

**Instytut Inżynierii
Mechanicznej**

**Wydział Budownictwa,
Mechaniki i Petrochemii**

**Politechnika
Warszawska**

dr inż. Jacek Wernik

Teoretyczne, symulacyjne i doświadczalne podstawy określania istotnych warunków wymiany ciepła w ożebrowanych korpusach urządzeń

Autoreferat przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych

Załącznik 2 do wniosku

o przeprowadzenie postępowania habilitacyjnego

(wersja polska)



Płock, 2017 r.

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

Spis treści

1. Imię i nazwisko.....	3
2. Posiadane dyplomy i stopnie naukowe.....	3
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych.....	3
4. 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.): ..	4
4.1. Wykaz pozycji wchodzących w skład osiągnięcia	4
4.2. Omówienie celów naukowych prac stanowiących osiągnięcie.....	7
4.3. Podsumowanie	38
5. Opis pozostałych osiągnięć naukowych.....	41
5.1. Przed doktoratem	41
5.2. Po doktoracie.....	43
6. Syntetyczna charakterystyka dorobku naukowego	47

1. Imię i nazwisko

Jacek Wernik

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe

- **doktora:** dyscyplina naukowa: budowa i eksploatacja maszyn, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, 2005 r. (Tytuł rozprawy: *Analiza struktury i parametrów pracy instalacji wodno-ściekowych cukrowni*, praca uzyskała wyróżnienie Rady Wydziału)
- **magistra inżyniera:** kierunek mechanika i budowy maszyn, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa i Maszyn Rolniczych, 1997 r. (Tytuł pracy: *Teoretyczna i doświadczalna analiza barbotażu z wykorzystaniem komputerowego przetwarzania obrazów*, praca uzyskała I nagrodę Oddziału Wojewódzkiego SIMP w Konkursie Prac Dyplomowych dla kierunku Mechanika i Budowa Maszyn).
- świadectwo ukończenia studiów podyplomowych w zakresie zarządzania projektami, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, 2007 r.
- świadectwo ukończenia studiów podyplomowych w zakresie informatyki, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, 1999 r.
- technik mechanik o specjalności budowa maszyn, Technikum Mechaniczne w Płocku, 1991 r.

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

asystent stażysta, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa i Maszyn Rolniczych, 1996 - 1997

asystent, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, 1997 - 2005

adiunkt, Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, 2005 - nadal

4. 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.)

Jako osiągnięcie, po uzyskaniu stopnia doktora, wynikające z artykułu 16 ustęp 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki, wskazuję cykl 10 powiązanych tematycznie publikacji oraz zrealizowane oryginalne osiągnięcie projektowe, konstrukcyjne, technologiczne. Wspólny tytuł osiągnięcia brzmi:

Teoretyczne, symulacyjne i doświadczalne podstawy określania istotnych warunków wymiany ciepła w ożebrowanych korpusach urządzeń.

4.1. Wykaz pozycji wchodzących w skład osiągnięcia

1. **Wernik J.**, 2017, Investigation of heat loss from the finned housing of the electric motor of a vacuum pump, **Applied Sciences**, vol. 7(12), 1214, DOI: 10.3390/app7121214 (25 punktów MNiSW, IF 1,679), (udział 100%).
2. **Wernik J.**, Wołosz K. J., 2017, Metoda określania warunków wymiany ciepła w urządzeniach stosowanych w przemyśle chemicznym na przykładzie pulsatora pneumatycznego, **Przemysł Chemiczny**, Wydawnictwo SIGMA - NOT Sp. z o.o., vol. 96, nr 4, 2017, ss. 787-790, DOI:10.15199/62.2017.4.17, (15 punktów MNiSW, IF 0,385), (udział 80%).
3. **Wernik J.**, Grabowski M., Urbaniec K., Wołosz K. J., 2016, Numerical simulation and experimental verification of heat transfer from a finned housing of an electric motor, **Energy Conversion and Management**, vol. 125, 2016, ss. 91-96, DOI:10.1016/j.enconman.2016.05.038, (45 punktów MNiSW, IF 5,589), (udział 70%).
4. **Wernik J.**, Wołosz K. J., 2015, Numerical Simulations and Research of Heat Transfer in Pneumatic Pulsator, **International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation**, vol. 16, nr 3-4, 2015, ss. 157-160, DOI:10.1515/ijnsns-2014-0012, (20 punktów MNiSW, IF 1,545), (udział 80%).

5. **Wernik J.**, Wołosz K. J., 2016, Thermal Analysis of the Finned Channel of Pneumatic Pulsator Using Numerical Simulations and Thermography, **Chemical Engineering Transactions**, The Italian Association of Chemical Engineering, vol. 52, ss. 271-276, DOI:10.3303/CET1652046, (15 punktów MNiSW), (udział 80%).
6. **Wernik J.**, Wołosz K. J., Grabowski M., Urbaniec K., 2016, Numerical Simulation and Thermographic Examination of the Heat Transfer in a Radiator, **Chemical Engineering Transactions**, The Italian Association of Chemical Engineering, vol. 52, ss. 493-498, DOI:10.3303/CET1652083, (15 punktów MNiSW), (udział 70%).
7. **Wernik J.**, Wołosz K. J., 2015, Study of Heat Transfer in Fins of Pneumatic Pulsator Using Thermal Imaging, **Chemical Engineering Transactions**, The Italian Association of Chemical Engineering, vol. 45, ss. 985-990, DOI:10.3303/CET1545165, (10 punktów MNiSW), (udział 80%).
8. **Wernik J.**, Wołosz K. J., Grabowski M., 2015, Numeryczne i termograficzne badania przewodzenia ciepła przez ożebrowaną obudowę silnika elektrycznego, **Mechanik**: miesięcznik naukowo-techniczny, Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, nr 7, 2015, ss. 544-546, DOI:10.17814/mechanik.2015.7.326, (11 punktów MNiSW), (udział 60%).
9. **Wernik J.**, Wołosz K. J., 2012, Pneumatic pulsator design as an example of numerical simulations in engineering applications, **Open Engineering** (Central European Journal of Engineering), vol. 2, nr 1, ss. 76-82, DOI:10.2478/s13531-011-0050-5, (10 punktów MNiSW), (udział 50%).
10. Urbaniec K., **Wernik J.**, Wołosz K. J., 2009, Optimal design of the head of a pneumatic pulsator, **Chemical Engineering Transactions**, The Italian Association of Chemical Engineering, vol. 18, ss. 237-242, DOI:10.3303/CET0918037, (10 punktów MNiSW), (udział 45%).
11. Projekt przemysłowego pulsatora pneumatycznego, 2010 – wdrożenie w oparciu o umowę „know-how” (udział 50%).

Publikacje 1-4: czasopisma z listy JCR; publikacje 5-7, 9-10: czasopisma indeksowane w bazie WoS; publikacja 8: czasopismo z wykazu B MNiSW

Badania w temacie przedstawionego osiągnięcia naukowego rozpocząłem w październiku 2007 r., z czego zasadniczy cykl publikacji przypada na lata 2015-2017. Sumaryczny IF osiągnięcia wynosi 9,198. Sumaryczna liczba punktów osiągnięcia wg listy MNiSW 176. W przedstawionych powyżej publikacjach byłem pomysłodawcą hipotez i koncepcji analiz symulacyjnych oraz badań eksperymentalnych. Wdrożenie powstało w wyniku przeprowadzonych prac projektu badawczo-rozwojowego pt.: „Opracowanie i wdrożenie pulsatora pneumatycznego” w ramach programu Narodowego Centrum Badań i Rozwoju „Inicjatywa Technologiczna I”, którego byłem kierownikiem. We wszystkich pracach stanowiących osiągnięcie w których mój udział przekracza 50% byłem autorem odpowiedzialnym za merytoryczną stronę publikacji. Zakres tematyczny moich osiągnięć dotyczy, w ogólnym ujęciu, wykorzystania zaawansowanych narzędzi modelowania i symulacji numerycznej do analizy zjawisk wymiany ciepła w urządzeniach posiadających ożebrowane korpusy. W przypadku ożebrowanych korpusów analityczne wyznaczenie rozkładu temperatury korpusu i żeber daje wyniki przybliżone. W większości zastosowań są one dokładne, lecz pod warunkiem dużych różnic temperatur między ożebrowanym korpusem a otoczeniem. Określenia dokładnych wartości rozkładu temperatury przy mniejszych różnicach temperatur jest złożonym problemem, który można rozwiązać przy pomocy metod numerycznych. Pomimo dość powszechnego stosowania symulacji numerycznych, ich wykorzystanie w połączeniu z eksperymentami opartymi na pomiarach termowizyjnych mającymi za zadanie weryfikację i walidację wyników, w różnego rodzaju urządzeniach i aparatach przemysłowych, nie jest powszechne. Wiąże się to z tym, że weryfikacja wyników otrzymanych numerycznie w warunkach przemysłowych jest trudna. Podjęty przeze mnie kierunek badań umożliwia określanie warunków wymiany ciepła w urządzeniach w których jest tracona energia w postaci strat ciepła. W szerszym ujęciu wpisuje się to w trend badań nad efektywnym wykorzystaniem energii w procesach produkcyjnych, co ma kluczowe znaczenie dla gospodarki i zrównoważonego rozwoju.

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

Wprowadzenie

Technologie stosowane w przemyśle składają się ze skończonej liczby procesów jednostkowych. Procesy te, jak np. wymiana ciepła, wrzenie i in. są realizowane w przeznaczonych do tego celu urządzeniach i aparatach. O budowie aparatu decyduje proces jednostkowy a nie typ technologii. W projektowaniu i badaniach naukowych coraz powszechniej stosuje się metody numeryczne, zwłaszcza do znajdowania konstrukcji o najmniejszej energochłonności, materiałochłonności, najmniejszych kosztach itp. Taki właśnie zakres wyznaczył podjęte przeze mnie badania urządzeń z ożebrowanymi korpusami, głównie do problemów identyfikacji warunków wymiany ciepła, takich jak np. określenie wartości współczynnika wnikania ciepła definiującego warunki kontaktu w układzie urządzenie-otoczenie. Żebra znacząco intensyfikują proces wymiany ciepła poprzez rozwinięcie pola powierzchni wymiany a analiza procesu jest zazwyczaj oparta na analitycznych opisach. W żebrach zachodzi przewodzenie ciepła, co oznacza spadek temperatury. Z tego względu efektywność żeber w intensyfikacji wymiany ciepła zależy od przewodzenia i wnikania ciepła oraz od geometrii. Ze względu na dokładnie określone własności materiałowe gotowych korpusów urządzeń oraz określoną geometrię, zasadniczą kwestią jest jak najdokładniejsze zbadanie warunków wymiany ciepła związanych z wnikaniem ciepła do otoczenia. Metody analityczne pomimo, że dają najbardziej wnikliwy obraz zjawisk wymiany ciepła, mają ze względu na trudności czysto matematyczne oraz niezbędne założenia idealizacyjne, stosunkowo ograniczone znaczenie. Z tego względu wykorzystanie metod numerycznych w połączeniu z badaniami doświadczalnymi znacząco rozszerza możliwości uzyskiwania rozwiązań na drodze czysto matematycznej.

W metodach numerycznych wśród których jedną z nich jest modelowanie z wykorzystaniem CFD (Computational Fluid Dynamics) problemem dużej wagi jest znajomość wartości współczynników, adekwatnych do warunków, w jakich zachodzi proces. Użyteczność dostępnych w literaturze oraz w bazach kodów numerycznych wartości współczynników jest w dużej mierze ograniczona, a przynajmniej

powodująca niepewność co do jakości stosowanych z konieczności wartości. Wyznaczane na drodze analitycznej z reguły znacznie odbiegają od warunków rzeczywistych. Jakość rezultatów przeprowadzonych symulacji numerycznych zależy również w istotny sposób od dokładności określenia cieplnych warunków urządzenia i otoczenia, takich jak wartości charakterystycznych temperatur, gęstość strumienia ciepła czy wspomniane współczynniki wnikania ciepła, w przypadku warunku brzegowego II lub III rodzaju. Uzyskane wyniki obliczeń mogą być obciążone dużym błędem, którego źródłem jest przyjęcie niewłaściwych wartości współczynników, bądź warunków brzegowych dalekich od rzeczywistych. Z tego względu przydatność metod numerycznych rozwiązywania zagadnień początkowo-brzegowych oraz przydatność kodów symulacyjnych wykorzystujących te metody, w sytuacji gdy warunki brzegowe nie opisują w zadowalający sposób rzeczywistości i nie są adekwatne jednocześnie do sposobu uproszczenia warunków panujących w rzeczywistości, może być niezadowalająca.

Cel i zakres prac

Celem prac stanowiących osiągnięcie było rozpoznanie i opis mechanizmu wymiany ciepła zachodzącej w urządzeniach posiadających ożebrowane korpusy. Badanymi urządzeniami były silniki elektryczne, pulsator pneumatyczny oraz małogabarytowy radiator. Zbadanie możliwości wyznaczenia istotnych warunków wymiany ciepła w ożebrowanych korpusach urządzeń takich jak silnik elektryczny oraz pulsator pneumatyczny umożliwiło w efekcie opracowanie metody pozwalającej na dokładne określanie warunków wymiany ciepła. Cel obejmował także badanie możliwości uwzględnienia wpływu turbulencji wywołanej ruchem powietrza na współczynnik wnikania ciepła. Zakres prac był oparty na wykorzystaniu metody numerycznej, techniki termowizji i równaniu bilansu energetycznego. Przeprowadzono symulacje numeryczne oraz badania eksperymentalne. W zakresie prac mieści się również opracowanie oryginalnego osiągnięcia projektowego – pulsatora pneumatycznego.

Jakkolwiek zaawansowane metody numeryczne i techniki termowizyjne są z powodzeniem stosowane od lat w różnych zagadnieniach naukowych, to przeprowadzona analiza literatury wykazała niedostatek (w przypadku silników i radiatora) oraz brak (w przypadku pulsatora) opisów zagadnień dotyczących

badania warunków wymiany ciepła dla ożebrowanych urządzeń. Prace te stanowią nowość w literaturze przedmiotu.

Badania wymiany ciepła w silnikach elektrycznych.

Wykorzystywane w przemyśle silniki, zgodnie z różnymi szacunkami, zużywają około 30-40% całości generowanej na świecie energii elektrycznej. W wielu krajach ponad 70% całkowitej produkcji energii jest wykorzystywane przez silniki elektryczne. Koszt zużywanej energii elektrycznej stanowi w przemyśle około 90% całkowitych kosztów zakupu i użytkowania silników elektrycznych. Z tego względu, biorąc pod uwagę względy techniczne i ekonomiczne, ważna jest sprawność energetyczna silnika elektrycznego. Dążenie do uzyskiwania coraz lepszych sprawności oznacza dla producentów wyzwania odnośnie konstrukcji silników. Sprawność energetyczną silników elektrycznych można zwiększyć przede wszystkim, ograniczając straty energii, która zamieniana jest na ciepło.

