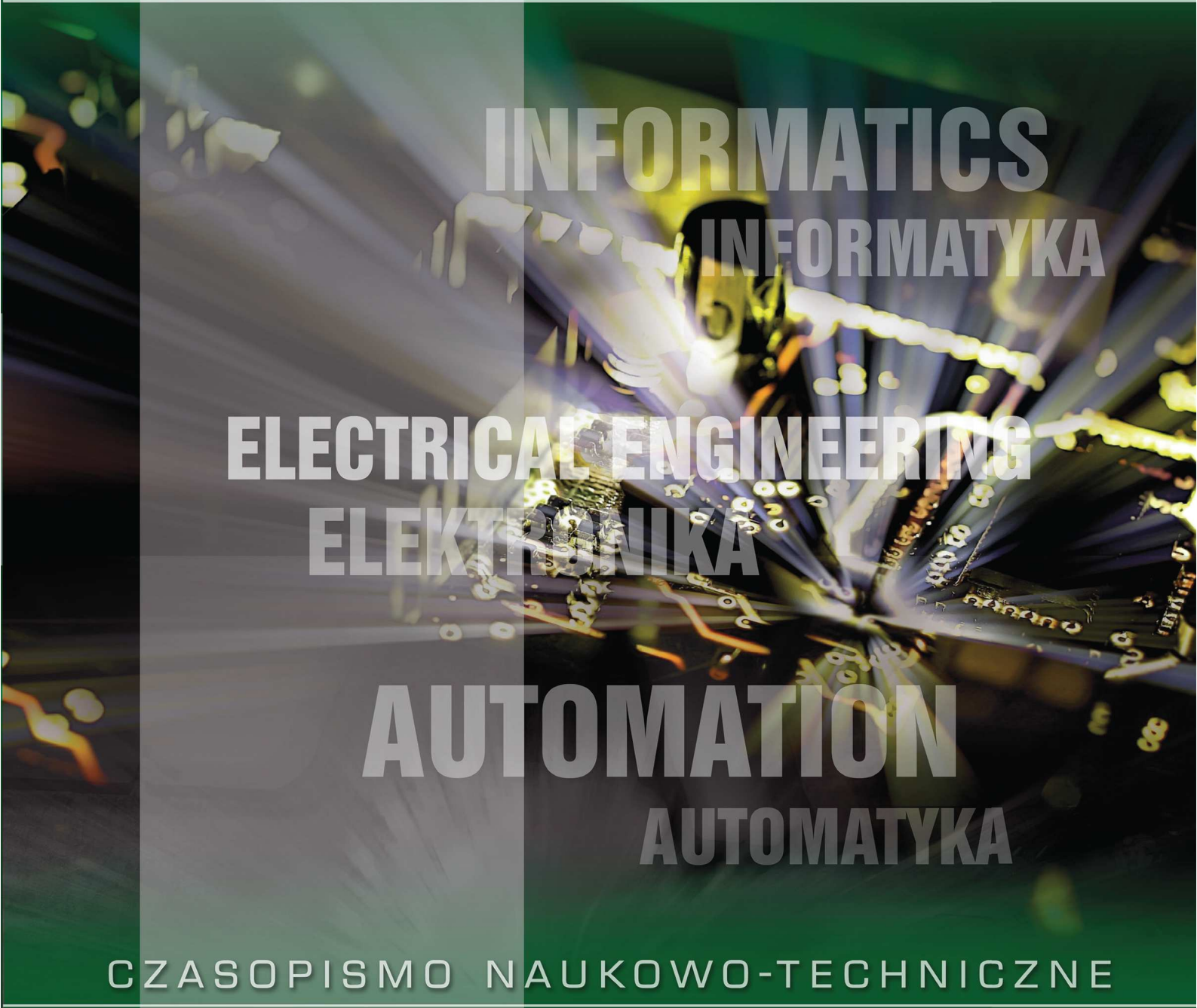


1 (537) 2019

Mining

INFORMATICS AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL



INFORMATICS
INFORMATYKA

ELECTRICAL ENGINEERING
ELEKTROINIKA

AUTOMATION
AUTOMATYKA

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering

AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING
TECHNICAL IT AND TELECOMMUNICATIONS
ENVIROMENTAL ENGINEERING, MINING AND ENERGY TECHNOLOGY
MATERIALS ENGINEERING
QUALITY MENAGEMENT

AUTOMATYKA, ELEKTRONIKA I ENERGOTECHNIKA
INŻYNIERIA MECHANICZNA
INFORMATYKA TECHNICZNA I TELEKOMUNIKACJA
INŻYNIERIA ŚRODOWISKA, GÓRNICTWO I ENERGETYKA
INŻYNIERIA MATERIAŁOWA
NAUKI O ZARZĄDZANIU I JAKOŚCI

MINING – INFORMATICS, AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING
Published since 1962

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

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

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

Members of the Scientific Board/ Członkowie Rady Naukowej:
Dariusz Andriukaitis, 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 (Czech Republic)
Leonel Heredia, EAFIT University, Medellín (Columbia)
Arkadiusz Mężyk, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland)
Josph Molnar, University of Miskolc, Miskolc (Hungary)
Jacek Paraszczyk, Laval University, Quebec (Canada)
Sorin Mihai Radu, University of Petrosani, Petrosani (Romania)
Yuan Shujie, Anhui University of Science and Technology, Huainan (China)
Marek Sikora, Institute of Innovative Technologies EMAG, Katowice (Poland)
Radosław Zimroz, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland)
Nenad Zrnić, University of Belgrade, Belgrade (Serbia)

Editorial staff/ Redakcja czasopisma:
Editor in Chief/ Redaktor naczelny – *Krzysztof Krauze*
Deputy Editor in Chief/ Zastępca redaktora naczelnego – *Krzysztof Kotwica*
Managing Editor/ Kierownik redakcji – *Marcin Mazur*
Manuscript Editor/ Redaktor techniczny – *Kamil Mucha*
Web Editor/ Redaktor strony internetowej – *Marcin Nawrocki*

Associate editors/ Redaktorzy tematyczni:
Waldemar Rączka (automation and robotics/ automatyka i robotyka)
Tomasz Siostrzonek (electrical engineering/ elektronika i energotechnika)
Łukasz Bołoz (mechanical engineering/ inżynieria mechaniczna)
Ryszard Klempka (technical IT/ informatyka techniczna)
Antoni Wojacek (telecommunications/ telekomunikacja)
Waldemar Korzeniowski (environmental engineering, mining and energy technology/ inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka)
Joanna Augustyn-Nadzieja (materials engineering/ inżynieria materiałowa)
Patrycja Hąbek (quality management/ nauki o zarządzaniu i jakości)

PUBLISHER
Publishing Manager/ Redaktor naczelny Wydawnictw AGH: *Jan Sas*

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

Desktop Publishing/ Skład komputerowy: *Andre*

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

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2019

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

The electronic version of the journal is the primary one.
Number of copies: 55



**Ministry of Science
and Higher Education**

Republic of Poland

Creating English-language versions of publications – an assignment financed by the Ministry of Science and Higher Education from resources allocated to science-propagating activities according to contract 684/P-DUN/2019

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

Vitalii Panchuk, Oleh Onysko, Tetiana Lukan, Iuliia Medvid

Theoretical study of dependence of screwing of drilling-pipe connector on thread-process cutting tool profile	7
Teoretyczne badania zależności wkręcania zworników w rurach wiertniczych od profilu krawędzi skrawania noża tokarskiego	18

Krzysztof Krauze, Waldemar Rączka, Grzegorz Stopka

Project and test results of new solution for powered roof support for low seams	29
Projekt i badania stanowiskowe nowego typu obudowy zmechanizowanej do pokładów cienkich	34

Tomasz Siostrzonek, Piotr Trójca, Jakub Wójcik

Winding machine additional overload state indication as supporting solution for mine shaft hoist operators	40
Dodatkowa sygnalizacja stanów przeciążenia silnika maszyny wyciągowej jako czynnik wspomagający pracę osób obsługujących górniczy wyciąg szybowy	44

Mariusz Woszczyński, Jarosław Tokarczyk, Krzysztof Mazurek, Andrzej Pylik

Monitoring of loads in arch support with wire strain gauge	48
Monitorowanie obciążeń w obudowie łukowej z zastosowaniem przetworników strunowych	59

ABSTRACTS

VITALII PANCHUK
OLEH ONYSKO
TETIANA LUKAN
IULIIA MEDVID

THEORETICAL STUDY OF DEPENDENCE OF SCREWING OF DRILLING-PIPE CONNECTOR ON THREAD-PROCESS CUTTING TOOL PROFILE

Screwing is one of the main parameters of the quality of a drill string tapered thread tool joint. It indicates the number of screwing operations that can be applied to this tool joint during drilling. Tool joints that have undergone rejection (determined by a specific criterion – the distance between the end faces of the pin and the box before they are start the screwing) are not permitted to screw. The value of this criterion is proportional to the working height of the threadprofile, which decreases during operation. In this article, it is offered to increase the initial value of the criterion of rejection due to the increase of the work height of the thread profile. This can be done without violating the standard but with the use of a modernized profile of the tool for thread turning. This profile makes it possible to increase the crest diameter of the thread and at the same time ensure sufficient tool life. Due to its usage, the resource of the tool joint can increase by 9–14.5%, while the cutter's tool life and cost remain unchanged.

KRZYSZTOF KRAUZE
WALDEMAR RĄCZKA
GRZEGORZ STOPKA

PROJECT AND TEST RESULTS OF NEW SOLUTION FOR POWERED ROOF SUPPORT FOR LOW SEAMS

The subject of thin seam exploitation is a complex problem; in reality, it involves several problems such as technical, ergonomic, and economic barriers. They refer mainly to combined longwalls – where a human presence is required at the site; the most important problem is the issue of the limited workspace in longwall roadways. This generates engineering and organizational problems, especially during the launching and removal of the longwall roadways. Having considered the above-mentioned, the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines at AGH in Krakow has begun research whose main objective is to develop and test a new structure for a powered support for thin seams. In this paper, virtual models of the new hydraulic roof support and a conception of the structure of a control system were presented as well as the test results of the new construction hydraulic roof support. Research in this field was conducted for the project entitled “Studies of the Development of an Innovative Hydraulic Roof Support for Low Seams”. The project is funded by the National Center of Research and Development (NCBiR).

TOMASZ SIOSTRZONEK
PIOTR TRÓJCA
JAKUB WÓJCIK

WINDING MACHINE ADDITIONAL OVERLOAD STATE INDICATION AS SUPPORTING SOLUTION FOR MINE SHAFT HOIST OPERATORS

Dangerous events that take place in the mining plant always give us a chance to rethink whether the design of a faulty device could have been improved enough to prevent such a situation. The same

STRESZCZENIA

VITALII PANCHUK
OLEH ONYSKO
TETIANA LUKAN
IULIIA MEDVID

TEORETYCZNE BADANIA ZALEŻNOŚCI WKREĆANIA ZWORNİKÓW W RURACH WIERTNICZYCH OD PROFILU KRAWĘDZI SKRAWANIA NOŻA TOKARSKIEGO

Kolumna wiertnicza składa się głównie z rur wiertniczych i łączników między nimi. Złącza te są nazywane zwornikami. Skręcanie i odkręcanie to główny parametr wpływający na jakość zworników. Ten parametr pokazuje, jaka liczba powtórzeń skręcania-odkręcania połączenia złączek wiertniczych jest dopuszczalna w procesie wiercenia otworów naftowych i gazowych. Wykręcanie i odkręcanie zworników określa specjalne kryterium – różnica między końcową powierzchnią mufy a czopem. Różnica ta zmniejsza się podczas określonej liczby operacji skręcania i odkręcania. To kryterium proporcjonalnie zależy od wysokości roboczej gwintu stożkowego (h), który zmniejsza się podczas wiercenia. Dlatego autorzy proponują zwiększenie jego początkowej wartości. Można to zrealizować bez naruszania standardu, ale w wyniku zastosowania zmodernizowanego narzędzia do gwintowania. Zapewnia to zwiększenie liczby skręcania/odkręcania zworników, zwiększenie szczelności zwornika rur wiertniczych, w którym stabilność technologiczna narzędzia skrawającego jest taka sama. W rezultacie trwałość tej złączki może wzrosnąć o 9–14%, a jej cena pozostanie bez zmian.

KRZYSZTOF KRAUZE
WALDEMAR RĄCZKA
GRZEGORZ STOPKA

PROJEKT I BADANIA STANOWISKOWE NOWEGO TYPU OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ DO POKŁADÓW CIENKICH

Tematyka eksploatacji pokładów cienkich jest obecnie jednym z głównych obszarów zainteresowań producentów oraz użytkowników zmechanizowanych kompleksów ścianowych. Wynika to z faktu, iż niezależnie od szeregu czynników górniczo-geologicznych, które w różnym stopniu mogą wpływać na możliwości techniczne prowadzenia ścian niskich, kwestia wzrostu koncentracji wydobywania z pokładów cienkich jest powiązana przede wszystkim z konstrukcją odpowiednio przystosowanych do ekstremalnie trudnych warunków maszyn zmechanizowanego kompleksu ścianowego. Szczególnie istotną rolę w tego typu warunkach eksploatacyjnych odgrywają cechy konstrukcyjne obudów zmechanizowanych. W artykule przedstawiono projekt nowej sekcji obudowy zmechanizowanej do pokładów cienkich oraz wyniki badań stanowiskowych z jej udziałem. Prace badawcze w tym zakresie zostały zrealizowane w ramach projektu pt. „Prace studialne i badawcze nad opracowaniem zmechanizowanej obudowy nowego typu do pokładów cienkich” dofinansowanego z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (NCBiR).

TOMASZ SIOSTRZONEK
PIOTR TRÓJCA
JAKUB WÓJCIK

DODATKOWA SYGNALIZACJA STANÓW PRZECIĄŻENIA SILNIKA MASZYNY WYCIĄGOWEJ JAKO CZYNNIK WSPOMAGAJĄCY PRACĘ OSÓB OBSŁUGUJĄCYCH GÓRNICZY WYCIĄG SZYBOWY

Występowanie niebezpiecznych zdarzeń w ruchu zakładu górniczego powinno skłonić do przemyśleń, czy konstrukcja danego urządzenia nie może zostać poprawiona w taki sposób, aby zapobiegać

scenario takes place with mining shaft hoist. Without a doubt, a starting point for discussions about additional mining shaft hoist security measures is the last dangerous situation that took place in a Silesian mine in 2017. This article is an analysis of the probable causes and conclusions that can be drawn from that incident.

MARIUSZ WOSZCZYŃSKI
JAROSŁAW TOKARCZYK
KRZYSZTOF MAZUREK
ANDRZEJ PYTLIK

MONITORING OF LOADS IN ARCH SUPPORT WITH WIRE STRAIN GAUGE

A concept of measuring the load and geometry of a roadway support with the use of vibrating wire strain gauges and draw-wire sensors is presented. Laboratory and in-situ tests of complete frames of arch supports under load were carried out within the INESI project. The deformations recorded by the vibrating wire strain gauges are similar to those recorded by the strain gauges. FEM strength calculations (which were similar to the results from the stand tests) were also presented.

tego typu zdarzeniom. Dokładnie tak samo dzieje się w przypadku górniczego wyciągu szybowego. Ostatnie niebezpieczne zdarzenie, które miało miejsce w 2017 roku w jednej ze śląskich kopalń, stanowi punkt wyjścia w dyskusji nad dodatkowymi zabezpieczeniami górniczego wyciągu szybowego. W artykule przedstawione są informacje na temat potencjalnych przyczyn wystąpienia tego stanu i wnioski, jakie nasuwają się po analizie materiału dotyczącego tej sytuacji.

MARIUSZ WOSZCZYŃSKI
JAROSŁAW TOKARCZYK
KRZYSZTOF MAZUREK
ANDRZEJ PYTLIK

MONITOROWANIE OBCIĄŻEŃ W OBUĐOWIE ŁUKOWEJ Z ZASTOSOWANIEM PRZETWORNİKÓW STRUNOWYCH

W artykule zaprezentowano koncepcję pomiaru obciążenia i geometrii obudowy wyrobiska korytarzowego z zastosowaniem przetworników z drgającą struną oraz przetworników linkowych. W ramach realizacji projektu europejskiego INESI przeprowadzono badania laboratoryjne, a następnie badania stanowiskowe kompletnych odrzwi obudowy łukowej pod obciążeniem. Wyniki odkształcenia uzyskane z przetworników strunowych są porównywalne z wynikami uzyskanymi z tensometrów. Zaprezentowano również obliczenia wytrzymałościowe MES, które wykazały dużą zgodność z wynikami badań stanowiskowych.

VITALII PANCHUK

OLEH ONYSKO

TETIANA LUKAN

IULIIA MEDVID

Theoretical study of dependence of screwing of drilling-pipe connector on thread-process cutting tool profile

Screwing is one of the main parameters of the quality of a drill string tapered thread tool joint. It indicates the number of screwing operations that can be applied to this tool joint during drilling. Tool joints that have undergone rejection (determined by a specific criterion – the distance between the end faces of the pin and the box before they start the screwing) are not permitted to screw. The value of this criterion is proportional to the working height of the thread profile, which decreases during operation. In this article, it is offered to increase the initial value of the criterion of rejection due to the increase of the work height of the thread profile. This can be done without violating the standard but with the use of a modernized profile of the tool for thread turning. This profile makes it possible to increase the crest diameter of the thread and at the same time ensure sufficient tool life. Due to its usage, the resource of the tool joint can increase by 9–14.5%, while the cutter's tool life and cost remain unchanged.

Key words: drill pipe, tool joint, box, pin, screwing, turning tool, tool life

1. INTRODUCTION

The structure of a drill string includes elements that combine drilling pipes with between each other as well as with other objects. These connectors are called as tool joints for drill string elements.

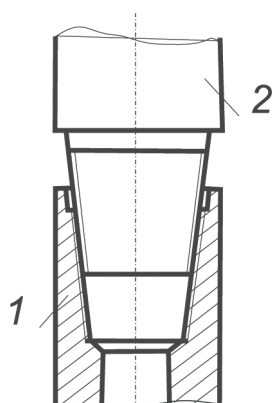


Fig. 1. Scheme of drill string connector:

1 – box, 2 – pin

They consist of two parts (Fig. 1): a box (1), which is the female end of the connection, and a pin (2), which is the male end of the connection. One of the quality indicators of a tool joint is its screwing, which is the value that indicates the number of unobstructed screwing and unscrewing processes in it. Such operations always accompany the lowering and lifting process of a drill string. Typically, this value is up to 8–10 screwing and unscrewing operations for new drill pipes; after this, the tool joints are discarded.

2. GAP IN THREADED CONNECTION OF DRILL STRING TOOL JOINT

A tool joint's tapered thread profile according to standards [1] and API 7 (American Petroleum Institute) is schematically presented in Figure 2.

Here are the tool joint tapered thread parameters: h_1 is the height of the thread profile [mm], h – the

working height of the thread profile [mm], P – the pitch of the thread [mm], a – the width of the thread crest [mm], and $\alpha/2$ – half of the thread profile angle.

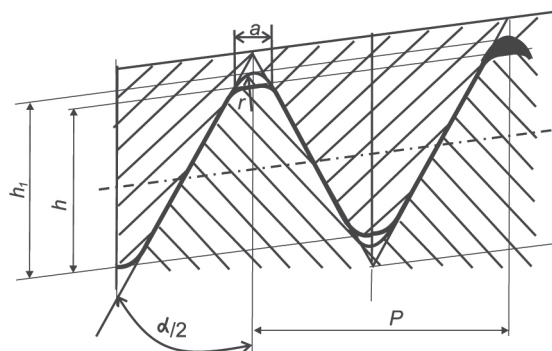


Fig. 2. Scheme of tool joint tapered thread according to API 7 standard

According to this standard, there is always a structural gap between the pin and the box; the width of this is indicated by a . In the right part of the diagram, the specified gap is tinted black for clarity. This gap according to the standard has a technological purpose. The values of h , h_1 , and a are optional and are intended for the design of a cutting tool for thread manufacturing. According to the author of [2], the existence of this gap is one of the most important reasons for the loss of tightness in a cut, especially after 3–4 operations of screwing – unscrewing. In the article [3], it is said that the speed of the duct of drilling mud decreases from 30–50 m/min to 1 m/min when the value of a decreases from the standard value of 1.6 mm to the of 1-mm value offered by the author. In paper [4], it is offered to reduce the height of the gap from 0.45 mm to 0.15 mm. However, turning to the full depth of the workpiece will be sharply reduced and the technological stability will decrease accordingly to the cutter.

To ensure long tool life, it is suggested to use a cutter with a non-zero value of the back-rake angle, although no known companies show any thread cutting tool with positive or negative values of this angle at the tool nose in their catalogs [5].

3. ANALYSIS OF VARIANTS OF INITIAL CONTACT OF THREADS OF SCREW AT MOMENT OF INSTALLATION OF PIN INTO BOX

The process of inserting the pin into the box precedes the process of their screwing. In publication [6],

four variants of the initial contact of the threads of the drill string screw at the pin-installation moment into the box are considered. Figure 3 shows these four options. Option a illustrates Position I. In this position (as in Positions II and III [Options b and c]), the contact between the threads occurs at the crests of the thread screw. In Variant d, Position IV illustrates the contact between the pin and the box by the thread flanks.

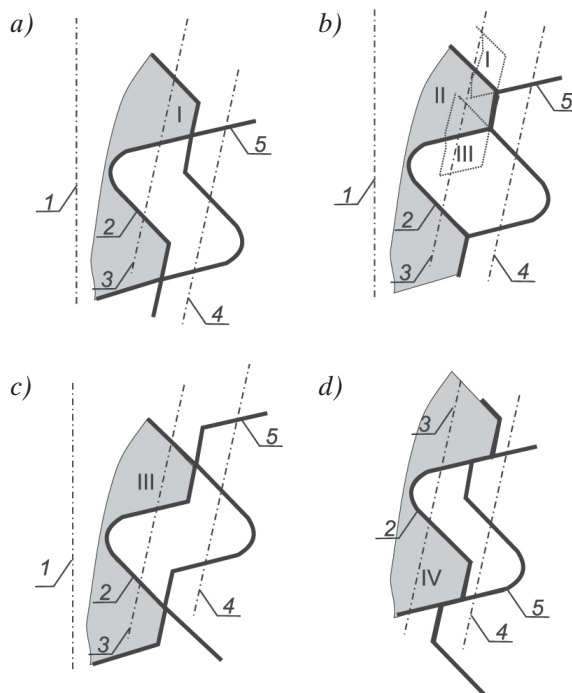


Fig. 3. Schemes of initial contact of threads of tapered screw at moment of pin installation into box: 1 – axis of screw thread, 2 – contour of pin thread, 3 – pitch diameter of pin thread, 4 – pitch diameter of box thread, 5 – contour of box thread

At the time of the installation of the box under the influence of the weight of all string grid-screwed elements, pressure is created, which depends on the weight of the drill string and the area of contact between the pin and the box. So, the greatest pressure corresponds to the smallest area, which is obviously in Positions I and III (Variants a and c in Fig. 3). As lightly larger area of contact can be seen in Position II (Option b). Option d provides the greatest contact area and, accordingly, the least amount of pressure created by the weight of the drill string. The wearing intensity of the thread-screw surface depends on the pressure; i.e., Option d illustrates the position of IV, which provides the least intense action when the pin insertion into the box is repeatedly applied for their further repeated screwing.

4. CRITERION OF TOOL JOINT TAPERED THREAD

By the criterion of rejection of the tool joint tapered thread most often in the practice of drilling the value H (Fig. 4) is applied. This value defined between the pin end face and box end face at the moment of the pin setting into the box before their screwing start [6]. This method is sufficiently operational, however it does not allow us to control the thread-screw separately for the pin and the box. For the purpose of analyzing the state of the pin thread separately from the box thread, templates are used. The application of the H criterion and the special template for the pin are shown in Figure 5. The pin is displayed with the number “1” on it and the template is displayed with the number “2”. The value of H decreases due to the thread flank wearing (value of e) and thread height wearing (value of b) and, in theory, the value of H can approach zero. This can be achieved by the following formula:

$$H = \frac{2h}{K} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

where:

h – working height of thread profile [mm],
 K – thread taper.

The number of revolutions (m) that must be carried out for the complete screwing-in of the elements of the tapered thread tool joint also depends on the work height of profile h and thread taper K [6]. This can be achieved by the following formula:

$$m = \frac{2h}{KP} \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

where P – thread pitch.

Formulas 1 and 2 correspond to the definition of rejection criterion H for the schemes of the initial contact of the pin with Boxes I, II, and III (Fig. 3).

Figure 6 schematically illustrates the box thread contour of the $ABCDEFH$ as well as the contour of the crest of the pin thread in its initial variants of Contacts I, II, and III. Parameter x indicates the position of the pin thread crest in the process of screwing from the initial contact and until line LF on the pin crest coincides with line DE on the root of the

box. The value of x can be determined by the following formula:

$$x = \frac{KP_1}{2} m = P \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} \tan \alpha \right) m \quad [\text{mm}]$$

where:

K – thread taper,
 P_1 – thread pitch between bigger flanks (corresponds to segment GK on axis),
 M – number of revolutions,
 α – thread profile angle.

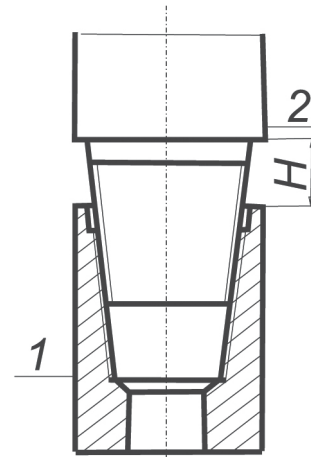


Fig. 4. Scheme for determining H criterion of rejection of tapered thread

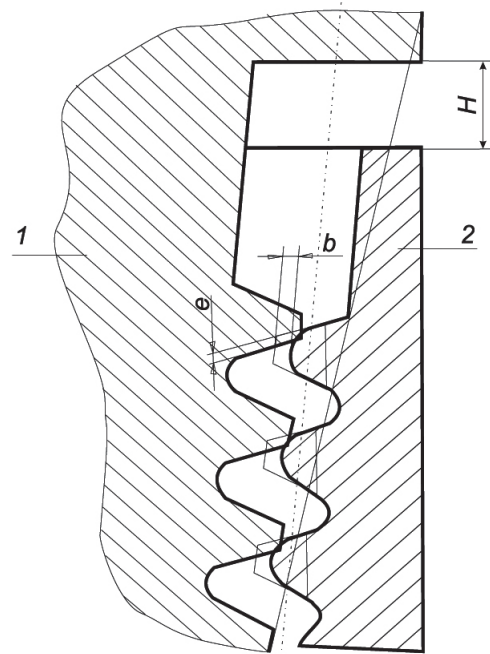


Fig. 5. Scheme for determining rejection criterion H for tapered thread elements and template

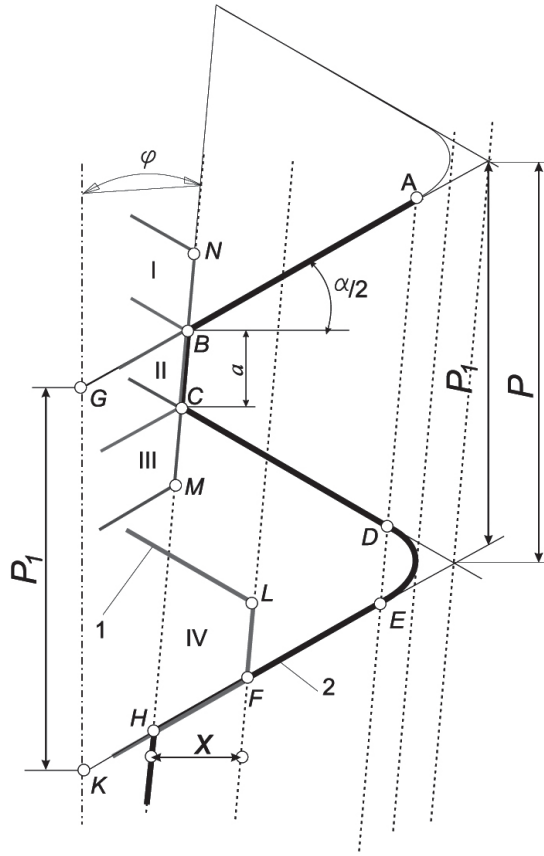


Fig. 6. Scheme of variants of contact of threads at time of installation of pin into box and in process of screwing

In this case, the distance between the end faces of the box and the pin in the process of their interconnection will be changed according to the following formula:

$$H_m = \frac{2(h-x)}{K} \quad [\text{mm}]$$

Figure 7 illustrates the position of the pin that comes in contact with the box by the flank surface. The dark gray color corresponds to the position of the pin at the initial moment of contact (as in Position IV in Fig. 3). In order to improve the perception of the initial position in the scheme, the straight-line segment CL that is parallel to the thread-screw axis is applied. This position is characterized by parameter x_0 – the maximum value of which can be determined by the following formula:

$$x_0 = \frac{K}{2}(P-2a)\left(1 - \frac{K}{2}\tan\alpha\right) \quad [\text{mm}]$$

where a – crest flat width [mm], which in Figure 6 corresponds to length of straight-line segment BC .

In accordance to the specified position of the pin, one can find the value of rejection criterion $H_{\min}$, which corresponds to the position of IV by the following formula:

$$\begin{aligned} H_{\min} &= \frac{2(h-x_0)}{K} = \\ &= \frac{2h}{K} - (P-2a)\left(1 - \frac{K}{2}\tan\alpha\right) \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (3)$$

The light gray color illustrates the schematic position of the pin at the time of completing its screw-in into the box. The number of revolutions ($m_{\min}$) required to complete the screw-down of the tool joint's tapered thread after the moment of pin insertion into the box or the template corresponding to Position IV are determined by the following formula:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= \frac{2(h-x_0)}{KP} = \\ &= \frac{2h}{KP} - \left(1 - \frac{2a}{P}\right)\left(1 - \frac{K}{2}\tan\alpha\right) \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (4)$$

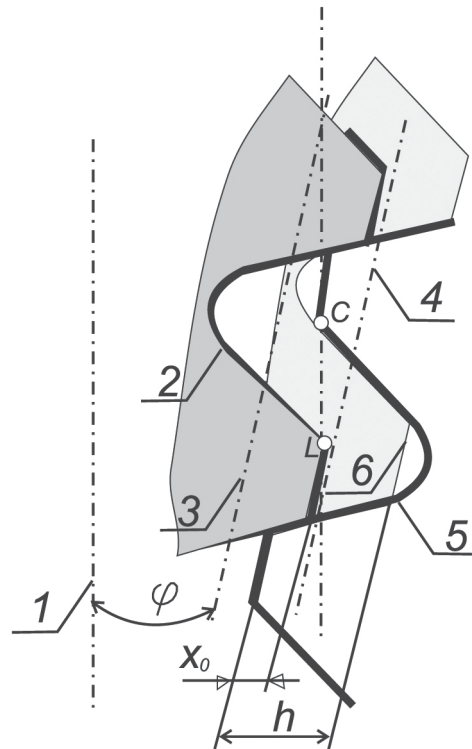


Fig. 7. Initial and final moment of screw-down pin with box: 1 – axis of screw thread, 2 – contour of pin thread at initial moment, 3 – pitch diameter of pin thread, 4 – pitch diameter of box thread, 5 – contour of box thread, 6 – contour of pin thread at final moment

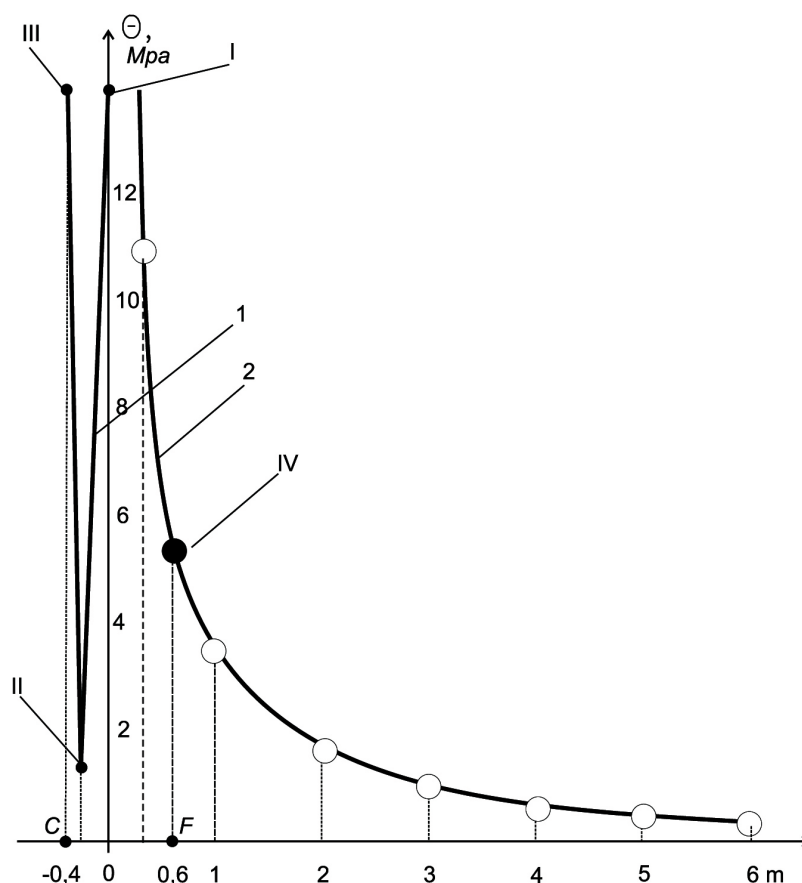


Fig. 8. Pressure changing in tool joint tapered thread 5" FH under action of weight of drill string in process of screwing in different schemes of initial contact of threads: 1 – at initial contact of pin and box only on thread crest (Provisions I, II, III), 2 – at initial contact of pin and box only on thread flanks

Figure 8 shows the graph of the pressure change on the thread surface under the action of the drill string weight, which depends on the position of the pin at its initial moment of contact with the box before screwdriving and in the process from the beginning to the end of the screwing-in [6]. Points C and F limit the stage of setting the pin into the box from the next stage – the actual screw-in. The graph indicates that the initial pin position before the screwing is subjected to pressure values that are greater than (Positions I, II, and III) or similar to the pressure that occurs during the screwing process itself.

