

Oleksandr Makarchuk, Politechnika Lwowska, Lwów, Ukraina
Marek Lis, Karol Klatow, Politechnika Częstochowska, Częstochowa
Andrzej Gastolek, Jarosław Sosnowski
Politechnika Częstochowska, Częstochowa, Revico, Płock

ANALIZA STANU CIEPLNEGO WYSOKOOBROTOWYCH MASZYN ELEKTRYCZNYCH O WZBUDZENIU OD MAGNESÓW TRWAŁYCH Z CHŁODZENIEM CIECZOWYM

THERMAL ANALYSIS OF HIGH-SPEED PERMANENT MAGNET ELECTRICAL MACHINES WITH LIQUID COOLING

Streszczenie: Celem artykułu jest opracowanie metody obliczania stanów termicznych wysokoobrotowych maszyn wzbudzanych magnesami trwałymi chłodzonymi cieczą. W artykule przedstawiono rozwiązania konstrukcyjne systemów chłodzenia cieczą dla różnych kształtów kanałów chłodzących. Analizę obliczeniową przeprowadzono przy zastosowaniu metody FEM. Podano sposób sformułowania warunków brzegowych do wyznaczenia trójwymiarowego pola temperaturowego na przykładzie maszyny elektrycznej o mocy 100 kVA i prędkości obrotowej 30000 obr/min. Stosując metodę elementów skończonych przedstawiono symulacyjne wyniki obliczeniowe w formie graficznej. Wykorzystując analizę pola temperaturowego i zmianę temperatury sformułowano strukturę termicznego obwodu zastępczego przedstawiającego analizowaną maszynę w układzie z 7 jednostek wewnętrznych źródeł wytwarzania ciepła. Opracowana struktura w formie obwodu zastępczego daje możliwość wstępnego określania stanu termicznego maszyny elektrycznej w zakresie opracowywania założeń projektowych. Ponadto zaprezentowano analizę porównawczą metod obliczania stanów termicznych wysokoobrotowych maszyn elektrycznych chłodzonych cieczą z uwzględnieniem kształtów kanałów chłodzących.

Abstract: The main goal of the submitted research is the development of an effective technique of the thermal calculation of the closed high-speed electric machine with excitation from the constant magnets and liquid cooling. In the work we can consider constructional features of the systems of liquid cooling of such machines with the zigzag- and helical form channels. The analysis of the last researches in the given area showed, that it is expedient to use the FEM-analysis for check of offered methods of the calculation. The entrance data for the formulation of a boundary problem of the calculation of a 3-dimensional thermal field of the machine by capacity 100 kVA, frequency of rotation 30000 RPM are submitted. Results of the calculation of this problem with using of a method of final elements are graphically shown. On the base of the analysis of a field of temperature and a gradient of temperature the structure of a thermal equivalent circuit was synthesized and proved. This structure represents the machine as set of 7 bodies with an internal thermal emission and allows to appraise its thermal condition at the initial stages of designing. Expressions for the calculation of a parameters of this equivalent circuit and a principle of formation of the system of the equations, for the further finding of unknown temperatures are resulted. The comparative analysis of the considered methods of the calculation of a thermal condition of high-speed machines with liquid cooling is carried out. The certain advantages of systems with helical channels are also revealed.

Słowa kluczowe: *maszyny elektryczne wysokoobrotowe o wzbudzeniu od magnesów trwałych, chłodzenie cieczowe, schemat zastępczy termiczny, FEM-analiza*

Keywords: *high-speed permanent magnet electrical machines, liquid cooling, thermal analysis, thermal equivalent circuit, FEM- analysis*

1. Wstęp

W projektowaniu maszyn elektrycznych jednym z najważniejszych zagadnień do rozwiązania jest etap obliczenia stanu termicznego. Na tym etapie określa się długotrwały czyli znamionowy tryb pracy maszyny. Dodatkowo, ograniczenia termiczne faktycznie determinują tą strefę parametrów konstrukcyjnych maszyny,

która będzie określać jej niezawodność, cenę oraz konkurencyjność. Uwzględniając ten fakt, że wzrost właściwego wydzielania ciepła ze wzrostem częstotliwości obrotów, jak to ma miejsce w przypadku maszyn elektrycznych wysokoobrotowych o wzbudzeniu od magnesów trwałych (WMENT), dokładne obliczenie

