

Dominik GAŁDYŃSKI, Damian SOBKÓW

ANALIZA NUMERYCZNA WYBRANYCH ELEMENTÓW ENERGOCHŁONNYCH NADWOZIA POJAZDU

DOI: 10.24136/atest.2018.302

Data zgłoszenia: 30.08.2018. Data akceptacji: 25.09.2018.

Tematyka publikacji dotyczy analizy numerycznej oceny parametrów wytrzymałościowych modeli cienkościennych struktur energochłonnych, do jakich należą podłużnice przednie pojazdu, poddane zgniataniu. Zostanie zamodelowany wpływ procesu spawania na modelu struktury energochłonnej, jaki zachodzi podczas naprawy powypadkowej, przy wymianie częściowej podłużnicy przedniej. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności modeli struktur nienaprawianych i naprawianych z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w obszarach pasm SWC i spoiny, zostaną ze sobą porównane w celu oszacowania ubytku pierwotnych właściwości wytrzymałościowych.

WSTĘP

Uszkodzenie nadwozia pojazdu w zdarzeniu drogowym wiąże się z naruszeniem istotnych elementów konstrukcyjnych samochodu. Technologia wymiany częściowej, jaka jest najczęściej wykorzystywana przy odbudowie nadwozia, zakłada wycięcie części uszkodzonego fragmentu konstrukcji pojazdu, trwale połączonego z resztą nadwozia, a w to miejsce spawanie nowego elementu, przy zastosowaniu reżimu opracowanego procesu technologicznego przez producenta danego pojazdu.

Naprawy blacharskie podłużnicy samochodowej, polegające na wymianie jej fragmentu, powodują, że nabywa ona cech związanych ze zmianą struktury materiału i kształtu, wynikających z zastosowania procesów spawania, co zmienia jej pierwotne parametry wytrzymałościowe.

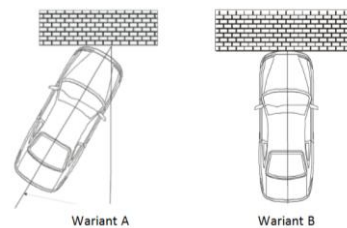
Powstają zmiany struktury materiału w strefie wpływu ciepła, wtrącenia, nieciągłości, czy wady kształtu, spowodowane deformacjami wywołanymi skurczami spawalniczymi.

Ma to szczególne znaczenie, zwłaszcza w przypadku przednich podłużnic samochodowych, które stanowią strefę kontrolowanego zgniotu z podziałem na poszczególne etapy deformacji w celu osiągnięcia optymalnego współczynnika opóźnienia podczas zderzenia.

Dlatego zmiana parametrów wytrzymałościowych w przypadku cienkościennych struktur energochłonnych nadwozia pojazdu może, ograniczyć absorpcję energii uderzenia, w początkowej fazie kolizji, czego konsekwencją może być, wyższe chwilowe opóźnienie podczas dalszej deformacji pojazdu lub/i głębsza jej deformacja.

W przedmiotowym artykule zostanie przeprowadzona analiza numeryczna przemieszczeń i naprężeń ustroju profilu jednoosowego, która będzie uwzględniać wariant deformacji cienkościennych struktur energochłonnych w wyniku ściskania, pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, odzwierciedlających zderzenia czołowe, oraz wariant deformacji cienkościennych struktur energochłonnych w wyniku zginania, odzwierciedlające zderzenia pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju. Wartości kątów zostały dobrane w oparciu o

przebiegi testów zderzeń czołowych NCAP, FMVSS nr 208, National Highway Traffic Safety Administration [1].



Rys. 1. Przebieg testów zderzeniowych NCAP, FMVSS nr 208, National Highway Traffic Safety Administration, A - dla zderzeń pod kątem 30°, B - dla zderzeń pod kątem 0°.[1].