The maximum value of the criterion of rejection can actually be determined by the same Formula (1):

$$H_{\max} = \frac{2h}{K} \quad [\text{mm}] \quad (5)$$

The maximum value of the number of revolutions can actually be determined by the same Formula (2):

$$m_{\max} = \frac{2h}{KP} \quad [\text{mm}] \quad (6)$$

5. PROFILE OF CUTTING EDGE OF THREADING TURNING CUTTER WITH NON-ZERO VALUE OF BACK-RAKE STATIC ANGLE AT ITS NOSE

Article [7] states that the special application for determining the profile half angle of the thread cutter for the manufacture of all standard sizes of the tool joint's tapered threads is created on the basis of algorithm [8]. The obtained results allow us to design the technological process of the tool joint's tapered thread turning in which the cutter with the calculated cutting-edge profile is executed with a significant static back-rake angle at its nose and, at the same time, the thread profile formed by it has an initial deviation of within 10–15% of the permissible deviation of the thread profile half angle. Article [9] proves that the value of the deviation of the thread profile half-angle does not exceed 0.16° if the value of the static back-rake angle at the nose lies within a range of -5° to 5° , while the profile of the cutting edge of the tool

remains the same as the profile of the thread. According to the authors of [10], the tool life with a value of the static back-rake angle of -5° can increase considerably; thus, it can provide increased productivity of the process of turning the closed surfaces of the thread roots.

6. PURPOSE OF WORK

The purpose of this work is to upgrade the profile's cutting edge in order to improve the screw-in process of the tool joint's tapered thread and simultaneously increase its tightness while providing the necessary value of the tool life of the cutter.

7. METHOD TO ACHIEVE PURPOSE

Graphically and analytically the dependence of the value of the criteria for the rejection of $H_{\min}$ and $H_{\max}$, and the number of revolutions ($m_{\min}$ and $m_{\max}$) from the cutter's profile is obtained by changing its optional sizes and applying a non-zero value of the static back-rake angle at the nose.

8. GRAPHICAL ANALYSIS OF NATURE OF WEAR OF TOOL JOINT'S TAPERED THREAD

Figure 9 shows a diagram illustrating the nature of the operation of the tool joint tapered thread, which

occurs as a result of multiple repetitions of the following processes:

- 1 – installation of pin into box,
- 2 – their screw-up,
- 3 – their further screwing with interference fit.

Process 1 corresponds to the schemes of the initial contact of the pin with the box. In Figure 8, this is a graphical representation, where the argument is the number of revolutions of the screw (m) between points C and F . As a result of this process, thread wear occurs primarily on the crest in accordance with the schemes of the initial Contacts I, II, and III (see Figs. 3a–c). Figure 9 illustrates the reduction of the working height of the profile on the thread by a value of Δh . Graphically, this value seems larger than the thread flank deviation from their standard shapes, which are shown in black.

In Process 1, the installation can also be on the thread flank, which means that the initial contact occurs according to Scheme IV. This corresponds to the part of the graph where the values of the arguments correspond to the points that are located left of Point F but to the right of 0 (see Fig. 8).

Since the pin contact with the box is exactly the larger thread flank, the diagram graphically emphasizes a greater deviation from the face value of the larger thread flank (Area 3) than the smaller one (Section 5).

Process 2 involves the screw-in, during which there is moving contact with the large thread flanks of the pin and the box as well as their operation due to friction under pressure from the weight of the drill string.

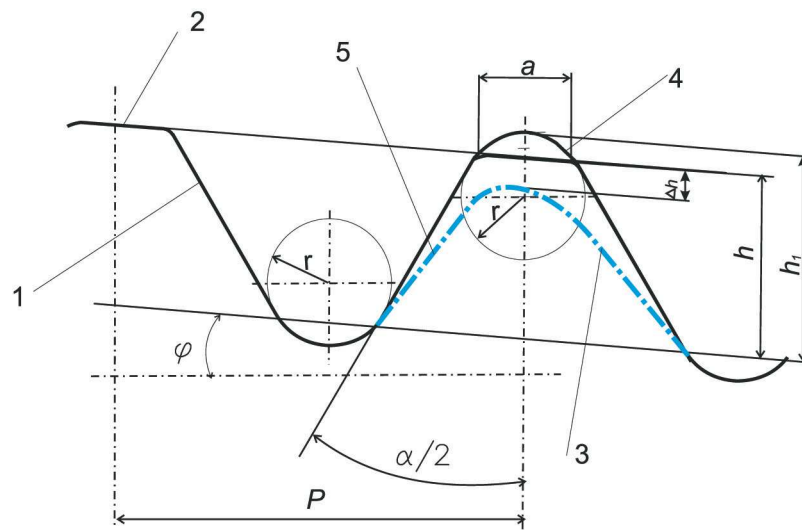


Fig. 9. Diagram graphically illustrating shape of worn thread due to contact pressures and friction of its surfaces as result of installation of pin into box and their screwing: 1 – larger standard flank profile of thread, 2 – crest according to standard, 3 – profile of larger flank profile after prolonged exploitation, 4 – standard root of thread, 5 – profile of lower thread flank after prolonged exploitation

This process corresponds to that part of the graph in Figure 8, where the arguments are represented by the points that are located right of Point *F*. Figure 9 shows that the thread profile long flank deviates more significantly from the initial profile (corresponding to Section 5) than the short one (corresponding to Section 3) in this process.

Process 3 – screwing-in with an interference fit occurs when the pin and box are in contact at the short flanks, accompanied by significant deformations in this thread section. It is not the screwing under pressure created by the weight of the drill string but under the tension created by the deformation; therefore, it is not considered within the limits of this article.

Figure 9 illustrates the worn thread crest, but the thread root remains relatively natural (in accordance with the drilling practice and special bench surveys [6]).

9. RESEARCH OF CUTTING-EDGE PROFILE OF TOOL FOR MANUFACTURE OF TOOL JOINT TAPERED THREAD

Figure 10 shows a 20-fold increase in the photo of the cutting edge of the new turning tool for the manufacture of the tool joint tapered thread of the Form IV profile, which is used most in drilling practice.

Figure 11 shows a 20-fold increase in the photo of the cutting edge of the turning tool for the manufac-

ture of the tool joint tapered thread of the Form IV profile after prolonged operation.

Figure 12 shows a diagram that combines the contours of the profile of the new cutter from Figure 10 (solid black line) and of the worn out one from Figure 11 (dotted red line). If you compare these lines, it becomes clear that the cutting edge of the turning tool is the most intensively worn out in the part that forms the thread root.

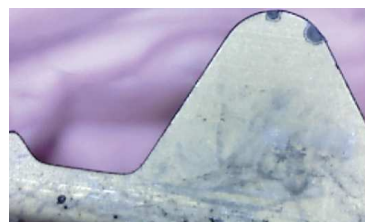


Fig. 10. Photo of cutting part of carbide insert of tool for turning of tool joint tapered thread Form IV (executed at 20-fold increase)



Fig. 11. Photo of cutting part of carbide insert of tool for turning of tool joint tapered thread Form IV after prolonged exploitation (executed at 20-fold increase)

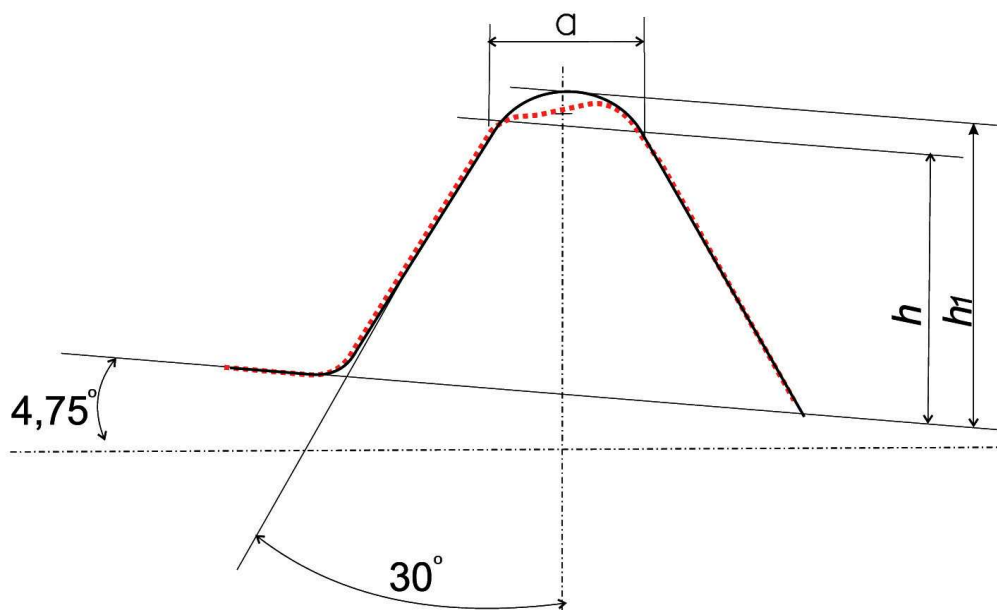


Fig. 12. Scheme of combined contours of new tool cutting edge profile (black line) and cutting edge with worn profile (dotted red line) of turning tools for tool joint tapered thread manufacture

From Figure 12, it can be concluded that the further operation of the worn cutter does the red line below the top line, which will result in the fact that the pin cannot be screwed into the box due to the interference of their thread surfaces.

9.1. Ensuring increase in tightness due to reduction of technological GAP

To reduce the initial value of the height of the gap (which is determined by the previously adopted $h_1 - h$ formula), it is more expedient to increase the value of h rather than reduce the value of h_1 . This is due to the fact that the part of the cutting edge that wears out most intensively forms the thread root; therefore, it is inappropriate to reduce it.

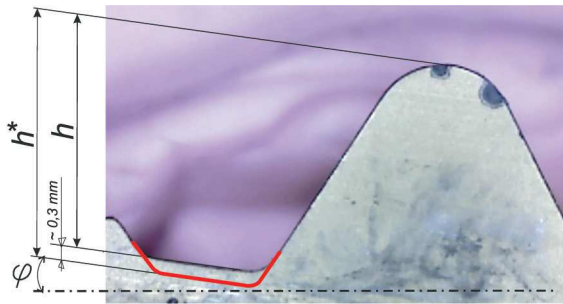


Fig. 13. Similar photo to Figure 10, but only with corrected section of cutting edge that forms crest of tool joint's tapered thread

However, it is quite reasonable to increase the value of h (i.e., it is reasonable to increase the appropriate section of the cutting edge of the tool. Figure 13 shows a cutting-edge photo that is similar to Figure 10, but an additionally modernized profile (red line) is imposed, which confirms that an increase in size h to value h^* is due to the transfer of the cutting edge that forms the crest of the thread at 0.3 mm in accordance with the recommendations [4].

9.2. Ensuring drill string tooljoint threading tool life

Figure 14 illustrates the scheme of obtaining the reduced technological gap of $h_1 - h^*$, which can be executed using a turning tool with an adjusted cutting edge (as shown in Fig. 13).

The dotted red line in Figure 14 indicates the view of the worn cutting edge of the cutter at the time of the completion of its working ability.

It is obvious that the value of h^* cannot be provided with such an edge, since it has gone beyond the boundary of the figure placed between the dimensions of h_1 and h^* . In this case, it is true to ensure the tool's life by adjusting its geometric parameters: in the first place, the back-rake static angle at the nose of the cutter – for example, within a range of -5° as recommended [9, 10].

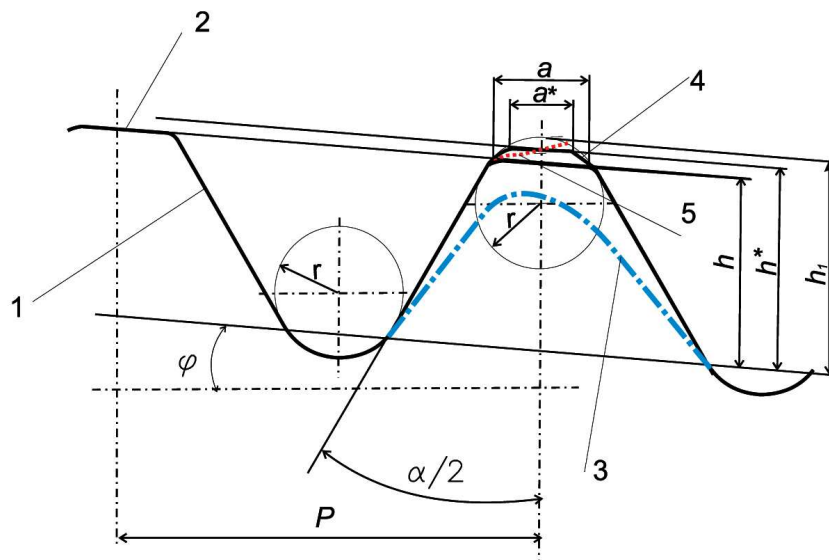


Fig. 14. Diagram illustrates reduction of initial gap as consequence of reducing theoretical limit of cutting edge of tool by increasing value of h to size h^* . Digits are indicated as follows: 1 – long thread flank of profile according to standard, 2 – thread crest according to standard, 3 – thread profile after prolonged operation, 4 – crest of thread that is executed by using corrected cutting edge, 5 – cutting edge of threading tool after prolonged operation

10. INCREASING VALUE OF CRITERION OF REJECTION H AND VALUE OF NUMBER OF REVOLUTIONS m

Figures 13 and 14 show that the value of h can be increased to the size of h^* ; accordingly, the value of a decreases to the size of a^* . Using Formulas (1)–(4), the value of the criterion of rejection H and the value of number of revolutions m should be calculated for the purpose of obtaining the results, which confirm the idea that the modernized cutter increases the specified parameters according to Figure 13 and recommendations [9, 10].

10.1. Example of calculation of criterion H and value of m for tool joint tapered thread with form of Profile IV

Input parameters: value of pitch $P = 6.35$ mm; value of work height $h = 2.633$ mm; value of taper $K 1:6$.

According to works [3, 4], the decrease in value a from a value of 1.65 mm to a value of 1 mm can be achieved by increasing the value of h to $\Delta = 0.328$ mm. At the same time, the speed of the duct of the drilling mud through the gap will drop 30–50 times according to [3], which means that the abrasive wears lows down sharply. We put these values in Formula 1 and carry out two calculations at $h = 2.633$ mm and at h^* :

$$h^* = 2.633 + 0.328 = 2.961 \text{ mm.}$$

Thus, at a value of $h = 2.633$ mm, criterion $H = 30.98$ mm is obtained, and at a value of $h^* = 2.961$ mm, a value of $H = 34.84$ mm is obtained. Thus, Formula 1 actually indicates the functional dependence on the screwing of the drill string tool joint from the profile of the cutting edge. In the numerical dimension on the example of Profile IV, we have the following relative increase in criterion $H_{\%}$:

$$H_{\%} = \frac{H^* - H}{H} = \frac{34.68 - 30.98}{30.98} 100 = 11.94\%$$

where H^* is the criterion of rejection at $h^* = 2.961$ mm.

Thus, an increase of working height h by 0.328 mm leads to an increase in the criterion of the rejection by almost 12%.

We put the values obtained above into Formula (2) and carry out two calculations at the values of $h = 2.633$ mm and $h^* = 2.633 + 0.328 = 2.961$ mm. Thus, at the values of $h = 2.633$ mm, $m = 4.88$, and $h^* = 2.961$ mm, the value of $m^* = 5.49$. Thus, Formula (2) also indicates the functional dependence on the screwdriving of the drill string tool joint from the profile of the cutting edge. In the numerical dimension on the example of Profile IV, we have the following relative increase in criterion $m_{\%}$:

$$m_{\%} = \frac{m^* - m}{m} = \frac{5.49 - 4.88}{4.88} 100 = 12.5\%$$

where m^* is the value of the number of revolutions at $h^* = 2.961$ mm.

Thus, an increase of 0.328 mm in the working height of profile h leads to an increase of 12.5% in the value of the number of revolutions of the tapered tool joint.

10.2. Comparison of calculated criteria of rejection H and number of revolutions to full screw m of upgraded tapered tool joints and standard ones with IV form of profile

On the basis of these examples (and after applying Formulas (3) and (5), Table 1 is offered. This includes the calculation of the criteria of rejection for both standard parameters $H_{\max}$ and $H_{\min}$ of Form IV as well as that which is executed by the help of the tool with the modernized profile for the same form.

On the basis of this example, and after application of the Formulas (4) and (6), Table 2 is offered. It includes the calculation of the numbers of revolutions for both standard parameters $m_{\max}$ and $m_{\min}$ of Form IV as well as that which is executed by the help of the tool with the modernized profile for the same form.

Table 1
Results of calculating criteria of rejection for standard and upgraded execution
of tool joint tapered thread (IV form profile)

Name of parameter	Standard value			Upgraded values			Relative increase	
	Parameter value	$H_{\min}$ [mm]	$H_{\max}$ [mm]	Parameter value	$H^*_{\min}$ [mm]	$H^*_{\max}$ [mm]	$H_{\min\%}$ [%]	$H_{\max\%}$ [%]
P	6.35	28.08	30.98	6.35	30.74	34.84	9.4	11.94
K	1 : 6			1 : 6				
a	1.65			1				
h	2.63			2.96				
a	30			30				

Table 2
Results of calculating number of revolutions for standard and upgraded execution
of tool joint tapered thread (IV form profile)

Name of parameter	Standard value			Upgraded values			Relative increase	
	Parameter value	$m_{\min}$ [rev]	$m_{\max}$ [rev]	Parameter value	$m_{\min}$ [rev]	$m_{\max}$ [rev]	$m_{\min\%}$ [%]	$m_{\max\%}$ [%]
P	6.35	4.42	4.88	6.35	4.84	5.49	14.5	12.5
K	1 : 6			1 : 6				
a	1.65			1				
h	2.63			2.96				
a	30			30				

11. CONCLUSIONS

On the basis of the practice of the rejection criteria application and the theoretical research of the cutting-edge profile of the thread tool, the following conclusions have been made:

1. An increase in the work height of thread profile h and a decrease in the crest flat width of a thread profile simultaneously lead to an increase in the tightness of a tool joint tapered thread and the criterion of its rejection H by 9–12%.
2. Increasing the work height of thread profile h and reducing crest flat width a of the thread profile leads to an increase of 12.5–14.5% in the number of revolutions from the moment of installing the pin into the box until the moment of the full screwing-in.
3. Increasing the work height of thread profile h and reducing the crest flat width of thread profile a do not lead to violations of the standards, as these represent its optional values GOST 28407-90 and API 7.

References

- [1] HOST 28487-90. *Mezhgosudarstvennyy standart. Rez'ba konicheskaya zamkovaya dlya elementov buril'nykh kolonn. Profil'. Razmery. Dopuski*, "Standartinform" 2010: 75.
- [2] Chudyk I.I.: *Do vtrat hidravlichno i energii pid chaspromyvanni asverdlovyhny*, "Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovokhodovyshch" 2009, 2: 34–42.
- [3] Borushchak L., Onysko O., Panchuk V.: *Research of the impermeability of the tool-joint tapered thread size 2 7/8 reg*, Monografia TUR "Problemy Eksploatacji i Zarzadzania w Gornictwie", Kraków 2017: 65–72.
- [4] Borushchak L., Borushchak S., Onysko O.: *Influence of the technological gap value of the tool-joint tapered thread on the drilling mud flow rate in its screw coupling*, "Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science" 2017, 3, 2: 24–31.
- [5] *Thread_turning/thread_turning_brochure_english.pdf*. www.secotools.com/CorpWeb/Products/Turning/ [dostęp 2017].

- [6] Semin V.I.: *Sovremennyye metody proyektirovaniya rez'bovykh soyedineniy trub neftegazovogo sortamenta dlya stroitel'stva skvazhin: avtoreferat dis. doktora tekhnicheskikh nauk*, Moskva 2005.
- [7] Onysko O.: *Pro funktsional'nu zalezhnist' velychyny polovynnohokuta profilyu zamkovoyi narizi vid velychyn peredn'oho kuta, kuta nakhyly ta polovynnoho kuta profilyurizal'noyi kromky riztsya*, in: *Optymizatsiya vyrobnychyykh protsesiv i tekhnichnyy kontrol' u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, "Visnyk Natsional'noho universytetu «Lvivs'ka politekhnika»" 2017, 867: 10–28.
- [8] Onysko O.: *Alhorytm rozrakhunku funktsional'noyi zalezhnosti formy bichnykh profilivhyntovoyi narizi zamkovoyi konichnoyi dlya elementiv buryl'nykh kolon vid heometrychnykh parametryvrisztsya*, "Naukoviy visnyk" 2017, 1: 77–81.
- [9] Onysko O., Psiuk M.: *Analiz zabezpechenniat ochnosti profilu zamkovo i narizi vyhotovleno iriztsiamyi zva halnym polozhenniam perednoi poverkhni ta zadanoi tochnistuy ii vstanovlennia*, "Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Tekhnolohii u mashynobuduvanni" 2017, 17: 10–17.
- [10] Onysko O., Panchuk V., Medvid J.: *Technology of the oil and gas drill string pipe connector manufacturing with low-permeability level of the drilling mud in it's screw part*, 6th International Conference of Applied Science, Banja Luka 2018.

VITALII PANCHUK, D.Sc., Eng.

OLEH ONYSKO, Ph.D., Eng.

TETIANA LUKAN, M.Sc., Eng.

IULIIA MEDVID, M.Sc., Eng.

Ivano-Frankivsk National Technical University
of Oil and Gas

Karpatska 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine

kmv@nung.edu.ua

VITALII PANCHUK

OLEH ONYSKO

TETIANA LUKAN

IULIIA MEDVID

Teoretyczne badania zależności wkręcania zworników w rurach wiertniczych od profilu krawędzi skrawania noża tokarskiego

Kolumna wiertnicza składa się głównie z rur wiertniczych i łączników między nimi. Złącza te są nazywane zwornikami. Skręcanie i odkręcanie to główny parametr wpływający na jakość zworników. Ten parametr pokazuje, jaka liczba powtórzeń skręcania-odkręcania połączenia złączek wiertniczych jest dopuszczalna w procesie wiercenia otworów naftowych i gazowych. Wykręcanie i odkręcanie zworników określa specjalne kryterium – różnica między końcową powierzchnią mufy a czopem. Różnica ta zmniejsza się podczas określonej liczby operacji skręcania i odkręcania. To kryterium proporcjonalnie zależy od wysokości roboczej gwintu stożkowego (h), który zmniejsza się podczas wiercenia. Dlatego autorzy proponują zwiększenie początkowej jego wartości. Można to zrealizować bez naruszania standardu, ale w wyniku zastosowania zmodernizowanego profilu narzędzia do gwintowania. Zapewnia to zwiększenie liczby skręcania/odkręcania zworników, zwiększenie szczelności zwornika rur wiertniczych, w którym stabilność technologiczna narzędzia skrawającego jest taka sama. W rezultacie trwałość tej złączki może wzrosnąć o 9–14%, a jej cena pozostanie bez zmian.

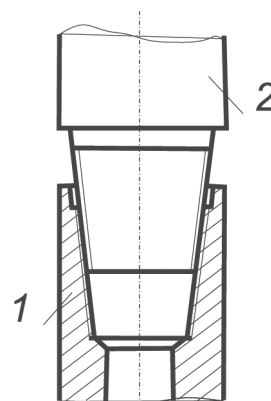
Słowa kluczowe: rura wiertnicza, zwornik, mufa, czop, wkręcanie, nóż tokarski, okres trwałości

1. WPROWADZENIE

Podstawową częścią przewodu wiertniczego jest kolumna rur płuczkowych. Struktura kolumny rur płuczkowych zawiera elementy, które łączą rury między sobą i innymi obiektami. Elementy te nazywane są łącznikami przewodu wiertniczego albo wprost zwornikami. Rysunek 1 pokazuje schemat zwornika. Czop (2) jest wystającą częścią gwintowaną na jednym końcu rury, a mufa (1) jest zagłębioną częścią gwintowaną na drugim końcu rury. Każdy zwornik składa się z dwóch części: czopa i mufy. Jednym ze wskaźników jakości zworników przewodu wiertniczego jest wkręcalność, czyli wartość określająca liczbę poprawnych wkręceń i odkręceń.

Takie operacje zawsze towarzyszą procesowi opuszczania i podnoszenia rur wiertniczych. Zazwyczaj

w przypadku nowych rur płuczkowych wartość ta wynosi do 8–10 operacji skręcania i odkręcania, po czym rury te są odrzucane.

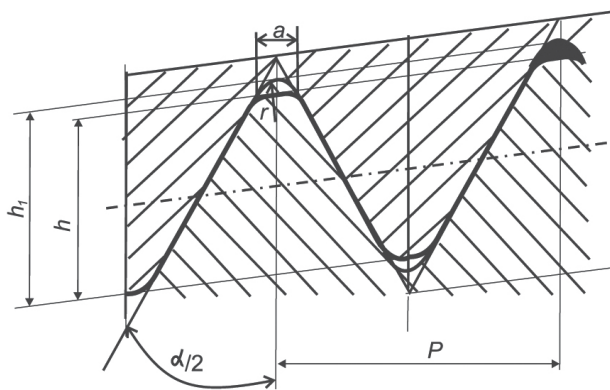


Rys. 1. Schemat zwornika do rur płuczkowych:
1 – mufa, 2 – czop

2. SZCZELINA W POŁĄCZENIU GWINTOWYM ZWORNIKA PRZEWODU WIERTNICZEGO

Profil gwintu połączenia zwornika przewodu wiertniczego zgodnie ze standardem [1] i API-7 (American Petroleum Institute) pokazano na rysunku 2.

Gwint połączenia zwornika przewodu wiertniczego jest określony przez następujące parametry: h_1 – wysokość profilu gwintu [mm]; h – wysokość robocza profilu gwintu; P – skok gwintu; a – szerokość wierzchołka gwintu; $\alpha/2$ – pół kąta profilu gwintu.



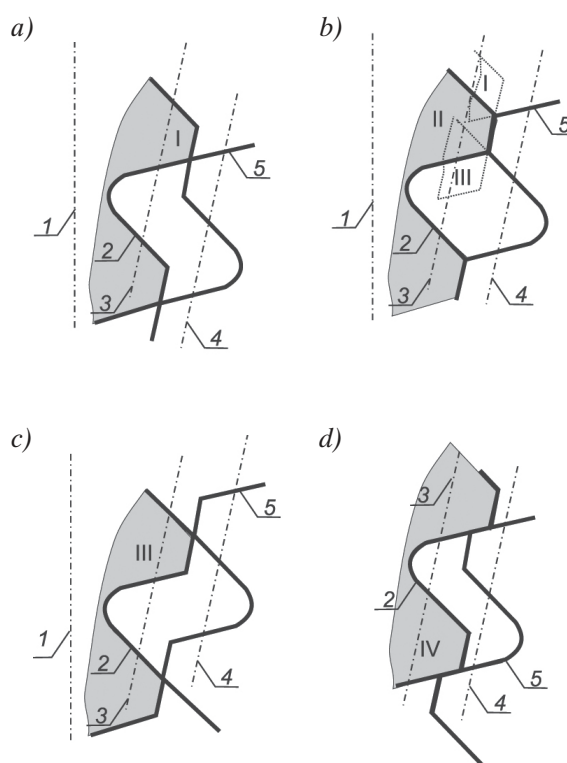
Rys. 2. Schemat gwintu stożkowego zwornika przewodu wiertniczego zgodnie ze standardem API 7

Zgodnie z tym standardem zawsze istnieje luka strukturalna między czopem i mufą, której szerokość jest oznaczona literą a . W prawej części wykresu określona szczelina jest pomalowana na czarno. Ta luka zgodnie ze standardem ma cel technologiczny. Wartości h , h_1 , a są opcjonalne i są przeznaczone do zaprojektowania noża do nacinania gwintów połączenia zwornika. Zdaniem autorów [2] istnienie tej luki jest jedną z najważniejszych przyczyn utraty szczelności zwornika, szczególnie po 3–4 operacjach wkręcania. W artykule [3] mówi się, że gdy wartość a zmniejszy się od standardowej wartości 1,6 mm do proponowanej przez autorów wartości 1 mm, prędkość wycieku płuczki wiertniczej z odwiertu zmniejsza się z 30–50 m/min do 1 m/min. W pracy [4] proponuje się zmniejszenie wysokości szczeliny z 0,45 mm na 0,15 mm. Ale w związku z tym naddatek zostanie znacznie zredukowany i zgodnie z nim zmaleje okres trwałości noża.

Aby zapewnić wysoki okres trwałości noża, zaleca się stosowanie noża z niezerową wartością kąta natarcia, chociaż popularne firmy nie mają w aktualnej ofercie noża do nacinania gwintów z dodatnimi lub ujemnymi wartościami kąta natarcia w punkcie naroża [5].

3. ANALIZA WARIANTÓW POCZĄTKOWEGO ZETKNIĘCIA ZWOJÓW GWINTU W MOMENCIE MONTAŻU CZOPA W MUFIE

Proces wkręcania poprzedza proces ustawiania czopa w mufie. W pracy [6] rozważa się cztery warianty początkowego zetknięcia zwojów gwintu w momencie instalacji czopa w mufie. Rysunek 3 pokazuje te cztery opcje. Opcja a ilustruje pozycję I. W tym położeniu i w położeniach II i III (warianty b i c) kontakt między zwojami znajduje się na wierzchołku zwoju gwintu. W wariantcie d – położenie IV ilustruje kontakt z bocznymi powierzchniami pomiędzy czopem a mufą.



Rys. 3. Schematy początkowego kontaktu zwojów gwintu w momencie montażu czopa w mufie: 1 – oś gwintu, 2 – kontur zwoju gwintu czopa, 3 – średnica podziałowa gwintu czopa, 4 – średnica podziałowa gwintu mufy, 5 – kontur zwoju gwintu mufy

W momencie montażu czopa w mufie pod wpływem ciężaru wszystkich rur kolumny wiertniczej przykręconych jedna z drugą powstaje ciśnienie, które zależy od ciężaru kolumny wiertniczej i obszaru styku między mufą a czopem. Największe ciśnienie odpowiada najmniejszemu obszarowi, który jest oczywiście w pozycjach I i III (warianty a, c na rys. 3). Nieco większa powierzchnia kontaktu znajduje się w pozycji II (opcja b).

Opcja d zapewni największy obszar styku i odpowiednio najmniejsze ciśnienie wytworzone przez ciężar kolumny wiertniczej. Zużycie powierzchni gwintu zależy od ciśnienia. Opcja d ilustruje pozycję IV, która zapewnia najmniej intensywne zużycie. Przy wielokrotnym montażu czopa w mufie największe zużycie powierzchni jest widoczne na wierzchołkach nawoju gwintu, następnie na bokach, zaś najmniejsze – u podstawy nawoju gwintu.

4. KRYTERIUM ODRZUCANIA ZWORNIKÓW

Jako kryterium odrzucania gwintów stożkowych najczęściej stosowany w praktyce wiercenia, jest pomiar odległości H (rys. 4) pomiędzy podpartym końcem czopa 2 a końcem mufy 1 w czasie instalowania jednego z drugim przed wkręceniem [6]. Zastosowanie kryterium H i specjalnego szablonu przedstawiono na rysunku 5. Numer 1 to mufa, a numer 2 to szablon. Gdy strona boczna gwintu e i wysokość jego profilu b maleją, wartość H również maleje i teoretycznie może zbliżyć się do zera. Można go zdefiniować za pomocą wzoru:

$$H = \frac{2h}{K} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

gdzie:

- K – wielkość stożka gwintu,
- h – wysokość robocza gwintu stożkowego.

Liczba obrotów (m), która musi zostać wykonana w celu pełnego skręcenia elementów połączenia gwintowego, zależy od wysokości roboczej gwintu stożkowego (h) oraz od wielkości stożka gwintu (K) [6]. Można go zdefiniować za pomocą wzoru:

$$m = \frac{2h}{KP} \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

gdzie P – skok gwintu.

Wzory (1) i (2) odpowiadają definicji kryterium odrzucania zworników H dla schematów pierwszego kontaktu czopa z mufą I, II, III (patrz rys. 3).

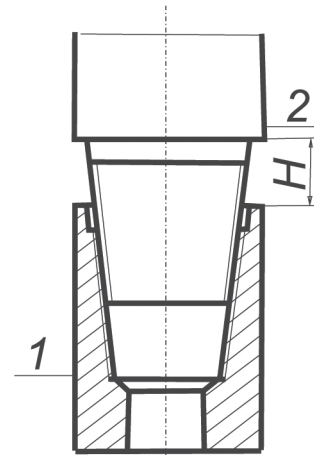
Rysunek 6 schematycznie ilustruje kontur gwintu $ABCDEF$ w mufie, a także wierzchołek czopa w jego początkowych wariantach styku z mufą I, II, III. Parametr x reguluje pozycję wierzchołka w procesie wkręcania od początkowego styku i do momentu, gdy jego linia LF pokrywa się z linią DE na podstawie mufy.

