

Article citation info:

Dziewulski P. Modelling and numerical simulations of a TB51 road crash test using a simplified coach model. The Archives of automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2016; 72(2):29-42, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL72.ART2>

Modelowanie i symulacje numeryczne drogowego testu zderzeniowego TB51 z zastosowaniem uproszczonego modelu autobusu

PAWEŁ DZIEWULSKI¹

Wojskowa Akademia Techniczna

Streszczenie

W pracy zaproponowano metodologię wirtualnego badania zderzeniowego TB51 wg normy PN-EN 1317 na przykładzie wybranej mostowej bariery ochronnej, z zastosowaniem uproszczonego modelu autobusu. Celowo zrezygnowano z wpływu zawieszenia, tarcia kół o nawierzchnię, obrotu wokół poziomych osi centralnych pojazdu oraz maksymalnie uproszczono strefy zgniotu. Celem jest skrócenie symulacji i umożliwienie szybkiej kalibracji modelu pojazdu. Takie podejście pomoże również jednostkom certyfikującym w ocenie wyników ze względu na uproszczenie i ujednoczenie pojazdów używanych w symulacjach uderzenia w barierę. Wyniki symulacji odpowiadające modelowi uproszczonemu porównano z wynikami symulacji dla modelu quasi-dokładnego oraz z wynikami eksperymentalnego testu zderzeniowego. Wykazano, że uproszczony model pojazdu może być zastosowany do badań certyfikujących bariery zmodyfikowanej w stosunku do bariery referencyjnej mającej certyfikat. Do symulacji testów zderzeniowych zastosowano nieliniowy jawny kod Metody Elementów Skończonych LS-Dyna v971.

Słowa kluczowe: mostowa bariera ochronna, test zderzeniowy TB51, metodologia modelowania numerycznego, walidacja numeryczna, walidacja eksperymentalna

1. Wstęp

Badania certyfikujące drogowych i mostowych barier ochronnych przeprowadza się zgodnie z normami europejskimi [4, 5]. Normy te zawierają zbiór informacji koniecznych do przeprowadzenia eksperymentalnych testów poligonowych wybranych urządzeń bezpieczeństwa ruchu drogowego. Wraz z wprowadzeniem normy [17] pojawiła się możliwość

certyfikowania barier zmodyfikowanych przy pomocy symulacji numerycznych lub innych obliczeń. Norma [17] podaje wymagania dotyczące oceny zgodności dla barier drogowych i innych systemów powstrzymujących pojazd, ale nie określa jak ma być przeprowadzona symulacja numeryczna lub inne obliczenie systemu zmodyfikowanego.

Modelowanie i weryfikacja eksperymentalna drogowych testów zderzeniowych jest przedmiotem szeregu publikacji. W pracy [9] rozpatruje się prostoliniową barierę drogową z prowadnicą typu A, w której zastosowano łatwo odkształcalne elementy dystansowe łączące prowadnicę ze słupkami. W modelowaniu przyjęto, że prowadnica jest belką ciągłą. Przyjęto model sprężysto – plastyczny stali. W celu walidacji modelowania, wyniki numeryczne (indeks ASI, szerokość pracująca) odpowiadające testowi TB11 porównano z wynikami eksperymentalnymi.

W pracy [3] przeprowadzono m.in. modelowanie numeryczne MES i symulacje testu zderzeniowego TB11 w odniesieniu do prostoliniowego odcinka (36.00m) bariery drogowej SP-05/4 (słupki co 4.00m, producent Stalprodukt SA, Bochnia), bez nakładki lub z nakładką energochłonną. Model numeryczny pojazdu Suzuki Swift pobrano z biblioteki publicznej NCAC [10]. Zastosowano nakładkę energochłonną stalowo-pianową o przekroju trapezowym, która jest połączona z prowadnicą typu B wzdłuż górnej i dolnej krawędzi za pomocą nitowania. Założono, że słupki są utwierdzone w sztywnym podłożu. Badano wpływ gęstości wypełnienia piankowego nakładki na energię pochłanianą przez barierę i na zmianę prędkości środka ciężkości samochodu.

W pracy [8] przeprowadzono badania eksperymentalne i numeryczne uderzenia prostopadłego samochodu Suzuki Swift z prędkością 45.5 km/h w odcinek bariery SP-04/2 bez nakładki i z nakładką kompozytowo-pianową. Nakładka składa się z kompozytu poliestrowo-szklanego

(jedna warstwa tkaniny z przeplotem prostym, o gramaturze 450g/m^2) o zarysie trapezowym i wypełnienia z pianki poliuretanowej. Prowadnica została zamocowana do słupków IPE140. Słupki utwierdzono w płycie betonowej. Porównano przebiegi czasowe przyspieszenia środka masy pojazdu, deformacje pojazdu i bariery oraz energochłonność bariery. Borkowski i in. [1] przeprowadzili badania numeryczne wpływu kąta najazdu samochodu Suzuki Swift na betonową barierę drogową. W pracy pokazano trajektorie ruchu oraz deformacje pojazdu, odpowiadające kątom zderzenia 10° , 20° , 30° , 40° . Model numeryczny pojazdu zaczerpnięto z biblioteki NCAC. W kolejnej pracy [2] rozwinięto modelowanie numeryczne i symulacje testów zderzeniowych TB11 i TB32 przy uwzględnieniu nieruchomych lub ruchomych segmentów betonowej bariery drogowej. Wyniki obejmują zachowanie i deformacje pojazdów oraz indeks ASI. Testy wykonano z użyciem modeli samochodów Suzuki Swift (TB11) i Dodge Neon (TB32), zaczerpniętych z biblioteki publicznej NCAC. Odształcalne łączniki i złącza modelowano za pomocą elementów powłokowych 4-węzłowych.

