

Tomasz GANCARCZYK, ATH Bielsko Biała
Tomasz KNEFEL

Modelowe analizy pompy wysokiego ciśnienia układu Common Rail

Modelling Analyses of Common Rail High Pressure Pump

Streszczenie

W artykule zaproponowano i przeanalizowano metodykę postępowania przy prowadzeniu modelowej analizy pompy wysokiego ciśnienia zasobnikowego układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym. Analizę oparto o pakiety: Autodesk Inventor, MSC.Adams, MSC.Adams/Hydraulics MSC.Patran/MS.Nastran. Analizę podzielono na trzy etapy i w każdym z nich zastosowano odpowiednie oprogramowanie. W pierwszym opracowano geometryczny model urządzenia, w drugim model strukturalny, a w trzecim w oparciu o metodę elementów skończonych, przeprowadzono wytrzymałościową analizę wybranego fragmentu urządzenia. Sformułowano ogólne uwagi i zalecenia dotyczące prowadzenia analizy numerycznej pompy.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, akumulatorowy układ zasilania w paliwo, modelowanie
Keywords: Diesel engine, Common Rail system, modelling, finite element method

1. Wstęp

Zasobnikowy układ zasilania w paliwo (Common Rail) jest stosowany przez prawie wszystkie wytwórnie produkujące silniki o zapłonie samoczynnym. Zdecydowała o tym stosunkowo duża dowolność w uzyskiwaniu różnych wartości ciśnienia wtrysku i związana z tym możliwość uzyskania właściwego rozpylenia paliwa, w tym również przy niskich prędkościach obrotowych. Ta właściwość wynika z rozdzielania w układzie zasilania funkcji zwiększania ciśnienia paliwa od odmierzania dawki. Pierwsza z nich jest realizowana w pompie wysokiego ciśnienia, a druga we wtryskiwaczu. Podstawowym zadaniem pompy jest zapewnienie, we wszystkich warunkach pracy, wystarczającej ilości paliwa w wysokociśnieniowej części układu zasilania. Ponadto winna umożliwiać szybki rozruch silnika oraz zapewnić właściwą prędkość narastania ciśnienia paliwa przy wzroście obciążenia silnika [2]. Większość pomp dostępnych na rynku jest smarowana i chłodzona paliwem [5, 6]. Jedynie te, które zasilają duże silniki samochodów użytkowych, są smarowane olejem [2]. W korpusach pomp, po stronie niskiego ciśnienia, montuje się pompy zasilające oraz elektromagnetyczne zawory, umożliwiające zmianę ciśnienia paliwa w części wysokociśnieniowej, zarówno upustowe, jak i dławiące.

Pompy wysokiego ciśnienia są budowane, jako urządzenia o dwóch lub trzech elementach tłoczących, których ruch realizowany jest poprzez wymuszenie krzywki lub mimośrodu osadzonych na wałku napędowym. Ich korpusy z reguły są wykonywane w formie jednolitych odkuwek, co zmniejsza liczbę potencjalnych miejsc występowania przecieków i umożliwia zwiększenie ciśnienia tłoczonego paliwa do 180 MPa. Zasilane są paliwem ze zbiornika przez elektryczną lub zębatą pompę zasilającą.

W celu zapewnienia możliwości zasilania różnej wielkości silników, danego typu pompy wysokiego ciśnienia są wykonywane w wielu wariantach, o różnej pojemności skokowej, lecz ich podstawowe cechy konstrukcyjne nie ulegają zmianie [7]. Jednak z uwagi na możliwość zastosowania krzywek o różnym profilu, dynamika elementów rozważanych pomp może być różna, stąd możliwe zmiany natężenia wypływającego z pompy paliwa i różny wpływ na zmiany ciśnienia w zasobniku.

2. Cel analiz

W literaturze można spotkać wyniki wielu modelowych analiz układu wtryskowego Common Rail. Powstały one zarówno w oparciu o autorskie modele sformułowane przez

zespoły badawcze [1], jak i o pakiety informatyczne, głównie AMESim [4, 10, 11] i Simulink [8]. Są one wykorzystywane do obliczeń parametrów procesu wtrysku [1, 8, 10, 11], analizy parametrów pracy oraz doboru sterowników elementów wykonawczych, takich jak zawór odmierający czy wysokociśnieniowy zawór przelewowy [3, 4, 8]. Obejmują obliczenia wybranych elementów układu [9] lub (zwłaszcza w publikacjach związanych ze sterowaniem ciśnienia w zasobniku) całego systemu wtryskowego [4, 8, 10, 11]. Te ostatnie, opracowane za pomocą wspomnianych wyżej pakietów, zawierają modele pomp wysokiego ciśnienia, jako zespołu oddziałującego bezpośrednio na regulowaną wielkość. Jednak rzadko są analizowane natężenia przepływu paliwa przez pompę, czy dynamika ruchomych elementów. Częściej za to, opisywane są przypadki zużycia czy zniszczenia [12, 15].

W przypadku pompy wysokiego ciśnienia, znajomość naprężeń, odkształceń i nacisków występujących podczas pracy układu zasilania, jest konieczna na etapie jej konstrukcji i doboru. Ta wiedza jest przydatna także w okresie eksploatacji, przy wszelkiego rodzaju awariach, gdzie często jest konieczne jednoznaczne określenie ich przyczyn. Trudno jest jednak, analizując specjalistyczną literaturę, natrafić na artykuły poświęcone obliczeniom pomp wysokiego ciśnienia zasobnikowych układów zasilania.

Celem poznawczym niniejszego opracowania była analiza naprężeń, odkształceń i przepływów paliwa w pompie wysokiego ciśnienia poddanej działaniu obciążenia podczas procesu tłoczenia paliwa.

