

Szymon Lipiński, Jan Zawilak
Politechnika Wroclawska, Wroclaw

ANALIZA STANU USTALONEGO WYMIANY CIEPŁA W SILNIKU SYNCHRONICZNYM Z MAGNESAMI TRWAŁYMI

STEADY STATE THERMAL ANALYSIS OF A PERMANENT MAGNET SYNCHRONOUS MOTOR

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę wymiany ciepła w silniku synchronicznym wzbudzonym magnesami trwałymi małej mocy o rozruchu bezpośrednim. Zaprezentowano model numeryczny obiektu oraz jego weryfikację doświadczalną. Model uwzględnia konwekcję naturalną i wymuszoną oraz przewodzenie ciepła wewnątrz silnika. Pominęto oddawanie ciepła poprzez promieniowanie jako nieznaczące ze względu na zbyt niską różnicę temperatur powierzchni i otoczenia. Analizę przeprowadzono w stanie ustalonym podczas pracy silnika ze znamionowym obciążeniem. Rozkład temperatury w silniku w stanie ustalonym obliczony metodą numeryczną porównano z wynikami pomiarów dokonanyymi termoparami i pirometrami.

Abstract: The article contains an analysis of heat transfer in low power line-start synchronous motor. It includes numerical model of the object and its experimental verification. The model accounts for the natural and forced convection and heat conduction inside the motor. Heat transfer by radiation has been assumed as insignificant due to low temperature difference between frame's surface and its surrounding. The analysis was performed for steady state operation at rated load. The temperature distribution in the motor during steady-state operation calculated numerically is compared with measurements taken with thermocouples and pyrometers.

Słowa kluczowe: silnik synchroniczny, magnesy trwałe, rozruch bezpośredni, obliczenia numeryczne, analiza termiczna, obliczeniowa mechanika płynów

Keywords: synchronous motor, permanent magnets, line-start, numerical calculations, thermal analysis, computation fluid dynamics

1. Wstęp

Wiele materiałów wykorzystywanych do budowy maszyn elektrycznych w znaczącym stopniu zmienia swoje właściwości wraz z temperaturą. W efekcie zmiana temperatury wpływa na właściwości elektromechaniczne takie jak sprawność lub moment elektromagnetyczny. Zatem analiza termiczna pozwala poprawić dokładność obliczeń elektromagnetycznych [1]. Drugim ważnym aspektem, który należy wziąć pod uwagę jest wpływ temperatury uzwojeń na trwałość izolacji, której temperatura pracy związana jest z jej trwałością [2]. Dlatego istotnym zagadnieniem jest określenie (obliczenie) temperatur występujących w pracującym silniku. Do najpopularniejszych metod obliczeniowych należą schematy cieplne o parametrach skupionych oraz metoda elementów skończonych. Obie metody różnią się w istocie jedynie stopniem dyskretyzacji. Dlatego obliczenia dla schematów cieplnych, ze względu na zdecydowanie mniejszą liczbę węzłów, wykonywane są szybciej. Kosztem tego jest mniejsza

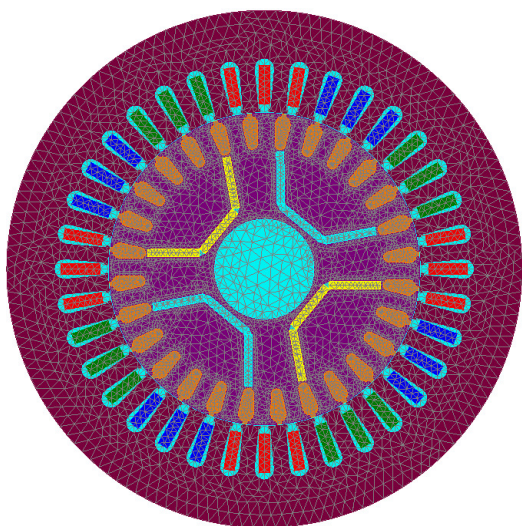
dokładność. Metoda elementów skończonych dostarcza za to dokładniejszych wyników i daje pełniejszy wgląd w zjawiska cieplne zachodzące w maszynie, pozwalając na generowanie pełnego obrazu pola temperatury. Jednak dokładność obu metod zależy od precyzji określenia warunków brzegowych czyli współczynnika wnikania ciepła na powierzchni korpusu silnika [3]. Do jego wyznaczenia stosowane mogą być dwie metody: wykorzystanie równań empirycznych lub obliczeniowej mechaniki płynów. Wykorzystanie równań empirycznych wymaga przyjęcia wielu założeń upraszczających. Ponadto wyznaczone są jedynie dla prostych geometrii i jako wyniki otrzymuje się jedynie wartość średnią [4]. Wobec czego wykorzystanie zależności empirycznych ma ograniczoną dokładność i ich użycie może prowadzić do niezadowolającej dokładności. Rozwiązaniem pozbawionym wspomnianych wad jest zastosowanie obliczeniowej mechaniki płynów (ang. Computational Fluid Dynamics). Rozwiązywanie równań przepływu metodą objętości skoń-

