

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ŁADOWARKI KOPALNIANEJ SLP8

STRENGTH ANALYSIS OF MINING LOADER SLP8

Jacek Karliński, Eugeniusz Rusiński, Paulina Działak, Mariusz Ptak –Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska

W artykule zaprezentowano wybrane zagadnienia z analizy wytrzymałościowej ustroju nośnego ładowarki kopalnianej. Analizę wykonano w zakresie statycznym dla kilkunastu przypadków obliczeniowych. W zbudowanym modelu uwzględniono cały układ kinematyczny ładowarki. Wyznaczony współczynnik asymetrii cyklu, wynikający z typowych przypadków obciążenia, pozwolił zaprojektować miejsca wykonania spoin w taki sposób, aby obciążenia były jednostronnie tętniące a amplituda naprężeń była jak najmniejsza.

The paper presents chosen aspects of the strength analysis of the load-bearing structure of the underground mining loader SLP8. The static analysis for multiple computational cases was performed. In the designed model the entire kinematic system was taken into consideration. The stress ratio, resulting from typical load cases, allows designing the areas where the weld should be located, in order that the loading is unilateral pulsing and the stress amplitude is the slightest.

Wstęp

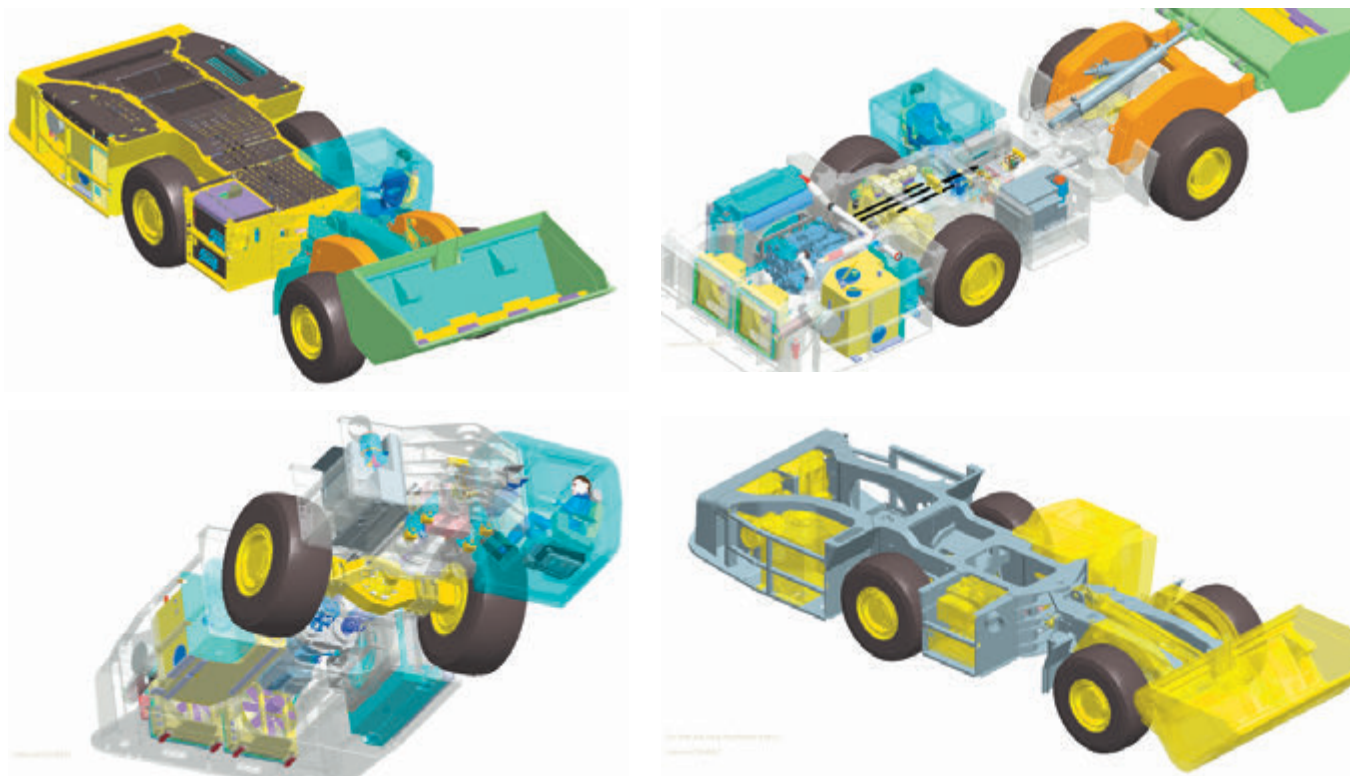
W Zakładach Górniczych KGHM Polska Miedź S.A. oraz innych kopalniach rud i surowców mineralnych udostępniane są coraz trudniejsze pod względem geologicznym obszary. Bardzo często głębokość wyrobisk przekracza 1000 m. Obecnie najgłębszą kopalnią, w której wykorzystywane są maszyny kołowe podczas wydobywania, to kopalnia TauTona znajdująca się w RPA, jej głębokość to 3,9 km. W KGHM Polska Miedź S.A. rozpoczęto obecnie wydobywanie rud miedzi poniżej 1200 metrów pod ziemią, w złożu „Głogów Głęboki-Przemysłowy”. Ma to umożliwić spółce prowadzenie działalności górniczej w obecnym zakresie w kolejnych 30-40 latach. Złożo to będzie eksploatowane przez dwie istniejące kopalnie „Rudna oraz „Polkowice-Sieroszowice”. Zasoby pierwszego oddziału oddanego do eksploatacji to ponad 290 mln ton rudy, co stanowi 25% zasobów KGHM.

