

AKADEMIA GÓRNICZO – HUTNICZA

IM. STANISŁAWA STASZICA

W KRAKOWIE

MONOGRAFIA

PROBLEMY EKSPLOATACJI I ZARZĄDZANIA W GÓRNICTWIE

Kraków 2017

Redakcja naukowa

Dr hab. inż. Krzysztof Kotwica, prof. AGH

Redakcja techniczna

Dr inż. Paweł Tomach

PROBLEMY EKSPLOATACJI I ZARZĄDZANIA W GÓRNICTWIE

Kraków 2017

© Copyright 2017, Department of Mining, Dressing and Transporting Machines
Faculty of Mechanical Engineering and Robotics
UNIVERSITY of SCIENCE and TECHNOLOGY AGH
POLAND, 30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30/B2

Kopiowanie, przetwarzanie i rozpowszechnianie w jakiegokolwiek postaci bez pisemnej zgody autorów i wydawcy jest zabronione (Dz.U. nr 24 z 1994r.)

**Materiały zawarte w monografii zostały zakwalifikowane do druku
po uzyskaniu dwóch pozytywnych recenzji**

Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Adam Klich
Prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz
Prof. Ph. D. Eng. Greg Galecki
Dr hab. inż. Janusz Reś, prof. AGH

Rozdziały opracowano na podstawie materiałów
dostarczonych przez Autorów

ISBN 978-83-930353-7-3

Druk i oprawa
Zakład Poligraficzny A. Kozień
32-082 Bolechowice, ul. Jurajska 137

SPIS TREŚCI

1	Andrei Andraş Iosif Andraş Constantin Alexandru Stoica	OPTIMAL DESIGN OF TEETH FOR BUCKET WHEEL EXCAVATORS IN VIEW TO INCREASING THE CUTTING EFFICIENCY.....	9
2	René Noack Jörg Arloth	EXAMINATION OF THE MECHANICAL AND DRIVE-RELATED DYNAMICS OF BELT CONVEYORS.....	17
3	Bajda Mirosław Błażej Ryszard Hardygóra Monika Jurdziak Leszek	BADANIA PORÓWNAWCZE WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ POŁĄCZEŃ WIELOPRZEKŁADKOWYCH TAŚM PRZENOŚNIKOWYCH.....	25
4	Bałaga Dominik Kalita Marek Siegmund Michał	POWIETRZNO – WODNY SYSTEM REDUKCJI ZAPYLENIA NA INSTALACJI PODAWANIA WĘGLA W ELEKTROWNI „ŁAGISZA”.....	27
5	Biały Witold	WERYFIKACJA POPRAWNOŚCI WYZNACZANIA SIŁ SKRAWANIA PRZYRZĄDEM POU-BW/01-WAP.....	37
6	Bodziony Przemysław Sikora Mateusz Kasztelewicz Zbigniew	TYOLOGIA STANÓW EKSPLOATACYJNYCH KOPAREK JEDNONACZYNIOWYCH W GÓRNICTWIE ODKRYWKOWYM.....	49
7	Bołoz Łukasz	STANOWISKO DO BADANIA PROCESU WIERCENIA OBROTOWEGO WIERTARKAMI HYDRAULICZNYMI.....	57
8	Borushchak Liubomyr Onysko Oleh Panchuk Vitalii	RESEARCH OF IMPERMEABILITY TOOL- JOINT TAPERED THREAD SIZE 2 7/8 REG.	65
9	Cheluszka Piotr Gawlik Jacek	ODDZIAŁYWANIE DYNAMICZNE KOMBAJNU CHODNIKOWEGO NA SPĄG W TRAKCIE REALIZACJI PROCESU URABIANIA.....	73
10	Cheluszka Piotr Sobota Piotr Bujanowska Anna	BADANIA STANOWISKOWE WPŁYWU PARAMETRÓW SKRAWU NA ENERGOCHŁONNOŚĆ URABIANIA.....	83

11	Cheluska Piotr	IDENTYFIKACJA GEOMETRII SKRAWÓW WYKONYWANYCH GŁOWICAMI POPZECZNYMI WYSIĘGNIKOWEGO KOMBAJNU CHODNIKOWEGO NA PODSTAWIE DIGITALIZACJI URABIANEJ POWIERZCHNI.....	95
12	Dey Netai Chandra Dey Shibaji	APPLICABILITY OF SPITZER MODEL & SCIENTIFIC SPELL TIME RESUFFLING (STR) TO INCREASE FATIGUE SUSTAINABILITY (FS) FOR HEMM OPERATORS IN INDIAN MINES.....	107
13	Feliks Jacek Mazur Marcin	MOBILNE ZESTAWY DO PRZERÓBKI SUROWCÓW SKALNYCH.....	115
14	Filipowicz Krzysztof Kwaśny Maciej Kuczaj Mariusz	ZABEZPIECZENIE PRZED PRZECIĄŻENIEM UKŁADÓW NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH OPARTE NA IDEI METALOWEGO SPRZĘGŁA PODATNEGO SKRĘTNIE.....	125
15	Gładysiewicz Lech Konieczna Martyna	WPŁYW ROZKŁADU OBIĄŻEŃ ZESTAWU KRAŻNIKOWEGO NA OPORY TOCZENIA TAŚMY.....	133
16	Gładysiewicz Lech Król Robert Kawalec Witold	BADANIA EKSPERYMENTALNE ŚLEDZENIA JAKOŚCI UROBKU W SYSTEMIE TRANSPORTU PODZIEMNEGO RUD MIEDZI (PROJEKT DISIRE).....	135
17	Hąbek Patrycja Biały Witold	ZINTEGROWANY SYSTEM ZARZĄDZANIA W KOPALNI – ZADANIA, CELE.....	137
18	Kabziński Aleksander	KRUSZYWA W POLSCE I EUROPIE W LATACH 2016-2018.....	145
19	Kopei Bogdan Lopatin Valeriy	DIGITAL SPECTRAL ANALYSIS IN MOBILE CONTROL SYSTEM OF HOISTING MINE COMPLEX STEEL WORKS.....	147
20	Korski Jacek	WYKORZYSTANIE CZASU PRACY MASZYN I URZĄDZEŃ Z ZASTOSOWANIEM NOWOCZESNYCH SYSTEMÓW MONITORINGU.....	153

21	Krauze Krzysztof Mucha Kamil	BADANIA LABORATORYJNE OKREŚLAJĄCE ŚCIERNOŚĆSKAŁ W ASPEKCIE ZUŻYCIA NARZĘDZI URABIAJĄCYCH.....	163
22	Kwaśniewski Jerzy Molski Szymon Mazurek Paweł Witoś Mirosław	DIAGNOSTYKA LIN KOMPAKTOWYCH...	171
23	Ladányi Gábor Virág Zoltán	AFTER USE INVESTIGATION OF BUCKETS OF BUCKET WHEEL EXCAVATORS.....	173
24	Mazur Marcin	TECHNICZNE I ŚRODOWISKOWE ASPEKTY POZYSKIWANIA KONKRECJI POLIMETALICZNYCH.....	181
25	Mendyka Paweł Tytko Stanisław Suchoń Józef	STEROWANIE PRĘDKOŚCIĄ PRZENOŚNIKÓW ODSTAWY UROBKU JAKO SPOSÓB ZWIĘKSZENIA ICH TRWAŁOŚCI I OBNIŻENIA ENERGOCHŁONNOŚCI TRANSPORTU	189
26	Midor Katarzyna Biały Witold	INNOWACJE W ZARZĄDZANIU W POLSKICH KOPALNIACH WĘGLA KAMIENNEGO.....	197
27	Nowakowski Robert Hendrykowski Grzegorz Lewicki Mirosław	KIERUNKI ROZWOJU ZABEZPIECZENIA STATECZNOŚCI WYROBISK W WARUNKACH ODDZIAŁU ZAKŁADY GÓRNICZE LUBIN.....	203
28	Omański Henryk Lewicki Mirosław	MONITORING PRACY SMG JAKO ELEMENT STRATEGII ZARZĄDZANIA MASZYNAMI DOŁOWYMI.....	205
29	Panchuk Vitalii Prysyazhnyuk Pavlo Andrusyshun Roman	DEVELOPMENT OF MATERIALS FOR MINING AND EXCAVATING WEAR PARTS HARDFACING BASED ON HIGH MANGANESE STEEL.....	207
30	Popescu Florin Dumitru Radu Mihai-Sorin Brinaş Ildiko	SIMULATION AND MODELLING OF A STATICALLY BALANCED MULTI-ROPE HOISTING MACHINERY.....	211
31	Sidor Jan Tomach Paweł Piekaj Paweł	SONDAŻOWE BADANIA DROBNEGO MIELENIA MAGNEZYTU W MŁYNIU WIBRACYJNYM.....	221

32	Sienkiewicz Paweł	PORÓWNANIE MIĘDZYNARODOWYCH I POLSKICH WYMAGAŃ ZAMÓWIEŃ PUBLICZNYCH W ASPEKCIE BUDOWY TUNELI DROGOWYCH.....	229
33	Szurgacz Dawid	ANALIZA BEZPIECZEŃSTWA FUNKcjONALNEGO ELEMENTÓW ELEKTROHYDRAULICZNEGO STEROWANIA OBUDOWĄ ZMECHANIZOWANĄ.....	231
34	Świst Marcin Nowak Paweł	ANALIZA PARAMETRÓW TECHNICZNYCH NOŻY KOMBAJNOWYCH W ODNIESIENIU DO ŚCIERNOŚCI SKAŁY.....	237
35	Tomuș Ovidiu-Bogdan Jula Dumitru Andreas Andrei Popescu Florin	STUDY ON THE OPERATING LIFETIME OF THE BREAK PADS OF THE LOADING- HAULING MACHINES.....	247
36	Tomuș Ovidiu-Bogdan Kovacs Iosif Radu Mihai-Sorin Nan Silviu-Marin	THE INFLUENCE OF THE CUTTING DIRECTION RELATIVE TO COAL SEAM STRATIFICATION ON THE SPECIFIC CUTTING RESISTANCE AND CUTTING FORCES.....	254
37	Władzielczyk Krzysztof Kipczak Piotr Dudek Rafał	PERSPEKTYWY ZASTOSOWANIA KOMBAJNÓW FREZUJĄCYCH DO URABIANIA ZŁÓŻ SUROWCÓW MINERALNYCH.....	259
38	Wolny Stanisław Badura Sławomir Drzewosz Agata	OBCIĄŻENIA NACZYŃNIA WYDOBYWCZEGO W WARUNKACH NORMALNEJ EKSPLOATACJI.....	269
39	Wolny Stanisław Matachowski Filip	WYMIAROWANIE SEGMENTOWYCH KOLAN STOPOWYCH STOSOWANYCH W TECHNOLOGIACH GÓRNICZYCH.....	279
40	Xiaowei Feng Nong Zhang	EXPERIMENTAL TEST AND VERIFICATION ON FULLY BONDED BOLTING SYSTEM GROUNDED BY NEW MATERIAL.....	287

Andrei Andraş, Iosif Andraş, Constantin Alexandru Stoica
University of Petroşani, Romania

OPTIMAL DESIGN OF TEETH FOR BUCKET WHEEL EXCAVATORS IN VIEW TO INCREASING THE CUTTING EFFICIENCY

ABSTRACT

The paper deals with the multi-criterion optimization of the teeth that are used on the buckets of bucket wheel excavators. From past theory and practice, it is well known that the geometry of the tooth greatly influences the cutting parameters and also the endurance and the strength of the tooth itself. The dependencies between the cutting forces, the penetrating forces, the specific energy on the rake angle and the relation between this last one and the robustness of the tooth are somewhat contradictory, so in the design of both the shape and the dimensions of the tooth, a multi-criterion optimization is necessary, in order to obtain the most lightweight tooth but with maximal rigidity and the best energy and force characteristics for a given excavated type of rock. The method presented in the paper uses Mathcad software to fulfil this task, and as a result three versions of teeth were devised for excavating overburden rock and/or lignite, suitable for bucket wheel excavators used in Romanian lignite open pit mines.

1. Introduction

Previous experimental and theoretical research regarding the cutting forces of the lignite and surrounding rocks from the Oltenia coalfield open pits and field observations lead to the conclusion that on the entire open pit coalfield is recommended to use two types of teeth for excavating the covering rocks and one for lignite, to balance reliability, efficiency and cost requirements.

The establishing of teeth types is a complex and difficult problem, involving compromising between the numerous and contradictory influence factors on the geometric parameters of the teeth.

Comparative studies of mechanical charge of teeth in case of the lignite vs rock excavation shows that they are comparable in size, in some cases the lignite is easier to be excavated, but in the case of rocks the wear is the main quality parameter of teeth.

Starting from here, it results that two types of teeth seems to be sufficient to fulfill the cutting force requirements for covering rocks in the entire coalfield, considering geometric parameters. These geometric parameters are explicated in table 1 and the geometric shape of the tooth mounted on the bucket is shown in Figure 1. For cutting the covering rocks and lignite, we concluded that it is sufficient to have in total three types of teeth.

Taking into account the mounting scheme in Fig. 1, the main geometric parameters of teeth used for excavating both covering rocks and coal are shown in Fig. 2.

To both teeth a lateral longitudinal angle of 50° and a lateral transversal angle of 30° were considered in order to avoid the lateral friction between the teeth and the rock.

The teeth has the same shape, but they are different values of the active part's geometric characteristics. The type I is a more robust one, with a larger rake angle and a smaller edge angle, and is devoted to the excavation of rocks having a smaller specific cutting resistance ($A = 200 \div 450 \text{ N/cm}$) encountered in Husnicioara, Roșia and Roșița pits namely different type of clays.

The type II is a more heavy version, with smaller rake and larger edge angles, recommended for cutting more resistant rocks from Lupoia, Roșița, Jilț, Roșia and Husnicioara pits with specific cutting resistance $A = 450 \div 800 \text{ N/cm}$.

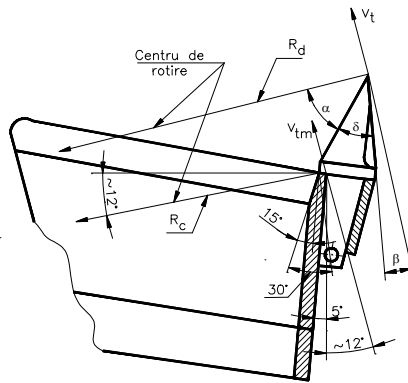


Fig. 1. The mounting scheme of tooth on the bucket

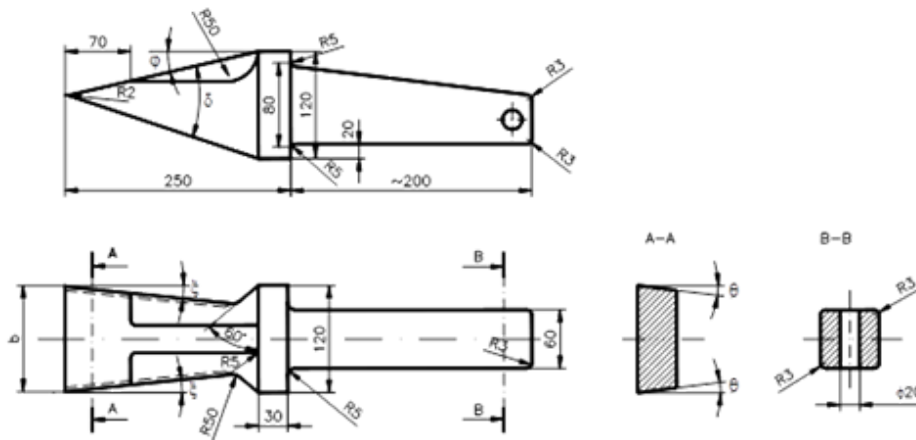


Fig. 2. The general shape of a tooth

2. Theoretical issues

In order to justify the optimality of the three devised teeth able to be used in lignite, soft overburden rock and mix (lignite and rock) in Oltenia coalfield, a theoretical multi-criterion optimization has been performed, presented below.

Considering the loading scheme presented in Fig., we can consider the tooth as a bar (beam) fixed in one side and loaded with two concentrated forces on other side. The first force (T) act on perpendicularly direction on tooth axis, and the other denoted

with (N) is acting along the axis. The force denoted with N on each cross section produces compression / tensile stress, and the force denoted with T produces flexional moment $M = T \cdot x$ on each cross section, at distance x from the tip. We can write for each cross section the maximal value of the stress as:

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_T = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} \quad (1)$$

Where :

- N - normal force,
- T - tangential force,
- M - bending moment produced by the force T, $M = T \cdot x$,
- x - distance from tip of tooth to the considered cross section,
- A - Area of the cross section,
- W - the modulus of resistance.

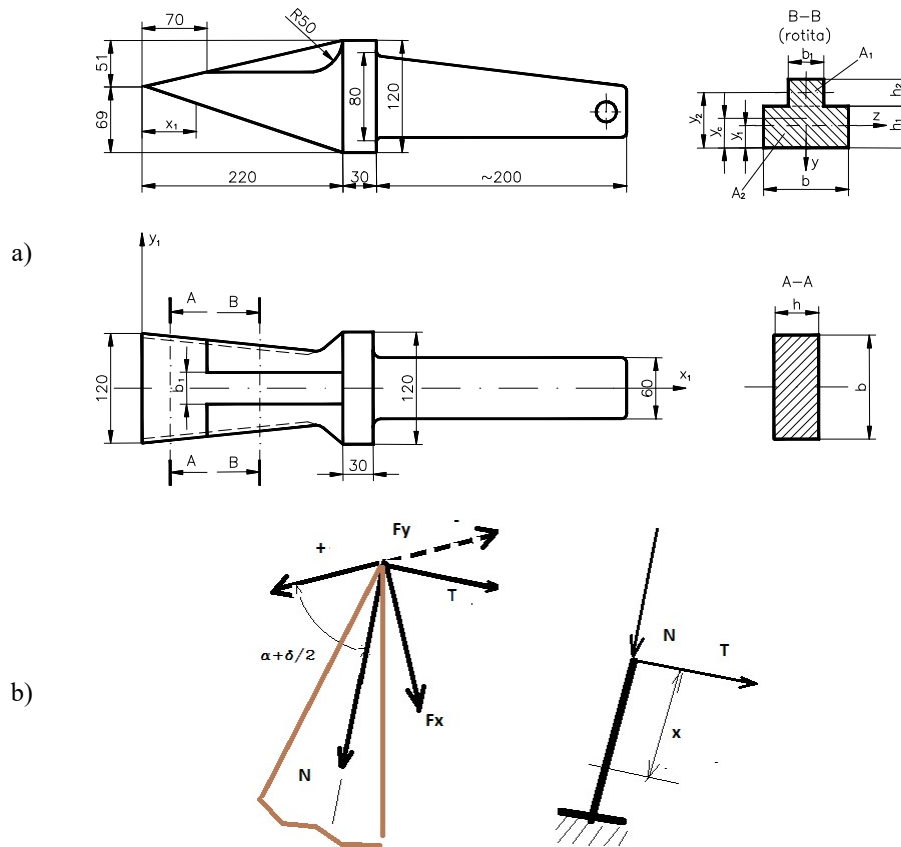


Fig. 3. The general shape of a teeth with cross section parameters (a) and the loading scheme (b)

Based on figs. 3a and 3b, the forces N and T as a function of the cutting force F_x and the penetration force F_y acting on the tip of the tooth, and taking into account the geometric parameters, can be expressed as:

$$N = Fx \sin(\alpha + \delta/2) \pm Fy \cos(\alpha + \delta/2) \quad (2)$$

$$T = Fy \sin(\alpha + \delta/2) \pm Fx \cos(\alpha + \delta/2) \quad (3)$$

Taking into account the relation between the cutting force F_x and the penetrating force F_y as:

$$F_y = k_y F_x \quad (4)$$

The equations (2) and (3) can be written as:

$$N = Fx (\sin(\alpha + \delta/2) \pm k_y \cos(\alpha + \delta/2)) \quad (5)$$

$$T = Fx (\cos(\alpha + \delta/2) \pm k_y \sin(\alpha + \delta/2)) \quad (6)$$

Both the F_x and F_y forces, as well as the parameter k_y , are dependent on the rake angle α and the depth of cut, h .

So, the equation (1) become:

$$\sigma(\alpha, h) = \sigma_N(\alpha, h) + \sigma_T(\alpha, h) = \frac{N(\alpha, h)}{A(x)} \pm \frac{T(\alpha, h) \cdot x}{W(x)} \quad (7)$$

The optimization task is on one hand that the shape of the tooth be as close as possible to a equal resistance one, and on the other hand to have the maximal stress less than the allowable one, so:

$$\sigma = \text{const.}, \quad 0 < x < l, \quad \sigma(l) < \sigma_a$$

Because the shape of the cross section is variable along the axis of the tooth, and taking into account the complicated shape, in order to calculate the variable area and modulus of resistance $A(x)$ and $W(x)$ we used the MATHCAD program. In fig 4, the analytically described shape on axial plane and in figs. 5 and 6 the variation of the area and modulus of resistance, calculated for all cross sections at distance x .

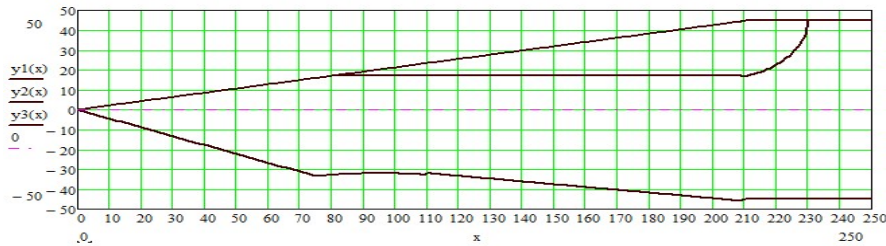


Fig.4. Longitudinal shape of teeth constructed analytically

In Fig. 7 the diagrams of tensile and compression stresses are presented. It can be seen that except a cca. 40 mm distance from the tip, the stress is almost constant, which is a proof of the fulfilling of optimality criteria. In Fig.8 we presented the diagram of $W(x)/A(x)$ ratio. It can be demonstrated, using more complicated calculi, that the condition for a bar loaded axially and tangentially on the tip, is close to an equal stress beam if the ratio $W(x)/A(x)$ is linearly dependent (increases) with x . This assumption is also proved by the mentioned diagram.

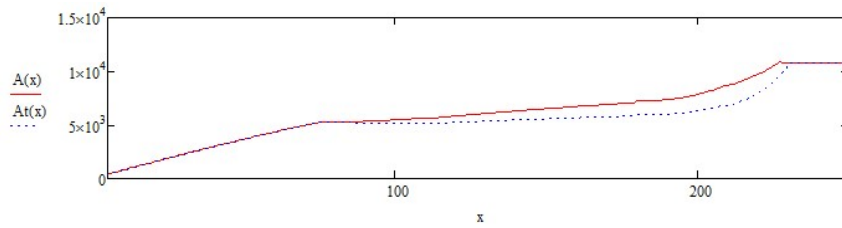


Fig. 5. The variation of the cross section area

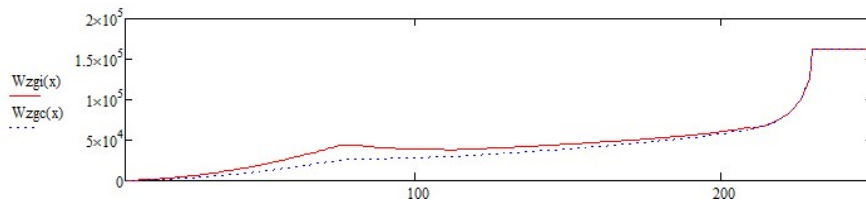


Fig. 6. The variation of the modulus of resistance

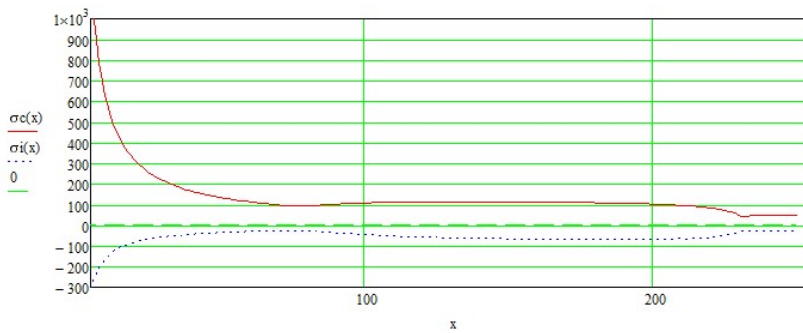


Fig. 7. The variation of tensile and compressive stress

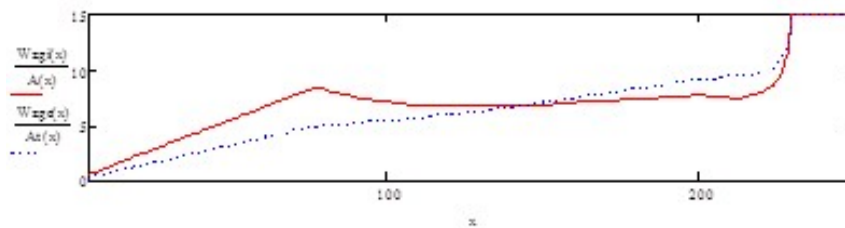


Fig. 8. The variation of the ratio $W(x)/A(x)$

3. Practical solutions

On the basis of performed research, 3 types of teeth were devised, designed and developed a presented in Figures 9, 10 and 11.

The main dimensions are the same for all the three teeth, except the rake angle, which is different and established on the basis of above presented optimization study. All the teeth have a zone of 70 mm which is subject of wear, presenting a self sharpening property.

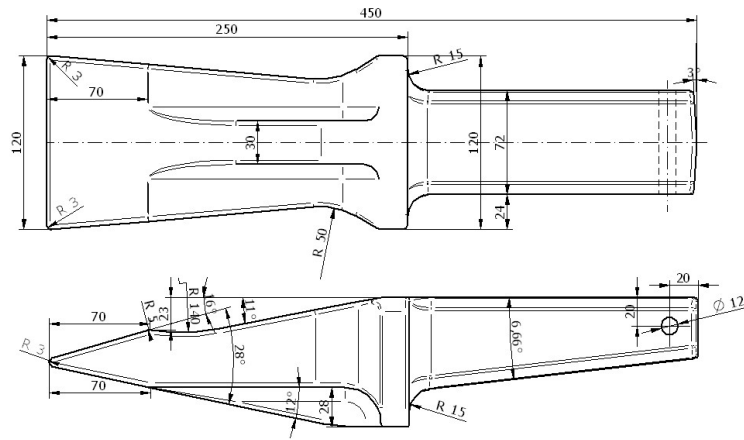


Fig. 9. Proposed tooth Ist version

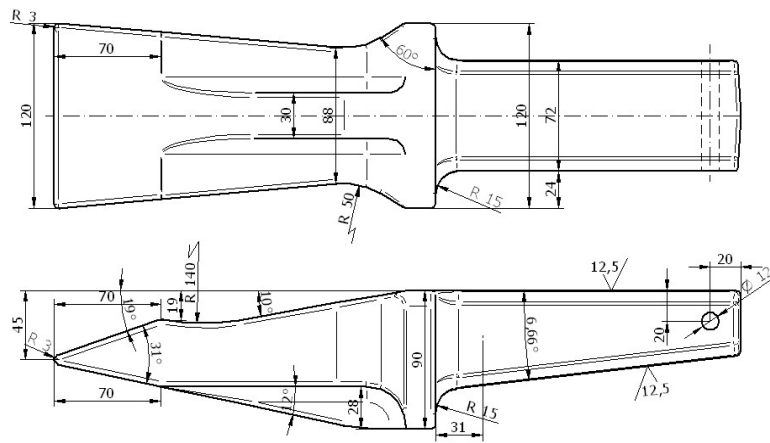


Fig. 10. Proposed tooth IInd version

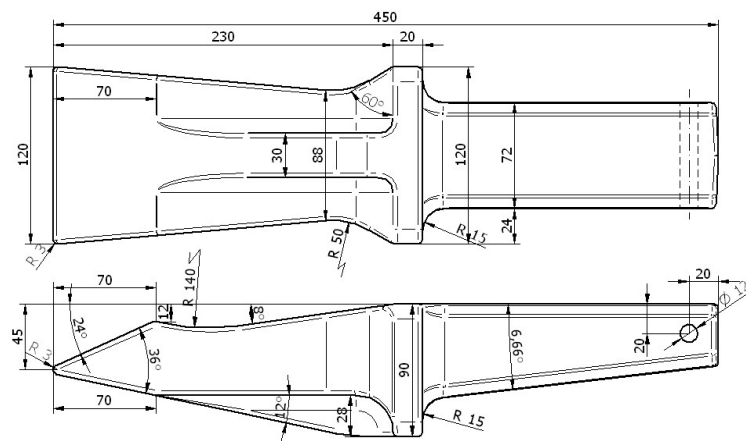


Fig. 11. Proposed tooth IIIrd version

4. Conclusions

The research performed before led to the conclusion that in Oltenia coalfield three type of teeth can be used for the bucket wheel excavators, one for overburden rocks, other for lignite excavation and third for mix excavation.

On this basis, the appropriate teeth were developed, and prepared for field tests in real conditions.

5. Literature

1. Kovács I., Ilias N., Nan M.S. – Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura UNIVERSITAS Petroșani, 2000
2. Ladányi G., Virág Z. – Lánctalptörzsek erőtani vizsgálata külszíni fejtések nagy gépeinél, Kutatási jelentés, Miskolci Egyetem, Geotechnikai Berendezések Intézeti Tanszék.
3. Nan M.S.- Parametri procesului de excavare la excavatoarele cu rotor, Editura UNIVERSITAS Petroșani, 2007
4. Sümeği I. – Kűlfejtési marótárcsás kotrógépek jövesztő szerkezetének elméleti vizsgálata és fejlesztése, Doktori értekezés PhD elnyeréséhez, Miskolci Egyetem, 2002
5. Kovacs I., Andras I., Nan M.S., Popescu F.D., Theoretical and experimental research regarding the determination of non-homogenons materials mechanical cutting characteristics, Proceedings of the 8th WSEAS International Conference on Simulation, Modelling and Optimization (SMO '08).



Producent maszyn i urządzeń dla górnictwa podziemnego



www.minemaster.eu

René Noack, Jörg Arloth
ESI ITI GmbH Dresden, Germany

EXAMINATION OF THE MECHANICAL AND DRIVE-RELATED DYNAMICS OF BELT CONVEYORS

ABSTRACT

Belt conveyor systems belong to the category of continuous conveyors and are used all over the world for bulk material handling over long distances. Operating such conveyors requires a high degree of availability and thus poses great challenges to the mechanical structure and the drive system. In the area of mechanical design, there are various software tools that have proven themselves very useful. In addition, system simulation offers solutions which allow for analyses of belt conveyors as complex systems in order to develop new ideas and identify potential for optimizations of the design, the commissioning process and operations of the entire plant. This paper describes the common model theory for belt conveyors, illustrates practical scenarios for models created in this way and goes on to look at potential applications of belt conveyor models and their calculation results. That includes for example the calculation of the belt's tensile forces, the optimization of speed control as well as the analysis of thermal stress on drive components. The paper concludes with an outlook on future developments.

Introduction

System simulation has become the standard tool in many industries for developing, designing and analyzing all sorts of complex machinery – from the first draft to the virtual prototype to virtual commissioning. It delivers information about a system's behavior for normal and extreme conditions and permits conclusions about physical interactions between the several assemblies long before the production starts. System simulation does not look at individual components or assemblies separately, but considers them as a whole in combination with other assemblies on an interdisciplinary basis. This allows you to understand and evaluate the interdependencies between mechanical, hydraulic, electronic and other assemblies reliably and efficiently and thus the behaviour of the entire system.

A model of a belt conveyor system allows for many different aspects to be analyzed in order to answer questions concerning various areas including mechanics, the powertrain, electric drive systems and controller layouts. An efficient workflow requires standardized models and model elements as well as comprehensible parameterization. The use of design parameters and the integration of databases with component parameters form a solid basis for such a workflow. With respect to the development of control concepts, system models of belt conveyors can be used to design MiL, SiL and HiL strategies. Section 4 presents a number of potential application scenarios.

Current methodology for the dynamic simulation of belt conveyor systems

Dynamic calculations of belt conveyors have been common practice for some time. Since the first publication [2] in 1975 until today [3], the following model structure has been the principle basis (Figure 1). The entire plant is divided in several sections: the head and tail stations as well as the belt sections represented by mass-spring damper models.

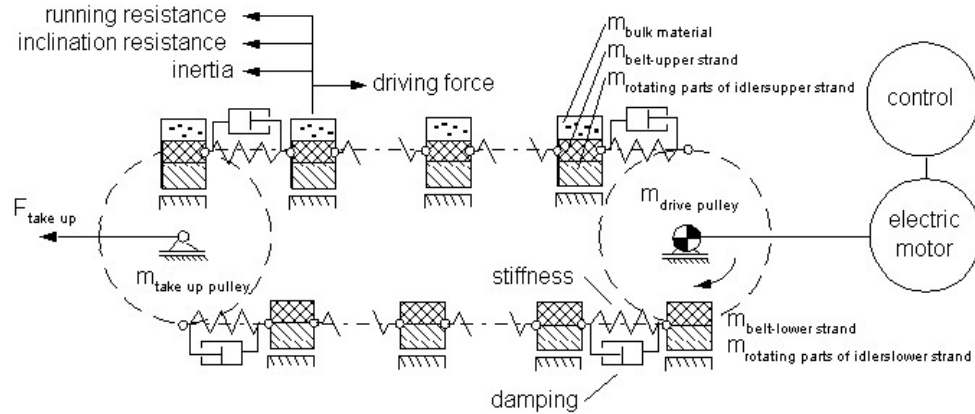


Fig.1.: Schematics of the modeling basis [5]

The second modeling aspect of importance concerns the description of the resistances in the belt sections. There are a number of calculation approaches based on standards and regulations, such as the German DIN 22101 [1]. It determines the overall resistance to motion from the sum of the following partial resistances:

$$F = F_H + F_N + F_{St} + F_S \quad (1)$$

with the main resistance F_H , the secondary resistance F_N , the slope resistance F_{St} and the special resistance F_S . For a detailed description, please refer to [1] and scientific works such as [3].

Easy and user-friendly modelling – Belt Conveyor library

The following section introduces a user-friendly model library which is flexible and easy to use. It is based on the modelling principles described in section 2.

Major model elements

Figure 2 shows the individual library elements. Besides the model generator (*ModelGenerator*) and a central element for parameterizing the belt conveyor with design parameters (*BCParameters*), there are also two sub-libraries. *BasicsBC* contains the base elements *BeltMSM* for a simple belt section and *Pulley* as the default element for drums which can be used to model more complex elements. There are also standard elements for tensioners and brakes, for instance.

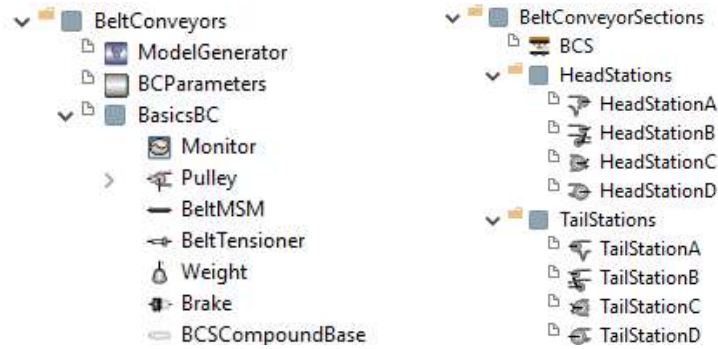


Fig. 2. Library BeltConveyor

The category *BeltConveyorSections* comprises the more complex model elements permitting models such as the one shown in Figure 1. The included BCS is a belt section with a loaded upper strand (tight side) and an empty lower strand (slack side). There are also four different types of drive pulley configurations (Figure 3) which can be used as head or tail station. The model elements consist of base elements (Figure 4) and can be parameterized internally based on [1] or through customized configurations.

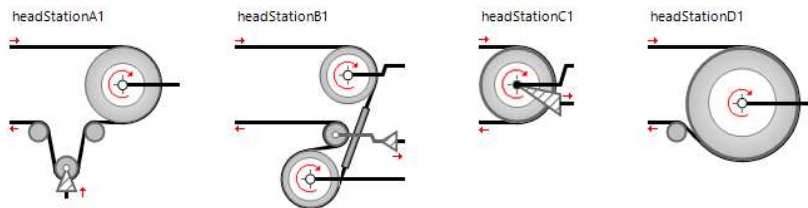


Fig.3. Different types of drive stations

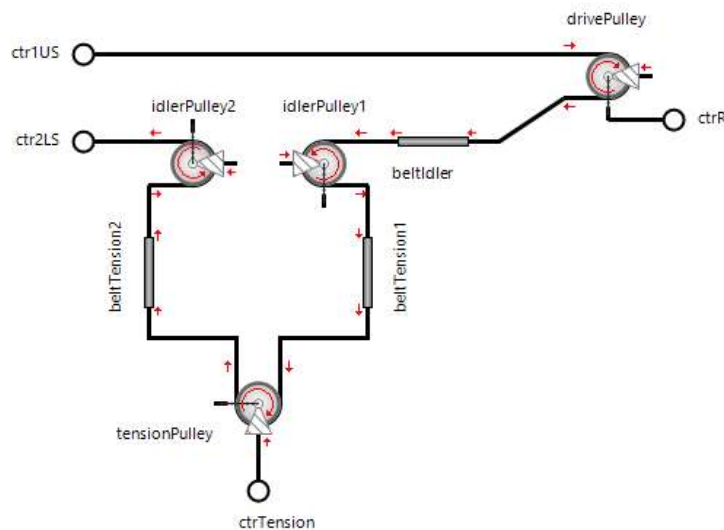


Fig. 4. Head station type A

Themodel generator

Modelling belt conveyors usually differs only in the number of belt sections (due to the elevation profile) and in the chosen drive configurations for the head and tail stations. The use of a model generator is intended to help the user during the modeling process. Once the elevation profile has been entered and the drive stations are selected, the generator creates the model and assigns all parameters of the parameter element throughout the model. The only task left is the parameterization itself before the model is ready.

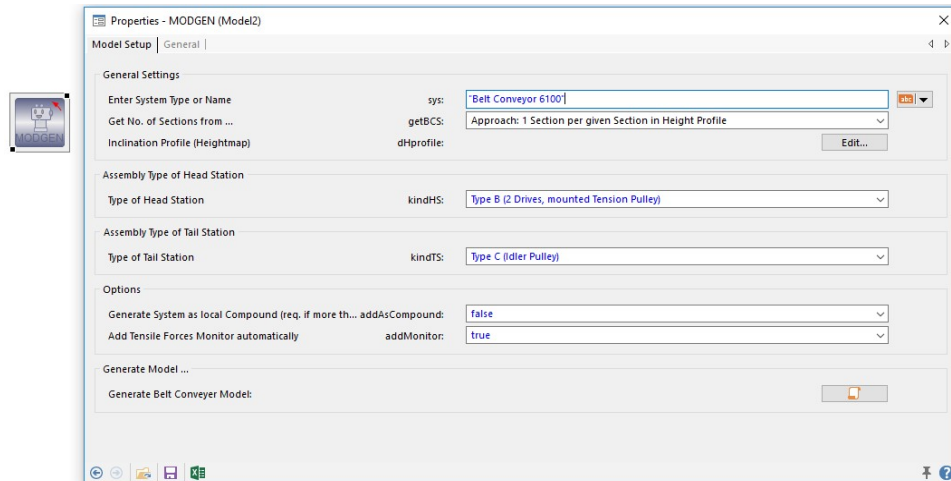


Fig.5. Model generator

Result variables

Figure 6 shows an example model of a belt conveyor. Depending on the level of detail, the model includes not only belt conveyor elements, but also elements from other libraries. This allows for more complex models to be chosen for the drive system and motor and for the creation of various controller layouts. The example model in Figure 6 includes a simple transmission, a simple motor model and a speed controller.

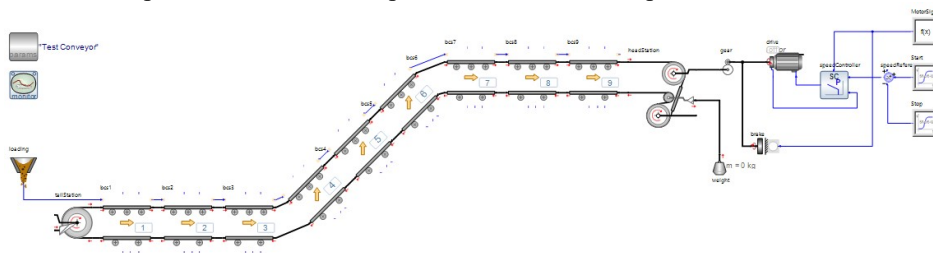


Fig.6. Example model

Each simulation yields various results, such as:

- tensile forces for each section and each drum,
- resistances and speed of the belt sections,
- RPM, drive torque, power and slip,
- load progression.

Application scenarios

The following paragraphs present the results from a system model of a belt conveyor for various analysis objectives. Other application scenarios are possible making this library highly versatile.

Vibration analysis of dynamic processes during the operation of belt conveyors

Since the first calculation of the dynamic behavior [2] up until today, the analysis and the evaluation of a system's vibrations have been the fundamental goals for such calculations. Special cases and extreme situations are especially interesting in such evaluations of occurring tensile forces, drive torques and the impact on the tensioners. The spectrum of situations which can be analyzed ranges from simple acceleration and deceleration behavior to emergency shutdowns related to failed drive units, engaging brakes or blocked tension weights. A first usage scenario for SimulationX in such studies is described in [5].

The diagrams in Figures 7 and 8 represent the simulated tensile forces during acceleration and deceleration of the example model in Figure 6. Figure 7 shows the tensile force (incl. the drag indicator for maximum and minimum values) across the entire upper strand of the belt conveyor, while Figure 8 shows the time-related progress. During deceleration, the belt loses tension completely, which may cause severe damage.

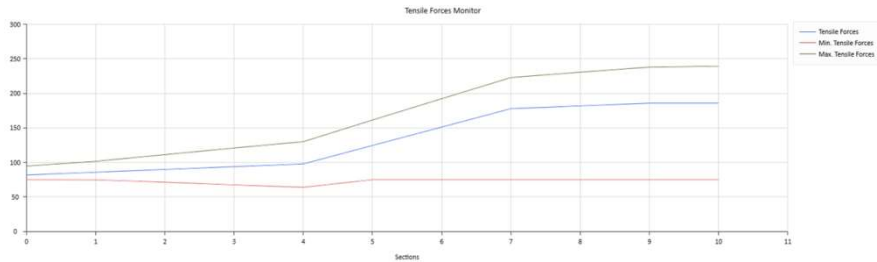


Fig.7. Tension chart diagram

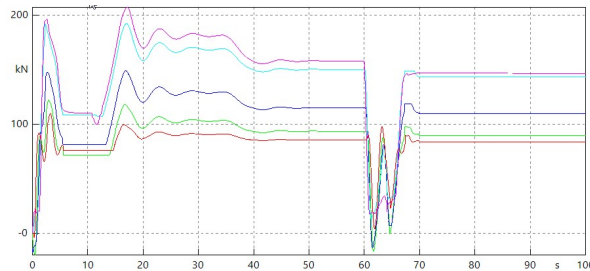


Fig. 8: Belt tensile forces

Optimization of control algorithms

One field of application for system models is virtual commissioning of technical equipment and machinery. From a control engineering point of view, there are several in-the-loop strategies based on virtual models. For belt conveyor systems, the model-in-the-loop strategy is an effective and fast way of finding the optimal control parameters.

Such strategies are especially interesting to manufacturers and operators in drive engineering [6, 7].

Figure 9 shows the results for the optimization of the controllers. From top to bottom, the diagrams show the speed, the occurring control deviations and the drive torque's progression. The red plots are based on the speed controller's default parameterization and the green plots result from the optimized parameters.

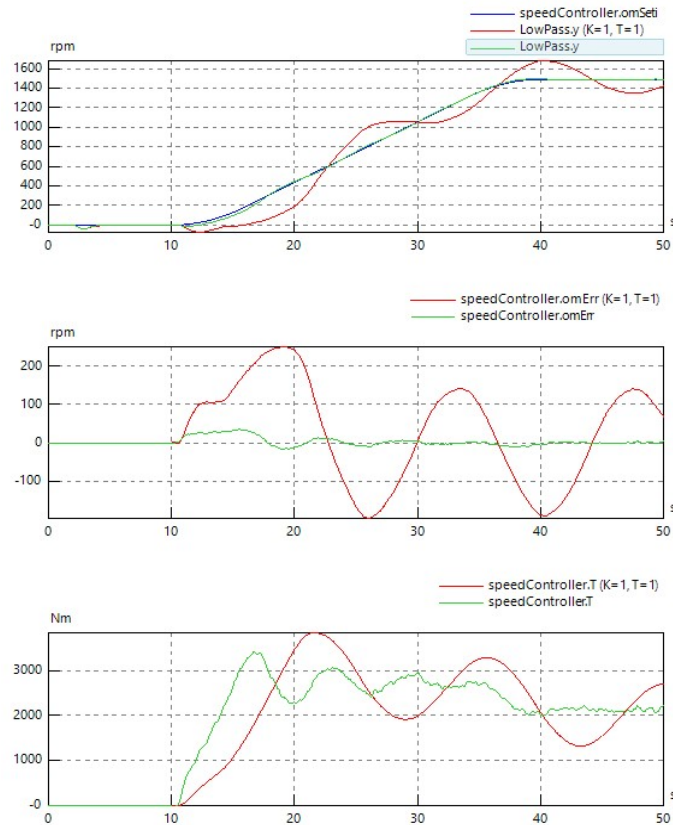


Fig. 9: Different controller settings

Powertrain simulation

With a model of a belt conveyor as the basis, it is possible to model detailed powertrains and perform vibration analyses for components between the drive pulley and the motor. For that purpose, there are various component elements, such as elastic and fluid couplings as well as shafts, but also additional transmission models (cogwheels, bevel gears). They allow for calculations of critical eigen frequencies and for analyses of their influence during acceleration phases. Such analyses of power trains with Simulation X models were already described in [5] and [7]. The structure illustrated in Figure 10 includes detailed meshing properties with backlash and elasticity fluctuations (parameter excitation). This permits examinations of torsional vibrations and noise emissions as well as of the influence of unbalanced excitations.

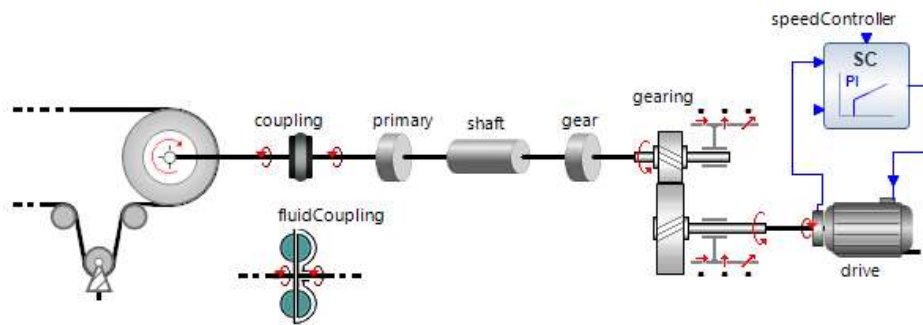


Fig. 10. Detailed model of a powertrain

Analysis of thermal loads for various drive components

System simulation is based on the philosophy of representing machines and processes on a component level combining different physical domains. With respect to belt conveyors, there is one more potential application scenario. The following example (Figure 11) includes the belt conveyor model as well as a detailed electromechanical motor model with power electronics. One of the results the motor model yields is the occurring power loss depending on the simulated load spectrum. This power loss (red connection to the motor) is the input of a thermal motor model consisting of a rotor, stator, air gap, housing with a heat sink and a fan.

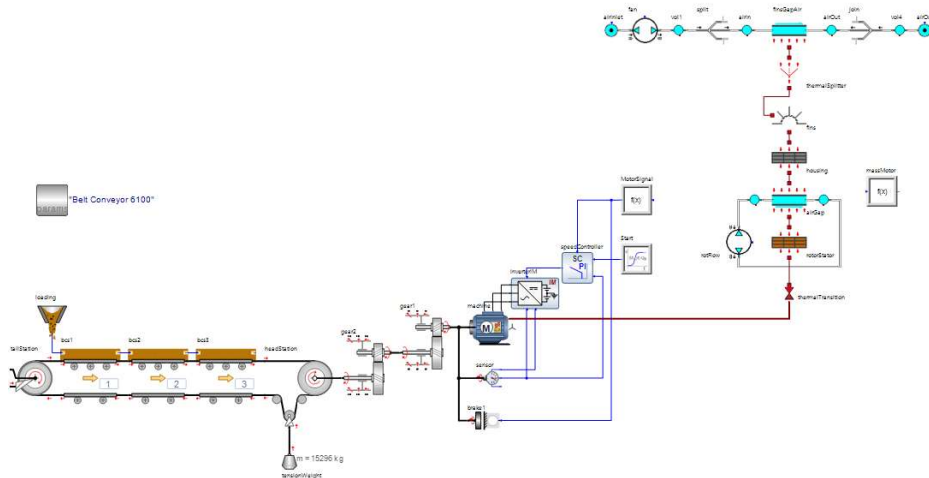


Fig. 11. Belt conveyor model with powertrain, induction machine, power electronics, controls and thermal motor model

It is possible to determine how the motor warms up depending on the ambient temperature, the fan and the load cycle of the belt conveyor. Figure 12 shows the results from such a simulation. First, a fully loaded belt is started, accelerates, reaches its nominal speed and maintains it for 12 seconds (left diagram). The right diagram shows the plot of the resulting temperatures for different ambient temperatures (blue -10°C, green 20°C red 40°C). The initial temperature of the motor is always 80°C.

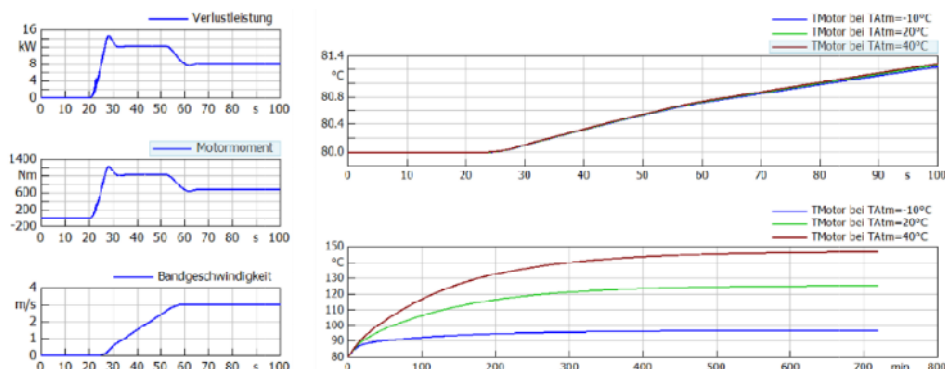


Fig. 12: Simulation results of the machine's temperature development

Such a model permits calculations of the temperature behavior for relevant system components (motor, transmission etc.). This allows for the evaluation of the chosen cooling strategy and of the thermal management providing vital information to meet temperature class requirements.

Summary and outlook

This paper describes the practical use of system simulation for belt conveyor systems. It outlines the analysis options and application scenarios for such a model covering various objectives and technical areas. The presented model libraries can be easily extended. For example, it is possible to use other calculation rules, country-specific standards or customized configurations. A future release will also include CEMA [4] in order for the user to choose between the German standard DIN22101 and CEMA. One of the next steps involves enhancements to the library to permit modeling of pipe conveyors and to provide an extended set of drive units as well as additional components (e.g. TripperCar).

Literature

1. DIN22101, „Stetigförderer - Gurtförderer für Schüttgüter - Grundlagen für die Berechnung und Auslegung“, Deutsches Institut für Normung e.V., 1982
2. H. Funke, „Zum dynamischen Verhalten von Förderbandanlagen beim Anfahren und Stillsetzen unter Berücksichtigung der Bewegungswiderstände“, PhD Thesis, TH Hannover, 1975
3. P. Kulinowski, „Simulation method of designing and selecting tensioning systems for mining belt conveyors“, Archives of Mining Sciences 59.1 (2014): 123-138
4. CEMA 6th. Edition, „Belt Conveyors for Bulk Materials“
5. M. Dilefeld, C. Schramm, „Modeling Dynamic Behavior of Belt Conveyors for Open-Pit Mining in SimulationX“, 15th ITI Symposium, 2012
6. U. Richter, R. Noack, „System Simulation for Belt Conveyor Systems and their Applications“, SimulationX User Forum, 2016
7. T. Hellmuth, „Smart Drives für Gurtförderanlagen“, 13. Fachtagung-Gurtförderer und ihre Elemente, Essen, 2017

Mirosław Bajda, Ryszard Błażej, Monika Hardygóra, Leszek Jurdziak
Politechnika Wrocławska

BADANIA PORÓWNAWCZE WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ POŁĄCZEŃ WIELOPRZEKŁADKOWYCH TAŚM PRZENOŚNIKOWYCH

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych oznaczania wytrzymałości zmęczeniowej połączeń wieloprzekładowych taśm przenośnikowych. Na ich podstawie wyznaczono rozkłady naprężeń w spoinie klejowej złączy, które zostały wykonane metodą wulkanizacji oraz klejenia na zimno. Na podstawie uzyskanych wyników badań dokonano analizy porównawczej wpływu wybranych parametrów fizykomechanicznych taśm, materiałów wiążących oraz złączy na trwałość zmęczeniową połączenia.

 **THIELE**
Fabryka łańcuchów Przemysłowych
(Technicznych) Krynica Młotycowa

TUR
2012
3. Międzynarodowa Konferencja
TECHNOLOGICZNA
Krynica - Krynica, 26 IX - 28 IX 2012

KRYNICA

Zapraszamy na prezentację
oraz degustację naszych
nowych produktów:
**Złoty i miedziany
& Bylszifferski**
www.thiele.de

Dominik Bałaga, Michał Siegmund, Marek Kalita
Instytut Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach

POWIETRZNO-WODNY SYSTEM REDUKCJI ZAPYLENIA NA INSTALACJI PODAWANIA WĘGLA W ELEKTROWNI “ŁAGISZA”

AIR-WATER SYSTEM FOR DUST CONTROL AT THE COAL FEEDING INSTALLATION IN “ŁAGISZA“ POWER PLANT

STRESZCZENIE

W artykule zaprezentowano efekty prac projektowych i wdrożeniowych nowego rozwiązania systemu redukcji zapylenia, przeznaczonego do współpracy z instalacją podawania węgla w Elektrowni „Łagisza”. Przedstawiono główne założenia projektowe instalacji powietrzno-wodnej, dostosowanej do nowego sposobu transportu węgla z poziomu 0,0m, na poziom +32,0m. Omówiono budowę i zasadę działania systemu redukcji pyłu składającego się z autonomicznych instalacji mgławienia, w głównych miejscach generowania zapylenia. Zaprezentowano pierwsze doświadczenia i wyniki prób ruchowych opracowanego systemu.

ABSTRACT

Results of research and implementation projects of new design of the system for dust control cooperating with the coal feeding installation in Łagisza Power Plant is presented. Main assumptions for design of air-water installation adapted to new method of coal transportation from level 0.0m to level +32.0m are given. Structure and principle of operation of the system for dust control, consisted of autonomous water atomization installations at the places of coal dust generation are discussed. Initial operational experiences as well as results of industrial run of the developed system are given.

1. Wprowadzenie

Proces transportu węgla może przybierać różne formy w zależności od miejsca, potrzeb oraz możliwości technicznych przedsiębiorstwa. W elektrowniach węglowych, podobnie jak w górnictwie, transport węgla na liniach nawęglania w zdecydowanej większości realizowany jest przenośnikami taśmowymi, które posiadają wysoką wydajność, niezawodność i możliwość tworzenia długich ciągów.

Jednakże, w elektrowni istnieją miejsca, gdzie taki sposób transportu węgla nie może być realizowany i konieczne jest zastosowanie innego, który zapewniłby ciągłość linii nawęglania.

Przykładem takim jest zaprojektowana przez KOPEX-PBSz S.A., tymczasowa instalacja podawania węgla opracowana dla elektrowni "Łągisza" w Będzinie, gdzie węgiel pionowo z poziomu 0,0m, transportowany jest na poziom +32,0m, przy użyciu specjalnych kubłów. Taki sposób transportu węgla, jego przeładunek, załadunek, a następnie transport na linie nawęglania obarczony jest możliwością powstawania znacznych ilości pyłu, mogącego tworzyć strefy zagrożenia wybuchem.

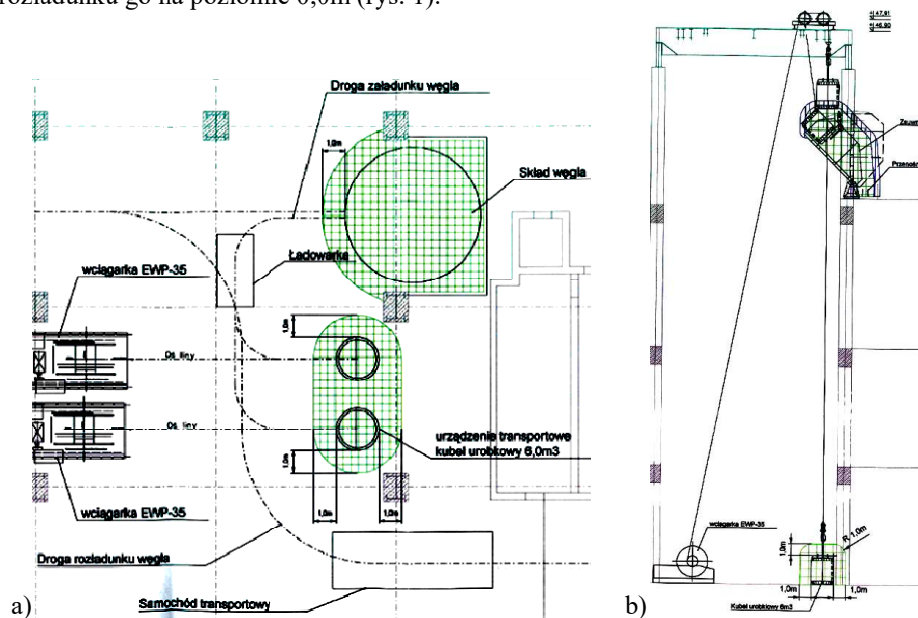
W celu ograniczenia zapylenia (a tym samym zasięgu stref zagrożenia wybuchem), ENERGOPROJEKT Katowice S.A., zalecił zastosowanie instalacji mgławienia w miejscach największego pylenia.

Opracowywane w ITG KOMAG różnego typu urządzenia zraszające, wykorzystujące technologię mgły wodnej [1], charakteryzujące się szerokim zakresem stosowania oraz wysoką skutecznością redukcji zapylenia, pozwoliły na opracowanie kompleksowego systemu zraszania powietrzno-wodnego przeznaczonego do redukcji zapylenia [3] na ww. tymczasowej instalacji podawania węgla.

Efektorem podjętych przez ITG KOMAG prac było opracowanie projektu I dokumentacji technicznej, na podstawie której firma FI-W ELEKTRON, wykonała powietrzno-wodny system redukcji zapylenia, składający się z kilku instalacji zraszających, dla tymczasowej instalacji podawania węgla na linię nawęglania w elektrowni "Łągisza".

2. Założenia projektowe

Celem zaprojektowanego powietrzno-wodnego systemu była redukcja zapylenia generowanego podczas transportu węgla przez instalację podawania węgla. Rozwiązanie tymczasowej instalacji podawania węgla przewiduje dostarczanie węgla samochodami ciężarowymi do budynku elektrowni w wyznaczone miejsce, a następnie rozładunku go na poziomie 0,0m (rys. 1).



Rys. 1. Instalacja dostarczania węgla w elektrowni z poziomu 0,0 m na poziom +32,0m; a) widok z góry, b) widok z boku [2]

Z miejsca rozładunku (usypanej przyzmy), węgiel za pomocą ładowarki, transportowany jest do dwóch kubłów urobkowych. Następnie w kubłach z poziomu 0,0m, podnoszony (naprzemiennie) jest przy pomocy wciągarek na poz. +32,0m. Wysyp paliwa z kubłów realizowany jest za pomocą specjalnej zsuwni hydraulicznej, która unosi się w czasie podnoszenia/opuszczania kubła urobkowego i opuszcza na czas rozładunku. Zasyp węgla następuje na przenośnik zgrzeblowy otwarty, transportujący paliwo do galerii nawęglania. Wysyp z przenośnika zgrzeblowego realizowany jest za pomocą dwustronnego zasypu, który podaje węgiel na jeden z dwóch istniejących przenośników taśmowych. Dla tak opracowanego projektu instalacji podawania węgla wyznaczone zostały lokalne strefy zagrożenia wybuchem oraz obszary, gdzie pyły palne mogą stworzyć mieszaniny wybuchowe (oznaczone na rysunku 1 kratkami o kolorze zielonym-strefa 22 oraz fioletowym - strefa 21) [3].

Na podstawie wniosków i zaleceń firmy Energoprojekt Katowice S.A, określono założenia do systemu redukcji zapylenia, zbudowanego z instalacji zraszających [4]:

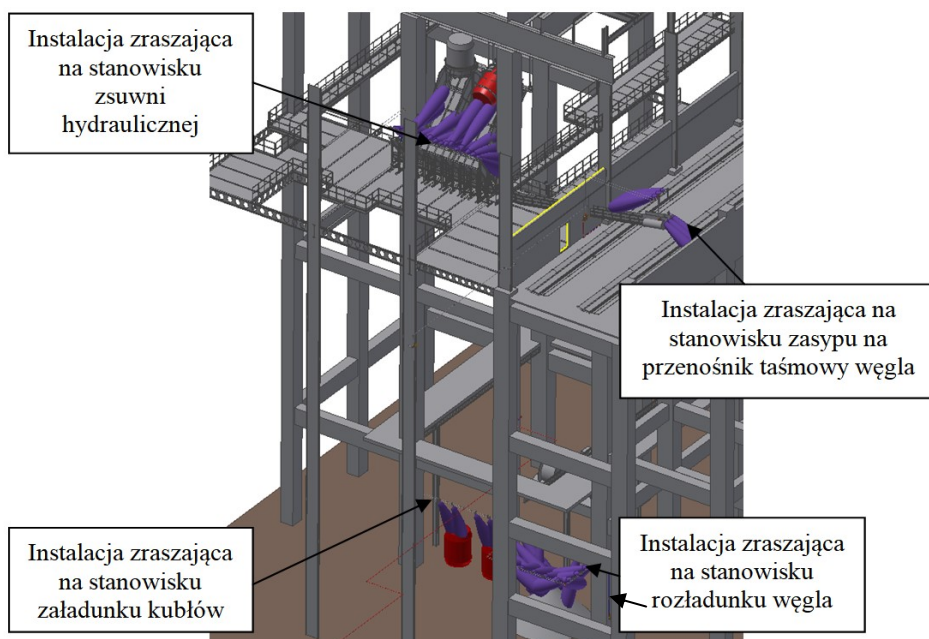
1. Instalacje zraszające powinny objąć swym działaniem takie miejsca instalacji podawania węgla, takie jak:
 - stanowisko rozładunku węgla (pryzma),
 - stanowisko załadunku kubłów,
 - stanowisko zsuwni hydraulicznej,
 - stanowisko zasypu węgla na przenośnik taśmowy.
2. System powietrzno-wodny powinien zapewnić skuteczność redukcji pyłu do poziomu poniżej NDS, lub co najmniej o 50%, od poziomu wyjściowego.
3. Wszystkie metalowe powierzchnie, części i elementy konstrukcji będą zabezpieczone przed korozją lub wykonanie z materiałów antykorozyjnych.
4. Wartość ciśnienia sprężonego powietrza instalacji zraszającej powinna być dostosowana do wartości ciśnienia dostępnego na poziomie 0,0m, wynoszącego 0,45÷0,5 MPa.

2. Budowa systemu

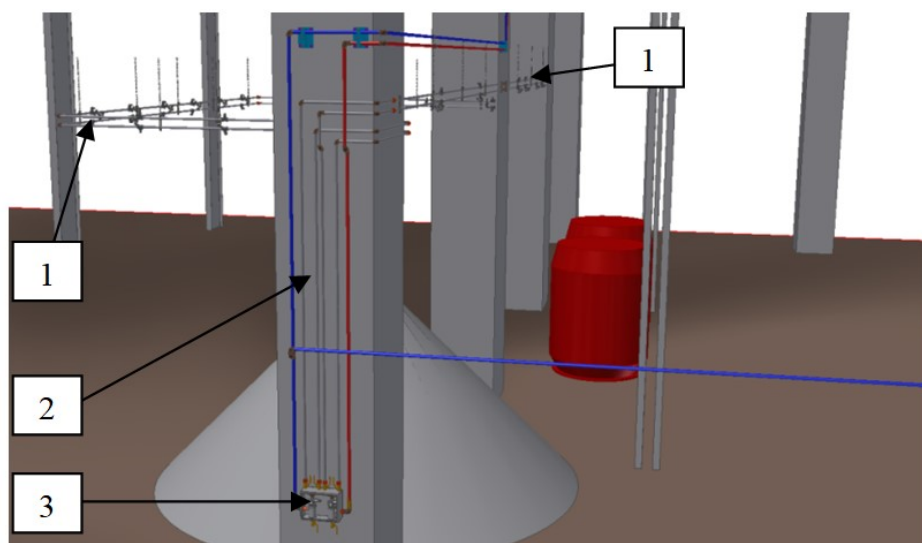
Opracowane rozwiązanie powietrzno-wodnego systemu, ma za zadanie zredukować pył węglowy, powstający w każdym z czterech miejsc instalacji podawania węgla. System zbudowany jest z rurociągów zasilających (wody i sprężonego powietrza) oraz z czterech autonomicznych instalacji zraszania (przypadających na każde ze stanowisk zagrożonych wybuchem pyłu węglowego). Każda z instalacji zbudowana jest z baterii zraszającej, o różnym kształcie, długości oraz liczbie dysz powietrzno-wodnych, dostosowanych do miejsca zabudowy (rys.2).

Instalacje zraszające obejmujące miejsca największego pylenia (rys. 3), zbudowane są w głównej mierze z (rys. 5):

1. baterii zraszającej,
2. rurociągu wody i sprężonego powietrza,
3. zespołu przygotowania mediów.



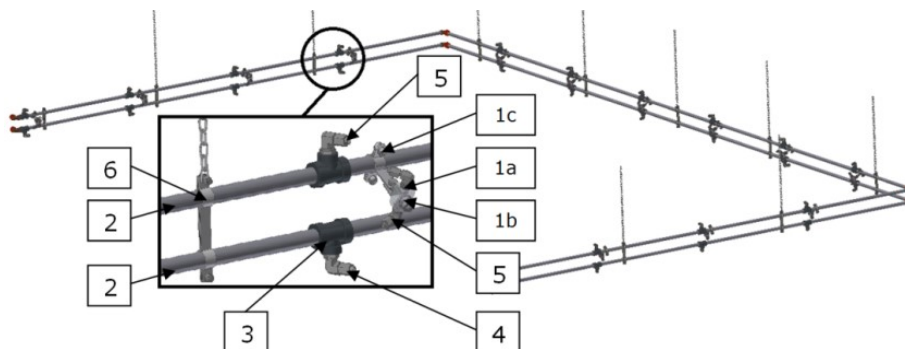
Rys. 2. Widok na system redukcji zapylenia na linii dostarczania węgla w elektrowni z poziomu 0,0 m, na poziom +32,0m [3]



Rys. 3. Budowa instalacji zraszającej, na przykładzie stanowiska rozładunku węgla i załadunku kubłów [3]

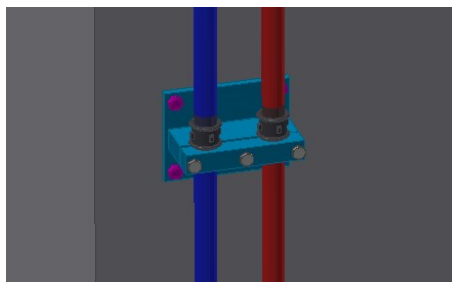
Budowa baterii zraszającej (rys. 4) opiera się w głównej mierze o układ rur (poz.2) sprężonego powietrza oraz wody (prowadzonych równoległe), połączonych ze sobą elementami nośnymi (poz. 6). Na rurach wody oraz sprężonego powietrza,

co kilkadziesiąt centymetrów, rozłokowane zostały trójniki redukcyjne (poz.3), do których połączone są elementy złączne (poz.5) przewodów elastycznych (poz.4), umożliwiającymi ich połączenie z korpusem zasilającym (poz.1a), zamontowanym na uchwycie kierującym (poz.1c). Zastosowanie uchwytu kierującego oraz elastycznych przewodów zasilających, umożliwia ustawianie kierunku działania strumienia pochodzącego z dyszy (poz.1b) w szerokim zakresie działania, indywidualnie dla każdej dyszy.



Rys. 4. Budowa baterii zraszającej na przykładzie stanowiska rozładunku węgla [3]

Rurociąg wody i sprężonego powietrza ma za zadanie dostarczyć media zraszające do zespołu przygotowania. Zasilanie rurociągu w wodę i sprężone powietrze zlokalizowane zostało na jednym z poziomów budynku, z którego to woda kierowana jest na poziom 0,0m oraz na poziom +32m (dostarczając wodę i sprężone powietrze do zespołów przygotowania mediów). Zarówno rurociąg wody jak i sprężonego powietrza prowadzony jest w części pionowej po filarach ochronnych (rys. 5), gdzie rury mocowane są w specjalnym uchwycie umożliwiającym montaż na filarze.

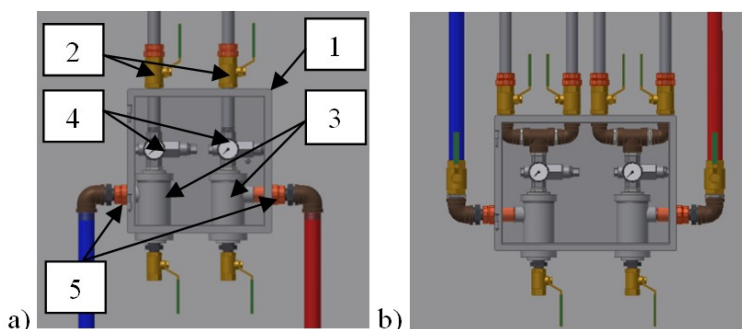


Rys. 5. Sposób ułożenia i mocowania rurociągu wody i sprężonego powietrza [3]

Każda z instalacji zraszania, powietrzno-wodnego systemu redukcji zapylenia, wyposażona została w zespół przygotowania mediów, który dostarcza wodę i sprężone powietrze do baterii zraszających (rys.6). Instalacja posiada pojedynczy zespół przygotowania (rys. 6a) (stanowisko zsuwni hydraulicznej oraz zasypu przenośnika taśmowego) oraz podwójny zespół przygotowania mediów (rys. 6b) (stanowisko rozładunku węgla i załadunku kubłów).

W skład zespołu przygotowania mediów wchodzi (rys. 6a): skrzynia stalowa (poz.1), zawór odcinający (poz.2), filtr (poz.3), zawór redukcyjny (poz.4) oraz złączki hydrauliczne (poz.5). Elementy hydrauliki i pneumatyki do sterowania i regulacji

parametrami zasilania poszczególnych baterii zraszających, montowane są w skrzyni na specjalnej płycie. Ze skrzyni wyprowadzone zostały przyłącza wejściowe i wyjściowe wody oraz sprężonego powietrza. W przypadku skrzyni podwójnej, zespół wyposażono w dwa wyjścia wody i sprężonego powietrza, które zasilają oddzielnie dwie baterie zraszające. W dolnej części skrzyni zabudowano wyloty do usuwania kondensatu z filtrów szczelinowych.



Rys. 6. Wyposażenie zespołu przygotowania mediów zraszających:
a) w wersji pojedynczej, b) w wersji podwójnej [3]

3. Zasada działania systemu

Woda i sprężone powietrze doprowadzone są do poszczególnych zespołów przygotowania mediów instalacji zraszających rurociągami, prowadzonymi na filarach nośnych. Powietrze oraz woda dostarczane do baterii zraszających są oczyszczone za pomocą filtrów. Zlokalizowane na zewnętrznej części skrzyni, przełączniki zaworów odcinających umożliwiają włączenie i wyłączenie poszczególnych baterii generujących strumienie zraszające.

Doprowadzona do systemu woda z poziomu +10,0m, dostarczana jest na poziom 0,0mm oraz +32m, do miejsc usytuowania poszczególnych instalacji, a następnie do baterii zraszających. Woda dostając się do zespołu przygotowania mediów przepływa przez filtr wody, gdzie jest oczyszczana, a następnie jej wartość ciśnienia zostaje ograniczona do wartości maksymalnej wynoszącej 0,6MPa, przy pomocy zaworu redukcyjnego. Tak przygotowana woda dostaje się do zaworu odcinającego (w przypadku skrzyni z podwójnym wyjściem, rozdzielana jest na dwa zawory odcinające doprowadzające wodę do dwóch baterii). Po przesterowaniu zaworu odcinającego, woda rurociągiem kierowana jest do baterii zraszających, gdzie zostaje rozdzielona do poszczególnych korpusów zasilających, skąd kierowana jest do dysz zamglawiających.

Doprowadzone do systemu sprężone powietrze z poziomu 0,0m, dostarczane jest na poziom 0,0mm oraz +32m, do miejsc usytuowania poszczególnych instalacji, a następnie do baterii zraszających. Sprężone powietrze dostając się do zespołu przygotowania mediów przepływa przez filtr powietrza, gdzie poddawane jest oczyszczeniu, a następnie jego wartość ciśnienia zostaje ograniczona do wartości maksymalnej wynoszącej 0,6MPa, przy pomocy zaworu redukcyjnego. Tak przygotowane powietrze dostaje się do zaworu odcinającego (w przypadku skrzyni z podwójnym wyjściem, rozdzielana jest na dwa zawory odcinające doprowadzające sprężone powietrze do dwóch baterii). Po przesterowaniu zaworu odcinającego, sprężone powietrze rurociągiem kierowane jest do baterii zraszających, gdzie zostaje

rozdzielone do poszczególnych korpusów zasilających, skąd kierowane jest do dysz zamglawiających, w których we współpracy z wodą, ma miejsce wytworzenie dynamicznych strumieni mgłowych.

Parametry zasilania wody i sprężonego powietrza, instalacji zraszającej na stanowisku przykładowie stanowiska rozładunku oraz załadunku węgla do kublów:

- zużycie wody (dla 14 dysz): $Q = \sim 8,8 \text{ dm}^3/\text{min}$,
- zużycie powietrza (dla 14 dysz): $Q = \sim 2,8 \text{ m}^3/\text{min}$,
- ciśnienie zredukowane wody: $p = 0,2 \div 0,6 \text{ MPa}$,
- ciśnienie zredukowane powietrza: $p = 0,3 \div 0,6 \text{ MPa}$,
- wymagana filtracja wody: $200 \text{ }\mu\text{m}$,
- wymagana filtracja powietrza: $200 \text{ }\mu\text{m}$.

4. Zabudowa systemu

Na podstawie opracowanego projektu oraz dokumentacji technicznej, firma Elektron wyprodukowała poszczególne elementy systemu, które dostarczone zostały na elektrownię „Łagisza”. Poszczególne zespoły montowane były przez firmę KOPEX-PBSz S.A, w wyznaczonych miejscach równoległe z montażem tymczasowej instalacji podawania węgla. Pierwszym i kluczowym elementem podczas realizacji projektu było przyłączenie mediów zraszających w punktach, które zostały określone przez pracowników elektrowni (rys.7). Magistrala wody została podłączona na poziomie „+10”, w miejscu odcięcia dotychczas funkcjonującej na terenie elektrowni magistrali wodnej. Z kolei magistrala sprężonego powietrza została podłączona na poziomie 0,0 m, na jednym z filarów nośnych.



Rys. 7. Przyłącze magistrali: a) rozprowadzającej wodę do istniejącej infrastruktury na poziomie „+32,0m”; b) rozprowadzającej sprężone powietrze zabudowane do istniejącej infrastruktury na poziomie 0,0m [5]

Pomiędzy poziomem 0,0m a poziomem +32,0m magistrala prowadzona jest po filarze nośnym. Rurociąg w tym miejscu mocowany jest za pomocą specjalnych uchwytów, montowanych do konstrukcji żelbetowej filarów na kołkach rozprężnych. Magistrala zasilająca doprowadzona jest do trzech skrzyń zasilająco-sterujących zlokalizowanych w miejscu obsługi linii nawęglania. Sposób prowadzenia i podłączenia magistrali do zespołu przygotowania mediów pokazano na rys. 8.

Pierwszym miejscem, w którym zabudowano instalację zraszającą było stanowisko rozładunku węgla. Bateria zraszająca zamocowana została do konstrukcji budynku za pomocą uchwytów montażowych oraz łańcuchów podwieszanych (rys.9). Zabudowana na tym poziomie bateria zraszająca wyposażona została w 14 dysz powietrzno-wodnych.



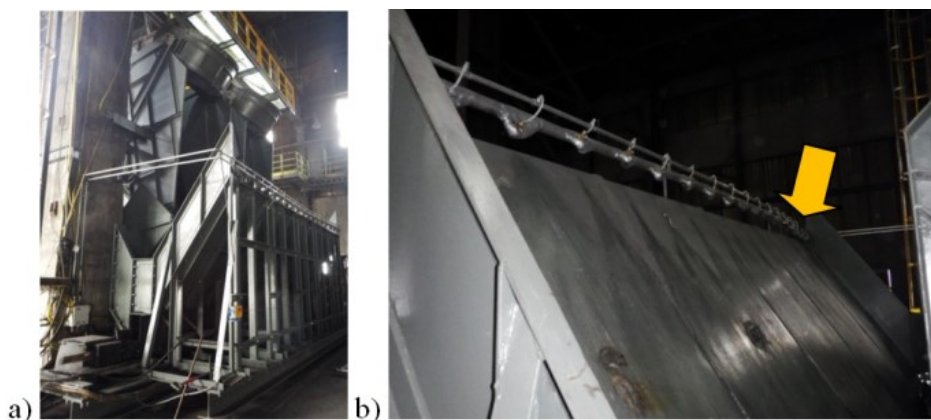
Rys. 8. Przykładowe podłączenie magistrali do skrzyni zasilająco-sterującej, zlokalizowanej na poziomie 0,0m [5]



Rys. 9. Zabudowa instalacji zraszającej na stanowisku rozładunku węgla oraz załadunku węgla do kubłów [5]

Kolejnym miejscem na instalacji tymczasowego podawania węgla na linię nawęglania, była zsuwnia hydrauliczna zlokalizowana na poziomie „+32”. Podczas wysypu z kubłów dochodzi do generowania znacznej ilości pyłu w rejonie zsuwni (rys.10). Do baterii zraszającej zamontowano 18 dysz powietrzno-wodnych, z których każda ma możliwość indywidualnego ustawienia kierunku zraszania. Podczas montażu baterii zraszającej ustalono ostateczny sposób jej mocowania do konstrukcji nośnej zsuwni hydraulicznej. Zdecydowano, że bateria zabudowana zostanie na przeciwległej ścianie oporowej zsuwni i przymocowana na końcach burty za pomocą uchwytów montażowych.

Ostatnim miejscem na instalacji tymczasowego podawania węgla na linię nawęglania, w którym zabudowano instalację zraszania, było stanowisko zasypu przenośnika taśmowego, zlokalizowane na poziomie +32,0m. W miejscu przesypu węgla z przenośnika zgrzeblowego na przenośnik taśmowy pył generowany jest w dwóch miejscach. W miejscu opadania węgla z przenośnika zgrzeblowego na zsuwnię oraz z zsuwni na taśmę przenośnika. Oba te miejsca zabezpieczone zostały za pomocą specjalnej konstrukcji systemu, składającej się z dwóch części baterii zraszających (rys.11).



Rys. 10. Zabudowa instalacji mgławienia na stanowisku zsuwni hydraulicznej; a) widok na zsuwnię hydrauliczną, b) widok od strony zsuwni hydraulicznej [5]



Rys. 11. Zabudowa instalacji zraszania na przesypie z przenośnika zgrzeblowego na taśmowy [5]

Każda z części baterii wyposażona została w trzy powietrzno-wodne dysze zraszające, z których każda ma możliwość indywidualnego ustawienia kierunku zraszania. Ustalono również, że baterie zraszające instalacji zabudowane zostaną w taki sposób, aby możliwe było ich łatwe przebudowanie w momencie zmiany taśmy, na którą przesypywany jest węgiel z zsuwni.

Po zabudowaniu wszystkich elementów systemu, zrealizowano jego próbne uruchomienie, poprzez uruchomienie poszczególnych instalacji zraszających. Uruchomienie instalacji realizowano przesterowując zawory wody i sprężonego powietrza w pozycję otwartą, a następnie sprawdzając parametry mediów zraszających oraz kształt i kierunek działania strumieni zraszających. We wszystkich instalacjach zraszających systemu, po ich uruchomieniu miało miejsce pojawienie się szerokokątnych strumieni zraszających o wielkości kropli z zakresu mgły wodnej. Przykład instalacji zraszającej przedstawiono na rysunku 12.



Rys. 12. Instalacja zraszająca zabudowana na stanowisku rozładunku węgla [5]

6. Podsumowanie

W artykule zaprezentowano efekty prac projektowych oraz wdrożeniowych powietrzno-wodnego systemu redukcji zapylenia dla układów nawęglania, realizowanych za pomocą ładowarek, zbiorników transportowych, oraz zsuwni i przenośnika zgrzeblowego. System opracowany został dla tymczasowej instalacji podawania węgla na istniejący przenośnik nadbunkrowy w elektrowni Łagisza. Zaproponowany system redukcji zapylenia składa się z autonomicznych instalacji zraszających na ciągu dostarczania węgla, w miejscach największego pylenia węgla tj.: rozładunku węgla, załadunku kubów, stanowisku zsuwni hydraulicznej ora zasypu węgla na przenośnik taśmowy. Opracowany system wykorzystuje zjawisko rozpylania wody za pomocą dodatkowego medium, jakim jest sprężone powietrze, co przekłada się na skuteczniejsze strącanie i eliminowanie cząstek pyłu węglowego w wytypowanych miejscach jego generowania. Zastosowanie systemu powietrzno-wodnego umożliwi pracę przy niskich wartościach ciśnienia ($0,2 \div 0,6$ MPa) wody oraz sprężonego powietrza, co pozwoli na ich użytkowanie bez konieczności stosowania dodatkowych pomp czy sprężarek zwiększających ciśnienie. Każda z instalacji zraszających wyposażona została w zespół przygotowania mediów zraszających, dedykowaną baterię z dyszami powietrzno-wodnymi oraz rurociągu wody i sprężonego powietrza, dostarczających media zraszające. System, ze względu na możliwość wystąpienia ujemnych temperatur, wyposażony został w instalację grzewczą, zabezpieczającą przed przemarzaniem.

7. Literatura

1. BAŁAGA D., CEBULA D., KALITA M., SIEGMUND M.: Powietrzno-wodne instalacje zraszające do redukcji zapylenia. Wiad. Gór. 2015 nr 11 s. 560-568, ISSN 0043-5120.
2. Ocena zagrożenia wybuchem dla tymczasowej instalacji podawania węgla na istniejący przenośnik nadbunkrowy w Elektrowni Łagisza. ENERGOPROJEKT - KATOWICE nr projektu Y-1878. Katowice 2017 (materiały niepublikowane)
3. Projekt techniczny instalacji mgławienia dla tymczasowej instalacji podawania węgla na istniejący przenośnik nadbunkrowy w Elektrowni Łagisza. ITG KOMAG- W90.367PY. Gliwice 2017 (materiały niepublikowane).
4. Warunki techniczne dostaw instalacji mgławienia dla tymczasowej instalacji podawania węgla na istniejący przenośnik nadbunkrowy w Elektrowni Łagisza. ENERGOPROJEKT -KATOWICE Y-01880. Katowice 2017r. (materiały niepublikowane)
5. Archiwum dokumentacji fotograficznej ITG KOMAG 2017r.

Witold Biały
Politechnika Śląska

WERYFIKACJA POPRAWNOŚCI WYZNACZANIA SIŁ SKRAWANIA PRZYRZĄDEM POU-BW/01-WAP

VERIFICATION OF THE CORRECTNESS OF CUTTING FORCES DETERMINATION WITH THE POU-BW/01-WAP INSTRUMENT

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiona została budowa oraz zasada działania przyrządu umożliwiającego dokonanie pomiaru wartości sił biorących udział w procesie skrawania węgla, nazwanego przez autora POU-BW/01-WAP. Przyrząd ten, pozwala na bezpośrednie wyznaczenie wartości dwu składowych sił biorących udział w procesie skrawania, tzn. siły skrawania F_s oraz siły docisku noża F_d do urabianej calizny. Wyznaczenie wartości sił biorących udział w procesie skrawania jest możliwe za pomocą dwu niezależnych bloków pomiarowych, który stanowią tensometryczne czujniki siły. Do rejestracji sił, zastosowano nóż stosowany w ścianowych kombajnach bębnowych – stycznie-obrotowy. W dalszej części artykułu, przedstawiony został proces wzorcowania tensometrycznych czujników siły w laboratorium oraz przedstawiono wyniki badań weryfikujących. Przyrząd posiada certyfikat ATEX, umożliwiający pracę w warunkach rzeczywistych, jako urządzenia przeznaczonego do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – zgodnie z dyrektywą 94/9/EC.

ABSTRACT

The article presents the construction and the operating principle of an instrument that allows measuring the values of forces taking part in the coal cutting process, named POU-BW/01-WAP by the author. The instrument makes it possible to directly determine the values of two component forces participating in the cutting process, i.e. cutting force F_s and the knife pressure force F_d against the coal body mined. Determining the values of forces taking part in the cutting process is possible by means of two independent measuring blocks, which are tensometric force sensors. The forces are recorded by a tangential rotary knife used in drum-type cutter loader. The further part of the article presents the process of tensometric force sensors calibration in a laboratory and the results of verifying tests. The device has been approved with the ATEX certificate, which allows it to be operated in real environment as a device intended for use in explosive atmospheres in accordance with the 94/9/EC directive.

1. Wprowadzenie

Awaryjność maszyn i urządzeń jest istotnym problemem w każdym przedsiębiorstwie. Awarie powodują przestoje w procesie produkcyjnym, a tym samym mogą przyczynić się do zmniejszenia produkcji, strat finansowych czy też niedotrzymywania planów produkcyjnych. Równie ważnym wskaźnikiem (o ile nie ważniejszym od awaryjności), mającym wpływ na prawidłowe funkcjonowanie całego procesu produkcyjnego oraz biorących w nim udział maszyn i urządzeń jest dostępność środków technicznych [6].

W przemyśle wydobywczym węgla kamiennego znacznym utrudnieniem dla sprawnego funkcjonowania procesu jest zmienność wielkości produkcji charakteryzująca się fluktuacjami obciążenia maszyn oraz trudne (lub wręcz niemożliwe), do przewidzenia warunki geologiczno-górnictwa eksploatacji złoża [1, 2, 3, 4, 5]. Zmieniające się warunki eksploatacji maszyn biorących udział w procesie wydobywczym są główną przyczyną skrócenia czasu ich dostępności. W specyficznych warunkach panujących w kopalni obok urabiania i monitorowania stanu technicznego środków technicznych, ważne jest jak najlepsze poznanie złoża, co przyczyni się do optymalnego doboru maszyn uczestniczących w procesie wydobywczym.

Jednym z najważniejszych elementów uczestniczącym w procesie wydobywania jest organ urabiający kombajnu. Stąd bardzo istotna jest znajomość wszystkich składowych sił działających na noże w procesie wydobywczym.

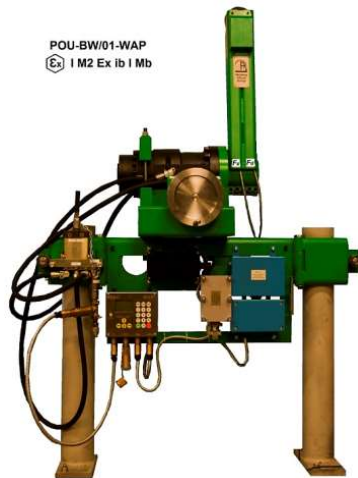
Odpowiedni dobór maszyn i urządzeń powoduje wydłużenia ich czasu bezawaryjnej pracy, zwiększenia dostępności [7, 8], a co za tym idzie wzrost efektywności procesu wydobywczego wyrażonego poprzez koncentrację wydobywania.

2. Przyrząd POU-BW/01-WAP

Przyrząd do wyznaczania urabialności węgla, powstał w wyniku projektu który był realizowany przez Wyższą Szkołę Górniczą-Techniczną Uniwersytet w Ostrawie. Współfinansowany był przez Ministerstwo Szkolnictwa Republiki Czeskiej oraz środki UE. Instytut Inżynierii Produkcji, Wydziału Organizacji i Zarządzania Politechniki Śląskiej był w tym projekcie realizatorem jednego zadania. Zadaniem tym było opracowanie koncepcji, założeń, projektu technicznego oraz wykonawstwo przyrządu do badania wskaźnika urabialności, który będzie odwzorowywał rzeczywisty charakter pracy ścianowych kombajnów bębnowych.

Przy realizacji zadania przyjęto następujące założenia: przyrząd ma być mobilny, lekki, iskrobezpieczny, prosty w obsłudze, rejestrować jak największą liczbę parametrów występujących w procesie skrawania węgla, wykorzystywać istniejącą na dole kopalni infrastrukturę. W wyniku tych działań, w Instytucie Inżynierii Produkcji Wydziału Organizacji i Zarządzania Politechniki Śląskiej, powstał przyrząd, który przez autora został oznaczony POU-BW/01-WAP (rys. 1).

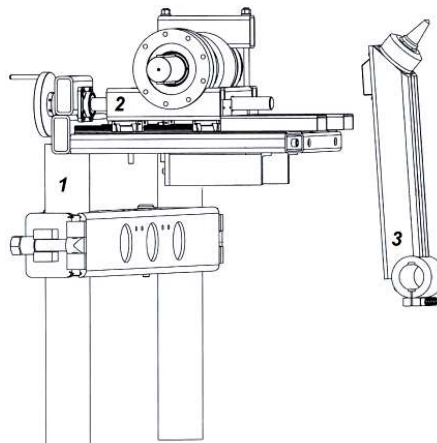
Do budowy przyrządu zastosowane zostały najnowocześniejsze rozwiązania, tak pod względem konstrukcji, budowy, realizacji pomiaru, jak i rejestracji mierzonych wartości. Charakter pracy przyrządu umożliwia rzeczywiste odwzorowanie ruchów roboczych głowicy ścianowego kombajnu bębnowego [2, 5, 9]. Przyrząd POU-BW/01-WAP składa się z następujących elementów: mechanicznych, hydraulicznych oraz elektrycznych.



Rys. 1. Przyrząd zmontowany i gotowy do pracy

Część mechaniczna przyrządu, to trzy elementy (rys. 2):

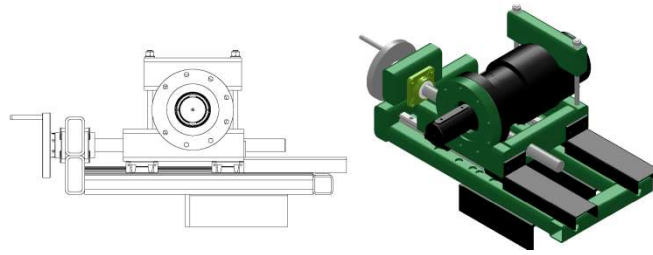
- belka nośna do mocowania na stojakach SHC/SHI 1,
- suport z wózkiem i akuatorem 2,
- ramię z nożem pomiarowym 3.



Rys. 2. Elementy przyrządu

Przyrząd POU-BW/01-WAP umożliwia wykonanie skrawów w płaszczyźnie pionowej (prostopadłej do stropu i spągu), o dwu zwrotach. W trakcie pracy odwzorowywany jest rzeczywisty charakter pracy ścianowych kombajnów bębnowych, gdyż skraw pomiarowy ma zmienny kierunek skrawania w przybliżeniu poczynając od poziomego poprzez pionowy do poziomego, ale o przeciwnym na końcu zwrocie.

Konstrukcja przyrządu umożliwia równomierne i stabilne dosuwanie noża pomiarowego do calizny węglowej za pomocą suportu 2 mocowanego do belki nośnej (rys. 3). Ponadto, zapewniona jest wysoka dokładność wykonania skrawów i dokonania pomiarów parametrów (sił skrawania), niezbędnych do wyznaczenia wskaźnika urabialności węgla.



Rys. 3. Suport z wózkiem i akuatorem

Trzecim, najważniejszym elementem przyrządu jest ramię, na końcu którego zamocowany jest nóż pomiarowy (rys. 4). Jako nóż pomiarowy zastosowano nóż instalowany w ścianowych kombajnach bębnowych (styczny-obrotowy), co powoduje, że przy opracowaniu wyników badań nie trzeba uwzględniać wpływu geometrii noża na wyniki pomiarów.



Rys. 4. Ramię z nożem pomiarowym

Po zmontowaniu wszystkich elementów mechanicznych, łączy się przewodami układ hydrauliczny przyrządu i podłącza zasilanie z centralnej magistrali wodno-olejowej w kopalni, do gniazd i kasety sterującej (przyrząd może być również zasilany z pompy). Przyrząd ten ze względu na małą ilość elementów (trzy), jest łatwy w montażu, prosty w obsłudze oraz tani w eksploatacji. Po wykonaniu pomiarów, wyniki zarejestrowane przez rejestratory podlegają dalszej obróbce, za pomocą specjalnego programu komputerowego, który jest integralną częścią przyrządu.

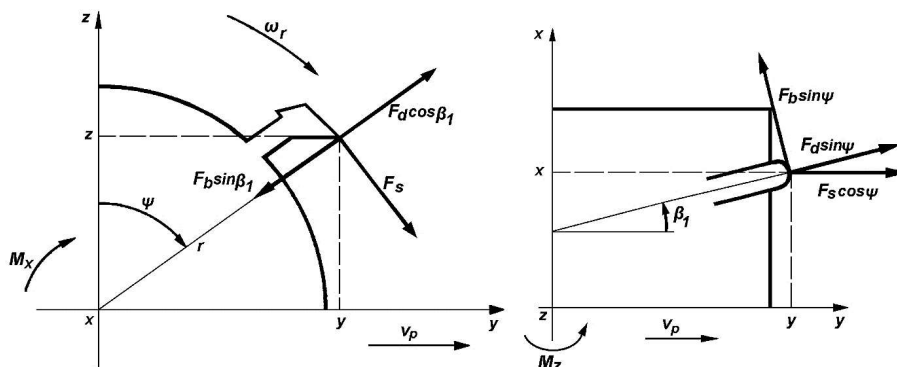
3. Siły w procesie skrawania

Organ urabiający urabia caliznę węglową za pomocą rozmieszczonych na nim narzędzi skrawających (noży). Aby poznać obciążenie organu urabiającego, a tym samym prognozować moc, istotna jest znajomość wartości sił jakie występują w trakcie procesu skrawania.

Noże kombajnowe są elementami wymiennymi, mocowanymi w uchwytach przyspawanych do organu urabiającego. Przy opisie geometrii rozmieszczenia noży na organie urabiającym (głowicy), bierze się pod uwagę zespół: nóż – uchwyt noża. Siły pochodzące od reakcji górotworu działają (jako skupione w jednym punkcie) na jeden nóż organu urabiającego, który podlega działaniu obciążenia wywołanego reakcją calizny węglowej na zagłębianie się w nią ostrza.

Obciążenie noża jest opisywane za pomocą trzech wzajemnie prostopadłych sił (rys. 5):

- F_s – siła skrawająca,
- F_d – siła docisku do urabianej calizny,
- F_b – siła boczna (oporu).



Rys. 5 Składowe sił w procesie skrawania

Kierunek siły F_s pokrywa się z chwilowym kierunkiem stycznej do trajektorii ruchu (cykloidy) wierzchołka ostrza noża. Kierunek siły F_d jest prostopadły do kierunku siły F_s i jest zgodny z kierunkiem prostej łączącej wierzchołek ostrza noża z początkiem układu współrzędnych, natomiast kierunek siły F_b jest prostopadły do płaszczyzny utworzonej przez siły F_s i F_d . Położenie noża określone zostało kątem ψ , natomiast kąt nachylenia β_1 krawędzi noża w płaszczyźnie poziomej uwzględnia oddziaływanie calizny na powierzchnię śrubową organu urabiającego (występowanie sił poosiowych). Uwzględnione zostały wszystkie składowe wypadkowej reakcji od siły skrawającej F_s , a także siła docisku F_d , wynikającej z wcinania się głowicy urabiającej w caliznę węglową. Występowanie tej reakcji nie jest związane z ruchem obrotowym organu urabiającego, dlatego przyjęto, że nie występuje składowa siły F_d względem powierzchni śrubowej organu urabiającego.

4. Pomiar składowych sił skrawania głowicą pomiarową przyrządu POU-BW/01-WAP

Głównym problemem konstrukcyjnym, było takie skonstruowanie głowicy pomiarowej przyrządu, aby umożliwiła jednoczesne mierzenie jak największej ilości sił występujących w procesie skrawania węgla oraz aby pomiar był wiarygodny [3, 4, 5, 8]. Noże styczno-obrotowe (instalowane na głowicy urabiającej), w trakcie pracy obracają się w uchwytach, co uniemożliwia bezpośrednie naklejenie tensometrów. Zastosowana w przyrządzie POU-BW/01-WAP głowica pomiarowa umożliwia bezpośrednie, równoczesne mierzenie dwu z trzech sił występujących w procesie skrawania:

- siłę skrawającą F_s ,
- siłę docisku noża do urabianej calizny F_d .

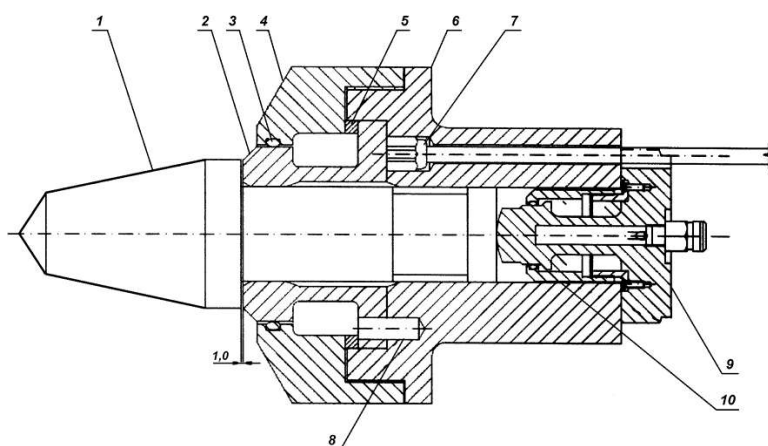
Tak skonstruowana głowica pomiarowa (rys. 6), została zamontowana na końcu ramienia przyrządu. Zamocowany w głowicy nóż styczno-obrotowy ma możliwość swobodnego obrotu w trakcie procesu skrawania. Głowica pomiarowa składa się z elementów wymienionych na rysunku 7:

Zaproponowane zostało rozwiązanie, które umożliwia dokonanie w prosty sposób pomiaru sił, a następnie dzięki znanym parametrom geometrycznym urządzenia z wykorzystaniem elementarnych wzorów, obliczenie parametrów obciążenia, np. w postaci sił (momentów sił). Metodą która umożliwia dokonanie pomiaru z odpowiednią dokładnością jest metoda tensometrii oporowej. W praktyce metoda ta sprowadza się do mierzenia wydłużeń na powierzchni ciała pod wpływem

oddziaływania znanych sił zewnętrznych. Zasada pomiaru polega na ustaleniu odcinka pomiarowego o pierwotnej długości L , zwanego bazą pomiarową, mierzoną w żądanym kierunku, po czym dokonuje się pomiaru przyrostu jej długości λ pod wpływem oddziaływania zewnętrznego. W przypadku jednorodnego stanu odkształcenia iloraz λ/L określa wydłużenie właściwe ε . Znając stałą sprężystości badanego materiału oraz wynik pomiaru wydłużenia właściwego, można korzystając z prawa Hooke'a obliczyć wartości występujących w materiale naprężeń, a poprzez to inne wielkości mechaniczne, takie jak: siła, moment zginający, ciśnienie itp. Tensometry pomiarowe powinny być rozmieszczone tak, aby umożliwić bezpośredni pomiar sił.



Rys. 6. Nóż oraz głowica pomiarowa z nożem

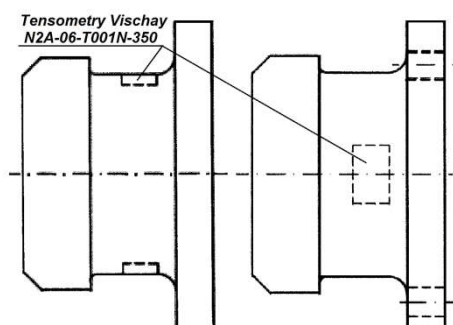


Rys. 7. Elementy głowicy pomiarowej

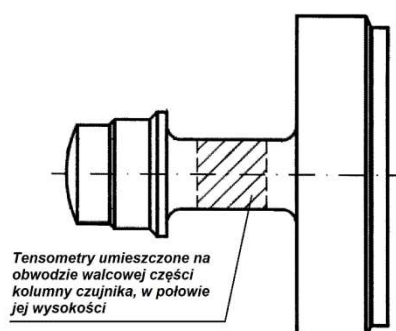
1. Nóż skrawający, 2. Element sprężysty, 3. Podkładka 65x4 (oring), 4. Osłona głowicy, 5. Pierścień dystansowy, 6. Tuleja mocująca, 7. Dławnica M8x1, 8. Kołek ustalający $\varnothing 6 \times 20$, 9. Czujnik osiowy, 10. Obudowa czujnika osiowego

Na głowicy przyrządu POU-BW/01-WAP, tensometry pomiarowe zostały naklejone w taki sposób, aby ich baza była zgodna z kierunkiem największych naprężeń – zarazem największej zmiany długości elementu pomiarowego (zginania). Wydzielenie składowej siły skrawania F_s uzyskuje się metodą kompensacyjną, poprzez odpowiednie sumowanie i odejmowanie wyników (każdorazowo) z mostka znajdującego się po stronie zginanej (rys. 8).

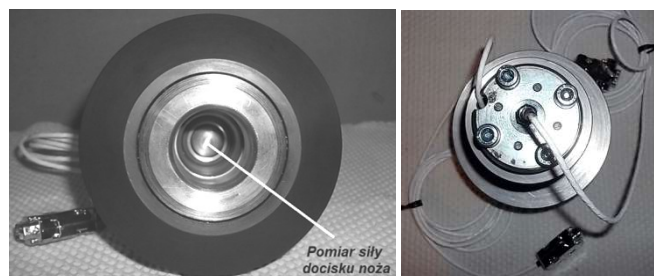
Natomiast siłę docisku noża F_d uzyskuje się z mostka tensometrycznego znajdującego się w dolnej części głowicy w której występuje ściskanie (rys. 9, 10).



Rys. 8. Miejsce naklejenia tensometrów do pomiaru siły skrawania F_s



Rys. 9. Miejsce naklejenia tensometrów do pomiaru siły docisku noża F_d

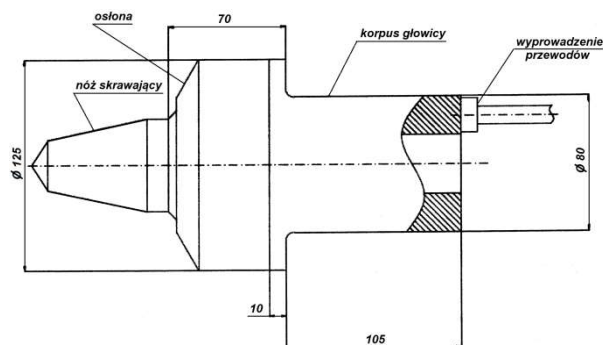


Rys. 10 Widok czujnika siły docisku noża do calizny węglowej F_d

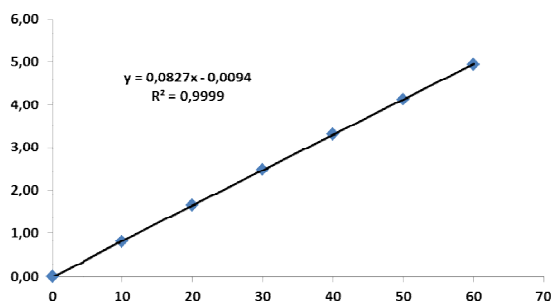
Tensometr pomiarowy stanowi jedną z gałęzi mostka, w którego pozostałych gałęziach znajdują się elementy (opory) wzorcowe. Głowica pomiarowa z nożem oraz mostkami tensometrycznymi do rejestracji siły skrawania F_s oraz siły docisku noża F_d , została przedstawiona na rysunku 11.

