

## SELECTED PROBLEMS CONNECTED WITH PREPARING OF FEM COMPUTATION MODEL FOR SEMI TRAILER WITH AXLE STEERING SYSTEM

### Summary

*In the paper presented are practical possibilities of FEM system which was used for obtaining the exact and reliable assessment of stresses and strains of the structure of semi trailer with axle steering system. Presented is also computation model prepared for this case, and described are two the most important changes that were performed.*

## WYBRANE ZAGADNIENIA DOTYCZĄCE OPRACOWANIA MODELU OBLICZENIOWEGO (MES) NACZEPY SIODŁOWEJ WYPOSAŻONEJ W SYSTEM OSI STEROWANEJ

### Streszczenie

*W artykule zaprezentowano praktyczne możliwości systemu MES, wykorzystanego w celu uzyskania dokładnej i wiarygodnej oceny stanu naprężeń i odkształceń konstrukcji ramy naczepy siodłowej, wyposażonej w tylną oś kierowaną. Ponadto, zaprezentowano przygotowany w tym celu komputerowy model obliczeniowy oraz omówiono dwie najważniejsze zmiany, jakie poczyniono w modelu w celu otrzymania wiarygodnych wyników.*

### 1. Wprowadzenie

Transport kołowy ładunków odgrywa coraz większą rolę w państwach Europy Środkowej i Wschodniej. Obecnie obserwuje się wzrost zainteresowania transportem kołowym, jako alternatywy dla transportu kolejowego oraz transportu wodnego. Według informacji zamieszczonych przez Główny Urząd Statystyczny w 2007 roku wzrost ten wyniósł 22% – w stosunku do 2006 roku [1]. Ponadto, w tym samym okresie na polskich drogach przewieziono 8,8 mln ton ładunku. Dla porównania kolej w tym samym czasie przewiozła 12 mln ton ładunku. Widać zatem dysproporcję pomiędzy ładunkiem przewiezionym przez kolej a transport kołowy. Można jednak z dużą dozą prawdopodobieństwa stwierdzić, że przewaga kolei nad transportem kołowym będzie nadal stopniowo maleć. Powodem, dla którego tak się dzieje jest to, iż transport samochodowy cechuje dużo wyższa elastyczność.

Wzrost ilości przewożonego ładunku zdają się zauważać producenci naczepek siodłowych oraz przyczep. Starają się bowiem dostarczyć coraz to nowsze konstrukcje dostosowane do wymagań klientów. Stosowane przez nich rozwiązania powodują zwiększenie efektywności przy zmniejszonych kosztach jednostkowych, poniesionych na transport.

Jedną z propozycji producentów naczep, która ma być odpowiedzią na żądania ze strony kierowców i właścicieli firm spedycyjnych jest oferta konstrukcji wyposażonej w mechanizm kierowanej osi. Według zapewnień jednego z producentów mechanizm taki pozwala na zmniejszenie: kosztów przeglądów, zużycia opon, zużycia paliwa oraz zwiększenie możliwości manewrowania (mniejszy promień skrętu) [2].

Wszystkie te korzyści, jak również niszę panującą na rynku na tego typu rozwiązania, zdaje się dostrzegł jeden z polskich producentów naczepek siodłowych. Postanowił on wprowadzić na rynek krajowy pierwszą tego typu polską konstrukcję. Chcąc przekonać się o poprawności konstrukcji (m.in. z punktu widzenia wytrzymałościowego) podjął

on współpracę z Przemysłowym Instytutem Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Instytut, dzięki temu, że posiada bogate zaplecze techniczne i doświadczoną kadrę naukową, jest wiodącą jednostką badawczą w kraju, która przeprowadza tego typu obliczenia.

W pracy przedstawiono sposób budowy modelu obliczeniowego konstrukcji naczepy siodłowej wyposażonej w tylną oś skrętną. Wyniki dla zbudowanego wirtualnego modelu uzyskano na drodze komputerowej analizy wytrzymałościowej bazującej na metodzie elementów skończonych.

