

JERZY ZGRAJA**Politechnika Łódzka, Instytut Informatyki Stosowanej**

OBLICZENIA CIEPLNE CHŁODZONYCH WODĄ RADIATORÓW FALOWNIKÓW DO NAGRZEWANIA INDUKCYJNEGO

Falowniki do nagrzewania indukcyjnego są zazwyczaj wyposażone w systemy chłodzenia wodnego. Wynika to zarówno ze znacznych, co najmniej kilkunastokilowatowych, mocy tych urządzeń, jak również z faktu dostępności chłodzenia wodnego stosowanego powszechnie np. do chłodzenia wzbudnika. W pracy przedstawiono metodę obliczania chłodzenia wodnego radiatorów, opartą o wykorzystanie metody elementów skończonych do analizy przewodzenia ciepła w radiatorze z uwzględnieniem konwekcyjnego podgrzewania przepływającej w kanale chłodzącym wody, prowadzącego do zmiany warunków wymiany ciepła.

WPROWADZENIE

Półprzewodnikowe falowniki rezonansowe są współcześnie dominującą grupą źródeł zasilania w przemysłowych technologiach nagrzewania indukcyjnego. Wykorzystanie tranzystorów IGBT oraz MOSFET pozwala na realizację źródeł zarówno o dużych mocach przekraczających 1 MW, jak i wysokich częstotliwościach ponad 500 kHz [1], [2]. Ograniczanie gabarytów źródeł zasilania prowadzi do potrzeby stosowania wydajnych systemów chłodzenia, co nawet dla źródeł o relatywnie niewielkich mocach prowadzi do powszechnego stosowania chłodzenia wodnego [1]. Dotyczy to zarówno chłodzenia wzbudnika, gdzie zazwyczaj następuje największa koncentracja strat mocy, ale również innych elementów, jak transformatory, dławiki, kondensatory, szynoprzewody oraz energoelektroniczne elementy silnoprądowe, tj. tranzystory czy diody. Przy stosowaniu modułów elektroizolowanych, na jednym radiatorze może być umieszczonych wiele tranzystorów i diod, co prowadzi do dużej koncentracji mocy strat, nawet jak na radiatory chłodzone wodą. Przy postępującej miniaturyzacji urządzeń stanowi to o potrzebie coraz precyzyjniejszych obliczeń cieplnych radiatorów, na etapie ich projektowania. W pracy przedstawiono wykorzystaną metodę oraz uzyskane wyniki dla takich obliczeń, opartych na połączeniu numerycznej metody elementów skończonych MES dla przewodzenia ciepła w radiatorze, sprzężonych z bazującym na teorii

podobieństwa wyznaczaniem zarówno współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła w kanałach chłodzących, jak i uwzględnieniem efektu nagrzewania przepływającej wody chłodzącej. Zarówno wartości strat mocy w modułach zamocowanych na radiatorze, jak i rezystancje przejścia moduł-radiator zostały przyjęte w sposób arbitralny, w oparciu o parametry katalogowe i mogą być w łatwy sposób modyfikowane. Tego typu podejście stanowi alternatywę obliczeń numerycznych łączących analizę przewodzenia ciepła z obliczeniową dynamiką płynu (CFD). Biorąc pod uwagę, że celem realizowanych obliczeń cieplnych radiatora nie jest obliczanie rozkładu temperatury w wodzie chłodzącej oraz że elementy półprzewodnikowe są relatywnie w znacznej odległości od powierzchni wody chłodzącej (co niweluje wpływ lokalnych wartości współczynnika konwekcji na wartość temperatury w pobliżu elementu półprzewodnikowego), ograniczenia obliczeniowe realizowanej metody nie wydają się szczególnie istotne, jeśli chodzi o zastąpienie lokalnych wartości współczynników przejmowania konwekcyjnego zastępczymi wartościami uśrednionymi. Problem dokładności obliczanych z wykorzystaniem teorii podobieństwa zastępczych współczynników konwekcji oczywiście pozostaje.