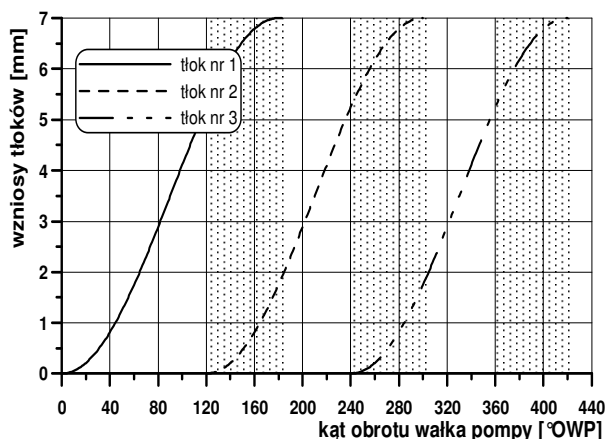
Zainteresowanie autorów wspomnianą problematyką wynika z napotkania przypadków przedwczesnego zużycia pomp wysokiego ciśnienia. Nie zawsze można było jednoznacznie określić przyczyny tego procesu. Analizy rozwiązań konstrukcyjnych, występujących naprężeń i przepływów pozwalają na określenie warunków wystąpienia uszkodzeń i umożliwiają ocenę przydatności do zabudowy na danej jednostce napędowej.

Celem użytkowym pracy była ocena możliwości zamodelowania pompy wysokiego ciśnienia układu Common Rail za pomocą gotowych pakietów informatycznych, a zwłaszcza wykorzystania środowiska MSC.Adams/Hydraulic do analizy połączeń hydraulicznych oraz stosowania pakietu MSC.Patran do wytrzymałościowych.

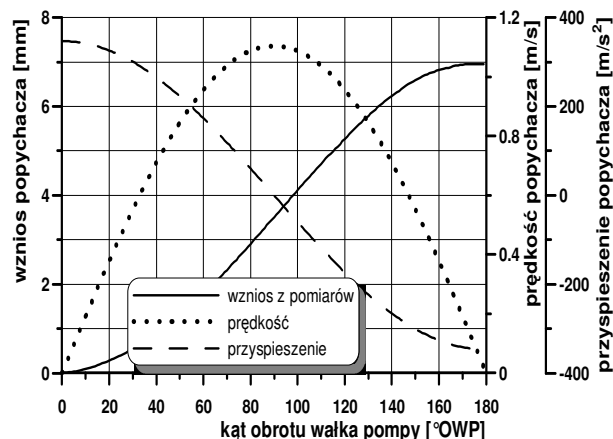
3. Wybór obiektu obliczeń

Po przeanalizowaniu rozwiązań konstrukcyjnych układów zasilania występujących na rynku samochodów osobowych, do rozważań wybrano pompę promieniową, z trzema tłokami podającymi paliwo do części wysokociśnieniowej, umożliwiającą uzyskanie ciśnienia paliwa do 180 MPa. Pompa ta, składa się z jednolitego, kutego korpusu. Rozwiązanie to posiada szereg zalet, o których wspomniano wyżej. Zastosowanie kubelkowych popychaczy umożliwiło wyeliminowanie obciążenia tłoków pochodzącego od poprzecznych sił powstałych podczas tłoczenia [2]. Rozważana pompa napędzana jest za pomocą mimośrodowego wałka o skoku 7 mm, zaś średnica jej tłoków wynosi 6,5 mm.

Na rys. 1, przedstawiono obliczone przebiegi wzniosów w zależności od kąta obrotu wałka napędzającego oraz wzajemne położenia wszystkich tłoków pompy podczas procesu tłoczenia. Charakterystyczne jest istnienie przedziałów kąta obrotu wałka krzywkowego, w których tłoczenie jest realizowane równocześnie przez dwa tłoki. Przedziały zaznaczono na rysunku obszarami kropkowanymi. Można zauważyć, że w czasie połowy każdego obrotu wału dwa tłoki wznoszą się równocześnie. Dzięki temu możliwe jest zwiększenie równomierności ciśnienia paliwa tłoczonego do zasobnika.