5. Wzorcowanie czujników sił F_s oraz F_d na głowicy pomiarowej

Proces wzorcowania czujników sił (F_s , F_d) na głowicy pomiarowej przyrządu POU-BW-01-WAP został przeprowadzony dla znanych obciążeń, na stanowisku badawczym ZEPWN w Markach [10, 11]. Wykres przedstawiający zależność wartości mV od zadanej siły (kN) przedstawiono na wykresie (rys. 12). Protokół z wzorcowania technologicznego czułości nominalnej i nieliniowości sił F_s przedstawiono na rys. 13.



Rys. 11 Głowica pomiarowa przyrządu POU-BW/01-WAP z nożem pomiarowym



Rys. 12 Zależność napięcia mV od wartości zadanej siły skrawania F_s

ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy
 spółka jawna
 05-270 Marki, ul. Kołtąja 8
 ☎ 22 7812169, 22 7712411, ✉ 22 7615250, 📧 zepwn@zepwn.com.pl

PROTOKÓŁ WZORCOWANIA TECHNOLOGICZNEGO
 czułości nominalnej i nieliniowości
 czujnika momentu zginającego

Miejsce wykonania: stanowisko pomiarowe Działu Czujników ZEPWN
 Data badania: 21-08-2014 Temperatura: 20°C
 Przedmiot badań: czujnik momentu CL 18Tm dedykowany Politechnice Śląskiej
 zakres pomiarowy: 60kN

Spójność pomiarowa:

Wyniki wzorcowania siłomierza zostały odniesione do wzorca odniesienia jednostki miary siły GUM poprzez zastosowanie stanowiska wzorcowego do kontroli przetworników do 1000 kN (CLSKPSRS-1000 kN) nr S03, do odtwarzania jednostki miary siły od 10 kN do 1000 kN, o niepewności przekazywania jednostki siły 0,05 % mierzonej wartości.

Protokół wykonano na zlecenie: WELDING ALLOYS POLSKA Sp. z o.o.
 Na stanowisku: -(CLSKPSRS-1000 kN)
 Obciążenie wstępne: -3-krotnie - wartością zakresową

Wzorcowanie [kN]	wartości zakresowej	Wartości dla sił ściskających	Odpowiedź czujnika [mV]
0			0,0000
10			0,7957
20			1,5435
30			2,4792
40			3,3101
50			4,1287
60			4,9385

Czułość według WT [mV] Czułość pomierzona [mV]
 ————— 4,9385

Nieliniowość według WT [%] Nieliniowość wyliczona [%]
 ————— 0,55

Moment wywierano z udziałem ramienia o długości określonej wymiarem noża.

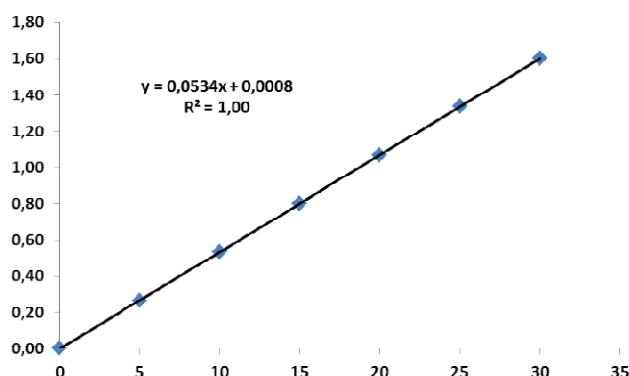
Pomiary wykonał:

ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy Sp. z o.o.
 05-270 Marki, ul. Kołtąja 8
 REGON 147231581
 KRS 0000796146

Rys. 13. Protokół wzorcowania technologicznego siły F_s

Dla czujnika siły skrawania F_s wyniki wzorcowania zostały odniesione do wzorca jednostki miary GUM, poprzez zastosowanie stanowiska wzorcowego do kontroli przetworników do 1000 kN (CLSKPSRS-1000 kN) nr. S03, do odtwarzania jednostki miary siły od 10 kN do 1000 kN, o niepewności przekazywania jednostki siły 0,05% mierzonej wartości. Moment siły był wywierany poprzez ramię o długości określonej wymiarem noża (80 mm). Obciążano wartościami sił od 0 do 60 kN co 10 kN i odczytywano wskazania czujnika w mV/V [10].

Wykres przedstawiający zależność uzyskanych wartości mV od zadanej siły (kN) dla siły docisku noża F_d przedstawiono na wykresie (rys. 14).



Rys. 14. Zależność napięcia w mV od wartości zadanej siły docisku F_d

Protokół wzorcowania technologicznego czułości nominalnej i nieliniowości siły F_d przeprowadzony na stanowisku badawczym producenta, przedstawiony został na rys. 15.

Wyniki wzorcowania czujnika siły docisku noża F_d odniesiono do wzorca jednostki miary siły GUM, na stanowisku pomiarowym CLSTSS-50kN (numer fabryczny 1200) do odtwarzania jednostki miary siły w zakresie od 2 kN do 50 kN, o niepewności przekazywania jednostki siły 0,05% mierzonej wielkości. Dla siły docisku noża F_d czujnik obciążano wartościami sił od 0 do 30 kN co 5 kN i odczytywano wskazania czujnika w mV/V [11]. Dla każdej z sił: skrawania F_s oraz docisku noża F_d , obciążenie wstępne wykonane zostało trzykrotnie do wartości zakresowej.

6. Stanowiskowe badania weryfikujące

W celu zweryfikowania wyników badań wzorcujących wartości sił F_s oraz F_d na głowicy pomiarowej, przeprowadzono badania weryfikujące na stanowisku badawczym. Stanowisko badawcze zostało zbudowane w Katedrze Maszyn Roboczych i Projektowania, Wydziału Mechanicznego VSB-TU w Ostrawie-Porubie. Badania weryfikujące przeprowadzone zostały w laboratorium Katedry (rys. 16).

Skrawki pomiarowe (rys. 17) wykonane zostały przy stałej głębokości skrawu (10 mm), w materiale o znanych parametrach. Wartości uzyskanych sił skrawania oraz docisku były rejestrowane przez urządzenie pomiarowo-rejestrujące przyrządu (panel operatorski Pop-1, rys. 18) i zapisane w pamięci urządzenia (PIMP – Przenośny Iskrobezpieczny Moduł Pamięci). Przykładowe wartości uzyskane w trakcie jednego skrawu pomiarowego zapisane w pamięci urządzenia, przedstawiono na rys. 19.

Wyniki uzyskane w trakcie badań laboratoryjnych na materiale o znanych parametrach potwierdziły, że otrzymane wartości pokrywają się z wartościami rzeczywistymi. Tym samym uzyskano potwierdzenie, że wyniki są wiarygodne.

ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy
spółka jawna
 05-270 Marki, ul. Kofłątka 8
 — 22 7812169, 22 7712411, 22 7615250, zepwn@zepwn.com.pl

ZEPWN

PROTOKÓŁ WZORCOWANIA TECHNOLOGICZNEGO
 czułości nominalnej i nieliniowości
 numer: 1843-2014

Miejsca wykonania: stanowisko pomiarowe Działu Czujników ZEPWN
 Data badania: 06-06-2014 Temperatura: 25°C
 Przedmiot badań: czujnik siły CL 18
 zakres pomiarowy: 30kN
 nr fabryczny: 1843

Spójność pomiarowa:
 Wyniki wzorcowania czujnika siły odniesiono do wzorca jednostki miary siły GUM poprzez zastosowanie stanowiska pomiarowego CLSTS-50kN nr fabryczny 1200 do odmierzenia jednostki miary siły w zakresie od 2 kN do 50kN, o niepewności przekazywania jednostki siły 0,05 % mierzonej wielkości

Protokół wykonano na zlecenie: WELDING ALLOYS POLSKA Sp. z o.o.
 Na stanowisku: -CLSTS-50kN
 Obciążenie wstępne: -3-krotnie - wartością zakresową
 Wzorcowanie [kN] Wskazanie dla sił ściskających [mV]

0	0,0000
5	0,2578
10	0,5355
15	0,8028
20	1,0699
25	1,3365
30	1,6025

Czułość według WT [mV] 1,6025 Czułość pomierzona [mV]
 Nieliniowość według WT [%] Nieliniowość wyliczona [%]
 0,10

Pomiary wykonał: *Wojciech*
 ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy Sp. J.
 05-270 Marki, ul. Kofłątka 8
 NIP: 725 447 29 89
 REGON: 141 231 591
 KRS: 0000294165

Rys. 15. Protokół wzorcowania technologicznego siły F_d



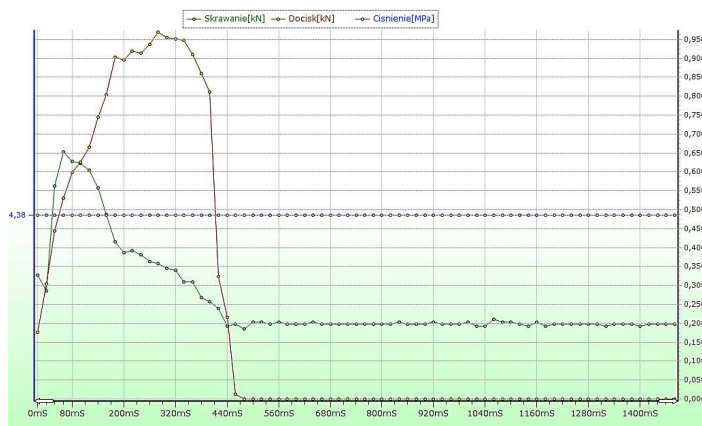
Rys. 16 Stanowiska badawcze do badań urabialności



Rys. 17 Skraw pomiarowy



Rys. 18 Panel operatorski z ekranem



Rys. 19 Przebieg wartości sił skrawania oraz docisku w trakcie jednego skrawu

7. Podsumowanie

Ze względu na bardzo specyficzne warunki pracy maszyn i urządzeń stosowanych w górnictwie węglowym, istotny jest sposób ich doboru, uwzględniający zmieniające się w trakcie pracy warunki. Prawidłowy dobór, wpływa na zwiększenie trwałości i niezawodności maszyn i urządzeń, co przekłada się na uzyskiwane efekty ekonomiczne. W polskim górnictwie węglowym eksploatacja pokładów węglowych odbywa się głównie systemami ścianowymi za pomocą maszyn urabiających pracujących na zasadzie skrawania.

Dlatego ważnym elementem przy projektowaniu i konstruowaniu maszyn górniczych jest prowadzenie badań eksperymentalnych, które uwzględniając charakter pracy maszyny umożliwią poznanie jak największej liczby parametrów i ich wpływ na pracę maszyny, w trudnych warunkach geologiczno-górnictwowych.

Szczególnie istotny jest pomiar obciążenia głowicy urabiającej w trakcie urabiania, który jest możliwy poprzez pomiar sił na nożach zainstalowanych na głowicy. Znając wartości sił na poszczególnych nożach głowicy urabiającej, możemy wyznaczyć sumaryczne obciążenie głowicy w trakcie procesu urabiania. Wiedza ta pozwoli na optymalny dobór parametrów eksploatacyjnych maszyn urabiających i może być jednym z decydujących czynników dla oceny możliwości efektywnej eksploatacji.

Z dotychczas przeprowadzonych badań oraz analiz wynika, że wielkość wskaźnika urabialności (wyrażona poprzez siły skrawania), ma istotny wpływ na moc, wydajność oraz trwałość i niezawodność pracy urządzeń urabiających.

Przedstawiony przyrząd POU-BW/01-WAP jest jedynym na świecie przyrządem za pomocą którego istnieje możliwość jednoczesnego pomiaru dwu składowych sił, biorących udział w procesie urabiania węgla (F_s oraz F_d). Ponieważ przyrząd jest wyposażony w dwa tensometryczne czujniki siły oraz w czujnik ciśnienia, stąd możliwość wyznaczenia tych dwóch sił skrawania z dwóch niezależnych źródeł pomiarowych. Tym samym mamy możliwość weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów – siły skrawania (F_s) oraz siły docisku noża (F_d). Ponadto w wyniku zabudowania czujnika ciśnienia, można również wyznaczyć chwilową moc urabiania (skrawania) węgla, (skały otaczającej złoża). Badania które zostały przeprowadzone przyrządem POU-BW/01-WAP na stanowisku badawczym w Katedrze Maszyn Roboczych i Projektowania Wydziału Mechanicznego VSB-TU w Ostrawie-Porubie, w pełni potwierdziło wiarygodność wyników.

Artykuł jest wynikiem pracy statutowej o symbolu 13/030/BK_16/0024 pt. "Metody i narzędzia inżynierii produkcji dla rozwoju inteligentnych specjalizacji", realizowanej w Instytucie Inżynierii Produkcji na Wydziale Organizacji i Zarządzania Politechniki Śląskiej.

8. Literatura

1. W. Biały: *Volba dobývacích kombajnů na základě výzkumů rozpojitelnosti uhlí*. VŠB-Technická univerzita Ostrava, Monografie, Fakulta strojní Ostrava 2009.
2. W. Biały, Innowacyjne narzędzia do wyznaczania właściwości mechanicznych węgla. *Przegląd Górniczy* nr 6/2013. Katowice. ISSN 0033-26X. s. 17-26.
3. W. Biały, *New devices used in determining and assessing mechanical characteristics of coal*. 13th SGEM GeoConference on Science and Technologies In Geology, Exploration and Mining, SGEM2013 Conference Proceedings, ISBN 978-954-91818-7-6/ISSN 1314-2704 June 16-22.2013. Vol. 1. s. 547-554.
4. W. Biały, *Coal cutting force measurement systems – (CCFM)*. 14th SGEM GeoConference on Science and Technologies In Geology, Exploration and Mining, SGEM2014 Conference Proceedings, June 17-26, 2014, Vol. III, BULGARIA ISBN 978-619-7105-09-4/ISSN 1314-2704. s. 91-98.
5. W. Biały. „Innovative solutions applied in tools for determining coal mechanical properties” *Management Systems in Production Engineering* vol. 4(20)/2015. Gliwice. ISSN 2299-0461. pp. 202-209. DOI: 10.12914/MSPE-02-04-2015
6. S. Lachiewicz, M. Matejun (red.): *Problemy współczesnej praktyki zarządzania*. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2007.
7. S. Legutko: *Eksploatacja maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2007.
8. B. Słowiński: *Inżynieria eksploatacji maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2011.
9. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa Przyrządu POU-BW/01-WAP. Welding Alloys Polska sp. z o.o. Gliwice 2012.
10. Protokół wzorcowania technologicznego czujnika momentu CL 18Tm z dnia 21.08.2014. ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy, s.j. 05-270 Marki, ul Kołłątaja 8
11. Protokół wzorcowania technologicznego czujnika siły CL 18 z dnia 06.08.2014. ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy, s.j. 05-270 Marki, ul Kołłątaja 8.

Przemysław Bodziony, Mateusz Sikora, Zbigniew Kasztelewicz
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

TYOLOGIA STANÓW EKSPLOATACYJNYCH KOPAREK JEDNONACZYNIOWYCH W GÓRNICTWIE ODKRYWKOWYM

CLASSIFICATION STATES IN THE TECHNICAL OPERATION OF SINGLE BUCKET EXCAVATORS IN SURFACE MINING

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono sposób klasyfikacji stanów eksploatacyjnych w procesie użytkowania koparek jednonaczyniowych w górnictwie odkrywkowym. Zdefiniowano klasyfikację stanów technicznych i eksploatacyjnych w procesie użytkowania i obsługiwanie maszyn. Za podstawę typologii przyjęto czasy trwania wyspecyfikowanych stanów eksploatacyjnych. Dla stanu zdolności i niezdolności koparek określono odpowiednie zbiory stanów eksploatacyjnych.

ABSTRACT

The paper presents differences between technical states and technical operation states of single bucket excavators in the technical operation process. There was defined a classification of technical states for operation use and maintenance system of mining machines. Values of diagnostic parameters and technical condition of excavators component elements are the basis for that classification. For technical states of machines suitable sets of technical operation states were estimated.

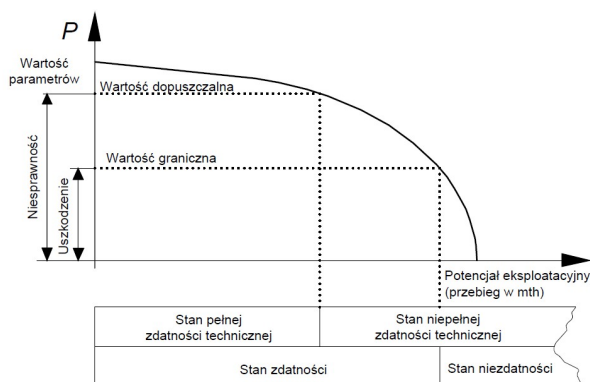
1. Wprowadzenie

Określenie parametrów eksploatacyjnych możliwe jest dzięki systemom diagnostycznym - telemetrycznym monitorującym stany eksploatacyjne maszyn stosowanych w górnictwie odkrywkowym. Szczegółowe monitorowanie i raportowanie danych funkcjonowania maszyn pozwala na sprawne zarządzanie ruchem zakładu górniczego oraz kontrolowanie wydajności pracy i innych wyników produkcyjnych. Wyznaczanie wskaźników stanów eksploatacyjnych i technicznych oraz analiza ich poszczególnych składowych pozwala na wyszukiwanie słabych punktów i podejmowanie działań korygujących, prowadzących do ciągłego doskonalenia technologii i organizacji pracy całego systemu maszynowego kopalni. Przyszły stan techniczny maszyn eksploatowanych w górnictwie odkrywkowym jest ściśle związany ze stanem aktualnym, a także zależy od zdarzeń jakie będą miały miejsce w systemie eksploatacji. Przewidywanie przyszłego stanu technicznego i eksploatacyjnego stanowi podstawę do podejmowania decyzji, dotyczących zarówno procesu użytkowania

i obsługiwaną, ale przede wszystkim głównych procesów operacyjnych kopalni. Poniżej zaprezentowano klasyfikację stanów eksploatacyjnych w procesie użytkowania koparek jednonaczyniowych w górnictwie odkrywkowym.

2. Stany techniczne koparek jednonaczyniowych w górnictwie odkrywkowym

Stan techniczny każdej maszyny jest opisywany zbiorem wartości odpowiednio dobranych parametrów. Wykorzystuje się przy tym takie parametry i ich wartości, które wystarczająco dobrze opisują współdziałanie elementów i podzespołów maszyny poprzez wykonywanie przez nią funkcji użytkowych. Są one nazywane cechami stanu. W wyniku realizacji procesów roboczych, a także wskutek oddziaływań otoczenia, wartości cech stanu ulegają zmianom – ze stanu całkowitej zdatności maszyny, do stanu niezdatności [3].



Rys. 1. Klasyfikacja stanów technicznych koparki jednonaczyniowej [2, 5, 6]

Do efektywnego zarządzania procesem eksploatacji maszyn w górnictwie odkrywkowym, w tym koparek jednonaczyniowych, niezbędna jest identyfikacja ich bieżącego stanu technicznego oraz możliwość prognozowania jego zmian. Przyjmując, że ocena stanu technicznego ma wpływ na podejmowanie decyzji eksploatacyjnych, do realizacji efektywnych analiz diagnostycznych niezbędne jest [3, 5, 6]:

- określenie, dla każdego badanego obiektu technicznego, zbioru cech stanu,
- określenie wagi każdej cechy – wpływu zmian wartości cechy na stan techniczny maszyny oraz efektywność funkcjonowania systemu użytkowania,
- określenie przedziałów zmienności wartości poszczególnych cech.

Wartości tych cech mogą w trakcie eksploatacji ulegać zmianie - najczęściej pogorszeniu - na skutek występowania różnorodnych procesów, w tym procesów zużycia i starzenia. Zmiany w poszczególnych podzespołach maszyny mogą zachodzić podczas eksploatacji w całej ich masie lub warstwie wierzchniej. Dodatkowo funkcjonowanie poszczególnych elementów składowych (podzespoły) obiektu technicznego mogą być opisywane za pomocą jednego lub - częściej - wielu parametrów (ciśnienie, temperatura, grubość, prędkość obrotowa, etc.). Mierząc wartości tych parametrów, można utworzyć zbiór wartości, który można uważać za współrzędne wektora stanu technicznego. W danej chwili eksploatacji wyznacza on punkt deskrypcyjny w przestrzeni w-wymiarowej. Pozwala to na formalne zdefiniowanie stanu technicznego jako właściwości obiektu diagnozowanego

determinowanej przez wektor cech fizykalnych elementów składowych obiektu, czyli [5, 6]:

$$E = \{e: e_i \wedge i \in N \wedge 1 \leq i \leq k\} \quad (1)$$

gdzie:

- E – obiekt techniczny (koparka),
- e_i – podzespoły koparki,
- i – identyfikator ze zbioru N (liczb naturalnych),
- k – liczba elementów w obiekcie.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i analiz wartości kontrolowanych parametrów (porównanie wartości zmierzonych z wymaganymi, opisanymi w dokumentacji DTR), dokonuje się oceny i klasyfikacji stanu technicznego użytkowanej maszyny. Wyróżnia się przy tym cztery klasy stanów technicznych[3]:

- *stan dobry* – jeżeli wartości parametrów zasadniczych i drugorzędnych nie przekraczają granicznych (dopuszczalnych),
- *stan dostateczny* – jeżeli wartości parametrów zasadniczych urządzenia nie przekraczają granicznych (dopuszczalnych),
- *stan niezadowolający* – jeżeli wartości parametrów zasadniczych i drugorzędnych należą do przedziału wartości granicznych (dopuszczalnych),
- *stan niedostateczny* - jeżeli wartości parametrów zasadniczych urządzenia przekroczyły wartości graniczne (dopuszczalne).

Analizując użytkowanie koparek jednonaczyniowych stosowanych w górnictwie odkrywkowym cechy te można podzielić na dwa zbiory odnoszące się do:

- głównych funkcji użytkowych maszyny (urabianie i załadunek wozideł),
- funkcji pomocniczych spełnianych przez koparkę jednonaczyniową (przygotowanie przodka pracy, odsuwanie nadgabarytów, korekta stożka usypu urobku w przodku, etc.).

Cechy należące do poszczególnych zbiorów mogą mieć określony (jeden lub więcej) zakres wartości, co w praktyce pozwala na wyróżnienie klas stanów technicznych dotyczących aspektu użytkowania maszyny.

Zbiór klas stanów technicznych SKU wyróżniony dla celów decyzyjnych w procesie użytkowania, będzie więc zawierać [5, 6]:

$$SKU = \{S_z, S_{zw1}, \dots, S_{zwl}, S_{npz}, S_{ncz}, S_{nz}\} \quad (2)$$

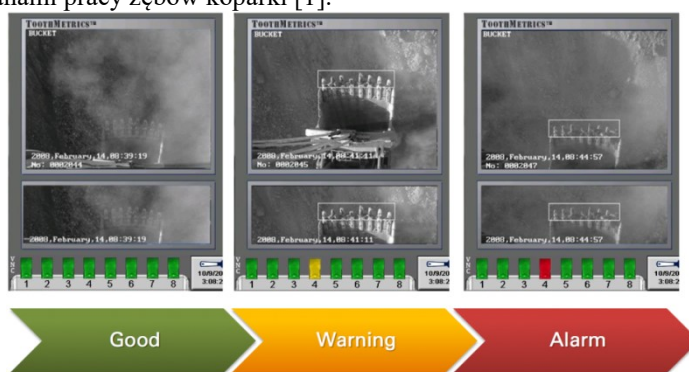
gdzie:

- S_z - stan zdatności całkowitej,
- S_{zw1}, \dots, S_{zwl} - stany zdatności warunkowej,
- S_{npz} - stan niepełnej zdatności,
- S_{ncz} - stan niecałkowitej zdatności,
- S_{nz} - stan niezdatności.

W przypadku koparek jednonaczyniowych stosowanych w górnictwie odkrywkowym wyróżnia się trzy stany techniczne: dwa pierwsze (stan zdatności całkowitej oraz stan zdatności warunkowej) kwalifikujące maszynę do użytkowania i trzeci (stan niezdatności) powodujący przejście maszyny w stan obsługi.

Przykładem stanu zdatności warunkowej maszyny jest ostrzegawczy stopień zużycia zębów koparki. Wyróżniane są trzy statusy (status pracy normalnej, status ostrzegawczy - możliwość utraty zęba, oraz potwierdzenie utraty zęba). Ponadto określane są: wielość zębów, stopień zużycia oraz profil zużycia. Wszystkie informacje

przekazywane są telemetrycznie w czasie rzeczywistym, zarówno do operatora maszyny ładującej, jak do systemu dyspozytorskiego kopalni. Analiza stopnia zużycia zębów pozwala na precyzyjne wyznaczenie czasu eksploatacji zębów i dokonywanie planowanych wymian, zapobiegając sytuacji awaryjnej utraty zębów. Na rys. 2 przedstawiono przykładowe widoki z kamery narzędzia *ToothMetrics®* z trzema stanami pracy zębów koparki [1].



Rys. 2 Przykładowe widoki z kamery narzędzia *ToothMetrics®* z trzema stanami pracy zębów koparki [1]

Oprócz zakresów wartości cech fizykalnych informację o stanie technicznym maszyny może nieść sposób funkcjonowania, rozważany z niezawodnościowego punktu widzenia. Może to być zespół symptomów świadczących o zdatności lub niezdatności poszczególnych podzespołów składowych lub ich wpływ na funkcjonowanie całego obiektu technicznego. Symptomy te mogą wskazywać na stan zdatności i jedną lub więcej form niezdatności [3, 5, 6]. Stwierdzenie niesprawności lub uszkodzenia maszyny, bądź zakłóceń pracy systemu autodiagnostyki lub systemu telemetrycznego nakazuje przejście obiektu maszyny do systemu odnowy. Kontrola stanów technicznych może być realizowana w oparciu o komputerową bazę danych oraz bezprzewodową sieć umożliwiającą transfer danych. Źródła danych wejściowych można podzielić na automatyczne oraz manualne. Automatyczne dane są wysyłane przez system monitorujący pracę maszyny, manualne dane są przesyłane przez operatorów lub dyspozytorów ruchu do systemu zarządzania eksploatacją. Operatorzy mogą wprowadzać statusy aktywności za pomocą komputera pokładowego koparki poprzez wpisanie kodu statusu, a dyspozytor robi to bezpośrednio poprzez system dyspozytorski, który w końcowym etapie zapisuje wszystkie rekordy w bazie danych [4]. Wyróżnione klasy stanów technicznych można powiązać z decyzjami ważnymi dla procesu użytkowania koparek w procesie produkcyjnym kopalni. Mogą one dopuszczać eksploatację maszyny bez ograniczeń lub z ograniczeniami, co do spełnianych funkcji bądź innych warunków użytkowania albo wskazywać na konieczność odnowy.

Bezpośrednim efektem funkcjonowania systemu telemetryczno - diagnostycznego jest zbiór wartości parametrów poszczególnych cech stanu, które opisują elementarny stan techniczny maszyny. Umiejętność klasyfikacji stanów z uwzględnieniem przyjętych przedziałów zmienności wartości poszczególnych cech pozwala określić jego stan obserwowalny. Dla oceny jakościowej uzyskanych wyników analiz telemetrycznych należy dokonać klasyfikacji stanu obserwowalnego, wykorzystując opracowane i przyjęte wcześniej kryteria oceny przynależności możliwych stanów obserwowalnych maszyny do poszczególnych klas stanów rozróżnialnych.

Określenie stanu rozróżnialnego jest warunkiem koniecznym do podejmowania decyzji o dalszych działaniach eksploatacyjnych. Jeżeli nie występują przeciwwskazania do dalszego użytkowania maszyny, należy określić czy zachodzi potrzeba wprowadzenia ewentualnych ograniczeń w funkcjonowaniu systemu użytkownika. W przypadku, gdy niezbędna jest realizacja odpowiednich czynności obsługowych (np. regulacji, smarowania, czy naprawy lub wymiany elementów) – należy określić termin i zakres ich wykonania. W obydwu przypadkach, dla podejmowania efektywnych decyzji, niezbędne jest prognozowanie przewidywanej trajektorii dalszych zmian stanu technicznego obserwowalnej maszyny [3, 5, 6].

3. Stany eksploatacyjne koparek jednonaczyniowych w górnictwie odkrywkowym

Pojęcie stanu eksploatacyjnego, z punktu widzenia technologii prowadzonego wydobywania surowców, najczęściej odnosi się do usytuowania maszyny (koparki) w określonym miejscu w podsystemie systemu eksploatacji. Wydzielenie klas tego rodzaju stanów jest szczególnie istotne dla procesu planowania i sterowania użytkowaniem, a także obsługiwaniem maszyn przez jednostki zaplecza technicznego. Samo usytuowanie koparki może być zaś przedmiotem identyfikacji za pomocą systemu telemetrycznego GPS/GNSS lub innych systemów nadawczo-odbiorczych. Stan eksploatacyjny można zdefiniować jako opisowy atrybut określający fazę procesu eksploatacji, czyli fazę użytkowania lub obsługiwania maszyny. Atrybuty tego rodzaju posiadają ustalone znaczenie i tworzą skończone podzbiory zbioru stanów eksploatacyjnych SE [5, 6]:

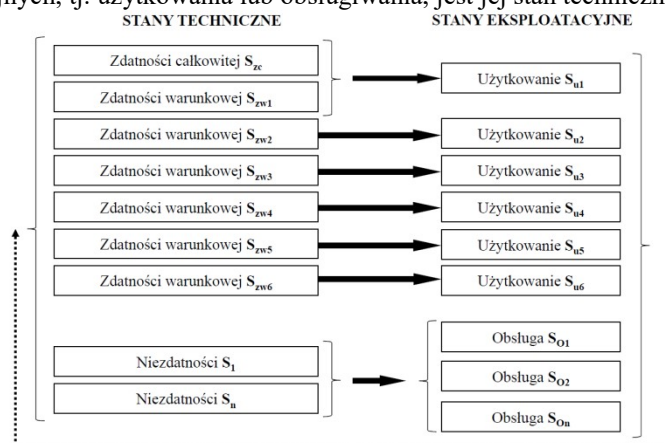
$$SE = SU \cup SO = \{Su_1, Su_2, \dots, Su_l\} \cup \{So_1, So_2, \dots, So_n\}$$

gdzie:

Su_{1-l} - wyróżnione stany użytkowe,

So_{1-m} - wyróżnione stany obsługowe.

Należy przy tym zaznaczyć, że o ile pozostawanie maszyn w stanach użytkowania jest warunkowane jego - zgodnym z wymaganiami - stanem technicznym, o tyle stany eksploatacyjne - obsługowe mają za zadanie przywrócenie wymaganego stanu technicznego do stanu zdatności całkowitej. Cechą charakterystyczną klasyfikacji stanów eksploatacyjnych jest występowanie wielu poziomów i różnych kryteriów podziału na każdym z nich. Podstawą zaliczenia koparki do jednej z klas stanów eksploatacyjnych, tj. użytkowania lub obsługiwania, jest jej stan techniczny.



Rys. 3. Schemat typologii stanów technicznych i eksploatacyjnych koparki
jednonaczyniowej (opracowano na podstawie [5])

Koparka będąca w stanie technicznym zdatności (bądź w stanie zdatności warunkowej) może przejść w stan eksploatacyjny, który dzieli się na Czas Postoju z Przyczyn Zewnętrznych (CPPZ), który z kolei dzieli się na Czas Postoju z Przyczyn Planowanych i na Czas Postoju z Przyczyn Nieplanowanych (rys. 4). Czasy (PPZ) definiują okresy, w których maszyny są sprawne technicznie i dostępne do pracy, jednakże w wyniku decyzji operacyjnych nie wykonują jej lub nie mogą jej wykonywać ze względu na skrajnie niekorzystne warunki pogodowe, brak obsady operatorów lub braku urobku dostępnego do ładowania itp. [4].

Czas Postoju z Przyczyn Zewnętrznych <i>CPPZ</i>	
planowany	nieplanowany

Rys. 4 Składowe Czasy Postojów z Przyczyn Zewnętrznych [4]

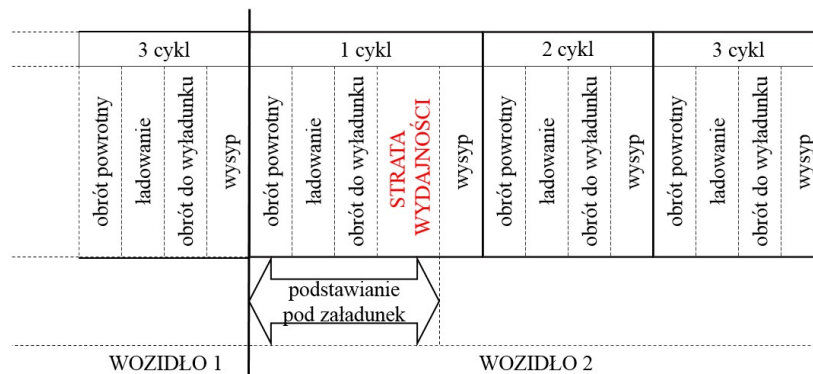
Koparka będąca w stanie technicznym zdatności (bądź w stanie zdatności warunkowej) może przejść w stan eksploatacyjny opisywany Czasem Pracy. Składowymi tego stanu są Czas Pracy Efektywnej, Czasem Pracy Jałowej (CPJ), który zawiera rozruch maszyny do osiągnięcia parametrów roboczych pracy jej podzespołów. Ostatnią składową (CP) stanowi Czas Oczekiwania na Pracę (COP), który jest wypadkową składowych występujących podczas typowej zmiany produkcyjnej, które nie pozwalają na efektywną pracę maszyny wydobywczej/załadowczej. Z uwagi na różnorodną charakterystykę tychże opóźnień, dzieli się na (rys. 5). Planowany Czas Oczekiwania na Pracę zawiera takie czynności jak: obowiązkowy obchód maszyny przez operatora, uzupełnianie paliwa, przejście zmian, przerwa obiadowa etc. oraz Czas Oczekiwania na Pracę Nieplanowany - to straty związane z nieprzewidzianymi zdarzeniami, takimi jak nieprzejezdna droga technologiczna, blokada urobku w łyżce, czy oczekiwanie maszyny na paliwo.

Czas Pracy Efektywnej <i>CPE</i>		Czas Pracy Jałowej <i>CPJ</i>	Czas Oczekiwania na Pracę <i>COP</i>
Cykl Roboczy <i>CR</i>	Straty Wydajności <i>SW</i>		

Rys. 5. Składowe Czasy Pracy (CP) [4]

Różnica Czasu Pracy oraz sumy wszystkich czynników wchodzących w skład Czasu Pracy Jałowej oraz Czasu Oczekiwania na Pracę definiuje Czas Pracy Efektywnej (CPE) maszyny. Jednakże założenie, że podczas Czasu Pracy Efektywnej koparka wykonuje nieprzerwanie cykl roboczy jest idealistyczne, tym samym niemożliwe do osiągnięcia w warunkach pracy w zakładzie górniczym. Z uwagi na charakterystykę organizacji technologii cyklicznej eksploatacji naturalnym jest, że mogą wystąpić czynniki opóźniające realizację cyklu - Straty Wydajności (SW). Najistotniejszą z nich jest oczekiwanie koparki na podjazd wozidła technologicznego pod załadunek. Poniższy schemat (rys. 6) obrazuje przyczynę powstawania strat

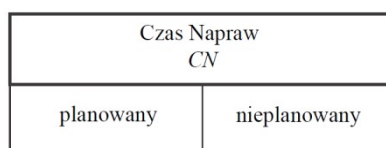
wydajności koparki na przykładzie załadunku wozidła w trzech cyklach roboczych koparki jednonaczyniowej.



Rys. 6. Strata wydajności zmniejszająca Czas Pracy Efektywnej (CPE) koparki [4]

Analogicznie, jak w przypadku stanów technicznych, złożona sytuacja występuje w przypadku stanów eksploatacyjnych - szczególnie w systemie obsługi, do którego trafia każda niezdatna maszyna. Zarówno planowane, jak i nieplanowane elementy systemu obsługi można uważać za odrębne stany eksploatacyjne, ponieważ z ich realizacją wiąże się szerokie spektrum warunków techniczno-organizacyjnych, związanych z zakresem i przebiegiem obsługi. Przykładem tego może być wydzielenie odrębnych stanów obsługowych (zróżnicowania rodzajów obsługi) wynikających z różnych form niezdatności koparki [3]. Ponadto z dyspozytorskiego punktu widzenia, dla każdego poziomu obsługi można wyróżnić stany obsługowe jak: oczekiwanie na obsługę So_1 , obsługę maszyny efektywną So_2 oraz oczekiwanie na rozpoczęcie użytkowania [3].

Natomiast w praktyce eksploatacyjnej kopalni koparka jednonaczyniowa w stanie technicznym niezdatności przechodząc do systemu odnowy przechodzi w stan eksploatacyjny opisywany Czasem Napraw (CN), który to dzieli się na Czas Napraw Planowanych (CNP) oraz Czas Napraw Nieplanowanych (CNN) (rys. 7). Powyższy podział ma na celu rozróżnienie przerw w pracy spowodowanych serwisem planowanym i obsługą techniczną (CNP) lub napraw związanych z postojami awaryjnymi (CNN).



Rys. 7. Składowe Czasu Napraw (CN) [4]

4. Podsumowanie

Do podejmowania efektywnych decyzji operacyjnych kopalni niezbędne są:

- wiedza o aktualnym stanie technicznym i eksploatacyjnym maszyny,
- znajomość procesów fizyko-chemicznych zachodzących w jej podzespołach,
- umiejętności przewidywania skutków podejmowanych działań obsługowych (lub ich braku),

- przyjęcie i stosowanie odpowiednich kryteriów oceny podejmowanych decyzji eksploatacyjnych.

Szczególnie istotna jest zdolność przewidywania zmian stanu technicznego maszyny w określonych warunkach eksploatacji oraz realizacja czynności obsługowych w terminach uzasadnionych technicznie, ekonomicznie i organizacyjnie. Zarówno parametry wykorzystania dostępności jak i wskaźnik wykorzystania czasu pracy efektywnej bezpośrednio odpowiadają ogólnie przyjętym wskaźnikom Availability (A) oraz Utilization (U). Dostępne czasy raportowane przez system telemetryczny pozwalają na precyzyjne określenie stopnia wykorzystania maszyny zgodnie z jej podstawowym przeznaczeniem tj. procesem załadunku. Natomiast przyczyn obniżonych wartości wskaźnika oceny efektywności pracy należy doszukiwać się poprzez analizę zarówno Czasu Postoju z Przyczyn Zewnętrznych jak i Czasu Pracy Jałowej oraz Czasu Oczekiwania na Pracę. Częstym powodem obniżenia efektywności pracy jest niewłaściwa organizacja przejścia zmian, planowanych przerw w pracy operatorów maszyn. Aczkolwiek czynniki zewnętrzne, niezwiązane z organizacją pracy również mogą być odpowiedzialne za jego obniżenie.

Telemetryczne monitorowanie stanu technicznego i eksploatacyjnego maszyn w górnictwie odkrywkowym stanowi podstawę do podejmowania decyzji dotyczących zarówno procesu użytkowania i obsługi, ale przede wszystkim głównych procesów operacyjnych kopalni. Mają one wpływ na opłacalność wydobycia silnie uzależnioną od fluktuacji cen paliw ropopochodnych.

5. Literatura

1. Kasztelewicz Z., Zajączkowski M., Sikora M., Bodziony P.: Systemy wspomagające pracę kopalni odkrywkowej na przykładzie kopalni Sierra Gorda w Chile, Przegląd Górniczy 2015 t. 71 nr 9, s. 7–12
2. Marciniak J.: Diagnostyka techniczna kolejowych pojazdów szynowych, WKŁ, Warszawa 1982
3. Moczarski J.: Pośredni stan techniczny w praktyce eksploatacyjnej systemów sterowania ruchem kolejowym, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport zeszyt 95, Warszawa 2013
4. Simkiewicz K., Sikora M., Kasztelewicz Z.: Wskaźniki oceny efektywności pracy jako podstawa wyznaczania zdolności wydobywczej maszyn w górnictwie odkrywkowym, Kruszywa mineralne, T. 1 Wydział Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii Politechniki Wrocławskiej, 2017, ISSN 0324-9673
5. Sowa A.: Ocena stanu technicznego pojazdów szynowych na podstawie cech zdeterminowanych Seria Mechanika Monografia 430, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013
6. Sowa A.: Stan obiektu jako wieloznaczne pojęcie we współczesnej eksploatacji technicznej Mechanika Czasopismo Techniczne, 7-M/2012 Zeszyt 14 Rok 109, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2012

Łukasz Bołoz
AGH w Krakowie

STANOWISKO DO BADANIA PROCESU WIERCENIA OBROTOWEGO WIERTARKAMI HYDRAULICZNYMI

STAND FOR TESTING THE PROCESS OF ROTARY DRILLING WITH HYDRAULIC DRILLS

STRESZCZENIE

Stosowane obecnie w górnictwie ręczne wiertarki obrotowe mogą być zasilane energią elektryczną, pneumatyczną lub hydrauliczną. Ze względu na duży moment obrotowy oraz mały wskaźnik masy do momentu obrotowego, wiertarki hydrauliczne sprawdzają się znakomicie w wielu zastosowaniach. W artykule przedstawiono stanowisko do pomiaru parametrów procesu wiercenia wiertarką hydrauliczną z silnikiem satelitowym. Stanowisko umożliwia pomiar ciśnienia na zasilaniu i splywie do 40 MPa, bezpośredni pomiar momentu obrotowego do 175 Nm, prędkości obrotowej do 250 obr./s, jak również mechanicznej prędkości wiercenia do 5 m/s. Konstrukcja stanowiska umożliwia zadawanie siły docisku do 1 600 N i wykonywanie otworów o długości do 410 mm. Po zastosowaniu odpowiedniego kołnierza możliwe jest przeprowadzenie badań innych obrotowych wiertarek hydraulicznych o parametrach zgodnych z parametrami stanowiska.

ABSTRACT

Rotary drills currently used in mining can be powered by electric, pneumatic or hydraulic power. Due to high torque and a small mass to torque indicator, hydraulic drills perform well in many applications. The article presents the stand for measuring the parameters of drilling process with the use of hydraulic drilling machine with satellite motor. The stand enables measurement of power and flow pressures up to 40 MPa, direct torque measurement up to 175 Nm, rotational speed up to 250 rps, as well as mechanical drilling speed up to 5 m / s. The construction of the stand allows the force to be applied to 1 600 N and the drilling of holes up to 410 mm. After using the appropriate flange it is possible to conduct tests of other rotary hydraulic drills with parameters consistent with the parameters of the stand.

Wstęp

W górnictwie podziemnym ręczne wiertarki obrotowe znajdują szerokie zastosowanie podczas realizacji wielu procesów związanych z wykonywaniem wyrobisk, procesami technologicznymi oraz pracami pomocniczymi. Ręczne wiercenie obrotowe sprawdza się znakomicie tam, gdzie skały charakteryzują się niską

zawartością krzemu oraz wytrzymałością na jednoosiowe ściskanie do 60 MPa. Obecnie dostępne są i stosowane wiertarki obrotowe o napędzie elektrycznym, pneumatycznym oraz hydraulicznym. Wiertarki hydrauliczne z silnikiem zębatym satelitowy charakteryzują się dużym momentem obrotowym, małym wskaźnikiem masy do uzyskiwanego momentu obrotowego oraz odpornością na warunki typowe dla wyrobisk górniczych przez co zyskują coraz większe uznanie. Ze względu na coraz szersze pole zastosowania hydraulicznych silników satelitowych w wiertarkach górniczych oraz ich niezaprzeczalne zalety, w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH opracowano i wykonano stanowisko do badania obrotowych wiertarek hydraulicznych oraz procesu wiercenia obrotowego. Stanowisko charakteryzuje się potencjałem badawczym oraz może być stosowane do realizacji zajęć dydaktycznych.

Ręczne wiertarki obrotowe

Ręczne wiertarki obrotowe, w zależności od zastosowanej energii zasilania wiertarki różnią się znacząco uzyskiwanymi parametrami przy określonej masie i wielkości. Wiertarki hydrauliczne, pneumatyczne i elektryczne znajdują zastosowanie w podziemnych zakładach górniczych o różnicowych zagrożeniach wybuchem pyłu węglowego i metanu. Najczęściej w wiertarkach hydraulicznych stosuje się silniki gerotorowe (orbitalne) lub zębate satelitowe (obiegowo-krzywkowe), w pneumatycznych wysuwowe (łopatkowe) natomiast w elektrycznych silniki asynchroniczne. Wiertarki obrotowe mogą być wyposażone w przystawkę do generowania uderzeń (tak zwany udar mechaniczny) wspomagających proces wiercenia przez zmniejszenie spójności skały na dnie otworu.

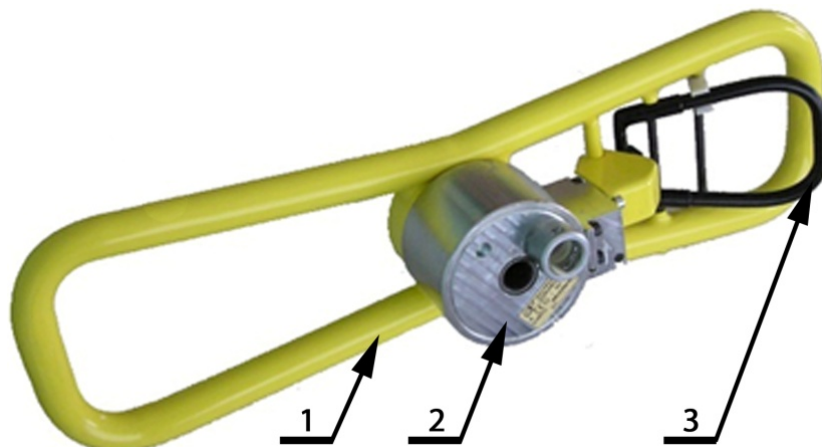
Pomijając dostępność energii zasilania w miejscu pracy, warto zwrócić uwagę na podstawowe parametry użytkowe wiertarek, czyli moment obrotowy, prędkość obrotową oraz masę. W tabeli 1 zestawiono podstawowe parametry dla przykładowych wiertarek o różnej energii zasilania. Największe różnice występują w generowanym momencie obrotowym oraz masie. Wiertarki hydrauliczne charakteryzują się kilkukrotnie wyższym momentem obrotowym przy jednoczesnym kilkudziesięciokrotnie niższym wskaźniku masy. Przy niewielkiej masie uzyskują znaczny moment obrotowy, którego wartość bezpośrednio zależy od ciśnienia zasilania i może być zmieniana od wartości minimalnej do szczytowej. Masa wiertarki ma duże praktyczne znaczenie i znacząco wpływa na komfort pracy.

Tab. 1. Zestawienie podstawowych parametrów przykładowych wiertarek: hydraulicznej, pneumatycznej oraz elektrycznej

Rodzaj wiertarki	hydrauliczna	pneumatyczna	elektryczna
Moment obrotowy [Nm]	90,0/160,0	27,0	17,5
Prędkość obrotowa [obr/min]	900,0	580,0	610,0
Masa [kg]	5,5	19,0	15,5
Wskaźnik masy [kg/Nm]	0,061/0,034	0,703	1,129

Poszczególne modele hydraulicznych wiertarek obrotowych różnych producentów również wykazują znaczące różnice w masie i generowanym momencie. Na podstawie analizy parametrów dostępnych na rynku wiertarek, do przedmiotowego stanowiska, wybrano wiertarkę H-WH1 firmy Hydromech S.A. Wytypowana wiertarka posiada najkorzystniejsze parametry przy stosunkowo niewielkiej masie (tabela 2, rys. 1).

Wiertarka H-WH1 charakteryzuje się maksymalnym momentem obrotowym 160 Nm (dla ciśnienia zasilania 25 MPa) przy prędkości obrotowej osiągającej 900 obr./min (dla wydajności zasilacza hydraulicznego 36 dm³/min). Opisywana wiertarka H-WH1 waży tylko 5,5 kg, co jest relatywnie niewielką wartością w porównaniu z wiertarkami innych producentów a zwłaszcza wiertarkami pneumatycznymi lub elektrycznymi.



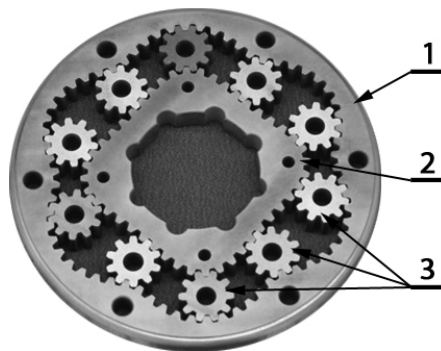
Rys. 1. Budowa wiertarki H-WH1 firmy Hydromech S.A.

1- kierownica, 2- hydrauliczny silnik satelitowy, 3- włącznik typu „Hydromech”

Tab. 2. Wybrane dane techniczne wiertarki H-WH1 Hydromech S.A.

Wymiary	Długość [mm]	535
	Szerokość [mm]	91
	Wysokość [mm]	165
Waga [kg]		5,5
Zasilanie	Ciśnienie minimalne [MPa]	16
	Ciśnienie nominalne pracy [MPa]	Do 25
	Chłonność właściwa [cm ³ /obr]	40
Prędkość obrotowa [obr/min]		50 ÷ 900
Moment obrotowy [Nm]		90 ÷ 160
Dopuszczalne obciążenie osiowe [kN]		1
Maksymalna średnica wiercenia [mm]		żerdź Ø42, raczek Ø48

Omawiając przedmiotową wiertarkę, warto również zwrócić uwagę na zastosowanie opatentowanego wyłącznika typu „Hydromech”. Rozwiązanie to, według producenta, poprawia bezpieczeństwo oraz zwiększa komfort pracy operatora eliminując w znacznym stopniu ryzyko kontuzji w przypadku zablokowania raczka lub żerdzi w otworze. Napęd realizowany jest przez zębaty satelitowy silnik hydrauliczny, który przystosowano do zasilania emulsją olejowo-wodną lub olejem hydraulicznym. Schemat obiegowo-krzywkowego silnika hydraulicznego pokazano na rys. 2. Zasilanie urządzenia może pochodzić bezpośrednio z instalacji obudów zmechanizowanych, z instalacji hydraulicznych innych maszyn znajdujących się w wyrobisku lub z niezależnego agregatu hydraulicznego.



Rys. 2. Podstawowe elementy hydraulicznego silnika obiegowo-krzywkowego
1 – obwodnica o uzębieniu wewnętrznym, 2- planeta o uzębieniu zewnętrznym, 3 satelity

Zasada działania silnika satelitowego (planetarnego) polega na doprowadzaniu cieczy pod ciśnieniem do komór roboczych, utworzonych przez elementy zębate 1 i 2 oraz koła satelitowe 3. Z komór roboczych o zmniejszających się objętościach ciecz odprowadzana jest kanałem powrotnym. Doprowadzenie cieczy z zasilania do komór o rosnących objętościach powoduje powstanie momentu obrotowego na wale silnika. Taka konstrukcja silnika charakteryzuje się dużą stabilnością pracy, odpornością na jakość cieczy oraz zanieczyszczenia i korzystnym wskaźnikiem ciężaru do mocy.

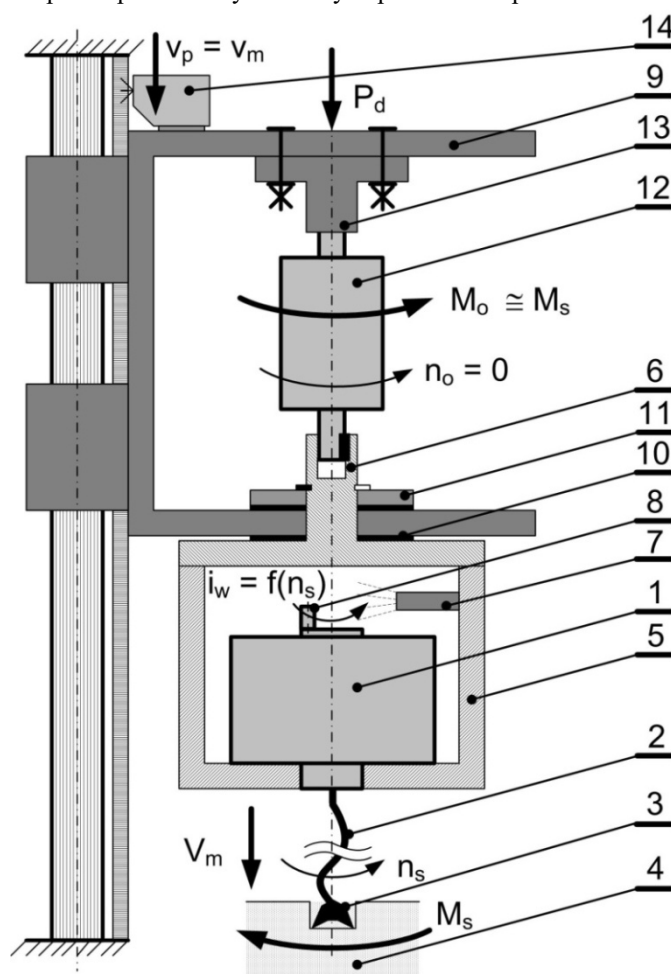
Projekt stanowiska

Podstawy teoretyczne procesu wiercenia obrotowego skał oraz budowa i parametry hydraulicznej wiertarki obrotowej H-WH1 pozwoliły na określenie najważniejszych założeń stanowiska do badania wiertarek oraz procesu wiercenia. Ponadto podczas opracowywania koncepcji stanowiska założono prostą konstrukcję, przeznaczenie do realizacji prac naukowo-badawczych, przemysłowych oraz możliwość zastosowania dydaktycznego. W związku z powyższych sprecyzowano następujące założenia:

- wiercenie pionowo w dół i próbka nieruchoma podczas wiercenia,
- możliwość wykonania kilkudziesięciu otworów w jednej próbce,
- prosty mechanizm posuwu wiertarki podczas badań,
- usuwaniu zwiercin nawojem śrubowym,
- siła docisku zadawana grawitacyjnie $P_d > 1200$ N,
- długość wierconego otworu $L > 400$ mm,
- bezpośredni pomiar momentu obrotowego $M_o > 160$ Nm,
- pomiar prędkości obrotowej $n_o > 900$ obr./min,
- pomiar drogi z maksymalnym błędem $\delta = \pm 0,1$ mm,
- pomiar mechanicznej prędkości wiercenia $v_m < 5$ m/s,
- regulowane ciśnienie zasilania do $p = 25$ MPa,
- regulowane natężeniu przepływu do $q = 36$ dm³/min,
- pomiar ciśnienia na zasilaniu i splywie,
- możliwość pomiaru natężenia przepływu.

Z kilku opracowanych koncepcji stanowiska wybrano wersję spełniającą wszystkie wymagania przy uwzględnieniu wysokiej funkcjonalności, prostej konstrukcji oraz łatwości użytkowania. Najpoważniejszym problemem było opracowanie metody pomiaru momentu obrotowego wiertarki w sposób bezpośredni i nieutrudniający

realizacji procesu wiercenia. Typowe metody pomiarowe polegały na zastosowaniu przewodowego układu tensometrycznego na żerdzi, który ogranicza całkowitą liczbę obrotów oraz zlokalizowany jest między wiertarką a próbką badawczą. Drugim sposobem był pomiar momentu reakcji na elemencie roboczym (w tym przypadku próbce) stosowany w hamowniach. Tak jedna jak druga metoda nie spełniała oczekiwań, w związku z tym opracowano autorską metodę polegającą na pomiarze momentu reakcji w mocowaniu wiertarki do wózka mechanizmu posuwu. Rozwiązanie takie pozwala na bezpośredni i dokładny pomiar momentu wiercenia a sam układ pomiaru zlokalizowany jest z tyłu wiertarki. Pozostałymi mierzonymi parametrami procesu wiercenia jest droga jaką pokonuje wiertarka (głębokość otworu, mechaniczna prędkość wiercenia) oraz prędkość obrotowa mierzona na wrzecionie, z tyłu wiertarki. Schematycznie sposób pomiaru wymienionych parametrów przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Sposób pomiaru istotnych parametrów procesu wiercenia

- 1 – wiertarka H-WH-1, 2 – żerdź spiralna, 3 – raczek, 4 – wiercona próbka,
- 5 – obudowa wiertarki, 6 – kołnierz dolny, 7 – indukcyjny czujnik obecności,
- 8 – trzpień wrzeciona, 9 – korpus wózka, 10 – podkładka ślizgowa, 11 – blokada osiowa, 12 – momentomierz, 13 – kołnierz górny, 14 – indukcyjny czujnik drogi.

Najważniejszą częścią stanowiska będąca również przedmiotem pomiarów jest wiertarka 1, która standardowo wyposażona jest w żerdź spiralną 2 oraz raczek 3. Zestaw ten wykonuje podczas realizacji badań otwory w próbce 4. Wiertarka 1 została odłączona od fabrycznej kierownicy i zamocowana w obudowie 5. Obudowa 5 połączona jest sztywno z kołnierzem dolnym 6. Wewnątrz obudowy 5 znajduje się czujnik indukcyjny 7, który zlicza wystąpienia stalowego trzpienia 8 zamocowanego do wrzeciona w tylnej części wiertarki. Kołnierz górny 6 dociskany jest korpusem wózka 9 przez podkładkę ślizgową 10, przekazując siłę docisku z wózka przez wiertarkę na żerdź i raczek. Natomiast wewnątrz korpusu wózka 9, kołnierz górny 6 zablokowany jest osiowo blokadą 11, która utrzymuje obudowę z wiertarką podczas podnoszenia wózka. Kołnierz górny 6 przekazuje moment skrawania z wiertarki na momentomierz 12, który przez kołnierz górny 13 zamocowany jest do korpusu wózka 9. Wózek wyposażony jest w indukcyjny czujnik drogi 14, który wyznacza głębokość wierzonego otworu i prędkość wózka. Mierzona prędkość wózka v_p równa jest mechanicznej prędkości wiercenia v_m .

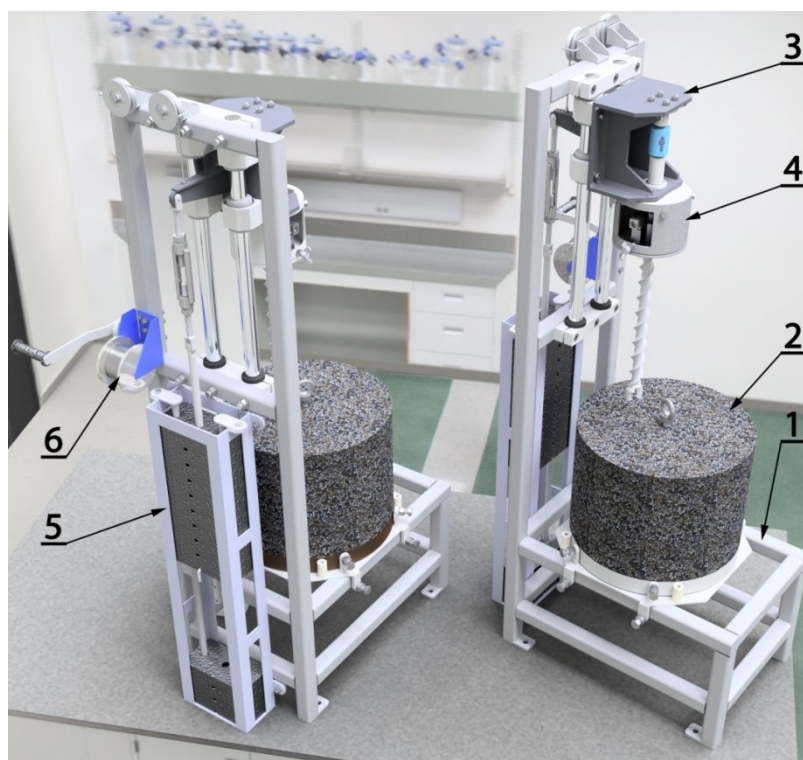
Moment skrawania M_s generowany przez raczek przenoszony jest przez omówiony układ na momentomierz. Podczas wiercenia jedynie wrzeciono wiertarki, żerdź i raczek poruszają się obrotowo, dlatego też prędkość obrotowa wyznaczana jest przez czujnik indukcyjny w obudowie wiertarki. Siła docisku P_d przenoszona jest z wózka na wiertarkę przez podkładkę ślizgową. Rozwiązanie takie ze względu na brak ruchu obrotowego tych elementów wprowadza jedynie niewielki błąd do pomiaru momentu obrotowego M_o , którego wartość podczas wiercenia jest stała i nie przekracza 0,8 % i może być skorygowana przez wzorcowanie lub odpowiednią poprawkę. Aby nie obciążać momentomierza siłą osiową, został on zamocowany suwliwie w kołnierzu dolnym. Oprócz podanych wartości, podczas badań, mierzone są również ciśnienia w przewodach zasilającym i powrotnym wiertarki. Natomiast zastosowanie odpowiedniego przepływomierza pozwala na wyznaczenie natężenia przepływu.

Szereg przeprowadzonych prac skutkowało stworzeniem projektu stanowiska badawczego. Szczegółowy model 3D, który wykonano podczas realizacji projektu i wykorzystano do przeprowadzenia analiz sztywności stanowiska metodą elementów skończonych oraz opracowania dokumentacji technicznej, pokazano na rys. 4. Natomiast na rys. 5 zamieszczono zdjęcia stanowiska i jego wybranych podzespołów.

Elementem nośnym stanowiska jest rama 1 mocowana do podłoża przez podkładki wibroizolacyjne. Na ramie spoczywa zespół pozycjonowania próbki 2 z zabudowaną próbką naturalną lub wykonaną z betonu próbką walcową o wymiarach $\phi 500 \times 410$. Masa próbki przed rozpoczęciem badań wynosi ok. 190 kg.

Próbka za pomocą prostych blokad śrubowych pozycjonowana jest przed wykonaniem każdego otworu. Na ramie zabudowane są wałki precyzyjne, po których porusza się wózek 3 wyposażony w łożyska liniowe. Do wózka zamocowany jest zespół wiertarki 4. Siła docisku zadawana jest grawitacyjnie za pomocą dziesięciokilogramowych obciążników 5 o łącznej masie 120 kg. Podnoszenie wózka odbywa się za pomocą ręcznego wciągnika linowego z hamulcem 6. W zależności od potrzeb stanowisko może być zasilane z jednego z wielu zasilaczy hydraulicznych będących na wyposażeniu Katedry.

Najważniejszym mierzonym parametrem jest moment obrotowy, do pomiaru którego zastosowano dynamiczny, bezdotykowy czujnik momentu DFM22-175-S Megatron o dopuszczalnym momencie 175 Nm z maksymalnym błędem $\pm 0,1\%$. W zastosowanym układzie momentomierz nie obraca się, więc alternatywnie można zastosować tensometryczny pomiar momentu.



Rys. 4. Stanowisko badawcze z oznaczonymi podstawowymi podzespołami
 1 – rama, 2 – próbka, 3 – wózek, 4 – zespół wiertarki, 5 – obciążniki, 6 – wciągnik

Drugim istotnym parametrem jest prędkość obrotowa, która ze względu na specyfikę stanowiska wyznaczana jest na podstawie impulsów z czujnika indukcyjnego PCID 2ZN Sels, co pozwala na pomiar prędkości obrotowej do 15 000 obr./min (250 obr./s) z błędem $\pm 0,25$ obr./min. Do pomiaru prędkości przewidziano enkoder liniowy Lika SML z taśmą magnetyczną MT32 o maksymalnym błędzie $\pm 0,1$ mm. Ciśnienie na zasilaniu i spływie mierzone jest czujnikami MBS32-3615-1AB08 Danfoss, umożliwiającymi pomiar do 40 MPa z maksymalnym błędem $\pm 0,5\%$. Natomiast do pomiaru natężenia przepływu na zasilaniu wiertarki można zastosować dowolny przepływomierz turbinowy. Wartość siły docisku jest znana, jednak w śrubie rzymskiej przewidziano jej pomiar w celu określenia zmienności wynikającej z procesu wiercenia.

Podsumowanie

Ręczne wiertarki obrotowe znajdują szerokie zastosowanie w górniczych zakładach podziemnych. Ze względu na szereg korzystnych parametrów oraz wysoką funkcjonalność na szczególną uwagę zasługują wiertarki hydrauliczne z silnikami zębatymi satelitowymi. Proces wiercenia obrotowego narzędziami skrawającymi stosowany jest szeroko również w lawetach i wozach wiertniczych i kotwiących.



rys. 5. widok stanowiska i jego wybranych podzespołów

Zaproponowane stanowisko badawcze, będące w posiadaniu Katedry Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH pozwala na realizację badań tak hydraulicznych wiertarek obrotowych jak i narzędzi i procesu wiercenia. W praktyce stanowisko umożliwia określenie szeregu charakterystyk (mechaniczna prędkość wiercenia, moment skrawania, itp.) w funkcji wybranych parametrów (siła docisku, rodzaj skały, rodzaj narzędzia, ciśnienie zasilania, natężenie przepływu). Kolejnym zastosowaniem stanowiska jest określanie podatności skał na zwiercanie, ścierności metodą wiercenia oraz oporów skrawania różnymi rozwiązaniami narzędzi skrawających przy założonych parametrach procesu. Istnieje również możliwość oceny szybkości zużycia narzędzi do wiercenia obrotowego oraz wpływu zużycia ostrzy na energochłonność i efektywność procesu wiercenia.

Prace zrealizowano w ramach Grantu Dziekańskiego umowa numer 15.11.130.426

Literatura

1. Bołoz Ł.: Projekt i wykonanie stanowiska badawczego (...), Grant Dziekański AGH 15.11.130.426, Kraków, 2016 – niepublikowane,
2. Bołoz Ł., Ostapów L.: Samojezdny wóz kotwiący ze zintegrowanym układem do zabudowy obudowy powierzchniowej, *Transport przemysłowy i maszyny robocze*, nr 3(37), 2017.

Liubomyr Borushchak, Oleh Onysko, Vitalii Panchuk
Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas, Ukraine

RESEARCH OF THE PERMEABILITY OF THE TOOL JOINT OF SIZE 2 7/8 REG.

ABSATRACT

The obtaining of the tapered thread tool-joint high precision parameters is very actual because they affect greatly on impermeability, strength and durability of the joints of the oil and gas drill pipe string. Features of this thread profile are that the spiral channel is formed between the box and pin. As a result drilling fluid together with abrasive goes through created leaks and increases the surface wear of the thread. Specially for the research of this problem the virtual model of the tapered thread tool-joint of size 2 7/8 Reg is designed by authors. On this model torrent of the not-Newtonian fluid through the spiral channel is simulated. The flow velocity and pressure of the fluid are obtained by the model help.

1. Introduction

The problem of ensuring the tightness, strength and durability of threaded joints in drill pipe string is one of the key to ensure the efficient gas and oil extraction especially in the hydraulic rotary drilling of the well. The peculiarity of the tool-joint tapered thread profile is that the spiral channel of a relatively small section 0,5–1,5 mm² is formed between a nipple and box. When the connection between the ends of the box and pin is new, their contact is tight and the spiral channel is blocked, but in the course of operation, the ends cease to fit tightly to each other. The tightness of the connection is broken. Drilling fluid leaks out through the formed clearance because the inner cavity of the drill pipe is connected to the outside space. The drill pipe string investigation [1] shows that a significant part (up to 33%) of the drilling mud may not reach the rock-cutting tool due to its leakage through the joints.

Because of the operation, the clearances in the connection increase. The wear of the thread surface increases because drilling mud floats through the formed clearances and includes abrasive parts. The authors believe that the study of the conditions for the impermeability of the drilling fluid in the pipe joint of the tapered thread is very actual.

2. The analysis of primary sources in which issues of tightness of the tool-joint tapered thread are considered.

Research of the special specimens of the tapered thread joints [2] shows that threads 5 ½ FH with the graphite lubricant YCCa can withstand water pressure up to 4-6 MPa for 5 minutes. After that the depressurization of the joint appears. Under the same conditions, a tapered thread joint that is screwed with a metal-filled lubricant P-416 can withstand a pressure of 18 - 36 MPa for 10-36 minutes, after which the decompression

of the joint occurs. On the basis of this, it was concluded that the stub ends of the tapered thread joint parts play the primary role in the joint tightness ensuring.

The author [3,4] notes that the permeability of the tapered thread joints depends on many factors. The main ones are: the degree of previous tension of the screwed connection, availability and quality of the lubricant, the state of the stubborn surfaces, the degree of the thread wear and tear, pressure drop, the size of the acting tensile and bending loads. The author [5,6] considers that the condition of ensuring the impermeability of the connection is to increase the contact stresses on the stubborn ends of the tapered thread parts over the pressure of the drilling mud at 4 - 4.5 MPa. It was shown in [7] that, after tightening the tapered thread joint, the contact voltages along the width of the stubborn ends are distributed unevenly.

In [8] the influence of the nonperpendicularity of the stubborn ends of the box and nipple under the water pressing process is investigated. The dependences of the change of impermeability on the magnitude of the sag of the stubborn ends tapered thread joint parts are shown in the course of screwing both without using the lubricant and with it. It is determined, that the required pressure to displace graphite lubricant from the clearances between the screw lines reaches 6 MPa

In [9], the author, analyzing [1,2,3,4,5,6,7,8], came to the conclusion that the effect on the tightness of the tapered thread joint of the individual structural, technological and operational factors should be determined on the basis of experimental investigations.

The analysis of the permeability of the drilling mud through the technological guaranteed by thread design gap is beyond the attention of mentioned authors. In this regard, there is no data about experimental investigations but there are certain theoretical developments.

3. Effect of the size of the technological gap of the tapered thread tool-joint on increasing of the hydraulic energy loss.

In Figure 1, this gap (one of three of its sections is highlighted in black) is schematically demonstrated on the basis of the current standard [10].

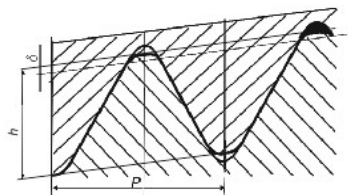


Fig. 1. Scheme of tapered thread joint. In the scheme: P - motion of the thread, h - the height of the profile, δ - is the value of the wear of the thread.

The effect of this gap is analyzed in [11], where the author points out that: an increase of the wear of the thread not only increases the probability of accidents of the drill pipe string, but actually causes the loss of hydraulic energy of the drilling mud in the process of well washing. They depend on the removal of tapered thread joints from the drill pump, working pressure of the pump, the density of the drilling fluid, the size of the pipes and the wear of the thread screw surface. The author presents data of investigations in which the loss of hydraulic energy for the size of the wear on the side $\delta = 0.1$ mm (Figure 1) reaches 15-20 KJ.

The work has a theoretical character and does not provide data on the velocity of the washing fluid movement in the screw channel, which is formed due to the existence of a technological gap in the tool-joint tapered thread.

3. Analysis of non-Newtonian fluid models for drilling fluids

A characteristic feature of the process is that the washing fluids, as a rule, have the properties of non-Newtonian fluids. This complicates the conduct of natural experiments. Realization of the analytical research without the using of the computer technology is practically impossible. The author [12], for the analytical researches of the behavior of the drilling mud, as a pseudoplastic fluid, proposes to apply a theoretically substantiated Bingham rheological model. However, the study [13] suggests dissolving non-clay solution, but biopolymer-silicate drilling fluid, as much more suitable for drilling horizontal wells. For this the author [13] offers to apply the rheological model of Herschel-Balkley.

At the present time, there is not reliable information about the nature of the flow of non-Newtonian fluids through narrow channels, in particular the value of velocities and pressures in the flow in the tapered thread joint.

4. The purpose of the investigation

The purpose of this investigation is to detect the nature of penetration-non-penetration of the drilling fluid through the non-tightness of the drill tapered thread joint by determining the range of values of its flow velocity and pressure drop.

5. Problem Statement

With the help of the SolidWorks computer simulation program, we need to create a virtual 3D model of the screw channel, which is formed between the nipple and the box of the tapered thread joint 3-73 (according to the ARI 7 (US) joint 2 7/8 Reg). In this model it is necessary to do the following:

1. By means of the Flow Simulation package:
 - to create and fill the channel with an environmentally identical drilling fluid,
 - to provide for the environment conditions that correspond to real pressure on the input and output of the channel.
2. To identify the possibility of penetrating the drilling fluid through the channel and determine the characteristics of the flow: the value of speed and pressure throughout the channel.

6. Input data for research

For conducting researches we chose tapered thread joint 2 7/8 Reg as the demention base. It is characterized by the following parameters [10]:

- taper 1:6,
- motion of the thread 6,35 mm,
- height of the profile 2,64 mm,
- profile angle 60 °,
- the diameter of the end of the nipple is 60,38 mm,
- the length of the joint itself is about 60 mm.

The selected joint size is shorter than any other, which allow significantly to save computer resources and time of calculations during the simulation of the process of flow of the drilling fluid; It is necessary to note that the gap through which the channel is formed has a shape close to the radius segment with a width of 1.6 mm and a height of 0.44 mm (black segment in Figure 1).

Using the practical data of the drilling parameters, as well as the data of the analysis of works [2,3,4,8,11], we set two values of the working pressure for the solution in the plane of the channel entrance - 10 • MPa and 20 MPa.

7. The execute of research

The first step is to create a channel model. At the 3D modeling stage, we replace the layout of two screwed parts — a pin and a box, to one solid in which the channel is created along the trajectory of the conical spiral, that is, the actual section whose profile has the form of the black segment in Figure 1.

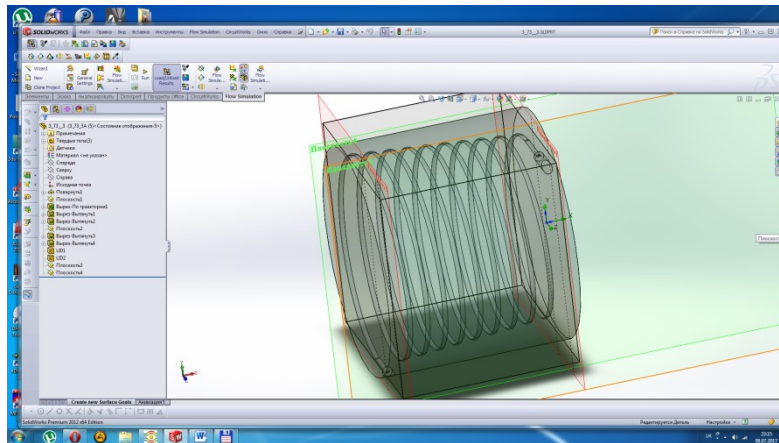


Fig. 2. A three-dimensional model of the conical spiral channel

As can be seen from Figure 2, the input and output of the channel is longed by straight sections and finish with end faces for the possibility of creating the virtual stubs LID1 and LID2. The second step is to apply Flow Simulating application for the channel model created before. The course of research by Flow Simulating application:

- to give the type of analysis – internal, since our working environment is liquid and limited by the walls of a solid. Heat exchange in solids is not taken into account, considering that the solid is cooled intensively by the flow of the drilling fluid through the central hole of the drill pipe string and the outside of it,
- to set the parametres of the drilling fluid: density 1200 kg / m^3 and kinematic viscosity at the start 10 sSt. The characteristic of the viscosity change is taken in accordance with the rheological model of Herschel-Balkley (Figure 3),
- to specify the subregion of the fluid (the volume in which the fluid passes) by allocating the surfaces that restrict the channel,
- to specify the boundary conditions of the investigation: — the pressure on the inner face of the input lid is equal to 10 MPa and the pressure of the external environment (on the inner face of the initial cap) is equal to atmospheric — 0,1 MPa.

The next is to set calculation goal:

- the value of the pressure from the input to the output through the channel,
- the velocity value with taken into account its distribution in the section of the channel (the calculation of the flow of non-Newtonian fluids is carried out exclusively in laminar mode),
- the variation of the density of the drilling fluid in the channel is possible under the influence of pressure and speed.

The next step is to task the structure of the grid of elements in the investigated volume. Considering the small size of the channel, the degree of partitioning into elements is set quite high (the sixth in the gradation of automatic tuning).

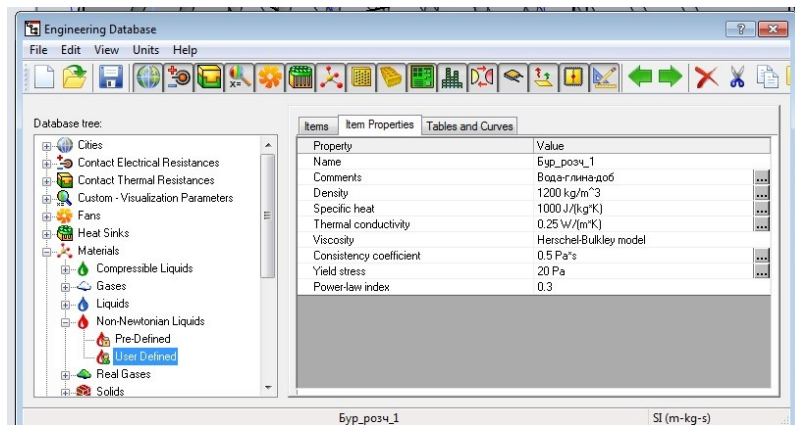


Fig. 3. Parameters of the drilling fluid

8. Research results

The research results are made in the form of a three-dimensional pressure and speed diagram in the channel with the analysis of numerical data of legends in the upper left corner. On all the diagrams, the direction of the jet is shown with the arrows. After the first stage of experiments, the pressure drops in the channel from 5,7 MPa to the environment pressure without any changes in the section of the jet (Figure 4). The sharp drop in pressure at the entrance to the channel, apparently, is due to the section of the flow region decreases sharply and the properties of the drilling fluid is too specific. A detailed analysis of the pressure diagram shows that its distribution along the channel is fairly uniform (Figure 5). The average results of the channel velocity are from 40 to 48 m/s (Figure 6). The detailed review of the resulting diagram shows that the values of the velocity fluctuate within 30 – 55 m/s and are different at different points of the section of the channel (Figure 7).

The second stage of the research is carried out under the following boundary conditions of the study: it is the pressure on the inner face of the inlet lid, equal to 20 MPa and the pressure of the external environment (on the internal face of the initial lid), which is equal to atmospheric – 0,1 MPa.

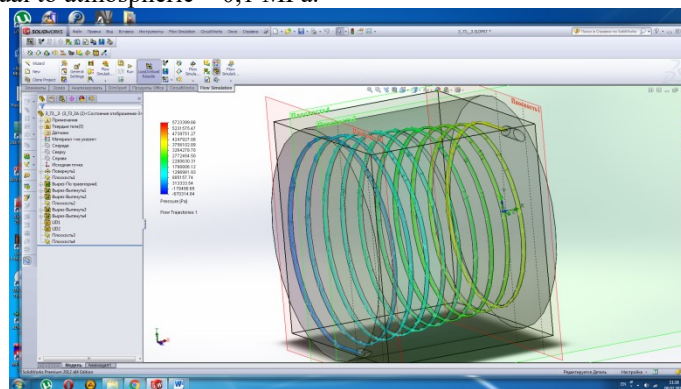


Fig. 4. Diagram of the distribution pressure in the channel (input pressure of 10 MPa)

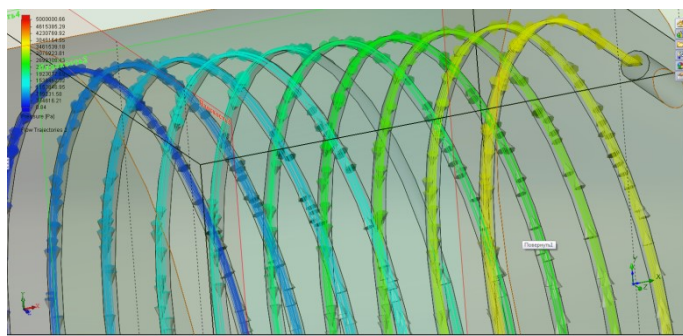


Fig. 5. Detailization of the distribution of pressure in the channel (inlet pressure 10 MPa)

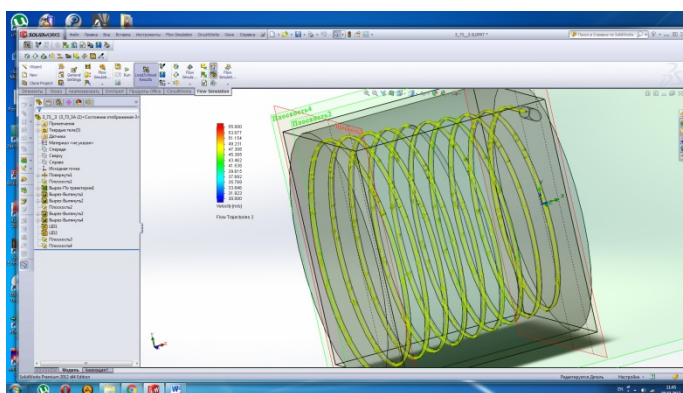


Fig. 6. Speed diagram in the channel (input pressure of 10 MPa)

After the second stage of experiments, the pressure drops in the channel from 15 MPa at the entrance to the exterior pressure without noticeable fluctuations in the jet section (Figure 8).

The analysis of the speed diagram indicates that its value is on average 90 – 95 m/s with uneven distribution in the section of the channel from 60 to 110 m/s (Figures 9 and 10, respectively).

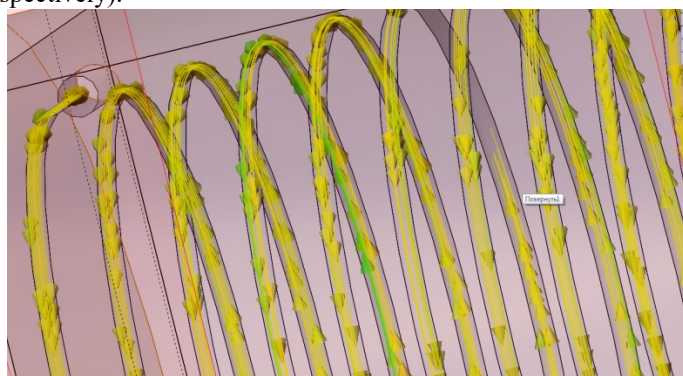


Fig. 7. Detailization of the speed diagram in the channel (input pressure 10 MPa)

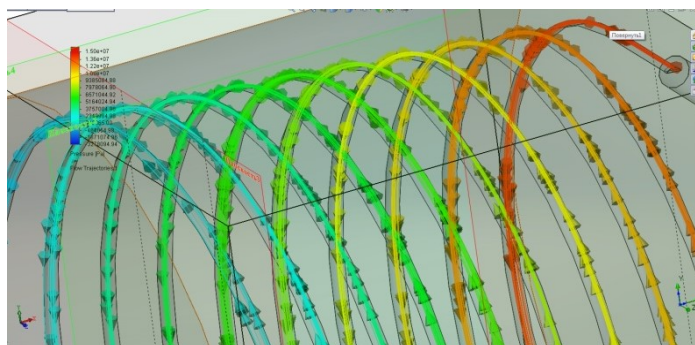


Fig. 8. Diagram of the distribution pressure in the channel (input pressure of 20 MPa)

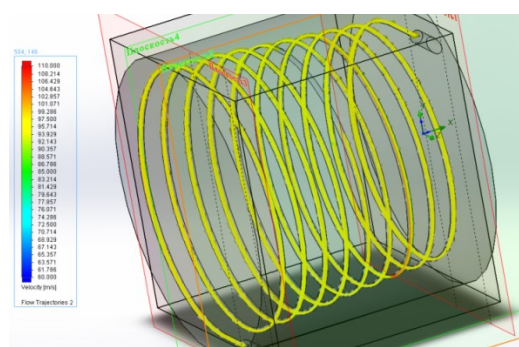


Fig. 9. Speed diagram in the channel (input pressure of 20 MPa)

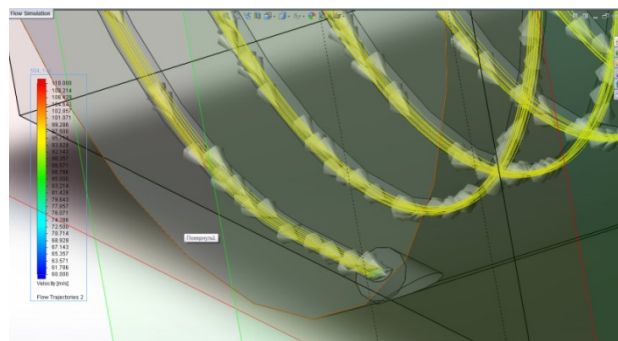


Fig. 10. Detailization of the speed diagram in the channel (input pressure 20 MPa)

9. Conclusions

On the example of the research of the model of the tapered thread joint 2 7/8 Reg the following conclusions are obtained:

1. The numerical values and character of the distribution of pressure and speed of the washing drilling fluid along the channel that formed as a result of screwing between box and pin are obtained.
2. The numerical values of the range of velocities in the channel section are obtained. It is ascertained that the velocity gradient of the washing drilling fluid

along the channel cross section is approximately proportional to the pressure of the environment at the entrance to the channel.

3. The high velocities of the washing drilling fluid in the channel give the possibility to assert that the impermeability of the surfaces of the tool-joint tapered thread increases not only as a result of the intense friction of the contact surfaces in the process of screwing-rescrewing but as well as as a result of the hydroabrasive deterioration of the thread surfaces.

10. Literature

1. Бикчурин Т.Н. Потери промывочной жидкости через резьбовые соединения бурильных труб и замков.// Новости нефтяной и газовой техники – 1962. №10.– С. 10–13.
2. Щербюк Н. Д. Исследование и разработка конструкций резьбовых соединений труб нефтяного сортамента и забойных двигателей с высокими эксплуатационными характеристиками для бурения глубоких скважин – авторефер. Дис. д.т.н., Москва ВНИИБТ, 1978, – 68 с.
3. Лачинян Л.А. Работа бурильной колонны. Москва»Недра». –1992. – 211с.
4. Лачинян Л.А. Расчет герметичности бурильной колонны. Труды ВНИИТнефть, 1974, вып. 14.
5. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. М.: «Недра» 1979, 231 с.
6. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: «Недра» 1990, 236 с.
7. Барышников А.И. Работоспособность резьбовых соединений бурильной колонны при циклическом нагружении. Ав.-т., к.т.н. Москва, 1984. – 22 с.
8. Щербаков Б.Ю. Новая высокотехнологичная продукция ЗАО «ТМК» для строительства нефтяных и газовых скважин в современных условиях. Вестник АПБ.– 2005. –№1 .– С. 37–42.
9. Семин В.И. Современные методы проектирования резьбовых соединений труб нефтегазового сортамента для строительства скважин. Дис. д.т.н. 25.00.15 «Технология бурения и освоения скважин», 05.02.13 «Машины , агрегаты и процессы (Нефтегазовая отрасль)» ОАО Научно-производственное объединение - «Буровая техника» – Москва ВНИИБТ, 2005, – 344 с.
10. ГОСТ 28487-90. Межгосударственный стандарт. Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. Профиль. Размеры. Допуски (с Изменением N 1 [Текст]. Утвержден и внесен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 05.06.80 № 2578. М.: «Стандартинформ», 2010. — 75 с.
11. Чудик І.І. До втрат гідравлічної енергії під час промивання свердловини.
12. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009.– №2(31).– С34-42.
13. Крих Г.Б. Особливості застосування реологічних моделей неньютонівських рідин//Вісник національного університету «Львівська політехніка».–2017, № 581. – С. 71-82.
14. Чудик І.І., Богославець В.В., Дудич І.Ф. Біополімер–силікатний буровий розчин для буріння горизонтальних свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.– 2016.– 4(61).– С.34–42.

Piotr Cheluszka, Jacek Gawlik
Politechnika Śląska w Gliwicach

ODDZIAŁYWANIE DYNAMICZNE KOMBAJNU CHODNIKOWEGO NA SPĄG W TRAKCIE REALIZACJI PROCESU URABIANIA

THE DYNAMIC IMPACT OF ROADHEADER ON THE FLOOR DURING THE PERFORMANCE OF THE CUTTING PROCESS

STRESZCZENIE

Urabianiu skał, zwłaszcza trudno urabialnych, wysięgnikowymi kombajnami chodnikowymi towarzyszą silne obciążenia dynamiczne i drgania przenoszone za pośrednictwem podpór na spąg. Wysięgnikowy kombajn chodnikowy w trakcie pracy podparty jest na spągu na krawędzi stołu ładowarki – z przodu oraz na stopie stabilizującej – z tyłu. Ze względu na nierówności powierzchni spągu oraz zalegające na nim ziarna urobku, podparcie to sprowadzić można do trzech podpór rozmieszczonych w narożnikach konturu podparcia kombajnu (dwóch w przedniej części oraz jednej w tylnej części kombajnu).

W pracy przedstawione zostały wyniki symulacji obciążeń dynamicznych w punktach podparcia kombajnu podczas realizacji procesu urabiania. W badaniach symulacyjnych wykorzystano oryginalny, zweryfikowany doświadczalnie model dynamiczny nadwozia kombajnu chodnikowego. Badania te przeprowadzone zostały w celu określenia wielkości i charakteru oddziaływania dynamicznego kombajnu na spąg oraz wpływu warunków realizacji procesu urabiania na reakcje spągu wyrobiska na obciążenie od urabiania. Na podstawie wyników przeprowadzonych symulacji komputerowych określono rozkład obciążeń dynamicznych w podporach kombajnu podczas wykonywania skrawów o różnych parametrach.

ABSTRACT

The cutting of rocks, especially those with poor workability, by means of roadheaders is accompanied by strong dynamic loads and vibrations transmitted through supports onto the floor. A boom-type roadheader is supported on the floor during work on the edge of the loading table – from the front and on a supporting leg – from the back. As the floor surface is irregular and as rock grains are deposited on it, support can be provided with three buttresses positioned in the corners of the roadheader support contour (two in the front part and one in the back part of the roadheader).

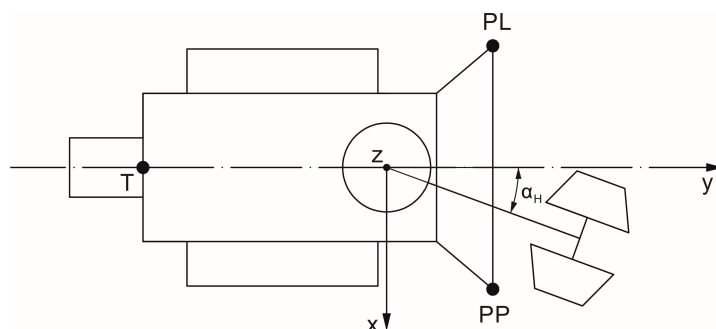
The work presents the results of a simulation of dynamic loads in the roadheader support points during the performance of a cutting process. An original, experimentally verified dynamic model of a roadheader body was employed in the simulation

investigations. The investigations were conducted to determine the value and character of the roadheader's dynamic impact on the floor and the influence of the cutting process implementation parameters to reactions of the heading floor on a load from cutting. The distribution of dynamic loads in the roadheader buttresses when performing cuts with different parameters was identified based on the results of computer simulations performed.

1. Wprowadzenie

Wysięgnikowe kombajny chodnikowe są jednymi z najczęściej stosowanych maszyn roboczych wykorzystywanych do drażenia wyrobisk korytarzowych w kopalniach węgla kamiennego. Wykorzystywane są również do wykonywania tuneli w budownictwie podziemnym. Realizacja procesu roboczego powoduje, iż podzespoły kombajnu poddawane są działaniu obciążenia dynamicznego wynikającego z interakcji pomiędzy układem urabiania a urabianą skałą. Obciążenia te powodują znaczne skrócenie żywotności elementów kombajnu chodnikowego oraz mogą przyczynić się do wystąpienia sytuacji stwarzającej zagrożenie życia lub zdrowia (np. w wyniku utraty stateczności kombajnu [1]) osób znajdujących się w otoczeniu maszyny. Obciążenia o charakterze udarowym przekazywane są poprzez podpory kombajnu do otoczenia (na spąg), co może indukować wstrząsy parasejsmiczne [4]. Drgania generowane podczas wykonywania procesu roboczego (zwłaszcza w skałach trudno urabialnych) mogą mieć więc negatywny wpływ na środowisko oraz bezpieczeństwo pracy [5].

Wychodząc naprzeciw potrzebie poznania zjawisk dynamicznych towarzyszących działalności kombajnu chodnikowego (podczas urabiania skał o różnej urabialności z różnymi wartościami parametrów tego procesu) opracowany został adekwatny model dynamiczny [2]. Dla potrzeb analizy oddziaływania dynamicznego kombajnu na spąg drażonego wyrobiska w kierunku prostopadłym do spągu przyjęto trzypunktowy model podparcia (dwa punkty z przodu i jeden z tyłu) – rys.1. Podpory przednie odwzorowują podparcie kombajnu na krawędzi stołu ładowarki, natomiast podpora tylna odzwierciedla podparcie maszyny na stopie stabilizującej. Ze względu na możliwość wystąpienia chwilowej utraty kontaktu podpór kombajnu ze spągiem, zamodelowane one zostały w postaci więzi jednostronnych przenoszących wyłącznie obciążenia ściskające.

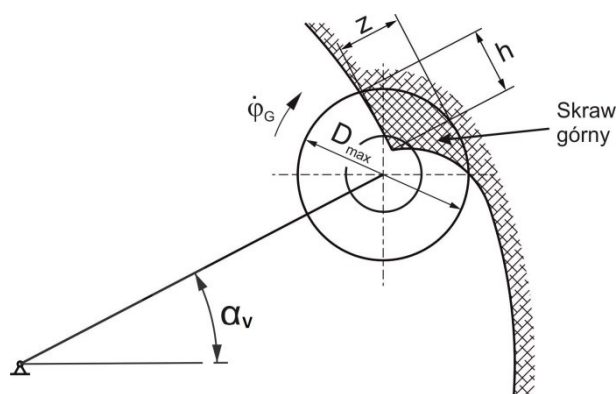


Rys. 1. Model podparcia kombajnu:

PP – podpora przednia prawa, PL – podpora przednia lewa, T – Podpora tylna,
 α_H – kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu

W niniejszej pracy analizie poddano przebiegi składowych reakcji prostopadłych do spągu w punktach podparcia kombajnu (wzdłuż osi Z układu współrzędnych XYZ).

Opracowany model dynamiczny został zweryfikowany doświadczalnie w oparciu o charakterystyki dynamiczne uzyskane podczas badań stanowiskowych na obiekcie rzeczywistym przeprowadzonych w Hali Technologicznej Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej [3]. Obiektem badań był kombajn R-130, który urabiał blok z mas cementowo-piaskowych o różnej wytrzymałości na ściskanie. Prezentowane w niniejszej pracy wyniki uzyskane zostały w trakcie symulacji komputerowej skrawu górnego o wysokości $h = 200$ mm z zabiosem z wynoszącym 100 mm (rys.2) wykonywanego równoległe do spągu. W celu określenia wpływu prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\varphi}_G$ przeprowadzone zostały symulacje, dla których wartości tej prędkości zawierały się w zakresie od 4,62 rad/s do 9,24 rad/s. Rozpatrzono przy tym pełen zakres zmienności prędkości obwodowej wychylania wysięgnika v_{OW} możliwy do uzyskania dla badanego kombajnu ($0 \div 350$ mm/s). Symulowano urabianie skał o różnej urabialności wyrażonej za pomocą wytrzymałości na ściskanie R_C z zakresu od 20 do 70 MPa. Ustawienie wysięgnika kombajnu chodnikowego charakteryzowane jest za pomocą dwóch kątów (α_V i α_H). Kąt α_V określa wychylenie wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu, zaś kąt α_H jego wychylenie w płaszczyźnie równoległej do spągu od osi wzdłużnej kombajnu. Ujemna wartość kąta α_V oznacza wychylenie wysięgnika w stronę spągu, zaś dodatnia wartość tego kąta oznacza wychylenie wysięgnika w stronę stropu. Ujemna wartość kąta α_H oznacza, że wysięgnik wychylony jest w lewo, zaś wartość dodatnia – że wysięgnik wychylony jest w prawo od osi wzdłużnej kombajnu. W trakcie wykonywania skrawu w płaszczyźnie równoległej do spągu wartość kąta α_H jest zmienna. Podane w dalszej części pracy wartości tego kąta odpowiadają dlatego początkowemu ustawieniu wysięgnika, przed rozpoczęciem symulowanego jego ruchu w stronę ociosu drążonego wyrobiska.

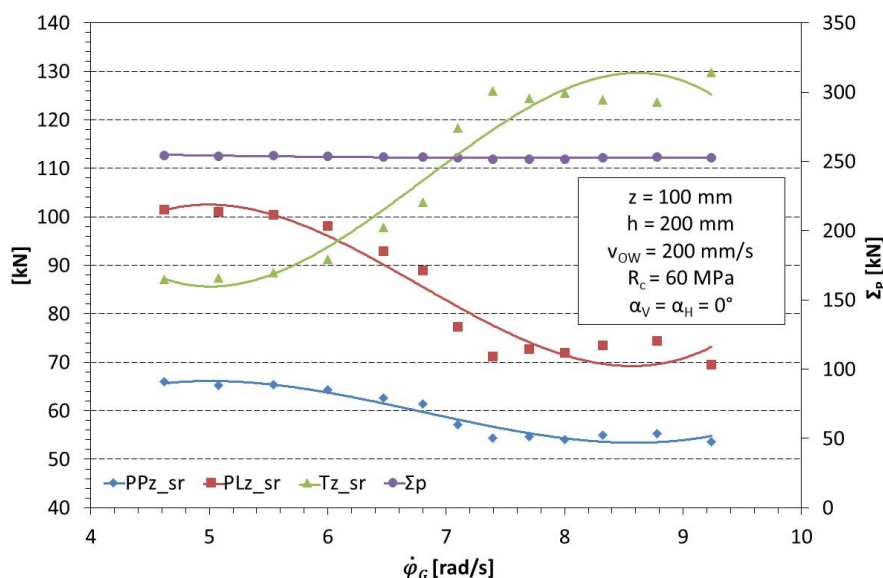


Rys. 2. Przekrój poprzeczny skrawu górnego wykonywanego poprzecznymi głowicami urabiającymi podczas ich przemieszczania równoległe do spągu:
 z – zabiór, h – wysokość skrawu, $\dot{\varphi}_G$ – prędkość kątowa głowic urabiających,
 D_{max} – maksymalna średnica głowic urabiających, α_V – kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu

2. Wpływ prędkości kątowej głowic urabiających na rozkład obciążenia w podporach kombajnu chodnikowego

Wpływ wartości prędkości kątowej głowic urabiających na średnią wartość reakcji w punktach podparcia kombajnu przedstawiono na rysunku 3. Wraz ze wzrostem wartości prędkości kątowej głowic urabiających wyraźnie rośnie wartość średnia obciążenia

występującego w podporze tylnej (linia zielona). W badanym zakresie zmienności prędkości $\dot{\varphi}_G$ wartość średnia tej reakcji zmienia się bowiem w granicach od 88 kN do 130 kN (wzrost o blisko 50%). Siły reakcji w punktach podparcia z przodu kombajnu (linie czerwona i niebieska) z kolei maleją. W przypadku podpory przedniej lewej (linia czerwona), dla badanego zakresu $\dot{\varphi}_G$ widoczny jest spadek średniej wartości siły reakcji z 105 kN do 70 kN (spadek o około 35%). Wartość średnia reakcji w podporze przedniej prawej (linia niebieska) spada przy tym nieznacznie, bo z 65 kN do 55 kN. Zaobserwować można, iż wraz ze wzrostem prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\varphi}_G$ nasila się efekt odciążenia przodu kombajnu, co skutkuje tym, że wartość reakcji w podporze tylnej wzrósł, zaś obciążenie podpór przednich maleje. Nie ma to jednak wpływu na sumę wartości średnich sił reakcji w podporach kombajnu Σp , która w całym badanym zakresie prędkości kątowej głowic urabiających wynosiła 250 kN i wynikała zasadniczo z ciężaru kombajnu. Składowa obciążenia wysięgnika generowanego procesem urabiania prostopadła do spągu, dla rozpatrywanych warunków realizacji tego procesu była bowiem mała. Układ sił działających na wysięgnik od urabiania istotnie jednak wpływał na rozkład obciążenia na poszczególne podpory.



Rys. 3. Wartości średnie reakcji pionowych w poszczególnych podporach kombajnu w funkcji prędkości kątowej głowic urabiających:

PPz_sr – reakcja w podporze PP, PLz_sr – reakcja w podporze PL,
Tz_sr – reakcja w podporze T, Σp – suma reakcji w podporach kombajnu

3. Wpływ prędkości obwodowej wychyłania wysięgnika

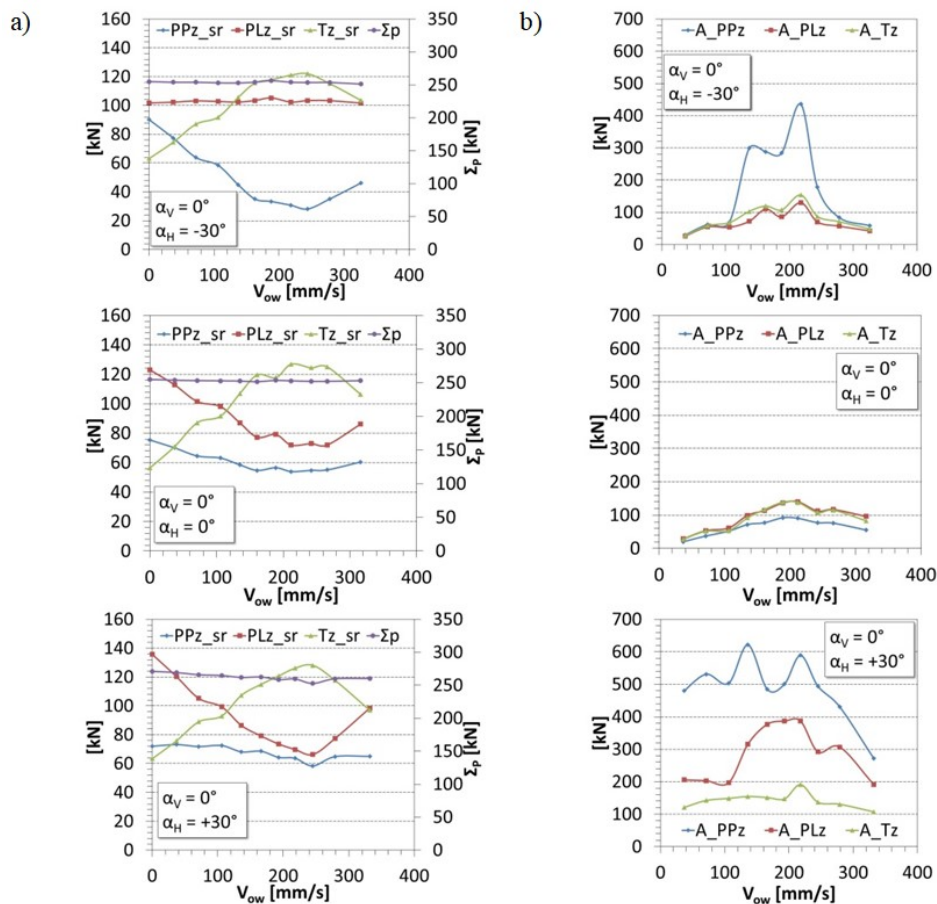
Symulacje obejmowały realizację procesu roboczego w skałach o wytrzymałości na ściskanie wynoszącej 60 MPa dla następujących parametrów:

- zabioru $z = 100$ mm,
- wysokości skrawu $h = 200$ mm,
- prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\varphi}_G = 9,24$ rad/s.

Sumaryczna reakcja w podporach przy poziomo ustawionym wycięgniku ($\alpha_V = 0^\circ$) dla wszystkich wartości jego kąta wychylenia w płaszczyźnie równoległej do spągu α_H utrzymywała się na poziomie 250 kN (rys.4a). Efekt ten był już obserwowany na rys.3 obrazującym wyniki symulacji wykonywanych również dla poziomo ustawionego wycięgnika. Wraz ze wzrostem, w badanym zakresie prędkości obwodowej wychylania wycięgnika, średnia wartość reakcji w podporze tylnej ulega jednak podwojeniu (z 60 kN do około 125 kN) dla wszystkich analizowanych wartości kąta α_H . Dla prędkości v_{OW} większych od 240 mm/s siła reakcji w tej podporze zmniejsza się. Średnie wartości sił reakcji w podporach przednich dla prędkości obwodowej wychylania wycięgnika z zakresu od 0 mm/s do 240 mm/s zmniejszają się wraz ze wzrostem v_{OW} , po czym rosną.

