

MARCIN LEFIK, KRZYSZTOF KOMEŹA

**Politechnika Łódzka, Instytut Mechatroniki i Systemów
Informatycznych**

ZASTOSOWANIE OBLICZENIOWEJ MECHANIKI PŁYNÓW DO WYZNACZANIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZEJMOWANIA CIEPŁA NA DRODZE KONWEKCJI DLA OBUDOWY SILNIKA INDUKCYJNEGO

W artykule opisano metodę wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła dla uźebrowanej obudowy silnika indukcyjnego. Przedstawiono sposób tworzenia modelu obliczeniowego oraz wyniki obliczeń tego współczynnika. Ponadto przedstawiono wyniki obliczeń cieplnych weryfikujących poprawność wyznaczenia współczynnika przejmowania.

WPROWADZENIE

Obliczenia cieplne stanowią istotny element projektowania i optymalizacji silników indukcyjnych ze względu na wykorzystanie ich w różnych warunkach pracy. Obliczenia te coraz częściej wykonywane są z wykorzystaniem metod polowych, opartych o numeryczne rozwiązanie różniczkowego równania Fouriera-Kirchhoffa [1], [2], [3]. Rozwiązanie tego równania wymaga określenia warunków brzegowych. W literaturze można spotkać przeważnie dwa podejścia: wykorzystuje się warunek I rodzaju (warunek Dirichleta), polegający na określeniu znanego rozkładu temperatury na powierzchni albo warunek III rodzaju – prawo chłodzenia Newtona. W pierwszym przypadku, nieznaną rozkład temperatury określany jest na podstawie pomiarów, np. z wykorzystaniem kamery termowizyjnej [4]. W przypadku obliczeń cieplnych wykonywanych na etapie projektowania, takie podejście jest niepraktyczne. Wygodniejsze w tym przypadku jest zastosowanie warunku brzegowego III rodzaju. We wzorze tego warunku występuje jednak nieznaną wartość współczynnika przejmowania ciepła h ,

który w ogólnym przypadku jest sumą dwóch składników, określających dwa różne mechanizmy przepływu ciepła: konwekcję i radiację. Składnik związany z radiacją, w szczególnych przypadkach (małe wartości temperatur), gdy udział radiacji w przejmowaniu ciepła jest niewielki można pominąć [5] lub obliczyć metodami uproszczonymi. Głównym problemem przy stosowaniu warunku III rodzaju jest więc poprawne określenie wartości współczynnika przejmowania ciepła na drodze konwekcji. Wartości tego współczynnika przeważnie obliczane były z wykorzystaniem równań i liczb kryterialnych. Równania kryterialne dotyczą najprostszych kształtów i mogą być stosowane w ograniczonym zakresie liczb kryterialnych. Zastosowanie znanych z literatury równań może dawać niepoprawne wyniki, natomiast wyznaczanie równań kryterialnych dla uźebrowanej powierzchni obudowy silnika indukcyjnego na etapie projektowania, podobnie jak stosowanie warunku I rodzaju, jest podejściem niepraktycznym.

W związku z tym zaproponowane zostało podejście, w którym wykorzystana została metoda polowa oparta o obliczeniową mechanikę płynu (CFD). Metoda ta pozwala na obliczanie rozkładu współczynnika przejmowania ciepła dla powierzchni obudowy o dowolnym kształcie

1. MODEL MATEMATYCZNY

W metodzie wykorzystującej CFD matematyczny opis konwekcyjnej wymiany ciepła stanowi układ równań różniczkowych bilansu masy (1), pędu (2) i energii (3). Dla przepływu stacjonarnego, turbulentnego i przy założeniu, nieściśliwości i lepkości płynu chłodzącego równania te przyjmują następującą postać:

$$\nabla \bar{\mathbf{v}} = 0 \quad (1)$$

$$\mu \nabla^2 \bar{\mathbf{v}} = \nabla p - \rho \mathbf{F} + \nabla \bar{\tau} \quad (2)$$

$$\frac{\lambda}{c_p} \nabla^2 \bar{T} + \frac{1}{c_p} (\bar{D} + p_v) - \nabla \bar{\mathbf{v}} \bar{T} - \nabla \bar{\mathbf{v}}' T' = 0 \quad (3)$$