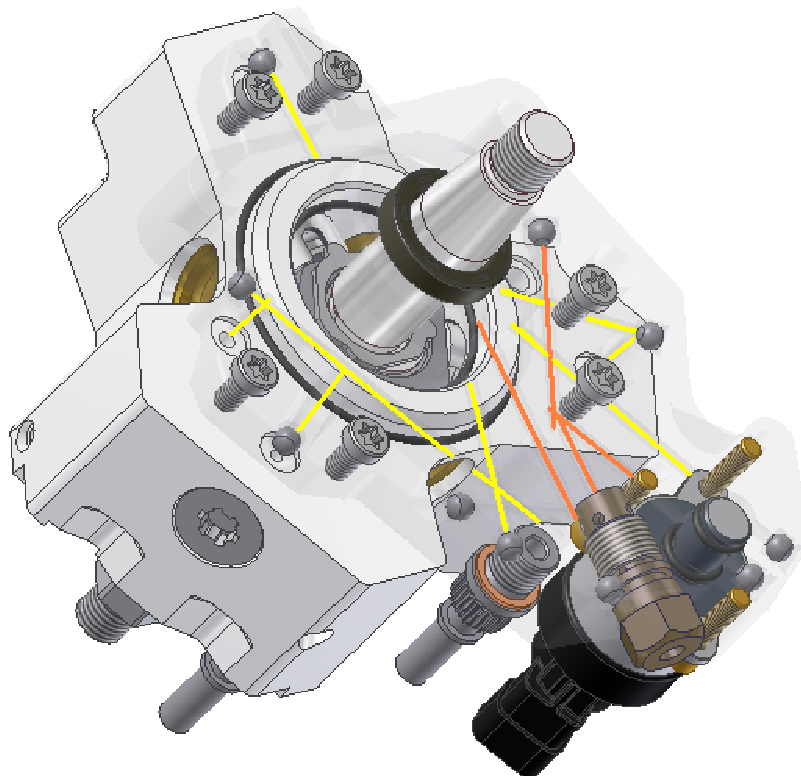


Rys. 1. Przebiegi wzniosów tłoków pompy



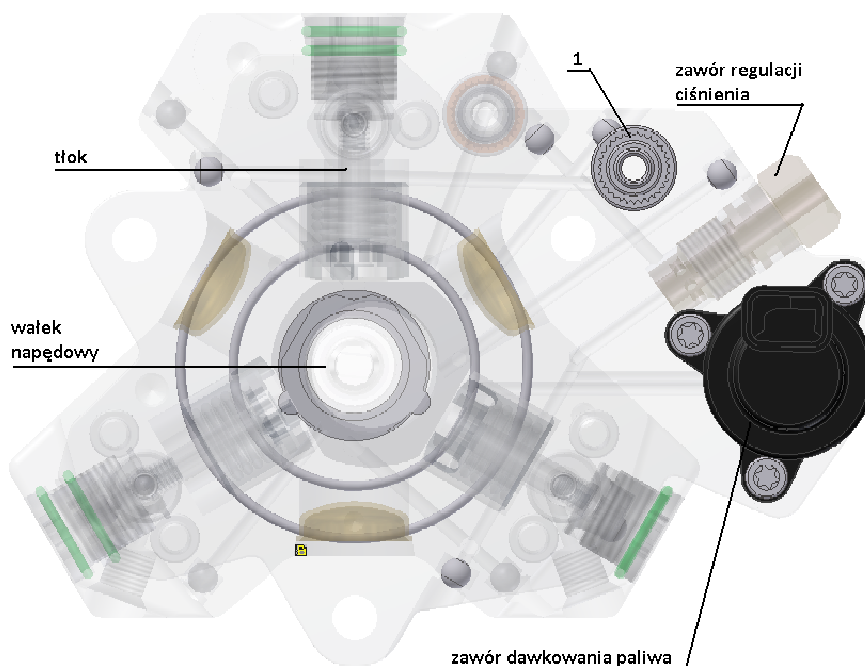
Rys. 2. Wznios, prędkość i przyspieszenie tłoka dla 3000 obr/min wałka pompy

Paliwo przepływa przez pompę siecią wierconych kanałów położonych w różnych płaszczyznach. W dostępnej literaturze przedmiotu brak szczegółowego opisu hydraulicznej części pompy. Dlatego położenie kanałów oraz ich wymiary określono przez pomiar i analizę pompy zdemontowanej z silnika. W oparciu o powyższe analizy, w środowisku Autodesk Inventor opracowano geometryczny model pompy wysokiego ciśnienia, który przedstawiono na rys. 3. Kolorem żółtym oznaczono kanały wypełnione paliwem będącym pod wpływem ciśnienia zasilania, kolorem brązowym, kanały wypełnione paliwem pod ciśnieniem zwiększonym przez pompę zasilającą, a zielonym kanały wysokiego ciśnienia.

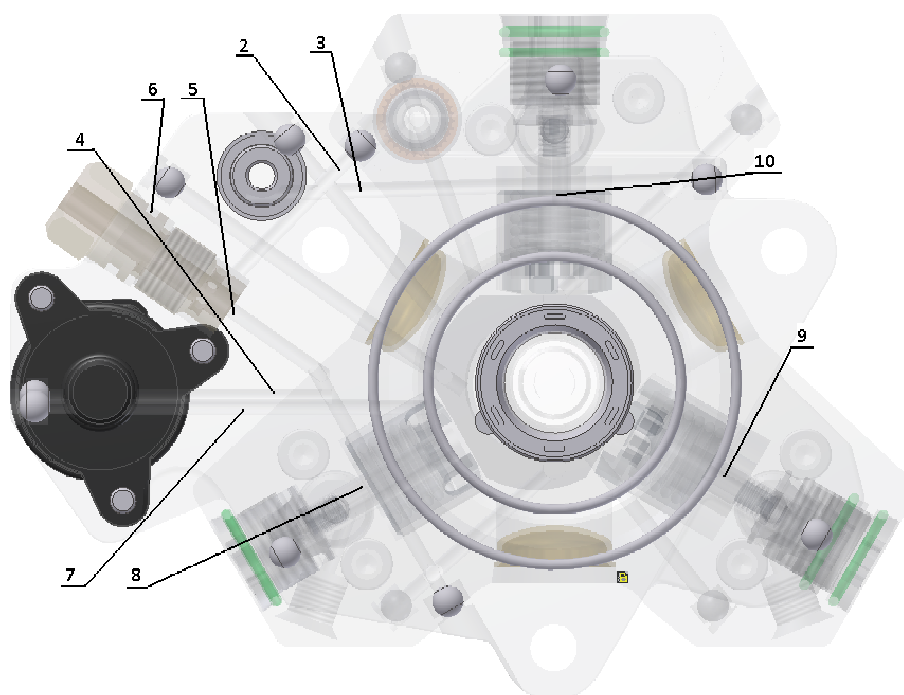


Rys. 3. Model pompy wysokiego ciśnienia wykonany w programie Autodesk Inventor

W rozważanym układzie zasilania, pompa podająca tłoczy paliwo do wnętrza pompy wysokiego ciśnienia przez króciec dopływu paliwa ((1), rys.4). W tym miejscu następuje rozdział będącego pod niskim ciśnieniem paliwa na dwa strumienie (rys. 5). Pierwszy z nich (2) prowadzi