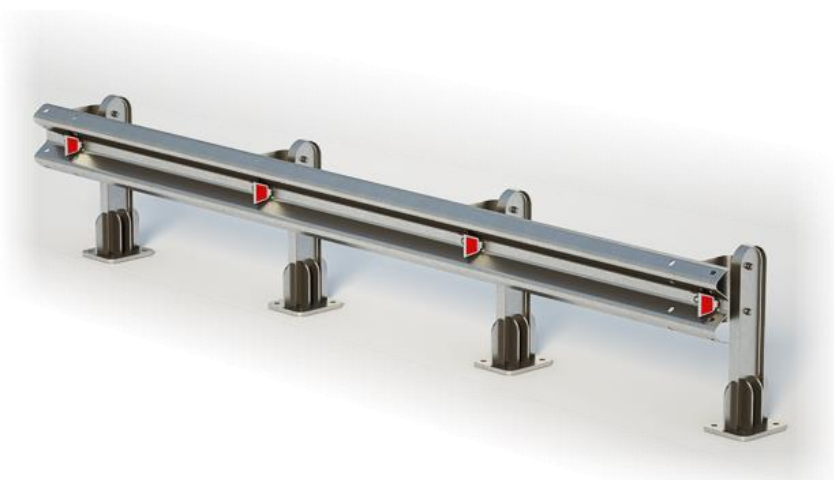
W pracy [16] rozpatruje się wybraną skrajną barierę drogową klasy N2–W4–A, z prowadnicą typu B, na łuku poziomym wklęsłym drogi głównej ruchu przyspieszonego, o promieniu dopuszczalnym w osi drogi 140–220m. W celu zapewnienia przyjęcia testu zderzeniowego TB11, zaprojektowano nakładkę kompozytowo-pianowo-gumową, którą połączono z prowadnicą B za pomocą złączy śrubowych, z wykorzystaniem tylko wolnych otworów w osi prowadnicy, występujących co 2,00m.

Opracowano metodykę modelowania numerycznego i symulacji niezmodyfikowanego (bariera prostoliniowa) i zmodyfikowanego (bariera zakrzywiona) testu zderzeniowego TB11, bez nakładki oraz z nakładką. Przeprowadzono wirtualne testy zderzeniowe TB11 w odniesieniu do czterech ww. układów konstrukcyjnych bariery. Model pojazdu Suzuki Swift, odpowiednio poprawiony, zaczerpnięto z biblioteki publicznej National Crash Analysis Center, USA. Do symulacji testów zderzeniowych zastosowano system LS-Dyna v971. Wykazano, że bariera z nakładką w łuku poziomym wklęsłym zapewnia przyjęcie badania zderzeniowego TB11. W niniejszej pracy zaproponowano metodologię wirtualnego badania zderzeniowego TB51 na przykładzie wybranej mostowej bariery ochronnej KTC 015 (KTC Polska Sp. z o.o., Bielsko Biała), z zastosowaniem uproszczonego modelu autobusu. Wyniki symulacji odpowiadające modelowi uproszczonemu porównano z wynikami symulacji dla modelu quasi-dokładnego oraz z wynikami eksperymentalnego testu zderzeniowego. Do symulacji testów zderzeniowych zastosowano nieliniowy jawny kod Metody Elementów Skończonych LS-Dyna v971. Zastosowano oryginalne nazwy parametrów i opcji z systemu LS-Dyna [12, 13].

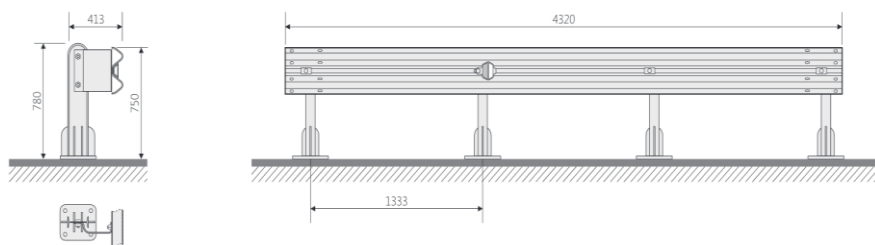
2. Drogowa bariera ochronna

Do badań eksperymentalnych i numerycznych wybrano skrajną mostową barierę ochronną KTC 015, oferowaną na rynku przez przedsiębiorstwo KTC Polska Sp. z o.o. w Bielsku Białej, pokazaną na rys. 1, 2 [11]. Bariera składa się z prowadnicy typu A, absorberów (wsporników)

oraz słupków dwuteowych zamocowanych do podstawy słupka za pomocą sześciu żeber. Segmenty przewodnicy o długości całkowitej 4320 mm są połączone na zakładkę za pomocą 8 śrub. Połączenie przewodnicy ze wspornikiem jest za pomocą jednej śruby, a połączenie wspornika ze słupkiem – za pomocą dwóch śrub. Śruby mają średnicę M16 i są w klasie 5.8. Słupki przytwierdzone są do pomostu betonowego za pomocą 4 kotew chemicznych Hilti M24 w klasie 5.6. Parametry systemu KTC 015 podano w tabeli 1.



Rys. 1. System KTC 015 [11]



Rys. 2. Wymiary powtarzalnego fragmentu systemu KTC 015 [11]

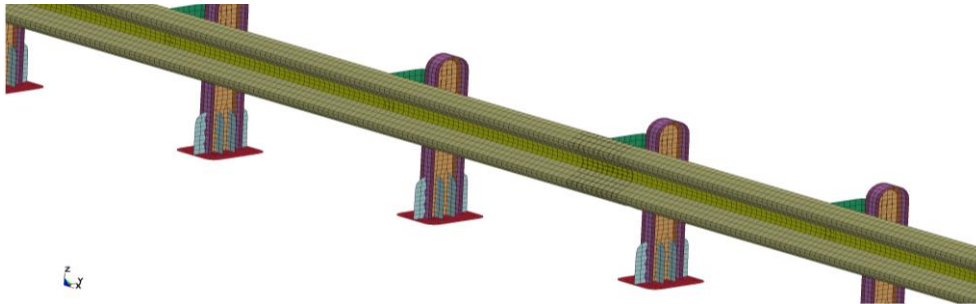
Tabela 1. Parametry systemu KTC 015 [11]

Nazwa parametru	Opis/wartość
Typ bariery	mostowa, skrajna
Poziom powstrzymywania	H2
Szerokość pracująca	W3
Klasa wtargnięcia pojazdu	VI5
Rozstaw słupków [m]	1,33
Długość testowanego systemu [m]	60
Wysokość bariery powyżej terenu [m]	0,75