Równania (1), (2) i (3) są to równania Naviera-Stockesa dla uśrednionych wartości parametrów płynu: prędkości $\mathbf{v}$, ciśnienia p , temperatury T i gęstości ρ , nazywane także równaniami Reynoldsa. Równania te uzupełnione są o równania różniczkowe, tzw. modeli turbulencji, z których najpowszechniej stosowane są dwurównaniowe modele k - ε . Modele k - ε to równania półempiryczne napisane dla energii kinetycznej turbulencji k oraz współczynnika dyssypacji energii kinetycznej turbulencji (prędkość dyssypacji) ε . Równania te można rozwiązać przy zachowaniu określonych warunków brzegowych:

- na powierzchniach nieprzenikliwego i nieruchomego ciała stałego

$$v_n(x, y, z) = 0, v_t(x, y, z) = 0 \quad (4)$$

$$T = f_T(x, y, z) \quad (5)$$

- wartości prędkości, ciśnienia i temperatury z dala od powierzchni ciała

$$v(r) = v_\infty, p(r) = p_\infty, T(r) = T_\infty \quad \text{dla } r \rightarrow \infty \quad (6)$$

gdzie r to odległość od powierzchni ciała stałego.

W przypadku obliczania przepływów z turbulencją konieczne jest określenie wartości energii kinetycznej k i współczynnika dyssypacji ε na brzegu obszaru. Wartości k i ε można określić również przez podanie powiązanych z nimi wielkości: intensywność turbulencji I , czy długość skali turbulencji l . Określenie ich jest dość kłopotliwe, więc bardzo często stosuje się szacunkowe wartości podawane w literaturze [6].

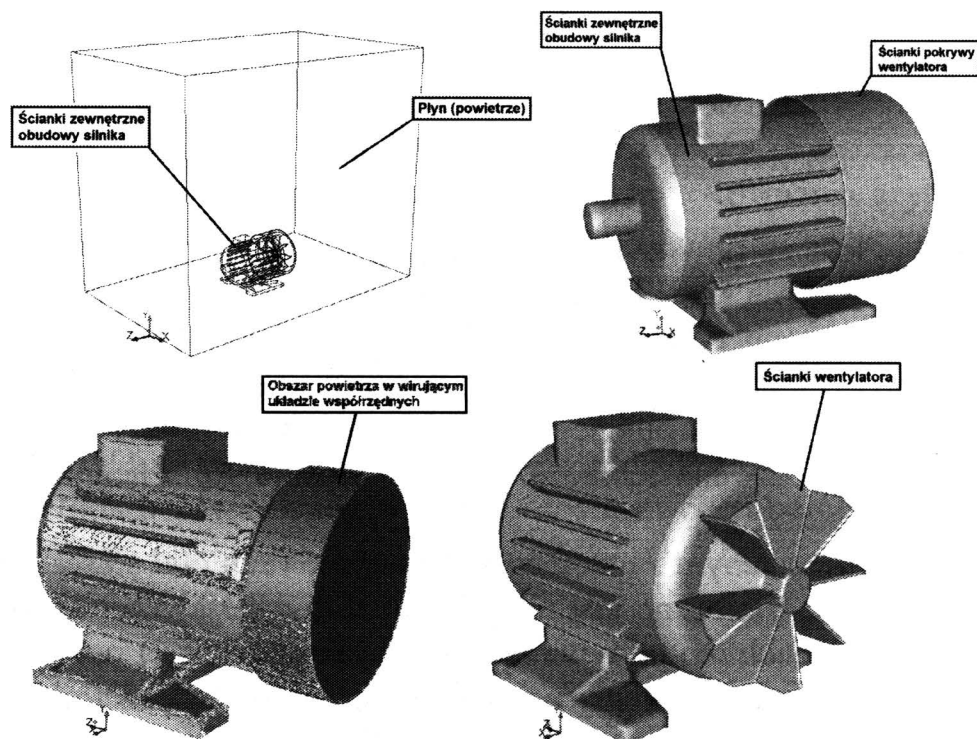
Jeżeli w analizowanym zagadnieniu występuje ruch ciał stałych, powodujący przepływ płynu, konieczne jest uwzględnienie tych zjawisk w modelu matematycznym. Jeżeli ruch ten odbywa się ze stałą prędkością, a powodowany nim przepływ można uznać za przepływ ustalony, to najprostszą metodą, którą można zastosować w takich przypadkach, jest zastosowanie wirujących układów współrzędnych [7]. Do obliczeń można zastosować pojedynczy wirujący układ współrzędnych (Single Rotating Reference Frame Model – model SRF) lub wiele wirujących układów współrzędnych (Multiple Reference Frame Model – model MRF). Pierwsze z wymienionych podejść stosowane jest dla zagadnień, w których występuje tylko jeden wirujący element, a nieruchome wokół niego ścianki ciała stałego są powierzchniami walcowymi oraz ich oś obrotu położona jest w osi obrotu wirującego elementu. W pozostałych przypadkach należy zastosować model MRF [7].

