

**MINIMALIZACJA EFEKTÓW WIBROAKUSTYCZNYCH JAKO KRYTERIUM
EKSPLOATACJI PRZEKŁADNI ZĘBATYCH ZGODNEJ Z ZASADAMI
ZRÓWNOWAŻONEGO ROZWOJU**

Andrzej N. WIECZOREK

Politechnika Śląska

Radosław KRUK

TU Clausthal

Streszczenie: W poprawnie działających systemach utrzymania stanu technicznego, najważniejszym działaniem powinno być zapobieganie ewentualnym awariom. Czynnikiem zmniejszającym prawdopodobieństwo awarii jest zmniejszenie efektów wibroakustycznych towarzyszących eksploatacji maszyn i urządzeń, w tym także przekładni. W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu czynników eksploatacyjnych na stan wibroakustyczny przekładni. Analizowanymi czynnikami były: zmiana warunków współpracy kół związana z zużywaniem się powierzchni zębów, przekładni w warunkach podharmonicznych głównego rezonansu rezonansowych oraz temperatura oleju smarującego. W pracy wykazano możliwość zmniejszenia generowanych efektów wibroakustycznych przez przekładnie zębate poprzez zmianę warunków ich pracy. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że eksploatacja przekładni zębatych zgodna z zasadami zrównoważonego rozwoju wymaga aktywnych działań ze strony służb technicznych polegających na poszukiwaniu optymalnych ze względu na stan wibroakustyczny warunków pracy.

Słowa kluczowe: projektowanie, hałas, drgania, przekładnie zębate

WPROWADZENIE

Niniejsza praca jest kontynuacją artykułu [1], w którym przedstawiono koncepcję projektowania maszyn i urządzeń zgodną z zasadą zrównoważonego rozwoju. We wspomnianej pracy zwrócono uwagę na rozwój komputerowych technik obliczeniowych i graficznych umożliwiające szybsze uzyskanie wyniku spełniającego założone kryterium techniczne. Z jednej strony może to prowadzić do większego zapotrzebowania na surowce naturalne z uwagi na wymianę istniejących wyrobów na nowsze rozwiązania, z drugiej strony łatwiej znaleźć rozwiązania przeciwdziałające degradacji całych systemów technicznych lub minimalizujące skutki ich pracy na środowisko naturalne. Drugie podejście jest zgodne [2] z zasadami zrównoważonego rozwoju przemysłu i sektora usług. Jedną z tych zasad jest „tworzenie dóbr i usług, które nie zanieczyszczają środowiska, oszczędzają energię i surowce naturalne, są ekonomicznie wykonalne, zdrowe i satysfakcjonujące dla producenta i społeczeństwa-konsumentów” [3].

W pracy [1], zaproponowano by jednym z kryteriów projektowania spełniającego wymienioną koncepcję była minimalizacja drgań i hałasu generowanych przez maszyny robocze. Rozważane podejście projektowe rozpatrzono na przykładzie przekładni zębatych, w przypadku których, z uwagi na wysoki poziom zaawansowania technologicznego, bardzo trudne jest uzyskanie obniżenia hałasu i drgań. Należy jednakże dodać, że w ostatnich latach w przedsiębiorstwach przemysłowych zwraca się dużą uwagę na problematykę utrzymania zespołów napędowych (w ich skład wchodzi przekładnie zębate) maszyn i urządzeń w

zadawalającym stanie technicznym. Uzyskuje się ten stan przede wszystkim poprzez zmiany organizacyjne, zastosowanie odpowiednich środków smarnych, ale także wprowadzenie diagnostyki technicznej do oceny stanu maszyn. Ograniczenie drgań i hałasów powstających w czasie ich eksploatacji ma także ogromny wpływ na warunki pracy ludzi, a tym samym też na ich efektywność. Prawdopodobieństwo przekroczenia dopuszczalnych wartości rozpatrywanych czynników w ostatnich czasach stale wzrasta z uwagi na istotny wzrost mocy silników instalowanych w napędach maszyn i urządzeń. Dobitnym tego przykładem jest przemysł wydobywczy, w przypadku którego w ostatnim dziesięcioleciu całkowita moc napędów podwoiła się.

W niniejszej pracy opisano metody pozyskiwania wiedzy o dynamice maszyn roboczych i omówiono przyczyny wywołujące efekty wibroakustyczne w przekładniach górniczych, a także przedstawiono wpływ wybranych czynników eksploatacyjnych na wartość drgań i generowanego hałasu przez te przekładnie.

METODY POZYSKIWANIA WIEDZY O STANIE WIBROAKUSTYCZNYM PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Rosnąca konkurencja pomiędzy producentami, powoduje ograniczenie czasu potrzebnego na fazę projektową wytworzenia produktu. Rozwój produktu można uzyskać, poprzez zastosowanie [4, 5, 6, 7]:

- analitycznej metody rozwiązywania równań matematycznych opisujących dane zjawisko lub proces,
- eksperymentalnej metody pozyskiwania wiedzy,
- hybrydowej metody łączącej obie wyżej wymienione metody.