Rys. 4. Przebieg kanałów paliwowych od strony korpusu w pompie CP3



Rys. 5. Przebieg kanałów paliwowych od strony pokrywy w pompie CP3

bezpośrednio do ciśnieniowego zaworu regulacyjnego, a drugi (3) po zwiększeniu ciśnienia paliwa przez pompę zębatą wraca kanałami do pokrywy pompy. Tam następuje ponowny rozdział na dwie części. Jedna (4) dochodzi do elektromagnetycznego zaworu dławiącego, a druga (5) do ciśnieniowego zaworu regulacyjnego. Gdy ciśnienie paliwa jest odpowiednio wysokie, tłoczek zaworu regulacyjnego zostaje przesunięty w górę i odsłania górny kanał (6), który prowadzi do komory wewnętrznej korpusu. Ta część paliwa zostaje wykorzystana do smarowania i chłodzenia elementów układu napędowego, a nadmiar jest odprowadzany

krótcem przelewowym do zbiornika paliwa. Taki przepływ paliwa ma miejsce, gdy nie ma potrzeby zasilania zasobnika paliwem. Gdy jednak należy zwiększyć strumień paliwa dostarczanego do silnika, zostaje podniesiony trzpień elektromagnetycznego zaworu dławiącego i odsłonięty dolny otwór (7). Wtedy paliwo przepływa kanałem do przestrzeni między pokrywą i korpusem pompy. Tam zostaje rozdzielone na przewody umożliwiające zasilenie poszczególnych cylindrów (8, 9, 10). Kiedy tłoczek cylindra z popychaczem porusza się w dół, następuje wypełnienie paliwem wnętrza cylindra (zostaje otwarty zawór dopływowy). Przy ruchu tłoka w górę, wzrastające ciśnienie powoduje zamknięcie zaworu, w wyniku czego paliwo zostaje sprężone, a po osiągnięciu odpowiedniej wartości otwierają się zawory kulowe cylindra. Wtedy też następuje przepływ paliwa do zbiorczego przewodu zasilającego zasobnik.

4. Opracowanie modelu strukturalnego pompy w środowisku programu MSC.Adams

Dysponując geometryczny modelem pompy wysokiego ciśnienia wykonanym w środowisku Autodesk Inventor, można było przystąpić do opracowania modelu strukturalnego w programie MSC.Adams.

Standardowy format zapisu plików programu Autodesk Inventor nie jest akceptowany w pakiecie MSC.Adams, dlatego należało użyć uproszczonego formatu STL, za pomocą którego można przenieść informacje dotyczące geometrii bryły. Wymaga się również, aby programy, między którymi wymienia się dane, korzystały z tego samego układu jednostek. W przeciwnym wypadku wymiary przenoszonego obiektu mogą ulec zmianie.

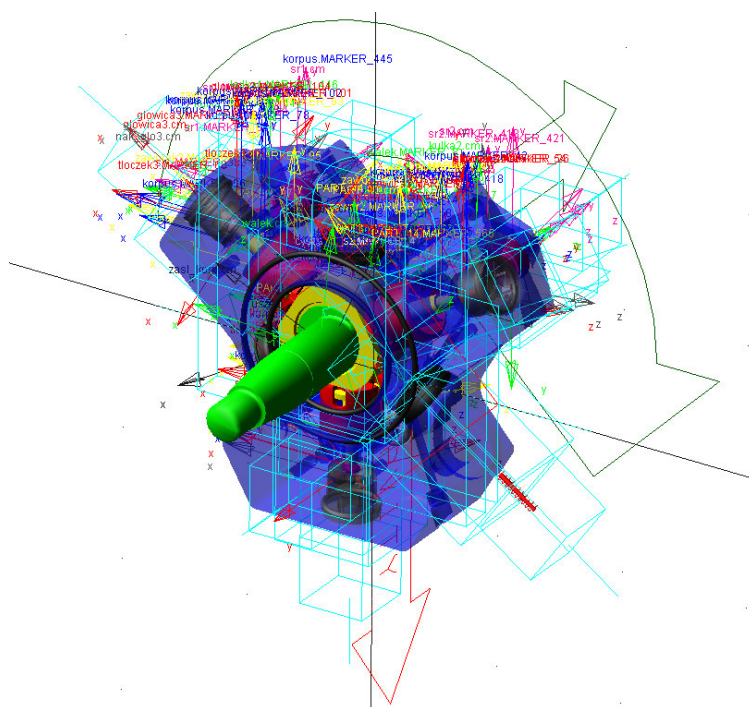
Każda część rozważanej pompy wysokiego ciśnienia została wyodrębniona, a następnie zapisana w formacie STL, po czym importowana do środowiska MSC.Adams.

Elementy importowane do MSC.Adams nie posiadają zadeklarowanych własności materiałowych. W związku z tym dla każdego detalu należy określić materiał z jakiego jest wykonany lub określić go za pomocą odpowiednich parametrów. Po wprowadzeniu tych danych program dokonuje przeliczeń i w środku ciężkości figury pojawia się marker (punkt charakterystyczny).

Aby sprawdzić czy wszystkie części posiadają przyporządkowane własności można uruchomić symulację. Jej wynikiem powinien być swobodny spadek części (Po wcześniejszym aktywowaniu grawitacji)