czonych dla trójwymiarowej geometrii pozwala na obliczenie przepływu powietrza wymuszonego przez wentylator. Na jego podstawie możliwe jest jednoczesne wyznaczenie rozkładu współczynnika wnikania ciepła na powierzchni silnika. Wobec tego, aby wykorzystać najdokładniejsze dostępne metody, które mogą być wykorzystane na etapie projektowania, w niniejszej pracy przedstawiono wyniki obliczeń rozkładu temperatury wykonane z wykorzystaniem metody elementów skończonych i obliczeniowej mechaniki płynów. Informacje na temat źródeł ciepła w maszynie uzyskano na podstawie obliczeń elektromagnetycznych wykonanych przy użyciu metody elementów skończonych. Rezultaty obliczeń zweryfikowano pomiarami modelu fizycznego.

2. Model numeryczny

2.1. Obliczenia elektromagnetyczne

Straty występujące w maszynie wyznaczono przez zamodelowanie silnika synchronicznego z magnesami trwałymi o rozruchu bezpośrednim, który ma stojan i konstrukcję mechaniczną jak w maszynie indukcyjnej typu Sh90 L-4. Silnik ten ma inny wirnik, w którym umieszczono magnesy trwałe oraz rozruchowe uzwojenie klatkowe.



Rys. 1. Siatka obliczeniowa modelu elektromagnetycznego

W obliczeniach wykorzystano model rozwiązujący równanie

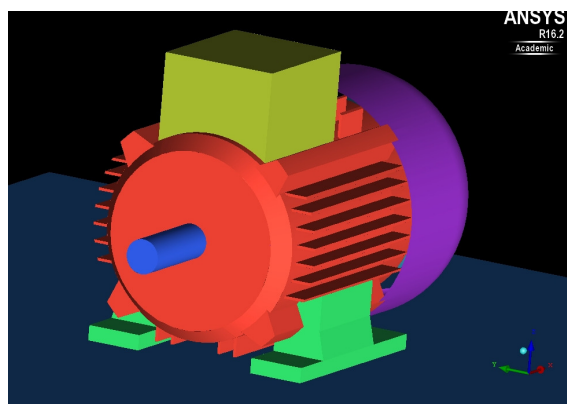
$$\begin{aligned} \nabla \times \frac{1}{\mu} \nabla \times A &= \\ &= J_s - \sigma \nabla V + \nabla \times H_c + \sigma v \times \nabla \times A, \end{aligned} \quad (1)$$

w którym μ –przenikalność magnetyczna, A – potencjał wektorowy pola magnetycznego, J_s – gęstość prądu źródłowego, σ - konduktywność, V – potencjał elektryczny, H_c – natężenie koercji magnesów trwałych, v – prędkość [5].

Przyjęto znamionowe warunki zasilania tego silnika symetrycznym trójfazowym napięciem wartości skutecznej 400 V i częstotliwości 50 Hz oraz stałe w czasie obciążenie równe 1900 W. Jako warunek brzegowy przyjęto zerową wartość składowej normalnej potencjału wektorowego na zewnętrznej obwiedni stojana. W wyniku przeprowadzonej dyskretyzacji uzyskano siatkę składającą się z 16 378 elementów trójkątnych.

