

Wojciech LUDWIG<sup>1</sup>, Daniel ZAJĄC<sup>2</sup>

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

<sup>1</sup> Zakład Inżynierii Chemicznej, Wydział Chemiczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław<sup>2</sup> Katedra Inżynierii Środowiska, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska, Opole

## Analiza metodą CFD równomierności rozplywu gazu w wymienniku ciepła

## Wprowadzenie

Obliczanie oporów przepływu płynu przez przestrzeń międzyrurową przepływowych wymienników ciepła jest zagadnieniem skomplikowanym [Parikshit i in., 2015]. Zapewnienie równomierności rozplywu przepływającego przez pęk rur medium jest niezwykle istotne z punktu widzenia maksymalnego wykorzystania dostępnej powierzchni wymiany ciepła a także żywotności rur. W przypadku niewłaściwego rozplywu strugi czynnika roboczego część rur w pęku może być omywana tylko w nieznacznym stopniu, co obniża ogólną wydajność wymiennika. Drugim problemem w przypadku nierównomiernego rozplywu czynnika jest powstawanie stref martwych. W przypadku wysokich temperatur czynnika może to zwiększać niebezpieczeństwo uszkodzeń termicznych poszczególnych rur [Kim i in., 2009].

**Ekonomizery** to przepływowe wymienniki ciepła często stosowane w układach odzysku ciepła z różnych procesów technologicznych. Umieszczenie tego typu aparatów w instalacji nastęca wielu trudności, wynikających ze specyfiki danego procesu technologicznego oraz technicznych wymogów ciągu urządzeń. Muszą być one montowane np. w stropach o mniejszej nośności, jako elementy kominów czy też w kanałach doprowadzające gaz [Niamsuwan i in., 2013]. Niezwykle istotne jest zatem, aby takie wymienniki cechowały się możliwie małymi gabarytami oraz masą. Dzięki temu, ich montaż w lokalizacjach niedostępnych dotychczas dla tradycyjnych, bardzo często przewymiarowanych konstrukcji, będzie możliwy.

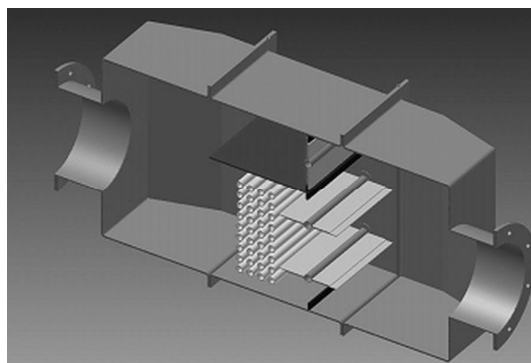
Celem pracy było opracowanie wstępnej modyfikacji budowy produkowanego już ekonomizera. Prace koncepcyjne odnosiły się do ustalenia nowych parametrów geometrycznych w kontekście możliwości zapewnienia optymalnej dynamiki przepływu w przestrzeni międzyrurowej oraz zmniejszeniu gabarytów i masy stosowanego urządzenia przy zachowaniu na zbliżonym poziomie wydajności wymiennika i jego parametrów eksploatacyjnych. Do optymalizacji konstrukcji aparatu użyto metod numerycznej mechaniki płynów CFD (*Computational Fluid Dynamics*). W związku z dynamicznym rozwojem zarówno sprzętu jak i oprogramowania, stanowią one aktualnie dogodną alternatywę dla klasycznych metod modelowania. Cechują się uniwersalnością oraz skalowalnością, a w przypadku przepływów jednofazowych także wystarczającą dokładnością [Jaworski, 2005; Kim i in., 2009].

