

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

NFORMATICS NFORMATYKA

ninnin u

ELECTRICA ENGINEERI ELEK

AUTOMATION Automatyka

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering





SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL NO. 3 (531) 2017

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



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 Naukowei: 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)

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

Desktop Publishing/ Skład komputerowy: Andre

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

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2017

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

The electronic version of the journal is the primary one. Number of copies: 70

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

Adam Marek	
Influence of indirect frequency converters on operation of central leakage protection in underground coalmine networks	9
Wpływ pośrednich przemienników częstotliwości na pracę zabezpieczeń upływowych w dołowych sieciach kopalnianych	15
Józef Suchoń, Stanisław Tytko, Paweł Mendyka	
Armored face conveyor's smooth velocity control for increased durability	21
Płynne sterowanie prędkością ścianowych przenośników zgrzebłowych w celu zwiększenia ich trwałości	31
Banerjee Sumit	
Performance augmentation of continuous miner based system in India: a reliability based approach	42
Zwiększenie wydajności kombajnów chodnikowych urabiających liniowo	
stosowanych w podstawowym systemie eksploatacyjnym w Indiach – podejście oparte na niezawodności	49
Piotr Wojtas, Artur Kozłowski, Marek Wojtas	
Digitization of Polish mining industry by reducing costs and improving safety and quality of finished product	57
Cyfryzacja polskiego górnictwa metodą obniżenia kosztów i zwiększenia bezpieczeństwa oraz jakości produktu końcowego	67
Rajmund Mann, Kamil Czerwiński, Kamil Matusik	
Analysis of cutting picks trajectory and cutterhead vibrations of roadheader with use of high-speed cameras	77
Analiza trajektorii ruchu noży i drgań głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego z wykorzystaniem kamer szybkich	85
Krzysztof Filipowicz, Mariusz Kuczaj, Maciej Kwaśny, Krzysztof Twardoch	
Safety of mining machinery drives – selected issues	93
Bezpieczeństwo układów napędowych maszyn górniczych – zagadnienia wybrane	103
Jacek Feliks	
Innovative solution of coal slurry mixer	113
Innowacyjne rozwiązanie mieszalnika mułów węglowych	120

ABSTRACTS

ADAM MAREK

INFLUENCE OF INDIRECT FREQUENCY CONVERTERS ON OPERATION OF CENTRAL LEAKAGE PROTECTION IN UNDERGROUND COALMINE NETWORKS

This paper presents considerations for leakage protections operating in underground coalmine networks containing loads that include frequency converters. The possibility of malfunctions in leakage protections has been proven in the case of a reduction of leakage resistance in a DC circuit.

JÓZEF SUCHOŃ STANISŁAW TYTKO PAWEŁ MENDYKA

ARMORED FACE CONVEYOR'S SMOOTH VELOCITY CONTROL FOR INCREASED DURABILITY

The article presents the concept and assumptions concerning the smooth velocity control of an armored face conveyor, and also (on this basis) the subsequent transport conveyors used in an underground coal mine. The most-important significant mathematical equations are presented, allowing us to adjust scraper movement speed to maintain a constant cross section of the transported material stream, both in the case of unidirectional and bidirectional mining. Particular attention has been paid to the zones where a longwall shearer works with a variable web; that is, when a shearer is entering into a new coal seam layer at the ends of the excavation.

BANERJEE SUMIT

PERFORMANCE AUGMENTATION OF CONTINUOUS MINER BASED SYSTEM IN INDIA: A RELIABILITY BASED APPROACH

A Continuous Miner (CM) is a globally competitive machine, capable of boosting the production of underground mines, which is imperative for future production growth. However, the geological factors and other mining parameters of all underground mines do not always support the best performance from the equipment. In this article, the effects of mining parameters like pillar size, gradient, number of headings and equipment fleet on CM-based production system have been observed and a forecast regarding trend analysis has been done. Furthermore, this study enlightens the effects of breakdowns of CM and its allied equipment; the breakdown times for CM and its related equipment are quantified collectively. The percentages regarding the reliability and probability of these types of failures have been considered within the scope of this paper.

Corresponding study shows that conveyor breakdown affects the system productivity the most and other failures affecting the production significantly are electrical failure, shuttle car breakdown, hydraulic breakdown, gathering problems, cutter breakdown and traction breakdown. The reliability analysis of each group of components will function as a forecast of the maintenance schedule and inspection frequency of different components in order to decrease failures and increase available time.



STRESZCZENIA

ADAM MAREK

ROK LIV

WPŁYW POŚREDNICH PRZEMIENNIKÓW CZĘSTOTLIWOŚCI NA PRACĘ ZABEZPIECZEŃ UPŁYWOWYCH W DOŁOWYCH SIECIACH KOPALNIANYCH

W artykule przedstawiono zagadnienia dotyczące pracy zabezpieczeń upływowych w dołowych sieciach kopalnianych zawierających obciążenia, w których skład wchodzą przemienniki częstotliwości. Wykazano możliwość nieprawidłowego działania zabezpieczeń upływowych w przypadku wystąpienia obniżenia rezystancji doziemnej w obwodzie prądu stałego.

JÓZEF SUCHOŃ STANISŁAW TYTKO PAWEŁ MENDYKA

PŁYNNE STEROWANIE PRĘDKOŚCIĄ ŚCIANOWYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH W CELU ZWIĘKSZENIA ICH TRWAŁOŚCI

W artykule przedstawiono koncepcję oraz założenia dotyczące płynnego sterowania prędkością przenośnika zgrzebłowego, a na tej podstawie również kolejnych przenośników odstawy urobku wykorzystywanych w podziemnej kopalni węgla kamiennego. Przedstawiono niezbędne zależności umożliwiające dostosowanie prędkości ruchu przenośnika do utrzymania stałego przekroju poprzecznego strugi urobku, zarówno w przypadku urabiania jedno-, jak i dwukierunkowego. Szczególną uwagę poświęcono obszarom, w których kombajn pracuje ze zmiennym zabiorem, czyli przy zawrębianiu kombajnu w caliznę węglową na końcach wyrobiska ścianowego.

BANERJEE SUMIT

ZWIĘKSZENIE WYDAJNOŚCI KOMBAJNÓW CHODNIKOWYCH URABIAJĄCYCH LINIOWO STOSOWANYCH W PODSTAWOWYM SYSTEMIE EKSPLOATACYJNYM W INDIACH – PODEJŚCIE OPARTE NA NIEZAWODNOŚCI

Kombajny chodnikowe urabiające liniowo (CM) to stosowane na całym świecie maszyny, zdolne do wydatnego zwiększenia produkcji w kopalniach podziemnych w systemach filarowo-komorowych; w przyszłości będą one niezbędne do wzrostu produkcji. Jednak czynniki geologiczne i inne parametry górnicze w wielu kopalniach podziemnych nie zawsze pozwalają na osiągnięcie największej produktywności tych maszyn. W artykule przeprowadzono analizę wpływu wybranych parametrów górniczych, takich jak wymiary filara, nachylenie złoża, liczba pasów i zastosowany sprzęt, na wydajność w systemie produkcji opartym na kombajnie typu CM i opracowano prognozę trendów. Wyniki przeprowadzonych badań umożliwiają określenie skutków awarii kombajnu typu CM i współpracujących z nim urządzeń i maszyn; czasy awarii kombajnu typu CM i związanych z nim urządzeń zostały oszacowane łącznie. W pracy uwzględniono wystąpienie prawdopodobieństwa tego typu awarii oraz ich wiarygodność.

Przeprowadzone badania wskazują, że awarie przenośnika odstawczego najbardziej wpływają na wydajność kompleksu CM, a inne awarie wpływające w znacznym stopniu na produktywność to awarie elektryczne i hydrauliczne, awarie wozów odstawczych, problem z gromadzeniem urobku, problemy w procesie urabiania oraz przemieszczania maszyny. Analiza niezawodnościowa każdej grupy komponentów kompleksu CM umożliwi opracowanie harmonogramu konserwacji i prognozowanie częstotliwości inspekcji tych komponentów w celu zmniejszenia liczby awarii i zwiększenia ich dyspozycyjności. PIOTR WOJTAS ARTUR KOZŁOWSKI MAREK WOJTAS

DIGITIZATION OF POLISH MINING INDUSTRY BY REDUCING COSTS AND IMPROVING SAFETY AND QUALITY OF FINISHED PRODUCT

This paper presents the current level of digitization of the Polish mining industry on examples of copper and hard coal mines. A proposal to digitize the individual business processes in mining production was presented. Six basic components were defined: mineral deposit management, SOP (Sales and Operation Planning), production, machines, security, and analyses. These components define the specifics of the functioning of the mining process. New methods of collecting and processing data based on big data technology were proposed.

RAJMUND MANN KAMIL CZERWIŃSKI KAMIL MATUSIK

ANALYSIS OF CUTTING PICKS TRAJECTORY AND CUTTERHEAD VIBRATIONS OF ROADHEADER WITH USE OF HIGH-SPEED CAMERAS

In order to identify the behavior of cutting picks during the process of mining with the use of a roadheader's cutterhead, an optic system has been employed. The main elements of the system were high-speed cameras. In conjunction with TEMA Motion 3D software (which is designed to analyze movement based on images registered in videos), this allowed for a detailed analysis of the trajectories of the boom, cutterheads, and cutting picks during the process of cutting. This article presents the process of conducting measurements as well as the results of a comparative analysis of the boom vibrations and movement trajectories of cutting picks on the cutterhead for selected cut types: progressive and degressive.

KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ MACIEJ KWAŚNY KRZYSZTOF TWARDOCH

SAFETY OF MINING MACHINERY DRIVES – SELECTED ISSUES

The machines used in contemporary mining work under extremely demanding environmental and working conditions, especially when variable loads occur during the mining and transport. This causes a dynamic load occurrence, particularly influencing the mechanical subunits of the machine drive system; the dynamic loads negatively affect the durability, reliability, and security of its use. Counteracting the negative results of the mutual dynamic interactions between the parts of the machine drive is helped by the application of appropriate methods and measures leading to diminished transferred dynamic loads. The specifics of the working conditions in mining machines causes high dynamic loads during electrical or mechanical starting. We present models of torsionally flexible couplings applied in mining machines having a reduction of the dynamic loads occurring during stabile work as a target.

JACEK FELIKS

INNOVATIVE SOLUTION OF COAL SLURRY MIXER

During the coal-enrichment process in mechanical processing plants, fine-grained high-moisture coal slurries are produced. These waste products may be used in energetic blends after a special moisture-reducing treatment. Therefore, coal slurry pelletizers are produced (among other things). PIOTR WOJTAS ARTUR KOZŁOWSKI MAREK WOJTAS

> CYFRYZACJA POLSKIEGO GÓRNICTWA METODĄ OBNIŻENIA KOSZTÓW I ZWIĘKSZENIA BEZPIECZEŃSTWA ORAZ JAKOŚCI PRODUKTU KOŃCOWEGO

W artykule przedstawiono aktualny poziom cyfryzacji polskiego górnictwa na przykładzie kopalń miedzi i węgla kamiennego. Opracowano propozycję digitalizacji procesów biznesowych w obszarze produkcji górniczej. Zdefiniowano sześć komponentów opisujących specyfikę funkcjonowania procesów zachodzących w kopalniach: zarządzanie złożem, SOP (Sales and Operation Planning), produkcja, maszyny, bezpieczeństwo i analizy. Zaproponowano nowe metody zbierania i przetwarzania danych z wykorzystaniem technologii Big Data.

RAJMUND MANN KAMIL CZERWIŃSKI KAMIL MATUSIK

ANALIZA TRAJEKTORII RUCHU NOŻY I DRGAŃ GŁOWICY URABIAJĄCEJ KOMBAJNU CHODNIKOWEGO Z WYKORZYSTANIEM KAMER SZYBKICH

Do identyfikacji ruchu noży w procesie urabiania głowicą urabiającą kombajnu chodnikowego wykorzystano zestaw optyczny, którego głównymi elementami były kamery szybkie. W powiązaniu z programem TEMA Motion 3D przeznaczonym do analizy ruchu na podstawie zarejestrowanego obrazu na filmach umożliwiło to szczegółową analizę torów ruchu wysięgnika, głowic urabiających i noży na głowicach w trakcie skrawania. W artykule przedstawiono proces prowadzenia pomiarów oraz wyniki analizy porównawczej drgań wysięgnika i torów ruchu noży na głowicy urabiającej dla wybranych skrawów: progresywnego i degresywnego.

KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ MACIEJ KWAŚNY KRZYSZTOF TWARDOCH

BEZPIECZEŃSTWO UKŁADÓW NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH – ZAGADNIENIA WYBRANE

Współczesne maszyny stosowane w górnictwie podziemnym pracują w skrajnie trudnych warunkach środowiskowych, zwłaszcza przy zmiennym obciążeniu. Jest to powodem występowania obciążeń dynamicznych, które w szczególności oddziałują na zespoły mechaniczne układu napędowego maszyny, wpływając niekorzystnie na jego trwałość, niezawodność oraz bezpieczeństwo użytkowania. Przeciwdziałanie występującym niekorzystnym skutkom wzajemnych oddziaływań dynamicznych elementów układów napędowych jest możliwe w wyniku stosowania odpowiednich metod i środków prowadzących do ograniczenia tych obciążeń. Specyfika pracy maszyn górniczych sprawia, że szczególnie duże obciążenia dynamiczne z licznymi stanami przeciążenia występują zarówno podczas rozruchu, jak i pracy ustalonej. W artykule przedstawiono stosowane aktualnie metody łagodzenia skutków obciążeń dynamicznych podczas rozruchu i zabezpieczania układów napędowych, które może odbywać się w sposób elektryczny lub mechaniczny. Zaprezentowano również wybrane konstrukcje sprzęgieł stosowanych w maszynach górniczych mających za zadanie łagodzenie obciążeń dynamicznych i zabezpieczanie napędów podczas ich pracy ustalonej.

JACEK FELIKS

INNOWACYJNE ROZWIĄZANIE MIESZALNIKA MUŁÓW WĘGLOWYCH

W trakcie wzbogacania węgla w zakładach przeróbki mechanicznej powstają drobnoziarniste muły węglowe o dużej wilgotności. Odpady te mogą być wykorzystane w mieszankach energetycznych po obróbce mającej na celu obniżenie wilgoci. Dlatego też między innymi wykonuje się grudkowniki mułów węglowych. In the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, a project of a prototypical installation for coal slurry pelletization with a capacity of 50 Mg/h was constructed. The main part of the installation is the mixer. At its bottom part, an opening is placed that is closed by a metal plate. During the pelletization work, a plate is half-opening and rotates around its own axis. The rotation of the drum and agitators installed inside the mixer causes sludge grinding and its homogenization. A properly working drum closure system is important for the proper exploitation of the mixer. The designed mechanism allows us to lower the plate linearly in the first phase and then turn it with a predetermined angle after the complete removal of material from the drum. The project required an examination of the kinematics of the system and determination of the drive system load, which allowed us to designate the working parameters. This paper presents the course of the taken actions and results of the fundamental research, along with their analysis. A selection of optimum design and exploitation parameters was performed on the basis of the graphical synthesis method, created simulation model, and tests of the prototype device.

W Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych powstał projekt prototypowej instalacji do grudkowania mułów węglowych o wydajności 50 Mg/h. Zasadniczą częścią instalacji jest mieszalnik. W dolnej części mieszalnika znajduje się otwór, który zamykany jest talerzem. W czasie pracy grudkownika talerz jest uchylony i wykonuje ruch obrotowy wokół własnej osi. Rotacja bebna i mieszadeł zainstalowanych wewnatrz mieszalnika powodują rozdrabnianie mułu oraz jego homogenizację. Istotny dla prawidłowej eksploatacji mieszalnika jest prawidłowo działający układ zamykania bębna. Zaprojektowano układ, który pozwolił na opuszczanie talerza w pierwszym etapie wewnątrz otworu bębna ruchem prostoliniowym, a po wyprowadzeniu z otworu wysypu odchylenie o założony kąt. Projekt wymagał zbadania kinematyki układu i określenia obciążeń układu napędowego, co pozwoliło na wyznaczenie parametrów eksploatacyjnych. W pracy przedstawiono tok postępowania, wyniki badań podstawowych wraz z ich analizą. Wykonano dobór optymalnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na podstawie metody syntezy graficznej, stworzony model symulacyjny oraz badania prototypowego urządzenia.

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.9

ADAM MAREK

Influence of indirect frequency converters on operation of central leakage protection in underground coalmine networks

This paper presents considerations for leakage protections operating in underground coalmine networks containing loads that include frequency converters. The possibility of malfunctions in leakage protections has been proven in the case of a reduction of leakage resistance in a DC circuit.

Key words: central leakage protection (CZU), leakage resistance, capacitance to earth, indirect frequency converter

1. TYPICAL SOLUTIONS OF LEAKAGE PROTECTIONS

The leakage protections commonly used in Polish underground coal mines ($f_n = 50$ Hz) can be divided into protections based on constant and alternative auxiliary sources. The task of these leakage protections is to switch off the damaged fragments of a network and loads (or to signal such situations) in the case of a decrease the leakage resistance below the threshold value, which are specified by the relevant standards. The leakage protections available on the market are based on a constant auxiliary source. Protections based on direct auxiliary voltage as well as protections based on a direct auxiliary current are used.

Regardless of whether the measured magnitude is the current or the voltage, information about the condition of isolation is obtained through a comparison of the measured voltage to the reference value of the voltage (corresponding to the actuation of the threshold resistance of the leakage protection). In leakage protections based on direct auxiliary voltage (Fig. 1), it is voltage drop u_b along shunt R_b , and the value of leakage resistance R_d is described by the following dependence:

$$R_{d} = \frac{E_{p}}{U_{b}} R_{b} - \left(R_{p1} + R_{p2} + R_{b} + R_{dl} \right)$$
(1)

where:

- R_d value of equivalent leakage resistance [W],
- E_p value of auxiliary source voltage of leakage protection [V],
- U_b average value of measured voltage along shunt R_b [V],
- R_b value of measured shunt resistance [W],
- R_{p1}, R_{p2} value of series resistances of leakage protection [W],
 - R_{dl} value of equivalent resistance of series reactor [W].



Fig. 1. Simplified equivalent circuit diagram of leakage protection based on direct auxiliary voltage

A simplified equivalent circuit diagram of the leakage protection based on direct auxiliary voltage also includes elements filtering the measuring voltage waveform (filter capacitance C_F , C_A , and series reactor inductance L_{dl}) and other equivalent parameters of the controlled network: equivalent capacitance to earth C_d and equivalent interference voltage (associated with the asymmetry: network capacitance to earth U_{s1} and network leakage resistance U_{s2}).

In the case of leakage protections based on direct auxiliary current, two solutions are mainly used: leakage protections operating in an arrangement of a seriesconnected ohmmeter (Fig. 2) and leakage protections operating in an arrangement of a parallelconnected ohmmeter (Fig. 3). In the first solution, measurement magnitude is voltage u_p , which is measured across terminals of an equivalent auxiliary current supply. The network insulation condition is described by the following dependence [1]:

$$R_{d} = \frac{U_{p}}{I_{p}} - (R_{b1} + R_{b2} + R_{dl})$$
(2)

where, in comparison to the previous circuit, the following magnitudes have appeared:

- R_{b1}, R_{b2} resistance values of diode protective barrier [Ω],
 - U_p average value of measuring voltage of leakage protection [V],
 - I_p value of auxiliary current of leakage protection [A],
- C_A, C_F values of filtering capacitors of leakage protection [F].



Fig. 2. Simplified equivalent circuit diagram of leakage protection operating in arrangement of series-connected ohmmeter based on direct auxiliary current

The second variant of the leakage protection based on a direct auxiliary current (in an arrangement of a parallel-connected ohmmeter) assumes that the voltage measurement is obtained by the passage of a current through measuring resistor R_V , which is connected in parallel to the auxiliary current supply (Fig. 3). The presented solution allows us to preserve greater sensitivity in a range of resistances that are significant in the case of the correctness actuations of the leakage protection (about 2 to 3 times less than the adjusted resistance values of the leakage protection) and less sensitivity in a range of larger resistance values (a limitation of the maximum measuring voltage value).



Fig. 3. Simplified equivalent circuit diagram of leakage protection operating in arrangement of parallel-connected ohmmeter based on direct auxiliary current

The value of the measured leakage resistance of the controlled network for leakage protection operating in an arrangement of a parallel-connected ohmmeter based on direct auxiliary current evaluated with greater sensitivity (without taking into account resistance R_I) is described by the following dependence [2]:

$$R_d = \frac{R_v}{\frac{I_p}{U_p}R_v - 1} - R_p \tag{3}$$

where, compared to the previous circuits:

- U_p average value of measured voltage of leakage protection [V],
- R_V value of parallel resistance of leakage protection [Ω].

The leakage protection based on the direct auxiliary current (regardless of whether they operating in an arrangement of a series-connected or parallel-connected ohmmeter) is not suitable for the detection of emergency conditions appearing in the DC current circuits. The cause of this state of affairs is a lack of opportunities for the correct measurement of the leakage resistance in both directions of the fault current.

Apart from the leakage protections based on direct auxiliary sources, there are also devices based on alternating auxiliary voltages. Available on the market are (or were) solutions based on a rectangular (Fig. 4) or triangular alternating auxiliary voltage. By changing voltage polarity E_p periodically, two values of voltage U_b on measuring resistor R_b are obtained. The average value of the difference between these voltages U_{bAV} is lacking influences of the interfere voltage of DC circuit U_o . Under these conditions, the value of the measured leakage resistance described is the same relationship as in the case of leakage protections based on direct auxiliary voltage:

$$R_{d} = \frac{E_{p}}{U_{bAV}} R_{b} - \left(R_{p1} + R_{p2} + R_{b} + R_{dl}\right)$$
(4)



Fig. 4. Simplified equivalent circuit diagram of leakage protection based on alternating rectangular auxiliary voltage

The frequency of such an alternating auxiliary voltage cannot be too big due to the appearing transient states during changes in the polarity of the voltage. The time constant of the commutation circuit depends on the equivalent capacity, resistance, and inductance of the system (the resonant circuits can also appear). RC circuits in a steady state are achieved after a period of more than four times constants. In a typical coal mine environment, the period of auxiliary sources should not be less than about 3s. Taking into account the applicable standard, this is an important defect in this type of leakage protection solution. Apart from this fact, leakage protection based on alternating auxiliary voltage can correctly detect cases of a decrease in the leakage resistance in networks with indirect frequency converters.

A further analysis of the leakage protection cooperation with networks loaded by indirect frequency converters will focus on leakage protection based on direct auxiliary voltage. This type of leakage protection can work in both directions of current (changing the direction of the flowing current measurement can be caused by decreased value of leakage resistance in the DC circuit). The appearance of the additional direct voltage in the measuring circuit will probably cause an erroneous result (measuring) in the value of the resultant leakage resistance. So, it is necessary to specify which effects will cause the emergence of an additional constant parasitic voltage on the operation of the leakage protection. This problem can be solved by the application of leakage protection with a rectangular shape of the auxiliary voltage with a lesser frequency than the minimum output frequency inverter in the case when the measurement would be operating in both directions of the auxiliary voltage.

2. INFLUENCE OF INDIRECT FREQUENCY CONVERTER ON OPERATING LEAKAGE PROTECTION

The technological progress in the field of power electronic valve production, power electronic development, and methods of controlling power electronic valves has influenced the more and more frequent application of power electronic converters (mainly rectifiers and frequency converters) to feed various loads; this is also true in underworld coal mine networks. In such a situation, the leakage protections should prove the effectiveness of the actuations not only in an alternating coal mine voltage network (input of the indirect frequency converters), but it should also detect decreasing leakage resistance in the indirect circuits of frequency converters (DC circuits) as well as at the outputs of indirect frequency converters (output of the inverters). Taking into account the fact that the leakage protections are most-commonly installed in transformer stations, these devices should detect decreasing leakage resistance: in a coal mine network, in an indirect circuit of a frequency converter, and at the output of the inverter (Fig. 5).

Figure 6 shows the equivalent scheme that includes the indirect frequency converter connected to the power coal mine network and leakage protection that should be controlling the state of isolation of the whole network (also with a frequency converter). This scheme takes into consideration the most-important parameters of the controlled parts of the network (before the frequency converter, in the indirect DC circuit, and at output of the frequency converter), as well as the parameters of the same leakage protection based on direct auxiliary voltage. The assumption was made that an analysis of the detection capability (by leakage protection) of leakage resistance decreases in different parts of the network with frequency inverters that will be carried out separately.



Fig. 5. Simplified diagram of equivalent part of network with leakage protection and with frequency converter supplying induction motor [4]



Fig. 6. Simplified diagram of equivalent leakage protection and power supply network with frequency converter, with taking into account independent, potential places of emergency or interference states

The frequency converter has no effect on the detection of the state of the decreased leakage resistance in a controlled part of an alternative coal mine network (while maintaining perfect insulation in the indirect circuit and at the output of the converter). The network isolation status is then described using dependence (1). The following impact the determination of the actual value of the leakage resistance (by measuring the unit of the leakage protection): the state of the symmetry of the network parameters to earth and the values of the capacity to earth and leakage resistance. Depending on whether we examine the influence on leakage resistance or capacity to earth for the correct actuation of the leakage protection, the consistency of the capacity to earth or leakage resistance is assumed. The RMS value of the interference voltage (for single phase decreasing of the leakage resistance) can be specified using dependence [3]:

$$U_{s1,2} \approx \frac{U_f}{\sqrt{1 + \frac{R_d^2}{X_{dz}^2}}}$$
(5)

The leakage protection shouldn't have any problems with the correct detection and actuation in the case when the leakage resistance is less than the threshold resistance at the output of the inverter. Depending on the actual output frequency of the inverter, a delay could appear in detecting such a situation (a lag of even several seconds) compared to an instance of decreasing leakage resistance in an underworld coal mine network. Ignoring the additional resistance between the input of the frequency inverter and load (they are small compared to the rest of the resistance of Fig. 1), relationship (1) can also be used to describe the network insulation status at the output of the inverter. Analogously, the value of the RMS interference voltage at the output of the inverter can be determined (for the single-phase reduction of the leakage resistance) [3]:

$$U_{sf1,2} \approx \frac{U_{ffal}}{\sqrt{1 + \frac{R_{df}^2}{X_{dzf}^2}}}$$
(6)

where U_{ffal} – RMS value of output phase voltage of inverter [V].

13

A serious influence on the proper function of the leakage protection may have a reduction of the leakage resistance in the DC circuit of the frequency converter (Fig. 7).



Fig. 7. Simplified, equivalent diagram used to define influence DC circuit of frequency converter on operating leakage protection

A particularly unfavorable situation occurs when $E_p = U_o$. It may prevent the detection of an earth fault: in the DC circuit or at the output of the inverter. The measured quantity of the leakage protection based on direct auxiliary voltage is the average value of measuring current I_p . Information about this current is achieved on the basis of the average value of voltage drop u_b along shunt R_b [4]:

$$U_{b} = \frac{R_{b}}{R_{b} + R_{p} + \frac{R_{d-} * R_{d+}}{R_{d-} + R_{d+}}} \left(E_{p} - \frac{U_{d}}{2} + \frac{U_{d}}{1 + \frac{R_{d-}}{R_{d+}}} \right)$$
(7)

For a 1000 V alternative underworld coal mine network, the value of the response threshold resistance of the leakage protection is 30 k Ω . Measured voltage U_b along shunt R_b (with which the leakage protection based on direct auxiliary voltage should actuate at the 1000 V network) is described by relation [1]:

$$U_{b30k} = \frac{R_b}{R_b + R_p + R_{d30k}} E_p$$
(8)

Characteristics of voltage U_b along shunt R_b (indirectly, also the average value of measuring current I_p) depending on the changes in the leakage resistance of the rods in the DC circuit were obtained based on relationships (7) and (8). The following were presupposed in the calculations: $E_p = 100 \text{ V}, R_p = 199 \text{ k}\Omega$, $R_b = 1 \text{ k}\Omega$, $U_d = 1350 \text{ V}$. First was shown the dependency of measuring voltage U_b as a function of chang-

es in the leakage resistance value of negative rod R_{d-} and parametric ($R_{d+} = 1, 30, 100, 500, 1000 \text{ k}\Omega$) changes in the leakage resistance values of positive rod R_{d+} (Fig. 8).



Fig. 8. Dependencies of average value of measuring voltage U_b along shunt R_b in function of changes in leakage resistance of negative rod R_{d-} and parametric changes in resistances of positive rod R_{d+}

The obtained results indicate that malfunctions can appear during operation of the leakage protection: the leakage protection doesn't actuate, despite the fact that the conditions for its actuation were fulfilled (-0.435 V < U_b < 0.435V), and instances of unnecessary actuations of the leakage protection may also arise (U_b < -0.435V and U_b > 0.435V). The area of leakage resistance values of both rods in a DC circuit where the appearance of an incorrect actuation of the leakage protection may emerge is small, and it is related to similar leakage resistance values of both rails in a DC circuit.

The possibilities of the emergence of cases of unnecessary actuation of the leakage protection can appear more often. The situation is particularly bad for the leakage resistance of positive rod R_{d+} , which contain between 30 k Ω and about 200 k Ω (for example, for leakage resistance of positive rod $R_{d+} = 100 \text{ k}\Omega$, the leakage resistances of negative rail R_{d-} containing between 30 k Ω and 90 k Ω and above 200 k Ω will lead to unnecessary actuations of the leakage protection).

The following charts (Fig. 9) indicate that parametric leakage resistance reduction in negative rail R_{d-} contributes to the same negative phenomena, but in an even wider range of the leakage resistances than was the case for the previously analyzed situation (for example, for the leakage resistance of negative rail $R_{d-} = 100 \text{ k}\Omega$, the leakage resistance values of positive rail R_{d+} above 100 k Ω will lead to the unnecessary actuation of the leakage protection).



Fig. 9. Dependencies of average value of measuring voltage U_b along shunt R_b in function of changes in the leakage resistance of negative rod R_{d+} and parametric changes in resistances of positive rod R_{d-}

3. SUMMARY

Using frequency converters to supply the receivers contributes to changes in the operating conditions of leakage protection. Changes in the leakage resistance in DC circuits of indirect frequency converters have especially adversely affected the correct operation of the leakage protection based on the direct auxiliary source affected. These can lead to a lack of leakage protection actuation (despite the fact that there are conditions for its operation) and its actuation, in the case when the fulfillment conditions are not met for doing so. The carried-out analysis indicates that the leakage protection based on a direct auxiliary source in specific situations will not work properly (Fig. 8 and 9). Resistance to a decrease in leakage resistance R_d in the DC circuits should be checked in order to limit the cases of leakage protection malfunction (manufacturers may apply additional solutions that reduce this type of incorrect actuation).

These sorts of issues should not arise when frequency converters are used in the standard version (the whole converter is located in a single case), in which only the input terminals for the connection to an underworld coal mine network (input rectifier) and output terminals for connecting to the receiver (output of the inverter) are available. However, the situation where the rectifier of the frequency converter is located in a place other than its inverter is becoming more and more frequent; therefore, the output of the rectifier is connected by using cables with input terminals of the inverter [5]. In the case of such an occurrence, application of the leakage protection is necessary in order to correctly detect the decrease of leakage resistance R_d in the DC circuits.

When there are no adverse effects of the DC circuits, the leakage resistance measurement in an underworld alternating coal mine voltage network does not differ substantially from the situation when there are no frequency converters. However, it should be noted that the frequency of the output voltage of the inverter is variable, depending on the required operating state of your receiver (under these conditions, it influences the response time of the leakage protection and substitute capacitance of the network).

Leakage protections based on alternating auxiliary voltages allow for avoiding the negative effects associated with a reduction of leakage resistance in the DC circuits. However, such arrangements need longer response times to actuate in the case of a reduction in the leakage resistance below the threshold resistance of the leakage protection.

References

- Marek A.: Wybrane zagadnienia centralnych zabezpieczeń upływowych z pomocniczym źródłem prądowym, Konferencja EMTECH 2014: 82–91.
- [2] Marek A.: Właściwości centralnych zabezpieczeń upływowych w układzie omomierza równoległego z pomocniczym źródłem prądowym, XV Krajowa Konferencja Elektryki Górniczej 2014: 161–171.
- [3] Marek A.: Zabezpieczenia upływowe w sieciach z przemiennikami częstotliwości w podziemiach kopalń, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2010, 2: 30–35.
- [4] Marek A.: Analiza przydatności wybranych zabezpieczeń upływowych w dołowych sieciach z przemiennikami, Konferencja EMTECH 2016: 64–72.
- [5] Elgór + Hansen: Układ zasilania z wykorzystaniem przesyłu energii prądem stałym, product's card.

ADAM MAREK, Ph.D., Eng. Department of Electrical Engineering and Industrial Automation Faculty of Mining and Geology Silesian University of Technology ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, Poland Adam.Marek@polsl.pl ADAM MAREK

Wpływ pośrednich przemienników częstotliwości na pracę zabezpieczeń upływowych w dołowych sieciach kopalnianych

W artykule przedstawiono zagadnienia dotyczące pracy zabezpieczeń upływowych w dołowych sieciach kopalnianych zawierających obciążenia, w których skład wchodzą przemienniki częstotliwości. Wykazano możliwość nieprawidłowego działania zabezpieczeń upływowych w przypadku wystąpienia obniżenia rezystancji doziemnej w obwodzie prądu stałego.

Słowa kluczowe: centralne zabezpieczenie upływowe (CZU), rezystancja doziemna, pojemność doziemna, pośredni przemiennik częstotliwości

1. TYPOWE ROZWIĄZANIA ZABEZPIECZEŃ UPŁYWOWYCH

Używane powszechnie w polskim górnictwie zabezpieczenia upływowe przeznaczone do stosowania w sieci dołowej ($f_n = 50$ Hz) możemy podzielić na zabezpieczenia oparte na stałym oraz zmiennym źródle pomocniczym. Zadaniem tych urządzeń jest wyłączenie spod napięcia pracujących fragmentów sieci oraz odbiorników (lub sygnalizacja wspomnianej sytuacji), w których doszło do obniżenia się rezystancji odziemnej poniżej wartości progowej, określonej przez właściwe normy. Dostępne na rynku zabezpieczenia upływowe najczęściej oparte są na stałym źródle pomocniczym. Stosowane są zarówno zabezpieczenia wykorzystujące stałe napięcie pomocnicze, jak i stały prąd pomocniczy.

Niezależnie od tego, czy wielkością mierzoną jest prąd, czy napięcie, to informację o stanie izolacji uzyskuje się na podstawie napięcia pomiarowego porównywanego z wartością odniesienia (odpowiadającą progowej rezystancji zadziałania zabezpieczenia upływowego). W zabezpieczeniach opartych na stałym napięciu pomocniczym (rys. 1) jest to napięcie u_b mierzone na boczniku R_b , a wartość rezystancji doziemnej R_d określa zależność:

$$R_{d} = \frac{E_{p}}{U_{b}} R_{b} - \left(R_{p1} + R_{p2} + R_{b} + R_{dl}\right)$$
(1)

gdzie:

- R_d wartość zastępczej rezystancji doziemnej [Ω],
- E_p wartość napięcia źródła pomocniczego zabezpieczenia upływowego [V],
- U_b wartość średnia napięcia pomiarowego mierzonego na boczniku R_b [V],
- R_b wartość rezystancji bocznika pomiarowego [Ω],
- R_{p1}, R_{p2} wartości rezystancji szeregowych zabezpieczenia upływowego [Ω],
 - R_{dl} wartość zastępczej rezystancji szeregowej dławika [Ω].



zabezpieczenia upływowego opartego na stałym napięciu pomocniczym

Uproszczony schemat zastępczy zabezpieczenia upływowego opartego na stałym napięciu pomocniczym zawiera również elementy służące do filtrowania przebiegu napięcia pomiarowego (pojemności kondensatorów filtrujących C_F , C_A oraz indukcyjność dławika szeregowego L_{dl}) oraz pozostałe zastępcze parametry kontrolowanej sieci: zastępczą pojemność doziemną sieci C_d i zastępcze napięcia zakłócające (związane z asymetrią: pojemności doziemnych sieci U_{s1} i rezystancji doziemnych U_{s2}).

W przypadku zabezpieczeń opartych na stałym prądzie pomocniczym najczęściej spotyka się dwa rozwiązania: zabezpieczenia pracujące w układzie omomierza szeregowego (rys. 2) oraz w układzie omomierza równoległego (rys. 3). W pierwszym ze wspomnianych rozwiązań wielkością mierzoną jest napięcie pomiarowe u_p występujące na zaciskach źródła zastępczego prądu pomocniczego. Stan izolacji sieci opisuje zależność [1]:

$$R_{d} = \frac{U_{p}}{I_{p}} - (R_{b1} + R_{b2} + R_{dl})$$
(2)

gdzie dodatkowo w porównaniu z przednim schematem pojawiły się wielkości:

- R_{b1}, R_{b2} wartości rezystancji diodowej bariery ochronnej [Ω],
 - U_p wartość średnia napięcia pomiarowego zabezpieczenia upływowego [V],
 - *I_p* wartość prądu pomocniczego zabezpieczenia upływowego [A],
- C_A, C_F wartości pojemności filtrujących zabezpieczenia upływowego [F].



Rys. 2. Uproszczony schemat zastępczy zabezpieczenia upływowego opartego na stałym prądzie pomocniczym pracującego w układzie omomierza szeregowego

Drugi wariant zabezpieczeń upływowych opartych na stałym prądzie pomocniczym (w układzie omomierza równoległego) zakłada pomiar napięcia na podstawie przepływu prądu pomiarowego przez rezystor pomiarowy R_V , który jest włączony równolegle do źródła prądu pomocniczego (rys. 3). Przedstawione rozwiązanie pozwala zachować większą czułość w zakresie rezystancji istotnych z punktu widzenia poprawności zadziałania zabezpieczenia (mniejszych od około dwu- do trzykrotnej wartości rezystancji nastawczej zabezpieczenia) oraz mniejszą czułość w zakresie dużych rezystancji (ograniczenie maksymalnej wartości napięcia pomiarowego).



Rys. 3. Uproszczony schemat zastępczy zabezpieczenia upływowego opartego na stałym prądzie pomocniczym pracującego w układzie omomierza równoległego

Wartość mierzonej rezystancji doziemnej kontrolowanej sieci dla zabezpieczeń upływowych z pomocniczym źródłem prądowym pracujących w układzie omomierza równoległego, wyznaczanej z większą czułością (bez uwzględnienia rezystancji R_I), opisany jest zależnością [2]:

$$R_d = \frac{R_v}{\frac{I_p}{U_p}R_v - 1} - R_p \tag{3}$$

gdzie (w porównaniu z przednimi schematami):

- U_p wartość średnia napięcia pomiarowego zabezpieczenia upływowego [V],
- R_V wartość rezystancji równoległej zabezpieczenia upływowego [Ω].

Zabezpieczenia upływowe oparte na stałym prądzie pomocniczym (niezależnie czy pracują w układzie omomierza szeregowego, czy równoległego) nie nadają się do wykrywania stanów awaryjnych pojawiających się w obwodach stałoprądowych. Przyczyną tego jest brak możliwości prowadzenia prawidłowych pomiarów rezystancji doziemnej przy obu kierunkach prądu zakłóceniowego.

Poza zabezpieczeniami wykorzystującymi stałe źródło pomocnicze spotyka się również urządzenia oparte na zmiennym napięciu pomocniczym. Dostępne na rynku są (lub były) rozwiązania oparte na zmiennym napięciu pomocniczym o kształcie prostokątnym (rys. 4) lub trójkątnym. Zmieniając okresowo biegunowość napięcia E_p , uzyskuje się dwie wartości napięcia średniego U_b na rezystorze pomiarowym R_b . Średnia wartość różnicy tych napięć U_{bAV} pozbawiona jest wpływu napięcia zakłócającego obwodu stałoprądowego U_o . W tych warunkach wartość mierzonej rezystancji doziemnej opisana jest taką samą zależnością jak w przypadku zabezpieczeń upływowych ze stałym napięciem pomocniczym:

$$R_{d} = \frac{E_{p}}{U_{bAV}} R_{b} - \left(R_{p1} + R_{p2} + R_{b} + R_{dl}\right)$$
(4)



Rys. 4. Uproszczony schemat zastępczy zabezpieczenia upływowego opartego na przemiennym, prostokątnym napięciu pomocniczym

Częstotliwość takiego zmiennego źródła pomocniczego nie może być zbyt duża ze względu na stany przejściowe pojawiające się podczas zmiany biegunowości napięcia. Stała czasowa obwodu komutacyjnego zależy od zastępczej pojemności, rezystancji i indukcyjności układu (mogą się również pojawić obwody rezonansowe). W obwodach RC stan ustalony uzyskuje się po czasie dłuższym od czterech stałych czasowych. W typowych warunkach kopalnianych okres źródła pomocniczego nie powinien być krótszy od około 3 s. Biorąc pod uwagę obowiązującą normę, należy stwierdzić, że jest to istotna wada tego typu rozwiązań. Pomijając ten fakt, zabezpieczenia upływowe oparte na przemiennym napięciu pomocniczym mogą prawidłowo wykrywać przypadki obniżenia rezystancji doziemnej w sieciach z pośrednimi przemiennikami częstotliwości.

Dalsza analiza współpracy zabezpieczeń upływowych z sieciami obciążonymi pośrednimi przemiennikami częstotliwości będzie dotyczyć zabezpieczeń upływowych opartych na stałym napięciu pomocniczym. Zabezpieczenia tego typu mogą pracować przy obu kierunkach prądu pomiarowego (zmiana kierunku przepływającego prądu pomiarowego może być wywołana obniżeniem rezystancji doziemnej w obwodzie stałoprądowym). Pojawienie się w obwodzie pomiarowym dodatkowego napięcia stałego prawdopodobnie spowoduje, że błędnie zostanie wyznaczona (pomiarowo) wartość wypadkowej rezystancji doziemnej. Należy więc określić to, jakie skutki wywoła pojawienie się dodatkowego stałego napięcia zakłócającego na poprawną pracę zabezpieczenia. Problem ten rozwiązuje zastosowanie zabezpieczenia upływowego z prostokątnym kształtem napięcia pomocniczego o częstotliwości mniejszej od minimalnej częstotliwości wyjściowej przemiennika, w którym pomiar byłby prowadzony w przypadku obu kierunków napięcia pomocniczego.

2. ODDZIAŁYWANIE POŚREDNICH PRZEMIENNIKÓW CZĘSTOTLIWOŚCI NA PRACĘ ZABEZPIECZEŃ UPŁYWOWYCH

Postęp technologiczny w dziedzinie produkcji zaworów energoelektronicznych, rozwój energoelektroniki oraz metod sterowania zaworami energoelektronicznymi wpływa na coraz częstsze stosowanie przekształtników energoelektronicznych (głównie prostowników i przemienników) do zasilania różnych odbiorników, również w dołowej sieci kopalnianej. W tej sytuacji zabezpieczenia upływowe powinny wykazywać skuteczność działania nie tylko w samej sieci kopalnianej prądu przemiennego (na wejściu przemienników częstotliwości), ale również powinny wykrywać obniżenie rezystancji doziemnej w obwodach pośredniczących przemienników częstotliwości (obwody stałoprądowe) oraz na wyjściu przemienników częstotliwości (na wyjściu falowników). Biorąc pod uwagę fakt, że zabezpieczenia upływowe są najczęściej instalowane w stacjach transformatorowych, urządzenia te powinny wykrywać obniżenie rezystancji doziemnej kolejno: w dołowej sieci kopalnianej, w obwodzie pośredniczącym przemiennika częstotliwości oraz na wyjściu falownika (rys. 5).

