

# SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

**RMATICS** 

OMAT

ſΚΛ

# ELEK ALIANALIA

# CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering





# SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL NO. 3 (535) 2018

TECHNOLOGICAL PROCESSES MECHANICS BUILDING AND EXPLOATATION OF MACHINES POWER ELECTRONICS AUTOMATION ROBOTICS APPLIED IT TELECOMMUNICATIONS SAFETY PROCESY TECHNOLOGICZNE

MECHANIKA BUDOWA I EKSPLOATACJA MASZYN ENERGOELEKTRONIKA AUTOMATYKA ROBOTYKA INFORMATYKA STOSOWANA

TELEKOMUNIKACJA

BEZPIECZEŃSTWO

e-ISSN 2449-6421 ISSN 2450-7326



## MINING – INFORMATICS, AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING Published since 1962

DOI: http://dx.doi.org/10.7494/miag

Chairman of the Scientific Board/Przewodniczący Rady Naukowej: Antoni Kalukiewicz, AGH University of Science and Technology, Kraków (Poland)

Secretary of the Scientific Board/Sekretarz Rady Naukowej: *Krzysztof Krauze*, AGH University of Science and Technology, Kraków (Poland)

Members of the Scientific Board/ Członkowie Rady Naukowej: Darius Andriukatis, Kaunas University of Technology, Kaunas (Lithuania) Naj Aziz, University of Wollongong, Wollongong (Australia) Edward Chlebus, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland) George L. Danko, University of Nevada, Reno (USA) Krzysztof Filipowicz, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland) Jiří Fries, Technical University of Ostrava, Ostrava (Čzech Republic) Leonel Heradia, EAFIT University, Medellin (Columbia) Dou Lin-ming, China University of Mining and Technology, Xuzhou (China) Arkadiusz Mężyk, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland) Josph Molnar, University of Miskolc, Miskolc (Hungary) Jacek Paraszczak, Laval University, Quebec (Canada) Sorin Mihai Radu, University of Petrosani, Petrosani (Romania) Yuan Shujie, Anhui University of Science and Technology, Huainan (China) Marek Sikora, Institute of Innovative Technologies EMAG, Katowice (Poland) Radosław Zimroz, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland) Nenad Zrnić, University of Belgrade, Belgrade (Serbia)

Editorial staff/ Redakcja czasopisma: Editor in Chief/ Redaktor naczelny – *Krzysztof Krauze* Deputy Editor in Chief/ Zastępca redaktora naczelnego – *Krzysztof Kotwica* Managing Editor/ Kierownik redakcji – *Marcin Mazur* 

Associate editors/ Redaktorzy tematyczni: Waldemar Korzeniowski (technological processes/ procesy technologiczne) Łukasz Bołoz (mechanics/ mechanika) Jacek Feliks (building and exploitation of machines/ budowa i eksploatacja maszyn) Tomasz Siostrzonek (power electronics/ energoelektronika) Waldemar Rączka (automation/ automatyka) Tomasz Buratowski (robotics/ robotyka) Ryszard Klempka (applied IT/ informatyka stosowana) Elżbieta Bereś-Pawlik (telecommunications/ telekomunikacja) Tomasz Wydro (safety/ bezpieczeństwo)

Proofreading/ Redaktor językowy – Aleksandra Kozak Technical Editor/ Redaktor techniczny – Kamil Mucha Webmaster/ Redaktor strony internetowej – Paweł Mendyka

# PUBLISHER

Publishing Manager/ Redaktor naczelny Wydawnictw AGH: Jan Sas

Linguistic Corrector/ Korekta językowa: Bret Spainhour (English/ język angielski), Kamila Zimnicka-Warchoł (Polish/ język polski)

Desktop Publishing/ Skład komputerowy: Andre

Cover Design/ Projekt okładki i strony tytułowej: ROMEDIA-ART

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2018

ISSN 2449-6421 (online) ISSN 2450-7326 (printed)

*The electronic version of the journal is the primary one. Number of copies:* 65

Wydawnictwa AGH (AGH University of Science and Technology Press) al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków tel. 12 617 32 28, 12 636 40 38 e-mail: redakcja@wydawnictwoagh.pl http://www.wydawnictwo.agh.edu.pl

# **Table of Contents**

Florin Dumitru Popescu, Sorin Mihai Radu, Andrei Andraş	
Study of functional performance improvements for cutting teeth mounted on bucket wheel excavators operating in Oltenia coal basin – Romania	7
Ulepszenia w zakresie wydajności funkcjonalnej zębów tnących zamocowanych na koparkach wielonaczyniowych w zagłębiu węgla Oltenia w Rumunii	12
Kamil Mucha, Krzysztof Krauze	
Planning experiment for laboratory tests on rock abrasivity	17
Planowanie eksperymentu dla laboratoryjnych badań ścierności skał	25
Witold Biały, Patrycja Hąbek	
Quality engineering tools in analysis of failure of longwall mining complex	33
Narzędzia inżynierii jakości w analizie awaryjności ścianowych kompleksów wydobywczych	40
Łukasz Bołoz	
Mining of thin coal seams using surface-underground methods	47
Urabianie cienkich pokładów węgla kamiennego metodami powierzchniowo-podziemnymi	53
Vladimir Milisavljević, Alberto Martinetti, Aleksandar Cvjetić	
Approach to solving mining machine selection problem by using grey theory	59
Metoda rozwiązywania problemów związanych z doborem maszyn górniczych na podstawie teorii szarych systemów	65
Krzysztof Filipowicz, Mariusz Kuczaj, Paweł Gruszka	
Experimental mechanical security assessment used in torsionally flexible Raptor-SK couplings	71
Doświadczalna ocena zabezpieczeń mechanicznych stosowanych w podatnych skrętnie sprzęgłach Raptor-SK	78

Nr 3 (535) 2018

**ROK LIV** 



FLORIN DUMITRU POPESCU SORIN MIHAI RADU ANDREI ANDRAŞ

> STUDY OF FUNCTIONAL PERFORMANCE IMPROVEMENTS FOR CUTTING TEETH MOUNTED ON BUCKET WHEEL EXCAVATORS OPERATING IN OLTENIA COAL BASIN – ROMANIA

The values of the resultant forces acting on the cutting teeth of BWEs can either be calculated or determined using experimental methods. Based on this, the position and parameters of the working organs during the cutting process are designed and built. The stresses and deformations of the teeth during the cutting process are influenced by their positioning on the excavator bucket, which is determined by the fitting mode of the teeth. In this paper, the stresses and deformations in the case of an existing tooth holder are analysed and a new type of tooth holder is proposed, using SolidWorks® software for this analysis.

KAMIL MUCHA KRZYSZTOF KRAUZE

#### PLANNING EXPERIMENT FOR LABORATORY TESTS ON ROCK ABRASIVITY

The physical and mechanical properties of rocks (i.e., compressive strength, tensile strength, workability, or compactness) are often taken into account during the selection of a mining method and type of mining machine as well as the mining tools themselves. However, one of the main reasons for the abrasive wear of mining picks is the abrasiveness of rocks, which is seldom taken into consideration because there is lack of unambiguous and proven methods for its determination. The article presents the research plan and methodology, the stand for testing the abrasivity of rocks, the course of conducting preliminary tests as well as the statistical treatment of the results using the Statistica program, and determining the final values of the input variables in the basic research. The method has been developed taking into account rock abrasivity when selecting and forecasting the wear of mining tools.

WITOLD BIAŁY PATRYCJA HĄBEK

## QUALITY ENGINEERING TOOLS IN ANALYSIS OF FAILURE OF LONGWALL MINING COMPLEX

Downtimes caused by machine failures translate into a loss of effectiveness in the mining process. The main task of maintenance teams in hard coal mines is to ensure the uninterrupted work of the machines used. A measurable effect of these activities should be reducing machine maintenance and, as a consequence, reducing the costs of coal mining; i.e., a mine's operating costs. In the present article, two longwall mining machines have been analyzed: a cutter-loader and a plow. The analysis was based on one of the quality engineering tools – the Pareto–Lorenz diagram. This tool allows for grouping the causes of breakdowns and establishing which of them are the most important and should be removed first. The analysis has demonstrated the significance of machine selection and its adjustment to the existing geological-mining conditions. Improper selection results in increased energy consumption



# STRESZCZENIA

FLORIN DUMITRU POPESCU SORIN MIHAI RADU ANDREI ANDRAŞ

## ULEPSZENIA W ZAKRESIE WYDAJNOŚCI FUNKCJONALNEJ ZĘBÓW TNĄCYCH ZAMOCOWANYCH NA KOPARKACH WIELONACZYNIOWYCH W ZAGŁĘBIU WĘGLA OLTENIA W RUMUNII

Wartości sił wypadkowych, które działają na zęby tnące koparek wielonaczyniowych, mogą być albo wyliczone, albo określone przy użyciu eksperymentalnych metod. Na tej podstawie projektuje się położenie i parametry organów roboczych w trakcie procesu urabiania. Naprężenia i odkształcenia zębów w trakcie procesu urabiania zależą od ich położenia na czerpaku koparki, które jest określone przez metodę dopasowania zębów. W niniejszym opracowaniu została przedstawiona analiza naprężeń i odkształceń w przypadku obecnie używanego uchwytu zębów, a następnie został zaproponowany nowy typ uchwytów oraz wykonano to samo opracowanie na nowym typie uchwytu, przy użyciu przeznaczonego do tej analizy oprogramowania SolidWorks®.

KAMIL MUCHA KRZYSZTOF KRAUZE

> PLANOWANIE EKSPERYMENTU DLA LABORATORYJNYCH BADAŃ ŚCIERNOŚCI SKAŁ

Właściwości fizykomechaniczne urabianej skały, takie jak wytrzymałość na ściskanie, wytrzymałość na rozciąganie, urabialność czy zwięzłość, bardzo często są uwzględniane przy doborze sposobu urabiania, rodzaju maszyny urabiającej, jak i samych narzędzi urabiających. Jednakże bardzo rzadko uwzględnia się jedną z głównych przyczyn zużycia ściernego noży kombajnowych, jaką jest ścierność skał, gdyż brak jest jednoznacznej i sprawdzonej metody jej określania. W artykule przedstawiono plan i metodykę badań, stanowisko do badania ścierności skał, przebieg przeprowadzenia badań wstępnych oraz statystyczne opracowanie wyników za pomocą programu Statistica i ustalenie ostatecznych wartości wielkości wejściowych w badaniach zasadniczych. Metoda została opracowana w aspekcie uwzględniania ścierności skał przy doborze i prognozowaniu zużycia narzędzi urabiających.

WITOLD BIAŁY PATRYCJA HĄBEK

#### NARZĘDZIA INŻYNIERII JAKOŚCI W ANALIZIE AWARYJNOŚCI ŚCIANOWYCH KOMPLEKSÓW WYDOBYWCZYCH

Przerwy spowodowane awaryjnością maszyn wpływają na efektywność procesu wydobywczego. Głównym zadaniem służb utrzymania ruchu w kopalniach węgla kamiennego jest zapewnienie ciągłości pracy eksploatowanych maszyn (urządzeń). Wymiernym efektem tych działań powinno być ograniczenie kosztów utrzymania ruchu maszyn (urządzeń), a tym samym obniżenie kosztów produkcji wydobycia węgla, czyli działania kopalni. W niniejszym artykule przeanalizowano dwa kompleksy ścianowe: kombajnowy oraz strugowy. Do analizy wykorzystano jedno z narzędzi inżynierii jakości – diagram Pareto–Lorenza. Narzędzie to pozwala pogrupować przyczyny awarii oraz wskazać, które z nich są najistotniejsze i które powinny być w pierwszej kolejności usuwane. Przeprowadzona analiza wskazała, jak istotny jest właściwy dobór maszyn (urządzeń) do istniejących warunków geologiczno-górniczych. in the mining process, premature wear, or prolonged downtimes caused by breakdowns.

## ŁUKASZ BOŁOŻ

#### MINING OF THIN COAL SEAMS USING SURFACE-UNDERGROUND METHODS

Shallow hard coal deposits in the form of seams can be mined using surface-underground methods. These methods are characterized by the exploitation of the deposit from the surface, while the mining process itself takes place underground. The large variability of the mining and geological conditions was the reason for the emergence of many mining methods and systems as well as machines, sometimes used only locally in various parts of the world. The article presents the surface-underground methods used around the world. Attention is paid to unusual and rarely used methods and machines, which are not utilized in Polandfor various reasons. The present article discusses mining machines used in the methods of Highwall, Auger, and Punch longwall mining along with their types and varieties.

VLADIMIR MILISAVLJEVIĆ ALBERTO MARTINETTI ALEKSANDAR CVJETIĆ

## APPROACH TO SOLVING MINING MACHINE SELECTION PROBLEM BY USING GREY THEORY

The selection of a mining machine is a multiple-attribute problem that involves the consideration of numerous parameters of various origins. A common task in the mining industry is to select the best machine among several alternatives, which are frequently described both with numerical variables as well as linguistic variables. Numerical variables are mostly related to the technical characteristics of the machines, which are available in detail in most cases. On the other hand, some equally important parameters such as price, reliability, support for service and spare parts, operating cost, etc., are not available at the required level for various reasons; hence, these can be considered uncertain information. For this reason, such information is described with linguistic variables. This paper presents research related to overcoming this problem by using grey theory for selecting a proper mining machine. Grey theory is a well-known method used for multiple-attribute selection problems that involves a system in which parts of the necessary information are known and parts are unknown.

KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ PAWEŁ GRUSZKA

## EXPERIMENTAL MECHANICAL SECURITY ASSESSMENT USED IN TORSIONALLY FLEXIBLE RAPTOR-SK COUPLINGS

Dodge®Raptor series couplings belong to inseparable, mechanical, and torsionally flexible couplings with the possibility of compensating for the misalignment of axes. In the couplings with the Raptor-SK design, shear pins were additionally applied to protect the drive system from overload. The use of "fuses" in the coupling in the form of shear pins limits the value of the transferred torque to a set (safe) value; beyond which, it is cut off and the drive is consequently disconnected. In this work (with reference to the Raptor-SK coupling), calculations were made to select the diameter of the shear pins depending on the value of the limit torque  $M_{gr}$ . In order to assess the correctness of the selection of pins used in the coupling mechanism, experimental tests were carried out using a testing machine. A comparison was made between the design calculations of the shear pins and the results of research on a test bench. Niewłaściwy dobór skutkuje wzrostem energochłonności procesu wydobywczego, przedwczesnym zużyciem czy zwiększonymi przerwami w pracy, które są spowodowane awariami.

#### ŁUKASZ BOŁOZ

## URABIANIE CIENKICH POKŁADÓW WĘGLA KAMIENNEGO METODAMI POWIERZCHNIOWO-PODZIEMNYMI

Złoża węgla kamiennego zalegające płytko w postaci pokładów można eksploatować metodami powierzchniowo-podziemnymi. Są to metody charakteryzujące się eksploatacją złoża z powierzchni, jednak sam proces urabiania odbywa się pod ziemią. Duże zróżnicowanie warunków górniczo-geologicznych było przyczyną powstania wielu metod i systemów eksploatacji oraz maszyn, stosowanych czasami jedynie lokalnie w różnych zakątkach świata. W artykule przedstawiono stosowane na świecie metody powierzchniowo-podziemne. Zwrócono uwagę na nietypowe i rzadko stosowane metody oraz maszyny, które z różnych względów nie występują w Polsce. Omówiono maszyny urabiające, pracujące w metodach highwall mining, auger mining, a także punch longwall mining wraz ich odmianami i typami.

VLADIMIR MILISAVLJEVIĆ ALBERTO MARTINETTI ALEKSANDAR CVJETIĆ

## METODA ROZWIĄZYWANIA PROBLEMÓW ZWIĄZANYCH Z DOBOREM MASZYN GÓRNICZYCH NA PODSTAWIE TEORII SZARYCH SYSTEMÓW

Wybór maszyn górniczych to złożony problem, wymagający rozważenia wielu różnych parametrów. Jednym z najważniejszych zadań w przemyśle górniczym jest wybór najlepszych spośród kilkunastu dostępnych maszyn, które często opisywane są zarówno za pomocą zmiennych numerycznych, jak i zmiennych lingwistycznych. Zmienne numeryczne zwykle są związane z charakterystyką techniczną maszyn, która w większości przypadków jest dostępna w szczegółach. Z drugiej strony niektóre równie ważne parametry, takie jak cena, niezawodność, serwis i części zamienne, koszty operacyjne itd., z wielu przyczyn nie są dostępne na wymaganym poziomie, stąd należy je uważać za informacje niepewne. Dlatego też informacje te opisywane są za pomocą zmiennych lingwistycznych. Niniejszy artykuł przedstawia badania mające na celu przezwyciężenie tego problemu z wykorzystaniem teorii szarych systemów do wyboru odpowiednich maszyn górniczych. Teoria szarych systemów to dobrze znana metoda stosowana w przypadku problemów wyboru wielokryteriowego, gdzie część informacji jest znana, a część pozostaje nieznana.

KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ PAWEŁ GRUSZKA

#### DOŚWIADCZALNA OCENA ZABEZPIECZEŃ MECHANICZNYCH STOSOWANYCH W PODATNYCH SKRĘTNIE SPRZĘGŁACH RAPTOR-SK

Sprzęgła serii Dodge®Raptor należą do sprzęgieł nierozłącznych, mechanicznych, podatnych skrętnie o możliwości kompensacji odchyłek współosiowości. W sprzęgłach o oznaczeniu Raptor-SK zastosowano dodatkowo kołki ścinane, zabezpieczające układ napędowy przed przeciążeniem. Zastosowanie "bezpieczników" w sprzęgłe w postaci kołków ścinanych ogranicza wartość przenoszonego momentu obrotowego do wartości ustalonej (bezpiecznej), po której przekroczeniu następuje ich ścięcie, a w konsekwencji rozłączenie napędu. W odniesieniu do sprzęgła Raptor-SK przeprowadzono obliczenia mające na celu dobór średnicy kołków ścinanych w zależności od wartości momentu granicznego  $M_{gr}$ . W celu oceny poprawności doboru kołków użytych w mechanizmie sprzęgła przeprowadzono badania doświadczalne z użyciem maszyny wytrzymałościowej. Dokonano porównania wykonanych obliczeń konstruktorskich kołków ścinanych z wynikami badań na stanowisku badawczym.

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.3.535.7

FLORIN DUMITRU POPESCU SORIN MIHAI RADU ANDREI ANDRAŞ

# Study of functional performance improvements for cutting teeth mounted on bucket wheel excavators operating in Oltenia coal basin – Romania

The values of the resultant forces acting on the cutting teeth of BWEs can either be calculated or determined using experimental methods. Based on this, the position and parameters of the working organs during the cutting process are designed and built. The stresses and deformations of the teeth during the cutting process are influenced by their positioning on the excavator bucket, which is determined by the fitting mode of the teeth. In this paper, the stresses and deformations in the case of an existing tooth holder are analysed and a new type of tooth holder is proposed, using SolidWorks® software for this analysis.

Key words: deformation, stress, rotor, cutting tooth, BWE, tooth holder, FEM, FEA

# 1. INTRODUCTION

At the request of the Oltenia Energy Complex, we conducted a comparative study regarding the forces and deformations on an existing and new tooth holder that was implemented in the Oltenia open pit mines using finite element analysis. FEA is a numerical analysis method used to solve problems in various fields of engineering. In mechanical engineering, it is widely used to solve structural, vibrational, and thermal problems.

# 2. INFLUENCE OF LOCATION OF CUTINGTEETH ON BUCKET ON GEOMETRIC AND STRENGTH PARAMETERS

The positioning and orientation of the cutting teeth on the edge of the bucket influences their geometry and strength [1, 2]. Overall, the magnitude and direction of the velocity vector are determined by the variation of swivel velocity  $v_p$  (the range of variation being determined by the type of swivelling mechanism). Swivelling velocity  $v_p$  is composed of cutting speed  $v_t$ , which is considered constant [3].

To study the influence of teeth placement on the geometric and strength parameters, we defined the following planes:

- 1. The setting plane defined by the cutting edge of the tooth and its positioning face (Fig. 1).
- 2. The rake plane defined by the cutting edge of the tooth and its rake face (Fig. 1).
- 3. The symmetry perpendicular to the cutting edge and through the middle of the cutting edge (Fig. 1).
- 4. The cutting plane defined by the tooth's cutting edge and the resultant vector of velocity (Fig. 2).
- 5. The velocity plane perpendicular to the cutting plane; contains the resultant vector of velocity (Fig. 2).



Fig. 1. Planes of setting, rake, and symmetry



Fig. 2. Swivelling, cutting, and resultant velocities; cutting and velocity planes

If the resultant vector of velocity is perpendicular to the cutting edge of the tooth, then the velocity plane and symmetry plane overlap.

In Figure 2, the setting angle is measured between the setting plane and the cutting plane, and the angle of sharpening is measured between the cutting plane and the rake plane. Here, we noted the swivelling velocity as  $v_p$ , the cutting speed as  $v_t$ , and the resultant speed as  $v_r$ .

The angle between the line resulting from the intersection of the cutting plane with the symmetry plane and the resultant velocity vector designates the angle of the tooth positioning on the cutting edge of the bucket. Placing the tooth on the cutting edge is done through its holder [4].



Fig. 3. Characteristic angles in operation

In operation, the characteristic angles (Fig. 3) are as follows:

- the set angle of operation  $\beta_f$ , which is the angle between the resultant velocity direction and the intersection line between the set plane and the velocity plane;

- the cutting angle in operation, which is the angle between the resultant velocity, direction, and intersection line between the rake plane and the velocity plane;
- the sharpening angle in operation, which is the angle between the intersection line of the set planes and the velocity plane, respectively, and the intersection line between the clearance plane and the velocity plane;
- the raking angle in operation  $\alpha_f$  is complementary to set angle  $\beta_f$ .

# 3. DETERMINATION OF STRESSES AND DE FORMATIONS FOR CHISEL-TYPE CUTTING TEETH USING OLD TOOTH HOLDER

In past research from the University of Petro?ani conducted for the Oltenia Power Complex, three types of cutting teeth for BWEs were proposed. Figure 4 shows the construction of such a tooth, and Figure 5 shows the type dimensional differences between the three types of teeth [5, 6].



Fig. 4. Cutting tooth chosen for analysis



Fig. 5. Type dimensions of the proposed cutting tooth

The dimensions correspond to the three distinct categories of the excavated material, each having its specific cutting resistance:

Overburden rocks that are easily dislocated, having a low specific cutting resistance (A = 200 - 450 N/cm);

Overburden rocks and lignite with a medium specific cutting resistance (A = 450 - 800 N/cm);

Lignite having a higher specific cutting resistance (A = 800 - 1200 N/cm).

The stresses on the cutting-tooth are as follows:  $F_x = 60 \text{ kN}; F_y = 18 \text{ kN}; \text{ and } F_z = 10 \text{ kN}.$ 

In relation to tooth surfaces, we will have the following component forces [7]:

$$F_{y1} = F_x \cos \alpha - F_y \cos \gamma = 25.857 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (1)

$$F_{x1} = F_x \sin \alpha - F_y \sin \gamma = 36.198 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (2)

$$F_{z1} = 10 \cdot 10^3 \,\mathrm{N} \tag{3}$$

Figure 6 shows the deformation, and Figure 7 shows the von Mises stress resulting from the FEA on Type I when the tooth is mounted with the old tooth holder.



Fig. 6. Type I cutting-tooth deformation, when mounted with the old tooth holder



Fig. 7. Type I cutting tooth von Mises stress when mounted with old tooth holder

One can observe that the maximum deformation occurs in the area of the tip of the tooth, and the most stressed points of the tooth structure are those corresponding to its tail (between the tooth-support and the shoulder of the tooth).

# 4. PROPOSED SOLUTION TO REDUCE STRESSES ACTING ON CUTTING TOOTH

As shown in the previous paragraph, the maximum stress points are located where the section of the tooth-holder assembly presents vaulting. In the present case, it is the area of switching from the tooth-holder section to the actual tooth section. Next, we propose and analyse a type of tooth holder that will better encompass the tooth's tail. Figures 8 and 9 show the details of this new version of tooth holder.



Fig. 8. Proposed holder for fitting cutting tooth to bucket



Fig. 9. Dimensions and geometry of proposed new tooth support

# 5. DETERMINATION OF STRESSES AND DEFORMATION FOR CHISEL-TYPE CUTTING TOOTH USING NEW TOOTH HOLDER

By imposing the stresses from Paragraph 2, we determined the deformations and stresses of the three type dimensions of the tooth proposed for analysis



Fig. 10. Type I tooth deformation when mounted with new proposed tooth holder



Fig. 11. Type I tooth von Misses stress when mounted with new proposed tooth holder



Fig. 12. Type II tooth deformation when mounted with new proposed tooth holder

when it is mounted on the buckets with the new tooth holder proposed in Paragraph 3 [8, 9].

Figures 10, 12, and 14 show the deformations, and Figures 11, 13, and 15 show the von Mises stresses corresponding to the three types. The results obtained using the FEA for these tooth-type dimensions are summarized in Table 1.

The results obtained after the FEA of the three types of teeth are summarized in Table 1.



Fig. 13. Type II tooth von Misses stress when mounted with new proposed tooth holder



Fig. 14. Type III tooth deformation when mounted with new proposed tooth holder



Fig. 15. Type III tooth von Misses stress when mounted with new proposed tooth

No	Туре	Holder	Angle	Deformation	Stress	
110.	of tooth	type	[°]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	
1	I	old	11	1.465	829	
2		new	11	0.581	224	
3	II	new	10	0.548	215	
4	III	new	9	0.523	211	

 Table 1

 Summarized results obtained for three types of teeth after FEA

# 6. CONCLUSIONS

The simulation of the cutting-teeth behaviour when mounted on the BWEs using FEA was based on the results [10] obtained over the years by the Department of Mechanical, Industrial, and Transport Engineering during research contracts aimed at improving the performance of BWEs operating in the Oltenia Coal Basin.

The analysis was done on three type dimensions of teeth using FEA. An assembly of a tooth and tooth support was used in all cases. For each scenario, we created CAD geometry, FEA geometry, stresses, restrictions, and material.

For the Type I tooth, we conducted the analysis in two cases: with the existing old cutting-tooth holder and the proposed new tooth-holder (which better encompasses the tooth's tail when mounted). For all three types of teeth, it was concluded that:

- in the case of tooth mounting by a holder of the old type, the von Mises tension is maximal in the area of the tooth's tail being located between the holders and the shoulder;
- mounting the cutting-tooth into the old tooth holder causes the von Mises stress to be maximal in the tail area of the tooth at the intersection of the support and the joint;
- mounting the cutting tooth into the proposed new tooth holder makes the von Mises stress maximal at the clearance area corresponding to the setting plane of the tooth;
- regardless of the tooth-holder type used, the maximum deformation appears at the tip of the cutting tooth. It was observed that, in the case of the old tooth holder, the deformations are larger than in the case of the new proposed tooth holder;
- it is shown that increasing the sharpening angle results in decreases in both the deformations and von Misses stresses of the cutting tooth.

The results of this analysis are similar to the past results obtained using analytical methods of research conducted by the Mechanical, Industrial, and Transport Engineering Department [11].

## References

- Dimirache G., Zamfir, V.: Ingineria sistemelor mecanice, Editura Focus, Petroşani 2002.
- [2] Iliaş N.: Maşini miniere, exemple de calcul, Editura Tehnică Bucureşti 1993.
- [3] Kovacs I., Iliaş N., Nan M.S.: Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura Universitas, Petroşani 2000.
- [4] Ovidiu-Bogdan T., Iosif A., Dumitru P.F.: Comparative study regarding the break-out angle and specific energy consumption at overburden rock and lignite cutting from Oltenia coalfield, "Quality-Access to Success" 2017, 18: 386–389.
- [5] Lazăr M., Andraş I., Faur F., Andraş A.: Influence of Physical, Mechanical and Technological Characteristics of Coal and Overburden Rocks on the Excavation Process, SGEM2017 Conference Proceedings 2017, 17, 13: 445–452.
- [6] Marian I.: Utilaje de încărcare şi transport minier, Editura Tehnică, Bucureşti 1991.
- [7] Nan M.S.: Parametrii procesului de excavare la excavatoarele cu rotor, Editura Universitas, Petroşani 2007.
- [8] Akin J.E.: Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks, World Scientific, 2009.
- [9] Kurowski P.M.: Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation, SDC Publications, Mission, USA 2015.
- [10] Kovacs I., Nan M.S., Andraş I., Jula D.: Stabilirea regimului extrem de funcționare a excavatoarelor cu roată portcupe, Proceedings "Universitaria ROPET 2002", 17–19 octombrie 2002, Petroşani.
- [11] Studiul comportării la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperta stratelor de lignit şi a lignitului în carierele aparținând CNL Oltenia în vederea creşterii performanțelor tehnice şi economice a extragerii cu ajutorul excavatoarelor cu rotor, Contract de cercetare ştiințifică, Catedra de maşini şi instalații, Petroşani 2002.

FLORIN-DUMITRU POPESCU, Prof. Ph.D. SORIN MIHAI RADU, Prof. Ph.D. ANDREI ANDRAŞ, Lecturer, Ph.D. Department of Mechanical, Industrial and Transportation Engineering, University of Petroşani 20 Universității str., 332006 Petroşani, HD, Romania fpopescu@gmail.com FLORIN DUMITRU POPESCU SORIN MIHAI RADU ANDREI ANDRAŞ

# Ulepszenia w zakresie wydajności funkcjonalnej zębów tnących zamocowanych na koparkach wielonaczyniowych w zagłębiu węgla Oltenia w Rumunii

Wartości sił wypadkowych, które działają na zęby tnące koparek wielonaczyniowych, mogą być albo wyliczone, albo określone przy użyciu eksperymentalnych metod. Na tej podstawie były zaprojektowane i wykonane położenie i parametry organów roboczych w trakcie procesu urabiania. Naprężenia i odkształcenia zębów w trakcie procesu urabiania zależą od ich położenia na czerpaku koparki, które jest określone przez metodę dopasowania zębów. W niniejszym opracowaniu została przedstawiona analiza naprężeń i odkształceń w przypadku obecnie używanego uchwytu zębów, a następnie został zaproponowany nowy typ uchwytów oraz wykonano to samo opracowanie na nowym typie uchwytu, przy użyciu przeznaczonego do tej analizy oprogramowania SolidWorks®.

Słowa kluczowe: *odkształcenie, naprężenie, wirnik, zęby tnące, koparki wielonaczyniowe, MES, AES* 

# 1. WSTĘP

Na zlecenie elektrowni Oltenia przeprowadzono analizę porównawczą sił i odkształceń istniejącego i nowego uchwytu zęba, który został wdrożony w kopalni odkrywkowej Oltenia. Do pracy wykorzystano analizę elementów skończonych (AES). Jest to metoda analizy numerycznej stosowana do rozwiązywania problemów w różnych dziedzinach inżynierii. W inżynierii mechanicznej jest szeroko stosowana do rozwiązywania problemów strukturalnych, wibracyjnych i termicznych.

# 2. WPŁYW LOKALIZACJI ZĘBÓW TNĄCYCH NA ŁYŻKĘ ORAZ NA PARAMETRY GEOMETRYCZNE I WYTRZYMAŁOŚCIOWE

Ułożenie i orientacja zębów tnących na krawędzi tnącej czerpaka wpływa na ich geometrię i wytrzymałość [1–2]. Wielkość i kierunek wektora prędkości są określone przez wahania prędkości  $v_p$  (przy czym zakres wahań uzależniony jest od rodzaju mechanizmu obrotowego). Na prędkość obrotu  $v_p$  składa się prędkość skrawania  $v_i$ , która uważana jest za stałą [3].

