

MASZYNY GÓRNICZE

1/2011

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Rada Programowa

Przewodniczący: dr inż. Andrzej Meder
ZSM. S.A.

prof.dr hab.inż. Tadeusz Banaszkowski
Akademia Górniczo-Hutnicza

prof.dr hab.inż. Marian Dolipski
Politechnika Śląska

prof.dr hab.inż. Józef Dubiński
Główny Instytut Górnictwa

prof.dr hab.inż. Dionizy Dudek
Politechnika Wrocławska

prof.dr hab.inż. Józef Hansel
Akademia Górniczo-Hutnicza

prof.dr hab.inż. Monika Hardygóra
Politechnika Wrocławska

prof.dr hab.inż. Jan Holnicki-Szulc
Instytut Podstawowych Problemów
Techniki-PAN

prof.dr hab.inż. Marek Jaszcuk
Politechnika Śląska

prof.dr hab.inż. Józef Jonak
Politechnika Lubelska

prof.dr hab.inż. Antoni Kalukiewicz
Akademia Górniczo-Hutnicza

prof.dr hab.inż. Włodzimierz Kowalski
Akademia Górniczo-Hutnicza

prof.dr hab.inż. Jerzy Merksz
Politechnika Poznańska

prof.dr hab.inż. Stanisław Piechota
Akademia Górniczo-Hutnicza

prof.dr hab.inż. Antoni Skoć
Politechnika Śląska

prof.dr hab. inż. Jerzy Świder
Politechnika Śląska

prof.dr hab.inż. mDr H.C. Eugeniusz Świątoński
Politechnika Śląska

prof.dr hab.inż. Stanisław Wasilewski
Akademia Górniczo-Hutnicza

MASZyny GÓRNICZE

1(125)2011

Kwartalnik naukowo-techniczny
ROK XXIX, marzec 2011

Zespół Redakcyjny

Redaktor Naczelny:
dr inż. Antoni Kozieł
Z-ca Redaktora Naczelnego:
dr inż. Edward Pieczora
Sekretarz Redakcji:
mgr inż. Romana Zajac

Redaktorzy merytoryczni:
prof.dr hab.inż. Marek Jaszczyk
prof.dr hab.inż. Adam Klich
prof.dr hab.inż. Zdzisław Kleczek
prof.dr hab.inż. Krzysztof Krauze
prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński
prof.dr inż. Włodzimierz Sikora
prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Wydawca

Instytut Techniki Górniczej
KOMAG
Adres redakcji:
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
tel.: 32 2374 528
fax: 32 2374 304

PL ISSN 0209-3693

Wydawca nie odpowiada za treść
reklam i nie odsyła nadesłanych
artykułów

Zgodnie z ustawą o prawie autor-
skim i prawach pokrewnych żadna
część kwartalnika nie może być
tłumaczona ani powielana bez
pisemnej zgody Wydawcy

Skład i druk:
KOMDRUK-KOMAG Sp. z o.o.
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
tel.: 32 2374 563

Grafika: Natalia Król
Redakcja techniczna:
mgr inż. Bogna Kolańska

Nakład: 180 egz.

Szanowni Państwo

1 października 2010 r. wszedł w życie pakiet sześciu ustaw reformujących naukę. Jednostki badawczo-rozwojowe przekształciły się w instytuty badawcze.

Zapisy zawarte w ustawach mają wspólny mianownik – odzwierciedlają najważniejsze obecne i przyszłe wyzwania – celem jest nowa jakość badań naukowych. Przed Instytutami badawczymi stoją nowe znaczące wyzwania: to innowacyjność i silniejsze powiązanie tematyki badań z potrzebami gospodarki, transfer technologii oraz wyższa efektywność wdrożeń.

W naszym kwartalniku od szeregu lat prezentujemy właśnie te aspekty – przedstawiamy wyniki prowadzonych badań w aspekcie zastosowań przemysłowych i gospodarczych.

W pierwszym tegorocznym numerze przedstawiamy artykuły, poruszające problematykę z zakresu zastosowania systemów mechanizacyjnych w procesach eksploatacji i przeróbki surowców mineralnych, w tym szczególnie węgla kamiennego, podstawowego surowca energetycznego naszego kraju.

W podrozdziale Projektowanie i Badania prezentujemy: możliwości zastosowania obliczeń numerycznych, do określenia rozkładu temperatury na powierzchni przekładni, opis nowej metody regulacji prędkości strugi w pompie wirowej oraz sposób oceny jakości procesu nawęglania warstwy wierzchniej stali. Przedstawiamy także możliwości wykorzystania specjalistycznej aparatury w prowadzonych przez Laboratorium Badań Stosowanych pracach badawczych.

W podrozdziale Kombajny Chodnikowe prezentujemy wyniki analizy czynników mających wpływ na kształtowanie się wydajności procesu urabiania kombajnami chodnikowymi oraz poruszamy zagadnienie wykorzystania elementów maszyn wprowadzanych powtórnie do obrotu. W kolejnych podrozdziałach przedstawiamy najczęstsze przyczyny uszkodzeń systemów poborów próbek materiałów sypkich oraz możliwości budowy akustycznie niskoemisyjnego systemu wentylacji obiektów.

Prezentowane w bieżącym numerze Maszyn Górniczych wyniki prac badawczo-rozwojowych opracowały zespoły specjalistów z Politechniki Śląskiej, Akademii Górniczo-Hutniczej oraz KOMAG-u.

Życząc Państwu przyjemnej lektury zapraszamy tradycyjnie do współpracy z Redakcją i życzymy optymizmu i wytrwałości w Nowym 2011 Roku.

Redaktor Naczelny
dr inż. Antoni Kozieł

Spis treści

PROJEKTOWANIE I BADANIA

Gicala B.: Symulacja numeryczna rozkładu temperatury korpusu przekładni zębatej	3
Mikoś M., Karch M.: Wpływ dodatkowej prerotacji zasysanej strugi na obraz prędkości cieczy w przestrzeni przedwornikowej pompy wirowej	12
Niedworok A.: Prace projektowo – badawcze z obszaru dedykowanej aparatury pomiarowej realizowane w Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG	16
Węgrzyn T., Wieczorek A., Żołnierz M.: Analiza stężenia węgla w warstwach przypowierzchniowych stali do nawęglania	24

KOMBAJNY CHODNIKOWE

Jonak J., Rogala – Rojek J.: Analiza czynników mających wpływ na kształtowanie się wydajności urabiania kombajnami chodnikowymi	29
---	----

MASZYN ŁADUJĄCE

Cebula D., Kalita M., Prostański D., Wyrobek E.: Ładowarka górnicza ŁJK-1200 wytwarzana w oparciu o elementy powtórnie wprowadzone do obrotu	34
--	----

PRZERÓBKA MECHANICZNA

Tomas A., Wieczorek A.: Problemy eksploatacyjne systemów poborów próbek materiałów sypkich	39
--	----

OCHRONA ŚRODOWISKA

Pierchała M.: Niskoemisyjny akustycznie system wentylacji obiektów o znaczeniu strategicznym	44
--	----

WARTO PRZECZYTAĆ

Podgórska M.: Opis monografii	48
Tematyczny wykaz artykułów opublikowanych w „Maszynach Górniczych” w 2010 roku	50

Na okładce: zaprojektowana przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG ładowarka górnicza bocznie wysypująca ŁJK-1200, produkowana przez firmę TECHMAT z Bytomia

Contents

DESIGNING AND TESTING

Gicala B.: Numerical simulation of temperature distribution of gear body	3
Mikoś M., Karch M.: Impact of additional pre-rotation of sucked stream on liquid speed field in before-impeller zone of centrifugal pump	12
Niedworok A.: Designing and research project in the field of dedicated measuring instrumentation in the Laboratory of Applied Tests of KOMAG Institute of Mining Technology	16
Węgrzyn T., Wieczorek A., Żołnierz M.: Analysis of carbon concentration in a surface layer of steel prepared for steel cementation	24

ROAD HEADERS

Jonak J., Rogala – Rojek J.: Analysis of factors that have an impact on roadheader mining capacity	29
--	----

LOADING MACHINES

Cebula D., Kalita M., Prostański D., Wyrobek E.: ŁJK-1200 mining loader manufactured on the basis of refitted components	34
--	----

MECHANICAL MINERAL PROCESSING

Tomas A., Wieczorek A.: Operational problems of loose materials sampling	39
--	----

ENVIRONMENT PROTECTION

Pierchała M.: Low noise emission ventilation system for the objects of strategic meaning	44
--	----

WORTH TO READ

Podgórska M.: Monography description	48
List of papers published in "Mining Machines" in 2010	50

On front cover: ŁJK-1200 mining side-discharge loader designed by the KOMAG Institute of Mining Technology, manufactured by TECHMAT Company from Bytom.

Dr inż. Bogdan GICALA
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Symulacja numeryczna rozkładu temperatury korpusu przekładni zębatej

Streszczenie

W artykule przedstawiono z wyniki obliczeń numerycznych rozkładu temperatury na powierzchni korpusu i podzespołów dwustopniowej przekładni zębatej walcowej, według uproszczonej procedury tzn. z pominięciem szczegółowej analizy przepływu czynnika smarującego oraz zjawiska kontaktu w obszarze zażębienia i w łożyskach. Wyniki obliczeń porównano z wynikami pomiarów temperatury korpusu wykonanymi podczas prób stanowiskowych przekładni. Stwierdzono wystarczającą zgodność wyników obliczeń z danymi eksperymentalnymi.

Summary

The results of numerical simulation of temperature field on the surface of housing and inner parts of helical two stage gear box is presented in the paper. The simplified calculation procedure, it means without detailed analysis of oil flow within toothed pair area and inside the bearings, suitable for practical applications was used. The calculation results of temperature field were compared to experimental temperature measurements made for chosen points of gear housing during rig tests. A good agreement of calculation results and experimental data was observed.

1. Wstęp

W przekładniach zębatych moc jest tracona na skutek tarcia między zębami w łożyskach i uszczelnieniach oraz na skutek rozbryzgu oleju. Największe straty mocy powodowane są tarciem zębów wskutek względnego ruchu poślizgowo-tocznego pod dużym obciążeniem. Na skutek wydzielającego się ciepła następuje wzrost temperatury elementów przekładni oraz czynnika smarującego. Ponieważ olej wykazuje bardzo silne zmiany właściwości wraz ze zmianami temperatury, konieczne jest zabezpieczenie przekładni przed znacznym wzrostem temperatury. Zwykle dąży się to tego, aby temperatura przekładni ogólnego przeznaczenia mieściła się w zakresie 60 do 70°C, w wyjątkowych przypadkach dopuszcza się zakres 80-90°C [1]. W normach ISO dotyczących projektowania przekładni zębatych zagadnienia dotyczące obliczeń strat mocy są ujęte w niewielkim stopniu. Moc cieplna oraz temperatury korpusu osiągane podczas pracy w określonych warunkach są tymczasem szczególnie istotne dla przekładni pracujących w środowisku zagrożonym wybuchem, gdzie jednym z elementów oceny zagrożenia zapłonem jest ustalenie maksymalnej temperatury powierzchni dowolnej części urządzenia mającej styczność z atmosferą wybuchową. Norma PN-EN 13463-1 [2] określa sposób wyznaczenia tej temperatury, tj. między innymi:

- powinna ona być określona dla maksymalnej temperatury otoczenia dla jakiej urządzenie zostało zaprojektowane,
- dla pełnego obciążenia, ale z uwzględnieniem uszkodzeń dopuszczalnych przez zastosowany rodzaj zabezpieczenia przed zapłonem,
- powinna być określona poprzez pomiar lub metodą obliczeniową.

Do tej pory metody stosowane w obliczeniach cieplnych przekładni pozwalają jedynie na oszacowanie jej mocy cieplnej na bazie mocy strat w poszczególnych węzłach konstrukcyjnych.

Przyrost temperatury korpusu Δt powyżej temperatury otoczenia t_0 określa się na podstawie zależności (1) [1]:

$$\Delta t = t_p - t_0 = \frac{N_s}{kF_{ch}} \quad (1)$$

gdzie:

N_s – moc tracona w przekładni,
 t_p – temperatura przekładni,
 t_0 – temperatura otoczenia,
 k – współczynnik wymiany ciepła,
 F_{ch} – powierzchnia chłodzenia.

Dla przekładni jednostopniowych ($k = 0,012$ do $0,030 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$) [1], a wielostopniowych ($k = 0,012$ do $0,024 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$) [1].

Powyższy wzór pozwala jedynie oszacować średni przyrost temperatury przekładni. Dokładny rozkład temperatury na powierzchni korpusu przekładni określany jest zwykle eksperymentalnie, dopiero podczas badań prototypu przekładni. Określenie maksymalnej temperatury lub też rozkładu temperatury korpusu przekładni metodą eksperymentalną napotyka na trudności w przypadku przekładni o dużej mocy.

2. Obiekt badawczy

Eksperyment numeryczny przeprowadzono dla produkowanej jednostkowo dwustopniowej przekładni walcowej o zębach skośnych. Podstawowe parametry techniczne przekładni zebrano w tabeli 1. Przekładnia posiada moc nominalną 702 kW. Elementy zębate i łożyska są smarowane zanurzeniowo olejem ISO 220.

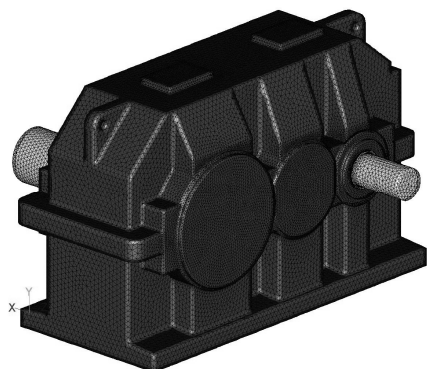
Przekładnia została poddana próbom odbiorczym pod obciążeniem nie przekraczającym 90 kW. W związku z tym obliczenia symulacyjne temperatury przeprowadzono dla tej wartości obciążenia. Standardowo przekładnia ta jest chłodzona wodą za pomocą zabudowanej wewnątrz węzownicy. Podczas prób przy obciążeniu 90 kW chłodnica była odłączona.

Podstawowe parametry badanej przekładni

Tabela 1

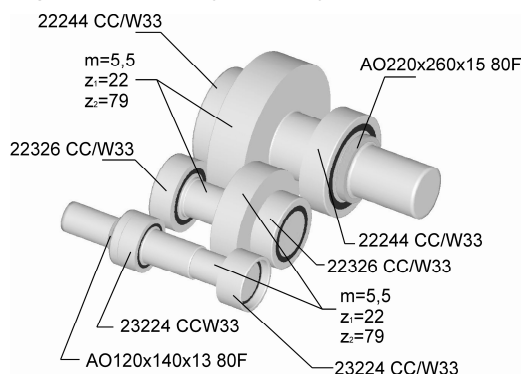
Parametr	Wartość parametru
Moc nominalna [kW]	702
Przełożenie nominalne [-]	14,6
Prędkość obrotowa na wejściu [obr/min]	1500
Prędkość obrotowa na wyjściu [obr/min]	103
Rodzaj smarowania	Zanurzeniowe (olej ISO 220)

Model geometryczny przekładni przedstawiono na rysunkach 1 i 2. W modelu zastosowano uproszczenia w stosunku do stanu rzeczywistego. Uproszczenia te polegały na wyeliminowaniu szczegółów geometrycznych konstrukcji mało istotnych z punktu widzenia wymiany ciepła, a powodujących konieczność zagęszczania siatki elementów objętościowych w pewnych obszarach.



Rys.1. Model geometryczny przekładni

Uproszczenia te, w odniesieniu do korpusu przekładni, polegały na wyeliminowaniu połączeń śrubowych, podcięć obróbkowych, załamów i niewielkich zaokrągleń krawędzi. Nie modelowano zębów kół i wałów zębatych a także elementów tocznych, koszyków i szczegółów biegni łożysk tocznych.



Rys.2. Zespoły wałów wejściowego, pośredniego i wyjściowego. Na rysunku podano oznaczenia zastosowanych łożysk, uszczelnień oraz podstawowe parametry ząbienia I i II stopnia

3. Model obliczeniowy

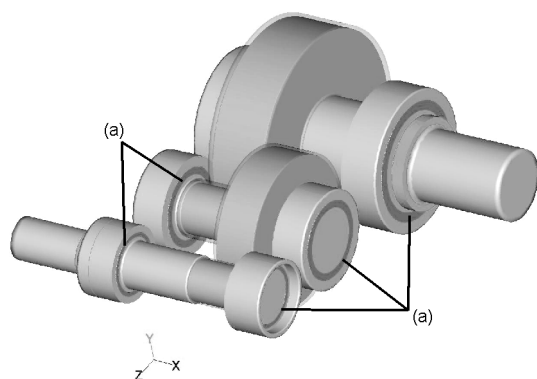
Z punktu widzenia modelowania numerycznego zjawiska zachodzące podczas pracującej przekładni zębatej charakteryzują się wysokim stopniem złożoności. Modelowanie współpracującej pary kół zębatych o zębach ewolwentowych to nie tylko odtworzenie skomplikowanej kinematyki ruchu, ale również nie do końca poznanego zjawiska kontaktu współpracujących ze sobą zębów.

Istotną rolę w wymianie ciepła wewnątrz przekładni odgrywa ruch czynnika smarującego. Wewnątrz korpusu przekładni wytwarza się mieszanina olejowo powietrzna, o odmiennych właściwościach reologicznych i cieplnych niż składniki mieszaniny, co wymaga uwzględnienia w modelu obliczeniowym. Dokładna symulacja przepływu czynnika smarującego w strefie zazębienia i w łożyskach tocznych, a także zjawiska powstawania filmu olejowego i generowania ciepła na skutek tarcia wymaga przeprowadzenia obliczeń z zastosowaniem ruchomej siatki, możliwych do wykonania na komputerze o dużej mocy obliczeniowej lub przy zastosowaniu przetwarzania równoległego. Jeżeli jednak celem obliczeń symulacyjnych są wielkości o charakterze globalnym jak np. rozkład temperatury korpusu przekładni, dokładne modelowanie zjawisk o charakterze lokalnym nie jest konieczne. Zamiast tego w makroskopowym modelu cieplnym można posłużyć się wielkościami uśrednionymi. Szczegółowe modelowanie zjawisk generowania ciepła w zazębieniu, łożyskach i uszczelnieniach można wówczas zastąpić poprzez zdefiniowanie makroskopowych źródeł ciepła o stałej gęstości mocy określonej za pomocą odpowiednich wzorów empirycznych.

3.1. Modelowanie ruchu obrotowego elementów zębatych

Jak wspomniano powyżej, dokładna symulacja współpracy kół zębatych wymagałaby zastosowania siatki dynamicznej i przeprowadzenia obliczeń zależnych od czasu. W analizowanym przypadku dokonano uproszczenia polegającego na zastąpieniu objętości zajmowanej przez zęby i przestrzenie międzyzębne strefą objętościową wypełnioną płynem, której przypisano lokalny układ odniesienia rotujący z prędkością obrotową odpowiadającą prędkości rzeczywistych kół zębatych. Podobnego uproszczenia dokonano w odniesieniu do łożysk, gdzie w taki sam sposób zastąpiono objętość zajmowaną przez elementy toczne i przestrzenie między nimi (metoda MRF – Multiple Reference Frame [3]).

Na rysunku 3 strefy ruchomego układu odniesienia przedstawiono kolorem czerwonym (a). Dla kół zębatych zewnętrzną średnicę strefy ruchomego układu odniesienia stanowią średnice podziałowe, a wewnętrzną średnice stóp.



Rys.3. Model elementów wewnętrznych przekładni 2W-400-14-2a z zaznaczonymi kolorem czerwonym (a) strefami ruchomego układu odniesienia (MRF) dla elementów zębatych i łożysk

3.2. Modelowanie ciepła generowanego w zazębieniu

W przekładniach zębatych z łożyskami tocznymi największe straty mocy powoduje tarcie zębów wskutek ruchu poślizgowo-tocznego pod dużym obciążeniem. Moc tarcia można obliczyć ze wzoru (2) [4]:

$$P_z = (1 - \eta_z)P \quad (2)$$

gdzie:

P_z – moc tarcia w zazębieniu,

P – obciążenie pary kół zębatych,

η_z – sprawność zazębienia.

W powyższym równaniu sprawności zazębienia można obliczyć, na podstawie przybliżonych wzorów empirycznych, z których najprostszy ma postać (3) [4].

$$\eta_z = 1 - 6\mu \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (3)$$

gdzie:

μ – współczynnik tarcia

z_1 – liczba zębów zębnika

z_2 – liczba zębów koła

Innym wzorem w większym stopniu uwzględniającym geometrię zazębienia jest wzór (4) [4]

$$\eta_z = 1 - \frac{\pi \varepsilon \mu}{C \cos \beta} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (4)$$

gdzie:

ε – czołowy wskaźnik przyporu,

β – kąt pochylenia zębów,

C – stała o wartości z przedziału od 2 do 5.

Wartość C przyjmuje się na podstawie doświadczeń. Przykładowo, dla kół z zębami prostymi, a także w fazie docierania kół z zębami skośnymi i daszkowymi przyjmuje się wartość 2 [4].

Oddzielny problem stanowi współczynnik tarcia, którego wartość trudno obliczyć teoretycznie. Wartości obliczane według różnych autorów znacznie odbiegają od siebie, jednak kierunki oddziaływań poszczególnych parametrów są zgodne. Współczynnik tarcia jest uzależniony w tych wzorach między innymi od:

- chropowatości powierzchni,
- prędkości poślizgu,
- nacisków powierzchniowych,
- lepkości oleju i współczynników określających wpływ ciśnienia na lepkość,
- parametrów określających grubość warstwy oleju między zębami.

Według wykresów zamieszczonych w [1] wartość współczynnika tarcia zawiera się w granicach od 0,01 do 0,07.

W pracy do obliczenia mocy cieplnej źródeł ciepła w zazębeniach posłużono się wzorem (3). Zestawienie wyników obliczeń dla źródeł ciepła w zazębeniach przedstawiono w tabeli 2.

Zestawienie parametrów charakteryzujących źródła ciepła w zazębeniach

Tabela 2

Parametr	Zazębienie	
	I stopień	II stopień
Liczba zębów zębnika - z_1 [-]	22	17
Liczba zębów koła - z_2 [-]	79	69
Współczynnik tarcia - μ [-]	0,024	0,024
Sprawność - η_z [-]	0,992	0,989
Objętość źródła [m^3]	$2,63 \cdot 10^{-3}$	$7,91 \cdot 10^{-3}$
Obciążenie pary zazębionej [kW]	90	$84,254^{(1)}$
Moc tracona - P_z [kW]	0,753	0,924
Gęstość mocy źródła [kW/ m^3]	287	117

Podane w tabeli objętości źródła dotyczą sumarycznej objętości stref z ruchomym układem odniesienia dla zębnika i koła danego stopnia.

3.3. Modelowanie ciepła generowanego w łożyskach

Jedno z podejść do obliczenia momentu tarcia łożyska tocznego zakłada podział momentu tarcia na tak zwany moment niezależny od obciążenia oraz moment zależny od obciążenia, a następnie ich dodanie. Takie podejście stosowano jeszcze do niedawna. Jednak obecnie dostępne są dokładniejsze metody obliczeń, w oparciu o podział ze względu na źródło momentu tarcia jak np. metoda zaproponowana przez SKF [5]. Obliczenia strat mocy w łożyskach według tej metody przeprowadzono za pomocą programu zamieszczonego w interaktywnym katalogu łożysk tocznych firmy SKF. W metodzie tej uwzględniono cztery różne źródła momentu tarcia, co można zapisać w postaci równia (5) [5]:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (5)$$

gdzie:

M – całkowity moment tarcia, [Nmm]

M_{rr} – moment tarcia tocznego, [Nmm]

M_{sl} – moment tarcia ślizgowego, [Nmm]

M_{seal} – moment tarcia uszczelnień, [Nmm]

M_{drag} – moment tarcia wynikającego z oporów ruchu w środowisku olejowym, ugniatania smaru, rozbryzgów itp., [Nmm]

Moment tarcia tocznego oblicza się na podstawie równania (6)[5]:

$$M_{rr} = G_{rr} (\nu n)^{0.6} \quad (6)$$

gdzie:

M_{rr} – moment tarcia tocznego, [Nmm],

G_{rr} – zmienna zależna od:

- rodzaju łożyska,
- średniej średnicy łożyska, $d_m = 0,5 (d + D)$ [mm],
- obciążenia promieniowego F_r [N],
- obciążenia osiowego F_a [N],

n – prędkość obrotowa [obr/min],

ν – lepkość kinematyczna środka smarnego w temperaturze roboczej, mm^2/s (w przypadku smarowania smarem plastycznym lepkość oleju bazowego).

Równania dla G_{rr} oraz stałe geometryczne można odczytać z bazy danych podczas korzystania z programu "Moment tarcia – straty mocy".

Moment tarcia ślizgowego oblicza się na podstawie równania (7)[5]:

$$M_{sl} = \mu_{sl} G_{sl} \quad (7)$$

gdzie:

M_{sl} – moment tarcia ślizgowego [Nmm],

G_{sl} – zmienna zależna od:

- rodzaju łożyska,
- średniej średnicy łożyska $d_m = 0,5(d + D)$ [mm],
- obciążenia promieniowego F_r [N],
- obciążenia osiowego F_a [N],

μ_{sl} – współczynnik tarcia ślizgowego, którego wartość dla warunków odpowiadających istnieniu pełnego filmu smarnego, można przyjąć równą 0,05 w przypadku smarowania olejami mineralnymi; 0,04 w przypadku smarowania olejami syntetycznymi; 0,1 w przypadku smarowania płynami przekładniowymi [5].

W przypadku łożysk walcowych lub stożkowych należy użyć następujących wartości: 0,02 dla łożysk walcowych [5], 0,002 dla łożysk stożkowych [5].