## Założenia konstrukcyjne i ruchowe

Bazę obliczeń CFD stanowił projekt produkowanego urządzenia (Rys. 1) oraz dopuszczalne wartości parametrów ruchowych dostarczone przez producenta (Tab. 1). Czynnikiem przepływającym było powietrze. Ponieważ na tym etapie badań nie przewidywano uwzględnienia ruchu ciepła, w modelu CFD dokonano szeregu uproszczeń geometrii urządzenia. Pominięto przestrzenie wewnątrzrurowe oraz obszary napływu do nich gazu. Nie uwzględniono także elementów mocujących takich jak kołnierze, śruby itp. Obszar obliczeniowy został w ten sposób ograniczony do głównego korpusu aparatu wraz z krótkimi odcinkami rury wlotowej i rury wylotowej.

Tab. 1. Zakresy dopuszczalnych wartości parametrów ruchowych modelowanego urządzenia

Parametr	Dopuszczalna wartość
Temperatura czynnika w przestrzeni międzyrurowej	500÷100°C
Prędkość średnia czynnika w przestrzeni międzyrurowej	2÷6 m/s
Spadek ciśnienia czynnika w przestrzeni międzyrurowej	100÷500 Pa



Rys. 1. Poglądowy projekt produkowanego ekonomizera

## Parametry modelu CFD

Badania rozpoczęto od przeprowadzenia prób z siatkami numerycznymi o różnej gęstości i rozkładzie komórek. Ostatecznie wewnątrz aparatów zastosowano siatkę hybrydową o tetrahedralnych komórkach. W celu zachowania prawidłowej gęstości oraz właściwych wartości funkcji pomostowych w strefie przyściennej wprowadzono ponadto zagęszczoną, pięciowarstwową siatkę o komórkach heksahedralnych (Tab. 2).

Tab. 2. Podstawowe parametry dobranej siatki numerycznej w aparacie standardowym

Parametr siatki	Wartość
Liczba komórek	3789102
Liczba węzłów	1251620
Minimalna objętość komórki	$2,186737 \cdot 10^{-10}$
Maksymalna objętość komórki	$8,762382 \cdot 10^{-7}$
Maksymalna skośność	0,9

Wykonano także test niezależności rozwiązania od gęstości siatki. Dla siatki o trzykrotnie większej gęstości (trzy razy więcej komórek) wartości całek objętościowych prędkości, ciśnienia,  $k$  i  $\epsilon$  zmieniły się średnio o około 10 %, co uznano za wartość zadowalającą do obliczeń jakościowych.

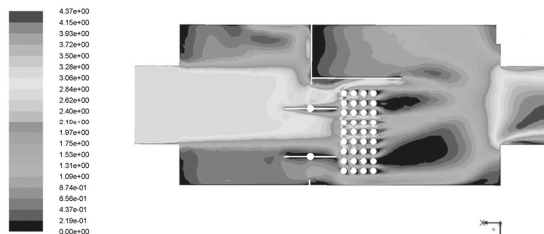
Ze względu na geometrię aparatu (brak symetryczności) zastosowano model 3D. Na podstawie wartości liczb *Reynoldsa* stwierdzono, że w urządzeniu występował przepływ turbulentny, do opisu którego zastosowano standardowy, wielokrotnie testowany model  $k$ - $\epsilon$  jako jedyny nadający się do obliczeń inżynierskich. Początkowy etap badań obejmował także optymalizację ustawień *solvera* (*Ansys Fluent 15*) zastosowanego do rozwiązania równań opisujących przepływ gazu w urządzeniu (Tab. 3). Ostatecznie uzyskano zestaw wartości umożliwiających uzyskanie stabilnego rozwiązania przy najmniejszej liczbie iteracji (1000). Obliczenia kontynuowano do momentu osiągnięcia przez skalowalne residua wartości poniżej  $10^{-4}$  oraz niezmienności całek objętościowych ciśnienia, prędkości,  $k$  i  $\epsilon$ . Wpływ temperatury na hydrodynamikę przepływu uwzględniano poprzez zmianę własności fizycznych powietrza, stałych dla całej objętości aparatu. Gęstość i lepkość powietrza w danej temperaturze obliczano odpowiednio: na podstawie równania gazu doskonałego i równania *Sutherlanda*. Prędkość na wlocie aparatów ustawiano w taki sposób, aby średnia prędkość liczona na pustą przestrzeń międzyrurową zawarta była w przedziale podanym w specyfikacji ruchowej (2÷6 m/s).