2.2. Obliczenia przepływu powietrza

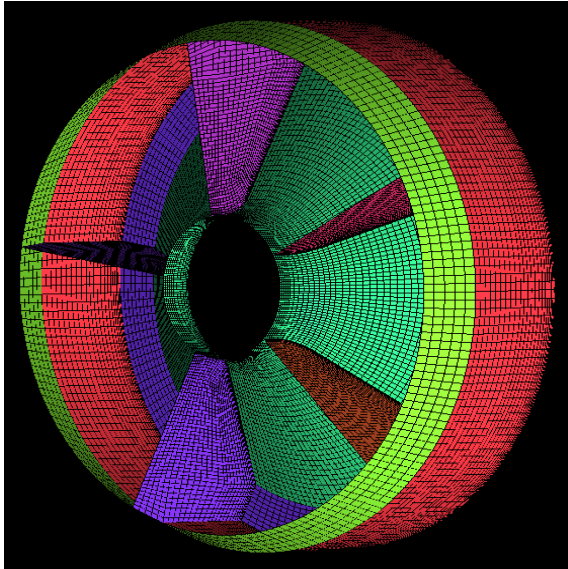
Aby wyznaczyć rozkład współczynnika wnikania ciepła na powierzchni silnika konieczne jest ustalenie pola przepływu powietrza wymuszonego przez wentylator zamontowany na wale. W tym celu należy przygotować trójwymiarową geometrię wentylatora oraz silnika wraz z koniecznymi uproszczeniami. Pominięcie mniej istotnych elementów geometrii pozwala na nałożenie siatki o elementach lepszej jakości przy zachowaniu założonej liczby elementów. Jest to kompromis pomiędzy dokładnością, a czasem koniecznym na wykonanie obliczeń. W modelu zastosowano dwa układy odniesienia (ang. Multi Reference Frame). Pierwszy z nich, stacjonarny, obejmuje domenę płynu wokół maszyny. Drugi obejmuje domenę płynu w otoczeniu wentylatora. Dla każdej z domen stworzono osobne siatki, których połączenie daje całkowity rozpatrywany obszar, w którym dokonywane są obliczenia.



Rys. 2. Uproszczona geometria silnika

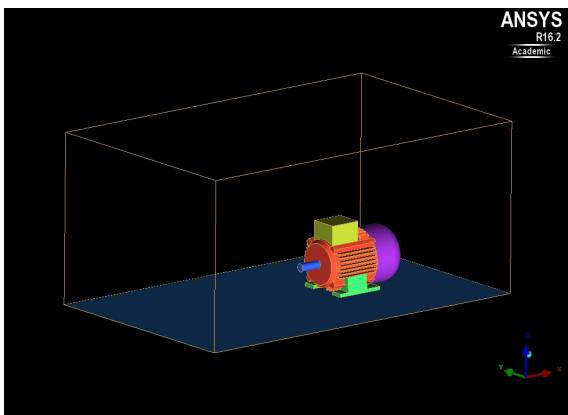
Dla domeny związanej z wirującym układem odniesienia pominięto grubość ścianek wenty-

latora i stworzono siatkę strukturalną zawierającą niespełna 260 tysięcy elementów sześciokątnych. Na ściankach wentylatora przyjęto warunek braku poślizgu płynu. Ponadto założono, że jest to powierzchnia adiabatyca.



Rys. 3. Domena związana z wirującym układem odniesienia wraz z siatką na wybranych powierzchniach

Objętość związaną z nieruchomym układem odniesienia zdyskretyzowano poprzez zastosowanie czworościennej siatki niestrukturalnej. Zdecydowano się na takie rozwiązanie, ze względu na trudności ze zbudowaniem struktury blokowej dla tak skomplikowanej geometrii. Kształt tej domeny to prostopadłościan z „odjętą” objętością silnika i domeny związanej z wentylatorem.



