

Metoda analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczołonowych do identyfikacji sił w modułowych zestawach nośnych

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę identyfikacji obciążeń dynamicznych zawiesi modułowego zestawu nośnego oraz zawiesi trasy kolejki podwieszanej. W celu wyznaczenia rozkładu sił w zestawie transportowym podczas transportu materiałów wielkogabarytowych wykorzystano metody numeryczne, w tym metodę analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczołonowych (ang. MultiBody System).

Słowa kluczowe: kolejki podwieszane, zespół transportowy, model geometryczny, model obliczeniowy, identyfikacja przeciążeń

Keywords: suspended monorails, transportation unit, geometric model, calculation model, identification of overloads

Summary

Method for identification of dynamic loads of suspensions of modular beam trolleys and suspensions of suspended monorail routes are presented. Numerical methods, including the method for analysis of kinematics and dynamics of Multi-Body systems, were used to determine distribution of forces in a transportation unit during transportation of big-size materials.

1. Wprowadzenie

Jednym z decydujących czynników, mających wpływ na proces wydobywania węgla kamiennego jest sprawny i niezawodny transport materiałów. Najbardziej dynamicznie rozwijającym się obecnie środkiem transportu w kopalniach węgla kamiennego są kolejki podwieszane z napędem własnym. Ten typ kolejek, ze względu na swoje zalety, takie jak brak konieczności utrzymywania torowiska na spągu czy bezpieczeństwo transportu, stopniowo zastępuje inne środki transportu, takie jak kolejki spągowe czy kolejki podwieszane z napędem linowym. Świadczy o tym rosnąca długość tras kolejek podwieszanych w kopalniach węgla kamiennego, jak również zainteresowanie działów przygotowania produkcji kopalń systemem wspomagającym konfigurację składu i obliczeń trakcyjnych kolejek podwieszanych, STD (Safe Trans Design) [4]. Kolejnym obserwowanym trendem prac transportu kopalnianego jest rosnąca masa transportowanych ładunków. Wiąże się to z wielkością stosowanych maszyn w przodkach górniczych, takich jak: sekcje obudowy zmechanizowanej czy kombajny ścianowe. Transport wielkogabarytowych ładunków niesie za sobą zagrożenie wystąpienia dynamicznych przeciążeń zawiesi i złączy trasy, po której porusza się zespół transportowy. W celu rozłożenia obciążeń na szynach trasy, stosuje się wysokoobciążalne modułowe zestawy nośne. Metody obliczeniowe stosowane w Laboratorium Metod Wirtualnego Prototypowania w ITG KOMAG pozwalają na identyfikację obciążeń poszczególnych zawiesi oraz

w modułowym zestawie nośnym. Do szczegółowej analizy rozkładu sił i przeciążeń dynamicznych stosowana jest metoda MBS (ang. *MultiBody System*). Przeprowadzenie symulacji z jej udziałem wymaga wcześniejszego przygotowania odpowiedniego modelu geometrycznego analizowanego obiektu, a następnie zbudowania modelu obliczeniowego, co przedstawiono w niniejszym artykule na przykładzie transportu sekcji obudowy zmechanizowanej za pomocą wysokoobciążalnego zestawu nośnego.

2. Model geometryczny

Przeprowadzenie analizy numerycznej i identyfikacja sił w zawiesiach modułowego zestawu nośnego wymagała zbudowania przestrzennego modelu geometrycznego. Model geometryczny składał się z czterech części:

- modułowego zestawu nośnego,
- wózków napędowych oraz hamulcowych,
- trasy kolejki podwieszanej,
- transportowanego ładunku.

Model zbudowano w programie klasy CAD na podstawie kart katalogowych firmy FAMA [2], modułowego zestawu nośnego typu MZN 240-230 kN. Wózki napędowe oraz hamulcowe stanowiły uproszczony model przestrzenny wózków elektrycznego ciągnika typu GAD-1 opracowanego w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG [1]. Model geometryczny trasy stanowiło 15 szyn o standardowym profilu I 155,

z listwą zębatą na górnej płaszczyźnie, przystosowaną do współpracy z napędem zębatym ciągnika typu GAD-1. Jako model transportowanego ładunku wykorzystano sekcję obudowy zmechanizowanej o masie 18 ton. Widok opracowanego modelu geometrycznego przedstawiono na rysunku 1.

3. Model obliczeniowy

Model geometryczny stanowił bazę do budowy modelu obliczeniowego. Model obliczeniowy zbudowano w środowisku programowym klasy MBS. Składał się on z 351 brył sztywnych. Każdej bryle przypisano materiał, masę oraz momenty bezwładności. Ponadto w modelu obliczeniowym zdefiniowano: więzy geometryczne łączące poszczególne bryły, modele kontaktu pomiędzy wybranymi bryłami oraz wektory sił i momentów sił niezbędne do przeprowadzenia symulacji.