Na rysunku 6 pokazano schemat zastępczy uwzględniający sieć zasilającą wraz z podłączonym do niej pośrednim przemiennikiem częstotliwości oraz zabezpieczenie upływowe mające kontrolować stan izolacji całej sieci (wraz z przemiennikiem częstotliwości). Schemat ten uwzględnia najważniejsze parametry kontrolowanych fragmentów sieci (przed przemiennikiem częstotliwości, w obwodzie pośredniczącym prądu stałego i na wyjściu przemiennika częstotliwości) oraz parametry samego zabezpieczenia upływowego opartego na stałym napięciu pomocniczym. Założono, że analiza zdolności wykrywania (przez zabezpieczenie upływowe) obniżenia rezystancji doziemnej w poszczególnych fragmentach sieci z przemiennikami częstotliwości będzie przeprowadzona oddzielnie.



Rys. 5. Uproszczony schemat zastępczy fragmentu sieci z zabezpieczeniem upływowym i z przemiennikiem częstotliwości zasilającym silnik indukcyjny [4]



Rys. 6. Uproszczony schemat zastępczy zabezpieczenia upływowego oraz sieci zasilającej wraz z przemiennikiem częstotliwości, uwzględniający niezależne, potencjalne miejsca stanów awaryjnych lub zakłóceniowych

Przemiennik częstotliwości nie ma wpływu na wykrycie stanu obniżenia rezystancji doziemnej w kontrolowanym fragmencie kopalnianej sieci prądu przemiennego (przy zachowaniu idealnego stanu izolacji w obwodzie pośredniczącym i na wyjściu przemiennika). Stan izolacji sieci jest wówczas określany zależnością (1). Na określenie rzeczywistej wartości rezystancji doziemnej (przez człon pomiarowy zabezpieczenia upływowego) mają wpływ: stan symetrii parametrów doziemnych sieci oraz wartości pojemności i rezystancji doziemnej. Zależnie od tego, czy badamy wpływ rezystancji, czy też pojemności doziemnej na poprawność działania zabezpieczenia upływowego, zakłada się stałość pojemności lub rezystancji doziemnej. Wówczas wartość skuteczną napięcia zakłócającego (w przypadku jednofazowego obniżenia rezystancji doziemnej) można określić na podstawie zależności [3]:

$$U_{s1,2} \approx \frac{U_f}{\sqrt{1 + \frac{R_d^2}{X_{dz}^2}}}$$
(5)

Nie powinno być również większego problemu z poprawnym wykryciem przez zabezpieczenie upływowe na wyjściu falownika rezystancji doziemnej mniejszej od wartości progowej zadziałania zabezpieczenia upływowego. W zależności do aktualnej częstotliwości wyjściowej falownika może pojawić się opóźnienie w wykryciu takiego stanu (wynoszące nawet kilka sekund) w porównaniu z wystąpieniem obniżenia rezystancji doziemnej w kopalnianej sieci napięcia przemiennego. Przy pominięciu dodatkowych rezystancji pomiędzy wejściem przemiennika a odbiornikiem (są one niewielkie w porównaniu z pozostałymi rezystancjami z rys. 1) stan izolacji sieci na wyjściu falownika można również opisać zależnością (1). Analogicznie można również określić wartość skuteczną napięcia zakłócającego na wyjściu falownika (dla jednofazowego obniżenia rezystancji doziemnej) [3]:

$$U_{sf1,2} \approx \frac{U_{ffal}}{\sqrt{1 + \frac{R_{df}^2}{X_{dzf}^2}}}$$
(6)

gdzie U_{ffal} – wartość skuteczna wyjściowego napięcia fazowego falownika [V].

Poważny wpływ na poprawność pracy zabezpieczenia upływowego może mieć obniżenie rezystancji doziemnej w obwodzie stałoprądowym przemiennika częstotliwości (rys. 7).



Rys. 7. Uproszczony schemat zastępczy służący do analizy wpływu obwodu stałoprądowego przemiennika częstotliwości na pracę zabezpieczenia upływowego

Szczególnie niekorzystna sytuacja zachodzi, gdy $E_p = U_o$. Może ona uniemożliwić wykrycie doziemienia: w obwodzie stałoprądowym czy też na wyjściu falownika. Wielkością pomiarową zabezpieczeń upływowych opartych na stałym napięciu pomocniczym jest wartość średnia prądu pomiarowego I_p . Informację na jej temat uzyskujemy na podstawie średniej wartości spadku napięcia U_b na boczniku pomiarowym R_b [4]:

(7)

Dla sieci 1000 V wartość rezystancji progowej zadziałania zabezpieczenia upływowego wynosi 30 k Ω . Wartość napięcia pomiarowego U_b na boczniku R_b (przy którym zabezpieczenie oparte na stałym napięciu pomocniczym powinno zadziałać w sieci 1000 V) opisane jest więc zależnością [1]:

$$U_{b30k} = \frac{R_b}{R_b + R_p + R_{d30k}} E_p$$
(8)

Na podstawie zależności (7) i (8) otrzymano charakterystyki zależności napięcia U_b na boczniku pomiarowym R_b (pośrednio również wartość średnią prądu pomiarowego I_p) od zmian rezystancji doziemnych szyn w obwodzie prądu stałego. Do obliczeń przyjęto: $E_p = 100$ V, $R_p = 199$ k Ω , $R_b = 1$ k Ω , $U_d = 1350$ V. Jako pierwszą pokazano zależność napięcia pomiarowego U_b w funkcji zmian wartości rezystancji doziemnej szyny ujemnej R_{d-} przy parametrycznych ($R_{d+} = 1, 30, 100, 500, 1000 \text{ k}\Omega$) zmianach wartości rezystancji doziemnej szyny dodatniej R_{d+} (rys. 8).



Rys. 8. Zależności wartości średniej napięcia pomiarowego na boczniku U_b w funkcji zmian rezystancji doziemnej szyny ujemnej R_{d-} przy parametrycznych zmianach rezystancji szyny dodatniej R_{d+}

Otrzymane wyniki wskazują, że mogą pojawić się nieprawidłowości w działaniu zabezpieczenia upływowego: zabezpieczenie upływowe nie zadziała, pomimo że zostały spełnione warunki jego działania (-0,435 V $< U_b < 0,435$ V), oraz mogą się pojawiać przypadki błędnego zadziałania ($U_b < -0,435$ V oraz $U_b > 0,435$ V). Obszar wartości rezystancji doziemnej obu szyn obwodu prądu stałego, przy których nie dojdzie do prawidłowego zadziałania zabezpieczenia upływowego, jest niewielki i dotyczy podobnych wartości rezystancji obu szyn obwodu prądu stałego.

Gorzej sytuacja wygląda pod kątem możliwości pojawiania się przypadków zbędnego zadziałania zabezpieczenia upływowego. Sytuacja jest szczególnie niekorzystna w przypadku rezystancji doziemnych szyny dodatniej R_{d+} zawierającej się pomiędzy 30 k Ω a około 200 k Ω (przykładowo dla rezystancji doziemnej szyny dodatniej $R_{d+} = 100$ k Ω , wartości rezystancji doziemnej szyny ujemnej R_{d-} zawierające się pomiędzy 30 k Ω a 90 k Ω oraz powyżej 200 k Ω będą prowadzić do zbędnego zadziałania zabezpieczenia upływowego).

Kolejne wykresy (rys. 9) wskazują, że parametryczne obniżenie rezystancji doziemnej w szynie ujemnej R_{d-} przyczynia się do tych samych negatywnych zjawisk, ale w jeszcze szerszym zakresie rezystancji doziemnych, niż to miało miejsce dla poprzednio analizowanej sytuacji (przykładowo dla rezystancji doziemnej szyny ujemnej $R_{d-} = 100 \text{ k}\Omega$ wartości rezystancji doziemnej szyny dodatniej R_{d+} powyżej 100 k Ω będą prowadzić do zbędnego zadziałania zabezpieczenia upływowego).



Rys. 9. Zależności wartości średniej napięcia pomiarowego na boczniku U_b w funkcji zmian rezystancji doziemnej szyny dodatniej R_{d+} przy parametrycznych zmianach rezystancji szyny ujemnej R_{d-}

3. PODSUMOWANIE

Zastosowanie przemienników częstotliwości do zasilania odbiorników przyczynia się do zmian warunków pracy zabezpieczeń upływowych. Na poprawność działania zabezpieczeń upływowych opartych na stałym źródle pomocniczym szczególnie niekorzystnie wpływają zmiany rezystancji doziemnej w stałoprądowych obwodach pośredniczących przemienników częstotliwości. Mogą one prowadzić do braku zadziałania zabezpieczenia upływowego (mimo że zachodzą warunki do jego zadziałania), jak i zadziałania zabezpieczenia w sytuacji, gdy warunki ku temu nie są spełnione. Przeprowadzona analiza wskazuje na to, że zabezpieczenia oparte na stałym źródle pomocniczym w określonych sytuacjach będą działać nieprawidłowo (rys. 8 i 9). W celu ograniczenia nieprawidłowego działania zabezpieczeń upływowych należy sprawdzić ich odporność na obniżenie rezystancji doziemnej R_d w obwodach stałoprądowych (producenci mogą zastosować dodatkowe rozwiązania ograniczające tego typu nieprawidłowe działania). Podobne problemy nie powinny się pojawiać w sytuacji, gdy przemienniki częstotliwości stosowane są w wersji standardowej (cały przemiennik znajduje się w jednej obudowie), w której dostępne są jedynie zaciski wejściowe z dołowej sieci kopalnianej (wejście prostownika) i zaciski wyjściowe do podłączenia z odbiornikiem (wyjście falownika). Coraz częściej dochodzi jednak do sytuacji, w której prostownik przemiennika częstotliwości znajduje się w innym miejscu niż jego falownik, a w związku z tym wyjście prostownika jest łączone za pomocą kabli (lub przewodów oponowych) z wejściem falownika [5]. W przypadku zaistnienia powyższej sytuacji konieczne staje się zastosowanie zabezpieczenia upływowego prawidłowo wykrywającego obniżenie rezystancji doziemnej R_d w obwodzie stałoprądowym.

Kiedy nie występuje negatywne oddziaływanie obwodów stałoprądowych, pomiar rezystancji doziemnej w dołowej sieci kopalnianej napięcia przemiennego nie różni się zasadniczo od sytuacji, gdy nie ma przemienników częstotliwości. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że częstotliwość napięcia wyjściowego falownika jest zmienna, zależna od wymaganego stanu pracy odbiornika (wpływa na czas zadziałania zabezpieczenia upływowego i na zastępczą reaktancję pojemnościową sieci w tych warunkach).

Zabezpieczenia upływowe oparte na zmiennym napięciu pomocniczym pozwalają uniknąć negatywnych skutków związanych z obniżeniem rezystancji doziemnej w obwodach stałoprądowych. Rozwiązania takie charakteryzują się jednak dłuższym czasem reakcji na zaistniałe obniżenie rezystancji doziemnej poniżej wartości progowej zadziałania zabezpieczenia upływowego.

Literatura

- Marek A.: Wybrane zagadnienia centralnych zabezpieczeń upływowych z pomocniczym źródłem prądowym, Konferencja EMTECH 2014: 82–91.
- [2] Marek A.: Właściwości centralnych zabezpieczeń upływowych w układzie omomierza równoległego z pomocniczym źródłem prądowym, XV Krajowa Konferencja Elektryki Górniczej 2014: 161–171.
- [3] Marek A.: Zabezpieczenia upływowe w sieciach z przemiennikami częstotliwości w podziemiach kopalń, "Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering" 2010, 2: 30–35.
- [4] Marek A.: Analiza przydatności wybranych zabezpieczeń upływowych w dołowych sieciach z przemiennikami, Konferencja EMTECH 2016: 64–72.
- [5] Elgór + Hansen: Układ zasilania z wykorzystaniem przesyłu energii prądem stałym [karta produktu].

dr inż. ADAM MAREK Katedra Elektrotechniki i Automatyki Przemysłowej Wydział Górnictwa i Geologii Politechnika Śląska ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice Adam.Marek@polsl.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.21

JÓZEF SUCHOŃ STANISŁAW TYTKO PAWEŁ MENDYKA

Armored face conveyor's smooth velocity control for increased durability

The article presents the concept and assumptions concerning the smooth velocity control of an armored face conveyor, and also (on this basis) the subsequent transport conveyors used in an underground coal mine. The most-important significant mathematical equations are presented, allowing us to adjust scraper movement speed to maintain a constant cross section of the transported material stream, both in the case of unidirectional and bidirectional mining. Particular attention has been paid to the zones where a longwall shearer works with a variable web; that is, when a shearer is entering into a new coal seam layer at the ends of the excavation.

Key words: scraper conveyor, armored face conveyor, velocity control, longwall, conveyor durability

1. INTRODUCTION

All of the scraper conveyors currently working in underground coal mine longwall systems are operating in practice with the constant movement velocity of a scraper chain (with the exception of to the use of two-speed drives for easier start-up). The variability of the longwall working conditions, technology of the mining operations, and cooperation between the machines and equipment of the longwall, maingate, and subsequent transport devices make the work of armored face conveyors (AFC), beam stage loaders (BSL), and belt conveyors characterized by high variability of efficiency; thus, the constant speed of the work of the AFC becomes unfavorable due to:

- the significant shortening of the conveyor's life, calculated in the amount of transported material from the moment of commencement of the conveyor's work to the replacement of its individual components and assemblies,
- the increased electricity consumption,
- the increased heat and noise emissions to the mine atmosphere.

The solution of this inconvenience is to change the nature of the work of the AFC from a fixed velocity to a variable one. To archive this, it is necessary to implement in new control system frequency inverters that, by using the appropriately selected control signals and algorithms, will provide such an automatic control of the conveyor chain speed to ensure a constant mostfavorable cross section of coal output on the conveyor.

The use of a frequency inverter also gives the additional advantage of the soft starting and braking of the scraper conveyor. Currently, the two-speed electric motor connected to the flexible coupling is the most-commonly-used solution for facilitating the start-up of the conveyor. There are also other technical solutions to this problem, such as fluid couplings, thyristor starters, and CST drives. More information about this topic is presented in [1].

2. APPLICATION CONDITIONS AND STRUCTURE OF CONTROL SYSTEM

Analysis of longwall shearer work has shown that, in the case of mining with a constant web, the application requirement for conveyor chain velocity control is the access to two external control signals; i.e., the velocity of the shearer's movement during the excavation and cleaning of the track (in the case of unidirectional mining) as well as information about the direction of the shearer's motion (movement direction consistent with or opposite to the movement of the conveyor chain).

Since the longwall shearer changes its web in the function of shearer distance to the end of the longwall during its entrance into a new coal seam layer, a third necessary control signal is the position of the shearer in the longwall for stabilizing the excavated material stream cross-section in this phase. Because of this, it is essential to obtain either the information of the present position from the shearer's internal recorders or to install external sensors and devices for measuring such a position for the proper operation of a conveyor speed control system. The concept of measuring the displacement of the shearer as it relates to the base point on the basis of the pulses from the drive system is presented in a later part of this paper.

In order to control the speed of the chain of an armored face conveyor during mining with a constant web, the use of special control algorithms is necessary that, in this case, are the dependencies determining the velocity of the chain as a function of the following parameters:

- the velocity of the longwall shearer during mining and cleaning of the path (for unidirectional mining),
- the direction of the shaper's movement relative to the transport direction of the conveyor,
- an effective shearer web,
- effective mining height,
- carbon looseness factor,
- the most-favorable cross section of the excavated material on the conveyor,
- the coefficient determining the relative value (part) of the material loaded on the longwall conveyor by the milling head during unidirectional mining.

Figure 1 shows an exemplary control system of an armored face conveyor that is suitable for use under industrial conditions. A detailed description of this system (along with details of the control software structure) is provided in [2]. The control system assembly of conveyor velocity is based on the main controller (A1), local controller (A2), frequency inverters (separately for the maingate [U1] and tailgate drives [U2]), control panel (A4), electric drives (M1-M3), and auxiliary communication and emergency brake systems. Considering the cooperation of the conveyor with other longwall equipment and subsequent transport devices, the system should also be equipped with a communication interface to connect with the beam stage loader and belt conveyor controllers as well as with the supervisory control system.



Fig. 1. Diagram of speed control system of AFC: M1, M2 – maingate motors; M3 – tailgate motor; A1 – master controller; A2 – local control; A4 – control panel; U1, U2 – frequency inverters

3. MONITORING OF SHEARER POSITION IN LONGWALL EXCAVATION

Continuous information about the harvester position is required for the scraper conveyor controller for the following reasons:

- to determine the speed of the conveyor movement as a function of the haulage rate and the size of the shearer web during its entrance into a coal seam,
- it is helpful to properly control the work of the shearer to overcome the difficulties and hazards occurring in the various parts of the face,
- it can contribute to the full automation of the entire longwall complex and improvement of work safety.

Positioning of the harvester in the longwall must be accurate (without systematic error), which could increase with each harvester passing along the excavation. For this reason, the gear ratio of the shearer haulage system needed to determine the displacement from the adopted coordinate system should be reported as a theoretical relationship, taking into account the number of teeth of all gears in the gearbox and not (as commonly used) as an approximation of the gear ratio (with a gear ratio error of 0.1%, one passing through the face of a 300 m length gives an error in the shearer position of up to 0.3 m).

Displacement of the shearer from the starting position is best determined by the number of turns of the high-speed gear of the drive system. The direction of the shearer is determined by the following relationship:

$$L_i = \frac{n_i}{i_c} \cdot z_k \cdot p \quad [m] \tag{1}$$

where:

- L_i distance of the drive gear wheel from the beginning of the measuring reference [m],
- n_i the number of turns of the high-speed shaft on the path of the shearer,
- z_k number of teeth of the sharer drive wheel,
- p pitch of the sharer haulage system (ladder mechanism) [m],
- i_c overall gear ratio of the shearer drive system.

If the beginning of the measurement reference on the conveyor is adopted at the location of the shearer drive wheel axis on the maingate side, when the cutting drum finishes the cutting the upper layer of the coal seam (point K), i.e. $L_i = 0 = L_0$ (Fig. 2), then the shearer movement should be terminated when the K' point is reached; i.e., when the shearer travels the following distance:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \quad [m] \tag{2}$$

The position of point $L_{i=0}$ at the initial stage of the sharer work (first cutting) will be at a distance from point K equal to $L_0 = L_{rg} + W$.



Fig. 2. Scheme for determining position of shearer when moving in line with and opposite to direction of movement of AFC: Nw – maingate drive, Nz – tailgate drive, Kw, Kz – drive wheels on the shearer's maingate and tailgate sides

For different reasons, the position of the K points relative to the previously adopted point $L_{i=0}$ may change; then, $L_0 - L_{rg} + W$. Such situations may occur near the maingate, tailgate, or even on both sides when the normal or shortened pans are inserted or removed. Then, dependence (2) will then take the following form:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \pm L_{dw} \pm L_{dz} \quad [m] \tag{3}$$

where:

- L_k distance that shearer travels passing the longwall [m],
- L_{so} initial length of the longwall [m],
- A_{mr} spacing between shearer arm attachment axes [m],
- L_{rg} length of the shearer arm projection on horizontal axis [m],
- L_{dw}, L_{dz} lengths added or subtracted due to the addition or subtraction of pans near the maingate and tailgate drives [m].

The length of the arm in the projection (or L_{rg}) determines the following relationship:

$$L_{rg} = \sqrt{L_r^2 - (H_k - H_0 - 0.5D_o)^2} \quad [m]$$
 (4)

where:

- H_k maximum cutting height [m],
- H_o the height of the shear arm from the longwall floor [m],
- D_o the diameter of the mining drum [m].

The position of the shearer in the wall from starting point $L_{i=0}$ can be accurately determined by the number of pitches of the shearer haulage system (ladder mechanism) that it has passed:

$$N_i = \frac{L_i}{p} = \frac{n_i \cdot z_k}{i_c} \tag{5}$$

Miners often determine shearer position in the face approximately by specifying the number of the section of the longwall powered roof support counted from the maingate drive. In order to use this measure, the following formula can be used (Fig. 3):

$$S_i = \frac{N_i - N_z}{N_r} + S_z \tag{6}$$

where:

- S_i section number indicating the approximate location of the shearer,
- N_i the number of pitches of the shearer haulage system from point $L_{i=0}$,
- N_z the number of pitches of the shearer haulage system from point $L_{i=0}$ to the beginning of the AFC section,
- N_r the number of pitches of the shearer haulage system on one normal AFC section,
- S_z number of sections of powered support at the maingate drive with a pitch different from the AFC sections.



Fig. 3. Determination of approximate position of sharer in longwall by providing number of powered support sections on basis of counted pulses Ni

4. DEPENDENCIES ESSENTIAL TO CONTROLLING VELOCITY OF CONVEYOR MOVEMENT DURING OPERATION OF SHARER WITH CONSTANT WEB

The volume of the mined coal seam and the volume (performance) of the output is described by dependence [3]:

$$Q = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{7}$$

$$Q_u = Q \cdot \Psi = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi \ [\text{m}^3/\text{s}]$$
(8)

where:

 Q, Q_u - volume of the mined coal seam and volume of the coal output [m³/s],

 H_u – mining height [m],

Z – sharer web [m],

- v_k shearer movement velocity [m/s],
- Ψ relaxation coefficient (Ψ = 1.35–1.4).

The velocity of the conveyor chain relative to the sharer is determined by the following dependence:

$$v_{ls/k} = v_{ls} \pm v_k \quad [\text{m/s}] \tag{9}$$

where:

- $v_{ls/k}$ velocity of the conveyor chain relative to the sharer [m/s],
- v_k shearer movement velocity [m/s],

 v_{ls} – conveyor chain velocity [m/s].

In formula (9), the "+" sign should be used when the shearer and chain velocity vectors have opposite directions (when the sharer moves in the direction of the tailgate), and the "-" sign when these vectors are consistently oriented in the direction of the maingate.

During bidirectional mining, it is possible to assume that the entire output is taken over by the conveyor; then, its Q_s efficiency is equal to the following:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [m^3/s]$$
⁽¹⁰⁾

By substituting the actual cross-section of the coal output on the conveyor F_s with the equivalent rectangular cross-section (Fig. 4), the following relationship is obtained:

$$F_s = b_s \cdot h \ [\text{m}^2] \tag{11}$$

This cross-section (as a nominal F_{sn}) should be determined according to the following relationship:

$$F_{sn} = b_s \cdot h_n = \varphi_s \cdot b_s^2 \quad [m^2]$$
⁽¹²⁾

where $\phi_s = (0.4 - 0.6)$.

Because:

$$Q_u = Q_s = F_{sn} \cdot v_{ls/k} \tag{13}$$

Hence, using dependencies (8), (9) and (12), the following formula is obtained:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi = \varphi_s \cdot b_s^2 \cdot v_{ls/k} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (14)$$

from which the following is obtained:

$$v_{ls} = \frac{H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm v_k) =$$

$$= v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm 1) \right] [\text{m/s}]$$
(15)

Formula (15) for the opposite movement direction of the sharer (i.e., in the direction of the conveyor's return drive) will be as follows:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{zp} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(16)

and for the consistent movement (i.e., in the direction of the maingate):

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{zz} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(17)



Fig. 4. Real and substitutive output cross-section on conveyor base plate

When the shearer is mining unidirectionally, the part of the excavated material remains at the ramp plate of the conveyor. Then, the efficiency of the coal loaded by the shearer on the conveyor Q_{sj} determines the following formula:

$$Q_{sj} = Q_u \cdot k_u = k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$
(18)

and the efficiency of loading coal from the ramp late to the conveyor Q_r will equal:

$$Q_r = Q_u (1 - k_u) [m^3/s]$$
 (19)

where k_u in formulas (18) and (19) is the coefficient determining the relative value (share) of the coal loaded on the conveyor during the mining.

In the same way as for bidirectional machining, the appropriate dependencies can be derived to control the movement velocity of the conveyor.

When the shearer cuts the coal in a direction consistent to the conveyor's chain movement (in the direction of the maingate), the following relationship is obtained:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{1z} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \qquad (20)$$

and while working in the opposite direction:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{1p} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \qquad (21)$$

During the return of the shearer, the excavated material is loaded from the ramp plate. The dependencies on the v_{ls} are as follows:

- for consistent movement:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{(1 - k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] =$$

$$= k_{1zp} \cdot v_k \quad [m/s]$$
(22)

- for opposite movement:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{(1 - k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] =$$

$$= k_{1po} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(23)

5. DEPENDENCIES ESSENTIAL TO CONTROLLING VELOCITY OF CONVEYOR MOVEMENT DURING MINING OF LEFTOVER COAL LAYER

According to Figure 5, the thickness of the leftover layer equals $H = H_u - D_o = k_{su} \cdot H_u$. In the same manner as in point 3, the dependence on the v_{ls} in the case of the leftover layer cutting by the maingate is obtained as [2]:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k'_{2p} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (24)$$



Fig. 5. Shearer path during cutting of leftover coal layer and position of upper cutting drum at moment of shearer entrance to snake part of AFC

and the same way at the leftover cutting by the tailgate:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k'_{2z} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (25)$$

where $k_{su} = H/H_u$ is the relative thickness of the leftover lower coal layer.

6. DEPENDENCIES ESSENTIAL TO CONTROL VELOCITY OF CONVEYOR MOVEMENT DURING MINING WITH VARIABLE WEB

Shearer passing through a snake part of the conveyor (which implies a variable cutting web) can be divided into three simplified phases. For example, when the harvester is driven in the area close to the maingate in Phase 1 (i.e., when drive wheel K_z passes from point C to C₁', at which wheel K_z moves in the direction of the coal seam by about 0.25 Z), the shearer will move by 0.35 L_k (Fig. 6). During this movement, the shearer velocity can be the same as during the cutting of the leftover layer.

In phase 2 (which is on the path from point C_1' to C_{2}), the velocity of the shearer changes linearly depending on the position of the shearer on the curvature. At point C_2 (after passing a distance of 0.48 L_k), the shearer will gain velocity corresponding to the full web. For this phase, after transforming dependence (1) and using the fact that the variable velocity of the shearer occurs at 0.48 L_k , the following formula is obtained:

$$v_{ls} = v_{lC_1'} + \frac{\Delta v_{ls}}{n_{C'-C_2}} (n_1 - n_{C'}) \ [m/s]$$
(26)

Considering that:

$$\Delta v_{ls} = \left(k'_{zp} - k_{zp}\right) \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
⁽²⁷⁾

and:

$$n_{C_1'-C_2} = \frac{i_C \cdot 0,48L_k}{z_k \cdot p}$$
(28)

and by substituting form (29), equation (30) is obtained:

$$k_j = \frac{\left(k'_{2p} - k'_{2p}\right)}{\frac{i_C \cdot 0, 48L_k}{z_k \cdot p}}$$
(29)

$$v_{ls} = \left(k'_{zp} + k_j\right) \cdot \left(n_i - n_{C_1}\right) \, [\text{m/s}] \tag{30}$$

In phase 3, from points C₂ to D; i.e., at a distance of $0.17L_k$ and later at a distance of $(l_{rd} + A + W)$, the v_{lk} should be like during mining with a constant web (i.e., $v_{lk} = k_{2p} \cdot v_k$). The movement of the shearer at distance $(l_{rd} + Aa + W)$ is necessary so that the K_w wheel reaches the end of the snake section and reaches point D (Fig. 6). During the shearer movement through the snake section, the conveyor on the side of the tailgate drive should be progressively pushed to



Fig. 6. Replacement of real curvature line of conveyor on snake section with straight line $C_1-C_1-C_2$

the front of the face so that, when point D is reached, the entire length of the conveyor curvature is already straight.

7. CONTROL OF FOLLOWING CONVEYORS IN COAL OUTPUT TRANSPORT CHAIN

On the basis of the velocity control of the armored face conveyor, it is very easy to initiate the velocity control beam stage loader (BSL) and further elements of the coal output transport chain. In the case of the beam stage loader (Fig. 7) [4], the control signal for its chain velocity will be the movement rate of the longwall AFC.

The relationship between the velocity of movement of the AFC and the beam stage loader is linear and proportional according to the following formula:

$$v_{lp} = k_p \cdot v_{ls} \quad [\text{m/s}] \tag{31}$$

where:

- v_{lp} velocity of beam stage loader chain [m/s],
- v_{ls} velocity of armored face conveyor [m/s],
- k_p beam stage loader velocity rate in relationship to the AFC.



Fig. 7. Schematic of BSL velocity control system: 1 – transmission of shearer haulage system; 2 – sharer haulage unit; 3 – AFC velocity controller; 3a – BSL velocity controller; 4, 4a, 4b – frequency inverters; 6 – AFC scraper chain; 7 – AFC; 8, 8a, 9 – drive units; 10, 10a, 11 – drive motors; 12, 12a, 13 – gear units; 14, 15 – star pulleys; 16 – BSL control unit; 17 – BSL scraper chain; 18 – BSL; 19, 19a – BSL frequency inverters; 20, 20a – BSL drive units

Coefficient k_p is determined by equation (32):

$$k_p = \frac{\varphi_s \cdot b_s^2}{\varphi_p \cdot b_p^2} \tag{32}$$

where:

- b_s the width of the AFC base plate [m],
- b_p the width of the BSL base plate [m],
- φ_s the relative height of the equivalent rectangular output stream on the AFC ($\varphi_s = 0.4$ –0.6),
- φ_p the relative height of the equivalent rectangular output stream on the BSL ($\varphi_s = 0.3-0.5$).

Coefficients φ_s and φ_p are determined by the following equations:

$$\varphi_s = \frac{h_{ns}}{b_s} \tag{33}$$

$$\varphi_p = \frac{h_{np}}{b_p} \tag{34}$$

In formulas (33) and (34), the constants are denoted by the following:

- h_{ns} the nominal height of the equivalent rectangular output of the AFC [m],
- h_{np} the nominal height of the equivalent rectangular output of the BSL [m].

The motion velocity of the belt conveyor receiving a coal output stream from the BSL should be based on the BSL scraper movement rate (Fig. 8), which depends on the movement speed of the AFC scraper chain. Direct use of the signal from the shearer is not advisable to control the velocity of the belt conveyor (just like in the case of the BSL velocity control) because it would require us to synthesize new complex control algorithms that incorporate both consistent and opposite mining directions during bi- and unidirectional cutting.

Using the signal from the BSL is much simpler because the belt speed is determined by the simple equation (35) in this case:

$$v_t = \frac{\varphi_p \cdot b_p^2}{k_a \cdot F_n} \cdot v_{lp} = k_t \cdot v_{lp} \quad [\text{m/s}]$$
(35)

where:

- v_t belt conveyor velocity [m/s],
- F_n nominal cross-section of the output on belt conveyor [m],
- b_p BSL base plate width [m],
- v_{lp} BSL velocity [m/s],
- φ_p the relative height of the equivalent rectangular output stream on the BSL,
- k_a the conveyor belt velocity coefficient relative to the BSL.



Fig. 8. Schematic of belt conveyor velocity control (in reference to scheme from Fig. 7): 3a – BSL controller;
19, 19a – BSL frequency inverters; 20, 20a – BSL drive units; 21 – belt conveyor controller (local); 22, 22a – belt conveyor frequency inverters; M, Ma – belt conveyor motors; P, Pa – belt conveyor gear units; Bp, Bt – BSL star pulley and belt conveyor drive drum

The presented method of belt conveyor velocity control can be further extended to control all of the following belt conveyors in the transport chain. This way of velocity control can also be applied to control the main (collective) conveyors; however, with the current model of underground coal exploitation in Poland (implying the simultaneous operation of a maximum of three longwalls from different regions and underground levels of mining), the consideration of such control of the conveyor belt operation is aimless.

8. FINAL REMARKS AND SUMMARY

The dependences and formulas shown in this article allow for such a velocity control of the armored scraper conveyor that, during its operation, the crosssectional area of the excavated material at the conveyor pans is approximately constant. Its optimum value for each face excavation should be optimally determined with regards to the exploitation conditions, including the clearance under the shearer, size of the output material, width of the conveyor, adopted mining system (uni- or bi-directional), and mining and geological conditions. Relative, substitutive output height h as related to base plate width h/bs should not exceed 0.6, because the motion resistance then increases too greatly; moreover, the average movement rate of the dragged coal significantly decreases with respect to the scraper chain velocity, which makes transport less energy-efficient and less effective.

The conveyor speed control algorithm can be implemented in different ways. It can be a single computer program covering all stages of the sharer work in uni- and bi-directional systems or separate ones for both of these cutting methods. It is also desirable for the shearer operator to be able to manually control both the shearer and the AFC in case of automatic velocity control system failure.

An important issue that needs to be taken into account during the creation of conveyor speed control programs is the AFC velocity when the shearer is stopped and the coal output system is still working. On the basis of the equations previously presented, it would have been necessary to stop the AFC; such a sudden stop does not appear to be advantageous due to reduced miner safety and the delay created. Such frequent stops reduce the effective working time of the longwall and decrease productivity. For this reason, it seems desirable that the conveyor not stop completely but rather work continuously at approximately 10% of the nominal speed. The time interval of this movement could also vary according to local conditions.

Implementation of the presented velocity control system of an AFC enables the easy control of the movement speed of further conveyors in the transport chain. However, this requires the use of variable velocity drives in each transport device in such a chain.

Preliminary analyses based on practical observations tend to suggest that the introduction of the proposed control system can increase the durability of the conveyor components (measured by the amount of transported coal until end of each component's technical life) to about 25%. It is also expected to reduce transport energy consumption at a similar level.

Acknowledgement

Publication developed within INNOTECH-K1/IN1/ 158914/NCBR/12 research project "Energy-saving conveyor velocity control system to increase their durability," founded by the Polish National Center for Research and Development NCBiR.

References

- Mendyka P.: Układy rozruchowe ścianowych przenośników zgrzebłowych, "Napędy i Sterowanie" 2014, 16, 7/8: 138–144.
- [2] Gospodarczyk P., Stopka G., Mendyka P.: Projekt i badania ścianowego przenośnika zgrzebłowego o zmiennej prędkości ruchu, w Monografia "Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie", Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Kraków – Lędziny 2014: 223–233.
- [3] Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja, Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2012.
- [4] Suchoń J., Tytko S.: Nowe propozycje RFM "RYFAMA" S.A. w zakresie budowy i sterowania ruchem ścianowych przenośników zgrzebłowych, V Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, Ustroń 2010.

JÓZEF SUCHOŃ, Ph.D., Eng. STANISŁAW TYTKO, M.Sc., Eng. jozek.suchon@gmail.com stanislaw.tytko@kopex.com.pl

PAWEŁ MENDYKA, M.Sc., 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 Krakow, Poland mendyka@agh.edu.pl JÓZEF SUCHOŃ STANISŁAW TYTKO PAWEŁ MENDYKA

Płynne sterowanie prędkością ścianowych przenośników zgrzebłowych w celu zwiększenia ich trwałości

W artykule przedstawiono koncepcję oraz założenia dotyczące płynnego sterowania prędkością przenośnika zgrzebłowego, a na tej podstawie również kolejnych przenośników odstawy urobku wykorzystywanych w podziemnej kopalni węgla kamiennego. Przedstawiono niezbędne zależności umożliwiające dostosowanie prędkości ruchu przenośnika do utrzymania stałego przekroju poprzecznego strugi urobku, zarówno w przypadku urabiania jedno-, jak i dwukierunkowego. Szczególną uwagę poświęcono obszarom, w których kombajn pracuje ze zmiennym zabiorem, czyli przy zawrębianiu kombajnu w caliznę węglową na końcach wyrobiska ścianowego.

Słowa kluczowe: przenośnik zgrzebłowy, przenośnik ścianowy, sterowanie prędkością, wyrobisko ścianowe, trwałość przenośnika

1. WPROWADZENIE

Wszystkie przenośniki zgrzebłowe pracujące obecnie w kombajnowych systemach ścianowych w kopalniach węgla kamiennego mają stałe prędkości ruchu cięgna łańcuchowego (z zastrzeżeniem wykorzystania napędów dwubiegowych dla potrzeb łatwiejszego rozruchu). Zmienność warunków pracy kombajnu w ścianie, technologia prowadzenia robót wydobywczych i współpraca z maszynami oraz urządzeniami kompleksu ścianowego, podścianowego i dalszych środków odstawy urobku powodują, że praca przenośnika ścianowego, podścianowego oraz przenośników taśmowych charakteryzuje się dużą zmiennością wydajności, przez co stałoprędkościowy charakter pracy przenośnika ścianowego staje się niekorzystny ze względu na:

- znaczne skrócenie trwałości przenośników, liczonej w ilości przetransportowanego urobku od momentu rozpoczęcia pracy przenośnika do momentu wymiany jego poszczególnych elementów i zespołów,
- zwiększone zużycie energii elektrycznej,
- zwiększoną emisję ciepła i hałasu do atmosfery kopalnianej.

Rozwiązaniem tej niedogodności jest zmiana charakteru pracy przenośnika zgrzebłowego ze stałoprędkościowej na zmiennoprędkościową. Konieczne przy tym jest zastosowanie w nowym układzie sterowania przemienników częstotliwości, które przez odpowiednio dobrane sygnały i algorytmy sterujące zapewnią takie automatyczne sterowanie prędkością ruchu cięgna przenośnika, aby został zapewniony stały przekrój urobku na przenośniku, przyjęty jako najkorzystniejszy.

Zastosowanie przemiennika częstotliwości daje również dodatkowe zalety związane z umożliwieniem łagodnego rozruchu i hamowania przenośnika zgrzebłowego. Obecnie najczęściej stosowanym urządzeniem ułatwiającym rozruch przenośnika jest dwubiegowy silnik elektryczny połączony ze sprzęgłem podatnym; istnieją również inne rozwiązania techniczne tego zagadnienia, takie jak sprzęgła hydrokinetyczne, rozruszniki tyrystorowe czy przekładnie CST. Szerzej temat ten przedstawiono w publikacji [1].

2. WARUNKI ZASTOSOWANIA I STRUKTURA UKŁADU STERUJĄCEGO

Po dokonaniu analizy pracy kombajnowego kompleksu ścianowego okazało się, że podczas pracy kombajnu ze stałym zabiorem warunkiem zastosowania sterowania prędkością ruchu cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego jest dostęp do dwóch zewnętrznych sygnałów sterujących, tj. prędkości ruchu kombajnu podczas urabiania i czyszczenia ścieżki pokombajnowej (przy urabianiu jednokierunkowym) oraz informacji o kierunku ruchu kombajnu (ruch zgodny lub przeciwny do ruchu cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego).

Ponieważ podczas zawrębienia się w caliznę węglową zabiór kombajnu zależy od położenia kombajnu wyznaczonego w stosunku od końca ściany, dla stabilizacji przekroju strugi urobku w tej fazie trzecim koniecznym sygnałem sterującym stało się położenie kombajnu w ścianie. Z tego powodu do prawidłowego działania systemu sterowania prędkością przenośnika niezbędna jest bądź to informacja zwrotna z wewnętrznych rejestratorów kombajnu o jego aktualnym położeniu, bądź instalacja zewnętrznych czujników i urządzeń określających to położenie. Koncepcja pomiaru przemieszczenia kombajnu względem punktu bazowego na podstawie impulsów z systemu posuwu została przedstawiona w dalszej części artykułu.

Do sterowania prędkością ruchu cięgna łańcuchowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego w trakcie urabiania ze stałym zabiorem niezbędne są specjalne algorytmy sterowania, które w tym przypadku są zależnościami określającymi prędkości ruchu cięgna w funkcji następujących parametrów:

 prędkości posuwu kombajnu przy urabianiu i czyszczeniu ścieżki pokombajnowej (dla urabiania jednokierunkowego),

- kierunku ruchu kombajnu względem kierunku odstawy przenośnika ścianowego,
- efektywnego zabioru kombajnu,
- efektywnej wysokości urabiania,
- współczynnika rozluzowania węgla,
- najkorzystniejszego przekroju urobku na przenośniku,
- współczynnika określającego względną wartość (udział) urobku załadowanego na przenośnik ścianowy przez organy urabiające w trakcie urabiania jednokierunkowego.

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy system sterowania prędkością ścianowego przenośnika zgrzebłowego, zdatny do implementacji w warunkach przemysłowych. Dokładny opis takiego systemu wraz ze szczegółami dotyczącymi struktury oprogramowania układu został przedstawiony w publikacji [2]. Schemat układu sterowania prędkością przenośnika zgrzebłowego został oparty na sterowniku głównym (A1), sterowniku lokalnym (A2), przemiennikach częstotliwości – osobno dla napędu wysypowego (U1) i zwrotnego (U2), pulpicie sterującym (A4), napędach elektrycznych (M1-M3) oraz pomocniczym systemie łączności i blokad. Biorąc pod uwagę współpracę przenośnika z innymi urządzeniami kompleksu ścianowego oraz kolejnymi urządzeniami odstawy, system powinien być wyposażony również w urządzenia łączności ze sterownikami przenośnika podścianowego i przenośników taśmowych, jak również z nadrzędnym systemem sterowania.



Rys. 1. Schemat układu sterowania prędkością ścianowego przenośnika zgrzebłowego: M1, M2 – silniki napędu wysypowego, M3 – silnik napędu zwrotnego, A1 – sterownik nadrzędny, A2 – sterownik lokalny, A4 – pulpit sterowniczy, U1, U2 – przemienniki częstotliwości

3. MONITOROWANIE POZYCJI KOMBAJNU W WYROBISKU ŚCIANOWYM

Ciągła informacja o położeniu kombajnu w ścianie jest potrzebna sterownikowi nadrzędnego przenośnika zgrzebłowego z następujących powodów:

- do określenia prędkości ruchu przenośnika w funkcji posuwu i wielkości zabioru kombajnu przy jego zawrębianiu się w caliznę węglową,
- jako pomoc przy sterowaniu pracą kombajnu odpowiednio do utrudnień i zagrożeń występujących w różnych miejscach ściany,
- jako przyczynek do pełnej automatyzacji pracy całego kompleksu ścianowego i poprawy bezpieczeństwa pracy.

Pozycjonowanie kombajnu w ścianie musi być dokładne, pozbawione błędu systematycznego, który mógłby z każdym przejściem kombajnu wzdłuż ściany powiększać błąd jego położenia. Z tego powodu przełożenie przekładni mechanizmu posuwu kombajnu potrzebne do określenia przemieszczenia kombajnu od przyjętego układu współrzędnych powinno być podawane jako teoretyczna zależność uwzględniająca liczby zębów wszystkich kół zębatych w przekładni, a nie, jak to się zwykle czyni, jako przybliżoną wartość przełożenia (przy błędzie przełożenia 0,1% jedno przejście przez ścianę długości 300 m daje błąd położenia kombajnu wynoszący 0,3 m). Przesunięcie kombajnu od położenia wyjściowego najlepiej jest określać przez liczbę obrotów wałka szybkobieżnego przekładni posuwu kombajnu. Drogę kombajnu określi wtedy zależność:

$$L_i = \frac{n_i}{i_c} \cdot z_k \cdot p \quad [m] \tag{1}$$

gdzie:

- L_i odległość koła trakowego od początku układu pomiarowego [m],
- n_i liczba obrotów wałka szybkoobrotowego na drodze posuwu kombajnu,
- z_k liczba zębów koła trakowego,
- p podziałka systemu posuwu kombajnu [m],
- *i_c* przełożenie całkowite przekładni w napędzie posuwu kombajnu.

Jeśli początek układu pomiarowego na przenośniku zostanie przyjęty w miejscu położenia osi koła trakowego kombajnu po stronie napędu wysypowego, gdy organ urabiający dokończy urabianie w górnej warstwie urabianego pokładu (punkt K), czyli $L_{i=0} = L_0$ (rys. 2), to ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego powinien się zakończyć po osiągnięciu punktu K', czyli gdy kombajn wykona drogę:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \quad [m] \tag{2}$$

Położenie punktu $L_{i=0}$ w początkowej fazie pracy kombajnu w ścianie (pierwsze skrawy) będzie się znajdowało w odległości od punktu K równej $L_0 = L_{rg} + W$.