Jeśli łożyska wyposażone są w uszczelnienia stykowe, wówczas straty wskutek tarcia wywołane przez uszczelnienia mogą przewyższać straty powstałe w łożysku. Moment tarcia uszczelnień w przypadku łożysk uszczelnionych z obu stron można oszacować za pomocą następującego równania empirycznego (8) [4]:

$$M_{seal} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2} \quad (8)$$

gdzie:

M_{seal} – moment tarcia uszczelnień, [Nmm],

K_{S1} – stała zależna od rodzaju łożyska,

K_{S2} – stała zależna od rodzaju łożyska i uszczelnienia,

d_s – średnica styku uszczelnienia z powierzchnią współpracującą,

β – wykładnik zależny od rodzaju łożyska i uszczelnienia.

M_{seal} jest momentem tarcia wytworzonym przez dwa uszczelnienia. W przypadku pojedynczego uszczelnienia wytwarzane jest tarcie o wartości $0,5 M_{seal}$. W celu dokładniejszego prześledzenia rzeczywistego zachowania łożyska oraz w przypadku konieczności zastosowania dokładniejszych obliczeń model SFK umożliwia uwzględnienie dodatkowych zjawisk, które można dodać do równania. Obejmują one:

- spadek tarcia na skutek ścinania środka smarowego przy wejściu w strefę styku,
- efekt uzupełnienia/niedoboru środka smarowego na skutek prędkości w przypadku smarowania olejowo-powietrznego, smarowania natryskowego, smarowania smarem plastycznym oraz smarowania zanurzeniowego przy niskim poziomie oleju,
- zjawiska związane ze stratami na opory ruchu w przypadku smarowania olejowego zanurzeniowego,
- smarowanie mieszane w przypadku niskich prędkości i/lub niskich lepkości,

Po uwzględnieniu wymienionych powyżej dodatkowych źródeł otrzymujemy końcowe równanie całkowitego momentu tarcia łożyska (9)[5]:

$$M = \Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (9)$$

gdzie:

Φ_{ish} – współczynnik redukcji uwzględniający ścinanie środka smarowego przy wejściu w strefę styku,

Φ_{rs} – współczynnik redukcji uwzględniający efekt kinematycznego uzupełnienia/niedoboru środka smarowego.

Współczynniki redukcji Φ_{ish} oraz Φ_{rs} zostały wprowadzone w celu uwzględnienia odpowiednio: zjawiska nagrzewania oleju na skutek ścinania przy wejściu w strefę styku oraz zjawiska uzupełnienia/niedoboru środka smarowego na bieżni łożysk pracujących z dużą prędkością. Wartość współczynnika tarcia ślizgowego μ_{sl} rośnie w przypadku niskich prędkości i/lub lepkości odzwierciedlając warunki pracy przy smarowaniu mieszanym.

Ze względu na fakt, że opory ruchu w środowisku olejowym są najważniejszym dodatkowym źródłem tarcia, zostały one wyodrębnione jako oddzielny składnik momentu tarcia oznaczany przez M_{drag} . W przypadku smarowania zanurzeniowego łożysko jest częściowo lub, w szczególnych przypadkach, całkowicie zanurzone w oleju. W takich warunkach rozmiar oraz geometria zbiornika oleju, a także zastosowany poziom oleju mogą mieć znaczący wpływ na moment tarcia łożyska.

Opory ruchu dla łożysk kulkowych oblicza się ze wzoru za pomocą równania (10)[5]:

$$M_{drag} = V_M K_{ball} d_m^5 n^2 \quad (10)$$

oraz dla łożysk wałeczkowych za pomocą równania (11) [5]:

$$M_{drag} = 10V_M K_{roll} B d_m^4 n^2 \quad (11)$$

gdzie:

M_{drag} – moment tarcia związany ze stratami na opory ruchu w oleju [Nmm],

V_M – zmienna jako funkcja poziomu oleju,

K_{ball} – stała dla łożyska kulkowego,

K_{roll} – stała dla łożyska wałeczkowego,

d_m – średnia średnica łożyska [mm],

B – szerokość wewnętrznego pierścienia łożyska [mm],

n – prędkość obrotowa [obr/min].

Straty mocy w łożysku obliczono ze wzoru (12)[5]:

$$N_R = 1,05 \cdot 10^{-4} M n \quad (12)$$

gdzie:

N_R – straty mocy [W],

M – całkowity moment tarcia łożyska [Nmm],

n – prędkość obrotowa [obr/min].

W omawianym przypadku przeprowadzono obliczenia strat mocy w łożyskach według powyższej procedury wprowadzając do programu następujące dane wejściowe:

- typ łożyska według katalogu SKF,
- wartość siły osiowej i promieniowej działającej na łożysko i obliczonej dla mocy 90 kW za pomocą programu „TLO” [6] do obliczania trwałości łożysk w przekładniach walcowych i stożkowych według PN-ISO-281,
- poziom oleju H w mm (mierzony od najniższego punktu styku między elementem tocznym a bieżnią pierścienia zewnętrznego do powierzchni oleju) – głębokość zanurzenia łożysk w oleju,
- prędkość obrotową,
- lepkość oleju (220 cSt).

W tabeli 3 podano zestawienie wyników obliczeń źródeł ciepła dla łożysk przekładni. Określenia łożysk „prawe” lub „lewe” w tabeli 3 odnoszą się do przekładni w położeniu jak na rysunku 2.

3.4. Modelowanie ciepła generowanego w uszczelnieniach

W przekładni zastosowano na wale wejściowym i wyjściowym uszczelnienia wargowe podwójne. Straty w uszczelnieniach zależą od typu uszczelnienia, prędkości obrotowej i średnicy wału. Straty te można obliczyć ze wzoru (13)[6]:

$$N_s = \frac{0,003 d_{sh} n}{9540} \quad (13)$$

gdzie:

d_{sh} – średnica wału [mm],

n – prędkość obrotowa wału [obr/min],

N_s – moc tracona w uszczelnieniu [kW].

W tabeli 4 zestawiono wyniki obliczeń źródeł ciepła w uszczelnieniach. Wartość obliczona według wzoru (14) dotyczy pojedynczego uszczelnienia. Ponieważ w przekładni zastosowano uszczelnienia podwójne wartość tę podwojono.

3.5. Modelowanie przepływu czynnika smarnego

W skrzynce przekładniowej występują dwie fazy płynne tj. powietrze i olej. Podczas pracy przekładni fazy te tworzą mieszaninę stanowiącą dwa oddzielne przenikające się wzajemnie kontinua. Obliczenia pola prędkości i stężeń tego rodzaju płynu dwufazowego przeprowadzono przy zastosowaniu najprostszego modelu tj. modelu ASM (Algebraic Slip Model) [2,7]. Model ten jest uproszczonym podejściem Eulera do

Wyniki obliczeń gęstości mocy źródeł ciepła w łożyskach

Tabela 3

Łożysko	Wał wejściowy		Wał pośredni		Wał wyjściowy	
	23224 CC/W33		22326 CC/W33		22326 CC/W33	
	„Prawe”	„Lewe”	„Prawe”	„Lewe”	„Prawe”	„Lewe”
Obciążenie promieniowe [N]	8605	1326	16840	4762	9351	19297
Obciążenie osiowe [N]	2131	2131	8133	8133	6003	6003
Prędkość obrotowa [obr/min]	1500	1500	418	418	103	103
Głębokość zanurzenia [mm]	0	0	16,5	16,5	73	73
Lepkość oleju [cSt]	220	220	220	220	220	220
Strata mocy [W]	772	572	416	365	126	140
Gęstość mocy źródła [kW/m ³]	11,29·10 ²	8,321·10 ²	2,211·10 ²	2,515·10 ²	0,357·10 ²	0,398·10 ²

Wyniki obliczeń gęstości mocy źródeł ciepła w uszczelnieniach

Tabela 4

Parametr	Wał wejściowy	Wał Wyjściowy
Średnica wału [mm]	120	220
Prędkość obrotowa [obr/min]	1500	103
Typ uszczelnienia	AO120x140x13 80F	AO220x260x15 80F
Moc tracona [W]	113	14
Gęstość mocy źródła [kW/m ³]	2639	27

modelowania przepływów n-fazowych. Uproszczenie opiera się na założeniu, że prędkość fazy rozproszonej jest zbliżona co do wielkości i kierunku do prędkości fazy ciągłej (nośnej). W tym przypadku fazę nośną stanowi olej, a fazę rozproszoną – pęcherzyki powietrza.

Rozwiązywane jest jedno równanie pędu dla mieszaniny faz (w równaniu pędu składowe prędkości są wartościami średnimi ważonymi udziałem masowym poszczególnych faz). Częstkom fazy rozproszonej przypisana jest prędkość względna (poślizgu). Oddziaływania międzyfazowe zależą od prędkości względnych i są sformułowane algebraicznie. Równania opisujące turbulencję i energię są również rozwiązywane w odniesieniu do mieszaniny faz. Ten model dla każdej z faz rozproszonych rozwiązuje równania transportu dla udziału objętościowego. Model nie pozwala na dokładne wyznaczenie powierzchni międzyfazowej, nie uwzględnia też zjawiska koalescencji i rozpadu cząstek fazy rozproszonej [3].

W obliczeniach zastosowano dwurównaniowy model turbulencji Harlowa-Nakayamy tzw. model $k-\epsilon$ [8,9,10,11]. Model ten został sformułowany w oparciu o uśrednione równania Naviera-Stokesa tzw. równanie Reynoldsa. W modelu tym tensor naprężeń Reynoldsa jest wyrażony poprzez gradient prędkości średniej. Model ten do układu równań zachowania masy, pędu i energii wprowadza dwa dodatkowe równania transportu tj. równanie transportu dla energii kinetycznej turbulencji k i szybkości dyssypacji energii turbulencji ϵ .

Model $k-\epsilon$ doczekał się szeregu modyfikacji (RNG $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$), które opisano m.in. w pracach [12,13, 14]. Do opisu przepływu turbulentnego w strefie przyściennej zastosowano standardowe funkcje sformułowane przez Laundera i Spaldinga w pracy [15].

3.6. Termiczne warunki brzegowe

Ciepło generowane przez przekładnię jest rozpraszane do otoczenia na drodze konwekcji i promieniowania. Warunek brzegowy dla zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła (zewnętrzne ścianki korpusu i czopy wałów wejściowego i wyjściowego) przyjmuje postać [3]:

$$q = k(T_w - T_o) + \epsilon \sigma (T_w^4 - T_o^4) \quad (14)$$

gdzie:

q – strumień ciepła, $[W/m^2]$,

k – współczynnik wymiany ciepła, $[W/(m^2K)]$,

T_w – temperatura ścianki korpusu, $[K]$,

T_o – temperatura otoczenia, $[K]$,

$\alpha = 5,6704 \cdot 10^{-8}$ $W/(m^2K^4)$ – stała Stefana – Boltzmana,

ϵ – współczynnik emisyjności [-].

W omawianym przypadku dla powierzchni stalowej malowanej farbą olejną (korpus) przyjęto $\epsilon = 0,94$ [16], dla niepolerowanej czystej powierzchni stalowej (czopy wałów) $\epsilon = 0,96$ [16], a dla gumy twardej $\epsilon = 0,93$ [16].

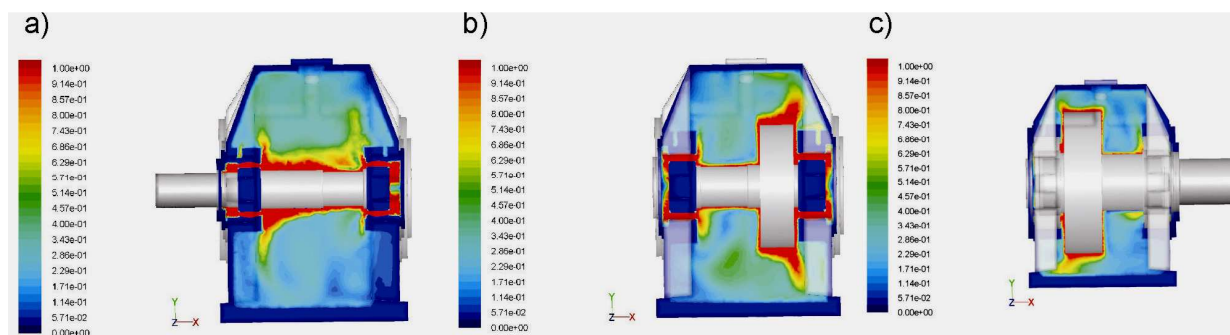
Współczynnik wymiany ciepła dla prędkości otaczającego powietrza blisko powierzchni poniżej 1,4 m/s (co odpowiada przekładni znajdującej się w wolnej przestrzeni bez dodatkowej wentylacji) wynosi od 10 do 14 W/m^2K [17]. W obliczeniach przyjęto 10 W/m^2K . Czop wału wyjściowego porusza się z prędkością obwodową około 9,4 m/s. W tym przypadku przyjęto $k=42$ W/m^2K [17]. Prędkość obwodowa czopa wału wyjściowego wynosi 1,18 m/s, przyjęto $k=10$ W/m^2K [17]. Dla powierzchni wewnętrznych przekładni przyjęto tzw. sprzężony warunek termiczny (Coupled [3]). Warunek ten oznacza, że współczynnik wymiany ciepła jest obliczany na podstawie warunków hydraulicznych i termicznych elementów sąsiadujących typu „płyn” lub „ciało stałe” [3]. Warunek ten nie wymaga wprowadzania danych przez użytkownika.

4. Wyniki obliczeń symulacyjnych

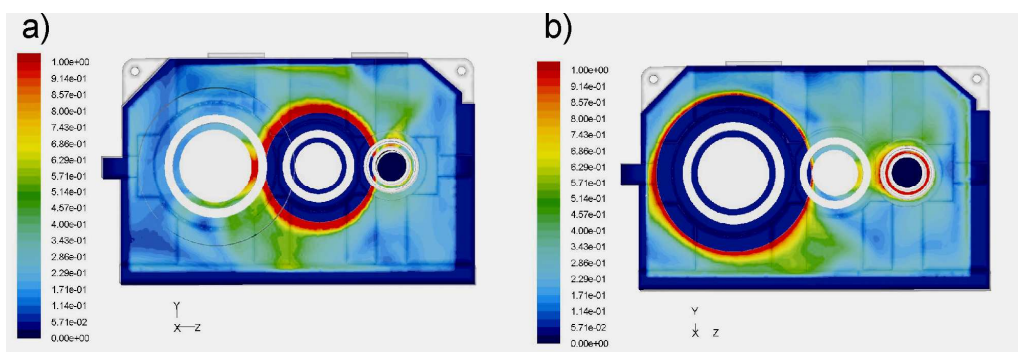
Symulacje przeprowadzono dla obciążenia 90 kW dla stanu ustalonego przy zastosowaniu komercyjnego kodu ANSYS Fluent 6.3.26. Założono niezmienną temperaturę otoczenia, taką jak podczas prób przekładni pod obciążeniem tj. 20°C. Podczas obliczeń monitorowano wartości resztowe modelu dla równania ciągłości, energii kinetycznej turbulencji, współczynnika dyssypacji energii, równania energii i stężenia objętościowego faz. Ponadto monitorowano wartość średnią prędkości mieszaniny, średnią temperaturę korpusu i średnią temperaturę mieszaniny olejowo-powietrznej. Obliczenia kontynuowano do chwili ustalenia średnich temperatur i prędkości przepływu. Zbieżność rozwiązania osiągnięto po wykonaniu 1200 iteracji. Wyniki symulacji przedstawiono w postaci wykresów konturowych i wektorowych w wybranych przekrojach tj. w dwóch przekrojach prostopadłych do osi wałów przechodzących przez środki par zazębionych I i II stopnia oraz w trzech przekrojach prostopadłych do podstawy przechodzących przez osie wałów. Rozkład prędkości mieszaniny olejowo-powietrznej przedstawiono na rysunkach 4 i 5.

Z wykresów wynika, że warunki smarowania łożysk różnią się w znaczący sposób. Różnice dotyczą prędkości przepływu przez kanały smarujące, jak również stężenia oleju w mieszaninie olejowo-powietrznej (rys. 6). Największe stężenia oleju obserwuje się dla wału wolnoobrotowego, a najmniejsze dla łożyska na wale wejściowym od strony czopa wału. Ponieważ zastosowano stosunkowo prosty model przepływu wielofazowego wyniki obliczeń stężeń objętościowych i prędkości należy traktować bardziej jako jakościowe niż ilościowe.

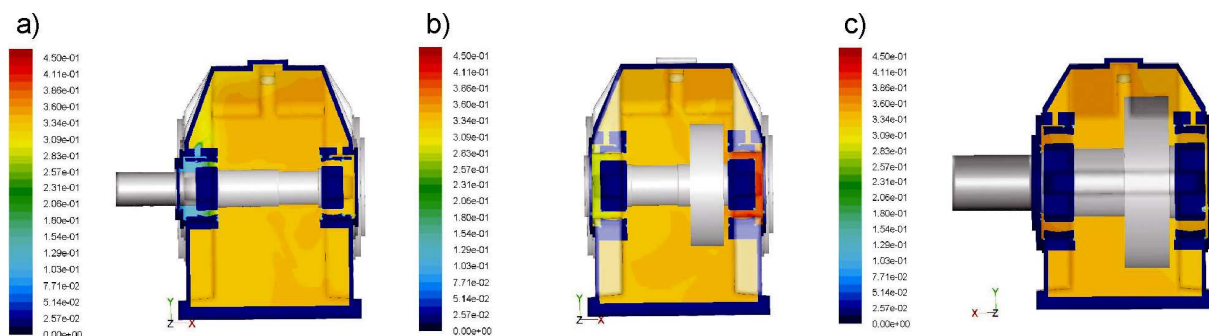
Wyniki obliczeń temperatury przedstawiono w postaci wykresów konturowych. Na rysunku 7a przedstawiono rozkład temperatur na elementach wewnętrznych przekładni. Nie obserwuje się znaczących gradientów temperatur na elementach zębatych. Temperatura łożysk jest nieznacznie zróżnicowana.



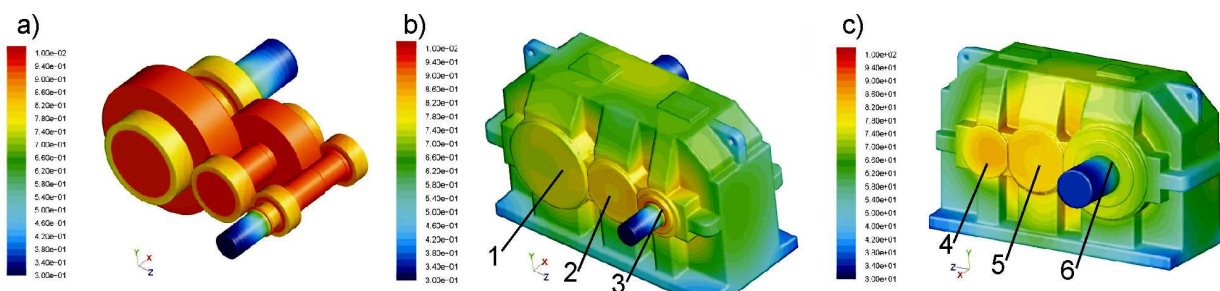
Rys.4. Prędkości mieszanki olejowo-powietrznej w płaszczyźnie przekroju przechodzącej przez oś wału
a) wejściowego, b) pośredniego i c) wyjściowego



Rys.5. Prędkości mieszanki olejowo-powietrznej w płaszczyźnie przekroju prostopadłej do osi wałów i przechodzącej przez środek pary ząbatej I stopnia



Rys.6. Stężenia oleju w mieszaninie olejowo-powietrznej w wybranych płaszczyznach przekroju



Rys.7. Obliczony rozkład temperatury a) elementów wewnętrznych przekładni oraz b, c) powierzchni zewnętrznej korpusu. Cyframi oznaczono punkty bezstykowego pomiaru temperatury

Natomiast na czopach wałów, chłodzonych intensywniej przez otaczające powietrze, różnice temperatur sięgają kilkudziesięciu stopni. Na rysunkach 7b, c przedstawiono rozkład temperatur zewnętrznej powierzchni korpusu przekładni.

Punkty pomiarowe oznaczono numerami od 1 do 6. Wartości obliczone i zmierzone różnią się o kilka stopni. Maksymalną temperaturę zaobserwowano na wałe szybkoobrotowym w pobliżu uszczelnienia. Temperatura obliczona wynosi w tym miejscu 103°C

a zmierzona 102°C. Stosunkowo wysoka temperatura wału jest spowodowana zastosowaniem podwójnego uszczelnienia. Wyniki obliczeń temperatury korpusu porównano z wynikami pomiarów dokonanych podczas prób odbiorczych przekładni i zebrano w tabeli 5.

Porównanie temperatury korpusu zmierzonej w wybranych punktach z wynikami obliczeń symulacyjnych

Tabela 5

Punkt	Temperatura obliczona [°C]	Temperatura zmierzona [°C]
1	70	67
2	78	83
3	103	102
4	85	82
5	78	80
6	70	65

W tabeli 6 zebrano parametry podsumowujące wyniki obliczeń symulacyjnych. Maksymalna temperatura korpusu wynosi 87°C (pomijając temperaturę czopa wału wejściowego), a minimalna 39°C.

Podsumowanie wyników obliczeń

Tabela 6

Parametr	Wartość
Całkowita moc strat	4,198 kW
Prędkość średnia mieszanki olejowo-powietrznej	0,49 m/s
Prędkość maksymalna	8,83 m/s
Maksymalna temperatura powierzchni zewnętrznej	103°C (102°C)
Maksymalna temperatura korpusu	87°C
Minimalna temperatura korpusu	39°C
Średnia temperatura korpusu	70°C
Średni współczynnik wymiany ciepła dla pow. zew. korpusu	15,4 W/m²K

Prędkość średnia przepływu czynnika smarującego jest stosunkowo niska i wynosi 0,49 m/s. Dla porównania średni przyrost temperatury Δt obliczony według wzoru (1) dla łącznej mocy strat 4,198 kW, powierzchni wymiany ciepła 5,75 m² i zalecanej w [6] wartości współczynnika wymiany ciepła $k = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ wynosi około 73°C, co daje średnią temperaturę korpusu 93°C wobec obliczonej 70°C i zmierzonej około 80°C. Wartość średniej wyników zmierzonych nie jest jednak reprezentatywna (do pomiaru wybrano punkty o potencjalnie najwyższej temperaturze). Wartość obliczona na podstawie wzoru (1) wydaje się być znacznie zawyższona.

5. Podsumowanie i wnioski

- Pomimo znacznych uproszczeń w modelu zjawisk zachodzących podczas pracy przekładni zębatej wyniki symulacji temperatury korpusu są zbliżone z wynikami pomiarów. Wątpliwość może budzić rozkład stężenia oleju w mieszaninie olejowo-powietrznej (gradienty stężeń powinny być znacznie

większe, w strefie przydennej stężenie powinno być bliższe jednoci. Dokładniejszy wynik jest możliwy do uzyskania przy zastosowaniu bardziej zaawansowanego modelu przepływu dwufazowego (VOF lub typu Euler-Euler).

- Kluczowe znaczenie ma poprawne sformułowanie mocy cieplnej źródeł; zastosowane przybliżone metody ich oszacowania wydają się być wystarczające zwłaszcza w odniesieniu do łożysk. Możliwe jest obliczenie sprawności zazębienia według metod uwzględniających w większym stopniu kinematykę zazębienia.
- Mimo fizycznej poprawności uzyskanych wyników obliczeń należy przeprowadzić pełniejszą walidację zastosowanej metody obliczeniowej w oparciu o obliczenia przeprowadzone dla innych typów przekładni, z zastosowaniem metod termowizyjnych do pomiaru rzeczywistego rozkładu temperatury.
- Ponieważ do obliczeń przyjęto w członie konwekcyjnym termicznego warunku brzegowego jedynie zalecaną wartość współczynnika wymiany ciepła, należy podjąć próbę rozszerzenia modelu obliczeniowego polegającą na uwzględnieniu ruchu powietrza na zewnątrz przekładni.
- Wykorzystanie uproszczonego modelowania numerycznego do określania parametrów cieplnych przekładni na etapie projektowania może być zastosowane i powinno przynieść wymierne korzyści w aspekcie jakości i efektywności projektowania przekładni zębatych. Odnosi się to zwłaszcza do konstrukcji przeznaczonych do pracy w środowisku zagrożonym wybuchem, gdzie dla przekładni dużej mocy wykonanie pomiarów temperatury dla znamionowych warunków pracy stanowi znaczne utrudnienie.

Literatura

1. Müller L.: Przekładnie zębate, projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
2. PN-EN 13463-1:2003 Urządzenia nieelektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem - Część 1: Podstawowe założenia i wymagania.
3. Fluent 6.3 User's Guide, September 2006.
4. Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiecki A.: Przekładnie zębate. PWN, 1995
5. „Nowy model SKF wyznaczania momentu tarcia” www.skf.com, dostęp 29.03.2010.
6. Czader W.: Pakiet programów „TLO”. Opis działania programu obliczania trwałości łożysk tocznych przekładni walcowych i kątowych (instrukcja wewnętrzna ITG KOMAG).
7. Manninen M., Taivassalo V., Kallio S.: On the mixture model for multiphase flow. VTT Publications 288, Technical Research Centre of Finland, 1996.