3.1. Więzy geometryczne

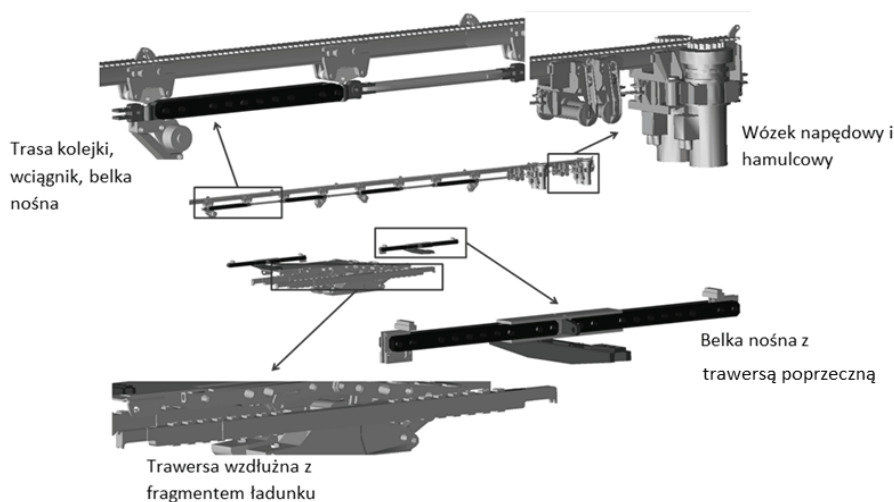
W modelu obliczeniowym zdefiniowano następujące więzy geometryczne:

- 199 więzów obrotowych,
- 20 więzów cylindrycznych,
- 38 więzów sferycznych,
- 48 więzów przesuwanych,
- 73 więzów utwierdzających.

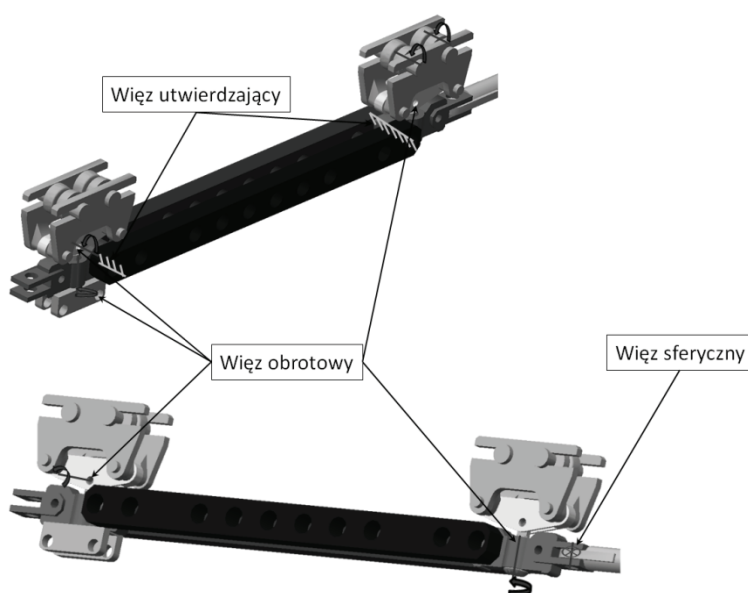
Na rysunkach 2 - 4 przedstawiono poszczególne więzy geometryczne modelu obliczeniowego.

3.2. Modele kontaktów

W modelu obliczeniowym zdefiniowano 675 modeli kontaktów, pomiędzy następującymi parami brył:



Rys.1. Model geometryczny zespołu transportowego [3]



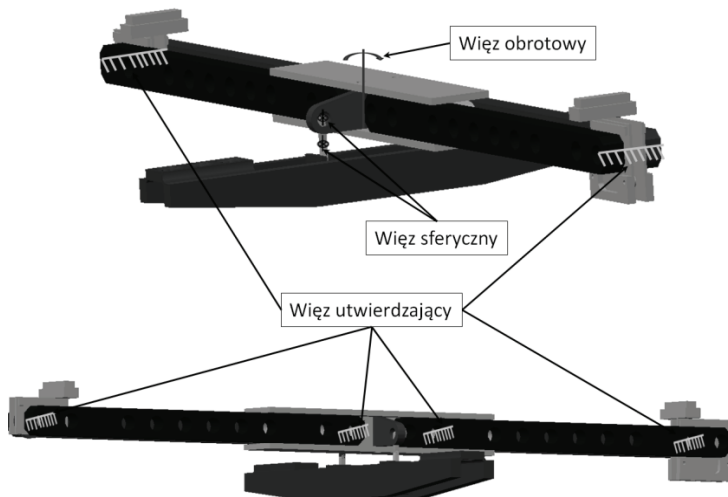
Rys.2. Więzy geometryczne w modułowym zestawie nośnym - poziom 1 [3]

Więzy obrotowe zastosowano do połączenia sworznia nośnego z łącznikiem belek oraz z wózkiem jezdnym.

Więzy obrotowe stanowią również połączenie pomiędzy rolkami jezdnyymi a wózkiem jezdym.

Więzy sferyczne zastosowano do połączenia cięgieł z łącznikami.

