

Paweł MAGRYTA
Mirosław WENDEKER
Rafał SOCHACZEWSKI
Adam MAJCZAK

PTNSS–2015–3366

Strength analysis of CNG injector for direct supply system of the diesel engine

The article presents the results of strength simulation studies of innovative design of CNG injector for direct supply of the Diesel engine. The injector has been developed for use in Andoria ADCR engine. These studies were performed based on the Finite Element Method using Abaqus software. The geometric model reflects the actual structure of the injector. The conducted simulation studies aimed at determining the locations prone to the occurrence of stress concentrations in injector elements working in conditions equivalent to those in the combustion chamber of the Diesel engine. The objectives of these conditions are reflected in the model, that takes into account the influence of the spring force from the injector and the gas force from gas pressure in the cylinder. The influence of the gas force from the pressure in the combustion chamber was introduced into the model on the basis of the course of the gas pressure as a function of crank angle degree with a predetermined engine model calculations carried out in AVL Boost software. Simulation studies were carried out for engine full load conditions, for one combustion cycle. Simulation time corresponded to two full revolutions of the engine crankshaft, which in the conversion of the engine speed of 3500 rpm corresponds to the simulation time equal to 0.03428 s. On the basis of the simulation studies an optimized design of the injector, which was used for real bench tests of direct injection system supply of compressed natural gas into Diesel engine.

Key words: CNG injector, direct injection, Diesel engine

Analiza wytrzymałościowa wtryskiwacza CNG do systemu bezpośredniego zasilania silnika Diesla

W artykule przedstawiono wyniki symulacyjnych badań wytrzymałościowych innowacyjnej konstrukcji wtryskiwacza CNG do bezpośredniego zasilania silnika Diesla. Wtryskiwacz został opracowany do zastosowania w silniku Andoria ADCR. Badania te wykonano w oparciu o Metodę Elementów Skończonych z wykorzystaniem oprogramowania Abaqus. Opracowany model geometryczny odzwierciedlał rzeczywistą budowę wtryskiwacza. Przeprowadzone badania symulacyjne miały na celu określenie miejsc podatnych na wystąpienie spiętrzeń naprężeń elementów wtryskiwacza pracujących w warunkach odpowiadających warunkom pracy w komorze spalania silnika Diesla. Celem odzwierciedlenie tych warunków w modelu uwzględniono wpływ siły pochodzącej od sprężyny wtryskiwacza oraz siły gazowej pochodzącej od ciśnienia gazów w cylindrze. Wpływ siły pochodzącej od ciśnienia w komorze spalania został wprowadzony do modelu na podstawie przebiegu wartości ciśnienia gazów w funkcji kąta obrotu wału korbowego z uprzednio prowadzonych obliczeń modelowych silnika w oprogramowaniu AVL Boost. Badania modelowe przeprowadzono dla warunków pełnego obciążenia silnika, dla jednego cyklu roboczego. Czas symulacji odpowiadał dwóm pełnym obrotom wału korbowego silnika, co w przeliczeniu dla prędkości obrotowej silnika 3500 obr/min odpowiadało czasowi symulacji równemu 0,03428 s. Na podstawie przeprowadzonych badań opracowano zoptymalizowaną konstrukcję wtryskiwacza, który wykorzystany został do przeprowadzenia badań stanowiskowych i hamowanianych systemu bezpośredniego wtrysku sprężonego gazu ziemnego do silnika Diesla.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz gazu CNG, wtrysk bezpośredni, silnik ZS

1. Wstęp

Aktualnie w przemyśle motoryzacyjnym bardzo duży nacisk kładzie się na stosowanie alternatywnych źródeł napędów oraz na wprowadzanie i stosowanie paliw odnawialnych. Powyższe aspekty mają na celu zmniejszenie zużycia paliwa (zwłaszcza paliw ropopochodnych) oraz emisji toksycznych składników spalin do atmosfery. Jednym z powszechnie udoskonalanych rozwiązań są instalacje sprężonego metanu do napędu silników spalinowych [1]. Obecnie są już sprzedawane samochody fabrycznie wyposażone w silniki z instalacją do zasilania CNG. Jednak stanowią one niewielki ułamek wszystkich produkowanych samochodów [5]. Interesującym pomysłem jest zastosowanie CNG jako paliwa zastępczego do samochodów używanych. Idea ta jest możliwa w prosty sposób do zrealizowania w przypadkach silników o zapłonie iskrowym jak również o zapłonie samoczyn-