Tab. 3. Wartości parametrów symulacji (stałe dla wszystkich obliczeń)

Parametr symulacji	Wartość
Solver	3D, <i>pressure based</i>
Model przepływu burzliwego	klasyczny <i>k-ε</i> ze standardowymi wartościami stałych
Opis strefy przyściennej	standardowa funkcja przyścienna
Warunek brzegowy na wlocie do aparatu	<i>velocity inlet</i>
Warunek brzegowy na wylocie z aparatu	<i>pressure outlet</i>
Warunek brzegowy dla ścian	wall, prędkość gazu 0, brak wymiany ciepła
Wartości współczynników relaksacji	wszystkie 0.1
Metody dyskretyzacji	wszystkie drugiego rzędu <i>pod prąd</i>

### Wyniki obliczeń w aparacie standardowym

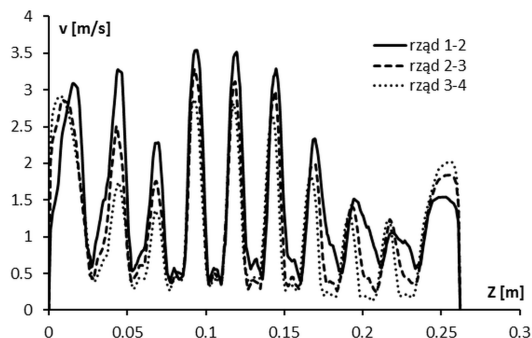
Na początku analizy działania urządzenia wykonano szereg symulacji dla zmiennej temperatury w aparacie (100-500°C) uzyskując pola prędkości i ciśnienia dla skrajnych, dopuszczalnych prędkości powietrza w przestrzeni międzyrurkowej (2 i 6 m/s). Wszystkie symulacje dotyczyły przypadku, w którym cały strumień gazu płynie przez wymiennik ciepła (obejście jest zamknięte), a kłapy regulacyjne są maksymalnie otwarte (Rys. 1).



Rys. 2. Pole prędkości [m/s] powietrza w przekroju wzdłużnym aparatu (przy temperaturze 100°C, prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurkowej 2 m/s, wlot z lewej strony)

W całym zakresie prędkości przepływu powietrza spadek ciśnienia był niższy od dopuszczalnego, natomiast gaz nie płynął całym przekrojem wymiennika ciepła. Prędkości przepływu pomiędzy rurami były największe w rzędach naprzeciw rury wlotowej (Rys. 2). W tych przestrzeniach prędkość powietrza miała wartość powyżej założonych maksymalnych wartości (w pierwszych rzędach ponad dwukrotną) (Rys. 3). Im większa odległość od osi rury wlotowej, tym w danym rzędzie uzyskiwano mniejszą prędkość powietrza. Jest to spowodowane słabym rozplywem strugi powietrza wlotowego, która nie obejmuje całego przekroju międzyrurkowego. Wraz ze zwiększeniem odległości od wlotu aparatu występują przestrzenie martwe o najniższej prędkości przepływu gazu (poniżej 0,5 i 2 m/s, odpowiednio dla najniższej i najwyższej prędkości wlotowej powietrza) (Rys. 3).

**Badana konstrukcja produkowanego aparatu** charakteryzuje się nierównomiernym opływem gazu wokół rurek wymiennika ciepła. Struga powietrza wpływająca z wąskiej rury wlotowej do szerokiej komory urządzenia nie ma miejsca na zwiększenie swego przekroju. Prawie całe powietrze płynie szerokością wymiennika o porównywalnych wymiarach ze średnicą rury wlotowej. Powoduje to lokalny wzrost prędkości gazu powyżej dopuszczalnych wartości. Ponadto za rurkami wymiennika występują strefy martwe, w których gaz wolno przepływa pomiędzy rzędami. W związku z tym w dalszej części pracy zaproponowano kilka rozwiązań konstrukcyjnych mających wyeliminować lub ograniczyć te niekorzystne zjawiska.