1. PARAMETRY ENERGOCHŁONNOŚCI ZGNIATANEGO PROFILU CIENKOŚCIENNEGO

Proces pochłaniania energii przez profile cienkościenne jest w większości przypadków inicjowany sprężystym lub sprężysto-plastycznym wybozczeniem jednej lub kilku ścianek ustroju, po którym następuje propagacja obszarów uplastycznionych, zlokalizowanych w tzw. przegubach plastycznych. Przeguby te są swoistego rodzaju węzłami plastycznego mechanizmu zniszczenia, dlatego miarą efektywności dla absorbera energii jest wielkość rozpraszanej energii w procesie deformacji tego mechanizmu [2].

Jak podaje literatura, przy prawidłowo dobranych parametrach geometrycznych ustroju, jego zniszczenie następuje w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najszlubszym przekroju poprzecznym [3], to znaczy że lokalna utrata stateczności występuje w miejscu imperfekcji, w rezultacie czego powstaje pierwsza fala plastyczna.

Najważniejszym parametrem charakteryzującym energochłonność profilu jest siła średnia P_{sr} . Jest ona zdefiniowana jako iloraz ilości pochłoniętej przez profil energii E_c i całkowitego skrócenia profilu δ_k . Wraz ze wzrostem jego wartości rośnie energochłonność profilu. Omawiany parametr pozwala porównywać „odporność” na zgniatanie profili o różnej geometrii [4,5,6,7]:

$$P_{\text{sr}} = \frac{E_c}{\delta_k}, [N]$$

Kolejnym parametrem jest wartość pochłanianej energii E_c , odpowiadająca on polu pod krzywą obciążenie–przemieszczenie $P=f(\delta)$ zaabsorbowanej przez zgniatany profil o różnej geometrii. Obliczony w wyniku całkowania obszaru pod krzywą w zakresie stabilnego zgniatania, tj. od 0 do skrócenia końcowego δ_k . Jest to obszar progresywnego tworzenia się fałd [4,5,6,7]:

$$E_c = \int_0^{\delta_k} F(\delta) d\delta = F_S \delta_k [J]$$

Parametr siły maksymalnej P_{max} jest największą siłą występującą podczas procesu zgniatania. Pojawia się ona zazwyczaj na początku przebiegu i stanowi o wartości siły niezbędnej do powstania pierwszej fałdy. Siła maksymalna P_{max} jest zazwyczaj mniejsza w przypadku eksperymentów quasi-statycznych. Wynika to z umacniania się stali wraz ze wzrostem prędkości odkształcania [4,5,6,7]:

$$P_{max} = \max[F(\delta)], \delta \in (0, \delta_k), [N]$$

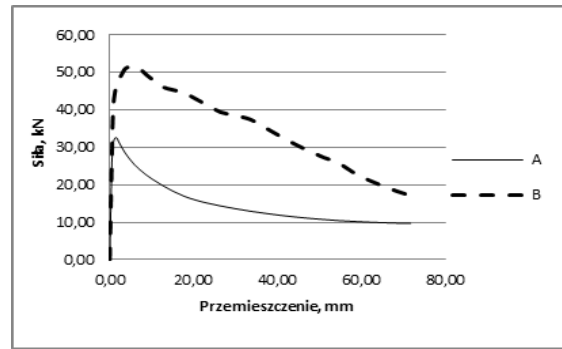
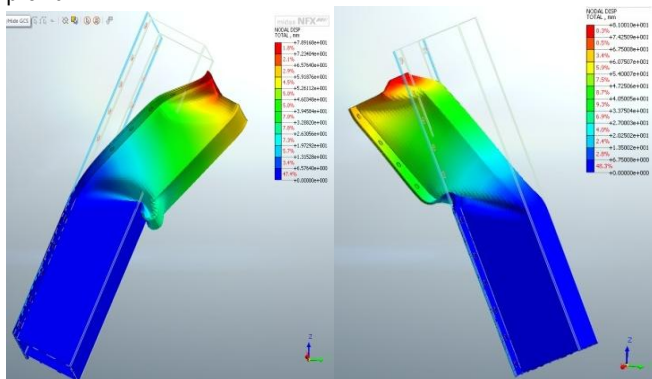
2. MODELOWANIE I ANALIZA NUMERYCZNA STRUKTURY ENERGOCHŁONNEJ PROFILU JEDNOOMEGOWEGO

Jako model podstawowy posłużył kształt jednoomegowej belki cienkościennej. Jest on zbudowany z profilu omegowego (kapeluszowego) połączonego z płaską blachą zgrzeinami punktowymi.