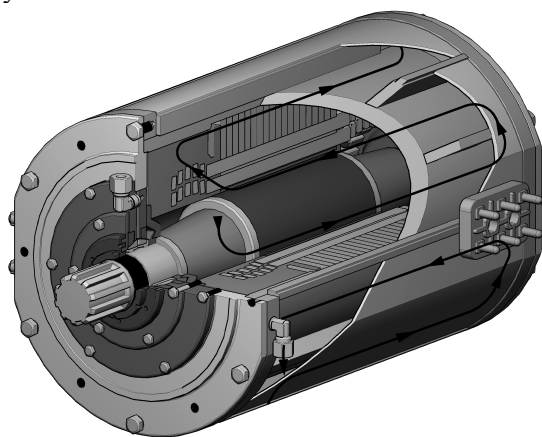
stanów termicznych staje się zadaniem priorytetowym i jego aktualność jest oczywista.

2. Analiza ostatnich badań

Na podstawie najnowszych publikacji z tej tematyki można wnioskować, że FEM-analiza (ang. The Finite Element Method – metoda elementów skończonych) stała się nieodłącznym etapem w nowoczesnych metodach obliczeń cieplnych stanów pracy maszyn elektrycznych [3,5]. Oprócz metod polowych stosuje się do tego celu także i metody klasyczne, oparte na formułowaniu termicznych schematów zastępczych (TSZ). Przy rozwiązywaniu problemów projektowych są one szeroko stosowane i rozwijane. W literaturze [4,5,8,9] spotyka się skomplikowane rozgałęzione schematy zastępcze o parametrach skupionych, które autorzy nazywają „thermal network”, a w pracach [1,2] termiczna analiza WMEMT dokonuje się na podstawie TSZ ze względnie niewielką ilością elementów.

3. Budowa układów chłodzących

W pracy poddano analizie układ chłodzenia wysokoobrotowej maszyny elektrycznej, przedstawiony na rys. 1. Czynnikiem chłodzącym może być woda, olej lub inne płyny o obniżonym punkcie zamarzania. Strzałki na wykresach pokazują kierunek ruchu chłodzącego czynnika w kanale.

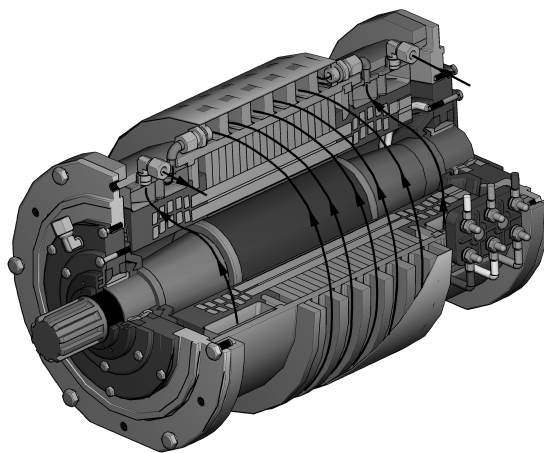


Rys. 1. Układ chłodzenia cieczą o kanale zygzakowatym

Strumień ciepła od aktywnych części maszyny przenosi się do korpusu i tarcz łożyskowych, głównie dzięki przewodności cieplnej. Dla skutecznego chłodzenia czołowych części uzwojeń stojana przestrzenie, które je otaczają, wypełnione są żelopodobną substancją o wysokim współczynniku przewodności cieplnej (0,5

$\div 1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$), niskiej przewodności elektrycznej ($2 \div 20 \text{ T}\Omega\text{m}\times\text{m}$) oraz stosunkowo wysokiej adhezji do metali i materiałów izolacyjnych, takich jak szkliwa.

Strumień ciepła, powodowany stratami w wirniku, przekazywany jest do powietrza, zawartego w szczelinie i we wgłębieniach, przylegających do wału, intensywnie przemiesza się i dodatkowo ogrzewa wewnętrzną powierzchnię rdzenia stojana. Ponadto, część ciepła dzięki przewodnictwu cieplnemu wału przenika w strefę łożysk, które z kolei muszą być dobrze chłodzone, na przykład, za pomocą systemu smarowania.



Rys. 2. Układ chłodzenia cieczą z kanałem spiralnym

Powierzchnia zewnętrzna korpusu jest ochładzana cieczą, która przemieszcza się w kanale między tą powierzchnią a obudową. Kształt kanału zależy od położenia naprowadzających przepon. W badaniach przedstawionych w pracy rozpatrywano układy chłodzenia o kanale zygzakowatym (rys.1) oraz o kanale w kształcie spirali (rys. 2).

