

mgr inż. Tomasz Tomaszewski
Centrum Naukowo-Techniczne Kolejnictwa

SYMULACJE KOMPUTEROWE DYNAMIKI POJAZDÓW SZYNOWYCH¹

SPIS TREŚCI

1. Wprowadzenie
2. Optymalizacja zawieszenia wagonu osobowego z wózkami typu 25ANa
3. Gumowo-metalowy amortyzator usprężynowania maźniczego wózków typu Y25 – badania optymalizacyjne
4. Badania symulacyjne dynamiki dwuczłonowego autobusu szynowego REGIO TRAMP I 215 M
5. Podsumowanie

STRESZCZENIE

Zaprezentowano komputerowe metody badania dynamiki pojazdów szynowych i możliwości, jakie otwierają się przed współczesnymi konstruktorami i badaczami w perspektywie zastosowań specjalistycznych programów komputerowych. Na podstawie trzech prac symulacyjnych, badań wagonu osobowego, towarowego i autobusu szynowego, pokazano możliwości wykorzystania programów do automatycznej analizy dynamicznej w codziennej pracy konstruktora pracującego nad optymalizacją zachowań dynamicznych taboru szynowego.

¹ W pracy wykorzystano doświadczenia zdobyte podczas Eksperymentalnych Studiów Konstrukcji Inteligentnych STES prowadzonych w Instytucie Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk oraz badań wykonanych w Centrum Naukowo-Technicznym Kolejnictwa.

1. WPROWADZENIE

Symulacje komputerowe dynamiki ruchu umożliwiają badania i optymalizację złożonych układów mechanicznych. Od kilkunastu lat są bardzo ważnym, wręcz nieodłącznym procesem projektowania powszechnie wykorzystywanym przez współczesnych konstruktorów.

Istniejące i nadal rozwijane oprogramowanie ma na celu możliwie wierne odtworzenie rzeczywistości, ułatwienie lub zastąpienie skomplikowanych i zaawansowanych badań dynamicznych, jakie nierzadko trudno jest zrealizować w przypadku badań prowadzonych standardowo na obiektach rzeczywistych.

Symulacje dynamiki ruchu układów wielomasowych w przypadku zastosowania ich do badań konstrukcji pojazdów szynowych umożliwią analizę układu pojazd/tor, układów biegowych, zawiesznień, sprzęgów międzywagonowych, itd. w warunkach zbliżonych do tych, jakie spotyka się na torze rzeczywistym.

1.1. Nowoczesne programy do analizy dynamicznej

Obecnie na świecie istnieje kilkanaście komercyjnych programów do analizy dynamicznej układów wielomasowych, z czego jedynie w kilku jest wykorzystywana teoria zagadnień związanych ze specyfiką pojazdów szynowych.

Symulacje komputerowe układów mechanicznych są stosowane między innymi:

- we wstępnej fazie projektowania do oceny przypuszczalnego zachowania dynamicznego modelu na różnym poziomie dokładności;
- do projektowania i optymalizacji układu dynamicznego opierającego się na skomplikowanych modelach, składających się z podstawowych, prostych elementów;
- do oceny podstawowych parametrów konstrukcji, np. stateczności ruchu, prędkości krytycznych, zdolności pokonywania łuków, komfortu jazdy, działających sił;
- do eksperymentalnego przewidywania i prowadzenia badań w celu ustalenia (wspierania) planu badań na rzeczywistym modelu;
- do monitorowania, diagnostyki, oraz przewidywania uszkodzeń istniejących systemów.

Rozwinięty w ostatnich latach złożony nieliniowy model pojazdu o wielu stopniach swobody umożliwia znacznie bliższe oddanie rzeczywistości i zwiększenie dokładności obliczeń numerycznych, niż pozwala na to nadal powszechnie stosowany znacznie prostszy model składający się z ciał nieskończenie sztywnych. Równoczesne, zwiększenie wydajności

obliczeniowej komputerów umożliwia analizę metodami numerycznymi niektórych właściwości pojazdów, które wydają się być nieosiągalne na drodze rozwiązań analitycznych. Dotychczasowe ręczne wyprowadzanie równań ruchu, zapisywanie ich w postaci możliwej do wprowadzenia do komputera i ich scalanie okazało się, w porównaniu do obecnych, niemal automatycznych metod komputerowych, wyjątkowo czasochłonne i bardziej zawodne.

Jednym z najczęściej stosowanych programów do analizy dynamicznej układów wielomasowych jest program ADAMS, zawierający, poza innymi, element przystosowany do specyfiki zagadnień kolejowych (ADAMS/Rail). Oprogramowanie to, powstałe przeszło dwadzieścia lat temu w Stanach Zjednoczonych, używane jest w fazie projektowania, optymalizacji i badań w takich firmach, jak: Deutsche Bahn, Talgo, Alstom, GE Transportation i inne, do celów zarówno komercyjnych, jak i naukowych. ADAMS wykorzystuje możliwości obliczeniowe programu MEDYNA z jednoczesnym zapewnieniem wizualizacji ruchu układu mechanicznego jak też możliwości obróbki wyników badań prowadzonych przy użyciu tego narzędzia.

Równocześnie na świecie są użytkowane podobne programy, m.in.: brytyjski Vampire, umożliwiający badanie dynamiki wzdłużnej pociągu E-Train (stosowany m.in. w Deutsche Bahn, Swedish Rail, ERRI, SNCF), Gensys, SIMPAC, MEDYNA i inne.

W ostatnich latach na rynku pojawił się jeszcze jeden program do badania dynamiki układów złożonych, zbudowany w podobnej co ADAMS konwencji. Programem tym jest Universal Mechanism (UM) stworzony w Rosji. Program ten, umożliwiający modelowanie mechanizmów różnego rodzaju, ma również element poświęcony pojazdom szynowym, z uwzględnieniem zagadnień specyficznych dla tego rodzaju układów mechanicznych, w których dynamice szczególne znaczenie ma fakt toczenia się koła po szynie. UM jest nieco bardziej przyjazny użytkownikowi na etapie budowy modelu, symulacji, optymalizacji jak też obróbki wyników, niż ma to miejsce w przypadku ADAMS'a, który jest programem relatywnie skomplikowanym. Obliczenia prowadzone równoległe dla prostego zagadnienia dynamiki wykonywane analitycznie, tak z wykorzystaniem ADAMS'a jak i UM pokazują, że nowy rosyjski program może być ciekawą alternatywą do modelowania dynamiki ruchu. Zaletą UM, poza wskazanymi powyżej, jest na pewno cena instalacji jak też dostępność do pomocy producenta w wykonywaniu projektów. Podstawowa wada UM wynika jak na razie z faktu, że wyniki uzyskiwane z pomocą tego programu nie są jednoznacznie znane, program nie jest szeroko używanym narzędziem, co stanowi jeszcze o jego niewielkiej popularności wśród konstruktorów. Wydaje się, że w przeciągu kilku lat o UM będzie można wyrobić sobie opinię, czy jest wartym stosowania oprogramowaniem.

Symulacje komputerowe dynamiki pojazdów szynowych: zalety i wady.

Zalety:

- możliwość realizacji symulacji ruchu modelu wirtualnego bez potrzeby przeprowadzania podobnych procedur bezpośrednio na obiekcie rzeczywistym;
- uproszczenie przygotowania realnej konstrukcji od wstępnej koncepcji do produktu finalnego;
- zwiększenie możliwości poznania wpływu parametrów obiektu na własności dynamiczne;
- skrócenie czasu powstawania produktu;
- znaczne zmniejszenie kosztów przygotowania konstrukcji do produkcji;
- szybki cykl obliczeniowy i małe koszty badania;
- brak niebezpieczeństwa jakie może wystąpić w przypadku eksperymentowania z realnym pojazdem.

Wady:

- uzyskanie porównywalnych wyników symulacji z badaniami doświadczalnymi wymaga znajomości szczegółowych danych konstrukcji rzeczywistej;
- większa dokładność obliczeń zwiększa czas rozwiązania zadania;
- wymagana umiejętność interpretacji wyników ze szczególnym uwzględnieniem błędów numerycznych;
- konieczność dobrej znajomości topologii programu oraz błędów typu obliczeniowego
- konieczność wprowadzania uproszczeń modelu w celu przyspieszenia procesu obliczeniowego (model z elementami sztywnymi lub odkształcalnymi).