Wartość x można określić za pomocą formuły:

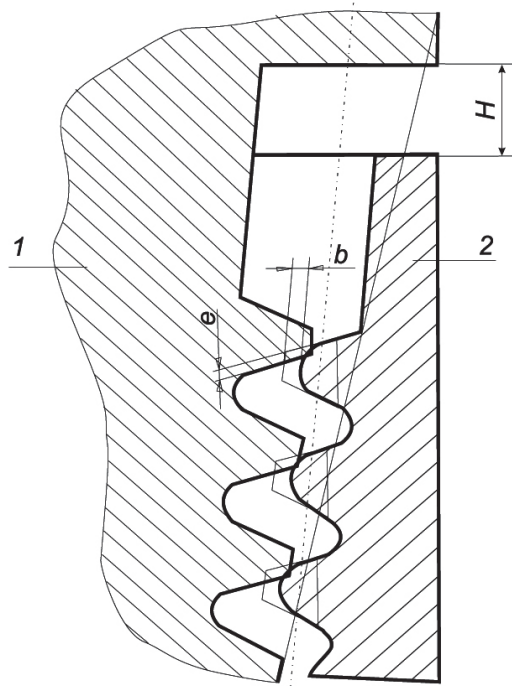
$$x = \frac{KP_1}{2} m = P \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} \tan \alpha \right) m \quad [\text{mm}]$$

gdzie:

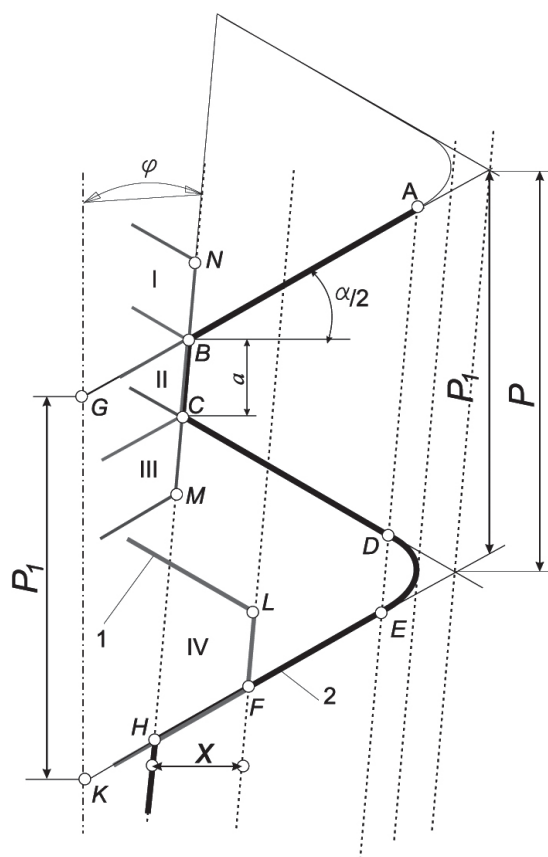
- K – wielkość stożka gwintu,
- P_1 – skok pomiędzy dużymi bokami gwintu (odpowiadający segmentowi GK na osi zwornika),
- m – liczba obrotów wkręcania,
- α – kąt zarysu gwintu (60°).



Rys. 4. Schemat wyznaczenia kryterium H dla gwintów stożkowych zwornika



Rys. 5. Schemat wyznaczenia kryterium H dla gwintów stożkowych zgodnie z szablonem



Rys. 6. Schemat wariantów styku zwojów gwintu w momencie montażu czopa w mufie oraz podczas wkręcania

W tym przypadku odległość między końcami czopa i mufy H_m w procesie ich wzajemnego połączenia zostanie zmieniona zgodnie z następującym wzorem:

$$H_m = \frac{2(h-x)}{K} \quad [\text{mm}]$$

Rysunek 7 ilustruje pozycję czopa, który wchodzi w kontakt z mufą na jej powierzchni bocznej. Ciemnoszary kolor odpowiada pozycji czopa w początkowej chwili kontaktu (jak w pozycji IV na rys. 3). Aby poprawić otrzymanie początkowej pozycji w schemacie, zastosowano sekcję CL równoległą do osi gwintu. Pozycja ta charakteryzuje się parametrem x_0 , którego maksymalną wartość można określić za pomocą następującego wzoru:

$$x_0 = \frac{K}{2}(P-2a)\left(1-\frac{K}{2}\tan\alpha\right)m \quad [\text{mm}]$$

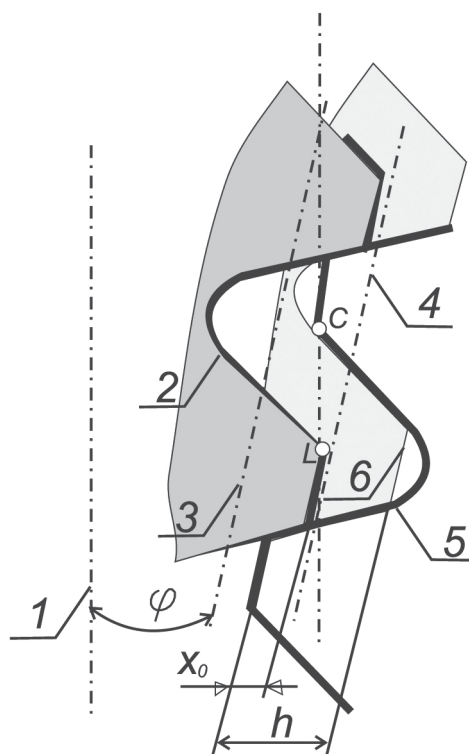
gdzie a – szerokość płaskiej części wierzchołka gwintu, która na rysunku 6 odpowiada długości sekcji BC .

Zgodnie z określoną pozycją czopa można znaleźć wartość kryterium odrzucenia $H_{\min}$, które odpowiada pozycji IV według wzoru:

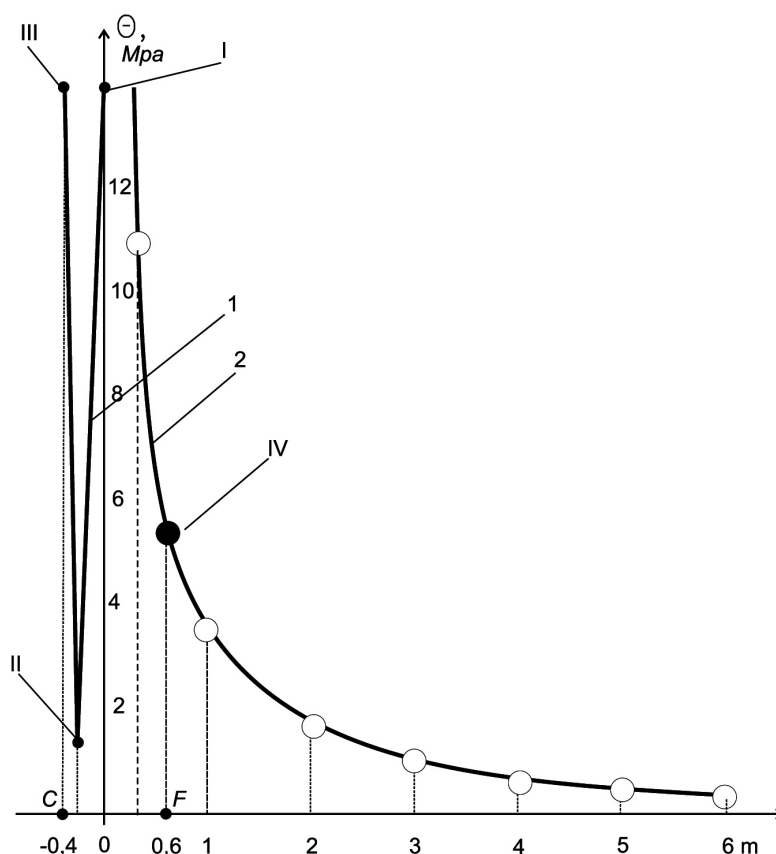
$$\begin{aligned} H_{\min} &= \frac{2(h-x_0)}{K} = \\ &= \frac{2h}{K} - (P-2a)\left(1-\frac{K}{2}\tan\alpha\right) \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (3)$$

Ciemnoszary kolor ilustruje schematyczne położenie czopa w momencie zakończenia jego dokręcania z mufą. Liczbę obrotów $m_{\min}$ potrzebnych do ukończenia wkręcania czopa po zamontowaniu czopa w mufie lub szablonie, co odpowiada pozycji IV, można określić za pomocą wzoru:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= \frac{2(h-x_0)}{KP} = \\ &= \frac{2h}{KP} - \left(1-\frac{2a}{P}\right)\left(1-\frac{K}{2}\tan\alpha\right) \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (4)$$



Rys. 7. Początkowy i końcowy moment dokręcania czopa z mufą: 1 – oś gwintu, 2 – kontur zwoju gwintu czopa, 3 – średnica podziałowa gwintu czopa, 4 – średnica podziałowa gwintu mufy, 5 – kontur zwoju gwintu mufy, 6 – kontur zwoju gwintu czopa w końcowy moment dokręcania czopa z mufą



Rys. 8. Zmiana ciśnienia na powierzchni gwintu zwornika 5 1/2 FH pod wpływem ciężaru kolumny wiertniczej w procesie wkręcania różnych schematów pierwszego kontaktu zwojów: 1 – przy pierwszym kontakcie czopa i mufy tylko na wierzchołkach (przepisy I, II, III), 2 – przy pierwszym kontakcie czopa i mufy na powierzchni bocznej gwintu

Rysunek 8 pokazuje wykres zmiany ciśnienia na powierzchni gwintu pod wpływem ciężaru kolumny, który jest zależny od położenia czopa w jego początkowym momencie kontaktu z mufą przed wkręcaniem i w procesie od początku do końca wkręcania [6]. Punkty C i F ograniczają etap ustawiania czopa w mufie do następnego – kroku – rzeczywistego wkręcania. Wykres pokazuje, że początkowe położenie czopa przed wkręceniem jest poddawane wartościom ciśnienia, które są większe (pozycje I, II, III) lub są współmierne do ciśnienia występującego podczas samego procesu wkręcania.

Maksymalna wartość kryterium odrzucenia właściwie może być określona za pomocą tej samej formuły (1):

$$H_{\max} = \frac{2h}{K} \quad [\text{mm}] \quad (5)$$

Maksymalna wartość liczby obrotów również może być określona za pomocą tej samej formuły (2):

$$m_{\max} = \frac{2h}{KP} \quad [\text{mm}] \quad (6)$$

5. PROFIL KRAWĘDZI SKRAWAJĄCEJ NOŻA TOKARSKIEGO Z NIEZEROWĄ WARTOŚCIĄ KĄTA NATARCIA DO NACINANIA GWINTÓW ZWORNIKÓW

W artykule [7] mówi się, że na podstawie algorytmu [8] stworzono specjalne zastosowanie do określania półkąątów profilu krawędzi skrawającej noża tokarskiego z niezerową wartością kąta natarcia do nacinania gwintów zworników wszystkich standardowych rozmiarów. Otrzymane wyniki pozwalają zaprojektować proces technologiczny nacinania gwintów, w którym nóż tokarski z obliczonym profilem krawędzi skrawającej jest wykonywany ze znacznym statycznym kątem natarcia w wierzchołku ostrza, a jednocześnie początkowe odchyłki profilu gwintu znajdują się w granicach tylko do 10–15% od całej tolerancji na wartość półkąta profilu gwintu. Artykuł [9] udowadnia, że odchyłka półkąta profilu gwintu zwornika nie przekracza $0,16^\circ$, jeżeli wartość statycznego kąta natarcia w punkcie wierzchołkowym noża leży w zakresie od -5° do 5° , podczas gdy profil narzędzia pozostaje taki sam jak profil powierzchni gwintu. Według autorów [10], okres trwałości

noża o wartości kąta natarcia -5° może znacznie wzrosnąć, a tym samym zapewnić zwiększoną produktywność procesu nacinania zamkniętych powierzchni podstaw gwintu. Wzory wskazują, że głównym zasobem zwiększającym wartości kryteriów $H_{\min}$ i $H_{\max}$ są wartości h i a , które mogą powstawać z powodu zmian w profilu krawędzi skrawającej noża.

6. CEL PRACY

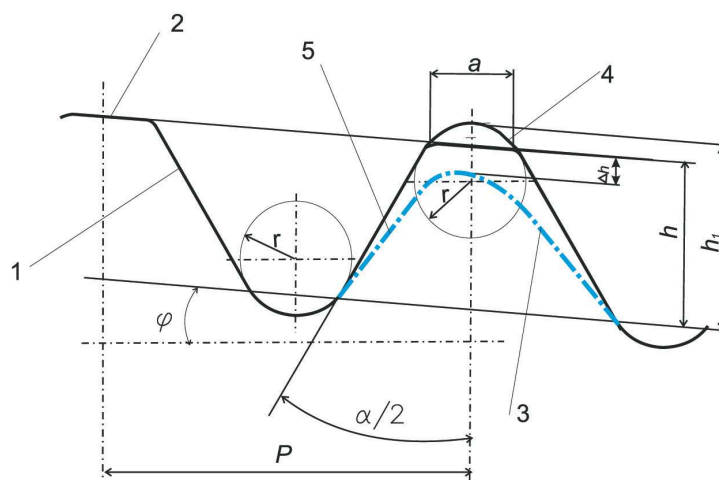
Celem pracy była aktualizacja profilu krawędzi skrawania ostrza noża, aby zwiększyć wkręcalność stożkowego gwintu łącznika przewodu wiertniczego i jednocześnie zwiększyć jego szczelność, zapewniając wymagany okres trwałości noża do nacinania tego gwintu.

7. SPOSÓB NA OSIĄGNIĘCIE CELU

Graficzna i analityczna zależność wartości kryteriów odrzucania $H_{\min}$ i $H_{\max}$ oraz liczby obrotów do ukończenia wkręcania $m_{\min}$ i $m_{\max}$ od parametrów profilu krawędzi skrawającej noża została otrzymana dzięki zmianie jego optymalnych rozmiarów h i a oraz z zastosowaniem niezerowej wartości jego statycznego kąta natarcia. Pozwoliło to zapewnić niezbędną trwałość noża tokarskiego.

8. ANALIZA GRAFICZNA CHARAKTERU ZUŻYCIA GWINTU POŁĄCZENIA ZWORNIKA

Rysunek 9 przedstawia diagram ilustrujący naturalne zużycie gwintu połączenia w zworniku.



Rys. 9. Schemat ilustrujący graficznie kształt zużytej powierzchni gwintu zwornika w wyniku nacisków stykowych i tarcia jego powierzchni podczas montażu czopa w mufie i ich skręcania: 1 – większa strona profilu w standardzie, 2 – wierzchołek gwintu zgodny ze standardem, 3 – profil większego boku zwoju po dłuższej eksploatacji, 4 – standardowa podstawa gwintu, 5 – profil mniejszego boku zwoju po dłuższej eksploatacji

Występuje ono w wyniku wielokrotnego powtarzania procesów:

- 1 – instalacji czopa w mufie,
- 2 – ich skręcania (pasowanie luźne),
- 3 – ich dalszego dokręcania w celu połączenia typu dociskowego (pasowanie ciasne).

Proces 1 (instalacji czopa w mufie) odpowiada schematom pierwszego kontaktu czopa z mufą. Na rysunku 8 jest to przedstawione graficznie, argumentem jest liczba obrotów wkręcania m między punktami C i F . W wyniku tego procesu zużycie następuje głównie na wierzchołku gwintu zgodnie ze schematami początkowego kontaktu I, II, III (patrz rys. 3a–c). Rysunek 9 ilustruje zmniejszenie wysokości roboczej profilu gwintu zwornika o wartość Δh . Ta wartość jest graficznie większa niż boczne odchylenia powierzchni gwintu od ich standardowego kształtu, które są oznaczone linią czarną.

W procesie 1 instalacja może również odbywać się na powierzchni bocznej, co oznacza, że początkowy kontakt następuje zgodnie ze schematem IV. Odpowiada to części wykresu, w której wartości argumentów odpowiadają punktom znajdującym się po lewej stronie punktu F , ale po prawej stronie punktu 0 (patrz rys. 8).

Ponieważ kontakt czopa z mufą odbywa się dokładnie po większym boku gwintu połączenia, diagram graficznie podkreśla większe odchylenie od wartości nominalnej większej strony (linia 3) niż mniejszej (linia 5).

Proces 2 – wkręcanie, podczas którego realizowany jest ruchomy kontakt z dużymi bokami powierzchni gwintowej czopa i mufy oraz ich zużycie z powodu tarcia pod naciskiem ciężaru kolumny. Proces odpowiada części wykresu na rysunku 8, reprezentowanej przez punkty, które znajdują się po prawej stronie punktu F .

Rysunek 9 tego procesu odpowiada linii, która w największym stopniu odbiega od wartości nominalnej większego boku profilu (linia 3) niż strona mniejsza (linia 5).

Proces 3 – dokręcanie w celu połączenia typu dociskowego (pasowanie ciasne) występuje, gdy czop i mufa stykają się małymi bokami powierzchni gwintu, co powoduje ich znaczne deformacje. W ramach tego artykułu nie jest brany pod uwagę.

Rysunek 9 ilustruje zużycie wierzchołka i boków powierzchni gwintowej, a podstawa, zgodnie z praktyką wiercenia i specjalnych badań rur wiertniczych [6], pozostaje stosunkowo nowa.

9. BADANIA PROFILU KRAWĘDZI SKRAWANIA NOŻA DO PRODUKCJI POWIERZCHNI GWINTOWYCH POŁĄCZENIA RUR WIERTNICZYCH

Rysunek 10 pokazuje w dwudziestokrotnym powiększeniu zdjęcie krawędzi skrawającej nowego noża do toczenia gwintów zworników rur wiertniczych kształtu IV, która jest najczęściej stosowana w praktyce wiercenia. Jest to nóż o pełnym profilu krawędzi skrawania.

Rysunek 11 pokazuje w dwudziestokrotnym powiększeniu zdjęcie krawędzi skrawającej noża do toczenia gwintów zworników rur wiertniczych kształtu IV po długiej eksploatacji.

Rysunek 12 przedstawia schemat, który łączy kontury profilu krawędzi skrawającej nowego noża tokarskie-

go z rysunku 10 (krzywa czarna ciągła) i zużytego na rysunku 11 (krzywa czerwona punktowa). Jeśli porównać te linie, stanie się jasne, że krawędź skrawająca jest najbardziej zużyta w części, która tworzy podstawę gwintu.

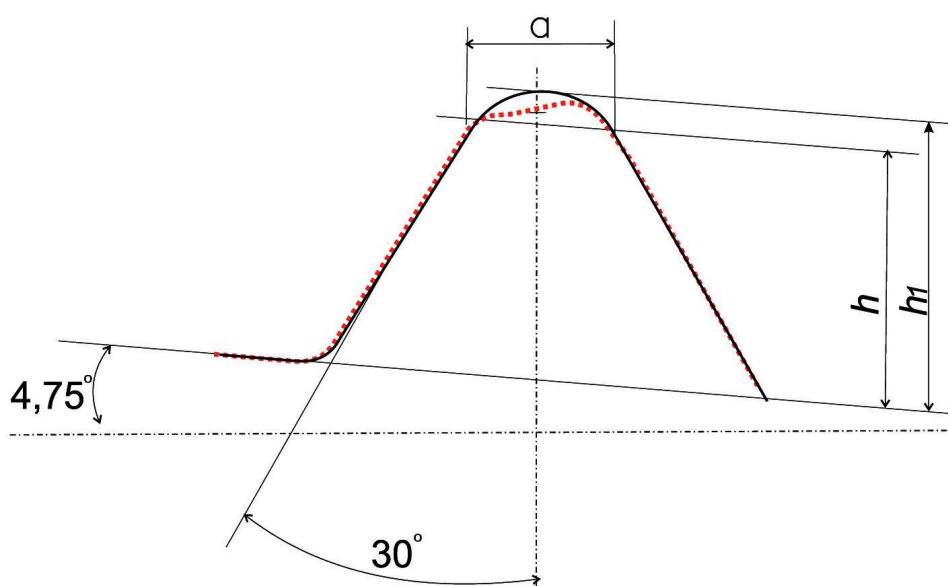


Rys. 10. Zdjęcie z części ostrza noża (wykonywane przy powiększeniu 20×)



Rys. 11. Zdjęcie z części ostrza noża. Ten sam nóż jest z pełnym profilem krawędzi tylko po zakończeniu stosowania w obrabiarce (kształt IV, wykonywane przy powiększeniu 20×)

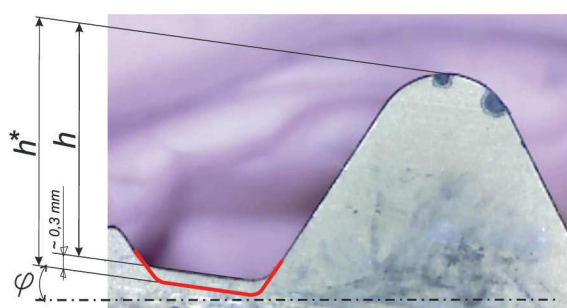
Z rysunku 12 można wywnioskować, że dalsza eksploatacja noża obniży czerwoną punktową krzywą poniżej linii zarysu wierzchołka, co spowoduje, że mufa nie złączy się z czopem w wyniku interferencji ich powierzchni gwintowej.



Rys. 12. Schemat połączonych konturów nowego noża do toczenia zwornikowej powierzchni gwintowej (czarna krzywa) i noża ze zużytym profilem krawędzi skrawającej (czerwona punktowa krzywa)

9.1. Zapewnienie zwiększenia szczelności zwornika dzięki zmniejszeniu luki technologicznej

Aby zmniejszyć początkową wartość wysokości szczeliny, która jest określona przez wcześniej przyjęty wzór $h_1 - h$, lepszym rozwiązaniem jest zwiększenie wartości h niż zmniejszenie wartości h_1 . Wynika to z faktu, że podstawę powierzchni gwintowej tworzy część krawędzi noża, która zużywa się najintensywniej, dlatego niewłaściwe jest jego zmniejszanie. Ale całkiem rozsądne jest zwiększenie wartości h . Oznacza to, że warto zwiększyć ten parametr w odpowiedniej sekcji krawędzi narzędzia.



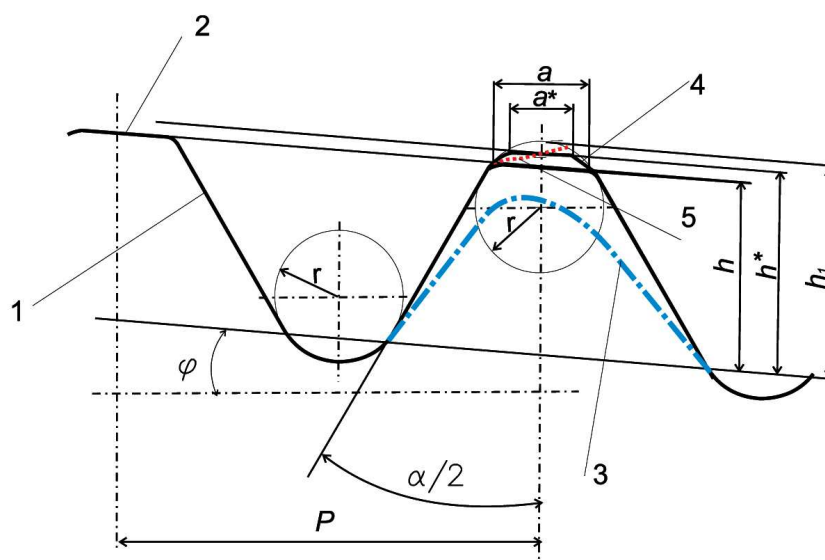
Rys. 13. Zdjęcie z części ostrza noża (wykonywane w powiększeniu 20 $\times$), z poprawionym odcinkiem krawędzi skrawającej, schemat fragmentu połączenia rur wiertniczych z większą o 0,3 mm wysokością roboczą profilu gwintu (krzywa czerwona)

Rysunek 13 pokazuje obraz krawędzi skrawania noża, który jest podobny do rysunku 10 oraz dodatkowo narzucony zmodernizowany profil (czerwona linia), który potwierdza, że wzrost wielkości h do wartości h^* był spowodowany przeniesieniem krawędzi skrawania, która tworzy wierzchołek przy cięciu gwintu o 0,3 mm zgodnie z zaleceniami [4].

9.2. Zapewnienie wymaganego okresu trwałości noża do toczenia powierzchni gwintowej zworników rur wiertniczych

Rysunek 14 przedstawia schemat pozwalający na uzyskanie zmniejszenia szczeliny technologicznej pozwalający na uzyskanie $h_1 - h^*$, która może być wykonana za pomocą noża z dostosowaną krawędzią, jak pokazano na rysunku 13. Czerwona krzywa punktowa na rysunku 14 wskazuje najbardziej charakterystyczne zużycie krawędzi tnącej w momencie zakończenia okresu trwałości noża.

Jest oczywiste, że wartości h^* nie można zapewnić kontaktu z taką krawędzią, ponieważ wykracza ona poza granicę figury umieszczonej między wymiarami h_1 i h^* . W takim przypadku należy zadbać o trwałość noża, dostosowując jego parametry geometryczne, przede wszystkim statyczny kąt natarcia w wierzchołku ostrza noża – na przykład w zakresie -5° zgodnie z zaleceniami [9, 10].



Rys. 14. Schemat ilustrujący zmniejszenie początkowej szczeliny i w konsekwencji zmniejszenie teoretycznego ograniczenia zużycia krawędzi skrawającej narzędzia przez zwiększenie wartości h do rozmiaru h^* : 1 – większa strona profilu gwintu zgodnie ze standardem, 2 – wierzchołek profilu gwintu zgodnie ze standardem, 3 – profil gwintu po długiej eksploatacji, 4 – wierzchołek gwintu, który jest wykonywany za pomocą dopasowanej krawędzi skrawającej, 5 – krawędź skrawająca noża tokarskiego po długiej eksploatacji

10. ZWIĘKSZENIE WARTOŚCI KRYTERIUM ODRZUCENIA H I WARTOŚCI LICZBY WKREĆCEN DLA PEŁNEGO WKREĆCANIA m

Rysunki 13 i 14 pokazują, że wartość h można zwiększyć do wielkości h^* , a zatem wartość a zmniejsza się do a^* . Wzory w rozdziale 10.1 zawierają zmienne h i a , więc należy obliczyć następujące parametry: kryteria odrzucenia i liczbę powtórzeń wkręcania w celu uzyskania wyników, które potwierdzą pogląd, że zmodernizowany według rysunku 13 nóż przy stosowaniu zaleceń [9, 10] zwiększy określone parametry.

10.1. Przykład

obliczenia kryterium H

i wartości m

dla gwintu połączenia zwornika

o kształcie profilu IV

Skok $P = 6,35$ mm, wysokość robocza profilu gwintu $h = 2,633$ mm, stożek $K = 0,17$.

Zgodnie ze źródłem [3, 4] spadek wartości zmiennej a od wartości 1,65 mm do wartości 1 mm można osiągnąć, dodając do wartości h jeszcze 0,328 mm. Jednocześnie, zgodnie z [3], prędkość przepływu płynu wiertniczego przez szczelinę zmaleje 30–50 razy, co oznacza gwałtowny spadek działania procesu ściernego na zużycie połączenia. Podstawiamy te wartości we wzorze (7) i wykonujemy dwa obliczenia przy $h = 2,633$ mm i przy:

$$h^* = 2,633 + 0,328 = 2,961 \text{ mm} \quad (7)$$

W związku z tym przy $h = 2,633$ mm kryterium $H = 30,98$ mm, a przy $h^* = 2941$ mm kryterium $H^* = 34,84$ mm. W wymiarze liczbowym na przykładzie profilu IV mamy następujący względny wzrost w kryterium $H\%$:

$$H\% = \frac{H^* - H}{H} = \frac{34,84 - 30,98}{30,98} 100 = 11,94\% \quad (8)$$

gdzie H^* – kryterium H o nowej wartości $h = 2,961$ mm.

Zatem zwiększenie wysokości roboczej profilu h o 0,328 mm prowadzi do zwiększenia kryterium odrzucenia gwintów połączenia wiertniczego o prawie 12%.

Podstawiamy powyższe wartości we wzorze (8) i wykonujemy dwa obliczenia przy $h = 2,633$ mm i przy $h^* = 2,633 + 0,328 = 2,961$ mm. Zatem, przy $h = 2,633$ mm, wartość liczby wkręcania $m = 4,88$, a przy $h^* = 2,961$ mm wartość liczby wkręcania $m^* = 5,49$. Wzór (8) wskazuje więc również na funkcjonalną zależność wkręcania zworników od profilu krawędzi skrawającej noża. W wymiarze liczbowym na przykładzie profilu IV otrzymujemy następujący względny wzrost w kryterium $m\%$:

$$m\% = \frac{m^* - m}{m} = \frac{5,49 - 4,88}{4,88} 100 = 12,5\% \quad (9)$$

gdzie m^* – jest wartością liczby wkręcania przy $h^* = 2,961$ mm.

Zatem zwiększenie wysokości roboczej profilu h o 0,328 mm prowadzi do zwiększenia wartości liczby wkręcania połączeń gwintowych o 12,5%.

10.2. Porównanie obliczonych kryteriów odrzucenia H i wartości liczby obrotów przy pełnym wkręcaniu m w przypadku standardowych i ulepszonych gwintów zwornikowych o kształcie profilu IV

Na podstawie tego przykładu oraz po zastosowaniu wzorów (3) i (5) sporządzono tabelę 1, w której przedstawiono obliczenia kryterium odrzucenia zarówno dla standardowych parametrów o kształcie profilu IV $H_{\max}$ i $H_{\min}$, jak i wykonanych za pomocą narzędzia o zmodernizowanym profilu.

Poza tym opierając się na wzorach (4) i (6), sporządzono tabelę 2, w której obliczono wartość liczby obrotów do pełnego skręcenia $m_{\max}$ i $m_{\min}$ dla standardowych parametrów kształtu IV profilu i dla profilu wykonanego za pomocą narzędzia ze zmodernizowanym profilem.

Tabela 1

Wyniki obliczania kryteriów odrzucenia dla standardowego i zaktualizowanego wykonywania
(kształt profilu IV gwintu zwornika)

Parametr	Wartości standardowe			Wartości zaktualizowane			Względny wzrost	
	Wartość parametru	$H_{\min}$ [mm]	$H_{\max}$ [mm]	Wartość parametru	$H^*_{\min}$ [mm]	$H^*_{\max}$ [mm]	$H_{\min\%}$ [%]	$H_{\max\%}$ [%]
P	6,35	28,08	30,98	6,35	30,74	34,84	9,4	11,94
K	1 : 6			1 : 6				
a	1,65			1				
h	2,63			2,96				
a	30			30				

Tabela 2

Wyniki obliczania wartości liczby obrotów dla standardowego i zaktualizowanego wykonywania
(kształt profilu IV gwintu zwornika)

Parametr	Wartości standardowe			Wartości zaktualizowane			Względny wzrost	
	Wartość parametru	$m_{\min}$ [o6]	$m_{\max}$ [o6]	Wartość parametru	$m_{\min}$ [o6]	$m_{\max}$ [o6]	$m_{\min\%}$ [%]	$m_{\max\%}$ [%]
P	6,35	4,42	4,88	6,35	4,84	5,49	14,5	12,5
K	1 : 6			1 : 6				
a	1,65			1				
h	2,63			2,96				
a	30			30				

11. WNIOSKI

Na podstawie stosowania kryteriów odrzucenia i badań teoretycznych profilu krawędzi skrawającej noży przeznaczonych do toczenia powierzchni gwintów zworników sformułowano następujące wnioski.

1. Zwiększenie wysokości roboczej profilu h i zmniejszenie szerokości wartości a noża prowadzi jednocześnie do zwiększenia szczelności połączenia gwintu w zworniku i wartości kryterium odrzucenia H o 9–12%.
2. Zwiększenie wysokości roboczej profilu h oraz zmniejszenie szerokości a profilu krawędzi skrawającej prowadzi do zwiększenia wartości liczby obrotów m od momentu zainstalowania czopa w mufie do ich pełnego wkręcania o 12,5–14,5%.
3. Zwiększenie wysokości roboczej profilu h i zmniejszenie szerokości wierzchołka a na gwincie zwornika nie prowadzi do naruszeń standardów GOST 28487-90 i API 7, ponieważ są to wielkości opcjonalne.

Literatura

- [1] HOST 28487-90. *Міжгосударствений стандарт. Різьба конічеська замковья для елементів бурінних колонн. Профіль. Розміри. Допуски*, „Standartinform” 2010: 75.
- [2] Czudyk I.I.: *Do wtrat hidrawlicznoji enerhiji pid czaspromywnannia swerdłowny*, „Rozwidka ta rozrobka naftowych i hazowych rodowyszcz” 2009, 2: 34–42.
- [3] Borushchak L., Onysko O., Panchuk V.: *Research of the impermeability of the tool-joint tape red thread size 2 7/8 reg*, Monografia TUR „Problemy Eksploatacji i Zarządzania w Górnictwie”, Kraków 2017: 65–72.

- [4] Borushchak L., Borushchak S., Onysko O.: *Influence of the technological gap value of the tool-joint tapered thread on the drilling mud flow rate in its screw coupling*, „Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science” 2017, 3, 2: 24–31.
- [5] *Thread_turning/thread_turning_brochure_english.pdf*. www.secotools.com/CorpWeb/Products/Turning/ [dostęp 2017].
- [6] Siemin W.I.: *Sowriemniennye metody projektirovaniya rezbovykh sojedinenij trub neftegazowego sortamienta dla stroitelstva skvazyn: awtoriefierat dis. doktora tiechnicheskikh nauk*, Moskwa 2005.
- [7] Onysko O.: *Pro funkcionalnu zaleznist' wełyczyny połowynnohokuta profilu zamkoweji narizi wid wełyczyn peredn'ioho kuta, kuta nachyłu ta połowynnoho kuta profilurizalnoji kromky rizcia*, w: *Optimizacija wyrobnych procesiw i technicznyj kontrol u maszynobuduwanni ta pryładobuduwanni*, „Wisnyk Nacionalnoho uniwersytetu «Lwiws'ka politechnika»” 2017, 867: 10–28.
- [8] Onysko O.: *Alhorytm rozrachunku funkcionalnoji zaleznosti formy bicnyh profiluwhyntowej narizi zamkoweji konicnoj dla elementiw burylnych kolon wid heometrycznych parametruwrizcia*, „Naukowij wisnyk” 2017, 1: 77–81.
- [9] Onysko O.R., Psiuk M.I.: *Analiz zabezpeczennia tocznosti-profilu zamkoweji narizi wyhotowlenoji rizciamy iz zahalnym položenniam peredńioji powerchni ta zadanoji tocznistiu jiji wstanowlennia*, „Wisnyk NTU «CHPI». Serija: Technohija w maszynobuduwanni” 2017, 17: 10–17.
- [10] Onysko O., Panchuk V., Medvid J.: *Technology of the oil and gas drill string pipe connector manufacturing with low-permeability level of the drilling mud in it's screw part*, 6th International Conference of Applied Science, Banja Luka 2018.

dr hab. inż. VITALII PANCHUK

dr inż. OLEH ONYSKO.

mgr inż. TETIANA LUKAN

mgr inż. IULIIA MEDVID

Iwano-Frankiwski Narodowy Techniczny Uniwersytet

Nafty i Gazu

ul. Karpatska 15, Iwano-Frankiwsk, Ukraina

kmv@nung.edu.ua

KRZYSZTOF KRAUZE
WALDEMAR RĄCZKA
GRZEGORZ STOPKA

Project and test results of new solution for powered roof support for low seams

The subject of thin seam exploitation is a complex problem; in reality, it involves several problems such as technical, ergonomic, and economic barriers. They refer mainly to combined longwalls – where a human presence is required at the site; the most important problem is the issue of the limited workspace in longwall roadways. This generates engineering and organizational problems, especially during the launching and removal of the longwall roadways. Having considered the above-mentioned, the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines at AGH in Krakow has begun research whose main objective is to develop and test a new structure for a powered support for thin seams. In this paper, virtual models of the new hydraulic roof support and a conception of the structure of a control system were presented as well as the test results of the new construction hydraulic roof support. Research in this field was conducted for the project entitled “Studies of the Development of an Innovative Hydraulic Roof Support for Low Seams”. The project is funded by the National Center of Research and Development (NCBiR).