Konieczne jest więc, wprowadzenie w te rejonu specjalistycznych samojezdnych maszyn górniczych. Maszyny takie powinny cechować się odpowiednimi właściwościami wynikającymi z charakteru prowadzonej eksploatacji oraz warunków otaczających maszynę oraz zapewnić bezpieczeństwo operatorowi [2, 3]. W tej grupie maszyn istotne są ładowarki kołowe, będące kluczowym elementem łańcucha odstawy urobku. W ich budowie szczególne znaczenie ma układ napędowy, stanowiący ważny element decydujący o parametrach eksploatacyjnych maszyny. Wymagana dyspozycyjność techniczna, tego typu maszyn, nie powinna być mniejsza niż 85%. W Zakładach Górniczych KGHM Polska Miedź S.A. stosowany jest obecnie czterozmianowy system pracy, co powoduje, że czas związany z obsługą maszyn górniczych został zmniejszony do minimum. Warunki pracy charakteryzują się dużymi pochyleniami wzdłużnymi (do 15°) oraz poprzecznymi (do 8°), a także niską wysokością wyrobisk (od 1,6÷2,5 m) [4]. Występuje również bardzo silne zawodnienie spągów oraz wysoka temperatura otoczenia pracy maszyn, wynosząca powyżej 45°C. Dodatkowo, wyrobiska te narażone są na tąpnięcia i niekontrolowane

obwały skał, a w niektórych kopalniach również na wyrzuty gazu (siarkowodoru). Cechą charakterystyczną tych maszyn, odróżniającą je od maszyn budowlanych jest wysokość, która w niektórych przypadkach (w Polsce) nie przekracza 1400 mm oraz miejsce pracy operatora, znajdujące się z boku maszyny lub z przodu, a nie na niej. Ponadto, w wielu maszynach operator zajmuje boczną pozycję pracy w stosunku do kierunku jazdy [2, 3]. Wszystko to powoduje, że producentom tego typu maszyn, stawiane są wysokie wymagania dotyczące parametrów eksploatacyjnych oraz ergonomicznych.

