}{Q_{\mu ном}} = q_{\mu} = \gamma^2 = \left(\frac{U}{U_{ном}} \right)^2 \quad (5)$$

Ако във формула (3) отношението $S_{кр}/S$ се замени от формула (4), то след несложно преобразуване се получава следния израз:

$$Q_r = \frac{U_{ном} M_{ел}^2}{2U^2 X M_{кр}^2 \left[1 - \left(\frac{M}{M_{кр}} \right)^2 \left(\frac{U_{ном}}{U} \right)^2 \right]} \quad (6)$$

От формула (6) следва, че мощността на разсейване на асинхронния двигател е обратно пропорционална на квадрата на напрежението:

$$\frac{Q_r}{Q_{r ном}} = q \equiv \frac{1}{\gamma^2} \quad (7)$$

Установеният режим на работа на асинхронния двигател се определя от условието за равенство между въртящия момент на двигателя и съпротивителния момент на задвижваната машина, т.е. от пресечната точка на двете моментни характеристики.

Следователно, при даден съпротивителен режим за всеки асинхронен двигател има определен критичен режим, който се характеризира с това, че при понататъшното намаляване на напрежението работата на асинхронния двигател става неустойчива.

Изхождайки от това, критичния режим на асинхронния двигател е възможно да се изрази със следните две условия:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dM}{dS} &= 0 \\ \frac{dQ}{dU} &= \infty \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

От формула (5) следва, че нарушаване условията за устойчива работа на АД е възможно да настъпи и по-рано, при някаква друга стойност на напрежението в точка, за която е изпълнено условието:

$$\frac{dQ}{dU} = 0$$

В този случай е очевидно, че анализа за устойчивата работа на асинхронния двигател е целесъобразно да се изпълни по формула (1).

Ще се направи сравнение на статичните характеристики на захранващия източник и на консуматора на електроенергия до и след компенсация на реактивната мощност.

Статичната характеристика на източника на енергия (например, генератор) се определя от баланса на напреженията в началото U_1 и края U_2 на захранващата линия с отчитане на загубите на напрежение ΔU , а именно:

$$U_1 = U_2 + \Delta U = U_2 + \frac{PR + QX}{U_2} \quad (9)$$

Повдигайки на квадрат двете части на уравнението (9) ще се получи следния израз:

$$U_1^2 = U_2^2 + 2(PR + QX) + \left(\frac{PR + QX}{U_2} \right)^2 \quad (10)$$

След съответните алгебрични преобразувания спрямо Q се получава следното уравнение

$$dQ^2 + \epsilon Q + c = 0 \quad (11)$$

където:

$$\left. \begin{aligned} a &= X^2 \\ \epsilon &= 2X(U_2^2 + PR) \\ c &= U_2^4 + 2PRU_2^2 - U_1^2U_2^2 + (PR)^2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Замествайки тези стойности в (11) се получава следния израз:

$$Q_{1,2} = \frac{-U_2^2 + PR}{X} \pm \frac{U_1 U_2}{X} \quad (13)$$

Знакът "плюс", получен при коренуването се отнася за неустойчивата част на статичната характеристика.

Статичните характеристики на товара е възможно да се изразят също с уравнение от вида (13). Те ще се характеризират с две стойности: коефициент за наклона на характеристиката и стойност на напрежението $U_{\min}$, при което статичната характеристика достига минимум.

След това двете характеристики на източника и на потребителя е възможно да се съберат, в резултат на което се получава една обобщена характеристика на източника и консуматора на енергия до момента на компенсиране на реактивната мощност.

След монтаж на кондензаторно устройство за компенсиране на реактивната мощност израза (9) (при условие, че стойността на напрежението в края на линията ще има същата стойност U_2 , което след включване на кондензаторното устройство се постига чрез изменение коефициента на трансформация на силовите трансформатори) ще приеме следния вид:

$$U_1 = U_2 + \frac{PR + (Q - Q_{ky})X}{U_2} \quad (14)$$

Повдигайки на квадрат двете части на уравнението (14) ще се получи следния израз:

$$U_1^2 = U_2^2 + 2[PR + (Q - Q_{ky})X] + \left[\frac{PR + (Q - Q_{ky})X}{U_2} \right]^2 \quad (15)$$

Преобразувайки уравнение (15) спрямо Q ще се получи уравнение от вида (11), но с коригирани коефициенти, които ще имат следното представяне:

$$a'Q^2 + \epsilon'Q + c' = 0 \quad (16)$$

където:

$$\left. \begin{aligned} a' &= a = X^2 \\ \epsilon' &= \epsilon - 2X^2 Q_{ky} \\ c' &= c - XQ_{ky}(2U_2^2 - 2PR + Q_{ky}X) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Замествайки стойностите на коефициентите от (17) в (16) за корените на (16) се получава следния израз:

$$Q_{1,2} = \frac{-A \pm \sqrt{(A)^2 - 4X^2.B}}{2X} \quad (18)$$

където: $A = \epsilon - 2X^2 Q_{ky}$

$$B = c - XQ_{ky}(2U_2^2 - 2PR + Q_{ky}X)$$

Мощността на кондензаторната уредба се определя по известния израз:

$$Q_{ky} = 2\pi f c U^2.$$

Тъй като $Q_{ky} \equiv U^2$, а стойността на промишлената честота е точно определена и $f = 50 \text{ Hz}$, то за статичната характеристика след компенсация на реактивната мощност с помощта на кондензаторна уредба ще се получи следния израз:

$$Q_{1,2} = \frac{0,6X^2 c U^2 - 2X.C \pm \sqrt{2X.D}}{2X^2} \rightarrow \frac{-4X^2[E - 0,3XcU^2.F]}{2X^2} \quad (19)$$

където: $C = U_2^2 + PR$

$$D = U_2^2 + PR - 0,6X^2 c U_2^2$$

$$E = U_2^2 - 2PRU_2^2 - U_1 U_2 + (PR)^2$$

$$F = 2U_2^2 - 2PR + 0,3XcU_2^2$$

Знаейки стойностите на коефициентите $a, a', \epsilon, \epsilon', c, c'$ по уравненията (11), (16) и (19) за различни стойности на напрежението U_2 се изчисляват статичните характеристики преди и след компенсация на реактивната мощност.

Анализът на формулите за статичните характеристики на електроконсуматорите преди и след компенсация на реактивната мощност показва, че компенсацията при промишлените електроконсуматорите с помощта на кондензаторните уредби води до изменение на статичните характеристики на захранващата система и на електропотребителя. При компенсация на реактивна мощност критичното напрежение $U_{\min}$ се приближава към номиналната стойност на напрежението и ъгълът на наклона на статичната характеристика нараства, при което с повишаване степента на компенсация, а също така и с увеличаване на еквивалентното съпротивление на мрежата ефектът нараства.

По такъв начин, компенсация на реактивна мощност с помощта на кондензаторни уредби води до намаляване на запаса на устойчивост на електрическата система.

Основният извод е, че с увеличаване мощността на кондензаторните уредби за компенсиране на реактивната мощност при поддържане на постоянно ниво на напрежението, отрицателно влияние върху устойчивостта на товара в тези случаи, при които общото индуктивно

съпротивление $\sum X_1$ (преди всичко съпротивленията на понижаващия трансформатор и на захранващата линия) е по-голямо от външното еквивалентно индуктивно съпротивление на товара X_2 , т.е. при изпълнение на условието

$$\sum X_1 > X_2 \quad (20)$$

От неравенство (20) следва, че с увеличаване на $\sum X_1$ (а това може да стане само при включването на кондензаторни устройства за компенсация на реактивна мощност или при намаляване на X_2 , което е възможно да се получи при увеличаване коефициента на трансформация на трансформатора) устойчивостта на товара се намалява.

От всичко изложено следва, че при определени условия може да се окаже недопустимо използването на кондензатори поради това, че те стават причина за намаляване на устойчивостта (особено при асинхронните двигатели, при които в процеса на работа при такава ситуация е възможно да възникнат явленията: самоизключване, обръщане, спиране и т.н.).

Ето защо тези явления следва да се отчитат и контролират, особено при определянето на строги условия за генерация и консумация на реактивна мощност.

Литература

- Дансис Я.Б. и др., Емкостная компенсация реактивных нагрузок мощных токоприемников промышленных предприятий, М., Энергия, 1980.
Веников В.А. и др., Статические источники реактивной мощности в электрических сетях, М., Энергия, 1975.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ*

ОЦЕНКА НА ВЪЗМОЖНОСТИТЕ ЗА ПОВИШАВАНЕ НА ЕНЕРГИЙНАТА ЕФЕКТИВНОСТ НА ГЛАВНИ ВОДООТЛИВНИ УРЕДБИ НА ПОДЗЕМНИ РУДНИЦИ

Евтим Кърцелин, Румен Исталиянов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", София 1700, България E. mail: rgi@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: Обоснован е подход за оценка енергийната ефективност на главни водоотливни уредби за подземни рудници. Направен е анализ и оценка за влиянието на отделни елементи на водоотливната уредба върху нейната енергийна ефективност.

ESTIMATION OF ABILITIES FOR INCREASING OF ENERGY EFFICIENCY IN MAIN PUMP INSTALLATION FOR SUBTERRANEAN MINES

Evtim Rurzelin, Rumen Istalijanov

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

ABSTRACT: The method of Estimation of abilities for increasing of energy efficiency in main pump installation for subterranean mines is laid in the paper. Analysis and evaluation of influence of different parts of pump installations on their energy efficiency are done.

Актуалност: Съвременната цивилизация е на прага на нова енергийна криза, предопределена и неизбежна поради следните фактори и причини:

1. Непрекъснато повишаване на цената на енергията и енергоносителите като резултат от намаляване на запасите на невъзобновяеми източници на енергия и значителното увеличаване на разходите за добив.
2. Развитието на енергетиката на основата на невъзобновяеми източници на енергия е пред прага на топлинната бариера, преминаването на която води до неизбежна екологична катастрофа.
3. Развитието на енергетиката на основата на възобновяеми източници на енергия е на етап и възможности, с който не може да се осигурява задоволяване на реалните и непрекъснато нарастващи потребности на съвременната цивилизация.
4. Един от съвременните проблеми на енергетиката, а и на съвременната наука е свързан с високата енергоемкост на различните процеси в производствената дейност и в сферата на комунално-битовото обслужване на обществото.
5. Изследванията показват, че икономията на енергия се явява значително по-евтин и безопасен метод за увеличаване на енергогенериращите мощности, тъй като разходите за икономия на 1 kW мощност са 4-5 пъти по-малки в сравнение с разходите за строителство и въвеждане в експлоатация на 1 kW нови мощност.

Ето защо научните изследвания с крайна цел реализирането икономия на енергия са актуална задача на съвременната наука.

Всяка техническа система, която консумира енергия, се нуждае от изследване и технически анализ, в резултат на който да се направи оценка до колко ефективно е използването на енергията, за да изпълни своите полезни функции – производство на продукция, преобразуване на енергията от един вид в друг, осигуряване на комфорт или предоставяването на полезни услуги на човека.

За провеждане и изпълнение на такъв анализ е необходимо съответен научен инструментариум и преди всичко на методи за определяне на ефективността на използване на енергията в различните производства и процеси.

Общозвестно е, че коефициентът на полезно действие (к.п.д.) се явява най-удобен и универсален показател за ефективното функциониране на енергетичните процеси.

За оценка на енергийната ефективност на елементите на една водоотливна уредба и на уредбата като цяло ще се извърши също на основата на к.п.д.

Изменение на работните характеристики на водоотливната уредба в процеса на експлоатация.

Една от съществените особености при функционирането на водоотливните уредби е свързана с намаляване на основните работни параметри (производителност, напор, к.п.д.) в процеса на експлоатация. Този процес на деградация на уредбата се обяснява с изключително тежките условия за експлоатация, особено при изпомпването на кисели и силно замърсени води. Независимо от това, че във водосборника скоростта на движение на водата е малка и се очаква избистряне на водата, около 40% от твърдите частици в нея се

засмукват и преминават през помпите, което води до интензивното им износване. Ресурсът за машинното време на помпите в нашите подземни рудници достига до 500-700 часа, а съгласно паспортните им данни при чиста вода трябва да работят 6000 часа.

В процеса на експлоатация постепенно се намалява пропускателната способност на тръбопровода.

В резултат от сумарното въздействие на всички тези фактори се изменят работните параметри на помпата: производителност, напор и к.п.д., което в крайна сметка води до преразход на електроенергия за водоотлив.

Влошаване на работните параметри на помпата настъпва в резултат на общите изменения в характеристиките на помпата и тръбопровода. Ето защо за определяне на работната точка е необходим контрол на минимум два параметъра: производителност и напор. Освен това, по параметрите може да се определи к.п.д. на помпата във връзка с изменението на характеристиката за к.п.д..

Ето защо за оценка ефективността за експлоатация на водоотливната уредба е необходимо да се измери производителността, напора, мощността и да се определи фактическия к.п.д. по изчислителен път.

Опитът от експлоатация на водоотливни уредби в подземни рудници показва, че върху надеждната и икономичната работа на водоотлива съществено влияние оказва появата на неизправности в редица елементи на водоотливната уредба. Към тези елементи на първо място трябва да се отнесът смукателния кош и смукателния клапан на помпения агрегат. В резултат на това се увеличава съпротивлението и вакуума в смукателния тръбопровод, което води не само до влошаване на икономичната работа на помпите, но най-често и до пълна загуба на работоспособност на помпения агрегат в резултат на възникването на кавитационни режими и разрушаване на работното колело. Към същият резултат води и едно значително разгерметизиране на смукателния тръбопровод на помпения агрегат. Ето защо най-често се препоръчва да се осигурява интегрален контрол за изправността на смукателния тръбопровод чрез фактическия вакуум.

В напорната част на тръбопровода най-нисконадежни елементи се явяват обратните клапани и спирателните кранове с електроздвижки. Отказите или неточната работа на последните водят до повишаване на съпротивлението на тръбопровода и намаляване на неговата пропускателна способност.

Изправното състояние на напорната част на тръбопровода е възможно да се контролира по к.п.д. на тръбопровода: $\eta_{\text{тр}} = H_p / H_m$. За тази цел е необходимо да се измерва манометричният напор на помпата.

Систематизирано събиране на данни за количествена оценка на надеждността и икономичното функциониране на водоотливните уредби не е провеждано в страната и такива данни липсват. Това се обяснява с голямата трудоемкост и голямата продължителност на изследванията, които трябва да се правят за събиране на необходимата статистическа информация. Отделни изследвания проведени в тази област, свидетелстват за

изключително ниската надеждност на водоотливните уредби.

Резултатите от експлоатацията свидетелстват за изключително ниските показатели за икономичност и надеждност на функциониране на водоотливни уредби и за необходимостта от коренно изменение на утвърдената се практика за експлоатация и обслужване. За повишаване на ефективната работа на водоотливните уредби е възможно да се върви по следните направления:

- създаване на специално, високо надежно обзавеждане;..

- внедряване на средства за диагностика на състоянието на обзавеждането на помпените уредби с цел своевременно определяне настъпването на неикономични режими на работа и своевременно провеждане на профилактика и ремонт за отстраняване на откази в ранния стадий на тяхната регистрация;

- обосноваване и внедряване на икономични режими на работа на главни и участъкови помпени уредби (работа на помпите извън зоните на върхово натоварване на енергийната система, работа на помпение агрегат на два напорни тръбопровода, оптимизация паралелната работа на два помпени агрегата, оптимизация схемата и броя на задвижките в помпената камера и др.)

За повишаване на ефективната работа и функционирането, главните водоотливни уредби е възможно да се разглеждат като обект, състоящ се от две части (системи) – електрическа и механична.

Електрическата част включва в себе си: система за електроснабдяване (СЕС) на главна водоотливна уредба на подземен рудник, електродвигатели за главните помпи (ЕД), апаратура за автоматично управление (ААУ). Към механичната част се включва - смукателен и напорен тръбопровод (СТ и НТ) и главни помпи(ГП).

Анализът на отказите и причините за тяхното възникване свидетелстват, че в периода на експлоатация на водоотливната уредба възникват както внезапни, така и постепенни откази. Първите са свързани с дефекти от заводското производство, качеството на монтажа и се проявяват преди всичко в периода на провеждане на единичните изпитания и 72 – часовите проби. Вторият вид откази се проявяват в установен режим при експлоатация и са свързани с експлоатационното износване на елементи от водоотливната уредба. Параметрите на определени елементи от нея се влошават постепенно, достигайки до гранични стойности, след което настъпва отказ. При това част от елементите влошават своите параметри без видимо изменение на показателите за икономичност (елементи на електрическата част на уредбата), други (за механичната част) предизвикват изменение на електрическите и технологични параметри (производителност, напор, к.п.д., електропотребление и др.)

Постепенните откази на отделните елементи е възможно да се открият чрез измерване на контролираните параметри и при приближаването им към граничните стойности да се планира провеждането на профилактични мероприятия по възстановяване или поддържане на елементите в работоспособно състояние при определен срок и обем на работа. Диагностика е възможно да се използва за контрол качеството на ремонтните работи.

Определяне на енергийната ефективност на главни водоотливни уредби на подземни рудници в експлоатация

С помощта на енергитичния подход ще се направи оценка за енергийната ефективност на главни водоотливни уредби на подземни рудници в експлоатация.

Изпомпването на водата в един подземен рудник е технологичен процес, за протичането на който е необходимо да се извърши определена работа (да се изразходва определено количество енергия) за преместването на определено количество вода от едно ниво на друго, по-високо ниво.

Съгласно основния закон за преобразуване и съхранение на енергията, извършената работа (изразходваното количество енергия) за протичането на този процес (преместването на определено количество вода от едно ниво на друго, по високо ниво) ще бъде равна на потенциалната енергия на количеството преместена (изпомпана) вода.

За определяне на енергийната ефективност на главни водоотливни уредби на подземни рудници в експлоатация чрез к.п.д. е необходимо да се определят следните показатели – теоретичен и действителен специфичен разход на енергия за изпомпване на 1 m³ вода на височина 1 m.

В международната измервателна система SI [1] механичната работа и енергия имат една и съща измерителна единица [джаул J], която се дефинира със следния израз:

$$W = A = F \cdot s = 1 \text{ N} \cdot 1 \text{ m} = 1 \text{ J}$$

където: **F**- сила [N]; **s** – път [m].

Силата на теглото на едно тяло се дефинира с изрази:

$$F = G = m \cdot g$$

където: **m** – маса на тялото [kg]; **g** =9,81– земно ускорение [m/s²].

Зависимостта между масата и обема на едно тяло се дефинира с понятието обемно тегло **ρ** със следния израз:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

откъдето следва зависимостта:

$$m = \rho \cdot V$$

където: **V**– обем на тялото [m³];

На основание изложеното за определяне на потенциалната енергия на едно тяло с обемно тегло **ρ** , обем **V** , повдигнато на височина **h** се получава следният израз:

$$W_{\text{nom}}^{\text{mex}} = \rho \cdot g \cdot V \cdot h \text{ [J]} \quad (1)$$

За определяне на теоретичния специфичен разход на енергия за изпомпването на 1 m³ вода на височина 1 m ще се приемат следните стойности:

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3;$$

$$V = 1 \text{ m}^3;$$

$$h = 1 \text{ m};$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

След заместване на тези стойности във формула (1) се получава:

$$W_{\text{nom}}^{\text{mex}} = \rho \cdot g \cdot V \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 1 = 9810 \text{ J} \quad (2)$$

В измервателната система SI е в сила следната зависимост:

$$1 \text{ Wh} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ J} \quad (3)$$

С отчитането на (3) израза (2) се преобразува в следния вид:

$$W_{\text{nom}}^{\text{el}} = \frac{W_{\text{nom}}^{\text{mex}}}{3,6 \cdot 10^3} = \frac{9810}{3,6 \cdot 10^3} = 2,725 \text{ Wh}$$

за изпомпването на на 1 m³ вода на височина 1 m.

От проведеното експериментално изследване на главни водоотливни уредби на подземни рудници в експлоатация е получена следната усреднена експериментална стойност за специфичен разход на електроенергия:

$$W_{\text{deuct}}^{\text{el}} = 6,48 \text{ Wh} \text{ за изпомпването на на } 1 \text{ m}^3 \text{ вода на височина } 1 \text{ m.}$$

За к.п.д. на водоотливните уредби в експлоатация се получава следната стойност:

$$\eta_{\text{ур}} = \frac{W_{\text{теор}}}{W_{\text{деукт}}} \cdot 100 = \frac{2,725}{6,48} \cdot 100 = 42\%$$

От получената стойност за к.п.д. може да се направи извода за ниска енергийна ефективност на главни водоотливни уредби на подземни рудници в експлоатация

К.П.Д. на електрическата мрежа

К.п.д. на електрическата мрежа се определя с изрази:

$$\eta_{\text{мр}} = \frac{P_p}{P_p + \Delta P_{\text{ел.мр}}}$$

където:

$\Delta P_{\text{ел.мр}}$ - загуби на мощност в захранващата електромрежа;

Консумираната мощност от електродвигателя зависи от неговото натоварване и е възможно да се изрази чрез номиналните му параметри по формулата:

$$P_p = k_{\text{нат}} \cdot P_n \cdot \eta_{\text{дв}}$$

където:

$k_{\text{н}}$ - коефициент на натоварване;

$\eta_{\text{дв}}$ – к.п.д. на двигателя.

Номиналната мощност на двигателя се определя чрез номиналния ток и номиналното напрежение на двигателя по формулата:

$$P_n = \sqrt{3} U_n \cdot I_n \cdot \cos \varphi_n$$

Загубата на активна мощност в електрическата верига от двигателя до Централната подземна подстанцията на рудника се определя с израз:

$$\Delta P_{ел.мр} = 3 \cdot k_{нат}^2 \cdot I_n \cdot R_{мр}$$

Където:

- $R_{мр}$ - активно съпротивление на захранващата кабелна мрежа и се определя с израз:

$$R_{ел.мр} = \frac{L}{\gamma \cdot S}$$

L - дължина на кабелната мрежа (m);

S - сечение на силовите жила на кабела (mm^2);

γ - проводимост на материала от който са изготвени жилата на кабела.

Сечението на захранващата линия се избира по икономична плътност на тока с използване на следния израз:

$$S = \frac{k_n \cdot I_n}{\gamma}$$

С отчитане на записаните по-горе, изрази за к.п.д. на електрическата мрежа се получава следният израз:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{3} \cdot \gamma \cdot L \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{дн}}{U_n \cdot \cos \varphi_n \cdot j}}$$

Величините влизащи в горната формула имат следните числени стойности:

$j=2,0 \div 2,5 A/mm^2$; $L=50 \div 100 m$; $\cos \varphi=0,75 \div 0,95$; $U_n=6000 V$.

В този случай променливата част на знаменателя в последната формулата се изменя в границите $(0,6 \div 1,8) \cdot 10^{-3}$, а стойността на к.п.д. на мрежата $\eta_{мр}=0,999 \div 0,998$.

Ако се отчете загубата на енергия на цялата захранваща мрежа до главната понижаваща подстанция на повърхността, то с достатъчна точност к.п.д. на ел.мрежата може да се приеме за постоянен и равен на $\eta_{ел.мр}=0,98$.

К.П.Д. на електродвигателя

К.п.д. на електродвигателя зависи от неговото натоварване и се характеризира с общите загуби в двигателя $\Delta P_{дв}$. Номиналният к.п.д. на двигателя се определя с израз:

$$\eta_{дв} = \frac{P_n}{P_n + \Delta P_{дв}}$$

Загубите на мощност в двигателя се разделят на постоянни (K) и променливи (P). Постоянните загуби не зависят от натоварването на двигателя, а променливите са пропорционални на квадрата на тока и коефициента на натоварването. Следователно, за загубите в двигателя е възможно да се напише следният израз:

$$\Delta P_{дв} = K + P = K + P_n \left(\frac{I}{I_n} \right)^2 = K + P_n \cdot k_n^2 + P_n \cdot (a + k_n^2)$$

Където: - $a=k/P_n$ - константна величина за двигателите (за асинхронни двигатели $a=0,5 \div 1,0$)

Фактическата стойност за к.п.д. на двигателите се определя с израз:

$$\eta_{дв} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P_{дв}}{P_{дв}}}$$

Отчитайки, че фактическата мощност за двигателя е възможно да се изрази чрез коефициента за неговото натоварване:

$$P_{дв} = k_n \cdot P_n$$

Формулата за к.п.д. на електродвигателя ще приеме следния вид:

$$\eta_{дв} = \frac{1}{1 + \frac{(1 + \eta_{дн}) \cdot (a + k_n^2)}{\eta_{дн} \cdot k_n \cdot (a + 1)}}$$

От горният израз следва, че влияние върху к.п.д. на двигателя е възможно само чрез изменение на неговото натоварване. Натоварването на електродвигателите, задвижващи помпите за главен водоотлив на подземен рудник по правило не е по ниско от 75% от номиналния. Отчитайки това, може да се приеме, че к.п.д. на двигателя в процеса на експлоатацията на водоотливната уредба не се изменя и е равен на неговата номинална стойност. За на асинхронните двигатели от справочната литература се определя к.п.д. в границите на $0,9 \div 0,96$.

Хидравлични загуби

Хидравличните загуби в помпата представляват по същество загуби от триене при движение на течността в каналите на проточната част на помпата и вихрови загуби или загуби от удар. Загубите на триене нарастват квадратично с увеличаване на производителността на помпата. Загубите на удар са равни на нула само при номинална производителност на помпата, и нарастват

квадратично с отклонение на фактичката производителност на помпата от нейната номинална стойност.

Възникването на загуби на мощност в помпата се проявява в намаляването на фактическия напор в сравнение с теоретичните възможности. Отношението на действителния напор H_z към неговата теоретична стойност H_e представлява по същество хидравличния к.п.д. на помпата.

$$\eta_{хидр} = \frac{H_z}{H_e}$$

На този етап от развитие теорията на центробежните помпи няма разработен надежден метод за аналитично определяне на хидравличните загуби и хидравличния к.п.д. на помпата. Тези загуби се определят с производителността на помпата, която в процеса на експлоатация се отклонява от номиналната стойност, а следователно и хидравличния к.п.д. ще се определя от фактическия режим на работа на помпата към тръбопровода.

Обемни загуби

Обемните загуби в помпата са свързани с утечките на вода през луфтовете в уплътненията и разтоварното устройство. От действието на корозията, износването на разтоварните устройства и на уплътненията в процеса на експлоатация луфтовете се увеличават, а обемните загуби нарастват. Големината на утечките се оценява чрез обемния к.п.д. на помпата:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \delta}$$

където δ – обемни загуби на вода, които са от порядъка на 3÷5% от производителността на помпата Q .

Механични загуби

Механичните загуби в помпата се предизвикват от триенето на работните колела на помпата и течността, а така също и от триене в уплътненията и лагерите. Тези загуби се оценяват с механичния к.п.д., който се дефинира като отношение на хидравличната мощност N_z към мощността на вала на двигателя N_e :

$$\eta_{мех} = \frac{N_{хидр}}{N_e} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_z (Q + \delta)}{N_e}$$

Общ к.п.д. на помпата

Общият к.п.д. на помпата ще се определя с израз:

$$\begin{aligned} \eta_{ном} &= \eta_{хидр} \eta_{об} \eta_{м} = \\ &= \frac{H_z}{H_e} \cdot \frac{Q}{Q + \delta} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot H_z (Q + \delta)}{N_e} = \\ &= \frac{\rho \cdot g \cdot H_z \cdot Q}{N_e} \end{aligned}$$

Стойностите на отделните к.п.д. на една помпа се изменят в следните граници:

- $\eta_x = 0,7 \div 0,95$;
- $\eta_o = 0,93 \div 0,99$;
- $\eta_m = 0,89 \div 0,95$.