-
8. Harlow F.H., Nakayama P.I.: Transport of turbulence energy decay rate. University of California 1968, Rep. LA-3854.
 9. Launder B.E., Spalding D.B.: Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, 1972.
 10. Elgobashi S.E., Abou-Arab T.W.: A Two-Equation Turbulence Model for Two-Phase Flows, Phys. Fluids, 26, (1983), 931-938.
 11. HINZE J.O.: Turbulence. McGraw-Hill Publishing Co., New-York, (1975).
 12. Yakhot V., Orszag S.A.: Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory. Journal of Scientific Computing, 1(1):1–51, 1986.
 13. Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J.: A New $k-\epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation. Computers Fluids, 24(3):227–238, 1995.
 14. Orszag S.A., Yakhot V., Flannery W.S., Boysan F., Choudhury D., Maruzewski J., Patel B.: Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. In International Conference on Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, Arizona, 1993.
 15. Launder B.E., Spalding D.B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3:269–289, 1974.
 16. „Współczynniki emisyjności dla typowych materiałów”, www.fluke.co.uk, dostęp 29.03.2010
 17. Dudley D.W., Sprengers J., Schroder D., Yamashina H.: „Gear Motor Handbook”, Springer-Verlag 1995.

Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2011 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Wpływ dodatkowej prerotacji zasysanej strugi na obraz prędkości cieczy w przestrzeni przedwirnikowej pompy wirowej

Streszczenie

W numerze 2(114)2008 Maszyn Górniczych autorzy przedstawili możliwość regulacji pompy wirowej poprzez efektywne oddziaływanie na pole prędkości cieczy w obszarze przedwirnikowym. W niniejszym artykule przedstawiono budowę i możliwości eksperymentalne stanowiska pomiarowego zrealizowanego na potrzeby dalszych badań w zakresie tej tematyki. Celem badań jest określenie wpływu parametrów dodatkowej strugi płynu, wprowadzanej do przestrzeni przedwirnikowej, na jakość napływu strumienia na palisadę łopatek.

Summary

In *Maszyny Górnicze* No. 2(114) 2008 the authors presented a possibility of control of the centrifugal pump through effective control of fluid velocity in before-impeller zone. Design and testing abilities of measuring stand built for the requirements of further studies on that problem were presented. Determination of impact of parameters of additional fluid stream, introduced to before-impeller zone, on quality of stream inflow on blades is the project objective.

1. Wprowadzenie

Przedmiotem badań prowadzonych przez autorów jest nowy sposób regulacji pompy wirowej. Polega ona na wprowadzaniu dodatkowej strugi, mającej kształtować pole prędkości zasysanej strugi odpowiednio do warunków pracy maszyny.

Kształtowanie pola prędkości w obszarze przedwirnikowym ma na celu uzyskanie stycznego, czyli najbardziej korzystnego napływu cieczy na łopatki wirnika. Odbywa się ono poprzez oddziaływanie na główny strumień dodatkową strugą wprowadzaną w końcowym odcinku przewodu ssawnego pompy prostopadle do osi przepływu.

Dodatkowa struga wprowadzana jest przez specjalną głowicę prerotacyjną tuż przed wirnikiem badanej pompy, a pobierana jest z części tłocznej rurociągu. Badano wpływ parametrów strugi dodatkowej (wydatek, kształt, miejsce wprowadzania) na charakterystykę pompy.

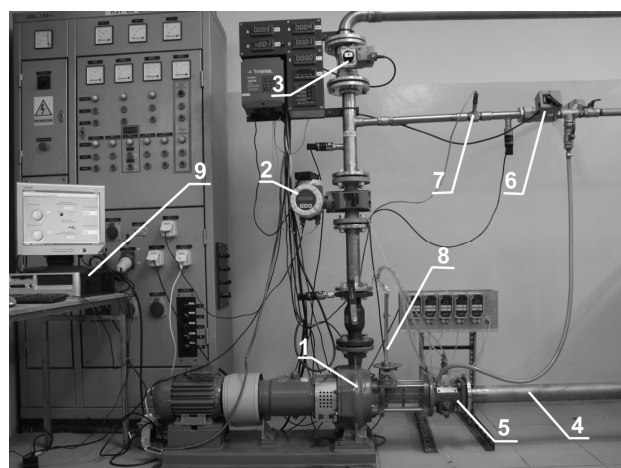
Omawiany sposób regulacji przedstawiony został w odrębnych pracach [1, 2].

2. Stanowisko pomiarowe

Dla przeprowadzenia badań zbudowano stanowisko badawcze przedstawione na rysunku 1. Obroty badanej pompy wirowej można regulować w sposób płynny. Do regulacji wydajności pompy służy zawór zabudowany na przewodzie tłocznym. W przewodzie ssawnym umieszczono sondę kulową, którą podłączono do przetworników ciśnień połączonych z wyświetlaczami. Sonda pozwala na wyznaczenie wektora prędkości cieczy w badanym punkcie przewodu ssaw-

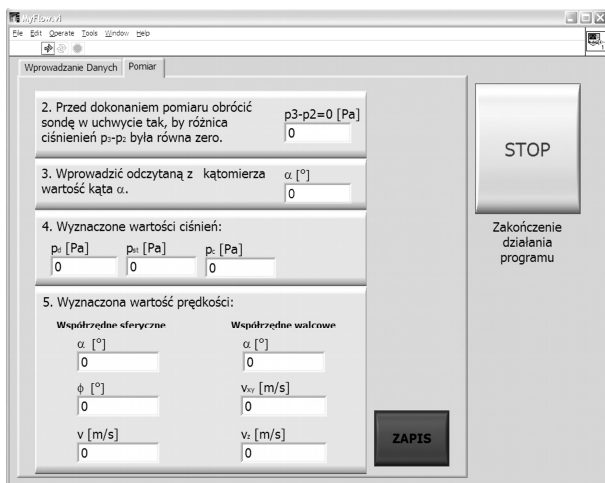
nego. Metodyka pomiaru rozkładów prędkości cieczy za pomocą sond kulowych przedstawiona jest m.in. w pracy [4]. Sygnały z przetworników są zbierane również przez kartę pomiarową i następnie przesyłane do komputera z zainstalowanym programem MyFlow. Program ten stworzono specjalnie na potrzeby pomiarów na opisywanym stanowisku. Dzięki temu wartości mierzone są w sposób ciągły i pozwalają wyznaczyć wektor prędkości w danym punkcie pomiarowym.

Główne okno programu przedstawiono na rysunku 2. Dane w programie MyFlow zapisywane są w sposób pozwalający na ich eksport do innych programów (np. Matlab, Mathcad, Excel).



Rys. 1. Stanowisko pomiarowe

1 – pompa wirowa, 2 – przepływomierz, 3 – zawór dławiący na strumieniu głównym, 4 – przewód ssawny, 5 – przystawka prerotacyjna, 6 – zawór sterujący strumieniem dodatkowym, 7 – przepływomierz strumienia dodatkowego, 8 – sonda kulowa, 9 – komputer sterująco-rejestrujący

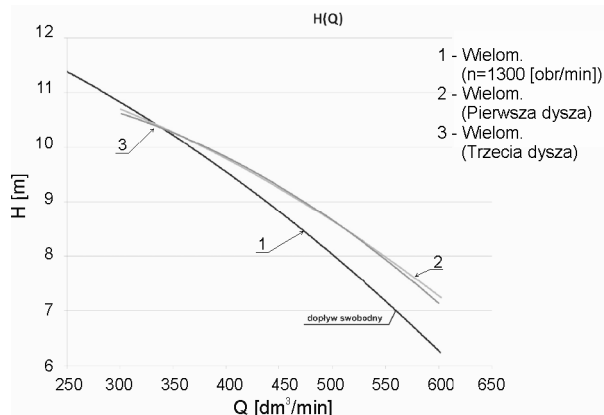


Rys.2. Główne okno programu pomiarowego MyFlow

3. Wyniki pomiarów

Opisane stanowisko pomiarowe pozwala na wyznaczenie przestrzennych pól prędkości tuż przed wirnikiem pompy, a więc w obszarze, gdzie wpływ naturalnej prerotacji na ukształtowanie zasysanej strugi będzie największy. Obrazy pól prędkości można uzyskiwać zarówno dla dopływu swobodnego, jak i dla przypadków interferencji krętu naturalnego z dodatkowo wytwarzanym zawirowaniem strugi. Przedstawione wyniki badań dotyczą eksperymentu przeprowadzonego zarówno przy dopływie swobodnym, jak i z wymuszoną prerotacją. Dzięki temu istnieje możliwość porównania zjawisk zachodzących w przestrzeni przedwornikowej w obu typach dopływów. Badania przeprowadzano w szerokim zakresie pracy pompy z różnorodnymi ustawieniami parametrów strugi prerotacyjnej. Na rysunkach nr 3, 4, 5 i 6 przedstawiono niektóre wyniki pomiarów dla następujących parametrów:

- prędkość obrotowa pompy 1300 obr/min,
- wydajność pompy 300 l/min,
- wielkość strumienia prerotacyjnego 6% wydajności pompy,



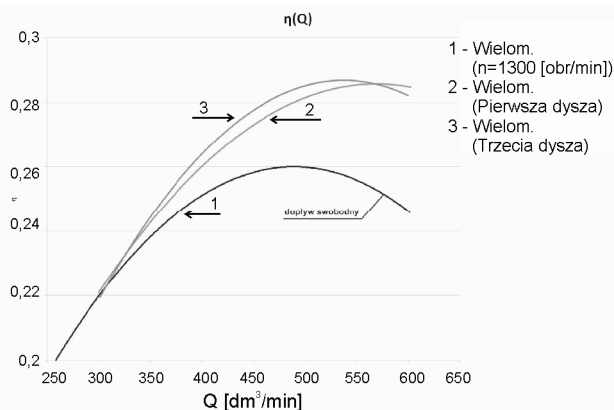
Rys.3. Wysokość podnoszenia badanej pompy przy dopływie swobodnym (bez strumienia dodatkowego) i przy wymuszonej prerotacji (strumień dodatkowy wprowadzany przez pierwszą i trzecią dyszę prerotacyjną)

- miejsce iniekcji dodatkowej strugi dysze kołowe nr I i II (najbliżej i najdalej od wirnika).

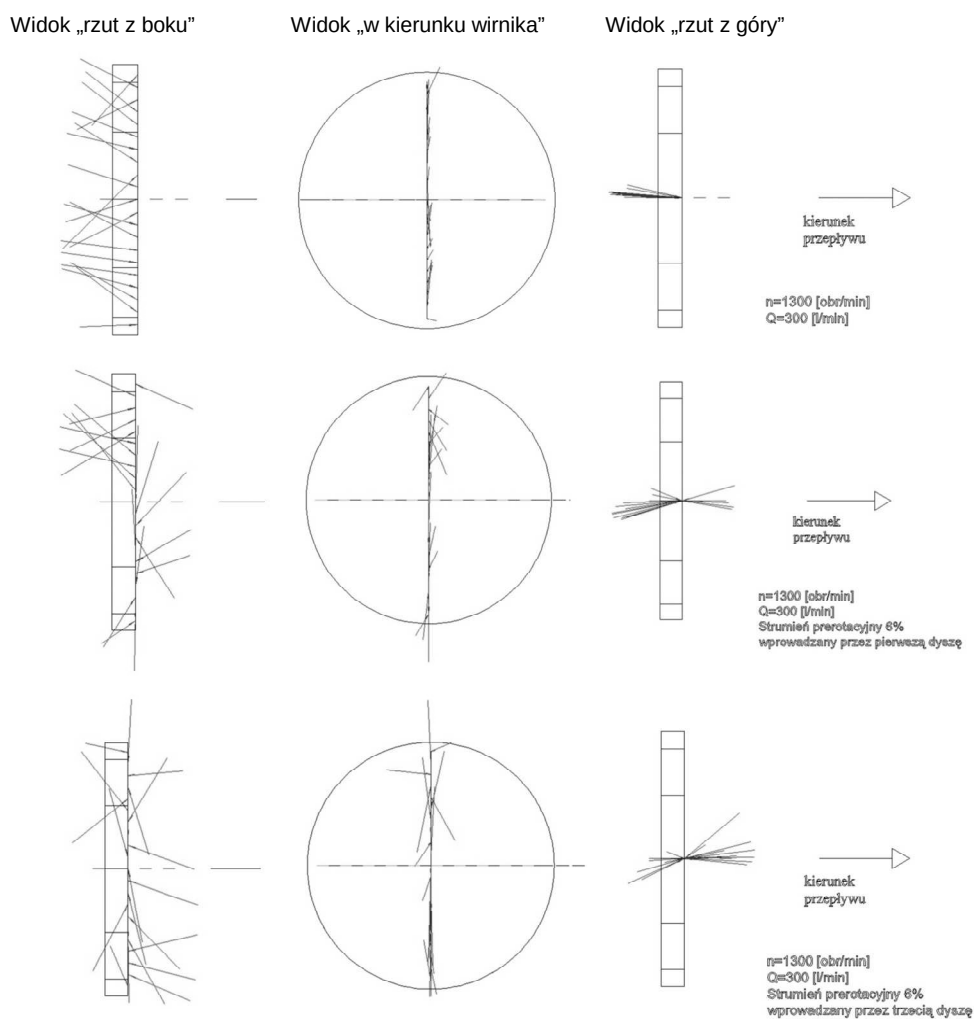
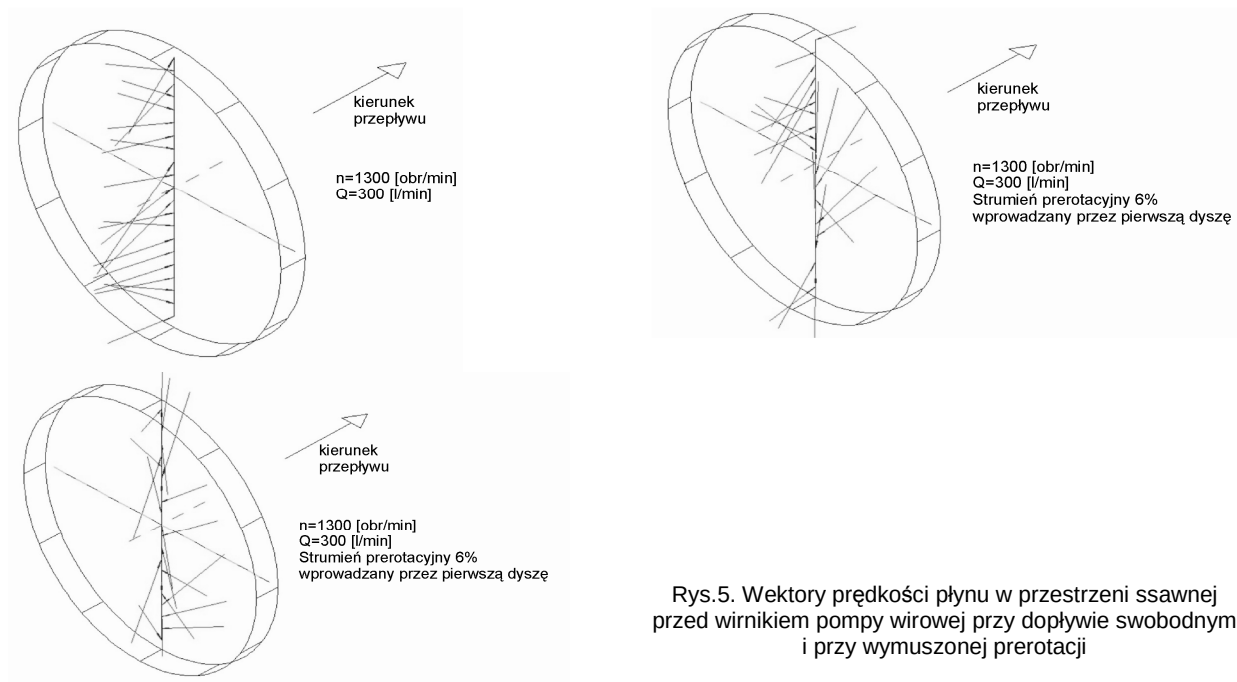
Zgromadzone dane pomiarowe pozwalają na wyznaczenie składowych wektora prędkości w każdym z badanych punktów sondowanego profilu. Dzięki temu można konstruować przestrzenne rozkłady wektorów prędkości płynu w formie grafiki 3D.

Uzyskane wyniki, przedstawione w pracy w formie graficznej, wyraźnie wskazują na różnice w obrazach pól prędkości przy pracy pompy z dopływem swobodnym oraz przy wprowadzaniu dodatkowego strumienia zawirowującego. Różnice są wyraźne zwłaszcza (rys. 6) na zestawieniu poszczególnych profili prędkości pokazanych w różnych rzutach (rzut „z góry”, rzut „z boku” i rzut „w kierunku wirnika” czyli zgodnie z napływem cieczy do wirnika). Jednocześnie można dostrzec podobieństwo w polach prędkości uzyskanych przy wprowadzaniu dodatkowego strumienia prerotacyjnego przez dyszę pierwszą i trzecią. Potwierdzają to charakterystyki pompy zmierzone przy tych samych warunkach pracy, które praktycznie pokrywają się dla strumienia prerotacyjnego wprowadzanego przez dyszę pierwszą i trzecią. Warto zwrócić uwagę na mocno nieregularny kształt pól prędkości przy wprowadzaniu dodatkowego strumienia. Świadczyć to może o znacznej dynamice zmian pól prędkości.

Zastanawiające jest również odwrócenie prędkości (zmiana zwrotu wektorów) w środkowej części przewodu (przy przepływie z dodatkowym strumieniem). Oznaczałoby to, iż w środku przewodu formuje się struga, która przeciwstawia się napływowi cieczy na wirnik, co z kolei może wymuszać przepływ cieczy napływającej z przewodu ssawnego bliżej ścianek przewodu, a więc powodować napływ cieczy na wirnik na większej średnicy. Być może tak napływająca ciecz trafia na łopatki wirnika „bardziej” stycznie, a to powoduje wzrost sprawności widoczny na charakterystykach (rys. 4). Weryfikacja takiej tezy wymaga jednak przeprowadzenia dalszych poszerzonych badań omawianego zagadnienia przy użyciu również innych metod pomiarowych.



Rys.4. Sprawność badanej pompy przy dopływie swobodnym (bez strumienia dodatkowego) i przy wymuszonej prerotacji (strumień dodatkowy wprowadzany przez pierwszą i trzecią dyszę prerotacyjną)



Rys.6. Rozkład prędkości płynu w przestrzeni ssawnej przed wirnikiem pompy wirowej przy dopływie swobodnym i wymuszonej prerotacji [$n = 1450$ obr/min i $Q = 50$ l/min] a) widok z boku wirnika, b) widok w kierunku wirnika, w osi przewodu, c) widok z góry wirnika

Literatura

1. Mikoś M., Kalukiewicz A., Karch M.: Wykorzystanie dodatkowego zawirowania zasysanej strugi do kształtowania charakterystyk pompy wirowej. *Maszyny Górnicze* nr 2/2008.
2. Mikoś M., Karch M.: The effect of the modification of the bleeding method for regulation of the impeller pump efficiency. *Mechanics*. AGH University of Science and Technology. 2008 vol. 27 no 2.
3. Mikoś M., Karch M.: O możliwości stałociśnieniowej regulacji wydajności pompy wirowej. *Gospodarka Wodna* nr 3/2009.
4. Troskolański A.T.: *Hydromechanika techniczna*. Tom III. PWT 1957.

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2011 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich*

Prace projektowo – badawcze z obszaru dedykowanej aparatury pomiarowej realizowane w Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie

Ciągłe doskonalenie jakości oraz rosnące wymagania bezpieczeństwa produkowanych maszyn i urządzeń stawiają coraz większe wymagania laboratoriom w zakresie stosowanej aparatury pomiarowej oraz metodyk badawczych. Niestandardowe wymagania badawcze Klienta, jak również ekstremalne warunki przeprowadzania badań, wymagają często opracowania dedykowanej aparatury pomiarowej. W niniejszym artykule przedstawiono opis kilku urządzeń pomiarowych opracowanych i wykonanych w Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, które zostały wykorzystane w realizowanych pracach badawczych.

Summary

Constant improvement of work quality and increasing requirements as regards safety of machines and equipment places higher and higher requirements to laboratories as regards measuring instrumentation and testing methodology. Special demand of clients as well as extreme conditions of testing require development of dedicated instrumentation. Examples of few measuring instruments made in the Laboratory of Applied Tests and used in KOMAG Institute of Mining Technology in realization of research projects were presented in the paper.

1. Wprowadzenie

Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, ukierunkowane jest na realizację prac badawczo-pomiarowych zarówno zewnętrznych partnerów przemysłowych, jak i wewnętrznych zakładów projektowo-badawczych. Laboratorium posiada akredytację Polskiego Centrum Akredytacji w zakresie badań: hałasu, drgań, temperatury, wielkości mechanicznych oraz związanych z Dyrektywą 94/9/WE (ATEX). Laboratorium wyposażone jest w wysokiej klasy aparaturę pomiarową, umożliwiającą realizację badań o najwyższej jakości.

Specyfika prowadzonych prac badawczych realizowanych często w trudnych, a nawet ekstremalnych warunkach, jak również niestandardowe wymagania pomiarowe sprawiają, że do realizacji tego typu badań często wymagana jest dedykowana aparatura badawczo-pomiarowa. W Laboratorium, realizowane są zatem prace projektowo-konstrukcyjne, których efektem jest wytwarzanie specjalistycznej aparatury pomiarowej.

W niniejszym artykule przedstawiono wybrane zagadnienia zrealizowanych projektów, których celem było m.in. opracowanie dedykowanej aparatury pomiarowej.

2. Dedykowana aparatura pomiarowo-badawcza

W ramach dedykowanej aparatury pomiarowo-badawczej opracowano między innymi:

- 7 – kanałowy rejestrator temperatury,
- rejestrator analogowy z pamięcią danych,

- wzmacniacz tensometryczny przeznaczony do pomiarów dynamicznych naprężeń w linopędni maszyny wyciągowej, wyposażony w układ transmisji radiowej,
- 4 – kanałowy wzmacniacz tensometryczny przeznaczony do pomiaru dynamicznych naprężeń w linopędni maszyny wyciągowej,
- układ do pomiarów parametrów napędu dołowego wozu odstawczego,
- przyrząd do pomiaru prędkości oraz drogi hamowania pojazdów oponowych i szynowych.

2.1. 7 – kanałowy rejestrator temperatury

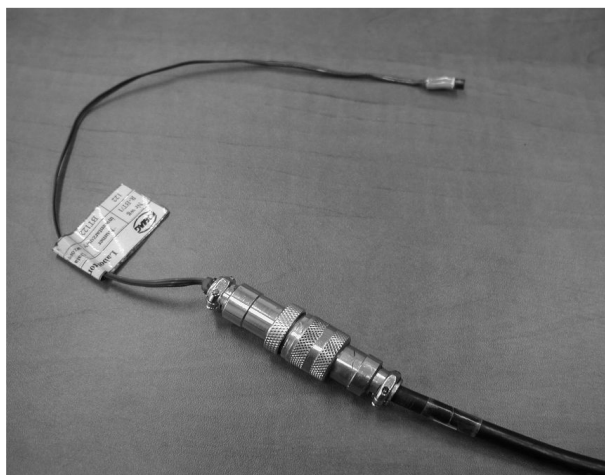
Rejestrator temperatury, zaprojektowano i wykonano bazując na mikrokontrolerze rodziny 8051, którego parametry metrologiczne i funkcjonalne są następujące:

- 7 niezależnych kanałów pomiarowych,
- przetworniki temperatury wyposażone w magistralę cyfrową 1 – WIRE,
- zakres pomiarowy - 55°C ÷ + 125°C,
- dokładność pomiarowa ± 0,5 °C w zakresie - 10°C ÷ + 85°C,
- mechanizm autodiagnostyki przetworników pomiarowych (detekcja uszkodzonego przetwornika),
- częstotliwość próbkowania 0,5 Hz,
- transmisja danych pomiarowych do komputera PC poprzez interfejs RS232C,
- zasilanie 12 V z zewnętrznego zasilacza lub akumulatora żelowego.

Na rysunku 1 przedstawiono widok jednostki centralnej rejestratora oraz jednego z przetworników temperatury.



Rys.1. Widok jednostki centralnej oraz jednego z przetworników temperatury



Dzięki wyposażeniu rejestratora w przetworniki temperatury z wyjściem cyfrowym (magistrala 1 – WIRE) zminimalizowano wpływ zakłóceń na wartość mierzonego sygnału. Jednocześnie uzyskano możliwość znacznego wydłużenia przewodów łączących przetworniki temperatury z jednostką centralną, co zapewniło większą elastyczność w rozmieszczeniu systemu pomiarowego na badanych obiektach (np. na poruszającej się kolejce górniczej).

Dużym udogodnieniem zastosowanym w rejestratorze jest wyposażenie go w prosty interfejs komunikacyjny RS232C transmitujący dane pomiarowe w kodzie ASCII. Pozwala to na połączenie rejestratora z dowolnym komputerem PC wyposażonym w złącze portu.

Opracowany rejestrator, ze względu na swoją niezawodność i odporność na trudne warunki pracy, jest wykorzystywany w pracach badawczych z zakresu pomiarów temperatur powierzchni maszyn i urządzeń stosowanych między innymi w górnictwie węglowym.

2.2. Rejestrator analogowy z pamięcią próbek

Badania, podczas których istotne jest mierzenie zmian określonych parametrów (np. ciśnienia, siły, napięcia lub prądu), w długim okresie czasu, wymagają zastosowania rejestratora sygnałów wolnozmiennych.