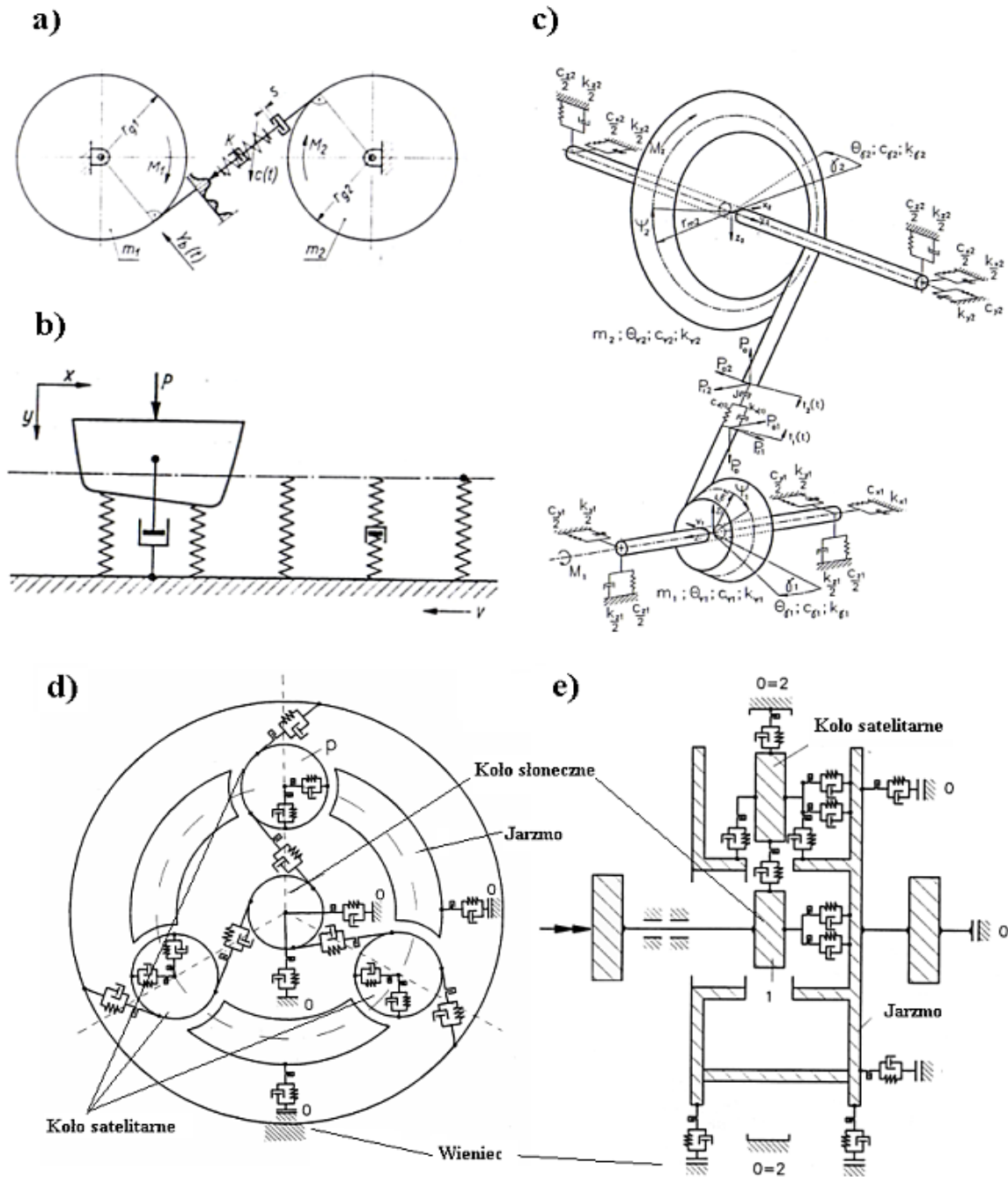
Wiele zjawisk fizycznych opisanych jest w postaci równań różniczkowych wynikających z przyjętych modeli opisujących zjawiska lub procesy (przykłady modeli funkcjonalnych przekładni zębatych przedstawiono na rysunku 1). Równania te można rozwiązywać analitycznie, ale ze względu na to, iż może występować duża ilość skomplikowanych równań, wykorzystuje się różnego rodzaju programy do obliczeń inżynierskich klasy CAE mogących przyspieszyć znalezienie rozwiązania zapewniającego minimalizację efektów wibroakustycznych. Poprawnie zbudowany model umożliwia dokładne zbadanie własności mechanicznych oraz dynamicznych przy niewielkim nakładzie finansowym, co umożliwi przygotowanie większej ilości rozwiązań konstrukcyjnych, ich ocenę, a następnie budowę finalnego rozwiązania. Ta zaleta ma szczególne znaczenie dla przemysłu, bo daje interesujące narzędzie dla inżyniera.

Na rysunku 2 przedstawiono model 1-stopniowej przekładni zębatej zbudowany z programalnych modułów oprogramowania SimulationX oraz wyniki symulacji drgań kół zębatych w funkcji czasu pracy uzyskane metodą rozwiązywania równań różniczkowych opisujących zjawiska nieliniowe związane z pracą kół zębatych. W przebiegu tych drgań łatwo zauważyć fazę rozruchu charakteryzującą się początkowym wzrostem wartości przyspieszeń drgań skrętnych.

Podstawowymi metodami obliczeniowymi [4, 5] oprócz obliczeń analitycznych, wykorzystywanymi w inżynierskich programach obliczeniowych są:

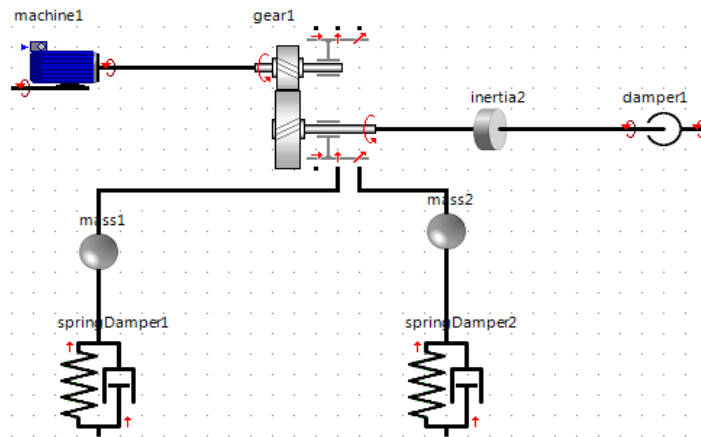
- metoda elementów skończonych,

- metoda sztywnych elementów skończonych,
- metoda różnic skończonych,
- metoda objętości skończonych,
- metoda całkowania numerycznego.

