WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA

im. Jarosława Dąbrowskiego

Wydział Inżynierii Mechanicznej

Instytut Pojazdów i Transportu



Rozprawa doktorska

mgr inż. Paweł Posuniak

Analiza możliwości ograniczenia skutków uderzenia samochodu osobowego w tylne urządzenie zabezpieczające pojazdu ciężarowego

Promotor: dr hab. inż. Jerzy Jackowski, prof. WAT

Pragnę podziękować mojemu promotorowi Panu Profesorowi Jerzemu Jackowskiemu za okazaną pomoc oraz cenne uwagi merytoryczne.

Pragnę podziękować mojemu opiekunowi naukowemu z ramienia Łukasiewicz – PIMOT, Panu dr inż. Karolowi Zielonce za konsultacje merytoryczne oraz wszelkie wskazówki.

Dziękuję także dyrekcji oraz pracownikom Łukasiewicz - Przemysłowego Instytutu Motoryzacji, szczególnie zespołowi Laboratorium Bezpieczeństwa Pojazdów, za pomoc przy realizacji badań eksperymentalnych.

Spis treści

Wykaz	z ważniejszych oznaczeń	7
Spis ta	bel	9
Spis ry	sunków	
1. W	/prowadzenie	
2. W	ymagania normatywne tylnych urządzeń zabezpieczających	
3. A	naliza rozwiązań konstrukcyjnych RUPD	
4. P	rzegląd baz patentowych	
4.1.	Klasyfikacja MKP	
4.2.	Rozwiązania chronione na terenie Polski	
4.3.	Rozwiązania niechronione na terenie Polski	
5. C	el i zakres rozprawy	
5.1.	Cel rozprawy	
5.2.	Zakres rozprawy	
6. K	oncepcja RUPD absorbującego energię	
6.1.	Założenia dla RUPD absorbującego energię	
6.2.	Struktury pochłaniające energię	
7. S	tanowisko do badań wytrzymałościowych	
8. B	adania eksperymentalne struktur energochłonnych	
8.1.	Wytrzymałościowe badania quasi-statyczne	
8.2.	Eksperymentalne badania zderzeniowe	
8.3.	Struktury energochłonne wykorzystywane w samochodach	
8.4.	Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych	
9. O	pracowanie nowatorskiego absorbera energii uderzenia	
10. N	lodel matematyczny zderzenia samochodów	
10.1	. Dane wejściowe do modelu – charakterystyki absorberów	
10.2	. Badania symulacyjne	
10.2	.1. Wyniki badań symulacyjnych zderzenia centralnego	117
10.2	.2. Wyniki badań symulacyjnych zderzenia offsetowego	
10.3	. Podsumowanie wyników badań symulacyjnych	
11. P	odsumowanie	
11.1	. Podsumowanie zrealizowanych prac badawczych	
11.2	. Rezultaty przeprowadzonych prac badawczych	
11.3	. Wnioski z przeprowadzonych prac badawczych	
11.4	Plan kontynuacji prac	

Bibliografia	158
Załącznik 1. Wyniki badań zderzeniowych dla wybranych absorberów	167
Załącznik 2. Wyniki badań zderzeniowych dla crash-boxów stosowanych w pojazdach	172
Załącznik 3. Równania opisujące model matematyczny zderzenia	176

Wykaz ważniejszych oznaczeń

RUPD	- urządzenie zabezpieczające przed wjechaniem pod tył pojazdu ciężarowego,
	tylne urządzenie zabezpieczające
EA	 – całkowita energia deformacji zaabsorbowana podczas odkształcenia
	plastycznego
F(x)	– chwilowa siła ściskająca
σ	– naprężenie
3	– odkształcenie
Ε	– moduł sprężystości
SEA	– wskaźnik określający stosunek EA do masy badanej próbki
MCF	 – średnia siła ściskająca dla znanej długości deformacji
PCF	 największa wartość siły zarejestrowana podczas badania
$\mathrm{Ek}_{\mathrm{so}}$	 – energia kinetyczna pochłonięta przez samochód osobowy
Eka	 – energia kinetyczna pochłonięta przez absorber
Ek_{w}	 – energia kinetyczna pochłonięta przez wspornik RUPD
Ek _{suma}	– sumaryczna energia kinetyczna pochłonięta samochód osobowy i RUPD
Ekc	- całkowita energia kinetyczna przedzderzeniowa samochodu osobowego
m _{so}	– masa całkowita samochodu osobowego
m _{sc}	– masa całkowita pojazdu ciężarowego
m _{b sc}	– masa belki RUPD
m _{w sc}	– masa wspornika RUPD
ti	- czas, i=0,1,2n
$\ddot{x}_{ m so}$	 przyspieszenie wzdłużne samochodu osobowego
$\ddot{x}_{\rm sc}$	 przyspieszenie wzdłużne pojazdu ciężarowego
$F_{h \ so}$	 siła hamowania samochodu osobowego
$F_{h \ sc}$	 – siła hamowania pojazdu ciężarowego
g	– przyspieszenie ziemskie (9,81 m/s ²)
$N_{1 \ so}$	 reakcja normalna kół przednich samochodu osobowego
N _{2 so}	 reakcja normalna kół tylnych samochodu osobowego
$N_{1 \ sc}$	– reakcja normalna kół przednich pojazdu ciężarowego
$N_{2 \ sc}$	 reakcja normalna kół tylnych pojazdu ciężarowego
I_{so}	 moment bezwładności samochodu osobowego
Isc	 moment bezwładności samochodu ciężarowego

$\ddot{ heta}_{ m so}$	 przyspieszenie kątowe przechyłu wzdłużnego samochodu osobowego
$\ddot{ heta}_{ m sc}$	 przyspieszenie kątowe przechyłu wzdłużnego pojazdu ciężarowego
Fs1 so	– siła sprężystości w zawieszeniu przednim samochodu osobowego
F _{t1 so}	- siła tłumienia w zawieszeniu przednim samochodu osobowego
F _{s2 so}	– siła sprężystości w zawieszeniu tylnym samochodu osobowego
Ft2 so	– siła tłumienia w zawieszeniu tylnym samochodu osobowego
$F_{s1 \ sc}$	 – siła sprężystości w zawieszeniu przednim pojazdu ciężarowego
F _{t1 sc}	 – siła tłumienia w zawieszeniu przednim pojazdu ciężarowego
$F_{s2 \ sc}$	 – siła sprężystości w zawieszeniu tylnym pojazdu ciężarowego
Ft2 sc	 – siła tłumienia w zawieszeniu tylnym pojazdu ciężarowego

Spis tabel

Tabela 1.1.	Liczba pojazdów silnikowych w Polsce (z wyłączeniem motocykli)	
	w latach 2010-2023	17
Tabela 1.2.	Zderzenia tylne w Polsce	18
Tabela 1.3.	Liczba zdarzeń drogowych w Północnej Karolnie (USA) w latach 1985 -	
	2008	21
Tabela 2.1.	Zestawienie warunków badań tylnych urządzeń zabezpieczających zgodnie z wymaganiami wybranych państw	23
Tabela 3.1.	Wyniki pomiarów zaabsorbowanej energii uderzenia dla trzech wariantów	
	RUPD	32
Tabela 3.2.	Wyniki pomiarów opóźnienia samochodu i deformacji urządzenia dla	
	trzech wariantów RUPD przy różnych prędkościach uderzenia	32
Tabela 3.3.	Koncepcje belki poprzecznej tylnego urządzenia zabezpieczającego	33
Tabela 6.1.	Scenariusze testów odzwierciedlających uderzenie samochodu	
	osobowego w tył pojazdu ciężarowego	56
Tabela 6.2.	Wymiary absorbera	57
Tabela 6.3.	Najważniejsze zalety i ograniczenia konstrukcji opisanych w wybranych	
	publikacjach	60
Tabela 8.1.	Opis próbek poddanych testom quasi-statycznym	68
Tabela 8.2.	Charakterystyki przebadanych próbek	70
Tabela 8.3.	Ocena wybranych próbek w aspekcie cech pożądanych dla materiałów	
	energochłonnych	73
Tabela 8.4.	Wyniki badań dynamicznych	76
Tabela 8.5.	Proces deformacji próbek	78
Tabela 8.6.	Wybrane wyniki badań absorberów energii z uwzględnieniem różnych	
	prędkości uderzenia – maksymalne opóźnienie oraz deformacja	82
Tabela 8.7.	Wybrane wyniki rozszerzonych badań dynamicznych absorberów energii	
	– wartość zaabsorbowanej energii w zależności od prędkości uderzenia	83
Tabela 8.8.	Wybrane wyniki rozszerzonych badań dynamicznych absorberów energii	
	– ilość zaabsorbowanej energii w zależności od prędkości uderzenia	85
Tabela 8.9.	Charakterystyka wytypowanych do badań crash-boxów	86
Tabela 9.1.	Wartość energii zaabsorbowanej przez absorbery ROD_01.2 i ROD_02	
	przy prędkości uderzenia 5,6 i 6,7 m/s2	98

Tabela 9.2.	Wartość pochłoniętej przez próbki energii kinetycznej dla różnych
	prędkości uderzenia 101
Tabela 10.1.	Wskaźniki wielomianu opisującego własności sprężysto-tłumiące
	samochodu osobowego108
Tabela 10.2.	Dane wejściowe modelu matematycznego dotyczące samochodu
	osobowego110
Tabela 10.3.	Dane wejściowe modelu matematycznego dotyczące pojazdu
	ciężarowego111
Tabela 10.4.	Współczynnik determinacji (R ²) dla krzywych siły w funkcji deformacji
	dla wyników badań eksperymentalnych oraz wyników aproksymacji,
	z uwzględnieniem różnych prędkości uderzenia 113
Tabela 10.5.	Warianty zderzeń tylnych opracowane na potrzeby badań symulacyjnych 116
Tabela 10.6.	Warianty badań symulacyjnych zderzenia centralnego117
Tabela 10.7.	Warianty badań symulacyjnych zderzenia centralnego przeprowadzone
	z wykorzystaniem modelu absorbera HC1.71box_x2, bez uwzględniania
	zmiany stanu układów hamulcowych obu pojazdów119
Tabela 10.8.	Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego
	i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych
	przeprowadzonych dla absorbera HC1.71box_x2121
Tabela 10.9.	Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy
	i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera
	HC1.71box_x2122
Tabela 10.10.	Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego
	i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych
	przeprowadzonych dla absorbera CCAF 125
Tabela 10.11.	Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy
	i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera CCAF 125
Tabela 10.12.	Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego
	i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych
	przeprowadzonych dla absorbera HC1.71box
Tabela 10.13.	Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy
	i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera HC1.71box 128

Tabela 10.15. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowyi RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera ROD 02...........131

- Tabela 10.21. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera HC1.71box..... 142

- Tabela 10.25. Maksymalne wartości deformacji dla wariantów badań symulacyjnychoffsetowych przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych absorberów. 148

Spis rysunków

Rys. 1.1.	Liczba zarejestrowanych w Unii Europejskiej pojazdów ciężarowych 18	8
Rys. 1.2.	Graficzne przedstawienie typowych rodzajów zderzeń tylnych 20	0
Rys. 2.1.	Schemat rozmieszczenia punktów przyłożenia siły podczas badania	
	wytrzymałościowego RUPD24	4
Rys. 2.2.	Schemat zamocowania RUPD na stanowisku badawczym2	5
Rys. 2.3.	Lokalizacja RUPD w pojeździe ciężarowym2	5
Rys. 2.4.	Konfiguracje testów zderzeniowych określonych w protokole IIHS 20	6
Rys. 2.5.	Widoki tylnych zabezpieczeń po offsetowych testach zderzeniowych (30%	
	overlap) przy prędkości 15,6 m/s2	7
Rys. 2.6.	Wykres przedstawiający zmianę położenia kątowego samochodu osobowego,	
	w trakcie uderzenia, względem jego osi pionowej2'	7
Rys. 2.7.	Proponowany sposób przyłożenia siły podczas testu quasi-statycznego 23	8
Rys. 3.1.	Uchylne tylne urządzenie zabezpieczające	0
Rys. 3.2.	Zobrazowanie zadziałania uchylnego urządzenia zabezpieczającego 3	1
Rys. 3.3.	Widok modeli RUPD wykorzystywanych do badań3	1
Rys. 3.4.	RUPD wyposażone w elementy pochłaniające energię uderzenia 34	4
Rys. 3.5.	System tylnego urządzenia zabezpieczającego dla pojazdów ciężarowych 34	4
Rys. 3.6.	Tylne urządzenie zabezpieczające z absorberem energii w belce i we	
	wspornikach	5
Rys. 3.7.	Widok urządzenia Pier under-ride guard	6
Rys. 3.8.	RUPD wyposażony w rurowy absorber energii	7
Rys. 3.9.	Koncepcja RUPD w postaci płyty osłaniającej całą tylną część pojazdu pod	
	przestrzenią ładunkową	8
Rys. 3.10.	Urządzenie pochłaniające energię zderzenia montowane za pojazdem	8
Rys. 3.11.	Tylne urządzenie zabezpieczające RUPD-AB	9
Rys. 3.12.	Widok modeli pojazdu ciężarow. z dwoma rodzajami poduszek gazowych 4	0
Rys. 3.13.	Porównanie deformacji samochodu osobowego w teście bez poduszki oraz	
	z poduszką gazową	0
Rys. 3.14.	Tylne urządzenie zabezpieczające wykorzystane do analiz numerycznych4	1
Rys. 4.1.	Wynalazek nr EP3299226B1 - Shock absorbing bumper for transportation	
	vehicles	6

Rys. 4.2.	Wynalazek nr EP2883754B1 - Vehicle, in particular commercial vehicle,
	with a front underride barrier
Rys. 4.3.	Wynalazek nr DE10130637A1 - Underride protection for buses and trucks 47
Rys. 4.4.	Wynalazek nr DE102009036652A1 - Underride guard for use in e.g. rear area
	of lory
Rys. 4.5.	Wynalazek nr US6068329A - Rear-impact underride protector
Rys. 6.1.	Koncepcja RUPD absorbującego energię uderzenia
Rys. 6.2.	Zbiór wyników badań wytrzymałościowych dla wybranych tylnych urządzeń
	zabezpieczających
Rys. 6.3.	Schemat klasycznego RUPD
Rys. 6.4.	Charakterystyka wytrzymałościowa klasycznego RUPD oraz wybranego
	samochodu osobowego klasy średniej
Rys. 6.5.	Widok tylnego urządzenia zabezpieczającego w trakcie badań
	wytrzymałościowych
Rys. 7.1.	Wizualizacje przedstawiające koncepcje stanowiska wytrzymałościowego 64
Rys. 7.2.	Projekt docelowego stanowiska do badań wytrzymałościowych tylnych
	urządzeń zabezpieczających
Rys. 7.3.	Widok zbudowanego stanowiska do badań wytrzymałościowych tylnych
	urządzeń zabezpieczających
Rys. 8.1.	Wyidealizowane krzywe naprężenia w funkcji odkształcenia materiałów 67
Rys. 8.2.	Widok stanowiska do quasi-statycznych testów wytrzymałościowych wraz
	z badaną próbką
Rys. 8.3.	Charakterystyki wytrzymałościowe wytypowanych próbek
Rys. 8.4.	Widok stanowiska badawczego do testów zderzeniowych74
Rys. 8.5.	Przebieg opóźnienia oraz siły uderzenia wózka bad. w funkcji deformacji
	przy prędkości 8,9 m/s dla wybranych struktur absorbujących energię75
Rys. 8.6.	Wartości wskaźnika SEA dla wybranych próbek76
Rys. 8.7.	Wartości wskaźnika MCF dla wybranych próbek77
Rys. 8.8.	Wartości wskaźnika PCF dla wybranych próbek77
Rys. 8.9.	Proces deformacji próbki HC1.71x2
Rys. 8.10.	Proces deformacji próbki CCAF
Rys. 8.11.	Proces deformacji próbki HC1.71_box
Rys. 8.12.	Przebieg przyspieszenia w funkcji czasu dla różnych prędkości uderzenia 83

Rys. 8.13.	Przebieg siły i opóźnienia w funkcji deformacji dla różnych prędkości				
	uderzenia				
Rys. 8.14.	Przebieg siły i opóźnienia w funkcji deformacji dla prędkości				
	uderzenia 6,7 m/s				
Rys. 8.15.	Zaabsorbowana energia kinetyczna wózka badawczego w zależności				
	od prędkości uderzenia				
Rys. 8.16.	Wartość zaabsorbowanej energii dla wybranych próbek przy prędkości				
	uderzenia 6,7 m/s				
Rys. 8.17.	Wartości wskaźnika SEA dla wybranych próbek				
Rys. 8.18.	Wartości wskaźnika MCF dla wybranych próbek				
Rys. 8.19.	Przebiegi opóźnienia w funkcji deformacji przy prędkości uderzenia 6,7 m/s 90				
Rys. 9.1.	Schemat koncepcyjny RUPD wyposażonego w prototypowy absorber93				
Rys. 9.2.	Wałek absorbera				
Rys. 9.3.	Absorber ROD_1.2 w pozycji roboczej				
Rys. 9.4.	Przebieg siły w funkcji deformacji dla prototypów ROD_01.1, ROD_01.2				
	i ROD_02				
Rys. 9.5.	Przebieg siły i opóźnienia w funkcji przemieszczenia dla prototypu				
	ROD_01.2 przy różnych prędkości uderzenia96				
Rys. 9.6.	Przebieg siły i opóźnienia w funkcji przemieszczenia dla prototypu ROD_02				
	przy różnych prędkości uderzenia97				
Rys. 9.7.	Proces skrawania wałka absorbera ROD_01.299				
Rys. 9.8.	Absorber ROD_01.2 po badaniu zderzeniowym99				
Rys. 9.9.	Absorber ROD_02 po badaniu zderzeniowym100				
Rys. 9.10.	Przebieg siły i opóźnienia w funkcji deformacji dla wybranych próbek przy				
	różnych prędkościach uderzenia101				
Rys. 9.11.	Wartości wskaźnika SEA dla wybranych próbek102				
Rys. 9.12.	Wartości wskaźnika MCF dla wybranych próbek 103				
Rys. 9.13.	Wartości wskaźnika PCF dla wybranych próbek103				
Rys. 10.1.	Model płaski zderzenia samochodu osobowego z samochodem ciężarowym 106				
Rys. 10.2.	Badanie eksperymentalne – uderzenie samochodu osobowego w konstrukcję				
	odzwierciedlającą tylną część pojazdu ciężarowego z RUPD 108				
Rys. 10.3.	Charakterystyka deformacji przedniej części samochodu osobowego				
	i przebieg funkcji aproksymującej109				

Rys. 10.4.	Charakterystyka deformacji wspornika RUPD i przebieg funkcji
	aproksymującej109
Rys. 10.5.	Przebieg siły w funkcji deformacji dla absorbera HC1.71box_x2, dla różnych
	prędkości uderzenia (prędkości deformacji)112
Rys. 10.6.	Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji
	i prędkości dla absorbera HC1.71box – model symulacyjny114
Rys. 10.7.	Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji
	i prędkości dla absorbera HC1.71box_x2 – model symulacyjny114
Rys. 10.8.	Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji
	i prędkości dla absorbera CCAF – model symulacyjny 115
Rys. 10.9.	Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji
	i prędkości dla absorbera ROD_02 – model symulacyjny 115
Rys. 10.10). Krzywe siły bezwładności i opóźnienia samochodu osobowego w funkcji
	deformacji jego przodu i RUPD dla badań symulacyjnych odwzorowujących
	zderzenie centralne przy prędkości 8,9 m/s, przeprowadzonych
	z wykorzystaniem absorbera HC1.71box_x2118
Rys. 10.11	. Przebieg opóźnienia oraz siły bezwładności działającej na samochód
	osobowy w funkcji deformacji jego przodu oraz RUPD dla badań
	symulacyjnych przeprowadzonych z wykorzystaniem modelu absorbera
	HC1.71box_x2
Rys. 10.12	2. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD
	dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera
	HC1.71box_x2
Rys. 10.13	3. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD
	dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera CCAF 124
Rys. 10.14	l. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD
	dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera HC1.71box 126
Rys. 10.15	5. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD
	dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera ROD_02 129
Rys. 10.16	5. Przebieg opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności
	działającej na ten samochód w funkcji deformacji samochodu osobowego
	i RUPD dla wariantu badań symulacyjnych C.1.1.2. przeprowadzonych
	z wykorzystaniem różnych modeli absorbera132

- Rys. 10.20. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera HC1.71box 140
- Rys. 10.21. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera ROD 02 143

1. Wprowadzenie

Według WHO rokrocznie w wypadkach drogowych na całym świecie ginie ponad 1,1 miliona ludzi, a nawet do 50 milionów odnosi ciężkie obrażenia [1]. Skutki wypadków drogowych to problem zarówno społeczny jak i ekonomiczny. Koszt jednostkowy ofiary śmiertelnej w Polsce wynosił w 2018 roku średnio 2,4 mln zł, a osoby ciężko rannej – 3,3 mln zł [2]. Natomiast według Krajowej Rady Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego [3], w 2022 roku koszty te wynosiły odpowiednio 2,6 mln zł i 4,2 mln zł. Poprawa bezpieczeństwa w ruchu drogowym, jest więc istotnym zagadnieniem dla producentów pojazdów, jednostek naukowych oraz organizacji rządowych i pozarządowych na całym świecie [4].

Producenci samochodów osobowych na przestrzeni lat opracowali wiele unowocześnień w konstrukcji pojazdów, wprowadzono liczne rozwiązania mające poprawić bezpieczeństwo pasażerów. Mimo to zderzenie samochodu osobowego z pojazdem ciężarowym niesie za sobą ogromne ryzyko dla pasażerów samochodu osobowego. Pożądane jest więc ograniczenie liczby zagrożeń dla samochodów osobowych ze strony pojazdów ciężarowych.

Na przestrzeni ostatnich 14 lat, liczba samochodów osobowych w Polsce wzrosła o ponad 50%, a samochodów ciężarowych o ponad 30% (tabela 1.1) [5]. Podobny trend zauważalny jest w całej Unii Europejskiej (rys. 1.1.) [6], [7], [8]. Pociąga to za sobą wzrost natężenia w ruchu drogowym.

Lata	Samochody osobowe		Samochody ciężarowe		
Lata	Ogółem	2010 rok = 100%	Ogółem	2010 rok = 100%	
2010	17 239 800	100	2 767 035	100	
2011	18 125 490	105,1	2 892 064	104,5	
2012	18 744 412	108,7	2 920 779	105,6	
2013	19 389 446	112,5	2 962 064	107,0	
2014	20 003 863	116,0	3 037 427	109,8	
2015	20 723 423	120,2	3 098 376	112,0	
2016	21 675 388	125,7	3 179 655	114,9	
2017	22 503 579	130,5	3 248 538	117,4	
2018	23 429 016	135,9	3 338 166	120,6	
2019	24 360 166	141,3	3 436 184	124,2	
2020	25 113 862	145,7	3 529 716	127,6	
2021	25 869 804	150,1	3 634 196	131,3	
2022	26 457 659	153,5	3 713 217	134,2	
2023	27 227 691	157,9	3 804 413	137,5	

Tabela 1.1. Liczba pojazdów silnikowych w Polsce (z wyłączeniem motocykli) w latach 2010-2023 [5]



Rys. 1.1. Liczba zarejestrowanych w Unii Europejskiej pojazdów ciężarowych o DMC pow. 3 500 kg latach od 2017 do 2021 [6], [7]

Z opublikowanych przez Komendę Główną Policji informacji, wynika że zderzenia tylne, czyli najechanie pojazdu na tył innego pojazdu, to drugi pod względem liczby występowania w Polsce rodzaj zdarzenia drogowego pomiędzy samochodami (tabela 1.2). Do najbardziej niebezpiecznych zderzeń polegających na najechaniu zalicza się uderzenie samochodu osobowego w tył samochodu ciężarowego. Ocenia się, że w 85% takich zdarzeń drogowych dochodzi do wjechania samochodu osobowego pod pojazd ciężarowy [9], [10].

Rok	Wypadki		Zabici		Ranni	
	Ogółem	%*	Ogółem	0⁄0*	Ogółem	0⁄0*
2023	2464	11,8	137	7,2	3038	12,6
2022	2627	12,3	160	8,4	3281	13,3
2021	2739	12,0	158	7,0	3405	12,9
2020	2676	11,4	179	7,2	3179	12,0
2019	3837	12,7	197	6,8	4751	13,4
2018	3998	12,6	207	7,2	5177	13,9
2017	4299	13,1	151	5,3	5676	14,4
2016	4267	12,7	165	5,5	5626	13,8
2015	3985	12,1	211	7,2	5108	12,8
2014	4218	12,1	206	6,4	5540	13,0

* procentowy udział w stosunku do ogólnej liczby odpowiednio: wypadków, zabitych i rannych z danego roku

Biorąc pod uwagę powyższe dane liczbowe dotyczące zderzeń tylnych w Polsce, trudno jest jednoznacznie stwierdzić jaki procent stanowią zdarzenia drogowe polegające na uderzeniu samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego, dlatego przy ocenie istoty tego problemu, należy posiłkować się danymi statystycznymi pochodzącymi z innych krajów.

Według danych z bazy FARS [11], w USA, w latach 2015 -2019 odnotowywano średnio 880 wypadków drogowych na rok, określanych jako zderzenie tylne, w których uczestniczyły pojazdy ciężarowe. W wypadkach tych zginęło ponad 5000 osób. Ponadto według danych z Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) w USA, w 2022 roku 510 osób zginęło w wyniku najechania samochodu osobowego na tył pojazdu ciężarowego, co stanowiło 21% ofiar wypadków pomiędzy pojazdami ciężarowymi a samochodami osobowymi [12]. Zderzenia tylne stanowią 6% śmiertelnych wypadków samochodowych w Stanach Zjednoczonych i podobnie jak w Polsce są jednym z najczęstszych rodzajów wypadków samochodowych.

Z punktu widzenia bezpieczeństwa ruchu drogowego istotne są dwa aspekty. Pierwszy to zmniejszenie prawdopodobieństwa wystąpienia wypadku (bezpieczeństwo czynne), a drugi - minimalizacja skutków wypadków (bezpieczeństwo bierne). Na poziom bezpieczeństwa biernego pojazdu wpływają przede wszystkim jego cechy konstrukcyjne oraz dodatkowe wyposażenie, np. pasy bezpieczeństwa lub poduszki gazowe. W przypadku każdego pojazdu, poza zapewnieniem maksymalnego bezpieczeństwa jego użytkownikom, ważne jest również by zagwarantować odpowiedni poziom bezpieczeństwa innym użytkownikom dróg. Stąd też w wielu krajach, wprowadzane są dodatkowe wymagania normatywne, które odnoszą się do zapewnienia bezpieczeństwa niechronionych uczestników ruchu drogowego oraz, w przypadku pojazdów ciężarowych, ochrony użytkowników samochodów osobowych [13].

W pracy [14] scharakteryzowano typowe rodzaje zderzeń tylnych, w których uczestniczyły pojazdy ciężarowe i samochody osobowe (rys. 1.2.) oraz określono częstotliwość występowania poszczególnych zdarzeń drogowych dla Północnej Karoliny w USA od roku 1985 do 2008 (tabela 1.3).

Strefy uszkodzenia	Kierunek uderzenia				
Strefa 0 – bez wjechania pod pojazd		(1) Skośne, lewy narożnik		(2) Skośne, prawy narożnik	
Strefa 1 - wjazd pod pojazd bez uszkodzenia szyby		(3) Niesymetryczne, lewy narożnik		(4) Niesymetryczne, prawy narożnik	
Strefa 2 – wjazd pod pojazd z uszkodzeniem szyby i/lub słupka A		(5) Skośne, centralne (lewa strona)	M M	(6) Skośne, centralne (prawa strona)	
Strefa 3 - wjazd pod pojazd z uszkodzeniem szyby i dachu		(7) Centralne			

Rys. 1.2. Graficzne przedstawienie typowych rodzajów zderzeń tylnych [14]

Jak wynika z poniższego zestawienia, najczęściej występującymi rodzajami zderzeń tylnych są centralne oraz offsetowe, gdy osie obu pojazdów są do siebie równoległe. Stanowią niemal 91% wszystkich zderzeń tylnych, w których samochód osobowy uderza w tył pojazdu ciężarowego. Ponadto zderzenia, w których samochód osobowy uderza w narożnik pojazdu ciężarowego stanowią niemal 36% z badanej grupy zdarzeń drogowych [15].

Pojazdy z lat 1980-1993	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(1) do (4)	(5) do (7)
Strefa 0	1	0	5	4	0	1	31	10	32
Strefa 1	0	0	3	1	1	0	10	4	11
Strefa 2	0	0	2	1	0	0	4	3	4
Strefa 3	0	0	1	1	0	0	0	2	0
				Raz	zem	19	47		
Pojazdy z lat 1994-1997									
Strefa 0	1	1	12	5	1	3	23	19	27
Strefa 1	0	2	1	1	0	0	12	4	12
Strefa 2	0	0	1	1	0	0	3	2	3
Strefa 3	0	0	3	1	0	0	0	4	0
				Raz	zem	29	42		
Pojazdy z lat 1998-2008									
Strefa 0	6	2	20	9	0	0	75	37	75
Strefa 1	2	1	10	3	2	1	30	16	33
Strefa 2	0	1	7	0	0	1	5	8	6
Strefa 3	1	1	3	0	0	0	1	5	1
			Raz	zem	66	115			

Tabela 1.3. Liczba zdarzeń drogowych w Północnej Karolnie (USA) w latach 1985 – 2008 [14]

Mimo, iż samochody osobowe coraz częściej wyposażane są w systemy aktywnego hamowania, pozwalające na zatrzymanie pojazdu przed poprzedzającą przeszkodą, to zaawansowane technicznie pojazdy nadal uczestniczą w wypadkach drogowych z samochodami ciężarowymi [16], [17], [18]. Ponadto rosnący udział pojazdów zautomatyzowanych może być przyczyną wzrostu liczby zderzeń tylnych, szczególnie w przypadku, gdy za pojazdem zautomatyzowanym porusza się pojazd konwencjonalny. Wynika to z faktu, iż kierowcy nie są przyzwyczajeni do stylu jazdy pojazdów zautomatyzowanych w konwoju. Badania opisane w [19] wskazują na ponad dwukrotny wzrost liczby zderzeń tylnych z udziałem pojazdów zautomatyzowanych w stosunku do wypadków, w których uczestniczyły jedynie pojazdy konwencjonalne. Ważne jest zatem, aby samochody ciężarowe były wyposażane w urządzenia, które mogą skutecznie chronić pasażerów samochodu osobowego w trakcie uderzenia w tył samochodu ciężarowego.

Pojazdy ciężarowe z racji swojego przeznaczenia projektowane są tak by zapewnić możliwie największą objętość przestrzeni ładunkowej oraz ładowność, przy priorytetowym

obszarze funkcjonowania rozwiązań służących bezpieczeństwu czynnemu. Rozwiązania związane z bezpieczeństwem biernym ograniczają się głównie do kabiny pojazdu (bezpieczeństwo kierowcy) oraz przedniego, bocznego i tylnego urządzenia zabezpieczającego (zapewnienie bezpieczeństwa pozostałym uczestnikom ruchu drogowego).

Tylne Urządzenie Zabezpieczające (RUPD) jest podstawowym elementem powstrzymującym samochód osobowy przed wjechaniem pod tył naczepy, przyczepy lub zabudowy samochodu ciężarowego, a co za tym idzie ogranicza deformacje przestrzeni pasażerskiej samochodu osobowego, tzw. przestrzeni przeżycia. Odpowiednio zaprojektowane urządzenie RUPD oraz dobrana charakterystyka sztywności elementów konstrukcyjnych może wpłynąć na minimalizację obciążeń dynamicznych działających na pasażerów pojazdu uderzającego w tył pojazdu ciężarowego [20], [21], [22].

2. Wymagania normatywne tylnych urządzeń zabezpieczających

Pojazdy ciężarowe w zależności od regionu świata podlegają różnym wymaganiom normatywnym. W ujęciu ogólnym pojazdy te nie różnią się od siebie konstrukcyjnie, mimo to pomiędzy pojazdami o tym samym przeznaczeniu istnieją pewne różnice związane między innymi z kompletacją czy rozwiązaniami technicznymi odpowiedzialnymi za bezpieczeństwo bierne.

W tabeli 2.1 zestawiono wybrane wymagania techniczne, dotyczące badań wytrzymałościowych, obowiązujące w różnych rejonach świata, tj. wśród sygnatariuszy tzw. Porozumienia z 1958 roku EKG ONZ [23] (m.in. krajów Unii Europejskiej, Australii oraz wybranych państw Azji i Afryki), USA, Kanadzie i Chinach. Porównując metodyki badawcze oraz wymagania stawiane tylnym urządzeniom zabezpieczającym na wybranych rynkach światowych wskazano pewne podobieństwa i różnice.

Rynek Wymaganie	USA	Kanada	Unia Europejska i inne	Chiny
Oznaczenie normy	FMVSS nr 223/224	CMVSS nr 223	ONZ nr 58	GB 11567-2017
Minimalna wysokość przekroju belki RUPD	0,1 m	0,1 m	0,1 / 0,12 m	0,1 / 0,12 m
Max. prześwit pod spodnią częścią urządzenia	0,56 m (przed testem)	0,56 m (przed i po teście)	0,45 - 0,55 m (przed testem)	0,5 / 0,55 / 0,56 m
Wartość siły przyłożonej w P1*	50 kN	50 kN	100 kN	50 kN
Wartość siły przyłożonej w P2*	50 kN	50 kN	100 kN	50 kN
Wartość siły przyłożonej w P3*	ND	175 kN (tylko, gdy testowana jest połowa RUPD)	180 kN	100 kN
Pochłaniana energia	20 kJ (na całym urządzeniu) - przy 350 kN (alternatywnie 700 kN)	20 kJ (na całym urządzeniu) - przy 350 kN	nd.	Uderzenie wózkiem badawczym: - m = 1100 kg - v = 8,9 m/s Przyspieszenie wózka podczas zderzenia nie może przekroczyć 40g.

Tabela 2.1. Zestawienie warunków badań tylnych urządzeń zabezpieczających zgodnie z wymaganiami wybranych państw [24], [25], [26], [27], [28]

* oznaczenia zgodnie z rys. 2.1

Wśród sygnatariuszy Porozumienia z 1958 roku EKG ONZ [23], podstawowym badaniem tylnego urządzenia zabezpieczającego jest test wytrzymałościowy obciążenia maksymalną siłą 100 kN lub 180 kN. Dodatkowo w Chinach, USA i Kanadzie od tylnego urządzenia zabezpieczającego wymaga się odpowiednich (ale nie takich samych) właściwości pochłaniania energii zderzenia. Na przykład w USA, według rządowej normy FMVSS [24] oraz na rynku kanadyjskim (norma CMVSS nr 223 [26]), poziom pochłanianej energii przez tylne urządzenie zabezpieczające określa się poprzez przyłożenie siły rozłożonej na całej długości belki poprzecznej urządzenia. W trakcie badania przykładna jest siła o wartości 350 kN a minimalna wymagana wartość energii absorbowanej to 20 kJ. Z kolei w Chinach konieczne jest przeprowadzenie testu zderzeniowego przy prędkości 8,9 m/s (32 km/h), z użyciem wózka badawczego o masie 1 100 kg imitującego samochód osobowy [28]. Zmierzone opóźnienie wózka badawczego w trakcie zderzenia nie może przekroczyć 40g, a prędkość jego odbicia 2,0 m/s. Określa się w ten sposób czy urządzenie jest w stanie skutecznie pochłonąć energię uderzenia wózka badawczego wynoszącą w chwili uderzenia 43.6 kJ. Założono minimalna skuteczność pochłaniania energii na poziomie 95% (ok. 41,3 kJ) [29].



Rys. 2.1. Schemat rozmieszczenia punktów przyłożenia siły podczas badania wytrzymałościowego RUPD

Wymagania prawne jakim na rynku europejskim podlegają urządzenia zabezpieczające przed wjechaniem pod tył pojazdu opisane są w Regulaminie nr 58 Organizacji Narodów Zjednoczonych [27]. Podstawowym badaniem wytrzymałościowym jest test quasi-statyczny. Zgodnie z załącznikiem 5 do w/w regulaminu, RUPD należy trwale zamocować do stanowiska badawczego w sposób przedstawiony na rysunku poniżej (rys. 2.2), tak by nie zwiększać sztywności badanego obiektu. Zgodność z wymogami regulaminu sprawdza się na stanowisku badawczym poprzez przyłożenie obciążenia P w odpowiednich punktach belki RUPD (rys. 2.1). Mierzona jest deformacja w punktach przyłożenia siły, przy czym odkształcenie nie może przekraczać 0,3 m dla pojazdów ciężarowych o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 8 000 kg oraz 0,4 m dla pozostałych pojazdów.



Rys. 2.2. Schemat zamocowania RUPD na stanowisku badawczym [27] i [30]

Dodatkowo określono wymagania odnośnie lokalizacji RUPD w pojeździe ciężarowym (rys. 2.3). Kluczowe wielkości to prześwit (A), którego maksymalna wartość to 0,45 - 0,55 m w zależności od kategorii pojazdu oraz odległość pomiędzy tylną krawędzią RUPD a najdalej wysuniętym ku tyłowi elementem pojazdu (B), czyli najczęściej tylną krawędzią przestrzeni ładunkowej. Odległość ta w zależności od kategorii pojazdu powinna mieścić się w przedziale 0,2 - 0,4 m.



- A prześwit pod spodnią częścią RUPD
- B odległość pomiędzy tylną krawędzią RUPD, a najdalej wysuniętym ku tyłowi elementem pojazdu

Rys. 2.3. Lokalizacja RUPD w pojeździe ciężarowym (opracowanie własne na podstawie [27] i [30])

Wymagania europejskie wyróżnia maksymalna wartość przykładanej siły, która może być nawet 80% większa od wymagań podawanych dla innych rynków użytkowania pojazdów, jednak w przepisach tych nie uwzględniono istotnego z punktu widzenia bezpieczeństwa w ruchu drogowym, pomiaru pochłanianej przez urządzenie energii zderzenia. Można zatem zakładać, że konstrukcje z rynku europejskiego będą skuteczniej powstrzymywały przed wjechaniem samochodu osobowego pod samochód ciężarowy, ale jednocześnie może to prowadzić do wzrostu obciążenia pasażerów samochodu podczas uderzenia w tył samochodu ciężarowego [24], [26], [27], [28].

Niezależnie od wymagań prawnych, instytut IIHS wprowadził na rynku amerykańskim testy konsumenckie dla naczep wyposażonych w tylne urządzenia zabezpieczające. Protokół badawczy przewiduje wykonanie trzech testów zderzeniowych przy prędkości 15,6 m/s (56 km/h) z wykorzystaniem rzeczywistego samochodu osobowego. Testy przeprowadzane są w konfiguracji (rys. 2.4):

- uderzenie centralne osie wzdłużne pojazdów się pokrywają;
- 50% offset oś wzdłużna samochodu osobowego pokrywa się z prostą równoległą do osi wzdłużnej przyczepy, która przechodzi przez najbardziej wysunięta na prawo lub lewo krawędź belki urządzenia zabezpieczającego;
- 30% offset prosta równoległa do osi wzdłużnej samochodu osobowego odsunieta od osi o 20% całkowitej szerokości samochodu, pokrywa się z prostą równoległą do osi wzdłużnej przyczepy, która przechodzi przez najbardziej wysuniętą na prawo lub lewo krawędź belki urządzenia zabezpieczającego [31], [32].



centralne

offsetowe (30%)

Rys. 2.4. Konfiguracje testów zderzeniowych określonych w protokole IIHS [31]

W pracy [33] opisano nową metodykę badawczą, jako propozycję zmian w normie FMVSS. Autorzy z IIHS przeanalizowali wypadki drogowe określane jako "najechanie na tył samochodu ciężarowego", czyli uderzenie samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego. Stwierdzono, że w połowie wypadków, w których występowały ofiary śmiertelne lub osoby ciężko ranne, samochód osobowy uderzał mimośrodkowo połową lub mniejszą częścią swojego przodu.