nym [1]. Obecnie są już sprzedawane samochody fabrycznie wyposażone w silniki z instalacją do zasilania CNG. Jednak stanowią one niewielki ułamek wszystkich produkowanych samochodów [5]. Interesującym pomysłem jest zastosowanie CNG jako paliwa zastępczego do samochodów używanych. Idea ta jest możliwa w prosty sposób do zrealizowania w przypadkach silników o zapłonie iskrowym jak również o zapłonie samoczyn-

nym. Podobnie jak dla instalacji LPG tak i dla CNG istnieje możliwość dostosowania silników do pośredniego zasilania ww. paliwami, czyli wtrysku do układu dolotowego. Jednak sposoby pośredniego zasilania, szczególnie silników Diesla noszą za sobą pewne ograniczenia. Dla pośredniego zasilania silników trakcyjnych istnieje możliwość zastąpienia jedynie 20-30% paliwa oryginalnego paliwem gazowym. Większy udział zastąpienia nie jest możliwy ze względu na występowanie nieprawidłowości w procesie wywiązywania się ciepła (spalanie detonacyjne) [4].

Pomysłem autorów niniejszej pracy jest zastosowanie bezpośredniego wtrysku sprężonego gazu ziemnego do komory spalania silnika Diesla. Podstawą tej idei jest brak konieczności znacznych modyfikacji silników zabudowanych w samochodach osobowych czy użytkowych. Przystosowanie silnika do konwersji na nowe paliwo polega na zamontowaniu specjalnie zaprojektowanego wtryskiwacza CNG umieszczonego w gnieździe świecy żarowej oraz doposażenie silnika w ogrzewacz powietrza dolotowego. W rozwiązaniu tym wtryskiwacz oleju napędowego dostarcza dawkę pilotażową paliwa do komory spalania, celem inicjacji procesu spalania (oraz schłodzenia dyszy rozpylacza), po czym następuje spalanie metanu [2, 3]. Wtryskiwacz do bezpośredniego wtrysku CNG powinien spełniać określone wymagania zarówno pod kątem masowego natężenia przepływu, czasu otwierania i zamykania oraz wytrzymałości – co jest przedmiotem niniejszej publikacji.

2. Obiekt badań

Badania dotyczyły analizy wytrzymałościowej prototypowej konstrukcji wtryskiwacza CNG do zastosowania w silniku Diesla. Wtryskiwacz został opracowany do zastosowania w silniku Andoria ADCR. Podstawowe dane techniczne silnika ADCR przedstawiono w tabeli 1, zaś jego widok na rysunku 1.



Rys. 1. Widok silnika Andoria ADCR

Fig. 1. Andoria ADCR engine view

Tab. 1. Dane techniczne silnika Andoria ADCR

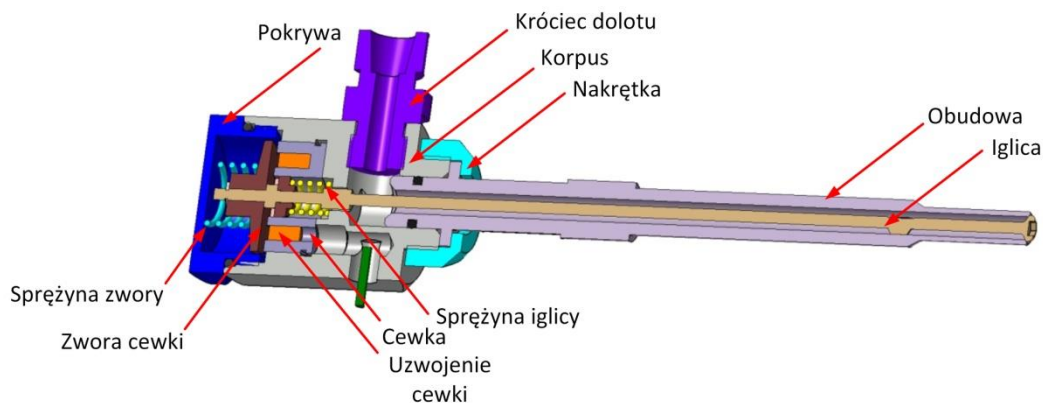
Tab. 1. Specifications of Andoria ADCR engine