Rys. 3. Prędkość przepływu gazu [m/s] w przekroju poprzecznym ekono-mizera pomiędzy kolejnymi rzędami rur wymiennika ciepła (Z - odległość od przegrody między wymiennikiem ciepła a obejściem. Prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurkowej 2 m/s, temperatura 100°C)

### Analiza propozycji zmian konstrukcyjnych

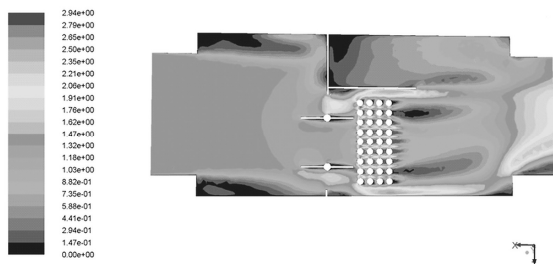
Na podstawie przeprowadzonej analizy CFD przepływu gazu w standardowym ekono-mizerze zaproponowano zmiany budowy urządzenia wpływające na rozplyw gazu, ewentualnie zmniejszające jego masę, a przez to zużycie materiałów konstrukcyjnych (Tab. 4). Ze względu na zalecenia producenta nie brano pod uwagę strefy rurek, a jedynie wlot i wylot urządzenia.

Tab. 4. Porównanie parametrów przepływu powietrza w różnych propo-zycjach modyfikacji konstrukcyjnych ekono-mizera (Prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurkowej 6 m/s, temperatura 100°C, w - prędkość średnia dla profilu pomiędzy 1 i 2 rzędem rur)

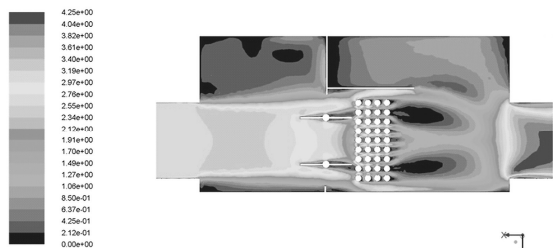
Nr	Skrócony opis modyfikacji	Spadek ciśn. [Pa]	w [m/s]	Rys.
1.	Najlepsze rozwiązanie biorące pod uwagę spadek ciśnienia i równomierność rozplywu - aparat o zwiększonej średnicy zewnętrznej rury wlotowej do 300 mm	28	3,3	4
2.	Rura wlotowa o średnicy zewnętrznej 200 mm przesunięta na wprost wymiennika	56	4,4	5
3.	Zmniejszenie długości korpusu aparatu (bez rur przyłączeniowych z kołnierzami) z 782 mm do 582 mm poprzez usunięcie części o stałej powierzchni przekroju	59	4,2	6
4.	Zmniejszenie długości korpusu aparatu (bez rur przyłączeniowych z kołnierzami) z 782 mm do 500 mm poprzez usunięcie części o zmiennej powierzchni przekroju	61	4,1	7
5.	zmniejszenie wysokości obejścia wymiennika ciepła do 96 mm	58	4,2	8

Po zwiększeniu średnicy zewnętrznej rury wlotowej z 200 do 300 mm (modyfikacja 1) następuje ujednoczenie pola przepływu gazu w przestrzeniach międzyrurkowych (Rys. 4 i 9). Wraz ze zwiększaniem odległości od wlotu aparatu prędkość średnia powietrza pomiędzy rzędami rur zmienia się w niewielkim stopniu (odpowiednio 15% i 9% dla najmniejszej i największej prędkości wlotowej gazu). Nadal jednak prędkość gazu jest najmniejsza pomiędzy rurkami najbardziej oddalonymi od osi rury wlotowej, za dolną kłapą sterującą (Rys. 9). Zwiększenie średnicy rury wlotowej powoduje znaczące zmniejszenie się spadku ciśnienia (o 51% w przypadku największej prędkości wlotowej) (Tab. 4). W przypadku przesunięcia rury wlotowej i wylotowej o standardowych wymiarach (modyfikacja 2) daje się zaobserwować pewne ujednoczenie pola przepływu gazu (Rys. 5 i 9). Prędkość pomiędzy dolnymi rurkami wymiennika wzrasta, natomiast spadek ciśnienia w aparacie pozostaje bez większych zmian.

