
mgr inż. Kamil SZEWERDA
mgr inż. Wojciech WOŁCZYK
dr inż. Jarosław TOKARCZYK
dr inż. Dariusz MICHALAK
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Odtwarzanie relacji człowiek – maszyna – środowisko w wirtualnym środowisku pracy

Streszczenie

W artykule przedstawiono opracowaną w Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii metodę wspomagania projektantów i konstruktorów maszyn, umożliwiającą ocenę ergonomiczną proponowanych rozwiązań już na etapie ich projektowania. Metoda pozwala na ocenę postaci konstrukcyjnej kabin operatorów, z uwagi na ich wygodne i ergonomiczne użytkowanie. Ewentualne zmiany konstrukcyjne wprowadzane są na etapie wirtualnego prototypowania maszyny. W opracowanej metodzie wykorzystywane są szkieletowe makiety projektowanej maszyny, system przechwytywania ruchu człowieka oraz oprogramowanie umożliwiające przeprowadzenie analiz ergonomicznych.

Summary

The method aiding designers of machines, developed in the Laboratory of Modelling Methods and Ergonomics, which enables ergonomic assessment of suggested solutions at the stage of their designing, is presented. The method enables to assess if the design of operators' cabins is comfortable and ergonomic. Eventual changes to design can be made at the stage of virtual prototyping the machine. The mock-ups of the designed machine, motion capture system and software programme, which enable ergonomic analyses, are used in the developed method.

1. Wprowadzenie

Rozwijające się techniki i systemy przechwytywania ruchu MC (ang. *Motion Capture*) coraz powszechniej wykorzystywane są w wielu dziedzinach życia m.in. w analizach biomechanicznych, kinematografii, sporcie czy przemyśle. Istnieje wiele systemów oraz technologii przechwytywania ruchu, wśród których wymienić należy metody optyczne wykorzystujące specjalne znaczniki (markery) oraz bezmarkerowe, metody inercyjne bazujące na czujnikach bezwładnościowych, metody wykorzystujące ultradźwięki oraz metody mechaniczne. Dane otrzymane w wyniku przechwytywania ruchu wykorzystane zostają m.in. do urealnienia ruchu postaci w filmach szkoleniowych oraz rekonstrukcjach wypadków oraz w celu przeprowadzenia analiz ergonomicznych i biomechanicznych. W Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, w celu rejestracji i przechwycenia ruchu człowieka wykorzystano bezmarkerową metodę przechwytywania ruchu opartą o czujniki Microsoft KINECT XBOX 360. Metodę tę wykorzystano do analiz ergonomicznych kabiny operatora lokomotywy kopalnianej Lda-12K-EMA. Ograniczenia przestrzenne wynikające z konstrukcji lokomotywy oraz jej wyposażenia odwzorowano na podstawie dokumentacji technicznej, budując szkieletową makietę kabiny operatora lokomotywy. Wykorzystanie szkieletowej makiety umożliwiło

przeprowadzenie analiz ergonomicznych kabiny operatora podczas czynności wsiadania i wysiadania. Opracowany tok postępowania można wykorzystać również w innych gałęziach przemysłu w celu analizy oraz kształtowania bezpiecznych i ergonomicznych warunków pracy. Jednym z przykładów zastosowania może być przeprowadzenie badania różnych konfiguracji dotyczących konfiguracji pulpitu sterowniczego bądź wysokości siedziska operatora, odbywającego się jeszcze w fazie projektowania nowych środków technicznych [1, 5].

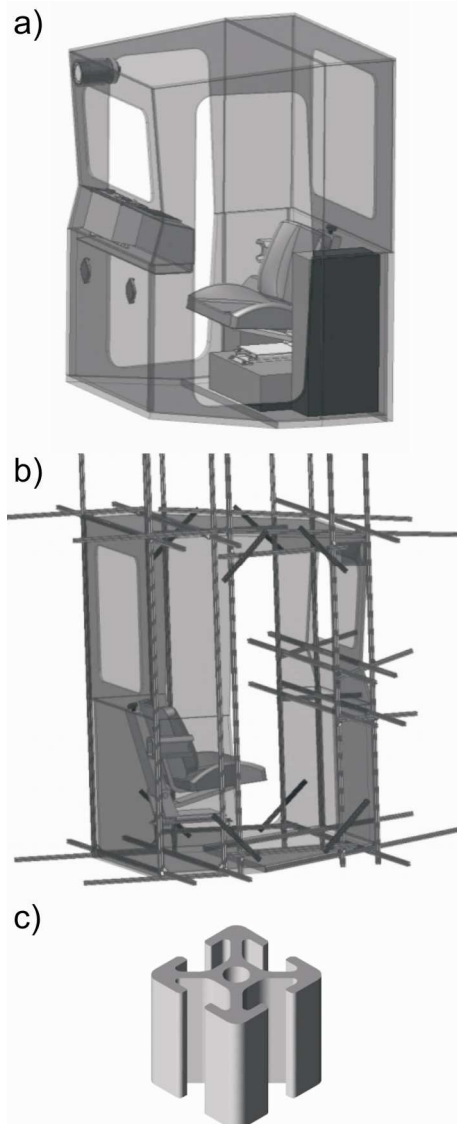
2. Stanowisko badawcze

W ramach pracy badawczej przeprowadzono analizę procesu wsiadania i wysiadania z kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA. W celu przeprowadzenia rejestracji skonfigurowano stanowisko badawcze, na którym przeprowadzane były kolejne próby. Stanowisko to składało się ze szkieletowej makiety kabiny operatora, analizowanej lokomotywy oraz systemu do przechwytywania ruchu w czasie wsiadania i wysiadania z kabiny.

2.1. Makieta kabiny operatora

W oparciu o model geometryczny kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA (rys. 1 a) opracowanym przez konstruktorów w środowisku CAD zbudowano

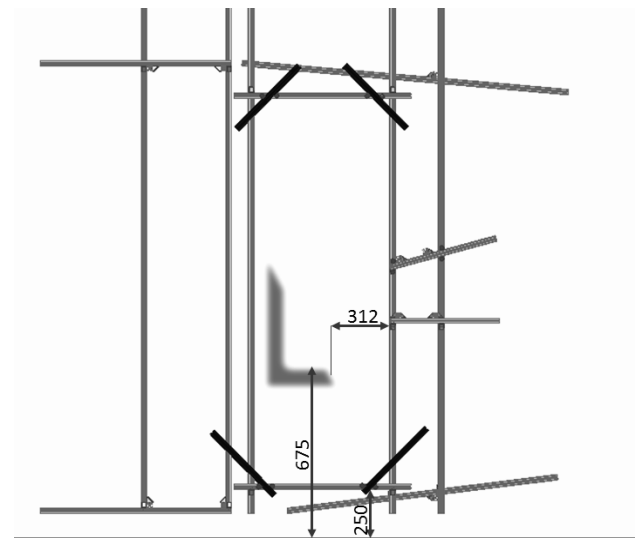
model makiety kabiny (rys. 1. b) poprzez obudowanie jej profilami o przekroju 20x20 mm (rys. 1. c).



Rys.1. Budowa modelu makiety kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA; a) Model geometryczny kabiny operatora, b) Model makiety zbudowanej z profili aluminiowych naniesiony na model geometryczny, c) Model CAD profilu wykorzystanego do budowy stanowiska badawczego [5]

W modelu geometrycznym widoczne jest usytuowanie fotela operatora, pulpit sterowniczy oraz osprzęt kabiny operatora. Struktura szkieletowa zbudowana z profili przedstawia w skali 1:1 gabaryty oraz cechy geometryczne kabiny operatora. Fotel operatora na stanowisku badawczym zastąpiono krzesłem biurowym, które zostało odpowiednio umiejscowione w kabynie. Na podstawie modeli geometrycznych lokomotywy Lda-12K-EMA wyznaczono odległości krawędzi siedziska od główki szyny oraz od pulpitu sterowniczego. Ponadto wyznaczono również wysokość na jakiej znajduje się dolna krawędź otworu przez który operator wsiada do kabiny. Wysokość tę określono również względem główki szyny po której porusza się lokomotywa. Usytuowanie siedziska

w konstrukcji szkieletowej wraz z wielkością odpowiednich wymiarów przedstawiono na rysunku 2 [1, 2, 5].

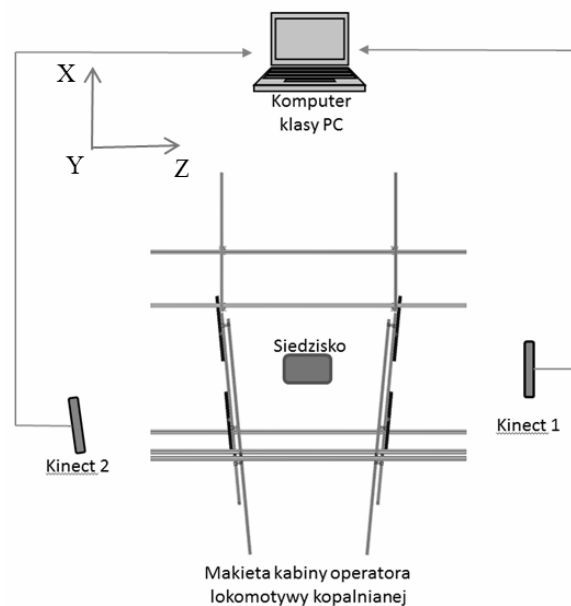


Rys.2. Konstrukcja szkieletowa kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA wraz z pozycją siedziska operatora [5]

2.2. System przechwytywania ruchu

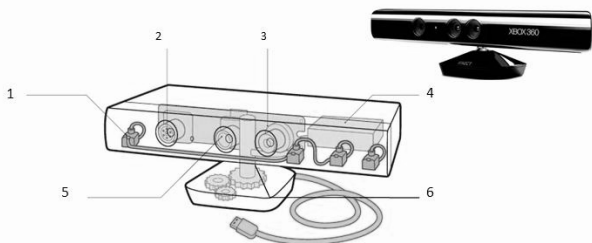
Na stanowisku badawczym zastosowano system służący do rejestracji i przechwytywania ruchu człowieka składającego się z: komputera klasy PC z odpowiednim oprogramowaniem oraz dwóch czujników MS Kinect XBOX 360 zamontowanych na statywach.

Na stanowisku badawczym czujniki MS Kinect rozmieszczono w taki sposób, aby jeden z czujników mógł rejestrować wykonywany ruch z prawej, a drugi z lewej strony makiety kabiny lokomotywy. Na rysunku 3 przedstawiono schemat konfiguracji stanowiska badawczego widziany z góry.



Rys.3. Schemat stanowiska badawczego, kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA [5]

Zastosowany na stanowisku czujnik Microsoft Kinect XBOX 360 opracowany został przez firmę Microsoft. Urządzenie posiada dwie kamery (poz.3 i 5 na rys. 4), promiennik podczerwieni (poz.2 na rys. 4), cztery mikrofony kierunkowe (poz.1 na rys. 4) i napęd pozwalający na uchylenie głowicy (poz.6 na rys. 4).



Rys.4. Budowa czujnika ruchu MS KINECT [3]

Pierwsza z kamer to standardowa kamera wizyjna RGB, o rozdzielczości 640x480, wykorzystywana do przetwarzania obrazu wizyjnego oraz nanoszenia kolorów i tekstur na obiekty wirtualne. Druga kamera przetwarza zniekształconą przez obiekt wiązkę promieni podczerwonych, tworząc model przestrzenny pomieszczenia i obiektów znajdujących się w nim. Podsystem ten działa na zasadzie pomiaru odległości za pomocą światła strukturalnego. Promiennik podczerwieni wyświetla przed kamerą chmurę punktów, których położenia rejestrowane są przez kamerę z filtrem podczerwonym. Uzyskana rozdzielczość informacji o głębi z kamery to 300x200 i dalej, jest ona programowo interpolowana do rozdzielczości kamery wizyjnej (640x480). Zakres działania czujnika odległości to 0,4 – 6,5 m. Informacja o odległości we wszystkich punktach daje możliwość programowego odczytania np. sylwetki człowieka i wykrycia jego gestykulacji [3, 4, 5]. Czujniki MS Kinect połączono z komputerem klasy PC za pomocą interfejsu USB.

3. Przebieg badań

Pierwszym krokiem rozpoczynającym proces rejestracji ruchu wsiadania i wysiadania z makiety kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA jest prawidłowe skonfigurowanie stanowiska badawczego. Konfiguracja stanowiska przebiegała dwuetapowo. W pierwszym etapie czujniki MS Kinect rozmieszczono w sposób umożliwiający rejestrację całej sylwetki osoby wsiadającej do makiety. Etap drugi przygotowania stanowiska do przeprowadzenia prób polegał na usunięciu makiety kabiny z obszaru rejestrowania, a następnie przeprowadzenia kalibracji ustawionych czujników MS Kinect. Po skalibrowaniu czujników, ponownie w rejestrowanej scenie umieszczono makiety kabiny operatora. Podczas ponownego umieszczania makiety w rejestrowanej scenie bardzo istotnym było zwrócenie uwagi na to, aby nie zmieniło się ustawienie skalibrowanych czujników.

Dwuetapowe przygotowanie stanowiska badawczego podyktowane było ograniczeniami zastosowanej metody przechwytywania ruchu. Ograniczenia te polegały na braku możliwości przeprowadzenia kalibracji ustawienia czujników, gdy używana do kalibracji płyta była nawet w nieznacznym stopniu przysłonięta elementami makiety kabiny operatora [4, 5].

Po skonfigurowaniu stanowiska badawczego przystąpiono do rejestracji czynności wsiadania i wysiadania z makiety kabiny operatora. Próby stanowiskowe przeprowadzono rejestrując ruch trzech osób o różnych cechach antropometrycznych. Rejestrowane osoby reprezentowały populację o wielkości 10, 60 i 70 centyli. Podczas rejestracji ruchu, każda osoba posiadała założony kask. Zdefiniowano następujący podział sekwencji czynności:

- wejście do makiety kabiny operatora lokomotywy Lda-12K-EMA,
- zajęcie pozycji siedzącej na odpowiednio umiejscowionym siedzisku,
- wychylenie się w celu obserwacji płaszczyzny spągu przed przednią częścią kabiny,
- powtórne przyjęcie pozycji siedzącej na siedzisku,
- wyjście z kabiny operatora.

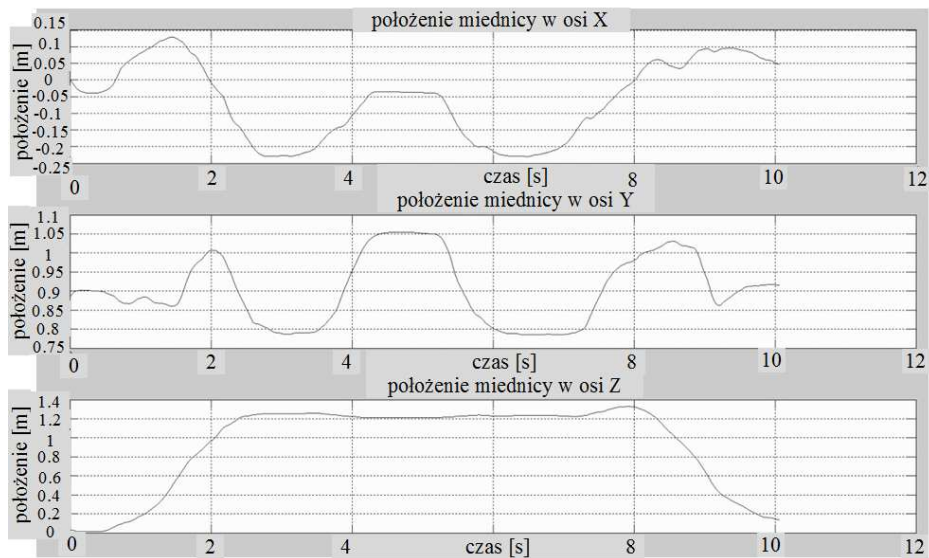
Kolejnym krokiem próby było przetworzenie zarejestrowanych ruchów oraz przeprowadzenie analizy ergonomicznej. Zarejestrowane sekwencje ruchów poddano dyskretyzacji. Zabieg ten polegał na synchronizacji aktora i wirtualnego szkieletu, w odpowiednim oprogramowaniu, co pozwoliło na automatyczne ustawianie szkieletu względem aktora w kolejnych klatkach zarejestrowanego ruchu. W przypadku wystąpienia błędów podczas dyskretyzacji niezbędna była ręczna korekta położenia poszczególnych segmentów szkieletu. Po zakończeniu przechwytywania poprawiano jakość uzyskanego ruchu, poprzez eliminację drżenia poszczególnych kończyn lub wyostrzenia/wygładzania trajektorii ruchu.

Przygotowane w ten sposób dane zapisano w plikach wejściowych. Pliki te stanowią bazę wykorzystaną w kolejnych środowiskach programowych. Na ich podstawie wykonywane są rekonstrukcje ruchu w filmach szkoleniowych oraz przeprowadzane są analizy ergonomiczne i biomechaniczne [5].

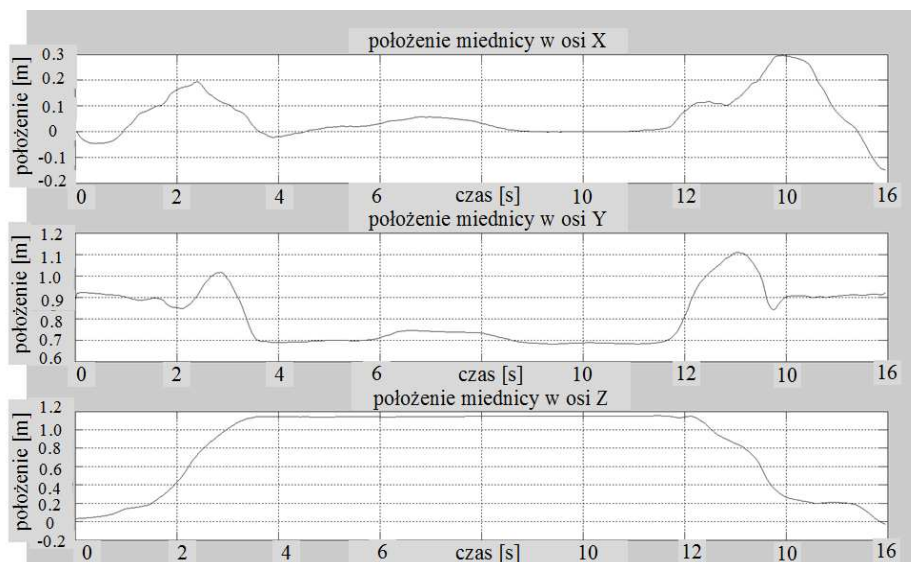
4. Wyniki analiz

Przeprowadzone analizy pozwoliły na: wyznaczenie współczynników dyskomfortu statycznego, wykresów przemieszczeń, prędkości oraz przyspieszeń w poszczególnych osiach układu współrzędnych w odniesieniu do wybranych segmentów ciała. Przyjęto następujący układ jednostek:

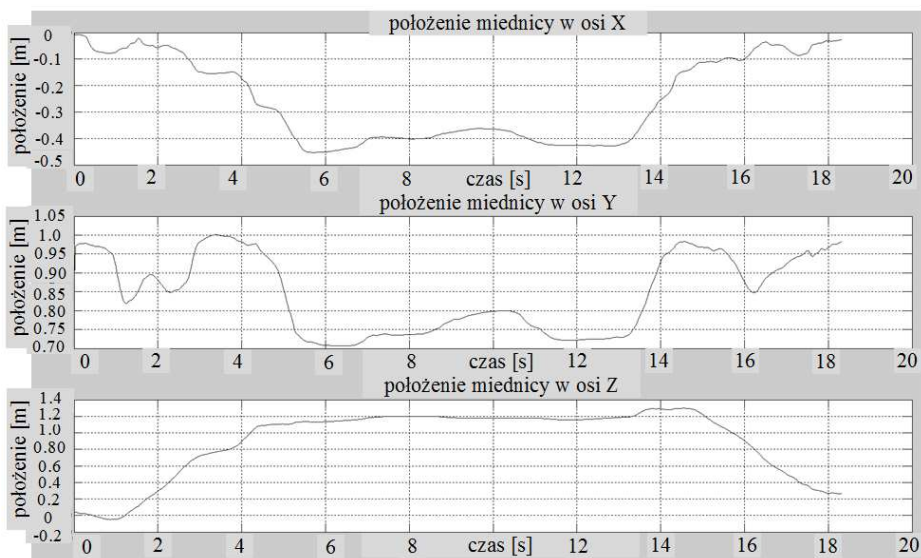
- położenia – [m],
- prędkości – [m/s],
- przyspieszenia – [m/s²].



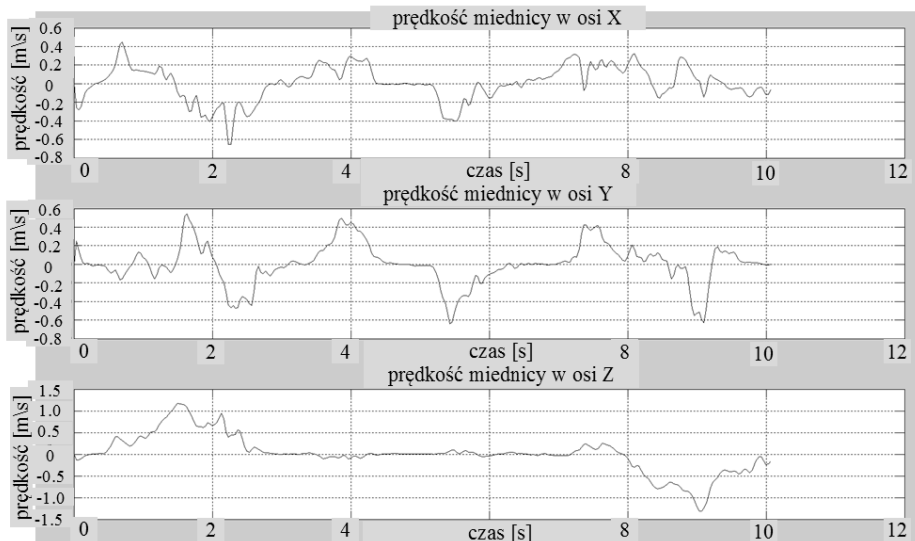
Rys.5. Położenie miednicy w osiach X, Y, Z dla 10 – centylowej osoby [5]



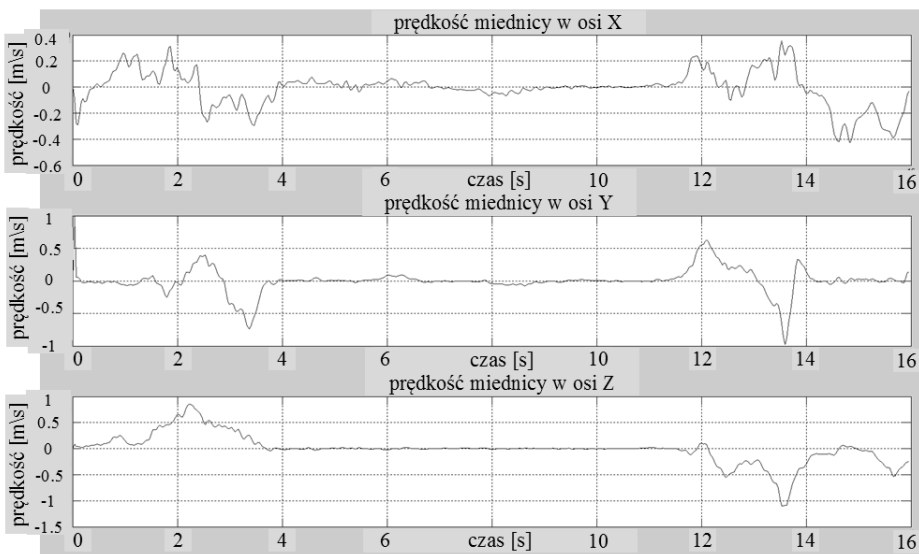
Rys.6. Położenie miednicy w osi X, Y, Z dla 60 – centylowej osoby [5]



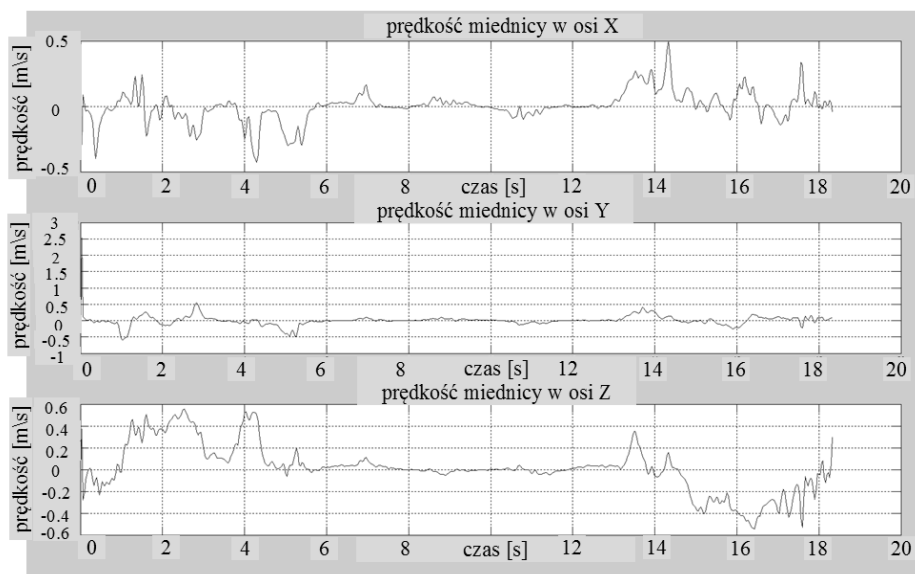
Rys.7. Położenie miednicy w osiach X, Y, Z dla 70 – centylowej osoby [5]



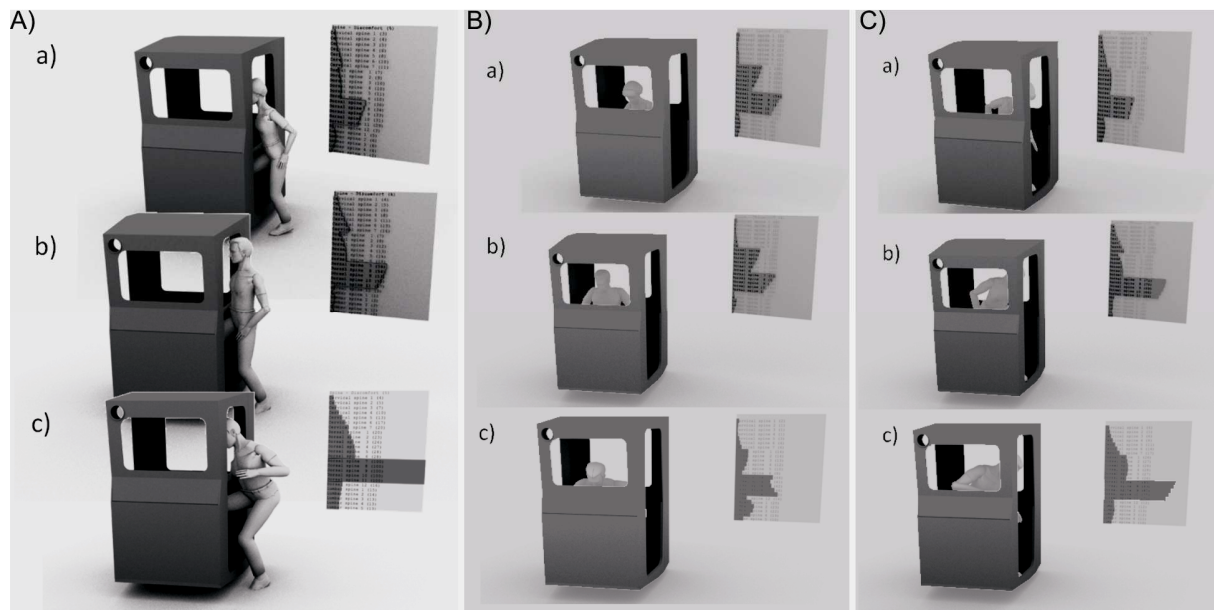
Rys.8. Przebieg prędkości miednicy w osiach X, Y, Z dla 10 – centylowej osoby [5]



Rys.9. Przebieg prędkości przemieszczania się miednicy w osi X, Y, Z dla 60 – centylowej osoby [5]



Rys.10. Przebieg prędkości miednicy w osiach X, Y, Z dla 70 – centylowej osoby [5]



Rys.11. Zestawienie współczynników dyskomfortu statycznego: A) w początkowej fazie wsiadania do kabiny, B) podczas wychylenia operatora w kierunku jazdy, C) w fazie wysiadania z kabiny; dla: a) dla osoby 10 – centylowej, b) dla osoby 60 – centylowej, c) dla osoby 70 – centylowej [5]

Wartość współczynnika dyskomfortu statycznego wyznacza się na podstawie wartości momentów i oporów w stawach oraz stopnia wyczerpania ruchomości w stawach przy uwzględnieniu odpowiednich wag wyznaczonych doświadczalnie. Wartości współczynników dyskomfortu statycznego obliczane są przy użyciu zintegrowanego z programem 3dMax programem ANTHROPOS ErgoMAX [6].

Wykresy przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń wyznaczono w odniesieniu do następujących segmentów ciała: głowa, miednica, lewe i prawe ramię, lewe i prawe biodro, prawe i lewe kolano, lewa i prawa kostka. Jako przykładowy wynik na rysunkach 5 - 7 przedstawiono wykres położenia miednicy podczas rejestrowanego ruchu w trzech osiach kartezjańskiego układu współrzędnych dla osoby 10, 60 i 70 centylowej. Orientację układu względem stanowiska badawczego podano na rysunku 3.

Na rysunkach 8 - 10 przedstawiono wykres prędkości miednicy podczas rejestrowanego ruchu w trzech osiach kartezjańskiego układu współrzędnych dla osoby 10, 60 i 70 centylowej.

Na rysunku 11 przedstawiono zestawienie współczynników dyskomfortu statycznego w poszczególnych fazach rejestrowanego ruchu, takich jak: faza wsiadania do kabiny operatora (rys. 11 A), podczas wychylenia operatora w kierunku jazdy (rys. 11 B) oraz w fazie wysiadania z kabiny (rys. 11 C). Wyniki te przedstawiono dla osób o 10, 60 i 70 centylowej wielkości, co pozwala zaobserwować wpływ cech antropometrycznych operatora na obciążenie jego układu mięśniowo-szkieletowego.

5. Podsumowanie

Opracowana w ITG KOMAG metoda pozwala na przechwycenie i analizę ruchów rejestrowanych osób. Pozwala to na wyznaczenie współczynników dyskomfortu statycznego oraz na obliczenie prędkości i przyspieszeń poszczególnych segmentów ciała. Poprzez analizę otrzymanych wyników możliwe jest porównanie sposobu wsiadania i wysiadania z kabiny operatorów o różnych cechach antropometrycznych. W przeprowadzonych badaniach stanowiskowych zarejestrowano sposób wsiadania i wysiadania dla trzech osób (10, 60 i 70 centylowe osoby). Analiza otrzymanych wyników pozwoliła zaobserwować różnice w sposobie wykonywania rejestrowanej czynności oraz różnice w wartościach współczynników dyskomfortu statycznego. U osoby 10 – centylowej komfort wsiadania i wysiadania był znacznie większy niż w przypadku pozostałych osób. Natomiast wychylenie się do przodu kabiny w celu sprawdzenia spągu tuż przed lokomotywą wymaga znacznie większych przemieszczeń od osoby 10 – centylowej. Największe obciążenia występują podczas wsiadania do kabiny operatora o wielkości 70 centyli, jest to związane z koniecznością wykonania skłonu tułowia przed wejściem do kabiny.

Na podstawie przeprowadzonych rejestracji trzech osób o różnych cechach antropometrycznych widoczne są różne sposoby wsiadania i wysiadania z kabiny.

Dodatkowo analiza różnych konfiguracji stanowiska pracy (np. różna wysokość siedziska) lub różnych sposobów wykonywania tej samej czynności (np.

wsiadanie do kabiny z peronu lub bezpośrednio ze spągu) pod względem ergonomii i biomechaniki posłużyć może do porównania i optymalizacji postaci konstrukcyjnej kabiny operatora już na etapie projektowania.

Ograniczeniami metody są wymagania dotyczące sceny, na której odbywa się rejestracja oraz sposób kalibracji ustawienia czujników. Warunkiem koniecznym do przeprowadzenia prawidłowej kalibracji jest zapewnienie widoczności jednocześnie przez oba czujniki MS KINECT płaskiej płyty o określonych wymiarach. W związku z powyższym konieczne jest usunięcie makiety kabiny lokomotywy ze sceny na czas trwania kalibracji.

Kolejnym ograniczeniem metody jest fakt, że sylwetka aktora, którego ruchy są rejestrowane, musi być widoczna (w całości) dla czujników MS Kinect. Jeżeli dowolna część ciała nie zmieści się w rejestrowanym kadrze lub zostanie przysłonięta elementami scenografii (na przykład stopy zostaną zasłonięte przeszkodą, którą należy przekroczyć) uzyskanie poprawnych wyników zarejestrowanego ruchu może okazać się bardzo utrudnione lub wręcz niemożliwe [5].

Literatura

1. Causse J., Wang X., Denninger L.: *Paper ID 2231, Effects of roof height on car ingress/egress movement*. The First International Symposium on Digital Human Modeling, Lyon 14th to 16th June 2011.
2. Chateauroux E., Monnier M., Wang X., Roybin C.: *Paper ID 2252, Strategy Analysis of Truck Cabin Egress Motion*. The First International Symposium on Digital Human Modeling, Lyon 14th to 16th June 2011.
3. <http://msdn.microsoft.com>
4. http://wiki.ipisoft.com/User_Guide_for_Dual_Depth_Sensor_Configuration
5. Szewerda K., Tokarczyk J., Wołczyk W., Michałak D.: *Zastosowanie metod symulacyjnych w analizie ryzyka, z uwzględnieniem relacji człowiek – maszyna - środowisko*. ITG KOMAG Gliwice 2012 (materiały nie publikowane)
6. Winkler T.: *Komputerowe wspomaganie projektowanie systemów antropotechnicznych*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa 2005.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.

prof. dr hab. inż. Jerzy ŚWIDER
Politechnika Śląska
dr inż. Mariusz WOSZCZYŃSKI
dr inż. Krzysztof STANKIEWICZ
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Integracja i zarządzanie działaniem źródeł i odbiorników prądu w pojazdach z układami rekuperacji energii cieplnej

Streszczenie

W publikacji zaprezentowano prototyp układu sterowania zasilaniem elektrycznym pojazdu z silnikiem spalinowym, integrującego pracę trzech źródeł zasilania – akumulatora, prądnicy oraz innowacyjnego generatora termoelektrycznego. Omówiono metodę kondycjonowania energii elektrycznej, pozyskanej z generatora termoelektrycznego, do wymagań istniejącego zasilania pojazdu. Zaprezentowano budowę stanowiska badawczego, metodę oraz wyniki badań stanowiskowych prototypu systemu sterowania.

Summary

A prototype of the system for control of electric supply of a vehicle with a diesel engine has been presented. The control system integrates three supply sources – a battery, a electrical generator and an innovative thermoelectric generator. A method for conditioning of electric power from thermoelectric generator to the parameters of the vehicle supply system has been discussed. The design of a test stand, the testing method and results of stand tests of the control system prototype are presented.

1. Wstęp

Rosnąca liczba urządzeń elektrycznych i elektronicznych w pojazdach poprawia bezpieczeństwo, komfort i wygodę użytkowników, ale jednocześnie stawia wyższe wymagania układom zasilania. Ponadto globalny niedobór paliw prowadzi do konieczności rozwoju pojazdów hybrydowych i elektrycznych. Zastosowanie technologii odzyskiwania odpadowej energii cieplnej do generowania energii elektrycznej to ekonomiczne i przyjazne środowisku metody zapewnienia źródeł zasilania pojazdów.

Rekuperacja energii cieplnej z zastosowaniem generatorów termoelektrycznych jest stosunkowo nowym zagadnieniem w sektorze przemysłowym. Generator termoelektryczny działa na podstawie jednego z trzech głównych zjawisk termoelektrycznych - zjawiska Seebecka. Polega ono na powstawaniu siły elektromotorycznej (zwanej też siłą termoelektryczną) w obwodzie złożonym z dwóch różnych materiałów, których styki mają różne temperatury [5, 7] i jest wynikiem zależności kontaktowej różnicy potencjałów między materiałami od temperatury. Współcześnie generatory termoelektryczne znajdują zastosowanie wszędzie tam, gdzie występują źródła strat cieplnych, poczynając od gadżetów w życiu codziennym, przez zasilanie bezprzewodowych układów pomiarowych, do zasilania aparatury na statkach kosmicznych. Ze względu na ograniczoną sprawność, generatory termoelektryczne są stosowane z powodzeniem w aplikacjach nie wymagających do działania dużej mocy elektrycznej. Zastosowania generatorów termo-

elektrycznych do odzyskiwania ciepła w pojazdach samochodowych, na statkach oraz w przemyśle są jednak ciągle w fazie badań.

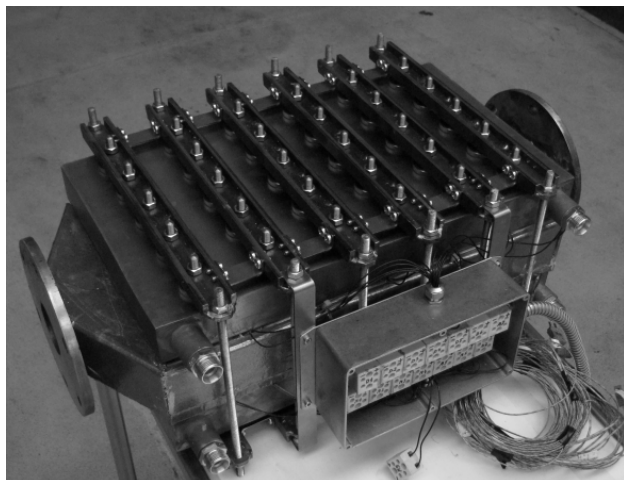
Zastosowanie systemów rekuperacji odpadowej energii cieplnej w maszynach górniczych z napędem spalinowym ma na celu ograniczenie kosztów bezpośrednio transportu, pośrednio wydobycia, zmniejszenie emisji substancji szkodliwych do otoczenia, a także zmniejszenie luki technologicznej między rozwiązaniami stosowanymi w nowoczesnych pojazdach, a górniczymi maszynami transportowymi. Obszarem wdrożenia tego typu rozwiązań może być górnictwo rud miedzi, z uwagi na liczbę eksploatowanych maszyn (w zakładach KGHM eksploatowanych jest około 1600 maszyn z silnikami spalinowymi [4]).

2. Prototyp rekuperatora

Na podstawie opracowanej koncepcji [9] utworzono prototyp generatora termoelektrycznego, który jest najważniejszym elementem systemu zasilania. Koncepcja zakładała wykorzystanie płaskiego rdzenia w postaci komory, którą ogrzewają przechodzące przez nią spaliny, wychodzące z silnika.

