

**Instytut Inżynierii
Mechanicznej**

**Wydział Budownictwa,
Mechaniki i Petrochemii**

**Politechnika
Warszawska**

Załącznik nr 2

A U T O R E F E R A T

**PRZEDSTAWIAJĄCY DOROBEK I OSIĄGNIĘCIA
NAUKOWE HABILITANTA**

DR INŻ. KRZYSZTOF J. WOŁOSZ



Płock, 4 stycznia 2018

ul. Łukasiewicza 17
09-400 Płock
tel. (24) 367 22 12
iim.wbmp@pw.edu.pl
pw.plock.pl

I. Charakterystyka habilitanta

A. Imię i nazwisko:

Krzysztof Jan Wołosz

B. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe/artystyczne – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej:

1. Dyplom ukończenia studiów wyższych w kierunku mechanika i budowa maszyn praca magisterska na temat „Komputerowo wspomaganą analizą wybranych problemów przewodzenia ciepła w ciele stałym” - 1998.
2. Doktor nauk technicznych w dziedzinie budowa i eksploatacja maszyn. Przewód doktorski na Wydziale Budownictwa Mechaniki i Petrochemii Politechniki Warszawskiej. Temat rozprawy: „Teoretyczne i eksperymentalne badania okresowo zmiennego pola prędkości przy przepływie cieczy przez ruchomy pęk rur.” - 2008.
3. Świadectwo ukończenia studiów podyplomowych w zakresie Zarządzania Projektami - 2007.

C. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych:

1. 1998 - 2006 - Politechnika Warszawska Wydział Budownictwa Mechaniki i Petrochemii - asystent
2. 2006 - 2008 - Politechnika Warszawska, Centrum Doskonałości CERED - starszy technolog w ramach projektu TOSSIE
3. 2008 - 2010 - Politechnika Warszawska, Centrum Doskonałości CERED - starszy specjalista w ramach projektu HYVOLUTION
4. od 2010 - Politechnika Warszawska, Instytut Inżynierii Mechanicznej, adiunkt.

II. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r. poz. 882 ze zm. w Dz. U. z 2016 r. poz. 1311.):

A. Tytuł osiągnięcia naukowego/artystycznego:

1. Cykl publikacji pod wspólnym tytułem: **Zjawiska przepływowe w systemach wykorzystujących uderzenie pneumatyczne.**

B. Publikacje wchodzące w skład osiągnięcia naukowego(autor / autorzy, tytuł/tytuły publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa, recenzenci wydawniczy):

- B1 Wołosz Krzysztof J., 2017. Exergy destruction in the pneumatic pulsator system during one working cycle. *Energy*, DOI: 10.1016/j.energy.2017.07.079.
(IF = 4,520; IF₅ = 5,182; SJR = 1,999; 45 pkt wg MNiSW)
- B2 Wołosz Krzysztof J., Wernik Jacek, 2017. O efektywności wykorzystania energii w przemysłowych pulsatorach pneumatycznych. *Przemysł Chemiczny*, 96/4, DOI: 10.15199/62.2017.4.18.
(IF = 0,385; IF₅ = 0,329; SJR = 0,183; 15 pkt wg MNiSW)
- B3 Wołosz Krzysztof J., Wernik Jacek, 2016. Exergy Analysis of the Air Evacuation Process from the Pressure Accumulator of the Pneumatic Pulsator System. *Chemical Engineering Transactions*, 52, 19–24, DOI: 10.3303/CET1652004.
(SJR = 0,346; 15 pkt wg MNiSW)
- B4 Wołosz Krzysztof J., Wernik Jacek, 2016. On the heat in the nozzle of the industrial pneumatic pulsator. *Acta Mechanica*, 227, 1111–1122, DOI: 10.1007/s00707-015-1502-4.
(IF = 1,851, IF₅ = 1,769; SJR = 0,881; 30 pkt wg MNiSW)
- B5 Wołosz Krzysztof J., Wernik Jacek, 2015. The Release of Energy from the Pressure Accumulator in the Pneumatic Pulsator. *Chemical Engineering Transactions*, 45, 979–984, DOI: 10.3303/CET1545164.
(SJR = 0,418; 10 pkt wg MNiSW)

- B6 Wołosz Krzysztof J., Wernik Jacek, 2015. Air Evacuation from the Pressure Accumulator during Work Cycle of the Pneumatic Pulsator. *Applied Mechanics and Materials*, 797, 327–333, DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.797.327. (SJR = 0,116)
- B7 Wołosz Krzysztof J., Wernik Jacek, 2015. Three-Dimensional Flow Optimization of a Pneumatic Pulsator Nozzle with a Continuous Adjoint. *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation*, 16(1), 3–9, DOI: 10.1515/ijnsns-2014-0043. (IF = 1,545; IF₅ = 0,906; SJR = 0,297; 30 pkt wg MNiSW)
- B8 Wołosz Krzysztof, Wernik Jacek, 2014. The improvement of the pneumatic pulsator nozzle according to the results of the continuous adjoint for topology optimization. *Logistyka: czasopismo dla profesjonalistów*, 6, 11007–11013. (10 pkt wg MNiSW)
- B9 Wołosz Krzysztof, Wernik Jacek, 2014. Heat generation calculation on the basis of numerical simulation results of supersonic airflow in a nozzle. *Chemical Engineering Transactions*, 39, 1363–1368, DOI: 10.3303/CET1439228. (SJR = 0,432; 10 pkt wg MNiSW)
- B10 Wołosz Krzysztof, Wernik Jacek, 2012. Pneumatic pulsator design as an example of numerical simulations in engineering applications. *Open Engineering*, 2(1), 76–82, DOI: 10.2478/s13531-011-0050-5. (SJR = 0,199; 11 pkt wg MNiSW)
- B11 Urbaniec Krzysztof, Wernik Jacek, Wołosz Krzysztof, 2009. Optimal design of the head of a pneumatic pulsator. *Chemical Engineering Transactions*, 18, 237–242, DOI: 10.3303/CET0918037. (SJR = 0,222; 10 pkt wg MNiSW)
- B12 Projekt przemysłowego pulsatora pneumatycznego do udrażniania silosów na materiały sypkie - wdrożenie w oparciu o umowę know-how.

Pozycje B1, B2, B4, B7 znajdują się na liście Journal Citation Report, których łączny wskaźnik IF = 8,301, a IF₅ = 8,186. Pozycje B3, B5, B9, B10, B11 są zamieszczone w bazie Web of Science. Łączna ilość punktów wg MNiSW wynosi 186.

C. Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.

Wprowadzenie

Rosnące koszty energii sprawiają, że racjonalne zużycie energii oraz optymalizacja funkcjonowania aparatów znajdują zastosowanie w obszarach, w których do tej pory nie było potrzeby ich stosowania. Analiza energetyczna zwykle stosowana jest w systemach i układach, dla których warunki pracy są ustalone. W wielu wypadkach wartości zużycia energii lub też wykonanej pracy brane jako dane do analizy energetycznej podawane są jako wartości nie tylko ustalone, ale również nieuwzględniające strat. Niekiedy najistotniejszym parametrem jaki trzeba określić jest ilość energii jaką faktycznie mamy do dyspozycji. Wiąże się to ściśle z pojęciem egzergii, tj. ilością energii jaka może być zamieniona na pracę w trakcie funkcjonowania urządzenia. Podobnie jak analiza energetyczna, także analiza egzergetyczna jest w literaturze najczęściej ograniczona do układów przemysłowych, w których warunki pracy są ustalone, a parametry poszczególnych urządzeń są znane *a priori*. W swojej pracy habilitacyjnej pragnę poruszyć zagadnienia związane z optymalizacją i efektywnością energetyczną w urządzeniu, w którym zjawiska przepływowe są nieustalone, dla których ilość zgromadzonej energii nie jest znana.

Obiektem, który był badany na okoliczność optymalizacji i efektywności energetycznej było urządzenie do udrażniania spustów silosów na materiały sypkie. Urządzenie to jest stosowane w przemyśle ciężkim, gdzie analizowanie efektywności wykorzystania energii nie było do tej pory przedmiotem zainteresowania. W materiałach eksploatacyjnych takie jak ziarno, cement, węgiel oraz wszelakie proszki, przechowywanych w silosach, występują siły spójności (kohezja) mniejsza od ciał stałych oraz większa od zera (w przypadku płynów). Występowanie sił spójności w złożu materiału sypkiego powoduje w wielu wypadkach wystąpienie zjawisk niekorzystnych powodujących zatrzymanie linii transportowych i zablokowanie wylotu silosu.

W ramach projektu badawczo-rozwojowego zespół naukowców w ramach programu Inicjatywa Technologiczna I zaprojektował i wdrożył do produkcji wraz z partnerem przemysłowym urządzenie do udrażniania spustów na materiały sypkie. Konstrukcję oparto na zaworze szybkiego reagowania pracującym w sieci sprężonego powietrza stosowanego w dużych zakładach przemysłowych. Urządzenie to, zwane pulsatorem pneumatycznym, wykorzystuje uderzenie pneumatyczne, będące wynikiem szybkozmiennej parcia gazu na złożę materiału sypkiego.

Zjawiska przepływowe zachodzące w pulsatorach pneumatycznych charakteryzują się intensywnymi, nieustalonymi przemianami termodynamicznymi gazów. Badania

tych zjawisk nie są opisywane w literaturze i stanowią nowość w tym obszarze nauki. Poznanie ich charakterystyki oraz możliwości optymalizacji i efektywności wykorzystania zgromadzonej energii pozwoli na poszerzenie możliwości opisu sprawności urządzeń, szczególnie funkcjonujących w warunkach nieustalonych.

Cel i zakres prac

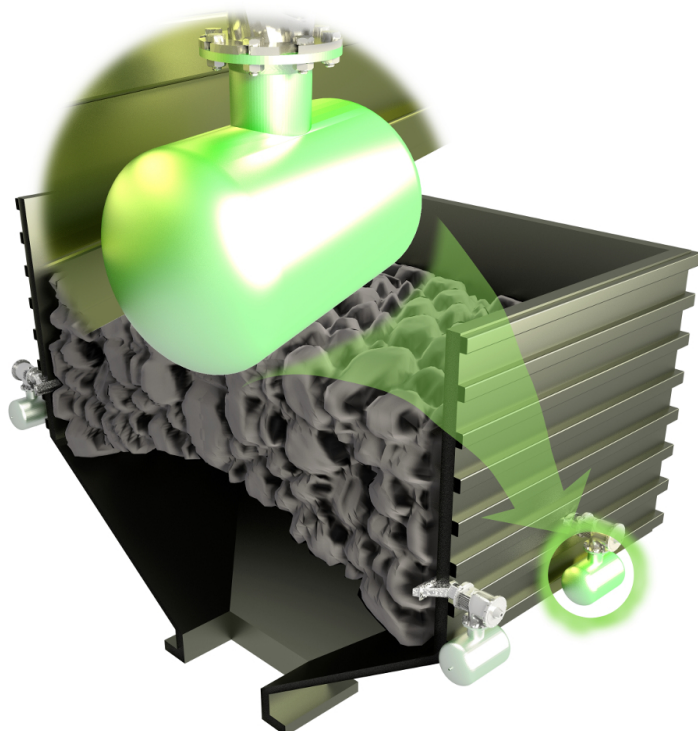
Celem prac przedstawionych w cyklu publikacji jest rozpoznanie oraz opis zjawisk zachodzących w trakcie szybkozmiennych przepływów gazów przez zamknięty kanał oraz uwolnienie gazu do atmosfery co pozwoliłyby na określenie ilościowe oraz jakościowe efektywności energetyczne badanych urządzeń. Cel obejmował także badanie możliwości optymalizacji topologii kanału, w którym zachodzi przepływ gazu za pomocą operatora sprzężonego.

Zakres prac obejmował opracowanie oryginalnego osiągnięcia projektowego oraz symulacje numeryczne wraz z przeprowadzeniem walidacji modele numerycznych. Osiągnięcie celu pracy możliwe było poprzez badanie nagłego wypływu gazu z akumulatora ciśnienia, badania przepływu przez dyszę pulsatora, oraz badania przepływu przez głowicę pulsatora. Wszystkie wymienione obiekty są elementami składowymi układu pulsatora pneumatycznego.

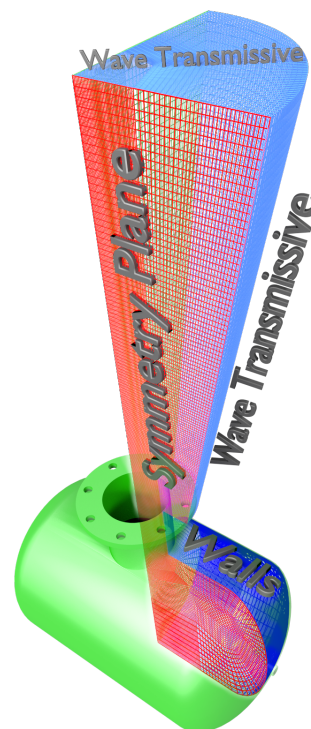
Badania nagłego wypływu powietrza z akumulatora ciśnienia [B1,B6]

Elementem systemu, z którego badany był wypływ jest akumulator ciśnienia. Jest to zbiornik ciśnieniowy, w którym znajduje się sprężone powietrze, a którego energia jest wykorzystywana do rozbijania niekorzystnych struktur w materiale sypkim. W literaturze podawane są analityczne metody wyznaczania prędkości i czasu wypływu gazu podczas gwałtownego opróżniania zbiornika. Jednakże wszystkie one zakładają wymiary otworu jako znacznie mniejsze niż główne wymiary zbiornika. W przypadku akumulatora ciśnienia takie założenie nie może zostać przyjęte z uwagi na znaczny rozmiar otworu w stosunku do głównych rozmiarów zbiornika.