Key words: *powered roof support, thin seams, control system*

1. INTRODUCTION

Thin seams with thicknesses that are less than 1.5 m are critical for energetic security in Poland. Taking into consideration the dwindling hard coal resources, it will be inevitable to opt for the coal found in thin seams. Some sources estimate the reserves of thin seam coal to be approximately one billion coal tons, which will guarantee the continuous mining operation for Polish mines at their present exploitation capacity for at least ten years. It is noticeable that similar tendencies can be observed at examples of other countries in Europe and Asia (Ukraine, China, India, and Indonesia), where thin seams constitute a vast majority of the resource's basis. The subject of thin seam exploitation is not easy, however; in reality, it involves several problems such as technical, ergonomic, and economic barriers [1]. They refer mainly to combined longwalls where a human presence is required at the

site, and the most important problem is the issue of limited workspace in longwall roadways. This generates engineering and organizational problems, especially during the launching and removal of the longwall roadways. Then, problems of the transportation and mounting of the machinery and equipment with a mass of several dozen tons can occur. Weighing at least several dozens of Mg occur. Difficulties resulting from the highly limited workspace affect the slow advance of the working team, bring about lower productivity of human labor at a longwall, which results in a decrease in the projected labor time at the site. Climate conditions connected with roadway ventilation also become worse due to the decreasing intersection of the roadways. The limited workspace brings about serious problems related to work safety and ergonomics in a low longwall. Taking into consideration the nature of the above-mentioned problems occurring for sites of low exploitation longwalls

(especially combined longwalls), their solution should be sought for while developing new machines and equipment that would be better-adjusted to such working conditions [2].

2. DESIGN OF NEW POWERED ROOF SUPPORT

Under the conditions of exploiting thin seams, the kinematic structures of shield-type standing supports constitute an essential issue for the improvement of ergonomics and work safety of miners at a longwall. Taking into consideration the exploitation conditions of thin seams as well as the drawbacks of the presently used powered supports in the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, the conception for a new type of powered support has been developed. When compared to the presently applied supports, it offers a larger passage area, a greater ratio of the support load-bearing capacity to its mass, and a decrease in the number of basic elements (structure simplification). The conception of the support has been shown in a simplified diagram in Figure 1 [3]. The resolution consists in connection of the basic section elements; i.e., the roof bar (1) and ground base (2) by means of hydraulic props (3) and angle brace cylinder(s) (5), whereas an advancing cylinder (4) connects the ground base (2) with the conveyor shut (6). The hydraulic elements are assembled with joints.

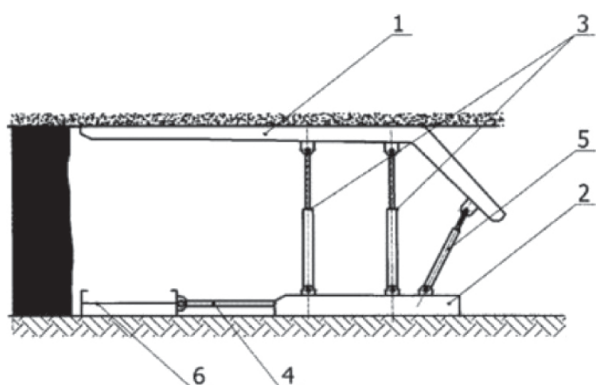


Fig. 1. Conception of new type of powered roof support [3]

An advantage of the presented kinematic structure of support is the vertical movement of the roof bar in the turnaround of the spanning and withdrawing of the support, which nearly eliminates tangents to

the friction area of the roof bar. The jointed connection of the props and cylinders with the roof bar and ground brace considerably eliminates the occurrence of bending moments, especially during the turnaround of the support transfer. One of the essential advantages of this solution is the size of the passage area (which is bigger than in the hitherto exploited supports) as well as the simplification of the structure resulting from the elimination of the lemniscates system and conventional roof fall shield. When compared to the presently applied shield-type standing powered supports, the length of the roof bar will also be shorter, which will affect the decrease of the loads that the support structure bears. Consequently, this will allow for the application of supports with smaller overall dimensions. All in all, the resolution combines the virtues of a support with lemniscate handling with the advantages of a conventional standing support, which is becoming a solution of essential utility in the context of the present exploitation problems of thin coal seams. On the basis of the presented conception, numerical simulations have been started [4, 5]. Its objective was to establish parameters for the structure of the new powered support dedicated for thin seams. An example of a virtual model of the support can be seen in Figure 2. In Figure 3 an example of strength analysis of hydraulic support base was presented.

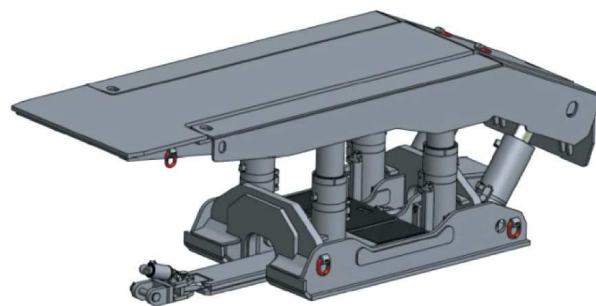
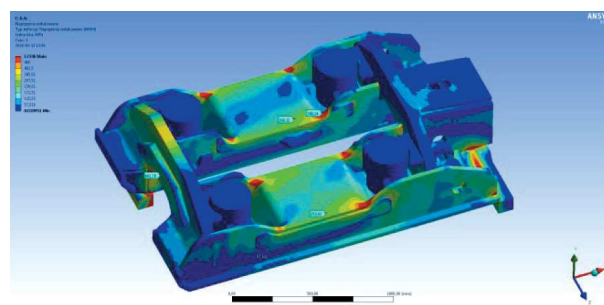


Fig. 2. Virtual model of constructed powered roof support



Rys. 3. Strength analysis of hydraulic support base

The innovative powered support structure of the new type requires several operation turnarounds of the hydraulic control system for realization. This is related to the specific kinematic structure of the section and number of applied hydraulic cylinders (props). The application of the automatic control system should guarantee the monitoring of movement, so the perpendicularity of the props to the ground brace as well as the simultaneous parallelism of the roof bar to the ground brace during support spanning and withdrawing should be maintained. At present in powered longwall supports, complex systems of automatic control are applied. However, their direct adaptation to the solution in question is impossible; this is mainly due to the necessity of applying the dedicated control algorithms adjusted to the specificity of kinematic structure of the new support. All things considered, the research in this scope has focused on the development of algorithms for support control systems – a synthesis of control system hardware with the use of elements that are available on the market. A general block diagram of the new system controlling a single section is shown in Figure 4. As the diagram shows, the system controlling a single section (SCSS) consists of layers of superordinated control and direct control. SCSS is a regulation system that controls the support in response to signals received from the superordinated system of support control (SC). It has been agreed that the system of section regulation will be fully compatible with the superordinated commonly used support control system of a longwall (CWS), so the verified solutions should not be changed.

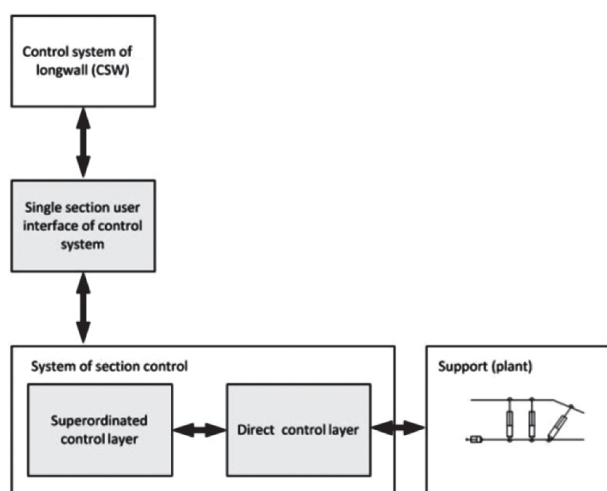


Fig. 4. Block diagram of new system of section steering

The layer of superordinated control (SC) communicates with the superordinated system of longwall control (CSW). It receives command signals such as 'section withdrawal,' 'section spanning,' etc. from the CSW; in return, the CSW receives feedback regarding its condition. The layer of direct control is a part of the control system that, on the basis of signals (commands) from the superordinated part (CS), realizes control of the hydraulic valves in order to complete particular functions. This control layer is responsible for measurement and signal generation. In this layer, the control signals are determined on the basis of the measured displacements of the hydraulic cylinders (main props and angle brace props) and angles of the hydraulic cylinders. They directly control the hydraulic valves of the section.

3. WORKSTATION RESEARCH ON POWERED SUPPORT SECTION

In the scope of the project, it has been decided to develop and test three sections of the powered support of the new type (Fig. 5). In Figure 6, the first developed prototype of the support section is shown. The workstation research will be divided into two stages. In the first stage, the cooperation among the three support sections was tested. The objective of this stage was to verify the interaction and performance of the section by its realization of several operating turnarounds; i.e., spanning and withdrawing as well as conveyor and support transfer under conditions approximately similar to the working conditions in a longwall complex system.



Fig. 5. View of three sections of new powered roof support during first stage of research



Fig. 6. Prototype of new type of powered roof support

In the second stage of the research, another configuration of loads were checked. the single section behavior conditions of an asymmetric load were carried out. This research allowed us to evaluate the assumed algorithms of a single section control. During the research, the support section was located in a specially designed frame that allowed for the spanning of the support with the maximum load-bearing capacity. An image of this frame is show in Figure 7.



Fig. 7. Support section in the frame

The conditions of the asymmetric load were induced by laying steel bars at the surface of the roof bar; afterwards, the support spanning in the frame structure will follow. In this stage of the research, the support was spanned at the maximum power supply of 32 MPa. In Figure 8, one can see an example of a support location within the frame for a selected load-bearing test.

The first stage of the tests allowed us to verify the kinematics of the powered roof support and performed control system. Due to the characteristics of the support section (its kinematic structure), it was particularly important to analyze the displacement of four hydraulic props (SP1, SL1, SP2, and SL2) in the individual section load tests and check the maximum differences in the movement of the hydraulic cylinders. In Figure 9, the locations of the hydraulic cylinders are presented.

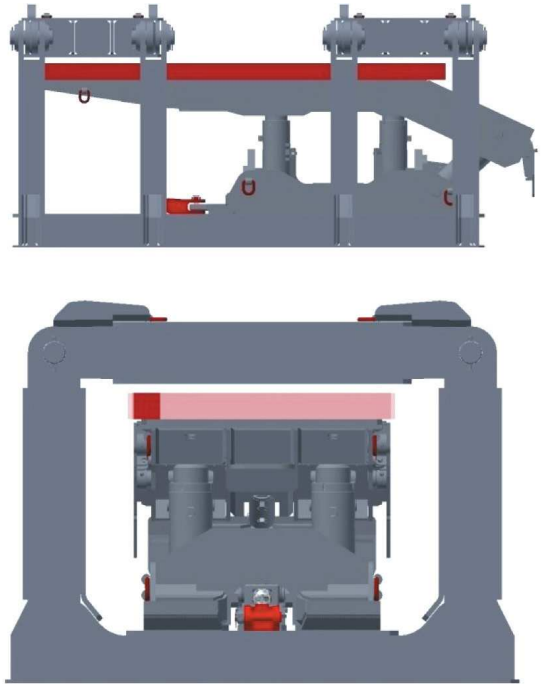


Fig. 8. Examples of loading condition tested in research work-station

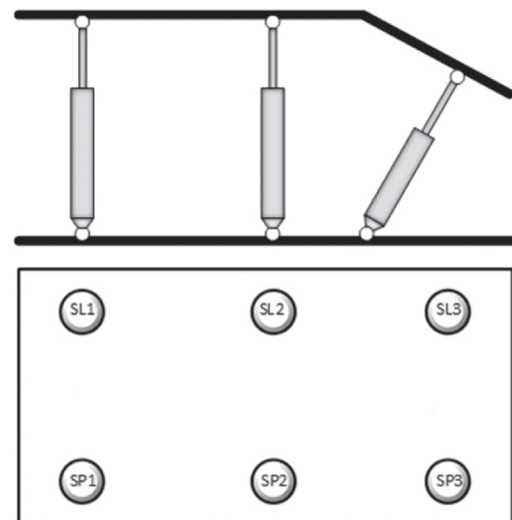


Fig. 9. Location of hydraulic cylinders in tested section

Examples of the movement of the hydraulic cylinders for the second case of the section load can be seen in Figures 10 and 11. The maximum angle of the inclination of the roof bar in the transverse and longitudinal directions does not exceed 2%; this is functionally checked with this system. On the analysis of the pressure waveforms in the tested hydraulic cylinders, the convergence of the tests in a numerical design with the results of the field tests is reported (the adequacy of the load distributions in the hydraulic cylinders of the support section as compared to the characteristics of the support section).

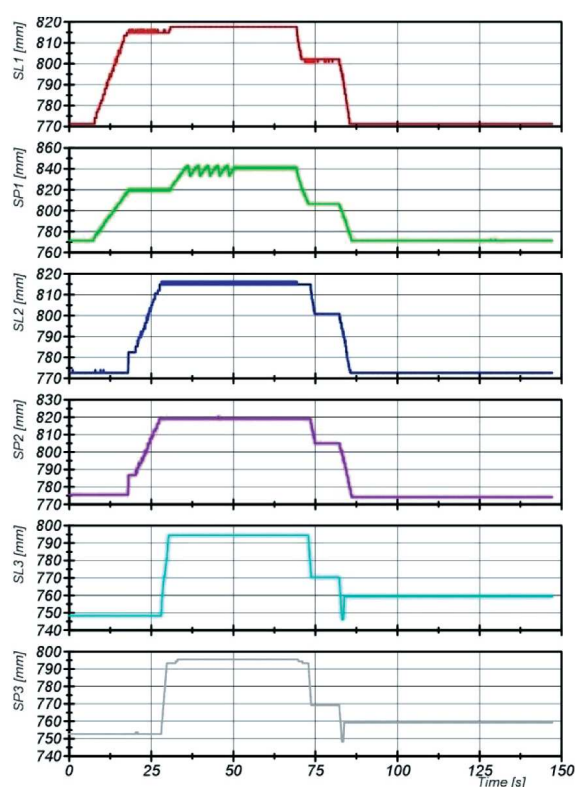


Fig. 10. Displacement courses of hydraulic cylinders during one conducted test

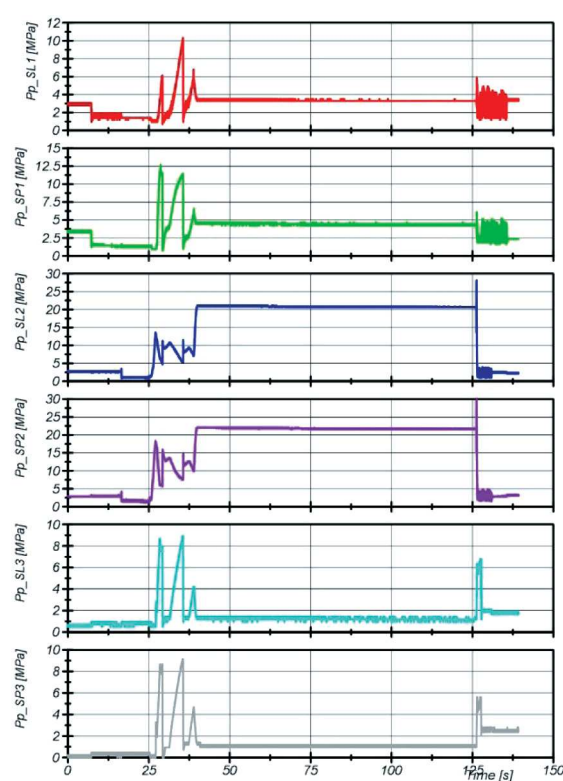


Fig. 11. Pressure course of hydraulic cylinders during one conducted test

4. CONCLUSION

The abundance of thin seams of coal in Poland and around the world encourages us to find new and more efficient technologies for their exploitation. An analysis of the technical and economic limitations connected with thin seam exploitation indicates the development of a new powered support to be one possible way of eliminating the problems. The presented conception of a new type of powered support constitutes a resolution combining the advantages of shield-type standing supports with those of conventional standing supports. As a result, it is possible to improve the essential parameters of a support as far as thin seam exploitation is concerned, including a larger intersection of the passage area as well as a decrease in the support mass as related to the assumed load-bearing capacity of the support. The conducted tests allowed us to positively verify the new construction of the powered roof support. Based on the conducted tests, additional guidelines have been developed for the prototype solution of the support section of a new type.

Acknowledgements

The project has been realized in the scope of the Program for Applied Research subsidized by

the National Center for Research and Development (PBS3/B2/22/2015).

References

- [1] Krauze K., Bołoz Ł., Paszcza H.: Czy warto poszukiwać nowych technologii eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego w Polsce?, "Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze" 2015, 3: 176–184.
- [2] Krauze K., Bołoz Ł.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego. Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał związanych, red. K. Krauze, J. Reś, Wydawnictwa AGH, Kraków 2009.
- [3] Polish Patent 213664 B1: Sekcja ścianowej zmechanizowanej obudowy podporowej.
- [4] Krauze K., Rączka W., Stopka G.: Zmechanizowana obudowa nowego typu do pokładów cienkich, "Maszyny Górnicze" 2016, 4: 34–43.
- [5] Krauze K., Rączka W., Stopka G.: Innovative hydraulic roof support for low seams, "Mining Report (Gluckauf)" 2017, 2: 128–136.

KRZYSZTOF KRAUZE, prof.
GRZEGORZ STOPKA, Ph.D., Eng.

Department of Machinery Engineering and Transport

WALDEMAR RĄCZKA, D.Sc., Eng.

Department of Process Control

Faculty of Mechanical Engineering and Robotics

AGH University of Science and Technology

al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland

{krauze, wraczka, stopka}@agh.edu.pl

KRZYSZTOF KRAUZE
WALDEMAR RĄCZKA
GRZEGORZ STOPKA

Projekt i badania stanowiskowe nowego typu obudowy zmechanizowanej do pokładów cienkich

Tematyka eksploatacji pokładów cienkich jest obecnie jednym z głównych obszarów zainteresowań producentów oraz użytkowników zmechanizowanych kompleksów ścianowych. Wynika to z faktu, iż niezależnie od szeregu czynników górniczo-geologicznych, które w różnym stopniu mogą wpływać na możliwości techniczne prowadzenia ścian niskich, kwestia wzrostu koncentracji wydobywania z pokładów cienkich jest powiązana przede wszystkim z konstrukcją odpowiednio przystosowanych do ekstremalnie trudnych warunków maszyn zmechanizowanego kompleksu ścianowego. Szczególnie istotną rolę w tego typu warunkach eksploatacyjnych odgrywają cechy konstrukcyjne obudów zmechanizowanych. W artykule przedstawiono projekt nowej sekcji obudowy zmechanizowanej do pokładów cienkich oraz wyniki badań stanowiskowych z jej udziałem. Prace badawcze w tym zakresie zostały zrealizowane w ramach projektu pt. „Prace studialne i badawcze nad opracowaniem zmechanizowanej obudowy nowego typu do pokładów cienkich” dofinansowanego z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (NCBiR).

Słowa kluczowe: obudowa zmechanizowana, pokłady cienkie, system sterowania

1. WSTĘP

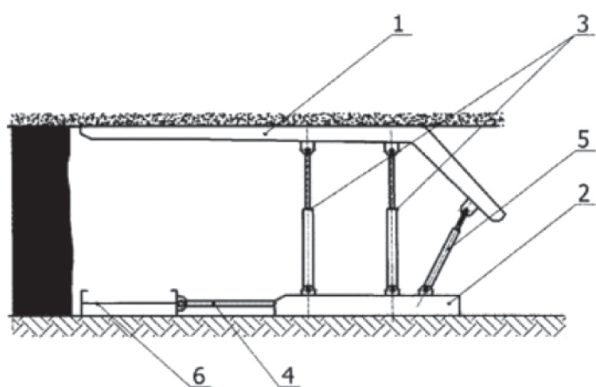
Pokłady cienkie, a więc pokłady o miąższości poniżej 1,5 m, mają znaczenie strategiczne dla bezpieczeństwa energetycznego Polski. Mając na uwadze kurczące się zasoby węgla kamiennego, sięgnięcie po węgiel w pokładach cienkich będzie nieuniknione. Według niektórych źródeł zasoby węgla w pokładach cienkich szacuje się na blisko miliard ton, co przy obecnych możliwościach wydobywczych polskich kopalni węgla kamiennego zagwarantuje im ciągłą pracę na co najmniej kilkanaście lat. Warto również zwrócić uwagę na fakt, że podobne tendencje można obserwować na przykładzie niektórych krajów Europy czy Azji (Ukraina, Chiny, Indie, Indonezja), gdzie pokłady cienkie stanowią zdecydowaną większość bazy zasobowej. Zagadnienie eksploatacji pokładów cienkich nie jest jednak łatwe i w praktyce napotyka szereg problemów technicznych, ergonomicznych

oraz ekonomicznych [1]. Dotyczą one zwłaszcza ścian kombajnowych, gdzie wymagana jest obecność ludzi, a podstawowym problemem jest kwestia ograniczonej przestrzeni roboczej w wyrobisku. Generuje ona problemy techniczne i organizacyjne zwłaszcza przy uruchamianiu czy likwidacji wyrobiska ścianowego. Pojawiają się wtedy problemy transportu i instalacji maszyn oraz urządzeń o masie co najmniej kilkudziesięciu megagramów (ton). Utrudnienia wynikające z mocno ograniczonej przestrzeni roboczej rzutują na spowolnienie przemieszczania się załogi, zmniejszenie wydajności pracy ludzi w ścianie, co w rezultacie prowadzi do spadku dyspozycyjnego czasu pracy ściany. Pogarszają się także warunki klimatyczne związane z wentylacją wyrobiska, gdyż zmniejszeniu ulega jego przekrój. Ograniczona przestrzeń robocza powoduje w rezultacie poważne problemy związane zarówno z bezpieczeństwem, jak i ergonomią pracy ludzi w ścianie niskiej. Biorąc pod

uwagę charakter opisywanych wyżej problemów towarzyszących prowadzeniu niskich ścian wydobywczych, zwłaszcza ścian kombajnowych, należy szukać ich rozwiązania w opracowaniu nowych maszyn i urządzeń lepiej dostosowanych do takich warunków pracy [2].

2. PROJEKT OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ NOWEGO TYPU

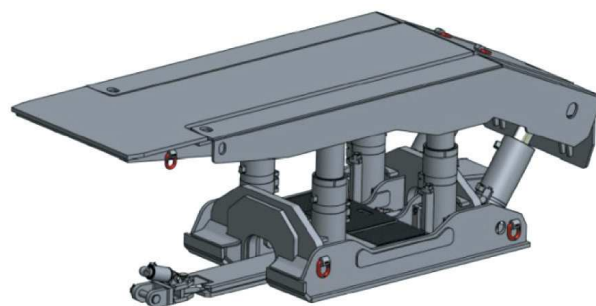
W warunkach eksploatacji pokładów cienkich struktura kinematyczna obudów podporowo-osłonowych stanowi istotny problem dla poprawy ergonomii i bezpieczeństwa pracy ludzi w ścianie. Mając na uwadze uwarunkowania eksploatacji pokładów cienkich oraz wady aktualnie stosowanych obudów zmechanizowanych, w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych opracowano koncepcję obudowy zmechanizowanej nowego typu, która w porównaniu z aktualnie eksploatowanymi obudowami charakteryzuje się większą strefą przejścia, zwiększonym stosunkiem podporności obudowy do jej masy oraz zmniejszeniem liczby podstawowych elementów (uproszczenie konstrukcji). Koncepcję obudowy w postaci uproszczonego schematu pokazano na rysunku 1 [3]. Istota rozwiązania polega na tym, że elementy podstawowe sekcji, a więc stropnica 1 i spągница 2 połączone są ze sobą stojakami hydraulicznymi 3 oraz siłownikiem (siłownikami) zastrzałowym 5. Natomiast siłownik przesuwu 4 łączy spągnicę 2 z rynną przenośnika 6. Elementy hydrauliczne są mocowane przegubowo.



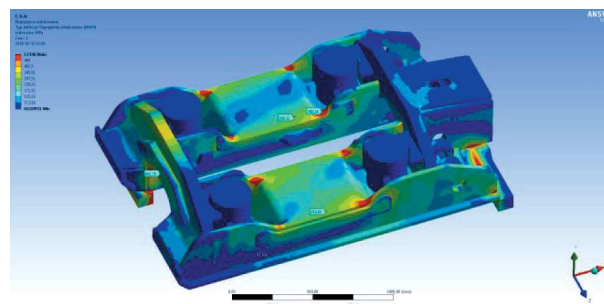
Rys. 1. Koncepcja obudowy nowego typu [3]

Zaletą przedstawionej struktury kinematycznej obudowy jest pionowy ruch stropnicy w cyklu rozpierania i rabowania obudowy, co praktycznie eliminuje siły tarcia styczne do powierzchni stropnicy.

Połączenie przegubowe stojaków i siłowników ze stropnicą i spągnicą w znacznym stopniu eliminuje powstanie momentów gnących, zwłaszcza w cyklu przekładki obudowy. Do podstawowych zalet nowego rozwiązania należy wielkość strefy przejścia, większa niż w dotychczas eksploatowanych obudowach oraz uproszczenie konstrukcji przez wyeliminowanie układu lemniskatowego oraz klasycznej osłony odzawalowej. W porównaniu ze stosowanymi obecnie obudowami podporowo-osłonowymi skróceniu ulegnie także długość stropnicy obudowy, co przyczyni się do zmniejszenia obciążeń działających na konstrukcję obudowy, a więc pozwoli na zastosowanie podpór o mniejszych gabarytach. Reasumując, przedmiotowe rozwiązanie łączy w sobie zalety obudowy z prowadzeniem lemniskatowym oraz walory klasycznej obudowy podporowej, a w kontekście aktualnych problemów eksploatacji cienkich pokładów węgla staje się rozwiązaniem o istotnych walorach użytkowych. Na podstawie przedstawionego, uproszczonego schematu ideowego rozpoczęto badania modelowe, których celem było sparametryzowanie konstrukcji nowej, zmechanizowanej obudowy do pokładów cienkich [4, 5]. Przykładowy widok wirtualnego modelu obudowy pokazano na rysunku 2. W ramach badań modelowych przeprowadzono wiele testów symulacyjnych nowej konstrukcji sekcji. Przykładowe wyniki badań wytrzymałościowych zaprezentowano na rysunku 3.

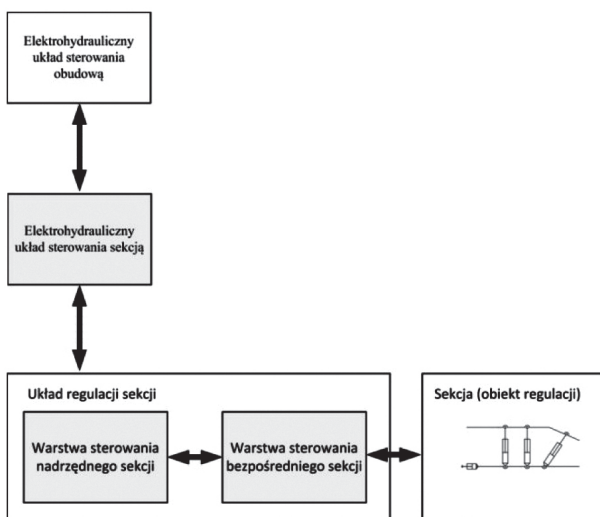


Rys. 2. Widok przestrzenny modelu 3D obudowy



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych w konstrukcji spągnicy

Innowacyjna konstrukcja zmechanizowanej obudowy nowego typu wymaga wykorzystania do realizacji poszczególnych cykli pracy elektrohydraulicznego systemu sterowania. Wynika to ze specyficznej struktury kinematycznej sekcji oraz liczby zastosowanych siłowników hydraulicznych (stojaków). Zastosowanie automatycznego systemu sterowania powinno gwarantować kontrolę ruchu tak, aby zapewnić prostopadłość stojaków do spągnicy i jednocześnie równoległość położenia stropnicy do spągnicy zarówno w czasie rabowania, jak i rozpierania obudowy. Aktualnie w zmechanizowanych obudowach ściannowych stosowane są złożone układy automatycznego sterowania. Jednak ich bezpośrednia adaptacja do przedmiotowego rozwiązania jest niemożliwa głównie ze względu na konieczność stosowania specjalnych algorytmów sterowania dostosowanych do specyfiki kinematycznej struktury nowej obudowy. Z tego względu prace badawcze w tym zakresie skoncentrowano na opracowaniu algorytmów sterowania obudową oraz syntezą układu sterowania, wykorzystując elementy dostępne na rynku. Ogólny schemat blokowy nowego układu sterowania pojedynczą sekcją pokazano na rysunku 4.



Rys. 4. Schemat blokowy nowego układu sterowania sekcją

Jak wynika ze schematu, układ sterowania pojedynczą sekcją (URS) jest złożony z warstwy sterowania nadrzędnego i bezpośredniego. URS jest układem regulacji, który bezpośrednio steruje obudową na podstawie sygnałów otrzymanych z nadrzędnego systemu sterowania obudową (EUSS). Przyjęto, że

układ regulacji sekcji (URS) będzie w pełni kompatybilny z nadrzędnym, standardowo stosowanym systemem sterowania obudową (EUSS), tak aby nie zmieniać wypróbowanych już w praktyce rozwiązań.

Warstwa sterowania nadrzędnego komunikuje się z nadrzędnym systemem sterowania obudową (EUSS). Ze sterownika EUSS otrzymuje sygnały sterujące, np. rabowanie sekcji, rozpieranie sekcji itd., a zwrótnie EUSS otrzymuje informacje o jej stanie. Warstwa sterowania bezpośredniego to część układu regulacji, która na podstawie sygnałów (rozkazów) z części nadrzędnej realizuje sterowanie zaworami hydraulicznymi w celu wykonania określonych funkcji. Ta warstwa sterowania jest odpowiedzialna za pomiar i generowanie sterowań. W tej warstwie na podstawie zmierzonych przemieszczeń siłowników hydraulicznych (stojaków głównych i stojaków zastrzałowych), kątów nachylenia stojaków wyznaczane są sygnały sterujące bezpośrednio zaworami hydraulicznymi sekcji.

3. BADANIA STANOWISKOWE SEKCJI OBUDOWY NOWEGO TYPU

W ramach projektu zaplanowano wykonanie i przebadanie trzech sekcji zmechanizowanej obudowy nowego typu (rys. 5). Na rysunku 6 pokazano pierwszy wykonany prototyp przedmiotowej sekcji obudowy. Badania stanowiskowe zostały podzielone na dwie fazy. W pierwszej fazie przeprowadzono badania współpracy trzech sekcji obudowy. Celem tej fazy badań było sprawdzenie współdziałania sekcji w sytuacji realizacji poszczególnych cykli pracy, takich jak rozpieranie, rabowanie oraz przekładka przenośnika i obudowy.



Rys. 5. Widok trzech sekcji obudowy podczas pierwszego etapu badań



Rys. 6. Widok prototypu sekcji obudowy nowego typu

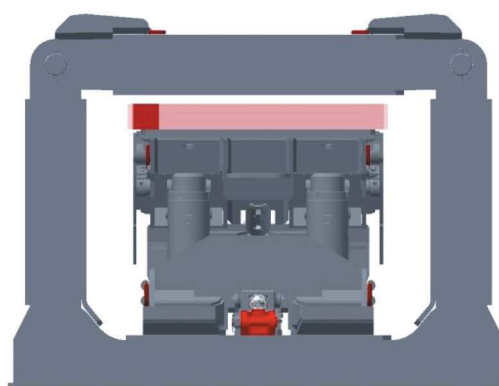
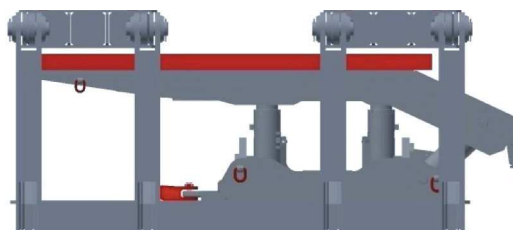
W kolejnym etapie przebadano zachowanie pojedynczej sekcji w warunkach obciążeń asymetrycznych. Badanie to umożliwiło ocenę przyjętych algorytmów sterowania pojedynczą sekcją. W czasie badań sekcja obudowy znajdowała się w specjalnie zaprojektowanej ramie, która pozwoliła na rozparcie obudowy z maksymalną podpornością. Widok tej ramy zaprezentowano na rysunku 7. Stany obciążenia asymetrycznego zostały wywołane przez ustawienie na powierzchni stropnicy belek stalowych, a następnie rozparcie obudowy w konstrukcji ramy. W tej części badań obudowa rozpierana była z maksymalnym ciśnieniem zasilania wynoszącym 32 MPa. Na rysunku 8 pokazano przykładowe ustawienie obudowy w ramie stanowiska podczas wybranego testu obciążeniowego.