Oznaczenie	ADCR
Rodzaj silnika	4-suwowy, o ZS
Ilość i układ cylindrów	4-cylindrowy układ rzędowy (pionowy)
Układ zasilania w paliwo	zasobnikowy układ typu „CR”
Układ zasilania w powietrze	turbodoładowany z chłodnicą powietrza dolotowego
Średnica cylindra / skok tłoka	94 mm / 95 mm
Pojemność skokowa cylindrów	2 636 cm ³
Stopień sprężania	17,5 : 1
Moc znamionowa przy prędkości obrotowej wału korbowego	85 kW przy n = 3 700 obr/min
Maks. moment obrotowy przy prędkość obr. wału korbowego	250 Nm przy n = (1800 – 2200) obr/min
Minimalna prędkość obrotowa biegu jałowego	750 obr/min
Jednostkowe zużycie paliwa przy mak. momencie	210 g/kWh
Rodzaj rozrządu	OHC
Masa suchego silnika	255 kg
Dopuszczalne przechyły silnika:	
przód i tył	30 ^o
boczne	20 ^o

W celu opracowania konstrukcji projektowanego wtryskiwacza, dedykowanego do osadzenia w gnieździe świecy żarowej stworzono model geometryczny w środowisku CAD (Computer Aided Design). Model ten przeanalizowano pod kątem zapewnienia odpowiedniego masowego natężenia przepływu gazu roboczego (metanu). Modelowanie przeprowadzono w środowisku CAD oraz FEM (Finite-Element Method) z wykorzystaniem oprogramowania Catia V5 oraz Abaqus. Catia V5 to zintegrowane środowisko CAD / CAM (Computer Aided Manufacturing) / FEM. System umożliwia w łatwy sposób budowę trójwymiarowego modelu bryłowego oraz jego płynną modyfikację. Zintegrowanie środowiska CAD oraz FEM w jednym oprogramowaniu pozwala na wykonanie projektu detalu oraz całego wyrobu, a także na przeprowadzenie analizy wytrzymałościowej. Uwzględniane są tutaj takie analizy jak: badanie naprężenia, częstotliwości drgań, procesy termomechaniczne, wyboczenia oraz analizy uwzględniające złożony układ sił, utwierdzeń czy mas. Natomiast oprogramowanie Abaqus, w którym przeprowadzono anali-

zę wytrzymałościową, umożliwia realizowanie analizy termicznej a także nieliniowej analizy drgań. Ponadto możliwe jest modelowanie różnego typu i rodzaju warunków brzegowych, obciążeń oraz włączanie powierzchni kontaktowych. Przekrój wzdłużny przez model bryłowy wtryskiwacza przedstawiono na rysunku 2. Natomiast na rysunku 3 pokazano sposób umiejscowienia wtryskiwacza w głowicy silnika.

Na podstawie wstępnych badań geometrii wtryskiwacza określono rejony występowania naprężeń krytycznych. Z tego względu uproszczono model geometryczny. Analizie poddano model składający się z iglicy wtryskiwacza oraz części jego obudowy (rysunek 4).

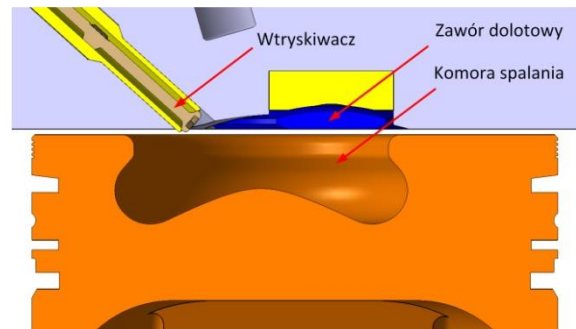


Rys. 2. Przekrój przez model bryłowy wtryskiwacza sprężonego metanu dedykowanego do zastosowania w silniku ADCR