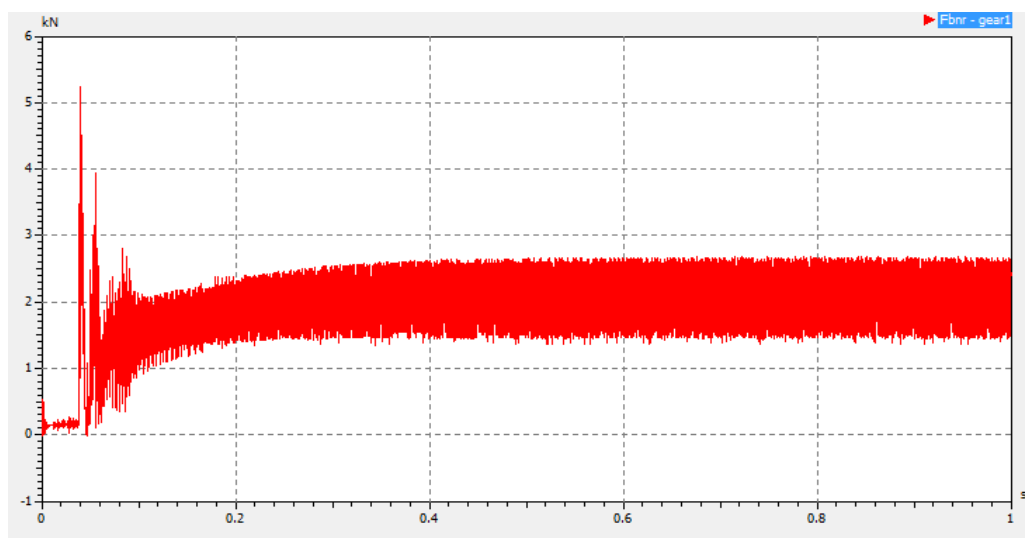


Rys. 1 Typowe modele przekładni zębatych:

- a) model przekładni zębatej Boscha i Borlingera [8],
- b) model palisadowy Müllera [9],
- c) model przekładni stożkowej o wielu stopniach swobody [10],
- d) model przekładni planetarnej – przekrój wzdłużny [11],
- e) model przekładni planetarnej – przekrój czołowy [11]



A



B

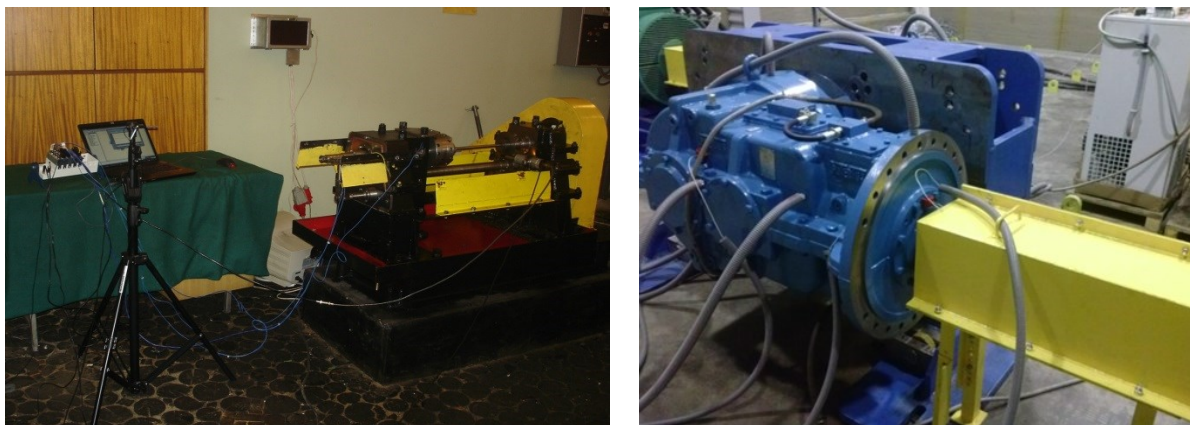
Rys. 2 Badania numeryczne w środowisku SimulationX:
A - model 1-stopniowej przekładni zębatej,
B - przykładowe wyniki symulacji drgań kół zębatych w funkcji czasu

Metody te polegają zasadniczo na stworzeniu elementu bryłowego, odwzorowującego rzeczywisty obiekt, podziale rozpatrywanego obszaru ciągłego na skończoną liczbę podobszarów (tworzenie siatki), a następnie na poszukiwaniu i znalezieniu rozwiązania przybliżonego w podobszarach.

Badania eksperymentalne zjawisk wibroakustycznych generowanych w przekładniach zębatych można podzielić na:

- badania wpływu wyizolowanych parametrów koła zębatego lub środka smarnego prowadzone na stanowiskach mocy zamkniętej mechanicznie (przykładowy widok takiego stanowiska przedstawiono na rys. 3A) wyposażonych w układ do pomiaru drgań; obiektem badań na tym stanowisku są wymienne koła zębate [12],
- badania eksploatacyjne lub kontrolne prowadzone na stanowiskach mocy zamkniętej elektrycznie (są to najczęściej układy silników i falowników umożliwiające zwrot energii do sieci) wyposażonych w układy monitorujące m.in. moment obrotowy, drgania mechaniczne i temperaturę; obiektem badań na tym stanowisku są całe przekładnie zębate (przykładowy widok przekładni zębatej przygotowanej do badań na stacji prób przedstawiono na rys. 3B).

Metody hybrydowe, łączące badania doświadczalne i numeryczne, są stosowane bardzo często, opracowanie zweryfikowanego modelu przekładni zębatej pozwala bowiem pozyskiwać wiedzę z uwzględnieniem wielu czynników. Realizacja szerokiego zakresu badawczego tylko z uwzględnieniem badań doświadczalnych wiązałaby się z ogromnymi kosztami i czasem przeprowadzania pomiarów [13, 14, 15, 16].



A

B

**Rys. 3 Stanowiska do badań przekładni zębatych:
A - mocy zamkniętej mechanicznie,
B - widok przekładni zębatej przygotowanej do badań na stanowisku
mocy zamkniętej elektrycznie pod obciążeniem**

EKSPLOATACYJNE PRZYCZYNY DRGAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

W przypadku przekładni zębatych, elementami szczególnie odpowiedzialnymi za stan wibroakustyczny [17] są koła zębate i łożyska. Są to także elementy, od których wymaga się spełnienia wysokich wymagań trwałościowych, co istotnie też wpływa na aspekt ekonomiczny użytkowania przekładni zębatych. Uszkodzenia kół zębatych stanowią w strukturze awarii przekładni zębatych znaczący udział dochodzący do ok. 40% [18].