Należy pamiętać, że w maszynie o kanale w kształcie spirali w wewnętrznej przestrzeni między czołowymi częściami stojana i korpusu szeregowo do głównego kanału spiralnego dodatkowo instalowano dwa kanały pierścieniowe, które polepszają proces chłodzenia właśnie tej części maszyny, w której temperatura może być najwyższa.

4. Założenia, formułowanie zadania brzegowego oraz dane wejściowe

Dla zaproponowanych modeli matematycznych do obliczania pola temperatury WMEMT przyjęto następujące założenia — uzwojenie twornika oraz laminowany rdzeń twornika są

traktowane jako bryły homogeniczne. Mają one kształty identyczne z kształtem uzwojenia i rdzenia twornika. Mają różne współczynniki przewodności cieplnej w ortogonalnych kierunkach rozchodzenia się ciepła, równe współczynnikiem przewodności cieplnej rzeczywistego uzwojenia oraz rdzenia w tych kierunkach.

Współczynniki promieniowania ciepła dla danego systemu były określone według wzorów empirycznych, uzyskanych na podstawie opracowania danych eksperymentalnych oraz za pomocą matematycznego aparatu teorii podobieństwa [10].

Wejściowymi danymi do modelu matematycznego układu termicznego przyjęto następujące wielkości: straty mocy, współczynniki przewodnictwa cieplnego materiałów i elementów konstrukcyjnych urządzenia, wymiary i parametry konstrukcyjne maszyny oraz warunek brzegowy w postaci współczynników promieniowania ciepła od powierzchni chłodzących. Dane te są przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Dane wejściowe

Wskaźnik, wymiar	Oznakow.	Wartość
Straty mocy, W		
źłobkowa część uzwojenia stojana	P_s	200
czołowa część uzwojenia stojana	P_w	100
zęby rdzenia stojana	P_z	700
jarzmo rdzenia stojana	P_a	1000
powierzchnia wirnika (straty spowodowane tarciami hydrodynam.)	P_r	30
bieguny wirnika	P_j	80
podpory łożyska	P_b	100
Współ. przewodn. cieplnej material., W/m^o K		
dla wału	λ_{sh}	45,4
biegunów wirnika	λ_j	11,0
dla kompaundu w części czołowej.	λ_{cm}	0,80
Współ. przewodn. cieplnej równoważne, W/m^o K		
dla rdzenia stojana w kierunkach promieniowym i stycznym	λ_{ear}	18,3
dla źłobkowej części uzwojenia w kierunku stycznym	$\lambda_{ew\tau}$	0,155
dla źłobkowej części uzwojenia w kierunku promieniowym	λ_{ewr}	0,198
dla źłobkowej części uzwojenia w kierunku osiowym	λ_{ewa}	129,7
dla powietrza w przestrzeni wewnętrznej urządzenia	λ_{ea}	0,0485

dla bandażu wirnika	λ_{eb}	0,16
Współcz. promieniowania ciepła, W/m² ° K		
wymusz. konwekcja w kanale	α_{\approx}	836
wolna konwekcja z pionowej powierzchni chłodzenia	α_{fr}	6,8
Wymiary, [m] i parametry konstrukcyjne		
średnica zewnętrzna rdzenia stojana	D_a	0,19
średnica wytaczania rdzenia stojana	D	0,091
osiowa długość rdzenia stojana	l_a	0,220
liczba zębów na stojanie	Z	12
całkowita wysokość zęba	h_z	0,0245
wysokość źłobkowej części uzwoj.	h_s	0,021
średnia szerokość zęba	b_{zm}	0,018
średnia szerokość źłobka	b_{sm}	0,012
długość wysięgu części czołowych	l_{wo}	0,031
wysokość kanału w korpusie	h_r	0,015
jednostronna grubość bandażu	t_b	0,002
średnia grubość magnesu	t_{jm}	0,014
średnia grubość tarczy łożyskowej.	t_{bpm}	0,014
odległość między podporami łoż.	l_{bm}	0,350

Celem badań jest uzasadnienie struktury TSZ i opracowanie metodologii obliczania jej parametrów dla zamkniętej WMEMT z chłodzeniem cieczowym. Aby sprawdzić i sprecyzować przyjęte hipotezy, stworzono model matematyczny do obliczania pola temperatury w układzie 3-wymiarowym. Jego algorytm opiera się na równaniu przewodności cieplnej dla stacjonarnego pola temperatur w kartezjańskim układzie współrzędnych –

$$\lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + p_v = 0, \quad (1)$$

gdzie $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ – stałe współczynniki przewodności cieplnej ośrodka w kierunkach osi układu współrzędnych, p_v – intensywność wewnętrznej wydzielenia ciepła na jednostkę objętości, W/m³.