Model numeryczny. Model matematyczny i numeryczny zjawiska szybkiego opróżniania akumulatora ciśnienia jest oparty na geometrii zbiornika. W celu właściwego opisu wzięty jest także pod uwagę fragment otaczającego zbiornik powietrza. Akumulator ciśnienia jest zbiornikiem o pojemności $0,115 \text{ m}^3$, w którym króciec zamontowany jest w części walcowej. Króciec ma średnicę nominalną 150 mm i wykorzystywany jest do zamontowania głowicy pulsatora. Model numeryczny obejmuje więc siatkę strukturalną, która stanowi numeryczne odwzorowanie powietrza w zbiorniku wraz z fragmen-



Rys. 1: Wizualizacja zespołu pulsatorów na silosie.



Rys. 2: Siatka strukturalna użyta do symulacji na tle akumulatora ciśnienia.

tem otoczenia. Geometria modelu z wizualnym przedstawieniem siatki obliczeniowej pokazana została na rys. 2. Siatka strukturalna składa się z 874 600 komórek sześciennych.

Ilość energii zgromadzonej w akumulatorze ciśnienia może zostać wyznaczona przy użyciu modelu, który nie zawiera zamontowanej głowicy. Unika się w ten sposób wpływu strat przepływu na wyznaczoną ilość energii. Dodatkowo, w celu zmniejszenia kosztów obliczeniowych, do modelowania wykorzystano dwie główne płaszczyzny symetrii zbiornika. Wyływ gazu jest ściśliwy i nieustalony, i dla takiego przepływu wykorzystywane są odpowiednie formuły matematyczne.

Podstawowe prawa przepływu. Każde zjawisko fizyczne, w którym nie jest uwzględniana reakcja chemiczna ani promieniowanie podlega zasadzie zachowania masy. Zasada ta dla ściśliwego, nieustalonego przepływu przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

gdzie ρ oznacza gęstość płynu [kg/m^3], t jest czasem [s], a \vec{u} - wektorem prędkości [m/s].

Zasada zachowania pędu opisuje efekty odkształcenia elementu płynu pod wpływem naprężeń wywołanych lepkością. Zasada ta w formie matematycznej ma następujący wyraz:

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) - \nabla \cdot \mu \nabla \vec{u} = -\nabla p \quad (2)$$

gdzie μ jest lepkością dynamiczną [Pa·s], a p jest ciśnieniem [Pa].

Przemiany gazowe zachodzące w trakcie wypływu są opisywane poprzez zasadę zachowania energii:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} e) - \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{C_v} \right) \nabla e = \rho \nabla \cdot \vec{u} \quad (3)$$

gdzie e oznacza energię wewnętrzną gazu [J/kg], λ jest przewodnością cieplną [W/m·K], a C_v oznacza ciepło właściwe przy stałej objętości [J/kg·K].

Równanie (3) nie zawiera w sobie członów lepkościowych z uwagi na szybkozmienny charakter zjawisk około- i naddźwiękowych.

W celu wyznaczenia pola temperatur równania (1)-(3) muszą zostać uzupełnione o równania: energii wewnętrznej, stanu gazu doskonałego oraz przewodzenia ciepła (prawo Fouriera):

$$R = C_p - C_v = \frac{p}{\rho T} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (4)$$

$$e = C_v T \quad (5)$$

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (6)$$

gdzie R oznacza indywidualną stałą gazową powietrza, C_p jest ciepłem właściwym przy stałym ciśnieniu [J/kg·K], T jest temperaturą [K], a \vec{q} oznacza gęstość strumienia ciepła [W/m²].

Model turbulentny. Rozwiązując układ równań opisujących przepływ gazu otrzymujemy wiarygodne wyniki tylko dla przepływu laminarnego. Dla przepływów burzliwych układ tych równań może zostać prawidłowo zastosowany pod warunkiem, że skala długości i skala czasu wg Kołmogorowa są odpowiednio zachowane. W takim wypadku obliczenia równań przepływowych opisywany jest metodą bezpośredniej symulacji numerycznej (DNS - Direct Numerical Simulation). Przemysłowe i praktyczne zastosowanie tej metody jest bardzo trudne i bardzo kosztowne jeżeli wziąć pod uwagę czas obliczeń. W rozpatrywanym przypadku, siatka obliczeniowa musiałaby mieć około 80 miliardów komórek dla liczby Reynoldsa osiągającej wartość $1,5 \cdot 10^6$. Z tego też powodu stosowane są modele burzliwości w celu uzyskania wiarygodnych wyników i rozsądnych kosztów obliczeń.

Do dyspozycji jest wiele modeli burzliwości, a wybór właściwego wymaga wzięcia pod uwagę wielu czynników i najczęściej opiera się o doświadczenie w modelowaniu numerycznym przepływów. W rozpatrywanym przypadku najistotniejszymi elementami jest fakt, że parametry wewnątrz strumienia są ważniejsze niż oddziaływanie tegoż strumienia na ścianę zbiornika lub inny obiekt. Poza tym, strumień nie jest rozdzielany, co w efekcie powoduje wybór dwurównaniowego standardowego modelu $k - \varepsilon$. Model ten jest dość dobrze zweryfikowany doświadczalnie w przypadkach, gdy parametry strumienia swobodnego gazu są najistotniejsze w badaniach. Użycie modelu $k - \varepsilon$ oznacza rozwiązanie dodatkowych dwóch równań, które opisują kinetyczną energię burzliwości (k) i rozproszenie tejże energii (ε). Przedstawiają się one następująco:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \vec{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (8)$$

gdzie k jest energią burzliwości [J/kg], ε strumień rozproszenia energii burzliwości [W/kg], a μ_t oznacza turbulentną lepkość [Pa·s] i wyznacza się ją następująco:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

$C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1,0$ są wartościami stałymi dla modelu i są uzyskane z weryfikacji eksperymentalnych modelu. P_k reprezentuje generację kinetycznej energii burzliwości w stosunku do średniego gradientu prędkości, $P_k = -\rho \overline{u' \vec{u}' \cdot \nabla \vec{u}}$, gdzie \vec{u}' jest wektorem fluktuacji prędkości, a człon $\overline{u' \vec{u}'}$ jest średnią wartością iloczynu tensorowego. Równania (7) i (8) zawierają moduły uśrednionych tensorów odkształceń S_k i S_ε , definiowanych jako $S \equiv \sqrt{2(\vec{S} : \vec{S})}$. Człon $\vec{S} : \vec{S}$ jest iloczynem skalarnym tensora odkształceń. W równaniu (7) człon Y_M nazywany jest lepka destrukcją i jest wyznaczany następująco: $Y_M = 2\nu \overline{(\nabla^2 \vec{u}')^2}$.

Warunki brzegowe. Równania przepływu zaprezentowane powyżej są układem nieliniowych równań cząstkowych i w celu właściwego rozwiązania muszą zostać uzupełnione o warunki brzegowe i początkowe. Początkowe ciśnienie w zbiorniku wynosi $p_0 = 0,6$ MPa, a początkowa temperatura wynosi $T_0 = 300$ K. Wartości ciśnienia, temperatury i prędkości na wylocie ze zbiornika są wyznaczane wg warunku brzegowego typu Robina zgodnie z następującym równaniem:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \vec{u}(\vec{n} \cdot \nabla \phi) = \frac{\vec{u}}{l_\infty} (\phi_\infty - \phi) \quad (10)$$

Wartości wielkości wylotowych ϕ w równaniu (10) są wyznaczone przy założeniu ich stałej wartości ϕ_∞ w pewnej odległości l_∞ od wylotu. Tymi *odległymi wielkościami* są: ciśnienie $p_\infty = 10^5$ Pa, temperatura $T_\infty = 300$ K, i wektorowe pole prędkości $\vec{u}_\infty = 0$ m/s. Dla wszystkich wielkości założona jest odległość $l_\infty = 10$ m. Warunek brzegowy typu Robina minimalizuje liczbę komórek w siatce numerycznej, a wartości członów źródłowych są „transferowane” z wylotu do otoczenia. Największą zaletą tego warunku brzegowego jest to, że nie pozwala od „odbić się” fali uderzeniowej wstecz do rozpatrywanego obszaru, co może się zdarzać przy zastosowaniu warunków brzegowych typu Neumanna, w szczególności dla ciśnienia.

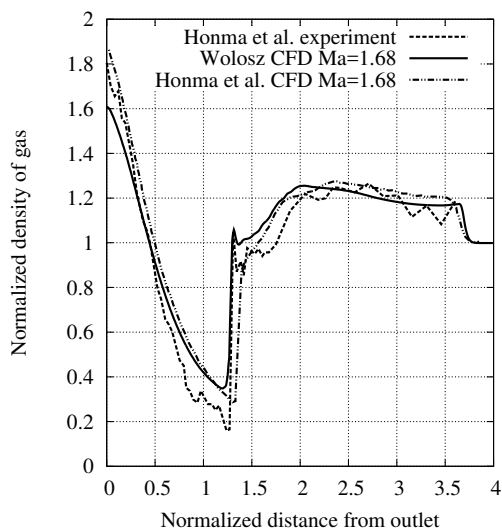
Warunki brzegowe dla energii burzliwości k i rozproszenie tej energii ε są typu Neumanna, tj. $\vec{n} \cdot \nabla \phi = 0$ ze wstępnie obliczonymi wartościami: $k = 241$ J/kg, $\varepsilon = 202,197$ W/kg.

Wypływ ze zbiornika jest założony jako symetryczny co skutkuje możliwością rozpatrywania tylko ćwiartki całego zbiornika przy zastosowaniu warunku brzegowego symetrii. Warunek ten przyrównuje gradient wielkości skalarnych do zera.

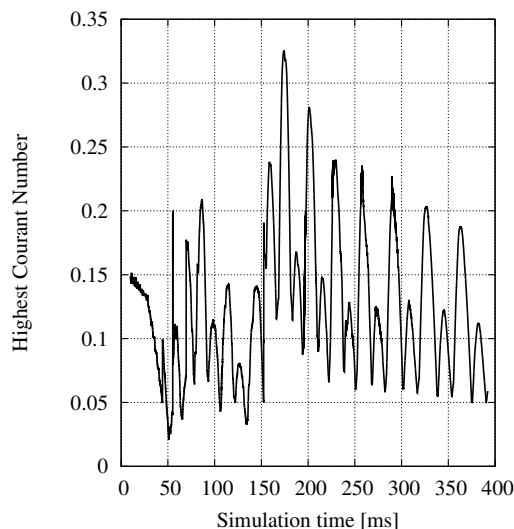
Walidacja solwera i modelu numerycznego. Symulacje numeryczne są zbiorem metod rozwiązywania równań przepływowych mechaniki płynów, które nie jest możliwe do rozwiązania metodami analitycznymi. W trakcie prac wykorzystano metodę objętości skończonej, która jest zastosowana w oprogramowaniu OpenFOAM®. W celu uzyskania wiarygodnych wyników, program rozwiązujący równania powinien zostać zweryfikowany. Najskuteczniejszą metodą weryfikacji jest porównanie uzyskiwanych wyników z prawidłowo przeprowadzonymi eksperymentami. Habilitant wybrał do tego celu wartości uzyskane w eksperymencie, który miał zbliżone warunki do tych badanych, tj.:

- eksperyment opisuje swobodny wypływ do atmosfery tego samego gazu,
- przepływ jest naddźwiękowy,
- gaz (azot) ma własności zbliżone do powietrza,
- autorzy doświadczeń przeprowadzili własne obliczenia numeryczne,
- doświadczenie ma charakter nieustalony i pokazano wyniki wartości chwilowych.

Wyniki walidacji solwera są przedstawione na rys. 3. Główny cel walidacji został osiągnięty: warunki brzegowe zostały przyjęte poprawnie, tak, że uzyskane wyniki są nawet bardziej zbliżone dla symulacji habilitanta niż dla symulacji autorów doświadczenia.



Rys. 3: Wyniki walidacji warunków brzegowych i solwera.



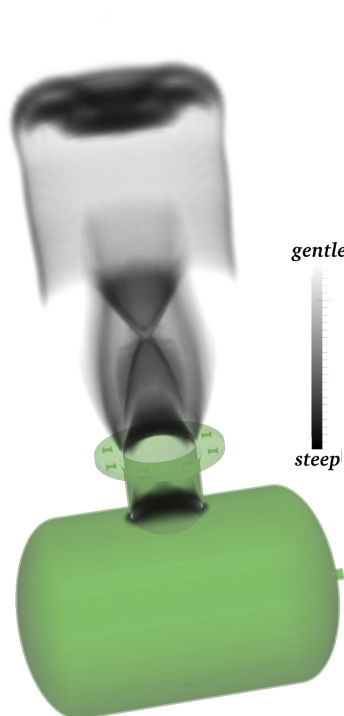
Rys. 4: Wartości najwyższej liczby Couranta w czasie trwania symulacji.

Dodatkowym sprawdzeniem poprawności wykonanych obliczeń było oszacowanie błędu na podstawie wartości wskaźnika zbieżności siatki (Grid Convergence Index - GCI). Procedura określa obliczenie wartości tego indeksu dla siatki „zgrubej” (C) i „dokładnej” (F). Warunek prawidłowo przeprowadzonych obliczeń jest aby indeks ten dla siatki „zgrubej” był większy niż dla siatki „dokładnej” $GCI_C > GCI_F$. Poprawność obliczeń w przypadku symulacji nieustalonych zjawisk polega także na właściwym doborze kroku czasowego. Istotne przy tym jest kryterium, aby liczba Couranta była mniejsza od 1, co pokazano na rys. 4 przy kroku czasowym zmieniającym się między 10^{-9} s a 10^{-7} s.