Autorzy wskazują, że wymagania określone w amerykańskich oraz kanadyjskich normach, dotyczące tylnych zabezpieczeń nie są adekwatne do warunków podczas rzeczywistego zderzenia pojazdów, co potwierdzone zostało badaniami przeprowadzonymi przez National Highway Safety Administration (NHTSA). Już przy zderzeniu z prędkością Traffic

12,5 m/s (45 km/h), tylne urządzenie zabezpieczające nie spełnia swojej roli, przez co możliwe jest wjechanie samochodu pod tył pojazdu ciężarowego. Wybrane urządzenia przebadano odmiennie od wymagań normatywnych. Przeprowadzono crash-testy według protokołu badawczego IIHS z wykorzystaniem samochodu osobowego oraz naczepy wyposażonej w tylne urządzenia zabezpieczające różnych producentów. Część z RUPD spełniających wymagania normatywne okazało się nieskutecznych (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Widoki tylnych zabezpieczeń po offsetowych testach zderzeniowych (30% overlap) przy prędkości 15,6 m/s [33]

Na podstawie uzyskanych wyników badań zderzeniowych, określono kąt pod jakim powinna być przykładana siła podczas testu quasi-statycznego (rys. 2.6 i 2.7). Określono także jaka powinna być wartość przykładanej siły – min. 100 kN, czyli dwukrotnie większa niż w obowiązującej na rynku amerykańskim normie. Możliwe, że nowa metoda badawcza zastąpi badanie certyfikacyjne określone w normach FMVSS i CMVSS oraz posłuży jako badanie alternatywne w protokole IIHS.



Rys. 2.6. Wykres przedstawiający zmianę położenia kątowego samochodu osobowego, w trakcie uderzenia, względem jego osi pionowej (30% przodu samochodu uderza czołowo w tył naczepy) [33]



Rys. 2.7. Proponowany sposób przyłożenia siły podczas testu quasi-statycznego [33]

Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy dokumentów normatywnych opisujących warunki techniczne dla tylnych urządzeń zabezpieczających z różnych regionów świata określono, że podstawowym badaniem RUPD jest test wytrzymałościowy. Nie stwierdzono istotnych różnic w stawianych wymaganiach w odniesieniu do wymiarów geometrycznych oraz miejsca montażu urządzenia w pojeździe ciężarowym, co w pewnym stopniu determinuje ograniczenia konstrukcyjne RUPD. Jednocześnie wymagania dla tylnych urządzeń zabezpieczających w Unii Europejskiej różnią się od wymagań obowiązujących w innych częściach świata. Istotną różnicą jest znacznie wyższa wartość maksymalnej przykładanej siły badawczej oraz pominięcie aspektu pochłaniania przez RUPD energii kinetycznej uderzenia, co może z jednej strony wpłynąć pozytywnie na skuteczność powstrzymywania przed wjechaniem samochodu osobowego pod samochód ciężarowy, ale jednocześnie może prowadzić do wzrostu obciążeń działających na pasażerów samochodu podczas uderzenia w tył samochodu ciężarowego.

3. Analiza rozwiązań konstrukcyjnych RUPD

Tylne urządzenie zabezpieczające (RUPD), aby spełniać swoją rolę musi charakteryzować się określonymi cechami konstrukcyjnymi. Ponieważ tylna część pojazdu ciężarowego ma zwykle agresywny profil, tj. duży prześwit pomiędzy przestrzenią ładunkową a podłożem, umożliwia to wjechanie samochodu osobowego pod spód skrzyni ładunkowej tego pojazdu. Niezwykle ważne jest więc prawidłowe usytuowanie RUPD, przy czym prześwit i odległość od zabudowy pojazdu ciężarowego są czynnikami decydującymi o jego skuteczności. Aby maksymalnie wykorzystać zdolność pochłaniania energii kinetycznej przez przednią konstrukcję samochodu i uniknąć efektu tzw. klina (tj. gdy przód samochodu "nurkuje" i wjeżdża pod RUPD, unosząc jednocześnie skrzynię ładunkowa), prześwit pod pojazdem nie powinien przekraczać 0,5 m, a preferowane jest 0,4 m [20]. Aby zmniejszyć penetrację samochodu osobowego pod podwozie pojazdu ciężarowego, konieczne jest ustawienie RUPD możliwie jak najbliżej tyłu pojazdu, tj. w jednej płaszczyźnie z tylną krawędzią tego pojazdu. Odnośnie wymagań wytrzymałościowych w pracy [34] określono, że tylne urządzenie zabezpieczające powinno wytrzymać uderzenie samochodu osobowego średniej wielkości (masa: 1200 – 1500 kg) z prędkością około 13,9 m/s (50 km/h). Według autorów tej pracy, RUPD powinno wytrzymać obciążenia statyczne równe 100 kN (punkty P1 i P3) oraz 150 kN (punkt P2 - rys. 2.1).

W licznych publikacjach [9], [20], [35], [36], [37], [38], [39], [40] dotyczących badań tylnych urządzeń zabezpieczających, rozważa się zwiększenie sztywności urządzenia między innymi poprzez zastosowanie nowatorskich rozwiązań konstrukcyjnych. Ponadto w niektórych konstrukcjach uwzględnia się dodatkowo zastosowanie elementów pochłaniających energię uderzenia przez RUPD. Należy zaznaczyć, że obecnie stosowane między innymi w Europie tylne urządzenia zabezpieczające, homologowane w oparciu o obowiązujące przepisy, stanowią jedynie sztywną barierę o niewielkiej powierzchni kontaktu, w stosunku do powierzchni przedniej części pojazdu osobowego, co dodatkowo utrudnia wykorzystanie struktur samochodu osobowego do pochłaniania energii uderzenia. Poniżej przedstawiono wybrane rozwiązania RUPD i wyniki ich badań.

Na rysunkach 3.1 i 3.2 przedstawiono rozwiązanie umożliwiające zmniejszenie prześwitu pomiędzy belką RUPD a podłożem bez wpływu na własności terenowe pojazdu, szczególnie kąt zejścia [34]. W standardowym tylnym urządzeniu zabezpieczającym, zbyt mały prześwit pod spodnią częścią urządzenia RUPD ogranicza możliwość poruszania się pojazdu po drogach o zróżnicowanym stopniu nachylenia. Zaproponowane rozwiązanie jest klasycznym tylnym urządzeniem zabezpieczającym, jednak zamontowanym do ramy pojazdu poprzez przegub (rys. 3.1, punkt F). Przegub pozwala na odchylenie się RUPD jedynie w kierunku do tyłu pojazdu (rys. 3.2). W przypadku uderzenia samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego, urządzenie zapiera się o elementy konstrukcyjne pojazdu. W przypadku zahaczenia spodnią częścią RUPD o podłoże, urządzenie ma odchylać się bez jego uszkodzenia. Ponadto zastosowane wsporniki C pełnią rolę dodatkowych wzmocnień belki poprzecznej urządzenia na jej końcach. Projekt zakładał wykorzystanie materiałów ogólnodostępnych (profili stalowych), prosty montaż do pojazdu, minimalizację masy urządzenia oraz kosztów produkcji. Określono następujące parametry projektowe: wytrzymałość na uderzenie samochodu osobowego o masie 1200 kg z prędkością 13,9 m/s (50 km/h) oraz na obciążenia statyczne obciążenia statyczne P1 = P3 = 100 kN i P2 = 150 kN (rys. 2.1). Niestety w publikacji nie przedstawiono wyników badań lub obliczeń wytrzymałościowych.

Analizując przedstawione powyżej informacje uznać należy, że zastosowane rozwiązanie przegubowe nie stoi w sprzeczności z obowiązującymi przepisami, zatem po przeprowadzeniu procesu badawczego i spełnieniu wymagań mogłoby zostać dopuszczone na co najmniej kilku rynkach światowych. Niezbędne jest ponadto określenie trwałości takiego rozwiązania w aspekcie możliwych uszkodzeń urządzenia oraz problem potencjalnych uszkodzeń nawierzchni drogi (zarysowania asfaltu, kostki brukowej itp.) w trakcie kontaktu urządzenia z podłożem.



Rys. 3.1. Uchylne tylne urządzenie zabezpieczające [29], [34]



Rys. 3.2. Zobrazowanie zadziałania uchylnego urządzenia zabezpieczającego [29], [34]

W pracy [36] przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych dla innego prototypowego urządzenia zabezpieczającego przed wjechaniem pod tył pojazdu (RUPD). Przedstawione na rysunku 3.3 modele urządzenia zabezpieczającego to konstrukcje stalowe, dodatkowo wyposażone w elementy pochłaniające energię (Wariant A i B). Wariant A różni się od wariantu B dodatkowymi elementami pochłaniającymi energię, umieszczonymi pomiędzy belką urządzenia a wspornikami, oznaczonymi na rysunku strzałką. Wariant C jest modelem referencyjnym służącym jedynie jako odniesienie do analiz porównawczych otrzymanych wyników badań.



Rys. 3.3. Widok modeli RUPD wykorzystywanych do badań [36]

Przeprowadzone symulacje komputerowe, wykonane z użyciem programu LS-Dyna, odzwierciedlały uderzenie samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego przy prędkościach 12,5; 15 i 17,5 m/s. Samochód ciężarowy z zamontowanym RUPD był przytwierdzony do podłoża. Prześwit pomiędzy RUPD a podłożem wynosił 0,45 m. W każdym z przedstawionych wariantów zderzenie było centralne.

Wyniki badań dotyczące pomiaru absorbcji energii kinetycznej przez rozpatrywane modele RUPD przedstawiono w tabeli poniżej (tabela 3.1). Rezultaty pomiarów opóźnienia środka masy samochodu osobowego oraz maksymalnej deformacji RUPD przedstawiono w tabeli 3.2.

Nr testu	Wariant RUPD	Prędkość uderzenia [m/s]	Zaabsorbowana energia [kJ]
1		12,5	48
2	Wariant C	15	55
3		17,5	72
4		12,5	42
5	Wariant B	15	75
6		17,5	108
7		12,5	42
8	Wariant A	15	78
9		17,5	116

Tabela 3.1. Wyniki pomiarów zaabsorbowanej energii uderzenia dla trzech wariantów RUPD [36]

Tabela 3.2. Wyniki pomiarów opóźnienia samochodu i deformacji urządzenia dla trzech wariantów RUPD przy różnych prędkościach uderzenia [36]

Nr testu	Wariant RUPD	Prędkość uderzenia [m/s]	Maksymalne opóźnienie [g]	Maksymalna deformacja [m]
1		12,5	34	0,93
2	Wariant C	15	41	1,0
3		17,5	47	1,1
4		12,5	20	0,33
5	Wariant B	15	21	0,51
6		17,5	24	0,68
7		12,5	14	0,2
8	Wariant A	15	15	0,41
9		17,5	16	0,64

Analiza wyników przedstawionych badań symulacyjnych wykazała, że dla prędkości uderzenia wynoszącej 17,5 m/s (63 km/h), prototyp RUPD (Wariant A) pochłonął energię uderzenia o 61% większą w stosunku do urządzenia referencyjnego (Wariant C). Obniżeniu uległo również opóźnienie samochodu osobowego o 66% dla Wariantu A i 49% dla Wariantu

B, przy jednoczesnym ograniczeniu deformacji RUPD. Porównując wyniki badań wariantów A i B, widoczny jest wpływ dodatkowych absorberów. Wariant A pochłonął o ok 7,4% więcej energii, przy jednoczesnej redukcji wartości opóźnienia o ponad 30%.

W pracy [9] przedstawiono wyniki kolejnych prac rozwojowych i obliczeń numerycznych dla opisanej powyżej konstrukcji tylnego urządzenia zabezpieczającego Wariant A [36]. W tabeli 3.3 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dla różnych rodzajów (sposobów wykonania) belki poprzecznej wykorzystanej w RUPD o budowie wg Wariantu A. Jak wykazały badania, dla belki w wersji D zarejestrowano najniższe opóźnienie (12,8 g). Biorąc pod uwagę pozostałe parametry (pochłanianie energii oraz deformacja), autorzy publikacji uznali, że koncepcja belki D jest najbardziej optymalna.

Rodzaj belki poprzecznej	Zaabsorbowana energia [kJ]	Przemieszczenie [m]	Opóźnienie [g]
A - Stalowy profil bez wypełnienia	87,2	0,077	38,4
B - Stalowy profil wypełniony spienionym aluminium	76,6	0,061	98,5
C - Stalowy profil z 14 walcowymi tubami	75,5	0,080	27,7
D - Stalowy profil z 14 tubami wypełnionymi spienionym aluminium	74,8	0,080	12,8
E - Stalowy profil z 14 stożkowymi tubami	89,0	0,077	81,3

Tabela 3.3. Koncepcje belki poprzecznej tylnego urządzenia zabezpieczającego [9]

W pracy [37] przedstawiono nowatorskie tylne urządzenie zabezpieczające, posiadające dodatkową cechę związaną z pochłanianiem energii uderzenia. W koncepcji przedstawionej na rysunku 3.4 zastosowano w belce urządzenia zabezpieczającego rury wypełnione spienionym aluminium. Aluminiowe struktury zostały umieszczone pomiędzy dwiema belkami poprzecznymi RUPD. Aluminiowe rury stanowią strefę pochłaniania energii. Dodatkowo wsporniki RUPD mają regulowaną długość, zatem możliwa jest zmiana prześwitu pod spodnią urządzenia. Opisane urządzenie współpracuje Z częścią aktywnym systemem zabezpieczającym, przedstawionym na rysunku 3.5. System zabezpieczający aktywowany jest na podstawie informacji z czujników monitorujących prędkość i odległość samochodu jadącego za pojazdem ciężarowym (rys. 3.5, p. 3 i 5). W przypadku wystąpienia zagrożenia kolizji dolny

podest zostaje opuszczony tak, by samochód osobowy najechał na niego i podtrzymujące go liny (p. 7).



Rys. 3.4. RUPD wyposażone w elementy pochłaniające energię uderzenia.
1 — Wspornik przymocowany do ramy pośredniej; 2 — Mechanizm regulacji długości wspornika;
3 — Element wsporczy przymocowany do belki RUPD; 4 — Belka RUPD z elementami pochłaniającymi energię [37]

Pod działaniem samochodu osobowego górne mocowania lin przemieszczają się wówczas ku przodowi pojazdu ciężarowego, co skutkuje dodatkowym uniesieniem podestu i w efekcie zakleszczeniem przodu samochodu osobowego, uniemożliwiając jego dalsze przemieszczanie względem pojazdu ciężarowego.



Rys. 3.5. System tylnego urządzenia zabezpieczającego dla pojazdów ciężarowych.
1 — Rama pojazdu; 2 — Element wsporczy przymocowany do ramy pośredniej (4); 3 — Czujnik prędkości; 4 — Rama pośrednia systemu (prowadnica); 5 — Czujnik odległości; 6 — Element wsporczy przymocowany do belki RUPD; 7 — Liny podtrzymujące dolną platformę; 8 — Belka RUPD; 9 — Dolna platforma [37]

Analiza badań symulacyjnych aktywnego systemu tylnego urządzenia zabezpieczającego wykazały, że urządzenie skutecznie chroni przed wjechaniem samochodu osobowego pod tył pojazdu ciężarowego. Badania prowadzono dla dwóch prędkości 13,89 i 22,22 m/s. Autorzy [37] deklarują, że poziom naprężeń występujących przy maksymalnej deformacji konstrukcji jest na satysfakcjonującym poziomie. Nie przedstawiono niestety żadnych danych

o wartościach przeciążeń jakie występowały w samochodzie osobowym w trakcie prowadzonych symulacji komputerowych. Ponadto ze względu na złożoność konstrukcji, a także brak walidowanego modelu numerycznego, system powinien być zweryfikowany eksperymentalnie poprzez wykonanie rzeczywistego testu zderzeniowego. Opisane powyżej urządzenie, nie stoi w sprzeczności z wymaganiami opisanymi w dokumentach normatywnych przedstawionych w rozdziale "Wymagania normatywne".

Kolejne rozwiązanie (rys. 3.6) przedstawione w pracy [35] bazuje na zastosowaniu wsporników w postaci rur tworzących konstrukcję kratownicową (rys. 3.6, p. 1), a wsporniki łączące kratownicę z ramą pojazdu dodatkowo wyposażono w elementy absorbujące energię (rys. 3.6, p. 3 i 4). Ponadto podobnie jak w urządzeniu przedstawionym na rysunku 3.3a, belka poprzeczna RUPD (rys. 3.6, p. 6) również ma właściwości pochłaniające energię. W efekcie to rozwiązanie pozwoliło na zmniejszenie obciążeń o 40% w stosunku do rozwiązania bez elementów pochłaniających energię. W artykule nie wskazano jednak jaki materiał został użyty jako absorber energii.

Oceniając potencjalne zastosowanie przedstawionego urządzenia w pojeździe należy uznać, że to rozwiązanie techniczne po spełnieniu wymagań odnośnie wymiarów i wytrzymałości mogłoby zostać dopuszczone do użytku w pojazdach drogowych, na podstawie przepisów obowiązujących na opisanych wcześniej rynkach. Biorąc jednak pod uwagę obecne europejskie wymagania dotyczące wytrzymałości, należałoby zweryfikować czy przedstawiona konstrukcja stawiłaby właściwy opór siłom o wartości 180 kN, tak by maksymalne przemieszczenia nie przekraczały granicznych wartości przedstawionych w Regulaminie ONZ nr 58.03 [27], czyli 0,3 m w płaszczyźnie poziomej oraz 0,06 m w pionowej.



- 1. Konstrukcja kratownicowa
- 2. Przegub łączący absorber ze wspornikiem urządzenia
- 3. Absorber
- 4. Ramię absorbera
- 5. Rama pojazdu
- 6. Belka poprzeczna

Rys. 3.6. Tylne urządzenie zabezpieczające z absorberem energii w belce i we wspornikach [35]

W pracach [34] i [41] przedstawiono nowatorski projekt tylnego urządzenia zabezpieczającego opracowany w Biomechanics Engineering Laboratory, na Uniwersytecie Stanowym Unicamp w Campinas w Brazylii. Ta szczególna konstrukcja jest znana jako "Plier under-ride guard" (rys. 3.7). Zasada działania urządzenia jest następująca: gdy samochód osobowy uderza w urządzenie nad dolną belką RUPD (położoną poniżej dolnej krawędzi zderzaka samochodu osobowego), stopniowo deformuje siatkę z lin stalowych zamontowaną powyżej dolnej belki, przez co jej liny podciągają do góry belkę, która "zakleszcza" przód samochodu. Wyniki testu zderzeniowego przeprowadzonego z wykorzystaniem samochodu osobowego o masie 1 490 kg przy prędkości ok 17,8 m/s wykazały, że urządzenie skutecznie powstrzymuje przed wjechaniem pod tył pojazdu ciężarowego przy jednoczesnym zapewnieniu korzystnych wartości obciążeń jakim poddany był manekin kierowcy (Hybrid III). Maksymalne wypadkowe przyspieszenie głowy wynosiło 55,8 g, a wskaźnik HIC₃₆ 381. Autorzy stwierdzili jednak, iż pomimo pozytywnych wyników w testach zderzeniowych, Plier under-ride guard wymaga dogłębnych modyfikacji z handlowego punktu widzenia, zwłaszcza ze względu na jego masę oraz skomplikowaną konstrukcję, wpływającą na koszty produkcji. To rozwiązanie z uwagi na swoją specyficzną zasadę działania nie spełnia także obecnych wymagań prawnych. Podstawowym problemem jest trudne do określenia miejsce przyłożenia siły podczas badań wytrzymałościowych. Zgodnie z zasadą działania urządzenia, pojazd osobowy ma oddziaływać na stalową siatkę. Natomiast według wymagań normatywnych, podczas testów ocenie podlega deformacja RUPD przy miejscowym zadaniu obciążenia. Takie wymagania nie przystają do idei działania urządzenia Pier under-ride guard. Nie bez znaczenia jest również fakt, że zasada działania urządzenia zakłada, konieczność przemieszczania się ku górze dolnej belki w trakcie zderzenia, zatem prześwit pomiędzy RUPD a podłożem wzrasta wraz ze wzrostem działającej na RUPD siły. Takie rozwiązanie stoi więc w sprzeczności z wymaganiami przepisów europejskich.



Rys. 3.7. Widok urządzenia Pier under-ride guard [41]
Na rysunku 3.8 przedstawiono rozwiązanie, w którym belka RUPD jest zamocowana przegubowo do ramy pojazdu. Dodatkowy element pochłaniający energię znajduje się pomiędzy belką RUPD a ramą pojazdu i jest ustawiony skośnie do ramy. Podczas uderzenia, belka RUPD przemieszcza się w ruchem wahadłowym ściskając elementy pochłaniające energię.

Przedstawione w pracy [35] informacje są niewystarczające do dokładniejszej oceny skuteczności urządzenia, ale w ujęciu ogólnym można stwierdzić, że zastosowane rozwiązania techniczne nie stoją w sprzeczności z wymaganiami prawnymi dotyczącymi RUPD. Należy jednak wziąć pod uwagę (zgodnie z wymaganiami normatywnymi) konieczność przeciwstawieniu się siłom o wartości do 180 kN przez urządzenie, przy stosunkowo niedużym przemieszczeniu pionowym i poziomym. Z tych względów zastosowany absorber musiałby mieć ograniczony zakres deformacji, tak by dopuszczalne przemieszczenia nie zostały przekroczone. Ponadto znacznie przesunięty do przodu punkt podparcia absorbera energii może stanowić istotne utrudnienie dla konstruktora pojazdu ciężarowego, z uwagi na konieczność zapewnienia odpowiedniej przestrzeni.



Rys. 3.8. RUPD wyposażony w rurowy absorber energii [35]

W pracy [41] przedstawiono koncepcję urządzenia zabezpieczającego w postaci stalowej płyty zamontowanej wahliwie do tylnej części samochodu ciężarowego (rys. 3.9). Płyta ustawiona jest niemal pionowo, prostopadle do osi wzdłużnej pojazdu wahliwie na górnym sworzniu. Ponadto płytę w dolnej części połączono z trzema absorberami tzw. crashboxami pochłaniającymi energię zderzenia. Każdy crashbox składa się z rury aluminiowej wypełnionej pianką metaliczną (Cymat A35620SC 030SS). Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały, że opisane rozwiązanie pozwala zmniejszyć obciążenia działające na pojazd osobowy w trakcie uderzenia, zarówno przy uderzeniu centralnym jak i offsetowym. W szczególności nowe urządzenie skutecznie zapobiega wjechaniu samochodu osobowego pod tył pojazdu ciężarowego, ogranicza obciążenia oddziałowujące na pasażerów samochodu oraz ogranicza odkształcenia przestrzeni przeżycia samochodu. Wg autorów nowy RUPD jest w stanie zaabsorbować więcej energii niż standardowy: o prawie 90% więcej w przypadku

zderzenia centralnego i o ok. 20% więcej w przypadku zderzenia offsetowego (40% szerokości przodu pojazdu osobowego uderza w RUPD).



Rys. 3.9. Koncepcja RUPD w postaci płyty osłaniającej całą tylną część pojazdu pod przestrzenią ładunkową. 1- zawias, 2 – stalowa płyta, 3 – absorber energii [41]

Mimo, iż nie ma jednoznacznych przesłanek, wynikających z wymagań normatywnych, by opisane powyżej urządzanie nie mogło być stosowane w pojazdach, to posiada istotne ograniczenia możliwości wykorzystania jego zastosowania. Po pierwsze, masa omawianego RUPD, z uwagi na konieczność zastosowania płyty o dużej sztywności, jest większa od większości stosowanych obecnie rozwiązań (o około 40% jak podają autorzy). Po drugie, takie rozwiązanie konstrukcyjne wyklucza lub bardzo utrudnia montaż dodatkowych urządzeń, np. windy załadowczej lub sprzęgu holowniczego.

Podobne do wyżej opisanego rozwiązanie RUPD opracował Departament Rozwoju Japońskiego Departamentu Transportu (rys. 3.10) [41]. Urządzenie składa się z ośmiu rurowych pochłaniaczy energii umieszczonych pomiędzy dwoma płytami z tyłu pojazdu ciężarowego. Podczas uderzenia energia jest absorbowana na skutek deformacji rur.



Rys. 3.10. Urządzenie pochłaniające energię zderzenia montowane za pojazdem [41]

Całe urządzenie zamontowane jest jednak za pojazdem, przez co pogarszają się możliwości transportowe (m.in. ograniczona przepisami całkowita długość pojazdu), w tym załadunek oraz rozładunek towarów. Dodatkowo tak zamontowane urządzenie uniemożliwia montaż windy załadowczej czy sprzęgu holowniczego oraz znacząco ogranicza kąt zejścia pojazdu i nie spełnia normatywnego wymagania, obowiązującego m.in. w Europie, odnoszącego się do umieszczenia urządzenia możliwie jak najbliżej tylnej płaszczyzny pojazdu.

W 2014 roku firma Kässbohrer zaprezentowała koncepcję tylnego urządzenia zabezpieczającego wyposażonego w dodatkowy absorber energii – RUPD-AB [42]. Projekt bazuje na wykorzystaniu klasycznej konstrukcji urządzenia, w której zmodernizowano jedynie wsporniki, poprzez dołożenie absorbera energii w postaci klina z pianki aluminiowej (rys. 3.11). Niestety w dostępnych bazach nie znaleziono publikacji, w których przedstawiono by wyniki badań skuteczności zaprezentowanego rozwiązania.

Oceniając potencjalne zastosowanie przedstawionego urządzenia w pojeździe należy uznać, że to rozwiązanie techniczne po spełnieniu wymagań odnośnie wymiarów i wytrzymałości mogłoby zostać dopuszczone do użytku w pojazdach drogowych, wg przepisów europejskich.



Rys. 3.11. Tylne urządzenie zabezpieczające RUPD-AB.
1- Fragment zabudowy pojazdu; 2 — Rama pojazdu; 3 — Wspornik RUPD; 4 — Przegub łączący wspornik z ramą pojazdu; 5 — Element pochłaniający energię; 6 — Belka RUPD [42]

W pracy [43] przedstawiono propozycję wykorzystania zewnętrznych poduszek gazowych, uruchamianych w chwili wykrycia uderzenia. Poduszki zlokalizowane w przednim urządzeniu zabezpieczającym (FUP) zabezpieczałyby samochód osobowy, w razie zderzenia z pojazdem ciężarowym. Aby zbadać potencjalny wpływ zewnętrznych poduszek gazowych przeprowadzono badania symulacyjne: zderzenie czołowe samochodu osobowego z pojazdem

ciężarowym oraz najechanie pojazdu ciężarowego na tył samochodu osobowego. Modele poduszek zostały wykonane w różnych konfiguracjach (rys. 3.12).



Rys. 3.12. Widok modeli pojazdu ciężarowego z dwoma rodzajami poduszek gazowych [43]



Rys. 3.13. Porównanie deformacji samochodu osobowego w teście bez poduszki (widok z lewej strony) oraz z poduszką gazową (widok z prawej strony) [43]

Badania wykazały, że poduszka gazowa spowodowała zmniejszenie deformacji i obciążeń samochodu osobowego (rys. 3.13). Autorzy wskazanej pracy planują opracowanie prototypu i przeprowadzenie badań eksperymentalnych, w celu rozwinięcia koncepcji oraz ewentualnego wdrożenia. Obecne przepisy europejskie nie uwzględniają tego typu rozwiązania w pojazdach ciężarowych. Zatem przed wprowadzeniem nowatorskiego systemu w krajach UE, niezbędne będzie wprowadzenie odpowiednich regulacji prawnych. Ponadto z uwagi na fakt, iż projekt jest na etapie koncepcji, nie ma możliwości ocenić pomysłu od strony technicznej oraz możliwości jego adaptacji w pojazdach ciężarowych w tylnych urządzenia zabezpieczających, czyli jako system zabezpieczający podczas najechania samochodu osobowego na tył pojazdu ciężarowego.

Autorzy [44] w swojej pracy przedstawili wyniki badań symulacyjnych klasycznego tylnego urządzenia zabezpieczającego, w kontekście wpływu wsporników RUPD na wytrzymałość całego urządzenia. Tylne urządzenie zabezpieczające przedstawione na rysunku 3.14 zamodelowano metodą elementów skończonych, a jako materiał konstrukcyjny wykorzystano stal wysokostopową. Poprzez numeryczne badania symulacyjne odzwierciedlające uderzenie samochodu osobowego (Dodge Neon model z 1996 roku)

w RUPD przy prędkości 17,5 m/s (63 km/h) wykazano, że właściwości wspornika mają istotne znaczenie dla wartości deformacji zarówno RUPD jak i samochodu osobowego. Dzięki zwiększeniu grubości blachy z jakiej wykonano wspornik z 0,04 m na 0,06 m, o niemal 21% zmniejszeniu uległa deformacja RUPD przy jednoczesnym wzroście maksymalnych sił działających na urządzenie o prawie 20%.



Rys. 3.14. Tylne urządzenie zabezpieczające wykorzystane do analiz numerycznych , 1 — Rama pojazdu; 2 – tabliczka z nazwą producenta, 3 — Wspornik RUPD; 4 — Belka RUPD [44]

4. Przegląd baz patentowych

Rozwiązania techniczne mające zabezpieczać pojazd osobowy przed wjechaniem pod spód samochodu ciężarowego są tematem licznych opracowań, które wskazują na potrzebę ciągłego ich doskonalenia. Z tego powodu są także przedmiotem licznych zgłoszeń patentowych. Uwzględniając aplikacyjny charakter tylnego urządzenia zabezpieczającego (jest to element pojazdu ciężarowego wymagany przepisami prawa na wielu rynkach światowych), dokonano przeglądu dostępnych baz patentowych w celu poszukiwania opatentowanych wynalazków dotyczących RUPD pochłaniających energię kinetyczną uderzenia. Poszukiwania i badania patentowe przeprowadzono na podstawie dostępnych baz:

- Urzędu Patentowego RP: e-wyszukiwarka UPRP,
- Europejskiego Urzędu Patentowego: wyszukiwarka Espacenet Patent search.

Podstawą wyszukiwania była Międzynarodowa Klasyfikacja Patentowa (MKP), słowa kluczowe oraz nazwy firm związanych z konstruowaniem lub produkcją tylnych urządzeń zabezpieczających.

4.1. Klasyfikacja MKP

Poszukiwania i badania patentowe przeprowadzono dla następujących klas Międzynarodowej Klasyfikacji Patentowej:

- B60R 19/00 Ochrona kół; Ochrona chłodnic; Urządzenia usuwające przeszkody;
 Wyposażenie amortyzujące siłę uderzenia w wypadku [2006.01],
- B60R 19/02 Zderzaki, tzn. części przejmujące lub pochłaniające energię uderzenia w celu ochrony pojazdów lub zabezpieczenia ich przed rozbiciem przez inne pojazdy lub obiekty [2006.01],
- B60R19/04 Zderzaki wykonane z więcej niż jednej części [2006.01],
- B60R19/24 Układy mocowania zderzaków na pojazdach [2006.01],
- B60R19/26 Układy mocowania zderzaków na pojazdach zawierające odkształcalne środki montażowe [2006.01],
- B60R19/32 Układy mocowania zderzaków na pojazdach zawierające amortyzatory hydrauliczne [2006.01],

- B60R 19/34 Układy mocowania zderzaków na pojazdach zawierające odkształcalne środki montażowe niszczone na skutek uderzenia, np. typu jednorazowego [2006.01],
- B60R 19/36 Układy mocowania zderzaków na pojazdach zawierające odkształcalne środki montażowe kombinacje różnych rodzajów odkształcalnych środków montażowych [2006.01],
- B60R 19/38 Układy mocowania zderzaków instalowanych w sposób regulowany lub ruchomy, np. przemieszczanych poziomo w celu zabezpieczenia przestrzeni pomiędzy parkowanymi pojazdami [2006.01],
- B60R 19/40 Układy mocowania zderzaków instalowanych w sposób regulowany lub ruchomy w kierunku przeszkody przed zderzeniem [2006.01],
- B60R19/56 Urządzenia na pojazdach o dużym prześwicie, np. na samochodach ciężarowych, zapobiegające przedostaniu się pod nie pojazdów lub innych obiektów [2006.01],
- B60R21/00 Urządzenia lub wyposażenie pojazdów zabezpieczające pasażerów lub przechodniów lub zapobiegające ich obrażeniom w razie wypadku lub innego zagrożenia wynikającego z ruchu pojazdów [2006.01],
- B62D 21/00 Podwozia, tzn. ramy, na których można montować nadwozia pojazdów [2006.01],
- B62D21/02 Podwozia wyposażone w człony ram usytuowane wzdłużnie lub poprzecznie [2006.01],
- B62D21/15 Podwozia wyposażone w środki pochłaniające energię zderzenia, np. ramy skonstruowane tak, aby trwale lub chwilowo zmieniały kształt lub wymiary w razie zderzenia z innym ciałem [2006.01].

4.2. Rozwiązania chronione na terenie Polski

W wyniku prowadzonych badań i poszukiwań patentowych stwierdzono istnienie ośmiu rozwiązań, których prawa wyłączne w postaci patentu na wynalazek lub prawa ochronnego na wzór użytkowy pozostają w mocy. Żadne z nich nie jest zbliżone technicznie do koncepcji będącej przedmiotem prowadzonych własnych prac badawczych i projektowych. Poniżej przedstawiono listę tych rozwiązań:

Ru.069100 Zderzak tylny odchylany przeznaczony zwłaszcza do zabudowy na samochodzie strażackim;

- Ru.070062 Urządzenie do uniemożliwienia wbicia się samochodu pod naczepę;
- EP1870291T3 Zderzak komunikacyjny zwłaszcza do naczep ciężarowych;
- EP3088257T3 Urządzenie przeciwnajazdowe mające przyrząd do przestawiania oraz pojazd obejmujący takie urządzenie przeciwnajazdowe;
- EP3546296T3 Tylne urządzenie zabezpieczające przeciwnajazdowe;
- EP3064403T3 Urządzenie zabezpieczające przed wjechaniem pod pojazd z tyłu, z regulowanym zderzakiem;
- EP3260358T3 Podwozie pojazdu użytkowego;
- EP3050759T3 Urządzenie zabezpieczające przed wjechaniem pod pojazd.

4.3. Rozwiązania niechronione na terenie Polski

W wyniku prowadzonych badań i poszukiwań patentowych stwierdzono istnienie wielu rozwiązań konstrukcyjnych urządzeń zabezpieczających, które nie są chronione na terenie Polski. Poniżej przedstawiono listę tych rozwiązań, które uznano za zbliżone technicznie do koncepcji będącej przedmiotem prowadzonych prac badawczych i projektowych:

- EP3075608B1 Structure for underrun protector;
- EP2845772B1 An under-run protection device for a vehicle, and a method for manufacturing such a device;
- EP2653351B1 Under-run protector for vehicle;
- EP3299226B1 Shock absorbing bumper for transportation vehicles [45];
- EP3213966B1 Device, in particular device for underrun protection, for a motor vehicle;
- EP2219904B1 Underride prevention device for a heavy goods vehicle;
- EP2956337B1 Hybrid quarter module design for front underrun protection device;
- EP2767442B1 Device for protection against driving under a commercial vehicle and commercial vehicle provided with such a device;
- EP1827912B1 Arrangement for underrun protection in vehicles;
- EP3498540B1 Rear protection equipment;
- EP3339106B1 Rear underride guard for a vehicle;
- EP3452337B1 Anti-run over safety device for a vehicle;
- EP2883754B1 Vehicle, in particular commercial vehicle, with a front underride barrier [46];

- EP2038144B1 Underrun protection for vehicle;
- EP3110667B1 Hybrid underrun protection device;
- EP2418128B1 Rear underride protection;
- DE10130637A1 Underride protection for buses and trucks has energy-dissipating concertina bumper, overhanging support and crosswise reinforced vehicle frame to deform plastically on impact with car [47];
- DE102009036652A1 Underride guard for use in e.g. rear area of lorry, has support brackets fixedly connected with supporting structure, and reinforcement bars supporting one of end areas of barrier cross beam at supporting structure [48];
- CA2228428A1 Energy absorbing underride guard;
- US4247138A Shock absorbing apparatus for vehicles;
- US3913963A Shock or energy absorbing apparatus;
- US2006119116B2 Underride protection bumper for a trailer;
- US4359239A Underride device for a trailer or truck;
- US6068329A Rear-impact underride protector [49];
- GB2089466A Energy absorbing devices;
- DE10144212C1 Under-run guard for utility vehicle comprises bumper attached to force-absorbing component with inverted V-shaped groove which crumples when bumper hits obstacle with force exceeding threshold value;
- JP2013248985A Underrun protector structure;
- JP2012218703A Underrun protector installing structure of vehicle;
- EP1373025B1 Arrangement for underrun protection in vehicles.

Najciekawsze z wylistowanych powyżej rozwiązań zostały dokładniej scharakteryzowane:

 EP3299226B1 Shock absorbing bumper for transportation vehicles - wynalazek dotyczy zderzaka amortyzującego (rys. 4.1), który ma zapewnić, że siła uderzenia będzie absorbowana przez element tłumiący (10.1) w przypadku zderzenia tylnego. Wynalazek zbudowany jest z elementu tłumiącego (10.1) elementu łączącego (10.2), wspornika (10.3) oraz belki (10.4).



Rys. 4.1. Wynalazek nr EP3299226B1 - Shock absorbing bumper for transportation vehicles [45]

2. EP2883754B1 Vehicle, in particular commercial vehicle, with a front underride barrier -wynalazek dotyczy pojazdu (rys. 4.2), w szczególności pojazdu użytkowego, z przednim urządzeniem zabezpieczającym (8) umieszczonym na określonej wysokości zbliżonej do wysokości położenia zderzaka samochodu osobowego. Zgodnie z opisem wynalazku przednie urządzenie zabezpieczające (8) jest podparte i/lub mocowane do co najmniej jednego łącznika prowadzącego (3, 4) osi przedniej pojazdu za pomocą co najmniej jednego elementu pochłaniającego energię uderzenia (9, 10).



Rys. 4.2. Wynalazek nr EP2883754B1 - Vehicle, in particular commercial vehicle, with a front underride barrier [46]

3. DE10130637A1 Underride protection for buses and trucks has energy-dissipating concertina bumper, overhanging support and crosswise reinforced vehicle frame to deform plastically on impact with car - wynalazek (rys. 4.3) składa się z harmonijkowego absorbera (12), wspornika (13) i wzmocnionej ramy pojazdu (16, 18, 19). Elementy te mogą być kolejno odkształcane plastycznie w zależności od poziomu energii kinetycznej samochodu osobowego podczas zderzenia z pojazdem użytkowym.



Rys. 4.3. Wynalazek nr DE10130637A1 - Underride protection for buses and trucks [47]

4. DE102009036652A1 Underride guard for use in e.g. rear area of lorry, has support brackets fixedly connected with supporting structure, and reinforcement bars supporting one of end areas of barrier cross beam at supporting structure - urządzenie (rys. 4.4) wyposażone jest we wsporniki (8a, 8b) trwale połączone z konstrukcją nośną pojazdu ciężarowego (10). Pręty wzmacniające (12a, 12b) wspierają zakończenia belki poprzecznej (6) o konstrukcję nośną pojazdu. Pręty są zaprojektowane jako profile o stałym przekroju profilu na całej długości. Elementy pochłaniające energię (14a, 14b) są umieszczone pomiędzy belką poprzeczną a wspornikami.



