

Wytrzymałościowe obliczenia wysokociśnieniowego rozpylacza silnika o zapłonie samoczynnym

KRZYSZTOF ZBIERSKI¹, ANDRZEJ MŁOTKOWSKI,
SŁAWOMIR KĘDZIORA

¹Instytut Pojazdów
Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji
Politechnika Łódzka

Charakterystyczną cechą rozwijających się układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym jest bardzo wysokie ciśnienie wtrysku paliwa osiągające obecnie wartość 200 MPa. Prognozowany jest dalszy wzrost tego ciśnienia. W pracy przedstawiono wytrzymałościowe obliczenia rozpylacza rozciągonego takim i wyższym ciśnieniem osiągającym wartość 300 MPa. Na podstawie tych obliczeń stwierdzono, że ciśnienie wtrysku wynoszące 200 MPa, jest granicznym z punktu widzenia wytrzymałości rozpylacza. Zwiększanie tego ciśnienia powoduje niebezpieczny wzrost naprężeń i przy osiągnięciu wartości około 300 MPa może nastąpić uszkodzenie studzienki rozpylacza.

I. Wprowadzenie

Blisnący układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym zmierza w kierunku stosowania między innymi bardzo wysokich ciśnień wtrysku paliwa, które w chwili obrotowej wynoszą od 160 do 200 MPa. Takie ciśnienia wytwarzane są przez pompowtryskiwacze, produkowane przez firmy: Bosch, Lucas i Caterpillar [2, 3, 5]. Z niektórych publikacji wynika, że wśród wymagań stawianych przyszłościowym układom zasilania jest dalszy wzrost ciśnienia wtrysku, a zatem powyżej wartości 200 MPa [1, 4].

Tak wysokie ciśnienia wtrysku, uzasadnione przede wszystkim możliwością zmniejszenia szkodliwych cząstek stałych w spalinach silnika [1, 4], mogą być ograniczane ze względu na wytrzymałość i trwałość rozpylaczy. Wprawdzie korpusy rozpylaczy wykonywane są z dobrych stali chromowo-niklowo-wolframowych, dla których wytrzymałość na rozciąganie jest rzędu 1300 MPa, to jednak naprężenia spowodowane wysokimi ciśnieniami wtrysku mogą sięgać granicy plastyczności danego materiału. Taki stan naprężeń może w wyniku zmęczenia materiału doprowadzić do uszkodzenia rozpylacza.

Celem zatem przedstawionych obliczeń była próba odpowiedzi na pytanie, do jakiej wartości można zwiększać ciśnienie wtrysku paliwa z punktu widzenia

wytrzymałości, a także trwałości wysokociśnieniowych rozpylaczy silników o zapłonie samoczynnym.

Niniejszy artykuł został napisany w ramach realizowanego projektu badawczego Nr 9T12D 026 12, pt.: *Optymalizacja wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym*, finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

2. Obiekt obliczeń wytrzymałościowych

Obiektem obliczeń był ośmiootworowy rozpylacz LP004BS, stosowany w pompowtryskiwaczu napędzanym krzywką i sterowanym elektronicznie. Przekrój tego rozpylacza pokazano na rysunku 1. Rysunek rozpylacza został wykonany na podstawie pomiarów rzeczywistego rozpylacza pompowtryskiwacza firmy Lucas, stosowanego w silnikach D12A firmy Volvo. Maksymalne ciśnienie wtrysku według danych firmy Volvo wynosi 160 MPa [5]. W stosunku do oryginału projektu mogą być oczywiście pewne minimalne różnice. Nie zmienia to jednak w niczym faktu, że takie proporcje i wymiary są charakterystyczne dla rozpylaczy stosowanych aktualnie do wysokociśnieniowego wtrysku paliwa, a zatem rozpylacz taki może być reprezentatywnym obiektem analizy wytrzymałościowej.

3. Analiza wytrzymałościowa rozpylacza

Analiza wytrzymałościowa przeprowadzona została w oparciu o wyniki obliczeń rozpylacza metodą elementów skończonych programem ANSYS 5.3 [6].