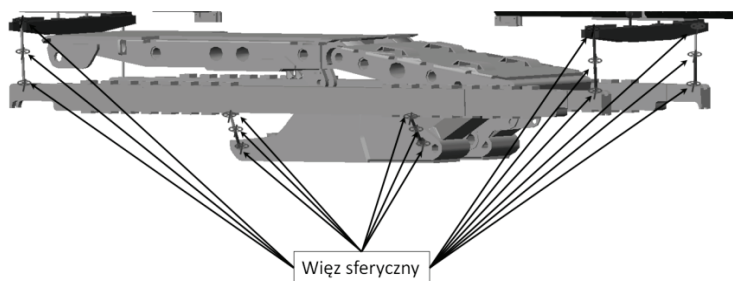
Poszczególne belki połączone są z łącznikami za pomocą więzów utwierdzających.



Rys.3. Więzy geometryczne w modułowym zestawie nośnym - poziom 2 [3]

Więź obrotowy zastosowano do połączenia uch belki nośnej z zespołem łącznika belek.

Więzy utwierdzające zastosowano do połączenia belek z zespołem łącznika belek oraz z elementem prowadzenia łańcucha.



Rys.4. Więzy geometryczne trawersy – ładunek [3]

Więzy sferyczne zastosowano w połączeniach brył tworzących modele łańcuchów zawiesi pomiędzy sobą oraz trawersami zarówno poprzecznymi, jak i wzdłużnymi.

- rolki jezdne z poszczególnymi szynami trasy,
- zębaki napędu ciągnika GAD-1 z poszczególnymi szynami,
- trawersy wzdłużne z modelem sekcji obudowy zmechanizowanej,
- model sekcji obudowy zmechanizowanej z powierzchnią bryły odwzorowującej spąg,
- klocki hamulcowe z poszczególnymi szynami.

Model kontaktu zastosowano dodatkowo w interakcji pomiędzy modelem łańcucha wciągników, a poszczególnymi kołami łańcuchowymi.

Modele kontaktów zgodne z teorią Hertza, składały się z wirtualnej sprężyny oraz tłumika, które determinują zachowanie brył będących w kontakcie. Wartość siły kontaktu pomiędzy dwoma bryłami w uproszczeniu opisano formułą (1) [5]:

$$F = \begin{cases} 0 & \text{dla } x > x_1 \\ \max(k(x_1 - x)^e - c\dot{x}, 0) & \text{dla } x \leq x_1 \end{cases} \quad (1)$$

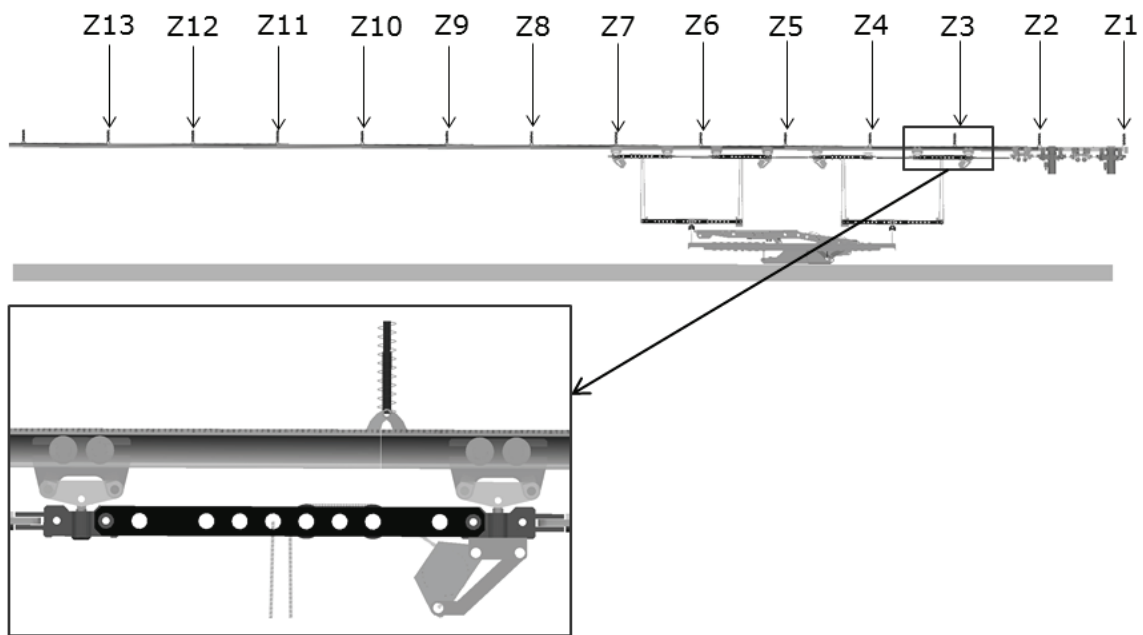
gdzie:

- x_1 – początkowa odległość wybranych punktów należących do brył w kontakcie,
- x – aktualna (chwilowa) odległość dwóch wybranych punktów należących do brył w kontakcie,

- k – współczynnik sztywności wirtualnej sprężyny opisującej kontakt pomiędzy dwoma bryłami,
- c – współczynnik tłumienia wirtualnej sprężyny zależny od głębokości penetracji ciał w kontakcie,
- \dot{x} – prędkość względna pomiędzy bryłami w kontakcie,
- e – dla sprężyn liniowych przyjęto wartość 1, dla innych wartości sprężyna jest nieliniowa.