Rys. 4.4. Wynalazek nr DE102009036652A1 - Underride guard for use in e.g. rear area of lory [48]

 US6068329A Rear-impact underride protector - tylne urządzenie zabezpieczające (rys. 4.5) pochłania energię wytworzoną w wyniku zderzenia pojazdów, poprzez odkształcenie łącznika. Urządzenie składa się między innymi z belki poprzecznej (16), łączników (14) oraz wsporników (44).



Rys. 4.5. Wynalazek nr US6068329A - Rear-impact underride protector [49]

W wyniku prowadzonych badań i poszukiwań patentowych stwierdzono, że rozwiązania, których prawa wyłączne są chronione na terenie Polski, nie są zbliżone technicznie do koncepcji będącej przedmiotem prowadzonych własnych prac badawczych i projektowych.

Ponadto, na podstawie przeprowadzonych badań wskazanych powyżej baz patentowych zasadniczo stwierdzić można, że pochłanianie energii uderzenia w prezentowanych wynalazkach ma następować w wyniku deformacji, głównie plastycznej, określonych elementów konstrukcyjnych RUPD (tzw. absorberów). Budowa samych absorberów w dostępnych materiałach jest opisana bardzo ogólnikowo, jednak na podstawie udostępnionych rysunków można wywnioskować, że są to przede wszystkim struktury bazujące na odpowiednio ukształtowanych profilach (np. o kształcie "harmonijki") lub płaskownikach. Ponadto w odróżnieniu od konstrukcji prezentowanych w rozdziale 3 (rys. 3.5, 3.7, 3.9 i 3.10), opisane wynalazki bazują na klasycznych konstrukcjach RUPD.

W rozdziałach 3 i 4 przedstawiono przegląd różnych typów RUPD. Konstrukcje te różnią się między sobą budową oraz zastosowanymi materiałami, co oczywiście ma wpływ na ich

właściwości, m.in. wytrzymałość i energochłonność. Niektóre z przedstawionych rozwiązań bazowały na RUPD obecnie stosowanych w pojazdach ciężarowych i stanowiły ich modyfikację. Natomiast inne były całkowicie nowymi, unikalnymi konstrukcjami, w których największy nacisk kładziono na zastosowanie elementów pochłaniających energię uderzenia samochodu osobowego w pojazd ciężarowy. Należy zaznaczyć, że niektóre z przedstawionych RUPD nie spełniały wymagań prawnych obowiązujących między innymi na rynku europejskim, inne natomiast z racji swojej konstrukcji nie mogłyby być wykorzystywane w pojazdach ciężarowych z uwagi na znaczące ograniczenie możliwości transportowych i załadunkowych.

5. Cel i zakres rozprawy

Obecne konstrukcje tylnych urządzeń zabezpieczających pojazdów ciężarowych (RUPD) stanowią zaporę przed wjechaniem samochodu osobowego pod tył pojazdu ciężarowego. Urządzenia te nie pochłaniają jednak energii zderzenia (lub pochłaniają niewielką część tej energii), dlatego nie zmniejszają poziomu obciążeń jakim poddawani są pasażerowie samochodu osobowego podczas uderzenia w tył samochodu ciężarowego. Zwiększenie własności energochłonnych RUPD można zapewnić poprzez dobór odpowiednich materiałów i struktury elementów konstrukcyjnych (absorberów). Takie rozwiązanie pozwoli na zmniejszenie obciążeń dynamicznych działających na samochód osobowy (i jego pasażerów) uderzający w tył pojazdu ciężarowego.

Przeprowadzona analiza stanu zagadnienia, której rezultaty przedstawiono we wcześniejszych rozdziałach, umożliwia zapisanie celu rozprawy i ustalenie koniecznych działań do jego osiągnięcia.

5.1. Cel rozprawy

Wiedza zgromadzona i uporządkowana w rozdziałach 2 - 4 pozwoliła na wskazanie obszarów, które są możliwe do dalszego zgłębiania w aspekcie podniesienia poziomu bezpieczeństwa uderzenia samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego. Zgodnie z tematem rozprawy analizuje się problematykę doskonalenia tylnych urządzeń zabezpieczających (RUPD) stosowanych w pojazdach ciężarowych.

Ustalono cel główny, naukowy oraz praktyczny:

Cel główny: wskazanie możliwości udoskonalenia tylnego urządzenia zabezpieczającego pojazdu ciężarowego w aspekcie ograniczenia skutków zderzenia.

Cel naukowy: analiza wpływu zastosowania absorberów na zmniejszenie obciążeń działających na samochód osobowy uderzający w tył pojazdu ciężarowego.

Cel praktyczny: doskonalenie cech tylnego urządzenia zabezpieczającego pojazdu ciężarowego - wskazanie konstrukcji, struktury i materiałów absorbera umieszczonego w tylnym urządzeniu zabezpieczającym pojazdu ciężarowego, które pozwolą na ograniczenie skutków zderzenia samochodu osobowego z tyłem pojazdu ciężarowego przy jednoczesnym spełnieniu normatywnych wymagań.

5.2. Zakres rozprawy

Realizacja wskazanych w punkcie 5.1. celów zasadniczych wymaga przeprowadzenia wielu działań cząstkowych. Stąd też wyróżniono następujące zadania badawcze (zakres rozprawy):

- rozpoznanie wymagań normatywnych i metod badań eksperymentalnych tylnych urządzeń zabezpieczających (RUPD);
- przegląd spotykanych rozwiązań RUPD;
- wykonanie stanowiska do badań wytrzymałościowych RUPD;
- opracowanie koncepcji tylnego urządzenia zabezpieczającego;
- badania energochłonności materiałów i struktur absorberów;
- opracowanie nowej konstrukcji absorbera umieszczonego w tylnym urządzeniu zabezpieczającym samochodu ciężarowego;
- opracowanie modelu zderzenia samochodu osobowego i ciężarowego oraz badania symulacyjne;
- analiza wpływu właściwości konstrukcyjno-materiałowych RUPD (z absorberem) na poziom obciążeń działających na samochód osobowy uderzający w tył pojazdu ciężarowego.

Na potrzeby opracowania koncepcji tylnego urządzenia zabezpieczającego, określono cechy jakimi powinno charakteryzować się RUPD. Uwzględniono zarówno aspekty prawne jak i techniczne oraz rynkowe. Dokonano także analizy materiałów i struktur cechujących się właściwościami pochłaniania energii kinetycznej. W celu określenia właściwości wytypowanych struktur, niezbędne było przeprowadzenie serii badań eksperymentalnych i modelowych. Praca realizowana była w trybie doktoratu wdrożeniowego. W tym zakresie istotnym, utylitarnym elementem pracy było zaprojektowanie i wykonanie specjalistycznego stanowiska badawczego dla tylnych urządzeń zabezpieczających stosowanych w przyczepach, naczepach i samochodach ciężarowych.

W ramach pracy przeprowadzono szereg badań wytrzymałościowych (quasi-statycznych i dynamicznych) RUPD lub jego elementów, także z wykorzystaniem opracowanego stanowiska badawczego, a wyniki tych badań zostały zaimplementowane do modelu numerycznego zderzenia odzwierciedlającego uderzenie samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego. Wykorzystując opracowany model matematyczny, przetestowano różne warianty zderzenia i określono skuteczność opracowanych konstrukcji RUPD.

6. Koncepcja RUPD absorbującego energię

Zaprojektowanie tylnego urządzenia zabezpieczającego, które jednocześnie będzie:

- spełniało wymagania prawne;
- tanie i łatwe w produkcji;
- absorbować (w sposób zamierzony i kontrolowany) energię uderzenia;

jest zagadnieniem złożonym, ale także wskazanym z punktu widzenia bezpieczeństwa użytkowników samochodów osobowych.

Koncepcja RUPD przedstawiona na rysunku 6.1 zawiera elementy klasycznego tylnego urządzenia zabezpieczającego jednak została zmodyfikowana poprzez wprowadzenie dodatkowych segmentów odpowiedzialnych za pochłanianie energii kinetycznej uderzenia. Taka modyfikacja zapewnia, że RUPD spełniać będzie wymagania prawne (podane w rozdziale 2) i w niewielkim tylko stopniu zwiększa koszty produkcji (bo wykorzystuje istniejące elementy konstrukcyjne klasycznego RUPD).

Dodatkowe segmenty pełniące rolę absorberów energii kinetycznej to struktury odkształcalne. Skuteczność których jest uzależniona przede wszystkim od zastosowanych materiałów oraz ich geometrii.



Rys. 6.1. Koncepcja RUPD absorbującego energię uderzenia (opracowanie własne)

6.1. Założenia dla RUPD absorbującego energię

Założenia konstrukcyjne dla ulepszonego RUPD określono z uwzględnieniem wymagań normatywnych, aspektów istotnych z punktu widzenia producentów pojazdów ciężarowych oraz kwestii bezpieczeństwa w ruchu drogowym.

Opisana w rozdziale 2 metoda badawcza oraz związane z nią wymagania wytrzymałościowe mają zapewnić odpowiedni poziom bezpieczeństwa podczas wypadku drogowego polegającego na uderzeniu samochodu osobowego średniej klasy w tył pojazdu ciężarowego. Przy czym, podczas badań wytrzymałościowych RUPD przykładane jest punktowe (quasistatyczne) obciążenie o wartości 100 lub 180 kN. Natomiast siły jakie występuja podczas uderzenia samochodu osobowego przy predkości 15.6 m/s (56 km/h) moga sięgać nawet 715 kN (dla samochodu osobowego średniej klasy i uderzenia centralnego) [50]. Analizując scenariusz zderzenia tylnego centralnego lub offsetowego oraz uwzględniając średnią szerokość samochodu osobowego (ok 1,8 m), uderzenie następuje w maksymalnie 3 punkty badawcze (rys. 2.1), a impuls siły oddziałuje głównie na wsporniki RUPD. Zatem maksymalna siła uderzenia samochodu osobowego średniej klasy przy prędkości 15,6 m/s może być niemal dwukrotnie większa od granicznej wartości sił badawczych przewidzianych w Regulaminie nr 58 ONZ (suma sił wywieranych na wsporniki RUPD). Uwzględniając zatem wymagania normatywne należy stwierdzić, że współczesne konstrukcje RUPD maja skutecznie zabezpieczać przed wjechaniem pod tył pojazdu ciężarowego w przypadku uderzenia centralnego samochodu osobowego średniej klasy, gdy maksymalna względna prędkość uderzenia wynosi ok. 11,1 – 12,5 m/s (40 – 45 km/h) [30].

Nie bez znaczenia jest także fakt, iż dla ściśle określonych obciążeń badawczych, różne typy RUPD mają odmienną charakterystykę wytrzymałościową. Jak wynika z analizy przeprowadzonej dla kilkunastu różnych konstrukcji RUPD (rys. 6.2), dla których przeprowadzono badania wg wymagań Regulaminu nr 58 ONZ, wartość maksymalnej deformacji (w zależności od wartości i miejsca przyłożenia siły) mieści się w granicach od 0,013 do 0,186 m. Zatem poziom pochłanianej przez dane urządzenie energii uderzenia również będzie się różnił w zależności od konstrukcji tego urządzenia.



Rys. 6.2. Zbiór wyników badań wytrzymałościowych dla wybranych tylnych urządzeń zabezpieczających (opracowanie własne)

Analizując wyniki badań wytrzymałościowych dla typowej konstrukcji RUPD, której schemat przedstawiono na rysunku 6.3, można określić wartość zaabsorbowanej energii przez urządzenie.



Rys. 6.3. Schemat klasycznego RUPD. 1- belka poprzeczna, 2 – wspornik, 3 - rama pojazdu (opracowanie własne)

Do odkształcenia ok. 0,09 m RUPD potrzeba siły rzędu 360 kN. Wartość pochłoniętej energii wyniesie w przybliżeniu 11 kJ. Zestawiając te dane z wynikami wybranego testu zderzeniowego, w którym samochód osobowy klasy średniej uderza w sztywną barierę

z prędkością 15,6 m/s, dla porównywalnej wartości siły, przód pojazdu odkształca się ok. 0,34 m i pochłania w wyniku tej deformacji energię o wartości 51 kJ (rys. 6.4). Oznacza to, że sztywność elementów konstrukcyjnych RUPD jest znacznie wyższa od konstrukcji przodu typowego samochodu osobowego, dlatego by zwiększyć zdolność do pochłaniania energii kinetycznej przez RUPD, należy uwzględnić dodatkowe elementy o niższej sztywności, które na ściśle określonej drodze deformacji będą absorbować energię.



Rys. 6.4. Charakterystyka wytrzymałościowa klasycznego RUPD oraz wybranego samochodu osobowego klasy średniej (opracowanie własne na podstawie [51])

Analizując wyniki badań wytrzymałościowych dla wybranej grupy RUPD oraz wymagania homologacyjne wg [27], określono maksymalną deformację absorbera i wspornika RUPD na poziomie 0,2 – 0,25 m. Ograniczenie zakładanej deformacji RUPD zwiększa obszar zastosowań urządzenia w pojazdach m.in. z uwagi na różnice w długości ramy oraz zabudowie naczepy lub przyczepy, dlatego w dalszych pracach badawczych analizowano próbki o maksymalnej długości 0,15 m.

Następnie określono poziom obciążeń jaki należy uwzględnić przy wyborze odpowiednich materiałów i rozwiązań technicznych pełniących rolę absorbera. Jako punkt wyjściowy w przeprowadzonej analizie, przyjęto trzy różne scenariusze, które są odzwierciedleniem przeprowadzonych badań przyjętego wypadku drogowego:

 Norma GB 11567-2017 opisuje test zderzeniowy polegający na uderzeniu w RUPD, wózkiem badawczym o masie 1 100 kg z prędkością 8,9 m/s (32 km/h) [28].

- Protokół badawczy Semi-Trailer UnderrideTest Protocol IIHS uwzględnia test zderzeniowy przy prędkości 15,6 m/s, z wykorzystaniem rzeczywistych pojazdów (naczepy wyposażonej w RUPD oraz samochodu osobowego o masie 1 700 – 1 800 kg) [31].
- Uderzenie pojazdem o masie 1 500 kg z prędkością 11,1 m/s (różnica prędkości pojazdu ciężarowego i auta osobowego).

W ten sposób oszacowano obciążenia jakim poddawane mogą być tylne urządzenia zabezpieczające, a co za tym idzie określono ilość energii, jaka powinna zostać pochłonięta przez RUPD, by osiągnąć założony cel tj. minimalizację obciążeń dynamicznych działających na pasażerów pojazdu uderzającego w tył pojazdu ciężarowego. Wyniki analizy przedstawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Scenariusze testów odzwierciedlających uderzenie samochodu osobowego w tył pojazdu ciężarowego

Soomerivez zderzenie	Masa samochodu	Prędkość	Energia uderzenia
Scenariusz zderzema	[kg]	uderzenia [m/s]	[kJ]
GB 11567-2017	1 100	8,9	43,6
Semi-Trailer Underride Test Protocol IIHS	1 800	15,6	219,0
Zderzenie dwóch pojazdów z prędkością względną 11,1 m/s (40 km/h)	1 500	11,1	92,4

Prace badawcze ukierunkowano na rozwój najbardziej uniwersalnej konstrukcji RUPD, która wykorzystywana jest w naczepach kurtynowych, czyli pojazdach stanowiących największy odsetek produkowanych w Polsce naczep [52]. Do dalszych prac projektowych wytypowano model tylnego urządzenia zabezpieczającego przedstawiony na rysunku 6.5. Urządzenie składa się z dwóch wsporników (p. 2) mocowanych do ramy pojazdu za pomocą śrub. Do dolnej części wsporników, poprzez dodatkowe elementy wzmacniające (p. 3), mocowana jest belka RUPD (p. 1). Cała konstrukcja wykonana jest ze stali S355J2 i S700_MC.



Rys. 6.5. Widok tylnego urządzenia zabezpieczającego w trakcie badań wytrzymałościowych

Przedstawione urządzenie zostało poddane badaniom analogicznym jak na potrzeby uzyskania świadectwa homologacji, wg wymagań Regulaminu ONZ nr 58. Na podstawie uzyskanych wyników określono wartość maksymalnego odkształcenia RUPD. Następnie określono maksymalne wymiary absorbera, które umożliwią jego zastosowanie w istniejącej konstrukcji RUPD przedstawionej na rysunku 6.5 (tabela 6.2).

Parametr			Wartość
Maksymalna deformacja wzdłużna [T]		m	0,2
Pożądana deformacja wzdłużna [T _p]		m	0,15
Wymiary podstawy	Wysokość [H]	m	0,18
wymary podstawy	Szerokość [W]	m	0,13



Tabela 6.2. Wymiary absorbera

6.2. Struktury pochłaniające energię

Pojazdy projektowane są tak, by pod obciążeniem wynikającym z normalnej eksploatacji ulegały jedynie niewielkim odkształceniom sprężystym. Natomiast struktury, których zadaniem jest pochłanianie energii muszą charakteryzować się wysoką wytrzymałością na obciążenia udarowe. Zatem projektowanie procesu ich deformacji powinno uwzględniać m.in. zmianę geometrii, efekty umocnienia plastycznego (związane z szybkością odkształcenia). Energia kinetyczna uderzenia (EA) pochłaniana jest, przez zaprojektowane w tym celu elementy konstrukcyjne, wg. ogólnej zależności:

$$EA = \int_0^x F(x)dx = \left(\frac{\sigma^2}{2E}\right)DC$$
 6.1

gdzie:

F - siła,E - moduł sprężystości,x - droga,D - powierzchnia przekroju, $\sigma - naprężenie,$ C - odkształcenie.

Biorąc pod uwagę powyższą zależność, materiały konstrukcyjne pochłaniające energię uderzenia powinny charakteryzować się małą sprężystością i dużymi naprężeniami dopuszczalnymi, a także dużą zdolnością odkształcania [53], [54].

W motoryzacji do rozpraszania energii kinetycznej (np. zderzenia) powszechnie stosowane są elementy metalowe w postaci profili (konstrukcji przestrzennych) o zróżnicowanych kształtach oraz struktury typu muli-cell (np. cienkościenne konstrukcje z pustymi komórkami typu tzw. plastra miodu lub pianki metalowej). Absorbery energii kinetycznej najczęściej wykonuje się ze stali niskowęglowej, stopów aluminium lub kompozytów [55], [56], [57], [58] i powinny posiadać następujące cechy [55]:

- Nieodwracalna konwersja energii energia kinetyczna poruszającego się obiektu (pojazdu) powinna być zamieniona na pracę sił deformacji struktury/materiału na skutek niesprężystego odkształcenia, aby uniknąć efektu kumulacji energii sprężystości w materiale.
- Ustalona wartość przebiegu siły w funkcji deformacji szczytowe wartości obciążeń powstających w wyniku uderzenia powinny być poniżej określonej wartości.
- Mała wrażliwość zmiany właściwości energochłonnych na kierunek przyłożenia obciążenia – element pochłaniający energię powinien zapewniać stabilny i powtarzalny proces deformacji niezależnie od kierunku oddziaływania impulsu.
- 4. Niewielka masa w celu ograniczenia masy całkowitej pojazdu, element pochłaniający energię powinien mieć możliwie jak najmniejszą masę przy zachowaniu maksymalnych własności pochłaniania energii kinetycznej.
- 5. Niewielkie koszty produkcji oraz łatwa instalacja kwestie ekonomiczne nie pozostają bez znaczenia w przypadku projektowania nowych konstrukcji. Zbyt wysokie koszty związane z produkcją, instalacją czy konserwacją mogą wpłynąć negatywnie na wdrażanie skutecznych absorberów energii, gdyż z punktu widzenia przedsiębiorcy ważny jest aspekt opłacalności i ograniczenia budżetowe.

Struktury cienkościenne (np. o budowie plastra miodu) są szeroko stosowane jako absorbery energii, gdyż są relatywnie tanie i lekkie. Ich właściwości potwierdzono w wielu badaniach między innymi [57], [59], [60], [61], [62], [63], [64], [65], [66], [67].

Struktury oparte na spienionym metalu (np. pianka aluminiowa) również z powodzeniem mogą pełnić funkcje absorberów energii, ponieważ podobnie do struktur plastra miodu podczas ich odkształcania siła ściskająca pozostaje na stałym poziomie. Wyniki badań przedstawionych w [68], [69], [70], [71], [72] wskazują, że odporność zderzeniowa może być zwiększona poprzez zastosowanie struktur kompozytowych.

Szczególnie interesujące badania, z punktu widzenia rozważanego zagadnienia, przedstawiono w publikacji [57]. Autorzy przeprowadzili szereg badań numerycznych odzwierciedlających uderzenie sztywnego impaktora o masie 600 kg z prędkością 20,0 m/s w próbkę przytwierdzoną do nieodkształcalnej bariery. Próbki odzwierciedlały różne konfiguracje absorberów składających się z pięciu podłużnych komór, tworzących sześcian o wymiarach 0,06 x 0,06 x 0,2 m. Komory były wypełnione w różnych konfiguracjach strukturą typu plaster miodu lub pianką aluminiową. Zauważono, że pełna struktura multi-cell może pochłonąć nawet 70% więcej energii w stosunku do niewypełnionej struktury. Maksymalna wartość zaabsorbowanej energii wyniosła ok. 8 kJ. Nie bez znaczenia jest jednak fakt, że wartość maksymalnej siły ściskającej (PCF) zwiększyła się o ponad 20% i wyniosła 88,8 kN. Zbliżone wyniki otrzymano dla struktur wypełnionych pianką aluminiową. Analiza wyników przeprowadzona przez autorów prowadzi do konkluzji, iż najlepsze rezultaty osiągnięto dla struktur wypełnionych tylko częściowo.

W publikacji [56] również opisano wyniki badań numerycznych przeprowadzonych dla struktur kompozytowych, z tą różnicą, że zamiast struktury składającej się z wzdłużnych komór zastosowano konstrukcję wielowarstwową o wymiarach 0,08 x 0,08 x 0,24 m. Dla próbek o strukturze jednorodnej i wielowarstwowej osiągnięto zbliżoną wartość maksymalnej siły ściskającej (ok. 120 kN). Autorzy wykazali, że poprzez właściwy dobór gęstości pianki w poszczególnych warstwach absorbera, można zwiększyć wartość pochłanianej energii, przy jednoczesnym zachowaniu wartości siły ściskającej.

Autorzy obu opisanych powyżej publikacji nie odnieśli się jednak do kwestii związanych z technologią produkcji złożonych struktur absorberów energii, co niewątpliwie może determinować możliwości związane z wdrożeniem tego typu absorberów do produkcji i sprzedaży, uwzględniając także kwestie związane z kosztami produkcji.

W tabeli 6.3 zebrano informacje dot. najistotniejszych cech struktur pochłaniających energię opisanych w wybranych publikacjach. Podkreślono zalety oraz ograniczenia

prezentowanych struktur przedstawionych przez innych autorów. Z uwagi na fakt, iż prezentowane w licznych publikacjach wyniki badań absorberów energii dotyczyły próbek o różnych wymiarach oraz, że badania przeprowadzane były w zróżnicowanych warunkach, uznano za konieczne przeprowadzenie własnych badań eksperymentalnych w aspekcie możliwości zastosowania absorberów w pojazdach.

Opis materiału/struktury	Cechy materiałów/struktur w aspekcie zdolności do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia			
materiaru/struktury	Zalety	Ograniczenia		
Struktury plastra miodu [69]	Absorbcja energii z uwagi na duże odkształcenia plastyczne materiału odbywa się przy prawie stałym obciążeniu.	Materiał anizotropowy – kierunek zadanego obciążenia ma wpływ na właściwości absorpcyjne.		
Pianki [69]	Mają właściwości izotropowe - ich reakcja jest niezależna od kierunku przyłożenia obciążenia. Konstrukcja wypełniona pianką, która pochłania taką samą ilość energii jak pusta konstrukcja przestrzenna, ma o ponad 19% mniejszą masę.	Zachowanie pianek różni się znacznie w zależności od warunków obciążenia dynamicznego, m.in. prędkości uderzenia. Charakterystyka odporności zderzeniowej konstrukcji wypełnionej pianką silnie zależy od gęstości materiału.		
Cienkościenna struktura wypełniona pianką o stopniowanej gęstości [73]	Wartość wskaźnika SEA (stosunek ilości zaabsorbowanej energii do masy próbki) jest większa niż w przypadku jednorodnej próbki wypełnionej pianką. Maksymalna siła uderzenia jest mniejsza niż w przypadku struktury wypełnionej jednorodną pianką.	b.d.		
Konstrukcje cienkościenne wypełnione	W przypadku konstrukcji wypełnionych pojedynczym materiałem, wypełnienie narożnych	Materiał wypełniający może mieć niekorzystny wpływ na wskaźnik SEA. Charakterystyka odporności		

Tabela 6.3. Najważniejsze zalety	i ograniczenia konstrukcji	opisanych w wybranych	n publikacjach
----------------------------------	----------------------------	-----------------------	----------------

Cechy materiałów/struktur w aspekcie zdolności do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia			
Zalety	Ograniczenia		
komórek strukturą plastra miodu lub	zderzeniowej konstrukcji		
pianką daje lepsze rezultaty niż	wypełnionych pianką i/lub plastrem		
wypełnienie środkowej części	miodu silnie zależy od właściwości		
konstrukcji. W przypadku mieszanych	materiału i wymiarów		
struktur wypełnienie komórek	geometrycznych. Wypełnienie		
narożnych plastrami miodu, a części	z pianki aluminiowej może		
środkowej piankami, może poprawić	zapewnić lepsze właściwości		
właściwości pochłaniania energii.	absorbcji energii w przypadku		
Z uwagi na mniejszą gęstość,	obciążenia asymetrycznego lub		
aluminiowe wypełnienie z plastra	nieosiowego niż aluminiowe		
miodu jest skuteczniejsze niż	wypełnienie o strukturze plastra		
wypełnienie z pianki aluminiowej. Dla	miodu.		
określonej wytrzymałości na zgniatanie			
stosunek gęstości pianki aluminiowej			
i struktury plastra miodu wynosi 1 do			
3. Natomiast stosunek wytrzymałości			
próbki z pianki do struktury z plastra			
miodu wynosi 2 do 1.			
Obliczenia teoretyczne dla quasi-			
statycznych osiowych obciążeń	Podatność na zginanie poprzeczne		
ściskających są zgodne z wynikami	w skutek obciążenia		
uzyskiwanymi w badaniach	asymetrycznego.		
dynamicznych.			
Sekcje wypełnione pianką generalnie			
poprawiają określone wartości	b.d.		
pochłaniania energii i wskaźnika SAE			
	Cechy materiałów/struktur w aspekci kinetycznej Zalety komórek strukturą plastra miodu lub pianką daje lepsze rezultaty niż wypełnienie środkowej części konstrukcji. W przypadku mieszanych struktur wypełnienie komórek narożnych plastrami miodu, a części środkowej piankami, może poprawić właściwości pochłaniania energii. Z uwagi na mniejszą gęstość, aluminiowe wypełnienie z plastra miodu jest skuteczniejsze niż wypełnienie z pianki aluminiowej. Dla określonej wytrzymałości na zgniatanie stosunek gęstości pianki aluminiowej i struktury plastra miodu wynosi 1 do 3. Natomiast stosunek wytrzymałości próbki z pianki do struktury z plastra miodu wynosi 2 do 1. Obliczenia teoretyczne dla quasi- statycznych osiowych obciążeń ściskających są zgodne z wynikami uzyskiwanymi w badaniach dynamicznych.		

Opis motorich/struktury	Cechy materiałów/struktur w aspekcie zdolności do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia			
materiaiu/struktury	Zalety	Ograniczenia		
Kwadratowe, wielokomórkowe struktury kolumnowe [64]	Efektywność pochłaniania energii przez kolumnę jednokomórkową można zwiększyć o 50%, dzieląc strukturę na mniejsze komórki.	Materiał anizotropowy – kierunek zadanego obciążenia ma wpływ na właściwości absorpcyjne.		
Tuby stożkowe wypełnione pianką aluminiową [68]	Struktura wypełniona pianką pochłania znacznie więcej energii niż pusta struktura. Wpływ wypełnienia w postaci pianki aluminiowej jest bardziej widoczny dla wartości wskaźnika MCF niż PCF. Na wartość pochłanianej energii ma wpływ grubość ścianki tuby, kąt półwierzchołkowy oraz gęstość wypełniacza piankowego.	Nie przedstawiono wyników badań eksperymentalnych, które uwiarygodniłyby przeprowadzone badania.		
Cienkościenne konstrukcje aluminiowe wypełnione strukturą plastra miodu z Nomexu® [74]	Przedstawione wyniki wskazują, że struktura plastra miodu z Nomexu® może stanowić alternatywę dla pianki aluminiowej.	Materiał anizotropowy – kierunek zadanego obciążenia ma wpływ na właściwości absorpcyjne.		

7. Stanowisko do badań wytrzymałościowych

Na potrzeby realizacji prac badawczych opracowano stanowisko do quasi-statycznych testów wytrzymałościowych. Stanowisko powstało również w celu realizacji badań homologacyjnych oraz prac badawczo-rozwojowych dla tylnych urządzeń zabezpieczających. Wdrożono je w Łukasiewicz – Przemysłowym Instytucie Motoryzacji do oceny zgodności RUPD z obowiązującymi przepisami oraz weryfikacji eksperymentalnej opracowanego w pracy modelu.

Autor rozprawy opracował założenia konstrukcyjne dla stanowiska, ze szczególnym uwzględnieniem wymagań normatywnych. Opracował także wstępne koncepcje budowy stanowiska. Współpracował z zespołem Laboratorium Bezpieczeństwa Pojazdów w Łukasiewicz – PIMOT przy doborze elementów składowych oraz przy testach weryfikacyjnych stanowiska. Przeprowadził także analizę otrzymanych wyników z testów.

Główne założenia jakie przyjęto do budowy stanowiska wynikały z koniecznych do realizacji badań wytrzymałościowych (siły badawcze do 180 kN oraz deformacje RUPD do 0,4 m mierzone w poziomie) a także zakładanych gabarytów obiektów badań (RUPD z fragmentem ramy pojazdu: długość 2 m, wysokość 1 m i szerokość 2,5 m). Uznano, że stanowisko musi zapewnić możliwość:

- zadawania obciążenia badawczego w zakresie od 100 do 200 kN;
- pomiaru wartości zadanej siły i przemieszczenia siłownika;
- pomiaru odkształcenia badanego obiektu;
- regulacji wysokości położenia siłownika od 0,3 m do 1,0 m;
- zmiany położenia siłownika w poziomie o minimum 2,5 m;
- trwałego montażu obiektu badań o wymiarach około: 2 m x 1 m x 2,5 m.

W tym celu przygotowano kilka rozwiązań koncepcyjnych przedstawionych na rysunku 7.1. W rozwiązaniu a) siłownik zamocowany jest do dwóch poziomych belek (1), które przykręcone są do czterech pionowych kolumn (2). Konstrukcja wsporcza połączona jest z płytą montażową rowkowaną z wpustami teowymi (3), do której montowane są obiekty badań. Regulacja wysokości siłownika realizowana za pomocą systemu lin stalowych i zbloczy oraz dwóch wciągarek (4).

Koncepcja b) jest modyfikacją rozwiązania a), z ta różnicą, że regulacja wysokości realizowana jest z wykorzystaniem podnośników nożycowych (5). Koncepcja c) zakłada

wykorzystanie siłownika z kołnierzem montażowym z przodu (6). W odróżnieniu od poprzednich rozwiązań, zastosowano dwie pionowe kolumny, do których zamontowano po jednym zastrzale (7). Pomiędzy pionowymi kolumnami znajdują się dwie poziome belki (8), do których zamontowany jest siłownik. Podobnie jak w poprzedniej koncepcji, konstrukcja wsporcza siłownika połączona jest z płytą montażową rowkowaną z wpustami teowymi (3). Regulacja wysokości siłownika realizowana jest za pomocą dwóch podnośników śrubowych (9).



Rys. 7.1. Wizualizacje przedstawiające koncepcje stanowiska wytrzymałościowego

1 - poziome belki wsporcze siłownika, 2 – kolumny wsporcze, 3 – płyta montażowa, 4 - układ regulacji wysokości siłownika z linami stalowymi, 5 - układ regulacji wysokości siłownika wykorzystujący podnośniki nożycowe, 6 - siłownik, 7 – zastrzały kolumn wsporczych siłownika, 8 – poziome belki wsporcze siłownika z kołnierzem (6), 9 - układ regulacji wysokości siłownika z podnośnikami śrubowymi

2.

Koncepcja c) posłużyła do opracowania rozwiązania docelowego, które zostało przedstawione na rysunku 7.2. Zrezygnowano z tworzenia rozbudowanej konstrukcji wsporczej połączonej na stałe z płytą montażową. Konstrukcję wsporczą siłownika przeniesiono bezpośrednio na powierzchnię płyty montażowej, dzięki czemu możliwe było zmniejszenie wymiarów stanowiska, szczególnie w kwestii jego szerokości. Stanowisko zamontowano do płyty montażowej rowkowanej z wpustami teowymi z wykorzystaniem połączeń śrubowych zatem możliwe jest jego przemieszczenie względem płyty oraz obiektu badań. Wprowadzone modyfikacje pozwoliły na rezygnację z systemu regulacji wysokości siłownika, gdyż wysokość siłownika regulować można między innymi z wykorzystaniem suwnicy znajdującej się nad płytą montażową. Na potrzeby zasilania siłownika hydraulicznego do stanowiska dołączona został mobilna siłownia hydrauliczna. Do badań RUPD wykorzystywany jest siłownik o średnicy tłoka 0,09 m i wysuwie 0,65 m. Do rejestracji wartości zadawanej siły oraz przemieszczenia wykorzystywana jest aparatura badawcza będąca na wyposażeniu Łukasiewicz – Przemysłowego Instytutu Motoryzacji, tj. czujnik siły i czujnik przemieszczenia wraz z rejestratorem danych. Widok ostatecznej koncepcji stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 7.3.



Rys. 7.2. Projekt docelowego stanowiska do badań wytrzymałościowych tylnych urządzeń zabezpieczających



Rys. 7.3. Widok zbudowanego stanowiska do badań wytrzymałościowych tylnych urządzeń zabezpieczających

8. Badania eksperymentalne struktur energochłonnych

Zachowanie materiału cechującego się liniową charakterystyką deformacji, można opisać za pomocą dwóch stałych materiałowych, to znaczy modułu Younga *E*, który określa stałe nachylenie krzywej naprężenie-odkształcenie oraz współczynnika Poissona v, który oznacza stosunek odkształcenia poprzecznego do odkształcenia podłużnego przy jednoosiowym stanie naprężenia. Gdy przyłożone obciążenie osiągnie określony poziom, następuje początek nieodwracalnego odkształcenia plastycznego. Oznacza to, że odchyleniu ulega krzywa naprężenie-odkształcenie. W zależności od rodzaju materiału krzywa naprężenie-odkształcenie będzie miała inny przebieg, dlatego, by scharakteryzować określony materiał, pomocne może okazać się wyznaczenie uproszczonych, wyidealizowanych modeli materiałowych.

W przypadku gdy, odkształcenia sprężyste są nieznaczne wtedy można rozważać idealnie plastyczny model materiału jak pokazano na rysunku 8.1 (a). Model idealnie plastyczny oznacza, że materiał nie ma tendencji do zwiększania sztywności wraz ze wzrostem odkształcenia lub proces ten jest nieznaczny, innymi słowy materiał będzie odkształcać się plastycznie aż do całkowitej deformacji, a wartość zadanej siły będzie utrzymywać się na stałym poziomie. Jeżeli tendencja do zwiększania sztywności wraz ze wzrostem odkształcenia jest zauważalna, można rozważyć model sprężysto-plastyczny (rys. 8.1 (b)), albo sprężysto-plastyczny model nieliniowy (rys. 8.1 (c)) w zależności od rzeczywistego zachowania się materiału podczas badań doświadczalnych [55].





Materiały oraz struktury wykorzystywane do celów pochłaniania energii kinetycznej zazwyczaj ulegają dużym odkształceniom plastycznym. Odkształcenie plastyczne będzie dużo większe niż odkształcenie sprężyste, więc to ostatnie zazwyczaj można pominąć w analizie. Wyidealizowany model nazywany jest modelem idealnie plastycznym.

8.1. Wytrzymałościowe badania quasi-statyczne

W tabeli 8.1 scharakteryzowano próbki, które poddano quasi-statycznym badaniom wytrzymałościowym.

Nr próbki	Oznaczenie/ Widok	Opis	Wysokość x Szerokość x Długość [m]	Masa [kg]
1	HC1.71	Struktura "plastra miodu" z blachy wykonanej z aluminium 3003 o wytrzymałości na ściskanie równej 1,71 MPa	0,12 x 0,12 x 0,15	0,17
2	HC1.71x2	Struktura "plastra miodu" z blachy wykonanej z aluminium 3003 o wytrzymałości na ściskanie równej 1,71 MPa	0,12 x 0,24 x 0,15	0,34
3	HC1.71_box	Struktura "plastra miodu" z blachy wykonanej z aluminium 3003 o wytrzymałości na ściskanie równej 1,71 MPa, dodatkowo wzmocniona ściankami z blachy stalowej	0,125 x 0,125 x 0,15	0,78
4	HC1.71_box_x2	Struktura "plastra miodu" z blachy wykonanej z aluminium 3003 o wytrzymałości na ściskanie równej 1,71 MPa, dodatkowo wzmocniona ściankami z blachy stalowej	0,125 x 0,245 x 0,15	1,56
5	CCAF	Pianka aluminiowa z zamkniętymi porami o gęstości 0,26 g/cm ³ i wytrzymałości na ściskanie równej 3 MPa	0,12 x 0,24 x 0,15	1,12
6	CS_01	Struktura ceramiczna z węglika krzemu i tlenku glinu	Średnica x długość [m] 0,1 x 0,04	0,18

Tabela 8.1.	Opis	próbek	poddanych	testom	quasi-staty	cznym
		F	F		1	

Na stanowisku badawczym przedstawionym na rysunku 8.2 przeprowadzono próby na ściskanie, w trakcie których rejestrowano wartość zadawanej siły oraz przemieszczenie tłoczyska siłownika. Niepewność pomiaru siły U(F) wynosiła 0,2 kN, natomiast niepewność pomiaru przemieszczenia U(s) 0,6 mm [75]. Badania zrealizowano w Łukasiewicz – Przemysłowym Instytucie Motoryzacji. Autor rozprawy określił metodykę badawczą, sposób przygotowania próbek do badań oraz sprecyzował warunki początkowe testów, ponadto określił zakres i sposób pomiaru niezbędnych wielkości; przeprowadził także obróbkę zarejestrowanych danych. Na podstawie danych z testów wyznaczono charakterystyki deformacji wybranych materiałów (rys. 8.3), a na ich podstawie wytypowano próbki do dalszych badań.



- 1. Siłownik
- 2. Czujnik siły
- 3. Badana próbka

Rys. 8.2. Widok stanowiska do quasi-statycznych testów wytrzymałościowych wraz z badaną próbką



Rys. 8.3. Charakterystyki wytrzymałościowe wytypowanych próbek

Analizując przedstawione na rysunku 8.3 krzywe zauważyć można, że po przekroczeniu granicy plastyczności aluminiowe struktury plastra miodu odkształcały się plastycznie aż do całkowitej deformacji, a wartości zadanych sił utrzymywały się na stałym poziomie lub poziom ten nieznacznie się wahał. Próbka ceramiczna (CS_01) deformowała się sprężyście w mniejszym stopniu, a następnie uległa skruszeniu.