Do obliczeń wykorzystano generator siatki bryłowej mieszanej (hybridmesher), podzielono model profilu omega na ok 66432 elementy skończone rozpięte na 93595 węzłach. Na tak opracowany model nałożono więzy w części dolnej profilu uniemożliwiające przemieszczanie się względem osi Txyz, w części górnej profilu poprzecznego zadano przemieszczenie w kierunku pionowym Tz. Założono, że model jest wykonany ze Stali Izotropowej o właściwościach: moduł Younga $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, liczba Poissona = 0,3, gęstość = 7890 kg/m^3 , wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 1050 \text{ MPa}$, granica plastyczności $R_{0,2} = 747 \text{ MPa}$. Wyniki analizy MES w postaci rozkładu naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa.

2.1. Analiza numeryczna nr 1

Jeżeli o nośności ustroju stanowi jego najsłabsze ogniwo, to po wstępnym rozpoznaniu mechanizmu zgniatania, można wskazać obszar krawędzi i górnej płaszczyzny profilu kapeluszowego, jako miejsca w których, jako pierwsza zostanie osiągnięta nośność graniczna P_{gr} ustroju, w wyniku tworzenia się półfal i przejścia do nowej postaci wygięcia. Uproszczono związek z tym model, pomijając obliczenia połączeń zgrzewanych, z uwagi na znacznie większą wytrzymałość tej części profilu na ściskanie, a także złożoność geometryczną znacząco utrudniającą obliczenia, zadając w zamian, połączenie ciągle na całej powierzchni styku składowych części profilu.



Rys. 2. Charakterystyka siła - przemieszczenie dla Tz, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginających (ściskania i rozciągania profilu badanego modelu) pod kątem 30° do osi wzdluznej ustroju, w wariancie A - zginania w stronę górnej części kapelusza profilu omega, wariant B - zginania w stronę stup i płaskownika profilu omega.

Wyniki

Tabela 1. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności dla wariantu A - zginania w stronę górnej części kapelusza profilu omega, wariantu B - zginania w stronę stup i płaskownika profilu omega.

	P_{sr} [kN]	E_c [J]	P_{max} [kN]
Wariant A	15,9	1143	51,574
Wariant B	34,59	2483	32,617

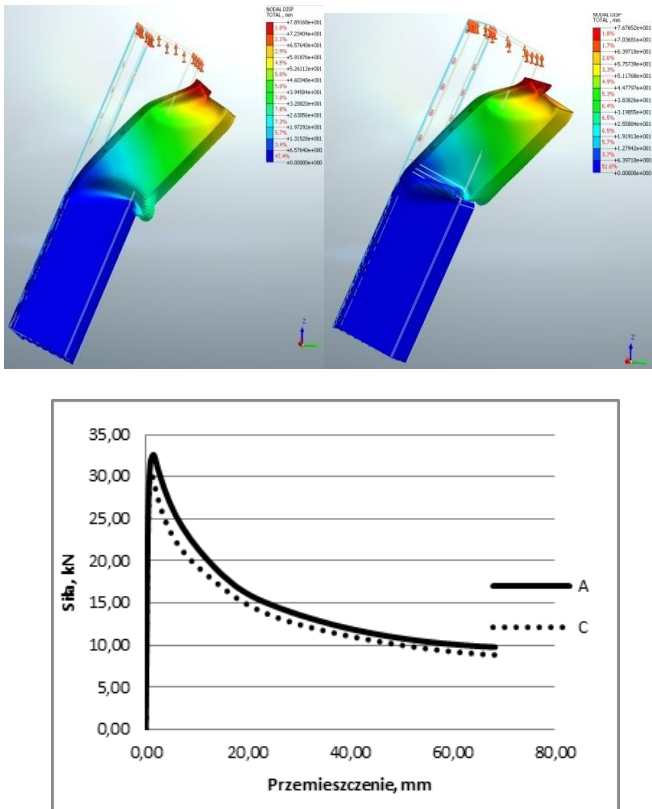
Analiza numeryczna potwierdza znacznie większą wytrzymałość dolnej części przekroju poprzecznego profilu omega na ściskanie tj: stup profilu kapeluszowego wraz z płaskownikiem, przy złożonym stanie naprężeń podczas zginania tj przy jednoczesnym ścisaniu i rozciąganiu elementów składowych ustroju