Obudowy silników indukcyjnych klatkowych przeważnie chłodzone są przy pomocy wentylatora zamocowanego na wale silnika (chłodzenie własne). Wówczas ruch powietrza wymuszony jest ruchem wirujących łopatek wentylatora. Obliczenie współczynnika przejmowania przy wymuszonym obiegu płynu wymagałoby znajomości rozkładu prędkości wylotowej powietrza z wentylatora. Parametr ten jest bardzo często nieznany. Rozwiązaniem problemu może być wykonanie modelu obudowy silnika wraz z wirującą wał silnika wentylatorem, powodującym wymuszony obieg powietrza.

W tym celu w programie Ansys Fluent stworzony został model, który uwzględnia ścianki zewnętrzne obudowy silnika, ścianki wentylatora, pokrywy oraz obszar powietrza wokół obudowy.

Obliczenia wykonywane są przy założeniu, że wentylator wiruje ze stałą prędkością obrotową, powodując wymuszony ruch powietrza wokół obudowy

(zastosowano model MRF). Budowę trójwymiarowego modelu obliczeniowego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Budowa modelu CFD do obliczania współczynnika przejmowania ciepła

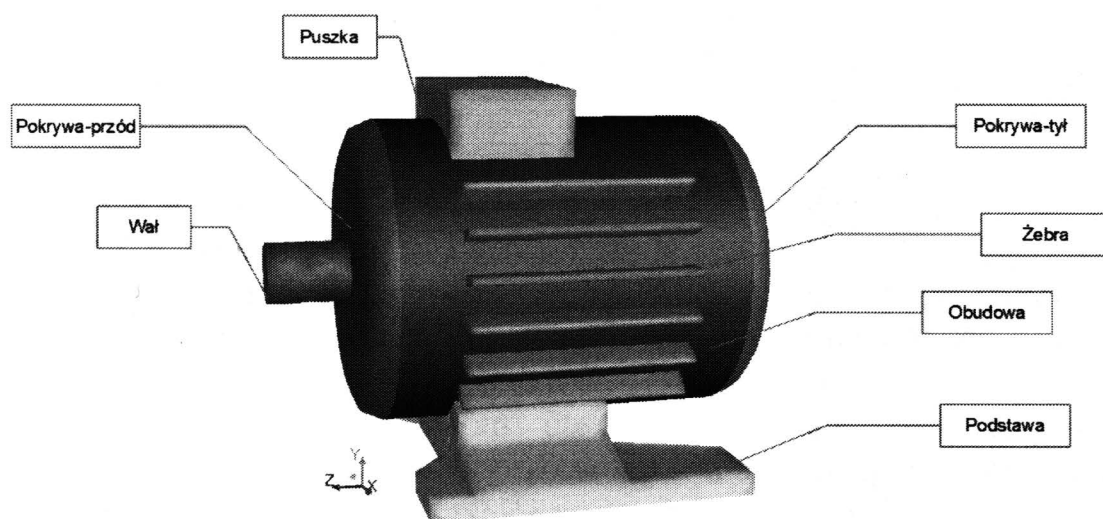
Obliczenia współczynnika oddawania ciepła z powierzchni obudowy badanego silnika wykonano przy założeniu, że cała powierzchnia zewnętrzna obudowy jest powierzchnią izotermiczną. Uproszczenie to pozwala pominąć strukturę wewnętrzną silnika i ograniczyć się jedynie do powierzchni zewnętrznej obudowy oraz obszaru powietrza wokół niej.