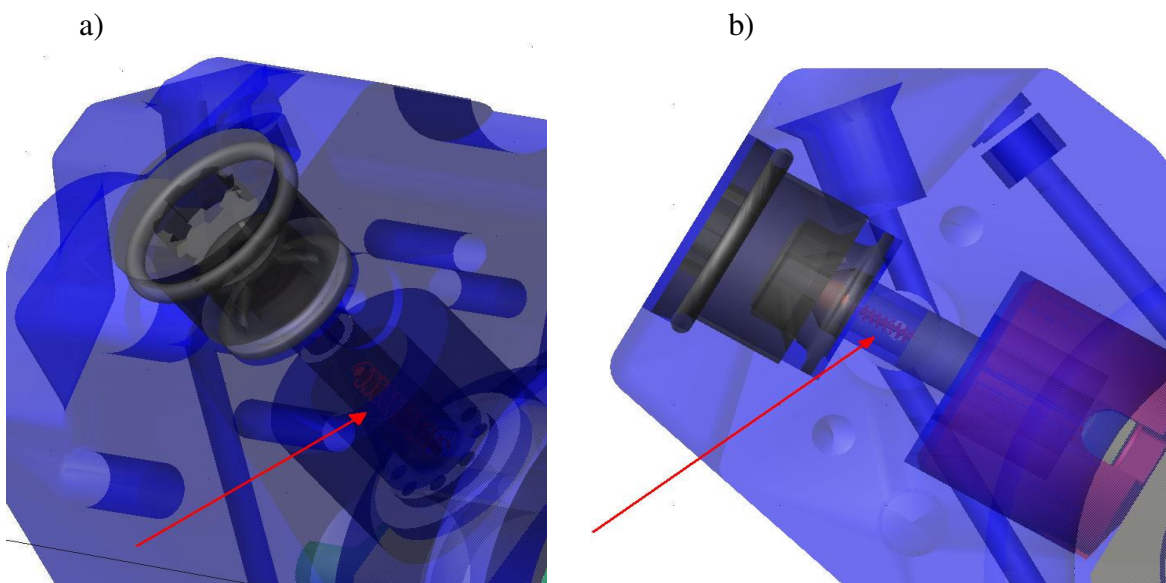
Markery poszczególnych elementów są potrzebne do utworzenia połączeń między częściami. Program MSC.Adams nie oferuje opcji wskazywania charakterystycznych punktów detali, takich jak np. środek okręgu. Należy je zdefiniować za pomocą odczytanych współrzędnych przestrzennych ze środowiska Autodesk Inventor (rys. 6). Istnieją różne sposoby tworzenia znaczników, ale wszystkie są jednakowo pracochłonne.

Ponadto przy definiowaniu par kinematycznych pomiędzy ruchomymi elementami modelu, wykorzystano następujące połączenia: obrotowe (*Revolute*), przemieszczające (*Translational*), w płaszczyźnie (*Planar*), kontaktu między dwoma elementami (*Contact*) oraz nieruchome połączenie części (*Fixed*). Oprócz zdefiniowania par kinematycznych, określono również warunki początkowe układu, tzn. zdefiniowano napęd wału pompy (*Motion*), z zadaną prędkością obrotową 1500 obr/min. Prędkość ta dwukrotnie mniejsza w stosunku do prędkości obrotowej wału korbowego silnika i wynika z zastosowanego przełożenia przekładni napędowej pompy.



Rys. 6. Model rozważanej pompy z nałożonymi parami kinematycznymi i markerami w środowisku MSC.Adams

W celu dokładniejszego odwzorowania rzeczywistego układu, w miejscach występowania sprężyn wprowadzono do budowanego modelu elementy sprężyste typu *Spring*



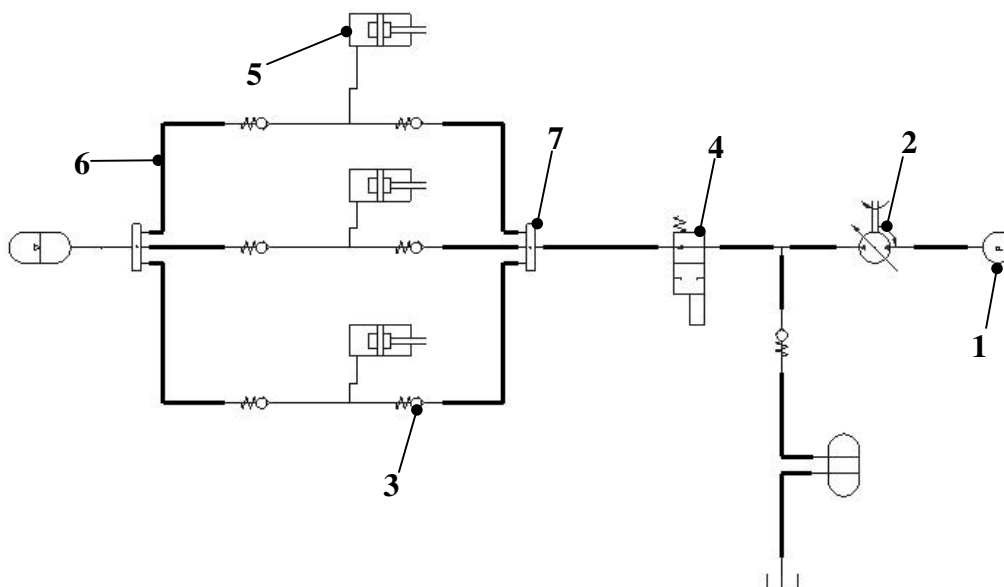
Rys. 7. Elementy sprężyste w modelu:
a) między korpusem, a tłoczkiem, b) między tłoczkiem, a grzybkiem zaworu

W analizowanym modelu pompy wykorzystano dziesięć takich połączeń, z których trzy pełnią rolę zaworów zwrotnych, a jedno znajduje się w zaworze ciśnieniowym. Ponadto w każdym z cylindrów znajdują się po dwie sprężyny. Jedna odpowiada za współpracę tłoczka cylindra z krzywką popychacza i jest zamocowana między korpusem, a tłoczkiem cylindra (rys. 7a). Druga zapewnia współpracę grzybka zaworu z gniazdem w głowicy cylindra i jest zabudowana między górną częścią tłoczka cylindra, a grzybkiem (rys. 7b).

5. Modelowanie połączeń przepływowych z wykorzystaniem środowiska MSC.Adams/Hydraulic

Aby przeprowadzić symulację przepływów paliwa w pompie wysokiego ciśnienia, opracowano jej hydrauliczny model. W tym celu wykorzystano tzw. wtyczkę (plug-in) programu MSC.Adams/Hydraulic.