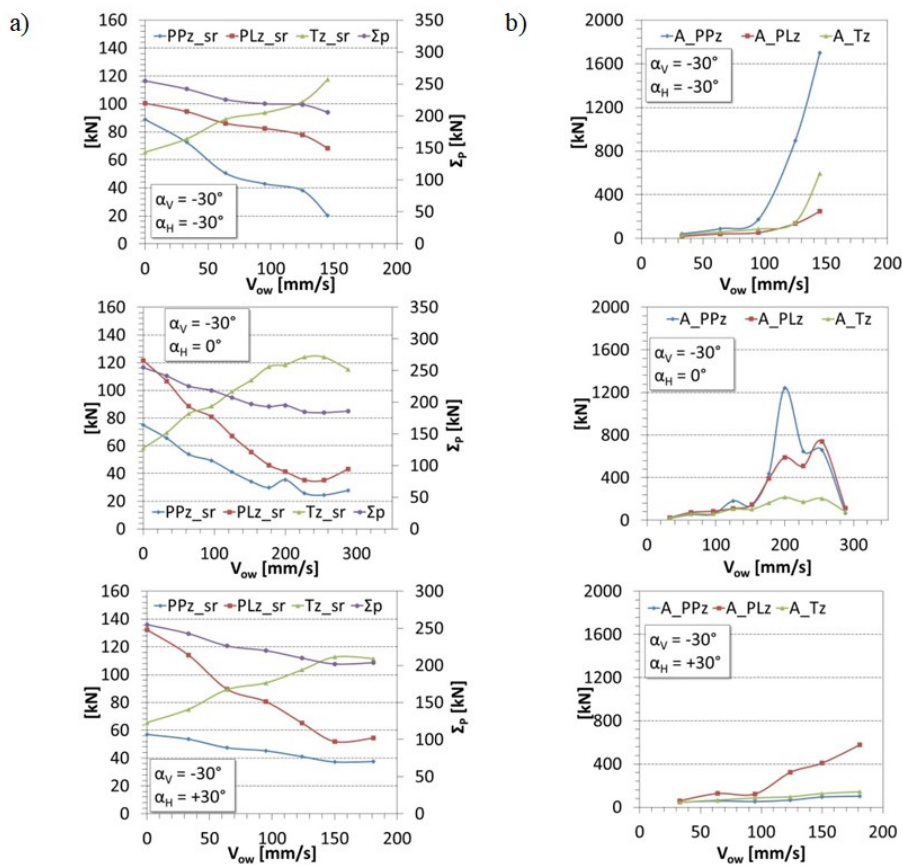
W przypadku, gdy wycięgnik ustawiony jest w osi wzdłużnej kombajnu ($\alpha_H = 0^\circ$) oraz gdy wychylony jest w prawo ($\alpha_H = +30^\circ$) średnia wartość reakcji w podporze przedniej lewej spada o połowę (od 130 kN do 70 kN) dla prędkości obwodowej wychylania wycięgnika z zakresu od 0 mm/s do 240 mm/s. W przypadku większych wartości prędkości v_{OW} średnia wartość tej reakcji rośnie. Inaczej jest dla kąta wychylenia wycięgnika $\alpha_H = -30^\circ$. W tym bowiem przypadku wartość tej siły utrzymuje się na stałym poziomie (100 kN) – linia w kolorze czerwonym. Podobny efekt lecz dla podpory prawej widoczny jest w przypadku, gdy $\alpha_H = +30^\circ$ (linia w kolorze niebieskim). Dla wychylonego w prawo lub lewo wycięgnika od osi wzdłużnej kombajnu zaobserwować można wystąpienie dwóch ekstremów wartości amplitudy obciążenia dynamicznego podpór kombajnu (dla prędkości obwodowej wychylania wycięgnika wynoszących 150 mm/s i 240 mm/s – rys.4b). Dla $\alpha_H = +30^\circ$, wartości amplitudy sił reakcji dla tych prędkości wychylania wycięgnika były nawet sześciokrotnie większe niż dla ustawienia wycięgnika w osi kombajnu. Tak intensywny wzrost wartości amplitudy spowodowany był utratą przez kombajn kontaktu ze spągiem (w podporze przedniej prawej – w przypadku wycięgnika wychylonego w lewo oraz w obu przednich podporach – w przypadku wycięgnika wychylonego w prawo). Podczas urabiania dla wycięgnika wychylonego w dół zaobserwować można, iż dla wszystkich wartości kąta α_H sumaryczna reakcja w podporach malała wraz ze wzrostem prędkości obwodowej wychylania wycięgnika (od 250 kN do 190 kN) – rys.5a.

Przedział zmienności prędkości obwodowej wychylania wycięgnika v_{OW} , jest tu mniejszy niż w poprzednio badanych przypadkach, gdyż przy większych prędkościach przemieszczania głowic urabiających dochodziło do utraty stateczności przez kombajn. Średnie wartości reakcji w podporach przednich dla wszystkich badanych położenia wycięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu malały ze wzrostem prędkości v_{OW} , o co najmniej 30%. W przypadku podpory tylnej zaobserwowano natomiast wzrost średniej wartości siły reakcji w granicach od 60 kN do 120 kN. Amplituda sił reakcji dla rozważanych ustawień wycięgnika dochodziła nawet do 1700 kN ($\alpha_H = -30^\circ$) – rys.5b. W przypadku ustawienia wycięgnika w osi wzdłużnej kombajnu, maksymalna amplituda wyniosła 1200 kN, zaś dla skrajnego prawego wychylenia wycięgnika ($\alpha_H = +30^\circ$) amplituda ta dochodziła do 600 kN. Analiza stanu obciążenia dynamicznego podpór kombajnu wykazała, że traci on stateczność gdy suma wartości średnich reakcji w jego podporach spadnie do wartości mniejszej od 185 kN.



Rys. 4. Przebiegi wartości średnich (a) oraz amplitud (b) sił reakcji w poszczególnych podporach kombajnu w funkcji prędkości obwodowej wychylania wysięgnika v_{ow} dla poziomo ustawionego wysięgnika oraz trzech różnych wartości kąta α_H

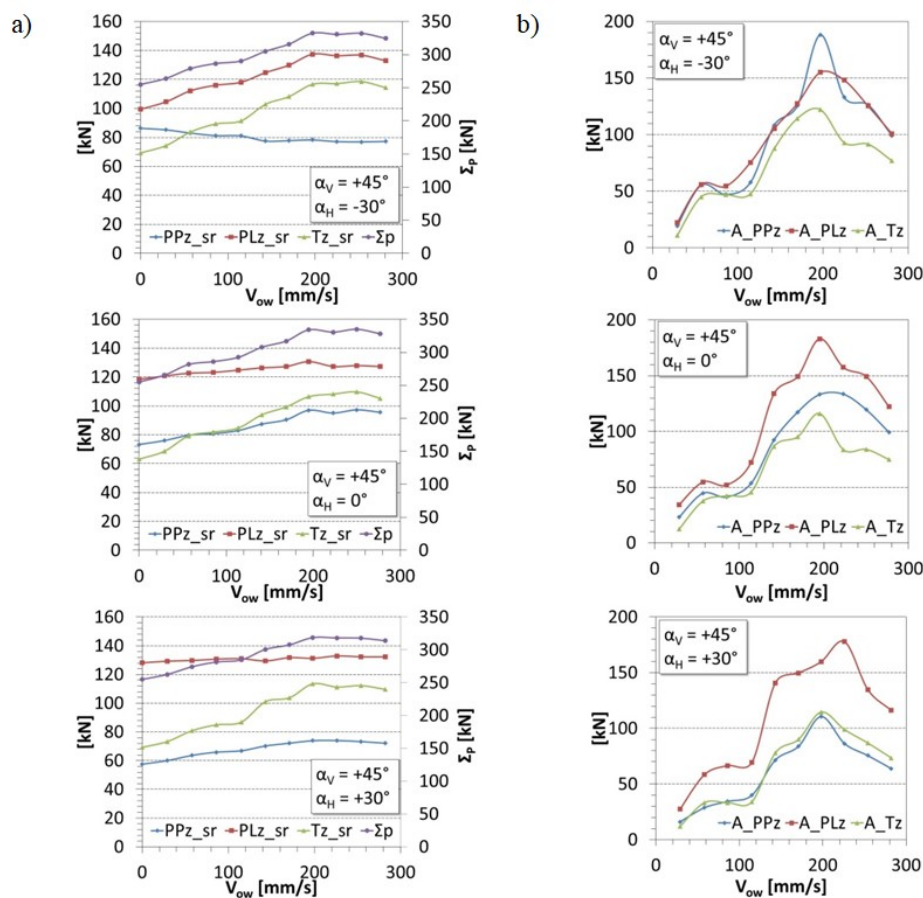
Przebiegi badanych zależności dla wysięgnika wychylonego maksymalnie w górę odbiegały charakterem od przebiegów uzyskanych z symulacji dla wcześniej rozpatrywanych wychyleń wysięgnika (rys.6). W trakcie realizacji procesu urabiania, w miarę wzrostu prędkości obwodowej wychylania wysięgnika v_{ow} nadwozie kombajnu jest tu coraz silniej dociskane do spągu, co skutkuje wzrostem sumy wartości średnich reakcji w podporach z 250 kN do 330 kN (rys.6a). Dla wszystkich rozpatrywanych wartości kątów α_H wartości średnie sił reakcji w podporach rosły wraz ze wzrostem prędkości obwodowej wychylania wysięgnika v_{ow} . Amplituda sił reakcji w podporach kombajnu osiąga maksimum przy prędkości obwodowej wychylania wysięgnika $v_{ow} = 200$ mm/s dla wszystkich wartości kąta α_H (rys.6b). W omawianego przypadku nie zaobserwowano wyraźnego wpływu wartości kąta α_H na wartość amplitudy.



Rys. 5. Przebiegi wartości średnich (a) oraz amplitud (b) sił reakcji w poszczególnych podporach kombajnu w funkcji prędkości obwodowej wychylenia wysięgnika v_{ow} dla skrajnego dolnego wychylenia wysięgnika oraz trzech różnych wartości kąta α_H

4. Wpływ wytrzymałości urabianej skały na ściskanie na rozkład obciążenia w podporach kombajnu chodnikowego

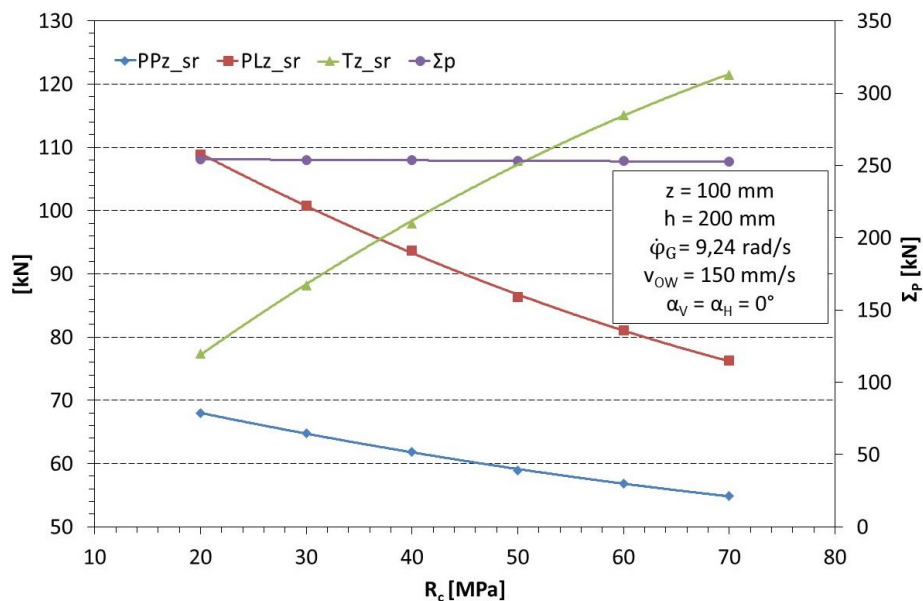
Wyniki symulacji procesu urabiania kombajnem chodnikowym z głowicami poprzecznymi, skał o wytrzymałości na ściskanie z zakresu od 20 do 70 MPa przedstawione zostały na rysunku 7. Wpływ wytrzymałości na ściskanie urabianej skały na reakcje w podporach kombajnu jest w przybliżeniu liniowy. Wraz ze wzrostem wartości R_C wyraźnie zwiększa się nacisk na spąg stopy stabilizującej, w zakresie od 76 kN do 122 kN (wzrost o 60%). W przypadku obu podpór przednich zaobserwować można z kolei spadek wartości średnich sił reakcji, wynoszący około 30% (od 108 kN do 75 kN w podporze lewej oraz od 78 kN do 55 kN w podporze prawej). Suma wartości średnich sił reakcji w podporach Σp wraz ze wzrostem wytrzymałości urabianej skały na ściskanie nie ulegała przy tym zmianie i wyniosła 250 kN. Efekt ten wynikał z ustawienia wysięgnika oraz wartości parametrów procesu urabiania przyjętych w symulacjach.



Rys. 6. Przebiegi wartości średnich (a) oraz amplitud (b) sił reakcji w poszczególnych podporach kombajnu w funkcji prędkości obwodowej wychylania wysięgnika v_{ow} dla skrajnego górnego wychylenia wysięgnika oraz trzech różnych wartości kąta α_H

5. Podsumowanie

Wyniki symulacji komputerowych zaprezentowane w niniejszej pracy wskazują, iż rozkład obciążenia dynamicznego w punktach podparcia kombajnu chodnikowego może być bardzo zróżnicowany. Wpływ na taki stan rzeczy mają warunki, w jakich realizowany jest proces urabiania. Dla niektórych skojarzeń wartości parametrów procesu urabiania przód kombajnu może być odciążony (nawet z możliwością utraty kontaktu ze spągiem) lub dociążony (dociskany do spągu). Jednym z czynników mających istotny wpływ na wartości reakcji występujących w podporach kombajnu chodnikowego jest wychylenie wysięgnika, a więc położenie głowic urabiających na powierzchni czoła przodku drążonego wyrobiska korytarzowego. W pewnych stanach obciążenia zewnętrznego kombajnu od urabiania dochodzić może do chwilowej utraty kontaktu z podłożem w punktach podparcia. Skutkuje to znacznym wzrostem obciążeń dynamicznych wywieranych na spąg w wyniku oddziaływań o charakterze uderowym.



Rys. 7. Wpływ wytrzymałości urabianej skały na ściskanie na wartości średnie reakcji w podporach kombajnu: PPz_{sr} – reakcja w podporze PP, PLz_{sr} – reakcja w podporze PL, Tz_{sr} – reakcja w podporze T, Σp – suma reakcji w podporach kombajnu

6. Literatura

1. Acaroglu O.: Stability analysis of roadheaders. Proceedings of the 3rd World Congress on Mechanical, Chemical and Material Engineering (MCM'17), Paper No. MMME 152, June 8–10 2017, Rome, Italy, p. 152-1–152-7.
2. Cheluszka P., Gawlik J.: Computer modelling of roadheader's body vibration generated by the working process. Vibrations in Physical Systems Vol. XXVII (2016), p. 67–74.
3. Cheluszka P., Głuszek G., Giza T., Mann R., Remiorz E., Sobota P.: Charakterystyka układu pomiarowego do badań dynamiki kombajnu chodnikowego. Konferencja „Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2015”, Gliwice 25.11.2015.
4. Kogut J.: Analiza spektrum odpowiedzi drgań drogowych. Praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 1999.
5. Koradecka D., Koton J., Lipowczan A., Kowalski P.: Nauka o pracy – Bezpieczeństwo, higiena, ergonomia. Rozdział 6–4.3: Skutki oddziaływania drgań mechanicznych na organizm człowieka. Centralny Instytut Ochrony Pracy – strona internetowa: nop.ciop.pl.

Praca zrealizowana w ramach projektu pt.: „Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych” dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015)

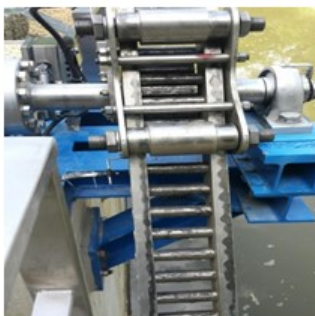
KAZ Serwis sp. z o.o.



ul. Jasna 31b, 44-122 Gliwice
tel.: 32 239 44 40, fax.: 32 239 44 45

Zakres działania spółki obejmuje :

- prace projektowe,
- dostawa materiałów i urządzeń,
- prace montażowe elektryczne,
- remonty urządzeń
- produkcja urządzeń elektrycznych
- Serwis gwarancyjny i pogwarancyjny montowanych urządzeń.



Głównymi tematami w jakich się spółka specjalizuje to:

- instalacje elektro-energetyczne w sieciach zasilających średnie i niskie napięcia,
- budowa nowych lub modernizacja istniejących pól rozdzielczych,
- montaż instalacji oświetleniowych, teletechnicznych, światłowodowych,
- inwestycje; zaprojektuj i wykonaj

e-mail: biuro@kaz-serwis.pl

www.kaz-serwis.pl

Piotr Cheluszka, Piotr Sobota, Anna Bujnowska
Politechnika Śląska w Gliwicach

BADANIA STANOWISKOWE WPLYWU PARAMETRÓW SKRAWU NA ENERGOCHŁONNOŚĆ URABIANIA

STATION-BASED INVESTIGATIONS OF THE INFLUENCE OF CUT PARAMETERS ON ENERGY CONSUMPTION OF CUTTING

STRESZCZENIE

Prowadzone w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej badania doświadczalne obejmują urabianie bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych, zbudowanego z warstw o różnej wytrzymałości na ściskanie, nachylonych ukośnie w stosunku do spągu. Wykonywanie skrawów równoległych do podłoża realizowane jest podczas wychylania wysięgnika kombajnu R-130 zainstalowanego na stanowisku badawczym. Kombajn ten wyposażony jest w układ pomiarowy rejestrujący parametry procesu urabiania oraz obciążenie dynamiczne nadwozia kombajnu.

Dla potrzeb analizy obciążenia układu urabiania kombajnu chodnikowego z zarejestrowanych podczas realizacji procesu urabiania przebiegów czasowych wyznaczono prędkość wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża, moc mechaniczną silnika układu urabiania, wydajność, energochłonność urabiania oraz wskaźniki charakteryzujące proces urabiania. Dla wybranych skrawów przeanalizowano wpływ pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu oraz wytrzymałości na ściskanie urabianej warstwy na energochłonność urabiania.

ABSTRACT

The research conducted at the Institute of Mining Mechanization, Faculty of Mining and Geology, Silesian University of Technology, cover the cutting of a rock block made of equivalent materials, constructed of layers featuring various compressive strength, inclined diagonally in relation to the floor. Cuts are performed parallel to the floor when deflecting the R-130 roadheader boom installed on the test station. The roadheader is equipped with a measuring system recording cutting process parameters and a dynamic load of the roadheader body.

For the purpose of analysing a load of a roadheader cutting system, the following was determined using the time curves recorded during performance of the cutting process: boom deflection speed in the plane parallel to the substrate, mechanical power of the cutting system motor, efficiency, energy consumption of cutting and indicators characterising the cutting process. The influence of the field area of the cross section of

the cut and compressive strength of the worked layer on the energy consumption of cutting was analyzed for selected cuts.

1. Wprowadzenie

Podziemne wyrobiska korytarzowe w górnictwie węglowym drążone są najczęściej przy użyciu technologii kombajnowej [4,6]. W polskim górnictwie węgla ukamiennego dominują obecnie kombajny chodnikowe, których układy urabiania wyposażone są w poprzeczne głowice urabiające [3]. Wielkość głowic, ich kształt, liczba i sposób rozmieszczenia noży na poboczniczy głowicy zależą przy tym od wielkości kombajnu chodnikowego, mocy zainstalowanej w jego układzie urabiania oraz przewidywanej wytrzymałości skał, do urabiania których głowice są przeznaczone [2,5]. Zasadniczym ruchem roboczym, któremu towarzyszy proces urabiania czoła przodku jest wychyłanie wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu z określoną prędkością kątową. Skała urabiana jest wówczas skrawami równoległymi do spągu. Zmianie ulega przy tym kształt przekroju i parametry geometryczne wykonywanego skrawu a głowice kombajnu przecinają w tym czasie warstwy o różnej wytrzymałości na ściskanie. Ze względu na dużą liczbę czynników decydujących o wydajności i zapotrzebowaniu energii, proces urabiania skał głowicami urabiającymi kombajnu chodnikowego jest złożony. W Instytucie Mechanizacji Górnictwa na Wydziale Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej prowadzone są badania nad możliwością redukcji obciążeń dynamicznych układu urabiania kombajnu chodnikowego i obniżenia energochłonności urabiania. W obszarze badań doświadczalnych obejmują one skrawanie bloku, wykonanego z materiałów ekwiwalentnych zbudowanego z warstw o różnej wytrzymałości na ściskanie, na stanowisku badawczym wyposażonym w kombajn chodnikowy R-130.

2. Stanowisko badawcze

Do badań stanowiskowych wybrany został kombajn chodnikowy R-130 (rys.1), który przygotowany został przez producenta (firmę FAMUR S.A.) do zabudowy czujników pomiarowych na stanowisku badawczym. Dla potrzeb pomiaru i rejestracji charakterystyk dynamicznych oraz przebiegu parametrów pracy kombajnu chodnikowego podczas realizacji procesu urabiania zaprojektowano tory pomiarowe oraz dokonano konfiguracji zastawu czujników oraz układu do akwizycji, przetwarzania i archiwizacji danych pomiarowych. Układ pomiarowy tworzy około 70 torów pomiarowych umożliwiających pomiar i rejestrację istotnych, z punktu widzenia dynamiki kombajnu chodnikowego charakterystyk [1]. W kombajnie chodnikowym zainstalowano poprzeczne głowice urabiające posiadające po 40 noży stożkowych obrotowych. Silnik napędowy w układzie urabiania kombajnu chodnikowego zasilany jest przez przemiennik częstotliwości umożliwiający regulację prędkości kątowej głowic urabiających.

W celu identyfikacji obciążenia dynamicznego w układzie urabiania badanego kombajnu chodnikowego, mierzony jest moment obrotowy i prędkość kątowa wirnika silnika w napędzie głowic urabiających. Wykorzystano do tego momentomierz pozwalający mierzyć moment obrotowy w zakresie ± 2000 Nm oraz prędkość obrotową do 1500 obr/min, co odpowiada parametrom silnika zastosowanego do napędu głowic urabiających w rozpatrywanym kombajnie chodnikowym. Aby możliwe było umieszczenie momentomierza w korpusie wysięgnika, wykonano specjalną wstawkę, łączącą silnik z reduktorem, w której zabudowano momentomierz.

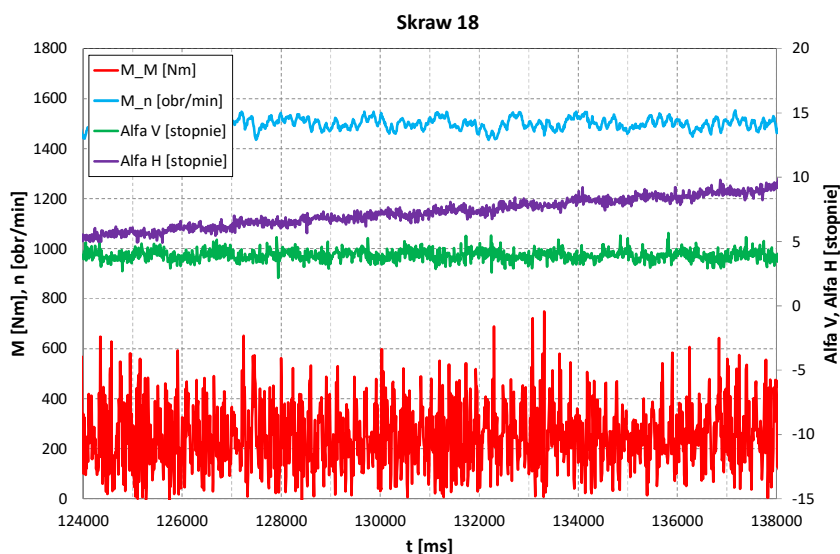


Rys.1. Kombajn chodnikowy R-130 na stanowisku badawczym

Do pomiaru kąta obrotu obrotnicy wykorzystano czujnik linkowy, którego korpus zamocowany jest na specjalnym wsporniku do ramy kombajnu, a linka pomiarowa przymocowana jest przegubowo do korpusu obrotnicy. Pomiar odbywa się przez zliczanie obrotów bębna, na który nawinięta jest linka. W taki sam sposób mierzone jest wysunięcie siłowników podnoszenia wysięgnika kombajnu. W oparciu o model matematyczny mechanizmów wychylania wysięgnika wyznaczono kąt obrotu obrotnicy w płaszczyźnie równoległej do spągu oraz kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu, na podstawie wartości wysunięcia linki z obudowy czujników. Sygnały z układu pomiarowego doprowadzone zostały do szafy pomiarowej, w której zlokalizowany jest układ do akwizycji, przetwarzania i rejestracji sygnałów pomiarowych [1].

3. Analiza obciążenia układu urabiania kombajnu chodnikowego

W analizie wpływu parametrów procesu urabiania na energochłonność urabiania wykorzystano zmierzone i zarejestrowane podczas realizacji procesu urabiania przebiegi czasowe momentu obrotowego i prędkości obrotowej wirnika silnika w napędzie głowic urabiających oraz kątów wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej i prostopadłej do spągu. Z zarejestrowanych podczas realizacji procesu urabiania przebiegów czasowych wyznaczono prędkość wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża, moc mechaniczną silnika układu urabiania, wydajność, energochłonność urabiania oraz wskaźniki charakteryzujące proces urabiania. W przykładowym 14-sekundowym przebiegu czasowym zarejestrowanym podczas wykonywania skrawu nr 18 (rys.2) prędkość obrotowa wirnika silnika oscyluje wokół wartości $n = 1500$ obr/min, a jej drgania wywołane są działaniem przemiennika częstotliwości oraz zmiennością momentu obrotowego M podczas urabiania. Kąt wychylania wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu α_V przyjmuje niemal stałą wartość, zaś zmienność kąta wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu α_H jest efektem obrotu części ruchomej obrotnicy, do której zamocowany jest wysięgnik.



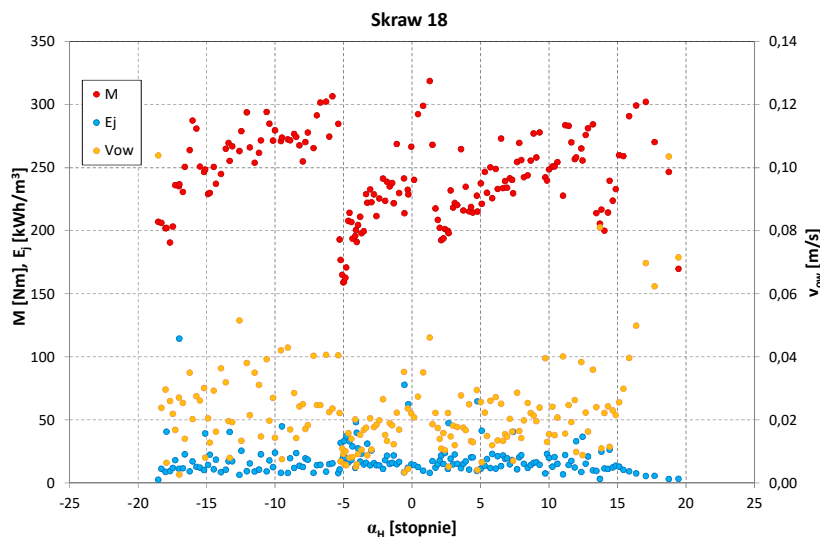
Rys.2. Przebiegi czasowe parametrów urabiania podczas wykonywania skrawu nr 18

Ze względu na powtarzalność obciążenia noży rozmieszczonych na głowicy urabiającej po pełnym obrocie głowicy, czas urabiania podzielono na przedziały odpowiadające czasowi jednego obrotu głowicy. Wykorzystano w tym celu znacznik obrotów głowicy zamontowany pomiędzy prawą głowicą a korpusem przekładni zębatej. Wszystkie analizowane parametry uśredniono w przedziałach odpowiadających czasowi jednego obrotu głowicy.

Różnica kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża $\Delta\alpha_H$ na początku i końcu przedziału była podstawą do określenia średniej prędkości obwodowej wychylenia wysięgnika dla jednego obrotu głowicy. Ponieważ wartość zabioru zmienia się wraz ze zmianą kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża zmianie ulega również pole przekroju poprzecznego urabianej warstwy. Przyjmując jako wartość bazową maksymalne pole przekroju warstwy F_{max} wyznaczone graficznie dla położenia maksymalnej średnicy głowicy w osi wzdłużnej kombajnu wyznaczyć można pole przekroju poprzecznego urabianej warstwy F w zależności od kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża. W poszczególnych przedziałach, odpowiadających czasowi kolejnych obrotów głowicy, wyznaczono średnią wartość mocy mechanicznej jako iloczyn momentu obrotowego i prędkości kątowej rejestrowanych przez momentomierz umieszczony pomiędzy silnikiem elektrycznym a przekładnią zębatą w napędzie głowic urabiających. Energochłonność jednostkową urabiania E_j , charakteryzującą ilość energii potrzebnej do urobienia jednostki objętości skały, wyznaczono jako stosunek mocy urabiania do wydajności urabiania.

Każdy rozpatrywany parametr pracy kombajnu chodnikowego podczas realizacji procesu urabiania uśredniony na obrót głowicy przedstawiono w analizie jako jeden punkt. Przykładowy rozkład analizowanych parametrów, w funkcji kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża, dla skrawu nr 18 zaprezentowano na rys.3. Uśrednione na obrót głowicy wartości poszczególnych parametrów są bardzo zróżnicowane, co jest efektem dużej dynamiki procesu urabiania głowicami kombajnu chodnikowego. Wpływ na wartości i zmienność energochłonności urabiania ma bardzo

duża liczba czynników, w tym parametry geometryczne skrawów, parametry stereometryczne i ruchowe głowic urabiających, parametry siłowe układu urabiania oraz własności urabianej calizny.



Rys.3. Przebieg uśrednionego na obrót głowicy momentu obrotowego, prędkości wychylania wysięgnika i energochłonności urabiania w funkcji kąta wychylania wysięgnika podczas wykonywania skrawu nr 18

4. Wpływ pola powierzchni przekroju skrawu na energochłonność urabiania

Analizie poddano dwa skrawy (oznaczone jako nr 17 i nr 18), wykonane kolejno w podobnych warunkach, lecz różniące się znacznie polem powierzchni przekroju poprzecznego. Obydwa skrawy wykonano głównie w warstwie o wytrzymałości na ściskanie $R_c = 62,1$ MPa z zabieorem nominalnym $z = 200$ mm. Pole powierzchni przekroju poprzecznego skrawu wyznaczone dla położenia wysięgnika w osi wzdluznej kombajnu dla skrawu nr 17 wynosi $F_{max} = 206$ cm², zaś dla skrawu nr 18 jest o 74% większe i wynosi $F_{max} = 359$ cm².

Uśrednione na obrót głowicy wartości momentu obrotowego silnika układu urabiania zmieniają się w bardzo szerokim zakresie dla obydwóch analizowanych skrawów (rys.4), chociaż średnie wartości momentu obrotowego wyznaczone dla całych skrawów są zbliżone i wynoszą:

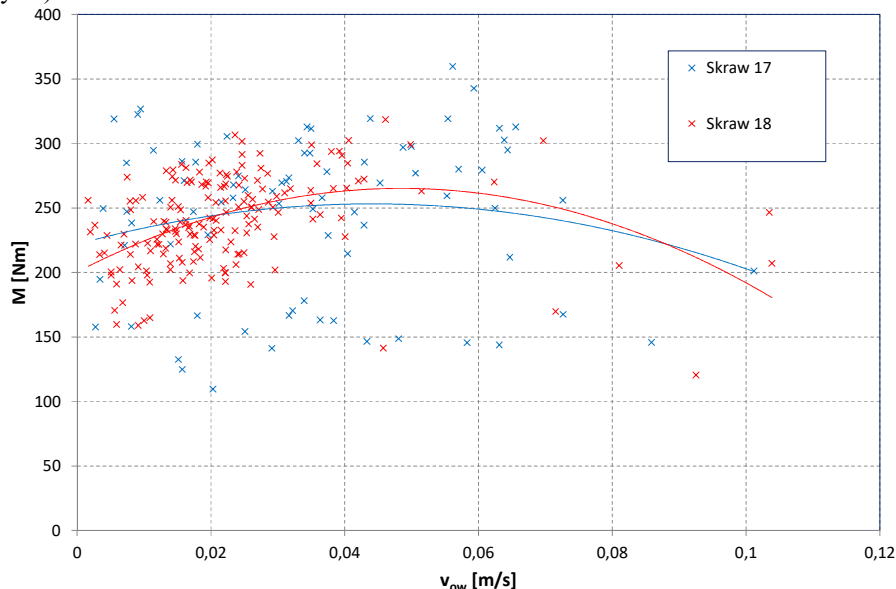
- dla skrawu nr 17 $M^m = 245$ Nm,
- dla skrawu nr 18 $M^m = 240$ Nm.

Duża różnica pól powierzchni przekrojów poprzecznych analizowanych skrawów nie spowodowała znacznego zróżnicowania momentu obrotowego, gdyż urabianie odbywało się przy różnych prędkościach wychylania wysięgnika, które średnio wynosiły:

- dla skrawu nr 17 $v_{OW} = 0,035$ m/s,
- dla skrawu nr 18 $v_{OW} = 0,023$ m/s.

Ze względu na jednakową dla obydwóch skrawów częstotliwość napięcia zasilania silnika układu urabiania ($f = 50$ Hz) również średnie wartości mocy wyznaczone dla całych skrawów są zbliżone. Zależności uśrednionego momentu obrotowego od

prędkości wychylania wysięgnika tworzą chmury punktów. Wyznaczone dla tych zbiorów linie trendu opisane wielomianem drugiego stopnia przebiegają podobnie i mają ten sam charakter – ze wzrostem prędkości wychylania wysięgnika obciążenie napędu głowic urabiających najpierw rośnie, a po osiągnięciu maksimum – maleje (rys.4).



Rys.4. Zależność uśrednionego momentu obrotowego od prędkości wychylania wysięgnika dla różnych pól powierzchni skrawów

Dla analizowanych skrawów wyznaczono wskaźnik obciążenia W_o , będący stosunkiem uśrednionego na obrót głowicy urabiającej momentu obrotowego na wale silnika do pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu:

$$W_o = \frac{M}{F} [\text{Nm/cm}^2]$$

gdzie:

M – średni moment obrotowy na wale silnika w czasie jednego obrotu głowicy urabiającej,

F – pole powierzchni przekroju poprzecznego skrawu.

Zbiory punktów reprezentujących wartości tego wskaźnika, w zależności od prędkości wychylania wysięgnika, tworzą chmury punktów w różnych obszarach (rys.5). Wyznaczone dla tych zbiorów linie trendu opisane wielomianem drugiego stopnia mają ten sam charakter, jak linie trendu momentu obrotowego chociaż przebiegają na różnych poziomach. Średnia wartość wskaźnika W_o jest przy tym dla skrawu nr 17 o 78% większa od wartości tego wskaźnika dla skrawu nr 18 (wartość wskaźnika jest odwrotnie proporcjonalna do pola powierzchni przekroju skrawów).

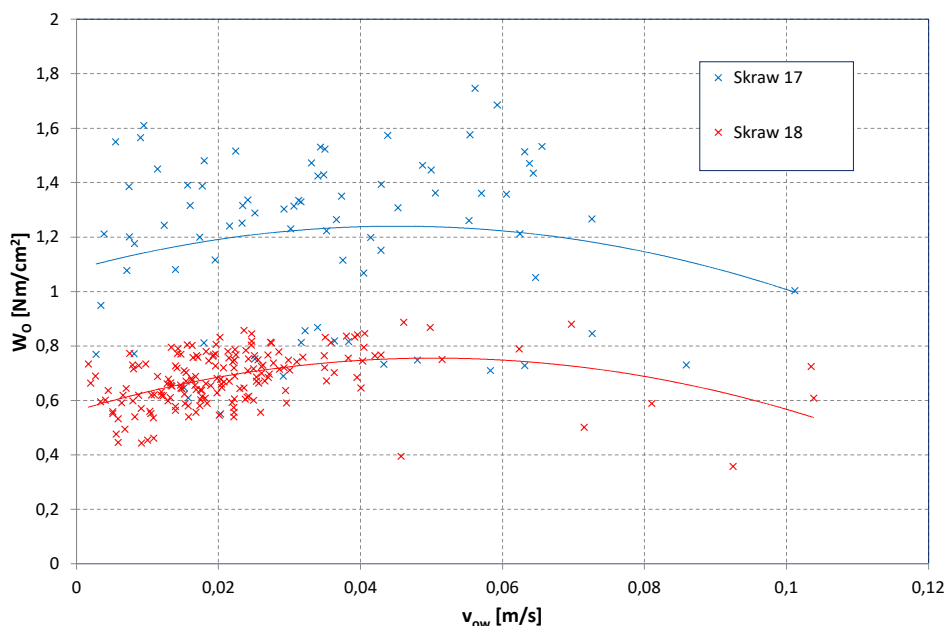
Wydajność urabiania wyznaczona jako iloczyn pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu i prędkości wychylania wysięgnika rośnie niemal liniowo ze wzrostem prędkości wychylania wysięgnika, gdyż zmiana pola powierzchni przekroju skrawu wynikająca ze zmiany kąta wychylania wysięgnika, jest stosunkowo niewielka. Jednak średnia wartość wydajności urabiania przy wykonywaniu skrawów jest mniej

zróżnicowana niż pola powierzchni przekrojów poprzecznych skrawów ze względu na zróżnicowanie średnich wartości prędkości wychylania wysięgnika. Średnie wartości wydajności dla analizowanych skrawów wynoszą:

— dla skrawu nr 17 $Q^m = 2,6 \text{ m}^3/\text{h}$,

— dla skrawu nr 18 $Q^m = 2,9 \text{ m}^3/\text{h}$.

Średnia wydajność urabiania dla skrawu nr 18, o większym polu powierzchni przekroju poprzecznego, jest wyższa o 13% od średniej wydajności urabiania uzyskanej podczas wykonywania skrawu nr 17.

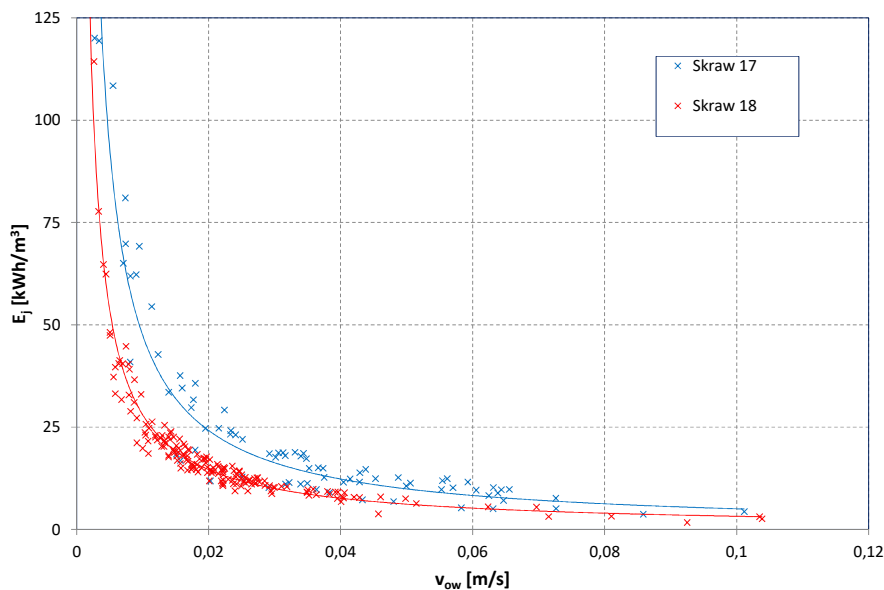


Rys.5. Zależność wskaźnika obciążenia W_0 od prędkości wychylania wysięgnika dla różnych pól powierzchni przekroju poprzecznego skrawów

Energochłonność urabiania jest jednym z syntetycznych wskaźników charakteryzujących proces skrawania w jego energetycznym aspekcie. Podczas badań stanowiskowych procesu urabiania wyznaczono energochłonność procesu urabiania, jako iloraz mocy potrzebnej do urabiania i wydajności urabiania. Energochłonność urabiania zawiera więc w sobie wartość pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu w wydajności urabiania. Zależności średniej energochłonności urabiania od prędkości wychylania wysięgnika mają charakter hiperbolicznie malejący ze względu na wzrost wydajności urabiania ze wzrostem prędkości wychylania wysięgnika. Wyznaczone dla tych zbiorów potęgowe linie trendu o hiperbolicznym przebiegu są wyraźnie zależne od pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawów. Charakterystyka energetyczna skrawu nr 18 o większym polu powierzchni jest niżej położona niż skrawu nr 17 (rys.6). Mniejsze też są wartości średnie energochłonności wyznaczone dla całego skrawu nr 18 niż dla całego skrawu nr 17:

— dla skrawu nr 17 $E_j^m = 14,4 \text{ kWh/ m}^3$,

— dla skrawu nr 18 $E_j^m = 13,0 \text{ kWh/ m}^3$.



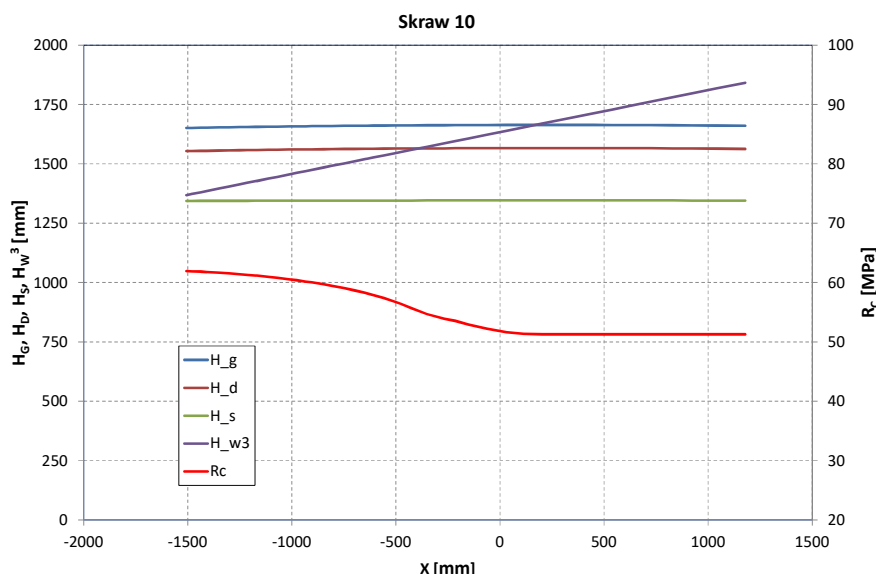
Rys.6. Zależność średniej energochłonności urabiania od prędkości wychylania wsięgnika dla różnych pól powierzchni skrawów

5. Wpływ wytrzymałości skrawanego materiału na energochłonność urabiania

Rodzaj urabianego materiału i jego własności mechaniczne mają zasadniczy wpływ zarówno na obciążenie układu urabiania, jak i na wydajność urabiania a tym samym na energochłonność urabiania. Podstawowym parametrem określającym urabialność skał jest wytrzymałość na ściskanie. Przeznaczony do badań stanowiskowych blok został wykonany z materiałów ekwiwalentnych o różnej wytrzymałości na ściskanie ułożonych warstwami ukośnie w stosunku do spągu. Ponieważ urabianie realizowano wykonując skrawy równoległe do podłoża od strony lewej bloku do prawej dla różnych wartości kąta wychylenia wsięgnika w płaszczyźnie pionowej α_V , głowice urabiające podczas wykonywania skrawu przecinały warstwy różniące się wytrzymałością.

Analizie wpływu wytrzymałości skrawanego materiału na energochłonność urabiania poddano dwa skrawy (oznaczone jako nr 10 i nr 24), o podobnej geometrii, lecz wykonane w materiale o znacznie różniące się wytrzymałości na ściskanie. Obydwa skrawy wykonano przy częstotliwości napięcia zasilania silnika układu urabiania wynoszącej 50 Hz, zaś pola powierzchni przekroju poprzecznego analizowanych skrawów, wyznaczone dla położenia wsięgnika w osi wzdłużnej kombajnu, są bardzo zbliżone i wynoszą $F_{max} = 200 \text{ cm}^2$ dla skrawu nr 10 i $F_{max} = 215 \text{ cm}^2$ dla skrawu nr 24.

Skraw nr 10 rozpoczynał się niemal całym przekrojem w warstwie o wytrzymałości $R_c = 62,1 \text{ MPa}$ i w miarę wychylania wsięgnika w prawo przechodził do kolejnej warstwy, tak że dla kąta $\alpha_V > -0,5^\circ$ wykonany był całkowicie w warstwie o wytrzymałości $R_c = 51,3 \text{ MPa}$. Aby jednoznacznie określić w jakich warstwach bloku był wykonywany skraw nr 10 wyznaczono jego położenie (górnej krawędzi skrawu H_G , dolnej krawędzi skrawu H_D i krawędzi sierpowej skrawu H_S) w stosunku do warstw skrawanego bloku (górnej krawędzi warstwy H_W^3 – rys.7). Skraw nr 24 wykonany był całkowicie w warstwie o wytrzymałości $R_c = 38,9 \text{ MPa}$.



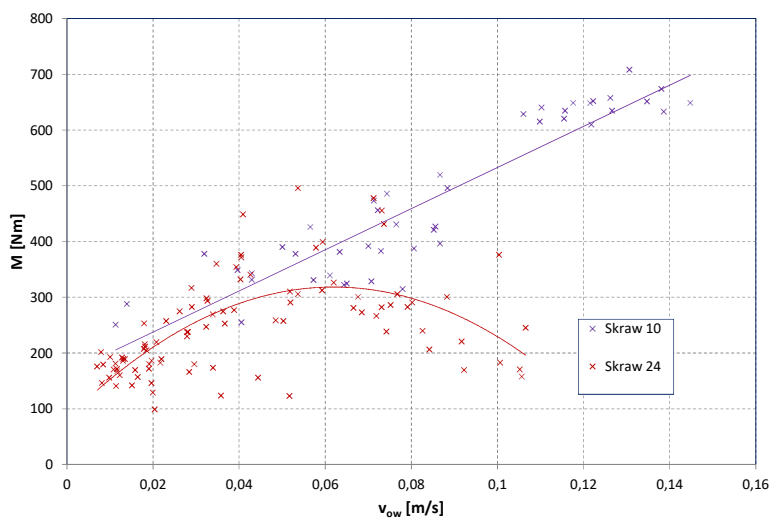
Rys.7. Położenie skrawu nr 10 i zmienność wytrzymałości urabianych warstw.

Znacząca różnica w wytrzymałości skrawanych warstw spowodowała zróżnicowanie obciążenia układu urabiania podczas wykonywania analizowanych skrawów. Uśrednione na obrót głowicy wartości momentu obrotowego na wale silnika napędowego zmieniają się ze wzrostem prędkości wychylania wysięgnika w różny sposób. Dla skrawu nr 10 wykonywanego w warstwach trudniej urabialnych uzyskuje się większe prędkości wychylania wysięgnika a moment obrotowy rośnie niemal liniowo z ich wzrostem. Natomiast dla skrawu nr 24 moment obrotowy ze wzrostem prędkości wychylania wysięgnika najpierw rośnie, a po osiągnięciu maksimum – maleje (rys.8). Średnie wartości momentu obrotowego, prędkości wychylania wysięgnika i wydajności wyznaczone dla całych skrawów są zróżnicowane i wynoszą:

- dla skrawu nr 10: $M^m = 473 \text{ Nm}$, $v_{OW}^m = 0,084 \text{ m/s}$, $Q^m = 5,9 \text{ m}^3/\text{h}$,
- dla skrawu nr 24: $M^m = 246 \text{ Nm}$, $v_{OW}^m = 0,042 \text{ m/s}$, $Q^m = 3,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Pomimo tego, że średni moment obrotowy podczas wykonywania skrawu nr 10 realizowanego w warstwach o większej wytrzymałości jest niemal dwukrotnie większy niż podczas wykonywania skrawu nr 24, to zarówno średnia prędkość wychylania wysięgnika, jak i zależna od niej średnia wydajność osiągają dla skrawu nr 10 znacząco większe wartości.

Zależności energochłonność urabiania, zawierającej w sobie wartość mocy potrzebnej do urabiania oraz uzyskanej wydajności, od prędkości wychylania wysięgnika mają charakter hiperbolicznie malejący dla obydwóch analizowanych skrawów. Wyznaczone dla tych zbiorów potęgowe linie trendu o hiperbolicznym przebiegu są wyraźnie zależne od wytrzymałości urabianych warstw. Charakterystyka energetyczna skrawu nr 10 wykonywanego w warstwach o większej wytrzymałości jest wyżej położona niż skrawu nr 24 (rys.9), pomimo tego, iż średnia wartość energochłonności wyznaczona dla całego skrawu nr 10 ($E_j = 12,5 \text{ kWh/m}^3$) jest tylko nieznacznie większa od energochłonności wyznaczonej dla całego skrawu nr 24 ($E_j = 11,7 \text{ kWh/m}^3$).



Rys.8. Zależność średniego momentu obrotowego od prędkości wychylenia wysięgnika dla różnych wytrzymałości urabianych warstw

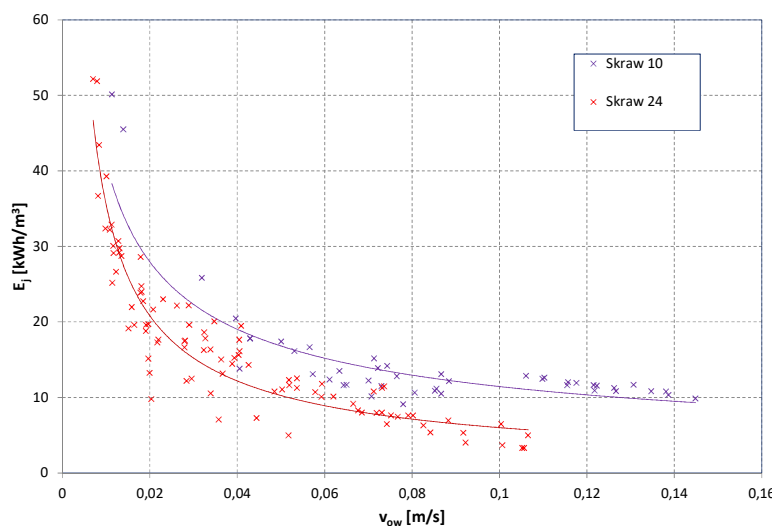
Aby porównać dla analizowanych skrawów wpływ wartości wytrzymałości na ściskanie urabianej calizny na przebieg charakterystyk energochłonności wyznaczono wskaźnik energochłonności W_E będący stosunkiem uśrednionej na obrót głowicy energochłonności urabiania i wytrzymałości na ściskanie warstw leżących w przekroju skrawu:

$$W_E = \frac{E_j}{R_c} \quad [\text{kWh/m}^3 \text{ MPa}]$$

gdzie:

E_j – średnia energochłonność urabiania w czasie jednego obrotu głowicy,

R_c – średnia wytrzymałość warstw urabianych w czasie jednego obrotu głowicy.

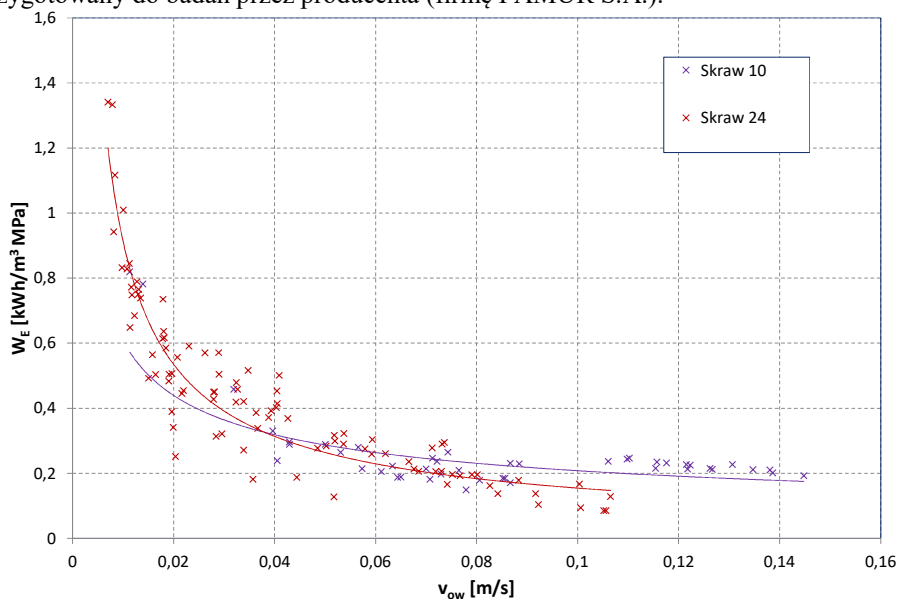


Rys.9. Zależność średniej energochłonności od prędkości wychylania wysięgnika dla różnych wytrzymałości skrawanych warstw

Zbiory punktów reprezentujących wartości tego wskaźnika dla analizowanych skrawów, w zależności od prędkości wychylania wysięgnika, zawierają się w tych samych obszarach (rys.10). Wyznaczone dla tych zbiorów hiperboliczne linie trendu przebiegają na zbliżonych poziomach przecinając się dla prędkości wychylania wysięgnika $v_{ow} = 0,04$ m/s. Wskaźnik energochłonności W_E umożliwia porównanie energochłonności wykonywania skrawania w warstwach o zróżnicowanej wytrzymałości na ściskanie.

5. Podsumowanie

Badania nad możliwością redukcji obciążeń dynamicznych układu urabiania kombajnu chodnikowego i obniżenia energochłonności urabiania prowadzone w Politechnice Śląskiej obejmują między innymi skrawanie bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych zbudowanego z warstw o różnej wytrzymałości na ściskanie, na stanowisku badawczym wyposażonym w kombajn chodnikowy R-130 przygotowany do badań przez producenta (firmę FAMUR S.A.).



Rys.10. Zależność wskaźnika energochłonności W_E od prędkości wychylania wysięgnika dla skrawów o różnej wytrzymałości

Dla wybranych skrawów przeanalizowano wpływ pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu na energochłonność urabiania. Dla analizowanych skrawów wyznaczono wskaźnik obciążenia W_o , będący stosunkiem uśrednionego na obrót głowicy momentu obrotowego silnika do pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu. Średnia wartość tego wskaźnika jest przy tym odwrotnie proporcjonalna do pola powierzchni przekroju skrawów. Zależności średniej energochłonności urabiania od prędkości wychylania wysięgnika mają charakter hiperbolicznie malejący ze względu na wzrost wydajności urabiania ze wzrostem prędkości wychylania

wysięgnika. Wyznaczone dla tych zbiorów potęgowe linie trendu o hiperbolicznym przebiegu są wyraźnie zależne od pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawów.

Analizie wpływu wytrzymałości skrawanego materiału na energochłonność urabiania poddano skrawy o podobnej geometrii, lecz różniące się znacznie wytrzymałością na ściskanie urabianej calizny. Aby porównać dla analizowanych skrawów wpływ wartości wytrzymałości na przebieg charakterystyk energochłonności wyznaczono wskaźnik energochłonności będący stosunkiem uśrednionej na obrót głowicy energochłonności urabiania i wytrzymałości na ściskanie warstw leżących w przekroju skrawu. Wyznaczone dla zbiorów punktów reprezentujących wartości tego wskaźnika, hiperboliczne linie trendu przebiegają na zbliżonych poziomach. Zaproponowany wskaźnik umożliwia porównanie energochłonności urabiania wykonywania skrawów w warstwach o zróżnicowanej wytrzymałości na ściskanie.

Literatura

1. Cheluszka P., Głuszek G., Giza T., Mann R., Remiorz E., Sobota P.: Charakterystyka układu pomiarowego do badań dynamiki kombajnu chodnikowego. Konferencja „Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2015”, Gliwice 25.11.2015.
2. Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P.: Komputerowe wspomaganie doboru głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla określonych warunków górnictwa – geologicznych. Materiały 3. Szkoły Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa. Wisła, 2006, s.13–25.
3. Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P.: Analiza wybranych cech konstrukcyjnych układu urabiania kombajnów chodnikowych stosowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego w świetle wymagań eksploatacyjnych. Konferencja naukowa „Techniki urabiania 2015”. Kraków – Krynica, 2015, s. 166–175.
4. Dolipski M., Cheluszka P.: Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
5. Jonak J.: Urabianie skał głowicami wielonarzędziowymi. Wyd. Śląsk, Katowice 2002.
6. Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011.

Praca zrealizowana w ramach projektu pt.: „Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych” dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015)

Piotr Cheluszka
Politechnika Śląska w Gliwicach

**IDENYFIKACJA GEOMETRII SKRAWÓW
WYKONYWANYCH GŁOWICAMI POPRZECZNYMI
WYSIĘGNIKOWEGO KOMBAJNU CHODNIKOWEGO NA
PODSTAWIE DIGITALIZACJI URABIANEJ POWIERZCHNI**

**IDENTIFICATION OF THE GEOMETRY OF CUTS
PERFORMED BY TRANSVERSE CUTTING HEADS OF THE
BOOM-TYPE ROADHEADER BASED ON THE
DIGITALISATION OF THE WORKED SURFACE**

STRESZCZENIE

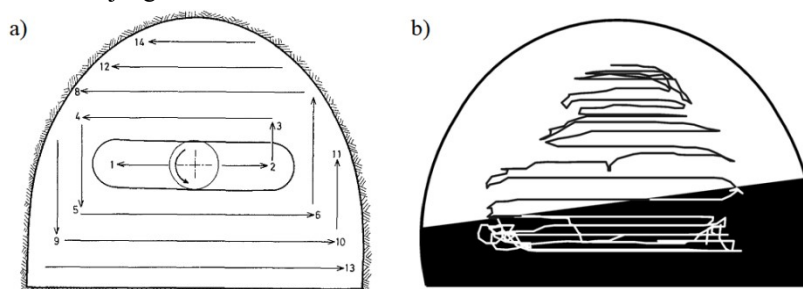
W artykule przedstawiono metodę cyfrowej rekonstrukcji kształtu powierzchni calizny urabianej poprzecznymi głowicami wysięgnikowego kombajnu chodnikowego dla potrzeb identyfikacji geometrii wykonywanych skrawów. Wykorzystano w tym celu skany wykonane za pomocą laserowego skanera geodezyjnego FARO Focus3D X 130 HDR. Digitalizacja skrawów dokonana została w środowisku Geomagic Design X, w którym w oparciu o uzyskane w procesie skanowania chmury punktów odtworzony został kształt urabianej powierzchni przed i po wykonaniu poszczególnych skrawów. Sporządzone przekroje uzyskanych w ten sposób modeli 3D skrawów pozwoliły na określenie zmienności rzeczywistego ich kształtu, wymiarów i pola powierzchni oraz wyznaczenie udziału warstw o różnej urabialności w przekroju poprzecznym skrawów.

ABSTRACT

The paper presents a method of digital reconstruction of the shape of the solid surface cut with transverse cutting heads of a boom-type roadheader for the purpose of identification of the geometry of cuts performed. Scans were used for this purpose, made with a laser geodesic scanner, FARO Focus3D X 130 HDR. The digitalisation of cuts was made in the Geomagic Design X environment in which, based on the clouds of points obtained in a scanning process, a shape was represented of the worked surface before and after performing the particular cuts. The cross sections prepared, of the 3D models of the cuts produced this way, have enabled to determine the variability of their actual shape, dimensions and field area and to determine the portion of rock layers with different workability in the cross section of cuts.

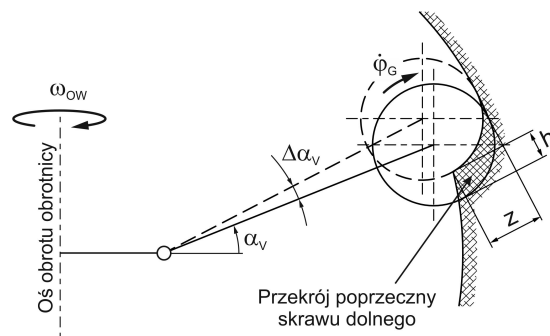
1. Wprowadzenie

Energochłonność urabiania kombajnami górniczymi jest jednym z podstawowych wskaźników jakości realizowanego przezeń procesu roboczego. Wiąże ona ze sobą energię (moc) niezbędną do realizacji procesu urabiania z objętością urobionej skały (wydajnością tego procesu) [5,6]. Energochłonność urabiania jest ściśle związana z efektywnością pracy maszyn urabiających. Niskiej wydajności, a więc i niskim postępom drążenia wyrobisk korytarzowych czy tuneli towarzyszy bowiem zazwyczaj wysoka energochłonność urabiania. Punktem wyjścia dla wyznaczenia energochłonności urabiania jest, obok pomiaru mocy zużywanej na urabianie, określenie wydajności urabiania. To zaś wymaga wyznaczenia wielkości przekroju poprzecznego wykonywanego skrawu oraz prędkości przemieszczania głowic urabiających po powierzchni czoła przodku. Proces urabiania powierzchni czoła przodku wysięgnikowymi kombajnami chodnikowymi realizowany jest zazwyczaj podczas przemieszczania głowic urabiających równoległe do spągu, w trakcie wychylania wysięgnika wokół osi obrotu obrotnicy – rys.1. Towarzyszą temu ruchy pomocnicze wysięgnika. Jest on między innymi wychylany w płaszczyźnie prostopadłej do spągu, kiedy to głowice urabiające przemieszczane są w górę lub w dół w celu wykonania kolejnego skrawu.



Rys. 1. Typowa technologia urabiania powierzchni czoła przodku wysięgnikowym kombajnem chodnikowym wyposażonym w: a) głowicę podłużną [3], b) głowicę poprzeczną [2]

Proces urabiania realizowany jest przy określonym zabiorze z , będącym efektem zagłębienia głowic urabiających w powierzchnię czoła przodku podczas zawrębiania. Wysokości poszczególnych skrawów h wynikają przy tym ze zmiany kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu $\Delta\alpha_V$ podczas przejścia do wykonywania kolejnego skrawu (rys.2). Wartości tych parametrów są zmienne. Jest to skutkiem urabiania powierzchni czoła przodku o kształcie sferycznym w czasie przemieszczania głowic urabiających po torze łukowym, ręcznego sterowania ruchem wysięgnika (zmian trajektorii ruchu głowic urabiających przez operatora) oraz drgań nadwozia kombajnu towarzyszących urabianiu. Z punktu widzenia zmienności wielkości przekroju poprzecznego wykonywanego przez głowicę urabiającą skrawu istotne znaczenie mają drgania poprzeczne wysięgnika (w płaszczyźnie prostopadłej do spągu), które powodują zmiany wysokości skrawu. Proces urabiania realizowany jest ponadto przy zmiennej prędkości wychylania wysięgnika, co wynika z właściwości napędu mechanizmu wychylania wysięgnika oraz jego drgań obwodowych wywołanych sprężynami obciążeniem wysięgnika od urabiania. Wymienione wyżej przyczyny sprawiają, iż wydajność urabiania jest wielkością zmienną w czasie.



Rys. 2. Przekrój poprzeczny skrawu wykonywanego głowicami poprzecznymi kombajnu chodnikowego podczas wychylania wysięgnika równoległe do spągu

Drążenie wyrobisk korytarzowych w kopalniach oraz tuneli w budownictwie inżynieryjnym realizowane jest zazwyczaj w górotworze o budowie warstwowej (rys.3). Stąd, wielkość i zmienność obciążenia układu urabiania kombajnu, a więc i energochłonność tego procesu zależęć będzie nie tylko od wielkości przekroju wykonywanych skrawów, lecz również od udziału w tym przekroju skał o różnej urabialności. Udział ten decydować będzie o średniej wytrzymałości na ściskanie urabianego masywu skalnego, wyznaczonej dla pojedynczego skrawu, czy też całej powierzchni czoła przodku. Dodatkowo, w przypadku ukośnego ułożenia warstw skalnych w stosunku do spągu udział skał o różnej wytrzymałości na ściskanie będzie się zmieniał w miarę przemieszczania głowic urabiających od jednego ociosu drążonego wyrobiska w stronę drugiego jego ociosu.



Rys. 3. Kombajn AM-50z w kopalni miedzi Boleo (Meksyk) [9]

Wielkość przekroju poprzecznego skrawów wykonywanych głowicami urabiającymi kombajnu chodnikowego oraz udział skał o różnej urabialności (w przypadku urabiania górotworu o budowie warstwowej) wyznaczone mogą być na drodze teoretycznej, w oparciu o wyidealizowane modele skrawów [1] lub w sposób empiryczny. O dokładności metody teoretycznej decydować będą w dużej mierze własności mechaniczne urabianych skał. W przypadku skał kruchych, kształt przekroju poprzecznego skrawu wykonywanego głowicą urabiającą może bowiem odbiegać i to znacznie do kształtu teoretycznego. Metody empiryczne, oparte na pomiarze rzeczywistej geometrii skrawów nie są obciążone tego rodzaju błędami. Są jednak bardziej pracochłonne.

W artykule przedstawiono opracowaną dla potrzeb wyznaczenia rzeczywistej geometrii skrawów wykonanych głowicami urabiającymi kombajnu chodnikowego metodę pomiaru. Pomiary bezstykowe metodą pośrednią oparte zostały na cyfrowej rekonstrukcji kształtu powierzchni urabianej calizny przed i po wykonaniu danego skrawu. Wykorzystano w tym celu skany wykonane za pomocą laserowego skanera geodezyjnego Focus^{3D} X 130 HDR firmy FARO Technologies Inc. Digitalizacja skrawów dokonana została w oprogramowaniu narzędziowym SCENE, dedykowanym dla skanerów FARO, a następnie w środowisku Geomagic Design X oraz AutoCAD [6]. W oparciu o zarejestrowane w procesie skanowania chmury punktów odtworzony został kształt urabianej powierzchni. Sporządzone przekroje uzyskanych w ten sposób wirtualnych modeli 3D skrawów pozwoliły na określenie zmienności rzeczywistego ich kształtu, wymiarów i pola powierzchni na drodze skrawiania oraz wyznaczenie udziału warstw o różnej urabialności w analizowanych przekrojach poprzecznych skrawów.

2. Charakterystyka zastosowanych środków technicznych

Cyfrowa rekonstrukcja powierzchni skrawów dokonana została z wykorzystaniem skanera laserowego Focus^{3D} X 130 HDR (rys.4, tab.1). Jest to najmniejsze i najlżejsze tego rodzaju urządzenie dostępne na rynku. Przeznaczony jest on do skanowania i tworzenia dokumentacji 3D obiektów geodezyjnych, architektonicznych, archeologicznych – wewnątrz pomieszczeń oraz na zewnątrz (w terenie). Ze względu na relatywnie duży zasięg (do 130 m) pozwala on na skanowanie dużych obiektów. Skaner ten cechuje się łatwą i intuicyjną obsługą, zaś dostęp do jego funkcji realizowany jest z panelu sterowania w postaci wbudowanego ekranu dotykowego, bądź zdalnie – za pośrednictwem sieci WiFi [7].

Skanowanie powierzchni obiektu oparte jest na rejestracji obrazów w trybie HDR (High Dynamic Range image), z zastosowaniem wielokrotnej ekspozycji. Wygenerowane obrazy HDR są następnie przekształcane do chmury punktów odwzorowującej powierzchnię skanowanego obiektu. Określenie położenia punktów tej powierzchni oparte jest na pomiarze przesunięcia fazowego fal światła podczerwonego. Promień laserowy po odbiciu od powierzchni skanowanego obiektu wraca do skanera, zaś odległość punktu pomiarowego od skanera wyznaczana jest na podstawie różnicy faz promienia wysłanego i odbitego [10]. Dla potrzeb wyznaczenia współrzędnych punktów pomiarowych w układzie kartezjańskim wykorzystuje się informacje z enkoderów kątowych mierzących kąt obrotu lustra wokół osi poziomej oraz kąt obrotu skanera wokół osi pionowej. Kąty te wraz z odległością poszczególnych punktów pomiarowych zapisywane są w postaci współrzędnych biegunowych, które transformowane są następnie na współrzędne w układzie kartezjańskim [8]. Wyniki pomiarów (skanowania) zapisywane są na karcie SD, co umożliwia łatwe ich przenoszenie do komputera w celu ich dalszej obróbki. Dzięki wbudowanemu kolorowemu aparatowi cyfrowemu o wysokiej rozdzielczości wyniki skanowania uzupełniane są o pełną dokumentację fotograficzną skanowanego obiektu. Ponadto, na uzyskaną w procesie skanowania chmurę punktów nałożona jest kolorowa tekstura odzwierciedlająca rzeczywisty wygląd skanowanej powierzchni. W rozważanym zastosowaniu jest to niezwykle przydatne dla potrzeb identyfikacji położenia warstw tworzących urabiany maszyn (w przypadku jego budowy warstwowej) na urabianej powierzchni.



Rys. 4. Skaner laserowy Focus^{3D} X 130 HDR na stanowisku badawczym w laboratorium Instytut Mechanizacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej podczas skanowania powierzchni urabianej wysięgnikowym kombajnem chodnikowym

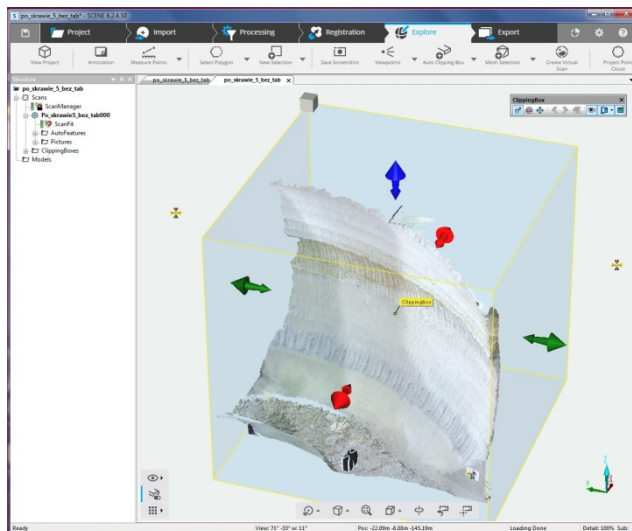
Tabela 1. Charakterystyka techniczno–metrologiczna skanera Focus^{3D} X 130 HDR (prod. FARO Technologies Inc.) [8]

Zasięg skanera (zakres pomiarowy)	0,6 ÷ 130 m
Maksymalna prędkość pomiaru	976 000 punktów/s
Kąt widzenia w płaszczyźnie poziomej i pionowej	360°; 300°
Rozdzielczość kątowna w płaszczyźnie poziomej i pionowej	0,009°
Rozdzielczość kamery	165 MPx
Systematyczny błąd pomiaru z odległości 25 m	±2 mm
Klasa lasera/długość fali	I/1550 nm
Wbudowane czujniki	GPS, kompas, wysokościomierz, kompensator dwuosioowy
Sterowanie skanerem	Za pomocą ekranu dotykowego oraz sieci WLAN
Archiwizacja danych pomiarowych	Karta SD/SDHC/SDXC 32 GB
Wymiary	240×200×100 mm
Masa	5,2 kg

3. Przetwarzanie wyników pomiarów

Przetwarzanie danych pomiarowych (skanów) realizowane jest wieloetapowo. Pierwszy z nich dokonywany jest w oprogramowaniu narzędziowym SCENE, dedykowanym do skanerów firmy Faro. Oprogramowanie to umożliwia opracowywanie surowych danych pomiarowych uzyskanych ze skanera z możliwością eksportu uzyskanej w ten sposób chmury punktów w powszechnie stosowanych formatach danych (STP, PTS, itd.). W oprogramowaniu tym dokonywane jest między innymi wstępne oczyszczenie danych pomiarowych ze zbędnych elementów tła oraz ograniczenie wielkości skanu do obszaru zawierającego interesującą powierzchnię

skanowanego obiektu (rys.5). Na tym etapie następuje zapisanie uzyskanej chmury punktów do pliku dyskowego, który będzie dalej przetwarzany.

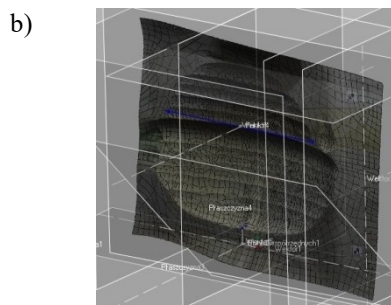


Rys. 5. Etap I – przetwarzanie danych pomiarowych (skanów) w środowisku SCENE

Rekonstrukcja cyfrowa skrawów dokonywana jest w środowisku Geomagic Design X, w którym w oparciu o uzyskane w procesie skanowania chmury punktów o współrzędnych przestrzennych zapisanych do plików tekstowych w formacie PTS odtwarzany jest kształt powierzchni skanowanej w postaci siatki trójkątów. Proces przetwarzania wyników pomiarów składa się z następujących etapów:

- zaimportowania chmury punktów do programu Geomagic Design X (rys.6a),
- oczyszczenia chmury punktów,
- założenia kartezjańskiego układu współrzędnych,
- utworzenia siatki odwzorowującej urabianą powierzchnię,
- wygenerowania urabianej powierzchni (rys.6b),
- zbudowania modelu 3D urabianego masywu skalnego.

Po wykonaniu wymienionych wyżej operacji uzyskuje się model bryłowy urabianego masywu skalnego (rys.7a). W ten sposób, po wykonaniu każdego skrawu odtwarzany jest kształt urabianej powierzchni głowicami urabiającymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego.



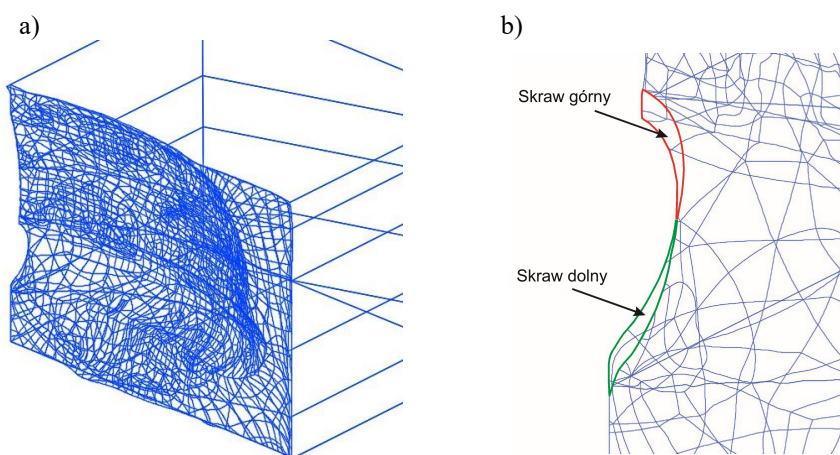
Rys. 6. Etap II – przetwarzanie chmury punktów w środowisku Geomagic Design X:
a) wczytanie danych, b) wygenerowania kształtu urabianej powierzchni

Kolejny etap realizowany jest w programie AutoCAD, do którego wczytywane są pliki z zapisanym modelem bryłowym urabianego bloku przed i po wykonaniu danego skrawu. Po nałożeniu na siebie tych modeli uzyskuje się bryłę odwzorowującą kształt rozpatrywanego skrawu będącą częścią wspólną obu modeli. Na rysunku 7b pokazano dla przykładu rzut fragmentu uzyskanego w ten sposób modelu, na którym widoczne są zarysy dwóch skrawów: górnego i dolnego wykonanych poprzecznymi głowicami urabiającymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego podczas ich przemieszczania równoległe do podłoża.

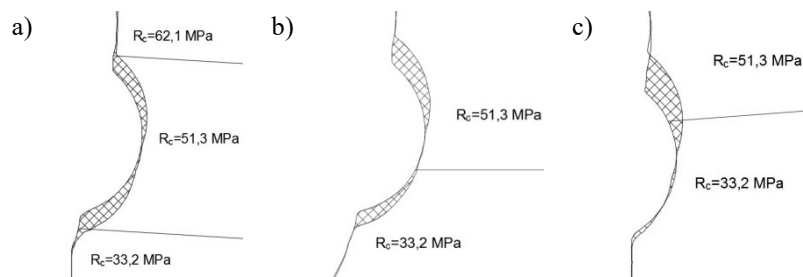
Po wygenerowaniu przekrojów opracowywanego modelu płaszczyznami prostopadłymi do spągu przechodzącymi przez oś obrotu obróticy kombajnu z założoną podziałką kątowną uzyskano kształty przekrojów poprzecznych skrawu (rys.8), na podstawie których wyznaczane były wartości poszukiwanych wielkości charakteryzujących jego geometrię (zabioru, wysokości skrawu oraz pola przekroju poprzecznego). Wartości tych parametrów uzyskano po zwymiarowaniu obszarów ograniczonych liniami przekrojowymi poprzedniego (przed wykonaniem danego skrawu) i bieżącego (po wykonaniu skrawu) czoła przodku.

4. Przykładowe wyniki pomiarów

Na rysunku 9 pokazano przykładowy wynik pomiaru wartości parametrów geometrycznych skrawów dokonanej opisaną wyżej metodą. Analizie poddano skraw górny wykonany głowicami poprzecznymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego R-130 podczas wychylania wysięgnika równoległe do spągu (por. rys.7b). Skanowanie zrealizowane zostało w trakcie badań doświadczalnych procesu skrawania bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo-piaskowych) na stanowisku badawczym w Hali Technologicznej Wydziału Górniczego i Geologii Politechniki Śląskiej. Urabiany blok tworzą warstwy o różnej wytrzymałości na ściskanie, nachylone poprzecznie w stosunku do płaszczyzny podłoża. W efekcie, w trakcie wykonywania skrawu równoległe do podłoża głowice urabiające przechodzą przez warstwy o różnej urabialności.

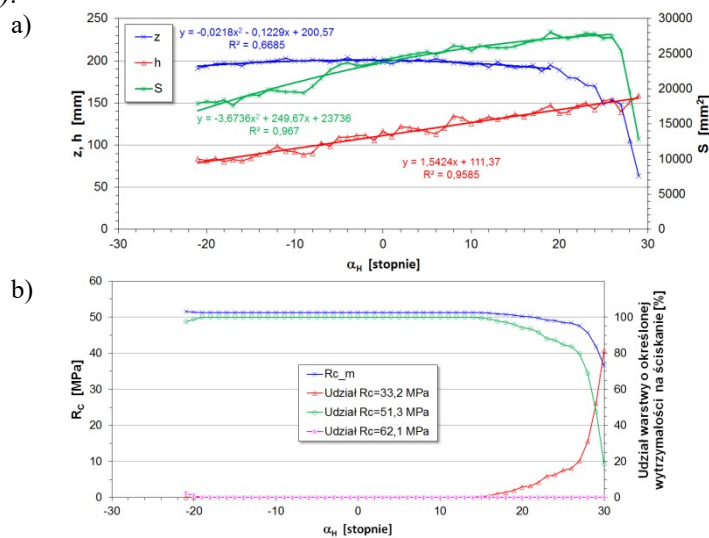


Rys. 7. Etap III – model 3D urabianego masywu skalnego (a) oraz skrawów: górnego i dolnego wykonanych głowicami urabiającymi kombajnu chodnikowego (b)



Rys. 8. Przykładowe przekroje poprzeczne skrawu górnego i skrawu dolnego dla trzech różnych wartości kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu:
a) $\alpha_H = -20^\circ$, b) $\alpha_H = 0^\circ$, c) $\alpha_H = +25^\circ$

W miarę wychylenia wysięgnika w prawą stronę w zakresie kąta α_H od -21 do $+30^\circ$ geometria skrawów wyraźnie się zmieniała. Wynikało to z kinematyki wysięgnika (przesuwania głowic urabiających po torze łukowym) oraz drgań poprzecznych wysięgnika cechujących się dużą intensywnością. W efekcie, wymiary przekroju poprzecznego skrawów – zabiór z oraz wysokość skrawu h na drodze skrawania (w trakcie przemieszczania się głowic urabiających) nie są stałe (rys.9a). W zakresie kąta wychylenia wysięgnika od -21 do $+19^\circ$ zabiór z zmieniał się w granicach od 188 do 204 mm, zaś wysokość skrawu h rosła od 80 do 147 mm. W miarę dalszego wychylenia wysięgnika w prawo obserwowany jest gwałtowny spadek wartości zabioru, co spowodowane było wychodzeniem głowicy urabiającej z zawrębienia. Przebieg zabioru w funkcji kąta wychylenia wysięgnika α_H aproksymować można wielomianem 2-stopnia, zaś zależność wysokości skrawu od tego kąta – linią prostą. Linie te odwzorowują teoretyczny przebieg zależności parametrów geometrycznych skrawu od kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu: $z=f(\alpha_H)$ i $h=f(\alpha_H)$.



Rys. 9. Przebieg zmienności wartości parametrów geometrycznych przykładowego skrawu górnego (a), średniej wytrzymałości urabianych skał na ściskanie oraz udziału warstw o określonej wytrzymałości na ściskanie w przekroju poprzecznym skrawu (b) w funkcji kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu α_H

Zmiany wymiarów przekroju poprzecznego skrawów skutkują zmianą wielkości jego pola powierzchni (linia w kolorze zielonym na rys.9a). W analizowanym przykładzie, pole powierzchni przekroju poprzecznego skrawu S rośnie w miarę wychylania wysięgnika w prawo w granicach od 17600 do 28100 mm². Po przekroczeniu przez kąt α_H wartości +26° pole to gwałtownie maleje, ponieważ głowica urabiająca wychodzi z kontaktu z urabianą calizną. Skojarzenie wartości zabioru i wysokości skrawu dla danego kąta wychylenia wysięgnika sprawia, że przebieg funkcji $S=f(\alpha_H)$ jest aproksymacyjnie paraboliczny (linia w kolorze zielonym na rys.9a).

Ze względu na budowę warstwową urabianej calizny, w trakcie wykonywania rozpatrywanego skrawu głowica urabiająca przechodziła przez warstwy o różnej wytrzymałości na ściskanie (patrz rys.8). Zmieniał się przy tym udział tych warstw w przekroju poprzecznym skrawu (rys.9b – linie w kolorze czerwonym, zielonym i fioletowym). Zasadniczo urabiana była warstwa o wytrzymałości na ściskanie $R_c=51,3$ MPa (linia w kolorze zielonym). Dla kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża większego od +15° udział tej warstwy systematycznie jednak malał, zaś rósł udział warstwy o wytrzymałości na ściskanie $R_c=33,2$ MPa (linia czerwona).

Skutkiem zmiany udziału urabianych warstw o różnej wytrzymałości na ściskanie jest zmienność wartości średniej tej wielkości (liczonej jako średnia ważona) dla całego przekroju poprzecznego wykonywanego skrawu (linia w kolorze niebieskim). W rozpatrywanym przypadku, efekt ten jest widoczny zwłaszcza w końcowej fazie wykonywania skrawu, dla wartości kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu α_H większych od +15°. Średnia wytrzymałość urabianej calizny na ściskanie tu maleje, co wynika ze zwiększającego się udziału w przekroju wykonywanego skrawu warstwy o wytrzymałości na ściskanie wynoszącej 33,2 MPa przy jednoczesnym spadku udziału warstwy, dla której $R_c=51,3$ MPa.

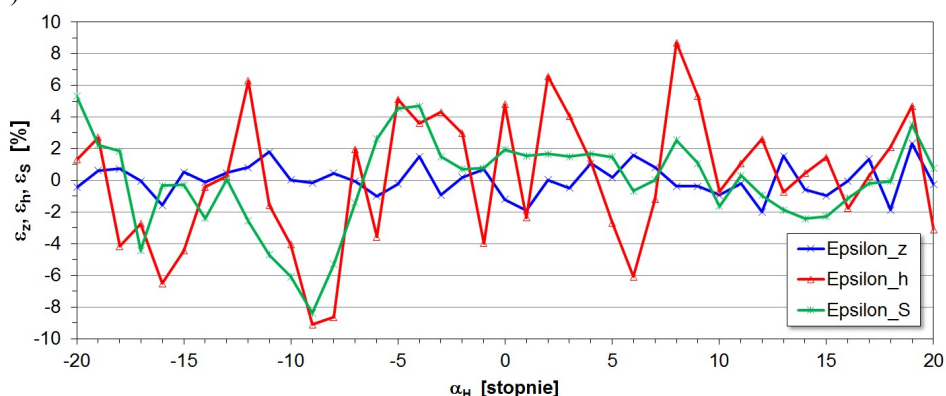
W zakresie wartości kąta wychylenia wysięgnika α_H od -20° do +20° odchyłki wartości rzeczywistych parametrów opisujących geometrię badanego skrawu od wartości teoretycznych, obliczonych na podstawie równań regresji nie przekraczają 10% (rys.10a). Największą zmiennością cechują się przy tym odchyłki wysokości skrawu (ε_h) i co za tym idzie – pola powierzchni przekroju poprzecznego skrawu (ε_S). Zmiany wysokości skrawu na jego długości spowodowane są w głównej mierze drganiami poprzecznymi wysięgnika (prostopadłymi do spągu) generowanymi procesem urabiania. Amplituda tych drgań wynika z charakteru obciążenia zewnętrznego wysięgnika od urabiania oraz własności dynamicznych nadwozia kombajnu (własności sprężystych). Odchyłki zabioru (ε_z) od wartości teoretycznej są zdecydowanie mniejsze, co wynika ze sposobu posadowienia kombajnu na stanowisku badawczym. Największy udział (60% analizowanych przekrojów skrawu) miały przy tym wartości różnic względnych wartości rzeczywistej i teoretycznej (ε_z) z przedziału od -1% do +1% (rys.10b). W przypadku wysokości skrawu, różnice względne (ε_h) w zdecydowanej większości analizowanych przypadków (ponad 60%) zawierały się w granicach $\pm 4\%$. Z kolei, w 60% analizowanych przekrojów badanego skrawu odchyłki względne pola przekroju poprzecznego skrawu mieściły się w zakresie $\pm 2\%$.

5. Podsumowanie

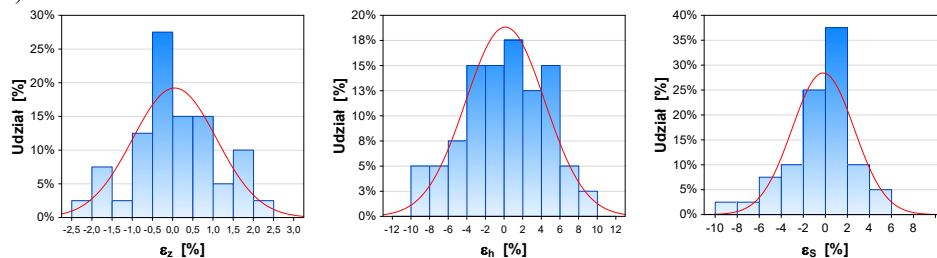
Zaprezentowana w niniejszej pracy metoda pomiaru geometrii skrawów wykonywanych głowicami urabiającymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego

daje możliwość identyfikacji rzeczywistego kształtu oraz określenia rzeczywistych wartości oraz zmienności, na długości skrawu, charakteryzujących je parametrów. Metoda ta, w przeciwieństwie do metod analitycznych, nie jest obciążona błędami wynikającymi w wyidealizowanego kształtu przekroju poprzecznego skrawu wykonywanego przy zadanych wartościach parametrów procesu urabiania głowicami urabiającymi o określonych wymiarach, w które wyposażony jest kombajn chodnikowy o określonej geometrii. Należy spodziewać się, iż błędy metody analitycznej mogą być duże w przypadku skrawów wykonywanych w skałach bardzo kruchych, czy silnie spękanych, kiedy to ilość odspojonego urobku będzie znacznie większa niż wynikałoby to z teoretycznej objętości bryły reprezentującej skraw o danej wysokości, wykonany przy założonym zabiorze. Rekonstrukcja cyfrowa urabianej powierzchni przed i po wykonaniu analizowanego skrawu pozwala na wyznaczenie z dużą dokładnością rzeczywistego kształtu i wielkości tej bryły, i dalej – charakterystycznych jej wymiarów poprzecznych oraz objętości urobionej skały. Wykorzystanie metod bezstykowych upraszcza procedurę pomiarową. Główny ciężar prac obejmuje przy tym obróbkę cyfrową danych pomiarowych (skanów) na komputerze. Ponieważ pomiary (skanowanie) oparte są tu na metodach optycznych, jakość uzyskiwanych wyników zależeć będzie jednak w dużej mierze od warunków środowiskowych panujących na stanowisku pomiarowym (w tym przede wszystkim przejrzystości powietrza). Wykorzystanie tej metody w warunkach podziemnych wyrobisk górniczych może być więc utrudnione. Doskonale natomiast nadaje się ona do pomiarów w warunkach laboratoryjnych, co potwierdzone zostało w trakcie realizacji badań stanowiskowych procesu urabiania kombajnem chodnikowym.

a)



b)



Rys. 10. Odchyłki wartości parametrów geometrycznych analizowanego skrawu od wartości teoretycznych (a) oraz ich histogram (b)

Literatura

1. Cheluszka P., Sobota P., Bujnowska A.: Analityczne wyznaczenie średniej wytrzymałości skrawów wykonywanych poprzecznymi głowicami kombajnu chodnikowego. Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji 6(2017) Iss. 2, s. 68–79.
2. Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P.: Komputerowe wspomaganie doboru głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla określonych warunków górniczo – geologicznych. Materiały 3. Szkoły Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa. Wisła, 2006, s.13–25.
3. Hekimoglu O.Z. Comparison of longitudinal and transverse cutting heads on a dynamic and kinematic basis. Mining Science and Technology 13(1991), p.243–255.
4. Jonak J.: Urabianie skał głowicami wielonarzędziowymi. Wyd. Śląsk, Katowice 2002.
5. Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drażenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011.
6. Pilorz S.: Analiza geometrii skrawania głowicami poprzecznymi kombajnu chodnikowego z wykorzystaniem skanera laserowego. Praca dyplomowa magisterska wykonana w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej pod kierunkiem Dr hab. inż. Piotra Cheluszki, prof.nzw. w Pol.Śl., Gliwice, 2016.
7. FARO Laser Scanner Focus3D X 130 – podręcznik użytkownika, luty 2014.
8. <http://www.faro.com/pl-pl/produkty/geodezja-3d/skaner-laserowy-faro-focus-3d>
9. <https://famur.com/projects/kombajn-chodnikowy-am-50z>
10. <http://www.tpi.com.pl/pl/skanery-laserowe-3d/faro-focus-3d>

Praca zrealizowana w ramach projektu pt.: „Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych” dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015).

FAMUR od ponad 100 lat zwiększa efektywność i bezpieczeństwo pracy. Tworzymy sprawdzone rozwiązania dla górnictwa podziemnego, odkrywkowego, transportu, przeladunku i energetyki, które umożliwiają realizację najbardziej skomplikowanych projektów.

Konsekwentne łączenie doświadczeń i potencjałów największych polskich marek branży wydobywczej pozwoliło Grupie FAMUR zbudować kompleksowe portfolio. Dzięki integracji z Kopeksem staliśmy się krajowym liderem i wychodzimy naprzeciw globalnym wyzwaniom silniejszy niż kiedykolwiek.

FAMUR

SOLID AS ALWAYS STRONGER THAN EVER



www.famur.com

FAMUR
FAMAK

KOPEX
GROUP

Elgór + Hansen
HANSEN
GROUP

Jesteśmy
częścią


TDJ

Dey Netai Chandra, Dey Shibaji
Department of Mining Engineering, IEST Shibpur, INDIA

APPLICABILITY OF SPITZER MODEL & SCIENTIFIC SPELL TIME RESHUFFLING (STR) TO INCREASE FATIGUE SUSTAINABILITY (FS) FOR HEMM OPERATORS IN INDIAN MINES

ABSTRACT

In Indian mines; fatigue is most important negative stress factor which affects the mine working efficiency. A suitable FS sustainability model could be most potent solution for it. Adopted Methodology: Total 9 HEMM operators out of 14, have been selected for the study based on some inclusion and exclusion criteria while principal working methodology is based on the effectiveness of STR application. Different physiological and psychological parameters are recorded for one month of time both before and after application of STR. FS measuring parameter i.e. RP is also measured both before and after application of STR. **Results:** FS has increased after application of STR as RP1-RP3 has increased up to 18.84% as compared to pre STR stage. In addition, significant reduction in AWHR ($R^2 = 0.877$) and NMC ($R^2 = 0.98$), ECH has also gone down 13.9% after application of STR. Conclusion: FS along with other physical sustainability are significantly increased with application of STR compared to pre application stage.

1. Introduction

HEMM (Heavy Earth Moving Machineries) operation is one of the core back breaking operations in coal mining activities not only in India but also globally. Coal cutting loading and hauling operation after blasting is processed through HEMMs. However, continuous HEMM operation, skeletal muscle engagement and high energy expenditure along with fatigue are common concerns in Indian mining.

Fatigue is one of the main constraints in physical ability [1] and tends to create unsolved problem in Indian mines [2] especially for HEMM operations, which comprises with lots of physiological and psychological stress factors. Physical fatigue can also be described as disturbances between three important components, i.e. workload, required muscle efficiency and working environment. Therefore, in every fatigue related problems, working environment does play an important role which cannot be ignored. Most of the machine operator's workload measured in previous studies were found in sub maximal-maximal category [3,4] with hectic working environmental exposure [5,6,7]. Most of the HEMM operation deals with repetitive body limb and skeletal muscle engagement that mostly resulted outcomes of machine vibration in a continuous manner, supposed to run for at least 6 hours per working shift. Long work shift of HEMM operators with no adequate rest pause schedule or drinks break generates unbearable physiological stress and sometimes for poor FS. Moreover, continuous working nature under hectic working environment, high muscle efficiency

and skeletal muscle engagement could misbalance the energy expenditure profile which perhaps is the first footprint of feeling fatigue.

Connection with stream, energy cost and NMC per work spell is believed to be important input parameters to structure suitable STR. Different variables like nature of the job, spell time and repetitiveness of job task is very important in FS. Negative effects of physical exercise on maximal workload in mines under hectic mine environment, physical exertion, machine vibration could be sorted out by STR. Therefore, lowering energy cost in between working spells is the smartest option to be opted for STR technique as per the formula provided by Spitzer. In all considered context, the current study is designed to structure some preventive approach for mine fatigue and FS related problems with HEMM operation. Moreover, STR is applied to test the effectiveness of mitigating occupational stress along with the FS in a most desired and scientific way.

2. Working Methodology

Study Design

2.1.1. Selection of workforces

Workforces are selected on the basis of physiological fitness where rejection criteria were decided taking intelligent views of all concerned including General Manager of the concerned area. Total 14 (N=14) HEMM operators have been selected from two different mines more importantly; having almost same geo-mining and environmental condition. Afterwards it has been again processed through data sampling and out of 14 machine operators, only nine (n=9) subjects have been selected on the basis of some exclusion and inclusion criteria. HEMM operators who are in the BMI range of 18.5-25 kg/m² [8], BSA of 1.9 m² [9] and having normal RECG (Resting Electrocardiograph) are selected for the study. Workforces only with full personal willingness along with no past illness record are asked to take part. Less than 40 years of age group is selected as they have less physiological disorders, comparatively better cardiac contractile power and muscle kinesiology as compared to their older counterparts. Besides, acclimatized persons having at least 1 year on the job experience are included as subjects of the study.

2.2.2. Principal Experimental Design

The principal experimental design is based on the effectiveness of STR application. Whatever the parameters have been taken, measured for 1 month of time both with and without STR. The whole methodology is subdivided into two different stages, one is scheduled to be performed without having STR and not having suitable RPA (Rest-Pause Allowance) and another one is planned to be done with STR and suitable RPA. Difference in FS is planned to be measured in both cases.

As part of the process, first stage comprises of recording physiological and psychological [i.e. RPE (Rate of Perceived Exertion)] parameters which are done by a simple observational method (questionnaire for RPE) and direct measurement (for physiological). Physiological heart rate parameter (AWHR) is measured in every 5 second interval with HRM (Heart rate monitor) Polar RS 400 Finland followed by measurement of RP(Recovery Pulse) in recovery condition after each and every working spell. NMC (Net Metabolic Cost) has been measured to know the exact metabolic demand during work. Some of the derived parameters like EE (Energy Expenditure) [10] and NMC [11] are measured by suitable formula as proposed

by different scientists. In the second stage, the STR as per Spitzer formula [11] has been done on the basis of measured NMC, TEC (Total Energy Cost) and REC (Resting Energy Cost) [12] values of a HEMM operator. In the process, the RPA (Rest-Pause Allowance) has been calculated according to the Spitzer formula (1) (depicted below). STR with suitable RPA is further applied to frame the working spell of HEMM operators and with this reshuffled spell time, a follow up study is performed for 1 month after STR application alike first stage to find out effectiveness.

$$R = (M/4-1) \times 100 \quad (1)$$

Where,

R=Resting time as a % of working time,

M= Net metabolic cost(kcal/min) = (Total energy cost-resting energy cost).

2.2.3. Statistical Analysis

Mean and standard deviation are calculated for each set of data. Difference between mean values are tested by one and two tail unpaired 't' test (homoscedastic) with a significance level of 'p'= 0.05 and 0.01. IBM SPSS statistics 23 version software is used to check the affectivity of STR on physical (AWHR) and energy parameters (NMC) comparing the pre and post application STR data.

3. Results

Significant ($p < 0.01$) decrease of 5.1% in physical parameters like AWHR has been found after STR application. RPE [13] is also found 4.7% lower in comparison with pre STR condition. In addition, derived physical parameters like energy cost of two experimental stages are recorded, where it is seen that in response to almost same RHR(Resting Heart Rate) and REC, TEC and NMC have gone down significantly (table 1) after application of STR ($p < 0.05$).

Table 1. Differences in Energy cost with and without STR application

Parameters	Without STR Mean \pm SD (Range)	With STR Mean \pm SD (Range)	P Value; One tail homoscedastic
RHR (bpm)	69.7 \pm 8.6(60-89)	69.6 \pm 9(60-90)	NS
AWHR (bpm)	139.1 \pm 2.7 (135-143)	132 \pm 3.4(125-136)	$p < 0.01$
TEC (kcal/min)	7 \pm 0.8 (5.96-8.2)	6.3 \pm 0.7(5.33-7.58)	$p < 0.05$
REC (kcal/min)	1.7 \pm 0.4 (1.3-2.6)	1.7 \pm 0.4(1.3-2.63)	NS
NMC (Kcal/min)	5.3 \pm 0.8(4.14-6.5)	4.6 \pm 0.8 (3.51-5.94)	$p < 0.05$
RPE	14.9 \pm 1.2(14-17)	14.2 \pm 1.4 (12-16)	NS

As per the recommendation of NIOSH [14], an individual should work in between 300 kcal/hr of energy expenditure, but in current study it is seen that the machine operator's EE exceeds the limit of RECH (Recommended Energy Cost per Hour). Measured AECH (Actual Energy Cost per Hour) is 39.5% higher than recommended limit, when STR technique has not been implemented. Same in the process, when STR is implemented, the result is found effective and the AECH is measured only 25.6% higher compared to RECH. Most importantly, 41.7 Kcal/hr of EE has been reduced by implementing STR (table 2).

Table 2. ECH difference after application of STR

Parameters	Recommended category	Without STR Mean± SD(Range)	With STR Mean± SD (Range)	P Value; One tail homosced astic
RECH (Kcal/hr)	Light <200 kcal/hr Modrt. 200-300 kcal/hr Heavy >300 kcal/hr	300	300	NA
AECH (Kcal/hr)	NA	418.5± 45.3 (357.6-489.9)	376.8± 44.8 (319.8-454.8)	P<0.05

HS(Heat Stress) parameters like WBGT and ET [6] are found almost same for both the mine with no significant difference. Likewise the component variables of HS, air current is also showing no significant differences and found very sluggish (table 3) as compared to stipulation provided in CMR 136 A [15].

Table 3. Mining Environment

Parameters	Mine A	Mine B	P Value; One tail homoscedastic
DBT(° C)	32.0±0.2(30.5-32.5)	31.9±0.4(30.63-32.5)	NS
WBT(° C)	31.1±0.2(29.5-31.5)	30.9±0.6(28.75-31.62)	NS
GT(° C)	31.5±0.3(30-32)	31.4±0.4(30-32)	NS
NWB(° C)	30.7±0.3(29.5-31)	30.5±0.4(29.25-31.25)	NS
RH(%)	93.7±0.6(92.25-94.75)	92.9±1.8(86.75-94.75)	p<0.05
WBGT(° C)	31.0±0.3(30.31-31.52)	30.8±0.4(29.54-31.52)	NS
ET(° C)	31.3±0.2(30.75-31.75)	31.1±0.4(29.6-31.8)	NS
Air Vct.(m/min)	6.9±0.79 (6-8)	7±0.8 (6.5-8.5)	NS

3.1. STR implementation & FS

As per Brouha’s fatigue assessment technique [16], all RP has shown the reducing trend (Figure 1 & 2) significantly (p=0.05). Pre and post application STR values have been shown under the recovery criteria of RP1-RP3 <10 bpm (table 4) i.e no recovery, but the FS has increased up to 18.84% from pre application STR stage.

FS has been significantly increased after implementing STR probably because of low EE, AWHR and RPE in between spells and sustainability accrued from working shifts stressors.

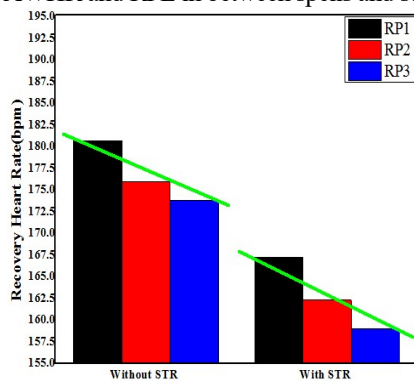


Figure 1: STR & RP1,RP2 & RP3

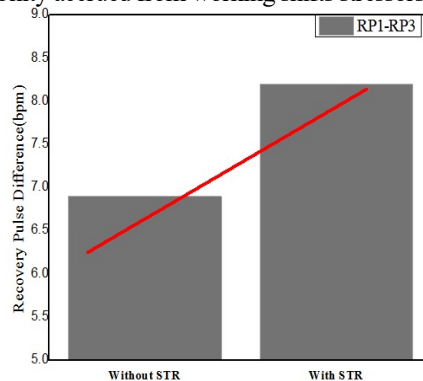


Figure 2: STR & (RP1-RP3)

The physical variables AWHR has been tested both before and after application of STR data where a strong correlation ($r=0.936$) has been found with a significance level $p=0.01$. A linear regression ($R^2=0.877$) between before and after STR application AWHR has been found (Figure 3) with a defining equation of $y=-31.84+1.18*x$ with a degree of freedom (df) =1 and standard error of 1.26.

Similarly, NMC variables is also showing a strong correlation($r=0.992$) with a significance level of $p=0.01$. A linear regression ($R^2=0.983$) with defining equation of $y= -0.66+0.99*x$ has been found (Figure 4) with a $df=1$ and standard error of 0.11.

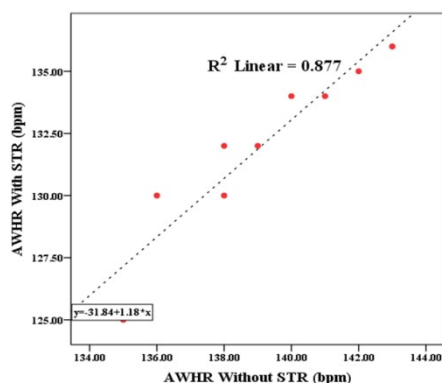


Figure 3: AWHR regression model

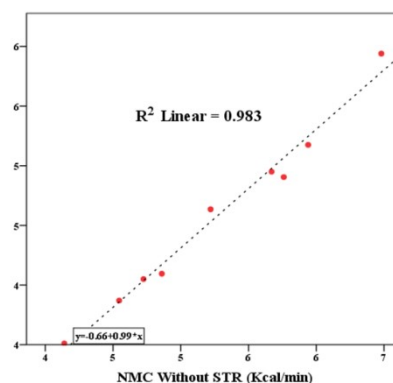


Figure 4: NMC regression model

Table 4. FS after application of STR

Parameters	Without STR Mean± SD(Range)	With STR Mean± SD(Range)	P Value; One tail homoscedastic
RP1	180.7± 16.6 (158-208)	167.2±15.7 (148-195)	$p<0.05$
RP2	176±15.9(154-202)	162.3±16 (142-191)	$p<0.05$
RP3	173.8±15.8(152-200)	159±16.7 (138-188)	$p<0.05$
RP1-RP3	6.9±1.5 (4-9)	8.2±2.3 (5-12)	NS
Remarks: Both RP1-RP3 with and without STR is ≤ 10 bpm i.e no recovery while RP1-RP3 With STR has increased upto 18.84% after STR application.			

