

Maciej LISOWSKI*

NUMERYCZNA METODA OCENY WPŁYWU OPORÓW FILTRA POWIETRZA NA NAPEŁNIENIE CYLINDRÓW SILNIKA SPALINOWEGO

W artykule przedstawiono numeryczną metodę oceny wpływu oporów filtra powietrza na napełnienie cylindrów silnika spalinowego. Opisane zostały główne założenia modelowe i krótki opis modelu. Przedstawiono podstawowe możliwości opracowanego modelu. Wybrane filtry powietrza oceniane były na podstawie wartości współczynników napełnienia silnika przy zastosowaniu danego filtra. Wyniki symulacji przedstawione zostały w formie charakterystyk masy powietrza pozostającego w cylindrze po zamknięciu zaworu dolotowego i ciśnienia w cylindrze. Przedstawiono również wyniki badań hamownianych silnika 359 z wybranymi filtrami.

Słowa kluczowe: układ dolotowy silnika, filtry powietrza, model, masa powietrza w cylindrze

WSTĘP

Do prawidłowej pracy silnika spalinowego niezbędne jest dostarczenie do cylindrów odpowiedniej ilości powietrza o odpowiedniej jakości. Przez jakość powietrza rozumie się w tym przypadku stopień jego zanieczyszczenia cząsteczkami ciał stałych i cieczy.

Powietrze pobierane jest przez układ dolotowy silnika z atmosfery. Zawiera ono głównie zanieczyszczenia mineralne w postaci zawieszonych cząstek o średnicach nieprzekraczających 100 μm . Powodują one intensywne zużycie elementów silnika. Stąd przed dostarczeniem do cylindrów silnika z powietrza należy usunąć wszelkie zanieczyszczenia powodujące powstawanie niekorzystnych skutków eksploatacyjnych takich, jak przyspieszone zużycie czy niedrożność.

Do usuwania zanieczyszczeń z powietrza stosowane są odpowiednie filtry różniące się konstrukcją i zasadą działania. Najprostszym rodzajem filtra jest filtr przegrodowy, którego zasadniczym elementem jest porowata przegroda. Na niej zatrzymują się

* dr inż. Maciej LISOWSKI – Wydział Transportu Wyższej Szkoły Techniczno – Ekonomicznej w Szczecinie

cząstki zanieczyszczeń o średnicy większej od średnicy porów. Zatem widać, że chcąc otrzymać powietrze o dużej czystości, należy zastosować przegrodę, w której średnice porów będą jak najmniejsze. Takie postępowanie skutkować będzie znacznym zdławieniem przepływu lub koniecznością zastosowania przegrody o bardzo dużej powierzchni. Należy również brać pod uwagę fakt, że zatkane zanieczyszczeniami pory zmniejszają czynną powierzchnię przegrody. Stąd jej początkowa powierzchnia musi być odpowiednio duża. Z tych względów filtry przegrodowe stosowane są w samochodach osobowych, w których zapotrzebowanie powietrza jest stosunkowo niewielkie. W samochodach ciężarowych i w pojazdach pracujących w warunkach dużego zapylenia [3] stosuje się filtry wielostopniowe, w których filtr przegrodowy jest jednym, zazwyczaj ostatnim stopniem filtracji.

Pierwszym lub jednym z pierwszych stopni filtracji jest monocyklon lub multicyklon, w którym oddzielane są cząstki pyłu o większej masie (wykorzystana jest ich duża bezwładność). Wstępnie oczyszczone powietrze przechodzi następnie przez przegrodę porowatą. Zastosowanie wstępnej filtracji w mono lub multicyklonach wydłuża czas użytkowania filtra przegrodowego.

Obok skuteczności filtrowania, bardzo pożądaną cechą filtra powietrza jest jak najmniejsze dławienie przepływu powietrza. Przy nadmiernych oporach przepływu dławienie ruchu powietrza może spowodować zmniejszenie napełniania cylindrów świeżym ładunkiem, co pociągnie za sobą spadek mocy, momentu obrotowego i wzrost zadymienia spalin. [1, 2, 4]. Przyjmuje się, że spadek mocy spowodowany oporami przepływu nie powinien być większy niż 3 %.

Opory przepływu w znacznym stopniu uzależnione są od rodzaju zastosowanego filtra powietrza, tj. od jego konstrukcji, gabarytów czy rodzaju wkładu filtracyjnego [5, 6].

Czas użytkowania filtra określony jest osiągnięciem dopuszczalnej wartości oporu przepływu filtra. Opór przepływu filtra zazwyczaj podawany jest jako wartość spadku ciśnienia na filtrze. Wartość spadku ciśnienia na filtrze można bardzo łatwo zmierzyć za pomocą zwykłego manometru cieczowego.