Fig. 2. Cross-section through a solid model of CNG injector for use in ADCR engine

3. Warunki brzegowe badań symulacyjnych

W celu przygotowania modelu do obliczeń numerycznych należało dokonać pewnych uproszczeń. Ze względu na charakter pracy wtryskiwacza największe naprężenia występują w czasie jego zamykania (w momencie gdy paliwo zostało dostarczone do cylindra, a wtryskiwacz się zamyka). Dlatego też obliczenia i analizy przeprowadzono wyłącznie dla procesu zamykania się wtryskiwacza. Nie przeprowadzono obliczeń dynamicznych w momencie zamykania wtryskiwacza, lecz jako krok początkowy uznano pozycję zamkniętą wtryskiwacza. Takie podejście wiązało się z uwzględnieniem wpływu siły pochodzącej od sprężyny wtryskiwacza oraz siły gazowej pochodzącej od ciśnienia gazów w cylindrze. Podejście to pozwoliło na określenie wartości maksymalnego naprężenia i jego umiejscowienia w modelu. Natomiast w celu skrócenia czasu obliczeń nie odzwierciedlano całej bryły obudowy wtryskiwacza. Pomiędzy fragmenty, w których nie występują naprężenia mające wpływ na wytrzymałość konstrukcji. Zmniejszono model geometryczny obudowy po-



Rys. 3. Sposób umiejscowienia wtryskiwacza w głowicy silnika

Fig. 3. Placement of the injector in the cylinder head

zez usunięcie części oddalonej od komory spalania. Widok złożenia iglicy i obudowy przyjętych do obliczeń wytrzymałościowych przedstawiono na rysunku 4.

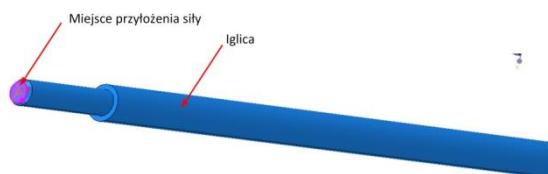


Rys. 4. Model geometryczny wtryskiwacza założony do badań symulacyjnych

Fig. 4. Geometry model of injector for simulation studies

Badania modelowe przeprowadzono dla warunków pełnego obciążenia silnika, dla jednego cyklu roboczego. Czas symulacji odpowiadał dwóm pełnym obrotom wału korbowego silnika, co w przeliczeniu dla prędkości obrotowej silnika 3500 obr/min odpowiadało czasowi symulacji równemu 0,03428 s.

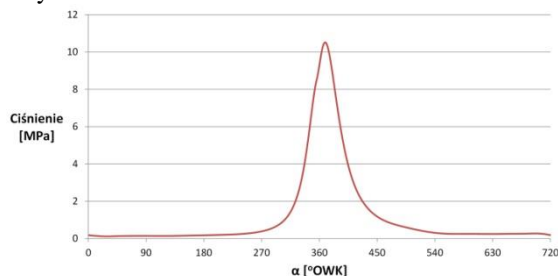
Wartość siły pochodzącej ze wstępnego i roboczego naprężenia sprężyny wprowadzono do programu Abaqus w postaci warunku siły skoncentrowanej. Warunek ten realizuje oddziaływanie siły poprzez jej przyłożenie w kierunku osi wtryskiwacza do powierzchni tylnej iglicy (od strony cewki elektromagnetycznej; rysunek 5). Wartość siły wyznaczono na podstawie charakterystyki zastosowanej sprężyny.



Rys. 5. Warunek brzegowy siły pochodzącej od sprężyny

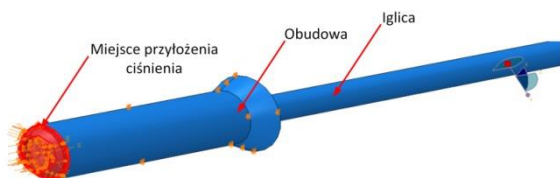
Fig. 5. Boundary condition of spring force