Wartość współczynnika h zależna jest zarówno od różnicy temperatury powierzchni obudowy oraz temperatury otoczenia, w przypadku gdy ciepło jest przejmowane na drodze konwekcji swobodnej, jak i od prędkości powietrza opływającego obudowę, w przypadku gdy ruch powietrza jest wymuszony przez ruch wentylatora – konwekcja wymuszona lub mieszana. W przypadku analizowanego wymuszonego obiegu powietrza wokół obudowy przyjęto, że zjawisko przejmowania ciepła z tej obudowy odbywa się na drodze konwekcji mieszanej. W tym celu, oprócz modelu MRF, zastosowano aproksymację Boussinesqu'a [8], która uwzględnia w modelu obliczeniowym wpływ sił masowych na powietrze wokół obudowy silnika powstałych na skutek zmian gęstości powietrza spowodowanych różnicą temperatur. Aproksymację Boussinesqu'a można stosować w ograniczonym zakresie różnic temperatur, a zakres stosowalności określa zależność [8]:

$$\beta_T(T_F - T_\infty) \leq 1 \quad (10)$$

gdzie $\beta_T = 1/T_F$ to współczynnik rozszerzalności objętościowej płynu, T_F – temperatura płynu w warstwie przyściennej, a T_∞ – temperatura płynu z dala od powierzchni. Ponieważ obliczenia przeprowadzone zostały dla temperatury obudowy z zakresu 303K-413K (30°C-140°C) i temperaturze otoczenia 298 K (25°C), warunek stosowalności aproksymacji Boussinesq'a został spełniony.

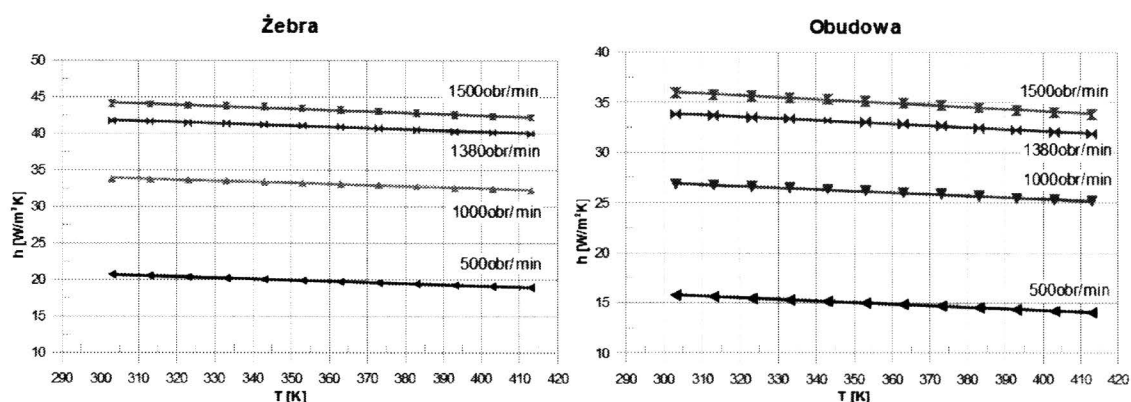
W modelu CFD wyodrębniono ponadto charakterystyczne powierzchnie obudowy silnika, dla których następnie obliczano średnią wartość współczynnika h . Podział powierzchni obudowy na charakterystyczne powierzchnie przedstawiony został na rys. 2.



