

Jędrzej ŁAMACZ¹

Opiekun naukowy: Ireneusz WRÓBEL²

ANALIZA MES ELEMENTU ZDERZAKA SAMOCHODU OSOBOWEGO

Streszczenie: W pracy przedstawiono analizę zachowania się różnych rozwiązań konstrukcyjnych słupków zderzeniowych podczas kolizji z ciałem sztywnym poruszającym się z określoną prędkością początkową. Na potrzeby pracy wykonano osiem modeli obliczeniowych i porównano je pod względem wartości pochłanianej energii, maksymalnej siły ich zgniotu i wskaźników oceny efektywności tłumienia energii.

Słowa kluczowe: słupki zderzeniowe, crash box, pochłanianie energii, MES

FEM ANALYSIS OF THE CAR BUMPER ELEMENT

Summary: The paper presents analysis of the behaviour of various design solutions crash boxes during a collision with a rigid body moving at a given initial speed. For the purposes of the study, 8 computational models were made and compared in terms of the value of absorbed energy, the maximum force of their compression and the damping efficiency assessment indicators.

Keywords: crash box, absorbed energy, FEA

1. Wstęp

Zderzaki są elementami karoserii, spełniającymi bardzo istotną rolę ochrony pasażerów pojazdu podczas wypadku samochodowego. Głównymi zadaniami konstrukcji zderzaka są:

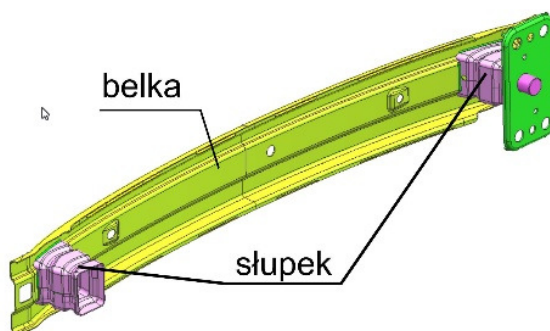
- absorpcja energii w chwili początkowej zderzenia i rozprowadzenie pozostałych sił uderzenia na resztę konstrukcji,
- przy niskich i średnich prędkościach: minimalizacja szkód w celu zredukowania kosztów naprawy oraz ochrona pieszych podczas wypadku,

¹ Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, specjalność: CAD/CAM, email: lamacz.jedrzej@gmail.com

² dr hab. inż., prof. ATH, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, email: iwrobel@ath.bielsko.pl

- przy wyższych prędkościach: przekierowanie siły uderzenia na konstrukcję samochodu w taki sposób, aby prawdopodobieństwo zniszczenia kolejnych segmentów samochodu było jak najmniejsze, a szanse na przeżycie osób znajdujących się w pojeździe i zminimalizowanie poniesionych przez nie obrażeń były jak największe.

Jednym z kluczowych elementów konstrukcji zderzaka jest słupek zderzeniowy, zwany przez konstruktorów zajmujących się tą problematyką crash box-em. Na rysunku 1 przedstawiono konstrukcję zderzaka z zaznaczonym słupkiem zderzeniowym.



Rysunek 1. Przykładowa konstrukcja zderzaka

2. Wymagania techniczne stawiane słupkom zderzeniowym

Głównym zadaniem słupków zderzeniowych (tzw. crash box) jest zamiana energii kinetycznej uderzenia na odkształcenie plastyczne. W przypadku znacznych przemieszczeń i odkształceń, tak jak ma to miejsce w słupku zderzeniowym, sprężysta (odwracalna) część energii deformacji w porównaniu do energii rozpraszonej jest pomijalnie mała. Deformacja tej części zderzaka jest więc zjawiskiem pożądanym i kluczowym dla poprawnego jego działania. Równie ważne jest zredukowanie maksymalnej siły bezwładności działającej na kierowcę i pasażerów w czasie uderzenia, dąży się do tego, aby siła przekazywana na konstrukcję samochodu miała małe wartości w trakcie deformacji słupka zderzeniowego. Kluczowa dla bezpieczeństwa pasażerów samochodów jest maksymalizacja możliwości pochłaniania energii oraz minimalizacja siły maksymalnej w początkowej fazie zgniotu słupka.