3.3. Zawiesia szyn

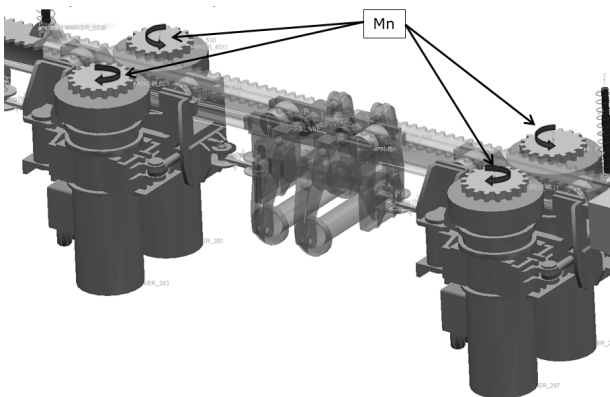
Trasa, po której poruszała się kolejka podwieszona była za pomocą systemu zawiesi do elementów obudowy chodnikowej. W przedstawianym modelu obliczeniowym zdecydowano o zastosowaniu uproszczonego sposobu zawieszenia trasy, uwzględniając jedynie zawiesia pionowe, które zastąpiono elementami sprężysto – tłumiącymi (rys. 5). Trasa zawieszona w ten sposób posiadała możliwość ruchu wynikającego z oddziaływania na nią sił związanych z generowanym przez silniki momentem napędowym lub ewentualnymi siłami hamowania i siłami bezwładności zespołu transportowego. Zastosowanie elementów sprężysto – tłumiących umożliwiło identyfikację sił dynamicznych działających na poszczególne zawiesia trasy.



Rys.5. Zawiesia trasy kolejki podwieszanej [3]

3.4. Momenty sił

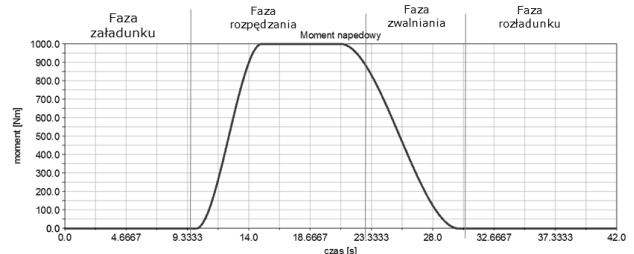
Wózki napędowe elektrycznej kolejki podwieszanej typu GAD-1 wyposażone były w silniki elektryczne o mocy znamionowej 10,8 kW. Każdy z silników współpracował z dwustopniową przekładnią planetarną o przełożeniu $i = 18,46$. Moment generowany przez silnik przekładany był na zintegrowany zespół koła ciernego i koła zębatego. W analizowanym przypadku zastosowano jedynie kształtowy sposób przeniesienia napędu. W celu wprowadzenia zespołu transportowego w ruch zdefiniowano cztery wektory momentu napędowego (M_n). Punktem przyłożenia tych wektorów były napędowe koła zębate. Wektory momentów napędowych, przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Wektory momentów napędowych zespołu transportowego [3]

Przebieg wartości wektora momentu napędowego w dziedzinie czasu przedstawiono na rysunku 7.

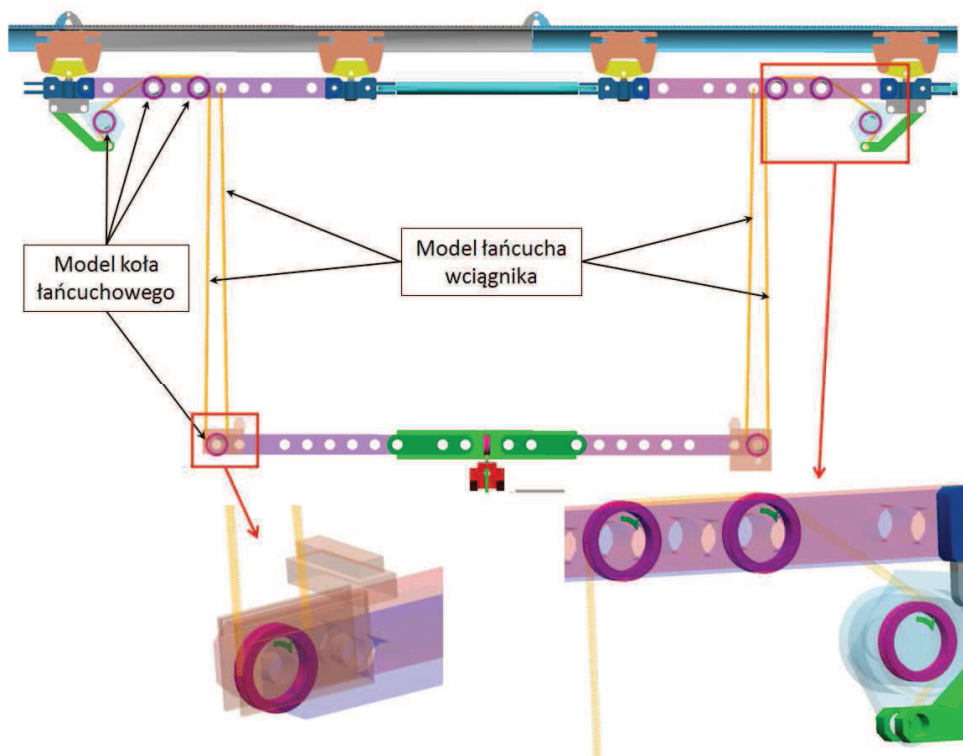
Wartość momentu napędowego narastała przez 5 s od wartości równej 0 do wartości 1000 Nm. Następnie wartość ta utrzymywała się na stałym poziomie przez 6 s, by następnie stopniowo maleć do wartości równej 0, w czasie kolejnych 9 s.