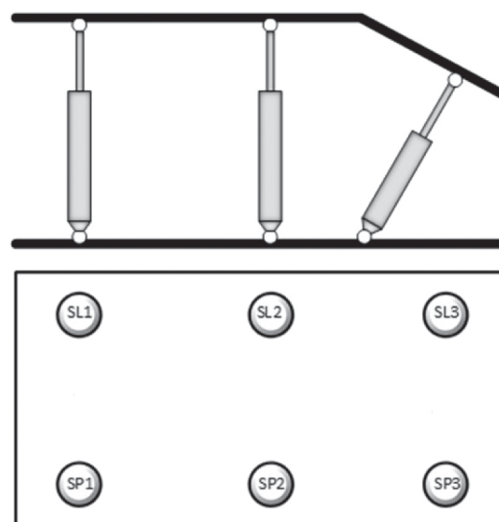
Rys. 7. Badania sekcji w ramie

Badania stanowiskowe przeprowadzone w ramach pierwszej fazy testów pozwoliły na pozytywną weryfikację kinematyki sekcji oraz opracowanego układu sterowania obudową. Z uwagi na charakterystykę obudowy (jej strukturę kinematyczną) szczególnie istotna

dla oceny wyników badań była analiza przemieszczeń tłoczków czterech głównych stojaków (SP1, SL1, SP2, SL2) w poszczególnych testach obciążeń sekcji i sprawdzenie na ich podstawie maksymalnych różnic w wysuwie tłoczków tych stojaków. Na rysunku 9 pokazano rozmieszczenie stojaków w prototypowej sekcji.



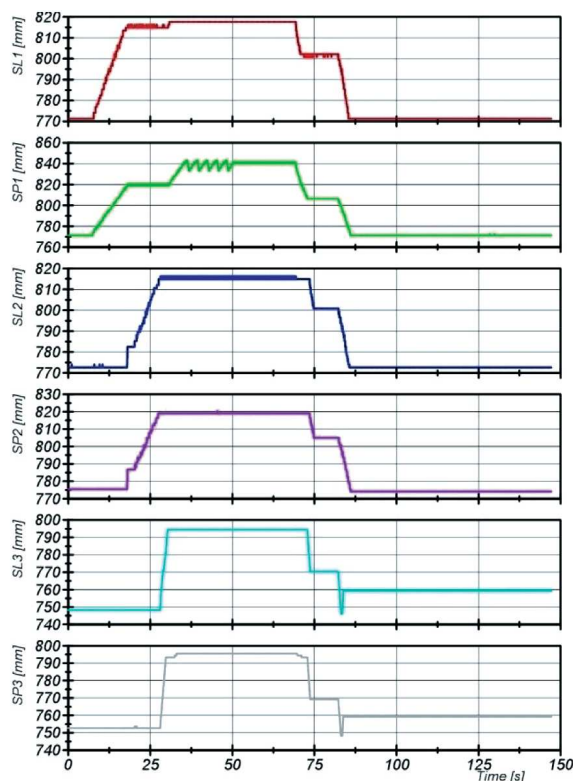
Rys. 8. Przykładowa konfiguracja podparć sekcji podczas drugiego etapu badań



Rys. 9. Rozmieszczenie stojaków sekcji obudowy

Przykładowe przebiegi zarejestrowane w czasie jednego z testów sekcji obudowy pokazano na rysunkach 10 i 11. Na podstawie zarejestrowanych w czasie badań przebiegów przemieszczeń siłowników

hydraulicznych możliwe było oszacowanie maksymalnego kąta nachylenia stropnicy w płaszczyźnie wzdłużnej i poprzecznej. W czasie badań kąt ten dla różnych wariantów podparcia sekcji nie przekroczył 2%, co potwierdza zalety funkcjonalne zastosowanego systemu sterowania sekcją (rys. 10). Na podstawie

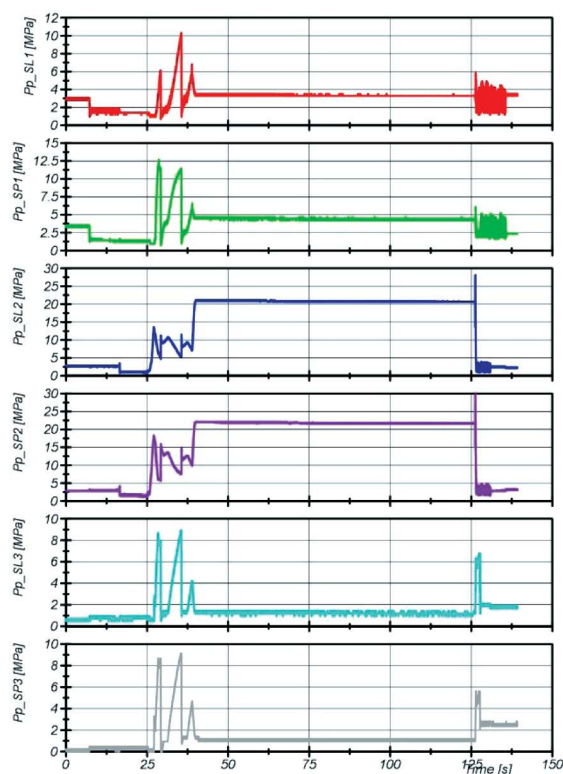


Rys. 10. Przebiegi czasowe przemieszczeń tłoczków stojaków sekcji w czasie jednego z przeprowadzonych testów

4. PODSUMOWANIE

Wzrost koncentracji wydobywania węgla z pokładów cienkich zarówno w Polsce, jak i na świecie skłania do poszukiwania nowych i bardziej efektywnych technologii ich eksploatacji. Szczególnie istotne znaczenie w trudnych warunkach eksploatacyjnych pokładów cienkich mają cechy konstrukcyjne obudów zmechanizowanych. Analiza zagadnień technicznych i ekonomicznych towarzyszących eksploatacji pokładów cienkich wskazuje, że opracowanie nowej konstrukcji obudowy zmechanizowanej może przyczynić się do zmniejszenia dotychczasowych ograniczeń. Przedstawiona w artykule koncepcja sekcji obudowy zmechanizowanej łączy w sobie zalety aktualnie stosowanej obudowy podporowo-osłonowej z zaletami obudowy podporowej. W związku z powyższym nowa konstruk-

analizy przebiegów ciśnień w stojakach badanej sekcji można stwierdzić zbieżność opracowanych w ramach projektu modeli numerycznych sekcji z rezultatami badań stanowiskowych (adekwatność rozkładu sił w poszczególnych stojakach sekcji w odniesieniu do charakterystyki podparcia obudowy) (rys. 11).



Rys. 11. Przebiegi czasowe ciśnień w stojakach sekcji w czasie jednego z przeprowadzonych testów

cja sekcji obudowy będzie charakteryzować się, w porównaniu z aktualnie stosowanymi obudowami, większą strefą przejścia, mniejszą masą oraz zwiększonym stosunkiem podporności do masy sekcji. Przeprowadzone badania stanowiskowe pozwoliły na pozytywną weryfikację konstrukcji sekcji i umożliwiły zdefiniowanie końcowych założeń i wytycznych dla prototypu sekcji obudowy nowego typu, zwłaszcza w zakresie układu sterowania sekcją.

Podziękowania

Publikacja została opracowana w ramach projektu nr PBS3/B2/22/2015 pt. „Prace studialne i badawcze nad opracowaniem zmechanizowanej obudowy nowego typu do pokładów cienkich” dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju.

Literatura

- [1] Krauze K., Bołoz Ł., Paszcza H.: *Czy warto poszukiwać nowych technologii eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego w Polsce?*, „Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze” 2015, 3: 176–184.
- [2] Krauze K., Bołoz Ł.: *Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego*, w: *Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał związanych*, red. K. Krauze, J. Reś, Wydawnictwa AGH, Kraków 2009.
- [3] Patent PL 213664 B1: *Sekcja ścianowej zmechanizowanej obudowy podporowej*.
- [4] Krauze K., Rączka W., Stopka G.: *Zmechanizowana obudowa nowego typu do pokładów cienkich*, „Maszyny Górnicze” 2016, 4: 34–43.
- [5] Krauze K., Rączka W., Stopka G.: *Innovative hydraulic roof support for low seams*, „Mining Report (Gluckauf)” 2017, 2: 128–136.

prof. dr hab. inż. KRZYSZTOF KRAUZE
dr inż. GRZEGORZ STOPKA
Katedra Inżynierii Maszyn i Transportu

dr hab. inż. WALDEMAR RĄCZKA
Katedra Automatyzacji Procesów
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
{krauze, wraczka, stopka}@agh.edu.pl

TOMASZ SIOSTRZONEK
 PIOTR TRÓJCA
 JAKUB WÓJCIK

Winding machine additional overload state indication as supporting solution for mine shaft hoist operators

Dangerous events that take place in the mining plant always give us a chance to rethink whether the design of a faulty device could have been improved enough to prevent such a situation. The same scenario takes place with mining shaft hoist. Without a doubt, a starting point for discussions about additional mining shaft hoist security measures is the last dangerous situation that took place in a Silesian mine in 2017. This article is an analysis of the probable causes and conclusions that can be drawn from that incident.

Key words: *mining shaft hoist, logger, winding machine control system*

1. MINING SHAFT HOIST GENERAL CHARACTERISTICS

The mining fall in which the incident took place is a 7.5-m-radius double-compartment shaft with a depth of 710.5 m. In Compartment A, the mining level is at –650 m, whereas Compartment B's mining level is –500 m. The arrangement of the individual vessels in the shaft shield is shown in Figure 1.

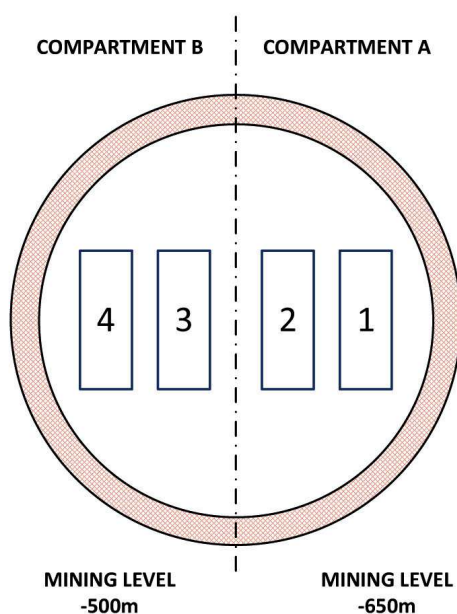


Fig. 1. Shaft disc vessel arrangement

The incident took place in Compartment A equipped with a Koepe wheel-type 4L5500/2×3600 winding machine [1] approved in accordance with [2]. The Koepe pulley is 5.5 m in diameter and supplied with two PW motors (3.6 MW each) working on a common shaft. The motors are powered by a static thyristor converter. The motor excitation systems are powered by bidirectional converters. The direction of the rotation is changed by changing the direction of the current flow through the excitation circuits. The mine shaft hoist is equipped with disc brakes. Four pairs of spring-hydraulic actuators are mounted on each of the four brake stands.

The control system of the winding machine enables mining in manual or automatic modes. The AR-3c recorder was used to record the operating parameters of the hoist.

The hoisting machine is a two-vessel machine with a total coal transport mass of 30 Mg and a vessel linear velocity of 16 m/s in the shaft. The locations of the individual levels are shown in Figure 2.

The shaft is equipped with a rigid vessel mounting. The shaft-guiding lines with dimensions of 160 × 220 × 9000 mm are fixed to 150 × 200 girders placed on the shaft lining 4.5 m apart.

To guide the vessels in the guidelines, sets of rolling guides are used that are mounted on the head and lower arm of each vessel.

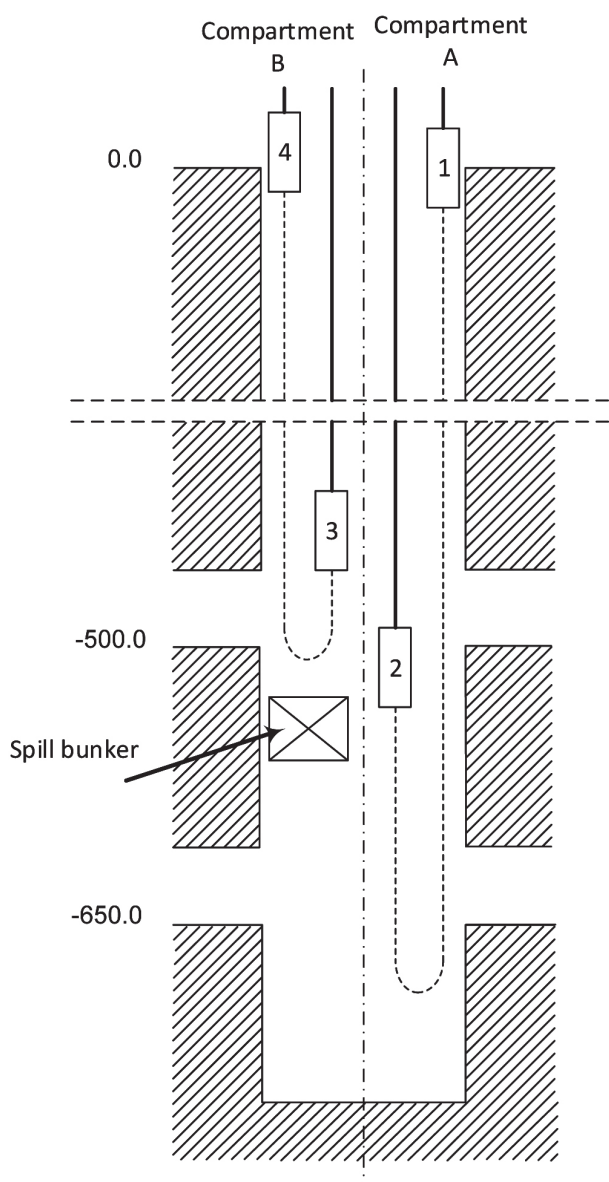


Fig. 2. Cross-section of shaft with location of levels

2. EVENT DESCRIPTION

The unfortunate event took place during working hours in Compartments A and B. As a result of a coal

overload, Skip No. 2 hit Compartments B's spill bunker's steel parts that were sticking out beyond the safe zone. While descending, Skip No. 2 was suddenly stopped by the protruding elements of the tank and then suddenly released. The cause was probably the displacement of these parts. Description and reasons of this accident are described in [3]. As a result, the following components were damaged:

- shaft guiding rails,
- shaft buntons installed on the south side,
- wiremesh partings,
- balance rope turning station,
- skip,
- skip load suspension,
- 4 head ropes,
- steel-rubber tailrope rubber coating.

The following question arises: were there no symptoms before then that could have indicated that something disturbing was happening in the mining shaft?

For this purpose, records from the logger installed in accordance with [2] were used. The results of the analysis are presented in a later part of this article.

3. AR-3c LOGGER DATA

An AR-3c logger is built in Compartment A. It is setup to log all control and diagnostic signals required to analyze any incorrect behavior of the mining shaft elements [4].

In a separately excited DC machine, the torque generated on the machine shaft is directly proportional to the current of the main circuit (armature circuit).

In the case of stopping Vessel No. 2 by the construction of the spill bunker, the load torque suddenly decreased.



Fig. 3. AR-3c logger

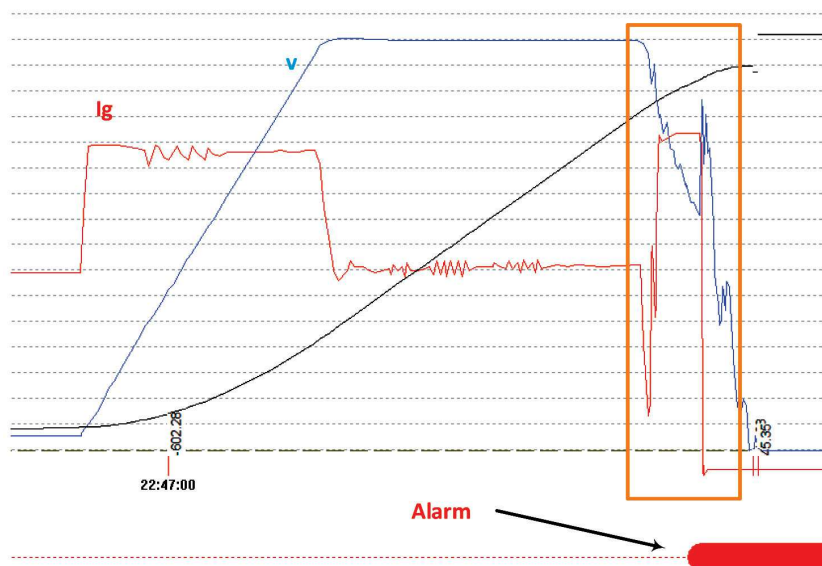


Fig. 4. Logger data during incident

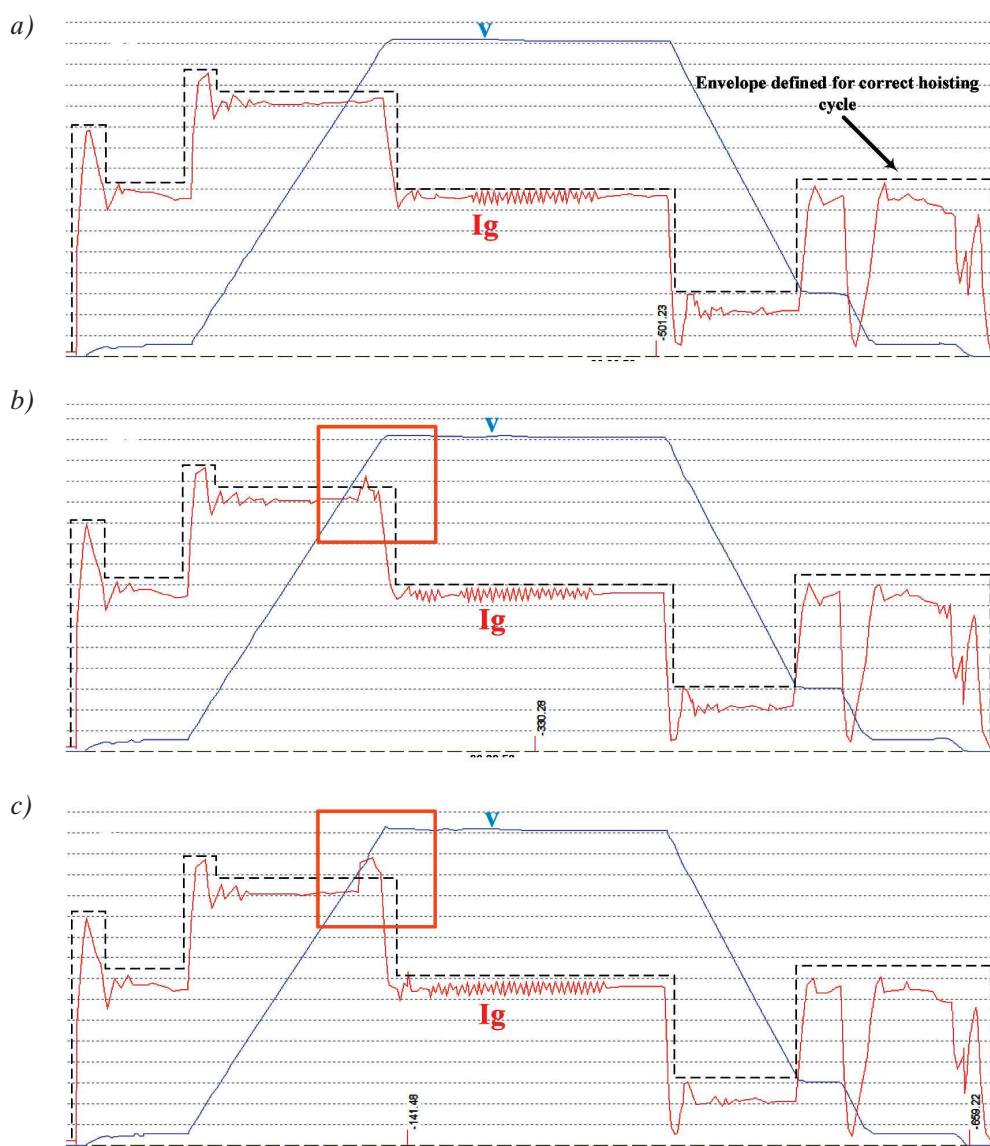


Fig. 5. Main circuit current I_g and vessel speed v waveforms – data acquired from AR-3c logger: a) no disturbances visible (correct waveforms); b) three cycles before incident; c) cycle directly before incident

The regulation system behaved properly. The current value dropped down to rise to its maximum value limited by regulator settings. At this point, the machine became a single-end machine. After this, the second vessel release skip went into a freefall. This caused its speed to rise above the permissible value and the machine to be switched off due to exceeding the maximum limit.

4. DESCRIPTION OF CONDITIONS ON BASIS OF LOGGER DATA

An analysis of the winding machine logger records was carried out in a wider range than solely at the time of the event.

The ten cycles preceding the incident were analyzed. Further than three cycles before the event, no disturbing changes in either the current or speed can be observed (Fig. 5a). For each form of the current waveforms in Figure 5, the envelope was applied on the basis of the normal course, which is information regarding whether there was an anomaly in the system. Three cycles before the occurrence of the event, an increase of approx. 500A in the main circuit current is visible above the value set for this fragment of the hoisting cycle. The full Vessel 2 was ascending during this time. It can be concluded that the vessel was already in contact with a deviated design of the adjacent compartment tank. The operation of the shaft station devices suggested that disturbing noises were heard in the mining shaft. In the cycle preceding the event, the increase in current when passing the vessel in the vicinity of the tank was already at 900 A and lasted much longer (Fig. 5c).

5. CONCLUSIONS

On the basis of the analysis of the winding machine logger data, it can be stated that it was possible to detect the symptoms of an impending threat earlier. For several cycles before the incident, it was possible to observe anomalies in the course of the main circuit current. The current changes were caused by a variable load torque resulting from the appearance of an additional obstacle to Vessel 2.

It is not possible to detect this type of anomaly only by observing the current waveforms on the driver's desk or in the logger. To properly respond to such irregularities, it would be necessary to place an addi-

tional indicator of such a state on the driver's desk as well as appropriate changes in the regulations [5].

In the form of a visual signal (a glowing lamp) placed on the driver's desk, this indicator would be activated when the permissible value of the current is exceeded by the assumed value for a given fragment of the driving diagram. If established in double-compartment shafts with different levels of extraction, it would require the service staff to take control actions in case of its activation.

This would be an element that should draw the attention of the staff, especially the supervision workers. If there is an overload of the machine in the form of an increase in current, this is due to the operation of an additional load moment, which can have various causes. For the people controlling the technical condition of shaft reinforcement and the auxiliary equipment of the shaft, it is necessary to assess whether vessels on their ways encounter obstacles that may cause dangerous consequences. The implementation of this type of indication device is easy from the technical point of view, as a current measurement is already carried out in each machine.

References

- [1] Szklarski L., Zarudzki J.: *Elektryczne maszyny wyciągowe*, PWN, Warszawa 1998.
- [2] *The Regulation of the Council of Ministers of 30 April 2004 on the approving of products for use in mining plants*, Journal of Laws 2004, No. 99, item 1003.
- [3] Kiercz M., Rokita T.: *Awaria górniczego wyciągu szybowego szybu dwuprzędziowego*, "Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie" 2018, 11: 8–13.
- [4] *Digital logger AR-3c. User manual. MicroSTER*, Katowice, May 2005.
- [5] *Regulation of the Minister of Energy of November 23, 2016, on detailed requirements for the operation of underground mining facilities*, Journal of Laws 2017, item 1118.

TOMASZ SIOSTRZONEK, Ph.D., Eng.
JAKUB WÓJCIK, M.Sc., Eng.
Department of Power Electronics
and Energy Control Systems
Faculty of Electrical Engineering,
Automatics, Computer Science,
and Biomedical Engineering
AGH University of Science and Technology
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
{tsios, jakubwojcik}@agh.edu.pl

Piotr TRÓJCA, M.Sc., Eng.
State Mining Authority
Specialized Mining Office
ul. Obroki 87, 40-833 Katowice, Poland
sug@wug.gov.pl

TOMASZ SIOSTRZONEK

PIOTR TRÓJCA

JAKUB WÓJCIK

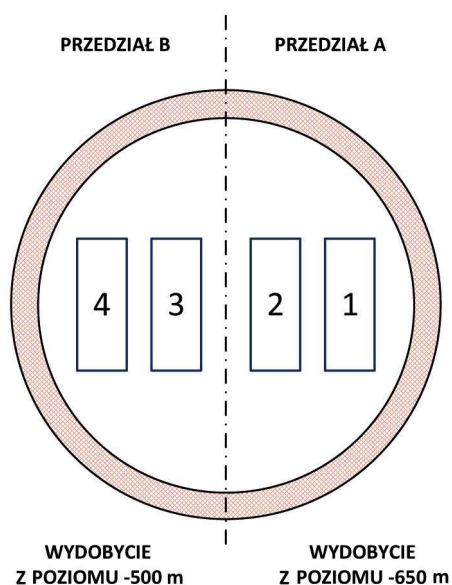
Dodatkowa sygnalizacja stanów przeciążenia silnika maszyny wyciągowej jako czynnik wspomagający pracę osób obsługujących górniczy wyciąg szybowy

Występowanie niebezpiecznych zdarzeń w ruchu zakładu górniczego powinno skłonić do przemyśleń, czy konstrukcja danego urządzenia nie może zostać poprawiona w taki sposób, aby zapobiegać tego typu zdarzeniom. Dokładnie tak samo dzieje się w przypadku górniczego wyciągu szybowego. Ostatnie niebezpieczne zdarzenie, które miało miejsce w 2017 roku w jednej ze śląskich kopalń, stanowi punkt wyjścia w dyskusji nad dodatkowymi zabezpieczeniami górniczego wyciągu szybowego. W artykule przedstawione są informacje na temat potencjalnych przyczyn wystąpienia tego stanu i wnioski, jakie nasuwają się po analizie materiału dotyczącego tej sytuacji.

Słowa kluczowe: górniczy wyciąg szybowy, rejestrator, układ sterowania maszyny wyciągowej

1. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA GÓRNICZEGO WYCIĄGU SZYBOWEGO

Zdarzenie nastąpiło w szybie dwuprzdziałowym o średnicy 7,5 m i głębokości 710,5 m. W przedziale oznaczonym literą A wydobyte prowadzone jest z poziomu -650 m, a w przedziale B – z poziomu -500 m. Rozmieszczenie w tarczy szybu poszczególnych naczyń pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Tarcza szybu z rozmieszczeniem naczyń

Zdarzenie dotyczy przedziału A. Maszyna wyciągowa typu 4L5500/2×3600 zainstalowana w tym przedziale to napęd z kołem typu Koepe [1], dopuszczona zgodnie z [2]. Średnica linopędni wynosiła 5,5 m i jest napędzana dwoma silnikami typu PW (o mocy 3,6 MW każdy) pracującymi na wspólnym wale, napędzając jedno koło pędne. Silniki zasilane są przez tyrystorowe, statyczne, nienawrotne przekształtniki mostkowe, a układy wzbudzeń silników – przez przekształtniki dwukierunkowe. Zmiana kierunku obrotów odbywa się przez zmianę kierunku przepływu prądu przez obwody wzbudzeń.

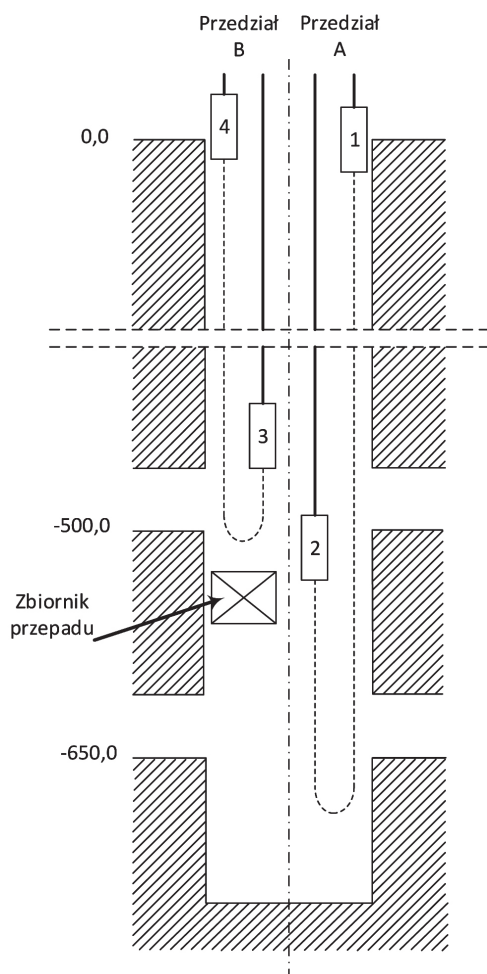
Górniczy wyciąg szybowy wyposażony jest w hamulce tarczowe. Na każdym z czterech stojaków hamulcowych zostały zamocowane cztery pary siłowników sprężynowo-hydraulicznych.

Układ sterowania maszyny wyciągowej umożliwia prowadzenie wydobywania w trybie ręcznym i automatycznym. Do rejestracji parametrów pracy wyciągu zastosowano rejestrator AR-3c.

Wyciąg jest dwunaczyniowy o masie transportowanego urobku 30 Mg i prędkości liniowej naczynia w szybie 16 m/s. Usytuowanie poszczególnych poziomów zostało przedstawione na rysunku 2.

Prowadzenie naczyń w szybie jest sztywne. Prowadniki mają wymiary 160 × 220 × 9000 mm i są przymocowane do dźwigarów o wymiarach 150 × 200 zamocowanych do obmurza w odstępach 4,5 m.

Do prowadzenia naczyń w ciągach przewodniczych wykorzystywane są zestawy przewodnic tocznych zamontowanych na głowicy i ramie dolnej każdego naczynia.



Rys. 2. Przekrój szyby z usytuowaniem poziomów

2. OPIS ZDARZENIA

Do niebezpiecznego zdarzenia doszło w trakcie prowadzenia wydobywania w przedziale A i B. Skip nr 2 uderzył w wystające poza dozwoloną granicę, stalowe elementy zbiornika przepadu przedziału B. Było to wynikiem zbyt dużego obciążenia konstrukcji zbiorni-

ka wynikające z nagromadzenia urobku. Poruszający się w dół skip 2 został zatrzymany nagle przez wystające elementy zbiornika, a następnie uwolniony, prawdopodobnie na skutek przemieszczenia się tych elementów. Opis tego zdarzenia i potencjalne przyczyny zdarzenia zostały opisane w [3]. W wyniku tego zostały uszkodzone następujące elementy:

- przewodniki szybowe,
- dźwigary szybowe zabudowane po jednej stronie południowej,
- elementy przedziału drabinowego,
- stacja zwrotna lin wyrównawczych,
- skip,
- zawieszenie nośne skipu,
- cztery liny nośne,
- powłoki gumowe lin wyrównawczych stalowo-gumowych.

Powstaje pytanie, czy wcześniej nie było objawów, które mogłyby wskazywać na to, że coś niepokojącego dzieje się w szybie?

Do tego celu wykorzystano zapisy z aparatu rejestrującego zainstalowanego zgodnie z [2]. Wyniki analizy przedstawiono w dalszej części artykułu.

3. ZAPISY Z REJESTRATORA AR-3c

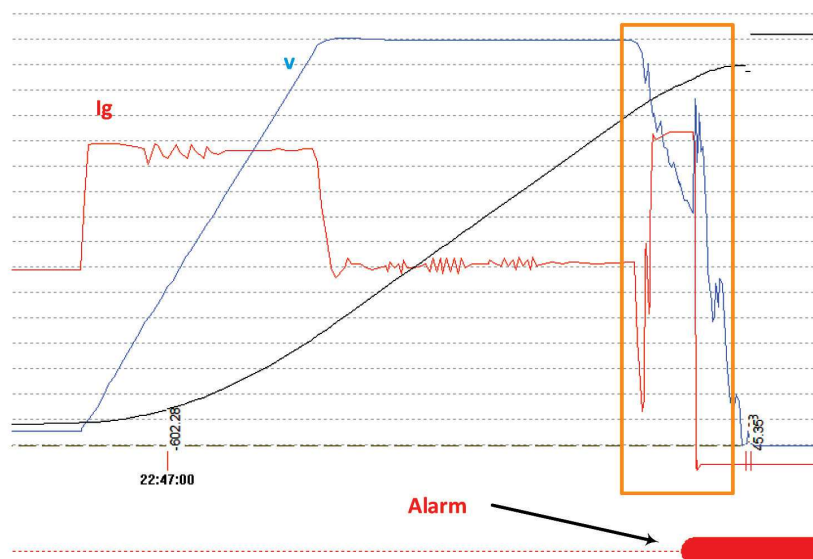
Rejestrator AR-3c zabudowany w górniczym wyciągu szybowym przedziału A rejestruje sygnały, które pozwalają na kontrolowanie i diagnozowanie nieprawidłowego zachowania się elementów górniczego wyciągu szybowego [4].

W maszynie z obcowzbudnym silnikiem prądu stałego moment obciążenia napędu wytwarzany na wale maszyny jest wprost proporcjonalny do wartości natężenia prądu obwodu głównego (obwodu twornika).