Na powierzchniach rdzenia zabudowano termooogniwa, które są chłodzone za pomocą miedzianych chłodziw. Całość skrecono za pomocą docisków, połączonych gwintowanymi prętami. Docisk jest realizowany przez wykorzystanie podkładek talerzowych, umieszczonych na metalowych stemplach. W celu zwiększenia skuteczności odprowadzania energii cieplnej z powierzchni termooogniwa, chłodziwice

zostały wykonane z miedzi. Pozostałe elementy wykonano ze stali węglowej. Widok zmontowanego rekuperatora przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Prototyp rekuperatora [10]

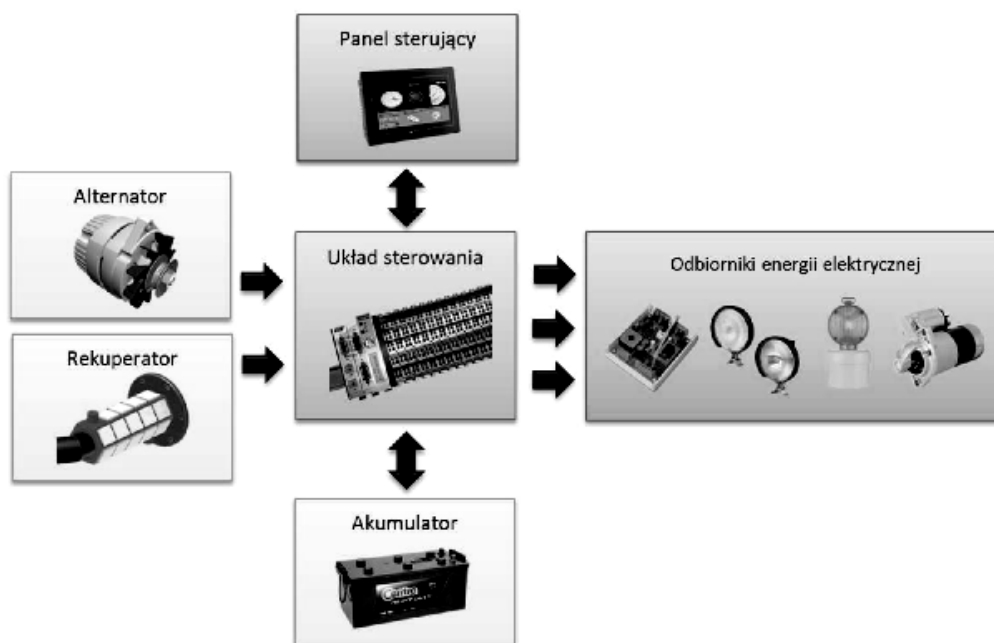
Do budowy pierwszej wersji prototypu wykorzystano dwa typy termoogniwa o różnej budowie, w celu przetestowania żywotności i wydajności poszczególnych rozwiązań. Z jednej strony zainstalowano 54 termoogniwa o wymiarach 40 mm x 40 mm (TEC1-1), natomiast z drugiej strony 24 termoogniwa o wymiarach 60 mm x 60 mm (TEC1-3). Termoogniwa zostały połączone szeregowo w baterie, a następnie poszczególne baterie połączono równolegle, w celu uzyskania większej wartości natężenia prądu. W docelowej wersji prototypu zastosowano po obu stronach rdzenia łącznie 56 termoogniwa TEC1-3, rozsuniętych względem siebie o 20 mm.

3. Doświadczalny system sterowania energią elektryczną

System sterowania energią elektryczną w pojazdach z napędem spalinowym zaprojektowano i zbudowano w celu uzyskania możliwości demonstracji sposobu wykorzystania odzyskanej za pomocą rekuperatora (generatora termoelektrycznego) energii elektrycznej. Zadaniem systemu sterowania jest zintegrowanie i zarządzanie działaniem trzech źródeł energii w pojazdach, napędzanych silnikami spalinowymi – prądnicy, akumulatora oraz innowacyjnego systemu rekuperacji energii cieplnej, a także zarządzanie odbiornikami energii elektrycznej. Blokową strukturę systemu sterującego zasilaniem elektrycznym przedstawiono na rysunku 2. System umożliwia integrację i zarządzanie podzespołami układów zasilania już istniejących w pojazdach, oraz alternatywnego źródła energii, tj. panelu operatora (HMI), rekuperatora (termogeneratora), podukładami sterowania oraz oczyjnikowania i układów wykonawczych.

Prototyp systemu sterowania energią elektryczną z zastosowaniem rekuperacji energii cieplnej zbudowano z zastosowaniem sterownika PLC. W układzie sterowania zaimplementowano ponadto przetworniki prądu (monitorujące odbiorniki elektryczne), zaawansowane kontrolery ładowania akumulatora, z funkcją śledzenia maksymalnego punktu mocy modułów termoelektrycznych, oraz panel sterowania z ekranem LCD.

Do systemu podłączono trzy źródła energii elektrycznej – akumulator, prądnicę i termogenerator. Jako odbiorniki energii elektrycznej w stanowisku



Rys.2. Schemat systemu sterowania zasilaniem elektrycznym pojazdu [10]

laboratoryjnym podłączono do systemu żarniki halogenowe. Odbiornikiem jest również sam system, który jest zasilany z wybranego źródła (domyślnie z akumulatora). Na rysunku 3 zaprezentowano widok wnętrza skrzynki sterowniczej, z zaznaczonymi elementami składowymi.

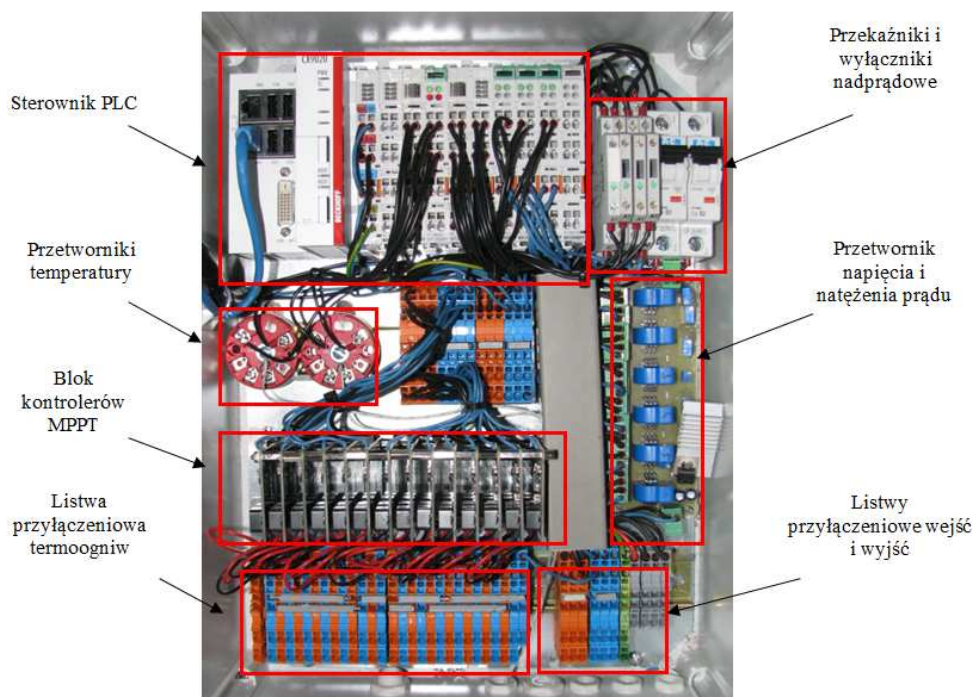
Kontrolery ładowania stanowią łącznik generatora termoelektrycznego z systemem sterowania zasilaniem elektrycznym pojazdu. Do każdego z 14 kontrolerów MPPT (ang. Maximum Power Point Tracking) został podłączony wiersz, składający się z czterech połączonych szeregowo modułów termoelektrycznych. Napięcia z kontrolerów trafiają na wspólną listwę

przyłączeniową, a następnie – przez przekaźnik są wprowadzane do systemu.

Temperatura jest monitorowana z wykorzystaniem termoelementów typu K, których sygnał jest przekazywany do dwóch przetworników pomiarowych, a następnie do kart analogowych sterownika PLC.

Za pomocą specjalnie zaprojektowanego i wykonanego przetwornika pomiarowego napięcia i natężenia prądu system na bieżąco monitoruje takie parametry, jak:

- napięcie w systemie,
- natężenie przepływu prądu systemu sterowania,



Rys.3. Widok prototypowego układu sterowania zasilaniem elektrycznym pojazdu [10]



Rys.4. Widok panelu HMI podczas działania systemu [10]

- natężenie przepływu prądu odbiorników,
- natężenie przepływu prądu akumulatora (dwukierunkowo),
- natężenie przepływu prądu prądnicy,
- natężenie przepływu prądu termogeneratora,
- napięcie poszczególnych wierszy termooogniw w termogeneratorze,
- temperaturę powierzchni termogeneratora.

Informacje z przetwornika przekazywane są do analogowej karty wejściowej sterownika PLC za pomocą sygnału 0÷10 V, a następnie ponownie przetwarzane - do wartości rzeczywistych, i wprowadzane do algorytmu sterującego. Pozostałe elementy systemu to blok przełączników, wyłączników nadprądowych oraz bloki listw przyłączeniowych.

W utworzonym stanowisku badawczym siedmioosobowy panel dotykowy pełni funkcję interfejsu HMI oraz monitora stanu systemu, a opracowana aplikacja programowa umożliwia:

- wizualizację poziomu przepływającej energii,
- manualne sterowanie załączeniem odbiorników energii elektrycznej,
- wyświetlanie parametrów systemu oraz jego poszczególnych podzespołów,
- wyświetlanie alarmów i ostrzeżeń.

Główny ekran panelu HMI (rys. 4) składa się z trzech części. Źródła energii elektrycznej znajdują się po lewej stronie, natomiast odbiorniki energii elektrycznej – po prawej. Centralnie znajduje się blok symbolizujący system sterowania energią elektryczną, w którym są wyświetlane wartości najważniejszych parametrów procesu.

Przepływ energii elektrycznej jest sygnalizowany za pomocą ruchomych strzałek. Dodatkowo wprowadzono rozróżnienie rodzaju energii elektrycznej – kolorem pomarańczowym jest oznaczona energia generowana z prądnicy, natomiast energia z akumulatora oraz ze źródła alternatywnego (rekuperatora) - kolorem zielonym. Załączenie poszczególnych źródeł odbywa się samoczynnie, zgodnie z zaimplementowanym algorytmem działania systemu sterowania. Odbiorniki załączane są manualnie, za pomocą przełączników dźwigniowych.

Poza ekranem głównym w panelu znajdują się jeszcze ekrany pomocnicze, na których znajdują się informacje w postaci tekstowej, jak również w postaci graficznej (wykresy zmian temperatury oraz napięcia i natężenia prądu), oraz lista alarmowa. Na osobnym ekranie są wyświetlane parametry generatora termoelektrycznego (napięcia poszczególnych wierszy modułów termoelektrycznych), z sygnalizacją stanów ostrzegawczych i alarmowych, generowanych przez blok diagnostyczny układu sterowania.

Układ działa w sposób, minimalizujący wykorzystanie prądnicy, co bezpośrednio przekłada się na odciążenie silnika spalinowego i jednocześnie zmniejszenie ilości spalanej paliwa. Po rozgrzaniu generatora termoelektrycznego, cała wytwarzana przez niego energia elektryczna jest wykorzystywana do zasilania urządzeń, bądź do ładowania akumulatora. W przypadku większego zapotrzebowania na energię elektryczną niż jest w stanie wygenerować rekuperator, załączana jest prądnica. Z prądnicy jest pobierana jedynie uzupełniająca energia elektryczna, ponieważ priorytet wykorzystania ma energia elektryczna z generatora termoelektrycznego. Na rysunku 4 przedstawiono widok panelu operatora podczas działania systemu, z załączonym silnikiem spalinowym, pracującym na wolnych obrotach, bez obciążenia. Mimo, że termogenerator nie jest jeszcze rozgrzany ($\Delta T = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, przy możliwym $\Delta T_{max} \approx 150 \text{ }^\circ\text{C}$), generowany jest prąd o natężeniu 0,5 A. Przy załączonych dwóch dodatkowych odbiornikach o mocy sumarycznej około 45 W, ze względu na niewystarczającą ilość energii elektrycznej pobieranej z generatora termoelektrycznego, układ sterowania załączył prądnicę. Z uwagi na stan naładowania akumulatora (19 Ah, 24 V) na poziomie 94%, kontroler ładowania kieruje do akumulatora niewielki ładunek elektryczny.

Na panelu na bieżąco są wyświetlane informacje ostrzegawcze i stany alarmowe. Na ekranie przedstawionym na rysunku 4 zasymulowano ponadto awarię 7. wiersza termooogniw, przez jego odłączenie od układu sterowania.

4. Technika MPPT

Wykorzystanie energii elektrycznej, uzyskanej z termogeneratora, wymaga odpowiedniego jej kondycjonowania do wymagań układu sterowania oraz do ładowania akumulatora. W tym celu są stosowane przetwornice i kontrolery ładowania. Z uwagi na nierównomierne ogrzewanie powierzchni generatora termoelektrycznego (zjawiska związane z ochładzaniem spalin na długości rdzenia) poszczególne wiersze modułów termoelektrycznych osiągają różną wydajność. W przypadku równoległego połączenia poszczególnych wierszy termooogniw uzyskiwana z nich moc jest uśredniana. W związku z tym stało się konieczne zastosowanie urządzeń, zapewniających jak największy stopień odzyskania energii.

Technika MPPT jest nowym rozwiązaniem, stopniowo wprowadzanym na rynek w regulatorach ogniw fotowoltaicznych [1, 3]. Z uwagi na charakter działania, regulatory MPPT można również stosować do regulacji wartości rezystancji obciążenia modułów termoelektrycznych. Położenie punktu maksymalnej mocy generatora na charakterystyce prądowo-napięciowej termooogniwa zależy od różnicy temperatur i obciążenia. Ze względu na zmienność tych wielkości

podczas pracy pojazdu (maszyny) niezbędne jest stałe śledzenie punktu maksymalnej mocy. Technika MPPT polega na wprowadzeniu do regulatora ładowania akumulatora sterowalnej przetwornicy DC/DC, która - w połączeniu z odpowiednim algorytmem wyszukiwania punktu mocy maksymalnej - zapewnia odpowiednie dopasowanie energetyczne modułów termoelektrycznych do obciążenia, jakim w tym przypadku jest akumulator.

Przy określonej wartości różnicy temperatury na powierzchniach generatora termoelektrycznego, istnieje jeden punkt, odpowiadający mocy maksymalnej modułu termoelektrycznego. W celu wykorzystania maksymalnej mocy, możliwej do uzyskania z generatora, należy dążyć do takiego dopasowania rezystancji obciążenia, które zapewni pracę układu w tym punkcie. Ta zasada jest nazywana elektrycznym śledzeniem maksymalnego punktu mocy (MPPT). W przypadku jakichkolwiek zmian warunków temperatury, do śledzenia niezbędna jest odpowiednia regulacja rezystancji obciążenia. Istnieje kilka algorytmów śledzenia punktu maksymalnej mocy, jednak najczęściej jest stosowana metoda oparta na zasadzie P&O (Perturb and Observe), w której ekstremum lokalne osiąga się stosując technikę wspinaczkową, gdzie kolejne kroki określa się na podstawie oceny zachowania się funkcji celu w każdym kolejnym wykonanym kroku. Do sygnału kontrolnego konwertera są wprowadzane okresowe perturbacje, przy jednoczesnym obserwowaniu ich wpływu na moc generatora. Jeśli chwilowa wartość mocy jest większa niż poprzednia, wprowadzone zakłócenie jest określone jako krok we właściwym kierunku (tabela 1). W przeciwnym przypadku kierunek zakłócenia jest odwracany [2].

Tablica stanów kontrolera MPPT [2]

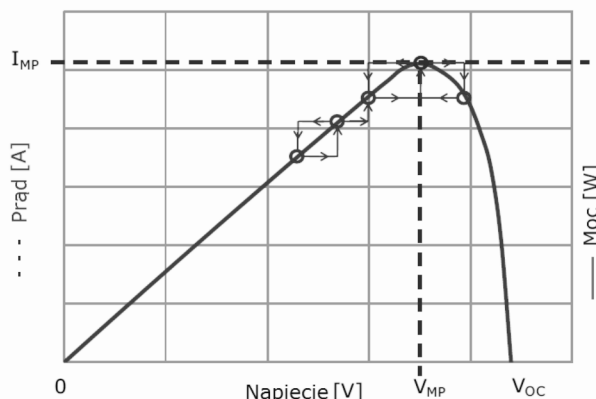
Tabela 1

Zaburzenie	Zmiana mocy	Następne zaburzenie
dodatnie	dodatnia	dodatnie
dodatnie	ujemna	ujemne
ujemne	dodatnia	ujemne
ujemne	ujemna	dodatnie

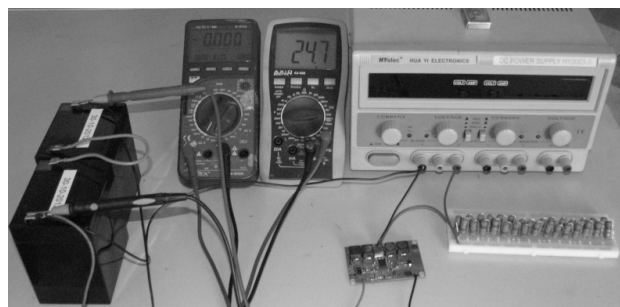
Punkt pracy osiąga wierzchołek krzywej P-U i następnie oscyluje wokół niego (rys. 5).

W ramach prowadzonych prac zbudowano kontroler ładowania akumulatora z funkcją poszukiwania maksymalnego punktu mocy. W celu zweryfikowania działania i przydatności kontrolera do zastosowania w systemie sterowania, przeprowadzono jego badania laboratoryjne. Jako źródła napięcia użyto zasilacza laboratoryjnego z regulowanym napięciem wyjściowym w zakresie 0÷30 V DC, 3 A. Zasilacz został podłączony do kontrolera MPPT szeregowo, przez płytkę testową, umożliwiającą nastawianie zmiennej rezystancji źródła. Do wyjścia kontrolera podłączono szeregowo dwa

bezobsługowe akumulatory 12 V o pojemności 5 Ah każdy. Widok układu pomiarowego zaprezentowano na rysunku 6.

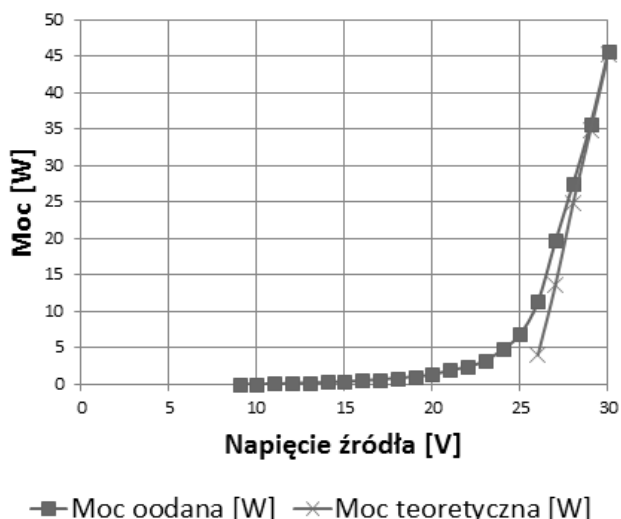


Rys.5. Wykres obrazujący śledzenie punktu maksymalnej mocy źródła [6]



Rys.6. Widok laboratoryjnego układu pomiarowego [10]

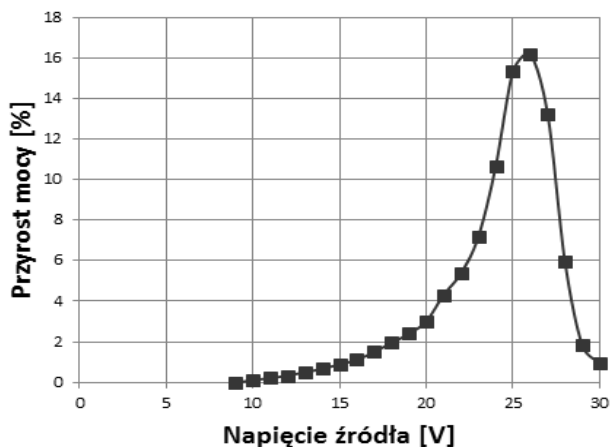
Wyznaczono rzeczywiste wartości mocy źródła, mocy oddanej do akumulatora, sprawności kontrolera oraz analitycznie - teoretyczne wartości natężenia prądu, mocy i sprawności ładowania, bez zastosowania kontrolera MPPT.



Rys.7. Zestawienie rzeczywistej mocy oddanej do akumulatora oraz mocy teoretycznej w zależności od napięcia źródła, przy rezystancji źródła 1,9 Ω [10]

Z wykresu przedstawionego na rysunku 7 wynika, że kontroler MPPT oddaje moc do akumulatora przy znacznie niższych napięciach źródła, niż byłoby to

w przypadku bezpośredniego podłączenia źródła do akumulatora. Związane jest to z faktem ładowania akumulatora przy wyższym napięciu źródła od napięcia samego akumulatora. Dlatego na wykresie moc teoretyczna generowana jest dopiero powyżej napięcia o wartości 25 V. Kontroler MPPT rozpoczyna ładowanie znacznie wcześniej, dzięki wbudowanej przetwornicy DC-DC, podwyższającej napięcie na wyjściu. Moc oddawana do akumulatora generowana jest już od napięcia źródła na poziomie 10 V. Wartość mocy teoretycznej zbliża się do wartości mocy oddanej dopiero przy najwyższych napięciach (od 28 V).

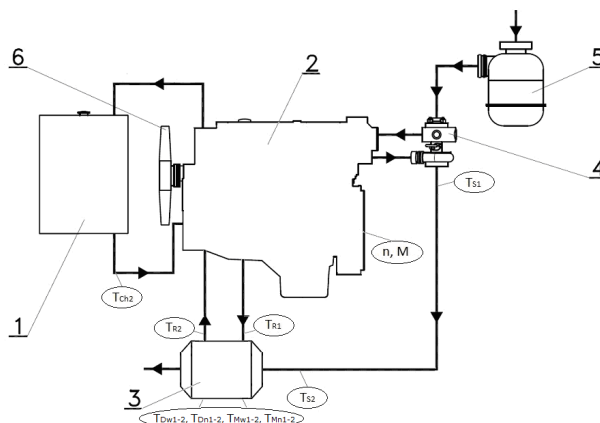


Rys.8. Wykres przyrostu mocy oddanej do akumulatora [10]

Sprawność kontrolera MPPT, przy napięciach źródła wyższych od napięcia akumulatora, jest wyższa niż 90%, natomiast przy napięciu źródła powyżej 29 V sprawność przekracza już 95%. W przypadku napięcia źródła niższego od napięcia akumulatora, sprawność przetwornicy waha się od 25% (przy napięciu źródła równym 10 V) do 90% (przy napięciu źródła równym 25 V). Osiągnięte wyniki potwierdziły, że kontroler z zaimplementowanym algorytmem MPPT działa prawidłowo, wykorzystując jak najwięcej mocy ze źródła energii, jakim w tym przypadku był zasilacz laboratoryjny. Przyrost mocy, obliczony jako różnica rzeczywistej mocy oddanej do akumulatora i mocy teoretycznej, w stosunku do mocy maksymalnej, zaprezentowano na rysunku 8. Zastosowanie kontrolera MPPT zwiększa uzyskiwaną moc maksymalnie o 16,2%, przy rezystancji źródła na poziomie 1,9 Ω.

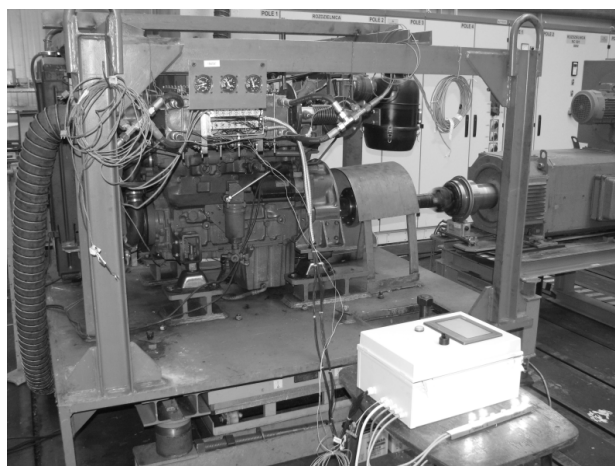
5. Stanowisko badawcze

Zaproponowana konstrukcja rekuperatora została opracowana w sposób umożliwiający jego montaż w typowym układzie wylotowym napędu spalinowego. W celu przeprowadzenia badań rekuperatora energii cieplnej, poza opracowaniem konstrukcji samego rekuperatora, niezbędne było zaprojektowanie i wykonanie dodatkowych elementów mocujących oraz łączących urządzenie ze stanowiskiem i poszczególnymi jego instalacjami (rys. 9, na podstawie [8]).



Rys.9. Schematy przepływów spalin i cieczy chłodzącej na stanowisku badawczym [10]: 1 – chłodnica wody silnika, 2 – silnik spalinowy, 3 – rekuperator, 4 – turbosprężarka, 5 – filtr powietrza, 6 – wentylator chłodnicy

Zmiana konfiguracji stanowiska polegała na zastąpieniu typowego układu wylotowego spalin rekuperatorem energii, przez którego „gorącą” część przepływają spaliny, natomiast obie chłodnice rekuperatora są podłączone do układu chłodzenia. Stanowisko badawcze z zamontowanym generatorem termoelektrycznym oraz układem sterowania, przedstawiono na rysunku 10.



Rys.10. Stanowisko badawcze [10]

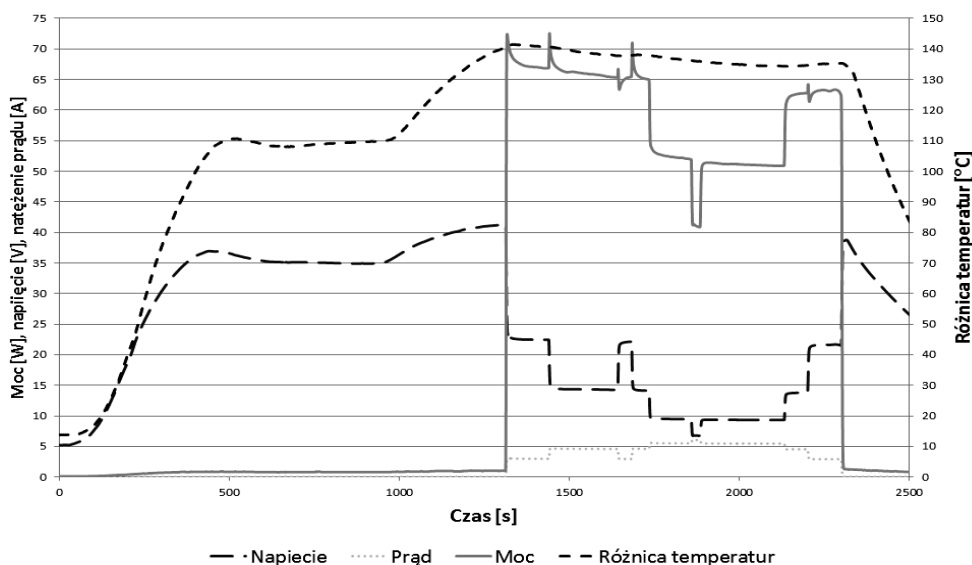
Próby związane z pierwszym uruchomieniem stanowiska przeprowadzono bez użycia przekładni redukcyjnej, opartej o konstrukcję SB-102, podłączając silnik spalinowy bezpośrednio do silnika elektrycznego. Po sprawdzeniu poprawności pracy poszczególnych układów, przystąpiono do montażu przekładni redukcyjnej w celu umożliwienia obciążania silnika spalinowego w pełnym zakresie jego prędkości obrotowej.

6. Wyniki badań

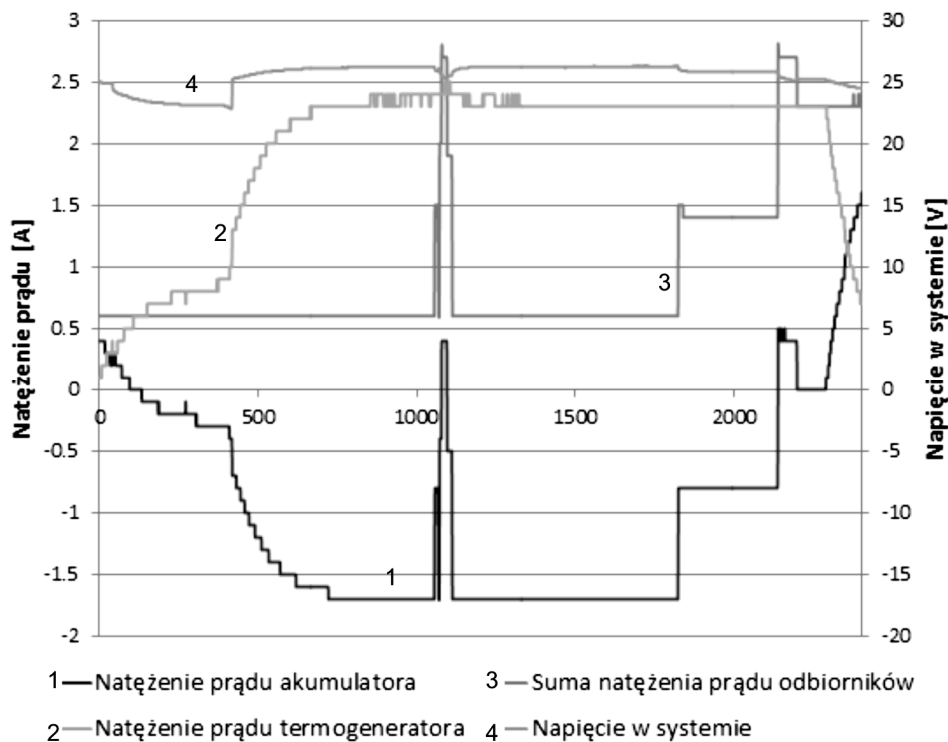
Wyniki prezentowane na rysunku 11 uwzględniają energię elektryczną, wygenerowaną przez ostateczną wersję rekuperatora [10]. Rozmieszczenie termoogniw w odległościach 20 mm od siebie spowodowało

zmniejszenie powierzchni bezpośredniego kontaktu rdzenia z chłodnicami i tym samym umożliwiło osiągnięcie maksymalnej, dopuszczalnej temperatury pracy termogniw na poziomie 250 °C. Przy temperaturze strony „zimnej” na poziomie około 110 °C zanotowano różnicę wartości temperatury 140 °C. Ze względu na brak możliwości zmniejszenia temperatury w układzie chłodzenia, jest to najwyższa, możliwa do uzyskania w danych warunkach, różnica wartości temperatury. W tych warunkach rekuperator wygenerował około 67 W mocy elektrycznej, przy zastosowaniu 56 termogniw typu TEC1-1.

Analiza wyników poszczególnych badań umożliwiła wprowadzenie zmian, zwiększających wydajność rekuperatora. Rekuperator w ostatniej wersji wygenerował 67 W mocy elektrycznej, przy maksymalnej, możliwej do uzyskania w danych warunkach, różnicy wartości temperatury, wynoszącej 140 °C. Stosunkowo niewielka wygenerowana moc w porównaniu z założeniami, po przeprowadzeniu badań laboratoryjnych pojedynczych termogniw, jest związana z ograniczeniami, wynikającymi z wysokiej temperatury w układzie chłodzenia (ponad 100 °C),



Rys.11. Wykres parametrów V wariantu termogeneratora [10]



Rys.12. Wykres działania systemu sterowania zasilaniem [10]

uniemożliwiającej osiągnięcie większej różnicy wartości temperatury. Ponadto utrudnieniem jest nierównomierny rozkład temperatury na powierzchniach kolektora – im dalej od wlotu spalin, tym niższa temperatura powierzchni zewnętrznej.

Ściśle określony zakres napięcia elektrycznego, przy którym mogą pracować urządzenia podłączone do systemu sterowania (w tym m.in. akumulator), powoduje, że wykorzystanie energii elektrycznej uzyskanej z termogeneratora wymaga odpowiedniego „dopasowania”. Ponadto, z uwagi na nierównomierne ogrzanie powierzchni termogeneratora (związane z ochładzaniem spalin na długości rdzenia) poszczególne wiersze termoogniw osiągają różną wydajność. W przypadku równoległego połączenia poszczególnych wierszy termoogniw, uzyskiwana z nich moc jest uśredniana, tzn. wydajniejsze termoogniwa „pracują” na te mniej wydajne. Z tego powodu zastosowano opisane wcześniej kontrolery ładowania z funkcją poszukiwania maksymalnego punktu pracy (MPPT).

Na rysunku 12 zaprezentowano parametry rekuperatora przy połączeniu 2:1, czyli dwa szeregowo połączone wiersze termoogniw do osobnego kontrolera MMPT. Rozgrzewanie generatora skutkuje wzrostem natężenia prądu. Wartość uzyskanej mocy wystarcza na pokrycie zapotrzebowania systemu oraz na doładowanie akumulatora (ładowanie zaznaczono ujemną wartością natężenia prądu akumulatora). Po osiągnięciu maksymalnej wydajności kontroler poszukuje maksymalnego punktu mocy, zmieniając rezystancję, co przy stałym napięciu ma odzwierciedlenie w wartości natężenia prądu termogeneratora (wahania).

W trakcie próby wprowadzono chwilowe zakłócenie, w postaci dodatkowego odbiornika energii elektrycznej. Spowodowało to wzrost sumarycznej wartości natężenia prądu odbiorników do wartości, przekraczającej moc uzyskiwaną z termogeneratora i, jednocześnie, spadek wartości natężenia prądu ładowania akumulatora, a następnie pobór energii z akumulatora. Po odłączeniu dodatkowego odbiornika

(pozostał tylko sam system sterowania), parametry powracały do poprzednich wartości. Pod koniec badania, stopniowo podłączano kolejne odbiorniki. Wyłączenie silnika spalinowego ma odzwierciedlenie w płynnym spadku natężenia prądu termogeneratora oraz skutkuje wzrostem natężenia prądu akumulatora, który pokrywa zapotrzebowanie odbiorników na energię elektryczną.

W trakcie badania zarejestrowano maksymalne parametry systemu sterowania energią elektryczną, które zostały przedstawione w tabeli 2. Uwzględniając wyniki badań generatora termoelektrycznego oraz wyniki badań laboratoryjnych układu MPPT, wyznaczono przyrost energii termogeneratora przy zastosowaniu kontrolera z algorytmem poszukiwania maksymalnego punktu mocy. Wzrost wydajności o ponad 16% związany jest z maksymalnym wykorzystaniem mocy z każdej z 7 grup termoogniw przez kontrolery MPPT i zsumowaniem energii dostosowanej do parametrów układu sterowania.

Badania systemu sterowania zasilaniem elektrycznym z wykorzystaniem układu rekuperacji odpadowej energii cieplnej wykazały jego prawidłowe działanie, zarówno w przypadku normalnej pracy, jak i stanów awaryjnych. System może być zainstalowany na dowolnej maszynie z silnikiem spalinowym, w której istnieje możliwość zastosowania układu chłodzenia, zapewniającego odpowiednią różnicę wartości temperatury, niezbędnej do działania generatora termoelektrycznego.

7. Podsumowanie

W niniejszym artykule przedstawiono zagadnienia związane z projektowaniem, budową i przeprowadzaniem badań innowacyjnego systemu sterowania zasilaniem elektrycznym pojazdu z zaimplementowanym układem rekuperacji energii cieplnej.

W początkowych etapach badań utworzono kilka koncepcji rekuperatora. Na podstawie analizy cech poszczególnych rozwiązań wytypowano najkorzystniejsze z nich, a następnie utworzono model 3D, który był podstawą dalszych prac.

Zestawienie parametrów systemu sterowania energią elektryczną [10]

Tabela 2

Parametr	Wartość
Napięcie systemu	26,2 V
Natężenie prądu generatora termoelektrycznego (MPPT)	2,98 A
Moc generatora termoelektrycznego (MPPT)	78,1 W
Średnie natężenie prądu pojedynczego wiersza (MPPT)	0,213 A
Średnia moc pojedynczego wiersza (MPPT)	5,58 W
Moc generatora termoelektrycznego (bez MPPT)	67 W
Sprawność MPPT (przy rezystancji 8-10 Ω i napięciu ok 26 V)	92%
Wzrost wydajności	16,5%

W wyniku prowadzonych prac rozszerzono możliwości badawcze stanowiska do testowania napędów spalinowych, znajdującego się w hali badawczej Instytutu Techniki Górniczej KOMAG. Przeprowadzenie odpowiednich modyfikacji umożliwiło zabudowanie generatora termoelektrycznego w układzie wylotowym silnika spalinowego.

Badania rekuperatora miały na celu określenie jego maksymalnej wydajności w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Przeprowadzono łącznie siedem serii pomiarowych z zastosowaniem pięciu wariantów rekuperatora. Ostateczna wersja rekuperatora umożliwiła uzyskanie 67 W mocy elektrycznej, przy zastosowaniu jednego typu modułów termoelektrycznych, zabudowanych bezpośrednio na powierzchni kolektora spalin.

Wykorzystanie energii elektrycznej uzyskanej z termogeneratora wymaga odpowiedniego jej kondycjonowania do wymagań układu sterowania oraz do ładowania akumulatora. Zaprojektowano i zbudowano kontroler napięcia, z algorytmem poszukiwania maksymalnego punktu mocy źródła, na bazie układu SPV1020. Przedstawiono stanowisko laboratoryjne oraz przebieg i wyniki badań laboratoryjnych zbudowanego kontrolera MPPT. Badania laboratoryjne umożliwiły wyznaczenie zbioru wielkości, pozwalających określić takie parametry, jak sprawność kontrolera oraz spodziewany wzrost wydajności przy jego zastosowaniu.

Wszystkie działania zmierzały do utworzenia doświadczalnego systemu sterowania energią elektryczną, wykorzystującego energię odzyskaną z termogeneratora. System sterowania utworzono na bazie sterownika PLC, w którym zaimplementowano opracowany algorytm sterowania. Zaprezentowano strukturę systemu sterowania, w którym ważnym elementem, łączącym generator termoelektryczny z układem zasilania 24 V, są kontrolery MPPT. System, wraz z generatorem termoelektrycznym, został poddany badaniom na stanowisku do badania parametrów silnika spalinowego. Podczas badań przetestowano kilka wariantów podłączenia termoogniw do systemu sterowania. Najkorzystniejsze wyniki uzyskano przy połączeniu 2:1 (dwa wiersze termoogniw do osobnego kontrolera MPPT). Uwzględnienie wyników badań laboratoryjnych oraz badań termogeneratora umożliwiło wyznaczenie wpływu zastosowania układu z algorytmem MPPT na wydajność termoogniw. Zastosowanie tego typu układów zwiększyło wydajność o ponad 16%. Testowano również poprawność działania systemu sterowania i sposób reakcji systemu na wymuszenia, takie jak załączenie odbiorników energii elektrycznej, załączanie i rozgrzewanie silnika. System prawidłowo sygnalizował wystąpienia stanów awaryjnych.

Wizualizacja przepływu energii elektrycznej, z uwzględnieniem stopnia naładowania akumulatora, wyznaczanego szacunkowo według ilości pobranej energii elektrycznej, ułatwi operatorowi kontrolę nad systemem.

Przeprowadzono badania ostatecznej wersji systemu sterowania wraz z generatorem termoelektrycznym, w warunkach zbliżonych do rzeczywistych – na stanowisku do badania silników spalinowych. Wdrożenie systemu wymaga dalszych badań oraz prac projektowych, zmierzających do implementacji prototypu w rzeczywistej maszynie.

Badania na podstawie których został opracowany niniejszy artykuł, były finansowane ze środków Narodowego Centrum Nauki, w ramach projektu badawczego promotorskiego nr N N502 714940 pt. Sterowanie zasilaniem elektrycznym maszyny górniczej z zastosowaniem układu rekuperacji energii.

Literatura

1. Dobrzaniecki P. i in.: Doskonalenie napędów spalinowych w aspekcie podnoszenia bezpieczeństwa i niezawodności. Uruchomienie i badania stanowiska do badań napędów spalinowych. ITG KOMAG Gliwice 2011 (materiały nie publikowane).
2. Faranda R., Leva S.: Energy Comparison of MPPT Techniques for PV Systems. WSEAS Transactions on Power Systems, Issue 6, Volume 3, June 2008.
3. Grzesiak W., Radziemska E.: Technika MPPT sposobem maksymalizacji wykorzystania energii elektrycznej generowanej przez moduły fotowoltaiczne. Elektronika: konstrukcje, technologie, zastosowania, vol. 51, nr 5 (2010), 42-49.
4. Jiang J.A., Huang T.L., Hsiao Y.T., Chen C.H.: Maximum Power Tracking for Photovoltaic Power Systems. Tamkang Journal of Science and Engineering, Vol. 8, No 2, p.147-153, 2005.
5. Koczvara J., Wieczorek K.: Bezpieczeństwo operatorów samojezdnych maszyn górniczych na tle bezpieczeństwa w kopalniach KGHM Polska Miedź S.A., Materiały I Międzynarodowego Kongresu Górnictwa Rud Miedzi, Lubin 2009.
6. Lozbin V., Wójcik W., Bylicki P., Zyska T.: Zastosowanie efektu Peltiera do diagnostyki termoelementów. Politechnika Lubelska, Lublin 2011.
7. Nota aplikacyjna SPV1020.
8. Poprawski R., Misiewicz J.: Zjawiska termoelektryczne – wstęp. Instytut Fizyki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
9. Woszczyński M.: Badania doświadczalne i weryfikacja parametrów termogeneratorów półprzewodnikowych do budowy układu rekuperacji energii

cieplnej. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2011, ITG KOMAG, Gliwice 2011, s. 127-138.