С отчитане на стойностите на η_x , η_o , η_m общия к.п.д. на помпата е в границите на $0,5 \div 0,75$.

Следователно, к.п.д. на цялата водоотливна уредба съществено зависи от к.п.д. на помпата, която се явява елемент от цялата система. Изменяйки се в твърде широки граници ($0,5 \div 0,75$) к.п.д. на помпата се определя преди всичко от ефективното функциониране на цялата уредба.

К.п.д. на тръбопровода

К.п.д. на тръбопровода зависи от загубите на напор в неговите елементи и се определя със следния израз:

$$\eta_{тр} = \frac{H_z}{H_m}$$

Където: H_m – манометричен напор на помпата (m).

В резултат на повишеното съпротивление в смукателния тръбопровод, износването на спирателните кранове, обратни клапи, замърсяване на смукатели, частична разхерметизация, к.п.д. на тръбопровода в процеса на експлоатация търпи изменения.

С отчитане на ограниченията по условието за устойчива работа на помпата към тръбопровод:

$$\frac{H_z}{H_m} \leq 0,95$$

К.п.д. на тръбопровода е невъзможно да бъде по-голям от 0,95.

Представлява интерес определянето на възможния максимален к.п.д. на водоотливната уредба. Ако приемем че:

- $\eta_{мр} = 0,98$;
- $\eta_{дв} = 0,94$;
- $\eta_{ном} = 0,7$;
- $\eta_{тр} = 0,95$.

То за максималния общ к.п.д. на помпената уредба ще се получи:

$$\begin{aligned} \eta_{max} &= \eta_{мр} \eta_{дв} \eta_{ном} \eta_{тр} = \\ &= 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,7 \cdot 0,95 = 0,62 \end{aligned}$$

Отчитайки, че среднестатистическите к.п.д. за водоотлив на подземни рудници е в границите на 0,42, е възможно да се твърди, че съществува потенциална възможност за икономия на енергия в границите на 20% при едновременно повишаване на надежността на функциониране на водоотливните уредби за сметка на използване на средствата за диагностика, действието на който е основано на енергитичния принцип за анализ ефективността на експлоатация на водоотливните уредби.

Литература

Джаков Е., Международна система измерителни единици, С., Техника, 1975.

Гейер В. Г. и др – Шахтные вентиляторные и водоотливные установки. М., Недра, 1987г.

Потери электроэнергии в электрических сетях энергосистем. Под ред. на В.Н. Казанцева., М.Энергоатом издат, 1993г.

Правилник по безопасността на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин (В-01-02-04), Д.И. “Техника”, София, 1971.

Наредба №3 за устройство на електрическите уредби, “Балкан прес”АД, София, 2004.

Правилник по безопасността на труда в подземните въглищни рудници (В-01-01-01), Д.Ф. “Полиграфичен комбинат.”, София, 1992.

Колесников А.И. и др., Энергобережение в промышленных и коммунальных предприятиях., Москва, Инфра-М, 2005.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра “Електрификация на минното производство”, МЕМФ*

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПРЕХОДНИТЕ ПРОЦЕСИ ПРИ КОМУТИРАНЕ НА КОНДЕНЗАТОРНИ БАТЕРИИ

Иван Стоилов, Диана Ташева, Кирил Джустров

Минно-геоложки университет "Св. Ив. Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Включването и изключването на кондензаторни батерии за компенсиране на реактивната мощност води до поява на преходни процеси, при които протичат големи ударни токове и се генерират пренапрежения. Това създава опасност от повреди в кондензаторните батерии, комутационните апарати и другите електрически съоръжения.

В доклада се разглеждат резултатите от експериментални изследвания на преходните процеси при комутиране на кондензаторни батерии, монтирани в разпределителната уредба 6kV на рудничен комплекс "Елаците". Токовете и напреженията на трите фази са регистрирани в цифров вид при комутиране на кондензаторни батерии с маломаслени прекъсвачи и елегазови контактори. Обработката на информацията е осъществена в средата на MATLAB. За получаване на преходните процеси в "изчистен" вид са отстранени периодичните съставни на установения ток, с разработена оптимизационна програма. Определени са максималните амплитудни стойности на ударния ток, честотата, времената за установяване и др. Регистрирани са нивата на пренапреженията върху кондензаторните батерии при включване и изключване. Резултатите са използвани за преценка на необходимостта от ограничаване на ударните токове с оглед електрическата износостойчивост на приложените комутационни апарати.

STUDING THE TRANSIENT PROCESSES OF THE COMUTATION OF CAPACITOR BATTERIES

Ivan Stoilov, Diana Tasheva, Kiril Dzhustrov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" – Sofia

ABSTRACT: The switching on and off of capacitor banks of power factors compensating circuit results in the origination of transitional processes, which are accompanied with high inrush current and generation of over-voltage. This means risk of faults in the capacitor banks commutation apparatuses and the other electrical devices.

Results have been discussed based on the experiments on transitional processes of the commutation of capacitor batteries, installed at the 6 kV distribution network of the "Elacite" mining company. Currents and voltage of the three phases have been registered digitally after the commutation of capacitor batteries with oil circuit-breakers and contactors uses SF₆ gas for insulation and circuit breaking. Processing of the information has been performed in the medium of MATLAB. For obtaining the transitional processes in a "pure" type, the periodical components of the current have been removed by an optimizing software program. The maximum amplitude values of the impact current, frequency, periods of time etc. The levels of the over-voltage on the capacitor batteries in case of switching on and off have been registered. Results have been used for an assessment of the need for limiting the impact current with the aim of improving the electrical wearing capacity of applied commutation apparatuses.

Увод

За ефективно използване на електрическата енергия, промишлените предприятия е необходимо да реализират средномесечен фактор на мощността $\cos \varphi \geq 0,9$.

Открития рудник "Елаците" се характеризира с рязко променлив активен товар и ниска стойност на естествения фактор на мощността, което налага компенсирането му с кондензаторни батерии. Съществуващата уредба бе реализирана в централната разпределителна подстанция на напрежение 6 kV и включваше две секции с мощност 750 kVAr и 1650 kVAr. Комутацията се извършваше ръчно с български маломаслени прекъсвачи от серия А. През 2004 г. в ЦРП 110/6kV на рудника е внедрена микро-процесорна система за контрол и управление на електропотреблението, в която има модул за реализиране на автоматично управление на кондензаторни батерии (Стоилов и др., 2004). За вземане на обосновано техническо решение по отношение на новите комутационни

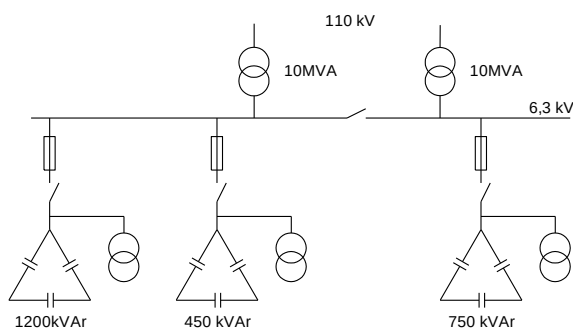
апарати бяха проведени експериментални изследвания на преходните процеси при комутиране на съществуващите кондензаторни уредби.

Известни са проблемите с ударния ток при включване на кондензаторни батерии и те са предмет на множество изследвания (Adly et al. 1993, Kojovic et Falcao 2001, Bansode 2003, Liu et Chen 1998). Големите стойности на ударния ток в съчетание с по-високата му честота (300÷1000Hz) води до много по-интензивно износване на контактните тела на комутационния апарат. Ударният ток нараства многократно при включване на кондензатори паралелно на други вече включени кондензаторни батерии. Повечето изследователи (Koch 2000) препоръчват в тези случаи да се използват индуктивности за ограничаване на големината на ударния ток. Разработват се и специални хибридни прекъсвачи, които да ограничават големината на ударния ток (Witte et al. 2005).

Проблемите при изключване на кондензаторни батерии, особено когато част от тях остават включени, са свързани

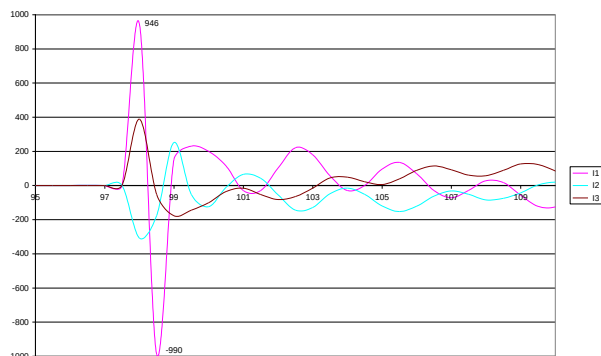
с възможността за повторно изпълнение на дъгата и поява на значителни пренапрежения.

Анализът на резултатите от изследванията на преходните процеси при комутация на кондензаторните батерии спомогна за оптималния избор на комутационните апарати на реконструираната уредба, чиято опростена схема е представена на фиг. 1. Кондензаторните батерии се управляват от елегазови контактори "Rollarc-400D" в комбинация с токоограничаващи предпазители "Fusarc CF". Монтиране на индуктивности за ограничаване на ударния ток не е необходимо.



Фиг. 1. Опростена схема на кондензаторната уредба

Тъй като характерът на преходните процеси зависи и от конструкцията на комутационните апарати бяха проведени измервания на реконструираната кондензаторна уредба. С цифров уред "Multiver 3SN" са регистрирани тока и напреженията в трите фази. Токът се измерва директно с амперклепши, а напреженията са заснети от измервателните трансформатори към всяка от батериите. Преходният процес на тока при включване на батерия 750 kVAr паралелно на вече включени батерии 1200 kVAr и 450 kVAr е представен на фиг. 2.



фиг. 2. Преходен процес на тока

Обработка на данните от експерименталните изследвания

Регистрираните изменения в стойностите на тока при включване на кондензаторни батерии се дължат на наслагване на два процеса:

- установен колебателен, предопределен от захранващото напрежение;
- преходен, активиран от включването на кондензаторните батерии.

Въпреки че в множество публикации обект на изследване са характеристиките на този обобщен процес, той не може

да бъде считан за показателен, тъй като силно зависи от момента на включване на кондензаторните батерии. Затова се постави задачата да се изолира и изследва само "чистия" преходен процес. Решаването и обхвана следните три етапа:

Числово моделиране на установения колебателен процес.

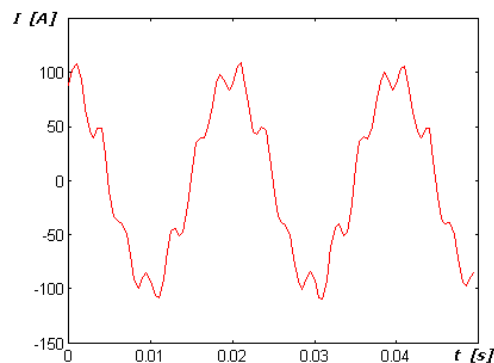
Дискретното описание на установения колебателен процес има вида:

$$A_1 \sin(w_1 i T_0) + A_2 \sin(w_2 i T_0) + \dots + A_n \sin(w_n i T_0), \\ i = 0, 1, \dots, q,$$

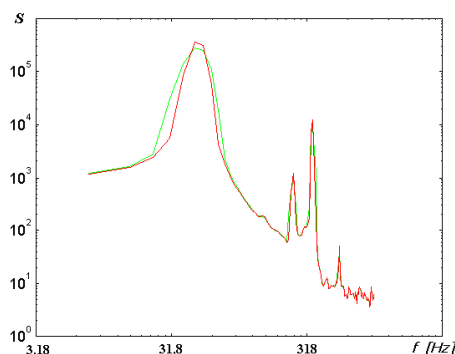
където $A_1, A_2, \dots, A_n$ са амплитудите, а $w_1, w_2, \dots, w_n$ честотите на хармоничните съставни на колебателния процес. Интервалът на дискретизация T_0 съвпада с този на проведените експериментални изследвания, а q определя продължителността на времевия интервал, в който е необходимо извършване на числова симулация на колебателния процес.

Чрез спектрален анализ за всеки експеримент са определени броят на хармоничните съставни в установения колебателен процес, техните честоти и амплитуди. Използвани са данните получени след затихване на преходния процес в резултат на включване на кондензаторните батерии.

Като пример на фиг. 3 е представена извадка от установения колебателен процес на ток I_1 при изследване влиянието от включване на кондензаторна батерия 750 kVAr. На фиг. 4 е показана спектралната плътност S за същия процес, като двете характеристики са получени при използване на корелационни прозорци на Бартлет и Хеминг.



фиг. 3. Извадка от установения процес



фиг. 4. Спектрална плътност на установения колебателен процес

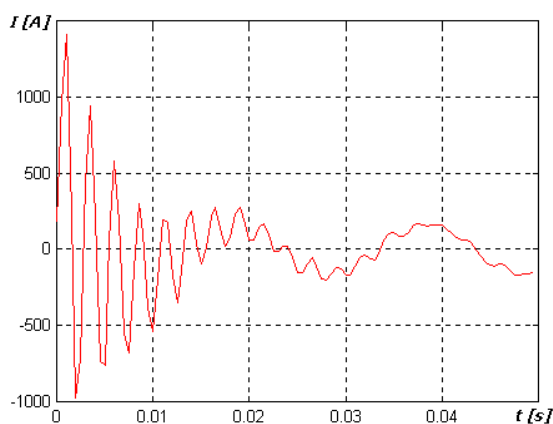
В случаят за съществени могат да се приемат три хармонични съставни, съответно с честоти: 50.2880, 255.9540 и 352.1519 Hz.

Отстраняване влиянието на колебателния процес.

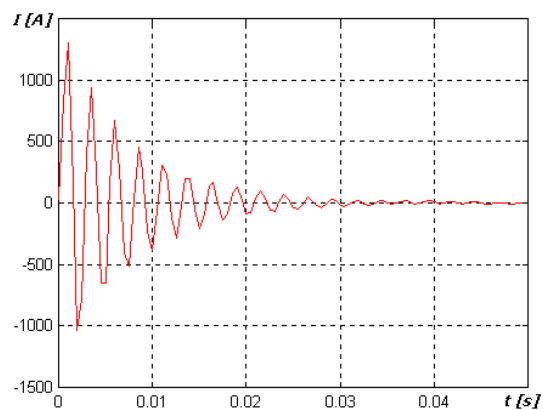
Директното изваждане на симулирания колебателен процес от експерименталните данни е невъзможно, тъй като включването на кондензаторните батерии се извършва в случаен момент от време. Следователно преди изваждането трябва да се определи номерът на дискретата от развитието на колебателния процес, съответстваща на момента на включване. При правилното и определяне, след изваждане на двата процеса, ще се получи "чистия" преходен процес, който за време $T_y = pT_o$, затихва при стойност 0. Този факт е използван при разработване на алгоритъма и програмата за определяне на относителното изместване на момента на включване спрямо нулевия момент от развитие на установения колебателен процес. По същество те представляват оптимизационна процедура в която управляващ фактор се явява номерът на дискретата k от описанието на колебателния процес, която се приема за начална спрямо момента на включване на кондензаторните батерии. Възприет е интегрален квадратичен критерий за оптималност $Q = \sum_{i=2}^N [e(iT_o)]^2$, където с $e(t)$

е означен процесът получен след изваждането на колебателния процес от експерименталните данни. На него е търсен минимум. Целенасочено формирането на критерий се извършва на база на данните от момент $2T_y$ до продължителността на наблюдението NT_o , тъй като преди получаване на "чистия" преходен процес не може точно да бъде определено времето за затихването му T_y .

Ефектът от работата на оптимизационната програма е илюстриран на фиг. 5 и 6, където са представени експериментално получените данни за изменението на ток при включване на кондензаторна батерия 750 kWAr и "изчистения" преходен процес.



Фиг. 5. Експериментални данни за изменението на тока



Фиг. 6. "Изчистен" преходен процес

Определяне характеристиките на чистия преходен процес

За преходните процеси, получени след отстраняване на съответните периодични съставни от експерименталните данни са определени:

време за установяване t_0 ;

честота f_0 ;

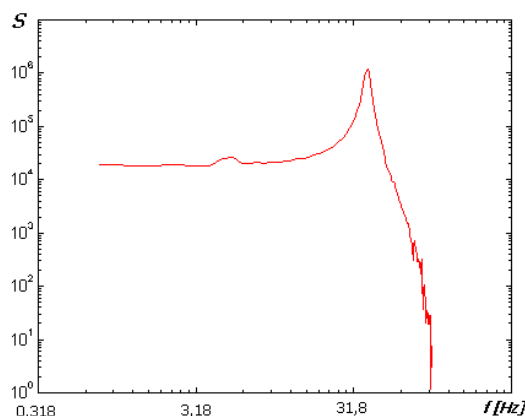
максимална амплитуда I_m ;

коефициент на затихване $\alpha = \frac{\ln\left(\frac{a_1}{a_3}\right)}{T}$;

скорост на затихване $\nu = \left|\frac{a_1}{a_2}\right|$.

С a_1 , a_2 и a_3 са означени стойностите на трите последователни оптимума от развитието на преходната характеристика.

За достигане на по-висока точност честотата (респективно периодът T) не са определяни пряко, а чрез използване на средствата на спектралния анализ. Графиката на спектралната плътност за "изчистения" преходен процес е представена на фиг. 7.



Фиг. 6 Спектрална плътност на преходния процес

Разработеното специализирано програмно осигуряване и цялостната обработка на експерименталните данни са реализирани в средата на MATLAB.

Резултати от изследванията

Установен режим

Изследванията на установения ток за кондензаторните батерии с мощност 750 kVAr и 1650 kVAr, комутирани с маломаслени прекъсвачи показваха наличие на 5-ти и 7-ми хармоник, като по-силно изразен е седмия.

С промяната на конфигурацията на кондензаторните уредби (разделянето на батерията 1650 kVAr на две отделни - 1200 kVAr и 450 kVAr) се регистрираха и нови хармонични съставлящи. Макар и с незначителни стойности при част от измерванията освен 5-ти и 7-ми хармоник са регистрирани 3-ти, 9-ти, 11-ти и 13-ти хармоник в тока на батерията. Тези хармонични съставлящи нямат практическо значение. От предишни измервания (Стоилов и др., 2005), е установено, че кондензаторните батерии не се претоварват по ток от висши хармоници над допустимия - $1,3I_C$. Кривата на напрежението не е деформирана, тъй като мощността на късо съединение в точката на монтиране на кондензаторните батерии е много голяма.

Преходни процеси

Резултатите от преходните процеси при комутиране на кондензаторните батерии с български маломаслени прекъсвачи от серията А са дадени в Таблица 1.

Таблица 1.

Комутиране на батериите с маломаслен прекъсвач

№	I	I_m, A	f_0, Hz	$t_{0..}, ms$	α	v
Батерия 750 kVAr						
1	I_1	387	375	27,8	205,4	2,86
	I_2	1308	341	32,4	509,6	9,27
	I_3	1580	568	26,9	935,0	5,58
2	I_1	826	352	26,4	250,0	6,72
	I_2	405	354	32,0	297,0	2,67
	I_3	963	330	21,8	1158,0	12,50
Батерия 1650 kVAr						
1	I_1	689	382	44,0	48,0	1,14
	I_2	635	382	44,0	88,5	1,37
	I_3	1323	385	33,8	86,1	1,28
2	I_1	804	392	43,3	85,7	1,16
	I_2	515	385	39,0	86,7	1,38
	I_3	1304	392	38,4	83,4	1,26
3	I_1	1396	329	23,4	462,7	8,30
	I_2	1032	329	49,6	139,5	1,97
	I_3	1694	335	34,9	212,8	2,74

Максималните кратности са изчислени като за всяка батерия е определена най-голямата стойност на ударния ток I_m и към него е добавена амплитудната стойност на номиналния ток на батерията:

$$K_{\max} = \frac{I_m + \sqrt{2}I_C}{\sqrt{2}I_C},$$

където I_C е номиналната ефективна стойност на тока на батерията.

Максималната кратност на ударния ток, която е регистрирана е за батерията 750kVAr е 17,4, а за батерията 1650kVAr е 8,9. Времето за достигане на първия екстремум е в интервала 0,5÷1,5 ms. Собствената честота

в преобладаващите случаи е в границите 330÷390 Hz. Времето за затихване на преходния процес за батерията 750 kVAr е в границите 21,8÷32,4 ms, а при 1200 kVAr – 23,4÷49,6 ms.

При комутиране на кондензаторните батерии с елегазовите контактори "Rollarc-400D", значителни изменения в изследваните параметри не се забелязват (таблица 2).

Таблица 2.

Комутиране на батериите с елегазов контактор.

№	I	I_m, A	f_0, Hz	$t_{0..}, ms$	α	v
Батерия 450 kVAr						
1	I_1	1130	-	12,2	1332	5,34
	I_2	1700	-	10,8	963	6,87
	I_3	1087	-	14,5	212	14,9
2	I_1	252	346	19,9	161	8,10
	I_2	1637	-	15,4	1641	4,16
	I_3	153	365	26,4	320	1,07
3	I_1	52	659	21,0	135	1,14
	I_2	505	647	16,5	207	2,26
	I_3	401	635	18,4	228	1,6
Батерия 750 kVAr						
1	I_1	1627	346	21,6	625	3,10
	I_2	1179	372	22,2	186	5,75
	I_3	1688	352	27,3	546	2,32
Батерия 1200 kVAr						
1	I_1	636	385	40,2	86,5	1,37
	I_2	324	437	41,8	137,4	1,18
	I_3	911	429	36,4	4,7	1,06
2	I_1	160	421	34,6	171,5	1,21
	I_2	872	437	35,9	60,9	1,24
	I_3	832	437	35,9	92,9	1,39
Включване на 750 kVAr при включени 450 kVAr и 1200 kVAr						
1	I_1	776	340	20,5	740	5,11
	I_2	262	359	47,2	240	1,26
	I_3	683	359	25,3	813	1,68
2	I_1	516	359	32,5	462	2,69
	I_2	1776	-	24,1	302	6,08
	I_3	1030	365	31,3	851	3,00
3	I_1	111	346	45,0	315	1,22
	I_2	1405	371	29,1	234	2,15
	I_3	1622	340	28,4	1121	9,07
4	I_1	1013	372	30,7	548	6,05
	I_2	357	378	30,4	218	1,87
	I_3	459	358	31,6	363	6,59

Максималните кратности, които бяха регистрирани са както следва:

- за батерия с мощност 450 kVAr – $K_{\max} = 30,3$
- за батерия с мощност 750 kVAr – $K_{\max} = 18,4$
- за батерия с мощност 1200 kVAr – $K_{\max} = 6,9$

Тези данни кореспондират с публикуваните от Koch (2000) кратности на ударния ток в зависимост от мощността на батерията и мощността на късо съединение в точката на присъединяването и.

При комутирането на батерията 750 kVAr при включени - батерии 1200 kVAr и 450 kVAr не се забелязва значително - увеличение на пиковия ток. Максималната регистрирана кратност е 19,3. Това може да се обясни със сравнително високата индуктивност на връзката между отделните батерии.

От получените резултати се вижда, че максималната регистрирана стойност на пиковия ток е 1776 A (получена при включване на батерия 750 kVAr при включени батерии 450 kVAr и 1200 kVAr). При наслагване с максималната стойност на тока на батерията ($\sqrt{2}I_c$) се очаква, че максималната стойност на ударния ток, комутирани от контакторите "Rollarc R400D" в случая ще бъде 1873 A и не надхвърля 2000A. Това означава, че решението да не се използват индуктивности за ограничаване на ударния ток е правилно. Производителите (Catalogue Schneider Electric – Merlin Gerin, 1998) гарантират електрическа износоустойчивост на контакторите "Rollarc" 300000 комутационни цикъла при стойност на ударния ток 2000 A със собствена честота по-малка или равна на 1600 Hz. Заслужава да се отбележи фактът, че при двойно увеличаване на комутирания ударен ток, броят на комутационните цикли намалява 6 пъти.

Времето за достигане на максималната амплитуда не надхвърля 2 ms.

Собствената честота на преходния процес

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_0C}}$$

очевидно се определя основно от

индуктивността L_0 на източника на напрежение (трансформатор 110/6kV – 10MVA), тъй като при отделните батерии тя не се различава значително. Преобладаващите честоти са в границите на 340-440 Hz. Изключение прави едно измерване при включване на кондензаторна батерия 450 kVAr, където преходния процес е протекъл с честота около 650 Hz.

Сравнително ниските собствени честоти на преходния процес са предпоставка за намалено износване на контактните тела.

Резултатите от проведените изследвания на преходните процеси на ударния ток при включване на кондензаторни батерии дават основание да се твърди, че дори и при най-тежките експлоатационни режими контакторите "Rollarc R400D" ще са в състояние да реализират каталожния брой комутационни цикли.

Регистрираните стойности на ударния ток при включване не са опасни и за кондензаторите. При тях е важно ударният ток никога да не надхвърля 100 пъти номиналния им ток. При кратности $30 I_c$, кондензаторите могат да поемат това натоварване 100000 пъти годишно. Следователно не е необходимо да се инсталират индуктивности за ограничаване на ударния ток през кондензаторите.

При включване и при изключване на кондензаторните батерии се генерират и пренапрежения. Максималните кратности спрямо номиналното напрежение, които са регистрирани към страната на кондензаторните батерии са както следва:

при включване - $K=1,16$;
при изключване - $K=1,28$.

Тези стойности на пренапреженията не представляват опасност за кондензаторите и останалите апарати в подстанцията. Възприетата от "Merlin Gerin" технология за комутиране в елегазова среда (SF6) при относително ниско налягане (по-малко или равно на 2,5 bar) осигурява изключване на капацитивния ток без повторно запалване на дъгата и съответно няма опасност от високи стойности на пренапреженията.

Изводи

1. Получени са експериментални данни за ударния ток и пренапреженията при комутиране на кондензаторни батерии на средно напрежение.
2. Чрез средствата на спектралния анализ са определени хармоничните съставни на установения ток и честотата на преходните процеси.
3. Предложен е оригинален подход при обработка на данните от измерванията, позволяващ елиминирание на периодичната съставна на установения ток и намиране на "изчистен" преходен процес. Той е реализиран програмно в средата на MATLAB. Определени са основни характеристики на "изчистените" преходни процеси. Прилагането на този подход позволява точното определяне на максималния ударен ток и се явява предпоставка за по-ефективен анализ на условията на работа на комутационната апаратура и кондензаторите.
4. Установено е, че за конкретната кондензаторна уредба не е необходимо да се въвеждат допълнителни индуктивности, тъй като ударният ток не е опасен за комутационните апарати и кондензаторите.
5. Комутирането на кондензаторни батерии с елегазови контактори "Rollarc" изключва възможността за поява на опасни пренапрежения.