Rys. 2. Schemat do określania położenia kombajnu przy ruchu zgodnym z kierunkiem i przeciwnym do kierunku ruchu cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego: N_w – napęd wysypowy, N_z – napęd zwrotny, K_w , K_z – koła systemu posuwu od strony napędu wysypowego i zwrotnego

Z różnych względów ruchowych położenie punktu K względem przyjętego wcześniej punktu $L_{i=0}$ może się zmienić i wtedy $L_0 - L_{rg} + W$. Takie sytuacje mogą powstawać w pobliżu napędu wysypowego, zwrotnego lub nawet przy obu, gdy wstawia się lub wymontowuje rynny skrócone albo normalne (o nominalnej długości). Wtedy zależność (2) przyjmie postać:

$$L_k = L_{SO} - A_{mr} - 2L_{rg} \pm L_{dw} \pm L_{dz}$$
 [m] (3)

gdzie:

- L_k droga, jaką pokonuje kombajn w ścianie [m],
- L_{so} początkowa długość ściany [m],
- A_{mr} rozstaw osi mocowania ramion kombajnu [m],
- L_{rg} długość ramienia kombajnu w rzucie [m],
- L_{dw}, L_{dz} długości dodane lub odjęte spowodowane przez dodanie lub odjęcie rynien w pobliżu napędu wysypowego i zwrotnego [m].

Długość ramienia w rzucie, czyli L_{rg} , określa zależność:

$$L_{rg} = \sqrt{L_r^2 - (H_k - H_0 - 0.5D_o)^2} \quad [m]$$
 (4)

gdzie:

- H_k maksymalna wysokość urabiania [m],
- H_o wysokość osi ramienia kombajnu od spągu [m].
- Do średnica organu urabiającego [m].

Położenie kombajnu w ścianie od punktu początkowego $L_{i=0}$ można dokładnie określać przez podawanie liczby podziałek systemu posuwu kombajnu, jaką on pokonał, czyli:

$$N_i = \frac{L_i}{p} = \frac{n_i \cdot z_k}{i_c} \tag{5}$$

Górnicy określają miejsce w ścianie w przybliżeniu przez podanie numeru sekcji obudowy zmechanizowanej liczonej od napędu wysypowego. Aby móc się posługiwać tą miarą, można skorzystać z zależności (rys. 3):

$$S_i = \frac{N_i - N_z}{N_r} + S_z \tag{6}$$

gdzie:

- S_i numer sekcji określający przybliżone położenie kombajnu,
- N_i liczba podziałek systemu posuwu kombajnu od punktu $L_{i=0}$,
- N_z liczba podziałek systemu posuwu kombajnu od punktu $L_{i=0}$ do początku rynny,
- N_r liczba podziałek systemu posuwu kombajnu przypadająca na rynnę normalną,
- S_z liczba sekcji obudowy zmechanizowanej przy napędzie wysypowym o podziałce rozmieszczenia innej niż na trasie przenośnika.



Rys. 3. Określenie przybliżonego położenia kombajnu w ścianie przez podanie numeru sekcji obudowy zmechanizowanej na podstawie zliczonych impulsów N_i

4. ZALEŻNOŚCI NIEZBĘDNE DO STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA W CZASIE PRACY KOMBAJNU ZE STAŁYM ZABIOREM

Objętość urobionej calizny i objętość (wydajność) urobku podają zależności [3]:

$$Q = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{7}$$

$$Q_u = Q \cdot \Psi = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi \ [\text{m}^3/\text{s}]$$
(8)

gdzie:

- Q, Q_u objętość urobionej calizny i objętość urobku [m³/s],
 - H_u wysokość urabiania [m],
 - Z zabiór kombajnu [m],
 - v_k prędkość posuwu kombajnu [m/s],
 - Ψ współczynnik rozluźnienia (Ψ = 1,35÷1,4).

Prędkość łańcucha przenośnika ścianowego względem kombajnu określa zależność:

$$v_{ls/k} = v_{ls} \pm v_k \quad [\text{m/s}] \tag{9}$$

gdzie:

- v_{ls/k} prędkość łańcucha przenośnika ścianowego względem kombajnu [m/s],
 - v_k prędkość posuwu kombajnu [m/s],
- v_{ls} prędkość łańcucha przenośnika ścianowego [m/s].

We wzorze (9) znak [+] należy przyjmować, gdy wektory prędkości kombajnu i łańcucha mają kierunki przeciwne (ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego), zaś znak [-], gdy te wektory mają kierunki zgodne (ruch kombajnu w kierunku napędu wysypowego).

Przy urabianiu dwukierunkowym można przyjąć, że całość urobku przejmuje przenośnik i wtedy jego wydajność Q_s jest równa:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [m^3/s] \tag{10}$$

Zastępując rzeczywisty przekrój urobku na przenośniku F_s równoważnym przekrojem prostokątnym (rys. 4), otrzymuje się zależność:

$$F_s = b_s \cdot h \ [\text{m}^2] \tag{11}$$

Przekrój ten jako nominalny F_{sn} powinno się określać zgodnie z zależnością:

$$F_{sn} = b_s \cdot h_n = \varphi_s \cdot b_s^2 \quad [\text{m}^2] \tag{12}$$

gdzie $\phi_{s} = (0, 4 \div 0, 6).$

Ponieważ

$$Q_u = Q_s = F_{sn} \cdot v_{ls/k} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{13}$$

to wykorzystując wzory (8), (9) i (12), otrzymuje się zależność:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi = \varphi_s \cdot b_s^2 \cdot v_{ls/k} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (14)$$

z której po przekształceniu otrzymuje się:

$$v_{ls} = \frac{H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm v_k) =$$

$$= v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - (\pm 1) \right] [\text{m/s}]$$
(15)

Zależność (15) dla ruchu przeciwnego kombajnu, tj. w kierunku napędu zwrotnego przenośnika, przyjmie postać:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k_{zp} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(16)

zaś dla ruchu zgodnego, tj. w kierunku napędu wysypowego przenośnika:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{zz} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(17)



Rys. 4. Rzeczywisty i zastępczy przekrój poprzeczny urobku na rynnach ścianowego przenośnika zgrzebłowego
Gdy kombajn urabia jednokierunkowo, to część urobku po urabianiu pozostaje w ścieżce pokombajnowej. Wtedy wydajność urobku załadowywanego przez kombajn na przenośnik Q_{sj} określa zależność:

$$Q_{sj} = Q_u \cdot k_u = k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi \ [\text{m}^3/\text{s}]$$
(18)

zaś wydajność załadunku urobku na przenośnik ze ścieżki pokombajnowej Q_r wyniesie:

$$Q_r = Q_u (1 - k_u) \ [m^3/s]$$
(19)

gdzie we wzorach (18) i (19) k_u jest współczynnikiem określającym względną wartość (udział) urobku załadowanego na przenośnik w trakcie urabiania.

Postępując dalej podobnie jak przy urabianiu dwukierunkowym, można wyprowadzić odpowiednie zależności do sterowania prędkością ruchu przenośnika.

Przy urabianiu kombajnem w kierunku zgodnym (w kierunku napędu wysypowego) uzyskuje się zależność:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k_{1z} \cdot v_k \quad [m/s] \qquad (20)$$

Przy urabianiu w kierunku przeciwnym zależność wygląda następująco:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] =$$

$$= k_{1,n} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(21)

Przy powrotnej jeździe kombajnu załadowywany jest urobek leżący w ścieżce pokombajnowej. Zależności na v_{ls} są tu następujące:

- dla ruchu zgodnego kombajnu

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{(1 - k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] =$$

$$= k_{1:m} \cdot v_k \quad [m/s]$$
(22)

- dla ruchu przeciwnego

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{(1 - k_u) \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] =$$

$$= k_{1po} \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
(23)



Rys. 5. Droga kombajnu przy urabianiu warstwy przyspągowej węgla oraz położenie organu górnego w momencie wchodzenia kombajnu na zakrzywienie przenośnika

ZALEŻNOŚCI NIEZBĘDNE DO STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA W CZASIE URABIANIA WARSTWY PRZYSPĄGOWEJ

Grubość warstwy przyspągowej zgodnie z rysunkiem 5 wynosi $H = H_u - D_o = k_{su} \cdot H_u$. Postępując podobnie jak w pkt 3, otrzymuje się zależności na v_{ts} przy urabianiu warstwy przyspągowej przy napędzie wysypowym [2]:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} - 1 \right] = k'_{2p} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (24)$$

zaś przy takim samym urabianiu przy napędzie zwrotnym:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{k_{su} \cdot H_u \cdot Z \cdot \Psi}{\varphi_s \cdot b_s^2} + 1 \right] = k'_{2z} \cdot v_k \quad [\text{m/s}] \quad (25)$$

gdzie $k_{su} = H/H_u$ jest względną grubością warstwy przyspągowej.

6. ZALEŻNOŚCI NIEZBĘDNE DO STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA PRZY PRACY KOMBAJNU ZE ZMIENNYM ZABIOREM

Przejście kombajnu przez zakrzywienie trasy przenośnika, z którym wiąże się zawrębianie kombajnu w caliznę, można podzielić w uproszczeniu na trzy fazy. Przykładowo przy zawrębianiu kombajnu w rejonie napędu wysypowego w fazie pierwszej, czyli przy przejściu koła trakowego K_z od punktu C do C₁', przy którym koło K_z przesunie się w kierunku calizny o około 0,25 Z, kombajn przesunie się o 0,35 L_k (rys. 6). W czasie tego ruchu prędkość kombajnu może być jak przy wycinaniu warstwy przyspągowej.

W fazie drugiej, czyli na drodze od punktu C_1' do C_2 , ruch kombajnu odbywać się będzie z prędkością zmieniającą się liniowo, zależną od położenia kombajnu na zakrzywieniu. W punkcie C_2 kombajn po przebyciu drogi 0,48 L_k osiągnie prędkość odpowiadającą pełnemu zabiorowi kombajnu. Do fazy tej po przekształceniu zależności (1) i wykorzystaniu faktu, że droga ze zmienną prędkością kombajnu odbywa się na odcinku 0,48 L_k uzyskuje się zależność:

$$v_{ls} = v_{lC_1'} + \frac{\Delta v_{ls}}{n_{C_1' - C_2}} \left(n_1 - n_{C_1'} \right) \text{ [m/s]}$$
(26)

Uwzględniając, że:

$$\Delta v_{ls} = \left(k'_{zp} - k_{zp}\right) \cdot v_k \quad [\text{m/s}]$$
⁽²⁷⁾

oraz

$$n_{C_1'-C_2} = \frac{i_C \cdot 0, 48L_k}{z_k \cdot p}$$
(28)

i podstawiając zależność (29), otrzymuje się (30):

$$k_j = \frac{\left(k'_{zp} - k'_{2p}\right)}{\frac{i_C \cdot 0, 48L_k}{z_k \cdot p}}$$
(29)

$$v_{ls} = (k'_{zp} + k_j) \cdot (n_i - n_{C_1}) \quad [m/s]$$
 (30)

W fazie trzeciej od punktu C₂ do D, czyli na drodze 0,17 L_k i dalej na odcinku ($l_{rd} + A + W$) v_{lk} powinno



Rys. 6. Zastąpienie rzeczywistej linii krzywizny przenośnika na odcinku zawrębiania kombajnu linią prostą $C_1-C_1-C_2$

być jak na odcinku o stałym zabiorze, czyli $v_{lk} = k_{2p} \cdot v_k$. Przejście przez kombajn odcinka ($l_{rd} + Aa + W$) jest konieczne, aby koło trakowe K_w doszło do końca odcinka zakrzywionego i osiągnęło punkt D (rys. 6). W trakcie ruchu kombajnu przez zakrzywienie przenośnik od strony napędu wysypowego powinien być stopniowo dosuwany do czoła ściany, tak aby po osiągnięciu punktu D cały odcinek zakrzywienia przenośnika został wyprostowany.

7. STEROWANIE KOLEJNYMI PRZENOŚNIKAMI W CIĄGU ODSTAWY UROBKU

Na bazie sterowania prędkością ruchu przenośnika ścianowego bardzo łatwo jest już uruchomić sterowanie prędkością ruchu przenośnika podścianowego i dalszych ogniw odstawy urobku ze ściany, czyli przenośników taśmowych. W przypadku przenośnika podścianowego (rys. 7) [4] sygnałem sterującym



Rys. 7. Schemat sterowania prędkością ruchu przenośnika podścianowego: 1 – przekładnia mechanizmu posuwu kombajnu, 2 – napęd posuwu kombajnu, 3 – sterownik ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 3a – sterownik podścianowego przenośnika zgrzebłowego, 4, 4a, 4b – przemienniki częstotliwości, 5 – zespół sterujący, 6 – cięgno łańcucha zgrzebłowego, 7 – ścianowy przenośnik zgrzebłowy, 8, 8a, 9 – jednostki napędowe, 10, 10a, 11 – silniki napędowe, 12, 12a, 13 – przekładnie, 14, 15 – bębny napędowe, 16 – zespół sterujący przenośnika podścianowego, 17 – cięgno łańcucha przenośnika podścianowego, 20, 20a – jednostki napędowe przenośnika podścianowego

prędkością jego cięgna łańcuchowego będzie prędkość ruchu cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego.

Zależność między prędkością ruchu przenośnika ścianowego i podścianowego jest liniowa i ma charakter proporcjonalny zgodny z zależnością:

$$v_{lp} = k_p \cdot v_{ls} \quad [\text{m/s}] \tag{31}$$

gdzie:

- v_{lp} prędkość ruchu przenośnika podścianowego [m/s],
- v_{ts} prędkość ruchu przenośnika ścianowego [m/s],
- k_p współczynnik prędkości ruchu przenośnika podścianowego względem przenośnika ścianowego.

Współczynnik k_p jest wielkością określoną przez zależność:

$$k_p = \frac{\varphi_s \cdot b_s^2}{\varphi_p \cdot b_p^2} \tag{32}$$

gdzie:

- b_s szerokość rynien przenośnika ścianowego [m],
- b_p szerokość rynien przenośnika podścianowego [m],
- φ_s względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na ścianowym przenośniku zgrzebłowym ($\varphi_s = 0,4-0,6$),
- φ_p względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na przenośniku zgrzebłowym podścianowym ($\varphi_p = 0,3-0,5$).

Współczynniki φ_s i φ_p określają zależności:

$$\varphi_s = \frac{h_{ns}}{b_s} \tag{33}$$

$$\varphi_p = \frac{h_{np}}{b_p} \tag{34}$$



Rys. 8. Schemat sterowania prędkością ruchu przenośnika taśmowego (w nawiązaniu do rys. 7): 3a – sterownik podścianowego przenośnika zgrzebłowego 19, 19a – przemienniki podścianowego przenośnika zgrzebłowego 20, 20a – jednostki napędowe podścianowego przenośnika zgrzebłowego, 21 – sterownik przenośnika taśmowego (lokalny). 22, 22a – przemienniki przenośnika taśmowego, M, Ma – silniki przenośnika taśmowego, P, Pa – przekładnie zębate napędu przenośnika taśmowego, Bp, Bt – bębny napędu podścianowego przenośnika zgrzebłowego i przenośnika taśmowego We wzorach (33) i (34) oznaczono przez:

- *h_{ns}* nominalną wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku przenośnika ścianowego [m],
- h_{np} nominalną wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku przenośnika podścianowego [m].

Bazą do określenia prędkości ruchu taśmy przenośnika taśmowego odbierającego urobek z podścianowego przenośnika zgrzebłowego powinna być prędkość ruchu przenośnika podścianowego (rys. 8) zależna od prędkości ruchu przenośnika ścianowego. Bezpośrednie wykorzystanie sygnału z kombajnu nie jest celowe w odniesieniu do sterowania prędkością przenośnika taśmowego, podobnie jak przy sterowaniu prędkością ruchu przenośnika podścianowego, ponieważ należałoby stworzyć nowe skomplikowane algorytmy sterowania uwzględniające urabianie w ruchu zgodnym i przeciwnym przy urabianiu jedno- i dwukierunkowym.

Wykorzystanie sygnału z przenośnika podścianowego jest znacznie prostsze, ponieważ prędkość taśmy określa zależność (35):

$$v_t = \frac{\varphi_p \cdot b_p^2}{k_a \cdot F_n} \cdot v_{lp} = k_t \cdot v_{lp} \quad [\text{m/s}]$$
(35)

gdzie:

- v_t prędkość ruchu przenośnika taśmowego [m/s],
- F_n nominalny przekrój urobku przenośnika taśmowego [m],
- *b_p* szerokość rynien przenośnika podścianowego [m],
- v_{tp} prędkość ruchu przenośnika podścianowego [m/s],
- φ_p względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na zgrzebłowym przenośniku podścianowym,
- k_a współczynnik prędkości ruchu przenośnika taśmowego względem podścianowego przenośnika zgrzebłowego.

Przedstawiony sposób sterowania prędkością ruchu przenośników taśmowych można wykorzystać do kontrolowania pracy kolejnych (dalszych) oddziałowych przenośników taśmowych. Możliwe jest też sterowanie tą metodą taśmowymi przenośnikami zbiorczymi, jednak przy aktualnym modelu eksploatacji węgla systemem podziemnym w Polsce przewidującym wydobycie z maksimum trzech ścian, i to z różnych rejonów i poziomów wydobywczych, rozpatrywanie takiego użycia jest niecelowe.

8. UWAGI KOŃCOWE I PODSUMOWANIE

Przedstawione w niniejszym artykule zależności pozwalają na takie sterowanie prędkością ruchu ścianowego przenośnika zgrzebłowego, aby w czasie jego pracy powierzchnia przekroju urobku na jego rynnach była w przybliżeniu stała. Jej wartość optymalną dla każdej ściany najkorzystniej jest wyznaczyć w warunkach ruchowych z uwzględnieniem prześwitu pod kombajnem, wielkości brył urobku, szerokości przenośnika, przyjętego systemu urabiania (urabianie jednokierunkowe, dwukierunkowe) i warunków górniczo--geologicznych. Względna, zastępcza wysokość strugi urobku h odniesiona do szerokości rynien h/b_s nie powinna przekraczać wartości 0,6, ponieważ wtedy opory ruchu nadmiernie rosną, a ponadto średnia prędkość urobku wydatnie zmniejsza się w odniesieniu do prędkości ruchu łańcucha, co czyni transport bardziej energochłonnym i mniej efektywnym wydajnościowo.

Program sterowania prędkością przenośnika można realizować w różny sposób. Może to być jeden program obejmujący wszystkie etapy pracy kombajnu w ścianie przy urabianiu jedno- i dwukierunkowym lub np. osobno dla obu tych systemów urabiania. Wydaje się też potrzebne, aby kombajnista miał możliwość ręcznego sterowania pracą kombajnu i przenośnika w sytuacji awarii automatycznego sterowania prędkością przenośnika.

Ważnym zagadnieniem, które trzeba uwzględnić przy wykonywaniu programów sterowania prędkością przenośnika, jest problem jego prędkości w sytuacji krótkiego postoju kombajnu, a system odstawy urobku jest sprawny. Z wcześniej podanych zależności wynika potrzeba jego zatrzymania, jednak nie wydaje się to właściwe z uwagi na powstałą zwłokę i bezpieczeństwo pracy górników. Takie częste działania powodują skracanie efektywnego czasu pracy ściany i obniżają wydobycie. Z tego powodu wydaje się celowe, aby przenośnik nie zatrzymywał się, lecz przechodził do pracy z prędkością wleczoną, np. równą 10% prędkości nominalnej. Do dyskusji jest też interwał czasowy tego ruchu.

Wprowadzenie analizowanego systemu sterowania prędkością przenośnika ścianowego umożliwia łatwe sterowanie prędkością ruchu dalszych przenośników odstawy urobku. Wymaga to jednak zastosowania w nich napędów o regulowanej prędkości.

Wstępne analizy wynikające z obserwacji ruchowych skłaniają do sugestii, że wprowadzenie do ruchu proponowanego systemu sterowania może zwiększyć trwałość elementów przenośnika (liczoną ilością przetransportowanego urobku do momentu wycofania z użytkowania) do około 25%. Można też się spodziewać zmniejszenia energochłonności transportu na podobnym poziomie.

Podziękowania

Publikacja opracowana w ramach projektu badawczego INNOTECH-K1/IN1/158914/NCBR/12 "Energooszczędny system sterowania prędkością przenośników odstawy zwiększający ich trwałość", finansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju NCBiR.

Literatura

- Mendyka P.: Układy rozruchowe ścianowych przenośników zgrzebłowych, "Napędy i Sterowanie" 2014, 16, 7/8: 138–144.
- [2] Gospodarczyk P., Stopka G., Mendyka P.: Projekt i badania ścianowego przenośnika zgrzebłowego o zmiennej prędkości ruchu, w: Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie, red. nauk. K. Krauze, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Kraków – Lędziny 2014: 223–233.

- [3] Suchoń J.: *Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja*, Instytut Techniki Górniczej, Gliwice 2012.
- [4] Suchoń J., Tytko S.: Nowe propozycje RFM "RYFAMA" S.A. w zakresie budowy i sterowania ruchem ścianowych przenośników zgrzebłowych, "V Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa", Ustroń 2010.

dr inż. JÓZEF SUCHOŃ mgr inż. STANISŁAW TYTKO jozek.suchon@gmail.com stanislaw.tytko@kopex.com.pl

mgr inż. PAWEŁ MENDYKA 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 mendyka@agh.edu.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.42

BANERJEE SUMIT

Performance augmentation of continuous miner based system in India: a reliability based approach

A Continuous Miner (CM) is a globally competitive machine, capable of boosting the production of underground mines, which is imperative for future production growth. However, the geological factors and other mining parameters of all underground mines do not always support the best performance from the equipment. In this article, the effects of mining parameters like pillar size, gradient, number of headings and equipment fleet on CM-based production system have been observed and a forecast regarding trend analysis has been done. Furthermore, this study enlightens the effects of breakdowns of CM and its allied equipment; the breakdown times for CM and its related equipment are quantified collectively. The percentages regarding the reliability and probability of these types of failures have been considered within the scope of this paper. Corresponding study shows that conveyor breakdown affects the system productivity the most and other failures affecting the production significantly are electrical failure, shuttle car breakdown, hydraulic breakdown, gathering problems, cutter breakdown and traction breakdown. The reliability analysis of each group of components will function as a forecast of the maintenance schedule and inspection frequency of different components in order to decrease failures and increase available time.

Key words: continuous miner, pillar size, number of headings, reliability, percentage of failure

1. INTRODUCTION

Coal reserves near the surface are nearing exhaustion due to the higher exploitation rate, tending a necessity to produce coal from deeper seams in the near future. Until now, underground mining has been the only economic technique for producing coal from reserves at greater depths from the Earth's crust. India is one of the top-five coal producers in the world, with a production of 639.23 MT of coal in 2015–2016 [1]; though, it is far away from being able to be an effective exporter or even meet its own indigenous demand. This indigenous demand is expected to increase to 1373 MT by 2021-2022 [2]. Therefore, India has planned to increase total coal production to at least 1 BT by 2020 [3]. This plan necessitates the exercise of underground mining to exploit the deeper seams of the Earth's crust.

In India, most of the underground mines operate with the Bord and Pillar method (a variety of room and pillar) with conventional drilling, charging and blasting for coal production and SDL or LHD for loading. Few projects of the major coal producing public sector company of the country are already working with Continuous Miner (CM) and are further planning to introduce new CM-based projects, as CMs are globally accepted machines for their high performance in underground mining (Fig. 1). The compatibility of CMs in all of the existing projects is low; because of the insufficient reserve to support production for a long duration, old mine layouts and presence of geological disturbances etc. The annual coal production of the whole world was 3400 Mt in 1977 [4] and this reached 7861 Mt by 2017 [5] with the introduction of advanced new-age technologies.



Fig. 1. Production and Breakdown trend of CM-based underground mine for one month

This paper is concentrated on a study conducted in two mines situated in the eastern part of the country that deploy total of three CMs. The first mine (Mine-A) deploys two CMs (one for development and another for depillaring) and the second (Mine-B) operates with one CM for development purpose only.

2. METHODOLOGY

The study was conducted for about 120 shifts of working for each CM panel. The effects of the geological conditions were compared in the two mines working with three CMs in different panels. Permissible values of these variables and effects of the actual geological conditions were observed. How these variables affect the productivity and equipment efficiency were broadly explained.

The down-time and working-time data for subsystems of CM and its allied equipment was collected from the mines and the Mean Time Between Failure (MTBF), Mean Time to Repair (MTTR) and Availability of each subsystem were calculated using the raw data collected from the mines. The following formulae were used to calculate the above-mentioned parameters [6–8]:

$$MTBF = \frac{\text{Total Acutual Working Time}}{\text{Total Number of Failures}}$$
(1)

$$MTTR = \frac{\text{Total Time To Repair}}{\text{Total Numbers of Repairs}}$$
(2)

Availability =
$$\frac{\text{MTBF}}{\text{MTBF} + \text{MTTR}}$$
 (3)

The percentage of failure of each subsystem with respect to the total failure time was also evaluated.

Then, trend test and serial correlation tests were performed for each CM-based failure data prior to fitting the appropriate probability distributions; these tests verify the Identical Distribution and Independence of the data set. The classical statistical techniques are useful for the independent data set [8]. The best-fit probability distribution was then selected, and the reliabilities of the subsystems were obtained graphically. Here, different probability distributions were performed using MATLAB 2013a. The best-fit probability distribution was used to measure the reliability.

In this paper, the three least- available subsystems for each CM and its allied equipment were considered. The other subsystems have an overly negligible record of downtime to impact on production loss.

3. VARIABLES AFFECTING UNDERGROUND MINE PRODUCTION

Underground mine production depends on several mining variables that have noteworthy impact on coal production. According to the Coal Mines Regulation of 1957, some of these variables can range within a specified limit for safety and productivity purposes. A few of these factors are as follows [9]:

3.1. Thickness of seam

This characterizes the volume of extractable coal present in the panel (the working place for the CM).

Lower seam thickness results in a low amount of coal production from a single heading in a single pass of cutting and movement of a continuous miner. This results in considerable production loss. An extremity in higher as well as lower thicknesses of the seams does not result in a better utilization; hence, it negatively affects productivity. A seam thickness between 3.5–6.0 m is the optimum range to get the best performance of a CM. For thicknesses of 2.5–4.6 m, the utilization is medium and seams with thicknesses less than 2.0 m are not suitable to work with a CM [10].

3.2. Pillar size

Pillar sizes in underground coal mines vary depending mainly on the depth of cover and other geological factors. Panels with smaller pillar dimensions may cause less duration for cutting, causing the frequent movement of a continuous miner between faces. Whereas, the panels with higher pillar sizes causes considerable transportation delay. Therefore, the selection of proper pillar dimension is important from both the mine safety and production purposes. Pillar sizes ranging from 20.0 to 30.0 m centers are optimum for the best performance of the CM-based mine operation and pillar sizes ranging from 30.0 to 45.0 m allows for a moderate operational performance with CMs [10].

3.3. Gallery width

CMs are large machines to be fitted and operated within a maximum permissible gallery width of 4.8 m as per the Coal Mines Regulation. A standard CM has a 3.6 m cutter width, demanding a relatively larger gallery width for efficient operation. Depending on the strata condition, these machines can be safe and productive at higher gallery widths of 5 m to 6.6 m. For higher gallery widths, a Continuous Miner gets more volume of coal at a single heading. In India as per the Coal Mines Regulation 1957, 4.8 m is the maximum permissible gallery width, though the optimum performance of a CM can be achieved at this gallery width while moderate performance is achieved up to a width of 4.0 m; a further lowering of gallery width is not at all suitable for CM-based working.

3.4. Gradient

The transportation equipment speed and efficiency get drastically reduced with an increase in the gradient; this adversely affects the transport equipment cycle time and disrupts overall productivity. A gradient of not steeper than 1 in 10 is optimum for a CM-based production system [10]; a gradient of 1 in 8 results in a lesser efficiency of the transport equipment and hence reduces the overall efficiency of the CM-based production system, whereas a gradient of 1 in 5 or higher severely affects the efficiency of a CM-based system. The values of the parameters discussed above are presented in Table 1.

Table 1

Geo-mining condition of mines under study

Mine	Seams working with CM	Thickness of seam [m]	Pillar Size [m]	Gallery width [m]	Gradient
Mine-A	2	4.0–5.0	32 × 32	6.0	1 in 16
Mine-B	1	4.75	34 × 34	6.0	1 in 15

4. RESULT AND DISCUSSION

In the corresponding study, the overall system is broadly divided into several subsystems; some of them are integral parts of the CM and others are important in respect to the overall performance of the CM-based system. Therefore, failure of any of these subsystems disrupts the CM-based production; namely, the subsystems are- the electrical parts of the CM and its allied equipment, traction of the CM, gathering arm of the CM, cutting drum, hydraulic systems, feeder breaker, conveyors of the CM and overall mine conveying system. The percentage of downtime caused by any of the subsystems among the overall downtime and availability of each subsystem is presented in Table 2.

Table 2 indicates that, outbye Conveyor, CM Conveyor, Electrical systems have the lowest equipment availability for CM-1based systems. For CM-2 based systems, the conveyor, electrical systems and gathering arm have the least availability; whereas for the CM of Mine-B, the subsystems with least availability are – the Conveyor, Electrical and Shuttle car.

The reliability analyses of three subsystems with the least availability for each of the CMs are presented in the scope of this paper. At first, the relationship between the cumulative failure number and cumulative Time Between Failures were plotted graphically to see the trend; if the plotted graph is almost linear it signifies no trend in failure rates [8]. Then, Time Between Failures for the ith time vs. the (i–1)th time were

Namo	CM-1 of Mine-A		CM-2	c of Mine-A	CM of Mine-B	
of Subsystem	Percent DT.	Availability	Percent DT.	Availability	Percent DT.	Availability
Electrical	3.69	98.53	8.34	95.77	32.18	93.85
Cutter	0.34	99.87	1.28	99.35	0.88	99.83
Gathering	0.96	99.62	7.55	96.17	6.04	98.85
Traction	3.27	98.70	1.90	99.04	0.00	100.00
Hydraulic	1.30	99.48	2.01	98.98	2.34	99.55
Chassis	0.08	99.50	0.13	99.93	0.70	99.87
S/C	2.16	99.14	5.19	97.36	8.79	98.32
Maint.	4.09	99.30	13.09	93.36	3.34	99.36
Conveyor	76.57	69.56	55.02	72.96	41.50	92.07
F/B	0.93	99.63	0.18	99.91	1.41	99.73
CM Con.	6.62	97.37	5.32	97.30	2.81	99.46

 Table 2

 Percentage of total downtime and availability of all associated subsystems of CMs

Legend: Percent DT. = Percentage Downtime among Overall Downtime; S/C = Shuttle Car; F/B = Feeder Breaker; Maint. = Extended Maintenance Time; CM Con. = CM Conveyor

scatter plotted to verify any correlation between them; if there is no specific trend in the scatter plot, this signifies that the data is free from any correlation [8].

4.1. Statistical significance and mathematical relationship

Subsequently, the proper probability distributions were fitted to the data to determine the reliability of the subsystems. In the reliability analysis of the repairable systems, three types of probability distributions are generally used: Weibull Distribution, Lognormal Distribution and Exponential Distribution. The goodness of fit was measured by the Chi-Square test. The failure data related to an individual subsystem was fitted to the appropriate distributions and the reliability was obtained and presented here graphically.

Figure 2 represents the results of the trend and serial correlation tests of CM-1 in Mine-A. The trend test is the line plot between the cumulative failure number and cumulative Time Between Failures [8]. The serial correlation test is a scatter plot between the ith Time Between Failure and (i-1)th Time Between Failure [6, 8].

The trend test plot shows a linear trend; hence there is no trend present in the failure data. The serial correlation test shows no specific trend through the scattered data plot; hence, no correlation is present. This signifies the absence of any trend and serial correlation in the failure data of CM-1 in Mine-A. Similar tests were also performed on the other two CM-based failure data and shows similar results as the CM-1.

After this, the data sets were analyzed using compatible probability distributions for their reliability analysis.



Fig. 2. Trend Test (a) and Serial Correlation Test Plots (b) of CM-1 in Mine-A

Figure 3 depicts the reliability of the electrical systems associated with the three CMs and their allied equipment; as the electrical system was found to be



Fig. 3. Reliability of Electrical Systems Associated with CM-1 (a), CM-2 of Mine-A (b), and CM of Mine-B (c)

common among the three subsystems with a lower availability for all three CMs. A similar study was also conducted for the other two lower availability systems of each CM. Initially, the reliability of each subsystem was 100%, with an increase in operating time reliability generally decreases. From the analysis, CM-1 based system of Mine-A shows the lowest reliability of the mine conveyors; reaching 50% reliability in just 1500-1600 minutes of operation, and its electrical and CM conveyor reaching 50% reliability after 4500-4600 and 7200-7300 minutes of operation. A similar low reliability trend was also observed for the conveyor associated with the CM-2 based production system of Mine-A, whereas, the electrical system of CM-2 and its allied equipment reaches 50% reliability after 2000-2200 minutes of operation and the gathering arm of CM-2 depicts 50% reliability after 7500-7700 minutes of operation. The conveyor in Mine-B described a better reliability trend, reaching 50% reliability after 3500-3800 minutes of operation, whereas the electrical system takes 3300-3500 minutes to reach 50% reliability and the reliability of the shuttle car reaches to 50% after 6000-6500 minutes of operation.

A statistical analysis of the CM-2 of Mine-A and CM of Mine-B are presented in Table 3. Where, the hydraulic systems and conveyors of the two CMs depicted significant variation for their corresponding working conditions.

Name of Subsystem	CM / Mine	Mean	Min	Max	Pearson's t-Test	
Flectrical	CM-2 Mine-A	2520.3	385.0	8585.0	NS	
Electrical	CM Mine-B	3682.5	580.0	7200.0		
Cutter	CM-2 Mine-A	27217.5	25995.0	28440.0	NS	
Culler	CM Mine-B	30240.0	30240.0	30240.0		
Gathering	CM-2 Mine-A	6255.0	1285.0	19455.0	NS	
Gathering	CM Mine-B	21840.0	480.0	43200.0		
Hydraulic	CM-2 Mine-A	5917.6	545.0	23645.0	S	
Tryutaune	CM Mine-B	18267.5	13495.0	23040.0		
Chassis	CM-2 of Mine-A	18820.0	18820.0	18820.0	NS	
Chassis	CM of Mine-B	21600.0	21600.0	21600.0		
Shuttle car	CM-2 of Mine-A	3407.69	510.0.0	11735.0	NS	
Shuttle Cal	CM of Mine-B	7554.0	1880.0	20550.0	115	
Feeder breaker	CM-2 of Mine-A	7150.0	4940.0	9360.0	NS	
reder breaker	CM of Mine-B	8640.0	8640.0	8640.0		
Conveyor	CM-2 of Mine-A	1937.7	525.0	5400.0	S	
Conveyor	CM of Mine-B	3648.5	765.0	9265.0		

 Table 3

 Significance test of TBF data of CM-2 of Mine-A and CM of Mine-B

Legends: NS = Non-Significant (>0.05); S = Significant (<0.05); TBF = Time Between Failure

5. MAINTENANCE OF CM AND ALLIED SUBSYSTEMS

The current study shows a considerable production and resource loss due to equipment downtimes, imposing the requirement of a proper preventive maintenance schedule of the low-reliability subsystems of the CM-based mining operation. Preventive maintenance is carried out before the next forecasted failure occurs.

5.1. Conveyor

Conveyors are required to be inspected at least once daily by walking through the sides and looking for any abnormalities. The preventive maintenance includes inspection of the rollers, pulleys and wheels for their alignment, motor noise check and lubrication, sprocket alignment, lubrication of all moving parts and bearings as per manufacturer guidelines [11]. A proper strategic maintenance program should be designed for the overall equipment fleets.

5.2. CM

The operators should be assigned to inspect the machine condition before and after machine operation. A general inspection includes hydraulic-systems check, such as checking the cylinders for any leakages, checking of the cutter for any abnormality, gathering head assembly, gathering head motor, and control systems checks [12, 13].

5.3. Electrical Systems

The electrical failure was also significant in this study, causing power interruption for the working of vital machines. The regular inspection of the power transformer, gate end box, and supply cables are important. The handling of the power transmission cable during operation of the CM and shuttle car should be done with proper care.

6. CONCLUSION

The reliability and availability of equipment designates the dependability and sturdiness of production equipment. A reliability analysis of the CM-based underground mining operation describes that, the CM-based system in India has a considerable scope of improvement in the near future, along with the introduction of new CM-based projects in the country. In this paper, the reliability and availability analysis of three CMs working in two mines are studied; it shows that the maintenance program for the CM and its allied equipment has to be designed in a strategic way to improve the return on investment ratio. All of the subsystems of the overall CM-based system require attention for the proper maintenance. However, the reliability of the conveyor systems of all of the mine panels and electrical systems were found to be critical from a reliability point of view and needs more attention in regards to their maintenance aspect. The reliability criteria can be used to design a strategic maintenance schedule to prevent failures and improve utilization and productivity.

7. SUMMARY

This paper focuses on the effects of different geomining factors and downtime of a Continuous Miner (CM) and its allied equipment on underground coal mine production. The availability of the different subsystems of the CM and its associated equipment was determined. Subsequently, best-fit probability distributions were used to determine the reliability of the three least-available subsystems for each CM. Finally, a maintenance plan is prescribed to augment CM-based production.

Acknowledgement

The author would like to thank the officials of Eastern Coalfields Limited for giving their approval of the study and for their constant support. The author would also like to thank Prof. N.C. Dey, Professor of Mining Engineering in IIEST, Shibpur, India for his valuable insights, suggestions and support.

References

- Annual Coal Report 2016–17, Chapter 6, Ministry of Coal Government of India, http://coal.nic.in/sites/upload_files/ coal/files/coalupload/chap6AnnualReport1617en.pdf [14.07.2017].
- [2] The Indian coal sector: Challenges and future outlook, Indian Chamber of Commerce, https://www.pwc.in/assets/pdfs/ industries/power-mining/icc-coal-report.pdf [14.07.2017].

- [3] Bridging the gap Increasing coal production and sector augmentation, Indian Chamber of Commerce, https://www.pwc.in/ assets/pdfs/publications/2016/icc-pwc-coal-report-june.pdf [14.07.2017].
- [4] Griffith E.D., Clarke A.W.: *World coal production*, "Scientific American" 1979, 240, 1: 38–47.
- [5] World energy resources Coal 2016, World Energy Council, https://www.worldenergy.org/wpcontent/uploads/2017/03/ WEResources_Coal_2016.pdf [13.12.2017].
- [6] Rahimdel M.J., Hosienie S.H., Ataei M., Khalokakaei R.: *The reliability and maintainability analysis of pneumatic system of rotary drilling machines*, "Journal of The Institution of Engineers (India): Series D" 2013, 94, 2: 105–111.
- [7] Rohani H., Roosta A.K.: Calculating Total System Availability, Information Services Organization KLM-Air France, Amsterdam 2014.
- [8] Vagenas N., Runciman N., Clément S.R.: A methodology for maintenance analysis of mining equipment, "International Journal of Surface Mining. Reclamation and Environment" 1997, 11: 33–40.
- [9] Raghavan V., Ariff S., Kumar P.P.: Optimum Utilisation of Continuous Miner for Improving Production in Underground Coal Mines, "International Journal of Scientific and Research Publications" 2014, 4,10: 374.

- [10] Modi J., Bharti S., Kant R.: Applicability of Continuous Miner in Room and Pillar Mining System: Higher Production and Productivity with Safety, International Conference on Deep Excavation, Energy Resource and Production, Kharagpur 2017.
- [11] Lubrication and maintenance check list, Automated Conveyor, INC, http://www.automatedconveyors.com/acrobat/maintenance_schedule.pdf [18.07.2017].
- [12] De Clercq F.J.: Maintenance planning and optimal replacement of sub-assemblies for Continuous Miners, Published as a domain property of University of Pretoria, Pretoria 2009.
- [13] Safety and Maintenance Checklist, Caterpilar, http://s7d2. scene7.com/is/content/Caterpillar/C10868548 [18.07.2017].

BANERJEE SUMIT Department of Mining Engineering Indian Institute of Engineering Science and Technology, Shibpur Howrah – 711103, West Bengal, India sumit.banerjee92@yahoo.com BANERJEE SUMIT

Zwiększenie wydajności kombajnów chodnikowych urabiających liniowo stosowanych w podstawowym systemie eksploatacyjnym w Indiach – podejście oparte na niezawodności

Kombajny chodnikowe urabiające liniowo (CM) to stosowane na całym świecie maszyny, zdolne do wydatnego zwiększenia produkcji w kopalniach podziemnych w systemach filarowo-komorowych; w przyszłości będą one niezbędne do wzrostu produkcji. Jednak czynniki geologiczne i inne parametry górnicze w wielu kopalniach podziemnych nie zawsze pozwalają na osiągnięcie największej produktywności tych maszyn. W artykule przeprowadzono analizę wpływu wybranych parametrów górniczych, takich jak wymiary filara, nachylenie złoża, liczba pasów i zastosowany sprzęt na wydajność w systemie produkcji opartym na kombajnie typu CM, i opracowano prognozę trendów. Wyniki przeprowadzonych badań umożliwiają określenie skutków awarii kombajnu typu CM i współpracujących z nim urządzeń i maszyn; czasy awarii kombajnu typu CM i związanych z nim urządzeń zostały oszacowane łącznie. W pracy uwzględniono wystąpienie prawdopodobieństwa tego typu awarii oraz ich wiarygodność.

Przeprowadzone badania wskazują, że awarie przenośnika odstawczego najbardziej wpływają na wydajność kompleksu CM, a inne awarie wpływające w znacznym stopniu na produktywność to awarie elektryczne i hydrauliczne, awarie wozów odstawczych, problem z gromadzeniem urobku, problemy w procesie urabiania oraz przemieszczania maszyny. Analiza niezawodnościowa każdej grupy komponentów kompleksu CM umożliwi opracowanie harmonogramu konserwacji i prognozowanie częstotliwości inspekcji tych komponentów w celu zmniejszenia liczby awarii i zwiększenia ich dyspozycyjności.

Słowa kluczowe: kombajn chodnikowy urabiający liniowo, wymiar filaru, liczba pasów, niezawodność, procent awarii

1. WSTĘP

Zasoby węgla znajdujące się w pobliżu powierzchni są coraz bardziej wyczerpane, co w najbliższej przyszłości doprowadzi do konieczności wydobycia węgla z głębszych pokładów. Podziemne wydobycie do tej pory jest jedyną ekonomiczną techniką eksploatacji węgla z pokładów zalegających na większej głębokości. Indie są jednym z pięciu największych producentów węgla na świecie z produkcją 639,23 mln MG tego surowca w latach 2015–2016 [1], jednak taka wielkość wydobycia nie pozwala na eksport, a nawet na zaspokojenie rodzimego popytu. Oczekuje się, że zapotrzebowanie w Indiach na węgiel wzrośnie do 1373 mln MG w latach 2021–2022 [2]. W związku z tym Indie zaplanowały zwiększyć całkowitą produkcję węgla do co najmniej 1 mld MG do 2020 r. [3]. Plan ten wymaga zastosowania eksploatacji podziemnej w celu wydobycia węgla z głębszych pokładów.



Rys. 1. Wielkość wydobycia i czas występujących awarii w kopalni wykorzystuącej kombajn typu CM w ciągu miesiąca

W większości indyjskich podziemnych kopalni węgla kamiennego eksploatacja odbywa się na podstawie metody Borda i Pillara (odmiana metody filarowo-komorowej) z wykorzystaniem wiercenia, ładowania i strzelania do produkcji węgla oraz ładowarek i wozów odstawczych do jego ładowania i odstawy. Kilka instalacji największej spółki sektora publicznego produkującej węgiel w Indiach wykorzystuje do eksploatacji węgla chodnikowe kombajny urabiające liniowo – *Continuous Miner* (CM) i planuje nowe inwestycje oparte na tego typu maszynach; chodnikowe kombajny urabiające liniowo są znane z wysokiej wydajności w górnictwie podziemnym (rys. 1).

Produktywność kombajnów typu CM we wszystkich eksploatowanych instalacjach jest niska ze względu na niewystarczające wsparcie tych kombajnów przez urządzenia pomocnicze w dłuższym przedziale czasowym, stary układ wyrobisk w kopalniach, w wielu przypadkach niekorzystne warunki górniczogeologiczne itp. Roczna produkcja węgla na całym świecie wyniosła 3400 mln MG w 1977 r. [4] i osiągnęła 7861 mln MG w 2017 r. [5] wraz z wprowadzeniem zaawansowanych technologii i nowoczesnych rozwiązań maszyn.