Drugim warunkiem brzegowym był przebieg ciśnienia gazów pochodzący z procesu spalania. Wprowadzony został on do modelu na podstawie przebiegu wartości ciśnienia gazów w funkcji kąta obrotu wału korbowego z uprzednio prowadzonych obliczeń modelowych silnika w oprogramowaniu AVL Boost (model jednowymiarowy). Przebieg wartości ciśnienia indykowanego przedstawiono na rysunku 6. Parametr ten wprowadzono do modelu poprzez założenie warunku ciśnienia występującego na powierzchni końcowej wtryskiwacza. Powierzchnię przyłożenia ciśnienia przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 6. Przebieg wartości ciśnienia w komorze spalania silnika ADCR

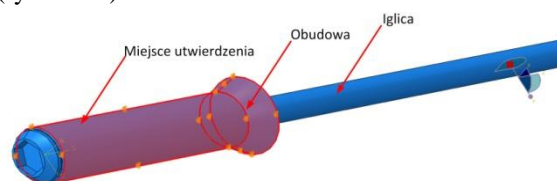
Fig. 6. Pressure characteristic in combustion chamber of ADCR engine



Rys. 7. Warunek brzegowy siły pochodzącej od ciśnienia spalania

Fig. 7. Boundary condition of combustion force

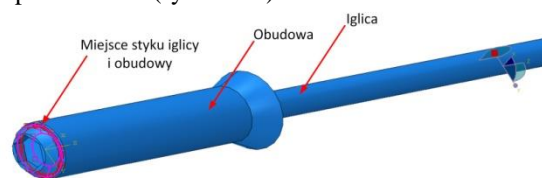
Ze względu na ograniczenie geometrii modelu (do badań symulacyjnych) wprowadzono kolejny warunek brzegowy. Zakładał on unieruchomienie obudowy względem trzech osi głównych modelu (rysunek 8).



Rys. 8. Warunek brzegowy utwierdzenia obudowy

Fig. 8. Boundary condition of injector cover fixing

Kolejnym warunkiem brzegowym założonym w początkowym kroku symulacji był „kontakt” na powierzchni współpracy obudowy i iglicy. Warunek ten określono jako kontakt powierzchni do powierzchni (rysunek 9).



Rys. 9. Warunek brzegowy typu „kontakt” na powierzchni łączącej obudowę i iglicę

Fig. 9. Boundary condition of contact on the surface between injector and cover

Dla każdej z części składowych wtryskiwacza dobrano właściwości materiałowe na podstawie dostępnych baz danych materiałowych. Na materiał iglicy przyjęto stal o oznaczeniu 1.2210, natomiast na materiał obudowy przyjęto stal 45 ulepszoną cieplnie. Poniżej zaprezentowano krótką charakterystykę, oznaczenie materiałów według różnych norm, skład chemiczny, oraz dane materiałowe przyjęte do obliczeń w programie Abaqus (tablica 2, 3, 4, 5 oraz 6).

Iglica wtryskiwacza

Na materiał iglicy wtryskiwacza przyjęto stal narzędziową chromowo-wanadową do pracy na zimno, odporną na ścieranie i adhezję, o dobrej obrabialności i wysokiej poolerowości, tzw. „srebrzanka”.

Tab. 2. Oznaczenia stali na iglicę w zależności od normy

Tab. 2. Notation of steel selected for needle according to standard

PN	W.NR	EN	AISI	Inne
NW1	1.2210	107CrV3	A681(L2)	K510

Tab. 3. Skład chemiczny stali NW1 [%]

Tab. 3. Chemical composition of NW1 steel

C	Mn	Si	P	S	Cr
1,1-1,25	0,2-0,4	0,15-0,3	max 0,03	max 0,03	0,5-0,8
Ni	Mo	W	V	Co	Cu
-	-	-	0,07-0,12	-	-

Tab. 4. Dane materiałowe stali NW1 przyjęte do obliczeń

Tab. 4. Material properties of NW1 steel, selected for calculation

Właściwość materiału	Wartość
Moduł Younga, E [GPa]	210 GPa
Liczba Poissona	0,285
Gęstość ρ [kg/m ³]	7800 kg/m ³

Korpus iglicy wtryskiwacza

Do wykonania korpusu iglicy wtryskiwacza użyto stal węglową do ulepszenia cieplnego 45.

