

RYSZARD KANTOR*

EFEKTYWNOŚĆ MODELOWANIA PULSACJI CZYNNIKA ZANIECZYSZCZONEGO OLEJEM W INSTALACJACH SPRĘŻARKOWYCH ZA POMOCĄ CFD

THE EFFECTIVENESS OF CFD MODELING OF OIL-CONTAMINATED PULSATIONS IN THE COMPRESSOR INSTALLATION

Streszczenie

W większości instalacji sprężarkowych występuje olej lub inne ciekłe frakcje rozproszone w gazie. Istotnym niekorzystnym zjawiskiem są również pulsacje ciśnienia. W artykule przeprowadzono symulacje porównawcze odpowiedzi elementu na wymuszenie impulsowe z wykorzystaniem dostępnych modeli wielofazowych w programach CFD. Ponadto pokazano wpływ zawartości oleju na kształt odpowiedzi impulsowej.

Słowa kluczowe: pulsacje ciśnienia, modelowanie CFD, przepływ dwufazowy, sprężarki

Abstract

In most compressor installations, there are oil or other liquid fractions dispersed in gas. A significant negative phenomena are also pressure pulsations. The paper shows comparative simulations of the impulse response of the element using available CFD multiphase models. Moreover, the influence of oil dispersed in gas on the impulse response is shown.

Keywords: pressure pulsations, CFD modeling, two-phase flow, compressors

* Dr inż. Ryszard Kantor, Instytut Inżynierii Ciepłej i Procesowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

Oznaczenia

K	– wzmocnienie
ω_0	– częstotliwość własna układu
ζ_i	– współczynnik tłumienia
τ_0	– opóźnienie
τ_c	– okres pulsacji
B	– współczynnik, $B = \omega_0 \cdot \xi$
$\delta(\tau)$	– delta Diraca
s	– operator Laplace'a

1. Wstęp

Instalacje sprężarkowe stanowią ważny element infrastruktury mechanicznej zakładów przemysłowych. W instalacjach tych przetwarzane jest powietrze lub inne gazy, które zawierają wiele zanieczyszczeń w formie fazy ciekłej (olej, woda, itp.) i stałej (pył).

Istotnym czynnikiem wpływającym na pracę instalacji jest obecność oleju. Zwłaszcza w instalacjach zamkniętych chłodniczych lub też powietrznych zasilających maszyny pneumatyczne, gdzie olej jest wtryskiwany do smarowania urządzeń roboczych.

Olej pojawia się w instalacji głównie przez porywanie go z układu sprężania. Bezpośredni kontakt z czynnikiem sprężanym i obecność oleju w przestrzeniach roboczych, powodują jego unoszenie ze sprężarki przez czynnik wytłaczany do instalacji. Absorbowanie czynnika przez olej wpływa niekorzystnie na cały układ smarowania, natomiast absorbowanie oleju przez czynnik może mieć niekorzystny wpływ na działanie całego układu chłodniczego.

Duże znaczenie, zwłaszcza w przypadku sprężarek waporowych, ma zjawisko pulsacji ciśnienia występujące w instalacjach sprężarkowych na skutek cyklicznego przetwarzania skończonej objętości czynnika. Analiza procesów pulsacji w instalacjach jest istotna z kilku powodów, m.in. [1]:

- powstawania drgań mechanicznych, mogących doprowadzić do uszkodzeń,
- pulsacji ciśnienia mającej bezpośredni wpływ na ilość energii sprężania czynnika,
- hałasu związanego z wyżej wymienionymi zjawiskami [4],
- zmniejszenia wydatku sprężarki.

W niniejszym artykule zajęto się głównie oddziaływaniem oleju na powstające w instalacji pulsacje ciśnienia, ale opracowane wyniki można uogólnić dla fazy ciekłej powstałej również z innych przyczyn niż wymienione wyżej.