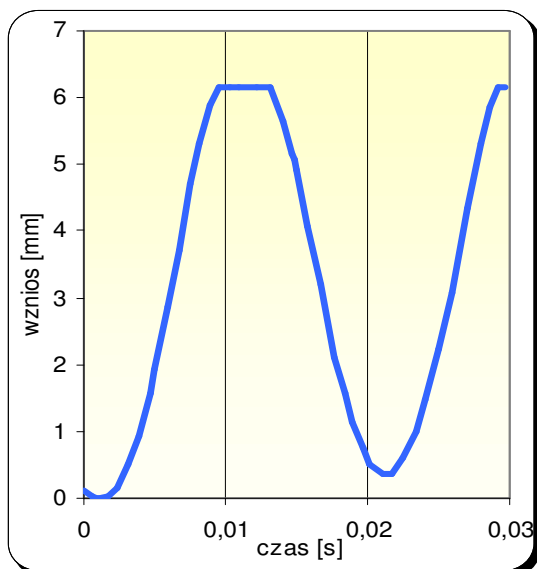
W pierwszym kroku wybrano płaszczyznę, na której osadzano połączenia. Posadowiono ją obok strukturalnego modelu wykonanego w MSC.Adams, co pozwalało na porównywanie przebiegu poszczególnych kanałów oraz na wskazywanie markerów modelu kinematycznego. Następnie określono właściwości cieczy roboczej (oleju napędowego), to jest gęstość, początkową temperaturę, oraz moduł sprężystości. W dalszej kolejności utworzono źródło ciśnienia, określono jego lokalizację i wprowadzono ciśnienie początkowe (zasilania, 0,7 MPa). Na rys. 8 przedstawiono ostateczną wersję hydraulicznego modelu pompy wysokiego ciśnienia zasobnikowego układu zasilania.



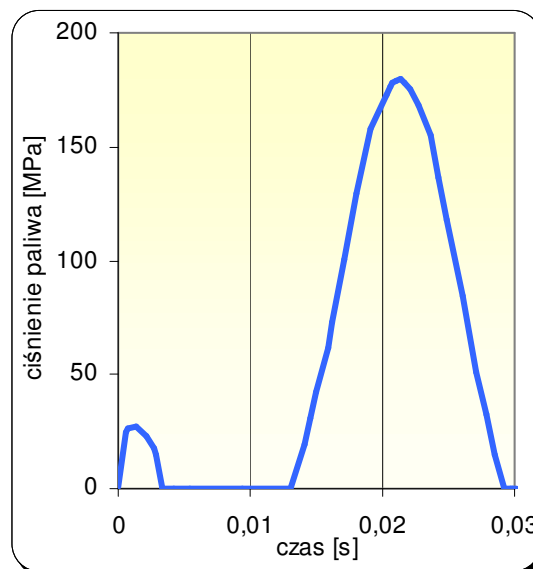
Rys. 8. Schemat hydrauliczny pompy wysokiego ciśnienia

W oparciu o hydrauliczny model pompy przeprowadzono obliczenia symulacyjne m. in. przebiegu zmian ciśnienia tłoczenia i zmiany objętości paliwa w cylindrze pompy.

Ponieważ tłok pompy porusza się w cylindrze ruchem posuwisto-zwrotnym wymuszonym przez mimośród osadzony na wałku napędowym, następuje zmiana odległości tego elementu od zaworu dopływowego, który jest najniższą częścią głowicy cylindra. Cyklicznie zmieniająca się wartość drogi tłoka, w zależności od czasu, została przedstawiona na rys. 9.



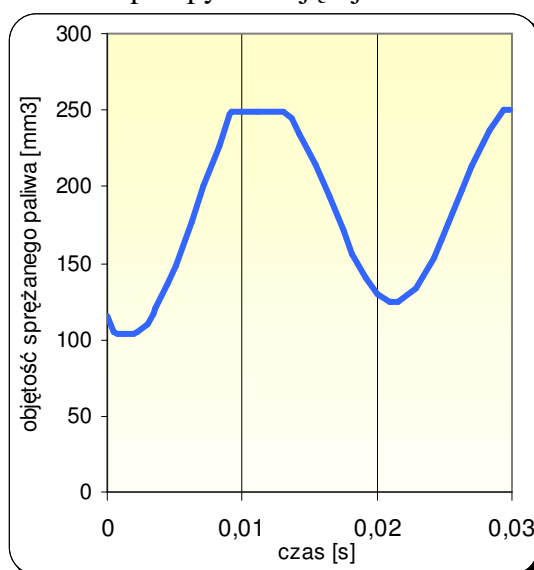
Rys. 9. Zmiana odległości tłoka od głowicy cylindra



Rys. 10. Zmiany ciśnienia paliwa w cylindrze pompy

Jak można zauważyć, w przyjętym układzie współrzędnych, po okresie stabilizacji ciśnienia w pompie, rozważana odległość zmienia się w o 5,81 mm. Przedział zmienności odpowiada danym otrzymanym za pomocą modelu wykonanego w środowisku Autodesk Inventor. Przebieg jest okresowo zmienny, z charakterystycznymi fragmentami stałych wartości wzniosu, w których to obszarach następuje zasilenie cylindra paliwem. Są one osiągane w zwrotnym położeniu tłoka, przy jednoczesnym przemieszczeniu zaworu stożkowego, które umożliwia dopływ paliwa do wnętrza cylindra.

Z kolei na rys. 10 przedstawiono przebieg zmian ciśnienia paliwa w cylindrze pompy. Wielkość ta zmienia się w dość szerokich granicach, począwszy od 0,3MPa, to jest ciśnienia zasilania, podawanego przez zębatą pompę przetłaczającą umieszczoną na końcu wału napędowego pompy wysokiego ciśnienia, do maksymalnej wartości 180 MPa. Pompa ta w rzeczywistych warunkach oprócz podwyższania ciśnienia ma również za zadanie przetłaczanie paliwa w razie awarii pompy zasilającej.