Aby przestudiować wpływ ułożenia zębów tnących na czerpakach na parametry geometryczne i wytrzy-

małościowe, określa się następujące płaszczyzny, za pomocą których można wyrazić położenie każdego tnącego zęba:

- płaszczyzna ustawiania, określona przez krawędź tnącą zęba i jej czoło ustawiania (rys. 1);
- płaszczyzna zgarniająca, określona przez krawędź tnącą zęba i jej czoło zgarniania (rys. 1);
- płaszczyzna symetrii prostopadła do krawędzi tnącej zęba i przechodzi przez środek krawędzi tnącej zęba (rys. 1);
- płaszczyzna skrawania, określona przez krawędź tnącą zęba i wektor wypadkowy prędkości (rys. 2);
- płaszczyzna prędkości prostopadła do płaszczyzny cięcia i zawiera wypadkowy wektor prędkości (rys. 2).



Rys. 1. Płaszczyzny ustawiania, zgarniania i symetrii



Rys. 2. Prędkości obrotu, skrawania i wypadkowe oraz płaszczyzny skrawania i prędkości

Jeżeli wypadkowy wektor prędkości jest prostopadły do krawędzi tnącej zęba, wówczas płaszczyzna prędkości i płaszczyzna symetrii nakładają się na siebie.

Na rysunku 2 kąt ustawienia mierzony jest pomiędzy płaszczyzną ustawienia a płaszczyzną skrawania, a kąt zaostrzenia mierzony jest pomiędzy płaszczyzną skrawania a płaszczyzną zgarniania. Tutaj odnotowaliśmy prędkość obrotu  $v_t$ , prędkość skrawania i prędkość wypadkową  $v_r$ .

Kąt pomiędzy linią wynikającą z przecięcia płaszczyzny skrawania z płaszczyzną symetrii i wypadkowym wektorem prędkości oznacza kąt ułożenia zęba na krawędzi tnącej czerpaka. Umieszczenie zęba na krawędzi skrawania wykonuje się za pomocą jego uchwytu [4].



Rys. 3. Charakterystyczne kąty podczas urabiania

Podczas urabiania działają następujące charakterystyczne kąty (rys. 3):

 kąt ustawienia β<sub>f</sub> pomiędzy kierunkiem prędkości wypadkowej a linią przecięcia pomiędzy płaszczyzną ustawiania a płaszczyzną prędkości;

- kąt skrawania pomiędzy prędkością wypadkową, kierunkiem a linią przecięcia między płaszczyzną zgarniania a płaszczyzną prędkości;
- kąt zaostrzenia pomiędzy linią przecięcia płaszczyzn ustawienia a płaszczyzną prędkości, odpowiednio linią przecięcia pomiędzy płaszczyzną odstępu a płaszczyzną prędkości;
- kąt zgarniania jest komplementarny w stosunku do kąta ustawienia β<sub>f</sub>.

# 3. OKREŚLANIE NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ DLA PRZECINAKOWYCH ZĘBÓW TNĄCYCH PRZY UŻYCIU STAREGO UCHWYTU ZĘBÓW

W wyniku badań przeprowadzonych na Uniwersytecie Petroszany dotyczących elektrowni Oltenia, zaproponowano trzy typy zębów dla koparki wielonaczyniowej. Rysunek 4 przedstawia konstrukcję takiego zęba, a rysunek 5 pokazuje różnice wymiarowe pomiędzy trzema typami zębów [5, 6].



Rys. 4. Ząb tnący wybrany do analizy



Rys. 5. Wymiary proponowanego typu zęba tnącego

Wymiary odpowiadają trzem różnym kategoriom wydobywanego materiału, z których każdy ma inny opór skrawania:

- skały nadkładowe, które łatwo ulegają przesunięciu, charakteryzują się niską wartością właściwego oporu skrawania A = 200 – 450 N/cm,
- skały nadkładowe i węgiel brunatny o średnim właściwym oporze skrawania A = 450 800 N/cm,
- węgiel brunatny o wyższym właściwym oporze skrawania A = 800 1200 N/cm.

Naprężenia na zębie tnącym to:  $F_x = 60$  kN;  $F_y = 18$  kN;  $F_z = 10$  kN. W stosunku do powierzchni zęba będziemy mieć następujące siły składowe [7]:

$$F_{y1} = F_x \cos \alpha - F_y \cos \gamma = 25.857 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (1)

$$F_{x1} = F_x \sin \alpha - F_y \sin \gamma = 36.198 \cdot 10^3 \,\mathrm{N}$$
 (2)

$$F_{z1} = 10 \cdot 10^3 \,\mathrm{N} \tag{3}$$

Rysunek 6 przedstawia odkształcenie, a rysunek 7 naprężenie von Misesa wynikające z analizy elementów skończonych (AES) na typie 1, kiedy ząb zamocowany jest za pomocą starego uchwytu zęba.



Rys. 6. Odkształcenie na zębie tnącym typu I w przypadku jego mocowania za pomocą starego uchwytu zęba



Rys. 7. Naprężenie von Misesa na zębie tnącym typu I kiedy jest on mocowany za pomocą starego uchwytu zęba

Można zaobserwować, że maksymalne odkształcenie występuje w obszarze ostrza zęba, a najbardziej naprężone punkty struktury zęba znajdują się w jego części chwytowej, pomiędzy podporą zęba a jego podstawą.

# 4. PROPONOWANE ROZWIĄZANIE MAJĄCE NA CELU ZMNIEJSZENIE NAPRĘŻEŃ DZIAŁAJĄCYCH NA ZĄB TNĄCY

Jak pokazano w poprzednim rozdziale, punkty maksymalnego naprężenia są umiejscowione tam, gdzie część zespołu ząb–uchwyt tworzy całość. W omawianym przypadku jest to obszar przejścia z części uchwytu zęba na część roboczą zęba. Następnie proponujemy i analizujemy typ uchwytu zęba, który będzie lepiej obejmował jego część chwytową. Rysunki 8 i 9 przestawiają szczegóły nowej wersji uchwytu zęba.



Rys. 8. Proponowany uchwyt do mocowania zęba tnącego czerpaka



Rys. 9. Wymiary i geometria proponowanej nowej podpory zęba

# 5. OKREŚLANIE NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ ZĘBA TNĄCEGO PRZY WYKORZYSTANIU NOWEGO UCHWYTU ZĘBA

Narzucając naprężenia z rozdziału 2, określono odkształcenia i naprężenia wymiarów trzech typów zęba, proponowanych do analizy w przypadku, gdy



Rys. 10. Odkształcenie zęba typu I w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 11. Naprężenie von Misesa zęba typu I w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 12. Odkształcenie zęba typu II w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba

jest on mocowany na czerpaku z nowym uchwytem zęba proponowanym w akapicie 3 [8, 9].

Rysunki 10, 12 i 14 przedstawiają odkształcenia, a rysunki 11, 13 i 15 obrazują odpowiadające trzem typom naprężenia von Misesa. Wyniki uzyskane z wykorzystaniem analizy elementów skończonych dla wymiarów tych rodzajów zębów przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 13. Naprężenie von Misesa zęba typu II w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 14. Odkształcenie zęba typu III w przypadku jego zamocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba



Rys. 15. Naprężenie von Misesa zęba typu III w przypadku jego mocowania za pomocą proponowanego nowego uchwytu zęba

Nr	Typ zeba	Typ uchwytu	Kąt	Odkształcenie	Naprężenie
	1 yp 2ç0a	i yp uchwytu	[°]	[ <b>M</b> m]	[N/mm <sup>2</sup> ]
1	I	stary	11	1,465	829
2	1	nowy	11	0,581	224
3	II	nowy	10	0,548	215
4	III	nowy	9	0,523	211

 Tabela 1

 Zestawienie wyników uzyskanych dla trzech typów zebów po analizie elementów skończonych

# 6. WNIOSKI

Symulacja zachowania zębów tnących w przypadku ich zamontowania na koparkach wielonaczyniowych przy użyciu analizy elementów skończonych została oparta na wynikach uzyskanych w ciągu wielu lat na Wydziale Inżynierii Mechanicznej, Przemysłowej i Transportowej w trakcie projektów badawczych mających na celu polepszenie wydajności koparek wielonaczyniowych używanych w Zagłębiu Węglowym Oltenia.

Badania dotyczyły trzech typów zębów o różnych wymiarach i zostały przeprowadzone przy użyciu analizy elementów skończonych. We wszystkich przypadkach użyto zespołu zęba i podpory zęba. Dla każdego scenariusza opracowano model CAD, przeprowadzono analizy elementów skończonych, wyznaczono naprężenia, określono ograniczenia i ustalono rodzaj materiału.

Dla zęba typu I przeprowadzono analizę w dwóch przypadkach: z istniejącym, starym uchwytem zęba tnącego oraz z zaproponowanym nowym uchwytem zęba, który lepiej obejmuje jego część chwytową po zamocowaniu. W odniesieniu do wszystkich trzech typów zębów stwierdzono, że:

- w przypadku mocowania zęba za pomocą uchwytu starego typu naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze części chwytowej zęba, która znajduje się pomiędzy uchwytem a podstawą;
- mocowanie zęba tnącego w starym uchwycie powoduje, że naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze części chwytowej zęba, w punkcie przecięcia podpory i łączenia;
- mocowanie zęba tnącego w zaproponowanym nowym uchwycie sprawia, że naprężenie von Misesa jest maksymalne w obszarze prześwitu odpowiadającym płaszczyźnie ustawienia zęba;
- niezależnie od użytego typu uchwytu zęba maksymalne odkształcenie pojawia się na ostrzu zęba tnącego – zaobserwowano, że w przypadku starego uchwytu zęba odkształcenia są większe niż w przypadku zaproponowanego nowego uchwytu;

 wykazano, że w wyniku zwiększenia kąta zaostrzenia zmniejszają się zarówno odkształcenia, jak i naprężenia von Misesa zęba tnącego.

Wyniki tej analizy są zbliżone do wyników badań przeprowadzonych w przeszłości na Wydziale Inżynierii Mechanicznej, Przemysłowej i Transportowej, przy użyciu metod analitycznych.

### Literatura

- [1] Dimirache G., Zamfir V.: *Ingineria sistemelor mecanice*, Editura Focus, Petroşani 2002.
- [2] Iliaş N.: Maşini miniere, exemple de calcul, Editura Tehnică Bucureşti 1993.
- [3] Kovacs I., Iliaş N., Nan M.S.: Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura Universitas, Petroşani 2000.
- [4] Ovidiu-Bogdan T, Iosif A., Dumitru P.F.: Comparative study regarding the break-out angle and specific energy consumption at overburden rock and lignite cutting from Oltenia coalfield, "Quality-Access to Success" 2017, 18: 386–389.
- [5] Lazăr M., Andraş I., Faur F., Andraş A.: Influence of Physical, Mechanical and Technological Characteristics of Coal and Overburden Rocks on the Excavation Process, SGEM2017 Conference Proceedings 2017, 17, 13: 445–452.
- [6] Marian I.: Utilaje de încărcare şi transport minier, Editura Tehnică, Bucureşti 1991.
- [7] Nan M.S.: Parametrii procesului de excavare la excavatoarele cu rotor, Editura Universitas, Petroşani 2007.
- [8] Akin J.E.: *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*, World Scientific, 2009.
- [9] Kurowski P.M.: Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation, SDC Publications, Mission, USA 2015.
- [10] Kovacs I., Nan M.S., Andraş I., Jula D.: Stabilirea regimului extrem de funcționare a excavatoarelor cu roată portcupe, Proceedings "Universitaria ROPET 2002", 17–19 Octombrie 2002, Petroşani.
- [11] Studiul comportării la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperta stratelor de lignit şi a lignitului în carierele aparţinând CNL Oltenia în vederea creşterii performanţelor tehnice şi economice a extragerii cu ajutorul excavatoarelor cu rotor, Contract de cercetare ştiinţifică, Catedra de maşini şi instalaţii, Petroşani 2002.

prof. FLORIN-DUMITRU POPESCU prof. SORIN MIHAI RADU dr inż. ANDREI ANDRAŞ Department of Mechanical, Industrial and Transportation Engineering, University of Petroşani 20 Universității str., 332006 Petroşani, HD, Romania fpopescu@gmail.com

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.3.535.17

KAMIL MUCHA KRZYSZTOF KRAUZE

# Planning experiment for laboratory tests on rock abrasivity

The physical and mechanical properties of rocks (i.e., compressive strength, tensile strength, workability, or compactness) are often taken into account during the selection of a mining method and type of mining machine as well as the mining tools themselves. However, one of the main reasons for the abrasive wear of mining picks is the abrasive ness of rocks, which is seldom taken into consideration because there is lack of unambiguous and proven methods for its determination.

The article presents the research plan and methodology, the stand for testing the abrasivity of rocks, the course of conducting preliminary tests as well as the statistical treatment of the results using the Statistica program, and determining the final values of the input variables in the basic research. The method has been developed taking into account rock abrasivity when selecting and forecasting the wear of mining tools.

Key words: rock abrasivity, design of experiment, laboratory test method, statistical analysis, mining tools, abrasive wear

# 1. INTRODUCTION

Knowledge of the physical and mechanical properties of rocks is of great importance in the design and implementation of all engineering projects in mining and underground construction. It is necessary to evaluate the stability of the rock mass in the vicinity of excavations and provide conditions for the safe use of the excavations and safe work [1]. Physical-mechanical parameters should also be considered as the basis for choosing the method of mechanical mining. This expertise allows us to evaluate the usefulness of rocks as well as assess the behavior of rocks during the mining process [2].

An element that is in direct contact with the mined rock during extraction work is the cutting pick. As a result of the mining process, the tools are subjected to excessive wear, most often by abrasion. Their wear can have very serious consequences, among which are changes in the geometrical shape of the pick, losses in its weight, a loss of its cutting capacity, frequent pick replacement, shortening the working time of the mining machine, reduced efficiency, and increased energy consumption and mining costs [3, 4].

When selecting mining tools, various aspects are taken into account among other geological properties as well as the physical and mechanical properties of the rocks, where the most commonly considered parameters are uniaxial compression strength, uniaxial tensile strength, compactness, and workability. It is also necessary to choose the right material and construction of the picks so that their durability is as great as possible with the parameters given as well as the cutting process conditions [3, 4].

When selecting mining tools, the abrasivity of rocks is very rarely taken into account. This is due to the lack of a clearly defined method of its determination. The only commonly known test method for identifying a rock's abrasivity is the Cerchar Abrasivity Index (CAI) [5, 6]. This test is used by the Sandvik company; however, the test results are a company secret. Often, the rock abrasivity testing methods are confused with rock abrasiveness testing methods, as described in publication [3].

In connection with all of the above, a new rock abrasivity test method has been developed (which is described in this article).

# 2. LABORATORY TEST STAND

The abrasivity of rocks is determined using abrasivity index  $W_z$ . The formula of its determination is based on the evaluation of the durability of the cutting picks. Under industrial conditions, the durability of cutting picks is usually defined as the ratio of the number of replaced picks to the weight or volume of the extracted material. Most frequently, it is the number of worn picks necessary to obtain 1000 Mg or 1000 m<sup>3</sup> of extracted material. However, under laboratory conditions, the wear rate (durability) of picks is most effectively determined on the basis of the loss of their weight in relation to the volume of the rock specimen extracted [4]. On this basis, the abrasivity index is defined as the ratio of the loss weight of the model steel pin to the weight loss of the tested rock sample (1).

$$W_z = \frac{M_{pa}}{M_{pi}} \tag{1}$$

where:

 $W_z$  – abrasivity index [–],  $M_{pi}$  – weight loss of the rock sample [g],  $M_{pa}$  – weight loss of the steel pin [g],

$$M_{pa} = M_{pab} - M_{paa} \tag{2}$$

where:

 $M_{pab}$  – steel pin weight before test [g],  $M_{paa}$  – steel pin weight after test [g],

$$M_{pi} = M_{pib} - M_{pia} \tag{3}$$

where:

 $M_{pib}$  – rock sample weight before test [g],  $M_{pia}$  – rock sample weight after test [g].

The method of determining the abrasivity index has forced the design and construction of a laboratory test stand (Fig. 1). The test stand has a drive unit that carries out rotational movement of the steel pin at a constant speed. On the shaft of the gearmotor, there is a holder in which a steel pin is fixed. Together with the rock sample, they form an abrasive pair (Fig. 2). The steel pin is constantly pressed against the face of the rock sample by means of a gravitational holdingdown system with the weights. A detailed description of the test stand has been presented in publication [7].



Fig. 1. Test stand for determining rock abrasivity: 1 – drive unit, 2 – steel pin, 3 – holder of steel pin, 4 – rock sample, 5 – holder of rock sample, 6 – gravitational holding-down system, 7 – sliding system, 8 – supporting frame, 9 – control panel



Fig. 2. View of abrasive pair

# 3. PURPOSE AND CHARACTERISTIC OF RESEARCH OBJECT

The first important step in the research is to raise a research problem that requires a solution through experimentation and a description of the research object. The goal of each type of experimental research is to obtain information on the relationship between the input (set parameters) and output variables (wanted parameters). This type of relationship is usually represented as an approximating function of a research object [8, 9].

Characteristics of the research object lie in determining a set of input and output variables. This stage of research is of key importance, as the errors connected with the inaccurate recognition of the research object may result in obtaining a lack-of-fit model as well as a loss of money and time. It is therefore important to become familiar with the topic, which is described in article [3].

In the preliminary research described in this article, the main goal was to determine the form of the functions for three different rock samples and then calculate the values of the input variables that stay unchanged in the basic research. Abrasivity index  $W_z$  is an output variable, whereas the input variables are as follows:

- feed force of the steel pin to the rock sample  $P_d$  [N],
- rotational speed of the steel pin *n* [rpm],
- time of single test t [min].

The subject of the research are two types of natural rocks (sandstone and porphyry) as well as concrete (shown in Fig. 3).



*Fig. 3. View of prepared samples for tests:* 1 – sandstone, 2 – concrete, 3 – porphyry

The selection of such a set of samples was conditioned by different physico-mechanical properties and diversified mineralogical and chemical composition. Particular attention is paid to the value of uniaxial compression strength. Sandstone is a rock with high strength and has good abrasive properties due to its high silica  $(SiO_2)$  content. Porphyry is a rock with medium strength and also has good abrasive properties due to its silica  $(SiO_2)$  content. On the other hand, C16/20 concrete was selected for artificial samples to obtain samples with low compressive strength and additionally basalt aggregate was added in order to check whether the inclusions would chip or not.

## Table 1

Uniaxial compressive strength and percentage content of silica (SiO<sub>2</sub>) in tested samples

Sample	Uniaxial compressive strength <i>R<sub>c</sub></i> [MPa]	Content of silica SiO <sub>2</sub> [%]
Sandstone	100-110	27.7
Porphyry	32–53	21.9
Concrete	20–25	15.2

# 4. SELECTION OF DESIGN OF EXPERIMENT

In order to reduce the workload and time consumption, the scope of the research is most often narrowed by eliminating input variables or reducing the number of input variables [8]. The best solution is to apply the proper design of the experiment. One of its greatest advantages is the ability to obtain measurable effects by reducing the work needed to conduct an experiment; it also reduces time consumption. However, the choice of the design of the experiment depends on the purpose and specificity of the type of research. Using the theory of the experiment, one should choose a design of an experiment that meets the basic criteria of informativity, realizability, and efficiency [8–10].

As mentioned before, there are three input variables and one output variable in the case of the described research. Assuming nonlinear functional relationships between the input and output variables, a test is carried out for five intermediate values. It is assumed that, for the first variable (which is the  $P_d$  feed force), the variation range is 150–350 N. For the second variable, the rotational speed of steel pin n varies between 20–55 rpm, and for the third (time of single test t), the range is 4–12 min.

Due to the high efficiency, the ability to describe nonlinear models of the research object and at the same time the compositionality (that is, the ability to verify the linear model), *Hartley's test (PS/DS-P:Ha<sub>3</sub>)* based on a hypersphere has been selected. It is a test that belongs to the static determined and polyselective tests for three input variables in which five different values are used for each input variable [9].

The basic principle of creating polyselective tests is the deliberate selection of a combination of input variables (in the previously assumed range) in such a way that it is possible to obtain the required scientific information with a limited workload; that is, with a relatively small number of measurements [9, 10]. The Statistica program is very helpful at this stage of the research. It enables the generation of various types of design of experiments thanks to the *Design & Analysis of Experiments Startup Panel* [11].

The choice of a polyselective test significantly reduces the number of necessary single tests as related to the full factorial design. As be seen in Table 2, the combinations of values of input variables from Numbers 11 through 14 show the same combination of input variables. Repetition of the experiment for these combinations is necessary to determine the errors of the assumed approximating function of a research object.

## Table 2

Combinations of values of input variables applied during preliminary research in Hartley's test

Hartley's test treatments	Feed speed P <sub>d</sub>	Rotational speed n	Single test time t
1	192	27	10
2	308	27	6
3	192	48	6
4	308	48	10
5	150	37	8
6	350	37	8
7	250	20	8
8	250	55	8
9	250	37	4
10	250	37	12
11	250	37	8
12	250	37	8
13	250	37	8
14	250	37	8

Unfortunately, after doing the tests for the determined design of the experiment and carrying out the statistical analysis of the tests results, it is found that the designated functions of the research object for each tested sample are a lack-of-fit as related to the measurement results. Additional tests are carried out for several other designs of the experiments; however, each time too few measurements are obtained, thus attaining an inaccurate function describing the research object. In connection with all of the above, the need arises to use a full factorial design.

# 5. EXECUTION OF RESEARCH PLAN

The choice of a full factorial design is associated with a large amount of work and is excessively timeconsuming. Due to the cognitive character of the research, the range of variability of the input variables is expanded for the full factorial design as related to the previously mentioned designs of the experiments. It has been decided to obtain a greater amount of data in order to determine a more precise approximating function of a research object. The ranges of variation and the values tested for the full factorial design are presented in Table 3. The input variables' values are chosen symmetrically for each range of the variations. Such a selection is necessary to accurately reflect the character of the variability of the input variables for the research result [9, 12].

Table 3 Ranges of variation and selected values of input variables

Input variables	InputFeed forcevariables $P_d$ [N]		Single test time t [min]		
Ranges of variation	Ranges of variation 100–400		2–15		
Selected values	100, 200, 300, 400	10, 30, 50, 65	2, 5, 10, 15		

The combinations of the values of the input variables accepted for the individual tests are determined by the full factorial design. Having three input variables with four test values each means that 64 single tests  $(4 \times 4 \times 4)$  have to be carried out for each sample. For the three rocks, the total number of single tests is 192. Due to the large amount of data, individual treatments of the full factorial design are not included in this article. The tests are carried out on a laboratory test stand for determining rock abrasivity (described in the second chapter) according to the following research plan:

- preparation of rock samples and measurement of their weight,
- preparation of steel pins for testing and measuring their weight,
- fixing the steel pin and rock sample in the holders on the test stand,
- setting the test time and rotational speed of the steel pin on the control panel,
- setting the feed force of the rock sample to the steel pin by means of a gravitational holding-down system with weights,
- carrying out the test,
- releasing the feed force,
- dismantling the steel pin and measuring its weight,
- dismantling the rock sample and measuring its weight,
- calculation of the weight loss of the steel pin and rock sample,
- determination of abrasivity index  $W_z$ .

In addition to the abrasivity index  $W_z$  values for each combination of input values, the carried-out tests enable us to obtain many other valuable conclusions, including the following:

- a test time of 2 minutes is too short, while a feed force of a steel pin to a rock sample of 100 N and a rotational speed of 10 rpm are both too small to obtain a measurable wear of a steel pin with the necessary accuracy of 0.01 grams,
- a rotational speed of a steel pin at 65 rpm and a feed force of 400 N (independent of the time of a single test) cause it to heat up, consequently leading up to the high-temperature sliding wear of a steel pin and even its melting.

Based on the above observations, the treatments with these input values and, thus, the values of abra-

sivity index  $W_z$ , are not taken into account in the analysis of the results.

# 6. ANALYSIS OF RESEARCH RESULTS AND SELECTION FUNCTIONS OF RESEARCH OBJECT

Having determined the abrasivity indices for all treatments of full factorial design, an analysis of the research results is performed to determine the functions of the research object for each sample.

Predetermined significance level p is 0.05 in all simulations; this is a value usually accepted in technical experimental studies [8–12].

The first step in the analysis of the results is to check if the variance is homogenous. This is a prerequisite condition. The lack of homogeneity of the variance enables a search for the functions of the research object. The homogeneity of variance is carried out with the Brown–Forsythe test with the Statistica program using the *Basic Statistics and Tables* module (*One-way ANOVA*). If the test gives non-statistically significant results (p = 0.05), then the null hypothesis should be accepted [8]. As can be seen in Figure 4, significance level p is higher than 0.05 for all three tested rocks; hence, the variance is homogenous.

Before determining the functions of the research object, it is also checked whether the influence of the input variables on the output variable is significant or not. The verification is carried out with the F-test (Fisher's test) using the *Basic Statistics and Tables* module (*One-way ANOVA, Analysis of Variance*). The obtained values of significance level p lower than 0.05 indicate a noteworthy influence of the input variables on the output variable.

The analysis of variance (Fig. 5) carried out using the F-test showed a significant effect of the feed force, rotational speed, and test time on the abrasivity index value for all three tested rock samples.

	Brown-Forsythe test (Full factorial design)										
	Marked effects are significant at $p < .05000$										
	SS df MS SS df MS F p										
Variable	Effect	Effect	Effect	Error	Error	Error					
Wz (sand)	1.120500	3	0.560250	3.580000	60	0.210588	2.660405	0.098806			
Wz (con)	0.114500	3	0.057250	1.097500	60	0.064559	0.886788	0.430196			
Wz (por)	0.009656 3 0.004828 0.033594 60 0.001976 2.443256 0.116766										

Fig. 4. Results of Brown–Forsythe test for all three tested rocks

	Analysis of v Marked effe	Analysis of variance (Full factorial design) Marked effects are significant at p < .05000										
Variable	SS         df         MS         SS         df         MS         F         p           Effect         Effect         Effect         Error         Error         Error         Error											
Wz (sand)	29.06889	3	9.689629	77.74373	60	1.295729	7.478131	0.000247				
Wz (con)	7.96197	3	2.653991	30.38804	60	0.506467	5.240201	0.002804				
Wz (por)	8.84422	3	2.948073	28.13938	60	0.468990	6.286009	0.000882				

Fig. 5. Results of F-test for all three tested rocks

When analyzing the results, the value of  $P_d$  is divided by 10 to minimize numeric errors. Next, the form of the function describing the empirical dependence (4) for each of the examined rocks is determined. A preliminary comparison of the degree of adequacy of the various forms of the approximation functions describing dependence (4) resulted in the selection of the form of the function as a second-degree polynomial with double interactions (5).

$$W_z = f(P_d, n, t) \tag{4}$$

$$z = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3$$
(5)

The number of unknowns  $b_j$  of the proposed approximation polynomial is 10 and is smaller than the number of treatments of the full factorial design, which fulfills the necessary condition due to the criterion of informativity [7]. The  $b_j$  constants are calculated with the *quasi*-Newton estimation method using the Statistica program.

On the basis of an analysis of the coefficients of significance  $b_j$  carried out using the Student t-test, the rejected coefficients are considered non-significant (with a significance level of 0.05). The Advanced Linear/Nonlinear Models module (Nonlinear Estimation, User-Specified Regression) is used. The significance coefficients are marked in red (Fig. 6). Then, it is required to remove the components with non-significant coefficients from the polynomial and regenerate the new coefficients of the equation so that all of them are marked in red (all considered significant).

An example of the results for sandstone is presented in Figure 6. In the same way, the analysis of significance is also carried out for porphyry and concrete. The approximating functions for the three tested rocks are as follows:

- sandstone:

$$W_{z_1} = -3.67 + 0.66 \cdot t + + 0.2 \cdot P_d - 0.03 \cdot t^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2$$
(6)

- concrete:

$$W_{z_2} = -2.45 + 0.3 \cdot t + + 0.17 \cdot P_d - 0.014 \cdot t^2 - 3.3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2$$
(7)

– porphyry:

$$W_{z_3} = -6.8 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 -$$
  
+ 7.2 \cdot 10^{-4} \cdot P\_d^2 + 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot n +   
+ 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot P\_d + 8.7 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot P\_d (8)

where:

- $W_z$  abrasivity index [–],
  - t time of single test [min],
- n rotational speed of the steel pin [rpm],
- $P_d$  feed force of the steel pin to the rock sample [N].

	Inp. var. Wz (sand) Significance level: 9	15.0% (alpha = 0.05	0)				11							
	Coefficient	Standard Error	T Value df = 54	P	Low Confidence	High Confidence								
b0	-3.77469	1.118300	-3.37538	0.001372	-6.01675	-1.53263								
b1	0.55707	0.132698	4.19807	0.000101	0.29103	0.82312								
b2	0.03936	0.031201	1.26143	0.212577	-0.02320	0.10191								
b3	0.16433	0.064326	2.55465	0.013482	0.03536	0.29329								
b11	-0.02925	0.006507	-4.49572	0.000037	-0.04230	-0.01621		Model: v5=b0+(b1*	v2)+{b3*v4}+{b11*	*v2*2)+(b33*v4*2) (Fi	/I factorial design)			
b22	-0.00052	0.000355	-1.46293	0.149282	-0.00123	0.00019		Significance level: 5	95.0% (alpha = 0.05	50)				
b33	-0.00310	0.001132	-2.67230	0.009939	-0.00543	-0.0078		Coefficient	Standard	T Value	р	Low	High	
b12	-0.00113	0.001132	-1.00215	0.320743	-0.00340	0.00113			Error	df = 54		Confidence	Confidence	
b13	0.00206	0.002098	0.98403	0.329489	-0.00214	0.00627	b0	-3.66638	0.766369	-4.78409	0.000012	-5.19988	-2.13288	
b23	0.00071	0.00501	1.40964	0.164380	-0.00030	0.00171	b1	0.56475	0.117299	4.81459	0.000011	0.33003	0.79946	
							b3	0.20822	0.060836	3.42258	0.001133	0.08648	0.32995	
							b11	-0.02925	0.006711	-4.35876	0.000053	-0.04268	-0.01582	
							b33	-0.00310	0.001196	-2.59089	0.012044	-0.00550	-0.00071	

Fig. 6. Elimination of non-significant coefficients in Statistica program on example of sandstone test results

After removing the non-significant coefficients in each designated function, the adequacy of the research object function for the test results is checked. The adequacy is verified with the use of the  $\chi 2$  (chisquare) test. The achieved significance level *p* is 0.120 (average value); it is greater than 0.05, which proves that the obtained functions are adequate in relation to the test results. In addition, correlation ratio *R* for the designated functions are also checked. For sandstone, this is R = 0.92; for porphyry – R = 0.90; and for concrete – R = 0.81 (Fig. 7).

Variable	R	R Square	Adjusted R Square
Wz (sand)	0.918444	0.843539	0.765309
Wz (con)	0.907918	0.824316	0.736473
Wz (por)	0.808076	0.652987	0.479480

Fig. 7. Correlation ratios for designated functions

Then, from Equations (6), (7), and (8), simultaneous equations (9) are arranged and solved using the MATLAB program in order to obtain the final values of the input variables  $P_d$ , n, and t. Each equation is compared to the maximum value of abrasivity index  $W_z$ , which is obtained during the tests in order to determine the minimum values of the input variables at which the steel pin has the greatest wear.

$$\begin{cases} -3.67 + 0.66 \cdot t + 0.2 \cdot P_d - 0.03 \cdot t^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2 = 3.0 \\ -2.45 + 0.3 \cdot t + 0.17 \cdot P_d - 0.014 \cdot t^2 - 3.3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2 = 1.4 \\ -6.8 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 7.2 \cdot 10^{-4} \cdot P_d^2 + 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot n + \\ + 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot P_d + 8.7 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot P_d = 1.7 \end{cases}$$
(9)

After solving the above simultaneous equations, the following values of the input variables are obtained: test time t = 7.88 min; rotational speed n = 50.37 rpm; and feed force of the steel pin to the rock sample  $P_d = 30.48$  N.