2. Modele wielofazowe używane w komercyjnych programach CFD

Współcześnie wykorzystywane modele wielofazowe można podzielić na dwie grupy różniące się rodzajem wykorzystywanych zmiennych. Są to:

- Euler-Euler,
- Euler-Lagrange.

W podejściu Euler-Euler równania zachowawcze dla wszystkich faz wykorzystują zmienne Eulera.

W programie ANSYS Fluent [5] najczęściej wykorzystywane modele z tej grupy, to: Volume of Fluid (VOF) oraz Mixture.

Model VOF używany jest do modelowania przepływów wielofazowych z fazami nieprzenikającymi się (przepływy warstwowe, przepływy z fazą stałą). Rozwiązane jest jedno równanie zachowania pędu dla całej mieszaniny przy parametrach uśrednionych, a uzyskane wyniki dzielone są według objętościowych zawartości poszczególnych faz.

Model Mixture podobnie jak VOF wykorzystuje zmienne Eulera do obliczania równań zachowawczych dla wszystkich faz. Równania zachowania masy, pędu i energii obliczane są dla mieszaniny jako całości. Dodatkowo wprowadzone są równania reprezentujące zawartości poszczególnych faz i równania dyfuzji opisujące zmianę stężenia. Model ten dość dobrze opisuje zachowanie się układów wielofazowych z rozproszoną fazą (gaz–cząstki cieczy, gaz–cząstki stałe, ciecz–pęcherzyki gazu). W konkurencyjnym do niedawna programie CFX stosowany jest podobny model o nazwie Eulerian-Eulerian.

W podejściu Euler-Lagrange dla fazy ciągłej obliczane są równania zachowawcze (Naviera-Stokesa, ciągłości, energii), podczas gdy faza rozproszona traktowana jest jako zestaw pojedynczych cząstek opisanych zmiennymi Lagrange'a.

W programie ANSYS Fluent modelem opartym na tej metodzie jest DPM (Discrete Phase Modeling) [5]. W programie CFX wykorzystywany jest podobny model o nazwie Particle Tracking Modeling (PTM). Model DPM może być szczególnie przydatny przy analizie zachowania się fazy rozproszonej. W algorytmie DPM uwzględnione jest obustronne oddziaływanie faz na siebie, jednak w przepływach bez jasno określonego wlotu i wylotu, a także w układach statycznych, jest to prawie niezauważalne. Spostrzeżenia te zostaną potwierdzone w dalszej części artykułu na przykładzie przebiegów oscylacyjnych.

Zbiorcze porównanie modeli wielofazowych w programie ANSYS Fluent przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Porównanie modeli wielofazowych dostępnych w programie ANSYS Fluent [5]

Cecha	DPM	Mixture	VOF
Rodzaj zmiennych	Euler-Lagrange	Euler-Euler	Euler-Euler
Możliwość określenia wielkości cząstek	tak (cząstki jednorodne, rozkład Rosina-Rammlera)	tak (cząstki jednorodne)	nie
Modelowanie układów statycznych	nie	tak	tak
Przepływy ściśliwe	tak	tak	tak
Poślizg	tak	tak	nie
Oddziaływanie fazy ciągłej na dyskretną	tak	tak	tak
Oddziaływanie fazy dyskretniej na ciągłą	tak (warunkowo)	tak	tak
Typowe zastosowania	rozproszone pęcherze gazu, krople i cząstki stałe	rozproszone pęcherze gazu, krople i cząstki stałe (duże zawartości – pow. 10% obj.), transport pneumatyczny, hydrotransport	przepływy powolne, uwarstwione

3. Metoda analizy pulsacji ciśnienia i przepływu w instalacji

Tematyka analizy pulsacji ciśnienia w instalacjach jest szeroko reprezentowana w literaturze [1, 6, 7]. Na rozwój metod analizy mają wpływ problemy związane z pulsacją w systemach sprężania, na co zwrócono uwagę we wstępie.