2.2. Analiza numeryczna nr 2, dla złożonego stanu naprężeń

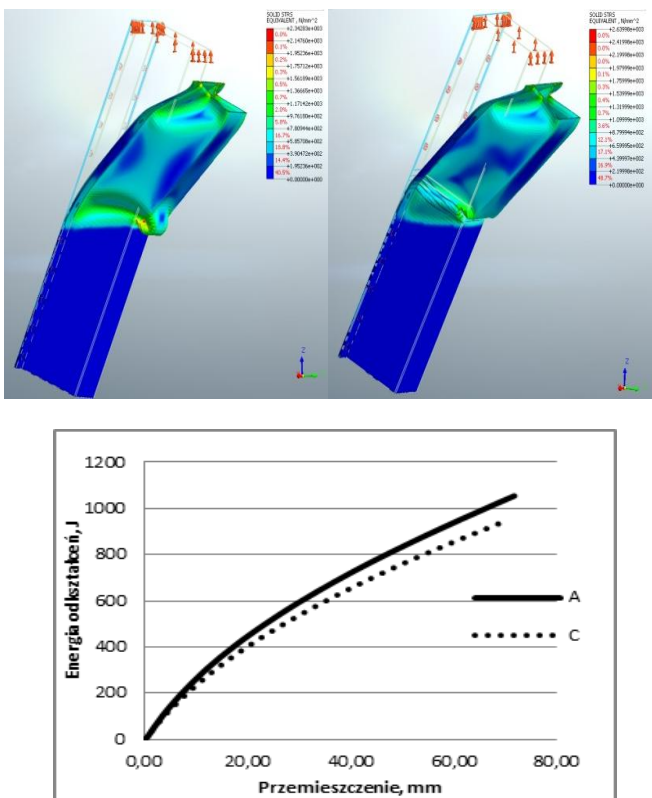
Po określeniu obszarów w których jako pierwsza zostanie osiągnięta nośność graniczna P_{gr} ustroju z przejściem do nowej postaci wygięcia, zamodelowano profil z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych, powstałych w procesie spawania jakie zachodzą w SWC, oraz spoinie. Pominięto natomiast zamodelowanie wtrąceń, nieciągłości, czy wady kształtu, spowodowanych deformacjami wywołanymi skurczami spawalniczymi.

Do analizy posłużyły dane zebrane podczas badań materiałowych wytrzymałości połączeń spawanych dla stali DP, jak parametry geometryczne wielkości strefy wpływu ciepła (SWC), spoiny, wykres Rm.

Na tak opracowany model nałożono więzy w części dolnej profilu, pod kątem 30°, względem osi Txyz, na wysokość 145 mm. W części górnej profilu poprzecznego zadano przemieszczenie w kierunku Tz, pod kątem 30° do osi wzdluznej ustroju. Dalsze warunki brzegowe pozostały niezmiennione.



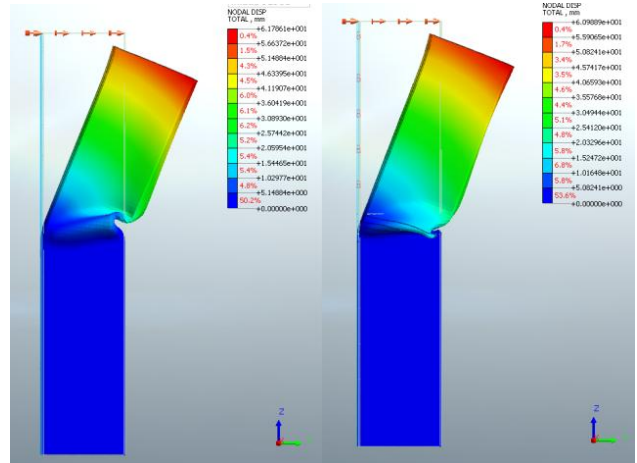
Rys. 3. Charakterystyka siła - przemieszczenie dla T_z , z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginających pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantcie A – dla modelu nienaprawianego, C – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.