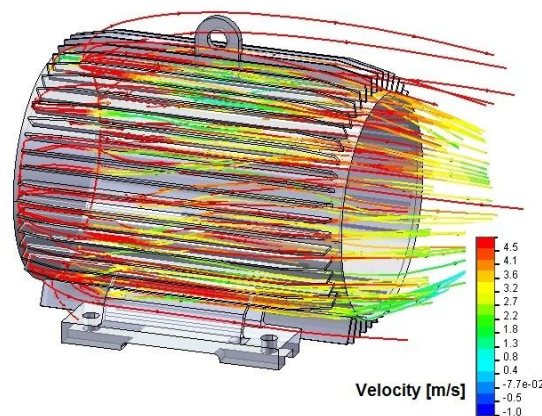
W modelowaniu wymiany ciepła w silnikach elektrycznych stosuje się powszechnie metody analityczne, analiza literatury wykazała brak wiadomości z zakresu symulacji numerycznych przy równoczesnej weryfikacji i walidacji wyników techniką termowizyjną. W obliczeniach analitycznych stosuje się założenia, które są niekiedy kwestionowane przez badaczy w literaturze, jak np. że:

- - współczynnik wnikania w warunkach konwekcji wymuszonej może zależeć wyłącznie od współczynnika turbulencji K ,
- - prędkość przepływającego powietrza za wentylatorem, a na początku użebrowanego korpusu wynosi 70 lub 75% wartości prędkości obwodowej wirnika wentylatora,
- - ożebrowanie korpusu wyłącznie służy zwiększeniu intensywności wymiany ciepła pomiędzy urządzeniem a otoczeniem.

W dość dużej liczbie istniejących modeli analitycznych, w większym lub mniejszym stopniu, te lub podobne założenia mają negatywny wpływ na dokładność modelu.

W literaturze przyjmuje się, że wspomniany wyżej współczynnik turbulencji K należy interpretować jako stosunek współczynników wnikania ciepła dla konwekcji wymuszonej $\alpha(\xi_1)$ oraz $\alpha(\xi_2)$ gdzie odpowiednio pierwszy odpowiada warunkom uwzględniającym intensywność turbulencji większej od 0 ($\xi_1 > 0$) a drugi

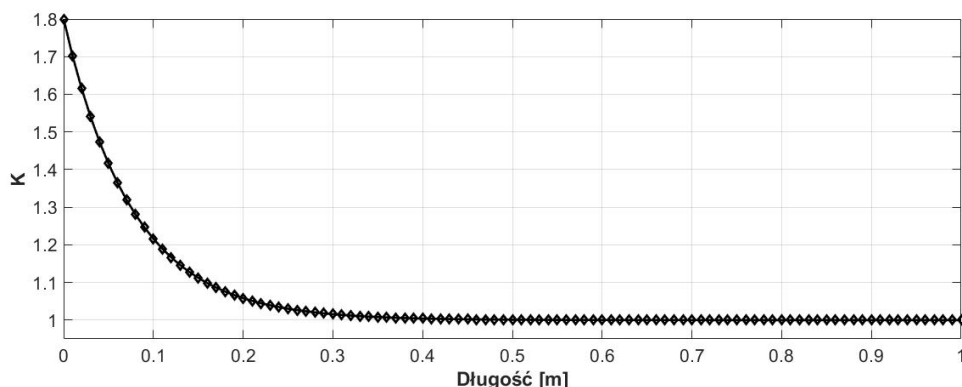
intensywność turbulencji równej lub bliskiej 0 ($\xi_2=0$ lub $\xi_2\approx 0$). Uwzględnienie w obliczeniach numerycznych wpływu turbulencji jest zagadnieniem złożonym w mechanice płynów, a interpretacja wyników pod względem wpływu turbulencji na wartości współczynników wnikania ciepła nie zawsze jednoznaczna ze względu na trudności w weryfikacji wyników. Przykładowe wyniki symulacji numerycznych, uzyskanych przez habilitanta, w postaci wartości prędkości powietrza opływającego korpus przedstawiono na rysunku 1, gdzie linie prądu są kolorowane wg skali prędkości.



Rys. 1. Linie prądu dla ożebrowanego korpusu silnika.

Literaturowy opis matematyczny współczynnika K dla przestrzeni międzyżebrowej względem długości kanału utworzonego przez żebra obrazuje funkcja (1) oraz rysunek 2.

$$K(x) = 1 + 0,8e^{-13,087x} \quad (1)$$



Rys. 2. Wartości K na długości kanału międzyżebrowego.

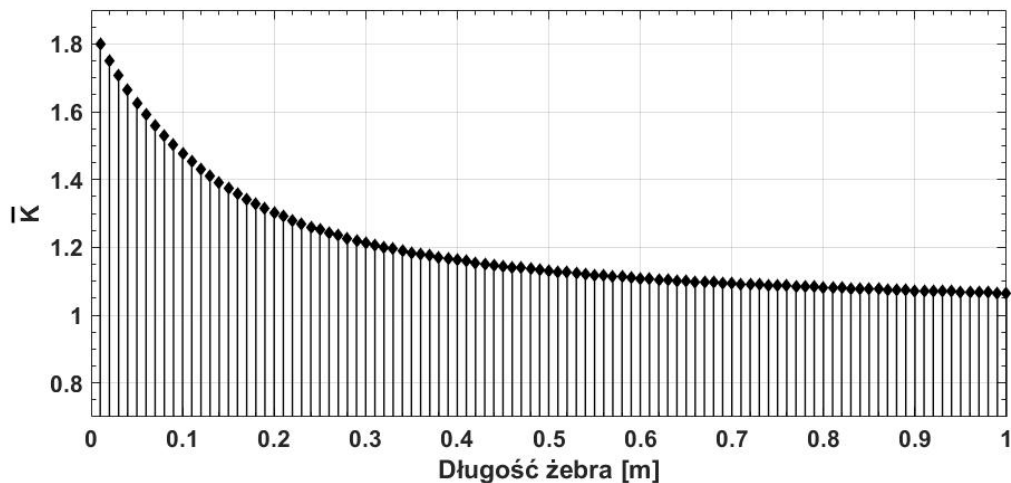
Wpływ tego współczynnika w dalszych badaniach nad wyznaczeniem poprawnej wartości współczynnika wnikania ciepła α można uwzględnić proponując, mnożenie α przez wyznaczoną średnią wartość funkcji (1) w przedziale, który jest wyznaczony przez długość l kanałów międzyżebrowych (żeber):

$$\bar{K} = \frac{1}{l} \int_0^l f(K) dx \quad (2)$$

Taki sposób obliczeń powoduje, że dla ożebrowanego korpusu o długości żeber np. 0,6 m oblicza się średnią wartość współczynnika turbulencji następująco:

$$\bar{K} = \frac{1}{0,6} \int_0^{0,6} 1 + 0,8e^{-13,087x} dx = 1,1 \quad (3)$$

Rozkład średnich wartości współczynnika na długości 1 m przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Średnia wartość K na długości kanału międzyżebrowego.

W warunkach rzeczywistych wartość współczynnika wnikania ciepła może zmieniać się w czasie i wzdłuż opływanej powierzchni jakim jest korpus urządzenia. Zmianie może również ulegać wartość temperatury opływającego powietrza oraz wartość temperatury korpusu. Dlatego w dalszych badaniach przyjęto podejście polegające na uśrednieniu wartości współczynnika ciepła oraz temperatury na powierzchni korpusu, tj.:

$$\bar{T}_{inf} = \frac{1}{A} \int_A T_{inf} dA \quad (4)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{q}}{\bar{T}_{inf}-T_{amb}} = \frac{\int_A \alpha(T_{inf}-T_{amb})dA}{\int_A (T_{inf}-T_{amb})dA} \quad (5)$$

gdzie: T_{inf} – temperatura na powierzchni obudowy, T_{amb} – temperatura otoczenia, q - gęstość strumienia ciepła, A - powierzchnia ożebrowanego korpusu, $\bar{\alpha}$ – średni współczynnik wnikania ciepła.

Temperatura powietrza, które w sposób wymuszony przepływa wzdłuż żeber zmienia się w zależności od kierunku strumienia ciepła. Cząstki powietrza stykające się z powierzchnią korpusu przyjmują jego temperaturę i zgodnie z klasyczną teorią mechaniki płynów na powierzchni korpusu wytwarza się termiczna warstwa przyścienna. Poza tą warstwą, w kierunku prostopadłym do powierzchni korpusu temperatura nie zmienia się. Wynika to z burzliwego charakteru przepływu powodującego bardziej intensywną konwekcyjną wymianę ciepła a jednocześnie wyrównanie średniej prędkości i temperatury w strefie burzliwej. Stąd konieczne jest również uwzględnienie ruchu przepływającego powietrza.

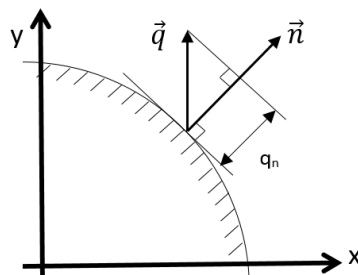
Wpływ przepływającego powietrza na ożebrowany korpus ze względu na rozkład temperatury można ocenić korzystając z doświadczeń prowadzonych przy pomocy termowizji, co umożliwi również wyznaczenie wartości temperatury korpusu wg (4).

Gęstość strumienia ciepła q [W/m²] przekazywanego od korpusu do otoczenia można potraktować jako wektor, przedstawiony na rysunku 4, w którym ilość ciepła przepływającą przez jednostkę powierzchni brzegu (korpusu) wyznacza składowa normalna q_n :

$$q_n = \vec{q}^T \vec{n} \quad (6)$$

gdzie T jest oznaczeniem transpozycji oraz

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} q_x \\ q_y \\ q_z \end{bmatrix}, \vec{n} = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix}, \|\vec{n}\| = 1 \quad (7)$$



Rys. 4. Przepływ q_n na brzegu.

Uogólnione prawo Fouriera przy uwzględnieniu gradientu temperatury ∇T oraz macierzy D współczynników przewodzenia ciepła λ ma postać:

$$\vec{q} = -D\nabla T \quad (8)$$

$$\text{gdzie: } \nabla T = \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \lambda_{xz} \\ \lambda_{yx} & \lambda_{yy} & \lambda_{yz} \\ \lambda_{zx} & \lambda_{zy} & \lambda_{zz} \end{bmatrix} \quad (9)$$

W badaniach przyjęto, że materiał obudowy jest izotropowy, więc $\lambda = \lambda_{xx} = \lambda_{yy} = \lambda_{zz}$. Wymianę ciepła w trójwymiarowym korpusie można zapisać w postaci równania różniczkowego wykorzystując:

- twierdzenie Gaussa:

$$\int_V \text{div } \vec{q} \, dV = \int_S \vec{q}^T \vec{n} \, dS \quad (10)$$

- twierdzenie Greena-Gaussa:

$$\int_V \Phi \text{div } \vec{q} \, dV = \int_S \Phi \vec{q}^T \vec{n} \, dS - \int_V (\nabla \Phi)^T \vec{q} \, dV \quad (11)$$

$$\text{gdzie: } \text{div } \vec{q} = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \quad (12)$$

Całkowanie $\text{div } \vec{q}$ jest po objętości V , całkowanie $\vec{q}^T \vec{n}$ jest po powierzchni S będącej brzegiem obszaru V .

Teoria zagadnień dotyczących przewodzenia ciepła stanowi zasadniczo gałąź matematyki stosowanej i sprowadza się do rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych o różnorodnych warunkach brzegowych. Ostatecznie model matematyczny problemu przepływu ciepła o źródle Q w obszarze trójwymiarowym o objętości V ma formę:

$$\operatorname{div}(D\nabla T) + Q = 0 \quad (13)$$

z naturalnym warunkiem brzegowym $q_n = \vec{q}^T \vec{n} = g_n$ na powierzchni A_h oraz podstawowym warunkiem brzegowym $T=g_p$ na powierzchni A_g , gdzie A_h i A_g są powierzchniami będącymi brzegami obszaru V , zaś g_n i g_p są wielkościami znanymi.

Podjęte początkowo badania, *przedstawione w pracy [8]* potwierdziły, że sposób weryfikacji wyników symulacji numerycznych, otrzymanych za pomocą metody elementu skończonego (MES) przy wykorzystaniu termowizji będzie możliwy. Stanowiło do podstawę do kontynuacji badań w większym zakresie.

Model 3D. Badanym zjawiskiem była wymiana ciepła przez korpus silnika trójfazowego (o mocy 7,5 kW) z umiejscowionymi na nim żebrami prostymi. W oparciu o rzeczywisty obiekt wykonano model 3D ożebrowanego korpusu silnika na którym przeprowadzono symulacje numeryczne w komercyjnej wersji pakietu COMSOL Multiphysics. Podstawową strukturą matematyczną w COMSOL Multiphysics jest system równań różniczkowych cząstkowych. Matematyczny model wymiany ciepła przez przewodzenie jest wyrażony równaniem (13).

Różniczkowe równania przewodzenia ciepła, opisują wszystkie możliwe procesy i mają dowolnie dużą liczbę rozwiązań, czego wyrazem jest dowolność stałych całkowania. W celu podania pełnego opisu matematycznego badanego procesu konieczne jest określenie dodatkowych warunków, tj. należy określić warunki jednoznaczności. Zgodnie z tym przyjęto:

- warunki geometryczne charakteryzujące kształt i wymiary obudowy w której zachodzi wymiana ciepła przez przewodzenie,
- warunki fizyczne w postaci właściwości fizycznych materiału obudowy, czyli średnią wartość współczynnika przewodzenia ciepła dla żeliwa szarego: 45 W/mK, gęstość 7,2 g/cm³, ciepło właściwe 0,5 kJ/kgK,
- warunki czasowe, opisujące rozkład temperatury w korpusie w początkowym momencie, rozkład temperatury przyjęto za równomierny, więc dla $\tau=0$ $T=T_0=\text{const.}$,
- warunki brzegowe:
 - warunek brzegowy drugiego rodzaju (Neumanna), tj. założenie, że znany jest rozkład gęstości strumienia ciepła na powierzchni wewnętrznej korpusu,

natomiast nieznaną jest temperatura powierzchni korpusu, powierzchnie boczne korpusu opisano warunkiem izolowanej ściany,

- warunek brzegowy trzeciego rodzaju (Fouriera), tj. założenie, że znana jest temperatura powietrza otaczającego korpus T_{amb} oraz zależność opisująca wymianę ciepła z powierzchni korpusu o temperaturze T_{inf} do powietrza, przyjęto, że ilość ciepła odprowadzona z powierzchni korpusu w jednostkowym czasie jest proporcjonalna do różnicy temperatur ($T_{inf} - T_{amb}$). Ponieważ ta sama ilość ciepła jest odbierana z brzegu w postaci powierzchni korpusu do otoczenia, więc zachodzi równość:

$$-\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n}\right) = \bar{\alpha}(T_{inf} - T_{amb}) \quad (14)$$

Bardzo złożonym zagadnieniem jest określenie ilości ciepła przekazywanego przez podzespoły silnika do wewnętrznej powierzchni obudowy oraz wartości współczynnika wnikania ciepła na zewnątrz. W czasie funkcjonowania silnika wydzielanie się ciepła zachodzi zarówno w wirniku, w stojanie, jak i w dodatkowych elementach. Ogólnie straty energii podzielić można na cztery grupy: straty w uzwojeniu (tzw. straty obciążeniowe), w rdzeniu, straty mechaniczne (tarcia) oraz straty dodatkowe (wynikające np. z niedokładności technologicznych). Uwzględniając udziały poszczególnych strat w całkowitej stracie energii w silniku, przyjmuje się, że straty obciążeniowe stanowią 50%, w rdzeniu 15%, mechaniczne 15% a dodatkowe 20%. Na potrzeby badań własnych przyjęto początkowe heurystyczne założenie stosowane przez producentów, że nie więcej niż 5% mocy elektrycznej dostarczanej do silnika jest odprowadzana w postaci ciepła na zewnątrz silnika.

