

## Uszkodzenia układów tłoczących w rozdzielaczowych pompach wtryskowych samochodowych silników o zapłonie samoczynnym

KRZYSZTOF ZBIERSKI, ANDRZEJ WILCZKOWSKI

Instytut Pojazdów, Politechnika Łódzka

W rozdzielaczowych pompach wtryskowych samochodowych silników o zapłonie samoczynnym występują uszkodzenia układów tłoczących. Typowymi postaciami uszkodzeń są ubytki materiału w warstwach wierzchnich krzywek i współpracujących z nimi rolek oraz pęknięcia tłokorozdzielaczy.

W celu ustalenia przyczyn tych uszkodzeń obliczono siłę obciążającą tarczę krzywkową wykorzystując do tego celu przebieg jej przyspieszeń oraz przebieg ciśnień tłoczenia paliwa. W oparciu o obliczoną siłę obciążającą i wyniki badań metalograficznych tarczy krzywkowych ustalono, że przyczyną ich uszkodzeń są zbyt duże naprężenia w warstwach wierzchnich krzywek wywołujące zmęczenie powierzchni nazywane pittingiem. Przyczyną uszkodzeń tłokorozdzielaczy są momenty gnące i skręcające wywołane odchyłkami wymiarowymi elementów układu tłoczącego, napędowego i kadłuba pompy.

### 1. Wprowadzenie

Silniki o zapłonie samoczynnym samochodów osobowych i dostawczych wyposażone są między innymi w rozdzielaczowe pompy wtryskowe. Znaczny udział w liczbie stosowanych pomp rozdzielaczowych stanowią pompy typu VE niemieckiej wytwórni Bosch.

W tych pompach, zarówno nowych jak i naprawianych, występują uszkodzenia układów tłoczących. Charakterystyczną postacią uszkodzeń są znaczne ubytki materiału w warstwach wierzchnich krzywek i współpracujących z nimi rolek oraz pęknięcia tłokorozdzielaczy.

Oprócz uszkodzeń elementów układów tłoczących spotyka się także uszkodzenia pomp podających, wałów napędowych i innych elementów. Postacią tych uszkodzeń są zatarcia współpracujących powierzchni.

Pompy VE niektórych silników pracują ze zwiększonym, w stosunku do założonego, ciśnieniem wtrysku paliwa. Zwiększanie ciśnienia wtrysku, wprawdzie uzasadnione aktualnymi tendencjami w zasilaniu silników [1, 2, 3], powoduje wzrost obciążenia przede wszystkim krzywek i tłokorozdzielaczy, co niekorzystnie odbija się

na ich trwałości. Bardzo pogarsza się wówczas smarowanie współpracujących elementów, które i tak jest niezadowalające przy niższych ciśnieniach bowiem oleje napędowe, a szczególnie ich nowe odmiany [5], nie są dobrymi płynami smarującymi. W pompach o podwyższonym ciśnieniu paliwa spotyka się zatem jeszcze częściej wspomniane uszkodzenia.

O ile przyczyny zużycia w postaci zatartych powierzchni współpracujących elementów są na ogół zrozumiałe, o tyle ustalenie przyczyn wspomnianych uszkodzeń tłokówek i tłokorozdzielaczy jest bardziej skomplikowane.

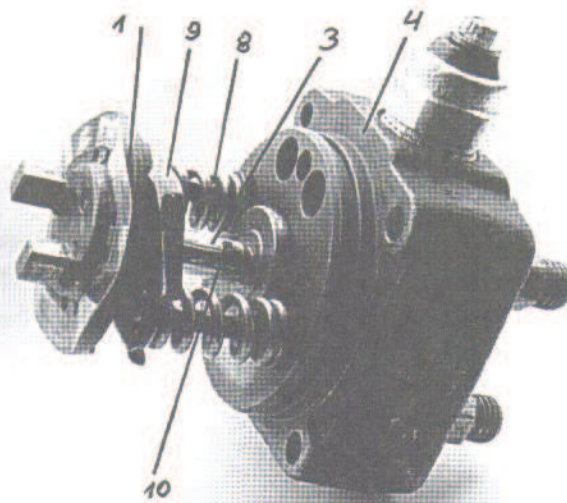
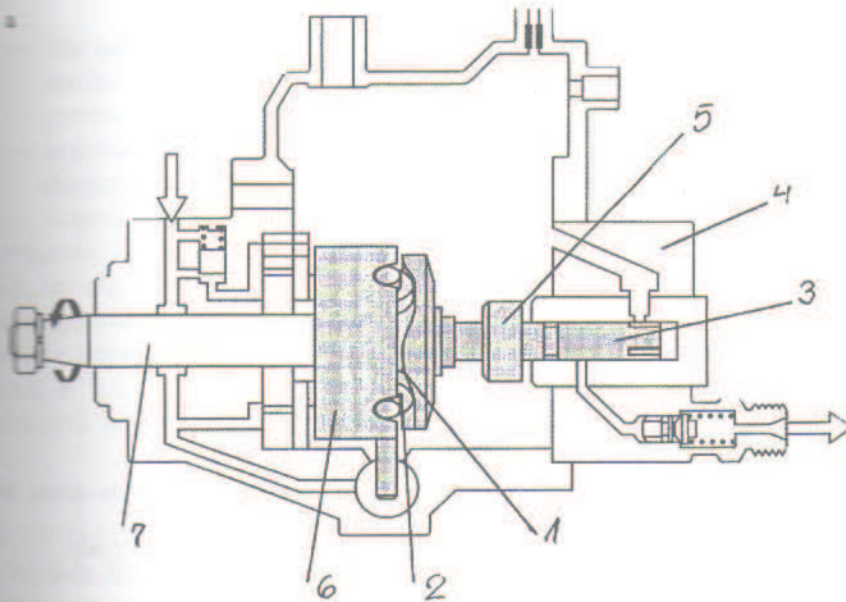
Próba ustalenia tych przyczyn podjęta została w niniejszym artykule napisanym w ramach realizowanego projektu badawczego nr 9T12D 026 12, finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

## 2. Sposób pracy układu tłoczącego pompy i jego obciążenie

Na rysunku 1 pokazano rotacyjną pompę wtryskową VE. Rysunek został tak przedstawiony aby wyeksponować układ tłoczący potrzebny do opisu sposobu jego pracy i obciążenia. Stąd uproszczono przekrój pompy (rys. 1a), pomijając dla zwiększenia czytelności wiele elementów, między innymi sprężyny i mostek, które pokazano na rysunku 1b. Na nim z kolei celowo nie pokazano dozatora 5, widocznego na rysunku 1a, aby odsłonić otwór sterujący 10. W pobliżu tego otworu powstają bowiem najczęściej pęknięcia tłokorozdzielacza.