4. Discussion

While talking about a mining HEMM operation, working environment does play an immense factor in genesis of work stress. Mostly in Indian mines, the sluggish air current, poor ventilation, inappropriate heat loss mechanism is proving to be major potent factors behind the high energy cost. Most of the machines are shaky in nature and with taking vibration into the account; heavy skeletal muscle engagement with a prolonged job task duration could increase fatigueness as well as ECH. In the current study the operator's ECH in table no 2, has been found 39.5% higher when STR was not implemented, which may be the outcome of imbalance in the heat loss mechanism because of no STR in between spells. After implementation of STR, the ECH has reduced to 41.7 kcal/hr.

RPA and working environment along with its co-system works as a variable which affects the differences in RP and FS. Maximum task duration along with repetitive work

posture (both with back and front bearing) under sluggish air current and high HS, could generate fatigueness quickly which ultimately reduce the availability of fresh muscle for operation. Environmental inputs like current study may disturb the heat balance mechanism and increase the EE as an outcome of increased cutaneous blood flow and cardiac output. More EE in between spells or ECH may increase more chances of fatigue.

FS in case of current study has a significant effect after the implementation of STR. After implementation of STR, each spell AWHR has been recorded where it is found decrease in comparison to the pre STR application dataset. AWHR and TEC have been reduced because STR application has given a suitable rest break to eliminate body's metabolic heat generation in a smoother way. NMC which is the main measuring parameters of energy expenditure has gone down significantly after STR application. In the study the test of STR application has been performed in almost same RHR in both cases so that the effect could be clearly visible. The result has shown significant effects of STR application for a job of continuous nature. The effect is also seen in Brouha's fatigue assessment model where RP1-RP3 has been found 18.84% higher after STR application i.e the application has provided the operators better sustainability from fatigue in recovery stage. Though the RP1-RP3 has not provided suitable normal recovery pattern of >10 bpm but the improvement of the sustainability can be observed. The environmental stressors down the mines could be one of the main reasons of not having desired sustainability. Application of STR in comparatively high air current and better ventilation mines may provide better results of FS.

5. Conclusion

In Indian mine operation, fatigue related dysfunction and high ECH is a serious concern to overcome specially when the job continuous for longer duration with sub maximal-maximal workload. In addition to hectic working environment down the mines and continuous job task of HEMMs imposes workstress high ECH and fatigue. STR application could be one of the most effective tools to deal with this problem. Accordingly in this present study, energy expenditure and ECH have significantly gone down after implementation of STR. The difference between 1st and 3rd resting pulse has increased after STR application. Therefore as per Brouha's fatigue assessment technique, it is showing better recovery and FS by application of STR. Supported with good environmental condition and air current down the mines, STR may give more desired result and benefits accordingly.

6. Acknowledgement

Authors sincerely convey their heartfelt acknowledgement to the underground coal mine authority of Bankola area-ECL(Eastern Coalfield Limited), India for extending permission to undertake this study. All out co-operation by the managers and the officials require a special mention for successful completion of the study.

7. Summary

FS under Indian mining environment is a common concern in almost every Indian mine subsidiaries for HEMM operation, could be increased by the application of STR technique. As shown in this study, after application of STR, AWHR, NMC and RPE have gone down significantly and recovery pulse has been increased. Therefore, it is proved that the effectiveness of different stress factors present in between the working spells of a HEMM operator could be minimized by suitable STR application.

8. Literatures

1. Åstrand, Per-Olof et al. Textbook of work physiology: physiological bases of exercise. 4th Edition. Human Kinetics, (2003):453-454.
2. Sharma, Gourab Dhara, Shibaji Dey, and Netai. Chanda. Dey. "Rationalising postural demand of side discharge loading machine operators with respect to musculoskeletal pain and discomfort in underground coal mines in India." *International Journal of Human Factors and Ergonomics* 4.1 (2016): 60-72.
3. Dey, Netai Chandra et al. "An Inventory Approach to Humanizing Work and Work Environment in Indian Underground Coal Mines", *Research Updates In Medical Sciences (Rumes)*, 3.3(2015):10-18.
4. Dey, Netai Chandra, Shibaji Ch Dey, and Gourab Dhara Sharma. "Importance of ergonomic application for the improvement of coal productivity in mines." (2017).
5. Dey, Netai Chandra, Amalendu Samanta, and Ratnadeep Saha. "A study of the workload of underground trammers in the Ranigang coal field area of West Bengal, India." *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics* 12.4 (2006): 399-407.
6. Dey, Netai Chandra, et al. "environmental impact on physiological responses of underground coal miners in the eastern part of india." *Journal of Human Ergology* 43.2 (2014): 69-68.
7. Dey, Netai Chandra, Gourab Dhara Sharma, and. Shibaji Ch Dey. "An Ergonomic Study of Health of Drillers Working In an Underground Coal Mine with Adverse Environmental Conditions". *MGMI Transactions*, 111. March (2015); 58-65.
8. World Health Organization. "Obesity: preventing and managing the global epidemic. Report of a WHO Consultation on Obesity. Geneva: World Health Organization." (1997).
9. "Definition of Body Surface Area." *Medicinenet.Com*, 2016, <http://www.medicinenet.com/script/main/art.asp?articlekey=39851>.
10. Sengupta, Pallav. "A small-scale cross-sectional study for the assessment of cardio respiratory fitness in relation to body composition and morphometric characters in fishermen of Araku valley, Andhra Pradesh, India." *International journal of preventive medicine* 5.5 (2014): 557.
11. Ayoub, M.M and Anil Mital . *Manual Materials Handling: Design And Injury Control Through Ergonomics.*, Florida, CRC Press, (1989),:276-277, https://books.google.co.in/books?id=3xIbtj9UgGUC&pg=PA274&source=gbs_toc_r&cad=3#v=onepage&q&f=false
12. Pradhan, Chandan Kumar., et al. "Energy expenditure of cycle rickshaw pullers in different places in India." *Ergonomics* 51.9 (2008): 1407-1417.
13. Borg, Gunnar A. "Psychophysical bases of perceived exertion." *Med sci sports exerc* 14.5 (1982): 377-381.
14. The National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH). *Occupational Exposure To Hot Environment- Revised Criteria*. Washington D. C: Department of Health and Human Services, 1986: 89-90.<https://www.cdc.gov/niosh/docs/86-113/86-113.pdf>.
15. The Coal Mine Regulation.. CHAPTER – XII, Ventilation: CMR 136A. (1957):90, <http://www.dgms.net/cm.pdf>.. Checked 8 th March, 2016.
Saha, Ratnadeep., Amalendu Samanta, and Netai Chandra Dey. "Cardiac workload of dressers in underground manual coal mines." *Journal of Institute of Medicine* 32.2 (2010): 11-17.



Każdy pracujący w branży górniczej wie, jak ważne jest bezpieczeństwo i jak wiele znaczy ono dla firmy i samych pracowników.

Dlatego aspekt bezpieczeństwa jest obecny we wszystkich naszych działaniach - od badań i pracy nad produktami po serwis w kopalni i u klienta.

Dołącz do programu The Future of Mining.
It's This Way: sandvik.com/thisway



Jacek Feliks, Marcin Mazur
AGH w Krakowie

MOBILNE ZESTAWY DO PRZERÓBKI SUROWCÓW SKALNYCH

MOBILE KITS FOR THE PROCESSING OF ROCK RAW MATERIALS

STRESZCZENIE

W artykule zostały przedstawione nowoczesne rozwiązania przewoźnych systemów kruszących i sortujących wykorzystywanych podczas produkcji kruszyw drogowych, oraz ich wpływ na całkowity koszt (konkurencyjność) produktu. Zaprezentowano konkretne rozwiązania konstrukcyjne i parametry maszyn oferowanych w sprzedaży na rynku polskim. Opisano główne zalety przewoźnych zestawów kruszących w stosunku do układów stacjonarnych.

ABSTRACT

Paper presents the modern solutions of mobile crushing and sorting systems used during road aggregates production, as well as their impact on product overall cost (competitiveness). Specific solutions and main parameters of machines were described. Main advantages of mobile crushing kits relative to stationary ones and possibilities of their cooperation were also presented.

1. Wprowadzenie

Wykorzystywanie surowców mineralnych jest podstawową dziedziną działalności przemysłowej człowieka. Obecnie kruszywo jest jednym z głównych surowców mającym zastosowanie w wielu gałęziach gospodarki. Przemysł kruszyw jest jednym z najdynamiczniej rozwijających się krajowych przemysłów wydobywczych, zarówno pod względem wielkości eksploatacji, jak i inwestycji, rozwoju technologicznego i możliwości produkcyjnych. Niezwykle ważną jest także potężna baza zasobów kruszyw szacowana na ponad 5 mld Mg (bez surowców wtórnych, takich jak np. żużle, popioły czy skała płonna z górnictwa węglowego, których udział w produkcji kruszyw w ostatnich latach dynamicznie wzrasta).

Obecnie w warunkach silnej konkurencji koniecznością jest stosowanie coraz to nowocześniejszych technologii, oraz wdrażanie coraz to efektywniejszych rozwiązań w zakresie techniki i organizacji. Jeśli chodzi o technologię produkcji kruszyw drogowych obserwuje się dość wyraźny trend polegający na zastępowaniu stacjonarnych urządzeń ciągu technologicznego maszynami przewoźnymi.

Najpopularniejsze z nich to zestawy sortujące i sortująco-kruszące. Każda z grup maszyn może występować jako mobilna, semimobilna lub kontenerowa.

2. Mobilne zestawy sortujące i sortująco-kruszące

Zestawy mobilne stanowią układ jednej lub kilku maszyn napędzanych ze wspólnego źródła, cechujący się możliwością samodzielnego przemieszczania się w obrębie wyrobiska. Wyróżnić można dwie grupy takich urządzeń. Pierwsza to lekkie zestawy na podwoziu oponowym o małej wydajności, przeznaczone dla nadawy o niskiej zwięzłości i drobnym uziarnieniu. Druga grupa to ciężkie zestawy gąsiennicowe przeznaczone do przetwarzania materiałów o dużej zwięzłości [3].

Przykładem grupy mobilnych maszyn sortujących stanowią produkty firmy Sandvik serii QA (rys. 1). Przesiewacze QA są urządzeniami w których nadawa podawana jest z kosza zasypowego przez podajnik wibracyjny. A jej rozdział następuje na przesiewaczu jedno lub dwupokładowym. Zestawienie parametrów technicznych maszyn serii QA przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 1. Przesiewacz mobilny QA335 Mobile doublescreen [3]

Tabela. 1. Podstawowe parametry zestawów sortujących serii QA`

Model	Wymiary pokładu, m	Moc Napędu, kW	Wymiary transportowe			Masa, kg
			Długość, m	Szerokość, m	Wysokość, m	
QA331	4,26x1,5	75	15,34	3	3,4	27 000
QA335	4x1,5	74,5	15,3	3	3,4	26 300
QA441	6x1,5	75	18,68	3	3,5	30 300
QA451	6x1,5	74,5	18,37	3,2	3,55	34 000

Drugą grupę zestawów sortujących stanowią maszyny serii QE które mogą być wyposażone we przesiewacz rusztowy wydzielający nadgabaryty (rys. 2). Parametry techniczne przedstawiono w tabeli 2.



Rys. 2. Mobilny przesiewacz QE 241 [3]

Tabela 2. Podstawowe parametry zestawów sortujących serii QA

Model	Wymiary pokładu, m	Moc Napędu, kW	Wymiary transportowe			Masa, kg
			Długość, m	Szerokość, m	Wysokość, m	
QE141	3,7x2,4	74,5	8,78	2,7	3,1	20 000
QE241	3,35x1,24	74,5	9,98	2,5	3,1	17 500
QE341	4,7x1,45	74,5	14,84	3	3,4	29 770
QE441	5,5x1,75	96	16,33	3,2	3,5	37 070

Typowe układy mobilne to zestawy kruszące bądź sortująco-kruszące. Lekkie oponowe zestawy stanowią niewielką część oferty firm, które produkują głównie ciężkie urządzenia na podwoziu gąsienicowym. Urządzenia sortujące – ze względu na ich rozmiary – produkowane są najczęściej w wersjach semimobilnych lub kontenerowych. Praktycznie każdy z liczących się na rynku producentów maszyn przerobczych wykorzystywanych podczas produkcji kruszyw drogowych posiada w swojej ofercie co najmniej jeden mobilny zestaw kruszący.

Pierwszym elementem maszyny jest podajnik wibracyjny pracujący równocześnie jako wstępny klasyfikator wydzielający klasy ziarnowe drobniejsze niż produkt finalny (rys. 2, 3, 4). Na około 1/3 długości końcowego odcinka podajnika zamontowany jest ruszt szczelinowy. Wydzielone drobne ziarna odprowadzane są krótkim przenośnikiem taśmowym. Nad podajnikiem zabudowany jest kosz zasypowy który pełni funkcję bufora nadawy.

Podajnik zasila materiał kruszarkę, w której materiał rozdrabniany jest do wymaganych rozmiarów a następnie podawany na główny przenośnik taśmowy. W zależności od miejsca usytuowania urządzenia w ciągu technologicznym (kruszenie wstępne bądź drugiego lub trzeciego stopnia), właściwości kruszonego materiału czy

wymagań co do produktu końcowego, możliwe jest zastosowanie różnych typów kruszarek. Podczas kruszenia bezpośrednio urobionego materiału (tzw. kruszenie wstępne) stosuje się przede wszystkim zestawy wyposażone w kruszarkę szczękową.



Rys.3. Załadunek kosza zasypowego mobilnego zestawu kruszącego Lokotrack LT120 produkcji METSO [3]



Rys. 4. Mobilny zestaw kruszący UJ640 produkcji SANDVIK wyposażony w jednorozporową kruszarkę szczękową [3]

Wysoka wydajność i możliwość uzyskania dużych sił kruszenia czynią urządzenia tego typu szczególnie odpowiednie do zastosowania w węzłach kruszenia wstępnego. Ze względu na zwartą budowę i niewielką masę stosuje głównie kruszarki jednorozporowe. Dodatkowym wyposażeniem w/w zestawów może być ramię wyposażone w młot udarowy umożliwiający wstępne rozdrobnienie nadgabarytów (rys. 3).

Wydajność tego typu zestawów zawiera się w granicach od 200 do 800 Mg/h a w największych rozwiązaniach sięga nawet 1400 Mg/h (Lokotrack LT160 (rys. 5).

W kolejnych stopniach kruszenia stosuje się zestawy wykorzystujące kruszarki stożkowe, oraz – ostatnio coraz bardziej popularne – kruszarki udarowe (listwowe). Jeśli chodzi o kruszarki stożkowe wykorzystywane są najczęściej te o konstrukcji

współbieżnej. Charakteryzują się między innymi mniejszymi rozmiarami od szczękowych przy tej samej wydajności, oraz bardziej zbliżonym do kubicznego kształtem ziarna produktu. Umożliwiają również (poprzez wymianę wewnętrznego i zewnętrznego płaszcza kruszącego) dopasowanie kształtu komory kruszenia – a co za tym idzie kształtu i wielkości ziarna kruszonego materiału – do aktualnych potrzeb.



Rys.5 Największa na świecie mobilna instalacja kruszenia Lokotrack LT160 produkcji METSO [3]



Rys.6 Mobilny zestaw kruszący UH440i produkcji SANDVIK wyposażony w kruszarkę stożkową [3]

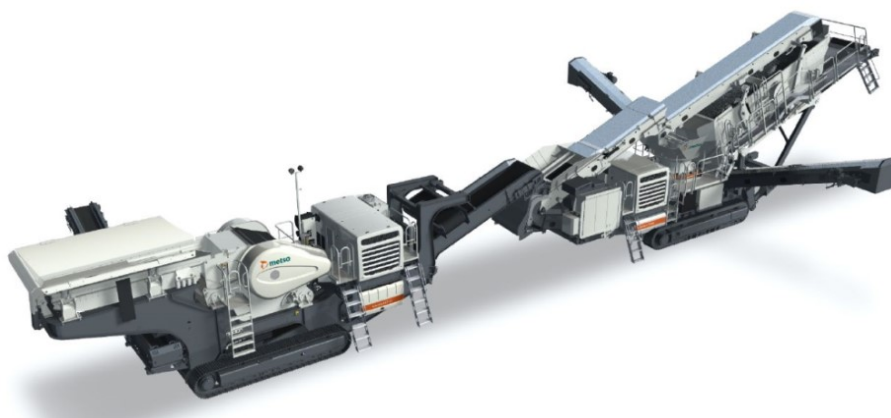
Kruszarki udarowe stosowane w zestawach mobilnych charakteryzują się możliwością kruszenia średnio twardych materiałów, dużą wydajnością, dużym otworem wsadowym co zapobiega zatorom, oraz bardzo prostą i szybką wymianą listew kruszących. Oprócz wyżej wymienionych typów maszyn kruszących, do zabudowy w zestawach mobilnych stosuje się również kruszarki udarowe z pionowym wałem (VSI).

Dość często spotykaną praktyką w zakładach produkcji kruszyw drogowych jest łączenie dwóch lub więcej maszyn przewoźnych w mobilny ciąg technologiczny. Wyliminowana zostaje konieczność energochłonnego transportowania materiału pomiędzy kolejnymi maszynami. Gotowe kruszywo jest ładowane na środek transportu i odstawiane bezpośrednio z miejsca urabiania (rys. 7, 8).

Czołowym polskim producentem jest KGHM ZANAM, która posiada w sprzedaży cały typoszereg maszyn z zainstalowanymi kruszarkami szczękowymi lub udarowymi (rys. 9). Zestawy te przeznaczone są zarówno do produkcji kruszyw drogowych jak i do kruszenia odpadów budowlanych o średniej i dużej twardości.



Rys.7 Bezpośrednia współpraca zestawów kruszenia wstępnego i wtórnego [3]



Rys. 8. Współpraca mobilnego zestawu kruszącego z zestawem sortującym [3]



Rys. 9. Samojezdny zestaw kruszący ZKMSh 130/75 o wydajności do 70 m³/h (granit), przystosowany do pracy bezobsługowej [3]

Praktycznie wszystkie zestawy mobilne charakteryzują się modułową budową oraz bardzo dużym stopniem automatyzacji. W razie awarii bardzo szybko może zostać wymieniony moduł napędowy czy kruszący. W większości rozwiązań jako jednostki napędowe stosowane są silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym, choć używane są również napędy elektryczne. Maszyny te są w dużym stopniu bezobsługowe. Rozbudowany system sterujący czuwa nad poprawnością pracy urządzenia (czy nawet kilku połączonych ze sobą zestawów) i w razie usterki któregośkolwiek z podzespołów automatycznie zatrzymuje pracę, sygnalizując to operatorowi. Dzięki wbudowanym modułom przesiewaczy i przenośników zwrotnych mobilne instalacje kruszenia mogą pracować w układach zamkniętych, dając na wyjściu tylko jeden produkt o założonych parametrach.

3. Semimobilne zestawy sortująco-kruszące

Zestaw semimobilny jest to maszyna napędzana z jednego źródła, bez możliwości samodzielnego przemieszczania się, posiadająca podwozie pozwalające na użycie transportu ciągnikowego. Urządzenia te posiadają elementy typowe dla zestawów mobilnych, a cechą która je odróżnia jest brak możliwości samodzielnego przemieszczania się w stanie pełnej gotowości do pracy. Większość przeróbczych zestawów semimobilnych cechuje się znacznymi gabarytami, lecz zastosowane w nich rozwiązania konstrukcyjne pozwalają (po złożeniu) na bezproblemowy transport po drogach publicznych. [1]

Przykładem jest zestaw UD210 firmy Sandvik w którym duże bryły urobionego materiału podajnik wibracyjny MV35080 podaje do kruszarki szczękowej jednorozporowej CJ408. Podobnie jak w konkurencyjnych rozwiązaniach podajnik w końcowym odcinku ma zainstalowany ruszt odsiewający najdrobniejsze klasy ziarnowe. Następnie produkt kruszenia podawany jest do kruszarki stożkowej CH420. Aby to zrealizować struga materiału musi być podniesiona na pewną wysokość. Klasyczna konstrukcja przenośników znacznie powiększyłaby długość całej konstrukcji. Pomysłowe rozwiązanie, polegające na zastosowaniu taśmy dociskowej pozwala na skierowanie produktu kruszarki szczękowej pionowo w górę. Struga materiału kierowana jest do wlotu kruszarki stożkowej za pośrednictwem trójpokładowego przesiewacza wibracyjnego (o prostoliniowej trajektorii drgań) o wklęsłym kształcie pokładów. Odsiew górnego sita zostaje rozdrobniony w kruszarce stożkowej i zamieniony w drobne ziarna o kubicznym kształcie. Zespoły napędzane są silnikami elektrycznymi. Masa całego urządzenia to 44.5 Mg, długość 16.6 m, szerokość (po złożeniu) 2.49 m, a wysokość 4 m. Wielkość otworu załadownego kruszarki szczękowej to 800x600 mm a maksymalna wydajność wynosi 140 Mg/h. Dzięki zastosowaniu dwóch kruszarek urządzenie to pozwala na uzyskanie dużego stopnia rozdrobnienia materiału.[3]

Również inni czołowi producenci, jak METSO, TEREX, MFL, AUBEMA, AMMANN czy KGHM ZANAM posiadają w swej ofercie różnorodne zestawy semimobilne. Zestawy semimobilne mogą pełnić również bardziej złożone funkcje np. wytwarzać mieszanki mineralno-bitumiczne (rys. 11).



Rys. 10. Semimobilny zestaw krusząco sortujący UV320 firmy Sandvik [3]



Rys.11. Semimobilna instalacja produkcji mas mineralno-bitumicznych [3]

4. Zestawy kontenerowe

Zestawy kontenerowe składają się z jednej lub kilku maszyn napędzanych ze wspólnego źródła przystosowane są do przemieszczania na specjalnych naczepach ciągnikowych. Istotną zaletą tych zestawów jest większa możliwość konfiguracji linii technologicznych, wyeliminowanie z nich urządzeń służących do transportu, co w znaczący sposób obniża ich cenę, wadą natomiast mniejsza mobilność w obrębie wyrobiska i dłuższy czas przygotowania do pracy. Urządzenia kontenerowe wykazują największą elastyczność pod względem możliwości zaadoptowania w nich typowych maszyn przerobczych kosztem ograniczeń związanych z mobilnością w miejscu pracy. Podobnie jak w przypadku urządzeń mobilnych i semimobilnych urządzenia typu kontenerowego produkuje znaczna liczba firm. Polskim przedstawicielem producentów tego typu urządzeń jest firma KGHM Zanam.

5. Podsumowanie

Wykorzystanie do produkcji kruszyw drogowych przewoźnych zestawów sortujących, kruszących i krusząco-sortujących niesie za sobą szereg zalet, które sprawiają, że urządzenia tego typu są coraz chętniej stosowane. Podstawowa cecha tych systemów, czyli mobilność w obrębie wyrobiska, pozwala na wykorzystanie technologii

przeróbki kamienia bezpośrednio „pod ścianą”. Umożliwia to wyeliminowanie konwencjonalnej floty wozideł technologicznych transportujących materiał z miejsca urabiania do stacjonarnego węzła kruszenia. Przewoźny zestaw kruszenia wstępnego może być połączony z urządzeniami kolejnych stopni rozdrabniania za pomocą przenośników. Istnieją rozwiązania gdzie urządzenia drugiego a nawet trzeciego stopnia kruszenia są również zrealizowane w postaci zestawów mobilnych i połączone ze sobą tworząc przewoźny ciąg technologiczny. Rozwiązanie takie przynosi duże korzyści w zakresie kosztów produkcji, oraz znacząco redukuje obciążenie środowiska. Większość zestawów jest wyposażona w przesiewacz i układ przenośników taśmowych, które umożliwiają pracę w obiegu zamkniętym. Dzięki temu istnieje możliwość uzyskania jednego produktu końcowego o precyzyjnej granulacji. Kolejną zaletą tych systemów jest bardzo duży stopień automatyzacji. Centralny system sterujący zarządza pracą urządzenia w czasie rzeczywistym kontrolując takie parametry jak wielkość szczeliny wylotowej kruszarki, bieżącą wydajność, ciśnienie w układzie hydraulicznym czy temperaturę cieczy chłodzącej i poziom zużycia paliwa przez jednostkę napędową. Tak wysoki poziom automatyzacji w połączeniu z możliwością pracy bezpośrednio przy ścianie wyrobiska powoduje, że operator koparki lub ładowarki może kontrolować cały proces kruszenia. Redukuje to koszty i liczebność personelu. Kolejną cechą przewoźnych zestawów kruszących jest mobilność w obrębie zakładów produkcji kruszywa. Wraz ze wzrastającymi kosztami transportu przewożenie kruszywa na większe odległości stało się nieopłacalne. Z drugiej strony na terenie naszego kraju istnieje wiele regionalnych pokładów surowców skalnych, których parametry umożliwiają produkcję dobrych jakościowo kruszyw drogowych. Podczas prowadzenia inwestycji, np. budowy odcinka drogi istnieje konieczność przetworzenia wydobytego surowca skalnego na kruszywa wykorzystywane przy budowie. Takie okresowe zakłady pozyskiwania surowców drogowych byłyby oczywiście zaopatrzone w przewoźne zestawy kruszące, krusząco-sortujące i sortujące, które po zakończeniu prac na danym obszarze zostałyby przewiezione na miejsce budowy kolejnego odcinka drogi. W ostatnich latach instalacje mobilne i semimobilne poszerzają zakres zastosowań. Złożoność instalacji mobilnych wzrasta i zastępują na przykład stacjonarne układy do produkcji mas mineralno-bitumicznych pozwalając na produkcję asfaltu bezpośrednio w miejscu jej wykorzystania. Należy zaznaczyć że całkowity czas przygotowania zestawu przewoźnego do pracy mierzony jest w godzinach. Rozwiązanie takie znacząco redukuje koszty transportu a tym samym koszty całej inwestycji. Dzięki powyższym zaletom urządzenia przewoźne znalazły bardzo szerokie zastosowanie przy tzw. kruszeniu kontraktowym. Jest to nowa gałąź sektora usług która rozwinęła się głównie dzięki wprowadzeniu na rynek i spopularyzowaniu wykorzystania mobilnych zestawów kruszących.

6. Literatura

1. Mazur M.: Przegląd konstrukcji zestawów kruszących wykorzystywanych w produkcji surowców drogowych, *Górnictwo Odkrywkowe*; 2010 R. 51 nr 1, s. 29–33
2. Jabłoński R., Reś J. i inni – Projekt badawczy nr 4 T12A001 30 pt.: „Opracowanie koncepcji zmechanizowanego modułowego kompleksu do urabiania, przeróbki mechanicznej i transportu surowców mineralnych” – KMGPiT AGH Kraków 2008
3. Materiały informacyjne firm: Metso Minerals, MFL, Sandvik, Terex, KGHM Zanam, AMMAN



ZAUTOMATYZOWANE SYSTEMY STRUGOWE CAT

MASZYNY GÓRNICZE
STWORZONE DLA NAJBARDZIEJ
WYMAGAJĄCYCH KLIENTÓW.

ZAUTOMATYZOWANE SYSTEMY STRUGOWE CAT.®

Zaprojektowane do urabiania węgla o każdej twardości
w niskich i średnich pokładach.

www.b-m.pl

BUILT FOR IT.

© 2013 Caterpillar. All Rights Reserved. CAT, CATERPILLAR, BUILT FOR IT, their respective logos, "Caterpillar Yellow", the "Power Edge" trade dress as well as corporate and product identity used herein, are trademarks of Caterpillar and may not be used without permission.

Bergerat
Monnoyeur



Krzysztof Filipowicz, Mariusz Kuczaj, Maciej Kwaśny
Politechnika Śląska w Gliwicach

ZABEZPIECZENIE PRZED PRZECIĄŻENIEM UKŁADÓW NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH OPARTE NA IDEI METALOWEGO SPRZĘGŁA PODATNEGO SKRĘTNIE

OVERLOAD PROTECTION MINING EQUIPMENT DRIVE SYSTEMS BASED ON THE IDEA OF METAL TORSIONALLY FLEXIBLE COUPLING

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono możliwości wykorzystania koncepcji metalowego sprzęgła podatnego skrętnie, w różnych postaciach konstrukcyjnych, mogących być wykorzystanych w szczególności przenośnikach zgrzeblowych. Zaprezentowano i omówiono dodatkowe możliwości wykorzystania konstrukcji tego sprzęgła w nowych zespołach układów napędowych maszyn górniczych.

ABSTRACT

The paper presents the possibilities of using the concept of metal torsionally flexible coupling in various forms of structural couplings used in scraper conveyor. Additional possibilities for using the concept of this coupling have been presented and discussed in the new assemblies of the mining machine drive systems.

1. Wprowadzenie

Nowoczesne górnictwo węglowe wymaga tego, aby projektowane systemy maszynowe miały zwiększoną trwałość i niezawodność działania. Należy jednak pamiętać, że współczesne maszyny stosowane w górnictwie podziemnym, pracują w skrajnie trudnych warunkach, charakteryzujących się zmiennym obciążeniem w czasie urabiania i transportu wraz z licznymi przeciążeniami. Rozwój tych maszyn poprzez wprowadzanie innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych, dotyczy to również ich poszczególnych podzespołów, jest szczególnie ważny nie tylko dla użytkowników, ale również dla producentów maszyn ze względu na konkurencyjność ich wytworów.

Głównym zespołem maszyn, używanych do urabiania i transportu urobku jest układ napędowy. Jego poszczególne podzespoły są szczególnie narażone na intensywne oddziaływanie eksploatacyjne. Wynikają one z dużych i zmiennych w czasie obciążeń ze znacznymi chwilowymi przeciążeniami oraz dużą częstotliwością ruchów [1]. Efektem tego są niekorzystne w skutkach wzajemne oddziaływania dynamiczne

elementów układu napędowego. To właśnie obciążenia dynamiczne mają znaczący wpływ na rozwój procesów degradacyjnych maszyny.

Przeciwdziałanie skutkom wzajemnych oddziaływań dynamicznych w układzie napędowym maszyny jest możliwe poprzez stosowanie odpowiednich metod i środków. Odbywa się to najczęściej poprzez zastosowanie w układzie napędowym sprzęgła podatnego skrętnie. Sprzęgło takie dzięki swoim cechom wpływa w podstawowy sposób na obniżenie obciążeń dynamicznych, pochodzących zarówno od czynników zewnętrznych, jak i wewnętrznych. Odpowiedni dobór nowoczesnego sprzęgła podatnego istotnie wpływa na zwiększenie poprawności pracy maszyny oraz ze zwiększeniem jej trwałości i niezawodności.

Aktualnie stosowane w układach napędowych maszyn górniczych są różne konstrukcje sprzęgieł podatnych skrętnie. Jednak mają one albo mocno ograniczone parametry konstrukcyjne (np. sprzęgła wkładkowe charakteryzują się małym kątem względnego skręcenia pomiędzy członami) lub są drogie w zakupie i zbyt złożone konstrukcyjnie. Również trudne warunki środowiskowe panujące w wyrobiskach górniczych sprawiają, iż często ulegają awariom (np. sprzęgła hydrokinetyczne).

Wychodząc na przeciw problemom ograniczenia negatywnego wpływu obciążeń dynamicznych oraz przeciążeń na układ napędowy, celem ograniczenia problemów związanych z użytkowaniem aktualnie produkowanych sprzęgieł podatnych zaprojektowano w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej i opatentowano [12] koncepcję tzw. metalowego sprzęgła podatnego skrętnie. Charakteryzuje się ono tym, że jest wykonane z metalu (elementem podatnym są sprężyny) i posiada znaczny względny kąt przemieszczenia członów względem siebie, który może wynieść nawet kilkadziesiąt stopni. Jego podstawowe parametry sprężyste tj. sztywność skrętna i tłumienie mogą być definiowane konstrukcyjnie w znacznym zakresie [2, 3, 8, 9, 11]. Konstrukcja i zasada działania zostały szeroko opisane m. in. w następujących pozycjach literaturowych [4÷7].

W niniejszym artykule przedstawiono propozycje wykorzystania metalowego sprzęgła podatnego skrętnie w układzie napędowym np. przenośnika zgrzeblowego oraz możliwości wykorzystania samej idei sprzęgła w innych zespołach układów napędowych maszyn.

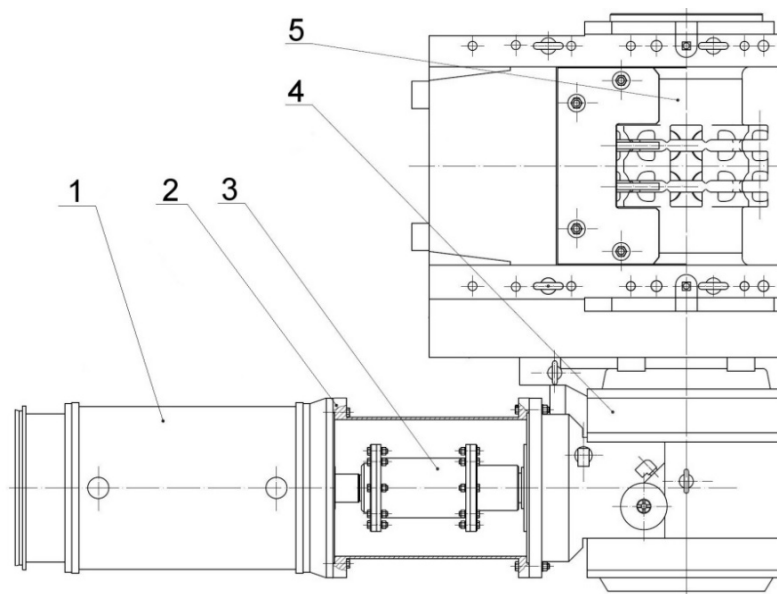
2. Metalowe sprzęgło podatne skrętnie w układzie napędowym przenośnika zgrzeblowego

Specyfika pracy górniczych przenośników zgrzeblowych sprawia, że główne mechanizmy układu napędowego tj. sprzęgła i przekładnie zębate, narażone są na szczególnie intensywne wymuszenia eksploatacyjne w postaci zmiennych obciążeń ze znacznymi chwilowymi przeciążeniami o dużej częstotliwości, zwłaszcza w nieustalonych stanach rozruchowych. Od mechanizmu sprzęgła wymaga się więc w pierwszej kolejności ułatwienia rozruchu przenośnika, a w dalszej nie mniej ważnych, redukcji obciążeń dynamicznych występujących w czasie pracy ustalonej i stanach szczególnych pracy oraz zabezpieczenia przed przeciążeniem elementów przenośnika i jego układów napędowych.

Aktualnie stosowane rozwiązania cechują się zarówno licznymi zaletami jak i wadami [3]. Nową propozycją jest zastosowanie metalowego sprzęgła podatnego skrętnie w układzie napędowym przenośnika zgrzeblowego. Jego niepodważalną zaletą jest duża wytrzymałość i podatność skrętna. Cechuje się również dosyć prostą budową. Dobre własności użytkowe zostały potwierdzone licznymi badaniami eksperymentalnymi i symulacyjnymi wykonanymi na prototypach sprzęgła

jednokierunkowego i dwukierunkowego działania. Wyniki tych badań zostały przedstawione w następujących pozycjach literaturowych [2, 3, 5, 7, 9, 10, 11].

Na rysunku 1 przedstawiono koncepcję wykorzystania metalowego sprzęgła podatnego skrętnie umieszczonego pomiędzy silnikiem, a przekładnią kątową układu napędowego bębna napędowego przenośnika zgrzeblowego o mocy napędu 400 kW. Rysunek 2 przedstawia wirtualny prototyp takiego sprzęgła.

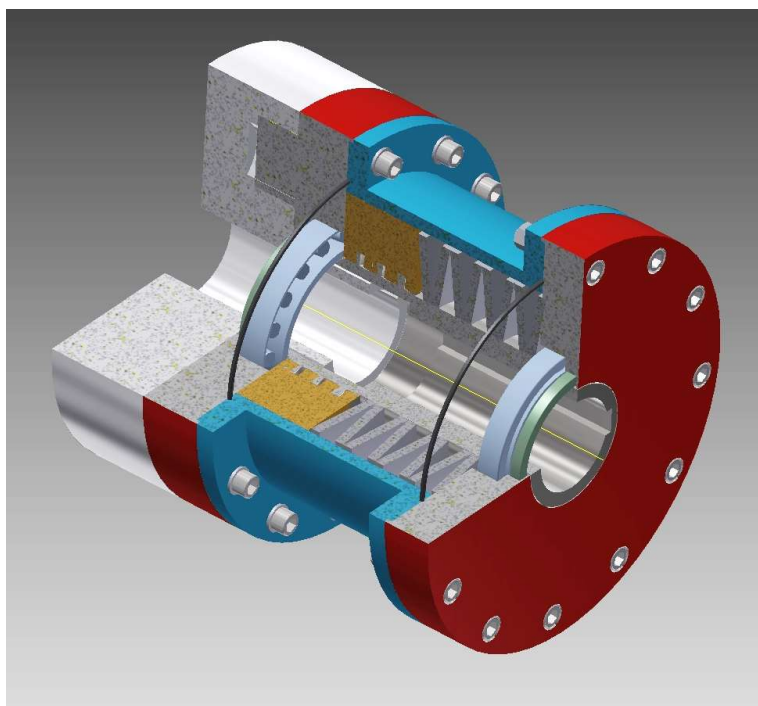


Rys. 1. Przykładowa koncepcja układu napędowego przenośnika zgrzeblowego 400 kW z metalowym sprzęgłem podatnym skrętnie: 1 – silnik elektryczny, 2 – garnek, 3 – metalowe sprzęgło podatne skrętnie, 4 – przekładnia zębata kąтова stożkowo-planetarna, 5 – bęben napędowy przenośnika zgrzeblowego

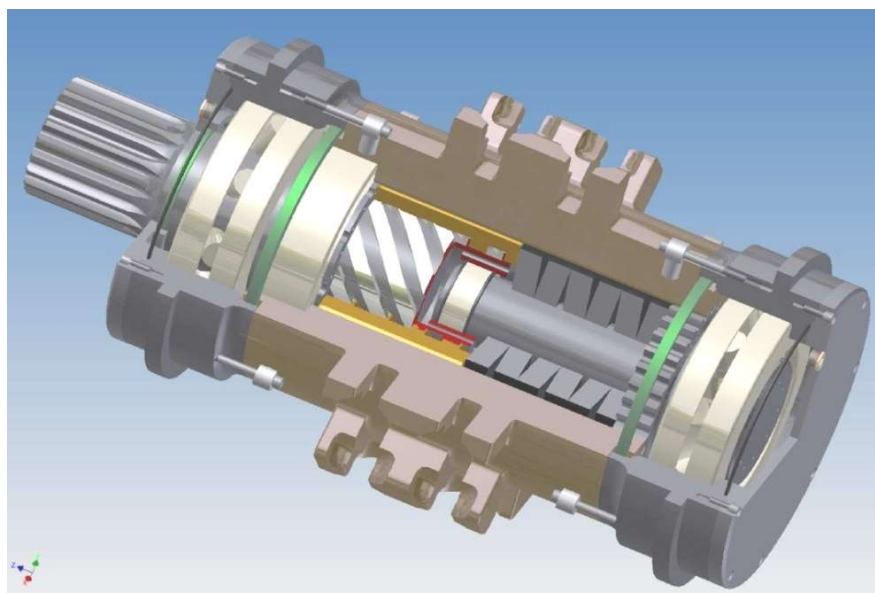
Sprzęgło jest umieszczone w „garnku” (rys.1, poz. 2) i może być jedynym sprzęgłem występującym w układzie napędowym bębna łańcuchowego lub może być zintegrowane dodatkowo np. ze sprzęgłem wkładkowym (rys. 2). W dotychczasowych rozwiązaniach, np. przy często stosowanych sprzęgłach hydrokinetycznych zawsze dodatkowo jest stosowane drugie sprzęgło wkładkowe. Nowe rozwiązanie niewątpliwie sprawia, że maleje masa napędu oraz zajmuje ono mniej miejsca w przestrzeni wyrobiska.

Kolejnym, oryginalnym rozwiązaniem, które jeszcze bardziej optymalizuje układ napędowy pod względem wymiarów gabarytowych jest zintegrowanie mechanizmu metalowego sprzęgła podatnego z bębniem łańcuchowym. Na rysunku 3 przedstawiano przygotowany model bryłowy prototypu takiego rozwiązania dla jednosilnikowego układu napędowego, jak z rysunku 1 (moc napędu również wynosi 400 kW). Silnik z przekładnią może być połączony za pomocą sprzęgła sztywnego lub sprzęgła wkładkowego.

Powyższe rozwiązanie można zastosować również w innych maszynach górniczych. W pracy [5] przedstawiono zastosowanie koncepcji łączenia bębna łańcuchowego z metalowym sprzęgłem podatnym skrętnie w bębnie łańcuchowym przenośnika zgrzeblowego ładowarki kombajnu chodnikowego.



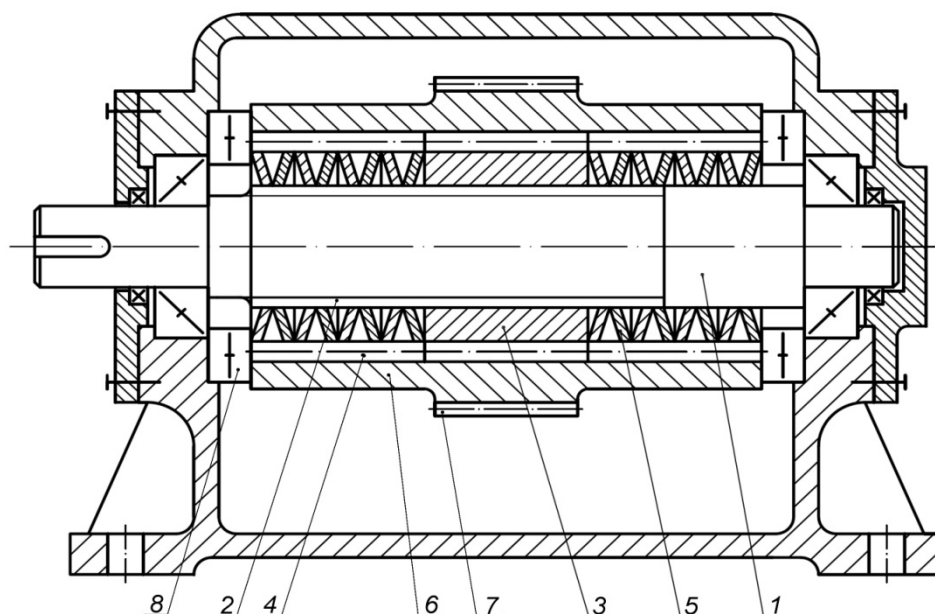
Rys. 2. Widok metalowego sprzęgła podatnego skrętnie zintegrowanego ze sprzęgłem wkładkowym, zaprojektowanego do przenośnika zgrzeblowego o mocy napędu 400 kW polskiego wytwórcy



Rys. 3. Sprzęgło metalowe podatne skrętnie zintegrowane z bębniem napędowym przenośnika zgrzeblowego (moc napędu 400 kW)

2. Wał przekładni zębatej z wewnętrznym metalowym sprzęgłem podatnym

Idea metalowego sprzęgła podatnego skrętnie może być wykorzystana również w innych zespołach układów napędowych maszyn. Oryginalnym i ciekawym rozwiązaniem jest zintegrowanie metalowego sprzęgła podatnego skrętnie z przekładnią mechaniczną. Istotą rozwiązania konstrukcyjnego (rys. 4) jest to, że przy rozruchu układu napędowego lub w przypadku przeciążeń w czasie pracy ustalonej, wał ze sprzęgłem i kołem zębatym „łagodzi” występujące obciążenia dynamiczne.

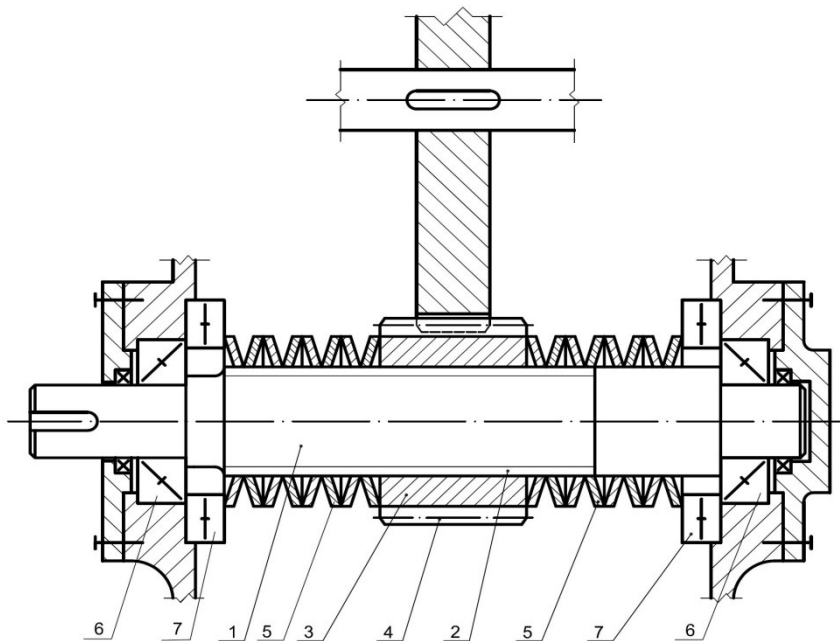


Rys. 4. Przykład rozwiązania przekładni zębatej zintegrowanej ze sprzęgłem podatnym, gdzie: 1 – wał przekładni, 2 – mechanizm gwintowy, 3 – nakrętka, 4 – połączenie wielowypustowe, 5 – sprężyny talerzowe, 6 – tuleja, 7 – uzębienie koła zębatego, 8 – łożyska wzdłużne

W rozwiązaniu tym (rys. 4) koło zębate jest umieszczone na wale 1 za pośrednictwem ruchomej nakrętki 3 przesuwającej się na wale pod wpływem siły wzdłużnej tj. składowej siły w połączeniu gwintowym, która naciska na element sprężysty, np. pakiet sprężyn talerzowych i jednocześnie za pomocą ruchomego połączenia kształtowego, np. wielowypustowego, napędza koło zębate. Koło to może być wykonane bezpośrednio na tulei lub też połączone z tuleją za pomocą połączenia kształtowego, np. wpustowego. Zmniejszenie maksymalnej wartości chwilowej momentu obrotowego następuje w wyniku zamiany energii mechanicznej na energię sprężystą zestawu sprężyn.

Innym rozwiązaniem jest wał przekładni z kołem o uzębieniu śrubowym i sprzęgłem podatnym skrętnie (rys. 5) [13].

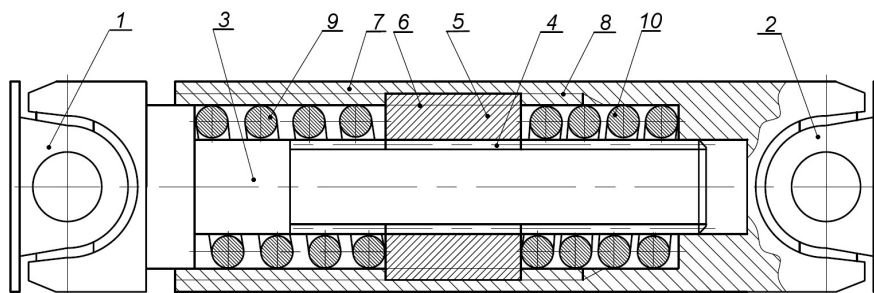
Rozwiązanie to składa się z wału 1 z wykonanym połączeniem, np. wielowypustowym 2, na którym jest osadzone koło zębate 3 o zębach śrubowych 4 o odpowiednio dużym kącie pochylenia linii zęba większym od sumarycznego kąta tarcia między powierzchniami zębów i połączenia wielowypustowego 2.



Rys. 5. Przykład rozwiązania wału przekładni zębatej zintegrowanej ze sprzęgłem podatnym, gdzie: 1 – wał przekładni, 2 – połączenie wielowypustowe, 3 – koło zębate, 4 – zęby skośne, 5 – sprężyny talerzowe, 6 – łożyska poprzeczne, 7 – łożyska wzdłużne

3. Wał przegubowy podatny skrętnie oraz wał przegubowo – przeciążeniowy dwukierunkowego działania

Koncepcja rozwiązania konstrukcyjnego metalowego sprzęgła podatnego skrętnie może być wykorzystywana w wałach przegubowych Cardana. W wałach tych nie ma możliwości łagodzenia powstających znacznych nadwyżek momentu skręcającego, mających charakter dynamiczny, co powoduje częste uszkodzenia tego elementu. Nowym rozwiązaniem jest zintegrowanie wału przegubowego z mechanizmem metalowego sprzęgła podatnego skrętnie. Propozycję takiego rozwiązania technicznego przedstawia rysunek 6.



Rys. 6. Przykład rozwiązania konstrukcyjnego wału przegubowego podatnego skrętnie, gdzie: 1, 2 – przeguby Cardana, 3 – wał, 4 – połączenie wielowypustowe, 5 – tuleja, 6 – mechanizm gwintowy, 7 – obudowa, 8 – gwint wewnętrzny, 9, 10 – sprężyny

Taka postać konstrukcyjna wału rozwiązuje problem zmniejszenia chwilowych obciążeń dynamicznych (przeciążeń) układu napędowego maszyny w czasie rozruchu i pracy ustalonej.

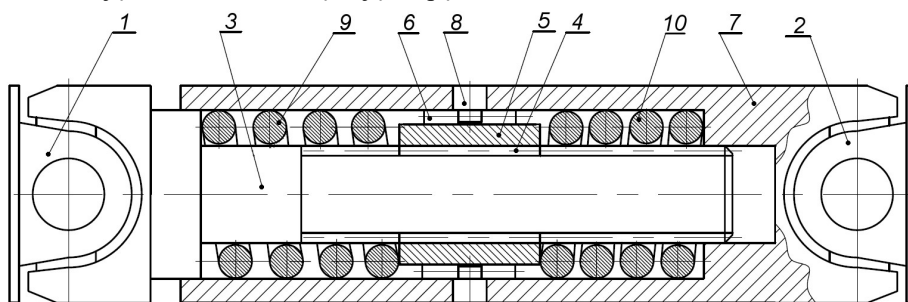
Istotą nowego rozwiązania konstrukcyjnego (rys. 6) jest to, że w wale między przegubami krzyżakowymi umieszczone jest sprzęgło podatne skrętnie. Wał połączony 3 jest ruchowym połączeniem kształtowym z tuleją 5, na której na zewnętrznej powierzchni cylindrycznej jest wykonany gwint niesamohamowny. Współpracuje on z gwintem wykonanym wewnątrz obudowy 7. Obrót wału powoduje przesuwanie się w mechanizmie gwintowym tulei, a sprężyny 9 i 10 odkształcają się pod wpływem obciążenia. Połączenie kształtowe może być ruchowym połączeniem wielowypustowym lub połączeniem ruchowym z dwoma wpustami wzdłużnie podzielonymi.

W przypadku zmiany obciążenia, czy też przeciążenia wału przegubowego podatnego skrętnie tuleja przesuwa się względem obudowy oraz wału. Nacisk na sprężynę spowoduje jej odkształcenie, a przez to nastąpi złagodzenie obciążenia dynamicznego na wyjściu z wału przegubowego.

Omawiane rozwiązanie konstrukcyjne może mieć zastosowanie, np. w układzie napędowym lokomotywy akumulatorowej typu Lea-BM12, gdzie wał przegubowy wg doniesień z zakładów górniczych jest elementem ulegającym częstym awariom.

Innym rozwiązaniem jest wał przegubowo-przeciążeniowy dwukierunkowego działania. Wał ten służy szczególnie do przenoszenia dynamicznych obciążeń skrętnych, a przy określonych przeciążeniach rozłącza napęd. Również w tym przypadku w wale Cardana zainstalowane jest metalowe sprzęgło podatne skrętnie, tym razem dwustronnego działania (rys. 7).

W obudowie wału/sprzęgła 7, w jednej płaszczyźnie w kierunku promieniowym, wystają wewnątrz obudowy wałeczki 8 i współpracują z rowkami skośnymi 6 wykonanymi na zewnętrznej powierzchni walcowej tulei. Wałeczki te umieszczone w rowkach przenoszą moment obrotowy, który jest przekazywany na tuleję z wału za pośrednictwem ruchowego połączenia kształtowego. Wałeczki umocowane są w obudowie, a skośne rowki, w stosunku do osi wału, są wykonane na zewnętrznej powierzchni tulei. W przypadku znaczącego przeciążenia wału, tuleja przesuwa się a wałeczki 8 wysuną się ze skośnych rowków tulei i nastąpi swobodny ruch obrotowy wału z tuleją w obudowie, rozłączając napęd.



Rys. 7. Wał przegubowo-przeciążeniowy dwustronnego działania, gdzie:
1, 2 – przeguby Cardana, 3 – wał, 4 – połączenie wielowypustowe, 5 – tuleja,
6 – skośne rowki, 7 – obudowa, 8 – wałeczki, 9, 10 – sprężyny

Może być stosowany w układach napędowych maszyn, w których występują duże przeciążenia wraz z problemem poprawnego osiowania wałów, a dotyczy to szczególnie dużych maszyn górniczych, drogowych, budowlanych i rolniczych.

4. Podsumowanie

Idea rozwiązania konstrukcyjnego mechanizmu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie może być wykorzystana również w szeregu innych podzespołach układu napędowego maszyny. Mogą to być wały, czy też przekładnie zębate.

Ze względu na swe cechy konstrukcyjne, rozwiązanie to w pierwszej kolejności może być stosowane tam, gdzie przy dużym przenoszonym obciążeniu występują liczne przeciążenia o charakterze dynamicznym. Dzięki wykorzystaniu dodatkowego mechanizmu rozprzegającego oprócz wymienionej wcześniej cechy, może ono służyć również jako sprzęgło przeciążeniowe.

Poprawnie zaprojektowany i wykonany mechanizm metalowego sprzęgła podatnego skrętnie ze względu na prostotę swej budowy oraz brak elementów gumowych czy elastomerowych, co jest dużym atutem szczególnie w warunkach górniczych, powinien charakteryzować się znaczną niezawodnością oraz trwałością.

5. Literatura

1. Antoniak J.: Nowy model podziemnej kopalni węgla kamiennego. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2008.
2. Filipowicz K.: Determining of the static characteristics of a torsionally flexible metal coupling. *ACTA Montanistica Slovaca*, vol. 12 (4), 2007, pp. 304–308.
3. Filipowicz K.: Doświadczalna i teoretyczna identyfikacja cech dynamicznych nowej konstrukcji sprzęgła podatnego w zastosowaniu do układu napędowego maszyn górniczych. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2009.
4. Filipowicz K.: Driving with Flexible Couplings. *MSD Motion System Design*. Penton Media Inc. New York, vol. (2), 2009, pp. 34–36.
5. Filipowicz K.: Dwukierunkowe metalowe sprzęgła podatne skrętnie. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2011.
6. Filipowicz K.: Metalowe sprzęgła o dużej podatności skrętnej do maszyn górniczych. *Przegląd Górniczy*, vol. (4), 2008, pp. 42–45.
7. Filipowicz K.: Research of metal flexible torsional clutches applied in mining machines. *ACTA Montanistica Slovaca*, vol. 13 (2), 2008, pp. 204–210.
8. Filipowicz K.: The Characteristics of Torsionally Flexible Metal Coupling. *Global Journal of Researches in Engineering: A. Mechanical & Mechanics Engineering*, vol. 13(3), 2013, pp. 23–27.
9. Filipowicz K.: The dynamic characteristics of a torsionally flexible metal coupling. *Transport Problems – International Scientific Journal*, vol. 3(3), 2008, pp. 5–12.
10. Kowal A., Filipowicz K.: Metalowe sprzęgła podatne skrętnie do maszyn górniczych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2007.
11. Kuczaj M., Filipowicz K.: Work parameters of torsionally flexible metal coupling obtained from its virtual model. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 61(3), 2010, pp. 149–157.
12. Patent PL 190945/28.02.2006 „Sprzęgło mechaniczne”.
13. Patent PL 217323/07.10.2013 „Wał przekładni mechanicznej z kołem o uzębieniu śrubowym i sprzęgłem podatnym skrętnie”.

Lech Gładysiewicz, Martyna Konieczna
Politechnika Wrocławska

WPLYW ROZKŁADU OBCIĄŻEŃ ZESTAWU KRAŻNIKOWEGO NA OPORY TOCZENIA TAŚMY

STRESZCZENIE

Z badań teoretycznych i eksperymentalnych wynika istotny wpływ obciążeń promieniowych na wielkość oporów toczenia taśmy po krążnikach i oporów tarcia taśmy o krążniki. W znanych z literatury modelach obliczeniowych wykorzystywany jest jednostkowy opór toczenia taśmy tj. opór przypadający na jednostkę długości krążnika. Wielkość oporu toczenia taśmy po krążniku wyznacza się całkując opór jednostkowy po długości strefy kontaktu taśmy z krążnikiem. Do tego potrzebna jest znajomość rozkładu obciążeń normalnych. Obciążenia zestawu krążnikowego były przedmiotem zarówno analiz teoretycznych jak i badań laboratoryjnych. Z literatury znanych jest kilka modeli opisujących rozkład obciążeń normalnych wzdłuż strefy kontaktu taśmy z zestawem krążnikowym (Lodewijks 1996, Gładysiewicz 2003, Jennings 2014). Liczne badania eksperymentalne (Król 2013, Gładysiewicz i Kisielewski 2017) wykazały, że obciążenia normalne krążników są zbliżone do obciążeń wyznaczonych z modeli teoretycznych. Znając wypadkowe obciążenie normalne można założyć rozkład obciążeń wzdłuż długości strefy kontaktu taśmy z krążnikiem. W pracy przeanalizowano różne hipotetyczne rozkłady obciążeń dla krążnika środkowego i bocznego i określono opory toczenia taśmy dla tych rozkładów. Wyznaczono współczynniki obliczeniowe uwzględniające nierównomierność rozkładu obciążeń wzdłuż tworzącej krążnika.

ZAKŁAD WYROBÓW METALOWYCH



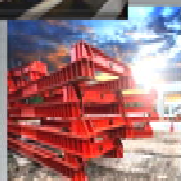
WWW.ZWMCARBONEX.PL

SIEDZIBA FIRMY

Zakład Wyrobów Metalowych CARBONEX jest polskim producentem i dostawcą górniczych narzędzi urabiających od 1994 roku. Nasz asortyment skierowany jest głównie do kopalń węgla kamiennego, brunatnego oraz rudy miedzi.

Szeroki zakres oferowanych wyrobów obejmuje między innymi: *noże kombajnowe, tuleje nożowe, uchwyty nożowe, żerdzie wiertnicze, raczki wiertnicze, koronki, łączniki, osprzęt pomocniczy, narzędzia indywidualne.*

44-336 Jastrzębie-Zdrój
ul. Pozczyńska 420
tel.: +48 32 471 89 92
+48 32 478 10 00
fax.: +48 32 417 26 49
sekretariat@zwmcarbonex.pl



KONSTRUKCJE STALOWE

Wydział Konstrukcji Stalowych powstał w roku 2007. Specjalizuje się on przede wszystkim w wytwarzaniu elementów konstrukcji i wyposażenia platform wiertniczych, w tym dźwigów.

Ponadto wykonuje elementy, podzespoły oraz wyroby finalne ze stali czarnej dla różnych gałęzi przemysłu. Oddział świadczy wszelkiego rodzaju usługi spawalnicze, począwszy od drobnych usług, aż do dużych projektów spawalniczych dla klientów krajowych i zagranicznych.

46-040 Ozimek
ul. Dworcowa 10e
tel.: +48 77 402 63 02
fax.: +48 77 465 22 19
ozimek@zwmcarbonex.pl

Lech Gładysiewicz, Witold Kawalec, Robert Król
Politechnika Wrocławska

**BADANIA EKSPERYMENTALNE ŚLEDZENIA JAKOŚCI
UROBKU W SYSTEMIE TRANSPORTU PODZIEMNEGO RUD
MIEDZI (PROJEKT DISIRE)**

**EXPERIMENTAL ORE TRACKING IN THE UNDERGROUND
COPPER ORE TRANSPORTATION SYSTEM (DISIRE
PROJECT)**

STRESZCZENIE

Zastosowanie technologii pelletów niosących informację do oznaczania przetwarzanego lub transportowanego materiału celem optymalizacji kolejnych procesów przetwórczych jest przedmiotem międzynarodowego projektu badawczego DISIRE. W obszarze przetwórstwa rud miedzi rozwiązywane jest zadanie określenia składu strugi rudy trafiającej do ZWR. Znajomość struktury litologicznej rudy docierającej do zakładu przerobczego podnosi efektywność procesów wzbogacania. W ramach projektu badana jest koncepcja inteligentnej strugi urobku, wykorzystująca technologię PAT. W pracach modelowych i symulacyjnych wykorzystano dostępne dane o aktualnym składzie litologicznym i okruszcowaniu rudy. Opracowano koncepcję i technologię eksperymentu oznaczania jakości rudy. Wykonano badania eksperymentalne znakowania strumienia urobionej rudy przy pomocy pelletów i identyfikacji jej składu na podstawie ich odczytu w zbiorczym strumieniu wejściowym do ZWR.



PRZEDSIĘBIORSTWO WIELOBRANŻOWE

TSA Sp.J. M.Górski, S.Rutkowski

Przemysłowa 41, 37-450 Stalowa Wola

Tel: 668 176 383, e-mail: mgorski@pwtsa.pl, www.pwtsa.pl



O nas

Jesteśmy obecni na rynku od 1995 roku. Od początku swojego istnienia jesteśmy ściśle związani z branżą spawalniczą.

W prawie 20-letnim okresie funkcjonowania firmy zdobyliśmy bogate doświadczenie, które pozwoliło nam wyspecjalizować się w świadczeniu takich usług jak:

- spawanie
- napawanie
- zabezpieczanie prewencyjne powierzchni metodami spawalniczymi, przeciwdziałając nadmiernemu zużyciu, tarcii, temperaturze, kawitacji, korozji oraz erozji
- regeneracja części maszyn o szerokim przekroju wykonawstwa
- regeneracja i dorabianie części do maszyn i urządzeń nietypowych
- naprawa maszyn.

Obsługiwane branże

Przemysł stalowy
Przemysł energetyczny
Przemysł kolejowy
Przemysł górniczy
Przemysł rolniczy
Przemysł kuzniczy
Przemysł materiałów ogniotrwałych

Możliwości

Obsługujemy zarówno małe jak i duże firmy na terenie całej Polski, a także za granicą. Jesteśmy znani ze swojej rzetelności oraz wysokiej jakości usług, które wykonujemy z dużą dbałością o terminowość realizowanych zleceń oraz konkurencyjność cenową. Dzięki ścisłej współpracy z Zakładami Obróbki Plastycznej (tłoczenia, kucia, przerobu stali), odlewniami i obróbki mechanicznej możemy zaoferować ponadprzeciętną szybkość realizacji podjętych przedsięwzięć.

Jesteśmy w stanie zrealizować zamówienia na nietypowe części czy urządzenia, zapotrzebowanie na dostawy ciągle lub pojedyncze prace. Pomożemy w doborze odpowiednich technologii napraw, dzięki którym zwiększymy żywotność części i urządzeń oraz zapewnimy Państwu maksymalną oszczędność związaną z wstrzymaniem produkcji. Współpracujemy z działami głównego mechanika, projektantami, działami utrzymania ruchu w wielu firmach.

Produkty

Jesteśmy wyłącznym przedstawicielem na Polskę niemieckiej firmy Capilla oferującej profesjonalne materiały spawalnicze, m.in. na bazie kobaltu, niklu, żelaza, węglików wolframu oraz specjalnych stopów.

Patrycja Hąbek, Witold Biały
Politechnika Śląska

ZINTEGROWANY SYSTEM ZARZĄDZANIA W KOPALNI – ZADANIA, CELE

INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM IN MINE – TASKS, GOALS

STRESZCZENIE

Nadrzędnym celem zintegrowanego systemu zarządzania (ZSZ) w kopalni jest zadowolenie klienta z jakości wyrobu oraz troska o środowisko i bezpieczeństwo pracy. W przypadku każdego zakładu produkcyjnego (również kopalni), jakość wyrobu ma bezpośredni wpływ na uzyskiwane ceny surowca, a w ostateczności na wynik finansowy kopalni. Z dbałości o środowisko wynikają odpowiednie programy i działania pro środowiskowe. Wyniki badań jakościowych oraz zadowolenia klienta określają działania na rzecz misji zakładu na trudnym rynku węglowym. Istotnym jest również dbałość o warunki bezpieczeństwa i higieny pracy, co w przypadku kopalń ma szczególne znaczenie, ze względu na trudne warunki geologiczno-górnictwa.

ABSTRACT

The overall objective of an integrated management system (IMS) in the mine is customer satisfaction with product quality and concern for the environment and safety. For each production facility (including mine), product quality has a direct impact on the obtained raw material prices and, ultimately, the financial result of the mine. With concern for the environment there are arising appropriate environmental protection programs and activities. The results of qualitative research and customer satisfaction specify actions for the mission of the facility in a difficult coal market. It is also important to care for the health and safety conditions of work, which in the case of mines is of particular importance because of the difficult geological and mining conditions.

1. Wprowadzenie

Zmieniające się uwarunkowania rynkowe, wzrastająca konkurencja, wymuszają na przedsiębiorstwach podejmowanie szybkich i trafnych decyzji, dotyczących działań uwzględniających dynamikę zmian. Stąd, coraz częściej zachodzi konieczność wykazania klientom, że przedsiębiorstwo zarządzane jest z wykorzystaniem systemu pozwalającego działać sprawnie i efektywnie oraz, że jest wiarygodnym partnerem w interesach. Dotyczy to zarówno systemu zarządzania jakością, która stała się

podstawowym wymogiem konkurencyjności, jak i innych systemów zarządzania, w tym oddziaływania na środowisko oraz bezpieczeństwo i higienę pracy.

Wdrożenie systemu zarządzania jakością staje się obecnie niewystarczające i przedsiębiorstwa coraz częściej decydują się na wdrażanie kolejnych odnoszących się do innych obszarów, np. zarządzania środowiskiem, bezpieczeństwem informacji, bezpieczeństwem żywności, czy społecznej odpowiedzialności. Integracja funkcjonujących w przedsiębiorstwie systemów (minimalnie dwóch) skutkuje zintegrowanym systemem zarządzania (ZSZ). Wdrażanie zintegrowanych systemów zarządzania obejmujących jakość, środowisko oraz bezpieczeństwo pracy, może mieć decydujący wpływ na poprawę efektywności zarządzania oraz staje się istotnym czynnikiem przewagi konkurencyjnej na coraz bardziej wymagającym rynku. Problem ten dotyczy również zakładów wydobywczych – kopalń.

W dzisiejszej dobie, największym wyzwaniem kopalń, jest dostosowanie działań do wszystkich obowiązujących wymagań prawnych oraz uporządkowanie obszaru objętego zakresem systemu. Aby osiągnąć przyjęte cele i określone zadania, konieczna jest współpraca wszystkich komórek organizacyjnych w kopalni. Wdrożenie zintegrowanego systemu zarządzania w kopalni w oparciu o normy PN-EN ISO 9001:2015, PN-EN ISO 14001:2015, PN-N-18001:2004 umożliwia ustalenie i usystematyzowanie kierunków działania i rozwoju kopalni zarówno pod kątem dostarczanych wyrobów jak i oddziaływania na środowisko ma za zadanie doskonalenie stosunków wewnątrz firmy, czyli wprowadzenie lepszej kultury organizacji, poprawienie sprawności działania i rozwoju kopalni pod kątem dostarczanych wyrobów, oddziaływania na środowisko oraz zapewnienia bezpieczeństwa w miejscu pracy.

2. Zintegrowany System Zarządzania (ZSZ)

Zintegrowany system zarządzania (ZSZ) to system, gdzie działają co najmniej dwa podsystemy, np. system zarządzania jakością i system zarządzania środowiskiem. Zintegrowany system zarządzania (ZSZ) łączy procesy, procedury oraz praktyki działania, które mają zastosowanie w organizacji, w celu wdrożenia jej polityki, przez co może być bardziej skuteczny w osiągnięciu celów, niż w przypadku oddzielnych systemów [4, 9].

Wspólnymi elementami zintegrowanego systemu zarządzania są [6]:

- powołanie przedstawiciela kierownictwa,
- polityka ZSZ,
- system audytów,
- działania korygujące i zapobiegawcze,
- szkolenia pracowników i zapewnienie ich kompetencji,
- przegląd kierownictwa,
- ciągłe doskonalenie.

Proces wdrażania ZSZ może przebiegać w różny sposób. Możemy wyróżnić następujące przypadki [1]:

- budowa od początku systemu zintegrowanego,
- budowa systemu zarządzania w wybranym obszarze organizacji i późniejsza stopniowa integracja z innym systemem lub systemami,
- budowa oddzielnych systemów zarządzania poszczególnymi obszarami organizacji i późniejsza ich integracja.

Wdrożenie zintegrowanego systemu zarządzania pozwala przedsiębiorstwu na profesjonalne, nowoczesne zarządzanie, daje gwarancję spełnienia wymagań oraz pozwala uzyskać zadowolenie klienta. Stanowi jeden udokumentowany i spójny system, który umożliwi równoczesne i skuteczne zarządzanie wieloma aspektami działalności przedsiębiorstwa poprzez realizację przyjętej jednolitej polityki. Projektowanie zintegrowanego systemu zarządzania można podzielić na sześć etapów [7]:

1. Podjęcie decyzji o wdrożeniu ZSZ.
2. Podjęcie działań dotyczących ZSZ.
3. Opracowanie dokumentacji ZSZ.
4. Wprowadzenie trzech typów narzędzi w zakresie: jakości, ochrony środowiska, bezpieczeństwa.
5. Wprowadzenie audytów oraz wewnętrznego monitorowania i oceny.
6. Stały przegląd funkcjonowania ZSZ.

W praktyce przyjmuje się zasadę, że system zarządzania jakością wdrożony i certyfikowany zgodnie z normami ISO serii 9000 jest podstawą ZSZ. Wynika to z faktu, iż międzynarodowe normy dotyczące zagadnień jakości powstały najwcześniej, są ogólnie znane i szeroko stosowane. Budowa, zawartość i definicje ujęte w normach dotyczących zarządzania środowiskiem czy BHP oparte są na normach dedykowanych zarządzaniu jakością [1].

Często spotkanym rodzajem ZSZ jest ten łączący obszary zarządzania jakością, środowiskiem oraz BHP. Stanowi on narzędzie do ciągłego doskonalenia i realizacji celów jakościowych, środowiskowych oraz BHP.

3. Wdrożenie Systemu Zarządzania Jakością (SZJ) w kopalni

Standaryzacja wymagań stawianych przedsiębiorstwu w zakresie zarządzania jakością zawarta została w normie ISO 9001:2008 i stanowi podstawę do certyfikacji SZJ w przedsiębiorstwie.

W każdej z kopalń węgla kamiennego realizacja wyrobu poprzedzona jest procesem planowania. Planowanie to obejmuje jakość wyrobu oraz etapy produkcji wyrobu z uwzględnieniem wymagań klienta. Planowanie realizacji wyrobu musi być spójne z wymaganiami innych procesów ZSZ. W przypadku kopalni (zakładu wydobywczego) z SZJ wyłączony został punkt 7.5.2 – Walidacja procesów produkcji i dostarczania usługi – wiąże się to ze specyfiką produkcji kopalń.

Prace wdrożeniowe nad systemem zarządzania jakością w przypadku kopalni polegają głównie na:

- przygotowaniu projektu organizacyjnego SZJ,
- opracowaniu dokumentacji systemowej,
- podjęciu odpowiednich działań, aby system był sprawnie nadzorowany, zarządzany i efektywnie stosowany.

W zakres systemu zarządzania jakością w kopalni wchodzi następujące czynności:

- wydobywanie (eksploatacja),
- przeróbka,
- handel.

Proces eksploatacji prowadzony jest zgodnie z ustalonym harmonogramem biegu ścian, które są przygotowywane w oparciu o dokumentację geologiczną oraz projekt zagospodarowania złoża – muszą również uwzględniać zasadę racjonalnej gospodarki złożem. Dlatego też, prowadzone roboty górnicze powinny wywierać jak najmniejszy wpływ na złożo oraz środowisko naturalne.

Ocena jakości złoża tak naprawdę, prowadzona jest dopiero w momencie wydobywania i pozwala wyłącznie na zgrubne określenie jakości przyszłego produktu. W oparciu o warunki geologiczno-górnice planowana jest jakość produktu, co pozwala na stworzenie oferty handlowej.

Dlatego też działalność wydobywcza obejmuje tylko sposób udostępniania wcześniej zlokalizowanych i zbadanych złóż węgla – *nie projektuje się wyrobu gotowego jakim jest węgiel handlowy*. Stąd proces projektowania i rozwoju wyrobu został wyłączony. ze względu na rodzaj prowadzonej działalności [2, 5].

W ramach procesu „Planowanie i projektowanie działań produkcyjnych” opracowywane są procedury, które mają zapewnić jednolity tryb postępowania przy planowaniu i projektowaniu działań wydobywczych (produkcyjnych), przy jednoczesnym uwzględnieniu przepisów prawa oraz założeń strategii rozwoju Spółki Węglowej. W przypadku planowania i projektowania działań wydobywczych (produkcyjnych), są to:

- plan zagospodarowania złoża,
- koncesja na wydobywanie kopalin,
- umowy i kontrakty,
- analiza ekonomiczna,
- analiza zagrożeń naturalnych związanych z eksploatacją,
- harmonogramy bieżących robót górniczych.

Korzyści jakie osiąga kopalnia z tytułu wdrożonego systemu zarządzania jakością, można podzielić na dwie grupy: korzyści wewnętrzne oraz zewnętrzne. Do korzyści wewnętrznych zaliczono:

- usprawnienie zarządzania,
- uporządkowanie struktury wewnętrznej,
- wprowadzenie podziału kompetencji, odpowiedzialności i uprawnień,
- redukcja audytów drugiej strony,
- redukcja wewnętrznych kosztów jakości.

Natomiast do korzyści zewnętrznych możemy zaliczyć:

- podniesienie prestiżu kopalni,
- wzrost wartości kopalni w opinii klientów,
- ułatwienie kontaktów handlowych,
- ułatwienie procesu zdobywania nowych klientów,
- zatrzymanie dotychczasowych klientów,
- udoskonalenie oferty rynkowej,
- poprawa jakości wyrobu.

Wymiernym efektem wdrożonego systemu zarządzania jakością może być również zmniejszenie się niezgodności, braków wewnętrznych, czy reklamacji klientów. Poza tym wdrożenie systemu zarządzania jakością może usprawnić proces podejmowania decyzji, podnieść efektywność funkcjonowania kopalni, uporządkować wiele spraw poprzez wprowadzenie jednolitych procedur.

4. Wdrożenie Systemu Zarządzania Środowiskiem

ISO 14001 jest normą, w której Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna zawarła wymagania odnośnie systemu zarządzania środowiskowego (nazywanego również systemem zarządzania środowiskiem). Normy międzynarodowe mają na celu dostarczenie organizacjom elementów skutecznego systemu zarządzania środowiskowego (ang. environmental management system – EMS), który może być

zintegrowany z innymi wymaganiami dotyczącymi zarządzania, i może pomóc organizacjom w osiągnięciu celów środowiskowych i ekonomicznych oraz, że norma ISO 14001 „przeznaczona jest dla wszystkich organizacji, niezależnie od rodzaju i wielkości, oraz do stosowania w różnych warunkach geograficznych, kulturowych i społecznych” [3].

Podstawowym zadaniem normy ISO 14001 jest wspomaganie ochrony środowiska i zapobieganie zanieczyszczeniom w sposób uwzględniający potrzeby społeczno-ekonomiczne (w myśl idei zrównoważonego rozwoju). W normie nie ustanowiono bezwzględnych wymagań dotyczących efektów działalności środowiskowej – wymaga się jedynie podjęcia zobowiązań zawartych w polityce środowiskowej, odnośnie działań zgodnie z wymaganiami prawnymi i innymi, do których spełnienia firma się zobowiązała, zapobiegania zanieczyszczeniom oraz zobowiązaniem do ciągłego doskonalenia systemu zarządzania.

Celem wdrożenia systemu zarządzania środowiskowego określonego w normie ISO 14001 jest uzyskanie poprawy efektów działalności środowiskowej. Dlatego też norma opiera się na założeniu, że organizacje będą okresowo przeglądać i oceniać system zarządzania środowiskowego w celu identyfikowania możliwości ich doskonalenia i wdrożenia. Skala, zakres oraz ramy czasowe procesu ciągłego doskonalenia są określane we własnym zakresie przez przedsiębiorstwa z uwzględnieniem ich warunków ekonomicznych i innych.

Certyfikacja systemu zarządzania środowiskowego zgodna z wymaganiami ISO 14001 wymaga aby przedsiębiorstwo wdrożyło i spełniało wszystkie wymagania normy, czyli wymagana jest bezwzględna zgodność z wszystkimi wymaganiami normy.

Istotnym obowiązkiem wynikającym z systemu zarządzania środowiskowego jest fakt, że każdy pracownik powinien mieć świadomość wpływu na powstawanie aspektów środowiskowych i jest odpowiedzialny za poszanowanie środowiska np. poprzez właściwą gospodarkę odpadami, ograniczenie nadmiernego zużycia energii, wody.

W kopalni można zidentyfikować aspekty środowiskowe wynikające z działalności eksploatacyjnej (wydobywczej). Należą do nich następujące zagrożenia naturalne:

- metanowe,
- wybuchem pyłu węglowego,
- tąpnięciami,
- pożarowe,
- wodne,
- radiacyjne,
- wyrzutami gazu i skał.

Priorytetem w obszarze systemu zarządzania środowiskowego jest takie wykształcenie mechanizmów, które spowodują również właściwe postępowanie podmiotów zewnętrznych (wykonujących usługi na rzecz kopalni), zgodnie z przyjętymi w kopalni zasadami. Do pozytywnych efektów wdrożenia systemu, należy zaliczyć wdrożone rozwiązania, które umożliwiają sukcesywne budowanie świadomości środowiskowej pracowników kopalni, gwarantujące aktywne zaangażowanie w coraz skuteczniejsze zmniejszanie negatywnego oddziaływania na środowisko.

Poprzez analizę zagrożeń naturalnych, weryfikacji powinny zostać poddane projekty techniczno-technologiczne robót górniczych, czy wręcz należy opracować nowe. W projektach tych należy uwzględnić dodatkowe sposoby zwalczania zagrożeń naturalnych, przeprowadzić analizę stanu aktualnego oraz kontrolę działania

i wyposażenia wszystkich urządzeń zabezpieczających (informujących) o stanie zagrożenia.

5. System zarządzania BHP

Podstawowym celem normy PN-N 18001 jest wspomaganie działań na rzecz poprawy bezpieczeństwa i higieny pracy.

Jedną z podstawowych procedur, stanowiącą szkielet systemu zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy jest identyfikacja oraz eliminacja zagrożeń w środowisku pracy. Najważniejszą procedurą niezbędną do precyzyjnej oraz rzetelnej identyfikacji i eliminacji zagrożeń w środowisku pracy jest ocena ryzyka zawodowego na stanowiskach pracy. W ramach harmonizacji przepisów obowiązujących w Polsce z wytycznymi dyrektywy 89/391/EWG (o wprowadzaniu środków w celu zwiększenia bezpieczeństwa i poprawy zdrowia pracowników podczas pracy) w 1996 r. w polskim prawodawstwie, np. w art. 226 Kodeksu pracy pojawiły się pierwsze zapisy dotyczące obowiązków pracodawcy w zakresie bezpieczeństwa i ochrony zdrowia pracowników, a konkretnie w zakresie oceny ryzyka zawodowego na stanowiskach pracy i informowania o tym pracowników. Zapisy w polskim prawie pracy zobowiązują pracodawcę do:

- oceniania i dokumentowania ryzyka zawodowego związanego z wykonywaną pracą, stosowania niezbędnych środków profilaktycznych zmniejszających ryzyko zawodowe, a w szczególności:
- zapewnienia organizacji pracy (w tym organizacji stanowisk pracy) zabezpieczającej pracowników przed zagrożeniami wypadkowymi i oddziaływaniem czynników środowiska pracy, likwidacji zagrożeń dla zdrowia i życia pracowników poprzez, np. zmianę technologii, wymianę maszyn i urządzeń technicznych, zmianę materiałów i substancji
- informowania pracowników o ryzyku zawodowym, związanym z wykonywaną przez nich pracą, zasadach ochrony przed zagrożeniami środowiska pracy wynikającymi z przeprowadzonej oceny ryzyka zawodowego.

Warto podkreślić, że kolejna nowelizacja rozporządzenia (w sprawie ogólnych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy) obowiązująca od 22 czerwca 2007 r. doprecyzowała co powinna zawierać dokumentacja oceny ryzyka zawodowego, sporządzona przez pracodawcę. W przepisie stwierdza się między innymi, że pracodawca prowadzi dokumentację oceny ryzyka zawodowego oraz zastosowanych niezbędnych środków profilaktycznych. Dokument potwierdzający dokonanie oceny ryzyka zawodowego powinien uwzględniać w szczególności:

- opis ocenianego stanowiska pracy, w tym wyszczególnienie:
- stosowanych maszyn, narzędzi i materiałów,
- wykonywanych zadań,
- występujących na stanowisku niebezpiecznych, szkodliwych i uciążliwych czynników środowiska pracy,
- stosowanych środków ochrony zbiorowej i indywidualnej, osób pracujących na tym stanowisku;
- wyniki przeprowadzonej oceny ryzyka zawodowego dla każdego z czynników środowiska pracy oraz niezbędne środki profilaktyczne zmniejszające ryzyko,
- datę przeprowadzonej oceny oraz osoby dokonujące oceny.

Ryzyko zawodowe w najprostszym ujęciu oznacza prawdopodobieństwo z jakim ktoś może zostać poszkodowany w związku z istniejącym zagrożeniem w środowisku

pracy. Ocena ryzyka zawodowego jest uważnym i starannym przyjrzeniem się wykonywanej pracy oraz miejscu, w którym jest ona wykonywana, a w dalszej kolejności ustaleniem jakie czynniki (zagrożenia powodujące uraz lub śmierć, hałas, substancje chemiczne, oświetlenie itd.) mogą mieć niekorzystny wpływ na zdrowie pracowników [8].

OHSAS 18001 to międzynarodowa norma dotycząca zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy. Norma PN-N-18001:2004 – „Systemy zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy. Wymagania” jest polskim standardem zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy. Określa wymagania dotyczące systemu zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy, umożliwiające organizacji odpowiednie do potrzeb sformułowanie polityki i celów w zakresie bezpieczeństwa i higieny pracy oraz skuteczne realizowanie tej polityki przez osiąganie przyjętych celów. Przeznaczona jest dla organizacji zainteresowanych podejmowaniem systematycznych działań na rzecz poprawy stanu bezpieczeństwa i higieny pracy i może być stosowana przez każdą organizację, niezależnie od rodzaju jej działalności i wielkości. Korzyści wynikające z certyfikacji systemu zarządzania bezpieczeństwem to m.in.:

- zmniejszenie liczby wypadków przy pracy,
- zapobieganie wypadkom dzięki unikaniu zdarzeń potencjalnie niebezpiecznych,
- ograniczenie kosztów i strat związanych z wypadkami,
- podniesienie komfortu pracy i w związku z tym wyższe morale pracowników.

W przemyśle górniczym (wydobywczym), ze względu na zagrożenia naturalne, szczególną wagę przywiązuje się do podnoszenia poziomu bezpieczeństwa pracy. Górnictwo wymaga wprowadzenia systemu zarządzania bezpieczeństwem opartego na szeroko prowadzonej ocenie zagrożenia, właściwie pojętym systemie informatycznym, a także opracowanych procedurach w których uwzględnia się rolę czynnika ludzkiego. Cel jaki powinien przyświecać właściwie wprowadzonemu i realizowanemu systemowi zarządzania bezpieczeństwem w kopalni to przede wszystkim zmniejszenie wypadków urazowych, zmniejszenie ilości niebezpiecznych zdarzeń oraz poprawa warunków pracy.

6. Podsumowanie

Kopalnie dążą do wizerunku firmy nowoczesnej, oferującej takie wyroby jakich klient oczekuje, dbającej o środowisko oraz postępującej zgodnie z obowiązującymi przepisami.

Najważniejszym czynnikiem funkcjonowania jakiegokolwiek systemu jest edukacja, począwszy od najniższego szczebla do najwyższego kierownictwa włącznie. Bez przekonania pracowników o potrzebie wdrażania pojedynczego systemu, napotka się również duże trudności we wdrożeniu zintegrowanego systemu zarządzania. Wdrożenie ZSZ jest sposobem na uporządkowanie lub doskonalenie istniejących elementów zarządzania, więc ryzyko niepowodzenia jest stosunkowo małe. System jest zbiorem uporządkowanych elementów, które współpracując ze sobą stanowią pewną całość.

Kopalnie wdrażając zintegrowany system zarządzania nie zmieniają charakteru, jakości i ilości produkcji, mogą natomiast (i to robią) uporządkować pewne procesy np. komunikacji, szkolenia, nadzoru nad dokumentacją. Certyfikowany zintegrowany system zarządzania jakością, środowiskiem i bezpieczeństwem może być dla kopalni w Unii Europejskiej swoistym dyplomem potwierdzającym właściwą jakość

zarządzania i stosowania powszechnie uznanych za racjonalne zasad traktowania klientów, partnerów w biznesie, dbania o bezpieczeństwo pracowników oraz ochronę środowiska. Przed podjęciem decyzji o integracji istniejących systemów lub o wdrażaniu ZSZ kierownictwo przedsiębiorstwa powinno ustalić cele i oczekiwania w stosunku do tego rodzaju przedsięwzięcia, a w szczególności jego koszty. Czasami lepszym rozwiązaniem może okazać się doskonalenie niż integracja nieprawidłowo funkcjonujących systemów.

Artykuł jest wynikiem pracy statutowej o symbolu 13/030/BK_16/0024 pt. "Metody i narzędzia inżynierii produkcji dla rozwoju inteligentnych specjalizacji", realizowanej w Instytucie Inżynierii Produkcji na Wydziale Organizacji i Zarządzania Politechniki Śląskiej.

7. Literatura

1. J. Bagiński, M. Zarudzka: Integracja systemów zarządzania, w: (red.) J. Bagiński, *Jakość w zrównoważonym rozwoju przedsiębiorstwa*, Centralny Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Przemysłu Poligraficznego, Warszawa 2012.
2. W. Biały, K. Midor: *Zarządzanie jakością w procesie wydobywczym Kopalni Węgla Kamiennego*. Monografia: Mechanizacja, Automatyzacja i Robotyzacja w Górnictwie. red. Krauze K. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. Łędziny, 2015. s. 27-38.
3. T. Borys, P. Rogala: *Systemy zarządzania jakością i środowiskiem*. Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej im. Oskara Langego we Wrocławiu, Wrocław 2007.
4. J. Kutkowski: Zintegrowany System Zarządzania – jego zadania i cele na przykładzie KWK „Jas-Mos”. *Polityka Energetyczna*, Tom 8. 2005. s. 375-381.
5. J. Kutkowski, M. Lubryka, K. Zaniewski: Zarządzanie jakością w kopalni głębinowej – moda czy wymóg? *Polityka Energetyczna*, Tom 9. 2006. s. 401-409.
6. J. Łunarski: Zarządzanie jakością – standardy i zasady. WNT, Warszawa 2008.
7. R. Magda, E. Brzychczy, T. Franik, S. Głodzik, M. Kęsek, T. Woźny: *Zintegrowany system wspomagania zarządzania produkcją w kopalniach węgla kamiennego*. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2008.
8. M. Molenda: Zarządzanie ryzykiem jako element inteligentnego systemu zarządzania jakością w jednostce inspekcyjnej weryfikującej technologie środowiskowe (ETV). *Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji*, nr. 4(16), Gliwice 2016. s. 160-171.
9. S. Wawak: *Zarządzanie jakością. Teoria i praktyka*. Wydawnictwo Helion, Gliwice 2002.

Aleksander Kabziński
Polski Związek Producentów Kruszyw

KRUSZYWA W POLSCE I W EUROPIE W LATACH 2016- 2018

STRESZCZENIE

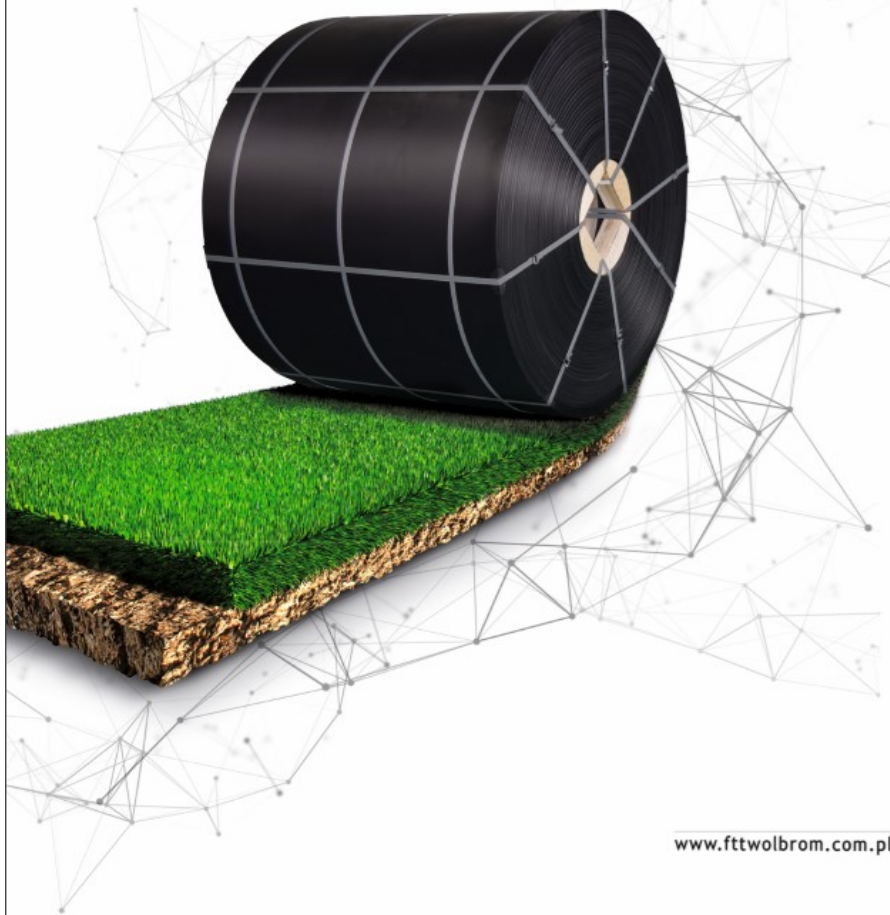
Kruszywa to najpopularniejszy wyrób budowlany. Uważa się że kopaliny do ich produkcji stanowią ponad 60 % całego światowego wydobycia. Są tanim, niezbędnym wyrobem budowlanym. W świecie często poszukiwanym, u nas powszechnie dostępnym. Po kulminacji zapotrzebowania roku 2011, (mobilizacja na Euro 2012), wróciliśmy do stabilizacji. Stabilizacja ta jest na poziomie 6 razy większym niż zapotrzebowanie początku lat dziewięćdziesiątych. W Polsce zużycie kruszyw jest już porównywalne z średnią starej Unii. Niestety zapotrzebowanie kruszyw jest odpowiedzią na nakłady na inwestycje, a te po roku 2020 mogą się jeszcze znacznie obniżyć wobec ograniczenia środków unijnych. Polska jest 3 producentem kruszyw w klasycznej Europie (bez Turcji i części europejskiej Rosji). Technika i technologia w większości producentów kruszyw w Polsce jest jak w czołówce europejskiej. Również standardy jakości są powszechnie zachowane na europejskim poziomie.



FTT WOLBROM®

Innowacyjna droga rozwoju

Twój wypróbowany partner!



www.fttwolbrom.com.pl

Bogdan Kopei, Valeriy Lopatin
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine

DIGITAL SPECTRAL ANALYSIS IN MOBILE CONTROL SYSTEM OF HOISTING MINE COMPLEX STEELWORKS

ABSTRACT

The paper describes the results of experimental tests of technical state of guides of steelworks based on the fact that the safe operation of the mine hoist steelworks should provide reliable kinematic communication of steering devices of lifting vessels with conductors at any point of vertical shaftcoal mines. On the basis of these results, control of the interaction with vessels was realized by measuring the horizontal oscillations of the vessel

1. Introduction

Most of shaft hoisting systems (SHHS) in Ukraine are operated over the regulatory period; there are many failures and accidents, the number of which is constantly growing. During the period of Ukraine's independence any type of accident failed to prevent and reduce to zero the individual causes of injury associated with severe injuries and even fatalities.

According to the State Department of Industrial Safety, Labor Protection and Mountain Supervision of the Ministry of Emergency Situations, since Ukraine's independence, more than 3,500 people have been killed in the mines of the country. According to the State Makeyevka Research Institute for safety investigations of accidents, analysing the circumstances and the methane explosion that occurred in recent years, it has been found that the human factor and the use of equipment and devices without authorization is dominant. For example, the 29, July 2011 on mine, named V.M. Bazhanov State Enterprise "Makeevugol", as a result of the headframe collapse of mine lifting complex cage stem 11 miners were killed.

2. New solution of a lifting vessel control

Technical state of guides of steelworks should be made based on the fact that the safe operation of the mine hoist steelworks should provide reliable kinematic communication of steering devices of lifting vessels with conductors at any point of vertical shaft, at all modes of operation of the lift installation; excluding the possibility of lifting vessels touching each other to the conductor fixing elements to fixations in any part of the shaft; provide a minimum dynamic loads on the guides when moving the vessels in the shaft lift at maximum speed. The process of guide's interaction with vessels (Figure 1) appears as horizontal oscillations of the vessel and, in general, the task of bending conductors control can be reduced to the problem of analysing horizontal vibration of vessel (conveyance).

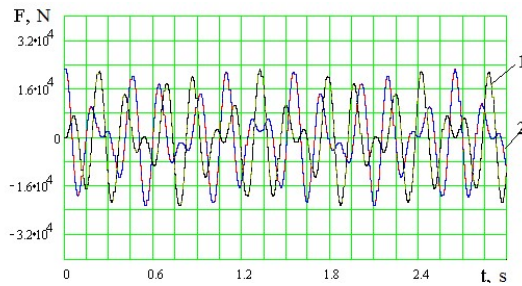


Fig. 1. Contact force between the guide and conveyance (in Newton) at the contact of lift vessel: 1 - right guide lift vessel; 2 - left guide lift vessel

At the Institute of Geotechnical Mechanics named M.S. Polyakov of the National Academy of Sciences of Ukraine headed by Anatoly Bulat, a reasonable method of system control equipment of steelworks is proposed and a mobile system control (MSC) has been developed (Figure 2) based on a joint analysis of a single information block data measuring different groups of motion parameters of lift vessel in order to more accurately detect root causes of violations of working modes, which occur in long-life steelworks exploitation (Figures 3,4).

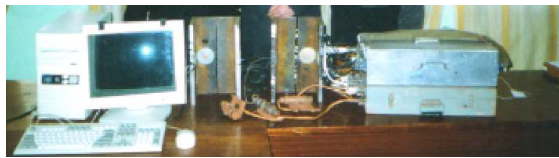


Fig. 2. Full composition of MSCs such as "MAC-2" with processing device

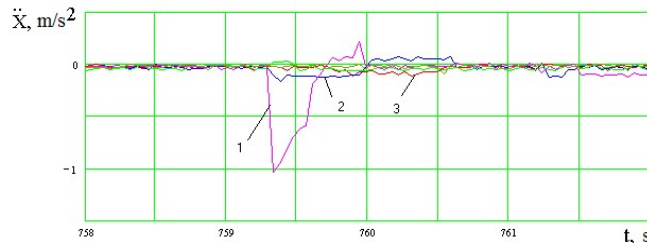


Fig. 3. Horizontal acceleration in the cage (m/s²) under shock interactions with ledge (inequality) between two guides with amplitude -1m/s² (cage speed of 4 m/s):

- 1 - acceleration of safety shoes in upper cage in a frontal direction;
- 2, 3 - acceleration of safety shoes in upper cage an lateral direction

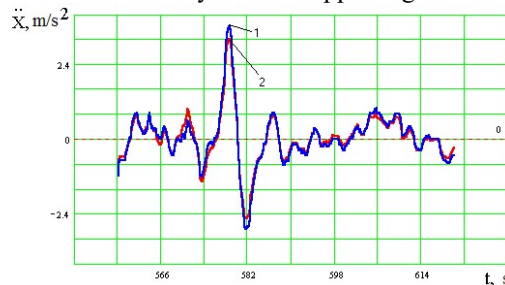


Fig. 4. Horizontal acceleration of skip with vibroshocks movemen
1 - translation in m/s² according to static calibration;
2 - translation in m/ s² according to differential calibration

The choice of diagnostic features of control is defined by set of key indicators: by the required accuracy of determining the parameters of technical state, by volume of control measurements and data processing.

Creating an adequate theory of spectral analysis in MSC is associated with difficulties, since in practice all spectral measurements should be carried out on the final time intervals, the length of which varies. To date, implementation of engineering methods of protection against noise allowed us in practice to use the hundreds of different solutions. This situation has created a problem of time-consuming and poorly formalized reasonable choice of one of these solutions. Studies of these kind problems are largely random nature of the searches and can never give confidence that couldn't be another solution that provides in comparison with the selected method better noise immunity. The authors set themselves the goal to consistently present a method of algorithms synthesis and structures of MSC devices intended for digital filtering and spectral analysis of MSCs. We offer the following solution to this problem. The spectral analysis is the division of investigated (controlled) signal to the MSC monochromatic components with the distribution of their frequencies and amplitudes. This means that if on the input of signal in spectrum analyser of MSC it is the function of time $x(t)$, then on the output it is a function of frequency $x(\omega)$. The use in MSCs of our spectrum analysis is explained by its natural clarity, "giving the exact or approximate values of Z-transformation of discrete signal for a given value of Z" [2]. In describing the oscillation controlled process as a function of the hoist that changes over time, the important value has a speed of change or the frequency of the process. In MSK the spectral analysis is a procedure to obtain and study the individual frequency components of the studied processes of hoist. First, let us consider the relationship between the various methods of spectral measurements: what part of Z- plane must be chosen for different individual cases and how it is worth to analyze; how and by what means we can improve the quality and whether there is a relationship between the spectral analysis and filtering impulse response which has the form of vibrations with linear frequency modulation (LFM).

In general, the problem of spectral analysis can be considered as calculating the Z-transform of modified signal in some area Z-plane. Theoretically the spectrum range can be calculated at any point on the Z-Z1 plane. If you use the Z-transformation

$$S_n(Z) = \sum_{m=n-N+1}^n x(mT)Z^{-(n-m)},$$

where: N - number of samples, by which range is estimated.

In practice, the MSC is often necessary to set the behaviour of the spectrum given to some rather large collection of points on the Z-plane. The two most important characteristics in this case are the number of frequencies on which it is desirable to measure the spectrum, and the "resolution" of the spectrum. In most control tasks by using spectrum analysis by MSCs is reduced to calculate values of Z-transform signal for the ultimate realization of a large number of points evenly distributed on a circle of radius. Measurements of this type correspond to calculation of final sequence *discrete Fourier transform* (DFT) and are usually most effectively performed using fast Fourier transform (FFT) algorithms [1]. Sometimes it is desirable to determine the spectrum calculating the value of Z-transformation for the case when all the points are evenly distributed on a circle of radius r .

Then:

$$S[r \exp(jk2\pi/N)] = \sum_{n=0}^{N-1} x(nT)r - nm \exp(-jk2\pi/N)$$

at $k = 0, 1, \dots, N-1$, which corresponds DFT sequence $\hat{x}(nT) = x(nT)r^{-nT}$.

In this case, the spectral analysis is reduced to the previous signal on multiplying ordinates r^{-nT} is followed by the execution of FFT. Let the L control signal samples are set in a limited sector of Z -plane and we need to find a Z -conversion in a point arc of a circle of radius r in Z -plane. Then the expression for Z -transform is:

$$x(Z_k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(nT) Z_k^{-nT} \quad k = 0, 1, 2, \dots,$$

where $Z_k = r \exp[j(\varphi + 2\pi k/N)]$.

Then the task of calculating the Z -transform is reduced to the problem of spectral measurements on the arc of identical new circle.

The Bluestein's algorithm [1] exists, which allows us to calculate the discrete Fourier transform (DFT) of N -th order by weight processing samples output signals MSC inlet line frequency modulated (LFM) filter. According to Bluestein algorithm for DFT input signal $x(nT)$ first multiplied by $\exp(j\pi n^2/N)$, where $h = n^2$, and N - dimension input array. Then the received signal is fed to LFM filter. LFM signal output from the filter is multiplied by the weighting $\exp(-j\pi n^2/N) \exp[-j\pi(n-N)^2/N]$. If N is equal to the square of the integer then the number of operations used in CF, proportional $N^{1.5}$. We used a special MSC LFM filtering with more features based on paper [1]. The expression for algorithm Z -transform using LFM filtering looks:

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} [x(n) R^{-n} W^{h/2}] W^{f/2} W^{-(f-h)/2}$$

where: $h = n^2$, $f = k^2$, $Z_k = RW^{-k}$, $k = 0, 1, \dots, M-1$.

$$V(n) = \begin{cases} W^{-h/2} \\ W^{-(Q-h)/2} \cdot 0 \leq n \leq M-1, Q = L^2, L-N+1 \leq n \leq L. \end{cases}$$

Next step - calculation of L - point FFT sequence $V(n)$. Then - multiplication by members of the sequences obtained in previous steps. Next - calculation of the inverse FFT sequences obtained in previous step.

Finally it is necessary to multiply values obtained in previous step in order $W^{f/2}$. Z -transform algorithm using LFM filtering requires the same number of multiplications as FFT. However, he has the following advantages over standard FFT:

- the number of samples N of input sequence need not be equal to M - the number of points for which the transformation is calculated;
- N and M may not be a composite number; in fact they can be simple;
- the angular displacement of the points Z_k can be arbitrary, and thus the frequency resolution may be different;
- outline does not have to be in range of Z -plane;
- starting point of the contour on Z -plane is arbitrary.

This property of proposed algorithm is particularly significant in the analysis of MSCs in a narrow band as high frequency resolution combined with arbitrary initial frequency. As a result, we have received a universal algorithm. In control of parameters many different kinds of sensor signals are used, these signals have frequencies - from 0 to 2 kHz, but a number of influences can have frequency components - with bandwidth up to 1 MHz. Therefore, MSC needs a fast real-time automatic data processing of large volume, due to the presence of many information channels with cross connections between them. She needed signals without phase shifts inherent in analog systems. This procedure allows the two treatments in the MSC signals - digital

multiband filter (as the selection signal to background noise, breakdown frequency band signal to adhering to each other discrete bands, etc.) and analysis of the frequency spectrum.

Thus, MSCs used in special LFM filtering and Z-transform algorithm has significant advantages over standard FFT, allowing a wildcard filtering algorithm. This procedure allows the two treatments in the MSC signals - digital multiband filtering and analysis of the frequency spectrum.

Used in MSK special LFM filtering with more features compared to the standard FFT allows to obtain estimates of probability characteristics of signals, perform smoothing, compression, interpolation, digital simulation of signals and their spectra, adaptive filtering signal to background noise or random noise components, operational and spectral analysis of non-stationary signals.

Decision inherent in the development of MSCs (Figure 5), tested and implemented, at the mines Kryvbas: named Mikhail Frunze, "Jubilee" (t. Kryvyi Rih); the mines of Eastern Mining and Processing Plant (VostGOK): "Smolin-Home", "Smolin auxiliary" (t. Smolin), mine "Ingulskaya-North" (t. Kirovograd); the mines Zaporizhzhya iron ore (ZIOK): Mine "Operating" - in condition of shafts "Cargo №1", "Freight №2" and "Support" (c. Dniprorudne) (Figure 6).



Fig. 5. MSC type "MAC-2" on the roof of counterweight.



Fig. 6 - Mine "Operating"

It is possible to provide the necessary level of safety of mine shafts with high service life and significant deterioration. The results of testing of mine MSC developed

industry-specific normative document "Diagnosis status of" mounting array "and" lift vessel - rigid reinforcement "of mine shafts. The procedure and method of implementation. GR 3-032-2004 " approved by the Deputy Minister of the Ministry of Industrial Policy of Ukraine 2 April 2004 number 24, and agreed the Deputy Chairman of the State Committee of Ukraine for Labor Protection (entered into force on September 1, 2004) (Fig. 7a) and made state metrological certification of measuring channels of automated system "MAK". Evidence of state certification № 103 of May 5, 2004 (protocol number 103P from 24.02.2004r. Approved PA deputy. Gen. Director SE "Dniprostandardmetrology") (Fig. 7b).