Odrębnym zagadnieniem jest określenie obniżenia się parametrów pracy silnika na skutek zmniejszenia współczynnika napełnienia spowodowanego zwiększeniem się oporów przepływu. Ocena wpływu oporów przepływu filtra powietrza jest już nieco bardziej skomplikowana i wymaga przeprowadzenia badań hamownianych. Zatem celowe wydaje się zastosowanie innej metody umożliwiającej ocenę wpływu oporów przepływu filtra powietrza na współczynnik napełnienia.

W niniejszym opracowaniu przedstawiono metodę numeryczną pozwalającą badać wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych układu dolotowego i silnika na wielkość masy powietrza pozostającego w cylindrach po zamknięciu zaworu dolotowego.

1. MODEL NUMERYCZNY UKŁADU DOLOTOWEGO SILNIKA

Kompleksowy model silnika spalinowego wymaga uwzględnienia:

- procesu wymiany ładunku;
- procesu sprężania;
- procesu tworzenia mieszaniny palnej i spalania;

- procesu rozprężania.

Należy zatem równocześnie rozwiązać zagadnienia dotyczące zjawisk falowych w układach dolotowym i wylotowym oraz związane z tworzeniem i spalaniem mieszanki palnej w cylindrze silnika. Sprawia to, że model obliczeniowy wymagałby, ze względu na stopień skomplikowania, zastosowania narzędzi obliczeniowych o bardzo dużej wydajności. Z tego powodu modele obliczeniowe procesu wymiany ładunku opracowywane są z zastosowaniem określonych założeń upraszczających. Zastosowane uproszczenia w sposób istotny wpływają na szybkość obliczeń i wierność odwzorowania symulowanych procesów rzeczywistych.

Dotychczas opracowane modele zjawisk w układach dolotowych silników i modele obliczeniowe procesu wymiany ładunku można zakwalifikować do jednej z czterech grup różniących się zakresem przyjętych uproszczeń [9, 10]:

- modele zerowymiarowe;
- modele jednowymiarowe, nie uwzględniające zasady zachowania energii, oparte na teorii akustycznej;
- modele jednowymiarowe uwzględniające zasadę zachowania energii;
- modele wielowymiarowe.

Zerowymiarowy model wykorzystywany jest do ustalenia parametrów czynnika w przestrzeni roboczej cylindra przy zdefiniowanych warunkach przepływu przez zaopry dolotowy i wylotowy [7, 8, 9, 10].

W jednowymiarowych modelach opartych na teorii akustycznej, zwanych inaczej teorią małych amplitud, zakłada się, że zmiany ciśnienia w ośrodku gazowym rozchodzą się w postaci fal. Ze względu na to, że w układach dolotowych trakcyjnych silników spalinowych ładunek ulega silnym pulsacjom i ma dużą prędkość przepływu, zbliżoną do prędkości dźwięku, założenie stałej prędkości prowadzi do znacznych błędów. Z tego względu metoda ta przestała być obecnie stosowana, mimo że kiedyś była dość powszechna [10].

Metoda jednowymiarowa uwzględniająca zasadę zachowania energii została opracowana przez Seiferta [10]. Metoda ta jest bardziej znana pod nazwą PROMO. Do obliczeń dynamicznych procesów w układzie wymiany metoda PROMO wykorzystuje podstawowe zasady mechaniki. Pozwalają one opisać ogólny przypadek przepływu niestacjonarnego gazu przez układ wymiany ładunku. Na ich podstawie można wyprowadzić układ niejednorodnych quasi liniowych równań różniczkowych umożliwiających analizę przebiegu zjawisk falowych w układzie dolotowym lub wylotowym. Metoda uwzględnia tarcie ładunku o ścianki przewodu, wymianę ciepła z otoczeniem i zmianę pola powierzchni przekroju przewodu dolotowego. Równania w metodzie PROMO rozwiązuje się z wykorzystaniem metody różnic skończonych. Wyniki badań symulacyjnych uzyskanych dzięki zastosowaniu metody PROMO są zbieżne z wynikami badań hamownianych. Jej zastosowanie pozwala dobrać parametry geometryczne układu dolotowego z dostatecznie dużą dokładnością, szczególnie w przypadku układów z indywidualnymi przewodami dolotowymi.

Metodą najdokładniej odwzorowującą zjawiska w układzie dolotowym silnika jest metoda wielowymiarowa. Do grupy metod wielowymiarowych zalicza się pakiet programów AVL BOOST firmy AVL List GmbH. Pakiet umożliwia obliczenia trój-

wymiarowe wraz z wizualizacją zjawisk przepływowych w układzie dolotowym, cylindrze silnika i układzie wylotowym. W przeprowadzonych symulacjach można uwzględnić istnienie w układzie wszystkich elementów układu dolotowego i wylotowego, to jest filtra powietrza, sprężarki mechanicznej lub turbosprężarki, chłodnicy powietrza doładowującego, przewodu wylotowego, tłumika i katalizatora. Równania uwzględniają wymianę ciepła z otoczeniem, tarcie ładunku o ścianki przewodu i przestrzenne wymiary układów.

