

Wojciech LUDWIG, Janusz DZIAK, Wojciech SAWIŃSKI

e-mail: wojciech.ludwig@pwr.wroc.pl

Zakład Inżynierii Chemicznej, Wydział Chemiczny Politechniki Wrocławskiej, Wrocław

Optymalizacja pompy strumieniowej za pomocą metod CFD

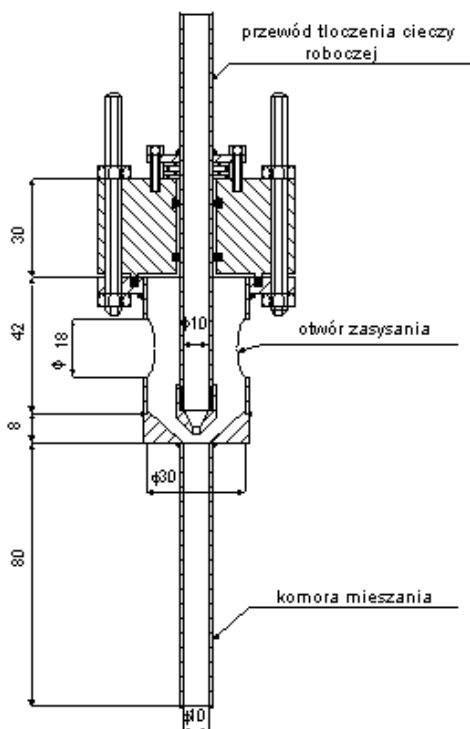
Wstęp

Strumienice od wielu lat stosuje się z powodzeniem w procesach, w których mamy do czynienia z dużymi wysokościami ssania lub z koniecznością tłoczenia mediów o właściwościach ściernych [1, 2]. Urządzenia tego typu są niezastąpione w przypadku konieczności uzyskania dużej powierzchni międzyfazowej w mieszalnikach [3].

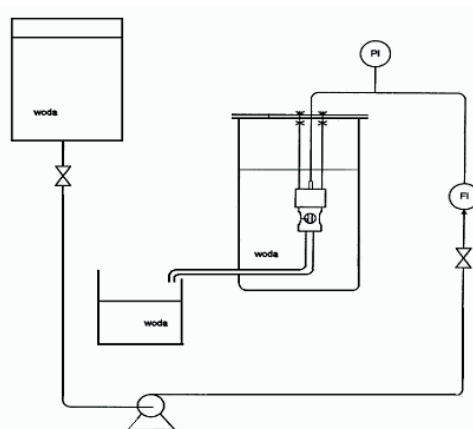
W naszej poprzedniej pracy [4] przedstawiliśmy próbę modelowania z pomocą numerycznej mechaniki płynów (*Computational Fluid Dynamics*) [5] strumienicy, która została wcześniej zaprojektowana klasycznymi metodami inżynierskimi, a następnie wykonana w Zakładzie Inżynierii Chemicznej Politechniki Wrocławskiej. W toku późniejszych rozważań autorzy doszli do wniosku, że urządzenie to może być precyzyjnie opisane jedynie modelem trójwymiarowym, a nie zaproponowanym wcześniej dwuwymiarowym, osiowosymetrycznym (strumienica nie jest osiowosymetryczna w części z otworami zasysającymi). Ponadto w niniejszej pracy weryfikację modelu oparto się na dokładnych pomiarach wartości współczynnika eejekcji (wcześniej wykorzystano wartości podciśnienia na wlocie do komory mieszania strumienicy). Model CFD został następnie użyty do znalezienia prostych metod poprawy sprawności urządzenia, bez jego znaczących przeróbek.

Badania doświadczalne

Badania doświadczalne miały na celu ustalenie wpływu parametrów konstrukcyjnych (średnica dyszy zasilającej, jej odległość od komory mieszania) i ruchowych (objętościowe natężenie przepływu cieczy roboczej) na współczynnik eejekcji strumienicy przedstawionej na rys. 1. Współczynnik eejekcji zdefiniowano jako stosunek objętościowego natężenia przepływu cieczy zasysanej do objętościowego natężenia przepływu cieczy roboczej (zasysającej). Wszystkie pomiary wykonano za pomocą układu pokazanego na rys. 2.



Rys. 1. Modelowana strumienica



Rys. 2. Układ pomiarowy do pomiaru współczynnika eejekcji

Woda była tłoczona pompą wirową poprzez rotometr do dyszy strumienicy umieszczonej we wnętrzu zbiornika mieszalnikowego. Następowo zasysanie cieczy z jego wnętrza, a następnie wypływ wymieszanych strumieni poprzez komorę mieszania i połączony z nią elastyczny przewód do zbiornika pomiarowego. Pomiar zmiany ciężaru zbiornika w czasie umożliwiał wyznaczenie objętościowego natężenia przepływu na wylocie z komory mieszania, a tym samym współczynnika eejekcji.