W badaniach zastosowano metodę identyfikacji CFD [1, 3], bazująca na uogólnionym modelu Helmholtza. Metoda ta wykorzystuje analizę jednowymiarową do modelowania prostych elementów instalacji. Elementy bardziej skomplikowane modelowane są za pomocą CFD, i na podstawie wyników symulacji dowolnego elementu o zdefiniowanym wejściu i wyjściu, określa się parametry Helmholtza. W symulacjach CFD rozwiązywany jest pełny układ równań, bez założeń o liniowości i małych amplitudach pulsacji. Wprowadzenie rezultatów symulacji CFD do równań Helmholtza wymaga lokalnej linearyzacji, jednak wiąże się ona ze znacznie mniejszym błędem od pełnej linearyzacji modelu geometrycznego stosowanej w uogólnionym modelu Helmholtza. Metoda identyfikacji CFD polega na wprowadzeniu definicji transmitancji zespolonych elementu [1, 6]:

- transmitancja ciśnieniowo-przepływowa,
- transmitancja przepływowa,
- odwrotna transmitancja ciśnieniowo-przepływowa,
- odwrotna transmitancja przepływowa.

Na podstawie odpowiedzi układu (elementu) na wymuszenie impulsowe

$$\delta(\tau) = \begin{cases} 0 & \text{dla } \tau \neq 0 \\ 1 & \text{dla } \tau = 0 \end{cases} \quad (1)$$

można wyznaczyć transmitancje dla wszystkich czterech przypadków.

Dla analizy akustycznej elementu stosuje się zasadę superpozycji, linearyzując rozwiązanie. Przy takim założeniu pomija się część stałą przebiegu sygnału.

Odpowiedź impulsowa układu o transmitancji II rzędu

$$G(s) = \frac{K\omega_0^2}{s^2 + 2\zeta\omega_0s + \omega_0^2} \quad (2)$$

ma postać:

$$y(\tau) = K \cdot u_0 \cdot \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_0\tau} \cdot \sin\left(\omega_0\sqrt{1-\zeta^2}\tau + \tau_0\right) \quad (3)$$

Wykorzystując równanie krzywych ograniczających przebieg (rys. 1) w postaci:

$$y(\tau) = |A_0| \cdot e^{-\zeta\omega_0(\tau-\tau_0)} = |A_0| \cdot e^{-B(\tau-\tau_0)} \quad (4)$$

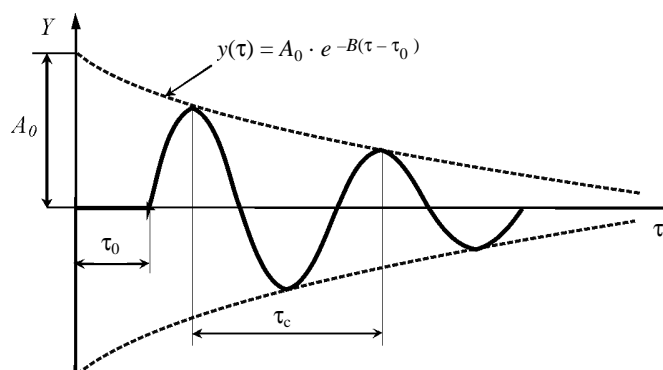
można po przekształceniach wyliczyć współczynnik tłumienia

$$K = \frac{A_0 \cdot \sqrt{1-\zeta^2}}{u_0 \cdot \Delta\tau \cdot \omega_0} \quad (5)$$

Częstość drgań własnych ω_0 można wyznaczyć ze wzoru

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{\tau_c \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (6)$$

Wielkości τ_c (okres) oraz B wyznacza się na podstawie analizy wykresu (rys. 1).