Ze względu na to, iż większość tego typu badań prowadzona jest w trudnych warunkach (np. podziemia kopalń), gdzie istnieje duże ryzyko uszkodzenia aparatury, zdecydowano się na opracowanie dedykowanego rejestratora analogowego, który charakteryzuje się następującymi parametrami technicznymi:

- 8 kanałów pomiarowych,
- pomiar napięcia w podzakresach: 5 V, 10 V i 20 V dla każdego kanału,
- pomiar temperatury za pomocą czujników PT100 na dwóch kanałach,
- regulowana częstotliwość próbkowania w zakresie od 0,01 Hz do 1000 Hz (jednakowa dla wszystkich kanałów),

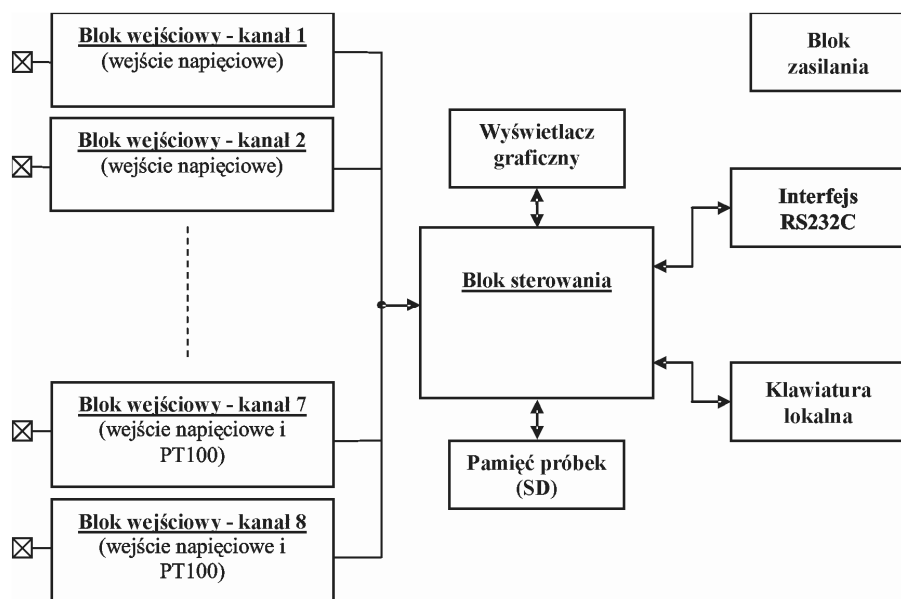
- rejestracja danych w pamięci rejestratora (karta pamięci typu SD),
- graficzny wyświetlacz LCD przeznaczony do wyświetlania przebiegów czasowych rejestrowanych sygnałów oraz parametrów pracy rejestratora,
- klawiatura lokalna,
- diody LED informujące o stanie pracy wejść pomiarowych (kolor zielony – wejście aktywne/rejestracja, kolor czerwony – zakres przekroczony),
- komunikacja z komputerem za pomocą łącza RS232 (diagnostyka oraz przesył danych pomiarowych),
- zasilanie z wewnętrznego akumulatora oraz zewnętrznego źródła napięcia stałego w zakresie 9 – 12 V.

Na rysunku 2 przedstawiono schemat blokowy rejestratora analogowego z pamięcią próbek.

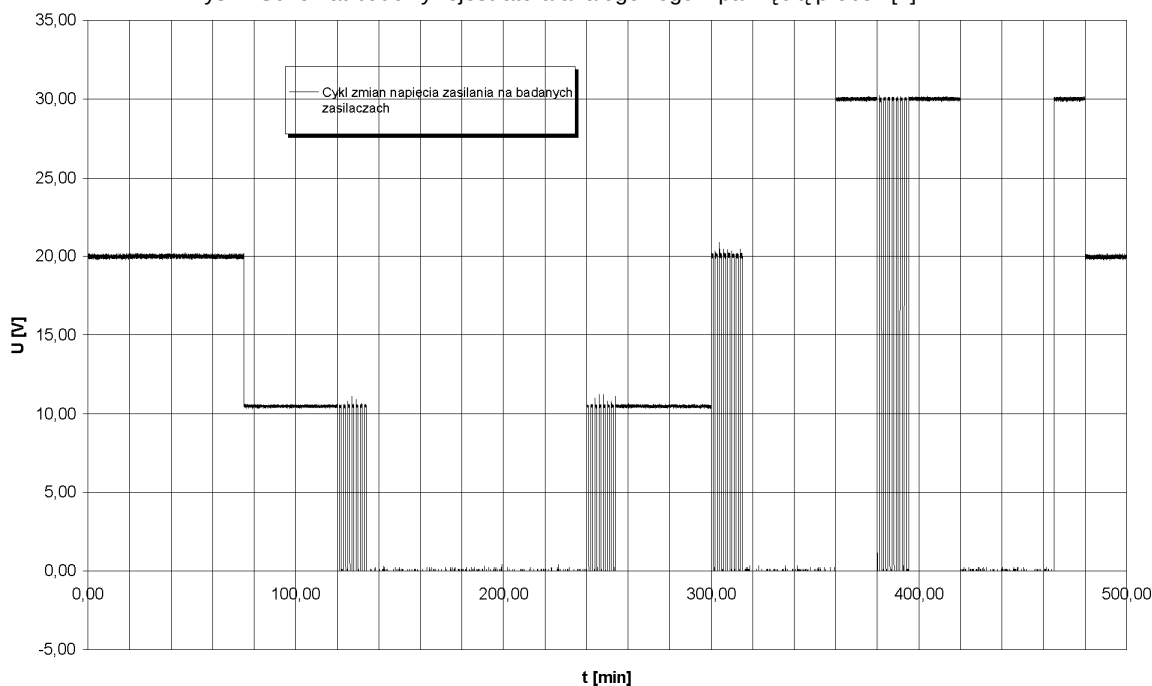
Opracowany rejestrator jest wykorzystywany do rejestracji przebiegów wolnozmiennych tam, gdzie zastosowanie drogiej aparatury pomiarowej jest ryzykowne. Przykładem aplikacji pomiarowej, w której wykorzystano opisany rejestrator były badania termiczno-napięciowe zasilaczy sterujących białymi diodami LED. Zadaniem urządzenia pomiarowego była rejestracja cyklu zmian napięć zasilających badane zasilacze. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy przebieg zarejestrowanego cyklu napięciowego trwającego 500 minut (częstotliwość próbkowania 1 Hz).

2.3. Wzmacniacze tensometryczne przeznaczone do pomiarów odkształceń dynamicznych w linopędni maszyny wyciągowej

Jednym z zadań badawczych, jakie zrealizowano w Laboratorium, były badania dynamicznych odkształceń linopędni maszyny wyciągowej podczas normalnej pracy (transport urobku węgla). Z przeprowadzonych analiz MES wynikało, że punkty, w których powinny zostać naklejone tensometry znajdowały się wewnątrz linopędni. W związku z tym, jedynym sposobem wykonania pomiarów odkształceń było zainstalowanie aparatury pomiarowej wewnątrz linopędni.



Rys.2. Schemat budowy rejestratora analogowego z pamięcią próbek [2]



Rys.3. Przykładowy przebieg zarejestrowanego przebiegu napięciowego [3]

Wymagało to rozwiązania problemu metrologicznego, gdyż żaden z posiadanych w Laboratorium systemów do pomiarów tensometrycznych nie mógł zostać zainstalowany we wnętrzu linopędni, bez wcześniej wykonanej, odpowiedniej modyfikacji. Ponadto, koszty zakupu odpowiedniej aparatury oraz duże ryzyko jej zniszczenia, nie pozwalały na jej użycie do tego celu. W związku z tym, zdecydowano się na opracowanie dwóch dedykowanych wzmacniaczy tensometrycznych, których właściwości metrologiczne i użytkowe dostosowano do warunków, w jakich wykonywany był pomiar.

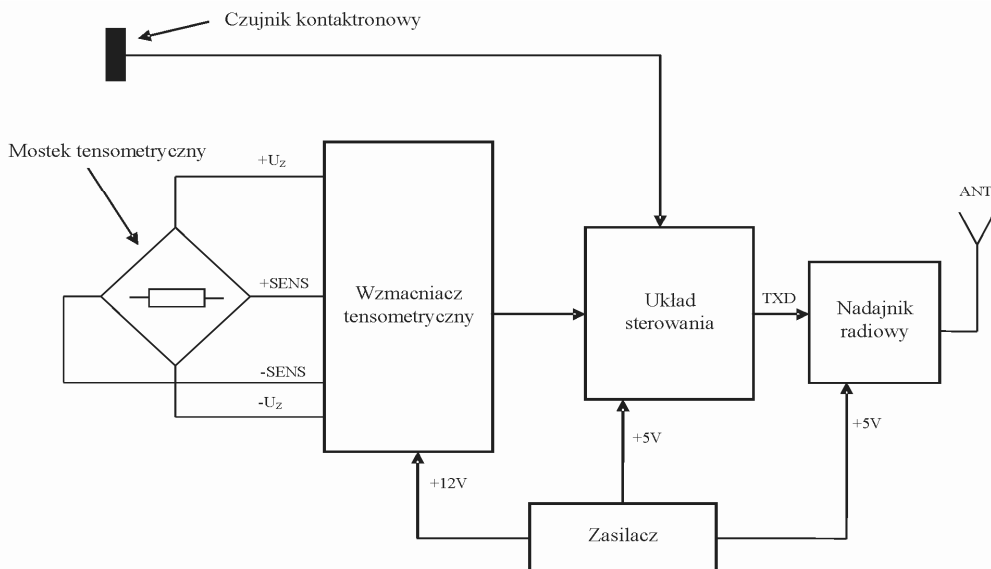
Pierwsza z omawianych konstrukcji wzmacniaczy została zaprojektowana, jako dwa niezależne moduły komunikujące się między sobą drogą radiową. Pierw-

szy z nich (zabudowany wewnątrz linopędni) zawierał 1 – kanałowy wzmacniacz tensometryczny (zasilany napięciem stałym), który mierzył napięcie rozstrojenia mostka (a tym samym odkształcenie) w zakresie 2 mV/V oraz nadajnik radiowy. Drugi z modułów zawierał odbiornik radiowy oraz układ mikroprocesorowy, którego zadaniem była konwersja odbieranych wartości napięcia rozstrojenia mostka tensometrycznego na postać zrozumiałą dla użytkownika oraz jej przesłanie do komputera PC za pośrednictwem interfejsu RS232C. Oba moduły były zasilane z pojedynczych ogniw bateryjnych. Moduł nadajnika charakteryzował się zwartą konstrukcją, co pozwoliło na jego swobodny i bezpieczny montaż wewnątrz linopędni, bez jakiegokolwiek obawy o wpływ jego masy, na wynik pomiarów odkształceń.

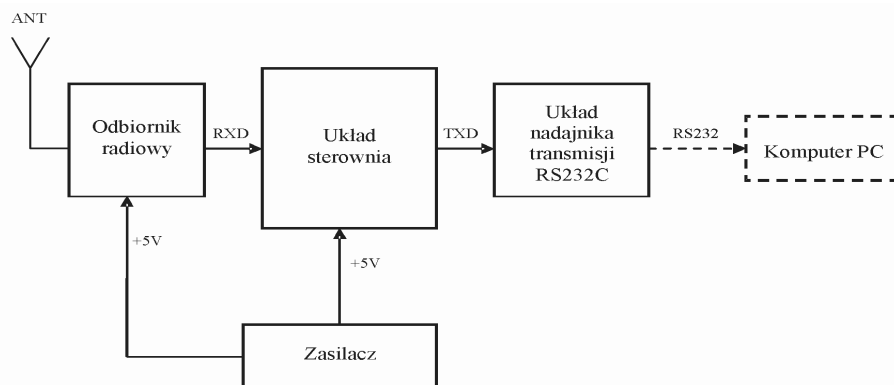
Dzięki innowacyjnemu rozwiązaniu komunikacji radiowej pomiędzy modułami (pasmo 433MHz), uzyskano możliwość bieżącego śledzenia wartości mierzonej podczas wykonywania badań. Pozwoliło to na ocenę poprawności działania zainstalowanych tensometrów w wybranych punktach pomiarowych, jak również umożliwiło wstępną ocenę wyników mierzonych i porównanie ich z wynikami symulacji MES.

Dodatkowo, część nadawczą wyposażono w przetwornik kontaktronowy, dzięki któremu możliwe było określenie pełnych obrotów linopędni w funkcji mierzonych odkształceń.

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono schematy blokowe wzmacniaczy, z podziałem na część pomiarowo-nadawczą i odbiorczą, natomiast na rysunku 6 przedstawiono widok części pomiarowo-nadawczej zainstalowanej wewnątrz.



Rys.4. Schemat blokowy części pomiarowo-nadawczej wzmacniacza tensometrycznego [4]



Rys.5. Schemat blokowy części odbiorczej wzmacniacza tensometrycznego [4]



Rys.6. Widok wzmacniacza tensometrycznego zamontowanego wewnątrz linopędni maszyny wyciągowej [4]

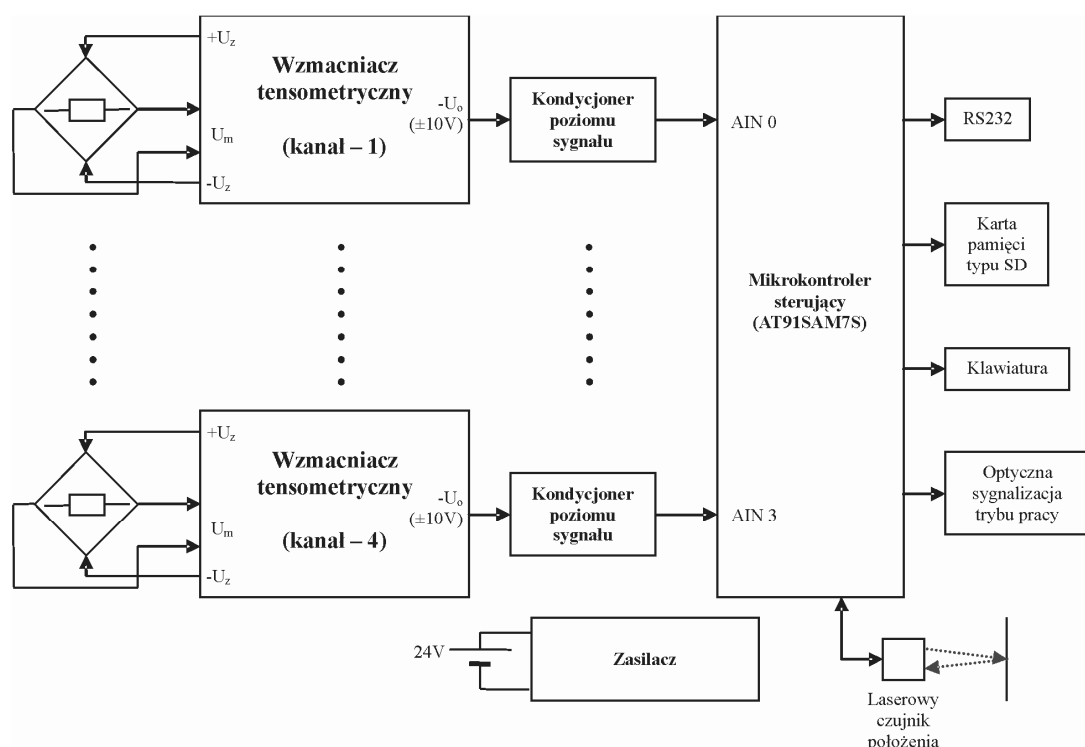
Za pomocą wzmacniacza przeprowadzono badania dynamicznych odkształceń w linopędni maszyny wyciągowej w KWK „Wujek”.

Druga z opracowanych konstrukcji wzmacniacza tensometrycznego, przeznaczonego do pomiarów odkształceń wewnątrz linopędni maszyny wyciągowej została wykonana jako autonomiczne urządzenie pomiarowe. Zgodnie z przyjętymi założeniami, układ ten realizował pomiar odkształceń w czterech punktach wewnętrznej powierzchni linopędni (4 kanały pomiarowe – pomiar napięcia rozstrojenia pełnego mostka tensometrycznego w zakresie 2 mV/V). Zapis danych pomiarowych został zrealizowany w wewnętrznej pamięci urządzenia, co przy zasilaniu z akumulatora żelowego pozwalało na wielogodzinną rejestrację danych pomiarowych. W celu uproszczenia procedury sterowania

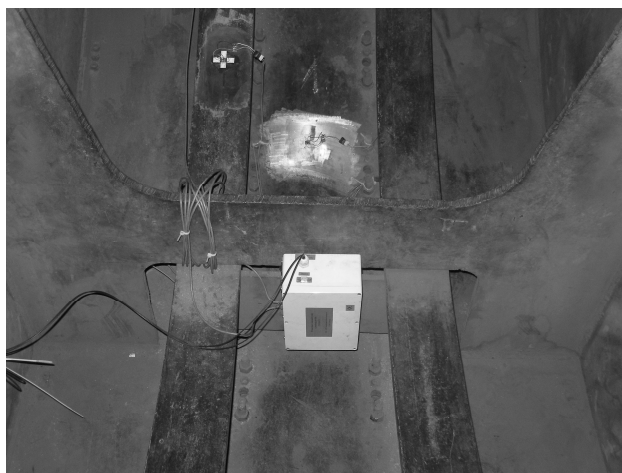
urządzeniem zastosowano prostą, dwuklawiszową klawiaturę, za pomocą której możliwe było sterowanie pracą urządzenia pomiarowego.

Za pomocą wzmacniacza przeprowadzono badania dynamicznych odkształceń w linopędniach maszyn wyciągowych w KWK „Bielszowice” oraz w Zakładzie Górniczym Rudna Polkowice KGHM Polska Miedź S.A. (rys. 8).

Podjęcie tematyki badań odkształceń w konstrukcjach linopędni maszyn wyciągowych i towarzyszące im prace projektowo-konstrukcyjne w zakresie opracowania dedykowanej aparatury pomiarowej znacząco rozszerzyły możliwości badawcze Laboratorium oraz otworzyły drogę do realizacji kolejnych prac z tego obszaru badawczego, wykonywanych w ekstremalnie trudnych warunkach eksploatacyjnych.



Rys.7. Schemat blokowy czterokanałowego wzmacniacza tensometrycznego z pamięcią próbek [4]



Rys.8. Wygląd umieszczenia 4-kanałowego wzmacniacza tensometrycznego wewnątrz linopędni [5]

2.4. Układ do pomiarów parametrów układu napędowego dołowego wozu odstawczego typu CB4-PCK firmy ZANAM – LEGMET Sp. z o.o.

Istnieje wiele metod badań parametrów napędów pojazdów, spośród których najbardziej popularną jest metoda wykorzystująca hamownię stacjonarną. Umożliwia ona płynną regulację obciążenia, a tym samym badanie zmiennych parametrów napędu. W przypadku, gdy istotą oceny parametrów pracy napędu jest określenie obciążenia w warunkach rzeczywistej eksploatacji, metoda ta nie zawsze jest możliwa do zastosowania.

W Laboratorium Badań Stosowanych podjęto realizację pracy badawczej mającej na celu dokonanie pomiarów parametrów jazdy na obiekcie rzeczywistym, podczas jednej zmiany roboczej. Jako obiekt badawczy wykorzystano wóz odstawczy typu CB4 – PCK firmy ZANAM LEGMET stosowany powszechnie w transporcie rudy miedzi w kopalniach należących do KGHM Polska Miedź S.A. Na rysunku 9 przedstawiono widok badanego wozu.

Po przeprowadzonych analizach ustalono, że do określenia zapotrzebowania na moc, w ciągu zmiany roboczej, należy rejestrować następujące wielkości:

- moment obrotowy, przekazywany z silnika do układu jezdnego maszyny,
- prędkość obrotową wału silnika spalinowego,
- prędkości jazdy maszyny – poprzez pomiar prędkości obrotowej wału Cardana,
- kierunek jazdy pojazdu,
- aktualne wykorzystywane przełożenie (bieg).

W tym celu opracowano system pomiarowy z rejestracją wyspecyfikowanych wielkości na wspólnej podstawie czasu. Ze względu na brak możliwości technicznych zabudowy uniwersalnego przetwornika momentu obrotowego pomiędzy silnikiem, a pozostałą częścią układu napędowego, zdecydowano się na adaptację wału Cardana badanej maszyny, jako przetwornika momentu obrotowego. Takie rozwiązanie wymusiło podział układu pomiarowego na część bezprzewodową, mierzącą moment obrotowy na wirującym wale Cardana oraz na część układu odpowiedzialną za odbiór danych momentu obrotowego, pomiar pozostałych parametrów pracy maszyny i akwizycję danych. Realną możliwością przesyłu w czasie rzeczywistym aktualnej wartości momentu obrotowego było wykorzystanie transmisji radiowej. Rozwiązanie to umożliwiło swobodne rozmieszczenie części odbiorczej układu pomiarowego wewnątrz badanego wozu, przy zachowaniu poprawnej transmisji wartości momentu obrotowego. Na rysunku 10 przedstawiono ogólny schemat blokowy omawianego układu pomiarowego.

Wspomniana adaptacja wału Cardana, jako przetwornika pomiarowego momentu obrotowego, niosła za sobą konieczność utworzenia jego modelu MES. Na podstawie przeprowadzonych symulacji wybrano miej-

sce naklejenia tensometrów. Kolejnym krokiem było zaprojektowanie i wykonanie wzmacniacza tensometrycznego, który zainstalowany na wale Cardana przekazywał drogą radiową do części odbiorczej aktualną wartość momentu obrotowego. Ostatecznie całość, przed zainstalowaniem na badanym wozie, poddano wzorcowaniu na hamowni. Na rysunku 11 przedstawiono widok wału Cardana, na którym zainstalowano omawiany wzmacniacz tensometryczny.

W efekcie prowadzonych prac projektowo-konstrukcyjnych uzyskano system pomiarowy, który zgodnie z założeniami pozwolił na przeprowadzenie ciągłej rejestracji parametrów napędu wozu odstawczego. Uzyskane wyniki badań potwierdziły możliwość adaptacji wału Cardana, wraz z dedykowanym wzmacniaczem tensometrycznym, jako autonomicznego przetwornika momentu obrotowego. Jednocześnie rozwiązanie to dało szerokie możliwości pomiaru momentu obrotowego tam, gdzie nie ma możliwości zainstalowania tradycyjnego przetwornika.

2.5. Przyrząd do pomiaru prędkości jazdy oraz drogi hamowania pojazdów oponowych i szynowych

W ramach prac badawczych opracowano również przyrząd do pomiaru prędkości jazdy oraz drogi hamowania wielkogabarytowych pojazdów oponowych, lokomotyw szynowych i kolejek podwieszanych. Układ zaprojektowano w celu ułatwienia prac badawczych, zmniejszając przy tym błędy pomiaru. Efektem prowadzonych prac było uzyskanie przez Laboratorium akredytacji w wyżej wymienionym zakresie.

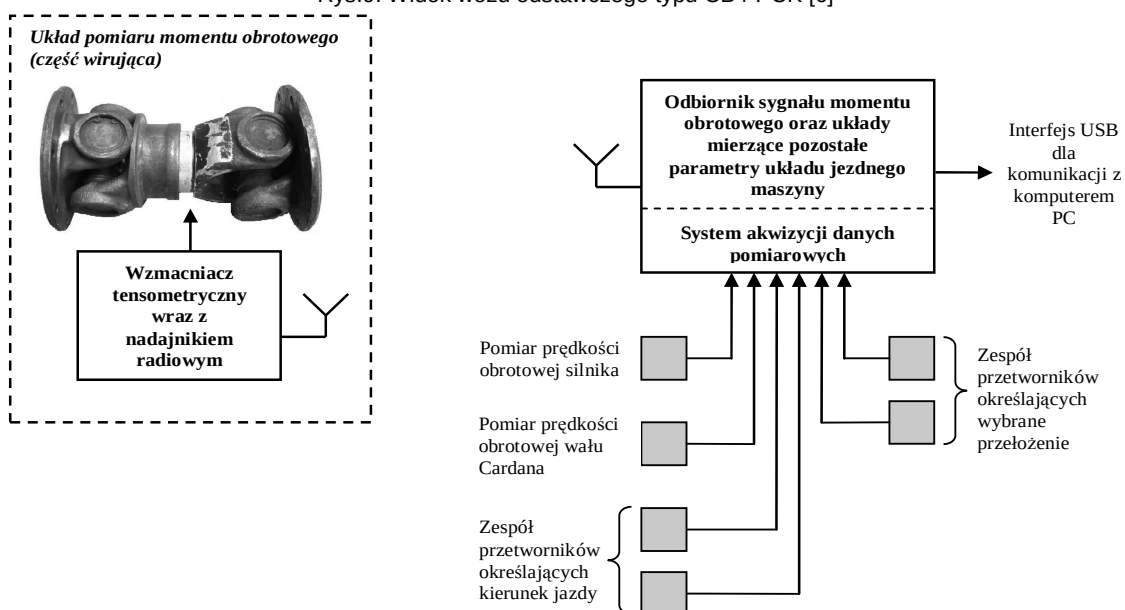
Opracowany układ pomiarowy charakteryzuje się następującymi parametrami technicznymi:

- realizacja pomiaru drogi hamowania pojazdów oponowych, lokomotyw szynowych i kolejek podwieszanych zgodnie z normami PN-EN ISO 3450, PN-EN 1889-1 oraz PN-EN 1889-2,
- realizacja pomiaru prędkości jazdy zgodnie z normą PN-ISO 6014,
- maksymalna mierzona prędkość pojazdu: 15 m/s,
- maksymalna mierzona długość drogi hamowania: 40 m,
- możliwość równoczesnego pomiaru obydwu parametrów podczas tego samego przejazdu maszyny po torze pomiarowym,
- łatwa oraz szybka instalacja układu pomiarowego umożliwiającego pomiar dla dowolnego z wymienionych wyżej typów maszyn,
- prosta i intuicyjna obsługa, prezentacja wyników pomiarów w sposób jasny i przejrzysty dla potencjalnego użytkownika,
- zasilanie układu pomiarowego z baterii lub akumulatora umożliwiające co najmniej dwie godziny ciągłej pracy,
- detekcja niskiego poziomu napięcia zasilania urządzenia.

Ogólną zasadę działania przyrządu pomiarowego przedstawiono na rysunku 12.