Na podstawie 36 punktów pomiarowych ($d = 2, 3$ i 4 mm, $L = 5, 10, 20$ mm, różne objętościowe natężenia przepływu cieczy roboczej) ustalono, że współczynnik eejekcji rośnie wraz ze wzrostem objętościowego natężenia przepływu cieczy roboczej w dyszy zasilającej, maleje wraz ze wzrostem jej średnicy, a nie zależy praktycznie od jej odległości od komory mieszania. Podciśnienie w strumienicy, a więc objętościowe natężenie przepływu cieczy zasysanej zależy głównie od prędkości cieczy roboczej w otworze dyszy. Wraz ze wzrostem średnicy dyszy, aby osiągnąć tę samą prędkość w jej otworze musimy tłoczyć ciecz roboczą ze znacznie większym objętościowym natężeniem przepływu, co powoduje spadek współczynnika eejekcji. Zbyt duża średnica dyszy zasilającej może powodować także wzrost średnicy strumienia cieczy zasilającej powyżej średnicy wlotowej komory mieszania. Strumień ulega rozbiciu o ścianki aparatu, a to powoduje straty energii, a w konsekwencji spadek współczynnika eejekcji.

Model CFD

Wszystkie modele CFD opierają się na uniwersalnych równaniach zachowania pędu (1) i masy (równanie ciągłości) (2). W przypadku strumienicy mamy do czynienia z przepływem burzliwym, który musi zostać opisany za pomocą któregoś ze znanych modeli burzliwości. W praktyce jedynym nadającym się do zastosowań inżynierskich modelem jest model *Reynoldsa*. W tym przypadku równanie zachowania pędu przybiera postać równania *Reynoldsa* (1) [6].

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \vec{u} \nabla \vec{u} + \nabla P - \mu \nabla^2 \vec{u} - \nabla \tau_{xy} - \vec{S}_y = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (2)$$

W równaniu (1) pojawia się tensor naprężeń turbulentnych, który wprowadza 6 nowych niewiadomych. Rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie modeli turbulencji. W proponowanym modelu zastosowano klasyczny model *k-ε* w odmianie *realizable*, który jest polecany dla obliczeń wypływów z dysz [7] i okazał się być najdokładniejszy w porównaniu z danymi eksperymentalnymi.

Rozwiązanie modelu CFD

Przedstawiony model CFD nie może być rozwiązany metodami analitycznymi, w związku z tym potrzebne jest narzędzie umożliwiające jego rozwiązanie metodami numerycznymi. Na rynku dostępnych jest wiele pakietów tego typu oprogramowania tj. solverów i generatorów siatki. Do najpopularniejszych zalicza się Fluent, który został przetestowany przez wielu badaczy i charakteryzuje się dużą stabilnością i pewnością zastosowanego w nim kodu [8, 9]. W związku z tym zdecydowano się na zastosowanie programu *Fluent 6.3.26* do rozwiązania równań modelowych.

Ze względu na geometrię aparatu zastosowano solver trójwymiarowy, którego parametry zoptymalizowano w oparciu o dane eksperymentalne (Tab. 1). Siatka numeryczna posiadała komórki o kształcie czworosiennym i zmienną gęstość w zależności od strefy aparatu (największa w strefie wypływu cieczy z dyszy, najmniejsza przy otworach zasysających). Sumaryczna ilość komórek wahała się w zależności od przypadku pomiędzy 1032321 a 1112126. Była to minimalna ilość komórek, przy której nie stwierdzono znaczącego wpływu wzrostu gęstości siatki na wynik końcowy (współczynnik efekcji dla siatki o dwa razy większej gęstości różnił się średnio o 3%).

Tab. 1. Parametry solvera stałe dla wszystkich symulacji

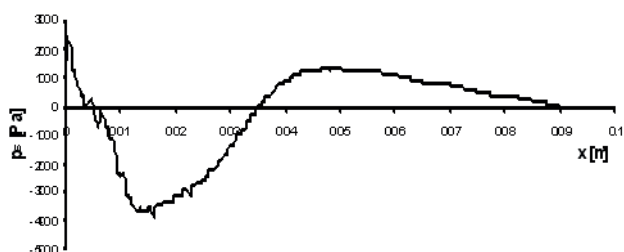
Parametr solvera	Wartość
Typ solvera	Trójwymiarowy, rozdzielony, ustalony
Współczynniki relaksacji	Proponowane domyślnie przez program
Dyskretyzacja	Dla wszystkich parametrów: drugiego rzędu pod prąd
Sprzężanie ciśnienia z prędkością	SIMPLE

Wyniki obliczeń

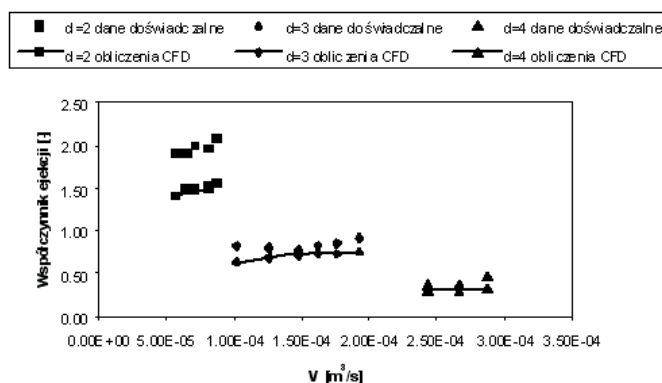
W wyniku obliczeń otrzymano rozkłady osiowe i promieniowe prędkości cieczy oraz jej ciśnienia w aparacie. Dane te umożliwiały wyznaczenie objętościowego natężenia przepływu na wylocie z komory mieszania, a w związku z tym współczynnika efekcji. Wyniki te porównano z wynikami eksperymentalnymi. Średni błąd obliczeń przy optymalnych ustawieniach solvera wyniósł dla 36 punktów -10%.