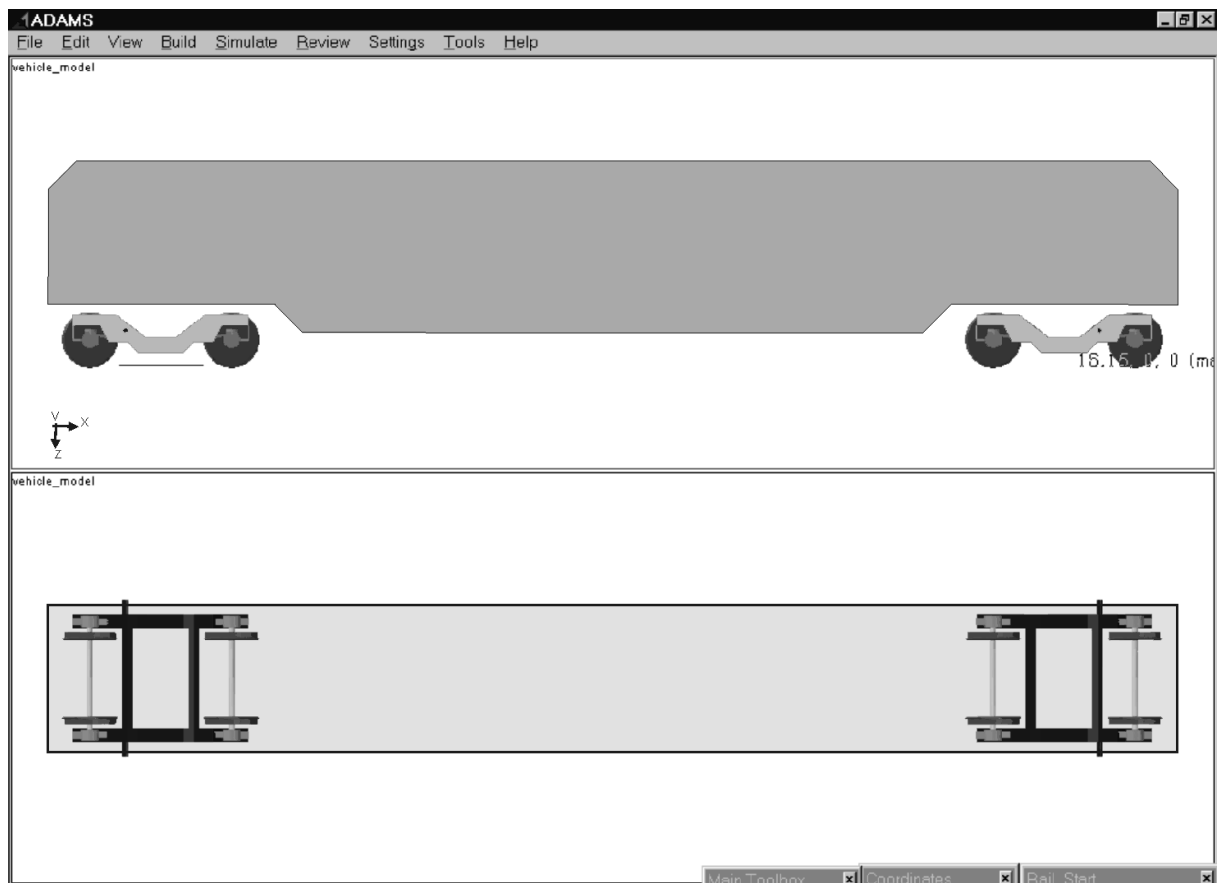
W artykule przedstawiono trzy zadania symulacyjne, których celem jest określenie parametrów dynamicznych modeli, istotnych ze względu na zachowanie się pojazdu w torze, a więc również ich wpływ na bezpieczeństwo ruchu. Prezentowane zadania pokazują wybrane możliwości programu symulacyjnego wykorzystywane do konkretnych celów inżynierskich.

2. OPTIMALIZACJA ZAWIESZENIA WAGONU OSOBOWEGO Z WÓZKAMI TYPU 25ANa

Zadanie optymalizacji parametrów zawieszenia wagonu osobowego, w którego układzie biegowym zastosowano dwa wózki typu 25ANa polega na takim dobraniu sztywności elementów zawieszenia (w tym sztywności zawieszenia wahaczy) by możliwe było uzyskanie możliwie największej prędkości w stosunku do obecnie dopuszczalnej, wynoszącej 200 km/h. [12].

2.1. Obiekt rzeczywisty

Obiektem rzeczywistym jest wagon osobowy, w którego układzie biegowym zastosowano dwa dwuosiowe wózki typu 25ANa, przeznaczonych do prędkości 200km/h [11].

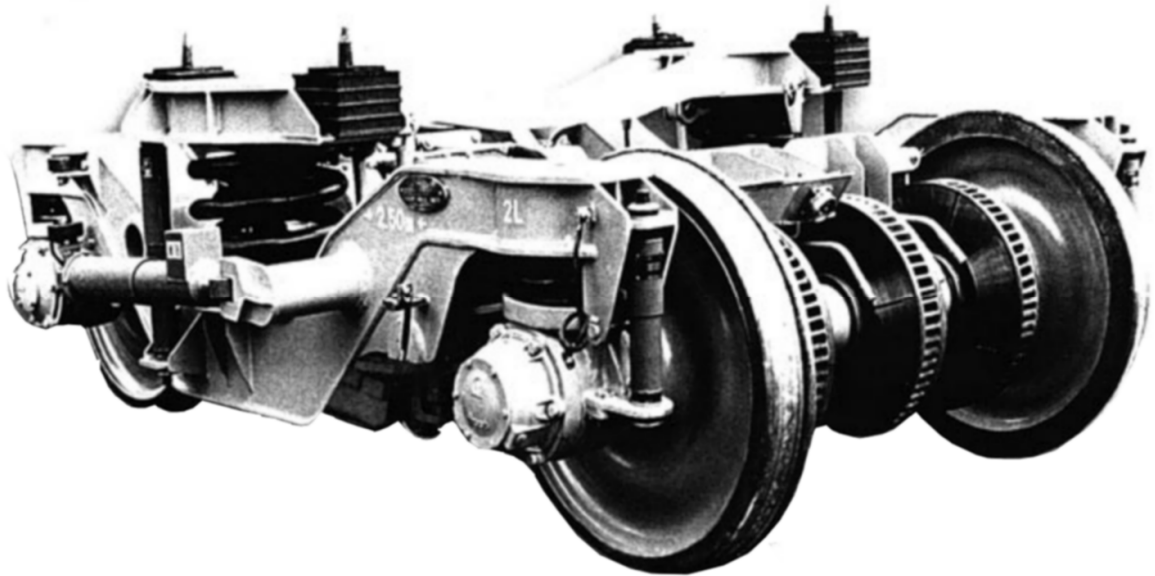


Rys. 1. Model wagonu osobowego z wózkami typu 25ANa, widok z boku i z dołu [ADAMS].

Charakterystyka zawieszenia wagonu

Zawieszenie wagonu jest wykonane jako dwupoziomowe. Na pierwszym stopniu - zawieszenie ramy wózka na zestawach kołowych - zastosowano jednostronne wahacze, zamontowane do ramy za pomocą elementów metalowo-gumowych. Elementy te zapewniają prowadzenie zestawów kołowych w płaszczyźnie pionowej oraz poprzecznej, działając na ściskanie i skręcanie. Bezpośrednio pomiędzy każdym korpusem łożyska a ramą wózka jest zamontowana sprężyna śrubowa oraz tłumik drgań pionowych.

Na usprężynowanie drugiego stopnia - rama wózka tocznego-nadwozie - składają się dwa komplety podwójnych (ustawionych współśrodkowo) sprężyn śrubowych i cztery komplety bloków metalowo-gumowych. Dwa tłumiki hydrauliczne umieszczone pomiędzy ramą wózka a nadwoziem odpowiadają za tłumienie drgań w kierunku pionowym, jeden w kierunku poziomym, prostopadle do kierunku ruchu (kołysanie nadwozia względem ramy wózka), dwa tłumiki działają w kierunku równoległym do kierunku ruchu w celu eliminacji wężykowania wagonu, pomiędzy ramą wózka tocznego a nadwoziem.