3. Wskaźniki oceny efektywności tłumienia obciążeń przez słupki zderzeniowe w osiowym zgniotcie

Aby porównać efektywność słupków zderzeniowych podczas osiowego zgniotu wprowadzono pewne wskaźniki. Przy ich pomocy można określić np. zwartość i lekkość absorbera czy też płaski przebieg krzywej zgniatania (efektywność siły

zgniatającej) Energia rozpraszana E_{dys} wewnątrz słupka jest co do wartości równa pracy W zewnętrznego obciążenia F :

$$E_{dys} = W = \int_0^{s_{max}} F(s) ds \quad (1)$$

Pracę obciążenia zewnętrznego można też wyrazić jako iloczyn średniej siły zgniatającej F_{avg} i maksymalnego przemieszczenia s_{max} . Tak więc:

$$E_{dys} = W = F_{avg} \cdot s_{max} \quad (2)$$

Ilość zaabsorbowanej energii przez słupek może być więc zwiększona przez zwiększenie wartości siły uśrednionej zgniotu bądź wydłużenie drogi zgniatania (poprzez zmiany grubości ścianek absorbera, zmiany jego konstrukcji bądź zastosowanie innego materiału).

Najważniejsze wskaźniki oceny absorberów pasywnych:

- Energia charakterystyczna E_s

$$E_s = \frac{E_{dys}}{m} \quad (3)$$

Gdzie: E_{dys} – energia pochłaniana

m – masa absorbera

Im wartość wskaźnika E_s jest wyższa, tym konstrukcja absorbera jest lżejsza i bardziej zwarta.

- Efektywność siły zgniatającej AE

$$AE = \frac{F_{max}}{F_{avg}} \quad (4)$$

Gdzie: F_{max} – maksymalna siła zgniatająca pojawiająca się w procesie pochłaniania

F_{avg} – średnia siła zgniatania

Idealna charakterystyka zgniatania (siła w funkcji przemieszczenia) ma współczynnik AE bliski jedności, gdzie początkowy pik siły osiowej jest bliski wartości uśrednionej siły zgniotu. [5]

- Wykorzystanie skoku SE

$$SE = \frac{s_{max}}{h_0} \quad (5)$$

gdzie: s_{max} – maksymalne przemieszczenie

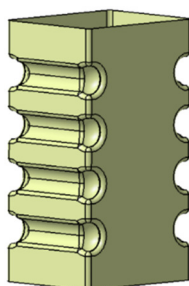
h_0 – początkowa wysokość absorbera

4. Budowa modeli CAD i modeli dyskretnych słupków zderzeniowych

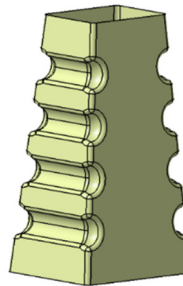
Na potrzeby pracy utworzono cztery modele geometryczne słupków zderzaka. Aby porównanie ich było miarodajne wysokość każdego z modeli wynosi $h = 180mm$

a przekrój poprzeczny każdego z nich wpisuje się w okrąg o promieniu $r = 64mm$. Wykonano 2 modele z przetłoczeniami (rys. 2 a i b) oraz dwa modele bez przetłoczeń (rys. 2 c i d). Ścianki wszystkich czterech modeli miały grubość równą $g = 1mm$. Dodatkowo konstrukcję przedstawioną na rysunku (rys. 2 a) analizowano również dla grubości ścianek równych: $g = 1,5mm$; $g = 2mm$; $g = 2,5mm$ i $g = 3mm$. Dało to łącznie 8 modeli obliczeniowych. Na bazie modeli CAD słupków wykonano ich modele dyskretnie. Do tego celu wykorzystano cztery i trój węzłowe elementy skończone typu Shell. Dodatkowo wykonano model sztywnego elementu pomocniczego do budowy którego wykorzystano ośmiowęzłowe elementy typu Hexa. Pomiędzy krawędzią słupka a elementem pomocniczym zdefiniowano elementy kontaktowe. Zdefiniowano także odpowiednie elementy kontaktowe na powierzchniach bocznych słupków, które mają za zadanie zapobiegać przenikaniu się zdeformowanych powierzchni słupków podczas analizy.