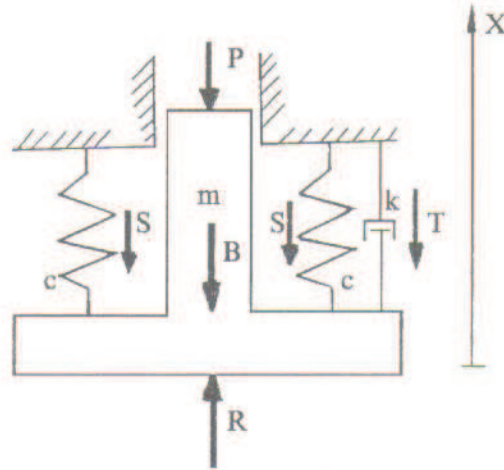
Tarcza krzywkowa 1, wraz z tłokorozdzielaczem 3, dociskana jest do rolek 2 za pomocą dwóch sprężyn 8, połączonych mostkiem sprężynowym 9. Tarcza krzywkowa 1 wprawiana jest w ruch obrotowy za pomocą wału napędowego 7, zakończonego sprzęgłem kłowym, którego część widoczna jest na tarczy krzywkowej 1 (rys. 1b). W wyniku tego ruchu obrotowego rolki 2, umieszczone w nieruchomym pierścieniu rolkowym 6, toczą się po powierzchniach krzywek tarczy krzywkowej 1. Toczeniu rolek po części wznoszącej krzywek towarzyszy przesuwanie się tłokorozdzielacza w głąb cylindra głowicy rozdzielacza 4. W czasie toczenia rolek po części opadającej krzywek następuje ruch powrotny tarczy i tłokorozdzielacza pod działaniem sprężyn 8. Zadaniem tarczy krzywkowej jest zatem napędzanie tłokorozdzielacza w celu wytworzenia odpowiedniego ciśnienia paliwa. Tłokorozdzielacz wykonuje jednocześnie dwa ruchy, a mianowicie postępowy i obrotowy. W czasie ruchu postępowego następuje tłoczenie paliwa, a także jego zasysanie kiedy tłok przesuwa się pod działaniem sprężyn, natomiast w czasie ruchu obrotowego następuje rozdzielanie paliwa do poszczególnych wtryskiwaczy. Tłoczenie paliwa do poszczególnych wtryskiwaczy kończy się w chwili gdy dozator 5, połączony z dźwignią regulatora, zacznie odsłaniać otwór sterujący 10. Podczas powrotnego ruchu tłokorozdzielacza następuje zamknięcie otworu sterującego 10, a przestrzeń wysokiego ciśnienia nad tłokorozdzielaczem ponownie zostaje wypełniona paliwem, aby mógł być powtórzony cykl tłoczenia.

W celu określenia obciążenia działającego na układ tłoczący posłużono się jego liniowym modelem fizycznym o jednym stopniu swobody w ruchu prostoliniowym (rys. 2). W skład modelu wchodzi: masa  $m$  reprezentująca właściwości bezwład-



Rys. 1. Rozdzielaczowa pompa wtryskowa VE firmy Bosch  
a — uproszczony przekrój, b — widok układu tłoczącego

- 1 — tarcza krzywkowa, 2 — rolki, 3 — tłokorozdzielacz, 4 — głowica rozdzielacza, 5 — dozator,  
6 — pierścień rolkowy, 7 — wał napędowy, 8 — sprężyna tłokorozdzielacza, 9 — mostek sprężynowy,  
10 — otwór sterujący



Rys. 2. Liniowy model fizyczny o jednym stopniu swobody w ruchu prostoliniowym układu tłoczącego pompy wtryskowej VE, oraz siły obciążające model  
 $m$  — masa,  $c$  — sztywność sprężyny,  $k$  — współczynnik tłumienia, siły:  $R$  nacisku rolek,  $B$  — bezwładności,  $S$  — nacisku sprężyny,  $P$  — ciśnienia paliwa,  $T$  — tłumienia

nościowe układu, nieważkie sprężyny reprezentujące siły sprężystości oraz wiskotyczny tłumik reprezentujący właściwości tłumiące układu. Masa  $m$  jest sumą mas: tłokorozdzielacza, tarczy krzywkowej, mostka sprężynowego i jednej trzeciej masy dwóch sprężyn tłokorozdzielacza. Na masę  $m$  oddziałują następujące siły zewnętrzne:

- nacisku rolek  $R$ ,
- bezwładności  $B$ ,
- nacisku sprężyny  $S$ ,
- ciśnienia paliwa  $P$ ,
- tłumienia wiskotycznego  $T$ .

Po zsumowaniu sił zewnętrznych otrzymuje się dla przedziału kąta obrotu krzywki odpowiadającego dodatniemu przyśpieszeniu następujące równanie:

$$R - B - 2S - P - T = 0 \quad (1)$$

skąd otrzymuje się zależność na siłę nacisku rolek  $R$

$$R = B + 2S + P + T \quad (2)$$

Największa siła  $R$ , a więc i największe naciski jednostkowe rolek na krzywki tarczy krzywkowej występują w początkowej fazie przemieszczania tarczy, co wykazano dalej przy omawianiu uszkodzonych krzywek. Każda krzywka obciążona jest siłą  $R_1 = R/i$ , gdzie  $i$  jest liczbą krzywek jaka znajduje się na tarczy krzywkowej.