Projektowana ładowarka posiada innowacyjny układ napędowy zapewniający dużą sprawność w porównaniu z rozwiązaniami obecnie stosowanymi. Ładowarka charakteryzuje się odpowiednią trakcją, a także umożliwi szybkie przejazdy na dużych pochyleniach pomiędzy przodkami eksploatacyjnymi i punktami przeładowniczymi. Wszystko to zostało spełnione dzięki nowemu napędowi, łączącemu zalety układów mechanicznych i hydrostatycznych. Kluczowe było opracowanie wyspecjalizowanego układu sterowania, zapewniającego wykorzystanie charakterystyki silnika spalinyowego. Nowe cechy układu napędowego umożliwiające uzyskanie przewagi rynkowej to:

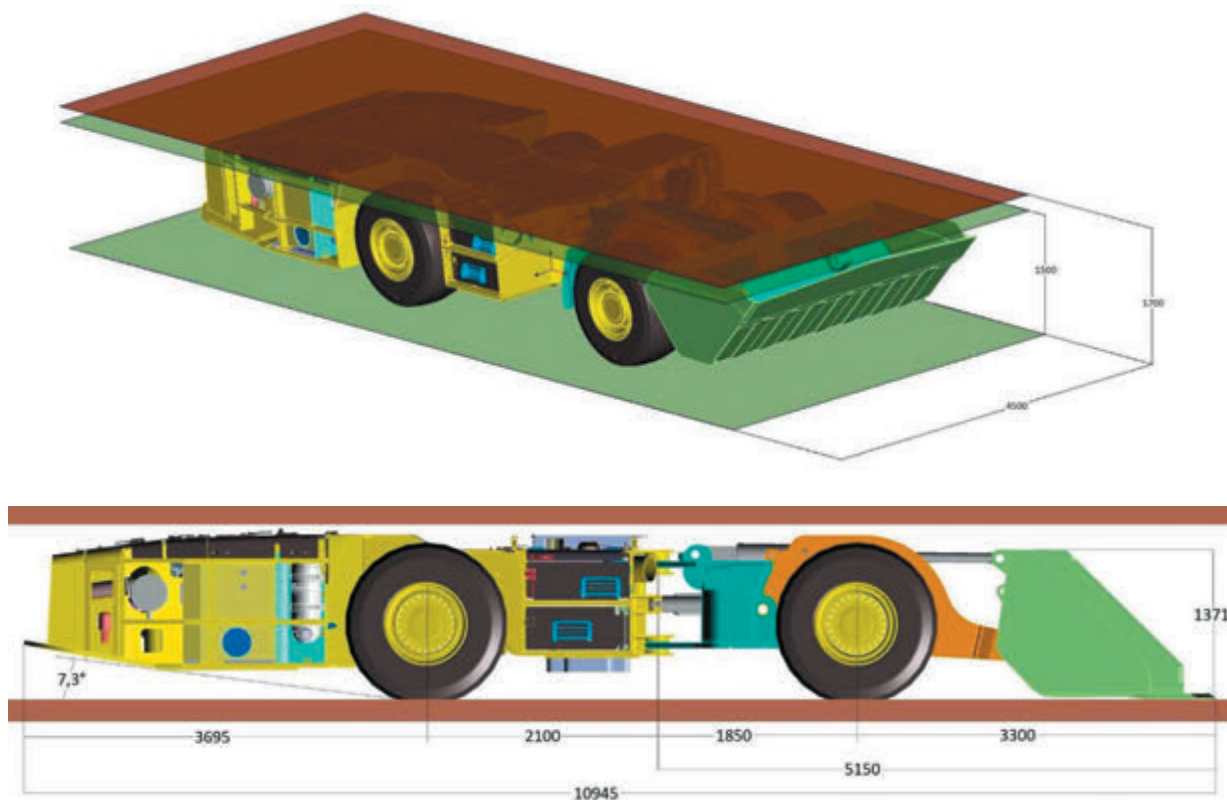
1. zastosowanie innowacyjnego hydromechanicznego układu napędowego maszyny,
2. hamowanie odbywa się z wykorzystaniem układu hydrostatycznego zmniejszającego zużycie elementów ciernych, zwiększona żywotność układu hamulcowego,
3. zwiększenie sprawności układu napędowego przy dużych przełożeniach (sprawność układu klasycznego – przekładnia hydrokinetyczna + przekładnia mechaniczna wynosi nawet poniżej 10%),
4. zwiększenie sprawności układu napędowego przy małych przełożeniach (sprawność układu klasycznego – przekładnia hydrokinetyczna + przekładnia mechaniczna wynosi do 75%),
5. zmniejszenie emisji substancji szkodliwych poprzez obniżenie zużycia paliwa przez silnik DIESLA,