As previously mentioned, the  $P_d$  force value is divided by 10 to reduce numerical errors. Therefore, the next step is to carry out check tests for the three tested rocks with the following values of input variables:  $t = 8 \text{ min}, n = 50 \text{ rpm}, \text{ and } P_d = 300 \text{ N}.$ 

Then, tests are carried out for the designated input variables for the three tested rocks. Five replicates are made for each rock to check the repeatability of the results; these results are summarized in Table 4. In addition to each of the determined equations, the calculated input variables are substituted and obtained: for sandstone:

$$W_{z_1} = -3.67 + 0.66 \cdot 8 + 0.2 \cdot 35 -$$
  
+ 0.03 \cdot 8^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot 35^2 = 3.0 (10)

for concrete:

$$W_{z_2} = -2.45 + 0.3 \cdot 8 + 0.17 \cdot 35 -$$
  
+ 0.014 \cdot 8<sup>2</sup> - 3.3 \cdot 10<sup>-3</sup> \cdot 35<sup>2</sup> = 1.0 (11)

for porphyry:

$$W_{z_3} = -6.8 \cdot 10^{-3} \cdot 8^2 - 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot 50^2 -$$
  
+ 7.2 \cdot 10^{-4} \cdot 35^2 + 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 50   
+ 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 35 + 8.7 \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 35 = 1.4   
(12)

While analyzing the values of abrasivity index  $W_z$  from Table 4, it can be seen that the test results are almost identical to those obtained from the equations. This means that the selected approximating functions have been well-fitted, describing the object of research thoroughly.

As previously mentioned, the steel pin melts in several single tests. A too-high temperature of the steel pin may change the material properties of the steel and lead to thermal wear. Due to this, the temperature of the steel pin for each single test from Table 4 is checked by the thermal imaging camera for the determined values of the input variables.

No.	$P_d$ [N]	<i>n</i> [rpm]	<i>t</i> [min]	W <sub>z</sub> (sandstone)	W <sub>z</sub> (concrete)	W <sub>z</sub> (porphyry)
1				3.2	1.0	1.4
2				3.0	1.1	1.3
3	350	50	8	3.0	1.1	1.3
4				3.1	1.0	1.3
5				2.9	1.1	1.4
Average value from test				3.1	1.1	1.3
	Valu	e form equations		3.0	1.0	1.4

 Table 4

 Comparison of test results for three rocks for designated input variables

As shown in Figure 8, the maximum temperature of the steel pin fluctuates between 55–70°C regardless of rock sample type. Such a temperature neither makes the steel pin heat up too much nor shows a greater influence of heating wear on the abrasive wear [13, 14].



*Fig. 8. Thermographic images of maximum temperature pattern during tests: a) sandstone; b) porphyry; c) concrete* 

# 7. SUMMARY

Carrying out preliminary research and statistical analysis of the results allowed us to verify the assumptions and make corrections in the research plan and methodology. The choice of a full factorial design allowed us to maintain a satisfactory accuracy in the determination of the approximating function of the interrelations between the input variables and the output variable. The most important goal was to determine the final values of the input variables: a feed force of the steel pin to the rock sample equal to 300 N, a rotational speed of steel pin equal to 50 rpm, and a test time of 8 minutes. The next step will be to carry out basic research for different types of rocks. These will include limestone, dolomite, granite, marble, metal ores, various types of sandstone, and basalt (among others).

## Acknowledgements

The works have been carried out within the framework of the Dean Grant in the Faculty of Mechanical Engineering and Robotics at AGH under Agreement no. 15.11.130.841.

## References

- Piątek P.: Test punktowy, test brazylijski i jest na jednoosiowe ściskanie – badania porównawcze, "Górnictwo i Geoinżynieria" 2008, 32, 1: 285–292.
- [2] Hobler M.: Badania fizykomechanicznych własności skał, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1977.
- [3] Krauze K., Mucha K.: Analiza metod określania ścierności skał, in: Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. Tom 1: Wybrane problemy górnictwa podziemnego. Monografia, red. K. Krauze, Lędziny – Kraków 2015: 171–180.
- [4] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T., Mucha K.: Durability testing of tangential – rotary picks made of different materials, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2017, 1: 26–34.
- [5] Käsling H., Thuro K.: Determining abrasivity of rock and soil in the laboratory, Geologically Active. Proceedings of the 11th IAEG Congress, Auckland, New Zealand, 2010: 1973–1980.
- [6] Nilsen B., Dahl F., Holzhauser J., Raleigh P.: Abrasivity testing for rock and soil, "Tunnels and Tunnelling International" 2006, 4: 47–49.
- [7] Krauze K., Mucha K.: Laboratoryjna metoda badania ścierności skał, in: Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. Tom 1: Wybrane problemy górnictwa podziemnego. Monografia, red. K. Krauze, Lędziny – Kraków 2016: 118–125.
- [8] Konkol J.: Wprowadzenie do praktycznego planowania eksperymentu, Wydawnictwo StatSoft Polska Sp. z o.o, Kraków 2008: 43–58.
- [9] Polański Z.: Planowanie doświadczeń w technice, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1984.
- [10] Górecka R.: Teoria i technika eksperymentu, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996.
- [11] Rabiej M.: Statystyka z programem Statistica, Wydawnictwo Helion, Gliwice 2012.
- [12] Strzałkowski A., Śliżyński A.: Matematyczne metody opracowania wyników pomiarów, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1973.
- [13] Gierek A.: Zużycie ścierne metalowych elementów roboczych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1993.
- [14] Hebda M., Wachal A.: *Tribologia*, Wydawnictwa Naukowo--Techniczne, Warszawa 1980.

KAMIL MUCHA, M.Sc., Eng. KRZYSZTOF KRAUZE, prof. Department of Mining, Dressing, Transport Machines Faculty of Mechanical Engineering and Robotics AGH University of Science and Technology al. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland {kmucha, krauze}@agh.edu.pl KAMIL MUCHA KRZYSZTOF KRAUZE

# Planowanie eksperymentu dla laboratoryjnych badań ścierności skał

Właściwości fizykomechaniczne urabianej skały, takie jak wytrzymałość na ściskanie, wytrzymałość na rozciąganie, urabialność czy zwięzłość, bardzo często są uwzględniane przy doborze sposobu urabiania, rodzaju maszyny urabiającej, jak i samych narzędzi urabiających. Jednakże bardzo rzadko uwzględnia się jedną z głównych przyczyn zużycia ściernego noży kombajnowych, jaką jest ścierność skał, gdyż brak jest jednoznacznej i sprawdzonej metody jej określania.

W artykule przedstawiono plan i metodykę badań, stanowisko do badania ścierności skał, przebieg przeprowadzenia badań wstępnych oraz statystyczne opracowanie wyników za pomocą programu Statistica i ustalenie ostatecznych wartości wielkości wejściowych w badaniach zasadniczych. Metoda została opracowana w aspekcie uwzględniania ścierności skał przy doborze i prognozowaniu zużycia narzędzi urabiających.

Słowa kluczowe: ścierność skał, plan doświadczenia, badania laboratoryjne, analiza statystyczna, narzędzia urabiające, zużycie ścierne

## 1. WSTĘP

Znajomość właściwości fizykomechanicznych skał odgrywa ważną rolę przy projektowaniu i wykonywaniu wszelkich przedsięwzięć inżynierskich w górnictwie i w budownictwie podziemnym. Jest ona niezbędna do oceny stateczności górotworu w sąsiedztwie wyrobisk oraz zapewnienia warunków bezpiecznego użytkowania wyrobisk i bezpiecznej pracy [1]. Parametry fizykomechaniczne należy również uznać za podstawę wyboru sposobu mechanicznego urabiania. Ich znajomość pozwala ocenić przydatność skał, a także umożliwia ocenę zachowania materiału skalnego podczas urabiania [2].

Nóż skrawający podczas eksploatacji jest elementem będącym bezpośrednio w kontakcie z urabianą calizną. Podczas urabiania dochodzi do jego zużycia, najczęściej przez ścieranie. Zużycie noży niesie za sobą bardzo poważne konsekwencje, wśród których można wymienić: zmiany geometrii i kształtu noża, ubytek ich masy, utratę zdolności skrawających, częste wymiany noży, skrócenie dyspozycyjnego czasu pracy maszyny urabiającej, zmniejszenie wydajności, wzrost energochłonności i kosztów wydobycia [3, 4]. Przy doborze narzędzi urabiających uwzględnia się różne aspekty, między innymi właściwości geologiczne, właściwości fizykomechaniczne skał, gdzie najczęściej branymi pod uwagę parametrami są wytrzymałość na jednoosiowe ściskanie oraz na jednoosiowe rozciąganie, zwięzłość czy urabialność. Należy również dobrać odpowiedni materiał i konstrukcję noży, tak aby przy danych parametrach i warunkach procesu skrawania ich trwałość była jak największa [3, 4].

Podczas doboru narzędzi urabiających bardzo rzadko bierze się pod uwagę ścierność skał. Jest to spowodowane brakiem jednoznacznie określonej metody jej wyznaczania. Jedyną powszechnie znaną metodą badania ścierności skał jest wyznaczenie wskaźnika CAI w teście ścierności Cerchar [5, 6]. Metoda ta wykorzystywana jest przez firmę Sandvik, jednakże wyniki badań są tajemnicą firmy. Często metody określania ścierności skał są mylone z metodami badania ścieralności skał, co zostało opisane w publikacji [3].

W związku z powyższym opracowano nową metodę badania ścierności skał, którą opisano w niniejszym artykule.

# 2. STANOWISKO LABORATORYJNE

Ścierność skał jest określania za pomocą wskaźnika ścierności  $W_z$ . Sposób jego wyznaczania oparto na metodzie oceny szybkości zużycia noży skrawających. W warunkach przemysłowych ich trwałość określa się zazwyczaj jako stosunek liczby zużytych noży do masy lub objętości urobionego minerału. Najczęściej jest to liczba noży zużytych na pozyskanie 1000 Mg lub 1000 m<sup>3</sup> urobku. Natomiast w warunkach laboratoryjnych szybkość zużycia noża czy noży (trwałość) najefektywniej można wyznaczyć przez ubytek masy w stosunku do urobionej przez nóż czy noże objętości próbki skalnej [4]. Na tej podstawie wskaźnik ścierności zdefiniowano jako stosunek ubytku masy wzorcowego stalowego próbnika do ubytku masy badanej próbki skalnej (1).

$$W_z = \frac{M_{pa}}{M_{pi}} \tag{1}$$

gdzie:

 $W_z$  – wskaźnik ścierności [–],  $M_{pi}$  – ubytek masy próbki [g],  $M_{pa}$  – ubytek masy próbnika [g], ie:

gdzie:

$$M_{pa} = M_{pab} - M_{paa} \tag{2}$$

gdzie:

 $M_{pab}$  – masa próbnika przed badaniem [g],  $M_{paa}$  – masa próbnika po badaniu [g],

$$M_{pi} = M_{pib} - M_{pia} \tag{3}$$

gdzie:

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

Sposób wyznaczania wskaźnika ścierności wymusił zaprojektowanie i wykonanie stanowiska laboratoryjnego (rys. 1). Na stanowisku badawczym znajduje się zespół napędowy realizujący ruch obrotowy próbnika ze stałą prędkością obrotową. Na wale motoreduktora zabudowany jest uchwyt, w którym zamocowany jest nieruchomo stalowy próbnik. Wraz z próbką skalną tworzą parę ścierną (rys. 2). Przedmiotowy próbnik jest stale dociskany do czoła próbki skalnej za pomocą grawitacyjnego układu docisku z obciążnikami. Dokładny opis stanowiska został przedstawiony w publikacji [7].



Rys. 1. Stanowisko do badania ścierności skał: 1 – zespół napędowy, 2 – próbnik, 3 – mocowanie próbnika, 4 – próbka skalna, 5 – uchwyt próbki skalnej, 6 – układ docisku, 7 – układ przesuwu, 8 – konstrukcja nośna, 9 – panel sterujący



Rys. 2. Widok pary ściernej

# 3. CEL I CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Pierwszym ważnym etapem badań jest postawienie problemu badawczego wymagającego rozwiązania na drodze doświadczalnej oraz charakterystyka obiektu badań. Celem każdego rodzaju badań doświadczalnych jest uzyskanie informacji dotyczącej zależności między wielkościami wejściowymi (parametry zadawane) a wielkościami wyjściowymi (wielkości poszukiwane). Tego rodzaju zależność najczęściej przedstawia się w postaci aproksymującej funkcji obiektu badań [8, 9]. Charakterystyka obiektu badań polega na ustaleniu zbioru wielkości wejściowych i wyjściowych. Ten etap badań ma kluczowe znaczenie, gdyż błędy związane z niedokładnym rozpoznaniem obiektu badań mogą skutkować uzyskaniem nieadekwatnego modelu, a przede wszystkim stratą pieniędzy i czasu. Ważne jest zatem odpowiednie rozeznanie tematu, które zostało opisane w opracowaniu [3].

Głównym celem badań wstępnych opisywanych w niniejszym artykule było wyznaczenie postaci funkcji dla trzech różnych próbek skalnych, a następnie wyliczenie wartości wielkości wejściowych, które będą niezmienne w badaniach zasadniczych. Wartością wyjściową jest wskaźnik ścierności  $W_z$ , natomiast wielkościami wejściowymi są:

- siła docisku próbnika do próbki skalnej P<sub>d</sub> [N],
- prędkość obrotowa próbnika n [obr/min],
- czas pojedynczej próby t [min].

Przedmiotem badań były dwa rodzaje skał naturalnych (piaskowiec i porfir) oraz beton, które przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Widok próbek przygotowanych do badań: 1 – piaskowiec, 2 – beton, 3 – porfir

Dobór takiego zestawu próbek był uwarunkowany różnymi właściwościami fizykomechanicznymi i zróżnicowanym składem mineralogicznym i chemicznym. Szczególnie zwrócono uwagę na wartość wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie. Piaskowiec należy do skał o dużej wytrzymałości i ze względu na dużą zawartość SiO<sub>2</sub> ma dobre właściwości ścierne. Porfir należy do skał o średniej wytrzymałości i również ma dobre właściwości ścierne ze względu na zawartość SiO<sub>2</sub>. Natomiast na próbki sztuczne dobrano beton C16/20, aby otrzymać próbki o małej wytrzymałości na ściskanie i dodatkowo dodano kruszywo bazaltowe, w celu sprawdzenia czy wtrącenia będą się wykruszać.

Tabela 1

Wytrzymałość	é na	ścis	skanie	oraz	procent	owa
zawartość	SiO	2 W	badan	ych j	oróbkacl	n

Próbka	Wytrzymałość na jednoosiowe ściskanie <i>R<sub>c</sub></i> [MPa]	Zawartość SiO <sub>2</sub> [%]
Piaskowiec	100-110	27,7
Porfir	32–53	21,9
Beton	20–25	15,2

# 4. WYBÓR PLANU DOŚWIADCZENIA

Chcąc ograniczyć nakład pracy i czasochłonność, najczęściej zawęża się zakres badań, eliminując wielkości wejściowe lub zmniejszając liczbę wartości wielkości wejściowych [8]. Najlepszym rozwiązaniem jest zastosowanie odpowiedniego planu doświadczenia. Jedną z największych jego zalet jest możliwość uzyskania wymiernych efektów w postaci zmniejszenia nakładów pracy, potrzebnych na przeprowadzenie danego doświadczenia, jak również zmniejszenie nakładów czasu. Jednakże wybór planu doświadczenia zależy od celu i specyfiki danego rodzaju badań. Korzystając z teorii eksperymentu, należy wybrać plan doświadczenia, który będzie spełniał podstawowe kryteria informatywności, realizowalności oraz efektywności [8–10].

Jak wspomniano wcześniej, w przypadku opisywanych badań są trzy wielkości wejściowe i jedna wielkość wyjściowa. Przyjmując nieliniowe zależności funkcyjne pomiędzy wielkościami wejściowymi a wyjściowymi, przyjęto przeprowadzenie badania dla pięciu wartości pośrednich. Założono, że dla pierwszej zmiennej, jaką jest siła docisku  $P_d$ , zakres zmienności wynosił 150–350 N. Dla drugiej zmiennej, czyli prędkości obrotowej próbnika *n* zakres zmienności to 20–55 obr/min, dla trzeciej zmiennej – czasu pojedynczej próby *t* zakres wynosił 4–12 min.

Ze względu na szczególną efektywność i możliwość opisywania nieliniowych modeli obiektu badań, a przy tym kompozycyjność, czyli możliwość weryfikacji modelu liniowego, przyjęto plan Hartleya o oznaczeniu PS/DS-P:Ha<sub>3</sub> przy obszarze zmienności na hiperkuli (hK). Należy on do planów statycznych, zdeterminowanych, poliselekcyjnych dla trzech wielkości wejściowych, w którym stosuje się pięć różnych wartości dla każdej wielkości wejściowej [9]. Podstawową zasadą tworzenia planów poliselekcyjnych jest celowy dobór kombinacji wartości wielkości wejściowych (w założonym uprzednio zakresie) w taki sposób, aby istniała możliwość uzyskania wymaganej informacji naukowej przy ograniczonych nakładach pracy, czyli stosunkowo małej liczbie pomiarów [9, 10]. Pomocny na tym etapie badań był program Statistica. Umożliwia on generowanie różnego rodzaju planów badań, dzięki modułowi "planowanie doświadczeń" [11].

Wybór planu poliselekcyjnego znacznie zmniejsza liczbę koniecznych prób w stosunku do planu kompletnego. Jak można zauważyć w tabeli 2, układy planu od numeru 11 do numeru 14 przedstawiają te same kombinacje wartości wielkości wejściowych. Powtórzenie doświadczenia dla tych kombinacji jest niezbędne w celu określenia błędów aproksymacji założonej funkcji obiektu badań.

## Tabela 2

# Układy planu Hartleya obrazujące kombinację wartości wielkości wejściowych podczas badań wstępnych

Układy planu Hartleya	Siła docisku P <sub>d</sub>	Obroty n	Czas t
1	192	27	10
2	308	27	6
3	192	48	6
4	308	48	10
5	150	37	8
6	350	37	8
7	250	20	8
8	250	55	8
9	250	37	4
10	250	37	12
11	250	37	8
12	250	37	8
13	250	37	8
14	250	37	8

Niestety po wykonaniu badań dla wyznaczonego planu eksperymentu i przeprowadzeniu analizy statystycznej wyników badań stwierdzono, że wyznaczone funkcje obiektu badań, dla każdej badanej próbki, są nieadekwatne w stosunku do wyników pomiarów. Przeprowadzono dodatkowe badania dla kilku innych planów eksperymentów, jednakże za każdym razem uzyskiwano zbyt małą liczbę pomiarów, a tym samym niedokładną funkcję opisującą obiekt badań. W związku z powyższym wyniknęła potrzeba zastosowania jednak planu kompletnego.

# 5. REALIZACJA BADAŃ

Wybór planu kompletnego wiązał się z dużym nakładem pracy oraz był bardzo czasochłonny. Z uwagi na poznawczy charakter badań dla planu kompletnego rozszerzono zakres zmienności wielkości wejściowych w stosunku do wcześniej wspomnianych planów eksperymentu. Zdecydowano się na to, aby uzyskać większą ilość danych w celu wyznaczenia dokładniejszej funkcji aproksymującej obiektu badań. Zakresy zmienności oraz badane wartości dla planu kompletnego zestawiono w tabeli 3. Zadawane wartości wielkości wejściowych zostały wybrane symetrycznie dla każdego zakresu zmienności. Taki dobór jest konieczny w celu najdokładniejszego odzwierciedlenia charakteru zmienności wielkości wejściowych na wynik badania [9, 12].

Tabela 3 Zakresy zmienności oraz wybrane wartości wielkości wejściowych

Wielkości	Siła docisku	Obroty <i>n</i>	Czas <i>t</i>
wejściowe	P <sub>d</sub> [N]	[obr/min]	[min]
Zakres zmienności	100-400	10–65	2–15
Badane	100, 200,	10, 30,	2, 5,
wartości	300, 400	50, 65	10, 15

Kombinacje wartości wielkości wejściowych przyjęte do poszczególnych prób były określone przez przyjęty kompletny plan doświadczenia. Przy trzech wielkościach wejściowych i czterech wartościach badanych dla każdej z nich łącznie wykonano 64 próby  $(4 \times 4 \times 4)$ . Dla trzech skał łącznie liczba pojedynczych prób wyniosła 192. Ze względu na obszerną ilość danych poszczególnych układów planu kompletnego nie umieszczono w niniejszym artykule.

Badania wykonano na stanowisku laboratoryjnym do określania ścierności skał, które zostało opisane w rozdziale drugim, zgodnie z następującym planem badań:

- przygotowanie próbek skalnych oraz pomiar ich mas,
- przygotowanie próbników do badań oraz pomiar ich mas,
- zamocowanie próbnika i próbki skalnej w uchwytach na stanowisku,
- ustawienie czasu badania oraz prędkości obrotowej próbnika na panelu sterującym,
- zadanie siły docisku próbki skalnej do 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 ścierności Wz.

Przeprowadzone badania oprócz wartości wskaźnika ścierności  $W_z$  dla każdej kombinacji wartości wejściowych, umożliwiły uzyskać wiele innych cennych następujących wniosków:

- czas próby 2 min jest zbyt krótki, zaś siła docisku próbnika do próbki skalnej 100 N oraz prędkość obrotowa próbnika 10 obr/min są zbyt małe, aby uzyskać mierzalne zużycie próbnika z dokładnością do 0,01 grama;
- prędkość obrotowa próbnika 65 obr/min oraz siła docisku 400 N, niezależnie od czasu próby powodują jego nagrzewanie się i w konsekwencji prowadzi to do zużycia cieplnego próbnika, a nawet jego odkształcenia plastycznego.

Na podstawie powyższych obserwacji układy z tymi wartościami wejściowymi, a tym samym wartości wskaźnika ścierności  $W_z$  nie były brane pod uwagę przy przeprowadzaniu analizy wyników.

# 6. ANALIZA WYNIKÓW I WYBÓR FUNKCJI OBIEKTU BADAŃ

Po wyznaczeniu wskaźników ścierności dla wszystkich wyznaczonych układów planu kompletnego, przeprowadzono analizę wyników badań w celu wyznaczenia funkcji obiektu badań dla każdej próbki.

We wszystkich analizach statystycznych przyjęto poziom istotności p = 0,05. Jest to wartość zwykle przyjmowana w technicznych badaniach doświadczalnych [8–12].

Pierwszym krokiem analizy wyników było sprawdzenie jednorodności wariancji. Jest to warunek konieczny do spełnienia. Brak jednorodności wariancji uniemożliwia poszukiwanie funkcji obiektu badań. Jednorodność wariancji przeprowadzono testem Browna–Forsythe'a z wykorzystaniem programu Statistica za pomocą modułu *Statystyki podstawowe i tabele (Przekroje, prosta ANOVA)*. Jeżeli test daje wyniki statystycznie nieistotne (p = 0,05), to należy przyjąć hipotezę o jednorodności wariancji [8]. Jak można zauważyć na rysunku 4, dla wszystkich trzech badanych próbek skalnych poziom istotności p jest większy od 0,05, stąd jednorodność wariancji jest zachowana.

Przed wyznaczeniem funkcji obiektu badań sprawdzono również, czy wpływ wielkości wejściowej na wielkość wyjściową jest istotny. Weryfikację przeprowadzono za pomocą testu F Snedecora (Fishera). Wykorzystano moduł *Statystyki podstawowe i tabele (Przekroje, prosta ANOVA, Analiza wariancji)*. Uzyskane wartości poziomu istotności p mniejsze od 0,05 świadczą o istotnym wpływie wielkości wejściowych na wyjściowe.

Przeprowadzona analiza wariancji (rys. 5) z zastosowaniem testu F wykazała istotny wpływ siły docisku, prędkości obrotowej i czasu pojedynczej próby na wartość wskaźnika ścierności dla wszystkich trzech badanych próbek.

Podczas analizy wyników wartość zmiennej  $P_d$  podzielono przez 10 w celu minimalizacji błędów numerycznych. Następnie określono postać funkcji opisującej zależność empiryczną (4) dla każdej z badanych skał.

	Test jednor	Test jednorod. wariancji Browna-Forsythe'a (Plan kompletny)									
	Zaznaczone	Zaznaczone efekty są istotne z p < .05000									
	SS df MS SS df MS F p										
Zmienna	Efekt	Efekt	Efekt	Błąd	Błąd	Błąd					
Wz (pias)	1,120500	3	0,56025	3,580000	60	0,210588	2,660405	0,098806			
Wz (bet)	0,114500	3	0,05725	1,097500	60	0,064559	0,886788	0,430196			
Wz (por)	0,009656	3	0,004828	0,033594	60	0,001976	2,443256	0,116766			

Rys. 4. Wyniki testu Browna-Forsythe'a dla trzech badanych skał

			1							
	Analiza wariancji (Plan kompletny)									
	Zaznaczone efekty są istotne z p < .05000									
	SS df MS SS df MS F p									
Zmienna	Efekt	Efekt	Efekt	Błąd	Błąd	Błąd				
Wz (pias)	29,06889	3	9,689629	77,74373	60	1,295729	7,478131	0,000247		
Wz (bet)	7,96197	3	2,653991	30,38804	60	0,506467	5,240201	0,002804		
Wz (por)	8,84422	3	2,948073	28,13938	60	0,468990	6,286009	0,000882		

Rys. 5. Wyniki analizy wariancji testem F dla trzech badanych skał

Wstępne porównanie stopnia adekwatności różnych postaci funkcji aproksymujących opisujących zależność (4), zaowocowały wyborem funkcji w postaci wielomianu drugiego stopnia z podwójnymi interakcjami (5).

$$W_z = f(P_d, n, t) \tag{4}$$

$$z = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 +$$
(5)

$$+ b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3$$

Liczba niewiadomych  $b_i$  zaproponowanego wielomianu aproksymującego wynosi 10 i jest mniejsza od liczby układów planu, co powoduje spełnienie warunku koniecznego ze względu na kryterium informacyjności planu [7]. Stałe  $b_i$  obliczono metodą estymacji *quasi*-Newtona przy użyciu programu Statistica.

Na podstawie analizy istotności współczynników  $b_i$ , przeprowadzonej przy wykorzystaniu testu *t*-Studenta, dokonano odrzucenia współczynników uznanych za nieistotne, przy poziomie istotności 0,05. Wykorzystano moduł *Zaawansowane modele liniowe i nieliniowe (Estymacja nieliniowa, Regresja użytkowania)*. Współczynniki istotne program zaznacza kolorem czerwonym (rys. 6). Następnie z wielomianu usunięto składowe ze współczynnikami nieistotnymi i ponownie wygenerowano współczynniki równania, tak aby wszystkie były zaznaczone kolorem czerwonym (czyli wszystkie uznane za istotne). Na rysunku 6 przedstawiono przykład wyników dla piaskowca. W ten sam sposób analizę istotności przeprowadzono również dla porfiru i betonu. Funkcje aproksymujące dla trzech badanych skał są następujące:

- piaskowiec:

$$W_{z_1} = -3,67 + 0,66 \cdot t + + 0,2 \cdot P_d - 0,03 \cdot t^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2$$
(6)

- beton:

$$W_{z_2} = -2,45 + 0,3 \cdot t + + 0,17 \cdot P_d - 0,014 \cdot t^2 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2$$
(7)

- porfir:

$$W_{z_3} = -6.8 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 -$$
  
+ 7.2 \cdot 10^{-4} \cdot P\_d^2 + 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot n +   
+ 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot P\_d + 8.7 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot P\_d (8)

gdzie:

W<sub>z</sub> – wskaźnik ścierności [-],

t – czas próby [min],

- n prędkość obrotowa próbnika [obr/min],
- $P_d$  siła docisku próbnika do próbki skalnej [N].

	Ocena	Bład stand.	Wart. t df = 54	р	Dol. uf Granica	Górn. uf Granica							
b0	-3,77469	1,1183	-3,37538	0,001372	-6,01675	-1,53263							
b1	0,55707	0,132698	4,19807	0,000101	0,29103	0,82312							
b2	0,03936	0,031201	1,26143	0,212577	-0,02320	0,10191							
b3	0,16433	0,064326	2,55465	0,013482	0,03536	0,29329							
b11	-0,02925	0,006507	-4,49572	0,000037	-0,04230	-0,01621		Model: v5=b0+(b1*v2)+(b3*v4)+(b11*v2*2)+(b33*v4*2) (Plan kompletny)					,
b22	-0,00052	0,000355	-1,46293	0,149282	-0,00123	0,00019		Poziom ufności: 95,0	% (alfa = 0,050)				
b33	-0,00310	0,001132	-2,67230	0,009939	-0,00543	-0,00780		Ocena	Bład	Wart. t	p	Dol. uf	Górn. uf
b12	-0,00113	0,001132	-1,00215	0,320743	-0,00340	0,00113			stand.	df = 54		Granica	Granica
b13	0,00206	0,002098	0,98403	0,329489	-0,00214	0,00627	b0	-3,66638	0,766369	-4,78409	0,000012	-5,19988	-2,13288
b23	0.00071	0.005010	1,40964	0.164380	-0.00030	0.00171	b1	0,56475	0,117299	4,81459	0,000011	0,33003	0,79946
		-,	-,	-,201000	.,	.,	b3	0,20822	0,060836	3,42258	0,001133	0,08648	0,32995
							b11	-0,02925	0,006711	-4,35876	0,000053	-0,04268	-0,01582
							b33	-0,00310	0,001196	-2.59089	0.012044	-0,00550	-0,00071

Rys. 6. Eliminacja współczynników nieistotnych w programie Statistica na przykładzie wyników badań piaskowca

Po usunięciu współczynników nieistotnych w każdej wyznaczonej funkcji sprawdzono adekwatność funkcji obiektu badań dla wyników pomiarów. Weryfikację adekwatności przeprowadzono testem  $\chi^2$  (chi-kwadrat). Uzyskany poziom istotności *p* wyniósł 0,120 (średnio) i był on większy od 0,05, co świadczy, że otrzymane funkcje są adekwatne w stosunku do wyników pomiarów. Dodatkowo sprawdzono również współczynniki korelacji *R* dla wyznaczonych funkcji. Dla piaskowca wyniósł on *R* = 0,92, dla porfiru *R* = 0,90, a dla betonu *R* = 0,81 (rys. 7).

Zależna	Wielokr.	Wielokr.	Skorygow
Zm.	R	R2	R2
Wz (pias)	0,918444	0,843539	0,765309
Wz (bet)	0,907918	0,824316	0,736473
Wz (por)	0,808076	0,652987	0,479480

# Rys. 7. Współczynniki korelacji dla wyznaczonych funkcji

Następnie z funkcji (6), (7), (8) ułożono układ równań (9) i rozwiązano go za pomocą programu Matlab w celu otrzymania ostatecznych wartości wielkości wejściowych  $P_d$ , n i t. Każde równanie przyrównano do maksymalnej wartości wskaźnika ścierności  $W_z$ , jaką otrzymano podczas badań, w celu wyznaczenia minimalnych wartości wielkości wejściowych, przy których można uzyskać największe zużycie próbnika.

$$\begin{cases} -3.67 + 0.66 \cdot t + 0.2 \cdot P_d - 0.03 \cdot t^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2 = 3.0 \\ -2.45 + 0.3 \cdot t + 0.17 \cdot P_d - 0.014 \cdot t^2 - 3.3 \cdot 10^{-3} \cdot P_d^2 = 1.4 \\ -6.8 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 7.2 \cdot 10^{-4} \cdot P_d^2 + 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot n + \\ + 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot P_d + 8.7 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot P_d = 1.7 \end{cases}$$
(9)

Po rozwiązaniu powyższego układu równań otrzymano następujące wartości wielkości wejściowych, tj. czas próby t = 7,88 min, prędkość obrotowa próbnika n = 50,37 obr/min oraz siła docisku próbnika do próbki skalnej  $P_d = 30,48$  N. Następnie wykonano badania sprawdzające dla wyznaczonych wielkości wejściowych dla trzech badanych skał. W przypadku każdej skały wykonano pięć powtórzeń w celu sprawdzenia powtarzalności wyników. Wyniki zestawiono w tabeli 4. Dodatkowo do każdego z wyznaczonych równań podstawiono wyliczone wartości wejściowe i otrzymano:

- dla piaskowca:

$$W_{z_1} = -3,67 + 0,66 \cdot 8 + 0,2 \cdot 35 - + 0,03 \cdot 8^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot 35^2 = 3,0$$
(10)

– dla betonu:

$$W_{z_2} = -2,45 + 0,3 \cdot 8 + 0,17 \cdot 35 - + 0,014 \cdot 8^2 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot 35^2 = 1,0$$
(11)

- dla porfiru:

$$W_{z_3} = -6.8 \cdot 10^{-3} \cdot 8^2 - 2.6 \cdot 10^{-4} \cdot 50^2 - + 7.2 \cdot 10^{-4} \cdot 35^2 + 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 50$$
(12)  
+ 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 35 + 8.7 \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 35 = 1.4

Analizując wartości wskaźnika ścierności  $W_z$  z tabeli 4, można zauważyć, że wyniki badań są prawie identyczne z tymi otrzymanymi z równań. Oznacza to, że funkcja aproksymująca została dobrze dobrana i dokładnie opisuje obiekt badań.