Tab. 5. Oznaczenia stali na korpusu iglicy w zależności od normy

Tab. 5. Notation of steel selected for cover according to standard

PN	W.Nr	EN	AISI/SAE	Inne
45	1.0503	C45	1045	12050

Tab. 6. Skład chemiczny stali 45[%]

Tab. 6. Chemical composition of 45 steel

C	Mn	Si	P	S	Cr
0,42-0,5	0,5-0,8	0,1-0,4	Max 0,04	Max 0,04	Max 0,3
Ni	Mo	W	V	Al	Cu
Max 0,3	Max 0,1	-	-	Max 0,5	Max 0,3

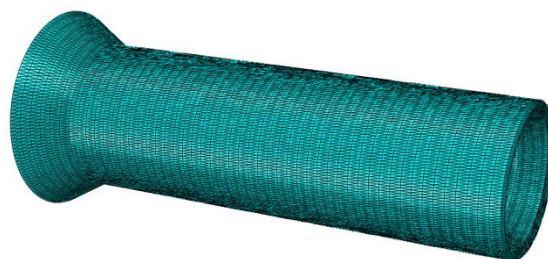
Tab. 7. Dane materiałowe stali 45 przyjęte do obliczeń

Tab. 7. Material properties of 45 steel, selected for calculation

Właściwość materiału	Wartość
Moduł Younga, E [GPa]	205 GPa
Liczba Poissona	0,29
Gęstość ρ [kg/m ³]	7850 kg/m ³

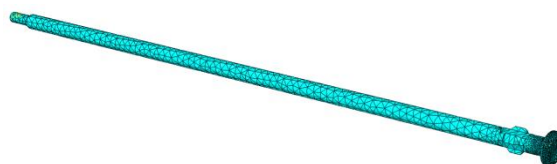
W celu optymalnego odzwierciedlenia warunków rzeczywistych pracy wtryskiwacza podczas badań symulacyjnych, konieczne jest dobranie siatki obliczeniowej. Ze względu na kształt obydwu części użyto siatkę zawierającą elementy typu Tet. W neuralgicznych rejonach, tam gdzie występowała skomplikowana geometria zagęszczano siatkę do mniejszych elementów. Obszarami tymi były po-

wierzchnie znajdujące się w kontakcie iglicy z obudową. Ostateczna siatka obliczeniowa obudowy zawierała 133 595 elementów, zaś iglicy 37 346. Widok siatek obliczeniowych przedstawiono na rysunkach 10 i 11.



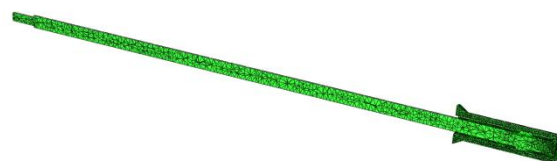
Rys. 10. Siatka obliczeniowa obudowy wtryskiwacza

Fig. 10. Computational grid of injector cover



Rys. 11. Siatka obliczeniowa iglicy wtryskiwacza

Fig. 11. Computational grid of injector needle



Rys. 12. Przekrój wzdłużny przez siatkę obliczeniową obudowy i iglicy wtryskiwacza

Fig. 12. Longitudinal section through a computational grid of cover and needle

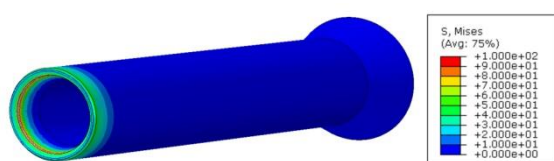
4. Wyniki badań symulacyjnych

W celu przejrzystej prezentacji wyników badań symulacyjnych analizę podzielono na etapy w zależności od czasu trwania symulacji (tabela 8). Na rysunkach 13 – 15 przedstawiono rozkład map naprężeń dla obydwu analizowanych elementów wtryskiwacza, pojedynczo oraz w złożeniu. W celu ujednolicenia wyników zastosowano identyczną skalę barwną z przypisaniem tych samych wartości liczbowych. Największe wartości naprężenia występują dla kroku obliczeniowego nr 71. Krok ten odpowiada największej wartości siły ciśnienia spalania (dlatego też przedstawiono wyniki dla tego konkretnego kroku obliczeniowego).