Niniejszy artykuł przedstawia wyniki badań przeprowadzonych w dwóch kopalniach położonych we wschodniej części Indii, w których eksploatowano łącznie trzy kombajny typu CM. Pierwsza kopalnia (Mine-A) wykorzystywała dwa kombajny CM: jeden do prac przygotowawczych oznaczony CM-1, drugi do rozcinki złoża oznaczony CM-2. Druga kopalnia (Mine-B) eksploatowała jeden kombajn typu CM do prac przygotowawczych.

2. METODOLODIA BADAWCZA

Badanie przeprowadzono na około 120 zmianach roboczych dla każdego systemu wykorzystującego kombajn typu CM. Porównano w obu kopalniach wpływ faktycznych warunków geologicznych na ich pracę, jak również określono dopuszczalne wartości tych warunków. To, w jaki sposób zmienne warunki geologiczne wpływają na produktywność i wydajność zastosowanych maszyn i urządzeń, zostało szeroko wyjaśnione. Zostały zebrane dane dotyczące przestojów i czasu pracy systemów wykorzystujących kombajn CM oraz urządzenia pomocnicze, a średni czas między awariami (MTBF), średni czas naprawy (MTTR) i dostępność każdego systemu zostały obliczone na podstawie wiarygodnych danych uzyskanych z kopalni. Następujące wzory zostały użyte do obliczenia wyżej wymienionych czasów MTBF, MTTR oraz dostępności [6-8]:

$$MTBF = \frac{Całkowity rzeczywisty czas pracy}{Lączna liczba awarii}$$
(1)

$$MTTR = \frac{Całkowity czas napraw}{Lączna liczba awarii}$$
(2)

$$Dostępność = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$
(3)

Oceniono również odsetek awarii każdego z komponentów eksploatowanego systemu (podsystemu) w odniesieniu do całkowitego czasu awarii. Następnie przeprowadzono test trendu i testy korelacji szeregowej dla każdego z systemów wykorzystujących kombajn typu CM oparte na analizie błędów przed dopasowaniem odpowiednich rozkładów prawdopodobieństwa; testy te weryfikują identyczną dystrybucję i niezależność zestawu danych. Klasyczne techniki statystyczne są przydatne dla niezależnego zbioru danych [8]. Następnie wybrano najlepszy rozkład prawdopodobieństwa, a przebieg wyników odnośnie do poszczególnych podsystemów przedstawiono graficznie. Analizę rozkładów prawdopodobieństwa przeprowadzono przy użyciu programu MATLAB 2013a. Jako najlepsze kryterium niezawodności użyto najlepszego dopasowania prawdopodobieństwa.

W niniejszym artykule rozważono trzy najmniej dyspozycyjne podsystemy każdego z systemów wykorzystujących kombajn typu CM i urządzenia pomocnicze. Pozostałe podsystemy mają pomijalny czas przestojów, aby mogły one wpłynąć na zmniejszenie produktywności systemu.

3. ZMIENNE WPŁYWAJĄCE NA WYDOBYCIE W KOPALNIACH PODZIEMNYCH

Wielkość wydobycia w kopalniach podziemnych zależy od kilku zmiennych – parametrów górniczo--geologicznych, które mogą mieć znaczący wpływ na wydobycie węgla. Zgodnie z Indyjskim Rozporządzeniem w sprawie Górniczych Kopalń Węgla (Coal Mines Regulation) z 1957 r. niektóre z tych parametrów mogą zawierać się w określonym zakresie ze względów bezpieczeństwa i wydajności. Poniżej opisano wybrane parametry [9].

3.1. Miąższość pokładu

Miąższość pokładu decyduje o ilości węgla w miejscu pracy systemu z kombajnem typu CM. Mniejsza wartość ma wpływ na niską produkcję węgla w przodku, przy ustalonej pozycji i pojedynczym przejściu organu urabiającego kombajnu typu CM. Powoduje to znaczne zmniejszenie produktywności kombajnu. Jednak zarówno mała, jak i bardzo duża miąższość pokładu nie sprzyja dobremu wykorzystaniu kombajnu, a zatem negatywnie wpływa na jego wydajność. Miąższość pokładu od 3,5 do 6,0 m jest optymalnym zakresem, aby uzyskać najlepszą wydajność kombajnu typu CM, przy miąższości pokładu 2,5–4,6 m wydajność osiąga średnie rezultaty, a pokłady o miąższości mniejszej niż 2,0 m nie pozwalają na uzyskanie zadowalających wydajności [10].

3.2. Rozmiar filaru

Rozmiary filaru (jego szerokość i długość) w podziemnych kopalniach węgla zależą głównie od głębokości zalegania pokładu i innych czynników geologicznych. W systemach filarowo-komorowych o mniejszym wymiarze filara czas urabiania przodka może być krótszy, powodując częste przemieszczanie się kombajnu typu CM między przodkami. Natomiast w przypadku większych wymiarów filarów może to powodować znaczne opóźnienie w odstawie urobku. Dlatego dobór odpowiednich wymiarów filaru jest istotny zarówno z punktu widzenia bezpieczeństwa kopalni, jak i wymaganej wydajności. Wielkość filaru w zakresie od 20,0 m do 30,0 m jest optymalna do uzyskania najlepszych wyników wydobycia w kopalni w systemie filarowo-komorowym przy wykorzystaniu kombajnu typu CM, a wymiary filaru w zakresie od 30,0 m do 45,0 m pozwalają uzyskać umiarkowaną wydajność tego kombajnu [10].

3.3. Szerokość chodnika

Kombajny chodnikowe typu CM to duże maszyny, które można zabudować i eksploatować w ramach maksymalnej dopuszczalnej szerokości chodnika wynoszącej 4,8 m zgodnie z indyjskim rozporządzeniem w sprawie kopalń (Coal Mines Regulation). Typowy kombajn CM stosowany w badanych kopalniach ma organ urabiający o szerokości 3,6 m i wymaga większej szerokości chodnika w celu uzyskania wysokiej produktywności. W zależności od warunków górotworu maszyny te mogą pracować bezpiecznie i wydajnie przy większych szerokościach chodnika od 5 m do 6,6 m. W przypadku większych szerokości chodnika kombajn typu CM umożliwia uzyskanie większego wolumenu urobku w jednym przejściu głowicy urabiającej. W Indiach, zgodnie z rozporządzeniem w sprawie kopalń węgla z 1957 r., 4,8 m to maksymalna dopuszczalna szerokość chodnika, która pozwala na uzyskanie wysokich wydajności urabiania, przy szerokości chodnika 4,0 m wydajności te osiągają wartości umiarkowane, natomiast mniejsza szerokość chodnika nie jest w ogóle odpowiednia do pracy z wykorzystaniem kombajnów typu CM.

3.4. Nachylenie wyrobiska

Szybkość przemieszczania i wydajność maszyn do odstawy urobku zostaje drastycznie zmniejszona wraz ze wzrostem nachylenia wyrobiska; wpływa to niekorzystnie na czas cyklu maszyn odstawczych i zakłóca ich sumaryczną produktywność. Nachylenie wyrobiska nie większe niż 1–10° jest optymalne dla systemu produkcji opartego na kombajnach typu CM [10], nachylenie 1–8° wpływa na mniejszą wydajność maszyn odstawczych, a tym samym zmniejsza ogólną wydajność systemu produkcyjnego opartego na kombajnach typu CM, podczas gdy nachylenie 1–5° lub wyższe poważnie wpływa na obniżenie wydajności systemu. Wartości omawianych powyżej parametrów w badanych kopalniach przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Warunki górniczo-geologiczne w kopalniach w czasie badań

Kopal- nia	Liczba pokładów eksploato- wanych CM	Miąż- szość pokładu [m]	Wymia- ry filara [m]	Szero- kość chod- nika [m]	Nachy- lenie
Mine-A	2	4,05,0	32 × 32	6,0	1–16
Mine-B	1	4,75	34 × 34	6,0	1–15

4. WYNIK BADAŃ I DYSKUSJA

W przeprowadzonych badaniach system eksploatacyjny wykorzystujący kombajn typu CM został zasadniczo podzielony na kilka podsystemów; niektóre z nich stanowią integralną część kombajnu, a inne są ważne z uwagi na ogólną wydajność badanego systemu. Dlatego awaria lub przestój któregokolwiek z tych podsystemów zakłóca produktywność całego systemu opartego na kombajnie typu CM. Są to nastepujace podsystemy: układ zasilania elektrycznego kombajnu CM i urządzeń pomocniczych, układ napędowy kombajnu CM, układ ładowania urobku, głowica urabiająca, systemy hydrauliczne, podawarka, przenośnik kombajnu CM i system odstawy urobku z przodka. Procent przestojów spowodowanych przez dowolny z podsystemów w porównaniu z całkowitym czasem przestoju i dostępnością każdego podsystemu przedstawiono w tabeli 2.

Zgodnie z zamieszczonymi wynikami można stwierdzić, że przenośnik odstawy kopalnianej głównej, przenośnik kombajnu CM oraz podsystemy elektryczne mają najniższą dostępność sprzętu w przypadku instalacji wykorzystującej kombajn oznaczony CM-1, instalacji wykorzystującej kombajn oznaczony jako CM-2. Podobnie najmniejszą dostępność mają przenośniki odstawy głównej, układ instalacji elektrycznej

Tabela2	
Procent całkowitego czasu przestoju i dostępności wszystkich powiązanych podsystemów	СМ

	CM-1 Mine-A		CM-2	Mine-A	CM Mine-B	
Nazwa podsystemu	Czas przestoju / ogółem [%]	Dostępność [%]	Czas przestoju / ogółem [%]	Dostępność [%]	Czas przestoju/ ogółem [%]	Dostępność [%]
Zasilanie elektryczne	3,69	98,53	8,34	95,77	32,18	93,85
Głowica urabiająca	0,34	99,87	1,280	99,35	0,88	99,83
Ładowanie urobku	0,96	99,62	7,55	96,17	6,04	98,85
Układ napędowy	3,27	98,70	1,90	99,04	0	100
Hydraulika	1,30	99,48	2,01	98,98	2,34	99,55
Podwozie	0,08	99,50	0,13	99,93	0,7	99,87
Wóz odstawczy	2,16	99,14	5,19	97,36	8,79	98,32
Konserwacja	4,09	99,30	13,09	93,36	3,34	99,36
Przenośnik	76,57	69,56	55,02	72,96	41,50	92,07
Podajnik	0,93	99,63	0,18	99,91	1,41	99,73
Przenośnik kombajnu CM	6,62	97,37	5,32	97,30	2,81	99,46

oraz układ ładowania urobku. W przypadku kombajnu z kopalni Mine-B podsystemy o najmniejszej dostępności to: przenośniki odstawy głównej, układ instalacji elektrycznej i wozy odstawcze.

Analizy niezawodności trzech podsystemów o najmniejszej dostępności dla każdego z badanych kombajnów typu CM przedstawiono w treści niniejszego artykułu. W pierwszej kolejności przedstawiono graficznie zależność pomiędzy łączną liczbą awarii i skumulowanym czasem między awariami, aby zaobserwować trend. Jeżeli uzyskana zależność jest prawie liniowa, oznacza to brak tendencji w zakresie awaryjności [8]. Następnie został naniesiony na wykres czas między awariami dla *i*-tej oraz *i*-1 awarii w celu sprawdzenia jakiejkolwiek korelacji między nimi. Jeśli nie zaobserwowano określonego trendu na wykresie, a dane są rozproszone, oznacza to, że są one wolne od jakiejkolwiek korelacji [8].

4.1. Istotność statystyczna i relacja matematyczna

Zgodnie z powyższym do otrzymanych danych dopasowano odpowiednie rozkłady prawdopodobieństwa w celu określenia niezawodności poszczególnych podsystemów. W analizie niezawodności systemów naprawialnych stosuje się ogólnie trzy typy rozkładów prawdopodobieństwa: dystrybucję Weibulla, dystrybucję lognormalną i dystrybucję wykładniczą. Dokładność dopasowania mierzono testem *chi*-Square. Dane dotyczące awarii odnoszące się do poszczególnych podsystemów zostały dopasowane do odpowiednich rozkładów, a otrzymana niezawodność została przedstawiona graficznie na rysunku 2.

Rysunek 2a przedstawia wyniki testu trendu (LHS) i seryjnego testu korelacji dla kombajnu oznaczonego CM-1 z kopalni Mine-A. Test trendu to wykres liniowy pomiędzy łączną liczbą awarii i skumulowanym czasem między nimi [8]. Test korelacji szeregowej (RHS) przedstawiający zależności czasowe między awariami dla *i*-tej oraz *i*-1 awarii (rys. 2b) jest wykresem rozproszonym [6, 8].

Wykres testu trendu (LHS) pokazuje trend liniowy, dlatego nie można określić trendu dla otrzymanych wyników dotyczących awarii. Test korelacji szeregowej (RHS) również nie wykazuje określonego trendu na wykresie rozproszonym; nie ma żadnej korelacji. Oznacza to brak jakiegokolwiek trendu i korelacji szeregowej w przypadku danych o awariach systemu z kombajnem oznaczonym jako CM-1 z kopalni Mine-A.



Rys. 2. Wykres testu trendu (LHS) (a) i testu korelacji szeregowej (RHS) (b) dla kombajnu oznaczonego CM-1 z kopalni Mine-A

Podobne testy przeprowadzono również z wykorzystaniem innych danych dotyczących awarii dwóch pozostałych systemów z kombajnem oznaczonym jako CM-2 z kopalni Mine-A i kombajnem z kopalni Mine-B. Uzyskano podobne wyniki. Następnie zestawy danych przeanalizowano przy użyciu zgodnych rozkładów prawdopodobieństwa w celu określenia ich niezawodności.

Na rysunku 3 przedstawiono wykresy niezawodności podsystemów elektrycznych zasilających kombajny oraz urządzenia pomocnicze, ponieważ stwierdzono, że podsystem elektryczny wszystkich trzech badanych kombajnów typu CM charakteryzuje się niską dostępnością.

Podobne badanie przeprowadzono również w przypadku dwóch pozostałych podsystemów o niskiej dostępności dla każdego z badanych kombajnów typu CM. Początkowo niezawodność każdego podsystemu wynosiła 100%, a z czasem pracy zaczęła spadać. Z analizy wynika, że system w kopalni Mine-A z kombajnem oznaczonym CM-1 wykazuje najniższą



Rys. 3. Niezawodność podsystemów elektrycznych zasilających kombajny: CM-1 (a) i CM-2 (b) z kopalni Mine-A oraz kombajn z kopalni Mine-B (c)

niezawodność w przypadku przenośnika odstawy głównej; osiągnięcie 50% niezawodności w ciągu zaledwie 1500-1600 minut, a układ elektryczny i przenośnik kombajnu osiąga 50% niezawodności kolejno po 4500-4600 i 7200-7300 minutach pracy. Podobne zależności zaobserwowano również w przypadku przenośnika odstawy głównej związanego z systemem w kopalni Mine-A z kombajnem oznaczonym CM-2, podczas gdy układ elektryczny tego kombajnu osiągnął 50% niezawodności po 2000-2200 minutach pracy, a układ ładowania urobku osiągnął 50% niezawodności po 7500-7700 minutach pracy. Przenośnik odstawy głównej systemu z kopalni Mine-B uzyskał lepszy wynik, osiągając 50% niezawodności po 3500-3800 minutach pracy, w przypadku układu elektrycznego osiągnięcie 50% niezawodności zajęło 3300-3500 minut, niezawodność wozów odstawczych osiągnęła 50% po 6000-6500 minut pracy.

Wyniki analizy statystycznej kombajnu oznaczonego CM-2 i systemu z kopalni Mine-A i systemu oraz kombajnu z kopalni Mine-B przedstawiono w tabeli 3. Można zauważyć, że podsystemy hydrauliczne i przenośniki odstawy głównej w przypadku obydwu badanych kombajnów CM wykazywały znaczące różnice podczas pracy w danych warunkach.

Nazwa podsystemu	Kombajn/ kopalnia	Średnia	Min.	Maks.	test Pearsona	
Zacilania alalttruozna	CM-2 Mine-A	2520,3	385,0	8585,0	NC	
Zashame elektryczne	CM Mine-B	3682,5	580,0	7200,0	115	
Głowica urabiająca	CM-2 Mine-A	27217,5	25995,0	28440,0	NS	
Giowica drabiająca	CM Mine-B	30240,0	30240,0	30240,0	115	
Ładowanie urobku	CM-2 Mine-A	6255,0	1285,0	19455,0	NS	
Ladowallie urooku	CM Mine-B	21840,0	480,0	43200,0	145	
Hydraulika	CM-2 Mine-A	5917,6	545,0	23645,0	S	
Пуціаціка	CM Mine-B	18267,5	13495,0	23040,0	3	
Podwozie	CM-2 Mine-A	18820,0	18820,0	18820,0	NS	
1 Odwozie	CM Mine-B	21600,0	21600,0	21600,0	145	
Wóz odstawczy	CM-2 Mine-A	3407,7	510,0	11735,0	NS	
WOZ OUSławczy	CM Mine-B	7554,0	1880,0	20550,0	110	
Podainik	CM-2 Mine-A	7150,0	4940,0	9360,0	NS	
Todajilik	CM Mine-B	8640,0	8640,0	8640,0	145	
Przenośnik	CM-2 Mine-A	1937,7	525,0	5400,0	S	
1 120103111K	CM Mine-B	3648,5	765,0	9265,0		

Tabela 3 Wyniki testu istotności danych TBF (czas między awariami) w przypadku kombajnu CM-2 z kopalni Mine-A i kombajnu z kopalni Mine-B

NS = nieistotny (>0,05), S = istotny (<0,05)

5. KONSERWACJA I PRZEGLĄDY KOMBAJNÓW TYPU CM ORAZ URZĄDZEŃ POMOCNICZYCH

Przeprowadzone badania wykazały znaczne zmniejszenie produktywności systemów eksploatacyjnych opartych na kombajnach typu CM z powodu przestojów sprzętu. Wymaga to ustalenia właściwego harmonogramu konserwacji profilaktycznej podsystemów o niskiej niezawodności w takich systemach. Konserwacja prewencyjna powinna być przeprowadzana przed następną prognozowaną awarią.

5.1. Przenośnik odstawy głównej

Przenośniki odstawy głównej muszą być sprawdzane codziennie co najmniej raz pod kątem jakichkolwiek nieprawidłowości.

Konserwacja prewencyjna obejmuje kontrolę rolek tocznych, bębnów napędowych i napinających, kontrolę hałasu silnika i przekładni zębatych oraz smarowanie wszystkich ruchomych części i łożysk zgodnie z wytycznymi producenta [11]. Należy opracować odpowiedni strategiczny program konserwacji wszystkich posiadanych przenośników.

5.2. Kombajny chodnikowe urabiające liniowo

Operatorzy powinni być zobligowani do sprawdzenia stanu maszyny przed rozpoczęciem i po zakończeniu jej pracy. Ogólna kontrola obejmuje sprawdzenie układów hydraulicznych, takich jak cylindry, pod kątem ewentualnych wycieków, sprawdzenie organu urabiającego pod względem wystąpienia nieprawidłowości (stan narzędzi urabiających), kontrola układu załadowczego i kontrola systemów sterowania [12–13].

5.3. Systemy elektryczne

Podczas badania stwierdzono, że istotny był także rodzaj awarii elektrycznej powodującej przerwanie zasilania w przypadku pracy maszyn systemu eksploatacyjnego. Ważna jest regularna kontrola stanu transformatora zasilającego, skrzynki aparatury elektrycznej i kabli zasilających. Przenoszenie kabla zasilającego kombajn podczas przejazdu wozów odstawczych powinno odbywać się z należytą starannością.

6. WNIOSKI

Niezawodność i dostępność sprzętu oznaczają niezawodność i produktywność całego systemu produkcyjnego. Analiza niezawodności systemów filarowo--komorowych stosowanych w Indiach w podziemnych zakładach górniczych i wykorzystujących kombajny typu CM wykazuje, że można spodziewać się w przyszłości znacznej poprawy funkcjonowania takich systemów, szczególnie wprowadzając nowe rozwiązania maszyn.

W niniejszej pracy dokonano analizy niezawodności i dostępności trzech kombajnów typu CM pracujących w dwóch kopalniach i zauważono, że program przeglądów i konserwacji tych maszyn i urządzeń pomocniczych musi być zaprojektowany w sposób strategiczny, aby zwiększyć ich wydajność i poprawić stosunek zwrotu z inwestycji. Wszystkie podsystemy systemów filarowo-komorowych wykorzystujących kombajny typu CM wymagają uwagi podczas ich kontroli i konserwacji. Jednakże niezawodność przenośników odstawy głównej kopalni i instalacji elektrycznej jest kluczowa dla zapewnienia niezawodności całego systemu i wymaga zdecydowanie większej uwagi w aspekcie ich przeglądów i konserwacji. Kryteria niezawodności można wykorzystać do zaprojektowania strategicznego harmonogramu przeglądów i konserwacji, aby zapobiec awariom, zwiększyć dyspozycyjność i produktywność newralgicznych podsystemów.

7. PODSUMOWANIE

Artykuł opisuje wpływ czynników geologicznych i przestojów systemu wykorzystującego kombajny typu CM na wydajność procesu podziemnej eksploatacji węgla. Określono dyspozycyjność różnych podsystemów wchodzących w skład systemów filarowokomorowych wykorzystujących kombajny typu CM. Następnie zastosowano najkorzystniejsze rozkłady prawdopodobieństwa w celu określenia niezawodności trzech najbardziej awaryjnych podsystemów dla każdego z badanych systemów eksploatacyjnych. Zaproponowano opracowanie planu konserwacji i przeglądów w celu zwiększenia produktywności tych systemów.

Podziękowania

Autor dziękuje urzędnikom Eastern Coalfields Limited za udzielenie zgody na badania i ich ciągłe wsparcie, a także profesorowi Inżynierii Górnictwa w IIEST, Shibpur w Indiach Netay C. Deyowi za jego cenne spostrzeżenia, sugestie i wsparcie.

Literatura

- Annual Coal Report 2016-17, Chapter 6, Ministry of Coal Government of India, http://coal.nic.in/sites/upload_ files/coal/files/coalupload/chap6AnnualReport1617en.pdf [14.07.2017].
- [2] The Indian coal sector: Challenges and future outlook, Indian Chamber of Commerce, https://www.pwc.in/assets/pdfs/industries/power-mining/icc-coal-report.pdf [14.07.2017].
- [3] Bridging the gap Increasing coal production and sector augmentation, Indian Chamber of Commerce, https://www.pwc.in/ assets/pdfs/publications/2016/icc-pwc-coal-report-june.pdf [14.07.2017].
- [4] Griffith E.D., Clarke A.W.: World coal production, "Scientific American" 1979, 240, 1: 38–47.
- [5] World energy resources Coal 2016, World Energy Council, https://www.worldenergy.org/wpcontent/uploads/2017/03/ WEResources_Coal_2016.pdf [13.12.2017].
- [6] Rahimdel M.J., Hosienie S.H., Ataei M., Khalokakaei R.: *The reliability and maintainability analysis of pneumatic system of rotary drilling machines*, "Journal of The Institution of Engineers (India): Series D" 2013, 94, 2: 105–111.

- [7] Rohani H., Roosta A.K.: Calculating Total System Availability, Information Services Organization KLM-Air France, Amsterdam 2014.
- [8] Vagenas N., Runciman N., Clément S.R.: A methodology for maintenance analysis of mining equipment, "International Journal of Surface Mining. Reclamation and Environment" 1997, 11: 33–40.
- [9] Raghavan V., Ariff S., Kumar P.P.: Optimum Utilisation of Continuous Miner for Improving Production in Underground Coal Mines, "International Journal of Scientific and Research Publications" 2014, 4, 10: 374.
- [10] Modi J., Bharti S., Kant R.: Applicability of Continuous Miner in Room and Pillar Mining System: Higher Production and Productivity with Safety, International Conference on Deep Excavation, Energy Resource and Production, Kharagpur 2017.
- [11] Lubrication and maintenance check list, Automated Conveyor, INC, http://www.automatedconveyors.com/acrobat/maintenance_schedule.pdf [18.07.2017].
- [12] De Clercq F.J.: Maintenance planning and optimal replacement of sub-assemblies for Continuous Miners, Published as a domain property of University of Pretoria, Pretoria 2009.
- [13] Safety and Maintenance Checklist, Caterpilar, http://s7d2. scene7.com/is/content/Caterpillar/C10868548 [18.07.2017].

BANERJEE SUMIT

Department of Mining Engineering Indian Institute of Engineering Science and Technology, Shibpur Howrah – 711103, West Bengal, India sumit.banerjee92@yahoo.com

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.57

PIOTR WOJTAS ARTUR KOZŁOWSKI MAREK WOJTAS

Digitization of Polish mining industry by reducing costs and improving safety and quality of finished product

This paper presents the current level of digitization of the Polish mining industry on examples of copper and hard coal mines. A proposal to digitize the individual business processes in mining production was presented. Six basic components were defined: mineral deposit management, SOP (Sales and Operation Planning), production, machines, security, and analyses. These components define the specifics of the functioning of the mining process. New methods of collecting and processing data based on Big Data technology were proposed.

Key words: digitization, Big Data, safety, smart mine, Industry 4.0

1. INTRODUCTION

The restructuring of the Polish mining industry falls in the time of a new industrial revolution called Industry 4.0. Industry 4.0 sets a lot of store by the use of digital technologies, such as cloud computing, Big Data, or the Internet of things. The digital transformation of the economy is not only the condition of competitive efficiency but is slowly becoming a requirement to survive for Polish industrial organizations that compete for customers on a global scale.

In the global mining industry, mine management is carried out based on information acquired in real time. Data collecting from on-line measurements of the production processes and their analysis is one of Industry 4.0's attributes [1].

In the Polish mining industry, one can observe a dramatic increase in data acquired from technical systems and, on the other hand, increasing requirements concerning better management efficiency and work safety.

The majority of data acquired from technical systems is used only in systems that deal with measurements, monitoring the current state of the device, or parameters of the environment/process. Historical data is stored but used only occasionally (only to explain or analyze a particular event). This data is distributed and non-integrated, which makes it difficult or even impossible to conduct multi-criteria analyses or find mutual relationships between processes and events.

2. EXPERIENCE AND COMPETENCE

The partner companies of the CNP EMAG Group provide mines with devices, apparatuses, and measurement systems for conducting measurements within the range of:

- geophysics,
- gas measurement,
- mineral quality analysis.

In addition, the CNP EMAG partner companies provide telecommunication solutions for communication, alarms, and underground data transmission as well as the monitoring of the mining processes, personnel, and machines [2]. Thus, it is possible to say that the companies of the group have special competence and skills to develop and implement a system to collect, process, and analyze data from monitoring and control systems in real time.

Thanks to the use of sensors and advanced analytics, it will be possible to define suggestions and recommendations on how to improve business processes and regulations. This will result in higher production efficiency and better miner safety.

The developed system should provide a full picture of the supply chain, starting from deposit management and mining through coal preparation to its sale to customers. In addition, data analyses should enable us to optimize the energy and material efficiency of the production processes.

The results of a correlation analysis of machine parameters such as its motor rotations, temperature, and vibrations can be used to react to certain events and carry out prevention repairs. This will allow us to avoid unplanned work interruptions and ensure business continuity, which will positively impact mining output and reduce exploitation costs.

According to many experts, the Polish mining industry will achieve significantly higher management efficiency and better safety by employing information and communication technologies [3].

The digitization of the mining industry will allow us to achieve the assumed goals, provided that the competence and experience of the R&D staff of the CNP EMAG Group are combined with the best practices in the realm of mining processes and the available ICT (which have been successfully employed in many international mining corporation).

3. MINING DIGITIZATION CONCEPT

The results of R&D work that has been conducted for several years by the companies of the CNP EMAG Group have made it possible to define the Smart Mine Program, which is oriented towards the digitization of production management and safety in the mine [4].

While defining the program, the current digitization state of mining production was taken into account. This state is characterized by a lack of real co-operation between the business processes [3]. The following concerns have been observed:

 the employed ICT applications are isolated and distributed, and they come from many producers,

- there is not a model of integrated data coming from technical monitoring and control systems,
- many individualized Excel sheets are used, which results in a lack of data unification and synchronization,
- it is necessary to unify, collect, and consolidate data so it could be accessible in due time according to the requirements to make decisions in the realm of mining production.

The defined Smart Mine Program combines the following suggestions:

- an individual approach of CNP EMAG specialists to mining production through business processes, from the point of view of ICT,
- a solution that is a balance between modern technology and its possible application with respect to the existing conditions (political, human, and technological),
- using the knowledge of the personnel and a huge amount of collected data to find solutions that support current business processes but do not interfere with them,
- cooperation of companies from the mining environment with Polish mining corporations KGHM, PGG, and JSW in order to achieve success together,
- implementation of particular ICT solutions developed by different service and technology providers.

The key feature of the program is its interoperability. The products of the program will be able to function in compliance with other products or systems that already exist or may exist with no implementation restrictions [5].

The interoperability of the program will be achieved by securing the following goals:

- legal interoperability in cooperation with certification bodies and the State Mining Authority in order to identify real solutions, certify them, and employ in mining,
- business interoperability coordination of business processes and rules in the management range covered by the program,
- information and semantic interoperability identifying a real information system with an unequivocal interpretation of data by systems used in the management range,
- technical interoperability cooperation of many machines and devices with the use of the Internet of things, in compliance with the assumptions of the Industry 4.0 concept.



Fig. 1. Idea of Smart Mine Program

Figure 1 features the idea of the Smart Mine Program. It shows that the digitization of a mine should support the economically justified mining of minerals (in light of the existing demand and valid legal regulations) by means of the rational exploitation of the deposit and efficient use of resources, with respect to the existing natural hazards [6].

It is assumed that the program will be an important contribution to the transformation process of a mining management system.

In the course of the conducted work, the following specific tasks of the program were defined:

higher efficiency of mining production management,

- better work safety,
- reduced production costs not only in absolute values, but also as a percentage of product sales prices (coal, copper, and other mineral resources),
- better quality of the final product delivered to customers.

The digitization of the production management range and mine safety must be oriented towards key business processes taking place in a mine.

The business processes of a mining corporation are depicted in Figure 2, while Figure 3 shows which processes will be covered by the program.



Supporting processes

Fig. 2. Processes of mining corporation



Supporting processes

Fig. 3. Business processes covered by the Program – red color

It is important to note that the management processes and many functionalities of the other processes are conducted on the management level of the whole mining corporation, not only in the particular mines that are a part of it. Additionally, many of these functionalities are already supported by IT application systems; e.g., SZYK 2. The core of the program is the digitization of the business processes presented in Figure 3 [5].

These processes are marked in red, while the processes intensively supported by currently used IT systems and included in the program are marked with red shadows.

It was assumed that the program would encompass six functional components:

- Component 1 Deposit/range: Deposit Management,
- Component 2 SOP/range: Sales and Operation Planning – Supply Chain Management,
- Component 3 Production/range: Mining Production Management,
- Component 4 Machines/range: Infrastructure, Mining Continuity, and Maintenance,
- Component 5 Safety/range: Safety Management,
- Component 6 Analytics/range: TAS Technical Analysis System.

Figure 4 presents the structure of the program and business processes related to the program components.

Each component of the program is strictly defined by the functionalities of the specific business processes. The program components will be developed as a result of the particular projects. One can assume that the functional range of a component will be worked out by one or several related projects.

It was assumed that particular functional components of the program would be developed by Poland's leading academic centers and institutes of the Polish Academy of Sciences as well as by the research institutes and companies working for the mining industry that have proper competence both in mining and ICT, the leading producers of mining machines, and the CNP EMAG Group.

Detailed functionalities of the components should be defined during the program-preparation phase. This work should be performed by previously selected contractors. It is important to note that, in the situation when the program is carried out by many contractors, it is necessary to ensure coherence with a view to achieving the program's objective.

The coherence of the solution will be ensured by the steering committee in charge of project management and by a model of business processes related to the area covered by the program.



Fig. 4. Components and business processes of Smart Mine Program

Once the model of the processes is worked out by the project team, it should be accepted by the steering committee and taken up as the reference model. This model will determine the working range of the functional component developers. It will also be the basis for the constant development and improvement of the program.

The use of the business process reference model for mining production will enable us to fulfill the requirements in the range of corporate business interoperability.

The program's implementation is expected to bring the following results:

- increasing competence and efficiency in mining production management by synchronizing operations within the supply chain (from deposit management to coal shipment from the mine),
- giving access to tools for the rational management of resources and deposits by implementing complex planning procedures (from short-time schedules to multi-annual plans) and operation monitoring,
- reducing production costs and ensuring safe and proper working conditions by online analyses and monitoring of the operations,

- higher work efficiency by providing better airconditioning parameters (temperature, dust concentration) in excavations,
- better work safety, for example, by limiting the time of the personnel's presence in particularly hazardous places (use of the Internet of things).

The expected financial effect of the program is a 5% reduction in the operational costs of processes in the realm of production and safety.

4. TECHNICAL ANALYSIS SYSTEM

With respect to the costs, complexity, and required preparation work for implementing the Mining Digitization Program, it is proposed to first start a project whose final product will be an analytical system that makes use of the data from systems currently exploited in the mines. This project will be based on the experience and competence of the CNP EMAG specialists. The developed system, called the Technical Analyses System (TAS), will result from carrying out the assumptions of the analytical component of the Smart Mine Program. Using the data from gas measurement, geophysics, minerals quality analysis, monitoring machines, and systems for locating people and devices, it will be possible to efficiently prepare and implement the first component of the program.

4.1. Source data of TAS system

It was assumed that the first stage of TAS system development would be oriented towards collecting, processing, and analyzing the structured data coming from gas measurement, geophysics, and machinemonitoring systems.

The key issue of the project in the first phase of TAS development is to work out a solution that would support the identification and evaluation of hazard levels in the mining environment, with respect to air composition and seismic events occurring in underground excavations.

The changing atmospheric parameters in mining excavations have to be controlled in terms of the socalled mining gas concentration and air flow. The parameters are continuously monitored by means of automatic gas measurement systems equipped with measurement sensors, data concentrators, and execution units. The data is transferred to surface supervision systems through data transmission systems.

Polish coal mines are estimated to have more than 4500 methane meters (average per mine: 120–150) with data registration. This number depicts the scale and complexity of the issue.

The seismic systems that are employed in Polish mines enable us to locate seismic events and determine the parameters of rock burst epicenters. Being familiar with the seismic parameters and layout of the measurement network makes it possible to use different algorithms of velocity and damping passive tomography. In tomography algorithms, the natural seismic phenomena invoked by mining exploitation are used. The system is equipped with software to perform passive tomography by means of probabilistic inversion. The credibility of the achieved results depends to a large extent on the number of bursts and their spatial layout.

The systems used in mines ensure the registration of data and messages in local databases. The databases are copied into several archives and used in monitoring and warning domain systems.

Taking into account the available measurement data from mining monitoring systems, it is suggested

that such a TAS system should be developed that will extend the range of information use for business purposes. The system will be supplied with data acquired from mining systems for the monitoring and registration of technical data.

TAS will store a huge amount of data from gas and seismic monitoring systems. Hundreds of devices installed in the mines measure and monitor the methane concentration in the air (many online measurements), coal dust concentration, and the concentration of CO, CO₂, H₂S, NO₂, and O₂ gases. In addition, the devices measure the velocity of air flow in order to assess the working conditions of the ventilation equipment, humidity, air temperature, rock temperature, equivalent temperature, or atmospheric pressure.

Similarly, measurement data is collected from several dozen two- and three-element seismometers and geophones. The data goes to supervisors – experts who supervise rock bursts in mines.

The TAS system will store a great amount of information in the realm of monitoring the operations and the technical conditions of the machines and devices. For example, in the PGG mining corporation, it would be necessary to collect data for:

- 8000 powered support units,
- 47 cutter loaders,
- 88 heading machines,
- 1300 transport systems,
- 270 underground trains.

The data from these measurements will be information input to the TAS system. TAS will also be provided with data acquired from external systems. It is assumed that the national European Plate Observing System (EPOS) will ensure complex unified data from particular domains (e.g., seismological, land surveying, and geological data) [7].

In the next phase of the TAS system development, there will be solutions developed to collecting, processing, and analyzing unstructured data, such as:

- geological maps,
- mining documentation (historical data),
- data generated by measurement and automation systems,
- location data generated by mobile devices for positioning people and machines,
- data from the Internet,
- photographs and scans,
- data from other systems.

It is important to stress that the data collected in TAS will be characterized by a huge quantity and changeability in time as well as inestimable business value that can be obtained by analytics and reasoning.

The detailed range of the source data will be defined in the course of the project.

4.2. TAS system technology

It was assumed that the TAS system should collect both structured and unstructured data coming from mining technical systems and external data sources (e.g., EPOS). The storing, processing, and analytical tools of the system should enable us to acquire concrete information from this data, which is crucial for raising the efficiency of the business processes in a mining corporation.

First, the TAS system will be developed based on the Business Intelligence (BI) technology. The structure of such a system is presented in Figure 5. The developed analytical solution should enable advanced analyses and the application of prognostic methods.

Then, the range of the source data will be extended by unstructured data. This will require an extension of TAS by a new technology, according to the diagram in Figure 6. The Big Data technology will be applied. The use of unstructured data makes it necessary to check whether it is possible to apply the Hadoop framework (open-source software) to develop one's own analytical environment that works with this sort of massive mining data. The work will be carried out with a view to developing a method of data linking in different formats and structures so it would be possible to identify the currently invisible relationships and dependencies. Based on the commonly used BI technology, it is not possible to process this type of unstructured data in a reasonable amount of time due to the lack of specialized analytical machines adapted to the expected size of the data sets and specific features of the analyzed mining issues.

The structure of the TAS solution includes a source data layer and layer of transactional data from measurement and monitoring systems. This data will be cleaned, integrated, and adapted to the requirements of a data workhouse with the use of the Extract, Transfer, and Load (ETL) requirements. In the proposed solution, it is assumed that the data will be loaded to the corporate data warehouse. The data in the warehouse comes from many sources, but it will be integrated and set as read-only. In case the data warehouse is significantly overcrowded with data (and to make the analytical work more efficient), data marts may be created.



Fig. 5. TAS system in BI technology



Fig. 6. TAS system in Big Data technology

There are two structures recommended for data storage in data marts:

- Database data mart one dimensional base. Data processing and aggregation in an application (e.g., for reporting),
- Multi-dimensional structure in the multidimensional structure, the data is ready for Online Analytical Processing (OLAP).

In the TAS system, data mining will be used to search for trends and dependencies. The technological solution based on the ELT process and data collector can be seen in Figure 6.

Data mining methods should enable us to identify cause-and-effect relationships that cannot currently be identified by means of proper technologies due to the huge amount of data to analyze. This will allow us to eliminate hazards in the mine and raise the efficiency of the business processes. The predictive model is usually based on historical data acquired from a data warehouse. The data is analyzed in the analytical module. However, the data needed for real-time prognoses must be available online, not in the periods resulting from the warehouse update cycles. Then, it is necessary to use the ELT (Extract, Load, Transform) process instead of ETL (Extract, Transform, Load) and to load source data straight to the data collector or data mart linked directly to the prediction support module.

The use of ELT is justified for saving and storing unstructured data in the TAS system collector according to the recommendations for the Big Data technology.

To develop TAS with the use of a technology applied in big data systems, it will be required to check whether it is justified to apply the following:

- MapReduce concept Big Data platform available in Hadoop/Apache Software Foundation, SAP HANA,
- Database (NoSQL), Apache Hbase to save data streams,
- software to analyze huge sets of unstructured data – Apache Hadoop, SAP HANA (identifying dependencies and relationships for data in different formats and structures).

4.3. TAS system analytics

The TAS system should provide tools for the following:

- automatic reporting,
- data search and filtering,
- ad hoc analyses,
- data mining drill-down, roll-up, drill-across, drill-through,
- construction of predictive models,
- file export to Excel.

The possibility of exporting selected data files to Excel should meet the expectations of those analysts for whom Excel is the basic tool for analytical work.

Data mining will be widely used in TAS to search for trends and dependencies. The assessment of measurement results and the credibility of the analyzed data must be carried out with respect to the probable dynamics of changes in the measured quantity. This allows us to recognize the measurement result as credible or incredible. It is necessary to define rule and measurement assessment criteria so that the verification of the conducted evaluation accuracy could be possible only on the basis of the further progress of the process. In many cases (particularly those related to hazards), such an assessment must be made in real time. This situation imposes the quick reaction of the analytical system. The system associates the results of online measurements with historical data and works according to mining regulations. The collection of measurement data by the system and its frequency will be recommended for the measured quantities. Within this task, the applied rules of measurement aggregation will be verified. This refers to cases when a single measurement result represents the value of the measured quantity in a given period of time that is longer than the acquisition of measurement data (aggregation periods should result from mining practices and regulations).

Predictive modeling allows us to predict future results, estimate risk, assess the situation, and manage the processes in a general sense. Statistical analysis of representative portions of information available in the TAS system can improve the velocity and quality of the statistical predictive model's development.

Within the project, it would be necessary to select a predictive method for processes covered by the prediction. With quantitative predictive methods, it is possible to use such models as time series, econometrics, and cohort analysis with leading variables.

Qualitative methods are based on expert opinions and are formulated on the basis of data on the development of the variable predictive value and explanatory variables in the future.

A predictive method should be selected on the basis of the assumed prerogatives and available historical data. At the current stage of defining the range of the research project, one can recommend quantitative methods based on time series. However, with better predictive experience and a greater amount of unstructured data, it will be possible to use qualitative methods. The model's development will be supported by the prediction support module. In the period when the prognoses are used, it is necessary to assess their accuracy by means of ex-post errors. The prediction results will be presented in tables and predictive value diagrams. The predictive module should be supplied with real values that can be compared with the prognosis.

4.4. Data Analysis Center

The analytical component of the TAS system will process the collected information and enable reasoning based on the implemented models.

TAS should be treated as an auxiliary tool in the decision-making processes related to technical issues.

It is assumed that the development and implementation of the Smart Mine Program products (in particular, the implementation of the TAS system) will be related to the start of the Data Analysis Center (DAC). DAC will conduct advanced analyses of data collected from monitoring the process of mining production and the working conditions of the miners.

DAC will require work performed by experts from different organizations (universities, research institutes, State Mining Authority, mining companies) with adequate knowledge of the subject.

Today's ICT technologies enable remote access to data and remote real-time monitoring of processes by distributed teams of analysts.

The analysts of DAC should:

- be able to conduct analyses of Big Data sets with structured and unstructured data,
- understand the behavior of machines as well as measurement networks and systems to identify unusual/atypical events and cases without generating false alarms,
- be able to model prognoses and simulations,
- be able to interpret the results and prognoses in light of domain knowledge, knowledge of processes, and regulations.

The DAC Center will offer expert services (analyses, modeling, prediction) for Big Data. The services will be calculated on the basis of a billing system that will register the performed work. The relationships between DAC and TAS can be seen in Figure 6.

5. CONCLUSIONS

The concept of the gradual digitization of the Polish mining industry discussed in the article is an attempt to propose a complex solution to support the management, production, and safety processes in mines. The solution will allow us to optimize the use of machines and devices in the production cycle as well as plan renovations and investments with high accuracy. It will also improve work safety in underground mines. A system-based approach to production and safety management with respect to quantitative and qualitative economic aspects is particularly important for Polish mining, which has been undergoing restructuring processes for years.

A good example of the first stage of a mine digitization is the One Control Room concept in the Polkowice--Sieroszowice copper mine (a part of the KGHM corporation). This concept is a new approach to data acquisition and processing. It enables the remote control of the production and maintenance processes and offers a proactive approach to the maintenance of systems, which ensure lower exploitation costs and better quality of the final product [8].

