

Analizy wytrzymałościowe zasobników wysokiego ciśnienia układów Common Rail

Strains and stresses of two different high pressure rails of fuel supply systems have been analyzed in the paper. The analysis has been divided in two stages. In the first only rails and in the second rails with high pressure lines have been considered. The finite element method has been used in the research. For the same fuel pressure load, the cylindrical rail had lesser strains and stresses. Joining of fuel lines reduced deformations and stresses. It was found, that the cylindrical rail is more suitable for the application in Diesel engine.

Keywords: Diesel engine, Common Rail system, modelling, finite element method

Strenght Analyses of Rails' Fuel Supply Systems

W artykule przeanalizowano odkształcenia i naprężenia dwóch różnych zasobników wysokiego ciśnienia układów Common Rail. Wybrano zasobniki różniące się wewnętrzną objętością, kształtem, wymiarami geometrycznymi oraz umiejscowieniem króćców przyłączeniowych przewodów paliwowych. Analizę podzielono na dwa etapy. W pierwszym rozważano same zasobniki, a w drugim zasobniki wraz z dołączonymi do nich przewodami wysokiego ciśnienia. Do przeprowadzenia obliczeń wykorzystano metodę elementów skończonych. Przy tej samej wartości ciśnienia obciążającego zasobniki, w przypadku walcowego stwierdzono mniejsze wartości odkształceń i naprężeń, dlatego można wnioskować, że w tym przypadku połączenia z przewodami wtryskowymi są mniej narażone na uszkodzenia i utratę szczelności. W obu rozważanych zasobnikach dołączenie przewodów spowodowało niewielkie zmniejszenie odkształceń i naprężeń. Stwierdzono, że walcowy zasobnik układu Common Rail lepiej nadaje się do zastosowania w silniku spalinowym.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, akumulatorowy układ zasilania w paliwo, modelowanie, metoda elementów skończonych

1. Wprowadzenie

Intensywny rozwój w minionych piętnastu latach samochodowych silników o zapłonie samoczynnym, wynika z rozwoju ich układów zasilania w paliwo. Chodzi tu przede wszystkim o akumulatorowe systemy, powszechnie znane pod nazwą Common Rail. Ich zalety są dobrze znane i doceniane, stąd stosunkowo duża liczba rozwiązań, wersji i wariantów konstrukcyjnych.

Zasobnik układu nie jest skomplikowanym elementem. Pełni jednak istotną, stabilizującą rolę w systemie. Musi zostać skonstruowany w taki sposób, aby objętość wewnętrznych przestrzeni była na tyle duża, by umożliwić tłumienie pulsacji ciśnienia i na tyle mała, by zapewnić szybkie zwiększenie ciśnienia podczas rozruchu silnika [3]. Z uwagi na dużą wartość ciśnień zasobniki wykonuje się jako elementy o stosunkowo dużej sztywności. Spotykane wartości stosunku średnic: zewnętrznej i wewnętrznej są zbliżone do wartości występujących w przewodach wysokiego ciśnienia i wynoszą około 3,33. Biorąc pod uwagę wielkość występujących obciążeń i ich zmienność, jest to podejście uzasadnione. Stosowane stale stopowe, o wysokich parametrach wytrzymałościowych, winny zapewnić przeniesienie zadanych obciążeń, przy niewielkich wartościach odkształceń.

W zasobnikach montuje się czujniki i regulatory ciśnienia paliwa, i dzięki temu w sposób ciągły zapewniony jest wpływ na ten bardzo istotny parametr pracy systemu. Miejsca połączeń z elementami kontrolno-pomiarowymi jak i przewodami wysokiego ciśnienia, są dokładnie wykonane, z uwagi na konieczność zapewnienia ich szczelności i trwałości.

2. Cel analiz

W literaturze przedmiotu stosunkowo trudno spotkać wyniki analiz statycznych zasobników, ponieważ powszechnie przyjmuje się, że jako elementy o znacznej grubości ścianki, charakteryzują się dużym współczynnikiem bezpieczeństwa. Znajomość naprężeń i odkształceń występujących w zasobniku podczas pracy układu zasilania, jest konieczna na etapie jego konstrukcji i doboru. Ta wiedza jest przydatna także w okresie eksploatacji, przy wszelkiego rodzaju awariach, gdzie często jest konieczne jednoznaczne określenie ich przyczyn.