Wadą pakietu AVL BOOST jest jego wysoka cena i wysokie wymagania odnośnie szybkości i pojemności pamięci komputera [10].

W przedstawionych symulacjach do opisu zjawisk w przewodzie dolotowym wykorzystano model jednowymiarowy uwzględniający zasadę zachowania energii, natomiast do opisu zjawisk w cylindrze wykorzystano model zerowymiarowy.

Przepływ powietrza w układzie dolotowym opisuje się podstawowymi równaniami, które zostały sformułowane dla ogólnego modelu płynu wynikającymi z trzech podstawowych zasad mechaniki, to jest [7, 8, 9, 10]:

- zasady zachowania masy,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (1)$$

- zasady zachowania pędu i momentu pędu,

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho F + \text{div} S \quad (2)$$

- zasady zachowania energii

$$\rho \frac{d}{dt} \left(T C_v + \frac{u^2}{2} \right) = \rho F u + \rho q + \text{div}(\Gamma \text{grad} T) + \text{div}(S u) \quad (3)$$

gdzie:

t – czas, ρ – gęstość, S – tensor naprężeń, T – temperatura, Γ – przewodność cieplna, u – prędkość, F – siła masowa, C_v – ciepło właściwe przy stałej objętości, q – wydajność jednostkowa wewnętrznego źródła ciepła.

W procesie napełniania zjawiska fizyczne dzieli się zazwyczaj na dwie grupy. Pierwsza rozpatruje sprężysty przepływ przez przewód dolotowy opisany równaniami (1), (2), (3). Druga opisuje zjawiska cieplne w cylindrze. Przy opisie przepływu powietrza przez układ dolotowy zjawiska w cylindrze opisuje się modelami zerowymiarowymi pomijającymi przemieszczanie się ładunku w przestrzeni cylindra. Nie uwzględnia się więc zasady zachowania pędu i momentu pędu, a równanie zachowania masy i zachowania energii przedstawia się w postaci uproszczonej:

$$\frac{d}{dt} m = \frac{d}{dt} (m_d - m_w) \quad (4)$$

$$E_d = \Delta U + E_w \quad (5)$$

gdzie:

m – masa ładunku w cylindrze, m_d – masa doprowadzona do cylindra, m_w – masa odprowadzona z cylindra, E_d – energia doprowadzona do ładunku w cylindrze, E_w – energia wyprowadzona z układu, ΔU – zmiana energii wewnętrznej układu.

Dokonując szeregu niezbędnych założeń upraszczających równania zachowania masy, pędu i momentu pędu oraz energii dla przepływu w przewodzie dolotowym, przyjmą postać:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} &= -u \frac{\partial \rho}{\partial x} - \rho \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} - u \frac{\partial u}{\partial x} - u \cdot k_t \\ \frac{\partial p}{\partial t} &= u^2 \cdot k_t \cdot \rho (\chi - 1) - u \frac{\partial p}{\partial x} - \chi \cdot p \frac{\partial u}{\partial x}\end{aligned}\quad (6)$$

Modelując zjawiska zachodzące w cylindrze silnika podczas procesu napełnienia, zazwyczaj pomija się przemieszczanie, w czasie i przestrzeni, cząstek powietrza wewnątrz cylindra, użycie modelu zerowymiarowego do opisu zjawisk w cylindrze. Ponadto zakłada się, że ciśnienie w cylindrze jest w każdym punkcie przestrzeni jednokowe i jest wielkością skalarną. Z tego założenia i założenia, że powietrze jest gazem półdoskonałym, wynika, że można pominąć równanie zachowania pędu i momentu pędu i całość zjawisk w cylindrze można opisać równaniami zachowania masy, energii i równaniem stanu gazu półdoskonałego Clapeyrona:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_d}{dt} + \frac{dm_w}{dt} + \frac{dm_p}{dt} \quad (7)$$

$$dQ_{sp} + dQ_{ws} + dI_d = dI_w + dI_p + dU + p dV \quad (8)$$

$$pV = mRT \quad (9)$$

gdzie:

m – masa ładunku w cylindrze, m_d – masa ładunku przepływającego przez zawór dolotowy, m_w – masa ładunku przepływającego przez zawór wylotowy, m_p – masa ładunku przepływającego przez nieszczelności cylindra, Q_{sp} – ciepło wydzielone w procesie spalania, Q_{ws} – ciepło wymienione ze ściankami cylindra, I_d – entalpia ładunku przepływającego przez zawór ssący, I_p – entalpia ładunku przedmuchiwane przez nieszczelności cylindra, U – energia wewnętrzna ładunku w cylindrze, V – objętość cylindra, p – średnie chwilowe ciśnienie w cylindrze, μ – współczynnik przepływu, A – chwilowa powierzchnia przepływowa zaworu, p – ciśnienie za powierzchnią przepływu, p_0 – ciśnienie przed powierzchnią przepływu, T_0 – temperatura przed powierzchnią przepływu, h_s – współczynnik wymiany ciepła, A_s – powierzchnia wymiany ciepła, T_s – średnia temperatura ścianek cylindra, T – chwilowa temperatura ładunku w cylindrze,

$$\frac{dm}{dt} = \mu A p_0 \sqrt{\frac{2}{RT_0} \frac{\chi}{\chi-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]}, \quad \chi = \frac{c_p}{c_v}, \quad \frac{dQ_{ws}}{dt} = h_s A_s (T_s - T),$$