Due to the fact that processing bigger and bigger data sets has become something common in business, it is necessary to perform the next stage of mining digitization; i.e., developing a system for Big Data analyses along with a data analysis center. Finding the dependencies and correlations between the data coming from different areas of basic and supporting processes in a mine will become a perfect source of management and maintenance information. It will also allow us to impact the production process and quality of the final product required by the customer. Another equally important element is the method of presenting the above information with respect to the perceptive abilities of production management personnel.

References

- Kozłowski A., Wojtas P.: Systemowe podejście do cyfryzacji w procesach technologicznych w górnictwie, "Szkoła Eksploatacji Podziemnej", Kraków 2017.
- [2] Kozłowski A.: Bezpieczeństwo procesów technologicznych w ujęciu systemowym. Zintegrowany system zarządzania Silesia+, Kongres Innowacji Polskich, Kraków 2015.
- [3] Stach R., Borkowski L.: One control room w ZG Polkowice--Sieroszowice, IMF, Jastrzębie-Zdrój 2017.
- [4] Kozłowski A., Wojtas P.: Możliwość optymalizacji procesów technologicznych zakładu górniczego w kontekście cyfryzacji górnictwa, Polski Kongres Górniczy, Kraków 2017.
- [5] Goleń A., Gałuszka J., Wojtas P., Wojtas M.: Studium Wykonalności Programu Cyfrowa Kopalnia/ Smart Mine, opracowanie własne CNP EMAG S.A., Katowice 2017.
- [6] Wojtas P., Goleń A.: Optymalizacja procesów wydobywczych poprzez cyfryzację kopalni, IMF, Jastrzębie-Zdrój 2017.
- [7] European Research Infrastructure on Solid Earth https:// www.epos-ip.org/.
- [8] Andrzejewski M., Borkowski L.: Kierunki rozwoju monitoringu pracy maszyn i urządzeń górniczych w KGHM "Polska Miedź" S.A., "Wiadomości Górnicze" 2014, 10.

PIOTR WOJTAS, Ph.D., Eng. Science and Industrial Centre EMAG Inc. ul. Karoliny 4, 40-186 Katowice, Poland piotr.wojtas@cnp-emag.pl

ARTUR KOZŁOWSKI, Ph.D., Eng. Institute of Innovative Technologies EMAG ul. Leopolda 31, 40-189 Katowice, Poland artur.kozlowski@ibemag.pl

MAREK WOJTAS, M.Sc. Telvis Ltd. ul. Karoliny 4, 40-186 Katowice, Poland marek.wojtas@telvis.pl PIOTR WOJTAS ARTUR KOZŁOWSKI MAREK WOJTAS

Cyfryzacja polskiego górnictwa metodą obniżenia kosztów i zwiększenia bezpieczeństwa oraz jakości produktu końcowego

W artykule przedstawiono aktualny poziom cyfryzacji polskiego górnictwa na przykładzie kopalń miedzi i węgla kamiennego. Przedstawiono propozycję digitalizacji procesów biznesowych w obszarze produkcji górniczej. Zdefiniowano sześć komponentów opisujących specyfikę funkcjonowania procesów zachodzących w kopalniach: zarządzanie złożem, SOP (Sales and Operation Planning), produkcja, maszyny, bezpieczeństwo i analizy. Zaproponowano nowe metody zbierania i przetwarzania danych z wykorzystaniem technologii Big Data.

Słowa kluczowe: cyfryzacja, Big Data, bezpieczeństwo, inteligentna kopalnia, przemysł 4.0

1. WPROWADZENIE

Proces restrukturyzacji polskiego górnictwa przypada na moment rozwoju kolejnej rewolucji przemysłowej zwanej Przemysłem 4.0. Przemysł 4.0 kładzie szczególny nacisk na wykorzystanie technologii cyfrowych, takich jak chmura obliczeniowa, Big Data czy Internet Rzeczy. Cyfrowa transformacja gospodarki jest nie tylko warunkiem skutecznego konkurowania, ale powoli staje się elementem przetrwania polskich przedsiębiorstw przemysłowych walczących o klientów w skali międzynarodowej.

W światowym górnictwie zarządzanie kopalnią jest realizowane na podstawie informacji uzyskiwanych w czasie rzeczywistym. Gromadzenie danych z ciągłych pomiarów procesów produkcji i ich analizowanie jest jednym z atrybutów koncepcji Przemysł 4.0 [1].

W polskim górnictwie radykalnie rośnie ilość danych pozyskiwanych z systemów technicznych, a z drugiej strony ciągle zwiększają się wymagania dotyczące wzrostu efektywności zarządzania i poprawy bezpieczeństwa pracy.

Większość danych pozyskiwanych z systemów technicznych jest wykorzystywana jedynie w systemach, które bezpośrednio obsługują pomiary, monitorują stan bieżący urządzenia lub parametry środowiska/ procesu. Dane historyczne są przechowywane, ale wykorzystywane są sporadycznie, jedynie w celu wyjaśnienia lub analizy konkretnego zdarzenia. Dane te są rozproszone, niezintegrowane, co utrudnia bądź uniemożliwia przeprowadzanie wielokryterialnych analiz i szukanie wzajemnych powiązań pomiędzy procesami oraz zdarzeniami.

2. DOŚWIADCZENIE I KOMPETENCJE

Firmy partnerskie Grupy CNP EMAG dostarczają do zakładów górniczych urządzenia, aparaturę i systemy do przeprowadzania pomiarów w zakresie:

- geofizyki,
- gazometrii,
- analizy jakości kopalin.

Ponadto firmy Grupy CNP EMAG dostarczają rozwiązania telekomunikacyjne dla łączności i alarmowania, podziemnej transmisji danych oraz monitorowania procesów wydobywczych, pracowników i maszyn [2]. Można zatem stwierdzić, że firmy Grupy mają szczególne kompetencje i predyspozycje do opracowania i wdrożenia systemu gromadzenia, przetwarzania i analizowania danych z systemów monitorowania i sterowania, realizowanego w czasie rzeczywistym.

Dzięki zastosowaniu czujników i zaawansowanej analityce będzie można formułować sugestie i rekomendacje w celu usprawnienia procesów biznesowych i reguł postępowania, co będzie skutkowało wzrostem efektywności produkcji oraz poprawą bezpieczeństwa pracy górników.

Zbudowany system powinien dostarczyć pełnego obrazu łańcucha dostaw, począwszy od zarządzania złożem i wydobyciem po przygotowanie urobku do sprzedaży klientowi końcowemu. Analizy danych powinny ponadto umożliwiać optymalizację efektywności energetycznej i materiałowej procesów produkcyjnych.

Wyniki analiz korelacji parametrów maszyn, takich jak obroty silnika, jego temperatura, drgania, będą mogły być wykorzystane do reagowania i prowadzenia napraw prewencyjnych. Pozwoli to unikać nieplanowanych przerw w pracy i zapewnić utrzymanie ruchu, co pozytywnie wpłynie na zwiększenie wydobycia i redukcję kosztów eksploatacji.

Zdaniem wielu ekspertów polskie górnictwo, stosując technologie ICT (*Information and communications technology*), osiągnie znaczący wzrost efektywności zarządzania i poprawy bezpieczeństwa [3].

Cyfryzacja górnictwa pozwoli na osiągnięcie założonych celów, jeśli kompetencje i doświadczenie pracowników działów badań i rozwoju (R&D) zatrudnionych w Grupie CNP EMAG zostaną połączone z dobrymi praktykami dotyczącymi procesów górniczych oraz dostępną technologią ICT, która jest już intensywnie stosowana w wielu światowych korporacjach górniczych.

3. KONCEPCJA CYFRYZACJI GÓRNICTWA

Wyniki prac badawczo-rozwojowych prowadzonych od kilku lat w firmach Grupy CNP EMAG umożliwiły zdefiniowanie Programu "Cyfrowa Kopalnia" (*Smart Mine*), zorientowanego na cyfryzację obszaru zarządzania produkcją i bezpieczeństwem kopalni [4].

Definiując program, wzięto pod uwagę obecny stan cyfryzacji obszaru zarządzania produkcją górniczą, który charakteryzuje brak realnej kooperacji pomiędzy procesami biznesowymi [3]. Stwierdza się bowiem:

- stosowanie odcinkowych, rozproszonych aplikacji ICT, pochodzących od wielu dostawców,
- brak wdrożenia korporacyjnego modelu zintegrowanych danych pozyskiwanych z technicznych systemów monitorowania i sterowania,
- stosowanie dużej liczby zindywidualizowanych arkuszy kalkulacyjnych Excel, co prowadzi do braku unifikacji i synchronizacji danych,
- konieczność ujednolicenia, gromadzenia i skonsolidowania danych, aby je udostępniać zgodnie z wymaganiami, w czasie ustalonym do podejmowania decyzji w obszarze zarządzania produkcją górniczą.

Zdefiniowany Program "Cyfrowa Kopalnia" to:

- autorskie spojrzenie specjalistów CNP EMAG na produkcję górniczą dzięki procesom biznesowym wykorzystującym technologie ICT,
- propozycja rozwiązania będącego balansem pomiędzy nowoczesną technologią i możliwością zastosowania jej z uwzględnieniem istniejących uwarunkowań (politycznych, ludzkich i technologicznych),
- wykorzystanie wiedzy kadry i olbrzymiej ilości zgromadzonych danych do znalezienia rozwiązań wspomagających, a nie ingerujących w bieżące procesy produkcyjne,
- kooperacja firm okołogórniczych z KGHM, PGG i JSW w celu osiągnięcia wspólnego sukcesu,
- wdrożenie konkretnych rozwiązań ICT realizowanych przez różnych dostawców usług i technologii.

Kluczową cechą proponowanego programu musi być jego interoperacyjność. Produkty programu będą zdolne funkcjonować w pełnej zgodności z innymi produktami/systemami, które istnieją lub mogą zaistnieć, bez ograniczonych możliwości implementacji [5].

Interoperacyjność programu zostanie osiągnięta przez zapewnienie:

- interoperacyjności prawnej przy współpracy z jednostkami certyfikującymi i WUG w celu znalezienia, certyfikowania i dopuszczenia do górnictwa realnych rozwiązań,
- interoperacyjności biznesowej koordynacji procesów biznesowych i reguł postępowania w obszarze zarządczym, objętym programem,
- interoperacyjności informacyjnej/semantycznej znalezienie realnego systemu informacyjnego przy jednoznacznej interpretacji danych przez systemy stosowane w obszarze zarządczym,
- interoperacyjności technicznej współpracy wielu maszyn i urządzeń z wykorzystaniem Internetu Rzeczy, zgodnej z założeniami koncepcji Przemysłu 4.0.



Rys. 1. Idea Programu "Cyfrowa Kopalnia"

Ideę Programu "Cyfrowa Kopalnia" prezentuje rysunek 1, z którego wynika, że cyfryzacja kopalni powinna wspomagać ekonomicznie uzasadnione wydobycie surowca w warunkach istniejącego popytu oraz obowiązujących uwarunkowań legislacyjnych poprzez racjonalne sczerpywanie złoża i efektywne wykorzystanie zasobów, uwzględniając istniejące zagrożenia naturalne [6].

Zakłada się, że realizacja programu będzie stanowić istotny wkład w proces transformacji systemu zarządzania górnictwem.

W trakcie prowadzonych prac zdefiniowano następujące cele szczegółowe programu:

 zwiększenie efektywności zarządzania produkcją górniczą;

- podniesienie bezpieczeństwa środowiska pracy;
- obniżenie kosztów produkcji, ale nie tylko w wartości bezwzględnej, lecz jako procent ceny sprzedaży produktu (węgla, miedzi i innych surowców naturalnych);
- poprawa jakości produktu finalnego dostarczanego klientom końcowym.

Cyfryzacja obszaru zarządzania produkcją i bezpieczeństwem kopalni musi być ukierunkowana na kluczowe procesy biznesowe zachodzące w przedsiębiorstwie wydobywczym.

Procesy biznesowe korporacji górniczej przedstawiono na rysunku 2, zaś na rysunku 3 wskazano, które procesy zostaną objęte programem.



Procesy pomocnicze

Rys. 2. Mapa procesów korporacji górniczej



Rys. 3. Procesy biznesowe objęte programem – zaznaczone kolorem czerwonym

Należy podkreślić, że procesy zarządcze, a również wiele funkcjonalności pozostałych procesów jest realizowana na poziomie kierownictwa (zarządu) spółki, a nie w poszczególnych kopalniach (wchodzących w skład spółki).

Ponadto należy zwrócić uwagę na to, że wiele funkcjonalności jest już wspomaganych przez użytkowane systemy informatyczne, np. SZYK 2.

Przedmiotem programu jest cyfryzacja procesów biznesowych przedstawionych na rysunku 3 [5]. Procesy te zaznaczono na rysunku 3 kolorem czerwonym. Procesy intensywnie wspomagane przez obecnie użytkowane systemy informatyczne, a jednocześnie będące przedmiotem programu, zaznaczone cieniem czerwonym.

Założono, że program będzie tworzyć sześć komponentów funkcjonalnych (podprogramów):

- komponent 1: złoże zakres zarządzania złożem,
- komponent 2: SOP/zakres planowanie łańcucha dostaw,
- komponent 3: produkcja zakres zarządzania produkcją górniczą,
- komponent 4: maszyny zakres zarządzania infrastrukturą oraz utrzymanie ruchu,
- komponent 5: bezpieczeństwo zakres zarządzania bezpieczeństwem,
- komponent 6: analityka zakres systemu analiz technicznych (TAS – *Technical Analysis System*).

Strukturę programu oraz procesy biznesowe powiązane z jego komponentami przedstawiono na rysunku 4.

Każdy z komponentów programu jest ściśle określony przez funkcjonalności wyspecyfikowanych procesów biznesowych. Komponenty programu powstaną w wyniku zrealizowania stosownych projektów. Można założyć, że zakres funkcjonalny komponentu będzie zrealizowany przez jeden lub kilka powiązanych projektów.

Założono, że poszczególne komponenty funkcjonalne programu będą realizowane przez czołowe jednostki akademickie i instytuty PAN oraz instytuty badawcze i firmy zaplecza górniczego posiadające odpowiednie kompetencje w obszarze górnictwa i ICT, a także największych producentów maszyn górniczych oraz Grupę CNP EMAG.

Szczegółowe funkcjonalności komponentów powinny zostać zdefiniowane w ramach prac fazy przygotowania programu. Prace te powinni zrealizować wstępnie wybrani wykonawcy. Należy podkreślić, że w przypadku realizacji programu przez wielu wykonawców konieczne jest zapewnienie spójności rozwiązania, aby możliwe było osiągnięcie założonego celu.

Spójność rozwiązania zostanie utrzymana dzięki działaniom komitetu sterującego zarządzającego realizacją programu.



Rys. 4. Komponenty i procesy biznesowe Programu "Cyfrowa Kopalnia"

Model procesów po jego opracowaniu przez powołany zespół projektowy powinien zostać zaakceptowany przez komitet sterujący programu i przyjęty jako referencyjny. Model referencyjny będzie determinował zakres prac wykonawców komponentów funkcjonalnych programu. Model referencyjny będzie podstawą stałego rozwoju i doskonalenia realizowanego programu.

Zastosowanie modelu referencyjnego procesów biznesowych do produkcji górniczej umożliwi spełnienie wymagań w zakresie korporacyjnej interoperacyjności biznesowej.

Oczekiwane są następujące rezultaty wdrożenia wyników programu:

- wzrost konkurencyjności i efektywności zarządzania produkcją górniczą w wyniku synchronizacji operacji w ramach całego łańcucha dostaw (od zarządzania złożem do ekspedycji węgla z kopalni),
- udostępnienie narzędzi do prowadzenia racjonalnej gospodarki zasobami oraz złożem przez wdrożenie kompleksowego planowania (od harmonogramów do planów wieloletnich) oraz monitorowania operacji,
- obniżka kosztów produkcji oraz zapewnienia bezpiecznych i właściwych warunków pracy w wyniku bieżącej analizy i monitorowania operacji,

- wzrost wydajności pracy przez zapewnienie lepszych parametrów klimatyzacji (temperatura, zapylenie) pracy w wyrobiskach,
- podniesienie poziomu bezpieczeństwa pracy załóg m.in. w wyniku ograniczenia przebywania w szczególnie niebezpiecznych miejscach (zastosowanie Internetu Rzeczy).

Spodziewane efekty finansowe z realizacji programu to 5-procentowa obniżka kosztów operacyjnych procesów w sferze produkcji i bezpieczeństwa.

4. SYSTEM ANALIZ TECHNICZNYCH

Biorąc pod uwagę koszty, złożoność i wymagane prace przygotowawcze uruchomienia programu cyfryzacji górnictwa, proponuje się w pierwszej kolejności wdrożenie projektu, którego produktem będzie system analityczny wykorzystujący dostępne dane ze stosowanych obecnie systemów eksploatacji w kopalniach. Projekt ten będzie bazował na doświadczeniach oraz kompetencjach specjalistów firm Grupy CNP EMAG. Opracowany system analiz technicznych (TAS) będzie realizacją założeń komponentu analitycznego Programu "Cyfrowa Kopalnia".
Korzystając z danych obszaru gazometrii, geofizyki, analiz jakości kopaliny, monitorowania maszyn oraz systemów lokalizacji ludzi i urządzeń, będzie można sprawnie przygotować i wdrożyć pierwszy komponent programu.

4.1. Dane źródłowe systemu TAS

Założono, że pierwszy etap budowy systemu TAS zostanie ukierunkowany na gromadzenie, przetwarzanie i analitykę danych ustrukturyzowanych pochodzących z systemów obszaru gazometrii, geofizyki oraz monitorowania pracy maszyn i urządzeń.

Kluczowym zagadnieniem projektu w zakresie pierwszego etapu budowy systemu TAS jest opracowanie rozwiązania wspomagającego rozpoznanie i ocenę poziomu zagrożenia w środowisku górniczym, dotyczącego zmian składu powietrza i zjawisk sejsmicznych zachodzących w wyrobiskach podziemnych.

Zmieniające się parametry atmosfery w wyrobiskach górniczych wymagają ciągłej kontroli stężenia tzw. gazów kopalnianych oraz przepływów powietrza. Prowadzone jest ciągłe monitorowanie stanu parametrów za pomocą systemów gazometrii automatycznej wyposażonych w czujniki pomiarowe, koncentratory danych i układy wykonawcze. Dane, za pomocą układów transmisji danych, są przesyłane na powierzchnię do systemów nadzoru dyspozytorskiego.

Można szacować, że polskie kopalnie posiadają ponad 4500 sztuk (średnio 120–150 sztuk w kopalni) metanomierzy z rejestracją danych, co informuje o skali i złożoności zagadnienia.

Stosowane w polskim górnictwie systemy sejsmiczne umożliwiają lokalizację zjawisk sejsmicznych oraz wyznaczenie parametrów ognisk wstrząsów. Znajomość parametrów sejsmicznych oraz geometrii sieci pomiarowej umożliwia stosowanie różnych algorytmów prędkościowej i tłumieniowej tomografii pasywnej. W algorytmach tomografii wykorzystuje się naturalne zjawiska sejsmiczne wywoływane eksploatacją górniczą. System wyposażony jest w oprogramowanie do tomografii pasywnej metodą inwersji probabilistycznej. Wiarygodność uzyskiwanych wyników w dużym stopniu uzależniona jest od liczby wstrząsów i ich przestrzennego rozkładu.

Użytkowane w kopalniach systemy zapewniają rejestrację danych i komunikatów w lokalnych bazach danych. Bazy danych są kopiowane w kilku archiwach. Dane te wykorzystywane są w dziedzinowych systemach monitorowania i ostrzegania. Biorąc pod uwagę dostępne dane pomiarowe z kopalnianych systemów monitorowania, postuluje się zbudowanie systemu TAS, który rozszerzy zakres wykorzystywania informacji w celach biznesowych. System będzie zasilany danymi pozyskanymi z kopalnianych systemów monitorowania i rejestrowania danych technicznych.

W systemie TAS zostaną zgromadzone ogromne ilości danych z monitoringu gazowego i sejsmicznego. Setki urządzeń zainstalowanych w kopalniach mierzą i monitorują stężenie metanu w powietrzu (duże ilości pomiarów ciągłych), stężenia pyłu węglowego oraz gazów: CO, CO₂, H₂S, NO₂, O₂. Mierzone są prędkości przepływów powietrza do oceny warunków pracy urządzeń wentylacyjnych, wilgotności, temperatury powietrza i skał oraz temperatury zastępczej czy ciśnienia atmosferycznego.

Podobnie gromadzone są dane pomiarowe z kilkudziesięciu sejsmometrów dwu- i trójskładowych oraz geofonów, które trafiają do grupy dyspozytorów – ekspertów nadzorujących zjawiska tąpaniowe w kopalniach.

Znaczna będzie również ilość informacji gromadzonych w systemie TAS z zakresu monitorowania pracy i stanu technicznego maszyn/urządzeń. Na przykład dla PGG należałoby założyć gromadzenie danych dla:

- 8000 obudów zmechanizowanych,
- 47 kombajnów ścianowych,
- 88 kombajnów chodnikowych,
- 1300 układów transportujących,
- 270 podziemnych kolejek.

Dane z tych pomiarów będą stanowić zasilenie informacyjne dla systemu TAS. System TAS będzie również zasilany danymi pozyskanymi z zewnętrznych systemów. Zakłada się, że Centrum Krajowe EPOS (*European Plate Observing System*) zapewni kompleksowo zunifikowane dane z konkretnej dziedziny (np. sejsmologiczne, geodezyjne, geologiczne) [7].

W kolejnym etapie rozwoju systemu TAS zostaną opracowane rozwiązania potrzebne do gromadzenia, przetwarzania oraz analityki danych nieustrukturyzowanych, takich jak:

- mapy geologiczne,
- dokumentacja górnicza (dane historyczne),
- dane generowane przez systemy pomiarowe oraz automatyki,
- dane geolokalizacyjne, generowane przez mobilne urządzenia lokalizacji ludzi oraz maszyn,
- dane pochodzące z internetu,
- fotografie i skany,
- dane pochodzące z innych systemów.

Należy podkreślić, że dane gromadzone w systemie TAS będzie cechować duża ilość i zmienność w czasie oraz nieoceniona wartość biznesowa, która może być pozyskana w procesie analizy i wnioskowania.

Szczegółowy zakres danych źródłowych zostanie zdefiniowany w trakcie opracowywania projektu.

4.2. Technologia systemu TAS

Przyjęto założenie, że system TAS powinien gromadzić dane zarówno ustrukturyzowane, jak i nieustrukturyzowane, pochodzące z górniczych systemów technicznych oraz zewnętrznych źródeł danych (np. EPOS). Składowanie, przetwarzanie oraz narzędzia analityczne systemu powinny umożliwić pozyskanie z danych konkretnej informacji, istotnej dla poprawy efektywności procesów biznesowych w korporacji górniczej.

W pierwszej kolejności zostanie opracowany system TAS oparty na technologii BI (*Business Inteligence*). Schemat struktury systemu w technologii BI przedstawiono na rysunku 5. Opracowane rozwiązanie analityczne powinno umożliwić przeprowadzanie zaawansowanych analiz oraz zastosowanie metod prognozowania.

W kolejnym etapie zakres danych źródłowych zostanie rozszerzony o dane nieustrukturyzowane. Wymagać to będzie rozwinięcia systemu TAS o nową technologię, zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 6. Zostanie zastosowana technologia określana jako Big Data.

Zastosowanie danych nieustrukturyzowanych wiąże się z koniecznością poznania możliwości zastosowania systemu szkieletowego Hadoop (oprogramowania typu *open-source*) do zbudowania własnego środowiska analitycznego obsługującego masowe, górnicze dane tego typu. Prace projektowe będą prowadzone w celu opracowania metody łączenia danych w różnych formatach i strukturach, aby możliwe było znalezienie niewidocznych obecnie relacji i zależności. Na podstawie ogólnie stosowanej technologii BI nie jest możliwe przetwarzanie tego typu danych nieustrukturyzowanych w rozsądnym czasie, z uwagi na brak specjalistycznych narzędzi analitycznych, dostosowanych do przewidywanej wielkości zbiorów i specyfiki analizowanych górniczych zagadnień.

W strukturze rozwiązania technologicznego systemu TAS należy wyróżnić warstwę danych źródłowych, danych transakcyjnych z systemów pomiarowych i monitorowania. Dane te w wyniku realizacji procesu ETL (*Extract, Transform and Load*) zostaną oczyszczone, zintegrowane i dostosowane do wymagań hurtowni danych. W proponowanym rozwiązaniu zakłada się, że dane zostaną załadowane do Hurtowni Danych Korporacyjnych.



Rys. 5. System TAS w technologii BI



Rys. 6. System TAS w technologii Big Data

Pochodzące z wielu źródeł dane w hurtowni zostaną zintegrowane i przeznaczone wyłącznie do odczytu. W przypadku znacznego zapełnienia Hurtowni Danych (*Data Warehouse*) danymi oraz dla usprawnienia analityki tworzone mogą być hurtownie tematyczne, tzw. *Data Marts*.

Rekomenduje się dwie struktury przechowywania danych w tzw. *Data Mart*:

- Data Mart bazodanowa baza jednowymiarowa, przetwarzanie i agregacja danych w aplikacji np. do raportowania;
- struktura wielowymiarowa, w której dane są gotowe do analizy typu OLAP (*Online Analytical Processing*).

W systemie TAS powszechnie będzie stosowana eksploracja danych (*Data Mining*) do wyszukiwania trendów i zależności. Rozwiązanie technologiczne oparte na procesie ELT oraz kolektorze danych przedstawiono na rysunku 6.

Metody eksploracji danych powinny umożliwić wykrywanie związków przyczynowo-skutkowych, które nie mogą być obecnie identyfikowane z uwagi na ogrom danych do przeanalizowania za pomocą stosowanych technologii. Pozwoli to lepiej eliminować zagrożenia w kopalni oraz poprawić efektywność procesów biznesowych. Model prognozowania zwykle opiera się na danych historycznych pobieranych z hurtowni danych. Podlegają one procesom analizy w module analitycznym. Dane do prowadzenia prognozowania w czasie rzeczywistym muszą być jednak dostępne na bieżąco, a nie w okresach wynikających z cyklów aktualizacji hurtowni. Konieczne jest wówczas zastosowanie procesu ELT (*Extract, Load, Transform*) zamiast ETL (*Extract, Transform, Load*) i ładowanie źródłowych danych do kolektora danych lub *Data Mart* powiązanej bezpośrednio z modułem obsługi prognozowania.

Zastosowanie technologii ELT jest zasadne w przypadku zapisu i przechowywania danych nieustrukturyzowanych w kolektorze systemu TAS, zgodnie z rekomendacjami dla technologii Big Data.

Budowa systemu TAS przy zastosowaniu technologii używanej w systemach typu Big Data wymagać będzie rozpoznania zasadności zastosowania:

- koncepcji MapReduce platforma Big Data, dostępnej w rozwiązanich Hadoop/ Apache Software Foundation, SAP HANA,
- bazy danych (NoSQL), *Apache Hbase* do zapisu strumieni danych,
- oprogramowanie do analizy dużych zbiorów danych nieustrukturyzowanych – *Apache Hadoop*, SAP HANA (wyszukiwanie zależności i relacji między danymi w różnych formatach i strukturach).

4.3. Analityka systemu TAS

System analiz technicznych powinien zapewnić narzędzia do:

- automatycznego raportowania,
- wyszukiwania danych z filtrowaniem,
- analiz typu ad hoc,
- eksploracji danych (*data mining drill-down, roll-up, drill-across, drill-through*),
- budowania modeli prognostycznych (*predictive models*),
- eksportu plików do Excela.

Możliwość eksportu wybranych plików danych do Excela powinna spełnić oczekiwania tych analityków, którzy traktują Excel jako podstawowe narzędzie do prac analitycznych.

W systemie TAS powszechnie stosowana będzie eksploracja danych (*data mining*) w celu wyszukiwania trendów i zależności.

Metody eksploracji danych powinny umożliwić wykrywanie związków przyczynowo-skutkowych, które nie mogą być obecnie identyfikowane z uwagi na ogrom danych do przeanalizowania za pomocą stosowanych technologii. Pozwoli to lepiej eliminować zagrożenia w kopalni oraz poprawić efektywność procesów biznesowych.

Ocena wyniku pomiaru i wiarygodności analizowanych danych musi być prowadzona w kontekście prawdopodobnej dynamiki zmian wielkości mierzonej. Pozwala to uznać wynik pomiarów za prawdopodobny lub nieprawdopodobny. Zachodzi potrzeba zdefiniowania reguł, kryteriów oceny pomiarów, aby weryfikacja poprawności dokonanej oceny była możliwa jedynie na podstawie dalszego przebiegu procesu. W wielu przypadkach, szczególnie dotyczących zagrożeń, taka ocena musi być dokonana w czasie rzeczywistym. Wymusza to szybkość reakcji systemu analitycznego, kojarzącego wyniki bieżących pomiarów z danymi historycznymi oraz działającego zgodnie z regułami i przepisami górniczymi. Pozyskiwanie danych pomiarowych oraz częstotliwość poboru danych przez system będzie przedmiotem rekomendacji dla wielkości mierzonych. W ramach zadania zostaną zweryfikowane również stosowane reguły agregacji pomiarów, co dotyczy przypadków, gdy pojedynczy wynik pomiarowy reprezentuje wartość wielkości mierzonej w danym przedziale czasu, większym niż pozyskiwanie danych pomiarowych (okresy agregacji powinny wynikać z praktyki górniczej i przepisów).

Modelowanie predykcyjne pozwala na prognozowanie przyszłych wyników, szacowanie ryzyka, ocenę sytuacji oraz ogólnie pojęte zarządzanie procesami. Statystyczne analizowanie reprezentatywnych porcji dostępnych informacji w systemie TAS może pomóc w szybkości i jakości rozwijania modelu statystycznego prognozowania.

W ramach projektu powinna zostać dobrana metoda prognozowania dla wybranych, kluczowych, procesów. Przyjmując metody ilościowe prognozowania, można skorzystać m.in. z modeli: szeregów czasowych, ekonometrycznych, analizy kohortowej ze zmiennymi kluczowymi.

Metody jakościowe oparte są na osądach ekspertów i są formułowane na podstawie danych o kształtowaniu się wartości zmiennej prognozowanej i zmiennych objaśniających w przeszłości.

Podstawę wyboru metody prognozowania powinny stanowić przyjęte przesłanki oraz dostępne dane historyczne. Na obecnym etapie definiowania zakresu projektu badawczego można rekomendować metody ilościowe oparte na szeregach czasowych. Jednak w miarę pozyskania doświadczenia w prognozowaniu oraz zgromadzenia danych nierestrukturyzowanych można będzie skorzystać z metod jakościowych. Budowa modelu będzie wspomagana przez moduł obsługi prognozowania. W okresie stosowania prognoz należy prowadzić ocenę trafności prognozy za pomocą błędów ex post. Wyniki prognozowania będą prezentowane w formie tabel i wykresu wartości prognozowanej. Moduł prognozowania powinien zostać zasilony rzeczywistymi wartościami, które będą mogły być porównane z prognozą.

4.4. Centrum Analiz Danych

Komponent analityczny systemu TAS będzie przetwarzał zgromadzone informacje i umożliwiał przeprowadzanie wnioskowania na podstawie zaimplementowanych modeli.

System TAS należy traktować jako narzędzie pomocnicze w procesach podejmowania decyzji w zagadnieniach technicznych.

Zakłada się, że opracowanie i wdrożenie produktów Programu "Cyfrowa Kopalnia", a w szczególności wdrożenia systemu TAS będzie powiązane z uruchomieniem Centrum Analiz Danych (DAC – *Data Analysis Centre*).

Centrum DAC będzie prowadzić zaawansowane analizy gromadzonych danych z monitorowania procesu produkcji górniczej oraz parametry środowiska pracy górników.

Zakłada się, że w pracach DAC będą uczestniczyć eksperci z różnych jednostek organizacyjnych (wyższych uczelni, instytutów badawczych, WUG i przedsiębiorców górniczych) posiadający stosowną wiedzę. Obecnie dostępne technologie ICT w pełni umożliwiają zdalny dostęp do danych oraz zdalne śledzenia procesów w czasie rzeczywistym przez rozproszone zespoły analityczne.

Analitycy z Centrum Analizy Danych powinni:

- posiadać umiejętności do prowadzenia analiz dużych zbiorów danych typu Big Data wykorzystujących dane ustrukturyzowane i nieustrukturyzowane,
- rozumieć "zachowanie" maszyn i sieci pomiarowej, systemów, aby rozróżniać nienaturalne, odbiegające od reguł zdarzenia/przypadki, a jednocześnie nie generować fałszywych alarmów,
- posiadać umiejętności do modelowania prognoz i symulacji,
- posiadać zdolności do interpretacji wyników analiz i prognoz w kontekście wiedzy branżowej, znajomości procesów oraz norm i reguł postępowania.

Centrum DAC będzie świadczyć usługi eksperckie (analizy, modelowanie, prognozowanie) w przypadku technologii Big Data, które będą rozliczane za pomocą systemu billingowego rejestrującego wykonywane prace. Powiązania usług Centrum DAC z systemem TAS zaprezentowano na rysunku 6.

5. PODSUMOWANIE

Zaproponowana w artykule koncepcja programu stopniowej cyfryzacji polskiego górnictwa jest próbą kompleksowego rozwiązania umożliwiającego wspomaganie procesów zarządczych, produkcyjnych i zagadnień bezpieczeństwa. Pozwoli to na optymalizację wykorzystania posiadanych maszyn i urządzeń w cyklu produkcyjnym, precyzyjne planowanie remontów i inwestycji. Podniesie także zdecydowanie bezpieczeństwo pracy w podziemnych zakładach górniczych. Systemowe podejście do zarządzania produkcją i bezpieczeństwem z uwzględnieniem ilościowych i jakościowych aspektów ekonomicznych jest szczególnie istotne dla restrukturyzowanego od lat polskiego górnictwa.

Dobrym przykładem pierwszego etapu cyfryzacji kopalń jest zrealizowanie koncepcji utworzenia *One Control Room* w ZG Polkowice–Sieroszowice KGHM, który stanowi nowy sposób podejścia do pozyskiwania i przetwarzania gromadzonych danych. Daje możliwość zdalnej kontroli i sterowania procesem produkcyjnym i utrzymaniowym oraz proaktywnego podejścia do utrzymania systemów zapewniających ograniczenie kosztów eksploatacji i podniesienie jakości produktu końcowego [8].

Ze względu na to, że przetwarzanie coraz większych zbiorów danych staje się codzienną praktyką w biznesie, niezbedna jest realizacja kolejnego etapu cyfryzacji górnictwa polegająca na stworzeniu systemu analiz technicznych w technologii Big Data wraz z centrum analizy danych. Znalezienie zależności i korelacje między danymi pochodzącymi z różnych obszarów procesów podstawowych i pomocniczych w kopalni stanie się znakomitym źródłem informacji zarządczych, utrzymaniowych oraz będzie umożliwiać aktywne wpływanie na przebieg procesu produkcji i wymaganą przez klienta jakość produktu końcowego. Równie ważnym elementem jest sposób prezentacji powyższych informacji uwzględniający możliwości percepcyjne osób zarządzających produkcją.

Literatura

- Kozłowski A., Wojtas P.: Systemowe podejście do cyfryzacji w procesach technologicznych w górnictwie, "Szkoła Eksploatacji Podziemnej", Kraków 2017.
- [2] Kozłowski A.: Bezpieczeństwo procesów technologicznych w ujęciu systemowym – Zintegrowany system zarządzania Silesia+, Kongres Innowacji Polskich, Kraków 2015.
- [3] Stach R., Borkowski L.: One control room w ZG Polkowice– -Sieroszowice, IMF, Jastrzębie-Zdrój 2017.
- [4] Kozłowski A., Wojtas P.: Możliwość optymalizacji procesów technologicznych zakładu górniczego w kontekście cyfryzacji górnictwa, Polski Kongres Górniczy, Kraków 2017.
- [5] Goleń A., Gałuszka J., Wojtas P., Wojtas M.: Studium Wykonalności Programu Cyfrowa Kopalnia/ Smart Mine, opracowanie własne CNP EMAG S.A., Katowice 2017.
- [6] Wojtas P., Goleń A.: Optymalizacja procesów wydobywczych poprzez cyfryzację kopalni, IMF, Jastrzębie-Zdrój 2017.
- [7] European Research Infrastructure on Solid Earth, https:// www.epos-ip.org/.
- [8] Andrzejewski M., Borkowski L.: Kierunki rozwoju monitoringu pracy maszyn i urządzeń górniczych w KGHM "Polska Miedź" S.A., "Wiadomości Górnicze" 2014, 10: 550–556.

dr inż. PIOTR WOJTAS Centrum Naukowo-Przemysłowe EMAG S.A. ul. Karoliny 4, 40-186 Katowice piotr.wojtas@cnp-emag.pl

> dr inż. ARTUR KOZŁOWSKI Instytut Technik Innowacyjnych EMAG ul. Leopolda 31, 40-189 Katowice artur.kozlowski@ibemag.pl

mgr MAREK WOJTAS TELVIS Przedsiębiorstwo Usługowo-Produkcyjne Sp. z o.o. ul. Karoliny 4, 40-186 Katowice marek.wojtas@telvis.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.77

RAJMUND MANN KAMIL CZERWIŃSKI KAMIL MATUSIK

Analysis of cutting picks trajectory and cutterhead vibrations of roadheader with use of high-speed cameras

In order to identify the behavior of cutting picks during the process of mining with the use of a roadheader's cutterhead, an optic system has been employed. The main elements of the system were high-speed cameras. In conjunction with TEMA Motion 3D software (which is designed to analyze movement based on images registered in videos), this allowed for a detailed analysis of the trajectories of the boom, cutterheads, and cutting picks during the process of cutting. This article presents the process of conducting measurements as well as the results of a comparative analysis of the boom vibrations and movement trajectories of cutting picks on the cutterhead for selected cut types: progressive and degressive.

Key words: high-speed camera, roadheader, transverse cutterheads, progressive cut, degressive cut, vibrations

1. INTRODUCTION

From the point of view of a multi-pick cutterhead, defining the instantaneous position of cutting picks is essential for linking them with the forces generated during mining. Depending on the rotational speed of the cutterheads and boom extension speed, consecutive picks entering the cutting zone can make new cuts or fall into grooves made by previous picks [1]. Additionally, the modification of these parameters impacts the shape of the cross-section area of the cut [2-6]. An analysis of the load characteristics of picks (which is necessary for verifying the numerical model of a roadheader [7-10] and automatically control the parameters of the machine during mining [11]) requires the identification of the actual movement trajectories of the picks (where cutting, compression, and lateral forces are measured) and the roadheader vibrations (especially of its excavating system components). Using an external optical system of high-speed cameras (that are not a part of the machine) that is precise enough to define the position changes of the cutterheads and their picks is an alternative method to a direct measurement [12]. Taking into account the complex movement trajectory of the transverse cutterhead (where the picks move in a spiral motion over the torus surface during the cutting process, which is impacted by overlapping vibrations of the boom and the whole machine), using an optical measurement system to identify displacements of selected points on the boom and the roadheader cutterhead have proven to be the right solution.

2. TEST STATION

The measurements were conducted at a test station [13] at the Department of Mining Mechanization and Robotization of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology; this station was built as a part of the "Controlling the movement of roadheader cutterheads to decrease energy consumption and dynamic loads" research project cofinanced by NCBiR (the National Center of Studies and Research).

In order to conduct optical measurements to define the movement of the cutterhead, the test station had to be additionally prepared (Fig. 1). One of the basic requirements for image analysis is the filming of fixed reference points used to positioncoordinate systems in space while moving with the object. The method used for measurement required that these reference points were situated on the same plane. Taking into account the conditions at the work station, the only solution to meet these requirements was to anchor a slab with quadrant markers to a concrete block. The slab was placed above the planned cuts.



Fig. 1. Layout of components of optical measurement system at test station: 1 – cameras; 2 – camera operation station; 3 – lighting; 4 – roadheader; 5 – concrete block

Another condition required to conduct the analysis of the movement of objects in a 3D space is simultaneously filming them with two time-synchronized cameras placed in relation to the filmed objects in such a way that the angle between the optical axes is within the range defined for this measurement method. Therefore, the cameras were placed on tripods as widely apart as possible at the sides of the test station.

Just as important as the camera deployment around the test station is the appropriate lighting. Filming with the ultra-short registration times of each video frame requires a very bright and stable source of lighting (that does not pulse). For lighting the test station, special LED panels were used. They were placed on the arcs of mine roadway supports at the test station, and the light beams from each panel were directed in such a way as to concentrate the light at the place of measurement. The obtained light power enabled us to register the videos with a 1000 Hz frequency with the exposure time of a single video frame of 2×10^{-5} s. Such a short exposure time was required to avoid smudging (blurriness due to filmed-object movement) in the registered video.

The camera deployment around the test station and the use of proper lenses allowed us to frame the same area for both cameras, which included the end of the roadheader boom, the right cutterhead, the slab with markings, and the cutting area in the central part of the concrete block working face, approximately 1.5 m wide (Fig. 2).



Fig. 2. View of area filmed by right (a) and left (b) cameras at test station during mining

In order to identify the movement of the cutterhead and boom, these objects also had to be equipped with markers so that the changes in their position could be clearly determined later during the analysis. In order to determine the changes of the boom position, two markers were attached to the reduction gear covers of the cutterhead drive. Whereas, in order to determine the movement trajectory of the cutterhead, three markers at its side cover were used due to the fact that the cutterhead also performs a rotary movement. The mining process of the concrete block was filmed at the prepared test station in 5-second takes (this was the maximum time for the internal memory of the high-speed cameras). This length of time, depending on the rotational speed of the cutterheads, enabled us to register between three and five full revolutions of the cutterheads.

3. PROCESSING OF MEASUREMENT DATA

The movement analysis was conducted with the use of TEMA Motion 3D software. This included the determination of marker positions on the reference slab, boom, and cutterhead in the registered images as well as a determination of a spatial coordinate system common to both cameras, a determination of correction factors for lens distortion (in order to eliminate the curvature of images), and the tracking changes of the marker positions (Fig. 3) on consecutive frames of the registered videos.



Fig. 3. Frame from software's interface to analyze TEMA Motion 3D image – virtual tracking points at boom and cutterhead

As a result of the conducted procedures, the x, y, and z coordinates of the markers on the reference slab and cutterhead (Fig. 4) as well as on the boom were obtained, reflecting their consecutive positions in their movement trajectory.

The coordinates of the points that determined the movement trajectory of the cutterhead set out in the TEMA Motion 3D software were exported. Later, they were matched with the coordinates of points that determined the cutting picks arrangement on the virtual model of the cutterhead obtained from a 3D scanner. The mutual correlation of the coordinate systems of the cutterhead model and cutterhead movement trajectory allowed us to determine the movement trajectory of the cutting picks on the cutterhead.

In the end, all movement trajectories were positioned on a Cartesian coordinate system related to the concrete block. The center of the system was located in the bottom right corner of the block. The "y" axis was directed into the concrete block, while the "xz" plane overlapped the plane of the concrete block's face (into which, the roadheader cutterheads were slumped), and the "z" axis was directed vertically.



Fig. 4. Movement trajectories of cutterhead markers while performing one cut

Examples of the movement trajectories of the markers on the roadheader boom and the determined movement trajectories of the blades of three selected cutting picks are shown in Figure 5.



Fig. 5. Movement trajectories of markers on boom and three picks on cutterhead while performing one cut

During the analysis of the boom movement, the measurement error value was determined based on the time functions of the measured positions of the W1 and W2 points on the boom and the determined distance between them (Fig. 6).

$$L_{w1w2} = \sqrt{(\Delta x_w)^2 + (\Delta y_w)^2 + (\Delta z_w)^2}$$

$$\Delta x_w = x_{w2} - x_{w1}$$

$$\Delta y_w = y_{w2} - y_{w1}$$

$$\Delta z_w = z_{w2} - z_{w1}$$

(1)

where $x_{w1, w2}$, $y_{w1, w2}$, $z_{w1, w2}$ – the determined coordinates of points W1 and W2





The distance between the markers on the boom is 200 mm. The distance, which measured during the movement of the boom with the use of the optical camera system, changed by 2 mm, which translates to a measurement error of 1%. The errors were mainly caused by dust, the vibrations transmitted to the structure of the building in which the measurement was conducted, and by errors during the determination of lens-distortion correction. Due to the fact that the spatial position of the cutterhead was determined analytically based on the position of the W1 and W2 points, the results of the analysis presented in this article are affected by a similar error.