Rys. 4. Domena związana z nieruchomym układem odniesienia

Na ściankach silnika przyjęto warunek braku poślizgu płynu. Ponadto przyjęto, że powierz-

chnie oddające ciepło (ożebrowany korpus, tarcze łożyskowe) są izotermiczne. Pozostałe powierzchnie przyjęto jako adiabatyczne. Obliczenia przeprowadzono dla powietrza o ciśnieniu równym 1013,25 hPa i temperaturze 20°C. Do modelowania turbulencji wykorzystano wariację Shear Stress Transport modelu k- ω , stanowiącego model transportowy oparty na następujących równaniach różniczkowych cząstkowych:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right], \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \rho P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \quad (3)$$

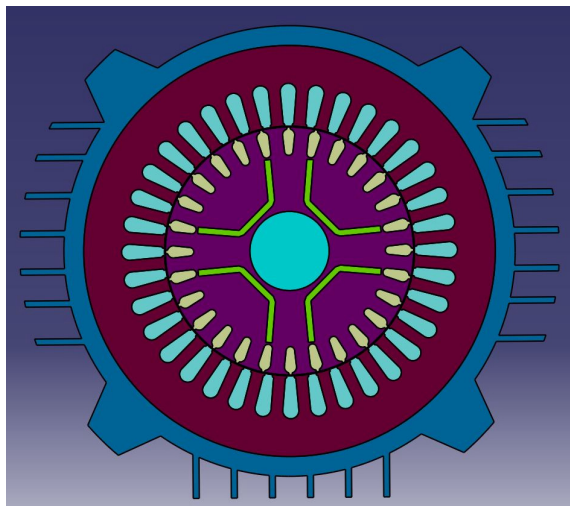
$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho U_i h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U_i \tau) + U_i S_M + S_E, \quad (4)$$

w których U – wektor prędkości, k – energia kinetyczna turbulencji, ω – właściwa (jednostkowa) dyssypacja energii kinetycznej turbulencji, ρ – gęstość płynu, μ – lepkość dynamiczna płynu, μ_t – lepkość turbulentna, α , β , σ - wyznaczone empirycznie stałe, P , F_1 – dodatkowe funkcje dotychczas opisanych zmiennych, h_{tot} – całkowita entalpia właściwa, p – ciśnienie statyczne, λ - przewodność cieplna, T – temperatura, τ - naprężenia tnące, S_E , S_M – źródła energii, cieplnej i kinetycznej [6, 7]. Na podstawie numerycznego rozwiązania powyższych równań, w przedstawionym obszarze możliwe jest obliczenie rozkładu współczynnika wnikania ciepła dla szeregu temperatur kadłuba silnika. Wyniki te mogą być wykorzystane na potrzeby obliczeń cieplnych wewnątrz silnika lub do optymalizacji układu chłodzenia wymuszonego.

2.3. Obliczenia przewodzenia ciepła

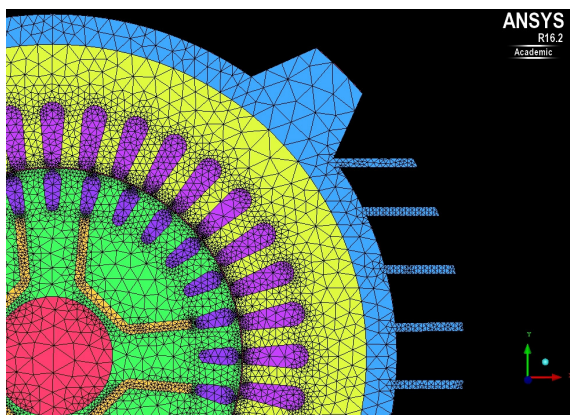
Do wyznaczenia rozkładu temperatury utworzono dwuwymiarowy model silnika, w którym rozwiązywane jest równanie przewodzenia

uwzględniające objętościowe źródła ciepła oraz warunek brzegowy trzeciego rodzaju. Geometrię silnika utworzono na podstawie modelu elektromagnetycznego i uzupełniono o uźebrowany korpus. Pozwala to na zastosowanie warunku brzegowego uzyskanego na podstawie obliczeń przepływu, bez konieczności obliczania rezystancji cieplnej kadłuba. Uzwojenia stojana zastąpiono jednolitą bryłą o stałej przewodności.