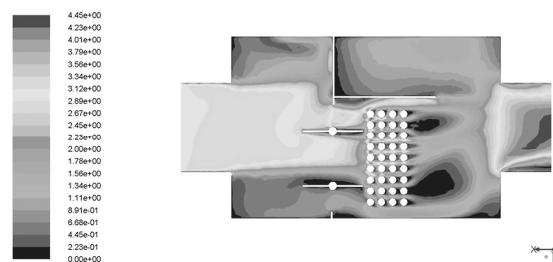
Następne zmiany konstrukcji części wlotowej i wylotowej (Modyfikacja 3 i 4, Tab. 4) nie spowodowały zmian profilu prędkości



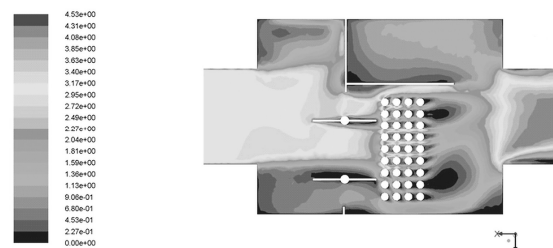
Rys. 4. Pole prędkości powietrza [m/s] w przekroju wzdłużnym aparatu; Modyfikacja 1. (Temperatura 100°C, prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurowej 2m/s, wlot z lewej strony)



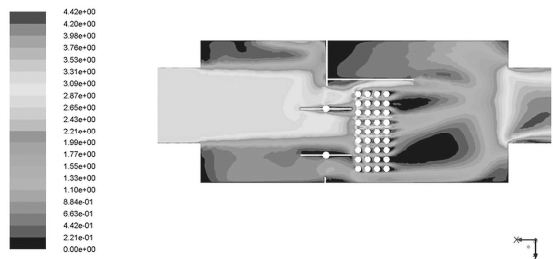
Rys. 5. Pole prędkości powietrza [m/s] w przekroju wzdłużnym aparatu; Modyfikacja 2. (Temperatura 100°C, prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurowej 2 m/s, wlot z lewej strony)



Rys. 6. Pole prędkości powietrza [m/s] w przekroju wzdłużnym aparatu; Modyfikacja 3. (Temperatura 100°C, prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurowej 2 m/s, wlot z lewej strony)



Rys. 7. Pole prędkości powietrza [m/s] w przekroju wzdłużnym aparatu; Modyfikacja 4. (Temperatura 100°C, prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurowej 2 m/s, wlot z lewej strony)

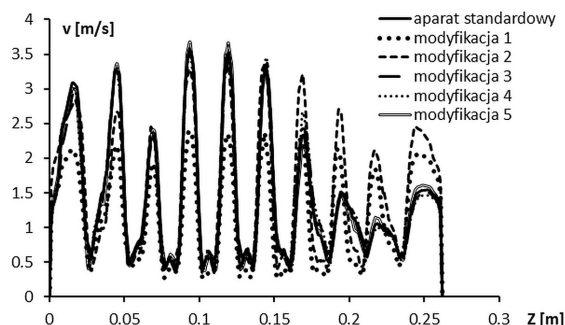


Rys. 8. Pole prędkości powietrza [m/s] w przekroju wzdłużnym aparatu; Modyfikacja 5. (Temperatura 100°C, prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurowej 2 m/s, wlot z lewej strony)

przepływu pomiędzy rurkami wymiennika ciepła badanych aparatów (Rys. 6, 7 i 9). We wszystkich modyfikacjach odległość między wlotem do aparatu a rurkami wymiennika była na tyle mała, że struga gazu nie zdążyła się rozszerzyć powyżej średnicy rury wlotowej.