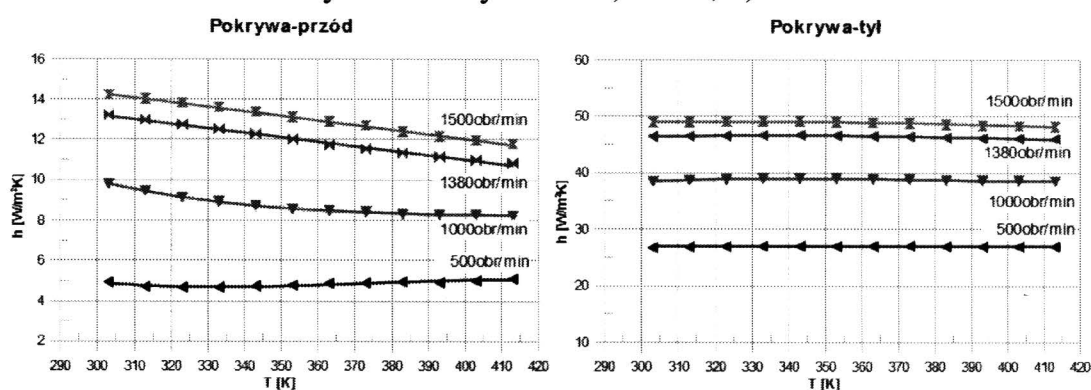
Rys. 2. Charakterystyczne powierzchnie obudowy silnika

2. WYNIKI OBLICZEŃ

Obliczenia wykonane zostały dla różnych wartości prędkości obrotowej wentylatora (1500 obr/min, 1380 obr/min, 1000 obr/min i 500 obr/min) oraz różnych wartości temperatury powierzchni (temperatury z przedziału od 303K do 413K). Uzyskane wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3 i rys. 4.

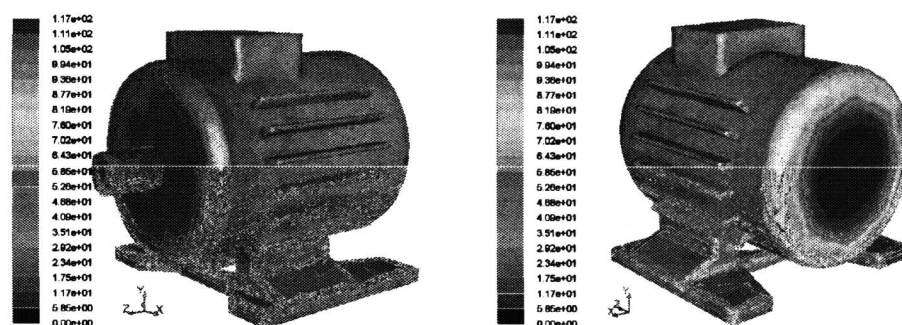


Rys. 3. Wyniki obliczeń współczynnika przejmowania ciepła h dla wybranych prędkości obrotowych n wentylatora: a) żebra, b) obudowa



Rys. 4. Wyniki obliczeń współczynnika przejmowania ciepła h dla wybranych prędkości obrotowych n wentylatora: a) pokrywa-przód, b) pokrywa-tył