Naprężenia zredukowane jakie powstają przy ściskaniu krzywki i rolki siłą  $R_1$  określa wzór Bielajewa [6]

$$\sigma_{red} = 0,241 \sqrt{\frac{R_1 E}{l} \left( \frac{l}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \leq k_r \quad [\text{MPa}] \quad (3)$$

gdzie:

- $R$  — siła nacisku rolki na krzywkę [MN],
- $E$  — moduł Younga [ $\text{MN}/\text{m}^2$ ],
- $r_1$  — promień okręgu wpisanego w zarys krzywki [m],
- $r_2$  — promień rolki [m],
- $l$  — długość powierzchni styku rolki z krzywką [m],
- $k_r$  — naprężenia dopuszczalne na rozciąganie [MPa].

Naprężenia zredukowane nie mogą przekroczyć naprężeń dopuszczalnych na ściskanie, co dla materiałów wykazujących jednakowe właściwości na rozciąganie i ściskanie sprowadza się do warunku  $\sigma_{red} < k_r$ .

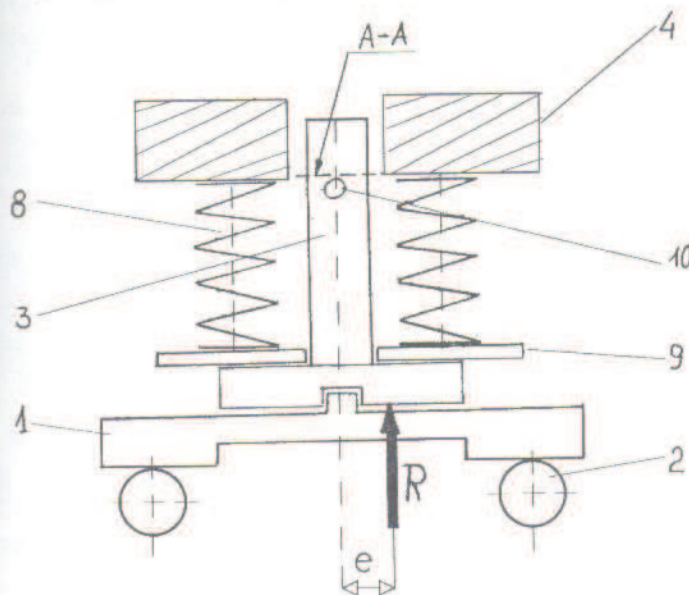
Ten stan napięcia powstaje w tzw. punktach Bielajewa położonych we wnętrzu materiału, w tym przypadku w krzywce i w rolce na głębokości kilka setnych milimetra pod powierzchnią ich styku. Głębokość ta określona jest zależnością:

$$z = 0,481a \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

gdzie  $a$  jest połową szerokości rzutu powierzchni styku krzywki i rolki.

Na tej głębokości w miejscu nazywanym punktem Bielajewa powstają mikropęknięcia zmęczeniowe.

W omawianym przypadku siła nacisku  $R$  działa wzdłuż osi tłokorozdzielacza dzięki czemu wszystkie krzywki są tak samo obciążone, a tłokorozdzielacz ma najlepsze warunki współpracy z cylindrycznym otworem głowicy. Obciążenie układu tłoczącego zmienia się gdy siła  $R$  działa równoległe do osi tłokorozdzielacza w odległości  $e$ , jak pokazano to na rysunku 3. Takie położenie siły może być



Rys. 3. Schemat układu tłoczącego

$R$  — siła nacisku rolek,  $e$  — odległość linii działania siły  $R$  od osi tłokorozdzielacza,  $A-A$  — przekrój w płaszczyźnie wejściowej głowicy rozdzielacza. Pozostałe oznaczenia jak na rysunku 1

spowodowane nie prostopadłym położeniem tarczy krzywkowej względem osi tłokorozdzielacza. To z kolei może być wynikiem nierównych skoków krzywek, a także nierównych średnic rolek<sup>1</sup>.

W pierwszym przypadku moment gnący  $R \cdot e$  będzie pojawiać się co 90 stopni obrotu tarczy na której znajdują się cztery krzywki. Można zatem powiedzieć, że jest to moment wirujący razem z tarczą krzywkową. Tłokorozdzielacz w czasie jednego obrotu zginany będzie dwustronnie w dwóch płaszczyznach, a mianowicie w płaszczyźnie rysunku 3, oraz w płaszczyźnie prostopadłej do niej. Najbardziej obciążona będzie tu również krzywka o największym skoku.

W drugim przypadku siła  $R$  występuje zawsze po stronie rolki o większej średnicy, a tłokorozdzielacz zginany będzie jednostronnie w tej samej płaszczyźnie cztery razy w czasie jednego obrotu.

Tłokorozdzielacz jest najbardziej narażony na działanie momentu gnącego w przekroju  $A-A$ , w pobliżu którego znajduje się otwór sterujący  $10$ , łączący się z otworem wewnętrznym tłokorozdzielacza. Otwory te są przyczyną spiętrzenia naprężeń. Moment gnący powoduje dociskanie tłokorozdzielacza do krawędzi otworu głowicy w przekroju  $A-A$ , w wyniku czego powstaje siła tarcia, która daje moment oporowy powodujący okresowe, cykliczne skręcanie tłokorozdzielacza.

Najbardziej niebezpiecznym wydaje się być przypadek z wirującym momentem gnącym.