Rys. 1. Wirtualny model ładowarki kopalnianej

6. obniżenie temperatury pracy czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), co z kolei spowoduje wydłużenie czasu jego eksploatacji,
7. poprawienie charakterystyki trakcyjnej (w porównaniu z układem napędowym, mechanicznym).

Osiągi technologiczne poprawione w wyniku zastosowania nowego układu napędowego to znacznie zwiększona siła uciążu maszyny w przypadku dużych przełożeń, ułatwiająca załadunek łyżki.



Rys. 2. Wymiary chodnika transportowego w kopalni rud miedzi wraz z gabarytami ładowarki

Obiekt badań

W wyniku prowadzonych prac projektowych zbudowano wirtualny model ładowarki kołowej w systemie Pro/E. W opracowanym modelu uwzględniono wszystkie elementy składowe projektowanej ładowarki, z podziałem na poszczególne podzespoły. Przygotowany kompletny model geometryczny ładowarki przedstawiono na rysunku 1.

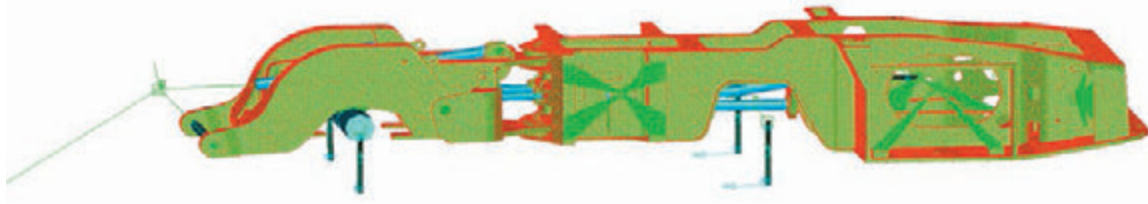
Na rysunku 2 zaprezentowano podstawowe parametry geometryczne opisujące gabaryty ładowarki.

Model obliczeniowy

Na podstawie modelu geometrycznego powstał model dyskretny ustroju nośnego ładowarki [1]. Do dyskretyzacji wykorzystane zostały elementy objętościowe [1]. Elementy masowe powiązano w odpowiedni sposób z ustrojem nośnym, w taki sposób, aby oddać sposób ich mocowania oraz wpływ na ustrój nośny.

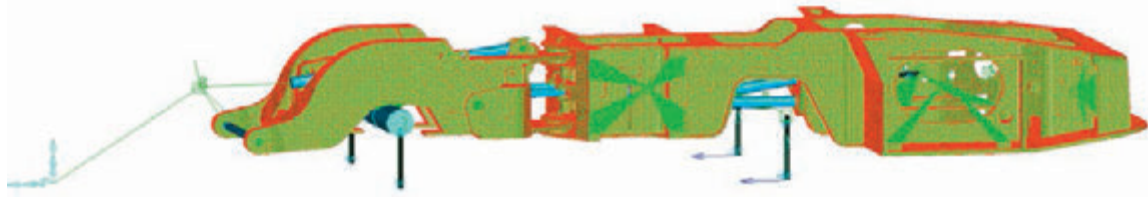
Warunki brzegowe symulacji zostały zdefiniowane w formie przemieszczeń oraz sił działających (pola lub wartości skupione) na cały ustrój nośny ładowarki. Przeprowadzone zostały obliczenia dla następujących przypadków obciążeń.