Jak wcześniej wspomniano, w przypadku kilku prób dochodziło do odkształcenia plastycznego stalowego próbnika. Zbyt duża temperatura próbnika może powodować zmianę właściwości materiałowych stali oraz prowadzić do zużycia cieplnego próbnika. Ze względu na to dla wyznaczonych wartości wielkości wejściowych za pomocą kamery termowizyjnej sprawdzono temperaturę próbnika dla każdej próby z tabeli 4.

	Tabela 4
Zestawienie wyników badań trzech	skał dla wyznaczonych wielkości wejściowych

Lp.	$P_d$ [N]	n [obr/min]	<i>t</i> [min]	W <sub>z</sub> (piaskowiec)	W <sub>z</sub> (beton)	W <sub>z</sub> (porfir)
1				3,2	1,0	1,4
2				3,0	1,1	1,3
3	350	50	8	3,0	1,1	1,3
4				3,1	1,0	1,3
5				2,9	1,1	1,4
Średnia wartość z badań			3,1	1,1	1,3	
Wartość z równań				3,0	1,0	1,4

Jak widać na rysunku 8, niezależnie od rodzaju próbki, maksymalna temperatura próbnika oscyluje w granicach 55–70°C. Taka temperatura nie powoduje zbyt dużego nagrzewania się próbnika ani większego wpływu zużycia cieplnego nad zużyciem ściernym [13, 14].



*Rys. 8. Obrazy termograficzne rozkładu maksymalnej temperatury podczas badań: a) piaskowca; b) porfiru; c) betonu* 

# 7. PODSUMOWANIE

Przeprowadzenie badań wstępnych oraz statystyczne opracowanie wyników pozwoliło na zweryfikowanie założeń oraz wniesienie poprawek do planu i metodyki badań. Wybór planu kompletnego pozwolił zachować zadowalającą dokładność wyznaczenia funkcji aproksymującej wzajemne zależności pomiędzy wielkościami wejściowymi i wielkością wyjściową. Osiągnięto najważniejszy cel, jakim było ustalenie ostatecznych wartości wielkości wejściowych: siły docisku próbnika do czoła próbki skalnej równej 300 N, prędkości obrotowej próbnika równej 50 obr/min oraz czasu badania wynoszącego 8 min.

Następnym krokiem będzie przeprowadzenie badań zasadniczych dla różnych typów skał. Będą to między innymi wapień, dolomit, granit, marmur, rudy metali, różne rodzaje piaskowców i bazalt.

## Podziękowania

Prace finansowane z grantu dziekańskiego na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w ramach umowy numer 15.11.130.841.

## Literatura

- Piątek P.: Test punktowy, test brazylijski i test na jednoosiowe ściskanie – badania porównawcze, "Górnictwo i Geoinżynieria" 2008, 32, 1: 285–292.
- [2] Hobler M.: Badania fizykomechanicznych własności skał, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1977.
- [3] Krauze K., Mucha K.: Analiza metod określania ścierności skał, w: Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. Tom 1: Wybrane problemy górnictwa podziemnego. Monografia, red. K. Krauze, Lędziny – Kraków 2015: 171–180.
- [4] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T., Mucha K.: Durability testing of tangential – rotary picks made of different materials, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2017, 1: 26–34.
- [5] Käsling H., Thuro K.: Determining abrasivity of rock and soil in the laboratory, w: Geologically Active. Proceedings of the 11th IAEG Congress, Auckland, New Zealand, 2010: 1973–1980.
- [6] Nilsen B., Dahl F., Holzhauser J., Raleigh P.: Abrasivity testing for rock and soil, "Tunnels and Tunnelling International" 2006, 4: 47–49.
- [7] Krauze K., Mucha K.: Laboratoryjna metoda badania ścierności skał, w: Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. Tom 1: Wybrane problemy górnictwa podziemnego. Monografia, red. K. Krauze, Lędziny – Kraków 2016: 118–125.
- [8] Konkol J.: Wprowadzenie do praktycznego planowania eksperymentu, Wydawnictwo StatSoft Polska Sp. z o.o., Kraków 2008: 43–58.
- [9] Polański Z.: Planowanie doświadczeń w technice, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1984.
- [10] Górecka R.: *Teoria i technika eksperymentu*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996.
- [11] Rabiej M.: *Statystyka z programem Statistica*, Wydawnictwo Helion, Gliwice 2012.
- [12] Strzałkowski A., Śliżyński A.: Matematyczne metody opracowania wyników pomiarów, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1973.
- [13] Gierek A.: Zużycie ścierne metalowych elementów roboczych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1993.
- [14] Hebda M., Wachal A.: *Tribologia*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1980.

mgr inż. KAMIL MUCHA prof. dr hab. inż. KRZYSZTOF KRAUZE Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków {kmucha, krauze}@agh.edu.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.3.535.33

# WITOLD BIAŁY PATRYCJA HĄBEK

# Quality engineering tools in analysis of failure of longwall mining complex

Downtimes caused by machine failures translate into a loss of effectiveness in the mining process. The main task of maintenance teams in hard coal mines is to ensure the uninterrupted work of the machines used. A measurable effect of these activities should be reducing machine maintenance and, as a consequence, reducing the costs of coal mining; i.e., a mine's operating costs. In the present article, two longwall mining machines have been analyzed: a cutter-loader and a plow. The analysis was based on one of the quality engineering tools – the Pareto–Lorenz diagram. This tool allows for grouping the causes of breakdowns and establishing which of them are the most important and should be removed first. The analysis has demonstrated the significance of machine selection and its adjustment to the existing geological-mining conditions. Improper selection results in increased energy consumption in the mining process, premature wear, or prolonged downtimes caused by breakdowns.

Key words: longwall mining machines, breakdowns, output, Pareto-Lorenz diagram

# 1. INTRODUCTION

In coal mining (both global and Polish), exploitation of coal seams is done with longwall systems using cutting machines that machine the face. Thus, one of the important areas of a mine's activity is the operation of the machinery and equipment necessary for its proper functioning. This activity should include, among others, supervision over the effective and rational use and maintenance of machines and devices in the process of their exploitation [1–4]. At present in Polish (as well as world) mining, two systems are applied: a shearer (Fig. 1) and a plow (Fig. 2). The mining process in both systems is identical; the difference lies in the cutting machine installed (shearer or plow). The other elements of the system remain unchanged.

The efficiency of a properly designed mechanization system and its reliability directly affect the economic result of the company. The technological development in mining as well as the increasing complexity, efficiency, and power of mining machinery and equipment puts ever greater demands on the culture of their use. These devices must meet the conditions of energy efficiency, reliability, high durability, and work safety.



Fig. 1. Longwall shearer system: 1 – shearer,
2 – spill plate, 3 – ladder, 4 – powered roof support,
5 – armored face conveyor, 6 – beam stage loader [1]

Mining machines and equipment are complex technical objects that should be characterized by adequately high durability and reliability of operation over a relatively long period of exploitation. The formation of these features is influenced not only by the very process of their design, construction, and assembly but above all (during the broadly defined process of use) proper attention to their technical condition. The use of technical diagnostics, which allows us to correctly determine the technical condition of machines, guarantees reliability and the high durability of the equipment during operation. Therefore, the main task of mine maintenance services is to ensure the continuity of operation of the machines and equipment operated at a given moment. The consequence of these activities is a reduction of maintenance costs in the machines and equipment, which is associated with a reduction in production costs; that is, the operation of the mining plant. Disruptions in this process generate great losses.



*Fig. 2. Longwall plow system: 1 – beam stage loader,* 2 – plow, 3 – armored face conveyor, 4 – conveyor drive, 5 – plow drive, 6 – powered roof support [1]

In the present paper, one of the traditional quality management tools – the Pareto–Lorenz diagram – was used to assess the failure rate of mining machines and equipment [4, 5]. This chart allows us to present both the relative and absolute distribution of the types of errors, problems, and reasons for their formation [6].

In the process of extracting minerals, the main element is the mining process line, in which three consecutive stages can be distinguished [1, 4]:

- extraction process,
- horizontal transport,
- vertical transport.

By analyzing the mining process line, it can be seen that it is a serial system – failure of one of the links causes the "disabling" of the other elements on the line (Fig. 3).



Fig. 3. Components of mining process line

# 2. MINING PROCESS LINE MAINTENANCE

The maintenance of mining machines and equipment is carried out by services connected to the mine as well as by external companies. In the case of external companies, they are most often the manufacturer of a given machine or device.

Every machine or device installed in a mine is subject to maintenance and repair activities that can be broken down into factors that allow them to be properly located in the repair structure (Fig. 4):

- repairs/maintenance of hydraulic (pneumatic) elements,
- repairs/maintenance of mechanical elements,
- repairs/maintenance of electrical elements.



Fig. 4. Block diagram of repair structure

The model currently used for collecting data on the failures of mining machines/equipment in one of the PGG mines is shown in Figure 5.



Fig. 5. Diagram of registration of machine/equipment failure at PGG mine

Based on observations, it can be stated that Polish hard coal mines have not developed a uniform management system for managing the maintenance of mining machines as of yet; neither during their operation nor during repairs. The system should include the following [1]:

- observation, registration, and analysis of individual activities;
- scheduling activities;
- a method of gathering information about the machines and equipment;
- a way of establishing the scope of service work between the user and the manufacturer;
- shaping the right competences of employees performing maintenance activities;
- collection and processing of information pertaining to maintenance works.

Quality engineering can be used to monitor and control the machinery/equipment of a longwall mining complex. The use of quality engineering elements in the majority of manufacturing enterprises is aimed at detecting the occurrence of potential defects in the product or production cycle. The use of quality management tools allows for the monitoring of the production cycle, starting from the design phase through production and to the final stage; that is, delivering the finished product to the customer. Quality engineering tools for assessing the effects of failures will significantly reduce losses that are associated with unplanned downtime (breakdowns). Thus, it seems justified to use quality engineering tools in the production (mining) process that will allow for an effective reduction of losses resulting from failures. Therefore, it is suggested to include quality engineering elements in the determination of the causes of failures in the mining process (Fig. 6).



Fig. 6. Quality engineering in determining causes of failure

The practical application of selected elements of quality engineering in the production process (in this case – mining) reduces the losses associated with downtime resulting from machine/equipment breakdowns.

# 3. QUALITY ENGNEERING AND MACHINE/EQUIPMENT FAILURE RATE

Quality engineering is understood as the shaping, modeling, and implementation of quality systems according to specific standards and norms, quality management, quality system certification methods, accreditation and audit methods, process control, metrology, legal aspects of quality, and methods of total quality management (TQM).

First and foremost, the management staff requires information for effective quality management. The information must be reliable, current, and (above all) true. Quality management is aimed at improving products and/or services – creating and assuring their quality so as to satisfy the customer. It is a comprehensive activity, and various tools and methods help in its implementation.

Quality tools are used to collect and process information, supervise the quality management process, and detect errors, defects, and irregularities in the processes, products, and services. They allow one to visualize the data as well as monitor and diagnose the processes. Thanks to these, the effectiveness of the actions taken can be assessed; they are instruments that allow for the monitoring of activities (processes) throughout the product's life cycle.

Quality management tools are divided into traditional, new, and auxiliary. Traditional tools are called the magnificent seven. They are the most commonly used and fundamental ones. These tools can be used alone but are often used as components of quality management methods. One of the traditional quality management tools is the Pareto–Lorenz diagram [7–9].

The Pareto–Lorenz diagram (also called the ABC method, the law of non-uniformity of distribution, or the law of 20–80) is used to identify and assess the significance of the issues analyzed. It identifies the problems that, despite being the minority as related to the number of all problems (20%), exert a dominant influence on the considered issue (80%).

The procedure for conducting an analysis according to the ABC method consists of the following:

- identification of the types of issues considered (e.g., types of defects);
- determination of the time interval (day, change, year, etc.) for later comparison of the effects of the implemented changes;
- determining the frequency of occurrence of particular categories (e.g., causes, defects);
- classification of categories in descending order by frequency of occurrence, calculation of percentages, and cumulative rates;
- determination of scales on the vertical (most often designated as absolute frequency and cumulative percentage) and horizontal axes (categories);
- plot bars corresponding to the frequency for individual categories (Pareto chart) and the curve for cumulative percentages (Lorenz curve) in order, from the highest to the lowest impact.

When discussing the ABC method, it can be concluded that a small number of causes are responsible for the majority of the issues. Eliminating these 20% significantly improves the final process. The precise identification of the phenomena allows one to effectively avoid non-significant reasons, because the Pareto principle is based on an analysis of the uneven distribution of decisive factors. The Pareto analysis (which results in the creation of a Pareto–Lorenz diagram) allows for the organization and analysis of the previously collected data. It is used when the goal is to counteract the following:

- negative phenomena with the highest frequency of occurrence,
- phenomena incurring the largest costs.

The Pareto–Lorenz diagram is a tool enabling the hierarchization of the factors affecting the studied phenomenon. It is a visual representation, showing both the relative and absolute distribution of the types of errors and problems as well as their causes. It allows for the presentation of data in a column chart with emphasis on the elements that contribute the most to the analyzed problem (Fig. 7).



Fig. 7. Pareto-Lorenz diagram

### 4. PROBLEM ANALYSIS

In the mining industry, the Pareto–Lorenz diagram is used to monitor and control the mining equipment (mining machine, armored face conveyor, belt conveyor, powered roof support) that constitutes an important element of the mining process [2]. In the case of these machines/equipment, it is important to assess the failure rate and reliability as well as to indicate which of the detected reasons causing failure frequency should be eliminated first.

The construction of the Pareto–Lorenz diagram for the control and monitoring of mining machinery/ equipment is divided into the following stages:

- collecting information that is, completing data on the failure rate of mining machines/equipment in the individual stages of the mining process;
- sorting the collected data assigning particular failures to specific mining machines/equipment such as the mining machine, armored face conveyor, belt conveyor, or powered roof support;
- calculation of cumulative percentages determination of cumulative percentages for particular highlighted failures;
- drawing a Pareto-Lorenz diagram;
- interpretation of the Pareto-Lorenz diagram.

### 5. LONGWALL FAILURE RATE

Because the mining process line is the fundamental element affecting the output volume in the process of extracting hard coal (useful minerals) and, thus, the costs associated with this process, the failure rate of this fundamental element was analyzed (plow and shearer) [1, 2, 6, 9]. The failure rates of two longwalls in hard coal mines were analyzed over the entire period of their operation (from their commissioning to the end of their operation). A traditional quality management tool – the Pareto–Lorenz diagram – was used to analyze the failure rate of the longwall plow complex.

The Pareto–Lorenz diagram was constructed according to the following stages:

- data was collected related to the type of failure of the following mining equipment (machines): the mining machine (plow, shearer), conveyors (AFC, belt), and powered roof support;
- individual failures were assigned to specific mining machines (equipment);
- cumulative percentages were calculated (determination of cumulative percentages for particular highlighted failures).

### 6. LONGWALL PLOW SYSTEM

All breaks in the work on the longwall that occurred over the entire mining period were registered by the relevant departments of the mine [10-12]. The piece of equipment (machine) in which the break occurred was assumed as the point of failure. The failure points were as follows:

- conveyors (AFC, beam stage loader, belt),
- plow,
- powered roof support.

Note: in the case of conveyor belts, only failures in the branch transport have been taken into account, disregarding the main haulage.

Table 1 presents the data on the causes of the failures, cumulative percentage number of the individual machines/equipment, breakdown times that occurred for individual elements of the mining complex, percentage number of failures, and cumulative percentage number of failures [5]. Meanwhile, Figure 8 presents a Pareto–Lorenz diagram showing the failure rate of a longwall plow system in the analyzed mine.

Table 1Failure rate of longwall plow system

Failure cause	ilure use Cumul- ative percent SPIE [%]		Percent number of failures <i>PIA</i> [%]	Cumulative number of failures <i>SPIA</i> [%]	
Conveyors	33.33	13,204	57	57	
Coal plow 66.66		8215	35	92	
Powered support	100	1822	8	100	



Fig. 8. Pareto–Lorenz diagram for plow longwall analyzed

### 7. LONGWALL SHEARER SYSTEM

The analysis of the longwall shearer system was carried out using the example of one wall in a mine belonging to PGG S.A. in which a two-armed mining machine was installed. The working time of the analyzed wall from the start of work to the end of its operation was 92 days. All breaks in the work on the wall that occurred over the entire mining period were registered by the mine's dispatcher. The machine/equipment that caused the break was assumed as the point of failure. The points of failure were as follows:

- shearer,
- conveyors (AFC, beam stage loader, belt),
- crusher,
- roof support,
- other.

The sum of all breaks in the operation of the longwall complex is presented in Table 2 and the Pareto– Lorenz diagram (Fig. 9). Table 2 illustrates the number and time of the breaks in the operation of individual elements in the longwall shearer complex. In terms of the number of breaks, it is clearly visible that the conveyors had the largest failure rate, followed closely by the shearer (Fig. 9). On the other hand, considering the total stoppage time, the sum of the stoppages in the longwall system was affected the most by breaks in the operation of the shearer, followed by the conveyors [10–12].

Table 2Total stoppage in operation of longwall system

No.	Breaks in operation of element of longwall system	Num- ber of breaks	Total stoppage time (min)	Stop- page time for all breaks [%]	Cumul- ative stoppage time [%]
1	Cutter-loader	67	6065	47	47
2	Conveyor	70	4920	39	86
3	Mining	14	725	5	91
4	Powered support	19	625	5	96
5	Another	13	500	4	100
Total:			183	12.835	100



Fig. 9. Pareto–Lorenz diagram for longwall shearer system

Analyzing the Pareto–Lorenz diagram, it can be concluded that the element of the longwall shearer system that caused the most failures was the mining machine (shearer – 47%), followed by the conveyor (39%).

### 8. CONCLUSIONS

The Pareto–Lorenz diagram allows for an analysis of the causes of failures and the effects of breaks in the operation of machines/equipment with the greatest impact on stoppages in the mining process in mines.

Analysis of these causes should show whether the failures were caused by the following:

- human factor (errors in operation, maintenance, servicing);
- the devices themselves (design, manufacturing defects);
- others that have not been created as a result of the aforementioned factors; e.g., particularly difficult working conditions.

Upon carrying out the aforementioned analysis, it is necessary to indicate the actions to be taken by those persons operating these machines and equipment to minimize the number of breaks in work that have a significant impact on the economic results of the mine.

In each of the mining systems analyzed (plow, shearer), it can be seen that two elements of the mining complex should be subjected to special analysis. The analysis should indicate the main causes of the failure and which methods and measures should be taken to significantly reduce the failure rate of these elements of the mining system.

In the case of a longwall plow system, the largest failure rate was demonstrated by the conveyors, followed by the plow. On the other hand, the element that caused the longest downtimes in the longwall shearer system was the shearer, followed by the conveyors.

An analysis of the Pareto–Lorenz diagram for a longwall plow system indicates that the largest number of failures (92%) are caused by two elements of the mining system; namely, the conveyors (AFC, belt) and plow.

Taking into account the percentage share of these two elements of a mining system, it can be concluded on the basis of the Pareto–Lorenz diagram that a total of 66.7% of the machines/equipment causes as much as 92% of all failures. Analyzing a longwall shearer system, the shearer is the element that causes the most failures (47%); this is why a thorough analysis of the failure rate of the shearer should be carried out in the next stage.

Persons monitoring and controlling the operation of machines/equipment should take special care of the technical condition of these machines/equipment and try to prevent the occurrence of failures. Failures of individual mining machines (and longwall shearers in particular) cause large losses for a mine, which is why it seems reasonable to propose actions that would help reduce the number of potential breakdowns of these machines. This is why employees connected with operating the machines (equipment) should be frequently trained in the field of operation and exploitation in order to avoid frequent stoppages; in particular, on issues such as the following:

- the purpose, design, and principle of operation as well as the application of a control and diagnostic system;
- principles of operation and installation of system sensors;
- structure, design, and principle of operation of the components and subassemblies;
- methods of installation, commissioning, and operation;
- diagnostics and analysis of the causes of failures and their elimination;
- operating guidelines;
- health and safety requirements.

In this group of failures, the employee is not a direct cause, but he can effectively prevent the emergence of some of these failures. You can reduce removal time by frequent staff training on breakdown recovery. Training connected with the proper maintenance of equipment (machines) should also be carried out, which should contribute to the prolongation of the failure-free operation of the machines.

The failure rate of the mining system (plow and shearer) directly translates into the efficiency and concentration of extraction, which ultimately reflects in the financial result of the mine.

### Acknowledgements

This article is the result of research conducted at the Institute of Production Engineering, Faculty of Organization and Management, Silesian University of Technology, within the statutory work entitled "Development of intelligent production methods as well as work and life environments in the context of production engineering challenges" (symbol 13/030/ BK\_18/0039).

### References

- Biały W.: Górnictwo węgla kamiennego wybrane problemy funkcjonowania. Monografia, Wydawnictwo PKJS, Gliwice 2011.
- [2] Biały W.: Innovative solutions applied in tools for determining coal mechanical properties, "Management Systems in Production Engineering" 2015, 4: 202–209.
- [3] Łucki Z.: Zarządzanie w górnictwie naftowym i gazownictwie, TAiWPN Universitas, Kraków 2005.
- [4] Skotnicka-Zasadzień B., Biały W.: An analysis of possibilities to use a Pareto chart for evaluating mining machines' failure frequency, "Eksploatacja i Niezawodność" 2011, 3: 51–55.
- [5] Peter F.: Rethinking Pareto analysis maintenance applications of logarithmic scatterplots, "Journal of Quality and Maintenance Engineering" 2001, 4: 252–263.
- [6] Franik T.: Monitorowanie podstawowych parametrów procesów produkcyjnych w kopalni węgla kamiennego, in: Komputerowo zintegrowane zarządzanie, red. R. Knosala, Oficyna Wydawnicza Polskiego Towarzystwa Zarządzania Produkcją, Opole 2009.

- [7] Midor K.: An analysis of the causes of product defects using quality management tools, "Management Systems in Production Engineering" 2014, 4: 162–167.
- [8] Ziółkowski J., Łada J.: Analiza ABC i XYZ w gospodarowaniu zapasami, Wydawnictwo Społecznej Akademii Nauk, Łódź 2014.
- [9] Zasadzień M.: Using the Pareto diagram and FMEA (Failure Mode and Effects Analysis) to identify key defects in a product, "Management Systems in Production Engineering" 2016, 4: 153–156.
- [10] Report books from the Department of Chiefs Mechanics.
- [11] Daily reports of the main dispatcher of the mine.
- [12] Wall Technical Project.

WITOLD BIAŁY, Assoc. Prof. PATRYCJA HĄBEK, Assoc. Prof. Institute of Production Engineering Faculty of Organization and Management Silesian University of Technology ul. Roosevelta 26, 41-800 Zabrze, Poland {wbialy, phabek}@polsl.pl WITOLD BIAŁY PATRYCJA HĄBEK

# Narzędzia inżynierii jakości w analizie awaryjności ścianowych kompleksów wydobywczych

Przerwy spowodowane awaryjnością maszyn wpływają na efektywność procesu wydobywczego. Głównym zadaniem służb utrzymania ruchu w kopalniach węgla kamiennego jest zapewnienie ciągłości pracy eksploatowanych maszyn (urządzeń). Wymiernym efektem tych działań powinno być ograniczenie kosztów utrzymania ruchu maszyn (urządzeń), a tym samym obniżenie kosztów produkcji wydobycia węgla, czyli działania kopalni. W niniejszym artykule przeanalizowano dwa kompleksy ścianowe: kombajnowy oraz strugowy. Do analizy wykorzystano jedno z narzędzi inżynierii jakości – diagram Pareto–Lorenza. Narzędzie to pozwala pogrupować przyczyny awarii oraz wskazać, które z nich są najistotniejsze i które powinny być w pierwszej kolejności usuwane. Przeprowadzona analiza wskazała, jak istotny jest właściwy dobór maszyn (urządzeń) do istniejących warunków geologiczno-górniczych. Niewłaściwy dobór skutkuje wzrostem energochłonności procesu wydobywczego, przedwczesnym zużyciem czy zwiększonymi przerwami w pracy, które są spowodowane awariami.

Słowa kluczowe: kompleksy ścianowe, awarie, wydobycie, diagram Pareto-Lorenza

### 1. WSTĘP

W górnictwie węglowym (tak światowym, jak i polskim), eksploatacja pokładów weglowych odbywa się systemami ścianowymi za pomocą maszyn urabiających pracujących na zasadzie skrawania. Dlatego też jednym z istotnych obszarów działalności kopalń jest eksploatacja maszyn i urządzeń niezbędnych do prawidłowego funkcjonowania. Działanie to powinno polegać między innymi na kontroli racjonalnego oraz efektywnego użytkowania i obsługiwania maszyn i urządzeń w procesie ich eksploatacji [1-4]. Aktualnie w górnictwie polskim (również światowym), zastosowanie znalazły dwa systemy: kombajnowy (rys. 1) oraz strugowy (rys. 2). Proces urabiania w obu systemach jest identyczny, natomiast różnica polega na zainstalowanej w tym procesie maszynie urabiającej - kombajn lub strug. Pozostałe elementy systemu pozostają bez zmian.

Efektywność prawidłowo zaprojektowanego systemu mechanizacyjnego oraz jego niezawodność bezpośrednio rzutują na wynik ekonomiczny przedsiębiorstwa. Rozwój technologiczny w górnictwie, zwiększająca się kompleksowość, wydajność oraz moc stosowanych maszyn i urządzeń górniczych stawia coraz większe wymagania kultury ich użytkowania. Urządzenia te muszą spełniać warunki energooszczędności, niezawodności, wysokiej trwałości oraz bezpieczeństwa pracy.



Rys. 1. Ścianowy kompleks kombajnowy: 1 – kombajn, 2 – zastawka, 3 – drabinka, 4 – ścianowa obudowa zmechanizowana, 5 – przenośnik zgrzebłowy ścianowy, 6 – przenośnik zgrzebłowy podścianowy [1]



Rys. 2. Ścianowy kompleks strugowy: 1 – przenośnik zgrzebłowy podścianowy, 2 – strug, 3 – przenośnik zgrzebłowy ścianowy, 4 – napęd przenośnika, 5 – napęd struga, 6 – ścianowa obudowa zmechanizowana [1]

Maszyny i urządzenia górnicze są złożonymi obiektami technicznymi, które powinny charakteryzować się odpowiednio wysoką trwałością i niezawodnością działania w stosunkowo długim czasie eksploatacji. Na określone kształtowanie się tych cech znaczny wpływ ma nie tylko sam proces ich projektowania, konstruowania i montażu, ale przede wszystkim (podczas szeroko rozumianego procesu użytkowania), prawidłowa dbałość o stan techniczny. Gwarancja uzyskania niezawodności i wysokiej trwałości urządzeń w czasie eksploatacji, jest stosowanie diagnostyki technicznej, która pozwala poprawnie określić stan techniczny maszyn. Stąd głównym zadaniem służb utrzymania ruchu w kopalni jest zapewnienie ciągłości pracy eksploatowanych (w danej chwili) urządzeń i maszyn. Konsekwencją tych działań jest ograniczenie kosztów utrzymania ruchu urządzeń i maszyn, co wiąże się z obniżeniem kosztów produkcji, czyli działania zakładu górniczego. W przypadku wystąpienia zakłóceń w tym procesie, generowane są ogromne straty.

W niniejszym artykule do oceny awaryjności urządzeń i maszyn górniczych wykorzystano jedno z tradycyjnych narzędzi zarządzania jakością – diagram Pareto–Lorenza [4, 5]. Za pomocą tego graficznego obrazu można przedstawić zarówno względny, jak i bezwzględny rozkład rodzajów błędów, problemów i przyczyn ich powstawania [6].

W procesie wydobywania kopaliny głównym elementem jest ciąg urabiania, w którym można wyszczególnić trzy następujące po sobie etapy [1, 4]:

- proces urabiania,
- transport poziomy,
- transport pionowy.

Analizując ciąg urabiania, można stwierdzić, że mamy do czynienia z systemem szeregowym – awaria jednego z ogniw powoduje "wyłączenie" pozostałych elementów tego ciągu (rys. 3).



Rys. 3. Elementy składowe ciągu urabiania

### 2. UTRZYMANIE RUCHU CIĄGU URABIANIA

Utrzymanie ruchu maszyn czy urządzeń górniczych realizowane jest przez służby związane z kopalnią, jak również przez firmy zewnętrzne. W przypadku firm zewnętrznych, najczęściej są to producenci danej maszyny czy urządzenia.

Każda maszyna czy urządzenie zainstalowane w kopalni, podlega działaniom konserwacyjno-naprawczym, które można rozłożyć na czynniki lokalizujące je w strukturze napraw i odpowiednio zlokalizować w strukturze napraw (rys. 4):

- remonty/konserwacja elementów hydraulicznych (pneumatycznych),
- remonty/konserwacja elementów mechanicznych,
- remonty/konserwacja elementów elektrycznych.



Rys. 4. Schemat blokowy struktury napraw

Model, za pomocą którego aktualnie rejestruje się dane o awariach maszyn/urządzeń górniczych w jednej z kopalń PGG, przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat rejestracji awarii maszyn/urządzeń w kopalni PGG

Na podstawie obserwacji można stwierdzić, że obecnie w polskich kopalniach węgla kamiennego nie został opracowany jednolity system zarządzania utrzymaniem ruchu maszyn górniczych tak w procesie eksploatacji, jak i remontów. System ten powinien uwzględniać [1]:

- obserwację, rejestrację oraz analizę poszczególnych czynności;
- harmonogramowanie czynności;
- sposób gromadzenia informacji o maszynach i urządzeniach;
- tryb uzgadniania zakresu prac serwisowych pomiędzy użytkownikiem a wytwórcą;
- kształtowanie właściwych kompetencji pracowników realizujących czynności z zakresu utrzymania ruchu;
- gromadzenie i przetwarzanie informacji prowadzenia prac z zakresu utrzymania ruchu.

Do monitorowania oraz kontroli maszyn/urządzeń ścianowego kompleksu wydobywczego można wykorzystać inżynierię jakości. Wykorzystanie elementów inżynierii jakości w większości przedsiębiorstw produkcyjnych ma na celu przedstawienie wystąpienia potencjalnych wad w wyrobie lub cyklu produkcyjnym. Wykorzystanie narzędzi zarządzania jakością pozwala na monitorowanie cyklu produkcyjnego, począwszy od fazy projektowej, przez produkcję, kończąc na etapie końcowym, czyli dostarczeniu gotowego wyrobu klientowi. Narzędzia inżynierii jakości do oceny skutków awarii przyczynią się w znaczący sposób do zmniejszenia strat, które są związane z nieplanowanymi przestojami (awariami). Stąd też uzasadnione wydaje się wykorzystanie narzędzi inżynierii jakości w procesie produkcyjnym (wydobywczym), co pozwoli na skuteczne zmniejszenie strat powstałych w wyniku awarii. Dlatego proponuje się włączenie elementów inżynierii jakości do wyznaczania przyczyn awarii w procesie wydobywczym (rys. 6).