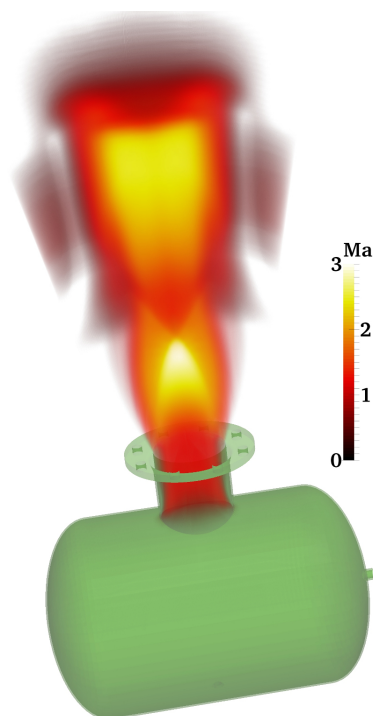
Wyniki i wnioski. Wyniki symulacji numerycznych są przedstawione za pomocą wykresów konturowych modułu gradientu gęstości gazu oraz liczby Macha na rys. 5 i 6. We współrzędnych kartezjańskie (x, y, z) moduł gradientu gęstości jest zdefiniowany następująco:

$$|\nabla\rho| = \sqrt{\left(\frac{\partial\rho}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial z}\right)^2} \quad (11)$$

Ten typ wizualizacji odnosi się bezpośrednio do obrazowania wyników badań eksperymentalnych metodą smugową na podstawie załamania światła w ośrodku o zmiennej gęstości i w literaturze tematu nazywany jest *pseudo-schlieren*. Metoda ta jest stosowana w badania przepływów ściśliwych, jednakże nie było do tej pory wykorzystywana w badaniach związanych z obiektami stosowanym w przemyśle ciężkim. Wizualizacja ta jest bardzo cenna w obserwacji fal uderzeniowych co można zauważyć na rys. 5, gdzie najciemniejsze kolory wskazują falę uderzeniową.



Rys. 5: Moduł gradientu gęstości gazu.



Rys. 6: Wykres konturowy liczby Macha.

Rys. 6 przedstawia wykres konturowy liczby Macha. Liczba ta jest wyznaczona z wyników symulacji numerycznych zgodnie z definicją:

$$\text{Ma} = \frac{|\vec{u}|}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (12)$$

gdzie $|\vec{u}|$ jest modułem wektora prędkości, $\gamma = 1.4$ jest wykładnikiem adiabaty.

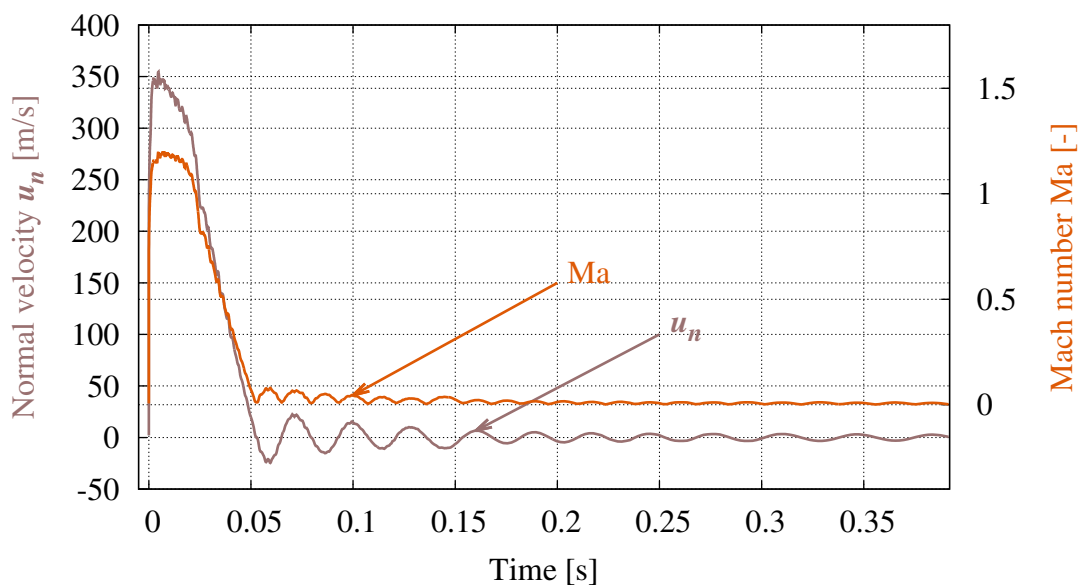
Duża ilość danych powoduje, że tego typu wizualizacje muszą być ograniczone do pojedynczej chwili czasowej. Oba wykresy przedstawione na rys. 5 i 6 zostały wykonane dla czasu $t = 4$ ms od początku opróżniania zbiornika.

Głębsza analiza procesu opróżniania zbiornika jest możliwa poprzez obserwację zmiany wypływu powietrza w czasie. Wyniki takiej analizy pokazano na rys. 7, gdzie przedstawiono średnie wartości wyznaczonych wielkości. Uśredniona wartości liczby Macha i prędkości normalnej do przekroju wylotowego są średnimi ważonymi, przy czym wagami są powierzchnie przekrojów komórek siatki obliczeniowej:

$$u_n = \frac{1}{S} \iint_S \vec{u} \cdot \vec{n} dS \quad (13)$$

gdzie \vec{n} oznacza wektor normalny do przekroju powierzchni S wylotu ze zbiornika.

Przeprowadzono symulacje numeryczne w celu zbadania zjawisk przepływowych w trakcie wypływu ze zbiornika sprężonego powietrza do atmosfery. Przepływ był



Rys. 7: Zmiana w czasie prędkości normalnej i liczby Macha na wylocie ze zbiornika.

modelowany jako burzliwy przy początkowym ciśnieniu w zbiorniku 0,6 MPa. Prędkość osiąga wartość najwyższą ok. 350 m/s, a liczba Macha wartość 1,2. Duża średnica wylotowa umożliwia duże strumienie i dlatego prawie cała masa gazu wypływa ze zbiornika w przeciągu pierwszych 50 ms.

W pracy [B6] dokonano analizy zjawisk przepływowych zachodzących w trakcie opróżniania zbiornika akumulatora ciśnienia. Nie uwzględniono przy tym żadnych dodatkowych elementów pulsatora. Działanie takie miało na celu wykazanie możliwości zastosowania modelu przepływu burzliwego w bardzo dynamicznie zachodzących zjawiskach. Do zobrazowania i jakościowej oceny wyników symulacji numerycznych wykorzystano również metodykę *pseudo-schlieren* (smugową), pozwalającą na pokazanie fali uderzeniowej i tworzących się stożków Macha na podstawie gradientu gęstości powietrza. Najniższe temperatury gazu leżą poniżej krzywych nasycenia tlenu i azotu, co skutkuje wytrącaniem się lodu z powietrza. Najniższe temperatury występują przed skośną falą uderzeniową w miejscu występowania najwyższych wartości liczby Macha, co jest w zgodzie z teorią przepływów naddźwiękowych.

Wykazano również całkowitą bezzasadność stosowania obliczeń analitycznych również ze względu na wystąpienie pulsacyjnego charakteru wypływu powietrza. Pulsacje wynikają z bezwładności masy gazu powodując podciśnienie wewnątrz zbiornika co skutkuje zasysaniem powietrza do wnętrza. Najistotniejszą nowością pracy jest zastosowanie w obliczeniach numerycznych warunków brzegowych typu Robina, które w znacznej mierze ograniczają koszty obliczeniowe z uwagi na możliwość zmniejszenia siatki obliczeniowej.

Energia, egzergia i strata egzergii gazu w akumulatorze ciśnienia [B1,B2,B3,B5]

Energia gazu. Wyniki obliczeń przedstawione w pracy [B6] były kanwą do wyznaczenia ilości energii jaka jest zgromadzona w gazie sprężonym w akumulatorze ciśnienia. Jest to istotne ze względu na możliwość oceny efektywności wykorzystania tej energii w poszczególnych elementach pulsatora. Wyniki tych badań przedstawiono w pracy [B5]. Wizualizację strat energii w postaci wykresu Sankey'a przedstawiono na rys. 8. Wypływ powietrza następował ze zbiornika przy założeniu, że nie jest zamontowany dodatkowy element systemu pulsatora przemysłowego. W takim wypadku, dane uzyskane na wylocie ze zbiornika stanowią ilość energii jaka jest do dyspozycji w akumulatorze ciśnienia. W trakcie badań została opracowana metoda pozwalająca wyznaczyć całkowitą energię jaka jest niesiona przez gaz w trakcie wypływu ze zbiornika. Metoda ta również umożliwia wyznaczenie chwilowej mocy strumienia gazu i nie była opisywana wcześniej w literaturze przedmiotu.



Rys. 8: Rozkład strat energii w pulsatorze pneumatycznym.

Ilość energii zgromadzonej w akumulatorze ciśnienia może zostać wyznaczona przy użyciu pierwszej zasady termodynamiki. Matematycznym wyrazem tejże zasady w formie całkowej jest następujące równanie:

$$\dot{E} = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right) dV + \oint_A \rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right) \vec{u} \cdot \vec{n} dA \quad (14)$$

gdzie \dot{E} jest strumieniem energii [W], V jest objętością kontrolną [m³], A - polem powierzchni otaczającej objętość kontrolną [m²].

Pierwszy człon w równaniu (14) znika jeżeli w opisywanym zjawisku nie zachodzą reakcje chemiczne bądź jądrowe, tj. nie ma żadnych wewnętrznych źródeł ciepła. Proces opróżniania zbiornika zachodzi bardzo szybko, więc można założyć adiabatyczną przemianę gazu. Z takim założeniami pierwsza zasada termodynamiki przedstawia się następująco:

$$\dot{E} = \oint_A \rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right) \vec{u} \cdot \vec{n} dA \quad (15)$$

Ponieważ ściany zbiornika są nieprzepuszczalne, powierzchnia A zamykająca obję-

tość kontrolną jest ograniczona do powierzchni przekroju wylotowego króćca. Wartości gęstości, temperatury, ciśnienia i prędkości zmieniają się w przekroju wylotowym króćca. Z tego powodu, aby przewidzieć całkowity strumień energii, wartości te zostały uśrednione. Zatem:

$$\dot{E} = \dot{m} \left(e + \frac{u_n^2}{2} \right) \quad (16)$$

gdzie \dot{m} jest średnim strumieniem masowym [kg/s], u_n - średnią prędkością gazu [m/s] normalną do przekroju wylotowego.

Egzergia gazu. Analiza egzergetyczna stanowi ważny element w określaniu efektywności wykorzystania energii układu. Egzergia jest największą możliwą do wykorzystania energią. Stanowi to ważny punkt odniesienia w układach termodynamicznych, w których możemy mieć do czynienia z nieodwracalnością procesu. Im większy zakres przemian gazowych tym większa ilość energii jest tracona. W pulsatorze pneumatycznym mamy do czynienia z bardzo dynamicznymi przemianami gazowymi. Ilość energii zawartej w akumulatorze ciśnienia wyznaczona w pracy [B5] nie stanowi podstawy do określenia ilości energii, która może zostać zamieniona na pracę wykonaną na złożu materiału sypkiego zawartego w silosie. W związku z tym opracowano metodę do wyznaczania egzergii oraz strat egzergii w procesie opróżniania akumulatora ciśnienia wbudowanego w pulsator przemysłowy. Godna odnotowania jest unikalność poruszonych w pracy [B2] zagadnień egzergetycznych w polskojęzycznej literaturze. Szczególnie analizy takie nie są prowadzone dla zjawisk nieustalonych oraz bardzo rzadko dla pojedynczych urządzeń. Najczęściej stosowana jest ona dla systemów i układów urządzeń i aparatów. Z tego względu praca ta została doceniona w środowisku naukowym i opublikowana w czasopiśmie z wysokim IF [B1].

Egzergia strumienia materii składa się z następujących typów: fizycznej, chemicznej, jądrowej, kinetycznej i potencjalnej. Proces opróżniania zbiornika nie zawiera w sobie ani reakcji chemicznych ani jądrowych. Zbiornik jest sztywno zamontowany na ścianie silosu, więc nie występują zmiany energii kinetycznej i potencjalnej. Tylko egzergia fizyczna musi zostać wzięta pod uwagę, a wpływ na nią mają ciśnienie i temperatura gazu. Strumień egzergii fizycznej mierzonej w [W] wynosi:

$$\begin{aligned} \dot{B} &= \dot{B}_T + \dot{B}_p & (17) \\ \dot{B}_T &= \dot{m} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)]_{p=const} \Big|_{T_0} \\ \dot{B}_p &= \dot{m} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)]_{T=const} \Big|_{p_0} \end{aligned}$$

gdzie h jest entalpią właściwą [J/kg], s - entropią właściwą [J/kg·K], indeks 0 wskazuje na wartości w otoczeniu zbiornika. Dla gazu doskonałego, po uwzględnieniu równania

(4), równanie (17) przyjmuje następującą postać:

$$\begin{aligned}\dot{B}_T &= \dot{m} C_p \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) \\ \dot{B}_p &= \dot{m} R T_0 \ln \frac{p}{p_0} \\ \dot{B} &= \dot{m} C_p \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + \dot{m} R T_0 \ln \frac{p}{p_0}\end{aligned}\quad (18)$$

Wyniki i wnioski. Wartości uzyskane z symulacji numerycznych muszą zostać przeliczone w sposób umożliwiający przeprowadzenie analizy energetycznej i egzergicznej. Przeliczenie to w wyniku daje wartości strumieni energii i egzergii zgodnie z równaniami (16) i (17) dla każdego kroku czasowego symulacji numerycznych. Wyniki są przedstawione w postaci wykresu na rys. 9. Strata egzergii stanowi różnicę między energią i egzergią. Należy mieć na uwadze różnice w skali na osiach odciętych i rzędnych. Z powodu bardzo szybkiego wypływu gazu ze zbiornika w pierwszych 40 ms oś pozioma ma zastosowaną skalę logarymiczną. Najwyższa wartość strumieni energii i egzergii osiągana jest po czasie ok. 10 ms od startu symulacji. Oscylacja wartości wynika z niejednorodnego rozkładu strumienia na powierzchni wylotowej ze zbiornika. Po czasie symulacji ok. 40 ms strumienie energii i egzergii wahają się między wartościami dodatnimi i ujemnymi. Wyjaśnieniem tego zjawiska jest bezwładność gazu spowodowana bardzo dynamicznym procesem opróżniania zbiornika. Po opróżnieniu zbiornika bezwładność gazu powoduje zmniejszenie ciśnienia w zbiorniku poniżej ciśnienia otoczenia, przez co następuje zasysanie gazu z powrotem do zbiornika. Oscylacje te stopniowo wygasają aż do końca trwania symulacji tj. 400 ms.