Promieniowy wentylator silnika wywołuje turbulentny przepływ powietrza wzdłuż korpusu. Większość proponowanych w literaturze ogólnych korelacji dla przepływu powietrza wokół badanego obiektu nie ma w tym wypadku zastosowania. Istnieją również propozycje badania warunków wymiany ciepła poprzez uproszczenie geometrycznej budowy korpusu przez jego podział na elementarne kształty 3D. W przypadku korpusu silnika są to powierzchnie cylindryczne oraz płaskie płyty (utworzone przez żebra). Żebra rozpatruje się wtedy jako płyty o różnym kącie nachylenia względem płaszczyzny pionowej. Oszacowane za pomocą odpowiednich korelacji empirycznych współczynniki wnikania ciepła reprezentują

wtedy niewiadome w równaniu bilansu energetycznego. Opisane w literaturze badania według tego podejścia opierają się na założeniach, że:

- zmiana w ilości do 12 żeber na korpusie oraz zmiana rozstawienia pomiędzy żebrami nie wpływa znacząco na wartość współczynnika wnikania ciepła,
- niewielka zmiana w wysokości żebra w odniesieniu do optymalnej wysokości nie ma znaczącego wpływu na sprawność żebra i współczynniki wnikania ciepła,
- zmiana ilości żeber umieszczonych wzdłuż korpusu nie powoduje znaczących zmian w wartościach prędkości przepływającego powietrza na początku uźebrowanego kanału,
- intensywność turbulencji nie zależy w zasadniczy sposób od prędkości przepływającego powietrza.

Powyższe założenia można również wykorzystać w badaniach rozpatrując całościowo geometrię korpusu. Należy wziąć pod uwagę, że usytuowanie żeber prostych na korpusie powoduje, że można je potraktować jako półotwarte kanały. W kanałach zachodzi wymuszony, osadzonym na wale wentylatorem, przepływ powietrza. Z tego względu można zastosować zależność korelacyjną Heileisa dla półotwartych kanałów celem określenia wartości współczynnika wnikania ciepła α :

$$\alpha = \frac{\rho C_p D v}{4L} (1 - e^{-n}) \quad (15)$$

gdzie wykładnik n :

$$n = 0.1448 \frac{L^{0.946}}{D^{1.16}} \left(\frac{\lambda_a}{\rho C_p v} \right)^{0.214} \quad (16)$$

gdzie: λ_a – współczynnik przewodzenia ciepła powietrza, v – średnia prędkość powietrza, D – średnica hydrauliczna.

Wyznaczony wg (15) współczynnik należy traktować jako średni współczynnik wnikania ciepła $\bar{\alpha}$ (w literaturze określany jako *average heat transfer coefficient*, *AHTC*). Średnią prędkość powietrza na wlocie do półotwartych kanałów utworzonych przez żebra określić można przy pomocy pomiarów anemometrem w każdym kanale na korpusie. W literaturze przedstawia się ogólnie, że prędkość powietrza opuszczającego wentylator, na wlocie do kanału zależy liniowo od prędkości obrotowej wału silnika. Natomiast spadek prędkości wzdłuż kanału jest

uzależniony od wielu powiązanych ze sobą czynników jak np. rodzaj osłony, typ wentylatora, prędkość obrotowa. Opisane badania różnych silników wskazują, że najczęściej spadek prędkości powietrza wzdłuż żeber ma charakter wykładniczy. Wyznaczenie wartości prędkości powietrza przy pomocy anemometru ma zdecydowanie korzystniejsze cechy pod względem dokładności i jednoznaczności.

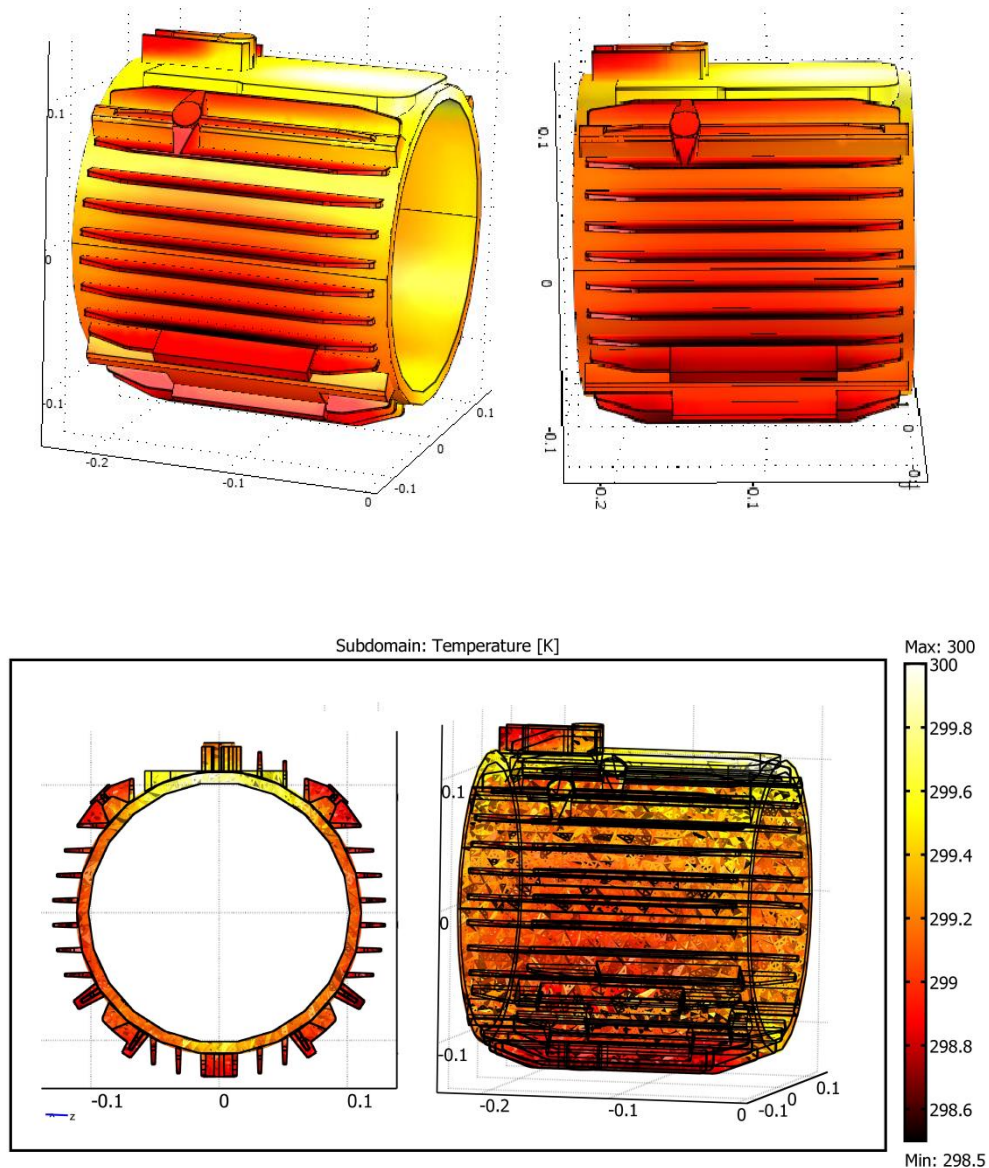
Wyniki i wnioski. Według powyżej przedstawionego sposobu można sporządzić opis warunków wymiany ciepła, które stanowią podstawę do dalszych rozważań przy pomocy symulacji numerycznych. Wykonany model 3D korpusu silnika wczytano do preprocesora pakietu COMSOL Multiphysics, przeprowadzając podział modelu na elementy tetragonalne. Wyniki nie były zależne od gęstości badanych siatek. Rozwiązanie zostało uznane za zbieżne, gdy błąd względny dla każdej wielkości między dwoma kolejnymi iteracjami był mniejszy niż 10^{-6} . Ostateczna siatka modelu numerycznego, przedstawiona na rysunku 5 składała się z 91 783 elementów i posiadała zagęszczenie elementów na żebrach.



Rys. 5. Model numeryczny z siatką.

Numerycznie można wyznaczyć rozkład temperatury modelu 3D, wykorzystując równanie (12). W celu rozwiązania równania należało określić warunki brzegowe, m.in. z równania (15). Jak wspomniano powyżej do wyznaczenia gęstości strumienia ciepła przyjęto założenie, że 5% mocy pobieranej przez silnik jest zamieniana na ciepło. Moc pobieraną mierzono za pomocą przyrządów pomiarowych w postaci amperomierza oraz woltomierza w czasie funkcjonowania silnika. W efekcie określono na potrzeby symulacji numerycznych gęstość strumienia ciepła, którą przyjęto jako warunek graniczny od wewnętrznej powierzchni korpusu wg równania (13). W wyniku symulacji numerycznych uzyskano przestrzenne rozkłady pola parametrów fizycznych badanego modelu w postaci wartości wektorów.

Na rysunku 6 widać, że obszary wyższych wartości temperatury są zlokalizowane w górnej części korpusu, w miejscach gdzie nie ma żeber. Natomiast tam, gdzie występują żebra rozkład temperatury cechuje się niższymi wartościami. Otrzymano więc niejednorodny rozkład temperatury zależny między innymi od rozwinięcia pola powierzchni wymiany ciepła w postaci żeber.



Rys. 6. Rozkład temperatury na korpusie wyznaczony numerycznie.

W przypadku rozkładu temperatury w przekroju wzdłużnym pojedynczego żebra prostego cechuje go symetryczność względem pionowej osi przechodzącej przez geometryczny środek żebra. Jest to spowodowane przyjętym założeniem w symulacjach stałej wartości średniego współczynnika wnikania ciepła $\bar{\alpha}$ na brzegu reprezentowanym przez powierzchnię korpusu.

Graficzne przedstawienie rozkładu temperatury umożliwia porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami teoretycznymi, opartymi na matematycznych modelach przewodnictwa ciepła w żebrach. Teoretyczny rozkład temperatury wg zależności (17), wyrażający zmienność temperatury z wysokością żebra dla tzw. żebra krótkiego z wnikaniem ciepła na czole żebra, nie odpowiada wynikom uzyskanym z badań doświadczalnych i symulacji numerycznych. Co za tym idzie rozkład temperatury wzdłuż wysokości żebra wyznaczony analitycznie ma ograniczone zastosowanie, nie sprawdzając się przy niedużej różnicy temperatury między czołem a nasadą żebra.

$$T - T_{\text{amb}} = (T_{\text{inf}} - T_{\text{amb}}) \frac{\cosh m(h-x) + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh m(h-x)}{\cosh ml + \frac{\alpha}{\lambda m} \sinh mh} \quad (17)$$

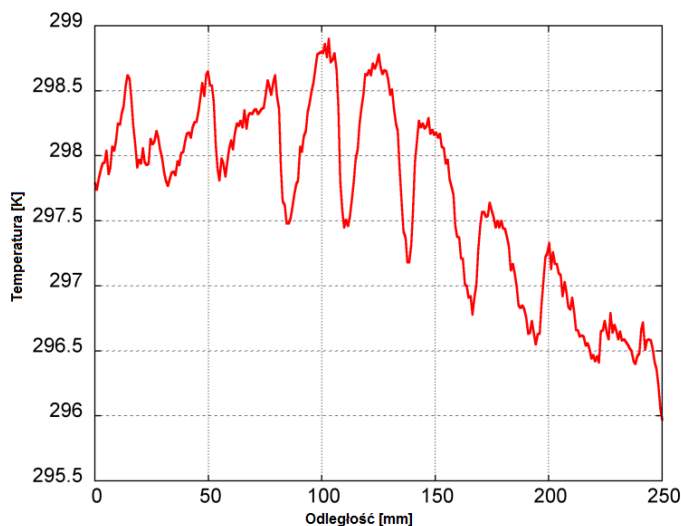
gdzie: $m = \sqrt{\frac{\alpha p}{\lambda A}}$, a dla badanego przypadku: $p=0,061\text{m}$, $h =0,025\text{ m}$.

Bardzo istotne jest pytanie o dokładność, jakość i wiarygodność wykonywanych obliczeń numerycznych, które zostały wykorzystywane do opisu wymiany ciepła. W celu oceny dokładności i poziomu wiarygodności symulacji numerycznych przeprowadza się ich walidację. Walidacja ma za zadanie odpowiedzieć na pytanie czy odpowiednie równania zostały rozwiązane w celu zamodelowania procesu fizycznego w świetle badań eksperymentalnych. Ze względu na to, iż walidacją określa się zgodność obliczeń numerycznych z fizycznym modelem wykonuje się ją przy użyciu dostępnych danych z pomiarów eksperymentalnych. Z tego względu stanowisko badawcze było wyposażone w kamerę termowizyjną FLIR SC7600, dla której czułość określana parametrem NEDT wynosi 20 mK. Parametrem o największym wpływie na pomiar temperatury była emisyjność powierzchni ożebrowanego korpusu. Została ona określona doświadczalnie przez pomiar porównawczy z wykorzystaniem powierzchni o stałej, znanej emisyjności. Jako powierzchnię spełniającą powyższe warunki przyjęto powierzchnię taśmy izolacyjnej Scotch Super 33+ firmy 3M. Jest ona wymieniona jako powierzchnia o emisyjności 0,96. Badania własne również potwierdziły tę wartość. Pomiar porównawczy dla powierzchni korpusu pokrytego farbą, pozwolił oszacować wartość emisyjności na 0,95. Pomiarów przy pomocy kamery dokonano po upływie 1200 sekund po ustaleniu się warunków wymiany ciepła w silniku. Na rysunku 7 przedstawiono uzyskany termogram ożebrowanego korpusu silnika. Wartości temperatury określone w wybranych punktach powierzchni korpusu można

przedstawić na wykresie w postaci rozkładu temperatury. Linia 1 (prostopadła do osi korpusu) na rysunku 7 pokazuje miejsce z którego pobrano dane w celu stworzenia wykresu rozkładu temperatury pokazanego na rysunku 8. Widoczna na termogramie część korpusu od prawej strony jest intensywnie chłodzona zwartym strumieniem powietrza. Z lewej strony natomiast strumień powietrza jest bardziej rozproszony. Do porównania wyników badań, wybrano obszar w którym następuje maksymalne obciążenie termiczne korpusu.