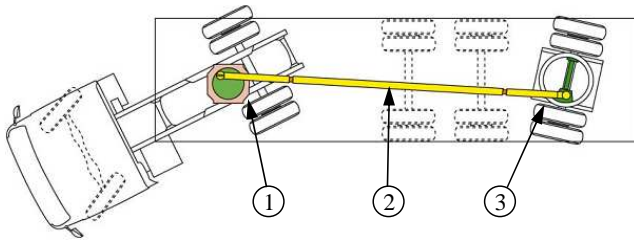
### 2. Konstrukcja naczepy

Na rys. 1 przedstawiono schemat, który przedstawia zasadę działania mechanizmu skrętnej osi, natomiast na rys. 2 przedstawiono opis modelu 3D naczepy, jaki został przygotowany dla potrzeb opracowania modelu obliczeniowego. Mechanizm kierowanej tylnej osi bazuje na dwóch obrotnicach: przedniej (1) oraz tylnej (3), które połączone są ciągnem (2). Łącznik ten uzależnia kąt obrotu jednej obrotnicy od drugiej, gdzie kąt obrotu obrotnicy przedniej wymuszony jest obrotem płyty sprzęgu siodłowego (5) – rys. 2.

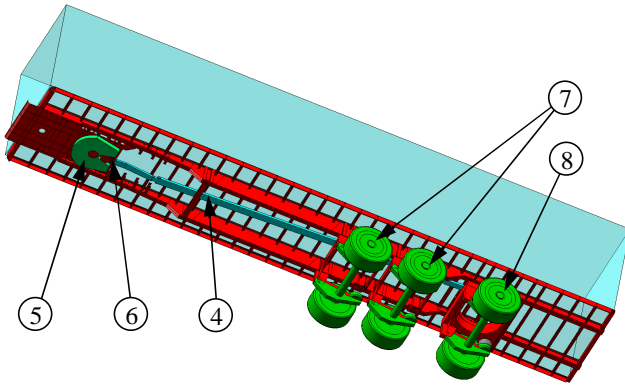
Połączenie pomiędzy płytą sprzęgu siodłowego a tałem obrotnicy realizowane jest za pomocą czopa (6).

Projekt konstrukcji naczepy umożliwiać będzie dwojaką zabudowę nadwozia. Przewidziana jest zabudowa w formie zamkniętej skrzyni ładunkowej typu plandeka oraz zabudowy otwartej, typu skrzynia ładunkowa. Zabudowa typu plandeka w głównej mierze składać się będzie ze szkieletu stalowego, do którego przyczepiony będzie brezent oraz zamontowane zostaną sztywne drzwi z mechanizmem ryglującym. Natomiast nadwozie z otwartą skrzynią ładunkową wykonane będzie jako podłoga z uchylnymi burtami.

Podwozie zastało wykonane z ramy spawanej (rys. 3), do której przymocowane zostały gotowe zespoły. Samą ramę wykonano jako jeden zespół spawalniczy z gotowych znormalizowanych profili, z płaskowników oraz blach. Głównymi elementami ramy są podłużnice, wykonane jako



Rys. 1. System skrętniej osi [2]  
Fig. 1. Axle steering system [2]



Rys. 2. Model 3D naczepy  
Fig. 2. 3D model of semi trailer



Rys. 3. Rama naczepy w trakcie prac spawalniczych  
Fig. 3. Frame during workshop welding operations

spawane dwuteowniki o zmiennym przekroju. Do podłużnic przyspawane zostały poprzeczki. Będzie na nich spoczywać podłoga. W przedniej oraz tylnej części przyspawano elementy bazowe, wchodzące w skład mechanizmu kierowanej osi. Obrzeże, które będzie wykonane dookoła ramy, ma umożliwić mocowanie ścian bocznych do ramy podwozia.

### 3. Metoda MES

Wykorzystanie metody elementów skończonych, jako metody poszukiwania rozwiązania, jest w świadomości inżynierów mocno ugruntowanym narzędziem. Pozwala na poznanie stanu naprężeń panujących w analizowanym obiekcie oraz na wyznaczenie przemieszczeń, odkształceń. Nadmienić należy, iż obecnie metoda MES pozwala nie tylko na rozwiązywanie zagadnień z obszaru ciała odkształcalnego, ale również pozwala na rozwiązywanie zagadnień związanych z literaturą [3]:

- teorią pola magnetycznego (równanie Maxwella),
- mechaniką płynów (równania Naviera-Stokesa),
- termodynamiką (równania przewodnictwa ciepła),

- fizyką atomową (równania Schrödingera).