1. MODEL OBLICZENIOWY DLA PRZEWODZENIA CIEPŁA W RADIATORZE

Analizie obliczeniowej poddano radiator w postaci chłodzonego wodą bloku aluminiowego o wymiarach 460x310x25 mm przedstawionego na rys. 1, do którego mocowanych jest sześć 300 A pomostków IGBT w postaci modułów elektroizolowanych.

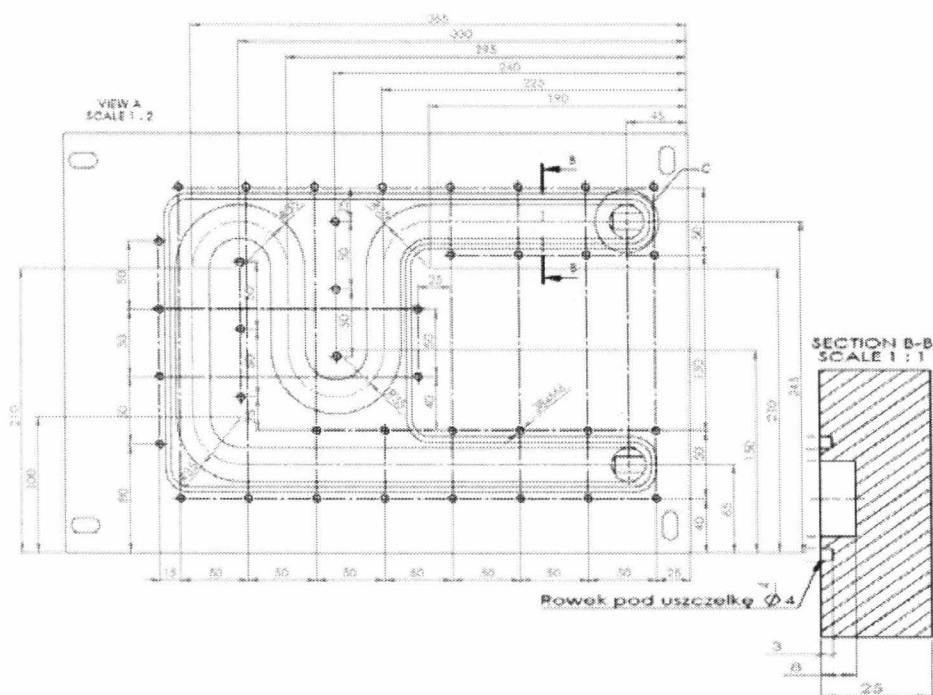
Obliczenia rozkładu pola temperatury w radiatorze oparto o analizę równania Fourier-Kirchhoffa:

$$\operatorname{div}[(-\lambda)\operatorname{grad}\vartheta] + \rho c \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = p_v \quad (1)$$

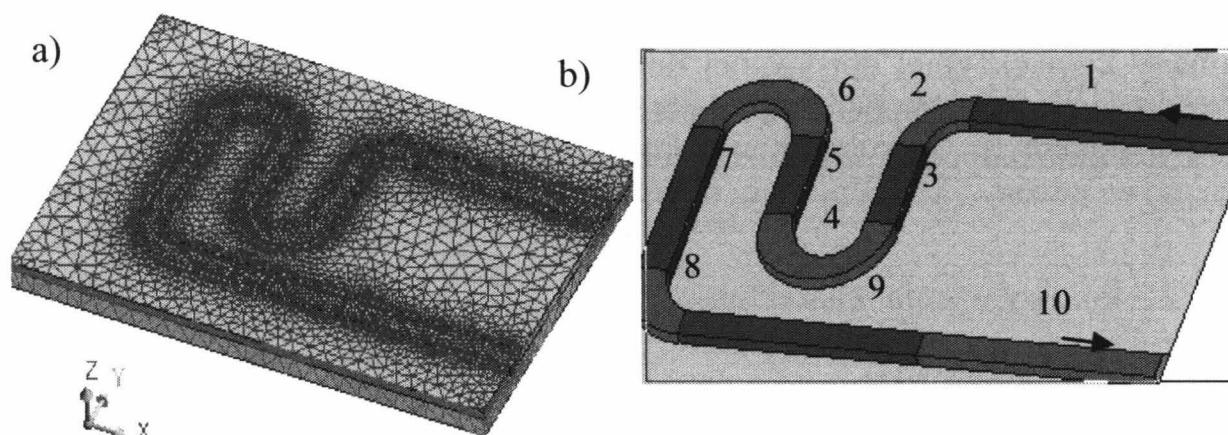
gdzie: λ – przewodność cieplna właściwa materiału radiatora, ρ – gęstość masy, c – ciepło właściwe, p_v – gęstość objętościowa strumienia cieplnego źródeł,