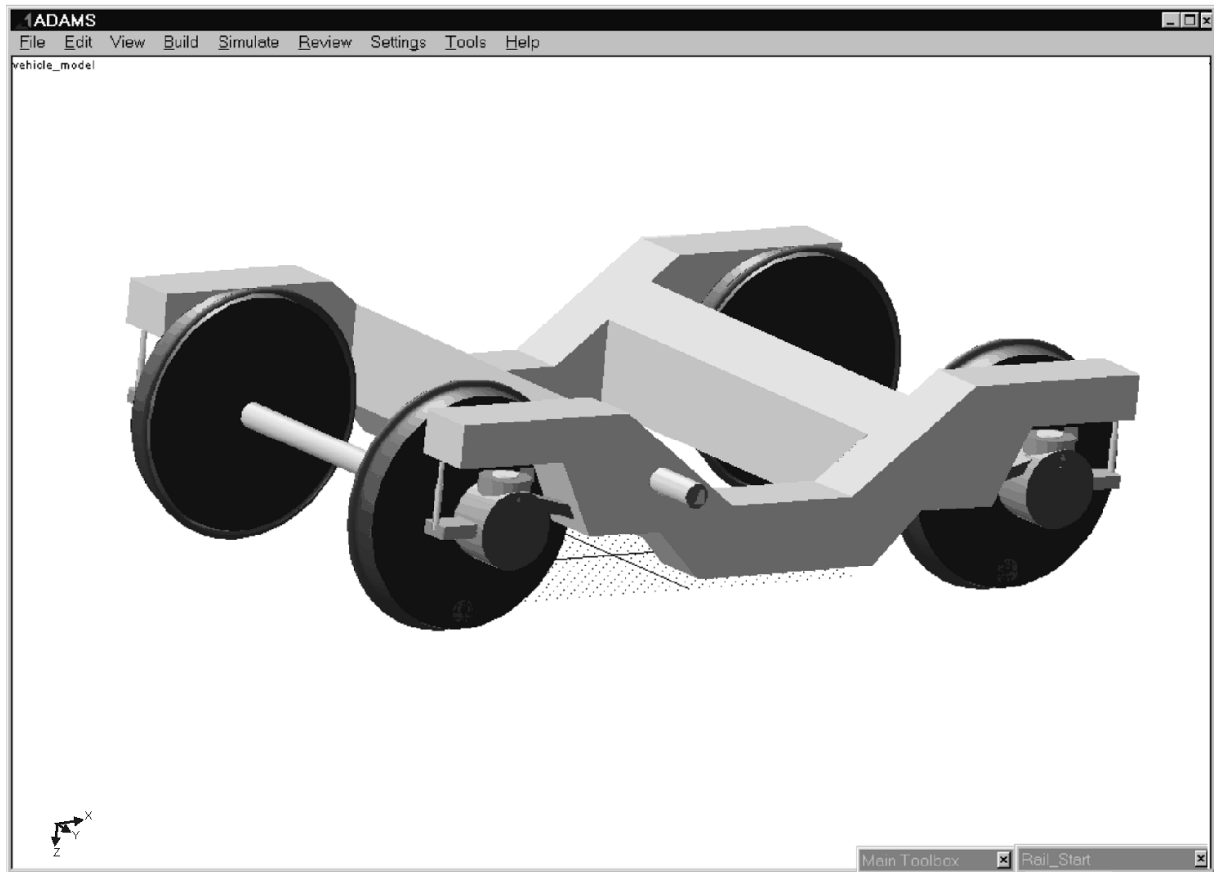


Rys. 2. Wózek toczny typu 25A do wagonów osobowych dostosowany do prędkości 200 km/h.

2.2. Model symulacyjny

Stworzono model symulacyjny, który z możliwą do przyjęcia dokładnością odzwierciedla rzeczywistą konstrukcję i obowiązujące prawa fizyki. W modelu uwzględniono główne elementy konstrukcji rzeczywistej, które mają bezpośredni wpływ na dynamikę ruchu

(zestawy kołowe, rama wózka, nadwozie, elementy zawieszenia) pomijając jednakże elementy oprzyrządowania pomocniczego, z uwzględnieniem mas i momentów bezwładności, jakie pomijane elementy wprowadzają w rzeczywistości [12].



Rys. 3. Widok modelu kompletnego wózka typu 25ANa [ADAMS].

2.3. Obliczenia numeryczne

Przeprowadzone obliczenia dotyczą wagonu osobowego przeznaczonego do dużych prędkości w ruchu po torze prostym. Wykonano analizę wpływu podstawowych parametrów charakterystyki zawieszenia pojazdu, głównie poprzecznych sztywności elementów sprężystych, na wartość prędkości krytycznej.

Dodatkowo przeprowadzono szereg obliczeń w celu zbadania wpływu parametru geometrii kontaktu (ekwiwalentnej stożkowatości) na stateczność asymptotyczną w ruchu po torze prostym. Polegało to na określeniu wartości prędkości krytycznej w zależności od parametru ekwiwalentnej stożkowatości. W badaniach tych symulowano jazdę wagonu, po torze sztywnym, bez nieregularności geometrycznych, przyjmując liniową teorię toczenia.

Kolejnym etapem była analiza zachowania się wagonu w płaszczyźnie poziomej z wymuszonym impulsem siły, działającym w kierunku prostopadłym do głównego kierunku ruchu. Badanie stateczności dynamicznej układu przeprowadzono, przyjmując różne przypadki charakterystyk zawieszenia i zmieniając warunki początkowe, uwzględniając nieliniową teorię kontaktu. Warunki początkowe określają prędkość poprzeczną zestawów kołowych, wpływają na zanikanie, bądź narastanie drgań wagonu w płaszczyźnie horyzontalnej. W celu porównania wyników wykonano dwa przebiegi przy identycznych warunkach początkowych symulując liniową i nieliniową teorię kontaktu.

2.3.1. Zależność prędkości krytycznej od parametrów sztywności zawieszenia

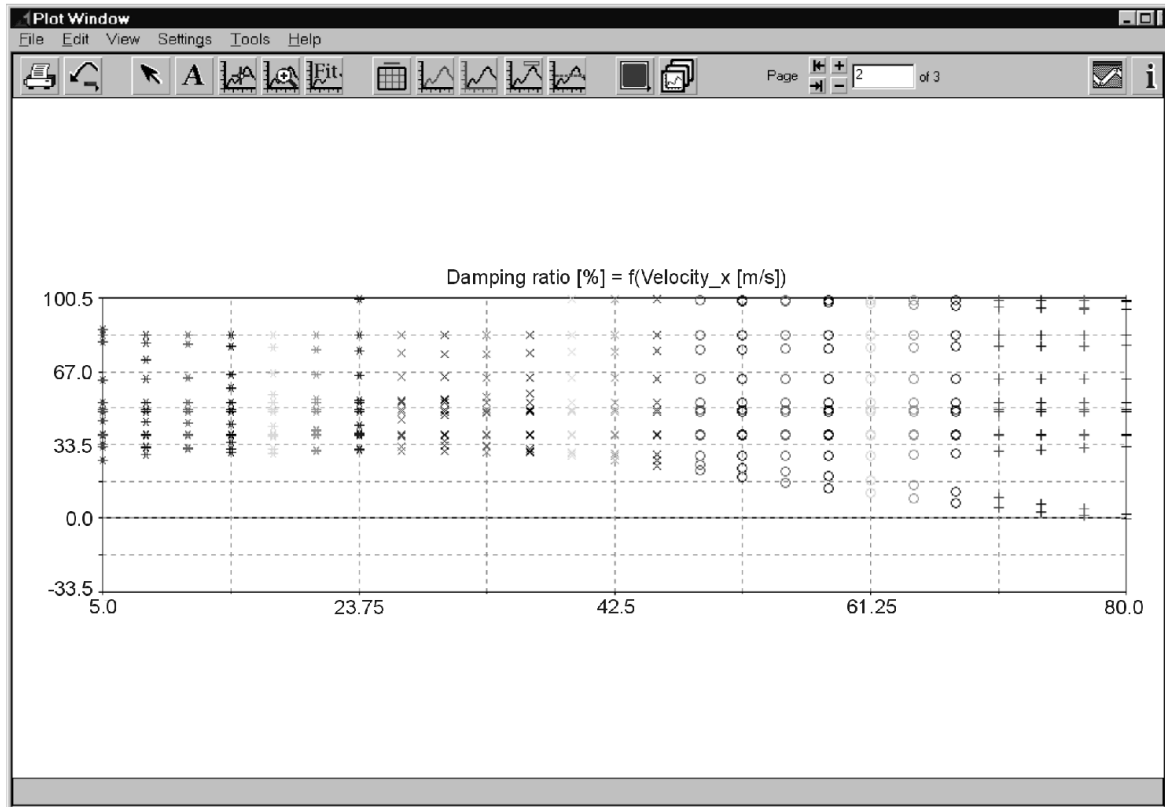
Celem badań była analiza przebiegów symulacji ruchu wagonu po torze prostym w zależności od wartości parametrów sztywności elementów sprężystych obydwu stopni zawieszenia.