Na rysunkach zestawionych w tabeli 8.2 wskazano modele jakie mogą reprezentować właściwości poszczególnych badanych próbek.



Tabela 8.2. Charakterystyki przebadanych próbek




Oceniając przebadane próbki można stwierdzić, że tylko niektóre z nich posiadają wszystkie cechy pożądane dla materiałów pochłaniających energię kinetyczną (tabela 8.3).

Nr próbki	Oznaczenie	Nieodwracalna konwersja energii	Wartość siły na ograniczonym i stałym poziomie	Stabilny proces deformacji	Niewielka masa (odniesiona do objętości próbki)
1.	HC1.71	Tak	Tak	Tak	Tak
2.	HC1.71x2	Tak	Tak	Tak	Tak
3.	HC1.71box	Tak	Tak	Tak	Nie
4.	HC1.71box_x2	Tak	Tak	Tak	Nie
5.	CCAF	Tak	Tak*	Tak	Nie
6.	CS_01	Tak	Nie	Nie	Tak

Tabela 8.3. Ocena wybranych próbek w aspekcie cech pożądanych dla materiałów energochłonnych

*w ograniczonym zakresie deformacji

8.2. Eksperymentalne badania zderzeniowe

Analiza wyników quasi-statycznych badań wytrzymałościowych wykazała, że próbki HC1.71, HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2 oraz CCAF charakteryzują się właściwościami korzystnymi z punktu widzenia pochłaniania energii. W dalszych badaniach zrezygnowano z próbki CS_01, z uwagi na silnie nieliniową charakterystykę wytrzymałościową. Ponadto w kolejnych badaniach eksperymentalnych nie uwzględniono próbki nr 1 (HC1.71), gdyż próbka nr 2 reprezentuje tą samą strukturę różniącą się jedynie wymiarami. W celu określenia dynamicznych właściwości energochłonnych wybranych próbek, przeprowadzono badania zderzeniowe z wykorzystaniem stanowiska badawczego w Łukasiewicz – PIMOT, przedstawionego na rysunku 8.4.

Badania zostały przeprowadzone w Laboratorium Bezpieczeństwa Pojazdów w Łukasiewicz – PIMOT. Autor rozprawy opracował metodykę badawczą i sprecyzował warunki początkowe testów, w tym określił parametry wózka badawczego oraz prędkości uderzenia; określił także zakres i sposób pomiaru niezbędnych wielkości; przygotowywał próbki do badań i przeprowadził obróbkę zarejestrowanych danych.

Do badań przygotowano wózek badawczy o masie 350 kg, do którego montowano badaną próbkę. Wózek rozpędzano do zadanej prędkości i uderzano nim w barierę nieodkształcalną. W chwili pierwszego kontaktu badanej próbki z barierą następowało uruchomienie rejestracji danych. Podczas eksperymentu (zderzenia), za pomocą trójosiowego akcelerometru, mierzono przyspieszenie wózka. Dodatkowo, przebieg każdego eksperymentu rejestrowano kamerą typu

high speed. Niepewność pomiaru przyspieszenia U(a) wynosiła 4 m/s², natomiast niepewność pomiaru przemieszczenia U(c) wynosiła 1,4 mm [75].

Zgodnie z normą SAE J211 [76] sygnały z testów zderzeniowych należy filtrować przy użyciu jednego z czterech klas filtrów dolnoprzepustowych (CFC). Norma określa akceptowalną charakterystykę częstotliwościową dla każdej klasy filtrów. Filtr CFC60 (100 Hz) jest przeznaczony do testów z wykorzystaniem wózka badawczego, dlatego zarejestrowane składowe przyspieszeń zostały przefiltrowane filtrem CFC60. Następnie wyznaczono opóźnienie wypadkowe wózka badawczego. Na podstawie przebiegu opóźnienia wypadkowego w czasie, możliwe było wyznaczenie przebiegu siły bezwładności wózka badawczego, a w także wyznaczenie wartości energii pochłoniętej przez próbkę.

Do oceny wartości deformacji próbki wykorzystano metodę kinematograficzną – na podstawie nagrań z kamer high-speed oraz z użyciem specjalistycznego oprogramowania do śledzenia znaczników punktowych na zarejestrowanym obrazie wideo. Wyniki badań przedstawiono na rysunku 8.5.



Rys. 8.4. Widok stanowiska badawczego wykorzystywanego do testów zderzeniowych
1. Wózek zderzeniowy, 2. Bariera nieodkształcalna, 3. Czujnik przyspieszenia,
4. Badana próbka, 5. Kamera typu high-speed

Ekstremalne wartości zarejestrowano przy pełnej deformacji badanych próbek, jednak porównano ze sobą wartości opóźnienia dla deformacji przy, której badane próbki nie uległy jeszcze całkowitej deformacji. Zarejestrowane opóźnienia dla deformacji do ok. 0,12 m nie przekroczyły 290 m/s². Wyjątkiem jest materiał CCAF, dla którego przy odkształceniu wynoszącym 0,1 m zarejestrowano opóźnienie równe 280 m/s², jednak dla deformacji równej 0,12 m wartość ta osiągnęła już 510 m/s².



Rys. 8.5. Przebieg opóźnienia oraz siły uderzenia wózka badawczego w funkcji deformacji przy prędkości 8,9 m/s (32 km/h) dla wybranych struktur absorbujących energię

Na podstawie analizy wyników przeprowadzonych badań zderzeniowych można stwierdzić, że wartości sił są zbieżne w pewnym zakresie z wartościami badań quasistatycznych. Pomijając szczytowe wartości zarejestrowane w obu typach badań dla maksymalnych deformacji próbek, materiały odkształcały się plastycznie w całym zakresie deformacji, a wartości zadanych sił utrzymywały się na stałym poziomie lub zmieniały się nieznacznie.

W celu dokonania dokładniejszej analizy określonych przebiegów wyznaczono wskaźniki, które umożliwiają porównywanie ze sobą uzyskanych wyników badań [77]:

Wskaźnik *EA* określono jako całkowitą energię deformacji zaabsorbowaną podczas odkształcenia plastycznego:

$$EA = \int_0^x F(x) dx$$
 8.1

gdzie F(x) to chwilowa siła ściskająca, natomiast x to deformacja/skrócenie próbki.

– Wskaźnik SEA wyznaczono jako stosunek EA do masy (m) badanej próbki:

$$SEA = \frac{EA}{m}$$
8.2

– Wskaźnik MCF określono jako średnią siłę ściskającą dla znanej długości deformacji:

$$MCF = \frac{1}{x} \int_0^x F(x) dx$$
 8.3

Maksymalna siła ściskająca *PCF* określona jest jako największa wartość siły zarejestrowana podczas badania.

Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 8.4 oraz na wykresach umieszczonych poniżej (rys. 8.6 - 8.8). Spośród badanych próbek największą całkowitą energię zaabsorbowaną podczas odkształcenia odnotowano dla próbek HC1.71box_x2 i CCAF. Próbka HC1.71box pochłonęła najmniejszą ilość energii; o 25% mniej niż HC1.71box_x2.

Nr próbki	Oznaczenie	EA [kJ]	SEA [kJ/kg]	MCF [kJ/m]	PCF [kN]	Wartość opóźnienia dla [m/s ²]	
						całkowitej deformacji	długości roboczej
2.	HC1.71x2	8,6	25,4	61	504	1 440	210
3.	HC1.71box	7,9	10,2	55	524	1 480	150
4.	HC1.71box_x2	10,5	6,7	82	210	600	280
5.	CCAF	9,9	8,8	79	300	860	410

Tabela 8.4. Wyniki badań dynamicznych

Na rysunku 8.6 przedstawiono wyniki dla wskaźnika *SEA*. Maksymalną wartość osiągnięto dla próbki HC1.71x2, dla której współczynnik *SEA* wyniósł nieco ponad 25 kJ/kg. Jest to wartość co najmniej dwukrotnie większa niż dla pozostałych próbek. Najniższą wartość osiągnięto dla próbki HC1.71box_x2, która została wykonana z tego samego materiału i była tej samej wielkości co próbka HC1.71x2 z tą różnicą, że obudowana została stalową blachą.



Rys. 8.6. Wartości wskaźnika SEA dla wybranych próbek

Wyniki dla wskaźnika MCF (rys. 8.7) dla próbek o budowie plastra miodu z blachy wykonanej z aluminium są do siebie zbliżone i osiągają wartości powyżej 55 - 61 kJ/m. Z wyjątkiem HC1.71box_x2, dla której odnotowano wartość 82 kJ/m. Ten parametr wyznaczony dla CCAF różni się od najwyższego (HC1.71box_x2) o 3%. Wynika to z faktu, iż dla zbliżonych wartości deformacji, osiągano różne wartości skutecznie pochłoniętej energii kinetycznej.



Rys. 8.7. Wartości wskaźnika MCF dla wybranych próbek

Analizując wyniki dla wskaźnika *PCF* (rys. 8.8) należy stwierdzić, że najwyższe wartości sił (niebieskie słupki) zanotowano dla HC1.71box. Nieco niższe (o 4%) wartości odnotowano dla HC1.71x2, natomiast dla HC1.71box_x2 i CCAF były niższe odpowiednio o 60% i 40%. Relatywnie wysoka wartość tego wskaźnika jest oczywiście niekorzystna z punktu widzenia odporności zderzeniowej, gdyż wpływa na wartość obciążeń jakim poddawany jest pojazd w trakcie zderzenia.



Rys. 8.8. Wartości wskaźnika PCF dla wybranych próbek

Należy jednak zauważyć, że wyniki te nie są w pełni miarodajne, gdyż uwzględniają wartości dla maksymalnych deformacji. Wartości wskaźników *PCF*, przy uwzględnieniu wartości sił dla deformacji odniesionej do tzw. długości roboczej, czyli z pominięciem maksymalnych odkształceń, przedstawiają słupki koloru szarego na rysunku powyżej. Stwierdzono, że dla wszystkich próbek wartości wskaźnika *PCF* uległy zmniejszeniu, szczególnie dla próbek typu plaster miodu. Ponadto różnice pomiędzy poszczególnymi próbkami również uległy zmniejszeniu i nie przekraczają 70 kN.

Dzięki nagraniom z kamery typu high speed możliwe było przeprowadzenie analizy procesu deformacji poszczególnych próbek. W tabeli 8.5 przedstawiono stopklatki z nagrań dla badanych próbek absorberów.

Nr próbki	2. 3.		4.	5.
Czas [s]	HC1.71x2	HC1.71box	HC1.71box_x2	CCAF
0				
	Deformacja: 0 m	Deformacja: 0 m	Deformacja: 0 m	Deformacja: 0 m
0,003				
	Deformacja: 0,026 m	Deformacja: 0,026 m	Deformacja: 0,024 m	Deformacja: 0,025 m
0,006				
	Deformacia: 0.05 m	Deformacia: 0.05 m	Deformacia: 0.046 m	Deformacia: 0.049 m

Tabela 8.5. Proces deformacji próbek

Nr próbki	2.	2. 3.		5.
Czas [s]	HC1.71x2	HC1.71box	HC1.71box_x2	CCAF
0,009				
	Deformacja: 0,073 m	Deformacja: 0,072 m	Deformacja: 0,065 m	Deformacja: 0,071 m
0,012				
	Deformacja: 0,094 m	Deformacja: 0,094 m	Deformacja: 0,082 m	Deformacja: 0,09 m
max				
	Deformacja: 0,142 m w czasie 0,020 s	Deformacja: 0,147 m w czasie 0,023 s	Deformacja: 0,126 m w czasie 0,024 s	Deformacja: 0,125 m w czasie 0,022 s

Zaobserwowano, że proces deformacji próbki HC1.71x2 przebiegał stabilnie. Deformacja następowała przez postępujące odkształcanie się ścian komórek konstrukcji bezpośrednio przy płycie czołowej wózka zderzeniowego. Na rysunku 8.9 zaznaczono obszar deformacji. W trakcie ściskania odkształcona część destabilizowała sąsiednie obszary ścianek komórek, propagując w ten sposób deformację do końca długości struktury.



Rys. 8.9. Proces deformacji próbki HC1.71x2: a) t = 0 s, b) t = 0,003 s, c) t = 0,009 s

Przebieg deformacji próbki CCAF jest zbliżony do deformacji próbki HC1.71x2, gdyż oba absorbery to struktury jednorodne. Można jednak zauważyć pewne istotne różnice, które wynikają z różnej budowy analizowanych struktur. Z uwagi na gąbczastą strukturę materiału, w przypadku próbki CCAF deformowanie się komórek można zaobserwować nie tylko w pobliżu powierzchni czołowej wózka bądź bariery zderzeniowej, ale także w obszarach dalej położnych od miejsca odziaływania siły. Na rysunku 8.10 zaznaczono odkształcone obszary w zależności od stopnia deformacji próbki.



Dwie próbki składające się z metalowej obudowy z rdzeniem o strukturze plastra miodu (HC1.71box i HC1.71box_x2) odkształciły się w analogiczny do siebie sposób (rys. 8.11). Proces deformacji tych próbek przebiegał mniej stabilnie od opisanych powyżej. Zauważalny jest wpływ stalowych ścianek na proces odkształcania rdzenia aluminiowego. Już w początkowej fazie deformacja ścianek bocznych następowała w sposób przypadkowy. Ściany obudowy zapadły się, a potem zwinęły i nałożyły na siebie w sposób trudny do przewidzenia.



Rys. 8.11. Proces deformacji próbki HC1.71_box: a) t = 0 s, b) t = 0,003 s, c) t = 0,009 s

Wyniki analizy procesu deformacji absorberów są zgodne z liczbowymi wynikami badań wytrzymałościowych.

Główne wnioski wynikające z analizy przedstawionych wyników badań to:

- Zastosowanie struktury typu plaster miodu jako absorber energii w RUPD, z uwagi na konieczność trwałego zamontowania w pojeździe, wymusza zastosowanie dodatkowej obudowy, gdyż ścianki tej struktury są podatne na odkształcenia mechaniczne w kierunku poprzecznym do swojej powierzchni. Analizując przedstawione wyniki badań należy uznać, że zastosowanie metalowej obudowy wpływa na charakter odkształcenia - absorber odkształca się nieliniowo, jednak szczytowe wartości obciążeń nie różnią się znacznie od innych próbek.
- Osiągane wartości pochłanianej energii są adekwatne do założeń opisanych w rozdziale 6.1, gdyż w przypadku uderzenia centralnego, samochodu średniej klasy, przy prędkości ok 11,1 m/s (40 km/h), absorber jest w stanie pochłonąć ok. 15% energii kinetycznej uderzającego auta.
- 3. Analizując wartości opóźnień zarejestrowanych dla poszczególnych próbek, należy uznać, że wartości te nie są krytyczne (uwzględniając deformację w przestrzeni roboczej absorbera), gdyż nie przekraczają wartości 80 g, czyli 785 m/s² [13], [78]. Zatem zastosowanie opisanych struktur jako absorberów energii kinetycznej uderzenia jest uzasadnione.
- 4. Zaproponowane absorbery spełniają zasadnicze wymagania jakie stawiane są strukturom energochłonnym, jednak w odróżnieniu od konstrukcji prezentowanych w licznych publikacjach są relatywnie tanie w produkcji i łatwe we wdrożeniu, gdyż nie wymagają stosowania skomplikowanych procesów technologicznych, ani trudnodostępnych surowców.
- 5. Zastosowanie zaproponowanych absorberów w pojazdach ciężarowych wiąże się niestety z pewnymi ograniczeniami, dotyczącymi obowiązujących przepisów homologacyjnych [29], [30]. Szczególnie wymiary absorbera są ograniczone nie tylko przez konstrukcję pojazdu, ale także pośrednio przez uwarunkowania prawne. Zastosowanie absorberów odkształcających się na zbyt długiej drodze (co z punktu widzenia skuteczności pochłaniania energii jest korzystne) może spowodować, że odkształcenia całego RUPD przekroczą limity określone w odpowiednich dokumentach normatywnych. Mogłoby to wpłynąć na brak zgodności tylnego urządzenia zabezpieczającego z obowiązującymi przepisami prawa.

Przedstawione powyżej wyniki badań zderzeniowych uwzględniają jednakową prędkość uderzenia. Jednak ze względu na planowane wykorzystanie badanych struktur jako absorberów energii w pojazdach ciężarowych, należy założyć, że absorbery powinny spełniać swoją funkcję dla różnych obciążeń, również zmiennych prędkości uderzenia.

W celu dokonania dokładniejszej analizy wytypowanych struktur absorbujących energię kinetyczną, przeprowadzono kolejne badania zderzeniowe z uwzględnieniem różnych prędkości uderzenia. W tabelach 8.6 i 8.7 zestawiono wybrane wyniki przeprowadzonych badań zderzeniowych. Natomiast na rysunkach 8.12 i 8.13 przedstawiono przebiegi przyspieszenia w funkcji czasu oraz siły i opóźnienia w funkcji deformacji. Szczegółowe wyniki badań przedstawiono w Załączniku 1.

Nr próbki	Oznaczenie	Oznaczenie Prędkość uderzenia [m/s]		Max. wartość opóźnienia [m/s ²]
	HC1.71x2	2,8	0,027	150
2	HC1.71x2	5,6	0,100	180
2.	HC1.71x2	6,7	0,120	210
	HC1.71x2	8,9	0,142	1 440
	HC1.71box	2,8	0,027	150
	HC1.71box	5,6	0,125	200
3.	HC1.71box	6,7	0,135	510
	HC1.71box	8,9	0,145	1 480
	HC1.71box_x2	2,8	0,014	250
4.	HC1.71box_x2	5,6	0,075	240
	HC1.71box_x2	6,7	0,101	240
	HC1.71box_x2	8,9	0,126	600

Tabela 8.6. Wybrane wyniki badań absorberów energii z uwzględnieniem różnych prędkości uderzenia – maksymalne opóźnienie oraz deformacja

Próbka	Energia kinetyczna uderzenia	Energia deformacji	Procent zaabsorb. energii	Energia kinetyczna uderzenia	Energia deformacji	Procent zaabsorb. energii	
	[kJ]	[kJ]	[%]	[kJ]	[kJ]	[%]	
Prędkość uderzenia		2,8 m/s			5,6 m/s		
2. HC1.71x2	1,4	1,0	71	5,4	4,8	89	
3. HC1.71box	1,4	1,0	71	5,4	4,0	74	
4. HC1.71box_x2	1,4	0,7	50	5,4	4,5	83	
Prędkość uderzenia	6,7 m/s				8,9 m/s	•	
2. HC1.71x2	7,8	6,8	87	13,8	8,6	62	
3. HC1.71box	7,8	6,0	77	13,8	8,0	58	
4. HC1.71box_x2	7,8	6,5	83	13,8	10,5	76	

Tabela 8.7. Wybrane wyniki rozszerzonych badań dynamicznych absorberów energii – wartość zaabsorbowanej energii w zależności od prędkości uderzenia



Rys. 8.12. Przebieg przyspieszenia w funkcji czasu dla różnych prędkości uderzenia

Analizując krzywe przyspieszenia w funkcji czasu, w początkowej fazie zderzenia, tj. do 0,01 s, dla wszystkich badanych próbek zaobserwowano, że niezależnie od prędkości uderzenia przebiegi dla danego absorbera są do siebie zbliżone. Dla prędkości 5,6 i 6,7 m/s

zaobserwowano dużą zbieżność analizowanych krzywych do 0,015 sekundy zderzenia. Zasadnicze różnice dla każdego z badanych absorberów zauważyć można dla skrajnych prędkości uderzenia tj. najmniejszej (2,8 m/s) i największej (8,9 m/s), co związane jest z dużymi różnicami w wartościach energii kinetycznej uderzenia. W przypadku próbek HC1.71box i HC1.71x2, dla prędkości uderzenia 2,8 m/s krzywe charakteryzują się dużą zbieżnością. Podobną analogię zaobserwowano także dla prędkości uderzenia 8,9 m/s. Dla tej prędkości maksymalną wartość dla obu tych próbek zanotowano w czasie 0,023 s. Natomiast dla absorbera HC1.71box_x2 w 0,028 s. Dla niższych prędkości uderzenia, dla każdego z absorberów maksymalne wartości przyspieszenia wózka badawczego osiągane były w czasie do 0,008 s. Wyjątek stanowi HC1.71box, gdyż już dla prędkości uderzenia 5,6 m/s zaobserwowano wzrost wartości przyspieszenia w końcowej fazie uderzenia, co związane jest z osiągnięciem niemal maksymalnej deformacji próbki.



Rys. 8.13. Przebieg siły i opóźnienia w funkcji deformacji dla różnych prędkości uderzenia

Niezależnie od prędkości uderzenia, najniższe wartości sił i opóźnienia odnotowano dla próbki HC1.71box. Pomijając końcową fazę zderzenia, dla maksymalnych deformacji próbki, wartość opóźnienia nie przekraczała 161 m/s², a maksymalna zanotowana wartość siły wyniosła 57 kN. Dla próbki HC1.71x2 wartości te były większe o kilkanaście procent. Natomiast dla próbki HC1.71box_x2 zarejestrowano największe wartości obciążeń wynoszące niemal 290 m/s², czyli ponad 99 kN siły przy prędkości uderzenia 8,9 m/s. Zaobserwowano także, że prędkość uderzenia wpływa na intensywność przyrostu wartości opóźnienia i siły

w funkcji deformacji, a mianowicie, im niższa prędkość uderzenia tym gwałtowniejszy przyrost wartości obciążeń.

Nr próbki	Oznaczenie	Zaabsorbowana energia [kJ] dla określonej prędkości uderzenia				
Ĩ		2,8 m/s	5,6 m/s	6,7 m/s	8,9 m/s	
2.	HC1.71_x2	1,0	4,8	6,8	8,6	
3.	HC1.71box	1,0	4,0	6,0	8,0	
4.	HC1.71box_x2	0,7	4,5	6,5	10,5	

Tabela 8.8. Wybrane wyniki rozszerzonych badań dynamicznych absorberów energii – ilość zaabsorbowanej energii w zależności od prędkości uderzenia

Analizując wyniki dotyczące energii kinetycznej wózka badawczego zaabsorbowanej przez dane próbki (tabela 8.8), zauważyć można duże zróżnicowanie w zależności od prędkości uderzenia. Próbki HC1.71x2 i HC1.71box_x2 były tych samych wymiarów, mimo to, dla prędkości uderzenia od 2,8 m/s do 6,7 m/s, próbka HC1.71x2 pochłaniała większą ilość całkowitej energii kinetycznej wózka badawczego dla danej prędkości uderzenia. Wraz ze wzrostem prędkości uderzenia różnice w ilości pochłoniętej energii malały. Dla prędkości uderzenia 8,9 m/s wartość pochłoniętej energii przez próbkę HC1.71box_x2 była wyższa o około 22%. Należy także podkreślić, że próbka HC1.71box_x2 pochłaniała energię uderzenia przy najmniejszej deformacji próbki, niezależnie od prędkości uderzenia. Najniższe wartości pochłoniętej energii wyznaczono dla próbki HC1.71box, o 8% mniej niż HC1.71_x2 i 25% mniej niż HC1.71box_x2. Próbka ta odkształcała się także o największą wartość. Należy jednak zaznaczyć, że objętość tej próbki była dwukrotnie mniejsza od pozostałych.

8.3. Struktury energochłonne wykorzystywane w samochodach

W ramach projektu badawczego o akronimie CRASH-BOX¹, który realizowano w Łukasiewicz – Przemysłowym Instytucie Motoryzacji, przeprowadzono szereg badań zderzeniowych mających na celu określenie wymagań jakie powinien spełniać absorber pochłaniający energię zderzenia czołowego dla samochodów osobowych [79]. Przeprowadzono testy zderzeniowe wybranych, obecnie stosowanych w samochodach

¹ "Projekt absorberów pochłaniających energię zderzenia czołowego pojazdu osobowego – CRASH-BOX¹", nr projektu 5/Ł-PIMOT/CŁ/2021, projekt dofinansowany przez Prezesa Centrum Łukasiewicz w formie Dotacji celowej. Autor niniejszej pracy był członkiem zespołu badawczego tego projektu odpowiedzialnym m.in. za opracowanie agendy badawczej oraz analizę wyników badań.

osobowych i dostępnych na rynku konstrukcji. Badania przeprowadzono w analogiczny sposób do testów opisanych w rozdziale 8.2. Uwzględniając zadania jakie stawia się przed strukturami pochłaniającymi energię uderzenia (tzw. crash-boxami), w pierwszej fazie zderzenia samochodu osobowego przeszkoda, badania Z przeprowadzono dla prędkości 2,8; 4,4; 5,6 i 6,7 m/s, osiągając tym samym wartości energii kinetycznej wózka odpowiednio: 1352 J, 3450 J, 5401 J i 7778 J. Do badań wykorzystano crash-boxy stosowane jako oddzielny element (niezintegrowany trwale z belką zderzaka przedniego). W tabeli 8.9 przedstawiono wybrane dane techniczne wytypowanych do badań próbek. Wyniki badań dla czterech crashboxów przedstawiono na rysunku 8.14 oraz w załączniku 2.

Widok	Oznaczenie	Opis	Wymiary [m]		
			Szerokość	Wysokość	Długość
	ST-OAG	Profil stalowy o przekroju prostokątnym	0,073	0,07	0,187
	ST-RNO	Profil stalowy o przekroju prostokątnym	0,1	0,072	0,158
	ST-KMC	Profil stalowy o przekroju prostokątnym	0,115	0,06	0,135
	AL-TMC	Profil aluminiowy o przekroju prostokątnym	0,1	0,06	0,132

Tabela 8.9. Charakterystyka wytypowanych do badań crash-boxów



Rys. 8.14. Przebieg siły i opóźnienia w funkcji deformacji dla prędkości uderzenia 6,7 m/s

Pomijając wyniki rejestrowane w końcowej fazie zderzenia, dla prędkości uderzenia równej 6,7 m/s najwyższe wartości opóźnienia odnotowywano dla próbki AL-TMC (ponad 350 m/s²), przy jednocześnie najkrótszej drodze deformacji. Najniższe wartości opóźnienia zarejestrowano dla próbki ST-RNO. Dla roboczej długości próbki wartość opóźnienia nie przekraczała 200 m/s². Dla tej próbki odnotowano także największe wartości deformacji.

Próbka ST-RNO uległa deformacji przy sile o najmniejszej wartości, wynoszącej od ok. 30 do 80 kN, jednak w końcowej fazie zderzenia osiągnęła wartość ponad 220 kN. Próbki ST-OAG i ST-KMC deformowały się przy sile od 63 do 98 kN (dla roboczej długości próbki). Najwyższe wartości sił wyznaczono dla próbki AL-TMC, próbka ta uległa deformacji przy sile znacznie przekraczającej 100 kN. Zanotowane maksymalne wartości siły dla próbki AL-TMC są wyższe od sił badawczych zadawanych podczas testów homologacyjnych RUPD, zatem można zakładać, że absorber ten nie spełni swojej funkcji należycie, gdyż jego wytrzymałość jest większa od wytrzymałości pozostałych elementów konstrukcyjnych RUPD.

Analizując wyniki energii kinetycznej wózka badawczego (rys. 8.15) zaabsorbowanej przez próbkę ST-KMC, zauważyć można pewną tendencję, a mianowicie wraz ze wzrostem prędkości uderzenia, rośnie procentowy udział zaabsorbowanej energii do energii uderzenia wózka (od 51% do 76%.) Również dla próbki ST-OAG, wraz ze wzrostem prędkości uderzenia, można zaobserwować znaczny wzrost procentowego udziału zaabsorbowanej energii do całkowitej energii uderzenia. Dla prędkości 2,8 m/s udział ten wyniósł 42%, natomiast dla

pozostałych prędkości ok. 80%. Dla próbki AL-TMC zauważyć można odwrotną tendencję – wraz ze wzrostem prędkości uderzenia, procentowy udział zaabsorbowanej energii do energii uderzenia wózka zmalał o kilka procent, z 74% przy prędkości 2,8 m/s do nawet do 68% przy prędkości 5,6 m/s.



Rys. 8.15. Zaabsorbowana energia kinetyczna wózka badawczego w zależności od prędkości uderzenia

Na potrzeby porównania crash-boxów obecnie stosowanych w samochodach oraz absorberów opisanych w rozdziale 8.2 wyznaczono wskaźniki dla tej samej prędkości uderzenia równej 6,7 m/s: *EA* (całkowita energia deformacji), *SEA* (*EA* odniesiona do masy próbki), *MFC* (*EA* odniesiona do długości próbki) i *PCF* (maksymalna siła ściskająca). Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach 8.16 do 8.19.



Rys. 8.16. Wartość zaabsorbowanej energii dla wybranych próbek przy prędkości uderzenia 6,7 m/s

Spośród badanych próbek największą całkowitą energię zaabsorbowaną podczas odkształcenia odnotowano dla próbek HC1.71box_x2 i HC1.71x2. Próbki te pochłonęły ponad 80% energii kinetycznej wózka badawczego. Najniższą wartość odnotowano dla próbki AL-TMC - niewiele ponad 70% energii kinetycznej wózka.



Rys. 8.17. Wartości wskaźnika SEA dla wybranych próbek

Na rysunku 8.17 przedstawiono wyniki dla wskaźnika *SEA*. Maksymalną wartość osiągnięto dla próbki HC1.71x2 dla której współczynnik *SEA* wyniósł 20 kJ/kg. Jest to wartość co najmniej dwukrotnie większa niż dla pozostałych próbek. Najniższą wartość osiągnięto dla próbki HC1.71box_x2, która została wykonana jest z tego samego materiału co próbka HC1.71x2 z tą różnicą, że obudowana została stalową blachą.



Rys. 8.18. Wartości wskaźnika MCF dla wybranych próbek

Najwyższe wartości wskaźnika *MCF* (rys. 8.18) wyznaczono dla próbki AL-TMC – niemal 90 kJ/m. Wartość *MCF* dla próbek ST-OAG, ST-RNO i ST-KMC był na podobnym poziomie (ok 50 kJ/m). Najniższą wartość zanotowano dla próbki HC1.71box (44 kJ/m). Zestawiając wartości tego wskaźnika z osiągniętym maksymalnym opóźnieniem, zauważyć można, że dla próbek HC1.71box_x2 i HC1.71x2 zarejestrowano najniższe szczytowe wartości opóźnienia; najwyższe natomiast zanotowano dla próbek HC1.71box i ST-RNO.

Na rysunku 8.19 przedstawiono przebiegi opóźnienia w funkcji deformacji dla analizowanych próbek. Jak wynika z analizy przedstawionych wyników, najwyższe wartości opóźnienia odnotowano dla próbek HC1.71box i ST-RNO, jednak w obu tych przypadkach gwałtowny przyrost wartości opóźnienia zarejestrowano w końcowej fazie deformacji próbki. Najniższe wartości opóźnień w tzw. przestrzeni roboczej próbki (z pominięciem granicznej deformacji) odnotowano dla próbki HC1.71box ok. 160 m/s², najwyższe natomiast dla AL-TMC. Dla tej próbki wartość opóźnienia wyniosła powyżej 350 m/s².



Rys. 8.19. Przebiegi opóźnienia w funkcji deformacji przy prędkości uderzenia 6,7 m/s

8.4. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych

Na podstawie analizy wyników przeprowadzonych badań wytrzymałościowych sformułowano następujące wnioski:

- Aluminiowe struktury plastra miodu (próbki HC1.71...) charakteryzują się cechami pożądanymi z punktu widzenia zdolności do pochłaniania energii kinetycznej, szczególnie w kontekście skutecznej zamiany tej energii na pracę sił deformacji struktury na skutek niesprężystego odkształcenia, a także stałej wartości siły w funkcji deformacji. Dla tych struktur zaobserwowano najmniejsze zmiany wartości siły wraz ze wzrostem deformacji próbki. Ponadto zaobserwowano, że niezależnie od prędkości uderzenia próbki te deformowały się w zbliżony sposób, a zatem prędkość uderzenia nie miała zasadniczego wpływu na sam proces deformacji struktury. W przypadku piany aluminiowej zaobserwowano natomiast, że wraz ze wzrostem wartości deformacji, rośnie także siła ściskająca, co jest niekorzystne w aspekcie wykorzystania tej struktury jako absorber energii.
- Wartość siły przy jakiej dochodziło do deformacji próbek w testach zderzeniowych była zróżnicowana, jednak uwzględniając wyniki dla roboczej długości absorbera, czyli z pominięciem wyników otrzymanych przy maksymalnej deformacji, dla próbki HC1.71box zarejestrowano najniższe wartości siły ściskającej, tj. około 50 kN. Natomiast w przypadku absorberów HC1.71box_x2 oraz CCAF wartości te były zbliżone lub wyższe od sił badawczych jakim obciążane są tylne urządzenia zabezpieczające w ramach badań na potrzeby homologacji (100 i 180 kN), co z punktu widzenia wykorzystania absorbera w RUPD jest niekorzystne. W określonych przypadkach absorber nie spełni swojej funkcji należycie, gdyż jego wytrzymałość na ściskanie będzie większa od wytrzymałości pozostałych elementów konstrukcyjnych RUPD.
- Najlepszy stosunek ilości pochłoniętej energii do masy próbki (współczynnik SEA) zanotowano dla struktur aluminiowych, tj. HC1.71x2 i HC1.71box i AL-TMC, przy czym najwyższe wartości SEA (20 kJ/kg) osiągnięto dla struktury typu plaster miodu bez obudowy (HC1.71x2). Wartość tego wskaźnika była ponad dwukrotnie większa niż dla AL-TMC i HC1.71box.
- Najlepszym stosunkiem ilości pochłoniętej energii do długości próbki (wskaźnik MCF) charakteryzują się wybrane absorbery wykonane z aluminium. Dla absorbera AL-TMC wartość tego wskaźnika wyniosła niemal 90 kJ/m, a dla HC1.71box_x2 o 29% mniej. Najniższą jednak wartość MCF zanotowano dla próbki HC1.71box (44 kJ/m).

Zestawiając wartości tego wskaźnika z osiągniętym maksymalnym opóźnieniem, zauważyć można, że dla próbek HC1.71box_x2 i HC1.71x2 zarejestrowano najniższe szczytowe wartości opóźnienia ok 200-250 m/s², a dla absorbera AL-TMC ponad 350 m/s². Ponadto konstrukcje stalowe osiągnęły jedne z niższych wartości MCF (ok. 50 kJ/m) i jednocześnie jedne z najwyższych wartości opóźnienia (np. dla ST-RNO ponad 600 m/s²).

Oceniając wartości pochłoniętej energii oraz odnotowanych sił ściskających i opóźnienia wózka badawczego należy stwierdzić, że struktury plastra miodu charakteryzują się najlepszymi własnościami pochłaniania energii uderzenia. Na podstawie przedstawionych wyników badań i analiz określono, że najkorzystniejszą strukturą absorbera jest próbka HC1.71box_x2. Dla przypadku zderzenia centralnego, w którym samochód osobowy uderza w tył pojazdu ciężarowego, absorbery mogłyby pochłonąć kilkanaście procent całkowitej energii uderzenia, mimo to zasadne jest kontynuowanie prac badawczych w celu poszukiwania skuteczniejszych materiałów lub konstrukcji o właściwościach pochłaniania energii uderzenia.

9. Opracowanie nowatorskiego absorbera energii uderzenia

Rozpatrywane w rozdziale 8 niniejszej pracy materiały i struktury pochłaniały energię kinetyczną w wyniku deformacji. Znane są także absorbery energii, które wykorzystują inne własności materiałów [80], [81]. W absorberze opisanym w niniejszym rozdziale do absorbcji energii uderzenia wykorzystano opór skrawania materiału. Na opracowany absorber złożono wniosek o udzielenie patentu o numerze P.448121. Autor rozprawy opracował koncepcję budowy absorbera; sformułował także jego zasadę działania, określił umiejscowienie w RUPD i przeprowadził badania prototypu.

Na rysunku 9.1 przedstawiono koncepcję RUPD wyposażonego w nowatorski absorber energii. Urządzenie zabezpieczające przed wjechaniem pod tył pojazdu składa się z belki poprzecznej RUPD (1), dwóch absorberów (2) i dwóch wsporników (3), które zamontowane są do ramy pojazdu ciężarowego (4). Energia kinetyczna (przedzderzeniowa) jest absorbowana poprzez skrawanie wałka (2.1) wykonanego z aluminium, którego średnica jest nieznacznie większa od otworu w stalowej płycie, tzw. pierścieniu skrawającym (2.2).



Rys. 9.1. Schemat koncepcyjny RUPD wyposażonego w prototypowy absorber

Na rysunku 9.2 przedstawiono trzy warianty budowy wałka absorbera, które poddano badaniom. Wariant 1 to walec o gładkich ścianach, którego średnica jest większa od średnicy otworu w pierścieniu skrawającym o 0,002 m. Wariant 2 jest również walcem o gładkich ścianach, jednak w tym przypadku jego średnica jest większa od średnicy otworu w pierścieniu skrawającym o 0,001 m. Wariant 3, to walec z ośmioma wzdłużnymi wypustami o wysokości 0,002 m i szerokości 0,007 m. Wałek wykonano ze stopu aluminium gatunek PA38 / 6060.



Rys. 9.2. Wałek absorbera

Na rysunku 9.3 przedstawiono kompletny absorber zamontowany na stanowisku badawczym w pozycji roboczej przewidzianej dla tego podzespołu.



- 1. Wałek
- 2. Obudowa
- 3. Pierścień skrawający
- 4. Mocowanie absorbera

Rys. 9.3. Absorber ROD_1.2 w pozycji roboczej

W celu oceny zdolności absorbowania energii uderzenia przez opracowane prototypy, przeprowadzono quasi-statyczne badania wytrzymałościowe. Badania przeprowadzono wg metodyki badawczej opisanej w rozdziale 8.1. Badania zostały przeprowadzone przy współudziale zespołu badawczego Laboratorium Bezpieczeństwa Pojazdów w Łukasiewicz – PIMOT. Autor rozprawy opracował metodykę badawczą i sprecyzował warunki początkowe testów, w tym określił parametry wózka badawczego oraz prędkości uderzenia; określił także zakres i sposób pomiaru niezbędnych wielkości; przeprowadził ponadto obróbkę zarejestrowanych danych. Na rysunku 9.4 przedstawiono wyniki przeprowadzonych badań.



Rys. 9.4. Przebieg siły w funkcji deformacji dla prototypów ROD_01.1, ROD_01.2 i ROD_02

Zarejestrowana wartość siły dla próbki ROD_01.1 wyniosła ponad 180 kN. Ponadto przebieg krzywej siły w funkcji deformacji charakteryzował się dużą nieliniowością. Po osiągnieciu poziomu siły około 160 kN, wartość siły spadła do około 130 kN, a następnie wzrosła do wartości maksymalnej, która przekroczyła poziom maksymalnego obciążenia, przy którym prowadzone są testy homologacyjne RUPD. Zatem absorber nie spełnia swojej funkcji, gdyż siły niezbędne do skrawania jego ścian w wyniku przeciskania przez otwór pierścienia skrawającego są wyższe od wytrzymałości pozostałych elementów konstrukcyjnych RUPD.

Maksymalna siła niezbędna do przeciśnięcia wałka absorbera w prototypie ROD_01.2 wyniosła około 74 kN. Przebieg krzywej siły w funkcji przemieszczenia wałka absorbera dla próbki ROD_02 był analogiczny do krzywej zarejestrowanej dla absorbera ROD_01.2, z tą różnicą, że maksymalne wartości sił wynosiły około 90 kN. Odnotowano także większe amplitudy zmian wartości siły.