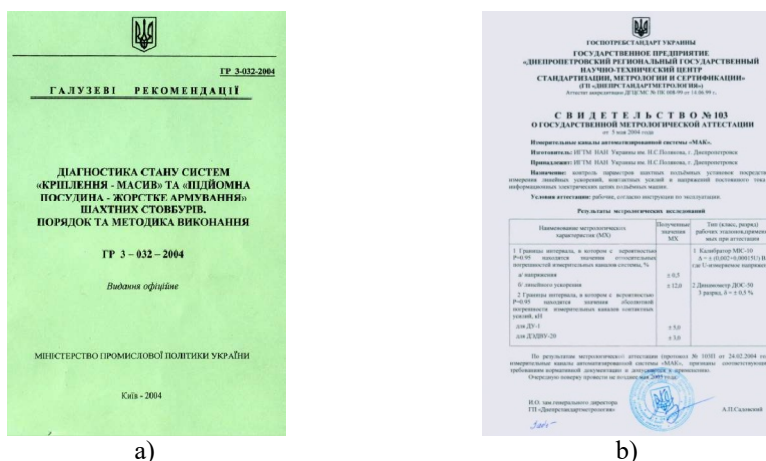


Fig. 7- Mine State implementation of the tests results

3. Summary

Thus, MSCs which used a special LFM filtering and Z-transform algorithm has significant advantages over standard FFT, allowing a wildcard filtering algorithm. This procedure allows the two treatments in the MSC signals - digital multiband filtering and analysis of the frequency spectrum.

Used in MSK special LFM filtering with more features compared to the standard FFT allows to obtain estimates of probability characteristics of signals, perform smoothing, compression, interpolation, digital simulation of signals and their spectra, adaptive filtering signal to background noise or random noise components, operational and spectral analysis of non-stationary signals.

4. Literature

1. Копей Б.В. Мобільні вимірювальні системи в нафтогазовій та гірничій промисловості [Текст]: монографія / Б. В. Копей, В. В. Лопатін, О. І. Стефанишин; НАН України, Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т нафти і газу, Ін-т геотехн. механіки ім. Н.С. Полякова НАН України. - Івано-Франківськ: [ІФНТУНГ], 2010. - 392 с. / Kopei B. V. Mobile measuring systems in the petroleum and mining industry [Text]: monograph / B. V. Kopei, V. V. Lopatin, O. I. Stefanyshin; NAS of Ukraine, Ivano-Frankivsk. Nat. Sc. University of Oil and Gas Institute of Geotechn. Mechanics. M.S. Polyakov NASciences of Ukraine. Ivano-Frankivsk: [IFNTUOG], 2010. - 392 p., /in Ukrainian/.

Jacek Korski
FAMUR S.A.

WYKORZYSTANIE CZASU PRACY MASZYN I URZĄDZEŃ I WYKORZYSTANIE NOWOCZESNYCH SYSTEMÓW MONITORINGU.

MINING EQUIPMENT WORK TIME EFFICIENCY AND MODERN MONITORING SYSTEMS

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono metody analizy wykorzystania podstawowej w systemie ścianowym wybierania węgla kamiennego maszyny urabiającej – kombajnu ścianowego i kompleksowo zmechanizowanej ściany w oparciu o podstawy teoretyczne i możliwości dostępne wraz z zastosowaniem systemu monitoringu pracy E-kopalnia.

ABSTRACT

In article are described analytic methods of use the shearer - basic machine in underground coal mining in fully mechanized longwall system abilities. Is presented theoretical background and possibilities with implementation E-mine – advanced equipment monitoring system.

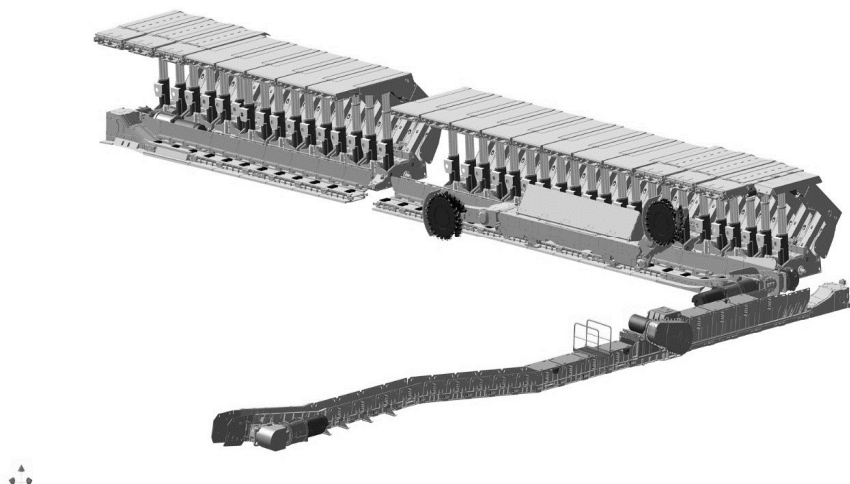
1. Wprowadzenie

Wykorzystanie zmechanizowanego kompleksu ścianowego oraz maszyn i urządzeń wchodzących w jego skład i jego ocena są kluczowe dla podnoszenia wydobywania węgla w tym systemie wydobywczym[2].

W odróżnieniu tradycyjnych i zmechanizowanych częściowo przodków ścianowych kompleksowo zmechanizowana ściana stanowi system przestrzennie spójny, stanowiący konstrukcyjną całość [3], którego podzespoły realizują poszczególne operacje. Najbardziej znanym systemem wybierkowym tego typu jest kompleksowo zmechanizowany system ścianowy (z urabianiem kombajnami lub strugami) stosowany przy wydobywaniu miękkich kopalin zalegających w pokładach węgla brunatnych, kamiennych czy soli potasowych. W skład systemu wchodzi, jako podstawowe elementy, maszyna urabiająca (strug lub kombajn frezujący), pancerny przenośnik ścianowy, zmechanizowana obudowa ścianowa, zgrzeblowy przenośnik podścianowy wraz z kruszarką kęsów oraz urządzenia zasilania i sterowania (rys. 1). Ze względu na złożoność techniczną kompleksu i jego elementów jest to kosztowny w pozyskaniu i eksploatacji i w związku z tym oczekuje się wyższego niż w innych systemach eksploatacji uzysku węgla w jednostce czasu (np. doba, godzina). Techniczna złożoność kompleksowo zmechanizowanej ściany wydobywczej powoduje

także wyższe wymagania wobec obsługującej ją załogi w zakresie umiejętności i współpracy w zespole.

Inną cechą szczególną kompleksowo zmechanizowanych systemów ścianowych, w odróżnieniu od np. systemów wykorzystujących zespoły maszyn autonomicznych (np. w systemie *Room and Pillar* z kombajnem typu *Continuous Miner*) jest konieczność wykonywania wyrobisk przygotowawczych dla tego systemu innymi niż wchodzą w jego skład urządzeniami.



Rys. 1. Przykładowy układ technologiczny kompleksowo zmechanizowanego systemu ścianowego z ramionowym kombajnem frezującym

Inną cechą szczególną kompleksowo zmechanizowanych systemów ścianowych, w odróżnieniu od np. systemów wykorzystujących zespoły maszyn autonomicznych (np. w systemie *Room and Pillar* z kombajnem typu *Continuous Miner*) jest konieczność wykonywania wyrobisk przygotowawczych dla tego systemu innymi niż wchodzą w jego skład urządzeniami. Odrębnego systemu technicznego wymaga także dostarczenie (w elementach) i montaż elementów kompleksu ścianowego oraz odwrotne czynności po zakończeniu wybierania pola (panelu) ściany ze względu na bardzo duże gabaryty i masy poszczególnych elementów tego kompleksu.

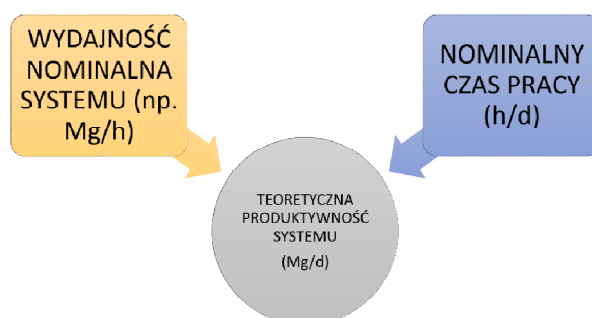
Analiza wykorzystania technicznego potencjału ściany wydobywczej powinna być narzędziem doskonalenia technologii i organizacji robót górniczych oraz poprawności doboru kompleksu ścianowego do istniejących uwarunkowań i ograniczeń, w tym warunków górniczo-geologicznych [6,7].

2. Metodologiczne podstawy analizy.

W rozważaniach przyjęto założenie, że na wielkość wydobycia („produktywność”) ściany wydobywczej wpływa jednostkowa wydajność maszyny urabiającej – kombajnu ścianowego i wykorzystany czas pracy w okresie rozliczeniowym (godzina, doba). Teoretyczną zdolność wydobywczą kompleksu ścianowego pokazano na rys.2. W przypadku ścianowego kompleksu wydobywczego modelem teoretycznym byłaby nieskończenie długa ściana urabiana kombajnem w jednym kierunku z nominalną prędkością urabiania. W praktyce model taki nie jest możliwy ze względu na

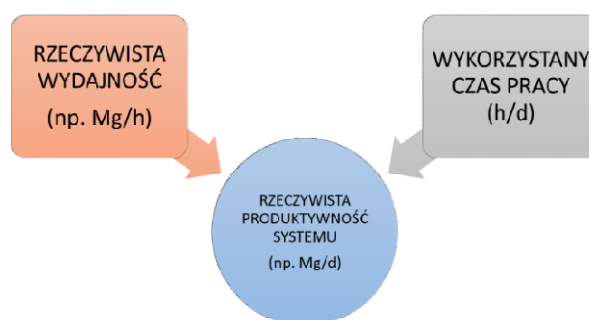
geometryczne ograniczenia pola (panelu) czyli jej długość oraz niezbędne przerwy technologiczne związane z m.in. zmianą kierunku urabiania kombajnem, postoje związane z przesuwaniem napędów przenośnika ścianowego, wymiana noży kombajnowych oraz nieplanowane postoje z tytułu awarii czy błędów organizacyjnych skracających czas urabiania kombajnem.

W polskim górnictwie węgla kamiennego już od 70-tych XX wieku wprowadzano metodologiczne podstawy analizy efektywności kompleksowo zmechanizowanych ścian wydobywczych [5].



Rys. 2. Teoretyczna zdolność wydobywcza kompleksu ścianowego

Podobnie jak w innych metodach i systemach wydobywczych występują ograniczenia zdolności wydobywczej spowodowanych warunkami górnictwo-geologicznymi [1]. Występują więc także czynniki lokalne ograniczające wydajność kompleksu ścianowego w stosunku do wielkości nominalnej. Jako przykład można wskazać, że nominalna (np. godzinowa – Mg/h) wydajność kombajnu ścianowego może być ograniczona przez możliwość odbioru urobku przez urządzenia transportowe lub ilość wydzielania metanu (zależną m.in. od prędkości urabiania kombajnem).

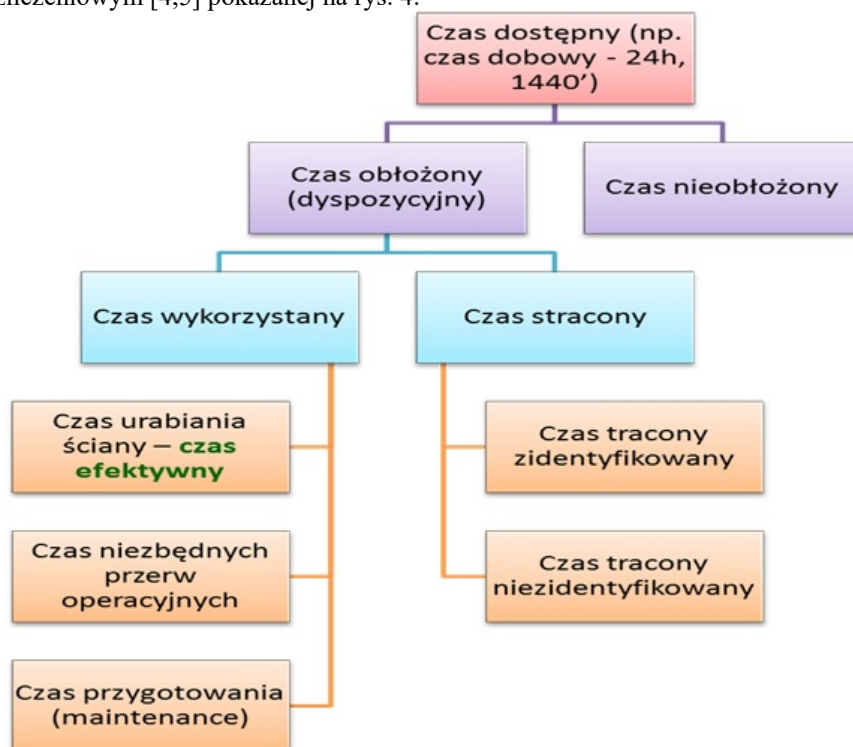


Rys. 3. Rzeczywista wydajność zmechanizowanego kompleksu ścianowego

Przyjmując upraszczające założenie, że inne, znane czynniki ograniczające i uwarunkowania uwzględniono w czasie doboru parametrów kompleksu ścianowego należy wskazać, że wynikowa rzeczywista wydajność ściany zmechanizowanej jest funkcją jest wynikiem iloczynu rzeczywistej, średniej wydajności chwilowej i czasu pracy kompleksu ścianowego w okresie rozliczeniowym (rys.3).

Ograniczenia wydajności chwilowej np. kombajnu ścianowego należy traktować jako istniejące, w pewnym zakresie, obiektywnie i także powinny być uwzględniane w czasie planowania doboru wyposażenia ściany. Stopień wykorzystania dostępnego czasu rozliczeniowego jest w dużym stopniu pochodną elementów ograniczających w postaci technologii górniczych (np. sposób i jakość drążenia wyrobisk dla ściany), organizacji pracy (w tym planowania) oraz dyspozycyjności urządzeń.

Bardzo przydatnym do analizy wykorzystania kombajnów ścianowych i całych kompleksów ścianowych jest stosowanie modelu struktury czasu ściany w okresie rozliczeniowym [4,5] pokazanej na rys. 4.



Rys. 4. Struktura dostępnego czasu kompleksu ścianowego

Przedstawiona struktura czasu ujmuje sposób ogólny obszary poszukiwania poprawy efektywności przez wydłużanie w okresie rozliczeniowym efektywnego czasu pracy kombajnu ścianowego i/lub zmechanizowanego kompleksu ścianowego przez eliminację lub ograniczanie czasu trwania nieefektywnych okresów w czasie dostępnym.

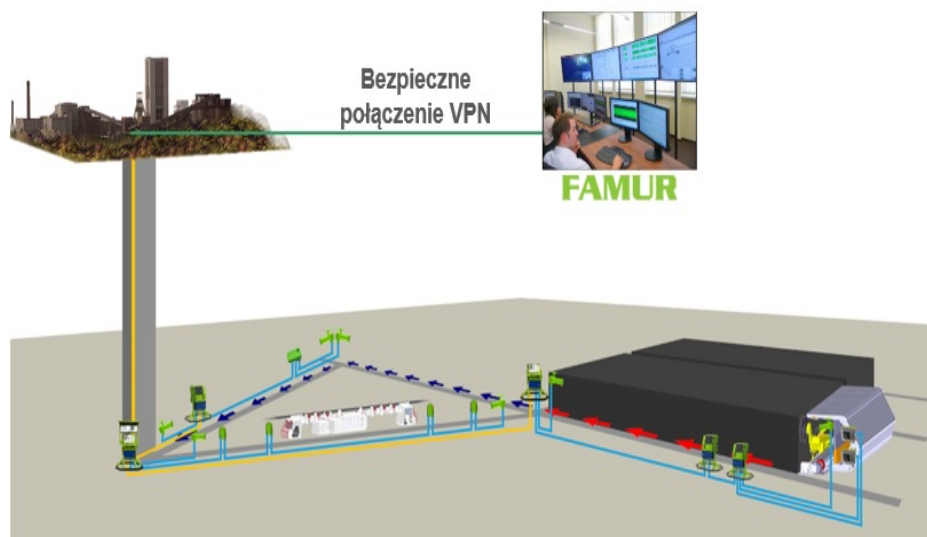
W przeszłości takie analizy można było wykonywać wyłącznie w oparciu o chronometrą (ręczny pomiar czasu trwania pracy i przerw), co było pracochłonne i wymagało rzetelności od wykonawców[5].

Sytuację zmieniło pojawienie się systemów monitorujących pracę maszyn i urządzeń wchodzących w skład kompleksu ścianowego. Stosowane współcześnie maszyny i urządzenia górnicze mają wbudowane lub są przygotowane do instalacji lokalnych lub zdalnych rejestratorów parametrów pracy z lokalną pamięcią i, coraz

częściej, możliwością transmisji danych na zewnątrz. Czołowi producenci zmechanizowanych kompleksów ścianowych oraz firmy wyspecjalizowane w produkcji systemów diagnostyki i monitorowania w przemyśle wydobywczym oferują coraz bardziej zaawansowane systemy diagnostyczne i monitoringu ścianowych kompleksów wydobywczych. Jednym z takich systemów jest opracowany w FAMUR S.A. system diagnostyki i monitoringu pracy maszyn i urządzeń E-kopalnia, którego możliwości wykorzystano w tym opracowaniu.

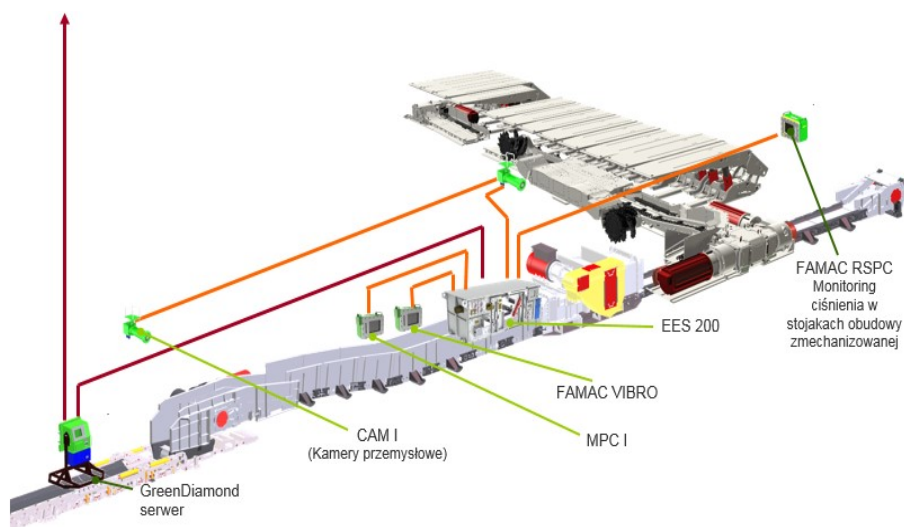
3. E-kopalnia jako system diagnostyki i monitoringu pracy w kopalni podziemnej.

System monitoringu i diagnostyki E-kopalnia opracowano i doskonalili się jako narzędzie wsparcia klientów – użytkowników urządzeń produkcji FAMUR S.A. oraz współpracującym wyposażeniem innych producentów. Dodatkowym założeniem projektowym była możliwość wsparcia użytkowników przez służby i techniczny potencjał producenta. Korzyścią producenta była możliwość pozyskiwania danych o pracy urządzeń i doskonalenie swoich wyrobów.



Rys. 5. Schemat poglądowy systemu E-kopalnia

Jednym z najczęściej stosowanych elementów systemu diagnostyki i monitoringu jest moduł monitoringu i diagnostyki kompleksów ścianowych nazywany E-longwall (E-ściana). Podsystem ten umożliwia jednocześnie monitorowanie jednocześnie ok. 1600 parametrów związanych z pracą urządzeń kompleksu ścianowego (a w tym także układów zasilania w media). Pokazuje także status stanu poszczególnych urządzeń. Jego powstanie związane było z projektowaniem nowego, niskiego kompleksu ścianowego i przewidywanymi warunkami jego eksploatacji. Podstawowe założenia dla tego kompleksu musiały uwzględnić potrzebę odciążenia górników od monitorowania w ścianie parametrów, które znacznie wygodniej można było obserwować zdalnie z dogodniejszego miejsca. Kolejnym argumentem była konieczność predykcji – przewidywania stanów awaryjnych, ponieważ w warunkach niskiej ściany i ograniczeń przestrzennych należało dokonywać w miejscu i czasie dogodnym dla użytkownika, a nie po zaistnieniu niesprawności.



Rys. 6. Schemat ideowy monitorowania i diagnostyki kompleksu ścianowego w systemie E-kopalnia

W ramach systemu E-kopalnia występuje kilka modułów pomiarowych, które mierzą i rejestrują:

- Ciśnienia w pod-tłokowej części stojaków obudowy zmechanizowanej (FAMAC RSPC),
- Wibrację (FAMAC VIBRO),
- Parametry elektryczne (prądy, napięcia, asymetrię prądów etc.)
- Temperatury,
- Przepływy mediów i ich ciśnienia,
- Status pracy urządzenia wg jego komputera sterującego.

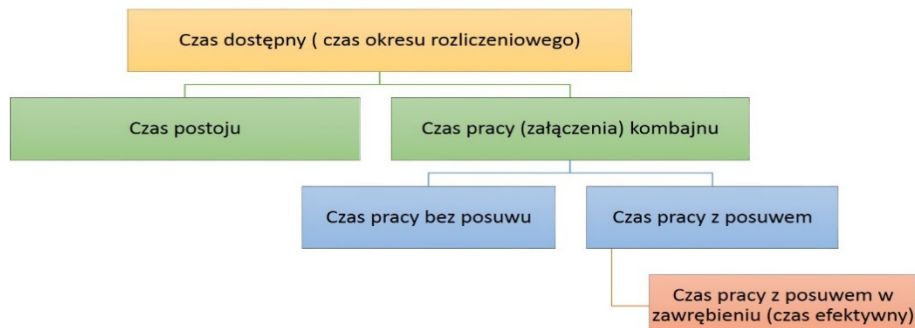
System E-kopalnia ma z założenia charakter otwarty i może współpracować z systemami diagnostycznymi innych producentów. Może także opcjonalnie być wyposażony w moduł obserwacji geofizycznej oraz przyjmować informacje z systemów współpracujących z kompleksem ścianowym (np. odstawa urobku). Integracja danych z poszczególnych podsystemów i zastosowanie serwera dołowego Green Diamond pozwala na transmisję danych na powierzchnię, a, za zgodą użytkownika, także do Centrum Diagnostycznego FAMUR S.A.

Ilość pobieranych danych i wiedza o pracy kompleksu ścianowego i jego elementów składowych pozwala także na generowanie wartościowych informacji i raportów o przebiegu procesu wybierkowego w ścianie.

4. Wykorzystanie rejestrów systemów monitorujących do analizy wykorzystania czasu kombajnów ścianowych.

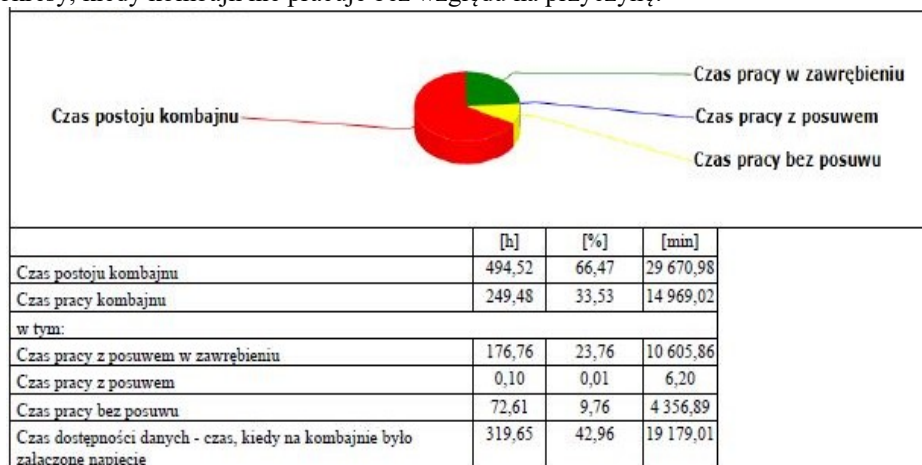
Od wielu lat kombajny ścianowe produkcji FAMUR S.A. wyposażane są w rejestratory istotnych parametrów ich pracy. W oparciu o zapisy tych rejestratorów sporządzane są uproszczone raporty o stopniu wykorzystania czasu pracy tych maszyn wg struktury przedstawionej na rys.7. Hierarchia czasu obejmuje podstawowy podział na czas załączenia kombajnu i czas, kiedy kombajn jest wyłączony. W czasie załączenia

wydziela się czas z posuwem i czas pracy w zawrębieniu – kluczowe informacje pochodzą posuwu i obciążenia silników elektrycznych organów urabiających.



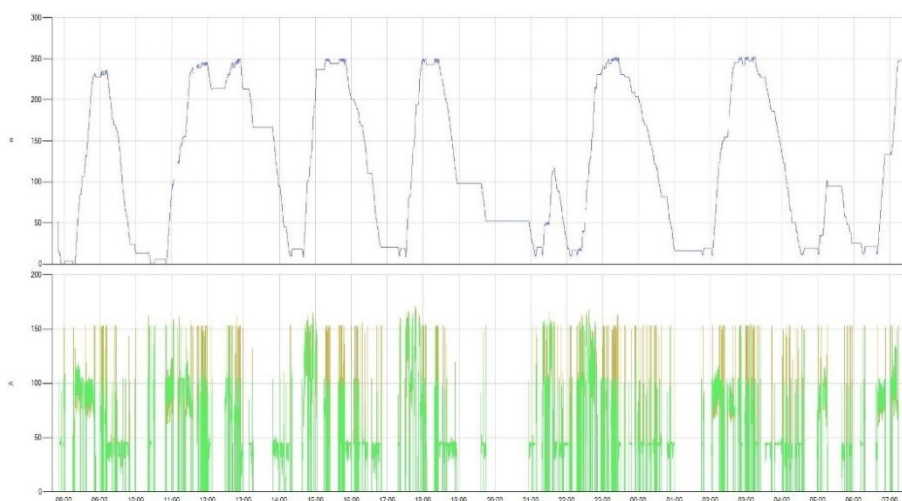
Rys. 7. Model struktury czasu w analizie wykorzystania kombajnów ścianowych

Analiza w oparciu o przedstawiony model jest wykonywana w sposób automatyczny, bez angażowania dodatkowych pracowników. Standaryzacja metody pozwala na porównywanie stopnia wykorzystania kombajnów ścianowych w różnych przodkach wydobywczych. Metoda ta nie pozwala jednak na pełniejszą analizę źródeł i przyczyn np. niskiego wykorzystania dostępnego czasu, ponieważ scala wszystkie okresy, kiedy kombajn nie pracuje bez względu na przyczynę.



Rys. 8. Przykładowy fragment raportu i wykorzystaniu czasu dostępnego przez kombajn ścianowy produkcji FAMUR S.A.

System E-kopalnia pobiera (w sposób pośredni) dane o położeniu kombajnu w ścianie i bezpośrednią informację o jego chwilowej prędkości posuwu. Dane te są wizualizowane pozwalając na pogłębioną analizę wykorzystania maszyny urabiającej i przyczyn ograniczenia wykorzystania jego możliwości technicznych (rzeczywista, średnia prędkość posuwu w stosunku do nominalnej). Przykład wizualnej prezentacji przebiegu pracy i postojów kombajnu ścianowego w systemie e-kopalnia pokazano na rys.9.



Rys. 9. Wizualizacja przebiegu pracy kombajnu ścianowego i prędkości chwilowych w systemie E-kopalnia

Pośrednio E-kopalnia dostarcza informacji o zanikach zasilania czyli informuje o jednej ze źródeł czasu straconego. Efektywna praca kombajnu ścianowego nie jest możliwa bez pracy pozostałych urządzeń kompleksu, co daje możliwość wydzielenia innych strat czasu. Włączenie do systemu monitoringu ściany informacji o pracy i/lub postoju odstawy taśmowej możemy otrzymać kolejną informację o przyczynie i czasie trwania kolejnej straty czasu. Niestety niektóre postoje i przerwy z tytułu błędów organizacyjnych nie będą w jednoznacznie rejestrowane – wymaga to informacji z innych źródeł.

Korzystając z danych o położeniu kombajnu ścianowego można zbudować raport analizujący jedną z kluczowych operacji technologicznych, które ograniczają czas pracy kombajnu ścianowego czyli operacje na końcach ściany związane z przekładką napędów przenośnika ścianowego. Związany z tym czas postoju kombajnu jest z punktu widzenia urabiania czyli efektywności kombajnu. Praca kombajnu na końcach ściany, nawet z urabianiem, wiąże się z koniecznością ograniczenia posuwu i znaczącym ograniczeniem jego wydajności chwilowej – czas takiej pracy powinien być uznawany jako czas niezbędnych operacji technologicznych zmniejszających czas pracy efektywnej. Dlatego w FAMUR S.A. zaproponowano jako ujmowanie czasu pracy kombajny w strefach 12 sekcji od jej końców i przy prędkości posuwu niższej niż 1/5m/min. jako czas niezbędnych operacji technologicznych. Podobnie na pozostałej długości ściany czas pracy kombajnu z prędkością posuwu niższą niż zadana (w uzgodnieniu z użytkownikiem) powinien być traktowany jako czas przerw technologicznych.

Wykorzystanie danych pozyskiwanych z systemu monitorowania i diagnostyki E-kopalnia wraz z zaawansowanymi raportami analitycznymi stwarza narzędzie informacyjne dla wszechstronnej analizy procesu wydobywania w kompleksowo zmechanizowanych przodkach ścianowych.

5. Podsumowanie

Zastosowanie zaawansowanego systemu monitoringu pracy kombajnu ścianowego powinno być powszechnym narzędziem do poszukiwania dróg poprawy wydajności kompleksu ścianowego. Rozpoczynający urabianie kombajn ścianowy rozpoczyna

jednocześnie proces wybierkowy praca innych urządzeń takich jak przenośniki zgrzeblowe czy system transportu urobku poza ścianą warunkują możliwość pracy kombajnu. Systemy te wpływają także czasami na wydajność chwilową kombajnu powodując jej ograniczenie.

Poszukiwanie wzrostu wydajności kompleksu ścianowego powinno być nakierowane na maksymalizację czasu pracy kombajnu ścianowego z urabianiem i eliminowanie lub skracanie czasu nieobłożonego, czasu traconego oraz czasu trwania niezbędnych, ale wykluczających urabianie operacji technologicznych.

Poszukiwanie możliwości poprawy wydajności kompleksów ścianowych i maksymalizacja wykorzystania potencjału technicznego dostępnego wyposażenia ścian wydobywczych powinno być działaniem kluczowym. Średnie dobowe wydobywanie z jednej czynnej ściany w polskim górnictwie węgla kamiennego oscyluje wokół wielkości 3000Mg/d, co często stanowi równowartość 2 godzin pracy kompleksu z nominalnymi parametrami wydajności. Nawet uwzględniając ograniczenia chwilowej wydajności kompleksu ścianowego warunkami górnictwo-geologicznymi należy stwierdzić, że istnieje bardzo duży potencjał poprawy efektywności wydobywania węgla. Potencjał ten tkwi w poprawie wykorzystania dostępnego czasu i zwiększenie udziału czasu efektywnego czyli pracy kombajnu ścianowego z urabianiem. Jako podstawowe kierunki działań należy wskazać:

- I. Doskonalenie niezawodności maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego oraz skracanie czasu niezbędnego na konieczne obsługiwanie techniczne (maintenance).
- II. Planowanie i wykonywanie robót przygotowawczych dla pola ścianowego z uwzględnieniem współpracy i ewentualnych konfliktów kompleksu ścianowego z istniejącymi wyrobiskami korytarzowymi.

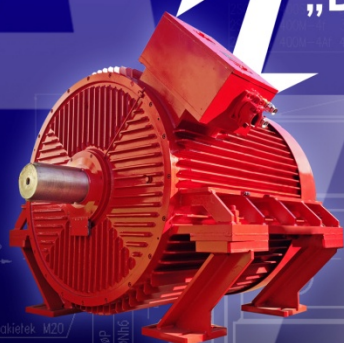
Celowe jest także dokładne rozpoznanie warunków realizacji procesu wydobywczego, w tym warunków górnictwo-geologicznych celem właściwego doboru kompleksu ścianowego. Należy zaznaczyć, że potencjał techniczny kompleksu ścianowego zawsze znajduje wyraz w koszcie jego pozyskania, a tym samym, choć nie znajduje to wprost wyrazu w wyniku operacyjnym, jest to przyczyna utraty korzyści z zainwestowanych w ten kompleks środków finansowych.

6. Literatura

1. Callow D.J. (2006): The impact of mining conditions on mechanized mining efficiency. The Journal of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy vol. 106. s. 821-830
2. Dubiński J., Turek M. (2014): Wzrost produktywności i bezpieczeństwa pracy w kopalniach szansą na funkcjonowanie i rozwój górnictwa węgla kamiennego w Polsce. Przegląd Górniczy nr 4. Katowice.
3. Klich A. [red.] (1999): Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie. „Śląsk” Sp. z o.o. Wydawnictwo Naukowe, Katowice.
4. Korski J. (2016): Czas jako zasób a efektywność wydobywania węgla kamiennego. Przegląd Górniczy nr 8.
5. Matuszewski J., Masarczyk J. (1976): Metody usprawniania organizacji produkcji w ścianach węglowych. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice.
6. Przybyła H., Chmiela A. (2007): Organizacja i ekonomika w projektowaniu wybierania węgla. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
7. Zając E. (1994): Organizacja produkcji w kopalni węgla kamiennego. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice.

DAMEL®

Dąbrowska Fabryka
Maszyn Elektrycznych
„DAMEL” Spółka Akcyjna

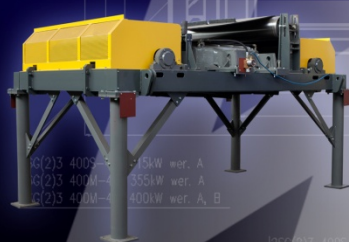


Silniki synchroniczne
z wirnikiem z magnesami trwałymi.

Wysoka sprawność silników z magnesami trwałymi oraz bardzo wysoki, w całym zakresie obciążenia, współczynnik mocy wpływają na efektywność eksploatacyjną silników oraz szybki zwrot nakładów inwestycyjnych poniesionych na ich zakup.

Pierwsza instalacja - KWK Sośnica-Makoszowy

Nakielek M20

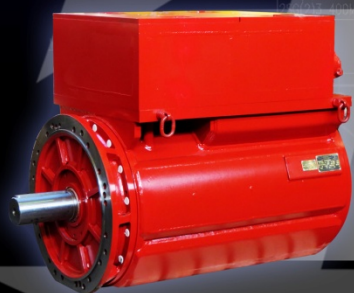


Separatory elektromagnetyczne
do pracy w podziemiach kopalń.

Separatory elektromagnetyczne przeznaczone są do wychwytywania zanieczyszczeń ferromagnetycznych ze strugi urobku. Dzięki temu chronią taśmę przenośnika oraz inne urządzenia obecne w procesie transportu, zwiększając ich żywotność.

Pierwsza instalacja - KWK Marcel

253(2)3 400S-4 355kW ver. A
253(2)3 400M-4 355kW ver. A
253(2)3 400M-4 400kW ver. A, B



Silniki zintegrowane
z przemiennikiem częstotliwości.

Łagodny rozruch, regulacja prędkości obrotowej, uzyskanie maksymalnego momentu obrotowego przy niewielkich obrotach, niewielki prąd rozruchowy - to podstawowe zalety silników zintegrowanych z przemiennikiem częstotliwości, wpływające na optymalizację procesu wydobywania.

Pierwsza instalacja - KWK Jas-Mos

ZMIENIAMY POLSKIE GÓRNICTWO

Krzysztof Krauze, Kamil Mucha
AGH w Krakowie

BADANIA LABORATORYJNE OKREŚLAJĄCE ŚCIERNOŚĆ SKAŁ W ASPEKCIE ZUŻYCIA NARZĘDZI URABIAJĄCYCH

LABORATORY TESTS DETERMINING ROCK ABRASIVENESS IN THE ASPECT OF CUTTING TOOLS' WEAR

STRESZCZENIE

Zużycie ściernie jest bardzo poważnym problemem podczas eksploatacji narzędzi urabiających, takich jak noże kombajnów ścianowych i chodnikowych. Prowadzi ono do utraty zdolności skrawających noży, a tym samym do ich wymiany. Maleje wydajność całego procesu oraz wzrastają koszty związane ze skróceniem dyspozycyjnego czasu pracy maszyny oraz wzrostem energochłonności.

Bardzo duży wpływ na przebieg zużycia narzędzi urabiających mają własności skał. Jedną z nich, na której szczególnie skupiono uwagę w niniejszym artykule, jest ścierność skał. Można ją zdefiniować jako zdolność skał do zmniejszenia objętości i masy narzędzia pod działaniem sił ścierających.

W artykule opisano problem zużycia ściernego narzędzi urabiających, przedstawiono przebieg badań nad opracowaniem laboratoryjnej metody badania ścierności skał. Zaprezentowane zostało stanowisko, metoda oraz wyniki badań, których głównym celem była weryfikacja założonej metody.

ABSTRACT

Abrasive wear is a very serious problem during exploitation of cutting tools, such as picks for longwall shearers and roadheaders. It results in the loss of cutting capabilities of the picks, and thus to their replacement. The productivity of the whole process is decreasing, and the costs associated with the shortening of the working time of the machine and the energy consumption are increasing.

The rock properties have strong influence on the wear of cutting tools. One of them which this article focus on is rock abrasiveness. It can be defined as the ability of rocks to reduce the volume and the weight of the tool under the influence of abrasive forces.

The article describes the problem of abrasive wear of cutting tools as well as the course of research of the development of a laboratory method of testing rock abrasiveness. The test stand, the method and the results of the research have been presented and it is main purpose has been to verify the method assumed.

1. Wprowadzenie

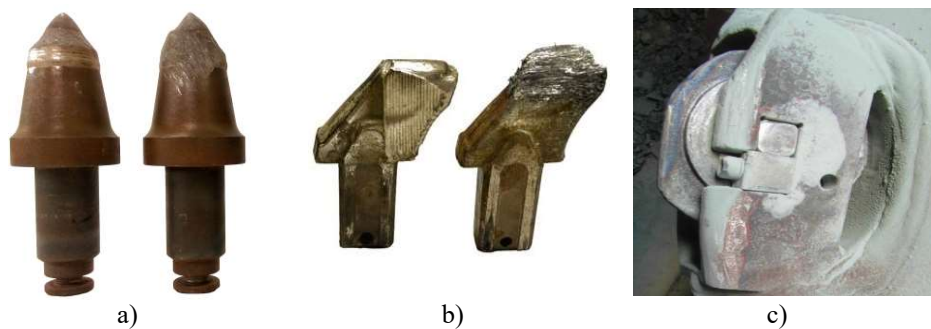
Własności fizyczne skał można oceniać przy pomocy wielu różnych parametrów. Ogólnie można je podzielić na strukturalne, mechaniczne, elektryczne, termiczne, magnetyczne itp. W ocenie własności fizycznych skał bardzo ważną pozycję zajmują własności fizykomechaniczne. Wyróżnić tutaj należy własności ściśle mechaniczne (wytrzymałościowe, sprężyste, plastyczne) oraz strukturalne (gęstość, porowatość itd.). Liczbowo każda własność fizyczna skały może być określana jednym lub kilkoma parametrami lub wskaźnikami, będącymi ilościowymi miarami danej własności. Wśród własności wytrzymałościowych najczęściej w badaniach odnosi się do wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie, wytrzymałości na jednoosiowe ścinanie czy też kąt tarcia wewnętrznego. Z całej puli własności fizycznych, ze względów technicznych, wydziela się własności technologiczne, czyli odnoszące się do zachowania skały podczas różnorodnych oddziaływań mechanicznych. Odpowiadające im parametry to: wskaźnik zwięzłości, twardość, ścieralność, ścierność, odporność na rozdrabnianie, odporność na miażdżenie, współczynnik tarcia, mielność, jak i wiele innych. Znajomość parametrów fizykomechanicznych pozwala ocenić przydatność skał, a także umożliwia ocenę zachowania materiału skalnego podczas urabiania, w procesach przeróbki, czy też pozwala odróżnić i porównać ze sobą różne skały [7].

Duża różnorodność parametrów opisujących poszczególne własności skał powoduje, że niektóre określenia mogą być używane w sposób niejednoznaczny lub są po prostu bardzo często ze sobą mylone. Tak właśnie jest w przypadku ścieralności i ścierności skał. Pojęcie ścieralności jest dobrze znane w przemyśle budowlanym, np. do określania ścieralności kamieni naturalnych stosowanych na posadzki i jest ona definiowana jako „zdolność skał do zmniejszenia objętości i masy pod działaniem sił ścierających” [2]. W przypadku narzędzi urabiających stosowanych w górnictwie, ścieralność najłatwiej zdefiniować jako oddziaływanie narzędzia na skałę, czyli jak łatwo skała ulega ścieraniu. Natomiast definicję ścierności sformułowano jako wielkość zużycia ściernego narzędzia [5].

Podstawowym mechanizmem zużycia narzędzi urabiających, poza zużyciem wytrzymałościowym i cieplnym, jest głównie zużycie ściernie. Jest to zjawisko niszczenia warstwy wierzchniej ciał współpracujących w procesie tarcia w wyniku skrawającego, bruzdzącego i ścinającego oddziaływania nierówności powierzchni, cząstek ciał obcych lub produktów zużycia. Warunkiem koniecznym występowania zużycia ściernego w procesie tarcia jest taka sama lub większa twardość ciała powodującego zużycie w stosunku do twardości ciała zużywanego [1, 3, 5].

Zużycie ściernie powoduje zmiany zarówno kształtu geometrycznego narzędzia, jak i ubytek jego masy (rys. 1). Zmiana kształtu i ubytek masy części roboczej noża może spowodować wypadnięcie ostrza, a tym samym utratę zdolności skrawających. Z procesem zużycia narzędzi urabiających wiążą się koszty i to nie tylko te związane bezpośrednio z ich wymianą, ale również koszty związane ze skróceniem dyspozycyjnego czasu pracy maszyny oraz wzrostem energochłonności.

Metod określania ścierności skał jest niewiele, a zostały one przedstawione we wcześniejszym artykule [5]. Dodatkowo ze względu na brak jakichkolwiek dostępnych wyników badań wyniknęła potrzeba opracowania nowej metody, umożliwiającej wyznaczenie wskaźnika ścierności poszczególnych skał. Jego znajomość ułatwi dobór odpowiednich narzędzi urabiających, tak, aby ich trwałość w określonych skałach była jak największa.



Rys. 1. Przykłady zużycia narzędzi urabiających: a) zużycie noży stycznie obrotowych, b) zużycie noży promieniowych, c) zużycie narzędzi dyskowych [6]

2. Plan i metodyka badań wstępnych

Dla oceny ścierności skał przyjęto wskaźnik ścierności W_z definiowany jako stosunek ubytku masy wzorcowego stalowego próbnika do ubytku masy badanej próbki skalnej. Przyjęta definicja parametru określającego ścierność skał oraz wymagania dotyczące wykonywania badań wstępnych, skutkowały koniecznością przyjęcia następującego planu badań:

- przygotowanie próbek w postaci rdzenia o średnicy $\phi 70$ i wysokości 100 mm do badań ścierności oraz pomiar ich masy,
- przygotowanie próbek w postaci rdzenia o średnicy $\phi 50$ i wysokości 50 mm do badań wyznaczających wytrzymałość na jednoosiowe ściskanie oraz pomiar ich wymiarów i masy,
- przygotowanie próbek do badań geologicznych,
- przygotowanie stanowiska do badań ścierności,
- przygotowanie próbników do badań oraz pomiar ich masy,
- zamocowanie próbnika i próbki skalnej w uchwytach na stanowisku,
- ustawienie czasu badania oraz prędkości obrotowej próbnika na panelu sterującym,
- zadanie siły docisku czoła próbki skalnej do czoła próbnika za pomocą grawitacyjnego układu docisku z obciążnikami,
- wykonanie badania,
- zwolnienie siły docisku,
- demontaż próbnika i pomiar jego masy,
- demontaż próbki skalnej i pomiar jej masy,
- obliczenie ubytku masy próbnika i próbki skalnej,
- wyznaczenie wskaźnika W_z określającego ścierność badanej skały.

Realizacja założonego planu i metodyki dla badań wstępnych wymagała przyjęcia różnych kombinacji następujących zadawanych parametrów w celu eliminacji niektórych z nich i wyboru jednej dla przeprowadzenia kolejnych badań:

- prędkość obrotowa próbnika $n = 10, 30, 50, 65$ obr/min,
- czas wykonywania badania $t = 2, 5, 10, 15$ min,
- siła docisku $P_d = 100, 200, 300, 400$ N.

Po wyznaczeniu ubytków masy próbnika oraz próbki skalnej przed i po badaniach możliwe jest wyznaczenie wskaźnika charakteryzującego ścierność badanej skały. Wskaźnik ścierności W_z określić należy za pomocą wzoru (1).

$$W_z = \frac{M_{pa}}{M_{pi}} \quad (1)$$

gdzie:

W_z – wskaźnik ścierności,
 M_{pi} – ubytek masy próbki, g,
 M_{pa} – ubytek masy próbnika, g.

gdzie:

$$M_{pi} = M_{pib} - M_{pia} \quad (2)$$

gdzie:

M_{pib} – masa próbki przed badaniem, g,
 M_{pia} – masa próbki po badaniu, g.

$$M_{pa} = M_{pab} - M_{paa} \quad (3)$$

gdzie:

M_{pab} – masa próbnika przed badaniem, g,
 M_{paa} – masa próbnika po badaniu, g.

Badania dla wybranych skał przeprowadza się zgodnie z podaną metodyką i planem badań. Należy zaznaczyć, że czym mniejsza wartość parametru W_z , tym ścierność skały jest mniejsza. Realizacja badań laboratoryjnych jest w tym przypadku szczególnie polecana, lecz wymaga przeprowadzenia ich na specjalnym stanowisku spełniającym wymagania przyjętej metodyki badań.

3. Realizacja badań

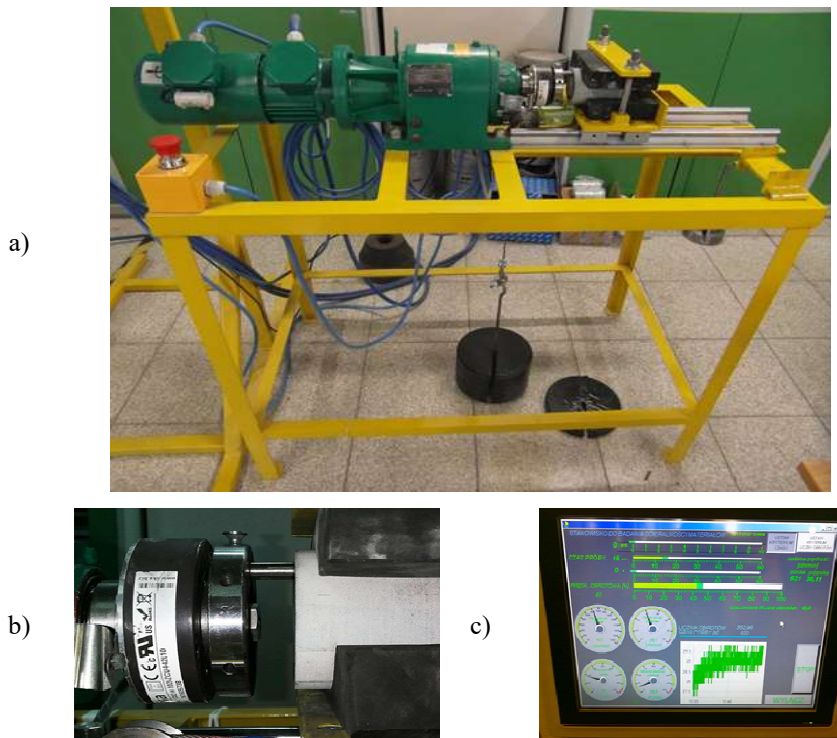
Przed przystąpieniem do badań, poprzez wiercenie rdzeniowe, pobrane zostały próbki skalne piaskowca oraz wykonano próbki sztuczne z betonu (mieszanka cementu i kruszywa bazaltowego) o wytrzymałości 20 MPa. Do badań ścierności przygotowano próbki w postaci rdzeni o średnicy $\phi 70$ i długości 100 mm. Dodatkowo wykonano badania określające wytrzymałość na jednoosiowe ściskanie piaskowca, którego R_c wyniosło 60 MPa.

3.1. Stanowisko badawcze

Przedmiotowe badania ścierności skał wykonane zostały na stanowisku laboratoryjnym opracowanym i wykonanym w Katedrze Maszyn Górniczych, Przerobczych i Transportowych AGH. Na rys. 2a. przedstawiono ogólny widok stanowiska.

Stanowisko badawcze posiada zespół napędowy, realizujący ruch obrotowy próbnika ze stałą prędkością obrotową, niezależną od obciążenia. Na wale motoreduktora zabudowany jest uchwyt, w którym zamocowany jest nieruchomo stalowy próbnik. Wraz z próbką skalną tworzą parę ścierną (rys. 2b). Próbka skalna zamocowana jest w specjalnym uchwycie, zapewniającym jej unieruchomienie podczas badania. Bardzo ważne jest takie ułożenie próbki, aby powierzchnie próbki i próbnika, będące w kontakcie, były do siebie równoległe. Stały docisk czoła próbki skalnej do powierzchni próbnika zapewnia grawitacyjny układ docisku z obciążnikami. Prędkość obrotowa oraz czas zadawane są z dotykowego panelu sterowania, przedstawionego na rys. 2c. Sporą zaletą stanowiska jest poziome ułożenie próbki

skalnej, dzięki czemu podczas badania ścierniwo spada grawitacyjnie do specjalnego pojemnika i nie wpływa ono dodatkowo na zużycie ścierniwa próbnika, jak i próbki.



Rys. 2. Stanowisko laboratoryjne do badania ścierności skał:
a) widok ogólny, b) widok pary ścierniej, c) widok panelu sterującego

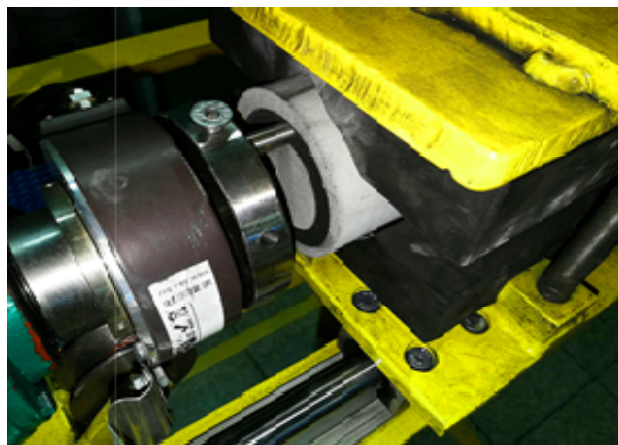
3.2. Przebieg badań

Badania przeprowadzono dla dwóch rodzajów próbek (beton i piaskowiec) zgodnie z opisanym planem i metodyką badań. Zaplanowano wykonanie prób w różnych konfiguracjach parametrów zadawanych tj. czas badania, prędkość obrotowa próbnika oraz siła docisku czoła próbki skalnej do czoła próbnika. W związku z tym, dla każdej skały wykonano 64 próby.

Pierwszą serię badań wykonano dla próbki betonowej. Rozpoczęto od próby, gdzie czas wynosił 2 min, prędkość obrotowa próbnika 10 obr/min oraz siła docisku równa 100 N. Następnie zwiększano wartość siły docisku oraz kolejno wartość prędkości obrotowej oraz czas badania.

Dla każdej próby był przygotowany osobny stalowy próbnik. Jednakże trudno było by przygotować aż tyle próbek skalnych, stąd próby wykonywano na danej próbce skalnej, do momentu pojawienia się w niej wyczuwalnego organoleptycznie zagłębienia (rys. 3). Dla krótkich czasów, małych prędkości obrotowych i małej siły docisku na jednej próbce można było wykonać nawet kilkanaście prób. Pojawienie się zagłębienia w próbce, eliminuje ją ze względu na zwiększenie się pola powierzchni styku próbnika z próbka skalną, co może spowodować większe zużycie próbnika lub próbki skalnej i w konsekwencji złą wartość wskaźnika ścierności.

Podczas badań oprócz uzyskania wartości ubytków mas próbnika i próbki skalnej, zanotowano wiele cennych uwag, dzięki którym była możliwość eliminacji poszczególnych konfiguracji trzech wspomnianych wcześniej parametrów zadawanych.



Rys. 3. Widok pary ścierniej podczas badań

4. Wyniki badań i wnioski

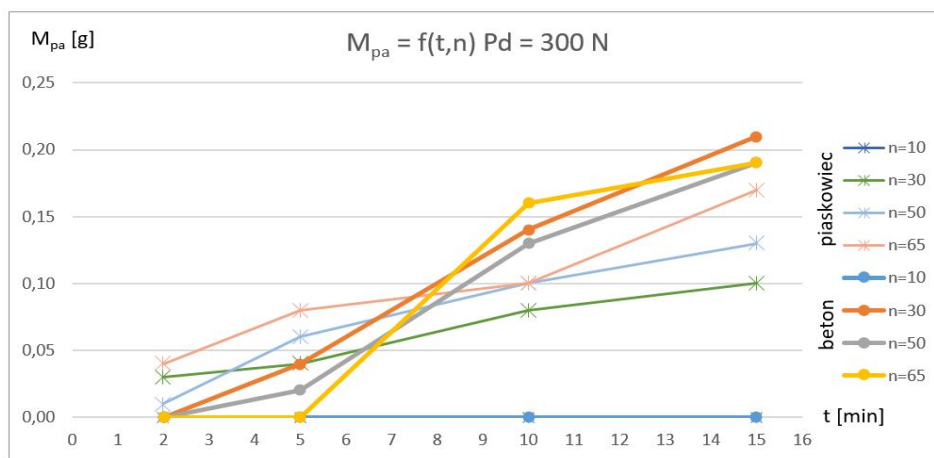
Na podstawie zmierzonych wartości mas oraz podanych wzorów, opracowano wyniki badań i zestawiono je w tabelach. Ze względu na duże rozmiary tabel zawierających wyniki 128 prób, nie zamieszczano ich w niniejszym artykule. Wyniki zestawiono w postaci wykresów ubytku próbnika oraz wskaźnika ścierności w funkcji czasu, dla zmiennych wartości prędkości obrotowych próbnika.

Na rys. 4. przedstawiono przykładowy wykres ubytku próbnika w funkcji czasu dla obu badanych skał, dla różnych prędkości obrotowych próbnika i stałej siły docisku czoła próbki skalnej do czoła próbnika wynoszącej 300 N. Można zauważyć, iż wraz ze wzrostem czasu oraz prędkości obrotowej ubytek próbnika zwiększa się, jednakże dla bardzo małej prędkości obrotowej próbnika, wynoszącej 10 obr/min, niezależnie od czasu próby, próbnik nie zużywał się.

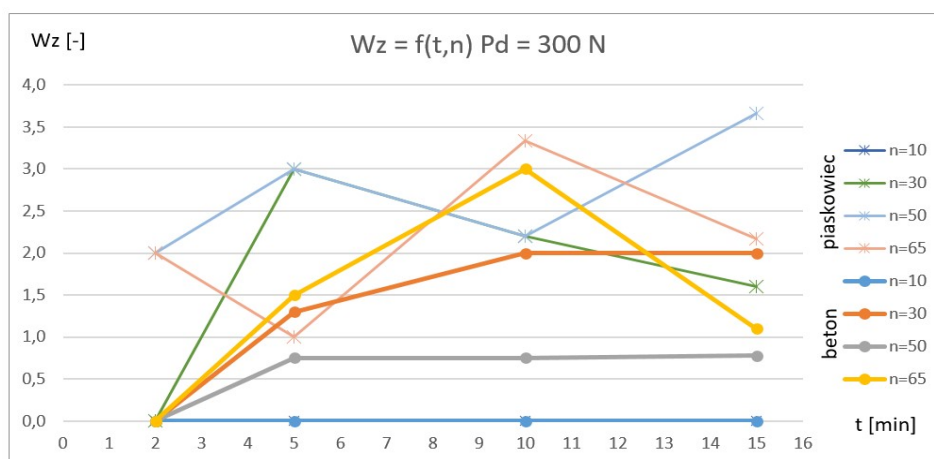
Natomiast na rys. 5. zestawiono wyznaczone wartości wskaźnika ścierności W_z w funkcji czasu dla obu badanych skał, dla różnych prędkości obrotowych próbnika i stałej siły docisku czoła próbki skalnej do czoła próbnika wynoszącej 300 N. Niestety w tym przypadku nie można zauważyć zależności, ani trendu, ze względu na to, iż na wartość wskaźnika ścierności wpływ ma również ubytek próbki, który jest bardzo nieregularny. Stąd zasadnym jest sprawdzenie w dalszych badaniach wpływu pozostałych własności skał i ewentualne uwzględnienie ich we wzorze na wskaźnik W_z .

Przeprowadzone badania oprócz wartości ubytków próbnika i próbki skalnej, pomogły uzyskać wiele innych cennych następujących wniosków:

- czas próby 2 i 5 minut jest zbyt krótki, siła docisku 100 i 200 N oraz prędkość obrotowa 10 i 30 obr/min są zbyt małe, aby uzyskać mierzalne zużycie próbnika z dokładnością do 0,1 grama,
- prędkość obrotowa próbnika 65 obr/min oraz siła docisku 400 N, niezależnie od czasu próby powodują nagrzewanie się próbnika i w konsekwencji prowadzi to do zużycie cieplnego próbnika, a nawet jego nadtopienia.

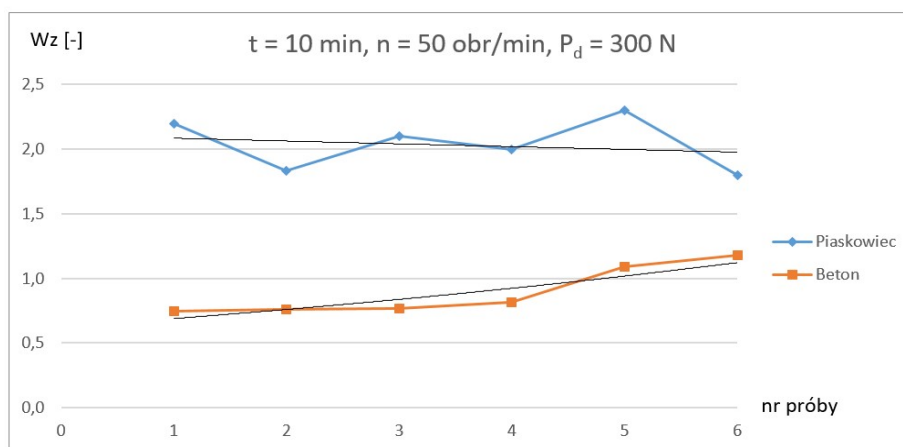


Rys. 4. Wykres ubytku próbki w funkcji czasu dla piaskowca i betonu, dla stałej siły docisku równej 300 N i zmiennej prędkości obrotowej próbki



Rys. 5. Wykres wskaźnika ścierności w funkcji czasu dla piaskowca i betonu, dla stałej siły docisku równej 300 N i zmiennej prędkości obrotowej próbki

Po przeprowadzeniu badań wstępnych, przeanalizowaniu wyników i uwzględnieniu wyników obserwacji, najbardziej korzystny zestaw parametrów zadawanych to czas badania 10 min, prędkość obrotowa próbki 50 obr/min i siła docisku czoła próbki skalnej do czoła próbki równa 300 N. Dla tej kombinacji wykonano dodatkowo 5 prób, zarówno dla piaskowca, jak i betonu, sprawdzając powtarzalność wyników. Jak można zauważyć na wykresie, wyniki dla danej skały są powtarzalne a odchylenie stanradowe w obu przypadkach wynosi 0,2 (rys. 6).



Rys. 6. Zestawienie wartości wskaźnika ścierności dla 6 prób kontrolnych, potwierdzających powtarzalność wyników

5. Podsumowanie

Przeprowadzone wstępne badania dały obiecujące wyniki, dzięki którym zweryfikowano założenia oraz wniesiono poprawki do planu i metodyki badań. Ustalone zostały parametry zadawane, jednakże zasadnym jest, aby prowadzić dalsze badania dla pozostałych rodzajów skał, tak, aby metoda była uniwersalna i nie budziła zastrzeżeń. Planowane jest również przeprowadzenie badań geologicznych badanych skał, szczególnie ze względu na zawartość krzemionki, a także sprawdzenie wpływu wilgotności próbki. Należy również sprawdzić, za pomocą kamery termowizyjnej, temperaturę próbki podczas badania dla oceny zjawisk cieplnych.

Prace finansowane z Grantu Dziekańskiego na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w ramach umowy numer 15.11.130.424.

Literatura

1. Gawlik J.: Prognozowanie stanu zużycia ostrzy narzędzi w procesie skrawania. Monografia. Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki, Kraków 1988.
2. Hobler M.: Badania fizykomechanicznych własności skał. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1977.
3. Jankowski E., Skupiński S.: Materiały i wyroby ścierne. WNT, Warszawa 1971.
4. Kotwica K.: Zastosowanie wspomaganie wodnego w procesie urabiania skał narzędziami górnictwymi, Wydawnictwa AGH, Kraków 2012.
5. Krauze K., Mucha K.: Analiza metod określania ścierności skał. „Mechanizacja, Automatyzacja i Robotyzacja w Górnictwie: monografia 2015”, Łędziny - Kraków 2015, str. 171-180.
6. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T., Mucha K.: Durability testing of tangential-rotary picks made of different materials, Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering 1(529) 2017, str. 26 – 34.
7. Naziemiec Z.: Jak oznaczać twardość kruszyw. Kruszywa 1/2017, str. 36 – 40.

Jerzy Kwaśniewski, Szymon Molski, Paweł Mazurek
AGH w Krakowie
Mirosław Witoś
Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

DIAGNOSTYKA LIN KOMPAKTOWANYCH

DIAGNOSTICS OF COMPACT WIRE ROPES

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono propozycję rozszerzenia zakresu badań nieniszczących lin kompaktowanych (o powierzchniowym stuku drutów) o metodę magnetycznej pamięci metalu (MPM). Na podstawie badań laboratoryjnych wykazano możliwość wiarygodnej detekcji słabych anomalii magnetycznych i „wad struktury” przy pomocy cyfrowego magnetometru (kompasu). Badania porównawcze aktywnej metody magnetycznej MTR (wymagającej silnego magnesowania fragmentu liny) z metodą MPM wykonano na linie kompaktowanej eksploatowanej w szybie Bziel. Omawianą tematykę zobrazowano przykładami.

ABSTRACT

The article proposes extending the scope of non-destructive tests of compact corded wire ropes with the method of magnetic metal memory (MMM). Based on laboratory tests, it is possible to reliably detect weak magnetic anomalies and "structure defects" using a digital magnetometer (compass). Comparative studies of the active magnetic method of MTR (requiring strong magnetization of the rope fragment) with the MMM method were performed on a compact line operated in the mining tower Bziel. The topics is illustrated by examples.

POLREMAKO

Ladányi Gábor, Virág Zoltán
University of Miskolc, Department of Geotechnical Equipment, Hungary

AFTER USE INVESTIGATION OF BUCKETS OF BUCKET WHEEL EXCAVATORS

ABSTRACT

The Department of Geotechnical Equipment is involved since two decades in research and development of teeth, buckets and other active parts of different kinds of mining excavators. The actual study is devoted to reveal new difficulties arising when excavating in the sandstone as overburden rock, mainly regarding the buckets of Bucket Wheel Excavators. As a consequence of the increased cutting forces, the buckets suffer deformations. In case of the change of cutting geometry, as a result of renewal (strengthening) of buckets, the winning becomes no-optimal and there will be more breakdowns. The investigations made and reported in the actual paper led to provide guidelines for a better renewal method of buckets.

1. Introduction

At the Mátrai Erőmű Zrt. open pit lignite mine, the overburden removal is made using Bucket Wheel excavators. (Figure 1.) The efficient excavation imposes difficult tasks, among other elements of excavating system, on the buckets, which during operation are first to be in contact with the rock to be excavated. Their main tasks are to loosening the rock from overburden and transform it in proper state to be conveyed.



Fig. 1. SRs2000 Bucket Wheel Excavator

In order to reduce the specific energy consumption at the lowest possible level, which implies also reduction of excavating costs, it is absolutely necessary to maintain the operating condition of the bucket at maximal possible efficiency. That means also, that the time between two renewals must be as long as possible. One of ways to realize this outcome if the shape, construction of the bucket is compliant, optimally adapted to the excavator's operating technology. In this respect, the specialists from Mátrai Erőmű Zrt. have designed and developed new buckets in the past years (Figure 2.), [1], which improvement necessity has been observed also in other countries. [2].

The operating experience with these new buckets were favorable. That means that in constant productivity, the energy consumption has been reduced and the amount of excavated rock until allowable wear of teeth has increased. But, the same buckets after renewal has not exposed such favorable parameters as it has been experienced with new ones. The operating responsible specialists were confronted with the question: what is the difference between the state of renewed and the new buckets ? In order to find out an answer to this question, the staff of the Department of Geotechnical Equipment from Miskolc University has performed a series of examination measurements on a set of renewed buckets.

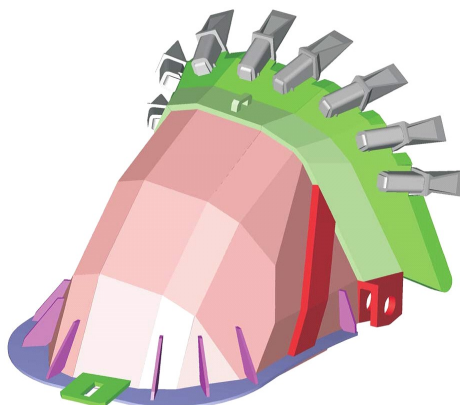


Fig. 2. 3D model of the new bucket

The task has two components:

- The comparison between the state of new and renewed buckets, based on measurements, indicating the observed differences causes.
- Design of a manufacturing supporting pattern for the renewal process. The result of using such a pattern is the reduction of angle errors when mounting thee teeth.

The actual paper deals only with the results obtained relative to the first point of the task.

2. The after operation state of the buckets

Before the measurements we made visual observations regarding the renewed buckets, which led to the following observations:

- A general deficiency, – present at ~95% of teeth – the tooth is located in the teeth support (adapter) in such a manner that it is not fitted on the cutting blade of the bucket. (Figure 3.)



Fig. 3. The deficiency of the relative position of the tooth on cutting blade at the renewed buckets

The main load carrying element of the bucket is the cutting blade together with the tooth support. Since analyzing the case of opened cutting buckets, it is obvious that even this kind of bucket is capable to support the nominal loads. For this reason during the design process, we considered as a preliminary condition that a part of the cutting forces acting on the tooth to be transferred to the cutting blade. If this condition is not fulfilled, i.e. the tooth is not supported by the cutting blade, the tooth adapter, by its welded joint to the blade is enforced to transfer all the forces acting on the tooth towards the cutting blade. The welded joint is only partially capable to do this. It is dimensioned in such a manner, that if the forces acting on the tooth exceed the nominal value, it is better to fail the welded joint protecting in this way the damage of the bucket. Or, in the working environment in which the analyzed BWE and buckets operates, due to the hard sandstone inclusions, it is very frequent the case in which the cutting forces exceeds more times the nominal value. Previously performed tests in order to find out the values of cutting forces, on samples collected at Visonta and Bükkábrány mines, [3] indicated that the ratio of cutting forces in clay to cutting forces in sandstone is about 1:14, which means that peak forces may increase with more than 1 order of magnitude.

The tooth adapters are not well positioned (located) in many cases. The incorrect setting of tooth adapters in the positions near to the connecting edges of the cutting blade can be observed even visually without any measuring device. In the Figures 4-5 we can easily observe the wrong distance between two adapters located in the vicinity of the connecting edge between front plate and lateral plate of cutting blade.

The intervals between adapters of the cutting blade, during renewal are burdened with weld, so they lose the “cutting edge” character, as it can be seen in Figure 6. It is recommended that, during renewal to maintain the initially – prescribed in the design – chamfered edge.

Also we have had suspicions about the constant character of the teeth’s material. The experience revealed that after different renewal cycles, teeth made from different quality of material were mounted on buckets. The Figure 7 illustrates the evidence of

such a situation. We can see on the same bucket bent teeth together with broken ones. That indicates that the quality of teeth's material varies in a very large range.

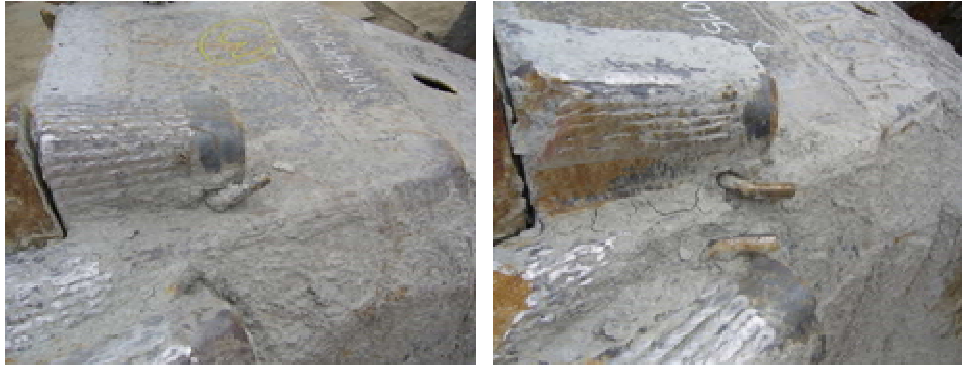


Fig. 4-5. Wrong positioning of the tooth adapters on the renewed buckets



Fig. 6. Renewed cutting blade with adapters



Fig.7. Failure of teeth

3. Examination measurements

In most of cases the deformations of the blade, which affect the overall structure of the bucket's body, can be observed visually, without measurement. If we look to the bucket from teeth side, we can observe that the polygonal shape of the blade is modified in respect with the designed one. This fact is obviously demonstrated by the results of our measurements.

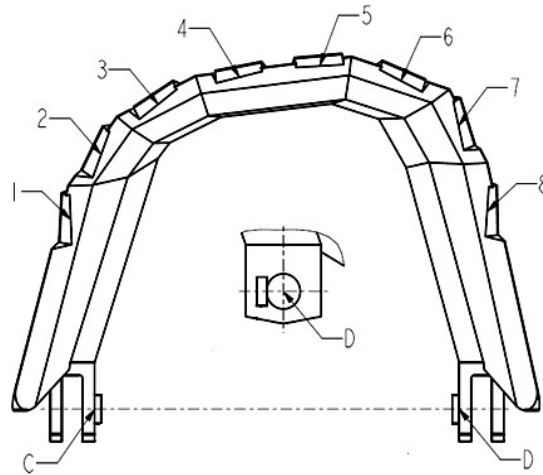


Fig. 8. Measure points of blade geometry verification

In this respect, the examination measurements were focused on the verification of the bucket's and connected part's. This task has been performed by measuring the diagonal point to point distances between the numbered points as in Figure 8 (from point C to 2...8 and from point D to 7...1). Accordingly, we measured for each bucket 14 distances, which is an overall amount of 238 measurements on 17 buckets, which is enough to have a statistical population. The measured distances selected for verification of the shape(geometry) modifications are connected to the cutting blade, because it is the main load carrying element of the bucket. Any distortion on its shape is responsible for any modification on excavation capability of the bucket.

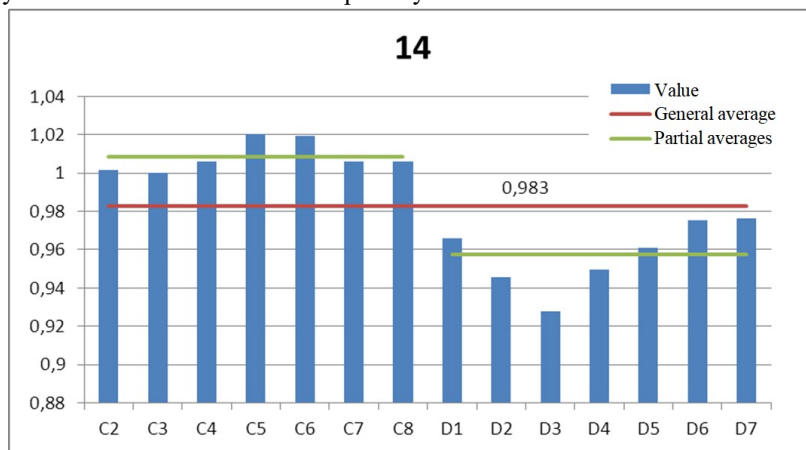


Fig. 9. Relative deviations diagram for the bucket no. 14

In selecting measurement points and distances we considered those which are accessible and usable even in case of worn buckets. That is the reason for which we selected the points as in Figure 8, and the diagonal distances between each bucket connecting pin center (C and D) and the center points of teeth lips supporting cavities on the blade. For reasons of comparison possibility, we calculated the relative deviation of each measured value related to the average. The corresponding data were drawn out for each bucket, as an example the diagram for the bucket no. 14 is presented in Figure 9.

As it can be seen, the average value of the relative deformations (red line with value above) is not very high, being under 2%. But if we analyze individual values, we find greater deviations, as the D3 value on Figure 9 is 92,8% of the average value, so the deviation is 7,2%, the highest among 14 records of 17 buckets.

The extent of the present paper does not allow to present the diagrams of each of 17 bucket, but analyzing them together it is evident that distances from C are above the average, and those from D are located below the average, which is better illustrated by the location of corresponding partial averages marked on diagrams with green lines above each group of measured distances. 71% of buckets were deformed in such of manner that C values increased while D values decreased. By our opinion, this is due to the general overload during excavation and the intrinsic characteristic of asymmetrical shape of the bucket.

In the Figure 10 we modeled the bucket with a triangular shape frame, taking into account the load carrying aspect. The asymmetric character has been represented by the non-equilateral shape of the triangle. The Figure illustrates that in case of slewing direction marked with 2 the structure exposes a lower rigidity than in case of opposed slewing direction, marked with 1. In this last case, it can be seen that the CO element is able to support the resultant forces acting on DO element. In the opposite case the DO capability to balance the forces acting on CO segment is lower than previous. So, in case of overload, the structure is more exposed to be deformed in case of 2 slewing direction.

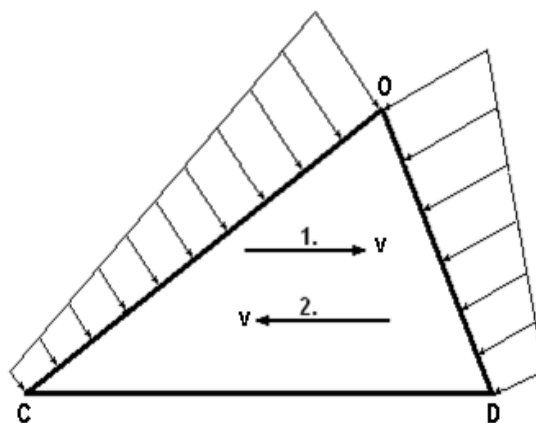


Fig. 10. Triangular model of the bucket

This assumption is confirmed by the fact that in reality the DO segment is more frequently damaged (bending, failure, rupture). When slewing in direction 2, the bucket avoid the increased load, by deformation, the rigid support in case of slewing in direction 1 the DO side is more exposed to failure.

4. Conclusion

The performed measurements and analyses have demonstrated clearly that the renewed buckets which are currently used have a different geometry relative to the initial one, obtained by manufacturing. The first cause of this is the increased cutting resistance of sandstone containing rock. As result, the buckets suffer such a deformation, which the remediation requires an improved procedure, being necessary the use of a pattern in the renewal process.

5. References

1. LADÁNYI G., SÜMEGI I., VIRÁG Z.: Meríték- és bontófogfejlesztések első fázisának eredményei a Mátrai Erőmű ZRt. bányáiban üzemelő merítéklétrás kotróknál, 43. Bányagépészeti és Bányavillamossági Konferencia kiadványa, 135-148. o., Balatongyörök, 2010. szeptember 30-október 1.
2. KOVÁCS J., ANDRÁS J., NAN M. S., TOMUS O. B., ANDRÁS E.: Elméleti, laboratóriumi és üzemi kutatások eredményei a délromániai lignit gépesített jövesztése esetében, XVIII. Bányászati, Kohászati és Földtani Konferencia kiadványa, 67-71. o., ISSN 1842-9440, Brassó, Románia, 2016. április 7-10.
3. LADÁNYI G., SÜMEGI I., VIRÁG Z.: Laboratóriumi kőzetforgácsolási vizsgálatok a Visontai Déli bányüzemből származó kőzetmintákon, XXXIX. Bányagépészeti és Bányavillamossági Konferencia kiadványa, 137-149. O., Balatongyörök, 2006. szeptember 28-29.



GRUPA **MARAT**

- ✓ łożyska toczne
- ✓ uszczelnienia
- ✓ środki smarne
- ✓ chemia przemysłowa
- ✓ nakrętki i napinacze hydrauliczne
- ✓ narzędzia do obsługi łożysk
- ✓ pierścienie zaciskowe
- ✓ produkty do przenoszenia napędu
- ✓ przekładnie zębate
- ✓ motoreduktory
- ✓ przenośniki taśmowe i podajniki ślimakowe
- ✓ maszyny i rozwiązania prototypowe
- ✓ usługi serwisowo - diagnostyczne
- ✓ konstrukcje stalowe
- ✓ sprzedaż węgla



www.grupamarat.pl

sklep.grupamarat.pl

Marcin Mazur
AGH w Krakowie

TECHNICZNE I ŚRODOWISKOWE ASPEKTY POZYSKIWANIA KONKRECJI POLIMETALICZNYCH

TECHNICAL AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF POLYMETALLIC NODULES EXPLOITATION

STRESZCZENIE

W artykule opisano dotychczas stosowane metody i układy technologiczne wykorzystywane przy eksploatacji oceanicznych złóż konkrecji polimetalicznych. Przytoczono podział tych metod ze względu na techniki urabiania i odstawy. Dokonano oceny poszczególnych technologii. Dodatkowo przedstawiono możliwy wpływ eksploatacji konkrecji na zmianę stanu flory i fauny dna oceanicznego.

ABSTRACT

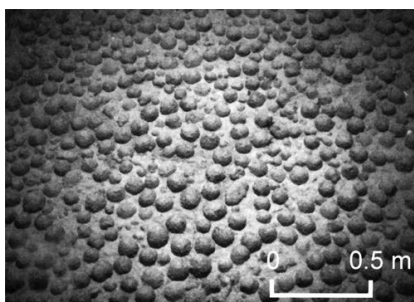
The article describes the methods and technological systems used for exploitation of polymetallic nodules oceanic deposits. The division of these methods has been described due to the techniques of harvesting and haulage. The individual technologies have been evaluated. In addition, the possible impact of exploitation on the change of ocean flora and fauna has been presented.

1. Wprowadzenie

Wiek XXI rozpoczął się dalszym, szybkim rozwojem zjawisk globalnych takich, jak nasilony przyrost ludności, rosnące zapotrzebowanie na energię oraz intensywny wzrost zanieczyszczeń. Populacja świata pod koniec XX wieku osiągnęła prawie 7,0 miliardów a według niektórych prognoz w 2050 r. osiągnie około 10,0 miliardów [11]. Głównym wyzwaniem w XXI wieku jest więc zapewnienie rozwoju cywilizacji przy rosnącym zapotrzebowaniu na żywność, surowce przemysłowe i energetyczne, a także zabezpieczenie dostępu do złóż kopalin, zgodnie z zasadami zrównoważonego rozwoju. Pewnym rozwiązaniem tego problemu jest poszukiwanie nowych zasobów na obszarach podmorskich. Wydobyte z dna i spod dna morza określonych surowców wiąże się z uzyskaniem paliw do wytwarzania energii elektrycznej lub surowców metalicznych do produkcji metali, surowców mineralnych do produkcji materiałów budowlanych czy też surowców stosowanych w przemyśle chemicznym [9]. Stąd podejmowane są działania zmierzające do racjonalnego wykorzystywania podmorskich złóż kopalin.

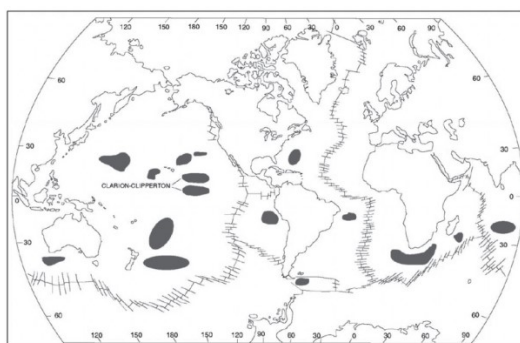
2. Zasoby konkrecji polimetalicznych

Konkrecje polimetaliczne (nazywane również konkrecjami Fe-Mn) są szeroko rozpowszechnionymi specyficznymi, sferoidalnymi utworami mineralnymi, powstającymi w środowisku wodnym, zarówno wód słonych, jak i słodkich. Stanowią one naturalne, polimineralne skupienia tlenków żelaza i manganu oraz minerałów ilastych, zawierające ponad 50 pierwiastków, z których wiele występuje w zawartościach wyższych niż ich koncentracje w lądowych skałach osadowych. Występują prawie wyłącznie na powierzchni dna oceanicznego (sporadycznie tylko jako pogrążone w osadzie) w postaci konkrecji i mikrokonkrecji (rysunek 1).



Rys.1. Zdjęcie dna oceanicznego pokrytego konkrecjami [8]

Podstawowymi składnikami konkrecji są minerały żelaza (getyt, akageneit) i manganu (todorokit, wernadyt). Oprócz grupy metali głównych (grupy żelaza) występują w nich metale nieżelazne, rzadkie i szlachetne. W grupie metali żelaza ważne znaczenie przemysłowe mają Mn, Ni, Co, Mo (ponadto V, W), a z pozostałych głównie Cu (a także Au, Pd, Ir, Pt, Nb, Hf, Ta, Cr, Nd, Yb, Cd, In, Sb, Tl, Pb, Bi). Konkrecje pokrywają olbrzymie powierzchnie dna oceanicznego i występują na głębokości rzędu 3800-5500 m. Nagromadzenia o znaczeniu przemysłowym są jednak ograniczone tylko do kilku tzw. konkrecyjonośnych obszarów złożowych (rysunek 2). Za obszary złożowe konkrecji polimetalicznych uznawane są takie partie dna oceanicznego, gdzie na 1 m² dna występuje więcej niż 10 kg konkrecji. Perspektywiczne znaczenie ma w zasadzie sześć pól. Są to: Clarion-Clipperton, peruwiańskie (rejon wschodni), kalifornijskie, Menarda, centralno pacyficzne i centralno indyjskie. Spośród nich potencjalne znaczenie przemysłowe mają obecnie: pole Clarion-Clipperton, znajdujące się w strefie podrównikowej Pacyfiku oraz pole centralno indyjskie na Oceanie Indyjskim [7].



Rys. 2. Udokumentowane miejsca występowania konkrecji polimetalicznych [8]

W 1987 r. Polska przystąpiła do międzynarodowej organizacji Interoceanmetal (IOM). Porozumienie o utworzeniu tej organizacji, zostało ratyfikowane w 1988 r. Oprócz Polski do IOM należą również: Bułgaria, Kuba, Czechy, Słowacja oraz Rosja. Przedmiotem działalności tej organizacji jest prowadzenie prac w zakresie poszukiwania, rozpoznawania i przygotowania do przemysłowego zagospodarowania złóż polimetalicznych konkrecji oceanicznych na Pacyfiku (w obszarze złożowym Clarion-Clipperton), poza granicami jurysdykcji narodowej, a także stworzenie podstaw do wspólnej eksploatacji przemysłowej tych złóż i produkcji z nich metali [7].

3. Aspekty techniczne pozyskiwania konkrecji polimetalicznych

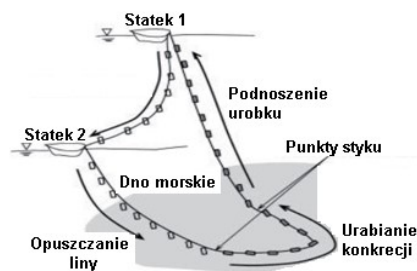
Bardzo duże trudności techniczne wynikające z dużej głębokości zalegania, możliwości występowania ciężkich warunków pogodowych oraz duża odległość złóż od stałych lądów powodują, że eksploatacja konkrecji polimetalicznych wiąże się z bardzo dużymi kosztami najpierw badań a później budowy systemu wydobywczego. Przemysłową eksploatację tych złóż należy więc rozpatrywać w całości jako zespół urządzeń wydobywczych, transportowych i przetwórczych. Najbardziej istotną częścią całego systemu eksploatacyjnego jest kompleks wydobywczy, który będzie realizował następujące zadania:

- zbieranie konkrecji z dna oceanu,
- wydobywanie ich na powierzchnię morza (na jednostkę wydobywczą),
- wstępne oczyszczenie,
- okresowe składowanie w ładowni jednostki wydobywczej,
- przeładunek konkrecji na jednostki transportowe [7].

Zgodnie z obecnie przyjętymi kryteriami metody pozyskiwania konkrecji Fe-Mn możemy podzielić na: mechaniczne, hydrauliczne i z użyciem autonomicznych pojazdów zanurzalnych.

W metodach mechanicznych wydobywanie konkrecji jest realizowane za pomocą pojemników przymocowanych do cięgien przewijanych (podnoszonych i opuszczanych) przez system wciągarek umieszczonych na pokładzie statku wydobywczego. Jedne z pierwszych rozwiązań tego typu zostały opracowane i opatentowane w Japonii. Metoda ta została następnie udoskonalona przez Sumito Shoji Kaisha Ltd. a pierwsze testy przeprowadzono we wrześniu 1970 roku (na głębokości ok. 3700 m) [3]. W systemie tym naczynia wydobywcze są za pomocą liny przeciągane po dnie morskim, zbierając w ten sposób luźne osady (rysunek 3). Lina jest przeciągana pomiędzy dwoma statkami poruszającymi się z tą samą prędkością. Wzajemna odległość jednostek definiuje szerokość obszaru eksploatacji. Po wyciągnięciu naczynia na statek jest ono opróżniane na system przenośników i przeciągane liną na drugą jednostkę, gdzie jest ponownie zanurzane.

Główną wadą tego systemu jest brak zwrotności (ze względu na konieczność utrzymywania stałego wzajemnego położenia statków) oraz wydobywanie wraz z konkrecjami dużej ilości niepożądanych osadów dennych a także, straty urobku podczas transportu. Obecnie obserwuje się odchodzenie od metod ciągnowo – pojemnikowych na rzecz metod hydraulicznych (głównie) oraz autonomicznych pojazdów zanurzalnych [7].



Rys. 3. Zasada mechanicznego (linowego) systemu wydobywania konkrecji [8]

W metodach hydraulicznych wydobywanie konkrecji odbywa się w wyniku przepływu w rurociągu wydobywczym czynnika roboczego: wody lub też wody z wtłaczanym powietrzem. Do pionowego rurociągu konkrecje podawane są za pośrednictwem elastycznego przewodu z agregatu zbierającego je z dna oceanicznego. Klasyfikacja metody jako hydraulicznej odnosi się wyłącznie do sposobu transportu materiału. Samo urabianie może odbywać się zarówno w sposób hydrauliczny, mechaniczny jak i kombinowany. Ze względu na sposób wymuszania ruchu w rurociągu, metody hydrauliczne można podzielić na metody z zastosowaniem pomp hydraulicznych oraz z zastosowaniem sprężonego powietrza (Air Lift System).

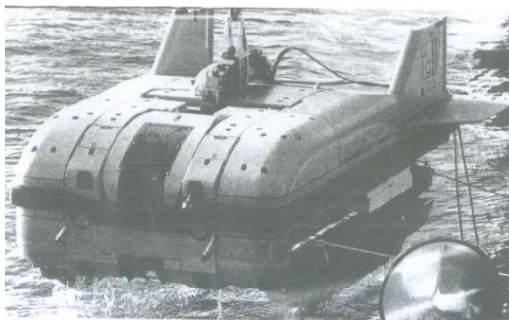
Kolejnym bardzo ważnym, jeśli nie najważniejszym elementem metod hydraulicznych jest agregat zbierający. Oprócz zbierania konkrecji podstawowymi funkcjami tego urządzenia jest wstępne oczyszczanie ich z osadów oraz podawanie do bufora lub innego urządzenia, które dokonuje dalszej przeróbki i transportu. W zależności od rozwiązań konstrukcyjnych i specyfiki pracy agregaty zbierające konkrecje możemy podzielić na aktywne i pasywne. Agregaty pasywne są najczęściej ciągnięte po dnie przez inne jednostki tym samym nie potrzebują zewnętrznego zasilania. Agregaty aktywne to takie, które mogą się samodzielnie poruszać po dnie. Wymagają one podłączenia do zewnętrznego źródła zasilania [7].

Na rysunku 4 przedstawiono urządzenie produkcji Indyjskiej zbierające konkrecje w sposób mechaniczny. Podnoszenie konkrecji odbywa się przy pomocy gumowych pasów zaopatrzonych w specjalne zęby. Następnie urobek jest przenoszony przez przenośnik do kruszarki a potem już w postaci zawiesiny do hydraulicznego systemu transportu pionowego.



Rys. 4. Aktywny agregat mechaniczny produkcji Indyjskiej oraz jego podstawowe parametry [4]

Zarówno systemy mechaniczne jak i hydrauliczne charakteryzują się działaniem ciągłym. Są to bardzo korzystne rozwiązania jeśli chodzi o wykorzystanie czasu pracy a tym samym efektywność wydobywania. Problem pojawia się w przypadku awarii jednego z elementów systemu. Powoduje to najczęściej przestój całego ciągu wydobywczo - transportowego. Pewnym rozwiązaniem może być zastosowanie systemu cyklicznego. Jednym z takich rozwiązań jest układ wykorzystujący autonomiczne pojazdy zanurzalne nazywanych również głębinowymi pojazdami wydobywczymi. Sporządzono kilka koncepcji takich systemów wydobywczych. Jedną z nich została opracowana na zlecenie organizacji Interoceanmetal przez Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej [10]. Na rysunku 5 przedstawiono jedyny jak do tej pory przetestowany w warunkach naturalnych autonomiczny pojazd zanurzalny. Jest to urządzenie o nazwie PLA 2-6000 opracowane przez francuskie konsorcjum Afernod. W 1985 r. przeprowadzono na Morzu Śródziemnym szereg testów mających określić możliwości ruchowe urządzenia (proces zanurzania, poruszania się w pobliżu dna i wynurzania). Wynikłe wtedy problemy skłoniły konsorcjum do odłożenia programu autonomicznych pojazdów zanurzalnych na bliżej nieokreśloną przyszłość.



Rys. 5. Autonomiczny pojazd zanurzalny PLA 2-6000 opracowany przez konsorcjum Afernod [10]

Podczas opracowywania technologii wykorzystującej autonomiczne pojazdy zanurzalne natknięto się na szereg problemów technicznych. Przede wszystkim problematyczne jest rozwiązanie samego napędu takiego pojazdu. Bardzo ważne są również kwestie nawigacji i współpracy kilku takich jednostek, oraz wstępnie szacowany bardzo duży koszt ich produkcji i eksploatacji. Obecnie nie ma informacji o próbach wydobywania konkrecji polimetalicznych prowadzonych przy zastosowaniu autonomicznych pojazdów zanurzalnych [7].

Obecnie znakomita większość technologii eksploatacji konkrecji polimetalicznych oparta jest o metody hydrauliczne z wykorzystaniem agregatów aktywnych, najczęściej hydraulicznych i hybrydowych. W najbliższej przyszłości można spodziewać się dalszego rozwoju systemów eksploatacji ze szczególnym naciskiem na kwestie uzyskania dużych wydajności wydobywania oraz ochrony środowiska oceanicznego.

4. Aspekty środowiskowe pozyskiwania konkrecji polimetalicznych

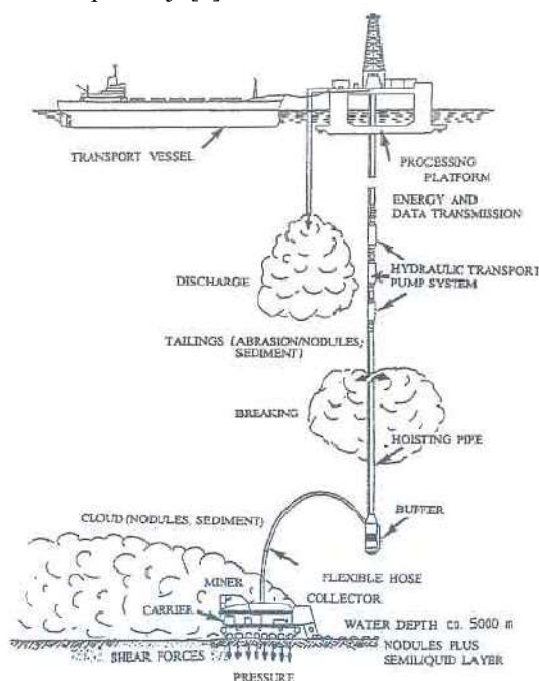
Bezpieczna dla środowiska eksploatacja konkrecji polimetalicznych jak i innych surowców jest zagadnieniem niezwykle ważnym i powinna być rozpatrywana już na etapie opracowywania założeń systemu wydobywczego. Pierwsze badania oddziaływania eksploatacji konkrecji na środowisko naturalne zostały przeprowadzone

w 1970 r. (DOMES). Następnie, co najmniej kilka programów badało negatywny wpływ eksploatacji podmorskich złóż surowców (również kongrecji) na środowisko.

W procesie pozyskiwania kongrecji możemy wyróżnić trzy główne obszary powstawania zanieczyszczeń (rysunek 6):

- Zbieranie kongrecji z dna i wstępne oczyszczanie z osadów.
- Podnoszenie urobku z głębokości ok. 4000 – 6000 m.
- Separacja kongrecji z wody i pozostałych osadów oraz transport do dalszych procesów przerobczych.

Większość badań skupionych było na określeniu wpływu różnych metod zbierania kongrecji na zmianę środowiska naturalnego dna morskiego. Uzyskano bardzo zróżnicowane wyniki w zależności od warunków geologicznych panujących na dnie oraz badanego sposobu eksploatacji [8].



Rys. 6. Możliwe obszary powstawania zanieczyszczeń w procesie eksploatacji kongrecji polimetalicznych [8]

Stwierdzono jednak zgodnie, że każdy sposób zbierania kongrecji mniej lub bardziej oddziałuje na dno morskie. Jako, że proces zbierania polega na podnoszeniu ich z dna (przy użyciu różnych technik) podstawowym problemem jest zaburzenie naturalnego środowiska organizmów żyjących w osadach dennych oraz na samych kongrecjach. Dodatkowo zauważono szereg organizmów żywiących się osadami występującymi na kongrecjach polimetalicznych (rysunek 7). Wszystkie zaobserwowane organizmy charakteryzują się niskim poziomem produktywności, biomasy i energii fizycznej, ale różnorodność gatunków, w odniesieniu do liczby gatunków na próbkę, jest stosunkowo wysoka. Wstępne opracowania stwierdzają, że zaobserwowane organizmy są podatne na zmiany środowiskowe w pobliżu dna morskiego. Bezpośredni wpływ na nie ma usunięcie kilku centymetrów (5-12) osadów dennych w procesie zbierania kongrecji.



Rys. 7. Organizm z rodziny Psychropotes longicauda żywiący się osadami z konkrecji polimetalicznych [8]

Jest powszechnie wiadome, że większość organizmów zamieszkujących dno żyje bezpośrednio w jego pobliżu lub w samych osadach. Z tego względu wiele gatunków może być zagrożonych. Także pośredni wpływ eksploatacji może być szkodliwy. Urządzenia napędowe i pomocnicze agregatów zbierających mogą powodować intensywny ruch wody, co skutkuje podrywaniem osadów dennych i ich przemieszczanie. Przeprowadzone badania (Amos i Roles 1977 r.) prognozują, że podczas wydobywania metodą linowo – ciągnową na każdy Mg wydobytych konkrecji zostanie wprowadzonych do wody ok. 50 000 m³ osadów. Również podczas eksploatacji metodami hydraulicznymi przewiduje się duże ilości osadów (ok. 2,5 do 5,5 Mg na Mg wydobytych konkrecji) przechodzących w zawiesinę wodną w obrębie miejsca wydobywania (Morales-Nin i Ramos 2009 r.). W jednym z opracowań systemu wydobywczego w którym założono dzienne wydobywanie konkrecji na poziomie ok. 5000 Mg oszacowano, że ilość zawieszonych w wodzie osadów wyniesie ok. 52000 Mg/dziennie. Tak duże ilości osadów unoszących się w wodzie stwarzają niebezpieczeństwo znacznego ograniczenia widoczności a tym samym obniżenia efektywności wydobywania. Dodatkowo osiadające na dnie osady mogą powodować pogrzebanie całych koloni organizmów tam żyjących. Należy również brać pod uwagę pogłębienie się niekorzystnych oddziaływań w czasie eksploatacji na skalę przemysłową. Obecne szacunki powstały w oparciu o szereg stosunkowo krótkotrwałych eksperymentów. Na przykład badania przeprowadzone przez konsorcjum Interoceanmetal (IOM-BIE Benthic Impact Experiment) trwały w okresach od ok. 18 do 88 godzin. Jest to czas zdecydowanie krótszy niż planowane horyzonty czasowe przemysłowych programów wydobywczych (300 dni w roku przez 30 lat). Należy przypuszczać, że wraz z wydłużeniem czasu oddziaływania jego negatywne skutki również przybiorą na sile. Wstępnie zakłada się, że obszary narażone na negatywne skutki eksploatacji (pokryte wytrącającymi się z wody osadami) mogą mieć powierzchnię ok. 40 razy większą niż obszary bezpośrednio eksploatowane [8].

4. Podsumowanie

Stopniowe wyczerpywanie się zasobów położonych na lądach skłania ludzkość do poszukiwania nowych źródeł surowców. Prowadzone od wielu lat badania i rozpoznania geologiczne obszarów podmorskich dają bardzo obiecujące wyniki. Szacuje się, że całkowita ilość surowców naturalnych zalegających na i pod dnem mórz i oceanów znacznie przewyższa zasoby lądowe. Niektóre z nich są od dawna eksploatowane (ropa naftowa, gaz ziemny) a wydobywanie niektórych zostało już praktycznie zaniechane (węgiel kamienny). Przykładem surowców, których eksploatacja spod powierzchni mórz i oceanów znajduje się w bardzo wczesnej fazie są kopaliny polimetaliczne a w szczególności konkrecje polimetaliczne. Rodzi to szereg problemów związanych z opracowaniem i przetestowaniem technologii możliwych do

wykorzystania w tych specyficznych warunkach górniczo geologicznych (eksploatacja spod powierzchni wody).

Największym problemem wydaje się być zapewnienie ciągłości eksploatacji przy założonym poziomie wydajności wydobywania. Specyfika warunków górniczo geologicznych narzuca na poszczególne technologie oraz na stosowane w nich urządzenia szereg wymagań. Należy nadmienić, że środowisko morskie charakteryzuje się dużo większą złożonością problemów mających wpływ na przebieg eksploatacji, niż lądowe. Począwszy od gwałtownych zmian warunków atmosferycznych i idących za tym niebezpieczeństw dla jednostek wydobywczych a skończywszy na specyficznych kwestiach związanych z ochroną środowiska morskiego.

Dodatkowo, ze względu na charakterystykę środowiska morskiego oraz bardzo niekorzystny mechanizm rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń w wodzie, kwestie związane z powstawaniem i zasięgiem niekorzystnych oddziaływań na środowisko podmorskie, wywoływanych eksploatacją конкреcji, muszą być dokładnie zbadane i uwzględniane już na etapie projektowania systemu wydobywczego.

4. Literatura

1. Abramowski T., Szelangiewicz T.: Eksploatacja złóż polimetalicznych конкреcji z dna oceanu *Górnictwo i Geoinżynieria*, Rok 35 Zeszyt 4/1, Kraków 2011
2. Agarwal B., Hu P., Placidi M., Santo H., Zhou J. J.: Feasibility Study on Manganese Nodules Recovery in the Clarion-Clipperton Zone The LRET Collegium, Volume 2, Southampton 2012
3. Athmanad M. A.: Status of India polymetallic nodule programme The 21st Offshore (Oceanic) and Polar Engineering Conference, Maui 2011
4. Egorov L., Elost H., Kudla N.L., Shan S, Yang K.K.: Sustainable Seabed Mining: Guidelines and a new concept for Atlantis II Deep Seabed Exploitation The LRET Collegium, Volume 4, Southampton 2012
5. Kotliński R., Szamałek K. (red.): Surowce mineralne mórz i oceanów. Wyd. Scholar, Warszawa 1998
6. Koziół W., Ciepłiński A., Goleniewska J., Machniak Ł.: Eksploatacja kruszyw z obszarów morskich w Polsce i Unii Europejskiej. *Górnictwo i Geoinżynieria*, Rok 35 Zeszyt 4/1, Kraków 2011
7. Koziół W., Mazur M.: Możliwości i uwarunkowania technologiczne eksploatacji конкреcji polimetalicznych — Possibilities and technological conditions of polymetallic nodules excavation. *Górnictwo Odkrywkowe*, Rok 66 nr 1, 2014.
8. Mazur M.: Analiza możliwości eksploatacji polimetalicznych конкреcji na przykładzie pola Clarion-Clipperton. Praca dyplomowa AGH 2013, Praca niepublikowana
9. Proposed Technologies for Mining Deep Sea – Bed Polymetallic Nodules Proceedings of International Seabed Authority’s Workshop, Kingston 1999
10. Rowiński L.: Wydobywanie конкреcji polimetalicznych przy użyciu autonomicznych pojazdów głębinowych *Górnictwo i Geoinżynieria*, Rok 35 Zeszyt 4/1, Kraków 2011
11. World Population to 2013 Department of Economic and Social Affairs – Population Division, United Nations, New York 2004
12. www.teara.gov.nz – dostęp 16.11.2014
13. Patent nr: US4652055 “Device for Collecting Manganese Nodules of Ocean Floor”

Paweł Mendiya, Józef Suchoń, Stanisław Tytko
AGH w Krakowie

STEROWANIE PRĘDKOŚCIĄ PRZENOŚNIKÓW ODSTAWY UROBKU JAKO SPOSÓB ZWIĘKSZENIA ICH TRWAŁOŚCI I OBNIŻENIA ENERGOCHŁONNOŚCI TRANSPORTU

OUTPUT HAULAGE CONVEYOR VELOCITY CONTROL AS A METHOD OF INCREASING THEIR DURABILITY AND REDUCING TRANSPORT ENERGY CONSUMPTION

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono sposób i zależności umożliwiające pozycjonowanie kombajnu węglowego w ścianie. Podano też wszystkie niezbędne zależności do takiego sterowania prędkością przenośnika, aby mógł on pracować ze stałym przekrojem poprzecznym urobku na jego rynnach przy urabianiu jedno – i dwukierunkowym i niezależnie od tego czy kombajn pracuje ze stałym czy ze zmiennym zabieorem.

ABSTRACT

The article presents a method that allows positioning of the coal shearer in a longwall. All necessary dependencies are also provided for such a conveyor velocity control so that it can work with a fixed output cross section with a single and bi-directional cutting, regardless of shearer work with a fixed or variable cutting depth.

1. Wprowadzenie

Obserwując obciążenie urobkiem węglowym ścianowych przenośników zgrzeblowych współpracujących z kombajnami zauważa się, że powierzchnia przekroju poprzecznego urobku na jego rynnach zmienia w czasie w bardzo szerokim zakresie, tj. od zera do wartości znacznie przekraczających uznawane za optymalne. Fakt ten wynika m. in. z przyjętych technologii urabiania, warunków górniczo-technologicznych, różnych perturbacji ruchowych zarówno w obrębie ściany, jak i w systemie odstawy urobku itp. Czynniki te, znane bardzo dobrze górnikom obsługującym kombajnowe ściany węglowe, powodują iż obliczeniowy średni przekrój urobku na przenośniku, w odniesieniu do efektywnego czasu pracy przenośnika, może być nawet kilkakrotnie mniejszy od przekroju obliczeniowego wynikającego z przyjmowanych z przekrojów teoretycznych. Zdolności transportowe przenośnika nie są więc należycie wykorzystywane. Taka praca przenośnika powoduje, że wymiana zużytych rynien, bębnow napędowych, zgrzebeł i innych jego elementów musi być

dokonana znacząco szybciej niż by to miało miejsce przy optymalnie wykorzystanych jego zdolnościach transportowych.