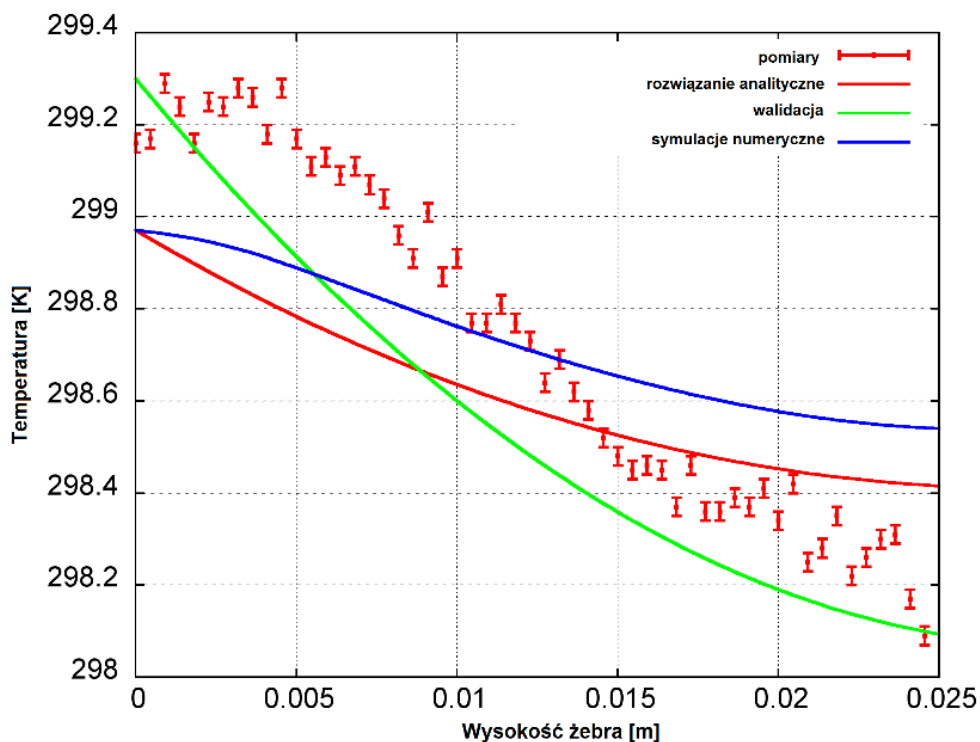
Rys. 7. Termogram korpusu.



Rys. 8. Rozkład temperatury wzdłuż linii 1.

Ponieważ termogramy charakteryzują się wysoką rozdzielczością, możliwe jest również zbadanie szczegółów rozkładu temperatury. Na rysunku 9 wartości temperatury mierzone wzdłuż wysokości wybranego zębra (jedno z zębów, które na termogramie przecina linia na rysunku 7) są porównywane z odpowiednim rozkładem temperatury wyznaczonym numerycznie. Można zauważyć, że wartości

temperatur uzyskane z eksperymentów różnią się od wartości obliczonych z zależności (17) (linia czerwona) oraz od tych, które zostały uzyskane z symulacji numerycznych (linia niebieska). Symulowane wartości temperatury można jednak zbliżyć do wartości eksperymentalnych, dostosowując wartości gęstości strumienia cieplnego. Jeśli wartość q zostanie skorygowana i założona w symulacjach numerycznych jako $652,4 \text{ W/m}^2$ (jest to równoważne założeniu straty ciepła wynoszącej 5,32% dostarczanej mocy), wówczas symulowany rozkład temperatury staje się bliższy temu otrzymanemu z eksperymentów (linia zielona).



Rys. 9. Porównanie pomiędzy wynikami numerycznymi i eksperymentalnymi dla rozkładu temperatury wzdłuż wysokości żebra.

Należy mieć na uwadze, że błędy są sumą błędów w modelowaniu oraz błędów w symulacjach numerycznych. Porównania pomiędzy wynikami symulacji numerycznej, a wynikami eksperymentalnymi dokonuje się analizując tzw. błąd porównania. Błąd porównania jest zdefiniowany jako różnica wartości otrzymanej w eksperymencie i wartości otrzymanej w symulacji numerycznej. Walidacja symulacji numerycznej jest osiągnięta jeśli wartość błędu porównania jest mniejsza niż jego niepewność. Zgodnie z zaleceniami zespołu naukowców: Sterna, Wilsona, Colemana oraz Patersona błąd ϵ definiuje się jako różnicę pomiędzy symulowaną

wartością danej wielkości, a jej prawdziwą wartością, natomiast niepewność N jest oszacowaniem błędu, takim że przedział $[\varepsilon-N; \varepsilon+N]$ zawiera wartość prawdziwą błędu ε z prawdopodobieństwem 0,95. Co za tym idzie dokładność wzrasta kiedy błąd zmierza do 0. Jednocześnie przyjmuje się, że na cele walidacji błąd powinien być mniejszy niż 10%.

W tabeli 1 przedstawiono wyniki pomiarów temperatury (T_E) i symulacji (T_{SN}) odpowiednio dla nasady i czoła rozpatrywanego żebra. Przez ε oznaczono błąd bezwzględny, który jest zdefiniowany jako bezwzględna różnica pomiędzy T_E i T_{SN} . Przez $\% \varepsilon$ natomiast oznaczono błąd względny, liczony z zależności:

$$\% \varepsilon = |\varepsilon \times 100\%| / T_E \quad (18)$$

Tab. 1. Porównanie wyników eksperymentalnych i numerycznych

	temperatura nasady żebra	temperatura czoła żebra
T_E [K]	299,21	298,25
T_{SN} [K]	299,30	298,10
ε [K]	0,19	0,15
$\% \varepsilon$	6,35	5,02

Biorąc pod uwagę, że wartości błędów dla wszystkich 24 znajdujących się na korpusie żeber są znacznie poniżej 10%, uzyskane wyniki symulacji należy uznać za zadowalające. Znając gęstość strumienia ciepła, pole powierzchni korpusu oraz żeber (i ich sprawność), można w końcowym etapie wyznaczyć współczynnik wnikania ciepła z klasycznej postaci równania (14). Obliczona wartość $\bar{\alpha}$ wynosi 43,65 W/(m²K) wobec wyznaczonej przy pomocy równania (15) i uwzględnieniu wg (2) wyznaczonego \bar{K} , wartości 42,46 W/(m²K).

Poznanie warunków wymiany ciepła umożliwi określenie racjonalnych wymiarów żebra w postaci stosunku optymalnej wysokości do grubości. Przy określonym zużyciu materiału, czyli jednakowemu polu powierzchni przekroju wzdłużnego żebra istnieje wiele możliwych kształtów wynikających ze zmiany wysokości h i grubości δ . Właściwymi będą te wymiary, dla których wymieniany strumień cieplny będzie jak

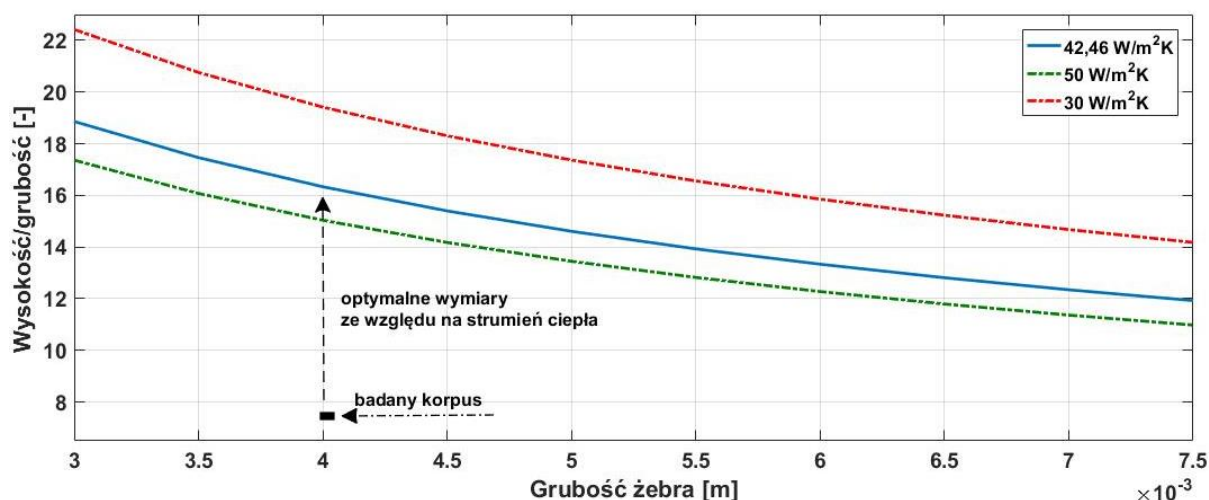
największy. Zgodnie z danymi w literaturze, wyznaczona teoretycznie zależność optymalnego stosunku wysokości h do grubości δ wynosi:

$$\frac{h}{\delta} = 1,419 \sqrt{\frac{\lambda}{2\alpha\delta}} \quad (19)$$

co przy uwzględnieniu zaproponowanej wg (2) wielkości \bar{K} daje:

$$\frac{h}{\delta} = 1,419 \sqrt{\frac{\lambda}{2\alpha\bar{K}\delta}} \quad (20)$$

Porównanie dokonane wg (20) nasuwa wniosek, że wysokość żeber przy stałej grubości w badanym korpusie powinna być zwiększona o 0,04 m. Na rysunku 10 przedstawiono optymalny stosunek wysokości do grubości dla trzech przypadków badanego korpusu: linia niebieska odpowiada badanym warunkom wymiany ciepła, linie czerwona i zielona odpowiednio warunkom funkcjonowania silnika w których odpowiednio zwiększył/zmniejszył się współczynnik wnikania ciepła. Są to jednak założenia wyidealizowane oparte na czysto analitycznej zależności (19) przy podawanej w literaturze tzw. optymalnej sprawności żebra wynoszącej 0,626. Jakkolwiek należy uznać, że biorąc pod uwagę maksymalizację wartości strumienia ciepła odprowadzanego z korpusu, wysokość żebra w badanym przypadku powinna ulec zwiększeniu przynajmniej dwukrotnie.



Rys. 10. Porównanie optymalnych wymiarów żebra dla różnych wartości współczynnika wnikania ciepła.

Problemem do rozwiązania w przyszłych badaniach jest ustalenie wpływu rozstawienia żeber na maksymalizację strumienia ciepła.

Opisane wyżej sposoby wyznaczyły dalsze kierunki rozważań dotyczących podstawy określania istotnych warunków wymiany ciepła w ożebrowanych korpusach urządzeń.

Wyniki powyższych badań przedstawiono w pracy [3] wykazanej w rozdziale 4.1.

Model 2D. Ze względu na to, że symulacje numeryczne na modelach 3D są czasochłonne dalsze badania zostały ukierunkowane na sprawdzenie poprawności metody przy zastosowaniu modelu 2D. Wymianę ciepła w korpusie rozpatrywanym dwuwymiarowo (o powierzchni Ω i brzegu Γ) można (podobnie jak w przypadku 3D) zapisać w postaci równania różniczkowego wykorzystując:

- twierdzenie Gaussa:

$$\int_{\Omega} \operatorname{div} \vec{q} \, d\Omega = \int_{\Gamma} \vec{q}^T \vec{n} \, d\Gamma \quad (21)$$

- twierdzenie Greena-Gaussa:

$$\int_{\Omega} \Phi \operatorname{div} \vec{q} \, d\Omega = \int_{\Gamma} \Phi \vec{q}^T \vec{n} \, d\Gamma - \int_{\Omega} (\nabla \Phi)^T \vec{q} \, d\Omega \quad (22)$$

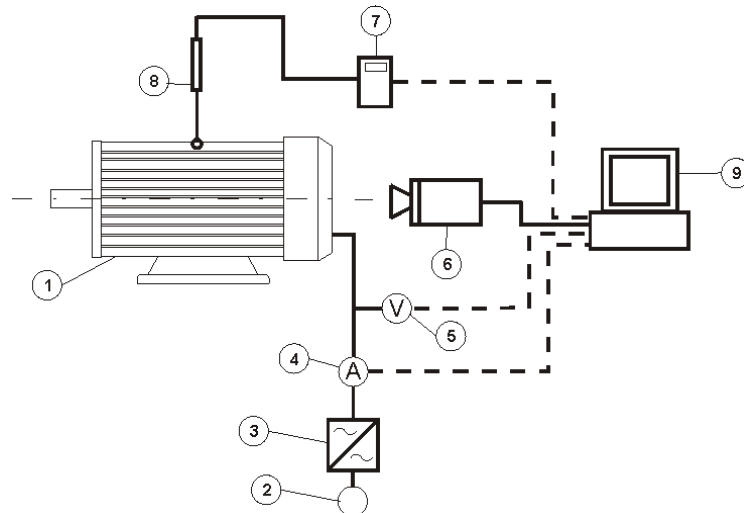
gdzie:
$$\operatorname{div} \vec{q} = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} \quad (23)$$

Model matematyczny problemu przepływu ciepła o źródle Q w obszarze dwuwymiarowym Ω ma wtedy formę:

$$\operatorname{div}(tD\nabla T) + tQ = 0 \quad (24)$$

z naturalnym warunkiem brzegowym $q_n = \vec{q}^T \vec{n} = g_n$ na brzegu Γ_h oraz podstawowym warunkiem brzegowym $T=g_p$ na brzegu Γ_g , gdzie D jest macierzą konstytutywną dla dwóch wymiarów, $t = t(x, y)$ jest grubością, g_n i g_p są wielkościami znanymi.

Metodę wyznaczenia strat ciepła poprzez określenie wartości współczynników wnikania ciepła z korpusu do otoczenia oraz ustalenie wartości gęstości strumienia ciepła przewodzonego od wewnętrznej strony korpusu silnika sprawdzono na jednofazowym, indukcyjnym silniku elektrycznym o mocy 373 W, będącym elementem zespołu pompy próżniowej. Rysunek 11 przedstawia schemat wykonanego stanowiska doświadczalnego wyposażonego m.in. w kamerę termowizyjną i oprzyrządowanie umożliwiające pomiar mocy pobieranej przez silnik.