I. Transport i jazda bez obciążenia ładunkiem.

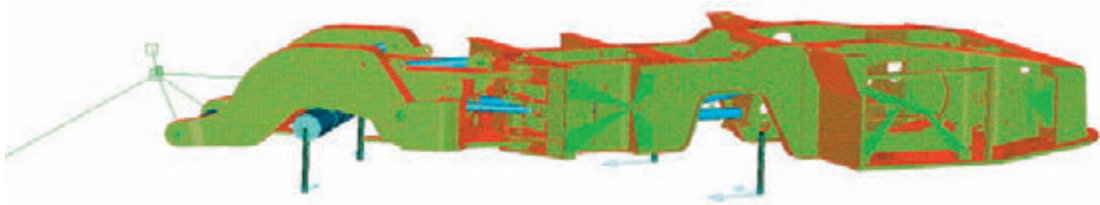


II. Pchanie, obciążenie wynika z ładunku o masie 8000 kg oraz z maksymalnej siły uciągu na kołach.

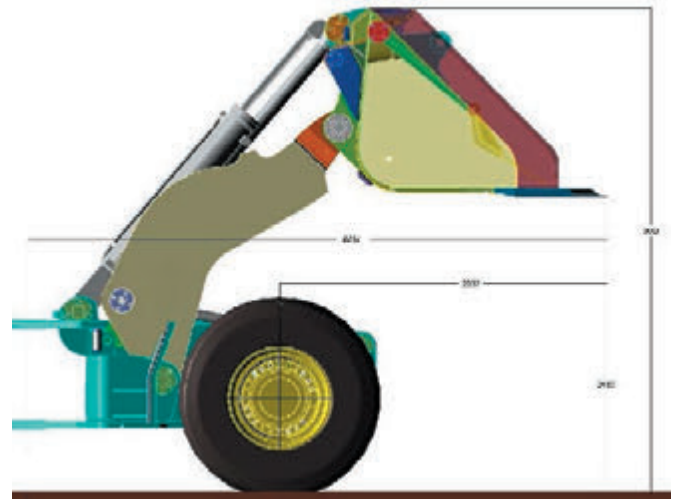
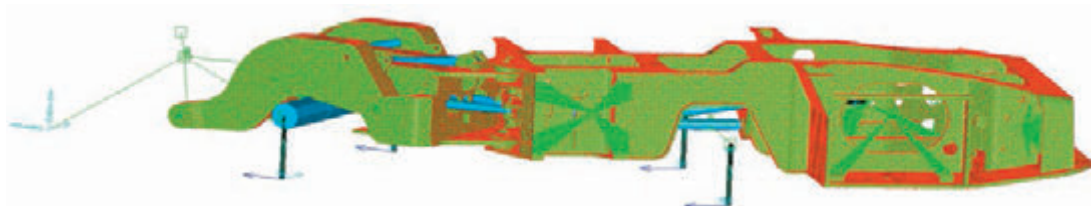
III. Podparcie maszyny bez ładunku na łyżce i tylnej osi, przy sile pchania na tylnych kołach wynoszącej 0,8 siły maksymalnej.