10. Woszczyński M.: Sterowanie zasilaniem maszyny górniczej z zastosowaniem układu rekuperacji energii. Praca doktorska. Politechnika Śląska, 2013.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.

Modelowanie nacisku na powierzchni styku wargowego pierścienia uszczelniającego z wałem

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono metodykę wyznaczania nacisku na powierzchni styku wargowego pierścienia uszczelniającego z wałem za pomocą metody elementów skończonych. Omówiono budowę modelu MES węzła uszczelniającego. Przedstawiono przykładowe wyniki analizy z uwzględnieniem stanu naprężenia spowodowanego montażem pierścienia uszczelniającego na wale, ciśnienia oleju oraz statusu elementów kontaktowych.

Summary

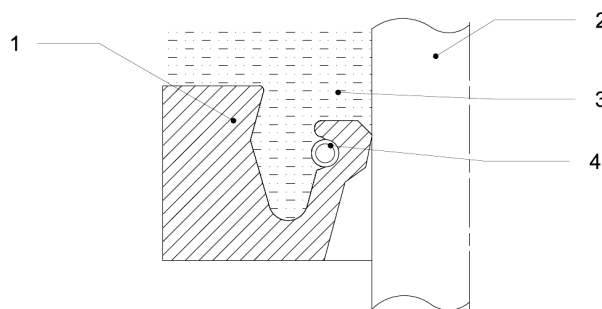
Methodology for determination of pressure on the contact surface of sealing ring with shaft using the Finite Elements Method (FEM) is presented. FEM model of the sealing node is discussed. Some results of analysis, including stress caused by installation of sealing ring on the shaft, oil pressure and status of contact elements, are given.

1. Wprowadzenie

Z obserwacji eksploatacyjnych współpracy pierścieni uszczelniających z wałem wynika, że czas pracy węzła uszczelniającego pomiędzy kolejnymi wymianami pierścienia jest krótszy, niekiedy znacznie krótszy od czasu prognozowanego [2]. Na obserwowane zjawisko mają wpływ parametry pary tribologicznej, takie jak: ciśnienie oleju, prędkość wału, nacisk pierścienia uszczelniającego, właściwości zastosowanego elastomeru i warstwy wierzchniej wału. Jednym spośród czynników wpływających istotnie na trwałość węzła uszczelniającego jest wartość nacisku jednostkowego pierścienia uszczelniającego na wał. Zależy ona nie tylko od cech geometrycznych pierścienia uszczelniającego, ale również od właściwości sprężystych elementów węzła uszczelniającego i ciśnienia oleju w przestrzeni roboczej, ograniczonej przez węzeł uszczelniający [4]. Nacisk na styku pierścienia uszczelniającego i wału, oprócz zapewnienia szczelności węzła uszczelniającego ma również wpływ na trwałość warstwy wierzchniej wału, szczególnie w przypadku, gdy została ona poddana regeneracji [1]. Wyznaczenie nacisku jednostkowego jest więc niezbędne do analizy trwałości węzła uszczelniającego. W niniejszym artykule przedstawiono metodykę wyznaczenia nacisku jednostkowego pierścienia uszczelniającego na wał, z wykorzystaniem metody elementów skończonych.

2. Właściwości sprężyste elementów węzła uszczelniającego

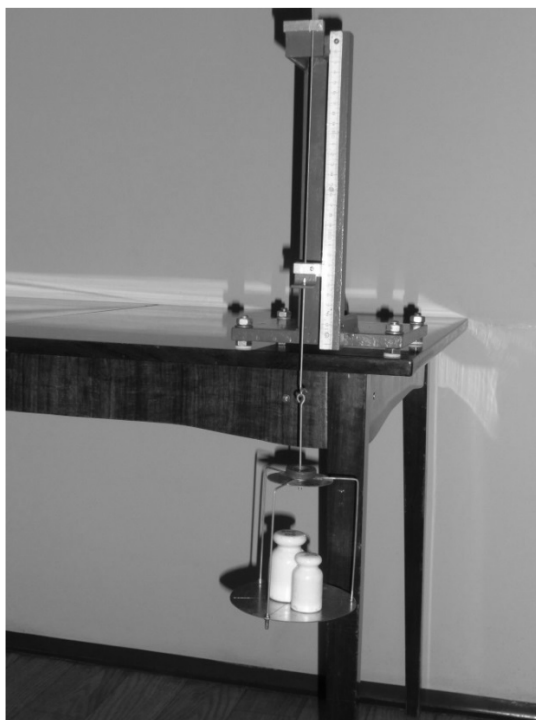
Przedmiotem analizy jest węzeł uszczelniający, którego przekrój przedstawiono na rysunku 1.



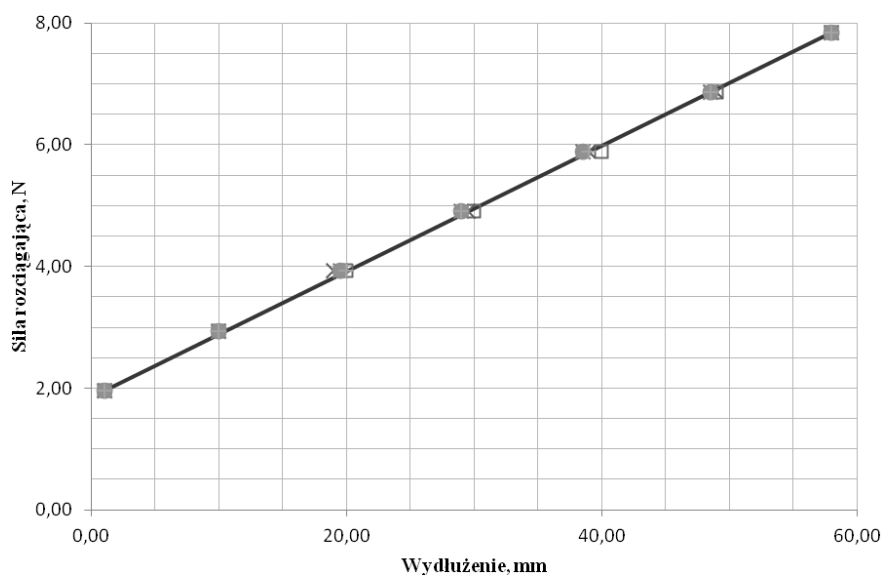
Rys.1. Przekrój węzła uszczelniającego [opracowanie własne]; 1 - wargowy pierścień uszczelniający 2 – wał, 3 - przestrzeń robocza wypełniona olejem, 4 - sprężyna

Materiały elastomerowe stosowane do produkcji uszczelnień wargowych mają charakterystykę nieliniową. Styczny moduł sprężystości podłużnej zmienia się w zależności od typu elastomeru w przedziale od 5 do 20 MPa, wytrzymałość elastomeru na rozciąganie wynosząca od 12 do 20 MPa jest osiągana przy wydłużeniu jednostkowym od 200% do 400% [1, 5]. Drugim elementem węzła uszczelniającego, wpływającym na nacisk pierścienia na wał, jest sprężyna. Producenci tych sprężyn podają wartość sztywności jednostkowej sprężyny (ang.: spring rate) – s_r , wyrażonej w N/mm/mm. W zależności od cech geometrycznych sprężyn stosowanych w węzłach uszczelniających wały, współczynnik s_r sprężyny wynosi od 15 N/mm/mm do 60 N/mm/mm [1, 5].

Wartość współczynnika s_r sprężyny wyznaczono doświadczalnie na stanowisku przedstawionym na rysunku 2. Jak wynika z wykresu rozciągania sprężyny, przedstawionego na rysunku 3, charakterystyka sprężyny w badanym zakresie wydłużenia odcinka pomiarowego o długości 200 mm jest liniowa.



Rys.2. Wyznaczanie współczynnika s_r sprężyny - stanowisko pomiarowe [opracowanie własne]



Rys.3. Wykres rozciągania sprężyny o długości $l_0 = 20$ cm [opracowanie własne]

W wyniku przeprowadzonych pomiarów, na poziomie ufności 95% stwierdzono, że wartość średnia sztywności jednostkowej s_r badanej sprężyny mieści się w przedziale:

$$20,87 \text{ N/mm/mm} \leq s_r \leq 21,00 \text{ N/mm/mm}$$

Znając długość l_0 nieodkształconej sprężyny o sztywności jednostkowej s_r , oraz cechy geometryczne wargowego pierścienia uszczelniającego, można wyznaczyć siłę rozciągającą sprężynę po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale. Zakładając następnie równomierny nacisk sprężyny na ścianki rowka wykonanego w pierścieniu wyznaczono średni

nacisk jednostkowy p_{sp} sprężyny na pierścień uszczelniający, korzystając z zależności:

$$p_{sp} = \frac{2s_r (\pi D_{sp} - l_0)}{D_{sp} d l_0} ; \text{MPa}$$

gdzie:

- s_r – sztywność jednostkowa sprężyny [N/mm/mm],
- D_{sp} – średnica pierścienia uszczelniającego zamontowanego na wale wyznaczona w osi sprężyny [mm],
- l_0 – długość nieodkształconej sprężyny [mm],
- d – średnica zwicia sprężyny [mm].

Omówione powyżej parametry charakteryzujące właściwości sprężyste wężła uszczelniającego wykorzystano przy budowie jego modelu MES.

3. Model wężła uszczelniającego

Budując model wężła uszczelniającego wykorzystano osiową symetrię obiektu badań. Na rysunku 4 przedstawiono model wężła uszczelniającego przed osadzeniem pierścienia na wale.

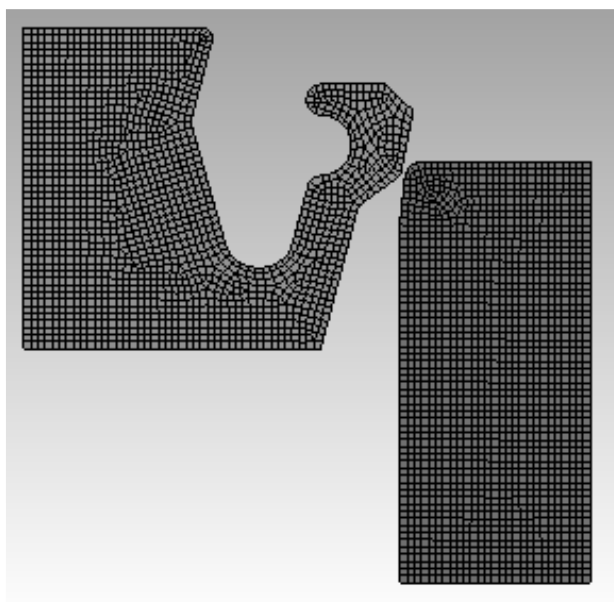
Budując model wężła uszczelniającego wykorzystano cechy geometryczne standardowego pierścienia uszczelniającego produkowanego przez wiodącego producenta uszczelnień. Dyskretyzację obu ciał sprężystych przeprowadzono wykorzystując elementy typu pierścieniowego. Ponieważ średnica wewnętrzna wargi pierścienia uszczelniającego jest mniejsza od średnicy wału, z którym współpracuje, to modelowanie obciążenia

poprzedzono symulacją komputerową montażu wężła uszczelniającego. Składała się ona z 2 etapów:

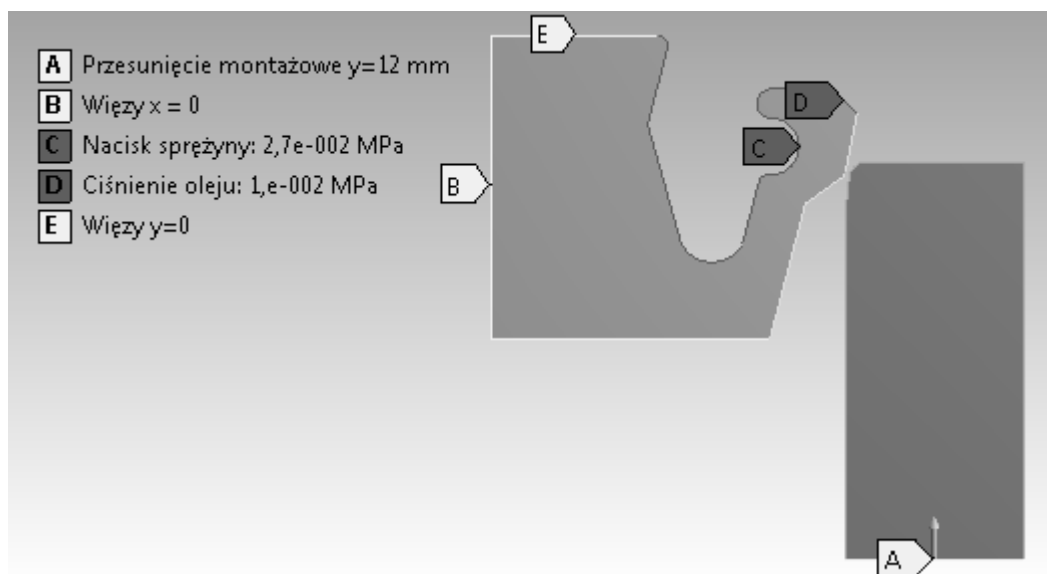
- Etap 1, podczas którego pierścień uszczelniający nie jest obciążony, a oba ciała są nieruchome.
- Etap 2, podczas którego realizowane jest pionowe przemieszczenie montażowe wału. Wał przemieszcza się ze stałą prędkością o 12 mm. Równocześnie pierścień jest obciążany naciskiem jednostkowym sprężyny, zmieniającym się od 0 do p_{sp} , gdzie p_{sp} średni nacisk jednostkowy, wyznaczony ze wzoru (1).

Po zakończeniu montażu wężła uszczelniającego realizowane są kolejne dwa etapy:

- Etap 3, podczas którego powierzchnia wewnętrzna pierścienia obciążana jest ciśnieniem oleju, o wartości zwiększającej się od 0 do wartości p_o .



Rys.4. Dyskretyzacja modelu MES pierścienia uszczelniającego i wału [opracowanie własne]



Rys.5. Warunki przemieszczeniowe oraz schemat obciążenia modelu [opracowanie własne]

- Etap 4, podczas którego obciążenie modelu wężła uszczelniającego jest stałe.

Założono, że w trakcie etapów 2. i 3. obciążenie modelu rośnie quasi statycznie.

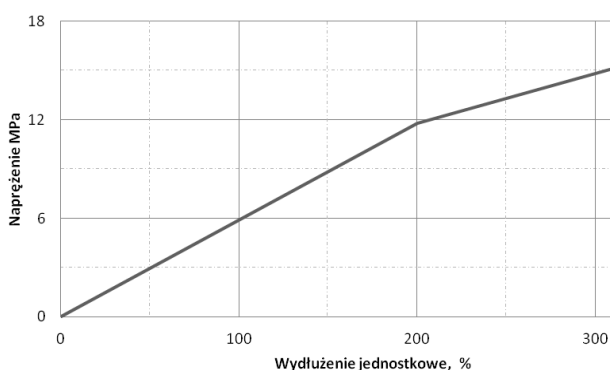
Na rysunku 5 zaznaczono schematycznie krawędzie modelu, w których:

- A – wymuszono przemieszczenie montażowe wału o 12 mm w górę,
- B – odebrano przemieszczenie węzłów w kierunku poziomym,
- E – odebrano przemieszczenia węzłów w kierunku pionowym,
- C – przyłożono nacisk jednostkowy sprężyny – p_{sp} ,
- D – przyłożono ciśnienie oleju – p_o .

Model opisany powyżej wykorzystano do przykładowego wyznaczenia nacisku wargi pierścienia uszczelniającego na wał.

4. Przykładowe wyznaczenie nacisku pierścienia uszczelniającego na wał

Celem zilustrowania metodyki modelowania pracy wężła uszczelniającego przyjęto biliniową charakterystykę materiałową elementów modelujących pierścień uszczelniający, przedstawioną na rysunku 6.



Rys.6. Charakterystyka materiałowa pierścienia uszczelniającego, przyjęta w obliczeniach [opracowanie własne na podstawie [1, 3]

Pierścień uszczelniający charakteryzują następujące właściwości wytrzymałościowe:

- moduł sprężystości $E_s = 5,9$ MPa
- moduł umocnienia $E_p = 2,88$ MPa
- naprężenie na granicy plastyczności $R_e = 11,8$ MPa
- naprężenia na granicy wytrzymałości $R_m = 16,6$ MPa

Założono, że pierścień współpracuje ze stalowym wałem o średnicy 160 mm. Przyjęto, że ciśnienie oleju wypełniającego węzeł uszczelniający wynosi $p_o = 0,01$ MPa, a średni nacisk sprężyny o sztywności jednostkowej $s_r = 21$ N/mm/mm na pierścień uszczelniający, wynosi $p_{sp} = 0,0109$ MPa. Założono, że

wał nie obraca się, natomiast sprężenie cierne pomiędzy wargą pierścienia a wałem charakteryzuje współczynnik tarcia $\mu = 0,01$.

Na rysunku 7 przedstawiono mapy przemieszczenia pierścienia podczas kolejnych faz montażu wężła uszczelniającego. Cienką czarną linią zaznaczono początkowe położenie wału oraz nieodkształcony pierścień uszczelniający.

Na rysunku 8 przedstawiono mapę rozkładu naprężenia promieniowego – σ_x po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale. W miejscu styku wargi pierścienia uszczelniającego z wałem występuje największe naprężenie promieniowe wynoszące 0,606 MPa.

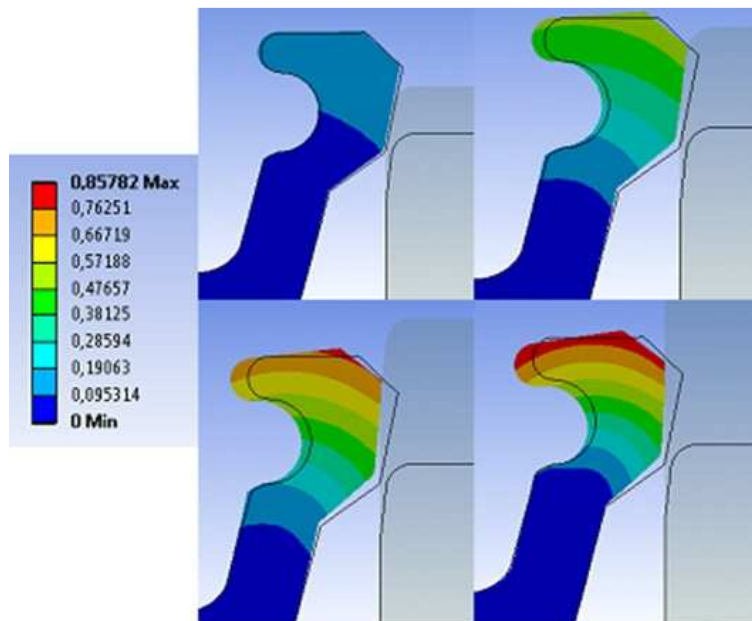
Zwiększenie sztywności jednostkowej sprężyny z 21 N/mm/mm na 52 N/mm/mm skutkuje niewielkimi zmianami stanu naprężenia w węźle uszczelniającym. Z mapy naprężenia promieniowego, (rys. 9) wynika, że ponad dwukrotne zwiększenie współczynnika sprężyny spowodowało zwiększenie wartości bezwzględnej maksymalnego naprężenia promieniowego z 0,606 MPa do 0,636 MPa. Zmiana charakterystyki sprężyny nieznacznie wpływa również na rozmiary powierzchni styku wargi i wału.

Mapę naprężenia promieniowego w rejonie styku wargi pierścienia z wałem po zadaniu ciśnienia oleju, wynoszącego 0,01 MPa przedstawiono na rysunku 10. Ciśnienie działające na wewnętrzną część uszczelnienia powoduje nieznaczne zmniejszenie naprężenia w strefie styku pierścienia uszczelniającego z wałem, (w porównaniu z mapą σ_x na rys. 8).

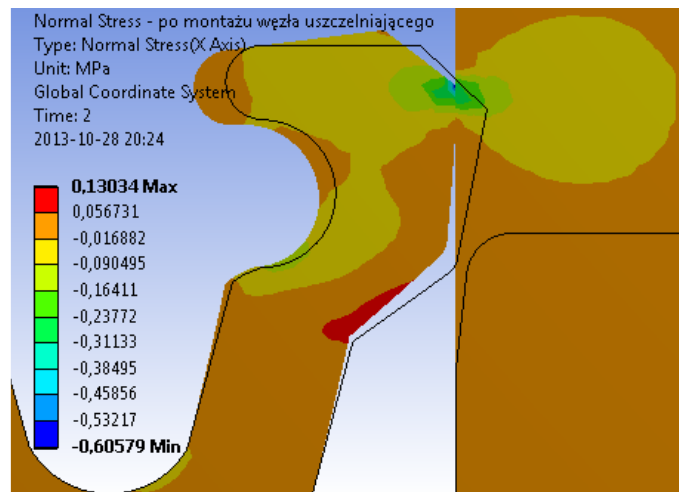
Na rysunku 11 przedstawiono status strefy kontaktu po montażu pierścienia uszczelniającego na wale. Z wykresu statusu elementów kontaktowych wynika, że styk wargi pierścienia z wałem występuje tylko na krótkim odcinku strefy kontaktu typu „Sliding”, zaznaczonym kolorem pomarańczowym. W tej strefie, oprócz naprężenia normalnego do powierzchni, występuje naprężenie styczne o wartości ograniczonej do naprężenia spowodowanego przez tarcie rozwinięte na powierzchni styku, wynikające ze współczynnika tarcia o wartości 0,01.

Działanie ciśnienia oleju na pierścień uszczelniający (rys. 12) spowodowało nieznaczne zwiększenie powierzchni styku wargi z wałem. Większość elementów kontaktowych znajdujących się na tej powierzchni ma status „Sticking”, charakteryzujący się brakiem względnych przemieszczeń stycznych współpracujących powierzchni modelu.

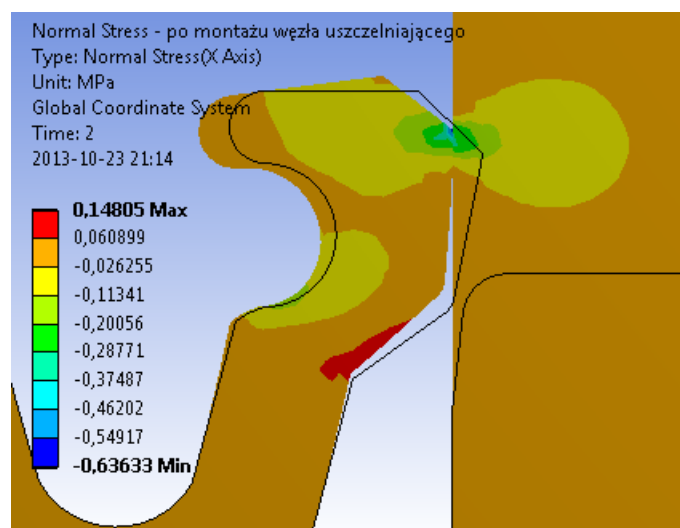
Rozkład naprężenia zredukowanego w pierścieniu uszczelniającym i wale przedstawiono na rysunku 13.



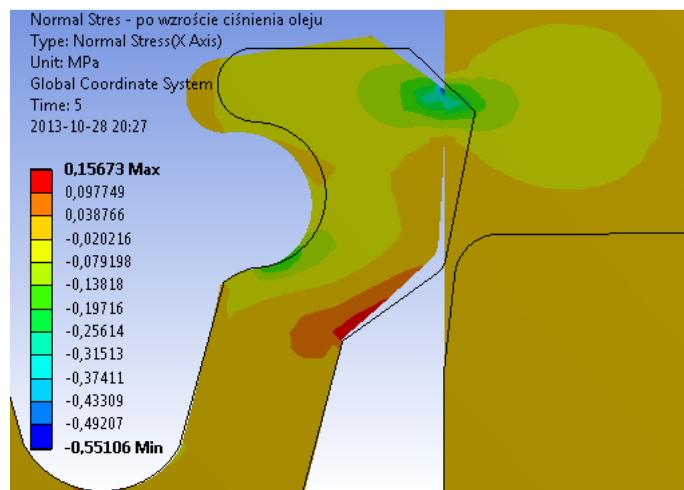
Rys.7. Mapy przemieszczenia pierścienia uszczelniającego podczas symulacji montażu węzła uszczelniającego [opracowanie własne]



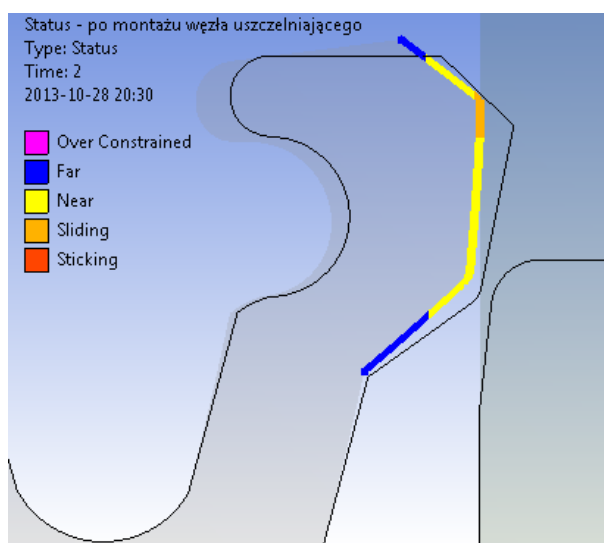
Rys.8. Mapa naprężenia normalnego σ_x po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale [opracowanie własne]



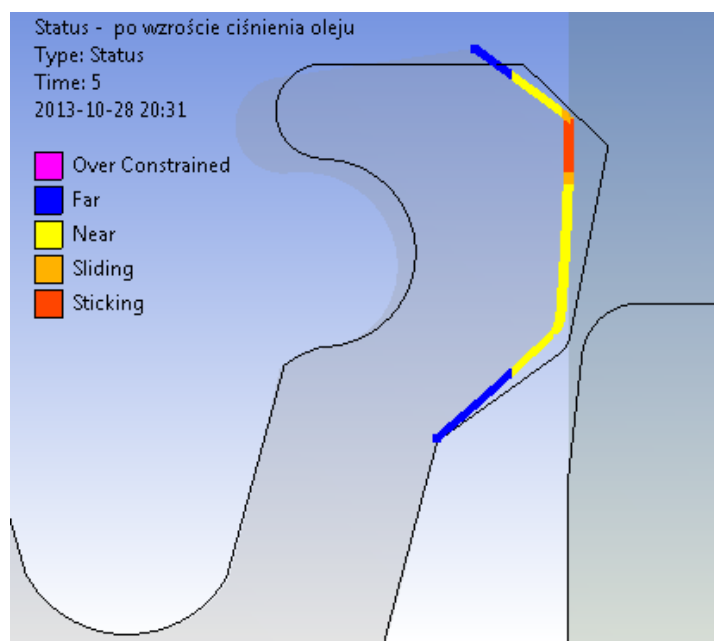
Rys.9. Mapa naprężenia normalnego σ_x po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale, w przypadku, gdy sztywność jednostkowa sprężyny wynosi 52 N/mm/mm [opracowanie własne]



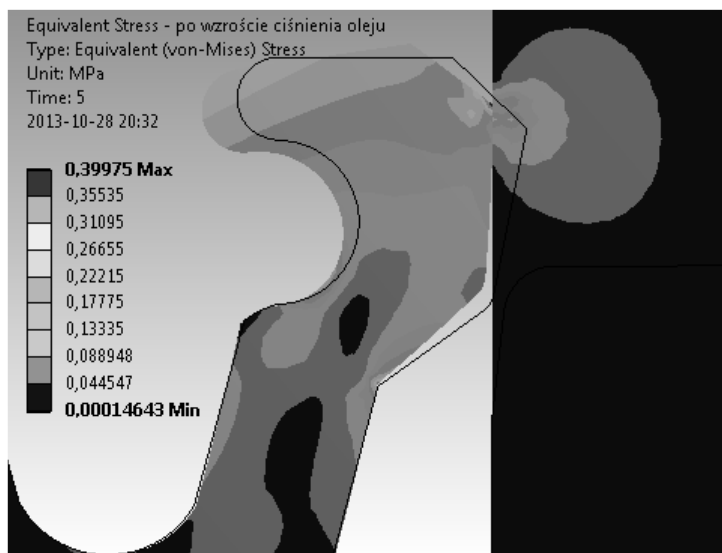
Rys.10. Mapa naprężenia normalnego σ_x w zmontowanym węźle uszczelniającym obciążonym ciśnieniem oleju [opracowanie własne]



Rys.11. Status kontaktu po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale [opracowanie własne]



Rys.12. Status kontaktu po przyłożeniu ciśnienia oleju [opracowanie własne]



Rys.13. Mapa naprężenia zredukowanego obciążonego wężła uszczelniającego [opracowanie własne]

Obszar występowania największego naprężenia zredukowanego obejmuje krawędź wargi pierścienia. Ponieważ w tej strefie występuje również kontakt typu „Sticking” wargę pierścienia może być narażona na uszkodzenie.

5. Podsumowanie

Jak założono we wstępie niniejszego artykułu jego celem było opracowanie narzędzia umożliwiającego wyznaczenie nacisku na styku wargi pierścienia uszczelniającego z wałem. Jakkolwiek model MES wężła uszczelniającego nie został zwalidowany za pomocą metod doświadczalnych to analizując wyniki obliczeń omawianych w punkcie 4. można stwierdzić, że są one zbieżne z doświadczeniem użytkowników i konstruktorów uszczelnień. Wynika z nich bowiem, że istotny wpływ na naprężenie pierścienia i rozkład nacisku, ma stan naprężenia spowodowany osadzeniem pierścienia na wale, przy czym właściwości sprężyste sprężyn mają niewielki wpływ na wartości naprężenia promieniowego w miejscu styku. Ponad dwukrotne zwiększenie sztywności jednostkowej – s , sprężyny — z 21 N/mm/mm na 52 N/mm/mm spowodowało nieznaczny wzrost wartości naprężenia promieniowego, wynoszący około 5%. Z przykładu obliczeniowego przedstawionego w punkcie 4 wynika również, że ciśnienie oleju ma drugorzędny wpływ na rozkład nacisku pomiędzy wargą a powierzchnią wału.

Maksymalne naprężenie promieniowe w wyniku działania ciśnienia oleju zmniejszyło swoją wartość z 0,606 MPa do 0,551 MPa. Pojawiła się jednak strefa „szczepienia”, elementów kontaktowych w otoczeniu krawędzi wargi pierścienia. Jakkolwiek naprężenie promieniowe w strefie styku ma małą wartość w porównaniu z granicą plastyczności elastomeru, to występowanie strefy kontaktu typu „Sticking”, wskazuje na możliwość uszkodzenia wargi w tej strefie, co potwierdzają także doświadczenia praktyczne.

Literatura

1. Flitney R.: Seals and sealing handbook. Elsevier, 2007.
2. Gawliński M.: Lokalne warunki styku a opory tarcia elastomerowych wargowych pierścieni uszczelniających, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2004.
3. Nagdi K.: Rubber as an engineering material. Hanser, Munchen, 1993.
4. Sala W.: Promieniowe uszczelnienia ślizgowe, Politechnika Krakowska, Kraków 2004.
5. Prospekty firmy Freudenberg Sealing Technologies Simrit. 2005 – 2012.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2013 r.

mgr inż. Rafał KONSEK
mgr inż. Kamil SZEWERDA
dr inż. Jarosław TOKARCZYK
mgr inż. Krzysztof KACZMARCZYK
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Badania symulacyjne napędu dwusilnikowego podwieszoności ciągnika PCA-1

Streszczenie

Układ napędowy podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1 składa się z dwóch silników elektrycznych podłączonych wspólnie do jednego falownika. Skutkuje to nierównomiernym rozkładem obciążenia silników elektrycznych. Podczas jazdy ciągnika PCA-1 z maksymalną siłą pociągową, na prostym odcinku trasy silniki elektryczne obciążone są równomiernie momentem znamionowym. Jednak podczas jazdy na łukach trasy, każdy z silników wytwarza moment obrotowy różny od momentu znamionowego. Przekroczenie wartości przeciążalności momentem podanej w danych silnika może doprowadzić do jego uszkodzenia. W związku z tym przeprowadzono badania symulacyjne, które miały na celu wyznaczenie momentów obciążenia obu silników. W artykule zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1 podczas jazdy na odcinku trasy z najmniejszym, dopuszczalnym promieniem skrętu. Zaprezentowano model obliczeniowy ciągnika składający się z układu napędowego, wykonanego w środowisku programu Matlab-Simulink oraz modelu fizycznego, opracowanego za pomocą narzędzia programowego bazującego na metodzie kinematyki i dynamiki układów wielocłonowych MBS (ang. Multibody System).

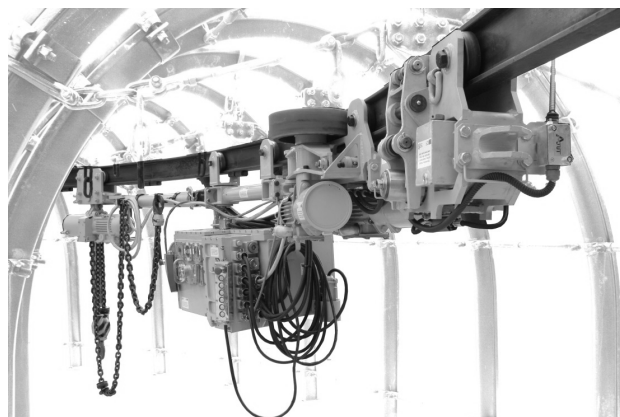
Summary

Drive system of PCA-1 suspended battery drivetrain consists of two electric motors connected to one inverter. It results in uneven distribution of load to the motors. During run of PCA-1 drivetrain with maximal pulling force on the straight route section the electric motors are evenly loaded with rated torques. However, during run on route bends each motor generates the torque different from the rated torque. Exceeding the value of overloading with torque, given in motor data, can lead to motor damage. The simulation tests aiming at determination of torques loading both motors were carried out. Results of simulation tests of PCA-1 suspended battery drivetrain during run on the route section having the smallest permissible bend radius are given. Computational model of the drivetrain, consisting of drive system created in Matlab-Simulink software programme environment and physical model developed with use of software tool basing on the method of kinematics and dynamics of Multibody System (MBS), is presented.

1. Wprowadzenie

Ciągły rozwój bazy informatycznej w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG umożliwia coraz szersze prowadzenie badań symulacyjnych złożonych układów mechanicznych oraz elektromechanicznych, z wykorzystaniem wiedzy i doświadczenia specjalistów z różnych dziedzin techniki. Współpraca specjalistów z zakresu projektowania układów mechanicznych i elektrycznych oraz modelowania i obliczeń numerycznych pozwoliła na przeprowadzenie badań symulacyjnych układu napędowego podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1 (rys. 1) produkowanego przez firmę Hellfeier Sp. z o.o. Ciągnik PCA-1 jest urządzeniem przeznaczonym do transportu ładunków o masie do dwóch ton, w przodkach chodnikowych o nachyleniu do 12° . Porusza się on po podwieszoności trasy jednoszynowej o profilu trasy

jezdnej I 155, z prędkością do 1 m/s oraz dysponuje siłą pociągową do 3,7 kN.



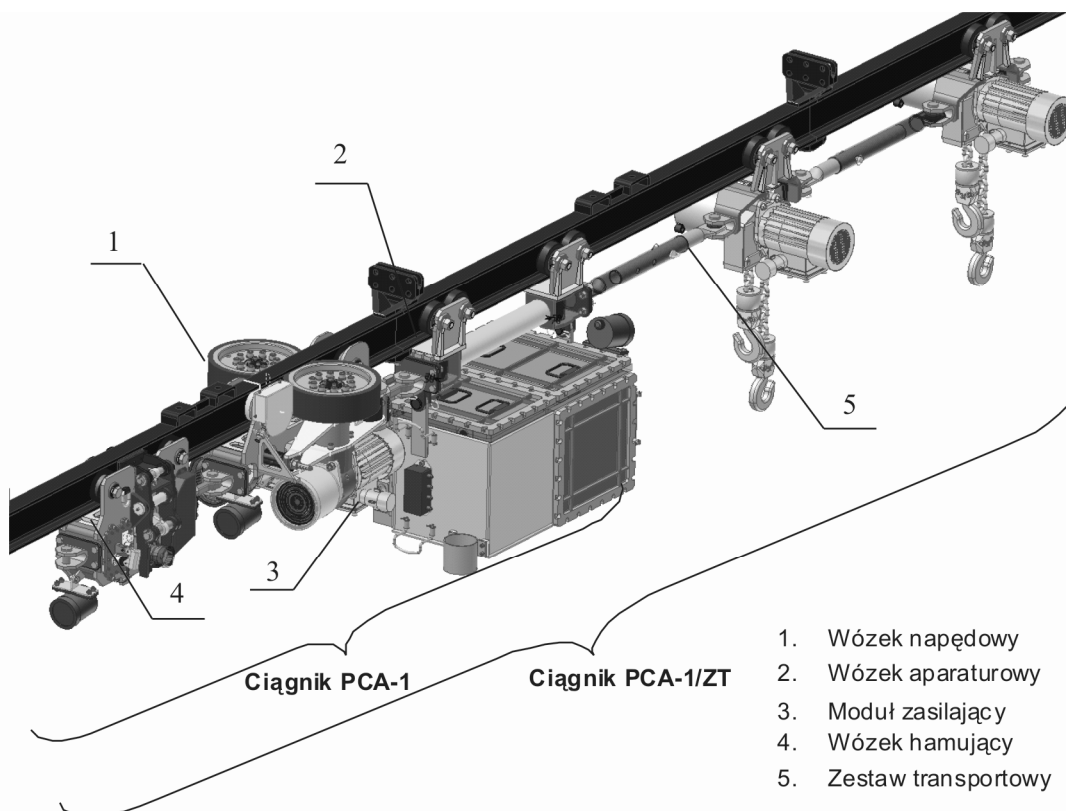
Rys.1. Podwieszoności ciągnik akumulatorowy PCA-1 [2]

Ciągnik oferowany jest w dwóch podstawowych wersjach (rys. 2):

- PCA-1 - ciągnik współpracuje tylko z zestawem transportowym wyposażonym we wciągarki ręczne,
- PCA-1/ZT - ciągnik może współpracować z zestawem transportowym z zabudowanymi wciągarkami elektrycznymi.

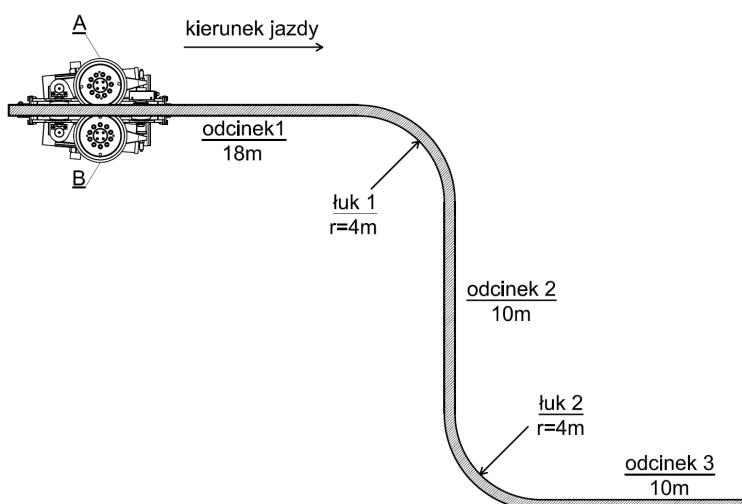
Układ napędowy podwieszony ciągnika akumulatorowego PCA-1 składa się z dwóch silników elektrycznych podłączonych wspólnie do jednego falownika. Skutkuje to nierównomiernym rozkładem obciążenia silników elektrycznych. Z przeprowadzonej analizy wynika, że największa różnica momentów obciążenia powstaje

podczas jazdy ciągnika na łukach o najmniejszym, dopuszczalnym promieniu wynoszącym 4 metry. Podczas jazdy ciągnika PCA-1 obciążonego siłą 3,7 kN na prostym odcinku trasy, każdy z silników wytwarza moment obrotowy równy momentowi znamionowemu (dane silnika elektrycznego przedstawiono w podpunkcie 2.1). Przekroczenie wartości przeciążalności momentem podanej w danych silnika może doprowadzić do jego uszkodzenia. W związku z tym przeprowadzono badania symulacyjne przejazdu ciągnika po trasie przedstawionej na rysunku 3, które miały na celu wyznaczenie momentów obciążenia obu silników.