Na podstawie analizy wyników quasi-statycznych badaniach wytrzymałościowych, do dalszych badań zderzeniowych wytypowano warianty 2 i 3 absorbera oznaczone jako ROD_01.2. i ROD_02. Badania zderzeniowe przeprowadzono zgodnie z metodyką opisaną w rozdziale 8.2. Badania prowadzono dla różnych prędkości uderzenia. Na rysunku 9.5 przedstawiono wyniki przeprowadzonych testów absorbera ROD_01.2 przy prędkościach uderzenia wynoszących 5,6 i 6,7 m/s.

Dla obu prędkości uderzenia zanotowano zbliżone kształtem przebiegi opóźnienia w funkcji deformacji. Wraz ze wzrostem przemieszczenia wałka rosła także wartość opóźnienia. Dla prędkości 5,6 m/s maksymalne opóźnienie wyniosło ok 270 m/s², a dla prędkości 6,7 m/s ok. 330 m/s².

Maksymalna wartość siły w zakresie przemieszczenia wałka do ok. 0,07 m była zbliżona dla obu prędkości i maksymalnie wynosiła ok. 80 kN. Następnie zauważalny jest istotny wzrost siły. Maksymalne wyznaczone wartości sił dla prędkości uderzenia 5,6 i 6,7 m/s wyniosły odpowiednio 96 i 117 kN. W obu przypadkach, w wyniku przeciskania wałka, pochłonięta została energia uderzenia na poziomie 83% całkowitej energii kinetycznej poruszającego się wózka badawczego.



Rys. 9.5. Przebieg siły i opóźnienia w funkcji przemieszczenia dla prototypu ROD_01.2 przy różnych prędkości uderzenia

Porównując zarejestrowane wyniki badań z wynikami uzyskanymi dla wcześniej analizowanych struktur pochłaniających energię uderzenia (rys. 8.19), szczególnie

w kontekście osiąganych wartości opóźnień przy prędkości 6,7 m/s, stwierdzono, że osiągnięte wyniki nie są zadowalające.

Przeprowadzono zatem kolejne badania eksperymentalne dla wariantu absorbera o oznaczeniu ROD_02. Testy przeprowadzono dla czterech prędkości uderzenia: 2,8; 5,6; 6,7 i 8,9 m/s, a ich wyniki pokazano na rysunku 9.6.

W zależności od prędkości uderzenia, maksymalne wartości zarejestrowanych sił wyniosły odpowiednio 75,8, 83,6, 80,6 i 95,8 kN, natomiast wartości opóźnień wyniosły odpowiednio 216, 235, 225 i 265 m/s². Pomijając krzywą siły i opóźnienia dla prędkości uderzenia 2,8 m/s, nie zarejestrowano gwałtownych zmian obciążeń na całej dystansie przemieszczenia wałka.

Porównano ze sobą wyniki uzyskane dla absorberów ROD_01.2 i ROD_02 (rys. 9.5 i 9.6), dla tych samych prędkości uderzenia (5,6 i 6,7 m/s). Do wartości przemieszczenia wałka równej niewiele ponad 0,02 m opóźnienie zarejestrowane dla obu absorberów narastało podobnie osiągając wartość 118 - 128 m/s². W trakcie dalszego przeciskania wałka w absorberze zanotowano "wypłaszczenie się" obu krzywych, jednak dla absorbera ROD_01.2 przyrost opóźnienia był bardziej dynamiczny.



Rys. 9.6. Przebieg siły i opóźnienia w funkcji przemieszczenia dla prototypu ROD_02 przy różnych prędkości uderzenia

Dla prędkości uderzenia 6,7 m/s, absorber ROD_01.2 osiągnął maksymalną wartość opóźnienia wynoszącą niemal 334 m/s², przy natomiast dla absorbera ROD_02 maksymalne opóźnienie wyniosło 226 m/s², przy deformacji wynoszącej ok. 0,13 m. Maksymalne wartości

sił przy prędkości uderzenia równej 6,7 m/s dla absorbera ROD_01.2 oraz ROD_02 wyniosły odpowiednio 119 kN i 80,4 kN.

Wartość całkowitej pochłoniętej energii uderzenia wózka badawczego dla prędkości uderzenia 5,6 m/s, dla obu absorberów była podobna (tabela 9.1), jednak absorber ROD_02 rozproszył o niemal 4% więcej energii. Efektywność pochłaniania energii (wartość procentowa ilości pochłoniętej energii do całkowitej energii wózka badawczego) w obu przypadkach wynosiła ponad 80%, jednak dla prędkości 6,7 m/s, absorber ROD_02 rozproszył 90% energii kinetycznej wózka badawczego, czyli o niemal 7% więcej energii od absorbera ROD_01.2.

Tabela 9.1. Wartość energii zaabsorbowanej przez absorbery ROD_01.2 i ROD_02 przy prędkości uderzenia 5,6 i 6,7 m/s²

Prędkość uderzenia	Oznaczenie absorbera	Energia zaabsorbowana przez próbkę [kJ]	Całkowita energia kinetyczna wózka badawczego [kJ]	Efektywność pochłaniania energii [%]
5,6 m/s	ROD_01.2	4,5	5,4	83
	ROD_02	4,7	5,4	87
6,7 m/s	RLR_01.2	6,5	7,8	83
	ROD_02	7,0	7,8	90

Analizując nagrania wideo z przeprowadzonych badań eksperymentalnych stwierdzić można, iż proces przeciskania wałka przez pierścień skrawający przebiegał w sposób zbliżony niezalenie od rodzaju testu (quasi-statycznego, czy dynamicznego). W całym przedziale przemieszczenia wałka, proces absorbcji energii poprzez skrawanie ścianek wałka przebiegał stabilnie, tj. wałek nie uległ wyboczeniu. Nie zaobserwowano także karbów lub uskoków na powierzchni wałka, mogących świadczyć o nierównomiernym skrawaniu jego ścianek. Zgodnie z założeniami, deformacji uległy jedynie ścianki absorbera i tylko w obszarze kontaktu z ostrzem pierścienia skrawającego. Na rysunku 9.7 przedstawiono stopklatki z badania zderzeniowego dla absorbera ROD_01.2. Natomiast na rysunku 9.8 i 9.9 przedstawiono widoki obu absorberów po teście zderzeniowym.





 $t = 0,025 \ {\rm s}$ Rys. 9.7. Proces skrawania wałka absorbera ROD_01.2







Rys. 9.9. Absorber ROD_02 po badaniu zderzeniowym

Przeprowadzono także analizę porównawczą przebiegów opóźnienia, siły oraz wartości rozproszonej energii dla absorbera ROD_02 oraz absorberów opisywanych w rozdziale 8.2, t.j. HC1_71x2, HC1_71box oraz HC1_71box_x2. Na rysunku 9.10 przedstawiono wybrane przebiegi dla różnych prędkości uderzenia.

Niezależnie od prędkości uderzenia, dla absorbera ROD_02 maksymalne wartości obciążeń były na zbliżonym poziomie w stosunku do porównywanych próbek. Także przebiegi krzywych siły i opóźnienia miały podobny charakter, tj. nie zaobserwowano gwałtownych zmian wartości obciążeń. Stwierdzono również, że podobnie jak dla wcześniej analizowanych materiałów, dla niewielkiej prędkości uderzenia (2,8 m/s) wartości obciążeń narastają gwałtowniej niż dla wyższych prędkości uderzenia. Jedynie dla prędkości uderzenia 8,9 m/s dla ROD_02 zarejestrowano wyższe wartości deformacji, przy jednocześnie niższych wartościach obciążeń w końcowej fazie zderzenia. Związane jest to z większą, w stosunku do pozostałych próbek, nie został odkształcony na całej swojej długości.



Rys. 9.10. Przebieg siły i opóźnienia w funkcji deformacji dla wybranych próbek przy różnych prędkościach uderzenia

W odniesieniu do wartości energii kinetycznej pochłoniętej przez porównywane próbki (tabela 9.2), różnice są zauważalne szczególnie przy prędkości 6,7 m/s oraz 8,9 m/s. W obu przypadkach próbka ROD_02 pochłonęła większą ilość energii od pozostałych absorberów (nawet 12% więcej niż HC1.71box_x2).

Tabela 9.2. Wartość pochłoniętej przez próbki energii kinetycznej dla różnych prędkości uderzenia

	Prędkość uderzenia [m/s]						
Oznaczenie absorbera	2,8 5,6 6,7		6,7	8,9			
	Wartość pochłoniętej energii (EA) [kJ]						
HC1.71x2	1,0	4,8	6,8	8,6			
HC1.71box	1,0	4,0	6,0	8,0			
HC1.71box_x2	0,7	4,5	6,5	10,5			
ROD_02	0,9	4,7	7,0	11,8			

Absorber ten pochłonął 85% energii kinetycznej wózka badawczego, a pozostałe absorbery od 57 do 76%. Dla prędkości uderzenia równej 2,8 m/s, absorber ROD_02 pochłonął niemal tyle samo energii co średnio pochłonęły pozostałe próbki, a dla prędkości 5,6 m/s pochłonął o około 6% więcej niż wyniosła średnia dla pozostałych próbek.

Dla porównywanych absorberów wyznaczono także wskaźniki dla prędkości uderzenia równej 8,9 m/s: *SEA (EA* odniesiona do masy próbki), *MFC* (średnia siła zgniatania) i *PCF* (maksymalna siła ściskająca). Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach od 9.11 do 9.13.

Na rysunku 9.11 przedstawiono wyniki dla wskaźnika *SEA*. Największą wartość osiągnięto dla próbki HC1.71x2 dla której współczynnik *SEA* wyniósł niewiele ponad 25 kJ/kg. Jest to wartość kilkukrotnie większa w porównaniu z pozostałymi próbkami. Najniższą wartość (3 kJ/kg) osiągnięto dla próbki ROD_02, co związane jest z największą masą tego absorbera równą 3,7 kg, czyli ponad 10-cio krotnie większą niż próbki HC1.71x2.



Rys. 9.11. Wartości wskaźnika SEA dla wybranych próbek

Najwyższe wartości wskaźnika MCF (rys. 9.12) wyznaczono dla próbki HC1.71box_x2 (ponad 80 kJ/m). Wartość MCF dla próbek HC1.71x2 i ROD_02 była na podobnym poziomie, i wynosiła około 60 kJ/m, niewiele niższą wartość osiągnięto dla próbki HC1.71box (55 kJ/m).



Rys. 9.12. Wartości wskaźnika MCF dla wybranych próbek

Zestawiając wyznaczone wartości tego wskaźnika z wynikami dla wskaźnika PCF (rys. 9.13) zauważyć można, że obciążenia o wartości ok 100 kN zanotowano jedynie dla próbki HC1.71box x2. Dla pozostałych próbek wartość ta wynosiła od 55 do 84 kN.



Rys. 9.13. Wartości wskaźnika PCF dla wybranych próbek

Przedstawiona analiza porównawcza nie wskazuje na jednoznaczną przewagę któregokolwiek z opisywanych rozwiązań technicznych. Należy jednak zauważyć, że absorber energii, wykorzystujący proces skrawania materiału do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia jest rozwiązaniem prototypowym, wymagającym optymalizacji między innymi

w odniesieniu do masy. Absorber, w toku dalszych prac rozwojowych, może być zmodyfikowany, np. poprzez zastosowanie rury zamiast pełnego wałka lub zastosowanie obudowy o cieńszych ściankach, co wpłynie na wartość wskaźnika SEA, gdyż pozwoli na redukcję masy absorbera. Zakłada się, że modyfikacje te nie będą miały zasadniczego wpływu na proces pochłaniania energii, gdyż obecna konstrukcja absorbera celowo została przewymiarowana, by móc przeprowadzić zaplanowany program badań z wykorzystaniem tych samach elementów obudowy, co znacznie ograniczyło czas niezbędny do przygotowywania kolejnych próbek do badań. Jedynym elementem wymiennym w trakcie badań był wałek oraz pierścień skrawający.

Na uwagę zasługuje jednak fakt, że absorber ROD_02 osiągnął wysoką skuteczność pochłaniania energii (87 – 90%), szczególnie dla prędkości uderzenia powyżej 5,6 m/s. Ponadto proces pochłaniania energii odbywał się stabilnie, gdyż w żadnym z badań nie zarejestrowano gwałtownych zmian opóźnień. Wartości szczytowe wyznaczonych sił zbliżone były do próbek osiągających najlepsze wartości w tym aspekcie.

Prototypowa konstrukcja wytworzona została z materiałów łatwo dostępnych na rynku krajowym (stal narzędziowa i stop aluminium), a do jej wykonania użyto ogólnodostępnych narzędzi obróbczych. Zatem wdrożenie tego absorbera do produkcji nie będzie uzależnione od dużych nakładów finansowych (np. w park maszynowy) lub kooperacji z wysoko wyspecjalizowanym dostawcą (np. jak w przypadku struktur typu plaster miodu lub pian metalicznych).

10. Model matematyczny zderzenia samochodów

Najczęściej występującymi rodzajami zderzeń tylnych (ponad 90%), w których samochód osobowy uderza w tył pojazdu ciężarowego, są zderzenia centralne oraz offsetowe, gdy osie obu pojazdów są do siebie równoległe [14]. W celu określenia wpływu zastosowania wybranych materiałów absorbujących energię uderzenia na skutki zderzenia, opracowany został odpowiedni model pokazany na rysunku 10.1.

Proces zderzenia samochodu osobowego z pojazdem ciężarowym można podzielić na dwie fazy [82]. Faza pierwsza obejmuje ruch pojazdów do momentu kontaktu samochodu osobowego z pojazdem ciężarowym. Druga faza obejmuje deformację struktur obu pojazdów. Na tej podstawowe opracowano model matematyczny zderzenia samochodu osobowego z pojazdem ciężarowym, w którym samochód osobowy porusza się z określoną prędkością po płaskiej i utwardzonej powierzchni, a następnie uderza czołowo i centralnie w tył nieruchomego pojazdu ciężarowego.

Przygotowanie modelu było realizowane w ramach współpracy naukowej z dr. inż. Piotrem Zdanowiczem, pracownikiem Politechniki Warszawskiej. Udział dr. inż. Piotra Zdanowicza był w przygotowaniu modelu matematycznego zderzenia centralnego oraz w opracowaniu programu komputerowego do obliczeń modelowych w środowisku programu Matlab. Koncepcja modelu, opracowanie modelu zderzenia offsetowego na podstawie modelu zderzenia centralnego, modele fizyczne, przygotowanie danych do modelowania oraz parametryzacja i weryfikacja eksperymentalna modelu są rezultatem pracy autora rozprawy.

Na rozpatrywany model składa się bryła samochodu osobowego oraz bryła samochodu ciężarowego wraz z odwzorowanym tylnym urządzeniem zabezpieczającym. Przy budowie modelu przyjęto następujące założenia:

- model jest płaski;
- model posiada 8 stopni swobody (6 stopni swobody obydwu pojazdów oraz po jednym stopniu swobody dla absorbera i wspornika RUPD);
- uwzględniono ruch postępowy obydwu pojazdów w kierunku wzdłużnym z możliwością zadawania różnych stanów obciążenia na kołach (odwzorowanie oporu toczenia, hamowania lub momentu napędowego);
- uwzględniono drgania pionowe i kątowe brył nadwozia dla obydwu pojazdów;

pominięto masy nieresorowane, przyjmując liniowy przebieg wypadkowej z charakterystyk sprężysto-tłumiących zawieszenia i ogumienia [83], [84], [85], [86], [87], [88], [89], [90], [91], [92], [93] i [94].



Rys. 10.1. Model płaski zderzenia samochodu osobowego z samochodem ciężarowym

Dodatkowo:

- zamodelowano tylne urządzenie zabezpieczające spełniające wymagania normatywne obowiązujące na rynku europejskim, w odniesieniu do wytrzymałości, wymiarów oraz umiejscowienia w pojeździe [27];
- przyjęty w modelu rodzaj zderzenia określono na podstawie analizy najczęściej występujących rodzajów zderzeń tylnych [14];
- zakres początkowej prędkości uderzenia określono na podstawie analizy danych dotyczących granicznych prędkości uderzenia dla jakich RUPD może skutecznie powstrzymywać przed wjechaniem samochodu osobowego pod spód pojazdu ciężarowego [33], [50];
- przyjęto, że samochód osobowy porusza się z określoną prędkością, natomiast pojazd ciężarowy jest nieruchomy;
- w obliczeniach symulacyjnych deformacji przedniej części samochodu osobowego, RUPD oraz absorberów wykorzystano charakterystyki sprężysto-tłumiące wyznaczone podczas badań eksperymentalnych.

Kluczowe dane wejściowe do modelu, m.in. właściwości geometryczne i masowe zestawiono w tabelach 10.2 i 10.3.

Równania równowagi pojazdów zapisano wykorzystując zasadę d'Alemberta [95], [96]. Ogólna postać tych równań jest następująca:

$$m_{so} \cdot \ddot{x}_{so} + F_{sn\,so} + F_{tn\,so} - F_{h\,so} = 0$$
 10.1

$$m_{sc} \cdot \ddot{x}_{sc} - F_{sw\,sc} - F_{tw\,sc} - F_{h\,sc} = 0$$
 10.2

$$m_{b\,sc} \cdot \ddot{x}_{b\,sc} + F_{sa\,sc} + F_{ta\,sc} - F_{sn\,so} - F_{tn\,so} = 0$$
 10.3

$$m_{w\,sc} \cdot \ddot{x}_{w\,sc} - F_{sa\,sc} - F_{ta\,sc} + F_{sw\,sc} + F_{tw\,sc} = 0$$
 10.4

$$m_{so} \cdot \ddot{z}_{so} - N_{1\,so} - N_{2\,so} + g \cdot m_{so} = 0$$
 10.5

$$(m_{sc} + m_{b\,sc} + m_{w\,sc}) \cdot \ddot{z}_{sc} - N_{1\,sc} - N_{2\,sc} + g \cdot (m_{sc} + m_{b\,sc} + m_{w\,sc}) = 0 \qquad 10.6$$

$$I_{so} \cdot \ddot{\theta}_{so} + N_{1\,so} \cdot l_{1\,so} - N_{2\,so} \cdot l_{2\,so} - (F_{sn\,so} + F_{sn\,so}) \cdot (z_{so} - z_{b\,sc}) + F_{h\,so} \cdot z_{so} = 0$$
 10.7

$$I_{sc} \cdot \ddot{\theta}_{sc} + N_{1\,sc} \cdot l_{1\,sc} - N_{2\,sc} \cdot l_{2\,sc} + (F_{sw\,sc} + F_{tw\,sc}) \cdot (z_{sc} - z_{b\,sc}) + F_{h\,sc} \cdot z_{sc} = 0$$
 10.8

Dane wejściowe dotyczące sztywności zawieszenia oraz ogumienia pojazdów, a także tłumienia amortyzatorów, współczynnika przyczepności kół do podłoża, oporów toczenia i momentów hamujących przyjęto na podstawie danych literaturowych [83], [85], [86], [89], [97], [98], [99], [100], [101], [102], [103], [104] i [105].

Przeprowadzono częściową weryfikację eksperymentalną modelu dla jego kluczowych elementów, tj. nadwozia samochodu osobowego, RUPD oraz absorberów. Ograniczono w ten sposób koszty związane z badaniami eksperymentalnymi. Dane niezbędne do weryfikacji eksperymentalnej modelu w odniesieniu do nadwozia samochodu osobowego zostały pozyskane z badania eksperymentalnego przeprowadzonego w Łukasiewicz – Przemysłowym Instytucie Motoryzacji, polegającego na uderzeniu samochodu osobowego (Ford Escort o masie 1 122 kg) w tylne urządzenie zabezpieczające, przy prędkości 10,5 m/s [106]. Stopklatkę z nagrania wideo tego badania przedstawiono na rysunku 10.2.



Rys. 10.2. Badanie eksperymentalne – uderzenie samochodu osobowego w konstrukcję odzwierciedlającą tylną część pojazdu ciężarowego z RUPD *[106]*

Dane dotyczące własności sprężysto-tłumiących absorbera (szerzej opisane w rozdziale 10.1) oraz RUPD pozyskano na podstawie analizy własnych badań eksperymentalnych. Pozostałe dane wejściowe takie jak wymiary geometryczne pojazdów, ich masy, wymiary, a także masy i wymiary RUPD oraz absorberów zostały dobrane na podstawie wcześniej prowadzonych pomiarów własnych i dostępnych danych literaturowych.

Charakterystyka deformacji pojazdu osobowego w fazie kompresji została aproksymowana wielomianem 5-st, co pozwoliło na uzyskanie współczynnika determinacji R² o wartości 0,98 (rys. 10.3). Współczynniki wielomianu przedstawiono w tabeli 10.1.

Tabela 10.1. Wskaźniki wielomianu opisującego własności sprężysto-tłumiące samochodu osobowego

a _{sn(i)}	$a_{sn(1)}$	$a_{sn(2)}$	$a_{sn(3)}$	a _{sn(4)}	$a_{sn(5)}$
Wartość	2,466 · 10 ⁸	$-2,138 \cdot 10^{8}$	6,718 · 10 ⁷	$-8,747 \cdot 10^{6}$	6,196 · 10 ⁵
Natomiast charakterystyka deformacji wspornika RUPD została opisana wielomianem 3-st. Uzyskano wartość współczynnika determinacji R² na poziomie 0,99 (rys. 10.4). Wartość tego współczynnika wyraża się wzorem [107]:

$$R^{2} = \frac{\sum_{i=1}^{n} (\widehat{y}_{i} - \overline{y})^{2}}{\sum_{i=1}^{n} (y_{i} - \overline{y})^{2}}$$
10.9

gdzie:

 y_i – i-ta obserwacja zmiennej;

 \hat{y}_i – wartość teoretyczna zmiennej objaśnianej;

 \overline{y} – średnia arytmetyczna empirycznych wartości zmiennej objaśnianej.



Rys. 10.3. Charakterystyka deformacji przedniej części samochodu osobowego i przebieg funkcji aproksymującej



W tabeli 10.2 i 10.3 przedstawiono wybrane dane wejściowe do modelu charakteryzujące samochód osobowy i pojazd ciężarowy.

L.p.	Wielkość	Symbol	Wartość	j.m.
1.	masa całkowita samochodu osobowego	m _{so}	(1,1-1,5)e+03	kg
2.	spoziomowana odległość środka masy od osi przedniej	l _{1 so}	1,056	m
3.	spoziomowana odległość środka masy od osi tylnej	l _{2 so}	1,469	m
4.	moment bezwładności pojazdu względem osi y	Iso	1 706 – 2 327	$kg \cdot m^2$
5.	wypadkowa sztywność ogumienia i zawieszenia przedniego	k _{1 so}	45 000	N/m
6.	wypadkowa sztywność ogumienia i zawieszenia tylnego	k _{2 so}	40 500	N/m
7.	wypadkowy współczynnik tłumienia w oponach i zawieszeniu przednim	c _{1 so}	3 000	Ns/m
8.	wypadkowy współczynnik tłumienia w oponach i zawieszeniu tylnym	c _{2 so}	2 700	Ns/m
9.	współrzędna pionowa środka masy w chwili t=0	Z _{so(1)}	0,55	m
10.	współrzędna pionowa środka masy przy zerowym ugięciu zawieszenia	Z _{SW SO}	0,688	m
11.	prędkość początkowa środka masy w kierunku pionowym	$\dot{\mathbf{Z}}_{so(1)}$	0	m/s
12.	kąt przechyłu wzdłużnego pojazdu w chwili t=0	$\theta_{so(1)}$	0	rad
13.	kąt przechyłu wzdłużnego pojazdu przy zerowym ugięciu zawieszenia	$\theta_{\rm sw \ so}$	-0,012	rad
14.	prędkość kątowa przechyłu wzdłużnego pojazdu w chwili t=0	$\dot{\theta}_{so(1)}$	0	rad/s
15.	współczynnik przyczepności kół do podłoża	μ_{so}	0,7	
16.	promień koła jezdnego	R _{so}	0,3	m
17.	współrzędna x środka masy w chwili t=0	X _{so(1)}	0	m
18.	zwis przedni	X _{zp so}	0,78	m
19.	czas narastania momentu hamowania na kołach	t _{nh so}	0,5	s
20.	maksymalna wartość sumarycznego momentu hamowania na kołach	M _{hmax so}	-1750	Nm

Tabela 10.2 Dana wa	iściowe modelu matem	atveznego dotvezace	samachadu asahawaga
Tabela 10.2. Dalle we	jsciowe modelu matem	arycznego uoryczące	samochouu osooowego

L.p.	Wielkość	Symbol	Wartość	j.m.
1.	masa całkowita pojazdu ciężarowego	m _{sc}	(1,5-4)e+04	kg
2.	spoziomowana odległość środka masy od osi przedniej	l _{1 sc}	2,0	m
3.	spoziomowana odległość środka masy od osi tylnej	l _{2 sc}	2,0	m
4.	moment bezwładności pojazdu względem osi y	Isc	(6-16)e+04	kg·m ²
5.	wypadkowa sztywność ogumienia i zawieszenia przedniego	k _{1 sc}	300 000	N/m
6.	wypadkowa sztywność ogumienia i zawieszenia tylnego	$k_{2 \ \rm sc}$	500 000	N/m
7.	wypadkowy współczynnik tłumienia w oponach i zawieszeniu przednim	c _{1 sc}	20 000	Ns/m
8.	wypadkowy współczynnik tłumienia w oponach i zawieszeniu tylnym	c _{2sc}	30 000	Ns/m
9.	współrzędna pionowa środka masy w chwili t=0	Z _{sc(1)}	1,25	m
10.	prędkość początkowa środka masy w kierunku pionowym	$\dot{z}_{sc(1)}$	0	m/s
11.	kąt przechyłu wzdłużnego pojazdu w chwili t=0	$\theta_{sc(1)}$	0	rad
12.	prędkość kątowa przechyłu wzdłużnego pojazdu w chwili t=0	$\dot{\theta}_{sc(1)}$	0	rad/s
13.	współczynnik przyczepności kół do podłoża	μ_{sc}	0,7	
14.	promień koła jezdnego	R _{sc}	0,6	m
15.	współrzędna z belki RUPD	Z _{b sc}	0,45	m
16.	współrzędna x środka masy w chwili t=0	X _{sc(1)}	25	m
17.	prędkość początkowa środka masy w kierunku wzdłużnym	$\dot{\mathbf{X}}_{sc(1)}$	0	m/s
18.	masa belki RUPD	m _{b sc}	12,5	kg
19.	prędkość początkowa belki zderzaka w kierunku wzdłużnym	$\dot{x}_{b \ sc(1)}$	0	m/s
20.	współrzędna x belki RUPD w chwili t=0	Xb sc(1)	21	m
21.	prędkość początkowa wspornika RUPD w kierunku wzdłużnym	$\dot{X}_{w \ sc(1)}$	0	m/s
22.	współrzędna x wspornika RUPD w chwili t=0	$X_{w sc(1)}$	21,25	m
23.	masa wspornika RUPD	m _{w sc}	12	kg
24.	czas narastania momentu hamowania na kołach	t _{nh sc}	0,5	s
25.	maksymalna wartość sumarycznego momentu hamującego na kołach	M _{hmax sc}	-22 500	Nm

Tabela 10.3. Dane wejściowe modelu matematycznego dotyczące pojazdu ciężarowego

10.1. Dane wejściowe do modelu – charakterystyki absorberów

Wyniki badań eksperymentalnych absorberów opisane w rozdziale 8 wykorzystano do opracowania map absorberów, czyli charakterystyk siły w funkcji deformacji i prędkości (rys. 10.6 - 10.9), które zasilają model w celu przeprowadzenia badań symulacyjnych zderzenia dla różnych rodzajów absorberów.

Charakterystyki deformacji absorberów zostały aproksymowane wielomianem 5-st dwóch zmiennych, w celu uwzględniania wpływu wartości sił oddziałujących na absorber, a także prędkości tych odziaływań. Dla każdego z rozpatrywanych absorberów wyznaczono współczynniki wielomianu, tak by uzyskać zadowalającą zbieżność modelu symulacyjnego z wynikami badań eksperymentalnych. Na rysunku 10.5 przedstawiono przebiegi obciążeń (siły oporu) w funkcji deformacji absorbera, dla różnych prędkości uderzenia, zestawione odpowiednio dla badań symulacyjnych (modelowych) i badań eksperymentalnych.



Rys. 10.5. Przebieg siły w funkcji deformacji dla absorbera HC1.71box_x2, dla różnych prędkości uderzenia (prędkości deformacji)

Ponadto w tabeli 10.4 przedstawiono wartości współczynnika determinacji dla każdego z rozpatrywanych absorberów. Wartości te zostały wyznaczone na podstawie przebiegów obciążenia w funkcji deformacji absorbera, dla różnych prędkości uderzenia. Szczególnie dla badań przeprowadzonych przy prędkościach uderzenia 2,8 m/s i większej uzyskane wartości współczynnika R² można uznać za bardzo dobre lub dobre. Jedynie dla quasi-statycznych badań wytrzymałościowych (prędkość zadawania siły bliska 0 m/s) uzyskano wartości współczynnika determinacji, które wskazują na zadowalającą lub przeciętną korelację porównywanych krzywych [108]. Ostatecznie, na potrzeby badań symulacyjnych, przyjęto charakterystykę właściwości absorberów (w funkcji deformacji i prędkości deformacji) pokazaną na rysunkach 10.6 do 10.9. Tak przygotowane modele numeryczne zaimplementowano do modelu symulacyjnego.

Tabela 10	.4. Współcz	zynnik de	eterminacji	(\mathbf{R}^2) dl	a krzywych	siły w	funkcji	deformacji	dla	wyników
badań eks	perymentalr	ych oraz	: wyników a	proksyı	nacji, z uwz	ględnier	niem róż	nych prędko	sci	uderzenia

	Prędkość [m/s]							
Absorber	0	2,8	5,6	6,7	8,9			
		Współczynnik determinacji (R ²)						
HC1.71box	0,47	0,90	0,70	0,78	0,91			
HC1.71box_x2	0,47	0,85	0,87	0,91	0,92			
CCAF	0,94	0,95	0,98	0,95	0,97			
ROD_02	0,66	0,97	0,95	0,94	0,89			



Rys. 10.6. Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji i prędkości dla absorbera HC1.71box – model symulacyjny



Rys. 10.7. Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji i prędkości dla absorbera HC1.71box_x2 – model symulacyjny



Rys. 10.8. Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji i prędkości dla absorbera CCAF – model symulacyjny



Rys. 10.9. Wykres siatkowy przedstawiający przebieg siły w funkcji deformacji i prędkości dla absorbera ROD_02 – model symulacyjny

10.2. Badania symulacyjne

Warianty zderzeń, dla których przeprowadzono badania symulacyjne wskazano na podstawie analizy najczęściej występujących rodzajów zderzeń tylnych [14], [33], a także na podstawie analizy danych literaturowych, dotyczących granicznych prędkości zderzenia dla jakich RUPD może skutecznie powstrzymywać przed wjechaniem samochodu osobowego pod spód pojazdu ciężarowego [33], [50]. Założono, że samochód osobowy porusza się z określoną prędkością, natomiast pojazd ciężarowy jest nieruchomy. Przyjęte warianty badań przedstawiono w tabeli 10.5. Podczas obliczeń uwzględniono zderzenie centralne (C), gdy osie wzdłużne samochodu osobowego i pojazdu ciężarowego pokrywają się oraz offsetowe (O), gdy oś wzdłużna samochodu osobowego pokrywa się z prostą równoległą do osi wzdłużnej pojazdu ciężarowego, która przechodzi przez oś wspornika RUPD.

	S	Samochód osoł	oowy	Pojazd ciężarowy			
Wariant	Masa	Prędkość	Koła	Masa	Prędkość	Koła	
	[kg]	[m/s]	hamowane	[kg]	[m/s]	hamowane	
1.1.1.	1 100	8,9	Tak	40 000	0	Tak	
1.1.2.	1 100	8,9	Nie	40 000	0	Tak	
1.1.3.	1 100	8,9	Nie	40 000	0	Nie	
1.2.1.	1 100	8,9	Tak	15 000	0	Tak	
1.2.2.	1 100	8,9	Nie	15 000	0	Tak	
1.2.3.	1 100	8,9	Nie	15 000	0	Nie	
2.1.1.	1 100	11,1	Tak	40 000	0	Tak	
2.1.2.	1 100	11,1	Nie	40 000	0	Tak	
2.1.3.	1 100	11,1	Nie	40 000	0	Nie	
2.2.1.	1 100	11,1	Tak	15 000	0	Tak	
2.2.2.	1 100	11,1	Nie	15 000	0	Tak	
2.2.3.	1 100	11,1	Nie	15 000	0	Nie	
3.1.1.	1 500	8,9	Tak	40 000	0	Tak	
3.1.2.	1 500	8,9	Nie	40 000	0	Tak	
3.1.3.	1 500	8,9	Nie	40 000	0	Nie	
3.2.1.	1 500	8,9	Tak	15 000	0	Tak	
3.2.2.	1 500	8,9	Nie	15 000	0	Tak	
3.2.3.	1 500	8,9	Nie	15 000	0	Nie	
4.1.1.	1 500	11,1	Tak	40 000	0	Tak	
4.1.2.	1 500	11,1	Nie	40 000	0	Tak	
4.1.3.	1 500	11,1	Nie	40 000	0	Nie	
4.2.1.	1 500	11,1	Tak	15 000	0	Tak	
4.2.2.	1 500	11,1	Nie	15 000	0	Tak	
4.2.3.	1 500	11,1	Nie	15 000	0	Nie	

Tabela 10.5. Warianty zderzeń tylnych opracowane na potrzeby badań symulacyjnych

10.2.1. Wyniki badań symulacyjnych zderzenia centralnego

Analizowane scenariusze zderzenia centralnego uwzględniały różne masy pojazdów oraz prędkości uderzenia. Ponadto rozpatrywano przypadki dla kół hamowanych i niehamowanych. Badania symulacyjne przeprowadzono uwzględniając zderzenie z pojazdem ciężarowym wyposażonym w tylne urządzenie zabezpieczające z absorberem HC1.71box_x2 (aluminiowa struktura "plastra miodu" wzmocniona ściankami z blachy stalowej) oraz z klasycznym RUPD (bez absorbera). Na rysunku 10.10 przedstawiono wybrane wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych, czyli przebiegi opóźnienia środka masy samochodu osobowego w funkcji sumarycznej deformacji przodu tego samochodu oraz RUPD i absorbera dla wariantów, w których rozpatrywano koła hamowane i niehamowane, ale masa samochodu osobowego i prędkość uderzenia były niezmienne (tabela 10.6).

	Sa	mochód osobov	wy	Pojazd ciężarowy			
Wariant	Masa [kg]	Prędkość	Hamowania	Maga [kg]	Prędkość	Hamawania	
		[m/s]	Tamowanie	Masa [Kg]	[m/s]	Hamowalle	
C.1.1.1.	1 100	8,9	Tak	40 000	0	Tak	
C.1.1.2.	1 100	8,9	Nie	40 000	0	Tak	
C.1.1.3.	1 100	8,9	Nie	40 000	0	Nie	
C.1.2.1.	1 100	8,9	Tak	15 000	0	Tak	
C.1.2.2.	1 100	8,9	Nie	15 000	0	Tak	
C.1.2.3.	1 100	8,9	Nie	15 000	0	Nie	

Tabela 10.6. Warianty badań symulacyjnych zderzenia centralnego



Rys. 10.10. Krzywe siły bezwładności i opóźnienia samochodu osobowego w funkcji deformacji jego przodu i RUPD dla badań symulacyjnych odwzorowujących zderzenie centralne przy prędkości 8,9 m/s, przeprowadzonych z wykorzystaniem absorbera HC1.71box_x2

Porównując przedstawione krzywe (osobno dla RUPD z i bez absorbera), nie stwierdzono zasadniczych różnic w otrzymywanych wynikach, szczególnie dla wariantów uderzenia, w których rozpatrywano koła hamowane i niehamowane, ale masy pojazdów i prędkość uderzenia były niezmienne. Dla tych wariantów, różnice w otrzymywanych wynikach wynosiły zaledwie kilka procent. Można zatem stwierdzić, że w przypadku rozpatrywanego typu zderzenia, stan układu hamulcowego, nie ma wpływu na otrzymywane wyniki. Z uwagi na powyższe oraz uwzględniając cel główny niniejszej pracy, dla kolejnych próbek rozpatrywano jedynie warianty badań symulacyjnych różniące się prędkością uderzenia oraz masami pojazdów. Założono także, że koła samochodu osobowego nie były hamowane, natomiast pojazdu ciężarowego były hamowane z maksymalnym momentem. Również dla próbki HC1.71box_x2 przeprowadzono dodatkowe badania symulacyjne opisane w tabeli 10.7.

	Sa	mochód osobo	wy	Pojazd ciężarowy			
Wariant	Masa [kg]	Prędkość	Hamowanie	Masa [kg]	Prędkość	Hamowanie	
		[m/s]			[m/s]		
C.1.1.2.	1 100	8,9	Nie	40 000	0	Tak	
C.1.2.2.	1 100	8,9	Nie	15 000	0	Tak	
C.2.1.2.	1 100	11,1	Nie	40 000	0	Tak	
C.2.2.2.	1 100	11,1	Nie	15 000	0	Tak	
C.3.1.2.	1 500	8,9	Nie	40 000	0	Tak	
C.3.2.2.	1 500	8,9	Nie	15 000	0	Tak	
C.4.1.2.	1 500	11,1	Nie	40 000	0	Tak	
C.4.2.2.	1 500	11,1	Nie	15 000	0	Tak	

Tabela 10.7. Warianty badań symulacyjnych zderzenia centralnego przeprowadzone z wykorzystaniem modelu absorbera HC1.71box_x2, bez uwzględniania zmiany stanu układów hamulcowych obu pojazdów

Na wykresie poniżej (rys. 10.11) przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, w których uwzględniono warianty badań określone w powyższej tabeli. W tabelach 10.8 i 10.9 zestawiono wybrane wyniki z przeprowadzonych badań.



Rys. 10.11. Przebieg opóźnienia oraz siły bezwładności działającej na samochód osobowy w funkcji deformacji jego przodu oraz RUPD dla badań symulacyjnych przeprowadzonych z wykorzystaniem modelu absorbera HC1.71box_x2

Analizując przebiegi siły bezwładności działającej na samochód osobowy oraz opóźnienia jego środka masy w funkcji deformacji tego samochodu oraz RUPD z i bez absorbera należy stwierdzić, że dla każdego z przeprowadzonych badań symulacyjnych zderzenia, wpływ absorbera zarówno na wartość odkształceń jak i opóźnień oraz sił jest zauważalny. W obu przypadkach (z i bez absorbera), krzywe sił i opóźnienia w początkowej fazie deformacji, czyli do ok. 0,3 – 0,33 m narastały liniowo, następnie w zależności od wariantu zdarzenia, następował mniej lub bardziej gwałtowny przyrost wartości tych wielkości, aż do maksymalnej deformacji samochodu osobowego i RUPD. Dla badania z RUPD bez absorbera zaobserwowano, iż przebieg narastania siły i opóźnienia jest bardziej gwałtowny, szczególnie dla deformacji powyżej 0,43 m.

Wpływ absorbera na przebieg siły i opóźnienia jest zauważalny, zarówno w odniesieniu do wartości analizowanych wielkości jak i zarejestrowanych maksymalnych deformacji. Jednak szczególnie istotne jest znaczące "spłaszczenie się" krzywych, co w efekcie skutkuje mniejszymi wartościami maksymalnymi sił i opóźnień.