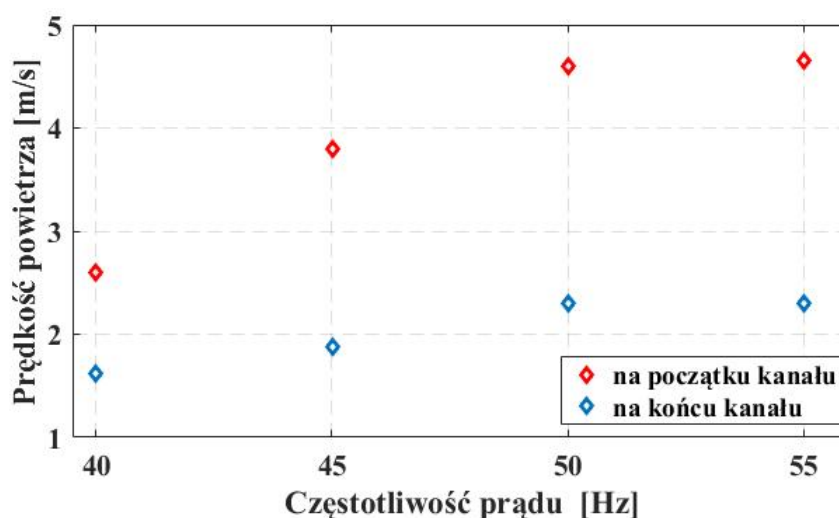


Rys. 11. Schemat stanowiska. Oznaczenia: 1. Zespół pompy próżniowej, 2. Zasilanie, 3. Konwerter mocy, 4. Amperomierz, 5. Woltomierz, 6. Kamera termowizyjna, 7. Anemometr, 8. Sonda anemometru, 9. Komputer. Linia przerywana - manualne wprowadzanie danych.

Wyniki i wnioski. Badania, oprócz nominalnej częstotliwości 50 Hz, przeprowadzono dla różnych wartości częstotliwości prądu zasilającego, tak by metodę sprawdzić w różnych warunkach funkcjonowania urządzenia. Zmierzone wartości prędkości przepływu powietrza w kanałach międzyżebrowych oraz mocy zużywanej przez silnik, przy różnych wartościach częstotliwości prądu zasilania, przedstawiono w tabeli 2 i na rysunku 12. Badania w zakresie prędkości powietrza w kanałach potwierdziły, że spadek prędkości na długości ma charakter wykładniczy, jednakże przydatność zamieszczonych w literaturze charakterystyk obrazujących spadek prędkości jest dyskusyjna. Z tego względu zdecydowanie korzystniejsze jest stosowanie w każdym badanym przypadku przyrządów pomiarowych w postaci anemometru niż korzystanie z uogólnionych charakterystyk dostępnych w literaturze.

Tab. 2. Wyniki pomiarów. Czcionką pogrubioną zaznaczono wartości dla nominalnej częstotliwości.

Częstotliwość prądu [Hz]	40	45	50	55
Prędkość powietrza na początku/końcu kanału [m/s]	2.60/1.62	3.80/1.88	4.60/2.30	4.65/2.30
Moc pobierana przez silnik [W]	212	243	249	250



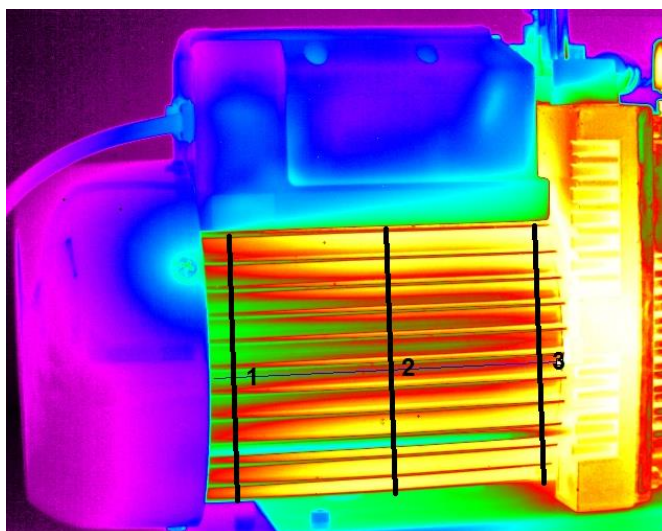
Rys. 12. Prędkość powietrza na początku/końcu kanału.

Uzyskane w wyniku badań termogramy pozwoliły wyznaczyć rzeczywiste wartości temperatury na powierzchni korpusu. Zbiór wartości temperatur posłużył do wyznaczenia średniej temperatury na powierzchni korpusu. Uśrednione wartości temperatury dla czterech przypadków częstotliwości prądu posłużyły następnie do wyznaczenia wartości współczynnika wnikania ciepła wg (15). Średnie wartości temperatury przedstawiono w tabeli 3.

Tab. 3. Zmierzone wartości temperatury. Czcionką pogrubioną zaznaczono wartości dla nominalnej częstotliwości.

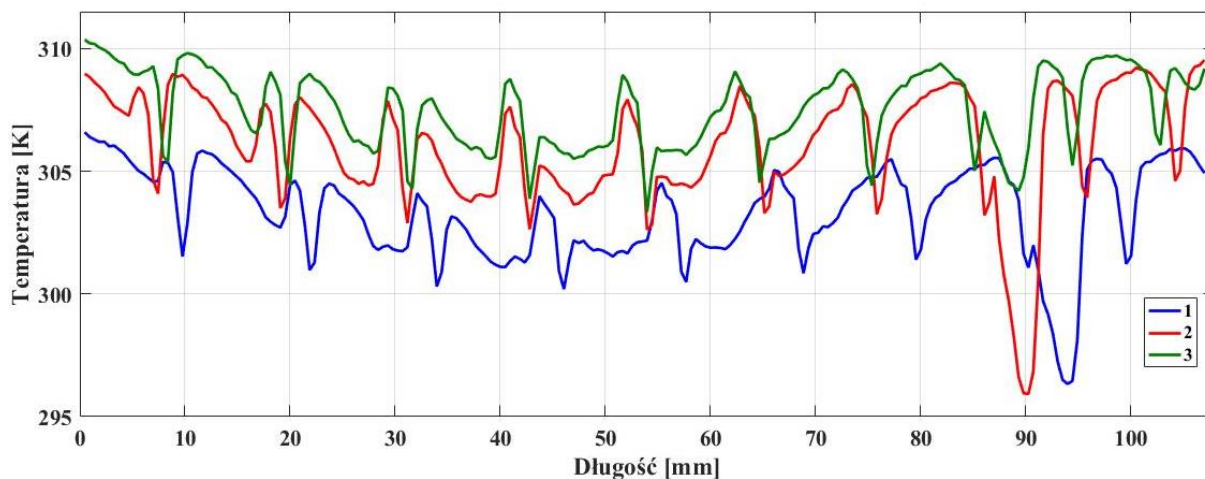
Częstotliwość prądu [Hz]	40	45	50	55
Średnia temperatura na powierzchni korpusu [K]	314.05	311.43	306.10	315.42

Na rysunku 13 przedstawiono przykładowy, uzyskany termogram dla znamionowej częstotliwości 50 Hz.



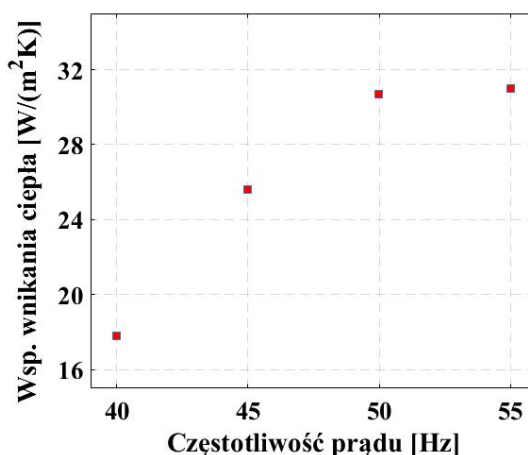
Rys. 13. Termogram korpusu, częstotliwość 50 Hz.

Linie od 1 do 3 na rysunku 13 wskazują miejsca, z których zebrano dane o wartości temperatury, do analizy rozkładu temperatury. Przedstawione graficznie na rysunku 14, dane te ilustrują zmiany wartości temperatury w kierunku poprzecznym do osi silnika, w tym zmianę wartości temperatury wzdłuż wysokości kolejnych żeber. Rozkład temperatury obrazuje, że wartość temperatury dla poszczególnych kanałów międzyżebrowych wzdłuż wysokości korpusu nie ulega znaczącym zmianom. Natomiast średnie wartości temperatury wyznaczone wg linii 1, 2, 3 obrazują, że największy spadek temperatury ma miejsce na początku kanałów międzyżebrowych. W miarę wzrostu odległości od wlotu kanałów spadek temperatury jest mniejszy. Jest to spowodowane wpływem intensywności turbulencji, co przedstawiono na rysunku 2. Potwierdza to słuszność zaproponowanej zależności (2). Piki na wykresie na długości 90 mm odpowiadają miejscu w którym przechodzi śruba naciągowa mocująca osłonę wentylatora.



Rys. 14. Rozkład temperatury wzdłuż wybranych linii 1, 2, 3.

Średni współczynnik wnikania ciepła dla korpusu wyznaczono z zależności (5) a uzyskane wartości przedstawiono na rysunku 15.

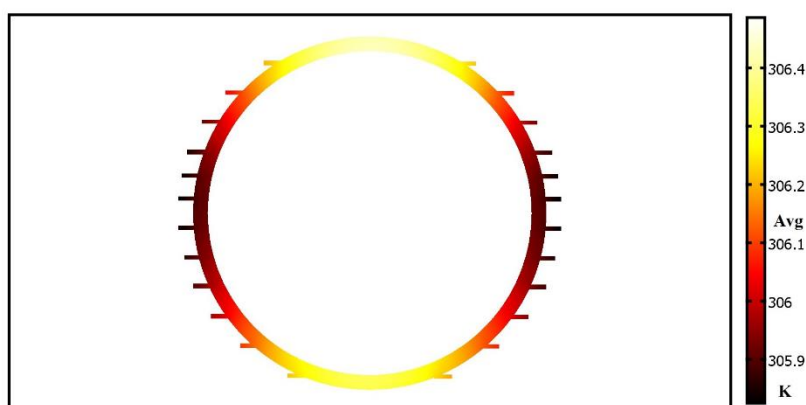


Rys. 15. Wartości współczynnika wnikania ciepła.

Analizując otrzymane wyniki zawarte w tabeli 3 oraz przedstawione na rysunku 15 można stwierdzić, że poza znamionową częstotliwością prądu zasilającego, pozostałe wartości częstotliwości są jawnie nieoptymalne ze względu na warunki wymiany ciepła. Dla częstotliwości prądu 40 Hz oraz 45 Hz wartości współczynników wnikania ciepła są niskie, co skutkuje większą wartością średniej temperatury korpusu. W przypadku częstotliwości 55 Hz wartość współczynnika wnikania ciepła jest zbliżona do wartości współczynnika wnikania przy optymalnej częstotliwości 50 Hz, jednakże generowana większa ilość strat ciepła powoduje znaczący wzrost temperatury korpusu. W efekcie, przy dłuższym funkcjonowaniu

silnika w niekorzystnych warunkach wymiany ciepła elementy silnika mogą ulec przegrzaniu.

Symulacje numeryczne wykonano w komercyjnej wersji pakietu COMSOL Multiphysics używając modelu 2D przy założeniu, że straty ciepła do otoczenia są funkcją strumienia ciepła przewodzonego od wewnętrznej powierzchni korpusu silnika. Strumień ciepła, zgodnie z równaniem (24) był jednym z warunków granicznych w modelu numerycznym 2D. W symulacjach zmieniano wartość strumienia cieplnego tak, aby wyniki średniej temperatury zewnętrznej korpusu były jak najbardziej zbliżone do wyników pomiarów termograficznych. Przeprowadzono serię symulacji dla różnych częstotliwości prądu. Przykładowy rozkład temperatury korpusu w przekroju poprzecznym dla wartości strumienia ciepła 26,95 W przedstawiono na rysunku 16.



Rys. 16. Rozkład temperatury w przekroju poprzecznym korpusu, średnia temperatura powierzchni korpusu 306,1 K.

Jest to przypadek dla znamionowej częstotliwości prądu zasilającego 50 Hz i średniej wartości temperatury powierzchni korpusu 306,10 K (równej wartości średniej uzyskanej z badania termograficznego). Walidacji uzyskanych wyników z symulacji dokonano przez wykorzystanie zależności (18). Wartości błędów, przedstawione w tabeli 4 są poniżej 10%, co zgodnie z literaturą przedmiotu pozwala uznać uzyskane wyniki symulacji za zadowalające.

Tab. 4. Porównanie wyników eksperymentalnych i numerycznych.

Częstotliwość prądu [Hz]	40	45	50	55
Eksperyment				
Temperatura nasady/czoła żebra [K]	314,60/ 313,20	311,80/ 310,82	306,67/ 305,90	315,04/ 313,99
Symulacje numeryczne				
Temperatura nasady/czoła żebra [K]	314,57/ 313,28	311,81/ 310,91	306,64/ 305,92	315,06/ 313,91
%ε	9,28	8,16	6,49	9,52

W badanym przypadku, łącząc symulacje numeryczne z techniką termowizji, dla nominalnych warunków funkcjonowania silnika stanowiącego element pompy próżniowej stwierdzono, że 10,82% mocy dostarczanej do silnika jest tracone w postaci ciepła.

Wyniki badań przedstawiono w pracy [1] wykazanej w rozdziale 4.1.

Badania wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej.

Małogabarytowy radiator. Po sprawdzeniu metody wyznaczania warunków wymiany ciepła dla konwekcji wymuszonej przy wykorzystaniu symulacji numerycznych i termowizji dalsze badania dotyczyły warunków konwekcji swobodnej. Wnikanie ciepła jest wtedy uwarunkowane grawitacyjnym ruchem powietrza w pobliżu żeber. Istnieje wiele opracowanych od dawna metod doświadczalnych pozwalających obserwować rozkład temperatury powietrza w pobliżu żeber. Temperatura powietrza obniża się w miarę zwiększania odległości od żebra, prędkość natomiast rośnie. Ogólną zależność na współczynnik wnikania w warunkach konwekcji swobodnej przedstawia się w postaci:

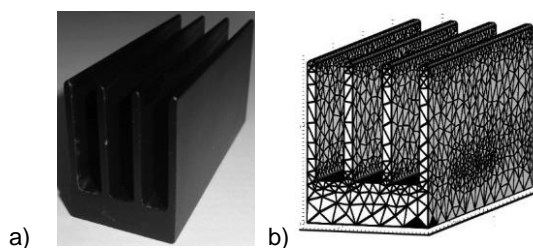
$$\alpha=f(\lambda, \eta, c_p, \Delta T, d, \rho, \beta, a) \quad (25)$$

co oznacza jego zależność od współczynnika przewodzenia ciepła λ , lepkości powietrza η , ciepła właściwego c_p , różnicy temperatur ΔT , wymiaru charakterystycznego d , gęstości ρ , rozszerzalności objętościowej powietrza β oraz przyspieszenia ziemskiego a .