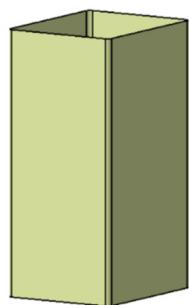
a) Słupek zderzeniowy 1



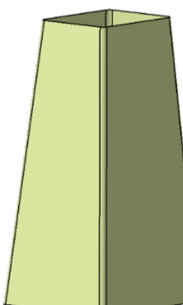
b) Słupek zderzeniowy 2



c) Słupek zderzeniowy 3

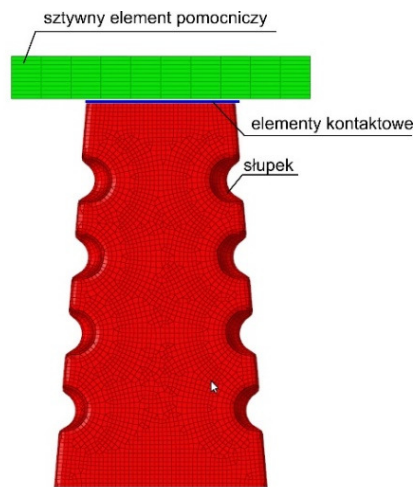


d) Słupek zderzeniowy 4

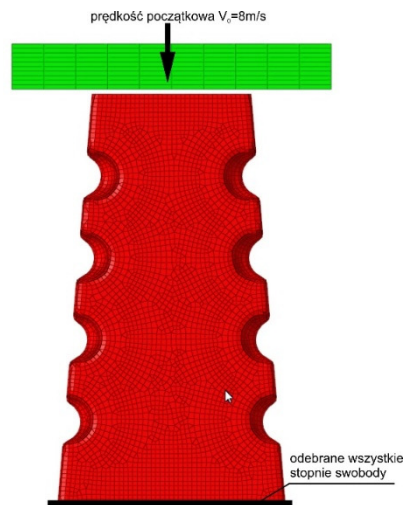


Rysunek 2. Modele CAD analizowanych słupków zderzeniowych

Na rysunku 3 przedstawiono model dyskretny przykładowego słupka. Do modelu dyskretnego przypisano odpowiedni model materiałowy. W przypadku słupka był to nieliniowy model materiałowy stali S355. Do tego celu wykorzystano krzywą $\sigma - \epsilon$ z próby rozciągania.



Rysunek 3. Model MES na potrzeby analizy



Rysunek 4. Warunki brzegowe

5. Warunki brzegowe zadania

Słupek podparto na jego dolnej krawędzi, odbierając odpowiednim węzłom wszystkie stopnie swobody (rys. 4). Wszystkim węzłom elementu pomocniczego przypisano prędkość początkową równą $v_0 = 8\text{ m/s}$ (zgodnie ze standardem Allianz i normą FMVSS301) oraz umożliwiono poruszanie się tylko wzdłuż osi słupka poprzez odebranie odpowiednich stopni swobody, tak jak to przedstawiono na rysunku 4. Tak zbudowany model został poddany analizie w systemie LS Dyna.