W pracy przyjęto warunek brzegowy Dirichleta i Cauchy'ego na granicy badanej strefy,

$$T_L = \xi(x, y, z),$$

$$\lambda \frac{\partial T_L}{\partial n} + \alpha(T_L - T_0) + \zeta(x, y, z) = 0, \quad (2)$$

gdzie \bar{n} – normalna do granicy badanej strefy, α – współczynnik promieniowania ciepła,

$\xi(x, y, z)$, $\zeta(x, y, z)$ – dowolne funkcje stanowiska punktu.

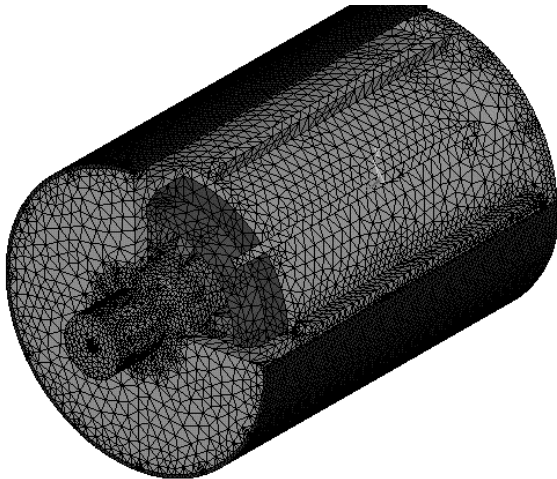
Równanie (1) razem z warunkiem brzegowym (2) tworzą treść matematycznego sformułowania brzegowego zagadnienia obliczania pola cieplnego w bryle o dowolnym kształcie.

Analiza wyników obliczeń 3-wymiarowego pola temperatur w WMEMT, uzyskana za pomocą tego modelu, ujawnia najbardziej prawdopodobne ścieżki rozchodzenia się strumienia ciepła i umożliwia opracowanie struktury TSZ, która, przy założeniu jednowymiarowości pola cieplnego, będzie uwzględniać średnie wartości temperatur w tych obszarach z minimalnym błędem w stosunku do rzeczywistego rozkładu.

5. FEM-model i wyniki symulacji

Rys.3 przedstawia ogólny obraz modelu wysokoobrotowego generatora, o mocy znamionowej 100 kW i prędkości obrotowej 30000 obr/min (całkowita liczba jednostek — 101077 szt, ilość elementów — 501114 szt. zgodnie z wymiarami z tabeli 1).

Rys.4, w postaci obrazów rastrowych przedstawia wyniki obliczeń numerycznych rozkładu pola temperatur. Obszary o ciemniejszych barwach odpowiadają większym wartościom temperatur.



Rys. 3. Model maszyny z kanałem zygzakowatym

Na podstawie analizy uzyskanych wyników zaproponowano strukturę TSZ pokazaną na rys.5. Maszyna rozpatrywana jest jako zestaw siedmiu brył połączonych między sobą odpowiednimi oporami cieplnymi.

Na schemacie oznaczono zwiększenie temperatur odpowiednich części maszyny, °K: ΔT_s – żłobkowej części uzwojenia stojana, ΔT_w –

czołowych części uzwojenia stojana, ΔT_z – zębów rdzenia stojana, ΔT_a – jarzma rdzenia stojana, ΔT_r – powierzchni wirnika (bandażu), ΔT_j – biegunów wirnika, ΔT_b – podpór łożyskowych, T_0 – średnia temperatura czynnika chłodniczego.

Opory cieplne odpowiadające przepływowi strumienia ciepła, °K/W: R_1 – pomiędzy żłobkową częścią uzwojenia i jarzmem stojana, R_2 – pomiędzy żłobkową częścią uzwojenia oraz zębami stojana, R_3 – pomiędzy zębami i jarzmem stojana, R_4 – pomiędzy jarzmem stojana, korpusem i agentem chłodniczym, R_5 – pomiędzy żłobkową częścią uzwojenia stojana oraz częściami czołowymi, R_6 – pomiędzy czołowymi częściami uzwojenia, przewodzącym ciepło kompaundom, obudową oraz agentem chłodniczym, R_7 – pomiędzy stojanem i wirnikiem, R_8 – pomiędzy biegunami i bandażem, R_9 – pomiędzy biegunami, wałem i łożyskami, R_{10} – pomiędzy łożyskami, korpusem i środowiskiem zewnętrznym.