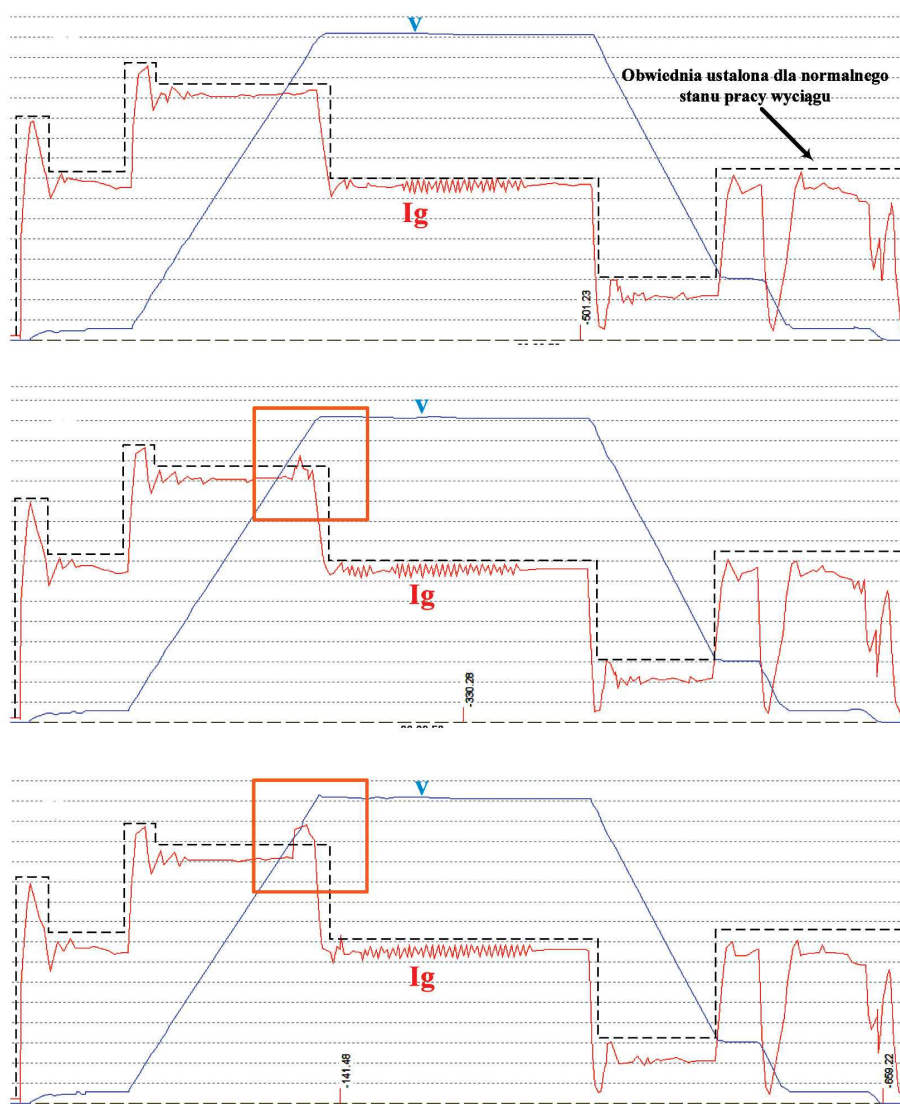
W przypadku zatrzymania naczynia nr 2 przez konstrukcję zbiornika przepadu nagle został zmniejszony moment obciążenia.



Rys. 3. Rejestrator AR-3c



Rys. 4. Zapis z rejestratora – moment zdarzenia



Rys. 5. Przebiegi prądu obwodu głównego I_g i prędkości naczynia v – zapisy z aparatu rejestrującego AR-3c:
a) rejestracja bez widocznych zakłóceń (prawidłowe przebiegi); b) zapis na trzy cykle przed zdarzeniem; c) zapis cyklu poprzedzającego zdarzenie

Układ regulacji zadziałał prawidłowo, wartość natężenia prądu zmniejszyła się, aby w kolejnej chwili narosnąć do wartości maksymalnej, odpowiadającej ograniczeniu wynikającemu z nastaw regulatora prądu. W tym momencie maszyna stała się maszyną jednokońcową. Po uwolnieniu naczynia 2, skip spadał w sposób niekontrolowany. Spowodowało to wzrost prędkości ponad dopuszczalną wartość i wyłączenie maszyny ze względu na przekroczenie prędkości.

4. OPIS STANU NA PODSTAWIE REJESTRATORA

Przeprowadzona została analiza zapisów rejestratora maszyny wyciągowej w dłuższym czasie niż tylko w chwili zdarzenia.

Analizie poddano zapisy z dziesięciu cykli przed cyklem, w którym wystąpiło zdarzenie. Na trzy cykle przed zdarzeniem nie są widoczne żadne niepokojące objawy w przebiegu prądu i prędkości (rys. 5a). Na każdy z przebiegów prądu na rysunku 5 nałożono obwiednię na podstawie przebiegu prawidłowego, która pozwala stwierdzić, czy w układzie nie występują anomalie. Już na trzy cykle przed wystąpieniem zdarzenia widoczny jest wzrost prądu obwodu głównego o ok. 500 A ponad wartość ustaloną dla tego fragmentu diagramu jazdy. Pełne naczynie 2 poruszało się w tym czasie w górę. Można wnioskować, że już wtedy następował kontakt naczynia z odchyłoną konstrukcją zbiornika przedziału sąsiedniego. Obsługa urządzeń na podszybiu zgłaszała, że słyszalne były niepokojące odgłosy w szybie. W cyklu poprzedzającym zdarzenie wzrost prądu przy przejeździe naczynia w okolicy zbiornika przepadu osiągnął poziom 900 A i trwał znacznie dłużej (rys. 5c).

5. WNIOSKI

Na podstawie analizy zapisów rejestratora maszyny wyciągowej można stwierdzić, że możliwe było wczesne wykrycie symptomów zbliżającego się zagrożenia. Już na kilka cykli przed zdarzeniem możliwe było zaobserwowanie anomalii w przebiegu prądu obwodu głównego. Zmiany prądu były spowodowane zmiennym momentem obciążenia wynikającym z pojawienia się dodatkowej przeszkody dla naczynia 2.

Nie jest możliwe wykrycie tego typu anomalii jedynie przez obserwację przebiegów prądu na pulpicie maszynisty czy w rejestratorze. Aby prawidłowo re-

agować na podobne nieprawidłowości, konieczne byłoby umieszczenie dodatkowej sygnalizacji takiego stanu na pulpicie maszynisty i odpowiednie zmiany w przepisach [5].

Sygnalizacja ta, w postaci sygnału wizualnego (świecącej lampki), umieszczona na pulpicie maszynisty byłaby aktywowana przy przekroczeniu dopuszczalnej wartości natężenia prądu o założoną wartość dla danego fragmentu diagramu jazdy. Sygnalizacja założona w szybach dwuprzędziałowych o różnych poziomach wydobywczych wymagałaby od obsługi podjęcia działań sprawdzających w przypadku jej aktywacji.

Byłby to element, który powinien zwrócić uwagę obsługi, a szczególnie pracowników dozoru. Jeżeli występuje przeciążenie maszyny w postaci wzrostu wartości natężenia prądu, to jest to wynikiem działania dodatkowego momentu obciążenia napędu, który może mieć różne przyczyny. Do zadań osób kontrolujących stan techniczny zbrojenia szybowego i wyposażenia pomocniczego szybu należy ocena, czy naczynia nie napotykają przeszkód, które mogą spowodować niebezpieczne konsekwencje. Realizacja tego typu sygnalizatora jest prosta z technicznego punktu widzenia. Pomiar wartości natężenia prądu jest już realizowany w każdej maszynie.

Literatura

- [1] Szklarski L., Zarudzki J.: *Elektryczne maszyny wyciągowe*, PWN, Warszawa 1998.
- [2] *Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych*, Dz.U. 2004, nr 99, poz. 1003.
- [3] Kiercz M., Rokita T.: *Awaria górniczego wyciągu szybowego szybu dwuprzędziałowego*, „Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie” 2018, 11: 8–13.
- [4] *Cyfrowy Aparat Rejestrujący AR-3c. Dokumentacja użytkownika*. MicroSTER, Katowice, maj 2005.
- [5] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*, Dz.U. 2017, poz. 1118.

dr inż. TOMASZ SIOSTRZONEK
mgr inż. JAKUB WÓJCIK

Katedra Energoelektroniki i Automatyki
Systemów Przetwarzania Energii
Wydział Elektrotechniki, Automatyki,
Informatyki i Inżynierii Biomedycznej
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. St. Staszica w Krakowie
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
{tsios, jakubwojcik}@agh.edu.pl

mgr inż. PIOTR TRÓJCA
Specjalistyczny Urząd Górniczy
ul. Obroki 87, 40-833 Katowice
sug@wug.gov.pl

MARIUSZ WOSZCZYŃSKI
JAROSŁAW TOKARCZYK
KRZYSZTOF MAZUREK
ANDRZEJ PYTLIK

Monitoring of loads in arch support with wire strain gauge

A concept of measuring the load and geometry of a roadway support with the use of vibrating wire strain gauges and draw-wire sensors is presented. Laboratory and in-situ tests of complete frames of arch supports under load were carried out within the INESI project. The deformations recorded by the vibrating wire strain gauges are similar to those recorded by the strain gauges. FEM strength calculations (which were similar to the results from the stand tests) were also presented.

Key words: transducers with vibrating wire strain gauge, strain measurements, geometry of arch support, testing, FEM analysis

1. INTRODUCTION

Increasing the speed and improving the safety of underground auxiliary mine transportation systems are the main objectives of INESI project (Increased efficiency and safety improvement in underground mining transportation routes) coordinated by the KOMAG Institute of Mining Technology and realized within the Research Fund for Coal and Steel (RFCS). Increasing suspended monorail speeds requires the monitoring of transportation routes. For this purpose, a measuring system that collects information about the loads of a roadway support and the changes in its geometry was suggested.

The structure of the measuring system is presented in Figure 1. All of the electronic components will be designed as intrinsically safe as possible to enable their operation in areas threatened by methane and/or coal dust explosion hazards. It is assumed that the monitoring system consists of measuring modules and data-collecting modules that are connected in series in groups whose numbers will be associated with limits in the power supply. The collected information will be transferred to the next modules and will be read out by an external computer system in the end.

The recording of measuring data and its analysis as well as the generation of warning signals about the hazards associated with deformation of a monorail route are based on the developed expert system (i.e., the software) that can draw conclusions and make decisions acting as human reasoning by using detailed knowledge is the main task of the software cooperating with the hardware module.

Within the initial research work, changes in the design of the side wall arches of the support were suggested for installing the measuring system between the cut elements near the floor. This would require us to cut out a section of a few centimeters from the side wall arch to install the strain gauge. Besides the force transducer, a wire displacement sensor and electronic measuring system will be installed. Measuring the wires of the draw-wire displacement sensor will be led in such a way as to minimize collisions with other roadway components. Here are the functions of the measuring system:

- strain gauge force measurements,
- displacement measurements,
- measurements analyses,
- displaying warning and alarm signals,
- sending information to collecting module.

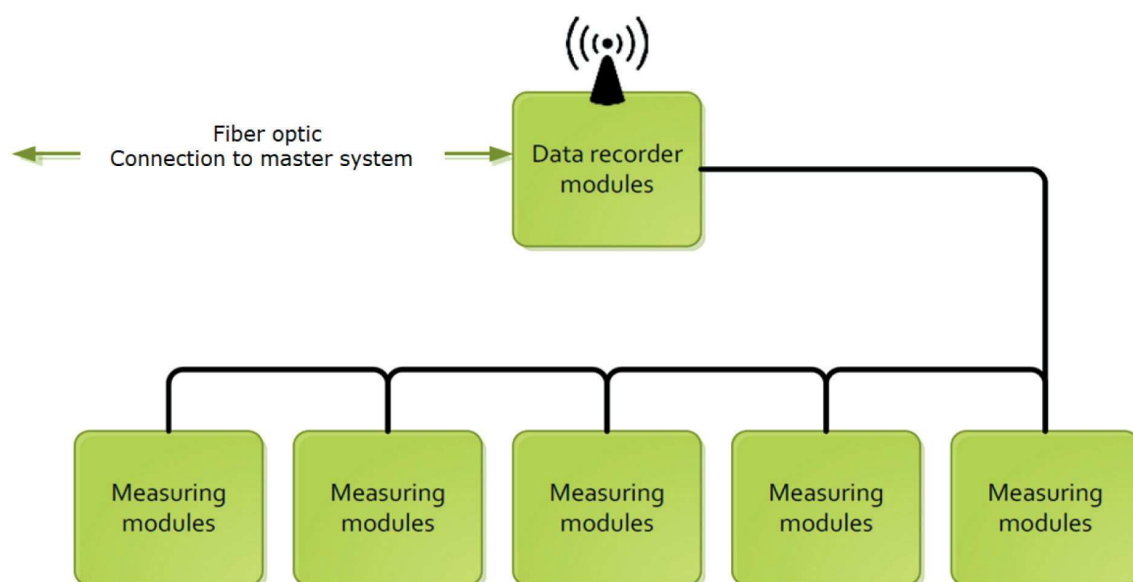


Fig. 1. Structure of measuring system

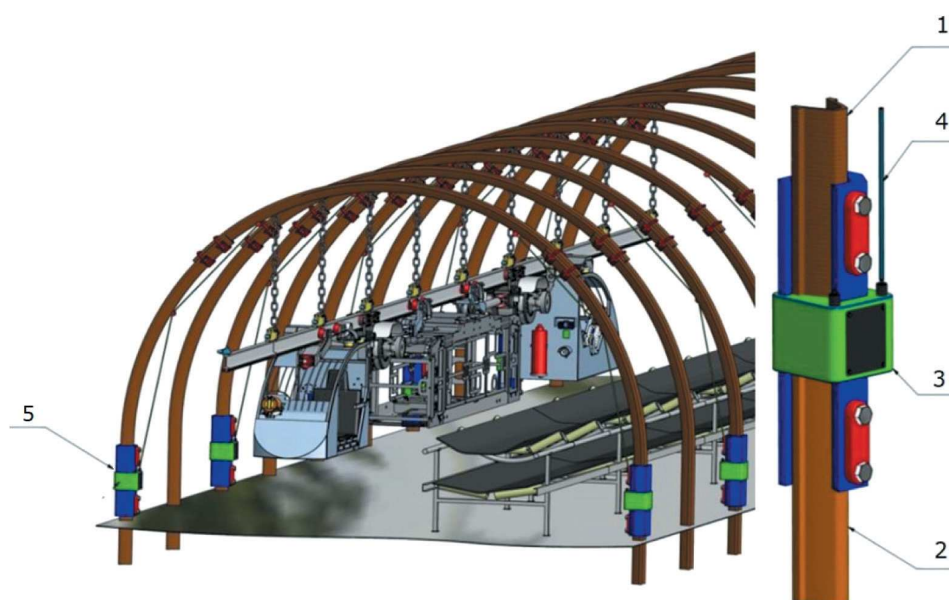


Fig. 2. Concept of installation measuring modules: 1 – upper part of wall-side segment, 2 – lower part of wall-side segment, 3 – data-processing module with sensors and data-transferring components, 4 – distance sensor cord, 5 – measuring module

2. VIBRATING WIRE STRAIN GAUGES

Problems with installing force transducers in underground conditions and the high cost of such transducers were the reasons for a market analysis to select another measuring method. Commonly used in the construction industry, vibrating wire strain gauges were selected [1]. These strain gauges are much cheaper (costing about 10% of the force transducer price) and they offer a simpler assembly method that can be applied in mine undergrounds on existing sup-

port frames (e.g., by sticking them to the assembly handles). Strain gauges of such a type can be easily adapted for the requirements of the ATEX Directive by placing them in special encapsulation and connecting them to the intrinsically safe measuring system. The linear characteristics of wire vibrations depending on deformations is an important advantage of such strain gauges. The design of such strain gauges provides the possibility of using them under difficult atmospheric conditions. The manufacturer informs us that they maintain their operational parameters

for up to 25 years in the construction industry [2]. However, the lifetimes of these strain gauges can be shortened due to the corrosive conditions in underground mines.

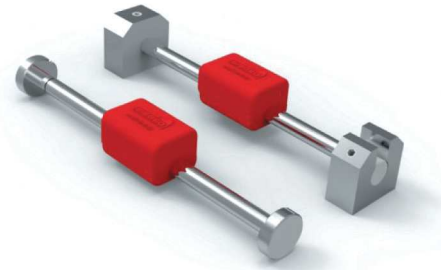


Fig. 3. Sample vibrating wire strain gauges [2]

The strain gauges have a steel wire stretched between two assembly points (Fig. 3). Changes in the distance between these points causes changes in the wire vibration's frequency, which is read by a periodically operating electromagnet (excitation – reading). The electromagnet is controlled by a dedicated reader, for example; in the discussed case, it is controlled by the intrinsically safe measuring system.

3. TESTS WITH USE OF WIRE STRAIN GAUGES

3.1. Stand tests

As part of the project, initial tests were carried out to investigate the applicability of a vibrating wire strain gauge for the strain measurements (loads) of an arch support. The strain gauge (mounted on a 30 cm section of the V29 profile) was loaded on a testing facility at KOMAG (Fig. 4). The strain gauge was mounted by welding the handles on the side of the profile. When choosing the mounting location, the available space and safety aspects of the strain gauge itself were considered, as the device would be exposed to damage in a mine.

During the test, the vibration frequency of the wire was recorded when the profile was loaded with a force of between 0 kN to 400 kN (the maximum force possible to exert). The test confirmed the linear characteristics of the vibrating wire strain gauge. Figure 5 presents a diagram of the proportional dependence of frequency versus the applied force.



Fig. 4. Testing facility at KOMAG

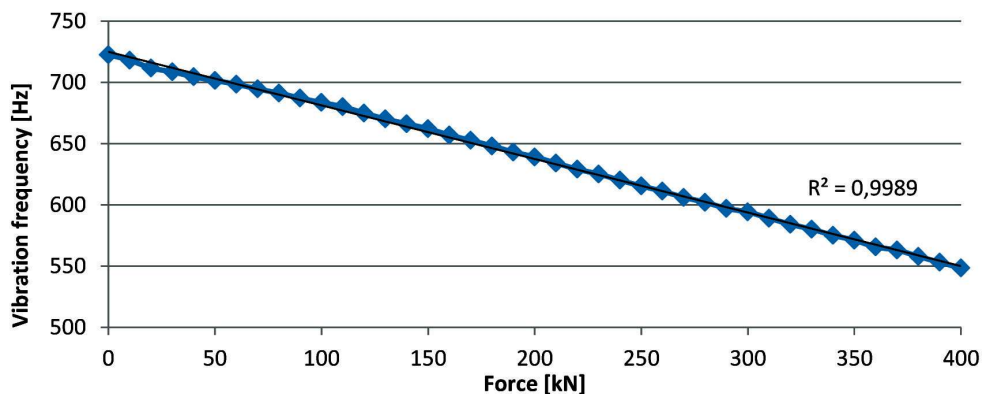


Fig. 5. Diagram of relationship between wire frequency and force

After transforming the results according to relationship (1), one can obtain the strain value given in the literature as a microstrain, which is a dimensionless quantity often expressed in $\mu\text{m}/\text{m}$ or $\mu\text{inch}/\text{inch}$ [2]:

$$\mu\epsilon = (f^2 \cdot 10^{-3}) \cdot G \quad (1)$$

where:

f – vibration frequency of wire [Hz],

G – measuring constant, provided by manufacturer in wire strain gauge's certificate [$1/\text{Hz}^2$].

Stand tests of the ŁPP10/V29/4/A/I arch support frame (carried out according to the diagram shown in Figure 6 in the testing facility (Fig. 7) of the Central Mining Institute) was the next step for collecting data from the wire strain gauges [3].

The wire strain gauges and additional film strain gauges (for comparison) were mounted on both sides of the support frame on one side of the V profile in the lower part of the side wall arch (Fig. 7).

The arch support frame is loaded from the roof side by three hydraulic cylinders: F4, F5, and F6. The response from the side wall was mapped using six hydraulic cylinders according to the diagram shown in Figure 6. Additionally, the slides were recorded in the joints between the roof arch and the side wall arch during the measurement using two draw-wire displacement sensors. During the test, the lowered height of support frame ΔW was also recorded in an indirect way by measuring the extension of the actuator F5 loading the support frame in its axis of symmetry.

The time process of the forces is presented in Figures 8–10.

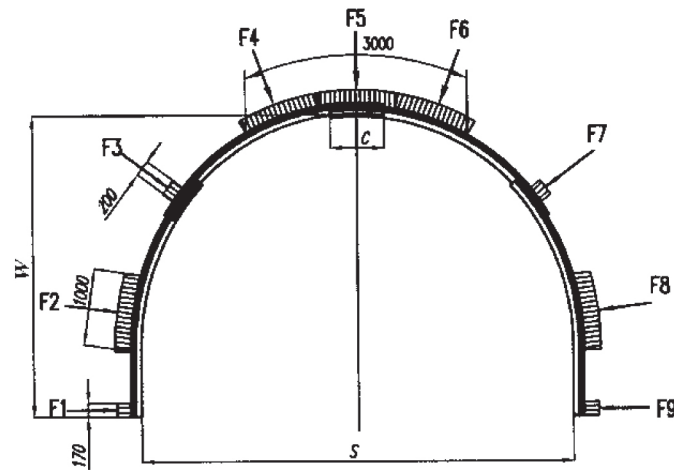


Fig. 6. Diagram of loading ŁPP10/V29/4/A/I arch support frame during stand tests: $F4, F5, F6$ – active forces; $F1, F2, F3, F7, F8, F9$ – reaction forces (so-called passive resistance forces) [3]

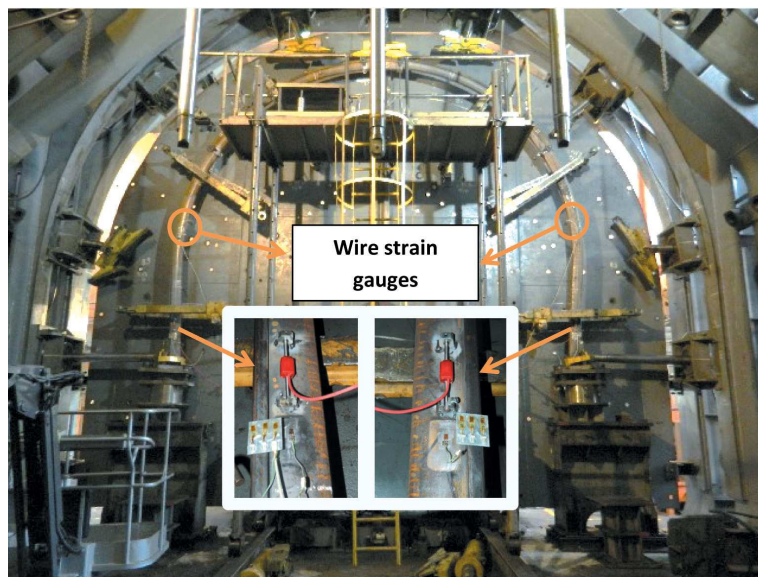


Fig. 7. View of testing facility

Figure 8 shows the time process of the applied force determined arithmetically by measuring the pressure in the F4, F5, and F6 cylinders in the hydraulic system after loading the tested object. The periodic increases in force and subsequent sudden drops were caused by sliding occurring on the joints of the roof support.

Figure 9 shows the time process of the deformation obtained from the film strain gauges. The re-

corded values are negative because the strain gauges were compressed. The right strain gauge worked properly, perfectly reflecting the dependence of the strain on the applied force. The increase in force caused an increase in the deformation, while the slide and the associated drop in force caused a sudden reduction in deformation. Halfway through the test, the left strain gauge indication was close to 0; then, the indicated values suggest roof support compression.

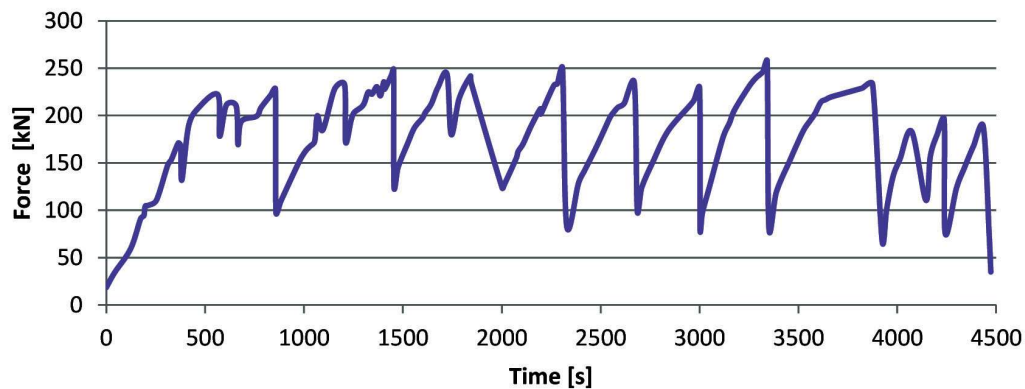


Fig. 8. Test procedure – force determined from pressure in hydraulic system

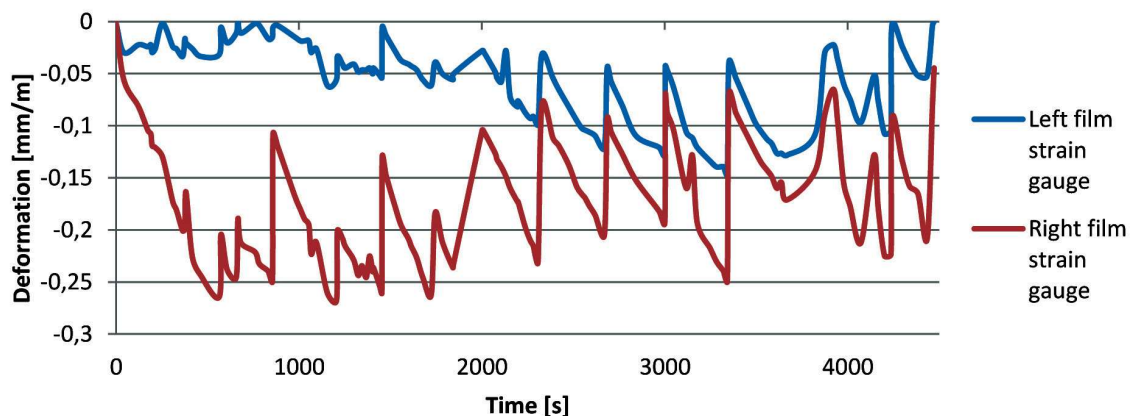


Fig. 9. Time process – deformations from film strain gauges

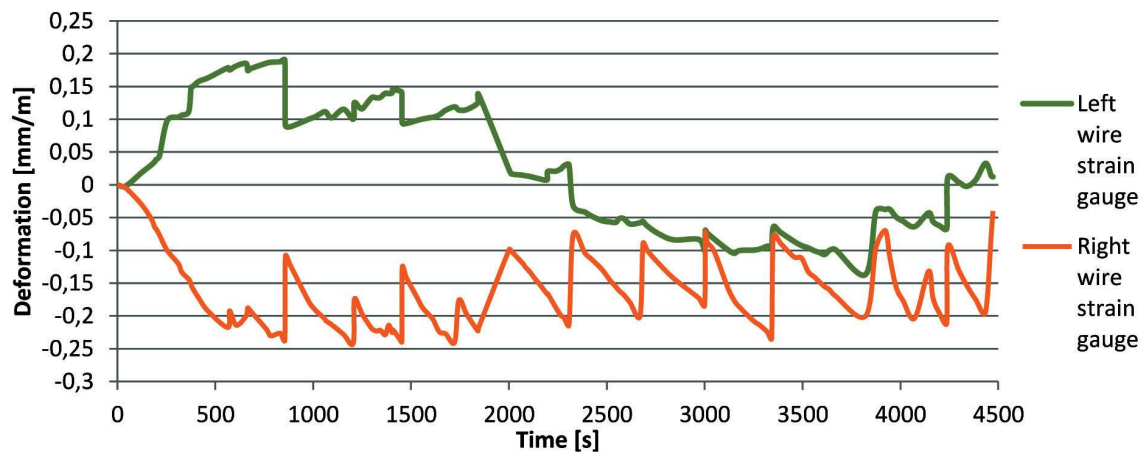


Fig. 10. Time process – deformation from wire strain gauges

Figure 10 shows the results obtained from the vibrating wire strain gauge. The reader dedicated to the purchased wire strain gauges was used to enable the direct reading of the deformation [mm/m]. As in the case of the strain gauges, the right wire strain gauge mapped the force indications (as well as the negative values related to wire contraction). In the case of the left strain gauge, the results suggested that the arch support was stretched at the point of the wire strain gauge installation.

The data from the wire strain gauges recorded during the tests are compared and presented in Figures 11 and 12.

Figure 11 shows that the recorded deformation and slide values are very similar on the joints of the support (both from the right wire strain and right film strain gauges).

From the comparison of the left side (Fig. 12), it appears that the measurements from both film strain gauges differed from the expected values. The film strain gauge operated within the region of a zero value, whereas the wire strain gauge showed a significant stretching of the string. This condition changed at one point, and both the film strain and wire strain gauges began to indicate values suggesting support compression.

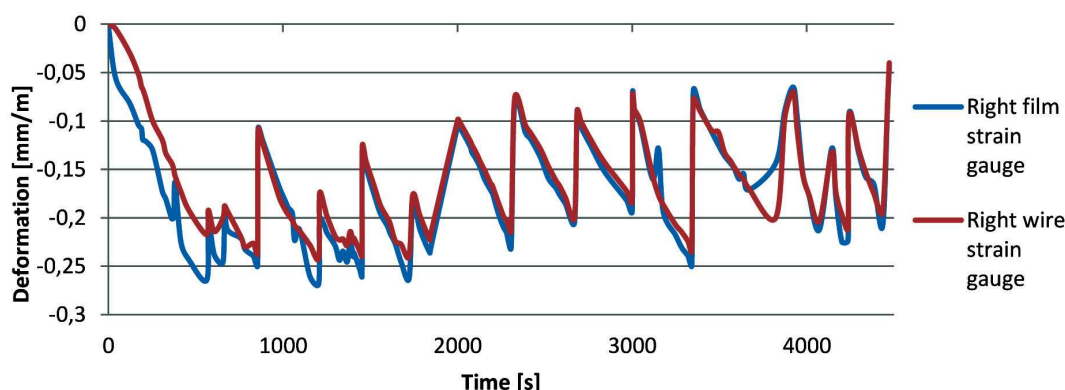


Fig. 11. List of results – right side

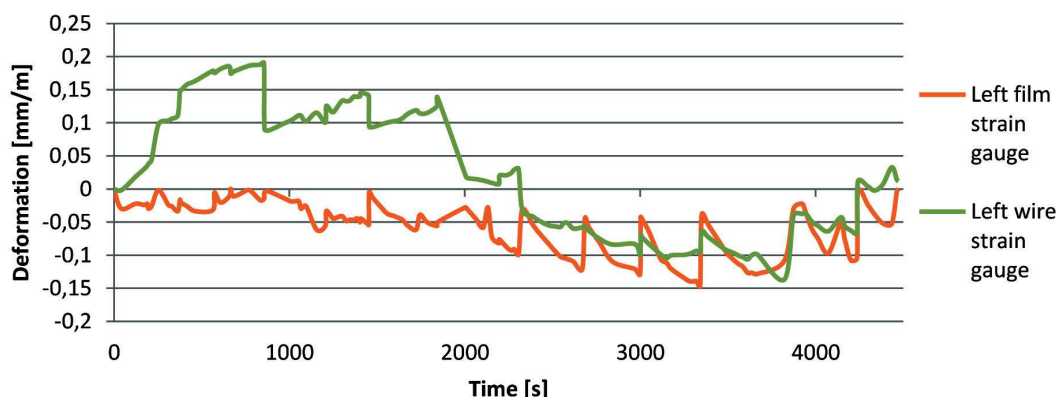


Fig. 12. List of results – left side

The conclusions that have been drawn from the conducted tests are based mainly on the fact that the support on which the tests were carried out was already loaded (as a part of other tests). In addition, the loading cylinders slightly deformed the right side of the roof support, and the component transferring the main load was twisted during the test (Fig. 13). This could have increased the pressure on the right side of the roof support.

Also, the straight sections of the wall arches were bent inwards, which could also have an impact on the uneven load distribution in the tested object.



Fig. 13. Visible rotation of component transferring main load

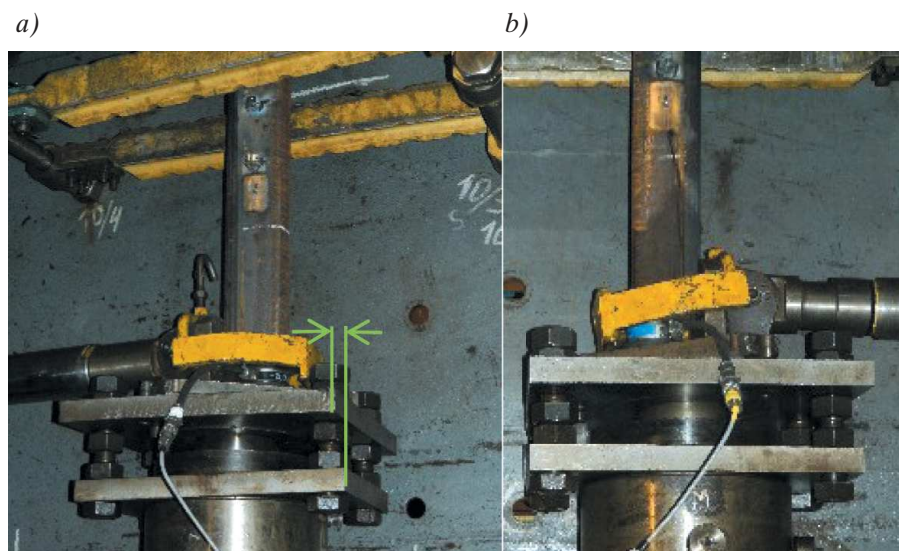


Fig. 14. View of plates under arch support: a) left side; b) right side

This also suggests a displacement of the steel plate located under the left side of the sidewall part of the frame, which was in line with the bottom plate before the test (Fig. 14a).