z uwzględnieniem trzeciego warunku brzegowego oraz warunku początkowego w postaci pola izotermicznego o wartości temperatury równej temperaturze wody wlotowej.

Dla rozważanego radiatora zbudowano w programie komercyjnym Flux dyskretny model 3D, przedstawiony na rys. 2a.



Rys. 1. Radiator chłodzony wodą, widok kanału wodnego



Rys. 2. Model obliczeniowy 3D radiatora: a) model dyskretny, b) sposób podziału kanału na dziesięć stref o różnej temperaturze wody chłodzącej

Dla uwzględnienia w obliczeniach występującej wzdłuż kanału zmiany temperatury wody chłodzącej, kanał został podzielony na dziesięć stref izotermicznych (rys. 2.b), przy czym izotermiczność dotyczyła jedynie pola temperatury wody, a nie ścianek kanału wodnego radiatora.

Zarówno na powierzchni zewnętrznej radiatora (z wyjątkiem powierzchni styku z modułem IGBT), jak i na powierzchni wewnętrznej kanału wodnego przyjęto III warunek brzegowy wymiany ciepła opisany prawem Newtona:

$$q = \alpha_k (\vartheta_F - \vartheta_o) \quad (2)$$

gdzie: α_k – konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła, ϑ_F – temperatura powierzchni radiatora, ϑ_o – temperatura otaczającego płynu.

W obliczeniach pominięto radiacyjną wymianę ciepła, co jest w pełni uzasadnione dla kanałów, natomiast dla powierzchni zewnętrznej błąd liczenia rozkładu temperatury radiatora jest tu silnie ograniczony zarówno małą wartością emisyjności dla aluminium, jak i decydującym wpływem wymiany cieplnej radiator-woda.

2. WSPÓŁCZYNNIK KONWEKCYJNY PRZEJMOWANIA CIEPŁA W KANAŁACH

Współczynnik przejmowania konwekcyjnego jest silnie uzależniony zarówno od rodzaju przepływu i charakteru ruchu płynu, jak i od konfiguracji geometrycznej omywanego ciała stałego [3]. W tym kontekście przy stosowaniu teorii podobieństwa i analizy kryterialnej wymianę konwekcyjną między wewnętrzną powierzchnią kanału chłodzącego radiatora i przepływającą w nim wodą należy traktować jako specyficzną wymianę przy wymuszonym przepływie w układzie zamkniętym. Dla tego typu wymiany ciepła wartość krytyczna kryterium Reynoldsa Re_{kr} wynosi wg [3] $Re_{kr} = 2000$, a wg [4] dla kanałów o przekroju okrągłym i prostokątnym – $Re_{kr} = 2300$. Oznacza to, że dla wymiany konwekcyjnej opisywanej liczbą $Re < Re_{kr}$ ruch płynu w kanale ma charakter laminarny. Znając Re_{kr} , można określić prędkość krytyczną w_{kr} płynu o lepkości kinematycznej ν , poniżej której występuje ruch laminarny [3]:

$$w_{kr} = Re_{kr} \frac{\nu}{l} \quad (3)$$

gdzie l – liniowy wymiar charakterystyczny.

Dla kanału przekroju kołowego o średnicy d liniowy wymiar charakterystyczny $l = d$, natomiast dla kanału innego przekroju wynosi:

$$l = \frac{4S_k}{Ob} \quad (4)$$

gdzie – S_k – wartość przekroju poprzecznego kanału, Ob – wartość obwód przekroju poprzecznego kanału.