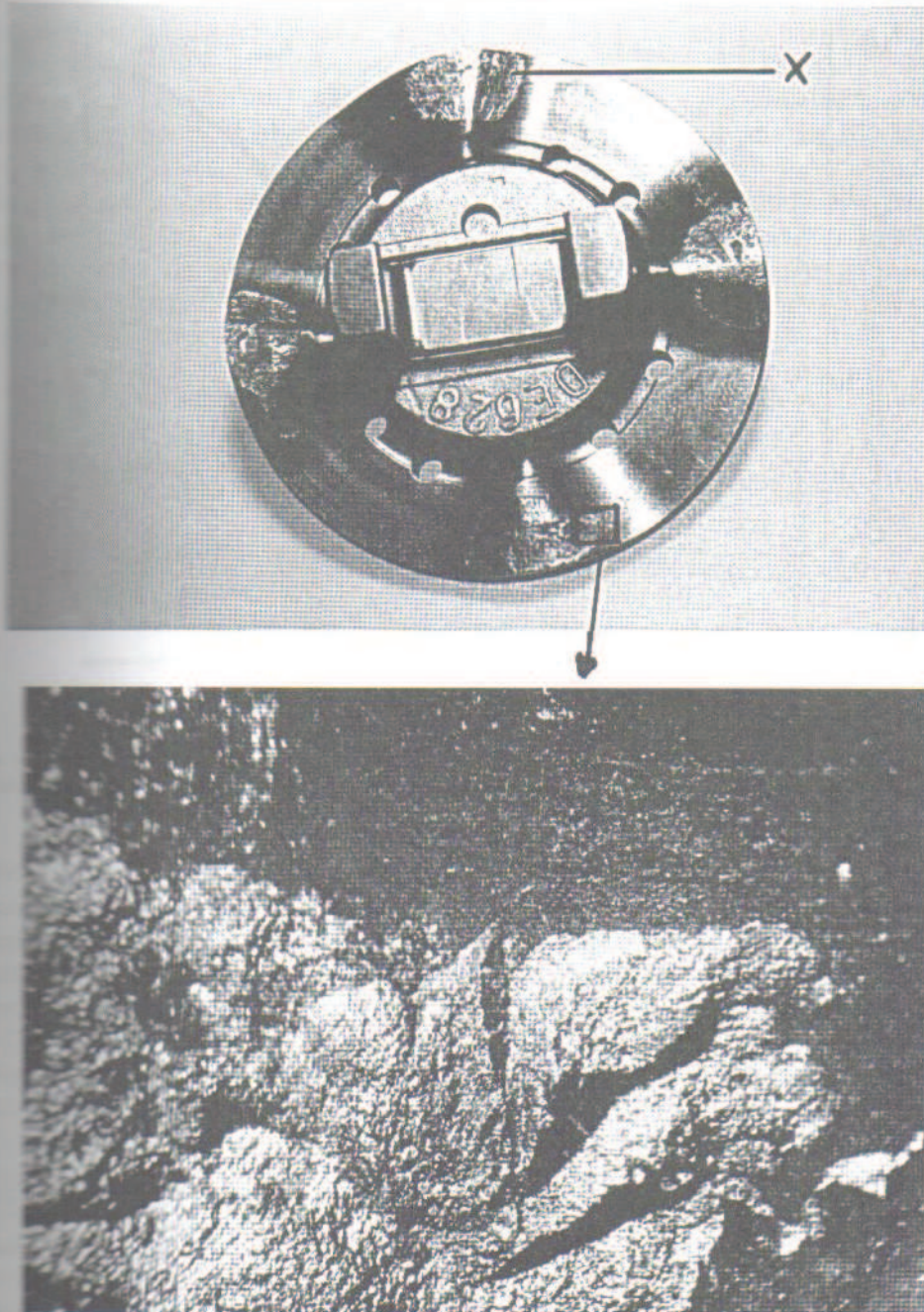
### 3. Postacie oraz analiza uszkodzeń krzywek i tłokorozdzielaczy

Na rysunku 4 przedstawiono tarczę krzywkową z czterema krzywkami jednej z badanych pomp wtryskowych typu  $VE$ . Uszkodzenie każdej z krzywek polega na powstaniu ubytków materiału w warstwie wierzchniej krzywki. Charakter tych ubytków widoczny jest na miejscowym powiększeniu (rys. 4a).

W celu przeanalizowania przyczyn tego uszkodzenia wykonano pomiary przebiegu ciśnienia tłoczenia paliwa, oraz przebiegów wzniosu i przyspieszenia tarczy krzywkowej współpracującej z rolkami, a następnie obliczono siłę  $R$ .

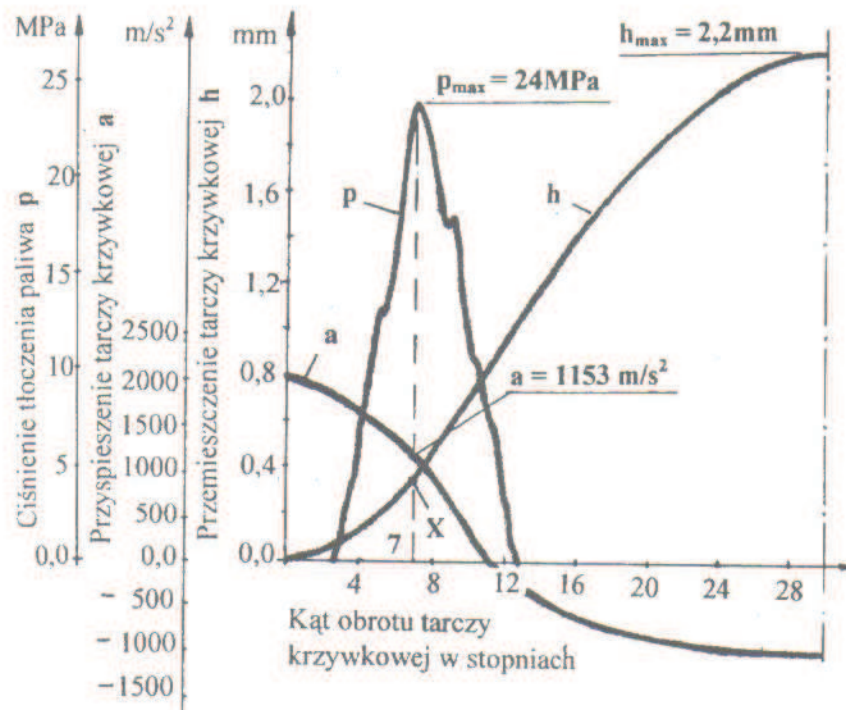
Jak widać na rysunku 5, maksymalne ciśnienie tłoczenia wynoszące 24 MPa występuje przy kącie obrotu tarczy krzywej wynoszącym 7 stopni. Siła  $P$  od ciśnienia paliwa, będąca iloczynem tego ciśnienia i powierzchni przekroju poprzecznego tłokorozdzielacza o średnicy 10 mm, wynosi 1884 N. Przyspieszenie przy tym kącie obrotu tarczy krzywkowej wynosi 1153 m/s<sup>2</sup>. Zatem siła bezwładności  $B$  masy  $m$  równej 0,1992 kg wynosi 230 N. Siła od nacisku sprężyny  $S$  przy omawianym kącie obrotu tarczy krzywkowej i stałej  $c$  równej 80 N/mm wynosi 240 N. W obliczeniach pominięto siłę tłumienia  $T$  z powodu jej małej wartości w porównaniu z wartościami pozostałych sił. Po podstawieniu podanych wartości sił do zależności (2) i zsumowaniu ich, siła nacisku rolek  $R$  wynosi 2594 N. Ponieważ na tarczy krzywkowej znajdują