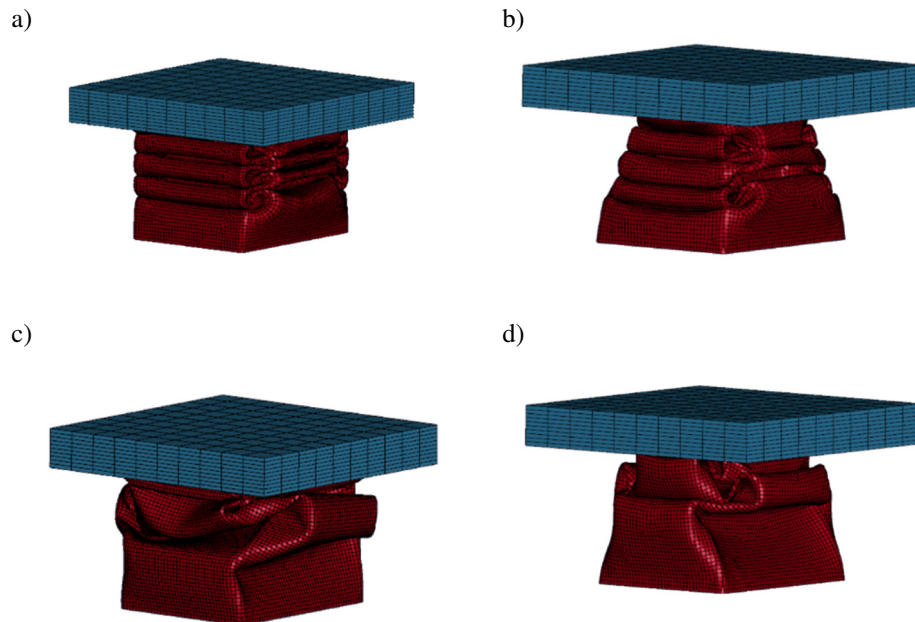
6. Wyniki analiz

W celu porównania wykonanych modeli, pod kątem możliwości absorpcji energii oraz redukcji siły maksymalnej przekazywanej do reszty konstrukcji samochodu sporządzono wykresy porównania ilości pochłanianej energii oraz siły osiowej w funkcji przemieszczenia.

W pierwszej kolejności porównywano różne konstrukcje słupków zderzeniowych o takiej samej grubościach ścianki równej $g = 1\text{ mm}$.

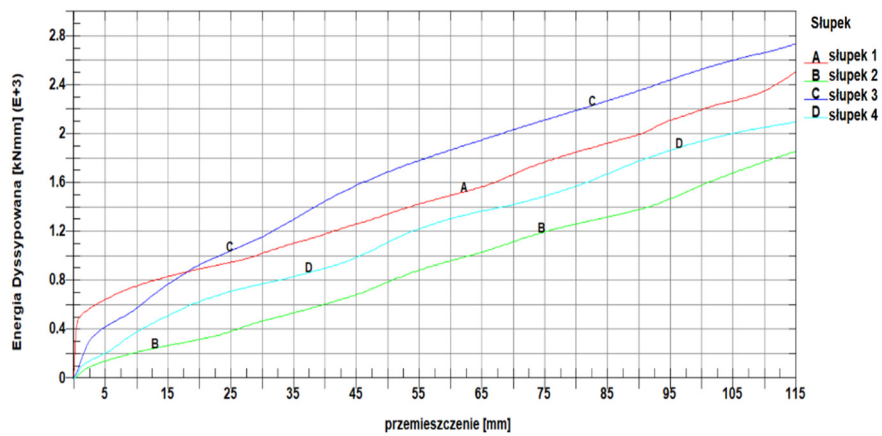
Aby konstrukcje można było porównać, charakterystyki energii pochłanianej i siły zgniatającej w funkcji przemieszczenia analizowano w zakresie przemieszczenia elementu pomocniczego równemu $s_{\text{max}} = 115\text{ mm}$.

Wizualizację modeli po zgnioście zaprezentowano na rysunku 5.

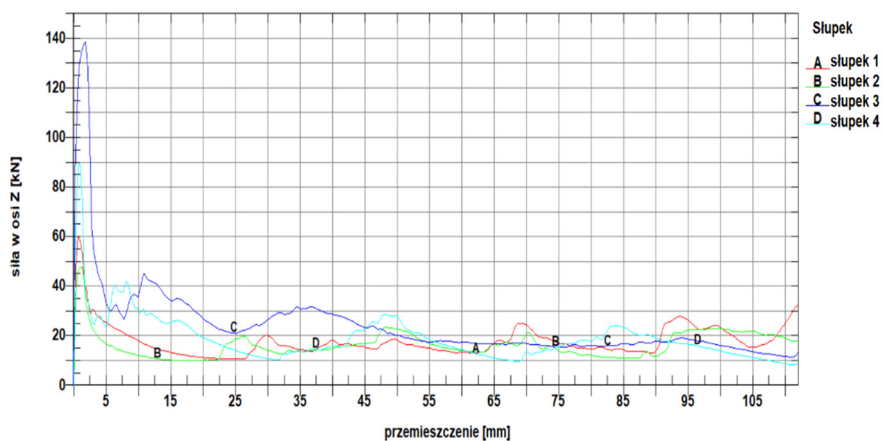


Rysunek 5. Modele słupków zderzeniowych po zgnioście

Wykresy pochłanianej energii w funkcji przemieszczenia oraz siły osiowej w funkcji przemieszczenia pokazano kolejno na rysunkach 6 i 7.