Za w pełni turbulentny charakter ruchu płynu można uważać przypadki, dla których [4] $Re > 3000$, choć w praktyce pewność osiągnięcia tego stanu jest przy $Re > 10000$ [3], [4]. Podane wyżej wartości liczbowe pokazują znaczne rozbieżności w określaniu stanu turbulentnego na podstawie analizy kryterialnej, co może być przyczyna błędów obliczeniowych dla tego typu przepływów.

W przypadku rozważanego radiatora i występujących strat mocy, mamy do czynienia głównie z przepływem laminarnym, co ogranicza spodziewany poziom błędu obliczeniowego. Dla ruchu laminarnego, wg [5], liczbę Nusselta dla przepływu w kanałach o przekroju kołowym średnicy D , z uwzględnieniem

zawierania w strefie początkowej kanału o długości L , można wyznaczyć z zależności:

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065 \cdot \frac{D}{L} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot \left(\frac{D}{L} \cdot Re \cdot Pr\right)^{2/3}} \quad (5)$$

gdzie: Re i Pr – liczby Reynoldsa i Prandtla obliczone dla temperatury obliczeniowej równej średniej arytmetycznej z temperatur płynu i ścianki kanału.

Dla kanałów o przekroju prostokątnym zależność ta zostaje przekształcona [4] do postaci:

$$Nu = 7,49 - 17,02 \cdot \frac{H}{W} + 22,43 \cdot \left(\frac{H}{W}\right)^2 - 9,94 \cdot \left(\frac{H}{W}\right)^3 + \frac{0,065 \cdot \frac{l}{L} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot \left(\frac{l}{L} \cdot Re \cdot Pr\right)^{2/3}} \quad (6)$$

gdzie: H , W – mniejszy i większy wymiar liniowy prostokątnego przekroju poprzecznego kanału.

Dla tego samego laminarnego charakteru przepływu, wg [3] natomiast, liczbę Nusselta w kanałach o dowolnym przekroju, z uwzględnieniem zawierania w strefie początkowej kanału o długości L , można wyznaczyć z zależności:

dla $Re_f \cdot Pr_f \cdot \frac{l}{L} \leq 13$

$$Nu_f = \left(0,5 \cdot Re_f \cdot Pr_f \cdot \frac{l}{L}\right)^{0,79 + 0,17 \cdot \log \frac{v_f}{v_F}} \quad (7)$$

dla $Re_f \cdot Pr_f \cdot \frac{l}{L} > 13$

$$Nu_f = \left(6,43 \cdot Re_f \cdot Pr_f \cdot \frac{l}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{v_f}{v_F}\right)^{0,14} \quad (8)$$

gdzie: indeks dolny f oznacza wielkość wyznaczoną dla temperatury wody chłodzącej, indeks dolny F oznacza wielkość wyznaczoną dla temperatury powierzchni kanału.

Na podstawie liczby Nusselta wartość współczynnika przejmowania konwekcyjnego α_k można łatwo obliczyć z zależności [3]:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (9)$$

gdzie: λ – przewodność cieplna właściwa płynu (wody chłodzącej).

W tabeli 1 porównano przykładowo (przepływ $Q = 0,5 \cdot 10^{-4}$ [m³/s], czyli 3 [l/min], temperatura wody 15°C, temperatura kanału 40°C, $L = 1$ m) wartości $\alpha_{k[3]}$ i $\alpha_{k[4]}$ konwekcyjnych współczynników przejmowania ciepła wyznaczonych z wykorzystaniem liczby Nusselta obliczonej odpowiednio na podstawie literatury [3] (wzory (7), (8)) oraz [4] (wzór (6)) dla kanału o przekroju prostokątnym.

Tabela 1. Wartości współczynnika przejmowania konwekcyjnego w kanale

H [mm]	W [mm]	$\frac{H}{W}$ [-]	w [m/s]	Re [-]	$\alpha_{k[3]}$ [W/m ² /K]	$\alpha_{k[4]}$ [W/m ² /K]	$\varepsilon = \frac{ \alpha_{k[3]} - \alpha_{k[4]} }{\alpha_{k[4]}}$ [-]
20	25	0,8	0,10	1850	377	290	0,30
15	25	0,6	0,13	2080	438	339	0,29
10	25	0,4	0,20	2370	549	439	0,25
5	25	0,2	0,40	2770	828	743	0,11

W tabeli 2 przedstawiono porównanie, jak wyżej, wykonane dla znacznie krótszego kanału, o długości $L = 0,2$ m.