Rys. 5. Geometria dla obliczeń cieplnych

Jej wartość przyjęto na podstawie obliczeń Mynarka i Kowola [8]. Podobne postępowanie dotyczyło magnesów trwałych. Opory cieplne na styku poszczególnych elementów uwzględniono poprzez ekwiwalentną szczelinę powietrzną. Obszar obliczeniowy podzielono na ok. 30 tysięcy elementów trójkątnych.



Rys. 6. Siatka dla obliczeń cieplnych

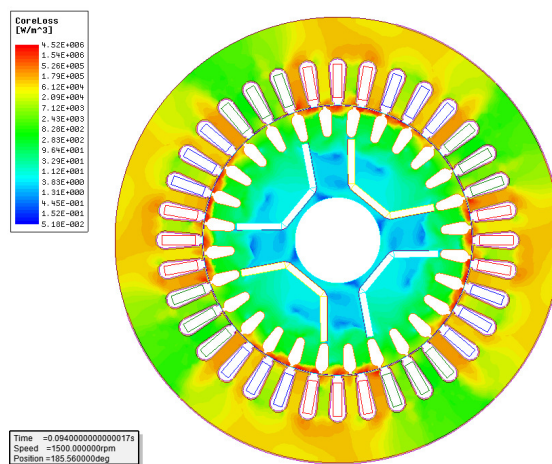
Rozwiązywane równanie ciepła ma postać

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla(\mathbf{v}ph) = \nabla(k\nabla T) + S_h, \quad (5)$$

gdzie ρ – gęstość, h – entalpia liczona względem temperatury odniesienia, v – prędkość elementu, k – przewodność cieplna, S_h – gęstość strat ciepła [9].

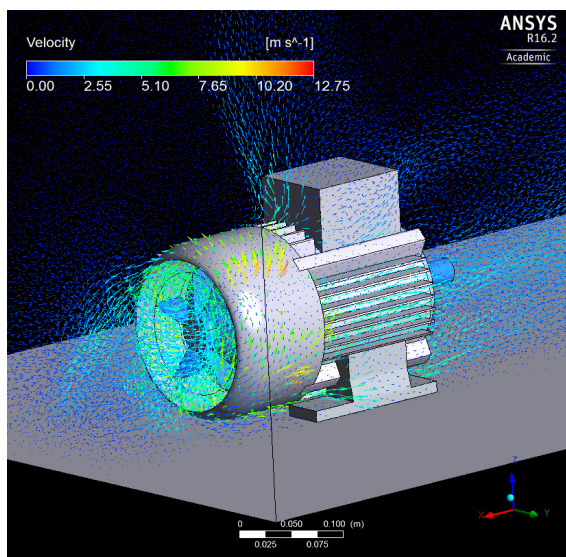
3. Wyniki obliczeń

W pierwszej kolejności wykonano obliczenia elektromagnetyczne dla założonych wstępnie temperatur poszczególnych elementów. Dzięki temu uzyskano informacje o stratach w rdzeniu, uzwojeniach stojana i klatce wirnika. Sumaryczne wartości wyniosły odpowiednio 52, 156, i 17 W.



Rys. 7. Rozkład strat w rdzeniu silnika przy obciążeniu znamionowym (skala logarymiczna)

W następnym kroku wykonano obliczenia przepływu powietrza wymuszonego przez wentylator i otrzymano rozkład współczynnika wnikiwania ciepła na powierzchni kadłuba.