Jednocześnie kształt profilu ciśnienia statycznego wzdłuż osi aparatu wskazał na zbyt dużą długość komory mieszania. Proces mieszania kończył się przed wylotem z komory mieszania (maksimum na krzywej ciśnienia statycznego). Taka jej długość byłaby wystarczająca. We wszystkich przypadkach maksimum ciśnienia statycznego występowało przy x od 0,04 do 0,065 m (w zależności od odległości dyszy od komory mieszania), co odpowiada długości komory mieszania równej 0,035 m. Komora mieszania powinna zostać więc skrócona mniej więcej o połowę, aby zapobiec niepotrzebnym stratom ciśnienia we wnętrzu strumienicy.

Model przewidywał prawidłowo wpływ zmiennych konstrukcyjnych i ruchowych na współczynnik efekcji (Rys. 4). Po sprawdzeniu poprawności modelu wykonano za jego pomocą szereg symulacji mających sprawdzić wpływ kształtu i wielkości otworów zasysających na współczynnik efekcji. Przeprowadzono obliczenia dla jednego i dwóch otworów okrągłych o średnicy takiej jak istniejące w aparacie (18 mm), oraz dwóch otworów prostokątnych o długości boku 18 mm. Nie zaobserwo-



Rys. 3. Przykładowa zależność ciśnienia statycznego od odległości od wylotu z dyszy zasilającej ($d=2$ mm, $L=10$ mm, $V=2,3 \cdot 10^{-4}$ m³/s)



Rys. 4. Zależność współczynnika efekcji od objętościowego natężenia przepływu cieczy roboczej dla różnych średnic dyszy zasilającej ($L=10$ mm)

wano istotnych zmian współczynnika efekcji (różnica średnia wynosiła około 4%). Testowane otwory wciąż miały na tyle dużą powierzchnię, aby nie wywoływać dodatkowych oporów ssania i zmniejszać współczynnik efekcji.

Wnioski

Prezentowany model umożliwia z zadowalającą dokładnością obliczanie współczynnika efekcji strumienicy. Jednocześnie pozwala na wskazanie parametrów, których zmiana wpływa w zasadniczy sposób na działanie urządzenia. Są to: objętościowe natężenie przepływu cieczy roboczej oraz średnica dyszy zasilającej. Obliczenia wykazały, że konstrukcję badanej strumienicy należy zoptymalizować skracając komorę mieszania.

Oznaczenia

d – średnica dyszy zasilającej, [m]

L – odległość pomiędzy dyszą zasilającą a wlotem do komory mieszania, [m]

p_s – ciśnienie statyczne, [Pa]

P – ciśnienie, [Pa]

t – czas, [s]

V – natężenie przepływu cieczy roboczej, [m³/s]

x – odległość od wylotu z dyszy zasilającej, [m]

μ – lepkość dynamiczna płynu, [Pa·s]

ρ – gęstość, [kg/m³]

\vec{S}_v – człon opisujący zewnętrzne siły objętościowe, [N/m³]

\vec{v} – prędkość płynu, [m/s]

τ_{xy} – tensor naprężeń *Reynoldsa*, [Pa]

\vec{u} – wektor prędkości średniej, [m/s]

LITERATURA

- [1] R. Senthil Kumar, S. Kumaraswamy, A. Mani: Desalination **204**, 437 (2007).
- [2] X. Long, H. Yao, J. Zhao: International Journal of Heat and Mass Transfer **52**, 2415 (2009).
- [3] R.W. Bayley, C. A. Biggs: Chemical Engineering Journal **118**, 221 (2006).
- [4] W. Ludwig, J. Dziak, W. Sawiński: Inżynieria i Aparatura Chemiczna **46**, nr 6, 18 (2007).
- [5] Z. Jaworski: Numeryczna mechanika płynów w inżynierii chemicznej i procesowej. Akademicka Oficyna Wydawnicza Exit, Warszawa 2005.
- [6] J.D Anderson: Computational fluid dynamics: the basics with application. Mc-Graw Hill, New York 1995.
- [7] S. Ali, A. Ansari, R. Mahammad: Validation of turbulence models in Fluent for modeling flows in jet pumps, Fluent UGM (www.fluentusers.com), 2003.
- [8] S.H. Hosseini, M. Zivdarb, R. Rahimi: Chemical Engineering and Processing: Process Intensification **48**, 1539, (2009).
- [9] J. Wójcik, R. Plewik: Chemical Engineering and Processing: Process Intensification **48**, 1527, (2009).