Литература

- Стоилов, И., К. Джустров, М. Ментешев. 2004. Едно нетрадиционно решение за управление на реактивната енергия в рудник "Елаците". *Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски"*, т.47, св. III, 77-80.
- Стоилов, И., К. Джустров. 2005. Изследване на висшите хармоници в електрическите мрежи на минни предприятия. *Енергиен форум 2005*, том 2, 213-226.
- Adly, A., C. Fallon, J. Rubino, R. Catoe. 1993. Harmonics and Transient Overvoltages Due to Capacitor Switching. *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 29, No 6, 1184-1188.
- Bansode, V. 2003. Testing Measurements and Analysis of Transient Characteristics in Power System. *IEEE Bologna PowerTech Conference*.
- Koch D., 2000. Control Equipment for MV Capacitor Banks. *Cahier Technique Merlin Gerin*, No 142, 1-19.
- Catalogue Schneider Electric – Merlin Gerin, 1998, Rollarc R400-R400D contactor.
- Kojovc, L., N. Falcao, 2001. Application of Three-Phase Vacuum Reclosers for Capacitor Bank Switching. *IPST'01 Rio de Janeiro, Brazil*, Paper 121, 1-7.

Liu, K.-C., N. Chen. 1998. Voltage-peak synchronous closing for shunt capacitors. *IEEE Proc. Gener. Transm. Distrib.* vol. 145, No 3, 233-238.

Witte, J. , P. DeCesaro , R. Mendis. 1994. Damaging Long-Term Overvoltages on Industrial Capacitor Banks due to Transformer Energization Inrush Currents. *IEEE*

Transactions on Industry Applications, vol. 30, No 4, 1107-1115.

Wu, Jinn-Chang, Hurng-Liahng Jou, Kuen-Der Wu, Nan-Tsun Chen. 2005. Hybrid Switch to Suppress the Inrush Current of AC Power Capacitor. *IEEE Transactions on Power Delivery*. Vol 20, No 1, 506-511.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕЛЕКТРОЗАДВИЖВАНИЯ НА КОНУСНИ ТРОШАЧКИ

Стефан Чобанов

CMC-C EOOD, Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: В статията са включени основните резултати от експерименталните изследвания и анализи на пускови и работни режими на електрозадвигвания на конусни трошачки за средно и ситно трошене. Електрическите двигатели са асинхронни с накъсосъединен ротор и напрежение 6kV.

EXPERIMENTAL STUDY ON ELECTRICAL DRIVES OF CONE CRUSHERS

Stephan Chobanov

CMC-C Ltd., UMG "St. Iv. Rilski" Sofia, Bulgaria

ABSTRACT. General results from experimental studies and analysis on starting and operating modes of electrical drives of cone secondary and tertiary crushers have been included in the article. Electric motors are asynchronous with a squirrel cage rotor and voltage of 6kV.

Обекти на изследване

Експериментално са изследвани и са анализирани пускови и работни режими на конусни трошачки в Обогастителните фабрики на Челопеч Майнинг АД и Елаците Мед АД, в цеховете са средно и ситно трошене.

Задвигват се от асинхронни двигатели с късосъединен ротор, с мощност 250kW и 355 kW и напрежение 6kV.

Цел

Целта на изследването е да се получат точни количествени оценки за натоварването на трошачките при всички режими на работа, за избора на мощността на двигателите, да се получат реални данни, които да се положат в основата на избора и настройките на защитите: отчитане на преходните процеси при включване и тяхната продължителност; диапазоните в натоварването и отчитането им при токовите защиты; асиметрията в режимите на работа генерираща симетричните съставки с нулева, права и обратна последователност в напрежението и тока.

Методика

Изследването се базира на измервания за експериментално получаване на данни за: моментните и ефективни стойности на токовете и на линейните напрежения в трите фази; активната и реактивната мощности и енергии; $\cos \varphi$. Записите са във функция от времето, което позволява да се определи продължителността на пусковите

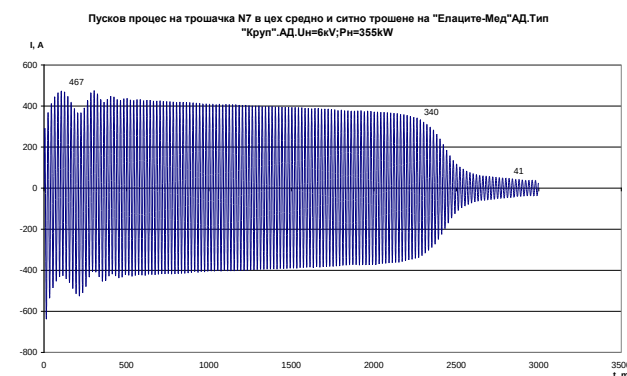
процеси и да се получат средните стойности на величините за произволно възприети интервали от време в периоди, характеризиращи установени и квазиустановени режими при работа на празен ход и под товар.

Измерванията са проведени с микропроцесорен апарат „Мултивер“, сканиращ моментни стойности през 0,5ms.

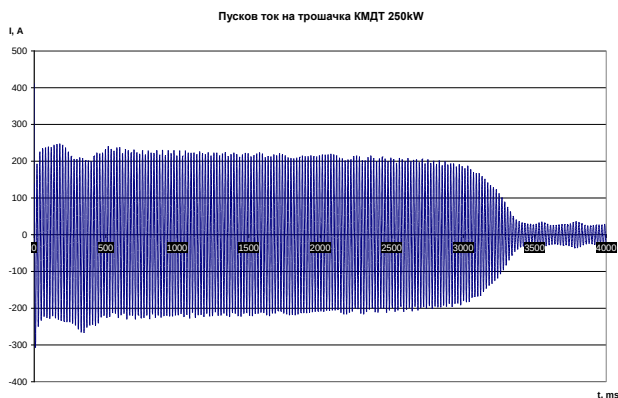
Анализ на режимите на работа

Пускови процеси

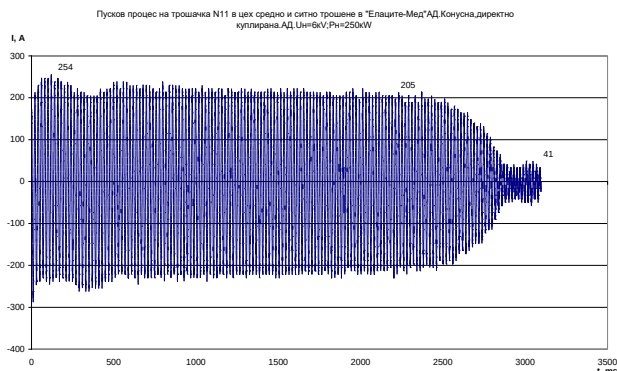
Пусковите процеси на конусните трошачки се характеризират с осцилограмите на фиг. 1, 2 и 3. Те показват идентичността им за различните по мощност електрически двигатели като характер на изменение на пусковия ток. Различията са в големината на тока и продължителността на пусковия процес.



Фиг.1

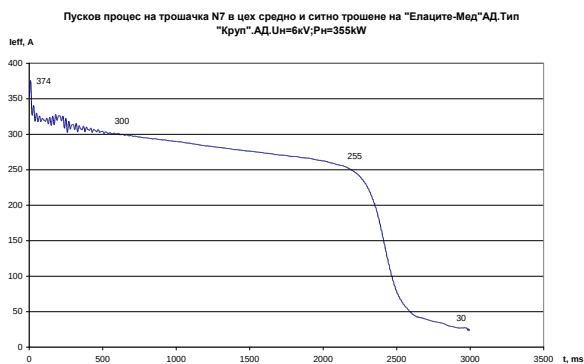


Фиг.2



Фиг.3

В момента на включване и през първите 25 периода (до 250 ms) се наблюдава изменения на пусковия ток както на моментните, така и на ефективните стойности (фиг.4): върховите моменти стойности са с кратности от 9,86 (за двигателите с мощност 355kW) до 5,8 (за двигателите с мощност 250kW) тези стойности, които са с малка продължителност, са по-големи спрямо каталожните параметри. За двата типа двигатели кратностите на пусковите токове спрямо номиналните са съответно 5,6 и 5,5. По нататък, в хода на пусковия процес, токът линейно и с малка скорост намалява, достигайки кратности съответно 5,3 (за двигатели 355kW) и 4,5 (за двигатели 250kW)



Фиг.4

Това е периода, който се променя по продължителност в зависимост от съпротивителния момент.

В края на пусковия процес, в последните 300-500 ms, моментните (ефективни) стойности бързо, макар неравномерно намаляват, достигайки работния ток (фиг.1, 2 и 3). Изследванията на автора и върху други задвижвания с асинхронни двигатели с късосъединен

ротор в минната промишленост [1], потвърждава аналогичния характер в измененията на тока в процеса на пускане. Обобщените данни в таблица 1, показват че отчетените стойности за кратностите на пусковите токове на двигателите са от 58% до 76% по-големи спрямо обявените. Това обстоятелство трябва да се има предвид при определяне отстройките на свръх токовите защиты, особено на тези с токова отсечка. Продължителността на пусковия процес влияе съществено както върху настройките на зависимите от времето токови защиты от пренатоварване, каквито са въведени и при трошачките, така и при определяне на допустимия брой последователни пускания на двигателите.

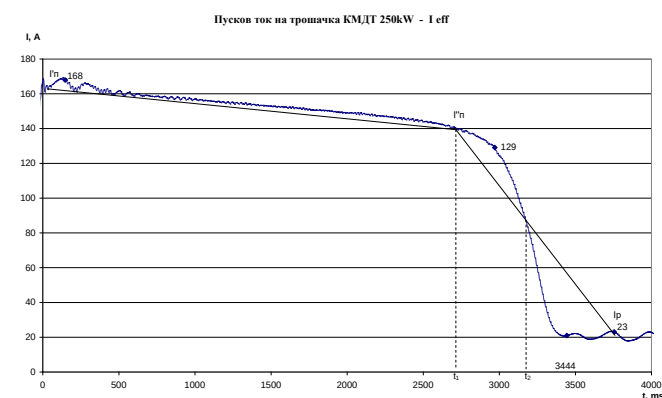
Таблица 1

Мощност на двигателите, kW	Обявен (номинален) ток, A	Амплитудни стойности на пусковия ток, A		Кратност на тока		
		Обявена стойност	По осцилограмите максимална /средна	Обявена стойност	По осцилограмите	%
250	34,8	273	278/254	5,5	5,8/5,5	105/100
355	45,0	358	620/467	5,6	9,86/7,3	176/130

Определянето на допустимия брой последователни включвания и броя на включванията за час е особено актуално за двигателите с големи мощности от порядъка $10^2 - 10^3$ kW, които нормално имат по-продължителен пусков период. В методиките [1, 2, 3] се възприема, че пусковия ток, респективно пусковата мощност е константна, като се изчисляват по обявена стойност $\frac{I_n}{I_n}$.

Това може да се прецизира, възползвайки се от получените резултати, определяйки средната стойност на тока в пусковия процес.

Анализирайки осцилограмите възниква идеята, измененията в ефективните стойности на тока при пускане да се апроксимират с прави линии (фиг.5)



Фиг.5

В интервала t_1 права преминава през двете характерни точки с координатата $(I_n', 0)$ (I_n'', t_1) , а в интервала t_2 права преминава през I_n'' и I_p (I_p е работния ток). Апроксимацията е достатъчно точно да се извърши

графично, въпреки, че е възможно и аналитично дефиниране на двете прави по математически критерии за равноотдалеченост.

Средната стойност на пусковия ток, при графична апроксимация (фиг.5) се определя по зависимостта:

$$I_n^{cp} = \frac{I_n' + I_n''}{2(t_1 + t_2)} t_1 + \frac{I_n'' + I_p}{2(t_1 + t_2)} t_2 \quad (1)$$

$$I_n^{cp} = \frac{1}{2} \left(I_n'' + \frac{I_n' t_1 + I_p t_2}{t_1 + t_2} \right) \quad (2)$$

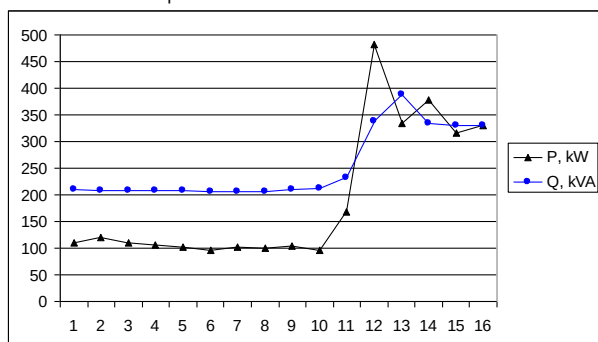
Спрямо номиналния ток при $I_p = I_n$

$$I_n^{cp} = \frac{1}{2} \left(I_n'' + \frac{I_n' t_1 + I_n t_2}{t_1 + t_2} \right) \quad (3)$$

Изчисленията направени по (3) за заснетите осцилограми (фиг.1 и фиг.2) показват, че определените средни стойности на пусковете са съответно: за 355 kW двигател $I_n^{cp} = 275A$; за 250kW двигател $I_n^{cp} = 223A$. Тези стойности са съответно 9,12% и 16,14% по-големи от обявените (номинални) пускови токове.

Работни режими

Два са характерните работни режими на трошачките. Те са илюстрирани с товаровите диаграми за активната и реактивната мощност, определени за 1 min, получени за конусната трошачка КМД 9 в Елаците мед (фиг.6), с номинална мощност 355kW.



Фиг.6

Режим на празен ход. Към трошачката не се подава материал (руда). Консумираната активна мощност е приблизително 104,5 kW, което представлява 29,4% от обявената (номинална) мощност. Реактивната мощност е средно 208,0kVA и лимитира $\cos\varphi = 0.446$, приблизително 0,45.

За двигателите с мощност 250 kW, активната мощност на празен ход е 91,25 kW (36,5% спрямо обявената), а реактивната – 97,2%. Те определят фактор на мощността

при празен ход $\cos\varphi = 0.35$. Разликите в средните стойности на $\cos\varphi$ в режим на празен ход се определят от конструктивните параметри на двата двигателя.

Работен режим с товар (фиг.6, след 10min). Наблюдава се рязко нарастване на консумираната активна мощност – почти 480% спрямо мощността при празен ход: максималното натоварване е 482,3 kW, т.е. претоварване (за 1min) с 35,8%; средната активна мощност (по осцилограмата е 334,78 kW, което представлява 94,3 от номиналната мощност на двигателя (355 kW). Размахът в консумираната мощност е:

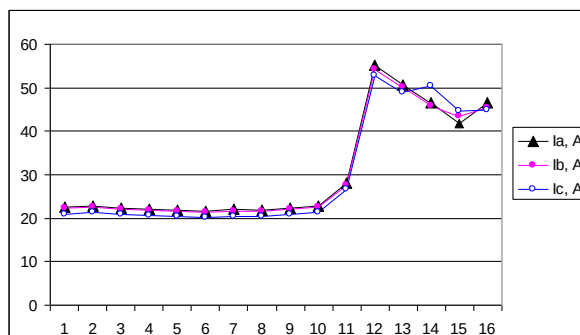
$$P_{\max} - P_{\min} = 482.3 - 316.7 = 165.5kW$$

Така се потвърждава променливия характер на натоварването, което е функция от равномерното подаване на материала в трошачката, от ситовия състав на рудата след стадия средно трошене, както и от физикомеханичните и свойства.

Средната мощност, която се консумира в квазистационарен работен режим е $P^{cp} = 331kW$. Резултатите от измерванията и анализа на получените резултати показват, че електрозадвижванията на конусните трошачки за ситно трошене са подбрани правилно. В работен режим средното натоварване за 30min е 93%, при $\cos\varphi_{cp} = 0.8$ за двигатели с мощност 355kW. От същия порядък е натоварването на конусната трошачка задвижвана с 250kW двигател. Отчитайки, че електрическите двигатели понасят безпроблемно продължително претоварване до 5%, мощностите са резервирани с общо 12,15%, което гарантира и тяхната нормална работа при възприетите параметри на технологичния режим.

Асиметрични режими в натоварването на електрозадвижванията

Измерванията проведени в ОП „Елаците Мед“ констатираха асиметрия в натоварването на фазите във всички изследвани електрозадвижвания на конусните трошачки. Отчетена бе асиметрия на трите тока (осреднени за 1min) (фиг.7), сравнявайки модулите им, без да се отчитат техните фази, които не са измерени достатъчно точно.



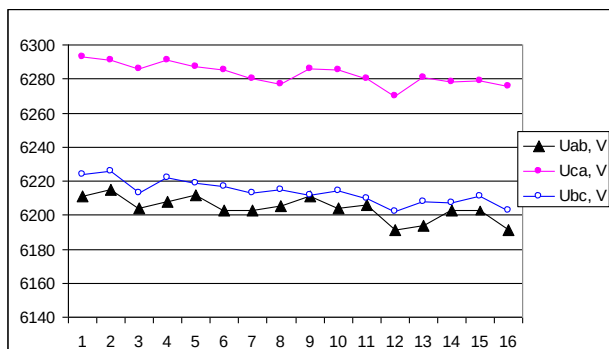
Фиг.7

При празен ход, средната стойност на тока за двигателите с мощност 355kW е $|I_{cp}| = 21.73A$, като отклоненията в трите фази са съответно +0,62A (2,85%); +0,32A (1,47%);

-1,65A (-7,5%). Максималният размах е 2,27A, което е 10,45% спрямо средния ток, или 5,04% спрямо номиналния ток на двигателите.

При натоварване средната стойност на модулите на трите тока $|I_a|$, $|I_b|$, $|I_c|$ е 54,03A, а отклоненията в трите фазни тока са съответно +1,16A (2,15%); +0,1A (+0,002%); -1,27A (-7,5%). Размахът на токовете е 2,43A, което представлява 4,5% спрямо средния измерен ток и 5,4% спрямо номиналния ток.

Записите на линейните напрежения в трифазната мрежа (фиг.8), показваха, че в тях също се наблюдава асиметрия.



Фиг.8

При работа на празен ход на клемите на двигателя (по точно на извода на КРУ за двигателя) са измерени напрежения $|U_{1-2}|=6,211\text{kV}$, $|U_{1-3}|=6,286\text{kV}$, $|U_{2-3}|=6,212\text{kV}$. При средна стойност на модулите на трите напрежения

$$|U_{\text{cp}}| = \frac{\sum_{i=1}^3 U_i}{3} = 6.236\text{kV}$$

отклоненията в трите фазни напрежения са съответно -25V (-0,40%); +50V (+0,8%); -24V (-0,38%), размахът е 1,20% (в абсолютни стойности 75V).

Подобна асиметрия в напреженията бе констатирана страна 110kV, т.е. тя е генерирана в електроразпределителната система.

Трябва да се подчертае, че при работа под товар (фиг.8) асиметрията не се променя съществено. Изчислените отклонения за трите фази са съответно: -0,43%; +0,79% и -0,3% при размах 76V (1,21%).

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

Анализът на асиметрията на токовете и асиметрията в напреженията, показват че при токовете тя е значително по-голяма, при това зависещи от натоварването на двигателя. Следователно, асиметрията в натоварването е резултат както на асиметрията в напрежението, така и на асиметрията в импедансите на трите фази на двигателя. Същественото е, че тя генерира токове с права, обратна и нулева последователност, които трябва да се имат предвид при настройките на защиты, реагиращи на асиметрия.

Изводи

Електрозадвиганията на конусните трошачки в ССТ на Елаците Мед и Челопеч Майнинг са правилно подбрани по мощност.

1. Пусковите процеси затихват до 3-3,5s, като в момента на включване си получават значителни моментни токове, по които трябва да се отстроят защиты с токови отсечки.
- 2.
3. Средната стойност на тока при включване на двигателя, в периода на развъртане надхвърля обявения пусков ток до 20%, което трябва да се отчита при определяне на допустимия брой последователни включвания на двигателите задвижващи трошачки, както на защиты от блокиран ротор.
- 4.
5. Измерванията в ОП „Елаците Мед“ доказаха целесъобразността от въвеждане на защиты от токове и напрежение с обратна последователност и отстрояване на земните защиты от тока с нулева последователност, генериран от асиметрията в токовете.
- 6.
7. Резултатите от изследванията доказаха необходимостта и полезността на експерименталното изследване на електрозадвиганията, като необходимо условие за избора и настройката на съвременните микропроцесорни защиты.

Литература

- Чобанов, Ст., *Усъвършенстване на рудничните подстанции СрН, управлението и защитата на мощни електрозадвигания*. Дисертация за получаване на образователна и научна степен „Доктор“, МГУ „Св.Иван Рилски“, 2006
- Панов, Вл., *Електрически машини*. МГУ „Св.Иван Рилски“, 1995
- Wildi, Th., *Electrical machines, Drivers and Power Systems*, Prentice Hall, 1997

ОСВЕТЛЕНИЕ НА ПЪТИЩА СЪС СВЕТОДИОДИ

Красимир Велинов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. В доклада е описана нова концепция за проектиране и изграждане на улични осветителни уредби. Дефинирана и е решена оптимизационна задача с критерий постигане на определено ниво на видимост. Като резултат е възможно използване на светодиодни осветители с малка мощност и монтирани на малка височина.

STREETLIGHTING WITH LED

Krasimir Velinov

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

ABSTRACT: The paper describes a new conception for street lighting, which uses the visibility level as a criterion

Въведение

Прието е нормирането на уличното осветление да се извършва по яркост [1,2,3]. За улици от среден клас нормената стойност на яркостта е от 0.5 – 1.5 cd/m². Дори и при оптимално светлоразпределение на осветителя, необходимия светлинен поток за постигане на яркост 1.0 cd/m² е по-голям от 2000 лумена (за широчина на улицата 7 м и междустълбие 30м) [4,5]. Реализиране на яркост 1.0 cd/m² в повечето случаи създава добри условия за виждане, но ако трябва да осветим междуселищен път или магистрала, то това ще бъде доста скъпо удоволствие. Поради характерната огледална отражателна характеристика на пътната настилка е възможно постигане на по-висока яркост чрез максимално използване на излъчването на осветителя в областта от 80 – 90°. Използването на тази зона е ограничено от стандарта, с оглед намаляване на заслепяването. Появата на голямо заслепяване е характерно за случая, когато осветителя е монтиран над нивото на очите на наблюдателя. Няма принципна пречка осветителя да се монтира на малка височина – примерно по-малка от 1м и в същото време да се екранира излъчването в горната полусфера.

Формулировка на задачата

Цел на настоящата работа е да се получи такова светлоразпределение на осветителя, че светлинния поток на източника на светлина да бъде минимален. При това като основно ограничително условие да се съблюдава видимостта на тестовия обект да бъде по-голяма от предварително определено ниво. За условията на пътното движение се приема, че ниво 10 пъти по-голямо от граничното е приемливо. Като тестов обект се използва

стандартен зрителен обект възприет от международната комисия по осветление – куб със страна 0.2м и коефициент на отражение = 0.2.

Математически оптимизационната задача се дефинира така:

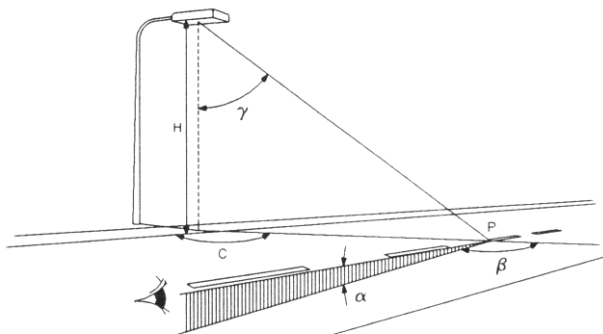
- (1) $\Phi = \min$
- (2) $I_{i,j} > 0$
- (3) $V_{i,j} > V_0$
- (4) $L_{\text{voal}} < T_i \cdot L_{\text{av}}$
- (5) $G_1 = L_{i,j} / L_{\text{av}} > G_0$

Неизвестните в горните формули са интензитетите на светлината $I_{i,j}$ за различни стойности на ъглите γ и C – равнините.

Изчисленията са проведени при следните фиксирани параметри:

- разположение на стълбовете – едностранно - ляво
 - височина на стълба – 0.8 м.
 - междустълбие – променливо 10-25м
 - брой на осветители на стълб – 1
 - тип на рогатката – едностранна
 - наклон на рогатката – 0°
 - отражателна характеристика на пътната настилка – RIII
 - зададено ниво на видимост - $V_0 = 10$;
 - зададена обща неравномерност – $G_0 = 0.4$
 - брой ленти за движение – 1, 2, 3
 - брой на изчислителните точки – 1200
 - ъгъл на наклона на погледа - 1°
- На фиг. 1. е показана геометрията на зрителната задача.

Оптимизационната задача е формулирана като линейна. За решаването на линейни оптимизационни задачи множество алгоритми са доказали ефективността си. Такива са първичния симплекс метод, двойния симплекс метод и методи от вътрешни точки. В настоящия доклад за решаване на задачата се използва стандартен оптимизационен пакет MATLAB 6.5. За изчисляване на коефициентите пред неизвестните е създадена специализирана програма на базата на процедури от програма за проектиране на улични осветителни уредби EPS 1.4.2 [6]



фиг. 1.

Определяне на светлоразпределението по видимост се извършва в следната последователност:

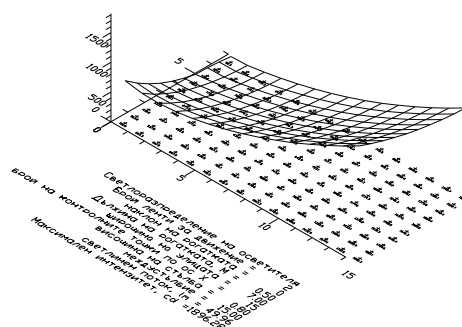
1. Задава се условно светлоразпределение $I_a = \text{const} = 10000 \text{ cd}$
2. Изчисляват се:
 - Разпределение на яркостта $L_{\text{фон}}$ за $I_a = 10000 \text{ cd}$
 - Разпределение на вертикалната осветеност
 - Разпределение на яркостта $L_{\text{обект}}$ за $I_a = 10000 \text{ cd}$ - тестов обект $0.2 \times 0.2 \text{ m}$, $R_o = 0.2$
 - Разпределение на яркостната разлика $L_{\text{обект}} - L_{\text{фон}}$ за $I_a = 10000 \text{ cd}$
 - Определя се праговата яркостна разлика - условно ($L_{\text{фон}} = 1 \text{ cd/m}^2$)
 - Разпределение на видимостта ($L_{\text{обект}} - L_{\text{фон}} / \Delta L_{\text{прагова}}$ за $I_a = 10000 \text{ cd}$
3. Изчислява се светлоразпределението на осветителя $I_a =$ (за всяка изчислителна точка) cd при ниво на видимост $= 10$
4. Изчислява се светлинния поток
5. Проверява се каква е реализираната яркост на пътното платно
6. Проверява се каква е реализираната яркост на тестовия обект

Резултати

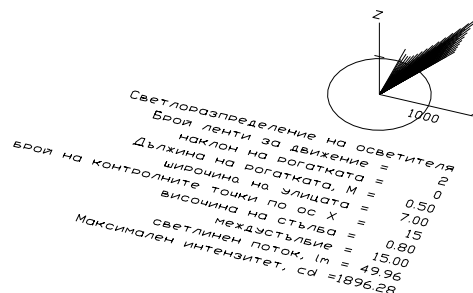
За визуализация на получените решения бяха съставени специализирани процедури. Примерен вид на резултатите от решенията на оптимизационната задача при конкретни входни параметри е показан на фиг. 2 и 3. Светлоразпределението на осветителя е показано съответно в декартова и полярна координатна система.