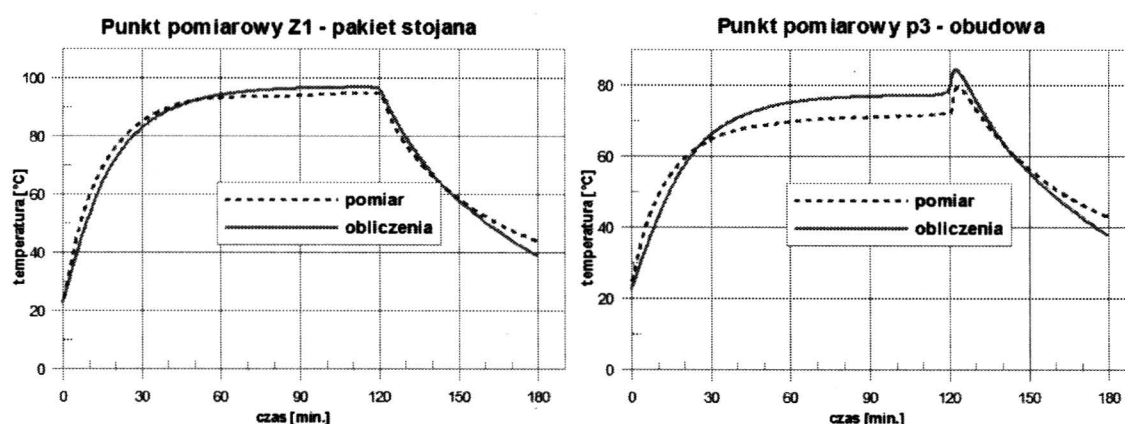
Na podstawie wyników obliczeń można stwierdzić, że dla każdej z wyodrębnionych powierzchni zjawisko oddawania ciepła przebiega inaczej. Różnice te dotyczą zarówno wartości współczynnika h , jak i w niektórych przypadkach, również kształtu wyznaczonej charakterystyki. Jeszcze lepiej różnice te widoczne są na przykładowym rozkładzie współczynnika przejmowania na obudowie dla temperatury dla temperatury 333K (60°C) i prędkości wirowania wentylatora $n = 1380$ obr/min. Przypadek ten przedstawiony został na rys. 5.



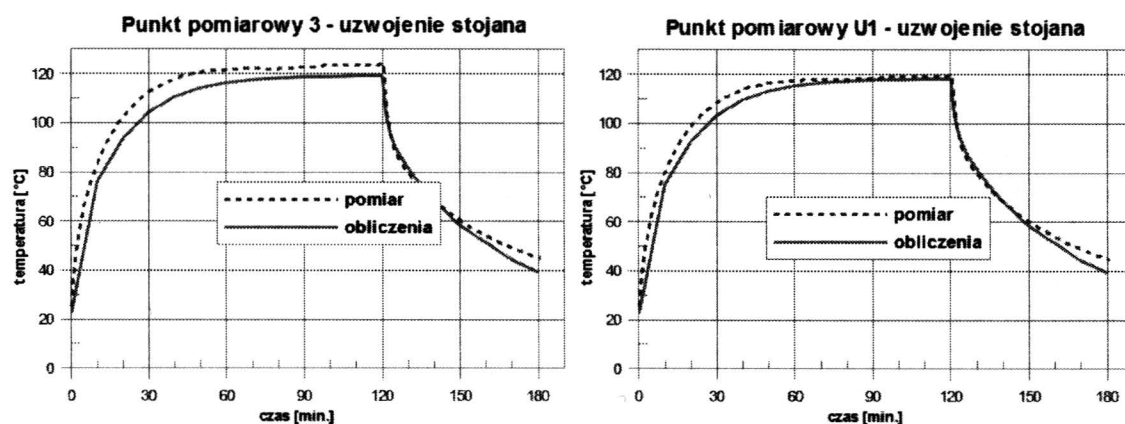
Rys. 5. Rozkład współczynnika przejmowania ciepła: prędkość obrotowa wentylatora 1380 obr/min i temperatura $T_F = 333\text{K}$ (60°C)

3. OBLICZENIA CIEPLNE

Wyznaczanie wartości współczynników przejmowania ciepła na drodze konwekcji wykorzystane zostało do obliczenia rozkładu pola temperatury i krzywych nagrzewania badanego silnika indukcyjnego małej mocy w biegu jałowym. Przykładowe krzywe nagrzewania otrzymane w wyniku obliczeń cieplnych wraz z wynikami pomiarów temperatury w wybranych punktach silnika przedstawiono na rys. 6 i rys. 7.