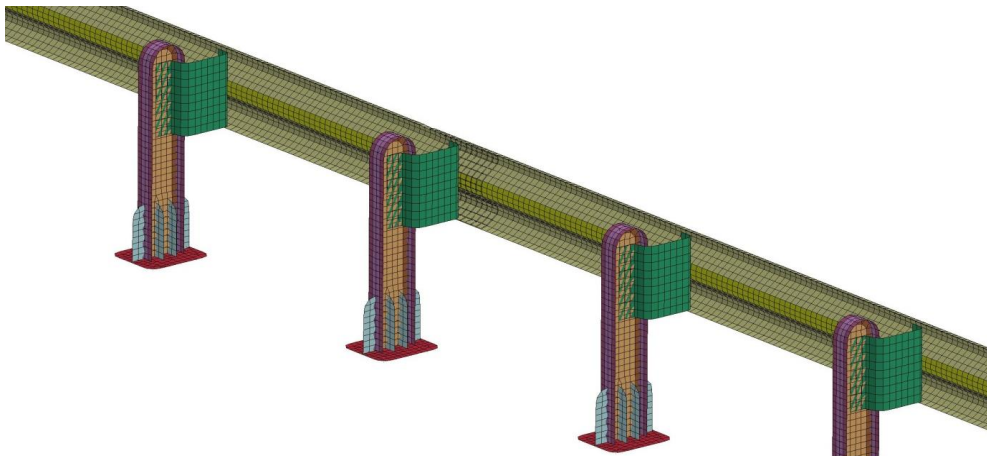
3. Model numeryczny systemu KTC 015

Opracowano model numeryczny systemu KTC 015 o długości 60 m, pokazany na rys. 3, 4. Model składa się z ~80000 powłokowych elementów skończonych, o topologii QUAD4 i TRIA3 w sformułowaniu ELFORM_2. Elementy powłokowe mają 1 punkt całkowania na powierzchni i 5 na grubości. Ze względu na zastosowanie elementów o ograniczonej liczbie punktów całkowania, zastosowano kontrolę klepsydrowania według procedury Flanagan-Belytschko (IHQ=4, QM=0,03) [18].

Elementy składowe systemu KTC 015 wykonane zostały ze stali S235JR. Z badań wytrzymałościowych otrzymano granicę plastyczności $R_e = 340$ MPa oraz wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 440$ MPa. Zastosowano model materiału MAT_024 [6]. Model wymaga wprowadzenia naprężeń rzeczywistych w funkcji odkształceń rzeczywistych. Na podstawie znanych z testu rozciągania przebiegów naprężeń inżynierskich w funkcji odkształceń inżynierskich, wzorów transformacyjnych [7] oraz ekstrapolacji (odkształcenia rzeczywiste są kilkakrotnie większe od odkształceń inżynierskich) wyznaczono stałe do modelu materiałowego elementów składowych systemu. Parametr odpowiedzialny za zniszczenie (efektywne odkształcenia plastyczne EPS [6]) wyznaczono na podstawie symulacji numerycznych rozciągania próbki aż do zniszczenia i dobrano tak, aby rozerwanie próbki nastąpiło przy odkształceniach inżynierskich wynikających z eksperymentalnych badań rozciągania próbek.



Rys. 3. Widok z przodu modelu numerycznego bariery KTC 015

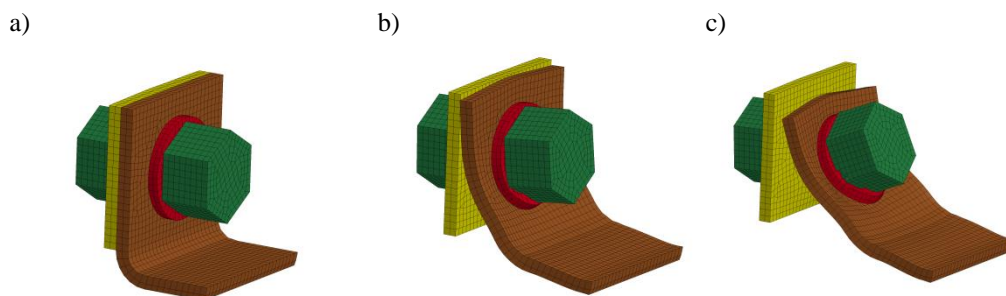


Rys. 4. Widok z tyłu modelu numerycznego bariery KTC 015

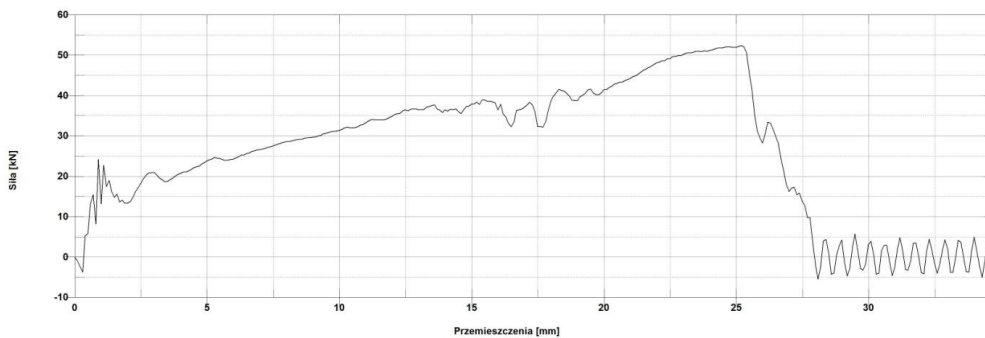
Połączenia śrubowe w drogowych barierach ochronnych są jednym z najważniejszych czynników wpływających na działanie bariery i jej parametry funkcjonalne. Dlatego bardzo ważne jest odpowiednie modelowanie złączy, ich sztywności oraz parametrów zniszczenia. Można tego dokonać, modelując złącza dokładnie albo w sposób uproszczony. Ze względu na inną skalę modelu numerycznego bariery i pojedynczego złącza, zdecydowano się na uproszczone modelowanie połączeń. Ze względu na dużą ilość złączy w systemie KTC 015, wyznaczono charakterystyki sztywnościowe i parametrów zniszczenia tylko dla tych złączy, które uległy zniszczeniu podczas testu eksperymentalnego. Są to złącza absorber-prowadnica. Obliczenia przeprowadzono zgodnie z koncepcją podaną w pracy [12]. W tym celu opracowano model numeryczny 3D i przeprowadzono symulacje rozciągania i ścinania