На фиг. 4. са визуализирани резултатите от изчисленията и получения необходим светлинен поток при промяна на междустълбието от 10 до 25м и броя на лентите за движение от 1 до 3. От графиката се вижда, че основно влияние върху големината на светлинния поток оказва междустълбието, което е отразено на фиг. 5.

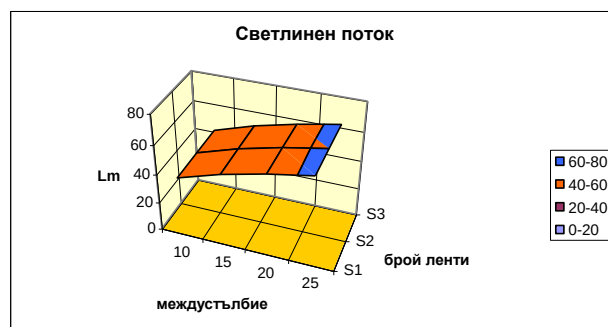
Това което прави силно впечатление е, че е достатъчен светлинен поток от 40 до 60 лумена за да се постигне зададеното ниво на видимост.



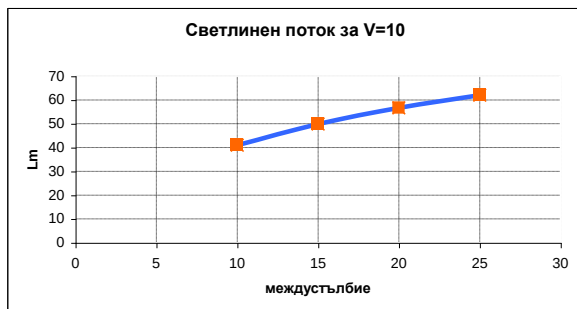
фиг. 2.



фиг. 3.



фиг. 4.



фиг. 5.

Практическа реализация

Реализирането на осветител с посоченото на фиг. 2 и 3. светлоразпределение е възможно и с традиционните средства. По принцип такава реализация има във всеки автомобилен фар. Възможността да се постигнат добри условия на видимост със светлинен поток около 50 лумена позволява още на сегашния етап да се конструират осветители изградени от светодиодна или лазерна полупроводникова матрица. На сегашния етап на развитие на полупроводниковите светодиоди не е проблем да се произведат такива с мощност 1 – 5W, а светлоотдаваемостта на обикновенните мощни диоди е в границите

около 10-15lm/W. Осветител изграден от такива елементи ще има мощност от 3 до 5W и живот над 100000 часа.

Литература

- БДС 5504-82. Осветление на улици и пешеходни зони. Технически изисквания. София 1983.
- DIN 5044-82. Beleuchtung von Strassen für den Kraftfahrzeugverkehr
- EUROPAISCHEN NORMEN, Strassenbeleuchtung, Teil 3: Berechnung der Gutemerkmale, FNL 11/FGSV 3.9 Nr 05-98
- Vassilev H., Velinov K., Optimization of the Light Distribution of Street Luminaires, 5. Ulusal Aydınlatma Kongresi ve Interlight Istanbul Fuarı, 7-8 Okt. 2004, Istanbul
- Vassilev H., Velinov K., Gancho Ganchev, HIGH EFFICIENCY STREET LUMINAIRES, Conferinta internationala Iluminat 2005, (BALKANLIGHT 2005), 61. 06.2005, Clush-Napoka, Romania, p.48-1, 48-7
- Велинов К, EPS 1.4.2 – Програмен продукт за проектиране на улични осветителни уредби. Техническо описание. СД "ЕЛЕКТРОПРОГРАМА", София 1996 г

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ*

ТЕХНОЛОГИЯ ЗА ИЗРАБОТВАНЕ НА ГЛАВНА ИЗОЛАЦИЯ ПРИ РЕМОТ НА АСИНХРОННИ ДВИГАТЕЛИ 6 kV В УСЛОВИЯТА НА "РЕМОТЕКС – РАДНЕВО" ЕАД

Константин Тричков, Константин Костов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", София 1700, E-mail: cctq@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: Съвместно с колектив на Енерго-ремонтен цех (ЕРЦ) е разработена конструкция и технология за изработване на главната изолация при ремонта на асинхронни двигатели 6 kV в условията на "РЕМОТЕКС – РАДНЕВО" ЕАД. Изполван е изолационен материал CONDUCTOFOL-2159 на фирма ISOVOLTA – Австрия, предназначен при производство и ремонт на двигатели с високо напрежение.

TECHNOLOGY FOR MAKING MAIN INSULATION USED TO REPAIR 6 KV INDUCTION MOTOR PERFORMED BY "REMOTEX – RADNEVO" AD

Konstantin Trichkov, Konstantin Kostov

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

ABSTRACT: Design and technology for making main insulation performed by "Remotex – Radnevo" AD are worked out together with a team from the power repair workshop. It is used to repair 6 kV induction motor. New insulating materials with high operating features, made by ISOVOLTA, Austria, used to manufacture and repair high-voltage motor are offered.

Целта на настоящата работа е да се разработи конструкцията и технологията на главната изолация при ремонта на асинхронните двигатели 6 kV в условията на "РЕМОТЕКС – РАДНЕВО" ЕАД. За изолация на активните части, челните съединения и връзките е използван електроизолационния материал CONDUCTOFOL-2159 на фирма ISOVOLTA – Австрия. Основните технически данни на CONDUCTOFOL-2159 са представени в таблица 1.

Таблица 1.

Технически данни на CONDUCTOFOL-2159

Свойства	Тест метод	Мярка	Стойност
Номинална дебелина		mm	0,10
Толеранс	IEC 371	mm	± 0,01
Дебелина на пресоване		mm	0,07±0,015
Общо вещество	IEC 371	g/m ²	148 ± 14
РЕТ-фолио	IEC 371	g/m ²	8 ± 2
		mm	0,006
Слюденитова хартия	IEC 371	g/m ²	75 ± 3
РЕТ-фолио	IEC 371	g/m ²	42 ± 4
(покрито с лепило)		mm	0,030
Съдържание на смола	IEC 371	g/m ²	23 ± 5
Пробивно напрежение	IEC 371	kV	≥ 7
Якост на опън	IEC 371	N/10mm	≥ 45
Клас на топлоустойчивост	IEC 371		F(155°C)

Conductofol-2159 може да бъде използван както за навивкова изолация на единични и състави проводници, така и за изработване на главната изолация на ел.машини и апарати. При разработката на конструкцията и технологията на главната изолация при ремонта на ел.машини за напрежение 6000 V в условията на ЕРЦ на

"Ремотекс – Раднево" ЕАД сме се ръководили от следните два факта:

- Максимално използване на високите експлоатационни качества на материала;
- Използване на съществуващото оборудване на ЕРЦ, при минимално количество на изискване на нови съоръжение. При това ръчният труд също трябва да бъде сведен до минимум.

Разработената технология обхваща следните етапи:

А. Подготовка на секциите на намотката

- Навиване на проводника на "лодка"

При това навиване се полага изолация от РЕТ-фолио (хостафан) между всяка навивка като допълнителна изолация. При наличие на достатъчно място, особено при ползването на два или повече паралелни проводника може навивковата изолация да се изпълни с навиване на изолационна лента един слой с ½ припокриване. В качеството на такава изолационна система се употребява CONDUCTOFOL-2159.

- Предварително укрепване на секцията

Навитата "лодка" се бандажира "мартенично" със стъклолента бандажна 0,10 x 20 със стъпка около 50 mm. Превръзките от памучна лента при това се свалят.

- Импрегниране на секцията

Навитата и бандажирана "лодка" се импрегнира двукратно с лак ТМ 50 под вакуум с последващо изпичане.

Допуска се импрегнация на "лодката" без вакуум, чрез потапяне, но трябва да се спазва малка скорост на потапяне (около 3 mm/s) с цел добро проникване на лака във всички междини.

- Макетиране на секцията

Макетирането на секцията се извършва на машина за макетиране ПАМС. Данните за макетирането се пресмятат съгласно инструкцията на машината или чрез специална компютърна програма и се въвеждат в машината.

Непосредствено преди макетирането секциите се загряват до температура от 60°C с цел омекване на импрегнационния лак.

Всяка секция след макетирането се проверява на контролен шаблон, като малките несъответствия се коригират ръчно, а при наличие на големи несъответствия се пристъпва към настройка на машината за макетиране.

- Предварително изолиране ъглите на секцията

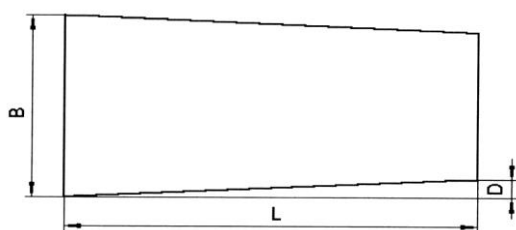
На всяка чупка се навива няколко слоя изолация от Conductofol 2159 (на лента) така, че максималната дебелина да отговаря на дебелината на изолацията на правите части. Изолацията се навива ръчно, стегнато и равномерно. Стремежът е да се получи плавен "конус".



Фиг.1. Изолация на чупката

Б. Полагане на изолацията на правите части на секцията

- Предварително се нарязват заготовките от Conductofol 2159 (руло) под формата на трапец (фиг. 2)



Фиг. 2. Заготовка за изолация на правата част на секциите

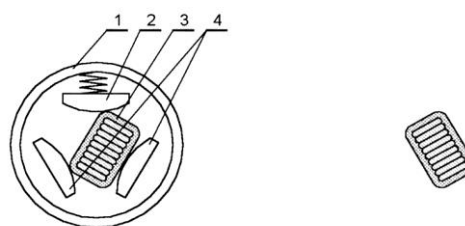
Размерът В се съобразява с дължината на правата част на секцията. Размерът D е от 30.... 40 mm. За оптимизиране на разкройката на материала се допуска показания на фиг. 2. лист да се състои от няколко части.

Навиването на листа върху секцията се извършва ръчно, като се започва от тесния край на трапеца. Най-отгоре се навива навивка и половина от телефонна хартия или прешпан $b = 0.1 \text{ mm}$ с предпазна цел (предпазва най-горния слой на Conductofol 2159 от нараняване, като след запресоването на изолацията се сваля). Прихваща се на две места с памучна лента бандажна против саморазвиване.

- Валиране на правите части на секцията

Така подготвените прави части на секцията се поставят в барабана на валирмашината (фиг. 3). Посоката на навиване на изолацията трябва да съвпада с посоката на въртене на барабана.

При валирмашината секцията е неподвижна; върти се барабана с трите нагревателни плочи. Плочите са загрети до около 160°C.....180°C. Пружиниращият нагревател притиска правата част на секцията към основните нагреватели и увеличава изолацията по посоката на въртене.



1. Барабан въртящ се; 2. Нагревател пружиниращ; 3. Секция; 4. Нагревателни основи

Фиг. 3. Валиране на правите части на секциите

Междувременно изолацията се загрява и свързващото вещество (епоксидна смола) и залепващия състав омекват. Това позволява отделните навивки на изолационния материал да преплъзнат една спрямо друга, което довежда до много добро стягане на отделните навивки изолация, като при това се евакуират всички въздушни включения. Продължителността на валирането е около 15 min.

- Запесоване на правите части на секцията

След изваждането от валирмашината секцията веднага се поставя в студена преса. Там горещата права част се стяга между четири повърхности, определящи точните геометрични размери на напречното сечение. Задържа се така до изстиването и до около 40.....50°C.

Получената изолация на правите части на секцията се оглежда внимателно за видими дефекти. Почистват се с помощта на нож всички заусенъци и излишъци на смола, както и остатъците от телефонната хартия. Крайчетата на секцията се почистват от изолацията до метален блясък и се подготвят за запояване.

Секцията се проверява за точните си геометрични размери още веднъж на шаблон, а при необходимост размерите се коригират.

В. Полагане на изолация за извити челни части на секцията

Изолацията на челните части на секцията се изпълнява също с Conductofol 2159, но във вид на лента, широка около 20 mm. Навиването може да е ръчно или с помощта на машина. Преди започването на навиването, осигуряването на изолацията на чупките против саморазвиване се отстранява, като края на лентата от чупките се застъпва с лентата за изолация на челните части.

Изолацията на челните части на секцията се навива обикновено с $\frac{1}{2}$ застъпване и се навиват достатъчно слоеве за получаване на необходимата дебелина. Трябва да се има предвид, че тук свиването на лентата по дебелина ще бъде по-малко. Дебелината на лентата от 0,1 mm ще стане около 0,09 mm. Освен това дебелината на изолацията на челните части се взема с 0,2 0,3 mm по-малка от дебелината на изолацията на правите части на секцията, заради допълнителния външен бандаж (фиг. 1) както и по-големите изолационни разстояния.

Г. Полагане на външен бандаж на челните части на секцията

- Материал за външен бандаж

За външен бандаж на челните части на секцията трябва да се използват самосвиващите се при загряване ленти. Като подходящ материал за целта е лентата Isoseal P 0713 на фирмата ISOVOLTA – Австрия.

Материала има дебелина 0,18 mm и се доставя на ленти широки 20 mm, навити на ролки. На ролките заедно с Isoseal P 0713 е навит и разделителен материал, който предпазва отделните навивки от самозалепване при съхранението му и който се отстранява при употреба (*Каталожни данни....*)

Гаранционният срок на Isoseal P 0713 е 6 месеца - съхранен при температура 20°C и 12 месеца – при 5°C.

- Полагане на външния бандаж

Лентата Isoseal P 0713 се навива като последен покриващ слой на изолацията на челните части на секцията. Навиването започва на около 10 mm преди началото на конуса на чупката (фиг. 1) и завършва с изолирането на главата и крайчетата. Лентата трябва да се навива максимално стегнато като краят се осигурява срещу саморазвиване чрез завързване. Краят на лентата (завързването) трябва по възможност да е на крайчетата на секцията, тъй като след изработка на връзките и

изводите бандажирането им с Isoseal P 0713 ще продължи точно от там.

Трябва да се внимава при свършване на ролката или скасване на лентата, новата лента да се застъпи добре със старата. Това се налага поради големите усилия, на които е подложена лентата в процеса на самосвиване при нагряване и опасността от саморазвиване.

- Полагане на външен бандаж на връзките

След изработката на връзките и изводите и изолирането им с лента от Conductofol 2159, те също се бандажират с Isoseal. Всичко казано за нанасянето на външния бандаж на челните части на секцията е в сила и тук. Бандажирането обхваща и изводите на около 10 mm след изолацията на спойката. Краищата на лентата се оставят към схемата на връзките така, че бандажирането със шнур полиамиден на връзките с укрепващите елементи да се затиснат.

- Изпичане на лентата Isoseal P 0713

Изпичането се извършва след като цялата намотка бъде готова. Тогава статорния пакет с намотката се поставя в пещ и се изпича при температура 140°C в продължение на 6 часа.

Заклучение.

За да бъде изследвана изолацията от CONDUCTOFOL-2159 в ЕРЦ на РЕМОТЕКС Раднево бяха изработени 8 броя образци на активната част на секции и са проведени полупромишлени изпитания за установяване на основни електрически характеристики на използваните електро-изолационни материали:

- специфично обемно и повърхностно съпротивление;
- електрическа якост;
- диелектрични загуби – tg δ

Образците представляват сноп изолирани проводници тип ПСД-Ф с размери 1,8 x 5.00 .

Полупромишлените изпитания са проведени във високоволтова изпитвателна лаборатория на Завода за електрически машини – ЗЕМ София

Литература

А. Тодорова, Г. Дюстабанов, *Ръководство за лабораторни упражнения по електротехнически материали.*, ТУ София, 1996.

Каталожни данни и разработки на фирмата ISOVOLTA - Австрия.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ*

ЕЛЕКТРОМАГНИТНИ МОМЕНТИ, ДЕЙСТВАЩИ ВЪРХУ ФЕРОМАГНИТНО ТЯЛО ВЪВ ВИХРОВА МАШИНА

Константин Костов, Константин Тричков

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, costovs@yahoo.com

РЕЗЮМЕ. Изследва се магнитният момент, действащ на феромагнитна работна частица в хомогенно въртящо се магнитно поле на вихрова машина. За тази цел с помощта на програма, работеща по метода на крайните елементи, се изчислява полето във всяка точка, след което се намира максвеловият тензор на напреженията по контур, обграждащ тялото. Изчислява се резултантният момент за различни релативни ъгли скорости спрямо въртящото се магнитно поле. Отчитат се поотделно асинхронният и синхронният реактивен момент. Резултатите позволяват да се направи сравнение с получените по аналитичен път зависимости и да се оцени съотношението между отделните компоненти на електромагнитния момент.

ELECTROMAGNETIC TORQUES, ACTING ON A FERROMAGNETIC BODY IN A VORTEX MACHINE

Konstantin Kostov, Konstantin Trichkov

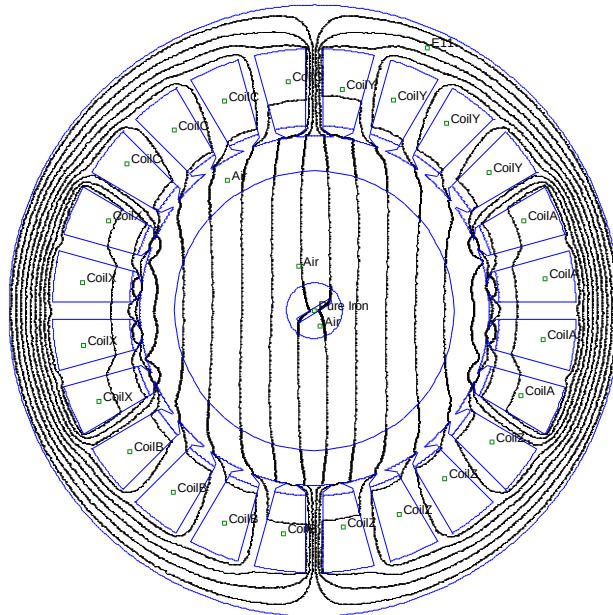
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, costovs@yahoo.com

ABSTRACT. It is investigated the magnetic torque, acting on a ferromagnetic working particle placed in homogeneous rotating magnetic field of a vortex machine. For that purpose through a program, working with FEM every point of the field is calculated. Then Maxwell's Stress Tensor is evaluated on a contour, encircled the body. The resultant torque for various relative angular speeds toward the rotating magnetic field is calculated. The induced and reluctance torques are given separately. The results enable to compare with the obtained before analysis formulae and to estimate the proportion between the single components.

Във вихровата машина се задвижват множество цилиндрични феромагнитни работни частици с помощта на въртящо се магнитно поле. Тяхното движение предизвиква непрекъснати стълкновения с обработваемия материал. Това се използва за интензифициране на някои технологични процеси като смилане, емулгиране, смесване и др. Ефективността на последните зависи предимно от честотата на въртене на работните частици и от техния електромагнитен момент. В [Костов, 2004] и [Костов, 2005] са изведени аналитични зависимости за основните моменти, които действат на ротационен елипсоид – асинхронен (момент на вихровите токове) и синхронен реактивен. Пренебрегнат е хистерезисният момент, защото обикновено работните частици се изработват от магнитно мек материал. В настоящата работа се изследват електромагнитните моменти, действащи върху конкретна феромагнитна частица, с помощта на програма FEMM, работеща по метода на крайните елементи.

Формулиране на задачата

Приема се, че вихровата машина е безкрайно дълга и следователно нейното магнитно поле е плоскорадиално. Изследването на феромагнитен цилиндър в такова поле обаче е пространствена задача, а използваната тук програма FEMM не решава триизмерни проблеми. Налага се заменянето на реално използваното цилиндрично тяло



Фиг. 1. Картина на магнитното поле във вихрова машина в присъствие на правоъгълен феромагнитен паралелепипед

с правоъгълен паралелепипед с основа – квадрат. Дългата ос на паралелепипеда е успоредна на равнините на въртене на векторите на полето и сключва ъгъл β с оста на фаза А, чийто ток е максимален в началния момент. Последният е ориентиран ъгъл и е по-малката стойност, която се отчита от дългата ос на паралелепипеда към оста

на фаза А. Две от околните стени на паралелепипеда са в равнини, паралелни на равнините на въртене на векторите на полето, Фиг. 1. По този начин триизмерната задача се привежда към двумерна при известна неточност, поради крайния размер на тялото по оста на вихровата машина. Това обаче няма да повлияе на съотношението между асинхронния и синхронния момент, на зависимостта на синхронния момент от ъгъла β и на асинхронния – от честотата на въртене.

Програмата FEMM не работи с движещи се обекти. Ето защо ще считаме за неподвижно тялото, а ще променяме честотата на въртене на полето. Тъй като тялото е твърде малко в сравнение с отвора на индуктора, в реални условия то практически не влияе на магнитното поле в статора и на токовете в намотката. Затова е необходимо за различни честоти и за различни стойности на ъгъл β полетата на достатъчно разстояние от тялото и статорните токове да са неизменни. При реални условия полето се върти с постоянна, а тук се задават различни ъглови скорости спрямо статора. На тях съответстват различни загуби в стоманата му. Поради това се приема, че специфичната проводимост на стоманата на статора $\sigma = 0$ и се пренебрегват хистерезисните й загуби, като се дава стойност нула за ъгъла на изоставане при хистерезис. Излишно е да се въвежда магнитната й характеристика, защото въздушната междина е много голяма и допускането, че относителната магнитна проницаемост μ_r е постоянна, води до незначителна грешка. При това, поради малките размери на тялото, грешката е почти еднаква за различни честоти и стойности на ъгъл β .

По този начин се формулира като плоскопаралелна следната задача.

Да се определят моментите, действащи на феромагнитен прав паралелепипед, поставен в магнитно поле, възбудено от статора на трифазна двуполусна машина с изваден ротор. Дадени са

- размери на паралелепипеда: дължина 22 мм и страна на основата 2,2 мм;
- магнитната характеристика на стоманата на паралелепипеда и специфичната й електрическа проводимост $10,44 \cdot 10^6 [\Omega \cdot \text{m}]^{-1}$;
- геометрията на статора;
- относителната магнитна проницаемост на стоманата на статора $\mu_r = \text{const.} = 1000$.
- плътността, честотата и фазата на тока във всеки статорен канал.

Паралелепипедът е разположен така, че центърът на тежестта му съвпада с центъра на напречното сечение на статора.

Решение и анализ на резултатите

Присъствието на феромагнитна частица в магнитното поле го деформира така, че ако се обхване тялото с повърхнина, върху последната ще действат механични сили. Резултантната сила, както и нейният момент спрямо

центъра му на тежестта се изчисляват чрез максвеловия тензор на напреженията. Той представлява силата F_0 за единица площ, действаща върху повърхнината, обхващаща тялото. В текуща точка от повърхнината

$$\vec{F}_0 = \frac{1}{2} [\vec{H}(\vec{B}\vec{n}) + \vec{B}(\vec{H}\vec{n}) - (\vec{H}\vec{B})\vec{n}], \quad (1)$$

където

$\vec{n}$ – единичен вектор, нормален на повърхнината в интересувашата ни точка;

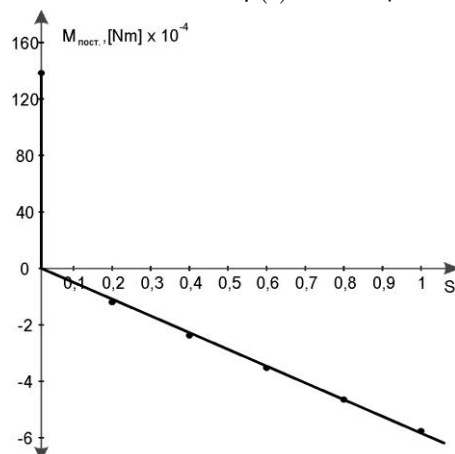
$\vec{B}$, $\vec{H}$ – индукция и интензитет в точката.

Сумарната сила върху тялото се получава чрез интегриране на силата по тази повърхнина.

В Таблица 1 са показани резултатите за електромагнитния момент в зависимост от честотата на статорния ток, при ъгли $\beta = 45^\circ$ и 60° . Тъй като полето е двуполусно, релативната честота на въртене на тялото е $n_p = f, [s]^{-1}$. При това се получават постоянни и променливи съставки на момента. При $n_p \neq 0$ синхронният реактивен момент няма постоянна компонента $M_{ном}$. Следователно $M_{ном}$ представлява средна стойност на асинхронния момент и е отрицателен, защото приетият фазов ред в пространството определя въртене на полето по часовниковата стрелка. Резултатите за $\beta = 45^\circ$ и $\beta = 60^\circ$ напълно съвпадат при еднакви релативни честоти на въртене, което трябва да се очаква за средна стойност на асинхронен момент. От n_p се намира хлъзгането s за случай на анализ при движение на тялото и честота на захранване $f_0 = \text{const.} = 50 \text{ Hz}$:

$$s = f / f_0 = f / 50. \quad (2)$$

На Фиг. 2 е дадена зависимостта $M_{ном}$ във функция от хлъзгането за $\beta = 60^\circ$ при $\sigma = 10,44 \cdot 10^6 [\Omega \cdot \text{m}]^{-1}$. Както се вижда, зависимостта $M = f(s)$ на асинхронния момент,



Фиг. 2. Постоянна съставка на момента за $\beta = 60^\circ$

Таблица 1
 $\sigma = 10,44 \cdot 10^6 [\Omega \cdot \text{m}]^{-1}$

f, Hz n_p, s^{-1}	S	$\beta = 45^\circ$		$\beta = 60^\circ$		
		$M_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$M_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ас,ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$
0	0	157,0	0	138,6	0	0
2	0,04	-0,2477	154,8-j0,00319	-0,242	134,0-j77,4	j0,03
10	0,2	-1,210	154,7+j0,0530	1,204	133,9-j77,3	-0,10+j0,15
20	0,4	-2,382	154,4+j0,0943	-2,376	133,7-j77,1	-0,30+j0,31
30	0,6	-3,530	154,1+j0,1148	-3,529	133,5-j77,0	-0,54+j0,48
40	0,8	-4,658	153,8+j0,1189	-4,650	133,2-j76,8	-0,81+j0,64
50	1	-5,769	153,5+j0,1097	-5,760	132,9-j76,7	-1,09+j0,79

Таблица 2
 $\sigma = 0$

f, Hz n_p, s^{-1}	S	$\beta = 45^\circ$		$\beta = 60^\circ$	
		$M_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$M_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$
0	0	157,0	0	138,6	0
2	0,04	0,0033	154,8-j0,0237	0,0094	134,0-j77,5
10	0,2	0,0033	154,8-j0,0237	0,0094	134,0-j77,5
20	0,4	0,0033	154,8-j0,0237	0,0094	134,0-j77,5
30	0,6	0,0033	154,8-j0,0237	0,0094	134,0-j77,5
40	0,8	0,0033	154,8-j0,0237	0,0094	134,0-j77,5
50	1	0,0033	154,8-j0,0237	0,0094	134,0-j77,5

Таблица 3
 $f = 50 \text{ Hz}, S=1$

β°	$\sigma = 0$		$\sigma = 10,44 \cdot 10^6 [\Omega \cdot \text{m}]^{-1}$	
	$M_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$M_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$	$\dot{M}_{\text{ном}} \times 10^{-4}, \text{Nm}$
0	0,000184	0,011+j154,7	-5,768	-0,12+j153,4
15	0,00713	77,4+j134,0	-5,761	76,6+j132,9
30	0,00753	134,0+j77,4	-5,761	132,8+j76,8
45	0,00333	154,8-j0,024	-5,769	153,5+j0,11
60	0,00945	134,0-j77,5	-5,760	132,9-j76,7
75	0,00188	077,4-j134,1	-5,756	76,8-j132,8
90	-0,00277	-0,009-j154,7	-5,776	0,095-j153,5

действащ на тялото, почти съвпада с права линия през началото на координатната система. При анализ на момента на вихровите токове в ротора на асинхронна машина, когато се пренебрегва размагнитващото им действие, се получава също линейна функция, [Вольдек, 1966]. Тъй като размерите на тялото са незначителни спрямо отвора на статора, тук на практика магнитното поле на вихровите токове не оказва влияние на полето във

въздушната междина. Затова резултатът е закономерен и не се получава характерният за асинхронна машина електромагнитен момент с максимум при критичното хлъзгане.