Bezwymiarową postacią współczynnika α jest natomiast liczba Nusselta:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (26)$$

Badania w warunkach konwekcji swobodnej przeprowadzono na niewielkim elemencie w postaci, przedstawionego na rysunku 17, radiatora.



Rys. 17. Geometria badanego radiatora: a) obiekt rzeczywisty b) siatka

Wyniki i wnioski. Model numeryczny zawierał 15957 tetragonalnych elementów. Założono, że radiator od podstawy przewodzi ciepło, które na stanowisku doświadczalnym było dostarczane przez rezystor grzejny. Ciepło jest odprowadzane z powierzchni żeber prostych do otaczającego powietrza przez konwekcję swobodną. Wykonano badania dla trzech mocy cieplnych: 0,78 W, 1,87 W oraz 17,74 W. W celu wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła przyjęto zależność Churchila i Chu:

$$Nu = a_0 + a_1(GrPr)^m [1 + (a_2/Pr)^n]^{mr} \quad \text{dla } GrPr \leq 10^9 \quad (27)$$

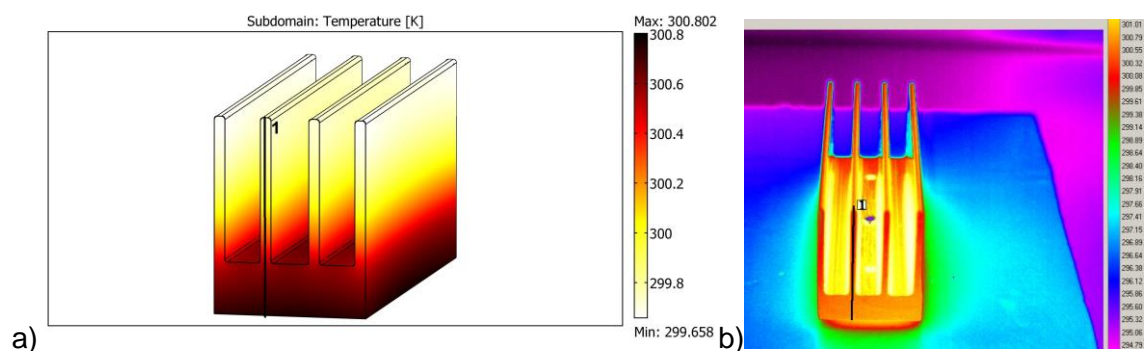
gdzie Gr i Pr są bezwymiarowymi liczbami podobieństwa, natomiast stałe a_0 , a_1 , a_2 oraz wykładniki m , n , r są wyznaczane na bazie doświadczeń.

Wartości obliczonych liczb bezwymiarowych występujących w (27) oraz wartości wyznaczonych m.in. przy pomocy termowizji, współczynników wnikania ciepła dla wybranych trzech badanych przypadków przedstawiono w tabeli 5.

Tab. 5. Wyznaczone liczby bezwymiarowe oraz współczynnik wnikania.

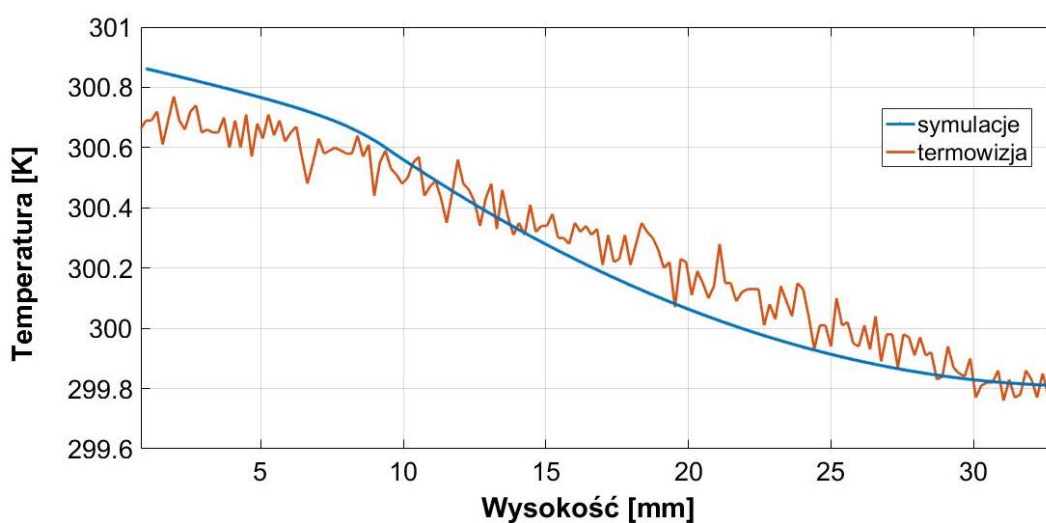
Przypadek	1	2	3
Strumień ciepła u podstawy radiatora, q [W]	0,78	1,87	17,74
Gr	27625	49619	258195
Nu	6,06	7,69	11,27
Współczynnik wnikania, α [W/(m ² K)]	4,76	6,04	8,85

Na rysunku 18 przedstawiono przykładowe, uzyskane wyniki symulacji numerycznej dotyczące rozkładu temperatury po walidacji dla przypadku 1.



Rys. 18. Rozkład temperatury na powierzchni: a) numeryczny b) z termowizji

Na rysunku 19 przedstawiono wykres obrazujący porównanie wartości temperatur, wzdłuż wysokości żebra.



Rys. 19. Rozkład temperatury wzdłuż wysokości żebra.

Porównując rozkłady temperatur uzyskane przy metody elementu skończonego oraz na stanowisku doświadczalnym można stwierdzić, że symulacje numeryczne właściwie odwzorowały wymianę ciepła przy przyjęciu w zależności (27):

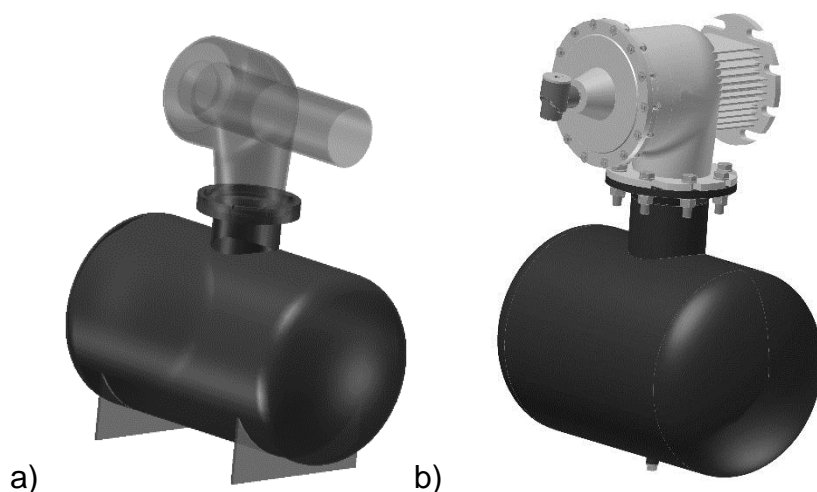
- stałych: $a_0=0,68$; $a_1=0,67$; $a_2=0,492$
- wykładników $m=1/4$; $n=9/16$; $r=4/9$.

Powyższe wartości zostały sprawdzone dla trzech badanych przypadków obejmując zakres $GrPr \leq 1,5 \times 10^5$. Sprawdzony model numeryczny radiatora umożliwia prowadzenie dalszych badań dla warunków konwekcji wymuszonej.

Wyniki badań dotyczących radiatora przedstawiono w pracy [6] wykazanej w rozdziale 4.1.

Pulsator pneumatyczny. Celem dalszych prac było sprawdzenie czy zaproponowaną metodę badawczą można stosować do określania warunków wymiany ciepła w urządzeniach stosowanych w przemyśle energetycznym, chemicznym i przemysłach pokrewnych na przykładzie pulsatora pneumatycznego posiadającego ożebrowany korpus. Projekt pulsatora pneumatycznego jest jednocześnie zrealizowanym oryginalnym osiągnięciem projektowym przez habilitanta. Ogólną dokumentację techniczną pulsatora przedstawiono w [11]. Autorska konstrukcja urządzenia została zaprojektowana przy wykorzystaniu metod numerycznych do rozwiązywania zagadnień przepływu płynów - CFD. Opracowany pulsator pneumatyczny, przedstawiony na rysunku 20, składa się z dwóch podzespołów: części zasadniczej, zwanej głowicą, mającej za zadanie sterownie przepływem powietrza oraz cylindrycznego zbiornika będącego akumulatorem ciśnienia. Konstrukcja zbiornika jest prosta – składa się z walczyka i dwóch dennic zgodnie z wymaganiami dla zbiorników ciśnieniowych. Głowica składa się z trzech kanałów: wlotowego (przez który wpływa strumień powietrza ze zbiornika), wylotowego (z którego następuje wypływ powietrza do silosu), sterującego (mającego za zadanie sterować przepływem powietrza). Najważniejszą cechą pulsatora pneumatycznego jest zdolność do poruszenia w silosie zgromadzonego materiału sypkiego. W czasie funkcjonowania pulsatora pneumatycznego dochodzi do wydzielenia ciepła w ściance kanału. Jest ono efektem tarcia przepływającego powietrza, przy ciśnieniu początkowym rzędu 0,6 MPa, o wewnętrzną ściankę kanału. Istnieje konieczność odprowadzenia tego ciepła z powierzchni kanału do

otoczenia. Sposobem intensyfikacji procesu wymiany ciepła jest oczywiście rozwinięcie powierzchni ścianki kanału rozdzielającej z jednej strony sprężone powietrze a z drugiej powietrze atmosferyczne. Rozwinięcie powierzchni realizowane jest poprzez umiejscowienie na kanale żeber prostych. Dzięki temu zwiększono strumień ciepła oddawany do otoczenia przez pulsator, zapobiegając przegrzaniu urządzenia a przy tym poprawiono sztywność mocowania głowicy.



Rys. 20. Pulsator pneumatyczny: a) transparentny model laboratoryjny b) obiekt rzeczywisty.

Przepływ powietrza jest kontrolowany przez specjalnie zaprojektowany przy pomocy MES sterownik elektropneumatyczny, którego otwarcie zależy od różnicy ciśnień między kanałem wlotowym i sterującym.

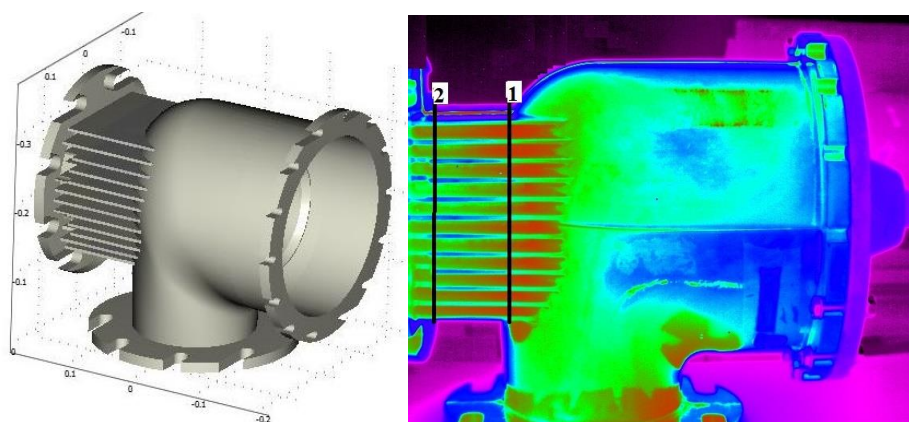
W badaniach warunków wymiany ciepła dotyczących pulsatora pneumatycznego zasadniczą kwestią jest określenie ilości ciepła odprowadzanego na zewnątrz. W warunkach rzeczywistych wskutek sprężenia, energia kinetyczna strumienia powietrza przekształca się w jego energię wewnętrzną, co uzewnętrznia się we wzroście temperatury i ciśnienia powietrza. Wyniki uzyskane przy założeniu modelu gazu doskonałego nie odpowiadają rzeczywistości. Teorię z zakresu wymiany ciepła w kanałach pulsatora pneumatycznego doświadczalnie zweryfikowano w laboratorium. W tym celu, zbadano głowicę pulsatora, gdyż konstrukcja zbiornika i ilość uwalnianej z niego energii była określona. Drugi ze współautorów osiągnięcia określił, że całkowita ilość energii przenoszonej przez powietrze podczas opróżniania akumulatora ciśnienia wynosi 682,9 kJ. Natomiast największa możliwa do wykorzystania energia – egzergia, 605,2 kJ. Wynika stąd, że strata egzergii w

pojedynczym cyklu funkcjonowania pulsatora wynosi 77,7 kJ, co oznacza że maksymalnie do 11,37% energii przenoszonej przez powietrze może być zamienione na ciepło.

Wyniki i wnioski. Model 3D ożebrowanego korpusu pulsatora wraz z przykładowym termogramem przedstawiono na rysunku 21, natomiast przykładowy rozkład temperatury dla tego przypadku na rysunku 22. Badania ograniczono do ożebrowanej części korpusu. Wykonano symulacje numeryczne w środowisku COMSOL Multiphysics dla trzech przypadków, w których zmienną była średnia wartość temperatury na wewnętrznej powierzchni kanału (warunek brzegowy). Ciepło z powierzchni ożebrowanego korpusu pulsatora jest głównie odprowadzane na zasadzie konwekcji swobodnej. W badanym przypadku wykorzystano uogólnioną zależność:

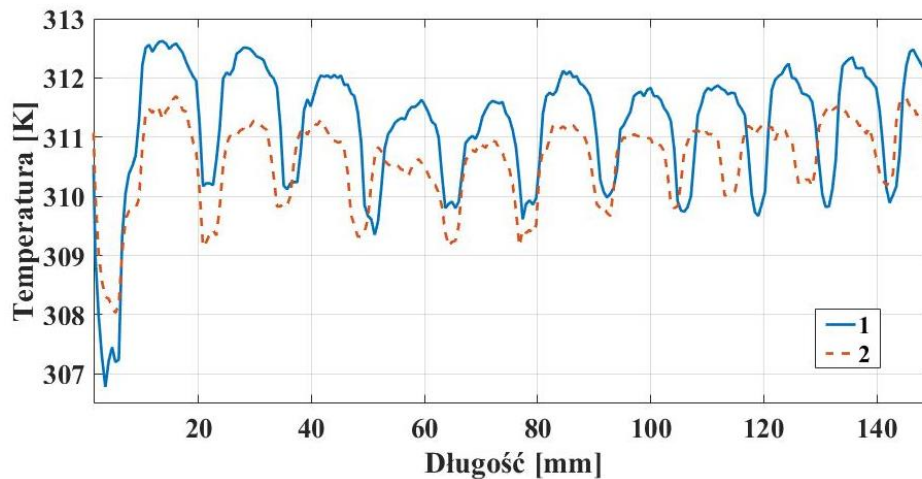
$$Nu = C(Gr Pr)^c \quad (28)$$

gdzie współczynniki C i c zależą od wartości iloczynu $GrPr$.