Modyfikacje 3. i 4. nieznacznie zwiększają spadek ciśnienia w aparatach (maksymalnie o 7%). Największy wzrost ciśnienia powoduje modyfikacja 4., co związane jest z usunięciem łagodnie zężającej się części wylotowej aparatu i gwałtownym zężeniem przekroju (Tab. 4, Rys. 7). Modyfikacja 3. powoduje nieznaczny wzrost spadku ciśnienia, nie wpływając na rozplływ gazu, jednocześnie dając największe oszczędności materiałów konstrukcyjnych.

W przypadku całkowicie zamkniętego obejścia jego wysokość nie wpływa na równomierność rozplwy gazu w ekonomizerze. Prędkości gazu pomiędzy rurkami nie zmieniają się (Rys. 8 i 9). Podobnie jest ze spadkiem ciśnienia. Dla maksymalnej prędkości wlotowej gazu spadek ciśnienia zwiększył się jedynie o 2%.



Rys. 9. Prędkość przepływu gazu [m/s] w przekroju poprzecznym wymiennika ciepła ekonomizera pomiędzy 1 i 2 rzędem rur dla różnych modyfikacji konstrukcyjnych (Z – odległość od przegrody między wymiennikiem ciepła a obejściem). Prędkość średnia liczona na przekrój przestrzeni międzyrurowej 2 m/s, temperatura 100°C)

### Wnioski

Biorąc pod uwagę spadek ciśnienia i równomierność napływu gazu na rurki wymiennika, spośród wszystkich testowanych konstrukcji, optymalną wydaje się być urządzenie z rozszerzoną ( $d_r = 300$  mm) lub przesuniętą rurą wlotową. W pierwszym przypadku prędkości napływu gazu na pierwszy rząd rurek wymiennika ciepła są bardzo wyrównane (Rys. 9). Spadek ciśnienia z powodu najmniejszej prędkości wlotowej powietrza jest najmniejszy (mniejszy o 51% w odniesieniu do konstrukcji produkowanej) (Tab. 4).

Niestety, tego typu rozwiązanie pociąga za sobą wzrost masy aparatu i większe zużycie materiałów konstrukcyjnych. Przesunięcie rury wlotowej praktycznie nie wpływa na spadek ciśnienia i masę urządzenia, zwiększając jednocześnie równomierność rozplwy gazu (Rys. 9).

Testowane modyfikacje 3, 4 i 5 nieznacznie zwiększają spadek ciśnienia, nie powodując pogorszenia warunków rozplwy medium w strefie rurek, a zmniejszają masę aparatu. Ostateczne wnioski dotyczące optymalnej konstrukcji będzie można wyciągnąć dopiero po wykonaniu badań eksperymentalnych z użyciem modeli laboratoryjnych.

### LITERATURA

Jaworski Z., (2005). *Numeryczna mechanika płynów w inżynierii chemicznej i procesowej*. Wyd. Exit, Warszawa

Kim M. I., Lee Y., Kim B. W., Lee D. H., Song W. S., (2009). CFD modeling of shell-and-tube heat exchanger header for uniform distribution among tubes. *Korean J. Chem. Eng.*, 26(2), 359-363. DOI:10.1007/s11814-009-0060-7

Niamsuan S., Kittisupakorn P., Mujtaba I. M., (2013). A newly designed economizer to improve waste heat recovery: A case study in a pasteurized milk plant. *Appl. Therm. Eng.*, 60, 188-199. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2013.06.056

Parikshit B., Spandana K.R., Krishna V., Seetharam T.R., Seetharamu K.N., (2015). A simple method to calculate shell side fluid pressure drop in a shell and tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Trans.*, 84, 700-712. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.068

*Praca była finansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu POIG.01.04.00-16-288/13.*