4. CUTTING PICKS MOVEMENT TRAJECTORIES AND BOOM VIBRATIONS

This article presents the selected results of the roadheader's boom vibration analysis and movement trajectories of the cutting picks on the cutterhead during progressive and degressive cutting with a cutterhead rotational speed of 44.8 rpm.

Progressive cuts are cuts where the cutting depth gradually increases – usually starting from a value

of zero. In the case of a roadheader equipped with transverse cutterheads, these are usually created while mining the working face with the horizontal movements of the boom when the rock is excavated below the previously existing breach (Fig. 7). Due to the position of these cuts in relation to the previous cut, they are also called lower cuts.

On the other hand, degressive cuts are cuts where the pick starts cutting with a certain initial depth that is the maximum depth of a cut in most cases; then, the depth of the cut gradually decreases (Fig. 7). These cuts are created by raising the cutterheads and mining the layer of rock above the existing breach; hence, another name for these cuts is "upper cuts."



Fig. 7. Consecutive cuts performed by transverse cutterheads of the roadheader: d – lower (progressive), g – upper (degressive)

While extending the boom in the plane parallel to the thill, the picks on the transverse cutterhead theoretically move in a spiral motion over the surface of toruses. However, due to the vibrations of the boom caused by the mining process, these trajectories are distorted; this in turn results in differences between the theoretical and actual shapes of the cuts [14]. Figure 8 shows the determined actual movement trajectories of three picks in the coordinate system related to the cutterhead where the "x" axis matches the theoretical cutterhead rotation axis. The black dashed lines in the figure form circles that are the projection of the theoretical movement trajectories

of the selected picks. For the presented pick-movement trajectories, deviations toward the "y" axis are significantly smaller than toward the "z" axis.

$$z'_{i} = z_{i} - z_{gt}$$

$$y'_{i} = y_{i} \cdot \cos \alpha_{Hr} + x_{i} \cdot \sin \alpha_{Hr} - y_{gt}$$
(2)

where:

- x_i, y_i, z_i designated coordinates of the tips of the conical tools in the accepted main coordinate system,
- y_{gt}, z_{gt} theoretical coordinates of the position of the cutterhead resulting from the set parameters and boom movement,
 - α_{Hr} real boom extension angle in the plane parallel to the thill.



Fig. 8. Deviations of actual movement trajectories of cutting picks from theoretical trajectories caused by vibrations of cutterhead, presented in plane perpendicular to cutterhead rotation axis

Determination of the vibrations of the boom and its cutterhead based on the movement trajectories of the picks is difficult due to their rotation movement in relation to the cutterhead rotation axis. This is why the vibration analysis of the cutterhead was conducted based on the reference points positioned on the body of the boom.

The resultant position of the cutterhead in relation to its theoretical position in affected by the vibrations of the whole machine body and of the boom in relation to the body (instantaneous changes of the boom extension angle in planes that are perpendicular and parallel to the thill). The area of the video frames allowed us to determine the torsional vibrations of the boom and the resultant cutterhead vibrations during the mining process.

The progressive cut presented in this article was performed with a theoretically determined boom extension angle in the plane perpendicular to the thill of $\alpha_V = -12.78^\circ$ and the degressive cut with an angle of $\alpha_V = -2.08^\circ$. In order to directly compare the intensity of the boom vibrations, these values were treated as a reference point equal to 0° (Fig. 9).

$$\Delta \alpha_V = \alpha_{Vr} - \alpha_{Vt} \tag{3}$$

where:

- α_{Vr} real boom extension angle in the plane perpendicular to the thill,
- α_{Vt} theoretical (given) boom extension angle in the plane perpendicular to the thill.



Fig. 9. Course of changes of boom extension angle in plane perpendicular to thill in relation to theoretical position

As seen from the presented characteristics, the amplitude of the angular displacements of the boom in the plane perpendicular to the thill while performing the degressive cut was even 3.5 times higher than with the progressive cut. In the case of the degressive cut, it reached up to 1.7° , while for the progressive cut – up to 0.5° . The displacements of the boom by the α_V angle caused by vibrations significantly affected the actual position of the cutterhead. Changing angle α_V by 1° in the case of the analyzed roadheader type causes a displacement of the cutter head in the plane perpendicular to the thill by 54 mm.

When mining horizontal layers, the extension angle of the boom in the plane perpendicular to thill α_V remains theoretically unchanged; however, the extension angle of the boom in the plane parallel to thill α_H changes, which is the result of the movement of the roadheader's turntable. In the presented examples,

the boom was extended in the plane parallel to the thill with an average angular speed of $\omega_H = 0.06$ rad/sec for the degressive cut and $\omega_H = 0.04$ rad/sec for the progressive cut (Fig. 10).



in plane parallel to thill

In order to analyze the changes (vibrations) of extension angle α_H , the theoretical instantaneous values of this angle due to turntable movement were treated as reference points and were assigned a value of 0° (Fig. 11).

$$\Delta \alpha_H = \alpha_{Hr} - \alpha_{Ht} \tag{4}$$

where:

- α_{Hr} real boom extension angle in plane parallel to thill,
- α_{Ht} theoretical boom extension angle in plane parallel to thill.



Fig. 11. Course of changes of boom extension angle in plane parallel to thill in relation to theoretical instantaneous position

For the degressive cut, the amplitude of the changes of extension angle α_H reached up to 1.2°, and for the progressive cut – up to 0.5°. Similarly, as with the vibrations in the vertical plane and in the case of the vibrations in the horizontal plane, the changes of extension angle α_H were much higher while performing the degressive cut than with the progressive cut. The difference was almost 2.5 times higher. From the perspective of guiding the cutterhead, the important fact is that a change of extension angle α_H by 1° in the roadheader used for the study caused the cutterhead to move in the plane parallel to the thill by 56.5–66.8 mm, depending on the assumed value of angle α_V .

The torsional vibrations of the boom presented in Figures 9 and 11 significantly influenced the actual position of the cutterhead in space in relation to the theoretical position.

The instantaneous resultants of the cutterhead displacements were analyzed separately in relation to each axis of the main Cartesian coordinate system related to the processed concrete block.

$$\Delta x = x_{gr} - x_{gt}$$

$$\Delta y = y_{gr} - y_{gt}$$

$$\Delta z = z_{gr} - z_{gt}$$
(5)

where:

- x_{gr}, y_{gr}, z_{gr} real coordinates of the position of the cutterhead,
- x_{gt}, y_{gt}, z_{gt} theoretical coordinates of the position of the cutterhead resulting from set parameters and boom movement.

The largest displacements of the cutterhead position were observed for the degressive cut in the vertical direction – "z" axis (Fig. 12). The amplitude of these displacements reached up to 58 mm. For the same direction, the amplitude of the displacements for the progressive cut had a maximum value of 30 mm; however, this was observed only at the beginning of the registered process (at 0.3 s in the measurement). After that, the amplitude of the displacements remained at a level of 15 mm.



Fig. 12. Course of changes of cutterhead position along "z" axis perpendicular to thill in relation to theoretical instantaneous position

This was very much different for the change of the cutterhead position along the "x" axis. The deviations of the cutterhead from the theoretical position were significant for both the progressive and degressive cuts (Fig. 13). In the former case, the amplitude of the changes was up to 30 mm, and in the latter – up to 50 mm. In these cases, the period of the main changes of the cutterhead position along the "x" axis was similar or approximately equal to the period of the cutterhead's revolution.



Fig. 13. Course of changes of cutterhead position along "x" axis parallel to thill and perpendicular to roadheader axis in relation to theoretical instantaneous position

The smallest displacement for the progressive and degressive cuts were observed in the direction of the "y" axis, which is the longitudinal axis of the road-header (Fig. 14).



Fig. 14. Course of changes of cutterhead position along "y" axis parallel to thill and roadheader axis in relation to theoretical instantaneous position

The total deviation of the actual position of the cutterhead from the theoretical position derives from the sum of the displacement vectors in relation to a particular axis of the coordinate system.

$$\Delta R_{xyz} = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2} \tag{6}$$

Figure 15 shows thetheir comparison for the progressive and degressive cuts.

In the first case, the largest deviation of the cutterhead position from the theoretical position is 27 mm; however, it does not exceed 10 mm on average. In the second case, the maximum deviation of the cutterhead position was 45 mm for the degressive cut, with the average deviations remaining at a level of 20 mm.



Fig. 15. Course of deviation changes of cutterhead actual position from theoretical position

5. SUMMARY

The boom and cutterhead vibrations identified during the course of the study are significant, and they cannot be omitted in the process of modeling the roadheader or when automatically controlling the parameters of the roadheader's excavation system during mining. Furthermore, the registered deviations of the cutterhead position from the set theoretical position are very often higher than the cutting depth of the picks on the cutterhead, which leads to the cutting picks being unable to reach the excavated rock or the cutting depth rising above the theoretical value. Thus, the strong vibrations of the cutterhead cause a significant increase in the work dynamics of the whole roadheader.

Using high-speed cameras for vibration measurements or determining the movement trajectories of objects is quite common in technical industries; however, it is an innovative solution in the mining industry. The main problems when using optical measurement systems are the high dust content, lack of sufficient space around the measured objects, and insufficient lighting. However, under laboratory conditions (such as in the Department of Mining Mechanization and Robotisation of the Silesian University of Technology), these obstacles can be overcome, and the optical measurement system with high-speed cameras proved to be a valuable tool in identifying the movements and vibrations of the components of the tested machine.

Acknowledgement

Work conducted as a part of the project: "Controlling the movement of roadheader cutterheads to decrease energy consumption and dynamic loads" co-financed by National Center of Studies and Research under Applied Research Program (Agreement No. PBS3/B2/15/2015).

References

- Huang H., Lecampion B., Detournay E.: Discrete element modeling of tool-rock interaction I: Rock cutting, "International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics" 2013, 37: 1913–1929.
- [2] Cheluszka P., Mann R., Głuszek G.: *Determination of the real shape of grooves formed when cutting the rock with conical picks of roadheaders*, "Technicka Diagnostika" 2017, 1: 66–74.
- [3] Cheluszka P.: Modeling of the geometry of cuts for purpose of the computer simulation of a point-attack picks cutting process, "Technicka Diagnostika" 2015, 1: 66–74.
- [4] Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P., Bujnowska A.: Komputerowe badania wpływu parametrów ruchowych głowic urabiających na obciążenie układu urabiania kombajnu chodnikowego, III Międzynarodowy Kongres Górnictwa Rud Miedzi.
- [5] Sobota P: The impact of the roadheader boom settings and pics position on the cutting depth, "Technicka Diagnostika" 2015, 1: 249–257.
- [6] Xueyi L., Binbing H., Chaochao L., Shoubo J.: Dynamics Analysis on Roadheader Cutting Head Based on LS–DYNA, "Journal of Convergence Information Technology" 2012, 7: 333–340.
- [7] Cheluszka P., Gawlik J.: Computer modelling of roadheader's body vibration generated by the working process, XXVII Symposium "Vibrations in physical systems", Poznań–Będlewo, 9–13.05.2016 r.

- [8] Kui-Dong G., Chang-Long D., Song-Yong L.: An empirical mathematic model of drums cutting torque, "Journal of Theoretical and Applied Information Technology" 2012, 46, 2: 785–789.
- [9] Tiryaki B., Ayhan M., Hekimoglu O.Z.: A new computer program for cutting head design of roadheaders and drum shearers, 17th International Mining Congress and Exhibition of Turkey – IMCET 2001: 655–662.
- [10] Xiang Ping Tang, Duan Yi Wang.: Predication of rock cutting force of conical pick base on RBF Neural Network, "Applied Mechanics and Materials" 2014: 501–504.
- [11] Cheluszka P., Remiorz E., Gawlik J.: Simulation investigations of road-header dynamics for automatic control of cutting process, 17th International Multidisciplinary Scientific Geoconference SGEM 2017, 16, 13: 805–815.
- [12] Cheluszka P., Mann R., Sobota P., Głuszek G.: The innovative system for measuring the dynamic loads of conical picks on the cutting head of the roadheader, "Technicka Diagnostika" 2016, 1: 53–61.
- [13] Cheluszka P., Głuszek G., Giza T., Mann R., Remiorz E., Sobota P.: Charakterystyka układu pomiarowego do badań dynamiki kombajnu chodnikowego, Konferencja "Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2015", Gliwice 25.11.2015 r.
- [14] Cheluszka P.: Identyfikacja geometrii skrawów wykonywanych głowicami poprzecznymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na podstawie digitalizacji urobionej powierzchni, in: Kotwica K. (red. nauk.), Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie, Kraków 2017: 95–105.

RAJMUND MANN, Ph.D., Eng. Faculty of Mining and Geology Silesian University of Technology Akademicka 2a, 44-100 Gliwice, Poland Rajmund.Mann@polsl.pl

KAMIL CZERWINSKI, M.Sc., Eng. KAMIL MATUSIK, M.Sc., Eng. Alstom Konstal S.A. ul. Metalowców 9, 41-500 Chorzów, Poland {kamil.czerwinski-ext, kamil.matusik-ext} @alstomgroup.com RAJMUND MANN KAMIL CZERWIŃSKI KAMIL MATUSIK

Analiza trajektorii ruchu noży i drgań głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego z wykorzystaniem kamer szybkich

Do identyfikacji ruchu noży w procesie urabiania głowicą urabiającą kombajnu chodnikowego wykorzystano zestaw optyczny, którego głównymi elementami były kamery szybkie. W powiązaniu z programem TEMA Motion 3D przeznaczonym do analizy ruchu na podstawie zarejestrowanego obrazu na filmach umożliwiło to szczegółową analizę torów ruchu wysięgnika, głowic urabiających i noży na głowicach w trakcie skrawania. W artykule przedstawiono proces prowadzenia pomiarów oraz wyniki analizy porównawczej drgań wysięgnika i torów ruchu noży na głowicy urabiającej dla wybranych skrawów: progresywnego i degresywnego.

Słowa kluczowe: kamera szybka, kombajn chodnikowy, głowica poprzeczna, skraw progresywny, skraw degresywny, drgania

1. WSTĘP

W przypadku urabiania głowicą wielonarządowa określenie chwilowego położenia noży jest bardzo istotne dla powiązania ich trajektorii z siłami generowanymi podczas urabiania. Zależnie od prędkości obrotowej głowic urabiających i prędkości wychylania wysięgnika kolejne noże, wchodząc w strefę skrawania, mogą wykonywać nowe skrawy lub wpadać w bruzdy po poprzednich nożach [1], ponadto zmiany tych parametrów wpływają na kształt przekroju poprzecznego skrawów [2-6]. Analiza przebiegu obciążenia noży, potrzebna do weryfikacji modelu numerycznego kombajnu chodnikowego [7-10] oraz automatycznego sterowania parametrami tej maszyny podczas urabiania [11], wymaga identyfikacji rzeczywistych torów ruchu noży, na których mierzone są siły skrawania, docisku i boczna oraz identyfikacji drgań kombajnu chodnikowego, a zwłaszcza jego podzespołów układu urabiania. Wykorzystanie zewnętrznego (niezwiązanego z maszyną) układu optycznego kamer szybkich, za pomocą którego można z wystarczającą dokładnością określić zmiany położenia głowic urabiających i noży na głowicach, stanowi metodę alternatywną dla pomiaru bezpośredniego [12]. Biorąc pod uwagę złożoną trajektorię ruchu poprzecznej głowicy urabiającej, na której noże w czasie urabiania poruszają się ruchem spiralnym po powierzchni torusa oraz na którą nakładają się drgania wysięgnika i całej maszyny, wykorzystanie optycznego układu pomiarowego do identyfikacji przemieszczeń wybranych punktów na wysięgniku i na głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego okazało się dobrym rozwiązaniem.

2. STANOWISKO BADAWCZE

Pomiary przeprowadzono na stanowisku badawczym [13] w Katedrze Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, zbudowanym w ramach projektu naukowo--badawczego "Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych" dofinansowanego ze środków NCBiR.

W celu wykonania pomiarów optycznych określających ruch głowicy urabiającej stanowisko pomiarowe musiało zostać dodatkowo odpowiednio przygotowane (rys. 1). Jednym z podstawowych wymagań analizy obrazu jest sfilmowanie razem z poruszającym się obiektem stałych punktów odniesienia, względem których można zorientować układy współrzędnych w przestrzeni. Zastosowana do pomiarów technika wymagała, żeby punkty odniesienia znajdowały się na jednej płaszczyźnie. W warunkach stanowiska badawczego jedynym spełniającym te wymogi rozwiązaniem było zakotwiczenie do bloku betonowego płyty z odpowiednimi znacznikami – markerami typu *quadrant*. Płytę tę umieszczono powyżej planowanych do wykonania skrawów.



Rys. 1. Schemat rozmieszczenia elementów optycznego układu pomiarowego na stanowisku badawczym: 1 – kamery, 2 – stanowisko sterowania kamerami, 3 – oświetlenie, 4 – kombajn chodnikowy, 5 – blok betonowy

Kolejnym warunkiem koniecznym do przeprowadzenia analizy ruchu obiektów w przestrzeni trójwymiarowej jest ich filmowanie jednocześnie z dwóch kamer zsynchronizowanych ze sobą czasowo, ustawionych względem filmowanych obiektów tak, żeby kąt pomiędzy osiami optycznymi kamer zawierał się w określonym dla tej techniki pomiarowej przedziale. Kamery zamontowane na statywach rozmieszczono więc możliwie najszerzej z boku stanowiska badawczego.

Równie istotne, jak rozmieszczenie kamer wokół stanowiska badawczego, było odpowiednie jego oświetlenie. Filmowanie z ultrakrótkimi czasami rejestracji poszczególnych klatek filmu wymaga bardzo silnego stałego (niepulsującego) światła. Do oświetlenia stanowiska wykorzystano specjalne panele oświetleniowe LED, które umieszczono na łukach obudowy chodnikowej, na stanowisku badawczym, kierując strumień światła z każdego z nich, tak aby koncentrowały się w miejscu wykonywania pomiarów. Zyskana w ten sposób moc świetlna pozwoliła na rejestrację filmów z częstotliwością 1000 Hz, przy czasie ekspozycji pojedynczej klatki filmu wynoszącym 2×10^{-5} s. Tak krótki czas ekspozycji wymagany był w celu uniknięcia smużenia (rozmycia spowodowanego ruchem filmowanych obiektów) na zarejestrowanym filmie.

Rozmieszczenie kamer na stanowisku badawczym i zastosowanie w nich odpowiednich obiektywów pozwoliło na kadrowanie obejmujące ten sam obszar dla obu kamer, w którym zawarte były: końcówka wysięgnika kombajnu, prawa głowica urabiająca, tablica ze znacznikami oraz miejsce urabiania w centralnej części przodka bloku betonowego na szerokości około 1,5 m (rys. 2).



Rys. 2. Widok filmowanego obszaru z kamer prawej (a) i lewej (b) na stanowisku badawczym podczas urabiania

Identyfikacja ruchu głowicy urabiającej i wysięgnika wymagała zastosowania również na tych obiektach znaczników umożliwiających w późniejszej analizie jednoznaczne określanie zmian ich położenia. W celu określenia zmian położenia wysięgnika naklejono na nim dwa znaczniki na pokrywach kół zębatych przekładni redukcyjnej napędu głowic urabiających. Natomiast w celu określenia trajektorii ruchu głowicy urabiającej, ze względu na to, że wykonuje ona również ruch obrotowy, naklejono trzy znaczniki na pokrywie bocznej głowicy.

Na tak przygotowanym stanowisku badawczym filmowano proces urabiania bloku betonowego w pięciosekundowych ujęciach. Był to maksymalny czas, na który pozwalała wbudowana pamięć kamer szybkich. Czas ten w zależności od ustalonej prędkości obrotowej głowic pozwalał na rejestrację od trzech do pięciu pełnych obrotów głowic urabiających.

3. PRZETWARZANIE DANYCH POMIAROWYCH

Analizę ruchu przeprowadzono, wykorzystując program TEMA Motion 3D. Polegała ona na określeniu położenia na zarejestrowanych obrazach, znaczników z tablicy kontrolnej, wysięgnika i głowicy urabiającej, wyznaczeniu wspólnego dla obu kamer przestrzennego układu współrzędnych, wyznaczeniu współczynników korekcji dystorsji obiektywów (w celu wyeliminowania krzywizny obrazów) i prześledzeniu zmian położenia znaczników (rys. 3) na kolejnych klatkach zarejestrowanych filmów.



Rys. 3. Kadr z interfejsu programu do analizy obrazu TEMA Motion 3D – wirtualne punkty śledzenia na wysięgniku i głowicy

W wyniku przeprowadzonych operacji otrzymano współrzędne (x, y, z) znaczników na tablicy kontrolnej oraz na głowicy urabiającej (rys. 4) i wysięgniku, odwzorowujące ich kolejne położenia na torze, po którym się poruszały.

Wyznaczone w programie TEMA Motion 3D współrzędne punktów określające tor ruchu głowicy urabiającej zostały wyeksportowane do arkusza kalkulacyjnego, a następnie dopasowano do nich współrzędne punktów określających rozmieszczenie ostrzy noży na wirtualnym modelu głowicy urabiającej, uzyskanym ze skanera 3D. Wzajemne powiązanie układów współrzędnych modelu głowicy urabiającej i toru ruchu głowicy urabiającej pozwoliło na określenie toru ruchu noży na głowicy urabiającej.



Rys. 4. Tory ruchu znaczników na głowicy urabiającej podczas wykonywania jednego ze skrawów

Ostatecznie wszystkie wyznaczone tory ruchu zorientowano w kartezjańskim układzie współrzędnych związanym z blokiem betonowym. Środek tego układu znajdował się w prawym dolnym rogu bloku. Oś y skierowana była w głąb bloku betonowego, natomiast płaszczyzna xz pokrywała się z płaszczyzną czoła bloku, w które głowice urabiające kombajnu były zawrębiane, przy czym oś z skierowana była pionowo.

Przykładowe tory ruchu znaczników na wysięgniku kombajnu oraz wyznaczone tory ruchu ostrzy trzech wybranych noży przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Tory ruchu znaczników na wysięgniku oraz ostrzy trzech noży na głowicy urabiającej podczas wykonywania jednego ze skrawów

W trakcie przeprowadzania analizy ruchu wysięgnika wyznaczono wartości błędów pomiarowych na podstawie przebiegów czasowych zmierzonych położeń punktów W1 i W2 na wysięgniku oraz wyznaczonej odległości między nimi (rys. 6).

$$L_{w1w2} = \sqrt{(\Delta x_w)^2 + (\Delta y_w)^2 + (\Delta z_w)^2}$$

$$\Delta x_w = x_{w2} - x_{w1}$$

$$\Delta y_w = y_{w2} - y_{w1}$$

$$\Delta z_w = z_{w2} - z_{w1}$$

(1)

gdzie $x_{w1, w2}, y_{w1, w2}, z_{w1, w2}$ – zmierzone współrzędne położenia punktów W1 i W2

Odległość między naklejonymi na korpus wysięgnika znacznikami wynosiła 200 mm. Odległość ta mierzona w trakcie ruchu wysięgnika układem optycznym kamer zmieniała się o 2 mm, co oznacza błąd pomiarowy rzędu 1%. Błędy te były spowodowane głównie zapyleniem, drganiami przenoszącymi się na konstrukcję budynku, w którym prowadzono pomiary, oraz nieprecyzyjnym wyznaczeniem korekty dystorsji obiektywów. Z uwagi na fakt, że położenie w przestrzeni głowicy urabiającej wyznaczane było analitycznie na podstawie położenia punktów W1 i W2, wyniki przedstawionej w artykule analizy obarczone są podobnym błędem.



Rys. 6. Określenie wielkości błędu pomiarowego na podstawie odległości punktów W1 i W2

TORY RUCHU NOŻY I DRGANIA WYSIĘGNIKA

W niniejszym rozdziale przedstawiono wybrane wyniki analizy drgań wysięgnika kombajnu i tory ruchu noży na głowicy urabiającej z dwóch rodzajów skrawów progresywnego i degresywnego, wykonanych przy prędkości obrotowej głowicy urabiającej 44,8 obr/min. Skrawy progresywne to takie, w których głębokość skrawania stopniowo narasta – najczęściej począwszy od wartości zerowej. W przypadku kombajnu chodnikowego wyposażonego w głowice poprzeczne powstają one w trakcie urabiania czoła przodka poziomymi ruchami wysięgnika, wtedy gdy urabiana jest warstwa skały poniżej istniejącego wcześniej wyłomu (rys. 7). Ze względu na usytuowanie tych skrawów w stosunku do skrawu poprzedniego nazywa się je również skrawami dolnymi.

Z kolei skrawy degresywne to takie, w których nóż rozpoczyna skrawanie z pewną początkową głębokością, która jest najczęściej maksymalną głębokością skrawu, a następnie głębokość skrawu stopniowo maleje (rys. 7). Skrawy te powstają w wyniku podniesienia głowic urabiających i urabiania warstwy skały powyżej istniejącego wyłomu, dlatego są one inaczej nazywane skrawami górnymi.



Rys. 7. Kolejno wykonywane skrawy poprzecznymi głowicami kombajnu chodnikowego: d – dolne (progresywne), g – górne (degresywne)

W trakcie wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu noże osadzone na poprzecznej głowicy urabiającej poruszają się teoretycznie ruchem śrubowym po powierzchni torusów. Jednak ze względu na drgania wysięgnika spowodowane procesem urabiania tory te ulegają zaburzeniu, co skutkuje z kolei różnicami pomiędzy rzeczywistym a teoretycznym kształtem skrawów [14]. Na rysunku 8 przedstawiono wyznaczone rzeczywiste tory ruchu trzech noży w układzie współrzędnych związanym z głowicą urabiająca, gdzie oś x' pokrywa się z teoretyczną osią obrotu głowicy. Czarnymi liniami przerywanymi przedstawiono na rysunku okręgi będące odzwierciedleniem teoretycznych torów ruchu wybranych noży. W przypadku przedstawionych torów ruchu noży odchylenia w kierunku osi y' są znacznie mniejsze niż odchylenia w kierunku osi z'.

$$z'_{i} = z_{i} - z_{gt}$$

$$y'_{i} = y_{i} \cdot \cos \alpha_{Hr} + x_{i} \cdot \sin \alpha_{Hr} - y_{gt}$$
(2)

gdzie:

- x_i, y_i, z_i wyznaczone współrzędne ostrza *i*-tego noża w przyjętym głównym układzie współrzędnych,
- y_{gt}, z_{gt} teoretyczne współrzędne położenia głowicy urabiającej wynikające z zadanych parametrów ustawienia i ruchu wysięgnika,
 - α_{Hr} rzeczywisty kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu.





Określenie wielkości drgań wysięgnika i osadzonej na nim głowicy urabiającej na podstawie torów ruchu noży jest utrudnione ze względu na ich ruch obrotowy względem osi obrotu głowicy. Dlatego analizę drgań głowicy przeprowadzono, wykorzystując punkty odniesienia umieszczone na korpusie wysięgnika.

Na wypadkowe położenie głowicy urabiającej względem jej teoretycznego położenia wpływają drgania całego korpusu maszyny oraz drgania wysięgnika względem korpusu (chwilowe zmiany kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyznach prostopadłej i równoległej do spągu). Wielkość kadru na filmach pozwoliła na określenie zarówno drgań kątowych wysięgnika, jak i wypadkowych drgań głowicy urabiającej podczas procesu urabiania.

Wykonywanie przedstawionego w artykule skrawu progresywnego odbywało się przy teoretycznie ustalonym kącie wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu $\alpha_V = -12,78^\circ$, a skrawu degresywnego przy kącie $\alpha_V = -2,08^\circ$. W celu bezpośredniego porównania intensywności drgań wysięgnika wartości te potraktowano jako punkt odniesienia równy 0° (rys. 9).

$$\Delta \alpha_V = \alpha_{Vr} - \alpha_{Vt} \tag{3}$$

gdzie:

- α_{Vr} rzeczywisty kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu,
- α_{Vt} teoretyczny (ustalony) kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu.



Rys. 9. Przebieg zmian kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu względem ustawienia teoretycznego

Jak wynika z przedstawionych przebiegów, amplituda przemieszczeń kątowych wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu podczas wykonywania skrawu degresywnego była nawet 3,5 razy większa niż przy skrawie progresywnym. Dla skrawu degresywnego dochodziła do 1,7°, podczas gdy dla skrawu progresywnego do 0,5°. Przemieszczenia wysięgnika o kąt α_V wywołane drganiami znacząco wpływają na rzeczywiste położenie głowicy urabiającej. Zmiana kąta α_V o 1°, w analizowanym typie kombajnu chodnikowego, powoduje przemieszczenie głowicy w płaszczyźnie prostopadłej do spągu o 54 mm.

W trakcie urabiania poziomymi warstwami kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu α_V pozostaje teoretycznie bez zmian, natomiast kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu α_H zmienia się, co jest wynikiem ruchu obrotnicy kombajnu. W przedstawionych przypadkach urabiania wysięgnik był wychylany w płaszczyźnie równoległej do spągu z prędkością kątową wynoszącą średnio dla skrawu degresywnego $\omega_H = 0.06$ rad/s, a dla skrawu progresywnego $\omega_H = 0.04$ rad/s (rys. 10).



Rys. 10. Przebieg kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu

W celu analizy zmian (drgań) kąta wychylenia α_H teoretyczne chwilowe wartości tego kąta wynikające z ruchu obrotnicy potraktowano jako punkty odniesienia i przypisano im wartość 0° (rys. 11).

$$\Delta \alpha_H = \alpha_{Hr} - \alpha_{Ht} \tag{4}$$

gdzie:

- α_{Hr} rzeczywisty kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu,
- α_{Ht} teoretyczny kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu.



Rys. 11. Przebieg zmian kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu względem chwilowego położenia teoretycznego

W przypadku skrawu degresywnego amplituda zmian kąta wychylenia α_H dochodziła do 1,2°, a w przypadku skrawu progresywnego do 0,5°. Podobnie jak przy drganiach w płaszczyźnie pionowej również w przypadku drgań w płaszczyźnie poziomej zmiany kąta wychylenia α_H w skrawie degresywnym były znacznie większe niż w skrawie progresywnym. Różnica ta była prawie 2,5-krotna. Istotny z punktu widzenia prowadzenia głowicy jest fakt, że zmiana kąta wychylenia α_H o 1° w zastosowanym w badaniach kombajnie chodnikowym powoduje przemieszczenie głowicy w płaszczyźnie równoległej do spągu od 56,5 mm do 66,8 mm, w zależności od przyjętej wartości kąta α_V .

Drgania kątowe wysięgnika przedstawione na rysunkach 9 i 11 wpływają zasadniczo na rzeczywiste położenie głowicy urabiającej w przestrzeni, w stosunku do położenia teoretycznego.

Wypadkowe, chwilowe przemieszczenia głowicy urabiającej rozpatrzono osobno względem każdej z osi głównego kartezjańskiego układu współrzędnych związanego z urabianym blokiem betonowym.

$$\Delta x = x_{gr} - x_{gt}$$

$$\Delta y = y_{gr} - y_{gt}$$

$$\Delta z = z_{gr} - z_{gt}$$
(5)

gdzie:

- x_{gr}, y_{gr}, z_{gr} rzeczywiste współrzędne położenia głowicy urabiającej,
- x_{gt}, y_{gt}, z_{gt} teoretyczne współrzędne położenia głowicy urabiającej wynikające z zadanych parametrów ustawienia i ruchu wysięgnika.

Największe przemieszczenia położenia głowicy urabiającej zaobserwowano dla skrawu degresywnego wzdłuż kierunku pionowego – osi z (rys. 12). Amplituda tych przemieszczeń dochodziła do 58 mm. Dla tego samego kierunku, amplituda przemieszczeń, w przypadku skrawu progresywnego, wynosiła maksymalnie 30 mm, przy czym w zarejestrowanym przebiegu miało to miejsce tylko na jego początku (0,3 s pomiaru), a następnie amplituda przemieszczeń utrzymywała się na poziomie 15 mm.



Rys. 12. Przebieg zmian położenia głowicy wzdłuż osi z prostopadłej do spągu względem chwilowego położenia teoretycznego

Inaczej przedstawiały się zmiany położenia głowicy wzdłuż osi x. Zarówno w przypadku skrawu progresywnego, jak i degresywnego odchylenia głowicy od położenia teoretycznego były znaczące (rys. 13). W pierwszym przypadku zakres zmian dochodził do 30 mm, w drugim do 50 mm. W przypadkach tych okres głównych zmian położenia głowicy wzdłuż osi x był podobny i równy w przybliżeniu okresowi obrotu głowicy urabiającej.



Rys. 13. Przebieg zmian położenia głowicy wzdłuż osi x równoległej do spągu i prostopadłej do osi kombajnu względem chwilowego położenia teoretycznego

Najmniejsze przemieszczenia zarówno w przypadku skrawu progresywnego, jak i degresywnego odnotowano w kierunku osi y, czyli wzdłuż osi podłużnej kombajnu (rys. 14).



Rys. 14. Przebieg zmian położenia głowicy wzdłuż osi y równoległej do spągu oraz do osi kombajnu względem chwilowego położenia teoretycznego

Całkowite odchylenie położenia rzeczywistego głowicy urabiającej od położenia teoretycznego wynika z sumy wektorów przemieszczeń względem poszczególnych osi układu współrzędnych.

$$\Delta R_{xyz} = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2} \tag{6}$$

Na rysunku 15 porównano je dla skrawu progresywnego i degresywnego.

W pierwszym przypadku największe odchylenie położenia głowicy od położenia teoretycznego wynosiło 27 mm, ale przeciętnie nie przekraczało 10 mm. W drugim przypadku, dla skrawu degresywnego, maksymalne odchylenie położenia głowicy wynosiło 45 mm przy przeciętnych odchyleniach utrzymujących się na poziomie 20 mm.



Rys. 15. Przebieg zmian odchylenia położenia rzeczywistego głowicy od położenia teoretycznego

5. PODSUMOWANIE

Zidentyfikowane w trakcie badań drgania wysięgnika i głowicy urabiającej są znaczące i nie można ich pominąć w procesie modelowania kombajnu chodnikowego lub automatycznego sterowania parametrami układu urabiania kombajnu w trakcie urabiania. Tym bardziej, że zarejestrowane odchylenia położenia głowicy urabiającej od zadanego położenia teoretycznego są często większe niż głębokość skrawania noży na głowicy, przez co noże urabiające tracą kontakt z urabianą skałą lub głębokość skrawania wzrasta ponad wartość teoretyczną. Silne drgania głowicy urabiającej powodują zatem istotny wzrost dynamiki pracy całego kombajnu chodnikowego.

Zastosowanie kamer szybkich do pomiaru drgań lub określenia torów ruchu obiektów jest dość powszechne w technice, lecz w branży górniczej stanowi nowatorskie rozwiązanie. Głównymi przeszkodami do stosowania optycznych układów pomiarowych są: duże zapylenie, brak wystarczającej przestrzeni wokół badanych obiektów i niewystarczające natężenie światła. Jednak w warunkach laboratoryjnych, jakimi dysponuje Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, udało się pokonać te przeszkody, a optyczny układ pomiarowy z kamerami szybkimi okazał się cennym narzędziem służącym do identyfikacji ruchu i drgań podzespołów badanej maszyny.

Podziękowania

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

Literatura

- Huang H., Lecampion B., Detournay E.: Discrete element modeling of tool-rock interaction I: Rock cutting, "International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics" 2013, 37: 1913–1929.
- [2] Cheluszka P, Mann R., Głuszek G.: Determination of the real shape of grooves formed when cutting the rock with conical picks of roadheaders, "Technicka Diagnostika" 2017, 1: 66–74.
- [3] Cheluszka P.: Modelling of the geometry of cuts for purpose of the computer simulation of a point-attack picks cutting process, "Technicka Diagnostika" 2015, 1: 66–74.
- [4] Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P., Bujnowska A.: Komputerowe badania wpływu parametrów ruchowych głowic urabiających na obciążenie układu urabiania kombajnu chodnikowego, III Międzynarodowy Kongres Górnictwa Rud Miedzi.
- [5] Sobota P: The impact of the roadheader boom settings and pics position on the cutting depth, "Technicka Diagnostika" 2015, 1: 249–257.
- [6] Xueyi L., Binbing H., Chaochao L., Shoubo J.: Dynamics Analysis on Roadheader Cutting Head Based on LS–DYNA, "Journal of Convergence Information Technology" 2012, 7: 333–340.
- [7] Cheluszka P., Gawlik J.: Computer modelling of roadheader's body vibration generated by the working process, XXVII Symposium ,,Vibrations in physical systems", Poznań – Będlewo, 9–13.05.2016.

- [8] Kui-Dong G., Chang-Long D., Song-Yong L.: An empirical mathematic model of drums cutting torque, "Journal of Theoretical and Applied Information Technology" 2012, 46, 2: 785–789.
- [9] Tiryaki B., Ayhan M., Hekimoglu O.Z.: A new computer program for cutting head design of roadheaders and drum shearers, 17th International Mining Congress and Exhibition of Turkey – IMCET 2001: 655–662.
- [10] Xiang Ping Tang, Duan Yi Wang.: Predication of rock cutting force of conical pick base on RBF Neural Network, "Applied Mechanics and Materials" 2014: 501–504.
- [11] Cheluszka P., Remiorz E., Gawlik J.: Simulation investigations of road-header dynamics for automatic control of cutting process, 17th International Multidisciplinary Scientific Geoconference SGEM 2017, 16, 13: 805–815.
- [12] Cheluszka P., Mann R., Sobota P., Głuszek G.: The innovative system for measuring the dynamic loads of conical picks on the cutting head of the roadheader, "Technicka Diagnostika" 2016, 1: 53–61.
- [13] Cheluszka P., Głuszek G., Giza T., Mann R., Remiorz E., Sobota P.: Charakterystyka układu pomiarowego do badań dynamiki kombajnu chodnikowego, Konferencja "Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2015", Gliwice 25.11.2015.
- [14] Cheluszka P.: Identyfikacja geometrii skrawów wykonywanych głowicami poprzecznymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na podstawie digitalizacji urobionej powierzchni, w: Kotwica K. (red. nauk.), Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie, Kraków 2017: 95–105.

dr inż. RAJMUND MANN Wydział Górnictwa i Geologii Politechnika Śląska ul. B. Krzywoustego 2, 44-100 Gliwice Rajmund.Mann@polsl.pl

mgr inż. KAMIL CZERWINSKI mgr inż. KAMIL MATUSIK Alstom Konstal S.A. ul. Metalowców 9, 41-500 Chorzów {kamil.czerwinski-ext, kamil.matusik-ext} @alstomgroup.com

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.93

KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ MACIEJ KWAŚNY KRZYSZTOF TWARDOCH

Safety of mining machinery drives – selected issues

The machines used in contemporary mining work under extremely demanding environmental and working conditions, especially when variable loads occur during the mining and transport. This causes a dynamic load occurrence, particularly influencing the mechanical subunits of the machine drive system; the dynamic loads negatively affect the durability, reliability, and security of its use. Counteracting the negative results of the mutual dynamic interactions between the parts of the machine drive is helped by the application of appropriate methods and measures leading to diminished transferred dynamic loads. The specifics of the working conditions in mining machines causes high dynamic loads during electrical or mechanical starting. We present models of torsionally flexible couplings applied in mining machines having a reduction of the dynamic loads occurring during stabile work as a target.

Key words: protection, overload, drive system

1. INTRODUCTION

Basic mining machines working in underground coal mines are excavating machines that convey waste from the longwall. The nature of these machines makes them some of the most-exposed machines in the mining industry. This situation requires special attention to the process of their design and operation.

The basic mechanical unit that mediates the performance of each mining machine is the propulsion system. Its components usually include such elements as an electric motor, gears, couplings, and components or actuators in the form of a mining body (drill) or drum.

The main mechanical assemblies in the drive system of excavating and transporting machines (such as the couplings and gears) are subjected to particularly intensive variable-load operating forces with significant instantaneous high-frequency overloads that occur primarily in unsteady starters (scraper conveyors) as well as during fixed work. The ultimate effect of these adverse effects is reducing their reliability and durability. A remedy for such adverse operating conditions is to use special technical measures to protect the components of the drive system from overload. An example of this may be the drive system of a floor conveyor, where significant problems are associated with its start up. One way is to use a starter device to facilitate this process by electrical and/or mechanical means. As mentioned above, the overloads also occur during the operation of the fixed machine. In this case, torsionally flexible couplings of different designs are used.

In this article, an overview of the protection of the propulsion systems of selected mining machines is presented in a comprehensive and synthetic manner. The main focus is on a mechanical solution used in mining machine drive systems.

2. PROTECTION OF DRIVE SYSTEM OF EXCAVATING MACHINES

In the process of extracting hard coal, roadheaders and longwall shearers are used as mining machines for the excavation of waste.

Roadheaders are used for drilling the corridors that provide access to coal, salt, and copper ores. The individual working motions of the actuators are realized by means of drive mechanisms of the excavating body, crawler chassis, and excavator loader. The most-heavily-loaded is the propulsion system of the working heads. Admittedly, their start-up is usually without load, but there are high dynamic loads from the cutting of coal or stone by the knives. The instability of the mechanical parameters of the workmanship and method of moving the workpiece heads are the reason for the variable load in the drive system from the electric motor to the working heads. Figure 1 shows an example of the construction of an AM-50z roadheader. Depending on the design of the mining machine, the reducer can take a different form in kinematic terms, but the coupler between the input shaft of the reducer and the motor is always a flexible coupler. In most cases, it is an insert coupling or, as in the case of the AM-50z roadheader, a finger coupling.



I. gear ratio II. gear ratio III. gear ratio



This clutch is designed to alleviate the dynamic load on the transmission input shaft from the engine at startup and then relieve the load on the motor shaft from the response to the cutting load. Figure 2 shows the passive member of the insert coupling, and in Figure 3, the finger clutch of the longitudinal milling head is shown.



Fig. 2. View of passive member of insert clutch used in roadheader



Fig. 3. View of passive member of finger clutch used in roadheader

In addition to the flexible coupling, friction clutches can also be used (as in the case of the AM-75 combine). It also functions as an overload clutch.

The overload protection in the shaping body is predominantly handled by the expansion ring (Fig. 4), by means of which the torque is transferred from the passive shaft of the reducer to the cutting head.

It is a combination of a cylindrical smooth hub of the cutting head with a cylindrical smooth output shaft [2]. When an overload occurs, the friction force in the ring is exceeded, and there is a slip and a break in the torque transmission.



Fig. 4. View of expansion ring for use in head of mining roadheader

In addition to the direct methods of securing the propulsion system of the digging machine in the roadheader against overload, indirect methods are used, which include [2]:

- thermal protection of the drive motor,
- limiting the clamping force of the cutting head as the pressure in the power supply of the boom tilting cylinders increases,
- limiting the speed of moving the cutting head as the power consumption of the engine in the cutting system increases.

Another machine used for the simultaneous excavation and loading of waste on the conveyor is a shearer. It forms part of the longwall complex. Figure 5 shows an exemplary view of a geometrical model of the drive system of the mining body.



Fig. 5. Geometrical model of longwall shearer drive system [3]

The overload protection of the driveline can be achieved by direct and indirect drives. Indirect methods include all of the controls included in the harvester control system, such as the Joy's company Faceboss control system, where the engine parameters are controlled without blocking or overheating.

The highest load from coal mining is in the propulsion system of the mining body. It is true that the start-up process itself is not a problem (as it takes place without a load), but during the cutting process, there is a high degree of variability over time, and its intensity depends on the speed of the combine.