Jak można zauważyć na rys. 9 najwyższe wartości strat egzergii są przesunięte w kierunku początku symulacji w stosunku do strumieni energii i egzergii. Zauważyć również można, że wykresy strumieni energii i egzergii są niemalże równoległe do osi poziomej dla czasu 0,01–1 ms. Oznacza to, że fala uderzeniowa jest w pełni ukształtowana i proces przebiega w stanie niemalże ustalonym. Jednakże kształtowanie się fali uderzeniowej powoduje największe straty związane z nieodwracalnością przemiany termodynamicznej gazu.

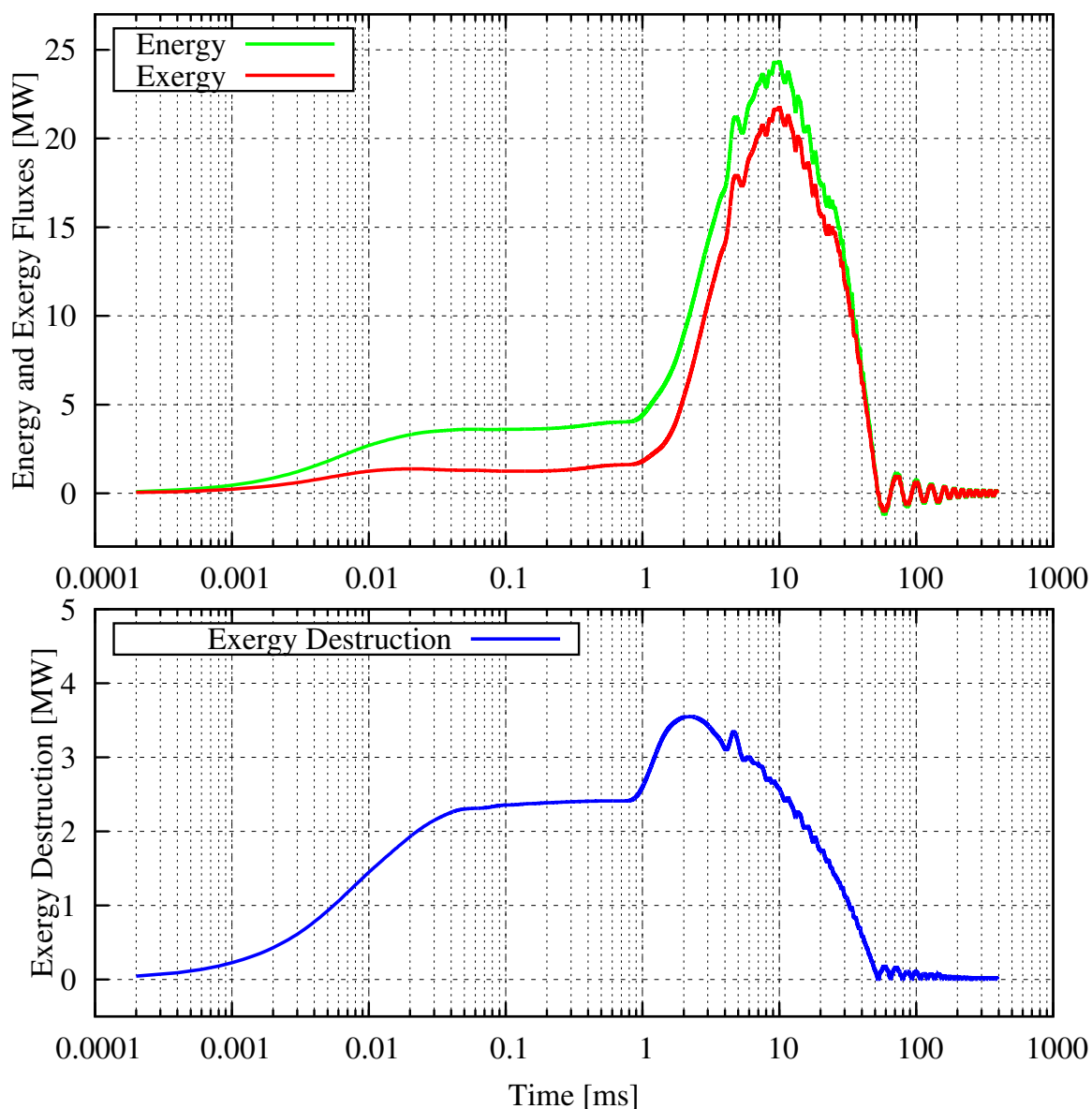
Celem autora było także uzyskanie wartości strat egzergii podczas jednego cyklu pracy pulsatora pneumatycznego. W tym celu wartości strumieni energii i egzergii, którą są zmienne w czasie, należy scałkować po czasie. Ponieważ wartości uzyskane z symulacji są wartościami dyskretnymi, całkę można zastąpić sumą, gdzie różniczka czasu będzie zastąpiona krokiem czasowym:

$$E = \int \dot{E} dt = \sum \dot{E} \Delta t \quad (19)$$

$$B = \int \dot{B} dt = \sum \dot{B} \Delta t \quad (20)$$

gdzie Δt jest krokiem czasowym. Kroku tego nie należy mylić z krokiem czasowym symulacji. Krok został przyjęty jako stały i przyjęty w równaniach (19) i (20) jako wartość 10^{-5} s. Była to wartość kroku czasowego z jakim były zapisywane dane symulacji.

Całkowita wartość energii przenoszonej przez gaz podczas opróżniania zbiornika wyniosła 682,9 kJ podczas gdy całkowita egzergia równa się 605,2 kJ. Zatem straty związane z nieodwracalnością przemian termodynamicznych gazu, tj. strata egzergii, wyniosła 77,7 kJ. Strata ta pojawia się w trakcie pojedynczego cyklu pracy pulsatora. Nowoczesna pulsatory są zaprojektowane na 1 milion i więcej cykli pracy. Liczba pulsatorów na pojedynczym silosie może sięgać nawet 100. Zatem wartość straty eg-



Rys. 9: Zmiana strumieni energii, egzergii i strat egzergii w czasie.

zergii 77,7 kJ powinna zostać pomnożona przez 10^8 w celu uzyskania rzędu wielkości straty egzergii dla pojedynczego silosu na materiały sypkie. Daje to w wyniku wartość 77,1 GJ, tj. 21,6 MWh. Wartość ta oczywiście nie oddaje całości strat energii w pulsatorze, dlatego też dalsze analizy będą prowadzone, a wartości otrzymane w badaniach będą stanowić punkt odniesienia.

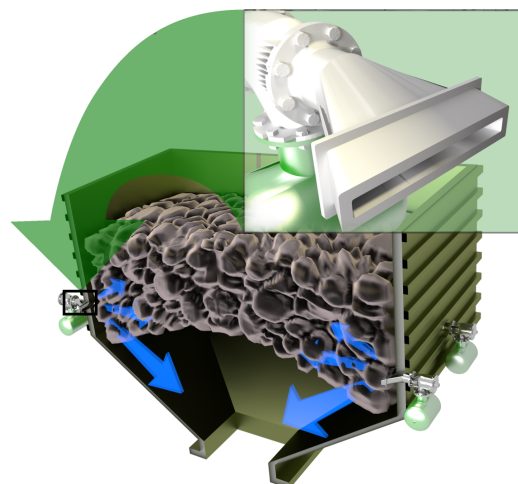
Przeprowadzono analizę egzergetyczną gazu w akumulatorze ciśnienia, który jest elementem składowym układu pulsatora pneumatycznego. Badania wypełniają lukę w analizach urządzeń stosowanych w przemyśle ciężkim. Przegląd literaturowy pokazuje, że najnowsze badania bardzo rzadko skupiają się na aparatach procesowych jako obiekcie analiz egzergetycznych. Opróżnianie akumulatora ciśnienia jest bardzo szybkich i nieustalonym procesem. Analiza egzergetyczna zjawiska zachodzącego przy wyznaczonej lokalnie liczbie Macha $M \leq 3$ jest nowością i stanowi nowe pole do badań nad efektywnością energetyczną.

Badania zostały przeprowadzone w celu odpowiedzi na zagadnienie, jak duża ilość energii zakumulowanej w sprężonym gazie może zostać przekształcona w pracę wykonaną na złożu materiału sypkiego podczas pojedynczego cyklu pracy pulsatora pneumatycznego. Prace te doprowadziły do wniosku, że zagadnienie jest warte zainteresowania dla cyklicznie pracujących urządzeń.

Badania nad ilością generowanego ciepła w dyszach [B4,B9]

Poza badaniami nad ilością zgromadzonej energii w akumulatorze ciśnienia istotnym polem badań była ilość generowanego ciepła w trakcie przepływu przez dyszę pulsatora. Wstępne wyniki zostały opisane w pracy [B9]. Na podstawie wyników symulacji numerycznych wykorzystano podstawowe równania termodynamiki aby określić ilość ciepła wydzielanego w trakcie naddźwiękowego, nieustalonego ruchu powietrza w dyszy.

Dysza jest elementem, który jest dodatkowym elementem układu pulsatora pneumatycznego, pełniącym z jednej strony funkcję ukierunkowującą przepływ, z drugiej zaś strony oddala ona sam pulsator od silosu, chroniąc go przed ciepłem wytwarzanym wewnątrz tego silosu. Sytuacje takie mają miejsce w przypadku gdy silos

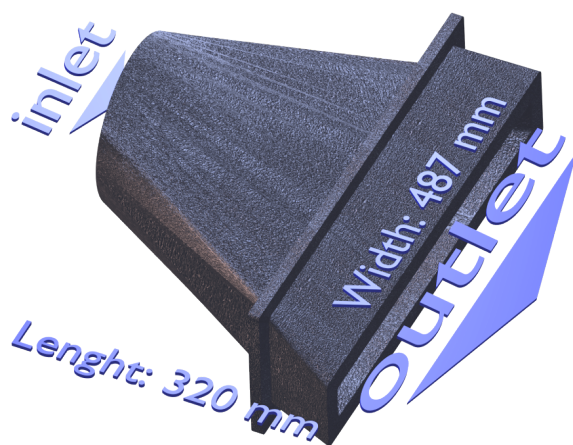


Rys. 10: Wizualizacja pulsatorów wraz z zainstalowaną dyszą.

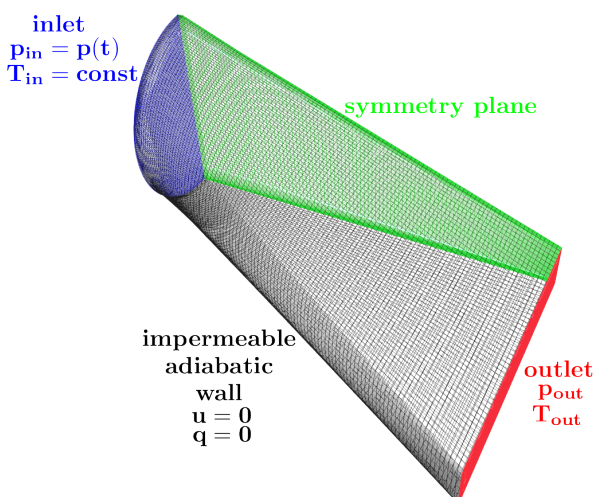
znajduje się w układzie pieca przemysłowego i przechowuje materiały sypkie w podwyższonej temperaturze, np. klinkier.

Uzyskanie informacji o ilości generowanego ciepła w trakcie pracy umożliwiło określenie charakteru pracy dyszy, tj. czy przepływ jest procesem endo- czy egzoenergetyczny. Uzyskanie ilości generowanego ciepła jest możliwe poprzez zbilansowanie pracy i energii zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki. Wychodząc od całkowitej postaci tejże zasady został opracowany model do wyznaczenia ilości ciepła.

Do badań zjawisk zachodzących w trakcie takiego przepływu przez dyszę pulsatora wykorzystano wyniki z symulacji numerycznych otrzymanych przy użyciu aplikacji *sonicFoam*, która jest częścią pakietu oprogramowania CFD - *OpenFOAM*. Wykorzystuje ono metodę objętości skończonej. Dokonano również oszacowania błędu symulacji poprzez wyznaczenie wskaźnika zbieżności siatki (Grid Convergence Index - GCI). Przedstawiona metoda jest unikalna w zakresie przepływów powietrza w kanałach zamkniętych ze względu na możliwość analizowania zmian generowanego ciepła w czasie



Rys. 11: Wizualizacja z głównymi wymiarami dyszy.



Rys. 12: Siatka strukturalna wraz z zastosowanymi warunkami brzegowymi.

Model numeryczny. Model oparty jest na geometrii pokazanej na rys.11 z wizualizacją siatki obliczeniowej przedstawioną na rys.10. Przepływ powietrza przez pulsator pneumatyczny jest wywołany poprzez różnicę ciśnień między tym w akumulatorze ciśnienia i otoczenia. Przepływ ten powoduje parcie pneumatyczne, które jest z definicji siłą i jest funkcją pędu i czasu. Z tego też powodu, zjawiska zachodzące w trakcie przepływu przez pulsator należy traktować jako nieustalone. Dodatkowo, co wynika ze specyfiki czynnika jakim jest gaz, warunki przepływu są ściśle, a w pewnych warunkach naddźwiękowe. Podobnie jak w przypadku opróżniania akumulatora ci-

śnienia powietrze jest modelowane jako ściśliwy, termodynamicznie doskonały gaz o niezmienniej wartości stałej gazowej. Bardzo krótki czas trwania zjawisk pozwala na zastosowanie założenia przepływu adiabatycznego. Jakkolwiek słuszne jest to założenie, nie wyklucza ono przekazywania ciepła na ściany dyszy w trakcie nieskończenie wielu cykli pracy pulsatora.