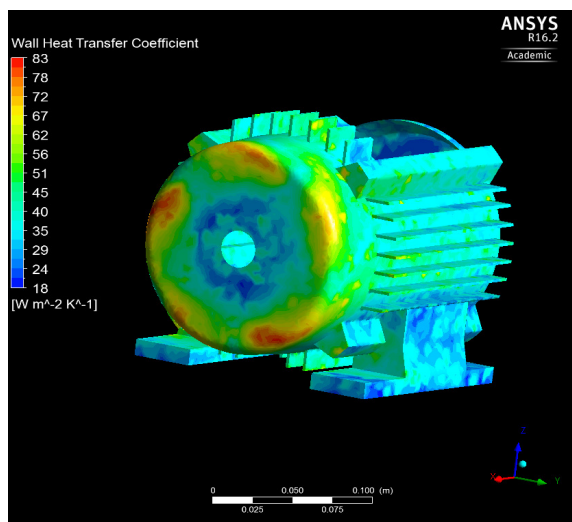


Rys. 8. Wektory prędkości przepływu powietrza w otoczeniu silnika

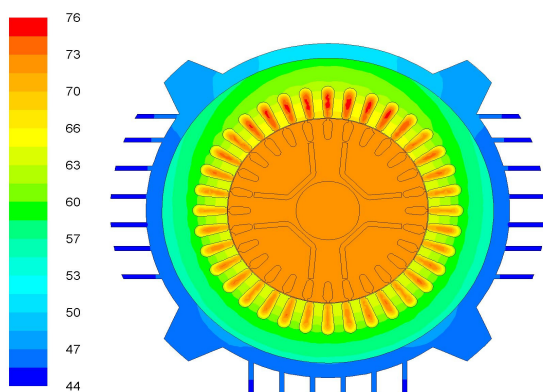
Na potrzeby obliczeń wynik uśredniono do wartości $\alpha_{sr}=38,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, który następnie został wykorzystany w obliczeniach cieplnych. Jednak nie może on być podstawiony wprost, ponieważ powierzchnia oddawania ciepła jest ponad dwukrotnie większa od obwodu zewnętrznego modelu 2D pomnożonego przez długość pakietu. Dlatego wartość wykorzystana w obliczeniach 2D została ustalona poprzez przemnożenie średniego współczynnika konwekcji przez iloraz rzeczywistej powierzchni oddawania ciepła do powierzchni odpowiadającej długości pakietu.

$$\alpha_{2D} = \alpha_{sr} \frac{A_C}{BL}, \quad (6)$$

gdzie A_C – powierzchnia całkowita korpusu, B – zewnętrzny obwód korpusu w modelu 2D, L – długość pakietu. Po uzyskaniu (w ten sposób) kompletu informacji możliwe było wykonanie obliczeń cieplnych dla wnętrza silnika.



Rys. 9. Rozkład współczynnika wnikania na powierzchni korpusu



Rys. 10. Rozkład temperatury wewnątrz silnika

4. Weryfikacja eksperymentalna

W celu zweryfikowania wyników obliczeń elektromagnetycznych wykonano pomiary prądów, napięć i momentu dla silnika pracującego ze stałym obciążeniem znamionowym w stanie cieplnym ustalonym. Porównanie wielkości elektromechanicznych przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Weryfikacja eksperymentalna modelu elektromagnetycznego

| wielkość | jedn. | wynik pomiaru | wynik obliczeń |
|---------------|-------|---------------|----------------|
| U | V | 400 | 400 |
| I | A | 3,37 | 3,19 |
| P_1 | W | 1 892 | 1 884 |
| P_2 | W | 2 177 | 2 109 |
| η | % | 86,9 | 89,3 |
| $\cos\varphi$ | -- | 0,93 | 0,95 |

Występujące kilkuprocentowe różnice wynikają głównie z powodu założenia a priori temperatury pracy silnika. Dokładność mogłaby zostać poprawiona poprzez iteracyjne rozwiązanie modelu cieplnego, uaktualnienie własności materiałowych zmieniających się z temperaturą na podstawie otrzymanego rozkładu temperatury i ponowne przeliczenie modelu elektromagnetycznego. Procedura taka powinna być prowadzona do momentu zaniku istotnych zmian własności silnika. Aby zweryfikować wyniki obliczeń wentylacyjnych zmierzono prędkość przepływu powietrza w wybranych punktach za pomocą termoanemometru i porównano z wynikami obliczeń (tab. 2).