Rys. 6. Wyniki pomiarów i obliczeń temperatury w pakiecie stojana i na obudowie w biegu jałowym silnika



Rys. 7. Wyniki pomiarów i obliczeń temperatury w uzwojeniu stojana

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiona została metoda obliczania współczynnika przejmowania ciepła na drodze konwekcji mieszanej dla obiektów o skomplikowanej geometrii powierzchni, jakie stanowią obudowy silników indukcyjnych. W me-

todzie tej wykorzystano obliczeniową mechanikę płynów (CFD), której zastosowanie umożliwia wykonanie modelu obliczeniowego dla obiektu o dowolnej strukturze. Stanowi to zaletę proponowanej metody w porównaniu do metod wykorzystujących równania i liczby kryterialne. W omówionej w artykule metodzie obliczeniowej wprowadzono uproszczenie zakładające, że powierzchnie obudowy silnika są izotermiczne. Jednym z kolejnych etapów prac nad tą metodą powinno być m.in. oszacowanie wpływu tego uproszczenia na wartość współczynnika h . Kolejnym kierunkiem badań nad metodą powinno być uproszczenie geometrii modelu poprzez wyeliminowanie wentylatora i zastąpienie go odpowiednimi warunkami brzegowymi. Konieczne również wydaje się być uwzględnienie radiacji.

LITERATURA

- [1] **Huai Y., Melnik R.V.N., Thogersen P.B.:** Computational analysis of temperature rise phenomena in electric induction motors. *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, ss. 779-795, 2003.
- [2] **Liu H-P., Lelos V., Hearn C.S.:** Transient 3-D Thermal Analysis for an Air-Cooled Induction Motor. *IEEE International Conference on Electric Machines and Drives*, ss. 417-420, 2005.
- [3] **Komęza K., Lopez-Fernandez X.M., Lefik M.:** Computer modelling of 3D transient thermal field coupled with electromagnetic field in three-phase induction motor on load. *COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, vol. 29, no. 4, ss. 974-983, 2010.
- [4] **Glises R., Chamagne D., Kauffmann J.M.:** 3D thermal behaviour computation by F.E. method of a 4kW asynchronous motor. Effect of the rotation speed on thermal parameters. *ICEM 2002*, 2002.
- [5] **Kral C., Haumer A., Haigis M., Lang H.L. Kapeller H.:** Comparison of Measurements with a CFD Analysis and a Thermal Equivalent Circuit Model of a TEFC Induction Machine. *ICEM 2006*.
- [6] **Ansys Fluent 12.0, User's Guide**, 2009.
- [7] **Ansys Fluent 12.0, Theory Guide**, 2009.
- [8] **Baïri A.:** Transient natural 2D convection in a cylindrical cavity with the upper face cooled by thermoelectric Peltier effect following an exponential law. *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, ss. 432-447, 2003.

APPLICATION OF THE COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS IN CONVECTIVE HEAT TRANSFER COEFFICIENT CALCULATIONS FOR INDUCTION MOTOR HOUSING

Summary

Thermal calculations are an important element of the design and optimization of induction motors due to their use in different operating conditions. These calculations are more frequently done using field methods, based on numerical solution of differential equations of the Fourier-Kirchhoff [1], [2], [3]. In this method, the main problem is to determine a boundary conditions. The most widely used in the Newton boundary condition requires knowledge of the heat transfer coefficient. The paper describes a method of calculations the convective heat transfer coefficient for finned induction motor housing. This method is based on computational fluid dynamics (CFD). A computational model and the results of calculations of this coefficient are presented. Moreover, the results of thermal calculations that verify the convective heat transfer coefficient calculations are shown.

Keywords: computational fluid dynamics, CFD, induction motor, heat transfer coefficient.