Protective gear assemblies for the drilling unit and overload drive may be fuse shafts that transmit the engine torque to the first gear stage [4, 5]. This solution is used in the KSW 460, KSW 620E, and KSW-1140E mining combines, for example. The fuse shaft has an undercut, and in the event of an overload in the drive system, it is destroyed there. This shaft is easily replaced by a new one.

3. PROTECTION OF DRIVE SYSTEM OF TRANSPORTING MACHINES

3.1. Scraper conveyors

Scraper conveyors are the beginning of the conveyor belt from the longwall. The operating conditions of the wall conveyor make them some of the heaviest operating conditions in underground mining. Considerable problems are caused by the start-up, mainly due to the mass of the excavated material on the route as well as too much initial tension on the chain and any problems on the supply side of the engine (the status of the mine network, incorrect drive order, etc.).

In addition to the difficult start-up, the main mechanisms of the drive system of the floor conveyor are exposed to particularly intensive operating loads in the form of variable loads with significant instantaneous overloads (also during steady-state operation).

Counteracting the unfavorable effects of the interference of the elements of the floor conveyor drive systems is possible through the use of appropriate methods and measures leading to the reduction of dynamic load transmission, as they have a significant impact on the development of degradation processes (especially fatigue).

As mentioned earlier, a big problem is the start-up of a loaded conveyor. This is particularly important because mine practice shows that the wall conveyor is switched on and off relatively frequently [6].

It is possible to start up the loaded conveyor by taking the appropriate technical measures. It can be carried out by electrical (the simplest solution is to use a two-speed motor) or mechanical means. The electric starter methods/devices are:

- contactor starters,
- thyristor units,
- frequency converters.

Enabling the start of the conveyor as well as limiting the negative effects of the interaction of the propulsion system components during the fixed operation is also possible through the use of simple torsionally flexible couplings and moreadvanced overload / start couplings construction.

At present time, in the mining scraper conveyors between the motor and gearbox, flexible couplings with elastomer or polyurethane inserts (Fig. 6) or two-component (Fig. 7) are often used.



Fig. 6. One insert flexible coupling SP (ASR) [7, 8]



Fig. 7. Two insert flexible coupling SPP (ASR) [7]

In the floor conveyors, a connection of the flexible and overload couplings is also used. Figure 8 shows an example design of such a solution.



Fig. 8. Overload coupling APMX [8]

This is a typical insertion clutch with an adjustable torque value at which friction on the friction pads occurs and disconnects the drive.

Other couplings are also available. An example is the clutch, which is manufactured by RFM RYFAMA (Fig. 9), where the flexible element is a rubber torus in which the steel sleeves are vulcanized. In the bushes, there are alternating steel bolts attached to the discs located on the active and passive couplings [9].



Fig. 9. Flexible coupling of RFM RYFAMA [9]

In turn, the original solution of the flexible coupler with removable elastic part (insert) without dismantling the engine is offered in the TZ Polska company. These are the BHDD and SDD clutch couplings. They differ mainly in the construction of the replacement part, more specifically in the shape of the fuselage and elastic insert. An example of such a solution is shown in Figure 10.



Fig. 10. Tschan BHDD-type coupling [10]

In conclusion, insert couplings are used in the drive systems of floor conveyors due to their low cost of production, durability, and lack of service during operation. They suppress the torsional vibrations; however, they have a relatively small relative angle of the twisting of the members and do not sufficiently support the start-up process of the conveyor. Tire couplings (Fig. 11) may also be used. They carry large torque and have a significantly higher susceptibility to the elastic than the inserts. Their additional advantage is the possibility of replacing the elastic pad without dismantling any of the components of the drive system.



Fig. 11. Tire coupling [8]

A new type of clutch, which can find use in mining machinery drives in the near future, is the Dodge Raptor clutch. It combines the advantages of the high elasticity of a tire clutch and the easy replacement of the elastic cartridge with high durability and reliability. Figure 12 shows the Raptor clutch with fuses.



Fig. 12. Raptor-SK clutch with fuses [8]

The use of fuses in the coupling reduces the value of the transmitted torque to a value beyond which the chopping occurs; consequently, the drive will be disengaged. The Raptor clutch coupling element consists of two parts. It is made of natural rubber and has a special design for high strength in sensitive areas. The toughness of this type of coupling is several dozen degrees higher than other clutches.

As mentioned earlier, elastic couplings have a number of drawbacks. First of all, they do not fully protect the components of the drive system from overload and do not meet expectations during the so-called heavy start-up, which can lead to the inability to start the conveyor without first unloading it. Therefore, hydrodynamic couplings have been widely used in the Polish mining industry.

Hydrodynamic couplings are a complex system in which the transfer of torque from the active member – the pump impeller to the passive member – is called a turbine impeller by means of a liquid connector [11-12]. There are mainly fixed couplings with or without retarder and flow [9].

For conveyors where heavy start-up is expected, the use of fixed-displacement torque couplings with a retard chamber is particularly applicable. The task of the extra chambers is to collect a portion of the fluid from the working chamber so that it is less dense. Ultimately, almost the unloading start of the conveyor motor is obtained. Voith Turbo GmbH with the coupling of the TV type is a potential producer of such couplings. The suppliers of this type of coupling on the Polish market are also companies such as Flender-Siemens with FV and FN clutches and (in the near future) Fasing (MOJ). Figure 13 shows the construction of one Voith 487 650 TVF series clutch. Voith couplings are built in several types, adapted to the specific working conditions of working machines. They differ mainly in their construction and size of their delay chambers.

Constant hydrodynamic couplings are protected by fuse plugs. Their purpose is to protect against the thermal overheating of the coupling and excessive pressure increase by releasing the working fluid.

Apart from hydrodynamic couplings with constant fluid filling in heavily loaded conveyors, clutches with an adjustable fill level of the working space are used. An example of such a clutch is shown in Figure 14 [13].

The initial start-up phase of the drive system with such a clutch is carried out without load (with the clutch disengaged). The hydraulic fluid is only supplied after the engine has been fully started, and the chain conveyor starts slowly from there.



Fig. 13. Voith type 487 650 TVF clutch [12]



Fig. 14. Hydrodynamic coupler type DTPKWL 2 with adjustable water filling [13]

A wall-mounted floor conveyor equipped with adjustable-type hydrodynamic couplings moves into a steady state after reaching the working speed chain. The optimum size of the working space is 70% to 75% of the total capacity of the clutch when the conveyor is in operation [14].

When using this type of clutch, the working speed of the chain is reached about 30 s after startup, which is too long during times of frequent starts. This is a major disadvantage of this type of hydrodynamic coupling.

In the case of heavily loaded floor conveyors (where frequent couplings are expected), DTPW-type

flow couplings [9] can be used. The design of this type of coupling was jointly developed by Voith and JOY. In this coupling, there is a continuous replacement of water coming most often from the fire pipe. Its volume in the clutch working chamber is constantly adjustable depending on the load condition of the conveyor. This clutch can work with approximately twice as much lubrication as a clutch with a constant filling.

In summary, hydrodynamic couplings are a common design that have been used in operational practice for several decades. They are characterized by a number of advantages, but their use is not devoid of disadvantages. This is why companies producing clutches for the mining industry sought new solutions.

The Halbach-Braun Company has proposed the construction of a multi-plate overload clutch (slip clutch). They can be installed between the motor and gearbox as well as at the transmission shaft of the transmission.

This type of clutch is located between the motor and the gear unit in series with a flexible coupling; e.g., insert. However, these clusters are very rare in the national mining industry [9].

Voith is also used in its SafeSet overload clutch (Fig. 15). They are used primarily in the mining conveyors of the American mining machinery manufacturer Joy Mining Machinery. In this case, there is also a slip in the clutch mechanism. Adjustment of the torque in takes place in its hydraulic system.



Fig. 15. Construction of Voith SafeSet overload clutch [15]

The Safesydor systems from Dorstener and the DBS from DBT and Dodge are used for a moreadvanced ways of securing the drive systems from overload, difficult starting, and leveling of individual drives in the wall conveyor. In both cases, the safety components were directly linked to the gear unit.

In the first of these solutions, the planetary gear wheel of the first planetary stage was associated with a oil lubricated multi-plate clutch (Fig. 16).

This solution allows for both the easy startup of the conveyor and also protecting the drive system from overload during a fixed operation. In addition, it allows us to balance the power of the individual motors.

However, this system has not found much use in mining practice [9]. The disadvantages of this system are the high cost of production associated with a complex control system as well as the poor co-operation with two-speed motors.



Fig. 16. Dorstener Safesydor system [9]

For floor conveyor drives, the CST (Control Start Transmission) system has been used since the mid-1990s. Contrary to the name, this solution is not only intended to facilitate the start-up of the conveyor, but through the control system and associated sensor systems, it is able to react to any load changes in the conveyor.

As with the Safesydor system, the CST drive system integrates two drive system components: the gearbox and clutch. They are placed in two interconnected permanent parts of the common enclosure. In one part, there is a planetary gearbox with a builtin CST clutch mounted on the output shaft. This is a wet multi-plate clutch with special ceramic linings (Fig. 17).

The other parts of the system (gray in Fig. 16) contain other components of the system, such as:

- high pressure pump, oil heat exchanger;
- hydraulic control, precision servo valve with smooth adjustment;
- pressure, temperature, and input/output speed sensor;
- electronic pre-treatment of measured values;
- PROTEC drive controller.



Fig. 17. Integrated CST system [16]

In the start-up phase, all motors of the floor conveyor are started. This is done without load. Only when the CST system is fully engaged is the oil supplied to the CST system. During this run-in phase, the oil pressure increases; therefore, the load on the motor is synchronized. When there is a difference in power consumption in the less-loaded drive, the pressure is increased, as a result of which the clutch disc clutches increase and the slip is reduced until the load is equalized. Conversely, if the conveyor drive is blocked, the device driver instructs the relevant actuators to completely disconnect all of the drives.

Apart from the undoubted advantages of the CST system, there are also disadvantages that make it rare in the Polish mining industry. This solution is characterized by a quite-complicated construction, which affects the price of its production and maintenance costs [17]. There, there is also a high demand for the technical culture of its use [9]. These negative features have made this solution much less common compared to hydrodynamic couplings.

The clutch constructions used in mining floor conveyors have been characterized by numerous advantages and disadvantages. Older designs are characterized by their simplicity, low production, and low operating costs; however, they do not meet the expectations that they face. Newer couplings meet these expectations, but they are distinguished by the increasing complexity of construction (which increases their production and service costs). Therefore, new construction solutions for couplings should be sought. For example, one such solution is the construction of the metal torsionally flexible coupling that has been developed at the Department of Mining Robotization and Mechanization of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology.

This component is made entirely of metal, which is a significant difference compared to the currently produced construction. Its idea, structure, and principle of operation have been described in the following references [18–20]. It is characterized by simplicity of construction and (consequently) its low cost of production.

Figure 18 shows a clutch view designed for a 400 kW electric motor. It is integrated with an insertion clutch that is located between the motor and the gear unit.



Fig. 18. View of solid metal clutch model designed for 400-kW floor conveyor drive system

The torsionally flexible metal clutch mechanism can also be located in the drive drum (Fig. 19). Integrating the two drive system components into one drive saves space. This is an original solution that has not been used thus far.



Fig. 19. Torsionally flexible metal coupling with drum drive of floor conveyor (power: 400 kW)

The overload protection of the drivetrain is also ensured by a proper chain coil chaining. This problem was solved at the Department of Mining Robotization and Mechanization of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology. Movement and vibration caused by the movement of the spoil in the gutters cause an elongation in the chain. The consequence of this phenomenon is a disturbance in the conveyor operation caused by the improper co-operation of the drum with the chain at the point of its descent. The solution to this problem is to apply the correct adjustment of the required chain tension to the operating conditions of the conveyor. This is done by shifting the auxiliary drive hull using a suitable control algorithm called ASTEN [21].

3.2. Belt conveyors

Belt conveyors are the next link in the conveyor system from the longwall.

In the conveyor belt drive system, the following technical solutions are used as overload protection (which occurs mainly during start-up) [22]:

- two-speed motors,
- thyristor starters,
- frequency inverters,
- use of DC motor,
- flexible couplings,
- hydrodynamic coupling,
- CST system.

As with scraper conveyor systems, the start-up of the conveyor belt is accomplished by using the appropriate starting devices. These units support the startup phase of the conveyor by electrical or mechanical means.

The mechanical start-up assistance is carried out through a clutch mechanism. The simplest solution is to use a flexible clutch, but this solution is not suitable for long and overly inertial conveyors. The low torsional rigidity of such a coupling reduces the loading capacity of the loaded conveyor.

Belt conveyors also use hydrodynamic couplings, most often with constant filling. These are Voith system couplings T, TV, TVV, and TVVS [22]. Flow couplers with the adjustable filling of the TPKL system (Fig. 20) and DTPKL or their variants may also be used [22].



Fig. 20. Voith's TPKL flow clutch [15]

The CST artificial intelligence systems [22] described above are used for the startup of multistage tape conveyors of considerable length and inertia. This system is well-suited to work with the same type of drive in a conveyor equipped with drum intermediate drives, where the correct positioning of a drive with identical engine power is very difficult.

4. SUMMARY

Machines used in underground mining work under particularly difficult working and environmental conditions. This applies to the excavating and transporting machines in particular. In addition, modern mining saddles them with particularly difficult requirements, because they are characterized by high reliability and significant durability. Their failurefree operation depends on the continuity of mining in the mining plant.

The continuous increase in the efficiency of technological processes in underground mining (i.e., the efficiency of machines entering the mining cycle) makes the drive system most vulnerable to dynamically changing loads during operation, which is the most-important component of each mining machine. Its effectiveness depends on the efficiency of the machine. In order to mitigate these unfavorable operating conditions in mining excavations, indirect and direct methods can be used to prevent overload occurring during the start-up phase and fixed work.

Indirect methods are related to the control system, where the engine parameters are controlled without blocking or overheating.

In direct methods, clutches of different construction are used. Cartridge couplings consist of durable components and have a simple construction and operating principle, but they have a lot of limitations. More-advanced systems such as CST, Safesydor, and popular hydrodynamic couplings have many advantages, but they no are also free of defects. This is why we are constantly looking for new solutions. One of them may be a metal torsionally flexible coupling which has been developed in the Department of Mining Robotization and Mechanization of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology. It has a much-higher torsional rigidity compared to the insert clutch couplings combining the simplicity of construction with them.

References

- Broen A.: Kombajny chodnikowe, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1980.
- [2] Dolipski D., Cheluszka P.: Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [3] Świtoński E., Chuchnowski W.: Optymalizacja cech konstrukcyjnych mechatronicznych układów napędowych maszyn górniczych, "Maszyny Górnicze" 2008, 4: 23–30.
- [4] Rupik J., Skrzypie A., Kurek M.: Doświadczenia eksploatacyjne napędów maszyn przeznaczonych dla górnictwa od hydraulicznych do elektrycznych, "IV Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa", Szczyrk 2008.
- [5] Suchoszek J., Nogas Z.: Współpraca DAMEL-u z ZZM S. A., Sympozjum z okazji 60-lecia Zabrzańskich Zakładów Mechanicznych S. A., Zabrze 2007.
- [6] Grzesica P.: Wpływ obciążenia zewnętrznego na siły międzyzębne w przekładniach zębatych maszyn górniczych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.
- [7] Sprzęgła elastyczne typu SP, Technical and operational documentation, MOJ S.A. (Grupa Fasing), Katowice 2013.
- [8] Offer of Fabryka Elementów Napędowych FENA, Katowice 2017.
- [9] Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012.
- [10] Offer of TZ Polska Sp. z o.o., Bytom.
- [11] Antoniak J.: Przepływowe sprzęgła wodne do napędów wysokowydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2002, 11: 21–29.
- [12] *Start-up Components for Mining* advertising brochure of Voith Turbo GmbH & Co. KG, Crailsheim 2007.
- [13] Fill-controlled Fluid Couplings advertising brochure of Voith Turbo GmbH & Co. KG, Crailsheim 2007.

- [14] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1990.
- [15] Offer of Voith GmbH & Co, Niemcy 2017.
- [16] Zintegrowany układ napędowy WB/CST advertising brochure of DBT GmbH, Lünen 2000.
- [17] Mendyka P.: Układy rozruchowe ścianowych przenośników zgrzebłowych, "Napędy i Sterowanie" 2014, 7/8: 138–144.
- [18] Filipowicz K.: Doświadczalna i teoretyczna identyfikacja cech dynamicznych nowej konstrukcji sprzegła podatnego w zastosowaniu do układu napędowego maszyn górniczych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
- [19] Filipowicz K., Kuczaj M.: Wpływ metalowego sprzęgła podatnego skrętnie na pracę układu napędowego przenośnika zgrzebłowego, XXIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych TEMAG" 2015: 19–30.
- [20] Kuczaj M., Filipowicz K.: Badania symulacyjne wpływu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie na rozruch układu napędowego, XXIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych TEMAG" 2015: 89–98.
- [21] Dolipski M., Cheluszka P., Remiorz E., Sobota P.: *Innowacyj-ne górnicze przenośniki zgrzebłowe*, Wydawnictwo Politechniki Ślaskiej, Gliwice 2017.
- [22] Antoniak J.: Przenośniki taśmowe: wprowadzenie do teorii i obliczenia, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.

KRZYSZTOF FILIPOWICZ, D.Sc., Eng. MARIUSZ KUCZAJ, Ph.D., Eng. MACIEJ KWAŚNY, 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, maciej.kwasny}@polsl.pl

KRZYSZTOF TWARDOCH, Ph.D., Eng.

Institute of Machine Design Fundamentals Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering Warsaw University of Technology ul. Narbutta 84, 02-524 Warsaw, Poland krzysztof.twardoch@simr.pw.edu.pl KRZYSZTOF FILIPOWICZ MARIUSZ KUCZAJ MACIEJ KWAŚNY KRZYSZTOF TWARDOCH

Bezpieczeństwo układów napędowych maszyn górniczych – zagadnienia wybrane

Współczesne maszyny stosowane w górnictwie podziemnym pracują w skrajnie trudnych warunkach środowiskowych, zwłaszcza przy zmiennym obciążeniu. Jest to powodem występowania obciążeń dynamicznych, które w szczególności oddziałują na zespoły mechaniczne układu napędowego maszyny, wpływając niekorzystnie na jego trwałość, niezawodność oraz bezpieczeństwo użytkowania. Przeciwdziałanie występującym niekorzystnym skutkom wzajemnych oddziaływań dynamicznych elementów układów napędowych jest możliwe w wyniku stosowania odpowiednich metod i środków prowadzących do ograniczenia tych obciążeń. Specyfika pracy maszyn górniczych sprawia, że szczególnie duże obciążenia dynamiczne z licznymi stanami przeciążenia występują zarówno podczas rozruchu, jak i pracy ustalonej. W artykule przedstawiono stosowane aktualnie metody łagodzenia skutków obciążeń dynamicznych podczas rozruchu i zabezpieczania układów napędowych, które może odbywać się w sposób elektryczny lub mechaniczny. Zaprezentowano również wybrane konstrukcje sprzęgieł stosowanych w maszynach górniczych mających za zadanie łagodzenie obciążeń dynamicznych i zabezpieczanie napędów podczas ich pracy ustalonej.

Słowa kluczowe: zabezpieczenie, przeciążenie, układ napędowy

1. WPROWADZENIE

Podstawowymi maszynami ze względu na proces wydobywczy, zainstalowanymi w podziemnych kopalniach węgla kamiennego są maszyny urabiające i przeznaczone do odstawy urobku z przodka ścianowego. Należą one do grupy maszyn najbardziej narażonych na oddziaływania eksploatacyjne w górnictwie podziemnym. Sytuacja ta wymaga zwrócenia szczególnej uwagi na proces ich projektowania, a później eksploatacji.

Podstawowym zespołem mechanicznym pośredniczącym w wykonywaniu pracy użytecznej każdej maszyny górniczej jest jego układ napędowy. W jego skład zwykle wchodzą takie elementy, jak: silnik elektryczny, przekładnia (zębata), sprzęgła oraz element lub elementy wykonawcze, najczęściej w postaci organu urabiającego czy bębna napędowego.

Główne zespoły mechaniczne w układzie napędowym maszyn urabiających i odstawczych, tj. sprzęgła i przekładnie zębate, narażone są na szczególnie intensywne wymuszenia eksploatacyjne w postaci zmiennych obciążeń ze znacznymi chwilowymi przeciążeniami o dużej częstotliwości, które występują przede wszystkim w nieustalonych stanach rozruchowych (przenośniki zgrzebłowe), a także podczas pracy ustalonej. Ostatecznym skutkiem tych oddziaływań jest zmniejszenie ich niezawodności, a ostatecznie trwałości. Sposobem zaradczym na niekorzystne warunki eksploatacyjne jest zastosowanie specjalnych środków technicznych mających na celu zabezpieczenie elementów układu napędowego przed przeciążeniem. Przykładem może być układ napędowy przenośnika zgrzebłowego, gdzie znaczne problemy sprawia już sam jego rozruch. Zastosowanie mają tutaj urządzenia rozruchowe ułatwiające ten proces na drodze elektrycznej lub/oraz mechanicznej. Tak jak wspomniano, przeciążenia występują również podczas pracy ustalonej maszyny (kombajn chodnikowy, ścianowy, przenośniki ścianowe i podścianowe). W tym przypadku zastosowanie mają przede wszystkim sprzęgła podatne skrętnie o różnej konstrukcji.

W niniejszym artykule zarazem w sposób przeglądowy, jak i syntetyczny ujęto problematykę zabezpieczenia układów napędowych wybranych maszyn górniczych przed niekorzystnym działaniem warunków eksploatacyjnych. Skupiono się przede wszystkim na stosowanych rozwiązaniach mechanicznych.

2. ZABEZPIECZENIE UKŁADU NAPĘDOWEGO MASZYN URABIAJĄCYCH

W procesie wydobycia węgla kamiennego jako maszyny do urabiania urobku są wykorzystywane kombajny ścianowe oraz chodnikowe.

Kombajny chodnikowe służą do drążenia wyrobisk korytarzowych udostępniających, a także wydobywania węgla kamiennego, soli oraz rud miedzi. Poszczególne ruchy robocze elementów wykonawczych są realizowane za pomocą układów napędowych organu urabiającego, podwozia gąsienicowego oraz ładowarki urobku.

Najbardziej obciążony jest układ napędowy głowic urabiających. Co prawda, ich rozruch odbywa się przeważnie bez obciążenia, lecz występują z kolei duże obciążenia dynamiczne pochodzące od skrawania nożami calizny węglowej lub kamiennej. Niestałość parametrów mechanicznych urabianej calizny oraz sposób przemieszczania głowic urabiających przez operatora są powodem występowania zmiennego obciążenia w układzie przeniesienia napędu z silnika elektrycznego do głowic urabiających. Na rysunku 1 przedstawiono jako przykład budowę organu urabiającego kombajnu chodnikowego AM-50z. W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego w danym modelu kombajnu reduktor może przybierać różną postać pod względem kinematycznym, jednak łącznikiem pomiędzy wałem wejściowym reduktora a silnikiem jest zawsze sprzęgło podatne. W większości przypadków jest to sprzęgło wkładkowe bądź, tak jak w przypadku kombajnu AM 50z, sprzegło palcowe.



Rys. 1. Układ napędowy głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego AM-50z [1]

Sprzęgło to ma za zadanie w pierwszej kolejności złagodzić obciążenie dynamiczne pojawiające się na wale wejściowym przekładni od silnika podczas jego rozruchu, a następnie łagodzić obciążenie na wale silnika pochodzące od reakcji na obciążenie skrawaniem. Na rysunku 2 przedstawiono człon bierny sprzęgła wkładkowego, a na rysunku 3 sprzęgła palcowego podłużnej głowicy urabiającej.



Rys. 2. Widok członu biernego sprzęgła wkładkowego zastosowanego w organie urabiającym kombajnu chodnikowego



Rys. 3. Widok członu biernego sprzęgła palcowego zastosowanego w organie urabiającym kombajnu chodnikowego

Oprócz sprzęgieł podatnych mogą być stosowane również sprzęgła cierne, tak jak ma to miejsce np. w kombajnie AM-75. Pełni ono też wtedy funkcję sprzęgła przeciążeniowego.

Zabezpieczeniem przeciążeniowym w organie urabiającym jest przede wszystkim pierścień rozporowy (rys. 4), za pomocą którego przenoszony jest moment obrotowy z wału biernego reduktora na głowicę urabiającą.



Rys. 4. Widok pierścienia rozporowego do zastosowania w głowicy urabiającej kombajnu

Stanowi on połączenie cylindrycznej gładkiej piasty głowicy urabiającej z cylindrycznym gładkim walcem wyjściowym reduktora [2]. Podczas wystąpienia przeciążenia dochodzi do przekroczenia wartości momentu sił tarcia w pierścieniu, występuje wtedy poślizg i przerwa w przekazaniu momentu na głowicę urabiającą.

Oprócz bezpośrednich metod zabezpieczenia układu napędowego urabiania w kombajnie chodnikowym przed przeciążeniem stosowane są metody pośrednie, do których zalicza się [2]:

- zabezpieczenie termiczne silnika napędowego,
- ograniczenie siły docisku głowicy urabiającej do calizny w miarę wzrostu ciśnienia w układzie zasilania siłowników wychylania wysięgnika,
- ograniczenie prędkości przemieszczania głowicy urabiającej w miarę wzrostu poboru mocy przez silnik w układzie urabiania.

Kolejną maszyną wykorzystywaną do równoczesnego urabiania i ładowania urobku na przenośnik jest kombajn ścianowy. Wchodzi on w skład kompleksu ścianowego. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowy widok modelu geometrycznego układu napędowego organu urabiającego.



Rys. 5. Model geometryczny układu napędowego kombajnu ścianowego [3]

Zabezpieczenie układu napędowego przed przeciążeniem wynikającym z procesu urabiania calizny węglowej może odbywać się bezpośrednio lub pośrednio. Do pośrednich metod należą wszelkie zabezpieczenia ujęte w systemie sterowania kombajnu, np. układ sterowania Faceboss marki Joy, gdzie kontrolowane są parametry silników, aby nie dopuścić do ich zablokowania i przegrzania.

Największe obciążenia od urabiania calizny węglowej występują w układzie napędowym organu urabiającego. Co prawda, sam proces rozruchu nie stanowi problemu, gdyż odbywa się bez obciążenia, jednak podczas procesu skrawania dochodzi do występowania obciążeń o dużej zmienności w czasie, a jego intensywność jest uzależniona od prędkości posuwu kombajnu.

Zabezpieczenie podzespołów układu napędowego organu urabiającego oraz napędu posuwu przed przeciążeniem mogą stanowić wały bezpiecznikowe przekazujące moment obrotowy silnika na pierwszy stopień przekładni [4, 5]. Rozwiązanie to ma zastosowanie np. w kombajnach KSW 460, KSW 620E oraz KSW-1140E. Wał bezpiecznikowy ma wykonane podcięcie i w przypadku wystąpienia przeciążenia w układzie napędowym w tym miejscu dochodzi do jego zniszczenia. Wał ten jest w prosty sposób wymieniany na nowy od strony zawałowej.

3. ZABEZPIECZENIE UKŁADU NAPĘDOWEGO MASZYN TRANSPORTUJĄCYCH UROBEK

3.1. Przenośniki zgrzebłowe

Przenośniki zgrzebłowe ścianowe i podścianowe stanowią początek ciągu transportującego urobek z przodka ścianowego. Warunki pracy przenośnika zgrzebłowego ścianowego należą do najcięższych warunków eksploatacyjnych w górnictwie podziemnym. Znaczne problemy sprawia już bowiem rozruch maszyny spowodowany głównie masą urobku znajdującego się na trasie, a także zbyt duże napięcie wstępne łańcucha oraz wszelkie problemy po stronie zasilania silników (stan sieci kopalnianej, niewłaściwa kolejność załączania napędów itp.).

Oprócz utrudnionego rozruchu główne mechanizmy układu napędowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego są narażone na szczególnie intensywne wymuszenia eksploatacyjne w postaci zmiennych obciążeń ze znacznymi chwilowymi przeciążeniami, również podczas pracy ustalonej.

Przeciwdziałanie występującym niekorzystnym skutkom wzajemnych oddziaływań elementów układów napędowych przenośników zgrzebłowych możliwe jest w wyniku stosowania odpowiednich metod i środków prowadzących do ograniczenia przenoszonych obciążeń dynamicznych, gdyż mają one znaczący wpływ na rozwój procesów degradacyjnych, a zwłaszcza zmęczeniowych.

Tak jak wspomniano, duży problem stanowi rozruch załadownego przenośnika. Jest to szczególnie istotne, gdyż praktyka kopalniana pokazuje, że przenośnik ścianowy jest stosunkowo często włączany i wyłączany [6].

Umożliwienie rozruchu załadowanego przenośnika jest możliwe po przedsięwzięciu odpowiednich środków technicznych. Może ono odbywać się metodą elektryczną (najprostszym rozwiązaniem jest zastosowanie silnika dwubiegowego) lub mechaniczną. Stosowanymi urządzeniami rozruchowymi przy metodzie elektrycznej są:

- rozruszniki stycznikowe,
- agregaty tyrystorowe,
- przemienniki częstotliwości.

Umożliwienie rozruchu przenośnika, a także ograniczenie negatywnych skutków wzajemnych oddziaływań elementów układu napędowego podczas pracy ustalonej jest możliwe również przez zastosowanie prostych sprzęgieł podatnych skrętnie oraz bardziej zaawansowanych konstrukcyjnie sprzęgieł przeciążeniowych/rozruchowych.

Aktualnie w górniczych przenośnikach zgrzebłowych często są stosowane na wejściu układów napędowych, między silnikiem i przekładnią, sprzęgła elastyczne z wkładkami elastomerowymi lub poliuretanowymi jedno- (rys. 6) lub dwuwkładkowe (rys. 7).



Rys. 6. Sprzęgło podatne jednowkładkowe SP (ASR) [7, 8]



Rys. 7. Sprzęgło podatne dwuwkładkowe SPP (ASR) [7]

W przenośnikach zgrzebłowych wykorzystywane jest również połączenie sprzęgła podatnego z przeciążeniowym. Na rysunku 8 przedstawiono przykładową konstrukcję takiego rozwiązania.



Rys. 8. Sprzęgło przeciążeniowe APMX [8]

Jest to typowe sprzęgło wkładkowe z regulowaną wartością momentu obrotowego, przy którym następuje poślizg na okładzinach ciernych i dochodzi do rozłączenia napędu.

Stosowane są również inne konstrukcje sprzęgieł podatnych. Przykładem może być sprzęgło, którego producentem jest RFM Ryfama (rys. 9), gdzie elementem elastycznym jest gumowy torus, w którym są zawulkanizowane tulejki stalowe. W tulejki wchodzą naprzemiennie stalowe trzpienie mocowane do tarcz znajdujących się na członie czynnym i biernym sprzęgła [9].



Rys. 9. Sprzęgło podatne produkcji RFM Ryfama [9]

Z kolei oryginalne rozwiązanie sprzęgła podatnego o wymiennej części elastycznej (wkładki) bez demontażu silnika ma w swojej ofercie firma TZ Polska. Są to sprzęgła kłowe typu BHDD i SDD. Różnią się one głównie konstrukcją części wymiennej, a dokładniej ujmując: kształtem kłów i wkładki elastycznej. Przykład takiego rozwiązania przedstawia rysunek 10.



Rys. 10. Sprzęgło typu Tschan BHDD [10]

Podsumowując, sprzęgła wkładkowe ze względu na swe atuty, jakimi są niski koszt wytwarzania, trwałość oraz brak obsługi podczas eksploatacji, wykorzystywane są w układach napędowych przenośników zgrzebłowych. Tłumią one drgania skrętne, jednak posiadają stosunkowo mały względny kąt skręcenia członów i nie wspomagają w wystarczający sposób procesu rozruchu przenośnika. W napędach przenośników zgrzebłowych mogą mieć zastosowanie również sprzęgła oponowe (rys. 11). Przenoszą one duże momenty obrotowe i posiadają wyraźnie większą podatność elementu elastycznego w porównaniu ze sprzęgłami wkładkowymi. Dodatkowym ich atutem jest możliwość wymiany wkładki elastycznej bez demontażu któregoś z elementów układu napędowego.



Rys. 11. Sprzęgło oponowe [8]

Nowym typem sprzęgła, które w najbliższej przyszłości może znaleźć zastosowanie w napędach maszyn górniczych, jest sprzęgło Raptor firmy Dodge. Łączy ono w sobie zalety wysokiej elastyczności sprzęgła oponowego i łatwej wymiany wkładu elastycznego z wysoką żywotnością i niezawodnością. Na rysunku 12 przedstawiono widok sprzęgła Raptor w wersji z bezpiecznikami.



Rys. 12. Sprzęgło podatne Raptor-SK z bezpiecznikami [8]

Zastosowanie bezpieczników w sprzęgle ogranicza wartość przenoszonego momentu obrotowego do wartości, po której przekroczeniu następuje ich ścięcie, a w konsekwencji rozłączenie napędu.
Element podatny sprzęgła Raptor składa się z dwóch części. Wykonany jest z kauczuku naturalnego i posiada specjalną konstrukcję zapewniającą mu dużą wytrzymałość w newralgicznych miejscach. Podatność skrętna tego typu sprzęgieł wynosi aż kilkadziesiąt stopni.

Jak już wspomniano, sprzęgła z wkładkami elastycznymi mają wiele wad. Przede wszystkim nie zabezpieczają w pełni elementów układu napędowego przed przeciążeniem oraz nie spełniają oczekiwań podczas tzw. ciężkiego rozruchu, co może prowadzić do niemożności uruchomienia przenośnika bez jego wcześniejszego częściowego rozładowania. W związku z tym w polskim górnictwie szerokie zastosowanie znalazły sprzęgła hydrodynamiczne.

Sprzęgła hydrodynamiczne są to złożone układy, w których przeniesienie momentu obrotowego z członu czynnego (zwanego wirnikiem pompowym) na człon bierny (zwany wirnikiem turbinowym) odbywa się za pomocą *łącznika* w postaci cieczy [11–12]. Stosowane są głównie sprzęgła o stałym napełnieniu z komorą opóźniającą lub bez niej oraz przepływowe [9].

Dla przenośników, gdzie spodziewany jest ciężki rozruch, znalazły zastosowanie przede wszystkim sprzęgła hydrokinetyczne o stałym napełnieniu z komorą opóźniającą. Zadaniem dodatkowych komór jest zgromadzenie części płynu z komory roboczej, dzięki czemu jest go odpowiednio mniej. Ostatecznie uzyskuje się prawie bezobciążeniowy rozruch silnika przenośnika. Potentatem w produkcji takich sprzęgieł jest firma Voith Turbo GmbH ze sprzęgłami typu TV. Dostawcami tego typu sprzęgieł na polski rynek są ponadto takie firmy jak Flender-Siemens ze sprzęgłami typu FV i FN oraz w najbliższej przyszłości Fasing (MOJ). Na rysunku 13



Rys. 13. Sprzęgło typu 487 650 TVF firmy Voith [12]

przedstawiono budowę jednego sprzęgła z serii firmy Voith typu 487 650 TVF. Sprzęgła tej firmy budowane są w kilkunastu typach, dostosowanych do szczególnych warunków pracy maszyn roboczych. Różni je głównie budowa i wielkość komór opóźniających.

Sprzęgła hydrodynamiczne o stałym napełnieniu posiadają zabezpieczenie w postaci korków topikowych. Zadaniem ich jest zabezpieczenie przed termicznym przegrzaniem sprzęgła oraz nadmiernym wzrostem ciśnienia przez wypuszczenie płynu roboczego.

Oprócz sprzęgieł hydrodynamicznych o stałym wypełnieniu cieczą w mocno obciążonych przenośnikach stosowane są sprzęgła o regulowanym stopniu napełnienia przestrzeni roboczej wodą. Przykład budowy takiego sprzęgła przedstawia rysunek 14 [13].



Rys. 14. Sprzęgło hydrodynamiczne o regulowanym napełnieniu wodą DTPKWL 2 [13]

Początkowa faza rozruchu układu napędowego z takim sprzęgłem odbywa się bez obciążenia (przy sprzęgle opróżnionym). Ciecz hydrauliczna jest doprowadzona dopiero po pełnym rozruchu silnika i od tej chwili następuje powolny rozruch przenośnika zgrzebłowego.

Ścianowy przenośnik zgrzebłowy wyposażony w sprzęgła hydrodynamiczne o regulowanym napełnieniu po uzyskaniu przez łańcuch zgrzebłowy prędkości roboczej przechodzi w stan pracy ustalonej. Za optymalne uznaje się wypełnienie przestrzeni roboczej w granicach 70–75% całkowitej pojemności sprzęgła przy pracy ustalonej przenośnika [14].

W przypadku stosowania takiego rodzaju sprzęgieł prędkość roboczą łańcuch zgrzebłowy osiąga po około 30 s od uruchomienia, co przy częstych rozruchach jest czasem zbyt długim. Stanowi to istotną wadę tego typu sprzęgieł hydrodynamicznych.

W przypadku mocno obciążonych przenośników zgrzebłowych, gdzie spodziewane są częste i ciężkie rozruchy, mogą być stosowane sprzęgła przepływowe typu DTPW [9]. Konstrukcja tego typu sprzęgieł została wspólnie opracowana przez firmy Voith oraz JOY. W sprzęgle tym następuje ciągła wymiana wody, która najczęściej pochodzi z rurociągu przeciwpożarowego. Jej objętość w komorze roboczej sprzęgła jest ciągle regulowana w zależności od stanu obciążenia przenośnika. Sprzęgło to może pracować z około dwa razy większym poślizgiem niż sprzęgło o stałym napełnieniu.

Podsumowując, sprzęgła hydrodynamiczne są konstrukcją często stosowaną w praktyce eksploatacyjnej od kilkudziesięciu lat. Charakteryzuje je szereg zalet, lecz ich użytkowanie nie jest pozbawione sporej liczby wad. Dlatego też firmy produkujące sprzęgła dla branży wydobywczej poszukiwały nowych rozwiązań.

Firma Halbach-Braun zaproponowała konstrukcję wielopłytkowego sprzęgła przeciążeniowego (sprzęgło poślizgowe). Można je montować pomiędzy silnikiem i przekładnią, a także na wale biernym przekładni.

Sprzęgła tego typu przy umieszczeniu pomiędzy silnikiem a przekładnią łączy się szeregowo ze sprzęgłem elastycznym, np. wkładkowym. Sprzęgła te spotyka się jednak bardzo rzadko w krajowym przemyśle wydobywczym [9].

Podobne rozwiązanie stosuje również firma Voith w swych sprzęgłach przeciążeniowych serii SafeSet (rys. 15). Są one wykorzystywane przede wszystkim w przenośnikach zgrzebłowych amerykańskiego producenta maszyn górniczych Joy Mining Machinery. W tym przypadku również dochodzi do poślizgu w mechanizmie sprzęgła. Regulacja momentu, w którym on następuje, odbywa się w układzie hydraulicznym.



Rys. 15. Budowa sprzęgła przeciążeniowego SafeSet firmy Voith [15]

Do bardziej zaawansowanych sposobów zabezpieczania układów napędowych przed przeciążeniem, trudnym rozruchem oraz wyrównującym obciążenie poszczególnych napędów w ścianowym przenośniku zgrzebłowym służą systemy Safesydor firmy Dorstener oraz CST firm DBT i Dodge. W obu rozwiązaniach elementy zabezpieczające zostały bezpośrednio powiązane z przekładnią.

W pierwszym z wymienionych rozwiązań koło o uzębieniu wewnętrznym pierwszego stopnia planetarnego zostało powiązane ze sprzęgłem wielopłytkowym smarowanym olejem (rys. 16).



Rys. 16. System Safesydor firmy Dorstener [9]

Rozwiązanie to umożliwia zarówno łatwy rozruch przenośnika, a także zabezpiecza układ napędowy przed przeciążeniami w trakcie pracy ustalonej. Dodatkowo pozwala na wyrównywanie mocy poszczególnych silników napędowych.

System ten nie znalazł jednak większego zastosowania w praktyce kopalnianej [9]. Do jego wad należy wysoki koszt produkcji powiązany ze skomplikowanym systemem sterowania, a także zła współpraca z silnikami dwubiegowymi.

W napędach przenośników zgrzebłowych od połowy lat dziewięćdziesiątych XX wieku znalazł zastosowanie system CST (*Control Start Transmission*). Wbrew nazwie rozwiązanie to nie służy jedynie ułatwieniu startu przenośnika, lecz przez system sterowania i powiązane z nim układy czujników jest w stanie reagować na wszelkie zmiany obciążenia przenośnika.

Podobnie jak przy systemie Safesydor, układ napędowy CST stanowi połączenie dwóch podzespołów układu napędowego, przekładni i sprzęgła. Umieszczone są one w dwóch zespolonych na stałe częściach wspólnej obudowy. W jednej części znajduje się przekładnia planetarna z wbudowanym sprzęgłem CST, osadzonym na wale wyjściowym. Jest to mokre sprzęgło wielopłytkowe ze specjalnymi wykładzinami ceramicznymi (rys. 17).



Rys. 17. Budowa zintegrowanego układu CST [16]

W drugiej części obudowy (kolor szary na rys. 16) znajdują się pozostałe elementy systemu, takie jak:

- pompa wysokiego ciśnienia, wymiennik ciepła chłodzący olej;
- sterowanie hydrauliczne, filtr dokładny serwozaworu z płynną regulacją;
- czujnik ciśnienia, temperatury, prędkości obrotowej wejściowej i wyjściowej;
- układ elektroniczny wstępnej obróbki mierzonych wartości;
- sterownik napędowy PROTEC.

W fazie początkowej rozruchu następuje kolejno uruchomienie wszystkich silników napędowych przenośnika zgrzebłowego. Odbywa się to bez obciążenia. Dopiero po ich całkowitym uruchomieniu do sprzęgła systemu CST doprowadzany jest olej pod ciśnieniem. Podczas tej fazy rozbiegowej następuje synchronizacja wzrostu ciśnienia oleju i tym samym obciążenia silnika. W przypadku wystąpienia różnic w poborze mocy w napędzie mniej obciążonym następuje podwyższenie ciśnienia, wskutek czego wzrasta docisk tarcz sprzęgła i zmniejsza się poślizg, aż do chwili wyrównania obciążeń. Natomiast w przypadku zablokowania napędu przenośnika sterownik urządzenia nakazuje odpowiednim elementom wykonawczym całkowite rozłączenie wszystkich napędów.

System CST oprócz niewątpliwych zalet, wynikających z wymienionych powyżej możliwości, ma również wady, które sprawiły, że nie jest on powszechnie wykorzystywany w polskim górnictwie. Rozwiązanie to charakteryzuje się bowiem dość skomplikowaną konstrukcją, która rzutuje na cenę jego wytworzenia oraz koszty obsługi technicznej [17]. Nie bez znaczenia są również wysokie wymagania co do kultury technicznej użytkowania [9]. Te negatywne cechy sprawiły, że rozwiązanie to jest o wiele rzadziej stosowane w porównaniu ze sprzęgłami hydrodynamicznymi.

Opisane do tej pory konstrukcje sprzegieł wykorzystywanych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych mają zarówno wiele zalet, jak i wad. "Starsze" konstrukcje odznaczają się prostotą oraz niskimi kosztami produkcji i eksploatacji. Nie spełniają one jednak szeregu oczekiwań, jakie się przed nimi stawia. "Nowsze" konstrukcje sprzęgieł spełniają wymagania, natomiast wyróżnia je coraz większy stopień złożoności budowy, co podnosi ich koszty wytworzenia oraz obsługi. Dlatego też należy poszukiwać nowych rozwiązań konstrukcyjnych sprzegieł łączących pozytywne cechy opisanych powyżej. Takim krokiem jest np. konstrukcja tzw. metalowego sprzegła podatnego skrętnie, które zostało opracowane w Katedrze Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej.