Rysunek 6. Pochłaniana energia w funkcji przemieszczenia ($S_{max}=115\text{mm}$)



Rysunek 7. Siła osiowa w funkcji przemieszczenia ($s_{max}=115mm$)

Wartości pochłanianej energii przez poszczególne słupki zderzeniowe oraz maksymalne siły ich zgniotu przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Wartości pochłanianej energii przez poszczególne słupki zderzeniowe oraz maksymalne siły ich zgniotu

	Absorbcja energii [kJ]	Siła maksymalna [kN]
słupek 1	2,51	60,35
słupek 2	1,86	47,85
słupek 3	2,74	139,87
słupek 4	2,10	89,98

Znając uśrednioną siłę zgniotu F_{avg} oraz maksymalną siłę pojawiającą się podczas pochłaniania energii F_{max} określono efektywność siły zgniatającej (wzór 4) dla każdego z absorberów. Wartości wskaźników efektywności AE dla wszystkich modeli przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wartości wskaźników efektywności AE dla analizowanych modeli

słupek	1	2	3	4
AE	3,25	2,88	8,16	4,86

Dąży się do tego, aby wartość wskaźnika AE był jak najbliższy jedności. Im jest on bliższy jedności tym krzywa zgniatania jest bardziej płaska. Jak widać w tabeli 5, najkorzystniejszą krzywą zgniatania uzyskano dla konstrukcja nr 2.

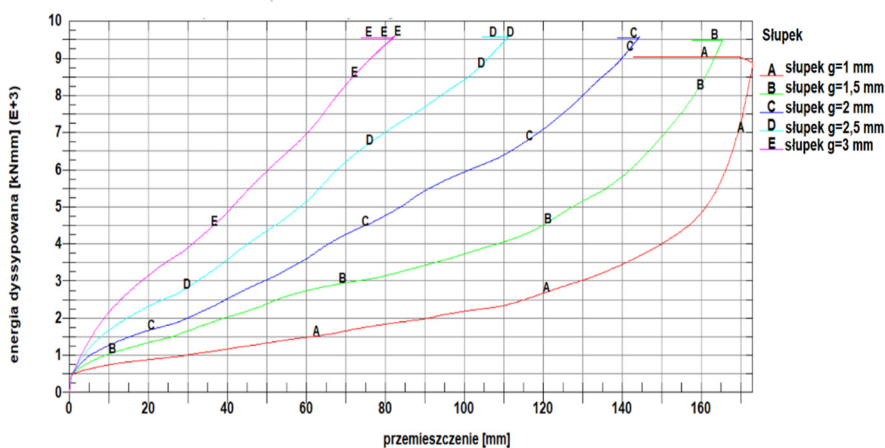
Mając dane dotyczące masy m analizowanych modeli, można obliczyć energię charakterystyczną E_S zgodnie ze wzorem 3. Wartości E_{dys} , m , E_S wszystkich modeli przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Wartości E_{dys} , m , E_S wszystkich analizowanych modeli słupków zderzeniowych

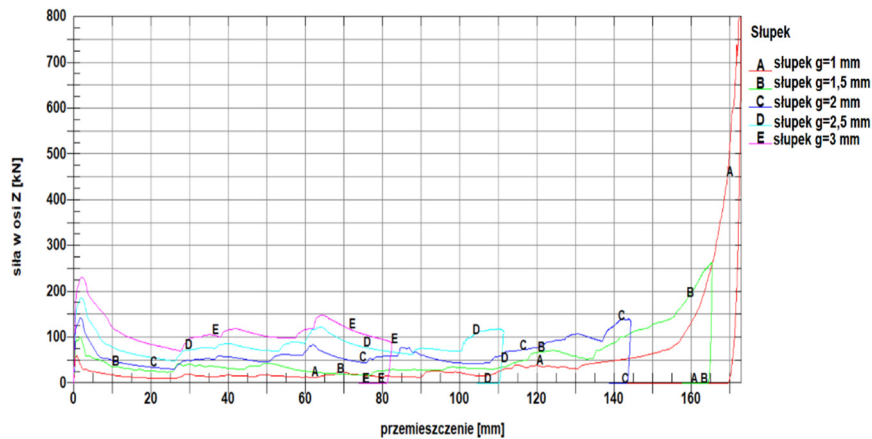
	E_{dys}, kJ	m, kg	$E_S, J / kg$
słupek 1	2,51	0,516	4864,34
słupek 2	1,86	0,422	4407,58
słupek 3	2,74	0,498	5502,01
słupek 4	2,10	0,415	5060,24