Czynniki wpływające na stan wibroakustyczny [14] dzieli się na zewnętrzne i wewnętrzne. Do wymuszeń o charakterze zewnętrznym zalicza się: zmiany obciążenia, niewyrównoważenie oraz błędy montażowe całego zespołu napędowego.

W przypadku czynników wewnętrznych rozróżnia się trzy podstawowe grupy czynników [19], które mają wpływ na stan wibroakustyczny przekładni:

- konstrukcyjne, do których należą: nominalna prędkość obrotową, nominalna częstotliwość zazębienia, nominalne obciążenie przekładni zębatej, właściwości tłumiące środka smarnego, sztywność łożysk, postać konstrukcyjna korpusu przekładni i drgania własne układu,
- wykonawcze, do których należą: odchyłki podziałek, odchyłki kierunku linii zęba, modyfikacja zarysu i kierunku linii zęba, pasowanie łożysk i ich napięcie wstępne, dokładność montażu,
- zakłócające ruch przekładni, do których należą: zmiana sztywności zazębienia i tłumienia w zazębieniu na odcinku przyporu, odkształcenie zębów spowodowane działaniem obciążenia, niewyrównoważenie dynamiczne kół i wałów, wzbudzenia wywołane tarcieniem, zmiana warunków współpracy kół związana z zużywaniem się powierzchni zębów.

W trakcie pracy przekładni zębatych ujawnia się wpływ szeregu czynników o

charakterze eksploatacyjnym mających wpływ na ich stan wibroakustyczny. Spośród już wymienionych, do tej grupy można zaliczyć:

- zmienne obciążenie spowodowane warunkami pracy maszyny roboczej – redukcja wpływu tego czynnika najczęściej odbywa się poprzez zastosowanie odpowiedniego sprzęgła łączącego maszynę roboczą z przekładnią oraz utrzymanie tego sprzęgła w dobrym stanie technicznym,
- niewyrównoważenie oraz błędy montażowe całego zespołu napędowego – wpływ tego czynnika często ujawnia się w trakcie pracy urządzeń, redukcja wpływu tego czynnika odbywa się na drodze kontroli tych parametrów i ewentualnej korekty ustawień poszczególnych elementów systemu,
- pracy przekładni w warunkach podharmonicznych głównego rezonansu – wpływ tego czynnika często ujawnia się w postaci lokalnych wzrostów parametrów charakteryzujących drgania i w przypadku zespołów z falownikami można zmienić wartość prędkości obrotowej, a tym samym warunki rezonansowe pracy przekładni,
- zmiana warunków współpracy kół związana z zużywaniem się powierzchni zębów – wpływ tego czynnika uwidacznia się wraz z postępującym uszkodzeniem powierzchni kół zębatych i łożysk.

Dodatkowo do czynników o charakterze eksploatacyjnym można zaliczyć:

- temperaturę oleju smarującego – czynnik ten wynika często z niewłaściwie dobranych warunków chłodzenia i redukcję wpływu tego czynnika można osiągnąć poprzez dodanie dodatkowych urządzeń zwiększających odprowadzanie ciepła z przekładni,
- zmniejszone odprowadzenie ciepła z korpusu spowodowane warstwą zanieczyszczeń – redukcja wpływu tego czynnika możliwa jest poprzez czyszczenie korpusu przekładni.

Łatwo zauważyć, że negatywny wpływ wymienionych czynników można zminimalizować poprzez odpowiednie działania służb utrzymania ruchu przedsiębiorstwa. Korzyścią osiąganą tymi działaniami będą zwiększenie trwałości maszyn i urządzeń wynikająca ze zmniejszenia sumarycznego obciążenia momentem roboczym i nadwyżkami dynamicznymi oraz poprawą środowiska pracy. Wymienione korzyści są niezmiernie istotne z uwagi na znaczenie wydajności i bezpieczeństwa pracy dla osiągnięcia zakładanych wskaźników ekonomicznych przez przedsiębiorstwa produkcyjne.

ANALIZA WPLYWU WYBRANYCH CZYNNIKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA EFEKTY WIBROAKUSTYCZNE GENEROWANE PRZEZ PRZEKŁADNIE ZĘBATE

Spośród wymienionych w poprzednim rozdziale czynników eksploatacyjnych wpływających na wibroaktywność przekładni zębatych szczególnie istotne, z uwagi na możliwość redukcji wymuszeń dynamicznych przez służby utrzymania ruchu, są: zmiana warunków współpracy kół związana z zużywaniem się powierzchni zębów, pracy przekładni w warunkach podharmonicznych głównego rezonansu oraz temperatura oleju smarującego. W poniższych podrozdziałach przedstawiono wyniki badań związanych z wpływem wymienionych czynników na emisję wibroakustyczną.

Wpływ zużycia powierzchni zębów

Przedwczesna utrata zdolności przekładni zębatej do pracy w wyniku uszkodzenia kół, może nastąpić [19, 20] między innymi wskutek zmęczeniowych wykruszeń warstwy wierzchniej (pitting). W przypadku wystąpienia pittingu, w praktyce bardzo często próbuje się eksploatować dalej przekładnię do momentu przewidzianego remontu głównego, ale wiąże się to z niebezpieczeństwem powstania złamań zębów zainicjowanych wykruszeniem powierzchni i wywołaniem poważnej awarii urządzenia. W przekładniach zębatych, pitting (przykłady uszkodzonych kół zębatych pittingiem przedstawiono na rys. 4) pojawia się w miejscach, które są w kontakcie z substancją smarującą. Zaburzenie warstwy wierzchniej prowadzi do powstania szczeliny, w której gromadzi się substancja smarująca. Szczelina wypełniona smarem lub olejem zostaje obciążona (np. podczas zazębiania), czego wynikiem jest zwiększenie ciśnienia i powiększanie się tej szczeliny.