Wzory do obliczania tych rezystancji uzyskane na podstawie analitycznego rozwiązania równania przewodnictwa cieplnego w przedstawieniu jednowymiarowym dla płaskiej i cylindrycznej ściany [10] mają postać:

$$R_1 = \frac{0,5h_z}{12\lambda_{ewr}b_{sm}l_aZ} + \frac{\ln(D_a/D_{ai})}{2\pi l_a\lambda_{ear}} \times \frac{b_{sm} + b_{zm}}{b_{sm}} \left[\frac{D_a^2}{D_a^2 - D_{ai}^2} - \frac{0,5}{\ln(D_a/D_{ai})} \right];$$

$$R_2 = \frac{0,5b_{sm}}{12\lambda_{ew\tau}(h_s + b_{sm})l_aZ} + \frac{0,5b_{zm}}{12\lambda_{ear}(h_s + b_{sm})l_aZ};$$

$$R_3 = \frac{0,5h_z}{12\lambda_{ear}b_{zm}l_aZ} + \frac{\ln(D_a/D_{ai})}{2\pi l_a\lambda_{ear}} \times \frac{b_{sm} + b_{zm}}{b_{zm}} \left[\frac{D_a^2}{D_a^2 - D_{ai}^2} - \frac{0,5}{\ln(D_a/D_{ai})} \right];$$

$$R_4 = \frac{\ln(D_a/D_{ai})}{2\pi l_a\lambda_{ear}} \left[\frac{0,5}{\ln(D_a/D_{ai})} - \frac{D_{ai}^2}{D_a^2 - D_{ai}^2} \right] + \frac{l_{bm}}{\alpha_{\approx} S_c l_a}; \quad R_5 = \frac{0,3 \cdot l_{\Sigma wo} + 0,5 \cdot l_a}{12\lambda_{ewa}b_{sm}h_sZ};$$

$$R_6 = \frac{R_{61} \cdot R_{62}}{R_{61} + R_{62}} + \frac{R_{63} \cdot R_{64}}{R_{63} + R_{64}}, \quad \text{gdzie}$$

$$R_{61} = \frac{h_s}{12\lambda_{ewr}b_{sm}l_{\Sigma wo}} + \frac{0,25 \cdot (D_a - D - 2h_z)}{2\lambda_{cm}l_{wo}\pi \cdot D_{ai}},$$

$$R_{62} = \frac{b_{sm}}{12\lambda_{ewr}\tau h_s l_{\Sigma wo}}, \quad R_{63} = \frac{l_{bm}}{\alpha_{\approx} S_c (l_{bm} - l_a)},$$

$$R_{64} = \frac{l}{0,5 \cdot \alpha_{fr} \pi D_a^2},$$

$$R_7 = \frac{h_z}{12\lambda_{ear}b_{zm}l_a Z} + \frac{\ln(D/D_r)}{2\pi l_a \lambda_{ea}} + \frac{\ln(D_r/D_j)}{2\pi l_a \lambda_{eb}} \times \left[\frac{D_r^2}{D_r^2 - D_j^2} - \frac{0,5}{\ln(D_r/D_j)} \right];$$

$$R_8 = \frac{\ln(D_r/D_j)}{2\pi l_a \lambda_{eb}} \left[\frac{0,5}{\ln(D_r/D_j)} - \frac{D_j^2}{D_r^2 - D_j^2} \right] + \frac{\ln(D_j/D_{sh})}{2\pi l_a \lambda_j} \left[\frac{D_j^2}{D_j^2 - D_{sh}^2} - \frac{0,5}{\ln(D_j/D_{sh})} \right];$$