All of these factors could have caused a bending moment on the left side of the tested object (in the place where the sensors were installed). The readout of the wire strain gauge subjected to bending indicated the suggested stretching. The film strain gauge generated results close to zero, as it could compensate itself if it were bent in the measuring axis (a part of the strain gauge was stretched, and a part of it was compressed).

On one hand, the test results give us hope for the positive use of wire strain gauges to measure the deformation of a support and indicate the need to analyze the locations of the sensors' installation. As a result, further tests are planned in which the sensors will be installed on top of the bottom of the V-profile (on the side facing the roadway). The profile here has the thickest cross-section, and the bending impact on the test result will be smaller. Repeated tests should be carried out on a new roof support that will allow us to minimize the possibility of ambiguous results.

At this stage, it should be emphasized that the results obtained from the stand tests make a valuable contribution to the expert system, whose task will be to assess the operating conditions of the support in terms of increasing the speeds of suspended mono-rails. Thanks to the collected data, it will be possible to analyze the possibility of installing sensors with a vibrating wire on a roadway support that shows signs of deformation.

3.2. Numerical strength calculations

Numerical strength calculations were used to determine the impact of the boundary conditions as well as the position of the strain gauges on the results. The conditions of the testing facility were recreated in the computational model and developed in the software environment using the FEM method [4]. There is also a possibility for recreating a complete support arch and apply an impact load to it [5]. However, for the purpose of the current task, the computational model included a section of the roadway support's side wall arch of a size of ŁP10 and a profile of V29. The geometrical model was discretized and a finite element grid was created; this consisted of spatial elements of the HEX8 type with an average square side dimension equal to 3 mm (Fig. 16).

At that point, the boundary conditions were entered. The computational model was fixed to the bottom surface (marked in blue in Fig. 16). To eliminate the friction resistances, each nod laying on two parallel planes (upper and bottom) had the possibility of moving along these planes. Compressing force F was equal to 400 kN (Fig. 16). Besides, the nod on which the compressing force was exerted could only move along the OZ axis to eliminate model buckling.

Based on the strength calculations in the linear range, the results of the FEM numerical calculations were obtained (Fig. 17).

The calculation results show a high compliance with the stand test results. They present a linear increase of the displacements as well as the same reduced stresses and directional deformations in the entire volume of the computational model (the same value for all legend colors).

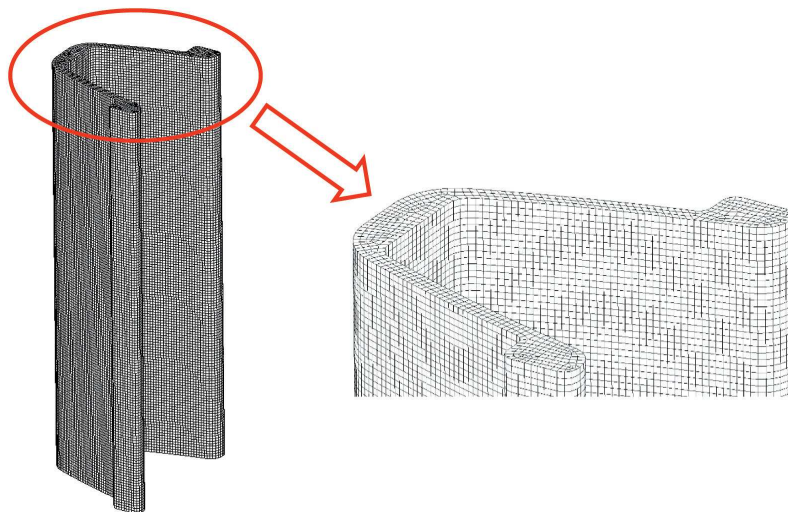


Fig. 15. Spatial grid of computational model of roadway support's side wall arch



Fig. 16. Boundary conditions in computational model

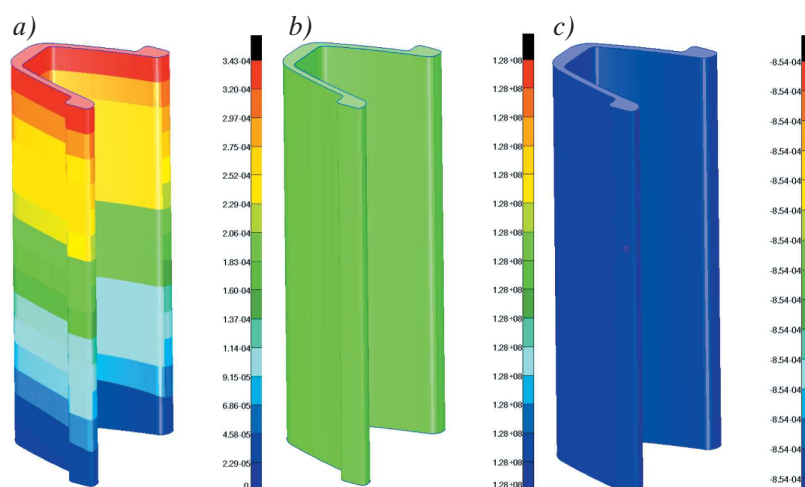


Fig. 17. Results of FEM calculations: a) map of displacements [m]; b) map of reduced stresses [Pa]; c) map of directional deformations

Linear deformations at any point of the object are defined as the quotient of the difference between the initial and end values of the given finite element and the end value (resulting from the acting load). The computational model was validated to fit it into the range of the material parameters (characteristics).

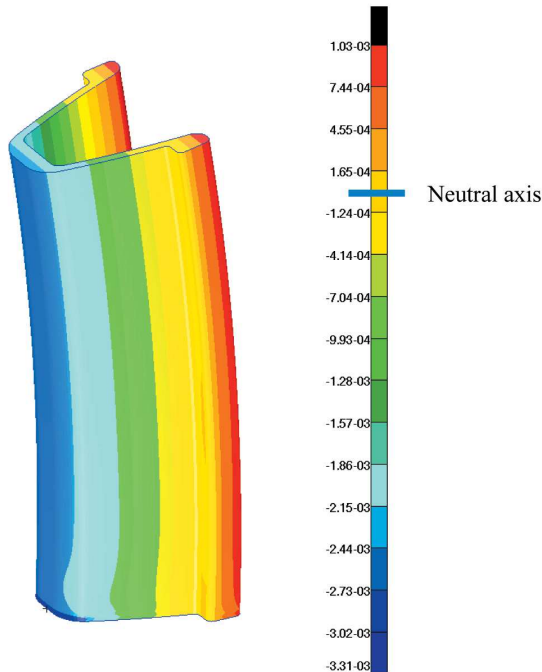


Fig. 18. Results of calculations for edge support of side wall arch section – map of directional deformations (neutral zone marked in light orange)

Then, a fulcrum of the computational model was introduced, which resulted in a significant difference in the directional deformations depending on the position of the strain gauge in the transverse cross-section of the arch support (Fig. 18). This is a result of torque, as the edge of the support does not cross the loading force axis.

4. MEASUREMENTS OF SUPPORT GEOMETRY

The support geometry was measured by draw-wire sensors. Draw-wire sensors measure the position of and monitor the movement of an object by the use of a measuring wire wound around a drum [6]. The wire end is fixed to the tested object, and the sensor is fixed to a stable base. Displacement of the tested object sets the measuring drum into motion. A multi-turn potentiometer is connected to the drum (Fig. 19).

The potentiometer (variable resistor) in the intrinsically safe circuits is treated as a passive element that does not need a certificate. Such a solution extends the possibility of using sensors from different manufacturers. The problem of protecting the sensors against environmental impact (temperature, humidity, dust, etc.) can be solved by placing them in an additional enclosure.

In Figure 20, the time processes of the slides recorded on the roof support joints by the draw-wire sensors are presented. The results have positive values due to the method of calibrating the measuring instruments during the test. The sensors were placed on both sides of the arch support joints in such a way that the wire is run from the sensor to the fixation point behind the joint. The wire made a chord of the arch section behind the joint, so it was not a direct measurement of the joint slide but merely an approximate value (to enable us to assess the result).

In Figure 21, the slides (ΔW) in the joints of the support frame as the difference between the thick lines drawn on the tested arch components are presented. The recorded readings of the left and right sensors can be transformed into the slides.

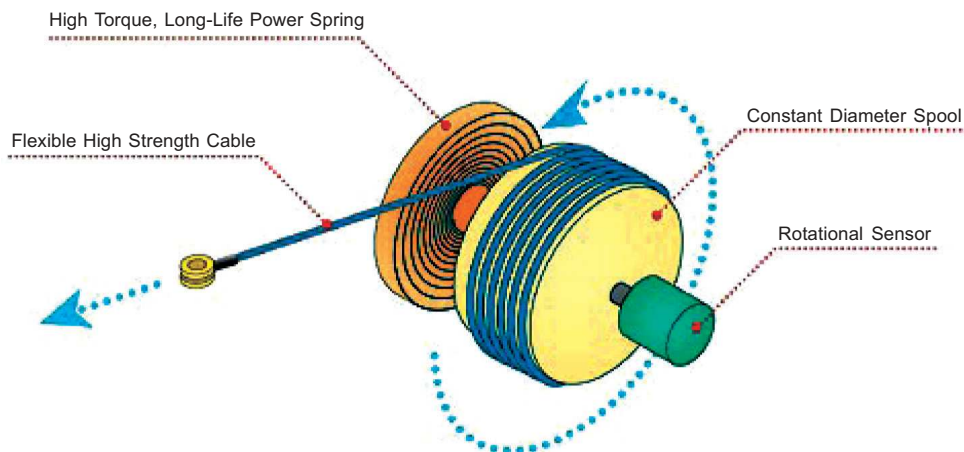


Fig. 19. Draw-wire sensor [6]

The upper draw-wire sensor recorded the cylinder extension, which can be transformed into a total reduction in the support height as a result of the slides in the joints including elastic deformation and changes in the position of the support's frame. Measurements of the slide between the arch components will enable us to determine the current geometry of the support's

frame (without the deformation resulting from the elastic and plastic deformations).

Under actual conditions, changing the support height will only be measured by draw-wire sensors placed directly on the arch support. The number of installed sensors will depend on the number of support joints.

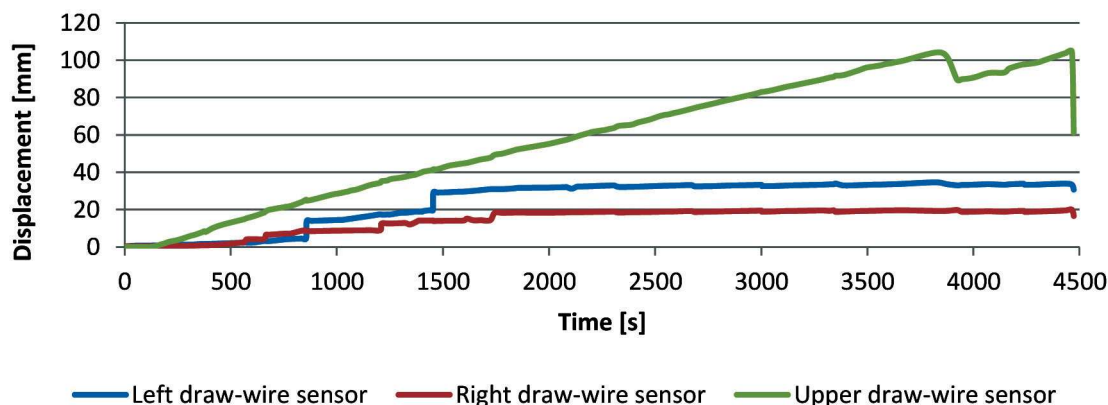


Fig. 20. Results of displacement measurements with use of draw-wire sensors

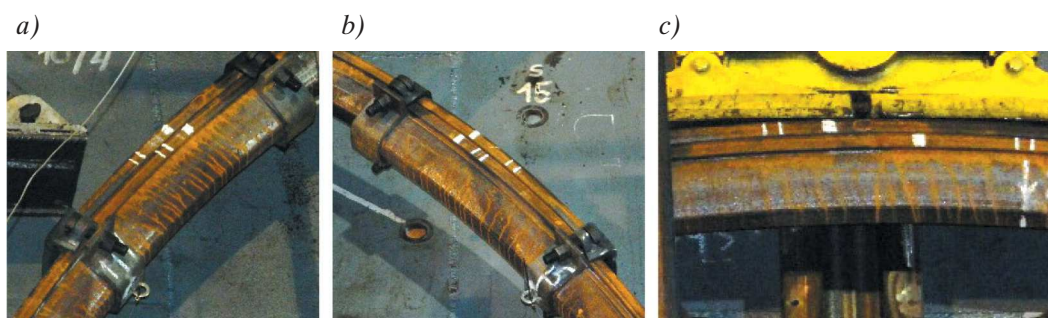


Fig. 21. Slide on support's frame joints: a) left side; b) right side; c) center

5. CONCLUSIONS

Being used to monitor building structures more and more often, strain gauges with vibrating wires also work well when measuring the deformation of an arch support's frame. Their high sensitivity ensures a stable reading even at the slightest load to the support's frame. The strain results obtained from wire strain gauges are comparable to those obtained from film strain gauges. Due to the ambiguous test results recorded on one side of the arch support's frame, additional tests should be carried out with a different sensors arrangement. It should be noted that the measurement is burdened with errors resulting from the operating conditions of the arch support and co-operation with the stand (e.g., warping, movement of the supports, uneven load, or deformation of the supports). In the case of underground tests, more diffi-

culties should be expected due to the difficult working conditions.

Measuring the slide between roof support components using wire strain gauges in a targeted measurement system will allow us to assess any changes in the support geometry.

The strength calculations showed a great compliance with the results of the stand tests. Their aim will be to indicate specific locations for placing a wire strain gauge or film strain gauge, especially in the case of non-planar support of an object.

Acknowledgements

The article was developed with the INESI (Increase efficiency and safety improvement in underground mining transportation routes) project (Contract No. 754169) financed from the Coal and Steel

Research Fund. The numerical calculation were realized on a computer belonging to the Academic Computer Center in Gdansk – TASK.

Bibliography

- [1] Bednarski Ł., Sieńko R.: *Pomiary odkształceń konstrukcji przetwornikami strunowymi*, “Inżynieria i Budownictwo” 2013, 11: 615–619.
- [2] www.sisgeo.com/products/strain-gauges-and-thermometers/item/corda-vibrante.html
- [3] Pytlik A.: *Stanowisko i metodyka badań obudowy podporowo-kotwiowej w skali naturalnej*, “Przegląd Górniczy” 2017, 73, 8: 18–23.
- [4] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z.: *The Finite Element Method. Vol 1: Its Basis & Fundamentals. Vol 2: For Solid and structural mechanics*, Sixth edition. Elsevier Butterworth – Heinemann, Oxford 2005.
- [5] Tokarczyk J., Winkler T.: *Numerical simulation of dynamic impact of loads, transported by suspended monorails, on yielding arch supports*, “Coal International” 2013, 5: 47–51.
- [6] www.dacpol.eu/pl/zasada-dzialania-linkowego-przetwornika-odleglosci-przeglad-dostepnych-typow/product/zasada-dzialania-linkowego-przetwornika-odleglosci-przeglad-dostepnych-typow_CELESCO.

MARIUSZ WOSZCZYŃSKI, Ph.D., Eng.
 JAROSŁAW TOKARCZYK, Ph.D., Eng.
 KRZYSZTOF MAZUREK, Ph.D., Eng.
 KOMAG Institute of Mining Technology
 ul. Pszczyńska 3, 44-101 Gliwice, Poland
 {mwoszczyński, jtokarczyk, kmazurek}@komag.eu

ANDRZEJ PYTLIK, Ph.D., Eng.
 Central Mining Institute
 pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice, Poland
 apytlik@gig.eu

MARIUSZ WOSZCZYŃSKI
JAROSŁAW TOKARCZYK
KRZYSZTOF MAZUREK
ANDRZEJ PYTLIK

Monitorowanie obciążeń w obudowie łukowej z zastosowaniem przetworników strunowych

W artykule zaprezentowano koncepcję pomiaru obciążenia i geometrii obudowy wyrobiska korytarzowego z zastosowaniem przetworników z drgającą struną oraz przetworników linkowych. W ramach realizacji projektu europejskiego INESI przeprowadzono badania laboratoryjne, a następnie badania stanowiskowe kompletnych odrzwi obudowy łukowej pod obciążeniem. Wyniki odkształcenia uzyskane z przetworników strunowych są porównywalne z wynikami uzyskanymi z tensometrów. Zaprezentowano również obliczenia wytrzymałościowe MES, które wykazały dużą zgodność z wynikami badań stanowiskowych.

Słowa kluczowe: przetwornik z drgającą struną, pomiar odkształceń, geometria obudowy łukowej, badania, analiza MES

1. WSTĘP

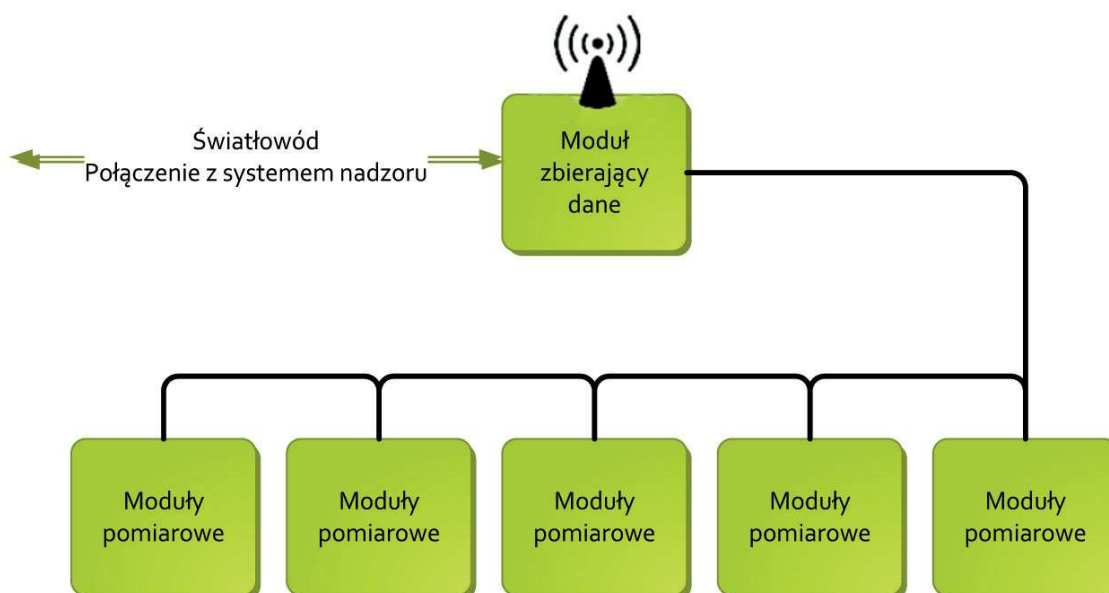
Główną celem koordynowanego przez KOMAG projektu INESI (*Increase efficiency and safety improvement in underground mining transportation routes*), realizowanego w ramach Funduszu Badawczego w obszarze Węgla i Stali (RFCS – *Research Fund for Coal and Steel*), jest zwiększenie prędkości i poprawa bezpieczeństwa w podziemnym, pomocniczym transporcie górniczym. Zwiększenie prędkości kolejek podwieszonych wiąże się z koniecznością monitorowania dróg transportowych. W tym celu w ramach projektu zaproponowano system pomiarowy, którego zadaniem jest zbieranie informacji o występującym obciążeniu i zmianach geometrii obudowy wyrobiska korytarzowego.

Strukturę systemu pomiarowego przedstawiono na rysunku 1. Wszystkie komponenty elektroniczne zostaną opracowane jako rozwiązania iskrobezpieczne, umożliwiające pracę systemu w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Zakłada się, że system monitoringu docelowo będzie składał się z modułów pomiarowych oraz modułu zbierającego dane, połączonych szeregowo w grupy, w których liczba modułów będzie związana z ograniczeniami zasilania. Zebrane informacje będą przekazywane kolejno do następnego modułu, a na końcu linii odczytywane przez zewnętrzny system komputerowy. Głównym za-

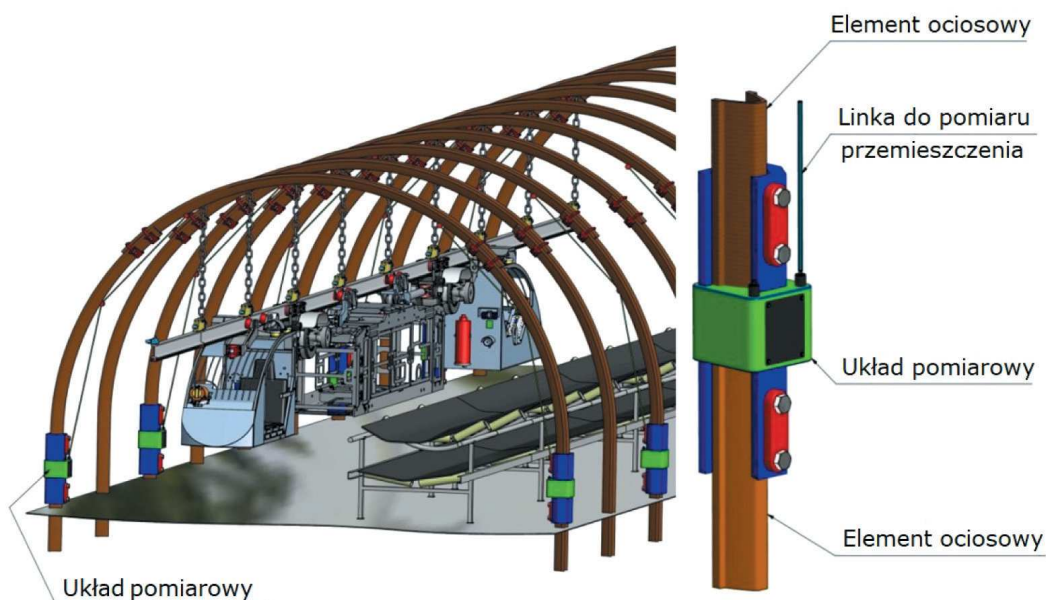
daniem oprogramowania współpracującego z modulem sprzętowym będzie rejestrowanie, analiza danych pomiarowych oraz generowanie ostrzeżeń o zagrożeniach związanych z deformacją trasy kolejki na podstawie opracowanego systemu ekspertowego, czyli oprogramowania, które na podstawie szczegółowej wiedzy może wyciągać wnioski i podejmować decyzje, działając w sposób zbliżony do procesu rozumowania człowieka.

W ramach wstępnych prac koncepcyjnych zaproponowano zmianę konstrukcji łuków ociosowych obudowy w taki sposób, aby zabudować układ pomiarowy pomiędzy przeciętymi elementami obudowy przy spagu. Wymagałoby to wycięcia fragmentu łuku ociosowego o kilka centymetrów w celu zabudowy tensometrycznego przetwornika siły. Wewnątrz modułu pomiarowego poza przetwornikiem siły zabudowany będzie przetwornik przemieszczenia oraz elektroniczny układ pomiarowy. Linki przetwornika przemieszczenia będą poprowadzone w taki sposób, aby zminimalizować kolizję z pozostałymi elementami wyrobiska. Podstawowymi funkcjami układu pomiarowego są:

- tensometryczny pomiar siły,
- pomiar przemieszczenia,
- analiza pomiarów,
- wyświetlanie stanów ostrzegawczych i alarmowych,
- wysłanie danych do modułu zbierającego.



Rys. 1. Struktura systemu pomiarowego



Rys. 2. Koncepcja zabudowy modułów pomiarowych

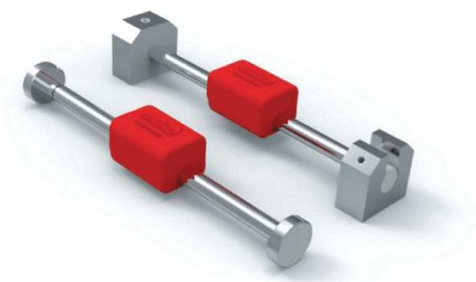
2. PRZETWORNIKI Z DRGAJĄCĄ STRUNĄ

Utrudnienia związane z montażem przetworników siły w warunkach dołowych oraz wysoka cena tego typu przetworników były znaczącym powodem analizy rynku pod kątem wyboru innej metody pomiarowej. Wybrano przetworniki z drgającą struną, które są powszechnie stosowane w budownictwie [1]. Przetworniki z drgającą struną charakteryzują się przede wszystkim niską ceną (około 10% ceny przetworników siły) oraz zdecydowanie prostszą metodą montażu, która może być wykonana bezpośrednio

w podziemiach kopalni na istniejących odrzwiach, np. przez przyklejenie uchwytów montażowych. Przetworniki tego typu można w łatwy sposób dostosować do wymagań Dyrektywy ATEX, poprzez zabezpieczenie całego przetwornika zalewą oraz podłączenie go do iskrobezpiecznego układu pomiarowego. Istotną zaletą tych przetworników jest liniowa charakterystyka drgań struny w zależności od odkształceń. Konstrukcja takich przetworników przewiduje zastosowanie ich w trudnych warunkach atmosferycznych. Producent podaje, że w budownictwie zachowują one parametry pracy do 25 lat [2]. W warunkach dołowych

ze względu na inne warunki korozyjne czas ten może się skrócić.

Przetworniki posiadają stalową strunę rozpiętą pomiędzy dwoma punktami montażowymi (rys. 3). Zmiana odległości między tymi punktami powoduje zmianę częstotliwości drgań własnych struny, odczytywanych za pomocą elektromagnesu, działającego okresowo (pobudzenie – odczyt). Sterowanie elektromagnesem odbywa się np. za pomocą dedykowanego czytnika, a w przedmiotowym przypadku docelowo poprzez iskrobezpieczny układ pomiarowy.



Rys. 3. Przykładowe przetworniki z drgającą struną [2]

3. BADANIA Z ZASTOSOWANIEM PRZETWORNIKÓW STRUNOWYCH

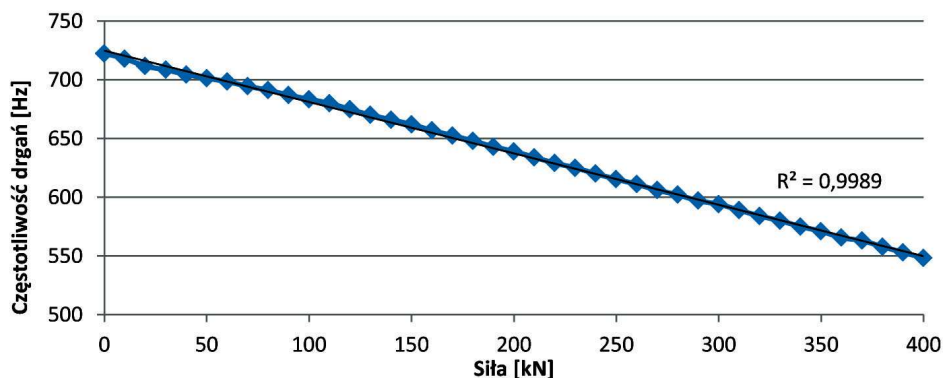
3.1. Badania stanowiskowe

W ramach projektu przeprowadzono badania wstępne, które miały na celu zbadanie możliwości zastosowania przetworników z drgającą struną do pomiaru odkształceń (a pośrednio obciążeń) obudowy łukowej. Przetwornik zamontowany na odcinku profilu V29 o długości 30 cm, poddano obciążeniu na stanowisku badawczym w KOMAG-u (rys. 4). Przetwornik zamontowano przez przyspawanie uchwyty na bocznej części profilu. Przy wyborze miejsca montażu uwzględniono dostępną powierzchnię oraz aspekty bezpieczeństwa samego przetwornika, który w kopalni będzie narażony na uszkodzenia.

Podczas badania rejestrowano częstotliwość drgań struny przy obciążaniu profilu siłą o wartości od 0 kN do 400 kN (maksymalna siła możliwa do uzyskania na maszynie wytrzymałościowej). Badanie potwierdziło liniową charakterystykę przetwornika z drgającą struną. Na rysunku 5 zaprezentowano wykres proporcjonalnej zależności częstotliwości od przyłożonej siły.



Rys. 4. Stanowisko pomiarowe w KOMAG-u



Rys. 5. Wykres zależności częstotliwości drgań struny w funkcji siły

Po przekształceniu wyników wg zależności (1), można uzyskać wartość odkształcenia podawaną w literaturze jako mikroodkształcenie (*microstrain*), które jest wielkością bezwymiarową, często jednak wyrażane jest w $\mu\text{m/m}$ lub $\mu\text{cal/cal}$ [2]:

$$\mu\epsilon = (f^2 \cdot 10^{-3}) \cdot G \quad (1)$$

gdzie:

f – częstotliwość drgań struny [Hz],

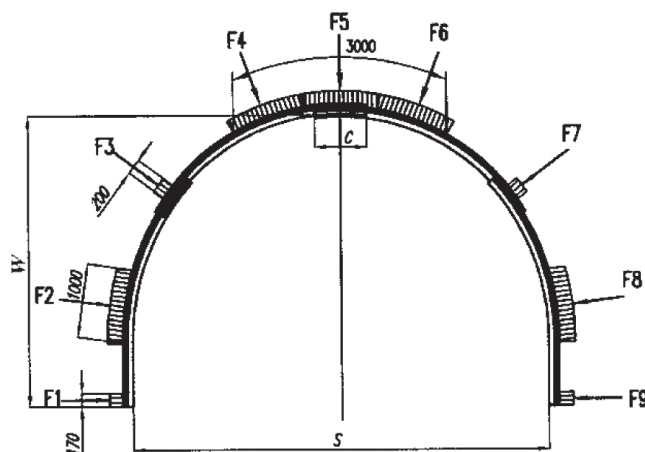
G – stała pomiarowa, dostarczana przez producenta w certyfikacie przetwornika [$1/\text{Hz}^2$].

Kolejnym krokiem, mającym na celu zebranie danych z przetworników strunowych, były badania stanowiskowe odrzwi obudowy łukowej typu ŁPP10/V29/4/A/I, przeprowadzone wg schematu przedstawionego na rysunku 6, w stanowisku badawczym (rys. 7) Głównego Instytutu Górniczego [3].

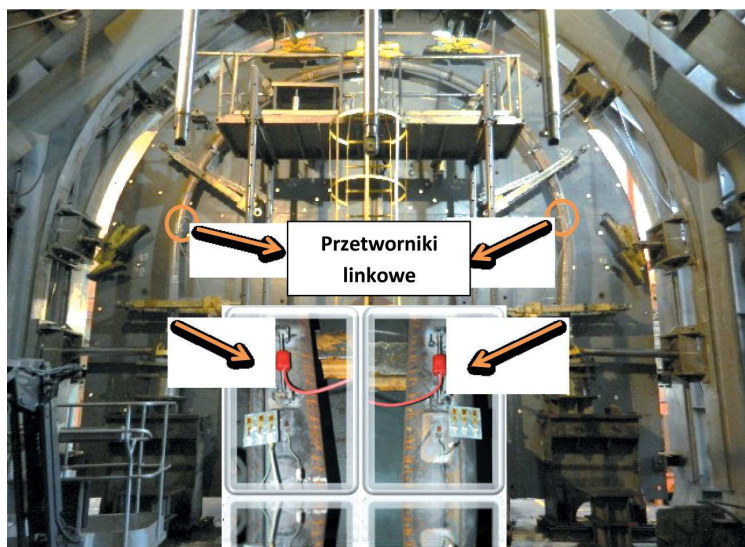
Przetworniki strunowe oraz dodatkowo tensometry foliowe (do porównania wyników) zamontowano po obu stronach odrzwi obudowy, na jednym boku profilu V w dolnej części łuku ociosowego (rys. 7).

Odrzwa obudowy obciążono od strony stropu za pomocą trzech siłowników hydraulicznych: F4, F5 i F6. Reakcja od strony ociosów odwzorowywana była za pomocą sześciu siłowników hydraulicznych wg schematu przedstawionego na rysunku 6. Dodatkowo podczas pomiaru rejestrowano zsuwy w złączach pomiędzy łukiem stropnicowym a łukiem ociosowym za pomocą dwóch linkowych przetworników drogi. Podczas próby rejestrowano również wartość obniżenia wysokości odrzwi obudowy ΔW w sposób pośredni, mierząc długość wysunięcia rdzennika siłownika F5 obciążającego odrzwa w osi symetrii.

Przebieg wartości uzyskanych podczas badania prezentowano w postaci wykresów na rysunkach 8–10.



Rys. 6. Schemat obciążenia odrzwi obudowy ŁPP10/V29/4/A/I podczas stanowiskowych badań: F4, F5, F6 – siły czynne; F1, F2, F3, F7, F8, F9 – siły reakcji (tzw. siły odporu biernego) [3]



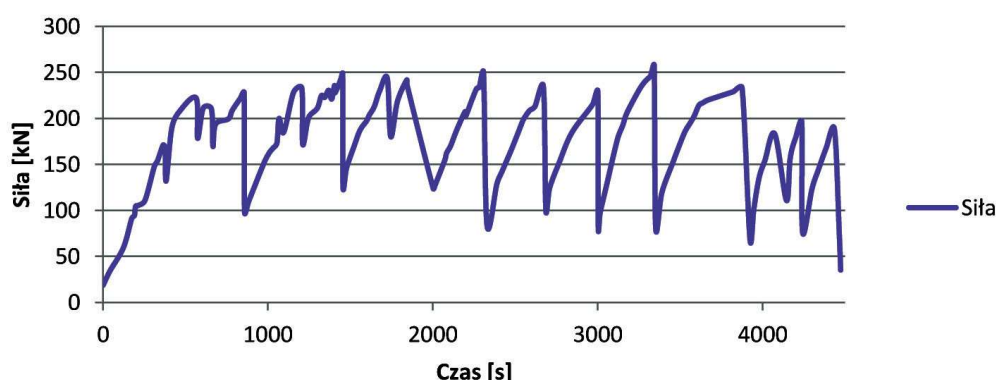
Rys. 7. Widok stanowiska badawczego

Na rysunku 8 przedstawiono przebieg czasowy wartości przyłożonej siły, wyznaczonej arytmetycznie z ciśnienia w obwodzie hydraulicznym siłowników F4, F5 i F6, obciążających badany obiekt. Okresowe wzrosty siły i następujące po nich nagłe spadki spowodowane były zsuwem na zamkach odrzwi obudowy.