Do rozwiązania układu równań (6) wykorzystano jawną metodę MacCormacka [7, 8]. Metoda MacCormacka jest szczególnie przydatna do rozwiązywania nielepkich przepływów gazu. Wcześniejsza próba rozwiązania numerycznego zagadnienia za pomocą metody prostych nie dała pożądaných rezultatów ze względu na wysoką niestabilność.

Rozwiązanie równań różniczkowych cząstkowych w tej metodzie odbywa się w dwóch krokach. Podczas pierwszego kroku oblicza się wartość estymowaną (predyktor) funkcji w następnej chwili czasowej $\tilde{f}(n+1)$, zastępując przy tym różniczkę cząstkową w dziedzinie x ilorazem różnicowym w przód. W drugim kroku *korektor* oblicza wartość funkcji $f(n+1)$, wykorzystując wynik z predyktora i zastępując różniczkę w dziedzinie x ilorazem różnicowym w tył. Działanie metody przedstawiają poniższe równania:

$$\bar{\rho}_i^{n+1} = \rho_i^n - u_i^n \frac{\Delta t}{\Delta x} (\rho_{i+1}^n - \rho_i^n) - \rho_i^n \frac{\Delta t}{\Delta x} (u_{i+1}^n - u_i^n) \quad (10)$$

$$\rho_i^{n+1} = \rho_i^{n+\frac{1}{2}} - u_i^{n+\frac{1}{2}} \frac{\Delta t}{2\Delta x} (\bar{\rho}_i^{n+1} - \bar{\rho}_{i-1}^{n+1}) - \rho_i^{n+\frac{1}{2}} \frac{\Delta t}{2\Delta x} (\bar{u}_i^{n+1} - \bar{u}_{i-1}^{n+1}) \quad (11)$$

$$\rho_i^{n+\frac{1}{2}} = \frac{\rho_i^n + \bar{\rho}_i^{n+1}}{2} \quad (12)$$

$$\bar{\rho}^{n+1} = \rho^n - u^n \cdot \bar{D}(\rho^n \cdot \Delta t) - \rho^n \cdot \bar{D}(u^n \cdot \Delta t) \quad (13)$$

$$\rho^{n+\frac{1}{2}} = \frac{(\rho^n + \bar{\rho}^{n+1})}{2} \quad (14)$$

Powyższe równania można przedstawić w postaci wektorowej

$$\rho^{n+1} = \rho^{n+\frac{1}{2}} - u^{n+\frac{1}{2}} \cdot \bar{D} \left(\bar{\rho}^{n+1} \cdot \frac{\Delta t}{2} \right) - \rho^{n+\frac{1}{2}} \cdot \bar{D} \left(\bar{u}^{n+1} \cdot \frac{\Delta t}{2} \right) \quad (15)$$

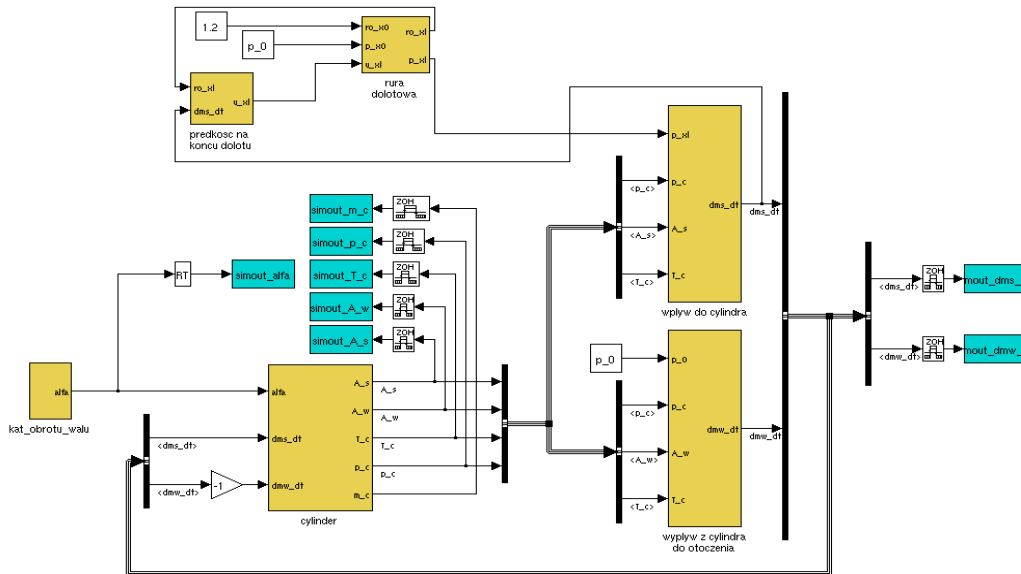
\bar{D} - macierz różnicująca, która po przemnożeniu lewostronnie przez wektor ρ da wektor różnic cząstkowych, przy czym strzałka w prawo oznacza różnicowanie w przód, a w lewo różnicowanie w tył.