Istotnym węzłem, z punktu widzenia właściwej pracy układu zasilania, jest połączenie zasobnika z przewodami doprowadzającymi paliwo do wtryskiwaczy. Ważne jest zapewnienie szczelności tych miejsc w warunkach pracy silnika, a więc przy drganiach o zmiennych wartościach amplitud i

częstotliwości. Są to warunki sprzyjające powstawaniu pęknięć przewodów i tym samym utracie szczelności połączenia.

Celem poznawczym niniejszego opracowania była analiza naprężeń i odkształceń dwóch różnych zasobników wysokiego ciśnienia, poddanych działaniu obciążenia podczas wtrysku paliwa. Ponadto podjęto próbę odpowiedzi na pytanie, czy przewody wysokiego ciśnienia mają wpływ na wartości analizowanych wielkości.

Zainteresowanie autorów wspomnianą problematyką wynika z napotkania w praktyce zawodowej przypadków nieszczelności na połączeniu przewodów z zasobnikiem. Należy podkreślić, że ich liczba była stosunkowo niewielka. Analizy różnych rozwiązań konstrukcyjnych pozwalają na określenie warunków wystąpienia uszkodzeń i umożliwiają ocenę przydatności do zabudowy na silniku.

Celem użytkowym pracy była ocena możliwości stosowania pakietu MSC.Patran do analizy przewodów wysokiego ciśnienia i zasobników układu Common Rail.

3. Wybór zasobników

Po rozważeniu rozwiązań konstrukcyjnych występujących na rynku samochodów osobowych, do obliczeń zostały wytypowane dwa zasobniki różniące się objętością, umiejscowieniem dopływu i odpływów paliwa, a co za tym idzie miejscem podłączenia przewodów zasilających, kształtem oraz wymiarami geometrycznymi.

Ostatecznie wybrano:

- zasobnik w kształcie walca: długość około 300 mm, średnica 30 mm, rozstaw otworów mocujących 170 mm a przyłączy przewodów wtryskowych 40 mm, objętość wewnętrzna około 20 cm³,
- zwarty zasobnik kulistego kształtu: średnica zewnętrzna około 50 mm, rozstaw otworów mocujących około 82 mm, przyłącza przewodów wtryskowych rozmieszczone co 36°, objętość wewnętrzna około 17 cm³.

Po przeprowadzeniu kwerendy stwierdzono, że do produkcji zasobników używana jest między innymi stal stopowa, o zwiększonej zawartości manganu ($R_m \approx 1350$ MPa). Charakterystyczne parametry tego materiału stanowiły wartości odniesienia przy ocenie naprężeń.

Jak wcześniej wspomniano, zasobniki są elementami o wysokiej sztywności i znacznych grubościach ścianek. Dlatego, aby wskazać obszary, które najbardziej są narażone na zwiększone odkształcenia i naprężenia, opracowano i rozważano modele zasobników o zmniejszonej sztywności struktury. Różnią się one od rzeczywistych brakiem elementów zamykających wewnętrzną przestrzeń. W przypadku walcowego zasobnika nie uwzględniono

przetwornika i regulatora ciśnienia, a w przypadku kulistego – górnej pokrywy.

Po zaimplementowaniu wymienionych założeń, w oparciu rysunki wykonawcze, w środowisku programu do modelowania bryłowego Autodesk Inventor 2008, utworzono odpowiednie trójwymiarowe modele geometryczne. Stanowiły one podstawę do wykonania czynności, związanych z opracowaniem modeli obliczeniowych.

4. Modele dyskretne

Analizę zasobników podzielono na dwa etapy. W pierwszym etapie, rozważano same zasobniki bez elementów z nimi współpracujących (przewodów wysokiego ciśnienia).

W drugim etapie, zostały dodatkowo zamodelowane i dołączone do zasobników przewody wysokiego ciśnienia. Celem tego etapu było określenie wpływu tych przewodów na zmianę naprężeń i odkształceń korpusu zasobnika.

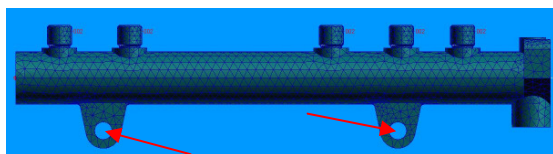
W obu etapach uwzględniono punkty zamocowania analizowanych obiektów do silnika i obciążenie w postaci ciśnienia wewnętrznego.