W początkowym okresie metoda MES wykorzystywana była do dość prostych modeli obliczeniowych, w których definiowano od kilku do kilkunastu jednowymiarowych elementów skończonych. Z czasem jednak, dzięki pracom Jon'a Turnera, W. Ray'a Clough, O. C. Zienkiewicza, rozwinięty został aparat matematyczny tej metody, dzięki wprowadzeniu elementów 2D oraz 3D [4].

Obecnie dzięki wykorzystaniu mocy obliczeniowej, jaką oferują współczesne komputery oraz dzięki wykorzystaniu gotowych aplikacji inżynierskich, realne stało się rozwiązywanie zagadnień złożonych, w których liczba węzłów siatki elementów skończonych przekracza nierzadko kilkadziesiąt lub kilkaset tysięcy.

Za przykład praktycznego wykorzystania MES, jako narzędzia analizy inżynierskiej, posłuży zbudowany model obliczeniowy wcześniej opisanej konstrukcji naczepy siodłowej.

### 4. Budowa wstępnego modelu obliczeniowego

Dyskretyzację konstrukcji i opis topologiczny modelu wykonano z wykorzystaniem postprocesora MES – programu PATRAN. Jako „solver” programu rozwiązującego model obliczeniowy użyto systemu NASTRAN.

Model obliczeniowy powstawał w kilku etapach. W pierwszym, przy pomocy elementów powłokowo-płytkowych zdyskretyzowano wcześniej przygotowany model 3D – model powierzchniowy. Do budowy siatki wykorzystano wbudowane w program algorytmy tworzące siatkę. Jednym z rodzajów zastosowanej siatki była siatka trójkątna, do tworzenia której wykorzystuje się metodę triangulacji Delaunay'a [5]. W następnym etapie, ręcznie zdefiniowano elementy belkowe i prętowe. Ostatnim etapem budowy modelu obliczeniowego było uzupełnienie modelu MES o warunki brzegowe, do których zalicza się wymuszenia oraz utwierdzenia.

Podczas dyskretyzacji geometrii 3D wykorzystano między innymi następujące elementy: powłokowo-płytkowe czworokątne CQUAD4, powłokowo-płytkowe trójkątne CTRIA3, belkowe CBAR, prętowe CROD, sztywne RBAR oraz podatne CBUSH – sprężyny translacyjne.

W opracowanych modelach MES elementami powłokowo-płytkowymi zdyskretyzowano wszystkie elementy konstrukcyjne ramy nośnej, które wykonane są z blach oraz z elementów cienkościennych, tj. profile podłużnic, profile poprzeczek, pasy użyte na podłużnice. Elementów tych użyto także do dyskretyzacji obrzeża, wsporników zawieszenia oraz osi jezdnych. Wstępnie przygotowany model obliczeniowy oraz jego topologie przedstawia rys. 5.

### 5. Zamodelowanie podatnego zawieszenia w modelu obliczeniowym

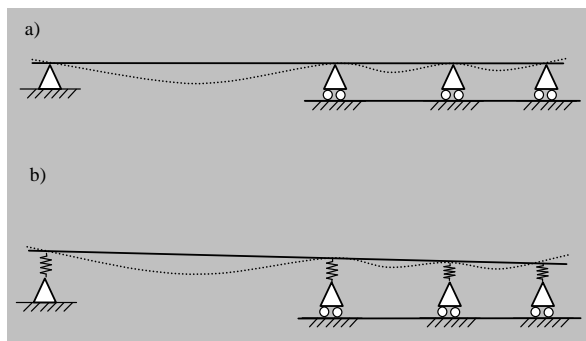
Na podstawie wstępnych analiz wyników, uzyskanych dla wstępnego modelu obliczeniowego, zaobserwowano konieczność zastosowania podatnego zawieszenia. Za tego typu podejściem do rozwiązania zagadnienia utwierdzenia modelu przemawiały otrzymane wyniki reakcji. Mianowicie dla przypadku obliczeniowego<sup>1</sup>, w którym rama spoczywała na sztywnych podporach (rys. 4 a) dochodziło do

<sup>1</sup> Mowa jest tu o przypadku, w którym rama obciążona była w sposób ciągły obciążeniem pochodzącym od ładunku, a do każdego z kół przyłożone były siły wynikające z oporów toczenia kół jezdnych.