Wielu autorów zajmujących się zjawiskami zachodzącymi w dyszach często stosuje modele osiowo-symetryczne z uwagi na ich prostotę i mały „wysiętek” obliczeniowy. Tak daleko idące uproszczenia nie mogły zostać zastosowane w prezentowanych badaniach. Obszar objęty symulacjami został podzielony na komórki w formie siatki strukturalnej, którą pokazano na rys. 12.

Ciepło generowane w dyszy. W trakcie przepływu powietrza przez dyszę zachodzi przemiana gazowa, w trakcie której następuje wymiana ciepła, które może zostać przekazane na ścianę dyszy w trakcie nieskończenie wielu następujących po sobie cykli pracy. Ciepło to można wyznaczyć na podstawie bilansu energii, a jego przyrost jest wynikiem dostarczonej energii i wykonanej pracy:

$$\dot{E} = H + L \quad (21)$$

gdzie H jest sumą ciepła wymienionego z otoczeniem i ciepłem reakcji fizykochemicznych w jednostce czasu, a L jest pracą wymienioną z otoczeniem w jednostce czasu.

Pochodna substancjalna energii jest równa:

$$\dot{E} = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right) dV + \oint_S \rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right) \vec{u} \cdot \vec{n} dS \quad (22)$$

Przemiana gazowa jest założona jako adiabatyczna przy braku wewnętrznych źródeł ciepła (brak reakcji chemicznych). W związku z tym:

$$\dot{E} = \oint_S \rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right) \vec{u} \cdot \vec{n} dS \quad (23)$$

Podobnie jak w przypadku energii w akumulatorze ciśnienia, ciepło wytworzone w dyszy jest obliczone przy użyciu uśrednionych wartości wielkości źródłowych, które występują na wlocie i wylocie z dyszy. Średnie wartości pól skalarnych i przestrzennych pól wektorowych są otrzymywane w następujący sposób:

$$\bar{\phi}_S = \frac{1}{S} \int_S \phi dS \quad (24)$$

Wartość strumienia masy gazu jest wielkością skalarną na powierzchni i jest wyznaczany dla każdej komórki na brzegu rozpatrywanego obszaru. Ponieważ ścianki dyszy są nieprzepuszczalne, tylko strumienie na wlocie i wylocie są brane pod uwagę. Cał-

kwita wartość strumieni jest sumą strumieni z poszczególnych komórek należących do rozpatrywanego brzegu obszaru. Z powodu zastosowanego warunku brzegowego symetrii, strumienie masy muszą zostać podwojone:

$$\dot{m} = 2 \int_S \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dS \quad (25)$$

Zastosowanie warunku brzegowego symetrii nie ma wpływu na średnie wartości pól skalarnych i przestrzennych pól wektorowych.

Chwilowa wartość ciepła wytworzonego podczas przemiany gazowej w dyszy jest wyznaczone za pomocą równania (23) oraz (25) przy założeniu nieprzepuszczalności ścian dyszy:

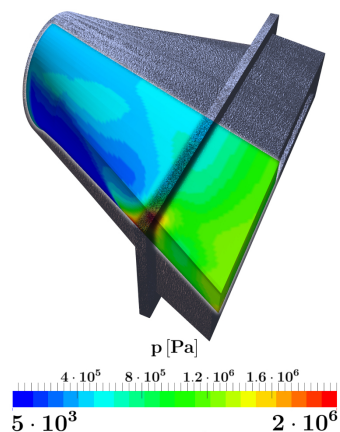
$$Q = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \dot{m}_{in} \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right)_{in} - \dot{m}_{out} \left(e + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \right)_{out} \quad (26)$$

Głównym czynnikiem wpływającym na ciepło jest pole prędkości. Jest to ważne z uwagi na przeprowadzenie właściwego szacowania błędów symulacji.

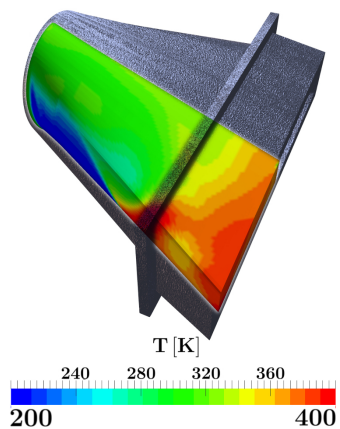
Wyniki i wnioski. W wyniku symulacji otrzymuje się pola skalarne i wektorowe. Wizualizacja chwilowych wartości uzyskanych wyników dla czasu symulacji $t = 15$ ms jest przedstawiona na rys. 13. Pola skalarne, tj. ciśnienie i temperatura, przedstawione są odpowiednio na rys. 13a i 13b. Rys. 13c przedstawia pole wektorowe prędkości, które jest zwizualizowane za pomocą linii prądu. Wyniki pokazane za pomocą tychże wizualizacji mają przede wszystkim znaczenie w analizie jakościowej, aczkolwiek w polu prędkości zauważono interesujące zjawisko. Pole wirowe utworzone w sąsiedztwie płaszczyzny symetrii pokazuje wystąpienie przepływu wstecznego. Możliwym wyjaśnieniem jest wystąpienie lokalnie dławionego przepływu. Dla przepływów gazów doskonałych, liczba Macha $Ma = \vec{u} / \sqrt{\gamma RT}$ zależy od prędkości i temperatury, a dławienie przepływu występuje dla wartości liczby Macha bliskiej 1.

Analiza wyników symulacji zmiennych w czasie może zostać dokonana na podstawie wykresów przedstawionych na rys. 14. Każdy z wykresów przedstawia wyniki na wlocie i wylocie z dyszy, które zostały uśrednione przy użyciu równania (24). Zauważyć można wzrost ciśnienia (rys. 14a) i temperatury (rys. 14b) na wylocie, gdy w tym samym czasie prędkość spada (rys. 14c). Najwyższa wartość ciśnienia wylotowego jest ponad dwukrotnie większa od najwyższej wartości ciśnienia wlotowego. Podczas silnego sprężania gazu, jego temperatura na wylocie wzrosła do ponad 400 K i jest znacznie większa od temperatury dostarczanego powietrza. Potwierdza to istnienie miejscowo dławionego przepływu.

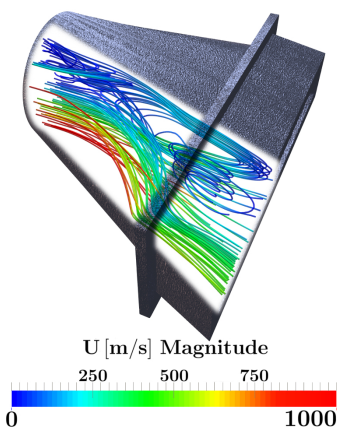
Wyniki symulacji są wykorzystane do wyznaczenia wartości strumieni ciepła do-



(a) ciśnienie

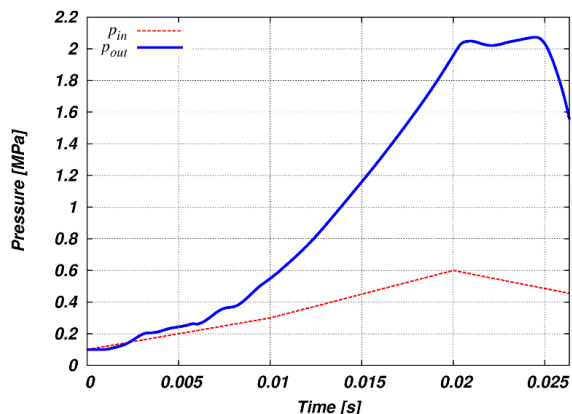


(b) temperatura

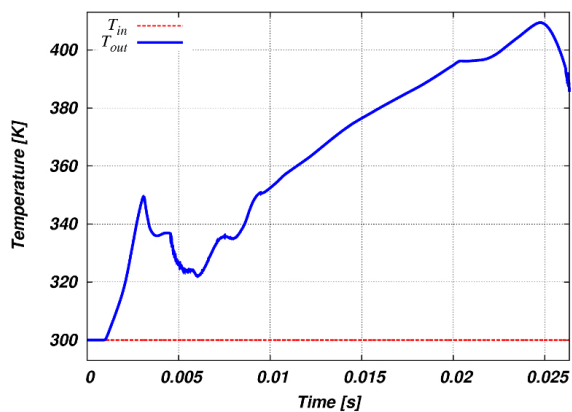


(c) linie prądu

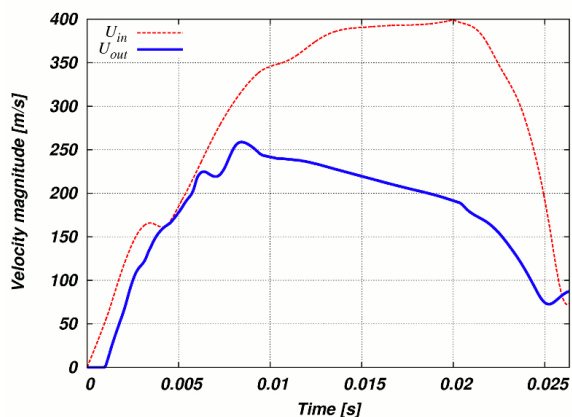
Rys. 13: Wizualizacja wyników symulacji dla czasu $t = 15$ ms.



(a) ciśnienie



(b) temperatura

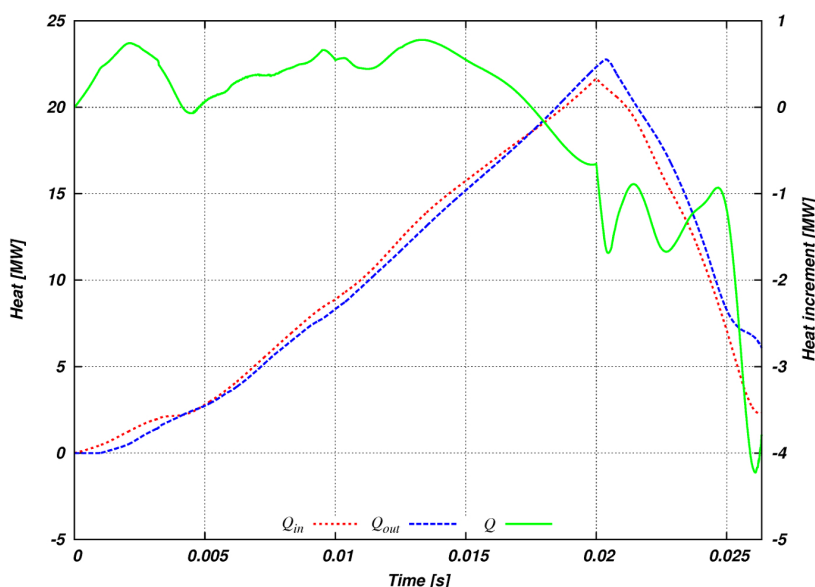


(c) prędkość

Rys. 14: Średnie wartości otrzymanych wielkości.

starczonego do (Q_{in}) i odebranego z (Q_{out}) dyszy przy użyciu równania (23). Różnice pomiędzy tymi strumieniami dają w wyniku przyrost ciepła, które jest generowane podczas przemian gazowych wewnątrz dyszy. Przyrost ten jest obliczany dla każdego kroku czasowego przy pomocy równania (26), a uzyskane wartości zostały przedstawione na rys. 15. Strumień ciepła ściśle zależy od zmian prędkości i temperatury. Można zauważyć, że wartości strumieni ciepła dostarczonego i odebranego rosną wraz ze wzrostem ciśnienia oraz silnie spadają gdy ciśnienie spada. Przyrost ciepła nie ma tak jednoznacznego trendu. Aczkolwiek, gdy strumienie ciepła Q_{in} i Q_{out} spadają, przyrost strumienia ciepła osiąga wartości poniżej zera. W związku z tym, przemiana gazowa może zostać podzielona na dwa okresy, gdzie podział następuje w czasie, gdy przyrost strumienia ciepła spada poniżej zera. Jest to czas ok. 17 ms od początku trwania symulacji. Podczas pierwszego okresu dysza jest nieco podgrzewana ponieważ przyrost ciepła jest dodatni, natomiast w drugim okresie dysza jest chłodzona ze względu na ujemny przyrost strumienia ciepła.

W celu uzyskania informacji czy w trakcie trwania całego cyklu pracy pulsatora dysza jest chłodzona czy ogrzewana należy wyznaczyć całkowitą ilość ciepła w niej generowanego. Zgodnie z definicją mocy cieplnej, całkowite ciepło jest całką po czasie ze strumienia ciepła. Ze względu na fakt, że dane uzyskane



Rys. 15: Wykres zmienności w czasie ciepła w dyszy.

z symulacji numerycznych mają charakter dyskretny, całka może zostać zamieniona na sumę. Dla stałego kroku czasowego $\Delta t = 10^{-5}$ s, całkowite ciepło generowane w dyszy jest wyznaczone następująco:

$$E = \int_{t_0}^{t_1} Q dt = \sum Q \cdot \Delta t \quad (27)$$

$$E = -3704.2 \text{ J}$$

Ujemna wartość oznacza, że całkowite ciepło dostarczone jest mniejsze od ciepła odebranego, tym samym, przemiany gazowe zachodzące wewnątrz dyszy mają charakter egzotermiczny.

Chwilowe wyniki symulacji numerycznych pokazują lokalnie dławiony przepływ, które intensyfikuje parametry przepływu gazu podobnie do dysz zbieżno-rozbieżnych. Ciepło wygenerowane w dyszy ma wartość ujemną, co będzie przyczyną chłodzenia dyszy podczas nieskończonego wielu cykli pracy. Rozważając lokalizację i zastosowanie takich dysz w piecach i silosach pracujących w podwyższonej temperaturze, jest to aspekt pozytywny ze względu na dodatkową ochronę pulsatora pneumatycznego przed odkształceniami termicznymi.

W badaniach opracowano metodę do wyznaczenia chwilowych strumieni energii gazu w trakcie przepływu przez kanał zamknięty. Opracowane równania stanowią uzupełnienie w możliwościach badań nad stratami energetycznymi w urządzeniach pracujących w stanach nieustalonych. Dodatkowo, jedynym założeniem stosowanym w trakcie badań był model stanu gazu doskonałego, co może zostać rozszerzone o równanie stanu gazu rzeczywistego na podstawie równania np. Penga-Robinsona lub Redlicha-Kwonga.