Rys.7. Przebieg wartości wektora momentu napędowego [3]

3.5. Wciągniki

Wysokoobciążalny modułowy zestaw nośny typu MZN 240 – 230 kN wyposażony był w cztery wciągniki umożliwiające proces załadunku i rozładunku materiałów podwieszonych do trawers zestawu. Do przeprowadzenia symulacji procesu załadunku i rozładunku sekcji obudowy zmechanizowanej wykorzystano oprogramowanie klasy MBS, wspomagające modelowanie elementów mechanicznych maszyn i urządzeń. Każdy z czterech wciągników składał się z zestawu bloczków zastępujących koła łańcuchowe przewodników łańcucha oraz modelu łańcucha. Na rysunku 8 przedstawiono widok fragmentu modułowego zestawu nośnego z dwoma wciągnikami oraz widok poszczególnych bloczków prowadzących łańcuchy wciągnika.



Rys.8. Model wciągników modułowego zestawu nośnego [3]

Zdefiniowane funkcje determinowały chwile rozpoczęcia procesu załadunku/rozładunku sekcji obudowy zmechanizowanej, a także czas trwania tego procesu i wysokość na jaką podnoszono sekcję. W wyniku działania wciągników sekcja obudowy zmechanizowanej w przeprowadzonej symulacji została podniesiona o ok. 1,9 m.

4. Symulacje

Symulacje oraz analizy numeryczne miały na celu określenie możliwości identyfikacji przeciążeń dynamicznych oraz rozkładu sił, zarówno w zawieszach i elementach zestawu transportowego, jak i w zawieszach tras kolejki podwieszanej. Symulację podzielono na następujące fazy:

- Załadunek – za pomocą wciągników, spoczywająca na spągu sekcja obudowy zmechanizowanej była podnoszona na wysokość ok. 1,9 m. Sekcja pozostawała na tej wysokości w czasie prowadzenia transportu.
- Rozpędzanie – wartość wektora momentu napędzającego, generowanego przez silniki elektryczne wzrastała (rys. 7), wynikiem czego był wzrost prędkości zespołu transportowego wraz z transportowanym ładunkiem. Wzrost prędkości zespołu transportowego następował, gdy suma momentów napędowych przewyższała wartości oporów ruchu i nieustannie wzrastała dopóki wartość wektora momentu nie zmalała poniżej wartości oporów. Podczas symulacji zespół transportowy wraz z transportowaną sekcją

obudowy zmechanizowanej rozpędzono do prędkości ok. 1,9 m/s.

- Zwalnianie – gdy wartość wektora momentu napędowego uległa zmniejszeniu poniżej wartości oporów ruchu, prędkość jazdy zespołu transportowego zaczęła się systematycznie zmniejszać. W przeprowadzonej symulacji nie wykorzystano możliwości stosowania hamulców i po zaprzestaniu generowania przez silniki momentu napędowego zespół transportowy stopniowo zmniejszał prędkość, aż do całkowitego zatrzymania.
- Rozładunek – po zatrzymaniu zespołu transportowego nastąpił rozładunek transportowanej sekcji obudowy zmechanizowanej poprzez opuszczenie jej za pomocą wciągników do poziomu spągu.

Przeprowadzona analiza dotyczyła roboczych stanów kryterialnych i stanowiła przygotowanie do podjęcia analiz dotyczących awaryjnych stanów kryterialnych, w tym m.in. identyfikacji przeciążeń dynamicznych występujących podczas awaryjnego hamowania, w czasie prowadzenia transportu materiałów wielkogabarytowych.

4.1. Wyniki symulacji

Przeprowadzenie symulacji numerycznych pozwoliło na otrzymanie wyników, które podzielono na trzy grupy:

- związane z kinematyką transportowanego ładunku (położenie, prędkość, przyspieszenia środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej, w trzech osiach układu współrzędnych),

- związane z kinematyką i dynamiką trasy kolejki podwieszanej (przesunięcie poszczególnych szyn trasy, siły dynamiczne w zawiesiach trasy),
- związane z dynamiką zawiesi występujących w modułowym zestawie nośnym (siły występujące w łańcuchach łączących trawersy poprzeczne, podłużne oraz transportowany materiał).