Rys. 6. Inżynieria jakości w określaniu przyczyn awarii

Praktyczne zastosowanie wybranych elementów inżynierii jakości w procesie produkcyjnym (w tym przypadku wydobywczym) pozwoli na zmniejszenie strat związanych z przestojami wynikającymi z awarii maszyn/urządzeń.

### 3. INŻYNIERIA JAKOŚCI A AWARYJNOŚĆ MASZYN/URZĄDZEŃ

Przez inżynierię jakości rozumie się kształtowanie, modelowanie oraz implementację systemów jakości według określonych standardów i norm, zarządzanie jakością, metody certyfikacji systemów jakości, metody akredytacji i audytu, sterowanie procesami, metrologię, prawne aspekty jakości oraz metody kompleksowego zarządzania jakością TQM.

Do dobrego skutecznego zarządzania jakością kadrze zarządzającej potrzebne są informacje. Muszą być one rzetelne, aktualne i przede wszystkim prawdziwe. Zarządzanie przez jakość ma na celu udoskonalanie produktów i/lub usług – stwarzanie i ochrona ich jakości, tak aby zadowolić klienta. Jest to kompleksowa działalność, a w jej realizacji pomagają różnego rodzaju narzędzia i metody.

Narzędzia jakości są wykorzystywane do zbierania, przetwarzania informacji, do nadzorowania procesu zarządzania przez jakość, do wykrywania błędów, wad i nieprawidłowości w przebiegach procesów, produktach lub usługach. Pozwalają na wizualizację danych, monitorowanie i diagnozowanie procesów. Dzięki nim możemy sprawdzić efektywność podjętych działań. Są one instrumentami, które pozwalają na monitorowanie działań (procesów) w całym cyklu życia wyrobu.

Narzędzia zarządzania jakością dzielimy na tradycyjne, nowe oraz dodatkowe. Tradycyjne narzędzia są nazywane wielką siódemką (ang. *magnificient seven*). Są one najczęściej wykorzystywane i mają znaczenie podstawowe. Narzędzia te mogą być stosowane samodzielnie, ale często używa się ich jako składników metod zarządzania jakością. Jednym z tradycyjnych narzędzi zarządzania jakością jest diagram Pareto–Lorenza [7–9].

Diagram Pareto–Lorenza, nazywany również metodą ABC, prawem nierównomierności rozkładu lub prawem 20–80, używany jest w celu identyfikacji i oceny istotności analizowanych zagadnień. Identyfikowane są te problemy, które mimo stanowienia mniejszości względem liczebności pozostałych (20%) wywierają dominujący wpływ na rozpatrywane zagadnienie (80%).

Procedura przeprowadzania analizy według metody ABC sprowadza się do:

- identyfikacji rodzajów rozpatrywanych zagadnień (np. rodzajów wad);
- określenia przedziału czasowego (dzień, zmiana, rok itp.) w celu późniejszego porównywania efektów wprowadzonych zmian;

43

- ustalenia częstości występowania poszczególnych kategorii (np. przyczyn, wad);
- uszeregowania kategorii według malejącej częstości występowania, obliczenia częstości procentowych oraz skumulowanych;
- ustalenia skal na osi pionowej (najczęściej przyjmuje się bezwzględną częstość występowania oraz procent skumulowany) i poziomej (kategorie);
- naniesienia na wykres słupków odpowiadających częstości dla poszczególnych kategorii (wykres Pareto) i krzywej dla procentów skumulowanych (krzywa Lorenza), w kolejności od największego do najmniejszego nasilenia oddziaływania.

Omawiając metodę ABC, można stwierdzić, że niewielka liczba przyczyn odpowiada za większość występujących zjawisk. Zlikwidowanie tych 20% znacząco poprawia końcowy proces. Precyzyjna identyfikacja zjawisk pozwala w skuteczny sposób uniknąć przyczyn mało istotnych, ponieważ zasada Pareto opiera się na analizie nierównego rozkładu czynników decyzyjnych. Analiza Pareto (której wynikiem jest diagram Pareto–Lorenza) pozwala na uporządkowanie i przeanalizowanie wcześniej zebranych danych. Stosuje się ją wtedy, gdy naszym celem jest przeciwdziałanie:

- zjawiskom negatywnym o największej częstotliwości występowania,
- zjawiskom przysparzającym największych kosztów.

Diagram Pareto–Lorenza jest narzędziem umożliwiającym hierarchizację czynników wpływających na badane zjawisko. Jest on graficznym obrazem, pokazującym zarówno względny, jak i bezwzględny rozkład rodzajów błędów, problemów oraz ich przyczyn. Pozwala przedstawić dane na wykresie kolumnowym z uwydatnieniem elementów dających największy wkład do analizowanego problemu (rys. 7).



Rys. 7. Diagram Pareto–Lorenza

### 4. ANALIZA PROBLEMU

W przemyśle górniczym (wydobywczym) diagram Pareto-Lorenza znajduje zastosowanie do monitoro-

wania i kontroli urządzeń górniczych (maszyna urabiająca, przenośnik zgrzebłowy, przenośnik taśmowy, obudowa zmechanizowana), które stanowią ważny element procesu wydobywczego w kopalni [2]. W przypadku tych maszyn/urządzeń istotna jest ocena awaryjności i niezawodności, a także wskazanie, które z wykrytych przyczyn powodujących awaryjność powinny być jako pierwsze wyeliminowane.

Konstruowanie diagramu Pareto–Lorenza do kontroli i monitorowania maszyn/urządzeń górniczych dzieli się na następujące etapy:

- zbieranie informacji czyli skompletowanie danych o awaryjności maszyn/urządzeń górniczych w poszczególnych etapach procesu wydobywczego;
- uszeregowanie zebranych danych przyporządkowanie poszczególnych awarii do konkretnych maszyn/urządzeń górniczych, takich jak: maszyna urabiająca, przenośnik zgrzebłowy, przenośnik taśmowy, obudowa zmechanizowana;
- obliczenie skumulowanych wartości procentowych – ustalenie skumulowanych wartości procentowych dla poszczególnych wyróżnionych awarii;
- sporządzenie diagramu Pareto-Lorenza;
- interpretacja sporządzonego diagramu Pareto– Lorenza.

### 5. AWARYJNOŚĆ ŚCIAN WYDOBYWCZYCH

Jako że w procesie wydobywania węgla kamiennego (kopalin użytecznych) ciąg urabiania jest podstawowym elementem wpływającym na wielkość wydobycia, a tym samym na związane z tym procesem koszty przeanalizowano awaryjność tego podstawowego elementu (strugowego oraz kombajnowego) [1, 2, 6, 9]. Przeanalizowano awaryjność dwóch ścian wydobywczych w kopalniach węgla kamiennego w całym okresie ich eksploatacji (od momentu uruchomienia do zakończenia eksploatacji). Do analizy awaryjności ścianowego kompleksu strugowego zostało wykorzystane tradycyjne narzędzie zarządzania jakością – diagram Pareto–Lorenza.

Diagram Pareto-Lorenza skonstruowano, wykonując następujące czynności:

- zebrano dane związane z rodzajem awarii następujących urządzeń (maszyn) górniczych: maszyny urabiającej (struga, kombajnu), przenośników (zgrzebłowych, taśmowych), obudowy zmechanizowanej;
- przyporządkowano poszczególne awarie do konkretnych maszyn (urządzeń) górniczych;
- obliczono skumulowane wartości procentowe (ustalenie skumulowanych wartości procentowych dla poszczególnych wyróżnionych awarii).

### 6. ŚCIANOWY KOMPLEKS STRUGOWY

Wszystkie przerwy w pracy ściany, powstałe w ciągu całego okresu wydobywczego zostały zarejestrowane przez odpowiednie służby kopalni [10–12]. Jako miejsce wystąpienia awarii przyjęto urządzenie (maszynę), w którym wystąpiła przerwa w pracy. Miejsca awarii to:

- przenośniki (ścianowy, podścianowy, taśmowy),
- strug,
- obudowa.

Uwaga: w przypadku przenośników taśmowych uwzględniano tylko awarie w transporcie oddziałowym z pominięciem odstawy głównej.

W tabeli 1 przedstawiono dane dotyczące przyczyn awarii, skumulowaną procentową liczbę poszczególnych maszyn/urządzeń, czasy awarii, jakie wystąpiły dla poszczególnych elementów kompleksu wydobywczego, procentową liczbę awarii oraz skumulowaną procentową liczbę awarii [5]. Natomiast na rysunku 8 przedstawiono diagram Pareto–Lorenza ukazujący awaryjność ścianowego kompleksu strugowego w analizowanej kopalni.

Tabela 1 Awaryjność ścianowego kompleksu strugowego

Przyczyna awarii	Skumulowa- na liczba <i>SPIE</i> [%]	Czas awarii min <u>IA</u>	Liczba awarii <i>PIA</i> [%]	Skumulowana liczba awarii <i>SPIA</i> [%]	
Przenośniki	33,33	13 204	57	57	
Maszyna urabiająca	66,66	8215	35	92	
Obudowa	100	1822	8	100	



Rys. 8. Diagram Pareto–Lorenza dla analizowanej ściany strugowej

### 7. ŚCIANOWY KOMPLEKS KOMBAJNOWY

Analiza ścianowego kompleksu kombajnowego przeprowadzona została na przykładzie jednej ściany,

w kopalni należącej do PGG S.A., w której zainstalowany był dwuramionowy kombajn wydobywczy.

Czas pracy analizowanej ściany od momentu jej uruchomienia do zakończenia eksploatacji, wyniósł 92 dni. Wszystkie przerwy w pracy ściany, powstałe w ciągu całego okresu wydobywczego zostały zarejestrowane przez dyspozytora kopalni. Jako miejsce wystąpienia awarii przyjęto maszynę/urządzenie, w którym wystąpiła przerwa w pracy. Miejsca awarii to:

- kombajn,
- przenośniki (ścianowy, podścianowy, taśmowy),
- kruszarka,
- obudowa,
- inne.

Sumę wszystkich przerw w pracy kompleksu ścianowego przedstawia tabela 2 oraz diagram Pareto– Lorenza (rys. 9). Tabela 2 ilustruje liczbę oraz czasy przerw w pracy poszczególnych elementów ścianowego kompleksu kombajnowego. Pod względem liczby przerw wyraźnie widać, że największą awaryjność miały przenośniki, a tuż za nimi plasuje się kombajn (rys. 9). Natomiast na łączną sumę czasu przerw kompleksu ścianowego największy wpływ miały przerwy w pracy kombajnu, a następnie przenośników [10–12].

Tabela 2 Suma przerw w pracy kompleksu ścianowego

Przerwy w pracy elementu ścianowego kompleksu kombajnowego	Liczba przerw	Łączny czas przerw [min.]	Czas trwania wszystkich przerw [%]	Skumu- lowany czas przerw [%]
Kombajn	67	6065	47	47
Przenośnik	70	4920	39	86
Górnicza	14	725	5	91
Obudowa zmechanizowana	19	625	5	96
Inna	13	500	4	100
Suma		183	12 835	100



Rys. 9. Diagram Pareto–Lorenza dla ścianowego kompleksu kombajnowego

Z diagramu Pareto–Lorenza (rys. 9) wynika, że przerwy w pracy kombajnu i przenośników powodują największe przestoje w pracy kompleksu ścianowego – ich łączna suma wynosi 86%. Suma przerw zaliczonych do grupy: górnicze, obudowa zmechanizowana i "inne", a które nie powstały z winy człowieka i nie są związane ze zużyciem się poszczególnych elementów kompleksu ścianowego stanowi tylko 14%.

Analizując wykres Pareto–Lorenza, można stwierdzić, że najbardziej awaryjnym elementem ścianowego kompleksu kombajnowego okazała się maszyna urabiająca (kombajn 47%), następnie przenośnik (39%).

### 8. PODSUMOWANIE

Diagram Pareto–Lorenza pozwala przeanalizować przyczyny awarii oraz skutki dla kopalni, które są wynikiem powstawania przerw w pracy maszyn/urządzeń, mających największy wpływ na przestoje ciągu urabiania.

Analiza tych przyczyn powinna wykazać, czy awarie zostały spowodowane przez:

- czynnik ludzki (błędy w eksploatacji, konserwacji, obsłudze);
- spowodowane przez same urządzenia (błędy konstrukcyjne, wykonawcze);
- inne, które nie powstały w wyniku wcześniej wymienionych kryteriów, np. szczególnie trudnych warunków pracy.

Po przeprowadzeniu ww. analizy należy wskazać na działania, jakie powinny podjąć osoby obsługujące te urządzenia, aby zminimalizować przerwy w pracy mające istotny wpływ na wyniki ekonomiczne osiągane przez kopalnię.

W każdym z analizowanych systemów wydobywczych (strugowych, kombajnowych) wynika, że dwa elementy kompleksu wydobywczego powinny być poddane szczególnej analizie. Analiza powinna wskazać główne przyczyny wystąpienia awarii oraz na to, jakie należy podjąć działania zapobiegawcze, aby zdecydowanie zmniejszyć awaryjność tych elementów kompleksu wydobywczego.

W przypadku ścianowego kompleksu strugowego największą awaryjnością wykazały się przenośniki, w następnej kolejności strug. Natomiast w ścianowym systemie kombajnowym elementem, który powodował najdłuższe przerwy w pracy, był kombajn, następnie przenośniki. Z analizy diagramu Pareto–Lorenza dla ścianowego kompleksu strugowego wynika, że największą liczbę awarii (92%) powodują dwa elementy kompleksu wydobywczego, a mianowicie: przenośniki (zgrzebłowe, taśmowe) oraz strug.

Biorąc pod uwagę procentowy udział tych dwu elementów kompleksu wydobywczego, na podstawie diagramu Pareto–Lorenza można stwierdzić, że łącznie 66,7% rodzajów maszyn/urządzeń, powoduje aż 92% awarii.

Najbardziej awaryjnym elementem w ścianowym systemie kombajnowym jest kombajn (47%) – dlatego w następnym etapie należałoby przeprowadzić szczegółową analizę awaryjności kombajnu.

Osoby monitorujące i kontrolujące pracę maszyn/ urządzeń powinny w szczególny sposób zadbać o stan techniczny tych maszyn/urządzeń i starać się zapobiegać wystąpieniu awarii. Awarie poszczególnych maszyn górniczych, a zwłaszcza kombajnów ścianowych powodują duże straty dla kopalni, dlatego zasadne wydaje się zaproponowanie działań, które pomogłyby ograniczyć liczbę potencjalnych awarii tych maszyn. Aby więc nie dochodziło do częstych postojów, pracownicy związani z obsługą maszyn (urządzeń), powinni być często szkoleni w zakresie obsługi i eksploatacji, szczególnie w takich zagadnieniach, jak:

- przeznaczenie, budowa oraz zasada działania i zastosowanie systemu sterowania oraz diagnostyki;
- zasady działania i instalowania czujników systemu;
- struktura, budowa i zasada działania części składowych i podzespołów;
- metody instalacji, uruchamiania oraz obsługi;
- diagnostyki i analizy przyczyn awarii i ich usuwania;
- wytyczne eksploatacji;
- wymagania BHP.

Chociaż człowiek nie przyczynia się bezpośrednio do ww. awarii, to może skutecznie zapobiegać powstawaniu niektórych z nich. Można zmniejszyć czas ich usunięcia dzięki częstym szkoleniom personelu dotyczące usuwania skutków awarii. Należy również przeprowadzać szkolenia związane z właściwą konserwacją urządzeń (maszyn), co przyczyni się do przedłużenia bezawaryjnej pracy urządzeń (maszyn).

Awaryjność kompleksu wydobywczego (zarówno strugowego, jak i kombajnowego) w bezpośredni sposób przekłada się na efektywność, koncentrację wydobycia, co w ostateczności skutkuje wynikiem finansowym kopalni.

### Podziękowania

Artykuł został sfinansowany ze środków pracy statutowej 13/030/BK\_18/0039 realizowanej w Instytucie Inżynierii Produkcji na Wydziale Organizacji i Zarządzania Politechniki Śląskiej.

### Literatura

- [1] Biały W.: Górnictwo węgla kamiennego wybrane problemy funkcjonowania. Monografia, Wydawnictwo PKJS, Gliwice 2011.
- [2] Biały W.: Innovative solutions applied in tools for determining coal mechanical propreties, "Management Systems in Production Engineering" 2015, 4: 202–209.
- [3] Łucki Z.: Zarządzanie w górnictwie naftowym i gazownictwie, TAiWPN Universitas, Kraków 2005.
- [4] Skotnicka-Zasadzień B., Biały W.: An analysis of possibilities to use a Pareto chart for evaluating mining machines' failure frequency, "Eksploatacja i Niezawodność" 2011, 3: 51–55.
- [5] Peter F.: Rethinking Pareto analysis maintenance applications of logarithmic scatterplots, "Journal of Quality and Maintenance Engineering" 2001, 4: 252–263.
- [6] Franik T.: Monitorowanie podstawowych parametrów procesów produkcyjnych w kopalni węgla kamiennego, w: Komputerowo zintegrowane zarządzanie, t. 1, red. R. Knosala, Oficyna Wydawnicza Polskiego Towarzystwa Zarządzania Produkcją, Opole 2009, s. 286–295.

- [7] Midor K.: An analysis of the causes of product defects using quality management tools, "Management Systems in Production Engineering" 2014, 4: 162–167.
- [8] Ziółkowski J., Łada J.: Analiza ABC i XYZ w gospodarowaniu zapasami, Wydawnictwo Społecznej Akademii Nauk, Łódź 2014.
- [9] Zasadzień M.: Using the Pareto diagram and FMEA (Failure Mode and Effects Analysis) to identify key defects in a product, "Management Systems in Production Engineering" 2016, 4: 153–156.
- [10] Książki raportowe działu Głównego Mechanika ds. dołu.
- [11] Raporty dzienne dyspozytora głównego kopalni.
- [12] Projekt Techniczny Ściany.

dr hab. inż. WITOLD BIAŁY, prof. PŚ dr hab. inż. PATRYCJA HĄBEK, prof. PŚ Instytut Inżynierii Produkcji Wydział Organizacji i Zarządzania Politechnika Śląska ul. Roosevelta 26, 41-800 Zabrze

{wbialy, phabek}@polsl.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.3.535.47

ŁUKASZ BOŁOZ

## Mining of thin coal seams using surface-underground methods

Shallow hard coal deposits in the form of seams can be mined using surface-underground methods. These methods are characterized by the exploitation of the deposit from the surface, while the mining process itself takes place underground. The large variability of the mining and geological conditions was the reason for the emergence of many mining methods and systems as well as machines, sometimes used only locally in various parts of the world. The article presents the surface-underground methods used around the world. Attention is paid to unusual and rarely used methods and machines, which are not utilized in Polandfor various reasons. The present article discusses mining machines used in the methods of Highwall, Auger, and Punch longwall mining along with their types and varieties.

Key words: thin coal seams, Highwall mining, Auger mining, Punch longwall mining

### 1. INTRODUCTION

The exploitation of mineral deposits starts with the most attractive ones in terms of profitability and technical requirements. In the case of hard coal deposited in the form of seams, thin and highly inclined seams are omittedas long as theyare not necessary, especially when there is a combination of both. Thus, in many countries, there is a growing interest in thin and highly inclined seams resulting from their abundance and the need to meet power needs.

Historically, it can be said that the wide range of methods and systems as well as the machines used in the mining of thin coal seams in world underground mining has been significantly limited overthe last century [1, 2] and has been reduced to several proven solutions [3–5]. Solutions such as cutters, longwall shearers with a complex and unusual trajectory of cutting tool movement, multi-headed shearers, machines with various positioning and shapes of cutting heads, cavity shearers, plow-scrapers, drills, or active plows areno longer used in most cases. Currently, the most commonly used mining machines are two-headed and two-armed longwall shearers, static coal plows, and milling heading machines. Less frequently

used machines include drilling,drilling-milling machines (Marietta, Ural-20, or Xcel Miners 4-Rotor miners),andcutters. Of course, it should be noted that innovative solutions are still being developed; however, they are either at the design or prototype stage or are niche solutions [3, 5].

Presently, several dozen systems for mining thin seams are known, including ones for highly inclined seams. This article discusses three very interesting methods of exploiting thin seams; namely, Continuous Highwall, Auger, and Punch longwall mining (which are not and have not been used in Poland and are relatively unknown because of their niche use and do not have Polish nomenclature) [6]. The term "Highwall mining" can also be found in the literature as a common system name for both Continuous Highwall and Auger mining. These are systems of surfaceunderground mining without removing the overburden. The term "surface-underground mining" is aimed at drawing attention to the fact that mining (i.e., underground mining) is performed, but with direct access to the seam from the surface. These systems are used only in seams that are accessible from the surface; i.e., the so-called exposed seams or outcropping seams.

Information on other systems such as longwall, cut and fill, or sublevel caving can be found in the literature [4, 7, 8]. Their mechanization is mostly based on well-known solutions of machines such as roadheaders, drill carriages, loaders, haulers, conveyors, or various solutions of powered supports.

### 2. THEAUGER MINING METHOD

The auger mining method uses drilling and is the oldest of the surface-underground methods discussed here. It consists of making large-diameter entries using the rotary method at specified intervals (Fig. 1). The spaces left between the entries are support pillars. The cutting head loads the spoil onto the flight, which transports it outside to a scraper or belt conveyor. The method is characterized by low use of the deposit (30–40%);at the same time, it is cheap and enables a quick start and end of an operation.



Fig. 1. Auger mining method: a) method scheme;
b) system in operation in Nicholas county, USA
1 - coal deposit, 2 - overburden, 3 - post-mininghole,
4 - cutting head, 5 - helical flange, 6 - shaft sections,
7 - drive, 8 - guard, 9 - crane, 10 - operator's cabin

The most advanced and largest mining machine used in this method is the Auger Miner 1500 (Fig. 2) from Coal Augering Service Pty Ltd. (CAS AM 1500). CAS is an Australian company offering coal mining services using the method of drilling and employs the technology of BryDet, the producer of the BUA 600 machine for underground drill mining. The diameter range of the cutting heads ranges from  $\phi$ 1200 to  $\phi$ 1900 mm. The drilling depth reaches up to 203 m for an individual hole. At the worksite, the machine is set to the appropriate height by means of columns with a pitch of 2600 mm that (in addition to positioning) allowsfor the drilling of two horizontal holes (one above the other). After making the hole and withdrawing the shaft, the machine moves transversely with the aid of a rolling system made of two guides and a hydraulic mechanism. During assembly and disassembly (drilling, retraction), the flights are transferred with a crane [9].



Fig. 2. Auger miner type mining machine: a) CAS AM1500 machine; b) shaft assembly; c) mining head 1 – cutting head; 2 – shaft sections, 3 – crane, 4 – columns, 5 – rolling system beam, 6 – rolling system actuators, 7 – guard, 8 – belt conveyor, 9 – drive, 10 – operator's cabin

Auger machines come in many versions that differ primarily in the diameter of the hole being made as well asthe number of heads. The diameter of the holes ranges from \$400\$ to \$2500\$ mm, and up to three holes can be made at the same time. An example of a machine with the smallest diameter and greatest number of simultaneously made holes is the MCK-GS MUL-T (Fig. 3) by Salem Tool Inc., which can mine a seam with three heads with a diameter of \$400\$ mm at the same time. The length of the drilled hole reaches 150 m [10].



Fig. 3. Auger miner: a) MCK-GS MUL-T machine from Salem Tool Inc.; b) drilling with three heads

Machines used for drill mining allow for a very quick start of operation, and apart from providing media and maintenance, they only require an output transport system.

Auger mining technology in the underground version also utilizes the method of drilling, which is used for the exploitation of thin and residual seams. Mining consists of the selective excavation of the seam through large-diameter entries. Pillars are left between the individual entries to support the overburden. Both technology and machines can be found in articles where they are described using the examples of Ukrainian and Czech mining [11, 12].

The BryDet BUA 600 combine is also used for underground mining using the drilling method (Fig. 4). This machine is characterized by an interesting solution consisting ofthe use of two units: a mining unit and a withdrawing one. Both units work simultaneously, and during drilling and retraction, the shafts are transferred from one hole to the other, which allows us to minimize the shaft storage size and increase efficiency. Changing the distance of both units inrelation to one another simultaneously determines the width of the protective pillar. The BUA 600 machine can produce holes with diameters ranging from  $\phi$ 1000 to  $\phi$ 1800 mm and up to 80 m in depth. The drive power of the drilling unit is 450 kW, and the withdrawing unit's power – 110 kW. The total weight of the machine is 60 Mg and requires a cast 6 m wide and 1.8 m high [13] for installation. Despite its typical underground application, the BUA 600 has been discussed due to its interesting and applicable technical solution in surface mining.



Fig. 4. Auger miner: a) BryDet's BUA 600 machine; b) operation technology

1 – drilling unit, 2 – withdrawing unit, 3 – cutting head, 4 – scraper conveyor, 5 – shaft sections, 6 – drilling unit operator's cabin, 7 – withdrawing unit operator's cabin

### 3. CONTINUOUS HIGHWALL MINING METHOD

The Continuous Highwall Mining method initially used a mining machine built on the basis of a continuous miner. In newer solutions designed specifically for thin seams, a separate mining machine is used. The method consists ofmaking subsequent galleries separated by protective pillars, which means that the use of the seam varies at around 60%. The spoil is transported outside using double auger conveyors. In both methods (Auger and Highwall), mining takes place without human intervention at the face, which removes the necessity of using classic ventilation for the excavations and securing the roofs (Fig. 5).



Fig. 5. Highwall mining method: a) method scheme;
b) cast equipment along with the Terex SHM miner;
c) casts after exploitation in Mingo county, USA; d) AHS
American Highwall Systems type mining machine
1 - coal seam, 2 - overburden, 3 - cutting head,
4 - auger conveyor

A machine used in this technology is the CAT HW300, which is technically a Terex SHM miner (Fig. 6).



Fig. 6. HW300 CAT miner: a) miner, modules; b) XLPCM; c) LPCM; d) high

1 - cutting head, 2 - auger conveyor, 3 - scraper conveyor,
4 - loading spade, 5 - centrifugal loading arms, 6 - scraper conveyor, 7 - pushbeam, 8 - gantry crane, 9 - feed system actuators, 10 - cable drum, 11 - caterpillar, 12 - anchor, 13 - column XII, 14 - operator's cabin

The HW300 miner is a powerful machine with a total power of 1600 kW and weighing 250 Mg in the lightest configuration, which carries out the mining process to a depth of up to 300 m. After having been set in the right position, the machineis stabilized with two anchors. The mining is carried out with acutting module pushed into the face by the feed system by means of hydraulic actuators with a pitch of 6.8 m. Pushbeams with a length of 6 m are simultaneously the hull of the double auger conveyor and are transported during assembly and disassembly using a gantry crane. As with the front progresses, all cables are unwound from the cable drum [14].

The HW300 miner has four compatible cutter modules used depending on the thickness of the seam:

- LPCM low module cutterhead diameter \$648 mm, cutting height from 762 to 1575 mm, cutting width 2946 mm, weight 23.1 Mg,
- Mid medium module, partly outranging thin layers cutterhead diameter \$\phi965\$ mm, mining height from 1200 mm to 3060 mm, cutting width 3505 mm, weight 42.8 Mg. Equipped with an additional scraper conveyor.
- High high module, completely outranging thin seams – cutterhead diameter φ965 mm, mining height from 2400 mm to 4494 mm, cutting width 3505 mm, weight 48.5 Mg. Equipped with a loading spade with centrifugal loading arms and an additional scraper conveyor.

The HW300 harvester moves on four caterpillar trolleys fixed to the columns that allow for changing the height of the cutter module in relation to the floor and turning the machine as well as driving transverse-ly. The machine is more than 20 m long, almost 12 m wide, and almost 9 m high [14].

Highwall mining machines are also available in the AHS version from American Highwall Systems. AHS harvesters are suited for exploiting seams with a dip of up to 30° and undulate deposits (Fig. 6d) [15].

An interesting variant of the Highwall mining system is the ADDCAR system from UGM ADDCAR Systems, LLC (Fig. 7). The ADDCAR system is used in the same way as the HW300 and is designed for exploiting seams within arange of 0.76 m to 8.54 m in height and approximately 3.5 m wide. As a mining machine, one of the CAT or Joy continuous miners is used. It is also possible to use a roadheader with point cutting. However, in each case, a special design of the combine is required, adapted to be compatible with the ADDCAR system.



*Fig. 7. ADDCAR system machines: a) complex; b) transfer module assembly; c) transfer modules* 

The system is available in two varieties – Broad and Narrow Bench Highwall, with different maximum thicknesses of the seam and lengths of the gallery. The key feature of the ADDCAR system is the use of modules constituting independent cooperating belt conveyors. The 12.5-meter-long modules have a wheel chassis as well as their own drive and control systems. The modules thatare added during operation are connected mechanically and electrically. The system allows for the extraction of coal along a 488-meter-long gallery. An undeniable advantage of using belt conveyors is the significantly lower spoil degradation ascompared to transport by auger conveyors [16].

### 4. PUNCH LONGWALL MINING METHOD

The Punch longwall mining method (Fig. 8) consists of the extraction of seams, which are made available directly from the surface by making access excavations, using the longwall system. The excavations can be parallel or perpendicular to the direction of the longwall system's progress, in which case, the direction of exploitation is parallel to the excavations or is perpendicular to the boundary of the mining area towards the excavation. Protective pillars are left between consecutive fields. The wall equipment is an automated longwall system [8, 17]. The use of automated longwall systems allows for the mining of seams of varying thickness and allows for obtaining a high (approximately 90%) extraction of the deposit.



Fig. 8. Punch longwall mining: a) method scheme;
b) Broadmeadow mine in Australia
1 - coal seam, 2 - overburden, 3 - excavation, 4 - spoil
tip, 5 - longwall galleries, 6 - longwall system, 7 - goaf

In surface-underground methods, creeping scraper conveyors are also used. These are solutions involving remotely controlled machines that can traverse excavations thatare located in varying configurations with reference to one another, combining a mining machine with a subsequent means of hauling. Such solutions enable the use of various mining machines integrated with the conveyors.

### 5. CONCLUSIONS

The exploitation of thin and highly sloping seams, takes place using different methods and machines depending on many factors. Over the years, various mining machines have been used, although only a few proven solutions have remained. However, local conditions contributed to the development of mining methods and the machines they employ thatare utilized on a small scale in various parts of the world. The review of methods, systems, and mining machines presented in the article and the literature [5–8] indicates their great diversity. The machines presented in the article have been developed and used for many years. Despite the large variety of methods,

the technique of mining is reduced to either milling or drilling. Depending on the method used and the possible need to protect the area above the excavations, the rate of deposit extraction varies from 30–40% for the Auger mining method, 60% for the Highwall mining method, and around 90% for the longwall systems.

The article focuses on machines not used in Poland in the aspect of thin coal seams. The lack of their utilization in the country is due to the lack of favorable mining and geological conditions and the lack of exploitable shallow or exposed deposits.

All of the methods presented are also used for the mining of medium and thick seams. In those cases, the mining machine is characterized by a larger mining height. The only exception is the drilling method where the maximum diameter of the head is  $\phi$ 2500 mm and the holes are made in two rows vertically.

### Acknowledgements

Work financed from the Dean's Grant at the Faculty of Mechanical Engineering and Robotics at AGH University of Science and Technology as part of Agreement no. 15.11.130.838.