Rys. 1. Wykres oscylacyjnej tłumionej odpowiedzi impulsowej układu
Fig. 1. The oscillatory damped function graph

W przypadku analizy rzeczywistego sygnału oscylacja jest bardziej złożona od tej, którą opisano wcześniej. Każdy przebieg czasowy może być jednak przedstawiony w postaci sumy fal sinusoidalnych, wykorzystując do tego przekształcenie Fouriera. W takim przypadku możliwa jest analiza poszczególnych składowych sygnału, określenie ich parametrów: wzmacnienie K_i , częstotliwość własną ω_{0i} , współczynnik tłumienia ζ_i oraz opóźnienie τ_{0i} , a następnie, wykorzystując metodę superpozycji, można określić parametry K , ω_0 , ζ_i oraz opóźnienie τ_0 pełnego sygnału odpowiedzi układu.

4. Test modeli dwufazowych dostępnych w programach CFD

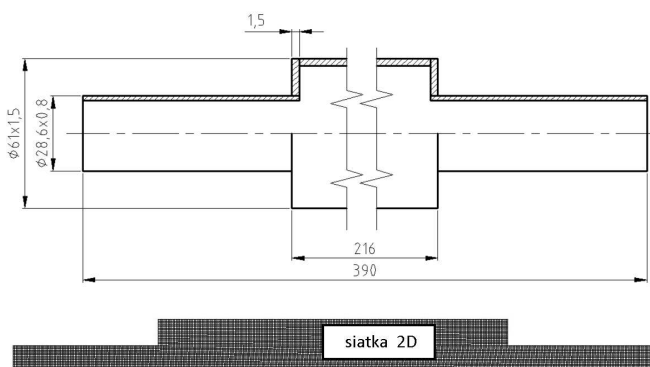
W celu porównania przydatności poszczególnych modeli (DPM, Mixture oraz VOF) przeprowadzono wiele symulacji przy określonej masowej zawartości oleju rozproszonego w czynniku chłodniczym. Symulacje wykonano z wykorzystaniem siatki obliczeniowej nałożonej na geometryczny model tłumika. Tłumik, ze względu na prostą geometrię, jest elementem układów sprężarkowych pozwalającym na porównanie różnych modeli fizycznych przepływu oraz kalibrację parametrów symulacji. Geometrię tłumika, jak i widok siatek obliczeniowych, przedstawia rys. 2.

Ze względu na pełną symetrię tłumika, również względem płaszczyzny prostopadłej do osi obrotu, wystarczającymi do symulacji CFD są przypadki przepływów w jednym kierunku. Przepływy odwrotne ze względu na pełną symetrię są identyczne, dlatego nie ma konieczności ich osobnego modelowania. Ponadto, nie jest konieczna pełna symulacja trójwymiarowa CFD, co znacznie upraszcza i przyspiesza obliczenia numeryczne.

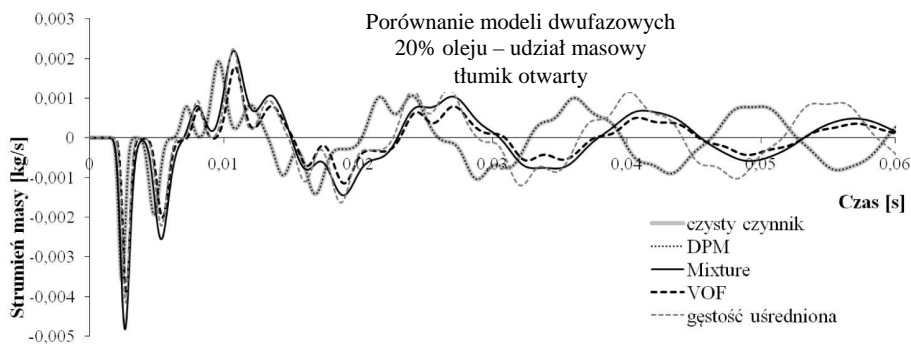
Zgodnie z metodą identyfikacji CFD opisaną w rozdziale 3, dla określenia transmitancji przepływowej, należy określić odpowiedź układu na wymuszenie impulsowe, tzn. oscylację strumienia masy na wylocie tłumika przy impulsowym masowym wymuszeniu na wlocie, gdy zarówno wlot, jak i wylot, są otwarte.