Wykonano wstępną analizę parametrów poszczególnych elementów wagonu (zestawy kołowe, wózki, nadwozie, elementy sprężyste, elementy tłumiące), takich jak: masy; położenie środków mas; główne i centralne momenty bezwładności, kierunkowe wartości sztywności i tłumienia elementów zawieszenia. Modyfikację wartości zdefiniowanych automatycznie przez program podczas tworzenia elementów, wykonano uwzględniając parametry istniejącej konstrukcji wózka typu 25ANa oraz przyjmując rzeczywiste parametry nadwozia. Przy tak przyjętych założeniach wyznaczono momenty bezwładności w stosunku do nadwozia próżnego i ładownego. Na podstawie opisu technicznego wózka określono zakres zmienności parametrów zawieszenia.

W celu określenia wartości prędkości krytycznej badanego modelu wagonu przeprowadzono symulację w odniesieniu do wagonu próżnego oraz ładownego. Uzyskane na podstawie badania stateczności w sensie Lapunowa wyniki pokazują, że bez względu na obciążenie uzyskuje się, przy parametrach wejściowych, prędkość krytyczną² (w której części rzeczywiste wartości własnych rozwiązania równania różniczkowego mają wartość równą, lub większą od zera) na poziomie prędkości 77,5 [m/s] (279 km/h).

Ze względu na fakt, że pełne obciążenie wagonu wywołuje większe wartości reakcji, a tym samym mniej korzystne warunki kontaktu oraz zmianę granicy stateczności, do badań zdecydowano się wykorzystywać wyłącznie model wagonu ładownego.

W badaniach symulacyjnych zwiększano sztywność poziomą elementu gumowego, łączącego wahacz z ramą wózka, czego wynikiem jest zwiększenie się sztywności prowadzenia zestawu w kierunku wzdłużnym X i poprzecznym Y, zmniejszenie zdolności wpisywania się zestawów kołowych pojazdu w łuki. Wprowadzono też różne parametry elementu gumowego uzyskując przy tym zmianę prędkości krytycznej modelu. Wprowadzone zmiany wraz z wartościami prędkości krytycznych modelu przedstawiono w tabelicy 1.



Rys. 4. Wpływ sztywności wzdłużnej (X) i poprzecznej (Y) elementu gumowego mocowania wahacza do ramy na prędkość krytyczną.

Tablica 1

Prędkość krytyczna modelu w wybranych sztywnościach elementu gumowego mocowania wahacza do ramy

| Lp. | c_x [N/m] | c_y [N/m] | Prędkość krytyczna [m/s] |
|-----|------------------|------------------|--------------------------|
| 1. | $50 \cdot 10^6$ | $5 \cdot 10^6$ | 80 |
| 2. | $100 \cdot 10^6$ | $10 \cdot 10^6$ | 80 |
| 3. | $1,5 \cdot 10^6$ | $0,3 \cdot 10^6$ | 72 |

² Prędkość krytyczna – prędkość po przekroczeniu której model traci stateczność, co może spowodować wykolejenie

Na wartość prędkości krytycznej ma znaczący wpływ sztywność elementu gumowego w kierunku poprzecznym Y. Zwiększanie sztywności prowadzenia zestawu w kierunku X powoduje zwiększenie prędkości krytycznej, jest ono jednak znacznie mniejsze niż ma to miejsce w przypadku zwiększenia sztywności elementu na kierunku Y. Warto zwrócić uwagę na fakt, że po przekroczeniu pewnego poziomu sztywności kierunkowej, prędkość krytyczna przestaje się zwiększać. Istotnym ograniczeniem nakładanym na wartość sztywności elementu w kierunku Y jest konieczność stosowania odpowiednio miękkiej charakterystyki w tym kierunku, ze względu na zapewnienie jazdy pojazdu po łukach, a nie brak możliwości wykonania elementów o odpowiednio dużej sztywności. Z uwagi na założenia należy dokonać kompromisowego wyboru tak, aby uzyskać zadawalające wyniki.

Zachodzi więc konieczność znacznego zawężenia pola tolerancji sztywności elementu gumowego w kierunku poprzecznym, a tym samym bardziej dokładne powinno być wykonanie tego elementu. Wynika to z faktu, że niewielka nawet odchyłka wartości poprzecznej wpływa na zmianę prędkości krytycznej. Guma ma tę właściwość, że w procesie starzenia się twardnieje, co powoduje korzystną sytuację ze względu na wartość prędkości krytycznej a negatywnie wpływa na dynamikę pojazdu w ruchu po łuku (zwiększenie siły poprzecznej działającej na koło w ruchu po łuku).

Zbadano wpływ sztywności II stopnia zawieszenia na wartość prędkości krytycznej. Ingerowano wyłącznie w wartości sztywności poziomych sprężyny, które to, z punktu widzenia stateczności, mają szczególne znaczenie na zachowanie się pojazdu.

Tablica 2

Prędkość krytyczna modelu w zależności od wybranych sztywności sprężyny na II stopniu zawieszenia wagonu.

| Lp. | k_x [N/m] | k_y [N/m] | Prędkość krytyczna [m/s] |
|-----|----------------|----------------|--------------------------|
| 1. | $1 \cdot 10^6$ | $1 \cdot 10^6$ | 90 |
| 2. | $5 \cdot 10^6$ | $5 \cdot 10^6$ | 85 |

Z powyższych badań zawieszenia wagonu wynika, że zakres stosowanych sztywności elementów w kierunku poziomym ma decydujący wpływ na prędkość krytyczną wagonu. Po odpowiednim zwiększeniu sztywności w kierunku X i Y na obydwu stopniach zawieszenia, przy optymalnych sztywnościach poszczególnych elementów zawieszenia na każdym ze stopni uzyskano większą prędkość krytyczną, a co za tym idzie zwiększono bezpieczną

prędkość konstrukcyjną pojazdu. W tabelicy 3. przedstawiono wyniki optymalizacji odzwierciedlające możliwości modyfikacji parametrów zawieszenia wagonu osobowego posadowionego na wózkach typu 25ANa w celu uzyskania maksymalnej prędkości przejazdu.

Tablica 3

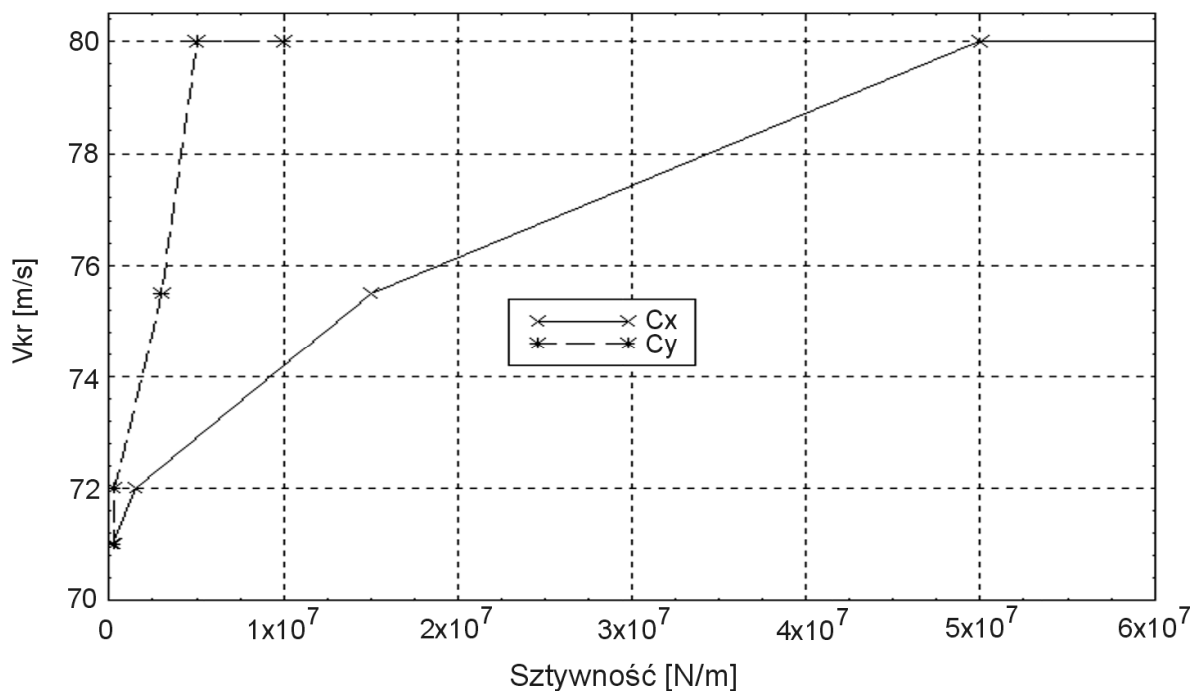
Zamiana sztywności zawieszenia wagonu i jej wpływ na prędkość krytyczną układu