Rys. 10.12. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera HC1.71box x2

Na rysunku 10.12 zestawiono wartości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD, zarówno dla badań symulacyjnych z absorberem jak i bez. Wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów, dla danego wariantu zderzenia, nie różnią się od siebie znacząco, niezależnie czy

zastosowano klasyczne RUPD czy wyposażone w absorber. Natomiast zaobserwowano, że poziom energii kinetycznej uderzenia pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu dla wariantów zderzenia z absorberem. Jest to oczywiste następstwo zastosowania struktury pochłaniającej energię. Wpływ ten jest szczególnie zauważalny dla wariantów badania z samochodem osobowym o masie 1 500 kg oraz dla prędkości uderzenia 11,1 m/s.

Tabela 10.8. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera HC1.71box_x2

Wariant		Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Max. wartość opóźnienia	Max. wartość siły
			[kg]	[m/s]	[m/s ²]	[kN]
C.1.1.2. z absorb bez abso	z absorberem		40.000		197	217,1
	bez absorbera		40 000	8.9	326	359,0
C122	z absorberem		15,000	0,9	192	211,6
C.1.2.2.	bez absorbera	1 100	13 000		308	338,6
C.2.1.2.	z absorberem		40 000		269	295,7
	bez absorbera			11.1	511	562,1
C 222	z absorberem		15 000	,-	249	273,4
0.2.2.2.	bez absorbera				483	531,3
C 3 1 2	z absorberem		40.000		170	254,9
0.5.1.2.	bez absorbera		40 000	8.0	321	481,1
C 3 2 2	z absorberem		15 000	0,9	149	223,0
0.5.2.2.	bez absorbera	1 500	15 000		297	444,8
C 4 1 2	z absorberem	1 500	40.000		323	484,4
C.4.1.2.	bez absorbera		40 000	11,1	515	772,8
C.4.2.2.	z absorberem		15 000		288	432,0
	bez absorbera		15 000		478	717,3

v	Variant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
C112	z absorberem	24,7	15,9	1,1	41,6	
C.1.1.2.	bez absorbera	34,4	-	7,2	41,6	43,6
C122	z absorberem	24,3	13,7	1,2	39,2	
C.1.2.2.	bez absorbera	33,0	-	6,1	39,1	
C212	z absorberem	28,4	31,7	5,8	65,9	
C.2.1.2.	bez absorbera	48,0	-	18,0	66,0	67,8
	z absorberem	27,0	30,5	4,0	61,4	
C.2.2.2.	bez absorbera	45,9	-	16,2	62,1	
C 2 1 2	z absorberem	26,2	25,7	3,4	55,2	
C.3.1.2.	bez absorbera	42,6	-	13,7	56,3	50.4
C 2 2 2	z absorberem	23,8	26,1	1,8	51,7	39,4
C.3.2.2.	bez absorbera	40,2	-	11,9	52,0	
C 4 1 2	z absorberem	40,4	32,5	14,2	87,0	
C.4.1.2.	bez absorbera	62,3	-	26,9	89,2	02.4
C.4.2.2.	z absorberem	37,1	34,4	10,9	82,5	92,4
	bez absorbera	58,5	-	24,4	82,9	

Tabela 10.9. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera HC1.71box_x2

Dla badań symulacyjnych bez absorbera maksymalne wartości opóźnienia wynosiły od 297 do 515 m/s² (tabela 10.8). Największe opóźnienie zanotowano dla wariantów przy prędkości uderzenia równiej 11,1 m/s i dla pojazdu ciężarowego o masie 40 000 kg (C.2.1.2. i C.4.1.2.). W obu przypadkach opóźnienie środka masy samochodu osobowego wyniosło ponad 500 m/s². Niewiele niższe wartości opóźnienia (ok. 480 m/s²) osiągnięto dla wariantów przy prędkości uderzenia równiej 11,1 m/s i dla pojazdu ciężarowego o masie 15 000 kg (C.2.2.2. i C.4.2.2.). Najniższe wartości opóźnienia, wynoszące ok 300 m/s², odnotowano dla wariantów przy prędkości uderzenia równiej 8,9 m/s i dla pojazdu ciężarowego o masie 15 000 kg (C.1.2.2. i C.3.2.2.).

Dla wariantów z absorberem maksymalne wartości opóźnienia wyniosły od 149 do 323 m/s². Największy wpływ zastosowania absorbera odnotowano dla wariantów badań C.2.1.2., C.2.2.2, C.3.1.2. i C.3.2.2., tj. gdy lżejszy samochód osobowy uderzał z prędkością 11,1 m/s oraz cięższy samochód uderzał z prędkością 8,9 m/s. Dla tych przypadków wartości sił bezwładności oraz opóźnień działających na samochód osobowy uległy zmniejszeniu o ok. 50%.

Analizując wyniki dotyczące maksymalnych wartości siły bezwładności dla badań symulacyjnych bez absorbera stwierdzono, że wartości te wynosiły od 339 do 773 kN (tabela

10.8). Natomiast dla wariantów z absorberem maksymalne wartości obciążenia wyniosły od 212 do 484 kN. Najniższą wartość zanotowano dla wariantu C.1.1.2. i C.1.2.2, gdy lżejszy samochód osobowy uderzał z prędkością 8,9 m/s, odpowiednio 217 i 212 kN.

Zestawiając ze sobą wyniki badań symulacyjnych z i bez absorbera można stwierdzić, że dla danego wariantu zderzenia wartości opóźnień i sił działających na samochód osobowy uległy zmniejszeniu o 37 do 50%. Największe różnice zanotowano dla badań symulacyjnych, gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s w tył pojazdu ciężarowego o masie 15 000 kg. Najmniejsze natomiast dla wariantów, w których lekki samochód osobowy uderzał z prędkością 8,9 m/s (przypadek dla najniższej energii kinetycznej) oraz cięższy samochód osobowy uderzał z prędkością 11,1 m/s (wariant z najwyższą energią kinetyczną samochodu osobowego). Dla tych przypadków wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i sił bezwładności były niższe jedynie o około 40% od badań bez absorbera.

Analizując wartości energii kinetycznej zaabsorbowanej w opisanych badaniach symulacyjnych (tabela 10.9), zauważono zasadniczy wpływ absorbera na wartość pochłanianej energii przez pojazdy. Ilość energii pochłoniętej przez samochód osobowy dla badań bez absorbera stanowiła od 70 do 84% całkowitej zaabsorbowanej przez oba pojazdy energii. Co oznacza, że klasyczne RUPD bez absorbera pochłonęło max. 30% tej energii. Natomiast dla badań z absorberem, ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła już tylko 43 do 62% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Pozostała część energii została pochłonięta przez absorbery i wsporniki RUPD. Z tym, że dla badań symulacyjnych dla których całkowita energia kinetyczna uderzenia wynosiła od 43,6 do 67,8 kJ, (samochód osobowy o masie 1 100 kg, prędkość uderzenia 8,9 i 11,1 m/s oraz samochód osobowy o masie 1 500 kg, prędkość uderzenia 8,9 m/s), wsporniki zaabsorbowały zaledwie kilka procent energii. Natomiast dla badań symulacyjnych, dla których całkowita energia uderzenia wynosiła ponad 92 kJ (masa samochodu osobowego 1 500 kg, prędkość uderzenia 11,1 m/s), ilość pochłoniętej energii przez wsporniki RUPD wyniosła max. 16%. Absorbery pochłonęły zatem od 35 do 50% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy, niezależnie od rozważanego wariantu zderzenia.

Analogicznie jak dla próbki HC1.71box_x2 przeprowadzono badania symulacyjne z wykorzystaniem absorbera oznaczonego jako CCAF - pianka aluminiowa z zamkniętymi porami. Analizując wartości odnotowanych sił bezwładności działających na samochód osobowy oraz wartości opóźnień jego środka masy należy stwierdzić, że dla każdego z przeprowadzonych badań symulacyjnych zderzenia, wpływ absorbera zarówno na wartość odkształceń jak i obciążeń jest zauważalny. Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono na rysunku 10.13 oraz w tabelach 10.10 i 10.11.



Rys. 10.13. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera CCAF

Na rysunku 10.13 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dotyczące ilości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD, dla badań z absorberem CCAF i bez. Wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów, dla danego wariantu zderzenia, nie różnią się od siebie znacząco, niezależnie czy zastosowano RUPD wyposażone w absorber czy bez absorbera. Podobnie jak w przypadku absorbera HC1.71box_x2, zaobserwowano, że poziom energii pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu dla wariantów zderzenia z absorberem. Wpływ ten jest szczególnie zauważalny dla wariantów z uwzględniających maksymalną energię kinetyczną uderzenia.

Wariant		Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
			[kg]	[m/s]	[m/s ²]	[kN]
C 1 1 2 z abs	z absorberem		40.000		233	255,8
C.1.1.2.	bez absorbera		40 000	0.0	326	359,0
C122	z absorberem		15 000	0,9	227	249,5
C.1.2.2.	bez absorbera	1 100	15 000		308	338,6
C.2.1.2.	z absorberem		40 000	11,1	317	348,9
	bez absorbera				511	562,1
C 2 2 2	z absorberem		15 000		314	345,9
C.2.2.2.	bez absorbera				483	531,3
C 2 1 2	z absorberem		40.000	8.0	216	324,6
C.3.1.2.	bez absorbera		40 000		321	481,1
C 2 2 2	z absorberem		15 000	0,9	210	314,9
C.3.2.2.	bez absorbera	1 500	13 000		297	444,8
C 4 1 2	z absorberem	1 300	40.000		252	377,9
0.4.1.2.	bez absorbera		40 000	11,1	515	772,8
C 4 2 2	z absorberem		15 000		248	372,2
U.4.2.2.	bez absorbera				478	717,3

Tabela 10.10. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera CCAF

Tabela 10.11. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera CCAF

V	Wariant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
C.1.1.2.	z absorberem	26,2	12,9	2,4	41,4	
	bez absorbera	34,4	-	7,2	41,6	43,6
C 1 2 2	z absorberem	25,8	12,9	2,0	40,7	
C.1.2.2.	bez absorbera	33,0	-	6,1	39,1	
C 2 1 2	z absorberem	31,5	27,6	6,8	66,0	67,8
C.2.1.2.	bez absorbera	48,0	-	18,0	66,0	
a 2 2 2	z absorberem	31,4	25,8	6,2	63,4	
C.2.2.2.	bez absorbera	45,9	-	16,2	62,1	
C 3 1 2	z absorberem	30,6	20,6	4,8	55,9	
C.3.1.2.	bez absorbera	42,6	-	13,7	56,3	50.4
C 2 2 2	z absorberem	29,9	19,5	4,4	53,9	39,4
C.3.2.2.	bez absorbera	40,2	-	11,9	52,0	
C 4 1 2	z absorberem	33,6	46,0	7,9	87,5	
C.4.1.2.	bez absorbera	62,3	-	26,9	89,2	92,4
G 4 3 3	z absorberem	33,4	40,5	9,7	83,6	
C.4.2.2.	bez absorbera	58,5	-	24,4	82,9	

Porównując wyniki badań symulacyjnych z i bez absorbera można stwierdzić, że dla danego wariantu zderzenia, wartości opóźnień i sił uległy zmniejszeniu o 26 do 51%. Największe różnice zanotowano dla wariantu C.4.1.2., gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 11,1 m/s w tył pojazdu ciężarowego o masie 40 000 kg. Najmniejsze natomiast dla wariantów, w których lekki samochód osobowy uderzał z prędkością 8,9 m/s, czyli dla najmniejszych wartości energii kinetycznej uderzenia.

Ilość energii pochłoniętej przez samochód osobowy dla wariantu bez absorbera stanowiła od 70 do 84% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Co oznacza, że RUPD bez absorbera pochłonęło max. 30%. Natomiast dla wariantu z absorberem, ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła już tylko 38 do 63% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Pozostała część energii została pochłonięta przez absorbery i wsporniki RUPD. Z tym, że dla wariantów C1.1.2. i C.1.2.2., dla których całkowita energia uderzenia wynosiła ok. 43,6 kJ (lekki samochód osobowy uderza z prędkością 8,9 m/s), wsporniki zaabsorbowały zaledwie kilka procent energii. Natomiast w badaniach symulacyjnych, dla których całkowita energia uderzenia wynosiła od 59,4 do 92,4 kJ (pozostałe rozpatrywane warianty zderzenia), ilość pochłoniętej energii wyniosła od 9 do 12%. Absorbery RUPD w analizowanych badaniach pochłonęły od 31 do 53% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy.



Rys. 10.14. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera HC1.71box

W dalszej kolejności przeprowadzono badania symulacyjne z wykorzystaniem absorbera oznaczonego jako HC1.71box, tj aluminiowej struktury "plastra miodu" wzmocnionej ściankami z blachy stalowej. Na rysunku 10.14 zestawiono wyniki dotyczące ilości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantów z i bez absorbera. Analogicznie jak do rozpatrywanych wcześniej absorberów zaobserwowano, że wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów nie różnią się od siebie znacząco, niezależnie czy zastosowano absorber, czy nie, jednak ilość energii kinetycznej pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu dla wariantów zderzenia z absorberem. Wpływ ten jest szczególnie zauważalny dla wariantów z samochodem osobowym o masie 1 500 kg oraz dla prędkości uderzenia 11,1 m/s.

Zaobserwowano także, że w zależności od wariantu zderzenia, wartości opóźnień i sił uległy zmniejszeniu o 25 do 33% przy zastosowaniu absorbera (tabela 10.12). Największe różnice zanotowano dla wariantu C.4.1.2., gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 11,1 m/s w tył pojazdu ciężarowego.

Tabela 10.12. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera HC1.71box

Wariant		Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	[m/s ²]	[kN]
C112	z absorberem	40 000		236	259,8	
C.1.1.2.	bez absorbera		40 000	8.0	326	359,0
C122	z absorberem		15 000	8,9	228	250,5
C.1.2.2.	bez absorbera		15 000		308	338,6
C 2 1 2	z absorberem	1 100	40 000		362	397,9
0.2.1.2.	bez absorbera			11.1	511	562,1
C 2 2 2	z absorberem		15 000	11,1	353	387,8
C.2.2.2.	bez absorbera				483	531,3
C 2 1 2	z absorberem		40 000	0.0	231	346,3
C.3.1.2.	bez absorbera				321	481,1
C 2 2 2	z absorberem		15 000	8,9	224	335,6
0.3.2.2.	bez absorbera	1.500	15 000		297	444,8
0.4.1.2	z absorberem	1 300	40.000		344	516,0
C.4.1.2.	bez absorbera		40 000	11,1	515	772,8
C.4.2.2	z absorberem		15 000		334	501,3
	bez absorbera				478	717,3

Dla wariantów z absorberem HC1.71box, ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła od 46 do 63% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy, czyli o 21 - 24% mniej niż dla wariantów bez absorbera (tabela 10.13). Pozostała część energii została pochłonięta przez absorbery HC1.71box i wsporniki RUPD.

W przypadku badań symulacyjnych z absorberem, dla których całkowita energia uderzenia wynosiła 43,6 kJ (lekki samochód osobowy uderzał z prędkością 8,9 m/s), wsporniki zaabsorbowały zaledwie kilka procent tej energii, a dla pozostałych wariantów ilość pochłoniętej energii przez wsporniki wyniosła od 12 do 18%. Absorbery RUPD pochłonęły od 29 do 36% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy.

Tabela 10.13. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera HC1.71box

V	Wariant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
C112	z absorberem	26,5	12,2	3,3	42,0	
C.1.1.2.	bez absorbera	34,4	-	7,2	41,6	43,6
C.1.2.2.	z absorberem	25,8	12,0	3,0	40,8	
	bez absorbera	33,0	-	6,1	39,1	
C212	z absorberem	34,8	21,0	9,9	65,8	
C.2.1.2.	bez absorbera	48,0	-	18,0	66,0	67,8
C.2.2.2.	z absorberem	34,3	19,8	9,8	63,9	
	bez absorbera	45,9	-	16,2	62,1	
C 2 1 2	z absorberem	32,0	18,2	7,3	57,5	
C.3.1.2.	bez absorbera	42,6	-	13,7	56,3	50.4
C 222	z absorberem	31,4	16,9	6,9	55,1	59,4
0.3.2.2.	bez absorbera	40,2	-	11,9	52,0	
C 4 1 2	z absorberem	42,2	33,5	16,3	92,0	
C.4.1.2.	bez absorbera	62,3	-	26,9	89,2	92,4
C 4 2 2	z absorberem	41,2	30,6	15,1	86,9	
C.4.2.2.	bez absorbera	58,5	-	24,4	82,9	

Przeprowadzono także badania symulacyjne z wykorzystaniem absorbera ROD_02, czyli absorbera energii wykorzystującego opór skrawania materiału do pochłaniania energii kinetycznej. Na rysunku 10.15 zestawiono wartości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD pojazdu ciężarowego, dla badań symulacyjnych

z i bez absorbera. Analogicznie jak do rozpatrywanych wcześniej absorberów zaobserwowano, że wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i ciężarowego nie różnią się od siebie znacząco, niezależnie czy zastosowano absorber, czy nie. Dla wariantów zderzenia z absorberem zaobserwowano jednak, że ilość energii kinetycznej pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu.

W tabeli 10.14 i 10.15 zestawiono wybrane wyniki z przeprowadzonych badań symulacyjnych.



Rys. 10.15. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia centralnego dla absorbera ROD_02

Zaobserwowano, że dzięki zastosowaniu absorbera, obciążenia działające na samochód osobowy, mogą zostać zmniejszone o 31 do 49% (tabela 10.14). Największe różnice zanotowano dla wariantów C.1.1.2. i C.1.2.2., gdy samochód osobowy o masie 1 100 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s. Dla tych przypadków wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i sił bezwładności były niższe o niemal 50% niż dla odpowiadających im wariantów bez absorbera. Najmniejszy wpływ na ograniczenie obciążeń oddziałujących na samochód osobowy zanotowano dla wariantu, w którym samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s w pojazd ciężarowy o masie 40 000 kg.

W przypadku wariantów zderzenia z absorberem zaobserwowano, że poziom energii kinetycznej uderzenia pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu, w stosunku do wariantów z klasycznym RUPD. Ilość energii pochłoniętej przez samochód

osobowy (tabela 10.15) dla badań bez absorbera stanowiła od 70 do 84% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy - RUPD bez absorbera pochłonęło do 30% tej energii. Natomiast dla wariantów z absorberem, ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła już tylko 48 do 57% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy, czyli ponad 20% mniej niż dla przypadków bez absorbera. Pozostała część energii została pochłonięta przez absorbery ROD_02 i wsporniki RUPD.

Tabela 10.14. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera ROD_02

Wariant		Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	[m/s ²]	[kN]
C112	z absorberem		40.000		179	196,5
C.1.1.2.	bez absorbera	1 100	40 000	8.0	326	359,0
C 1 2 2	z absorberem		15 000	8,9	156	171,5
0.1.2.2.	bez absorbera		15 000		308	338,6
C 2 1 2	z absorberem	1 100	40 000	11,1	337	370,4
0.2.1.2.	bez absorbera	-			511	562,1
C 2 2 2	z absorberem		15 000		318	350,2
C.2.2.2.	bez absorbera				483	531,3
C 2 1 2	z absorberem		40 000		221	332,0
C.3.1.2.	bez absorbera				321	481,1
C 2 2 2	z absorberem		15.000	8,9	188	282,6
C.3.2.2.	bez absorbera	1 500	13 000		297	444,8
C 4 1 2	z absorberem	1 300	40.000		343	513,9
C.4.1.2.	bez absorbera		40 000	11,1	515	772,8
C.4.2.2.	z absorberem		15 000		318	476,7
	bez absorbera				478	717,3

	Wariant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
C112	z absorberem	22,4	16,3	2,1	40,8	12.6
C.1.1.2.	bez absorbera	34,4	-	7,2	41,6	
C122	z absorberem	20,6	16,0	1,5	38,2	43,0
C.1.2.2.	bez absorbera	33,0	-	6,1	39,1	
C 2 1 2	z absorberem	33,3	22,8	8,0	64,2	
C.2.1.2.	bez absorbera	48,0	-	18,0	66,0	67,8
	z absorberem	31,9	22,0	6,6	60,5	
C.2.2.2.	bez absorbera	45,9	-	16,2	62,1	
C 2 1 2	z absorberem	31,3	18,1	5,4	54,8	
0.5.1.2.	bez absorbera	42,6	-	13,7	56,3	50.4
	z absorberem	28,2	17,9	4,7	50,9	39,4
C.3.2.2.	bez absorbera	40,2	-	11,9	52,0	
C 4 1 2	z absorberem	42,3	27,9	17,6	87,8	
C.4.1.2.	bez absorbera	62,3	-	26,9	89,2	92,4
C 4 2 2	z absorberem	39,9	26,6	15,1	81,5	
0.4.2.2.	bez absorbera	58,5	-	24,4	82,9	

Tabela 10.15. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia centralnego dla absorbera ROD_02

Zaobserwowano także, że dla badań symulacyjnych, dla których całkowita energia uderzenia wynosiła 43,6 kJ (lekki samochód osobowy uderza z prędkością 8,9 m/s), wsporniki zaabsorbowały ok. 5% tej energii. W badaniach, dla których całkowita energia uderzenia wynosiła od 59,4 do 67,8 kJ, ilość energii pochłoniętej przez wsporniki RUPD wyniosła od 9 do 13%. Natomiast w badaniach, dla których całkowita energia uderzenia wynosiła 92,4 kJ (cięższy samochód osobowy uderza z prędkością 11,1 m/s) wsporniki zaabsorbowały około 20% tej energii. W analizowanych wariantach zderzenia absorbery RUPD pochłonęły od 32 do 42% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy.

Dla omawianych wcześniej absorberów przeprowadzono analizę porównawczą uwzględniając warianty z najniższą i najwyższą wartością energii kinetycznej uderzającego samochodu, tj. uderzenie samochodu osobowego o masie 1 100 kg z prędkością 8,9 m/s oraz uderzenie samochodu osobowego o masie 1 500 kg z prędkością 11,1 m/s. Przeanalizowano przebiegi oraz wartości maksymalne opóźnienia i siły w funkcji deformacji (rys. 10.16 i 10.17 oraz tabela 10.16), a także ilość pochłoniętej energii przez pojazdy i ich elementy (rys. 10.18).



Rys. 10.16. Przebieg opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód w funkcji deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantu badań symulacyjnych C.1.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

Analizując wyniki dla wariantu uwzględniającego uderzenie samochodu osobowego o masie 1 100 kg w pojazd ciężarowy o masie 40 000 kg przy prędkości 8,9 m/s (C.1.1.2.) zaobserwowano, iż do wartości deformacji ok. 0,35 m przebieg narastania opóźnienia samochodu osobowego oraz siły bezwładności działającej na ten samochód dla każdego z modeli absorberów jest niemal identyczny, co odpowiada deformacji przodu samochodu osobowego.

Wpływ absorberów na przebiegi opóźnienia i siły jest zauważalny dla wyższych wartości deformacji. Szczególnie dla absorbera CCAF i ROD_02, krzywe te stają się bardziej nieliniowe. Dla obu tych krzywych zauważalny jest skokowy spadek wartości siły i opóźnienia. Następnie, w przypadku CCAF wartość opóźnienia i siły wzrasta wraz z deformacją niemal linowo, natomiast dla wartości ROD_02, na dystansie ok 0,1 m zaobserwowano nieliniowy przebieg zbliżony do paraboli o ramionach skierowanych w dół. W wyniku dalszej deformacji wartości opóźnienia i siły znów wzrastają aż do osiągnięcia wartości maksymalnych. W przypadku absorbera HC1.71box opóźnienie narasta po krzywej zbliżonej do prostej aż do osiągniecia wartości maksymalnej. Dla HC1.71box_x2 zaobserwowano analogiczny wzrost, jednak różny co do wartości i nachylenia krzywej względem osi odciętych. Po osiągnięciu wartości maksymalnej, opóźnienie oraz siła ulegają zmniejszeniu przy dalszej deformacji pojazdów.

Analizując wyniki badań symulacyjnych dla wariantu C.4.1.2. (rys. 10.17) zaobserwowano, iż analogicznie jak dla wariantu C.1.1.2. do wartości deformacji ok. 0,35 m przebieg narastania opóźnienia oraz siły dla każdego z rozpatrywanych przypadków jest niemal taki sam, co odpowiada deformacji przodu samochodu osobowego. Wpływ absorberów na przebiegi opóźnienia i siły jest zauważalny dla wyższych wartości deformacji.



Rys. 10.17. Przebieg opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód w funkcji deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantu badań symulacyjnych C.4.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

W przypadku absorbera HC1.71box, po niewielkim spadku wartości, opóźnienie i siła narastają po krzywej zbliżonej do prostej aż do osiągniecia wartości maksymalnej. Dla absorbera HC1.71box_x2 i ROD_02, na dystansie około 0,1 m zaobserwowano nieliniowy przebieg tych krzywych. następnie wartość opóźnienia i siły znów wzrasta aż do osiągnięcia wartości maksymalnej.

W przypadku CCAF na dystansie ok. 0,1 m przebiegi opóźnienia i siły są niemal linowe i równoległe do osi odcięciach. Następnie zauważalny jest gwałtowny przyrost wartości, później skokowy spadek (deformacja na poziomie 0,53 m) i ponowny duży wzrost wartości siły i opóźnienia, aż do osiągnięcia wartości maksymalnej. W dalszej części krzywe przyjmują bardzo nieliniowy przebieg, aż do maksymalnej deformacji.

Dla wariantu C.1.1.2. najwyższe wartości opóźnienia, powyżej 230 m/s², zanotowano dla absorbera HC1.71box i CCAF najniższe natomiast dla ROD_02 (179 m/s²) i nieznacznie wyższe HC1.71box_x2 (197 m/s²). Analogicznie, najwyższe wartości siły, powyżej 255 kN,

zanotowano dla absorbera HC1.71box i CCAF, natomiast dla HC1.71box_x2 i ROD_02 odpowiednio o 14 i 22% niższe.

Dla wariantu C.4.1.2. najwyższe wartości opóźnienia, powyżej 340 m/s², zanotowano dla absorbera HC1.71box i ROD_02 i nieznacznie niższe dla HC1.71box_x2 (323 m/s²), najniższe natomiast dla CCAF (252 m/s²). Analogicznie, najwyższe wartości siły, powyżej 510 kN, zanotowano dla absorberów HC1.71box i ROD_02 oraz niższe o 5% dla HC1.71box_x2. Natomiast dla CCAF zanotowano wartości niższe o 21 - 25% w stosunku do pozostałych próbek.

Tabela 10.16. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla wariantów badań symulacyjnych C.1.1.2. i C.4.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

Absorber	Wariant	Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	$[m/s^2]$	[kN]
HC1.71box_x2	C.1.1.2.	1 100	40 000	8,9	197	217,1
	C.4.1.2.	1 500	40 000	11,1	323	484,0
CCAE	C.1.1.2.	1 100	40 000	8,9	233	255,8
CCAF	C.4.1.2.	1 500	40 000	11,1	252	377,9
1101 711	C.1.1.2.	1 100	40 000	8,9	236	259,8
HCI./Ibox	C.4.1.2.	1 500	40 000	11,1	344	516,0
ROD_02	C.1.1.2.	1 100	40 000	8,9	179	196,5
	C.4.1.2.	1 500	40 000	11,1	343	513,9

Na rysunku 10.18 zestawiono wartości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantów badań symulacyjnych uwzględniających minimalną i maksymalną energię kinetyczną uderzenia (C.1.1.2. i C.4.1.2). Dla wariantu C.1.1.2., wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów, niezależnie od zastosowanego absorbera są do siebie zbliżone i wynoszą ok. 40 kJ. Dla wariantu C.4.1.2., wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów, niezależnie od zastosowanego absorbera są do siebie zbliżone i wynoszą ok. 40 kJ. Dla wariantu C.4.1.2., wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w siebie nieznacznie i wynoszą ok. 90 kJ.

Na uwagę zawraca fakt, że dla wariantu C.1.1.2. największy udział w pochłanianiu energii zaobserwowano dla absorbera ROD_02, a najmniejszy dla HC1.71box. Natomiast dla wariantu C.4.1.2. największy udział w pochłanianiu energii zaobserwowano dla absorbera CCAF, a najmniejszy dla HC1.71box i ROD_02.



Rys. 10.18. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów badań symulacyjnych C.1.1.2. i C.4.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

Analizie poddano także wyniki maksymalnych deformacji z podziałem na przód samochodu osobowego, wspornik RUPD oraz absorber (tabela 10.17). Porównując otrzymane wyniki nie zaobserwowano znaczących różnic co do wartości tych deformacji, jednak na szczególną uwagę zwracają wyniki deformacji samochodu osobowego. Najmniejsze różnice pomiędzy wynikami z i bez absorbera zanotowano dla absorbera CCAF, największe natomiast dla HC1.71box_x2 oraz ROD_02, co oznacza, że zastosowanie tych struktur najlepiej wpłynęło na zmniejszenie deformacji przodu samochodu osobowego.

		Maksymalna deformacja - bez absorbera	Maksymalna z absor	deformacja - berem	Różnica – bez i z absorberem
Absorber	Wariant	Samochód osobowy	Samochód osobowy	Absorber	Samochód osobowy
		[m]	[m]	[m]	[m]
	C.1.1.2.	0,44	0,40	0,10	0,04
HC1./100X_X2	C.4.1.2.	0,49	0,46	0,17	0,03
CCAE	C.1.1.2.	0,44	0,42	0,11	0,02
CCAF	C.4.1.2.	0,49	0,47	0,18	0,02
UC1 71hor	C.1.1.2.	0,44	0,42	0,09	0,02
HC1./100X	C.4.1.2.	0,49	0,47	0,13	0,03
	C.1.1.2.	0,44	0,40	0,12	0,04
ROD_02	C.4.1.2.	0,49	0,46	0,18	0,03

Tabela 10.17. Maksymalne wartości deformacji dla wariantów badań symulacyjnych C.1.1.2. i C.4.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

Podsumowanie

Przeprowadzone symulacje zderzenia centralnego pozwalają na stwierdzenie, iż mimo pewnych różnic w otrzymywanych wynikach, żaden z absorberów nie wyróżnia się znacząco pod względem skuteczności pochłaniania energii kinetycznej uderzenia.

W wariancie badania, gdy samochód osobowy o masie 1 100 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s (wariant C.1.1.2.) dla absorbera HC1.71box_x2 zanotowano jedne z najniższych wartości obciążeń spośród pozostałych badanych absorberów. Jednak w badaniu, gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 11,1 m/s (wariant C.4.1.2.), dla tego samego absorbera, wartości sił i opóźnień były niewiele niższe od maksymalnych uzyskanych przez inne absorbery. Absorber HC1.71box_x2 pochłaniał od 37 do 38% energii uderzenia, jednocześnie wartości obciążeń działających na samochód osobowy uległy zmniejszeniu o 37 - 40%.

Dla absorbera CCAF w badaniu C.4.1.2., tj. gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 11,1 m/s, odnotowano najlepszą skuteczność pochłaniania energii przy jednocześnie najniższych wartościach działających sił. Przełożyło się to jednak na największe deformacje absorbera jak i samochodu osobowego. Ponadto w badaniu C.1.1.2., gdy samochód osobowy o masie 1 100 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s, zanotowano prawie najwyższe wartości obciążeń i niemal najniższą wartość pochłoniętej energii spośród badanych absorberów. Absorber ten pochłaniał od 31 od 51% energii uderzenia, a wartości sił działających na samochód osobowy zostały ograniczone o 30 - 51%.

W przypadku absorbera HC1.71box, niezależnie od wariantu badania symulacyjnego, odnotowano najwyższe wartości obciążeń przy jednocześnie niemal najniższym poziomie pochłaniania energii w stosunku do pozostałych absorberów. Absorber ten pochłaniał od 29 do 36% energii uderzenia, przy wartościach obciążeń niższych o 28 - 33%.

Dla absorbera ROD_02 w badaniu symulacyjnym, podczas którego samochód osobowy o masie 1 100 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s, odnotowano niemal najwyższą wartość pochłania energii przy najniższych wartościach sił i opóźnień. Natomiast dla wariantu, gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 11,1 m/s (wariant C.4.1.2.), otrzymano niemal najwyższe wartości obciążeń i najniższą wartość pochłaniania energii. Absorber ten pochłaniał od 32 do 42% energii uderzenia, jednocześnie wartości obciążeń ulegały zmniejszeniu o 34 - 45%.

Mimo występujących różnic w otrzymanych wynikach badań można stwierdzić, że w przypadku zderzenia centralnego każdy z wyżej wymienionych absorberów wykazuje zdolność pochłaniania energii uderzenia przy jednoczesnym ograniczaniu wartości sił działających na samochód osobowy. Warto jednak zaznaczyć, że absorber ROD_02, wykorzystujący opór skrawania materiału do pochłaniania energii kinetycznej, osiągał najlepsze rezultaty dla niskich prędkości uderzenia, a dla wyższych wartości prędkości wyniki osiągane przez ROD_02 nie odbiegały w sposób zasadniczy od innych badanych konstrukcji. Należy zatem uznać, że jest to rozwiązanie, które po wprowadzeniu odpowiednich modyfikacji, mogłoby zapewnić lepsze rezultaty także dla wyższych wartości prędkości uderzenia.

10.2.2. Wyniki badań symulacyjnych zderzenia offsetowego

Dalsze badania symulacyjne przeprowadzono odwzorowując uderzenie offsetowe. Wykorzystany do badań symulacyjnych model zderzenia jest modelem płaskim, dlatego by odwzorować zderzenie offsetowe, w kolejnych badaniach uwzględniono udział tylko jednego absorbera, co ma symulować uderzenie samochodu osobowego, gdy oś wzdłużna tego samochodu pokrywa się z prostą równoległą do osi wzdłużnej pojazdu ciężarowego przechodzącą przez oś wspornika RUPD. Z uwagi na brak zweryfikowanej eksperymentalnie charakterystyki deformacji samochodu osobowego uderzającego offsetowo w RUPD, w kolejnych badaniach symulacyjnych zastosowano model matematyczny nadwozia samochodu osobowego o tych samych własnościach sprężysto-tłumiących jak w badaniach odzwierciedlających zderzenie centralne. Powyższe założenie wyklucza możliwość bezpośredniego porównywania wyników badań symulacyjnych zderzeń centralnych z offsetowymi. Mimo to wyniki badań symulacyjnych offsetowych zostaną wykorzystane do dalszej analizy porównawczej absorberów. Badania przeprowadzono w tych samych warunkach jak w przypadku zderzeń centralnych (tabela 10.7).

W pierwszej kolejności przeprowadzono badania symulacyjne dla próbki HC1.71box_x2. Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono na rysunku 10.19 oraz w tabelach 10.18 i 10.19.

Na rysunku 10.19 pokazano wartości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantów z i bez absorbera. Zaobserwowano, że poziom energii kinetycznej uderzenia pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu dla wariantów zderzenia z absorberem.





Tabela 10.18. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera HC1.71box_x2

Wariant		Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	[m/s ²]	[kN]
0112	z absorberem	1 100	40,000		168	184,4
0.1.1.2.	bez absorbera		40 000	8.0	297	326,3
0122	z absorberem		15 000	8,9	141	155,5
0.1.2.2.	bez absorbera		15 000		274	301,6
0.2.1.2	z absorberem		40 000	11.1	301	330,9
0.2.1.2.	bez absorbera				526	578,7
0222	z absorberem		15 000	11,1	277	304,3
0.2.2.2.	bez absorbera				495	544,9
0212	z absorberem		40 000		203	304,0
0.3.1.2.	bez absorbera				321	481,9
0111	z absorberem		15 000	8,9	157	235,9
0.3.2.2.	bez absorbera	1.500	15 000		294	440,4
0.4.1.2	z absorberem	1 500	40.000		359	538,3
O.4.1.2.	bez absorbera		40 000	11,1	539	807,9
0422	z absorberem		15 000		306	459,6
0.4.2.2.	bez absorbera				509	763,0

Zaobserwowano także, że w zależności od rodzaju uderzenia, dzięki zastosowaniu absorbera, opóźnienie samochodu osobowego, a co za tym idzie także siła bezwładności tego samochodu, mogą zostać zmniejszone nawet o 48%. Największe różnice zanotowano dla wariantu O.1.2.2., gdy samochód osobowy o masie 1 100 kg uderzał z prędkością 8,9 m/s w tył pojazdu ciężarowego o masie 15 000 kg. Najmniejsze natomiast dla wariantów, w których samochód osobowy uderzał z największą wartością energii kinetycznej (masa samochodu osobowego 1 500 kg, prędkość uderzenia 11,1 m/s). Dla tego przypadku wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i sił bezwładności były o około 33% niższe niż dla odpowiadającego wariantu bez absorbera.

	Wariant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
0112	z absorberem	21,5	15,3	4,4	41,1	43,6
0.1.1.2.	bez absorbera	32,2	-	9,4	41,6	
0.1.2.2.	z absorberem	19,2	15,8	4,0	39,0	
	bez absorbera	30,5	-	8,6	39,1	
0212	z absorberem	30,9	23,9	10,6	65,3	
0.2.1.2.	bez absorbera	49,1	-	16,5	65,6	67,8
O.2.2.2.	z absorberem	29,1	22,4	9,6	61,2	
	bez absorbera	46,8	-	15,4	62,2	
0212	z absorberem	29,6	17,4	8,8	55,8	
0.3.1.2.	bez absorbera	42,6	-	13,8	56,3	50.4
0222	z absorberem	25,1	19,7	7,9	52,6	39,4
0.3.2.2.	bez absorbera	39,8	-	12,2	52,0	
0.4.1.2	z absorberem	44,0	26,8	15,8	86,6	
0.4.1.2.	bez absorbera	64,7	-	23,2	87,9	92,4
0422	z absorberem	39,1	30,0	15,3	84,4	
0.4.2.2.	bez absorbera	61,6	-	21,6	83,2	

Tabela 10.19. Maksymalne wartości energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera HC1.71box_x2

Analizując wyniki dotyczące energii kinetycznej zaabsorbowanej w rozpatrywanych wariantach zaobserwowano, że ilość energii pochłoniętej przez samochód osobowy dla badań symulacyjnych bez absorbera stanowiła od 74 do 78% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Co oznacza, że w tych zderzeniach RUPD pojazdu ciężarowego pochłonęło max.

26% tej energii. Natomiast dla badań symulacyjnych z absorberem, ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła już tylko 46 do 53% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Pozostała część energii została pochłonięta przez absorber i wspornik RUPD, z czego absorber pochłonął od 31 do 41% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy (tabela 10.19).

Na rysunku 10.20 oraz w tabeli 10.20 i 10.21 zestawiono wybrane wyniki z przeprowadzonych badań symulacyjnych dla próbki HC1.71box. Rysunek 10.20 przedstawia wyniki dla absorbera HC1.71box dotyczące ilości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD dla badań symulacyjnych z absorberem oraz bez. Zaobserwowano, że ilość energii kinetycznej pochłanianej przez samochód osobowy ulega widocznemu zmniejszeniu dla wariantów zderzenia z absorberem.



Rys. 10.20. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera HC1.71box

Zaobserwowano także, że wartości opóźnień i sił uległy zmniejszeniu o 32 do 38% przy zastosowaniu absorbera (tabela 10.20). Największe różnice zanotowano dla wariantów, gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderzał z prędkością 11,1 m/s. Najmniejsze natomiast dla wariantów, w których lekki samochód osobowy uderzał z prędkością 8,9 m/s.