pojedynczego złącza absorber–przewodnica wyciętego z globalnego modelu bariery (rys.5). W modelowaniu 3D złącza absorber–przewodnica zastosowano elementy skończone o topologii HEX8 i PENTA6, w sformułowaniu ELFORM_1, z kontrolą klepsydrowania według procedury Flanagan-Belytschko (IHQ=4, QM=0,03) [18]. Wycięty fragment przewodnicy (kolor żółty) podparty został na całym obwodzie poprzez odebranie wszystkich stopni swobody. Zewnętrzną powierzchnię zagiętego fragmentu absorbera (kolor brązowy) poddano wymuszeniu kinematycznemu na końcu prawym, w kierunku poziomym równoległym do płaszczyzny symetrii układu (rys. 5.a). Warunki próby zbliżone są do przypadku, w którym może nastąpić zerwanie połączenia w czasie uderzenia pojazdu w barierę. W rezultacie otrzymano charakterystyki sztywnościowe i parametry zniszczenia połączenia śrubowego absorber–przewodnica, użytego w systemie KTC 015. Na rys. 5.b,c pokazano deformacje w wybranych punktach czasowych, aż do zniszczenia badanego złącza. Przebieg siły w funkcji przemieszczenia przedstawiono na rys. 6.

Dane materiałowe śrub M16 w klasie 5.8 zaczerpnięto z normy [15]. Zastosowano model numeryczny MAT_024. W celu dobrania odpowiednich stałych materiałowych, konieczne było przeprowadzenie wstępnych analiz numerycznych rozciągania walcowej próbki o średnicy rdzenia śruby. Dane materiałowe (wartość modułu stycznego ETAN) i parametr zniszczenia (efektywne odkształcenia plastyczne) dobrano tak, aby zerwanie próbki nastąpiło przy odkształceniach inżynierskich i siłach wynikających z normy [15].



Rys. 5. Złącze absorber–przewodnica w kolejnych fazach obciążenia, aż do rozerwania



Rys. 6. Przebieg siły w funkcji przemieszczenia dla złącza absorber–przewadnica

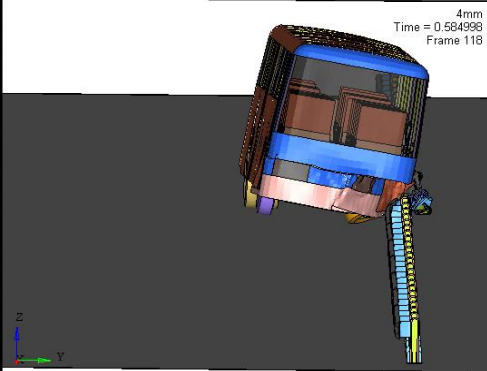
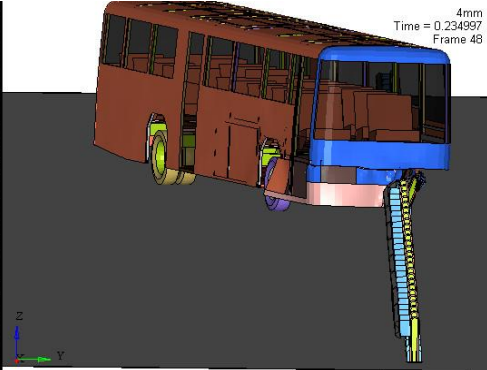
Materiał pozostałych złączy i kotew, które nie uległy zniszczeniu przyjęto jako sprężysto-plastyczny z umocnieniem, bez zniszczenia. Przyjęto moduł sprężystości $E=210$ GPa, moduł styczny $ETAN=1$ GPa, a granicę plastyczności przyjęto z normy [15]. Dla klasy śrub 5.8 mamy $R_e=420$ MPa, a dla kotew 5.6 granica plastyczności $R_e=300$ MPa.

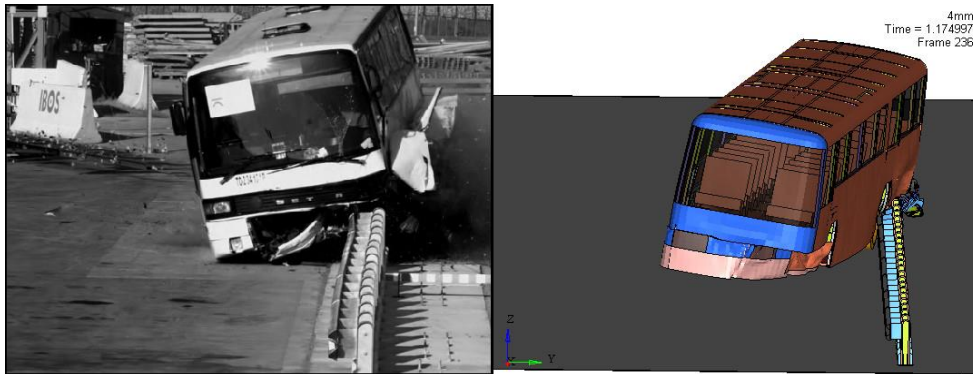
4. Walidacja eksperymentalna modelowania numerycznego

System KTC 015 został poddany poligonowemu testowi TB51 według normy [5]. Badanie to polega na uderzeniu systemu autobusem o masie ~ 13000 kg pod kątem 20° . Prędkość początkowa uderzenia wynosi 70 km/h. Quasi-dokładny model autobusu pobrano z biblioteki NCAC, USA [10]. Pomimo że model pojazdu był zgodny z wytycznymi normy [5], konieczne były wielowariantowe kalibrujące analizy numeryczne ukierunkowane na dobór odpowiedniej sztywności przedniej części autobusu. Po odpowiednich zmianach konstrukcyjnych przedniej części pojazdu, przystąpiono do symulacji walidacyjnych.