<sup>1</sup> W ścisłym znaczeniu efekt nierównych skoków krzywek i średnic rolek spowodowany jest przez niekorzystne zsumowania się odchyłek wymiarów elementów układów tłoczącego, napędowego i kadłuba pompy wtryskowej.



Rys. 4. Uszkodzona tarcza krzywkowa pompy wtryskowej VE

a — widok tarczy z uszkodzonymi krzywkami, b — widok fragmentu uszkodzonej krzywki w powiększeniu 24 razy, X — punkt (miejsce) występowania największych naprężeń w krzywce



Rys. 5. Przebiegi przemieszczenia i przyspieszenia tarczy krzywkowej współpracującej z rolkami oraz przebieg ciśnienia tłoczenia. Prędkość obrotowa tarczy krzywkowej równa 2000 obr/min., dawka paliwa równa 32 mm<sup>3</sup>

się cztery krzywki i cztery rolki, zatem na każdą krzywkę działa siła  $R_1$  równa 648,5 N. W położeniu rolki na krzywce, któremu odpowiada kąt 11 stopni obrotu tarczy krzywkowej, przyspieszenie wynosi zero, a siła nacisku rolek  $R$  sięga 50% wartości tej siły przy kącie 7 stopni. Gdy rolki znajdują się na wierzchu krzywek, siła od ciśnienia paliwa równa się zero, zaś siła  $R$  wynosi około 20% wartości tej siły przy kącie obrotu tarczy krzywkowej równym 7 stopni.

Jak wynika z przytoczonych obliczeń największą składową siły  $R$  jest siła  $P$  pochodząca od ciśnienia paliwa.

Do obliczeń naprężeń zredukowanych przyjęto zatem następujące dane:

$$R_1 = 648,5 \text{ N}, \quad E = 2 \times 10^5 \text{ MPa}, \quad r_1 = 18 \text{ mm}, \quad r_2 = 7,5 \text{ mm}, \quad l = 8 \text{ mm}$$

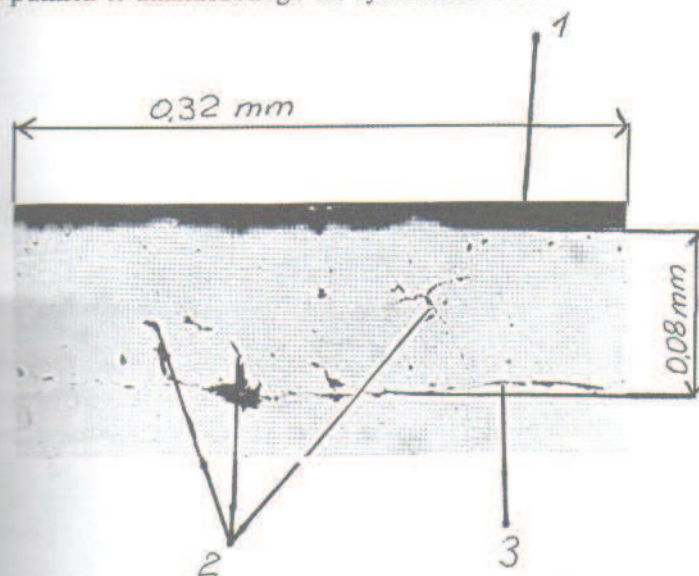
Po podstawieniu tych danych, z uwzględnieniem odpowiednich jednostek, do wzoru (3) otrzymano naprężenia zredukowane wynoszące 420 MPa.

Z przeprowadzonej analizy materiałowej tarczy krzywkowej wynika, że wykonana jest ona z materiału o zawartości węgla 0,17%, manganu 1,215%, chromu 1,044%, miedzi 0,149%, niklu 0,125% oraz aluminium, fosforu, cyny i innych składników o zawartości dziesiątych i setnych części procenta. Według normy PN 72/H 84030, taki skład chemiczny odpowiada stali 16HG. Należy sądzić, że krzywki były poddane obróbce cieplnej według schematu: nawęglanie, hartowanie, niskie odpuszczanie.



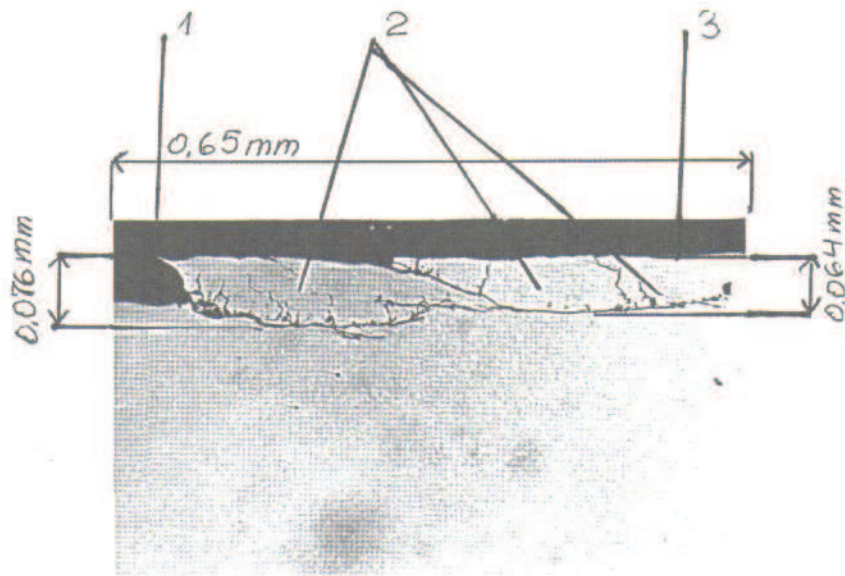
Twardość krzywki na powierzchni wynosi 61 HRC. Dla tej stali po obróbce cieplnej granica plastyczności  $R_e$  wynosi 600 MPa [7]. Współczynnik bezpieczeństwa wynoszący 1,4 w przypadku obliczonych naprężeń jest za mały uwzględniając zmęczenie materiału a nawet stałe obciążenie, dla którego  $k_t$  wynosi maksymalnie 300 MPa.