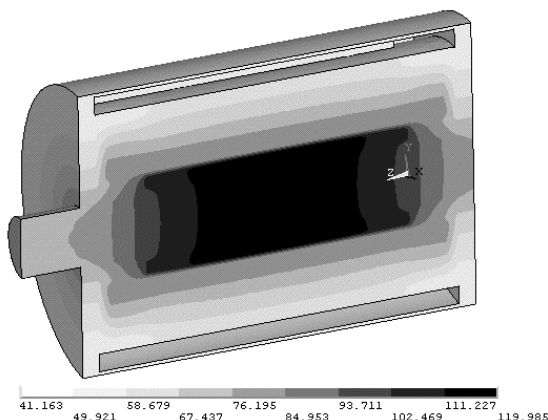
$$R_9 = \frac{\ln(D_j/D_{sh})}{2\pi l_a \lambda_j} \left[\frac{0,5}{\ln(D_j/D_{sh})} - \frac{D_{sh}^2}{D_j^2 - D_{sh}^2} \right] + \frac{l_{bm} - l_a - 2t_{bpm}}{0,5\lambda_{sh}\pi D_{sh}^2} + \frac{\ln(D_j/D_{sh})}{4\pi t_{bpm}\lambda_{sh}} \times \left[\frac{0,5}{\ln(D_j/D_{sh})} - \frac{D_{sh}^2}{D_j^2 - D_{sh}^2} \right];$$

$$R_{10} = \frac{(R_{101} + R_{102}) \cdot R_{103}}{R_{101} + R_{102} + R_{103}}, \quad \text{gdzie}$$

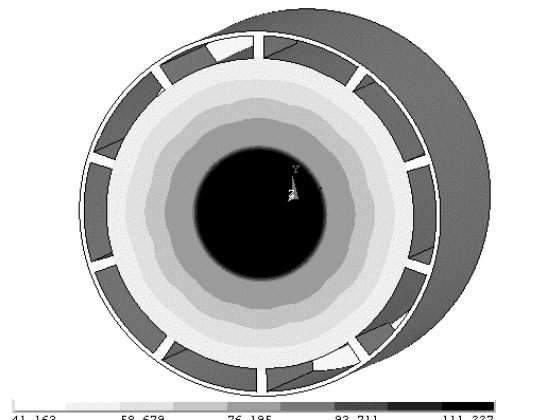
$$R_{101} = \frac{\ln(D_j/D_{sh})}{4\pi t_{bpm}\lambda_{sh}} \left[\frac{D_j^2}{D_j^2 - D_{sh}^2} - \frac{0,5}{\ln(D_j/D_{sh})} \right],$$

$$R_{102} = \frac{9,1}{2,0\alpha_{\approx} D_{bm} h_r + 7,1 D_a^2 \alpha_{fr}}, \quad R_{103} = \frac{\Delta T}{P_b}.$$

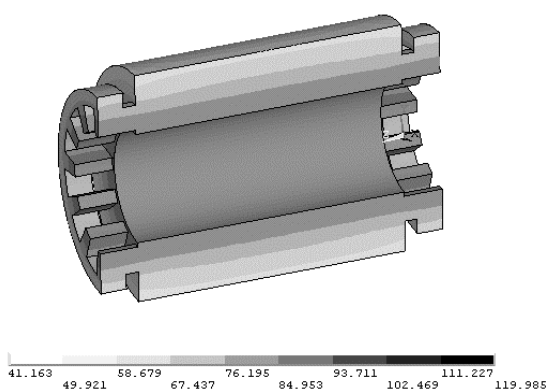
a)



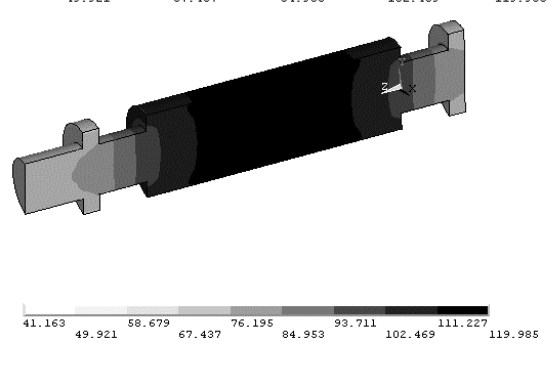
b)



c)



d)



Rys. 4. Wyniki obliczeń numerycznych pola temperatur, °C : a) przekrój osiowy, b) przekrój poprzeczny, c) rdzeń z cewką, d) wirnik

Należy pamiętać, że w wyrażeniu do obliczenia rezystancji termicznej R_{103} symbolem ΔT oznaczono dopuszczalne zwiększenie temperatury węzła łożyskowego. W przypadku braku

zewnętrznego niezależnego systemu chłodzenia podpór łożyskowych wartość tego oporu $\rightarrow \infty$. W przedstawionych zależnościach przyjęto następujące oznaczenia: D_{bm} – średnica zewnętrzna korpusu, D_{ai} – średnica wewnętrzna jarz-

ma stojana, D_r – średnica zewnętrzna wirnika, D_j – zewnętrzna średnica powierzchni biegunów, D_{sh} – obliczeniowa średnica wału, $l_{\Sigma wo}$ – całkowita długość czołowych części uzwojenia stojana, S_c – obliczeniowy obszar powierzchni chłodzącej zygzakowatego kanału w korpusie. Wszystkie te wielkości można obliczyć na podstawie wymiarów z tabl.1 lub po opracowaniu projektu urządzenia.