Wyniki przeprowadzonych symulacji przedstawione są na rysunkach 3 i 4. Jest to średnia wartość masowego natężenia przepływu przez otwarty wylot tłumika. Dla porównania, dodatkowo do modeli dwufazowych zestawione są przebiegi czasowe dla

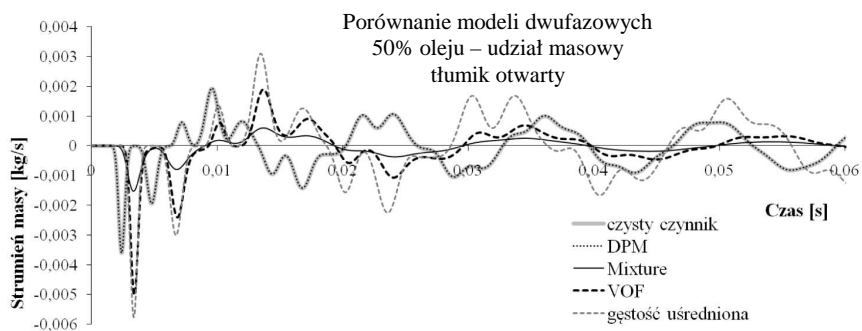
czystego czynnika chłodniczego i dla mieszaniny czynnika chłodniczego z olejem o uśrednionej gęstości.



Rys. 2. Geometria tłumika i widok siatki 2D
Fig. 2. The muffler geometry and 2D mesh



Rys. 3. Porównanie odpowiedzi na impuls różnych modeli wielofazowych przy zawartości oleju 20%
Fig. 3. The impulse response comparison for multiphase CFD models, 20% wt. of oil



Rys. 4. Porównanie odpowiedzi na impuls różnych modeli wielofazowych przy zawartości oleju 50%
Fig. 4. The impulse response comparison for multiphase CFD models, 50% wt. of oil

Metoda gęstości uśrednionej w przypadku symulacji przebiegów oscylacyjnych jest mało użyteczna, ze względu na brak zjawiska wzrostu tłumienia pod wpływem wzrostu zawartości oleju. Użycie do analizowanego przypadku wydawało się najlepszym rozwiązaniem. Modelowanie z użyciem DPM wykazało zupełny brak wpływu drugiej rozproszonej fazy na tłumienie odpowiedzi układu (rys. 3 i rys. 4). Wiąże się to z założeniami teoretycznymi tegoż modelu wykorzystującymi podejście Euler-Lagrange. O ile w układach z wyraźnym przepływem i z otwartym wlotem i wylotem wykorzystanie tego modelu może dać bardzo dobre wyniki, to w układach bez dominującego strumienia głównego okazuje się on nieefektywny.

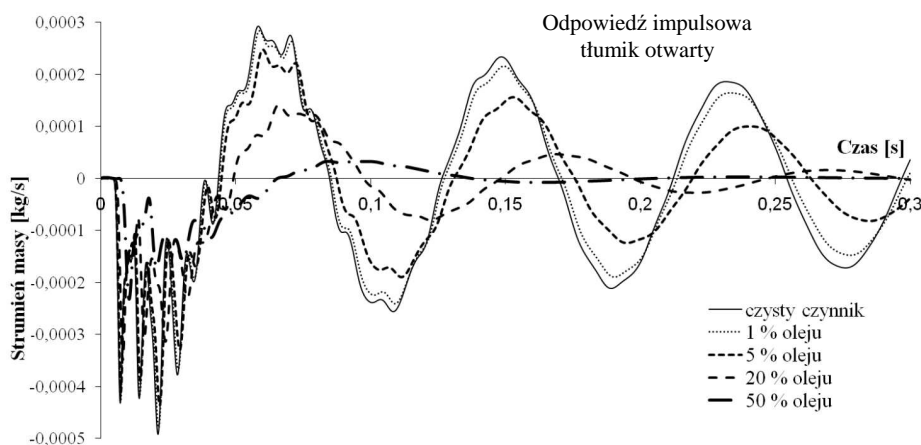
Model VOF jak również model Mixture wykorzystują podejście Euler-Euler. Pozwala to na uwzględnienie rozproszonej fazy olejowej w rozwiązywaniu równań zachowawczych i, jak widać na rys. 3 i 4, zawartość oleju wpływa na kształt przebiegu odpowiedzi. W obydwu przypadkach wzrost zawartości frakcji olejowej powoduje zwiększenie tłumienia układu.