Optymalizacja za pomocą operatora sprzężonego dla modelu dyszy dwuwymiarowego [B8] i trójwymiarowego [B7]

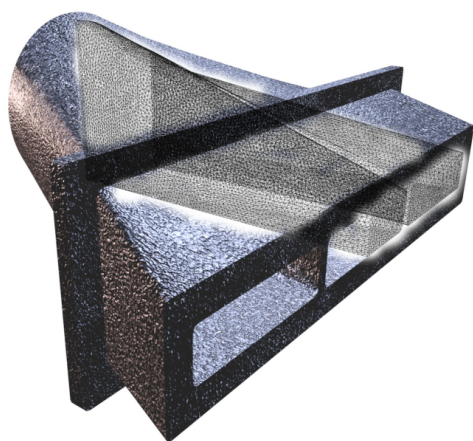
Dysza pulsatora pneumatycznego jest elementem, który w znacznej mierze jest narażony na uszkodzenia oraz może generować straty ciśnienia. Spadek ciśnienia jaki jest generowany podczas pracy pulsatora w dyszy może mieć istotny wpływ na sprawność całego układu pulsatora. Z tego powodu zostały przeprowadzone badania w przedmiocie optymalizacji wewnętrznego kształtu dyszy za pomocą operatora sprzężonego.

Pomimo istnienia szerokiego spektrum narzędzi do optymalizacji i symulacji numerycznych, użycie ich nie jest powszechne i łatwe w zastosowaniach przemysłowych. Optymalizacja jest, zgodnie z definicją, poszukiwaniem najlepszego rozwiązania przy danych ograniczeniach. Z matematycznego punktu widzenia, optymalizacja jest ograniczona do wyznaczania ekstremum funkcji celu. Optymalizacja w mechanice ciała sztywnego ze względu na sztywność i rozkład naprężeń jest dość dobrze opisana w literaturze. Tymczasem zastosowanie optymalizacji w mechanice płynów nie jest szeroko rozpowszechnione i najczęściej ogranicza się do optymalizacji przepływów Stokes'a ($Re \ll 1$), a bardziej zaawansowane studia optymalizacją profili aerodynamicznych. Połączenie symulacji numerycznych i metod optymalizacyjnych stanowi duże pole badań i zastosowań.

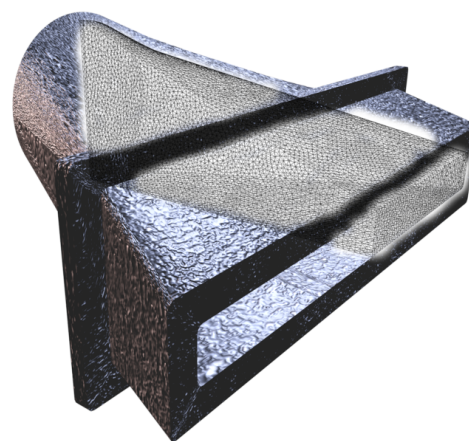
W trakcie badań wykorzystano jedną z metod optymalizacyjnych do optymalizacji dyszy pulsatora pneumatycznego, tj. metodą operatora sprzężonego.

Model numeryczny przepływu powietrza przez dyszę. Model numeryczny przepływu przez dyszę w celu optymalizacji jest nieco inny niż przedstawiony poprzez równania (1) i (2) oraz pokazany na rys. 11.

Badania zostały przeprowadzone na dwóch modelach dysz. Oparte są one o konstrukcję dyszy z przegrodą i bez przegród. Obie są instalowane na pulsatorach pneumatycznych o średnicy nominalnej króćca wylotowego 150 mm. Główne wymiary pokazane wcześniej na rys. 11 wynoszą: średnica wlotowa – 155 mm, długość w kierunku przepływu – 320 mm, szerokość – 487 mm, i wysokość – 325 mm. Celem zastosowania przegrody w dyszy jest uniknięcie znacznych odkształceń cieplnych co wynika z wiedzy heurystycznej. Dysze są wykonane z żeliwa lub staliwa, a grubość ścianek waha się w przedziale od 10 mm do 25 mm. Wizualizacje obu dysz wraz z nałożonymi siatkami niestructuralnymi pokazano na rys. 16 i 17.



Rys. 16: Dysza z przegrodami.



Rys. 17: Dysza bez przegród.

Przepływu powietrza przez dyszę był badany na podstawie symulacji numerycznych przy pomocy metody objętości skończonej. W przeciwieństwie do poprzednich sekcji, model gazu musiał zostać założony jako nieściśliwy, a tym samym warunki brzegowe nie pozwalały na zaistnienie przepływu naddźwiękowego. Został zastosowany nieściśliwy, stacjonarny model obliczeniowy bez wewnętrznych źródeł ciepła. Model dodatkowo przewidywał nieprzepuszczalność ścianek dyszy oraz symetrię przepływu względem podłużnej płaszczyzny symetrii dyszy. Obszar przepływu $V \in \mathfrak{R}^3$ jest ograniczony powierzchnią S z elementarną powierzchnią reprezentowaną przez wektor $d\vec{S} = \vec{n}dS$, gdzie $\vec{n}(\vec{x})$ jest wektorem normalnym do elementarnej powierzchni dS . Równania zasady zachowania masy i pędu są dyskretyzowane w obszarze przepływu. Równanie zasady zachowania masy bilansuje strumienie wchodzące i wychodzące:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \oint_S \rho \vec{u} \cdot d\vec{S} \quad (28)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_V \nabla \cdot (\rho \vec{u}) dV \quad (29)$$

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) \right] dV = 0 \quad (30)$$

Równanie 30 jest prawdziwe dla dowolnego obszaru V , zatem:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (31)$$

, które może zostać przekształcone następująco:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (32)$$

Zgodnie z założeniem nieściśliwego przepływu i stanu ustalonego, tj.:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \rho = const \quad (33)$$

otrzymujemy:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (34)$$

Równanie zasady zachowania pędu przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} \quad (35)$$

Model burzliwości. Równań (34) i (35) muszą zostać uzupełnione o model zjawiska turbulencji w celu uzyskania wiarygodnych wyników. Ponieważ w przypadku dyszy z przegrodą następuje rozdzielenie strumienia gazu, został wybrany dwurównaniowy model $k - \omega$ SST. Równania tego modelu stanowią razem z równaniami (34) i (35) układ pozwalający numerycznie wyznaczyć parametry przepływowe:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla k = P_k - \beta^* k \omega + \nabla \cdot [(\nu + \sigma_k \nu_T) \nabla \cdot k] \quad (36)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \omega = \alpha_\omega S^2 - \beta \omega^2 + \nabla \cdot [(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \nabla \cdot \omega] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla \cdot (k \omega) \quad (37)$$

gdzie P_k , β , β^* , α_ω , σ_k , σ_ω , $\sigma_{\omega 2}$, F_1 dodatkowymi zależnościami i stałymi modelu uzyskanymi z weryfikacji eksperymentalnych. Cały model matematyczny składa się z czterech nieliniowych równań różniczkowych (34), (35), (36) i (37) z czterema niezależnymi zmiennymi: prędkością, ciśnieniem, turbulentną energią kinetyczną i stopniem rozproszenia energii. Spójność modelu wymaga nałożenia warunków brzegowych na czterech zdefiniowanych brzegach obszaru: wlotu (*inlet*), wylotu (*outlet*), ścian (*walls*) i symetrii (*symmetryPlane*). Zestawienie warunków brzegowych i nałożonych wartości przedstawiono w poniżej tabeli:

Tab. 1: Zestawienie nałożonych warunków brzegowych.

ϕ	<i>inlet</i>	<i>outlet</i>	<i>walls</i>	<i>symmetryPlane</i>
\vec{u}	$\vec{u} = (150, 0, 0) \frac{m}{s}$	-	$\vec{u} = (0, 0, 0) \frac{m}{s}$	$\vec{n} \cdot \vec{u} = 0$
p	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0$ Pa	$p = 10^5$ Pa	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0$	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0$
k	$k = 34,85 \frac{J}{kg}$	$\frac{\partial k}{\partial n} = 0$	-	$\frac{\partial k}{\partial n} = 0$
ω	$\omega = 3883,785 \frac{1}{s}$	$\frac{\partial \omega}{\partial n} = 0$	-	$\frac{\partial \omega}{\partial n} = 0$

Wstępnie obliczone wartości dla k i ω uzyskano wg następujących zależności:

$$k = \frac{3}{2} (|\vec{u}| I)^2 \quad (38)$$

$$\omega = \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (39)$$

$$I = 0,16 \cdot \text{Re}_{D_h}^{-\frac{1}{8}} \quad (40)$$

$$l = 0,038 \cdot D_h \quad (41)$$

Wartości liczby Reynoldsa Re , intensywności burzliwości I i skali długości burzliwości l są powiązane ze średnicą hydrauliczną D_h wlotu dyszy.

Funkcja celu i ograniczenia. Problem optymalizacyjny w przepływie dyszy opisany jest następującą funkcją celu:

$$J(\alpha, \vec{u}_{opt}, p_{opt}) = \min_{\vec{u}, p} J(\alpha, \vec{u}, p) \quad (42)$$

Dla przypadku przepływu przez dyszę pulsatora, celem jest osiągnięcie możliwie najmniejszego spadku ciśnienia. Dodatkowo, pożądane jest uzyskanie jak najbardziej równomiernego rozkładu prędkości na wylocie z dyszy. Zatem, funkcja celu będzie miała dla tak postawionego problemu optymalizacyjnego postać następującą:

$$J = \left(\underbrace{\int_{S_{out}} |\vec{u} - \vec{u}| d\vec{S}_{out}}_{\text{uniformity}} - \underbrace{\int_{S_{in}} p_t dS_{in} - \int_{S_{out}} p_t dS_{out}}_{\text{pressure drop}} \right) \quad (43)$$

Ponieważ wszystkie obliczenia dotyczą obszaru przepływu gazu, ograniczenia funkcji celu wynikają z równań rządzących przepływem. Ograniczenia te można zapisać

następująco:

$$\vec{R} = \begin{pmatrix} \vec{R}_1 \\ \vec{R}_2 \end{pmatrix} \quad (44)$$

$$\vec{R}_1 = (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} + \frac{1}{\rho} \nabla p - \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{u}) + \alpha \vec{u} \quad (45)$$

$$\vec{R}_2 = \nabla \cdot \vec{u} \quad (46)$$

Równanie (45) jest równaniem zasady zachowania pędu (35) rozszerzonym o składnik porowatości α zaczerpnięty z prawa Darcy'ego przepływu w ośrodkach porowatych. Zbiór residuów przedstawiony w równaniach (44)-(46) stanowi ograniczenia funkcji celu. Z funkcji celu oraz ograniczeń problemu optymalizacyjnego można zapisać funkcję Lagrange'a:

$$L = J + \int_V (\vec{u}, \tilde{p}) \vec{R} dV \quad (47)$$

Z powyższej funkcji można wyznaczyć mnożniki Lagrange'a, tj.:

$$(\vec{u}, \tilde{p}) = (\tilde{u}_1, \tilde{u}_2, \tilde{u}_3, \tilde{p}) \quad (48)$$

Mnożnikami tymi są sprzężony wektor prędkości i sprzężone ciśnienie.

Analiza wrażliwości. Metoda operatora sprzężonego do optymalizacji topologii jest poszukiwaniem minimum funkcji celu z równoczesnym wyznaczaniem rozwiązań równań zasad zachowania (masy i pędu). Równanie (45), jak już zostało wyżej wspomniane, jest rozszerzone o składnik porowatości z prawa Darcy'ego. Podczas przepływu płynu przez medium porowate prędkość jest determinowana przez porowatość tegoż medium. Podobne zjawisko jest numerycznie symulowane w metodzie operatora sprzężonego, gdzie płyn jest traktowany jako medium porowate, a każda komórka siatki obliczeniowej ma przypisaną wartość porowatości α_i . Wartość ta zmienia się ze względu na jej wpływ na funkcję celu. Komórkom siatki, które mają pozytywny wpływ na wartość ekstremum funkcji celu, zostaje przypisana wartość 0. I przeciwnie, „złe” komórki są „karane” poprzez przypisanie im porowatości $\alpha_i > 0$. W zależności od wpływu danej komórki na funkcję celu, wartość porowatości zmienia się iteracyjnie. W efekcie, porowatość stanowi parametr projektowy, który pozwala określić obszary „szkodliwe” dla przepływu medium. Ponieważ funkcja celu zależy od porowatości, prędkości i ciśnienia, można zapisać:

$$\Delta L = \Delta_\alpha L + \Delta_{\vec{u}} L + \Delta_p L \quad (49)$$

Koncepcja metody operatora sprzężonego opiera się doborze prędkości sprzężonej \vec{u} i ciśnienia sprzężonego \tilde{p} w taki sposób, aby zmiany wartości funkcji celu, która zależy od prędkości i ciśnienia, wynosiły 0. Zatem, wrażliwość zmiany funkcji Lagrange'a na

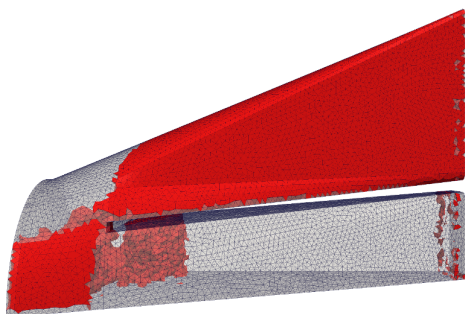
zmianę porowatości można wyznaczyć następująco:

$$\frac{\partial L}{\partial \alpha_i} = \frac{\partial J}{\partial \alpha_i} + \int_V (\tilde{u}, \tilde{p}) \frac{\partial \vec{R}}{\partial \alpha_i} dV \quad (50)$$

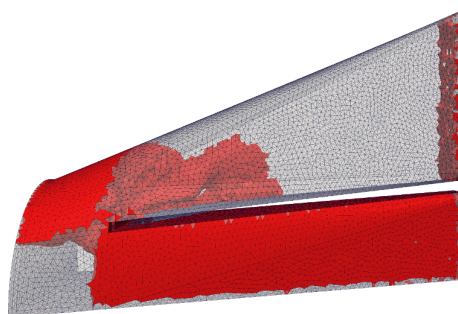
$$\frac{\partial J}{\partial \alpha_i} = 0 \quad (51)$$

$$\frac{\partial \vec{R}}{\partial \alpha_i} = \begin{pmatrix} \vec{u} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (52)$$

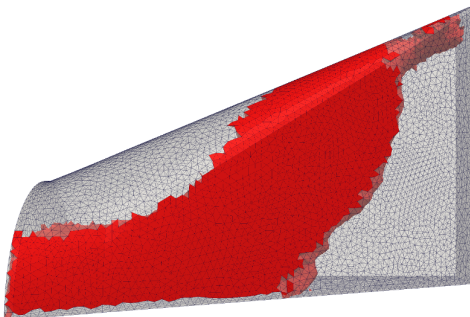
$$\frac{\partial L}{\partial \alpha_i} = \vec{u}_i \cdot \tilde{u}_i V_i \quad (53)$$



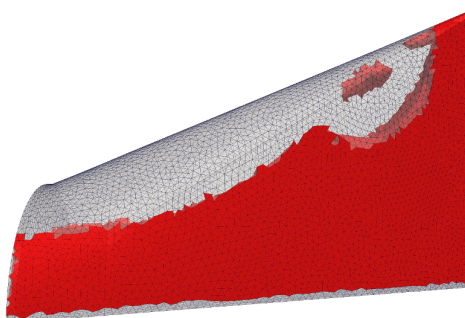
Rys. 18: Dziewięćdziesiąty siódmy krok optymalizacji dyszy z przegrodą.