1. Wózek napędowy
2. Wózek aparaturowy
3. Moduł zasilający
4. Wózek hamujący
5. Zestaw transportowy

Rys.2. Wersje podwieszony ciągnika akumulatorowego PCA-1 [2]



Rys.3. Trasa przejazdu ciągnika PCA-1 podczas badań symulacyjnych [1]; (A i B – silniki napędowe)

2. Schemat obliczeniowy podwieszonego ciągnika PCA-1

Schemat obliczeniowy ciągnika PCA-1 składa się z układu napędowego, wykonanego w programie Matlab-Simulink oraz modelu fizycznego, wykonanego w programie klasy MBS (ang. *Multibody System*).

Połączenie wyżej wymienionych środowisk programowych umożliwiło przeprowadzenie symulacji numerycznej jazdy ciągnika PCA-1. Z modelu fizycznego do modelu układu napędowego przekazywano aktualną prędkość obrotową silników napędowych. Na podstawie tej informacji oraz częstotliwości zasilania, w bloku sterowania obliczano wartość momentu napędowego, która w postaci sygnału wejściowego była przesyłana do modelu fizycznego w MSC Adams. Ponadto z poziomu oprogramowania Matlab-Simulink nastawiano wartości parametrycznie zdefiniowanej siły docisku wahaczy.

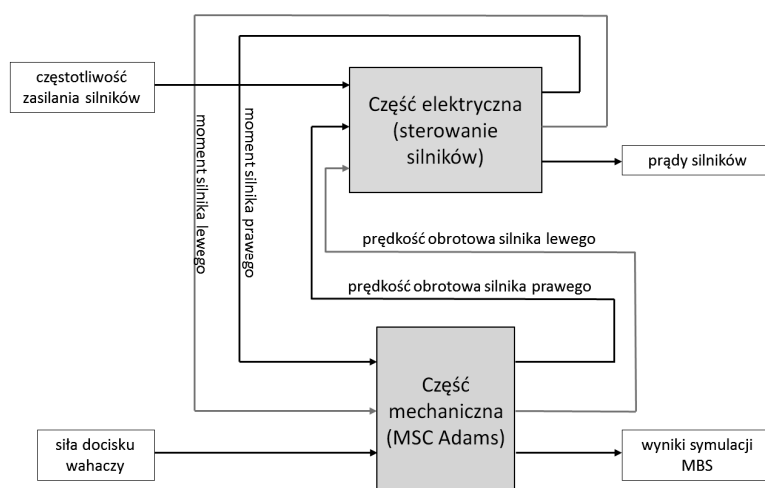
Przebieg sygnałów przedstawiono na rysunku 4. Podczas symulacji rejestrowano m.in.: prędkości obrotowe silników, wartości momentów obrotowych na kołach napędzających oraz prądów pobieranych przez silniki elektryczne.

2.1. Układ napędowy ciągnika PCA-1

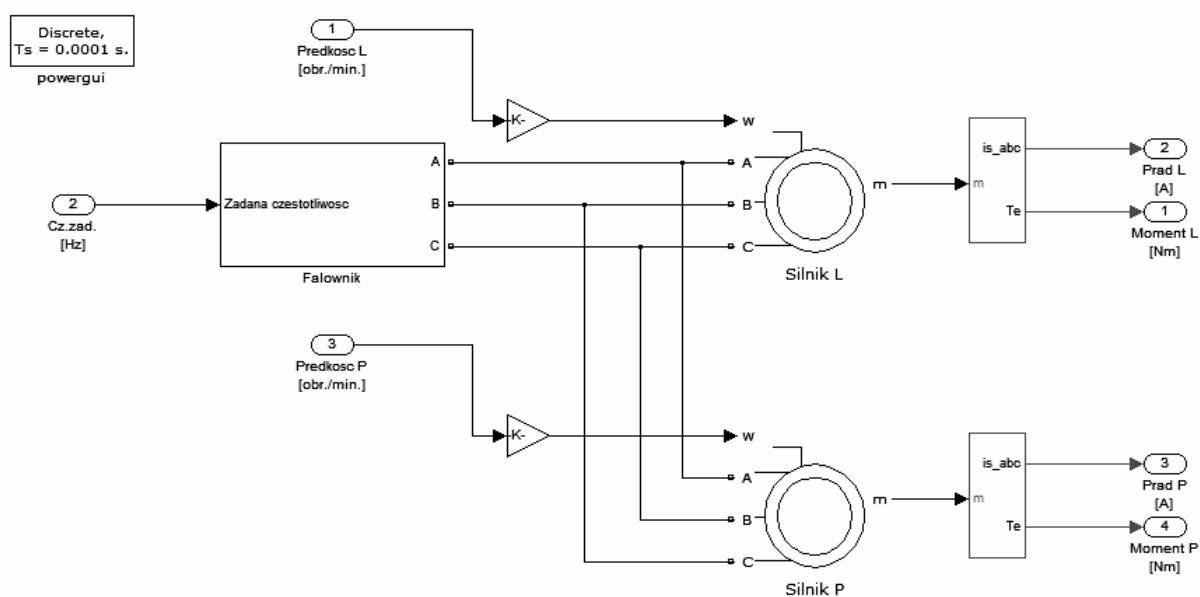
Układ napędowy ciągnika PCA-1 zbudowano w programie Matlab-Simulink. Składa się on z dwóch silników elektrycznych oraz falownika. Bloki silników sparametryzowano zgodnie z danymi silnika typu SGKg80-4HP, w które wyposażono ciągnik PCA-1. Układ napędowy ciągnika PCA-1 przedstawiono na rysunku 5.

2.2. Model geometryczny wózka napędowego

Do analiz numerycznych zastosowano model geometryczny wózka napędowego ciągnika PCA-1 opracowany w środowisku programu CAD (rys. 6).



Rys.4. Przebieg sygnałów pomiędzy modelem fizycznym (MSC Adams) i układem napędowym (Matlab-Simulink) [1]



Rys.5. Układ napędowy ciągnika PCA-1 w programie Matlab-Simulink [1]

2.3. Model fizyczny wózka napędowego

Na podstawie modelu geometrycznego opracowano model fizyczny wózka napędowego (rys. 7). Budowa modelu fizycznego polegała na usunięciu zbędnych podzespołów i elementów z modelu geometrycznego, nie mających wpływu na wyniki symulacji numerycznej, a ułatwiających i przyspieszających czas obliczeń. Do głównych uproszczeń należą:

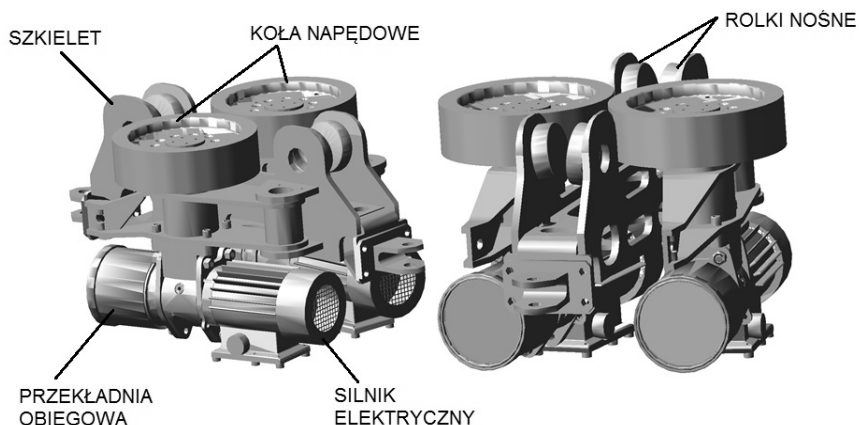
- modyfikacja obudowy silnika,
- scalenie okładzin z kołem ciernym,
- scalenie obudowy silnika z wahaczami,
- usunięcie otworów montażowych kół ciernych.

W modelu fizycznym poszczególne bryły wózka napędowego połączone ze sobą poprzez nadanie więzów geometrycznych o różnej liczbie stopni swobody.

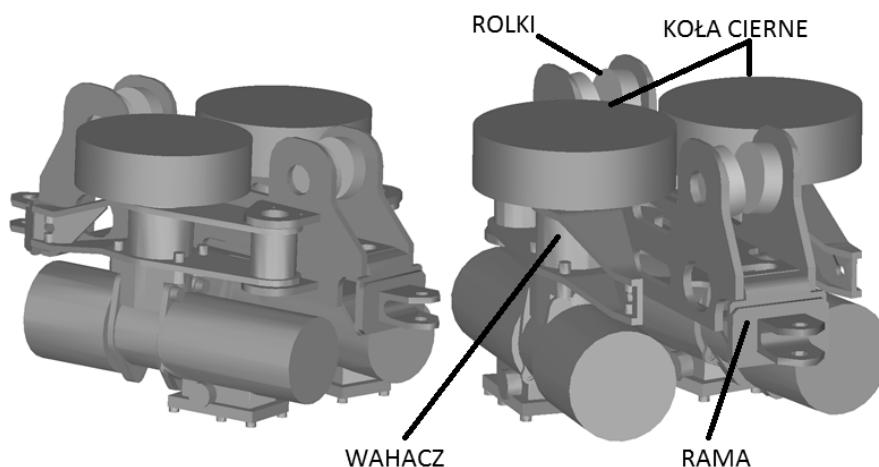
Rolki, na których wózek napędowy przemieszcza się po szynie połączone z ramą ciągnika za pomocą

więzów obrotowych (o jednym stopniu swobody). Możliwy był zatem obrót rolek wokół zdefiniowanych osi obrotu (rys. 8a). Więzy obrotowe zastosowano także do połączenia kół ciernych z wahaczami oraz wahaczy z ciągnikiem (rys. 8b i c). Połączenia te umożliwiły obrót koła ciernego wokół zdefiniowanej osi obrotu, z zapewnieniem stałego kontaktu koła ciernego z szyną podwieszoną, czego efektem było działanie siły tarcia i przemieszczanie się ciągnika w żądanym kierunku.

Utworzono modele kontaktów pomiędzy szyną trasy podwieszoną a rolkami jezdными, kołami ciernymi oraz ramą ciągnika. Modele kontaktów umożliwiły przemieszczanie się ciągnika PCA-1 wzdłuż zdefiniowanej trasy podwieszonej. W modelu kontaktu kół ciernych z szynami wprowadzono stały współczynnik tarcia o wartości 0,4. W pozostałych modelach kontaktu współczynnik tarcia wyniósł 0,5.



Rys.6. Model geometryczny wózka napędowego ciągnika PCA - 1 opracowany w środowisku programu CAD [1]

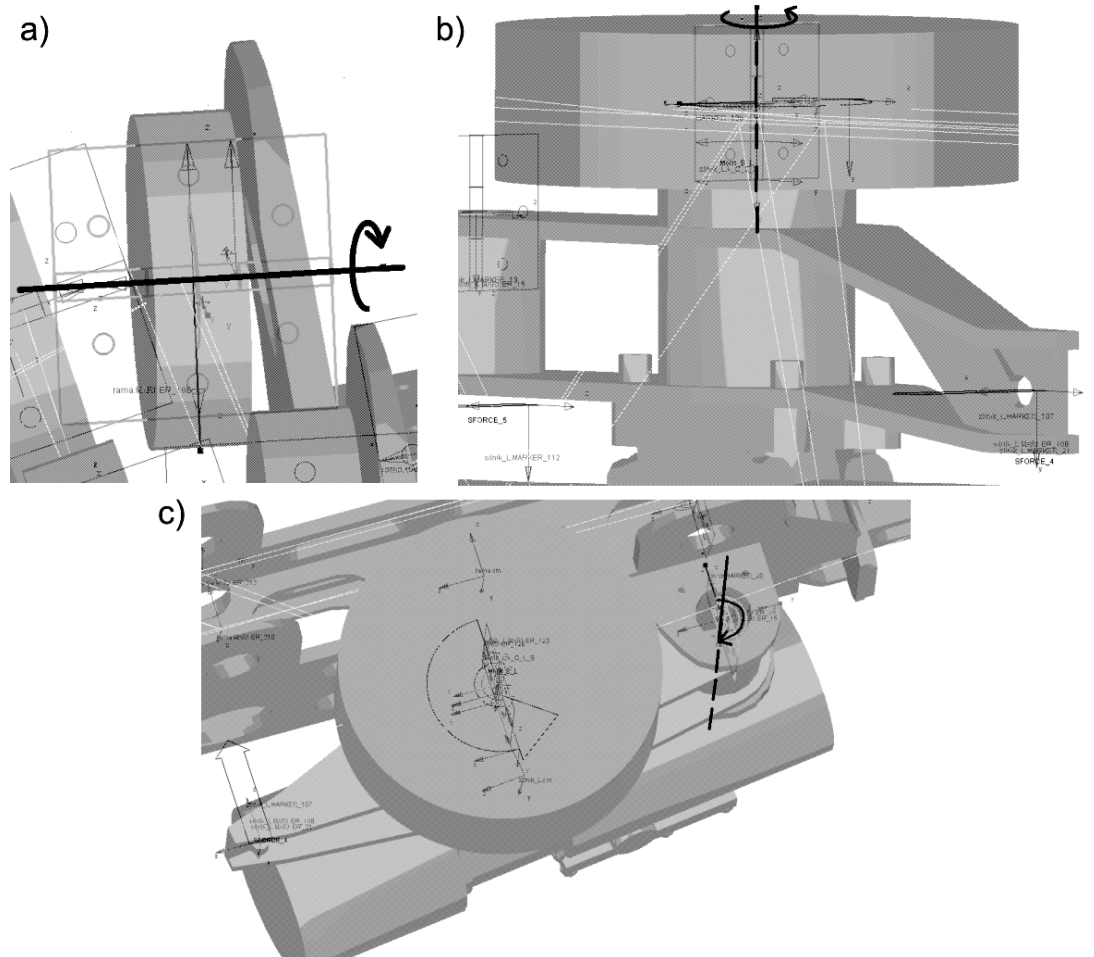


Rys.7. Model fizyczny wózka napędowego ciągnika PCA-1 [1]

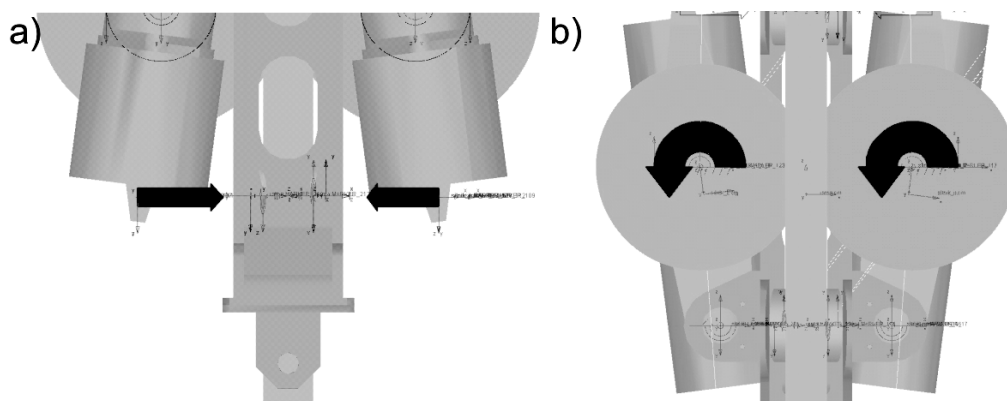
Wahacze, na których zamontowano silnik oraz koła cienne, dociskane były poprzez sprężyny, co pozwalało na uzyskanie odpowiedniej siły tarcia pomiędzy kołami ciernymi a szyną. Zakres siły docisku sprężyny zastosowanej w ciągniku wahał się w przedziale 3,5 do 5,7 kN. W celu uzyskania możliwości zmiany siły docisku kół ciernych w modelu fizycznym, sprężynę dociskającą zastąpiono parą wektorów o zdefiniowanym kierunku i zwrocie. Wartość siły była wielkością parametryczną, co pozwalało na jej zmianę podczas

analiz numerycznych. Widok zdefiniowanej pary wektorów ściskających wahacze przedstawiono na rysunku 9a.

Rzeczywisty ciągnik PCA-1 napędzany jest silnikami elektrycznymi, generującymi moment obrotowy multiplikowany w przekładni i przekazywany jest na koła cienne. Koła cienne wprowadzają ciągnik w ruch wzdłuż szyny. W modelu obliczeniowym zdefiniowano dwa wektory momentu obrotowego



Rys.8. Widok geometryczny modelu fizycznego wózka napędowego: a) połączenie wałków z ramą – więź obrotowy, b) połączenie koła ciego z wahaczem – więź obrotowy, c) połączenie wahacza z ramą – więź obrotowy [1]



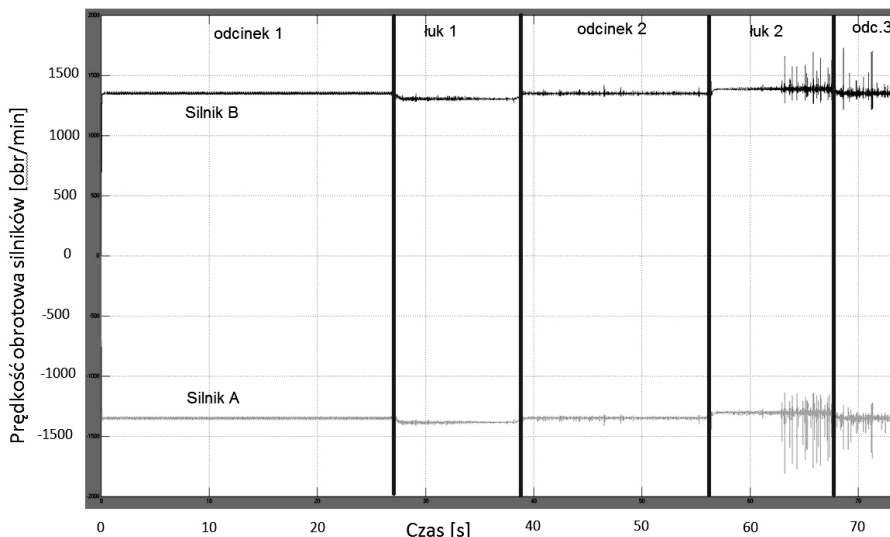
Rys.9. Widok pary wektorów sił dociskających koła cienne do szyny (a) oraz wektorów momentów napędowych na kołach ciernych (b)

przyłożone do kół ciernych. Wartość zadawanego momentu była wartością parametryczną i wynikała bezpośrednio z prędkości obrotowej silnika elektrycznego, obciążenia ciągnika oraz częstotliwości prądu zasilającego. Widok zdefiniowanych wektorów momentów przedstawia rysunek 9b.

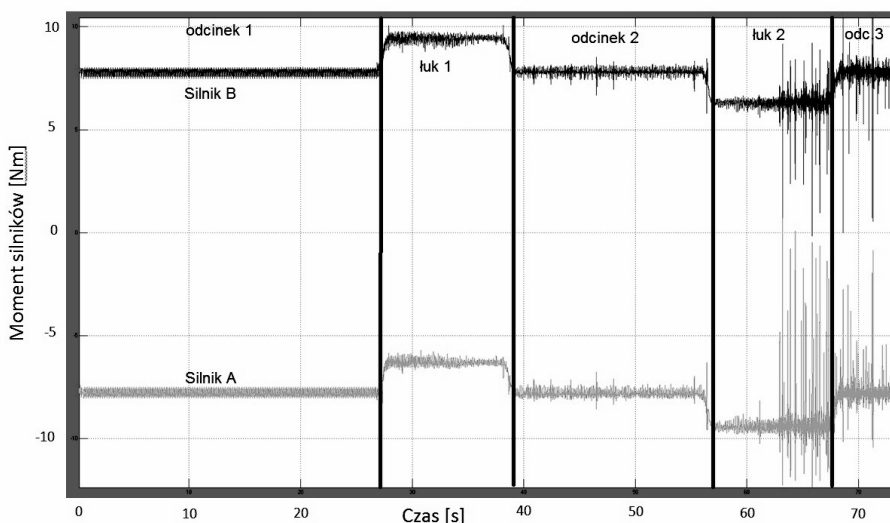
3. Wyniki badań symulacyjnych

Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych po przejeździe ciągnika PCA-1 wzdłuż

poziomej trasy przedstawionej na rysunku 3. Podczas przejazdu przez pierwszy odcinek trasy oba silniki napędowe obracały się z tą samą prędkością i były obciążone równomiernie momentem wynoszącym 7,8 Nm. Przejazd przez pierwszy łuk spowodował wzrost momentu obciążenia silnika, znajdującego się po wewnętrznej stronie łuku trasy (silnik B), jednocześnie malała wartość momentu obciążenia silnika znajdującego się po zewnętrznej stronie (silnik A). Zgodnie z charakterystyką mechaniczną silnika elektrycznego prędkości obu silników napędowych



Rys.10. Wykres prędkości obrotowej silników elektrycznych [1]



Rys.11. Wykres momentów generowanych przez silniki elektryczne [1]

Zestawienie wartości momentów silników dla siły pociągowej 3,7 kN [1]

Tabela 1

	Silnik B na prostej	Silnik A na prostej	Silnik B na łuku 1	Silnik A na łuku 1	Silnik B na łuku 2	Silnik A na łuku 2
Moment	7,8 Nm	7,8 Nm	9,6 Nm	6 Nm	6 Nm	9,6 Nm
Krotność momentu	k = 1	k = 1	k = 1,23	k = 0,77	k = 0,77	k = 1,23

gdzie: k = krotność momentu silnika typu SGKg80-4HP ($T_n = 7,8$ Nm)

ciągnika PCA-1 uległy zmianie proporcjonalnie do momentów obciążenia. Po przejechaniu przez łuk, momenty obciążenia oraz prędkości silników wyrównały się. Przejazd przez kolejny łuk, w prawo, był analogiczny do przejazdu przez pierwszy łuk, z tą różnicą, że role silników zmieniły się, co jest widoczne na wykresach.

W tabeli 1 przedstawiono zestawienie wartości momentów obciążenia silników na odcinku prostym oraz na łukach trasy w czasie przejazdu ciągnika PCA-1 obciążonego siłą 3,7 kN (maksymalną siłą uciągu ciągnika).

Jazda ciągnika PCA-1 po łukach o najmniejszym dopuszczalnym promieniu skrętu, powoduje zmianę obciążania się silników o 23%. Taka różnica zmian obciążeń dla napędu dwusilnikowego, które zasilane są z jednego falownika jest w tym przypadku dozwolona, gdyż oba koła napędowe nie są sztywno ze sobą połączone, lecz są dociskane do profilu trasy za pomocą sprężyn.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały (tabela 1), że przy maksymalnym obciążeniu ciągnika PCA-1, podczas jazdy po łuku, o najmniejszym dopuszczalnym promieniu skrętu, następuje wzrost wartości momentu o krotności równej 1,23 w stosunku do momentu znamionowego silnika elektrycznego. Jest to krotność dopuszczalna, która nie prowadzi do zadziałania zabezpieczeń silników elektrycznych (maksymalna przeciążalność wynosi 2,1). Z wykresu 10 można wywnioskować, że jazda ciągnika PCA-1 po łukach trasy odbywała się w sposób płynny, nie

występowały nagłe skokowe zmiany w prędkościach obu silników. W celu weryfikacji badań symulacyjnych przeprowadzone zostaną badania na rzeczywistym obiekcie.

Literatura

1. Konsek R., Kaczmarczyk K., Szewerda K.: Manewrowy ciągnik elektryczny do transportu materiałów i ludzi. ITG KOMAG Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
2. Konsek R., Kaczmarczyk K., Budzyński Z., Polnik B.: Podwieszony ciągnik akumulatorowy PCA-1. Napędy i Sterowanie nr 7/8 2013, s.112-115.
3. Winkler T., Tokarczyk J.: Tworzenie wirtualnych prototypów maszyn górniczych. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007.
4. Konsek R., Szewerda K., Tokarczyk J., Kaczmarczyk K.: Badania symulacyjne podwieszonego ciągnika PCA-1 z nierównomiernym stopniem zużycia kół ciernych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność, KOMTECH 2013. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2013.
5. Konsek R.: Nowoczesny napęd akumulatorowy ciągnika PCA-1 jako alternatywa dla obecnie stosowanych napędów w ciągnikach transportowych. Maszyny Elektryczne, Zeszyty Problemowe BOBRME Komel 2012 nr 95 s. 1-5.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2013 r.

Małogabarytowe urządzenie odpylające

Streszczenie

W artykule zaprezentowano wyniki prac badawczo-rozwojowych, realizowanych przez ITG KOMAG w ramach projektu celowego nr ROW-III-233/2012, dofinansowanego przez Federację Stowarzyszeń Naukowo-Technicznych NOT, którego zleceniodawcą była firma Wiromag Sp. z o. o. Przedmiotem projektu było opracowanie małogabarytowego urządzenia odpylającego, stosowanego w podziemiach kopalń węgla kamiennego oraz w zakładach mechanicznej przeróbki węgla, do neutralizacji lokalnych zagrożeń pyłowych. Omówiono budowę, zasadę działania urządzenia, przebieg badań oraz zalety proponowanego rozwiązania.

Summary

Results of R&D work realized by KOMAG within the targeted project No. ROW-III-233/2012, financed by the Polish Federation of Engineering Associations - NOT, ordered by Wiromag, Ltd., are presented. Development of small-size dust control equipment, which is used in undergrounds of hard coal mines and in mechanical coal processing plants to control local dust hazards, was the project subject. Design, principle of operation and tests of the equipment as well as advantages of the suggested solution are discussed.

1. Wstęp

Emisja pyłu jest zagrożeniem nieodłącznie towarzyszącym procesom urabiania wszelkiego rodzaju kopalnin, w tym węgla kamiennego. Powstający pył niekorzystnie oddziałuje na organizm ludzki - jest przyczyną chorób zawodowych [7]. Jego obecność stwarza również zagrożenie związane z możliwością wybuchu mieszaniny pyłowo - powietrznej, prowadząc do katastrof górniczych [7]. Ponadto cząstki stałe oddziałują niekorzystnie na maszyny pracujące w obszarze propagacji chmury pyłowej, co może przykładowo objawiać się erozją ruchomych części, pogorszeniem odprowadzania ciepła z powierzchni pokrytych pyłem czy blokowaniem przepływu w przewodach zamkniętych.

Zgodnie z Załącznikiem nr 4 do Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych [6], stosowanie urządzeń odpylających w wyrobiskach chodnikowych jest obowiązkowe. W zakładach górniczych występują jednak inne miejsca propagacji pyłu, do których można zaliczyć m.in.:

- trasy przenośników taśmowych i zgrzeblowych,
- przesypy i wysypy,
- maszyny przerobcze i klasyfikacyjne,
- zbiorniki węgla,
- wozy transportowe.

W celu eliminacji zagrożeń związanych z emisją pyłu, stosuje się:

- odciągi powietrza z miejsca, gdzie emitowany jest pył i jego neutralizację w urządzeniu odpylającym,
- systemy zraszające, których celem jest ograniczenie rozprzestrzeniania się cząstek stałych i częściowe ich wytrącenie,
- indywidualne środki ochrony osobistej (np. półmaski) - w przypadku, gdy nie ma innych możliwości lub mimo zastosowania ww. środków technicznych.

W zastosowaniach przemysłowych do instalacji odciągowo - odpylających stosowane są najczęściej filtry workowe, których użycie w warunkach podziemnych zagrożeń pyłowych jest problematyczne, z uwagi na koncentrację suchego pyłu w tych urządzeniach i związane z tym zagrożenie wybuchem. Z kolei urządzenia odpylające przeznaczone do odpylania powietrza z wyrobisk korytarzowych są „przewymiarowane” w stosunku do potrzeb wydajnościowych lokalnych stacji zwalczania zapylenia, a ich gabaryty powodują, że stanowią one istotną przeszkodę przestrzenną.

W związku z tym specjaliści Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w 2012 roku podjęli prace mające na celu opracowanie małogabarytowego urządzenia odpylającego, którego podstawowym zastosowaniem jest lokalne ograniczenie zapylenia w podziemiach kopalń i w zakładach mechanicznej przeróbki węgla.

2. Budowa i parametry techniczne urządzenia oraz zasada działania

W ramach prac nad rozwojem konstrukcji, realizowanych w formie projektu celowego na

podstawie trójstronnej umowy pomiędzy FSNT NOT, firmą Wiromag Sp. z o.o. – producentem urządzenia oraz Instytutem Techniki Górniczej KOMAG, w pierwszej kolejności opracowano model urządzenia, oznaczony symbolem UO-400-1. Model posłużył do zbadania procesu odpylania. Na podstawie wyników badań opracowano prototyp urządzenia, oznaczony symbolem UO-400-02.

W urządzeniu odpylającym UO-400-02 wytrącenie pyłu z zapyłonego powietrza odbywa się metodą mokrą. Metoda odpylania na mokro polega w tym przypadku na zassaniu zanieczyszczonego powietrza z otoczenia źródeł pyłu, wprowadzeniu go do urządzenia odpylającego typu UO-400-02, poprzez dyszę wirową z wentylatorem, gdzie pył łączy się z wodą. Dzięki wykorzystaniu energii kinetycznej kropeł wody, nadawanej przez wirnik dyszy, zapewnia ona wysoką skuteczność tego procesu. Jest to rozwiązanie konkurencyjne wobec stosowania natrysku wody za pomocą dysz stałych, gdzie niższa energia kinetyczna kropeł wody nie gwarantuje uzyskania wysokiego stopnia odpylania.

Na skutek działania siły odśrodkowej pochodzącej od wiru powietrza wywoływanego przez wirnik dyszy wirowej, w odkraplaczu urządzenia odpylającego, następuje oddzielenie mieszaniny wodno-pyłowej od powietrza. Oczyszczone powietrze jest wyprowadzane do otoczenia.

Mieszanina wodno-pyłowa spływa przykładowo na spąg, przenośnik lub do zbiornika urządzenia odpylającego. W zbiorniku następuje sedymentacja zanieczyszczeń, a osiadły pył jest okresowo usuwany ze zbiornika.

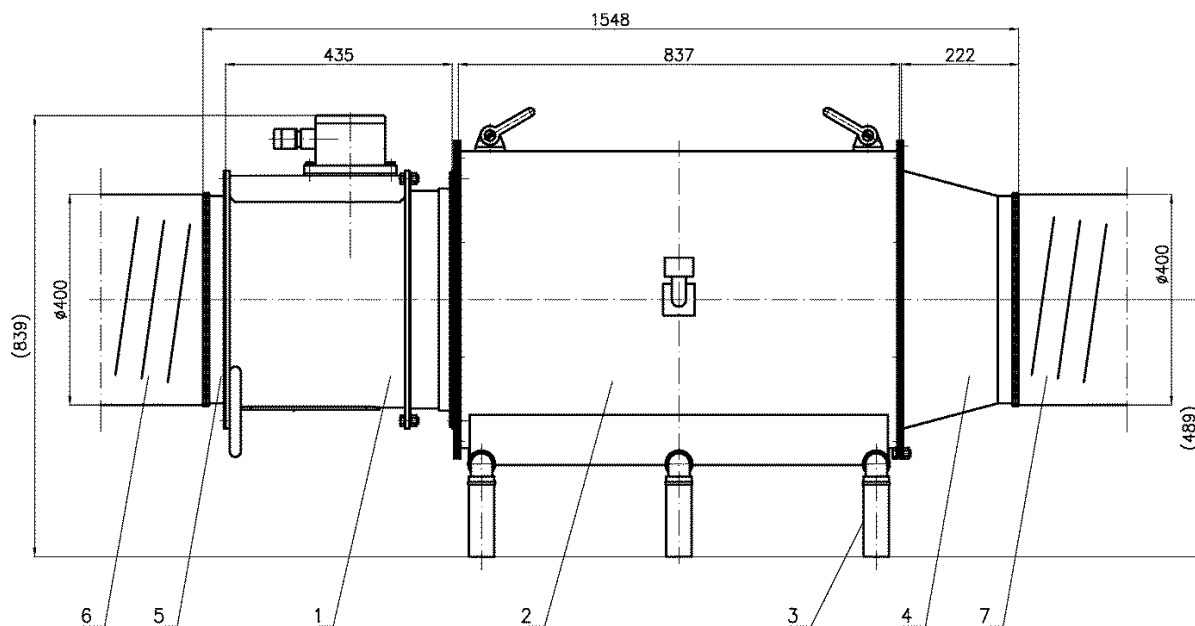
Działanie odkraplacza powoduje, że z urządzenia odpylającego wypływa „suche” powietrze, pozbawione kropeł wody.

Budowę urządzenia odpylającego UO-400-02 przedstawiono na rysunku 1. Urządzenie składa się z następujących zasadniczych zespołów:

- dyszy wirowej (wyposażonej w wentylator) (poz. 1),
- odkraplacza (poz. 2),
- węży spływowych (poz. 3),
- konfuzora i króćca (poz. 4 i 5),
- układu lutni elastycznych (poz. 6, 7).

Dysza wirowa wyposażona w wentylator przetłacza powietrze silnie zanieczyszczone pyłem, które może również zawierać metan. Silnik elektryczny zespołu zabudowany jest w specjalnej, odpowiednio uszczelnionej komorze o odrębnym przewietrzaniu, usytuowanej częściowo w kanale przepływowym członu nadłopatkowego i kadłuba. Obudowa silnika wyposażona jest w odpowiednie kanały doprowadzające powietrze z otoczenia i odprowadzające powietrze, którym chłodzony jest silnik elektryczny. Wlot dyszy wirowej zabezpieczony jest siem o wielkości oczek 12,5 mm (stopień ochrony IP2X).

Dysza wirowa (poz. 1) połączona jest z odkraplaczem (poz. 2). Do odkraplacza za pomocą zespołu gniazda, wężem DN19 doprowadzana jest woda. Wewnątrz odkraplacza znajduje się zespół rurek zakończonych dyszą wodną oraz dwa segmenty żeber, pomiędzy którymi zatrzymywane są krople wody. Woda z pyłem wytrąconym w odkraplaczu spływa króćcami znajdującymi się przy dnie odkraplacza i węzami spływowymi (poz. 3).



Rys.1. Budowa urządzenia odpylającego UO-400-2; (1 – dysza wirowa, 2 – odkraplacz, 3 – węże spływowe, 4 – konfuzor, 5 – króciec, 6 – lutnia elastyczna ssąca, 7 – lutnia elastyczna tłocząca [3])

Po stronie wlotowej urządzenia, do króćca (poz. 5) podłącza się lutnię elastyczną ssącą (poz. 6) za pomocą opaski, stanowiącą układ ssawny, doprowadzający zapyłone powietrze do urządzenia. Analogicznie po stronie wylotowej, do konfuzora (poz. 4) montuje się podobny układ (poz. 7), odprowadzający oczyszczone powietrze z urządzenia.

Użytkownik może we własnym zakresie wyposażyć urządzenie w zamknięty układ wodny, składający się ze zbiornika, pompy tłoczącej i przewodu tłoczego. Jedna pompa wodna ze zbiornikiem może zasilać kilka urządzeń UO-400-02. W tabeli 1 przedstawiono parametry techniczne urządzenia.

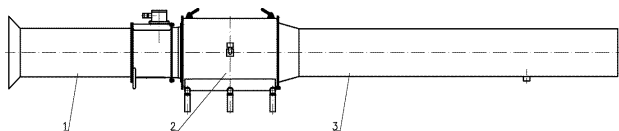
Parametry techniczne urządzenia odpylającego UO-400-2 [3]

Tabela 1

Parametr	Wymiar	Wartość
Wydajność nominalna	m ³ /min	80
Zakres wydajności	m ³ /min	40-120
Nominalne zużycie wody przy pracy bez zbiornika	dm ³ /min	30
Zużycie wody przy pracy ze zbiornikiem i pompą (z zamkniętym obiegiem wodnym)	dm ³ /min	1-3
Długość całkowita	mm	1548
Średnica wlotowa i wylotowa przyłączeniowa	mm	400
Maksymalna długość przyłączonego przewodu ssącego lub tłoczącego	m	15
Masa całkowita	kg	ok. 246
Skuteczność odpylania (całkowita/respirabilna)	%	99/97

3. Badania prototypu urządzenia odpylającego

Wykonany według dokumentacji ITG KOMAG prototyp urządzenia został poddany badaniom według normy PN-G-52002:2009 [4]. Wykonano pełny program badań (badania typu i badania wyrobu). Badania przeprowadzono na stanowisku do badań urządzeń odpylających w ITG KOMAG [1], przedstawionym na rysunku 2.



Rys.2. Schemat stanowiska badawczego 1 – wlot pomiarowy, 2 – badane urządzenie odpylające, 3 – lutniociąg pomiarowy z króćcem do przyłączenia sondy pyłomierza [opracowanie własne]

Do prototypu urządzenia odpylającego (poz. 2), zmontowanego na stanowisku pomiarowym, podłączono:

- od strony wlotu – stożek pomiarowy ISO (poz. 1) o średnicy wewnętrznej 400 mm, do którego podłączony został mikromanometr cieczowy o zakresie pomiarowym 0 ÷ 250 mm H₂O, dla określenia wydajności powietrza przepływającego przez urządzenie odpylające, zgodnie z normą PN-ISO 5221:1994 [5],
- analizator sieci elektrycznej – do kabli zasilających dyszę wirową,
- lutniociąg pomiarowy (poz. 3), do którego podłączono sondę aspiracyjną połączoną z pyłomierzem grawimetrycznym.

Na rysunku 3 przedstawiono urządzenie na stanowisku badawczym.



Rys.3. Prototyp urządzenia odpylającego UO-400-2 na stanowisku badawczym [2]

W pierwszej kolejności, na podstawie dokumentów dostarczonych wraz z prototypem, dokonano weryfikacji poprawności wykonania prototypu, zastosowanych materiałów, wytrzymałości konstrukcji, poprawności współdziałania ze sobą poszczególnych podzespołów urządzenia oraz spełnienia wymagań dotyczących pracy w atmosferach zagrożonych wybuchem.

W dalszej części dokonano pomiaru średniego strumienia objętości powietrza przepływającego przez urządzenie. Zmierzony strumień powietrza wahał się od wartości 88,1 m³/min, przy braku zraszania wodą do 85,62 m³/min, przy natężeniu przepływu wody podawanej do dyszy wodnej wynoszącym 40 dm³/min. Jednocześnie zaobserwowano, że w przypadku podawania strumienia wody o natężeniu większym niż 30 dm³/min następuje niecałkowite wykroplenie wody w urządzeniu, objawiające się zamgleniem powietrza na wylocie z urządzenia, stąd nominalną wartość strumienia wody zraszającej określono jako 30 dm³/min. Przy tym natężeniu przepływu wody przez urządzenie przepływa strumień powietrza o wydajności 86,5 m³/min.

Z uwagi na fakt, że dysza wirowa w urządzeniu jest wyposażona w wentylator, który wytwarza spiętrzenie,

pomiar spadku ciśnienia powietrza nie miał w tym przypadku zastosowania. Stwierdzono, że spiętrzenie zapewniane przez dyszę wirową jest wystarczające dla przefiltrania zapyłonego powietrza przez urządzenie wyposażone w lutniociąg ssący lub tłoczący o długości nie przekraczającej 15 m.

Badania całkowitej skuteczności odpylania i skuteczności wobec frakcji respirabilnej przeprowadzono według metody II PN-G-52002:2009, tj. z zastosowaniem przenośnego pyłomierza gravimetrycznego EMIOTEST.

Wykonano dwa pomiary, a uzyskane wyniki zestawiono w tabeli 2.

W badaniach użyto sondy pyłomierza o średnicy końcówki 13 mm.

Wykonane zostały również pomiary zmiany temperatury powietrza przepływającego przez urządzenie, w wyniku których stwierdzono, że w trakcie procesu odpylania następuje spadek temperatury powietrza średnio o 1,5 K.

Urządzenie poddano także próbie pracy ciągłej w czasie 30 minut przy natężeniu przepływu wody 30 dm³/min. W trakcie próby nie stwierdzono przekroczeń mocy, a prototyp cały czas pracował prawidłowo.