| | Model wyjściowy Sztywność [N/m] | | | Wynik po optymalizacji Sztywność [N/m] | | |
|----------------------------------|------------------------------------|-------------------|-------------------|---|------------------|-------------------|
| | k_x | k_y | k_z | k_x | k_y | k_z |
| I stopień: Sprężyna | $4,1 \cdot 10^5$ | $4,1 \cdot 10^5$ | $11,9 \cdot 10^5$ | $4,1 \cdot 10^5$ | $4,1 \cdot 10^5$ | $11,9 \cdot 10^5$ |
| Element gumowy mocowania wahacza | $1,66 \cdot 10^5$ | $1,66 \cdot 10^5$ | $4,38 \cdot 10^5$ | $50 \cdot 10^6$ | $5 \cdot 10^6$ | $50 \cdot 10^6$ |
| II stopień: Sprężyna | $1,5 \cdot 10^5$ | $1,5 \cdot 10^5$ | $15,0 \cdot 10^6$ | $5,0 \cdot 10^6$ | $5,0 \cdot 10^6$ | $15,0 \cdot 10^5$ |
| Prędkość krytyczna | 71,5m/s (257km/h) | | | 95m/s (342km/h) | | |

2.3.2. Prędkość krytyczna w funkcji ekwiwalentnej stożkowatości

Parametr ekwiwalentnej stożkowatości został wyznaczony przez program ADAMS/Rail na podstawie wprowadzonych (rzeczywistych) danych. Na podstawie tych informacji automatycznie została utworzona tablica linearyzowanych wielkości parametrów kontaktowych.

W celu zbadania wpływu parametru ekwiwalentnej stożkowatości na wartość prędkości krytycznej przeprowadzono analizę stateczności modelu wagonu.



Rys. 5. Wpływ parametru ekwiwalentnej stożkowatości na wartość prędkości krytycznej wagonu

Do badania przyjęto model o parametrach zawieszenia odpowiadających największej z uzyskanych prędkości krytycznej.

Założono zakres wartości parametru ekwiwalentnej stożkowatości w granicach: 0,05-0,2. Zakres ten obejmuje wartości przyjęte za prawidłowe (mniejsze wartości) i zawiera obszar wartości średnich.

Wyniki uzyskane w czterech symulowanych przypadkach, uzupełnione wcześniejszym otrzymanym wynikiem, przedstawiono na rys. 6.

Jak wynika z powyższego wykresu, zwiększenie ekwiwalentnej stożkowatości (zwiększenie różnicy aktualnych promieni toczenia obu kół przy stałej szerokości toru), powoduje zmniejszenie prędkości krytycznej modelowanego pojazdu. Czterokrotny wzrost parametru (od wielkości 0,05) powoduje spadek prędkości krytycznej o 30%.

2.3.3. Postacie drgań własnych modelu

Podczas badań stateczności układu przy zmiennych parametrach zawieszenia, jak również podczas modyfikacji parametru ekwiwalentnej stożkowatości obserwowano różne postacie drgań, w wyniku których pojazd traci stateczność.

Najbardziej wyróżniające się postaci drgań modelowanego wagonu:

- niestateczność wózków, objawiająca się obrotem wózków wokół osi Z;
- niestateczność zestawów kołowych, wykonujących ruch wzdłuż osi Y;
- niestateczność nadwozia w postaci obrotu wokół osi X;
- niestateczność nadwozia, wykonującego obrót wokół osi Z.

Rzeczywista konstrukcja wykazuje cechy niestateczności, które są superpozycją przedstawionych postaci drgań.

2.3.4. Stateczność dynamiczna modelu przy wymuszeniu siłą poprzeczną

Dokonano analizy stateczności wagonu w zadanych warunkach początkowych, uwzględniających jednorazowy impuls siły poprzecznej na prowadzący zestaw kołowy. Badaniom poddano model wagonu o prędkości krytycznej równej 90 [m/s] uzyskanej przy sztywności poziomej II stopnia zawieszenia: $k_x=k_y=1 \cdot 10^6$ [N/m].

W celu zobrazowania zachowania wagonu przy prędkości krytycznej pierwszy przebieg wykonano wykorzystując liniowy model kontaktu przy następujących warunkach początkowych: $V_x=90$ [m/s]; $V_y=0,4$ [m/s].

Przy zadanych wartościach prędkości kierunkowych, wykreślono przemieszczenia, obroty i prędkości środków mas elementów modelu: zestawów kołowych, ramy i nadwozia względem stałych układów odniesienia każdego z modelowanych elementów.

Na podstawie otrzymanych wyników stwierdzono, że przy prędkości krytycznej w ruchu po idealnie prostym i sztywnym torze bez zakłócenia, zakłócenie ruchu w kierunku poprzecznym powoduje niestateczność układu, co prowadzi do wykolejenia wagonu. Wyniki te potwierdziły, że modelowanego wagonu, przy zadanych parametrach zawieszenia nie można stosować przy prędkościach ok. 90 [m/s].

W przypadku analizy wpływu zakłócenia poprzecznego, działającego na zestaw kołowy, przy $V_x=50$ [m/s] (poniżej prędkości krytycznej) dwukrotnie rozważano przejazd modelu przy warunkach początkowych: $V_y=0,4$ [m/s], wykorzystując możliwości programu dotyczące zmiany teorii w obszarze kontaktu koło-szyna.

Wyniki pokazują, że wprowadzone przy zadanej prędkości jazdy zakłócenie poprzeczne jest tłumione przez wagon, z tym, że układ nieliniowy wykazuje zdecydowanie lepsze tłumienie drgań. Czas powrotu układu nieliniowego (z nieliniową teorią kontaktu) do położenia równowagi jest dwukrotnie krótszy niż układu liniowego.

Obserwacja wyników zaburzenia ruchu wagonu wyraźnie pozwala zauważyć różnice między stosowanymi teoriami, wynikające z poziomu przyjętej dokładności opisu zjawiska kontaktu.

2.4. Wnioski z badań wagonu osobowego

Poprzez ingerencję w charakterystykę układu zawieszenia, geometrię kontaktu kołoszyzna jak też poprzez badanie stateczności układu przy wymuszeniu impulsem siły poprzecznej do głównego kierunku ruchu, analizowano możliwości zwiększenia maksymalnej prędkości ruchu wagonu po torze prostym.

Badania stateczności dynamicznej przeprowadzono zgodnie z liniową teorią kontaktu na torze idealnie sztywnym przyjmując różne wartości sztywności poziomej na poszczególnych stopniach zawieszenia, a następnie różne wartości parametru ekwiwalentnej stożkowatości.

Otrzymane wyniki świadczą o tym, że zwiększeniu prędkości maksymalnej w ruchu po prostej musi towarzyszyć wzrost sztywności poziomej I i II stopnia zawieszenia. Jak wnioskuje się z otrzymanych wyników wyraźne zwiększenie sztywności II stopnia zawieszenia powoduje poprawę warunków biegowych (zwiększenie prędkości) w ruchu po torze prostym, podczas gdy podobne zmiany w I stopniu zawieszenia również (czy tylko) nieznacznie poprawiają wyniki.