Do przeprowadzenia obliczeń wykorzystano metodę elementów skończonych (MES). Jest to jedna z wielu metod przybliżonych, która może być stosowana w rozwiązywaniu zagadnień brzegowo-początkowych mechaniki [8], [9]. Koncepcja tej metody zakłada zastąpienie obiektu rzeczywistego modelem złożonym z elementów o wymiarach skończonych. Efektem dyskretyzacji jest transformacja układu o nieskończonej liczbie stopni swobody do postaci układu o skończonej liczbie tych stopni. Przyjęcie odpowiedniej funkcji kształtu, odpowiadającej elementowi skończonemu i rozwiązanie równań różniczkowych w węzłach łączących te elementy prowadzi do wyznaczenia naprężeń i odkształceń.

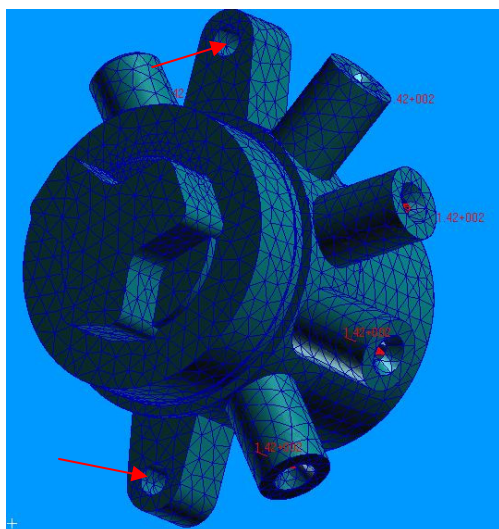
W celu uzyskania poprawnego podziału geometrii na przestrzenne elementy skończone w środowisku MES, a co za tym idzie, uzyskania wiarygodnych wyników obliczeń, w kolejnym kroku modele zasobników zostały uproszczone. Zastosowane uproszczenia dotyczyły faz, zaokrągleń i gwintów, czyli fragmentów geometrii, których podział mógłby doprowadzić do powstania zdegenerowanych elementów skończonych i w efekcie uzyskania błędnych wyników obliczeń. Należy pamiętać jednak, że upraszczając można tylko te fragmenty geometrii, które w planowanej analizie nie będą miały wpływu na własności wytrzymałościowe badanego elementu [2].

Przygotowane wcześniej modele geometryczne zostały zaimportowane do programu MSC.Patran (preprocesora pakietu MSC.Nastran), gdzie poddano je dyskretyzacji używając czworobocznego, dziesięciowęzłowego elementu skończonego. Element tego typu posiada cztery węzły na wierzchołkach i po jednym węzle na każdym z boków. Na-

stepnie zdefiniowano punkty podparcia modelu. Miejsca te zaznaczono czerwonymi strzałkami (rys. 1, 2). Warunki brzegowe zostały zdefiniowane w różny sposób dla obu etapów analizy.



Rys. 1. Miejsca podparcia zasobnika walcowego



Rys. 2. Miejsca podparcia zasobnika kulistego

I tak, w pierwszym etapie, w obu przypadkach zasobników, odebrano wszystkie stopnie swobody (trzy translacje i trzy rotacje względem osi XYZ) węzłom w miejscach połączeń śrubowych zasobnika z silnikiem (uchwytych). Zdefiniowano również obciążenie zasobnika w postaci określonego ciśnienia wewnętrznego. Obciążenie to pochodziło od ciśnienia paliwa wytwarzanego przez pompę wysokiego ciśnienia.