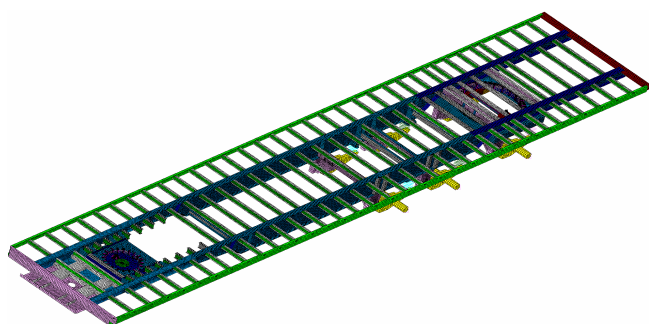
asymetrycznego rozkładu nacisków na poszczególnych osiach. Wartości reakcji uzyskanych w miejscach podparcia miały nierównomierny rozkład.

Różnice reakcji otrzymanych na poszczególnych osiach zamieszczono w pierwszej kolumnie tab. 1. Zamieszczone wartości pokazują dysproporcję w rozłożeniu nacisków na poszczególne osie. Obciążenie nie było równomiernie przenieszone przez elementy zawieszenia. Skutkowało to zwiększonym poziomem naprężeń na górnych półkach podłużnic w okolicach pierwszej osi. Wartość tych naprężeń była wyższa w stosunku do wartości rzeczywistych.

W celu umożliwienia naczepie układania się pod wpływem obciążeń zgodnie z tym, na co pozwala jej układ zawieszenia wprowadzono do modelu obliczeniowego (rys. 4b) podatne zawieszenie.



Rys. 4. Zawieszenie modelu przed (a) i po (b) modyfikacji  
Fig. 4. Suspension of model before (a) and after (b) modification

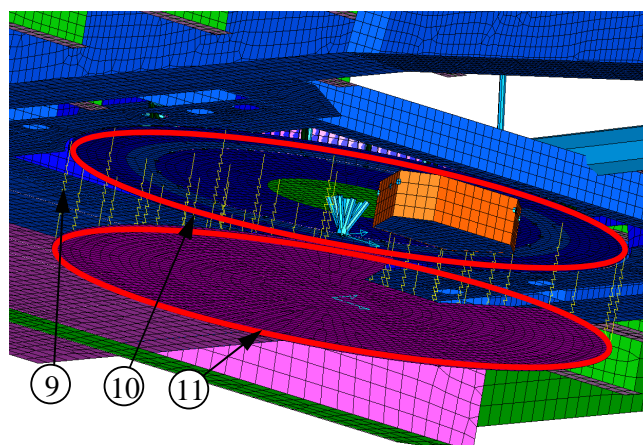


Rys. 5. Topologia modelu MES  
Fig. 5. Topology of FEM model

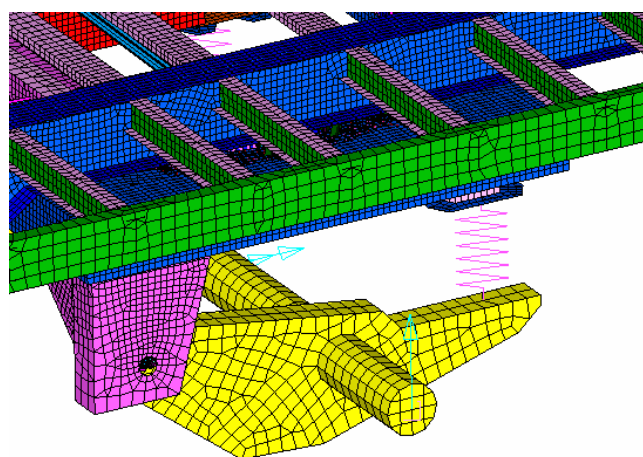
W zmodyfikowanym modelu obliczeniowym wprowadzono połączenie elementami PBUSH (9) płyty obrotnicy (10) z płytą sprzęgu (11) – rys. 6. Pozwoliło to na zamodelowanie kontaktu pomiędzy talerzem obrotnicy, a płytą sprzęgu siodłowego oraz umożliwiło osiadanie przedniej części naczepy w granicach, na które pozwalać będzie ugięcie opon ciągnika siodłowego. Jeśli chodzi o modyfikacje wprowadzone do zawieszenia, to zdecydowano się na wahlliwe zamocowanie osi w otworach wsporników zawieszenia. W miejsce miechów pneumatycznych wprowadzono elementy PBUSH.