Na podstawie wyników badań można stwierdzić, co następuje:

- urządzenie odpylające UO-400-02, spełnia pod względem funkcjonalnym wymagania stawiane urządzeniu mogącemu mieć zastosowanie w procesie odpylania w podziemiach kopalń węgla kamiennego, zgodnie z wymaganiami i programem badań zawartymi w normie PN-G-52002:2009;
- rozwiązania konstrukcyjne badanego prototypu

urządzenia odpylającego z dyszą wirową zapewniają powtarzalność wyników badań i stabilność parametrów pracy urządzenia;

- zwiększający się wraz z przepływem wody opór, wymusza większe zużycie mocy silnika. W zakresie do 30 dm³/min nie zaobserwowano przekroczeń mocy poza wartości dopuszczalne;
- brak przekroczeń dopuszczalnej mocy silnika elektrycznego pozwala oszacować, że urządzenie charakteryzuje się oporami przepływu w części odkraplającej na tyle niskimi, że pozwala na prawidłową pracę dyszy wirowej oraz współpracę urządzenia z lutniociągami o długości nie przekraczającej 15 m;
- całkowita skuteczność odpylania (99,01%) i skuteczność odpylania wobec frakcji respirabilnej (96,19%) są wysokie i zgodne z wymaganiami normy PN-G-52002:2009, co zapewnia efektywne usuwanie cząstek stałych z powietrza.

4. Prace wdrożeniowe

W pierwszym kwartale 2012 roku, po opracowaniu koncepcji urządzenia, Instytut Techniki Górniczej KOMAG przeprowadził badania rynku, mające na celu oszacowanie potencjalnego popytu na urządzenie. Do potencjalnych użytkowników urządzenia, tj. do wszystkich kopalń węgla kamiennego w Polsce, zostało skierowane pismo informujące o planowanym przedsięwzięciu, polegającym na opracowaniu małowadłowego urządzenia odpylającego, z podaniem podstawowych parametrów technicznych planowanych do uzyskania. W odpowiedzi na pismo poszczególne kopalnie wyraziły zainteresowanie potencjalnym wdrożeniem urządzenia. Uzyskano łącznie 12 listów intencyjnych od zakładów górniczych, które widzą perspektywę zastosowania urządzenia.

Wyniki badań skuteczności odpylania urządzenia odpylającego UO-400-2 [3]

Tabela 2

Natężenie przepływu powietrza	V_p	m ³ /min	86,46	86,46
Strumień pyłu podawany z wagi	m_{p0}	kg/h	2,6	2,6
Stężenie początkowe pyłu	c_0	mg/m ³	501,2	501,2
Natężenie przepływu powietrza w sondzie	V_s	m ³ /h	7,900	7,850
Masa filtra czystego	m_0	mg	4058,7	3831,1
Masa filtra z pyłem po osuszeniu	m_k	mg	4069,8	3839,6
Masa pyłu wydzielonego na filtrze	m_p	mg	11,1	8,5
Czas pomiaru	t	min	15	15
Strumień pyłu w sondzie	m_{ps}	mg/min	0,7400	0,5667
Stężenie pyłu końcowe	c_k	mg/m ³	5,6203	4,3312
Skuteczność odpylania	η	%	98,88	99,14
Średnia z dwóch pomiarów	η	%	99,01	
Skuteczność wobec frakcji respirabilnej	η_r	%	96,19	

Z uwagi na fakt, że opracowane urządzenie spełnia wymagania nowych norm, na rynku nie są dostępne rozwiązania alternatywne, wykorzystujące mokrą metodę odpylania, a także mając na uwadze stale rosnące wymagania dotyczące bezpieczeństwa i higieny pracy w zakładach górniczych, można przewidywać, że wdrażane urządzenie będzie miało szansę uzyskać na rynku istotną pozycję.

Urządzenie zostało również zaprezentowane na Międzynarodowych Targach Górnictwa, Przemysłu Energetycznego i Hutniczego Katowice 2013 (rys. 4), gdzie wzbudziło duże zainteresowanie wśród potencjalnych nabywców.



Rys.4. Malogabarytowe urządzenie odpylające UO-400-2 na stoisku firmy Wiromag Sp. z o.o. podczas Międzynarodowych Targów Górnictwa, Przemysłu Energetycznego i Hutniczego Katowice 2013 [źródło: Wiromag Sp. z o. o.]

5. Podsumowanie

Opracowane urządzenie odpylające UO-400-2 może znaleźć zastosowanie we wszelkiego rodzaju sytuacjach, w których następuje emisja pyłu do otoczenia, zarówno w podziemiach kopalń węgla kamiennego, jak i w innych zakładach, np. w zakładach przeróbki mechanicznej węgla oraz w innych gałęziach przemysłu.

Istotną zaletą urządzenia są jego niewielkie gabaryty (długość ok. 1,5 m, średnica nominalna lutniociągów: 400 mm) oraz niewielka masa całkowita, poniżej 250 kg. Pozwala to na umieszczenie urządzenia w warunkach ograniczonej przestrzeni wyrobiska oraz na jego stosunkowo łatwy transport i przemieszczanie w miarę potrzeb. Dzięki współpracy z lutniociągami o długości do 15 m urządzenie może być zabudowane w oddaleniu od źródła emisji pyłu, a zanieczyszczone powietrze może być transportowane układem lutni elastycznych.

Przedstawione wyniki badań potwierdzają wysoką skuteczność odpylania, co przekłada się na efektywne zwalczanie zagrożeń pyłowych i istotną poprawę bezpieczeństwa pracy.

Literatura

1. Chmielniak T., Otte J., Frydel W., Roj L.: Instalacja badawcza urządzeń odpylających. *Maszyny Górnicze* 1992 nr 37.
2. Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG.
3. Dokumentacja techniczna nr W90.352 Urządzenie odpylające UO-400-2, ITG KOMAG, Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
4. PN-G-52002:2009 Urządzenia odpylające w górnictwie podziemnym - Wymagania i badania.
5. PN-ISO 5221:1994 Rozprowadzanie i rozdział powietrza - Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza w przewodzie.
6. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 139, poz. 1169 z późn. zm.).
7. Wyższy Urząd Górniczy: Stan bezpieczeństwa i higieny pracy w górnictwie w 2012 roku, Katowice, 2013.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.

Zastosowanie wirtualnego prototypowania w ocenie algorytmu sterowania przenośnika zgrzeblowego

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę tworzenia wirtualnych prototypów maszyn górniczych i ich systemów sterowania, z zastosowaniem metody kinematyki i dynamiki układów wielocłonowych MBS (ang. Multibody Systems). Dane wejściowe (warunki brzegowe) do modelu fizycznego modyfikowano za pomocą programu emulującego układ sterowania zgodnie z założonym algorytmem. Symulację przedstawiono na przykładzie innowacyjnej wersji przenośnika zgrzeblowego z nadążnym systemem regulacji parametrów pracy napędów. Na podstawie symulacji możliwe jest wyznaczenie zmienności sił w łańcuchu, momentów sił w układach napędowych przenośnika oraz weryfikacja poprawności działania układu sterowania.

Summary

Method for creation of virtual prototypes of mining machines and their control systems, using the Multibody Systems (MBS) kinematics and dynamics method, is presented. Input data (boundary conditions) for physical model were modified with use of the programme emulating control system according to the assumed algorithm. The simulation is presented on the example of innovative version of flight-bar conveyor with follow-up system for control of operational parameters of the drives. Determination of variability of forces in chain, moments of forces in drive systems of conveyor and verification of correctness of operation of the control system are possible on the basis of the simulation.

1. Wprowadzenie

Wzrost długości przenośników zgrzeblowych oraz mocy silników napędzających te przenośniki, zwiększa znaczenie niekorzystnych zjawisk dynamicznych występujących w stanie pracy przenośnika. Do niepożądanych zjawisk dynamicznych, uzależnionych w dużej mierze od długości przenośnika, zaliczyć należy m.in. sprężyste wydłużenia łańcucha zgrzeblowego w wyniku obciążenia jego górnej nitki urobkiem, a także związaną z tym nierównomierność obciążeń silników elektrycznych. Zjawiska związane ze sprężystymi wydłużeniami łańcucha zgrzeblowego sprzyjają powstawaniu znacznych luzów w łańcuchu w określonych miejscach przenośnika oraz nadmiernemu napięciu łańcucha w innych miejscach przenośnika, które mogą prowadzić do nieprawidłowych stanów pracy przenośnika, będących przyczyną przedwczesnego zużywania się podzespołów przenośnika lub jego awarii. W celu redukcji niepożądanych zjawisk dynamicznych oraz w celu optymalizacji pracy przenośnika zgrzeblowego niezbędny staje się system regulacji i sterowania dążący do wyrównania obciążeń silników napędowych oraz zapobiegania powstawania nadmiernych luzów czy napięć łańcucha zgrzeblowego. Opracowanie takiego systemu podjęto w projekcie badawczym w ramach inicjatywy Innotech o akronimie ICON. Projekt jest koordynowany przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Jednym z zadań wspomnianego projektu było opracowanie metody służącej do testowania i weryfikacji algorytmów

sterowania przenośnikiem zgrzeblowym. Wirtualne prototypowanie maszyn i urządzeń wraz z układami sterowania pozwala na analizę algorytmu sterowania jeszcze na etapie projektowania maszyny i przed wykonaniem prototypu. Pozwala to na kompleksową ocenę przyszłej maszyny, przy znacznym ograniczeniu kosztów związanych z badaniem prototypów materialnych. Opracowana w Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii metoda oparta jest na możliwości połączenia dwóch środowisk programowych dzięki czemu możliwe jest sterowanie wirtualnym modelem przenośnika zgrzeblowego, poprzez analizę jego aktualnego stanu pracy i wprowadzaniu niezbędnych zmian w wartościach sygnałów sterujących pracą maszyny [3, 4, 5].

2. Model fizyczny przenośnika zgrzeblowego

Na potrzeby przeprowadzenia analiz numerycznych na podstawie rysunków konstrukcyjnych zbudowano bardzo uproszczony parametryczny model przenośnika zgrzeblowego (rys. 1).



Rys.1. Uproszczony model geometryczny przenośnika zgrzeblowego [4]

Przenośnik zgrzeblowy z punktu widzenia analiz numerycznych jest bardzo złożonym układem połączonych ze sobą brył. W celu minimalizacji

możliwości powstania błędów numerycznych oraz w celu skrócenia czasu obliczeń model geometryczny przenośnika uproszczono. Pominięto niewidoczne i mające nieistotny wpływ na zjawiska dynamiczne elementy, pozostawiając jedynie zarys konturów rynien, bębnow łańcuchowych, zastosowanych czujników oraz łańcucha zgrzeblowego. Do głównych uproszczeń modelu fizycznego zaliczyć należy: zastąpienie dwóch nitki łańcucha zgrzeblowego jedną nitką o zastępczych masach ogniwi i zgrzebeł, zmniejszenie rozstawu pomiędzy bębni łańcuchowymi do 20 m przy doborze właściwej sztywności zastępczej łańcucha. W związku z powyższym symulacja obejmowała model płaski. Fizyczny model przenośnika składał się z modelu geometrycznego wraz z więzami geometrycznymi oraz warunkami brzegowymi. Łącznie model tworzyło 155 brył sztywnych, 144 elementy sprężysto-tłumiące, 903 modele kontaktów, 6 definicji wektorów sił i momentów sił, 3 więzy obrotowe, 2 więzy przesuwne oraz 6 więzów utwierdzających. Model przenośnika zgrzeblowego posiadał 436 stopni swobody [4].

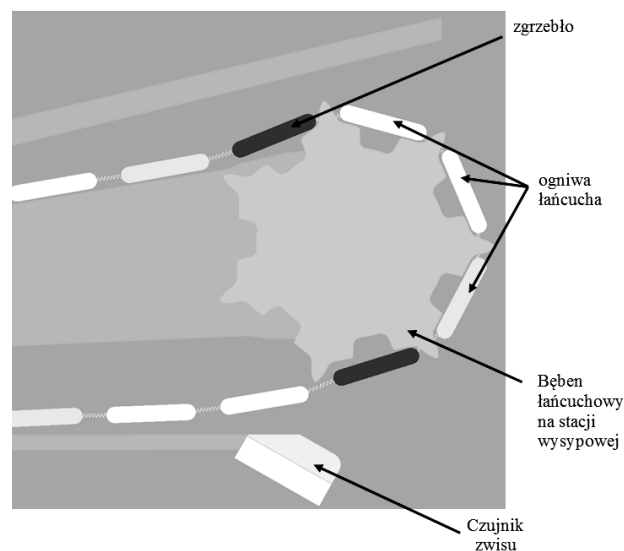
2.1. Modele stacji wysypowej i zwrotnej

W budowie modelu przenośnika bardzo istotne było przeanalizowanie procesu wżębiania i wyżębiania ogniwi łańcucha na bębnie łańcuchowym. Analiza ta pozwoliła zachować niezmienny charakter współpracy łańcucha z bębni łańcuchowym podczas wprowadzenia uproszczeń modelowych. Model obliczeniowy stacji wysypowej przenośnika przedstawiono na rysunku 2. Poza bębni łańcuchowym oraz współpracującym z nim łańcuchem zgrzeblowym, na stacji wysypowej utworzono model czujnika detekcji luzowania się łańcucha. W sytuacji luzowania się łańcucha na stacji wysypowej następuje kontakt ogniwa lub zgrzebła z czujnikiem, co skutkuje wygenerowaniem przez czujnik sygnału wysokiego. Przedstawiony czujnik jest czujnikiem dwustanowym wskazującym na obecność luzu bądź na jego brak [4].

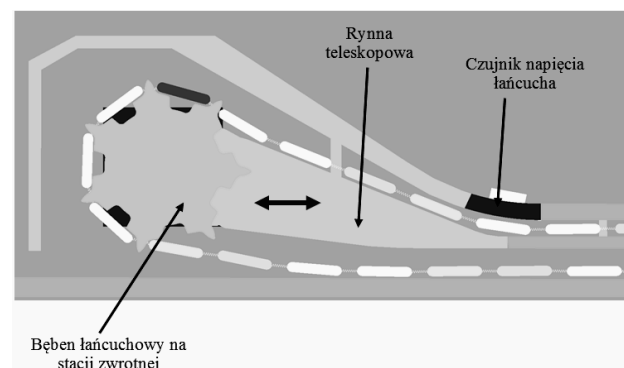
Model obliczeniowy stacji zwrotnej przenośnika zgrzeblowego przedstawiono na rysunku 3. Stacja zwrotna wyposażona jest w rynnę teleskopową umożliwiającą wydłużenie lub skrócenie przenośnika, co poprzez odpowiednie sterowanie pozwala na kompensację zmian długości łańcucha, wynikających z jego sprężystego wydłużenia. Na stacji zwrotnej zainstalowano model czujnika napięcia łańcucha zgrzeblowego. Zgrzebło przechodzące przez czujnik wywołuje nacisk z określoną siłą, co pozwala, poprzez przeliczenie odczytanej wartości, określić siłę napięcia w łańcuchu [4].

Dla bębnow łańcuchowych zarówno zwrotnego, jak i wysypowego obliczono zredukowane momenty bezwładności, obejmujące momenty bezwładności rzeczywistych bębnow łańcuchowych oraz momenty

bezwładności silnika napędowego, wraz z uwzględnieniem wpływu reduktora.



Rys.2. Model obliczeniowy stacji wysypowej przenośnika [4]

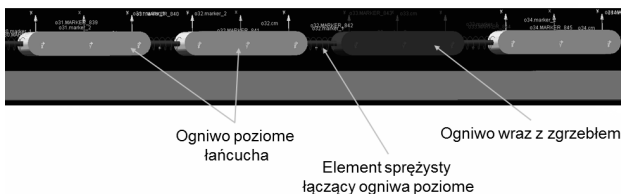


Rys.3. Model obliczeniowy stacji zwrotnej przenośnika zgrzeblowego [4]

2.2. Model obliczeniowy łańcucha

Na model obliczeniowy łańcucha zgrzeblowego składają się bryły sztywne, będące odwzorowaniem ogniwi poziomych łańcucha oraz elementy sprężysto-tłumiące łączące bryły sztywne, które odwzorowują ogniwa pionowe w łańcuchu, rysunek 4. Cechy geometryczne brył sztywnych odpowiadają ogniwom łańcucha 42x146, tj. długości, wysokości i promieniowi zaokrąglenia. Sprężyste wydłużenia łańcucha w modelu przenośnika są wynikiem odkształcania się elementów sprężysto-tłumiących, łączących ogniwa poziome. Opracowany model obliczeniowy umożliwia przeprowadzenie analiz dla różnych długości przenośnika. Jest to możliwe poprzez wyznaczenie mas zastępczych ogniwi łańcucha oraz poprzez wyznaczenie sztywności zastępczej elementów sprężysto-tłumiących. Przy znanej długości przenośnika obliczana jest długość jednej nitki łańcucha zgrzeblowego. Następnie, na podstawie masy jednostkowej ogniwi obliczana jest masa całego łańcucha. W kolejnym kroku wyznaczana

jest masa zastępcza ogniwi na podstawie długości łańcucha oraz ilość brył sztywnych. Ponadto do ogniwi oznaczonych kolorem czerwonym dodawana jest masa zgrzebeł. W analogiczny sposób, znając obciążenie próbne oraz wydłużenie łańcucha, dla obciążenia próbnego wyznaczana jest sztywność łańcucha dla danej długości przenośnika zgrzeblowego, a następnie według dostępnych w literaturze wzorów obliczana jest sztywność zastępcza łańcucha w modelu obliczeniowym [1, 4].



Rys.4. Model łańcucha zgrzeblowego [opracowanie własne]

W celu możliwości analizy pracy przenośnika obciążonego transportowanym urobkiem zdefiniowano wektory sił dołączone do określonych zgrzebeł łańcucha. Wektory zdefiniowano w taki sposób, aby wybrane zgrzebła były dociskane do rynny przenośnika w momencie kiedy znajdują się w górnej nitce łańcucha. Wektor ponadto przemieszcza się wraz z modelem obciążonego zgrzebła, co umożliwia analizowanie wpływu zmienności obciążeń, wynikających z przemieszczania się urobku. Wartość wektora może być regulowana w trakcie symulacji, co pozwala na przeprowadzenie analizy odpowiadającej różnemu stopniu zasypania przenośnika urobkiem. W chwili zazębienia się obciążonego ogniwa z bębniem łańcuchowym wektor obciążenia jest zerowany, co odpowiada zrzuceniu urobku z przenośnika [4].

2.3. Modele kontaktów

Pomiędzy bryłami sztywnymi w opracowanym modelu zdefiniowano 903 modele kontaktu w oparciu o teorię Hertza. Główne założenia i uproszczenia tej teorii to:

- pominięcie siły adhezji, ciała pozostające w kontakcie mogą odseparować od siebie bez pokonywania sił adhezji,
- powierzchnie kontaktowe są ciągłe, a inicjacja kontaktu następuje w punkcie lub linii,
- naciski są na tyle niewielkie, że nie powodują odkształceń większych niż sprężyste,
- powierzchnia styku jest znacznie mniejsza niż promień charakterystyczny ciała,
- powierzchnie są idealnie gładkie i jedynie siła normalna oddziałuje na ciała w kontakcie.

Na wartości parametrów kontaktu mają wpływ: cechy geometryczne ciał wchodzących w kontakt, obciążenie oraz własności materiałowe ciał w kontakcie. Siła kontaktu to siła powstająca

w wirtualnej sprężynie znajdującej się pomiędzy ciałami w kontakcie zgodnie z zależnością [2, 6]:

$$F = \begin{cases} 0 & \text{if } x > x_1 \\ \max(k(x_1 - x)^e - c_{\max} \dot{x}, 0) & \text{if } x \leq x_1 \end{cases}$$

gdzie:

- x_1 – początkowa odległość wybranych punktów należących do brył w kontakcie (początkowa długość wirtualnej sprężyny w miejscu zetknięcia się powierzchni kontaktowych),
- x – odległość dwóch wybranych punktów należących do brył w kontakcie (chwilowa długość wirtualnej sprężyny związanej z możliwością chwilowego odkształcenia ciał w wyniku zderzenia),
- k – współczynnik sztywności wirtualnej sprężyny opisującej kontakt pomiędzy dwoma bryłami,
- c_{\max} – współczynnik tłumienia wirtualnej sprężyny zależny od głębokości penetracji ciał w kontakcie. Wartość początkowa współczynnika to 0, a wraz ze wzrostem głębokości penetracji brył następuje wzrost wartości współczynnika, aż do wartości maksymalnej założonej dla maksymalnej dopuszczalnej głębokości penetracji,
- \dot{x} – prędkość względna pomiędzy bryłami w kontakcie.

3. Model układu sterowania

3.1. Modele silników elektrycznych

Model silników elektrycznych opracowano w środowisku programowym MatLab/Simulink. Uwzględniono modele falowników służących do sterowania silnikami napędzającymi przenośnik. Danymi wejściowymi do modelu silnika elektrycznego są: informacja o prędkości obrotowej wału silnika oraz informacja o zadanej w falowniku częstotliwości napięcia zasilania. Jako wyjście z modelu otrzymuje się wartość momentu generowanego przez silnik na skutek jego obciążenia zgodnie z charakterystyką silnika dobranej do analizowanego przenośnika zgrzeblowego. Każdy silnik posiada oddzielny blok wraz z oddzielnym modelem falownika, dzięki czemu oba silniki (silnik na stacji wysypowej oraz silnik na stacji zwrotnej) pracować mogą niezależnie od siebie z różnymi parametrami pracy [3, 4].

3.2. Model algorytmu sterowania

Algorytm sterowania przenośnikiem zgrzeblowym na potrzeby analizy opracowano również w środowisku

MatLab/Simulink. Blok zawierający algorytm sterowania kontroluje pracę całego przenośnika poprzez sterowanie silnikami zasilającymi oraz sterowanie stopniem wysunięcia rynny teleskopowej. Sygnały wejściowe do bloku algorytmu to:

- obciążenie silnika na stacji wysypowej (poprzez moment napędowy na silniku),
- obciążenie silnika na stacji zwrotnej (poprzez moment napędowy na silniku),
- informacja o aktualnym stanie wysuwu rynny teleskopowej,
- sygnał z czujnika luzu łańcucha zgrzeblowego na wysypie (0/1),
- sygnał z czujnika napięcia łańcucha na zwrotni.

Na podstawie sygnałów wejściowych algorytm z założonym interwałem czasowym generuje sygnały wyjściowe będące dyspozycją do zmiany stanu pracy przenośnika. Do sygnałów wyjściowych z bloku algorytmu zaliczamy:

- sygnał dyspozycji rozsunięcia rynny teleskopowej (0/1),
- sygnał dyspozycji zsunięcia rynny teleskopowej (0/1),
- częstotliwość ustawienia falownika silnika na stacji wysypowej,
- częstotliwość ustawienia falownika silnika na stacji zwrotnej.

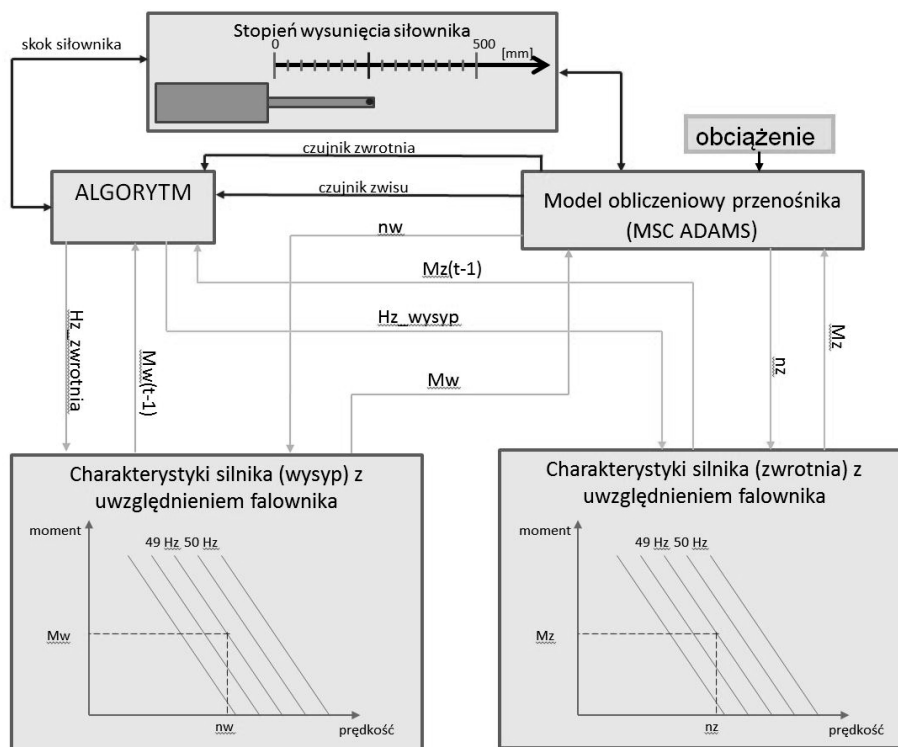
Celem układu sterowania jest wyrównanie obciążeń silników napędowych, minimalizacja zjawiska luzowania się łańcucha zgrzeblowego, zaburzającego płynność

pracy przenośnika. Ponadto niekorzystne jest również zjawisko nadmiernego napięcia łańcucha, co doprowadza do szybszego zużycia elementów przenośnika np. poprzez tarcie łańcucha po ślizgach na stacji zwrotnej lub wycieraniu się gniazd w bębnach łańcuchowych. Wyeliminowanie bądź znaczne ograniczenie występowania niepożądanych zjawisk opisanych powyżej pozwoli na efektywniejsze wykorzystanie mocy silników napędowych oraz na przedłużenia żywotności często zużywających się elementów przenośników zgrzeblowych [3, 4].

3.3. Schemat przepływu sygnałów

W celu przeprowadzenia analiz numerycznych, mających na celu ocenę i poprawę algorytmu sterowania przenośnikiem zgrzeblowym, zdefiniowano przepływ sygnałów pomiędzy poszczególnymi blokami funkcjonalnymi wirtualnego prototypu, takimi jak: model fizyczny przenośnika opracowanym w programie klasy MBS (ang. *Multi Body System*), który odwzorowuje pracę maszyny i zjawiska dynamiczne występujące w czasie pracy maszyny, model silników elektrycznych oraz model układu sterowania wraz z algorytmem. Sposób połączenia pomiędzy poszczególnymi blokami modelu obliczeniowego przedstawiono na rysunku 5 [3, 4].

Opracowanie poszczególnych bloków modelu w różnych środowiskach programowych wymagało przeprowadzenia tzw. *co-symulacji*, polegającej na jednoczesnym uruchomieniu i współpracy dwóch odrębnych programów obliczeniowych. Przeprowadzenie



Rys.5. Przepływ sygnałów pomiędzy blokami wirtualnego prototypu przenośnika zgrzeblowego [4]

co-symulacji jest możliwe dzięki użyciu modułu programu MSC ADAMS/Control umożliwiającego połączenie modelu fizycznego przenośnika zbudowanego w programie MSC ADAMS, z układem sterującym zawierającym zaimplementowany algorytm sterowania oraz modelami silników elektrycznych opracowanych w środowisku MatLab/Simulink.

4. Przebieg symulacji

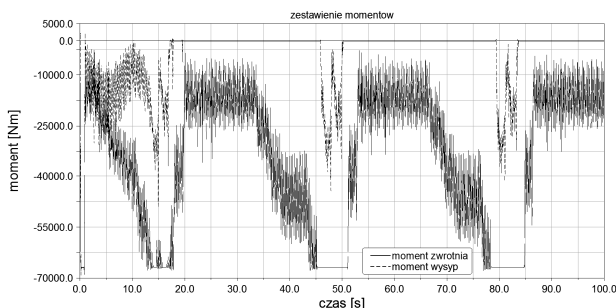
Wnioskiem z przeprowadzonych wstępnych symulacji i analizy działania algorytmu sterowania jest założenie, że sterowanie częstotliwością napięcia zasilania silników napędowych odbywać powinno się w układzie *Master – Slave*. Oznacza to, że jeden z silników zasilany jest napięciem o stałej częstotliwości równej 50 Hz, natomiast częstotliwość napięcia zasilania drugiego silnika jest regulowana. W niniejszym artykule przedstawiono wybrane wyniki trzech symulacji:

- symulacja A – silnik na stacji zwrotnej jest identyfikowany jako *Master*, a silnik na stacji wysypowej jako *Slave*,
- symulacja B – silnik na stacji wysypowej działał jako *Master*, natomiast silnik na stacji zwrotnej działał jako *Slave*,
- symulacja C – silnik na stacji wysypowej działał jako *Master*, natomiast silnik na stacji zwrotnej działał jako *Slave*. Dodatkowo algorytm sterowania zmodyfikowano.

Podczas wszystkich symulacji obciążenie górnej nitki łańcucha przenośnika zgrzeblowego definiowano poprzez 4 siły o wartości 25 000 N.

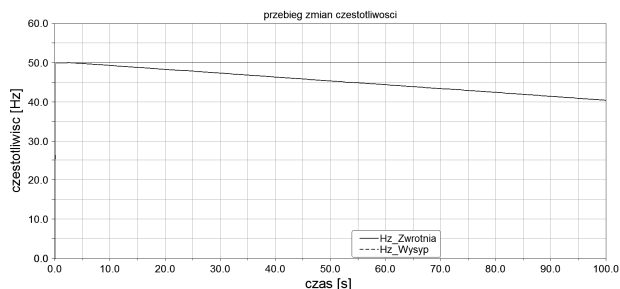
4.1. Symulacja A

Podczas symulacji odnotowano dysproporcje w obciążeniu silników napędowych przenośnika. W wyniku działania algorytmu sterowania częstotliwość napięcia zasilania silnika na stacji wysypowej zmniejszono. Zmiana ta nie przyniosła założonego skutku działania algorytmu. Na rysunku 6 przedstawiono zestawienie przebiegu momentów napędzających na bębnach łańcuchowych, będących wynikiem symulacji A.



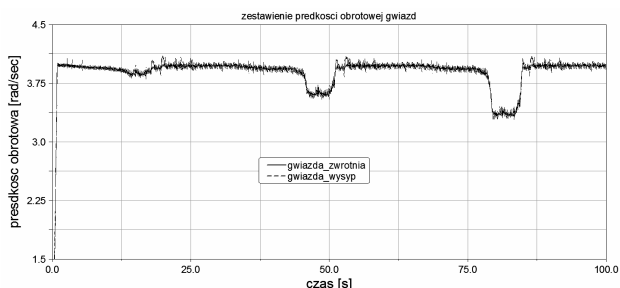
Rys.6. Zestawienie przebiegu momentów napędzających na bębnie łańcuchowym dla symulacji A [4]

Na rysunku 7 przedstawiono przebieg zmian częstotliwości napięcia zasilania silników napędowych będących wynikiem symulacji A.



Rys.7. Przebieg zmian częstotliwości napięcia zasilania silników napędu dla symulacji A [4]

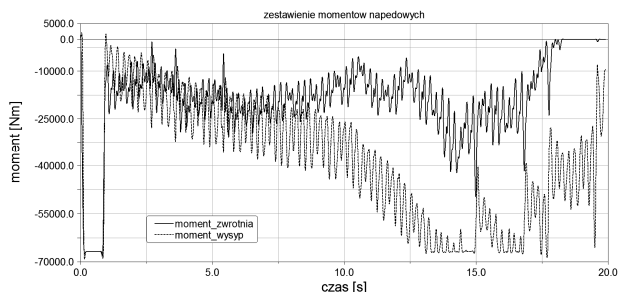
Na rysunku 8 przedstawiono zestawienie prędkości obrotowej bębnow łańcuchowych zarejestrowane podczas symulacji A.



Rys.8. Zestawienie prędkości obrotowej bębnow łańcuchowych dla symulacji A [4]

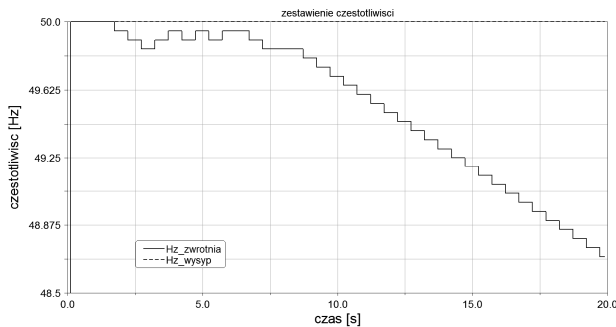
4.2. Symulacja B

Podczas symulacji B zamieniono funkcje silników, tj. silnik na stacji wysypowej był silnikiem zasilanym napięciem o stałej częstotliwości 50 Hz, natomiast silnik na stacji zwrotnej sterowano poprzez zmianę częstotliwości napięcia zasilania. Na rysunku 9 przedstawiono zestawienie przebiegu momentów napędzających w bębnach łańcuchowych będących wynikiem symulacji B.



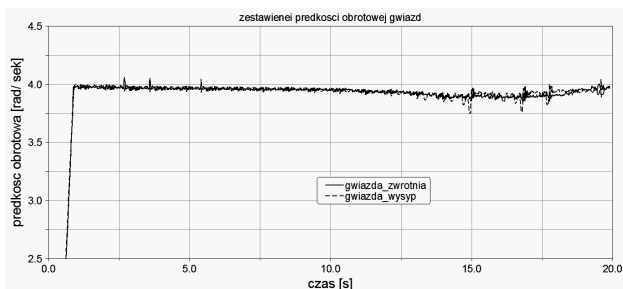
Rys.9. Zestawienie przebiegu momentów napędzających na bębnach łańcuchowych dla symulacji B [4]

Na rysunku 10 przedstawiono przebieg zmian częstotliwości napięcia zasilania silników napędowych będących wynikiem symulacji B.



Rys.10. Przebieg zmian częstotliwości napięcia zasilania silników napędu dla symulacji B [4]

Na rysunku 11 przedstawiono zestawienie prędkości obrotowej bębnow łańcuchowych zarejestrowane podczas symulacji B.



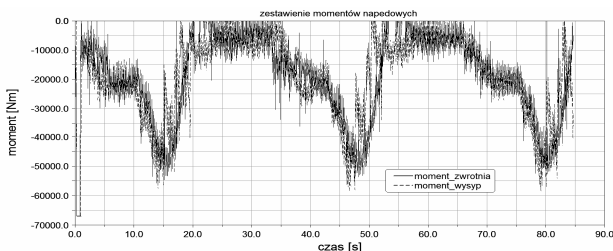
Rys.11. Zestawienie prędkości obrotowej bębnow łańcuchowych dla symulacji B [4]

4.3. Symulacja C

Po przeanalizowaniu wyników symulacji 2, algorytm zmodyfikowano. Wprowadzone poprawki dotyczyły:

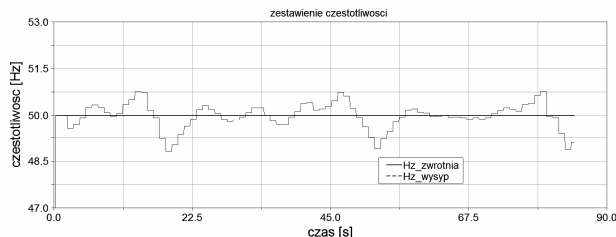
- doboru odpowiedniego skoku zmiany częstotliwości napięcia zasilania sterowanego silnika na stacji zwrotnej *Slave*,
- zmiany interpretacji i uśredniania sygnałów z czujników oraz czasu generowania nowych stanów wyjść w algorytmie.

W wyniku wprowadzonych zmian w działaniu algorytmu sterowania podczas symulacji C uzyskano znaczne wyrównanie obciążeń napędu wysypowego i napędu zwrotnego przenośnika. Na rysunku 12 przedstawiono zestawienie przebiegu momentów napędzających na bębnach łańcuchowych będących wynikiem symulacji C.



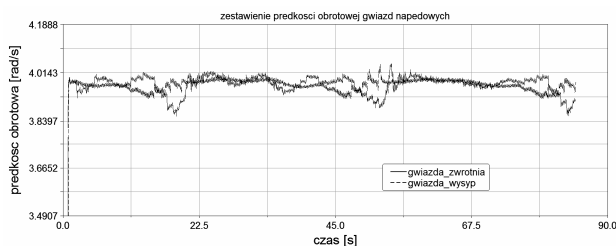
Rys.12. Zestawienie przebiegu momentów napędzających na bębnach łańcuchowych dla symulacji C [4]

Na rysunku 13 przedstawiono przebieg zmian częstotliwości napięcia zasilania silników napędowych będących wynikiem symulacji C.



Rys.13. Przebieg zmian częstotliwości napięcia zasilania silników napędu dla symulacji C [4]

Na rysunku 14 przedstawiono zestawienie prędkości obrotowej bębnow łańcuchowych zarejestrowane podczas symulacji C.



Rys.14. Zestawienie prędkości obrotowej bębnow łańcuchowych dla symulacji C [4]

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono innowacyjny proces projektowo-konstrukcyjny złożonego systemu mechanicznego, w którym do oceny algorytmu sterowania przenośnika zgrzeblowego zastosowano metody wirtualnego prototypowania. Opracowana metoda pozwala na budowę modelu przenośnika zgrzeblowego w programie klasy MBS (ang. *Multi Body System*) oraz sterowanie jego pracą za pomocą zewnętrznego algorytmu sterowania. Model fizyczny przenośnika klasy MBS odzwierciedla cechy dynamiczne i kinematyczne projektowanej maszyny. Pozwala również na obserwację i ocenę skutków działania maszyny przy zmiennych obciążeniach zewnętrznych, pochodzących od załadowywanego na przenośnik i transportowanego urobku. Na podstawie uzyskanych wyników określa się wpływ nastaw sterowniczych na pracę maszyny, np. sposób obciążenia silników, prędkość ruchu łańcucha czy występowanie luzów łańcucha. Modele silników elektrycznych oraz algorytm sterowania zaimplementowany w środowisku MatLab/Simulink pozwala na prowadzenie co-symulacji i aktywne wpływanie na stan pracy wirtualnej maszyny. Zmiana parametrów pracy dotyczyć może zarówno sterowanych przez algorytm wielkości, jak i obciążeń zewnętrznych maszyny poprzez zmianę wartości wektora obciążenia.

W analizowanym przypadku przenośnika zgrzeblowego na podstawie przeprowadzonych symulacji za celowe uznano wprowadzenie na napędzie zwrotnym dodatkowego czujnika służącego do wykrywania stanu nadmiernego luzowania łańcucha. Pozwoliło to na wprowadzenie modyfikacji

konstrukcyjnych jeszcze przed budową prototypu. Opracowana metoda jest metodą uniwersalną i jej możliwości nie ograniczają się do analiz algorytmów sterowania przenośnikami zgrzeblowymi, istnieje bowiem możliwość zastosowania jej do wielu innych typów maszyn. Dzięki możliwości prowadzenia co-symulacji oraz sterowania pracą modeli klasy MBS istnieje możliwość analizy algorytmów sterowania maszyn, jak również analiz obciążenia silników napędowych w zależności od warunków pracy, jak na przykład analiza obciążeń silników elektrycznych, napędzających ciągniki kolejek podwieszonych.

Literatura

1. Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
2. Giesbers J.: Contact mechanics in MSC Adams. A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams, Bachelor Thesis. Advanced Technology, University of Twente 2012.
3. Opracowanie algorytmu sterowania wyrównywaniem obciążeń napędów przenośnika. Raport projektu badawczego ICON: System wyrównywania obciążeń napędów wysoko wydajnych przenośników zgrzeblowych (W20.269.AY). Ścieżka programowa In-Tech. Gliwice, 2012 (materiały nie publikowane).
4. Opracowanie wirtualnego dyskretnego modelu przenośnika wraz z modelem jego sterowania, przeprowadzenie testowych symulacji numerycznych modelu. Raport projektu badawczego ICON: System wyrównywania obciążeń napędów wysoko wydajnych przenośników zgrzeblowych (W20.269.AY3). Ścieżka programowa In-Tech. Gliwice, 2012 (materiały nie publikowane).
5. Tytko S., Łabęcki M., Gros S.: Nowoczesne zintegrowane przenośniki zgrzeblowe produkcji RYFAMA S.A. Maszyny Górnicze 2012 nr 3 s. 31 – 38.
6. Wojtyra M., Frączek J.: Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007.

Niniejsza publikacja powstała w ramach realizacji projektu pt. „Ścianowy przenośnik zgrzeblowy z innowacyjnym systemem regulacji parametrów pracy napędów” (akronim ICON), dofinansowanego z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju i przedstawia wyniki uzyskane w toku jego realizacji.



Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.

dr inż. Henryk CHROSTOWSKI
Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Legnicy
dr inż. Zygmunt POPCZYK
Politechnika Wroclawska
dr inż. Jolanta SZADKOWSKA
Politechnika Krakowska

Turbulencje na globalnym, europejskim i krajowym rynku maszyn i urządzeń oraz techniki płynowej

Streszczenie

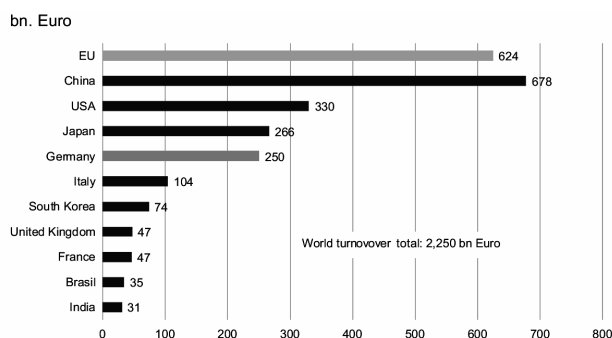
W artykule przedstawiono rynek przemysłu maszyn i urządzeń i jego głównych udziałowców. Pokazano zależność rynku maszynowego od wzrostu PKB (GNP). Przedstawiono strategie europejskich firm przemysłu maszynowego w okresie kryzysu. Omówiono stan i pozycję krajowego przemysłu maszynowego i jego możliwości i ograniczenia rozwoju. Pokazano turbulencje rynku hydrauliki maszynowej. Na zakończeniu pokazano prognozy na lata 2013-2017 głównych potęg gospodarczych USA, UE, Chin, Niemiec, Japonii, Indii, Brazylii i Rosji w postaci wzrostów: PKB, produkcji przemysłowej i produkcji maszyn i urządzeń.

Summary

The paper presents the equipment and machinery industry market and its major shareholders. It was analysed relation between growth (decline) in machinery and equipment sales and GNP economic factor. There are presented different business strategies adopted by large European companies of machinery industry. Against this background it is shown the situation of national machinery industry, its possibilities and limitations of development. There is presented turbulence of fluid power market. At the end of the paper there is shown a forecast (for the period 2013-2017) the major economic powers: USA, EU, Japan, China, Germany, India, Brazil, Russia, in the form of predicted: GNP growth, general production, production of machinery and equipment.

1. Światowy przemysł maszynowy wobec kryzysu

Kryzys finansowy i związany z nim kryzys gospodarczy mocno wstrząsnął globalną ekonomią. Znalazło to oczywiście swoje odbicie na rynku dóbr i usług przemysłowych (inwestycyjnych), a w szczególności na rynku maszyn i urządzeń. Dotyczy to zarówno głównych udziałowców – producentów maszyn i urządzeń, jak i małych i średnich dostawców komponentów i usług. Aktualny w 2009 roku obraz rankingu 10 najważniejszych udziałowców tego rynku przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Pierwsza dziesiątka na rynku maszynowym [9]

Porównanie obrotów w latach 2008 i 2005 pokazuje wzrost w przypadku Chin +122%, Rosji +108%, co

wydaje się zrozumiałe, natomiast wartości ujemne w przypadku USA -10% i Japonii -20% [11] można wyjaśnić przechodzeniem tych gospodarek w kierunku "high technology" i przenoszeniem produkcji maszyn i urządzeń do tańszych, słabiej rozwiniętych krajów.

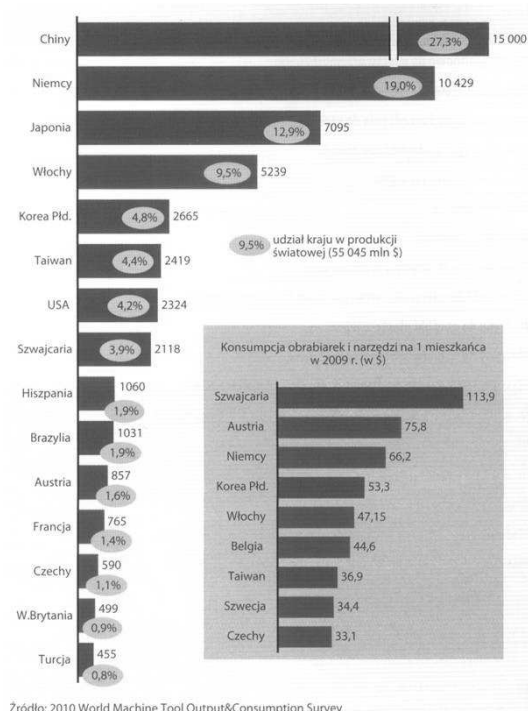
Porównanie rankingu z lat 2009 i 2008 daje diametralnie inny obraz [12]. Po pierwsze z pierwszej dziesiątki wypadły Hiszpania i Rosja kosztem Brazylii i Indii. Te dwa ostatnie kraje i Chiny odnotowały wzrost obrotów przemysłu maszynowego.

O pozycji na mapie światowego przemysłu maszynowego może świadczyć miejsce w rankingu czołowych wytwórców obrabiarek i narzędzi (rys. 2).

Może to wydawać się przykre, ale Polska zajmuje na tej liście miejsce w trzeciej dziesiątce.

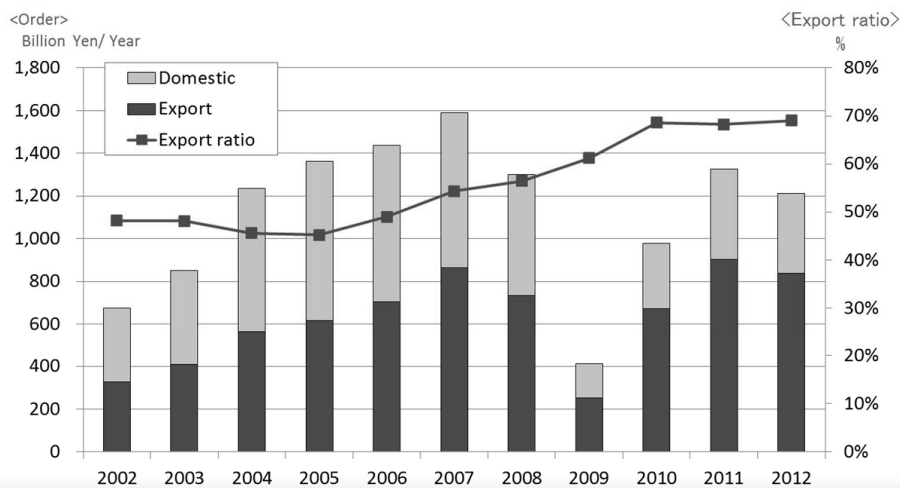
O gwałtowności i głębokości kryzysu na tym ważnym rynku może świadczyć przykład Japonii od wielu lat producenta znakomitych maszyn i urządzeń technologicznych (rys. 3) oraz maszyn i urządzeń budowlanych (rys. 4).

Głównym celem tej pracy jest pokazanie zmian zachodzących na rynku maszyn i urządzeń wywołanych kryzysem gospodarczym i wychodzeniem ze stanu zapaści.

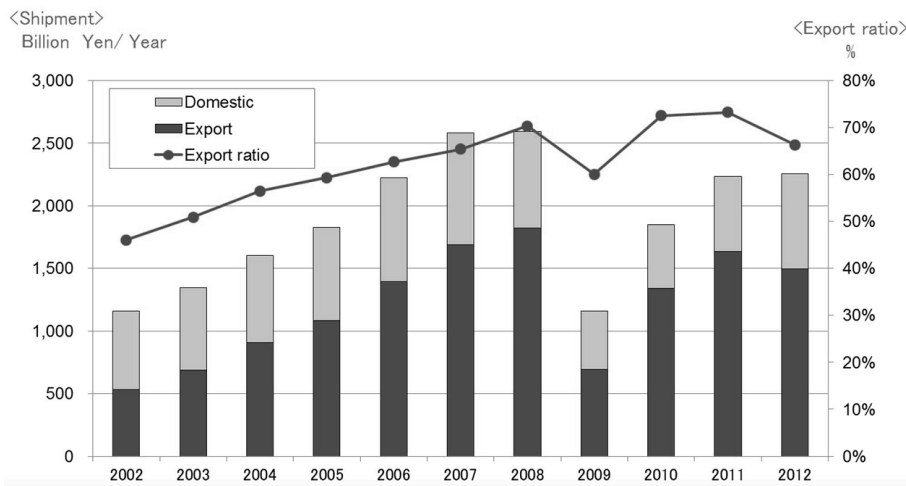


Zródło: 2010 World Machine Tool Output&Consumption Survey

Rys.2. Czołowi producenci obrabiarek i narzędzi skrawających oraz do obróbki plastycznej w 2009 roku [4]



Rys.3. Zamówienia na maszyny do produkcji maszyn – obrabiarki w Japonii 2002 do 2012 [6]



Rys.4. Dostawy maszyn i urządzeń budowlanych w Japonii w latach 2002-2012 [6]

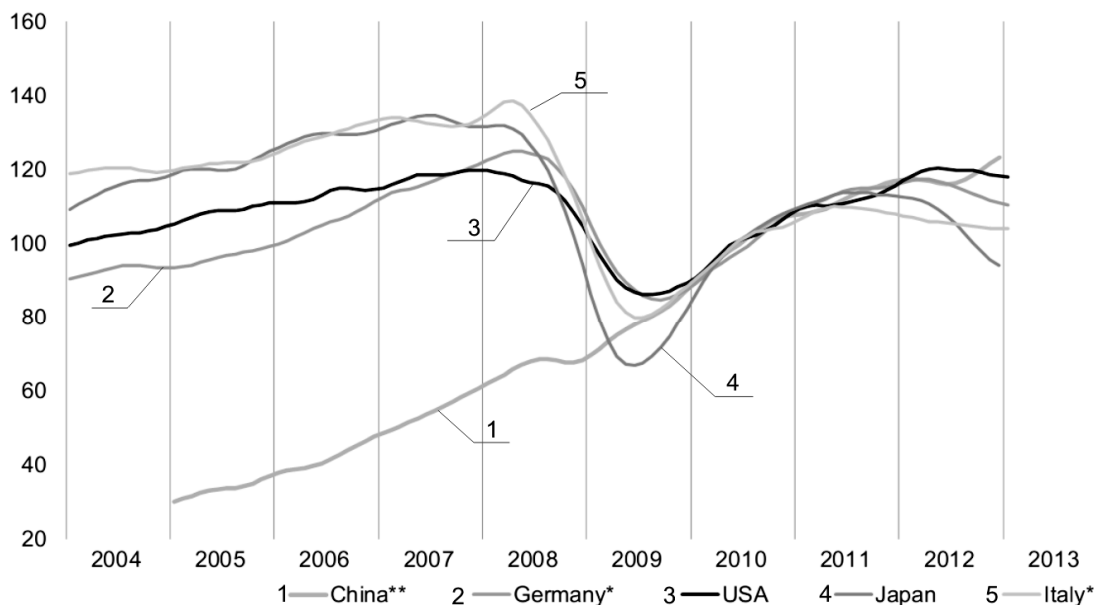
Rozwój produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń przodujących ilościowo, a przede wszystkim jakościowo i innowacyjnie gospodarek, w okresie poprzedniej dekady zmieniał się dynamicznie, przy czym druga jej połowa to stały wzrost obrotów (rys. 5).

Nie powinno więc dziwić załamanie koniunktury na przełomie lat 2008 i 2009 – tym bardziej, że znamy przyczyny tej bessy. Dobrym wyjaśnieniem tych zjawisk może być przedstawiony na rysunku 6 przebieg

zmiany wzrostu gospodarczego (PKB) i wzrostu obrotów w przemyśle maszynowym. Można łatwo zauważyć, że spadek PKB poniżej +2% oznacza ujemne wartości wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń.

Ilustracją i zarazem dowodem tego zjawiska mogą być przedstawione na rysunku 7 zmiany wzrostu PKB i produkcji przemysłowej w USA oraz dynamika rynku przekładni zębatych w tym kraju (rys. 8).

seasonally adjusted, smoothed line, Index 2010 = 100

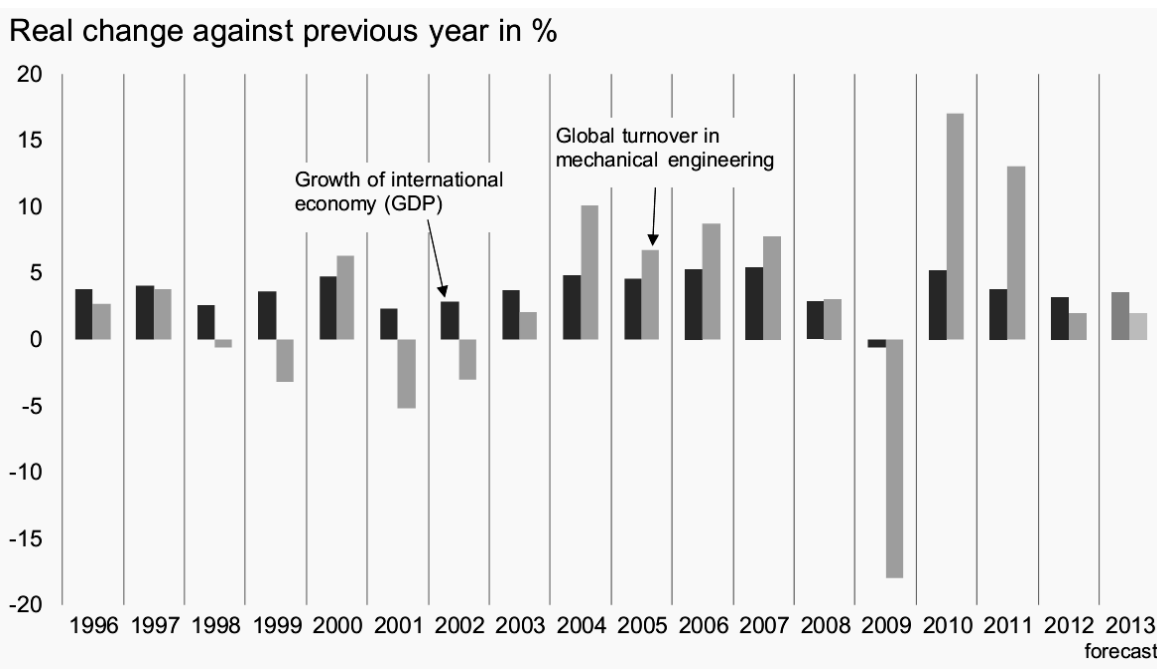


*) NACE rev. 2 28

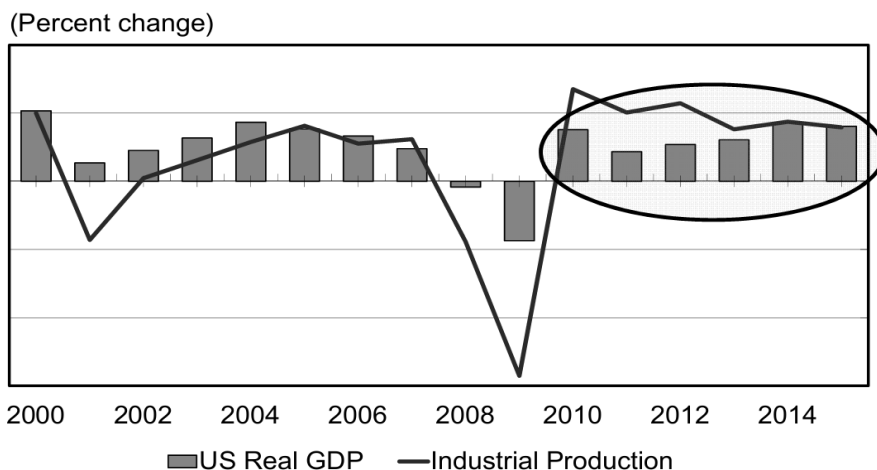
Source: Eurostat, Nat. Stat. Offices, IMF, VDMA

** data for China partly estimated, from 2011 smaller reporting sample of companies

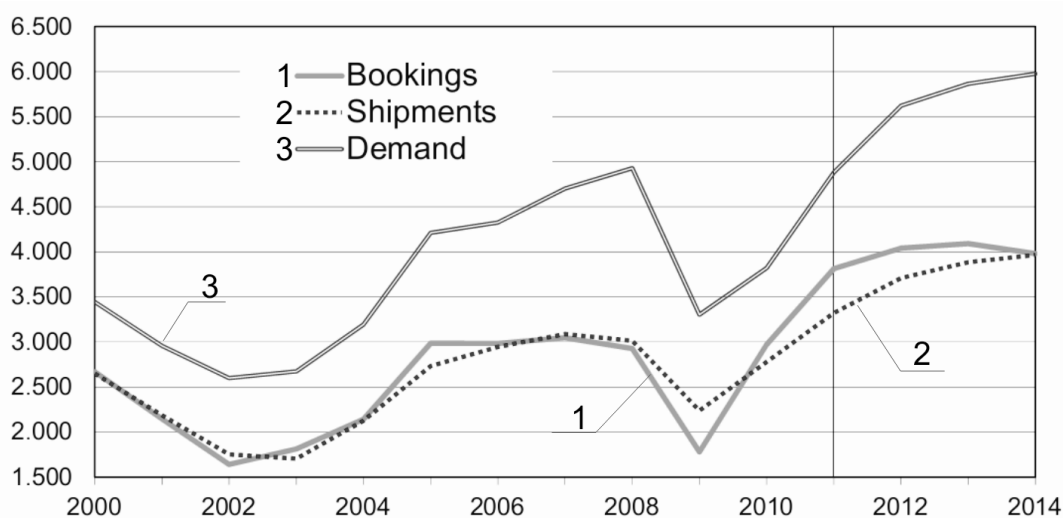
Rys.5. Dynamika produkcji maszyn i urządzeń w 5 najważniejszych krajach [10]



Rys.6. Rozwój gospodarki globalnej a obroty na rynku maszyn i urządzeń [10]



Rys.7. Wzrost PKB a wzrost produkcji przemysłowej USA w latach 2000-2014 [7]



Rys.8. Dynamika rynku przekładni zębatych w USA w latach 2000-2014 [7]

Z naszych analiz i konsultacji z kompetentnymi ekonomistami i praktykami (są wśród nich byli ministrowie gospodarki i finansów) wynika, że to zjawisko dotyczy całej sfery rynku dóbr i usług inwestycyjnych i może trwać aż do wyczerpania zapasów i zdolności produkcyjnych. Wzrost PKB jest nakręcany przede wszystkim popytem na dobra konsumpcyjne i robotami publicznymi finansowanymi przez państwo lub samorządy terytorialne a w naszym przypadku także z funduszy UE.

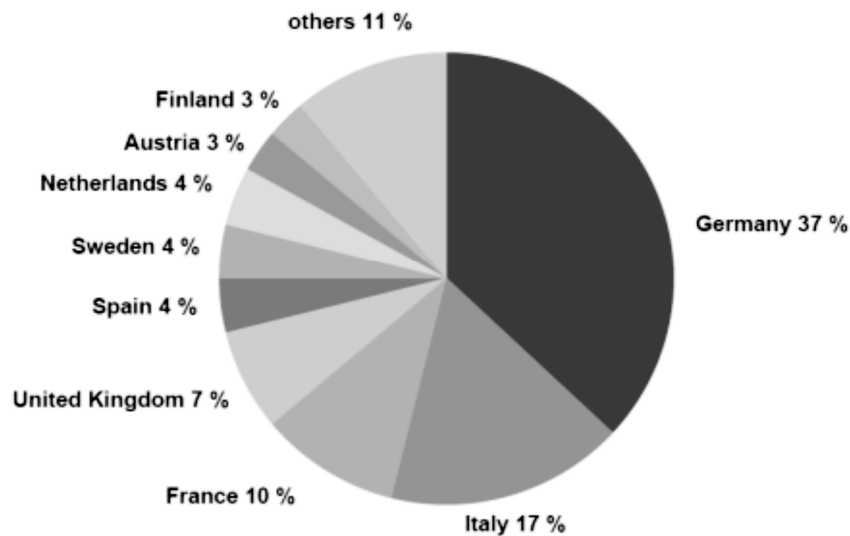
2. Przemysł maszynowy i elektromaszynowy krajów UE

Przemysł maszynowy i elektromaszynowy krajów UE jest ważnym bo 45% udziałowcem handlu globalnego. Ponad 156 tys. firm zatrudniało w 2007 roku około 3,2 mln pracowników, obroty wynosiły 615 mld EURO. Około 31% produkcji zostało wyeksportowane poza UE.

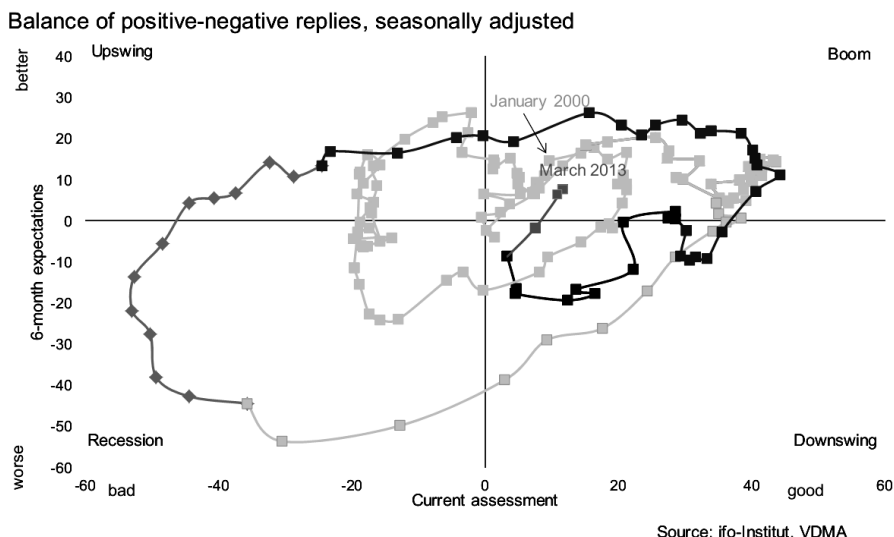
Kryzys gospodarczy spowodował spadek sprzedaży w 2009 roku do poziomu 450 mld EUR (-27%) oraz obniżenie poziomu zatrudnienia do ok. 3 mln pracowników (-7%).

Udziały w wartości sprzedaży (obrotów) poszczególnych krajów UE, która wyniosła w 2008 roku 636 mld EUR, przedstawiono na rysunku 9. Widać, że obroty pierwszej trójki: Niemiec, Włoch i Francji stanowią równo 2/3 wartości obrotów rynku europejskiego.

Udziały poszczególnych krajów UE w obrotach przemysłu maszynowego nie ulegały większym zmianom. Na rysunku 10 przedstawiono cykl biznesu (tzw. zegar gospodarki) w obszarze przemysłu maszynowego największego udziałowca rynku europejskiego - Niemiec. Ten ciekawy diagram wyraża bieżące oszacowanie bilansu pozytywnych i negatywnych odpowiedzi (oś pozioma) i sezonowego, 6-cio miesięcznego oczekiwania (oś pionowa). Diagram wyróżnia, na przecięciu się odpowiednich współrzędnych, 4 pola: recesji, boomu, wiatru w oczy i wiatru w plecy. Bliższa analiza tego diagramu pokazuje jak bardzo turbulentna była sytuacja największego udziałowca rynku maszynowego w Europie w okresie od stycznia 2000 do marca 2013.



Rys.9. Udziały poszczególnych krajów UE w obrotach przemysłu maszynowego w 2008 roku – 636 mld EURO [11]



Rys.10. Cykl biznesu w przemyśle maszynowym Niemiec styczeń 2000 - marzec 2013 [10]

Lekcja z kryzysu – strategie ważnych firm przemysłu maszynowego [12]

Tabela 1

STRATEGIA DEFENSYWNA (15,1%)	STRATEGIA BUFOROWA (31,8%)	STRATEGIA OFENSYWNA (41,8%)
<ul style="list-style-type: none"> - Obniżanie ryzyka (22%¹⁾ <ul style="list-style-type: none"> - instalowanie systemów wczesnego ostrzegania - doskonalenie zarządzania ryzykiem - zmniejszanie zależności od nowych biznesów - Zmniejszanie tempa wzrostu (9%) <ul style="list-style-type: none"> - zmniejszanie wielkości - spowolnienie inwestowania - więcej ostrożnego wzrostu 	<ul style="list-style-type: none"> - Wzrost elastyczności (43%¹⁾ <ul style="list-style-type: none"> - wykorzystania wielkości (efekt skali) - kosztów stałych - czasu pracy - Doskonalenie rozsądnego finansowania (28%) <ul style="list-style-type: none"> - ulepszanie przejrzystości zarządzania - korzystanie z alternatywnych źródeł finansowania - tworzenie źródeł finansowania - koncentracja na wybranych produktach 	<ul style="list-style-type: none"> - Wzmacnianie potencjału innowacyjnego (56%) <ul style="list-style-type: none"> - rozwój nowych produktów - doskonalenie procesów - stosowanie nowych technologii - Rozwój zasobów ludzkich (pracowniczych) (31%) <ul style="list-style-type: none"> - doskonalenie kompetencji - strategie utrzymania zatrudnienia

¹⁾ Udział odpowiedzi otrzymanych od głównych firm przemysłu maszynowego (obroty pow. 10 mln EUR)

Niezwykle ciekawe jest stanowisko ważnych przedsiębiorstw przemysłu maszynowego (obroty powyżej 10 mln EUR) w sprawie kryzysu. W tabeli 1 przedstawiono różne rodzaje strategii i udziały ich potencjalnej realizacji jako lekcja wynikająca z doświadczeń kryzysu gospodarczego.

3. Krajowy przemysł maszynowy i elektromaszynowy

Przemysł maszynowy silniej niż inne branże odczuł spowolnienie polskiej gospodarki. Dotyczy to szczególnie produktów stanowiących dobra inwestycyjne (przemysłowe). O ile w 2009 roku produkcja całego przetwórstwa przemysłowego zmniejszyła się o 3%, to w przypadku maszyn i urządzeń spadła o 7,8%. W 2010 roku trendy te rozeszły się – w ciągu 8 miesięcy sprzedaż przetwórstwa przemysłowego wzrosła w porównaniu z analogicznym okresem w 2009 roku o 11,6%, natomiast produkcja maszyn i urządzeń obniżyła się o 4,5% [9].

Krajowy przemysł maszynowy to produkcja sprzedana za około 40 mld zł (2011), co stanowi ok. 5% łącznej produkcji przetwórstwa przemysłowego.

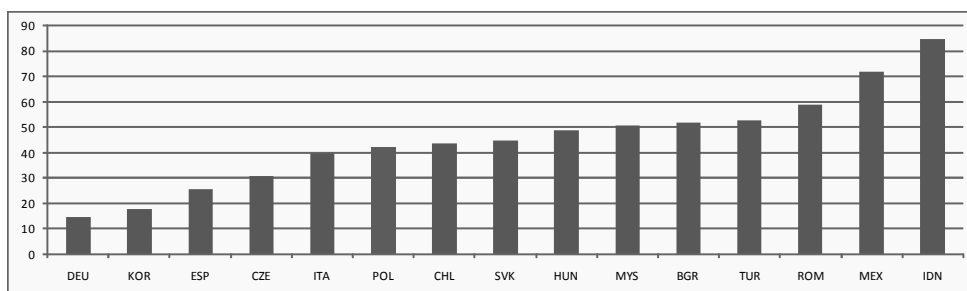
Krajowy przemysł maszynowy stanowi 50-60 dużych firm wytwarzających szeroki asortyment maszyn i urządzeń, poczynając od silników różnej mocy, w tym okrętowych, dźwigów, maszyn rolniczych (ciągniki, kombajny i inne), a kończąc na wielu rodzajach obrabiarek (w tym CNC) oraz maszynach i urządzeniach dla przemysłu wydobywczego, chemicznego, spożywczego, włókienniczego, papierniczego itp.

Zatrudnienie znajduje w nim ok. 185 tys. osób (sierpień 2010), co stanowi ok. 6,1% zatrudnionych w sektorze przedsiębiorstw. Nakłady inwestycyjne wyniosły w 2009 roku ok. 1,4 mld zł co stanowi 4,1% ogółu inwestycji w przetwórstwie przemysłowym.

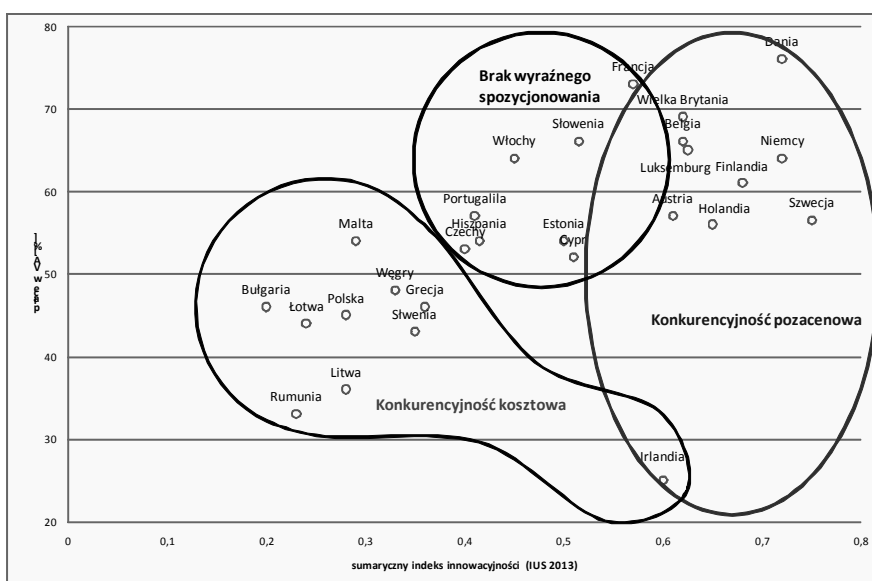
Eksport i import są w tych branżach zrównoważone i stanowią 26% polskiej wymiany zagranicznej w 2009 roku, z wyraźną tendencją wzrostu eksportu.

Istotny udział ma przemysł maszynowy i elektromaszynowy w produkcji dóbr konsumpcyjnych. W 2011 roku wyprodukowano (według Rocznika GUS 2012):

- 741 tys. samochodów osobowych (spadek o 10% w stosunku do roku 2009),
- 4 mln pralek automatycznych,



Rys.11. Ocena konkurencyjności Polski na tle wybranych krajów dotyczące gotowości technologicznej w rankingu GCR 2012/2013 [8]



Rys.12. Udział płac w wartości dodanej przemysłu przetwórczego (2011) a wartość sumaryczny wskaźnika innowacyjności według IUS 2013 [8]

- 2,066 mln chłodziarek (wzrost o 10,7% w stosunku do 2010),
- 20,673 mln telewizorów (spadek o 21,5% w stosunku do 2010),
- 23,2 mln silników elektrycznych (wzrost o 6,9% w stosunku do 2010).

Symptomatyczne jest jednak, że na rynku UE pod względem produkcji maszyn i urządzeń zajmujemy 13 miejsce, a pod względem liczby pracowników tego przemysłu 5 miejsce. Potwierdza to, że pod względem zaangażowania kapitału – wyposażenia, a także wydajności pracy – wyraźnie ustępujemy krajom „starej piętastki”.

Krajowy przemysł maszynowy podobnie jak inne gałęzie przemysłu ma charakter produkcyjno-odtwórczy. Świadczą o tym wskaźniki innowacyjności gospodarki. I tak sumaryczny wskaźnik innowacyjności uwzględniający m.in. wydatki na badania, liczbę naukowców, rezultaty badań, patenty i firm innowacyjnych wynosi dla Polski 0,3 przy średniej UE 0,55. Jesteśmy na 5 miejscu od końca [1].

Wydatki naszych przedsiębiorstw na badania i rozwój innowacji stanowią 16% średnich wydatków

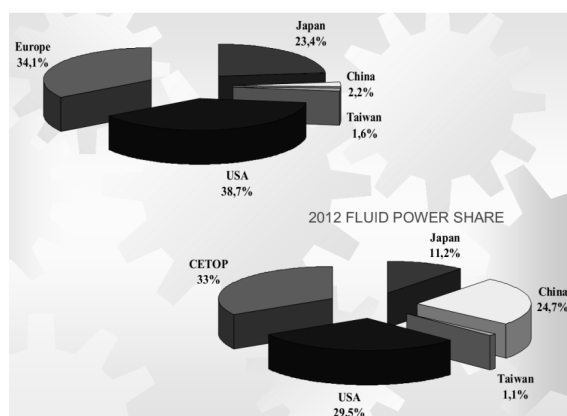
w UE, natomiast wydatki na zakup gotowych technologii i urządzeń to aż 176% średnich wydatków w UE [1]. Plany rządowe przewidują wzrost z 0,6% do 1,7% w 2020 roku udziału środków B+R w PKB. Znacząc to środowisko wydaje się, że czynnik finansowy to tylko jeden z elementów, niekoniecznie najważniejszy.

Aktualna ocena konkurencyjności naszego kraju dotycząca gotowości technologicznej, a więc zdolności gospodarki do absorbowania technologii zwiększających wydajność czynników wytwórczych nie nastraja zbyt optymistycznie (rys. 11).

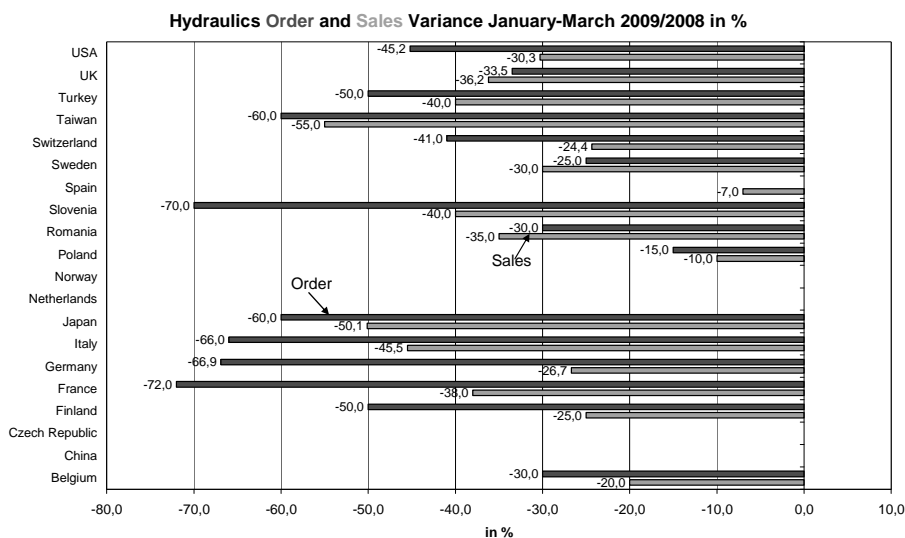
Poziom innowacyjności polskiej gospodarki jest przedmiotem dyskusji, krytyki naukowców, przedstawicieli przemysłu, decydentów. Zwraca się uwagę na niski poziom płac, jako przyczynę tego stanu. Dobrze jednak przeanalizować takie elementy, jak płace i poziom innowacyjności oraz związane z tym strategie konkurencyjne (rys. 12).

4. Rynek techniki płynowej

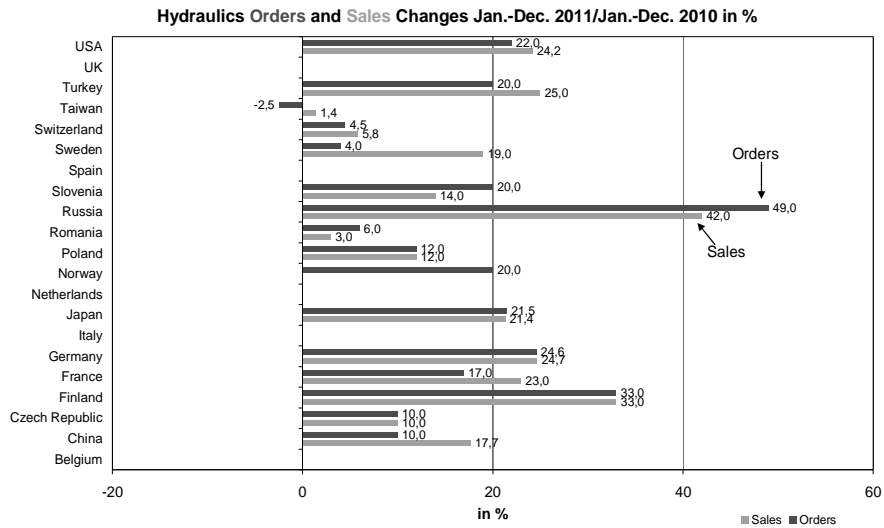
W ciągu ostatnich 15 lat globalny rynek wyrobów i usług hydrauliki i pneumatyki rozwinął się z 23 mld EUR (1998 r.) do ponad 37 mld EUR w 2012 roku. Nie



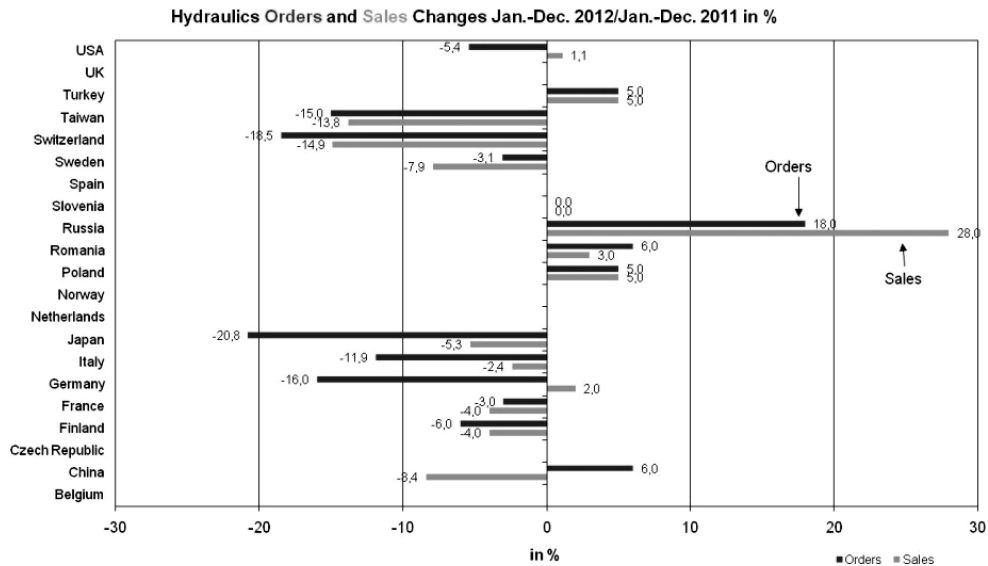
Rys.13. Rozwój rynku techniki płynowej i jego główni udziałowcy [1]



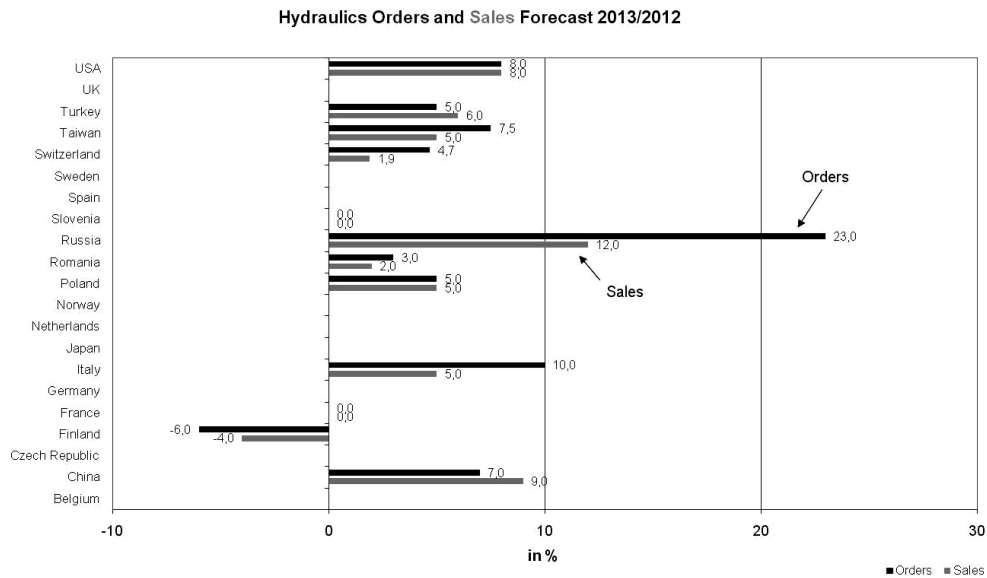
Rys.14. Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień produktów hydrauliki styczeń-grudzień 2008 do 2007 [4]



Rys.15. Dynamika sprzedaży i zamówień produktów hydraulicznych rok 2011 do 2010 [4]



Rys.16. Dynamika sprzedaży i zamówień produktów hydraulicznych styczeń-grudzień 2012 do 2011 [5]



Rys.17. Prognoza sprzedaży i zamówień na produkty hydrauliczne 2013 do 2012 [5]

uległy zmianie proporcje między hydrauliką a pneumatyką (ok. 2:1). Zmieniły się natomiast udziały głównych uczestników tego rynku: ponad 9-krotnie wzrósł udział Chin, a kraje zrzeszone w CETOP są liderem na tym rynku (rys. 13).