W pierwszym przybliżeniu założono osiową symetrię obliczanego rozpylacza. Pominięto zatem kanał paliwowy w korpusie rozpylacza doprowadzający paliwo do komory ciśnieniowej. Nie uwzględnienie tego kanału nie miało w tym konkretnym przypadku istotnego wpływu na wyniki obliczeń i analiz. Podziału na elementy i węzły dokonano dla zespołu iglica-korpus, zakładając jednocześnie wspólne przemieszczanie się węzłów iglicy i korpusu. Podparcie rozpylacza przyjęto na powierzchni oporowej tak jak ma to miejsce w warunkach rzeczywistych. Obliczenia skoncentrowano głównie na studzience i części stożkowego gniazda rozpylacza ze względu na prawdopodobieństwo powstania w tych miejscach największych naprężeń i przemieszczeń. Rozpylacz obciążono ciśnieniem 200 MPa. Założono, że w takich warunkach pracy iglica pozostaje oparta o zderzak. Przyjęto moduł Younga dla stali $E = 2 \times 10^5$ MPa i liczbę Poissona $\nu = 0,3$.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że największe naprężenia przekraczające nawet 700 MPa powstają na przejściu gniazda stożkowego korpusu w studzienkę. Miejsce to widoczne jest na rysunku 2, przedstawiającym wycinek tej części rozpylacza wykonany jako trójwymiarowy. Zaznaczono na nim szerokość pasma, w którym naprężenia osiągają wartość około 700 MPa. Pasma to ma około 1 mm szerokości i 0,1 mm głębokości. Jest ono stosunkowo duże jeśli wziąć pod uwagę, że ścianka studzienki w tym miejscu ma grubość 0,8 mm. Jeśli uwzględni się ponadto