На същата фигура се вижда скокът в постоянната съставка на момента, когато тялото се синхронизира.

$M_{пост}$ сменя знака си за тази стойност на β , защото асинхронният момент е в посока на релативната скорост на полето спрямо тялото, а синхронният реактивен – в посока на намаляване на ъгъл β .

Може да се провери дали променливата съставка на момента представлява синхронен реактивен момент. Съгласно изведеното в [Костов, 2004],

$$M_{реакт} = M_{пвх} \sin(2\alpha_0 - 2\omega t), \quad (3)$$

където

α_0 – по-малкият ориентиран ъгъл между дългата ос на тялото и направлението на вектора на полето в началния момент. От дефинициите на α_0 и β следва, че ако фаза А е с максимален ток в началния момент, $\alpha_0 = \beta$ за тяло в определено положение.

$\omega = 2\pi f$ – ъгловата честота на захранващото напрежение. Равна е на ъгловата скорост на вектора на полето, когато считаме тялото неподвижно. При въртящо се тяло е релативната ъглова скорост на вектора на полето спрямо тялото.

Множителят 2 показва, че при въртенето на вектора на полето се повтаря на всеки 180° взаимното му положение с тялото, но спрямо другия край на дългата ос. Пред $2\omega t$ има знак минус, защото в дадения случай векторът на полето се върти в пространството по часовниковата стрелка.

За $\alpha_0 = 60^\circ$

$$M_{реакт} = M_{пвх} \sin(120^\circ - 2\omega t) = M_{пвх} \cos(-30^\circ + 2\omega t). \quad (4)$$

Електромагнитният момент се състои единствено от синхронен реактивен, когато в тялото няма вихрови токове. При релативна скорост $\omega_p \neq 0$ това е възможно, ако се приеме, че специфичната електрическа проводимост на стоманата на тялото $\sigma = 0$, Таблица 2. Променливият момент, получен чрез програмата FEMM в този случай е равен на реактивния. Представен е като комплекс $\dot{M}_{пром}$ с указание, че е с двойна честота. Моментната му стойност се намира чрез реалната част на $\dot{M}_{пром} e^{j2\omega t}$:

$$M_{пром} = \operatorname{Re}[\dot{M}_{пром} e^{j2\omega t}] = |\dot{M}_{пром}|^* \cos(-30^\circ + 2\omega t) \approx 0,01548 \cos(-30^\circ + 2\omega t) \quad (5)$$

Тук пред $2\omega t$ знакът е плюс, защото комплексният образ на момента се върти в положителна посока.

За $\sigma = 0$ при релативна скорост $\omega_p \neq 0$ се получава $M_{пост} \approx 0$. Стойностите са различни от нула поради неминимални изчислителни грешки. При $\omega_p = 0$ асинхронният момент се анулира. Същевременно в този случай средната стойност на реактивния момент е различна от нула и е почти равна на модула на $\dot{M}_{пром}$ за $\omega_p \neq 0$.

Препоръчана за публикуване от

Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

Интересно е да се интерпретира разликата между $\dot{M}_{пром}$ за $\sigma = 10,44 \cdot 10^6 [\Omega \cdot m]^{-1}$ и $\dot{M}_{пром}$ за $\sigma = 0$. Очевидно тя е равна на променливата съставка на асинхронния момент $\dot{M}_{ас,пром}$. Дължи се на различието в тялото по двете му оси и се изменя както променливата съставка на реактивния момент – с ъглова честота, равна на удвоената релативна ъглова скорост. В Таблица 1 е показан $\dot{M}_{ас,пром}$ за $\beta = 60^\circ$. Вижда се, че подобно на средната стойност на асинхронния момент и $\dot{M}_{ас,пром}$ е приблизително пропорционален на релативната скорост. Разбира се, намирането му като разлика между две близки по големина величини, води до значителни грешки.

В Таблица 3 са показани $M_{пост}$ и $\dot{M}_{пром}$ в зависимост от ъгъл β за честота $f = 50 \text{ Hz}$. Както и трябва да се очаква, за $\sigma = 10,44 \cdot 10^6 [\Omega \cdot m]^{-1}$ асинхронният момент $M_{пост} \approx \text{const}$. Лесно се установява, че реалната част на $\dot{M}_{пром}$, която представлява стойността на реактивния момент в началния момент, е пропорционална на $\sin 2\beta$.

Изводи

Получените резултати потвърждават правилността на изведените в [Костов, 2004] и [Костов, 2005] формули за синхронен реактивен и за средната скорост на асинхронен момент. Установи се, че амплитудата на синхронния реактивен момент $M_{реакт, макс}$ е много по-голяма от средната стойност на асинхронния. Последният има максимум $M_{ас, макс}$ за хлъзгане $s = 1$. Съотношението между максималните им стойности е

$$\frac{M_{реакт, макс}}{M_{ас, макс}} \approx \frac{0,01548}{5,77 \cdot 10^{-4}} \approx 26,8.$$

Амплитудата на променливата стойност на асинхронния момент за всички хлъзгания $s \neq 0$ е приблизително 25% от съответната средна стойност на асинхронния момент и е нищожен в сравнение с реактивния момент.

Средната стойност на асинхронния момент е линейна функция на хлъзгането.

Литература

- Вольдек, А. И. 1966, Электрические машины. – М., Энергия, 502-503.
Костов, К. Н. 2004, Ротационен феромагнитен елипсoid във въртящо се магнитно поле. – Год. МГУ "Св.Ив.Рилски", т. 47, св. III, Мех. електриф., 105-107.
Костов, К., С. Пулев, К. Тричков. 2005, Анализ на движението на ротационен феромагнитен елипсoid във въртящо се магнитно поле. – Год. МГУ "Св. Ив. Рилски", т.48, св. III, Мех. електриф., 79-84.

ПРОЕКТИРАНЕ НА КОМПЮТЪРНА МРЕЖА ЗА ИЗЧИСЛЕНИЯ И СЪХРАНЕНИЕ НА ДАННИ С ОПТИМАЛНА ПРОИЗВОДИТЕЛНОСТ ПРИ МИНИМАЛНИ РАЗХОДИ ЗА РЕАЛИЗАЦИЯ

Петко Лалов¹, Стефан Димитров²

¹Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700-София, e-mail: petko@mgu.bg

²Софийски университет "Св. Кл. Охридски", УИЦ, 1164-София, e-mail: stefan@ucc.uni-sofia.bg

РЕЗЮМЕ. При проектирането на компютърни мрежи, включващи възли за съхранение на данни и/или за реализация на изчислителни процеси, се търси възможност за постигане на оптимална производителност по отношение на обема на информацията, която се обменя между възлите и скоростта на обработване на заданията. За целта се предлага абстрактен модел за възстановяване на граф по зададени степени на върховете и търсене на оптимално възстановяване по критерии за оптимална производителност и минимални разходи.

DEVELOPING AN OPTIMAL PERFORMANCE COMPUTER NETWORK FOR DATA STORAGE AND DATA PROCESSING

Petko Lalov¹, Stefan Dimitrov²

¹University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700-Sofia, e-mail: petko@mgu.bg

²Sofia University "St. Klement Ohridski", UCC, 1164-Sofia, e-mail: stefan@ucc.uni-sofia.bg

ABSTRACT. In the process of developing computer networks, containing nodes for data storage and/or data processing, opportunities are sought to obtain optimal performance in respect to the amount of information exchanged between nodes and the tasks processing rate. An abstract model is proposed for this purpose describing the reconstruction of graph on given degrees of vertices and seeking the optimal reconstruction upon optimal performance criteria and minimal cost.

Въведение

При проектирането на компютърни мрежи, включващи възли за съхранение на данни и/или за реализация на изчислителни процеси, се търси възможност за постигане на оптимална производителност по отношение на обема на информацията, която се обменя между възлите и скоростта на обработване на заданията. Паралелно с това се цели да бъдат минимизирани разходите по реализацията на мрежата.

Математичен модел

Нека имаме n на брой потокови източника (сървъри, възли за съхранение на данни). На тях съответствуват върховете на един граф. На всеки два върха i и j е съпоставено неотрицателно число c_{ij} , което се разглежда като разход за свързването на i -ти и j -ти връх (стойност на връзката). За всеки връх е зададена степен, съответствуваща на капацитетните му възможности. Трябва да се генерира мрежа с минимални сумарни разходи. Ако степента на върха v_i е p_i ($i=1,2,\dots,n$), то тази задача може да се формулира като задача на целочисленото математическо програмиране по следния начин:

$x_{ij}=0/1$ е двоична променлива, която приема стойност 1, ако i -ти и j -ти връх се свържат и 0, ако не се свържат. Очевидно $x_{ij}=x_{ji}$.

Общите сумарни разходи са

$$R = \sum \sum x_{ij} c_{ij} \quad (1)$$

Ограниченията за степените се дават с:

$$\sum x_{ij} = p_i \quad (2)$$

Търси се $\min R$ при ограничения (2).

Този дискретен модел има трудна реализация. Известните методи (на Гомори, на отсичането) изискват много добри компютърни програми, каквито за голямо съжаление не са широко разпространени. Освен това оптималното решение е възможно да не е свързан граф, което е важно за практическите приложения на този модел. Затова ще дадем един алгоритъм, който има предимството, че е лесно реализуем.

Така ако е известна матрицата на свързаност, или инцидентност, не е проблем генерирането на графичния модел на мрежата. Не за всички известни инварианти това е лека задача. При това решението може да не е единствено.

Ще се спрем по-подробно на инвариантната вектор от степените на един граф, която има и конкретно практическо приложение. И така искаме да възстановим един граф $G(V, E)$ с n върха и m дъги, за който е известен вектора от степените на n -те върха s ($p_1, p_2, \dots, p_n$). Преведено на езика на мрежовия анализ, дадени са n

елемента, за които трябва да се проектира такава система от връзки, която да удовлетворява изискванията за p_i за всеки елемент(връх). Например, нека имаме n сървъри и искаме да ги обединим в система, така че в момент на претоварване на мрежата, да се използват запасите на всеки от тях. Освен това за всеки сървър, в зависимост от неговите потенциални възможности е поставено и условието с колко на брой сървъри може да бъде свързана. На фиг.1 са дадени два графа, които са възстановени от вектора $s(2,2,2,2,2,2)$.

Този пример показва, че решението не е единствено, двата графа не са изоморфни. Нещо повече, първият дори не е свързан. Все пак интерес представлява алгоритъма за генерирането на граф, с предварително зададен вектор на степените на върховете. Ще опишем един такъв алгоритъм, който е даден в [1], след което използвайки този алгоритъм ще обобщим поставената задача, като въведем и допълнителен критерий за оптималност.

Нека е зададен вектора от степени $s(p_1, p_2, \dots, p_n)$ на върховете. Прието е да се казва, че редицата $(p_1, p_2, \dots, p_n)$ от неотрицателни цели числа е графическа, ако съществува граф с върхове $v_1, v_2, \dots, v_n$, такъв че върха v_i има степен p_i . Не е трудно да се прецени, че сумата от степените p_i трябва да е четно число.

Номерираме отново върховете на графа в съответствие с наредбата:

$$p_1 \geq p_2 \geq \dots \geq p_n$$

Да вземем върха v_i със степен p_i . Да **изчерпим** p_i означава да свържем върха v_i с върховете $v_1, v_2, \dots, v_{p_i}$, ако $p_i < i$, или с $v_1, v_2, \dots, v_{i-1}, v_{i+1}, \dots, v_{p_i+1}$, ако $p_i \geq i$. Редицата $(p_1-1, p_2-1, \dots, p_{p_i}-1, p_{p_i+1}, \dots, p_{i-1}, 0, p_{i+1}, \dots, p_n)$ се нарича **остатъчна** редица. След тези определения може да формулираме и алгоритъма за реализация на редицата $(p_1, p_2, \dots, p_n)$, $p_1 \geq p_2 \geq \dots \geq p_n$

1. избираме произволно $p_k \neq 0$. Изчерпваме p_k в дефинирания смисъл;

2. определяме остатъчната редица и подреждаме отново върховете, така че остатъчната редица да стане намаляваща. Повтаряме този процес, докато стигнем до една от следните две ситуации:

- всички остатъчни степени са 0. В този случай графа е построен;

- една от остатъчните степени е отрицателна. Следователно редицата s не е графическа.

Ако в описания алгоритъм изчерпваме на всяка стъпка най-малката ненулева остатъчна степен, полученият граф ще бъде свързан.

Ясно е, че решението на разглежданата задача не е еднозначно. Тогава можем да въведем изискването за оптималност на някой от вариантите на решение. Ще се спрем именно на този проблем и неговото практическо приложение.

Нека са дадени вектора от степените на дадени n върха $s=(p_1, p_2, \dots, p_n)$ и симетричната матрица $\{c_{ij}\}$ от разходите за свързване на i -тия и j -тия връх. Сега спазваме следната последователност:

1. като начало се построява свързан граф G_0 с дадения вектор на степените, използвайки дадения по-горе алгоритъм;

2. изчисляват се разходите за реализация на тази мрежа R_0 ;

3. дъгите на графа G_0 се оцветяват.

G е пълния граф, образуван от n върха. След оцветяването на G_0 , част от дъгите на G са оцветени, а останалите не са. По нататък ще използваме една теорема. Преди нейното изложение ще дадем една дефиниция.

Алтернативен контур в G ще наричаме такъв контур в който оцветяването на дъгите, участващи в него се сменя алтернативно. На фиг.2 е показан такъв контур.

Теорема: Ако в алтернативен контур на G сменим оцветените дъги с неоцветени и обратно, новия граф от оцветени дъги е реализация на вектора s .

Доказателство Ако вземем произволен връх от алтернативен контур, той е инцидентен с една оцветена и една неоцветена дъга. Промяната на оцветеността на тези две дъги не води до промяна на оцветената степен на този връх.

Ако в един алтернативен контур, сумата от разходите на оцветените дъги е по-голяма от сумата от разходите на неоцветените дъги, този контур ще наричаме **алтернативно намаляващ**.

4. в G търсим алтернативно намаляващ контур. Ако намерим такъв, променяме оцветеността на дъгите в него и получаваме нова реализация на мрежата с по-малки разходи. Същевременно следим за свързаността на новополучения граф.

Точка 4 се повтаря, докато в G не може да се открие повече алтернативно намаляващ контур.

Да разгледаме един пример.

	v_1	v_2	v_3	v_4	v_5	v_6
v_1		16	8	12	10	9
v_2	16		14	13	8	15
v_3	8	14		11	9	7
v_4	12	13	11		10	6
v_5	10	8	9	10		12
v_6	9	15	7	6	12	

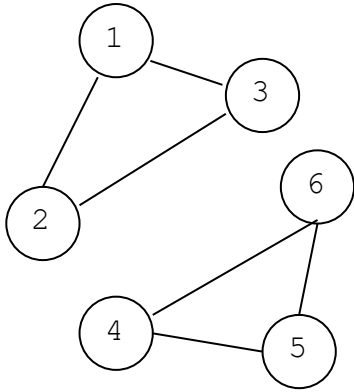
$$s=(4,3,3,2,2,2)$$

Генерираме един от графите, по зададения вектор от степени. На фиг.3 се вижда графическата реализация на този граф.

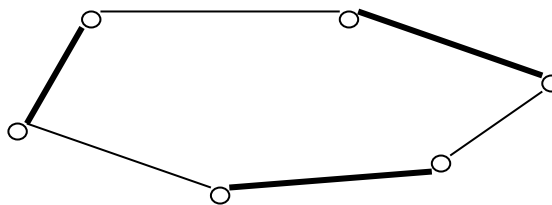
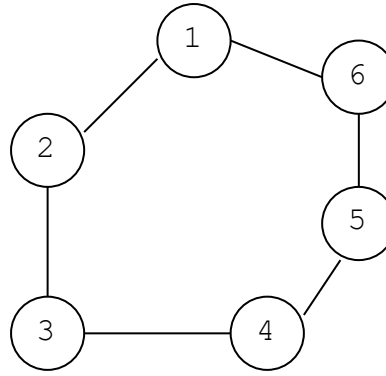
Литература

Р.Басакер, Т.Саати Конечные графы и сети, Moscow, 1974, (in Russian).

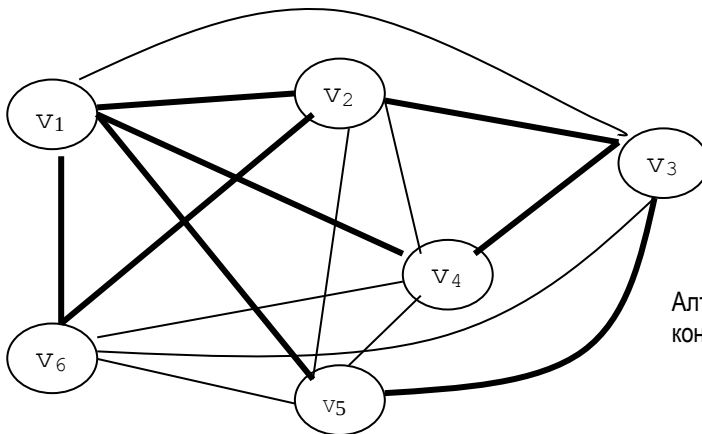
ПРИЛОЖЕНИЕ



Фиг.1

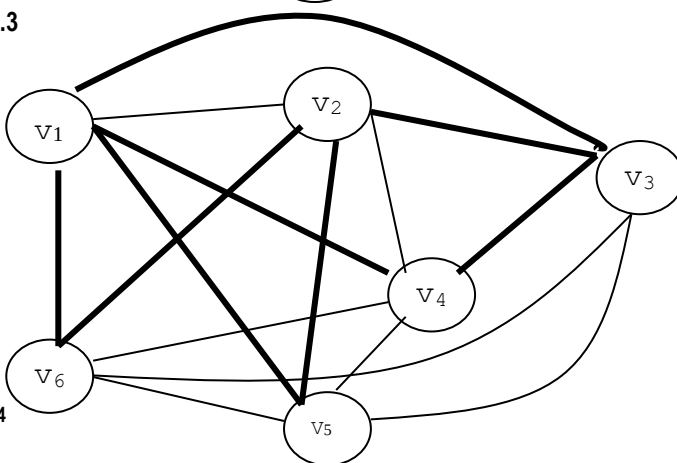


Фиг.2



$R_0=96$
Алтернативно намаляващ
контур: $V_2-V_1-V_3-V_5-V_2$

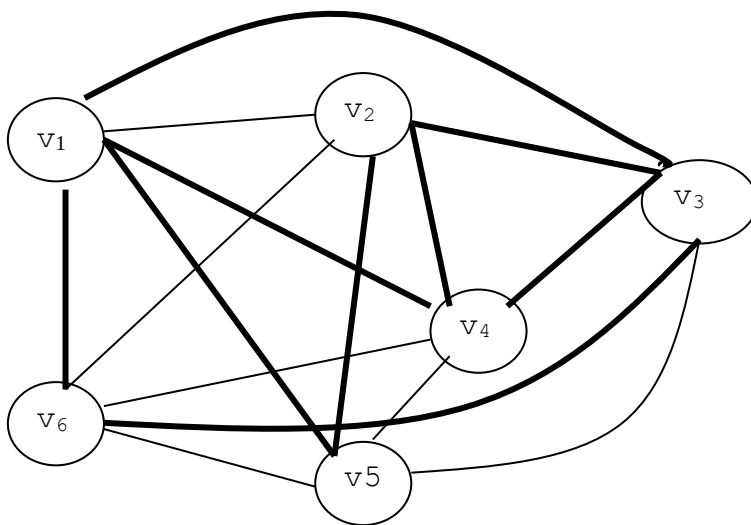
фиг.3



$R_0=87$
Алт. намаляващ
контур: $V_2-V_6-V_5-V_4-V_2$

фиг.4

$R_0=81$
 няма алт.намаляващ
 контур.



фиг. 5

Следователно това е оптимално решение. Намирането на алтернативно намаляващ контур може да стане например с помощта на алгоритъма **ход назад**.

Препоръчана за публикуване от
 Катедра "Информатика", МЕМФ

КОМПЮТЪРИЗИРАНА СИСТЕМА ЗА КОМПЛЕКСНА ОЦЕНКА НА ТЕХНИЧЕСКО РЕШЕНИЕ

Николай Янев, Кънчо Иванов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Статията разглежда реализацията на информационна система с web интерфейс за многокритериална оценка и избор на вариант на техническо решение на базата на интегрален количествен показател. Системата е предназначена, както за ползвателите ѝ в минните предприятия, така и за студентите в МГУ, давайки им възможност за on-line решаване на този тип задачи. Разисква се и възможността за повишаване на "интелигентността" на описаната разработка.

COMPUTING SYSTEM FOR COMPLEX EVALUATION OF A TECHNICAL DECISION

Nikolay Janev, Kancho Ivanov

¹University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", Sofia 1700

ABSTRACT: The article deals with implementation of an information system with a web interface for a multi-criteria evaluation and choosing of a variant for a technical decision, based on an integral qualitative indicator. The system is aimed at usage both in the mining enterprises and by the students at the MGU in Sofia, providing them with the opportunity for on-line solving of such kind of problems. The possibility for increasing "the intelligence" of the described development is also being discussed.

Теоретична база

Изменението на минно-геоложките, миннотехнологичните и социално-икономическите условия налага да се усъвършенстват и да се търсят технически решения, които осигуряват конкурентна продукция. В настоящата статия се представя работеща система за подпомагане на експерти при формиране на технологична концепция в перспективно решение. Разработката е в процес на изпробване при подземното разработване на находищата на твърди полезни изкопаеми.

Анализ и оценка на известните обстоятелства в минния обект се налага както при ново строителство, така и при по-нататъшното му развитие или за съпоставка на различни проекти (варианти) на разглеждания обект.

Като теоретична основа за изграждане на информационната система послужи описаната от проф. Милчо Велев методология (1997). Авторът извършва оценка и избор на технико-технологични решения на база набор от множество количествени и качествени показатели. Решението на тази задача включва избор на подходящи показатели, метод за оценка, определяне на интегралния количествен показател (ИКОЛП) и интегрален качествен показател (ИКАЧП). За всеки от проектите варианти и намиране на най-малкия (по стойност) ИКОЛП и най-високия по-стойност ИКАЧП. За целта се извършва интегрална сравнителна оценка между n проектни

варианта ($j = \overline{1, n}$) по m количествени показатели $k_i = (i = \overline{1, m})$.

ИКОЛП се определя по формулата,

$$K_{ij}^{col} = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\delta_{ij}}{\varphi_i} \right)^2} \quad (1)$$

където δ_{ij} е безразмерна стойност на i -тият частен параметър за j -тия вариант,

$$\delta_{ij} = \frac{|k_{ij} - k_{ie}|}{k_i^{max} + k_i^{min}} \quad (2)$$

– $k_{ij}, k_i^{max}, k_i^{min}$ – съответно стойността на j -тия показател за j -тия вариант, максималната и минималната стойност на j -тия показател;

– φ_i – експертно зададена относителна тежест на i -тият частен количествен показател, в % или друг числов израз, пропорционален на тежестта;

– k_{ie} – най-благоприятната стойност (измежду сравняваните) на j -тия показател. Експертите посочват предварително дали k_{ie} е $\min_j(k_{ij})$ или $\max_j(k_{ij})$

Изборът на проектен вариант, се осъществява по минимална стойност на ИКОЛП.

Класирането на сравняваните помежду им обекти (проекти) по ИКАЧК най-често е според формулата:

$$K_{ii}^{\text{кач}} = \sum_{i=1}^m Q_{ij} \varphi_i \quad (3)$$

където Q_{ij} е експертна бална оценка по i -тия качествен показател за j -тия обект(проект).

— φ_i - относителната пропорционална тежест на i -тия показател, определена експертно.

Изборът на проектен вариант, се осъществява по максимална стойност на ИКачП.

Комплексна количествено-качествена сравнителна оценка е възможна според формулата

$$K_{kj}^{\sim} = \frac{K_{ij}^{\text{кол}}}{K_{ij}^{\text{кач}}} \rightarrow \min \quad (4)$$

или

$$K_{kj}^{\sim} = \frac{K_{ij}^{\text{кач}}}{K_{ij}^{\text{кол}}} \rightarrow \max \quad (5)$$

Относителната разлика между интегралните или комплексните критерии на оптималност Δ_j може да се определи по формулата:

$$\Delta_j = \frac{|K_j - K_{j0}|}{K_{j0}} \quad (6)$$

където K_j , K_{j0} е интегралната (комплексна) оценка за j -тия обект (проект).

Текущо положение

При множество варианти, подготвителната и изчислителната работа, по прилагане на процедурите за изчисление на ИКолП са рутинни, продължителни и обемни. За намаляване на рутинната работа и създаване на възможност за многократно прилагане на процедурата до настоящия момент е използвана електронна таблица "ОЦЕНКАП", реализирана с Microsoft Excel. Разработката, описана от доц. Дерменджиев (1996), решава задачата за избор на предпочитан вариант, но притежава и следните ограничения:

- работи само с един набор за φ_i ;
- използва фиксиран брой показатели-10 и варианти-6;
- не се извършва нито оценка по качествени показатели, нито комплексна оценка.

Поради естеството на използвания инструмент (Microsoft Excel) системата има няколко основни недостатъка:

- Microsoft Excel не притежава възможности да запаметява и в последствие да използва предходни изчисления;
- внасянето на промени в системата (брой варианти, например) е значително затруднено;
- системата е за локално ползване - не е възможно използването на електронната таблица в мрежова среда (Microsoft Excel не притежава мрежови възможности, като управление на многопотребителски достъп);

— поради локалния характер на системата е затруднено и разпространението на нови версии (подобрения) на системата;

— за изграждане на електронната таблица е използван софтуер изискващ лиценз – това оскъпява реализацията на системата;

— продуктът е платформено зависим – използването на OS WINDOWS е абсолютно наложително.

Поради горепосочените недостатъци, бе потърсена нова, по-мощна технология за реализиране на алгоритъма за намиране на най-добър ИП.

С оглед спецификата на минните предприятия използването на Internet е най-доброто решение за осигуряване достъп на произволни клиенти до база данни (БД) с информация за предприятието. В статията се третира характеристиките на web интерфейса и реализацията му в минното дело за многокритериална оценка и избор на вариант на техническо решение на базата на ИП.