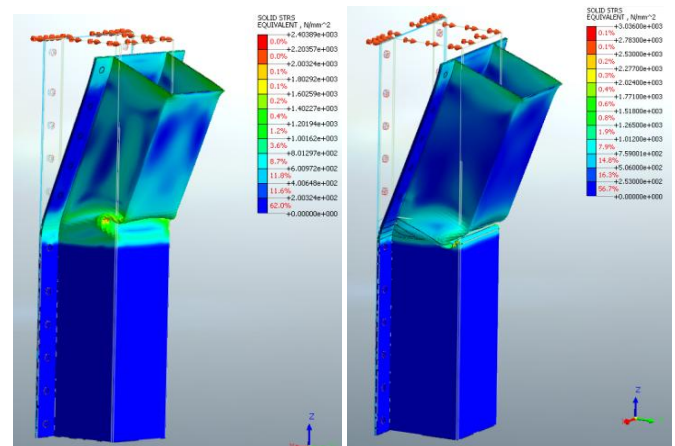
Rys. 4. Charakterystyka praca zginania – przemieszczenie dla T_z , z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginania pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantcie A – dla modelu nienaprawia-

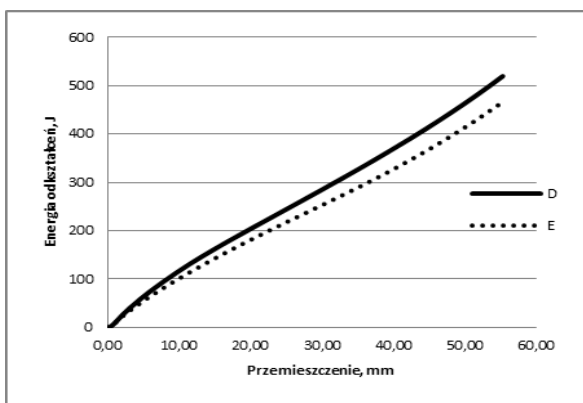
nego, C – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.

W kolejnym etapie obliczeń numerycznych zmieniono warunki brzegowe przemieszczenia górnego profilu poprzecznego badanego ustroju i dokonano obliczeń działania reakcji sił gnących pod kątem 90° do osi wzdłużnej ustroju, zadano przemieszczenie w kierunku T_y , nałożono więzy w części dolnej profilu równoległe do przekroju poprzecznego na wysokość 145 mm.



Rys. 5. Charakterystyka siła - przemieszczenie dla T_y , z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginania pod kątem 90° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantcie D – dla modelu nienaprawianego, E – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.

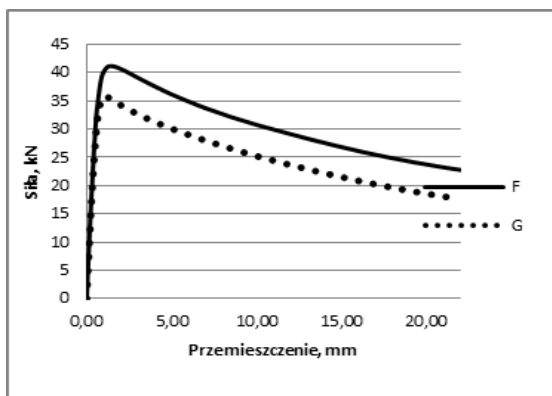
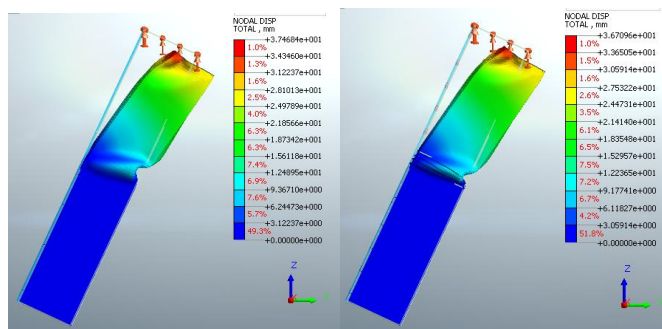




Rys. 6. Charakterystyka praca zginania – przemieszczenie dla T_y , z analizy numerycznej struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginania pod kątem 90° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie D – dla modelu nienaprawianego, E – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.