Ze względu na najmniejszą wartość wskaźnika AE, do dalszych bardziej szczegółowych analiz wybrano słupek przedstawiony na rysunku 2a. Opracowano modele obliczeniowe dla różnych grubości ścianki słupka równych: $g_1 = 1 mm$; $g_2 = 1,5 mm$; $g_3 = 2 mm$; $g_4 = 2,5 mm$; $g_5 = 3 mm$ i poddano je analizie.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono wykresy opisujące charakterystyki energii pochłanianej i siły osiowej zgniotu w funkcji przemieszczenia.



Rysunek 8. Pochłanianie energii w funkcji przemieszczenia



Rysunek 9. Siła osiowa w funkcji przemieszczenia

Jak widać na rysunkach 8 i 9 słupki zderzeniowe o grubościach $g_1 = 1\text{ mm}$ i $g_2 = 1,5\text{ mm}$ nie zdołały pochłonąć całkowitej energii kinetycznej elementu zgniatającego, stąd siła osiowa pod koniec zgniotu gwałtownie rośnie, przewyższając początkową wysoką wartość siły zgniotu.

Słupki zderzeniowe o większych grubościach tj. $g_3 = 2\text{ mm}$; $g_4 = 2,5\text{ mm}$; $g_5 = 3\text{ mm}$ zdołały zaabsorbować całą energię uderzenia obiektu pomocniczego, dlatego można je porównać pod kątem wykorzystania skoku SE korzystając ze wzoru 5.

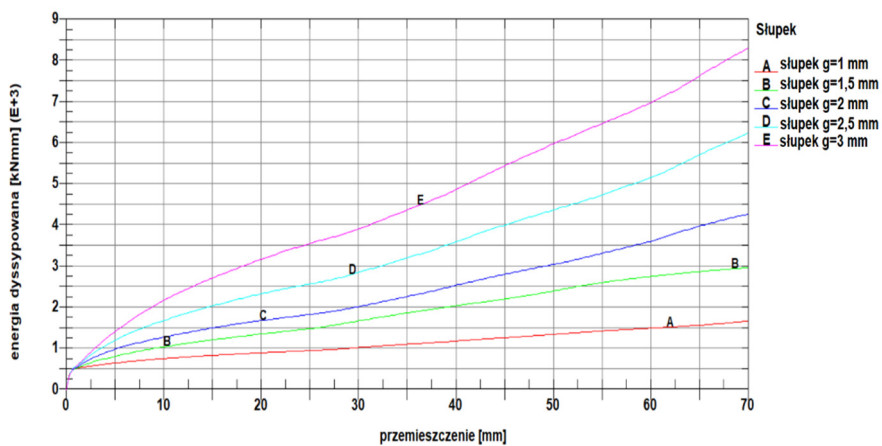
Maksymalne przemieszczenia dla poszczególnych słupków zderzeniowych wraz z ich początkową wysokością oraz obliczonym współczynnikiem wykorzystania skoku SE przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4. Maksymalne przemieszczenia dla poszczególnych słupków zderzeniowych wraz z ich początkową wysokością oraz obliczonym współczynnikiem wykorzystania skoku SE