### References

- Antoniak J., Opolski T.: Maszyny Górnicze, Maszyny do eksploatacji podziemnej, Wydawnictwo "Śląsk," Katowice 1979.
- [2] Opolski T.: Elementy urabiające nowoczesnych maszyn roboczych, Wydawnictwo "Śląsk", Katowice 1966.
- [3] Bołoz Ł.: Ocena obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego na podstawie badań analitycznych, AGH w Krakowie, Kraków 2012 [praca doktorska].
- [4] Piechota S.: Podstawowe zasady i technologie wybierania kopalin stałych, Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, Kraków 2003.

- [5] Kotwica K., Mendyka P., Bołoz Ł. et al.: Wybrane problemy urabiania, transportu i przeróbki skał trudnorabialnych. Część I, pod red. Krauze K., Wydawnictwa AGH, Kraków 2016.
- [6] Czaplicki J.: Mechanizacja w górnictwie okruchowym i skalnym. Kopalnie odkrywkowe złóż pokładowych i rud metalicznych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2013.
- [7] Bołoz Ł.: Maszyny urabiające w wybranych metodach eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji, Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia: Węgiel, Tania Czysta Energia i Miejsca Pracy" 2018, 7, 1: 131–142.
- [8] Bołoz Ł.: Maszyny urabiające w ścianowych systemach eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji, Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia: Węgiel, Tania Czysta Energia i Miejsca Pracy" 2018, 7, 1: 143–154.
- [9] Coal Augering Services Pty Ltd, www.coalaugering.com [20.03.2018].
- [10] Salem Tool Inc., www.salemtoolinc.com [20.03.2018].
- [11] Rak Z., Skrzypkowski K., Stasica J.: Eksploatacja pokładów cienkich metodą zwiercania, "Przegląd Górniczy" 2014, 2, 18–24.
- [12] Stonis M., Hudecek V.: Mining of Coal Pillars Using the Drilling Method, "Acta Montanistica Slovaca" 2009, 3, 241–249.
- [13] BryDet, www.brydet.com [29.06.2018].
- [14] Caterpillar Inc. (CAT), www.cat.com [29.06.2018].
- [15] American Highwall Systems, American Highwall Mining Llc, http://americanhighwallsystems.com [29.06.2018].
- [16] UGM ADDCAR Systems, LLC., https://addcarsystems.com [29.06.2018].
- [17] Bołoz Ł.: Longwall shearers for exploiting thin coal seams as well as thin and highly inclined coal seams, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2018, 2: 59–65.

ŁUKASZ BOŁOZ, Ph.D., Eng Department of Mining, Dressing and Transport Machines Faculty of Mechanical Engineering and Robotics AGH University of Science and Technology al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland boloz@agh.edu.pl

# Urabianie cienkich pokładów węgla kamiennego metodami powierzchniowo-podziemnymi

Złoża węgla kamiennego zalegające płytko w postaci pokładów można eksploatować metodami powierzchniowo-podziemnymi. Są to metody charakteryzujące się eksploatacją złoża z powierzchni, jednak sam proces urabiania odbywa się pod ziemią. Duże zróżnicowanie warunków górniczo-geologicznych było przyczyną powstania wielu metod i systemów eksploatacji oraz maszyn, stosowanych czasami jedynie lokalnie w różnych zakątkach świata. Przedstawiono stosowane na świecie metody powierzchniowopodziemne. Zwrócono uwagę na nietypowe i rzadko stosowane metody oraz maszyny, które z różnych względów nie występują w Polsce. Omówiono maszyny urabiające, pracujące w metodach highwall mining, auger mining, a także punch longwall mining wraz z ich odmianami i typami.

Słowa kluczowe: cienkie pokłady węgla kamiennego, highwall mining, auger mining, punch longwall mining

### 1. WSTĘP

Eksploatacja złóż zasobów mineralnych rozpoczyna się od najatrakcyjniejszych w aspekcie opłacalności oraz wymagań technicznych. W przypadku węgla kamiennego zalegającego w postaci pokładów, dopóki nie ma takiej konieczności, pomijane są pokłady cienkie i silnie nachylone, szczególnie gdy zachodzi kombinacja obu. Stąd w wielu krajach obserwuje się rosnące zainteresowanie pokładami cienkimi i silnie nachylonymi wynikające z ich dużej ilości przy jednoczesnej konieczności zaspokojenia potrzeb energetycznych.

Historycznie ujmując rozwój metod i systemów, jak również maszyn stosowanych przy eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego można stwierdzić, że szeroki ich zakres w światowym górnictwie podziemnym w ubiegłym wieku [1, 2] został znacząco ograniczony i sprowadzony do kilku sprawdzonych rozwiązań [3–5]. Takie rozwiązania, jak: wrębiarki, kombajny ścianowe o złożonej i nietypowej trajektorii ruchu narzędzi skrawających, kombajny o wielu organach, maszyny o różnym usytuowaniu i kształcie głowic skrawających, agregaty wnękowe, strugozgarniarki, tarany czy strugi aktywne, w większości przypadków nie są już stosowane. Obecnie najpowszechniej użytkowanymi maszynami urabiającymi są kombajny ścianowe dwuramionowe i dwuorganowe, statyczne strugi węglowe oraz frezujące kombajny chodnikowe. Rzadziej wykorzystuje się maszyny takie jak kombajny wiercące lub wiercącofrezujące (kombajny typu Marietta, kombajny Ural-20 lub XcelMiners 4-Rotor) czy wrębiarki. Oczywiście należy zaznaczyć, że nadal opracowywane są innowacyjne rozwiązania, jednak są one albo na etapie projektu, prototypu albo są rozwiązaniami niszowymi [3, 5].

Obecnie znanych jest kilkadziesiąt systemów eksploatacji pokładów cienkich, z uwzględnieniem pokładów silnie nachylonych. W artykule omówiono trzy interesujące metody eksploatacji pokładów cienkich, mianowicie continuous highwall mining, auger mining, oraz punch longwall mining, które nie są i nigdy nie były stosowane w Polsce, a ze względu na ich niszowe wykorzystanie są mało znane i nie mają polskiego nazewnictwa [6]. W literaturze spotkać można również określenie highwall mining jako wspólną nazwę systemu zarówno dla continuous higwall mining, jak i auger mining. Sa to systemy eksploatacji powierzchniowo-podziemnej bez zdejmowania nakładu. Określenie powierzchniowo-podziemna eksploatacja ma na celu zwrócenie uwagi na fakt prowadzenia wydobycia, czyli urabiania pod ziemią, jednak z bezpośrednim dostępem do pokładu z powierzchni. Systemy te stosowane są tylko tam, gdzie jest dostęp do pokładu z powierzchni, czyli pokłady na niewielkich głębokościach lub pokłady odsłonięte, tak zwane exposed seams albo outcropping seams.

Informacje o pozostałych systemach, takich jak ścianowe, ubierkowo-zabierkowe (*cut and fill*) czy podbierkowe (*sublevel caving*) można znaleźć w literaturze [4, 7, 8]. Ich mechanizacja opiera się najczęściej na znanych rozwiązaniach maszyn, takich jak kombajny chodnikowe, wozy wiertnicze, ładowarki, wozidła odstawcze, przenośniki czy różne rozwiązania obudów zmechanizowanych.

### 2. METODA AUGER MINING

Metoda *auger mining* wykorzystuje zwiercanie i jest najstarszą z omawianych metod powierzchniowo--podziemnych. Polega na wykonywaniu otworów wielkośrednicowych metodą obrotową w określonych odstępach (rys. 1). Pozostawiona między otworami przestrzeń stanowi filary ochronne. Głowica wiercąca ładuje urobek na nawój śrubowy, który transportuje go na zewnątrz, na przenośnik zgrzebłowy lub taśmowy. Metoda charakteryzuje się niskim wykorzystaniem złoża (30–40%), jednak równocześnie jest tania oraz umożliwia szybkie rozpoczęcie i zakończenie eksploatacji.



Rys. 1. Metoda auger mining: a) schemat metody; b) eksploatacja w hrabstwie Nicholas w USA 1 – pokład węgla, 2 – nadkład, 3 – otwory poeksploatacyjne, 4 – głowica wiercąca, 5 – żerdź śrubowa, 6 – odcinki żerdzi, 7 – napęd, 8 – osłona, 9 – żuraw, 10 – kabina operatora

Najbardziej zaawansowanym i największym kombajnem stosowanym w tej metodzie jest Auger Miner 1500 (rys. 2) firmy CoalAugering Service PtyLtd (CAS AM 1500). Firma CAS jest australijską firmą oferującą usługi eksploatacji pokładów węgla metodą zwiercania i stosuje technologię firmy BryDet, producenta kombajnu BUA 600 do podziemnej eksploatacji metodą zwiercania. Zakres średnic głowic wiercących wynosi od ¢1200 mm do ¢1900 mm. Natomiast głębokość wiercenia dochodzi do 203 m dla pojedynczych otworów. Maszyna w miejscu pracy ustawiana jest na odpowiednią wysokość za pomocą kolumn o skoku 2600 mm, co umożliwia oprócz pozycjonowania również wiercenie dwóch otworów poziomych jeden nad drugim. Po wykonaniu otworu i wycofaniu żerdzi maszyna przemieszcza się poprzecznie za pomocą układu kroczącego zbudowanego z dwóch prowadnic wraz z mechanizmem hydraulicznym. Odcinki żerdzi podczas montażu i demontażu (wiercenie, wycofywanie) przenoszone są za pomocą żurawia [9].



Rys. 2. Kombajn wiercący typu augerminer: a) maszyna AM1500 firmy CAS; b) montaż żerdzi; c) głowica urabiająca

1 – głowica wiercąca, 2 – odcinki żerdzi, 3 – żuraw, 4 – kolumny, 5 – belka układu kroczącego, 6 – siłowniki układu kroczącego, 7 – osłona, 8 – przenośnik taśmowy, 9 – napęd, 10 – kabina operatora

Kombajny *auger miner* występują w wielu wersjach różniących się przede wszystkim średnicą wykonywanego otworu oraz liczbą głowic. Średnica otworów mieści się w zakresie od ¢400 mm do ¢2500 mm i jednocześnie mogą być wykonywane maksymalnie trzy otwory. Przykładem maszyny o najmniejszej średnicy i największej liczbie jednocześnie wykonywanych otworów jest MCK-GS MUL-T (rys. 3) firmy Salem Tool Inc., która może eksploatować pokład trzema głowicami o średnicy ¢400 mm jednocześnie. Długość wierconego otworu dochodzi do 150 m [10].



Rys. 3. Kombajn Auger Miner: a) maszyna MCK-GS MUL-T firmy Salem Tool Inc.; b) wiercenie trzema głowicami

Maszyny służące do eksploatacji metodą zwiercania pozwalają na bardzo szybkie rozpoczęcie eksploatacji i oprócz dostarczenia mediów i utrzymania ruchu wymagają jedynie zapewnienia systemu transportu urobku.

Technologia *auger mining* w wydaniu podziemnym wykorzystuje również metodę zwiercania, która stosowana jest do eksploatacji pokładów cienkich oraz stromo zalegających. Eksploatacja polega na selektywnym wybieraniu pokładu otworami wielkośrednicowymi. Pomiędzy poszczególnymi otworami pozostawiane są filary chroniące strop. Zarówno technologię, jak i stosowane maszyny na przykładzie górnictwa ukraińskiego i czeskiego można znaleźć w artykułach [11, 12].

Do eksploatacji podziemnej metodą zwiercania służy również kombajn BUA 600 firmy BryDet (rys. 4). Maszyna ta charakteryzuje się ciekawym rozwiązaniem polegającym na zastosowaniu dwóch jednostek: urabiającej oraz wycofującej. Obie jednostki pracują jednocześnie i w trakcie wiercenia oraz wycofywania żerdzie są przekładane z jednego otworu do drugiego, co pozwala na zminimalizowanie zasobnika żerdzi oraz zwiększa efektywność. Zmiana odległości obu jednostek względem siebie decyduje jednocześnie o szerokości filara ochronnego. Kombajn BUA 600 może wykonywać otwory o średnicy od ¢1000 mm do ¢1800 mm na głębokość do 80 m. Moc napędu jednostki wiercącej wynosi 450 kW, natomiast wycofującej – 110 kW. Masa całkowita maszyny wynosi 60 Mg i do zabudowania wymaga wyrobiska o szerokości 6 m oraz wysokości 1,8 m [13]. Kombajn BUA 600 pomimo typowo podziemnego zastosowania został omówiony ze względu na ciekawe i możliwe do zastosowania na powierzchni rozwiązanie techniczne.



max 80 m Rys. 4. Kombajn Auger Miner: a) maszyna BUA 600 firmy BryDet; b) technologia pracy 1 – jednostka wiercąca, 2 – jednostka wycofująca, 3 – głowica wiercąca, 4 – przenośnik zgrzebłowy, 5 – odcinki żerdzi, 6 – kabina operatora jednostki wiercącej, 7 – kabina operatora jednostki wycofującej

### 3. METODA CONTINUOUS HIGHWALL MINING

Metoda *continuous highwall mining* początkowo wykorzystywała maszynę urabiającą zbudowaną na bazie kombajnu chodnikowego urabiającego liniowo. W nowszych rozwiązaniach przeznaczonych zwłaszcza do pokładów cienkich stosowana jest odrębna maszyna urabiająca. Metoda polega na wykonywaniu w pokładzie kolejnych chodników rozdzielonych filarami ochronnymi, przez co wykorzystanie złoża waha się w okolicach 60%. Urobek transportowany jest na zewnątrz za pomocą podwójnych przenośników śrubowych. W obu metodach (*auger i highwall*) eksploatacja odbywa się bez udziału człowieka w przodku, co wyklucza konieczność zastosowania klasycznego przewietrzania wyrobisk oraz zabezpieczenia stropów (rys. 5).



Rys. 5. Metoda highwall mining: a) schemat metody; b) wyposażenie wyrobiska wraz z maszyną Terex SHM; c) wyrobiska po eksploatacji w hrabstwie Mingo w USA; d) kombajn typu AHS (American Highwall Systems) 1 – pokład węgla, 2 – nadkład, 3 – głowica urabiająca, 4 – przenośnik ślimakowy



Rys. 6. Kombajn urabiający HW300 CAT: a) kombajn; moduły: b) XLPCM; c) LPCM; d) high

1 – głowica urabiająca, 2 – przenośnik ślimakowy, 3 – przenośnik zgrzebłowy, 4 – stół załadowczy, 5 – gwiazdy ładujące, 6 – przenośnik zgrzebłowy, 7 – belka, 8 – suwnica, 9 – siłowniki systemu posuwu, 10 – bęben kablowy, 11 – wózek gąsienicowy, 12 – kotwiarka, 13 – kolumna, 14 – kabina operatora

Maszyną stosowaną w tej technologii jest HW300 firmy CAT, który technicznie jest kombajnem SHM firmy Terex (rys. 6). Kombajn HW300 jest potężną maszyną o mocy całkowitej 1600 kW, ważącą 250 Mg w najlżejszej konfiguracji, która realizuje proces urabiania z zewnątrz na głębokość do 300 m. Maszyna po ustawieniu we właściwej pozycji stabilizowana jest za pomocą dwóch kotwiarek. Eksploatacja odbywa się za pomocą modułu urabiającego wpychanego w caliznę belkami systemu posuwu za pomocą siłowników hydraulicznych o skoku 6,8 m. Belki o długości 6 m stanowią jednocześnie kadłub podwójnego przenośnika ślimakowego i przenoszone są podczas montażu oraz demontażu za pomocą suwnicy. W miarę postępu frontu wszelkie przewody rozwijane są z bębna kablowego [14].

W kombajnie HW300 znajdują się cztery kompatybilne moduły urabiające dobierane do miąższości pokładu:

- LPCM moduł niski, średnica organu 648 mm, wysokość urabiania od 762 mm do 1575 mm, szerokość urabiania 2946 mm, masa 23,1 Mg;

Kombajn HW300 porusza się na czterech wózkach gąsienicowych mocowanych do kolumn umożliwiających zmianę wysokości położenia modułu urabiającego względem spągu oraz skręt maszyny wraz z możliwością jazdy w poprzek. Długość maszyny wynosi ponad 20 m, szerokość prawie 12 m, a wysokość niemal 9 m [14].

Kombajny do eksploatacji metodą *highwall mining* występują również w wersji AHS firmy American Highwall Systems. Kombajny AHS dostosowane są do eksploatacji pokładów nachylonych do 30° oraz pofałdowanych (rys. 6d) [15].

Ciekawą odmianą systemu *highwall mining* jest system ADDCAR firmy UGM ADDCAR Systems, LLC (rys. 7). System ADDCAR stosowany jest identycznie jak HW300 i przeznaczony jest do eksploatacji pokładów w zakresie miąższości od 0,76 m do 8,54 m, na szerokość około 3,5 m. Jako maszyna urabiająca stosowany jest jeden z kombajnów liniowych firmy CAT lub Joy. Można zastosować również kombajn chodnikowy urabiający punktowo. Jednak w każdym przypadku wymagane jest specjalne wykonanie kombajnu, dostosowane do współpracy z systemem ADDCAR.



Rys. 7. Maszyny systemu ADDCAR: a) kompleks; b) montaż modułu przenośnika; c) moduły przenośnika

System ten występuje w dwóch odmianach *broad* oraz *narrow bench highwall* różniących się maksymalną miąższością urabianego pokładu oraz długością wykonywanego chodnika. Kluczową cechą systemu ADDCAR jest zastosowanie modułów stanowiących niezależne, współpracujące przenośniki taśmowe. Moduły o długości 12,5 m posiadają podwozie kołowe, własny napęd oraz układ sterowania. Dokładane w trakcie eksploatacji moduły łączone są ze sobą mechanicznie oraz elektrycznie. System pozwala na wybieranie węgla chodnikiem o długości do 488 m. Niezaprzeczalną zaletą zastosowania przenośników taśmowych jest znacznie mniejsza degradacja urobku niż podczas transportu przenośnikami ślimakowymi [16].

### 4. METODA PUNCH LONGWALL MINING

Metoda *punch longwall mining* (rys. 8) polega na eksploatacji systemem ścianowym pokładów, które są udostępnione bezpośrednio z powierzchni przez wykonanie wkopów udostępniających. Wykopy mogą być równoległe bądź prostopadłe do kierunku postępu kompleksu ścianowego, wtedy kierunek eksploatacji odbywa się równolegle do wkopów lub prostopadle od granicy pola eksploatacyjnego w kierunku wykopu. Między kolejnymi polami pozostawiane są filary ochronne. Wyposażenie ściany stanowi zmechanizowany kompleks ścianowy [8, 17]. Zastosowanie zmechanizowanych systemów ścianowych pozwala na wybieranie pokładów o zróżnicowanej miąższości oraz umożliwia uzyskanie wysokiego, około 90% wykorzystania złoża.



Rys. 8. Punch longwall mining: a) schemat metody; b) kopalnia Broad meadow w Australii 1 – pokład węgla, 2 – nadkład, 3 – wykop, 4 – zwałowisko, 5 – chodniki przyścianowe, 6 – kompleks ścianowy, 7 – zroby

W metodach powierzchniowo-podziemnych stosuje się również przenośniki zgrzebłowe pełzające. Są to rozwiązania zdalnie sterowanych maszyn, które mogą pokonywać różnie usytuowane względem siebie wyrobiska, łącząc maszynę urabiającą z kolejnymi środkami odstawy. Rozwiązanie takie umożliwia zastosowanie różnych zintegrowanych z przenośnikami maszyn urabiających.

### 5. PODSUMOWANIE

Eksploatacja cienkich i silnie nachylonych pokładów w zależności od wielu czynników odbywa się przy zastosowaniu różnych metod i maszyn. Na przestrzeni lat stosowano bardzo zróżnicowane maszyny urabiające, obecnie pozostały nieliczne, sprawdzone rozwiązania. Jednak uwarunkowania występujące jedynie lokalnie przyczyniły się do rozwoju metod eksploatacji i stosowanych w nich maszynach, używanych na niewielką skalę w różnych zakątkach świata. Przedstawiony w artykule oraz w literaturze [5–8] przegląd metod, systemów oraz maszyn urabiających wskazuje na ich duże zróżnicowanie. Zaprezentowane w artykule maszyny rozwijane są i stosowane od wielu lat. Mimo dużej różnorodności metod sposób urabiania sprowadza się do frezowania lub wiercenia. W zależności od zastosowanej metody oraz ewentualnej konieczności ochrony powierzchni nad wyrobiskami wykorzystanie złoża waha się od 30% do 40% dla metody *auger mining*, 60% dla metody *highwall mining*, około 90% dla systemów ścianowych.

W artykule skupiono się na niespotykanych w Polsce maszynach, przystosowanych do urabiania cienkich pokładów węgla kamiennego. To, że nie są one stosowane w kraju, spowodowane jest brakiem korzystnych warunków górniczo-geologicznych oraz brakiem możliwych do eksploatacji pokładów płytko zalegających lub eksponowanych.

Wszystkie z przedstawionych metod stosowane są również do eksploatacji pokładów średnich i grubych. Maszyna urabiająca charakteryzuje się wtedy większą wysokością urabiania. Wyjątek stanowi metoda zwiercania, gdzie maksymalna średnica głowicy wynosi ¢2500 mm, a otwory wykonuje się w dwóch rzędach w pionie.

### Podziękowania

Prace finansowane z grantu dziekańskiego na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w ramach umowy numer 15.11.130.838.

#### Literatura

- Antoniak J., Opolski T.: Maszyny gómicze. Część 2: Maszyny do eksploatacji podziemnej, Wydawnictwo "Śląsk", Katowice 1979.
- [2] Opolski T.: Elementy urabiające nowoczesnych maszyn roboczych, Wydawnictwo "Śląsk", Katowice 1966.
- [3] Bołoz Ł.: Ocena obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego na podstawie badań analitycznych, AGH w Krakowie, Kraków 2012 [praca doktorska].
- [4] Piechota S.: Podstawowe zasady i technologie wybierania kopalin stałych, Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, Kraków 2003.

- [5] Kotwica K., Mendyka P., Bołoz Ł. et al.: Wybrane problemy urabiania, transportu i przeróbki skał trudnorabialnych. Część I, pod red. Krauze K., Wydawnictwa AGH, Kraków 2016.
- [6] Czaplicki J.: Mechanizacja w górnictwie okruchowym i skalnym. Kopalnie odkrywkowe złóż pokładowych i rud metalicznych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2013.
- [7] Bołoz Ł.: Maszyny urabiające w wybranych metodach eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji, Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia: Węgiel, Tania Czysta Energia i Miejsca Pracy" 2018, 7, 1: 131–142.
- [8] Bołoz Ł.: Maszyny urabiające w ścianowych systemach eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji, Górnictwo – Perspektywy i Zagrożenia: Węgiel, Tania Czysta Energia i Miejsca Pracy" 2018, 7, 1: 143–154.
- [9] Coal Augering Services Pty Ltd, www.coalaugering.com [20.03.2018].
- [10] Salem Tool Inc., www.salemtoolinc.com [20.03.2018].
- [11] Rak Z., Skrzypkowski K., Stasica J.: Eksploatacja pokładów cienkich metodą zwiercania, "Przegląd Górniczy" 2014, 2: 18–24.
- [12] Stonis M., Hudecek V.: Mining of Coal Pillars Using the Drilling Method, "Acta Montanistica Slovaca" 2009, 3: 241–249.
- [13] BryDet, www.brydet.com [29.06.2018].
- [14] Caterpillar Inc. (CAT), www.cat.com [29.06.2018].
- [15] American Highwall Systems, American Highwall Mining Llc, http://americanhighwallsystems.com [29.06.2018].
- [16] UGMADDCARSystems,LLC.,https://addcarsystems.com [29.06.2018].
- [17] Bołoz Ł.: Longwall shearers for exploiting thin coal seams as well as thin and highly inclined coal seams, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2018, 2: 59–65.

dr inż. ŁUKASZ BOŁOZ Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków boloz@agh.edu.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.3.535.59

VLADIMIR MILISAVLJEVIĆ ALBERTO MARTINETTI ALEKSANDAR CVJETIĆ

### Approach to solving mining machine selection problem by using grey theory

The selection of a mining machine is a multiple-attribute problem that involves the consideration of numerous parameters of various origins. A common task in the mining industry is to select the best machine among several alternatives, which are frequently described both with numerical variables as well as linguistic variables.

Numerical variables are mostly related to the technical characteristics of the machines, which are available in detail in most cases. On the other hand, some equally important parameters such as price, reliability, support for service and spare parts, operating cost, etc., are not available at the required level for various reasons; hence, these can be considered uncertain information. For this reason, such information is described with linguistic variables.

This paper presents research related to overcoming this problem by using grey theory for selecting a proper mining machine. Grey theory is a well-known method used for multiple-attribute selection problems that involves a system in which parts of the necessary information are known and parts are unknown.

Key words: machine selection, grey theory, multiple-attribute, uncertain information, mining industry

### 1. INTRODUCTION

The selection of a mining machine is a multi-attribute decision-making problem that is an important issue for an effective production system. The most common approach is to evaluate several alternatives that should be ranked according to various criteria or attributes. For evaluating mining machines, several factors should be taken into consideration. The purpose of this task is to acquire the best possible alternative for the given restrictions.

The most common recent approach is the use of operational research methods such as the Analytical Hierarchical Process (AHP), Analytical Network Process (ANP), and Preference Ranking Or-ganization Method for Enrichment Evaluations (PROMETHEE) [1–5]. Some papers also suggested the application of fuzzy sets [6–7] or a more general approach to machinery selection [8]. However, there is still a difficulty when the criteria for selecting a machine are completely known or partially known; i.e., when some of the criteria or attributes can only be described by linguistic variables. The mining machine selection methodology presented in this paper incorporates both numerical and linguistic variables based on grey theory.

### 2. METHODOLOGY

The most common situation for decision makers in the mining industry is to act according to information based on some level of accuracy. The problem of selecting a machine based on its technical characteristics is the easiest one, since all the variables are defined with numerical values. In conventional multiattribute selection methods, the attribute ratings and attribute weights are precisely known [9–11]. In this case, the variables are easily transformed, compared, normalized, or evaluated. However, comparing some alternatives and their attributes can only be performed by linguistic variables. For example, an accurate performance comparison of machines from different manufacturers can only be done if the machines are operating under the same conditions with the same rock materials and with equal maintenance policies, etc. (which is seldom the case). Hence, mining industry professionals are constantly debating which machine is "better" or "poorer."

Adding to this, the confidentiality policies of mining companies furthermore reduce the accuracy of the information. Nevertheless, even reduced accuracy can generate some information such as some supplier who is "more" agile in after-market support (the delivery of spare parts) or some machine has "poorer" reliability in hard rocks. Again, an evaluation of such attributes can be done with linguistic variables.

Keeping in mind that the selection of machines is most often based on partially completely known information and partially on information with reduced accuracy, we have developed an approach based on grey theory. Grey theory is one of the methods used to study uncertainty problems with discrete data and incomplete information. In the theory, if the system information is fully known, the system is called a white system; if the information is totally unknown, the system is called a black system. A system with partially known information is called a grey system. Definitions, grey number operations, and procedures are described in detail and are wellknown [12], and this system is used in similar research such as [13, 14].

The main concept of the grey system is to reduce the uncertainty based on the available information as shown in Figure 1 to allow for a more reliable ranking of the alternatives. The procedure for determining the rank of alternatives comprises of several steps (according to common grey system nomenclature) are as follows:

- allocation of weights (Tab. 1) and ratings (Tab. 2) to each of the attributes by a panel of experts and calculating the average value of these,
- establishment of grey decision matrix (D),
- normalizing the grey decision matrix (D\*) to compare the different evaluation measures,
- establishment of weighted normalized grey decision matrix (V) to indicate the contiguous grades between the comparative series,
- composing the ideal alternative,
- calculation of grey possibility degree between alternatives and ideal alternative,
- ranking of alternatives according to grey possibility degree.

# Table 1Scale of attribute weights

Very Low	0	0.1
Low	0.1	0.3
Medium Low	0.3	0.4
Medium	0.4	0.5
Medium High	0.5	0.6
High	0.6	0.9
Very High	0.9	1

### Table 2

### Scale of attribute ratings

Very Poor	0	1
Poor	1	3
Medium Poor	3	4
Fair	4	5
Medium Good	5	6
Good	6	9
Very Good	9	10



Fig. 1. Concept of grey system

### Having in mind all of the above, we are suggesting a different approach in the first step of the procedure for cases when alternatives are described by white and grey numbers. The panel of experts should not be included in the attribute ratings for white attributes. Ratings for white attributes should be allocated according to the scale given in Table 2 and by taking into account the location of a specific value within the range of alternatives (maximum and minimum) – direct ratings.

In this way, subjective judgement is further reduced, since complete information on a specific attribute is available. However, it should be noted that the panel of experts is included in the allocation of weights for all of the attributes regardless if they are white or grey.

An example of the described procedure is given below as a case study for ranking Load-Haul-Dump (LHD) machines.

### 3. CASE STUDY – EXAMPLE

In this example, we are considering five Load-Haul-Dump machines whose nine characteristics that will be used for ranking are given in Table 3. The same problem is considered in one of the previous research, such as [15].

For ranking these machines, their technical characteristics are categorized into four attributes (A1 through A4), as elaborated in Table 4. These attributes will be considered as white attributes, and ratings of these attributes will be done in relation to one of the others instead of by the panel of experts.

Besides these, a further three grey attributes (A5, A6, and A7) will also be used for ranking the LHD machines (which are also elaborated in Table 4).

Machine	Bucket Engine volume power [m <sup>3</sup> ] [kW]		Payload [kg]	Machine mass [t]	Loading cycle [s]	Velocity max. [km/h]	Outside turning radius [mm]	Inside turning radius [mm]	Bucket width [mm]
Atlas Copco ST 3.5	3.4	136	6000	17.10	12.6	21.0	5446	2620	1956
Sandvik Tamrock Toro 006	3.0	142	6700	17.20	12.9	26.0	5600	3030	2100
GHH Fahrzeuge LF/6	3.0	136	6000	19.50	12.5	23.0	6022	3247	2040
Caterpillar R1300	3.4	123	6800	20.95	9.3	24.0	5741	2825	2400
Wuhan KHD-3	3.0	112	6500	17.20	13.5	23.0	6060	3274	2110

Table 3Underground loaders and characteristics

Table 4							
Attributes	for	ranking	LHD	machines			

Attribute	Туре	Description
Material handling (A1)	gain	This attribute combines the bucket volume and payload capability of the LHD machine. In this case study, these are combined into a single attribute by multiplying these characteristics
Power to weight (A2)	gain	This is a common parameter obtained by dividing the engine power $[kW]$ with the mass of the machine $[t]$
Machine swiftness (A3)	gain	This attribute is obtained by dividing the maximal velocity of the machine $(km/h - bigger is better)$ by the loading cycle ([s] – smaller is better), providing a parameter for evaluating the swiftness of a machine to achieve high production rates
Maneuverability (A4)	loss	This attribute is obtained by summing the inside and outside turning radii as well as the bucket width. The smaller the value, the better, since the machine can turn in narrower roadways
Acquisition cost (A5)	loss	This is the price of the machine; hence, is the loss attribute – the smaller, the better
Service support and availability of spare parts (A6)	gain	This attribute is envisaged for evaluating the manufacturer's presence on the market in terms of the expertise of its staff, the quality of its, workshops, its storage facilities, etc.
Reliability of machine (A7)	gain	This attribute is used for evaluating the operational capabilities of the machine; i.e., evaluation of machine performance in actual operation

Ratings for these attributes will be established by the panel of experts as well as the attribute weights for all seven attributes.