Rys. 19: Setny krok optymalizacji dyszy z przegrodą.



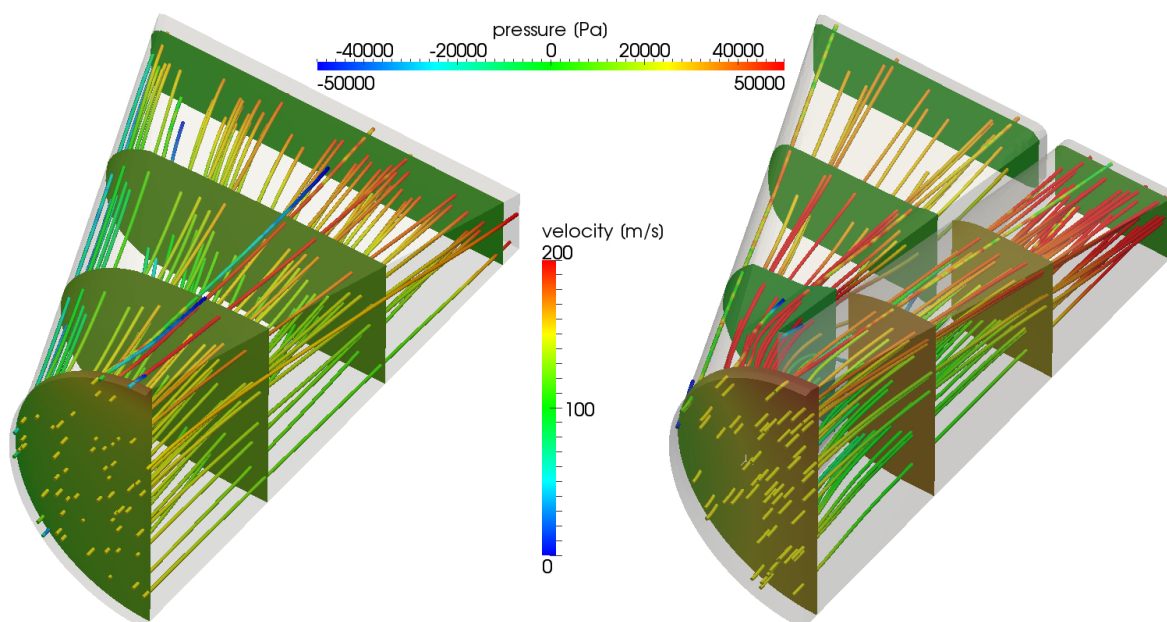
Rys. 20: Dziewięćdziesiąty siódmy krok optymalizacji dyszy bez przegrody.



Rys. 21: Setny krok optymalizacji dyszy bez przegrody.

Wyniki i wnioski. Przykładowe wyniki optymalizacji zostały pokazane na rys. 18–21, na których zaznaczony jest obszar o porowatości $\alpha = 0$. Wewnątrz tego obszaru przepływ jest korzystny ze względu na wartość funkcji celu, natomiast na zewnątrz jest niekorzystny gdyż $\alpha > 0$. Wyniki te zostały wybrane z zakresu stu kroków w celu możliwości porównania wyników dla dyszy z przegrodą i bez niej. Rys. 18, 19 pokazują wyniki dla przypadku dyszy z przegrodą, a rys. 20, 21 są wynikami analizy przepływu przez dyszę bez przegrody. Podczas gdy wyniki optymalizacji dla dyszy bez przegrody

mogą zostać zastosowane w aplikacji przemysłowej, to wynik dla dyszy z przegrodą nie są możliwe do zastosowania. W tym przypadku, globalne minimum funkcji celu nie jest osiągane i pokazane na rys. 18, 19 obszary, które są korzystne dla przepływu, nie pokazują jednoznacznego rozwiązania. Porowatość blokuje przepływu naprzemiennie z jednej i z drugiej strony przegrody. Powodem takiej sytuacji jest lokalnie nieustalony charakter przepływu powodowany przez naprężenia styczne (lepkość) powietrza na krawędziach przegrody w pobliżu wlotu do dyszy.

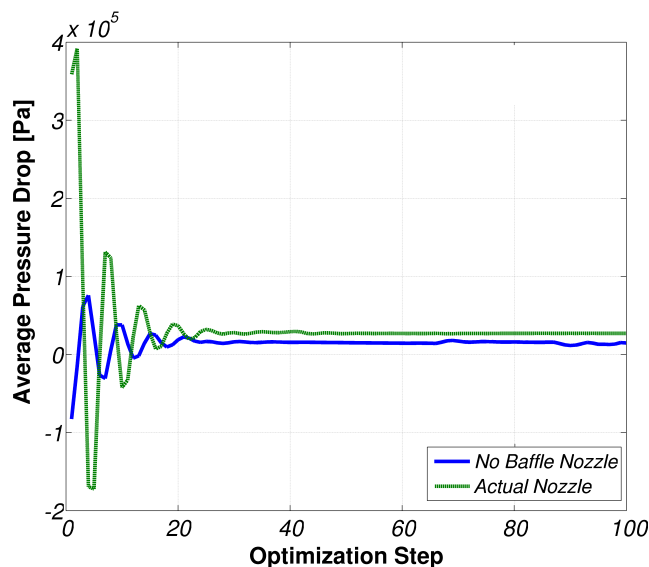


Rys. 22: Przykładowe wyniki symulacji linii prądu i pola prędkości dla dyszy z przegrodą (lewy) i dyszy bez przegrody (prawy).

Wyniki symulacji w postaci prędkości i ciśnienia przedstawiono również na rys. 22. Dla obydwu dyszy wyniki te są przedstawione w jednakowej skali ze względu na łatwość dokonania porównania. Linie prądu są kolorowane wg skali prędkości, natomiast wykresy konturowe są wykresami ze skalą ciśnienia. Można zauważyć, że rozkład ciśnienia jest bardziej równomierny w dyszy bez przegrody. W tym przypadku zauważalny jest również bardzo równomierny rozkład pola prędkości na wylocie z dyszy. Wnioskować to można po bardzo łagodnych zmianach kolorów wzdłuż linii prądu. Wyniki symulacji potwierdzają wystąpienie dużych gradientów prędkości i ciśnienia podczas rozdzielania strumienia w dyszy z przegrodą. Poza brakiem jednoznaczności w rozwiązaniu problemu optymalizacyjnego, przegroda powoduje również zwiększenie spadku ciśnienia w porównaniu z dyszą bez przegrody. Pokazany na rys. 23 wykres wyznaczonego spadku ciśnienia dla kolejnych kroków optymalizacji pokazuje, że przegroda powodu prawie dwukrotny wzrost spadku ciśnienia na długości dyszy w porównaniu z przypadkiem bez przegrody. Wyniki optymalizacji mogą jedynie sugerować kierunek prac w celu poprawy pracy dyszy.

Studium symulacyjne zostało przeprowadzone za pomocą oprogramowania o otwartym kodzie źródłowym od przygotowania siatki po wizualizację. Wyniki optymalizacji topologii dyszy bez przegród są dość jasne i mogą stanowić wstępne dane do poprawy kształtu dyszy. Analiza wrażliwości pokazuje kierunki w jakich należy zmieniać kształt dyszy w celu osiągnięcia jak najmniejszego spadku ciśnienia. Kontur parametru porowatości równej zero pokazuje wystąpienia zjawiska przewężenia strugi (vena-contracta) i daje wyobrażenie o zbliżonym do idealnego kształcie dyszy podczas nieściśliwego przepływu ustalonego.

Wyniki optymalizacji dla dyszy z przegrodami są bardzo niejednoznaczne. Przegroda powoduje rozdzielenie strumienia gazu pomiędzy poszczególne kanały dyszy. Wyniki pokazują, że zarówno kanał środkowy jak i boczny dyszy spełniają kryteria optymalizacyjne naprzemiennie. Zasłonięcie kanału środkowego i otwarcie kanału bocznego da w wyniku taki sam spadek ciśnienia jak sytuacja odwrotna. Wyniki takie nie pozwalają na sugerowanie się kierunkami zmian kształtu dyszy. Symulacje numeryczne z użyciem metody operatora sprzężonego są poszukiwaniem globalnego ekstremum funkcji celu. Wyniki uzyskane w przypadku dyszy z przegrodą prowadzą do wniosku, że to globalne ekstremum nie istnieje dla założonych warunków przepływowych.



Rys. 23: Zmiana spadku ciśnienia w kolejnych krokach optymalizacji.

Opracowanie pulsatora pneumatycznego

Oryginalne osiągnięcie projektowe. Naukowe opracowania i metody oraz badane zjawiska były oparte na konstrukcji, która została zbadana wstępnie i opracowana w trakcie projektu badawczo-rozwojowego w ramach programu Inicjatywa Technologiczna I. Opracowany pulsator pneumatyczny jest urządzeniem pracującym cyklicznie. Jest on wprężnięty w układ sprężonego powietrza zakładu przemysłowego pracujący pod ciśnieniem 0,6 MPa. Główne elementy pulsatora to akumulator ciśnienia i głowica. Elementy pokazano na rys. 24. Głównym zadaniem głowicy jest uwolnienie energii sprężonego powietrza zawartego w akumulatorze ciśnienia poprzez szybkie

otwarcia kanału wylotowego.

Dodatkowymi elementami pulsatora mogą być dysze, których zadaniem jest odpowiednie ukierunkowanie przepływu gazu (powietrza) do silosu. Dysze te mogą również mieć za zadanie ochronę głowicy pulsatora przed ciepłem mającym źródło w silosie. Dzieje się tak w przypadku udrażniania spustów silosów zainstalowanych przy piecach przemysłowych.

Przepływ w pulsatorze pneumatycznym jest bardzo dynamiczną przemianą, której szybkość uprawnia do wykorzystania

opisu przemiany adiabatycznej. Praca pulsatora opiera się na gwałtownym otwarciu tłoka poprzez parcie powietrza na tłok zainstalowany w głowicy, które jest sprężone wewnątrz akumulatora ciśnienia. Tłok odsuwając się otwiera drogę powietrzu, które jest kierowane ku wylotowi z kanału głowicy bądź też do dyszy. Prace nad konstrukcją pulsatora B12 nie obejmowały zagadnień naukowym w dostatecznym stopniu aby mogły zostać opublikowane. Już po opracowaniu konstrukcji oraz zawarciu umowy know-how zostały prowadzone badania nad optymalizacją i efektywnością energetyczną pulsatora. Do tego celu wykorzystano prawa termodynamiki, aby określić ilość ciepła wydzielanego, bądź pobieranego z otoczenia oraz maksymalną pracę jaką można wykonać przy zgromadzonej energii w akumulatorze ciśnienia.

Początek prac związanych z optymalizacją pracy układu do udrażniania spustów silosów na materiały sypkie był związany z wykorzystaniem operatora sprzężonego w analizie dyszy kierunkowej wykorzystywanej do ukierunkowania strumienia powietrza.

Projekt pulsatora przemysłowego opierał się na badaniach eksperymentalnych i symulacyjnych, które zostały wstępnie opublikowane w pracy B11. Badania łączyły w sobie opracowanie modeli numerycznych oraz przeprowadzenie badań doświadczalnych. Stanowiły one przede wszystkim zagadnienia inżynierskie, które miały na celu określenie jakości przepływu powietrza przez pulsator. Badania przedstawione w pracy miały bardzo wstępny charakter i umożliwiały zidentyfikowanie głównych obszarów przyszłych prac nad ulepszeniem i dogłębnym zbadaniem zjawisk cieplno-



Rys. 24: Wizualizacja pulsatora pneumatycznego.

przepływowych w przemysłowym pulsatorze pneumatycznym. Z naukowego punktu widzenia nowością przeprowadzonych prac było połączenie narzędzi inżynierskich (VVD) oraz badawczych (Fluent) w jednym projekcie, co dało w efekcie projekt urządzenia. W trakcie symulacji numerycznych przepływu powietrza wykorzystano standardowy model turbulencji $k - \varepsilon$.