Rys. 11. Objętość paliwa ulegającego sprężaniu

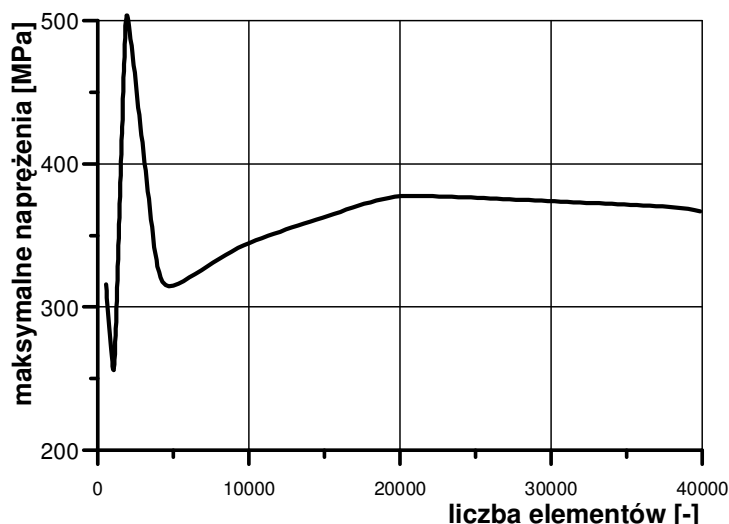
Przedstawiony model umożliwia również obliczenie zmian objętości paliwa przetłaczanego przez cylinder pompy. W przyjętej geometrycznej konfiguracji pompy, po okresie stabilizacji ciśnienia, ilość paliwa znajdującego się w cylindrze zmienia się w zależności od wzniosu tłoczka i wynosi od 123 do 250 mm³, co przedstawiono na rys. 11.

6. Analiza wytrzymałościowa tłoka pompy przy wykorzystaniu pakietu MSC.Nastran

Do analizy wytrzymałościowej wybrano tłok pompy, ponieważ jest jednym z najważniejszych elementów urządzenia. Przyjęto, że z jednej strony działa na niego ciśnienie paliwa o maksymalnej wartości 180 MPa, a z drugiej siła wywołująca ruch, oddziałująca przez płaski popychacz. Podczas sprężania paliwa, przed osiągnięciem przez tłok skrajnego położenia, otwiera się zawór przelewowy i ciśnienie paliwa zmniejsza się.

Tłok poddano analizie wytrzymałościowej pod obciążeniem wynikającym z maksymalnego ciśnienia paliwa nad elementem tłoczącym, a więc przed otwarciem zaworu przelewowego. Z uwagi na charakter obciążenia, w elemencie występują naprężenia ściskające.

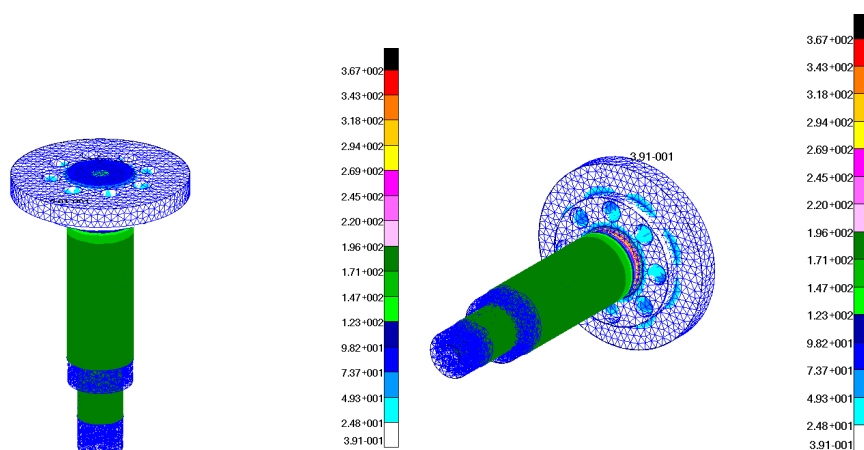
W pierwszym etapie obliczeń wytrzymałościowych przeprowadzono dyskretyzację tłoka, dzieląc go na mniejsze elementy. Następnie, poszukując optymalnego rozmiaru elementu skończonego, wykonano analizę zbieżności.



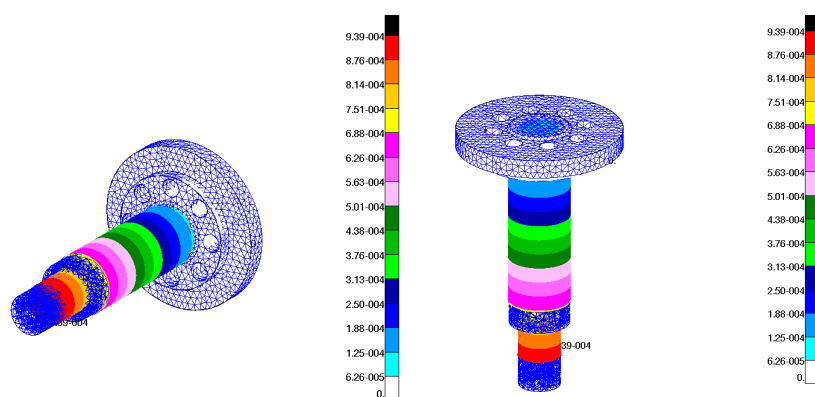
Rys. 12. Maksymalne naprężenia w tłoku w zależności od liczby elementów dyskretyzacji

Polegała ona na stopniowym zagęszczaniu siatki elementów skończonych i odczytywaniu kolejnych wartości obliczonych naprężeń (rys. 12). Analizę rozpoczęto od 526 elementów i 1040 węzłów. Następnie zwiększano liczbę elementów oraz węzłów, aż do uzyskania stabilnych wyników, to jest do momentu, w którym różnica naprężeń w kolejnych krokach nie była większa od założonych 3%. Naprężenia spełniające założone kryterium uzyskano dla 59596 elementów. Dalsze zagęszczanie siatki wydłuża czas obliczeń i nieznacznie zmienia wartości naprężeń.