Zmiana wartości parametru ekwiwalentnej stożkowatości, bezpośrednio zależnej od geometrii kontaktu, powoduje zmianę prędkości krytycznej układu, tak, że prędkość ta jest odwrotnie proporcjonalna do wielkości parametru.

Podczas badań symulacyjnych modelu w ruchu po torze prostym wykazano, że prędkość rozpatrywanego wagonu może ulec zwiększeniu o ok. 36-40 % w odniesieniu do konstrukcji rzeczywistej. W pracy, modelowany wagon o parametrach konstrukcji rzeczywistej uzyskiwał prędkość 77,5 [m/s]. Po zmianach sztywności zawieszenia, prędkość krytyczna w ruchu po torze prostym zwiększyła się do 95 [m/s]. Wynik ten dotyczy ruchu po idealnie sztywnym i gładkim torze prostym.

Podczas badania stateczności wprowadzono wymuszenie impulsem siły poprzecznej, działającej na zestaw prowadzący (pierwszy zestaw kołowy). Analiza ta potwierdziła słuszność określonej uprzednio prędkości krytycznej danych warunków zawieszenia, tzn. przy prędkości krytycznej układ wykazywał brak stateczności. Przy prędkości jazdy mniejszej od krytycznej nie zauważono utraty stateczności, wymuszone drgania układu ulegały tłumieniu. Badania te przeprowadzono w celu porównania z wykorzystaniem tak liniowej, jak

również nieliniowej teorii kontaktu. Uzyskano dobrą zgodność z wynikami stateczności asymptotycznej.

3. GUMOWO-METALOWY AMORTYZATOR USPRĘŻYNOWANIA MAŻNICZEGO WÓZKÓW TYPU Y25 - BADANIA OPTYMALIZACYJNE

3.1. Wprowadzenie

Symulacja komputerowa dynamiki ruchu wagonu towarowego ze zmodyfikowanymi wózkami typu Y25 ma na celu określenie optymalnych wartości kierunkowych parametrów sztywności i tłumienia elementu metalowo-gumowego. Modyfikacja wagonu polega na zastąpieniu tradycyjnych elementów zawieszenia w postaci zespołu sprężyn śrubowych i tłumików ciernych pojedynczymi elementami metalowo-gumowymi mającymi własności sprężyste i tłumiące w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach

3.2. Charakterystyka wagonu towarowego

Model symulacyjny powstał na podstawie parametrów istniejących konstrukcji wózków towarowych typu Y25 i standardowych nadwozi [4], [5], [6], [7]. Na konstrukcję wagonu składają się dwa wózki dwuosiowe oraz nadwozie typu węglarka.

W zawieszeniu ramy na zestawach kołowych jest wykorzystywane osiem kompletów sprężyn cylindrycznych (po dwie sprężyny w komplecie) zapewniających progresywną charakterystykę zawieszenia. W układzie zawieszenia tłumienie w kierunku pionowym i poprzecznym jest realizowane za pomocą tłumików ciernych z powierzchniami ciernymi znajdującymi się pomiędzy korpusami łożyska a ramą wózka. Nadwozie oparte jest na ramie wózka centralnie poprzez sztywny czop skrętu, podpierane po bokach usprężynowanymi ślizgami bocznymi.

3.3. Badania symulacyjne

Badania modelu poprzedzone zostały studiami rzeczywistych konstrukcji wagonów towarowych, w których w układzie biegowym zastosowano wózki typu Y25. W wyniku analizy powstał uproszczony zarys wózka wraz z nadwoziem. Poszczególnym elementom nadano parametry masowe i bezwładnościowe [13].

Mając na względzie fakt, że dane odnośnie momentów bezwładności i mas poszczególnych elementów obiektów rzeczywistych nie są znane, lub przedstawione w literaturze w sposób niejednoznaczny, wykonano stosowne obliczenia w celu wyznaczenia

tych parametrów. Ocena powstałych rozbieżności możliwa byłaby dopiero po wykonaniu stosownych badań z wykorzystaniem obiektu rzeczywistego.

Po stworzeniu modelu rozpoczęto badania mające na celu optymalizację parametrów zawieszenia pod kątem możliwości jazdy po prostych i łukach.

Poszczególne parametry zawieszenia badano w granicach określonych jako prawidłowe, znormalizowane i stosowane (zgodnie z UIC) dla tego typu konstrukcji wózków. Wychodząc z założenia, że podawane w literaturze dane zadowalająco spełniają warunki eksploatacyjne, optimum dla modyfikowanej konstrukcji poszukiwano w zakresie dopuszczalnych, stosowanych wartości parametrów w zmiennych stanach obciążenia.

Prędkość krytyczną określano w każdym przypadku obciążenia i parametrów zawieszenia na podstawie rozwiązań wartości własnych i wektorów własnych, jakie automatycznie generuje program.

Badany model testowano pod kątem własności biegowych, występujących w elementach sił na torze idealnie sztywnym z zalecanymi prędkościami ruchu. Model wagonu badano na następujących odcinkach toru:

- prosta;
- prosta z nierównościami typu sinusoidalnego;
- łuk o promieniu 1100 m;
- łuk o promieniu 500 m;
- łuk o promieniu 250 m.

3.4. Wyniki

Na podstawie przeprowadzonych badań określono podstawowe własności pojedynczego elementu metalowo-gumowego, mającego zastąpić podwójny układ sprężyn z tarciem suchym, jakie stosowane są w standardowym zawieszeniu maźniczym wózków typu Y25.

Sztywność pionową (w kierunku „z”) proponuje się stosować jako linearyzowaną funkcję sztywności odpowiadającej progresywnej charakterystyce układu dwu standardowych sprężyn o sztywnościach kolejno:

- sprężyna zewnętrzna: $k_1=1,75 \cdot 10^5$ N/m,
- sprężyna wewnętrzna: $k_2=6,55 \cdot 10^5$ N/m,

nie przekraczając jednak wartości granicznych zalecanych w literaturze w poszczególnych przypadkach:

- k_1 : $(0,415 \cdot 10^6 - 3,985 \cdot 10^6)$ N/m

- k_2 : $(6,55 \cdot 10^5 - 1,046 \cdot 10^7)$ N/m

Parametry sztywności w kierunkach wzdłużnym (X) i poprzecznym (Y) zgodnie z odpowiednimi ustaleniami UIC i dokumentacją wózków typu Y25 zawierają się w granicach:

$$k_{x,y} = (1,2-39) \cdot 10^6 \text{ N/m.}$$

Tablica 4

Wyniki symulacji

| Obciążenie elementu [kN] | Sztywność [N/m] | |
|---|------------------|------------------|
| | X | Y |
| Charakterystyka kołowo-symetryczna | | |
| 18,33 | $2,6 \cdot 10^6$ | $2,6 \cdot 10^6$ |
| 27,83 | $8 \cdot 10^6$ | $8 \cdot 10^6$ |
| 61,31 | $30 \cdot 10^6$ | $30 \cdot 10^6$ |
| Charakterystyka niesymetryczna | | |
| 18,33 | $2,6 \cdot 10^6$ | $2,4 \cdot 10^6$ |
| 27,83 | $8 \cdot 10^6$ | $6 \cdot 10^6$ |
| 61,31 | $40 \cdot 10^6$ | $20 \cdot 10^6$ |

3.5. Wnioski z badań wagonu towarowego

Podane rozwiązanie odnośnie parametrów gumowo-metalowego elementu zawieszenia powinno zostać zweryfikowane podczas prób stanowiskowych (badanie sztywności i tłumienia w trzech kierunkach), następnie na obiekcie rzeczywistym (po zamontowaniu na wózkach typu Y25 i jazdach homologacyjnych), a następnie poddane ponownej symulacji w celu ustalenia rozbieżności między wynikami rzeczywistymi a wirtualnymi, co jest podstawą dalszej optymalizacji modelu.

Wyniki badań symulacyjnych są wspomaganie procesu projektowania charakterystyk dynamicznych obiektu rzeczywistego. Z uwagi na fakt, że model jak też sposób obliczania obarczone są błędami względem obiektu rzeczywistego i realnych warunków (uproszczenia modelu, brak realnych danych, błędy i przybliżenia wynikające z procesu obliczeniowego, itd.) wyniki badań modelu wirtualnego nie mogą być uznawane jako jednoznaczne. Przedstawiają one (z założoną dokładnością) obiekt realny.