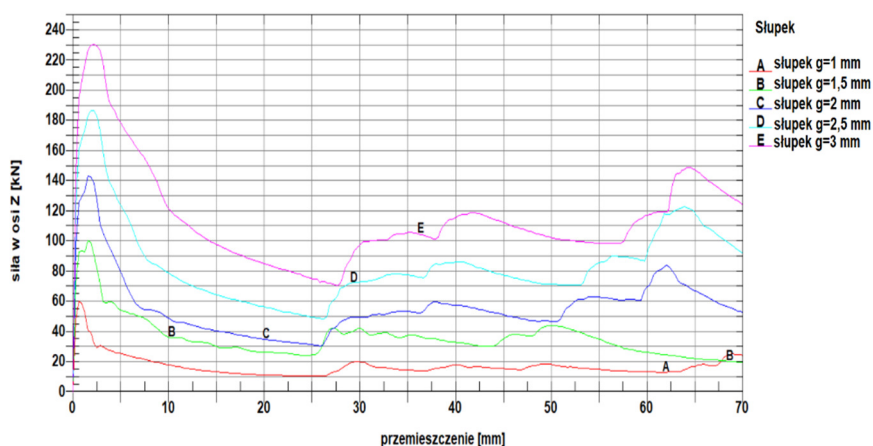
Grubość słupka zderzeniowego [mm]	Maksymalne przemieszczenie s_{max} [mm]	Wysokość początkowa słupka h_0 [mm]	Wykorzystanie skoku SE
2	144	180	0,8
2,5	111		0,62
3	82		0,45

Aby konstrukcje można było porównać charakterystyki energii pochłanianej siły zgniatającej w funkcji przemieszczenia analizowano w zakresie przemieszczenia obiektu zgniatającego równego $s_{max} = 70\text{ mm}$.

Jak widać na rysunku 10 ilość pochłanianej energii wzrastała wraz ze wzrostem grubości ścianki. Najwięcej energii przy zgniocie równym 70 mm zaabsorbował model o grubości ścianki $g_5 = 3\text{ mm}$.



Rysunek 10. Pochłaniana energia w funkcji przemieszczenia



Rysunek 11. Siła osiowa w funkcji przemieszczenia

Maksymalne siły zgniotu oraz energię pochłanianą przez słupki zderzeniowe o różnych grubościach ścianek zostały zamieszczone w tabeli 5.

Tabela 5. Maksymalne siły zgniotu oraz energię pochłanianą przez słupki zderzeniowe o różnych grubościach ścianek

Grubość ścianki absorbera [mm]	Absorbacja energii [kJ]	Siła maksymalna [kN]
1	1,67	60,35
1,5	2,97	100,34
2	4,27	143,08
2,5	6,23	186,66
3	8,31	230,97

Znając uśrednioną siłę zgniotu F_{avg} oraz maksymalną siłę pojawiającą się podczas pochłaniania energii F_{max} możemy określić efektywność siły zgniatającej AE (wzór 4) dla każdej grubości słupka. Wartości wskaźników AE dla wszystkich grubości modeli przedstawiono w tabeli 6.

Tabela 6. Wartości wskaźników AE dla analizowanych grubości modeli

Grubość ścianki słupka [mm]	1	1,5	2	2,5	3
AE	3,49	2,82	2,54	2,19	2,01

Posiadając dane dotyczące masy m analizowanych modeli, można obliczyć energię charakterystyczną E_S zgodnie ze wzorem 3.

Wartości E_{dyss} , m_1 , E_S wszystkich modeli przedstawiono w tabeli 7.

Tabela 7. Wartości E_{dyss} , m_1 , E_S dla analizowanych modeli

	E_{dyss} [kJ]	m_1 [kg]	E_S [J/kg]
słupek 1	1,67	0,516	3236
słupek 2	2,97	0,773	3842
słupek 3	4,27	1,031	4142
słupek 4	6,23	1,289	4833
słupek 5	8,31	1,547	5372

7. Podsumowanie i wnioski

Z danych przedstawionych w tabeli 1 wynika, że słupki zderzeniowe 1 i 2 (z przetłoczeniami) w porównaniu do słupków zderzeniowych 3 i 4 (bez przetłoczeń) mają stosunkowo niewiele mniejszą zdolność pochłaniania energii przy znacznym zmniejszeniu maksymalnej siły osiowej zgniotu podczas uderzenia.

Za słuszością stosowania przetłoczeń przemawiają również wartości wskaźnika AE przedstawione w tabeli (2). Słupki zderzeniowe z przetłoczeniami charakteryzują się około dwukrotnie mniejszym wskaźnikiem AE w porównaniu do słupków bez przetłoczeń, co świadczy o bardziej korzystnej (płaskiej) krzywej zgniatania. Poprawa tych własności odbyła się jednak kosztem spadku wartości energii charakterystycznej E_S . Modele z przetłoczeniami miały mniejszą wartość wskaźnika E_S niż modele bez przetłoczeń.