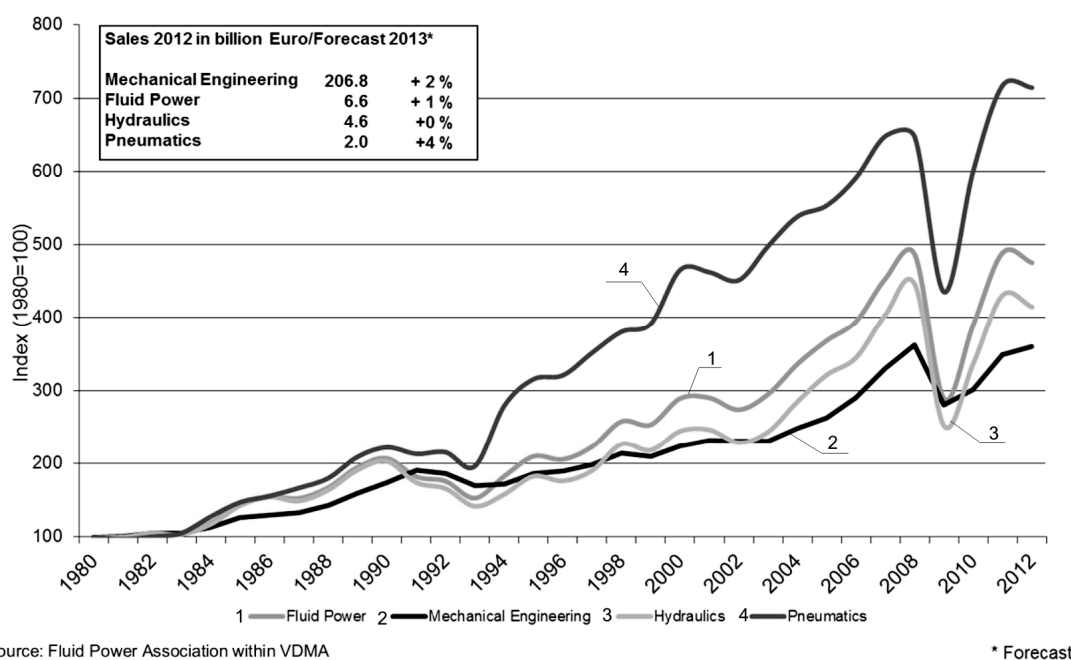
Rynek ten jako rynek komponentów maszyn i urządzeń podlega takim samym prawom jak rynek wyrobów finalnych maszyn i urządzeń.

Poniżej przedstawiono takie dane wskazujące na duże dynamiczne - turbulentne zmiany na rynku hydrauliki maszynowej (rys. 14 - 17).

5. Prognoza dla przemysłu maszyn i urządzeń

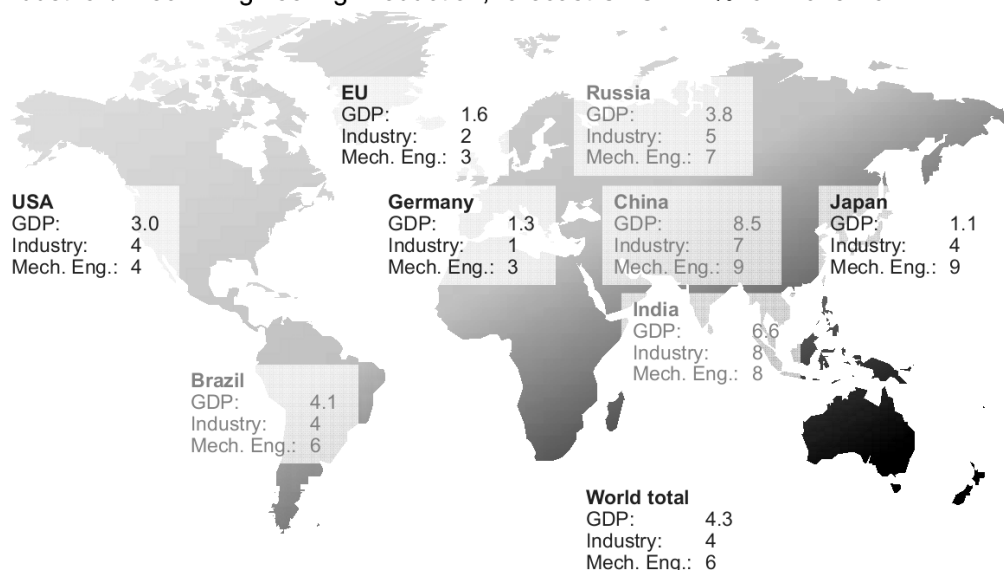
Prognozowanie funkcjonowania rynku jest niezwykle ryzykowne, z drugiej zaś strony po prostu konieczne. Biorąc pod uwagę najsilniejszy maszynowy przemysł w UE, czyli Niemcy (37% udział w produkcji) możemy uchwycić pewne prawidłowości.

Analizując rozwój sprzedaży (rys. 18) maszyn oraz wyrobów i usług hydrauliki i pneumatyki można powiedzieć, że proces wychodzenia z kryzysu lat 2008 i 2009 był realnym faktem.



Rys.18. Wzrost obrotów światowego rynku maszyn i urządzeń 2012-2013 [10]

GDP, Industrial / Mech. Engineering Production, forecast CAGR in % for 2013-2017



Rys.19. Prognoza głównych wskaźników ekonomicznych ważnych krajów i regionów 2013-2017 [10]

Prognozy rozwoju światowego przemysłu maszynowego mają różnorodny charakter od 6-8% wzrostów do 5% spadków obrotów, średnia globalna to wzrost 2% w latach 2012 i 2013 (rys. 19).

Przeanalizowanie danych zawartych na rysunkach 19 pozwala, z pewną dozą ostrożności, patrzeć optymistycznie w bliższą i nieco dalszą przyszłość.

Literatura

1. Bolzani A.: Fluid power home consumption. International Statistics Committee. Hannover Messe Industrie, April 9, 2013.
2. Buzek J.: Badania i innowacyjność. Teraz Polska 2013 nr 01.
3. CETOP/ISC Trend Surrey State of Business. Hydraulic 1-4 Quarter 2012.
4. Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Napędy płynowe na początku XXI wieku. Hydraulika i Pneumatyka 2012 nr 6.
5. Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Globalny, europejski i polski rynek maszyn i urządzeń oraz techniki płynowej w okresie turbulencji w gospodarce. Hydraulika i Pneumatyka 2013 nr 3.
6. Fluid power industry in Japan. Japan Fluid Power Association. International Fluid Power Summit. Milano Fair, 06 May 2010.
7. Franklin J.T. Jr: US Economic and Gear Industry Outlook. American Gear Manufacturers Association. June 2012.
8. Hausner J. (red.): Raport - Konkurencyjna Polska. Jak awansować w światowej lidze gospodarczej. Kraków 2013.
9. Ostrowski A.: Maszynówka czeka na lepsze czasy. Magazyn Przemysłowy 11-12/2010.
10. Uhlig A.: Global Mechanical Industry - current situation and outlook. VDMA International Fluid Power Summit. Hannover Messe Industrie, April 9, 2013.
11. Wiechers R.: EU Mechanical Engineering 2009. Broken Thread. VDMA International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
12. Wiechers R.: How Mechanical Engineering got the Mojo back. VDMA International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 05 April 2011.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.

Ekologiczne aspekty eksploatacji górniczego napędu spalinowego

Streszczenie

W publikacji omówiono problemy ekologiczne związane z emisją substancji toksycznych w trakcie eksploatacji górniczych napędów spalinowych. Przedstawiono rozkład stężeń składników toksycznych w spalinach, uzyskany w trakcie badań stanowiskowych z uwzględnieniem stanu obciążenia silnika spalinowego. Dokonano zwięzłej analizy krajowych i zagranicznych wymagań dotyczących dopuszczalnych stężeń tych substancji na stanowisku pracy. Ponadto przedstawiono wyniki prowadzonych w ITG KOMAG badań górniczych napędów spalinowych z zakresu emisji substancji toksycznych.

Summary

Ecological problems associated with emission of toxic substances during operation of mine diesel drives are discussed. Distribution of concentration of toxic components in exhaust gases, obtained during stand tests and including load of diesel engine, is presented. Short analysis of Polish and foreign requirements as regards permissible concentration of these substances at the workplace is given. Moreover, the results of tests of mine diesel drives regarding emission of toxic substances, which were carried out at KOMAG, are enclosed.

1. Wstęp

Transport stanowi ważną część procesu wydobywczego węgla. Ze względu na rodzaj transportowanego materiału wyróżniamy: transport główny (transport urobku) oraz transport pomocniczy (transport materiałów i ludzi). Spośród wielu urządzeń transportu pomocniczego szczególne uznanie zyskały urządzenia napędzane silnikami spalinowymi. Wynika to z wielu czynników, do których przede wszystkim należą:

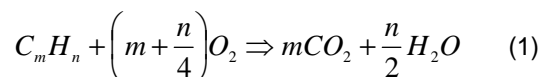
- swoboda w prowadzeniu transportu (brak konieczności stosowania np.: drutu ślizgowego w przypadku lokomotyw elektrycznych, instalacji pneumatycznych, niezbędnych do napełniania zbiorników powietrza lokomotyw pneumatycznych czy liny ciągnącej w przypadku transportu linowego),
- możliwość instalowania dużej mocy w maszynach, co przekłada się na dużą siłę uciągu lokomotywy lub ciągnika,
- duża gęstość energii oraz krótki czas uzupełniania napędu paliwem energetycznym,
- stosunkowo bezpieczny i łatwy w transporcie nośnik energii w postaci oleju napędowego.

Napędy spalinowe posiadają jednak pewne wady związane z generowaniem hałasu oraz emisją ciepła i spalin do atmosfery kopalnianej, powodując tym samym potencjalne zagrożenie dla zdrowia pracujących załóg górniczych.

2. Zanieczyszczenia związane z pracą napędu spalinowego

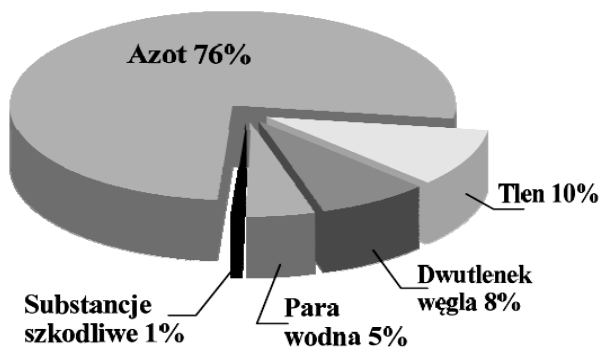
W silniku spalinowym energia mechaniczna uzyskiwana jest w wyniku spalania mieszanki palnej

w komorze spalania. W przypadku silników tłokowych o zapłonie samoczynnym paliwem jest mieszanina ciekłych węglowodorów parafinowych, naftenowych i aromatycznych o średnim składzie $C_{12,9}H_{23,9}$ [11]. W celu otrzymania jak największej ilości energii cieplnej dąży się do jego spalania całkowitego i zupełnego. Teoretyczne równanie spalania paliwa węglowodorowego przedstawia się następująco:



W rzeczywistości spalanie paliw składających się z różnych węglowodorów z tlenem wraz z pozostałymi gazami wchodzącymi w skład powietrza stanowi złożony proces fizykochemiczny, w którym niektóre cząstki mogą przekształcić się w aktywne rodniki tworząc w rezultacie pośrednie produkty spalania. Reakcje spalania nie zachodzą w całości według teoretycznych równań również, ze względu na krótki czas przebywania oraz niejednorodność mieszanki paliwowej w całej objętości cylindra silnika. Dlatego też zarówno proces spalania, jak i co za tym idzie, skład produktów utleniania będzie zależał od czynników oddziałujących na szybkość reakcji (skład mieszanki, temperatura, ciśnienie), jak i parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych (system spalania, kształt komory spalania, sposób sporządzania i dozowania mieszanki, obciążenie silnika itp.) [5]. Przykładowy skład spalin przedstawiono na rysunku 1.

Pomimo, że substancje szkodliwe zajmują ok. 1% objętości spalin stanowią duże zagrożenie dla zdrowia organizmów żywych. Zasadniczymi substancjami toksycznymi są tlenek węgla CO, węglowodory HC, oraz tlenki azotu NOx.



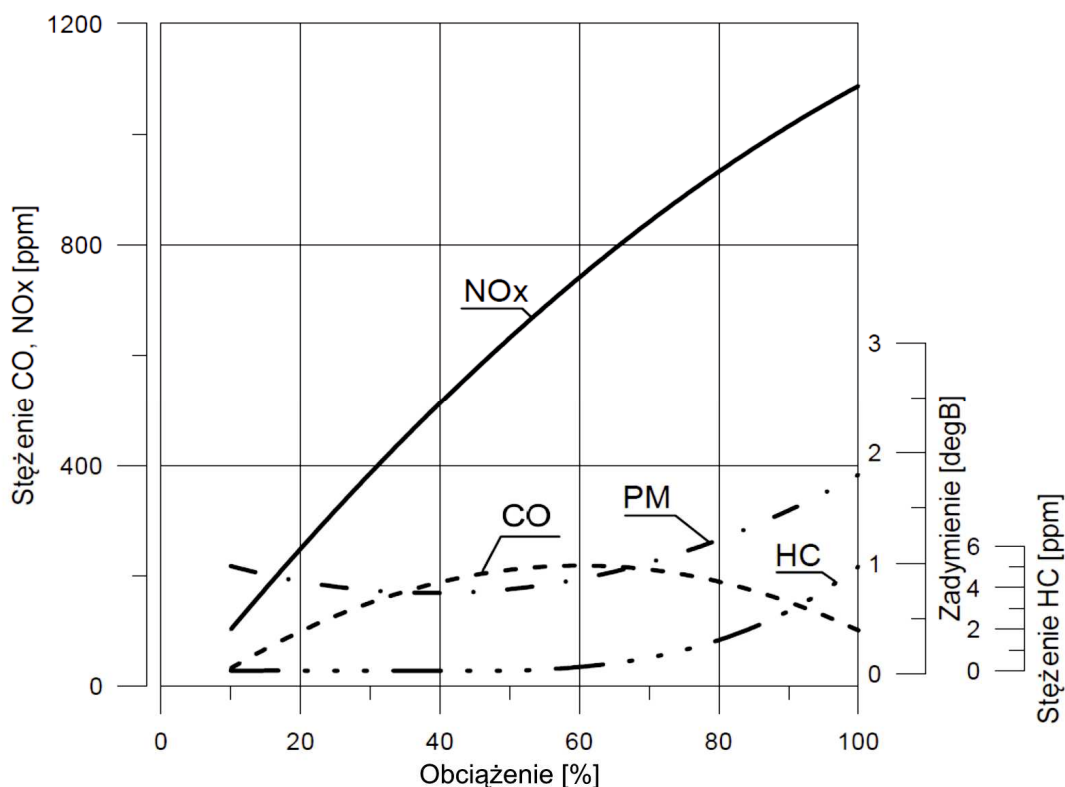
Rys.1. Przykładowy skład gazów spalinowych silników o zapłonie samoczynnym [źródło: opracowanie własne]

Tlenek węgla jest jednym z produktów niezupełnego spalania. Powstaje on w wyniku niedoboru tlenu w mieszance paliwowej (mieszanka bogata $\lambda < 1$), ale również w mieszankach ubogich na skutek niewystarczającego zmieszania paliwa z powietrzem (miejscowo bogata mieszanka). W wysokich temperaturach możliwa jest również dysocjacja dwutlenku węgla do tlenku węgla. Obecność węglowodorów, drugiego z produktów niezupełnego lub niecałkowitego spalania w gazach spalinowych, jest wynikiem niedopalenia paliwa i podobnie, jak w przypadku CO ma miejsce szczególnie przy spalaniu mieszanek bogatych. Ponadto w trakcie eksploatacji silników spalinowych węglowodory ulegają procesowi krakingu, pirolizy i koksowania. Reakcje te prowadzą do powstania

węglowodorów olefinowych zdolnych do polimeryzacji i cyklizacji. Mogą się wówczas tworzyć inne węglowodory, w tym również wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne włącznie z wysoce rakotwórczym benzo(a)piranem [12]. Źródłem węglowodorów są również oleje eksploatacyjne przedostające się do komory spalania po gładziach cylindrów. Zawarte w spalinach tlenki azotu są głównie produktami reakcji tlenu i azotu zawartego w powietrzu. Powstają w sprzyjających warunkach tj. wysoka temperatura spalania oraz nadmiar powietrza.

W ramach badań górniczych napędów spalinowych prowadzonych w Komag-u badano skład spalin dla różnych punktów pracy określonych prędkością obrotową oraz momentem obrotowym [1, 2, 4]. Na rysunku 2 przedstawiono wyniki badań dla 81 kW silnika przy prędkości obrotowej 2300 obr/min oraz obciążeniu w zakresie 10 ÷ 100% maksymalnego momentu obrotowego.

Cechą charakterystyczną silników o zapłonie samoczynnym jest ich praca z dużym współczynnikiem nadładku powietrza $\lambda \gg 1$, szczególnie w silnikach doładowanych, przy czym współczynnik λ nie jest stały w całym zakresie pracy, tak jak ma to miejsce w przypadku silników o zapłonie iskrowym. Jego wartość maleje wraz ze wzrostem obciążenia zbliżając się do minimalnej wartości 1,5 (uzyskanej w badaniach) w przypadku obciążenia maksymalnym momentem obrotowym [4]. Wysoka wartość współczynnika λ



Rys.2. Przykładowe stężenie substancji szkodliwych w spalinach [źródło: opracowanie własne]

skutkuje niską zawartością produktów niecałkowitego spalania w gazach spalinowych. Z przedstawionego na rysunku 2 wykresu można zauważyć, że zawartości CO i HC utrzymują się na stałym niskim poziomie i wzrastają nieznacznie w przypadku obciążenia przekraczającego 70%. Taka sama sytuacja dotyczy wartości stężenia cząstek stałych (PM), których pomiaru dokonano pośrednio, poprzez pomiar zadymienia według skali Boscha.

Na tle krzywych stężenia produktów niecałkowitego spalania wyraźnie zaznacza się stężenie tlenków azotu. Stężenie NO_x wzrasta wraz z obciążeniem i osiąga maksimum w punkcie maksymalnego momentu obrotowego. Dla pomiarów przedstawionych na rysunku 2 wartość stężenia NO_x sięgała wartości przekraczających 1100 ppm. Zdaniem autora można wysunąć ogólny wniosek, że w przypadku stosowania nowoczesnych silników diesla w napędach górniczych, reprezentowanych przez badany silnik, największym zagrożeniem dla środowiska kopalnianego, wynikającym z emisji gazów spalinowych, są tlenki azotu. Stężenie tlenku węgla oraz węglowodorów utrzymuje się na stosunkowo niskim poziomie.

3. Dopuszczalne stężenia tlenków azotu na stanowisku pracy

Dla substancji przenikających do organizmu przez drogi oddechowe opracowano wartości najwyższych dopuszczalnych stężeń na stanowisku pracy NDS. Zgodnie z definicją najwyższe dopuszczalne stężenie - średnie ważone, jest to takie stężenie, którego oddziaływanie na pracownika w ciągu 8-godzinnego dobowego i przeciętnego tygodniowego wymiaru czasu pracy, przez okres jego aktywności zawodowej nie powinno spowodować ujemnych zmian w jego stanie zdrowia oraz w stanie jego przyszłych pokoleń. Oprócz stężeń NDS określono również dopuszczalne stężenia chwilowe (NDSCH), które nie powinny spowodować ujemnych zmian w stanie zdrowia pracownika, jeżeli występuje w środowisku pracy nie dłużej niż przez 15 minut i nie częściej niż dwa razy w czasie zmiany roboczej, w odstępach nie krótszych niż jedna godzina. W tabeli 1 porównano wartości dopuszczalne NDS oraz NDSCH tlenków azotu w krajach EU, USA oraz Australii.

Najwyższe dopuszczalne stężenia tlenków azotu na stanowisku pracy [6, 7, 8, 9, 10]

Tabela 1

	NO CAS nr [10102-43-9]		NO ₂ CAS nr [10102-44-0]	
	NDS [ppm] / [mg/m ³]	NDSCH [ppm] / [mg/m ³]	NDS [ppm] / [mg/m ³]	NDSCH [ppm] / [mg/m ³]
Australia	25 / 31	-	3 / 5,6	5 / 9,4
Austria	25 / 30	-	3 / 6	6 / 12
Francja	25 / 30	-	-	3 / 6
Hiszpania	25 / 31	-	3 / 5,7	5 / 9,6
Irlandia	25 / 30	35 / 45	3 / 5	5 / 9
Niemcy	0,5 / 0,63	1,0 / 1,26	0,5 / 0,95	0,5 / 0,95
Polska^[2] od 2002 r. do 2005 r.	- / 5 ^[1]	- / 10 ^[1]	- / 5 ^[1]	- / 10 ^[1]
	Dz. U. 2002 nr 217 poz. 1833 ^[2]			
Polska^[3] od 2005 r.	- / 3,5	- / 7	- / 0,7	- / 0,5
	Dz. U. 2005 nr 212 poz. 1769 ^[3]			
Polska^[4] od 2002 r.	- / 5	- / 10	-	-
	Dz. U. 2002 nr 139 poz. 1169 ^[4]			
USA-NIOSH ^[5]	25 / 30	-	-	1 / 1,8
USA - OSHA ^[6]	25 / 30	-	-	5 / 9

1. Dotyczy sumy tlenków azotu NO_x.
2. Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Socjalnej z dnia 29 listopada 2002 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy.
3. Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 10 października 2005 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy.
4. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych.
5. The National Institute for Occupational Safety and Health.
6. The Occupational Safety and Health Administration.

Na mocy Rozporządzenia Ministra Pracy i Polityki Socjalnej z dnia 29 listopada 2002 r., w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy, określono wartości dopuszczalnych maksymalnych stężeń sumy tlenków azotu na stanowisku pracy na poziomie 5 mg/m^3 dla NDS oraz 10 mg/m^3 dla NDSCH. W przypadku zakładów górniczych wartości te reguluje również §187 p.2 Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych, w którym wartości NDS oraz NDSCH dla NO określono w wysokości odpowiednio 5 mg/m^3 oraz 10 mg/m^3 , przy czym dla zakładów stosujących maszyny spalinowe wartości te określa się na podstawie stężenia dwutlenku azotu (§187 p.4). Z uwagi na fakt, że toksyczność różnych tlenków azotu jest wyraźnie różna (dwutlenek azotu jest kilkakrotnie bardziej toksyczny od tlenku azotu), Międzyresortowa Komisja ds. Najwyższych Dopuszczalnych Stężeń i Natężeń Czynników Szkodliwych dla Zdrowia w Środowisku Pracy zarekomendowała nowe wartości NDS i NDSCH, wprowadzone rozporządzeniem z dnia 10 października 2005 r. [8]. Analizując powyższe zauważyć można, że obowiązujące obecnie dwa akty prawne określają różne zawartości stężeń dopuszczalnych na górniczych stanowiskach pracy (stężenia NO w [6] nie zostały wyłączone dla podziemnych zakładów górniczych tak jak ma to miejsce dla dwutlenku węgla). Porównując obowiązujące wartości stężeń dopuszczalnych z obowiązującymi w innych krajach zauważyć można, że w Polsce przepisy są znacznie bardziej restrykcyjne.

4. Metody ograniczania emisji tlenków azotu

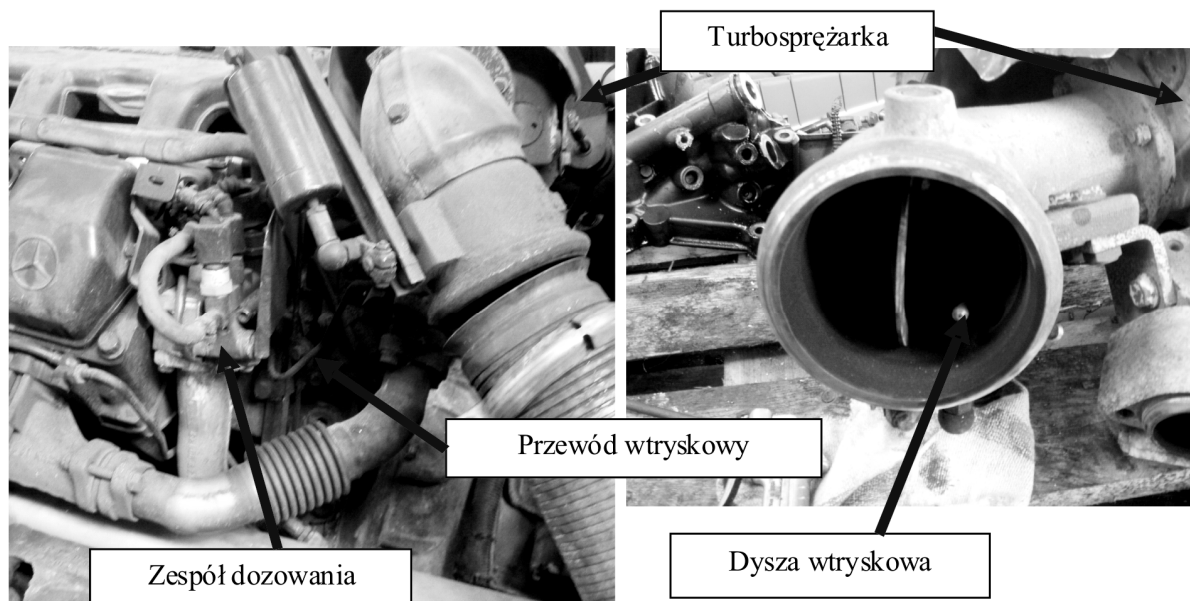
W działaniach zmierzających do ograniczenia emisji tlenków azotu przez pracujące silniki spalinowe możemy wyróżnić dwie grupy:

- działania w zakresie optymalizacji procesu spalania, poprzez zmiany konstrukcji komory spalania, procesu wtrysku paliwa, przygotowania oraz składu mieszanki paliwowej,
- działania w zakresie opracowania metod konwersji tlenków azotu na drodze układu wylotowego.

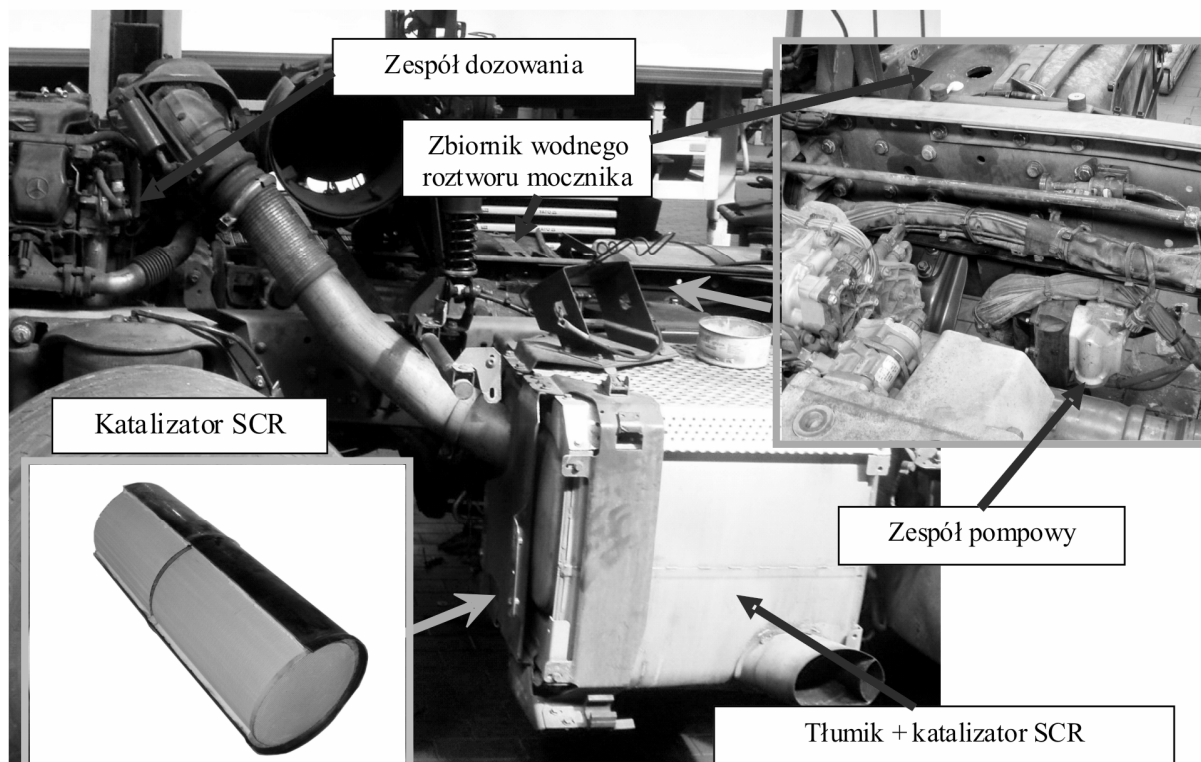
W zakresie metod obróbki spalin na drodze układu wylotowego na szczególną uwagę zasługują metody katalityczne, takie jak:

- SCR – Selective Catalytic Reduction - Selektywna redukcja katalityczna za pomocą wodnego roztworu mocznika; konwersja 65 - 90%,
- LNC – Lean NOx Catalyst - redukcja tlenków azotu (NOx) z wykorzystaniem węglowodorów (HC-SCR); konwersja 10 - 50%,
- LNT – Lean NOx Traps - absorpcja tlenków azotu (NOx) wewnątrz katalizatora i ich okresowe usuwanie; konwersja 50 - 80%.

Największą skuteczność uzyskuje metoda selektywnej redukcji katalitycznej SCR, która polega na zastosowaniu dodatkowego czynnika (reagenta) wtryskiwanego do układu wylotowego przed reaktorem katalitycznym. Czynnikiem reagującym z tlenkami azotu redukuje je do azotu (N_2). Iniekcja reagenta, jakim jest wodny roztwór mocznika, następuje przed reaktorem katalitycznym, najczęściej zaraz za wylotem turbosprężarki. Na rysunku 3 przedstawiono układ dozowania wodnego roztworu mocznika na przykładzie instalacji zabudowanej na ciągniku siodłowym.

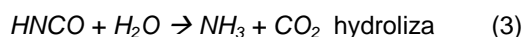


Rys.3. Przykładowy układ dozowania wodnego roztworu mocznika [4]

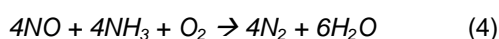


Rys.4. Przykładowe rozmieszczenie zespołów instalacji SCR [4]

Po iniekcji wodnego roztworu mocznika w pierwszej kolejności następuje odparowanie wody. Następnie w trakcie przepływu przez układ wylotowy następują reakcje termolizy oraz hydrolizy jak poniżej.



Na powierzchni reaktora katalicznego następuje redukcja tlenków azotu zawartych w spalinach według poniższej reakcji:



Ilość dozowanego czynnika redukcyjnego jest ściśle określana przez moduł sterujący na podstawie parametrów pracy silnika spalinowego. Na rysunku 4 przedstawiono rozmieszczenie podstawowych elementów instalacji SCR na przykładzie ciągnika siodłowego.

5. Badania skuteczności redukcji tlenków azotu metodą SCR

W celu określenia skuteczności metody konwersji tlenków azotu z wykorzystaniem selektywnej redukcji katalicznej, jak również uzyskania informacji technicznych dotyczących możliwości jej aplikacji w górniczych napędach spalinowych, odpowiednio rozbudowano stanowisko badawcze napędów spalinowych. Stanowisko to wyposażone zostało w odpowiednio zaprojektowany na potrzeby badań układ wylotowy, uwzględniający elementy redukcji

tlenków azotu metodą SCR (rys. 5.). W skład tego układu wchodzi:

- zespół przygotowania reagenta, który pozwala na dozowanie czynnika pod dowolnym ciśnieniem, wpływając tym samym na przepływ jednostkowy oraz parametry geometryczne strugi oraz wielkość kropeł,
- zespół wtrysku, którego regulowane płynnie parametry pracy (czas otwarcia, czas zamknięcia) pozwalają na dokładną regulację dawki reagenta,
- zespół reaktora SCR, który stanowi wymienny moduł układu.

Redukcję cząsteczek tlenków azotu przeprowadza się cząsteczkami amoniaku, który jest substancją toksyczną, dlatego bardzo ważne jest dokładne określenie ilości dozowanego amoniaku tak, aby wszystkie cząsteczki weszły w reakcję. W przeciwnym wypadku może dojść do tzw. ucieczek cząstek amoniaku (ammonia slip). Niezbędną ilość amoniaku można określić po zbilansowaniu równania (4).

$$\frac{m_{4NH_3}}{m_{4NO}} = \frac{M_{4NH_3}}{M_{4NO}} = \frac{68kg/kmol}{120kg/kmol} = 0,566 \quad (5)$$

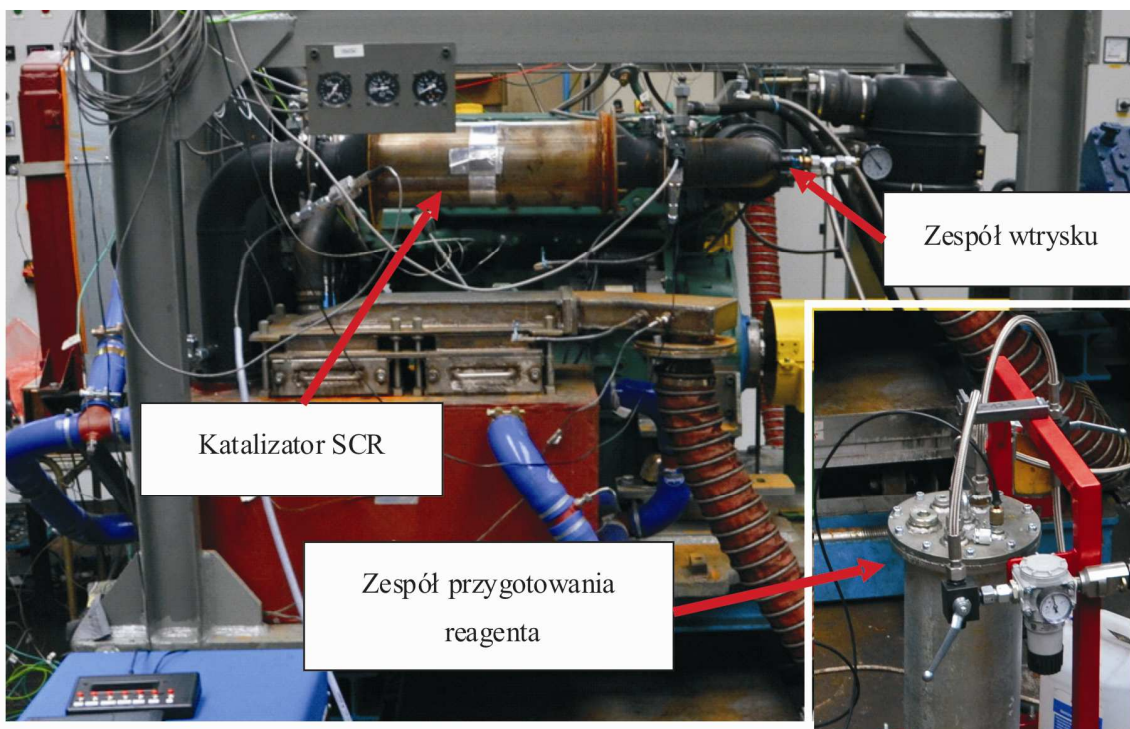
gdzie:

- m – masa cząsteczkowa,
- M – masa całkowita.

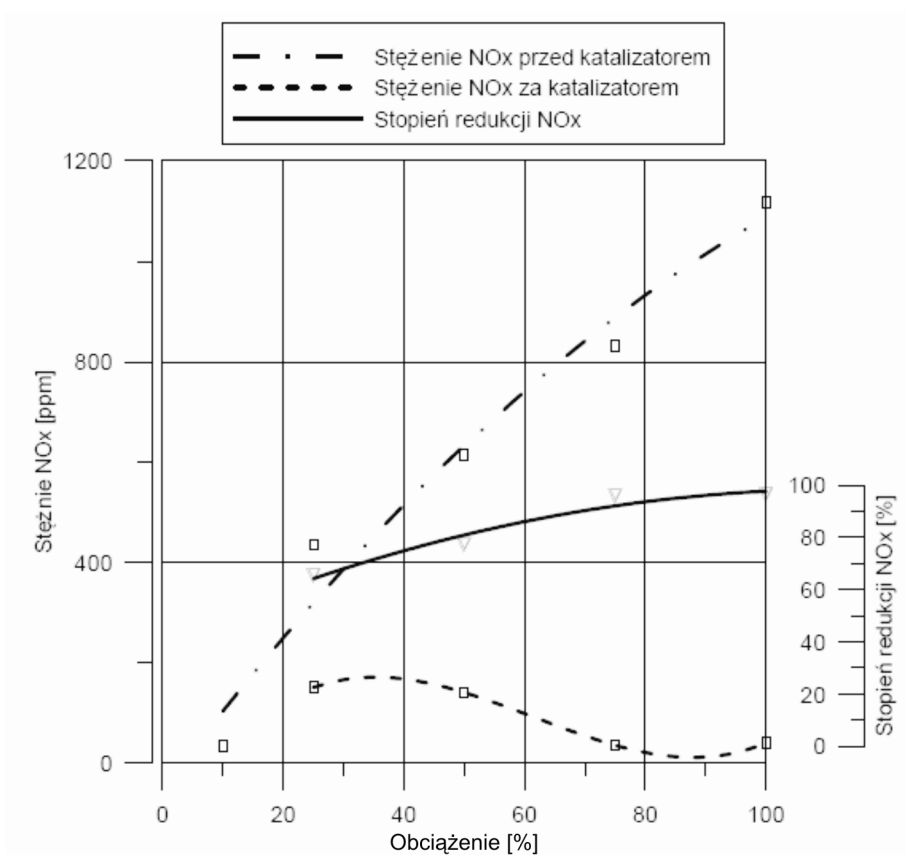
Analogicznie postępując dla równań (2) i (3) oraz uwzględniając stężenie mocznika w wodzie wyznaczyć

można współczynnik określający stosunek masy reagenta do masy tlenków azotu, który pozwala na określenie ilości dozowanego czynnika dla ustalonych punktów pracy (punkty pomiarowe cyklu badawczego).

Wyniki przeprowadzonych pomiarów stężeń tlenków azotu uzyskane w trakcie badań zilustrowano na rysunku 6. W trakcie badań dokonywano pomiarów stężeń substancji toksycznych przed i za reaktorem



Rys.5. SCR na stanowisku badawczym napędów spalinowych



Rys.6. Redukcja tlenków azotu w trakcie badań stanowiskowych [źródło: opracowanie własne]

katalitycznym. Po ustaleniu parametrów pracy silnika (prędkość obrotowa oraz moment obrotowy) rozpoczęto realizację dozowania reagenta. Następnie dokonano pomiarów stężenia NO_x w spalinach. Najwyższa skuteczność uzyskana została przy pracy silnika w granicach od 80% do 100% obciążenia. Maksymalny stopień redukcji wyniósł w tym zakresie 96%. Wraz ze spadkiem obciążenia malała sprawność układu. Poniżej 25% obciążenia nie zauważono zmian w zawartości NO_x przed i za katalizatorem. Przyczyną spadku sprawności układu wraz ze spadkiem obciążenia dopatrywać się można z układu wtrysku. Dla niskich stężeń wejściowych wymagane było odpowiednio mniejsze natężenie przepływu czynnika, co z kolei wpływało na wydłużenie czasu zamknięcia wtryskiwacza, w efekcie czego struga czynnika nie była jednorodna. Powodowało to niewystarczające wymieszanie spalin z czynnikiem redukującym. Innym powodem mogła być zbyt niska temperatura spalin, która nie była w stanie doprowadzić do reakcji termo- i hydrolizy reagenta na odcinku wtryskiwacz-reaktor. Analizując całościowo wyniki badań podkreślić należy wysoką skuteczność tej metody pozwalającej, dla obciążeń powyżej 25%, obniżyć stężenie tlenków azotu średnio o 80%.