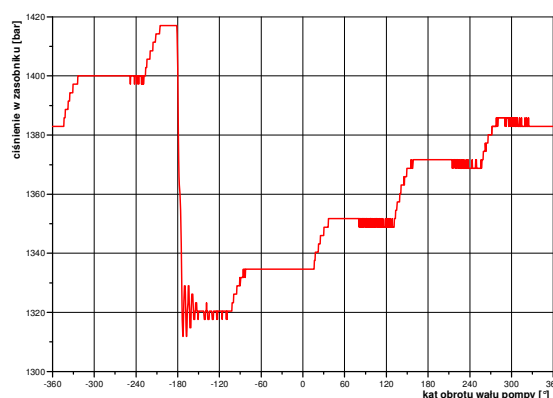
W drugim etapie analizy, zamodelowano także przewody wysokiego ciśnienia, doprowadzające paliwo z zasobnika do wtryskiwaczy oraz z pompy wysokiego ciśnienia do zasobnika. Przewody zostały zamodelowane za pomocą jednowymiarowych elementów typu BEAM z określonymi we właściwościach wymiarami ich przekroju. Zamocowanie do króćców zasobnika zrealizowano za pomocą sztywnych elementów RBE2, a końce rurek połączone do wtryskiwaczy i pompy utwierdzono, odbierając wszystkie stopnie swobody. Tak zdefiniowany model poddano analizie przy użyciu pakietu MSC.Nastran.

5. Określenie warunków obciążenia zasobnika

Podczas pracy zasobnikowego układu zasilania decydujący wpływ na wyężnienie materiału mają obciążenia hydrauliczne, wynikające z przepływu

będącego pod ciśnieniem paliwa. Występują również zmiany temperatury płynącego czynnika, jednak zostały w rozważaniach pominięte, z uwagi na ich niewielki wpływ na wielkość naprężeń.

W celu wyznaczenia maksymalnych wartości ciśnienia paliwa występujących w zasobniku podczas normalnej pracy silnika, przeprowadzono pomiary, wykorzystując do tego celu przetwornik wysokiego ciśnienia (AVL SL31D-2000), umieszczony w badanym elemencie. Sygnał z czujnika jest podawany na wzmacniacz, a następnie rejestrowany przez komputer. Zmiany szybkozmiennych wartości ciśnienia rejestrowano w zależności od kąta obrotu wału pompy (rys. 3). Prędkość i położenie wału pompy mierzono czujnikiem optoelektryczny (AVL 365) z dokładnością 0,5°.

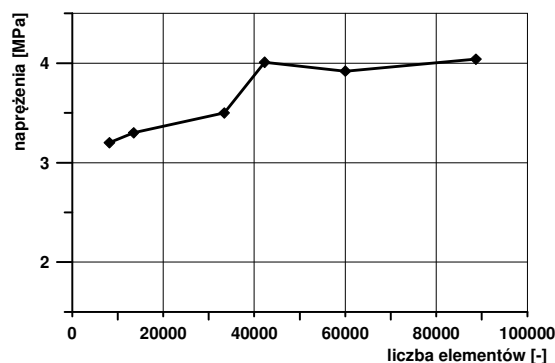


Rys. 3. Przykład przebiegu zmian ciśnienia w zasobniku w zależności od kąta obrotu wału pompy, dla pracującego jednego wtryskiwacza i niedzielojnej dawki wtrysku.

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów przyjęto, że dla rozważanych układów maksymalne ciśnienie w zasobniku podczas normalnej pracy silnika wynosi 142 MPa i taką wartość przyjmowano, zadając obciążenie zasobników.

5. Analiza wytrzymałościowa

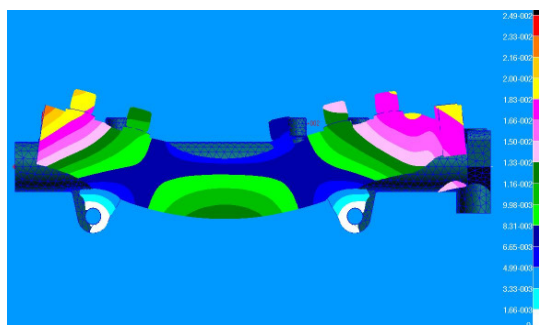
Na początku obliczeń, poszukując optymalnego rozmiaru elementu skończonego, wykonano analizę zbieżności.



Rys. 4. Wyniki analizy zbieżności

Polegała ona na stopniowym zagęszczaniu siatki elementów skończonych i odczytywania kolejnych wyników obliczeń (rys. 4). Po wybraniu liczby użytych elementów skończonych (a w konsekwencji wielkości pojedynczego elementu), przystąpiono do obliczeń wytrzymałościowych. Podobnie jak wcześniejsze przygotowanie modeli prowadzono ją w dwóch etapach: pierwszym bez przewodów wysokiego ciśnienia oraz drugim z przewodami.