Zbadano zgodność przebiegu zjawiska zderzenia pojazdu z barierą oraz otrzymanych parametrów funkcjonalnych bariery z testu eksperymentalnego i numerycznego. W symulacji uwzględniono oddziaływanie kontaktowe z tarciem pomiędzy pojazdem i barierą, kołami i nawierzchnią oraz oddziaływanie grawitacyjne. Współczynniki tarcia kinetycznego odpowiadające modelowi Coulomba wynoszą: pojazd-bariera: $\mu_k = 0,05$, koła-nawierzchnia: $\mu_k = 0,5$. Przyjęto zaniżone współczynniki tarcia w oparciu o wcześniejsze doświadczenia i fakt, że powierzchnia przewodnicy, nawierzchni i autobusu były pokryte warstwą pyłu i piasku.

Deformacje układu rzeczywistego i wirtualnego w wybranych punktach czasowych przedstawiono na rys. 7. Materiały filmowe zostały udostępnione przez firmę KTC Polska Sp. z o.o. z Bielska Białej.





Rys. 7. Deformacje układu pojazd-bariera w wybranych punktach czasowych

Parametry funkcjonalne bariery w testach eksperymentalnym i numerycznym zestawiono w tabeli 2. Duża rozbieżność w wartości znormalizowanego wtargnięcia pojazdu VI_n wynika z nieuwzględnienia lusterek w modelu numerycznym. Przy założeniu, że lusterka wystają 400 mm od zarysu pojazdu wynik numeryczny będzie zgodny z wynikiem eksperymentalnym.

Tabela 2. Parametry funkcjonalne systemu KTC 015 otrzymane w eksperymencie i symulacji

Parametr systemu	Eksperyment	Symulacja
Znormalizowane dynamiczne ugięcie D_n [m]	0,85	0,78
Znormalizowana szerokość pracująca W_n [m]	1,0	0,91
Znormalizowane wtargnięcie pojazdu VI_n [m]	1,6	1,2 + lusterka
Styczna szerokość pracująca	0,86	0,86

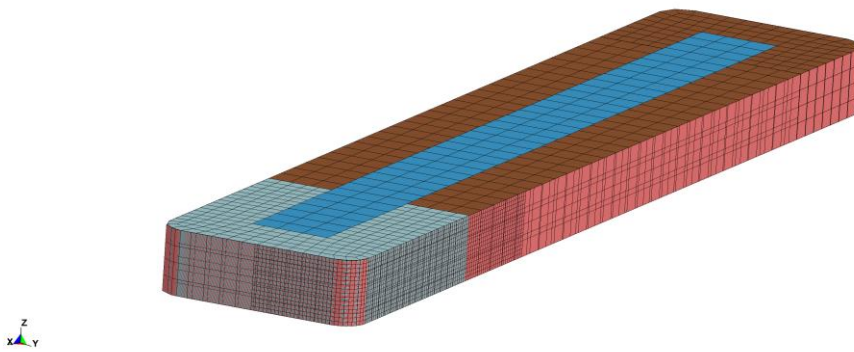
Po eksperymentalnej walidacji modelowania numerycznego uderzenia pojazdem quasi-dokładnym w barierę, można sformułować następujące wnioski:

1. Parametry funkcjonalne systemów nie zależą jedynie od samych systemów, ale także od właściwości pojazdów biorących udział w zderzeniu. Bez modyfikacji szczegółowego modelu numerycznego pojazdu otrzymanie zgodności z parametrami funkcjonalnymi z badania certyfikującego jest bardzo trudne, a czasami niemożliwe. Wiąże się to z różnicami konstrukcyjnymi pojazdów i ich właściwościami bezwładnościowymi. W zależności od rozmieszczenia dodatkowych mas w badaniu rzeczywistym można uzyskać inny rezultat testu.
2. Przemieszczenia pojazdów otrzymane numerycznie i eksperymentalnie są bardzo podobne w początkowej fazie uderzenia. Później przebiegi zjawiska odbiegają od siebie z powodu innej konstrukcji pojazdów i zablokowania prowadnicy w pojeździe w badaniu eksperymentalnym.
3. Znormalizowane parametry funkcjonalne otrzymane numerycznie różnią się maksymalnie o 10% od tych otrzymanych eksperymentalnie.
4. Statyczna szerokość pracująca otrzymana numerycznie praktycznie nie różni się od otrzymanej eksperymentalnie.

Ze względu na zawsze występujące niezgodności konstrukcyjne pojazdu użytego w eksperymencie (inna marka, inny rocznik, duży stopień zużycia pojazdu) oraz pojazdu wirtualnego z biblioteki NCAC [10], a także problemy z kalibracją wynikające z dużej złożoności modeli numerycznych, autor proponuje uproszczony model autobusu do certyfikujących symulacji numerycznych systemów zmodyfikowanych.

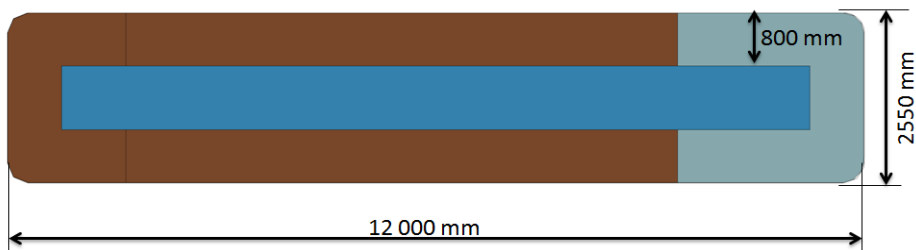
5. Przedmiot badań

Mając na uwadze, że symulacje z uproszczonym modelem autobusu mają na celu wykazanie, że modyfikacje systemu nie zmieniają parametrów funkcjonalnych bariery i nie mają charakteru walidacyjnego, pojazd i związane z nim parametry (np. znormalizowane wtargnięcie pojazdu VI_n) nie są kluczowe. Dlatego pojazd uproszczony powinien mieć jak najprostszą strukturę. Zrezygnowano więc z wpływu zawieszenia, tarcia kół o nawierzchnię, obrotu wokół poziomych osi centralnych pojazdu oraz maksymalnie uproszczono strefy zgniotu. Celem jest skrócenie symulacji i umożliwienie kalibracji modelu pojazdu. Takie podejście pomoże również jednostkom certyfikującym ze względu na uproszczenie i ujednoczenie pojazdów używanych w symulacjach uderzenia w barierę. Im mniej zmiennych tym łatwiejsza analiza zjawiska. Zaproponowano uproszczony model autobusu pokazany na rys. 8.