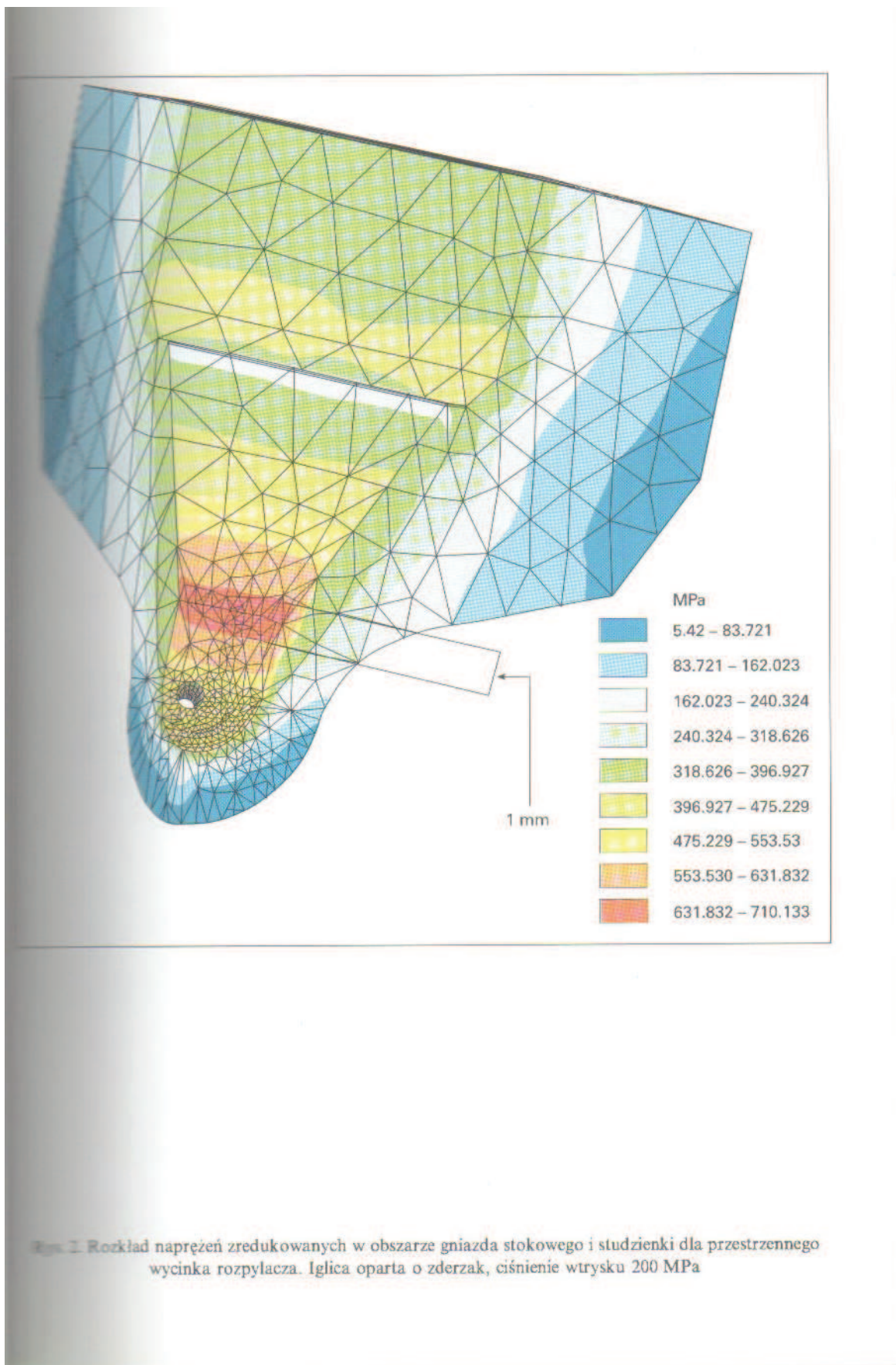