Rys. 4 Przykłady uszkodzonych pittingiem kół zębatych

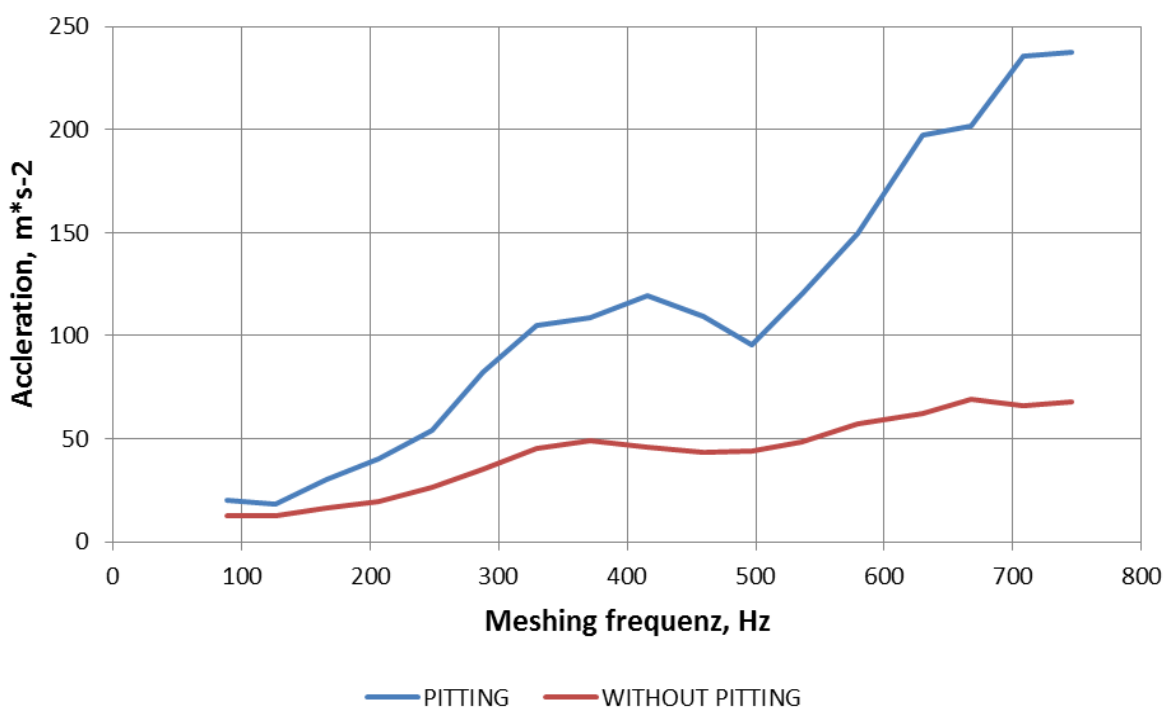
W przeprowadzonym eksperymencie z użyciem stanowiska mocy zamkniętej mechanicznie (szczegóły techniczne zostały przedstawione w pracy [21]) badaniom zostały poddane koła zębate o zróżnicowanym stanie powierzchni. Na jednej z powierzchni koła badawczego (rys. 5A) znajdowały się liczne uszkodzenia typowe dla zmęczeniowego wykruszenia warstwy wierzchniej (powierzchnia uszkodzona pittingiem wynosiła $3,15 \pm 0,34\%$ powierzchni współpracujących zębów), natomiast druga była nieuszkodzona.

Pomiar przyspieszeń drgań korpusu odbywał się za pomocą czujników przyspieszenia umieszczonych były w pobliżu łożyska walcowego wału zębniaka przekładni zamykającej. Uzyskane wyniki przedstawiono w funkcji prędkości obrotowej na rysunku 6. Na rysunku łatwo zauważyć, że uszkodzenia powierzchni zębów przyczyniły się do drastycznego wzrostu wartości estymat.



A B

Rys. 5. Widok powierzchni badanego kola zębatego:
a) widok ogólny zniszczonych powierzchni zębów, b) zniszczona powierzchnia w powiększeniu



Rys. 6 Przebiegi przyśpieszenia drgań korpusu przekładni badanej w funkcji prędkości obrotowej dla kół z pittingiem i bez pittingu

Wpływ pracy przekładni w warunkach podharmonicznych głównego rezonansu

Przekładnia zębata jest zaliczana do układów nieliniowych, a drgania mają charakter parametryczny [9, 13, 14]. Wynika to z możliwości utraty kontaktu między współpracującymi zębami (luz międzyzębny), nieliniowej zmiany sztywności jednej pary zębów w funkcji położenia punktu styku na odcinku przyporu, skokowej zmiany sztywności zazębienia wskutek zmiany liczby par zębów będących w przyporze. W układach nieliniowych występują, oprócz rezonansu podstawowego, również rezonansy podrezonansowe i nadrezonansowe, uwidaczniające się dla częstotliwości będących ułamkiem m/n częstotliwości głównego rezonansu (m i n – liczby naturalne).