Rys. 8. Uproszczony model autobusu. Widok ogólny

Pojazd uproszczony jest graniastosłupem o wyokrąglonych krawędziach pionowych, o wymiarach zewnętrznych zgodnych z pojazdem rzeczywistym (rys. 9). Promienie zaokrągleń wynoszą 300mm. Wysokość pojazdu jest zależna od wysokości badanego systemu; w badanym przypadku wynosi 800mm. Wysokość nad poziomem gruntu jest równa wysokości nad poziomem gruntu nadwozia pojazdu z bazy NCAC (rys. 10).



Rys. 9. Wymiary zewnętrzne uproszczonego modelu autobusu



Rys. 10. Wysokość uproszczonego modelu autobusu nad poziomem nawierzchni

Część centralną pojazdu stanowi nieodkształcalny rdzeń o właściwościach masowo-bezwładnościowych odpowiadających rzeczywistemu pojazdowi. Właściwości te nie wynikają bezpośrednio z geometrii i gęstości rdzenia, lecz z pomiarów momentów bezwładności i położenia środka ciężkości modelu autobusu z bazy NCAC [10] i zostały nadane rdzeniowi poprzez kartę *PART_INERTIA [6]. Takie podejście znacznie upraszcza potencjalne zmiany momentów bezwładności w przypadku tworzenia innych pojazdów i symulacji kalibrujących. Jak wiadomo, rozłożenie dodatkowych mas w pojeździe rzeczywistym ma wpływ na przebieg zjawiska, stąd moment bezwładności względem pionowej osi centralnej jest dodatkową zmienną, którą trzeba uwzględnić w symulacji.

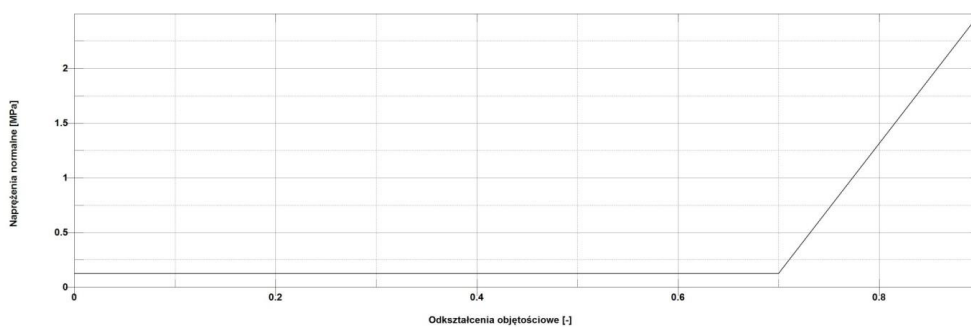
Rdzeń otoczony jest odkształcalnym materiałem o właściwościach materiału spienionego. Materiał spieniony został podzielony na dwie strefy o zróżnicowanej sztywności, na część przednią (kolor niebieski) i pozostałą (kolor brązowy) (rys. 9). Taki podział jest konieczny, ponieważ czasami dochodzi do wtórnego uderzenia w barierę tylną częścią pojazdu, której sztywność zazwyczaj różni się od przedniej. Poprzez zmianę sztywności materiału odkształcalnego i wspomnianych momentów bezwładności dokonywana jest kalibracja pojazdu w celu otrzymania parametrów funkcjonalnych zgodnych z parametrami otrzymanymi w eksperymentalnym teście zderzeniowym. Materiał odkształcalny/spieniony pokryty jest blachą o grubości wynikającej z grubości blachy nadwozia w rzeczywistym pojeździe. W przypadku autobusu grubość blachy nadwozia wynosi 2 mm.

Rdzeń pojazdu zastępczego może poruszać się jedynie w kierunkach wzdłużnym i poprzecznym. Celowo zablokowano możliwość ruchu w kierunku pionowym, aby ograniczyć liczbę zmiennych wpływających na zjawisko do niezbędnego minimum. Zablokowanie możliwości ruchu pojazdu w kierunku pionowym oraz dodatkowo rotacji względem poziomych osi centralnych pojazdu ogranicza liczbę momentów bezwładności do jednego względem osi pionowej. Kąt uderzenia pojazdu wynosi 20° a prędkość początkowa 70 km/h. W symulacji uwzględniono oddziaływanie kontaktowe z tarciami pojazdu z barierą oraz oddziaływanie grawitacyjne.

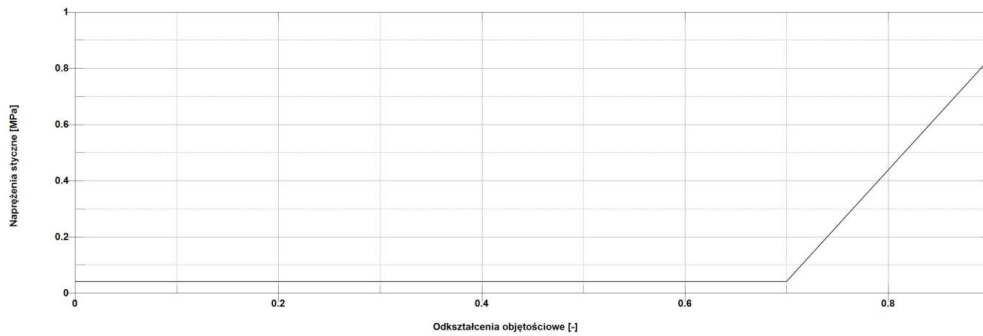
Do opisu materiału spienionego otaczającego nieodkształcalny rdzeń zastosowano model MAT_026 [6]. Stałe materiałowe materiału spienionego ze strefy przedniej pojazdu zestawiono w tabeli 3, a wymagane krzywe pokazano na rys. 11, 12 [14]. Poprzez zmianę współczynnika skali krzywych CURVE1 i CURVE2 możliwa jest zmiana sztywności materiału spienionego, a tym samym kalibracja modelu. Stałe materiałowe materiału spienionego z pozostałej części pojazdu różnią się jedynie krzywymi CURVE1 i CURVE2. Krzywe te przeskalowano ze współczynnikiem 10.