Model Mixture dodatkowo może uwzględniać poślizg pomiędzy fazami, jak również pozwala zdefiniować wielkość cząstek oleju.

5. Symulacje tłumika przy wymuszeniu impulsowym dla różnych zawartości oleju

Jak wynika z literatury [5, 6] i badań własnych, zastosowanie modelu *Mixture* dla celów identyfikacji CFD pozwala na uwzględnienie przejmowania części energii pulsacji przez fazę ciekłą. Umożliwia to uzyskanie najbardziej realistycznych rezultatów obliczeń.

Na wykresach porównawczych symulacji z wykorzystaniem modelu *Mixture* zamieszczonych na rys. 5 pokazano przebiegi czasowe odpowiedzi impulsowych przy zawartościach oleju 1, 5, 20 i 50 % udziału masowego dla odolejacza otwartego. Z analizy poszczególnych przebiegów wynika, że wzrost zawartości oleju powoduje obniżenie podstawowej częstotliwości pulsacji.



Rys. 5. Porównanie odpowiedzi na impuls przy modelu Mixture dla różnych zawartości oleju
Fig. 5. The impulse response comparison of Mixture model for various oil fraction values

Cechą charakterystyczną tych porównań jest znaczny wpływ drugiej fazy olejowej dopiero od wartości około kilkunastu procent udziału masowego fazy ciekłej. Wprawdzie już dla mniejszych zawartości oleju zauważalny jest kierunek zmian tychże parametrów, jednak jest on na tyle nieznaczny, że w uproszczonych analizach przepływu w instalacjach gazowych i ziębnych można go pominąć.

Niniejsza praca powstała w ramach projektu badawczego PB4801/B/T02/2010/39.

Literatura

- [1] Cyklis P., *Identyfikacja termodynamiczna elementów instalacji sprężarek wypo-
porowych*, Monografia 254, Seria Mechanika, Wydawnictwo PK, Kraków 1999.
- [2] Cyklis P., Kantor R., *Liquid Contamination Effect on the Pressure Pulsations
Simulation in Volumetric Compressor Manifold*, International Compressor Engineering
Conference at Purdue, West Lafayette, USA 2006.
- [3] Cyklis P., *Symulacja procesów termodynamicznych w sprężarkach wypo-
porowych i ich instalacjach*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2009.
- [4] Cyklis P., Łuszczycycki M., Żelasko J., *Noise Control in Reciprocating
Compressor Stations*, materiały konf. 19th World Gas Conference, Milan June 1994.
- [5] ANSYS Fluent Documentation.
- [6] Kantor R., *Analiza oddziaływania odolejacza sprężarki wypo-
porowej w warunkach przepływu ustalonego i pulsującego za pomocą CFD*, praca doktorska,
Instytut Aparatury Przemysłowej i Energetyki, Politechnika Krakowska, Kraków,
czerwiec 2004.
- [7] Liu Z., Soedel W., *Using a Gas Model to Predict the Supercharging Phenomenon
in a Variable Speed Compressor*, International Compressor Engineering Conference
at Purdue, West Lafayette, USA 1994.