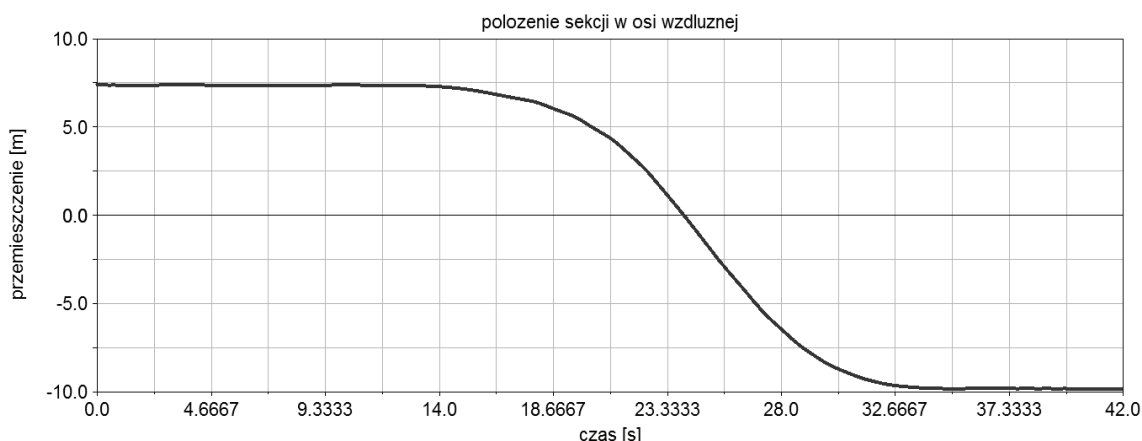
Wyniki symulacji przedstawiono w postaci wykresów zmienności poszczególnych wielkości w dziedzinie czasu. W niniejszym artykule przedstawiono przykładowe wyniki dla każdej z wymienionych grup wyników.

Na rysunku 9 przedstawiono wykres położenia środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej w osi wzdłużnej (zgodnej z kierunkiem jazdy zespołu transportowego). Wykres prędkości z jaką następowało przemieszczanie się środka ciężkości sekcji pokazano na rysunku 10.

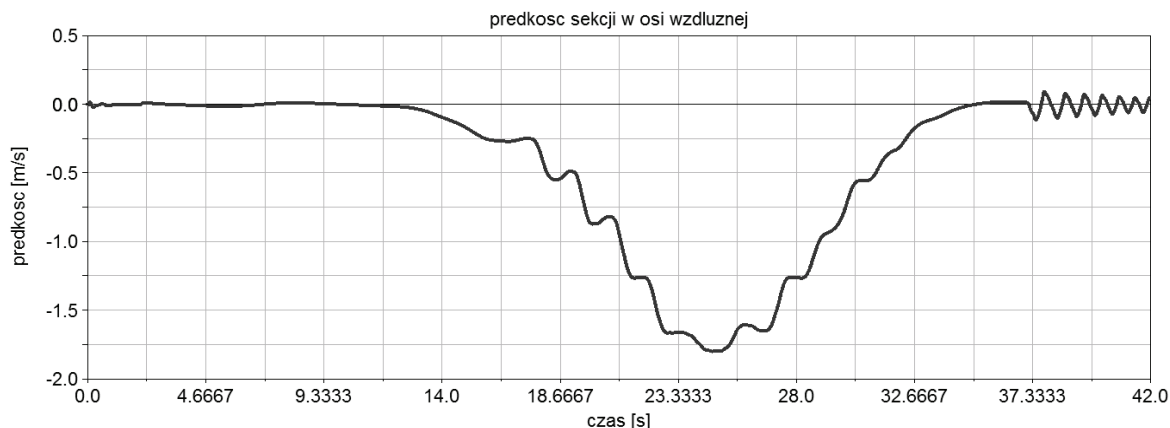
Przeprowadzenie symulacji przewozu sekcji obudowy zmechanizowanej po zdefiniowanej prostej trasie pozwoliło na wyznaczenie dynamicznych sił występujących w zawiesiach trasy. Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono przebieg zmienności sił wypadkowych działających na zawiesia trasy, oznaczone symbolem Z4 oraz Z9 na rysunku 5.

Na rysunku 11 widoczna jest zmiana poziomu obciążenia zawiesia Z4 wynikająca z procesu załadunku sekcji obudowy zmechanizowanej na modułowy zestaw nośny. W punkcie oznaczonym numerem 1 rozpoczynał się proces załadunku sekcji obudowy zmechanizowanej za pomocą wciągników. W punkcie oznaczonym numerem 2 następowało zakończenie procesu załadunku. W miejscu oznaczonym numerem 3 wartość siły w zawiesiu spadła do wartości minimalnej, co oznaczało, że ostatni wózek jezdny zespołu transportowego opuścił 4 szynę trasy (zawiesie Z4 znajduje się po przedniej stronie szyny 4).