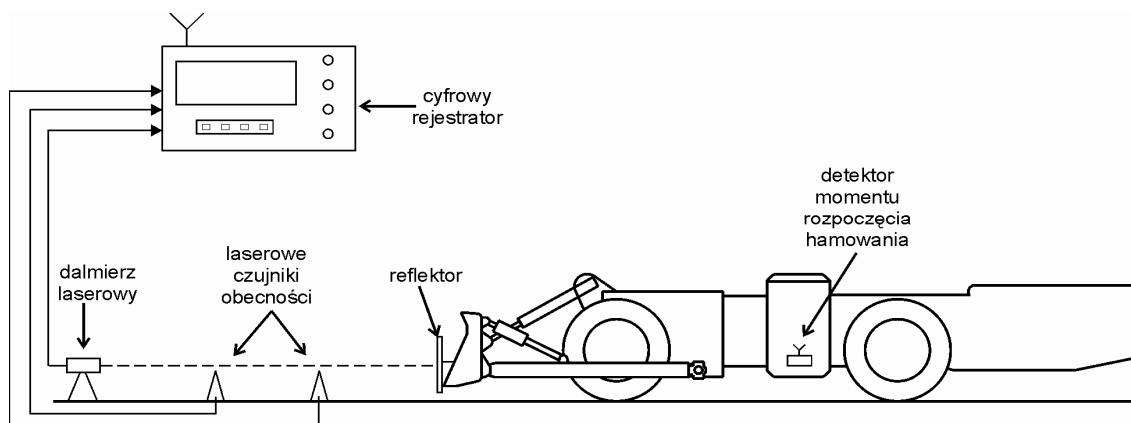
Rys.9. Widok wozu odstawczego typu CB4-PCK [6]



Rys.10. Schemat blokowy układu pomiarowego [7]



Rys.11. Widok wału Cardana wraz z zabudowanym wzmacniaczem tensometrycznym [6]



Rys.12. Schemat układu pomiarowego realizującego pomiar prędkości jazdy oraz długości drogi hamowania pojazdów [8]

Pomiar prędkości jazdy realizowany jest za pomocą laserowych czujników obecności. Długość drogi hamowania wyznaczana jest na podstawie informacji otrzymywanych z dalmierza laserowego oraz detektora momentu rozpoczęcia hamowania. Detektor ten sprzężony jest z pedałem hamulca badanego pojazdu. Rejestracja sygnałów z detektora realizowana jest drogą radiową.

3. Podsumowanie

Przedstawione w ramach niniejszego artykułu prace projektowo-badawcze w zakresie opracowania urządzeń pomiarowo-rejestrujących są wynikiem prowadzonych prac badawczych, realizowanych w Laboratorium Badań Stosowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG.

Potencjał badawczy laboratorium stwarza możliwość projektowania oraz budowy złożonych systemów pomiarowych dedykowanych i przystosowanych do specjalnych zastosowań w oparciu o własne unikalne konstrukcje.

Dzięki doświadczeniu metrologicznemu oraz wiedzy z zakresu projektowania systemów elektronicznych oraz automatyki, pracownicy Laboratorium, oprócz wykonywania podstawowego zakresu prac badawczych, realizują badania niestandardowe, wymagające stosowania specjalnej dedykowanej aparatury badawczej.

Literatura

1. Niedworok A.: 7 – kanałowy rejestrator temperatury współpracujący z przetwornikami temperatury DS18B20. Opracowanie wewnętrzne Laboratorium Badań Stosowanych, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2005.
2. Niedworok A., Zaprojektowanie, wykonanie i testowanie rejestratora analogowego z pamięcią pró-

bek, Praca statutowa E/BT-9892 – praca nie publikowana, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2006.

3. Niedworok A.: Badania termiczno-napięciowe zasilaczy sterujących białymi diodami LED. Praca statutowa E/BT-11576/OR1 – praca nie publikowana, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2006.
4. Niedworok A.: Budowa prototypu układu pomiarowego (1 – kanałowy oraz 4 – kanałowy wzmacniacz tensometryczny do pomiaru odkształceń dynamicznych w linopędni maszyny wyciągowej). Praca nie publikowana, realizowana w ramach wewnętrznego grantu doktorskiego o numerze EG/E18-9530/OR2, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2007.
5. Niedworok A.: Pomiar naprężeń w linopędni maszyny wyciągowej typu 4L – 4000 / 2900 w ZG Rudna Polkowice KGHM Polska Miedź S.A. Praca nie publikowana realizowana w ramach wewnętrznego grantu doktorskiego o numerze EG/E18-9530/OR2, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2007.
6. Niedworok A.: Badania parametrów jezdnych dołowego wozu odstawczego typu CB4 – PCK firmy ZANAM – LEGMET SP. z o.o. Praca statutowa E/BT-10443/OR – nie publikowana, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2009.
7. Drwięga A., Niedworok A.: Badania parametrów pracy wozu CB4 – PCK w aspekcie zastosowania napędu hybrydowego - Opracowanie i przygotowanie aparatury rejestrującej parametry pracy wozu. Praca statutowa E/DZ-5864/OR1. Praca nie publikowana. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2008.
8. Kamiński T.: Układ do pomiaru prędkości oraz drogi hamowania pojazdów oponowych i szynowych. Praca statutowa E/BT-5844, Praca nie publikowana, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, (2008 – 2009).

Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2011 r.

Recenzent: dr inż. Antoni Kozieł

Analiza stężenia węgla w warstwach przypowierzchniowych stali do nawęglania

Streszczenie

W niniejszej pracy scharakteryzowano właściwości warstwy wierzchniej stali poddanych nawęglaniu oraz przedstawiono wyniki pomiarów stężenia węgla warstwy przypowierzchniowej. Parametr ten wykorzystuje się często do oceny jakości procesu nawęglania, m.in. w celu stwierdzenia przewęglania lub odwęglania powierzchni. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono potrzebę stosowania pieców wyposażonych w układy kontroli potencjału węglowego (np. sond tlenowych) oraz zwrócenia uwagi na dobór warunków technologicznych niepowodujących odwęglania powierzchni.

Summary

Properties of surface layer of the steel for cementation were characterized and results of measured carbon concentration in steel surface layer were given. The last parameter is used to assess quality of the cementation process by determination of the surface condition if the steel is overcarburized or decarburized. On the basis of obtained results it was found that use of furnaces equipped with carbon potential control system (e.g. oxygen probes) is required as well as it necessary to draw attention to selection of such technological conditions which do not cause surface decarburization.

1. Wprowadzenie

W budowie przekładni zębatych stosowanych w układach napędowych maszyn górniczych wciąż istotnym kierunkiem jest poszukiwanie nowych materiałów konstrukcyjnych mogących przyczynić się do podniesienia trwałości elementów napędowych maszyn górniczych. Zagadnienie to ma szczególne znaczenie w przypadku stosowania napędów maszyn przeznaczonych do współpracy z silnikami o dużych mocach [1]. Problem ten wiąże się z optymalnym doborem technologii produkcji tych elementów, a szczególnie obróbki cieplnej i cieplno-chemicznej.

Do produkcji elementów napędów maszyn górniczych, w szczególności wałów i kół zębatych przekładni klasycznych i planetarnych, stosuje się stale o bardzo wysokich właściwościach wytrzymałościowych. Są to przede wszystkim stale do nawęglania, oprócz nich należy wymienić stale do ulepszania cieplnego (które zazwyczaj poddaje się hartowaniu powierzchniowemu) oraz do azotowania. Analizując stan wyposażenia oddziałów obróbki cieplnej producentów maszyn górniczych można zauważyć znaczne różnicowanie poziomu technologicznego procesu nawęglania. Dotyczy ono przede wszystkim metody kontroli potencjału węglowego oraz stosowanych atmosfer ochronnych. Wymienione środki mają istotny wpływ na właściwości użytkowe stali.

2. Charakterystyka warstwy wierzchniej stali poddanej nawęglaniu

Największy wpływ na własności warstwy nawęglonej wywiera zawartość węgla w strefie przypowierzchniowej, gdyż od tego zależy: stężenie węgla w mar-

tenzycie, ilość austenitu szcążkowego, ilość i rodzaj węglików, a także stan naprężeń własnych. Istotna jest tu jednak nie tylko całkowita zawartość węgla, ale również i jego rozmieszczenie w poszczególnych składnikach, co zależy także od sposobu hartowania. Zbyt mała zawartość węgla w strefie przypowierzchniowej, mniejsza od zawartości eutektoidalnej, powoduje otrzymanie po hartowaniu martenzytu niskowęglowego, o zmniejszonej twardości, odporności na ścieranie, a także o małej wytrzymałości stykowej. Dlatego w praktyce nie stosuje się stężeń przypowierzchniowych węgla o wartości mniejszej od stężenia eutektoidalnego. Przy nadeutektoidalnym stężeniu węgla w strukturze powierzchniowej występują węgliki i austenit szcążkowy, co w ogólnym przekonaniu jest niekorzystne. Zalecane wartości stężenia węgla na powierzchni stali wynoszą 0,7÷1,0 %C [2].

Strefa przejściowa powinna być jak najszersza, to znaczy spadek zawartości węgla powinien być łagodny. Nagłe przejście między warstwą nawęgloną a rdzeniem może oddziaływać jak karb strukturalny, przyczyniając się do tworzenia doraźnych lub zmęczeniowych pęknięć. W warstwie nawęglonej niedopuszczalne są wydzielania węglików w postaci siatki, występowanie bainitu oraz zwiększonej ilości austenitu szcążkowego. Powinny w niej występować naprężenia ściskające, wzrastające równomiernie w miarę zbliżania się do powierzchni. Mikrostruktura rdzenia powinna składać się z martenzytu lub bainitu, bez wydzieleni wolnego ferrytu. Jego twardość powinna zawierać się w granicach 35-45 HRC.

Na rozkład stężenia węgla w warstwie przypowierzchniowej mają wpływ warunki nawęglania, które zależą od m.in. od zastosowanych środków technologicznych.

Do czynników mających wpływ na wartość stężenia węgla można zaliczyć [2, 3, 4]: rodzaj środka nawęglającego (stałe środki nawęglające, atmosfery egzo- i endotermiczne, ciekłe związki organiczne), sposób nawęglania (ze stałym lub zmiennym potencjałem węglowym), stosowanie kontroli procesu nawęglania (np. poprzez zastosowanie sondy tlenowej) oraz zawartość sadzy w piecu.

3. Cel badań

Celem przeprowadzonych w ramach niniejszej pracy badań było stwierdzenie wpływu technologii nawęglania na rozkład stężenia węgla w warstwie przypowierzchniowej stali, a tym samym ocenie wpływu poszczególnych środków technologicznych na zachowanie poprawnych własności warstwy nawęglanej, co gwarantuje wysokie własności zużyciowe nawęglanych części.

W szczególności analizie poddano wpływ: grubości warstwy nawęglanej oraz rodzaju środka nawęglającego, rodzaju kontroli procesu nawęglania na stężenie węgla w funkcji odległości od powierzchni stali.

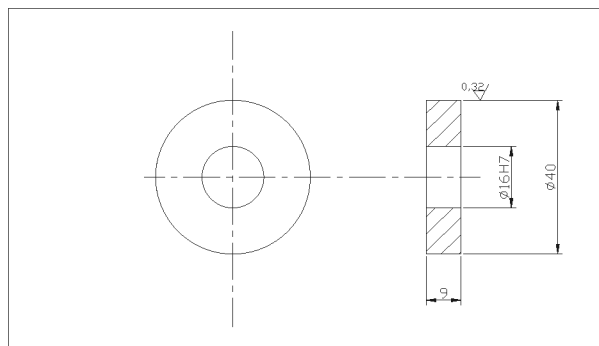
4. Obiekt i przebieg badań

Obiekt badań (patrz rys. 1) stanowiły pierścienie walcowe o średnicy zewnętrznej $\varnothing 40$ mm i wewnętrznej $\varnothing 16$ mm oraz grubości 10 mm. Parametry technologiczne procesu nawęglania (przy ich dobraniu założono uzyskanie stężenia warstwy powierzchniowej w zakresie $0,7 \div 1,0\%$ C), któremu poddano rozpatrywane próbki przedstawiono w tabeli 1, natomiast zestawienie

próbek pogrupowanych względem rozpatrywanej cechy – w tabeli 2.

Próbki przeznaczone do badań poddawane były procesowi nawęglania o zmiennej wartości potencjału węglowego w piecach węglowych typu Pegat 950, za wyjątkiem próbek C5, które wygrzewano w skrzyniach wypełnionych stałym środkiem nawęglającym (czyli dla stałego potencjału węglowego) w piecu komorowym.

Pomiary stężenia przypowierzchniowego węgla badano przy zastosowaniu spektrometru typu ARL Metal Steel firmy Applied Research Laboratory. Określenie stężenia odbywało się poprzez trzykrotne pomiary na powierzchniach bocznych próbek, a przedstawione w tabeli 3 są wartościami średnimi z poszczególnych pomiarów. Badania prowadzone były na powierzchniach szlifowanych, po każdorazowym usunięciu warstwy 0,2 mm i odbywały się aż do osiągnięcia stężenia węgla około 0,2% C, co świadczy, że badana powierzchnia należy już do rdzenia.



Rys.1. Widok próbki do badań

Zestawienie badanych próbek

Tabela 1

Gatunek stali	Symbol	Rodzaj OC-CH	Grubość warstwy utwardzonej	Typ kontroli procesu nawęglania
18H2N2 Uwaga: czas nawęglania-8 godzin, czas hartowania-2 godziny.	C1	Nawęglanie gazowe	1,0 mm	bez układu regulacji PW
	C5	Nawęglanie w środkach stałych	1,0 mm	bez układu regulacji PW
15 HN Uwaga: czas nawęglania – 8 godzin, czas hartowania – 2 godziny	E3	Nawęglanie gazowe	1,0 mm	bez układu regulacji PW
	E6	Nawęglanie gazowe	1,0 mm	układ regulacji PW (sonda tlenowa)
20H2NA Uwaga: Czas nawęglania-próbek: F1 i F3 - 8 godzin, F4 - 15 godzin, F5 - 20 godzin, F7 - 30 godzin, czas hartowania wszystkich próbek – 2 godziny	F1	Nawęglanie gazowe	1,0 mm	bez układu regulacji PW
	F3	Nawęglanie gazowe	1,0 mm	układ regulacji PW (sonda tlenowa)
	F4	Nawęglanie gazowe	1,5 mm	układ regulacji PW (sonda tlenowa)
	F5	Nawęglanie gazowe	2,2 mm	układ regulacji PW (sonda tlenowa)
	F7	Nawęglanie gazowe	3,0 mm	układ regulacji PW (sonda tlenowa)

skrót: OC-CH - obróbka cieplno-chemiczna, PW – potencjał węglowy

(uwaga: w tabeli użyto starych oznaczeń stali z uwagi na ich powszechne stosowanie w praktyce).

Zestawienie grup próbek użytych do określenia wpływu danego czynnika na stężenie węgla

Tabela 2

Analizowany czynnik	Gatunek stali	Symbole próbek
Rodzaj środka nawęglającego	18H2N2	C1-C5
Rodzaj kontroli potencjału węglowego	15HN	E3-E6
	20H2N4A	F1-F3
Grubość warstwy nawęglonej	20H2N4A	F1-F4-F5-F7

Wyniki przeprowadzonych pomiarów stężenia węgla w funkcji odległości od powierzchni

Tabela 3

Odległość od powierzchni, mm	C1	C5	E3	E6
0	0,501	0,802	0,457	0,634
-0,2	0,534	0,735	0,522	0,707
-0,4	0,518	0,692	0,48	0,58
-0,6	0,49	0,618	0,461	0,479
-0,8	0,415	0,52	0,382	0,315
-1	0,318	0,376	0,271	0,226
-1,2	0,228	0,265	0,181	0,157
-1,4		0,22		0,133

Odległość od powierzchni	F1	F3	F4	F5	F7
0	0,47	0,632	0,675	0,77	0,723
-0,2	0,501	0,702	0,751	0,794	0,887
-0,4	0,481	0,565	0,674	0,735	0,874
-0,6	0,429	0,494	0,607	0,679	0,869
-0,8	0,351	0,431	0,517	0,592	0,826
-1	0,233	0,329	0,421	0,545	0,798
-1,2	0,208	0,23	0,342	0,473	0,752
-1,4		0,209	0,269	0,395	0,679
-1,6		0,205	0,236	0,34	0,635
-1,8			0,218	0,289	0,588
-2			0,212	0,26	0,547
-2,2				0,22	0,484
-2,4				0,21	0,439
-2,6				0,2	0,377
-2,8					0,345
-3					0,281
-3,2					0,24
-3,4					0,24
-3,6					0,212
-3,8					0,212

5. Wyniki badań

Wyniki przeprowadzonych pomiarów stężenia węgla w funkcji odległości od powierzchni próbki zestawiono w tabeli 3.

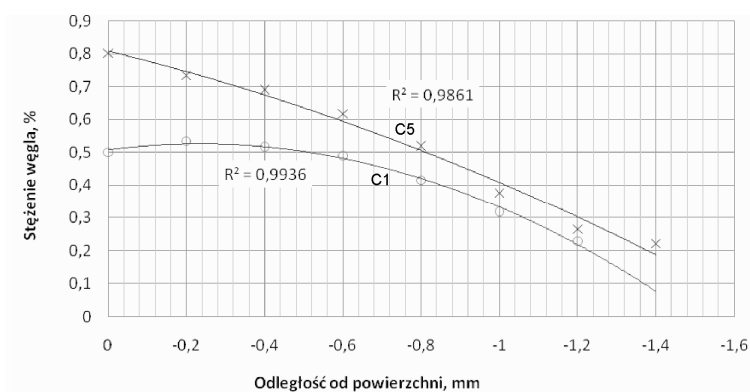
Graficzne zilustrowanie uzyskanych wyników stanowią rysunki:

- rysunek 2 – dla określenia wpływu rodzaju nawęglania na stężenie powierzchniowe węgla,
- rysunek 3 i rysunek 4 – dla określenia wpływu kontroli procesu nawęglania na stężenie powierzchniowe węgla,
- rysunek 5 – dla określenia wpływu grubości warstwy nawęglonej na stężenie powierzchniowe węgla.

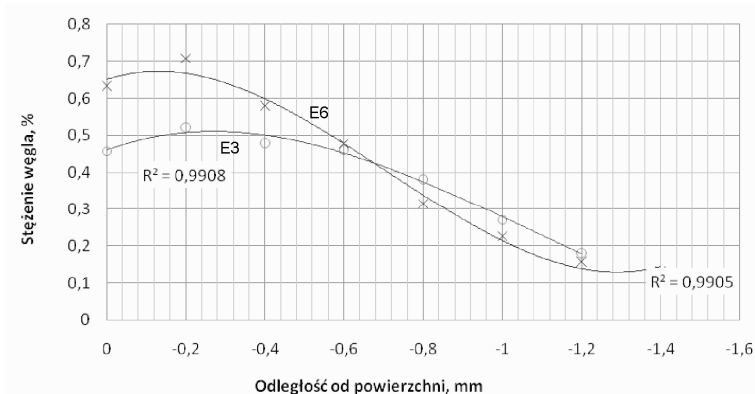
Na rysunku 2 przedstawiono przebiegi stężenia powierzchniowego w funkcji odległości od powierzchni uzyskane dla próbek poddanych nawęglaniu gazowe-

mu bez układu kontroli potencjału węglowego i próbek nawęglanych z zastosowaniem środków stałych. Na ich podstawie można zauważyć:

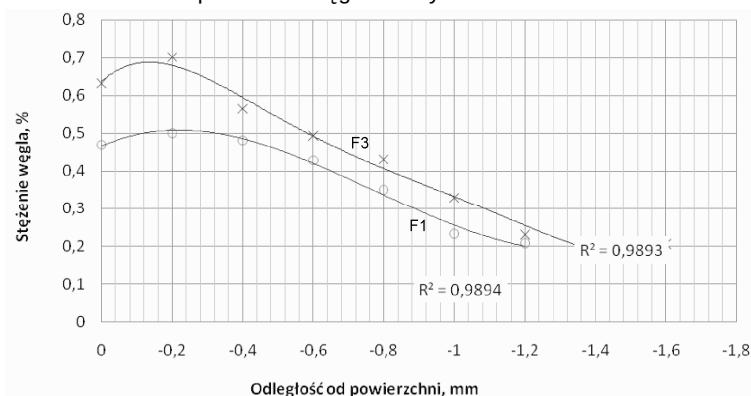
- niedotrzymanie zakładanej wartości stężenia węgla oraz niewielkie odwęglenie powierzchni próbki poddanej nawęglaniu gazowemu; prawdopodobną przyczyną zaistnienia takiego stanu był brak układu kontroli potencjału węglowego. Przedstawiony wykres jest typowy dla nawęglania o zmiennym potencjale węglowym [2],
- dla przypadku próbki nawęglanej w środkach stałych można stwierdzić, że wartość stężenia węgla mieści się w zakładanym zakresie (jednocześnie trzeba wspomnieć, że w pracy [5] stwierdzono w strukturze tej próbki istnienie niekorzystnej siatki węglików). Przedstawiony wykres jest typowy dla nawęglania o stałym potencjale węglowym.



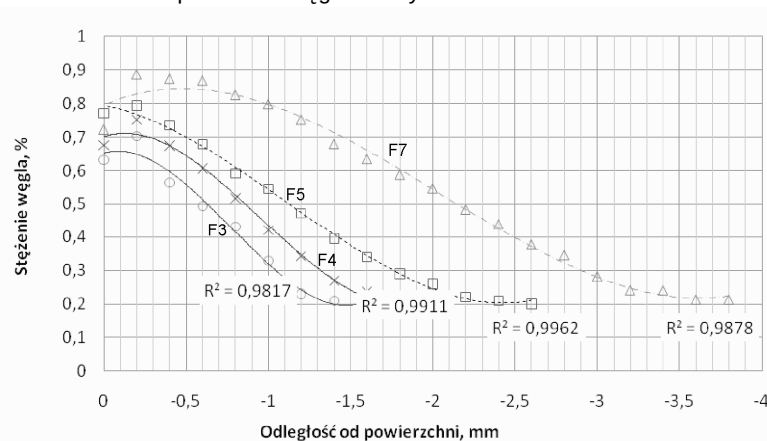
Rys.2. Wyniki pomiarów stężenia powierzchniowego węgla w zależności od rodzaju nawęglania



Rys.3. Wyniki pomiarów stężenia powierzchniowego węgla w zależności od rodzaju kontroli procesu nawęglania uzyskane dla stali 15HN



Rys.4. Wyniki pomiarów stężenia powierzchniowego węgla w zależności od rodzaju kontroli procesu nawęglania uzyskane dla stali 20H2N4A



Rys.5. Wyniki pomiarów stężenia powierzchniowego węgla w zależności od grubości warstwy nawęglanej uzyskane dla stali 20H2N4A

Na rysunkach 3 i 4 zestawiono przebiegi stężenia powierzchniowego w funkcji odległości od powierzchni uzyskane dla próbek ze stali 20H2N4A i 15HN poddanych nawęglaniu gazowemu bez układu i z układem kontroli potencjału węglowego.

Na ich podstawie można zauważyć, że dla wszystkich rozważanych próbek doszło do odwęglenia powierzchni, stężenie węgla 0,2 mm pod powierzchnią było wyższe od tej zmierzonej na powierzchni próbki. Mając na uwadze, że po zakończeniu obróbki końcowej po nawęglaniu szlifuje się powierzchnię (w przypadku powierzchni zębów wartość warstwy usuniętej wynosi przeważnie 0,2÷0,3 mm) w celu usunięcia deformacji spowodowanej czynnikami termicznymi, to w pracy przyjęto za stężenie miarodajne, wartość zmierzoną na głębokości 0,2 mm pod powierzchnią. W takim przypadku łatwo zauważyć, że dla próbek nawęglanych z układem kontroli potencjału węglowego stężenie węgla osiągnęło założone wartości, dla próbek nawęglanych bez układu kontroli – stężenie węgla było poza zalecanym zakresem.

Na rysunku 5 zestawiono przebiegi stężenia węgla w funkcji odległości od powierzchni uzyskane dla próbek charakteryzujących się zróżnicowaną grubością warstwy utwardzonej. Można zauważyć na tym rysunku:

- odwęglenie powierzchni badanych próbek,
- stężenie węgla w założonym zakresie bez względu na grubość warstwy nawęglonej.

6. Podsumowanie

Na podstawie uzyskanych wyników można sformułować następujące wnioski:

- w celu uzyskania zakładanych stężeń węgla w warstwie przypowierzchniowej powinno się stosować piece wyposażone w układy kontroli potencjału węglowego (np. sond tlenowych),
- przy prowadzeniu procesów nawęglania należy zwrócić uwagę na dobór warunków technologicznych nie powodujących odwęglenia powierzchni.

Literatura

1. Antoniak J., Mikula S., Spalek J.: Wybrane problemy materiałowe w budowie maszyn dla górnictwa węgla kamiennego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo z.186, str. 8 – 17. Gliwice 1990.
2. Kulka M., Przyłęcka M., Gęstwa W.: Wybrane zagadnienia nawęglania ze szczególnym uwzględnieniem obszaru dwufazowego austenit-cementyt. Instytut Badań i Ekspertyz Naukowych w Gorzowie Wlkp. Poznań 1993.
3. Moszczyński A.: Nawęglanie gazowe stali. WNT Warszawa 1983.
4. Pachowski M., Potocki A., Przygodzka H., Luty W., Wyszowski J., Chrzanowski A.: Nowoczesne technologie obróbki cieplnej. Wybrane zagadnienia materiałowe. Zeszyt nr 1. SIMP Warszawa 1979.
5. Wieczorek A., Spalek J.: Wpływ technologii nawęglania na stężenie przypowierzchniowe węgla w aspekcie zachowania własności użytkowych. Biblioteka TEMAG Instytut Mechanizacji Górnictwa. Vol.10, Gliwice 2002.

Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2011 r.

Recenzent: prof. nadzw. dr hab. inż. Ryszard Walentyński

Prof. dr hab. inż. Józef JONAK
 Politechnika Lubelska
 Mgr inż. Joanna ROGALA – ROJEK
 Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Analiza czynników mających wpływ na kształtowanie się wydajności urabiania kombajnami chodnikowymi

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki analiz najistotniejszych czynników mających wpływ na kształtowanie się wydajności urabiania kombajnami chodnikowymi. W chwili obecnej, w Polsce dominuje uproszczona procedura szacowania doboru parametrów maszyn drążących w odniesieniu do lokalnych warunków urabiania oraz szacowania prognozowanego postępu drążenia kombajnami górniczymi, jak i przy wykonywaniu robót strzałowych. W charakterystykach maszyn urabiających podawane są głównie: dopuszczalny zakres wytrzymałości na ściskanie urabianych skał oraz odpowiadająca temu średnia wydajność urabiania lub postęp drążenia. Na tej podstawie, na etapie tworzenia harmonogramu robót, zakłada się prognozowany postęp drążenia. Dostępna literatura dowodzi, że procedura ta jest mało skuteczna, a uzyskiwane postępy drążenia, zależnie od kumulacji określonych cech górotworu, dla tej samej wytrzymałości skał, mogą się różnić względem prognozy nawet kilkukrotnie. Zależnie od procentowej zawartości minerałów w górotworze poddawany urabianiu, uzyskuje się jego określoną, średnią wytrzymałość na ściskanie. Często nie jest ona wysoka w porównaniu do parametrów węglików zbrojących narzędzia urabiające, podczas gdy komponenty mineralne mogą mieć bardzo duży wpływ na szybką degradację ostrza. Rzeczywista wydajność urabiania kombajnem chodnikowym, względem prognozowanej, średniej wydajności, może się zatem znacząco różnić. Wynika to z niekorzystnych proporcji minerałów, kierunku uwarstwienia, szczelinowości górotworu, czy ścierności skał. Zawsze występuje tutaj efekt „skumulowanego” i równoważnego oddziaływania czynników górotworu na narzędzia urabiające, a nie pojedyncze czynniki, które same w sobie nie mają najczęściej negatywnego wpływu na wydajność urabiania.

Summary

Results of analysis of most important factors that have an impact on roadheader mining capacity is presented in the paper. At present in Poland there is a simplified procedure for estimation of selection of parameters of roadheading machines in relation to local mining condition as well as for estimation of planned advance of driving by roadheading machines and by blasting methods. In the characteristics of mining machines the following parameters are given: accepted range of rocks compressing strength and average mining output with the resulting mining advance. On that basis the planned mining advance is assumed at the stage of preparation of the schedule of development work. The literature proves that the procedure is not effective and obtained mining advance may differ even several times in relation to the planed one for the same compressive strength, depending on accumulation of different rock parameters. That results from disadvantageous ratio of minerals, direction of stratification, fissuring and rock abrasiveness. Always in this case we have “cumulative” and equivalent action of rock mass parameters on cutting tools and not single factors which alone have no negative impact on cutting output.

1. Wstęp

W chwili obecnej, w Polsce dominuje uproszczona procedura szacowania doboru maszyn drążących do lokalnych warunków urabiania oraz szacowania prognozowanego postępu drążenia kombajnami górniczymi. W charakterystykach maszyn drążących podawane są głównie: dopuszczalny zakres wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie urabianych skał oraz odpowiadająca mu, średnia wydajność urabiania (lub postęp drążenia). Na tej podstawie, na etapie tworzenia harmonogramu robót, zakłada się prognozowany postęp drążenia. Doniesienia literaturowe dowodzą, że procedura ta jest mało skuteczna, a uzyskiwane postępy drążenia, zależnie od kumulacji określonych cech góro-

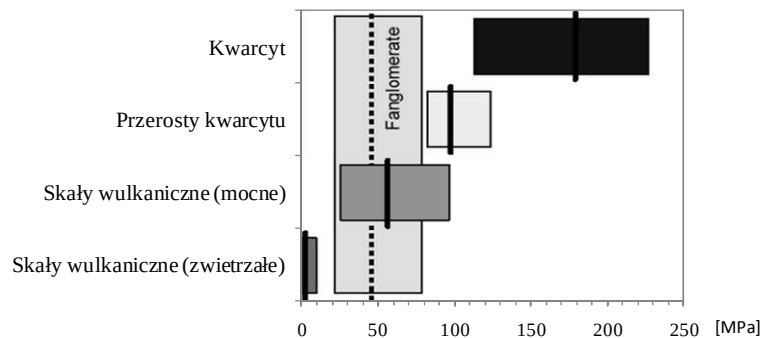
tworu, dla tej samej wytrzymałości skał, mogą się znacznie różnić względem prognozy, nawet kilkukrotnie. Między innymi, zależnie od procentowej zawartości minerałów w górotworze poddawany urabianiu, uzyskuje się określoną, średnią jego wytrzymałość na jednoosiowe ściskanie R_c (jak na rys. 1). Często nie jest ona wysoka podczas, gdy występujące w skale komponenty mogą mieć bardzo duży wpływ na szybką degradację ostrza narzędzia urabiającego.

2. Analiza czynników wpływających na kształtowanie się wydajności urabiania

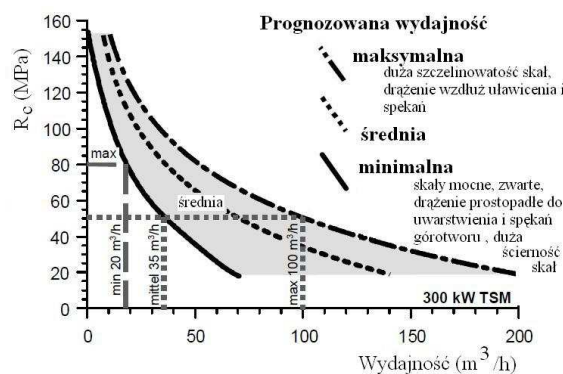
Jak wynika z danych literaturowych [4] (rys. 2), rzeczywista wydajność urabiania kombajnem chodnikowym

wym, względem prognozowanej, średniej wydajności, może się znacząco różnić, co może wynikać z niekorzystnych proporcji minerałów, kierunku uwarstwienia, szczelinowatości górotworu, czy ścierności skał [4].

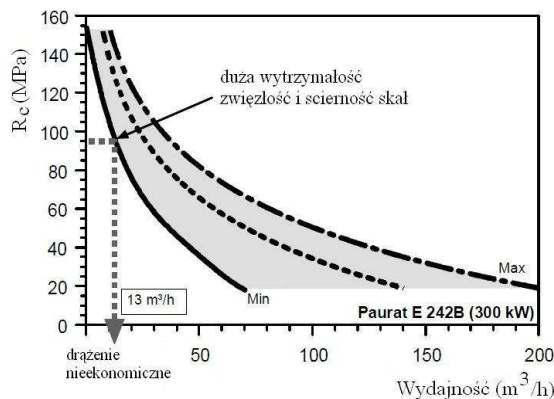
Podczas drążenia tunelu Meisterntunnel w okolicach Bad Wildbad (Niemcy), gdzie występowały skały o maksymalnej wytrzymałości na ściskanie R_c rzędu 150 MPa (średnia 59 MPa, średnia maksymalna 90 MPa),



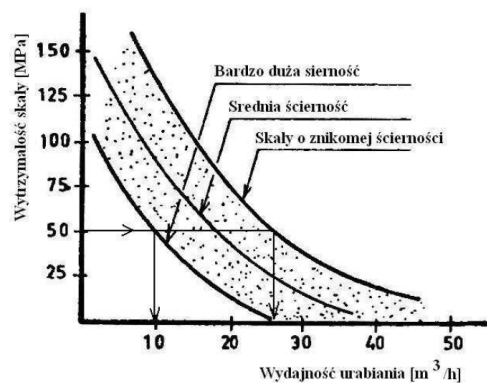
Rys.1. Rodzaj skał w badanym górotworze oraz ich wytrzymałość na jednoosiowe ściskanie R_c [4]



Rys.2. Wpływ stanu górotworu oraz składu procentowego minerałów na wydajność drążenia [4]



Rys.3. Kształtowanie się wydajności urabiania kombajnem Paurat E 242B, tunelu Meisterntunnel [5]



Rys.4. Wpływ ścierności skały, dla danej wytrzymałości na ściskanie R_c na wydajność urabiania kombajnem chodnikowym [1]

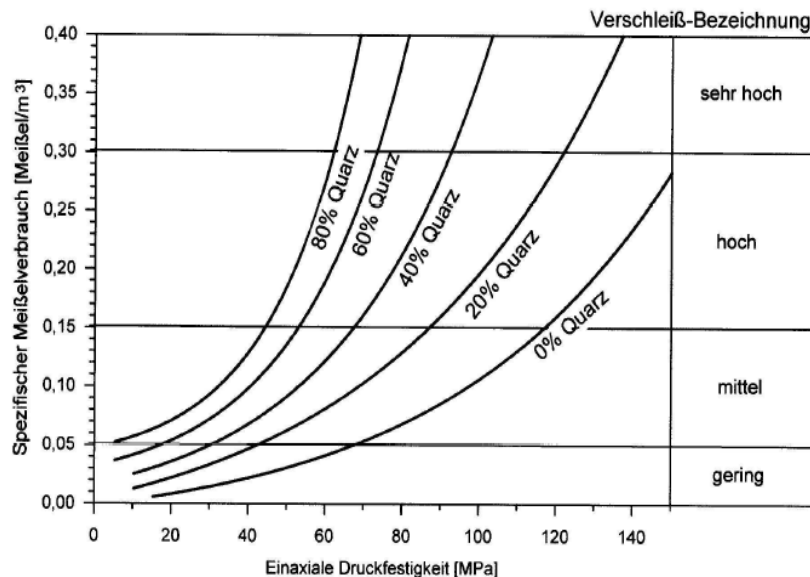
kombajnem Paurat E242B, często dochodziło do braku możliwości urabiania, z uwagi na ekonomikę procesu (wydajność) (rys. 3), często trzeba było stosować technikę strzelniczą. Główną przyczyną, była zbyt duża ścierność skał (niekorzystna kombinacja składu minerałów w górotworze), powodująca przedwczesne zużycie się narzędzi [4]. Dla skał trudno urabialnych tj. w tym przypadku o wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie R_c około 90 MPa, osiągnęto wydajność urabiania rzędu 13 m³/h.

Wpływ ścierności skały jest jednym z bardziej istotnych czynników (oprócz wytrzymałości na ściskanie) mających wpływ na wydajność urabiania, co zilustrowano na rysunku 4 (paradoksalnie, w krajach zachodnich, na parametr ten zwraca się uwagę już od kilkudziesięciu lat [1]). Jak można zauważyć, w danych warunkach urabiania, wydajność może się różnić nawet kilkakrotnie, zależnie od ścierności skały (dla tej samej jej wytrzymałości na ściskanie).

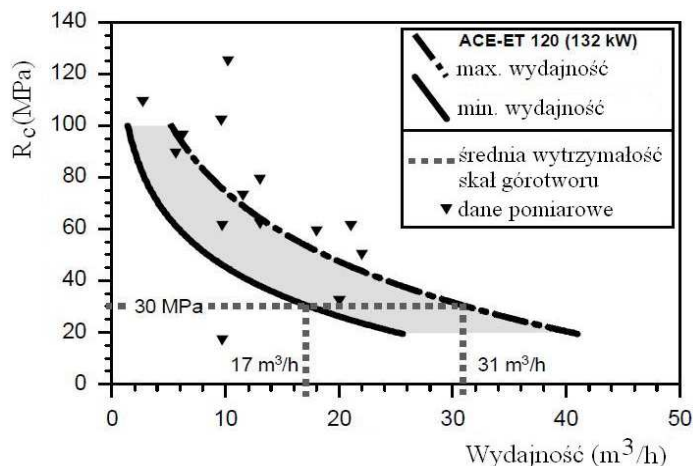
Ścierność skały, proporcjonalna do ekwiwalentnej zawartości kwarcu w urabianej skale, wraz z wytrzy-

małością skały na ściskanie R_c , mają bezpośrednie przełożenie na jednostkowe zużycie noży (rys. 5), tym samym częstotliwość ich wymiany, dłuższe przestoje oraz spadek wydajności urabiania.

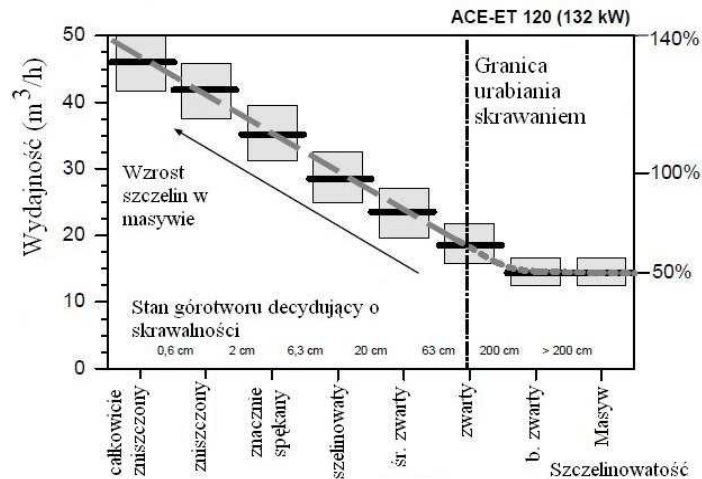
Trudne warunki urabiania obserwowano w trakcie drażenia tunelu Zuelenroda w Turynii (Niemcy), gdzie występowały skały o niezbyt dużej wytrzymałości na ściskanie (R_c średnio 30 MPa) – rysunek 6. Dla przeciętnej wytrzymałości skał, rzędu 30 MPa, przewidywana wartość wydajności urabiania wahała się między 15 a 30 m³/h. Przy 132 kW zainstalowanej mocy głowicy urabiającej, w skrajnych przypadkach osiągnęto wydajność poniżej 5 m³/h dla skał o $R_c=10$ MPa oraz 22 m³/h w przypadku skał o $R_c=30$ MPa (punkty pomiarów oznaczono trójkątnym znacznikiem na rys. 6). Obserwowane zużycie noży było bardzo duże, tj. od 0,1 szt./m³ do 5 szt./m³ (ekstremalnie 15 szt./m³, w praktyce około 150 szt. na 11 m³ urobku!). Przyczyną było urabianie słabych mułowców i łowców z dużą zawartością twardych minerałów, takich jak kwarcyty i kalcyty [5].



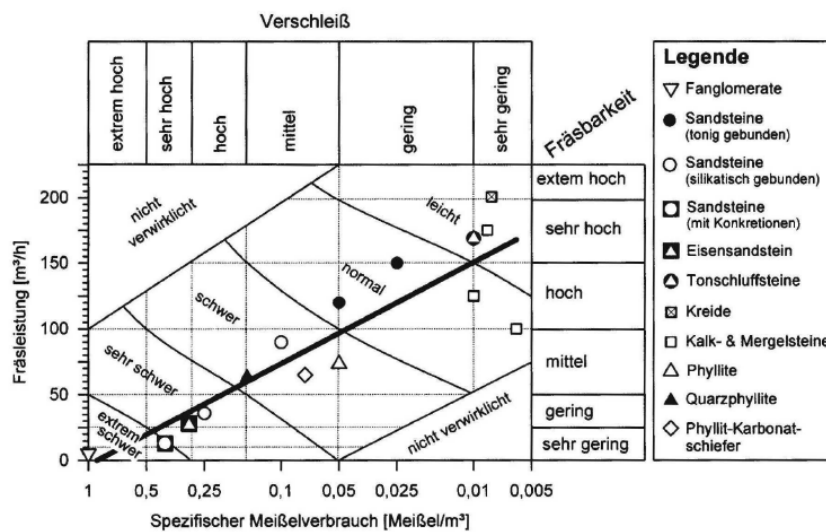
Rys.5. Wpływ wytrzymałości na ściskanie oraz przeliczeniowej zawartości kwarcu, na kształtowanie się jednostkowego zużycia noży [3]



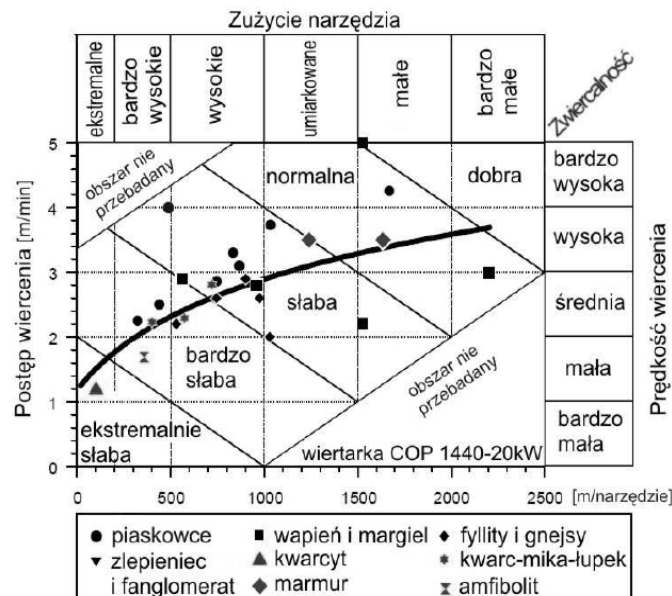
Rys.6. Kształtowanie się wydajności urabiania skał podczas drażenia tunelu Zuelenroda, według [5]



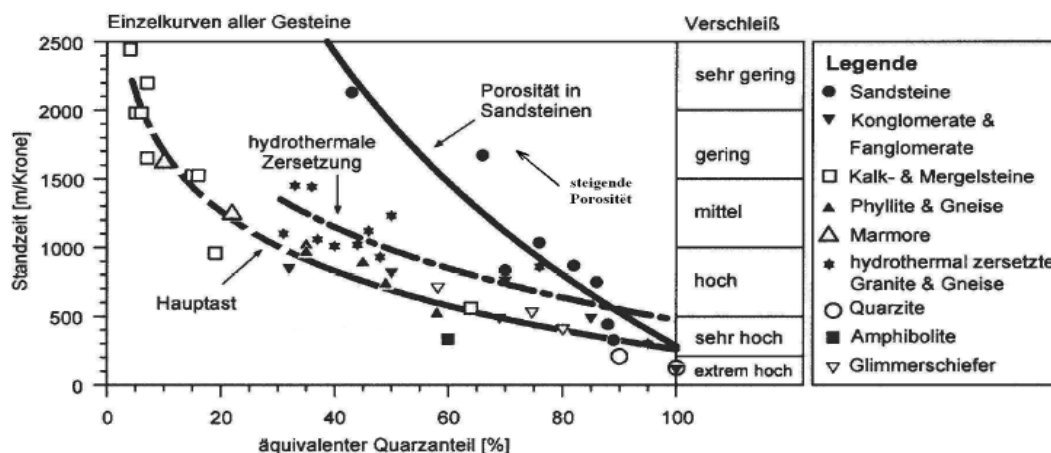
Rys.7. Wpływ struktury skał na wydajność urabiania kombajnem Eickhoff ET 120 [4]



Rys.8. Nomogram ilustrujący kształtowanie się wydajności urabiania kombajnem chodnikowym (300 kW) zależnie od rodzaju skały oraz jednostkowego zużycia noży [3]



Rys.9. Wpływ porowatości oraz rodzaju skały na kształtowanie się postępu wiercenia, prędkości wiercenia oraz zużycia ostrza [2]



Rys.10. Kształtowanie się trwałości koronek wiertniczych w trakcie wiercenia różnych skał, zależnie od zawartości przeliczeniowej kwarcu oraz ich porowatości [3]

Szczegółowe obserwacje i badania prowadzone w warunkach przemysłowych, pozwalają ustalić istotny wpływ struktury skał, na wydajność urabiania, co ilustruje rysunek 7 [4].

Jedną z przyczyn niskiej wydajności urabiania, jest struktura skały. Skały zwarte, bez wyraźnych szczelin i uławicenia, powodują znaczące ograniczenie wydajności urabiania. Rosnący stopień destrukcji struktury skały, objawiający się rosnącą ilością szczelin w jednostce objętości skały, skutkuje wzrostem wydajności urabiania. Jeszcze gorszy efekt uzyskuje się podczas urabiania skał typu konglomeraty i fanglomeraty, gdzie występują duże rozpiętości wytrzymałości lepszczą i minerałów (w formie ziaren o zróżnicowanej średnicy) czy zawartości (np. w słabych mułowcach) drobnych ziaren twardych frakcji o silnych właściwościach ściernych. Jak wynika z nomogramu (rys. 8), wydajność urabiania kombajnem chodnikowym o zainstalowanej mocy 300 kW, może się zmieniać w bardzo szerokich granicach, zależnie od rodzaju urabianych skał.

Zbliżone zależności uzyskuje się w odniesieniu do technologii wiercenia. Jak wynika z rysunków 9 oraz 10, kształtowanie się postępu wiercenia jak i trwałości koronek wiertniczych, jest sprawą bardzo złożoną. Opracowane nomogramy, przybliżają tą tematykę, jednak nie rozwiązują istniejących problemów.

3. Podsumowanie

Typowe przyczyny rozbieżności pomiędzy planowaną wydajnością urabiania (postępu drążenia), a rzeczywistą leżą po stronie:

- kumulacji niekorzystnych cech górotworu (duża zawartość minerałów o wysokiej ścierności, duże zróżnicowanie średnicy ziaren skał górotworu –

w tym znaczny udział ziaren grubych, przewaga struktur konglomeratowych i fanglomeratowych o zawartości skrajnych pod względem parametrów wytrzymałościowych i ścierności minerałów (ograniczających do minimum postęp drążenia),

- stosowanej w Polsce, mało precyzyjnej, metodzie szacowania wydajności urabiania (opartej na jednym parametrze tj. wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie skały R_c),
- nieprecyzyjnego doboru struktury węgla zbrojącego noże urabiające do lokalnych warunków urabiania.

Literatura

1. Alvarez L. C.: Las máquinas rozadoras en túneles y minas. Revista de obras publicas, Marzo 1985, pp. 177-191.
2. Thoro K.: Drillability prediction – geological influences in hard rock drill and blast tunneling. Geol. Rundsch. (1997) 86: 426 – 438, Offprint 426 with Contributions to "Prediction in geology", Vrije Universiteit Amsterdam, February, 22nd-24th 1996.
3. Thoro K., Plinninger R.J.: Geologisch – geotechnische Grundlagen der Gebirgslösung im Fels. Münchner Geologische Hefte, München, 2002.
4. Thoro K., Plinninger R.J.: Geological limits in roadheader excavation – Four case studies. 8th International IAEG Congress. Vancouver, 1998, pp. 3545–3552.
5. Thoro K., Plinninger R.J.: Predicting roadheader advance rates. Roadheader Technology. Tunnels and Tunnelling International, June 1999, pp. 36-39.

Artykuł wpłynął do redakcji w lutym 2011 r.
Recenzent: prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz

Mgr inż. Danuta CEBULA
Dr inż. Marek KALITA
Dr inż. Dariusz PROSTAŃSKI
Mgr inż. Emil WYROBEK
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Ładowarka górnicza ŁJK-1200 wytwarzana w oparciu o elementy powtórnie wprowadzone do obrotu

Streszczenie

W artykule przedstawiono rezultaty projektowania i wytwarzania ładowarki górnicznej ŁJK-1200 z wykorzystaniem elementów powtórnie wprowadzonych do obrotu. Proces projektowania maszyny poprzedzony był wyznaczeniem kryteriów pozwalających na ocenę poszczególnych elementów oraz warunkujących możliwości ich powtórnego wykorzystania do budowy ładowarki ŁJK-1200. Omówiono konstrukcję i zasadę działania maszyny przeznaczonej do mechanizacji procesu przemieszczania urobku na dalsze środki odstawy podczas drażenia wyrobisk chodnikowych, przy użyciu materiałów wybuchowych. Przedstawiono wyniki badań stanowiskowych, będących podstawą do przeprowadzenia procesu dopuszczenia ładowarki do pracy w podziemnych wyrobiskach górniczych.

Summary

Results of designing and manufacturing of ŁJK-1200 mining loader with use of refitted components were presented in the paper. Designing of machine was preceded by determination of criteria, which enable assessment of each component and which condition possibilities of their reuse for building of ŁJK-1200. Design and principle of operation of machine, which was designed for mechanization of transportation of run-of-mine to further transportation means during development of roadways with use of explosives, were discussed. Results of stand tests, which are the basis for acceptance of loader for operation in underground mine workings, were presented.

1. Wstęp

Coraz trudniejsze warunki górniczo-geologiczne występujące podczas procesu drażenia wyrobisk korytarzowych, udostępniających, wynikające między innymi ze zwiększania głębokości eksploatacji pokładów, wpływają na zwiększenie kosztów procesu wydobywczego. Jednym ze składników kosztowych są zakupy maszyn i urządzeń górniczych.

Zmniejszenie kosztów inwestycji sprzętowych może być realizowane, między innymi, poprzez powtórne wykorzystanie (remonty, modernizację) elementów maszyn i urządzeń, z zachowaniem ich jakości i trwałości.

Mając powyższe na uwadze KOMAG, wspólnie z firmą TECHMAT z Bytomia, podjęli prace nad opracowaniem ładowarki górnicznej bocznie wysypującej, w oparciu o sprawdzone w warunkach dołowych elementy ładowarek seryjnie produkowanych, której szacunkowy koszt produkcji będzie mniejszy od oferowanych na rynku polskim innych ładowarek górniczych.