Възможности на ИС

С развитието на технологиите, базирани на Internet достъп, използването на информационна система (ИС) с web интерфейс в минното дело би довело до важни предимства, като:

- достъп до ИС без оглед на географското положение на потребителя - минните предприятия са разположени на големи площи, поради което за предпочитане е използване на централизирана БД, която да бъде достъпна от всяка точка на предприятието и от специалисти по целия свят с използване на *интранет* или Internet;
- възползване от възможностите на архитектурата клиент-сървър: намалени разходи за поддръжка; намалява се мрежовото натоварване; подобрена интеграция на данните, благодарение на централизираното им съхранение; платформена независимост;

Целта на авторите бе да се реализира ИС за многокритериална оценка и избор на вариант на техническо решение на базата на ИП, в web среда. Разработването на такава система би улеснило, както ползвателите на системата в минни предприятия, така и студентите в МГУ, давайки им възможност за on-line решаване на минни задачи.

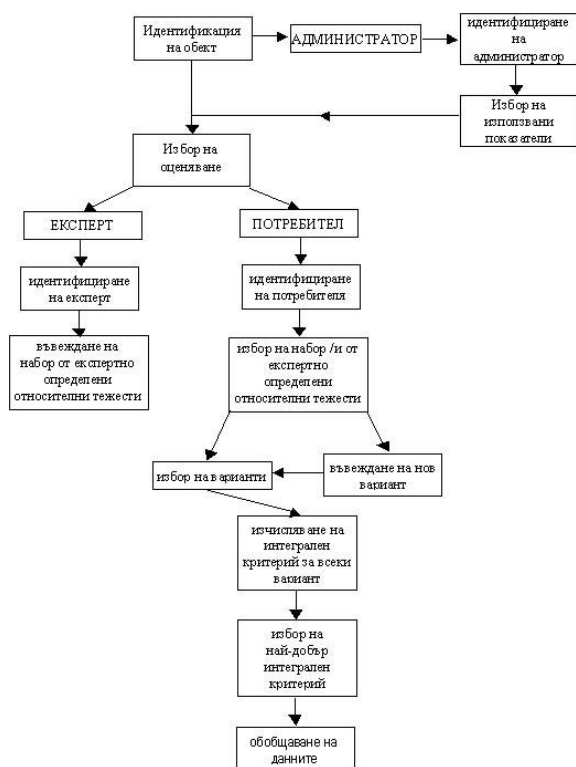
Следващ етап в развитието на системата е натрупаните данни да бъдат използвани за изграждане/обучение на интелигентен продукт (експертна система) за избор на вариант на техническо решение.

Описание на реализираната ИС

Структура на системата

Входа в системата става след успешната идентификация на обект (минно предприятие, отдел, учебен курс, група и т.н.). Обектите са предварително зададени, като за всеки от тях е дефиниран набор от използвани, в оценъчната

действие, показатели (количествени и качествени). Единствено администратора на системата може да променя този набор.



Фиг. 1. Схема на web базираната информационна система

ИС дава възможност за три типа оценяване – количествено, качествено и комплексно.

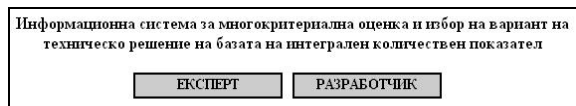
Тип на оценяване:

☐ качествено

☐ количествено

Фиг. 2. Изборна тип оценяване

Оценката се извършва от три подсистеми – за количествено, качествено и комплексно оценяване. Всяка една от тях работи с два типа потребители: експерт и разработчик.



Фиг. 3. Вход в подсистемите на ИС

Подсистема за количествено оценяване

При успешен вход в подсистемата за количествено оценяване, въвеждането на данни става на два етапа. На първия етап експертът въвежда φ_i за всеки показател. Системата няма да приеме тегла, чиито сбор е различен от 1. За улеснение на експерта е добавено контролно поле, в което, в процеса по въвеждане, се показва текущия

сбор. След успешно въвеждане на тегла за φ се визуализират наличните в момента данни и датите на които са въведени.

В системата, която предлагаме в настоящата публикация, експертът може да добави нови показатели, задавайки φ и начина за определяне на K_{ij} .

На следващ етап разработчикът избира 1 или няколко набора от тегла за φ (въведени в системата от експерти) с които да бъде изчислен ИКолП.

ТЕГЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ

Списък с наличните данни:

ИД	Известият, лв./л	Оценена стойност, лв./л	Срок за достигане на максимал., год.	Срок за отпускане, год.	Дисков процент, %	Записи, млн. т	Годишен добит, млн. т	Средна цена, лв./л	Продуктивност на група, г/ч. см.	Работа на печалба, год.
☒ 0.01	0.01	0.01	0.4	0.01	0.1	0.01	0.1	0.25	0.1	
☐ 0.2	0.15	0.15	0.01	0.01	0.01	0.13	0.02	0.02	0.3	
☒ 0.1	0.08	0.07	0.15	0.11	0.05	0.1	0.1	0.12	0.12	
☐ 0.09	0.08	0.07	0.15	0.11	0.05	0.1	0.1	0.13	0.12	
☐ 0.1	0.08	0.07	0.15	0.1	0.05	0.1	0.1	0.1	0.15	
☐ 0.01	0.1	0.04	0.05	0.6	0.04	0.07	0.02	0.01	0.06	
☐ 0.01	0.01	0.2	0.02	0.02	0.01	0.01	0.1	0.31	0.31	

Фиг. 4. Избор 1 или няколко набора от тегла за φ при количествена оценка

В следващата стъпка се прави избор на 1 или повече варианта от стойности за показателите. Предвидена е и възможност за въвеждане на нов вариант, задавайки стойност K_{ij} за всеки от показателите.

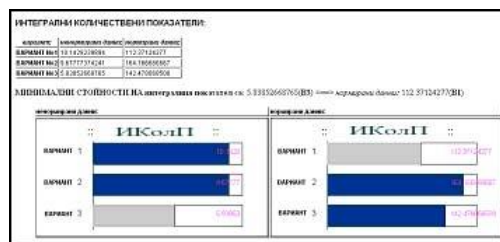
ВАРИАНТ	Относителна стойност, лв./л	Оценена стойност, лв./л	Срок за достигане на максимал., год.	Срок за отпускане, год.	Дисков процент, %	Продуктивност, г/ч. см.	Годишен добит, млн. т	Средна цена, лв./л	Продуктивност на група, г/ч. см.	Работа на печалба, год.
☒ 500	4000	5	10	32	10	450	5000	10	12.2	
☐ 445	3950	5.1	9.5	31	11	475	4900	9.5	13.6	
☐ 430	3900	5.5	9.5	31	11.4	500	4750	7.5	13.5	
☒ 550	4030	4.5	11	35	9.8	450	4950	10.2	10.7	
☒ 405	4045	5.5	9	30	10.5	525	5000	11	11	
☐ 500	4000	5	10	32	12	500	4900	9	14	
☐ 430	4020	4.5	9	30	9.8	450	4750	9	10.7	
☐ 475	4000	4.9	10.5	31	10	500	4800	10	11	

ИЗЧИСЛИ КОЕФИЦИЕНТ

Фиг. 5. Избор на 1 или повече варианта или въвеждане на нов вариант за количествена оценка

ИКолП се изчислява за всеки от избраните варианти. В резултат от тези изчисления се предоставят данни за:

- избраните варианти;
- min и max стойности за всеки един от показателите;
- стойности на ИКолП за всеки от избраните варианти - изчисляват се за всеки от избраните набори от тегла за φ ;
- графични данни с маркиране на минималния по стойност за ИКолП вариант;
- всичките горепосочени операции си извършват и с нормирани данни, като резултатите се съпоставят;
- обобщени (цифрови и графични) данни за получените ИКолП при наборите от тегла за φ .



Фиг. 6. Графични и цифрови данни за изчислените ИКолП

ИКОЛП се изчислява за всеки от избраните набори от тегла за Φ , като получените данни се визуализират, както е показано на фиг.6.

Подсистема за качествено оценяване

При избор на качествено оценяване се активира подсистема за изчисляване на интегрален качествен показател (ИКАЧП).

И тук, както в подсистемата за количествено оценяване, въвеждането на данни става на два етапа. Идентична е и процедурата по въвеждане на данни. На първия етап експертът въвежда тегло за всеки показател. Системата няма да приеме тегла, чиито сбор е различен от 1. След успешно въвеждане на теглата се визуализират наличните в момента данни и датите на които са въвеждани.

В системата, която предлагаме в настоящата публикация, експертът може да добави нови показатели, задавайки му тегло.

На следващ етап разработчикът избира 1 или няколко набора от тегла (въведени в системата от експерти) с които да бъде изчислен ИКАЧП.

Избор	Степен на безопасност	Степен на хигиена на труда	Степен на екологичност
☐	0,5	0,2	0,3
☐	0,5	0,3	0,2
☐	0,45	0,25	0,3
☐	0,43	0,3	0,27
☐	0,4	0,3	0,3

Избор

Фиг. 7. Избор 1 или няколко набора от тегла за Φ при качествена оценка

В следващата стъпка се прави избор на 1 или повече варианта от стойности за показателите. Предвидена е и възможност за въвеждане на нов вариант.

Избор	Степен на безопасност	Степен на хигиена на труда	Степен на екологичност
☐	4,5	5,1	4
☐	5	5	4
☐	4,5	5	4,1
☐	4,3	5,3	4,2
☐	5	4,9	3,9

Избор

Качествени показатели	Стойност
Степен на безопасност	
Степен на хигиена на труда	
Степен на екологичност	

Въведи

Фиг. 8. Избор на 1 или повече варианта или въвеждане на нов вариант за качествена оценка

Задавайки стойност за всеки от показателите. ИКАЧП се изчислява за всеки от избраните варианти.

Подсистема за комплексно оценяване

При избор на количествено-качествено оценяване се изчисляват ИКОЛП и ИКАЧП, след което по формули (4) или

(5) се изчислява и комплексна количествено-качествена сравнителна оценка.

Използваните, на горепосочените фигури, данни са експериментални.

Предимства на ИС пред "OCENKAIP"

Третираната реализация е осъществена на базата на свободно разпространяван софтуер: MySQL като сървър за база данни и PHP като език за връзка с базата данни (използването на Microsoft Excel изисква платен лиценз). Други нейни предимства са: – мащабируемост, преносимост, използване на потребителски заявки и т.н., присъщи на web-SQL базирания интерфейс. Чрез съвместната работа на PHP и MySQL се осъществява и клиент/сървър обработката на информация.

Системата е достъпна on-line – така отпада изискването за работа в точно определена операционна система (разработката на Microsoft Excel работи само под OS WINDOWS).

С използването на БД се дава възможност за запазване на резултатите от предходни изчисления и използването им в бъдещи изследвания.

Използвания сървър за БД – MySQL, е SQL базиран, което дава възможност за безпроблемното прехвърляне на данни към други системи работещи с релационни БД или данни в XML формат.

Добавени са и подсистеми за качествено и комплексно оценяване.

Възможностите на системата са разширени и в частта за избор на варианти – най-малко 1, най-много – всички налични в БД (в системата реализирана чрез Microsoft Excel броят варианти е фиксиран на 6).

Изчисленията се осъществяват по един или няколко набора от тегла за Φ (в системата реализирана с Microsoft Excel броят набори е фиксиран на 1).

В случая на избор на няколко варианта за тегла на Φ се дават и обобщени данни.

Възможно е добавяне на нови и изключване на вече съществуващ количествен показател. Така става възможно изчисляването на ИП с различен брой количествени показатели;

Съхраняват се персонални данни за ползвателите на системата. Изградени са и модули за идентификация на администратор, експерт и потребител;

Подобрено е форматирането на представяната информацията.

Извършват се изчисления, както с ненормирани, така и с линейно нормирани стойности за показателите – с привеждането на данните в един мащаб [0-1] се постига "равнопоставеност" между тях.

Перспективи

В областта на информационните технологии през последните години се забелязва тенденция за изместване на интереса от увеличаване на мощността на изчислителните средства към повишаване на тяхната интелигентност, т.е. към създаване на нови подходи основани върху знания – системи с използване на знания (СИЗ).

Минната индустрия в България изостава от световните тенденции за приложение на СИЗ за решаване на сложни задачи, изискващи експертно мнение. Амбициите на авторите на разработката са свързани с разширяване на възможностите ѝ, чрез преход от ИС към СИЗ. Така ще се осигури по-широка функционалност на прилаганите информационни технологии и компютърните системи ще играят по-категорично ролята на ефективни помощници на експертите в минното дело.

Авторите предлагат свободен достъп да системата от URL: <http://inf.mgu.bg/users/niki/system>. Ще сме благодарни на всички, които ни информират за недостатъци на разработката и/или отправят препоръки за нейното развитие.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Информатика", МЕМФ*

Литература

- Велев М., Методичен практикум за миннотехнологични решения. МГУ, С., 1997
- Дерменджиев К., Е. Ножарова, Електронна таблица за многокритериална оценка и избор на вариант на техническо решение на базата на интегрален количествен критерии OCENKAIP инструкция за ползване. МГУ, С., 1996
- Янев Н., К. Иванов, В. Карагьозов, Щърбанова, Анастасова, Възможности за приложение на Web интерфейс при работа с база данни за минното производство. *Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски"*, том 46, свитък III - Механизация, електрификация и автоматизация на мините, с. 225-231; 2003
- Янев Н., И. Щърбанова, К. Иванов, Приложение на експертни системи в минни предприятия. *списание "Минно дело и геология"* бр. 2/2005
- Янев Н., К. Иванов, Система за избор на техническо решение базирана на съвременни информационни технологии. *списание "Минно дело и геология"* - одобрена за печат.

ВЛИЯНИЕ НА РОТОРНОТО СЪПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ПУСКАНЕ НА АСИНХРОНЕН ДВИГАТЕЛ ЗАХРАНВАН ОТ ИНВЕРТОР НА НАПРЕЖЕНИЕ

Ромео Александров, Теодора Христова

Минно-Геоложки Университет "Св. Иван Рилски" – София 1700 България

РЕЗЮМЕ. Точността на оценка на пусковия момент при асинхронните двигатели зависи от точността на използваните параметри в алгоритмите. Изследвано е влиянието на съпротивлението на ротора като параметър при оценка на пусковия момент в установен режим чрез аналитични зависимости.

INFLUENCE OF ROTOR RESISTANCE IN INDUCTION MOTOR STARTING POWERED BY VOLTAGE SOURCE INVERTER

Romeo Alexandrov, Teodora Hristova

University of Mining and Geology "st. Ivan Rilski" – Sofia 1700 Bulgaria

ABSTRACT. The accuracy of starting torque estimation algorithms for induction machine depends on the accuracy of the machine parameters used in the algorithm. This paper explores the influence of rotor resistance parameter on estimated starting torque analytically of the algorithm at steady state.

Въведение

Целта на изследването е да се покаже влиянието на роторното съпротивление върху пусковия момент на асинхронния двигател, захранван от честотен преобразувател. На базата на "Г"-образната заместваща схема на асинхронен двигател (Ангелов, Димитров, 1976) и (Ключев 1989) може да се даде зависимостта на предаваната активна електромагнитна мощност през въздушната междина към ротора на двигателя. Параметрите в заместващата схема са с въведен корекционен коефициент.

$$P_{12} = \frac{3U_1^2 r_2'}{(r_1 + r_2'/s)^2 + x_k^2} \quad (1)$$

където: $x_k = x_1 + x_2'$ - индуктивно фазно съпротивление на двигателя,
 U_1 - захранващо напрежение,
 r_1 - статорно съпротивление,
 r_2' - приведено роторно съпротивление,
 s - хлъзгане.

Електромагнитният момент на двигателя зависи от мощността и от скоростта на въртящото магнитно поле.

$$M = \frac{P_{12}}{\omega_0} \quad (2)$$

където: $\omega_0 = \frac{2\pi f_1}{p}$, ъглова честота на въртене на магнитното поле (скорост на въртящото магнитно поле).
 f_1 - честота на захранващото напрежение,
 p - чифтове полюси.

Като заместим (1) в (2) се получава израза на електромагнитният момент като функция от параметрите на двигателя (Ключев 1989).

$$M = \frac{3U_1^2 r_2' \omega_0 s}{(r_1 + r_2'/s)^2 + x_k^2} \quad (3)$$

Пусков момент на асинхронен двигател при управление с константно отношение между напрежението и честотата.

При управление с широко разпространения метод $U/f = \text{const}$, може да се въведе коефициент k , равен на отношението $U_1/U_{1n} = k$ и $f_1/f_{1n} = k$. Трябва да се има предвид, че при пускане стойностите на x_k се различават от тези при номинален режим на работа на асинхронния двигател.

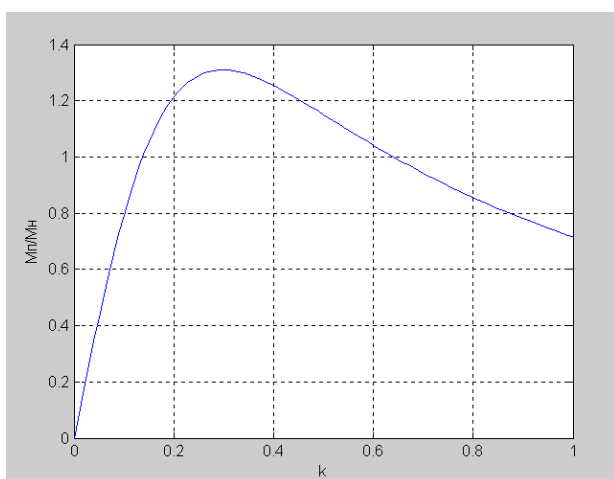
$$U_1 = kU_{1n}, \quad f_1 = kf_{1n} \quad \text{и} \quad x_k = x_{kn} k. \quad (4)$$

Като се замести (4) в (3) при $s=1$ се получава израза за пусковия момент във функцията от k .

$$M_n = \frac{\frac{3pU_{1H}^2 r_2'}{2\pi f_{1H}} k}{r_k^2 + x_{KH}^2 k^2} \quad (5)$$

При изменение на k от $0 \div 1$ функцията има максимум, който се намира при диференциране на M_n спрямо k , приравнено на 0.

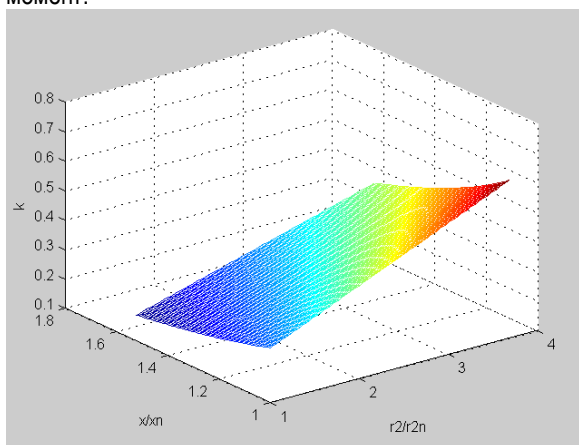
$$r_k^2 - k^2 x_{KH}^2 = 0 \text{ или } k = \frac{r_k}{x_{KH}} = \frac{r_1 + r_2'}{x_{KH}} \quad (6)$$



Фиг.-1.

На фигура 1 е показан пример за изменението на кратността на пусковия момент в зависимост от k , за двигател с късо съединен ротор тип А2-81-8.

От зависимост (6) следва, че роторното съпротивление влияе върху избора на стойността на отношенията U_1/U_{1H} и f_1/f_{1H} , когато целта е постигане на максимален пусков момент.

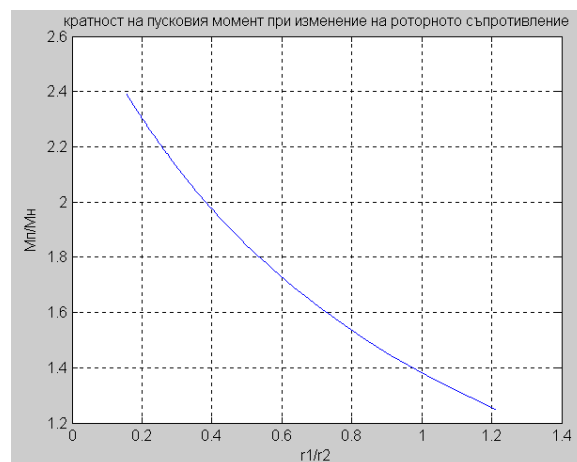


Фиг.-2.

На фигура 2 е показана графика за k при изменение на параметрите x_{KH} и r_2' в относителни единици.

От зависимост (5) и (6) се получава израз за максималния пусков момент при определено съотношение на напрежението и честотата спрямо техните номинални стойности.

$$M_{n_{\max}} = \frac{3pU_{1H}^2}{4\pi f_{1H} x_{KH} \left(\frac{r_1}{r_2'} + 1 \right)} \quad (7)$$



Фиг.-3.

На фигура 3 е показано изменението на кратността на максималния пусков момент при изменение на роторното съпротивление спрямо стараторното съпротивление. Графиката е начертана според зависимост (7). Данните за стойностите на параметрите са взети от (Вешеневский, 1977).

При заместване в (7), параметрите на двигатели с твърди характеристики за M_n/M_{nH} се получават стойности около 1,3. Често такава кратност на пусковия момент не е достатъчна.

Пусков момент на асинхронен двигател при непропорционално отношение между напрежението и честотата.

За да се постигне по-голям пусков момент трябва да се премине към непропорционално намаляване на напрежението спрямо честотата. Нека да въведем един допълнителен коефициент a на изменение на напрежението. Така че:

$$\frac{U_1}{U_n} = ak, \quad \frac{f_1}{f_n} = k,$$

$$x_k = x_n k$$

За M_n и $M_{n_{\max}}$ се получава:

$$M_n = \frac{\frac{3pU_{1H}^2 r_2' a^2}{2\pi f_{1H}} k}{r_k^2 + x_{KH}^2 k^2} \quad (8)$$

$$M_{n_{\max}} = \frac{3pU_{1n}^2 r_2' a^2}{4\pi f_{1n} r_k x_{kn}} \quad (9)$$

В този случай трябва да се държи сметка и за пусковия ток на двигателя. От "Г"-образната заместваща схема на асинхронен двигател (Ангелов, Димитров, 1976) може да се запише:

$$I_{1n} = I_M + I_{2n}'' = aU_{1n} \left(\frac{1}{X_{Mn}} + \frac{1}{\sqrt{2}x_{kn}} \right), \quad (10)$$

където: I_{1n} - пусков ток,

$$I_M = \frac{U_{1n} a k}{X_{Mn} k} \text{ - ток в намагнитващия контур,}$$

$$I_{2n}'' = \frac{U_{1n} a k}{\sqrt{r_k^2 + x_{kn}^2 k^2}} \text{ - ток в главната верига.}$$

Освен чрез пусковия ток допълнителният коефициент a може да се намери при предварително зададен пусков момент или чрез отношението $m_n = \frac{M_n}{M_n}$. От (3) и (9) се извежда:

$$a = \sqrt{2m_n \frac{(r_1 + r_2')x_{kn}}{s_n \left[(r_1 + r_2'/s_n)^2 + x_{kn}^2 \right]}} \quad (11)$$

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Автоматизация на минното производство", МЕМФ

За повишаване на пусковия момент при честотно регулируемите задвижвания Вешеневский (1977) дава зависимости при изкуствено поддържане на номинална стойност на намагнитващия ток (отговарящ на номинална честота) за всички честоти независимо от натоварването на двигателя. Дадена е крива на подаваното напрежение към статора на асинхронния двигател при различни честоти.

При използване на коефициента a при определяне на напрежението се получават, подобни на дадените от Вешеневский (1977) стойности. Предимството е, че коефициента a се намира сравнително лесно.

Във връзка с оптимизиране на параметрите на трифазните честотно регулируеми асинхронни двигатели Попов (2000) дава зависимости за пусковия момент изведени от заместващите схеми на Сорокер, но постановката при която се намират M_n и $M_{n_{\max}}$ е различна.

Литература

- Ангелов, А., Д. Димитров 1976, *Електрически машини – част 1*, Техника С., 364-370с.
Вешеневский, С. Н. 1977. *Характеристики двигателей в электроприводе*, Энергия, 301-310с.
Ключев, В. 1989, *Теория не электродвижения*, Техника, С, 147-149
Попов, В.И., 2000, *Оптимизация параметров трехфазных частотно-регулируемых асинхронных двигателей*, *Электротехника*, 3

ЕДНО ПРИЛОЖЕНИЕ НА ИНФОРМАЦИОННИТЕ ТЕХНОЛОГИИ В УПРАВЛЕНИЕТО НА ОТКРИТИ РУДНИЦИ

Искра Щърбанова¹, Мариана Трифонова², Юлий Тодоров³

¹ Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, iskra.shturbanova@gmail.com

² Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, trifonova_m@mail.bg

³ "ГЕОТЕХМИН" ООД, София, yu.todorov@geotechmin.com

РЕЗЮМЕ: Статията разглежда информационните технологии, лежащи в основата на информационната система GTMData за планиране, управление и отчитане на добива по количество и качество на рудата в открити рудници. Проектирането и разработването на системата се извършва от "Геотехмин" ООД в сътрудничество с катедра "Информатика" на МГУ "Св. Иван Рилски". Продуктът работи под управление на Windows XP и е базиран на системата за управление на бази данни MS Visual FoxPro и графичната система AutoCAD на фирмата Autodesk.

AN APPLICATION OF INFORMATION TECHNOLOGIES TO THE MANAGEMENT OF OPEN CAST MINES

ISKRA SHTURBANOVA¹, MARIANA TRIFONOVA², YULI TODOROV³

¹ University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, iskra.shturbanova@gmail.com

² University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, trifonova_m@mail.bg

³ GEOTECHMIN OOD., Sofia, yu.todorov@geotechmin.com

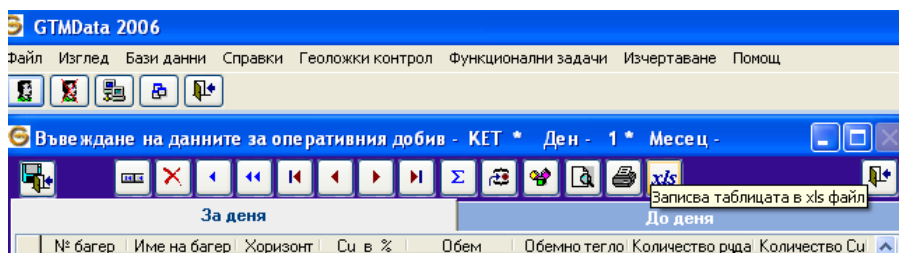
ABSTRACT: This article treats of the information technologies, which are basic for the information system called GTMdata. This system is aimed at the planning, management and reporting of the extraction according to the quantity and quality of the open cast ore. GEOTECHMIN OOD carries out the system design and development in collaboration with the Department of Informatics at the Mining and Geology University St. Ivan Rilski. Aforesaid product works under Windows XP and it is based on the Data Base Management System MS Visual FoxPro and AutoCAD.