IV. Maszyna skręcona, z ładunkiem 8000 kg.

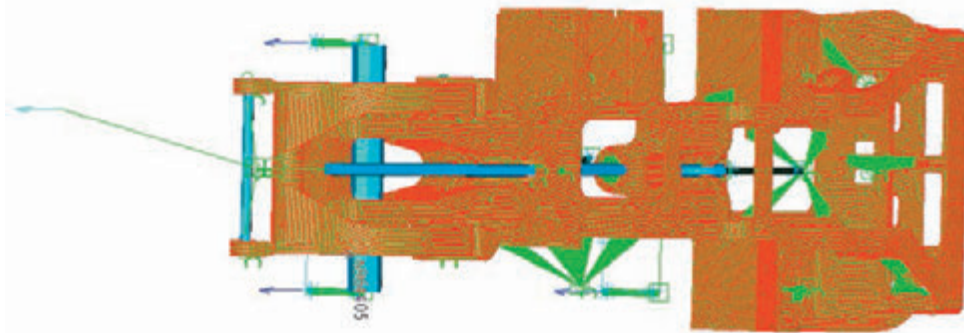


V. Skręcanie przy pchaniu z maksymalną siłą uciągu.



Rys. 3. Podstawowe parametry organu roboczego ładowarki

- VI. Pchanie maksymalną siłą na wprost.
- VII. Jazda z łyżką obciążoną ładunkiem o masie 8000 kg w 1/3 jej długości.
- VIII. Pchanie z maksymalną siłą przyłożoną w 1/3 długości krawędzi łyżki.



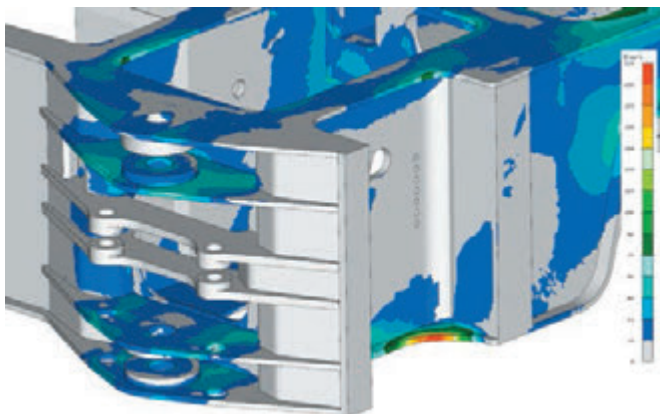
- IX. Urabianie podpoziomowe krawędzią łyżki, 713 mm poniżej poziomu gruntu.

Wszystkie obliczenia wytrzymałościowe były przeprowadzane dla siły uciążu wynoszącej 252 kN, osiąganą przez układ napędowy przy minimalnej prędkości wynoszącej 2 km/h oraz mocy silnika równej 140 kW, przy założeniu 100% sprawności układu napędowego.

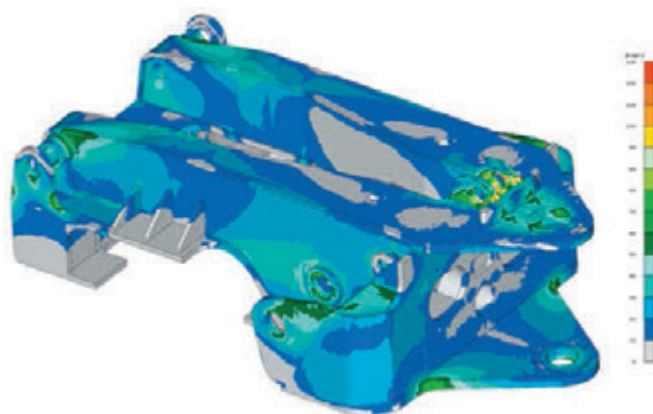
Wyniki analiz

Wybrane wyniki analiz, dla poszczególnych fragmentów ustroju nośnego, zostały przedstawione w postaci warstwic

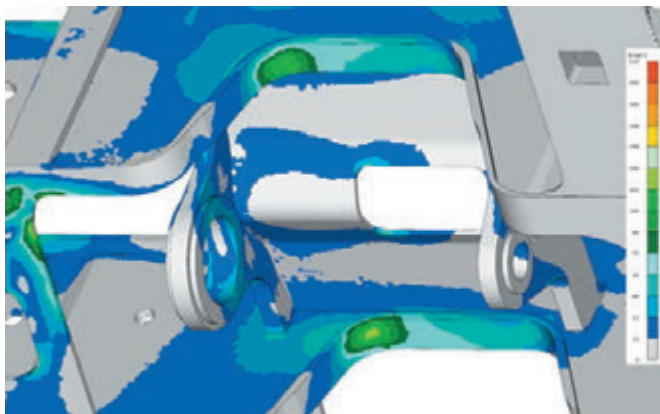
naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa na rysunkach od 4 do 9. Jest to przypadek IX, gdy maszyna urabia podpoziomowo (713 mm poniżej poziomu gruntu), dla tego przypadku uzyskano maksymalne wartości naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa. Na rysunku 10 zaprezentowano warstwicę współczynnika asymetrii cyklu dla platformy roboczej. W platformie roboczej zaobserwowano największą zmienność wartości tego współczynnika, świadcząca o dużej zmienności kierunku oraz wartości obciążenia.