Do wykonania obliczeń symulacyjnych wykorzystano program obliczeniowy Matlab w wersji R2009a. Na rysunku 1 przedstawiono schemat blokowy symulacji.

Opracowany program umożliwił wyznaczenie:

- m_c - masy powietrza pozostającego w cylindrze silnika po zakończeniu procesu napełnienia;
- p_d i v_d - ciśnienia i prędkości powietrza w dowolnym punkcie przewodu dolotowego;
- p_c i T_c - ciśnienia i temperatury w cylindrze w cylindrze.

Parametry m_c , p_c i T_c przedstawiane są w postaci wykresów zmienności danego parametru w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Dodatkowo możliwa jest wizualizacja przebiegu zmian ciśnienia p_d w przewodzie dolotowym wzdłuż jego długości z naniesionymi fazami otwarcia i zamknięcia zaworu dolotowego. Występowanie w układzie dolotowym elementów takich, jak filtr czy katalizator może być uwzględnione w postaci spadku ciśnienia na tym elemencie.



Rys. 1. Schemat blokowy symulacji

Źródło: Opracowanie własne

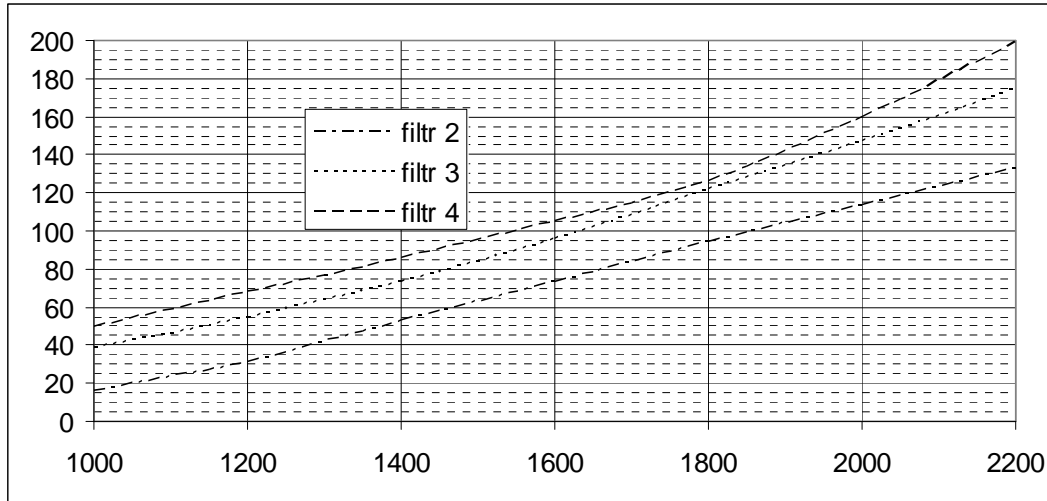
2. WYNIKI BADAŃ

Symulacje przeprowadzono dla układu dolotowego bez filtra powietrza (filtr 1), z filtrem G-57 (filtr 2), filtrem GF-7.55.201 (filtr 3) oraz filtrem GF-7.55.201 z dodatkowym wstępnym bezwładnościowym stopniem filtracji (filtr 4). Dla określenia wpływu filtra powietrza na napełnienie wykonano pomiary spadku ciśnienia na rozpatrywanych filtrach przy przepływie odpowiadającym przepływowi przy określonej prędkości obrotowej wału korbowego silnika [5, 6]. Wyniki pomiarów przedstawiono w postaci charakterystyki na rysunku 2.

W wyniku przeprowadzonych symulacji otrzymano szereg charakterystyk przedstawiających zmienność masy powietrza w cylindrze silnika i przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Pomiary dokonywano dla prędkości obrotowych od 1000 do 1200 1/min co 200 1/min.