6. Wyniki analizy wytrzymałościowej bez przewodów wysokiego ciśnienia

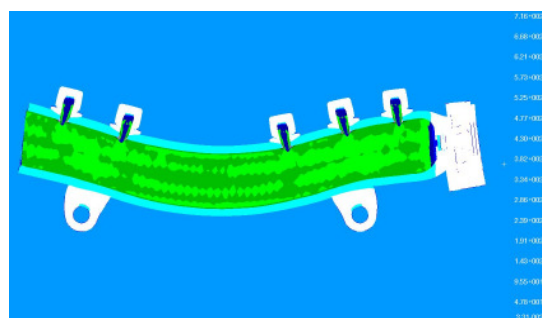


Rys. 5. Odształcenia walcowego zasobnika po obciążeniu.

Rys. 5 przedstawia wyniki obliczeń przemieszczeń walcowego zasobnika paliwa. Ponieważ jego uchwyty zamodelowano jako podparcia bez możliwości obrotu, zasobnik po obciążeniu odkształca się w łuk w tej samej płaszczyźnie, w której leżą uchwyty. Z tego samego powodu, najbliższe otoczenie otworów mocujących pozostaje jedynym fragmentem, który nie zmienił położenia. Najmniejsze odkształcenia, od 0,003 do 0,013 mm obserwuje się w środkowej części zasobnika. Mniejsze występują na wewnętrznej części łuku, większe na zewnętrznej. Rosną, w miarę przesuwania się od środka w kierunku zakończeń. W miejscu mocowania regulatora ciśnienia, na niewielkiej części obwodu, osiągają już 0,018 mm, a z drugiej strony, w miejscu gdzie znajduje się gniazdo czujnika ciśnienia, przyjmują największe z obliczonych wartości – 0,025 mm. Ten swobodny koniec zasobnika jest jego najmniej sztywnym fragmentem, stąd tutaj największe przemieszczenia badanej struktury zasobnika.

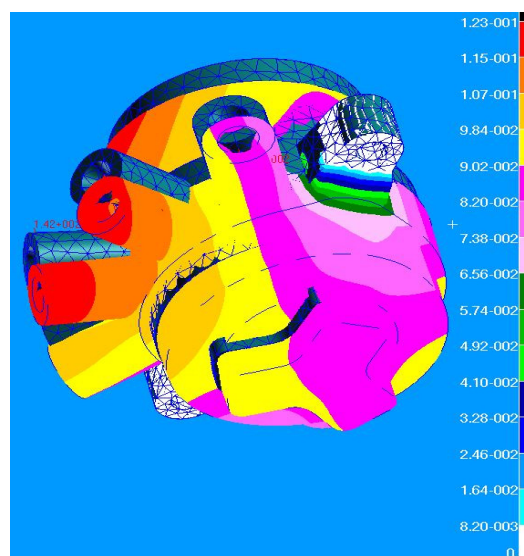
W walcowym zasobniku obciążonym ciśnieniem 142 MPa (rys. 6), z uwagi na odebranie wszystkich stopni swobody, naprężenia praktycznie nie występują w: uchwytach mocujących, króćcach przyłączeniowych przewodów paliwowych oraz w kołnierzu mocującym regulator ciśnienia. Charakterystyczny jest obszar (pas) niskich naprężeń, rzędu 48 MPa, na zewnętrznej części walca. W środkowej części elementu, zanotowano wartości od 240 do 330 MPa. Jednak najbardziej obciążone są wewnętrzne krawędzie otworów króćców wylotowych,

na połączeniu z otworem wykonanym wzdłuż zasobnika.



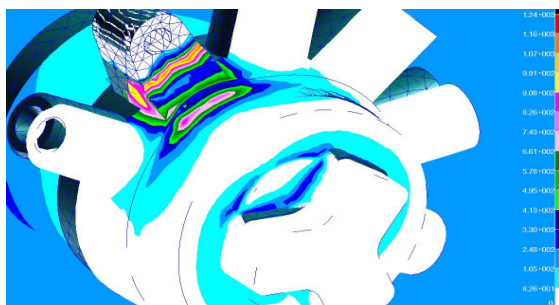
Rys. 6. Naprężenia w strukturze walcowego zasobnika po obciążeniu.