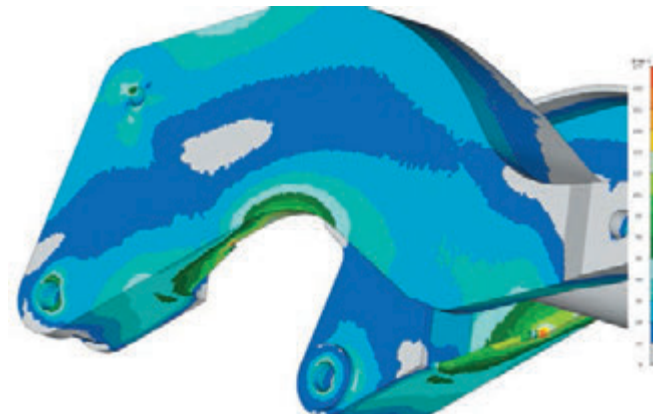
Rys. 4. Naprężenie zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa] w ramie ciągnika



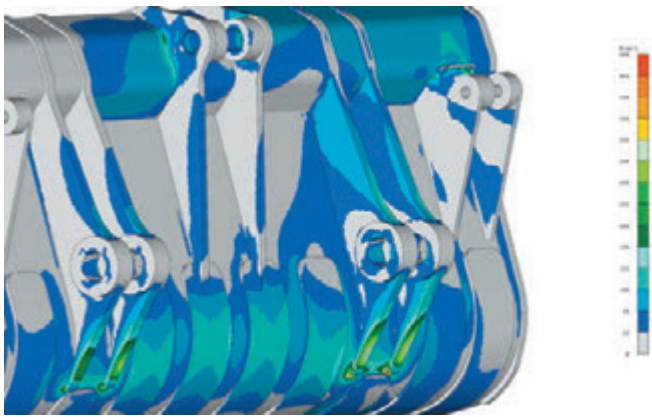
Rys. 6. Naprężenie zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa] – platforma robocza, widok z góry



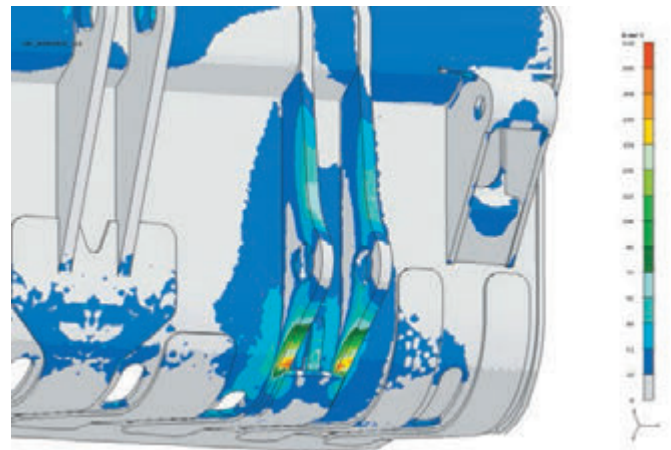
Rys. 5. Naprężenie zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa] – łożyskowanie kołyski tylnego mostu