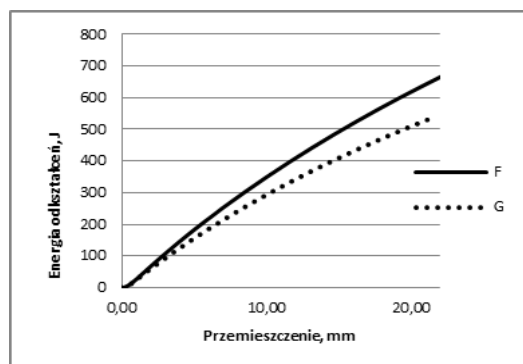
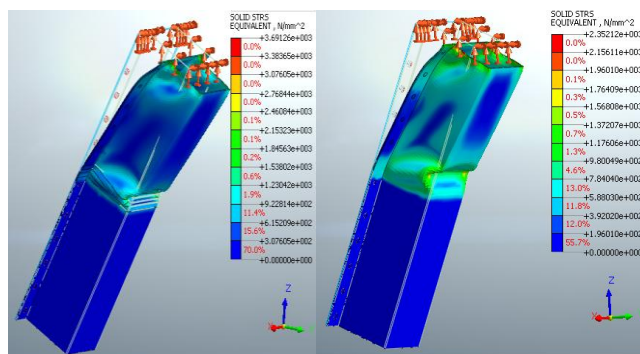
Powyższe symulacje posłużyły do określenia warunków brzegowych wieżów jak i reakcji jakie w sposób najbardziej zbliżonych do rzeczywistych mają miejsce podczas kolizji pod kątem 30° .

Do obliczeń wykorzystano generator siatki bryłowej mieszanej, podzielono model profilu omega na 95178 elementy skończone rozpięte na 132153 węzłach, zwiększając tym samym o ok 30% ilość elementów w celu zwiększenia dokładności obliczeń. Na tak opracowany model nałożono więzy w części dolnej profilu równoległe do przekroju poprzecznego na wysokość 145 mm, uniemożliwiające przemieszczanie się względem osi Txyz, w części górnej profilu poprzecznego zadano przemieszczenie pionowe w kierunku Tz, oraz dodatkowo $T_{yx}=0$.



Rys. 7. Charakterystyka siła - przemieszczenie dla T_z , z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił gnących pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych

zmian, G – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.



Rys. 8. Charakterystyka praca zginania – przemieszczenie dla T_z , z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoomegowego w wyniku działania reakcji sił zginających pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych zmian, G – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.

Wyniki

Analiza numeryczna potwierdza większą energochłonność modelu, w którym nie zostały zamodelowane zmiany właściwości wytrzymałościowych, powstałych w procesie spawania, jakie zachodzą w SWC, oraz spoinie.

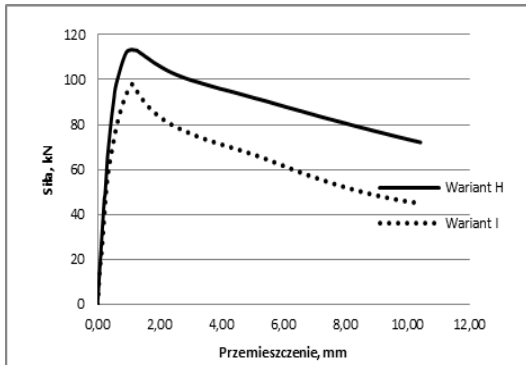
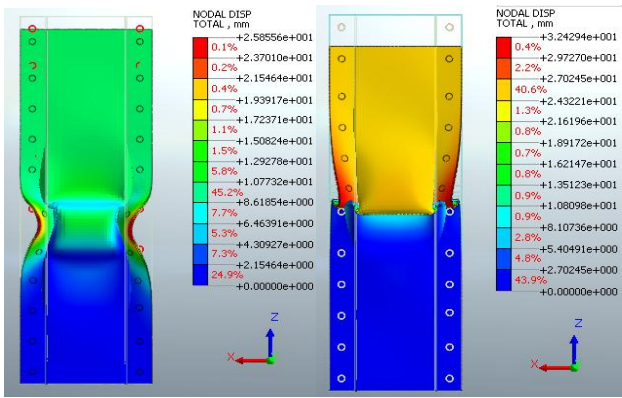
Tabela 2. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności przeprowadzone pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariancie F – dla modelu bez wprowadzonych zmian, G – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.