Z powyższego wynika jednoznacznie, że proces powstawania ubytków w materiale krzywek rozpoczął się na skutek nadmiernych naprężeń powstałych w miejscu (punkcie) Bielajewa, prowadzących do powstania mikropęknięć (rys. 6). Te mikropęknięcia leżące na głębokości 0,08 mm pod powierzchnią krzywki sfotografowano w jednym z przekrojów krzywki prostopadłym do osi współpracującej z nią rolki, w otoczeniu punktu  $X$  zaznaczonego na rysunkach 4 i 5.



Rys. 6. Mikropęknięcia pod powierzchnią krzywki w miejscu (punkcie) Bielajewa, powiększenie 250 razy, 3 — oznaczenie jak na rysunku 4; 1 — powierzchnia krzywki, 2 — mikropęknięcia ukośne, 3 — mikropęknięcia równoległe

Charakterystyczne dla tych mikropęknięć jest występowanie mikropęknięć równoległych i odchodzących od nich w kierunku powierzchni krzywki mikropęknięć nachylnych. W wyniku dalszego, powtarzającego się działania nacisków kontaktowych spowodowanych wielokrotnym przetaczaniem się rolki po krzywce, ukośne mikropęknięcia łączą się z powierzchnią krzywki co prowadzi do odrywania się materiału w kontakcie łusek i powstawania ubytków. Proces ten znacznie przyspiesza olej napędowy, który wnikając w mikropęknięcia powiększa je ułatwiając oderwanie się materiału od powierzchni krzywki. Powstałe w ten sposób zmęczeniowe uszkodzenie powierzchni nazywane jest pittingiem [4, 8]. Odrywające się łuski materiału oraz jego ubytek widoczne są na rysunku 7, obejmującym fragment krzywki na długości około 0,65 mm. Ta mikrofotografia wykonana została w przekroju odległym o 3 mm od osi krzywki, w którym naprężenia nie przekraczają dopuszczalnych, a pitting postępuje w kierunku osi i części opadającej krzywki, co widoczne jest na rysunku 4. Powstawanie pittingu w tych częściach krzywki jest konsekwencją

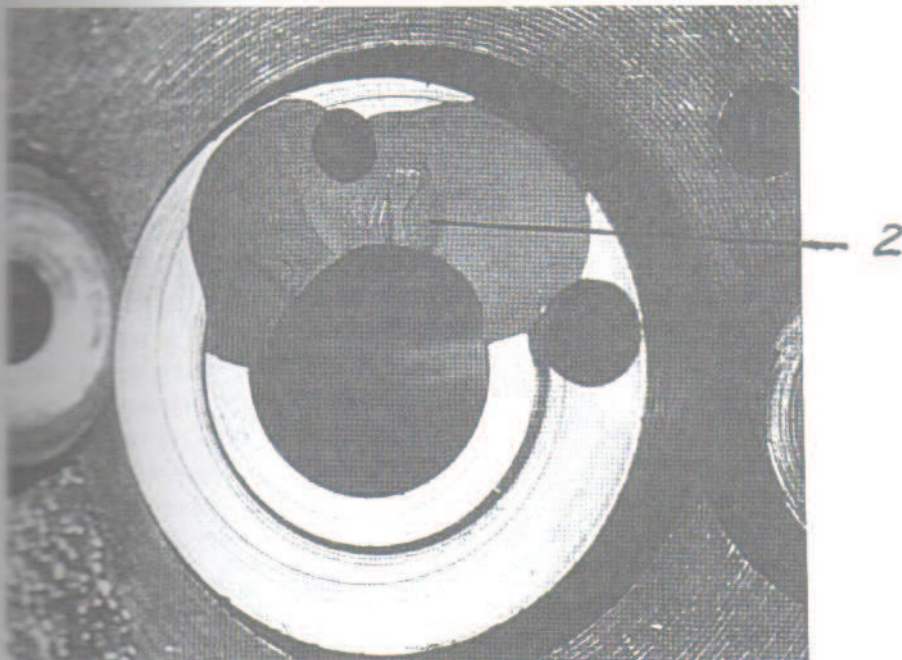
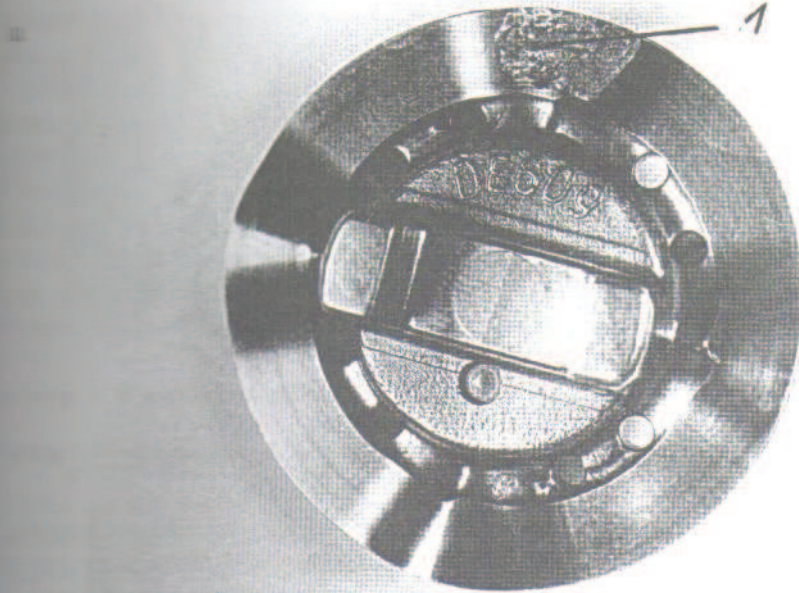