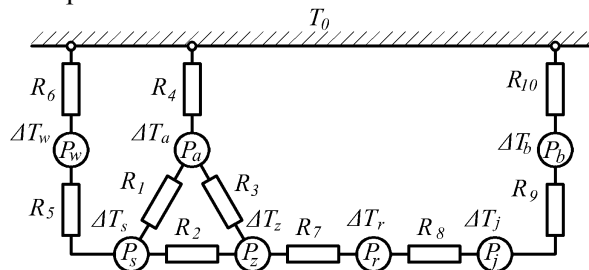
Wykorzystując zaproponowany schemat zastępczy przeprowadzono obliczenia numeryczne. Wartości przyjęte do obliczeń $^{\circ}K/W$: $R_1 = 0,1793$, $R_2 = 0,03750$, $R_3 = 0,01225$, $R_4 = 0,01158$, $R_5 = 0,06963$, $R_6 = 0,3446$, $R_7 = 1,488$, $R_8 = 0,1263$, $R_9 = 0,5858$, $R_{10} = 0,1815$.

Układ równań, rozwiązaniem którego są poszukiwane temperatury ΔT_s , ΔT_w , ΔT_z , ΔT_a , ΔT_r , ΔT_j , ΔT_b , przedstawiony jest w postaci:

$$\begin{aligned} (A_1 + A_2 + A_5)\Delta T_s - A_5\Delta T_w - A_2\Delta T_z - A_1\Delta T_a &= P_s; \\ -A_5\Delta T_s + (A_5 + A_6)\Delta T_w &= P_w; \\ -A_2\Delta T_s + (A_2 + A_3 + A_7)\Delta T_z - A_3\Delta T_a - A_7\Delta T_r &= P_z; \\ -A_1\Delta T_s - A_3\Delta T_z + (A_1 + A_3 + A_4)\Delta T_a &= P_a; \\ -A_7\Delta T_z + (A_7 + A_8)\Delta T_r - A_8\Delta T_j &= P_r; \\ -A_8\Delta T_r + (A_8 + A_9)\Delta T_j - A_9\Delta T_b &= P_j; \\ -A_9\Delta T_j + (A_9 + A_{10})\Delta T_b &= P_b, \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie $A_i = R_i^{-1}$ ($i = 1, 10$) – odpowiednie przewodnictwa cieplne TSZ. Absolutne wartości temperatur określa się jako sumy poszukiwanych ΔT i temperatury środowiska $T_0 = 40^{\circ}C$.

Wyniki obliczeń średnich wartości temperatur za pomocą modelu połowego oraz na podstawie TSZ przedstawiono w tabl.2.



Rys. 5. Termalny schemat zastępczy zamkniętej WMENT z chłodzeniem cieczą

Tabela 2. Charakterystyka porównawcza wyników obliczeń

Średnie wartości absolutnej temperatury, $^{\circ}C$	FEM	TSZ	Rozbieżność, %
żłobkowej części uzwojen., T_s	77,93	76,87	1,37
czołowych części uzwojen., T_w	71,28	76,46	7,26
zębów rdzenia stojana, T_z	78,83	72,63	7,86
jarzma rdzenia stojana, T_a	62,25	62,29	0,07
powierzchni wirnika, T_r	113,2	118,7	4,84
biegunów wirnika, T_j	113,6	118,8	4,58
podpór łożysk, T_b	73,57	72,50	1,46

6. Wnioski

Dla wstępnej oceny skuteczności układu chłodzenia cieczowego wysokoobrotowych maszyn elektrycznych o wzbudzeniu od magnesów trwałych zaproponowano metodę obliczenia cieplnego, która opiera się na wykorzystaniu termicznego schematu zastępczego.

Strukturę schematu zastępczego opracowano wykorzystując FEM-analizę 3-wymiarowego pola temperatur w danej maszynie, które uzyskano za pomocą modelu matematycznego. Sposoby obliczeń parametrów proponowanego TSZ były sprawdzane i korygowane z wykorzystaniem tego modelu.