Tam naprężenia zredukowane wynoszą od 620 do 716 MPa. Znaczny wzrost naprężeń jest spowodowany działaniem karbu w miejscu nagłej zmiany przekroju. Zgodnie z założeniami upraszczającymi, to miejsce zostało zamodelowane jako połączenie dwóch prostokątnych otworów, bez zaokrąglenia krawędzi przejściowej. Stąd też spiętrzenie naprężeń.



Rys. 7. Przemieszczenia kulistego zasobnika po obciążeniu.

Odształcenia kulistego zasobnika (rys. 7) w porównaniu do walcowego, mają nieco inny rozkład i osiągają większe wartości. Nie wszystkie króćce przyłączeniowe przewodów wtryskowych odkształcają się jednakowo. Mniejsze odkształcenia występują w pobliżu uchwytów mocujących (od 0,07 do 0,098 mm), większe w środkowej części, obejmującej przyłącza drugiego i trzeciego przewodu (od 0,098 do 0,12 mm). Te miejsca zasobnika, wskutek zmian ciśnienia wewnętrznego, będą najbardziej narażone na uszkodzenie. Stosunkowo duże odkształcenia występują w dolnej, wzmocnionej części korpusu, a mniejsze górnej.



Rys. 8. Naprężenia w strukturze kulistego zasobnika.

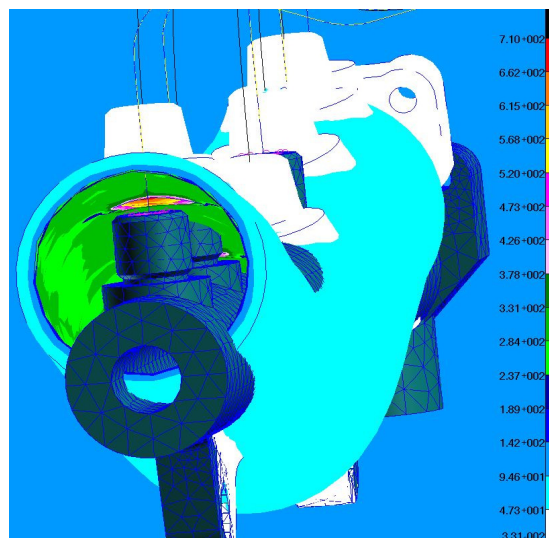
W kulistym zasobniku obciążonym ciśnieniem wewnętrznym, naprężenia występujące na dużej części powierzchni bocznych i króćców przyłączeniowych przewodów paliwowych (rys. 8) przyjmują wartości od 330 do 413 MPa. Na pozostałym obszarze zmieniają się od 83 do 410 MPa. Znacznie większe wartości występują w miejscach połączeń uchwytów mocujących z korpusem. Prawdopodobnie dominują tutaj naprężenia zginające i ściskające, a zawierają się w przedziale od 330 do 1160 MPa. Z racji zastosowanego uproszczonego sposobu zamodelowania zamocowania zasobnika, w okolicach połączeń uchwytu z korpusem występują bardzo wysokie naprężenia – 1240 MPa. Miejsce to jest strefą przejściową pomiędzy sztywno traktowaną częścią uchwytu, a podatnym korpusem zasobnika.

7. Wyniki analizy wytrzymałościowej zasobników z przewodami wysokiego ciśnienia

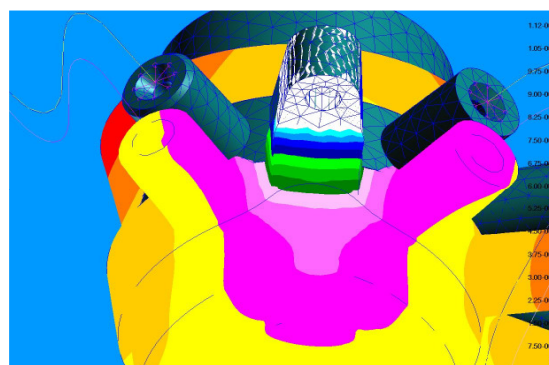
Po dołączeniu do modelu walcowego zasobnika przewodów wysokiego ciśnienia, odkształcenia praktycznie nie zmieniają się. W porównaniu do omówionych wcześniej i przedstawionych na rys. 5 wartości dla samego korpusu, obliczone wartości we wszystkie są o 0,001 mm mniejsze i występują na nieco mniejszym obszarze niż w przypadku bez przewodów. Widać, że dołączenie do zasobnika grubościennych rurek, jakimi są przewody wtryskowe, zmniejsza poziom odkształceń układu. Najbardziej na zmianę położenia narażone są dwa przewody wysokiego ciśnienia: doprowadzający paliwo z pompy oraz między zasobnikiem, a wtryskiwaczem czwartego cylindra. Odkształcenia zasobnika mogą wywołać naprężenia ściskające tych przewodów, połączone z równoczesnym zginaniem.