Tab. 8. Kroki obliczeniowe symulacji

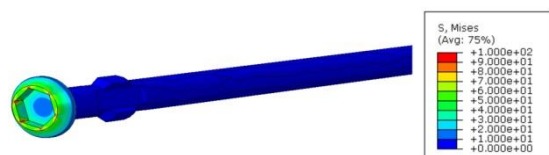
Tab. 8. Calculation steps of simulation

Krok obliczeniowy	Czas symulacji [s]
1	0,003428
11	0,003770
21	0,007198
31	0,010627
41	0,014055
51	0,017483
61	0,020911
71	0,024339
81	0,027767
91	0,031195
100	0,034280



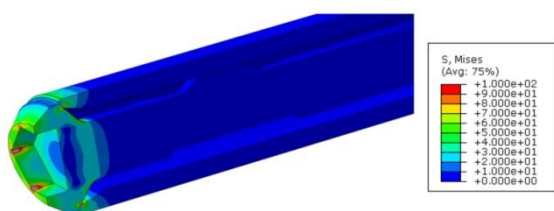
Rys. 13. Rozkład wartości naprężeń [MPa] w obudowie wtryskiwacza dla maksymalnego ciśnienia spalania

Fig. 13. Stress distribution [MPa] in the injector cover for the maximum combustion pressure



Rys. 14. Rozkład wartości naprężeń [MPa] w iglicy wtryskiwacza dla maksymalnego ciśnienia spalania

Fig. 14. Stress distribution [MPa] in the injector needle for the maximum combustion pressure



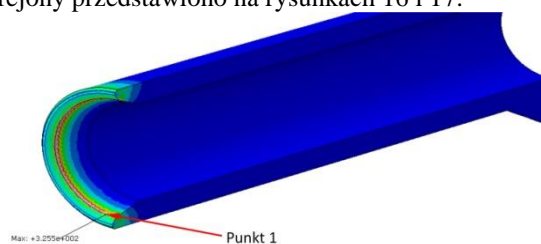
Rys. 15. Rozkład wartości naprężeń [MPa] w przekroju obudowy i iglicy wtryskiwacza dla maksymalnego ciśnienia spalania

Fig. 15. Stress distribution [MPa] in the cross-section of injector cover and needle for the maximum combustion pressure

5. Wnioski

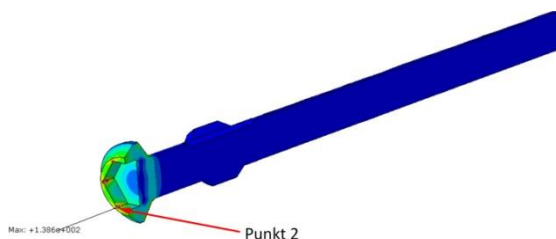
Z przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych wynika że największe wartości naprężenia występują w dwóch rejonach. Pierwsza strefa znajduje się

na obudowie wtryskiwacza zaś druga na iglicy. Oba rejonny przedstawiono na rysunkach 16 i 17.



Rys. 16. Spiętrzenie maksymalnych wartości naprężenia [MPa] na obudowie wtryskiwacza

Fig. 16. Maximum stress values [MPa] on the injector cover



Rys. 17. Spiętrzenie maksymalnych wartości naprężenia [MPa] na iglicy wtryskiwacza

Fig. 17. Maximum stress values [MPa] on the injector needle

Lokalizacja pierwszego rejonu jest tożsama z miejscem kontaktu iglicy wtryskiwacza z jego obudową. Jest to fragment w którym obie powierzchnie stykają się bezpośrednio ze sobą. Na rysunku 16 zauważyć można nierównomierność rozkładu wartości naprężenia na powierzchni współpracy elementów. Wynika z tego, że siła pochodząca od ciśnienia gazów w komorze spalania, działająca na końcową część iglicy wtryskiwacza, wywołuje proces wciskania iglicy do wnętrza obudowy. Powoduje to, że cała siła nacisku przekazywana zostaje na krawędź powierzchni styku. Jest to niekorzystne ze względu na to, że w przypadku długotrwałej pracy wtryskiwacza może doprowadzić do uszkodzenia powierzchni, a w konsekwencji rozszczelnienia wtryskiwacza. Sytuacja taka w przypadku stosowania gazów palnych jest niedopuszczalna.