Porównanie średnioobjętościowych temperatur, uzyskanych dwiema wymienionymi powyżej metodami, wykazuje zadowalającą dokładność podejścia na podstawie TSZ, rozbieżność uzyskanych wyników nie przekracza 8%.

Mimo, że układ chłodzenia z kanałem zygzakowatym jest bardziej skomplikowany technologicznie, w porównaniu ze spiralnym, jednak powoduje on nierównomierne ogrzewanie korpusu w kierunku stycznym, co może spowodować jego termiczną deformację oraz możliwe naruszenie współosiowości podpór łożyskowych. Przy wykorzystaniu precyzyjnych łożysk tocznych spowoduje to dodatkowe ich nagrzewanie i nadmierne zużycie. Fakt ten wskazuje na przewagę konstrukcji z kanałem spiralnym.

7. Literatura

- [1]. Aglen O.: *Loss calculation and thermal analysis of a high-speed generator*. Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, vol.2, pp. 1117-1123.
- [2]. Aglen O., Andersson A.: *Thermal analysis of a high-speed generator*. Industry Appl. Conference,

2003. 38th IAS Annual Meeting. Conference Record of the , vol.1, pp. 547-554.

[3]. Huang Y., Zhu J., Guo Y.: *Thermal Analysis of High-Speed SMC Motor Based on Thermal Network and 3-D FEA With Rotational Core Loss Included*. Magnetics, IEEE Transactionson, vol.45, no.10, 2009, pp. 4680-4683.

[4]. Saari J.: *Thermal analysis of high-speed induction machines*. Acta Polytechnica Scandinavica. Electrical Engineering Series, no. 90, (Doctoral thesis), Helsinki, 1998, 73 p.

[5]. Kolondzovski Z.: *Thermal and mechanical analyses of high-speed permanent-magnet electrical machines*. Department of Electrical Engineering, Aalto University School of Science and Technology (Doctoral thesis), Espoo, 2010, 94 p.

[6]. Chun Y., Keyin W., Xiaonian W.: *Coupled-field thermal analysis of high-speed permanent magnetic generator applied in micro-turbine generator*. Electrical Machines and Systems, 2005. ICEMS 2005. Proceedings of the Eighth International Conference, vol.3, pp. 2458-2461.

[7]. Nerg J., Rilla M., Pyrhonen J.: *Thermal Analysis of Radial-Flux Electrical Machines*. With a High Power Density Industrial Electronics, IEEE Transactions , vol.55, no.10, 2008, pp.3543-3554.

[8]. Nategh S.: *Thermal Analysis and Management of High-Performance Electrical Machines*. Department of Electrical Energy Conversion, KTH Royal Institute of Technology (Doctoral Thesis). Stockholm, Sweden, 2013, 137 p.

[9]. Andersson B.: *Lumped Parameter Thermal Modelling of Electric Machines. Analysis of an Interior Permanent Magnet Synchronous Machine for Vehicle Applications*. Chalmers University of Technology (Master of Science Thesis), Goteborg, Sweden, 2013, 72 p.

[10]. Крейт Ф., Блэк У.: *Основы теплопередачи*. Москва, Мир, 1983, 512 с.

[11]. Борисенко А.И., Костиков О. Н., Яковлев Л. И.: *Охлаждение электрических машин*. Москва, Энергоатомиздат, 1983, 296 с.

Autorzy

Oleksandr Makarchuk, dr inż., docent, Politechnika Lwowska, Instytut Energetyki i Układów Sterowania, Lwów, Ukraina
Tel.+38 032 2582160
email: makar_lp@rambler.ru

Marek Lis, dr hab. inż., Zakład Maszyn i Napędów Elektrycznych Instytutu Elektrotechniki Przemysłowej Wydziału Elektrycznego Politechniki Częstochowskiej
Tel. +48 34 3250 873
e-mail: lism@el.pcz.czyst.pl

Karol Klatow, mgr inż., doktorant, Wydział Elektryczny, Politechnika Częstochowska
Tel. +48 34 3250 873
e-mail: karolklatow@wp.pl

Andrzej Gastolek, mgr inż., doktorant, Instytut Elektrotechniki Przemysłowej Wydziału Elektrycznego Politechniki Częstochowskiej
Tel.+48 34 3250821
e-mail: iess@el.pcz.czyst.pl

Jarosław Sosnowski, mgr inż., doktorant, Instytut Elektrotechniki Przemysłowej Wydziału Elektrycznego Politechniki Częstochowskiej
Tel.+48 34 3250821
e-mail: iess@el.pcz.czyst.pl