In first step, a group of five experts allocated the weights for each attribute as given in Table 1, thus highlighting the importance of each specific attribute. These marks are used for calculating the range of the weights (min and max) for each attribute (Tab. 5). Further on, the same panel of experts assigned attribute ratings according to Table 2 for Attributes 5, 6, and 7. Ratings for the first four attributes (A1–A4) are assigned in a process of "direct rating," meaning that these are established by comparing the attributes among themselves (thus eliminating subjectivity). For this reason, each rating for the first four attributes is an integer value, while the ratings for the remaining three attributes are calculated as average

values (Tab. 6, grey decision matrix – D). A normalized grey decision matrix is given in Table 7, which is established by taking into account that Attributes 4 and 5 are loss attributes (the smaller, the better), while all of the other attributes are gain attributes (larger values are better).

Multiplying the attribute weights (Tab. 5) and normalized grey decision matrix (Tab. 7) provides Weighted normalized grey decision matrix (V), which is given in Table 8. The values from this matrix are used to compose the Ideal referential alternative, which is given in Table 9.

Finally, the grey possibility degree is calculated for each attribute as related to the Ideal referential alternative. The grey possibility degrees are given in Table 10. The average values of the grey possibility degrees are given in the last column of Table 10.

	E1	E2	E3	E4	E5	min	max
A1	medium	medium	medium high	medium	medium	0.42	0.52
A2	medium high	medium	high	medium high	medium high	0.50	0.64
A3	high	medium high	medium high	very high	medium high	0.60	0.74
A4	medium	medium low	medium	medium low	medium high	0.38	0.48
A5	medium high	high	high	medium high	medium high	0.54	0.72
A6	high	medium	very high	medium	high	0.58	0.76
A7	very high	very high	medium	medium high	high	0.66	0.80

Table 5Attribute weights

### Table 6

Grey decision matrix (D)

		A1	A	.2	A	3	A	4	A	.5	A	.6	A	7
M1	6.0	9.0	6.0	9.0	4.0	5.0	4.0	5.0	5.4	7.2	5.4	7.2	5.6	7.8
M2	6.0	9.0	6.0	9.0	5.0	6.0	5.0	6.0	5.8	8.4	5.0	6.4	5.4	7.2
M3	5.0	6.0	5.0	6.0	4.0	5.0	6.0	9.0	5.6	7.8	4.8	5.8	5.4	7.2
M4	9.0	10.0	4.0	5.0	6.0	9.0	5.0	6.0	7.2	9.4	6.4	8.6	5.8	8.4
M5	5.0	6.0	5.0	6.0	4.0	5.0	6.0	9.0	4.0	5.0	4.4	5.8	3.6	4.6

Table	7
-------	---

Normalized grey decision matrix (D\*)

	A1		A1 A2		A	A3 A4		4	A5		A6		A7	
M1	0.600	0.900	0.667	1.000	0.444	0.556	0.800	1.000	0.556	0.741	0.628	0.837	0.667	0.929
M2	0.600	0.900	0.667	1.000	0.556	0.667	0.667	0.800	0.476	0.690	0.581	0.744	0.643	0.857
M3	0.500	0.600	0.556	0.667	0.444	0.556	0.444	0.667	0.513	0.714	0.558	0.674	0.643	0.857
M4	0.900	1.000	0.444	0.556	0.667	1.000	0.667	0.800	0.426	0.556	0.744	1.000	0.690	1.000
M5	0.500	0.600	0.556	0.667	0.444	0.556	0.444	0.667	0.800	1.000	0.512	0.674	0.429	0.548

									_					
	A1		A1 A2		A3		A	4	A5		A6		A7	
M1	0.252	0.468	0.333	0.640	0.267	0.411	0.304	0.480	0.300	0.533	0.364	0.636	0.440	0.743
M2	0.252	0.468	0.333	0.640	0.333	0.493	0.253	0.384	0.257	0.497	0.337	0.566	0.424	0.686
M3	0.210	0.312	0.278	0.427	0.267	0.411	0.169	0.320	0.277	0.514	0.324	0.513	0.424	0.686
M4	0.378	0.520	0.222	0.356	0.400	0.740	0.253	0.384	0.230	0.400	0.432	0.760	0.456	0.800
M5	0.210	0.312	0.278	0.427	0.267	0.411	0.169	0.320	0.432	0.720	0.297	0.513	0.283	0.438

### Table 8

Weighted normalized grey decision matrix (V)

### Table 9

### Ideal referential alternative

A	1	A2		A3		A4		A5		A6		A7	
0.378	0.520	0.333	0.640	0.400	0.740	0.304	0.480	0.432	0.720	0.432	0.760	0.456	0.800

				-	_			
	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	Avg.
M1	0.749	0.500	0.977	0.500	0.806	0.660	0.557	0.678
M2	0.749	0.500	0.813	0.739	0.878	0.760	0.621	0.723
M3	1.000	0.795	0.977	0.951	0.843	0.844	0.621	0.862
M4	0.500	0.949	0.500	0.739	1.000	0.500	0.500	0.670
M5	1.000	0.795	0.977	0.951	0.500	0.852	1.000	0.868

# Table 10Grey possibility degree

These values are used for ranking the machines:

M4 < M1 < M2 < M3 < M5.

Therefore, it can be said that the fourth machine is the best among the considered five LHD machines.

### 4. CONCLUSIONS

Grey theory can be used for the selection or quality assessment of an arbitrary number of mining machines according to their technical characteristics. The introduction of the proposed approach further reduces subjectivity in the process, offering a more precise selection of the best solution. The presented procedure for the selection of a mining machine provided similar outcomes with the results of previous research. Therefore, combining grey and white numbers for the selection of machines as presented in this paper is justifiable and suitable for ranking an arbitrary number of alternatives/machines according to their technical characteristics and grey attributes. The next step of the research will be to compare the results of a grey analysis with the results achieved using other decision-making methods.

### Acknowledgements

The research described in this paper was performed during the development of the TR33025 technical development project. Development of this project is financed by Ministry of Science and Technological Development, Republic of Serbia.

The authors also acknowledge the European Union to make a first exchange mobility action between the University of Twente and the University of Belgrade Faculty of Mining and Geology possible, granting the ERASMUS+ project 2016-2-NL01-KA107-034906.

### References

 Dagdeviren M.: Decision making in equipment selection: an integrated approach with AHP and PROMETHEE, "Journal of Intelligent Manufacturing" 2008, 19: 397–406.

- [2] Lin Z.C., Yang C.B.: Evaluation of machine selection by the AHP method, "Journal of Materials Processing Technology" 1996, 57: 253–258.
- [3] Paramasivam V. et al.: Decision making in equipment selection: an integrated approach with digraph and matrix approach, AHP and ANP, "International Journal of Advanced Manufacturing Technology" 2011, 54: 1233–1244.
- [4] Bascetin A.: A decision support system for optimal equipment selection in open pit mining: analytical hierarchy process, "Istanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Yer Bilimleri Dergisi" 2003, 16, 2: 1–11.
- [5] Mohamadabadi H.S. et al.: Development of a multi-criteria assessment model for ranking of renewable and non-renewable transportation fuel vehicles, "Energy" 2009, 24, 1: 112–125.
- [6] Cebesoy T.: Hydraulic Excavator Selection Using Improved Quality Comparison Method, "Journal of Engineering Sciences (Mühendislik Bilimleri Dergisi)" 1999, 5, 1: 1001–1008.
- [7] Hadi-Vencheha A., Mohamadghasemi A.: A new hybrid fuzzy multi-criteria decision-making model for solving the material handling equipment selection problem, "International Journal of Computer Integrated Manufacturing" 2015, 28, 5: 534–550.
- [8] Basu A.S., Lineberry G.T.: Selection of Mobile Equipment for Underground Coal Mining: An Expert System Approach, "Mineral Resources Engineering" 1995, 4, 1: 71–88.
- [9] Delgado M., Verdegay J.L., Vila M.A.: *Linguistic decision-making models*, "International Journal of Intelligent Systems" 1992, 7: 479–492.
- [10] Hwang C.L., Yoon K.P.: Multiple Attributes Decision Making: Methods and Applications, Springer, Berlin – Heidelberg 1981.
- [11] Kaufmann A., Gupta M.M.: Introduction to Fuzzy Arithmetic, Theory and Applications, Van Nostrand Reinhold, New York 1991.
- [12] Liu S., Lin Y.: Grey systems Theory and Applications, Springer, Berlin – Heidelberg 2010.
- [13] Bhattacharyya R.: A Grey Theory Based Multiple Attribute Approach for R&D Project Portfolio Selection, "Fuzzy Information and Engineering" 2015, 7: 211–225.

- [14] Li G-D. et al.: A grey-based decision-making approach to the supplier selection problem, "Mathematical and Computer Modelling" 2007, 46: 573–581.
- [15] Milisavljević V., Medenica D., Čokorilo V., Ristović I.: New Approach to Equipment Quality Evaluation Method with Distinct Function, "Thermal Science" 2015, 20, 2: 743–752.

VLADIMIR MILISAVLJEVIĆ, prof. Faculty of Mining and Geology University of Belgrade Đušina 7, 11000 Belgrade, Serbia vladimir.milisavljevic@rgf.bg.ac.rs

ALBERTO MARTINETTI, prof. Faculty of Engineering Technology University of Twente PO BOX 217, 7500 AE Enschede, the Netherlands a.martinetti@utwente.nl

ALEKSANDAR CVJETIĆ, prof. Faculty of Mining and Geology University of Belgrade Đušina 7, 11000 Belgrade, Serbia aleksandar.cvjetic@rgf.bg.ac.rs VLADIMIR MILISAVLJEVIĆ ALBERTO MARTINETTI ALEKSANDAR CVJETIĆ

# Metoda rozwiązywania problemów związanych z doborem maszyn górniczych na podstawie teorii szarych systemów

Wybór maszyn górniczych to złożony problem, wymagający rozważenia wielu różnych parametrów. Jednym z najważniejszych zadań w przemyśle górniczym jest wybór najlepszych spośród kilkunastu dostępnych maszyn, które często opisywane są zarówno za pomocą zmiennych numerycznych, jak i zmiennych lingwistycznych.

Zmienne numeryczne zwykle są związane z charakterystyką techniczną maszyn, która w większości przypadków jest dostępna w szczegółach. Z drugiej strony niektóre równie ważne parametry, takie jak cena, niezawodność, serwis i części zamienne, koszty operacyjne itd. z wielu przyczyn nie są dostępne na wymaganym poziomie, stąd należy je uważać za informacje niepewne. Dlatego też informacje te opisywane są za pomocą zmiennych lingwistycznych.

Niniejszy artykuł przedstawia badania mające na celu przezwyciężenie tego problemu z wykorzystaniem teorii szarych systemów do wyboru odpowiednich maszyn górniczych. Teoria szarych systemów to dobrze znana metoda stosowana w przypadku problemów wyboru wielokryteriowego, gdzie część informacji jest znana, a część pozostaje nieznana.

Słowa kluczowe: wybór maszyn, teoria szarych systemów, wielokryteriowy, informacje niepewne, przemysł wydobywczy

### 1. WPROWADZENIE

Wybór maszyn górniczych to wielokryteriowy problem związany z podejmowaniem ważnych decyzji dla efektywnego systemu produkcji. Najczęściej spotykane podejście w tej kwestii to rozważenie kilkunastu możliwości, które należy ocenić według różnych kryteriów. W przypadku oceny maszyn górniczych należy uwzględnić współczynniki. Celem tego zadania jest uzyskanie najlepszej możliwej alternatywy dla określonych ograniczeń.

Najczęściej spotykanym ostatnio podejściem jest stosowanie metod optymalizacyjnych, takich jak analityczny proces hierarchiczny (AHP), analityczny proces sieciowy (ANP) i metoda Promethee) [1–5]. W niektórych pracach sugeruje się również stosowanie zbiorów rozmytych [6–7] lub bardziej ogólne podejście do wyboru maszyn [8].

Trudności występują, kiedy kryteria wyboru maszyn są znane całkowicie i częściowo, czyli kiedy niektóre kryteria można opisać tylko za pomocą zmiennych lingwistycznych. Metodologia wyboru maszyn górniczych przedstawiona w niniejszej pracy obejmuje zarówno zmienne numeryczne, jak i lingwistyczne na podstawie teorii szarych systemów.

### 2. METODOLOGIA

Decydenci w przemyśle górniczym zwykle działają na podstawie informacji na jakimś poziomie dokładności. Wybór maszyn oparty na ich charakterystyce technicznej stanowi najłatwiejszy problem, jako że wszystkie zmienne określane są wartościami numerycznymi. W konwencjonalnych wielokryteriowych metodach wyboru oceny kryteriów i ich wagi są dokładnie znane [9–11]. W takim przypadku zmienne można łatwo przekształcać, porównywać, normalizować czy oceniać. Jednak porównanie niektórych alternatyw i ich kryteriów można przeprowadzić tylko za pomocą zmiennych lingwistycznych. Na przykład maszyny od różnych producentów można porównać w sposób dokładny tylko wtedy, gdy pracują w tych samych warunkach, na tym samym materiale skalnym, przy przestrzeganiu takie samej polityki w kwestii konserwacji itd., co należy do rzadkości. Dlatego też fachowcy w branży górniczej zwykle dyskutują, która maszyna jest "lepsza" lub "gorsza".

Dodatkowo polityka firm górniczych w zakresie poufności przyczynia się do jeszcze mniejszej dokładności informacji. Niemniej jednak, nawet przy mniejszej dokładności można wygenerować pewne informacje, takie jak to, że jakiś dostawca jest bardziej "sprawny" w kwestii serwisu posprzedażowego (dostawa części zamiennych), czy to, że niektóre maszyny odznaczają się mniejszą niezawodnością w warunkach eksploatacji skał trudnourabialnych. W tym przypadku ocena pewnych kryteriów wiąże się ze stosowaniem zmiennych lingwistycznych.

Mając na uwadze fakt, że wybór maszyn najczęściej opiera się częściowo na informacjach dobrze znanych, a częściowo na informacjach o obniżonej dokładności, opracowano metodę z wykorzystaniem teorii szarych systemów. Teoria szarych systemów to jedna z metod wykorzystywanych do badania problemów niepewności oparta na danych dyskretnych i niekompletnych informacjach. W teorii tej, jeżeli informacja o systemie jest w pełni znana, system nazywa się białym systemem, jeśli natomiast informacja jest całkowicie nieznana, system ten nazywa się czarnym. W sytuacji gdy informacje są częściowo znane, system nazywany jest szarym. Definicje, operacje na szarych liczbach i procedury zostały szczegółowo opisane i są dobrze znane [12], zaś system ten używany jest w podobnych badaniach, takich jak [13, 14].

Główną koncepcją systemu szarych układów jest zmniejszenie niepewności na podstawie dostępnych informacji, jak pokazano na rysunku 1, w celu umożliwienia bardziej wiarygodnej oceny możliwości. Procedura określania oceny dostępnych możliwości obejmuje kilkanaście kroków (zgodnie z powszechną nomenklaturą szarych systemów):

- przydział wag (tab. 1) i ocen (tab. 2) do każdego z kryteriów przez panel ekspertów i obliczenie ich średniej wartości,
- ustanowienie szarej macierzy decyzyjnej (D),
- normalizacja szarej macierzy decyzyjnej (D\*) w celu porównania różnych miar oceny,
- ustanowienie ważonej znormalizowanej szarej macierzy decyzyjnej (V) do wskazania sąsiednich ocen pomiędzy seriami porównawczymi,
- komponowanie idealnej alternatywy,
- wyliczenie prawdopodobnego stopnia szarości pomiędzy wszystkimi możliwościami a alternatywą idealną,
- ocena dostępnych opcji zgodnie z prawdopodobnym stopniem szarości.

Tabela 1 Skala wag kryteriów

Bardzo niska	0	0,1
Niska	0,1	0,3
Średnio niska	0,3	0,4
Średnia	0,4	0,5
Średnio wysoka	0,5	0,6
Wysoka	0,6	0,9
Bardzo wysoka	0,9	1

Tabela 2 Skala ocen kryteriów

Bardzo słaba	0	1
Słaba	1	3
Średnio słaba	3	4
Umiarkowana	4	5
Średnio dobra	5	6
Dobra	6	9
Bardzo dobra	9	10

### System szarych układów



Rys. 1. Koncepcja układów szarego systemu

Mając powyższe na względzie, proponuje się inne podejście jako pierwszy krok procedury dla przypadków, kiedy opcje opisane są za pomocą białych i szarych wartości. Panel ekspertów nie powinien być włączany do oceny białych kryteriów. Oceny dla białych kryteriów należy przydzielać zgodnie ze skalą podaną w tabeli 2 i uwzględniając lokalizację konkretnej wartości w zakresie alternatyw (maksymalna i minimalna) – oceny bezpośrednie.

W ten sposób subiektywny osąd zostaje ograniczony, jako że dostępne są kompletne informacje na temat określonego kryterium. Należy jednak zauważyć, że panel ekspertów jest zaangażowany w przydzielanie wag dla wszystkich kryteriów, niezależnie od tego czy są one białe czy szare.

Poniżej podano przykład opisanej procedury jako stadium przypadku dla oceny ładowarek łyżkowych (LHD).

### 3. STUDIUM PRZYPADKU – PRZYKŁAD

W niniejszym przykładzie rozważamy ładowarki łyżkowe, których główną charakterystykę, wykorzystywaną do oceny, podano w tabeli 3. Ten sam problem rozważany jest w jednym z poprzednich badań [15].

Aby ocenić działanie tych maszyn, ich charakterystykę techniczną dzieli się na cztery kryteria (od A1 do A4), jak przedstawiono w tabeli 4. Kryteria te będą uważane za białe kryteria, a ich ocena będzie dokonywana na podstawie wzajemnego porównania, a nie panelu ekspertów.

Oprócz tego do oceny ładowarek łyżkowych będą użyte trzy szare kryteria (A5, A6 i A7), które również zostały wyjaśnione w tabeli 4. Oceny tych kryteriów oraz ich wagi dla wszystkich siedmiu kryteriów będą ustalane przez panel ekspertów.

Maszyna	Pojemność łyżki [m <sup>3</sup> ]	Moc silnika [kW]	Ładunek użyteczny [kg]	Masa maszyny [t]	Cykl ładowania [s]	Maks. prędkość [km/h]	Promień skrętu zewnętrzny [mm]	Promień skrętu wewnętrzny [mm]	Szer. łyżki [mm]
Atlas Copco ST 3.5	3,4	136	6000	17,10	12,6	21,0	5446	2620	1956
Sandvik Tamrock Toro 006	3,0	142	6700	17,20	12,9	26,0	5600	3030	2100
GHH Fahrzeuge LF/6	3,0	136	6000	19,50	12,5	23,0	6022	3247	2040
Caterpillar R1300	3,4	123	6800	20,95	9,3	24,0	5741	2825	2400
Wuhan KHD-3	3,0	112	6500	17,20	13,5	23,0	6060	3274	2110

### Tabela 3 Ładowarki podziemne i ich charakterystyka

### Tabela 4

### Kryteria oceny ładowarek

Kryterium	Rodzaj	Opis
Transport bliski materiałów (A1)	zysk	To kryterium łączy objętość łyżki i możliwości ładowarki w zakresie ładunku użytecznego. W tym przypadku są one połączone w jedno kryterium przez pomnożenie ich cech cha- rakterystycznych
Stosunek mocy do masy (A2)	zysk	Jest to popularny parametr uzyskiwany przez podzielenie mocy silnika [kW] przez masę ma- szyny [t]
Szybkość maszyny (A3)	zysk	To kryterium uzyskiwane jest przez podzielenie maksymalnej prędkości maszyny ([km/h] – większy jest lepszy) przez cykl ładowania ([s] – mniejszy jest lepszy), stanowi on parametr umożliwiający ocenę szybkości maszyny w osiąganiu dużego wydobycia
Zwrotność (A4)	strata	To kryterium uzyskiwane jest przez zsumowanie wewnętrznego i zewnętrznego promienia skrętu z szerokością łyżki. Mniejsza wartość jest lepsza, ponieważ maszyna może skręcać na węższych drogach
Koszt nabycia (A5)	strata	Jest to cena maszyny, a zatem jest to kryterium straty – im mniejsza, tym lepsza
Serwis i dostępność części zapasowych (A6)	zysk	To kryterium jest przewidziane do oceny obecności producenta na rynku pod względem wiedzy specjalistycznej personelu, jakości warsztatów, magazynów itd.
Niezawodność maszyny (A7)	zysk	To kryterium wykorzystywane jest do oceny zdolności operacyjnej maszyny, tj. oceny wy- dajności maszyny w trakcie rzeczywistej eksploatacji

W pierwszym kroku grupa pięciu ekspertów przydzieliła wagi do każdego kryterium, co wyszczególniono w tabeli 1, podkreślając w ten sposób znaczenie określonego kryterium. Oceny te używane są do obliczania zakresu wag (min. i maks.) dla każdego kryterium (tab. 5). Następnie ten sam panel ekspertów przydzielił oceny kryterium zgodnie z tabela 2 dla kryteriów A5, A6 i A7. Oceny dla pierwszych czterech kryteriów (A1-A4) przydzielane są w procesie "oceny bezpośredniej", co oznacza, że są one ustalane przez porównanie kryteriów pomiędzy sobą, eliminując w ten sposób subiektywność. Z tego względu każda ocena dla pierwszych czterech kryteriów jest liczbą całkowitą, natomiast oceny dla pozostałych trzech kryteriów są wyliczane jako wartość średnia (tabela 6, szara macierz decyzyjna - D). Znormalizowana szara macierz decyzyjna podana jest w tabeli 7 – jest ona ustalana przez uwzględnienie, że kryteria 4 i 5 są kryteriami straty (mniejszy jest lepszy), podczas gdy wszystkie inne kryteria to kryteria zysku (większy jest lepszy).

Pomnożenie wag kryteriów (tab. 5) i znormalizowanej szarej macierzy decyzyjnej (tab. 7) daje ważoną znormalizowaną szarą macierz decyzyjną (V), która podana jest w tabeli 8. Wartości tej macierzy używane są do porównywania idealnej alternatywy referencyjnej, która przedstawiona jest w tabeli 9.

Na końcu wylicza się stopień możliwej szarości dla każdego kryterium w stosunku do idealnej alternatywy referencyjnej. Stopnie możliwej szarości podane są w tabeli 10. Średnie wartości stopni możliwej szarości podane są w ostatniej kolumnie tabeli 10.

Tabela 5											
Wagi	kryteriów										

Tabala 5

	E1	E2	E3	E4	E5	min	max
A1	średni	średni	średni	średni	średni	0,42	0,52
A2	średni	średni	wysoki	średni	średni	0,50	0,64
A3	wysoki	średni	średnio	bardzo wysoki	średni	0,60	0,74
A4	średni	średnio niski	średni	średni	średni	0,38	0,48
A5	średni	wysoki	wysoki	średni	średni	0,54	0,72
A6	wysoki	średni	bardzo wysoki	średni	wysoki	0,58	0,76
A7	bardzo wysoki	bardzo wysoki	średni	średni	wysoki	0,66	0,80

# Tabela 6

Szara macierz decyzyjna (D)

	A1		A1 A2		A	A3		4	A	5	A	.6	A	.7
M1	6,0	9,0	6,0	9,0	4,0	5,0	4,0	5,0	5,4	7,2	5,4	7,2	5,6	7,8
M2	6,0	9,0	6,0	9,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,8	8,4	5,0	6,4	5,4	7,2
M3	5,0	6,0	5,0	6,0	4,0	5,0	6,0	9,0	5,6	7,8	4,8	5,8	5,4	7,2
M4	9,0	10,0	4,0	5,0	6,0	9,0	5,0	6,0	7,2	9,4	6,4	8,6	5,8	8,4
M5	5,0	6,0	5,0	6,0	4,0	5,0	6,0	9,0	4,0	5,0	4,4	5,8	3,6	4,6

### Tabela 7

Znormalizowana szara macierz decyzyjna (D\*)

	A1		A1 A2		A	A3 A4		4	A5		A6		A7	
M1	0,600	0,900	0,667	1,000	0,444	0,556	0,800	1,000	0,556	0,741	0,628	0,837	0,667	0,929
M2	0,600	0,900	0,667	1,000	0,556	0,667	0,667	0,800	0,476	0,690	0,581	0,744	0,643	0,857
M3	0,500	0,600	0,556	0,667	0,444	0,556	0,444	0,667	0,513	0,714	0,558	0,674	0,643	0,857
M4	0,900	1,000	0,444	0,556	0,667	1,000	0,667	0,800	0,426	0,556	0,744	1,000	0,690	1,000
M5	0,500	0,600	0,556	0,667	0,444	0,556	0,444	0,667	0,800	1,000	0,512	0,674	0,429	0,548

Tabela 8

Ważona znormalizowana szara macierz decyzyjna (V)											
А	.2	A3		A4		A5		A6		A7	
333	0.640	0 267	0 4 1 1	0 304	0 4 8 0	0 300	0 533	0 364	0.636	0 4 4 0	0 743

	A	u	A	~~	A	5	A		A		A	10	A	
M1	0,252	0,468	0,333	0,640	0,267	0,411	0,304	0,480	0,300	0,533	0,364	0,636	0,440	0,743
M2	0,252	0,468	0,333	0,640	0,333	0,493	0,253	0,384	0,257	0,497	0,337	0,566	0,424	0,686
M3	0,210	0,312	0,278	0,427	0,267	0,411	0,169	0,320	0,277	0,514	0,324	0,513	0,424	0,686
M4	0,378	0,520	0,222	0,356	0,400	0,740	0,253	0,384	0,230	0,400	0,432	0,760	0,456	0,800
M5	0,210	0,312	0,278	0,427	0,267	0,411	0,169	0,320	0,432	0,720	0,297	0,513	0,283	0,438

### Tabela 9

### Idealna alternatywa referencyjna

A	1	Α	.2	А	.3	А	.4	A5		A6		A7	
0,378	0,520	0,333	0,640	0,400	0,740	0,304	0,480	0,432	0,720	0,432	0,760	0,456	0,800

	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	Avg,
M1	0,749	0,500	0,977	0,500	0,806	0,660	0,557	0,678
M2	0,749	0,500	0,813	0,739	0,878	0,760	0,621	0,723
M3	1,000	0,795	0,977	0,951	0,843	0,844	0,621	0,862
M4	0,500	0,949	0,500	0,739	1,000	0,500	0,500	0,670
M5	1,000	0,795	0,977	0,951	0,500	0,852	1,000	0,868

### Tabela 10 Możliwy stopień szarości

Wartości używane są do oceny maszyn to:

M4 < M1 < M2 < M3 < M5.

Można zatem stwierdzić, że czwarta maszyna jest najlepsza spośród rozważanych pięciu ładowarek.

### 4. WNIOSKI

Teoria szarych systemów może być wykorzystywana do wyboru lub oceny jakości dowolnej liczby maszyn górniczych zgodnie z ich charakterystyką techniczną. Wprowadzenie proponowanej metody zmniejsza subiektywizm w procesie oferowania bardziej dokładnego wyboru najlepszego rozwiązania. Przedstawiona procedura wyboru maszyn górniczych zapewniła wyniki podobne do tych, które uzyskano w poprzednich badaniach, a zatem połączenie szarych i białych liczb do wyboru maszyn, jak przedstawiono w niniejszej pracy, jest uzasadnione i nadaje się do oceny dowolnej liczby innych dostępnych maszyn zgodnie z ich techniczną charakterystyką i szarymi kryteriami. Następnym krokiem badania będzie porównanie wyników szarej analizy z wynikami uzyskanymi przy użyciu innych metod podejmowania decyzji.

#### Podziękowania

Badania opisane w niniejszej pracy zostały przeprowadzone w trakcie opracowywania projektu rozwoju technicznego TR33025. Opracowanie finansowane przez Ministerstwo Nauki i Rozwoju Technicznego w Republice Serbii.

Autorzy składają również podziękowania Unii Europejskiej za umożliwienie pierwszej wymiany pomiędzy Uniwersytetem Twente a Wydziałem Górnictwa i Geologii Uniwersytetu w Belgradzie, w ramach przyznanego projektu ERASMUS+ 2016-2-NL01-KA107-034906.

### Literatura

[1] Dagdeviren M.: *Decision making in equipment selection: an integrated approach with AHP and PROMETHEE*, "Journal of Intelligent Manufacturing" 2008, 19: 397–406.

- [2] Lin Z.C., Yang, C.B.: Evaluation of machine selection by the AHP method, "Journal of Materials Processing Technology" 1996, 57: 253–258.
- [3] Paramasivam V., Senthil V., Rajam Ramasamy N.: Decision making in equipment selection: an integrated approach with digraph and matrix approach, AHP and ANP, "International Journal of Advanced Manufacturing Technology" 2011, 54: 1233–1244.
- [4] Bascetin A.: A decision support system for optimal equipment selection in open pit mining: analytical hierarchy process, "Istanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Yer Bilimleri Dergisi" 2003, 16, 2: 1–11.
- [5] Mohamadabadi H.S., Tichkowsky G., Kumar A.: Development of a multi-criteria assessment model for ranking of renewable and non-renewable transportation fuel vehicles, "Energy" 2009, 24, 1: 112–125.
- [6] Cebesoy T.: Hydraulic Excavator Selection Using Improved Quality Comparison Method, "Journal of Engineering Sciences (Mühendislik Bilimleri Dergisi)" 1999, 5, 1: 1001–1008.
- [7] Hadi-Vencheha A., Mohamadghasemi A.: A new hybrid fuzzy multi-criteria decision-making model for solving the material handling equipment selection problem, "International Journal of Computer Integrated Manufacturing" 2015, 28, 5: 534–550.
- [8] Basu A.S., Lineberry G.T.: Selection of Mobile Equipment for Underground Coal Mining: An Expert System Approach, "Mineral Resources Engineering" 1995, 4, 1: 71–88.
- [9] Delgado M., Verdegay J.L., Vila M.A.: *Linguistic decision-making models*, "International Journal of Intelligent Systems" 1992, 7: 479–492.
- [10] Hwang C.L., Yoon K.P.: Multiple Attributes Decision Making: Methods and Applications, Springer, Berlin – Heidelberg 1981.
- [11] Kaufmann A., Gupta M.M.: Introduction to Fuzzy Arithmetic, Theory and Applications, Van Nostrand Reinhold, New York 1991.
- [12] Liu S., Lin Y.: Grey systems Theory and Applications, Springer, Berlin – Heidelberg 2010.

- [13] Bhattacharyya R.: A Grey Theory Based Multiple Attribute Approach for R&D Project Portfolio Selection, "Fuzzy Information and Engineering" 2015, 7: 211–225.
- [14] Li G-D. et al.: A grey-based decision-making approach to the supplier selection problem, "Mathematical and Computer Modelling" 2007, 46: 573–581.
- [15] Milisavljević V., Medenica D., Čokorilo V., Ristović I.: New Approach to Equipment Quality Evaluation Method with Distinct Function, "Thermal Science" 2015, 20, 2: 743–752.

prof. VLADIMIR MILISAVLJEVIĆ Faculty of Mining and Geology University of Belgrade Đušina 7, 11000 Belgrade, Serbia vladimir.milisavljevic@rgf.bg.ac.rs

prof. ALBERTO MARTINETTI Faculty of Engineering Technology University of Twente PO BOX 217, 7500 AE Enschede, Netherlans a.martinetti@utwente.nl

prof. ALEKSANDAR CVJETIĆ Faculty of Mining and Geology University of Belgrade Đušina 7, 11000 Belgrade, Serbia aleksandar.cvjetic@rgf.bg.ac.rs

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2018.3.535.71

KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ PAWEŁ GRUSZKA

## Experimental mechanical security assessment used in torsionally flexible Raptor-SK couplings

Dodge®Raptor series couplings belong to inseparable, mechanical, and torsionally flexible couplings with the possibility of compensating for the misalignment of axes. In the couplings with the Raptor-SK design, shear pins were additionally applied to protect the drive system from overload. The use of "fuses" in the coupling in the form of shear pins limits the value of the transferred torque to a set (safe) value; beyond which, it is cut off and the drive is consequently disconnected. In this work (with reference to the Raptor-SK coupling), calculations were made to select the diameter of the shear pins depending on the value of the limit torque Mgr. In order to assess the correctness of the selection of pins used in the coupling mechanism, experimental tests were carried out using a testing machine. A comparison was made between the design calculations of the shear pins and the results of research on a test bench.