Програмният продукт GTMdata е създаден, за да подпомага планирането, управлението и отчитането на добива на руда и минна маса в открити рудници. От 1992г. проектирането и разработването на последователните версии на информационната система се извършва от "ГЕОТЕХМИН" ООД в сътрудничество с катедра "Информатика" на МГУ "Св. Иван Рилски". Програмният продукт GTMdata е внедрен в "ЕЛАЦИТЕ – МЕД" АД и в "Асарел–Медет" АД. Първите версии работеха под управление на операционната система MS DOS, а последните две версии – под управление на MS Windows XP. Всички версии на GTMdata се базират на последователни версии на системата за управление на бази данни MS FoxPro и графичната система AutoCAD на фирмата AutoDesk. Най-новата версия на информационната система – GTMdata 2006 се разработва на основата на MS Visual FoxPro 9.0 и AutoCAD 2006.

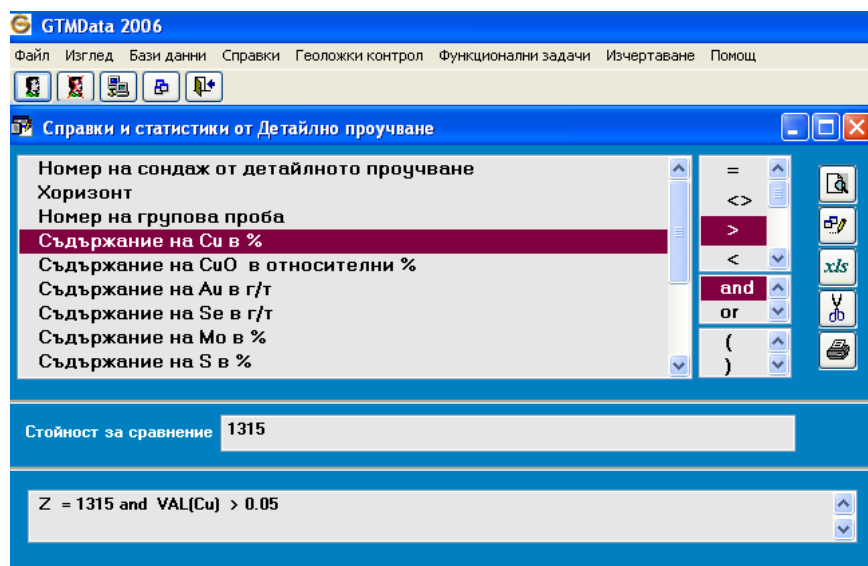
MS Visual FoxPro е система за управление на релационни бази данни, която притежава обектно-ориентирана среда за разработка на приложения и е най-бързата измежду СУБД от интерпретиращ тип. Във всяка нова версия на системата се реализират най-новите концепции и инструменти, подобрява се средата на разработка и значително се разширява сферата на

приложенията. За създаване и поддръжка на релационните бази данни, Visual FoxPro притежава конструктори на бази данни, таблици, заявки, изгледи, класове и т.н. (Database Designer, Table Designer, Data Environment Designer, Query Designer, View Designer, Class Designer). Таблиците се създават в dbf формат. Удобните инструменти за структуриране и актуализация на базите данни, тригерите и поддръжката на цялостност във Visual FoxPro, позволява да се създават и поддържат обемни бази данни със стотици таблици и милиарди записи, каквито са геоложките бази данни. GTMdata поддържа пълна геоложка база данни, която съдържа топография в района на находището; геоложки разновидности, граници и разломи; подробни данни от детайлното проучване на находището; геоложки запаси и ресурси, вкл. блокировка – по геоложки блокове, многоъгълници или полигони; проектен контур за отработване на рудника; данни от експлоатационно проучване и групови проби; взривни полета и забойни линии; разделителни линии между сортове и типове руди, ИБР, стерил и откривка След първата версия на информационната система, основните данни за сондажите от експлоатационното проучване се съдържат в отделни таблици по хоризонти. Броят на тези таблици и записите в

MS Visual FoxPro притежава всички възможности за обмяна на данни с другите обекти, работещи в Windows среда. Непрекъснатият автоматичен обмен на данни между приложенията (DDE – Dynamic Data Exchange) позволява съвместно да се използват едни и същи приложения, а така също и дистанционно да се управлява работата на едно приложение от друго. Функционалните възможности на приложенията, създадени във Visual FoxPro могат значително да бъдат разширени благодарение на поддръжката на COM – сървър (Component Object Model). Тази концепция позволява да се организира непосредствено взаимодействие между обектите, независимо от това в кое Windows приложение съществуват. В ролята на COM – клиент, GTMData може например да се обръща към компоненти на Microsoft Office или към други програмни продукти, които поддържат COM – модел. Всички резултати от заявките, статистиките, дневните отчети от оперативния добив, месечното и годишното приключване имат възможност да бъдат отпечатани на принтер и/или съхранявани в текстови документи или електронни таблици.



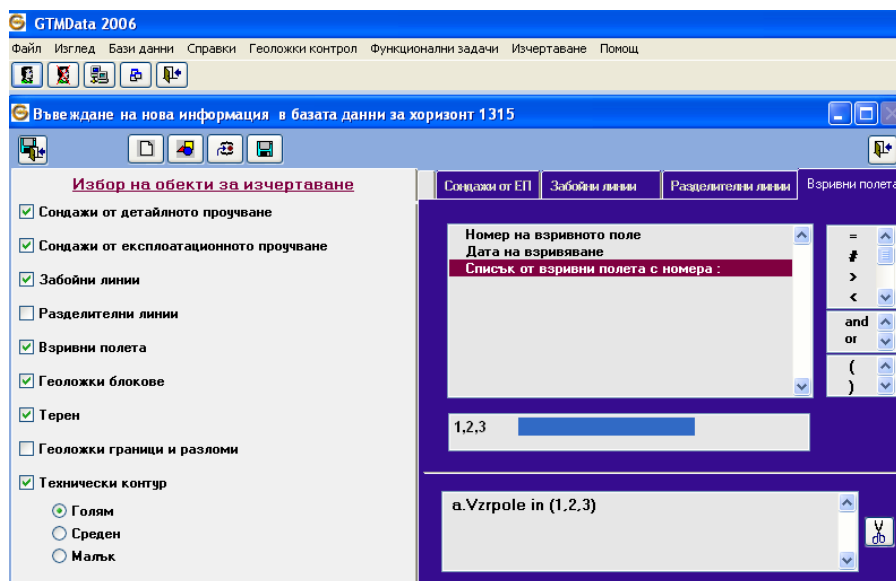
GTMDData предимствата на SQL се използват многократно – за извеждане на справки и статистики, в реализираните генератори за създаване на извадки от базата данни, при изчертаване на обектите в AutoCAD, в различните функционални задачи.



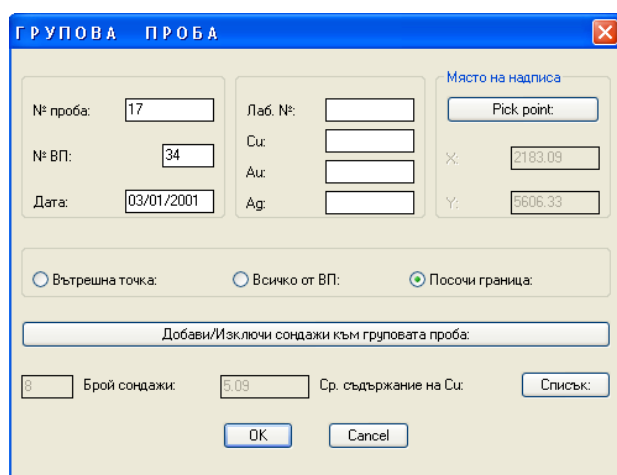
съмнение един от най-популярните софтуерни продукти за проектиране и чертане не само в България, но и по света.

Той притежава гъвкав и интуитивен потребителски интерфейс, структурата му е отворена за допълнителни надстройващи приложения, което го прави лесно приспособим към специфичните особености на областта, в която се използва. В AutoCAD се работи с предварително

направена извадка на графични обекти от базата данни, необходима за решаваната текуща задача. Тези обекти служат за ориентация, за привързване на новите данни или за улеснение.

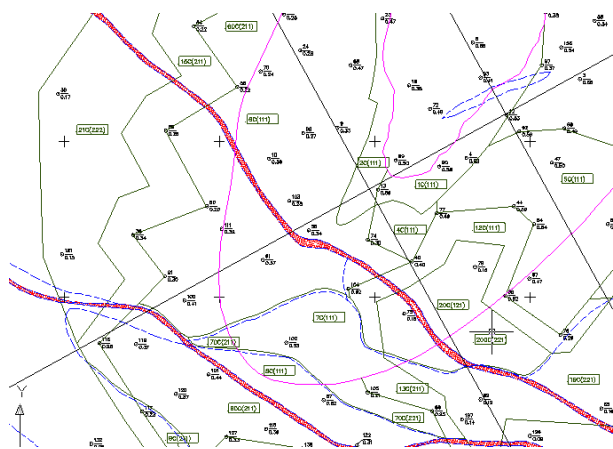


В средата на чертожния редактор на AutoCAD може да се въвеждат или редактират нови обекти в базата данни, да се извършват предварителни изчисления, отнасящи се до решаваните функционални задачи, да се изпълняват процедури за улеснение и частична автоматизация на рутинни, трудоемки операции, да се оформят чертежи. На разположение на потребителя са както всички вградени команди на AutoCAD, така и допълнително разработени специални команди, организирани в лента с инструменти GTMData и падащо меню GTMData. Всички команди от това меню, които изискват вход от потребителя, се стартират в диалогови прозорци, с необходимите етикети и асоцииран Help, указващи предназначението на съответните полета. По избор обектите се въвеждат и използват с реални или относителни координати.



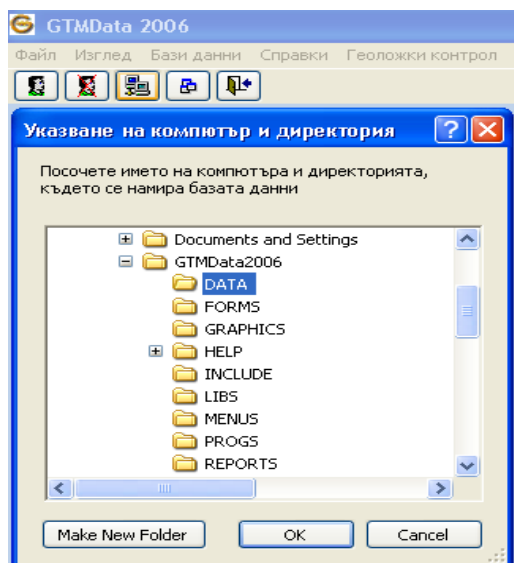
Предаването на информация между СУБД и графичната система се реализира с текстови файлове. В AutoCAD, данните се организират и съхраняват под формата на вътрешни списъци в оперативната памет. Така достъпът до тях е по-бърз в сравнение с използването на външни бази данни. Достъпът до елементите от тези списъци е

директен чрез функцията ASSOC на Visual Lisp. За ключ може да се използва както уникалното име на съответния графичен примитив (Entity Name), така и текстов ключ, аналогичен на индекса на съответната таблица във Visual FoxPro.



В рамките на един сеанс в AutoCAD потребителят може да се връща и да прави нов избор на обекти от базата данни. Новоизбраните графични обекти се визуализират върху екрана само с въвеждане на допълнителна команда за опресняване на изображението в AutoCAD, като атрибутната информация за тях се добавя към съответните вътрешни списъци. В случай, че даден обект е повторно избран, а междувременно в AutoCAD е актуализирана информацията за него, GTMData дава възможност за припокриване на изображението и атрибутните му данни от вътрешните списъци. За въвеждане на графичните данни могат да се използват съществуващи графични файлове на електронен носител, както и създадени вече чертежи на хартиен носител. Осигурено е директно въвеждане на графична информация (забойни линии, взривни сондажи, взривни полета и др.), получена

като резултат от изпълнението на маркшайдерски програми. Въведената в даден прозорец информация временно се съхранява във вътрешни списъци в AutoCAD. Така тя е достъпна за редактиране в рамките на същия сеанс. Съхраняването на въведената информация в базата данни се осъществява със специална команда на GTMData.



Под управление на Visual FoxPro, многопотребителската работа с различни компоненти на едно приложение или с цялото приложение е възможно в локална или глобална мрежа, без наличие на клиент-сървър управление. В GTMData 2006 е реализирана възможност за работа в локална мрежа като информа-

цията е структурирана не в една, а в няколко бази данни, които са инсталирани на сървър. По този начин от компютрите в локалната мрежа, различни потребители могат едновременно да извършват различни функции и да решават задачи, според предварително зададените им права на достъп до отделните бази данни. При решаване на задачите за оптимизация на съвместната работа на потребителите в локалната мрежа се използват възможностите за блокировка, буферизация и транзакция на данните.

Литература

- Иванов К., И. Щърбанова, Н. Янев, 2004, *Системи за управление на бази от данни*, С., 120с.
- Мусина Т. В., 2004, *Visual FoxPro 8.0*, Киев, Век, 460с.
- Омура Джордж, 2005, *Професионални основи на AutoCAD 2006*, С., СофтПрес, 576с.
- Омура Джордж, 2001, *AutoLisp Самоучител*, С., СофтПрес, 336с.
- Todorov Y., I. Shturbanova., M. Trifonova., 1998, GTMdata – a Bulgarian Software Used at 'ELLATSITE Mine' and "ASSAREL-MEDET SA" for Planning, Management and Reporting of the Output - *5-th National Open Pit Mining Conference with International Participation*, 2-6, Varna, 137-143.
- Todorov Y., I. Shturbanova, M. Trifonova, 2005, Information System for Planning, Management and Reporting of Open Cast Mines Production (Output) - *First International Conference on Information Systems & Datagrid*, Sofia, 147-154.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Информатика", МЕМФ

МОДУЛ "КОНСТРУКТОР" ЗА АВТОМАТИЗИРАНЕ ИЗЧЕРТАВАНЕТО НА КОНСТРУКТИВНА ДОКУМЕНТАЦИЯ В AUTOCAD

Мариана Трифонова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, trifonova_m@mail.bg

РЕЗЮМЕ: В настоящата работа е представено едно разширение на функционалните възможности на AutoCAD за автоматизиране изчертаването на стандартизирани свързващи детайли и техните съединения, както и за автоматизираното изготвяне на спецификация за чертеж сборен на дадено изделие, основана на пълната асоциативност между спецификацията и чертежа. Всички функции на модула са на български език, имат вградена on-line помощ и са реализирани в съответствие с българските стандарти.

CONSTRUCTOR MODULE – AUTOMATED DRAWING PROCESS FOR CONSTRUCTIVE DOCUMENTATION IN AUTOCAD

MARIANA TRIFONOVA

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, trifonova_m@mail.bg

ABSTRACT: The present work introduces an extension of the functional means of AutoCAD allowing automated drawing process over standard joining details and their joints as well as automated composition of a specification related to an assembly drawing of an item based on full associability between the specification and the drawing. All functions names of the module are in Bulgarian, have all of them incorporated online help and comply with Bulgarian Standards.

Създаването на конструктивната документация е двустранна дейност: машинно проектиране и инженерен дизайн от една страна и от друга – преобразуването на проектите в чертожни документи. Изчертаването е времеотнемаща операция, която ако се автоматизира, в значителна степен съкращава времето за изготвяне на проекта. С цел преминаване от ръчно към компютризирано изготвяне на конструктивна документация за изделия, разработвани за нуждите при строителство и поддръжка на кабелни мрежи в БТК, е създаден модул "Конструктор", работещ в среда на AutoCAD версия 2000 и по-високи. Това приложение е разработено по заявка на Лаборатория "Конструктивно-технологична" на НИИС към БТК и включва:

1. шаблонен файл
2. библиотека от готови графични символи
3. набор от потребителски типове линии и шаблони за щриховане
4. набор от 24 допълнително разработени на езика Visual Lisp команди за редица специфични функции, като изчертаване на стандартни машинни елементи и детайли, сглобки (проходна и непроходна), поставяне на позиции, автоматично създаване на спецификация на чертежите и др.
5. Външни таблици, в които се съхранява информацията от БДС-стандартите за размерите на изчертаваните машинни елементи. Тези таблици автоматично се зареждат в

Конструктор	Help
База	
Болт	
Винт цилиндрична глава	
Винт полукръгла глава	
Винт скрита глава	
Гайка	
Грапавост	
Допуски	
Сглобка непроходна	
Сглобка проходна	
Шайба	
Втулка	
Нестандартна Шайба	
Планка	
Тапа (Нестандартен винт)	
Тръба	
Тръба с отвор	
Фланец	
Шпилка	
Позиция	
Корекция на позиция	
Преномериране на позиции	
Спецификация	
Актуализиране на спецификация	

Фиг. 1. Потребителско меню "Конструктор"

оперативната памет след стартирането на AutoCAD и се използват от командите на приложението. За ключ в повечето таблици служи диаметъра на резбата. В момента, в който потребителят въведе стойност за ключовото поле, системата автоматично проверява дали тази стойност е коректна (валидна според

стандарта) и определя останалите размери на елемента, евентуално допустим интервал, в който могат да се изменят, за да се гарантира точно спазване изискванията на ЕСКД.

6. Лента с инструменти и падащо меню на български език за лесно въвеждане на потребителските функции.



Фиг. 2. Лента с инструменти (Toolbar) "Конструктор"

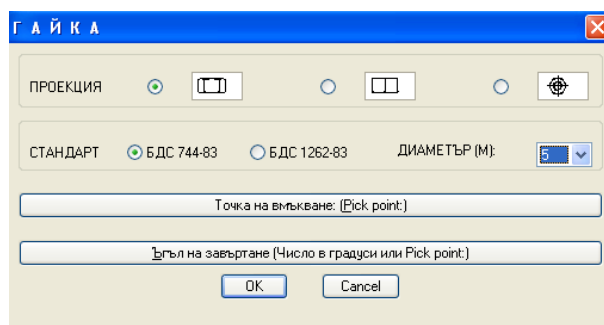
7. Слайд-библиотека, която се използва за избиране на блоковете от графично меню, а не поименно в процеса на тяхното вмъкване.
8. Специален Shortcut за стартиране на AutoCAD, при което след зареждане на чертожния редактор автоматично се изпълнява допълнително разработената вътрешна функция SETUP, чрез която:

- се създават 7 слоя (LAYER), в които по функционален признак се групират различните графични елементи от чертежа;
- задава се информация, фигурираща в етикета на чертежа, което дава възможност автоматично да се изчертае рамката и етикета му. Тази информация включва:
 - ✓ мащаб (използва се за определяне на размерите в екранни единици на мащабно независимите елементи от чертежа, като: рамки, блокове и надписи, докато всички линейни размери на останалите елементи се въвеждат с реалните им стойности в милиметри);
 - ✓ формат (избира се от списъчно меню, което включва основните формати от A4 до A0, както и някои удължени формати);
 - ✓ брой листа (ако чертежът се състои от два и повече листа, те се поместват в един файл като автоматично се изчертават рамките и етикетите на всеки един от листовите);
 - ✓ материал, наименование и означение (тези данни се използват и от командата за поставяне на позиции в чертежа. Означението включва уникален номер, конструиран по вътрешни правила за НИИС, последван от четири двуцифрени числа, чрез които в крайна сметка се определя мястото на съответния чертеж в набора от чертежи за даден проект. Този набор от чертежи може да се представи с дървовидна структура с корен "Чертеж сборен". Структурата има

до четири нива, а ширината ѝ се определя единствено от ограничението всеки възел да има максимум 99 наследници. Тази структура в рамките на сеанса се реализира в оперативната памет като списък, а между два сеанса се съхранява във външен файл. Именно този файл служи като основа за генериране и поставяне на позициите, а в последствие и на създаването на спецификациите на чертежите.)

- зареждат се предварително създадените блокове и типове линии, които се използват от командите на приложението.
- зарежда се менюто и лентата с инструменти "Конструктор"

Всички команди на приложението, които изискват вход от потребителя, се стартират в диалогови прозорци, в които има необходимите етикети, указващи предназначението на съответните полета. На фиг. 3 и 4 са дадени примерни диалогови прозорци за въвеждане на входна информация съответно за изчертаване на гайка и за изчертаване на проходна сглобка. Навсякъде, където е възможно са предвидени стойности по подразбиране и проверка за коректност на входната информация.

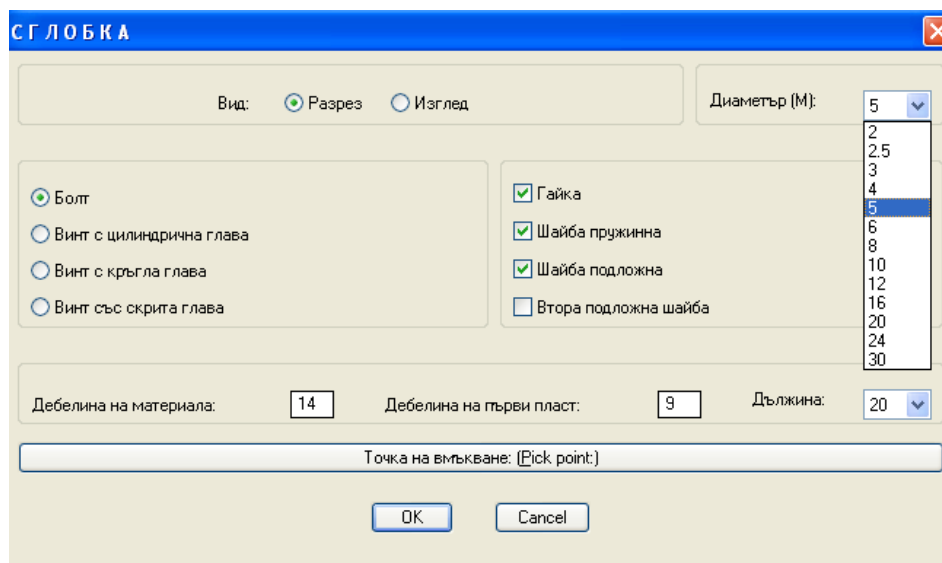


Фиг. 3. Примерен диалогов прозорец за въвеждане на информация за изчертаване на гайка

На фиг. 5 е представен резултатът от работата на командата за изчертаване на сглобки. Първата представлява разрез на проходна сглобка с болт при избрани гайка и две шайби и стойности за диаметър, дебелина на материала, дебелина на първия пласт и дължина на болта съответно: 5, 12, 9, 20. До нея вдясно е

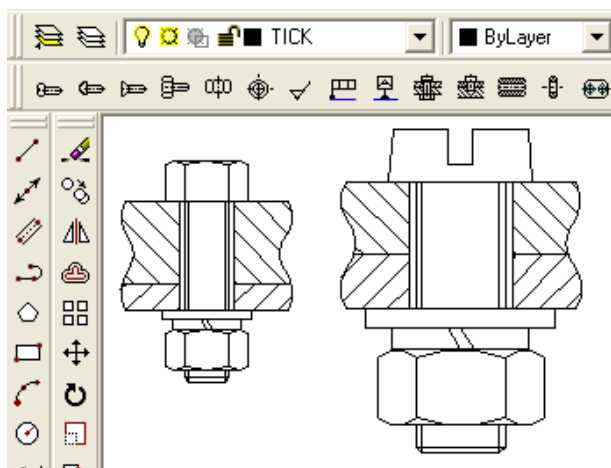
изобразен разрез на проходна сглобка с винт с цилиндрична глава, три шайби и стойности за диаметър,

дебелина на материала, дебелина на първия пласт и дължина на винта съответно: 10, 14, 8 и 30.



Фиг. 4. Примерен диалогов прозорец за въвеждане на информация за изчертаване на проходни сглобки

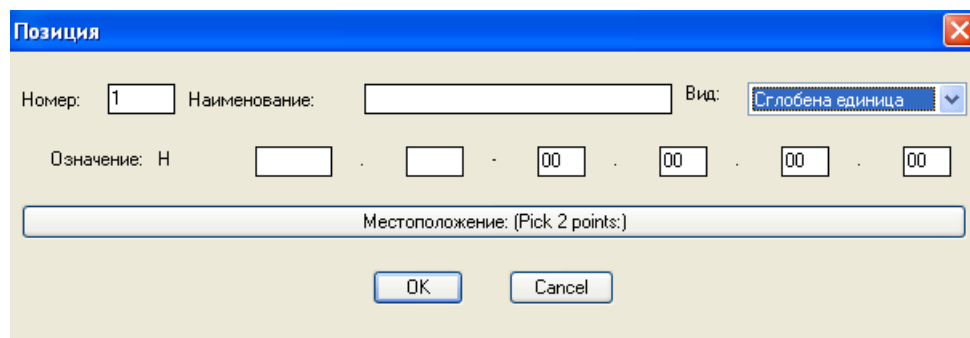
В модул "Конструктор" са разработени набор от функции, реализиращи асоциативната връзка между сборните чертежи и спецификациите за тях.



Фиг. 5. Резултати от работата на командата за изчертаване на проходни сглобки

Позицията се поставя със специална функция (фиг. 6), в която по подразбиране се дават последователни номера.

При необходимост потребителят ги коригира и избира вида на елемента (детайл, сглобена единица и т.н.). Не е необходимо още при поставяне на позицията да се внимава в правилното избиране на номера, тъй като на разположение на потребителя е функция за корекция на позицията и функция за преномериране, с която номерацията се променя като най-напред се номерират позициите от вида "Сглобена единица", следвани от "Детайл", "Стандартно изделие" и "Други". Естествено тази операция се стартира непосредствено преди генериране на спецификацията. В случай, че е избран вид "Детайл" или "Сглобена единица" командата предлага по подразбиране стойности за полетата, участващи в означението на позицията. Част от тях се извличат от означението на текущия чертеж. Тези стойности се запомнят в списък в оперативната памет, а в последствие и във външен файл, за да е възможно върху чертежа и спецификацията да се работи в няколко сеанса. В рамките на проекта това означение се използва като идентификатор на обекта от позицията и може да се използва при генериране на спецификацията, която се създава в AutoCAD, за да се гарантира точно спазване на всички размери за нея, зададени в БДС ISO 7573. В спецификацията потребителят попълва единствено колона "Формат" и евентуално колона "Забележка".



Фиг. 6. Диалогов прозорец за поставяне на позиции в чертежите

Спецификацията се оформя по начин, позволяващ лесно да се отпечата във формат А4 на принтер. Връзката между нея и чертежа е еднопосочна, т.е. при промяна на позиция в чертежа спецификацията се актуализира. За да не се забавя работата, тази актуализация не се извършва едновременно с коригирането на определена позиция. Така потребителят има възможност да направи всички възможни корекции в позициите и чак тогава ръчно да стартира актуализация и на самата спецификация чрез въвеждането на специално създадена за целта команда.

С помощта на Модул "Конструктор" се повишава продуктивността при работа с AutoCAD за проектиране на кабелни мрежи и се създава конструктивна документация съгласно българските стандарти.

*Препоръчана за публикуване от
Катедра "Информатика", МЕМФ*

Литература

Гунева М., М. Трифонова, 2001, Разширяване на функционалните възможности на AutoCAD 2000 за автоматизирано проектиране на кабелни трасета - *ТЕЛЕКОМ 2001*, Варна, 122-127.

Гунева М., М. Трифонова, Д. Докузанова, М. Атанасов, 2002, Автоматизиране изчертаването на конструктивни елементи, използвани при инженерното проектиране на телекомуникационни съоръжения в среда на AutoCAD 2000 - *ТЕЛЕКОМ 2002*, Варна, 617-621.