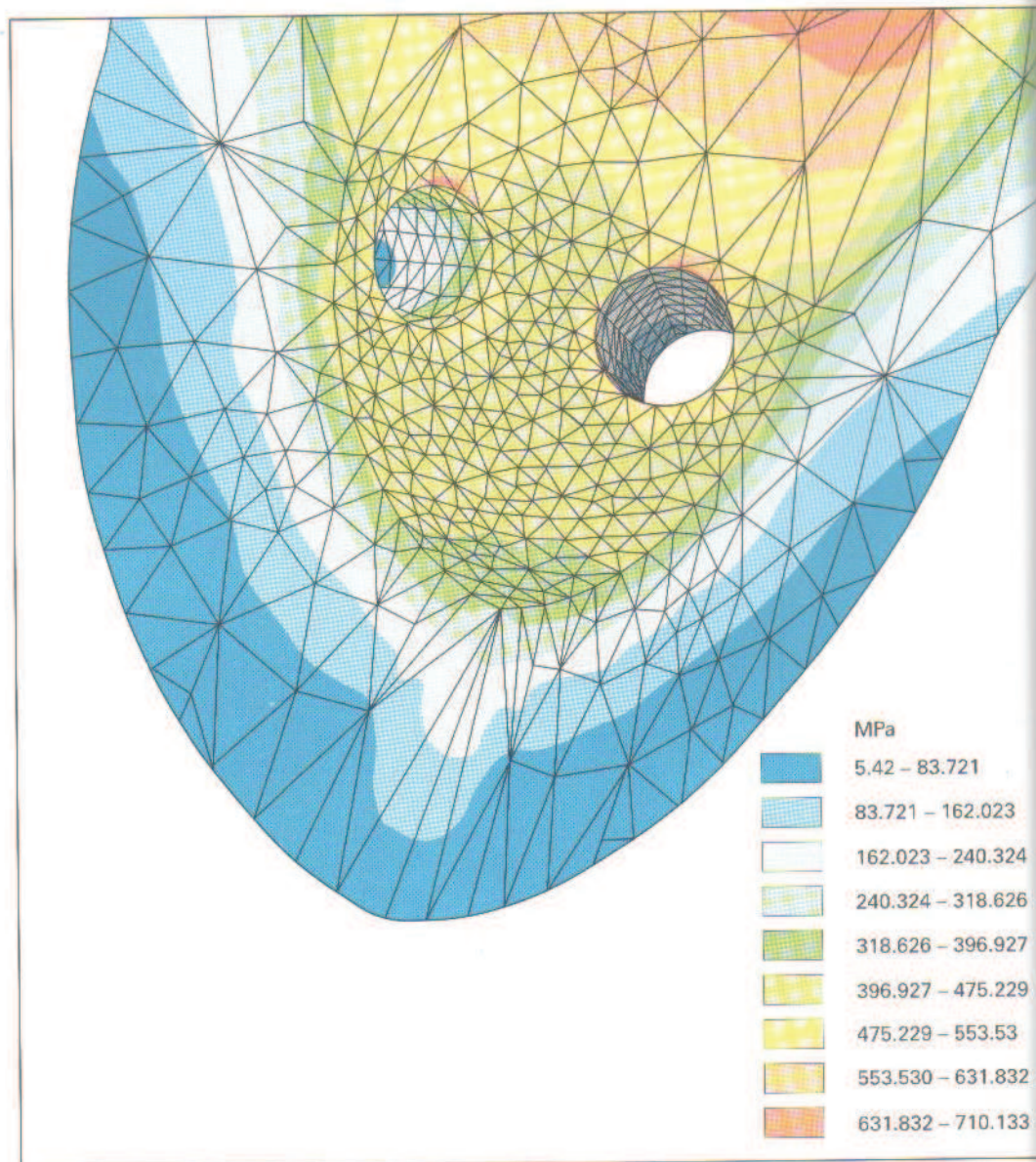
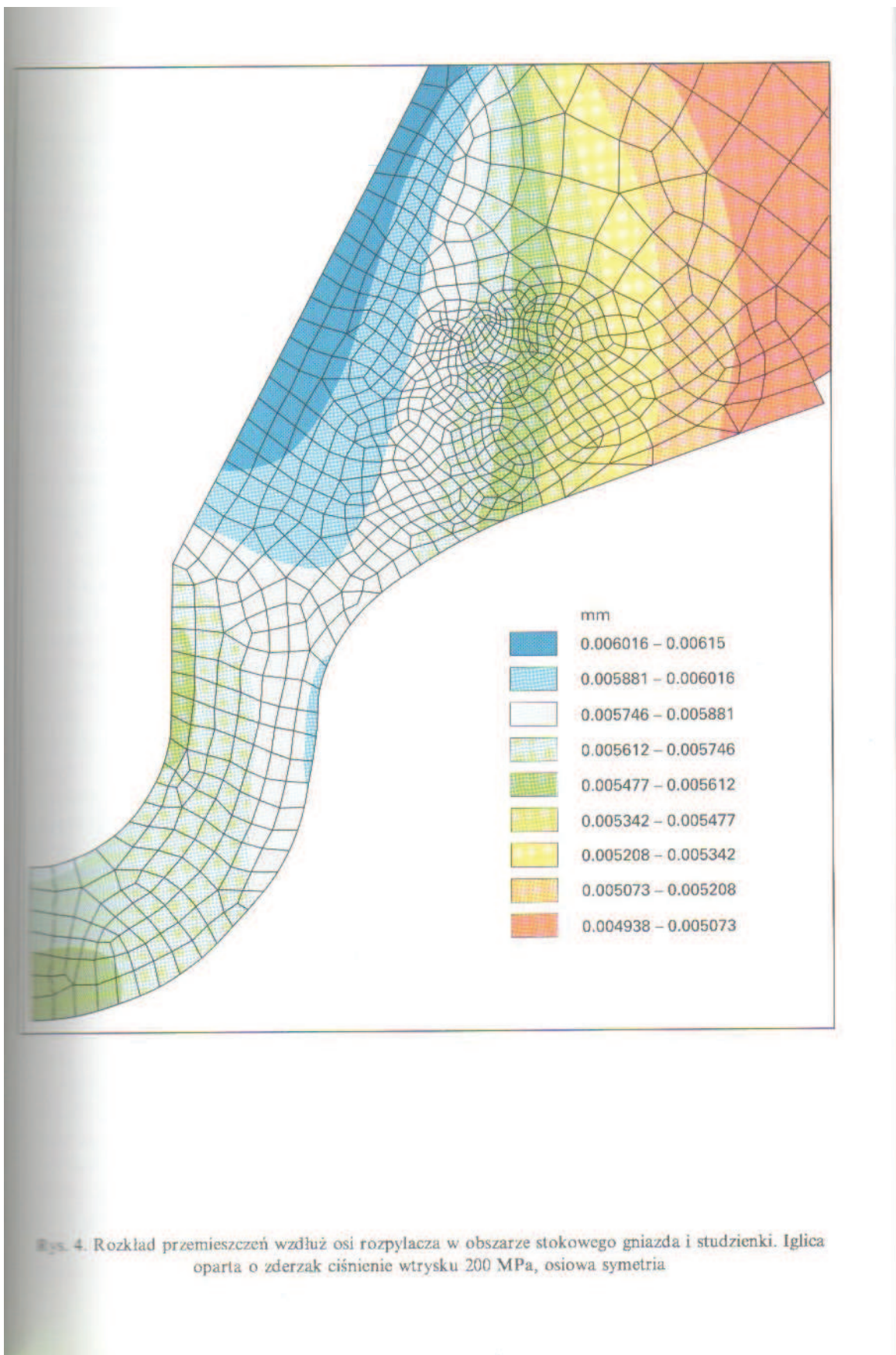