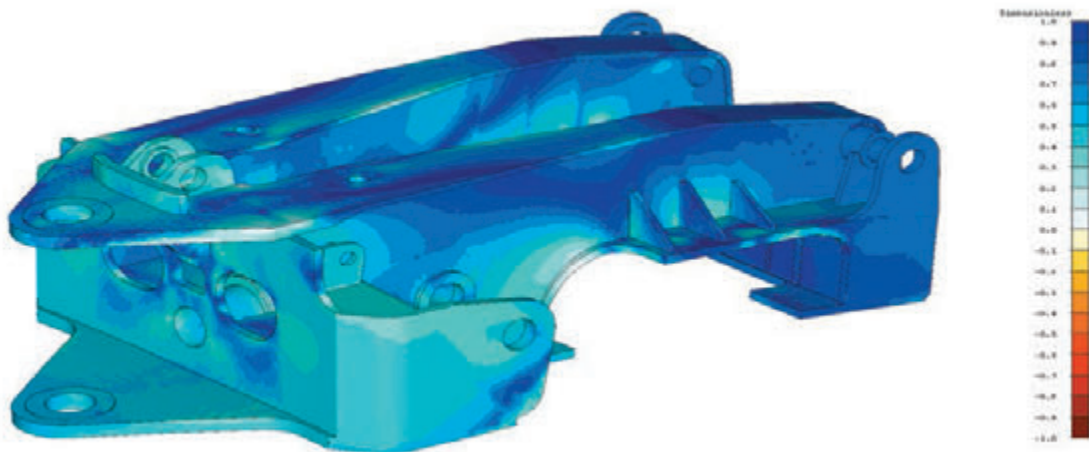
Rys. 7. Naprężenie zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa] – ramiona łyżki



Rys. 8. Naprężenie zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa] – łyżka, postać pierwotna



Rys. 9. Naprężenie zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa [MPa] – łyżka, postać zmodyfikowana



Rys. 10. Współczynnik asymetrii cyklu – platforma robocza, widok z góry

Tab. 1. Określone na podstawie obliczeń współczynniki bezpieczeństwa dla poszczególnych przypadków

Przypadek obliczeniowy	Współczynnik bezpieczeństwa
I	5,1
II	1,95
III	2,1
IV	3,9
V	3,6
VI	1,95
VII	2,23
VIII	4,38
IX	1,64
X	4,3

Wnioski

Przeprowadzona analiza wytrzymałościowa wykazała konieczność modyfikacji ustroju nośnego ładowarki. W artykule zaprezentowano wyniki dla ustroju zmodyfikowanego pod względem kształtu geometrycznego. Na podstawie wyników z poszczególnych przypadków obliczeniowych oraz współczynnika asymetrii cyklu, dokonano podziału blachownic w taki sposób, aby amplituda naprężeń w spoinach była jak najmniejsza. Istotną modyfikacją było dokonanie zmian w połączeniu między dwiema częściami ciągnika. Ze względu na rozmiar ramy, ciągnik ładowarki składa się z dwóch części łączonych w pionie za tylną osią.

Na podstawie przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej dokonano również doboru materiałów konstrukcyjnych. W tylnej części ciągnika, stanowiącej niejako przeciwwagę dla unoszonego ładunku, ale znacznie mniej wyętej, zastosowano stal S235JR natomiast na przednią część ciągnika, platformę roboczą oraz ramiona łyżki stal S355J2. Łyżka została wykonana ze stali S690QL. Tabela 1 przedstawia otrzymane współczynniki bezpieczeństwa dla dobranych stali.

Praca została zrealizowana w ramach projektu INNOTECH nr umowy INNOTECH-K1/INI/19/156235/NCBR/12.

Literatura

- [1] Rusiński E., Czmochowski J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych. Oficyna Wydaw. PWroc., 2000
- [2] Derlukiewicz D., Karliński J., Iluk A.: The operator protective structures testing for mining machines. Solid State Phenomena. 2010, vol. 165, s. 256-261
- [3] Karliński J., Rusiński E., Smolnicki T.: Protective structures for construction and mining machine operators. Automation in Construction. 2008, vol. 17, nr 3, s. 232-244
- [4] Smolnicki T., Karliński J., Ostapów L.: Wyznaczanie stateczności samojezdnej maszyny roboczej górnictwa podziemnego podczas jazdy. Górnictwo Odkrywkowe. 2010, R. 51, nr 4, s. 25-28