Омура Джордж, 2002, *AutoLisp Самоучител*, С., СофтПрес, 336с.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА ВЪЗМОЖНОСТТА ЗА ВЪЗСТАНОВЯВАНЕ НА НЕПРЕКЪСНАТО ГРАФИЧНО ИЗОБРАЖЕНИЕ ОТ ДИСКРЕТНО ПРЕДСТАВЯНЕ ПРИ ЧИСЛЕНОТО МОДЕЛИРАНЕ НА МИННИТЕ РАБОТИ

Юлиян Димитров

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, България, juldin@abv.bg

РЕЗЮМЕ: Прилагането на компютърната технология при моделирането и проектирането на минни обекти открива нови възможности за бързо и ефективно реализиране на нови технологии.

В настоящия материал се обосновава тезата, че при съвременните компютърни средства се заличава разликата между графичните и аналитичните методи по отношение на точност, достъпност и лесна приложимост. Чрез методите за разпознаване на чертежи и графики на зависимости е възможно създаването на универсална електронна форма на представяне на геомеханичните модели.

Обсъжда се прилагането при численото моделиране на минните работи на възможността за възстановяване на непрекъснато графично изображение от дискретно представяне.

APPLYING OF THE POSSIBILITY FOR RESTORING OF CONTINUOUS GRAPHICAL IMAGE FROM DISCRETE PRESENTATION AT NUMERICAL MODELLING OF MINING

Julian Dimitrov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, juldin@abv.bg

ABSTRACT: The applying of the computational technology in the modeling and the designing of mining objects opens new possibilities for quick and effective realization of new technologies.

The paper based on the thesis, that with contemporary computer means is obliterating the distinction between graphical and analytical methods in respect of accuracy, accessibility and easy applicability. By the methods for recognition of drawings and graphics of dependencies is possible the making of universal electronic form of the presentation of the geomechanical models.

There is discussed the applying of the possibility for restoring of continuous graphical image from discrete presentation in numerical mining modeling.

Увод

Съвременният специализиран софтуер за проектиране и управление на минните работи използва графични изображения предимно за илюстрация на изходната информация. Изображенията се получават в резултат на прилагането на съответни аналитични методи на механика на непрекъснатите среди. Много информация за такива програмни продукти се съдържа в сайта на GGSD (Geotechnical and Geoenvironmental Software Directory) създаден през 1996 год. от Tim Spink. От многото тематични направления представени в сайта представляват интерес *Rock Mechanics*, *Mapping* и *Numerical analysis*. Понеже много от задачите в областта на минното дело имат както аналитични така и графични решения (Димитров и Димитрова, 1989), то би трябвало тези тематични направления да се обединят. Същевременно с все по-рационалното прилагане на нови компютърни технологии се видоизменя и графичните методи, като геометричните построения се извършват в паметта на дисплея. Геометричните обекти се описват като структури

от данни. Логиката на решаването на задачата се осъществява на базата на графични методи.

Цел

Да се обоснове еквивалентността между непрекъснатата аналитична зависимост на параметрите на геомеханичен числен модел и графичното (дискретно) представяне на този модел при определени условия.

Да се обсъдят основните свойства на графичното изображение, формулирани от теорията на машинната графика, теорията на машинното разпознаване на графичното изображение и графичните методи приложими при работа с числени модели на минните технологии.

Да се представи единна схема на оптималното представяне на електронното графично изображение на числен геомеханичен модел.

Прилагани графични методи за решаване на задачи при числено моделиране на минните работи

Теоретична основа на графичните методи при решаване на минно-геометрични задачи е теорията, създадена от проф. П.К.Соболевский за "геохимичното поле". Особен

интерес представляват методите за съставяне и работа с геомеханични карти като средство за описване на свойствата на масива, изразени със стойностите на геомеханичните показатели.

Машинно реализираните графични изображения са дискретизирани в равномерна мрежа от точки. От друга страна, геомеханичните параметри са с големи относителни грешки, достигащи до 50%. Тези факти и съществуващата теория и практика за обработка на изображенията дават възможност геомеханичните параметри да се представят графично с неголяма гъстота на мрежата.

Във Димитров и Димитрова (1989), е въведено понятието графичен модел, с което се обобщават геомеханична карта, план на минните работи, диаграма на напуканост на Шмит и всички други графични изображения, използвани за двумерно или обемно представяне. Развива се идеята за изобразяване на статистически независимите параметри, като базисни и за прилагане на алгебрични операции с тези изображения. Предлагат се основни компютърни инструментални средства за създаване на система за работа с база данни от графични модели и работа с тях. Използването на такива бинарни операции с изображения са дадени в Рыжов (1952), където реализацията се прави с примитивни чертожни инструменти.

Построяването на графичния модел се осъществява чрез прогнозиране на геомеханичните параметри в условията на ограничена информация. В Димитров и Димитрова (1989), са предложени аксиоми на прогнозния модел и от тях е изведена формула за построяване на графичното изображение:

$$z(x, y) = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{z_i}{D_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{D_i}} \quad (1),$$

където z_i са стойности на изобразявания параметър в критичната точка (x_i, y_i) , n е броят на най-близките до (x, y) токи от множеството на критичните точки

$$T = \{(x_i, y_i)\} \quad \text{и} \quad D_i = \sqrt{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2}.$$

Въпросът за избора на n при прилагане на формулата (1) се обсъжда в Букринский (1985). Формула (1) представлява изглаждащ филтър или още е статистическа мода.

Изобразяват се основни геомеханични величини, като тензора на напреженията, на деформациите, модула на срез и максималните тангенциални напрежения при анизотропен масив, коефициента на устойчивост на скалите и други, които формират поле – *полеви параметри на минните технологии*.

Основни елементи на теория на машинната графика и машинното разпознаване

Предмет на изследванията и приложенията са обработката и анализа на информацията представена във формата на изображение. Изображението представлява информация организирана във вид на правоъгълна, числова матрица (равномерен масив от данни), записана на машинен носител и с определени свойства на изобразяваните обекти, както и дефинирани геометрични трансформации на тези обекти. Аналогично може да се използва и многомерен масив от данни. При определени условия изображението е рационално средство за организиране и представяне на информацията.

В теорията са основни три направления: *машинна графика* – създаване на изображение по изходна информация представена, като последователен запис; *разпознаване на изображение* – получаване на формално описание на свойствата на обекти от изображението (Pavlidis, 1982); *обработка на изображението* – трансформиране на изходното изображение в ново изображение с цел представяне на информацията в определен вид (Pratt, 1978).

При представяне на графичната информация в електронна форма съгласно Pavlidis (1982) изображенията се делят на четири класа: *клас 1* – цветни сканирани изображения в битов формат; *клас 2* – чернобели сканирани изображения, изчистени от шум и получени евентуално от изображението от клас 1 посредством сегментация; *клас 3* – графични изображения, които са описани чрез криви линии, съхранени в някаква форма на верижен код; *клас 4* са векторни изображения и са получени при описването на кривите линии от клас 3 чрез особените им (критични) точки, отсечки и правоъгълници и правила за възпроизвеждането им. Преминването от един клас към съседен става чрез определена трансформация на изображението (таб.1).

Таблица 1.
Видове стандартни трансформации на електронно представени изображения

Вид трансформация	от клас	в клас
Сегментация	Клас1	Клас 2
Получаване на контур или гръбнак	Клас2	Клас 3
Сегментация на кривите за получаване на критични точки	Клас3	Клас 4
Апроксимация и получаване на контурни криви	Клас4	Клас 3
Запълване на контура (штриховка)	Клас3	Клас 2
Изглаждане (филтрация)	Клас2	Клас 1

Условия за еквивалентност между непрекъснатата зависимост и нейното дискретно представяне

Казваме, че непрекъснатата зависимост F е представена дискретно, когато е избрана таблица $\bar{F}$ от краен

брой стойности на аргумента (възлзи на F) и съответните им функционални стойности. Най-често възлите са равномерно разположени в дефиниционното множество. Таблицата $\bar{F}$ ще наричаме дискретна зависимост (дискретно изображение). Това представяне на зависимостите съответства на стохастичното поведение на параметрите на геомеханичния модел и на използването на стандартни размери в производствената практика. Тук ще разгледаме въпроса за възстановимост на дискретно представени зависимости в механика на непрекъснатите среди.

- Ще казваме, че $\bar{F}$ е възстановимо, когато информацията за процеса, описан с непрекъснатото изображение F се съдържа изцяло в $\bar{F}$ и F може да се възстанови. Ако $\bar{F}$ е представимо с възможно най-малък брой елементи, то казваме че $\bar{F}$ е *оптимално възстановимо*.

Достатъчно общата постановка води до примери с много начини на възстановяване на изображение. Определящо понятие е точността на дискретното представяне. Поради характера на скалния масив, като основен обект, параметрите са с определена *допустима точност*. Това е гранична точност, която не може да се подобри. Конкретната минна технология, също определя гранична точност на параметри като линейни размери, скорост на изпълнение на минните работи и др. Това свойство на геомеханичните параметри е причина дискретното им представяне с определена стъпка на дискретизация, да е оптимално, както относно начина на съхранение и информативност, така и относно възможността за приложение – например приложение на метода MVD (Димитров 2003). Можем да отделим няколко вида възстановяване.

А. Възстановяване при допълване на информацията за достигане на определена достоверност

Построяването на графичното изображение обикновено се изпълнява по критични точки и с формула за получаване на стойности в точките от дискретната мрежа. Оценката за достоверност се определя като плътност на критичните точки отчетена по графиката на изображението в околност на оценяваната точка (Димитров, 1988). Задава се с формулата

$$g(x, y) = \frac{p_n z_{cp} S \left(\sum \frac{1}{D_i} \right)}{\sqrt{z_{cp}^2 + S z_x'^2 + S z_y'^2}}, \quad (2)$$

$$\text{където } p_n = \frac{1}{\sum_{m=1}^n \left(2 \prod_{v=2}^m \frac{2v-2}{2v-1} \right)^2};$$

z_{cp} - средната стойност на изобразявания параметър в равномерната мрежа;

S - лице на изображението;

$$z = z(x, y) \text{ и } D_i = \sqrt{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2}.$$

След като се определи една допустима стойност на оценката за достоверност може да се приложи алгоритъм формулиран в Димитров (1988) за получаване на области от картираното поле, в които трябва да се разположат нови критични точки за подобряване на точността. Когато се постигне допустимата стойност на оценката за достоверност, се получава изображение, което с достатъчна точност представя стойностите на параметъра в зависимост от координатите и в този смисъл имаме оптимално възстановимо дискретно изображение.

Б. Възстановимост при оптимален избор на дискретната мрежа чрез интегрално преобразуване (Теоремата на Котелников – Шенон в тензорна форма)

Напреженията и деформациите са основни тензорни величини в минната механика. Има и други параметри представляващи непрекъснати тензорни величини.

Нека $X = (x_{ij})_{i,j=1}^3$ и $U = (u_{ij})_{i,j=1}^3$ са тримерни матрици. Нека сме означили $X \cdot U = \text{Sp}[(x_{ij})(u_{kl})] = \sum_i \sum_j x_{ij} u_{ji}$. Нека $F(X)$ е функционално съответствие на тензора X , представимо с многократен интеграл

$$\text{на Фурие } F(X) = \int_{-\infty}^{\infty} \cdots \int_{-\infty}^{\infty} G(U) e^{2\pi i X \cdot U} dU \text{ и}$$

$$G(U) = \int_{-\infty}^{\infty} \cdots \int_{-\infty}^{\infty} F(X) e^{-2\pi i U \cdot X} dX \text{ е спектър на}$$

$F(X)$. Стойностите на F и G могат да бъдат числа, вектори или най-общо тензори и горните равенства разглеждаме в съответния смисъл. Зависимостта $Y = F(X)$ представя геомеханичен процес с входни параметри X и изходни параметри Y и е изображение, което чрез дискретизиране може да се представи, като графичен модел описан с 6-мерен масив от данни. Понеже F и G представят реален процес, те са дефинирани в ограничени множества извън които можем да приемем, че те или компонентите им имат стойност нула. Нека $G(X)$ е нула извън $\Omega = [-\Omega_{11}, \Omega_{11}] \times [-\Omega_{12}, \Omega_{12}] \times \cdots \times [-\Omega_{33}, \Omega_{33}]$.

В Димитров (2003) е изведен следния *критерий за оптимална възстановимост*: Изображението F се определя изцяло (без загуба на информацията) от дискретната

зависимост $\bar{F} \equiv F\left(\frac{1}{2}T\right)$ с точки от Ω , когато стойнос-

тите на всяка от променливите е взета със стъпка

$$h_{ij} = \frac{1}{2\Omega_{ij}}. \text{ Големината на стъпката } h_{ij} \leq \frac{1}{2\Omega_{ij}}$$

на равномерната мрежа е условието за еквивалентност между аналитичната зависимост F и нейното дискретно представяне $\bar{F}$.

В. Възстановимост при оптимален избор на дискретната мрежа чрез оценка на градиента

• Нека в интервала $U \subset \mathbb{R}$ е дефинирана една физична величина v . Ще казваме, че тази величина е с **допустима абсолютна грешка** ε , ако за всеки две стойности $v_1, v_0 \in U$ на величината е изпълнено $|v_1 - v_0| \leq \varepsilon$ точно когато са предметно неразличими – т.е. от технологични или други приложни съображения двете стойности се възприемат като неразличими.

• Нека U не съдържа числото нула. Ще казваме, че v е с **допустима относителна грешка** ε , ако за всеки две стойности $v_1, v_0 \in U$ на величината е изпълнено $\left| \frac{v_1 - v_0}{v_0} \right| \leq \varepsilon$, точно когато v_1 и v_0 са предметно неразличими.

• Нека $A = (x_1, x_2, \dots, x_n) \in X$. Ако ε_j е допустима абсолютна грешка на j -тата компонента на A , то $\varepsilon = \|\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n\|$, където с $\|\cdot\|$ е означена евклидовата норма, наричаме **допустима абсолютна грешка** на данните от X . Аналогично се дефинира **допустима относителна грешка**.

Нека $y = f(x)$ е функция на един аргумент, дефинирана в интервала X и $Y = f(X) = [c, d]$. В случая, когато Y е с по-голяма размерност, направените тук разсъждения могат лесно да се обобщат. Нека δ е допустима абсолютна грешка за $y \in Y$. Тогава интервалът $[c, d]$ може да се раздели на подинтервали с възможно най-малък брой делящи точки, така че във всеки подинтервал числата да са неразличими от една фиксирана, вътрешна за интервала точка, наречена **моделна точка**. Нека числата $x_1, x_2, \dots, x_l \in X$ са избрани така че $\bar{y}_j = f(x_j)$ са моделни числа. Тогава за всяко $x \in X$ съществува такова $x_j \in X$, за което $|f(x) - f(x_j)| \leq \delta$. Означаваме $\bar{f}_\delta(x) = f(x_j) = \bar{y}_j$ и наричаме **дискретно представяне** на f .

• Нека $\varepsilon \geq 0$ и $\delta \geq 0$ са съответно допустимите относителна грешка за X и абсолютна грешка за $Y = [c, d]$. Ще казваме, че дискретното представяне $\bar{f}_\delta$ на f **може да се възстанови**, при дадената относителна грешка ε , ако за всеки две предметно различни $y', y'' \in [c, d]$, за които $|y' - y''| \geq \delta$, съществуват съответни предметно различни $A, A_0 \in X$ (т.е.

съществува и $S \in \overline{AA_0}$), такива че $\|AA_0\|_S \geq \varepsilon$ и е изпълнено $f(A) = y'$, и $f(A_0) = y''$.

Критерий за възстановимост: Нека означим $\|BB_0\| = |f(A) - f(A_0)|$, където $A = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $A_0 = (x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$. Нека отсечката $\overline{AA_0}$ не пресича координатните равнини и $S \in \overline{AA_0}$, $S = (s_1, s_2, \dots, s_n)$. Означаваме $\|AA_0\|_S = \sqrt{\sum_i \left(\frac{x_i - x_i^0}{s_i} \right)^2}$. Нека

$\varepsilon \geq 0$ и $\delta \geq 0$ са съответно допустимите относителна грешка за X и абсолютна грешка за Y . Ако е изпълнено $\frac{\|BB_0\|}{\|AA_0\|_S} \leq \frac{\delta}{\varepsilon}$, то дискретното представяне $\bar{f}$ на f може да се възстанови (Димитров 2003).

Може да се покаже, че $\frac{\|BB_0\|}{\|AA_0\|_S}$ се оценява с неподобряема оценка $\text{grad}_{\ln}(f) = \sqrt{\sum_j \left(\frac{\partial f(E)}{\partial \ln x_j} \right)^2}$. Изображе-

нието е оптимално възстановимо, ако в X и Y моделните елементи са равномерно разположение съответно със стъпки 2ε и 2δ . По този начин, чрез стойностите на $\text{grad}_{\ln}(f)$ и грешките ε и δ се определя възможността за възстановимост на дискретното представяне $\bar{f}$ - в това се изразява метода MVD - Method for Valuation of Dependence (Димитров 2003). и е възможен оптимален избор на измерваните данни от X .

Г. Възстановимост при площни карти (изображения от клас 2)

Изображения от този вид са площните карти представляващи геометрични модели на минните параметри. Съгласно Pavlidis, (1982) *условието за възстановимост* на дискретно изображение от клас 2 е: Нека h е стъпката на правоъгълна мрежа, в която е зададено дискретно изображение $\bar{F}$ съответно на F .

1. Съществува число $d > \sqrt{2}h$, такова че за всяка гранична точка M на област R от един и същи цвят съществува кръг C с радиус d , допиращ се до границата на R в M изцяло лежащ в R ;
2. Свойство 1. е изпълнимо и за допълнението на множеството R .

Изпълнението на условието за възстановимост, означава, че има долна граница за ширината на областта R и кривината на контура на R . В този случай теоремата на Котелников – Шенон гласи: Ако е изпълнено условието за възстановимост, то дискретното изображение $\bar{F}$ запазва топологията на графиката на F (запазва формата на обектите на изображението).

Д. Възстановимост по дадени критични точки и форму-ла за изобразяване

Такива са числените модели, получавани по метода на граничните елементи. В основния вариант критичните точки са равномерно разпределени по границата на изобразяваната област. Изобразяват се полевы параметри. Формулата за изобразяване е аналитично описание на полето създадено от точков източник. Критерия за възстановимост е оценка на стойности на параметъра във вътрешни за областта точки.

В числено отношение методът е по-бърз от методът на крайните елементи, но трудно се прави предварително оценка на грешката. Гъстотата на критичните точки се определя експериментално. Възможно е прилагането му при използване и на вътрешни критични точки и също така, когато всички критични точки са вътрешни. В последния случай оптимално е разположението на критичните точки, когато са с еднаква плътност по графиката на изображението (Димитров, 1988).

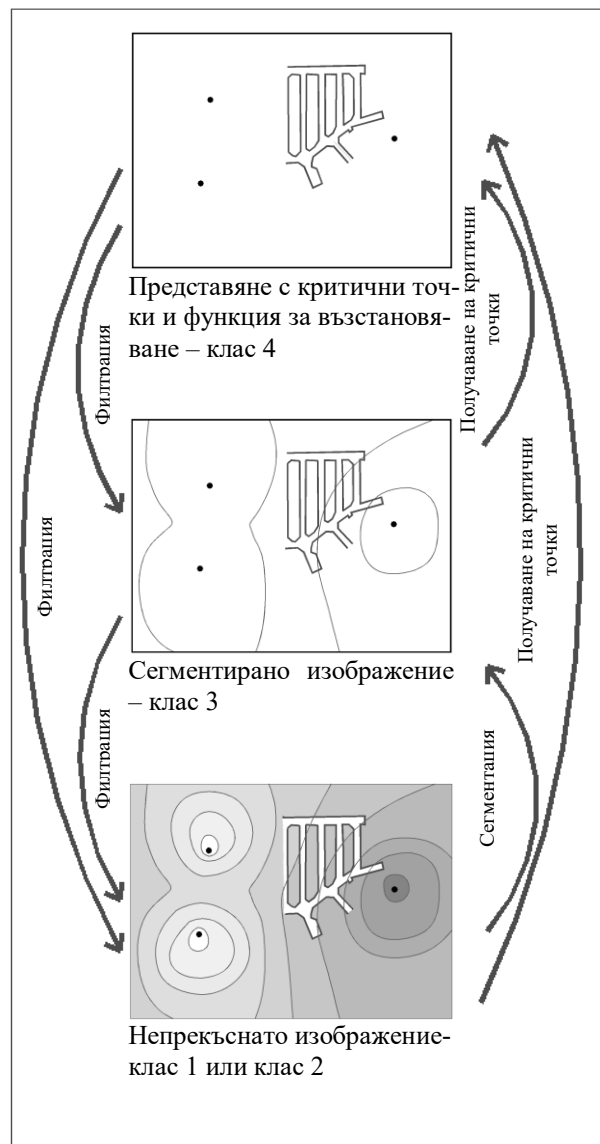
Концепция за оптимално представяне на електронно графично изображение на геомеханичен модел

В минните науки се използват аналитични и графични средства за построяване на моделите. Възстановимостта на електронния графичен модел при оптималното му представяне осигурява възможността за лесно обработване, съхранение в малък обем памет и при необходимост получаване на аналитично описание. Осигурява и еквивалентността между аналитичните и графични средства.

При оптималните графични модели е възможно решение на въпроса за *точността на модела* по начин съответстващ на реалните обекти на моделирането (Димитров 2003). Графичните методи дават възможност за *достъпна* и *лесна* за *приложенията* среда за работа с числения модел. На практика се съчетават по-рационални аналитични и графични методи на минните технологии.

Графичните изображения на полевы параметри могат да бъдат обработвани съгласно таб.1. На фиг.1 са дадени трите основни начина за графично представяне на изображенията представляващи графики на полевы променливи и чертежи на минни съоразения, както и трансформациите за преобразуване.

В практическата реализация на такива изображения не се прави съществена разлика между клас 1 и клас 2. Също така този тип изображения се заменят често с изображения от клас 3 или просто с изображения от клас 1, предварително подложени на сегментация за да съдържат само няколко основни области. Поради това може да се приеме, че най-често се работи с изображения от клас 3, които могат да бъдат съхранявани в съгъсена форма като изображения от клас 4

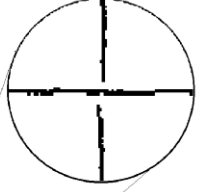


Фиг. 1: Схема на оптимално представяне и стандартни обработки на електронно графично изображение на числен геомеханичен модел

Приложение в научно-изследователската област

В Димитров (2003) е обсъдено едно приложение на възможността за възстановимост на дискретни изображения за получаване на формула по дадена диаграма и на електронна форма на таблици и скали от изображение върху хартиен носител. Възстановяването се осъществява с алгоритмите за разпознаване: оконтурване; описание на контура с основни вектори; разпознаване на скали и редуващи се успоредни отсечки; отделяне на символи; интерполация за получаване на формули на зависимости, съответстващи на дадена графика и разпознаване на символите

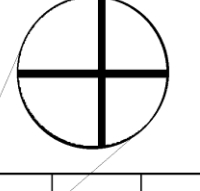
Като илюстрация на фиг. 2 е представено сканирано копие на таблица с разделителна способност 300dpi.



$\bar{x}_i$	n_i	δ_i	$\delta_i n_i$	$\delta_i^2 n_i$	$\delta_i^3 n_i$	$\delta_i^4 n_i$
1,75	1	-1,51	-1,51	2,2801	-3,4450	5,2020
2,25	2	-1,01	-2,02	2,0402	-2,0606	2,0812
2,75	9	-0,51	-4,59	2,3409	-1,1939	0,6089
3,25	14	-0,01	-0,14	0,0014	0	0
3,75	8	0,49	3,92	1,9208	0,9412	0,4612
4,25	3	0,99	2,97	2,9403	2,9109	2,8818
4,75	1	1,29	1,29	1,6641	2,1467	2,7692
			-0,08	13,1878	-0,7007	14,0043

Фиг. 2: Сканирано копие на таблица

На фиг.3 е изобразен резултатът от векторизиране на таблицата, който се изразява в получаване на електронна копия на таблицата от фиг.2



$\bar{x}_i$	n_i	δ_i	$\delta_i n_i$	$\delta_i^2 n_i$	$\delta_i^3 n_i$	$\delta_i^4 n_i$
1,75	1	-1,51	-1,51	2,2801	-3,4450	5,2020
2,25	2	-1,01	-2,02	2,0402	-2,0606	2,0812
2,75	9	-0,51	-4,59	2,3409	-1,1939	0,6089
3,25	14	-0,01	-0,14	0,0014	0	0
3,75	8	0,49	3,92	1,9208	0,9412	0,4612
4,25	3	0,99	2,97	2,9403	2,9109	2,8818
4,75	1	1,29	1,29	1,6641	2,1467	2,7692
			-0,08	13,1878	-0,7007	14,0043

Фиг. 3: Векторизирано копие на таблица

Обсъдената възможност за получаване в електронен и аналитичен вид на елементи на геометричния модел може да послужи за създаване на програмна система за числени експерименти и вземане на технологични решения.

Приложение при проектиране на обектите на минните технологии

Прилаганите модели на геомеханиката съответстват само на конкретни геомеханични условия и възприета технология на добив. Налага се да се извършат нови изследвания,

както при проучването и проектирането, така и по време на разработването на минните обекти. Същевременно в научната литература се появяват и нови разработки, коригират се използваните до сега методи и се налагат нови изводи.

Практика е използването на компютърната техника в геомеханиката за изчисления, реализиране на числени методи, числени експерименти и симулации на процесите. Съвременните персонални компютри имат мощни изчислителни и графични възможности. Това позволява всеки графично представим модел да бъде реализиран в електронна форма, задвижен и по всякакъв начин и трансформиран в съответствие с представите на изследователя. Но реализираните до сега по този начин модели са създадени конкретно за илюстриране на решаваната задача и нямат универсална форма подходяща за целите на проектирането.

С настоящия материал се предлага да се използват постиженията на графичния софтуер за адаптиране на методите на минните технологии с цел автоматизиране на моделирането и проектирането на минните работи.

Литература

- Букринский В.А. 1985, Геометрия недр. *Недра*
- Димитров Ю. 1988. Определяне на нови замерни станции при прогнозиране на геомеханичните показатели на базата на геометрична достоверност, *Год. ВМГИ*, т.XXXIV
- Димитров Ю. 2003. Оптимизиране на информативността на данните и оценка на числените модели в геомеханиката, Сб. Доклади "Съвременни геомех. методи в минната промишленост и подземното гражданско и тунелно строителство", Несебър
- Димитров Ю. 2003. Оценка на зависимостите използвани за оразмеряване на целици и камери, Сб. Доклади "Съвременни геомех. методи в минната промишленост и подземното гражданско и тунелно строителство", Несебър
- Димитров Ю. 2003. Развитие на графоаналитичните методи при геомеханичното моделиране и проектирането на минните работи със съвременни компютърни средства, Сб. Доклади "Съвременни геомех. методи в минната промишленост и подземното гражданско и тунелно строителство", Несебър
- Димитрова Ю., С. Димитрова, 1989. Инструментални средства за работа с прогнозни графични модели в геомеханиката, *Год. ВМГИ*, т.XXXV
- Рыжов П.А. 1952. Геометрия недр, М.
- Pavlidis T. 1982. Algorithms for Graphics and Image Processing, Comp. Sc. Press
- Pratt W.K. 1978. Digital Image Processing, New York