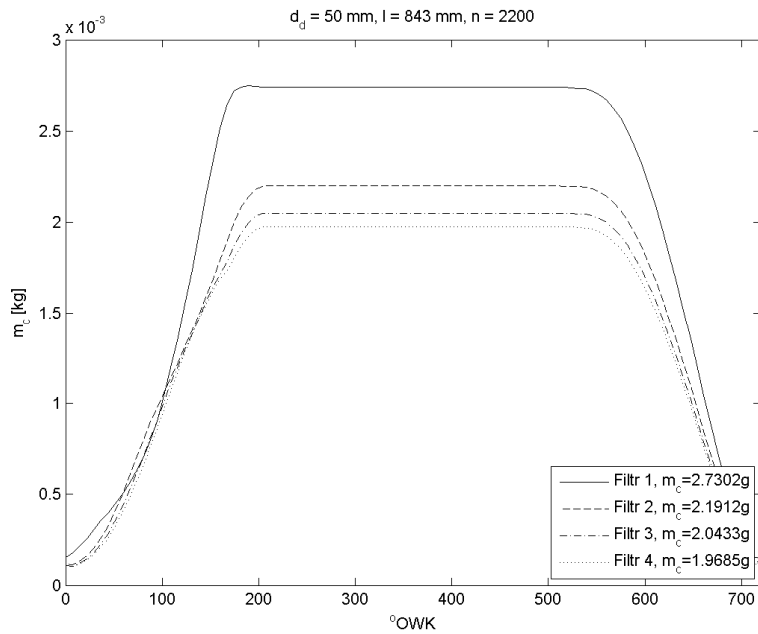
Przykładowe charakterystyki masy i ciśnienia przedstawiono na rysunku 3 i rysunku 4. Na rysunku 3 widać, że przy prędkości 2200 1/min największa masa (2,73 g) pozostała w cylindrze dla układu dolotowego bez filtra powietrza. Dla układów dolotowych z filtrami 2, 3 i 4 masy były wyraźnie mniejsze z tym, że różnice między nimi nie były już tak wyraźne. Podobne charakterystyki otrzymano dla pozostałych prędkości. Najmniejsze różnice występowały dla prędkości bliskich 1000 1/min. Wraz ze wzrostem prędkości różnice zwiększały się. Na rysunku 4 i 5 przedstawiono przebiegi zmian ciśnienia w cylindrze dla prędkości obrotowej 1000 1/min (rys. 4) i 2200 1/min (rys. 5).

Najistotniejszy, z punktu widzenia współczynnika napełnienia, jest moment zamknięcia zaworu dolotowego. W tym punkcie ciśnienie w cylindrze powinno mieć jak największą wartość. Dla rozpatrywanego silnika zamknięcie zaworu dolotowego następuje przy nieco ponad 200° owk. Widać, że dla 1000 1/min różnice ciśnień były prawie jednakowe. Spowodowane jest to stosunkowo niewielkim natężeniem przepływu powietrza przy małej prędkości obrotowej.