Zadaniem ich było uniemożliwienie nieograniczonego obracania się osi jezdnych względem wsporników (rys. 7.). W celu uzyskania równomiernego nacisku na osie przeprowadzono iteracyjnie dostrojenie współczynnika sztywności elementów PBUSH, zdefiniowanego dla każdej z osi. Pozwoliło to na uzyskanie prawidłowych rozkładów reakcji na

osiach oraz siodło. W tab. 1 w kolumnie drugiej zamieszczone są wartości reakcji, jakie uzyskane zostały dla modelu obliczeniowego ze zmodyfikowanym podatnym zawieszeniem.



Rys. 6. Podparcie przedniej obrotnicy  
Fig. 6. Support of fifth wheel



Rys. 7. Podatne zawieszenie  
Fig. 7. Spring suspension

Tab. 1. Reakcje na osiach dla różnego rodzaju podparcia  
Tab. 1. Reactions on axels for different kind of suspension

Nr osi	Rodzaj zawieszenia	
	Sztywne zawieszenie	Podatne zawieszenie
1	15,987D+04	9,988D+04
2	5,085D+04	10,483D+04
3	12,454D+04	10,749D+04

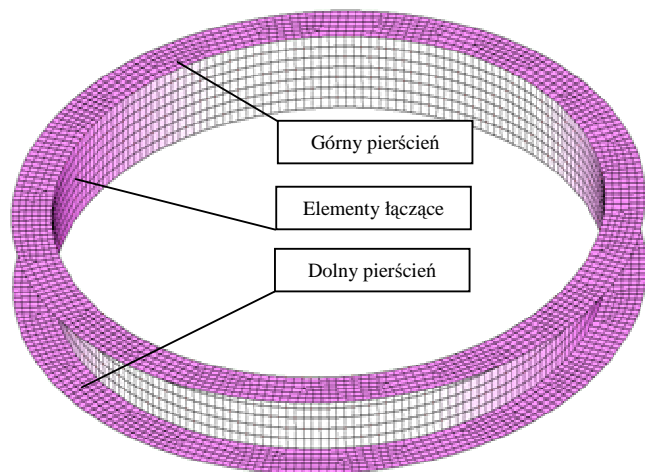
## 6. Zamodelowanie pracy przedniej i tylnej obrotnicy w modelu obliczeniowym

Analiza przypadków obliczeniowych, w których implementowano siły ciężkości, siły bezwładności oraz symetrycznie rozłożone opory na osiach była możliwa do przeprowadzenia na modelu obliczeniowym, opisanym w poprzednim punkcie artykułu. Jednak w trakcie realizacji zadania zaszła konieczność zamodelowania obciążeń, jakie oddziałują na konstrukcję podczas przejazdów po nierów-



nościach (kamieniach, krawężnikach) oraz hamowania z niesymetrycznymi siłami.

Okazało się wówczas, że dotychczasowe zamodelowanie obrotnicy było niewystarczające. Mianowicie górny i dolny pierścień obrotnicy (rys. 8) połączone były wspólnym pasem elementów powłokowo-płytowych. Taki sposób zamodelowania nie pozwalał na przeniesienie obciążeń z tylnej obrotnicy na przednią.

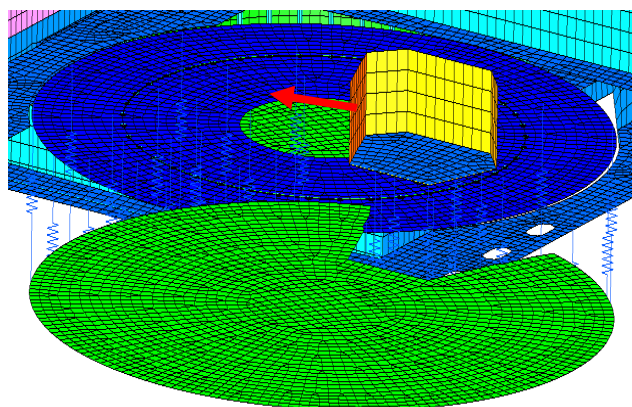


Rys. 8. Połączenie górnego i dolnego pierścienia obrotnic  
Fig. 8. Connection between upper and lower ring of fifth wheel