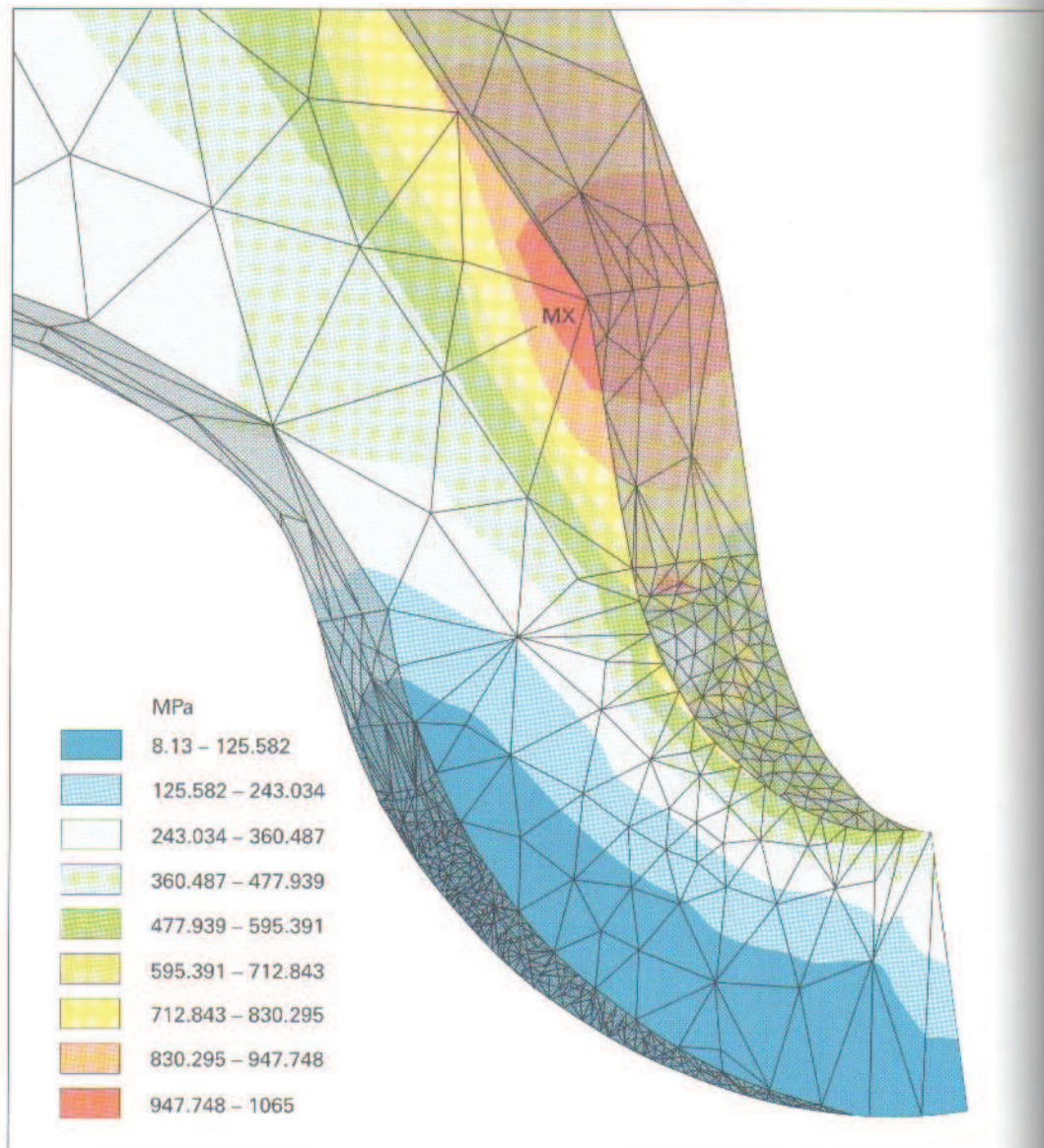