4. BADANIA SYMULACYJNE DYNAMIKI DWUCZŁONOWEGO AUTOBUSU SZYNOWEGO REGIO TRAMP I 215M

4.1. Wprowadzenie

Symulacja komputerowa dynamiki ruchu dwuczłonowego autobusu szynowego REGIO TRAMP I typu 215M ma na celu weryfikację istniejącej konstrukcji pod względem poprawności dynamiki ruchu. Prowadzone badania symulacyjne modelu oraz wyniki badań obiektu rzeczywistego wykonane zgodnie z wymogami karty UIC 518 mają określić kierunek modyfikacji obiektu rzeczywistego w celu poprawy jego własności biegowych [14].

4.2. Podstawowa charakterystyka autobusu szynowego

Model symulacyjny powstał na podstawie danych autobusu szynowego REGIO TRAMP I typ 215M [1].

Podstawowe dane dotyczące obiektu otrzymano od producenta - Zakładów Naprawczych Taboru Kolejowego w Poznaniu. Dodatkowe dane, takie jak: położenie środków mas, wartości momentów bezwładności elementów wyznaczono na podstawie rzeczywistego rozkładu mas na poszczególnych członach autobusu.

Autobus szynowy typu 215M - wykonany jako jednostka dwuczłonowa- jest wyposażony w wózki jednoosiowe, w których zestawy toczne są zawieszane na ramie za pomocą pakietów metalowo-gumowych typu Chevron. Na zawieszenie drugiego stopnia składają się poduszki powietrzne (po cztery na wózek). Dodatkowo pomiędzy korpusami łożysk a nadwoziem zamontowano tłumiki olejowe działające w płaszczyźnie pionowej, jak również pomiędzy ramą wózka a nadwoziem - w płaszczyźnie poziomej- zamontowano kolejne dwa tłumiki hydrauliczne ograniczające wężykowanie wózków. Pomiedzy dwoma dwuosioowymi członami autobusu zastosowano sztywny sprzęg, elastycznie zamocowany na każdym z członów.

4.3. Badania symulacyjne

Badania symulacyjne zostały poprzedzone budową modelu dwuczłonowego autobusu szynowego. Model powstał z wykorzystaniem danych dotyczących rzeczywistej konstrukcji autobusu szynowego typu 215M produkcji ZNTK Poznań.

Stworzony specjalnie do potrzeb symulacji uproszczony model autobusu szynowego składa się ze sztywnych, nieodkształcalnych elementów, którym nadano odpowiednie - zgodne z rzeczywistością - parametry masowe i bezwładnościowe.

Model poddano badaniom symulacyjnym mającym na celu weryfikację parametrów dynamicznych (określenie poziomu przyspieszeń pionowych i poziomych w wyznaczonych elementach pojazdu). Wstępne wyniki badań obiektu rzeczywistego wskazały na możliwość przekroczenia poziomych przyspieszeń mierzonych w punktach charakterystycznych konstrukcji. Tego typu przekroczenia szczególnie nasilały się na prostym odcinku toru w przypadku pojazdu próżnego. Podczas badań modelowych zasymulowano takie warunki jazdy, wykonując obserwację przyspieszeń w równoważnych (w odniesieniu do badań rzeczywistych) punktach modelu.

Dodatkowo prześledzono wpływ charakterystyki zawieszenia (sztywność poprzeczna elementu I stopnia zawieszenia, tłumienie na II stopniu zawieszenia) na poziom przyspieszeń, co ma prowadzić do wyciągnięcia wniosków odnośnie środków, za pomocą których można zaradzić niepożądanym zjawiskom.

Badania symulacyjne przeprowadzono dla kompletnego autobusu składającego się z członów A i B wyposażonych w dwa wózki jednoosiowe, toczny i napędny, każdy. Tego typu podejście, ujmujące symulację kompletnego autobusu wnosi pożądaną wiedzę na temat konstrukcji jako całości, umożliwiając porównanie modelu matematycznego z rzeczywistą konstrukcją i jej charakterystyką określoną na podstawie badań ruchowych obiektu rzeczywistego.

Badany model testowano ze szczególnym ukierunkowaniem na obserwację przyspieszeń w punktach pomiarowych, rozmieszczonych zgodnie z wymaganiami badań określonych w karcie UIC 518.

Mając na uwadze fakt, że rzeczywisty autobus szynowy typu 215M wykazuje tendencję do przekroczenia dopuszczalnych wartości przyspieszeń w kierunku poprzecznym „Y” w stanie próżnym w ruchu po torze prostym z prędkością jazdy 120 km/h, model symulacyjny badano przy założeniach spełniających powyższe warunki.

Tor, na jakim badano model odpowiadał parametrowi stanu QN1 wg. Klasyfikacji UIC 518, na których wartość nierówności pionowych i poprzecznych wynosi maksymalnie 8 mm, co umożliwia jazdę z prędkością do 120 km/h. Nierówności opisano w postaci składowych harmonicznym, model toru przyjęto jako idealnie sztywny.

4.4. Wyniki

Na podstawie przeprowadzonych badań, stwierdzono, że otrzymane wyniki symulacji dobrze pokrywają się z wynikami badań dynamicznych prowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Wyniki badań symulacyjnych potwierdziły występowanie znacznych wielkości przyspieszeń poziomych mierzonych na ramach wózków jednoosiowych.

Tablica 5

Przekroczenia dopuszczalnych wartości przyspieszeń

| Lp. | Wartość [m/s^2] | Dane pomiarowe % wart. dopuszczalnej | Wyniki symulacji % wart. dopuszczalnej | limit |
|-----|---------------------------------|---|---|-------|
| 1. | \ddot{y}^+_1 (nad zestawem 1) | 110 % | 129 % | 11,20 |
| 2. | \ddot{y}^+_2 (nad zestawem 2) | 140 % | 172 % | 11,20 |
| 3. | \ddot{y}^+_3 (nad zestawem 3) | 130 % | 167 % | 11,20 |
| 4. | \ddot{y}^+_4 (nad zestawem 4) | 122 % | 135 % | 11,20 |
| 5. | \dot{z}^*_{1p} (przód- I) | 43 % | 72 % | 2,50 |
| 6. | \ddot{y}^*_{1p} (przód - I) | 61 % | 44 % | 2,50 |
| 7. | \dot{z}^*_{1s} (środek- I) | 41 % | 53 % | 2,50 |
| 8. | \ddot{y}^*_{1s} (środek - I) | 47 % | 52 % | 2,50 |
| 9. | \dot{z}^*_{2s} (środek- II) | 46 % | 56 % | 2,50 |
| 10. | \ddot{y}^*_{2s} (środek - II) | 64 % | 16 % | 2,50 |
| 11. | \dot{z}^*_{2t} (tył - II) | 39 % | 70 % | 2,50 |
| 12. | \ddot{y}^*_{2t} (tył - II) | 77 % | 12 % | 2,50 |

4.5. Optymalizacja i propozycje modyfikacji

W celu określenia optymalnych parametrów zawieszenia przeprowadzono symulację jazdy, podczas których dokonywano zmian sztywności poziomej (kierunek „Y”) pierwszego stopnia usprężynowania i wartości współczynnika tłumienia tłumika hydraulicznego działającego na drugim stopniu usprężynowania, który mocowany jest pomiędzy ramą wózka a nadwoziem na poziom przyspieszeń mierzonych na pojeździe.

4.5.1. Sztywność pozioma pierwszego stopnia zawieszenia (k_y)

Przeniesienie drgań w płaszczyźnie poziomej z zestawu kołowego na ramę układu jezdnego i pudło zależne jest głównie od sztywności poziomej I stopnia zawieszenia.

Układ zawieszenia z elementami gumowymi typu Chevron charakteryzuje się dużymi sztywnościami, co przyczynia się do przenoszenia drgań z zestawu kołowego na pudło. Przekroczenie wartości dopuszczalnych przyspieszeń poziomych wskazywałoby więc na konieczność zmniejszenia występującej sztywności w kierunku poprzecznym Y.