Rys. 21. Model 3D korpusu wraz z przykładowym termogramem.

W teorii wymiany ciepła powszechnie uznaje się, że zależność (28) może być stosowana w zdecydowanej większości inżynierskich zastosowań. Wartości obliczonych liczb bezwymiarowych występujących w (28) oraz wartości wyznaczonych współczynników wnikania ciepła z równania (26) dla wybranych trzech badanych przypadków przedstawiono w tabeli 6. Współczynniki C i c wynosiły odpowiednio 0,54 i 0,25.

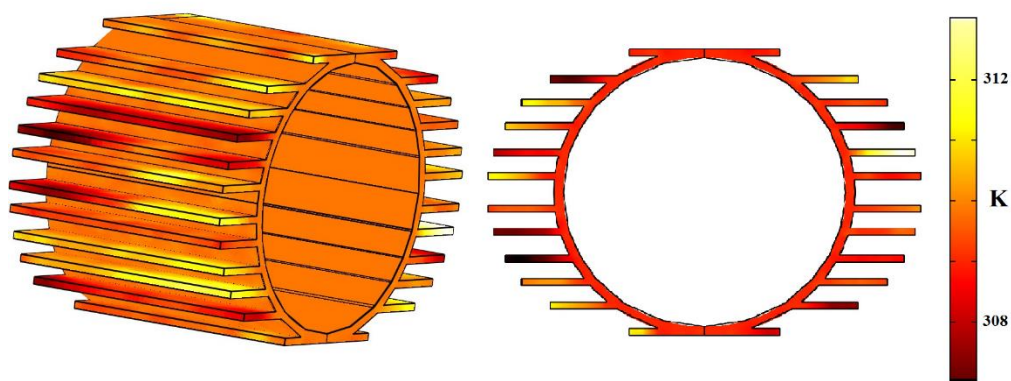


Rys. 22. Rozkład temperatury wzdłuż wybranych linii.

Tab. 6. Wyznaczone liczby bezwymiarowe oraz współczynnik wnikania.

Przypadek	1	2	3
Temperatura powierzchni korpusu, [K]	300,9	312,4	315,4
Gr	22,59	52,95	56,42
Nu	6,08	7,53	7,65
Współczynnik wnikania, α [W/(m ² K)]	5,19	6,42	6,53

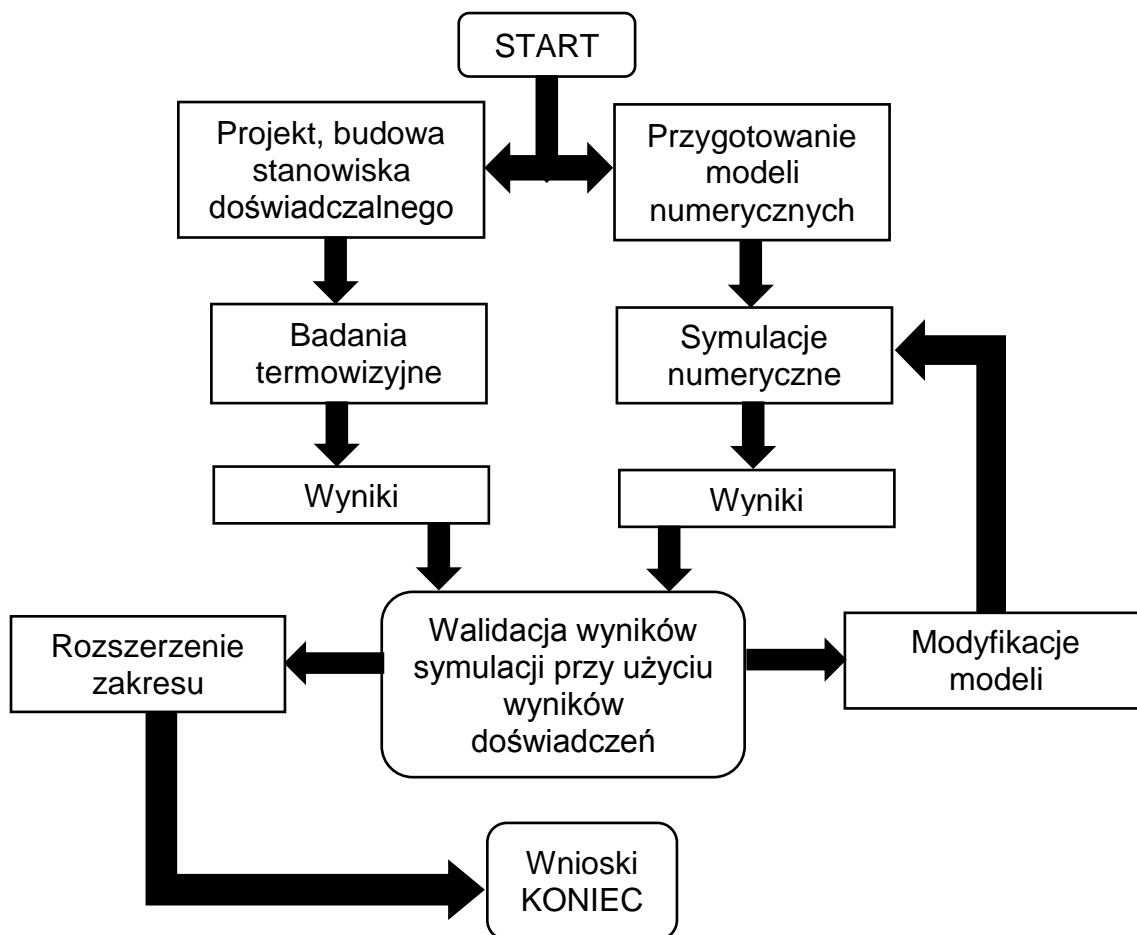
Przeprowadzone symulacje numeryczne pozwoliły uzyskać przestrzenne rozkłady pola parametrów fizycznych badanego modelu kanału w postaci wartości wektorów. Na rysunku 23 przedstawiono przykładowy rozkład temperatury na powierzchni ożebrowanego kanału.



Rys. 23. Rozkład temperatury na powierzchni korpusu.

Dalsze badania, które obecnie podjęto dotyczą okresowo zmiennej temperatury powierzchni wewnątrz kanału pulsatora przy uwzględnieniu, że urządzenie wykonuje wymuszone, okresowe cykle opróżnienia akumulatora ciśnienia.

Po zbadaniu warunków wymiany ciepła na przykładzie pulsatora pneumatycznego, można zaproponować metodę badania warunków wymiany ciepła, której ogólne kroki postępowania schematycznie przedstawiono na rysunku 24. Na początku z instalacji technologicznej, drogą dekompozycji wybiera się do badania urządzenie lub aparat. Kolejnym etapem będzie budowa stanowiska badawczego umożliwiającego pomiary interesujących parametrów pracy urządzenia. Równolegle na tym etapie tworzy się modele numeryczne, które w jak najdokładniejszym stopniu odwzorowują zachodzące zjawiska cieplne w urządzeniu. Badania wizualizacyjne w zakresie termowizji pozwalają na walidację przyjętych modeli numerycznych. Jeśli wynik wstępnych symulacji jest niepomysłny to powtarza się czynność symulacji numerycznych. Zweryfikowane i poddane walidacji modele numeryczne pozwalają rozszerzyć zakres symulacji. Rozszerzenie zakresu jest szczególnie istotne gdyż pozyskanie zbioru danych i informacji do wyciągnięcia wniosków w metodach doświadczalnych często ze względu na dynamiczny charakter zachodzących zjawisk jest bardzo trudne czy praktycznie niemożliwe.



Rys. 24. Schemat przyjętej metody badań warunków wymiany ciepła.

Wyniki badań przedstawiono w pracach [2, 5, 7] wykazanych w rozdziale 4.1.

Uzupełniając informacje o oryginalnym osiągnięciu projektowym należy dodać, że na potrzeby komercjalizacji, po konsultacjach w Centrum Transferu Technologii PW, odnośnie ochrony własności intelektualnej, wybierając najkorzystniejszy wariant, zdecydowano się na podpisanie umowy „know-how” z podmiotem gospodarczym i przekazanie nieujawnionej wiedzy technicznej [11].

Wyniki z badań przedstawiono w pracach [4, 9, 10] wykazanych w rozdziale 4.1.

4.3. Podsumowanie

Cykl publikacji wymienionych w 4.1. stanowi studia teoretyczne i symulacyjne nad określeniem istotnych warunków wymiany ciepła w urządzeniach wyposażonych w ożebrowane korpusy. Uzyskane wyniki były oparte na rezultatach obliczeń numerycznych przy pomocy metody elementu skończonego, a

uwiarygodnienie i weryfikacja modeli oraz walidacja zostały przeprowadzone w oparciu o wyniki doświadczeń z wykorzystaniem termowizji. W literaturze przedmiotu brak było tego typu badań, a ich wyniki zyskały uznanie środowiska naukowego. Prace z ostatnich dwóch lat zyskują coraz więcej cytowań. Przeprowadzona analiza literatury wykazała niedostatek, w przypadku silników oraz brak, w przypadku pulsatora, opisów zagadnień dotyczących badania warunków wymiany ciepła dla ożebrowanych urządzeń. Wykonane badania, uzyskane wyniki i zaproponowane rozwiązania problemów naukowych uzupełniły braki w literaturze oraz umożliwiły zdefiniowanie osiągnięć naukowych w następujących aspektach:

1. metodyczne:

- wykorzystano modelowanie i symulacje numeryczne, zarówno 3D jak i 2D, do opisu zjawisk wymiany ciepła w urządzeniach posiadających ożebrowane korpusy przy doświadczalnym wykorzystaniu termowizji,
- zaproponowano metodę badania warunków wymiany ciepła,

Przedstawiono metodę wykorzystującą symulacje numeryczne oraz termowizję do badania warunków wymiany ciepła w urządzeniach posiadających ożebrowane korpusy. Metoda ta jest użytecznym narzędziem do badania wymiany ciepła w ożebrowanych korpusach. W przypadku silników elektrycznych umożliwia wyznaczenie gęstości strumienia ciepła i określenie jaka część mocy dostarczanej do silnika jest zamieniana na ciepło omijając np. kłopotliwy podział elementów korpusu na elementarne kształty 3D. Zaproponowano, że umieszczone na korpusie żebra tworzą półotwarte kanały, dla których można zastosować formułę Heileisa a dla ożebrowanego korpusu można wyznaczyć średnią wartość współczynnika wnikania ciepła uwzględniając również wpływ turbulentnego ruchu powietrza.

- wykazanie uniwersalności metody,

Metoda została sprawdzona zarówno przy wykorzystaniu modeli 3D, jak również 2D. Od strony mechanizmu wymiany ciepła metoda może być stosowana dla konwekcji wymuszonej oraz swobodnej.

- sprawdzenie poprawności metody przy niedużych różnicach temperatury pomiędzy ożebrowanym korpusem a otaczającym powietrzem,
- wykazano, że przydatność zawartych w literaturze charakterystyk prędkości powietrza wzdłuż żebra jest nieduża,

2. porównawcze:

- w oparciu o wyniki własnych badań eksperymentalnych wykorzystujących termowizję przeprowadzono weryfikację i walidację wyników symulacji CFD, oszacowane błędy porównania w przeprowadzonych symulacjach numerycznych nie przekroczyły 10% co jest zadowalającym wynikiem,
- wyznaczono średnie wartości współczynnika wnikania ciepła dla różnych wartości częstotliwości prądu zasilającego silnik jednofazowy,
- wyznaczono wartości współczynnika wnikania ciepła przy pomocy metody analitycznej oraz teoretyczno-doświadczalnej wykazując przewagę drugiej metody,
- stwierdzono dużą zgodność wyników symulacji numerycznych z wynikami pomiarów doświadczalnych.

3. poznawcze:

- uzupełniono niedostatki opisów zagadnień dotyczących badania warunków wymiany ciepła dla ożebrowanych silników elektrycznych oraz pulsatora pneumatycznego,
- zaproponowano uwzględnienie wpływu turbulencji na współczynnik wnikania ciepła przez obliczenie całki na długości kanału międzyżebrowego z funkcji opisującej współczynnik turbulencji,
- wykazano, że metoda badania warunków wymiany ciepła ma zastosowanie przy niedużej różnicy temperatury między ożebrowanym korpusem a otoczeniem,
- wykazano ograniczone zastosowanie metod analitycznych, które w przypadku wyznaczenia rozkładu temperatury żebra nie odpowiadają rzeczywistości, wyznaczone analitycznie rozkłady temperatury nie sprawdzają się przy niedużych różnicach temperatury między ożebrowanym korpusem a otoczeniem,
- wykazano, że tzw. optymalny stosunek wysokości żebra do jego grubości jest zbyt wyidealizowanym założeniem,
- wyznaczono straty w postaci ciepła dla badanych silników elektrycznych wykazując ich zależność od dostarczanej mocy,

- zbadano warunki wymiany ciepła przy różnych wartościach prądu zasilającego silnik co umożliwił wybór najkorzystniejszego wariantu funkcjonowania silnika,
- wykazano, że spadek temperatury wzdłuż długości żebra jest uzależniony od intensywności turbulencji,
- dla małogabarytowego radiatora sprawdzono zależność teoretyczną dla której w oparciu o doświadczenia wyznaczono stałe oraz wykładniki,
- wykazano przydatność techniki termowizyjnej do weryfikacji i walidacji kodów numerycznych.
- opracowano konstrukcję pulsatora pneumatycznego, zbadano warunki wymiany ciepła przy cyklu opróżniania akumulatora ciśnienia. Dalsze badania są prowadzone w celu poznania charakteru okresowo zmiennej temperatury na powierzchni kanału.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo – badawczych.

Szczegółowy wykaz pozostałych osiągnięć po doktoracie zamieszczono w Załączniku 4 (bez wykazywania tzw. prac statutowych).