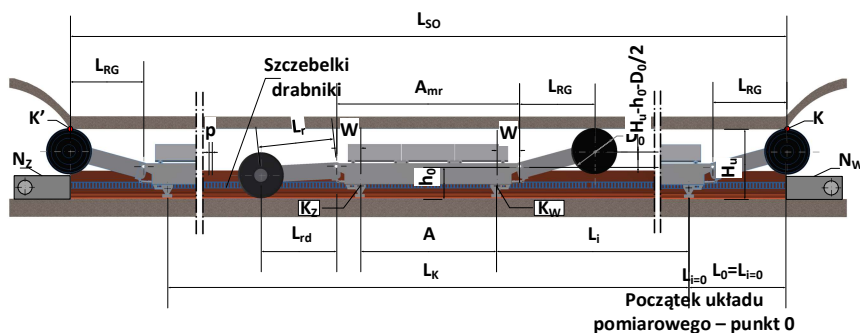
Drugim szkodliwym efektem niepełnego wykorzystania zdolności transportowych przenośnika jest zwiększenie zużycia energii elektrycznej, z uwagi między innymi na znacznie większą liczbę obiegów ciągną łańcuchowego przenośnika. W celu bardzo wydawnego zmniejszenia tych niekorzystnych efektów pracy przenośników ścianowych i dalszych środków odstawy urobku w warunkach małego wykorzystania ich zdolności transportowych, powstała koncepcja dostosowywania prędkości ruchu przenośników do wydajności urabiania kombajnu, którą przy urabianiu dwukierunkowym, bez istotnego błędu, można uznać jako tożsamą z wydajnością załadunku urobku na przenośnik. Z tego powodu w niniejszej pracy przedstawione zostaną efekty analiz niezbędnych do rozwiązania tego problemu.

2. Pozycjonowanie kombajnu w ścianie

Ciągła informacja o położeniu kombajnu w ścianie jest potrzebna z następujących powodów:

- do określenia prędkości ruchu przenośnika w funkcji posuwu i wielkości zabioru kombajnu przy jego zawierbaniu się w caliznę węglową,
- będzie pomocna przy sterowaniu pracą kombajnu odpowiednio do utrudnień i zagrożeń występujących w różnych miejscach ściany,
- może być przyczynkiem do pełnej automatyzacji pracy całego kompleksu ścianowego i poprawy bezpieczeństwa pracy.

Pozycjonowanie kombajnu w ścianie musi być dokładne, pozbawione błędów systematycznych, który mogłyby z każdym przejściem kombajnu wzdłuż ściany powiększać błąd jego położenia. Z tego powodu przełożenie przekładni mechanizmu posuwu kombajnu potrzebne do określenia przemieszczenia kombajnu od przyjętego układu współrzędnych powinno być podawane jako teoretyczna zależność uwzględniająca liczby zębów wszystkich kół zębatach w przekładni, a nie jak to się zwykle czyni jako przybliżoną wartość przełożenia (przy błędzie przełożenia 0,1% tylko jedno przejście przez ścianę długości 300m daje błąd położenia kombajnu 0,3m).



Rys.1. Schemat do określania położenia kombajnu przy ruchu zgodnym i przeciwnym do kierunku ruchu ciągną łańcuchowego przenośnika ścianowego: Nw - napęd wyspowy, Nz – napęd zwrotny, Kw , Kz - koła systemu posuwu od strony napędu wyspowego i zwrotnego.

Przesunięcie kombajnu od położenia wyjściowego najlepiej jest określać poprzez liczbę obrotów wałka szybkobieżnego przekładni posuwu kombajnu. Drogę kombajnu określi wtedy zależność:

$$L_i = \frac{n_i}{i_c} \cdot z_k \cdot p \text{ [m]} \quad (1)$$

gdzie:

- L_i – odległość koła trakowego od początku układu pomiarowego, m,
- N_i – liczba obrotów wałka szybkoobrotowego na drodze posuwu kombajnu,
- z_k – liczba zębów koła trakowego,
- p – podziałka systemu posuwu kombajnu, m,
- i_c – przełożenie całkowite przekładni w napędzie posuwu kombajnu.

Jeśli początek układu pomiarowego na przenośniku zostanie przyjęty w miejscu położenia osi koła trakowego kombajnowego po stronie napędu wysypowego, gdy organ urabiający dokończy urabianie w górnej warstwie urabianego pokładu (punkt K), czyli $L_{i=0} = L_0$ (rys.1) to ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego powinien się zakończyć po osiągnięciu punktu K', czyli gdy kombajn wykona drogę:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \text{ [m]} \quad (2)$$

Położenie punktu $L_{i=0}$ w początkowej fazie pracy kombajnu w ścianie (pierwszą skrawę) będzie się znajdowało w odległości od punktu K równej $L_0 = L_{rg} + W$.

Z różnych względów ruchowych położenie punktu K względem przyjętego wcześniej punktu $L_{i=0}$ może się zmienić i wtedy $L_0 \neq L_{rg} + W$. Takie sytuacje mogą powstawać w pobliżu napędu wysypowego, zwrotnego lub nawet przy obu, gdy wstawia się lub wymontowuje rynny skrócone albo normalne. Wtedy zależność (2) przyjmie postać:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \pm L_{dw} \pm L_{dz} \text{ [m]} \quad (3)$$

gdzie:

- L_k – droga jaką pokonuje kombajn w ścianie, m,
- L_{so} – początkowa długość w ścianie, m,
- A_{mr} – rozstaw osi mocowania ramion kombajnu, m,
- L_{rg} – długość ramienia kombajnu w rzucie, m,
- L_{dw} , L_{dz} – długości dodane lub odjęte spowodowane przez dodanie lub odjęcie rynien w pobliżu napędu wysypowego i zwrotnego, m.

Długość ramienia w rzucie, czyli L_{rg} określa zależność:

$$L_{rg} = \sqrt{L_r^2 - (H_k - H_0 - 0,5D_0)^2} \text{ [m]} \quad (4)$$

gdzie:

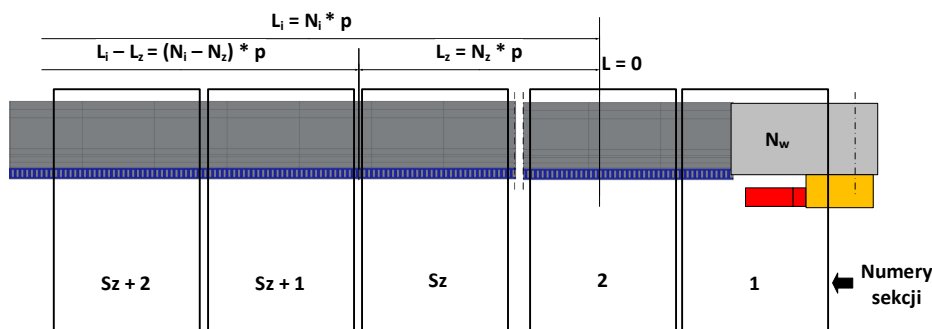
- H_k – maksymalna wysokość urabiania, m,
- H_0 – wysokość osi ramienia kombajnu od spagu, m,
- D_0 – średnica organu urabiającego, m.

Położenie kombajnu w ścianie od punktu początkowego $L_{i=0}$ można dokładnie określać przez podawanie liczby podziałek systemu posuwu kombajnu jaką on pokonał, czyli:

$$N_i = \frac{L_i}{p} = \frac{n_i \cdot z_k}{i_c} \quad (5)$$

Górnicy miejsce w ścianie określają w przybliżeniu przez podanie numeru sekcji obudowy zmechanizowanej liczonej od napędu wysypowego. Aby móc się posługiwać tą miarą można skorzystać z zależności (rys2):

$$S_i = \frac{N_i - N_z}{N_r} + S_z \quad (6)$$



Rys.2. Określenie przybliżonego położenia kombajnu w ścianie przez podanie numeru sekcji obudowy zmechanizowanej na podstawie zliczonych impulsów n_i

gdzie:

- S_i – numer sekcji określającej przybliżone położenie kombajnu,
- N_i – liczba podziałek systemu posuwu kombajnu od punktu $L_{i=0}$,
- N_z – liczba podziałek systemu posuwu kombajnu od punktu $L_{i=0}$ do początku rynny
- N_r – liczba podziałek systemu posuwu kombajnu przypadająca na rynnę normalną,
- S_z – liczba sekcji obudowy zmechanizowanej przy napędzie wysypowym o podziałce rozmieszczenia innej niż na trasie przenośnika.

3. Zależności niezbędne do sterowania prędkością ruchu przenośnika w czasie pracy kombajnu ze stałym zabieorem

Objętość urobionej calizny i objętość (wydajność) urobku podają zależności [1]:

$$Q = H_u \cdot Z \cdot v_k [\text{m}^3/\text{s}] \quad (7)$$

$$Q_u = Q \cdot \Psi = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8)$$

gdzie:

Q, Q_u – objętość urobionej calizny i objętość urobku, m^3/s ,

H_u – wysokość urabiania, m,

Z – zabiór kombajnu, m,

v_k – prędkość posuwu kombajnu, m/s,

Ψ – współczynnik rozluźnienia ($\Psi = 1,35 \div 1,4$),

Prędkość łańcucha przenośnika ścianowego względem kombajnu

$$v_{1s/k} = v_{1s} \pm v_k \quad [\text{m/s}] \quad (9)$$

gdzie:

$v_{1s/k}$ – prędkość łańcucha przenośnika ścianowego względem kombajnu, m/s,

v_k – prędkość posuwu kombajnu, m/s,

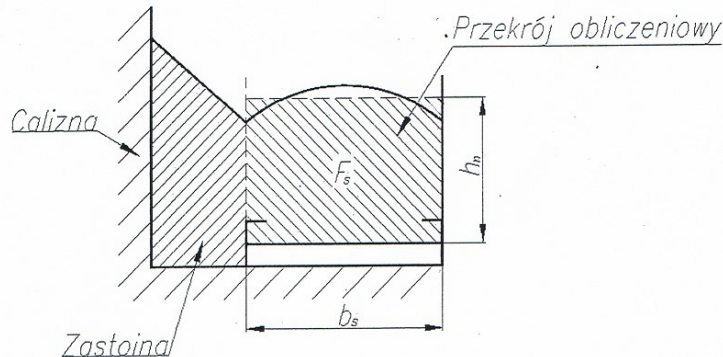
v_{1s} – prędkość łańcucha przenośnika ścianowego, m/s.

We wzorze (9) znak „+” należy przyjmować, gdy wektory prędkości kombajnu i łańcucha mają kierunki przeciwne (ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego), zaś znak „-”, gdy te wektory mają kierunki zgodne (ruch kombajnu w kierunku napędu wysypowego). Przy urabianiu dwukierunkowym można przyjąć, że całość urobku przejmuje przenośnik i wtedy jego wydajność Q_s jest równa:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi [\text{m}^3/\text{s}] \quad (10)$$

Zastępując rzeczywisty przekrój urobku na przenośniku F_s równoważnym przekrojem prostokątnym (rys.3) otrzymuje się zależność:

$$F_s = b_s \cdot h [\text{m}^2] \quad (11)$$



Rys.3. Rzeczywisty i zastępczy przekrój poprzeczny urobku na rynnach ścianowego przenośnika zgrzeblowego

Przekrój ten jako nominalny F_{sn} powinno się określać zgodnie z zależnością:

$$F_{sn} = b_s \cdot h_n = \varphi_s \cdot b_s^2 [\text{m}^2] \quad (12)$$

gdzie $\varphi_s = (0,4 \div 0,6)$

Ponieważ:

$$Q_u = Q_s = F_{sn} \cdot v_{1s}/k [\text{m}^3/\text{s}] \quad (13)$$

to wykorzystując zależności (8), (9) i (12) otrzymuje się zależność:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi = \varphi_s \cdot b_s^2 \cdot (v_{1s} \pm v_k) [\text{m}^3/\text{s}] \quad (14)$$

z której po przekształceniu otrzymuje się:

$$v_{1s} = \frac{H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm v_k) = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm 1) \right] [\text{m/s}] \quad (15)$$

Zależność (15) dla ruchu przeciwnego kombajnu, tj. w kierunku napędu zwrotnego przenośnika przyjmie postać:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{zp} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (16)$$

zaś dla ruchu zgodnego, tj. w kierunku napędu wysypowego przenośnika:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{zz} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (17)$$

Gdy kombajn urabia jednokierunkowo, to część urobku po urabianiu pozostaje w ścieżce pokombajnowej. Wtedy wydajność urobku załadowywanego przez kombajn na przenośnika Q_{sj} określa zależność:

$$Q_{sj} = Q_u \cdot k_u = k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi \cdot v_k [\text{m}^3/\text{s}] \quad (18)$$

zaś wydajność załadunku urobku na przenośnik ze ścieżki pokombajnowej Q_r wyniesie:

$$Q_r = Q_u (1 - k_u) [\text{m}^3/\text{s}] \quad (19)$$

We wzorach (18) i (19) k_u jest współczynnikiem określającym względną wartość (udział) urobku załadowanego na przenośnik w trakcie urabiania. Postępując dalej podobnie jak przy urabianiu dwukierunkowym można wyprowadzić odpowiednie zależności do sterowania prędkością ruchu przenośnika.

Przy urabianiu kombajnem w kierunku zgodnym (w kierunku napędu wysypowego) uzyskuje się zależność:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{1z} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (20)$$

zaś przy urabianiu w kierunku przeciwnym:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{1p} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (21)$$

Przy powrotnej jeździe kombajnu załadowywany jest przez urobek leżący w ścieżce pokombajnowej. Zależności na v_{1s} są tu następujące:

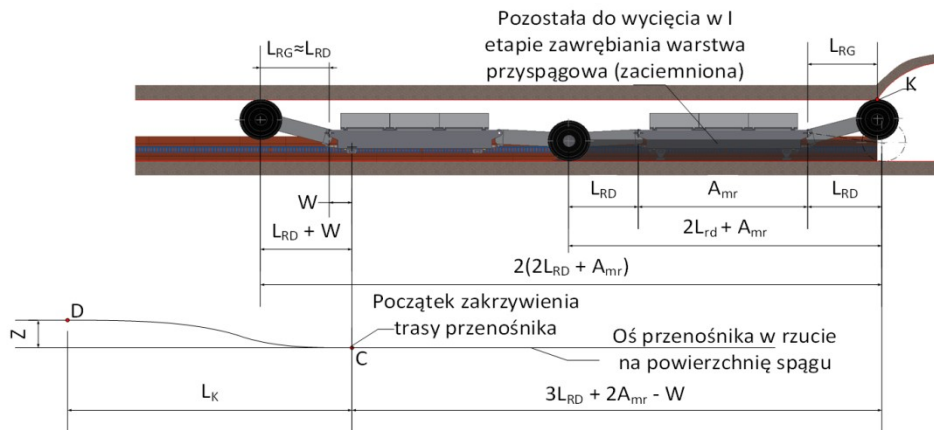
dla ruchu zgodnego kombajnu:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{(1-k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{1zp} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (22)$$

dla ruchu przeciwnego:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{(1-k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{1p} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (23)$$

4. Zależności niezbędne do sterowania prędkością ruchu przenośnika w czasie urabiania warstwy przyspągowej



Rys. 4. Droga kombajnu przy urabianiu warstwy przyspągowej węgla oraz położenie organu górnego w momencie wchodzenia kombajnu na zakrzywienie przenośnika

Grubość warstwy przyspągowej zgodnie z rys.4 wynosi $H_s = H_u - D_o = k_{su} \cdot H_u$. Postępując podobnie jak w pkt. 3 otrzymuje się zależności na v_{1s} przy urabianiu warstwy przyspągowej przy napędzie wysypowym [1]:

$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k'_{2p} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (24)$$

zaś przy takim samym urabianiu przy napędzie zwrotnym:

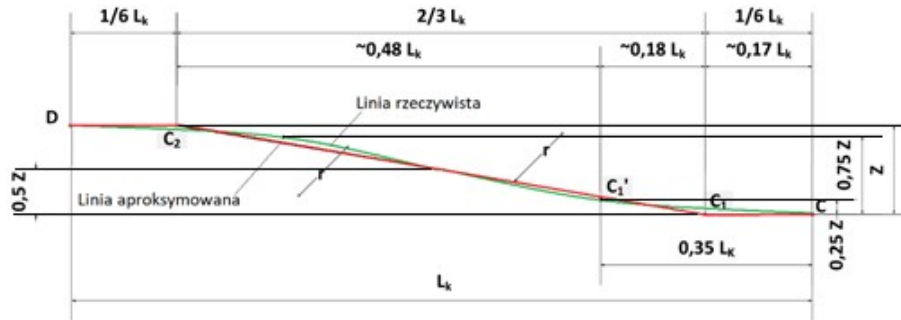
$$v_{1s} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k'_{2z} \cdot v_k [\text{m/s}] \quad (25)$$

gdzie $k_{su} = H_s / H_u$ jest względną grubością warstwy przyspągowej.

5. Zależności niezbędne do sterowania prędkością ruchu przenośnika przy pracy kombajnu ze zmiennym zabiosem

Przejście kombajnu przez zakrzywienie trasy przenośnika z którym wiąże się zawrębianie kombajnu w caliznę można podzielić w uproszczeniu na 3 fazy. Przykładowo przy zawrębianiu kombajnu w rejonie napędu wysypowego w fazie 1, czyli

przy przejściu koła trakowego K_z od punktu C do C_1' przy którym koło K_z przesunie się w kierunku calizny o około $0,25Z$ kombajnu przesunie się o $0,35 l_k$ (rys.5). W czasie tego ruchu prędkość kombajnu może być taka jak przy wycinaniu warstwy przyspągowej.



Rys.5. Zastąpienie rzeczywistej linii krzywizny przenośnika na odcinku zawrębiania kombajnu linią prostą $C_1 - C_1' - C_2$

W fazie 2, czyli na drodze od punktu C_1' do C_2 ruch kombajnu odbywać się będzie z prędkością zmieniającą się liniowo, zależną od położenia kombajnu na zakrzywieniu. W punkcie C_2 kombajn po przebyciu drogi $0,48l_k$ osiągnie prędkość odpowiadającą pełnemu zabiorowi kombajnu. Do fazy tej po przekształceniu zależności (1) i wykorzystaniu faktu, że doga ze zmienną prędkością kombajnu odbywa się na odcinku $0,48 l_k$ uzyskuje się zależność:

$$v_{1s} = v_{1c_1'} + \frac{\Delta v_{1s}}{n_{c_1'-c_2}} (n_1 - n_{c_1'}) \text{ [m/s]} \quad (26)$$

Uwzględniając, że:

$$\Delta v_{1s} = (k'_{2p} - k_{2p}) \cdot v_k \text{ [m/s]} \quad (27)$$

oraz:

$$n_{c_1'-c_2} = \frac{i_C \cdot 0,48 l_k}{z_k \cdot p} \quad (28)$$

i podstawiając zależność (29) otrzymuje się zależność (30):

$$k_j = \frac{(k'_{2p} - k_{2p})}{\frac{i_C \cdot 0,48 l_k}{z_k \cdot p}} \quad (29)$$

$$v_{1s} = (k'_{2p} + k_j) \cdot (n_i - n_{c_1}) \text{ [m/s]} \quad (30)$$

W fazie 3 od punktu C_2 do D, czyli na drodze $0,17l_k$ i dalej na odcinku $(l_{rd} + A + W)$ v_{1k} powinno być jak na odcinku o stałym zabiorze, czyli $v_{1s} = k_{2p} \cdot v_k$. Przejście kombajnu odcinka $(l_{rd} + A + W)$ jest konieczne, aby koło trakowe K_w doszło do końca odcinka zakrzywionego i osiągnęło punkt D (rys.5). W trakcie ruchu kombajnu przez zakrzywienie przenośnik od strony napędu wysypowego powinien być stopniowo dosuwany do czoła ściany, tak aby po osiągnięciu punktu D cały odcinek zakrzywienia przenośnika był już prosty.

6. Uwagi końcowe

Przedstawione w niniejszym artykule zależności pozwalają na takie sterownia prędkością ruchu ścianowego przenośnika zgrzeblowego aby w czasie jego pracy powierzchnia przekroju urobku na rynnach była w przybliżeniu stała. Jej wartość optymalną dla każdej ściany najkorzystniej jest wyznaczyć w warunkach ruchowych z uwzględnieniem prześwitu pod kombajnem, wielkości brył urobku, szerokości

przenośnika, przyjętego systemu urabiania (urabianie jednokierunkowe, dwukierunkowe) i istniejących warunków górniczo-geologicznych Względna, zastępcza wysokość strugi urobku h odniesiona do szerokości rynien h/b_s nie powinna przekraczać wartości 0,6, ponieważ wtedy opory ruchu nadmiernie rosną, a ponadto średnia prędkość urobku wydatnie zmniejsza się w odniesieniu do prędkości ruchu łańcucha co czyni transport bardziej energochłonnym i mniej efektywnym wydajnościowo.

Program sterowania prędkością przenośnika można realizować w różny sposób. Może to być jeden program obejmujący wszystkie etapy pracy kombajnu w ścianie przy urabianiu jedno-i dwukierunkowym lub np. osobno dla obu tych systemów urabiania. Wydaje się też celowym, aby kombajnista miał możliwość ręcznego sterowania pracą kombajnu i przenośnika w sytuacji awarii automatycznego sterowania prędkością przenośnika.

Ważnym zagadnieniem, który trzeba uwzględnić przy wykonywaniu programów sterowania prędkością przenośnika, jest problem jego prędkości w sytuacji krótkiego postoju kombajnu, a jednocześnie sprawnym systemie odstawy urobku. Z wcześniej podanych zależności wynikałoby potrzeba jego zatrzymania; Nie wydaje się to celowe, z uwagi na powstałą zwłokę i bezpieczeństwo pracy górników. Takie częste działania powodują skracanie efektywnego czasu pracy ściany i obniżają wydobywanie. Z tego powodu wydaje się celowym, aby przenośnik nie zatrzymywał się, lecz przechodził do pracy z prędkością np. równą 10% prędkości nominalnej. Do dyskusji jest też interwał czasowy tego ruchu.

Wprowadzenie analizowanego systemu sterowania prędkością przenośnika ścianowego umożliwia łatwe sterowanie prędkością ruchu dalszych przenośników odstawy urobku. Wymaga to jednak zastosowania w nich napędów o regulowanej prędkości.

Wstępne analizy wynikające z obserwacji ruchowych skłaniają do sugestii, iż wprowadzenie do ruchu proponowanego systemu sterowania może zwiększyć trwałość elementów przenośnika (liczoną ilością przetransportowanego urobku do momentu wycofania z użytkowania) do około 25%. Można też się spodziewać zmniejszenia energochłonności transportu na podobnym poziomie.

7. Literatura

1. Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzeblowe. Teoria, badania i eksploatacja. Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2012.
2. Suchoń J; Tytko S. : Nowe propozycje RFM „RYFAMA” S.A. w zakresie budowy i sterowania ruchem ścianowych przenośników zgrzeblowych. V szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa. Ustroń 2010
3. Mendyka P. :Układy rozruchowe ścianowych przenośników zgrzeblowych — Starter solutions for long wall scraper conveyors. Napędy i Sterowanie, 2014 R. 16 nr 7/8, s. 138–144.
4. Gospodarczyk P., Stopka G., Mendyka P. :Projekt i badania ścianowego przenośnika zgrzeblowego o zmiennej prędkości ruchu — Design and examinations of an armoured face conveyor with variable haulage speed. Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie: monografia: praca zbiorowa, Łódziny ; Kraków : Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 2014. S. 223–233.

Referat opracowany w ramach projektu badawczego INNOTECH-K1/IN1/158914/NCBR/12 pt. „Energooszczędny system sterowania prędkością przenośników odstawy zwiększający ich trwałość, finansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju NCBiR.

Katarzyna Midor, Witold Biały
Politechnika Śląska, Gliwice

INNOWACJE W ZARZĄDZANIU W POLSKICH KOPALNIACH WĘGLA KAMIENNEGO

INNOVATIONS IN MANAGEMENT IN POLISH HARD COAL MINES

STRESZCZENIE

Górnictwo węgla kamiennego to branża, która musi podjąć działania na rzecz podnoszenia innowacyjności, gdyż to nadal strategiczna gałąź polskiego przemysłu. Obecnie górnictwo stoi przed wyzwaniem konkurencyjności również na arenie międzynarodowej, zwłaszcza, że Polska jest największym producentem węgla kamiennego w Unii Europejskiej. Mając to na uwadze w artykule zostanie podjęta próba wskazania kierunków działań innowacyjnych w obszarze zarządzania w polskich kopalniach, ponieważ zdaniem autorów artykułu powinno to przyczynić się do unowocześnienia procesu wydobycia i organizacji pracy a w związku z tym do obniżenia kosztów produkcji oraz utrzymania działalności przez współpracę z jednostkami naukowo-badawczymi, instytucjami otoczenia biznesu oraz organizacjami samorządowymi.

ABSTRACT

Hard coal mining is a branch that has to take action to increase innovation, as it is still a strategic branch of the Polish industry. Currently, mining is facing the challenge of competitiveness also in the international arena, especially since Poland is the largest producer of hard coal in the European Union. With this in mind, the article will attempt to indicate the direction of innovative actions in the field of management in Polish mines, because, according to the authors of the article, this should contribute to the modernization of the mining and the organization of work and, consequently, Science and research, business environment institutions and self-government organizations.

1. Wprowadzenie

Wiedza i innowacje są coraz bardziej uznawane za jeden z najważniejszych czynników decydujących o tempie i jakości wzrostu gospodarczego [5].

Dane gospodarcze wskazują, że innowacyjność polskich przedsiębiorstw, istotnie odbiega od poziomów notowanych w większości krajów Unii Europejskiej. Polskie przedsiębiorstwa plasują się na jednym z ostatnich miejsc, zarówno pod względem średnich nakładów na działalność innowacyjną, jak i liczby firm wdrażających innowacje [7]. W rozwiniętych gospodarkach główną siłą napędową wzrostu produktywności są innowacje oparte na trzech filarach: badaniach i rozwoju, wiedzy

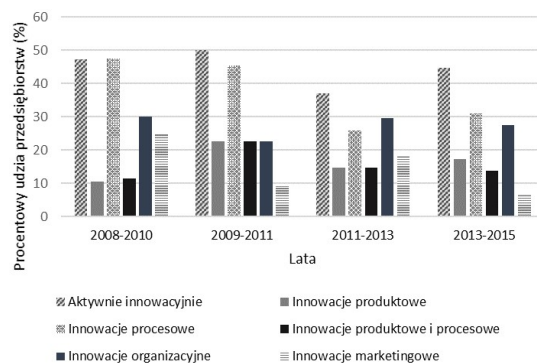
oraz kształceniu kadr. Innowacyjność staje się jednym z kluczowych mierników konkurencyjności. Polski przemysł wydobywczy znajduje się obecnie w specyficznym momencie rozwoju, głównie w wyniku wieloletnich działań restrukturyzacyjnych oraz spadku cen kopalnych nośników energii pierwotnej. Szansą zakładów górniczych związanych z wydobyciem węgla w tych trudnych warunkach funkcjonowania jest w większym stopniu wykorzystanie technologii opartych na wiedzy. Konieczne staje się zatem budowanie nowych przewag w oparciu o innowacyjne rozwiązania stanowiące podstawowy czynnik długookresowego rozwoju gospodarczego [3].

2. Innowacje w przedsiębiorstwach wydobywczych

W literaturze spotyka się podziały na różne rodzaje innowacji. W artykule zastosowano międzynarodowe standardy dotyczące definicji i pomiaru innowacyjności jakie zawarte są w podręczniku Oslo Manual 2005 [2]. W podręczniku tym wyróżnia się innowacje produktowe, procesowe, organizacyjne i marketingowe. Innowacja produktowa, to wszelkiego rodzaju zmiany w produktach lub usługach polegające na udoskonaleniu bądź rozszerzeniu o nowy asortyment lub usługę. Wiążą się one z zastosowaniem nowych technologii, z nowym zastosowaniem istniejących technologii lub też z wykorzystaniem nowej wiedzy. Innowacje procesowe natomiast to zmiany w stosowanych metodach wytwarzania, a także w sposobach docierania do odbiorców z produktem bądź usługą. Celem innowacji w obrębie procesów jest obniżenie kosztów jednostkowych produkcji lub dostawy, podniesienie jakości produktów. Mogą one polegać na wprowadzeniu istotnych zmian w zakresie sprzętu i oprogramowania lub na zmianach w zakresie procedur lub technik wykorzystywanych do świadczenia usług. Innowacje organizacyjne to działania w przedsiębiorstwach polegające na wdrożeniu nowej metody organizacyjnej do zasad działania organizacji, która nie była dotychczas stosowana w danym przedsiębiorstwie. Są to innowacje, które stanowią wsparcie dla innowacji produktu i procesów a także wywierają istotny wpływ na efektywność funkcjonowania przedsiębiorstwa. Innowacje organizacyjne mogą przyczynić się do podniesienia jakości i wydajności pracy czy podnieść zdolność firmy do uczenia się.

Zgodnie z definicją przyjętą w podręczniku Oslo Manual przez innowacje marketingowe rozumie się wdrożenie nowej metody marketingowej, która wiąże się ze znaczącymi zmianami w projekcie/konstrukcji produktu lub w opakowaniu, dystrybucji, promocji lub strategii cenowej. Celem innowacji marketingowych jest lepsze zaspokojenie potrzeb klientów, otwarcie nowych rynków zbytu lub nowe pozycjonowanie produktu firmy na rynku. Innowacje marketingowe wyróżnia to, że polegają one na wdrożeniu metody marketingowej niestosowanej dotychczas przez daną firmę [6].

Analizując działalność innowacyjną przedsiębiorstw przemysłowych z działu Wydobywanie węgla kamiennego i węgla brunatnego zgodnie z klasyfikacją PKD w latach 2008-2014, która została zaprezentowana na rysunku 1, można zauważyć iż aktywność innowacyjna przedsiębiorstw z branży wydobywczej w analizowanym okresie była na poziomie około 45%, co oznacza, że co drugie przedsiębiorstwo nie wprowadziło żadnej innowacyjnej zmiany w obszarze produktu, procesu, organizacji czy marketingu. Jest to zdecydowanie niekorzystna sytuacja dla branży borykającej się z niską rentownością. Z rysunku 1 wynika również, że spośród firm aktywnych innowacyjnie w największym stopniu aktywność ta skierowana była na innowacje procesowe, polegające między innymi na wdrażaniu nowych ulepszonych metod produkcji. Natomiast pozostałe grupy innowacji realizowane były w niewielkim procencie przez firmy z branży wydobywczej.

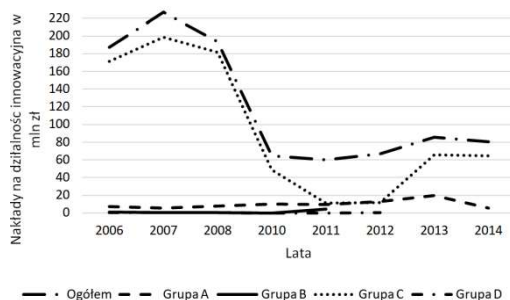


Rys. 1. Innowacyjne działania przedsiębiorstw z działu Wydobywanie węgla kamiennego i węgla brunatnego zgodnie z klasyfikacją PKD w latach 2008-2014. Opracowanie własne na podstawie [2]

Innowacje procesowe bardzo często występują jednocześnie z innowacjami produktowymi ze względu na ściśle powiązania między sobą. Na rysunku 1 także ujęto przedsiębiorstwa, które jednocześnie wprowadziły te innowacje. Można jednak zauważyć, iż odsetek przedsiębiorstw, które zdecydowały się na takie rozwiązanie jest zdecydowanie mniejszy niż przedsiębiorstw wprowadzające tylko innowacje procesowe. Można zatem stwierdzić, iż przedsiębiorstwa z branży wydobywczej innowacyjnie aktywne są przede wszystkim w zakresie procesowym, natomiast w pozostałych obszarach aktywność ta kształtuje się na niskim poziomie. Potwierdza to analiza nakładów na działalność innowacyjną wśród przedsiębiorstw z branży górniczej, która została zaprezentowana na rysunku 2.

Dane statystyczne, służące do zobrazowania nakładów na innowacje (rys 2) zostały, zgrupowane w cztery zasadnicze obszary [4]:

- Grupa A – działalność badawczą i rozwojową (B+R),
- Grupa B – zakup wiedzy ze źródeł zewnętrznych i oprogramowania,
- Grupa C – inwestycyjne na maszyny i urządzenia techniczne,
- Grupa D – szkolenie personelu i na marketing lub istotne ulepszenie produktów.



Rys. 2. Nakłady na działalność innowacyjną w dziale Wydobywanie węgla kamiennego i węgla brunatnego w mln w latach 2006-2014. Opracowanie własne na podstawie [8]

Spośród czterech grup nakładów na innowacje wydatkowane w górnictwie największy udział mają nakłady inwestycyjne na zakup maszyn i urządzeń technicznych – grupa C. Ich udział w całości nakładów utrzymuje się od 2006 roku na bardzo wysokim

poziomie, aczkolwiek w latach 2011-2012 zauważalny jest znaczący spadek na ten rodzaj inwestycji. Było to związane z ogólną recesją w tym okresie. Generalnie można powiedzieć, że grupa C związana z nakładami na inwestycje stanowi główny kierunek innowacji w przedsiębiorstwach branży górniczej, który związany jest z innowacjami procesowymi. Natomiast znikomy jest udział wydatków na pozyskiwanie wiedzy, szkolenie personelu, marketing i ulepszanie produktów – grupa D. Niewiele lepiej kształtują się nakłady na działalność badawczo rozwojową – grupa A., a także na pozyskiwanie wiedzy – grupa B. Analiza nakładów na inwestycje wskazuje jednoznacznie, że przedsiębiorstwa branży wydobywczej marginalnie inwestują w innowacje związane z doskonaleniem szeroko rozumianych procesów zarządzania.

3. Innowacje w zarządzaniu w branży wydobywczej

Z wcześniejszych analiz wynika jednoznacznie, iż przedsiębiorstwa branży wydobywczej niechętnie sięgają do innowacji w zakresie organizacyjnej i marketingowej. Jest to niewątpliwie z dużą stratą dla branży, ponieważ jak dotychczasowe doświadczenia i praktyka dowodzą, rynek jest weryfikatorem działalności gospodarczej, wymuszając właściwą reakcję przedsiębiorstwa na zmiany zachodzące w gospodarce. Jednym z kierunków rozwoju powinno być wprowadzanie innowacji z zakresu zarządzania. Analizując dane zawarte w tabeli 1 dotyczące innowacji organizacyjnych i marketingowych jakie zostały podjęte przez przedsiębiorstwa branży górniczej w latach 2006-2015 [2] można zauważyć, iż bardzo niewielki odsetek przedsiębiorstw podejmuje tego rodzaju działania innowacyjne. Są to wielkości przeważnie jednocyfrowe, co może prowadzić do wniosku, iż innowacje z sfery zarządzania nie są praktycznie realizowane w analizowanym okresie.

Tabela 1. Innowacje organizacyjne i marketingowe w przedsiębiorstwach sekcji Górnictwo i wydobywanie wg PKD wyrażone w % ogółu przedsiębiorstw

Lata		2006-2008	2008-2010	2010-2012	2012-2014	2013-2015
		% ogółu przedsiębiorstw				
Innowacje organizacyjne	Nowe metody w zasadach działania	11,1	9,0	5,9	4,1	3,8
	Nowe metody podziału zadań i uprawnień decyzyjnych	6,3	7,4	5,9	4,5	3,8
	Nowe metody w zakresie kontaktów z otoczeniem	5,1	5,1	4,0	2,6	3
Innowacje marketingowe	Zmiany w konstrukcji, projekcie, opakowaniu wyrobów	2,7	1,3	0,7	1,7	0,6
	Nowe media lub techniki promocji produktów	6,6	4,9	2,8	2,1	1,1
	Nowe metody w zakresie dystrybucji produktów	4,2	2,8	0,7	1,3	0,8
	Nowe metody kształtowania cen wyrobów	6,0	10,0	5,0	2,6	1,3

Jak wynika z danych zawartych w tabeli 1, zakres innowacji organizacyjnych ograniczał się w niewielkim stopniu do poprawy kontaktów z otoczeniem – tylko 5% przedsiębiorstw podjęło takie działania, i do wprowadzania nowych metod działania – 11%. Jest to tak niewielki odsetek przedsiębiorstw, że można zaryzykować stwierdzenie, iż przez ostatnie dziesięć lat praktycznie nic się nie zmieniło w sferze zarządzania kopalniami, co przy współczesnym burzliwym otoczeniu jest niewątpliwie ryzykownym działaniem. Jeszcze gorzej sytuacja ma się w sferze marketingowej, gdzie działania na rzecz promocji produktu praktycznie nie występowały. Warto także

zwrócić uwagę na bardzo niewielkie zainteresowanie innowacjami pomagającymi elastycznie kształtować ceny wyrobu. Brak tych działań współcześnie bardzo wyraźnie można odczuć w sytuacji pojawiania się konkurencyjnych produktów z innych państw, gdzie polski węgiel często nie jest w stanie z nimi konkurować własną ceną. Z analizy danych zawartych w tabeli 1 można także wysunąć wniosek, że innowacje organizacyjne i marketingowe były chętniej podejmowane w latach 2006-2010, później widać wyraźny spadek zainteresowania tego rodzaju inwestycjami.

3. Podsumowanie

Jednym z kierunków rozwoju polskich przedsiębiorstw branży wydobywczej jest z całą pewnością wprowadzanie innowacji w sferze zarządzania kopalniami, ponieważ otoczenie w jakim obecnie przychodzi funkcjonować wszystkim podmiotom gospodarczym na rynku, jest turbulentne i szybko zmieniające się. Konsekwencją tego może być stwierdzenie, iż współczesne przedsiębiorstwa dokonywać muszą ciągłej weryfikacji swoich podstawowych założeń strategicznych, gdyż znajdują się pod bardzo silną presją zmian, których źródłem jest zarówno rosnąca złożoność i zmienność ich makro-, mezo- i mikrootoczenia, jak i wzrastająca konkurencja na rynku. Istnieje tym samym potrzeba stałego poszukiwania skutecznych instrumentów zarządzania zapewniających poprawę efektywności przedsiębiorstw oraz ich zdolność do szybkiego reagowania na zachodzące zmiany [1].

Artykuł został przygotowany w ramach badań statutowych o symbolu 13/030/BK_16/0024 realizowanych na Politechnice Śląskiej, Wydział Organizacji i Zarządzania, Instytut Inżynierii Produkcji .

4. Literatura

1. Borowiecki R. „Przedsiębiorstwo w obliczu wyzwań współczesnej gospodarki”, Nierówności Społeczne a Wzrost Gospodarczy/Uniwersytet Rzeszowski, z. nr 20/2011
2. Działalność innowacyjna przedsiębiorstw w latach 2008-2010, 2009-2011, 2011-2013, 2012-2014. Główny Urząd Statystyczny. Informacje i Opracowania Statystyczne. Warszawa
3. Franik T.: Kształtowanie się wydatków na innowacje w górnictwie oraz badanie wpływu wybranych czynników makroekonomicznych na ich poziom, w: Innowacje w zarządzaniu i inżynierii produkcji, T. 1 / pod red. Ryszarda Knosali. Oficyna Wydawnicza Polskiego Towarzystwa Zarządzania Produkcją, Opole 2016.
4. Franik T. „Ocena wykorzystania nakładów na działalność innowacyjną w górnictwie”, Przegląd Górniczy nr 18/2015
5. Heder A., Tkocz M.: Funkcjonowanie górnictwa węgla kamiennego w gospodarce opartej na wiedzy, Prace Komisji Geografii Przemysłu Polskiego Towarzystwa Geograficznego, nr 21/2013
6. Midor K, Biały W.: Wyzwania stojące przed górnictwem węgla kamiennego. Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. T. 1, Wybrane problemy górnictwa podziemnego. Red. Krzysztof Kotwica. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łódź, 2016
7. Midor K., Innowacje w przedsiębiorstwach branży górniczej w Polsce, w: Górnictwo węgla kamiennego. Inteligentne rozwiązania (pod red) Midor K., Michalski Wydawnictwo P.A. NOVA. 2015
8. Roczniki branżowe. Rocznik statystyczny przemysłu. Warszawa. Lata 2005-2015.



Producent maszyn i urządzeń dla górnictwa podziemnego



www.minemaster.eu

Rafał Nowakowski, Grzegorz Hendrykowski, Mirosław Lewicki
KGHM Polska Miedź S.A. Oddział Zakłady Górnicze Lubin

KIERUNKI ROZWOJU ZABEZPIECZENIA STATECZNOŚCI WYROBISK W WARUNKACH ODDZIAŁU ZAKŁADY GÓRNICZE LUBIN

DIRECTIONS FOR DEVELOPMENT OF PROPERTY STABILITY PROTECTION IN THE CONDITIONS OF LUBIN DEPARTMENT MINING PLANT

STRESZCZENIE

W referacie omówiono warunki górnicze w wybranych polach eksploatacyjnych Oddziału Zakłady Górnicze Lubin. Poruszono zagadnienia związane z problemami kotwienia stropu oraz utrzymaniem stabilności wyrobisk górniczych.

Odniesiono podejmowane działania rozwojowe do strategii KGHM Polska Miedź S.A. na lata 2017-2021. Sprecyzowano główne uwarunkowania górotworu mające wpływ na kierunki prowadzenia eksploatacji. Scharakteryzowano typy obudowy kotwowej wykorzystywane obecnie z równoczesnym dedykowaniem ich do zadanych warunków stropowych. Przedstawiono grupę SMG uczestniczącą bezpośrednio w procesie kotwienia ze wskazaniem kierunków ich rozwoju. Opisano niekonwencjonalne wykorzystanie stojaków hydraulicznych jako układów podpierających strop przy budowie tamy podsadzkowej. Przedstawiono korzyści z zastosowania wierceń kierunkowych do wyprzedzającego rozpoznania złoża.

ABSTRACT

The paper discusses mining conditions in selected mining fields of Lubin Mining Plant. Issues related to the problems of roof bolting and maintaining the stability of mining excavations were discussed. The development activities has been related to the strategy of KGHM Polska Miedź S.A. for the years 2017-2021. The main conditions of the rock mass have been determined, which influence the direction of exploitation. It has been characterized the anchor casing types which are now being used, while simultaneously dedicating them to the required ceiling conditions. It has been presented group of self-propelled mining machines, which takes part directly in the anchoring process, indicating the direction of their development. The unconventional use of hydraulic stands as floor support systems for the construction of the filling dam is described. The benefits of using directional drilling to advance the field are presented.

THIELE
Fabryka detali i części Przemysłowych i Technicznych Krynica Młotycowa

TUR 2012
3. Międzynarodowa Konferencja TECHNOLOGICZNA
Krynica - Krynica, 26 IX - 28 IX 2012

KRYNICA

Zapraszamy na prezentację oraz degustację naszych nowych produktów:
Zygalski, Miśkiewiczówna & Bylszifferski
www.thiele.de

Henryk Omański, Mirosław Lewicki
KGHM Polska Miedź S.A. Oddział Zakłady Górnicze Lubin

MONITORING PRACY SMG JAKO ELEMENT STRATEGII SKUTECZNEGO ZARZĄDZANIA MASZYNAMI DOŁOWYMI

SELF-PROPELLED MINING MACHINES MONITORING AS AN ELEMENT OF STRATEGY FOR EFFICIENT MANAGEMENT OF UNDERGROUND MACHINES

STRESZCZENIE

Wysoki stopień niezawodności samojezdnych maszyn górniczych stanowi o ich właściwej pracy i pozwala na osiągnięcie właściwych poziomów wskaźników odnoszących się do parametrów wydobywania. Monitoring pracy SMG w trybie utrzymania bezpośredniej transmisji danych do jednostki zarządczej pozwala na bezpośrednią i merytoryczną obserwację stanów i parametrów pracy poszczególnych podzespołów maszyn. Dobór typów monitorowanych maszyn oraz rodzaje wykorzystywanych czujników pozwalają na skuteczne wychwytywanie i obserwację nietypowych zachowań głównych podzespołów skutkujących w późniejszym okresie uszkodzeniami bądź awariami mogącymi unieruchomić jednostkę. Dysponowanie oprogramowaniem SAP Business Objects bazującym na hurtowni danych SAP BW pozwala na budowanie bieżących raportów kontrolnych dedykowanych dla dozoru wyższego kopalni. Odpowiednie ustosunkowanie się do obserwowanych przekroczeń oraz skuteczne oddziaływanie na operatorów poprzez ciągłe podnoszenie ich kwalifikacji pozwala na minimalizację awaryjności SMG.

ABSTRACT

The high level of reliability of self-propelled mining machines is their proper work and allows for the achievement of appropriate levels of indicators related to mining parameters. Self-propelled mining machines monitoring in the mode of direct data transmission to the management unit allows for direct and substantive observation of the states and working parameters of individual machine subassemblies. The choice of types of monitored machines and the types of sensors used allow for effective capture and observation of untypical behaviors of major components resulting in subsequent failures or failures capable of immobilizing the unit. SAP Business Objects, based on the SAP BW data warehouse, allows you to build up-to-date control reports for higher mine supervision. Appropriate response to observed failure frequency and effective impact on operators by continuously upgrading their qualifications allows self-propelled mining machines failure frequency to be minimized.

KAZ Serwis sp. z o.o.



ul. Jasna 31b, 44-122 Gliwice
tel.: 32 239 44 40, fax.: 32 239 44 45

Zakres działania spółki obejmuje :

- prace projektowe,
- dostawa materiałów i urządzeń,
- prace montażowe elektryczne,
- remonty urządzeń
- produkcja urządzeń elektrycznych
- Serwis gwarancyjny i pogwarancyjny montowanych urządzeń.



Głównymi tematami w jakich się spółka specjalizuje to:

- instalacje elektro-energetyczne w sieciach zasilających średnie i niskie napięcia,
- budowa nowych lub modernizacja istniejących pól rozdzielczych,
- montaż instalacji oświetleniowych, teletechnicznych, światłowodowych,
- inwestycje; zaprojektuj i wykonaj

e-mail: biuro@kaz-serwis.pl

www.kaz-serwis.pl

Vitalii Panchyk, Pavlo Prysyzhnyuk, Roman Andrusyshyn
Ivano Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine

DEVELOPMENT OF MATERIALS FOR MINING AND EXCAVATING WEAR PARTS HARDFACING BASED ON HIGH MANGANESE STEEL

ABSTRACT

In this study wear resistance of hardfacing materials based on Fe-Mn-Ti-B-C and Fe-Mn-Zr-B-C systems were investigated. Coatings deposition was performed by open arc welding from flux-cored wire with low carbon steel sheath, filled with powder mixture of ferromanganese and titanium or zirconium borides. The concentration of boride phases in the coatings was 15% by volume, and the chemical composition of the binder corresponded to Hadfield's steel. Wear tests were conducted by means of a centrifugal accelerator in dry sand environment at 30° attack angle. Abrasion-erosion tests results showed that the presence of titanium and zirconium borides increase the wear resistance (up to ~ 1,5 – 2 times) of coating in comparison with conventional Fe-Cr-C alloy and pure Hadfield steel. The microstructure analysis in the hardfaced deposits revealed that it consists from uniformly dispersed boride inclusions in the steel matrix. No crack or pores formation was found on the coatings. Developed hardfacing materials can be considered alternative to the tungsten based materials in mining industry for impact-abrasive wear conditions.

1. Introduction

Hardfacing by electric arc deposition is the most widely used and simple technology to improve the properties of various components for mining equipments. In this case development of new hardfacing materials for wear parts in mining industry is very actual and important, because standard hardfacing Fe-based high-chromium alloys are characterized by low wear resistance in impact – abrasive wear conditions [1]. High wear resistance in impact-abrasive wear conditions is typical for high-manganese (11-14 wt. % Mn) steels with austenitic structure, this is achieved through the intense deformation hardening during plastic deformation [2]. For achieving the structure of manganese austenite in the surface layer, it is rational to use flux-cored wires with elemental composition which provides the required phase composition and properties [3]. Hardfacing with such type of wires can be successfully used especially for drainage buckets, half-sleeves of dredges and teeth of excavator buckets in mining industry. The presence of strong carbide-forming elements such as Nb, Ti, V etc. in manganese steel wires leads to improving wear resistance due to synergetic effect by superposition of disperse and deformation hardening.

2. Materials and methods

High manganese steel hardface alloy was deposited on mild steel substrate with flux-cored wires containing ferrosilicomanganese grade MNS17 (~ 10-15 wt. % Si, ~ 65 % wt. Mn, ~ 2,5 wt. % C, Fe the rest), graphite, boron and titanium powders in concentrations required for obtaining in the surface layer of steel with a structure of manganese austenite reinforced with 15 vol. % titanium superhard refractory compounds. Hardfacing was deposited in one layer with 3 mm thickness, arc welding conditions were as follows: welding current: 160-180 A; arc voltage 160-180 A; electrode polarity: DCEN. The structure of obtained hardfacing was studied using a ZEISS EVO 40XVP scanning electron microscope with an INCA Energy X-ray microanalysis. Hardness was measured by Rockwell method on a TK-2 device (scale A). The grain size of the ceramic phases was measured with the intercept method using ImageJ software.

The laboratory abrasion tests were carried out using centrifugal accelerator abrasion test equipment (Fig. 1). The rectangular test samples 8 (size: 20mm×15mm×5mm) was fixed at the attack angle of 30° to the disk rotating at a speed of 6000 rpm on which quartz sand was falling from the bunker 2. The wear resistance was estimated from the mass loss during abrasive erosion.

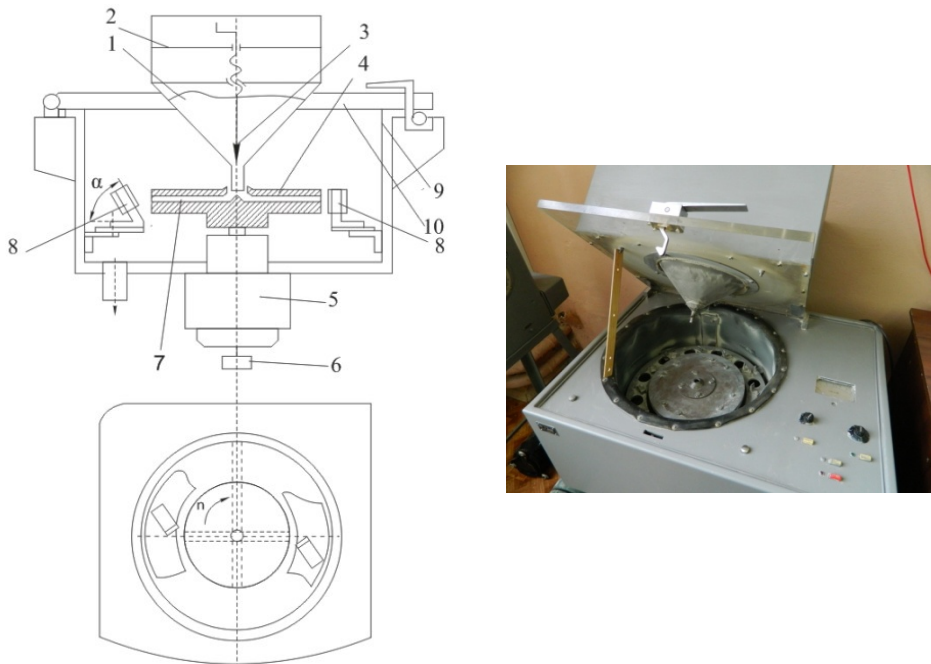


Fig. 1. Laboratory centrifugal accelerator for hardfacing abrasion tests

3 Results and Discussion

Microstructure investigation using electron backscatter diffraction revealed that the microstructure of surface layer contained of uniformly distributed faceted ceramic particles within the matrix as shown in Fig. 2. The mean grain size of ceramic inclusions is approximately 2 microns. Results of the chemical analysis shows that the matrix of hardfaced layer contains manganese austenite with ability to deformation

strengthening and Fe-Mn-rich eutectic alloyed with Si distributed on the austenite grain boundaries. The macro hardness of the deposited layer is approximately 84 HRA while the hardness of substrate is in the range 150 – 200 HV. Such difference in hardness is due primarily to the presence of refractory titanium compounds.

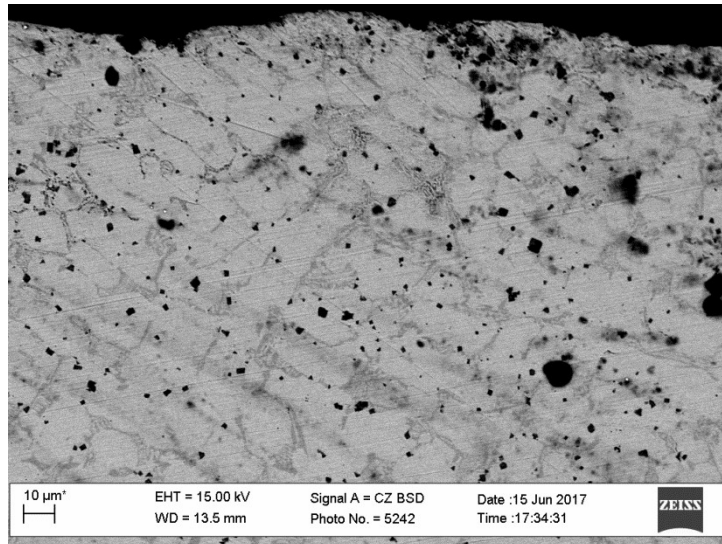


Fig. 2. The microstructure of the hardfacing surface layer

Wear test results are presented in Fig. 3 shows that the deposited layer from flux-cored wire based on high manganese steel has better wear resistance compared to the pure Hadfield steel and hardfacing alloy based on Fe-Cr system.

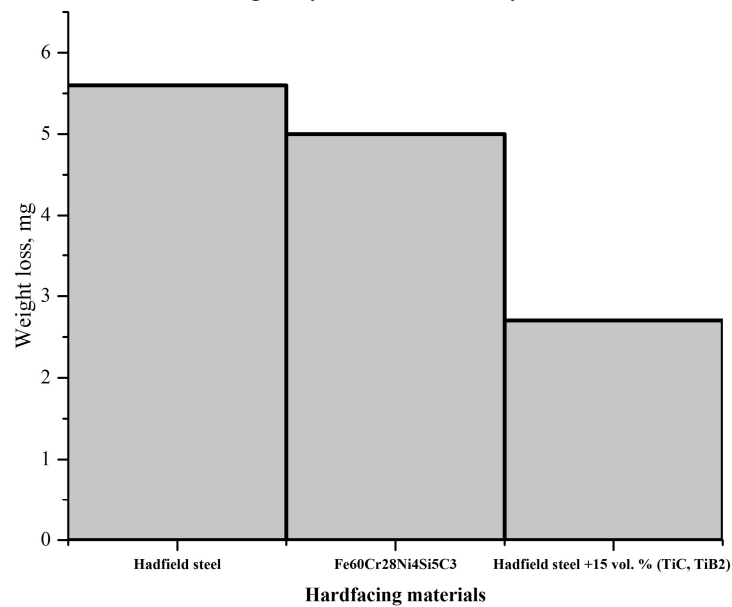


Fig. 3. Comparative characteristic of wear resistance of hardfacing materials

SEM investigations of the hardfacing morphology after abrasion wear tests (Fig. 4) show that there are no cracks or other traces of brittle failure in the surface layer. This could be due to superposition of austenite deformation strengthening and disperse hardening by refractory titanium compounds in the top of deposited layers.

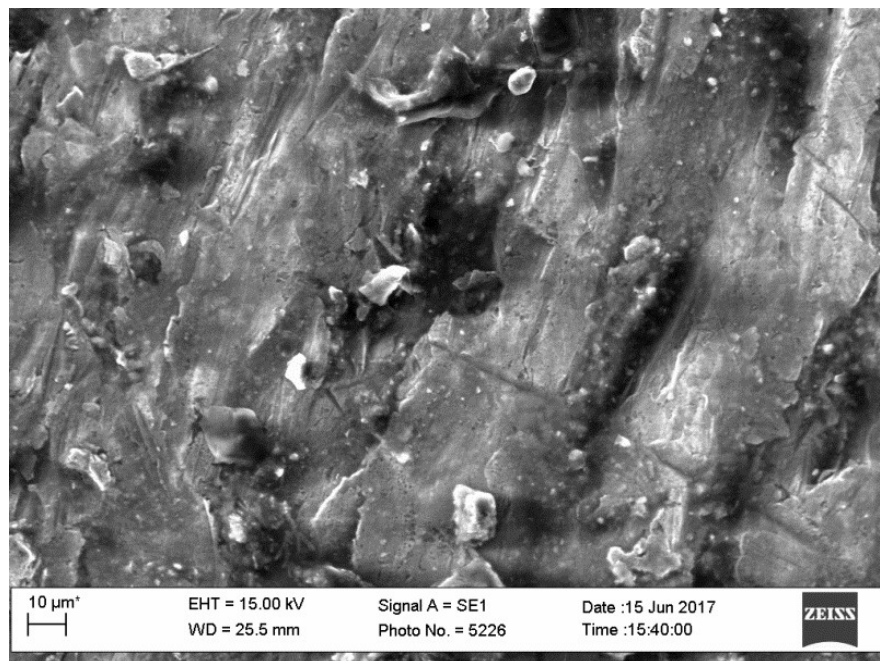


Fig. 4. The worn surface after wear tests of hardfaced layer

4. Summary

In the present study the impact/abrasion wear characteristics of flux-cored wires based on high manganese steel reinforced with titanium refractory superhard compounds have been investigated. The main conclusions are as follows. The presence of dispersed inclusions of reinforcements based on titanium can improve the wear resistance of mining equipment wear parts in 2 times. It can be explained by features of obtained structure which contains manganese austenite with ability to deformation strengthening and uniformly distributed dispersed ceramic phases.

5. Literature

1. Chotěborský, R., Hrabě, P., Müller, M., Savková, J., & Jirka, M. (2008). Abrasive wear of high chromium Fe-Cr-C hardfacing alloys. *Research in Agricultural Engineering*, 54(4), 192-198
2. Kryl, Y. A., & Prysyzhnyuk, P. M. (2013). Structure formation and properties of NbC-Hadfield steel cermets. *Journal of Superhard Materials*, 35(5), 292-297.
3. Jilleh, A., Babu, N. K., Thota, V., Harun, M. K., & Talari, M. K. (2013). Microstructural and mechanical properties investigation of TiC reinforced hardface alloy deposited on mild steel substrate. *Transactions of the Indian Institute of Metals*, 66(4), 433-436.

Florin Dumitru Popescu, Sorin Mihai Radu, Ildiko Brînaş
University of Petroşani, Romania

SIMULATION AND MODELLING OF A STATICALLY BALANCED MULTI-ROPE HOISTING MACHINERY

ABSTRACT

The paper introduces a method for simulation and modelling of statically balanced multi-rope hoisting machinery to the purpose of studying variation according to the hoisting stage of forces and powers at the periphery of the driving wheel. SolidWorks® software was used in order to achieve such purpose. The components of the technical system (driving wheel, hoisting containers, traction and balancing cables) were built and then assembled into a virtual system. Geometrical and mechanical connections were applied upon the created assembly. By means of using the calculation facilities of SolidWorks® software and imposing the acceleration of the actuation engine, variation diagrams were drawn for acceleration, speed and forces at the periphery of the driving wheel, as well as for power according to hoisting stages. The scenarios of actuating hoisting machineries using asynchronous or direct current engines were studied.

1. Introduction

Hoisting machineries have cyclic operation. The size of the actuation power, as well as the absorbed power, depend on the tachogram form, the shape of which being determined by the actuation mode of the hoisting machinery, technological conditions of operation, but also by restrictions imposed by operational safety.

Similar to tachogram tracing, the diagrams for forces and power variations are performed starting from acceleration variation.

The acceleration variation mode is imposed by the mechanical characteristics of the actuation engine. Classic actuation scenarios will be considered: asynchronous engine (acceleration during initiation has a constant value) and direct current engine (acceleration during initiation has a linear variation). The relation that determines force variation at the periphery of the cable rolling component is:

$$F = [k \cdot Q_u + (q - q_1) \cdot (H - 2 \cdot x)] \cdot g \pm a \cdot \sum m \quad (1)$$

where:

H - transportation distance, m,

x - intermediary distance, m,

Q_u - transported useful mass, kg,

q - specific mass of the traction cable, kg/m,

q_1 - specific mass of the balancing cable, kg/m,

a - acceleration, m/s^2 ,

$\sum m$ - sum of moving masses, reduced to the periphery of the rolling cable component, kg,

k - coefficient used for assessment of friction forces (0,15...0,2),

g - gravitational acceleration.

2. Variation of forces and powers for statically balanced hoisting machineries actuated by asynchronous engine

Given the fact that for statically balanced hoisting machinery $q_1=q$, relation (1) – defining variation at the periphery of the rolling element – will now be:

$$F = k \cdot Q_u \cdot g \pm a \cdot \sum m \quad (2)$$

Actuation power is determined using the following relation:

$$P = F \cdot v \quad (3)$$

where:

v - transportation speed, m/s.

The measures on which the diagrams tracing are based are shown in table 1. Six distinct points are presented, corresponding to a trapezoidal tachogram. Values are indicated for every point, as well as calculation relations corresponding to the following measures: acceleration, speed, space, force and power. In Figure 1 it is shown which graph drawings correspond to variation of acceleration, speed, force and actuation power in this scenario.

It is noticeable that in the scenario where the hoisting machinery is statically balanced – relation (2) – the force variation on the periphery of the rolling element no longer depends on the distance covered up to a given moment, being constant for every period of the three transportation stages.

Table. 1. Variation of forces and powers according to hoisting stages for statically balanced hoisting machineries actuated by asynchronous engine

	Hoisting stage	a m/s ²	v m/s	x m	F N	P W
1	Beginning of acceleration stage	a_1	0	0	$F_1 = kQ_u g + a_1 \sum m$	$P_1 = F_1 v = 0$
2	End of acceleration stage	a_1	v_{max}	h_1	$F_2 = kQ_u g + a_1 \sum m$	$P_2 = F_2 v_{max}$
3	Beginning of uniform running stage	0	v_{max}	h_1	$F_3 = kQ_u g$	$P_3 = F_3 v_{max}$
4	End of uniform running stage	0	v_{max}	$\frac{h_1+h_2}{2}$	$F_4 = kQ_u g$	$P_4 = F_4 v_{max}$
5	Beginning of braking stage	$-a_3$	v_{max}	$\frac{h_1+h_2}{2}$	$F_5 = kQ_u g - a_3 \sum m$	$P_5 = F_5 v_{max}$
6	End of braking stage	$-a_3$	0	H	$F_6 = kQ_u g - a_3 \sum m$	$P_6 = F_6 v = 0$

3. Variation of forces and powers according to hoisting stages for statically balanced hoisting machineries actuated by direct current engine

Similar to the statically balanced hoisting machineries actuated by asynchronous engine, in the direct current engine actuation scenario the relations for calculating forces and powers are shown in chapter 2, relations (2) and (3).

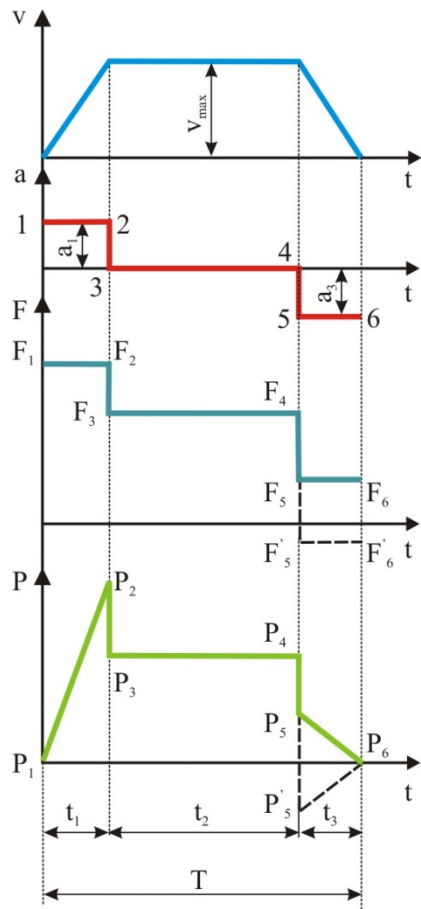


Fig. 1. Variation of forces and powers for asynchronous engine actuation

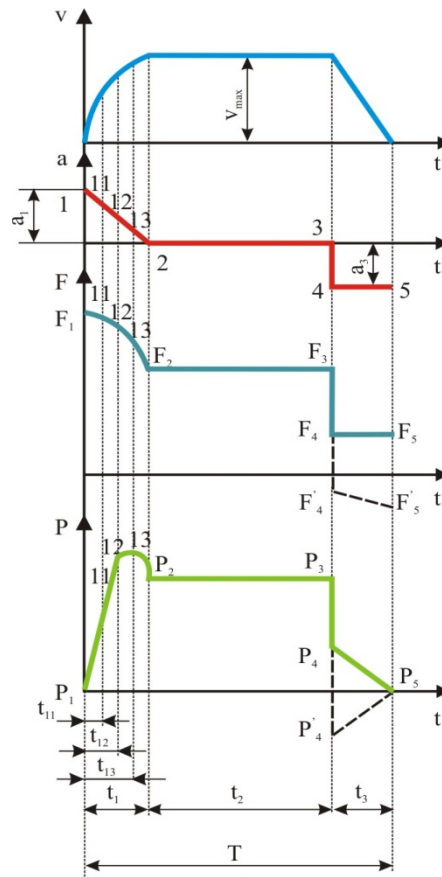


Fig. 2. Variation of forces and powers for direct current engine actuation

Table 2 points out the measures that diagrams tracing are based upon. In this scenario, five distinct points were considered in correspondence with a tachogram. Values are indicated for every point, as well as calculation relations corresponding to the following measures: acceleration, speed, distance, force and power.

Figure 2 presents the graph drawings corresponding to variation of acceleration, speed, force and actuation power for statically balanced hoisting machineries actuated by direct current engine. In the direct current engine actuation scenario, the force is constant only for tachogram stages where the acceleration is constant: uniform running stage and braking stage.

In relation (2), it is shown that, in this scenario, the only time-variable measure is the acceleration. This has decreasing linear variation, which determines parabolic variation of force at the periphery of the cable rolling component. Given the decreasing acceleration, the shape of the force will be a convex parabolic. The acceleration derivative determines the convex or concave nature of the force graph drawing.

Table 2. Variation of forces and powers according to hoisting stages for statically balanced hoisting machineries actuated by direct current engine

	Hoisting stage	a m/s²	v m/s	x m	F N	P W
1	Beginning of acceleration stage	a_1	0	0	$F_1 = kQ_u g + a_1 \sum m$	$P_1 = F_1 v = 0$
2	End of acceleration stage	0	v_{max}	h_1	$F_2 = kQ_u g$	$P_2 = F_2 v_{max}$
3	End of uniform running stage	0	v_{max}	h_1+h_2	$F_3 = kQ_u g$	$P_3 = F_3 v_{max}$
4	Beginning of braking stage	$-a_3$	v_{max}	h_1+h_2	$F_4 = kQ_u g - a_3 \sum m$	$P_4 = F_4 v_{max}$
5	End of braking stage	$-a_3$	0	H	$F_5 = kQ_u g - a_3 \sum m$	$P_5 = F_5 v = 0$
6	Beginning of acceleration stage	a_1	0	0	$F_1 = kQ_u g + a_1 \sum m$	$P_1 = F_1 v = 0$

4. Tracing diagrams of variation of forces and powers using Solid Works®

In order to study the time-related variation of forces at the periphery of the driving wheel and power for statically balanced multi-rope hoisting machinery, I have created a SolidWorks® model of such installation, materialized into an assembly (Figure 3) [5]. A mass – corresponding to the transported useful load – was assigned to the ascending container.

An actuation engine was assigned to the drive component (Kope wheel), as shown in Figure 4, therefore the acceleration variation of the actuation engine can be expressed through points or mathematical expressions. Simultaneously, the assembly is subject to Earth gravity, as shown in Figure 4. This will act upon those assembly components which are not fastened to the rotation axle of the drive wheel.

The movement of the two transportation containers of the assembly shown in Figure 3 is ensured by means of a gear rack-type joint, established between the hoist machinery driving wheel and the transportation containers. Thus, I have modelled the physical link between cables, hoisting containers and driving wheel by means of a logical link (gear rack-type joint) which can be made available to SolidWorks® users.

Moreover, SolidWorks® allows for assigning gravitational acceleration to the assembly, which will introduce useful mass into the numerical calculation method (Figure 4). In the absence of gravitational acceleration, both terms of the expression of force at the periphery of the driving wheel would be altered from the numerical calculation point of view. For every tachogram to be further presented, the acceleration values were imposed either through points or through mathematical expressions.

4.1. Calculation of forces and powers for hoisting machinery actuated by asynchronous engine

In the scenario of actuation by asynchronous engine of the above-described assembly, in Figure 5 I have presented the method of imposing the acceleration variation of the actuation engine. As seen in Figure 5, compared to the analytical method, acceleration no longer has step-type strict variation. Imposing acceleration variation as a step function – as with analytical methods – leads to impossibility of numerical determination of tachograms and, implicitly, of variation of forces variation at the periphery of the driving

wheel and power. For this reason, the acceleration variation in the presented instances does not have the shape of a Heaviside-type function.



Fig. 3. Assembly of statically balanced multi-rope hoisting machinery. The fully loaded transportation container is on the ascending arm

Starting from acceleration variation, I have traced the variation diagrams of speed, forces and actuation power according to hoisting stages.

SolidWorks® software allows for tracing of these measurements. Figure 6 shows the tracing method for speed variation. Figure 7 presents the tracing method for force, while tracing method for power is shown in Figure 8. The variation of these measurements is reported to the hoisting stages specific to and installation actuated by an asynchronous engine actuation. The diagrams achieved from simulation are presented in Figure 9. These diagrams are of non-quantitative nature, since they are not for a specific hoisting installation.

Their purpose is to bring out the generic character of the used simulation and modelling method, the comparison being performed in opposition to analytical methods in specialist literature [1, 2, 4, 5].

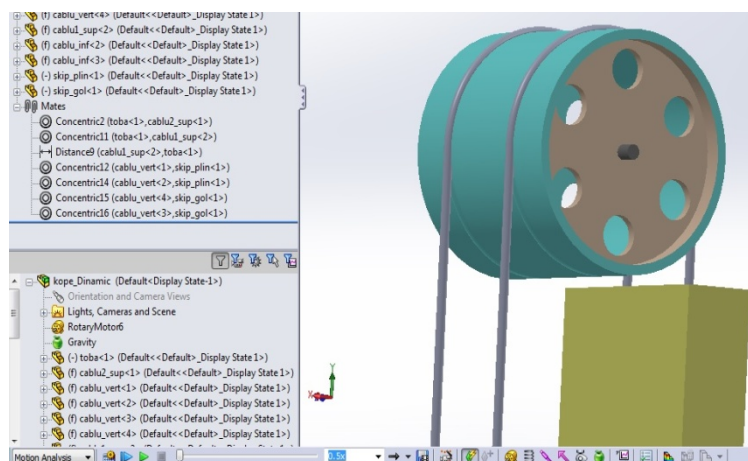


Fig. 4. Assigning actuation engine and gravity

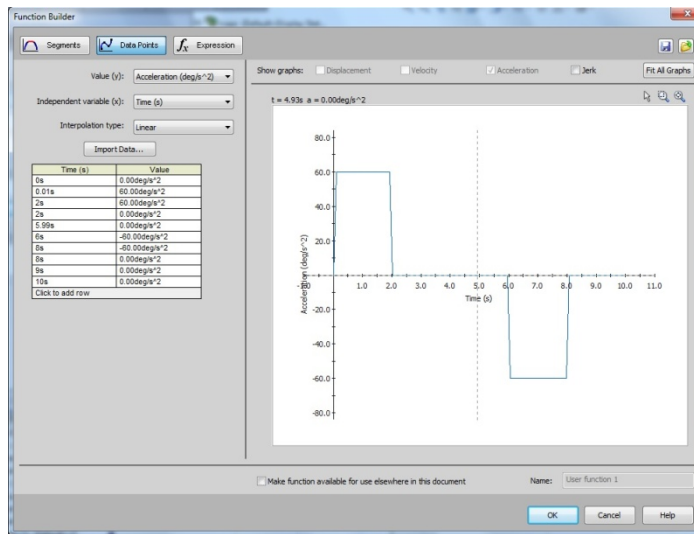


Fig. 5. Imposing acceleration variation by points for actuation by asynchronous engine

4.2. Calculation of forces and powers for hoisting machinery actuated by direct current engine

Approaching this actuation method for a hoisting installation is similar to the presentation in paragraph 4.1. This time, I have imposed a variation of speed similar to the representation in Figure 10. The acceleration variation is in linear acceleration with negative slope stage, which will impose – as it will be shown in simulation – a convex parabolic variation of speed. The diagrams resulting from simulation are presented in Figure 11.

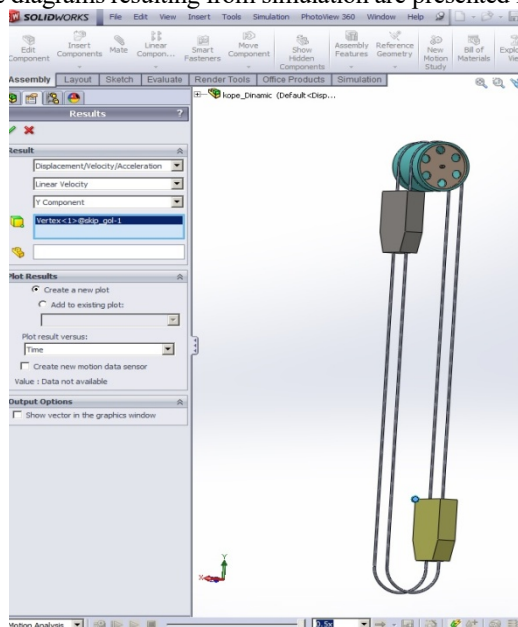


Fig. 6. Calculation and speed tracing method

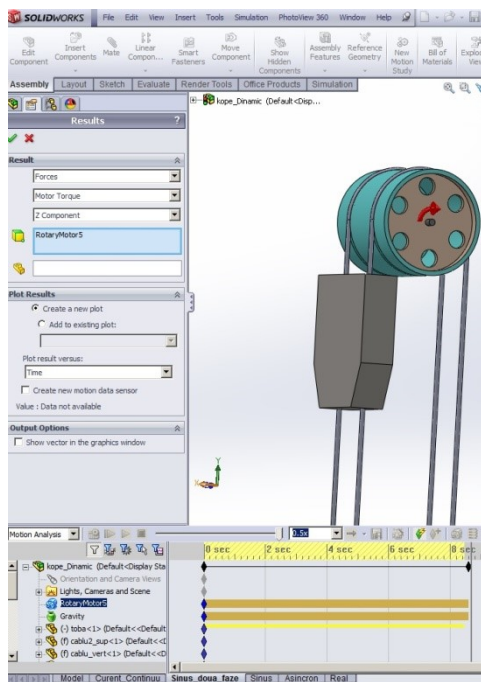


Fig. 7. Calculation and forces tracing method

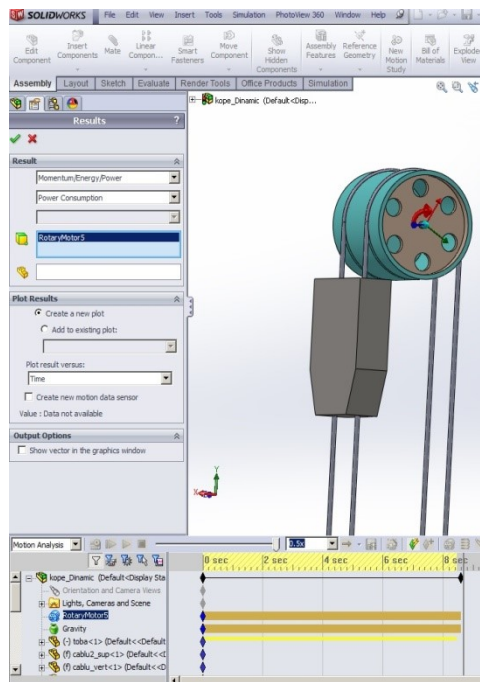


Fig. 8. Calculation and power tracing method

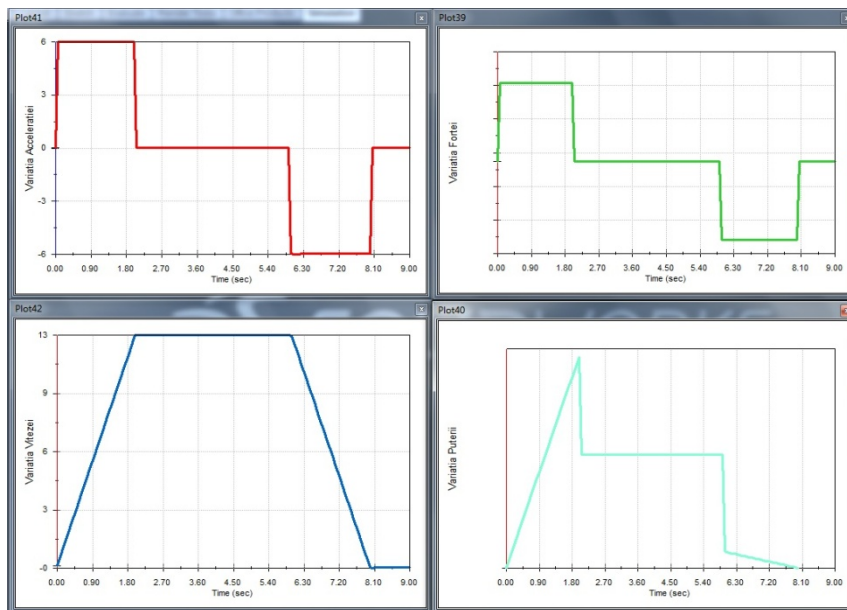


Fig. 9. Acceleration, speed, forces and power variation for actuation by asynchronous engine

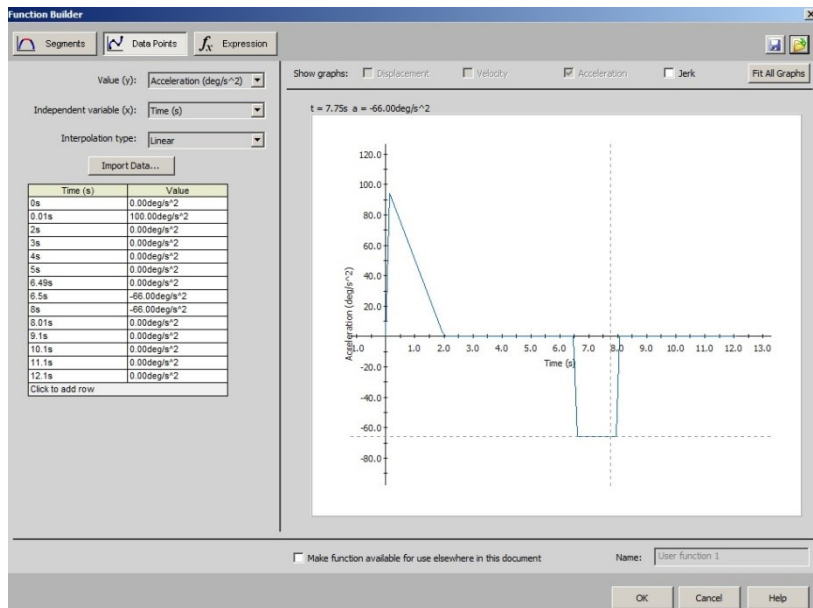


Fig. 10. Imposing acceleration variation by point to actuation by direct current engine

To the purpose of limiting shocks through the mechanical system during movement of hoisting containers, elimination of sudden acceleration variations is imposed, resulting in speed variation with smooth transitions from one value to another.

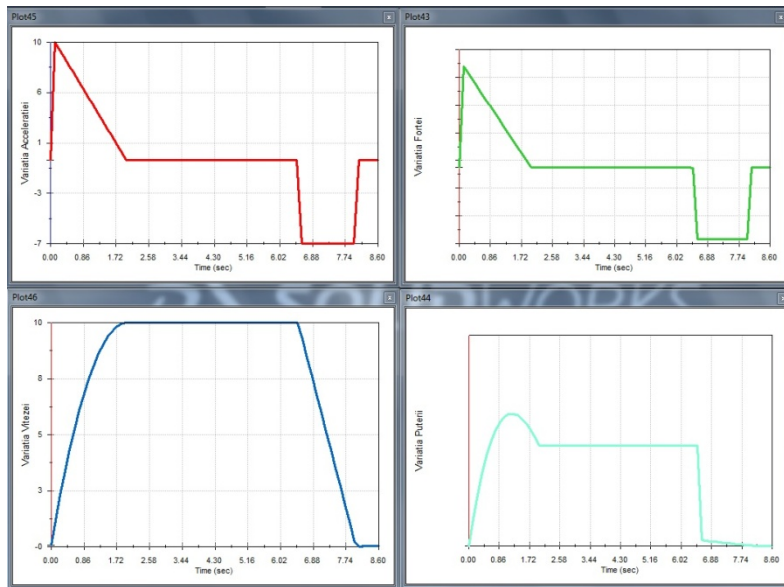


Fig. 11. Acceleration, speed, forces and power variation for actuation by direct current engine

Such solution is the three-stage tachogram, with shock dampening, the simulation of which is shown in Figure 12.

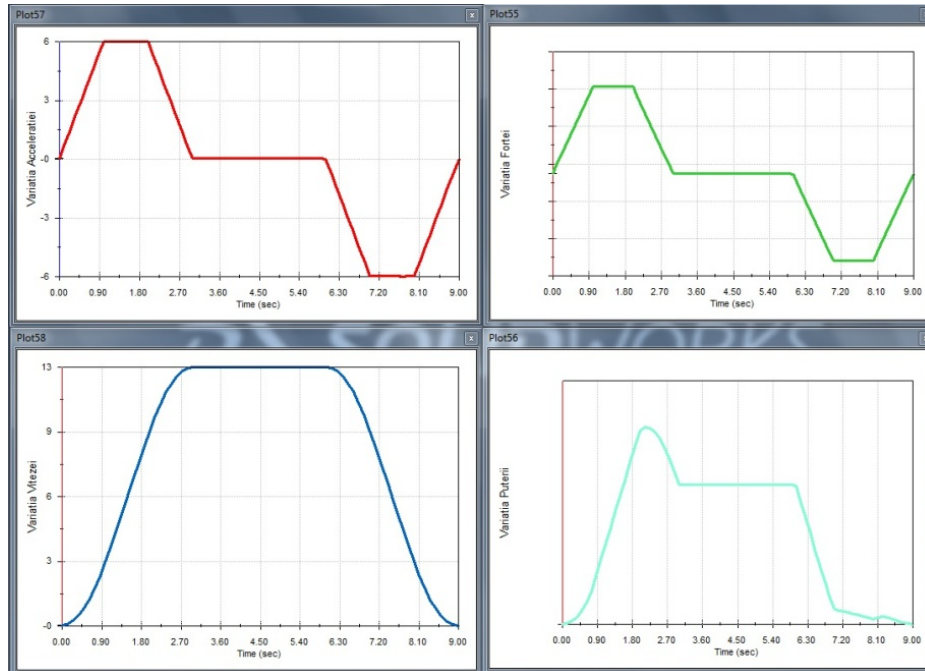


Fig. 12. Variation of force and power for three-stage tachogram with trapezoidal acceleration variation

Kinematically speaking, this is a three-stage tachogram with trapezoidal acceleration variation. This actuation type leads to shock dampening.

The shocks value is characterized by the third derivative of distance reported to time:

$$\rho = \frac{d^3x}{dt^3} = \frac{a}{t} \quad (4)$$

The shock size results from the condition of non-existent oscillations in the fully loaded ascending arm of the machinery. For large transportation distances (such as high-depth hoisting machineries) these oscillations will reach substantial values.

5. Conclusions

Following the analysis of the results achieved from simulation and modelling of a statically balanced multi-rope hoisting installation using SolidWorks® software, the following conclusion can be drawn:

- The achieved graphical results are identical to those in specialist literature, which confirms that the adopted simulation and modelling type is correct.
- The adopted model is useful in case of verifying or designing a hoisting installation. In addition to the information herewith presented, in case of verification or design, the following actions will also be required: up-to-scale components building, selection of components materials, subsequent assembly of a virtual system and

application of principles presented in paragraph 4 to the aforementioned virtual system.

- This simulation and modelling type provides the possibility of performing a high number of calculation alternatives in a relatively short time, fast revision of certain outputs by instant change of primary data, as well as possibility of attempting complex forms of actuation engine acceleration variation.
- Approaching the study of hoisting machinery kinematics and dynamics by means of simulation and modelling allows for adopting any form of acceleration variation of the actuation engine, which is almost impossible when using analytical methods.
- The adopted method of study is fundamentally based upon numerical calculations. The results highlighted by the present article are of graphical nature, to allow for comparison with graphical outputs in specialist literature, which are determined through analytical methods and start from simple acceleration variations (step-type or linear accelerations). Adopting such simplified acceleration variations leads to oversizing the actuation engines.
- The presented method can be applied to the study of kinematics and dynamics of other vertical transportation installations (elevators, for instance).
- From didactic perspective, the simulated and modelled physical system (the hoisting machinery) becomes more accessible and intuitive. A more documented vision is provided regarding the operation mode and principles that stand on the very basis of design and verification of such machinery.

6. Literature

1. Brădeanu, N., Instalații de extracție miniere (Mining Hoisting Machinery), Editura Didactică și Pedagogică, București, 1964.
2. Magyari, A., Instalații mecanice miniere (Mining Mechanical Installations), Editura Tehnică, București, 1990.
3. Matt, Lombard, SolidWorks 2010 Bible, Wiley Publishing, Inc. Indianapolis, Indiana, 2010.
4. Popescu, F., D., Instalații de transport pe verticală (Vertical Hoist Systems), Focus Publishing, Petroșani.
5. Popescu, F., D., Radu, S., M., Vertical Hoist Systems, New Trends Optimizations LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbrucken Germany, 2014.

Jan Sidor, Paweł Tomach, Paweł Piekaj
AGH w Krakowie

SONDAŻOWE BADANIA DROBNEGO MIELENIA MAGNEZYTU W MŁYNIIE WIBRACYJNYM

SURVEY RESEARCH MAGNESITE FINE GRINDING IN A VIBRATORY MILL

STRESZCZENIE

Badania bardzo drobnego mielenia magnezytu przeprowadzono w laboratoryjnym młynie wibracyjnym o działaniu okresowym i niskiej częstotliwości drgań (16 Hz) oraz kołowej trajektorii drgań. Do badań użyto rozdrobniony magnezyt pochodzący z polskiego złoża. Proces mielenia wibracyjnego zachodził w komorze o pojemności 2,2 dm³ z wykładziną gładką stalową, a mielnikami były kule stalowe. Celem badań było uzyskanie produktu mielenia zawierającego klasę 0÷10 µm powyżej 70%. Magnezyt mielono w dwóch środowiskach: powietrza i wody. Program eksperymentu obejmował badanie kinetyki mielenia magnezytu z uwzględnieniem wpływu stopnia napełnienia komory. Jako dodatkowe kryteria jakości wytwarzanej mączki przyjęto jeszcze udziały klas ziarnowych 0÷20 µm, 0÷60 µm oraz ziarna kontrolne d₅₀, d₉₀ i d₉₇. Wyniki badań wskazują, że w młynie wibracyjnym można z dużą wydajnością wytwarzać, mączkę magnezytową o parametrach uziarnienia pozwalających na zastosowanie jej jako wysokiej aktywności nawóz mineralny, wypełniacz tworzyw polimerowych, surowiec do produkcji ceramiki specjalnej, szlachetnej, środków farmaceutycznych, komponent pasz oraz wysokiej jakości materiałów budowlanych.

ABSTRACT

The paper contains the results of a very fine grinding magnesite performed within a vibratory mill of the periodic action and low vibration frequency (16 Hz) and the vibration of the circular trajectory. The study used a crushed magnesite from the Polish deposit. The milling process occurred in a chamber with a capacity of 2.2 dm³ smooth-lined steel, and a steel grinding media. The research was aimed at obtaining a grinding product containing 0÷10 µm above 70%. Magnesite was milled dry and wet. The experiment program consisted of a study of kinetics of magnesite grinding taking into account the influence of the filling level of the chamber. Grain classes 0÷20 µm, 0÷60 µm and control grains d₅₀, d₉₀ and d₉₇ are also accepted as additional quality criteria. The test results indicate that a high-purity magnesium powder can be produced in a vibrating mill and allowing it to be used as a high activity mineral fertilizer, polymer filler, raw material for special ceramics, pharmaceuticals, And high quality building materials.

1. Wprowadzenie

W przeróbce mechanicznej surowców mineralnych, rud, węgla oraz spoiw mineralnych stosowane są młyny, najczęściej z mielnikami swobodnymi. Do najbardziej rozpowszechnionych rozwiązań należą młyny grawitacyjne zwane kulowymi lub prętowymi w zależności od zastosowanego rodzaju mielników, a także młyny autogeniczne i semiautogeniczne [1, 2, 3]. Oprócz młynów grawitacyjnych stosowane są również młyny mieszadłowe i wibracyjne. Młyny wibracyjne ze względu na swoje znacznie korzystniejsze parametry technologiczne są coraz częściej stosowane. Z porównania ich z klasycznymi młynami grawitacyjnymi – kulowymi, wynika, że młyny te o tej samej wydajności charakteryzują się, mniejszym jednostkowym poborem energii, mniejszą masą oraz wymagają znacznie mniejszej przestrzeni do zabudowy, dzięki czemu przekłada się to na niższe koszty inwestycyjne i eksploatacyjne. Dlatego młyny wibracyjne skutecznie zastępują klasyczne młyny kulowe w wielu zastosowaniach. Obszerne wyniki badań tych młynów, metody ich projektowania, modele matematyczne procesowe i mechaniczne przedstawiono w pracach [4 i 5].

Proces rozdrabniania w młynach wibracyjnych zachodzi dzięki energii przekazywanej od drgającej komory z odpowiednią częstotliwością i amplitudą drgań. Na proces wpływa również trajektoria ruchu komory. Najczęściej stosowane są rurowe młyny wibracyjne o kołowej i eliptycznej trajektorii drgań komory [6, 7, 8].

W zależności od wymagań technologicznych proces mielenia zachodzi w nich w sposób okresowy lub ciągły, na sucho lub na mokro, w podwyższonej lub obniżonej temperaturze, w atmosferze gazów obojętnych. W niewielu przypadkach przeprowadza się okresowo.

2. Cel, metoda i program badań

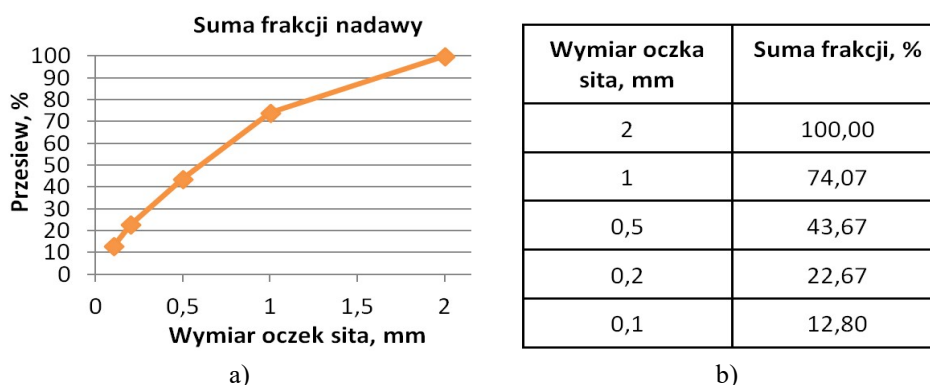
Podstawowym celem badań było uzyskanie bardzo drobno uziarnionego magnezytu o jak największej zawartości klasy ziarnowej $0 \div 10 \mu\text{m}$. Materiał ten o tak drobnym uziarnieniu uzyskanym przy niskich kosztach, w szczególności kosztach mielenia, może znaleźć szerokie zastosowanie jako: wysokiej aktywności nawóz mineralny, wypełniacz tworzyw polimerowych, surowiec do produkcji ceramiki specjalnej i szlachetnej, środków farmaceutycznych, komponent pasz oraz wysokiej jakości materiałów budowlanych. Każde z wymienionych zastosowań produktu mielenia wymaga jego wysokiej czystości oraz bardzo drobnego uziarnienia.

Stąd głównym celem badań, było uzyskanie bardzo drobnego produktu mielenia spełniającego przyjęte kryterium jakości czyli udział klasy ziarnowej $0 \div 10 \mu\text{m}$ ponad 70%. Za dodatkowe kontrolne parametry uziarnienia produktu mielenia przyjęto udział klasy $0 \div 60 \mu\text{m}$ oraz wymiary ziaren kontrolnych d_{50} , d_{90} i d_{97} .

Nadawą wykorzystaną do mielenia był magnezyt pochodzący z polskiego złoża. Uziarnienie nadawy mieściło się w klasie ziarnowej $0 \div 2 \text{ mm}$. Wilgotność masowa magnezytu wynosiła 6,6 %. Do badań wysuszono do suchej masy. Uziarnienie nadawy (Rys. 1) określono metodą przesiewania na sucho wg PN-EN 933-1: 2012 używając zestawu pięciu sit o wymiarach oczek w kolejności 2; 1; 0,5; 0,2 oraz 0,1 mm.

Metoda badań obejmowała wyznaczenie kinetyki procesu bardzo drobnego mielenia magnezytu w dwóch etapach. Etap pierwszy obejmował mielenie na sucho w środowisku powietrza bez aeracji komory, natomiast etap drugi obejmował mielenie na mokro w środowisku wody. Zarówno pierwszy etap badań jak i drugi przeprowadzono w laboratoryjnym młynie wibracyjnym o działaniu okresowym i kinematycznym wmuszeniu ruchu drgającego. Wszystkie próby mielenia

przeprowadzono w komorze w kształcie walca o średnicy 210 mm i pojemności 2,2 dm³ wyposażonej w gładką stalową wykładzinę. Częstotliwość drgań komory wynosiła 16 Hz. Przyjęty do badań laboratoryjny młyn wibracyjny miał stabilną kołową trajektorię drgań dzięki kinematycznemu wymuszeniu ruchu drgającego. Stąd w badaniach była zachowana stała amplituda drgań 6 mm - niezależnie od stopnia wypełnienia komory, czyli taka, jaką mają oferowane obecnie młyny wibracyjne [8]. Elementami roboczymi – mielnikami, były stalowe kulki o średnicy 20 mm. Wszystkie próby przeprowadzono w tych samych warunkach technologicznych, czyli takim samym stosunku masowym mielników do nadawy. Schemat stanowiska badawczego laboratoryjnego młyna przedstawiono na rysunku 2, natomiast jego widok na rysunku 3. Do oceny uziarnienia produktu mielenia zastosowano metodę dyfraktometryczną – granulometr laserowy LAU-15 o zakresie pomiarowym 0÷200 µm. Pomiar uziarnienia odbywał się na mokro w środowisku alkoholu izopropylowego.



Rys. 1. Uziarnienie nadawy – magnezytu przed mieleniem: a – krzywa składu ziarnowego, b – zestawienie tabelaryczne

Program pierwszego etapu badań obejmował przeprowadzenie dwóch prób (1 i 2) pozwalających na wyznaczenie wpływu dwóch stopni napełnienia komory 0,80 (próba 1) oraz 0,70 (próba 2) na przyjęte parametry uziarnienia produktu mielenia. Proces mielenia w tym etapie zachodził okresowo w środowisku powietrza bez aeracji komory. Magnezyt do badań wysuszono do suchej masy.

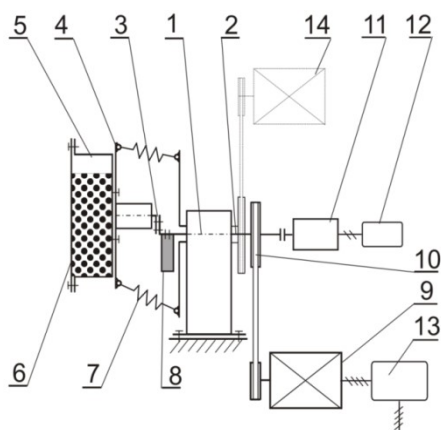
Drugi etap badań obejmował badania mielenia magnezytu w środowisku wody, czyli na mokro. W tym etapie przyjęto najkorzystniejszy stopień napełnienia komory – wyznaczony w pierwszym etapie. Program tego etapu badań miał na celu określenie najkorzystniejszego udziału wody, czyli takiego, który z jednej umożliwiłby uzyskanie takiej lepkości zawiesiny, aby proces mielenia zachodził najintensywniej, a zawiesina mogła grawitacyjnie wydostawać się z komory. Dlatego w dwóch próbach (3 i 4) zmiennym parametrem był udział wody w zawieszynie. W trzeciej próbie oceniano konsystencję zawiesiny magnezytu (podczas pobierania próbek do analizy uziarnienia) i korygowano udział wody w zawieszynie.

Do czwartej próby przyjęto parametry technologiczne wyznaczone w trzeciej próbie - wprowadzając tylko niewielką korektę objętości wody.

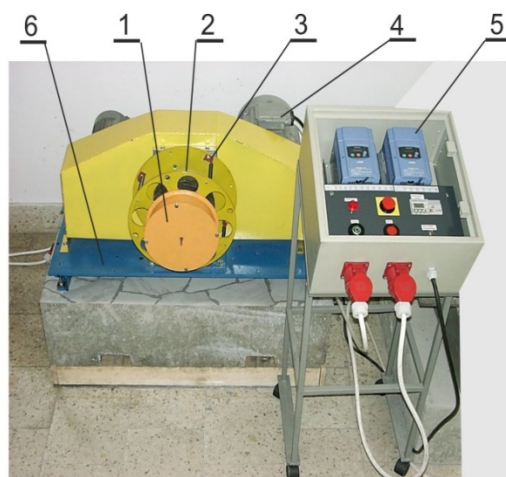
Czasy pobierania próbek – odpowiadające czasom mielenia poszczególnych próbek magnezytu oraz warunki technologiczne obu etapów badań podano w tabeli 1. Dla próby 4 nie pobierano próbek po czasie 10 minut.

Tabela 1. Czasy pobierania próbek do analizy oraz sumaryczne ilości dodawanej wody dla prób 3 i 4

		Czas, [min]			
		2	4	6	10
Próba	1	Mielenie na sucho			
	2	Mielenie na sucho			
	3	0,35	0,55	0,65	0,75
	4	0,75	0,85	0,85	x



Rys. 2. Schemat budowy młyna wibracyjnego: 1 – moduł napędu, 2 – wał wibratora, 3 – wał mimośrodowy, 4 - tarcza, 5 - komora z mielnikami, 6 - pokrywa komory, 7 - element sprężysty, 8 - obciążnik, 9 - silnik wibratora, 10 - przekładnia pasowa, 11 - czujnik częstotliwości drgań, 12 – wskaźnik prędkości obrotowej wału wibratora, 13 - układ zasilania i sterowania, 14 - silnik napędu komory [9, 10]



Rys. 3. Stanowisko badawcze młyna wibracyjnego o działaniu okresowym: 1 – komora, 2 – tarcza – uchwyt komory, 3 – moduł napędu, 4 – silnik wibratora, 5 – układ sterowania i zasilania, 6 – konstrukcja wsporcza [9, 11]

3. Realizacja i wyniki badań

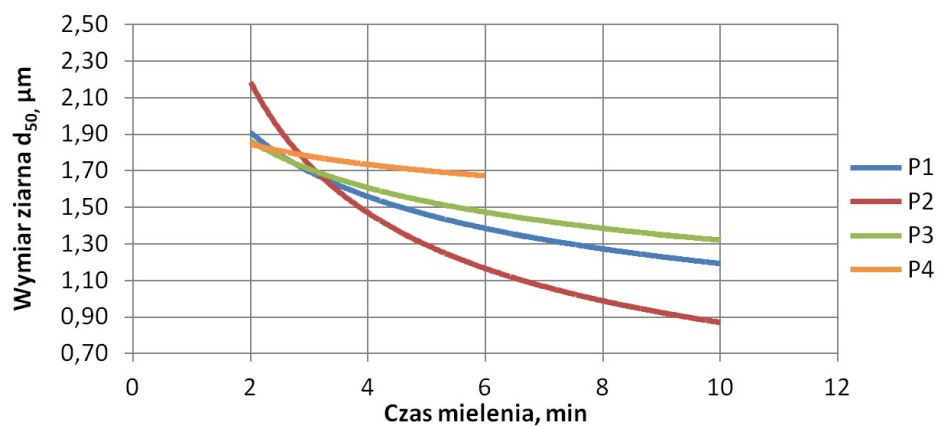
Wyniki badań obu etapów programu badań – mielenia magnezytu na sucho i mokro zestawiono w tabeli 2. W tabeli tej przedstawiono sondażowe wyniki badań wpływu stopnia napełnienia komory oraz czasu mielenia na wybrane parametry uziarnienia, to jest wymiar ziarna kontrolnego oraz udziały procentowe klas ziarnowych istotnych dla oceny produktu bardzo drobnego mielenia magnezytu.

Tabela 2. Zestawienie sondażowych wyników badań wpływu stopnia napełnienia komory i czasu mielenia na wybrane parametry uziarnienia

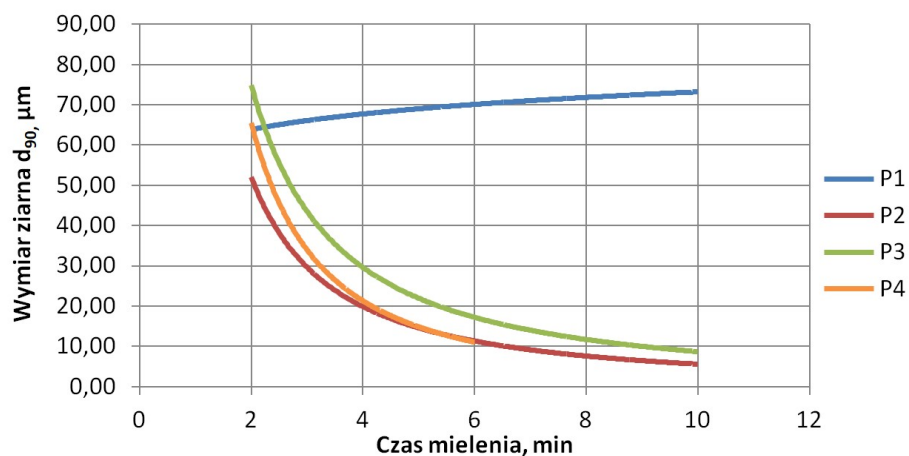
Parametr kontrolny	Próba	Czas			
		2	4	6	10
Wymiar ziarna kontrolnego d_{50} , μm	P1	1,87	1,63	1,38	1,17
	P2	2,41	1,26	1,14	0,95
	P3	1,80	1,77	1,38	1,32
	P4	1,83	1,78	1,64	x
Wymiar ziarna kontrolnego d_{90} , μm	P1	65,78	63,56	71,34	74,29
	P2	84,57	9,63	8,99	8,90
	P3	68,10	44,54	11,15	9,79
	P4	68,57	18,80	11,97	x
Wymiar ziarna kontrolnego d_{97} , μm	P1	108,72	102,07	114,26	118,13
	P2	131,83	58,62	48,71	46,48
	P3	123,48	94,65	49,21	19,28
	P4	127,65	71,34	53,50	x
Udział klasy $0\div 10 \mu\text{m}$, %	P1	77,70	78,86	78,55	77,41
	P2	72,25	90,77	92,10	91,96
	P3	78,98	81,05	88,09	90,47
	P4	80,08	83,66	86,55	x
Udział klasy $0\div 60 \mu\text{m}$, %	P1	88,69	89,10	87,21	86,39
	P2	83,66	97,11	97,90	98,10
	P3	88,38	92,46	98,12	99,93
	P4	88,65	95,16	97,77	x

Wyniki badań bardzo drobnego mielenia magnezytu przedstawiono w formie graficznej na rysunkach 5, 6, 7, 8, 9. Rysunki 5, 6 i 7 obrazują wpływ czasu mielenia każdej z czterech prób na ziarna kontrolne d_{50} , d_{90} i d_{97} , natomiast rysunki 8 i 9 na zawartości procentowe klas ziarnowych $0\div 10 \mu\text{m}$ oraz $0\div 60 \mu\text{m}$.