	P_{sr} [N]	E_c [J]	P_{max} [kN]
Wariant F	29,77	670	41,126
Wariant G	23,73	534	35,732

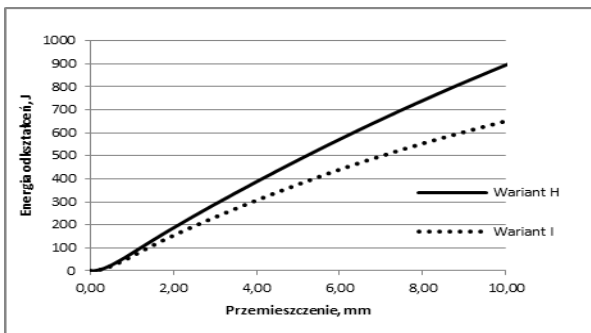
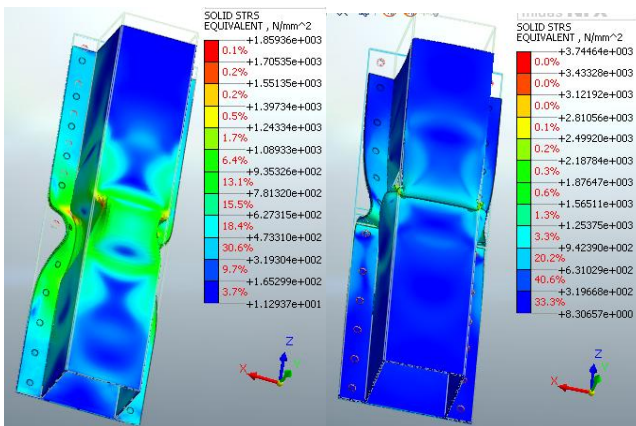
2.3. Analiza numeryczna nr 3, dla prostego stanu naprężeń ściskających

Analogicznie do powyżej omówionych przykładów przeprowadzono analizę numeryczną modelu ściskanego wzdłuż jego osi wzdłużnej. Analiza ta nawiązuje do drugiego testu zderzenia czołowego pod kątem 0° do osi wzdłużnej pojazdu.

Do obliczeń wykorzystano generator siatki bryłowej mieszanej, podzielono model profilu omega na 132891 elementy skończone rozpięte na 208102 węzłach. Na tak opracowany model nałożono więzy w części dolnej profilu poprzecznego, uniemożliwiające przemieszczanie się względem osi Txyz, w części górnej profilu poprzecznego zadano przemieszczenie w kierunku pionowym Tz.



Rys. 9. Charakterystyka siła - przemieszczenie dla Tz, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoosowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdłużnej modelu, w wariantie H – dla modelu bez wprowadzonych zmian, I – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.



Rys. 10. Charakterystyka praca ściskania – przemieszczenie dla Tz, z analizy numerycznej modelu struktury energochłonnej profilu jednoosowego w wyniku działania reakcji sił ściskania pod kątem 0° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantie H – dla modelu bez wpro-

wadzonych zmian, I – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie

Wyniki

Analiza numeryczna potwierdza znacznie większą wytrzymałość modelu, w którym nie zostały uwzględnione zmiany właściwości wytrzymałościowych, powstałych w procesie spawania, jakie zachodzą w SWC, oraz spoinie.