Obniżenie kosztu ładowarki będzie osiągnięte poprzez wykorzystanie elementów powtórnie wprowadzonych do obrotu, poddanych regeneracji lub modernizacji. Po przeprowadzeniu dogłębnej oceny stwierdzono, że stalowe elementy spawane, takie jak: rama podwozia, ramy wózków gąsienicowych, kadłub napędu, wysięgnik teleskopowy, czerpak, osłona operatora często nadają się do dalszej eksploatacji. Bazując na

istniejącej konstrukcji spawanej, na maszynie zabudowano nowe wyposażenie hydrauliczne i elektryczne. Nowoczesne elementy wyposażenia elektrohydraulicznego zapewniają zgodność z wymogami bezpieczeństwa, natomiast koszt ładowarki jest znacznie obniżony dzięki powtórnemu wykorzystaniu gotowych elementów.

Efektem końcowym procesu projektowania i badania było dopuszczenie konstrukcji ładowarki górnicznej ŁJK-1200 do pracy w podziemnych wyrobiskach górniczych.

2. Ładowarka górnicza ŁJK-1200

Zaprojektowana przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG ładowarka górnicza bocznie wysypująca ŁJK-1200 (rys. 1) produkowana jest przez firmę TECHMAT z Bytomia.

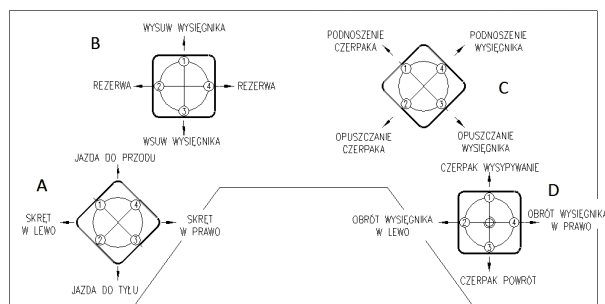


Rys.1. Ładowarka górnicza bocznie wysypująca ŁJK-1200

Maszynę wykonano w oparciu o sprawdzone w warunkach dołowych podzespoły mechaniczne. W ładowarce zastosowano najnowszą generację wyposażenia elektrohydraulicznego spełniającą wymagania zasad-



Rys.3. Pulpit sterowniczy



Rys.4. Manipulatory hydrauliczne

Powrót oleju hydraulicznego do zbiornika następuje poprzez chłodnicę oleju oraz filtr zlewowy. Dla zabezpieczenia układu przed przegrzaniem oraz zbyt niskim poziomem oleju hydraulicznego w zbiorniku umieszczono zintegrowany iskrobezpieczny czujnik poziomu i temperatury.

Zbiornik hydrauliczny napełniany i opróżniany jest za pomocą pompy ręcznej, która przy napełnianiu kieruje olej hydrauliczny na filtr zlewowy, zabezpieczając tym samym układ przed przypadkowym zabrudzeniem. Przy wypompowywaniu oleju hydraulicznego pompa ręczna podłączona jest do króćca w zbiorniku.

Układ jazdy ładowarki to dwie przekładnie planetarne napędzane silnikami hydraulicznymi zmiennej chłonności, pozwalającymi na dostosowanie odpowiedniej prędkości i siły ucięcia maszyny do istniejących warunków pracy.

Wszystkie cylindry hydrauliczne zaopatrzone w zawory hamujące, zabezpieczające poszczególne odbiorniki przed niekontrolowanym ruchem, wynikającym z oddziaływania przemieszczanych mas. Dodatkowo cylinder hydrauliczny wysuwu zaopatrzone w zawór przeciążeniowy, chroniący konstrukcję wysięgnika teleskopowego przed zbyt dużymi siłami, przy dynamicznym zagłębianiu czerpaka w zwal urobku np. jazdą ładowarki.

Dzięki zastosowaniu układu hydraulicznego ze sterowaniem proporcjonalnym uzyskano płynną kontrolę nad ruchem cylindrów hydraulicznych, możliwość kojarzenia ruchów, pracę układu z możliwie największą sprawnością oraz zwiększenie żywotności poszczególnych elementów wyposażenia hydraulicznego.

Na ładowarce ŁJK-1200 istnieje możliwość zabudowy wyposażenia elektrycznego, o napięciu 500 V lub 1000 V, przystosowanego do pracy w przestrzeniach o stopniu niebezpieczeństwa „a”, „b” i „c” wybuchu metanu oraz klasy „A” i „B” zagrożenia wybuchem pyłu węglowego [9].

Podstawowe dane techniczne ładowarki są następujące [1]:

– pojemność czerpaka	1200 dm ³
– prędkość jazdy	0÷1,4 m/s
– siła naporu w kierunku pracy	90 kN
– maksymalne nachylenie podłużne	±20°
– maksymalne nachylenie poprzeczne	±8°
– moc zainstalowana	55 kW
– napięcie znamionowe zasilania	500 V lub 1000 V
– zasięg ładowania z jednego ustawienia ładowarki	4460 mm
– masa ładowarki	12,5 t

Wymiary gabarytowe ładowarki:

– długość	6930 mm
– szerokość	1630 mm
– wysokość bez osłony operatora	1665 mm
– wysokość z osłoną operatora	2000 mm

Na maszynie zabudowano szereg elementów zwiększających bezpieczeństwo pracy operatora ładowarki, jak również osób postronnych, mogących się znaleźć w bezpośrednim otoczeniu maszyny [6, 7], takich jak:

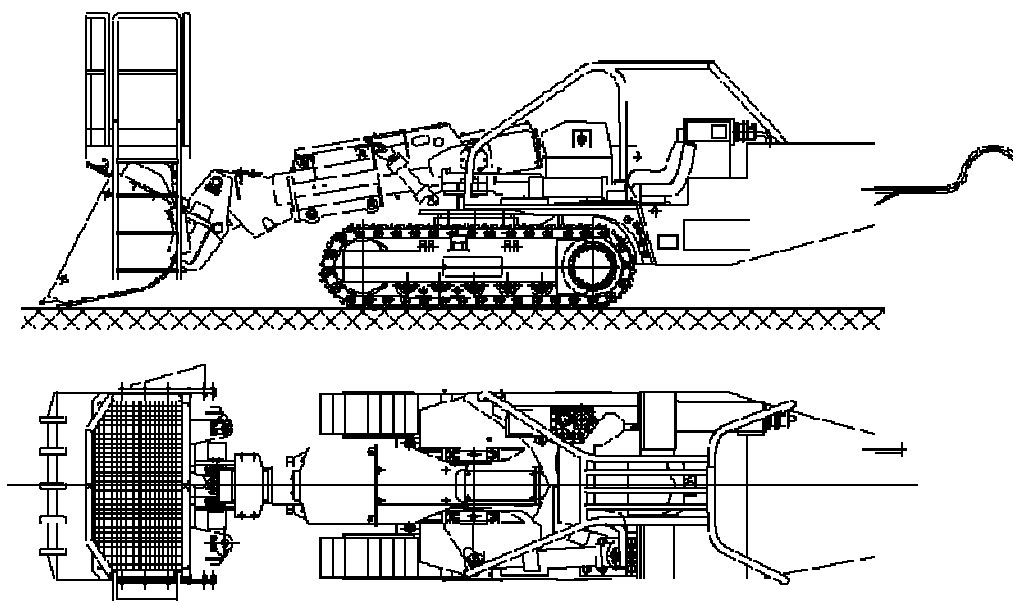
- przycisk nożny, spełniający funkcję tzw. czuwaka, na który musi być wywierany nacisk stale podczas pracy ładowarki,
- dwa wyłączniki awaryjne,
- sygnalizator dźwiękowy.

Ładowarkę wyposażono dodatkowo w samoczynny układ gaśniczy AUG-6, który uruchamia się po przekroczeniu progowej temperatury lub może być uruchomiony ręcznie ze stanowiska operatora.

Siedzisko i przestrzeń pracy operatora zostały zaprojektowane z zachowaniem zasad ergonomii.

Projektując stanowisko operatora określono kąty widoczności. Kąt widoczności do przodu ładowarki wynosi około 20°, natomiast do tyłu około 33°. Widoczność do przodu ograniczona jest przez wysięgnik ładowarki, a do tyłu przez kadłub napędu. W obydwu kierunkach widoczność ograniczona jest też osłoną operatora, która pełni jednak funkcję ochronną przed spadającymi odłamkami skał.

Na czerpaku ładowarki ŁJK-1200 istnieje możliwość zabudowy podestu roboczego, dopuszczonego do pracy w podziemnych zakładach górniczych, przeznaczonego do prac związanych z obudową wyrobiska górniczego. Podest roboczy (rys. 5), zamocowany jest na czerpaku ładowarki z możliwością jego poziomowania.



Rys.5. Zabudowa podestu roboczego na ładowarce ŁJK-1200

3. Próby ruchowe

Po zakończeniu prac montażowych przeprowadzono próby ruchowe na stanowisku badawczym zlokalizowanym u producenta maszyny [10].

Zakres badań obejmował pomiary następujących parametrów:

- hałas na stanowisku pracy operatora ładowarki,
- poziom mocy akustycznej ładowarki,
- poziom dźwięku sygnalizatora ostrzegawczego,
- drgania na stanowisku pracy operatora ładowarki,
- temperaturę powierzchni wybranych podzespołów ładowarki,
- siłę uciągu i hamowania,
- stateczność podłużną i poprzeczną,
- rezystancję i wytrzymałość elektryczną izolacji,
- działanie wyposażenia elektrycznego.

Pomiary drgań na stanowisku pracy operatora ładowarki wykonano podczas postoju (praca silnika, pompy, wentylatora i wysięgnika, ciśnienie robocze), podczas jazdy oraz podczas pracy wysięgnikiem. Badania wykonano zgodnie z zaleceniami normy PN-91/N-01352 [2].

Badania drgań na stanowisku operatora pozwoliły na ocenę jego narażenia na ogólne oddziaływanie według normy PN-91/N-01354 [4]. Stwierdzono, że drgania ogólne występujące na stanowisku pracy podczas postoju i jazdy nie powodują naruszenia sprawności psychofizycznej człowieka, czyli nie występuje przekroczenie granicy uciążliwego oddziaływania drgań na organizm człowieka w określonym czasie oddziaływania. Drgania podczas pracy wysięgnika zakwalifikowano jako drgania przejściowe lub wstrząsy bez istotnego wpływu na organizm człowieka.

Z analizy cyklu urabiania przodka za pomocą materiałów wybuchowych wynika, że ładowarka pracuje około 120 minut wciągu jednej zmiany roboczej, przy uwzględnieniu zarówno ładowania jak i prac pomocniczych wykonywanych za pomocą ładowarki. Można zatem stwierdzić, że szacowany czas pracy ładowarki nie stanowi zagrożenia dla zdrowia operatora.

Pomiary temperatury wybranych powierzchni maszyny dokonywano w sposób ciągły, przez cały czas trwania prób ruchowych. Maksymalną temperaturę – 60°C zarejestrowano na obudowie pompy głównej i chłodnicy oleju. Maksymalna zarejestrowana temperatura zbiornika oleju hydraulicznego wynosiła 45°C.

Kolejne badania dotyczyły siły uciągu i hamowania. Maksymalna siła uciągu wyniosła 90 kN, którą ze względów konstrukcyjnych, ograniczono do 78 kN. Dokonano również pomiaru siły hamowania, której średnia wartość wyniosła 102 kN.

Zbudowane stanowisko badawcze umożliwiło również sprawdzenie stateczności podłużnej i poprzecznej ładowarki na nachyleniach odpowiednio 20° i 8°. Podczas prób stateczności w czerpaku ładowarki znajdowało się obciążenie odpowiadające masie urobku skalnego mieszczącego się w czerpaku. W wyniku przeprowadzonych prób stwierdzono, że ładowarka zachowała stateczność podłużną i poprzeczną:

- stateczność podłużna – 20,1°,
- stateczność poprzeczna – 8,2°.

4. Podsumowanie

Wyprodukowana przez firmę TECHMAT Sp. z o.o. ładowarka górnicza bocznie wysypująca ŁJK-1200 jest maszyną przeznaczoną do załadunku urobku w przodku, przekazywania go na dalsze środki odstawy, dowo-

żenia materiałów do czoła przodku oraz do prac wspomagających wznoszenie obudowy chodnikowej.

Zastosowane w ładowarce nowe rozwiązania konstrukcyjne, takie jak: układ napełniania i opróżniania zbiornika oraz podest roboczy stanowią kolejny krok w unowocześnieniu ładowarki bocznie wysypującej ŁJK-1200.

W niniejszym artykule przedstawiono wykorzystanie elementów powtórnie wprowadzonych do obrotu, w procesie projektowania ładowarki górniczej. Pozyskane na rynku wtórnym, sprawdzone w warunkach dołowych, zespoły umożliwiają zabudowę nowoczesnego wyposażenia elektrohydraulicznego spełniającego najwyższe standardy bezpieczeństwa pracy w podziemnych wyrobiskach górniczych oraz podnoszą funkcjonalność maszyny.

Przedstawiony kierunek w projektowaniu maszyn górniczych jest korzystny w aspekcie kosztów procesu wydobywczego. Wykazano, że obniżenie kosztów wyprodukowania ładowarki nie wpływa negatywnie na jej niezawodność.

Wieloletnie doświadczenia eksploatacyjne KOMAG-u w zakresie ładowarek bocznie wysypujących pozwoliły na opracowanie sposobu wykorzystywania elementów pochodzących z rynku wtórnego, po uwzględnieniu kryteriów oceny ich przydatności do dalszej eksploatacji.

Literatura

1. Dokumentacja techniczno-ruchowa ładowarki górniczej bocznie wysypującej ŁJK-1200, nr W16.054DTR, KOMAG.
2. Polska Norma PN-91/N01352 Drgania – Zasady wykonywania pomiarów na stanowiskach pracy.
3. Polska Norma PN-91/N01353 Drgania – Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań oddziałujących na organizm człowieka przez kończyny górne i metody oceny narażenia.
4. Polska Norma PN-91/N01354 Drgania – Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia.
5. Polska Norma PN-EN 60079:7:2008 Urządzenia elektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Część 7: Stopień ochrony "e".
6. Polska Norma PN-G-50000:2002 Ochrona pracy w górnictwie – Maszyny górnicze. Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.
7. Polska Norma PN-G-50033:1996 Ochrona pracy w górnictwie – Ładowarki. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.
8. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. W sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz. U. Nr 259 poz. 2170).
9. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005r. W sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz. U. Nr 263 Poz. 2203).
10. Talarek M., Kamiński T., Rybka A.: Badania stanowiskowe prototypu ładowarki górniczej bocznie wysypującej ŁJK-1200. Sprawozdanie z badań Nr 249/BT/2009.

Artykuł wpłynął do redakcji w lutym 2011 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Inż. Arkadiusz TOMAS
Instytut Techniki Górniczej KOMAG
Dr inż. Andrzej WIECZOREK
Politechnika Śląska

Problemy eksploatacyjne systemów poborów próbek materiałów sypkich

Streszczenie

Wraz z lawinowym wzrostem ilości zainstalowanych systemów poboru materiałów sypkich, takich jak węgiel, koks i biomasa, pojawiły się problemy związane z eksploatacją tych urządzeń. Zebranie doświadczeń ze stosowanych urządzeń pozwoli na określenie sposobów zwiększenia żywotności i niezawodności systemów. W niniejszej publikacji przedstawiono podstawowe przyczyny uszkodzeń urządzeń wchodzących w skład systemów próbobiorczych.

Summary

Together with rapid increase of systems for feeding loose materials such as coal, coke, biomass, problems associated with operation of those systems appeared. Experience gained from the systems operation enabled determination of the methods and measures that increase their life and reliability. Main reasons of damages of equipment that is part of those systems were presented in the paper.

1. Wstęp

W ciągu ostatnich 10 lat w Polsce nastąpił gwałtowny wzrost liczby zainstalowanych, automatycznych systemów poborów próbek węgla, biomasy i koksu. Elektrownie i elektrociepłownie przykładają coraz większą wagę do jakości dostarczanego im paliwa. Dzieje się tak z powodu ciągłego dążenia do optymalizacji kosztów oraz konieczności rozliczania emisji CO₂. Próbbiorniki instalowane są jako systemy do badania jakości dostaw, oraz do rozliczania emisji CO₂, do czego konieczna jest znajomość parametrów stosowanego paliwa. Obecnie w elektrowniach węglowych, elektrociepłowniach, ciepłowniach i koksowniach pracuje ponad 160 automatycznych próbbiorników węgla, koksu i biomasy [1].

Pobieranie próbki realizowane jest zgodnie z normą PN-ISO 13909-2:2004. Systemy poboru próbki są certyfikowane na zgodność z normą przez Główny Instytut Górnictwa lub Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla. Automatyczne pobieranie próbek ma zastosowanie również w przemyśle spożywczym (w badaniu jakości zbóż, produktów sypkich), wody i ścieków, dla paliw alternatywnych i popiołów.

Próbbobranie materiałów sypkich realizowane było w ubiegłym wieku poprzez ręczny pobór próbki, za pomocą prostych urządzeń. Metody te obarczone były dużym ryzykiem popełnienia błędu ludzkiego, niekompetencji. Brak im było również powtarzalności warunków poboru. Stosowane metody sprawiały kłopoty technologiczne, ponieważ pobór z taśmociągu wymagał jego zatrzymania, co powodowało przestoje oraz znaczne obciążenia napędów podczas ponownego rozruchu. Istniało też dodatkowe ryzyko wypadkowe – pracownik podczas poboru próbki przebywał w pobliżu taśmociągu.

Do końca lat 90. ubiegłego stulecia powstało kilka koncepcji mechanicznego poboru próbek. Nie znalazły one jednak szerokiego zastosowania. Dopiero pod koniec ubiegłego, a szczególnie na początku obecnego wieku, nastąpiło istotne zwiększenie zainteresowania próbbiornikami, w związku z wyżej wymienionymi powodami (jakość i emisje CO₂). Na szersze stosowanie urządzeń miał wpływ duży rozwój automatyki, układów napędowych i sterowania, a także doświadczenia zebrane podczas eksploatacji starszych konstrukcji. Współczesne systemy są w pełni autonomiczne, wizualizowane i programowalne. Cechują się dużą niezawodnością i łatwością obsługi. Urządzenia i układy sterowania są ciągle modernizowane i usprawniane.

2. Charakterystyka systemów próbbobrania

Systemy poboru próbek charakteryzują się indywidualnymi konfiguracjami, zależnymi od wymagań użytkownika oraz lokalnych warunków zabudowy, właściwych dla danej instalacji. Kluczowym elementem systemu jest próbbiornik. Obecnie stosowane są następujące rozwiązania [2]:

- A. próbbiorniki pobierające próbkę bezpośrednio z przenośnika taśmowego będącego w ruchu:
 - łyżkowe obrotowe, o ruchu złożonym,
 - z ramieniem łamanym (KOMAG),
 - z ruchem prostym (KOMAG),
- B. próbbiorniki pobierające próbkę z przesypu lub zsyphu:
 - szufladowe z szufladą z dnem otwieranym,
 - rynnowe ze zgarniaczami,
 - kubelkowe, pracujące w poprzek przenośnika taśmowego na przesypie (rzadko stosowane),
 - z pojemnikiem dosuwanym,
 - łopatkowe (KOMAG).

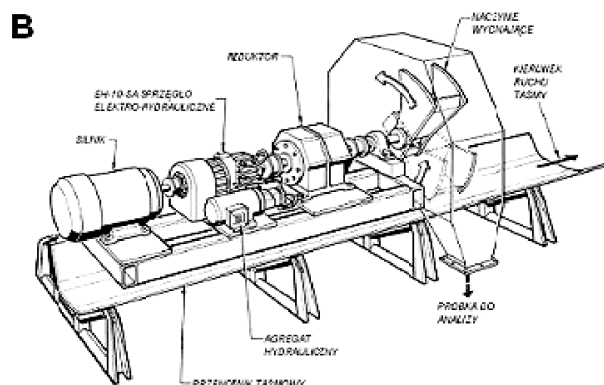
Na rysunku 1 przedstawiono przykładowe rozwiązania próbobiorników: próbobiornik szufladowy, próbobiornik pobierający w poprzek taśmy, z ruchem obrotowym naczynia, (produkcja Force Control) oraz próbobiornik pobierający próbki z przesyphu.

Każdy z ww. próbobiorników może być połączony w systemie z kruszarką wyposażoną w podzielnik, pomniejszającą ziarno i dzielącą próbkę w stosunku 9:1 (10:1), gdzie mniejsza część, tzw. próbka właściwa, trafia do pojemnika, natomiast część większa, tzw. nadmiar, do pojemnika, lub wraca bezpośrednio do ciągu technologicznego. Powrót nadmiaru realizowany jest przenośnikami taśmowymi, zgrzeblowymi lub grawitacyjnie. Spotyka się również rozwiązania z pojemnikiem odbiorczym próbki pierwotnej, gdzie mielenie i podział realizowane jest w laboratorium. Próbka pierwotna dostarczana jest do kruszarki grawitacyjnie,

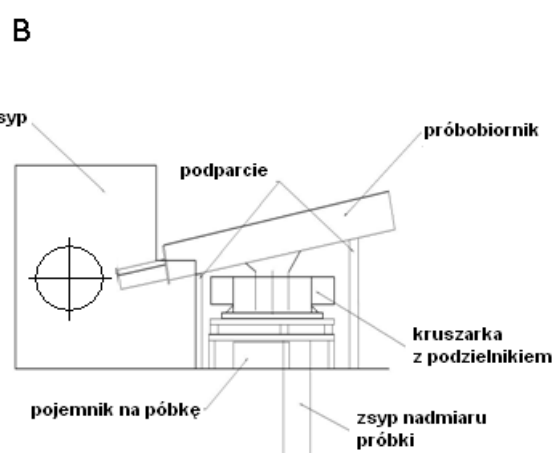
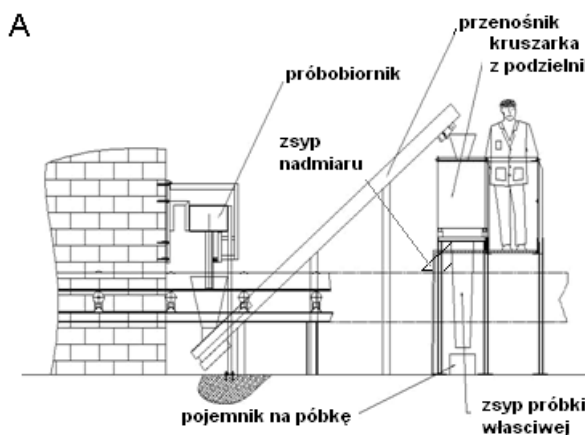
bądź przenośnikiem. Kruszarka może znajdować się w takim układzie w bezpośredniej bliskości próbobiornika, lub na podestach, czasem nawet na piętrze poniżej.

Kruszarki stosowane są jako 2 i 4 walcowe, w zależności od uziarnienia wstępnego, jak i wymaganego uziarnienia końcowego. Dopuszczalne jest 4-krotne zmniejszenie ziarna na jednym stopniu mielącym.

Na rysunku 2a przedstawiono system poboru próbek w poprzek taśmy. Próbka pierwotna transportowana jest przenośnikiem progowym do kruszarki wyposażonej w podzielnik, nadmiar kierowany jest na taśmociąg zsuwnią wibracyjną. Natomiast na rysunku 2b pokazano system poboru próbek z przesyphu w zakładzie przerobczym, z kruszarką dwuwalcową. Zwrot nadmiaru realizowany jest bezpośrednio do wagonu, grawitacyjnie.



Rys.1. Przykłady rozwiązań próbobiorników:
A – próbobiornik szufladowy [3], B – próbobiornik pobierający w poprzek taśmy z ruchem obrotowym naczynia [4],
C – próbobiornik pobierający próbki z przesyphu [5]



Rys.2. Systemy poboru próbki:
A – w poprzek taśmy, B – z przesyphu [6]

3. Problemy eksploatacji systemów próbobiornych

3.1. Charakterystyka warunków pracy

Systemy stosowane w kopalniach, koksowniach, elektrowniach i elektrociepłowniach do poboru węgla, koksu i biomasy pracują w ciężkich warunkach, charakteryzujących się: dużą wilgotnością, znacznym zapyleniem, dużą zmiennością temperatury otoczenia (zakres zmian temperatury wynosi od -20° do $+40^{\circ}$). Ponadto poddawane są one zmiennym obciążeniom dynamicznym pochodzącym od strugi materiału. Szacunkowa dzienna ilość cykli zmian obciążenia dochodzi do 1600.

Na rysunku 3 przedstawiono typowe zjawisko występujące w czasie eksploatacji części wycinającej (w tym przypadku szuflady próbobiornika) systemu próbobiornego, czyli uderzenie strugi w element pobierający.

3.2. Próbobiorniki

Próbobiorniki są elementami systemu szczególnie narażonymi na uszkodzenia spowodowane zwiększonym zapyleniem oraz działaniem nadmiarowych. Dzieje się tak, ponieważ ich element pobierający w czasie cyklu pracy styka się bezpośrednio z materiałem próbkowanym. Napór strugi silnie obciąża element pobierający. Obciążenie to, ze względu na nierównomierność przepływu strugi i jej składu ziarnowego, ma charakter dynamiczny.

Z oddziaływaniem strugi związane są najczęstsze awarie urządzenia. Do unieruchomienia próbobiornika dochodzi na wskutek dostania się materiału pobieranego (rys. 4a) do elementów odpowiedzialnych za przemieszczanie się części wycinającej (są to prowadnice, rolki, łańcuchy oraz pozostałe elementy ruchowe). Nieprzewidziane postoje występują częściej w przypadku zawilgocenia otoczenia systemu próbobiornego. Dochodzi wtedy do oblepiania powierzchni elementów ruchomych (rys. 4d). Trudne warunki eksploatacyjne powodują także uszkodzenia mechaniczne oraz korozję (rys. 4b). Niecałkowite opróżnienie naczynia może prowadzić do jego zaklinowania, co

grozi całkowitym zasypaniem próbobiornika (rys. 4c). Należy dodać, że przy eksploatacji tych urządzeń wymagana jest szczególna dbałość o stan urządzenia ze strony obsługi. Brak należytej kontroli prowadzi do całkowitego zniszczenia próbobiornika.