Badania pokazują, że już dwukrotne zmniejszenie sztywności w kierunku Y (k_y) - do poziomu $k_y = 2000$ kN/m - na pierwszym stopniu zawieszenia daje zauważalną poprawę, skutkując zmniejszeniem wartości przyspieszeń w punktach pomiarowych. Na pudle w punktach pomiarowych nad środkami ram wózków jednoosiowych przyspieszenie poziome zmniejszyło się do ok. 90 % wartości odpowiedniego przyspieszenia mierzonego przy parametrach wyjściowych. Jednocześnie przyspieszenie poprzeczne mierzone na ramie wózka jednoosiowego zmniejszyło się do poziomu ok. 80 % wartości przyspieszenia mierzonego przy parametrach wyjściowych modelu.

Dynamika pionowa elementów nadwozia i ramy wózka na skutek zmniejszenia sztywności poziomej pierwszego stopnia zawieszenia nie uległa zmianie.

Przy sztywności poziomej $k_y = 1000$ kN/m zanotowano nawet dwukrotne zwiększenie amplitudy przyspieszeń w porównaniu z pierwotnie wyznaczonymi charakterystykami.

4.5.2. Tłumienie na drugim stopniu zawieszenia

Elementem mającym znaczący wpływ na wartości przyspieszeń jest tłumik olejowy mocowany pomiędzy ramą wózka a nadwoziem.

Zmniejszenie poziomu drgań można uzyskać w wyniku odpowiedniego doboru tłumika. Stosowany w autobusie szynowym typu 251M tłumik o współczynniku tłumienia $c = 2000$ Ns/m można zastąpić tłumikiem o większej zdolności dyssypacji energii.

Zwiększenie intensywności tłumienia do poziomu $c = 3000$ Ns/m powoduje nieznaczne zmniejszenie przyspieszeń na pudle nadwozia. Dopiero tłumienie na poziomie $c = 4000$ Ns/m (dwukrotne zwiększenie współczynnika tłumienia) powoduje zmniejszenie poprzecznych przyspieszeń na pudle do wartości ok. 40 % wartości otrzymywanych przy wyjściowych parametrach modelu symulacyjnego. W podobnej sytuacji zwiększanie współczynnika tłumienia ($c = 3000$ Ns/m, następnie $c = 4000$ Ns/m) spowodowało nieznaczne zwiększenie maksymalnych wartości przyspieszeń w kierunku pionowym.

W przypadku ramy wózka jednoosiowego zwiększenie możliwości dyssypacyjnych tłumika mocowanego skośnie pomiędzy ramą wózka jednoosiowego a nadwoziem jest skuteczne już przy wartości $c = 2500-3000$ Ns/m. Poziom przyspieszeń poziomych zmniejsza się do wartości ok. 30% wartości mierzonych przy parametrach wyjściowych. Dalsze zwiększenie intensywności tłumienia do wartości $c = 4000$ Ns/m prowadzi do wyraźnego zwiększenia amplitudy drgań poprzecznych, wprowadzając niekorzystne z punktu widzenia dynamiki zjawisko usztywnienia układu.

4.6. Wnioski do badań autobusu szynowego

Rozwiązaniem problemu zbyt wysokiego poziomu przyspieszeń poziomych może być - poza zastosowaniem elementów o większej zdolności dyssypacji - zwiększenie rozstawu tłumików (zwiększenie ramienia działających w tłumikach sił, zwiększenie odległości mocowania tłumika od osi zestawu kołowego) lub zastosowanie dodatkowych tłumików poziomych. Ostatnia propozycja spełniałaby zadanie o tyle lepiej, że dodatkowy tłumik poziomy zmniejszałby drgania poziome nie wpływając jednocześnie na zwiększanie poziomu drgań pionowych. Tego typu rozwiązanie wydaje się bardziej pożądane, gdyż nie ma konieczności montowania skośnego tłumika o dużej intensywności tłumienia a mniejszy działa bezpośrednio na kierunku poziomym.

5. PODSUMOWANIE

Na przedstawionych przykładach podano wybrane możliwości komputerowych programów do symulacji dynamiki ruchu modeli wieloelementowych, w szczególności dynamiki pojazdów szynowych w ruchu po torze.

Podane przykłady dotyczące wagonu osobowego, wagonu towarowego jak też autobusu szynowego wskazują, w jaki sposób można wykorzystywać do celów badawczych programy symulacyjne dynamicznych układów wielomasowych.

Każda z symulacji składa się zasadniczo z trzech podstawowych elementów. Wstępne przygotowanie modelu, jego uproszczenie, opis i modelowanie mają zasadnicze znaczenie w całości badań symulacyjnych, decydując o poprawności uzyskanych wyników. Nie bez znaczenia jest wybór celu badań, który rzutuje na kierunki uproszczeń modelu i zasady jego tworzenia. Kolejny etap: badania i obliczenia z wykorzystaniem odpowiedniego oprogramowania muszą zostać tak dobrane, by w ich trakcie uzyskać maksimum oczekiwanych informacji. Nie jest to proste zadanie, tym bardziej, że często podczas symulacji występuje wiele problemów i błędów, których wyeliminowanie może wymagać ponownego definiowania modelu, lub jego istotnej weryfikacji. Ostatni z elementów obliczeń symulacyjnych to interpretacja wyników, których jednoznaczność nie zawsze jest oczywista. Często się zdarza, że błąd w modelu czy sposobie modelowania wprowadza istotną zmianę wyników. Błędy numeryczne i wielka ilość informacji uzyskiwanych w wyniku obliczeń komputerowych są kolejnym elementem, którego nie można pominąć podczas interpretacji badań symulacyjnych.

Przedstawione badania z założonym poziomem dokładności odzwierciedlają modelowaną rzeczywistość, umożliwiając otrzymanie wyników, na podstawie których można wnioskować o stanie badanej konstrukcji oraz stwarzać podstawy do określania warunków badań.

BIBLIOGRAFIA

1. Autobus Szynowy typu 215M –dokumentacja techniczna; ZNTK Poznań
2. Bajer C., Bogacz R., Tokaj P.: Dynamics of track with „Y”shaped sleepers made of steel; Simulation in R&D; 2004 (PTSK), pp. 17-26
3. Bogacz R., Chudzikiewicz A., Frischmuth: On simulation of wear; Dynamic Maschine Problems Vol 28, No 1, pp. 45-56
4. ERRI B12; Rp 44 Bogies suitable for an axle-load of 22,5 t; Standardisation. Utrecht 01.09.1986
5. ERRI B12; Rp 57 Standardisation of a bogie for high-capacity recess wagons. Utrecht 01.02.1994
6. Karta UIC 510-1 Wagony towarowe. Układy biegowe. Normalizacja. Wydanie 9, 01.01.78
7. Karta UIC 517 Wagony towarowe. Układy zawieszzeń. Normalizacja. Wydanie 6, 01.07.79 (nowa edycja z 01.01.89)
8. Piotrowski J.: Poprzeczne oddziaływanie między pojazdem szynowym i torem, podstawy modelowania numerycznego (na prawach rękopisu); Warszawa 1993
9. Romaniszyn Z., Wolfram J.: Nowoczesny tabor szynowy; Wydawnictwo Specjalne Instytutu Pojazdów Szynowych; Kraków 1997
10. Ryan R. R.: ADAMS Mechanical System Simulation Software; Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 22, 1993
11. Suwalski J.: Wózki 25AN i 25ANa do wagonów osobowych i typu osobowego; Technika Transportu Szynowego, 1994; nr 2, s. 4-12
12. Tomaszewski T.: Budowa modelu symulacyjnego wagonu osobowego przeznaczonego do wysokich prędkości i badanie jego właściwości biegowych w ruchu po torze prostym przy wykorzystaniu programu ADAMS/Rail; Praca Magisterska, Politechnika Warszawska, 2001

13. Tomaszewski T, Zadanie nr 5: Symulacja komputerowa pracy amortyzatora w warunkach rzeczywistych, Projekt celowy Nr ROW-191-2003. „Gumowo-metalowy amortyzator usprężynowania maźniczego wózków rodziny Y25”, CNTK, Warszawa, XII 2003
14. Tomaszewski T.: Badania symulacyjne dynamiki wózka 19MN i 32AN; „Badania symulacyjne autobusu szynowego REGIO TRAMP I 215M”; CNTK, Warszawa, IV.2004
15. Tomaszewski T.: Symulacje komputerowe dynamiki pojazdów szynowych. Technika Transportu Szynowego 2004 nr 10, s 58-61