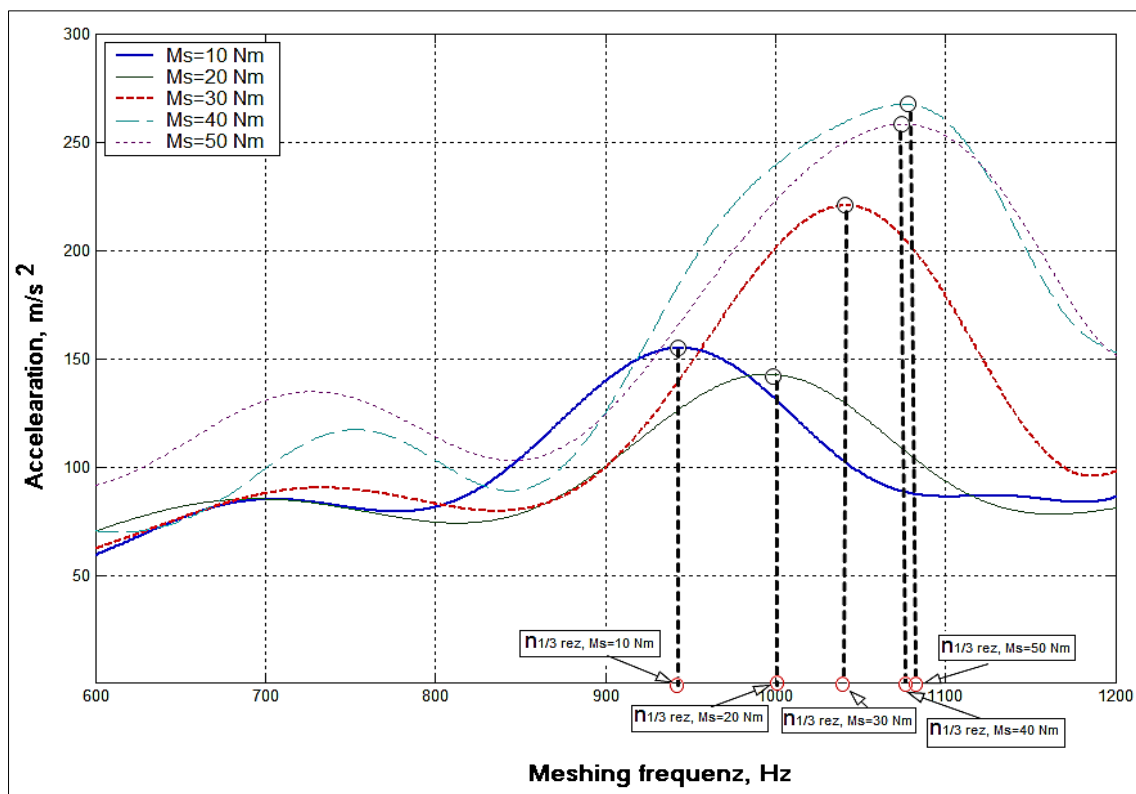
W celu określenia wpływu stanu rezonansowego na stan wibroakustyczny przekładni, wyznaczono, na podstawie metodyki zawartej w Normie ISO-PN 6336: 2007 [19], średnią sztywność zazębienia rozpatrywanych kół zębatach, która wynosiła $c = 1,83 \cdot 10^8$ N/m, oraz

prędkość obrotową i częstotliwość ząbienia odpowiadające głównemu rezonansowi badanych kół i odpowiadające poszczególnym podharmonicznym. Uzyskane wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1 Zestawienie wyznaczonych wartości prędkości obrotowej i częstotliwości ząbienia podharmonicznych głównego rezonansu, n_E – prędkość obrotowa głównego rezonansu, f_E – częstotliwość ząbienia głównego rezonansu.

$\frac{n_E}{1}$	$\frac{n_E}{2}$	$\frac{n_E}{3}$	$\frac{n_E}{4}$	$\frac{n_E}{5}$
7706 RPM	3853 RPM	2569 RPM	1927 RPM	1541 RPM
$\frac{f_E}{1}$	$\frac{f_E}{2}$	$\frac{f_E}{3}$	$\frac{f_E}{4}$	$\frac{f_E}{5}$
3339 Hz	1670 Hz	1113 Hz	835 Hz	668 Hz

Mierzonym parametrem było przyspieszenie drgań skrętnych kół (sposób przeprowadzenia eksperymentu z użyciem stanowiska mocy zamkniętej mechanicznie omówiono w pracach [22, 23, 24]), a uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 7.

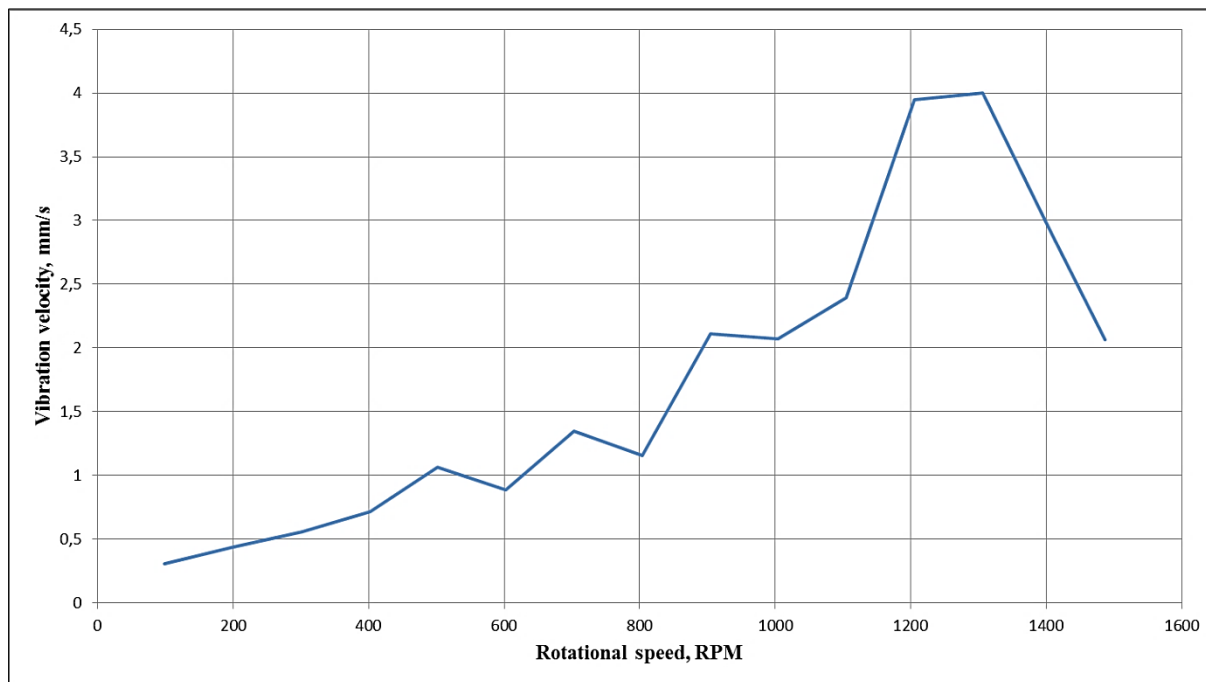


Rys. 7 Przebiegi przyspieszeń drgań skrętnych kół badawczych w funkcji częstotliwości ząbienia

Dla wartości częstotliwości ząbienia $f_z=800$ Hz i $f_z=1150$ Hz obserwuje się lokalne maksima drgań. Wymienione wartości odpowiadają w przybliżeniu wartościom 4 i 3 podharmonicznej głównego rezonansu (patrz tabela 1). W zakresie $f_z=1050\div 1200$ Hz, w którym mieści się wartość 3 podharmonicznej głównego rezonansu, różnica wartości maksymalnej i minimalnej przyspieszeń drgań jest znacząca i wynosi ok. $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika napędowego za pomocą falowników można więc uzyskać znaczącą poprawę stanu wibroakustycznego przekładni. Należy jednakże pamiętać, że nie

zawsze jest to możliwe z uwagi np. na założoną wydajność układu.