Fig. 1. Rozkład naprężeń zredukowanych w obszarze gniazda stokowego i studzienki dla przestrzennego wycinka rozpylacza. Iglica oparta o zderzak, ciśnienie wtrysku 200 MPa



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych w obszarze otworów wtryskowych i studzienki dla przestrzennego wycinka rozpylacza. Iglica oparta o zderzak, ciśnienie wtrysku 200 MPa





Rys. 5. Rozkład naprężeń zredukowanych w obszarze stokowego gniazda i studzienki dla przestrzennego wycinka rozpylacza. Iglica oparta o zderzak, ciśnienie wtrysku 300 MPa

fakt, że wyraźna granica plastyczności dla materiału, z którego może być wykonany rozpylacz wynosi np. około 1000 MPa, to można spodziewać się dość szybkiego zmęczenia materiału w tym miejscu.

Duże naprężenia, wynoszące około 470, 550, a nawet 700 MPa, powstają także przy krawędziach wlotowych otworów wtryskowych (rys. 3). Samo dno studzienki nie jest mocno obciążone gdyż panujące tam naprężenia wynoszą od 5 do 80 MPa. Istotnie można było spodziewać się tam znacznie wyższych naprężeń.

Przedstawionym naprężeniom towarzyszą przemieszczenia wzdłuż osi rozpylacza, które w okolicy stożkowego gniazda wynoszą około 6 μm zaś w studzience około 5 μm (rys. 4). Przemieszczenia te należy uznać za stosunkowo duże, bowiem są one takiego samego rzędu co wielkość całkowitego luzu, jaki ma iglica w swej części prowadzącej.

Przemieszczenia promieniowe czyli w kierunku prostopadłym do osi rozpylacza są mniejsze od przemieszczeń wzdłuż osi rozpylacza i wynoszą w górnej części stożkowego gniazda około 1,5 μm , w dolnej około 1 μm , zaś w studzience około 0,2 μm . Z analizy rozkładu przemieszczeń wynika, że gniazdo i studzienka ulegają chwilowemu wydłużeniu z pewną tendencją zwiększania kąta stożka gniazda, co wynika z mniejszych wartości przemieszczeń promieniowych w dolnej niż w górnej części gniazda stożkowego. Takie szybkozmienne przemieszczenia gniazda i studzienki oraz towarzyszące im naprężenia mogą, jak już wspomniano, doprowadzić do zmęczenia materiału zaczynającego się w paśmie widocznym na rysunku 2.

Dalsze zwiększanie ciśnienia wtrysku paliwa ponad 200 MPa powoduje powstawanie coraz większych naprężeń przybliżając możliwość doraźnego uszkodzenia rozpylacza. Na rysunku 5 pokazano stan naprężeń w studzience podczas wtrysku paliwa o ciśnieniu 300 MPa. Wówczas w niebezpiecznym przekroju, widocznym w postaci czerwonego pasma, naprężenia zredukowane wynoszą 1065 MPa. Może to zatem spowodować, po niedługim czasie pracy rozpylacza, jego uszkodzenie polegające na oderwaniu się studzienki od pozostałej części korpusu, nazywane popularnie odstrzeleniem studzienki. Jeśli przyjąć, że korpus rozpylacza wykonany jest z typowej do tego celu stali chromowo-niklowo-wolframowej do nawęglania, na przykład w gatunku 18H2N2 [7], to występujące naprężenia przekraczają dla tej stali wyraźną granicę plastyczności $Re = 1050$ MPa. Należałoby tu zatem zastosować stal o wyższej wytrzymałości, podobnie jak się to robi w przypadku konstrukcji cylindrów wysokociśnieniowych, na przykład w gatunku 70S3A bądź NCMV o wyraźnej granicy plastyczności około 1600 MPa [8]. Współczynnik bezpieczeństwa przy tak obciążonym rozpylaczu nie przekroczy jednak wartości 1,5, co wymagałoby stosowania zastępowanych materiałów przy założeniu ich przydatności pod względem obróbki lub materiałów o jeszcze wyższej wytrzymałości. Trudno jednak powiedzieć czy takie rozwiązanie byłoby w pełni zadowalające z punktu widzenia uzyskania wymaganej trwałości. Można by rozważać zastosowanie na przykład stali niklowej w gatunku 18Ni350, dla której wyraźna granica plastyczności wynosi 2450 MPa lub gatunku stali martenzytycznej o wytrzymałości na rozciąganie dochodzącej do 3,5 GPa [8]. Trzeba jednak uwzględnić fakt, że materiały o tak dużej wytrzymałości mogą być niestety bardzo kruche, co eliminuje ich zastosowanie do wytwarzania korpusów rozpylaczy.