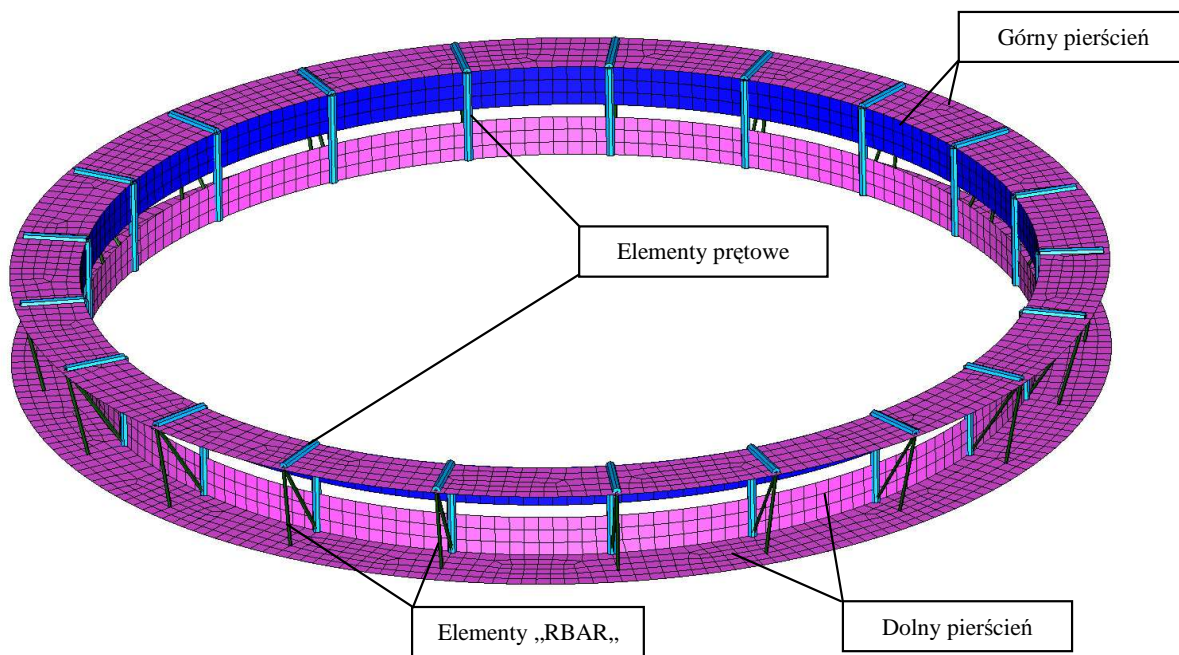
W rzeczywistej obrotnicy moment pochodzący od sił oporów na kołach równoważony jest siłą w ciągnie. Ciężno natomiast oddziałuje na przednią obrotnicę, która zabezpieczona jest przed obrotem gdyż jest połączona czopem z tarczą sprężu siodłowego.

Zasła, zatem konieczność modyfikacji sposobu zamodelowania połączenia między pierścieniem górnym a dolnym. Zdecydowano się na zamodelowanie połączenia wykorzystując kombinację elementów prętowych, które w węzłach mają przeguby i nie przenoszą momentów oraz elementów sztywnych nieodkształcalnych.