Tabela 2. Weryfikacja eksperymentalna modelu transportowego dla obszaru wlotu powietrza w obszar między żebrami

| miejsce | wynik pomiaru | wynik obliczeń |
|---------|---------------|----------------|
| | m/s | m/s |
| Prawa 1 | 6,70 | 6,39 |
| Prawa 2 | 6,90 | 6,87 |
| Lewa 1 | 6,70 | 6,59 |
| Lewa 2 | 6,80 | 6,69 |
| Góra 1 | 6,40 | 6,34 |
| Góra 2 | 7,10 | 6,96 |

W wyniku porównania można stwierdzić, że

fizykę przepływu powietrza odzwierciedlono poprawnie. Potwierdzają to również wyniki weryfikacji modelu cieplnego (tab. 3). Temperaturę części nieruchomych zmierzono przy pomocy naklejonych termopar, natomiast temperatura wirnika została zmierzona przy pomocy pirometrów zamontowanych w tarczy łożyskowej.

Tabela 3. Weryfikacja modelu cieplnego

| punkt pomiaru temperatury | wynik pomiaru | wynik obliczeń |
|---------------------------|---------------|----------------|
| | °C | °C |
| Koniec żebra | 41,1 | 43,6 |
| Środek żebra | 42,5 | 43,6 |
| Uzwojenia | 68,1 | 70,5 |
| Wirnik | 71,1 | 72,4 |

5. Podsumowanie i wnioski

Obliczenie cieplne wykorzystujące model dwuwymiarowy cechują się zadowalającą dokładnością i mogą być z powodzeniem wykorzystane w procesie projektowania maszyn elektrycznych. Ich zaletą jest krótki czas obliczeń nie przekraczający 10 s. Poprawa dokładności obliczeń zwłaszcza parametrów elektromechanicznych może być osiągnięta dzięki sprzężeniu obliczeń cieplnych i elektromagnetycznych. Prezentowane w artykule podejście nie daje pełnej informacji o stanie cieplnym maszyny. Brakuje informacji dotyczących temperatury łożysk oraz połączeń czołowych. Wyznaczenie tych temperatur możliwe jest na podstawie obliczeń modelu trójwymiarowego. Dlatego planowane jest dalsze rozwijanie prac, które w efekcie doprowadzą do powstania trójwymiarowego modelu cieplnego sprzężonego z dwuwymiarowym modelem elektromagnetycznym.

6. Literatura

- [1]. M. Lefik: "Design of permanent magnet synchronous motors including thermal aspects", *COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, Vol. 34, No. 2, pp. 561–572, Emerald Group Publishing Limited, 2015.
- [2]. M. Faharani, E. Gockenbach, H. Borsi, K. Schäfer, M. Kaufhold: "Behavior of Machine Insulation Systems Subjected to Accelerated Thermal Aging Test", *IEEE Transactions on Dielectrics and*

Electrical Insulation, Vol. 17, No. 5, 1364–1372, 2010.

[3]. A. Boglietti, A. Cavagnino, Staton D., Shanel M., Mueller M., Mejuto C.: "Behavior of Machine Insulation Systems Subjected to Accelerated Thermal Aging Test", *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation*, Vol. 17, No. 5, 1364–1372, 2010.

[4]. Y. Çengel, A. Ghajar: "Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications", *McGraw Hill Education*, 5th edition, Chapter Five: External Forced Convection, 307–378, 2015.

[5]. ANSYS Maxwell 16.2, "Maxwell 2D Technical Notes – Transient Simulation", *Maxwell Online Help*

[6]. ANSYS CFX 16.2, "CFX Modelling Guide & Theory Guide", *ANSYS Help Viewer*.

[7]. F. R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry: "Ten years of industrial experience with the SST turbulence model", *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, Begell House Inc., 2003.

[8]. P. Mynarek, M. Kowol: "Metoda homogenizacji uzwojeń wsypywanych w maszynach elektrycznych", *Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe*, 149-154, Nr 1/2015 (105).

[9]. ANSYS Fluent 16.2, "Fluent Theory Guide", *ANSYS Help Viewer*.

Autorzy

Szymon Lipiński, Jan Zawilak

Politechnika Wroclawska

Katedra Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych

ul. Smoluchowskiego 19, 50-372 Wrocław

szymon.lipinski@pwr.edu.pl

jan.zawilak@pwr.edu.pl

Obliczenia wykonano przy użyciu zasobów udostępnionych przez Wroclawskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe (<http://wcss.pl>), grant obliczeniowy Nr 390.