Rys. 7. Przekrój warstwy wierzchniej krzywki z miejscowym ubytkiem i łuskami materiału, powiększenie 125 razy; 1 – ubytek, 2 – łuski, 3 – powierzchnia krzywki

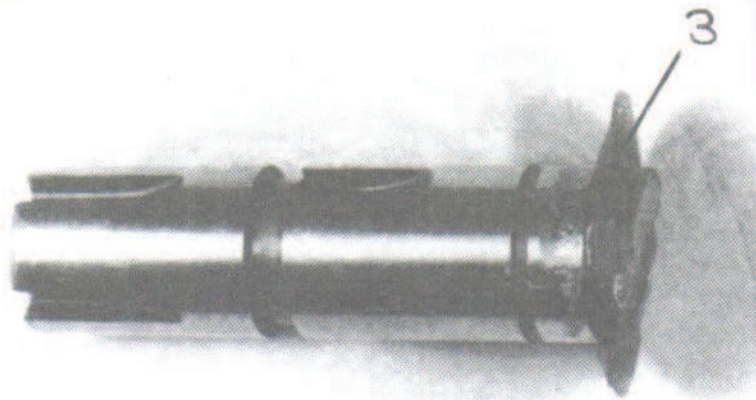
postępującego mikropęknięcia równoległego wzdłuż powierzchni krzywki w wyniku przemieszczania się materiału i kolejnego odrywania się łusek. Pittingowi sprzyjają również odłupane cząstki materiału (łuski), które krążąc w oleju napędowym dostają się między współpracujące powierzchnie rolek oraz krzywek i są przyczyną powstawania miejscowych nadmiernych nacisków, a więc i kolejnych mikropęknięć. Należy tu również liczyć się z wpływem adhezji i trybologicznych reakcji na ostateczną postać uszkodzenia tarczy krzywkowej [5].

Powyższa analiza przeprowadzona została dla znamionowych warunków pracy pompy określonych jej prędkością obrotową wynoszącą 2000 obr/min i dawką paliwa równą  $32 \text{ mm}^3$ , w których ciśnienie tłoczenia wynosi 24 MPa. Dla małych oraz średnich obciążeń i prędkości obrotowych pompy, siła  $R_1$  będzie znacznie mniejsza niż w warunkach znamionowych. Mniejsze będą zatem obliczone naprężenia zredukowane, ale nie na tyle by wyeliminowane zostało niebezpieczeństwo powstania pittingu. Na przykład w warunkach pracy pompy określonych 50% obciążeniem i prędkością obrotową, naprężenia zredukowane wynoszą 313 MPa, a więc prawie równe są dopuszczalnym dla obciążenia stałego, ale jednak jeszcze za wysokie z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej.

Niezwykle interesującą postać uszkodzenia elementów układu tłoczącego, takiej jak poprzednio omówionej pompy *VE*, przedstawiono na rysunku 8. Widoczne są na nim tarcza krzywkowa z uszkodzoną przez pitting tylko jedną krzywką (rys. 8a), czołowa powierzchnia głowicy rozdzielacza z ubytkiem materiału (rys. 8b), oraz pęknięta część tłokorozdzielacza ze zgrzanym z nią kawałkiem materiału głowicy (rys. 8c). Biorąc pod uwagę uszkodzoną tylko jedną krzywkę można przyjąć w oparciu o schemat przedstawiony na rysunku 3, że pochylenie tarczy krzywkowej spowodowało

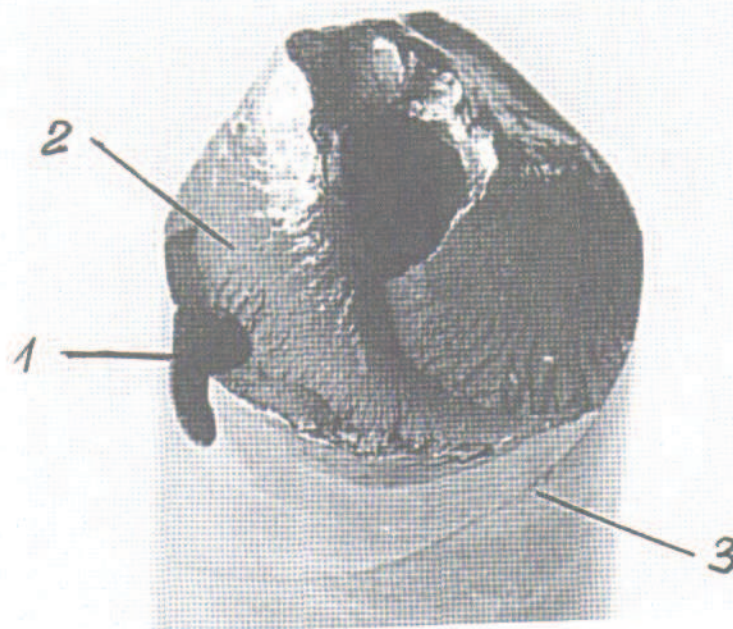


c



Rys. 8. Uszkodzone elementy układu tłoczącego pompy VE; a — tarcza krzywkowa, b — głowica, c — tlokoroździelacz  
1 — pitting na powierzchni jednej krzywki, 2 — ubytek materiału głowicy, 3 — materiał głowicy zgrzany z tlokoroździelaczem

wane zostało przede wszystkim większą odchyłką wymiarową uszkodzonej krzywki. przez co obciążona ona była większą siłą  $R_1$  niż pozostałe krzywki. Wirujący moment gnący i wywołany przez niego moment skręcający w przekroju  $A-A$  (rys. 3) spowodował tarcie tlokoroździelacza o kraweź otworu w omawianym przekroju



Rys. 9. Złom zmęczeniowy tlokoroździelacza pompy VE;  
1 — otwór sterujący, 2 — linie frontu, 3 — pęknięcie wzdłuż tlokoroździelacza

W tym świadczą widoczne na tłokorozdzielaczu obwodowe zatarcia. Złom zmęczeniowy powierzchni głowicy wokół połowy otworu, świadczy o koncentracji większych nacisków tłokorozdzielacza na tę stronę głowicy, co prawdopodobnie spowodowane zostało dodatkowym wpływem odchyłek wymiarowych układu napędowego i kadłuba pompy.