Na wykresie sił działających na zawiesie Z9 (rys. 12) zaobserwowano moment najazdu pierwszego wózka jezdny zespołu transportowego na szynę 8, na końcu której znajdowało się zawiesie Z9. Siła w zawiesiu wzrastała wraz ze zbliżaniem się środka ciężkości transportowanego ładunku do zawiesia. Gdy środek ciężkości ładunku przejeżdżał pod zawiesiem następowało stopniowe zmniejszanie sił w zawiesiu. W punkcie oznaczonym na rysunku 12 numerem 5, zespół transportowy zatrzymał się. Przy nieruchomym zespole nośnym nastąpił proces rozładunku sekcji obudowy zmechanizowanej. Proces ten trwał przez okres oznaczony numerem 8. Na wykresie



Rys.9. Położenie środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej w osi wzdłużnej [3]



Rys.10. Prędkość środka ciężkości sekcji obudowy zmechanizowanej w osi wzdłużnej [3]

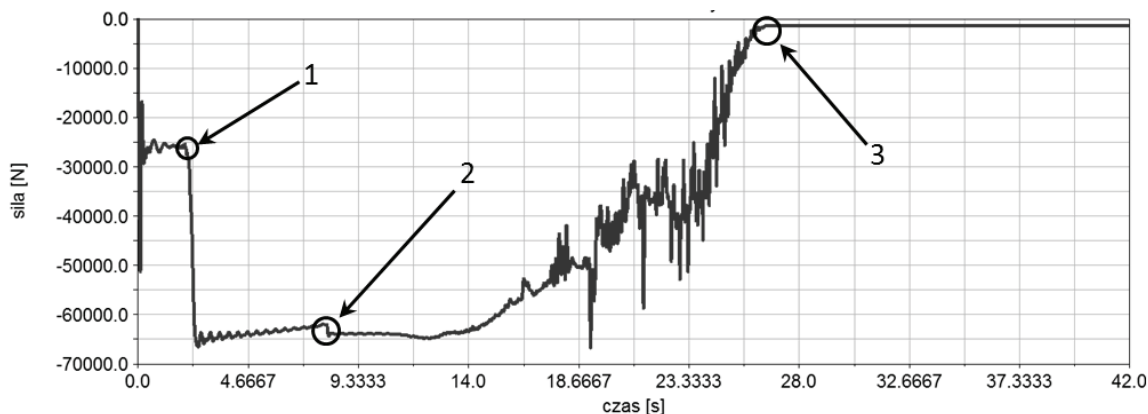
zidentyfikowano moment pierwszego kontaktu opuszczanej sekcji obudowy zmechanizowanej ze spągami (numer 6) oraz całkowite rozładowanie ładunku, przy którym występowało zluźnienie łańcuchów, na których był on podwieszony do trawersy wzdłużnych (numer 7).

Ostatnia wymieniona grupa wyników dotyczyła dynamiki zawiesi stosowanych w modułowych zestawach nośnych do podwieszenia trawers oraz ładunku. Na rysunku 13 przedstawiono przebieg obciążenia łańcucha służącego do podwieszenia

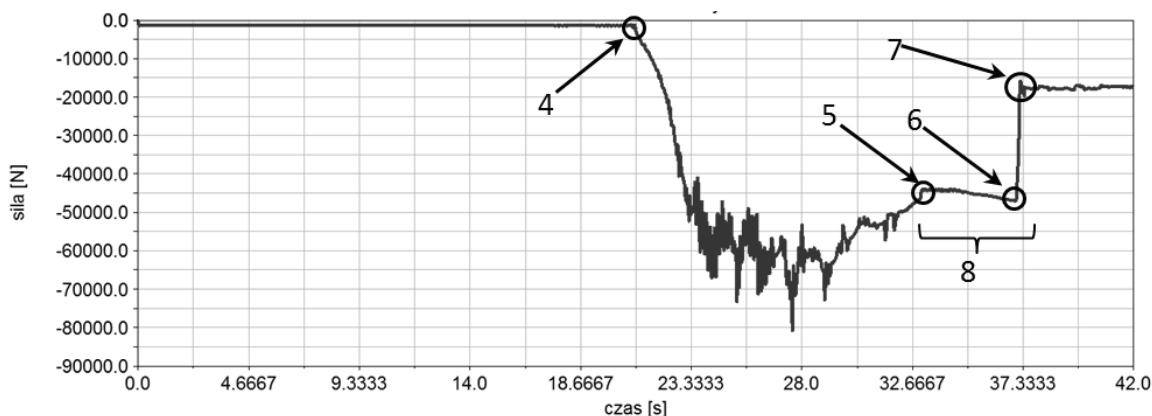
przedniej części sekcji obudowy zmechanizowanej do trawersy wzdłużnej modułowego zestawu transportowego.