Tabela 3. Wyniki analizy numerycznej parametrów energochłonności przeprowadzone pod kątem 30° do osi wzdłużnej ustroju, w wariantie H – dla modelu bez wprowadzonych zmian, I – dla modelu z uwzględnieniem zmian właściwości wytrzymałościowych w SWC i spoinie.

	P_{sr} [N]	E_c [J]	P_{max} [kN]
Wariant H	88,68	925	113,180
Wariant I	64,37	665	97,947

PODSUMOWANIE

Z powyższej analizy numerycznej opracowanych modeli, wynika wyraźnie, że wprowadzone zmiany właściwości wytrzymałościowych w wąskich pasmach struktury modelu, mających odzwierciedlić obszary SWC i spoiny, znacząco osłabiają pierwotne parametry energochłonności struktury modelu. Wynik symulacji potwierdza, że przy prawidłowo dobranych parametrach geometrycznych ustroju, jego zniszczenie następuje w wyniku przekroczenia granicy plastyczności materiału w najsłabszym przekroju poprzecznym [3]. Zamodelowany kształt detalu, odzwierciedla połączenie spawane, którego spoina została poddana szlifowaniu do grubości materiału rodzimego, jak ma to miejsce podczas naprawach pokolizyjnych dla zachowania walorów estetycznych.

Analiza przebiegu wyboczeń lokalnych i związane z tym tworzenie się półfal na powierzchni ustroju, nasuwa spostrzeżenie, że zasadnym byłoby zastosowanie wzmocnienia ścianki w miejscu połączenia. Spowoduje to, samoczynnie przesunięcie tworzących się na jej powierzchni półfal, z dala od miejsca zmian struktury materiału, i powstanie w innym miejscu wyboczenia. Wzmocnienie takie można zrealizować, na przykład z zastosowaniem podkładki. Jednak takie rozwiązanie może być w niektórych przypadkach trudne z uwagi na to, że podłużnica, z jej rozwiązaniem technologicznym montażu części, jest profilem zamkniętym, co uniemożliwi kontrolę połączenia od wewnątrz. Można także wykorzystać naturalne zjawisko jakim jest grubość spoiny. Jednak, takie rozwiązanie pogarsza walory estetyczne naprawianego ustroju, z drugiej strony może pozwolić na zachowanie pierwotnych właściwości wytrzymałościowych.

BIBLIOGRAFIA

1. Updated review of potential test procedures for FMVSS no. 208 prepared by the office of vehicle safety research, William t. Hollowell Hampton c. Gabler sheldon I. Stucki Stephen Summers James R. Hackney, nps october 1999
2. Koczyński A., Rusiński I.: Bezpieczeństwo bierne. Pochłanianie energii przez profile cienkościennie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2010.
3. Timoshenko S.P., Gere J.M.: Teoria stateczności sprężystej. Arkady, Warszawa 1963.
4. Kaczyński P. Rusiński I.: Ocena wytrzymałości połączeń punktowych w cienkościennych strukturach energochłonnych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2014.

5. Hung Anh LY, Thinh THAI-QUANG. Numerical Investigation of Circular and Square Tube subjected to Low Velocity Impact Load., International Journal of Mechanical Engineering and Applications. Vol.3, No. 1-3, 2015, pp. 54-62.
6. White M.D., Jones N., Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin walled sections, International Journal of Mechanical Sciences, 1999, 41, 179–202.
7. White M.D., Jones N., Abramowicz W., A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.41, Issue 2, 1999.

Numerical analysis of the energy-intensive components of the vehicle body

The subject of the publication concerns the numerical analysis of the strength parameters of models of thin-walled energy-intensive structures, which include crushed the front struts of vehicle. The impact of the welding process the partial front struts. The results of the analysis of the models of unrepaired and repaired structures, taking into account changes of strength properties in the SWC and weld areas, will be compared in order to estimate the loss of primary strength properties.

Autorzy:

mgr inż. **Dominik Galdyński** – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, dominik.galdynski@zut.edu.pl

mgr inż. **Damian Sobków** – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Zakład Spawalnictwa, damian.sobkow@zut.edu.pl,