Tabela 3. Stałe materiałowe materiału spienionego [14]

Parametr w LS-DYNA	Wartość	Jednostka
RO	100	kg/m ³
E	1000	MPa
PR	0,3	-
SIGY	50	MPa
LCA, LCB, LCC	CURVE1	MPa
LCS, LCBC, LCCA, LCAC	CURVE2	MPa
EAAU, EBBU, ECCU	5	MPa
GABU, GBCU, GCAU	2	MPa



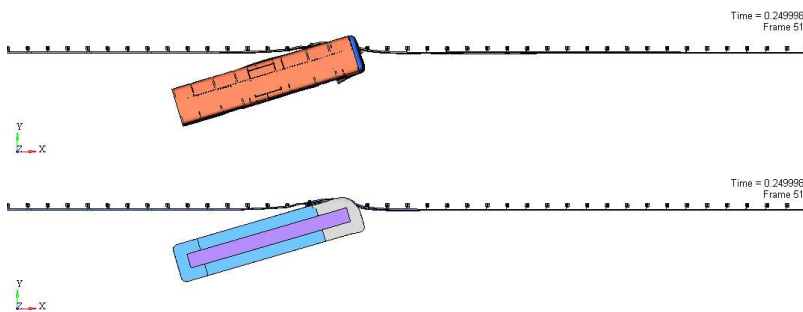
Rys.11. Krzywa CURVE1. Napięcia normalne w funkcji odkształceń objętościowych

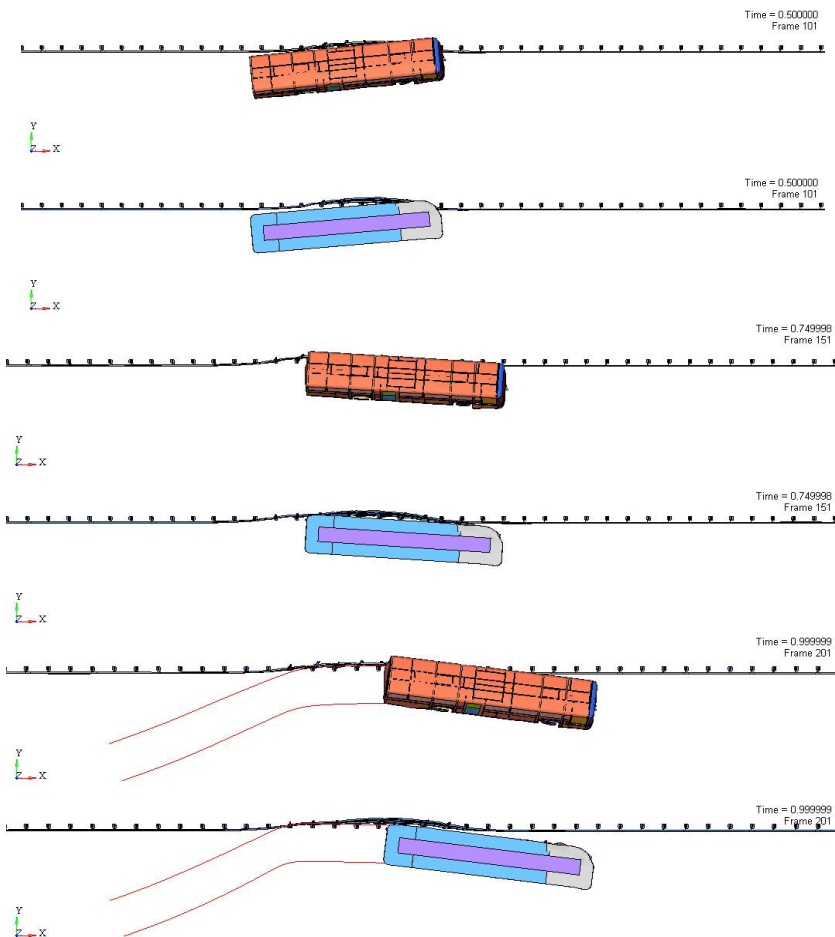


Rys.12. Krzywa CURVE2. Naprężenia styczne w funkcji odkształceń objętościowych

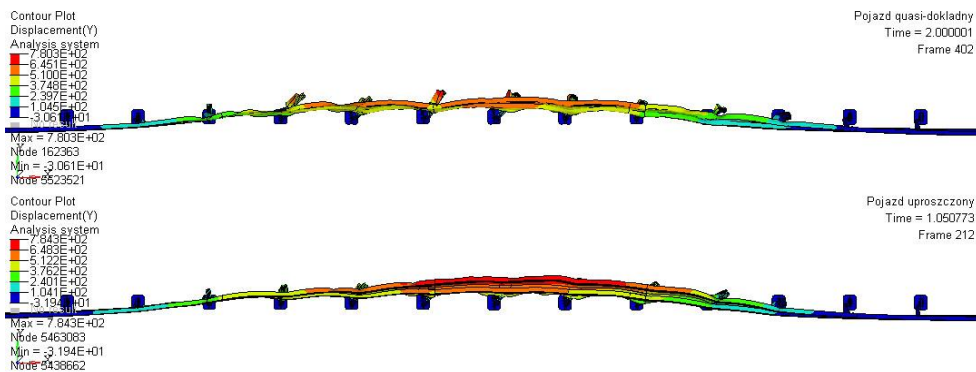
5. Wyniki symulacji i ich analiza

Porównano stan przemieszczenia wirtualnego pojazdu uproszczonego i quasi-dokładnego. Wyniki przedstawiono na rys. 13 w wybranych punktach czasowych. Przemieszczenia bariery w kierunku prostopadłym do osi bariery dla uderzenia pojazdem quasi-dokładnym i uproszczonym pokazano na rys. 14. Parametry funkcjonalne bariery w zależności od pojazdu porównano w tabeli 4.