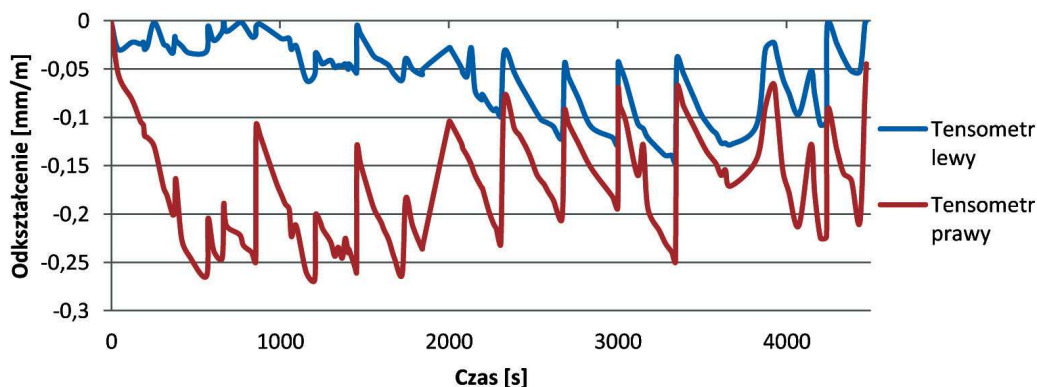
Z kolei na rysunku 9 przedstawiono przebieg czasowy odkształcenia uzyskanego z tensometrów foliowych. Zarejestrowane wartości są ujemne, ponieważ tensometry były ściskane. Prawy tensometr pracował prawidłowo, idealnie odwzorowując zależność odkształcenia od przyłożonej siły. Wzrost siły powodował zwiększenie odkształcenia, natomiast zsuwy i związany z tym spadek siły powodowały skokowe

zmniejszenie odkształcenia. Przez połowę czasu trwania próby wskazania lewego tensometru były bliskie 0, a następnie wskazywał on wartości sugerujące ściskanie obudowy.

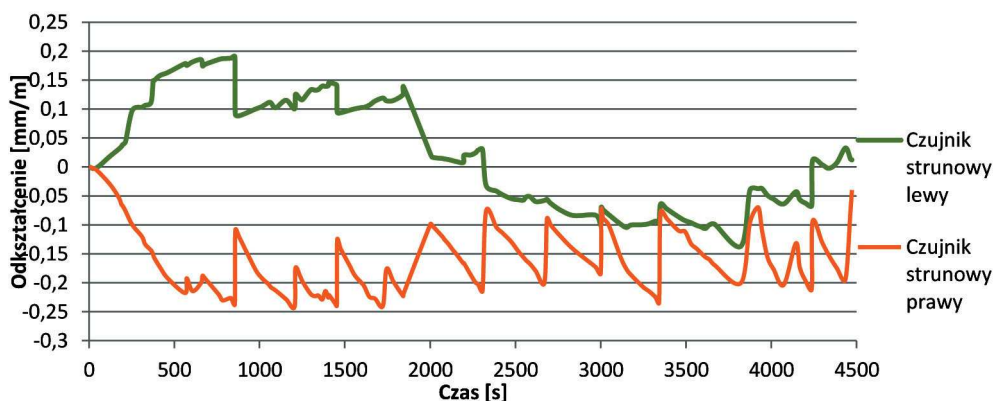
Na rysunku 10 przedstawiono wyniki uzyskane z przetworników z drgającą struną. Zastosowany czujnik, przeznaczony do zakupionych przetworników, umożliwił bezpośredni odczyt odkształcenia [mm/m]. Podobnie jak w przypadku tensometrów, prawy przetwornik odwzorowywał wskazania siły (wartości również ujemne, związane ze ściskaniem struny). W przypadku przetwornika lewego uzyskano wyniki sugerujące, że obudowa w miejscu montażu przetwornika była rozciągana.



Rys. 8. Przebieg badania – siła wyznaczona z ciśnienia w układzie hydraulicznym



Rys. 9. Przebieg badania – odkształcenie z tensometrów



Rys. 10. Przebieg badania – odkształcenie z przetworników strunowych

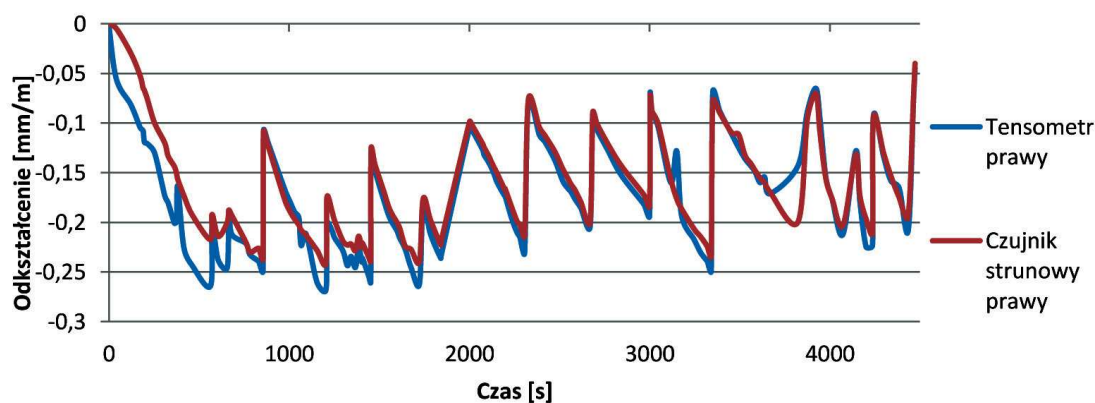
Zarejestrowane podczas badań dane z przetworników strunowych i tensometrów zestawiono stronami i przedstawiono na wykresach (rys. 11 i 12).

Z wykresu przedstawionego na rysunku 11 wynika, że zarejestrowane wartości odkształcenia i zsuw na zamkach odrzwi obudowy, zarówno z przetwornika strunowego prawego, jak i tensometru prawego, są bardzo zbliżone.

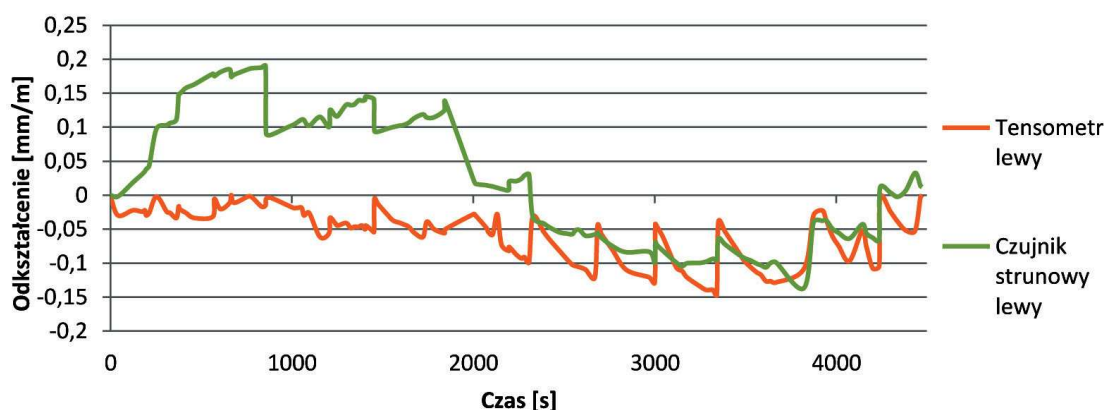
Z zestawienia lewej strony (rys. 12) wynika, że pomiary z obu przetworników odbiegały od oczekiwa-

nych wartości. Tensometr pracował w okolicy wartości zerowej, natomiast przetwornik strunowy pokazał znaczne rozciągnięcie struny. Ten stan w pewnym momencie badania uległ zmianie i zarówno tensometr, jak i przetwornik strunowy zaczęły wskazywać wartości sugerujące ściskanie odrzwi obudowy.

Wnioski, które uzyskano z przeprowadzonych badań, opierają się przede wszystkim na tym, że odrzvia obudowy, na których były prowadzone badania, były już wcześniej obciążane (w ramach innych badań).



Rys. 11. Zestawienie wyników – strona prawa



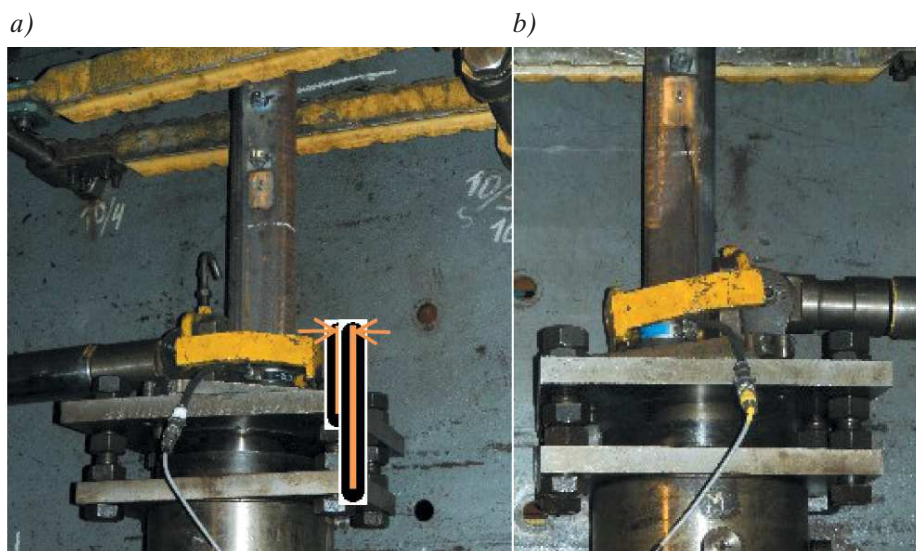
Rys. 12. Zestawienie wyników – strona lewa

Dodatkowo siłowniki obciążające lekko odkształciły prawą stronę odrzwi obudowy i element, przenosząc obciążenie główne, uległ skręceniu podczas badania (rys. 13). Mogło to powodować zwiększenie nacisku na prawą stronę obudowy.

Ponadto prostoliniowe odcinki łuków ociosowych były odgięte do wewnątrz, co również mogło mieć wpływ na nierównomierny rozkład obciążenia w badanym obiekcie. Sugeruje to również przemieszczenie stalowej płyty, usytuowanej pod lewą stroną elementu ociosowego odrzwi, która przed badaniem była na równi z płytą dolną (rys. 14a).



Rys. 13. Widoczny obrót elementu przenoszącego obciążenie główne



Rys. 14. Widok płyt pod łukiem obudowy: a) strona lewa; b) strona prawa

Wszystkie te czynniki mogły spowodować powstanie momentu zginającego z lewej strony badanego obiektu – w miejscu montażu przetworników. Przetwornik strunowy poddany zginaniu wskazał wynik sugerujący naciągnięcie struny. Tensometr generował wyniki bliskie zera, ponieważ jeśli był zginany w osi pomiarowej, to mógł sam się kompensować (część tensometru była rozciągana, a część ściskana).

Wyniki badań z jednej strony dają nadzieję na pozytywne zastosowanie przetworników strunowych do pomiaru odkształcenia odrzwi obudowy oraz wskazują konieczność przeanalizowania miejsca montażu przetworników. W rezultacie planowane są kolejne badania, w których przetworniki zabudowane zostaną na górze dna profilu V, od strony wyrobiska. Profil ma w tym miejscu najgrubszy przekrój i wpływ zginania na wynik badania będzie mniejszy. Powtórne badania powinny być wykonane na nowej obudowie, co umożliwi ograniczenie do minimum otrzymania niejednoznacznych wyników.

Już na tym etapie należy podkreślić, że wyniki uzyskane z badań stanowiskowych stanowią wartościowy wkład do systemu eksperckiego, którego zadaniem będzie ocena warunków pracy obudowy w aspekcie zwiększenia prędkości jazdy kolejek podwieszonych. Dzięki zebranych danym możliwa będzie analiza możliwości zamontowania przetworników z drgającą struną na obudowie zamontowanej w wyrobisku, która wykazuje już pewne oznaki deformacji.

3.2. Numeryczne obliczenia wytrzymałościowe

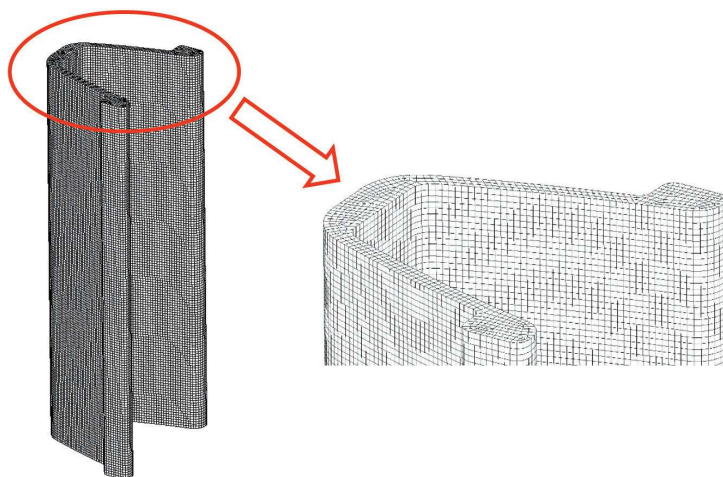
W celu określenia wpływu warunków brzegowych i miejsca umieszczenia czujników odkształceń na

uzyskiwane wyniki przeprowadzono numeryczne obliczenia wytrzymałościowe. Warunki panujące na stanowisku badawczym odtworzono w modelu obliczeniowym, opracowanym w środowisku oprogramowania wykorzystującego metodę MES [4]. Istnieje możliwość odtworzenia kompletnego łuku obudowy i poddania go obciążeniom udarowym [5], jednakże na potrzeby zadania model obliczeniowy obejmował fragment łuku ociosowego obudowy chodnikowej o wielkości ŁP10 i profilu V29. Model geometryczny poddano dyskretyzacji i utworzono siatkę elementów skończonych, złożoną z elementów przestrzennych typu HEX8, o średniej wielkości boku wynoszącym 3 mm (rys. 16).

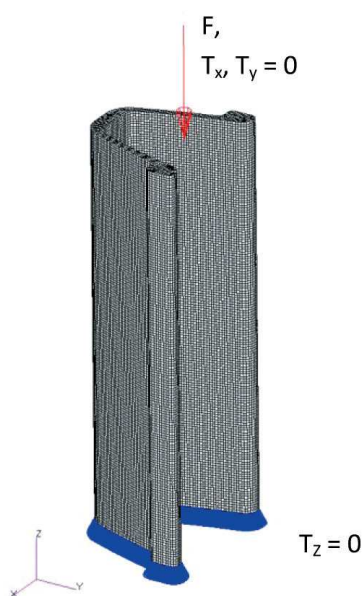
Następnie wprowadzono warunki brzegowe. Model obliczeniowy utwierdzono na dolnej powierzchni, oznaczonej kolorem niebieskim (rys. 16). W celu wyeliminowania oporów związanych z tarciem poszczególne węzły leżące na dwóch równoległych płaszczyznach (górnej i dolnej) miały możliwość przemieszczania się wzdłuż tych płaszczyzn. Wartość siły ściskającej F wynosiła 400 kN (rys. 16). Ponadto w celu uniknięcia wyboczenia modelu węzeł, do którego przyłożono siłę ściskającą, miał tylko możliwość przemieszczania się wzdłuż osi OZ.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wytrzymałościowych w zakresie liniowym otrzymano wyniki, które przedstawiono na rysunku 17.

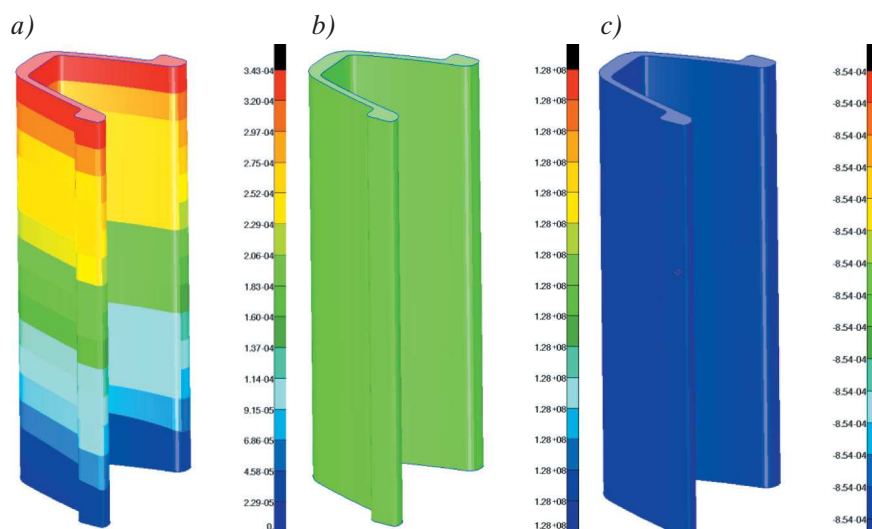
Otrzymane wyniki obliczeń wykazują dużą zgodność z badaniami stanowiskowymi. Przedstawiają liniowo narastające przemieszczenia oraz tę samą wartość naprężeń zredukowanych i odkształceń kierunkowych w całej objętości modelu obliczeniowego (jednakowa wartość dla wszystkich kolorów legendy).



Rys. 15. Siatka przestrzenna modelu obliczeniowego łuku ociosowego obudowy chodnikowej

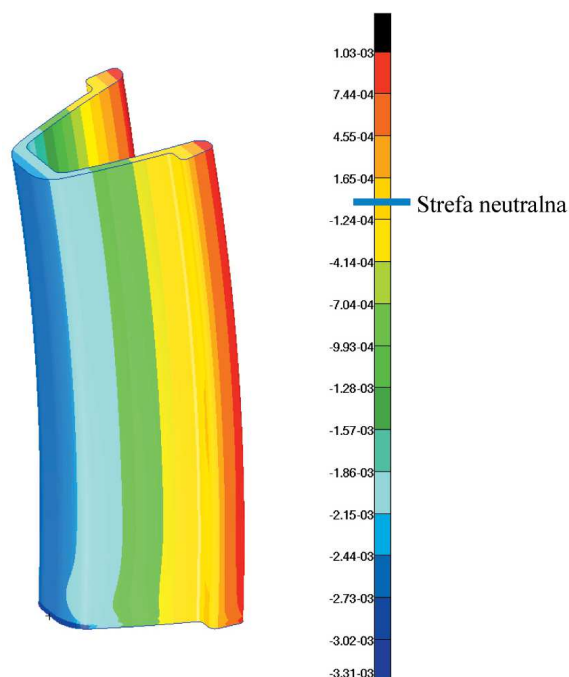


Rys. 16. Warunki brzegowe w modelu obliczeniowym



Rys. 17. Wyniki obliczeń numerycznych MES: a) mapa przemieszczeń [m]; b) mapa naprężeń zredukowanych [Pa]; c) mapa odkształceń kierunkowych

Odształcenie liniowe w dowolnym punkcie ciała jest definiowane jako iloraz różnicy wielkości początkowej i końcowej danego elementu skończonego, do jego wielkości końcowej (wynikającej z działającego obciążenia). Przeprowadzono walidację, aby dostroić model obliczeniowy w zakresie parametrów (charakterystyk) materiałowych.



Rys. 18. Wyniki obliczeń dla krawędziowego podparcia fragmentu łuku ociosowego – mapa odkształceń kierunkowych – kolor jasnopomarańczowy oznacza strefę neutralną

Następnie wprowadzono krawędziowe podparcie modelu obliczeniowego, co spowodowało wystąpienie znacznych różnic w odkształceniach kierunkowych w zależności od lokalizacji w przekroju poprzecznym na obudowie łukowej (rys. 18). Jest to

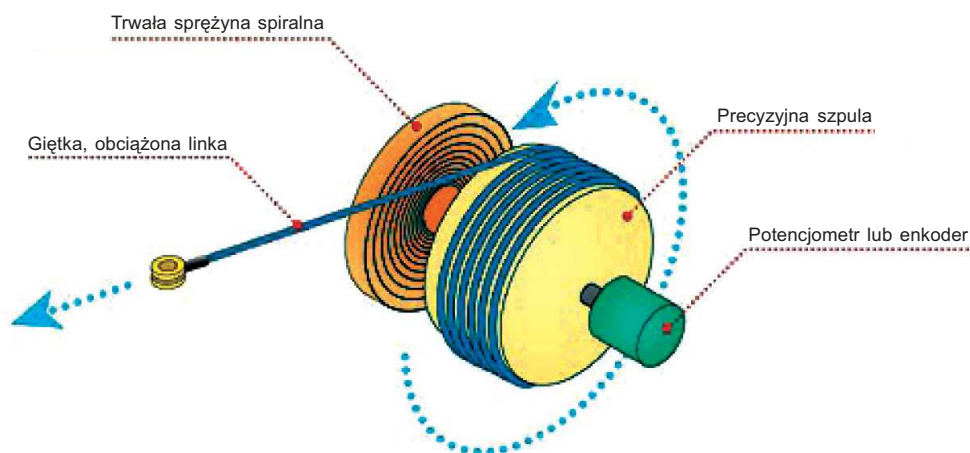
rezultat wystąpienia momentu siły, ponieważ krawędź podparcia nie przecinała się z osią wektora siły obciążającej.

4. POMIAR GEOMETRII OBUDOWY

Pomiar geometrii realizowano z wykorzystaniem przetworników linkowych. Linkowe przetworniki przemieszczenia dokonują pomiaru pozycji i śledzą ruch obiektu za pomocą linki nawiniętej na szpulę [6]. Koniec linki mocowany jest na ruchomym obiekcie pomiarowym, a przetwornik przytwierdzony jest do stabilnej podstawy. Przemieszczenie badanego obiektu wprowadza w ruch szpulę, z którą połączony jest potencjometr wieloobrotowy (rys. 19).

W obwodach iskrobezpiecznych potencjometr (rezystor nastawny) traktowany jest jako element pasywny i nie wymaga certyfikatu. Takie rozwiązanie znacznie poszerza możliwości zastosowania przetworników różnych producentów. Problem zapewnienia odpowiedniej ochrony przetwornika od wpływów środowiskowych (temperatura, wilgotność, zapylenie itp.), można uzyskać, montując go w dodatkowej obudowie ochronnej.

Na rysunku 20 przedstawiono przebieg czasowy wartości zsuwu, zarejestrowany przez przetworniki linkowe. Wyniki przyjmują wartości dodatnie ze względu na sposób wyskalowania przyrządów pomiarowych podczas badania. Przetworniki umieszczono na obu stronach obudowy przed zamkami w taki sposób, że linka przebiegała od przetwornika do punktu zaczepienia za zamkiem. Linka tworzyła cięciwę fragmentu łuku z zamkiem, w związku z czym nie był to bezpośredni pomiar zsuwu zamka, lecz wartość przybliżona, pozwalająca go oszacować.

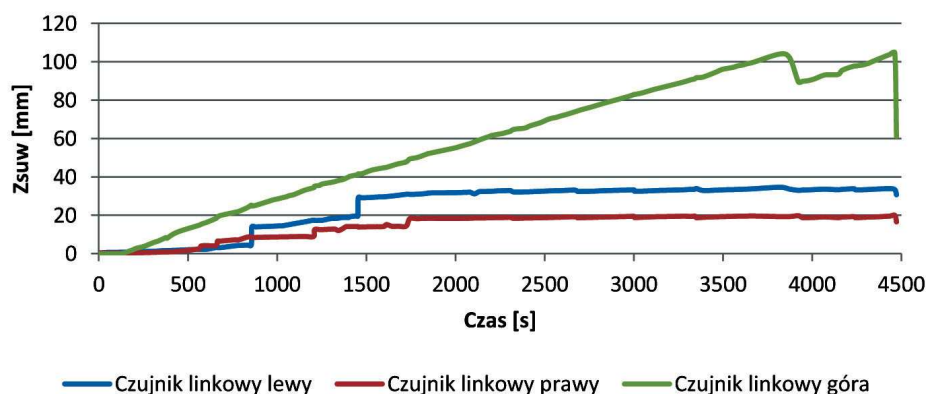


Rys. 19. Budowa przetwornika linkowego [6]

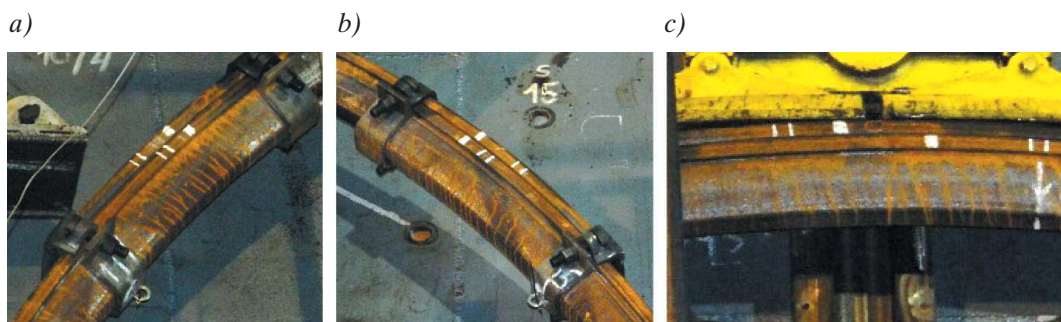
Na rysunku 21 przedstawiono, zaobserwowaną po zakończeniu badań, wielkość zsuwu (ΔW) w złączach odrzwi obudowy, stanowiącą różnicę pomiędzy grubymi kreskami naniesionymi na elementy łukowe badanego obiektu. Zarejestrowane wskazania lewego i prawego przetwornika linkowego mają przełożenie na wartość zsuwu. Górny przetwornik linkowy rejestrował wysunięcie siłownika, co można przełożyć na sumaryczne zmniejszenie wysokości w wyniku zsuwu na zamkach, ale również odkształcenia sprężystego

i zmiany położenia podpór odrzwi obudowy. Pomiar zsuwu pomiędzy elementami łukowymi umożliwi wyznaczenie aktualnej geometrii odrzwi obudowy (bez uwzględnienia deformacji wynikających z odkształcenia plastycznego sprężystego).

W warunkach rzeczywistych zmiana wysokości obudowy będzie mierzona wyłącznie przetwornikami linkowymi, umieszczonymi bezpośrednio na obudowie. Liczba zastosowanych przetworników będzie zależała od liczby zamków obudowy.



Rys. 20. Wyniki pomiarów przemieszczenia przetwornikami linkowymi



Rys. 21. Zsuw w złączach odrzwi obudowy: a) strona lewa; b) strona prawa; c) środek

5. PODSUMOWANIE

Przetworniki z drgającą struną, coraz częściej stosowane do monitorowania konstrukcji, również sprawdzają się w przypadku pomiaru odkształcenia obudowy łukowej. Ich wysoka czułość zapewnia stabilny odczyt nawet przy najmniejszym obciążeniu odrzwi obudowy. Wyniki odkształcenia, uzyskane z przetworników strunowych, są porównywalne z wynikami uzyskanymi z tensometrów. Ze względu na niejednoznaczne wyniki badań zarejestrowane po jednej ze stron odrzwi obudowy łukowej należy przeprowadzić dodatkowe badania z innym rozmieszczeniem przetworników. Należy zaznaczyć, że pomiar obarczony jest błędami wynikającymi z warunków pracy

obudowy i współpracy ze stanowiskiem (np. zwichrowanie, ruch podpór, nierówne obciążenie, odkształcenie obudowy). W przypadku badań dołowych ze względu na ciężkie warunki pracy należy liczyć się z utrudnieniami w większej skali.

Pomiar zsuwu pomiędzy elementami obudowy z wykorzystaniem przetworników linkowych w docelowym systemie pomiarowym umożliwi oszacowanie zmian geometrii obudowy.

Obliczenia wytrzymałościowe wykazały dużą zgodność z wynikami badań stanowiskowych. Ich celem będzie wskazywanie konkretnych lokalizacji umieszczania czujnika strunowego lub tensometrycznego, szczególnie w przypadkach występowania nieplanowego podparcia obiektu.

Podziękowanie

Artykuł opracowano w ramach realizacji projektu europejskiego INESI „Increase efficiency and safety improvement in underground mining transportation routes” (numer umowy 754169), finansowanego z Funduszu Badawczego Węgla i Stali. Obliczenia numeryczne przeprowadzono na komputerach należących do Centrum Informatycznego Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej (Academic Computer Center in Gdansk –TASK).

Literatura

- [1] Bednarski Ł., Sieńko R.: *Pomiary odkształceń konstrukcji przetwornikami strunowymi*, „Inżynieria i Budownictwo” 2013, 11: 615–619.
- [2] www.sisgeo.com/products/strain-gauges-and-thermometers/item/corda-vibrante.html
- [3] Pytlik A.: *Stanowisko i metodyka badań obudowy podporowo-kotwowej w skali naturalnej*, „Przegląd Górniczy” 2017, 73, 8: 18–23.
- [4] Zienkiewicz O. C., Taylor R.L., Zhu J.Z.: *The Finite Element Method. Vol 1: Its Basis & Fundamentals. Vol 2: For Solid and structural mechanics*, Sixth edition. Elsevier Butterworth – Heinemann, Oxford 2005.
- [5] Tokarczyk J., Winkler T.: *Numerical simulation of dynamic impact of loads, transported by suspended monorails, on yielding arch supports*, „Coal International” 2013, 5: 47–51.
- [6] www.dacpol.eu/pl/zasada-dzialania-linkowego-przetwornika-odleglosci-przeglad-dostepnych-typow/product/zasada-dzialania-linkowego-przetwornika-odleglosci-przeglad-dostepnych-typow_CELESCO.

dr inż. MARIUSZ WOSZCZYŃSKI

dr inż. JAROSŁAW TOKARCZYK

dr inż. KRZYSZTOF MAZUREK

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 3, 44-101 Gliwice

{mwoszczynski, jtokarczyk, kmazurek}@komag.eu

dr inż. ANDRZEJ PYTLIK

Główny Instytut Górnictwa

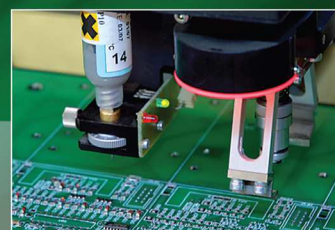
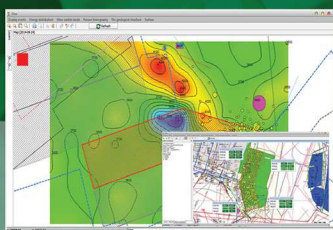
pl. Gwarków 1, 40-166 Katowice

apytlik@gig.eu

**We would like to extend our heartfelt thanks to the reviewers of papers for
“MINING – Informatics, Automation and Electrical Engineering”
journal in 2018**

**Chcielibyśmy serdecznie podziękować recenzentom artykułów do czasopisma
„MINING – Informatics, Automation and Electrical Engineering” w 2018 roku**

Iosif Andras, University of Petrosani (Romania)
Darius Andriukaitis, Kaunas University of Technology (Lithuania)
Piotr Bera, AGH University of Science and Technology (Poland)
Witold Biały, Silesian University of Technology (Poland)
Łukasz Bołoz, AGH University of Science and Technology (Poland)
Marek Boryga, University of Life Sciences in Lublin (Poland)
Jarosław Brodny, Silesian University of Technology (Poland)
Piotr Cheluska, Silesian University of Technology (Poland)
Dariusz Chlebowski, AGH University of Science and Technology (Poland)
Hubert Dębski, Lublin University of Technology (Poland)
Ferenc Dömötör, BME Budapest University of Technology and Economics (Hungary)
Jacek Feliks, AGH University of Science and Technology (Poland)
Krzysztof Filipowicz, Silesian University of Technology (Poland)
Kazimierz Furmanik, AGH University of Science and Technology (Poland)
Vlada Gašić, University of Belgrade (Serbia)
Nebojša Gnjatović, University of Belgrade (Serbia)
Marek Jaszczyk, Silesian University of Technology (Poland)
Józef Jonak, Lublin University of Technology (Poland)
Wojciech Kaniak, Rexroth Bosch Group (Canada)
Peter Kaššay, Technical University of Kosice (Slovakia)
Piotr Kasza, AGH University of Science and Technology (Poland)
Adam Klich, KOMAG Institute of Mining Technology (Poland)
Waldemar Korzeniowski, AGH University of Science and Technology (Poland)
Leszek Kowal, KOMAG Institute of Mining Technology (Poland)
Robert Król, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Mariusz Kuczaj, Silesian University of Technology (Poland)
Kazimierz Lebecki, University of Occupational Safety Management in Katowice (Poland)
Małgorzata Łatka, Rzeszów University of Technology (Poland)
Rajmund Mann, Silesian University of Technology (Poland)
Vitalii Panchuk, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas (Ukraine)
Ireneusz Pielecha, Poznań University of Technology (Poland)
Krzysztof Pieńkowski, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Marko Popović, University of Kragujevac (Serbia)
Sorin Mihai Radu, University of Petrosani (Romania)
Janusz Reś, AGH University of Science and Technology (Poland)
Lyubomyr Romanyshyn, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas (Ukraine)
Grzegorz Stopka, AGH University of Science and Technology (Poland)
Jerzy Świder, Silesian University of Technology (Poland)
Milos Tanasijević, University of Belgrade (Serbia)
Zdenko Tkač, Slovak University of Agriculture (Slovakia)
Andrzej Tytko, AGH University of Science and Technology (Poland)
Antoni Wojaczek, Silesian University of Technology (Poland)
Mustafa Emre Yetkin, Dokuz Eylül University (Turkey)




 YEARS OF
AGH UST

e-ISSN 2449-642 1
 ISSN 2450-7326