5.1. Przed doktoratem

Naukowo zajmowałem się metodyką oszczędzania wody w przemyśle cukrowniczym. Za granicą, wychodząc naprzeciw coraz większym ograniczeniom w pobieraniu świeżej wody specjaliści z University of Manchester, Institute of Science and Technology rozwinęli metodykę rozwiązywania tych problemów w przemyśle chemicznym, którą w języku angielskim nazwano „Water Pinch”. Począwszy od roku 1994 istnieje szereg anglojęzycznych publikacji opisujących powyższe zagadnienie. Metodyka pozwala odpowiedzieć na dwa zasadnicze pytania: jak zmniejszyć zapotrzebowanie na wodę świeżą i zrzuty wody zanieczyszczonej oraz jak najekonomiczniej oczyszczać ścieki. Osobiście zapoznałem się z metodyką uczestnicząc w pracach nad minimalizacją zużycia wody w produkcji cukru według nowej technologii opartej na krystalizacji przez chłodzenie zagęszczonego soku surowego, które były przeprowadzone w ramach międzynarodowego programu badawczego INCO-COPERNICUS "Minimisation of energy and water use in sugar production by novel clean technology based on cooling crystallisation of concentrated raw juice". Dzięki temu programowi w sierpniu 1999 r. w ramach

konsultacji byłem w University of Manchester w Katedrze Integracji Procesów. W ramach programu badawczego byłem autorem studium parametrycznego dotyczącego zużycia wody w instalacji wodno-ściekowej hipotetycznej cukrowni, wykorzystującej nowy proces technologiczny, którego autorami są prof. G. Vaccari i prof. G. Mantovani z Uniwersytetu w Ferrarze. Równolegle podjąłem próby zastosowania metod racjonalnego kształtowania instalacji wodno-ściekowych także do tradycyjnych cukrowni, zwłaszcza na przykładach usprawnień instalacji wodno-ściekowych w Cukrowniach „Borowiczki” i „Krasnystaw”. Pierwsze wyniki tych badań przedstawione zostały na krajowych i międzynarodowych konferencjach w 2000, 2001 i 2002 r., a także opublikowane w czasopismach „Gospodarka Paliwami i Energią” w 2001 r. i „AIDIC Conference Series”. Odzwierciedleniem zainteresowania środowiska naukowego badaniami były publikacje w 2002 r. w „Sugar Industry/Zuckerindustrie” - w czasopiśmie znajdującym się w części A wykazu czasopism punktowanych:

- Urbaniec K., **Wernik J.**: Identification of opportunities to save water in a beet sugar factory, Sugar Industry/Zuckerindustrie, vol. 127, nr 6, 2002, ss. 439-443;
- Grabowski M., Klemes J., Urbaniec K., Vaccari G., **Wernik J.**: Energy and water use in a sugar manufacturing process based on cooling crystallization of concentrated raw juice, Sugar Industry/Zuckerindustrie, vol. 127, nr 8, 2002, ss. 604-609.

W 2004 r. uzyskałem grant rektorski na dokończenie badań. Efektem badań była praca doktorska n.t. oszczędzania wody w układach gospodarki wodno-ściekowej cukrowni. W modelu optymalizacji układów rozpatruje się strukturę układu, jako istnienie lub brak połączeń między jego elementami, a także wartości przepływów wody przez poszczególne połączenia. Jednocześnie kontroluje się spełnienie równań bilansu masy w każdym węźle układu. Poszukiwaniu minimum zużycia wody, względnie minimum łącznych kosztów budowy i eksploatacji układu odpowiada zwykle problem nieliniowo-całkowitoliczbowego programowania matematycznego. Opracowałem wzorce modelowania matematycznego i optymalizacji instalacji wodno-ściekowych, przy czym rozważyłem cukrownie funkcjonujące zarówno według tradycyjnej technologii produkcji cukru, jak i według

nowej, wykorzystującej krystalizację przez chłodzenie. Optymalizacja instalacji wodno-ściekowych cukrowni miała więc zarówno znaczenie poznawcze, jak i może być przydatna w praktyce inżynierskiej. W przemyśle cukrowniczym nie stosowano modelowania matematycznego ani metod optymalizacyjnych do wyznaczania struktury i parametrów pracy instalacji wodno-ściekowych. Rozwiązanie tych zagadnień przy zastosowaniu metodyki Water Pinch było oryginalnym moim dokonaniem i stanowiło nowość w literaturze przedmiotu. W dniu 15.03.2005 r. obroniłem z wyróżnieniem rozprawę doktorską pt: "Analiza struktury i parametrów pracy instalacji wodno-ściekowych cukrowni", a w dniu 12.04.2005 r. Rada Wydziału BMiP Politechniki Warszawskiej nadała mi stopień doktora nauk technicznych w zakresie budowy i eksploatacji maszyn.

5.2. Po doktoracie

Do 2007 r. zajmowałem się badaniami minimalizacji zużycia wody w produkcji cukru. Osiągnięcia naukowe dotyczące oszczędzania wody w instalacjach wodno-ściekowych wykorzystałem podczas uczestnictwa w międzynarodowym projekcie „*Towards Sustainable Sugar Industry In Europe*”. Jednostką koordynującą projekt było Centrum Doskonałości CERED – Redukcja Wpływu Przemysłu Przetwórczego na Środowisko Naturalne, które wchodzi w skład mojej podstawowej jednostki organizacyjnej. Było to przedsięwzięcie objęte 6 Programem Ramowym Badań i Rozwoju Unii Europejskiej, zaplanowane według zasad obowiązujących dla projektów typu Specific Support Action (SSA). Biorąc udział w tym projekcie współpracowałem z trzema uczelniami wyższymi - Technische Universität Graz, Austria; Università di Ferrara, Włochy oraz Univerzita v Mariboru, Słowenia; trzema producentami cukru – Krajowa Spółka Cukrowa, a także Cooperativa Produttori Bieticoli, Włochy oraz Pfeifer & Langen KG, Niemcy; firmą inżynierską EnerDry Aps, Dania. Działania polegały na wykonaniu opracowań dotyczących: doskonalenia procesu produkcyjnego, ze zwróceniem uwagi m.in. na wykorzystanie nowych technologii i wytwarzanie nowych produktów ubocznych; redukcji szkodliwego wpływu cukrowni na środowisko naturalne, m.in. przez zmniejszanie energochłonności, ograniczanie zrzutu ścieków, lepszą kontrolę emisji zanieczyszczeń powietrza oraz skuteczne zagospodarowanie odpadów; optymalizacji łańcucha wartości, tj. wskazanie możliwości poprawy wyników

ekonomicznych zwłaszcza przez wykorzystanie wszystkich rezerw efektywności wykorzystania surowca. Byłem członkiem zespołu koordynacyjnego, który na zakończenie projektu, we współpracy z Dyrekcją ds. Badań Komisji Europejskiej zorganizował międzynarodową konferencję w Brukseli (4-5.04.2008 r., udział wzięło 51 osób z 15 krajów).

Wyniki prac przedstawiono w rozdziale monografii "Handbook of Process Integration (PI), Minimisation of Energy and Water Use, Waste and Emissions", Woodhead Publishing Series in Energy, 2013:

- Grabowski M., Urbaniec K., **Wernik J.:** Applications of Process Integration Methodologies in Beet Sugar Plants, doi:10.1533/9780857097255.5.883

Również w okresie po uzyskaniu stopnia doktora uczestniczyłem w drugim projekcie europejskim w latach 2005 - 2010, w ramach 6 Programu Ramowego UE – „*Non-thermal production of pure hydrogen from biomass*”. Celem projektu było opracowanie przemysłowej metody produkcji wodoru przez bakteryjną fermentację biomasy. W tym projekcie mój udział naukowy był mniejszy, ale pozwolił mi na uzyskanie doświadczenia w naukowej współpracy międzynarodowej, gdyż konsorcjum naukowe realizujące projekt obejmowało 22 partnerów z 12 krajów UE oraz RPA, Rosji i Turcji.

W 2008 r. na zlecenie partnera przemysłowego wykonałem pracę badawczą obejmującą analizę układu tłoczego pomp pod kątem zminimalizowania strat ciśnienia oraz hałasu. Wykonałem m.in. obliczenia teoretyczne i symulacje numeryczne istniejącego układu. W efekcie opracowałem współautorsko metodę diagnozowania układu tłoczego pomp przeciwpożarowych pod kątem zminimalizowania strat ciśnienia na tłoczeniu pomp oraz hałasu powstałego podczas redukcji ciśnienia, przy założeniu, że zmiany konstrukcyjne będą mogły być dokonane w oparciu o niskonakładową modernizację. Poprawność metody została potwierdzona w warunkach przemysłowych osiągnięciem wymaganej wartości ciśnienia tłoczenia przy wymaganej wydajności pomp. Również w tym samym roku byłem członkiem komitetu naukowego trzeciej międzynarodowej konferencji "from Scientific Computing to Computational Engineering" organizowanej przez University of Patras, Laboratory of Fluid Mechanics and Energy.

W 2016 r. brałem udział w pracy badawczej dotyczącej opracowania nowej metody efektywnego napełniania zbiorników wysokociśnieniowych sprężonymi

gazami technicznymi – „*InnoBuTech - Innowacyjne napełnianie butli sprężonymi gazami technicznymi*” (projekt dofinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Mazowieckiego na lata 2014-2020). Wynikiem było wyznaczenie wartości parametrów gazów technicznych dla obecnie stosowanych procesów technologicznych, wyznaczenie racjonalnych parametrów gazów stosowanych w przemyśle ze względu na czas napełnienia i efektywność energetyczną, określenie dopuszczalnych wartości ciśnień oraz maksymalnych wartości ciśnień napełniania przy konsultacji jednostki certyfikującej, a także określenie parametrów projektu wstępnego instalacji napełnienia butli gazami technicznymi. Dokonano oceny możliwości usprawnienia procesu napełniania butli gazami technicznymi i zaproponowano koncepcję nowej technologii napełniania butli. Dalsze badania prowadzono w ramach kierowanego przeze mnie projektu „*GasMod - Gazowy Moduł Ciśnieniowy o Wysokiej Efektywności Magazynowania*”. W wyniku przeprowadzonych prac B+R opracowano nowy produkt GasMod w dwóch wariantach: - sprężony do ciśnienia 30 MPa dany gaz w butli 30 dm³, - sprężony do ciśnienia 30 MPa dany gaz w butli 50 dm³. Produkt wyróżnia innowacyjność produktowa w skali europejskiej, o której świadczą wyznaczone wskaźniki porównawcze wskazujące na przewagę technologiczną nad obecnie stosowanymi rozwiązaniami. W oparciu o Rozporządzenie Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 4 stycznia 2011 r. w sprawie sposobu zarządzania przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju realizacją badań naukowych lub prac rozwojowych na rzecz obronności i bezpieczeństwa państwa (Dz. U. 2011 nr 18 poz. 91) produkt GasMod spełnia wymogi poziomu gotowości technologicznej co najmniej VI. Dokonano demonstracji podsystemu technologii w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Uzyskane w warunkach testowych wartości ciśnienia i temperatury pozwoliły na opracowanie w kwietniu 2017 r. zgłoszenia do Urzędu Patentowego, które na dzień dzisiejszy zostało poświadczony świadectwem czystości patentowej 4xA.

Kontynuując tematykę zastosowania symulacji numerycznych z termowizją w 2017 r. byłem wykonawcą w projekcie „*Optymalizacja konstrukcji i właściwości nowoczesnych łączników budowlanych na bazie prac badawczo-rozwojowych prowadzonych na rzecz AGS Sp. z o.o.*” (projekt dofinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Mazowieckiego na lata 2014-2020).

Badania przeprowadziłem na chronionych patentem łącznikach budowlanych (konsolach) nowej konstrukcji stosowanych w tzw. elewacjach wentylowanych. W efekcie prac uzyskano określono wartości współczynników przewodzenia ciepła dla różnych wariantów profili konstrukcyjnych konsoli. Wyznaczono rozkłady temperatury oraz strumienie przenikającego ciepła dla różnych wariantów ścian wielowarstwowych wyposażonych w badane łączniki.

Po uzyskaniu stopnia doktora opublikowałem 7 artykułów w renomowanych czasopismach z bazy Journal Citation Reports. Po wyłączeniu czterech publikacji stanowiących osiągnięcie naukowe, w moim dorobku znajdują się jeszcze trzy współautorskie artykuły w czasopismach z bazy JCR. Dwa artykuły dotyczą wyposażenia dodatkowego pulsatora jakim jest dysza a trzeci opracowanej metodologii umożliwiającej określenie strat związanych z nieodwracalnością przemian termodynamicznych gazu w trakcie szybkozmiennego, nieustalonego procesu. Przygotowywałem i weryfikowałem dane do tych artykułów.

Nabytą wiedzę i doświadczenie wykorzystuję, poprzez udział w zespołach eksperckich i konkursowych, zarówno w trzech Regionalnych Programach Operacyjnych Województw: Mazowieckiego, Małopolskiego, Kujawsko-Pomorskiego, jak również w Polskiej Agencji Rozwoju Przedsiębiorczości oraz Narodowym Centrum Badań i Rozwoju. Dwukrotnie z rekomendacji Politechniki Warszawskiej, w obszarach naukowych: Środowisko, Nowe materiały i technologie, Transport i energetyka, Technologie informacyjne, byłem ekspertem w Komisji ds. wyboru uczestników projektu „Potencjał naukowy wsparciem dla gospodarki Mazowsza” w którym przydzielono stypendia doktorantom prowadzącym najbardziej innowacyjne badania w województwie mazowieckim. Jestem również współorganizatorem, prestiżowej konferencji doktorantów pod nazwą „Młodzi dla Techniki” w latach 2013, 2015, 2017. W latach 2016-2017 brałem udział w przygotowaniu wniosku projektowego na „Utworzenie Centralnego Laboratorium Mechaniki i Budownictwa w Płocku” dla którego opracowałem agendę badawczą. W 10.10.2017 r. wniosek przeszedł pozytywnie etapy oceny kryteriów merytorycznych i został zakwalifikowany do finansowania w ramach Działania 1.1. „Działalność badawczo-rozwojowa jednostek naukowych”, typ projektów: „Wsparcie infrastruktury badawczo-rozwojowej jednostek naukowych” przez Mazowiecką Jednostkę Wdrażania Programów Unijnych w Warszawie. Będzie to

najnowocześniejsze laboratorium badawcze w zakresie inżynierii mechanicznej w rejonie północno-zachodniego Mazowsza.

6. Syntetyczna charakterystyka dorobku naukowego.

Tab. 7. Ilościowy wykaz najważniejszych osiągnięć naukowo-badawczych

Wykaz osiągnięć	Przed doktoratem	Po doktoracie	Suma
Artykuły w czasopismach z listy JCR	2 (IF 0,62)	7 (IF 12,822)	9 (IF 13,442)
Artykuły w czasopismach indeksowanych w bazie WoS	1	11	12
Artykuły w czasopismach z wykazu B MNiSW	1	8	9
Rozdziały w monografiach	-	11	11
Ilość przedstawionych referatów na zagranicznych konferencjach	2	15	17
Ilość przedstawionych referatów na krajowych konferencjach	5	10	15
Udział w projektach finansowanych ze środków UE	1	3	4
Udział w krajowych projektach badawczych (<i>bez prac statutowych</i>)	2	3	5
Udział w zespołach eksperckich i konkursowych	-	9	9
Ekspertyzy lub inne opracowania na zamówienie	-	5	5
Zrealizowane oryginalne osiągnięcia projektowe, konstrukcyjne i technologiczne	1	5	6
Cytowania wg Web of Science	55 (indeks Hirscha: 4)		
Cytowania wg Scopus	64 (indeks Hirscha: 5)		
Punktacja za publikacje wg listy MNiSW	30	461	491

Na rysunku 26 przedstawiono chmurę tagów z Repozytorium Biblioteki Głównej PW (<http://repo.bg.pw.edu.pl/index.php/en/people/persons>) utworzoną w oparciu o słowa kluczowe udokumentowanego dorobku.