Rys. 2. Spadek ciśnienia na filtrze powietrza w funkcji prędkości obrotowej

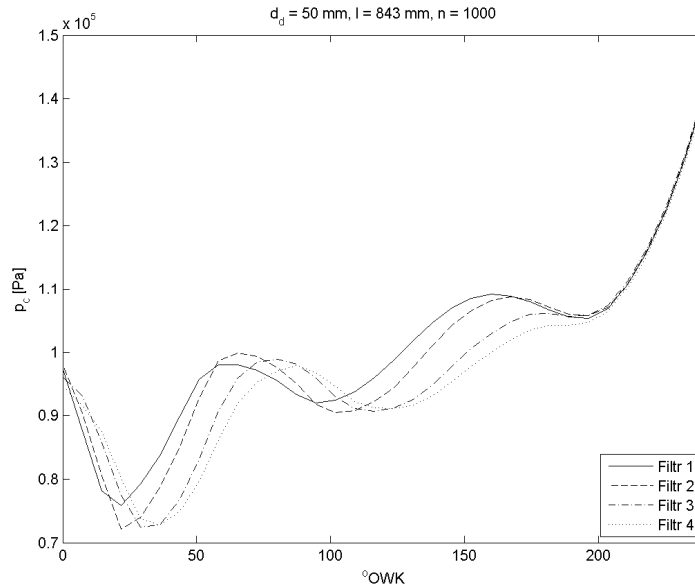
Źródło: Opracowanie własne



Rys. 3. Masa w cylindrze przy prędkości 2200 1/min

Źródło: Opracowanie własne

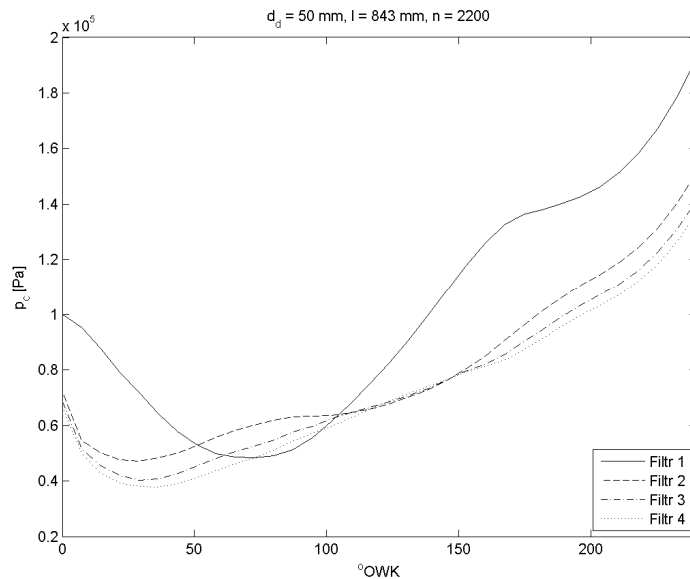
Znacznie bardziej zróżnicowane są ciśnienia powietrza w cylindrze przy prędkości obrotowej 2200 1/min (rys. 5). Widać, że w przypadkach zastosowania filtra, ciśnienia są do siebie bardzo zbliżone, natomiast w przypadku braku filtra, ciśnienie jest znacznie wyższe.



Rys. 4. Ciśnienie w cylindrze przy prędkości 1000 1/min

Źródło: Opracowanie własne

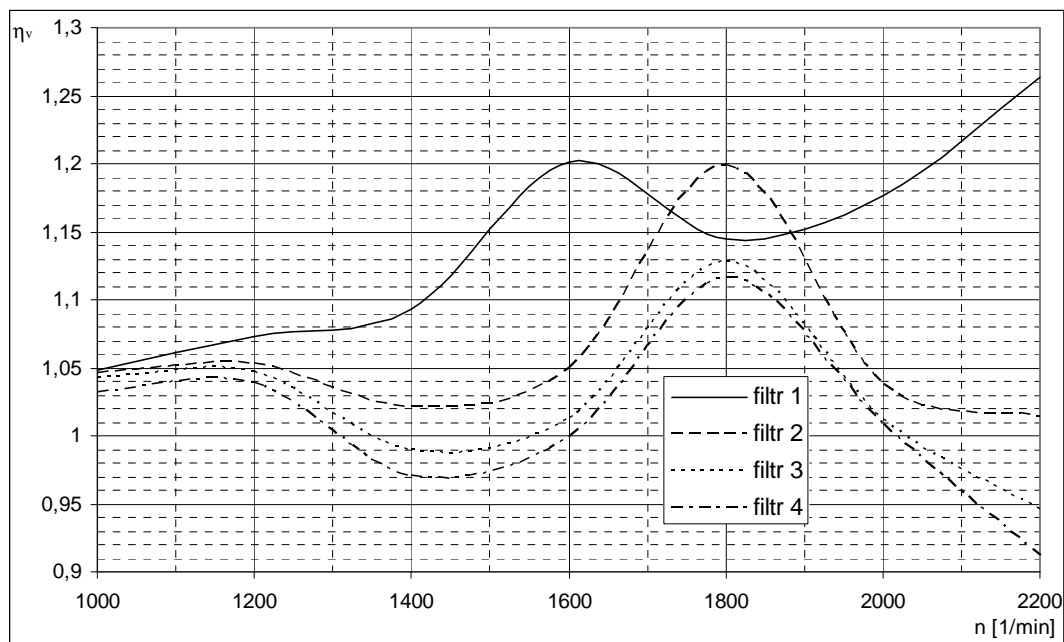
Z zastosowanych filtrów najlepszy, z punktu widzenia współczynnika napełnienia, okazał się filtr G-57 (filtr 2). Nieco gorszy filtr GF-7.55.201 (filtr 3). Filtr GF-7.55.201 (filtr 4) powodował, że ciśnienie w cylindrze było najniższe, chociaż bardzo zbliżone do filtra GF-7.55.201.



Rys. 5. Ciśnienie w cylindrze przy prędkości 2200 1/min

Źródło: Opracowanie własne

Znając wartość masy powietrza w cylindrze pozostającą w cylindrze po zamknięciu zaworu dolotowego, objętość skokową cylindra oraz gęstość powietrza, można łatwo obliczyć współczynnik napełnienia. Rysunek 6 przedstawia wartości współczynnika napełnienia dla wszystkich filtrów przy wszystkich prędkościach obrotowych.



Rys. 6. Wartości współczynnika napełnienia dla wszystkich filtrów przy wszystkich prędkościach obrotowych

Źródło: Opracowanie własne

Widać, że praktycznie w całym zakresie prędkości obrotowych przy układzie dolotowym bez filtra powietrza współczynnik napełnienia osiąga największą wartość. Jedynie przy prędkości obrotowej 1800 1/min poprawia się napełnienie w przypadku zastosowania filtra 2, przewyższając jego wartość dla układu pozbawionego filtra.