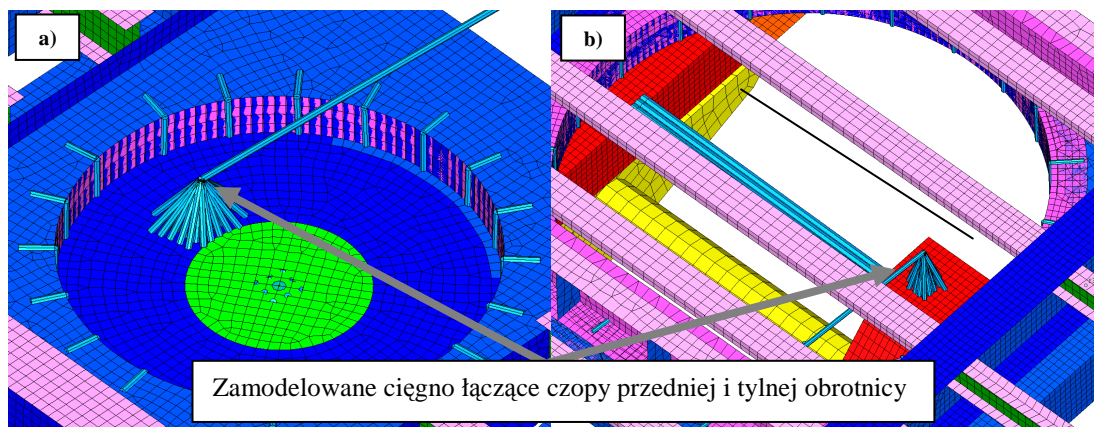
Na rys. 10 przedstawiono zmodyfikowany sposób zamodelowania połączenia pierścieni. Swobodny obrót pierścienia górnego, względem drugiego pierścienia, umożliwia połączenie obu pierścieni elementami prętowymi. Elementy prętowe zorientowane pionowo przenosiły składowe pionowe. Natomiast elementy prętowe rozmieszczone na obwodzie (wzdłuż promienia) ustalają współosiowość obu pierścieni, umożliwiając jednocześnie swobodny obrót, w niewielkim zakresie, jednego pierścienia względem pierścienia drugiego.



Rys. 9. Miejsce odebrania obrotu tarczy  
Fig. 9. Place where free rotation of disk was blocked



Rys. 10. Połączenie górnego i dolnego pierścienia obrotnic przed modyfikacją  
Fig. 10. Connection between upper and lower ring of fifth wheel before modification



Rys. 11. Połączenie pomiędzy obrotnicą przednią a obrotnicą osi elementem prętowym  
 Fig. 11. Connection between fifth wheel and axle by rod element

Po zmodyfikowaniu sposobu zamodelowania obrotnic zaszła konieczność modyfikacji warunków brzegowych, a mianowicie utwierdzenia. W celu odebrania obrotnikom swobodnego obrotu (względem ich osi) zdefiniowano dodatkowe utwierdzenie dla przedniej obrotnicy. W miejscu współpracy dolnego talerza obrotnicy ze sprzęgiem siodłowym, jednemu węzłowi siatki obrotnicy odebrano przemieszczenie w kierunku poprzecznym do osi poprzecznej naczepy (rys. 9). Obracanie się tylnej obrotnicy względem jej osi wyeliminowane zostało przez połączenie jej z przednią obrotnicą.

Na rys. 11 pokazano fragment przedniej i tylnej części ramy, z widocznym elementem prętowym, którym połączone zostały przednia oraz tylna obrotnica.

## 7. Podsumowanie

Wykorzystanie MES do poszukiwania rozwiązania wymaga przygotowania komputerowego (obliczeniowego, numerycznego) modelu, który w sposób adekwatny ujmie wszystkie najważniejsze własności badanego układu.

W artykule pokazano zbudowany model obliczeniowy, wykorzystany w celu wyznaczenia podstawowych parametrów wytrzymałościowych. Jak pokazały wstępne wyniki,

uzyskane dla tego modelu, konieczne zaszło wprowadzenie kilku modyfikacji. W stosunku do pierwotnego modelu zmianie uległ sposób realizacji utwierdzenia, jak również sposób zamodelowania mechanizmu obrotnic. Wprowadzone zmiany istotnie wpłynęły na poprawność otrzymanych wyników, o czym świadczą między innymi pokazane wartości reakcji przed i po modyfikacji zawieszenia.

## 8. Literatura

- [1] Komunikat nr 35 (122) z dnia 26.02.2007 r. Ministerstwo Transportu, Biuro Informacji i Promocji.
- [2] User Manual Operation Maintenance and repairs TD steering system, TRIDEC.
- [3] Becker E. B, Carsey G. F, Oden J. T.: Finite elements an introduction. Prentice – Hall 1981.
- [4] Clough R. W., Wilson E. L.: Early finite element research at Berkeley, University of California, Berkeley 1999.
- [5] Jurczak T.: Generowanie niestrukturalnych siatek trójkątnych z wykorzystaniem triangulacji Delaunay'a. AGH, Kraków 2000.
- [6] Osmólski W.: Analiza wytrzymałościowa ramy naczepy siodłowej pojazdu typu NC 39 (wyposażonego w tylną oś kierowaną) w wersji:PIMR, Poznań 2008.