Biorąc pod uwagę, że obliczenia wykonane zostały dla warunków obciążeń statycznych, można przypuszczać, że w rzeczywistych warunkach pracy rozpylacza obciążonego siłami dynamicznymi, naprężenia będą wyższe stwarzając tym samym trudności w stosowaniu tak wysokiego ciśnienia nie tylko w aspekcie wytrzymałościowym i trwałościowym, ale także technologicznym.

4. Podsumowanie

Z przeprowadzonych obliczeń i analizy wytrzymałościowej wysokociśnieniowego rozpylacza wynika, że ciśnienie wtrysku wynoszące 200 MPa wydaje się być granicznym jakie można stosować do wtrysku paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym ze względu na wytrzymałość rozpylaczy. Można tylko przypuszczać, że również i ich trwałość będzie zadowalająca. Trudno jest bowiem ocenić jaka będzie w rzeczywistości ich trwałość, gdyż układy paliwowe o ciśnieniu wtrysku wynoszącym około 200 MPa wchodzi dopiero do eksploatacji w nielicznych samochodach. Zatem dopiero za kilka lat, na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych, będzie można ustosunkować się jednoznacznie czy można zwiększyć jeszcze ciśnienie wtrysku paliwa i o ile ponad wartość 200 MPa.

Ciśnienie wtrysku paliwa około 300 MPa jest za wysokie z punktu widzenia uzyskania wymaganej trwałości omawianego rozpylacza, nawet przy założeniu zastosowania materiałów o bardzo dużej wytrzymałości. Dodatkowo trwałość rozpylacza może być zmniejszona przez erozję otworów wtryskowych wynikającą z dużych prędkości przepływu paliwa.

Literatura

- [1] KRIEGER K.: *Einspritzausrüstungen zur Verbesserung der Gemischbildung des Pkw-Dieselmotors mit Direkteinspritzung*. Robert Bosch GmbH. Tagung „Motor und Umwelt” 97 Organisier AVL List GmbH, Graz, Austria 09/1997.
- [2] WALKER J.: *Caterpillar presents new engines, plans for growth*. Diesel Progress IX, X/1997.
- [3] BOSCH R.: *Electronic Unit Injector System (PDE) For Passenger Car Engines*. KS Equipment Information. Bosch 1997.
- [4] ZBIERSKI K.: *Kierunki rozwoju systemów wtryskowych ekologicznych silników o zapłonie samoczynnym do samochodów osobowych*. IV Sympozjum Naukowe EKODIESEL '98. Instytut Lotnictwa, Warszawa, Polska 04/1998.
- [5] Volvo.: Volvo Truck Corporation — Biuletyn serwisowy, pompowtryskiwacze 1996.
- [6] Ansys: Users Guide. ANSYS 5.3., Inc., Houston, USA.
- [7] FALKOWSKI H., JANISZEWSKI T., ŁOJEK A., MICHALSKI A.: *Aparatura paliwowa silników wysokoprężnych. Poradnik użytkownika, część II. Naprawa*. WKiŁ, Warszawa 1985.
- [8] WIŚNIEWSKI R., ROSTOCKI A.J., BOCK W., RAJSKI K.: *Wysokie ciśnienia. Wytwarzanie, pomiary, zastosowania*. WNT, Warszawa 1980.

Strength calculations of a diesel engine high-pressure nozzle**S u m m a r y**

Advanced diesel engine fuel injection systems are characterised by very high injection pressure reaching 200 MPa now. A further pressure increase is still anticipated. Strength calculations of a nozzle operating at such pressure (and higher — equal to 300 MPa) are presented. On the basis of the results of these calculations, it has been found that the injection pressure equal to approx. 200 MPa is a limiting value from the viewpoint of the nozzle resistance. An increase in the pressure is followed by an increase in stresses and can cause a damage of a blind hole at the pressure of approx. 300 MPa.