Tłokorozdzielacze pomp wtryskowych typu *VE* są szczególnie narażone na uszkodzenia w przypadku obciążenia ich cyklicznie działającymi momentami gnącym i skręcającym, ze względu na spiętrzenie naprężeń spowodowanych istnieniem karbu w postaci otworu sterującego *IO* w pobliżu przekroju *A-A* (rys. 1 i 3). Typowe pęknięcie tłokorozdzielacza wywołane zginaniem połączonym ze skręcaniem i przechodzące właśnie przez ten otwór pokazano na rysunku 9. Na złomie widoczne są charakterystyczne dla procesu zmęczenia linie frontu. Widoczne jest również dalsze pęknięcie w postaci linii śrubowej biegnącej wzdłuż powierzchni cylindrycznej tłokorozdzielacza.

#### 4. Podsumowanie

Z przeprowadzonej analizy uszkodzonych elementów układów tłoczących rozdzielaczowych pomp wtryskowych typu *VE* firmy Bosch wynika, że przyczyną uszkodzeń tarcz krzywkowych są zbyt duże naciski kontaktowe w stosowanych warunkach wierzchnich krzywek, wywołujące zmęczenie powierzchniowe nazywane *pittingiem*. Zmniejszenie tych nacisków na drodze zmiany parametrów układów tłoczących w tych pompach nie jest możliwe szczególnie jeśli uwzględni się fakt podnoszenia ciśnienia tłoczenia, które najbardziej wpływa na zwiększenie nacisków. Pozostaje zatem odpowiednie dostosowanie wytrzymałości warstwy wierzchniej do istniejących warunków obciążeń. Jeśli zatem przyjąć, że stosowana do wyrobu tych tarcz krzywek stal 16HG jest stalą odpowiednią to można przypuszczać, że zdarzają się znaczne rozrzuty w parametrach warstwy wierzchniej, skoro opisane uszkodzenia nie miały do rzadkości. To przypuszczenie nasuwa choćby fakt stosunkowo niskiej twardości powierzchni badanych krzywek, wynoszącej 60 i 61 HRC. Wydaje się jednak, że dla uniknięcia tego rodzaju uszkodzeń należałoby zastosować inny materiał szczególnie z odpowiednio dobraną obróbką warstwy wierzchniej krzywek [4].

Przyczyną pęknięć tłokorozdzielaczy są nadmierne momenty gnące i skręcające wywołane niekorzystnym zsumowaniem się odchyłek wymiarowych elementów układów tłoczących, napędowych, a także kadłubów pomp. Odchyłki te nie muszą być duże, jeśli weźmie się pod uwagę, że luz średnicowy między tłokorozdzielaczem, a cylindrem w głowicy wynosi około 3  $\mu\text{m}$ . Niewielkie wówczas przesunięcie siły nacisku między w stosunku do osi tłokorozdzielacza powoduje powstanie momentu gnącego.

We wszystkich omawianych przypadkach nie można pominąć ewentualnych niejednorodności materiału, które przyspieszają uszkodzenie. Zbyt duże obciążenia wynikające z nieustannie zwiększającego się ciśnienia wtrysku przy niedostatecznym smarowaniu krzywek za pomocą oleju napędowego ograniczą i prawdopodobnie wyeliminują w niedalekiej przyszłości stosowanie tego typu pomp wtryskowych. Miejsce ich zajmą najprawdopodobniej akumulatorowe układy wtryskowe i układy składające się z pompowtryskiwaczy [3].

### Literatura

- [1] KRIEGER K.: *Einspritzanlagen zur Verbesserung der Gemischbildung des Pkw — Dieselmotors mit Direkteinspritzung*. Robert Bosch GmbH. Tagung „Motor und Umwelt“ 97. Organiser AVL List GmbH, Graz, Austria 1997
- [2] ZBIERSKI K.: *Kierunki rozwoju systemów wtryskowych ekologicznych silników o zaplonie samoczynnym do samochodów osobowych*. IV sympozjum EKODIESEL 98, Instytut Lotnictwa, Warszawa 1998
- [3] ZBIERSKI K.: *Tendencje w zasilaniu szybkoobrotowych silników o zaplonie samoczynnym*. Monografia Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1998
- [4] HAŚ Z.: *Kryteria wyboru obróbki warstw wierzchnich kół zębatych*. Inżynieria Materiałowa. Nr 6/1998
- [5] MEYER K.: *Eine tribologische Betrachtung der Schmierfähigkeit neuer Dieselmotorkraftstoffe*. Bosch Technische Berichte Heft 57 1996.
- [6] KUROWSKI R., NIEZGODZIŃSKI M.E.: *Wytrzymałość materiałów*. Wyd. V. PWN, Warszawa 1961.
- [7] NIEZGODZIŃSKI M.E., NIEZGODZIŃSKI T.: *Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe*. WNT, Warszawa 1996.
- [8] DIETRZYCH J., KOREWA W., KORBERGER Z., ZYGMUNT K.: *Podstawy części maszyn*. Część III. WNT Warszawa 1968.

### Failures in pumping assemblies of distributor injection pumps in automotive diesel engines

#### S u m m a r y

In distributor injection pumps of automotive diesel engines, failures of pumping assemblies occur from time to time. Typical forms of such failures are material losses in the surface layer of cams and rollers co-operating with them, as well as fissures of distributor plungers.

In order to determine the causes of these failures, the load acting on the cam plate has been calculated using cam accelerations and fuel injection pressures as functions of time. On the basis of the calculated load and the results of metallographic tests of cam plates, it has been found that these failures are due to too high stresses in the cam surface layers, which result in the surface fatigue called pitting. The failures in distributor plungers are caused by bending and torsional moments due to dimensional deviations of pumping assembly components.