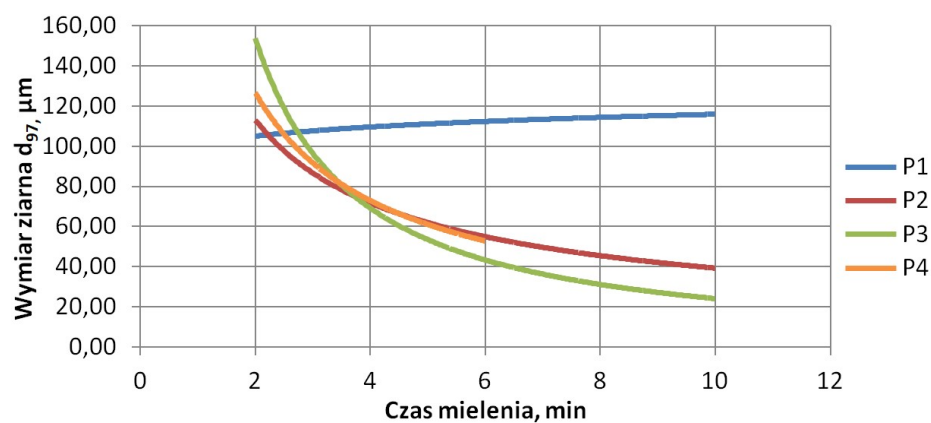
Podczas pierwszej próby o stopniu napełnienia komory 0,80 zaobserwowano szybkie spulchnianie się materiału, co skutkowało wypełnieniem całej wolnej przestrzeni komory. Efektem tego był występował szybki spadek aktywności młyników, ze względu na silne ograniczanie swobody ich ruchu przez spulchniony mielony materiał - co przełożyło się na praktycznie zatrzymanie procesu mielenia.



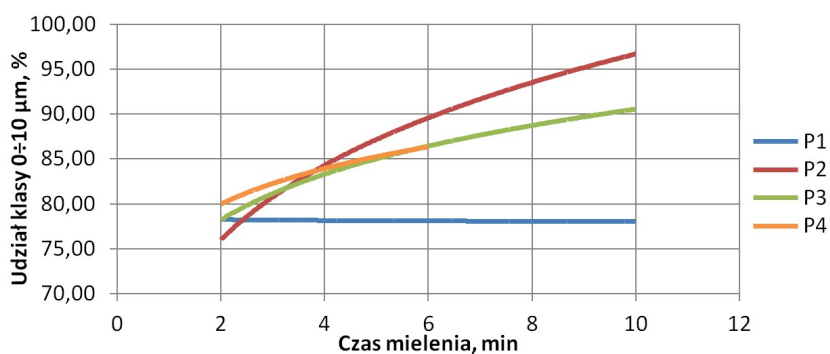
Rys. 5. Wpływ zestawu mielników na wymiar ziarna d_{50}



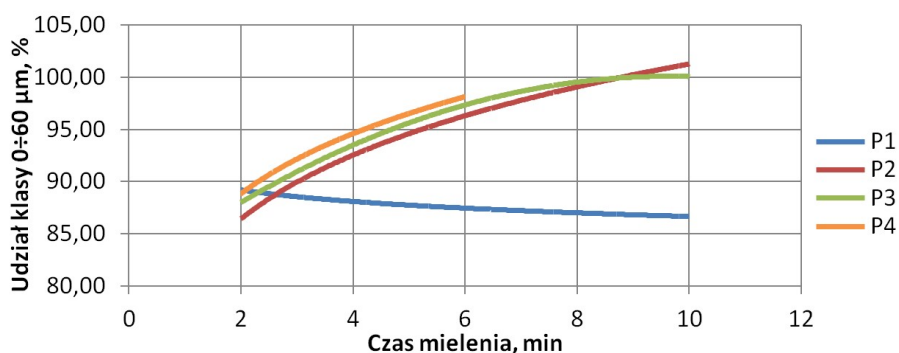
Rys. 6. Wpływ zestawu mielników na wymiar ziarna d_{90}



Rys. 7. Wpływ zestawu mielników na wymiar ziarna d_{97}



Rys. 8. Wpływ zestawu mielników na udział klasy 0÷10 µm



Rys. 9. Wpływ zestawu mielników na udział klasy 0÷60 µm

Wyniki badań uziarnienia próbek wykazały niewielką jego zmianę w kolejnych czasach mielenia (Rys. 6÷8 – próba P1). Dlatego w drugiej próbie obniżono stopień napełnienia komory o 0,10, czyli do 0,70. Wówczas zjawisko to przestało występować. Ponadto podczas prób 1 i 2 mielonych na sucho zaobserwowano większą ilość pojedynczych grubych ziaren. Takie ziarna nie występowały w próbach 3 i 4 (mielonych na mokro).

4. Ocena wyników badań. Wnioski

Wyniki sondażowych badań wskazują, że w młynie wibracyjnym o kołowej trajektorii ruchu komory uzyskano magnezyt o bardzo drobnym uziarnieniu zarówno w środowisku powietrza jak i wody – zawierający 72,2÷80,1% klasy 0÷10 µm już po dwóch minutach mielenia.

Ponadto analizując wyniki badań można stwierdzić:

1. Wytworzony bardzo drobno uziarniony materiał spełnia podstawowe wymagania uziarnienia do zastosowań w wielu wymienionych wcześniej technologiach.
2. Najdrobniejsze uziarnienie magnezytu uzyskano w czasie mielenia do 6 minut, po tym czasie uziarnienie się nie zmieniało.
3. Przy stopniu napełnienia komory 0,80, materiał w procesie mielenia bardzo szybko spulchniał się i wypełniał całą wolną przestrzeń komory, co znacząco obniżało aktywność mielników w komorze i powodowało zatrzymanie procesu mielenia. Przy stopniu wypełnienia 0,70 problem ten już nie wystąpił.

4. Najkorzystniejszy technologicznie udział wody do mielenia na mokro mieścił się w zakresie 80÷90% masy mielonego materiału.
5. W próbce uzyskanej po 6 minutach mielenia pojawiło się niekorzystne zjawisko aglomeracji ziaren trudno dyspergujących - nawet przy długim mieszaniu w alkoholu izopropylowym (podczas wykonywania analizy uziarnienia).
6. Przedstawione wyniki badań bardzo drobnego mielenia wibracyjnego magnezytu miały charakter sondażowy, pozwalający na zebranie podstawowych informacji i problemów związanych z mieleniem tego materiału w młynie wibracyjnym. Wyniki te wskazują, że w krótkim czasie mielenia można uzyskać bardzo drobne uziarnienie magnezytu. Wyniki te są także cennym zbiorem informacji do dalszych badań – zwłaszcza mielenia w sposób ciągły – jakie ma miejsce w przemyśle, a zarazem wyznaczenia jak najkorzystniejszych parametrów procesu mielenia, przy jak najniższych jednostkowych kosztach poboru energii.

*Artykuł zrealizowany w ramach Grantów Dziekańskich nr: 15.11.130.427
oraz nr: 15.11.130.601.*

5. Literatura

1. Basics in mineral processing. Edition 10.2015 Metso. www.metso.com
2. Sidor J., Tomach T.: Postęp techniczny w budowie grawitacyjnych młynów rurowych. Mechanizacja, Automatyzacja I Robotyzacja w Górnictwie, Monografia, red. nauk. K Krauze ; Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. w Łędzinach, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH w Krakowie. — Łędziny-Kraków, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 2015. s. 92–102
3. Sidor J.: Rozwój konstrukcji młynów autogenicznych i semiautogenicznych w przemyśle górnictwym. Problemy Transportu i Przeróbki W Górnictwie. Modelowanie Procesów. Monografia. Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie. Department of Mining, Dressing and Transporting Machines. Faculty of Mechanical Engineering and Robotics. University of Science and Technology AGH, 2015. s. 89–101
4. Sidor J.: Badania, modele i metody projektowania młynów wibracyjnych, Rozprawy Monografie nr 150, UWND AGH, Kraków, 2005
5. Sidor J.: Rozwój technologii wytwarzania proszków z zastosowaniem młynów wibracyjnych, Powder & Bulk – Materiały Sypkie i Masowe; ISSN 1899-2021 -Kraków 2011 wyd.spec. SyMas 2011, s 19-23
6. www.ritecprocess.com - broszura handlowa
7. www.generalkinematics.com – broszura informacyjna
8. www.siebtechnik-gmbh.de
9. Sidor J.: Badania, modele i metody projektowania młynów wibracyjnych, Rozprawy Monografie nr 150, UWND AGH, Kraków, 2005
10. Sidor J., Tomach P. Piekaj P.: Sondażowe badania wytwarzania mączki dolomitowej w młynach wibracyjnych, Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie, monografia praca zbiorowa. T. 2, Problemy bezpieczeństwa, transportu i przeróbki w górnictwie, Kraków, 2016. s. 126-133
11. Sidor J., Tomach P.: Badania procesu mielenia wibracyjnego węgla krzemna na sucho, Materiały Ceramiczne, t. 67, PTC Kraków, 2015. s. 117-120

Paweł Sienkiewicz
Ferrovia Agroman UK & Ireland

PORÓWNANIE MIĘDZYNARODOWYCH I POLSKICH WYMAGAŃ ZAMÓWIEŃ PUBLICZNYCH W ASPEKTCIE BUDOWY TUNELI DROGOWYCH

COMPARISON BETWEEN INTERNATIONAL AND POLISH REQUIREMENTS OF PUBLIC PROCUREMENTS IN ASPECT OF TUNEL CONSTRUCTION

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono różnice pomiędzy specyfiką zamówień publicznych w warunkach międzynarodowych (Wielka Brytania i Australia) oraz w warunkach polskich. Przykładem zamówień były kontrakty związane z budową tuneli komunikacyjnych. Omówiono procedury przeprowadzania konkursów związanych z realizacją zamówień publicznych, kryteria wyboru najkorzystniejszej oferty oraz związane z nimi uwarunkowania prawne. W posumowaniu zawarto uwagi dotyczące możliwej poprawy sytuacji zamówień publicznych w Polsce, w celu podniesienia zarówno jakości wykonywanych tuneli, jak również obniżenia ich kosztów późniejszego użytkowania i remontów, zwykle przekraczających oszczędności inwestycyjne.

ABSTRACT

The article presents the differences between the specifications of public procurements in international conditions (United Kingdom and Australia) compared with Polish ones. Exemplary described contracts were connected with construction of communication tunnels. The procedures for conducting public procurement competitions, selection criteria for the most advantageous offer and related legal conditions were discussed. The conclusion included remarks about possible improvement of the public procurement situation in Poland, in order to improve both the quality of the constructed tunnels and the reduction of their costs of everyday use and repairs, usually exceeding investment savings.

FAMUR od ponad 100 lat zwiększa efektywność i bezpieczeństwo pracy. Tworzymy sprawdzone rozwiązania dla górnictwa podziemnego, odkrywkowego, transportu, przeladunku i energetyki, które umożliwiają realizację najbardziej skomplikowanych projektów.

Konsekwentne łączenie doświadczeń i potencjałów największych polskich marek branży wydobywczej pozwoliło Grupie FAMUR zbudować kompleksowe portfolio. Dzięki integracji z Kopeksem staliśmy się krajowym liderem i wychodzimy naprzeciw globalnym wyzwaniom silniejszy niż kiedykolwiek.

FAMUR

SOLID AS ALWAYS STRONGER THAN EVER



www.famur.com

FAMUR
FAMAK

KOPEX
GROUP

Elgór + Hansen
HANSEN
GROUP

Jesteśmy
częścią



Dawid Szurgacz
Polska Grupa Górnicza sp. z o.o.
KWK ROW Ruch Chwałowice

ANALIZA BEZPIECZEŃSTWA FUNKCJONALNEGO ELEMENTÓW ELEKTROHYDRAULICZNEGO STEROWANIA OBUDOWĄ ZMECHANIZOWANĄ

AN ANALYSIS OF FUNCTIONAL SAFETY OF POWERED ROOF SUPPORT ELECTROHYDRAULIC CONTROL COMPONENTS

STRESZCZENIE

Układ elektrohydraulicznego sterowania zmechanizowanej obudowy powinien realizować założone funkcje sterownicze nawet w warunkach uszkodzeń lub zakłóceń, w przewidywalny sposób i z określoną niezawodnością, przez cały cykl życia zmechanizowanej obudowy. Podjęte środki minimalizujące prawdopodobieństwo wystąpienia takich uszkodzeń lub zakłóceń i ich zakres zależy od poziomu ryzyka związanego z określoną funkcją sterowniczą. Identyfikacja funkcji bezpieczeństwa jest realizowana przez elementy systemu sterowania związane z bezpieczeństwem w celu zapewnienia lub utrzymania bezpiecznej kontroli nad sprzętem w obliczu określonego zagrożenia. Niezadziałanie funkcji bezpieczeństwa może skutkować natychmiastowym zwiększeniem ryzyka korzystania ze sprzętu, czyli wystąpieniem zagrożenia. W artykule przedstawiono analizę bezpieczeństwa funkcjonalnego elementów elektrohydraulicznego sterowania obudową zmechanizowaną.

ABSTRACT

The powered roof support electrohydraulic control shall carry out the assumed control functions, even in conditions of damage or interference, in a predictable manner and with certain reliability throughout the life cycle of the roof support. Measures taken to minimize the likelihood of such damages or disturbances and their extent depend on the level of risk associated with the particular control function. Security identification is performed by safety-related components of the control system to ensure or maintain safe control of the equipment in the case of a specific hazard. If the safety function is not activated, it may result in an immediate increase in the risk of equipment use, that is the occurrence of a hazard. The paper presents the analysis of functional safety of electrohydraulic control of a powered roof support.

1. Introduction

In the world economy, coal is a non-renewable fossil fuel. The share of this raw material in the energy security of the world is about 40%. In the European Union, Poland is a leading hard coal producer and one of the leading producers in the world. Currently, Poland, thanks to its resources, has a chance to remain in the global group of leading coal producers.

Machines designed for underground mining should be designed so that the risk associated with each identified hazard is limited to an acceptable level. When deciding how to reduce the risk the priority must be given to construction solutions that are safe, next to technical and complementary protective measures, and organizational measures [4].

The required level of safety for the functional safety analysis of the electrohydraulic control of the powered support is to assign each identified safety function to the acceptable risk level [10,11,12]. This was expressed in accordance with standard PN-EN ISO 13849-1:2008 [13], the required performance level (PLr) or in accordance with the safety integrity level (SIL) Standard EN 62061:2008 [9,14].

When designing safety-related components for machine control systems, the requirements of Directive 2006/42/EC [1] on functional safety throughout the life cycle must be taken into account. Safety-related components of the control systems, such as programmable safety controllers and dedicated safety data transmission subsystems, are currently only electronic and programmable electronic systems [2, 3, 5, 6, 7, 15]. Hence, for the design of security-related control systems based on such components, it is appropriate to use the general design methodology set out in Standard [1], which is harmonized with Directive 2006/42/EC and which complies with the functional safety requirements corresponding to the level of risk reduction resulting from the use of that safety function [15].

Based on the analysis of standards and current regulations herein, the concept of requirements for functional safety of the innovative electrohydraulic control of powered roof support is presented. Defined requirements for each area are presented in the functional safety assessment algorithm.

2. Functional safety strategy

For the electrohydraulic control system to perform its work properly, it must also be safe. In fact, safety should be considered as a fundamental aspect of machine operation. In order to develop a proper safety strategy, two main actions need to be taken that are mutually dependent. Dependency is shown in the following Figure [4].

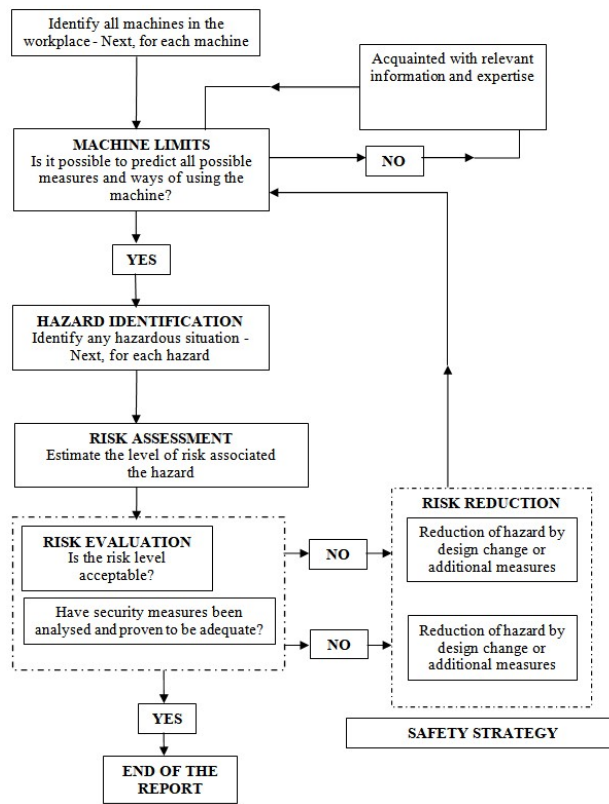


Fig. 1. Algorithm for assessing security strategy [8]

3. Requirements for functional safety

The powered roof support electrohydraulic control shall carry out the assumed control functions, even in conditions of damage or interference, in a predictable manner and with certain reliability throughout the life cycle of the roof support. Measures taken to minimize the likelihood of such damages or disturbances and their extent depend on the level of risk associated with the particular control function.

An analysis of the required functional safety level is assigned to each identified safety function of the acceptable risk level, expressed in accordance with standard EN ISO 13849-1: 2008, with the required performance level (PL) shown in table 1.

Table 1. Performance level (PL) in accordance with Standard PN-EN ISO 13849-1:2008 [13]

Item No.	PL	Probability of dangerous failures per hour (PFH _D)
1.	and	$\geq 10^{-5}$ do $< 10^{-4}$
2.	b	$\geq 3 \times 10^{-6}$ do $< 10^{-5}$
3.	c	$\geq 10^{-6}$ do $< 3 \times 10^{-6}$
4.	d	$\geq 10^{-7}$ do $< 10^{-6}$
5.	e	$\geq 10^{-8}$ do $< 10^{-7}$

Reducing the risk by using the electrohydraulic powered control system results in the need to take into account the risk associated with its possible malfunction [4].

This approach results from the Machinery Directive 2006/42 / EC, which stipulates that control systems should be designed in such a way that:

- they provide security and prevent hazardous conditions,
- defects in computer hardware and control software will not lead to dangerous situations,
- they are resistant to loads resulting from the intended use and to the influence of external factors,
- logic errors will not lead to dangerous situations,
- predictable human errors will not lead to dangerous situations.

The key to the risk of a hazard is, first and foremost, the severity of the damage that can occur as a result of a failure to perform a safety function after it is recalled. Consequences of failure to perform exemplary safety functions of the control of the electrohydraulic powered support are nearly always serious to the health and well-being of the machine operators and the surrounding environment.

4. Functional safety assessment algorithm

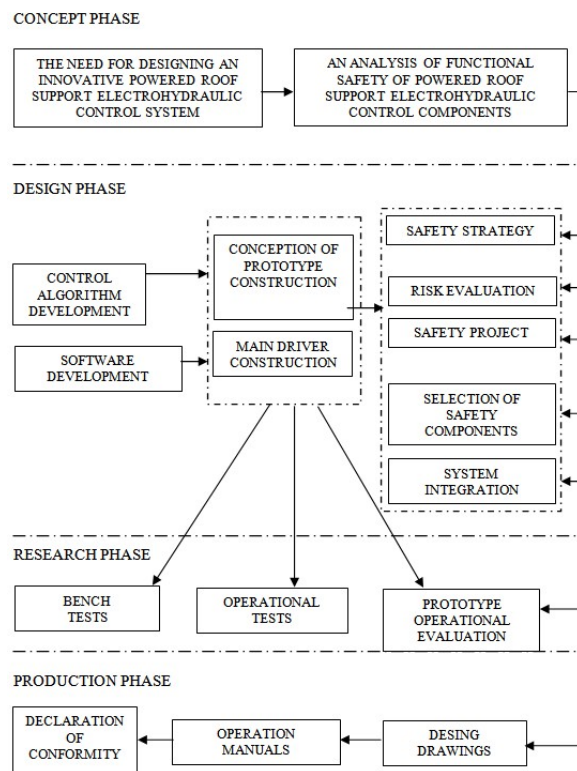


Fig. 2. Functional safety assessment algorithm

5. Conclusion

The requirements of Directive 2006/42 / EC [1] on functional safety throughout the lifecycle have been taken into account in the design of the prototype related to the powered roof support electrohydraulic control systems components.

Ensuring the functional safety of the electrohydraulic control of the powered support requires to define the safety function. Harmonized standards in a few cases

define the safety function and the required level of inviolability. In this system, the safety function is defined on the basis of a risk assessment of all the hazards posed by the control system.

An incorrect estimation of safety parameters will be verified based on the developed safety functional safety algorithm developed for the prototype of the innovative electrohydraulic control of the powered roof support.

The work was carried out within the project 'Innovative electrohydraulic control system for powered roof support'. POIR.01.01.01-00-1129/15. Intelligent Development Operational Programme 2014–2020 carried out by the National Centre for Research and Development.

6. References

1. Directive 2006/42/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on machinery, amending Directive 95/16/EC.
2. Dźwiarek M.: Aspekty bezpieczeństwa w systemach sterowania maszynami. [Safety aspects in machine control systems]. Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy. Klub „Paragraf 34, Bronisławów 2006
3. Bartyś M.: Podstawy bezpieczeństwa funkcjonalnego. [Basics of functional security]. Politechnika Warszawska 2011.
4. Figiel A.: Bezpieczeństwo funkcjonalne układów sterowania maszyn górniczych. [Functional safety of mining machine control systems]. *Maszyny Górnicze*, vol 4/2014, p. 33 – 39.
5. Kasprzyczak L., Szwejkowski P., Nowa D.: Analiza funkcji bezpieczeństwa i dobór napędów dla górniczej mobilnej platformy inspekcyjnej. [Analysis of safety functions and selection of drives for mining mobile inspection platforms]. *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe* vol. 2/2015 (106), p.99-106.
6. Kasprzyczak L., Cader M.: Ocena ryzyka, analiza funkcji bezpieczeństwa i dobór napędów dla górniczego robota inspekcyjnego. [Risk assessment, safety function analysis and drive selection for mining inspection robot]. *Napęd i Sterowanie* vol. 7-8/2016, p. 94 – 99.
7. Kusiak M., Kowalewski S.: Safety of machine control systems. *Służby Utrzymania Ruchu* vol. 5(13)/September 2008, p. 6 – 9.
8. Podręcznik Bezpieczeństwa 4. Systemy sterowania związane z bezpieczeństwem maszyn. Zasady normy i wdrożenia.
9. PN-EN 62061:2008P+A1:2013-6E Safety of machinery - Functional safety of safety-related electrical, electronic and programmable electronic control systems.
10. PN-EN 61784-1:2011E Industrial communication networks - Profiles– Part 1: Fieldbuses profiles.
11. PN-EN 61508 Functional safety of electrical / electronic / programmable electronic safety related systems.
12. PN-EN 61784-1:2011E Industrial communication networks – Profiles – Part 3: Functional safety fieldbuses - General rules and profile definitions.
13. PN-EN ISO 13849-1:2008. Safety of machinery. Safety related parts of control systems. Part 1: General principles for design.
14. PN-EN 62061:2008. Safety of machinery. Functional safety of safety-related electrical, electronic and programmable electronic control systems
15. Strawiński T.: Projektowanie funkcji bezpieczeństwa z wykorzystaniem podsystemu transmisji danych bezpieczeństwa. [Design of safety functions using the safety data transmission subsystem]. *Napęd i Sterowanie*, vol. 10/2015, p. 118 – 120.



JAK MOŻNA ZWIĘKSZYĆ BEZPIECZEŃSTWO ORAZ PRODUKTYWNOŚĆ?

THIS WAY!

Każdy pracujący w branży górniczej wie, jak ważne jest bezpieczeństwo i jak wiele znaczy ono dla firmy i samych pracowników.

Dlatego aspekt bezpieczeństwa jest obecny we wszystkich naszych działaniach - od badań i pracy nad produktami po serwis w kopalni i u klienta.

Dołącz do programu The Future of Mining.

It's This Way: sandvik.com/thisway

SANDVIK

Marcin Świst, Paweł Nowak
Sandvik Mining and Rock Technology Tychy

ANALIZA WYMAGANYCH PARAMETRÓW TECHNICZNYCH NOŻY KOMBAJNOWYCH ZE SZCZEGÓLNYM UWZGLĘDNIENIEM STOPNIA ŚCIERNOŚCI SKAŁ

ANALYSIS OF THE REQUIRED TECHNICAL PARAMETERS OF ROADHEADER PICKS WITH PARTICULAR ATTENTION PAID TO THE DEGREE OF ROCK ABRASIVENESS

STRESZCZENIE

W poniższym artykule omówiono aktualne parametry techniczne noży kombajnowych oczekiwane przez kopalnie węgla kamiennego. Zostały one następnie skonfrontowane z aktualnym stanem wiedzy odnośnie ścierności skał oraz metod wyznaczania takiego wskaźnika. W dalszej części artykułu przedstawiono najnowsze rozwiązania stosowane w nożach kombajnowych pracujących w środowisku tego rodzaju skał wraz z analizą ekonomiczną.

ABSTRACT

The following article addresses the current technical parameters of roadheader picks expected by hard coal mines. These have been confronted with the current state of knowledge concerning rock abrasiveness and the methods applied to determine this indicator. Further in the article, the most recent solutions applied in the roadheader picks working in this type of rock environment as well as the economic analysis have been presented.

1. Wprowadzenie

Wydajność procesów produkcyjnych jest bezsprzecznie jednym z głównych czynników decydujących o konkurencyjności firm. Zasada ta dotyczy także kopalń węgla kamiennego. Zwłaszcza w okresach, kiedy rynkowe ceny sprzedaży węgla zbliżają się praktycznie do kosztów jego wydobycia. Wszystkie obszary, gdzie można koszty zredukować bądź poprawić wydajność, mają olbrzymie znaczenie. Jednym z takich obszarów są koszty związane ze zużyciem noży kombajnowych. Nie chodzi tu jednak jedynie o ich cenę, ale głównie o przełożenie sumarycznego czasu, potrzebnego na ich wymianę, na wydajność produkcji.

Zużywanie się narzędzi wiąże się z ich wymianami. Każda wymiana narzędzi powoduje postój maszyny, a tym samym skraca jej dyspozycyjny czas pracy. Im częstsze

postoje, tym mniejsze wydobycie, mniejsza wydajność i większe koszty. Dlatego tak ważnym jest, aby noże kombajnowe miały jak największą trwałość [1, 2].

2. Aktualne parametry techniczne noży kombajnowych

Na przestrzeni ostatnich lat obserwujemy wzrost ilości i wymagań co do parametrów technicznych, jakimi muszą charakteryzować się noże kombajnowe, aby spełniać wymagania kopalń. Potwierdza to wysoką świadomość środowiska górniczego, jak istotnym są one elementem, mającym wpływ na aspekty ekonomiczne. Obecnie najczęściej uwzględniane parametry techniczne, jakie muszą spełniać noże kombajnowe to:

- twardość części roboczej $H > 50$ HRC,
- udarność części roboczej $U_v > 25$ J/cm²,
- wytrzymałość na rozciąganie części roboczej $R_m > 1250$ MPa,
- granica plastyczności części roboczej $R_e > 1050$ MPa,
- twardość części chwytowej $H = 25 \div 40$ HRC,
- udarność części chwytowej $U_v > 30$ J/cm²,
- wytrzymałość na rozciąganie części chwytowej $R_m > 900$ MPa,
- granica plastyczności części chwytowej $R_e > 600$ MPa,
- średnica węglików $d_w = 20 \pm 0,5$ mm,
- długość węglików $h_w = 34 \pm 1,0$ mm,
- twardość $HV_{30} > 1000$ [3].

Opisują one w bardzo szerokim zakresie wymagania mające się przełożyć na wysoką trwałość noży zamawianych przez kopalnie. Jednak oprócz wyżej wymienionych parametrów materiałowych noży czy parametrów związanych z procesem i warunkami skrawania (prędkość skrawania i posuwu, głębokość urabiania, sposób, natężenie i rodzaj chłodzenia) bardzo ważnymi czynnikami mającymi wpływ na zużycie narzędzi są geologiczne i fizykomechaniczne właściwości skał (zwartość skały, stan nasycenia skały wodą, skład mineralogiczny, struktura masywu skalnego, kierunek i wartość naprężeń głównych występujących w górotworze) [4].

Wyżej wymienione czynniki decydują o zróżnicowanym zużyciu noża, gdzie podstawowymi mechanizmami zużycia noży skrawających są głównie: zużycie cieplne i zużycie ściernie [4]. Zużycie ściernie to zjawisko niszczenia warstwy wierzchniej ciał współpracujących w procesie tarcia w wyniku skrawającego, bruzdzącego i ścinającego oddziaływania nierówności powierzchni, cząstek ciał obcych lub produktów zużycia. Warunkiem koniecznym występowania zużycia ściernego w procesie tarcia jest większa lub taka sama twardość ciała powodującego zużycie od twardości ciała zużywanego [2, 4].

Potwierdzeniem, że użytkownicy są w pełni świadomi problemu, związanego ze zużyciem noży, są coraz częściej pojawiające się wymagania dodatkowe, dotyczące części roboczej noży, wśród których możemy wyróżnić:

- minimalną długość warstwy ochronnej na części roboczej $h_p \geq 6$ mm,
- minimalną grubość warstwy ochronnej na części roboczej $b_p \geq 3$ mm,
- twardość warstwy ochronnej $H_w > 65$ HRC [3].

3. Badania ścierności skał i odporności na ścieranie węglików spiekanych

Nie ulega wątpliwości, że ze względu na swój znaczący wpływ zużywania się narzędzi w wyniku ścierania, rozwój metod badawczych w tym kierunku ma swoje uzasadnienie. Z drugiej strony wskazane jest, aby w większym stopniu korzystać

z obecnych już metod badawczych, dotyczących odporności na ścieranie węglików i ścierności skał, w celu jeszcze lepszego definiowania parametrów technicznych noży oraz ich optymalnego doboru w zależności od warunków górnictwo-geologicznych.

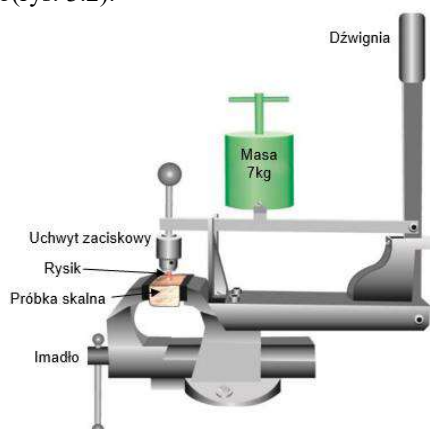
3.1. Badanie ścierności skał

Zwykle głównymi parametrami, opisującymi urabiany materiał, przy postępowaniach przetargowych na zakup noży jest odporność skał na jednoosiowe ściskanie i procentowa zawartość krzemionki, mającej znaczący wpływ na właściwości ścierne skał. Ze względu na aspekt ścierności są to jednak nadal bardzo ogólne informacje. Oddział Sandvik Mining and Construction w Austrii w Zeltweg, na podstawie swoich badań, wyznaczył skalę, według której klasyfikuje skały ze względu na stopień ścierności skał (tab. 3.1).

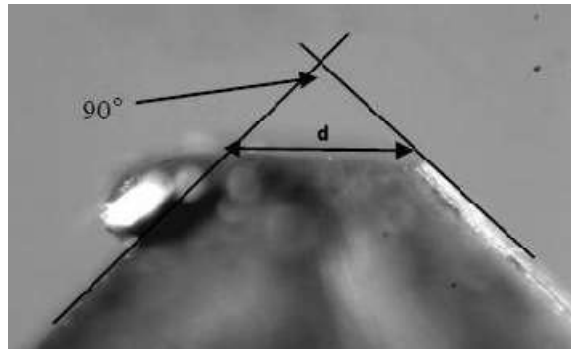
Tabela 3.1. Stopnie ścierności skał wg SMC Zeltweg [3]

Wskaźnik ścierności CAI	Ścierność skał
> 4,5	ekstremalnie ścierna
3,0 – 4,5	wysoko ścierna
2,3 – 3,0	bardzo ścierna
1,8 – 2,3	ścierna
1,3 – 1,8	znacząco ścierna
1,0 – 1,3	średnio ścierna
0,5 – 1,0	nie bardzo ścierna
< 0,5	brak ścierności

Wskaźnik CAI (Carchar Abrasivity Index) wyznaczany jest metodą CARCHAR. Test przeprowadza się za pomocą zaostrzonego rysika o kącie rozwarcia końcówki stożkowej 90° wykonanego ze stali, dociśniętego do powierzchni próbki skały pod obciążeniem 70 N, za pomocą którego rysuje się rowek o długości 10 mm (rys. 3.1). Test wykonuje się na powierzchni odłupania niewielkiego kawałka skały od calizny o naturalnej chropowatości. Podczas próby próbka jest bezpiecznie zamontowana w uchwycie zaciskowym. Standardowy rysik o średnicy 11 mm i długości 60 mm powinien być wykonany ze stali 115CrV3 (wg DIN) [5, 6, 7]. Wartość wskaźnika CAI jest określona na podstawie spłaszczenia lub zaokrąglenia końcówki rysika spowodowanego tarcieniem o próbkę, które mierzy się pod mikroskopem z użyciem mikrometru okularowego (rys. 3.2).



Rys. 3.1. Stanowisko do przeprowadzania próby ścierania CARCHAR [2, 7]

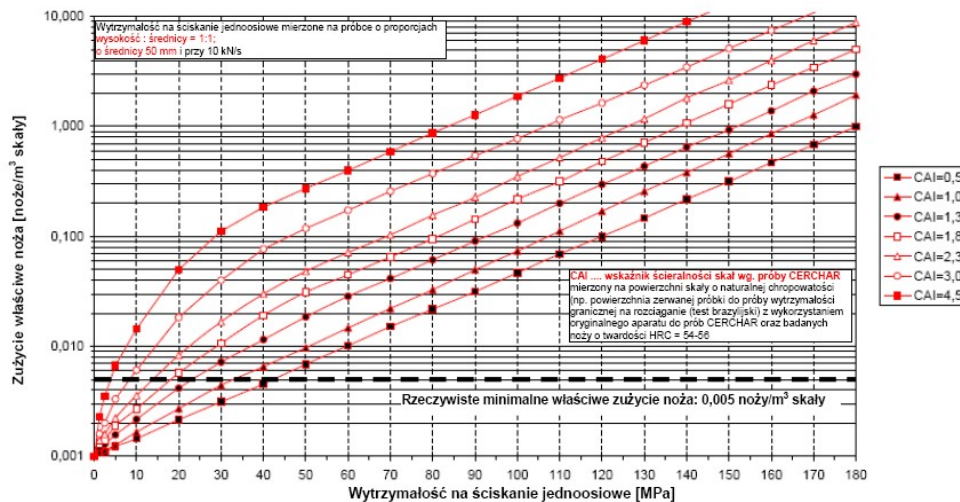


Rys. 3.2. Sposób pomiaru średnicy rysika pod mikroskopem [7]

Wyniki pomiarów wykorzystuje się następnie do prognozowania ilości zużywanych noży danego typu na m^3 urabianej calizny. Dane takie są bardzo pomocne przy doborze noży, w znaczy sposób pomagają oszacować koszty związane z narzędziami i niejednokrotnie w wyborze metody prowadzenia wyrobiska (urabianie mechaniczne, metoda strzałowa). Oczywiście dane te są opracowane dla noży produkcji Sandvik, gdzie szczegółowo jest znana geometria i parametry materiałowe noży (korpusu i węgla) [7]. Opracowanie kompletu grafów, dla tych samych typów noży różnych producentów, z pewnością bardzo by pomogło w optymalnym doborze tych narzędzi i w konsekwencji przyczyniło się do dodatkowych oszczędności [7].



Zużycie właściwe noża (SPC) przy urabianiu z niską prędkością przy poprzecznej głowicy organu urabiającego oraz dla wysokiej jakości noży o średnicy 25 mm



© 2007 Sandvik Mining and Construction G.m.b.H

Rys. 3.3. Zużycie noży dla głowicy urabiającej 105-G 72 przy prędkości obrotowej 1,36m/s dla noży $\varnothing 25$ 147/70/38/PR[7]

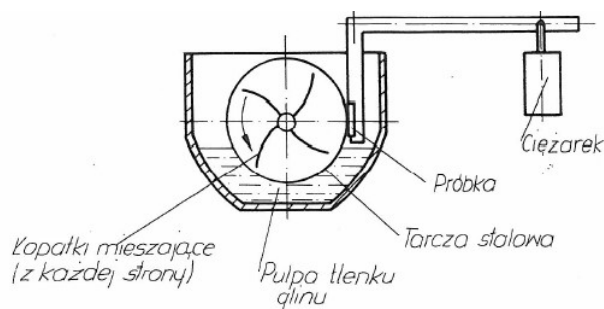
Metoda CARCHAR jest najbardziej znaną metodą badania ścierności skał. Ponieważ ścierność skał ma bardzo duży wpływ na trwałość noży kombajnowych celem jest dalszy rozwój, udoskonalanie, a nawet opracowywanie nowych metod i stanowisk badawczych, pozwalających określać ścierność skał.

Na szczególną uwagę zasługuje tu stanowisko opracowane w AGH, które charakteryzuje się poziomym ułożeniem próbki skalnej, dzięki czemu podczas badania ścierniwo grawitacyjnie spada do pojemnika i nie wpływa na zużycie ścierni próbника, jak i próbki [8].

3.2. Badanie odporności na ścieranie węglików spiekanych.

Ponieważ węgliki spiekane znaczenie wpływają na trwałość noży kombajnowych, w ich doborze oprócz wcześniej już wymienionej grupy parametrów mechanicznych i geometrycznych, uzasadnionym jest uwzględnienie oceny odporności na ścieranie węglika spiekane. Metoda pomiaru względnej odporności na ścieranie węglików spiekanych jest opisana w amerykańskiej normie B611-85 oraz projekcie normy ISO/TC119/SC4/USA-10/278.

Odporność na ścieranie jest odwrotnością całkowitej straty objętości wyrażonej w cm^3 . Badanie polega na wywołaniu efektu ścierania na płytce pomiarowej przez mokre ścieranie na obracającej się powierzchni i pomiar ubytku masy lub objętości, spowodowanej przez ścieranie. Zasada badania porównawczego wymaga, aby stosowane ścierniwo było z tej samej partii [9]. Metoda jest prosta, a uwzględnienie jej wyników może być pomocne w szacowaniu trwałości noży kombajnowych.



Rys. 3.4. Zasada działania urządzenia do badania [9]

4. Stosowane rozwiązania w nożach kombajnowych dedykowanych do skał o wysokiej ścierności

Ze względu na rozwiązania mające zwiększać żywotność noży kombajnowych, możemy wyróżnić trzy główne typy ochrony:

- ochrona korpusu noża poprzez dodatkowe warstwy z materiałów o zwiększonej odporności na ścieranie (specjalne powłoki, dodatkowe węgliki spiekane),
- ochrona materiałowa (różne gatunki węglików spiekanych, różne gatunki stali),
- ochrona poprzez geometrię.

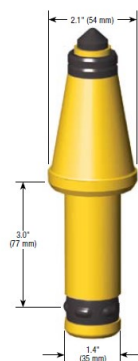
4.1. Ochrona korpusu noża poprzez dodatkowe warstwy z materiałów o zwiększonej odporności na ścieranie

W tego typu rozwiązaniach, na części powierzchni korpusów, poniżej węglika spiekane, nakładane są powłoki z materiałów trudnościeralnych. Ponieważ sam węgiel spiekany charakteryzuje się również większą odpornością na ścieranie w stosunku do stali, z jakich są wykonywane korpusy noży, stosuje się również

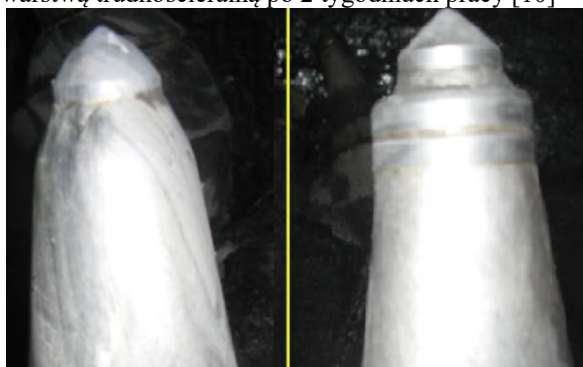
dotatkowe pierścienie z węglika spiekanego. Zdjęcia takich rozwiązań przedstawiają rysunki 4.1, 4.2, 4.3.



Rys. 4.1. Nóż zabezpieczony warstwą trudnościeralną po 2 tygodniach pracy [10]



Rys. 4.2. Nóż zabezpieczony dodatkowymi pierścieniami węglkowymi [7]

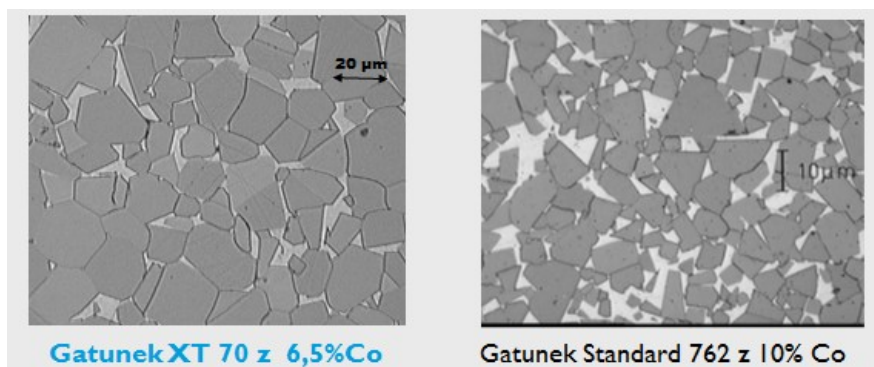


Rys.4.3.Porównanie zużycia noża bez i z zabezpieczeniem pierścieniami z węglików spiekanych po 8 dniach pracy[7]

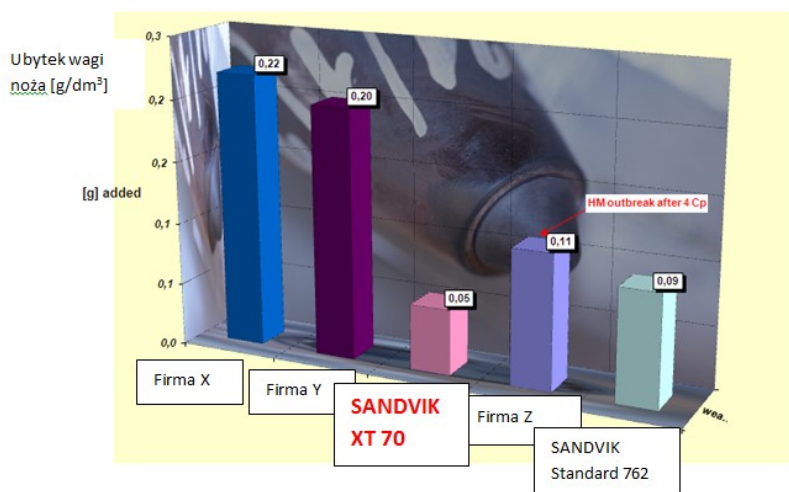
4.2 Ochrona materiałowa (różne gatunki węglików spiekanych, różne gatunki stali)

W tym przypadku stosowane są różne rodzaje węglików spiekanych dedykowane w zależności od rodzaju warunków geologicznych. W warunkach, gdzie mamy do czynienia z wysoką ściernością skał firma SANDVIK poleca stosowanie noży zbrojonych specjalnym rodzajem spieku XT Grade 70, charakteryzującego się jeszcze większą odpornością na ścieranie niż węgliki z grupy typu standard (rys. 4.4). Zwiększoną żywotność spieków osiąga się dzięki opatentowanemu procesowi produkcji, uzyskując unikalną strukturę oraz zmniejszając procentowy udział kobaltu [7]. Laboratoryjne wyniki testów noży zbrojonych tego rodzaju spiekami prezentuje wykres przedstawiony na rys. 4.5.

W ramach ochrony, poprzez dobór materiałów, na korpusy noży stosowane są również różnego rodzaju stale, co wynika z określonych wymagań co do właściwości mechanicznych korpusów.



Rys. 4.4 Struktura węglika spiekane go typu XT70 i typu standard 762 produkcji SANDVIK [7]



Rys.4.5. Wyniki testów noży z różnymi gatunkami spieków. Ubytek masy noża na dm³. Wytrzymałość na jednoosiowe ścisnienie = 144 MPa. CAI ~ 3.4 [7].

4.3. Ochrona poprzez geometrię

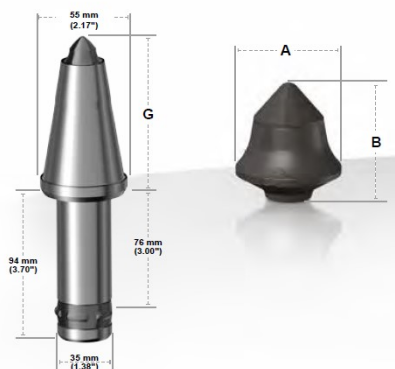
W celu zredukowania powierzchni stalowej, mającej kontakt z materiałem ściernym, stosuje się noże kombajnowe zbrojone węglnikami typu CAP. Przykład takiego rozwiązania przedstawia rysunek 4.6 i 4.7.

Oprócz zwiększenia powierzchni roboczej węglika spiekane go, biorącej udział w pracy narzędzia, jego geometria dodatkowo wymusza zmniejszenie objętości i siły nacisku materiału ściernego na pozostałą część korpusu [7].

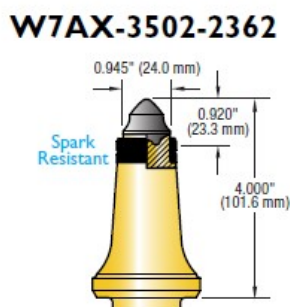
Duże znaczenie dla kopalń powinien mieć również fakt, że użytkowanie tego typu rodzajów noży pozwala na uzyskiwanie większego sortymentu niż jest to w przypadku używania noży klasycznych, zbrojonych węglikiem spiekane go o kształcie cylindryczno-stożkowym [7]. Wszystkie wymienione wyżej rozwiązania mogą być ze sobą łączone w różnych konfiguracjach, stanowiąc optymalne rozwiązania do określonych warunków górniczo-geologicznych.

5. Analiza zysków i strat

Poniżej przedstawiono symulację mającą na celu jedynie podkreślenie jak stosunkowo nawet niewielkie różnice w ilościach noży jakie trzeba wymieniać, w tym wypadku w kombajnach ścianowych, wpływają na rentowność prowadzonego wydobycia.



Rys. 4.6. Nóż zbrojony węglikiem typu CAP [7]



Rys. 4.7. Nóż zbrojony węglikiem typu CAP i dodatkowymi pierścieniami węglkowymi [7]

Tabela 5.1. Przykładowa symulacja kosztów związanych z użytkowaniem noży o różnej odporności na zużycie w skali jednego miesiąca

Założenia dla noży			Założenia dla ściany		
I_1 - ilość zużywanych noży na miesiąc typ 1	200	[szt]			
I_2 - ilość zużywanych noży na miesiąc typ 2	230	[szt]			
t_1 - średni czas wymiany noża	2	[min]			
I_r - różnica w ilości wykorzystanych noży	30	[szt]			
t_r - różnica w całkowitym czasie potrzebnym na wymianę noży	60	[min]	60	t_2 - czas jednego skrawu	[min]
C_1 cena noża typ 1	100	[PLN]			
C_2 cena noża typ 2	70	[PLN]			
C_{c1} całkowita koszt zakupu noży typu 1	20000	[PLN]	-500	M - masa uzyskanego węgla po jednym skrawie	[T]
C_{c2} całkowita koszt zakupu noży typu 2	16100	[PLN]	200	C - cena węgla/tonę	[PLN]
Oszczędność przy zakupie noży:			3 900	-100 000	- Utracony przychód
			WYNIK:	-96 100 [PLN]	

Bardzo często sama wymiana noży odbywa się podczas zmiany konserwacyjnej albo niejako przy okazji innych czynności pomiędzy kolejnymi skrawami. Bywa jednak tak, że różnego rodzaju zaburzenia geologiczne (kamienne przerosty, uskoki), pojawiające się w ścianie, są powodem znacznie częstszej wymiany noży i w taki wypadkach, to czas właśnie na ich wymianę determinuje efektywny czas pracy kombajnu ścianowego.

W sytuacjach takich, zwykle występują znacznie większe różnice w ilościach noży jakie należy wymieniać (noże źle dobrane lub słabej jakości kontra noże o wysokiej trwałości i dedykowane do określonych warunków górniczo-geologicznych). Biorąc dodatkowo pod uwagę produkcję węgla koksującego, którego cena jest znacznie

wyższa w stosunku do węgla energetycznego, utrata potencjalnych przychodów w skali roku może sięgać milionów złotych, a oszczędności na nożach okazują się tylko pozorne.

6. Podsumowanie

Zjawisko zużywania się noży kombajnowych jest bardzo złożone i stanowi wypadkową bardzo wielu czynników. Wiele z nich jest na dzień dzisiejszy poznane i opisane szczegółowo w literaturze. Dzisiejsze wymagane parametry techniczne noży kombajnowych w dużej mierze wynikają właśnie z tej wiedzy.

Ze względu na bardzo duży wpływ ścierności skał na zużywanie się narzędzi urabiających, wydaje się dobrym kierunkiem określenie dodatkowych wymagań technicznych dla noży, uwzględniających parametry odporności na ścieranie węglików spiekanych oraz powierzchni roboczych korpusów noży.

7. Literatura

1. Kotwica K.: Zastosowanie wspomaganie wodnego w procesie urabiania skał narzędziami górniczymi. Wydawnictwa AGH, Kraków 2012.
2. Krauze K., Mucha K.: Analiza metod określania ścierności skał. „Mechanizacja, Automatyzacja i Robotyzacja w Górnictwie: monografia 2015”, Łędziny - Kraków 2015, str. 171-180.
3. JSW S.A. SPECYFIKACJA ISTOTNYCH WARUNKÓW ZAMÓWIENIA, Postępowanie nr 23/P/DZZ/17, SPECYFIKACJA TECHNICZNA
4. Krauze K., Mucha K.: Zwiększenie odporności na zużycie ściernie noży kombajnowych. Przegląd Górniczy, nr 1/2016.
5. Plinninger R. J., Restner U.: Abrasivity Testing, Quo Vadis? - A Commented Overview of Abrasivity Testing.
6. <http://www.wgg.pwr.wroc.pl/pdf/frankiewicz/1.pdf>, 4.05.2015 r.
7. Materiały firmy Sandvik Mining and Construction.
8. Krauze K., Mucha K.: Laboratoryjna metoda badania ścierności skał. „Mechanizacja, Automatyzacja i Robotyzacja w Górnictwie: monografia 2016”, Łędziny - Kraków 2016, str. 118-125.
9. Projekt normy ISO/TC119/SC4/USA-10/278.
10. Materiały firmy Plasma System.



Producent maszyn i urządzeń dla górnictwa podziemnego



www.minemaster.eu

Ovidiu-Bogdan Tomuș, Dumitru Jula, Andrei Andraș, Florin Dumitru Popescu
University of Petroșani, Romania

STUDY ON THE OPERATING LIFETIME OF THE BRAKE PADS OF THE LOADING-HAULING MACHINES

ABSTRACT

The scientific paper proposed deals with the reliability analysis of the average usage time of the brake pads as components of the braking system of the industrial front-end loader and transporter machinery used in mining operations in Romania. The research was conducted at the request of several mining companies in Romania, that are using the front-end loader and transporter machinery in their daily operations. The study is based on the empirical information and the preliminary reliability results that were recorded during the operation and maintenance of the machinery over time. The research concludes that the main causes of failure of the brake pads are the intensive wear and fatigue, determined by their intensive and repetitive usage as well as the large forces acting on them. The values obtained after the reliability analysis conducted are then used by the beneficiary companies for the estimation and management of supply parts needed, as a strategy of maintenance based on reliability for these machinery.

1. Introduction

Loading, transport and storage machines are complex equipments used to load the material resulting from the drilling-blasting process, transport it over relatively small distances, and deposit it. They are used both for the removal of material from the front, for the exploitation of useful minerals and for the digging of galleries, including underground and surface hydrotechnical constructions.

For the reliability study carried out, the mechanical drive model used in underground and surface hydrotechnical constructions was considered. Tables 1 and 2 show the main technical characteristics for two categories of loading and transport machines produced by Sandvik.

Table 1. The main technical characteristics of the Sandvik loading, transporting and storing machines with mechanical drive

Model	Name	Bucket capacity, kg	Mass, kg	Length, mm	Width, mm
LH201	Microscoop 100	1000	3650	4650	1055
LH203	TORO 151	3500	8700	7040	1480
LH307	TORO 6	6700	18020-19600	8631	2236
LH410	TORO 7	10000	26200	9591	2647
LH514	TORO 9	14000	38100	10870	2920
LH517	TORO 0010	17200	44000	11120	3000
LH621	TORO 11	21000	56800	11993	3100

Table 2. The main technical characteristics of the Sandvik loading, transporting and storing machines with electric drive

Model	Name	Bucket capacity, kg	Mass, kg	Length, mm	Width, mm
LH203E	TORO 151E	3500	9400	6995	1480
LH306E	EJC 145E	6600	17237	8407	2159
LH409E	TORO 400E	9600	24500	9736	2525
LH514E	TORO 1400E	14000	38500	10950	2880
LH625E	TORO 2500E	25000	77500	14011	3900

Operational reliability studies were conducted on data regarding the average use of brake pads for five loading machines over four operating years. Figure 1 shows the model TORO 151 produced by Sandvik with a capacity of 3500 kg.



Fig. 1. Overall view of the loading, transporting and storing machine, model TORO 151 produced by Sandvik

2. Estimating the average usage of brake pads in the braking system

The main defect of the brake pads of the loading and storing machines is their intensive wear due to their repeated use and to the high forces acting on them. The available database indicates the best running times (BRT, t_i), in h, of the brake pads. The values in the order of their reception in time are shown in table 3.

Table 3. Values of the best running times of the brake pads

Nr. crt.	BRT, t_i , h	Nr. crt.	BRT, t_i , h	Nr. crt.	BRT, t_i , h	Nr. crt.	BRT, t_i , h	Nr. crt.	BRT, t_i , h
1	1353	6	1442	11	1189	16	1399	21	1923
2	1321	7	1673	12	1533	17	1870	22	1504
3	1251	8	1180	13	1860	18	1242	23	1710
4	1621	9	1345	14	1225	19	1723	24	1692
5	1319	10	1301	15	1976	20	1279	25	1883

The values of the best running times, t_i , represent a statistical series of the form (S1), which comprises $n = 25$ disjoint values, ordered as following: 1180; 1189; 1225; 1242; 1251; 1279; 1301; 1319; 1321; 1345; 1353; 1399; 1442; 1504; 1533; 1621; 1673; 1692; 1710; 1723; 1860; 1870; 1883; 1923; 1976.

The empirical distribution function values $F(t_i)$, are shown in table 4 and the values of the distribution functions parameters that characterize the reliability of the brake pads are shown in table 5.

Table 4. The values of the empirical distribution function $\hat{F}(t_i)$

1	0.027559	6	0.224409	11	0.421260	16	0.618110	21	0.814961
2	0.066929	7	0.263780	12	0.460630	17	0.657480	22	0.854331
3	0.106299	8	0.303150	13	0.500000	18	0.696850	23	0.893701
4	0.145669	9	0.342520	14	0.539370	19	0.736220	24	0.933071
5	0.185039	10	0.381890	15	0.578740	20	0.775591	25	0.972441

Table 5. The values of the distribution functions parameters that characterize the reliability of the brake pads

Distribution	$\lambda, 1/h$	m_n, h	σ_n, h	β_1	η_1, h	β_2	η_2, h	γ
Exponential	0.000907							
Normal		1512.56	258.753					
Weibull biparametric, Wp				6.543	1622.593			
Weibull triparametric, Wm						6.866	1618.598	-0.0066

Table 6 shows that the normal distribution and the two variants of the Weibull distribution are valid, but the normal distribution approximates best the experimental (empirical) function with the lowest maximum distance between them.

However, this value of the maximum distance between the two distributions is very close to that characteristic to the two Weibull bi and triparametric distributions, so that any of the three theoretical distribution functions can very well model the experimental function. The exponential model is not valid.

With the help of the parameters determined for the four distribution laws, including the invalid model, in order to observe the differences, the main quantitative indicators characterizing the reliability of the brake pads were calculated and plotted. The graphical representations in Figures 2, 3, 4 and 5 show the variations, according to the actual operating time, of the main reliability indicators.

The graphical representations in Figures 2 and 3 show the tendency of grouping, even superposition, of the reliability and non-reliability curves for normal and Weibull distribution laws, in the two forms, which confirm the very close values of the maximum distances between the experimental distribution and the theoretical distributions.

It is also confirmed once more that any of these distributions expresses with sufficient precision the closest reliability indicators to the real situation. However, the

great difference from the exponential distribution can not be taken into account to characterize the failure of the brake pads, and in fact has not been validated.

Table 6. Reliability characteristic functions of the brake pads and their comparison

Theoretical distribution	Expression of reliability function, R (t)	Maxim deviation, Dmax	Risk, α	Critical value, $D_{\alpha,20}$	Validation
Exponential	$e^{-0,000907 \cdot t}$	0.657117	0.005	0.336512	No
Normal	$\frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{t-1512,56}{258,753}\right)$ sau $1 - \frac{1}{258,753} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-1512,56}{258,753}\right)^2} dx$	0.152527	0.20	0.207902	Yes
Weibull biparametric, Wp	$e^{-\left(\frac{t}{1622,593}\right)^{6,543}}$	0.158704	0.20	0.207902	Yes
Weibull triparametric Wm	$e^{-\left(\frac{t+0,0066}{1618,599}\right)^{6,866}}$	0.167930	0.20	0.207902	Yes

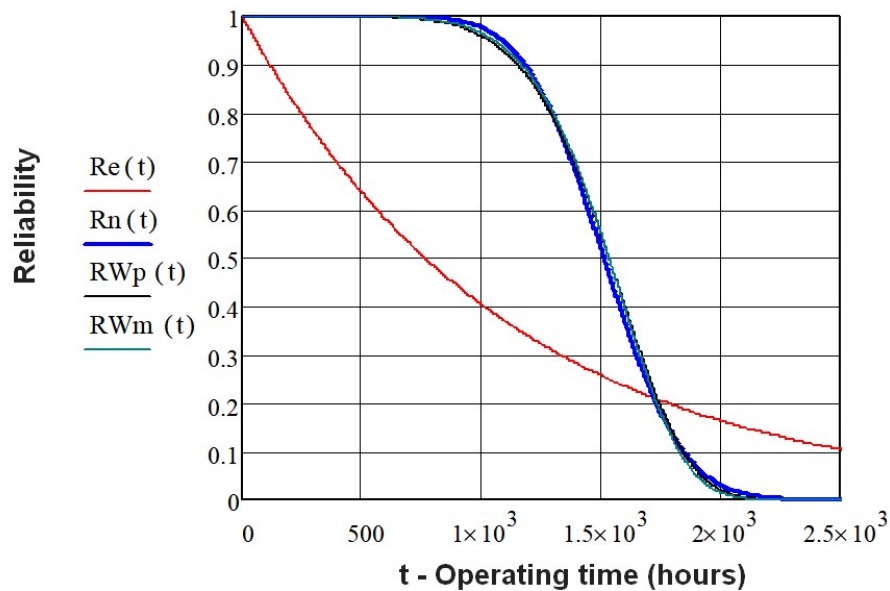


Fig. 2. Graphic representations of reliability functions for brake pads

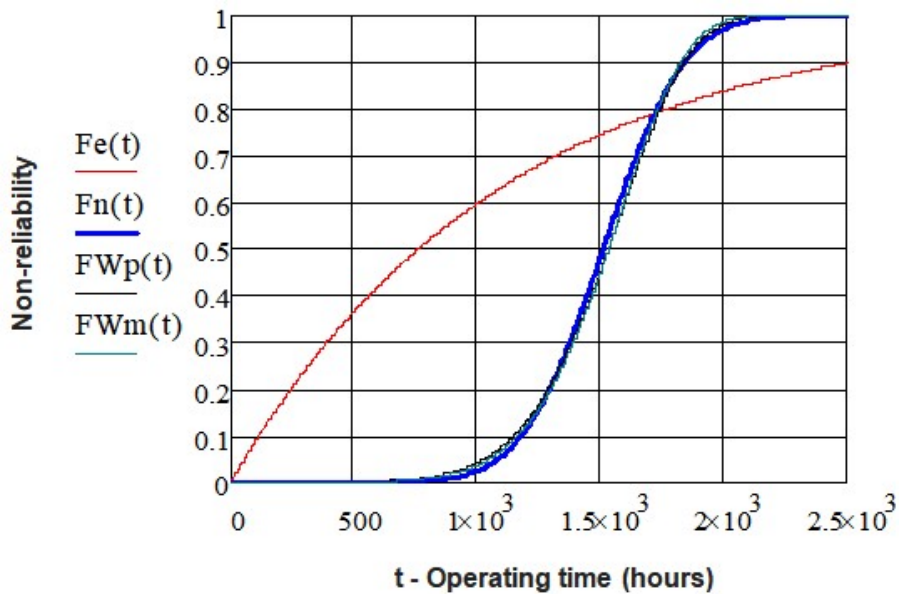


Fig. 3. Graphic representations of the probability of failure of brake pad

From these representations, it also follows that, for 1000 hours of operating, the reliability of the brake pads is 95%, which would correspond, in analogy to the operating hours of the hydraulic pump in the brake circuit, for five months of functioning.

Essentially, however, in the next 500 hours of effective operation, brake pad reliability drops by half, about 50%, which indicates that the velocity is extremely high, as indicated by the high slope of the reliability and non-reliability functions. This is also confirmed by the high values indicated by the graphs showing the density of the probability of failure and failure intensity (Figures 4 and 5), especially the very rapid increase of the failure intensity.

The calculations show that after about seven months of operation of the braking system, its reliability drops to 50%, which is very low, especially as it concerns the safety of the machine, meaning that the brake pads have to be changed.

All of the above considerations may be clear arguments that the brake pads are totally inadequate, being necessary to reconsider their functionality, especially with regard to their technology and, in particular, the material used.

Table 7 lists the values for a series of quantitative indicators that characterize the reliability of the brake pads. Analyzing the indicators presented in table 7, it is once again confirmed that the normal distributions and Weibull in the two forms also allow the calculation of the most appropriate reliability indicators for the characterization of the brake pads, having almost equal values for all the indicators presented.

It can also be appreciated that the values of the presented indicators demonstrate the low reliability of the brake pads.

3. Conclusions

Reliability indicator values calculated for the brake pads of loading, transporting and storing machines are used to estimate the need for spare parts by applying specific

methodologies based on the results of reliability studies as part of the maintenance strategy based on reliability.

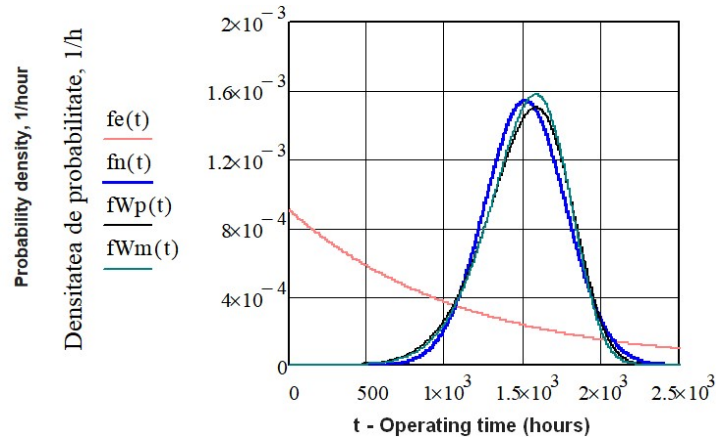


Fig. 4. Graphic representations of the density of the probability failure of brake pad

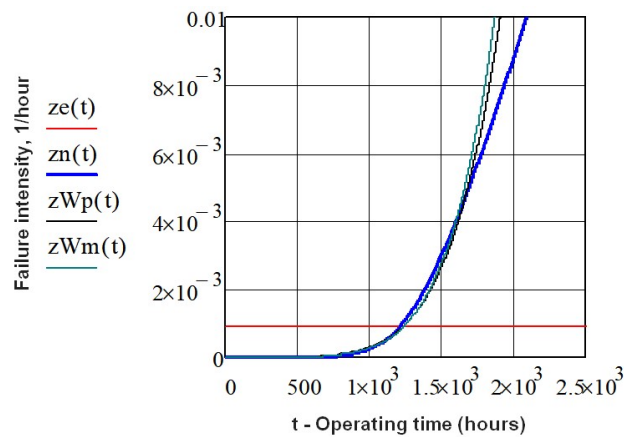


Fig. 5. Graphic representations of brake pad failure intensity

Table 7. Reliability indicators regarding the running time until brake pads failure

No.	Parameter		Parameter value for distribution:		
	Denomination	MU	Normal	Weibull biparametric, Wp	Weibull triparametric, Wm
1	Main Average, m , $MTTF$	h	1512	1512	1512
2	Median, t_{med}	h	1512	1534	1534
3	Module, t_{mod}	h	1512	1582	1582
4	Dispersion, D	h^2	66953	73189	66953
5	Standard deviation, σ	h	259	271	259
6	Variation coefficient, CV	-	0.171	0.179	0.171

The main conclusions of the reliability study on the brake pads of the braking system of the loading, transporting and storing machines are:

- The Weibull and normal distributions best characterize the phenomenon of wear and tear which appears very strongly in the operating of the brake pads, the maximum distance between the experimental and the theoretical distributions for the two distributions being virtually identical, especially since the literature indicates the use of the normal distribution to characterize aging phenomena.

- If after 1000 hours of operating, corresponding to five months, the reliability of the plates is 95%, after another 500 hours of operation it reaches 50%, which shows that the speed of failure (wear) is very high, confirmed by the slope of the reliability and non-reliability functions as well as the density curves of the probability of failure and the failure intensity (failure rate).

- The above considerations may be clear arguments that the brake pads are totally inappropriate and that their functionality, especially with regard to their technology, and the material used, must be reconsidered.

4. Literature

1. Baicu, F., Elemente de fiabilitate, Editura Victor, București, 2005.
2. Balosin, N., Magyari, A., Jula, D., Aspects Regarding the Functionality of the transmission of Overweight Vehicles Used in Lime Pits, Annals of the University of Petroșani, Mechanical Engineering. Vol. 11 (XXXVIII), 2009.
3. Jula, D., Praporgescu, G., Mihăilescu, S., Tomuş, O.B., Deaconu, I., Aspecte privind determinarea fiabilității utilajelor din carierele de lignit, Lucrările științifice ale simpozionului internațional multidisciplinar “Universitaria SIMPRO”, Volumul: Mașini și echipamente tehnologice. Editura UNIVERSITAS, Petroșani, 2006.
4. Jula, D., Dumitrescu, I.– Fiabilitatea sistemelor de transport, Editura Focus, Petroșani, 2009.
5. Ladányi G., Nagy E., Virág Z., Study on dynamics of caterpillar track bodies, VII. International Conference on Mining Techniques, TUR 2011, on CD: TUR 2011 Książka.pdf, 2011 szeptember 20-23.
6. Mitran I, Popescu F.D., Nan M.S., Soba S.S., Computer Assisted Statistical Methods for Process Reliability Analysis, Proceedings of the 15th American Conference on Applied Mathematics, Houston, April 30-May 2, 2009, pp.160-170.

Ovidiu-Bogdan Tomuş, Jozsef Kovacs, Mihai-Sorin Radu, Silviu-Marin Nan
University of Petroşani, Romania

THE INFLUENCE OF THE CUTTING DIRECTION RELATIVE TO COAL SEAM STRATIFICATION ON THE SPECIFIC CUTTING RESISTANCE AND CUTTING FORCES

ABSTRACT

The paper deals with the theoretical and practical analysis of the influence that the cutting direction of the bucket wheel excavator has on the digging forces acting on the wheel. Usually, when the terrace cut technology is applied, the bucket wheel of the excavator cuts vertical chips where mainly the perpendicular to stratification digging method is predominant. All the laboratory trials - done on the test rig - were conducted mainly for this type of vertical chip cutting. In cases when the drop cut method is applied, (or in the case of excavations done below the bench level in the terrace cut method), the main cutting direction used is the parallel to the stratification one. The paper presents the comparison between the practical results obtained on cuts both perpendicular to the stratification and also parallel to the stratification, performed using the linear cutting test rig in the laboratory, on overburden rock or lignite samples that were taken from the same seam and same open pit mine.

1. Introduction

Based on the determinations made on the parameters of the lignite cutting regime throughout the Oltenia basin, a comparative analysis was performed on quarries and lignite layers. This analysis highlights the cutting forces, the specific resistance to cutting, the penetrating forces, the angle of breaking of the massive chip, the specific consumption of energy for cutting on lignite quarries and studied lignite layers.

Comparative analysis is useful, on one hand, to highlight the lignite cutting behaviour of quarries and studied layers and to improve the constructional parameters of teeth, cups and rotor as a whole on the other hand. This comparative analysis is at the same time the scientific basis for the selection of new extraction equipment in the Oltenia basin.

Comparisons of perpendicular cutting along stratification and parallel with stratification cutting allow a better assessment of the dislocation phenomenon at the level of a chip cut by the excavator's rotor.

2. Comparative analysis of parallel lignite cutting and perpendicular to stratification lignite cutting

The rotor excavator mainly cuts "vertical chips", where the perpendicular cutting is predominant on the stratification, so the laboratory tests were carried out mainly with the perpendicular on the stratification cutting. Because in the case of cutting with

horizontal chip (mainly excavating at the level of the tracks), the cutting is predominantly parallel to the stratification, as in the case of the entry of the cup in the massive when cutting "vertical chips", there were made 31 experimental trials cutting in parallel with the stratification. These trials were carried out on a properly taken sample from the lignite quarries in Oltenia. The comparison was performed with the results obtained by cutting perpendicular to the stratification of the samples taken from the same layer and quarry.

Figures 1 and 2 show the dependence of the cutting force F_{xm} and the dynamic coefficient k_d in relation to h_0 in the case of parallel cutting, respectively perpendicular to the stratification. It is noted that the force F_{xm} is 2.16 times larger at the perpendicular cutting compared to the parallel cutting and the dynamic coefficient k_d has higher values at perpendicular cutting on an average by 40%.

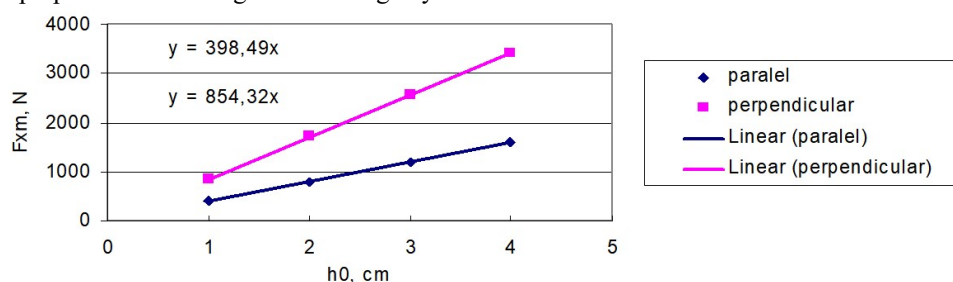


Fig. 1. Effective medium cutting force F_{xm} depending on the cutting depth h_0

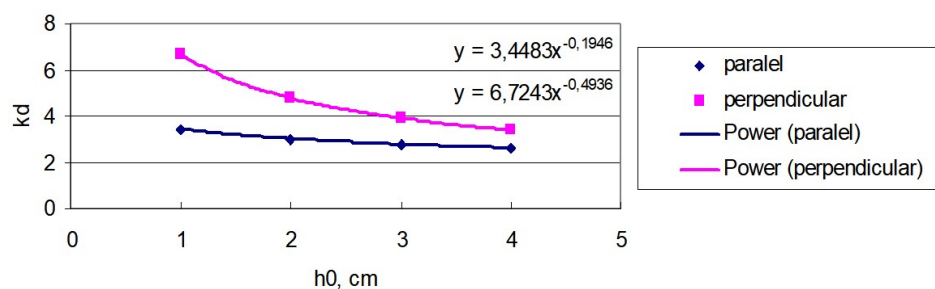


Fig. 2. The dynamic coefficient k_d , depending on the cutting depth h_0

As for the specific cutting resistances, the dependencies $A = f(h_0)$, $A_1 = f(h_0)$ and $K_e = f(S_0)$ are shown in Figures 3, 4 and 5. It can be seen that A and K_e are approximately constant in relation to h_0 , respectively S_0 , and A_1 has a linear variation according to h_0 , analogous to the case of F_{xm} .

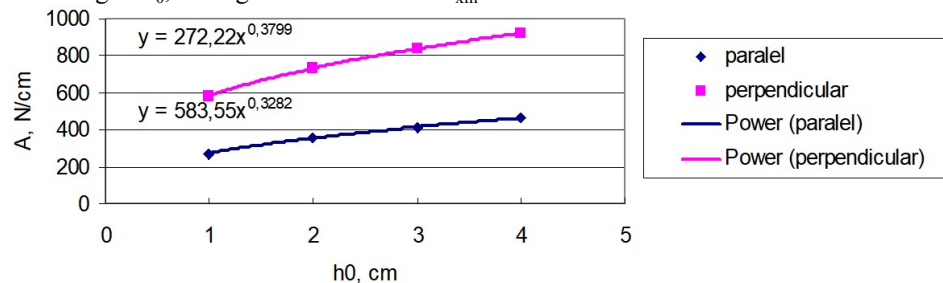


Fig. 3. The specific cutting resistance A , depending on the cutting depth h_0

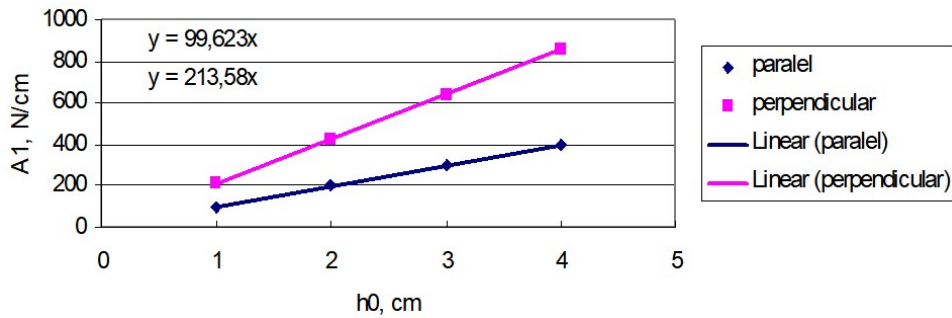


Fig. 4. The specific cutting resistance A_1 , depending on the cutting depth, h_0

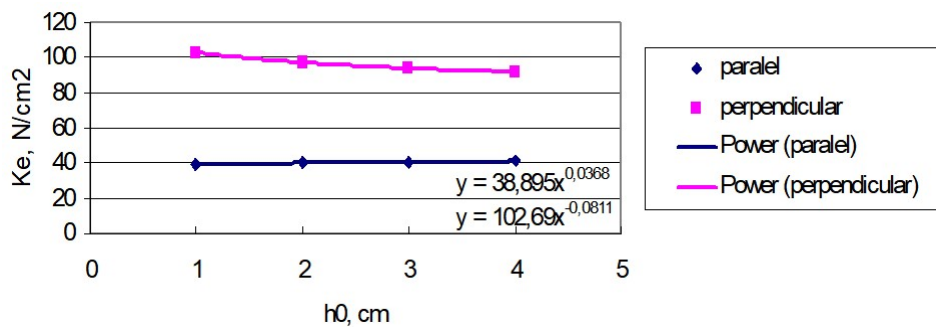


Fig. 5. The specific cutting resistance K_e depending on the transversal section surface of the chip, S_0

The higher values of the specific resistance to cutting are found in the case of perpendicular cutting with the stratification. Thus, for A , the ratio is 2.1 and for K_e of 2.3 between perpendicular and parallel cutting. The same ratio of 2.1 as A is also found in A_1 . It can be concluded that on average the resistance and the specific resistance specific to the perpendicular cutting on the lignite stratification is at least double to the parallel cutting with the stratification.

For F_{ym} penetration force and F_{zm} lateral force according to h_0 , the corresponding curves are shown in Figures 6 and 7. From their analysis it follows that the F_{ym} force has only negative values (to massive) which in absolute value are at least two times higher in the case of perpendicular cutting than the parallel one.

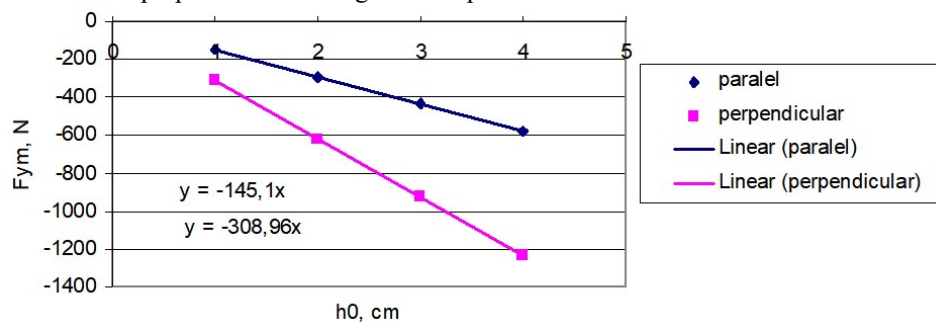


Fig. 6. Effective medium penetration force F_{ym} , depending on the cutting depth, h_0

The F_{zm} lateral forces have conventional positive values for the perpendicular cutting and negative in the case of parallel cutting, the absolute values being at least 6 times higher at the perpendicular cutting.

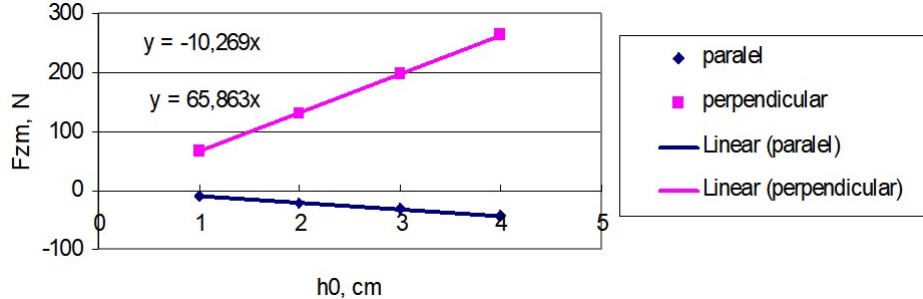


Fig. 7. Effective medium lateral foerce F_{zm} , depending on the cutting depth, h_0

Comparisons of the breaking angles ψ were made on the basis of the curves represented in Figure 8, from which it follows that both curves tend to flatten. Thus ψ is 60° for parallel cutting and 67° for perpendicular cutting. From this point of view, the perpendicular cutting is more advantageous.

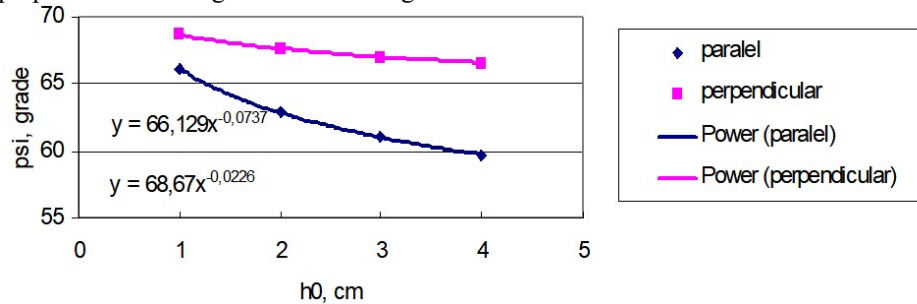


Fig. 8. The breaking angle of the chip ψ , depending on the cutting depth, h_0

From an energetic point of view, the comparison was made using the curves represented in Figure 9. It can be noticed the tendency of flattening of the both curves with respect to h_0 , with a specific energy consumption E_s that is doubled in the case of perpendicular cutting, in comparison to the parallel cutting, $E_s = 0.22 \text{ kWh} / \text{m}^3$ versus $E_s = 0.11 \text{ kWh} / \text{m}^3$.

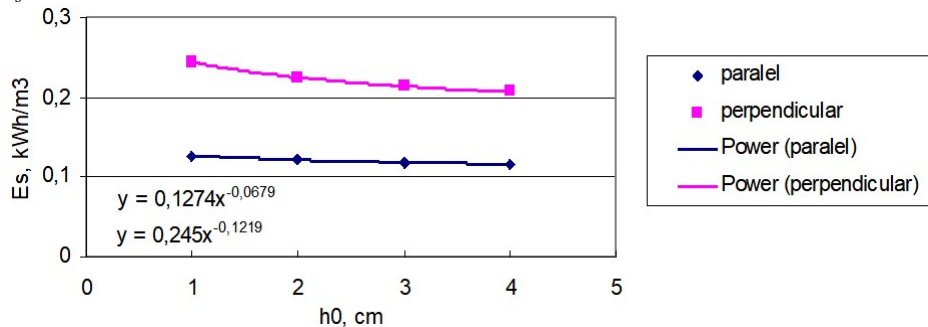


Fig. 9. Specific energy consumption E_s , depending on the cutting depth, h_0

3. Conclusions

In the comparative analysis of the parallel and perpendicular cutting on lignite stratification, the same aspects were followed as in the comparisons between quarries and layers.

Comparisons of perpendicular cutting along stratification and parallel cutting with stratification allow for a better assessment of the dislocation phenomenon at the level of a chip cut by the rotor of the bucket wheel excavator.

It is emphasized that in almost all the compared aspects, perpendicular cutting is more disadvantageous than parallel cutting, except for the angle of breaking of the massive chips.

As for the forces, the specific resistances to the cutting and the specific energy consumption, the cutting of the lignite perpendicular to the stratification involves roughly double values compared to the parallel cutting with the stratification.

4. Literature

1. Tomuş O.B. - Studiul posibilităților de creștere a performanțelor rotorului excavatoarelor utilizate în carierele de lignit. Teză de doctorat. Petroșani, 2009.
2. Kovacs, I., Andraș, I., Andraș, A., Tomuş, O.B. –Overview Of The Results Obtained In The Field Of Rock Cutting In Underground And Open Pit Conditions. Monografia Nowoczesne Metody Eksploatacji Wegla I Skal Zwiezlych. Pag. 9 – 16, Akademia Gorniczo-Hutnicza. Krakow 2013.
3. I. Kovacs, M.S. Nan, D. Jula, O.B. Tomus - New Buckets Mounted on Rotor Excavators, as a Result of Dislocation Tested Process –, International Conference on Applied Computer Science, Malta September 15-17, 2010, ISSN: 1792-4863; ISBN: 978-960-474-225-7.
4. Kovacs I, Iliș N, Nan M.S. – Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura Universitas, Petroșani, 2000.
5. Kovacs I, Andras I, Nan M.S., Popescu F.D., Theoretical and experimental research regarding the determination of non-homogenons materials mechanical cutting characteristics, Proceedings of the 8th International Conference on Simulation, Modelling and Optimization, Santander, Cantabria, Spain, September 23-25, 2008, ISSN: 1790-2769, ISBN: 978-960-474-007-9, pp.232-235.

Krzysztof Władzielczyk, Piotr Kipczak, Rafał Dudek
AGH w Krakowie

PERSPEKTYWY ZASTOSOWANIA KOMBAJNÓW FREZUJĄCYCH DO URABIANIA ZŁÓŻ SUROWCÓW SKALNYCH

PERSPECTIVES OF THE APPLICATION OF SURFACE MINER FORRISING OF RAW MATERIALS

STRESZCZENIE

W artykule zaprezentowano możliwości zastosowania kombajnów frezujących do urabiania złóż surowców skalnych. Określono uwarunkowania techniczne, technologiczne i ekonomiczne mające wpływ na celowość wykorzystania tych kombajnów w górnictwie odkrywkowym. Na podstawie wybranych modeli kombajnów firmy Wirtgen opisano przykładowo budowę, technologię pracy oraz parametry techniczno-robocze tych maszyn. Przeanalizowano również aspekt ekonomiczny zastosowania kombajnów frezujących w odniesieniu do konwencjonalnych metod urabiania skał. Na podstawie danych literaturowych został określony możliwy zakres zastosowania kombajnów w zależności od zwięzłości urabianych skał. W podsumowaniu artykułu przedstawiono perspektywy zastosowania kombajnów w krajowych kopalniach surowców skalnych uwzględniające zarówno wielkość eksploatowanych złóż, sposób ich zalegania, jak również wymagane wydajności urabiania.

ABSTRACT

The article presents the possibilities of using surface miner for open mining. The technical, technological and economic conditions influencing the expediency of using these combine harvesters in open pit mining were determined. Based on the selected models of Wirtgen surface miner are described, for example, construction, technology and technical and working parameters of these machines. The economic aspect of the use of surface miner has also been studied in relation to conventional methods of rock mining. Based on the literature data, the scope of use of the surface miner can be determined depending on the conciseness of the rocky rocks. The article summarizes the prospects for the use of combine harvesters in domestic rock raw mines, taking into account both the size of the exploited deposits, the way they are deposited, and the required excavation capacity.

1. Wprowadzenie

W ciągu ostatnich kilkunastu lat w światowym górnictwie odkrywkowym można zauważyć stały wzrost zastosowania powierzchniowych kombajnów frezujących do

urabiania wybranych złóż surowców [3, 5]. Kombajny frezujące są z powodzeniem stosowane do urabiania złóż wapienia, gipsu, dolomitów, rud, soli, węgla brunatnego i kamiennego itp. w szeregu krajach Europy, Australii, Indiach, Japonii oraz USA [3, 4, 5].

Na coraz szersze zastosowanie kombajnów frezujących wpływa kilka czynników [1, 2, 6]. Zastosowanie kombajnów frezujących pozwala na wyeliminowanie techniki strzałowej oraz konieczności stosowania koparek i ciężkich wozideł do transportu urabianego materiału. Umożliwiają one uzyskanie urobku o określonej granulacji, co eliminuje konieczność stosowania kruszarek wstępnych (tzw. kruszarek pierwszego stopnia) a także konieczność rozbijania brył nadgabarytowych powstałych w wyniku robót strzałowych. Kombajny frezujące umożliwiają również selektywne urabianie a płaskie i uporządkowane wyrobisko eksploatacyjne nie niszczy ogumienia wozideł i ładowarek. Ponadto obecnie produkowane kombajny frezujące zapewniają uzyskanie wysokiej wydajności urabiania, charakteryzują się dużą zwrotnością i mobilnością a ich koszty eksploatacyjne są konkurencyjne w stosunku do innych metod urabiania złóż.

Przedstawione powyżej główne zalety zastosowania kombajnów frezujących są skutkiem wprowadzenia do eksploatacji nowych modeli powierzchniowych kombajnów frezujących o zróżnicowanych konstrukcjach i parametrach techniczno-roboczych. Na rys. 1 przedstawiono przykładowo widok kombajnu frezującego firmy Vermeer[10]



Rys. 1 Widok kombajnu frezującego TL 1255 firmy Vermeer podczas urabiania złoża wapienia [10]

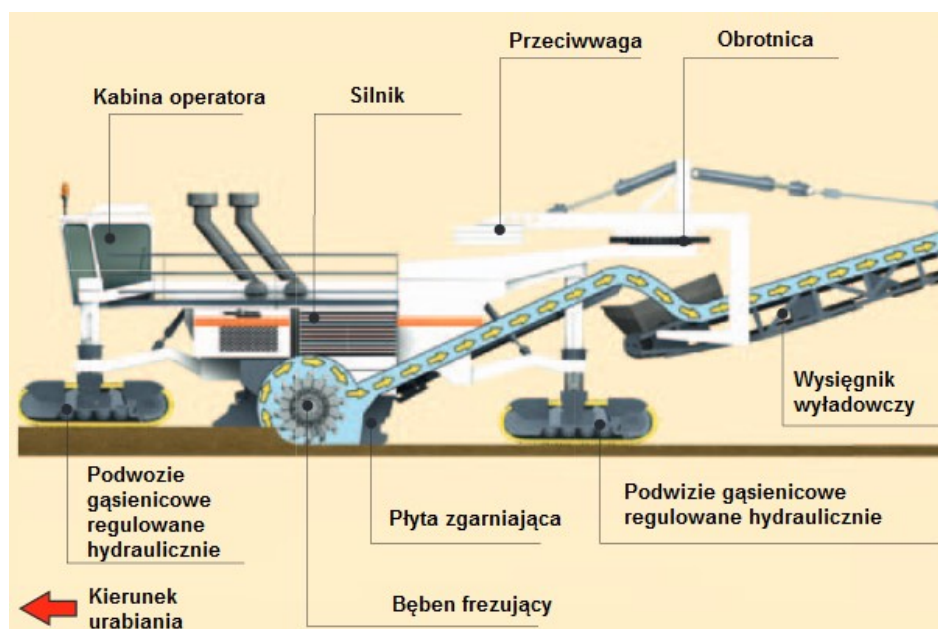
2. Budowa i parametry techniczno-robocze powierzchniowych kombajnów frezujących

W chwili obecnej na rynku dostępne są kombajny frezujące produkowane przez kilku producentów. Oprócz typoszeregu kombajnów produkowanych przez światowego potentata w ich produkcji – firmę Wirtgen [9] oferowane są również kombajny produkcji firmy Vermeer [10], Tesmec [8], Man Takraf [11] czy też Bitelli [7].

Powierzchniowe kombajny frezujące pod kątem ich budowy można podzielić uwzględniając szereg kryteriów m. in. Ze względu na :

- umiejscowienie bębna frezującego (między przednim i tylnym podwoziem hydraulicznym lub na końcu kombajnu),
- sposób napędu bębna frezującego (za pośrednictwem przekładni pasowej lub bezpośredni napęd wału bębna z wykorzystaniem silników hydraulicznych i przekładni planetarnych),
- wyposażenie lub nie kombajnu w układ wysięgnika wyładowczego i obrotnicy,
- średnicę i szerokość bębna frezującego.

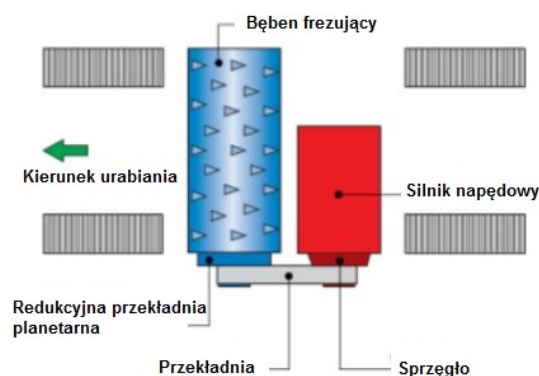
Przedstawienie szczegółowych konstrukcji wszystkich rodzajów powierzchniowych kombajnów frezujących dostępnych obecnie na rynku wymagałoby odrębnej obszernej publikacji. Z tego powodu poniżej przedstawiono jedynie ogólną budowę i parametry techniczno-robotyczne typoszeregu kombajnów frezujących Surface Miner (SM) produkcji firmy Wirtgen. Ogólną budowę kombajnów z tego typoszeregu przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Ogólna budowa kombajnów frezujących SM produkcji firmy Wirtgen [9]

Kombajny z typoszeregu SM produkcji firmy Wirtgen posiadają bębny frezujące umiejscowione pomiędzy przednimi i tylnymi podwoziami gąsienicowymi. Oba podwozia zapewniają możliwość przemieszczania się kombajnów podczas urabiania złoża oraz umożliwiają wykonywanie przez niego skrętów.

Bębny frezujące kombajnów typoszeregu SM napędzane są z wału silnika napędowego kombajnu za pośrednictwem przekładni pasowej i redukcyjnej przekładni planetarnej. Pozwala to na zminimalizowanie skutków urabiania przez bęben twardego przerostów skalnych, zwłaszcza uniknięcia uszkodzeń mechanicznych noży frezujących zamontowanych na bębnie. Skutki urabiania twardego przerostów ograniczają się w tym przypadku do konieczności wymiany zerwanych pasów klinowych przekładni pasowej [4]. Schemat napędu bębnow frezujących kombajnów z typoszeregu SM przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3 Schemat napędu bębnowo-frezującego kombajnów SM firmy Wirtgen [9]

Bezpośrednio za bębniem frezującym zamontowana jest płyta zgarniająca, która zgarnia urobek i ułatwia jego przemieszczanie na przenośnik taśmowy transportującego urobek na wysięgnik wyładowczy.

Wszystkie kombajny wchodzące w skład typoszeregu SM wyposażone są w układ wysięgnika wyładowczego i obrotnicy. Układ ten pozwala na bezpośredni załadunek urobku na wozidła lub na jego składowanie w przyzmy. Wysokość wysypu urobku regulowana jest za pomocą siłowników hydraulicznych, co pozwala dostosować ją do gabarytów wozideł. Na rys. 4 przedstawiono widok kombajnu 2200 SM współpracującego z wozidłem.



Rys.4 Kombajn 2200 SM firmy Wirtgen współpracujący z wozidłem [9]

Podstawowe parametry techniczne kombajnów frezujących produkowanych aktualnie przez firmę Wirtgen zostały zaprezentowane w Tabeli 1. Dotyczą one standardowych wersji konstrukcyjnych modeli kombajnów, ponieważ poszczególne modele mogą być wyposażone na życzenie użytkownika w różnego rodzaju organy urabiające (bębny frezujące) [9]. W Tab. 1 nie umieszczono także parametrów największego kombajnu produkowanego obecnie przez firmę Wirtgen oznaczonego symbolem 4200 SM. Jest to kombajn, który powstał na bazie modelu 3700 SM, lecz

posiada on znacznie większy bęben frezujący o średnicy 1860 mm i długości 4200 mm. Całkowita masa robocza kombajnu 4200 SM przekracza 191 Mg.

Tabela 1. Wybrane parametry techniczne kombajnów frezujących firmy Wirtgen [9]

MODEL	2200 SM	2500 SM	3700 SM
Szerokość urabiania (mm)	2200	2500	3700
Głębokość urabiania (mm)	350	600	600
Średnica bębna (mm)	1200	1500	1500
Zużycie paliwa (dm ³ /h)	150	191,5	284
Prędkość urabiania (m/min)	-	0 - 25	0 - 20
Moc silnika (kW/KM)	708 / 950	783 / 1050	1194 / 1600
Masa (Mg)	51	103	176
Ilość noży	76	W zależności od warunków urabiania	W zależności od warunków urabiania
Rozstaw noży (mm)	38	W zależności od warunków urabiania	W zależności od warunków urabiania

3. Organy urabiające kombajnów frezujących

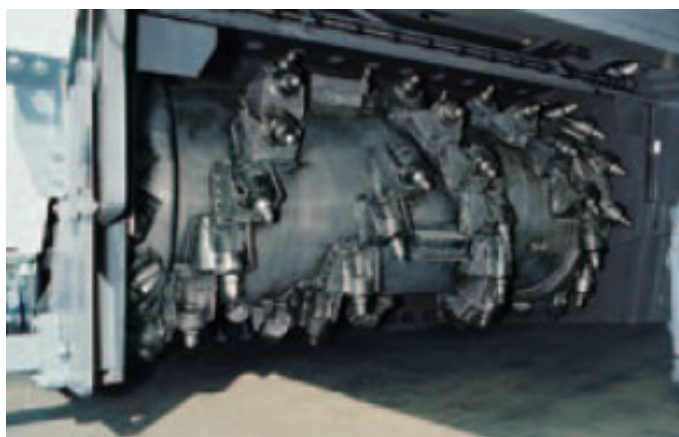
Podzespołem każdego kombajnu frezującego, realizującym bezpośrednio proces urabiania ośrodka skalnego jest bęben frezujący. Jak już wspomniano, może być on montowany w kombajnach w różnych miejscach, jednak zasada jego działania jest zawsze taka sama [7, 8, 10].

Producenci kombajnów frezujących, oprócz standardowych wersji konstrukcyjnych bębnow frezujących, z reguły oferują możliwość wyposażenia danego modelu kombajnów w układy nożowe uwzględniające własności urabianej skały [9, 10]. Dotyczy to nie tylko układów noży na bębnach, ich liczy, podziałki rozstawu itp., ale również doboru odpowiedniego typu noża i jego uchwytu dostosowanych do własności urabianej skały. Przykładowo firma Wirtgen posiada w swojej ofercie trzy podstawowe systemy narzędziowe (HT 6, HT 11 i HT 14) w których można zastosować ponad 50 rodzajów noży [9]. Możliwość doboru układu i rodzaju noży na bębnie frezującym ma również istotne znaczenie w przypadku konieczności uzyskiwania urobku o określonej granulacji.

Bardzo często do tego samego modelu kombajnu ich producenci oferują różne standardowe wersje bębnow frezujących. Dotyczy to także wymiarów gabarytowych bębnow, np. firma Wirtgen oferuje do kombajnu 2200 SM, oprócz standardowych bębnow frezujących o długości 2200 mm, również bęben o długości 3800 mm pozwalający uzyskać wysokie wydajności przy urabianiu skał miękkich, zwłaszcza węgla [9]. Z kolei do modelu 4200 SM oferowane są dwie wersje standardowych bębnow frezujących. Pierwsza z nich przeznaczona jest do urabiania skał o wytrzymałości na ściskanie do 50 MPa i przy szerokości urabiania 4200 mm pozwala

uzyskać głębokość frezowania do 830 mm. Druga wersja bębna frezującego przeznaczona jest do urabiania skał o wytrzymałości na ściskanie do 120 MPa i przy takiej samej szerokości urabiania pozwala na uzyskanie maksymalnej głębokości frezowania 600 mm [9].

Na rys. 5 i rys. 6 przedstawiono przykładowe widoki bębnow frezujących do kombajnów SM produkcji firmy Wirtgen.



Rys. 5 Widok bębna frezującego kombajnu 2200 SM firmy Wirtgen przeznaczonego do urabiania skał o $R_c \leq 50$ MPa [9]



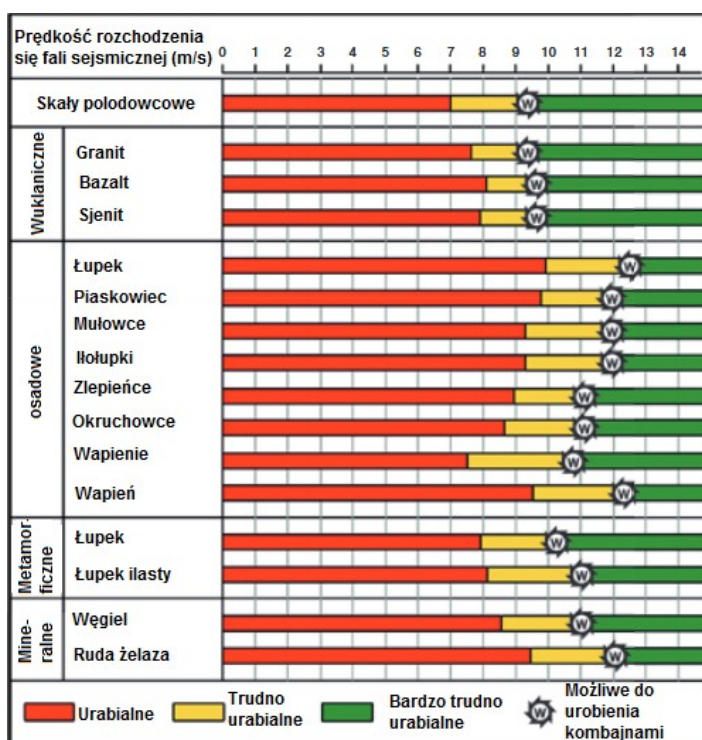
Rys. 6 Widok bębna frezującego kombajnu 2200 SM firmy Wirtgen przeznaczonego do urabiania skał o $R_c \leq 50$ MPa [9]

4. Zakres zastosowania odkrywkowych kombajnów frezujących

Jeszcze do niedawna powszechnie uważano, że urabianie skał za pomocą odkrywkowych kombajnów frezujących jest możliwe dla skał, których wytrzymałość na ściskanie nie przekracza 120 MPa [1, 2]. W ostatnich latach do eksploatacji wprowadzono jednak nowe modele kombajnów, które według danych ich producentów, pozwalają na urabianie skał o wytrzymałości na ściskanie sięgającej 150 MPa (np. kombajnu 4200 SM firmy Wirtgen [9]) a nawet 160 MPa (kombajny TL 1255 i TL 1655 firmy Vermeer [10]).

Wytrzymałość na ściskanie urabianej skały nie jest jednak jedynym parametrem skał, który powinien być brany pod uwagę przy ocenie celowości zastosowania kombajnów frezujących do urabiania danego ośrodka skalnego. Na uzyskanie wydajności urabiania wpływają bowiem także takie parametry skał jak np. ich wilgotność, plastyczność, kruchość, anizotropia itp. Niezwykle ważna jest również np. ścieralność urabianej skały ponieważ wpływa ona bezpośrednio na proces zużycia noży bębnowych frezujących [3].

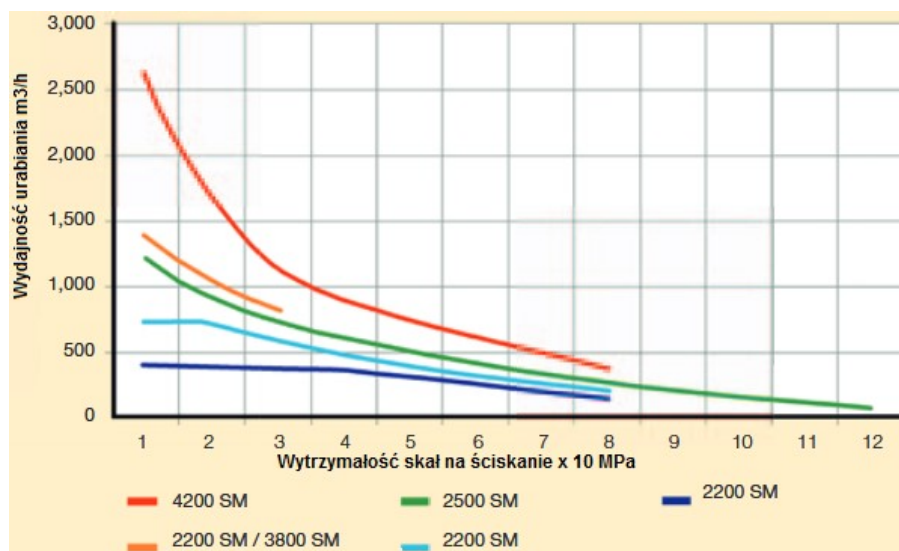
Określenie możliwości urabiania danego złoża surowców skalnych dokonywana jest z reguły przez producentów kombajnów frezujących opierających się na własnych doświadczeniach i wynikach badań. Przykładowo firma Wirtgen przy ocenie urabialności złoża metodą frezowania posługuje się własną klasyfikacją opartą na prędkości rozchodzenia się fali sejsmicznej w ośrodku skalnym. Klasyfikacja ta została zaprezentowana na rys. 7.



Rys. 7 Klasyfikacja urabialności skał za pomocą kombajnów frezujących wg firmy Wirtgen [9]

Wytrzymałość urabianej skały na ściskanie służy również do wstępnego określania teoretycznej wydajności urabiania złoża przez dany model kombajnu frezującego. Należy jednak w tym miejscu podkreślić, że są to obliczenia mające charakter przybliżony i należy odnieść się do nich z dużą ostrożnością. Nie uwzględniają one bowiem, w pełni zarówno wszystkich parametrów urabianej skały jak również rzeczywistych parametrów procesu frezowania, zwłaszcza głębokości frezowania i rzeczywistej prędkości przemieszczania się kombajnu. Ma to odzwierciedlenie w przyjętej jednostce wydajności urabiania m³/h, która wynika z zależności przyjętych do określania teoretycznych wydajności urabiania poszczególnych modeli kombajnów.

Zależność teoretycznych wydajności urabiania poszczególnych modeli kombajnów frezujących firmy Wirtgen od wytrzymałości na ściskanie urabianej skały przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8 Zależność wydajności urabiania kombajnów z typoszeregu SM firmy Wirtgen od wytrzymałości na ściskanie urabianej skały [9]

5. Koszty eksploatacji kombajnów frezujących

Dla użytkownika kombajnu frezującego podstawowym wskaźnikiem celowości zakupu kombajnu są koszty jego eksploatacji. Z reguły wyrażane są one kosztem urabiania jednego Mg pozyskiwanej skały.