W skład tego sprzęgła wchodzą elementy wykonane całkowicie z metalu, co stanowi istotną różnicę w porównaniu z aktualnie produkowanymi konstrukcjami. Jego idea, budowa oraz zasada działania zostały opisane m.in. w następujących pozycjach literaturowych [18–20]. Charakteryzuje się ono prostotą budowy, a co za tym idzie niskim kosztem wytworzenia.

Na rysunku 18 przedstawiono widok sprzęgła zaprojektowanego dla układu napędowego o mocy silnika elektrycznego 400 kW. Jest ono zintegrowane ze sprzęgłem wkładkowym i umieszczone pomiędzy silnikiem i przekładnią.



Rys. 18. Widok modelu bryłowego metalowego sprzęgła zaprojektowanego dla układu napędowego przenośnika zgrzebłowego o mocy napędu 400 kW

Mechanizm metalowego sprzęgła podatnego skrętnie może być również umieszczony w bębnie napędowym (rys. 19).

Zintegrowanie dwóch podzespołów układu napędowego w jednej bryle wprowadza oszczędność miejsca. Jest to rozwiązanie oryginalne, niestosowane do tej pory.



Rys. 19. Sprzęgło metalowe podatne skrętnie zintegrowane z bębnem napędowym przenośnika zgrzebłowego (moc napędu 400 kW)

Pośrednim zabezpieczeniem układu napędowego przed przeciążeniem jest również zapewnienie właściwej współpracy łańcucha zgrzebłowego z bębnem łańcuchowym. Rozwiązanie tego problemu zostało opracowane w Katedrze Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej. Opory ruchu oraz drgania wynikające z przemieszczania się urobku w rynnach są powodem wydłużeń sprężystych łańcucha. Konsekwencją tego zjawiska są zakłócenia w eksploatacji przenośnika spowodowane niewłaściwą współpracą bębna z łańcuchem w miejscu jego zbiegania. Rozwiązaniem tego problemu jest stosowanie nadążnego dostosowania wymaganego napięcia wstępnego łańcuchów do warunków eksploatacji przenośnika. Odbywa się to przez przesuwanie kadłuba napędu pomocniczego z wykorzystaniem odpowiedniego algorytmu sterowania o nazwie ASTEN [21].

3.2. Przenośniki taśmowe

Przenośniki taśmowe po przenośnikach zgrzebłowych stanowią kolejny element ciągu transportującego urobek z przodka ścianowego.

W układzie napędowym przenośnika jako element zabezpieczenia układu napędowego przed przeciążeniem, które występuje głównie podczas rozruchu, są stosowane następujące rozwiązania techniczne [22]:

- silniki dwubiegowe,
- rozruszniki tyrystorowe,
- przemienniki częstotliwości,
- wykorzystanie silnika prądu stałego,
- sprzęgła elastyczne,
- sprzęgło hydrodynamiczne,
- system CST.

Podobnie jak w układach napędowych przenośników zgrzebłowych, rozruch przenośnika taśmowego jest możliwy dzięki zastosowaniu odpowiednich urządzeń rozruchowych. Urządzenia te wspierają fazę rozruchu przenośnika sposobem elektrycznym lub mechanicznym.

Wspomaganie procesu rozruchu w sposób mechaniczny odbywa się za pomocą mechanizmu sprzęgła. Najprostszym rozwiązaniem jest zastosowanie sprzęgła elastycznego, jednak nie nadaje się ono do przenośników długich i o bardzo dużej bezwładności. Mała podatność skrętna takiego sprzęgła sprawia, że zmniejsza się zdolność uruchomienia załadowanego przenośnika.

W przenośnikach taśmowych wykorzystywane są również sprzęgła hydrodynamiczne, najczęściej o stałym napełnieniu. Są to sprzęgła firmy Voith systemu T, TV, TVV, TVVS [22]. Stosowane mogą być również sprzęgła przepływowe o regulowanym napełnieniu systemu TPKL (rys. 20) i DTPKL lub ich odmiany [22].



Rys. 20. Sprzęgło przepływowe TPKL firmy Voith [15]

Do rozruchu przenośników taśmowych wielonapędowych o znacznej długości i bezwładności stosuje się opisane wyżej systemy o sztucznej inteligencji CST [22]. System ten dobrze nadaje się do współpracy z tego samego typu napędami w przenośniku wyposażonym w bębnowe napędy pośrednie, gdzie prawidłowe usytuowanie napędu o identycznych mocach silników jest bardzo trudne.

4. PODSUMOWANIE

Maszyny wykorzystywane w górnictwie podziemnym pracują w szczególnie trudnych warunkach roboczych oraz środowiskowych. Odnosi się to przede wszystkim do maszyn urabiających oraz transportujących urobek. Dodatkowo nowoczesne górnictwo stawia przed nimi szczególnie trudne wymagania, bowiem mają się one charakteryzować dużą niezawodnością oraz znaczną trwałością. Od ich bezawaryjnej pracy zależy ciągłość wydobycia w zakładzie górniczym.

Ciągły wzrost efektywności procesów technologicznych w górnictwie podziemnym, czyli wydajności maszyn wchodzących w cykl wydobywczy sprawia, że najbardziej narażony na dynamicznie zmieniające się obciążenie podczas pracy jest układ napędowy, który stanowi najważniejszy podzespół każdej maszyny górniczej. Od jego działania zależy efektywność danej maszyny.

Sposobem łagodzenia tych niekorzystnych warunków eksploatacyjnych maszyn urabiających i transportujących urobek w wyrobiskach chodnikowych może być zastosowanie metod pośrednich i bezpośrednich, które mają na celu zabezpieczenie przed przeciążeniem występującym podczas fazy rozruchu oraz pracy ustalonej.

Metody pośrednie związane są z systemem sterowania, gdzie kontrolowane są parametry silników, nie dopuszczając do ich zablokowania i przegrzania.

W metodach bezpośrednich stosowane są przede wszystkim sprzęgła różnych konstrukcji. Sprzęgła wkładkowe składają się z trwałych podzespołów i posiadają prostą budowę oraz zasadę działania, lecz mają sporo ograniczeń. Bardziej zaawansowane systemy, np. CST, Safesydor oraz popularne sprzęgła hydrodynamiczne cechują się wieloma zaletami, ale nie są też wolne od wad. Dlatego wciąż poszukuje się nowych rozwiązań. Jednym z nich może być opracowane w Katedrze Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej metalowe sprzęgło podatne skrętnie. Posiada ono znacznie większą podatność skrętną w porównaniu ze sprzęgłami wkładkowymi, łącząc z nimi prostotę budowy.

Literatura

- [1] Broen A.: *Kombajny chodnikowe*, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1980.
- [2] Dolipski D., Cheluszka P.: Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [3] Świtoński E., Chuchnowski W.: Optymalizacja cech konstrukcyjnych mechatronicznych układów napędowych maszyn górniczych, "Maszyny Górnicze" 2008, 4: 23–30.
- [4] Rupik J., Skrzypiec A., Kurek M.: Doświadczenia eksploatacyjne napędów maszyn przeznaczonych dla górnictwa od hydraulicznych do elektrycznych, "IV Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa", Szczyrk 2008.
- [5] Suchoszek J., Nogas Z.: Współpraca DAMEL-u z ZZM S.A., Sympozjum z okazji 60-lecia Zabrzańskich Zakładów Mechanicznych S.A., Zabrze 2007.

- [6] Grzesica P.: Wpływ obciążenia zewnętrznego na siły międzyzębne w przekładniach zębatych maszyn górniczych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.
- [7] Sprzęgła elastyczne typu SP, dokumentacja techniczno-ruchowa, MOJ S.A. (Grupa Fasing), Katowice 2013.
- [8] Oferta firmy Fabryka Elementów Napędowych FENA, Katowice 2017.
- [9] Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012.
- [10] Oferta firmy TZ Polska Sp. z o.o., Bytom.
- [11] Antoniak J.: Przepływowe sprzęgła wodne do napędów wysokowydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2002, 11: 21–29.
- [12] Start-up Components for Mining, broszura firmy Voith Turbo GmbH & Co. KG, Crailsheim 2007.
- [13] Fill-controlled Fluid Couplings, broszura firmy Voith Turbo GmbH & Co. KG, Crailsheim 2007.
- [14] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1990.
- [15] Oferta firmy Voith GmbH & Co, Niemcy 2017.
- [16] Zintegrowany układ napędowy WB/CST, broszura firmy DBT GmbH, Lünen 2000.
- [17] Mendyka P.: Układy rozruchowe ścianowych przenośników zgrzebłowych, "Napędy i Sterowanie" 2014, 7/8: 138–144.
- [18] Filipowicz K.: Doświadczalna i teoretyczna identyfikacja cech dynamicznych nowej konstrukcji sprzęgła podatnego w zastosowaniu do układu napędowego maszyn górniczych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
- [19] Filipowicz K., Kuczaj M.: Wpływ metalowego sprzęgła podatnego skrętnie na pracę układu napędowego przenośnika zgrzebłowego. XXIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych TEMAG" 2015: 19–30.
- [20] Kuczaj M., Filipowicz K.: Badania symulacyjne wpływu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie na rozruch układu napędowego, XXIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych TEMAG" 2015: 89–98.
- [21] Dolipski M., Cheluszka P., Remiorz E., Sobota P.: *Innowacyj-ne górnicze przenośniki zgrzebłowe*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2017.
- [22] Antoniak J.: Przenośniki taśmowe: wprowadzenie do teorii i obliczenia, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.

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

dr inż. KRZYSZTOF TWARDOCH Instytut Podstaw Budowy Maszyn Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych Politechnika Warszawska ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa krzysztof.twardoch@simr.pw.edu.pl

http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.3.531.113

JACEK FELIKS

Innovative solution of coal slurry mixer

During the coal-enrichment process in mechanical processing plants, fine-grained highmoisture coal slurries are produced. These waste products may be used in energetic blends after a special moisture-reducing treatment. Therefore, coal slurry pelletizers are produced (among other things).

In the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, a project of a prototypical installation for coal slurry pelletization with a capacity of 50 Mg/h was constructed. The main part of the installation is the mixer. At its bottom part, an opening is placed that is closed by a metal plate. During the pelletization work, a plate is halfopening and rotates around its own axis. The rotation of the drum and agitators installed inside the mixer causes sludge grinding and its homogenization. A properly working drum closure system is important for the proper exploitation of the mixer. The designed mechanism allows us to lower the plate linearly in the first phase and then turn it with a predetermined angle after the complete removal of material from the drum. The project required an examination of the kinematics of the system and determination of the drive system load, which allowed us to designate the working parameters. This paper presents the course of the taken actions and results of the fundamental research, along with their analysis. A selection of optimum design and exploitation parameters was performed on the basis of the graphical synthesis method, created simulation model, and tests of the prototype device.

Key words: *pelletization, agglomeration, mixer, alternative fuels, coal slurries, pellets, granulation, tank closure mechanisms*

1. INTRODUCTION

During coal-enrichment processes in hard coal mine mechanical processing plants, fine-grained and high-moisture industrial waste is produced, which is called coal slurry. These slurries are the smallest grain classes with a grain size below 1 mm in which fractions of less than 0.035 mm represent 60% of the mass. Depending on the quality parameters (ash and sulfur content, caloric value), the slurries could be addressed directly to an energy mix or deposited in mine ground sedimentation tanks. The high surface moisture of the slurry (within a range of 25 to 30% after filter dehydration) results in difficulties in unloading the product from wagons, especially in the winter (due to the lack of effective low-cost antifreezing solutions). The most-preferred way to re-

duce the moisture content of the coal is a chemical interaction, resulting in a lowered free moisture ratio of the coal slurry. Thus, the prepared energy mix can be subjected to pressure agglomeration [1] or non-pressure agglomeration (pelletization) [2–9]. The pre-ferred solution is to use pelletization due to the lower energy consumption of the process.

In the AGH Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, a project of a prototypical installation for coal slurry pelletization (Fig. 1) with a capacity of 50 Mg/h has been undertaken.

The coal slurry pelletization plant consists of the following components:

- coal slurry feeding system (1),
- mixer (2),
- balling plate (3),
- binding additives delivery system (4),
- product output system (5).



Fig. 1. Coal slurry pelletization station: 1 – coal slurry feeding system; 2 – mixer; 3 – balling plate; 4 – binding additives feeding system; 5 – slurry output conveyor

An essential part of the installation is the mixer (Fig. 2), which is built with a rotating drum with a diameter of 2.7 m and height of 1.6 m, to which coal sludge is fed along with binding agents (limestone). Inside the mixer, two stirrers with independent drives are installed whose task is to grind the sludge, feed in pieces, and mix it with a special substance fed from the silo by a screw conveyor, which ultimately decreases the moisture of the slurry. In the lower part of the mixing drum, a material output opening is situated; this opening is closed by a plate. During operation, the balling plate is tilted and rotates around its own axis. This system helps in emptying the drum and partially causing a pelletization of the material.

After establishing a steady homogenization process through the inclined plate, the material is fed to the balling disc where is pelletized. After leaving the balling disc, the pelletized material is fed onto a conveyor belt, on which the pelletized slurry is transported to a storage yard. The station's design allows us to add other components to the fuel mixtures produced on the basis of coal sludge or dust. Essential for the proper operation of the mixing system is a properly functioning drum-closing system. In principle, this system should tightly close the container; after opening the locking plate, it should incline to a certain angle of up to 30°. The bearing system limits the size of the drum outlet to 730 mm. This limits the size of the diameter of the locking plate. For proper operation, the locking plate should reduce the discharge area of the material (reducing the risk of mud overhangs). The research shows that the height of this space with the assumed diameter should not exceed 200 mm. In the case of the AGH mixer structure, this causes the necessity of placing the closure plate to a depth of at least 125 mm. These requirements led to the need of designing a system that would allow us to lower the plate linearly in the first step inside the drum, and after passing the discharge opening, to incline at a predetermined angle.



Fig. 2. Coal slurry mixer: 1 – mixer drum; 2 – stirrer arrangement; 3 – drum-closing system

2. DETERMINATION OF ARMS' KINEMATIC PARAMETERS

Knowing the design assumptions (730 mm diameter of the plate, offset from the base of the drum at a min. of 125 mm, a maximum inclination angle of 30°), a four-bar linkage system in which different arm lengths (R, r) that are parallel to each other in the raised position was proposed [10]. The first step was to determine the suitable length of the arms so as to not incur a collision between the plate and the opening in the drum mixer. In the design of the mixer, a clearance of 15 mm between the plate and drum opening was provided, allowing for the free movement of the closing plate.

2.1. The geometrical calculation of the arm lengths

Initially, the length of the arms was selected using the graphical synthesis method for the four-bar linkage performing the transition between three set positions (Fig. 3). Figure 3 shows the arm structure of the analyzed mechanism in accordance with the initially chosen assumptions. The plate's relative displacement to the hole (point T1) does not exceed the established 15 mm. The analysis shows that the upper arm should have a greater length than the bottom one. A length of 620 mm was chosen for the upper arm, and a 480 mm length was chosen for the lower one.

2.2. Verification of system operation correctness

The proposed four-bar linkage (Fig. 3) allowed us to create a planar model of the closing system that allows us to analyze the kinematics (Fig. 4) [11].

It was assumed that the system would be driven by double-acting hydraulic cylinder, which causes AD element rotation. The starting point to solve the kinematics is given as the following vector equation:

$$\overline{DA} + \overline{AB} + \overline{BC} = \overline{CD} \tag{1}$$

where the vector's length is:

$$R = \overline{BC}, \quad r = \overline{AD}, \quad l = \overline{AB}, \quad d = \overline{CD}$$



Fig. 3. Four-bar linkage analysis of transition between three set positions: red – drum closed; blue – plate in lower position of drum plane; green – maximum opening and plate inclination



Fig. 4. Planar model of drum-closing system: a) plate in upper position; b) plate in lowered position

Based on which:

$$\overline{DA} = \begin{bmatrix} r \cos \alpha \\ r \sin \alpha \end{bmatrix}, \quad \overline{BC} = \begin{bmatrix} R \cos \beta \\ -R \sin \beta \end{bmatrix}, \quad \overline{CD} = \begin{bmatrix} d \\ 0 \end{bmatrix}$$

So, the following can be written:

$$\overline{AB}^T \cdot \overline{AB} = l^2 \tag{2}$$

After expansion:

$$(R\sin\beta - r\sin\alpha)^2 + (d - R\cos\beta - r\cos\alpha)^2 = l^2 \quad (3)$$

the assembly will be inclined by section r, so we assume that the angle is known.

In further considerations, the following substitution will be used:

$$p = \operatorname{tg} \frac{1}{2} \beta \tag{4}$$

Equation (3) after using substitution (4) and known trigonometric relationships takes the following form:

$$\left(R\frac{2p}{p^{2}+1} - r\sin\alpha\right)^{2} + \left(d - R\frac{(1-p^{2})}{p^{2}+1} - r\cos\alpha\right)^{2} = l^{2}$$
(5)

The presented equation has two solutions, from which one that was appropriate to the assumed geometry was chosen (Fig. 4):

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{K} + 2Rr\sin\alpha}{R^2 + 2Rd - 2Rr\cos\alpha + d^2 - 2dr\cos\alpha - l^2 + r^2}$$
(6)

where:

$$K = -R^{4} - d^{4} - l^{4} - r^{4} + 2R^{2}d^{2} +$$

$$+ 2R^{2}l^{2} + 2R^{2}r^{2} + 2d^{2}l^{2} - 4d^{2}r^{2} +$$

$$+ 2l^{2}r^{2} - 2d^{2}r^{2}\cos 2\alpha +$$

$$+ 4dr(-R^{2} + d^{2} - l^{2} + r^{2})\cos \alpha$$
(7)

Knowing the value of the β angle, the position of points A and B and value of angle γ can be obtained, which allows us to determine point T's trajectory. In Figure 5, the exemplary chart is shown of points A, B, T positions with the assumed center of the coordinate system at point C, with the x axis oriented horizontally and y axis vertically.

To avoid a collision between the plate and mixer drum, it is important to provide that, during its 125 mm movement along the y axis, point T2 (Fig. 4) does not move along the x axis further than the predicted clearance. To verify the design assumptions, a chart location of the three characteristic points of the plate (T, T_1 , T_2) was made (Fig. 6).



Fig. 5. Exemplary trajectories of points A, B and depending on inclination angle of element AD (α)



Fig. 6. Trajectories of three characteristic plate points

The position analysis shows that this arrangement meets the kinematic structure expectations. Also, angle α was determined, of which the lower arm should be rotated to achieve the necessary 30° of plate inclination. This angle was determined on 58°. The next stage of the work was to create a model of the clamping unit (Fig. 7) supplemented with the plate drive system.



Fig. 7. Drum clamping unit model

For the plate drive, a hydraulic motor with following parameters was selected:

- unit motor absorption: 1000 cm³/rev,
- nominal pressure: 16 MPa,
- maximum pressure: 25 MPa,
- nominal torque: 2500 Nm,
- maximum rotational speed: 160 rev/min,
- work with the assumed speed in the range of 30–50 rev/min.

2.3. Model verification for assumed design parameters

Essential for the system's proper operation is the appropriate design of the lower arm lift. It was assumed that the hydraulic actuator will be used to drive the lower arm. The earlier-created model of the closing system was complemented by a hydraulic cylinder mounted on an additional holder (Fig. 8).

For such a system, the hydraulic cylinder piston stroke should be at least 220 mm (determined on the basis of a kinematics analysis). On this basis, a hydraulic cylinder with a stroke of 230 mm was chosen.



Fig. 8. Drum-closing system model in three stages: a) open; b) lower plane of drum; c) closed



Fig. 9. Value of force acting on piston

In order to determine the remaining parameters of the hydraulic cylinder, the system was subjected to a dynamic analysis. Based on this analysis, the forces acting on the piston of the actuator were determined, assuming the 150 kg maximum of material load on the plate. During the analysis, a constant rate of piston extension was assumed. On the basis of the simulation, the force acting on the piston versus the degree of extraction were plotted (Fig. 9).

The maximum value of the force acting on the piston occurs at the closing of the drum; this amounts to 80 kN. For the designed construction of the plate lifting, a hydraulic cylinder was chosen:

- actuator: hydraulic cylinder Ø80/45 single-sided double-acting piston rod, mounted on spherical joints,
- active circular piston surface area: 50.30 cm^2 ,
- active ring piston surface area: 34.4 cm^2 ,
- stroke: 230 mm,
- constant speed ejection rod: approx. 4.9 c/s,
- adjustable rod insertion speed: max. approx. 7.1 cm/s,
- maximum thrust: approx. 80 kN (for p = 16 MPa),
- required push force during rod ejection: 70 kN (for p = 13.9 MPa),
- maximum pulling force: approx. 55 kN (for p = 16 MPa),
- required plate-lowering force during rod insertion: 25 kN ($p \approx 5.0$ MPa).

3. FIELD TESTS OF THE CLOSING SYSTEM

On the basis of the prepared documentation, a prototypical device of the coal sludge pelletization system with the proposed closure of the tank was constructed. The first stage of the device's field tests was the plate movement validation. Pictures from the tests are shown in Figure 10.

During the opening and closing of the drum, there were no collisions between the plate and drum (Fig. 10b). Tests have shown that the length of the arms and their mounting points were chosen correctly. The actuator worked properly and without exceeding its technical parameters.

4. OPERATING NOTES

The proper work of the rotational plate is conditioned by ensuring adequate lubrication. During the assembly, all bolt and joint mating surfaces must be covered with graphite grease. In Figure 11, the lubrication points are shown. Table 1 shows the location and method of lubrication, type of lubricant, and lubrication timing.



Fig. 10. Mixer closing system: a) in closed position; b) in middle position; c) in open position



Fig. 11. Location of lubrication points in rotational plate assembly

Table 1
Location and method of rotational plate assembly lubrication

Lubrication point number	Lubricated part	Lubrication method	Lubrication timing
Ι	shaft bearings	lubricator	once every 3 months
II	bolts	by drops	once every 3 months

5. SUMMARY

The performed basic model research and its analysis as well as the designed and created tank closing system fully met the assigned task during the mixer field tests. The proposed system allows for the precise regulation of the outlet slot, which makes it possible to achieve a material output with specific granulation. The proposed system allows us to precisely determine the balling performance. The use of bolt joints as connections (without using elastic elements) allowed us to obtain higher durability. In the late lifting and tilting device, a single cylinder was used, which greatly simplifies the control and regulation of the technological parameters of the mixer. During the operation of the device over an entire year, it has produced 70,000 Mg of the product. This product has met customer expectations, and the device has not posed any serious operational problems.

References

- Dzik T., Hryniewicz M.: Research on pressure agglomeration of composite fuels, "Inżynieria i Aparatura Chemiczna" 2013, 52, 3: 165–167.
- [2] Feliks J.: Badania laboratoryjne granulowania mułów węglowych, "Chemik: Nauka – Technika – Rynek" 2012a, 66, 5: 388–395.

- Feliks J.: Performance tests of waste coal sludge granulation, "Polish Journal of Environmental Studies", 2012b, 21, 5A: 69–72.
- [4] Feliks J.: Granulation of dolomite and limestone in the vibratory granulator, "Przemysł Chemiczny" 2015, 94, 5: 771–773.
- [5] Feliks J., Mitura A., Marciniak-Kowalska J.: Analysis of possibilities of application of vibratory cluster producing device to alternative fuel production, "Polish Journal of Environmental Studies" 2013, 22, 6A: 12–17.
- [6] Kuczyńska I.: Grudkowanie forma przygotowania odpadów do wykorzystania lub unieszkodliwienia, "Chemik: Nauka – Technika – Rynek" 2008, 61, 9: 434–435.
- [7] Obraniak A.: Granulacja popiołów lotnych uzyskanych ze spalania węgla brunatnego, "Inżynieria i Aparatura Chemiczna" 2013, 52, 3: 213–215.
- [8] Robak J., Matuszek K.: Granulowanie paliwa z odpadów, "Chemik: Nauka – Technika – Rynek" 2012, 61, 9: 418–424.
- [9] Sidor J., Feliks J.: Vibratory granulators, "Przemysł Chemiczny" 2015, 94, 5: 767–770.
- [10] Feliks J.: Mechanizm zamykania dolnej pokrywy zbiornika obrotowego, zwłaszcza materiałów sypkich, Patent no. PL 224714 B1, 2013.
- [11] Grabysz W.: Wybrane zagadnienia symboliczno-numerycznej symulacji mechanizmów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Katowice 2002.

JACEK FELIKS 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 feliks@agh.edu.pl

JACEK FELIKS

Innowacyjne rozwiązanie mieszalnika mułów węglowych

W trakcie wzbogacania węgla w zakładach przeróbki mechanicznej powstają drobnoziarniste muły węglowe o dużej wilgotności. Odpady te mogą być wykorzystane w mieszankach energetycznych po obróbce mającej na celu obniżenie wilgoci. Dlatego też między innymi wykonuje się grudkowniki mułów węglowych.

W Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych powstał projekt prototypowej instalacji do grudkowania mułów węglowych o wydajności 50 Mg/h. Zasadniczą częścią instalacji jest mieszalnik. W dolnej części mieszalnika znajduje się otwór, który zamykany jest talerzem. W czasie pracy grudkownika talerz jest uchylony i wykonuje ruch obrotowy wokół własnej osi. Rotacja bębna i mieszadeł zainstalowanych wewnątrz mieszalnika powodują rozdrabnianie mułu oraz jego homogenizację. Istotny dla prawidłowej eksploatacji mieszalnika jest prawidłowo działający układ zamykania bębna. Zaprojektowano układ, który pozwolił na opuszczanie talerza w pierwszym etapie wewnątrz otworu bębna ruchem prostoliniowym, a po wyprowadzeniu z otworu wysypu odchylenie o założony kąt. Projekt wymagał zbadania kinematyki układu i określenia obciążeń układu napędowego, co pozwoliło na wyznaczenie parametrów eksploatacyjnych. W pracy przedstawiono tok postępowania, wyniki badań podstawowych wraz z ich analizą. Wykonano dobór optymalnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na podstawie metody syntezy graficznej, stworzony model symulacyjny oraz badania prototypowego urządzenia.

Słowa kluczowe: grudkowanie, aglomeracja, mieszalnik, paliwa alternatywne, muły węglowe, palety, granulacja, układy zamykania zbiorników

1. WSTĘP

W trakcie procesów wzbogacania węgla w zakładach przeróbki mechanicznej kopalń węgla kamiennego powstają drobnoziarniste odpady przemysłowe o dużej wilgotności, zwane mułami węglowymi. Są to najdrobniejsze klasy ziarnowe o uziarnieniu poniżej 1 mm, w których frakcje poniżej 0,035 mm stanowią nawet 60% udziału masowego. W zależności od parametrów jakościowych (zawartość popiołu i siarki, wartość opałowa itp.) muły te mogą być kierowane bezpośrednio do mieszanek energetycznych lub są deponowane w osadnikach ziemnych poszczególnych kopalń. Duża wilgotność powierzchniowa mułu, wynosząca po odwodnieniu na filtrach od 25% do 30% powoduje trudności przy wyładunku tego produktu z wagonów, zwłaszcza w okresie zimowym z uwagi na brak skutecznych tanich środków przeciwdziałających zamarzaniu. Najkorzystniejszym sposobem obniżenia zawartości wilgoci w mule węglowym jest oddziaływanie chemiczne, w wyniku którego zostaje obniżona wilgotność przemijająca mułu węglowego. Tak przygotowane mieszanki energetyczne można poddać procesowi aglomeracji ciśnieniowej [1] lub korzystniejszej ze względu na niższą energochłonność aglomeracji bezciśnieniowej (grudkowania) [2–9].

W Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH powstał projekt prototypowej instalacji do grudkowania mułów węglowych (rys. 1) o wydajności 50 Mg/h.



Rys. 1. Stacja do grudkowania mułów węglowych: 1 – układ podawania mułu węglowego, 2 – mieszalnik, 3 – grudkownik talerzowy, 4 – układ podawania dodatków wiążących, 5 – taśmociąg odprowadzający produkt

W skład instalacji do grudkowania mułu węglowego wchodzą następujące podzespoły:

- układ podawania mułów węglowych (1),
- mieszalnik (2),
- grudkownik talerzowy (3),
- układ podawania dodatków wiążących (4),
- układ odbioru produktu (5).

Zasadniczą częścią instalacji jest mieszalnik (rys. 2) zbudowany z bębna obrotowego o średnicy 2,7 m i wysokości 1,6 m, do którego podawany jest muł węglowy i dodatki wiążące (wapno palone). W bębnie zabudowane są dwa mieszadła posiadające niezależne napędy, mające za zadanie rozdrabnianie podawanego w kawałkach mułu oraz wymieszanie go z podawaną przenośnikiem ślimakowym z silosu substancją umożliwiającą obniżenie wilgotności mułu. W dolnej części bębna mieszalnika znajduje się otwór, którym wydostaje się materiał. Otwór ten zamykany jest talerzem. W czasie pracy grudkownika talerz jest uchylony i wykonuje ruch obrotowy wokół własnej osi. Układ ten pomaga w rozładowaniu bębna oraz częściowo powoduje grudkowanie materiału.

Materiał po ustaleniu się procesu homogenizacji poprzez otwór w dnie bębna podawany jest na grudkownik talerzowy, na którym dochodzi do grudkowania materiału. Zgrudkowany materiał opuszczający grudkownik talerzowy podawany jest na przenośnik taśmowy, którym transportowany jest na plac składowy. Konstrukcja stacji umożliwia dodawanie innych komponentów do wytwarzanych mieszanek paliwowych na bazie mułu czy miału węglowego.

Istotny dla poprawnej eksploatacji układu mieszania jest prawidłowo działający układ zamykania zbiornika. W założeniu układ ten powinien zamykać szczelnie zbiornik, a po otwarciu talerz układu zamykającego powinien wychylić się o określony kąt wynoszący do 30°. Układ łożyskowania bębna ogranicza wielkość otworu wylotowego do 730 mm. Średnica ta ogranicza wielkość talerza zamykającego. W celu poprawnej eksploatacji układu talerz zamykający powinien zmniejszać przestrzeń wysypu materiału (zmniejszenie ryzyka powstawania nawisów mułu).



Rys. 2. Mieszalnik mułów węglowych: 1 – bęben, 2 – układ mieszadeł, 3 – układ zamykania bębna

Wysokość tej przestrzeni przy założonej średnicy nie powinna przekraczać 200 mm. W przypadku mieszalnika konstrukcji AGH powoduje to konieczność wprowadzania talerza zamykającego na głębokość co najmniej 125 mm. Powyższe wymogi spowodowały konieczność zaprojektowania układu, który pozwoliłby na opuszczanie talerza w pierwszym etapie wewnątrz bębna ruchem prostoliniowym, a po wyprowadzeniu z otworu wysypu odchylenie o założony kąt.

2. WYZNACZENIE PARAMETRÓW UKŁADU KINEMATYCZNEGO RAMION

Znając założenia konstrukcyjne (średnicę talerza 730 mm, przesunięcie względem podstawy bębna min. 125 mm, maksymalny kąt wychylenia talerza 30°), zaproponowano układ czworoboku przegubowego, w którym ramiona (R, r) są różnych długości i w pozycji podniesionej do siebie równoległe [10]. Pierwszym etapem było dobranie odpowiedniej długości ramion tak, aby nie następowała kolizja pomiędzy talerzem a otworem w bębnie miksera. W konstrukcji miksera przewidziano luz pomiędzy talerzem a otworem

bębna wynoszący 15 mm pozwalający na swobodne wysunięcie talerza zamykającego.

2.1. Geometryczne wyznaczenie długości ramion

Wstępnie dobrano długości, wykorzystując metodę syntezy graficznej czworoboku przegubowego realizującego przejście przez trzy zadane położenia (rys. 3).

Na rysunku 3 pokazano układ ramion analizowanego mechanizmu zgodnie ze wstępnie przyjętymi założeniami. Przesunięcie talerza względem otworu (punkt T1) nie przekracza założonych 15 mm. Z analizy wynika, że ramię górne powinno mieć większą długość od ramienia dolnego. Dobrano długość ramienia górnego wynoszącą 620 mm, a ramienia dolnego – 480 mm.

2.2. Weryfikacja poprawności działania układu

Zaproponowany czworobok przegubowy (rys. 3) pozwolił na stworzenie płaskiego modelu układu zamykania pozwalającego przeanalizować kinematykę (rys. 4) [11].



Rys. 3. Analiza czworoboku przegubowego realizującego przejście przez trzy położenia: czerwone – bęben zamknięty, niebieskie – talerz w pozycji dolnej płaszczyzny bębna, zielone – maksymalne otwarcie i wychylenie talerza



Rys. 4. Model płaski układu zamykania: a) talerz w pozycji podniesionej; b) talerz w pozycji opuszczonej

Założono, że układ napędzany jest siłownikiem hydraulicznym dwustronnego działania wywołującego obrót ramienia AD. Punktem wyjścia do rozwiązania kinematyki jest równanie wektorowe:

$$\overline{DA} + \overline{AB} + \overline{BC} = \overline{CD} \tag{1}$$

gdzie długości wektorów:

$$R = \overline{BC}, \quad r = \overline{AD}, \quad l = \overline{AB}, \quad d = \overline{CD},$$

czyli:

$$\overline{DA} = \begin{bmatrix} r \cos \alpha \\ r \sin \alpha \end{bmatrix}, \quad \overline{BC} = \begin{bmatrix} R \cos \beta \\ -R \sin \beta \end{bmatrix}, \quad \overline{CD} = \begin{bmatrix} d \\ 0 \end{bmatrix},$$

można zatem zapisać:

$$\overline{AB}^T \cdot \overline{AB} = l^2 \tag{2}$$

po rozwinięciu:

$$(R\sin\beta - r\sin\alpha)^2 + (d - R\cos\beta - r\cos\alpha)^2 = l^2 \quad (3)$$

układ będzie wychylany za pomocą ramienia r, stąd też zakładamy dany kąt α .

W dalszych rozważaniach podstawiamy:

$$p = \operatorname{tg} \frac{1}{2} \beta \tag{4}$$

równanie (3) po zastosowaniu podstawienia (4) i zależności algebraicznych dla połowy kąta przyjmuje postać:

$$\left(R\frac{2p}{p^2+1} - r\sin\alpha\right)^2 + \left(d - R\frac{(1-p^2)}{p^2+1} - r\cos\alpha\right)^2 = l^2 \quad (5)$$

Równanie to ma dwa rozwiązania, z których wybieramy jedno odpowiadające geometrii (rys. 4):

$$\beta = \arctan \frac{\sqrt{K} + 2Rr\sin\alpha}{R^2 + 2Rd - 2Rr\cos\alpha + d^2 - 2dr\cos\alpha - l^2 + r^2} \quad (6)$$

gdzie:

$$K = -R^{4} - d^{4} - l^{4} - r^{4} + 2R^{2}d^{2} +$$

$$+ 2R^{2}l^{2} + 2R^{2}r^{2} + 2d^{2}l^{2} - 4d^{2}r^{2} +$$

$$+ 2l^{2}r^{2} - 2d^{2}r^{2}\cos 2\alpha +$$

$$+ 4dr(-R^{2} + d^{2} - l^{2} + r^{2})\cos \alpha$$
(7)

Znając wartość kąta β , możemy określić położenie punktów A i B oraz wartość kąta γ , co pozwala wyznaczyć trajektorię punktu T. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowy wykres położenia punktów A, B oraz T przy założonym środku układu współrzędnych w punkcie C i osiach x poziomo i y pionowo.

Aby nie następowała kolizja talerza z bębnem mieszalnika, istotne jest, aby punkt T2 (rys. 4) przy przesunięciu y o 125 mm nie powodował większego niż przewidziany luz przemieszczenia wzdłuż osi x. W celu weryfikacji założeń sporządzono wykres położenia trzech charakterystycznych punktów talerza (T, T₁, T₂) (rys. 6).

Rys. 5. Przykładowe trajektorie punktów A, B i T w zależności od kąta wychylenia ramienia AD (α)





Rys. 6. Trajektorie trzech charakterystycznych punktów talerza

Analiza położeń wykazała, że taki układ kinematyczny spełnia wymogi wobec konstrukcji. Określono również kąt α, o jaki należy obrócić ramię dolne, aby uzyskać wychylenie talerza o 30°. Kąt ten wyniósł 58°. Następnym etapem prac było stworzenie modelu układu zamykania (rys. 7) uzupełnionego o układ napędu talerza.



Rys. 7. Model układu zamykania bębna z układem napędu talerza

Do napędu talerza dobrano silnik hydrauliczny o następujących parametrach:

- chłonność jednostkowa silnika: 1000 cm³/obr,
- ciśnienie nominalne: 16 MPa,
- ciśnienie maksymalne: 25 MPa,
- moment obrotowy nominalny: 2500 Nm,
- maksymalna prędkość obrotowa: 160 obr/min,
- praca przy założonej prędkości obrotowej w zakresie: 30–50 obr/min.

2.3. Weryfikacja modelu dla założonych parametrów konstrukcyjnych

Do prawidłowej eksploatacji układu istotne jest odpowiednie zaprojektowanie układu podnoszenia ramienia dolnego. Założono, że do napędu ramienia dolnego zostanie wykorzystany siłownik hydrauliczny. Stworzony model układu zamykania uzupełniono o siłownik hydrauliczny, który zamontowano na dodatkowym uchwycie (rys. 8).

W przypadku takiego układu skok tłoka siłownika hydraulicznego, określony na podstawie analizy kinematyki, powinien wynosić co najmniej 220 mm. Na tej podstawie dobrano siłownik hydrauliczny o skoku 230 mm.



Rys. 8. Model układu zamykania w trzech pozycjach: a) otwartej; b) na styku z dolną powierzchnią bębna; c) zamkniętej



Rys. 9. Ilustracja przebiegu wartości siły działającej na tłok cylindra

W celu określenia pozostałych parametrów siłownika hydraulicznego poddano ten układ analizie dynamicznej. Na jej podstawie wyznaczono siły działające na tłok siłownika przy założeniu maksymalnego obciążenia talerza materiałem o masie 150 kg. W trakcie analizy założono stałą prędkość wysuwu tłoka. Na podstawie symulacji sporządzono wykres siły działającej na tłok w zależności od stopnia jego wysunięcia (rys. 9).

Maksymalna wartość siły działającej na tłok wystąpi w chwili zamknięcia bębna i wyniesie ona 80 kN. Dla zaprojektowanej konstrukcji układu podnoszenia klapy dobrano siłownik hydrauliczny klapy zamykającej o następujących parametrach:

- element napędowy: siłownik hydrauliczny Ø80/45 dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem, zakończony przegubami kulistymi mocującymi,
- pole powierzchni kołowej czynnej tłoka: 50,30 cm²
- pole powierzchni pierúcieniowej czynnej tłoka: 34,4 cm²,
- skok tłoka 230 mm,
- stała prędkość wysuwania tłoczyska: ok. 4,9 cm/s,
- nastawiana prędkość wsuwania tłoczyska: maks. ok. 7,1 cm/s,
- maksymalna siła pchania: ok. 80 kN (dla p = 16 MPa),
- wymagana siła pchania podczas wysuwu tłoczyska: 70 kN (dla p = 13,9 MPa),
- maksymalna siła ciągnięcia: ok. 55 kN (dla p = 16 MPa),
- wymagana siła opuszczania klapy podczas wsuwu tłoczyska: 25 kN ($p \approx 5,0$ MPa).

3. BADANIA EKSPLOATACYJNE UKŁADU ZAMYKANIA

Na podstawie sporządzonej dokumentacji wykonano prototypowe urządzenie do grudkowania mułów węglowych z zaproponowanym układem zamykania zbiornika. Pierwszym etapem badań eksploatacyjnych urządzenia było sprawdzenie poprawności przemieszczania talerza. Na rysunku 10 pokazano zdjęcia z badań.

W trakcie otwierania i zamykania bębna nie następowała kolizja pomiędzy talerzem klapy zamykającej a bębnem (rys. 10b). Badania pokazały prawidłowo dobraną długość ramion i miejsca ich zamocowania. Siłownik pracował poprawnie i nie następowało przekroczenie jego parametrów technicznych.

4. UWAGI EKSPLOATACYJNE

Prawidłowa praca zespołu obrotowego talerza uwarunkowana jest zapewnieniem odpowiedniego smarowania. Podczas montażu wszystkie sworznie oraz współpracujące powierzchnie przegubów należy pokryć smarem grafitowym. Na rysunku 11 zaznaczono punkty smarowania zespołu. W tabeli 1 podano miejsce oraz sposób smarowania, rodzaj smaru i czasookres smarowania.



Rys. 10. Układ zamykania mieszalnika: a) w pozycji zamkniętej; b) w pozycji pośredniej; c) w pozycji otwartej



Rys. 11. Rozmieszczenie punktów smarowania w zespole obrotowym talerza

Tabela 1

Miejsca oraz sposób smarowania zespołu obrotowego talerza

Nr miejsca smarowania	Części smarowane	Sposób smarowania	Minimalny czasookres
Ι	łożyska wału	smarownica	raz na 3 miesiące
II	sworznie	kroplowo	raz na 3 miesiące

5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone podstawowe badania modelowe oraz ich analiza, a także zaprojektowany i wykonany układ zamykania zbiornika podczas badań eksploatacyjnych mieszalnika w pełni sprostał powierzonemu zadaniu. Zaproponowany układ pozwala na precyzyjna regulację szczeliny wylotowej, dzięki czemu uzyskujemy wysyp materiału o określonej granulacji. Układ ten umożliwia precyzyjne ustalenie wydajności grudkownika. Zastosowanie sworzniowych połączeń przegubów (brak elementów elastycznych) pozwoliło na uzyskanie wyższej trwałości konstrukcji. W urządzeniu do podnoszenia i odchylania talerza wykorzystano pojedynczy siłownik, co w znacznym stopniu upraszcza sterowanie i regulację parametrów technologicznych mieszalnika. W trakcie eksploatacji urządzenia w roku 2013 wytworzono 70 tys. Mg produktu. Produkt ten spełniał oczekiwania odbiorców, a urządzenie nie stwarzało poważnych problemów eksploatacyjnych.

Literatura

- Dzik T., Hryniewicz M.: Research on pressure agglomeration of composite fuels, "Inżynieria i Aparatura Chemiczna" 2013, 52, 3: 165–167.
- [2] Feliks J.: Badania laboratoryjne granulowania mułów węglowych, "Chemik: Nauka – Technika – Rynek" 2012, 66, 5: 388–395.

- [3] Feliks J.: Performance tests of waste coal sludge granulation, "Polish Journal of Environmental Studies", 2012, 21, 5A: 69–72.
- [4] Feliks J.: Granulation of dolomite and limestone in the vibratory granulator, "Przemysł Chemiczny" 2015, 94, 5: 771–773.
- [5] Feliks J., Mitura A., Marciniak-Kowalska J.: Analysis of possibilities of application of vibratory cluster producing device to alternative fuel production, "Polish Journal of Environmental Studies" 2013, 22, 6A: 12–17.
- [6] Kuczyńska I.: Grudkowanie forma przygotowania odpadów do wykorzystania lub unieszkodliwienia, "Chemik: Nauka – Technika – Rynek" 2008, 61, 9: 434–435.
- [7] Obraniak A.: Granulacja popiolów lotnych uzyskanych ze spalania węgla brunatnego, "Inżynieria i Aparatura Chemiczna" 2013, 52, 3: 213–215.
- [8] Robak J., Matuszek K.: Granulowanie paliwa z odpadów, "Chemik: Nauka – Technika – Rynek" 2012, 61, 9: 418–424.
- [9] Sidor J., Feliks J.: Vibratory granulators, "Przemysł Chemiczny" 2015, 94, 5: 767–770.
- [10] Feliks J.: Mechanizm zamykania dolnej pokrywy zbiornika obrotowego, zwłaszcza materiałów sypkich, Patent nr PL 224714 B1, 2013.
- [11] Grabysz W.: Wybrane zagadnienia symboliczno-numerycznej symulacji mechanizmów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Katowice 2002.

dr inż. JACEK FELIKS 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 feliks@agh.edu.pl











e-ISSN 2449-6421 ISSN 2450-7326