Na rysunku 8 przedstawiono przebiegi prędkości drgań przemysłowej przekładni zębatej (przedstawionej na rys. 3B) w funkcji częstotliwości zazębienia. W tym przypadku, podobnie jak na rysunku 7, ujawnia się nieliniowy charakter przebiegu prędkości drgań w funkcji prędkości obrotowej. W zakresie prędkości obrotowych $n=1100\div 1200$ obserwuje się znaczący wzrost prędkości drgań w porównaniu z drganiami spoza tego zakresu.



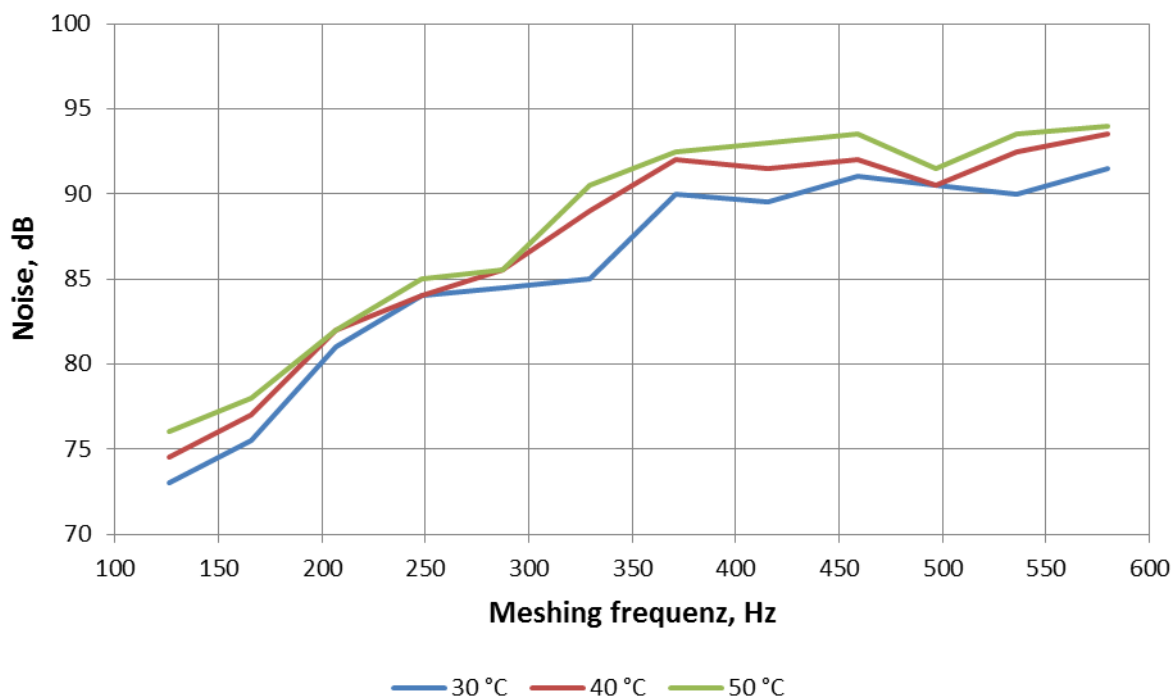
Rys. 8 Przebiegi prędkości drgań przemysłowej przekładni zębatej w funkcji prędkości obrotowej

Wpływ temperatury oleju smarowego

Zwiększone nagrzewanie się oleju w czasie pracy przekładni jest istotnym problemem konstrukcyjnym i eksploatacyjnym [20]. Wzrost temperatury oleju smarującego, niekorzystnie wpływa na maszyny i urządzenia techniczne. Z jego wzrostem związane jest zmniejszenie się lepkości oleju, co istotnie wpływa na grubość filmu olejowego, a tym samym na właściwości zużyciowe. W przypadku znacznego wzrostu temperatury oleju istnieje również możliwość wystąpienia wycieków oleju spod uszczelnień, co może spowodować całkowite zniszczenie uzębienia przekładni.

Zmniejszenie lepkości oleju smarującego wiąże się także ze zmniejszeniem tłumienia sił powstających w zazębieniach kół, a tym samym wzrost sił dynamicznych, który powoduje zwiększenie obciążenia takich elementów przekładni jak koła zębate i łożyska.

Na rysunku 9 przedstawiono wartości zmierzonego poziomu ciśnienia akustycznego dla zróżnicowanych temperatur mineralnego oleju smarującego klasy lepkościowej 320 uzyskane w ramach eksperymentu z użyciem stanowiska mocy zamkniętej mechanicznie [25]. Na rysunku można zauważyć, że wraz ze wzrostem temperatury oleju wiąże się zwiększenie mierzonych wartości poziomu ciśnienia akustycznego.



Rys. 9 Przebiegi zmierzonego poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji częstotliwości zazębienia dla zróżnicowanych temperatur oleju smarującego

PODSUMOWANIE

W poprawnie działających systemach utrzymania stanu technicznego, najważniejszym działaniem powinno być zapobieganie ewentualnym awariom. W wielu przedsiębiorstwach zwraca się uwagę na stan wibroakustyczny jedynie w przypadku stwierdzenia uszkodzenia elementów systemu grożących poważną awarią. Awarie urządzeń technicznych są często spowodowane dodatkowym obciążeniem wywołanym drganiami mechanicznymi. W poprawnie działających systemach utrzymania stanu technicznego zapewnienie odpowiedniego poziomu drgań i hałasu powinno być traktowane jako jeden ze środków zapobiegawczych awariom.