Rys. 13. Przemieszczenia pojazdów w wybranych punktach czasowych



Rys. 14. Przesunięcia w kierunku poprzeczny do osi bariery w chwili końcowej

Tabela 4. Parametry funkcjonalne

Parametr systemu	Pojazd eksperymentalny	Pojazd quasi-dokładny	Pojazd uproszczony
Znormalizowane dynamiczne ugięcie D_n [m]	0,85	0,78	0,79
Znormalizowana szerokość pracująca W_n [m]	1,0	0,91	0,87
Znormalizowane wtargnięcie pojazdu VI_n [m]	1,6	1,2 + lusterka	-
Statyczna szerokość pracująca	0,86	0,86	0,86

Po symulacjach uderzenia pojazdem uproszczonym i quasi-dokładnym w barierę, można sformułować następujące wnioski:

1. Przesunięcia pojazdów w badaniach numerycznych są zbliżone. Kolejne fazy uderzenia są zgodne.
2. Parametry funkcjonalne w obu przypadkach są zbliżone.
3. Przesunięcia systemu na końcu zjawiska są bardzo podobne pod względem jakościowym i ilościowym.
4. Kalibracja pojazdu uproszczonego w pierwszym podejściu sprowadza się do zmiany współczynnika skali krzywych CURVE1 i CURVE2. Dzięki temu proces kalibracji upraszcza się. W przypadku, gdy zmiana współczynnika skali nie daje

wystarczających rezultatów, można w niewielkim stopniu zmodyfikować właściwości bezwładnościowe modelu uproszczonego.

5. Dzięki maksymalnemu uproszczeniu pojazdu zastępczego czas obliczeń systemu zmniejsza się 4 krotnie.
6. Zastępczy pojazd jest dobrze uwarunkowany, a wyniki nie są tak wrażliwe na zmianę parametrów jak w przypadku modelu quasi-dokładnego. Nie występuje m.in. wpływ charakterystyk zawieszenia, skomplikowanej konstrukcji pojazdu i właściwości materiałowych setek elementów pojazdu.

Podziękowania

Praca została wykonana w ramach projektu badawczego PBS1/B6/14/2012 finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w latach 2013-2015. Autor wyraża podziękowanie kierownikowi projektu, prof. dr. hab. inż. Marianowi Klasztornemu z Wojskowej Akademii Technicznej, za konsultacje naukowe.

Literatura

- [1] BORKOWSKI, W., HRYCIÓW, Z., RYBAK, P., WYSOCKI, J.: Testing the results of a passenger vehicle collision with a rigid barrier. J. KONES Powertrain and Transport. 2010; 17(1).
- [2] BORKOWSKI, W., HRYCIÓW, Z., RYBAK, P., WYSOCKI, J.: Numerical simulation of the standard TB11 and TB32 tests for a concrete safety barrier. J. KONES Powertrain and Transport. 2010; 17(4).
- [3] DZIEWULSKI, P.: Badanie wybranych struktur do poprawy energochłonności drogowych barier ochronnych. Praca doktorska, Wydział Mechaniczny, Wojskowa Akademia Techniczna. Warszawa, 2010.
- [4] EN 1317-1:2010. Road restraint systems – Part 1: Terminology and general criteria for test methods.
- [5] EN 1317-2:2010. Road restraint systems – Part 2: Performance classes, impact tests acceptance criteria and test methods for safety barriers including vehicle parapets.
- [6] HALLQUIST, J. O.: LS-DYNA Keyword User's Manual. Livermore Software Technology Corporation; 2007.
- [7] HALLQUIST, J. O.: LS-DYNA Theory Manual. Livermore Software Technology Corporation; 2006 USA.
- [8] KICZKO, A., NIEZGODA, T., NOWAK, J., DZIEWULSKI, P.: Numerical implementation of car impact into the modified road barrier. J. KONES Powertrain and Transport. 2010; 17(3): 189-196.

- [9] REN, Z., VESENJAK, M.: Computational and Experimental Crash Analysis of the Road Safety Barrier. *Engineering Failure Analysis*. 2005; 12: 963–973.
- [11] Oferta drogowych i mostowych barier ochronnych. Dostępny w Internecie: <http://www.ktepolska.eu/>
- [12] NYCZ D.: Modelowanie i badania numeryczne testów zderzeniowych bariery klasy N2-W4-A na łukach dróg. 2015. Monografia doktorska, Wydawnictwo WAT, Warszawa 2015.
- [13] <http://www.dynasupport.com/howtos/material/from-engineering-to-true-strain-true-stress>
- [14] KLASZTORNY M, MAŁACHOWSKI J., DZIEWULSKI P., NYCZ D., GOTOWICKI P.: Badania eksperymentalne i modelowanie piany aluminiowej Alporas. *Modelowanie Inżynierskie*. 2012; 12(43): 97-112.
- [15] PN-EN ISO 898-1:2013. Własności mechaniczne części złącznych wykonanych ze stali węglowej oraz stopowej -- Część 1: Śruby i śruby dwustronne o określonych klasach własności -- Gwint zwykły i drobnozwojny.
- [16] KLASZTORNY M., NYCZ D.B., ROMANOWSKI R.K.: Rubber/Foam/Composite Overlay on Guide B of Barrier Located on Road bend. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*. 2015; 69(3): 65–86.
- [17] PN-EN 1317-5+A2:2012. Systemy ograniczające drogę – Część 5: Wymagania w odniesieniu do wyrobów i ocena zgodności dotycząca systemów powstrzymujących pojazd.
- [18] BALA S., DAY J.: General guidelines for crash analysis in LS-DYNA, Livermore Software Technology Corporation, USA.