Podobnie jak w przypadku absorbera HC1.71box_x2, zauważono zasadniczy wpływ absorbera na wartości pochłanianej energii przez pojazdy (tabela 10.21). Ilość energii pochłoniętej przez samochód osobowy dla badań bez absorbera stanowiła od 74 do 78%

całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Natomiast dla przypadków z absorberem, ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła już tylko 47 do 59% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy. Pozostała część energii została pochłonięta przez absorber i wspornik RUPD, z czego absorber pochłonął od 26 do 37% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy.

Tabela 10.20. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera HC1.71box

W	Wariant		Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	[m/s ²]	[kN]
0112	z absorberem		40.000		200	219,9
0.1.1.2.	bez absorbera	1 100	40 000	2.0	297	326,3
0.1.2.2	z absorberem		15 000	8,9	187	205,7
0.1.2.2.	bez absorbera		15 000		274	301,6
0.2.1.2	z absorberem	1 100	40 000		335	368,5
0.2.1.2.	bez absorbera			11,1	526	578,7
0222	z absorberem		15 000		314	345,9
0.2.2.2.	bez absorbera				495	544,9
0212	z absorberem		40 000		206	308,8
0.3.1.2.	bez absorbera				321	481,9
0.222	z absorberem			8,9	191	286,7
0.3.2.2.	bez absorbera	1.500	15 000		294	440,4
0.4.1.2	z absorberem	1 300	40.000		337	505,0
O.4.1.2.	bez absorbera	-	40 000	11,1	547	819,8
0.4.2.2.	z absorberem		15 000		316	474,2
	bez absorbera				509	763,0

	Wariant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
0112	z absorberem	23,8	10,8	6,5	41,0	
0.1.1.2.	bez absorbera	32,2	-	9,4	41,6	
0.1.2.2.	z absorberem	22,9	10,4	5,8	39,1	43,0
	bez absorbera	30,5	-	8,6	39,1	
0212	z absorberem	33,1	22,9	10,4	66,3	
0.2.1.2.	bez absorbera	49,1	-	16,5	65,6	67,8
0.2.2.2.	z absorberem	31,8	18,5	10,3	60,6	
	bez absorbera	46,8	-	15,4	62,2	
0212	z absorberem	29,7	18,4	8,6	56,7	
0.3.1.2.	bez absorbera	42,6	-	13,8	56,3	50.4
0222	z absorberem	28,2	16,2	7,7	52,2	59,4
0.3.2.2.	bez absorbera	39,8	-	12,2	52,0	
0.4.1.2	z absorberem	41,5	32,6	14,2	88,3	
0.4.1.2.	bez absorbera	65,5	-	23,6	89,2	92,4
	z absorberem	39,6	27,8	14,2	81,6	
0.4.2.2.	bez absorbera	61,6	-	21,6	83,2	

Tabela 10.21. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera HC1.71box

Ostatnim z absorberów, dla którego przeprowadzono badania symulacyjne zderzenia offsetowego był model o oznaczeniu ROD_02, wykorzystujący opór skrawania do pochłaniania energii kinetycznej. Na rysunku 10.21 przedstawiono wyniki ilości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantów z absorberem i bez. Analogicznie jak w przypadku absorberów HC1.71box_x2 i HC1.71box zaobserwowano, że w wyniku zastosowania struktury pochłaniającej energię, ilość pochłanianej energii przez przód samochodu osobowego ulega widocznemu zmniejszeniu.



Rys. 10.21. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wybranych wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera ROD_02

Analizując wyniki badań symulacyjnych z i bez absorbera można stwierdzić, że opóźnienie, a co za tym idzie także siła uderzenia, mogą zostać zmniejszone o 26 do 32%. Największe różnice zanotowano dla wariantów z udziałem samochodu osobowego o masie 1 100 kg. Najmniejsze natomiast dla wariantów, w których uderzał cięższy samochód osobowy (tabela 10.22).

Analizując wartości energii kinetycznej zaabsorbowanej w badaniach z ROD_02, zauważono, że ilość energii pochłoniętej przez przód samochodu osobowego stanowiła tylko 55 do 59% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy, czyli o około 18 – 19% mniej niż w badaniach bez absorbera. Pozostała część energii została pochłonięta przez absorber i wspornik RUPD. Z tym, że absorber pochłonął od 26 do 32% całkowitej zaabsorbowanej energii przez oba pojazdy (tabela 10.23).

Wariant		Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	$[m/s^2]$	[kN]
0112	z absorberem	1 100	40.000		208	228,5
0.1.1.2.	bez absorbera		40 000	8.0	297	326,3
0.1.2.2	z absorberem		15 000	8,9	199	218,4
0.1.2.2.	bez absorbera		15 000		274	301,6
0.2.1.2	z absorberem		40 000	11,1	370	406,8
0.2.1.2.	bez absorbera				526	578,7
0.222	z absorberem		15 000		357	392,2
0.2.2.2.	bez absorbera				495	544,9
0.2.1.2	z absorberem		40 000	0.0	233	349,7
0.3.1.2.	bez absorbera				321	481,9
0222	z absorberem		1.5.000	8,9	223	335,2
0.3.2.2.	bez absorbera	1 500	13 000		294	440,4
0.4.1.2	z absorberem	1 500	40.000		405	607,4
0.4.1.2.	bez absorbera	1	40 000	11,1	539	807,9
O.4.2.2.	z absorberem		15 000		389	583,6
	bez absorbera				509	763,0

Tabela 10.22. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla badań symulacyjnych przeprowadzonych dla absorbera ROD_02

Tabela 10.23. Maksymalne wartości energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów zderzenia offsetowego dla absorbera ROD_02

V	Variant	Ek _{so} [kJ]	Ek _a [kJ]	Ek _w [kJ]	Ek _{suma} [kJ]	Ek _c [kJ]
0112	z absorberem	24,6	10,8	6,3	41,7	12.6
0.1.1.2.	bez absorbera	32,8		9,7	42,4	
O.1.2.2.	z absorberem	23,9	10,7	6,1	40,7	43,0
	bez absorbera	32,0		9,3	41,3	
O.2.1.2.	z absorberem	35,5	17,6	11,1	64,3	
	bez absorbera	49,5		16,9	66,4	67,8
0.222	z absorberem	34,6	17,1	10,4	62,2	
0.2.2.2.	bez absorbera	47,9		16,1	64,0	
0212	z absorberem	32,4	14,5	9,6	56,6	50.4
0.3.1.2.	bez absorbera	43,9		13,6	57,5	
0222	z absorberem	31,5	14,0	9,0	54,5	39,4
0.3.2.2.	bez absorbera	41,9		13,4	55,3	
0.4.1.2	z absorberem	48,1	27,5	11,5	87,0	
0.4.1.2.	bez absorbera	66,2		24,0	90,1	92,4
0422	z absorberem	46,6	21,5	15,3	83,4	
0.4.2.2.	bez absorbera	63,0		22,7	85,8	
W celu dokładniejszej analizy uzyskanych wyników badań dla zderzenia offsetowego, porównano wyniki, w których samochód osobowy uderzał z najmniejszą i największą energią kinetyczną (warianty O.1.1.2. i O.4.1.2.). Wytypowano dwa absorbery, które uzyskały zadowalające wyniki dot. skuteczności pochłaniania energii kinetycznej przy relatywnie niskim poziomie obciążeń działających na samochód osobowy. Uwzględniono ponadto jeszcze jeden aspekt, istotny z punktu widzenia zastosowania absorbera w konstrukcji klasycznego tylnego urządzenia zabezpieczającego (rozdział 6 niniejszej pracy), a mianowicie możliwość adaptacji absorbera w klasycznym RUPD bez wprowadzania zasadniczych zmian konstrukcyjnych w jego budowie. W dalszych analizach skupiono się zatem na absorberach HC1.71box (aluminiowa struktura plastra miodu w obudowie ze stalowej blachy) i ROD_02 (absorber wykorzystujący opór skrawania materiału do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia), gdyż te absorbery są najlepiej dostosowane kształtem i wymiarami do zastosowania w klasycznym RUPD. Pozostałe dwa (CCAF i HC1.71box_x2) mają minimum dwukrotnie większą powierzchnię podstawy, zatem ich zastosowanie wymagałoby wprowadzenia dodatkowych zmian w we wsporniku i belce RUPD.

Przeanalizowano przebiegi oraz wartości maksymalne opóźnienia i siły w funkcji deformacji (rys. 10.22 i 10.23 oraz tabela 10.24 i 10.25), a także ilość pochłoniętej energii przez pojazdy i ich elementy (rys. 10.24).



Rys. 10.22. Przebieg opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód w funkcji deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantu badań symulacyjnych O.1.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

Analizując wyniki dla wariantu O.1.1.2. (masa samochodu osobowego 1 100 kg, prędkość uderzenia 8,9 m/s) zaobserwowano, iż do wartości deformacji ok. 0,3 m przebieg narastania opóźnienia oraz siły dla każdego z absorberów jest niemal taki sam. Wpływ absorberów na przebiegi opóźnienia środka masy samochodu osobowego i jego siły bezwładności jest zauważalny dla wyższych wartości deformacji. W przypadku obu absorberów dla większych deformacji zauważalny jest skokowy spadek wartości siły i opóźnienia.

W wyniku dalszej deformacji, szczególnie dla absorbera ROD_02, krzywe te stają się bardziej nieliniowe, gdyż powyżej deformacji 0,3 m, na dystansie około 0,1 m zaobserwowano nieliniowy przebieg zbliżony do paraboli o ramionach skierowanych w dół. Następnie wartości opóźnienia i siły znów wzrastają po krzywej zbliżonej do prostej aż do osiągnięcia wartości maksymalnych.

W przypadku absorbera HC1.71box, po niewielkim spadku wartości obciążeń, opóźnienie i siła narastają po krzywej zbliżonej do prostej aż do osiągniecia wartości maksymalnych.

Analizując wyniki dla wariantu O.4.1.2., tj. gdy samochód osobowy o masie 1 500 kg uderza z prędkością 11,1 m/s, zaobserwowano, iż do wartości deformacji ok. 0,35 m przebieg narastania opóźnienia oraz siły dla obydwu zderzeń z absorberów jest niemal taki sam. Wpływ absorberów na przebiegi opóźnienia i siły jest zauważalny dla wyższych wartości deformacji.



Rys. 10.23. Przebieg opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód w funkcji deformacji samochodu osobowego i RUPD dla wariantu badań symulacyjnych O.4.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

W przypadku absorbera HC1.71box, po niewielkim spadku wartości, opóźnienie i siła narastają do wartości deformacji około 0,55 m, gdzie odnotowano gwałtowny spadek tych

wartości. Następnie znów rosną po krzywej zbliżonej do prostej aż do osiągniecia wartości maksymalnej. Dla absorbera ROD_02, przebiegi opóźnienia i siły ulegają "spłaszczeniu" i na dystansie ok. 0,11 m są niemal równoległe do osi odciętych. Następnie zauważalny jest coraz dynamiczniejszy wzrost tych wartości wraz ze wzrostem deformacji, aż do osiągnięcia wartości maksymalnych.

Dla wariantu O.1.1.2. wyższą wartość opóźnienia (208 m/s²) zanotowano dla absorbera ROD_02. Niewiele niższą (o ok 5%) natomiast dla HC1.71box. Analogicznie, dla absorbera ROD_02 zanotowano wartości siły powyżej 228 kN oraz niewiele niższe dla HC1.71box (poniżej 220 kN).

Dla wariantu O.4.1.2. najwyższą wartość opóźnienia, 405 m/s², zanotowano dla absorbera ROD_02 i o 15% niższą dla HC1.71box. Wyższe wartości siły (powyżej 600 kN) zanotowano dla absorbera ROD_02 niższe natomiast dla HC1.71box (ok 500 kN).

Tabela 10.24. Maksymalne wartości opóźnienia środka masy samochodu osobowego i siły bezwładności działającej na ten samochód dla wariantów badań symulacyjnych offsetowych (O.1.1.2. i O.4.1.2.) dla różnych modeli absorbera

Absorber	Wariant	Masa samochodu osobowego	Masa pojazdu ciężarowego	Prędkość uderzenia	Maksymalne opóźnienie	Maksymalna siła
		[kg]	[kg]	[m/s]	$[m/s^2]$	[kN]
HC1.71box	O.1.1.2.	1 100	40 000	8,9	200	219,9
	O.4.1.2.	1 500	40 000	11,1	337	505,0
ROD_02	O.1.1.2.	1 100	40 000	8,9	208	228,5
	O.4.1.2.	1 500	40 000	11,1	405	607,4

Rysunek 10.24 przedstawia dane dotyczące ilości energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji samochodu osobowego i RUPD. Dla wariantu O.1.1.2. (samochód osobowy o masie 1 100 kg uderza z prędkością 8,9 m/s), wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów, niezależnie od zastosowanego absorbera są do siebie zbliżone i wynoszą ok. 40 kJ.

Podobnie dla wariantu O.4.1.2. (samochód osobowy o masie 1 500 kg uderza z prędkością 11,1 m/s), wartości całkowitej energii kinetycznej pochłoniętej w wyniku deformacji obu pojazdów, niezależnie od zastosowanego absorbera nie różnią się znacząco i wynoszą około 90 kJ. Na uwagę zawraca także fakt, że dla wariantu O.4.1.2. większy udział w pochłanianiu energii zaobserwowano dla absorbera HC1.71box.



Rys. 10.24. Wartość energii kinetycznej pochłoniętej przez samochód osobowy i RUPD dla wariantów badań symulacyjnych O.1.1.2. i O.4.1.2. przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych modeli absorbera

Analizie poddano także wyniki maksymalnych deformacji z podziałem na przód samochodu osobowego oraz absorber (tabela 10.25). Przeanalizowano symulacje bez i z absorberem. Na uwagę zwracają wyniki dotyczące deformacji samochodu osobowego. Najmniejsze różnice zanotowano dla absorbera ROD_02, nieznacznie większe natomiast dla HC1.71box (wariant badania O.4.1.2.), a zatem zastosowanie absorbera HC1.71box skuteczniej wpłynęło na zmniejszenie deformacji przodu samochodu osobowego.

Tabela 10.25. Maksymalne wartości deformacji dla wariantów badań symulacyjnych offsetowych (O.1.1.2. i O.4.1.2.) przeprowadzonych z wykorzystaniem różnych absorberów.

		Maksymalna			
	Wariant	deformacja -	Maksymalna deformacja -		Różnica – bez oraz
		symulacja bez	symulacja z absorberem		z absorberem
Absorber		absorbera			
		Samochód osobowy	Samochód	<u> </u>	Samochód
			osobowy	Absorber	osobowy
		[m]	[m]	[m]	[m]
HC1 71box	0.1.1.2.	0,43	0,41	0,11	0,02
1101.7100x	0.4.1.2.	0,48	0,45	0,17	0,03
ROD 02	0.1.1.2.	0,43	0,42	0,14	0,02
	0.4.1.2.	0,49	0,47	0,19	0,02

10.3. Podsumowanie wyników badań symulacyjnych

W rozdziale 10 niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych odzwierciedlających zderzenie tylne dwóch pojazdów. Założono, że samochód osobowy o masie od 1 100 kg do 1 500 kg uderzał w tył pojazdu ciężarowego o masie od 15 000 kg do 40 000 kg. Symulacje przeprowadzano dla dwóch prędkości uderzenia, tj. 8,9 m/s (32 km/h) oraz 11,1 m/s (40 km/h). We wstępnych symulacjach uwzględniano także warianty odwzorowujące sytuacje, w których oba pojazdy miały uruchomiony układ hamulcowy w chwili uderzenia, nie hamowały w ogóle lub tylko jeden z pojazdów hamował. Po analizie wstępnych wyników badań symulacyjnych uznano, że stan układu hamulcowego nie ma istotnego znaczenia dla otrzymywanych wyników, gdyż różnice pomiędzy odpowiadającymi sobie wariantami różniły się między sobą o kilka procent (uwzględniając wartości maksymalne wyznaczanych wielkości). Zatem liczbę wariantów ograniczono uwzględniając jedynie przypadek, w którym samochód osobowy nie hamuje w chwili zderzenia i po zderzeniu, natomiast pojazd ciężarowy hamuje z maksymalnym momentem przez cały czas trwania badania.

Na postawie przeprowadzonych badań symulacyjnych, można stwierdzić, iż możliwe jest zminimalizowanie obciążeń dynamicznych działających na pasażerów pojazdu uderzającego w tył pojazdu ciężarowego, poprzez dobór odpowiednich elementów konstrukcyjnych RUPD tzw. absorberów.

Niezależnie od rodzaju zastosowanego absorbera, jego wpływ na obciążenia dynamiczne jest widoczny. Zmniejszeniu uległy maksymalne opóźnienia środka masy samochodu osobowego, a zatem także maksymalne wartości sił bezwładności działających na pojazd. Ponadto, co jest niezwykle istotne, odnotowano zmniejszenie procentowego udziału konstrukcji samochodu osobowego w procesie pochłaniania energii uderzenia. Konsekwencją tego jest zwiększenie deformacji RUPD, tj. dodatkowych elementów absorbujących energię, przy jednoczesnym ograniczeniu deformacji przodu samochodu osobowego.

Porównanie zarejestrowanych wartości opóźnień i sił w symulacjach uwzględniających absorber oraz symulacjach bez absorbera wykazało, że dla zderzeń centralnych przy zastosowaniu struktury pochłaniającej energię uderzania, możliwe jest zmniejszenie nawet o 50% obciążeń działających na samochód osobowy, a dla wariantów zderzeń offsetowych o 26 do 48%. Zastosowanie absorbera pozwala także na zmniejszenie udziału samochodu osobowego w procesie pochłaniania energii uderzenia o 25% do 33% dla zderzeń centralnych.

Charakterystyka absorbera ma zasadnicze znaczenie dla jego skuteczności – dla niższych poziomów energii (mniejsze prędkości uderzenia lub lżejszy samochód osobowy) absorbery o mniejszej sztywności wykazują lepsze zdolności pochłaniania energii, tj. wartości opóźnień oraz sił, a także procentowy udział samochodu osobowego w procesie pochłaniania energii uderzenia są niższe w porównaniu z wynikami uzyskiwanymi dla absorberów o większej sztywności. Natomiast przy wyższych wartościach obciążeń, tj. większej prędkości uderzenia lub przy uderzeniu cięższym samochodem, absorbery o większej sztywności skuteczniej pochłaniają energię kinetyczną.

Biorąc pod uwagę powyższe spostrzeżenia, warto rozważyć zastosowanie rozwiązań modułowych (tj. składających się z segmentów o różnej sztywności), w których sztywność absorbera byłaby stopniowana. Należy jednak uwzględnić istotne ograniczenia co do wielkości absorbera z uwagi na możliwość jego adaptacji w pojeździe. Główne bariery wynikają z możliwej do wykorzystania przestrzeni w jego tylnej części (ograniczenia konstrukcyjne pojazdu oraz ograniczenia prawne/normatywne). Istotne są zarówno długość absorbera, czyli wielkość krytyczna, regulowana pośrednio prawnie, poprzez maksymalną dopuszczalną deformację RUPD, jak i wymiary jego podstawy, które determinują możliwość zamontowania do klasycznego RUPD. Z tej przyczyny wykorzystanie niektórych z badanych absorberów jest ograniczone.

Zaobserwowano także, że absorber ROD, wykorzystujący opór skrawania materiału do pochłaniania energii kinetycznej, osiągał najlepsze rezultaty dla niskich prędkości uderzenia, a dla wyższych wartości prędkości wyniki osiągane przez ten absorber nie odbiegały w sposób znaczący od innych badanych konstrukcji. Należy zatem uznać, że jest to rozwiązanie, które po wprowadzeniu odpowiednich modyfikacji np. pozwalających na uzyskanie nieliniowej charakterystyki sztywnościowej, mogłoby zapewnić porównywalną skuteczność pochłaniania energii dla różnych warunków zderzenia. Biorąc pod uwagę, iż prototypowa konstrukcja wytworzona została z materiałów łatwo dostępnych na rynku krajowym (stal narzędziowa i stop aluminium), a do jej wykonania użyto ogólnodostępnych narzędzi obróbczych, można założyć, że wdrożenie tego absorbera do produkcji nie będzie wymagać nakładów finansowych w specjalistyczny w park maszynowy lub kooperacji z wysoko wyspecjalizowanym dostawcą.

Zaobserwowano także, że wraz ze wzrostem energii uderzenia, rośnie również wartość obciążeń działających na elementy konstrukcyjne RUPD. Zgodnie z przyjętymi założeniami, charakterystyka wytrzymałościowa elementów RUPD musi być dobrana tak, by skutecznie chronić przed wjazdem samochodu osobowego pod tył pojazdu ciężarowego dla przypadków, w których samochód osobowy o masie do 1 500 kg uderza z prędkością maksymalną

wynoszącą 11,1 m/s w tył pojazdu ciężarowego. Założono zatem, że podstawowe elementy konstrukcyjne, odwzorowane w modelu przez wsporniki belki RUPD, również ulegają deformacji i pochłaniają część energii uderzenia. Jak wykazano w podrozdziałach 10.2.1. i 10.2.2., dla badań w których zastosowano tylne urządzenie zabezpieczające bez absorbera, wsporniki RUPD mogą pochłaniać nawet 35% całkowitej energii pochłoniętej w wyniku deformacji pojazdów. Zastosowanie absorbera pozwala na zmniejszenie udziału wsporników w pochłanianiu energii o około 30 do 50%, co może być istotne w przypadku zderzeń tylnych, w których prędkość uderzenia, a zatem także energia kinetyczna samochodu osobowego jest wyższa od przyjętych w przeprowadzonych symulacjach. Należy pamiętać, że podstawowe zadanie RUPD to powstrzymanie samochodu osobowego przed wjechaniem pod tył pojazdu ciężarowego, zatem zmniejszenie obciążeń działających na elementy konstrukcyjne tylnego urządzenia przytrzymującego jest kluczowe z punktu widzenia jego nadrzędnej funkcji.

11. Podsumowanie

W niniejszej pracy rozpatrywano problematykę zderzeń tylnych, a dokładniej przypadków, gdy samochód osobowy uderza w tył pojazdu ciężarowego. Statystyki tego typu wypadków drogowych wskazują na potrzebę podjęcia opisanego zagadnienia w aspekcie zwiększenia ochrony pasażerów samochodu osobowego uderzającego w tył pojazdu ciężarowego.

W tym aspekcie, podjęte w pracy badania wykazały możliwość doskonalenia konstrukcji pojazdu ciężarowego, a w szczególności podzespołu znajdującego się w jego tylnej części, tzw. urządzenia zabezpieczającego przed wjechaniem pod tył pojazdu ciężarowego (RUPD), poprzez zastosowanie dodatkowych segmentów, zdolnych do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia.

11.1. Podsumowanie zrealizowanych prac badawczych

W niniejszej pracy wiele uwagi poświęcono na poszukiwaniu materiałów bądź struktur, które mogłyby być wykorzystane jako elementy zwiększające odporność zderzeniową tylnej części pojazdu ciężarowego. W rozdziale 1 niniejszej rozprawy przeanalizowano statystyki wypadków drogowych. Określono, że zderzenia tylne stanowią ok. 12% wszystkich wypadków drogowych pomiędzy pojazdami. Wytypowano także rodzaj zderzenia tylnego, który występuje najczęściej, gdy samochód osobowy uderza w tył pojazdu ciężarowego.

W rozdziałach 2, 3 i 4 przeprowadzono analizę stanu zagadnienia, w obszarze wymagań normatywnych oraz istniejących rozwiązań konstrukcyjnych RUPD.

W rozdziale 2 przeanalizowano wymagania normatywne i prawne jakie stawiane są pojazdom ciężarowym w aspekcie zabezpieczenia tylnej części pojazdu. Stwierdzono, iż w ujęciu normatywnym RUPD (między innymi na rynku europejskim), podlega jedynie wymaganiom wytrzymałościowym. Zgodnie z tymi wymaganiami należy zapewnić odpowiednią sztywność RUPD, by uniemożliwić wjechanie samochodu osobowego pod tylną część pojazdu ciężarowego; zatem aspekt pochłaniania energii kinetycznej uderzającego samochodu osobowego jest pomijany.

W rozdziale 3 i 4, na podstawie dostępnych źródeł literaturowych i baz patentowych, przeprowadzono analizę opracowanych konstrukcji tylnych urządzeń zabezpieczających. Stwierdzono, że zagadnienie pochłaniania energii kinetycznej przez RUPD było tematem

licznych opracowań naukowych oraz zgłoszeń patentowych, jednak tylko jedno z opisanych rozwiązań zostało skutecznie wdrożone do użytku.

Wnioski z przeprowadzonej analizy posłużyły do sprecyzowania celu i zakresu rozprawy opisanych w rozdziale 5, a także do zaplanowania własnych prac badawczych; wskazano jednocześnie obszar niedostatecznie rozpoznany, a zarazem perspektywiczny w kontekście doskonalenia RUPD - zwiększenie zdolności RUPD do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia.

W rozdziale 6 rozprawy opisano koncepcję RUPD, które skutecznie absorbuje energię uderzenia, a także spełnia wymagania prawne, tak by realnym było jego wdrożenie do użytku w pojeździe ciężarowym. Przedstawiona koncepcja RUPD zawiera elementy klasycznego tylnego urządzenia zabezpieczającego, uzupełnionego przez dodatkowe segmenty (absorbery) pochłaniające energię kinetyczną uderzenia.

W dalszej części rozdziału sprecyzowano założenia dla dodatkowych segmentów pochłaniających energię. Między innymi określono zakładaną wielkość absorberów oraz maksymalną ich deformację podczas zderzenia. W punkcie 6.2. opisano także najistotniejsze cechy struktur pochłaniających energię.

Realizacja celów rozprawy, zarówno głównego, tj. wskazania możliwości udoskonalenia tylnego urządzenia zabezpieczającego w aspekcie ograniczenia skutków zderzenia samochodu osobowego z tyłem pojazdu ciężarowego jak i celu naukowego oraz praktycznego, opisanych w rozdziale 5, wymagała wykonania stanowiska do prowadzenia badań eksperymentalnych. W rozdziale 7 opisano wytworzone stanowisko do quasi-statycznych testów wytrzymałościowych. Stanowisko to wdrożono w Łukasiewicz – Przemysłowym Instytucie Motoryzacji.

Wytypowano materiały, które cechują się zdolnością do pochłaniania energii kinetycznej uderzenia oraz przeprowadzono quasi-statyczne i dynamiczne (zderzeniowe) badania wytrzymałościowe dla opracowanych próbek. W rozdziale 8 opisano uzyskane rezultaty przeprowadzonych badań eksperymentalnych. W celu określenia czy wytypowane materiały i struktury mogą być wykorzystane jako absorbery energii kinetycznej uderzenia, niezbędne było wyznaczenie ich modeli teoretycznych i przeprowadzenie serii badań symulacyjnych.

W analizach uwzględniono właściwości absorberów stosowanych w samochodach osobowych. Na podstawie przeprowadzonych badań wytypowano najskuteczniejsze (z analizowanych w rozprawie) absorbery energii kinetycznej montowane w tylnym urządzeniu zabezpieczającym pojazdu ciężarowego oraz sformułowano wnioski do dalszych prac badawczych.

W rozdziale 9 rozprawy scharakteryzowano absorber, w którym do pochłaniania energii uderzenia wykorzystano opór skrawania materiału. Przeprowadzone badania porównano z wynikami dla badań absorberów zbudowanych na bazie materiałów i struktur pochłaniających energie zderzenia; oceniono, że opracowany absorber osiągnął wysoką skuteczność pochłaniania energii.

W celu potwierdzenia skuteczności pochłaniania energii kinetycznej uderzenia przez RUPD wyposażony w opracowane absorbery, przeprowadzono badania symulacyjne uderzenia samochodem osobowym w tył pojazdu ciężarowego, których rezultaty opisano w rozdziale 10. Na potrzeby realizacji tych badań opracowano i zweryfikowano model matematyczny zderzenia samochodu osobowego z pojazdem ciężarowym. Badania symulacyjne obejmowały różne warianty zderzenia różniące się m.in. masami i prędkościami pojazdów.

Uzyskane wyniki badań modelowych posłużyły do sformułowania wniosków końcowych rozprawy.

11.2. Rezultaty przeprowadzonych prac badawczych

Głównym celem niniejszej pracy było przeprowadzenie analiz na potrzeby doskonalenia tylnego urządzenia zabezpieczającego przed wjechaniem pod pojazd ciężarowy. Z uwagi na aplikacyjny charakter pracy, badania prowadzono nie tylko z uwzględnieniem aspektów związanych z bezpieczeństwem biernym pojazdów, ale także wymagań wynikających z regulacji prawnych oraz zagadnień dotyczących późniejszego praktycznego wdrożenia RUPD. W ramach prowadzonych prac badawczych, opracowano tylne urządzenie zabezpieczające, które jednocześnie będzie spełniało wymagania prawne, będzie relatywnie tanie i łatwe w produkcji, a do tego będzie skutecznie absorbować energię uderzenia.

Koncepcja RUPD przedstawiona w niniejszej pracy zawiera elementy klasycznego tylnego urządzenia zabezpieczającego zmodyfikowanego poprzez wprowadzenie dodatkowych segmentów odpowiedzialnych za pochłanianie energii uderzenia. Taka modyfikacja zapewnia, że RUPD spełniać będzie wymagania prawne i w niewielkim tylko stopniu zwiększy koszty produkcji pojazdu, ponieważ w dużej mierze wykorzystuje się istniejące elementy konstrukcyjne klasycznego RUPD. Dodatkowe segmenty pochłaniają energię w skutek ich deformacji. Ich skuteczność jest uzależniona przede wszystkim od zastosowanych materiałów oraz geometrii ich struktury. Dzięki przeprowadzonym badaniom eksperymentalnym wytypowano struktury, które z punktu widzenia założonego celu, mają pożądane cechy związane z pochłanianiem energii uderzenia.

Wysoką skuteczność pochłaniania energii uderzenia wykazują aluminiowe struktury o budowie plastra miodu oraz tzw. piana aluminiowa.

Absorber oznaczony jako ROD, który pochłania energię uderzenia w wyniku skrawania ścianek swojego rdzenia, również osiągnął wysoką skuteczność pochłaniania energii. Ponadto proces pochłaniania energii odbywał się stabilnie, gdyż w żadnym z badań wytrzymałościowych dla tego absorbera nie zarejestrowano gwałtownych zmian wartości zadawanych sił.

Na postawie przeprowadzonych badań symulacyjnych uderzenia samochodem osobowym w tył pojazdu ciężarowego, dowiedziono, iż możliwe jest zmniejszenie obciążeń dynamicznych działających na pasażerów samochodu osobowego, poprzez dobór odpowiednich elementów konstrukcyjnych RUPD. Wprowadzenie struktur pochłaniających w budowie RUPD spowodowało zwiększenie deformacji RUPD, tj. dodatkowych elementów absorbujących energię, przy jednoczesnym ograniczeniu deformacji przodu samochodu osobowego.

Do najważniejszych oryginalnych osiągnięć pracy, autor zaliczył:

- Opracowanie i wykonanie absorbera energii (zgłoszenie patentowe nr. P.448121) zawierającego korpus, w którym umieszczony jest element tnący oraz wałek absorbera podlegający skrawaniu (punkt 9 rozprawy).
- Wyniki badań eksperymentalnych zarówno quasi-statycznych jak i dynamicznych badań wytrzymałościowych wytypowanych struktur i materiałów pochłaniających energię uderzenia (punkt 8.1 i 8.2 rozprawy).
- Wyniki badań symulacyjnych uwzględniające różne masy zderzanych pojazdów oraz różne prędkości uderzenia. Badania uwzględniały także różne konstrukcje absorberów (punkt 10.2 rozprawy) i wskazały na zasadność wprowadzenia absorberów w konstrukcji RUPD.
- 4. Opracowanie i wykonanie stanowiska do quasi-statycznych badań wytrzymałościowych (punkt 7 rozprawy).
- Opracowanie modelu matematycznego zderzenia samochodu osobowego z pojazdem ciężarowym, w którym samochód osobowy uderza czołowo (centralnie lub offsetowo) w tył pojazdu ciężarowego (punkt 10 rozprawy).

11.3. Wnioski z przeprowadzonych prac badawczych

Na podstawie analizy przeprowadzonych badań literaturowych, eksperymentalnych oraz modelowych sformułowano następujące wnioski:

- możliwe jest opracowanie RUPD, które będzie spełniało wymagania normatywne, nie będzie istotnie wpływać na cenę pojazdu, a zarazem będzie absorbować energię uderzenia, dzięki czemu o co najmniej 24% zmniejszeniu ulegną obciążenia samochodu osobowego uderzającego w tył pojazdu ciężarowego;
- dla zderzeń centralnych, dzięki zastosowaniu struktury pochłaniającej energię uderzenia możliwe jest prawie dwukrotne zmniejszenie obciążeń działających na samochód osobowy, a dla badań offsetowych o ponad jedną trzecią; zmniejsza się też stopień deformacji samochodu osobowego;
- istotną cechą materiałów pochłaniających energię kinetyczną jest ich zdolność deformacji plastycznej przebiegającej w stabilny sposób, tj. narastającej proporcjonalnie do wzrostu obciążenia;
- skuteczna absorbcja energii kinetycznej może być realizowana nie tylko na drodze deformacji plastycznej całej struktury - absorber wykorzystujący opór skrawania materiału osiągał najlepsze rezultaty dla niskich prędkości uderzenia, a dla wyższych wartości te nie odbiegały w sposób znaczący od innych badanych konstrukcji;
- perspektywiczne jest doskonalenie absorbera wykorzystującego opór skrawania materiału, szczególnie w odniesieniu do skuteczności pochłaniania energii kinetycznej dla wyższych poziomów obciążeń niż rozpatrywane w rozprawie.

11.4. Plan kontynuacji prac

Planowana jest kontynuacja prac badawczych skupionych nad doskonaleniem tylnego urządzenia zabezpieczającego, a w szczególności rozwiązań technicznych, struktur lub materiałów, które będą skutecznie pochłaniać energię kinetyczną zderzenia. W pierwszej kolejności planuje się prowadzenie dalszych prac badawczych nad absorberem wykorzystującym proces skrawania ścianek wałka. Prace skupione będą na ograniczeniu masy całej konstrukcji oraz poprawie charakterystyki deformacji w końcowej fazie zderzenia, szczególnie w kontekście ograniczenia maksymalnych wartości obciążeń.

Zakłada się także rozbudowę modelu matematycznego zderzenia, na potrzeby prowadzenia prac badawczych uwzględniających różne kierunki uderzenia, umożliwiającego ocenę skuteczności działania RUPD dla kolejnych wariantów zderzenia tylnego.

Ponadto rozważa się wykorzystanie zdobytej wiedzy w doskonaleniu innych elementów pojazdu, np. w celu ochrony baterii trakcyjnych stosowanych w pojazdach o napędzie elektrycznym. Rosnąca skala produkcji tego typu pojazdów niewątpliwie wpływa na wzrost zagrożenia w ruchu drogowym z uwagi na wysoką reaktywność magazynów energii w postaci baterii i trudności związane z gaszeniem pożarów tych pojazdów. Potencjalnie, zastosowanie materiałów energochłonnych w obudowach baterii może ograniczyć obciążenia jakim poddawane są baterie w trakcie zderzenia samochodu.

Bibliografia

- World Health Organization, "Global status report on road safety" World Health Organization, Genewa, 2023.
- [2] A. Jaździk-Osmólska i R. Korneć, "Wycena kosztów wypadków i kolizji drogowych na sieci dróg w Polsce na koniec roku 2018, z wyodrębnieniem średnich kosztów społecznoekonomicznych wypadków na transeuropejskiej sieci transportowej" Krajowa Rada Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego, Warszawa, 2019.
- [3] Krajowa Rada Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego, "Wycena kosztów wypadków i kolizji drogowych na sieci dróg w Polsce na koniec roku 2022, z wyodrębnieniem średnich kosztów społeczno-ekonomicznych wypadków na transeuropejskiej sieci transportowej" Krajowa Rada Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego, Warszawa, 2023.
- [4] A. Świderski, A. Borucka i P. Skoczyński, "Characteristics and Assessment of the Road Safety Level in Poland with Multiple Regression Model" w *Proceedings of 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018*, Trakai, Lithuania, 2018.
- [5] Biuro Ruchu Drogowego Komendy Głównej Policji, "Wypadki Drogowe w Polsce w 2023 roku" Wydział Opiniodawczo-Analityczny Biura Ruchu Drogowego Komendy Głównej Policji, Warszawa, 2024.
- [6] United Nations Economic Commission for Europe, "UNECE Data Portal," 9 styczeń 2021.
 [Online]. Dostęp: https://w3.unece.org/PXWeb/en. [Data uzyskania dostępu: 09 marzec 2024].
- [7] European Automobile Manufacturers' Association (ACEA), "Vehicles in use Europe 2023"
 17 styczeń 2023. [Online]. Dostęp: https://www.acea.auto/publication/report-vehicles-in-useeurope-2023/. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [8] P. Radzajewski i M. Guzek, "Assessment of the Impact of Selected Parameters of Tractor-Semitrailer Set on the Braking Safety Indicators" *Applied Sciences*, tom 13 (9), nr 5336, doi.org/10.3390/app13095336, 2023.
- [9] Z. F. Albahash i M. A. Ansari, "Selection of design variables using complex proportional assessment and analysis of a rear underride protection device" *International Journal of Crashworthiness*, pp. 25:1, 1-8, 06 luty 2019.
- [10] C. Wang, M. Abdel-Aty i L. Han, "Effects of speed difference on injury severity of freeway rearend crashes: Insights from correlated joint random parameters bivariate probit models and temporal instability" *Analytic Methods in Accident Research*, tom Volume 42, nr ISSN 2213-6657, https://doi.org/10.1016/j.amar.2024.100320, 2024.

- [11] National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), "NCSA Tools, Publications, and Data" 09 styczeń 2021. [Online]. Dostęp: https://cdan.dot.gov/. [Data uzyskania dostępu: 09 marzec 2024].
- [12] Insurance Institute for Highway Safety and Highway Loss Data Institute (IIHS-HLDI), "Fatality Facts 2022 Large trucks" czerwiec 2024. [Online]. Dostęp: https://www.iihs.org/topics /fatalitystatistics/detail/large-trucks. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [13] J. Wicher, Pojazdy samochodowe. Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego., Warszawa: WKŁ, 2012.
- [14] K. Allen, "The Effectiveness of Underride Guards for Heavy Trailers" National Highway Traffic Safety Administration, Washington, 2010.
- [15] D. Blower i J. Woodrooffe, "Heavy-Vehicle Crash Data Collection and Analysis to Characterize Rear and Side Underride and Front Override in Fatal Truck Crashes" The University of Michigan, Michigan, 2013.
- [16] interia.pl, "Interia Motoryzacja," 15 wrzesień 2016. [Online]. Dostęp: https://motoryzacja.interia.pl/wideo/video,vId,2148544. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [17] Autoblog, "Dwa śmiertelne wypadki z udziałem TIR-ów i Tesli. Tesla ma problem z naczepami, czy z użytkownikami?" 20 maj 2019. [Online]. Dostęp: https://spidersweb.pl/autoblog/ wypadek-tesli-ciezarowka-problem-z-naczepami/. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [18] S. Yan, C. Huang i D. He, "A comparison of patterns and contributing factors of ADAS and ADS involved crashes" *Journal of Transportation Safety & Security*, pp. 1061 1088. https://doi.org/10.1080/19439962.2023.2284175, 22 11 2023.
- [19] D. Petrović, R. Mijailović i D. Pešić, "Traffic Accidents with Autonomous Vehicles: Type of Collisions, Manoeuvres and Errors of Conventional Vehicles' Drivers" *Transportation Research Procedia*, pp. 161 - 168, 2020.
- [20] T. L. Stańczyk, "Energochłonny zderzak tylny samochodu ciężarowego element zapewnienia kompatybilności pojazdów" Archiwum motoryzacji, pp. 3-20, 2002.
- [21] Insurance Institute for Highway Safety, "Status Report Vol. 51, No. 2" Insurance Institute for Highway Safety, Ruckersville, USA, 2016.
- [22] National Highway Traffic Safety Administration, Department of Transportation, "49 CFR Part 571; Federal Motor Vehicle Safety Standards; Rear Impact Guards, Rear Impact Protection" 07 luty 2025. [Online]. Dostęp: https://www.ecfr.gov/current/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571/subpart-B/section-571.224. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [23] United Nations, "Agreement conc. the Adoption of Harmonized Techn. UN Regs for Wheeled Vehicles, Equipment and Parts which can be Fitted and/or be Used on Wheeled Vehicles and the

Conditions for Reciprocal Recognition of Approvals Granted on the basis of these UN Regs" 29 luty 2024. [Online]. Dostęp: https://unece.org/transport/documents/2024/02/standards /status-agreement-annexed-regulations-and-amendments-thereto. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].