W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu czynników eksploatacyjnych na stan wibroakustyczny przekładni. Analizowanymi czynnikami były: zmiana warunków współpracy kół związana z zużywaniem się powierzchni zębów, przekładni w warunkach podharmonicznych głównego rezonansu rezonansowych oraz temperatura oleju smarującego. W pracy wykazano zmniejszenie generowanych efektów wibroakustycznych poprzez zmianę warunków ich pracy. Możliwości zmiany tych warunków leżą w możliwościach działań utrzymania stanu technicznego przedsiębiorstw.

Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że eksploatacja przekładni zębatych zgodna z zasadami zrównoważonego rozwoju wymaga aktywnych działań ze strony służb technicznych polegających na poszukiwaniu optymalnych warunków pracy. Jednym z najistotniejszych kryteriów optymalizujących warunki eksploatacyjne powinna być minimalizacja stanu wibroakustycznego przekładni zębatych.

*The study was carried out as a part of the project
"Opracowanie innowacyjnej proekologicznej specjalizowanej
przekładni zębatej zintegrowanej z układem diagnostycznym"
No. POIG.01.04.00-24-094/11.*

LITERATURA

1. A.N. Wieczorek. „Projektowanie maszyn i urządzeń zgodne z zasadą zrównoważonego rozwoju”, in *Management Systems in Production Engineering*, vol. 1(17), May 2015, pp. 28-34.
2. L. Kaźmierczak-Piwko. „Rozwój instrumentów zrównoważonego rozwoju sektora przedsiębiorstw”, in *Management Systems in Production Engineering*, vol. 4(8), October 2012, pp. 37-39.
3. V. Veleva, M. Hart, T. Greinerm and C. Crumbley. „Indicators of sustainable production”, in *Journal of Cleaner Production*, vol. 9(5), October 2001, pp. 447-452.
4. M. Kmiotek. „Przegląd solverów numerycznych stosowanych w mechanice obliczeniowej”, in *Scientific Bulletin of Chełm Section of Mathematics and Computer Science*, vol. 1, 2008, pp. 151-158.
5. D. Skibicki and K. Nowicki. *Metody numeryczne w budowie maszyn*, Bydgoszcz: Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, 2006.
6. W. Kramarczuk, R. Kruk, A. Lohrengel, A. Wieczorek and K. Twardoch. „Modelowanie zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych z wykorzystaniem metody elementów sztywnych”, in *Górnictwo i Geologia*, Tom VI, zeszyt 3, 2011, pp. 115-126.
7. P. Dietz, R. Kruk, A. Lohrengel and A. Wieczorek. „Doświadczalne i obliczeniowe wyznaczanie parametrów dynamicznych łożysk tocznych”, in *Górnictwo i Geologia*, Tom III, zeszyt 2, 2008, pp. 15-16.
8. M. Bosch. Das dynamische Verhalten von Stirnradgetriebe unter besonderer Berücksichtigung der Verzahnungsgenauigkeit. *Industrie-Anzeiger*, Part 1: 102/1965.
9. L. Müller. „Nowy model dynamiczny przekładni walcowej o zębach prostych”, in *Przegląd Mechaniczny*, vol. 21, 1974 pp. 725-728.
10. A. Skoć. Dynamika przekładni zębatych stożkowych maszyn górniczych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej* (seria: Górnictwo), vol. 226, no 1317, Gliwice 1996.
11. Ch. Lamparski. *Einfache Berechnungsgleichungen für Lastüberhöhungen in Leichtbauplanetengetrieben*. Schriftenreihe des Instituts für Konstruktionstechnik, Heft Nr. 95.3, Ruhr-Universität Bochum, 1995
12. L. Müller. *Przekładnie zębate – Badania*, Warszawa: WNT, 1984.
13. B. Łazarz. *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania*. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, Katowice-Radom 2001.
14. Z. Dąbrowski, S. Radkowski and A. Wilk. *Dynamika przekładni zębatych. Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym*, Radom: Wydawnictwo Naukowe ITE, 2000.
15. W. Bartelmus. *Diagnostyka Maszyn: Górnictwo Odkrywkowe*, Katowice: Wydawnictwo Naukowe Śląsk, 1998.

16. W. Bartelmus. Gearbox dynamic modeling, in *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, vol. 39(4), 10.2001, pp. 989-999.
17. L. Müller. *Przekładnie zębate – Dynamika*, Warszawa: WNT, 1986.
18. K. Ehrlenspiel. „Betriebserfahrungen mit Stirnrad- und Planetengetrieben – Maßnahmen zur Schadenverhütung“, in *Der Maschinenschaden* vol. 45(4), 1972, pp. 133/134.
19. Norma PN-ISO 6336: 2007. Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors.
20. K. Nadolny. *Tribologia kół zębatach: zagadnienia trwałości i niezawodności*, Poznań-Radom: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej – ITE, 1999.
21. A. Wieczorek and A. Gola. *Wstępne badania wpływu stanu eksploatacyjnego na drgania przekładni zębatach*, Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych. TEMAG 2010. XVIII Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Gliwice-Ustroń, 20-22 października 2010, pp. 241-247.
22. A. Wieczorek. *Wpływ wysokości uzębienia kół na obciążenie dynamiczne przekładni*. PhD thesis, Gliwice 2007.
23. A. Wieczorek. The Effect of Construction Changes of the Teeth of a Gear Transmission on Acoustic Properties, in *International Journal Of Occupational Safety*, vol. 18(4), January 2015, pp. 499-507.
24. A. Wieczorek. „Reducing the causes of mechanical vibrations of gear transmissions through construction changes in teeth”, in *Machine Dynamics Problems*, vol. 34(4), pp. 118-129, 12.2010.
25. A. Wieczorek and R. Kudyba. *Wyniki badań wpływu temperatury oleju na poziom hałasu emitowany przez przekładnie zębatach*. Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych. TEMAG 2009. XVII International Scientific-Technical conference, Gliwice-Ustroń, 14-16 October 2009. Conference proceedings, pp. 249-254.

Data przesłania artykułu do Redakcji: 08.2015

Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 11.2015

dr inż. Andrzej N. Wieczorek
Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice
e-mail: andrzej.n.wieczorek@polsl.pl
Mgr inż. Radosław Kruk
TU Clausthal
Institut für Maschinenwesen, Niemcy