Key words: safety couplings, selection of shear pins, strength tests of pins

### 1. INTRODUCTION

Couplings are used in virtually every machine drive system. In many cases of modern construction, they fulfill not only the role of a shaft connector through which torque is transmitted to the subsequent components of the drive system but also additional functions. These functions can be, for example, compensation of misalignments of the connected shafts' setting (self-adjusting couplings), reduction of dynamic loads (flexible couplings), disconnection of shafts during their operation (controlled, self-acting, centrifugal couplings), transmission of torque in only one direction (one-way coupling), and many others.

Machine drive systems are often exposed to the occurrence of overloads and transient states (e.g., start-ups, blockages). The purpose of protecting its assemblies is to use safety couplings (also called overload couplings). The operation of these couplings is based primarily on two solutions [1]. In the first one,

the coupling members are completely disengaged under the influence of the boundary torque value. Then, a properly selected connector (usually in the form of a pin) is destroyed – it is the weakest supporting element in the coupling and, thus, in the whole drive system. The second solution is to use a coupling with a mechanism to limit the value of the transferred torque to a safe value. This group of couplings includes couplings with a friction coupling, for example, where there is a relative slip on the friction linings between the active and passive coupling members during overloading (e.g., SafeSet couplings from Voith [2]).

The considered Raptor-SK coupling with shear pins combines the characteristics of a torsionally flexible coupling and a safety coupling.

The purpose of coupling protection for the machine's drive system components against overloads is most importantly to disconnect the drive at a strictly determined torque value with the highest accuracy of its value preservation.
#### 2. DESIGN OF RAPTOR-SK COUPLING

Dodge®Raptor series couplings belong to nonseparable, mechanical, and torsionally flexible couplings with the possibility of compensating for the misalignment of a shaft (Fig. 1).



Fig. 1. General view of Dodge®Raptor coupling [3]

The Raptor coupling is characterized above all by the original design of an elastic insert made of natural rubber. According to the manufacturer, applied patented technology called WingLock [4] optimizing the construction of the elastic insert provides high short-term and fatigue strength and long life as compared to other designs of this type of coupling.

Dodge®Raptor couplings are produced in many variants; e.g., the coupling may be combined with a disc or a brake drum and is equipped with a torsion angle limiter between the coupling members.

The subject coupling with the designation Raptor SK (Fig. 2) has been equipped with an additional member in which "fuses" in the form of pins (or a pin) subjected to shearing are installed at a given value of transferred torque. This study focuses on the coupling drive overload protection function.



Fig. 2. RAPTOR-SK flexible coupling with safety shear pins

# 3. SELECTION OF SAFETY PINS USED IN RAPTOR-SK COUPLING

When designing a machine drive system, the designer usually selects a coupling from the manufacturer's catalogs; sometimes, it must be specially designed for a given machine [5]. The coupling is selected by calculating the  $M_o$  torque, taking into account the nominal  $M_n$  torque that is transmitted by the connected shafts and the overload values specified by factor k:

$$M_o = M_n \cdot k \tag{1}$$

where:

 $M_o$  – torque [Nm],

 $M_n$  – nominal torque [Nm],

k – overload factor.

In couplings performing the function of the drive system's protection against overload, the values of design boundary moment  $M_{gro}$  causing the pin to be cut (or pins, depending on their number) should additionally be determined. The limit torque at which the coupling members will be disconnected is determined by the coupling manufacturer with the machine drive system designer.

Knowing the values of design limit  $M_{gro}$  for calculating the diameter of pin  $d_o$ , the following formula is applied:

$$d_o = 1.6 \sqrt{\frac{M_{gro}}{D_p n R_t}} \tag{2}$$

where:

 $d_o$  – diameter of the pin [m],

- $D_p$  pitch diameter of the pin arrangement (pins) [m],
- n number of pin,
- $R_t$  shear strength for the pin material [MPa].

For the Raptor-SK coupling with the designation/ size of E80 (for which the pitch diameter of the pins is  $D_p = 241$  mm), calculations have been carried out to select the diameter of the shear pins depending on design limit torque  $M_{gro}$ . The calculations were carried out at the design  $M_{gro}$  limit values of 3800, 15,000 and 34,000 Nm for securing pins made of steel for heat treatment and hardening. The calculations were carried out for a coupling with one pin. Table 1 presents the results of the calculations.

 Table 1

 Results of calculations for safety pins

Calculation value boundary torque M <sub>gro</sub> [Nm]	Computational diameter of pin d <sub>o</sub> [mm]	
3800	5	
15,000	10	
34,000	15	

For the assumed values of the  $M_{gro}$  limit torque and the accepted strength data of the steel used, the calculated diameters for the pins are 5 mm, 10 mm, and 15 mm, respectively.

After performing strength calculations specifying design diameter  $d_o$ , an experimental verification of the obtained results was made for pins with the above-mentioned diameters.

### 4. EXPERIMENTAL TESTS OF PROTECTION PINS USED IN RAPTOR-SK COUPLING

The use of "fuses" – shear pins – in the coupling limits the value of the transferred torque to a safe value, beyond which the fuses are cut off, consequently, the drive is disconnected. For the purpose of an experimental verification of the structural calculations carried out, shear strength tests were carried out on a test stand (Fig. 3).

The basic element of the test stand is a strength machine (1) on which a specialized shear-clamping device (2) has been installed (Fig. 4). A safety shear pin (3) was secured in the instrument. During the tests using a force transducer (4), the value of force F was measured that is exerted by the testing machine for the device (2) (limit value of this force corresponds to the shear force Ft pin) and by the sensor (5), the value of the working displacement l of the testing machine. Measurement signals are sent to the digital A/C measuring module (6), which conditions, measures, and archives both measuring signals with a visualization on a computer screen (7). The *F* load applied during the tests was static and increased with a fixed speed.

In order to model the process of the "clean" shearing of the pin and its unambiguous fixing and mounting on the station, a specialized original shear-fixing device was designed and made (Fig. 4).



Fig. 3. View of test stand for testing protection pins, where: 1 – strength machine, 2 – fixing and shearing device, 3 – shear bolt, 4 – force transducer, 5 – displacement sensor, 6 – digital A/C measuring module, 7 – computer



Fig. 4. Shear-cutting device used to shear pins: a) view of device; b) view of shear pin, where: 1 – shear pin, 2 – device base (fixed support), 3 – sliding piston, 4 – fixing screws, 5 – shear part of pin, F – force loading device

The device consists of a fixed casing (base) (2) to which one side of the pin (1) and a movable piston (3) are fastened by means of a screw (4) to which the other side of the pin is attached. During the tests, the increasing load F of the piston (3) to limit value  $F_i$ , causes the piston to displace and, consequently, shear the test pin. The course of changes in force value F, and displacement 1 is measured and recorded using the measuring equipment.

The tests were carried out for pins with diameter d made of steel for thermal tempering and hardening (Fig. 4) of 5 mm, 10 mm, and 15 mm. The pins were hardened throughout. Figure 5a shows the view of the security pin prior to testing, and 5b shows it after its cutting.

Table 2 presents the values of shear force Ft at which a pin with a given diameter d was cut as well as the value of corresponding boundary moment  $M_{gr}$ 

for coupling E80. Figure 6 presents an example of the measurement result of the pin measurement with the designation of p7 using a digital measuring module.





Fig. 5. View of shear pin: a) before test; b) after cutting pin

#### Table 2

# Comparison of results from experimental tests of shearing pins

Pin's marking	Diameter d [mm]	Average value of shear force F <sub>t</sub> [N]	Average value of boundary moment M <sub>gr</sub> [Nm]
p1–p3	5	17,750	4277
р4-рб	10	66,954	16,136
p7–p9	15	147,962	35,659

In Figure 7, the values of boundary moment  $M_{gr}$  obtained from the conversion of the shear force  $F_t$  pin and pitch diameter  $D_p$  (some simplification) are presented in the form of a bar graph. For pins with a diameter of 5 mm, the highest torque  $M_{grmax}$  at which the coupling was disengaged was 4497 Nm. On the other hand, the smallest torque value  $M_{grmin}$  was 4008 Nm.



Fig. 6. Example of measurement result measured for p7 pin



Fig. 7. Limit values for tested shear pins, where p1-p3 = pins with diameter of 5 mm, p4-p6 = pins with diameter of 10 mm, and p7-p9 = pins with diameter of 15 mm

Therefore, coefficient  $\gamma_5$ , specifying the accuracy of the load limit for the considered coupling is calculated from formula [1].

$$\gamma_5 = \frac{M_{gr\,\text{max}}}{M_{gr\,\text{min}}} = \frac{4497}{4008} = 1.12\tag{3}$$

Similarly, coefficient  $\gamma_5$  was determined for the remaining diameters of the protection pins. The calculated values of coefficient  $\gamma_5$  are shown in Table 3.

#### Table 3

Values of  $\gamma_5$  factor determining accuracy limits of coupling load torque

Pin's diameter d [mm]	5	10	15
Value of y <sub>5</sub> factor	1.12	1.02	1.02

For couplings with shear pins in accordance with [1], the value of the coupling disengagement accuracy coefficient should be within a range of 1.1–1.4.

Therefore, on the basis of the test results, it can be concluded that all of the safety pins have been made correctly, both in terms of the mechanical processing and pins with diameters of 10 mm and 15 mm meet the allowance in accordance to [1].

Figure 8 presents a comparison of the calculated values of the  $M_{gro}$  boundary moment with the averaged values of the boundary moment  $M_{gr}$  (according to Tab. 2) obtained from the tests.

As it is easy to see, the values of the calculated boundary torque  $M_{gr}$  obtained on the basis of the experimental tests (pin cutting) are greater than the values of the  $M_{gro}$  boundary moment obtained from the calculations. For pins with a diameter of 5 mm, the difference was about 12%, for pins with a diameter of 10 mm – 7%, and for the 15 mm pins – 5%. The difference in the boundary moment values between the results obtained from the calculations and the results from experimental tests may result, for example, from the value of allowable shear stress  $k_t$  and the coefficient of proportionality  $k_o$  in the strength calculations accepted for the calculations.



Fig. 8. Comparison of value of calculated boundary moment with average value for tested samples

#### 5. SUMMARY

The simplest protection of a drive system's components against overloading are safety couplings with break-away switches. In the case of the Raptor-SK coupling, the connectors have the shape of a cylindrical stud with two mounting surfaces.

The calculations of the diameter of the shear pins for specific values of limit moments performed in the work and experimental tests carried out for their three different diameters showed the following:

- there is a difference in the value of boundary moment  $M_{gr}$  between the calculated values  $(M_{gro})$  and those obtained from the research  $(M_{gr})$  (Fig. 8),
- higher values of boundary moment  $M_{gr}$  occur for results obtained from the experimental tests (Fig. 8),

– on the basis of the experimental tests, similar values of boundary moment  $M_{gr}$  were obtained for each pin diameter (Fig. 7); the indicator determining the accuracy of load limit  $\gamma_5$  was a maximum of 1.12 for the tested diameter of 5 mm (Tab. 3).

From the analysis carried out in the work, it can be concluded that, for the calculated shear pin diameters after conducting experimental tests, higher boundary moment values were obtained than assumed in the theoretical calculations. The greater the difference, the smaller the diameter of the locking pin. Ultimately, this will cause the coupling protection to operate at a higher boundary moment than expected (resulting from the calculation). Summarizing all of the analyses carried out at work, it can be stated that, the choice of pin diameter cannot be based only on theoretical calculations; the realization of check tests should be considered as well, especially when using these couplings (with safety pins) in machines of high operational importance.

#### References

- Dietrich M. (red.): Podstawy konstrukcji maszyn, t. 3, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [2] https://voith.com/corp-en/torque-limiting-couplings.html [20.05.2018].
- [3] www.fena.pl [20.05.2018].
- [4] https://www.baldor.com/brands/baldordodge/products/couplingsclutches-brakes/elastomeric-couplings/raptor [20.05.2018].
- [5] Skoć A., Spałek J., Markusik S.: *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 2, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.

KRZYSZTOF FILIPOWICZ, D.Sc., Eng. MARIUSZ KUCZAJ, Ph.D., Eng. Department of Mining Mechanization and Robotization Faculty of Mining and Geology Silesian University of Technology ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, Poland {krzysztof.filipowicz, mariusz.kuczaj}@polsl.pl

PAWEŁ GRUSZKA, M.Sc., Eng. Fabryka Elementów Napędowych FENA Sp. z o.o. ul. E. Imieli 47, 41-605 Świętochłowice, Poland Polanddz.techniczny@fena.pl KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ PAWEŁ GRUSZKA

# Doświadczalna ocena zabezpieczeń mechanicznych stosowanych w podatnych skrętnie sprzęgłach Raptor-SK

Sprzęgła serii Dodge®Raptor należą do sprzęgieł nierozłącznych, mechanicznych, podatnych skrętnie o możliwości kompensacji odchyłek współosiowości. W sprzęgłach o oznaczeniu Raptor-SK zastosowano dodatkowo kołki ścinane, zabezpieczające układ napędowy przed przeciążeniem. Zastosowanie "bezpieczników" w sprzęgle w postaci kołków ścinanych ogranicza wartość przenoszonego momentu obrotowego do wartości ustalonej (bezpiecznej), po której przekroczeniu następuje ich ścięcie, a w konsekwencji rozłączenie napędu. W odniesieniu do sprzęgła Raptor-SK przeprowadzono obliczenia mające na celu dobór średnicy kołków ścinanych w zależności od wartości momentu granicznego  $M_{gr}$ . W celu oceny poprawności doboru kołków użytych w mechanizmie sprzęgła przeprowadzono badania doświadczalne z użyciem maszyny wytrzymałościowej. Dokonano porównania wykonanych obliczeń konstruktorskich kołków ścinanych z wynikami badań na stanowisku badawczym.

Słowa kluczowe: sprzęgło bezpieczeństwa, dobór kołków ścinanych, badania wytrzymałościowe kołków

#### 1. WPROWADZENIE

Sprzęgła mają zastosowanie praktycznie w każdym układzie napędowym maszyny. W wielu przypadkach nowoczesnych konstrukcji spełniają one funkcję nie tylko łącznika wałów, przez który przekazywany jest moment obrotowy na kolejne podzespoły układu napędowego, lecz muszą one również spełniać funkcje dodatkowe. Tymi funkcjami mogą być na przykład redukcja mimośrodowości ustawienia łączonych wałów (sprzęgła samonastawne), złagodzenie obciążeń dynamicznych (sprzęgła podatne), rozłączanie wałów podczas ich pracy (sprzęgła sterowane, samoczynne, odśrodkowe), przenoszenie momentu obrotowego tylko w jednym kierunku (sprzęgło jednokierunkowe) i wiele innych.

Układy napędowe maszyn narażone są często na wystąpienie przeciążeń i stanów pracy nieustalonej (np. rozruchów, zablokowań). W celu ochrony jego zespołów stosuje się sprzęgła bezpieczeństwa nazywane również przeciążeniowymi. Działanie tych sprzęgieł opiera się przede wszystkim na dwóch rozwiązaniach [1]. W pierwszym dochodzi do całkowitego rozłączenia członów sprzęgła pod wpływem granicznej, założonej wartości momentu obrotowego. Ulega wtedy zniszczeniu odpowiednio dobrany łącznik (najczęściej w postaci kołka), który jest najsłabszym elementem nośnym w sprzęgle, a tym samym w całym układzie napędowym. Drugim rozwiązaniem jest zastosowanie sprzęgła z mechanizmem ograniczenia wartości przenoszonego momentu do wartości bezpiecznej. Do tej grupy sprzęgieł należą np. sprzęgła z łącznikiem ciernym, gdzie podczas przeciążenia dochodzi do względnego poślizgu na wykładzinach ciernych pomiędzy członem czynnym i biernym sprzęgła (np. sprzęgła SafeSet firmy Voith [2]).

Rozpatrywane sprzęgło Raptor-SK ze ścinanymi kołkami łączy w sobie cechy sprzęgła podatnego skrętnie oraz sprzęgła bezpieczeństwa.

W ochronie przez sprzęgło elementów układu napędowego maszyny przed przeciążeniami najbardziej istotne jest, aby rozłączanie napędu odbyło się przy ściśle określonej wartości momentu obrotowego z możliwie dużą dokładnością jej zachowania.

#### 2. BUDOWA SPRZĘGŁA RAPTOR-SK

Sprzęgła serii Dodge®Raptor należą do sprzęgieł nierozłącznych, mechanicznych, podatnych skrętnie o możliwości kompensacji odchyłek współosiowości (rys. 1).



Rys. 1. Widok ogólny sprzęgła serii Dodge®Raptor [3]

Sprzęgło Raptor charakteryzuje się przede wszystkim oryginalną konstrukcją wkładki elastycznej wykonanej z kauczuku naturalnego. Zastosowana opatentowana technologia o nazwie WingLock [4] optymalizująca konstrukcje wkładki elastycznej, według producenta, zapewnia dużą wytrzymałość doraźną i zmęczeniową oraz długą żywotność w porównaniu z innymi konstrukcjami tego typu sprzęgieł.

Sprzęgła Dodge®Raptor produkowane są w wielu wariantach, np. sprzęgło może być zespolone z tarczą lub z bębnem hamulcowym, wyposażone w ogranicznik kąta skręcenia pomiędzy członami sprzęgła.

Przedmiotowe sprzęgło o oznaczeniu Raptor-SK (rys. 2) zostało wyposażone w dodatkowy człon, w którym montowane są "bezpieczniki" w postaci kołków (lub kołka) podlegających ścinaniu przy określonej wartości przenoszonego momentu obrotowego. W niniejszym opracowaniu skupiono się na realizowanej przez sprzęgło funkcji zabezpieczenia układu napędowego przed przeciążeniem.



Rys. 2. Sprzęgło podatne RAPTOR-SK z zabezpieczającymi kołkami ścinanymi

# 3. DOBÓR KOŁKÓW ZABEZPIECZAJĄCYCH ZASTOSOWANYCH W SPRZĘGLE RAPTOR-SK

Projektując układ napędowy maszyny, konstruktor najczęściej dobiera sprzęgło z katalogów producentów, czasem musi ono być specjalnie zaprojektowane dla danej maszyny [5]. Sprzęgło dobiera się, obliczając moment obrotowy  $M_o$  z uwzględnieniem momentu nominalnego  $M_n$ , jaki przenoszony jest przez łączone wały oraz wartości przeciążenia określonego współczynnikiem k:

$$M_o = M_n \cdot k \tag{1}$$

gdzie:

 $M_o$  – moment obrotowy [Nm],

 $M_n$  – moment nominalny [Nm],

k – współczynnik przeciążenia.

W sprzęgłach pełniących funkcję zabezpieczenia układu napędowego przed przeciążeniem dodatkowo należy wyznaczyć wartości obliczeniowego momentu granicznego  $M_{gro}$  powodującego ścięcie kołka (lub kołków w zależności od ich liczby). Moment graniczny, przy którym ma nastąpić rozłączenie członów sprzęgła, ustala producent sprzęgła z projektantem układu napędowego maszyny.

Znając wartości obliczeniowego momentu granicznego  $M_{gro}$ , do obliczenia średnicy kołka  $d_o$  stosuje się wzór:

$$d_o = 1.6 \sqrt{\frac{M_{gro}}{D_p n R_t}} \tag{2}$$

gdzie:

- $d_o$  średnica kołka [m],
- D<sub>p</sub> średnica podziałowa rozmieszczenia kołka (kołków) [m],
- n liczba kołków,
- $R_t$  wytrzymałość na ścinanie dla materiału kołka [MPa].

Dla sprzęgła Raptor-SK o oznaczeniu/rozmiarze E80, dla którego średnica podziałowa rozmieszczenia kołków wynosi  $D_p = 241$  mm, przeprowadzono obliczenia mające na celu dobór średnicy kołka ścinanego w zależności od wartości obliczeniowego momentu granicznego  $M_{gro}$ . Obliczenia przeprowadzono przy obliczeniowych momentach granicznych  $M_{gro}$  wynoszących 3800, 15 000 oraz 34 000 Nm dla kołków zabezpieczających wykonanych ze stali do ulepszania cieplnego i hartowania po obróbce cieplnej o wytrzymałości na ścinanie  $R_t = 800$  MPa. Przedmiotowe obliczenia zostały przeprowadzone dla sprzęgła z jednym kołkiem. W tabeli 1 przedstawiono wyniki obliczeń.

Wyniki obliczeń kołków zabezpieczających			
Wartość obliczeniowego momentu granicznego M <sub>gro</sub> [Nm]	Średnica obliczeniowa kołka d <sub>o</sub> [mm]		
3800	5		
15 000	10		

34 000

Tabela 1

Dla założonych wartości momentu granicznego  $M_{gro}$  i przyjętych danych wytrzymałościowych zastosowanej stali, obliczone średnice do kołków wynoszą odpowiednio: 5 mm, 10 mm oraz 15 mm.

15

Po wykonaniu obliczeń wytrzymałościowych określających średnicę obliczeniową  $d_o$  przeprowadzono doświadczalną weryfikację uzyskanych wyników dla kołków o ww. średnicach.

# 4. BADANIA DOŚWIADCZALNE KOŁKÓW ZABEZPIECZAJĄCYCH ZASTOSOWANYCH W SPRZĘGLE RAPTOR-SK

Zastosowanie "bezpieczników" – kołków ścinanych w sprzęgle ogranicza wartość przenoszonego momentu obrotowego do wartości bezpiecznej, po której przekroczeniu następuje ich ścięcie, a w konsekwencji rozłączenie napędu. W celu doświadczalnej weryfikacji przeprowadzonych obliczeń konstrukcyjnych wykonano badania wytrzymałości kołków na ścinanie na stanowisku badawczym (rys. 3).

Bazowym elementem stanowiska badawczego jest maszyna wytrzymałościowa (1), na której zamocowany został specjalizowany przyrząd ustalająco-ścinający (2) (rys. 4). W przyrządzie mocowano zabezpieczający kołek ścinany (3). Podczas badań za pomocą czujnika siły (4) mierzona była wartość siły F, którą wywiera maszyna wytrzymałościowa na przyrząd (2) (wartość graniczna tej siły odpowiada sile ścinającej  $F_t$  kołek) oraz za pomocą czujnika (5), wartość przemieszczenia roboczego l maszyny wytrzymałościowej. Sygnały pomiarowe przesyłane są do cyfrowego modułu pomiarowego A/C (6), który kondycjonuje, mierzy i archiwizuje oba sygnały pomiarowe z wizualizacją na ekranie komputera (7). Zadawane podczas badań obciążenie F miało charakter statyczny i zwiększane było ze stałą, ustaloną sprzętowo prędkością.

W celu zamodelowania procesu "czystego" ścinania kołka oraz jego jednoznacznego ustalenia i mocowania na stanowisku zaprojektowano i wykonano specjalizowany, oryginalny przyrząd ustalająco-ścinający (rys. 4).



Rys. 3. Widok stanowiska badawczego do badania kołków zabezpieczających adzie: 1 – maszpra wytrzyma

ków zabezpieczających, gdzie: 1 – maszyna wytrzymałościowa, 2 – przyrząd ustalająco-ścinający, 3 – kołek zabezpieczający ścinany, 4 – czujnik siły, 5 – czujnik przemieszczenia, 6 – cyfrowy moduł pomiarowy A/C, 7 – komputer



Rys. 4. Przyrząd ustalająco-ścinający wykorzystany do ścinania kołków zabezpieczających: a) widok przyrządu; b) widok ścinanego kołka zabezpieczającego, gdzie: 1 – kołek ścinany, 2 – podstawa przyrządu (nieruchoma obudowa), 3 – tłok przesuwny, 4 – śruby mocujące, 5 – część ścinana kołka, F – siła obciążająca przyrząd

Przyrząd składa się z nieruchomej obudowy (podstawy) (2), do której śrubą (4), mocowany jest jedną stroną kołek (1) oraz przesuwanego tłoka (3), do którego mocuje się drugą stronę kołka. Podczas badań zwiększające się obciążenie F tłoka (3) do wartości granicznej  $F_t$ , powoduje przesuw tłoka, a w konsekwencji ścięcie badanego kołka. Przebieg zmian wartości siły Fi przesunięcia l jest mierzony i rejestrowany za pomocą aparatury pomiarowej.

Badania przeprowadzono dla kołków wykonanych ze stali do ulepszania cieplnego i hartowania (rys. 4), o średnicy *d* wynoszącej 5 mm, 10 mm oraz 15 mm. Kołki były hartowane na wskroś. Na rysunku 5a przedstawiono widok kołka zabezpieczającego przed wykonaniem badania, a na rysunku 5b – po jego ścięciu.



*b*)



Rys. 5. Widok ścinanego kołka zabezpieczającego: a) przed wykonaniem badania; b) po ścięciu kołka

W tabeli 2 przedstawiono wartości siły ścinającej  $F_t$ , przy której kołek o określonej średnicy *d* ulegał ścięciu, oraz wartość odpowiadającego jej momentu granicznego  $M_{gr}$  dla sprzęgła E80. Na rysunku 6 przedstawiono przykładowy wynik rejestracji pomiaru kołka o oznaczeniu p7, za pomocą cyfrowego modułu pomiarowego.

#### Tabela 2

Zestawienie wyników z badań doświadczalnych ścinania kołków zabezpieczających

Oznaczenie kołka	Średnica d [mm]	Wartość średnia siły ścinającej F <sub>t</sub> [N]	Wartośćśrednia momentu granicznego M <sub>gr</sub> [Nm]
p1–p3	5	17 750	4277
р4-рб	10	66 954	16 136
р7–р9	15	147 962	35 659

Na rysunku 7 przedstawiono w postaci wykresu słupkowego wartości momentu granicznego  $M_{gr}$ uzyskane z przeliczenia siły ścinającej  $F_t$  kołek oraz średnicy podziałowej  $D_p$  (pewne uproszczenie).



Rys. 6. Przykładowy wynik pomiaru wielkości mierzonych dla kołka o oznaczeniu p7



Rys. 7. Wartości momentu granicznego dla badanych kołków, gdzie: p1–p3 kołki o średnicy 5 mm, p4–p6 kołki o średnicy 10 mm, p7–p9 kołki o średnicy 15 mm

Dla kołków o średnicy 5 mm największa wartość momentu obrotowego  $M_{grmax}$ , przy której nastąpiło rozłączenie sprzęgła, wynosiła 4497 Nm. Z kolei najmniejsza wartość momentu  $M_{grmin}$  wynosiła 4008 Nm. Wobec powyższego współczynnik  $\gamma_5$ , określający dokładność ograniczenia obciążenia dla rozważanego sprzęgła oblicza się ze wzoru [1].

$$\gamma_5 = \frac{M_{gr\,\text{max}}}{M_{gr\,\text{min}}} = \frac{4497}{4008} = 1,12\tag{3}$$

Podobnie wyznaczono wartość współczynnika  $\gamma_5$ dla pozostałych średnic kołków zabezpieczających. Obliczone wartości współczynnika  $\gamma_5$  przedstawiono w tabeli 3.

# Tabela 3 Wartości współczynnika γ<sub>5</sub> określającego dokładność ograniczenia momentu obciążenia sprzęgła

Średnica kołka <i>d</i> [mm]	5	10	15
Wartość współczynnika γ5	1,12	1,02	1,02

Dla sprzęgieł ze ścinanymi kołkami według [1] wartość współczynnika dokładności wyłączenia sprzęgła powinna zawierać się w granicach od 1,1–1,4. Wobec powyższego na podstawie wyników badań można stwierdzić, że wszystkie kołki zabezpieczające zostały wykonane prawidłowo zarówno pod względem obróbki mechanicznej, jak i obróbki cieplnej, a kołki o średnicy 10 mm i 15 mm spełniają z naddatkiem kryterium według [1].

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie obliczonych wartości momentu granicznego  $M_{gro}$  z uśrednionymi wartościami momentu granicznego  $M_{gr}$  (według tab. 2) uzyskanymi z badań.

Jak można zauważyć, wartości przeliczonego momentu granicznego  $M_{gr}$  uzyskane na podstawie badań doświadczalnych (ścięcia kołków) są większe od wartości momentu granicznego  $M_{gro}$  uzyskanych z obliczeń. Dla kołków o średnicy 5 mm różnica wyniosła około 12%, dla kołków o średnicy 10 mm 7%, natomiast dla kołków 15 mm – 5%. Różnica w wartościach momentu granicznego pomiędzy wynikami uzyskanymi z obliczeń a wynikami z badań doświadczalnych może wynikać np. z przyjętej do obliczeń wartości naprężenia dopuszczalnego na ścinanie  $k_t$  oraz współczynnika proporcjonalności  $k_o$  w obliczeniach wytrzymałościowych.



Rys. 8. Porównanie wartości obliczonego momentu granicznego z wartością średnią dla badanych próbek

#### 5. PODSUMOWANIE

Najprostszym zabezpieczeniem elementów układu napędowego przed przeciążeniem są sprzęgła bezpieczeństwa z łącznikami ulegającymi zniszczeniu. W przypadku sprzęgła Raptor-SK łączniki mają kształt cylindrycznego kołka z dwoma powierzchniami montażowymi.

Wykonane w pracy obliczenia średnic kołków ścinanych dla określonych wartości momentów granicznych oraz przeprowadzone badania doświadczalne dla ich trzech średnic wykazały, że:

- występuje różnica w wartości momentu granicznego  $M_{gr}$  pomiędzy wartościami obliczonymi ( $M_{gro}$ ) a uzyskanymi z badań ( $M_{gr}$ ) (rys. 8),
- większe wartości momentu granicznego M<sub>gr</sub> występują dla wyników uzyskanych z badań doświadczalnych (rys. 8),

na podstawie badań doświadczalnych dla każdej ze średnic kołków uzyskano zbliżone wartości momentu granicznego M<sub>gr</sub> (rys. 7); wskaźnik określający dokładność ograniczenia obciążenia γ5 wyniósł maksymalnie 1,12 dla badanej średnicy 5 mm (tab. 3).

Z dokonanej w pracy analizy można stwierdzić, że dla obliczonych średnic kołków ścinanych po przeprowadzeniu badań doświadczalnych uzyskano większe wartości momentu granicznego, niż założono w obliczeniach teoretycznych. Różnica jest tym większa, im mniejsza jest średnica kołka zabezpieczającego. Ostatecznie spowoduje to, że zadziałanie zabezpieczenia sprzęgła wystąpi przy większej wartości momentu granicznego niż spodziewany, wynikający z obliczeń.

Podsumowując całość analiz przeprowadzonych w pracy, można stwierdzić, że szczególnie w przypadku zastosowania tych sprzęgieł (z kołkami zabezpieczającymi) w maszynach mających duże znaczenie eksploatacyjne należy rozważyć dobór średnicy kołków zabezpieczających oparty nie tylko na obliczeniach teoretycznych, a również przeprowadzić badania sprawdzające.

#### Literatura

- [1] Dietrich M. (red.): *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 3, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [2] https://voith.com/corp-en/torque-limiting-couplings.html [20.05.2018].
- [3] www.fena.pl [20.05.2018].
- [4] https://www.baldor.com/brands/baldordodge/products/couplingsclutches-brakes/elastomeric-couplings/raptor [20.05.2018].
- [5] Skoć A., Spałek J., Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn, t. 2, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.

dr hab. inż. KRZYSZTOF FILIPOWICZ dr inż. MARIUSZ KUCZAJ Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Wydział Górnictwa i Geologii Politechnika Śląska ul. Akademicka 2a, 44-100 Gliwice {krzysztof.filipowicz, mariusz.kuczaj}@polsl.pl

mgr inż. PAWEŁ GRUSZKA

Fabryka Elementów Napędowych FENA Sp. z o.o. ul. E. Imieli 47, 41-605 Świętochłowice dz.techniczny@fena.pl













e-ISSN 2449-6421 ISSN 2450-7326