- [24] National Highway Traffic Safety Administration, Department of Transportation, "FMVS No. 223, Rear impact guards" 07 luty 2025. [Online]. Dostęp: https://www.ecfr.gov/on/2025-02-07/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571/subpart-B/section-571.223. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [25] National Highway Traffic Safety Administration, Department of Transportation, "Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 224; Rear impact protection" 07 luty 2025. [Online]. Dostęp: https://www.ecfr.gov/current/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571/subpart-B/section-571.224. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2024].
- [26] Government of Canada, "Motor Vehicle Safety Regulations, CMVSS nr 223" 09 styczeń 2021.
 [Online]. Dostęp: https://tc.canada.ca/en/corporate-services/acts-regulations/motor-vehicle-safety-regulations-crc-c-1038. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [27] UNECE, "Regulamin nr 58 Organizacji Narodów Zjednoczonych" 30 listopad 2016. [Online].
 Dostęp: https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreem
 ent-regulations-41-60. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [28] General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine, "National Standard of the People's Republic of China GB 11567-2017 Motor vehicles and trailers - Lateral protection and rear underrun protection requirments" AQSIQ, China, 29 wrzesień 2017.
- [29] M. Gidlewski, J. Jackowski i P. Posuniak, "Review and Analysis of Technical Designs of Rear Underrun Protective Devices (RUPDs) in Terms of Regulatory Compliance" Sensors, tom 22, nr 2645, https://doi.org/ 10.3390/s22072645, 2022.
- [30] J. Jackowski i P. Posuniak, "Badania tylnych urządzeń zabezpieczających w odniesieniu do najczęściej występujących zderzeń tylnych pojazd ciężarowy – samochód osobowy" w Wiedza i innowacje wiWAT 2021, Komorniki, Wydawnictwo Naukowe FNCE, ISBN 978-83-67138-72-7, 2022, pp. 384–396,.
- [31] Insurance Institute for Highway Safety (IIHS), "Semi-Trailer Underride Evaluation Crash Test Protocol (Version I)" Insurance Institute for Highway Safety (IIHS), Ruckersville, 2016.
- [32] M. Brumbelow, "Crach test performance of large truck rear underride gurads" w *ESV*, Washington D.C., 2011.
- [33] M. Brumbelow i S. O'Malley, "A proposed quasi-static test for improving the crash performance of trailer rear underride guards" *International Journal of Crashworthiness*, 27 maj 2020.

- [34] J. R. L. Mariolani, A. C. F. Arruda i L. O. F. Schmutzler, "Development of new underride guards for enhancement of compatibility between trucks and cars" *State University of Campinas, Brasil,* Paper Number 425, 2001.
- [35] Z. F. Al-Bahash i M. A. Ansari, "A review on rear under-ride protection devices for trucks" *International Journal of Crashworthiness*, pp. 22:1, 95-109, 16 11 2016.
- [36] Z. F. Al-Bahash, M. A. Ansari i Q. H. Shah, "Design and simulation of a rear underride protection device (RUPD) for heavy vehicles" *International Journal of Crashworthiness*, pp. 23:1, 47-56, 10 Kwiecień 2017.
- [37] L. Hong-fei, P. Tao, X. Hong-guo, T. Li-dong i S. Li-li, "Research on the Intelligent Rear Underrun Protection System for Trucks" w 8th World Congress on Intelligent Control and Automation, Jinan, China, 2010.
- [38] B. Mahesh, R. Subhash i H. S. Van, "Crashworthiness Enhancement in a Car Truck Collision Using Energy Dissipative Under-ride Guard" Sae International Truck and Bus Meeting and Exposition, pp. 95-107, ISSN: 0148-7191, https://doi.org/10.4271/962211, 1 10 1996.
- [39] M. Sayyad, "Towards Characterizing Continuum Damage in Glass Fibre-Reinforced Composite" Springer, Journal of The Institution of Engineers (India): Series C, 2024.
- [40] E. R. Özcan, S. S. Özkan i M. Mutlu, "Design and Structural Analysis of Trailer Sliding UnderrunProtection Device Complied with ECE R58.03 Regulation" *European Journal of Science and Technology*, tom Special Issue 36, pp. 262-268, 2022.
- [41] F. Cappello, T. Ingrassia i V. Nigrelli, "Design of a new high energy rear underrun protective device," w *High performance structures and materials IV*, Southampton, WIT Transactions on The Built Environment, ISSN 1743-3509 (on-line), 2008, pp. 325 - 335.
- [42] Kässbohrer, "RUPD-AB, voor verhoogde veiligheid" 28 sierpień 2018. [Online]. Dostęp: https://www.kassbohrernederland.com/nieuws/rupd-ab-voor-verhoogde-veiligheid.
 [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [43] K. Friedman, D. Mihora i M. Hutchinson, "Heavy truck front-end deployable system opportunities for crash compatibility with passenger vehicles" *International Journal of Crashworthiness*, pp. 23:2, 161-172, 22 luty 2017.
- [44] U. Kortağ i S. Orhan, "Design and Crashworthiness Analysis of Rear Underrun Protection Device" *International Journal of Automotive Science And Technology*, tom 6 Issue 4, https://doi.org/10.30939/ijastech..1190059, pp. 412-417, 2022.
- [45] B. F. Kacar, U. Deryal, Y. Kirac i G. Y. Çolakoglu, "Shock absorbing bumper for transportation vehicles". Europa Patent EP 3 299 226 B1, 23 01 2019.

- [46] E. Stiermann, "Vehicle, in particular commercial vehicle, with a front underride barrier". Europa Patent EP 2 883 754 B1, 18 10 2017.
- [47] G. Albertshofer, U. Breitling, K. Koch, A. Kruppa, L. Riebeck i G. Rieck, "Underride protection for buses and trucks has energy-dissipating concertina bumper, overhanging support and crosswise reinforced vehicle frame to deform plastically on impact with car". Niemcy Patent DE10130637A1, 02 01 2023.
- [48] M. Reimund i M. Merkel, "Underride guard for use in e.g. rear area of lorry, has support brackets fixedly connected with supporting structure, and reinforcement bars supporting one of end areas of barrier cross beam at supporting structure". Niemcy Patent DE102009036652A1, 29 04 2010.
- [49] T. Miller, "Rear-impact underride protector". USA Patent US6068329A, 30 05 2000.
- [50] United Nations Economic Commission for Europe (UN ECE), Unece.org; "Informal document No. GRSG-100-25," 11-15 kwiecień 2011. [Online]. Dostęp: https://unece.org /sites/default/files/datastore/fileadmin/DAM/trans/doc/2011/wp29grsg/GRSG-100-25e.pdf.
 [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [51] National Highway Traffic Safety Administration, "Vehicle Crash Test Database: Test Number 7126" 22 październik 2010. [Online]. Dostęp: https://www.nhtsa.gov/research-data/researchtesting-databases#/vehicle/7126. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [52] TruckFocus, "TruckFocus.pl" 23 styczeń 2023. [Online]. Dostęp: https://truckfocus.pl /nowosci/67923/podsumowanie-sprzedazy-naczep-i-przyczep-w-2022-roku. [Data uzyskania dostępu: 11 luty 2025].
- [53] A. Zieliński, Konstrukcja nadwozi samochodów osobowych i pochodnych, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2008.
- [54] L. Prochowski, Mechanika ruchu, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2016.
- [55] G. Lu i T. Yu, Energy Absorption of Structures and Materials, Abington Hall, Abington Cambridge CB1 6AH, England, ISBN 1 85573 688 8: Woodhead Publishing Limited, 2003.
- [56] G. Suna, G. Li, S. Hou, S. Zhou, W. Li i Q. Li, "Crashworthiness design for functionally graded foam-filled thin-walled structures" *Materials Science and Engineering*, nr 527, p. 1911–1919, 2009.
- [57] Y. Zhang, P. Ge, M. Lu i X. Lai, "Crashworthiness study for multi-cell composite filling structures" *International Journal of Crashworthiness*, tom 32:1, nr ISSN: 1358-8265, pp. 32-46, 2018.
- [58] R. Juntikka i S. Hallström, "Selection of Energy Absorbing Materials for Automotive Head Impact Countermeasures" *Cellular Polymers*, tom 23, nr 5, pp. 263-297, 2004.

- [59] W. Abramowicz i N. Jones, "Dynamic axial crushing of square tubes" *International Journal of Impact Engineering*, tom 2, DOI:10.1016/0734-743X(84)90005-8, pp. 179-208, 1984.
- [60] W. Abramowicz i T. Wierzbicki, "Axial Crushing of Multicorner Sheet Metal Columns" *Journal of Applied Mechanics*, tom 56(1), DOI:10.1115/1.3176030, pp. 113-120, 1989.
- [61] J. Alexander, "An aproximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading" *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, tom 13, DOI:10.1093/QJMAM/13.1.10, pp. 10-15, 1960.
- [62] T. Wierzbicki i W. Abramowicz, "On the crushing mechanics of thin-walled structures" *Journal of Applied Mechanics*, tom 50 (4a), DOI:10.1115/1.3167137, pp. 727-734, 1983.
- [63] W. Chen i T. Wierzbicki, "Relative merits of single-cell, multi-cell and foam-filled thin-walled structures in energy absorption" *Thin Walled Structures*, tom 39 (4), https://doi.org/10.1016 /S0263-8231(01)00006-4, pp. 287-306, 2001.
- [64] X. Zhang, G. Cheng i H. Zhang, "Theoretical prediction and numerical simulation of multi-cell square thin-walled structures" *Thin-Walled Structures*, Tom 1/244, Issue 11, https://doi.org/ 10.1016/j.tws.2006.09.002, pp. 1185-1191, 2006.
- [65] F. Tarlochan, "Sandwich Structures for Energy Absorption Applications: A Review" *Materials*, tom 14 (16), nr 4731, 2021.
- [66] R. Chatys, A. Panich, R. S. Jurecki i M. Kleinhofs, "Composite materials having a layer structure of "sandwich" construction as above used in car safety bumpers" 2018 XI International Science-Technical Conference Automotive Safety, nr 10.1109/AUTOSAFE.2018.8373320, pp. 1-8, 2018.
- [67] P. V. Chombo, Y. Laoonual i S. Wongwises, "Lessons from the Electric Vehicle Crashworthiness Leading to Battery Fire" *Energies*, Tomy 1/214 (16), 4802, https://doi.org/ 10.3390/en14164802, 2021.
- [68] Z. Ahmad i D. Thambiratnam, "Dynamic computer simulation and energy absorption of foamfilled conical tubes under axial impact loading" *Computers & Structures*, Tomy 1/287 Issue 3-4, https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2008.10.003, pp. 186-197, 2009.
- [69] M. K. Hamed Zarei, "Crashworthiness optimization of empty and filled aluminum crash boxes" *International Journal of Crashworthiness*, tom 12:3, DOI: 10.1080/13588260701441159, pp. 255-264, 2007.
- [70] M. Guden, "Quasi-Static Axial Crushing Behavior of Honeycomb-Filled Thin-Walled Aluminum Tubes" *The Open Materials Science Journal*, tom 5(1), DOI:10.2174/ 1874088X01105010184, pp. 184-193, 2011.

- [71] G. Sun, G. Li, M. Stone i Q. Li, "A two-stage multi-fidelity optimization procedure for honeycomb-type cellular materials" *Computational Materials Science*, tom 49 Issue 3, https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2010.05.041, pp. 500-511, 2010.
- [72] H. Yin, G. Wen, S. Hou i K. Chen, "Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of honeycomb-filled single and bitubular polygonal tubes" *Materials & Design*, Tom 1/232, Issue 8-9, https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.03.060, pp. 4449-4460, 2011.
- [73] S. Santosa i T. Wierzbicki, "Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb or foam" *Computers & Structures*, tom 68 issue 4, DOI:10.1016/S0045-7949(98)00067-4, pp. 343-367, 1998.
- [74] C. Cakıroglu, "Quasi-static crushing behavior of nomex honeycomb filled thin-walled aluminum tubes" *Izmir Inst. Technol.*, tom 5, pp. 184-193, 2008.
- [75] Grupa Robocza 1 Wspólnego Komitetu ds. Przewodników w Metrologii, *Ewaluacja danych pomiarowych Przewodnik wyrażania niepewności pomiaru JCGM 100:2008*, JCGM, 2008.
- [76] SAE International, SAE Standard J211/1 Instrumentation for Impact Test—Part 1—Electronic Instrumentation, SAE International, 2003.
- [77] J. Jackowski, P. Posuniak, K. Zielonka i R. Jurecki, "Experimental Testing of Energy-Absorbing Structures Used to Enhance the Crashworthiness of the Vehicles" *Energies*, tom 16, nr 2183, https://doi.org/10.3390/en16052183, 2023.
- [78] P. Kubiak, A. Szosland, J. Awrejcewicz i B. Zagrodny, "Estimation of driver and passenger injuries during a car crash based on the accident reconstruction method" w *Dynamical Systems -Applications*, Łódź, Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, 2013, pp. 259 - 270.
- [79] J. Jackowski, J. Łęgiewicz i M. Wieczorek, Samochody osobowe i pochodne, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2011.
- [80] J. Wanga, Z. Lua, M. Zhonga, T. Wanga i C. Suna, "Coupled thermal–structural analysis and multi-objective optimization of a cutting-type energy-absorbing structure for subway vehicles" *Thin-Walled Structures*, tom 141, https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.04.026, pp. 306-373, 2019.
- [81] Z. Hu, L. Guo i Y. Zhang, "Design and Numerical Simulation of a Ball Cutting Type Energy Absorber Device" *Journal of Physics: Conference Series*, tom 1802, nr 042076, doi:10.1088/1742-6596/1802/4/042076, 2021.
- [82] T. L. Stańczyk i D. Łomako, "Symulacyjne badania energochłonnego zderzaka tylnego samochodu ciężarowego" *Teka Komisji Naukowo - Problemowej Motoryzacji*, nr 18, pp. 423 -428, 1999.
- [83] P. Zdanowicz, Ocena stanu amortyzatorów pojazdu z uwzględnieniem tarcia suchego w zawieszeniu, Rozprawa doktorska, Warszawa: Politechnika Warszawska, 2012.

- [84] Z. Lozia, Analiza ruchu samochodu dwuosiowego na tle modelowania jego dynamiki. Rozprawa Habilitacyjna, Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1998.
- [85] J. Reimpell i B. J. W., Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2008.
- [86] Z. Lozia i P. Zdanowicz, "Simulation assessment of the half-power bandwidth method in testing shock absorbers" *Open Engineering*, tom 11(1), DOI:10.1515/eng-2021-0011, pp. 120-129, 2020.
- [87] K. Studziński, Samochód. Teoria, konstrukcja i obliczanie, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1980.
- [88] W. Luty, Nieustalone stany bocznego znoszenia ogumienia. Badania eksperymentalne i modelowe, Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2017.
- [89] R. Andrzejewski, Dynamika pneumatycznego koła jezdnego, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo Techniczne WNT, 2010.
- [90] K. Kubas, "Wyznaczanie oporów w wybranych połączeniach zawieszenia samochodu osobowego z uwzględnieniem dynamicznej charakterystyki współczynnika tarcia suchego," *Archiwum Motoryzacji*, tom 2, pp. 71-86, 2010.
- [91] Z. Lozia, Diagnostyka samochodowa. Laboratorium., Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2007.
- [92] Z. Klockiewicz i G. Ślaski, "The Influence of Friction Force and Hysteresis on the Dynamic Responses of Passive Quarter-Car Suspension with Linear and Non-Linear Damper Static Characteristics" Acta Mechanica et Automatica 17(2), pp. 205 - 218; DOI:10.2478/ama-2023-0024, 2023.
- [93] G. Ślaski i Z. Klockiewicz, "The influence of shock absorber characteristics' nonlinearities on suspension Frequency Response Function estimation and possibilities of simplified characteristics modelling" *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, tom 96, nr 2; https://doi.org/10.14669/AM/151704, pp. 77 - 95, 2022.
- [94] Z. Klockiewicz, G. Ślaski i M. Spadło, "The Influence of the Conditions of Use and the Type of Model Used on the Vertical Dynamic Responses of a Car Suspension" *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji 2019;85(3):57-82,* tom 85, nr 3; https://doi.org/10.14669/AM.VOL85.ART5, pp. 57 - 82, 2019.
- [95] J. Leyko, Mechanika ogólna, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2012.
- [96] A. Firode, D. Jalobeanu i C. Wolfe, "D'Alembert's Mechanics and Its Philosophical Foundations" *Encyclopedia of Early Modern Philosophy and the Sciences*, Springer, 978-3-319-20791-9, 17 11 2020.

- [97] L. Prochowski i A. Żuchowski, Samochody ciężarowe i autobusy, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2016.
- [98] W. Luty, "Badania eksperymentalne oraz opis analityczny właściwości ogumienia samochodów" Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów/Politechnika Warszawska, tom 77, nr 1, 2010.
- [99] J. Pokorski, H. Sar i A. Reński, "Influence Of Exploitation Conditions On Anti-Skid Properties Of Tyres" *Transport*, pp. 415 - 424, 24 08 2017.
- [100] M. Brukalski, A. Wasiewski i A. Reński, "Analysis of the influence of adhesion on limit forces transferred between wheels and road" *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, tom 80, nr 2, pp. 5 - 18, 2018.
- [101] C. C. Wit, H. Olsson, K. J. Åström, M. Gäfvert i P. Lischinsky, "Friction Models and Friction Compensation" *European Journal of Control*, tom 3, vol. 4, pp. 176-195, 1998.
- [102] D. Karnopp, "Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems" Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, tom 107, nr 1/1985, pp. 100-103, 1985.
- [103] R. Kikuuwe, N. Takesue, H. Mochiyama i A. Sano, "Fixed-step friction simulation: from classical Coulomb model to modern continuous models" w *Intelligent Robots and Systems*, DOI:10.1109/IROS.2005.1545579, 2005.
- [104] S. Bicakci, D. Akdas i A. D. Karaoglan, "Optimizing Karnopp friction model parameters of a pendulum using RSM" *European Journalof Control*, tom 20, http://dx.doi.org/10.1016/ j.ejcon.2014.04.001, pp. 180-187, 2014.
- [105] R. A. Romano i C. Garcia, "Karnopp friction model identification for a real control valve" w Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control, Seul, Korea, 2008.
- [106] T. Diupero, K. Zielonka, T. Sobolewski i M. Jarczewski, "Bezpieczeństwo pasażerów przy uderzeniu samochodu osobowego w tył ciężarowego, wyposażonego w tylne urządzenie zabezpieczające" w *Paragraf na drodze - numer specjalny*, Kraków, Instytut Ekspertyz Sądowych, ISSN 1505-3520, 2011, pp. 125 - 139.
- [107] Springer, "Coefficient of Determination" w *The Concise Encyclopedia of Statistics*, Nowy Jork, USA, Springer, 2008, pp. 88-91, ISBN 978-0-387-32833-1.
- [108] A. D. Aczel i J. Sounderpandian, Statystyka w zarządzaniu, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2017.

Załącznik 1. Wyniki badań zderzeniowych dla wybranych absorberów

Badania realizowano z wykorzystaniem wózka badawczego o masie 350 kg, do którego montowana była badana próbka. Wózek rozpędzano do zadanej prędkości i uderzano nim w nieodkształcalną barierę. W chwili pierwszego kontaktu badanej próbki z barierą następowało uruchomienie rejestracji danych. Za pomocą trójosiowego akcelerometru, mierzono przyspieszenie wózka. Dodatkowo, przebieg każdego eksperymentu rejestrowano kamerą typu high speed. Niepewność pomiaru przyspieszenia U(a) wynosiła 4 m/s², natomiast niepewność pomiaru przemieszczenia U(c) wynosiła 1,4 mm.

Zgodnie z normą SAE J211, zarejestrowane składowe przyspieszeń zostały przefiltrowane filtrem CFC60. Następnie wyznaczono opóźnienie wypadkowe wózka badawczego. Na podstawie przebiegu opóźnienia wypadkowego w czasie, możliwe było wyznaczenie przebiegu siły bezwładności wózka badawczego. Na rysunkach od Z1.1 do Z1.8 przedstawiono wyniki dla próbek z rdzeniem o strukturze plastra miodu w zależności od prędkości uderzenia.



Rys. Z1.1. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 2,8 m/s



Rys. Z1.2. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 5,6 m/s



Rys. Z1.3. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 6,7 m/s



Rys. Z1.4. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 8,9 m/s



Rys. Z1.5. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 2,8 m/s



Rys. Z1.6. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 5,6 m/s



Rys. Z1.7. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 6,7 m/s



Rys. Z1.8. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji absorbera dla próbek HC1.71x2, HC1.71box, HC1.71box_x2, przy prędkości uderzenia 8,9 m/s



Załącznik 2. Wyniki badań zderzeniowych dla crash-boxów stosowanych w pojazdach²

Rys. Z2.1. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 2,8 m/s



Rys. Z2.2. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów

² Wyniki przedstawiono w raporcie z zadania nr 3 realizowanego w ramach *Projektu absorberów pochłaniających energię zderzenia czołowego pojazdu osobowego* – CRASH-BOX, nr projektu 5/Ł-PIMOT/CŁ/2021, dofinansowany przez Prezesa Centrum Łukasiewicz w formie Dotacji celowej.



Rys. Z2.3. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 5,6 m/s



Rys. Z2.4. Przebieg opóźnienia wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 6,7 m/s



Rys. Z2.5. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 2,8 m/s



Rys. Z2.6. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 4,4 m/s



Rys. Z2.7. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 5,6 m/s



Rys. Z2.8. Przebieg siły bezwładności wózka badawczego w funkcji deformacji crash-boxów dla prędkości 6,7 m/s

Załącznik 3. Równania opisujące model matematyczny zderzenia

Równania opisujące podstawowe parametry i warunki początkowe dotyczące samochodu osobowego i pojazdu ciężarowego przedstawiono poniżej.

1. Samochód osobowy

Ugięcie zawieszenia przedniego [m]

$$u_{1 so} = z_{sw so} - z_{so} + (l_{1 so} \cdot \theta_{so}) - (l_{1 so} \cdot \theta_{sw so})$$
 Z3.1

Prędkość uginania zawieszenia przedniego [m/s]

gdy:

 $u_{1 so} = 0$ - ugięcie zawieszenia przedniego w czasie t=0 s $\dot{u}_{1 so} = 0$ - prędkość uginania zawieszenia przedniego w czasie t=0 s

 $u_{1\,so} \leq 0$ - dodatkowy warunek przy oderwaniu kół przednich od podłoża

Ugięcie zawieszenia tylnego [m]

$$u_{2 so} = z_{sw so} - z_{so} - (l_{2 so} \cdot \theta_{so}) + (l_{2 so} \cdot \theta_{sw so})$$
 Z3.3

Prędkość uginania zawieszenia tylnego [m/s]

gdy:

 $u_{2 so} = 0$ - ugięcie zawieszenia tylnego w czasie t=0 s

 $\dot{u}_{2 so} = 0$ - prędkość uginania zawieszenia tylnego w czasie t=0 s

 $u_{2 so} \leq 0$ - dodatkowy warunek przy oderwaniu kół tylnych od podłoża

Siła sprężystości w zawieszeniu przednim [N]

$$F_{s1\,so} = k_{1\,so} \cdot u_{1\,so} \tag{Z3.5}$$

Siła tłumienia w zawieszeniu przednim [N]

$$F_{t1\,so} = c_{1\,so} \cdot \dot{u}_{1\,so} \tag{Z3.6}$$

Siła sprężystości w zawieszeniu tylnym [N]

Siła tłumienia w zawieszeniu tylnym [N]

$$F_{t2 so} = c_{2 so} \cdot \dot{u}_{2 so}$$
 Z3.8

Reakcja normalna kół przednich [N]

$$N_{1\,so} = F_{s1\,so} + F_{t1\,so}$$
 Z3.9

Reakcja normalna kół tylnych [N]

$$N_{2\,so} = F_{s2\,so} + F_{t2\,so} Z3.10$$

Teoretyczna siła hamowania [N]

$$F_{h\,so} = -\frac{M_{h\,so}}{R_{so}}$$
Z3.11

jeżeli

 $F_{h so} < -(F_{s1 so} + F_{t1 so} + F_{s2 so} + F_{t2 so}) \cdot \mu_{so}$ - dodatkowy warunek ze względu na ograniczoną przyczepność kół do podłoża

Rzeczywista siła hamowania [N]

$$F_{h so} = -(F_{s1 so} + F_{t1 so} + F_{s2 so} + F_{t2 so}) \cdot \mu_{so}$$
 Z3.12

Odkształcenie nadwozia [m]

$$C_{n \, so} = x_{so} - x_{b \, sc} + l_{1 \, so} + x_{zp \, so}$$
 Z3.13

Prędkość odkształcania nadwozia [m/s]

$$\dot{C}_{n\,so} = \dot{x}_{so} - \dot{x}_{b\,sc} \tag{Z3.14}$$

Własności sprężysto-tłumiące nadwozia samochodu osobowego [N]

$$F_{sn so} = a_{sn(1)} \cdot C_{n so}^{5} + a_{sn(2)} \cdot C_{n so}^{4} + a_{sn(3)}$$

$$\cdot C_{n so}^{3} + a_{sn(4)} \cdot C_{n so}^{2} + a_{sn(5)} \cdot C_{n so}$$

Z3.15

$$F_{tn so} = 0.75 \cdot F_{sn \max so} \cdot tgh(\dot{C}_{n so})$$
Z3.16

gdzie:

 $a_{\text{sn}(i)}$ – współczynnik wielomianu opisującego własności sprężysto-tłumiące nadwozia samochodu

Przyspieszenie wzdłużne [m/s²]

$$\ddot{x}_{so} = \frac{F_{h\,so} - F_{sn\,so} - F_{tn\,so}}{m_{so}}$$
 Z3.17

Prędkość wzdłużna środka masy [m/s]

$$\dot{x}_{so(i+1)} = \dot{x}_{so(i)} + \ddot{x}_{so(i)} \cdot dt$$
 Z3.18

Współrzędna x środka masy [m]

$$x_{so(i+1)} = x_{so(i)} + \dot{x}_{so(i)} \cdot dt$$
 Z3.19

Przyspieszenie pionowe [m/s²]

$$\ddot{z}_{so} = \frac{F_{s1\,so} + F_{t1\,so} + F_{s2\,so} + F_{t2\,so}}{m_{so}} - g \qquad Z3.20$$

g – wartość przyspieszenia ziemskiego (9,81 m/s²)

Prędkość pionowa środka masy [m/s]

$$\dot{z}_{so(i+1)} = \dot{z}_{so(i)} + \ddot{z}_{so(i)} \cdot dt$$
 Z3.21

Współrzędna z środka masy [m]

Przyspieszenie kątowe przechyłu wzdłużnego [rad/s²]

$$\ddot{\theta}_{so} = \frac{-(F_{s1\,so} + F_{t1\,so}) \cdot l_{1\,so} + (F_{s2\,so} + F_{t2\,so}) \cdot l_{2\,so}}{I_{so}} + \frac{\left((F_{sn\,so} + F_{tn\,so}) \cdot (z_{so} - z_{b\,sc})\right) - (F_{h\,so} \cdot z_{so})}{I_{so}}$$
Z3.23

Prędkość kątowa przechyłu wzdłużnego [rad/s]

Kąt przechyłu wzdłużnego pojazdu [rad]

$$\theta_{so(i+1)} = \theta_{so(i)} + \dot{\theta}_{so(i)} \cdot dt \qquad \qquad Z3.25$$

2. Samochód ciężarowy

Ugięcie absorbera [m]

$$u_{a sc} = x_{b sc(t)} - x_{b sc(t+1)} - x_{w sc(t)} + x_{w sc(t+1)}$$
 Z3.26

Prędkość uginania absorbera [m/s]

$$\dot{u}_{a\,sc} = \dot{x}_{b\,sc} - \dot{x}_{w\,sc} \tag{Z3.27}$$

Własności sprężysto-tłumiące absorbera [N]

$$F_{sa \ sc(i)} = a_{(1)} \cdot u_{a \ sc}^{5} + a_{(2)} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{5} + a_{(3)} \cdot u_{a \ sc}^{4} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|$$

$$+ a_{(4)} \cdot u_{a \ sc} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{4} + a_{(5)} \cdot u_{a \ sc}^{3} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{2} + a_{(6)} \cdot u_{a \ sc}^{2} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{3}$$

$$+ a_{(7)} \cdot u_{a \ sc}^{4} + a_{(8)} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{4} + a_{(9)} \cdot u_{a \ sc}^{3} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}| + a_{(10)} \cdot u_{a \ sc}$$

$$\cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{3} + a_{(11)} \cdot u_{a \ sc}^{2} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{2} + a_{(12)} \cdot u_{a \ sc}^{3} + a_{(13)} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{3}$$

$$+ a_{(14)} \cdot u_{a \ sc}^{2} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}| + a_{(15)} \cdot u_{a \ sc} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{2} + a_{(16)} \cdot u_{a \ sc}^{2}$$

$$+ a_{(17)} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|^{2} + a_{(18)} \cdot u_{a \ sc} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}| + a_{(19)} \cdot u_{a \ sc} + a_{(20)} \cdot |\dot{u}_{a \ sc}|$$

gdzie:

a(i) – współczynnik wielomianu opisującego własności sprężyste absorbera

$$F_{ta \ sc} = \begin{cases} -F_{v1} & |\dot{u}_{a \ sc}| \ge \dot{u}_{agr \ sc} \\ & \text{jeżeli} |\dot{u}_{a \ sc}| < \dot{u}_{agr \ sc} \\ -F_{ext1} & \text{i} \ F_{ext1} \ge \ F_{sa \ max \ sc} \\ -F_{s1} & \text{jeżeli} |\dot{u}_{a \ sc}| < \dot{u}_{agr \ sc} \\ -F_{sa \ max \ sc} \end{cases}$$

$$Z3.29$$

gdzie:

 $\dot{u}_{agr sc} = 0,02 \left[\frac{m}{s}\right] - prędkość graniczna$

$$F_{ext1} = \frac{(F_{sn so} + F_{tn so}) \cdot m_{b sc} + (F_{sw sc} + F_{tw sc}) \cdot m_{w sc}}{m_{b sc} + m_{w sc}} - F_{sa sc} - \text{sily zewnętrzne}$$

 $F_{v1} = F_{ext1} - 0.5 \cdot F_{sa max sc} - tarcie wiskotyczne$

 F_{c1} = tarcie kulombowskie

 $F_{s1} = 0.5 \cdot (F_{sa\,max\,sc} \cdot sgn(\dot{u}_{a\,sc}) - F_{sa\,sc}) - \text{tarcie statyczne}$

 $F_{s1}=F_{c1}-{\rm tarcie}$ kulombowskie, brak zjawiska skoku poślizgowego

oraz funkcja sgn(x) została określona jako:

$$sgn(x) = \begin{cases} 1, & x > 0\\ 0, & x = 0\\ -1, & x < 0 \end{cases}$$

Przyspieszenie wzdłużne belki RUPD [m/s²]

$$\ddot{x}_{b\ sc} = \frac{F_{sn\ so} + F_{tn\ so} - F_{sa\ sc} - F_{ta\ sc}}{m_{b\ sc}}$$
Z3.30

Prędkość wzdłużna belki RUPD [m/s]

$$\dot{x}_{b \ sc(i+1)} = \dot{x}_{b \ sc(i)} + \ddot{x}_{b \ sc(i)} \cdot dt$$
 Z3.31

Współrzędna x belki RUPD [m]

$$x_{b \ sc(i+1)} = x_{b \ sc(i)} + \dot{x}_{b \ sc(i)} \cdot dt$$
 Z3.32

Przyspieszenie wzdłużne wspornika RUPD [m/s²]

$$\ddot{x}_{w \ sc} = \frac{F_{sa \ sc} + F_{ta \ sc} - F_{sw \ sc} - F_{tw \ sc}}{m_{w \ sc}}$$
Z3.33

Prędkość wspornika RUPD w kierunku wzdłużnym [m/s]

$$\dot{x}_{w \ sc(i+1)} = \dot{x}_{w \ sc(i)} + \ddot{x}_{w \ sc(i)} \cdot dt$$
 Z3.34

Współrzędna x wspornika RUPD [m]

$$x_{w \, sc(i+1)} = x_{w \, sc(i)} + \dot{x}_{w \, sc(i)} \cdot dt$$
Z3.35

Własności sprężysto-tłumiące wspornika RUPD [N]

$$F_{SW SC} = a_{W(1)} \cdot u^3 + a_{W(2)} \cdot u^2 + a_{W(3)} \cdot u$$
 Z3.36

gdzie:

 $a_{w(i)} = [3,189E+09;-2,626E+08; 9,937E+06] - współczynnik wielomianu opisującego własności sprężyste wspornika$
$$F_{tw \ sc} = \begin{cases} -F_{v2} & |\dot{u}_{w \ sc}| \ge \dot{u}_{wgr \ sc} \\ & \text{jeżeli} \ |\dot{u}_{w \ sc}| < \dot{u}_{wgr \ sc} \\ -F_{ext2} & \text{i} \ F_{ext2} \ge \ F_{sw \ max \ sc} \\ -F_{s2} & \text{jeżeli} \ |\dot{u}_{w \ sc}| < \dot{u}_{wgr \ sc} \\ +F_{ext2} < F_{sw \ max \ sc} \end{cases}$$

$$Z3.37$$

gdzie:

 $\dot{u}_{wgr\,sc} = 0,005 \left[\frac{m}{s}\right] - prędkość graniczna$

$$F_{ext2} = \left(\frac{(F_{sa\,sc} + F_{ta\,sc}) \cdot m_{w\,sc}}{m_{sc} + m_{w\,sc}} - \frac{F_h \cdot m_{sc}}{m_{sc} + m_{w\,sc}}\right) - F_{sw\,sc} - \text{sily zewnętrzne}$$

 $F_{\nu 2} = F_{ext2} - 0.5 \cdot F_{sw max sc} - tarcie wiskotyczne$

 F_{c2} = tarcie kulombowskie

 $F_{s2} = 0.5 \cdot (F_{sw max sc} \cdot sgn(\dot{u}_{w sc}) - F_{sw sc}) - \text{tarcie statyczne}$

 $F_{s2} = F_{c2}$ – tarcie kulombowskie, brak zjawiska skoku poślizgowego oraz funkcja sgn(x) została określona jako:

$$sgn(x) = \begin{cases} 1, & x > 0\\ 0, & x = 0\\ -1, & x < 0 \end{cases}$$

Ugięcie zawieszenia przedniego [m]

$$u_{1\,sc} = z_{sw\,sc} - z_{sc} + (l_{1\,sc} \cdot \theta_{sc}) - (l_{1\,sc} \cdot \theta_{sw\,sc})$$
 Z3.38

gdzie:

z_{sw sc} - współrzędna pionowa środka masy przy zerowym ugięciu zawieszenia [m]

 $\theta_{\,sw\,sc}$ - kąt przechyłu wzdłużnego przy zerowym ugięciu zawieszenia [rad]

Prędkość uginania zawieszenia przedniego [m/s]

Ugięcie zawieszenia tylnego [m]

$$u_{2\,sc} = z_{sw\,sc} - z_{sc} + (l_{2\,sc} \cdot \theta_{sc}) - (l_{2\,sc} \cdot \theta_{sw\,sc})$$
Z3.40

Prędkość uginania zawieszenia tylnego [m/s]

$$\dot{u}_{2\,sc} = -\dot{z}_{sc} + \left(l_{2\,sc} \cdot \dot{\theta}_{sc}\right) \tag{Z3.41}$$

Siła sprężystości w zawieszeniu przednim [N]

Siła tłumienia w zawieszeniu przednim [N]

Siła sprężystości w zawieszeniu tylnym [N]

Siła tłumienia w zawieszeniu tylnym [N]

Reakcja normalna kół przednich [N]

$$N_{1\,sc} = F_{s1\,sc} + F_{t1\,sc} Z3.46$$

Reakcja normalna kół tylnych [N]

$$N_{2\,sc} = F_{s2\,sc} + F_{t2\,sc} Z3.47$$

Teoretyczna siła hamowania [N]

$$F_{h\,sc} = -\frac{M_{h\,sc}}{R_{sc}}$$
Z3.48

jeżeli

 $F_{h\,sc} < -(F_{s1\,sc} + F_{t1\,sc} + F_{s2\,sc} + F_{t2\,sc}) \cdot \mu_{sc}$ - dodatkowy warunek ze względu na ograniczoną przyczepność kół do podłoża

Rzeczywista siła hamowania [N]

$$F_{h\,sc} = -(F_{s1\,sc} + F_{t1\,sc} + F_{s2\,sc} + F_{t2\,sc}) \cdot \mu_{sc}$$
 Z3.49

Przyspieszenie wzdłużne [m/s²]

$$\ddot{x}_{sc} = \frac{F_{h\,sc} + F_{sw\,sc} + F_{tw\,sc}}{m_{sc}}$$
 Z3.50

Prędkość wzdłużna środka masy [m/s]

$$\dot{x}_{sc(i+1)} = \dot{x}_{sc(i)} + \ddot{x}_{sc(i)} \cdot dt$$
 Z3.51

Współrzędna wzdłużna środka masy [m]

Przyspieszenie pionowe [m/s²]

$$\ddot{z}_{sc} = \frac{F_{s1\,sc} + F_{t1\,sc} + F_{s2\,sc} + F_{t2\,sc}}{m_{sc} + m_{b\,sc} + m_{w\,sc}} - g \qquad Z3.53$$

Prędkość pionowa środka masy [m/s]

Współrzędna pionowa środka masy [m]

Przyspieszenie kątowe przechyłu wzdłużnego [rad/s²]

$$\ddot{\theta}_{sc} = \frac{-(F_{s1\,sc} + F_{t1\,sc}) \cdot l_{1\,sc} + (F_{s2\,sc} + F_{t2\,sc}) \cdot l_{2\,sc}}{I_{sc}} - \frac{\left((F_{sw\,sc} + F_{tw\,sc}) \cdot (z_{sc} - z_{b\,sc})\right) - (F_{h\,sc} \cdot z_{sc})}{I_{sc}}$$
Z3.56

Prędkość kątowa przechyłu wzdłużnego [rad /s]

Kąt przechyłu wzdłużnego pojazdu [rad]

$$\theta_{sc(i+1)} = \theta_{sc(i)} + \dot{\theta}_{sc(i)} \cdot dt \qquad Z3.58$$