Zastosowanie słupków zderzeniowych o pochylonych ściankach pozwoliło na zredukowanie maksymalnej siły zgniotu, jednak wiązało się to również ze spadkiem wartości absorbowanej przez nie energii w porównaniu do słupków zderzeniowych o przekroju stałym, co obrazują dane w tabeli 1.

Słupki zderzeniowe o zmiennym przekroju charakteryzowały się również bardziej korzystną krzywą zgniatania. Współczynnik E_S bardziej korzystny (wyższy) był z kolei dla słupków o przekroju stałym.

Zbadano również zachowanie słupków zderzeniowych o konstrukcji przedstawionej na rysunku 2a dla różnych grubości ścianek: $g_1 = 1\text{ mm}$; $g_2 = 1,5\text{ mm}$; $g_3 = 2\text{ mm}$; $g_4 = 2,5\text{ mm}$; $g_5 = 3\text{ mm}$.

Wśród możliwych do porównania słupków zderzeniowych o grubościach ścianki: $g_3 = 2\text{ mm}$; $g_4 = 2,5\text{ mm}$; $g_5 = 3\text{ mm}$ największą wartością współczynnika wykorzystania skoku $SE=0,8$ cechował się słupek wykonany z blachy o grubości $g_3 = 2\text{ mm}$. Jako, że słupki były takiej samej wysokości jest to jednoznaczne z największym maksymalnym przemieszczeniem s_{max} (najdłuższą drogą hamowania) ciała sztywnego. Im dłuższa droga hamowania tym jednocześnie dłuższy jego czas, co przekłada się na zmniejszenie przeciążenia reszty konstrukcji karoserii. Przy projektowaniu słupków zderzeniowych pamiętać jednak należy, aby ich konstrukcja nie była zbyt smukła. Konstrukcje takie podczas ich osiowego zgniotu mogą mieć tendencje do wyboczenia, które nie jest tu pożądanym zjawiskiem.

Możliwość absorpcji energii i wielkość siły osiowej zbadano w zakresie przemieszczenia obiektu zgniatającego równym $s_{max} = 70\text{ mm}$.

Dane w tabeli 5 sugerują ogólną tendencję: wraz z zwiększaniem grubości ścianki słupka zderzeniowego rośnie jego zdolność do pochłaniania energii i maksymalna siła zgniotu.

Metoda Elementów Skończonych pozwala na rozważenie zachowania wielu przypadków konstrukcji słupków zderzeniowych, bez potrzeby prototypowania w początkowym etapie projektowania pojazdu. Pozwala to oszczędzić fundusze i czas, które w przypadku niezastosowania metod numerycznych, trzeba poświęcić na wytworzenie i badanie prototypów. Skonstruowanie odpowiedniego słupka zderzeniowego nie ogranicza się jedynie do wybrania rodzaju konstrukcji i grubości blachy, z którego jest stworzony. Równie ważnym aspektem (nieuwzględnionym w tej pracy) jest dobór materiału, sposób mocowania słupka do ramy samochodu czy wreszcie metoda wytwarzania części składowych słupka zderzeniowego i sposobu ich łączenia.

LITERATURA

1. ŚWIŁŁO S., CZYŻEWSKI P., LISOK J.: Współczesne technologie w zwiększaniu bezpieczeństwa w motoryzacji, Logistyka 4(2015).
2. PAWŁOWSKI K.P.: Systemy adaptacyjnej absorpcji obciążeń udarowych, Warszawa 2011.
3. MACAULAY M.A.: Introduction to Impact Engineering, New York 1987.
4. CARDOSO S.: Front Secondary Crash Management System, Instituto Superior Tecnico, Universidade de Lisboa.
5. BĄK R., BUCZYŃSKI T.: Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego, Warszawa 2001.
7. ZAGRAJEK T., KRZESIŃSKI G., MAREK P.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005.
8. Serwis internetowy: <https://www.dynasupport.com/tutorial/contact-modeling-in-ls-dyna/contact-types>