Również naprężenia w zasobniku z dołączonymi przewodami wysokiego ciśnienia (rys. 9) są porównywalne do uzyskanych wcześniej, bez przewodów. W miejscu największego obciążenia otrzymano wartości mieszczące się przedziale 615 ÷ 710 MPa, a więc mniejsze jedynie o 5 MPa. Tę zmianę przypisuje się usztywniającemu działaniu przewodów, które w niewielkim stopniu, lecz jed-

nak zmniejszają odkształcenie struktury, a tym samym naprężenia.



Rys. 9. Naprężenia w strukturze walcowego zasobnika z dołączonymi przewodami paliwowymi po obciążeniu.



Rys. 10. Przemieszczenia kulistego zasobnika z przewodami po obciążeniu.

Rys. 10 przedstawia obliczone przemieszczenia kulistego zasobnika po dołączeniu do niego wysokociśnieniowych przewodów. Podobnie jak w przypadku walcowego zasobnika, odkształcenia są zbliżone do uzyskanych w modelu bez przewodów. Na rysunku pokazano mniej odkształcone króćce: dolotowy i wylotowy, umieszczone po dwóch stronach sztywnego uchwytu, dzięki czemu uzyskano wartości od 0,075 do 0,09 mm.

Obliczenia kulistego zasobnika z dołączonymi przewodami wysokiego ciśnienia wykazały, że naprężenia są porównywalne do uzyskanych wcześniej, bez przewodów. W uchwytach (w związku z przyjętymi warunkami brzegowymi) nie występują, a w miejscach połączenia uchwytów z korpusem zmieniają się od 500 do 1230 MPa. Na niektórych fragmentach powierzchni rozważanego elementu stwierdzono brak lub istnienie niewielkich wartości naprężeń.

8. Podsumowanie

W pracy zaproponowano podejście do analizy wytrzymałościowej wybranych zasobników układów Common Rail. Otrzymane wyniki mogą posłużyć do oceny konstrukcji rozwiązań już istniejących, a także mogą być pomocne dla inżynierów zajmujących się projektowaniem tego typu układów. Pozwala na wskazanie obszarów i miejsc, w których mogą pojawić się zwiększone wartości tych wielkości.

Spśród obliczonych wartości odkształceń i naprężeń wybrano maksymalne i zestawiono w tabeli 1. Były pomocne przy formułowaniu końcowych uwag wykonanej modelowej analizy porównawczej zasobników wysokiego ciśnienia.

Tab. 1. Zestawienie wybranych wartości naprężeń i odkształceń

	maksymalne naprężenia [MPa]	maksymalne odkształcenia [mm]
zasobnik walcowy	716	0,025
zasobnik walcowy z przewodami	710	0,024
zasobnik kulisty	1240	0,12
zasobnik kulisty z przewodami	1230	0,11

Walcowy zasobnik, obciążony wewnętrznym ciśnieniem, odkształca się maksymalnie o 0,025 mm. Jest to wartość blisko pięciokrotnie mniejsza od uzyskanej przy takim samym obciążeniu dla kulistego zasobnika. Dzieje się tak mimo, że długość pierwszego jest większa, a średnicy mniejsza od kulistego zasobnika. Przyczyna wydaje się tkwić w ukształtowaniu uchwytów mocujących tego ostatniego, które mają mniejszą grubość od ścianek korpusu i są z nim połączone na stosunkowo niewielkiej powierzchni. To umożliwia zmianę położenia zasobnika pod wpływem obciążenia.

Charakter i wielkość odkształceń walcowego zasobnika powoduje, że połączenia z przewodami wtryskowymi są mniej narażone na uszkodzenia i ewentualną utratę szczelności.