WNIOSKI

Analizując wyniki przeprowadzonych badań, można sformułować następujące wnioski:

- występują dość znaczne różnice współczynnika napełnienia (ok. 16 % przy prędkości 1600 1/min) pomiędzy układem bez filtra i z filtrem 4;
- wpływ filtra powietrza na współczynnik napełnienia jest istotniejszy przy dużych prędkościach obrotowych wału korbowego silnika;
- silnik z filtrem 4 uzyskiwał zdecydowanie najgorsze wartości współczynnika napełnienia;
- rezultaty uzyskane w wyniku symulacji można skorelować z wynikami badań stanowiskowych [5, 6].

Z przeprowadzonych badań może wynikać, że oddziaływanie filtra na współczynnik napełnienia, a przez to na parametry pracy silnika, jest najbardziej istotne dla dużych prędkości obrotowych. Dla dużych prędkości obrotowych duża jest energia kinetyczna przepływającego czynnika oraz znaczący może być wpływ zjawisk falowych

w układzie dolotowym. Obserwacja ruchu słupa wody w U-rurce pozwoliła przypuszczać, że opory przepływu na filtrze powietrza nie są tak istotne w warunkach dynamicznych jak w warunkach ustalonych. Aby to przypuszczenie potwierdzić, należy przeprowadzić dokładne badania przepływowe całego układu dolotowego, łącznie z pomiarem prędkości i ciśnienia czynnika w układzie dolotowym.

Oceniając badane filtry, należy wziąć pod uwagę również aspekt eksploatacyjny. Może się okazać, że filtr specjalny ma istotne zalety w przypadku gdy użytkownikowi pojazdu będzie zależało na długich okresach międzyobsługowych. Wyposażenie filtra specjalnego w dodatkowy stopień filtracji z którego zanieczyszczenia są efektywnie odsysane sprawia, że do samego filtra przedostaje się już mniej zanieczyszczeń, co skutkuje jego dłuższym okresem eksploatacji. Autor proponuje zwiększyć głębokość przesłoni, z której następuje odsysanie zanieczyszczeń i zwiększyć średnicę przewodu odsysającego, przez co skuteczność odsysania powinna się zwiększyć.

LITERATURA

- [1] Dziubak T., *Wpływ stanu technicznego filtra powietrza silnika samochodu ciężarowego na jego opór przepływu*, [w:] „KONSSPAL 2002”, Wrocław 2002.
- [2] Dziubak T., Trawiński G., *Badania eksperymentalne wpływu oporu przepływu filtra powietrza na parametry pracy silnika T359E*, [w:] „Biuletyn WAT”, vol. L, 4 (584), Warszawa 2001.
- [3] Gronowicz J., *Eksploatacja techniczna i utrzymanie samochodów*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1997.
- [4] Jeżewski W., *ABC samochodowego silnika czterosuwowego*, WKiŁ, Warszawa 1986.
- [5] Lisowski M., *Wpływ oporów przepływu filtra powietrza na zadymienie spalin silnika 359*, [w:] „Povyšenie éffektivnosti raboty énergetičeskich ustanovok. Meždunarodnyj sbornik naučnych trudov – Kaliningrad”, Kaliningradskij Gosudarstvennyj Techničeskij Universitet 2002.
- [6] Lisowski M., Danilecki K., *Problemy eksploatacji filtrów powietrza w pojazdach wojskowych*, [w:] Sympozjum Problemy eksploatacji uzbrojenia i sprzętu wojskowego, Wyższa Szkoła Oficerska Wojsk Lądowych, Wrocław 2004.
- [7] Lisowski M., *Simulation analysis of the effect on inlet pipe diameter on the cylinder filling of compression-ignition engines*, [w:] “Journal of KONES”, Vol.17 No.4, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Institute of Aviation, Warszawa 2010.
- [8] Lisowski M., *Numerical simulation of the effect of intake pipe length on the air mass remaining in compression-ignition engine cylinder after inlet valve closure*, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa/PAN Oddział w Lublinie Vol. 10, Lublin 2010.
- [9] Seifert H., *Einflubverzwiegter Saugrohrsysteme auf den Ladungswechsel von Verbrennungsmotoren*, [w:] Ref. Aufladetechnische Konferenz, Flensburg, 11-13 Mai 1981.
- [10] Sobieszczański M., *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych*, WKiŁ, Warszawa 2000.

**NUMERICAL METHOD FOR EVALUATING IMPACT OF AIR FILTER
RESISTANCE ON INTERNAL COMBUSTION ENGINE FILLING PROCESS**

Summary

The paper presents a numerical method for evaluating the impact of air filter resistance on the fluid mass aspirated during the suction stroke of the internal combustion engine. Main model assumptions, its description and capabilities were specified. Filters were rated based on the cylinder volumetric efficiency. Simulation results were presented as characteristics of in-cylinder mass after the intake valve closure and charge pressure progress.

Key words: *engine inlet system, air filters, model, in-cylinder air mass*

Artykuł recenzował: prof. dr hab. inż. Andrzej NIEWCZAS