Układy sterowania i uruchamiania. Z pracą pulsatora pneumatycznego wiąże się także układ sterowania i uruchamiania. Rozszerzone badania zostały opublikowane w pracy B10, gdzie zostały przedstawione wyniki symulacji numerycznych przepływu przez głowicę pulsatora z użyciem modelu turbulencji LES (Large Eddy Simulation). Wyniki obrazują przekroczenie prędkości dźwięku w centralnej części kanału głównego. Wynikiem tego było ukształtowanie tłoka głowicy pulsatora w formie ściętego stożka, co pozwoliło zwiększyć prędkość wylotową powietrza.

Dodatkowo w pracy zostało przedstawione modelowanie elementu sterującego, którego zadaniem jest wytworzenie różnicy ciśnień między dwoma stronami tłoka. Różnica ciśnień powoduje otwarcie tłoka. W symulacjach sprawdzających element sterujący pulsatora wykorzystano „słabo-powiązane oddziaływanie płyn-struktura” (weakly-coupled Fluid Structure Interaction). Takie rozwiązanie problemu stanowiło nowość w obszarze badań urządzeń dla przemysłu ciężkiego.

Podsumowanie

Cykl publikacji wymieniony w punkcie II.A. stanowi studia nad przepływem gazu w warunkach około- i naddźwiękowych. Studia te mają charakter symulacyjny, a ich wyniki są oparte na uzyskanych danych z rezultatów obliczeń numerycznych metodą objętości skończonej. W celu uwiarygodnienia i weryfikacji modeli wykorzystanych w symulacjach, zostały przeprowadzone procedury weryfikacji modelu oraz oszacowania błędów uzyskanych wyników.

Przeprowadzone badania oraz uzyskane wyniki umożliwiają zdefiniowanie następujących osiągnięć naukowych:

1. Poznawcze:

- Dokonano rozpoznania zjawisk towarzyszących gwałtownemu wypływowi powietrza ze zbiornika przez otwór o znacznie większej średnicy.
- Dokonano rozpoznania zjawisk zachodzących w przepływie przez dyszę (kanał zamknięty) przy znacznej różnicy ciśnień na krótkim odcinku.

- Dokonano próby optymalizacji za pomocą operatora sprzężonego w zastosowaniu do przepływów ściśliwych ustalonych.

Z przeprowadzonych badań jednoznacznie wskazano na istotny wpływ bezwładności gazu przy wypływie ze zbiornika otworem o dużej średnicy. Bezwładność gazu powoduje pulsacyjny charakter wypływu po opróżnieniu głównej części gazu, przez co następuje cofanie się gazu do zbiornika i stopniowe wygaszanie pulsacji, aż do osiągnięcia stanu równowagi.

Okolodźwiękowy przepływ przez dysze o niejednorodnym przekroju wykazuje duże straty ciśnienia. W miejscu zwężenia przekroju następuje wywołany rozchodzeniem się fali uderzeniowej przepływ zwrotny, przez co zmniejsza się strumień masowy gazu. Jest to zjawisko niekorzystne z uwagi na sprawność funkcjonowania dyszy. Równocześnie, w trakcie przemian termodynamicznych następują odebranie ciepła ze ścianek dyszy, co korzystnie wpływa na ochronę termiczną dyszy pracującej jako ochrona przed ciepłem dla zespołu pulsatora.

Optymalizacja przepływu w kanale zamkniętym dla ustalonego, nieściśliwego medium powiodła się w bardzo ograniczonym zakresie. Przepływ dwuwymiarowy można uznać za możliwy do optymalizacji pod względem spadku ciśnienia i jednorodności przepływu. Badania optymalizacyjne nad przepływem trójwymiarowym nie wykazały jednoznacznej możliwości zoptymalizowania konstrukcji dyszy w celu optymalizacji przepływu gazu. Silnie nieliniowy charakter równań przepływu wraz z równaniami Langrange'a skutkuje brakiem globalnego ekstremum funkcji celu.

2. Metodyczne:

- Zaproponowano metodę wyznaczania ilości zgromadzonej energii i strat energii w trakcie nieustalonego, szybkozmiennego procesu.
- Wykorzystano wizualizacyjną metodę typu *pseudo-schlieren* do jakościowej oceny poprawności obliczeń numerycznych.

Na bazie całkowitej postaci pierwszej zasady termodynamiki zaproponowano metodę do wyznaczenia ilości generowanego ciepła w trakcie przepływu przez kanał zamknięty. Metoda ta opiera się na bilansie pomiędzy strumieniem wpływającym i wypływającym. W przypadku tylko jednego strumienia, jak to ma miejsce w opróżnianiu gazu ze zbiornika w wyniku otrzymujemy ilość energii jaka jest zgromadzona w zbiorniku. Nie należy tego utożsamiać z ilością energii jak jest do dyspozycji, ponieważ nie są uwzględnione straty. Ilość energii jaka może zostać zamieniona na pracę jest energią i także została zaproponowana metoda

do wyznaczenia tejże energii. Oparta jest ona o drugą zasadę termodynamiki z wykorzystaniem uśrednionych wartości uzyskanych z symulacji numerycznych.

3. Aplikacyjne

- Opracowanie i wdrożenie projektu przemysłowego pulsatora.

Kanwą do badań i opracowań naukowych był projekt przemysłowego urządzenia do udrażniania spustów silosów na materiały sypkie, który funkcjonuje na zasadzie zaworu szybkiego otwarcia, powodując usunięcie niekorzystnych struktur w materiale sypkim wywołanych kohezją. Urządzenie to wykorzystuje zjawisko uderzenia pneumatycznego (udaru) będącego wynikiem dynamicznej zmiany parcia gazu na złożę materiału sypkiego. Habilitant jest współautorem projektu pulsatora pneumatycznego, który stanowi oryginalne osiągnięcie projektowe.

Zestawienie dorobku i wskaźników bibliometrycznych

OSIĄGNIĘCIE		PRZED DOKTORATEM	PO DOKTORACIE	RAZEM	\sum PKT	\sum IF	\sum IF ₅
PUBLIKACJE	Z BAZY JCR ¹	-	7	7	190	15,820	14,893
	Z BAZY WoS ²	-	10	10	95	-	-
	POZOSTAŁE	1	4	5	49	-	-
ROZDZIAŁY W MONOGRAFIACH		1	5	6	24	-	-
UDZIAŁ W KONFERENCJACH	KRAJOWYCH	4	2	6	-	-	-
	MIĘDZYNARODOWYCH	3	7	10	-	-	-
UDZIAŁ W PROJEKTACH BADAWCZYCH	KRAJOWYCH	2	3	5	-	-	-
	MIĘDZYNARODOWYCH	1	1	2	-	-	-
KIEROWANIE PROJEKTAMI BADAWCZYMI		-	1	1	-	-	-

¹JCR - Journal Scitation Report, ²WoS - Web of Science

Sumaryczny Impact Factor według listy Journal Citation Reports (JCR), zgodnie z rokiem opublikowania: **15,82**.

Liczba cytowań publikacji wg bazy:

- Web of Science (WoS): **26**,
- Google Scholar: **58**,
- Scopus: **41**.

Indeks Hirscha wg bazy:

- Web of Science (WoS): **3**,
- Google Scholar: **4**,
- Scopus: **4**.

III. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

A. Działalność naukowa przed doktoratem

Działalność naukową rozpocząłem wraz z początkiem kariery zawodowej w Politechnice Warszawskiej Filii w Płocku w Zakładzie Aparatury Przemysłowej. W pracach naukowych od początku kariery zawodowej skupiałem się na symulacjach numerycznych, ich zastosowaniu i walidacji w mechanice płynów i termodynamice. Ich zastosowanie znalazło wyraz już w pracy magisterskiej, a następnie w pracy doktorskiej. Początek pracy naukowej wiązał się również z udziałem w projektach finansowanych przez Komitet Badań Naukowych:

1. „Badania i podstawy konstrukcji wysokowydajnych adhezyjnych zbieraków cieczy tworzących warstwę na powierzchni wody”, nr 7 T071314 realizowany w latach 1998–99,
2. „Konstrukcyjne kształtowanie warunków przepływu zawiesiny kryształów w kryształizatorze chłodzonym”, nr 5 T07C 035 22 realizowany w latach 2002–05.

Projekt wymieniony w pkt. 2 miał duże znaczenie, ponieważ zagadnienia poruszane w tym projekcie były kanwą do mojej pracy doktorskiej. W aparatach tych zastosowano układ ruchomego pęku rur, przez który przepływ nie był tak szeroko badany jak przepływ w stacjonarnym pęku rur, często stosowanego w wymiennikach ciepła płaszczowo-rurowych. Badania nad przepływem w ruchomym pęku rur były prowadzone zarówno w zakresie eksperymentalnym jak i symulacyjnym. W trakcie badań zaprojektowałem i zleciłem wykonanie modelu laboratoryjnego służącego do badań przepływu przez ruchomy pęk rur.

B. Działalność naukowa po doktoracie

O ile w pracy doktorskiej analizowałem medium nieściśliwe bez wymiany ciepła, to po doktoracie moje prace badawcze zostały rozszerzone do zjawisk przepływowych w gazach w urządzeniach i aparatach przemysłowych z uwzględnieniem przepływów nadźwiękowych. Wyrazem tego była praca w trakcie projektu badawczo-rozwojowego w ramach Inicjatywy Technologicznej I. Wiedza i doświadczenie, zarówno naukowe jak i przemysłowe, zostały wykorzystane również w trakcie projektu InnoBuTech, którym kierowałem, a którego rezultatem jest wzór użytkowy instalacji do napełniania butli gazami technicznymi. Pochodną tego projektu jest również mój udział w opracowaniu modułu gazowego o wysokiej efektywności magazynowania – GasMod.

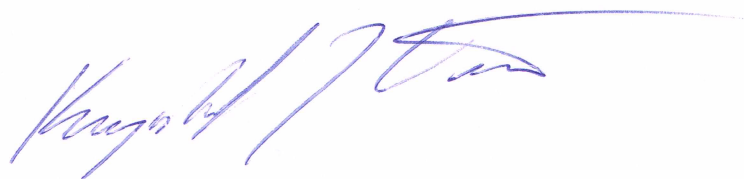
Pozostałe prace naukowe, poza wykazanymi w osiągnięciu, oscylowały wokół badań nad wymianą ciepła w powierzchniach uźebrowanych oraz badaniami nad konwekcyjnym przekazywaniem ciepła z tych powierzchni. Zadania badawcze w tychże pracach koncentrowały się na poprawnej budowie modeli numerycznych oraz na graficznym przedstawieniu wyników badań. Prace naukowe były przedstawiane na konferencjach tematycznych, z dominującym udziałem konferencji międzynarodowych. Udział w konferencjach międzynarodowych jest również wynikiem nawiązanych kontaktów w ramach projektów w 6-tym Programie Ramowym Unii Europejskiej. W projekcie TOSSIE (TOwards Sustainable Sugar Industry in Europe) w latach 2006-2008, odpowiadałem za techniczną stronę przygotowania platform komunikacji między partnerami projektu. Dodatkowo byłem członkiem komitetu organizacyjnego konferencji, która została w ramach tego projektu zorganizowana w siedzibie Komisji Europejskiej w Brukseli. W latach 2008–2010 byłem zatrudniony w ramach projektu HYVOLUTION (Non-thermal production of pure hydrogen from biomass), w którym również odpowiadałem za techniczną stronę komunikacji między polskimi i zagranicznymi partnerami projektu. Doświadczenia powyższe pozwoliły mi objąć funkcję Koordynatora, a następnie Pełnomocnika Prorektora ds. Współpracy z Zagranicą w Politechnice Warszawskiej Filii w Płocku.

Równocześnie z pracami badawczo-rozwojowymi i naukowymi zdobywałem po doktoracie doświadczenie przemysłowe. Członkostwo i aktywny udział w pracach Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich pozwoliło mi uzyskać certyfikat Rzeczoznawca SIMP w specjalności 313 - aparatura i urządzenia dla przemysłu chemicznego. W tym polu dominowała tematyka układów pompowych w przemyśle rafineryjnym, a opracowania i ekspertyzy skupiały się na poprawie ich funkcjonowania. Analizy obejmowały również po części możliwości bezinwestycyjnego zwiększenia przerobu instalacji produkcyjnych. Łącznie jestem autorem i współautorem 15 ekspertyz i opracowań przemysłowych wykazanych w części III.M. na stronie 14 „Wykazu dorobku naukowego habilitanta”.

Realizowany w latach 2007–2008 projekt badawczo-rozwojowy skierował moje zainteresowania na proces komercjalizacji wyników badań i transferu technologii jako takiego. Za początek można uznać udział w konferencji „Przedsiębiorczość oparta na wiedzy” organizowaną przez Wrocławskie Centrum Transferu Technologii w 2008 roku. Znalazło to odzwierciedlenie w udziale w cyklu szkoleń i warsztatów pod wspólnym tytułem „Modelowe Centrum Transferu Technologii” organizowane w głównej mierze przez Centrum Transferu Technologii Politechniki Warszawskiej. W zakresie transferu technologii uczestniczyłem w kilku cyklach szkoleń: Komercjalizacja Nauk Innowacyjnych (74 godz. - lipiec 2010), Negocjacje w biznesie (marzec 2011), Modelowe Centrum Transferu Technologii. Transfer Technologii i Negocjacje w Transferze Technologii

(96 godz. - maj-listopad 2010). Szkolenia te umożliwiły mi brać udział w opracowaniu programów i uruchomieniu dwóch przedmiotów Transfer technologii oraz Podstawy Komercjalizacji Nauki dla studentów studiów pierwszego (inżynierskie) i trzeciego stopnia (doktoranckie).

Poza współpracowaniem i współprowadzeniem ww. przedmiotów, w zakresie działalności dydaktycznej jestem zaangażowany w prowadzenie przedmiotów w zakresie projektowania urządzeń ciśnieniowych, hydrauliki i hydrologii oraz termodynamiki i mechaniki płynów. Łącznie byłem promotorem 5 prac magisterskich oraz 20 prac inżynierskich.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Krzysztof J. ...', is written across the page.