Mniejsze odkształcenia walcowego zasobnika sprawiają, że występujące w nim naprężenia są

znaczaco niższe od występujących w kulistym. Inne są też miejsca występowania maksymalnych wartości: w walcowym wewnątrz w obszarze zmiany średnicy otworu, w kulistym na zewnętrznych króćcach przyłączeniowych.

Duże wartości naprężeń w przypadku kulistego zasobnika prawdopodobnie mają swoje źródło w przyjętych warunkach brzegowych, w zamocowaniu charakteryzującym znaczną sztywnością. Rzeczywiste połączenia są bardziej podatne i wyężenie materiału w miejscu połączenia uchwytów z korpusem powinny być znacznie mniejsze.

Otrzymane naprężenia w obu przypadkach zasobników nie przekraczają granicy dopuszczalnych wartości wynikających z zastosowanego materiału. Co prawda w przypadku zasobnika kulistego oscylują one blisko tej granicy, jednak trzeba pamiętać, że miejsce ich występowania wynika z uproszczenia zastosowanego w obliczeniowym modelu mocowania tego zasobnika.

W obu rozważanych konfiguracjach dołączenie przewodów wysokiego ciśnienia spowodowało niewielkie, ale jednak zmniejszenie odkształceń i naprężeń. Tłumaczy się to usztywniającym działaniem przewodów.

Należy pamiętać, że wszystkie przedstawione wartości uzyskano dla modeli o celowo zmniejszonej sztywności i pewnym stopniu konstrukcyjnego uproszczenia.

Biorąc pod uwagę rozważane wielkości i ich wartości należy stwierdzić, że walcowy zasobnik układu Common Rail lepiej nadaje się do zabudowy na silniku spalinowym.

Ciekawe i pomocne, z punktu widzenia autorów, może być wykorzystanie tych obliczeń w przyszłości do przeprowadzenia analizy zmęczeniowej układu zasobnika [7]. Długotrwałe i zmienne drgania mogą doprowadzić do zmęczenia materiału – zarówno zasobnika jak i podłączonych do niego przewodów, a w konsekwencji do rozszczelnienia układu zasilania. Analiza taka, mogłaby wnieść dużo informacji na temat trwałości zastosowanych rozwiązań zasilania silników spalinowych paliwem. Należy także pamiętać, że obliczenia z wykorzystaniem pakietów inżynierskich powinny być zweryfikowane stosownymi badaniami doświadczalnymi.

Bibliography/Literatura

- [1] Arcoumanis C., Gavaises M., Abdul-Wahab E., Moser V. – „Modeling of Advanced High-Pressure Fuel Injection Systems for Passenger Car Diesel Engines”, SAE 1999-01-0910
- [2] Adams V., Askenazi A.: Building better products with finite element analysis, On-Word Press, Santa Fe, 1999.
- [3] Bosch Robert GmbH: Diesel-Engine Management, John Wiley & Sons Chichester 2005.
- [4] Günther H.: Układy wtryskowe Common Rail w praktyce warsztatowej : budowa, sprawdzanie, diagnostyka, WKiŁ Warszawa, 2010.
- [5] Hoffmann K.H., Hummel K., Maderstein T., Peters A. - „Das Common Rail – Einspritzsystem – ein neues Kapitel der Die-seleinspritztechnik”, MTZ 10/1997 r.
- [6] Maier R., Projahn U., Krieger K. – „Anfor-derungen an Einspritzsysteme für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren”, Teil 1 MTZ 9/2002 r., Teil 2 MTZ 10/2002 r
- [7] Rahman M.M., Ariffin A.K., Jamaludin N., Haron C.H.C.: Finite element based vibration fatigue analysis for a new free piston engine component, The Arabian Journal for Science and Engineering, Volume 34, Number 1B, 2009.
- [8] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończo-nych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wy-dawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wro-cław, 2000.
- [9] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: The finite element method, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2000.
- [10] MD Nastran R3 Documentation, 2009.
- [11] MSC.Patran 2008 r2 Documentation, 2008.

Mr Tomasz Kniefel, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Technical University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Tomasz Kniefel – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.



Mr Tomasz Gancarczyk, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Technical University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Tomasz Gancarczyk – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