Po określeniu parametrów siatki elementów skończonych przeprowadzono obliczenia. Tłok został utwierdzony w dolnej części, a obciążenie przyłożono na powierzchni tłoczącej elementu. Przyjęty sposób utwierdzenia i obciążenia nie uwzględnia prowadzenia tłoka w cylindrze, a więc ujmuje trudniejsze niż w rzeczywistości warunki pracy. Na rys. 13 przedstawiono obliczony rozkład naprężeń rozważanego elementu, a na rys. 14 jego odkształcenia.



Rys. 13. Naprężenia w tłoku przy obciążeniu maksymalnym ciśnieniem tłoczenia



Rys. 14. Odkształcenia tłoka przy obciążeniu maksymalnym ciśnieniem tłoczenia

Obliczone, maksymalne naprężenia w tłoku nie przekraczają naprężeń dopuszczalnych na rozciąganie i ściskanie dla stali stopowych, z których z pewnością jest ten element wykonany, a występują w miejscu połączenia części walcowej z talerzykiem. Maksymalne obliczone odkształcenie odnotowano w miejscu zmiany średnic elementu tłoczącego, a jego wartości są związane z przyjętymi warunkami brzegowymi [13].

7. Podsumowanie

Zaproponowana metodyka postępowania modelowej analizy pompy wysokiego ciśnienia, oparta o pakiety: Autodesk Inventor, MSC.Adams, MSC.Patran/MS.Nastran, zapewnia uzyskanie kompleksowej oceny urządzenia. Wymaga jednak zbudowania dokładnego modelu, najlepiej opartego o wierne odwzorowanie obiektu rzeczywistego, uwzględniającego zarówno wymiary elementów i przebiegi kanałów, jak i charakterystyki elementów (np. sprężyn) czy właściwe parametry materiałowe.

Wykorzystanie pakietu MSC.Adams umożliwia wykonanie analizy dynamicznej przedstawionego modelu pompy i uzyskanie czasowych przebiegów obciążenia jej elementów. Przebiegi te umożliwiają wykonanie analiz wytrzymałościowych w dowolnej chwili pracy pompy.

Dodatkowo, w celu dokładniejszego zamodelowania pracy pompy, uwzględniono wpływ tłoczonego paliwa na poszczególne jej elementy. Do tego celu użyto narzędzia MSC.Adams/Hydraulic. Umożliwia on prawidłowe i w miarę dokładne zamodelowanie układów hydraulicznych. Należy jednak uważnie dobierać komponenty, dokładnie określać

ich właściwości, jak również łączyć wybrane elementy, zwracając przy tym szczególną uwagę na parametry cieczy roboczej.

Literatura

- [1] C. ARCOUMANIS, M. GAVAISES, E. ABDUL-WAHAB, V. MOSER: Modeling of Advanced High-Pressure Systems for Passenger Car Diesel Engines, *SAE Paper* 1999-01-0910.
- [2] BOSCH ROBERT GMBH: Diesel-Engine Management, Chichester, 2005, John Wiley & Sons
- [3] C. GAUTIER, O. SENAME, L. DUGARD, G. MEISSONNIER: An LFT Approach to H_2 Control Design for Diesel Engine Common Rail Injection System, *Oil & Gas Science and Technology*, Rev. IFP (2007), Vol. 62, No. 4, pp. 513-522
- [4] C. GAUTIER, O. SENAME, L. DUGARD, G. MEISSONNIER: Modelling Of A Diesel Engine Common Rail Injection System, (2005) IFAC 16th World Congress, Prague,
- [5] K.H. HOFFMANN, K. HUMMEL, T. MADERSTEIN, A. PETERS: Das Common Rail Einspritzsystem – ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnik, *MTZ* (1997)10,
- [6] K. HUMMEL, F. BOECKING, J. GROSS, J.O. STEIN, U. DOHLE: 3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren, *MTZ* (2004)3,
- [7] M. MAURER, T. BRAUN, M. GREINER: Complexity management for the development of high pressure pumps for common rail systems, *FISITA* (2008)10-010
- [8] P LINO., B. MAIONE, A. PIZZO: Nonlinear modelling and control of a common rail injection system for diesel engines, *Applied Mathematical Modelling* (2007)31, 1770–1784
- [9] R. PAYRI, H. CLIMENT, F.J. SALVADOR, A. G. FAVENEC: Diesel injection system modeling. Methodology and application for first-generation common rail system, *Proc. Instn Mech. Engrs, Part D: J. Automotive Engineering*, (2004)218, 81-91
- [10] X.L.J. SEYKENS, L.M.T. SOMERS, R.S.G. BAER: Modelling Of Common Rail Fuel Injection System And Influence Of Fluid Properties On Injection Process, *Proceedings of VAFSEP* (2004), Dublin
- [11] X.L.J. SEYKENS, L.M.T. SOMERS, R.S.G. BAER: Detailed Modelling Of Common Rail Fuel Injection Process, *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, (2005)Vol. III, 30-39,
- [12] L. SZCZECZ, A. KRÓL: Damage analysis of the common rail system fuel pump, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, (2006)4 vol. 13
- [13] T.ŚWIERKOT: Analiza dynamiki pompy wysokiego ciśnienia układu Common Rail, *praca dyplomowa, Akademia Techniczno-Humanistyczna*, 2010
- [14] M. WOJTYRA, J. FRĄCZEK: Metoda układów wielocłonowych w dynamice maszyn, Warszawa, 2007, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej,
- [15] Technical Report CRC Project No. AVFL-2a: Impact of Biodiesel on Fuel System Component Durability, *The Associated Octel Company Limited*, FTC 2005.01
- [16] MSC.Adams/View, MSC.Adams/Hydraulics Documentation
- [17] MD Nastran R3 Documentation, 2009.
- [18] MSC.Patran 2008 r2 Documentation, 2008.