Rozważając koszty eksploatacji kombajnów frezujących należy mieć na uwadze, że zależą one przede wszystkim od założonego poziomu wydobycia oraz własności urabianej skały. Koszt amortyzacji zakupionego kombajnu frezującego zależy bowiem bezpośrednio od jego wydajności. Przyjmuje się np., że dla kombajnów o wydajności ok. 450 Mg/h pracujący średnio 16500 godzin, koszt amortyzacji wynosi ok. 0,2 EUR/Mg (przy cenie zakupu kombajnu ok. 1.5 MLN EUR). Jeśli wydajność kombajnu wynosi ok. 700 Mg/h koszt amortyzacji spada do poziomu ok. 0,13 EUR/Mg [6].

Należy jednak mieć na uwadze, że na koszty eksploatacyjne kombajnu frezującego, oprócz kosztów jego amortyzacji wpływa szereg innych czynników m.in. koszt oleju napędowego, koszty serwisowania (w tym wymiana uszkodzonych lub zużytych noży), płaca operatorów itp. Z tego powodu zakup każdego egzemplarza kombajnu powinien być poprzedzony bardzo szczegółową analizą ekonomiczną uwzględniającą zarówno ocenę możliwości uzyskania zaplanowanego poziomu wydobycia, jak również doświadczenia eksploatacyjne producenta danego modelu kombajnu. Analiza taka pozwoli nie tylko na dobór odpowiedniego modelu kombajnu frezującego do warunków eksploatowanego złoża surowców skalnych, ale także na precyzyjne określenie kosztów jego eksploatacji, a co za tym idzie określenie opłacalności zastosowania kombajnu frezującego.

Warto w tym miejscu nadmienić, że orientacyjne koszty eksploatacji produkowanych przez siebie kombajnów Terrain Leveler TL 1255 podaje firma Vermeer [10]. Doświadczenia z eksploatacji kombajnów TL 1255, które uzyskiwały

wydajność ok 700 Mg/h przy urabianiu skał o $R_c < 120$ MPa, wykazały, że koszt pozyskania 1 Mg urobionego surowca skalnego wahał się w granicach 0,5 – 1 EUR [10]. Koszt ten obejmował koszt amortyzacji, koszt oleju napędowego (ok. 100 dm³/h), koszt wymiany zużytych noży (przeciętnie 2-4 sztuki na godzinę pracy kombajnu, koszty materiałów eksploatacyjnych i serwisowania oraz płacę operatorów kombajnu.

5. Podsumowanie

Do chwili obecnej w polskich kopalniach odkrywkowych surowców skalnych nie jest jeszcze eksploatowany żaden egzemplarz odkrywkowego kombajnu frezującego. Na taki stan rzeczy wpływ ma kilka różnych czynników.

Wiele krajowych kopalń surowców skalnych ma roczną wielkość wydobycia surowca zbyt małą, aby stosowanie kombajnów frezujących do urabiania złoża było racjonalne ekonomicznie. Przyjmuje się bowiem, że zastosowanie odkrywkowych kombajnów frezujących małych i średnich wielkości np. kombajnów 2200 SM i 2500 SM firmy Wirtgen jest opłacalne przy minimalnym poziomie wydobycia sięgającym co najmniej 500.000 Mg w ciągu roku [9]. Jest to oczywiście wielkość uśredniona, a każdy jej wzrost obniża koszty eksploatacji danego modelu kombajnu. W przypadku rozważania zastosowań większych modeli kombajnów frezujących, których cena zakupu i koszty eksploatacji są znacząco wyższe wielkości wydobycia danej kopalni surowców skalnych musi być również odpowiednio wyższa.

Drugim czynnikiem ograniczającym zastosowanie odkrywkowych kombajnów frezujących w krajowych kopalniach surowców skalnych jest nieregularne zaleganie złoża. Kombajny frezujące wymagają utrzymywania możliwie długich i prostych frontów roboczych umożliwiających także ruch wozideł lub ładowarek kołowych. W przypadku nieregularnego zalegania danego złoża spełnienie tego warunku jest bardzo utrudnione lub niemożliwe, co przekłada się bezpośrednio na uzyskiwaną wielkość wydobycia urobku.

Wśród czynników utrudniających zastosowanie kombajnów frezujących wymienia się również konieczność udostępnienia urabianego złoża od stropu [2] oraz konieczność urabiania w poziomie lub przy maksymalnym nachyleniu spągu sięgającym 5 - 7° [1]. Pierwsza uwaga nie znajduje jednak pełnego uzasadnienia, dotyczy złóż udostępniających do eksploatacji. W światowym górnictwie odkrywkowym istnieją bowiem przykłady kopalń surowców skalnych, które początkowo prowadziły eksploatację złóż za pomocą metody MW, a następnie wprowadziły do eksploatacji kombajny frezujące [4, 5].

Jest również kwestią oczywistą, że urabianie skał metodą frezowania musi być realizowane w poziomie ze względu na stateczność kombajnów, zwłaszcza posiadających obrotnicę i układy wysięgnikowe. Należy jednak pamiętać, że wszystkie obecnie produkowane kombajny frezujące wyposażone są w układy pomiarowe i sterujące, które mierzą na bieżąco powierzchnię urabiania, profil urabianej powierzchni spągu, głębokości urabianej warstwy itd. I dostosowują głębokość frezowania do aktualnych warunków eksploatacji złoża [9, 10].

Zalety frezowania, jako metody urabiania skał, możliwość zakupu modelu kombajnu frezującego o wielkości dostosowanej do planowanego poziomu wydobycia surowców skalnych oraz możliwości wyposażenia kombajnu w bęben frezujący o konstrukcji uwzględniającej własności urabianej skały, powinien skłonić krajowe kopalnie surowców skalnych spełniające wyżej podane wymagania, do szczegółowej analizy celowości wprowadzenia do eksploatacji kombajnów frezujących. Jak się wydaje, w Polsce znajduje się co najmniej kilka kopalń surowców skalnych

np. kopalnie wapienia, w których zastosowanie odkrywkowych kombajnów frezujących będzie w pełni uzasadnione zarówno pod względem ekonomicznym, jak i technicznym.

Orientacyjne koszty eksploatacji odkrywkowych kombajnów frezujących przedstawione w artykule nie uwzględniają korzyści płynących z możliwości uzyskania urobku o określonej granulacji. Fakt ten ma kapitalne znaczenie dla obniżenia kosztów przeróbki uzyskanego urobku. Dzięki zastosowaniu kombajnów frezujących istnieje bowiem możliwość uzyskania urobku o granulacji 0-300 mm [9, 10].

Pozwala to nie tylko na wyeliminowanie procesów kruszenia wstępnego, ale również np. na uzyskanie odpowiednich frakcji surowca do dalszej przeróbki. Uwaga ta dotyczy zarówno procesów urabiania np. złóż wapienia, dzięki czemu można uniknąć zbyt dużego rozdrobnienia urobku [5], jak również złóż surowców skalnych. Bardzo często bowiem kombajny frezujące współpracują z mobilnymi zespołami przerobczymi, do których urobek dostarczany jest za pomocą ładowarek kołowych, co pozwala uzyskać odpowiednią frakcję surowca skalnego bezpośrednio na wyrobisku

6. Literatura

1. Bęben A., Bogusz P., Glapa W., Marianowski J.: Maszyny i urządzenia do odkrywkowego urabiania surowców skalnych wybranymi technologiami. Skrypt AGH nr 1130. Wydawnictwo AGH, Kraków 1988.
2. Kasztelewicz Z., Zajączkowski M., Sikora M.: Przegląd mechanicznych sposobów urabiania skał zwięzłych. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Nr 136/2013.
3. Khare BP. Emerging trends in the open cast coal mining technology issues & challenges. In: Emerging trends in mining & allied industries. Rourkela: NIT;2008. p. 15–9
4. Woof M. :Surface cuts: reports on mechanical rock cutting in surface mining. World Mining Equipment | December 1, 2003
5. Prakash Amar: Rock excavation using surface miners: An overview of some design and operational aspects. <https://www.researchgate.net/publication> (odwiedzona 30.05.2017).
6. www.bh-ruda.pl/publikacje (odwiedzona 5.06.2017)
7. www.bitelli.it (odwiedzono 27.04.2017)
8. www.tesmec.com (odwiedzona 02.06.2017)
9. www.wirtgen.com (odwiedzona 20.05.2017)
10. www.vermeer.com (odwiedzona 25.05.2017)
11. www.takraf.tenova.com/ (odwiedzona 03.06.2017)

Stanisław Wolny, Sławomir Badura, Agata Drzewosz
AGH w Krakowie

OBCIĄŻENIA NACZYNNIA WYDOBYWCZEGO W WARUNKACH NORMALNEJ EKSPLOATACJI

LOADING OF CONVEYANCES IN NORMAL OPERATING CONDITIONS

STRESZCZENIE

W opracowaniu bazując na pracach naukowo-badawczych wykonanych w katedrze Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji, AGH w Krakowie, zestawiono wzory analityczne zweryfikowane eksperymentem na obiekcie rzeczywistym, z pomocą których wyznaczyć można wartości obciążeń działających na konstrukcję naczynia.

Stosowane obecnie w praktyce projektowej naczyń wydobywczych, metody wymiarowania ich elementów konstrukcyjnych – głównie nośnych – nie pozwalają na prognozowanie bezpiecznego okresu ich eksploatacji, a jedynie na określenie współczynnika bezpieczeństwa odniesionego do obciążeń statycznych.

ABSTRACT

In order to solve this problem and to work out verified relationships to find the fatigue endurance of structural elements of conveyances in the function of service time and the type of conveyance it is required that the values of all applied loads be considered in the function of time and in normal operating conditions.

This study, compiling the results of research work undertaken at the Department of Strength of Materials and Structures AGH-UST, provides analytical formulas verified experimentally on real objects, yielding values of loads in construction of conveyances.

1. Wstęp

Aby stało się możliwe stosowanie metod elementów skończonych i stanów granicznych do wymiarowania i oceny bezpieczeństwa tych konstrukcji, a metod wytrzymałości zmęczeniowej do określenia czasu ich bezpiecznej eksploatacji, niezbędnym jest:

- 1) przeprowadzenie analizy dynamicznej pracy tych elementów dla wszystkich możliwych stanów ruchowych i awaryjnych.
- 2) wyznaczenie optymalnych obciążeń poszczególnych elementów naczynia wydobywczego, jako funkcji parametrów konstrukcyjnych i ruchowych układu,

- 3) analiza wytrzymałościowo-zmęczeniowa wybranych elementów i węzłów naczyń wydobywczego w funkcji czasu ich eksploatacji oraz rodzaju urządzenia wyciągowego.

Wyniki analiz zawartych w punktach 1÷3 będą podstawą do wskazania rezerw w zakresie wytrzymałości konkretnych elementów naczyń wydobywczego, zaproponowania metod postępowania mających na celu określenie rzeczywistych obciążeń oraz wykonanie analizy wytrzymałościowej konkretnych elementów naczyń wydobywczego, zapewniających zwiększenie efektywności pracy górniczych wyciągów szybowych przy równoczesnym podniesieniu niezawodności i bezpieczeństwa ich pracy.

2. Obciążenia naczyń wydobywczego w warunkach normalnej eksploatacji jak również w stanach awaryjnych

2.1. Analiza dotychczasowych rozwiązań w zakresie sposobów kojarzenia obciążeń w procesie projektowania elementów nośnych konstrukcji naczyń wydobywczego

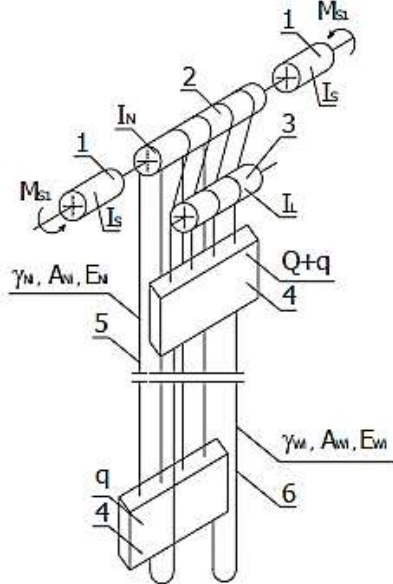
Sposób wyznaczania obciążeń elementów konstrukcyjnych naczyń wydobywczego i deterministyczna ocena ich bezpieczeństwa, w żaden sposób nie koresponduje z najnowszymi metodami oceny niezawodności konstrukcji stalowych, powszechnie obowiązujących w Europie a opartymi na Eurokodach 1 – 4. Efektywne rozwiązanie problemu trwałości wybranych elementów naczyń wydobywczego będzie możliwe, po wykorzystaniu metod opisanych w Eurokodach 1-4 [3]. Ponieważ sprawdzenie niezawodności konstrukcji, według obliczeń poziomu pierwszego, tzw. półprobabilistycznego [3], oparte jest na wartościach obliczeniowych, tak obciążenia jak i wytrzymałości, niezbędnym stało się wyznaczenie obciążenia obliczeniowego i wytrzymałości obliczeniowej, konkretnych elementów konstrukcyjnych naczyń wydobywczego. W zakresie obciążeń, w ramach podstawowych zadań procesu wymiarowania należy precyzyjnie ustalić wielkość i układ wszystkich obciążeń projektowanej konstrukcji. W przypadku konstrukcji naczyń wydobywczego, wobec braku odpowiednich norm i katalogów, obciążenia charakterystyczne należy przyjąć na podstawie analizy rzeczywistych obciążeń. Rzeczywiste wartości obciążeń elementów konstrukcyjnych naczyń wydobywczego, zostały wyznaczone po przeprowadzeniu analizy dynamicznej pracy urządzenia wyciągowego w warunkach normalnej eksploatacji jak i w stanach awaryjnych [6,7,8]. Poniżej zaprezentowano wybrane fragmenty analiz dynamicznych pracy urządzenia wyciągowego w warunkach normalnej eksploatacji.

2.2. Obciążenia zawieszonych naczyń oraz lin wyrównawczych dla przykładu rozruchu oraz hamowania naczyń

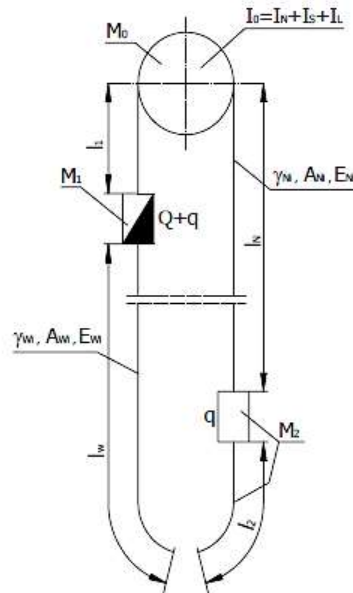
Maksymalne obciążenie zawieszonych naczyń lin wyrównawczych podczas normalnej eksploatacji układu ma miejsce, w przypadku nieustalonych faz pracy urządzenia tj. w przypadku rozruchu pełnego naczyń z podszybia jak również podczas hamowania pełnego naczyń dojeżdżającego do nadszybia [7]. Mając zatem na uwadze wyznaczenie maksymalnych obciążeń zawieszonych naczyń i lin wyrównawczych, rozważania teoretyczne w zakresie analizy dynamicznej ograniczono do tych faz pracy urządzenia w warunkach normalnej eksploatacji układu [7].

2.2.1. Model dynamiczny urządzenia wyciągowego

Rozważania dynamiczne ograniczono do urządzenia wyciągowego, którego schemat przedstawiono na rys. 1, w którym maszyny wyciągowe wraz z kołami kierującymi zamontowane są na wieży szybowej [7].



Rys. 1 Schemat urządzenia wyciągowego.



Rys. 2 Model urządzenia wyciągowego

Ograniczając się do najbardziej interesującego dla praktyki ruchowej przypadku położenia naczyń skipowych, jak na rys. 1, gdy jedno z nich znajduje się w okolicy nadszybia, a drugie w okolicy podszybia (rozruch z podszybia, hamowanie przy dojeździe do nadszybia) wyciąg będzie można zastąpić modelem jak na rys. 2.

W przyjętym modelu

$$M_0 = \frac{G_0}{g}, \quad M_i = \frac{1}{g}(G_i + q_i \cdot l_i) \quad (i = 1,2)$$

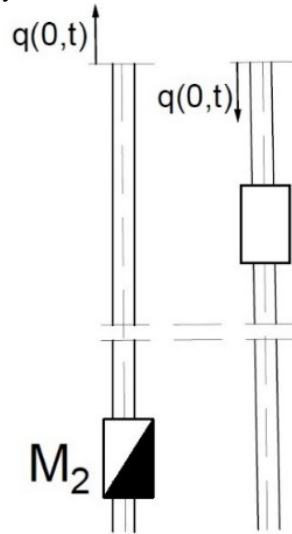
gdzie: G_1, G_2, G_0 – ciężary naczyń i ciężar zredukowany części wirujących wyciągu, łącznie z kołami kierującymi. Masy krótkich odcinków lin l_1 (między naczyniem górnym a kołem pędnym) i l_2 (pod naczyniem dolnym do nawrotu w rzapiu) wliczono w całości do naczyń.

W modelu wg rys. 2 poczyniono następujące uproszczenia:

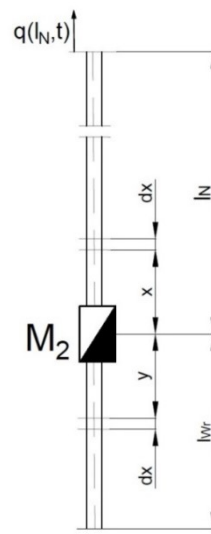
- koło pędne, koła linowe i tworniki silników elektrycznych potraktowano jako jedną masę sztywną o momencie bezwładności $I_0 = I_L + I_N + I_S$, ze względu na dużą sztywność na skręcanie i małą długość wału napędowego,
- oba naczynia potraktowano jako sztywne,
- pominięto tłumienie wewnętrzne w linach z uwagi na krótki czas trwania procesu,
- przez pętle liny wyrównawczej na nawrocie nie są przenoszone drgania z jednej strony na drugą, co pozwala na rozdzielenie zamkniętego układu mas modelu (z rys. 2) w tym miejscu.

2.2.2. Obciążenia lin nośnych urządzenia wyciągowego w miejscach ich zamocowania do naczynia

Zagadnienia zasygnalizowane w punkcie 2.2.1 ulega znacznemu uproszczeniu, jeżeli zostanie założona funkcja prędkości jednego końca liny, w tym przypadku masy M_0 (rys. 2). Układ z rys. 2 rozpada się wtedy na dwa niezależne, jak na rys. 3. Istnieją powody do przyjęcia takiego uproszczenia oparte na doświadczeniu. Nowoczesne urządzenia wyciągowe posiadają z reguły napęd o dużej mocy i sztywnych charakterystykach i są w stanie podtrzymać prędkości według z góry założonego wykresu jazdy.



Rys. 3 Rozdział modelu wyciągu na dwa niezależne układy w przypadku zadanej prędkości koła pędnego



Rys. 4 Model wyciągu z zadaną funkcją prędkości górnego końca liny

Dla przypadku podnoszenia masy M_2 (pełne naczynie) z dolnego skrajnego położenia, rozpatrzmy więc model układu jak na rys. 4. Funkcję opisującą przemieszczenie górnego końca liny nośnej (przemieszczenie obwodowe koła pędnego) oznaczmy przez $q(t)$

Wyznaczenie przemieszczeń i odkształceń przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych od momentu rozpoczęcia procesu podnoszenia pełnego naczynia z podszybia sprowadza się do rozwiązania równań [1, 7]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial y^2} = 0 \quad (2.2)$$

Przy następujących warunkach brzegowych

$$x = 0; M_2 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = A_N E_N \frac{\partial u}{\partial x} - A_W E_W \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.3a)$$

$$x = l_N; u(x, t) = q(t) \quad (2.3b)$$

$$y = 0; u(x = 0, t) = v(y = 0, t) \quad (2.3c)$$

$$y = l_W; \frac{\partial v(y,t)}{\partial y} = 0 \quad (2.3d)$$

oraz zerowych warunkach początkowych,

gdzie:

- $u(x,t), v(y,t)$ – przemieszczenia dowolnych przekrojów poprzecznych lin (nośnych i wyrównawczych) oddalonych (dla $t=0$) o x, y od nieruchomych układów współrzędnych związanych z masą M_2 ; przemieszczenia te są liczone w nieruchomych układach współrzędnych, których początki w chwili $t = 0$ pokrywają się z masą M_2 ,
- l_N – długość lin nośnych,
- l_{Wr} – długość lin wyrównawczych podwieszonych do naczynia w jego skrajnym dolnym położeniu,
- $A_N E_N, A_W E_W$ – sztywność na rozciąganie odpowiednio lin nośnych i wyrównawczych,
- a_N, a_W – prędkość rozprzestrzeniania się fali sprężystego odkształcenia odpowiednio w linach nośnych i wyrównawczych,
- $q(t)$ – jest znaną funkcją czasu.

Rozwiązania równań (2.1), (2.2) w postaci ogólnych wzorów analitycznych na przemieszczenia i naprężenia w różnych przedziałach zmienności x, t oraz y, t odpowiednio dla lin nośnych i wyrównawczych – dla przypadku podnoszenia pełnego naczynia z rząpia – zamieszczono w opracowaniu [1, 6, 7, 8]. W referacie ograniczono się do podania zależności na maksymalne obciążenie dynamiczne w przekroju poprzecznym lin nośnych w miejscu zamocowania zawieszenia naczynia:

$$S_{(x=l_N)}^R = Q + q + \frac{\gamma_W}{2} a_1 \left(\frac{3l_N}{a_N} \right)^2 + \Delta S_{(x=l_N)}^{Rmax} \quad (2.4)$$

gdzie:

$$\Delta S_{(x=l_N)}^{Rmax} = 3,75 A_N E_N \cdot \frac{a_1}{a_N} \cdot \frac{l_N}{a_N} \quad (2.5)$$

a_1 – przyspieszenie rozruchu naczynia.

W równaniu (2.4) pominięto oddziaływanie dynamiczne krótkiego odcinka lin wyrównawczych o długości l_{Wr} znajdującego się pod podnoszonym naczyniem, z uwagi na krótki czas jaki upłynął od momentu rozpoczęcia procesu podnoszenia do chwili uzyskania ekstremalnej wartości obciążenia w zawieszeniu naczynia w stosunku do czasu przebiegu fali odkształcenia sprężystego od naczynia do koła pędnego i z powrotem do naczynia.

Maksymalne obciążenie zawieszenia naczynia pełnego podczas jego hamowania przy dojeździe do nadszybia określić można z zależności [7]

$$S_{(x=l_N^*)}^H = Q + q + \Delta S_{(x=l_N^*)} + \gamma_W \cdot l_W^* \quad (2.6)$$

gdzie:

$$\Delta S_{(x=l_N^*)} = -20,5 A_N E_N \frac{a_1}{a_N} \cdot \frac{l_N^*}{a_N} \quad (2.7)$$

oraz:

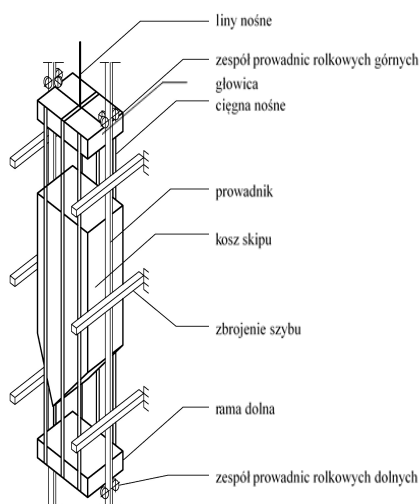
l_N^* - długości lin nośnych – od naczynia do koła pędnego – w chwili rozpoczęcia hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia,

l_W^* - długości lin wyrównawczych - od naczynia do ich nawrotu w rząpiu – w chwili rozpoczęcia procesu hamowania naczynia.

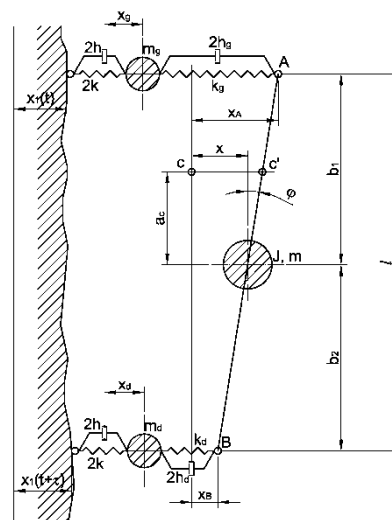
Korzystając z zależności (2.4) i (2.5) oraz zależności (2.6), i (2.7) wyznaczyć można maksymalne i minimalne obciążenia charakterystyczne zawiesznień naczynia podczas normalnej eksploatacji górniczego urządzenia wyciągowego.

2.3. Wzajemne oddziaływanie w układzie naczynie wydobywcze zbrojenie szybowe wywołane przez losowe nierówności ciągów przewodniczych

Analizę dynamiczną wzajemnego oddziaływania w układzie naczynie wydobywcze-zbrojenie szybowe – w warunkach normalnej eksploatacji wyciągu – wykonano w oparciu o model urządzenia przedstawiony na rys. 5 [7].



Rys. 5 Schemat urządzenia wyciągowego



Rys. 6 Model mechaniczny urządzenia wyciągowego

W modelu tym wyróżniono trzy masy skupione: głowicy, ramy dolnej i kosza skipu, które połączono nieważkimi, poprzecznie sprężystymi a wzdłużnie nieodkształcalnymi prętami (ciągną nośną). Analizę dynamiczną przeprowadzono przy następujących założeniach:

- charakterystyki sprężyste przewodnic tocznych są liniowe,
- przemieszczenia naczynia są tak małe, że nie następuje przejmowanie uderzeń przez prowadnice ślizgowe,
- w płaszczyźnie przewodnic czołowych – nierówności czołowych płaszczyzn przeciwległych ciągów przewodników są równoległe $x_{1(t)} = x_{2(t)} = x(t)$, oraz prowadnice toczne w stosunku do przewodników ustawione są bez luzu i wstępnego docisku lub też z takim wstępnym dociskiem aby w czasie jazdy naczynia nie następowała utrata kontaktu żadnej prowadnicy czołowej z przewodnikiem.

W rzeczywistości wszystkie powyższe warunki – gwarantując, że układ naczynie wydobywcze-zbrojenie szybowe spełnia warunki układu liniowego – dokładnie spełnione są co najwyżej na krótkich odcinkach drogi naczynia. Jednak zdając sobie sprawę z tego ograniczenia, analiza liniowego układu trójmasowego, pozwala zwrócić uwagę na niektóre istotne z punktu widzenia sił wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia, zjawiska występujące w analizowanym obiekcie, całkowicie pominięte w modelu jednomasowym [2].

Uwzględniając powyższe założenia, a szczególnie te dotyczące równoległości nierówności czołowych płaszczyzn przeciwległych ciągów przewodniczych, układ przedstawiony schematycznie na rys. 5 można zastąpić jego modelem jak na rys. 6.

Do zapisania równań ruchu układu wykorzystano równanie Lagrange'a drugiego rodzaju. Równania te przyjmują postać [6, 7]:

$$\frac{mb_2^2+l}{I^2}\ddot{x}_A + \frac{mb_1b_2-l}{I^2}\ddot{x} + k_g(x_A - x_g) + 2h_g(\dot{x}_A - \dot{x}_g) = 0 \quad (2.8)$$

$$\frac{mb_1^2+l}{I^2}\ddot{x}_B + \frac{mb_1b_2-l}{I^2}\ddot{x} + k_d(x_B - x_d) = 0 \quad (2.9)$$

$$m_g\ddot{x}_g + 2k(x_g - x_1(t)) - k_g(x_A - x_g) - 2h_g(\dot{x}_A - \dot{x}_g) + 2h(\dot{x}_g - \dot{x}_1(t)) = 0 \quad (2.10)$$

$$m_d\ddot{x}_d - k_d(x_B - x_d) + 2k(x_d - x_1(t+\tau)) - 2h_d(\dot{x}_B - \dot{x}_d) + 2h(\dot{x}_d - \dot{x}_1(t+\tau)) = 0 \quad (2.11)$$

gdzie:

$$x_A = x + b_1\varphi, \quad x_B = x - b_2\varphi$$

oraz:

- φ – kąt obrotu kosza skipu wokół jego środka masy,
- x – przemieszczenie poziome środka masy kosza skipu,
- m – masa kosza skipu wraz z urobkiem,
- I – moment bezwładności kosza skipu wraz z urobkiem,
- m_g – masa głowicy,
- m_d – masa ramy dolnej,
- $2h, k$ – współczynniki (liniowe) tłumienia i sprężystości przewodnic krążkowych tocznych,
- $2h_g, k_g$ – współczynniki tłumienia i sprężystości (poprzecznych) cięgien łączących głowicę z koszem skipu,
- $2h_d, k_d$ – współczynniki tłumienia i sprężystości (poprzecznych) cięgien łączących ramę dolną z koszem skipu,
- x_g, x_d – przemieszczenia poziome w płaszczyźnie czołowej odpowiednio głowicy i ramy dolnej,
- $x_1(t), x_1(t+\tau)$ – funkcja opisująca nierówności czołowych płaszczyzn przewodników
- τ – czas przejazdu przez naczynie drogi równej odległości między przewodnicami czołowymi (na głowicy i ramie dolnej),
- b_1, b_2 – odległości od środka masy kosza skipu przewodnic czołowych odpowiednio górnych i dolnych,
- l – odległość między przewodnicami czołowymi górnymi i dolnymi.

Wymuszeniami, jak już wspomniano, są nierówności przewodników. Gęstość widmowa nierówności ciągów przewodniczych, spełniających obowiązujące w Polsce warunki ułożenia przewodników w szybie ma postać [2, 6].

$$S_x = \frac{2D_x\alpha}{\alpha^2 + w^2}, \quad [m^2s] \quad (2.12)$$

gdzie:

$$D_x = 7 \cdot 10^{-8}, \quad [m^2] \quad (2.13)$$

$$\alpha = 5,66, \quad \left[\frac{1}{s}\right]$$

Dla przypadku, gdy spełniony jest warunek $l = mb_1b_2$ dla którego drgania głowicy i ramy dolnej są niezależne, otrzymujemy dwa rozprężone układy równań (2.8 ÷ 2.11)

$$\begin{cases} m_A\ddot{x}_A + k_g(x_A - x_g) + 2h_g(\dot{x}_A - \dot{x}_g) = 0 \\ m_g\ddot{x}_g + 2k(x_g - x_1(t)) - k_g(x_A - x_g) - 2h_g(\dot{x}_A - \dot{x}_g) + 2h(\dot{x}_g - \dot{x}_1(t)) = 0 \end{cases} \quad (2.14)$$

$$\begin{cases} m_B \ddot{x}_B + k_d(x_B - x_d) + 2h_d(\dot{x}_B - \dot{x}_d) = 0 \\ m_d \ddot{x}_d + 2k(x_d - x_1(t + \tau)) - k_d(x_B - d) - 2h_d(\dot{x}_B - \dot{x}_d) + 2h(\dot{x}_d - \dot{x}_1(t + \tau)) = 0 \end{cases} \quad (2.15)$$

gdzie:

$$m_A = \frac{l + mb_2^2}{l^2}, \quad m_B = \frac{l + mb_1^2}{l^2}.$$

W celu obliczenia wariancji rozwiązania należy najpierw wyznaczyć transmitancje W_{XA} i W_{XB} , które dla każdego z układów równań (2.14) i (2.15) mają postać:

$$\begin{aligned} X_A(s) &= W_{XA}(s)X_1(s) \\ X_g(s) &= W_{Xg}(s)X_1(s) \\ X_B(s) &= W_{XB}(s)X_2(s) \\ X_d(s) &= W_{Xd}(s)X_2(s) \end{aligned} \quad (2.16)$$

gdzie:

$$X_2(s) = X_1(s) \cdot e^{-s\tau}$$

przy czym $\tau = \frac{l}{V_0}$ – jest czasem przejazdu przez naczynie z prędkością V_0 drogi l równej odległości między prowadnicami górnymi a dolnymi.

Wzory na wartości transmitancji W_{XA} ; W_{Xg} ; W_{XB} ; W_{Xd} można znaleźć w pracy [8].

2.3.1. Wariancje sił wzajemnego oddziaływania naczynia wydobywczego i zbrojenia szybowego

Interesującą funkcją, ze względu na użyteczność projektową, jest obciążenie kinematyczne w układzie prowadnic, tj. siła wzajemnego oddziaływania między zbrojeniem szybu a głowicą skipu lub zbrojeniem szybu a ramą dolną skipu (rys. 5).

Dla przypadku wzajemnego oddziaływania w układzie zbrojenia szybu – głowica skipu (rys. 6), mamy:

$$Q(t) = 2k(X_{g(t)} - X_{1(t)}) + 2h(\dot{X}_{g(t)} - \dot{X}_{1(t)}) \quad (2.17)$$

Po zastosowaniu przekształcenia Laplace'a, do wzoru (2.17) otrzymujemy:

$$Q(s) = 2k(X_{g(s)} - X_{1(s)}) + 2h(X_{g(s)}s) \quad (2.18a)$$

a po uporządkowaniu, mamy:

$$Q(s) = 2(k + hs)[X_{g(s)} - X_{1(s)}]. \quad (2.18b)$$

Natomiast, po uwzględnieniu z układu równań (2.16) zależności

$$X_{g(s)} = W_{Xg(s)} \cdot X_{1(s)}$$

w równaniu (2.18b), mamy:

$$Q(s) = 2(k + hs) [W_{Xg(s)} - 1] \cdot X_{1(s)} = W_{Q(s)} \cdot X_{1(s)} \quad (2.19)$$

gdzie:

$$W_{Q(s)} = 2 [W_{Xg(s)}] (k + h \cdot s) = - \frac{2s^2(k+hs)[s^2+(1+n_1)]}{s^4+2n_2s^2+[1+n_1(1+2n_3)]s^2+2n_2s+2n_1n_2} \quad (2.20)$$

Oznaczenia parametrów n_1 , n_2 , n_3 można znaleźć w pracy [8].

Gęstości widmowe sił wzajemnego oddziaływania w układzie zbrojenie szybu – głowica skipu przybiera postać [4]

$$S_{Q(\omega)} = |W_{Q(\omega)}|^2 S_{X_1}, \quad (2.21)$$

natomiast wariancja rozwiązania dana jest wzorem

$$D_Q = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} |W_Q|^2 S_{X_1(\omega)} d\omega \quad (2.22)$$

3. Podsumowanie

Wykonana analiza dynamiczna pracy urządzenia wyciągowego ograniczona w referacie do rozruchu pełnego naczynia z podszybia, hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia oraz wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia szybu pozwoliła na wyznaczenie maksymalnych sił w zawieszeniach naczynia podczas normalnej eksploatacji wyciągu oraz gęstości widmowych sił wzajemnego oddziaływania między masami modelu.

W opracowaniu ograniczono się do podania analitycznego wzoru na gęstość widmową sił wzajemnego oddziaływania – ze względu na praktyczną użyteczność – między głowicą skipu a zbrojeniem szybu. Wyprowadzony wzór, jak również jego graficzna interpretacja, pozwolą na taki dobór parametrów układu, aby siły wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia nie przekroczyły wartości dopuszczalnej określonej przez odpowiednie przepisy górnicze [9]. Znajomość wariancji sił wzajemnego oddziaływania skipu i zbrojenia szybowego, jest warunkiem koniecznym dla odpowiedniego ukształtowania naczynia skipowego pod względem wytrzymałościowym.

4. Literatura

1. Badura S.: Rozprawa doktorska: Opracowanie kryteriów projektowania kół pędnych urządzeń wyciągowych. AGH w Krakowie, 2008.
2. Kawulok S.: Oddziaływanie zbrojenia szybu na mechanikę prowadzenia naczynia wyciągowego. Prace GIG, Katowice, 1989.
3. Łubiński M., Filipowicz A., Żółtowski W.: Konstrukcje metalowe. Podstawy projektowania. Arkady, Warszawa, 2000.
4. Pieniążek A., Weiss J., Winiarz A.: Procesy stochastyczne w problemach i zadaniach. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 1999.
5. Sretlickij V.A.: Slučajnye kolebanija mechaniceskich system. Mosva: Masinostroenie, 1976.
6. Wolny S., Matachowski F.: Operating Loads of the Shaft Steelwork – Conveyance System due to Random Irregularities of the Guiding Strings. Arch. Min. Sci., Vol. 55 (2010), No 3, p. 589-603.
7. Wolny S.: Dynamic Loading of Conveyances in Normal Operating Conditions. Arch. Min. Sci. Vol. 56 (2011). No 4, p. 665-682.
8. Wolny S.: Interactions in mechanical systems due to random inputs on the example of a mine hoist. IERJ. Vol. 1, Issue 5, December 2015.
9. Przepisy górnicze „Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004r. w sprawie dopuszczenia do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z 2005r. Nr 80, poz. 695 oraz z 2007 r. Nr 249, poz. 1853, pkt. 1.2 Naczynia wyciągowe”.



ZAUTOMATYZOWANE SYSTEMY STRUGOWE CAT

MASZyny GóRNICZE
STWORZONE DLA NAJBARDZIEJ
WYMAGAJĄCYCH KLIENTÓW.

ZAUTOMATYZOWANE SYSTEMY STRUGOWE CAT®

Zaprojektowane do urabiania węgla o każdej twardości
w niskich i średnich pokładach.

www.b-m.pl

BUILT FOR IT.

© 2017 Copalix. All Rights Reserved. CAT, CATERPILLAR, BUILT FOR IT, the respective logos, "Caterpillar Yellow", the "Power Edge" trade dress are marks of Copalix and product identity used herein, are trademarks of Copalix and may not be used without permission.

Bergerat
Monnoyeur



Stanisław Wolny, Filip Matachowski
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

WYMIAROWANIE SEGMENTOWYCH KOLAN STOPOWYCH STOSOWANYCH W TECHNOLOGIACH GÓRNICZYCH

DESIGNING SUPPORTING SECTIONAL ELBOWS APPLIED IN MINING TECHNOLOGIES

STRESZCZENIE

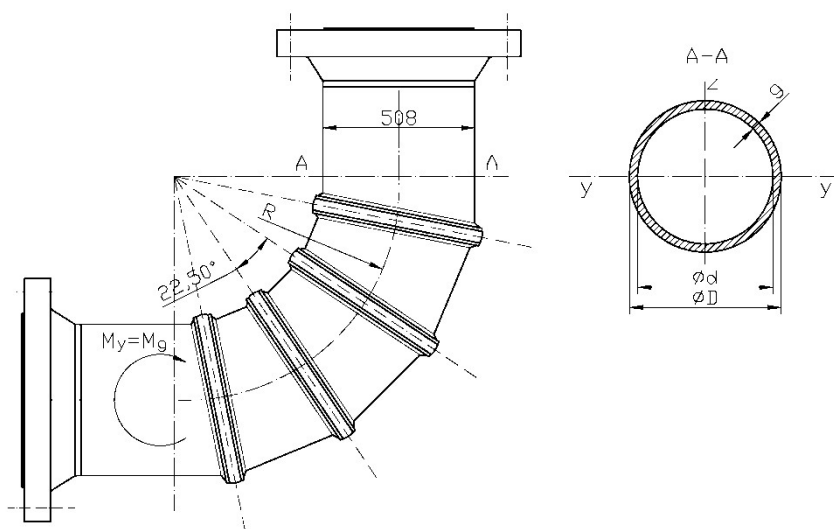
Najważniejszym parametrem niezbędnym w trakcie projektowania konstrukcji są wartości obciążenia działającego na jej poszczególne elementy. W artykule podjęto próbę określenia wartości obciążeń dla konstrukcji segmentowego kolana stopowego wykorzystywanego w technologiach górniczych pochodzących od ciśnienia przepływającej przez nie cieczy dla poszczególnych przekrojów kolana. Zaproponowano też metodę wymiarowania grubości ścian kolana, pierścieni łączących oraz spoin z warunku bezpieczeństwa. Obliczenia analityczne zweryfikowano obliczeniami numerycznymi MES.

ABSTRACT

The most important parameter needed in designing the structure is the load value acting on its individual components. This article attempts to determine the value of these loads for the construction of supporting sectional elbows used in mining technologies derived from the fluid pressure passing through for the individual sections of the elbow. Also proposed method of dimensioning the thickness of the elbow walls, connecting rings and welds from the safety condition. Analytical calculations were verified by numerical FEM calculations.

1. Wprowadzenie

W procesie projektowania elementów konstrukcyjnych, w tym kolan stopowych stosowanych w górnictwie, kluczowym parametrem jest wartość obciążenia działającego na projektowany element. W przypadku elementów obciążonych ciśnieniem przepływającego weń czynnika, a taką sytuację mamy dla kolana stopowego (rys.1), poza wartością ciśnienia czynnika oddziałującego na ścianki kolana, wygenerowany zostaje moment zginający kolano. Moment ten jest spowodowany zakrzywieniem elementu kolana.



Rys. 1. Rysunek techniczny kolana 3-segmentowego DN500 PN110

2. Wyznaczenie rozkładu momentu zginającego kolano

Wyznaczenie momentu zginającego kolano oparto o analizę przypadku zginania rury zakrzywionej o przekroju pierścieniowym. Naprężenia dla takiego przypadku wyznaczyć można ze wzoru (1) i (2) (oznaczenia na rys.1)[1, 2]:

$$\sigma_x = -\frac{M_y \cdot z}{J_y} \left(1 - \frac{\xi z^2}{a^2}\right) \quad (1)$$

gdzie:

$M_y = M_g$ - moment zginający,
 z - współrzędna przekroju w którym wyznaczamy naprężenia,
 J_y - moment bezwładności przekroju względem osi y ,
 $a = \frac{d}{2}$ - promień wewnętrzny rury.

$$\xi = \frac{1}{0,833 + (R^2 g^2 / a^4)} \quad (2)$$

gdzie:

g - grubość rury,
 R - promień krzywizny rury.

Stosując równania równowagi statycznej określono wartość obciążenia segmentu kolana rury ograniczonego kątem α (rys. 2):

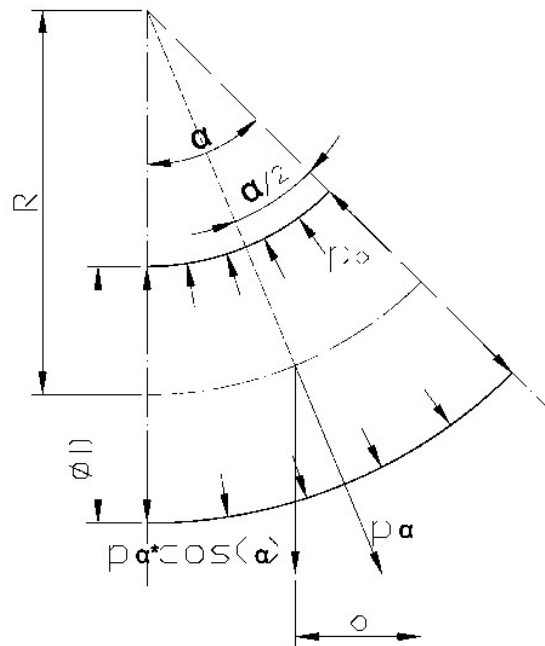
$$P_{(\alpha)} = P_d \cdot \alpha \left(R + \frac{d}{2}\right) - P_d \cdot \alpha \left(R + \frac{d}{2}\right) = P_d \cdot d \cdot \alpha \quad (3)$$

gdzie:

P_d - składowa pionowa ciśnienia,
 d - średnica rury,
 α - kąt wierzchołkowy segmentu kolana.

oraz wyznaczono moment gnący obciążenia kolana rury od ciśnienia przepływającej cieczy (rys. 2) równy:

$$M_y = M_{g(\alpha)} = P_{(\alpha)} \cdot \cos \alpha \cdot b = \frac{1}{2} P_d \cdot d \cdot R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4)$$



Rys. 2. Schemat geometryczny i obciążenia ciśnieniem segmentu kolana rury

Przyjmując sinusoidalny rozkład składowej pionowej ciśnienia w przekroju poprzecznym rury, jej wypadkowa przyłożona w środku ciężkości tej figury jest równa:

$$P_d = P_{(\alpha)} = \frac{2}{\pi} p \cdot d \quad (5)$$

Zatem, moment gnący określony zależnością (4) przyjmuje postać:

$$M_y = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot p \cdot d \cdot d \cdot R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{\pi} p d^2 R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6)$$

Dla kolana podpartego stopą wsporczą przyjęto schemat podparcia rurociągu jak na rysunku 3, oraz założono (stosowane w podobnych obliczeniach konstrukcji stalowych [5]):

$$\frac{R_3}{R_1} = \frac{s_1}{s_1 + s_2 + s_3}$$

oraz:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{s_1 + s_2}{s_1 + s_2 + s_3}$$

Korzystając z zależności geometrycznych (rys.3) otrzymano:

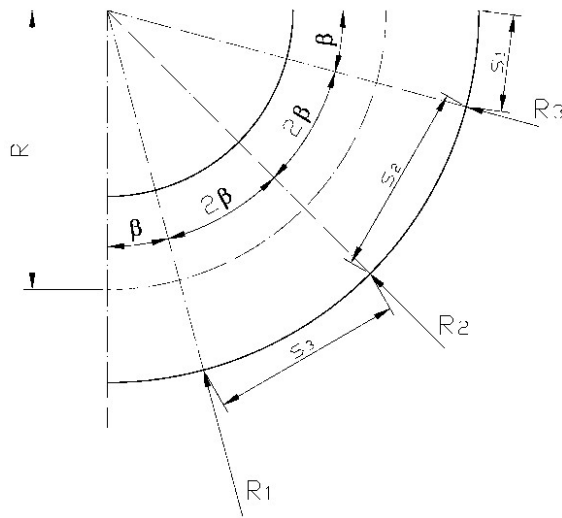
$$s_1 = s; s_2 = 2s; s_3 = 2s,$$

stąd:

$$R_3 = \frac{R_1}{5}, R_2 = \frac{3}{5} R_1$$

Następnie, przyjęto:

$$R_1 = Q, \text{ stąd } R_2 = \frac{3}{5} Q \text{ i } R_3 = \frac{1}{5} Q \quad (7)$$



Rys.3. Schemat obciążenia kolana rurociągu siłą reakcji stopy Q

Równania momentów gnących od reakcji (na zasadzie superpozycji) jak na rysunku 3 wyznaczono odpowiednio dla poszczególnych przedziałów:

$$0 \leq \alpha \leq \beta:$$

$$M_{g(\alpha)}^Q = Q \cdot \cos \beta \cdot a = Q \cdot R \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) \quad (8a)$$

$$\beta \leq \alpha \leq 5\beta:$$

$$M_{g(\alpha)}^Q = Q \cdot R \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} QR \cdot \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) \quad (8b)$$

$$5\beta \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}:$$

$$M_{g(\alpha)}^Q = Q \cdot R \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} Q \cdot R \cdot \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) + \frac{Q}{5} R \cos 5\beta (\sin \alpha - \sin 5\beta) \quad (8c)$$

Wyznaczenie reakcji stopy Q oparto o zasadę zgodności przemieszczeń [4], co wymagało wyznaczenia przemieszczenia na kierunku tej siły po uwolnieniu więzów i ostatecznie, po przyjęciu $\beta = 11,25^\circ$ jak dla konstrukcji z rysunku 1, przyjęło postać:

$$\delta^Q \cong 0,2465 \frac{QR^2}{EJ} \quad (9)$$

Wyznaczenie reakcji stopy R wymaga również wyznaczenia przemieszczenia na kierunku tej siły wywołanej przepływającą cieczą. Przemieszczenie to będzie równe:

$$\delta^{(P)} = \frac{1}{EJ} \int_{\beta}^{\alpha} M_{g(\alpha)} \cdot M_{g(\alpha)}^{(1)} d\alpha \quad (10)$$

Po uwzględnieniu zgodności przemieszczeń otrzymano wartość siły reakcji:

$$Q \cong 0,85pd^2 \quad (11)$$

Zatem moment gnący w przekroju poprzecznym kolana rurociągu zawierający punkt A jest równy, zgodnie z równaniem (6) dla $\alpha = \beta = 11^\circ 15'$ [3]:

$$M_{g(\alpha)}^A = \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{\alpha}{\pi} \cdot \sin 11^\circ 15' \cdot \cos 5^\circ 37' = 0,012pd^2R \quad (12)$$

Moment gnący w przekroju poprzecznym zawierającym punkt B (zgodnie z równaniami (6) oraz (8b) dla $\alpha = 3\beta = 33^\circ 45'$) jest równy:

$$M_{g(\alpha)}^B = \frac{1}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - QR \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) = pd^2R \left[\frac{\alpha}{2} \cdot \sin \alpha \cos \frac{\alpha}{2} - 0,52 \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) \right] = pd^2R [0,099 - 0,1837] = -0,085pd^2R \quad (13)$$

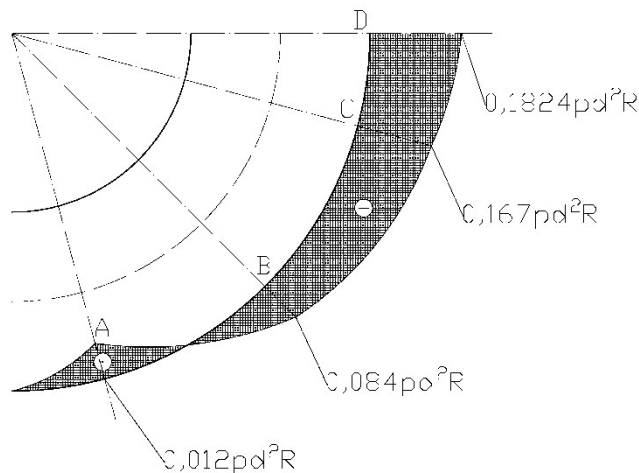
Natomiast moment gnący w przekroju poprzecznym kolana rurociągu zawierającym punkt C jest równy (zgodnie z równaniem (6) i (8b) ($\alpha = 5\beta = 56^\circ 15'$):

$$M_{g(\alpha)}^C = \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - QR \left[\cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) \right] = pd^2R \left[\frac{\alpha}{\pi} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - 0,52 \left[\cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) \right] \right] = pd^2R [0,2293 - 0,39] \cong pd^2R (-0,1607) \cong -0,16pd^2R \quad (14)$$

Podobnie moment gnący w przekroju zawierającym punkt D, jest równy (dla $\alpha = \frac{\pi}{2}$) zgodnie z równaniami (6) i (8c):

$$M_{g(\alpha)}^D = \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - QR \left[\cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) + \frac{1}{5} \cos 5\beta (\sin \alpha - \sin 5\beta) \right] = pd^2R (0,35355 - 0,536) \cong -0,1824pd^2R \quad (15)$$

Wykres momentów gnących w funkcji pd^2R przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Wykres momentów gnących na długości kolana rurociągu.

Maksymalna wartość momentu zginającego kolano podparte w trzech miejscach znajduje się w przekroju zawierającym punkt D i wynosi:

$$M_{g(\alpha)}^{max} = M_{g(\alpha)}^D = 0,1824pd^2R \quad (16)$$

W przypadku niepodpartego kolana rurociągu, moment gnący opisany jest zależnością (6) a maksymalną wartość przyjmuje dla $\alpha = \frac{\pi}{2}$ i wynosi:

$$M_{g(\alpha)}^{max(s)} = \frac{\alpha}{\pi} \cdot p d^2 R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cong 0,3535 p d^2 R \quad (17)$$

Stosunek maksymalnej wartości momentu w tym przekroju w przypadku kolana pozbawionego podparcia, do maksymalnej wartości momentu w przypadku kolana podpartego wynosi:

$$\frac{M_{g(\alpha)}^{max(s)}}{M_{g(\alpha)}^{max}} = \frac{0,3535 p d^2 R}{0,1824 p^2 R} \cong 1,94 \quad (18)$$

3. Stan naprężenia w najbardziej wyężonych przekrojach poprzecznych kolana rurociągu

Maksymalne naprężenia w przypadku w przypadku zginania kolana rurociągu występują w zewnętrznej warstwie rury dla $z = \frac{D_z}{2}$ (rys. 1).

Moment bezwładności przekroju poprzecznego rurociągu jest równy (przyjęto dane jak dla konstrukcji na rys.1) [3]:

$$J_y = \frac{\pi(D_z^4 - D_w^4)}{64} \quad (19)$$

gdzie:

$D_z = D = 508 \text{ mm}$ - średnica zewnętrzna rurociągu

$D_w = d = 458 \text{ mm}$ - średnica wewnętrzna rurociągu.

stąd:

$$J_y = \frac{3,14(0,508^4 - 0,458^4)}{64} = 110862 \cdot 10^{-8} [\text{m}^4] \quad (20)$$

Ostatecznie maksymalne naprężenia w przekroju poprzecznym kolana rurociągu wynoszą:

$$\sigma_{max} = \frac{M_y^{max}}{J_y} \cdot \rho_{max} \quad (21)$$

gdzie:

$$\rho_{max} = \frac{D_z}{2} = 0,254 \text{ m} \quad (22)$$

stąd:

$$\sigma_{max} \cong \frac{0,1824 p^2 R}{0,11 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,254 = \frac{0,1824 \cdot 11 \cdot 10^6 \cdot (0,229)^2 \cdot 1,248}{0,11 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,254 \cong 37 \text{ MPa} \quad (23)$$

Jest to maksymalna wartość naprężenia normalnego w przekroju poprzecznym kolana rurociągu podpartego, w przypadku kolana swobodnie zamocowanego, naprężenia te wynoszą:

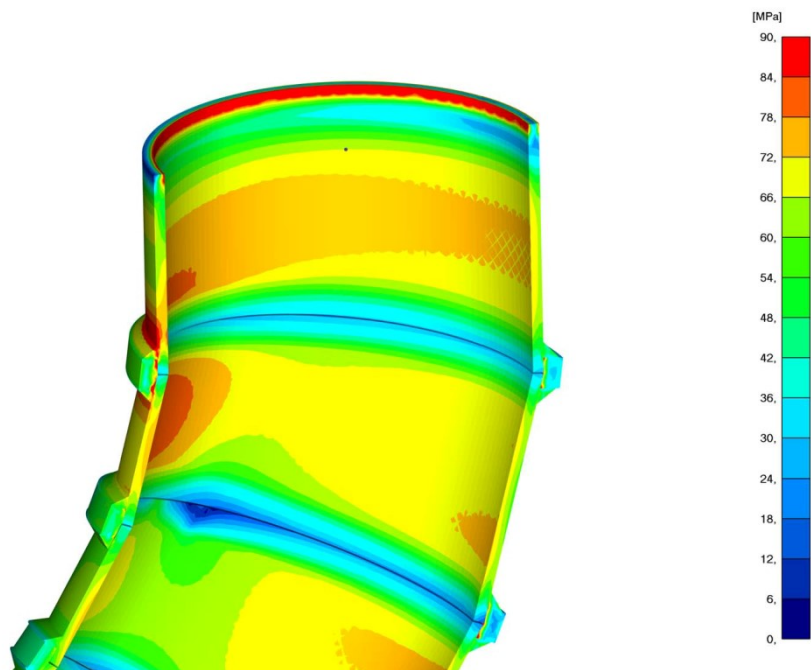
$$\sigma_{max}^{(s)} = 1,94 \cdot \sigma_{max} \cong 72 \text{ MPa} \quad (24)$$

zgodnie z zależnością (18).

Dla przypadku kolana DN500 swobodnie zamocowanego przeprowadzono weryfikację zaproponowanego rozwiązania analitycznego wykorzystując metodę elementów skończonych. Model zbudowano w oparciu o geometrię pokazaną na rysunku 1 i zamocowano w miejscu kołnierza (niewidoczne na rysunku 5) oraz obciążono ciśnieniem PN110.

Wartości naprężeń jakie uzyskano z analizy metodą elementów skończonych (rys.5) w dużym stopniu odpowiadały naprężeniom otrzymanym na drodze analitycznej. Po odrzuceniu lokalnych koncentracji naprężeń, wynikających ze sposobu zamocowania kołnierza i jego podparcia oraz kołnierza łączącego segmenty, naprężenia

maksymalne w płaszczu rury wynoszą 74MPa w miejscu dla którego wyliczone naprężenia analityczne wykazały wartość 72MPa.



Rys.5. Poziomice naprężeń normalnych w przekroju kolana DN500 PN110.

4. Podsumowanie

Uzyskane analitycznie wartości momentu gnącego obciążenia kolana rury od ciśnienia przepływającej cieczy i wyliczone na podstawie tego momentu naprężenia w płaszczu rury, które zweryfikowano obliczeniami numerycznymi, mogą być przydatne przy projektowaniu segmentowych kolan stopowych stosowanych w technologiach górniczych, dając jednoznaczny wynik co do minimalnej grubości ścian projektowanej rury.

5. Literatura

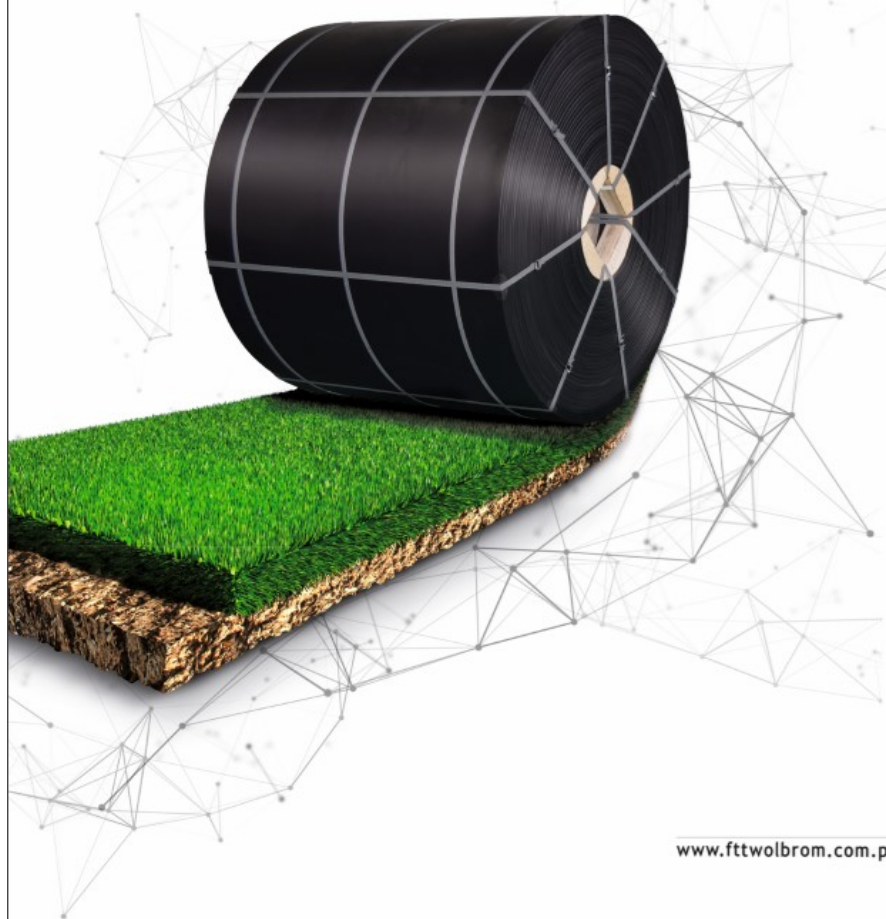
1. Brzoska Z. Wytrzymałość materiałów. PWN. Warszawa 1979
2. Mechanika techniczna t. IX. Wytrzymałość elementów konstrukcyjnych. PWN. Warszawa 1988
3. Wolny S., Matachowski F. Wykonanie obliczeń statycznych kolana stopowego wsporczeo 3-segmentowej rury DN500 PN110. Kraków 2016
4. Wolny S., Siemieniec. A. Wytrzymałość Materiałów. UWND. AGH, Kraków 2008
5. Konstrukcje stalowe. Arkady 2000



FTT WOLBROM®

Innowacyjna droga rozwoju

Twój wypróbowany partner!



www.fttwolbrom.com.pl

Xiaowei Feng, Nong Zhang
China University of Mining and Technology, China

EXPERIMENTAL TEST AND VERIFICATION ON FULLY BONDED BOLTING SYSTEM GROUTED BY NEW MATERIAL

ABSTRACT

A new material utilized for fully bonding bolting system is proposed in this study, and a new bolting measure was also raised. Laboratorial test indicated that the ultimate pull-out force of the proposed bolting measure could at least double that of normal end-encapsulated bolting system. AE detection demonstrated that the bearing capacity of fully bonded bolting system under high pre-tension force was determined by the tensile strength of bolt rod. Engineering field trial testified the effectiveness of the proposed fully bonded bolting supporting technique, it solved the problems which former end-encapsulated bolting measure couldn't solve.

1. Introduction

After the continuous developments in the last century, bolt support technology has been commonly applied throughout the world in civil, hydraulic, and mining activities. China is the country possessing the largest coal production in the world and its annual underground excavation length can reach up to 10,000 km, where more than 100 million bolts are installed accordingly [1].

Currently, bolt support technology based on resin can be divided into three types, namely end-encapsulated type, extended-encapsulated type, and fully bonded type. The supporting mechanism of the first and the third type are sketched in Figure 1.

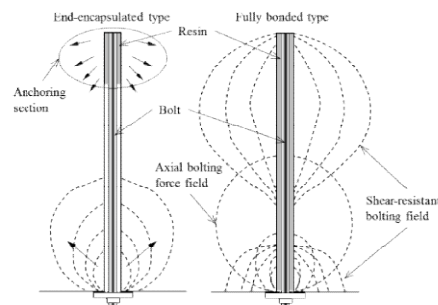


Fig. 1. Comparison of supporting effects between end-encapsulated bolt and fully bonded bolt

As can be observed from the Figure, the bolt of end-encapsulated type is tensioned by the two anchoring ends, failure at any end means the failure of the system, and the rock mass is relatively loose due to dispersive load concentration areas. For the fully bonded type, however, the supporting effects around the loading end, the free load end,

and the scope among them can be effectively integrated together to create an overall supporting force to rock mass.

A lot of literatures have widely reported relevant mechanism on fully bonded bolt. Freeman initiated the theory of neutral point, pullout length, and anchoring length along a fully bonded bolt [2]; Chen and Li compared the working properties of rebar bolts and D-bolt under combined pull-and-shear loading [3]; Ma et.al presented the tri-linear shear bond-slip model of fully bonded bolt [4]; Kılıc A. et.al conducted 80 groups of pullout tests in granite blocks, then parameters like water-to-cement ratio, stirring time, and admixtures were optimized [5]. Cao et.al specially studied the size of ribs on bolt profile, which they hoped to improve the bolt load transfer capability [6]. Campbell et.al focused on gloving problems during bolt rotating process, the bolting quality was greatly affected by unbroken packing bags of resin capsule [7]. Lin et.al carried out a serial of tests both from numerical and laboratorial perspectives to optimize bolt profile, which they thought can reduce the resistance caused by rein, thus to realized fully bonded bolting system based on resin [8]. Inspired by previous valuable research results, this study tried to implement fully bonded bolting measure by virtue of replacing rein with a new material, laboratorial tests and field validation were subsequently conducted to prove the practicality of the proposed material.

2. Background for implement fully bonded bolt in coal mine

2.1. Technical problems

Implementation of fully bonded bolting system in China's coal mines is partially restrained in view of following reasons.

- 1) High viscosity of resin and strong resistance during bolt rotation process, the resin solidifies before bolt reaches expected position.
- 2) Limitation of maximum torque of bolting machine, which is generally not large enough to counteract the viscosity of resin to carry bolt into the bottom of borehole.
- 3) Gloving problem of resin capsule and un-mixing problem of the resin mastic, these problems remarkably weaken the supporting strength of bolt.

2.2. Characteristics a fully bonded bolt supposed to possess

Replacing a traditional bolting measure by introducing a new measure should not lead to operational difficulties and cost increase. Generally, a fully bonded bolting system need meet following requirements. Firstly, the new measure is able to facilitate the excavation advancing rate of an underground roadway, for at least, it cannot impede the normal rate. Secondly, it can meet sufficiently strong supporting strength, fully bonded bolt is utilized to solve the problem that the end-encapsulated way cannot solve, hence a higher requirement on strength for a newly adopted way is reasonable. Thirdly, Avoid adding additional redundant operational procedures, otherwise, some negative moods may be elicited from psychological level in operators.

3. Bearing capacity of the proposed new material

A new type of grout supposed to fill the space between rock mass and bolt in a borehole is proposed, and it is a cement-based material named by FC168 anchoring bag, which is made by the BASF HOCK Mining (China) Chemical Company Ltd.

3.1. Materials and methods

Traditional fast-setting cement cartridge is known inapplicable to resist deformation of high stressed rock mass, which has been deprecated for decades of years. FC168 anchoring

bag is superior in its high early strength (at least 3 MPa in one hour), thixotropic characteristics to avoid cement downward flow due to gravity, high post strength, and dense microstructure to protect bolt from water/air erosion. Its UCS can reach up to 45 MPa pre-mixed by a water-cement ratio of 0.25, which far surpasses the strength of resin. Figure 2 gives a photo of this anchoring bag, the diameter of it is generally 3 mm smaller than that of borehole. The packing bag is made by dense fiber which can precisely adjust the water-to-cement ratio inner the bag as 0.25 when immersed in water.



Fig. 2. Photo for FC168 anchoring bag

The bolts were left-handed, threaded rebar with a diameter of 22 mm and a length of 50 cm, and rock mass is simulated by steel cylinder. The inner diameter of the steel cylinder was fixed at 30 mm, the outer diameter the cylinder was 40 mm, and its length was 40 cm, below lists the preparation process of each specimen of bolting system.

- 1) Insert bolt into cylinder and immobilize the bolt to the center of steel cylinder by centering ring, stuff the resin through the space between bolt and cylinder, the resin volume should be sufficient enough to fill up the annular space between 0~20 cm. Tamp the resin into the bottom of cylinder by PVC pipe, the inner diameter and outer diameter of pipe is consistent with the outer diameter of bolt and inner diameter of cylinder, which once again guarantees the centering degree of bolt to avoid deviator stress during pullout test.
- 2) 24 hours later, pour pre-mixed FC168 under water-to-cement ratio of 0.25 into upper half segment (20~40 cm) of annular space. Then segment 0~20 cm is filled by resin and segment 20~40 cm is filled by FC168.
- 3) Slowly apply pre-set pretension force on the bolting system by MTS testing machine within minutes after the second step, and the defined pretension forces were 0 kN, 50 kN, 80 kN, 110 kN, and 140 kN, respectively. The pretension force was locked by tightening nut attached on bolt end. The cement remained in its flow state due to its slow-setting property, while the resin had already solidified due to its fast-setting property, thus making this design reliable and feasible.
- 4) The last step was to discharge the load applied on the bolt, note that the bearing load on the bolt rod kept the same value as the pretension force due to tightening effects of nut, then remove the prepared specimens from the clamps of MTS machine and cure for 20 days before actual tests carried on.

3.2. Results and discussion

The pullout test is conducted on MTS Criterion 60 electro-hydraulic servo system with a pullout speed of 5 mm/min. Figure 3 shows the load-displacement relationships of end-encapsulated specimen and fully bonded specimens, note that the end-encapsulated one only has its annular segment scope of 0~20 cm bonded by resin whereas the left annular scope keeps un-bonded. In view of characteristics shown in Figure 3, it can be concluded that fully bonded bolting way has certain superiorities as compared with end-encapsulated way.

- 1) The ultimate force, 129 kN, of end-encapsulated specimen is relatively low, which is accompanied by a similar low displacement of 20 mm. The force then experiences

a sharp decline process till the occurrence of bonded failure. The bolt rod keeps its elastic state during the whole pullout procedure because of the relatively low pullout force, the final failure form is bolt extraction from cylinder.

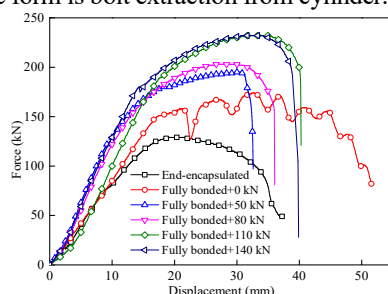


Fig. 3. Displacement-load relationship for end-encapsulated bolting specimen and fully bonded specimens under different pre-tension forces

- 2) The fully bonded specimens, interface half bonded by FC168 and half bonded by resin, reveal a much different situation. The 0 kN-pretensioned specimen presents an overall higher curve above that of end-encapsulated way, it testifies that the bearing capacity is some kind of intensified. The peak value of 158 kN is reached by a displacement of 21 mm, afterwards, the curve undergoes certain fluctuation procedure [9], which is mainly caused by the serial decoupling from bolt-clamp end to steel-clamp end along the bonding interface [10]. As the decoupling section is too large to balance the load on the bolting system, the stability of the system will be destroyed, followed by sharp decrease of force at the end of the curve.
- 3) For the rest specimens, namely 50 kN, 80 kN, 110 kN, and 140 kN pretension force preserved ones, their bearing capacity show a dramatically higher degree of increment. The relationship between peak force and pretension force expresses a positive correlation, stiffness of bolting system mounts up as pretension force goes larger. The increasing rate for the earlier linear segment of a curve rises relatively rapid, which is positive to rock support, in other words, bolting system is more sensitive to rock deformation as pretension force goes higher, it conforms to the theory that a supporting component should have a property of fast ascending resistance to counteract rock deformation. For 80~140 kN pretensioned specimens, the failure of the system is abruptly caused by bolt rupture, which indicates that the tensile strength of bolt becomes the main factor determining the bearing capacity of bolting system as pretension force goes higher. From another perspective, it also proves the strong reinforcing effects of FC168.

Pretension force in practical field is generally transferred into prestress in bolt rod, which greatly related with the parameters of the equipped nut [1]. However, a pretension force larger than 80 kN is actually difficult to be attained in field, nonetheless, laboratorial results do testifies the enhancing effects of pretension force acted on bolting system.

3.3. Failure mechanism based on acoustic emission detection technology

Brittle materials such as rock, glass, and other similar materials are known to release transient elastic waves when experiencing an external or internal force that is primarily induced by elastic deformation, crack initiation/propagation in the material. This elastic wave emission is also called acoustic emission (AE) [11]. An AE system made by American Physical Acoustic Corporation (MISTRAS Group Inc., Princeton Junction, USA) was utilized to measure the acoustic characteristics of the bolting system during pullout test,

A total of four AE sensors were peripherally arranged on the surface of a steel cylinder. Limited by the pages of the study, only specimens with pretension forces of 0 kN, 50 kN, and 110 kN were analyzed, their damage source location details are listed in Figure 4.

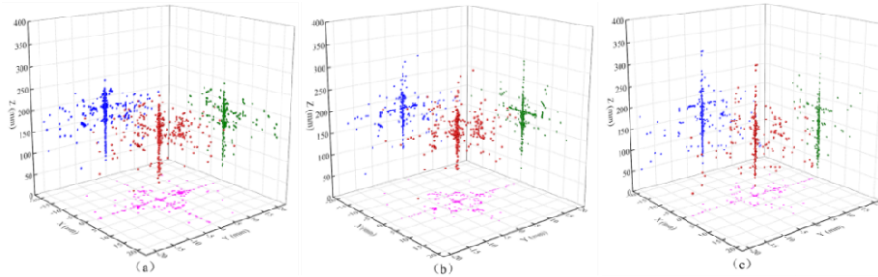


Fig. 4. Damage source locations for bolting system with pretension forces of 0 kN, 50 kN, and 110 kN

Note that the direction of Z axis is the axial direction of steel cylinder, where the coordinates 0 mm and 400 mm are the places where the top and the bottom of steel cylinder locate, distance between them is the length of cylinder. Scope below coordinate 0 mm is the external bolt end, interface located in scopes 0~200 mm and 200~400 mm are respectively bonded by FC168 and resin. XY plane is the horizontal projection of overall bolting system, the center point of this plane corresponds to the center point of bolt cross-section, and the outer diameters of cylinder and bolt are 40 mm and 22 mm, respectively. These dimensional parameters are vital to following analysis.

It can be seen from the Figure that the number of damage events shows an inverse relationship with the value of pretension force, which means that larger pretension force brings out less damage events. As the pretension force is relatively low, the earlier displacement of the system is mainly contributed by bolt linear elongation, accompanying by the transitional period of bonding interface to adapt bolt elongation. Micro cracks inner the anchoring annular column are being compacted and then extended with each other under the shearing effects, then many acoustic events representing damage locations are detected. If the pretension force is relatively high, the bolt rod will be in its high-stressed state, additional increase of pullout force will not be balanced by the shear displacement along the bonding interface. Hence, most of the displacement sourcing from MTS will be balanced by bolt elongation, then a large amount of damage events are caused by metal injures in the bolt rod, which finally shapes the events concentration area around the center of XY plane. Under the circumstance, the failure form of bolting system is more likely to be dominated by bolt rupture, such as specimen under a pretension force of 110 kN.

The projection for anchoring annular column in XY plane is an annulus with inner diameter and outer diameter 22 mm and 30 mm, respectively, similarly, different projection areas for this anchoring annular column on XZ and YZ planes also can be sketched. In view of the bolt diameter (22 mm) and outer diameter (40 mm) of cylinder simultaneously, it can be found that damage events along the axial direction of 0 kN pretensioned specimen mainly distribute in a scope of 0~250 mm, interface in this scope is bonded by FC168. FC168 is a comparatively brittle material as compared with resin, its breakage along axial direction is a progressive process, hence it explains the fluctuation incentive of pullout force for 0 kN pre-tensioned specimen in Figure 3. The failure of bolting system is mainly caused by breakage of FC168 due to shearing effects and certain amount of metal injures due to elongation. The situation for 50 kN pretensioned specimen is: total damage events tend

to decrease and migrate to the bolt rod, and relevant events in FC168 anchoring annular column start to decrease whereas events in resin anchoring annulus start to increase as compared those of 0 kN situation, the final failure is caused by overlarge slippage along bonding interface. When the pretension force is set as 110 kN, overall damage events keep the decreasing trend, most events are concentrated on the bolt and some sporadic events show out near the bottom of cylinder. It thus demonstrates that bolt elongation is becoming the main factor which contributes the displacement as pretension force increases, plus, total events located in the anchoring annular column are relatively rare in high pretension specimens. All of the phenomena prove that the plastic/yield injures of bolt is a decisive factor leading to the abruptly bolt rupture when the pretension force is highly pre-set.

4. Field application

4.1. Geological overview and supporting problems

Study mentioned in previous section was applied in return airway of working face 2017, Datong Coal Mine in Qinghai Province. Geological section of the area and submerging test results for rock sample are shown in Figure 5. It can be seen that coal seams were severely deformed under the influence of fault and syncline, the largest inclination of coal seam approximately reached up to 75° and the average thickness of seams were 5 m. Mining method was horizontal slicing method, thus the length of working face only had 18 m, situation like this is rare even from a worldwide scope.

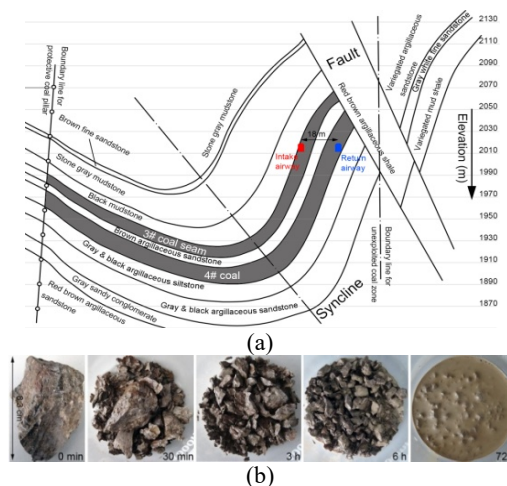


Fig. 5. Geological section for 2017 working face and submerging test results for rock sample taken from site

Return airway was excavated under coal seam No. 4, field research indicated that the surrounding rock was extremely loose even in its natural undisturbed state, rock stress distribution map was also extremely complex. Laboratorial submerging test shown in Figure 5(b) proved that surrounding rock mass was sensitive to water. A 30-minute-soaking duration can alter the integral rock into different size of fragments, and abundant amount of cracks distribute on the surface of these fragments; a three-hour-soaking will further turns these fragments into uniform detritus, some conspicuous rocks in previous process disintegrate into small rocks; a six-hour-soaking turns the detritus into closely graded rock pieces, a remarkable appearance is that small amount of slurry shows out and coats on the surface of these detritus, the argillization of the relatively smaller detritus leads to this kind

of phenomenon; after a submerging test of 72 hours, the sample shows no outline of rock but looks like a pile of slurry, some small rock scraps randomly mixed in it.

Original supporting scheme was end-encapsulated resin bolt jointly assisted by steel net and steel ladder bar, a total of 11 bolts and 9 steel ladder bar were installed in one cross section. The inter-row space was 700×800 mm, bolt length was 2.2 m, length of resin capsule was 60 mm. Unfortunately, the deformation of surrounding rock was extremely acute which gravely slowed down the normal advancing rate (less than 4 m/d) of the airway. Some supporting failures are listed in Figure 6.

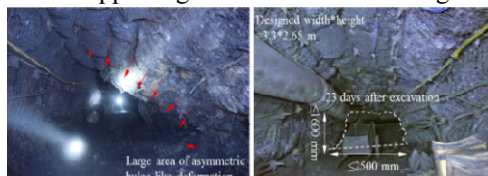


Fig. 6. Failures for excavations supported by combined measures of end-encapsulated bolt, steel net, and ladder bar

In order to restrict additional cost when introduce new supporting measure, all schedules and components were kept identical except the alteration of encapsulated length, original end-encapsulated way based on resin was replaced by fully bonded way based on FC168.

4.2. Supporting process for fully bonded bolt

The supporting process for fully bonded bolting system was illustrated as below,

- 1) Put FC168 anchoring bag into water until no more bubbles emerge from the water, then the water-to-cement ratio inner the capsule will be around 0.25 or so, which guarantees the optimal strength, this procedure costs no more than 1 min, which can be conducted simultaneously as the borehole is being drilled.
- 2) Take the soaked anchoring bag out of water and discharge excess water under gravity effects, then insert it into the borehole one by one. For borehole which is comparatively stable and doesn't have collapse tendency, two bags can be inserted at each cycle. A 2.2-meter-long bolt generally needs 9 bags in total, and this procedure approximately costs 30 s.
- 3) Rotate the bolt into the bottom of borehole by drilling machine, this procedure costs less than 20 s, note that the only reason accounting for such a rapid insertion is because of low viscosity of cement-based FC168.
- 4) Put up steel net and install face plate and nut on the bolt, then rotate the nut to apply pretension force.

Based on the time calculation in each step, it found that the time of the whole procedure generally cost was no more than 2 min, the fast one was finished in 50 seconds. Additionally, the time cost was mainly depended on the skill level of operators, which certainly could be improved as they would gradually get familiar with the process. In addition, the speed of bag-inserting process was mainly depended on the stability of borehole, however, boreholes in the testing site were largely positioned in coal mass, and the collapse rate of boreholes was relatively high. The operating speed will be accelerated if the stability of boreholes can be guaranteed.

4.3 Evaluation for segment supported by fully bonded measure

As compared with traditional resin end-encapsulated measure, fully bonded measure based on FC168 anchoring bag could be easily realized without introducing additional operational procedures and some large grouting equipment. The most significant aspect is it

didn't increase the resistance when rotate the bolt into the bottom of borehole, on the contrary, the resistance was largely reduced. A detailed view of fully bonded bolt and an overall view of the segment supported by the proposed measure are shown in Figure 7, compared with situations shown Figure 6, the deformation was effectively controlled.



Fig. 7. Detailed show for fully bonded bolt (left) and photo for section supported by fully bonded bolts (right)

Non-destructive pullout test is a vital measure to evaluate the supporting quality of bolting system, which is widely utilized in bolting area. Here the pullout test was conducted on the middlemost bolt on the roof, the results showed that pullout force could reach up to 10 MPa in 10 minutes and 38 MPa in 23 minutes. Pullout test on upper right corner bolt indicated that 41 MPa could be reached in 30 minutes. Because the destructive pullout test was not conducted on account of safety concerns, hence the actual pullout force was supposed to be larger. It demonstrated that earlier bolting strength might not remarkable enough, but the late strength was much higher than the originally desired results. The total deformation amount and deformation speed were recorded after the installation of fully bonded bolting system, corresponding results were shown in Figure 8. Deformation details shown in the Figure indicate that deformation rate was relatively high in the first three days after support, the maximum speed for roof-to-floor deformation could reach up to 10 mm/d, afterwards, the deformation speed mitigated to a lower level. The maximum amount for roof-to-floor deformation was 25 mm. The deformation speed for ribs, in the similar form, decreased from 11 mm/d to 1 mm/d in the first four days, afterwards, it began its horizontal evolving procedure. Total amount for rib-to-rib deformation in first ten days was approximate 30 mm.

A comparison with segment supported by end-encapsulated measure is actually necessary, however, operators in the coal mine hadn't arranged deformation monitoring sites before we implemented the fully bonded bolting way based on FC168. Though we arranged monitoring sites at end-encapsulated segment simultaneously as the implementation of fully bonded measure started, the obtained data showed no obvious change.

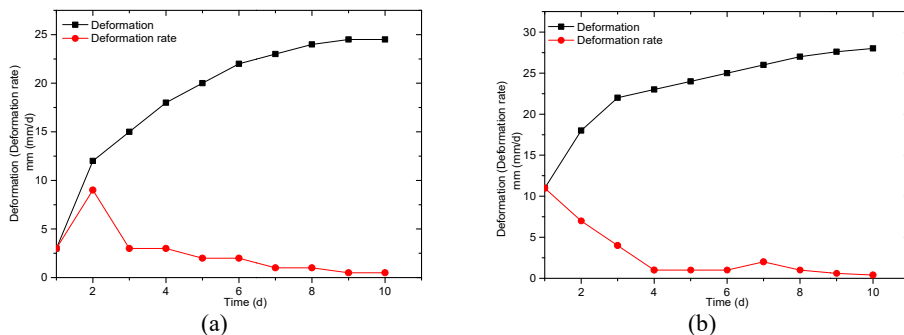


Fig. 8. Deformation and deformation rate of roof to floor (a) and rib to rib (b)

This results was normal because the end-encapsulated segment had already been excavated for 20 days, the deformation of surrounding coal mass was supposed to be stagnated. In those 20 days, further excavation of the return airway was stopped due to

the difficulty encountered to control the severe deformation, the advancing was relaunched with the assistance of the proposed fully bonded bolting system.

Still, by referring the difference between the designed cross-section size and the actual cross-section size at the monitoring sites, and by virtue of advancing progress chart of the return airway, deformation amount and average deformation speed at those sites were obtained eventually, see Figure 9. Note that horizontal axis means the distance to the starting line of return airway, data positioned at the right side of each point consists two parts, upper underlined data represents the width/height difference between designed value and actual value at each monitoring site, lower data represents the actual width/height.

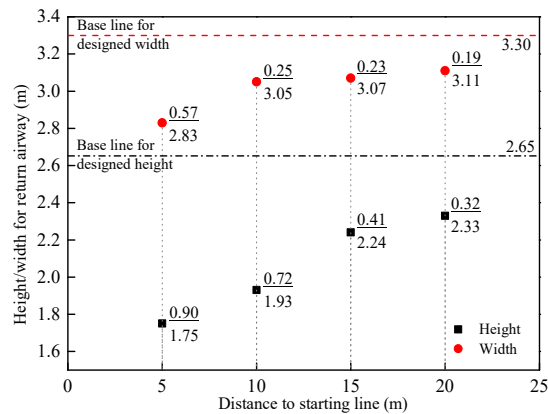


Fig. 9. Deformation details for end-encapsulated supporting segment after 20 days

It can be observed from the Figure that the maximum roof-to-floor deformation approximately reached to 1 m at a distance of 5 m to starting line, this site was the farthest one to the advancing face. Rib-to-rib displacement, as compared with roof-to-floor deformation, was relatively smaller, displacement in most sites was 0.2 m or so, and the largest one was obtained at the site closing to starting line, reached by 0.57 m. Starting line was the place where several roadways crossed with each other, which created a complex stress superposition situation around this area, thus the deformation around this place was relatively large.

As hereinbefore described, the total deformation duration for end-encapsulated segment was 20 days, then the deformation speed could be calculated accordingly. The maximum average speed for roof-to-floor deformation was approximate 50 mm/d, whereas that for rib-to-rib was approximate 30 mm/d. By comparing Figs. 8~9, it can be found that segment supported by end-encapsulated measure had an active deformation trend and the worst place could have an overall cross-section convergence rate of 34%, which was calculated under the circumstance that the coal mining face didn't advancing, otherwise, the situation would be much worse. Supporting failure of underground space certainly brings difficulties concerning normal advancing of roadway or coal production, it also threatens the safety of operators. Alteration in Datong coal mine proves that FC168 had a lot of superiorities as compared with end-encapsulated bolting measure, which resolved the problems that the latter couldn't resolve.

5. Summary

Restricted by high viscosity of resin and ultimate torque of bolting machine, the fully bonded bolting measure is difficult to implement in high stress rock mass. FC168 is a cement-based material which is specified by its high early strength, thixotropic

characteristics, and high post strength, it is thus especially applicable to reduce the resistance when bolting machine rotates bolt into the bottom of borehole, and this material is able to meet the requirements of fully bonded bolting measure.

Laboratorial test demonstrates that fully bonded measure incorporating both resin and FC168 can have a much higher bearing capacity, stiffness of a bolting system increases as the pretension force increases, peak pullout force of the pretensioned fully bonded specimen can at least doubles that of traditional end-encapsulated specimen.

AE location analysis demonstrates that amount of damage events shows inverse relationship with the pretension force. Increase of the pretension force causes the migration of events from anchoring annular column into bolt rod, it means that the metal injure of bolt rod becomes a crucial factor determining the overall stability of bolting system, and bolt rupture tends to be prominent as pretension force increases.

The successful trial of fully bonded bolting measure in Datong coal mine didn't introduce extra equipment and cost augmentation, the operation process was relatively easy and the rotating resistance was also small, which overall guaranteed the rapid installation of fully bonded bolts, the fast one was remarkably finished in 50s. Subsequent non-destructive pullout tests and deformation monitoring results testified the stability and availability of the proposed supporting measure.

6. Literature

1. Kang, H.P.: Development and application of pre_stress anchored bolt supporting technology in coal mine, *Coal Mining Technology*, 16(3), pp. 25-30, 2011
2. Freeman, T.J.: The behaviour of fully bonded rock bolts in the Kielder experimental tunnel, *Tunnels & Tunnelling International*, 10(5), pp.37-40, 1978
3. Chen, Y., Li, C.C.: Performance of fully encapsulated rebar bolts and D-Bolts under combined pull-and-shear loading, *Tunnelling and Underground Space Technology*, 45, pp. 99-106, 2015
4. Ma, S., Zhao, Z., Nie W., et al.: A numerical model of fully grouted bolts considering the tri-linear shear bond-slip model, *Tunnelling and Underground Space Technology*, 54, pp.73-80 (2016).
5. Kilic, A., Yasar, E., and Celik, A.G.: Effect of grout properties on the pull-out load capacity of fully grouted rock bolt, *Tunnelling and Underground Space Technology*, 17(4), pp.355-362, 2002
6. Cao, C., Nemcik, J., Aziz, N., et al.: Analytical study of steel bolt profile and its influence on bolt load transfer, *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 60(60), pp. 188-195, 2013
7. Campbell, R., Mould, R.J.: Impacts of gloving and un-mixed resin in fully encapsulated roof bolts on geotechnical design assumptions and strata control in coal mines, *International Journal of Coal Geology*, 64(1), pp. 116-125, 2005
8. Lin, J., Ren, S., and Yang, J.: Laboratory research of resin full-length anchoring bolts dimension optimization, *Journal of China Coal Society*, 39(6), pp. 1009-1015, 2014
9. Zheng, X.G.: Evolutionary mechanism of bolt's(cable's) lift anchoring force and surrounding rock controlling technology of roadway in coalmine, China University of Mining and Technology, Xuzhou, China, 2013
10. Li, C. and Stillborg, B.:Analytical models for rock bolts, *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 36(8), pp.1013-1029, 1999
11. Lockner, D.A., Byerlee, J. D., Kuksenko, V., et al.: Quasi-static fault growth and shear fracture energy in granite, *Nature*, 350(6313), pp. 39-42, 1991



AGH

**MATERIAŁY REKLAMOWE I INFORMACYJNE
FIRM SPONSORUJĄCYCH WYDANIE NINIEJSZEJ
MONOGRAFII**

MINE MASTER Sp. z o.o.

THIELE GmbH & Co. KG

KAZ Serwis Sp. z o.o.

FAMUR S.A.

**SANDVIK Polska Sp. z o.o., Oddział Mining and Rock
Technology**

BERGERAT MONNOYEUR SP. Z O.O

ZWM CARBONEX

PW TSA

FTT WOLBROM S.A.

DFME DAMEL S.A.

Polremaco Sp. z o.o.

MARAT Sp. z o.o.

Kraków 2017



Producent maszyn i urządzeń dla górnictwa podziemnego



www.minemaster.eu



THIELE

Fabryka Łańcuchów Przemysłowych
(Techniczne) Krynica-Mitocowa

TUR
2017

X Międzynarodowa Konferencja
Technologiczna
Krynica - Krynica, 26 IX - 28 IX 2017

KRYNICA



Zapraszamy na prezentację
oraz degustację naszych
nowych produktów:

**Złoczeń manganowych
& Pyłszifierski**

www.thiele.de



KAZ Serwis sp. z o.o.



ul. Jasna 31b, 44-122 Gliwice
tel.: 32 239 44 40, fax.: 32 239 44 45

Zakres działania spółki obejmuje :

- prace projektowe,
- dostawa materiałów i urządzeń,
- prace montażowe elektryczne,
- remonty urządzeń
- produkcja urządzeń elektrycznych
- Serwis gwarancyjny i pogwarancyjny montowanych urządzeń.



Głównymi tematami w jakich się spółka specjalizuje to:

- instalacje elektro-energetyczne w sieciach zasilających średnie i niskie napięcia,
- budowa nowych lub modernizacja istniejących pól rozdzielczych,
- montaż instalacji oświetleniowych, teletechnicznych, światłowodowych,
- inwestycje; zaprojektuj i wykonaj

e-mail: biuro@kaz-serwis.pl

www.kaz-serwis.pl

FAMUR od ponad 100 lat zwiększa efektywność i bezpieczeństwo pracy. Tworzymy sprawdzone rozwiązania dla górnictwa podziemnego, odkrywkowego, transportu, przeładunku i energetyki, które umożliwiają realizację najbardziej skomplikowanych projektów.

Konsekwentne łączenie doświadczeń i potencjałów największych polskich marek branży wydobywczej pozwoliło Grupie FAMUR zbudować kompleksowe portfolio. Dzięki integracji z Kopeksem staliśmy się krajowym liderem i wychodzimy naprzeciw globalnym wyzwaniom silniejszy niż kiedykolwiek.

FAMUR

SOLID AS ALWAYS STRONGER THAN EVER



www.famur.com

FAMUR
FAMAK

KOPEX
GROUP

Elgór + Hansen
HANSEN

Jesteśmy częścią



TDJ



JAK MOŻNA ZWIĘKSZYĆ BEZPIECZEŃSTWO ORAZ PRODUKTYWNOŚĆ?

THIS WAY!

Każdy pracujący w branży górniczej wie, jak ważne jest bezpieczeństwo i jak wiele znaczy ono dla firmy i samych pracowników.

Dlatego aspekt bezpieczeństwa jest obecny we wszystkich naszych działaniach - od badań i pracy nad produktami po serwis w kopalni i u klienta.

Dołącz do programu The Future of Mining.
It's This Way: sandvik.com/thisway



ZAUTOMATYZOWANE SYSTEMY STRUGOWE CAT

MASZyny GóRNICZE
STWORZONE DLA NAJBARDZIEJ
WYMAGAJĄCYCH KLIENTÓW.

ZAUTOMATYZOWANE SYSTEMY STRUGOWE CAT.®

Zaprojektowane do urabiania węgla o każdej twardości
w niskich i średnich pokładach.

www.b-m.pl

BUILT FOR IT.

© 2011 Caterpillar. All Rights Reserved. CAT, CATERPILLAR, BUILT FOR IT, their respective logos, "Caterpillar Yellow", the "Power Edge" trade-dress as well as corporate and product identity used herein, are trademarks of Caterpillar and may not be used without permission.

Bergerat
Monnoyeur



ZAKŁAD WYROBÓW METALOWYCH



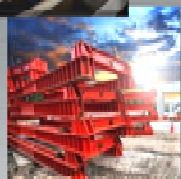
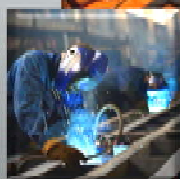
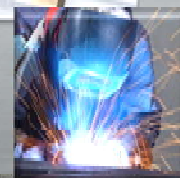
WWW.ZWMCARBONEX.PL

SIEDZIBA FIRMY

Zakład Wyrobów Metalowych CARBONEX jest polskim producentem i dostawcą górniczych narzędzi urabiających od 1994 roku. Nasz asortyment skierowany jest głównie do kopalń węgla kamiennego, brunatnego oraz rudy miedzi.

Szeroki zakres oferowanych wyrobów obejmuje między innymi: *noże kombajnowe, tuleje nożowe, uchwyty nożowe, żerdzie wiertnicze, raczki wiertnicze, koronki, tączniki, osprzęt pomocniczy, narzędzia indywidualne.*

44-336 Jastrzębie-Zdrój
ul. Pszczyńska 420
tel.: +48 32 471 89 92
+48 32 478 10 00
fax.: +48 32 417 26 49
sekretariat@zwmcarbonex.pl



KONSTRUKCJE STALOWE

Wydział Konstrukcji Stalowych powstał w roku 2007. Specjalizuje się on przede wszystkim w wytwarzaniu elementów konstrukcji i wyposażenia platform wiertniczych, w tym dźwigów.

Ponadto wykonuje elementy, podzespoły oraz wyroby finalne ze stali czarnej dla różnych gałęzi przemysłu. Oddział świadczy wszelkiego rodzaju usługi spawalnicze, począwszy od drobnych usług, aż do dużych projektów spawalniczych dla klientów krajowych i zagranicznych.

46-040 Ozimek
ul. Dworcowa 10e
tel.: +48 77 402 63 02
fax.: +48 77 465 22 19
ozimek@zwmcarbonex.pl



TSA Sp. J. M.Górski, S.Rutkowski
Przemysłowa 41, 37-450 Stalowa Wola
Tel: 668 176 383, e-mail: mgorski@pwtsa.pl, www.pwtsa.pl



O nas

Jesteśmy obecni na rynku od 1995 roku. Od początku swojego istnienia jesteśmy ściśle związani z branżą spawalniczą.

W prawie 20-letnim okresie funkcjonowania firmy zdobyliśmy bogate doświadczenie, które pozwoliło nam wyspecjalizować się w świadczeniu takich usług jak:

- spawanie
- napawanie
- zabezpieczanie powierzchni metodami spawalniczymi, przeciwdziałając nadmiernemu zużyciu, tarciu, temperaturze, kawitacji, korozji oraz erozji
- regeneracja części maszyn o szerokim przekroju wykonawstwa
- regeneracja i dorabianie części do maszyn i urządzeń nietypowych
- naprawa maszyn.

Obsługiwane branże

Przemysł stalowy
Przemysł energetyczny
Przemysł kolejowy
Przemysł górniczy
Przemysł rolniczy
Przemysł kuzniczy
Przemysł materiałów ogniotrwałych

Możliwości

Obsługujemy zarówno małe jak i duże firmy na terenie całej Polski, a także za granicą. Jesteśmy znani ze swojej rzetelności oraz wysokiej jakości usług, które wykonujemy z dużą dbałością o terminowość realizowanych zleceń oraz konkurencyjność cenową. Dzięki ścisłej współpracy z Zakładami Obróbki Plastycznej (tłoczenia, kucia, przerobu stali), odlewniami i obróbki mechanicznej możemy zaoferować ponadprzeciętną szybkość realizacji podjętych przedsięwzięć.

Jesteśmy w stanie zrealizować zamówienia na nietypowe części czy urządzenia, zapotrzebowanie na dostawy ciągłe lub pojedyncze prace. Pomocemy w doborze odpowiednich technologii napraw, dzięki którym zwiększymy żywotność części i urządzeń oraz zapewnimy Państwu maksymalną oszczędność związaną z wstrzymaniem produkcji. Współpracujemy z działami głównego mechanika, projektantami, działami utrzymania ruchu w wielu firmach.

Produkty

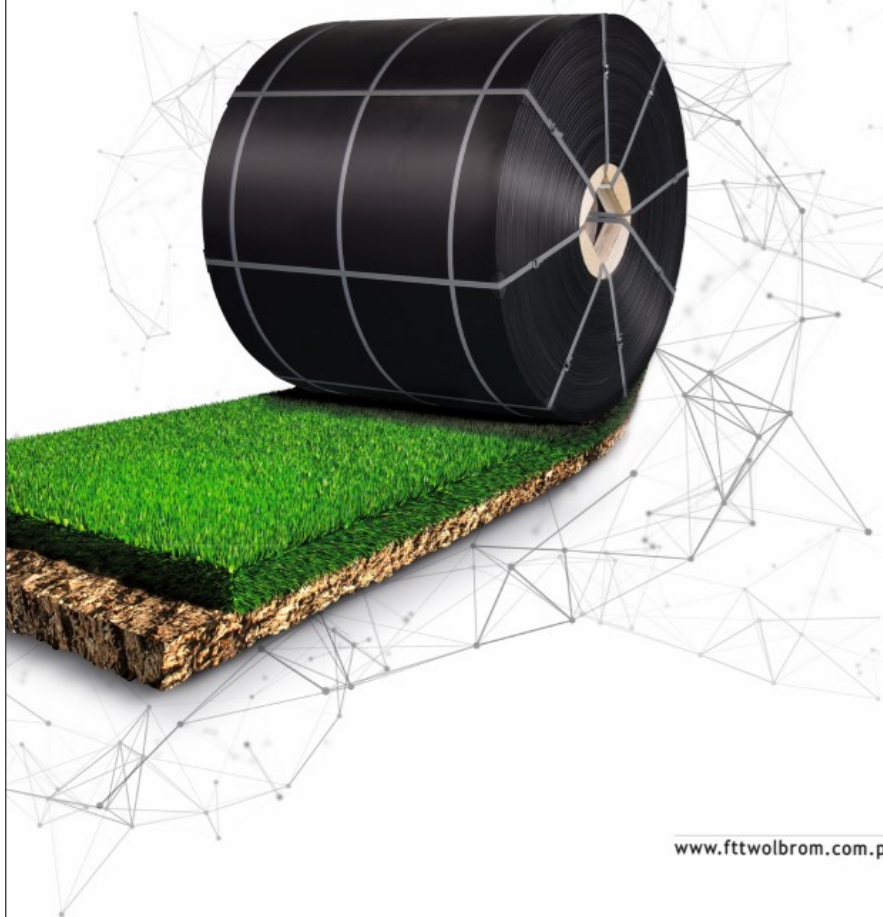
Jesteśmy wyłącznym przedstawicielem na Polskę niemieckiej firmy Capilla oferującej profesjonalne materiały spawalnicze, m.in. na bazie kobaltu, niklu, żelaza, węglików wolframu oraz specjalnych stopów.



FTT WOLBROM®

Innowacyjna droga rozwoju

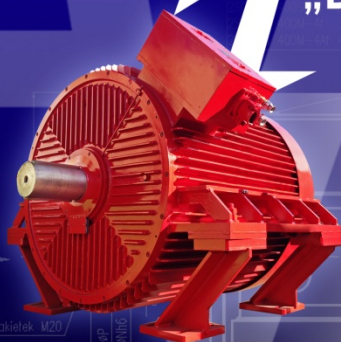
Twój wypróbowany partner!



www.fttwolbrom.com.pl

DAMEL®

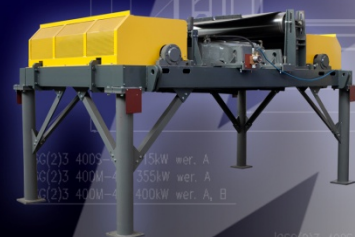
Dąbrowska Fabryka
Maszyn Elektrycznych
„DAMEL” Spółka Akcyjna



Silniki synchroniczne
z wirnikiem z magnesami trwałymi.

Wysoka sprawność silników z magnesami trwałymi oraz bardzo wysoki, w całym zakresie obciążenia, współczynnik mocy wpływają na efektywność eksploatacyjną silników oraz szybki zwrot nakładów inwestycyjnych poniesionych na ich zakup.

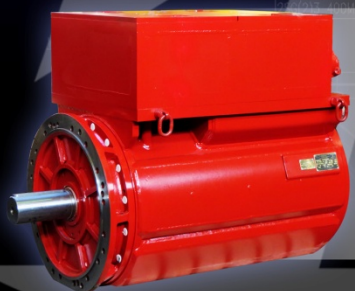
Pierwsza instalacja - KWK Sośnica-Makoszowy



Separatory elektromagnetyczne
do pracy w podziemiach kopalń.

Separatory elektromagnetyczne przeznaczone są do wychwytywania zanieczyszczeń ferromagnetycznych ze strugi urobku. Dzięki temu chronią łaśnię przonośnika oraz inne urządzenia obecne w procesie transportu, zwiększając ich żywotność.

Pierwsza instalacja - KWK Marcel



Silniki zintegrowane
z przemiennikiem częstotliwości.

Łagodny rozruch, regulacja prędkości obrotowej, uzyskanie maksymalnego momentu obrotowego przy niewielkich obrotach, niewielki prąd rozruchowy - to podstawowe zalety silników zintegrowanych z przemiennikiem częstotliwości, wpływające na optymalizację procesu wydobycia.

Pierwsza instalacja - KWK Jas-Mos

ZMIENIAMY POLSKIE GÓRNICTWO

POLREMACO

„Polremaco” Spółka z o.o.

30-709 Kraków ul. Stoczniewców 3

Biuro Zarządu: tel. +48 12 656 02 12, fax. +48 12 656 22 76

polremaco@polremaco.com.pl www.polremaco.pl

Zaplecze Produkcyjno-Remontowe i Sprzętowe w Jaworznie

43-602 Jaworzno, ul. Kolejarzy 16, tel. +48 12 262 91 82

Punkt Serwisowy w Polkowicach

59-101 Polkowice, ul. Jana Wyżykowskiego 6, tel. +48 76 724 95 25, fax. +48 76 724 95 35

Projektowanie, produkcja, sprzedaż na rynek krajowy i zagraniczny oraz serwis gwarancyjny i pogwarancyjny maszyn dla kopalń rud metali nieżelaznych, górnictwa odkrywkowego i budownictwa podziemnego.

Przeznaczone do pracy w niskich wyrobiskach spycharki z napędem hydrostatycznym TD18NPH1E i TD18NPH2E o wysokości 1400 do 2000 mm.



Produkcja głowic hydraulicznych GP-15H do zabudowy w różnego rodzaju osprzętach przesuwających przenośniki taśmowe.



Roboty hydrotechniczne i inżynieryjne o dużej skali trudności, budowa dróg, autostrad, ciągów komunikacyjnych, wałów przeciwpowodziowych i nasypów kolejowych.



5 zbiorników retencyjno-osadowych i laguna w ramach systemu odwadniania odkrywki w PGE GiEK S.A. Oddział KWB Turów



*Nowoczesne metody stabilizacji nasypów kolejowych
Likwidacja ograniczenia w pobliżu przystanku osobowego Lipki na odcinku Opole-Wrocław*

*Naprawy i obsługa serwisowa maszyn budowlanych i górniczych.
Sprzedaż podzespołów i części do maszyn budowlanych i górniczych.
Autoryzowana sprzedaż filtrów Fleetguard Cummins Filtration.*

*Autoryzowany partner Firmy Plant Parts Ltd. (przekładnie główne do maszyn KOMATSU, CATERPILLAR)
Autoryzowany Dystrybutor podwozi gąsienicowych typu ITM do wszystkich typów maszyn budowlanych i górniczych.*



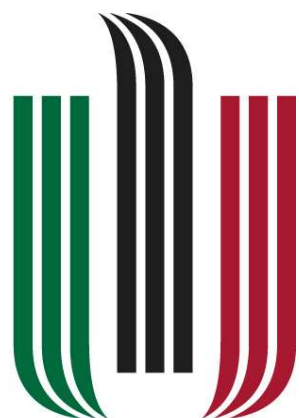
GRUPA **MARAT**

- ✓ łożyska toczne
- ✓ uszczelnienia
- ✓ środki smarne
- ✓ chemia przemysłowa
- ✓ nakrętki i napinacze hydrauliczne
- ✓ narzędzia do obsługi łożysk
- ✓ pierścienie zaciskowe
- ✓ produkty do przenoszenia napędu
- ✓ przekładnie zębate
- ✓ motoreduktory
- ✓ przenośniki taśmowe i podajniki ślimakowe
- ✓ maszyny i rozwiązania prototypowe
- ✓ usługi serwisowo - diagnostyczne
- ✓ konstrukcje stalowe
- ✓ sprzedaż węgla



www.grupamarat.pl

sklep.grupamarat.pl



AGH