6. Podsumowanie

Działania zmierzające do podniesienia sprawności silników spalinowych, takie jak: wprowadzenie wtrysku bezpośredniego, zwiększanie ciśnienia w komorze spalania czy praca na ubogich mieszankach spalinowych nie są bez znaczenia dla składu wydzielanych spalin. Reakcje redukcji i utleniania są przeciwnymi reakcjami chemicznymi, dlatego szczególnie trudne jest jednoczesne uzyskanie niskich stężeń tlenków azotu i produktów niecałkowitego spalania CO, HC.

Wśród metod zmierzających do obniżenia zawartości tlenków azotu w spalinach na szczególną uwagę zasługuje selektywna redukcja katalityczna. Działając w obrębie układu wylotowego nie wpływa ona bezpośrednio na proces spalania mieszanki palnej. Przeprowadzone badania potwierdzają wysoką skuteczność tej metody, szczególnie w obszarze dużych obciążeń silnika. Dostrzegalnym niebezpieczeństwem związanym z wykorzystaniem amoniaku jako reagenta jest możliwość emisji z układu wylotowego części amoniaku nie biorącego udziału w reakcjach. Przepisy w tym zakresie dopuszczają maksymalną emisję amoniaku na poziomie 25 ppm [3].

Dlatego szczególnie ważne jest odpowiednie przygotowanie oraz dozowanie substancji redukującej.

Literatura

1. Dobrzaniecki P., Mężyk A.: Kształtowanie cech eksploatacyjnych górniczych pojazdów szynowych. ITG KOMAG 2012.
2. Dobrzaniecki P.: Badania stanowiskowe górnictwa napędu spalinowego. Maszyny Górnicze nr 2011 nr 4, str. 25-30.
3. Dyrektywa Komisji 2010/26/UE z dnia 31 marca 2010 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach.
4. Kaczmarczyk K.: Dostosowanie silnika spalinowego do wymagań stawianych górnictwem zespołom spalinowym. ITG KOMAG Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
5. Merkiś J.: Ekologiczne Aspekty stosowania silników spalinowych. WPP Poznań 1995.
6. Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 29 listopada 2002 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy (Dz. U. 2002 nr 217 poz. 1833 wraz ze zmianami).
7. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. 2002 nr 139 poz. 1169 wraz ze zmianami).
8. Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 10 października 2005 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy.
9. www.ciop.pl (20 sierpień 2013).
10. www.dgouv.de (20 sierpień 2013).
11. www.itcimp.pwcr.wroc.pl (19 wrzesień 2013).
12. www.wiedzainfo.pl (19 wrzesień 2013).

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.

Listy kontrolne wspomagające użytkowanie i utrzymanie ruchu maszyn górniczych

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcję repozytorium list kontrolnych dla wspomaganie użytkowania i utrzymania ruchu maszyn górniczych, dostarczających wiedzę na temat poprawnego i bezpiecznego wykonywania czynności, bezpośrednio w miejscu i czasie ich realizacji.

Summary

A concept of repository of checklists developed to aid mining machines maintenance is presented in the article. This solution provides knowledge about correct and safe performing of activities, directly at the relevant place and time.

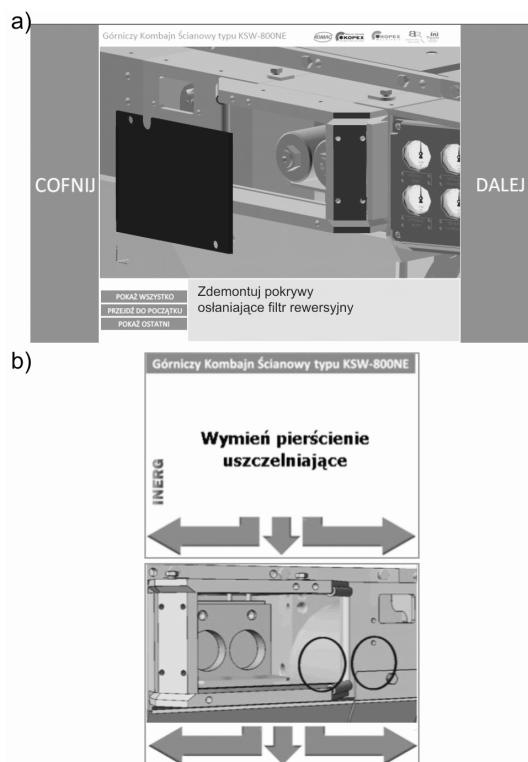
1. Wprowadzenie

Maszyny górnicze charakteryzują się coraz bardziej złożoną budową, wysokim zaawansowaniem technologicznym, a także indywidualną konstrukcją poszczególnych egzemplarzy. Właściwe użytkowanie maszyn oraz poprawne realizowanie czynności z zakresu utrzymania ruchu wymaga wiedzy o szerokim zakresie, której przyswojenie jest trudne i czasochłonne.

Podstawowym źródłem informacji na temat zalecanego sposobu wykonywania czynności użytkowania i utrzymania ruchu maszyn górniczych, wykorzystywanym w kopalniach, są dokumentacje techniczno-ruchowe (DTR) maszyn oraz instrukcje stanowiskowe (opracowane między innymi na podstawie DTR). Powyższe dokumenty, z uwagi na sposób opracowania oraz formę użytkowania, nie są jednak przystosowane do używania w warunkach kopalń, jak również nie sprzyjają skutecznemu zapoznaniu się z ich treścią. Są z reguły opracowywane jako dokumenty elektroniczne i udostępniane w wersji wydrukowanej. Zasadnym stało się zatem opracowanie informacji niezbędnych dla wykonywania czynności użytkowania i utrzymania ruchu maszyn górniczych w postaci przyjaznej dla użytkowników i możliwej do stosowania w warunkach kopalń [9]. Zakres podjętych prac obejmował zarówno selekcję i sposób uporządkowania treści, jak i sposób jej udostępniania [12].

Przykładem nowoczesnego rozwiązania wspomagającego kopalnie w zakresie użytkowania i utrzymania ruchu maszyn górniczych, a konkretnie wybranych typów kombajnów ścianowych, jest opracowany w ITG KOMAG System Interaktywnych Instrukcji Obsługi INSTO. Zasoby wiedzy INSTO to przede wszystkim interaktywne procedury opracowane z zastosowaniem technologii wirtualnej rzeczywistości oraz Augmented

Reality [6]. Prezentują one kolejne kroki, jakie trzeba wykonać w ramach czynności użytkowania lub utrzymania ruchu kombajnu ścianowego [7]. Każdy krok opisany jest słownie i zademonstrowany za pomocą komputerowej animacji. INSTO dostępne jest w wersjach przeznaczonych do stosowania na tradycyjnych komputerach osobistych (PC, laptop), na komputerach pokładowych maszyn oraz na urządzeniach mobilnych, takich jak: tablety, PDA (Personal Digital Assistant), czy smartfony – rysunek 1. Charakterystykę oraz zastosowania INSTO przedstawiono w [8].



Rys.1. Przykłady ekranów interaktywnych procedur INSTO:
a) wersja na tablet, b) wersja na PDA
[źródło: opracowanie własne]

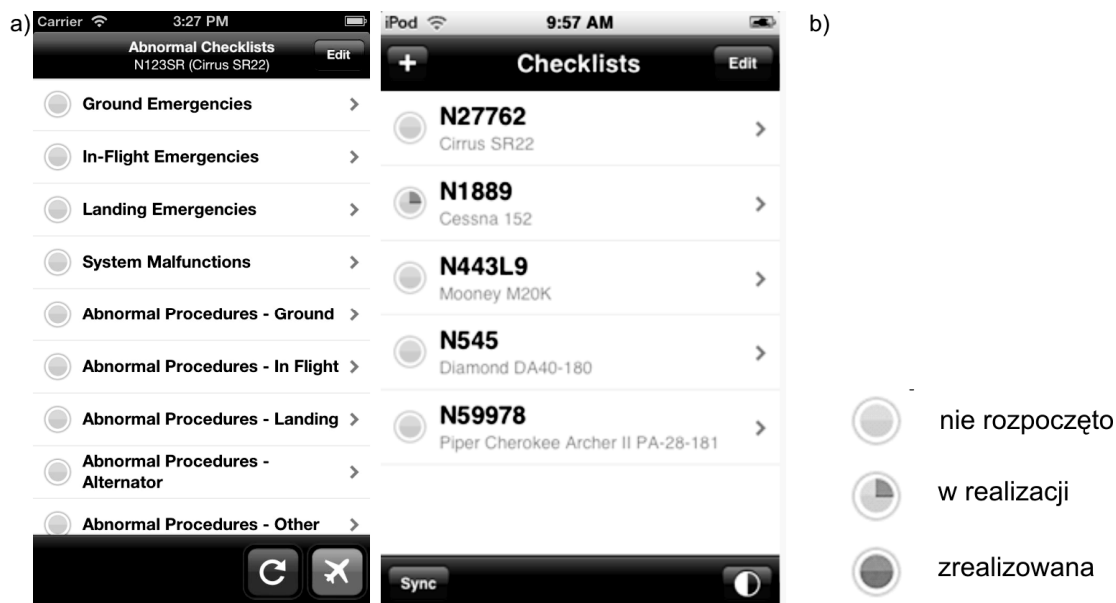
Prostym narzędziem wspomagającym poprawne wykonywanie powierzonych czynności są listy kontrolne. Możliwość ich skutecznego zastosowania potwierdzono w wielu dziedzinach (przykłady przedstawiono w: [1÷1, 10, 11, 14, 15]). Elementami listy kontrolnej mogą być: kolejne kroki, jakie należy wykonać, zasoby, które należy zapewnić oraz warunki lub wymagania, których należy dopełnić. Istotność porządku przedstawienia elementów listy kontrolnej ma znaczenie w zależności od jej treści. Pojedyncze listy kontrolne lub repozytoria list kontrolnych mogą pełnić rolę podręcznego asystenta dostarczającego informacji niezbędnych dla poprawnego wykonania czynności.

2. Wybrane techniki prezentacji list kontrolnych

Listy kontrolne są tworzone i używane w różnych formach. Najpowszechniej stosowane są listy kontrolne w formie papierowej. Jest to rozwiązanie tanie w wytworzeniu i użyciu. Łatwo je przechowywać, ale też łatwo zagubić w miejscu użytkowania. Są one proste w użyciu, ale są też podatne na zużycie: ścierane, targane, zabrudzone. Mogą być kłopotliwe w użyciu przy słabym świetle. Należy również mieć kontrolę nad tym, które elementy listy dopełniono (powinno być jednorazowego użytku). Jej użytkowanie polega wówczas na bieżącym zaznaczaniu dopełnionych elementów.



Rys.2. Przykład laminowanych list kontrolnych stosowanych w lotnictwie [17]



Rys.3. Narzędzie ForeFlight's Checklist Pro: a) ekran przeglądania wykazu list kontrolnych, b) stan realizacji listy kontrolnej [16]



Rys.4. Narzędzie ForeFlight's Checklist Pro: a) ekran tworzenia listy kontrolnej, b) ekran przeglądania listy kontrolnej z opcją przypisaną notatki [18]

Odmianą mogą być laminowane listy kontrolne [13] – rysunek 2, które wykazują większą odporność na zniszczenie niż papierowe listy kontrolne, ale ich wytworzenie jest kosztowniejsze, a zebrane w postaci pliku zajmują więcej miejsca. Pomimo tego łatwo je przechowywać.

Nowoczesne komputerowe listy kontrolne zaproponowała np. firma ForeFlight LLC. Narzędzie ForeFlight's Checklist Pro jest przeznaczone dla pilotów. Pozwala na tworzenie i stosowanie inteligentnych list kontrolnych na przenośnych komputerach, takich jak iPhone lub iPod. Całość repozytorium list kontrolnych osadzona jest w aplikacji o przemyślanym i przyjaznym interfejsie użytkownika.

Listy kontrolne wybierane są z katalogu/spisu - rysunek 3a. Przy każdej z nich – za pomocą stopnia wypełnienia koła - pokazany jest stan realizacji listy - rysunek 3b. Stan realizacji zostaje wyzerowany po upływie 24 godzin. Istnieje możliwość przełączania się między wykazami list kontrolnych: standardowych, niestandardowych i awaryjnych.

Lista wybrana w katalogu zostaje wyświetlona - rysunek 4a. Możliwe jest zaznaczanie lub pominięcie jej poszczególnych pozycji, jak również odświeżanie całej listy. Możliwe jest także tworzenie nowych i edytowanie istniejących list. Narzędzie to wyposażono w zestaw szablonów list kontrolnych dla poszczególnych modeli samolotów. Pozycje listy kontrolnej mogą zostać rozbudowane o dodatkowe informacje - rysunek 4b.

3. Listy kontrolne wspomagające użytkowanie i utrzymanie ruchu maszyn górniczych

Elektroniczne listy kontrolne wspomagające użytkowanie i utrzymanie ruchu maszyn górniczych są

przeznaczone są do stosowania na przenośnym komputerze PDA, spełniającym wymogi Dyrektywy ATEX – rysunek 5. Środowisko programowe PDA nakłada szereg ograniczeń w zakresie technologicznych możliwości utworzenia repozytorium list kontrolnych, dlatego nie jest możliwe utworzenie narzędzia tak zaawansowanego, jak w przypadku wspomnianego wyżej ForeFlight's Checklist Pro.



Rys.5. PDA spełniający wymogi Dyrektywy ATEX [źródło: opracowanie własne]

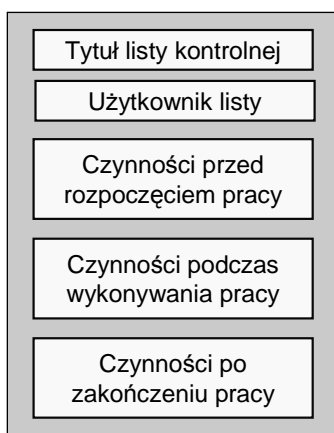
Repozytorium list kontrolnych uwzględnia ograniczenia środowiska programowego PDA oraz opiera się na prezentowanych w literaturze zaleceniach dotyczących opracowywania list kontrolnych [3, 13]. W celu zapewnienia kompatybilności z oprogramowaniem dostępnym w PDA, listy kontrolne utworzono tak, by możliwe było ich obsłużenie przez przeglądarkę internetową oraz wtyczkę Flash Player 7 (wyższa wersja Flash Player nie jest obsługiwana przez PDA).

Każda lista kontrolna opisuje zadanie, które dotyczy utrzymania ruchu lub użytkowania maszyny. Strukturę

list kontrolnych zidentyfikowano na podstawie instrukcji stanowiskowych. Pozycje wyszczególnione w liście kontrolnej podzielono na trzy grupy - rysunek 6:

- charakteryzujące fazę przygotowania – są to informacje na temat czynności wykonywanych przed rozpoczęciem realizacji zadania,
- charakteryzujące fazę realizacji – są to informacje na temat czynności wykonywanych w ramach danego zadania,
- charakteryzujące fazę zakończenia – są to informacje na temat czynności wykonywanych po realizacji zadania.

W liście kontrolnej zamieszczono ponadto informację o przedmiocie danej listy – tytuł listy kontrolnej oraz informację identyfikującą użytkownika listy.



Rys.6. Rodzaje informacji w ramach listy kontrolnej
[źródło: opracowanie własne]

Czynności przedstawiono w postaci kroków (rys. 7). Przyjęto, że:

- każdy krok jest opisany za pomocą tekstu i może być zilustrowany materiałem graficznym,
- każdy krok może zostać rozpisany na operacje,
- każda operacja opisana jest za pomocą tekstu, który może zostać uzupełniony materiałem graficznym.

Treść list kontrolnych w wersji elektronicznej przedstawiono z uwzględnieniem rozmiaru wyświetlacza komputera i sposobu jego użytkowania, w tym przypadku PDA (wyświetlacz 240x320 px, nawigacja rysikiem – rysunek 5).

Lista kontrolna ma postać zagnieżdżoną - rysunek 8. Na odrębnych stronach listy kontrolnej są przedstawione informacje na temat czynności przed, w trakcie i po realizacji zadania. Opis każdego kroku i operacji może zostać rozszerzony o dodatkowy komentarz oraz materiał graficzny.

Każda faza procesu realizacji zadania opisanego listą kontrolną, tj. faza przygotowania, realizacji oraz zakończenia, może zostać opisana jedną lub kilkoma stronami. W pierwszym przypadku dostęp do stron, z których złożona jest lista kontrolna odbywa się bezpośrednio z poziomu *strony głównej*.

Strona główna listy kontrolnej (rys. 9) zawiera:

- informację na temat zakresu listy kontrolnej (tytuł),
- identyfikację użytkownika listy kontrolnej,
- odsyłacze do częściowych stron listy kontrolnej obejmujących informacje na temat czynności wykonywanych w ramach przygotowania, realizacji oraz zakończenia zadania,
- odsyłacz do strony internetowej zawierającej wykaz list kontrolnych (opisano ją w dalszej części artykułu).

Odsyłacze są utworzone jako przyciski oprogramowane. Ich przyśnięcie otwiera częściową stronę listy kontrolnej przypisaną do danego przycisku.

W przypadku listy kontrolnej, w której jedną lub więcej faz realizacji opisano na kilku stronach, dostęp do tych stron odbywa się w sposób pośredni – rysunek 10. W takiej sytuacji odsyłacz w *stronie głównej* powoduje otwarcie *zagnieżdżonej strony głównej*. Zawiera ona:

- tytuł listy kontrolnej,
- identyfikację użytkownika listy kontrolnej,
- odsyłacze do częściowych stron rozbudowanej listy kontrolnej,
- odsyłacz do strony internetowej zawierającej wykaz list kontrolnych.

Odsyłacze mają postać odpowiednio oprogramowanych przycisków, których wybranie powoduje otwarcie przypisanych do nich stron.

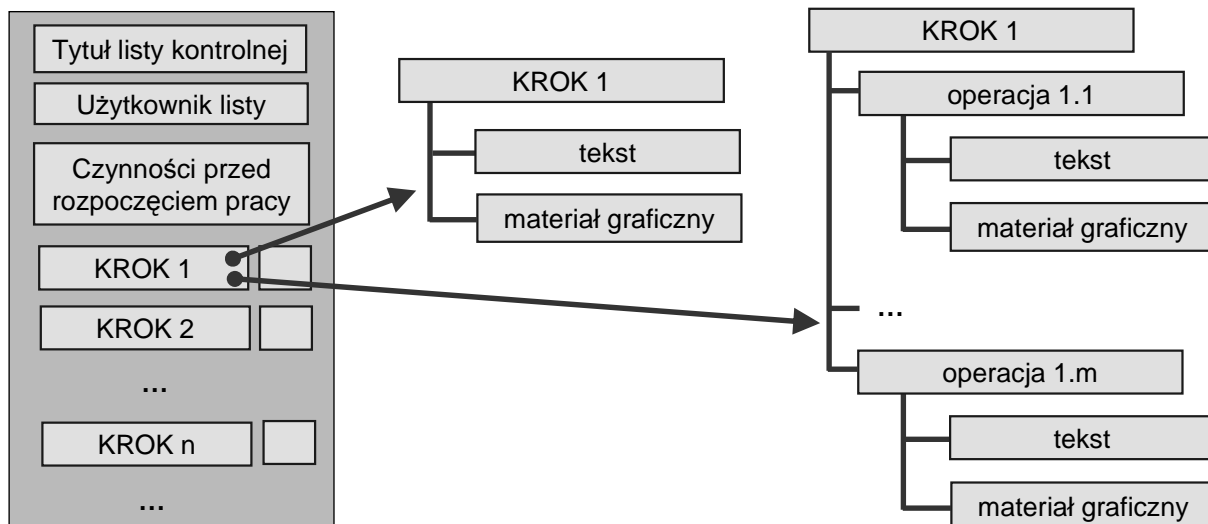
W przykładzie zamieszczonym na rysunku 10 lista kontrolna obejmuje następujące częściowe strony:

- jedną stronę opisującą czynności wykonywane w ramach przygotowania realizacji zadania,
- trzy strony opisujące czynności wykonywane w ramach realizacji zadania,
- jedną stronę opisującą czynności wykonywane po zrealizowaniu zadania.

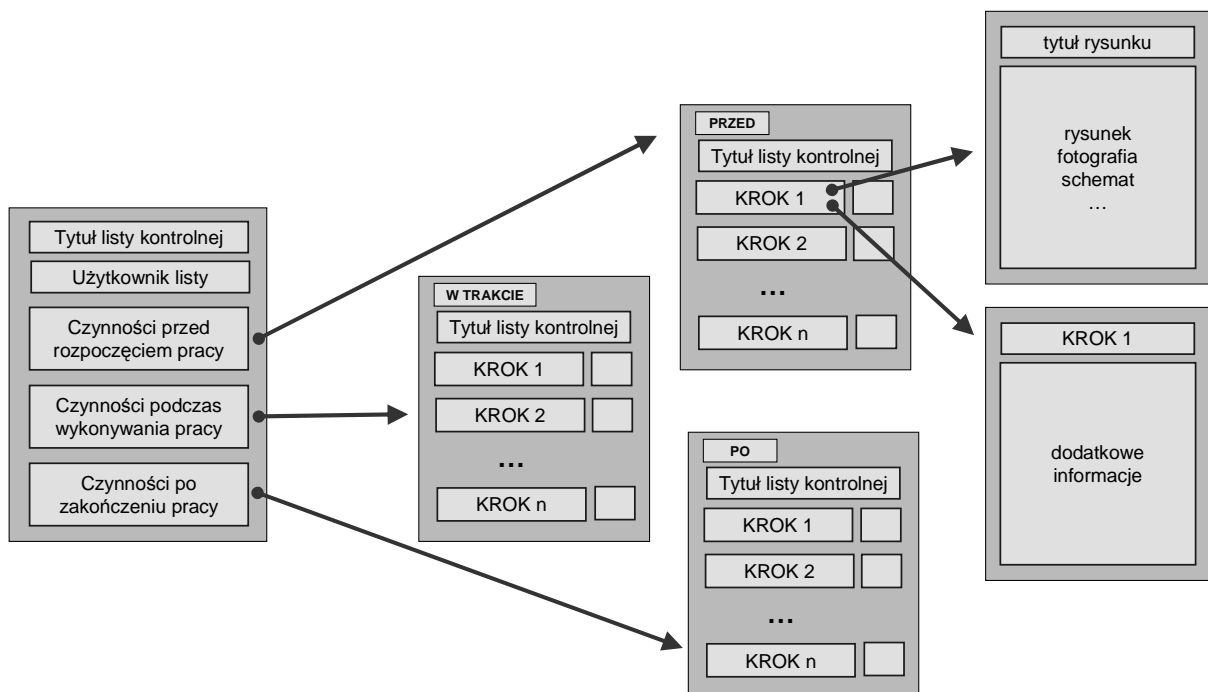
Odsyłacze do procedur opisujących czynności wykonywane w ramach realizacji zadania opisane są poprzez ich tytuły (a więc podtytuły listy kontrolnej).

Struktura częściowej strony listy kontrolnej uwzględnia następujące elementy:

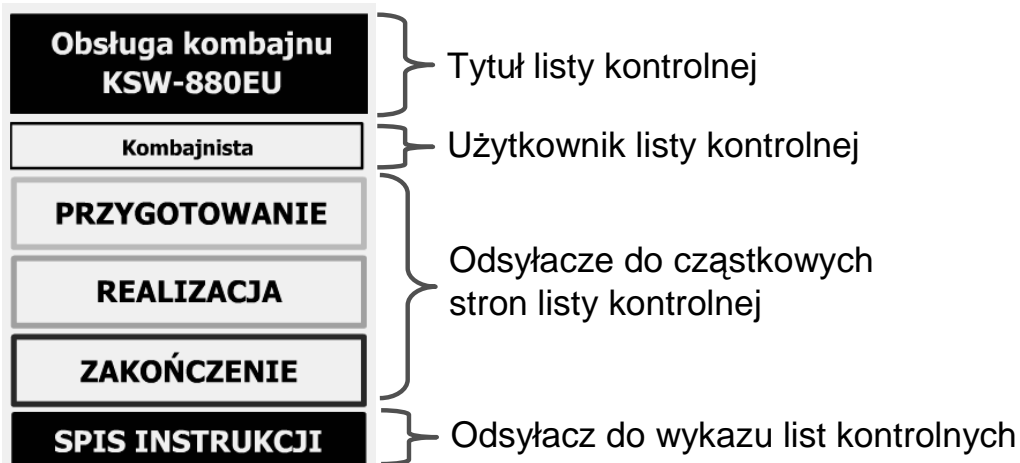
- pasek nawigacyjny - rysunek 11, rysunek 12, który obejmuje informację na temat tego, których czynności dotyczy bieżąca strona listy kontrolnej oraz odsyłacze do stron opisujących pozostałe czynności. Czynności wykonywane w ramach przygotowania realizacji zadania identyfikowane są tekstem „PRZED”, czynności wykonywane w ramach realizacji zadania - tekstem „W TRAKCIE”, a czynności wykonywane po zrealizowaniu zadania - tekstem „PO”.
- tytuł i podtytuł listy kontrolnej - rysunek 12.
- pozycje listy kontrolnej w postaci kroków, czynności, warunków - rysunek 12.



Rys.7. Dwa warianty struktury opisu kroku [źródło: opracowanie własne]



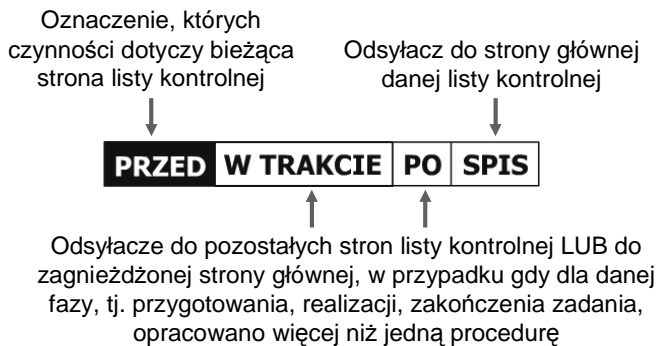
Rys.8. Uporządkowanie treści w elektronicznych listach kontrolnych [źródło: opracowanie własne]



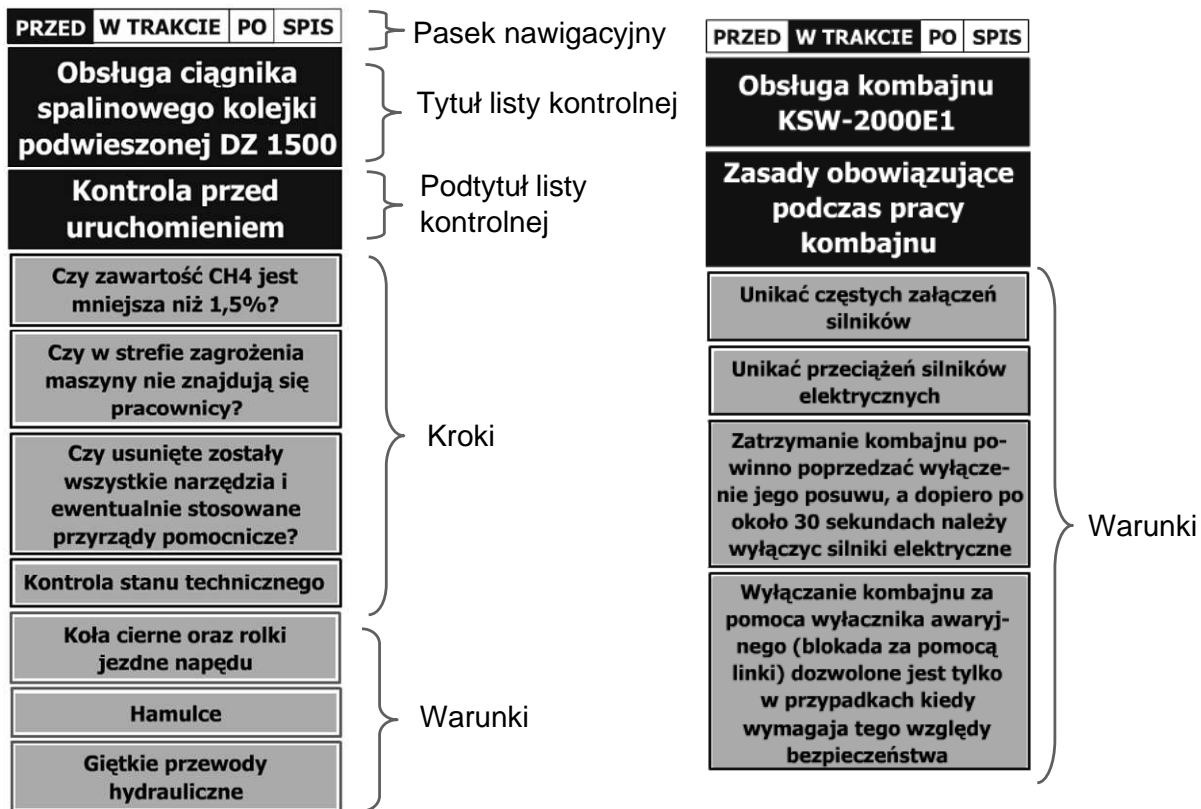
Rys.9. Charakterystyka głównej strony listy kontrolnej [źródło: opracowanie własne]



Rys.10. Charakterystyka strony głównej oraz zagnieżdżonej strony głównej w rozbudowanej liście kontrolnej [źródło: opracowanie własne]



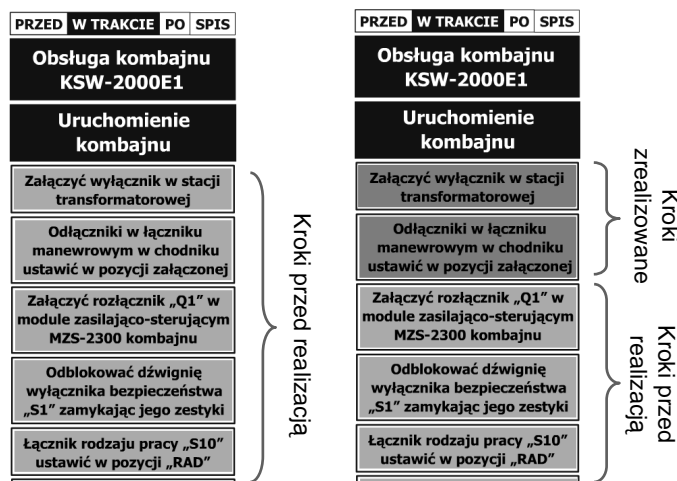
Rys.11. Pasek nawigacyjny listy kontrolnej [źródło: opracowanie własne]



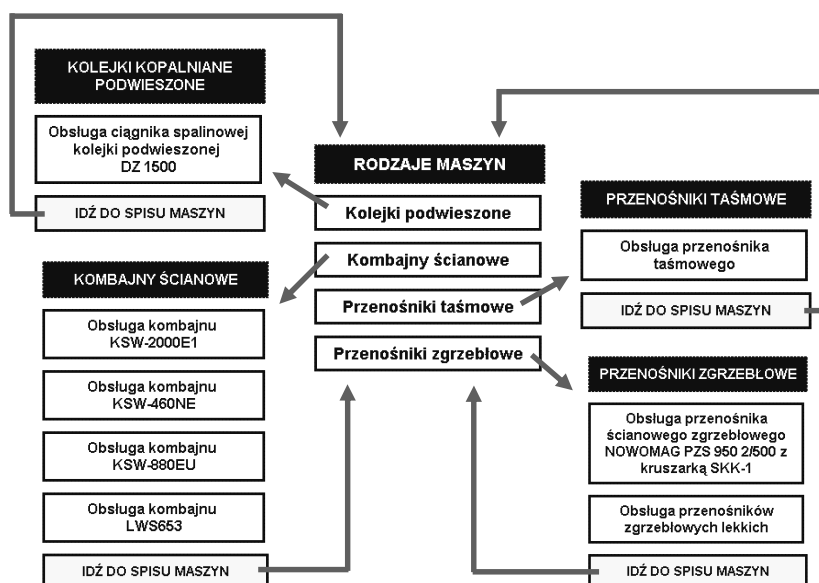
Rys.12. Ogólna struktura strony listy kontrolnej [źródło: opracowanie własne]

<p>Uruchomienie zaworu startowego po wysunięciu cylindra dławiącego i płyty zamykającej powietrze. Zawór startowy należy wciskać, aż do momentu zaskoczenia silnika a następnie natychmiast puścić.</p>	<p>Uruchomienie zaworu startowego po wysunięciu cylindra dławiącego i płyty zamykającej powietrze. Zawór startowy należy wciskać, aż do momentu zaskoczenia silnika a następnie natychmiast puścić.</p>
<p>POKAŻ UKRYJ</p>	<p>POKAŻ UKRYJ</p>
	

Rys.13. Zamieszczanie dodatkowych informacji otwieranych na życzenie użytkownika listy kontrolnej [źródło: opracowanie własne]



Rys.14. Oznaczanie stanu realizacji listy kontrolnej [źródło: opracowanie własne]



Rys.15. Menu główne repozytorium list kontrolnych [źródło: opracowanie własne]

Dla każdego kroku, czynności czy warunku, można zamieścić dodatkową informację - rysunek 13, która wyświetla się na życzenie użytkownika. Informacja zapisana jest w pliku graficznym. Jej wyświetlenie lub zamknięcie realizowane jest poprzez przyciski „Pokaż” i „Ukryj”. Przyciski oprogramowano w taki sposób, by wczytywać lub chować przypisany do nich plik graficzny.

Dla zachowania kontroli nad realizacją listy kontrolnej wprowadzono możliwość interaktywnego zaznaczania poszczególnych elementów treści - rysunek 14, takich jak kroki, czynności, warunki. Każdy z tych elementów zawiera w sobie odpowiednio oprogramowany przycisk, który po uruchomieniu zmienia kolor. Przełączanie realizowane jest między kolorem zielonym a czerwonym. Kolor zielony ustawiono jako wyjściowy. Oznaczenie danego elementu na czerwono wskazuje, że został on zrealizowany.

Interfejsem umożliwiającym dostęp do wszystkich list kontrolnych jest menu główne - rysunek 15. Listy kontrolne pogrupowano według rodzajów maszyn, których dotyczą. Wykaz rodzajów maszyn utworzono w taki sposób, że wybranie nazwy danego rodzaju maszyny powoduje otwarcie wykazu przypisanych do niego list kontrolnych. Pod każdym wykazem list kontrolnych zamieszczono odsyłacz pozwalający wrócić do wykazu rodzajów maszyn.

W zamieszczonym przykładzie menu głównego zastosowano pogrupowanie list kontrolnych według rodzajów maszyn. Rodzaje maszyn uporządkowano alfabetycznie. Istnieje jednak możliwość utworzenia dowolnej ilości wykazów list kontrolnych, które porządkują je według dowolnych kryteriów, zgodnie z oczekiwaniami użytkownika list kontrolnych.

4. Podsumowanie

Dla właściwej realizacji procesów użytkowania oraz utrzymania ruchu maszyn górniczych niezbędne jest dysponowanie odpowiednią wiedzą. Jednak powszechnie obecnie stosowane źródła wiedzy nie są przystosowane do warunków panujących w miejscu wykonywania czynności przez użytkowników maszyn górniczych oraz służby utrzymania ruchu kopalń.

Rolę „podręcznego asystenta” wspomagającego realizację różnego rodzaju zadań, w tym związanych z użytkowaniem i utrzymaniem ruchu maszyn i urządzeń, mogą pełnić listy kontrolne. Na podstawie przeglądu literatury, zidentyfikowano elektroniczne repozytorium list kontrolnych, jako tę formę udostępniania list kontrolnych, którą można zaimplementować w warunkach kopalń. Przykład takiej implementacji przedstawiono w niniejszym artykule.

Opracowane repozytorium list kontrolnych jest kompatybilne z przenośnym komputerem PDA, spełniającym

wymogi dyrektywy ATEX. Zatem dostęp do wiedzy jest możliwy w dowolnym miejscu i czasie, co zwiększa prawdopodobieństwo realizacji czynności użytkownika oraz utrzymania ruchu maszyn górniczych w sposób poprawny i bezpieczny.

Istotną zaletą list kontrolnych jest możliwość zaznaczenia, które pozycje zostały dopełnione. Znacznie zwiększa to czytelność i łatwość użytkownika listy kontrolnej, oraz zapobiega pominięciu jej pozycji. Jednak z uwagi na ograniczenia programowe komputera PDA, nie ma możliwości zapisania listy kontrolnej wraz z bieżącymi zaznaczeniami dopełnionych pozycji. W chwili zamknięcia listy kontrolnej, wszelkie dokonane w niej zaznaczenia zostają utracone.

Szybkiemu przyswojeniu sposobu nawigacji w repozytorium list kontrolnych, a co za tym idzie – łatwości użytkownika tego narzędzia, sprzyja przyjazny użytkownikowi, konsekwentnie stosowany interfejs.

Literatura

1. Audit Checklists. Audit Of Local Authority Assessment Of HACCP Compliance In Food Business Establishments, Food Standards Agency, grudzień 2009, <http://www.food.gov.uk/multimedia/pdfs/enforcement/haccpcompliancechecklist.pdf> (23.10.2013).
2. Boorman DJ. Today's electronic checklists reduce likelihood of crew errors and help prevent mishaps. ICAO Journal 2001; 1:17-36.
3. Collins McLaughlin A., What Makes a Good Checklist, <http://www.webmm.ahrq.gov/perspective.aspx?perspectiveID=92> (23.10.2013).
4. Eye Safety CHECKLIST, NIOSH, <http://www.cdc.gov/niosh/topics/eye/pdfs/EyeSafetyChecklist.pdf> (23.10.2013).
5. I.M S.A.F.E Checklist, <http://www.ampl.ma/attachements/publication/509.pdf> (23.10.2013).
6. Jaszczuk Ł., Michalak D.: Zastosowanie Technologii Rozszerzonej Rzeczywistości w szkoleniach pracowników podziemnych zakładów górniczych. Mechanik 2011 nr 7 s. 301-310.
7. Jaszczuk Ł., Michalak D., Rozmus M.: Methods and tools supporting maintenance of mining machines. Implementation of IETM Concept. Innovative Mechanization Techniques and Technologies, Monograph No. 10, Scientific editorial staff of the monograph: Magdalena Rozmus, Dariusz Michalak, KOMAG Institute of Mining Technology, Gliwice 2011 s. 43-55.
8. Jaszczuk Ł., Michalak D., Rozmus M., Suiski R.: System interaktywnych instrukcji obsługi INSTO jako narzędzie wspomagające utrzymanie ruchu maszyn górniczych. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo –

-
- Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2011. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011 s. 273-280.
9. Lesisz R., Michalak D.: Zastosowanie interaktywnych aplikacji w szkoleniach pracowników górniczych zakładów podziemnych. *Mechanik* 2011 nr 7 s. 485-492.
 10. Lista kontrolna „Doskonalenie oceny ryzyka zawodowego”, CIOP, <http://www.ciop.pl/22087.html> (23.10.2013).
 11. Lista kontrolna „Zalecenia dotyczące doboru środków ochrony indywidualnej w pralniach”, CIOP, <http://www.ciop.lodz.pl/new/l01.html> (23.10.2013).
 12. Michalak D.: Upowszechnianie informacji o bezpiecznych metodach pracy. *Maszyny Górnicze*, 2013 nr 1, s. 34-37.
 13. Richard L. Gross R. L: Studies Suggest Methods for Optimizing Checklist Design and Crew Performance, http://www.mtc.gob.pe/portal/transportes/aereo/aeronauticacivil/alar_tool_kit/pdf/fsd_may95.pdf (23.10.2013).
 14. Women’s health in prison: Action guidance and checklists to review current policies and practices, WHO 2011, http://www.euro.who.int/__data/assets/pdf_file/0015/151053/e95760.pdf
 15. World Alliance for Patient Safety. Implementation Manual Surgical Safety Checklist. World Health Organization, http://www.who.int/patientsafety/safesurgery/tools_resources/SSSL_Manual_finalJun08.pdf (23.10.2013).
 16. www.iosnoops.com/appinfo/foreflight-checklist-pro-for-iphone/292603727 (23.10.2013).
 17. www.marvgolden.com/piper-arrow-iii-pa-28r-201-qref-book.html (23.10.2013).
 18. <http://blog.foreflight.com/category/foreflight-checklist/> (23.10.2013).

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2013 r.