3.3. Kruszkarki, młyny, dzielniki

Kruszarki, dzielniki i młyny pracujące w systemach poboru próbek narażone są na zapylenie, zasypanie materiałem oraz uszkodzenia ciałami obcymi. W kruszarkach i młynach, które nie są czyszczone w odpowiedni sposób, materiał dostaje się w rejon przekładni pasowych i niszczy pasy. Również brak kontroli i regulacji naciągu pasów lub łańcuchów przekładni, prowadzi do uszkodzeń.

Walce kruszarek podlegają naturalnemu ścieraniu w trakcie eksploatacji. Na rysunku 5 przedstawiono przykłady bębnow kruszarki nowych i uszkodzonych na wskutek zużycia ściernego. Istotnym problemem jest także przedostawanie się ziaren nadmiarowych lub elementów metalowych do urządzeń rozdrabniających (na rys. 6 przedstawiono uszkodzoną głowicę młyna nożowego).

3.4. Układy transportowe

Miniaturowe przenośniki taśmowe stosowane w systemach poboru próbek, narażone są szczególnie na oddziaływanie zapylenia (rys. 7). Elementami najbardziej narażonymi są łożyska i zespoły rolek. W przypadku taśm dochodzi do ich uszkodzenia przejawiającego się perforacją i zerwaniem na wskutek działania nadmiarowego ziarna pobieranego materiału. Zapylenie, a także błędy obsługi, zwłaszcza niewłaściwa kontrola i regulacja naciągu taśmy, prowadzą do zbiegania taśmy, co powoduje wystrzępienie krawędzi i ostatecznie zniszczenie taśmy.

W przypadku przenośników kubelkowych i ślimakowych dochodzi do częstego zapychania się przenośników. W układach pracujących w warunkach zewnętrznych, zimą dochodzi do „zaklejania” ślimaka spowodowanego zamarzaniem wilgotnych resztek węgla. Występujące problemy w czasie eksploatacji tego typu przenośników doprowadziły do wycofania przenośników kubelkowych i ślimakowych z systemów próbobiornych.

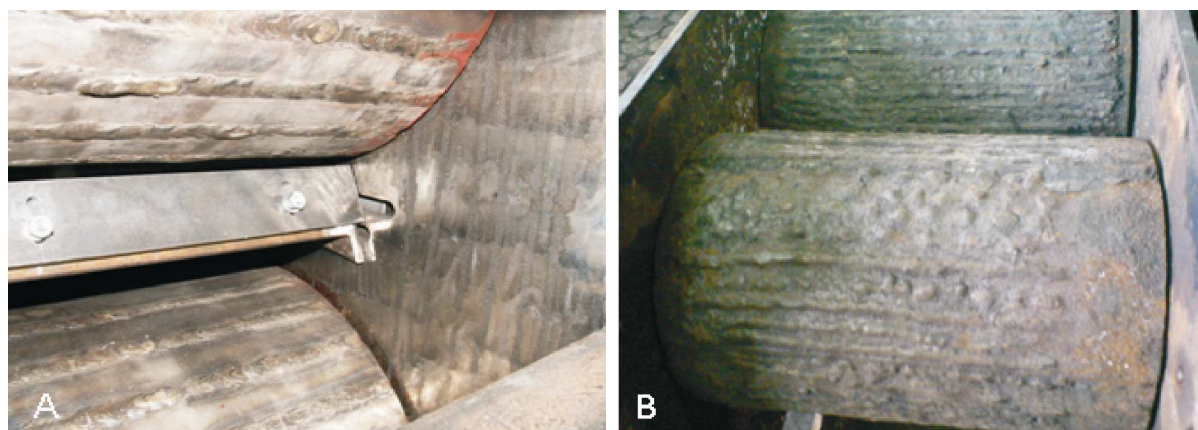


Rys.3. Przykłady uderzenia strugi w element pobierający:

A – wejście naczynia w strugę, B – naczynie napelnione, materiał uderza w płytę czołową urządzenia [7]



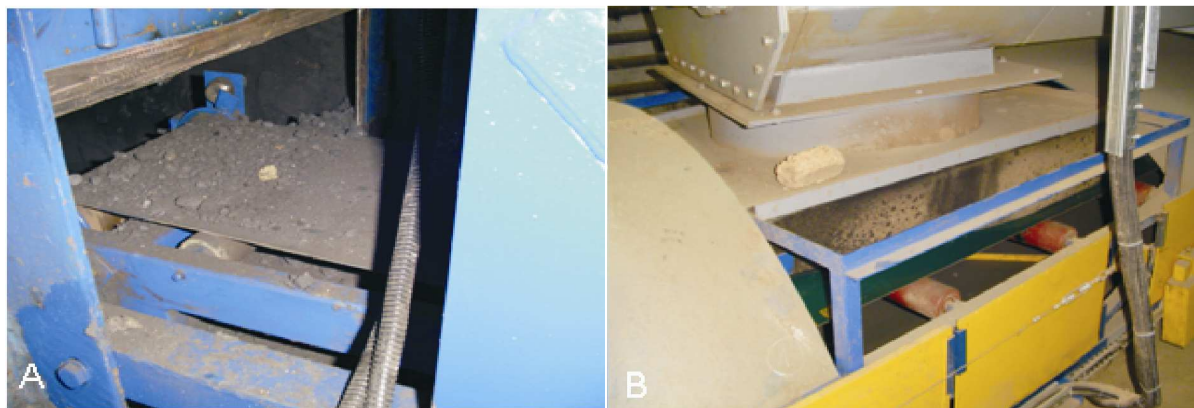
Rys.4. Typowe uszkodzenia próbobiornika:
A – zanieczyszczenie materiałem pobieranym przewodników, B – korozja elementów nośnych, C – całkowite zasypanie urządzenia, D – oblepienie łańcucha napędowego zawilgoconym pyłem [8]



Rys.5. Bębny kruszarki: *A – nowe, B – zużyte [9]*



Rys.6. Uszkodzony nóż głowicy tnącej
 młyna do biomasy [10]



Rys. 7. Zanieczyszczenie urządzeń transportowych systemu próbobrania:
A – pyłem, B – ziarnem nadmiarowym [11]

4. Podsumowanie

Urządzenia wchodzące w skład systemu poboru próbek są narażone na oddziaływanie strugi materiału i warunków otoczenia, co prowadzi do występowania awarii systemów. Prawidłowa eksploatacja i przestrzeganie właściwych warunków eksploatacji, to jest: regularne czyszczenie i konserwacja oraz usuwanie ziaren nadmiarowych i elementów metalowych ze strugi, pozwalają na bezawaryjne użytkowanie systemu przez zakładany okres eksploatacji. Nieprzestrzeganie zaleceń eksploatacyjnych prowadzi do przestojów, awarii, a nawet zniszczenia urządzeń.

Należy także zwrócić szczególną uwagę na szkolenia obsługi w zakresie prawidłowej eksploatacji urządzeń systemu próbobiorczego.

Kierunki rozwoju urządzeń próbobiorczych powinny zmierzać do:

- uproszczenia i unifikacji konstrukcji,
- stosowania materiałów o zwiększonej odporności na zużycie i działanie korozji,
- zmniejszenia gabarytów urządzeń,
- stosowania monitoringu i diagnostyki elementów składowych systemu, np. łożysk, przekładni,
- zapewnienia pyłoodporności i pyłoszczelności urządzeń.

Literatura

1. Tomas A., Matusiak P., Bal M.: „Przegląd systemów próbobrania oraz rozwiązań zainstalowanych próbobiorników węgla w przemyśle, w szczególności w górnictwie węgla kamiennego”. Praca statutowa E/BGK-11475, praca nie publikowana, Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2010.
2. Tomas A., Matusiak P., Bal M.: „Przygotowanie koncepcji oraz dokumentacji nowego rozwiązania systemu poboru próbki materiałów sypkich.” Praca statutowa E/BGK-10432, praca nie publikowana, Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2009.
3. www.testchem.eu
4. www.forcecontrol.com
5. www.carbo.com.pl
6. - 11. Dokumentacja fotograficzna Zakładu Systemów Przeróbczych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG.

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2011 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński*

Niskoemisyjny akustycznie system wentylacji obiektów o znaczeniu strategicznym

Streszczenie

Niniejszy artykuł omawia kwestię chłodzenia i wentylacji obiektów, których znaczenie dla gospodarki określone jest jako strategiczne. Systemy te cechują się istotnym oddziaływaniem na otaczające środowisko, w tym na stanowiska pracy. Rozwiązaniem problemu ponadnormatywnego oddziaływania systemu, jest proponowane rozwiązanie, opracowane przez KOMAG. Zaprezentowano istotne cechy systemu oraz jego budowę. Składa się on z szeregu tłumików zewnętrznych i wewnętrznych, jak również układu kanałów ssących i tłoczących. Przewagą zaprezentowanego systemu nad rozwiązaniami konkurencyjnymi, jest niezwykle niska emisja hałasu, przy zapewnieniu właściwej wentylacji zabezpieczanego obiektu, jak również jego niewielkie gabaryty. W artykule przedstawiono również wyniki przeprowadzonych badań.

Summary

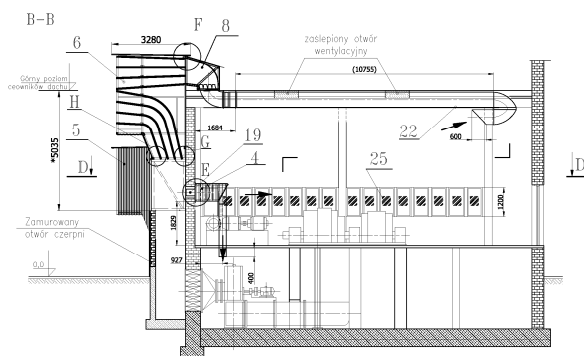
The problem of cooling and ventilation of the objects with are important for the state economy is discussed in the paper. The ventilation systems have an important impact on environment including the work stands. The solution designed in KOMAG resolves the problem of over-standard noise emission. Important features of the system and its design were presented. It consists of series of external and internal noise dumpers as well as of sucking and forcing channels. Very low noise emission at proper ventilation conditions as well as its small size is the system advantage over the exiting designs. The results of carried out tests were also given.

1. Wstęp

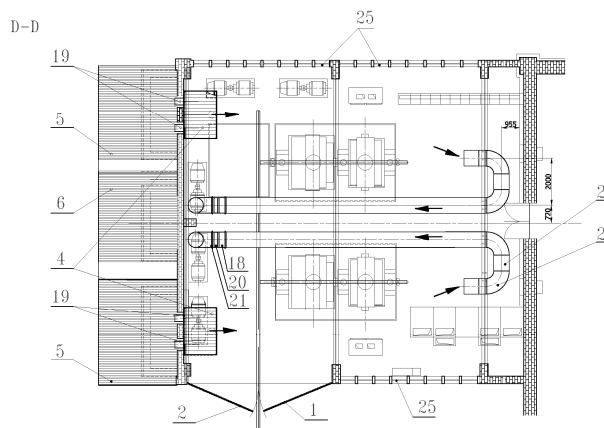
Istotna część obiektów o strategicznym znaczeniu dla gospodarki wymaga zaawansowanych systemów wentylacji lub chłodzenia. Systemy te pracują najczęściej w sposób ciągły i są często źródłem ponadnormatywnej emisji hałasu. Źródła te cechuje znaczny zasięg oddziaływania, wynikający z emitowanej mocy akustycznej. Cechą charakterystyczną układów wentylacji i chłodzenia jest również szeroki zakres częstotliwościowy emitowanego hałasu. Stąd bardzo istotne jest dążenie starań, by zarówno projektowane systemy, jak i istniejące nie naruszały obowiązujących standardów akustycznych, zarówno na stanowiskach pracy, jak również i w środowisku. Często, ze względu na złożone warunki pracy, niemożliwe jest stosowanie metod organizacyjnych w ograniczaniu ponadnormatywnej emisji hałasu układów wentylacji i chłodzenia. Stąd w układach tych stosowane są najczęściej bierne środki redukcji hałasu w postaci tłumików przepływowych. Poprawnie zaprojektowany tłumik pozwala na istotne ograniczenie emisji hałasu w szerokim widmie częstotliwości.

2. Budowa systemu

Przykładem niskoemisyjnego akustycznie systemu wentylacji obiektu o znaczeniu strategicznym, jest zaprojektowany przez KOMAG i wdrożony w Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Bielszowice”, system do ograniczenia emisji hałasu hali przetwornic maszyny wyciągowej (rys. 1 i rys. 2).



Rys.1. Przekrój poprzeczny przez budynek maszyny wyciągowej

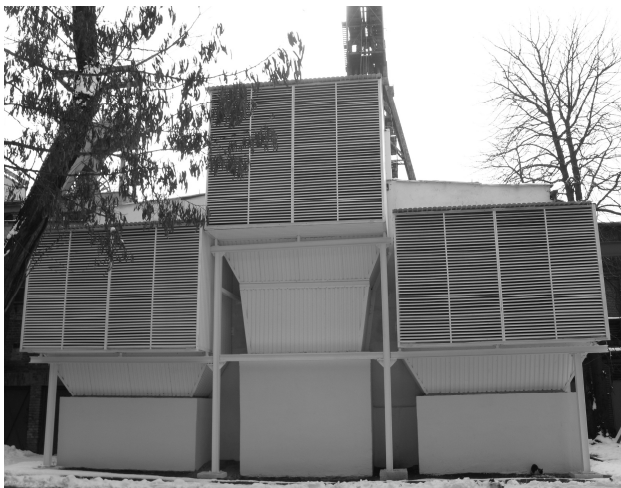


Rys.2. Rzut na poziom $\pm 0,0$ m budynku maszyny wyciągowej

System składa się z trzech tłumików ograniczających emisję hałasu do środowiska, z których dwa zewnętrzne pełnią funkcję czerpni powietrza (poz. 5, na rys. 2), natomiast tłumik środkowy (poz. 6, na rys. 2), ograniczający emisję hałasu wyrzutni powietrza podzielono na dwie części: dolną, do której dociera powietrze z kanału pionowego i górną, do której powietrze zasysane jest z hali przetwornic maszyny wyciągowej.

Wewnątrz hali przetwornic zabudowano dwa tłumiki (poz. 4, na rys. 2) ograniczające hałas na stanowiskach pracy. Tłumiki te nawiewają powietrze czerpane z zewnętrznych tłumików posadowionych poza halą. Czerpane powietrze w części nawiewane jest do wnętrza hali na poziom $\pm 0,0$ m, zaś pozostałe tłoczone jest na poziom $-3,0$ m, gdzie znajdują się napędy wentylatorów. Takie rozwiązanie pozwala na zapewnienie właściwej cyrkulacji powietrza w obszarze całej hali przetwornic. Jak wykazały przeprowadzone obliczenia, jak również pomiary rozkładu pola temperatur, system ten zapewnia właściwą wentylację hali. Zdecydowano się zatem na wymianę przegród zewnętrznych o podwyższonej izolacyjności akustycznej. Wymieniono również okna na podwójnie szklone, nieotwierane oraz wymieniono bramę zewnętrzną na wypełnioną wełną mineralną o wysokim współczynniku pochłaniania dźwięku w zakresie średnich i niskich częstotliwości.

Kompozycję poszczególnych tłumików, zlokalizowanych poza halą przetwornic po zabudowie na obiekcie rzeczywistym pokazano rysunku 3.



Rys.3. Kompozycja tłumików tworzących system wentylacji

Projektując konstrukcję przedmiotowego systemu wentylacji szczególną uwagę zwrócono, na stosowane materiały, by nie stanowiły zagrożenia dla środowiska naturalnego. Przyjęto założenie, że wszystkie użyte materiały będą mogły być poddane procesowi recyklingu. System składa się z następujących grup materiałów:

- konstrukcyjnych: blachy i profile stalowe,
- dźwiękochłonnych: wełna mineralna,
- osłonowych.



Rys.4. Kompozycja tłumików tworzących system wentylacji – widok od ściany wschodniej, wraz z obrazem rozkładu pola temperatur na powierzchni bramy

3. Przebieg prac

W celu zaprojektowania przedmiotowego systemu przeprowadzono badania wstępne na obiekcie rzeczywistym (hala przetwornic maszyny wyciągowej). W zakresie przeprowadzonych badań wstępnych wykonano: pomiary geometrii, pomiary akustyczne, badania rozkładu pola akustycznego, a także pomiary przepływów. Wyniki badań pozwoliły na uzyskanie istotnych informacji o obiekcie, na podstawie których możliwe było opracowanie przestrzennego modelu hali, a następnie modelu akustycznego przestrzeni zamkniętej i środowiska. Przeprowadzone obliczenia numeryczne pozwoliły na weryfikację wariantów systemu, prowadząc do opracowania rozwiązania końcowego. W procesie projektowania wykorzystano szereg zaawansowanych technik, takich jak: pomiary laserowe i korelację emisji hałasu z rozkładem pola temperatur.

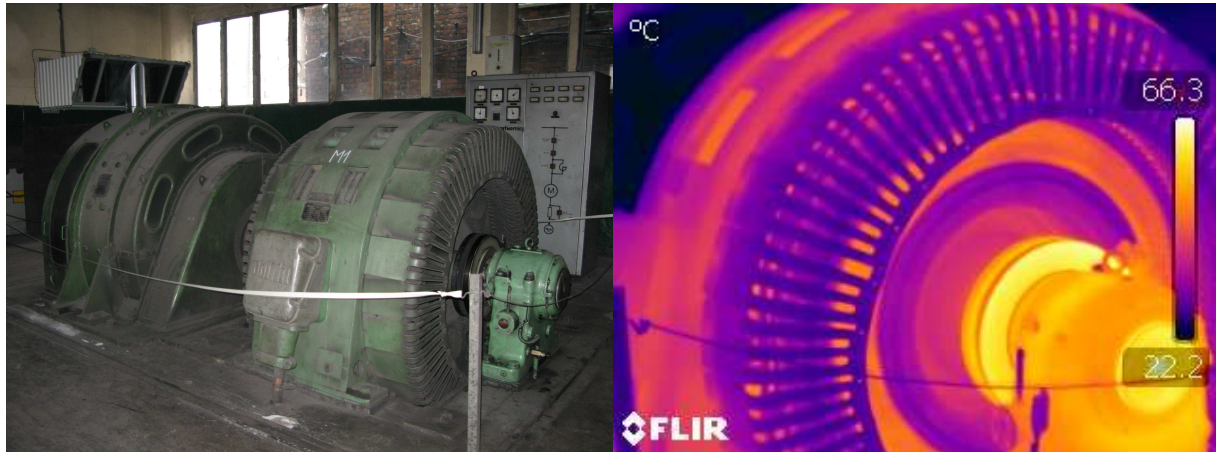
3.1. Badania systemu

Badania systemu zmierzały do określenia jego parametrów i wpływu zabudowy na otaczające środowisko, a także układ technologiczny. Wyniki obliczeń przeprowadzonych na podstawie pomiarów akustycznych przedstawiono w tabeli 1, natomiast termogramy ukazujące rozkład pola temperatur przedstawiono rysunku 5 i rysunku 6.

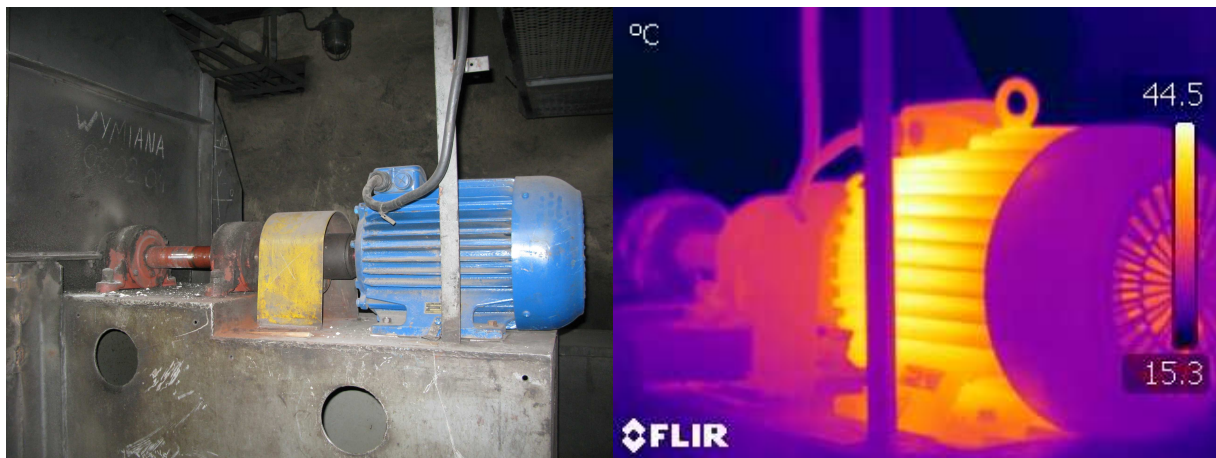
Parametry akustyczne systemu

Tabela 1

Punkt pom.	Poziomy emisji hałasu przed zast. systemu (dane z badań środowiskowych) $L_{Aeq\ sr}$ [dB]	Poziomy emisji hałasu po zast. systemu (dane z badań środowiskowych) $L_{Aeq\ sr}$ [dB]	Przenoszeniowa różnica poziomu ciśnienia D_{tpS} [dB]	Tłumienie przenosz. D_{tS} [dB]	Tłumienie wtrącenia D_{is} [dB]
Pp1	72,5	58,8	34,2	25,8	15,6
Pp2	82,6	59,2			
Pp3	74,1	62,1			
Pp4	77,3	71,8			



Rys.5. Rozkład pola temperatur układu przetwornicy maszyny wyciągowej



Rys.6. Rozkład pola temperatur silnika wentylatora

4. Istotne cechy systemu

Do najbardziej innowacyjnych cech przedmiotowego systemu należy zaliczyć przede wszystkim jego funkcjonalność: dobrą wentylację zabezpieczanego obiektu, a także maszyn i urządzeń, przy jednoczesnym niskim poziomie emisji hałasu do środowiska i na stanowiska pracy. Przedmiotowy system, w porównaniu do stanu pierwotnego instalacji, cechuje się przenoszeniową różnicą poziomu ciśnienia akustycznego wynoszącą 34,0 dB. Przy tłumieniu wtrącenia na poziomie 15,0 dB; parametry systemu należy uznać za ponadprzeciętne.

Ponadto system w odróżnieniu od istniejących koncepcji systemów konkurencyjnych posiada mniejsze

gabaryty i mniejszą liczbę zastosowanych tłumików. Pomimo istotnego ograniczenia liczby zastosowanych tłumików, uzyskano tłumienie przenoszenia na poziomie powyżej 25 dB, przy szerokopasmowej redukcji emisji hałasu.

Ograniczenie gabarytów całego systemu nie wpłynęło niekorzystnie na wentylację obiektu, dzięki właściwemu doborowi urządzeń, jak również niskim oporom przepływu. Znalazło to potwierdzenie podczas badań temperatur – termogramy na rysunku 5 i rysunku 6 obrazujące rozkład pola temperatur na istotnych urządzeniach zabezpieczanego przez system układu technologicznego. Obserwowane dla silnika głównego wentylatora temperatury, w żadnym z punktów nie przekroczyły wartości 45°C. Podobnie dla układu przetwornic,

temperatura nie przekroczyła granicy 70°C. Należy zatem uznać, iż chłodzenie w rejonie obu urządzeń jest poprawne.

5. Podsumowanie

Przedmiotowy system spełnił stawiane wymagania, zapewniając poprawną wentylację obiektu, do zabezpieczenia którego został użyty. Powyższe uzyskano przy zapewnieniu istotnie niższego od stanu pierwotnego poziomu emisji hałasu na stanowiska pracy, a także do środowiska. Na podstawie przeprowadzonych badań określono, iż dla przedmiotowego systemu tłumienia przenoszenia przekracza poziom 25 dB, zaś tłumienie wtrącenia 15 dB. Ponadto dla poszczególnych źródeł cząstkowych wchodzących w skład systemu poziom dźwięku nie przekracza 80 dB. Przedstawiony system jest rozwiązaniem uniwersalnym, zdolnym do adaptacji w każdych warunkach, zaś dedykowany jest dla obiektów, wymagających ciągłej wentylacji, które to położone są w bezpośrednim rejonie terenów podlegających ustawowej ochronie przed ponadnormatywną emisją hałasu. Od rozwiązań konkurencyjnych odróż-

nia go niska emisja hałasu i znacząco mniejsze gabaryty.

Literatura

1. Augustyńska D., Pleban D. Mikulski W.: Hałas maszyn – znormalizowane metody wyznaczania poziomu mocy akustycznej (1). Bezpieczeństwo Pracy. Nauka i praktyka, 2000 Nr 2, s. 7 ÷ 13
2. Augustyńska D., Pleban D. Mikulski W.: Hałas maszyn – znormalizowane metody wyznaczania poziomu mocy akustycznej (2). Bezpieczeństwo Pracy. Nauka i praktyka, 2000 Nr 3, s. 12 ÷ 17
3. Engel Z.: Ochrona Środowiska przed drganiami i hałasem. Warszawa: PWN, 2001
4. Engel Z. i inni.: Wytyczne projektowania ochrony przeciwhałasowej stanowisk pracy w hałach przemysłowych. Warszawa: CIOP, 1990
5. PN ISO 11820:1996. Akustyka. Pomiary tłumików w miejscu zainstalowania.

*Artykuł wpłynął do redakcji w lutym 2011 r.
Recenzent: prof. dr hab. Wojciech Moczulski*