W badaniach wykorzystano idealny geometryczny model wtryskiwacza. Model ten zakładał perfekcyjne wykonanie powierzchni znajdujących się w kontakcie. W rzeczywistości powierzchnie te mogą zostać wykonane z nienależytą dokładnością czy posiadać błędy strukturalne. Sytuacja taka może skutkować brakiem w równomierności rozkładu naprężenia (jak na rysunku 16). Powoduje to występowanie wysokiej amplitudy naprężenia. Jednak w czasie pracy wtryskiwacza obie powierzchnie stale ze sobą współpracują, co powinno zniwelować wszelkie niedoskonałości wynikające z procesów

obróbki technologicznej. W rzeczywistości producenci wtryskiwaczy stosują tzw. proces „docierania”. Zasadniczym jego celem jest spasowanie powierzchni współpracujących. Proces ten pozwala na uzyskanie szczelności pomiędzy powierzchniami będącymi w kontakcie, co jest niezbędne i zarazem wymagane podczas procesu homologacji nowej konstrukcji wtryskiwacza jak i podczas jego dalszej pracy eksploatacyjnej.

Niebezpiecznym punktem spiętrzenia naprężenia jest rejon wydrążenia kształtu sześciokątnego w końcówce iglicy wtryskiwacza. Miejsce to zostało oznaczone na rysunku 16 (punkt 1). Przyczyna występowania spiętrzenia naprężenia w tym rejonie wynika ze specyficznej geometrii iglicy wtryskiwacza. Zakłada ona zastosowanie procesu techno-

logicznego jakim jest elektrodrążenie końcówki, celem otrzymania sześciokątnej wklęsłości (od strony komory spalania). Geometria taka ma na celu ułatwienie montaż iglicy w obudowie wtryskiwacza. Ponadto wydrążenie to pozwala na przeprowadzenie zmian optymalizacyjnych w jego dalszej części. Finalna wersja wtryskiwacza pozbawiona będzie wydrążenia, co pozwoli na równomierny rozkład naprężenia w tym newralgicznym miejscu.

Acknowledgement: This work has been financed by the Polish National Centre for Research and Development, under Grant Agreement No. PBS1/A6/4/2012.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

LPG Liquefied Petroleum Gas / *skroplony gaz propan-butan*
 CNG Compressed Natural Gas / *sprężony gaz ziemny*
 CAD Computer Aided Design / *komputerowe wspomaganie projektowania*

CAM Computer Aided Manufacturing / *komputerowe wspomaganie wytrzywania*
 FEM Finite-Element Method / *metoda elementów skończonych*

Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P., Woodburn J., Szczotka A.: An assessment of regulated emissions and CO2 emissions from a European light-duty CNG-fueled vehicle in the context of Euro 6 emissions regulations. *Applied Energy* 2014; 117: 134–141.
- [2] Kyunghyun R.: Effects of pilot injection pressure on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel–CNG dual fuel. *Energy Conversion and Management* 2013; 76: 506–516.
- [3] Kyunghyun R.: Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel–CNG dual fuel. *Applied Energy* 2013; 111: 721–730.
- [4] Mohamed Y., Selim E.: Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. *Energy Conversion and Management* 2004; 45: 411–425.
- [5] Zhiliang Y., Xinyue C., Xianbao S., Yingzhi Z., Xintong W., Kebin H.: On-road emission characteristics of CNG-fueled bi-fuel taxis. *Atmospheric Environment* 2014; 94: 198–204.

Mr Paweł Magryta, MEng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

mgr inż. Paweł Magryta – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.



Mr Mirosław Wendeker, Prof. DSc., Ph.D.Eng. – head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.



Mr Rafał Sochaczewski, DSc.Eng. – doctor in the Department of Mechanical Engineering at the Pope John Paul II State School of Higher Education in Białą Podlaska

dr inż. Rafał Sochaczewski – starszy wykładowca Państwowej Szkoły Wyższej w Białej Podlaskiej.



Mr Adam Majczak, MEng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

mgr inż. Adam Majczak – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