5. Podsumowanie

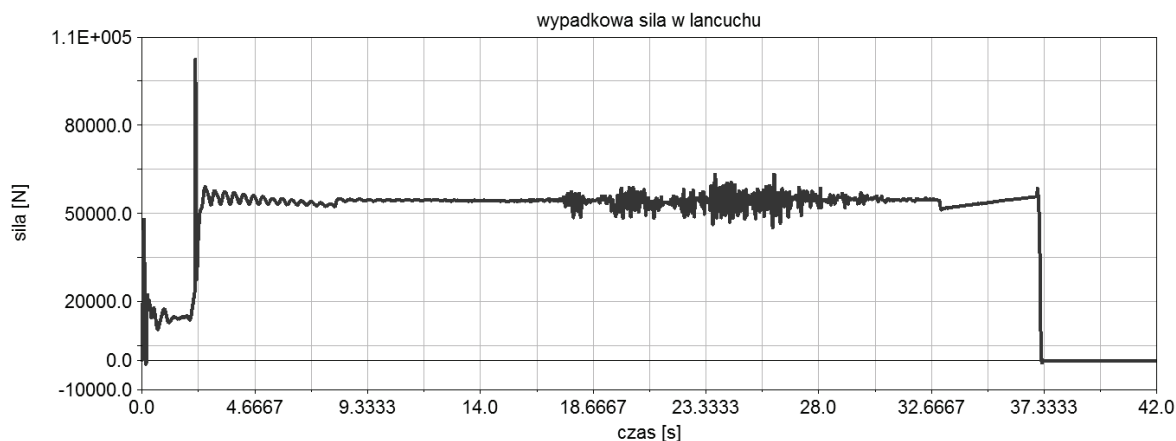
W artykule przedstawiono możliwości identyfikacji oraz wyznaczenia przeciążeń dynamicznych, a także rozkładu sił w zestawach kolejek podwieszonych służących do transportu materiałów, w tym wielkogabarytowych w podziemnych zakładach górniczych węgla kamiennego. W tym celu



Rys.11. Wypadkowa siła w zawiesiu Z4 trasy kolejki [Źródło: opracowanie własne]



Rys.12. Wypadkowa siła w zawiesiu Z9 trasy kolejki [Źródło: opracowanie własne]



Rys.13. Siła wypadkowa działająca na łańcuch łączący przednią część sekcji obudowy zmechanizowanej z trawersą wzdłużną [3]

zaproponowano wykorzystanie metody analizy kinematyki i dynamiki układów wielocłonowych z wykorzystaniem nowoczesnych modułów oprogramowania klasy MBS, stosowanego w Instytucie Techniki Górniczej. Przedstawione analizy są istotne w świetle ciągle rosnących mas transportowanych w kopalniach węgla kamiennego, za pomocą kolejek podwieszonych z napędem własnym.

Przeprowadzona analiza otrzymanych wyników pozwoliła na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- dla założonego w symulacji sposobu podwieszenia trasy kolejki podwieszanej, podczas przejazdu zespołu transportowego wraz z ładunkiem następowało okresowe przeciążanie zawiesi trasy. Wartość przeciążeń dynamicznych osiągała wtedy ponad 70 kN na jedno zawiesie. Jest to wynik przyjętej długości szyn równej 3 m, co skutkuje możliwością występowania dwóch wózków jezdnych na jednej szynie, w tej samej chwili czasowej. W celu uzyskania niższych wartości przeciążeń zawiesi, długości szyn powinny zostać skrócone;
- podczas transportu materiałów wielkogabarytowych, z wykorzystaniem wysokoobciążalnego zestawu nośnego, zawiesia trasy były obciążane nierównomiernie. Największe obciążenie obserwowano na zawiesiach znajdujących się bezpośrednio nad transportowanym ładunkiem (nad jego środkiem ciężkości);
- podczas analizy kinematyki transportowanego ładunku można było zauważyć wpływ sił bezwładności na ruch ładunku w fazie rozpędzania się zespołu transportowego.

W artykule przedstawiono analizę przejazdu zespołu transportowego wraz z ładunkiem po prostej

trasie, podczas bezawaryjnego przebiegającego procesu transportowego. Planowane jest rozszerzenie analiz o awaryjne stany kryterialne, takie jak awaryjne hamowanie składu podczas transportu sekcji obudowy zmechanizowanej.

Literatura

1. Drwięga A., Budzyński Z., Polnik B., Czerniak D., Skupień K.: Akumulatorowy ciągnik podwieszany GAD-1 jako alternatywa rozwiązań z napędem spalinowym. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność KOMTECH 2011, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011 s. 77-84.
2. Katalog Wyrobów firmy FAMA, Gniw 2011.
3. Szewerda K., Turewicz A., Tokarczyk J.: Metoda wyznaczania sił dynamicznych w wysokoobciążalnych modułowych zestawach transportowych za pomocą analiz MBS. ITG KOMAG. Gliwice, 2014 (praca nie publikowana).
4. Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Stan i kierunki rozwoju systemu wspomaganie prac inżynierskich dla pomocniczego transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD). Maszyny. Górnicze nr 2. 2014.
5. Wojtyra M., Frączek J.: Metoda układów wielocłonowych w dynamice mechanizmów. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2014 r.