Wyniki z tabel 1 i 2 pokazują ok. 10-30% rozbieżności w wartościach współczynników przejmowania konwekcyjnego α_k obliczonych przy wykorzystaniu zależności z [3] lub [4]. Pokazują również bardzo duży wpływ zjawisk „początkowych” w kanale (prowadzących do lokalnych zawirowań), co dla relatywnie krótkich kanałów prowadzi do znacznego wzrostu współczynnika α_k . Prowadzi to również do znaczących różnic w wartościach α_k wzdłuż kanału, tj. znacznie większych wartości w początkowej, wlotowej, strefie.

Tabela 2. Współczynniki przejmowania konwekcyjnego w kanale, $L = 0,2$ m

H [mm]	W [mm]	$\frac{H}{W}$ [-]	w [m/s]	Re [-]	$\alpha_{k[3]}$ [W/m ² /K]	$\alpha_{k[4]}$ [W/m ² /K]	$\varepsilon = \frac{ \alpha_{k[3]} - \alpha_{k[4]} }{\alpha_{k[4]}}$ [-]
20	25	0,8	0,10	1850	641	533	0,20
15	25	0,6	0,13	2080	747	622	0,20
10	25	0,4	0,20	2370	936	794	0,18
5	25	0,2	0,40	2770	1411	1276	0,11

3. REALIZACJA OBLICZEŃ CIEPLNYCH ZA POMOCĄ PAKIETU FLUX®, WYNIKI OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

Obliczenia symulacyjne rozkładu temperatury w radiatorze zrealizowano przy wykorzystaniu komercyjnego pakietu Flux® [6], służącego do polowych obliczeń MES zagadnień elektromagnetycznych i cieplnych z obszaru przewodzenia ciepła. Przy wyznaczaniu, przyjmowanych w obliczeniach symulacyjnych, wartości współczynnika przejmowania konwekcyjnego bazowano na zależnościach podanych w [4], które prowadzą zwykle do obliczenia niższych wartości współczynnika niż przy korzystaniu z [3], co w rozważanym przypadku radiatora prowadzi do wyższych wartości temperatury elementów chłodzonych. W obliczeniach symulacyjnych należało dodatkowo rozwiązać problem uwzględnienia zmiany temperatury wody chłodzącej oraz współczynnika konwekcyjnego przejmowania ciepła wzdłuż kanału radiatora.

W rozważanym modelu przyjęto 10 stref zmiany temperatury wody, tak jak to przedstawiono na rys. 2. Temperatura ϑ_n w n -tej (w kierunku przepływu) strefie wody chłodzącej jest wynikiem bilansu energetycznego strumienia cieplnego $P_{i, \text{strat_konwekcyjnych}}$ odbieranego drogą konwekcji od radiatora w każdej i -tej ($i = 1 \div n$)

strefie i strumienia akumulowanego $P_{a,n} = \sum_{i=1}^n P_{a,i}$ w przepływającej wodzie chłodzącej przy przepływie Θ oraz temperaturze ϑ_{wlot} na wlocie, wg zależności:

$$P_{a,n} = m_{wody} c_{wody} \Delta \vartheta_n = \Theta \rho_{wody} c_{wody} (\vartheta_n - \vartheta_{wlot}) \quad (10)$$

przy czym dla n -tej strefy $n \in (1, 10)$:

$$\Delta \vartheta_n = \vartheta_n - \vartheta_{wlot} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{i, \text{strat_konwekcyjnych}}}{\Theta \rho_{wody} c_{wody}} \rightarrow \vartheta_n = \frac{\sum_{i=1}^n P_{i, \text{strat_konwekcyjnych}}}{\Theta \rho_{wody} c_{wody}} + \vartheta_{wlot} \quad (11)$$

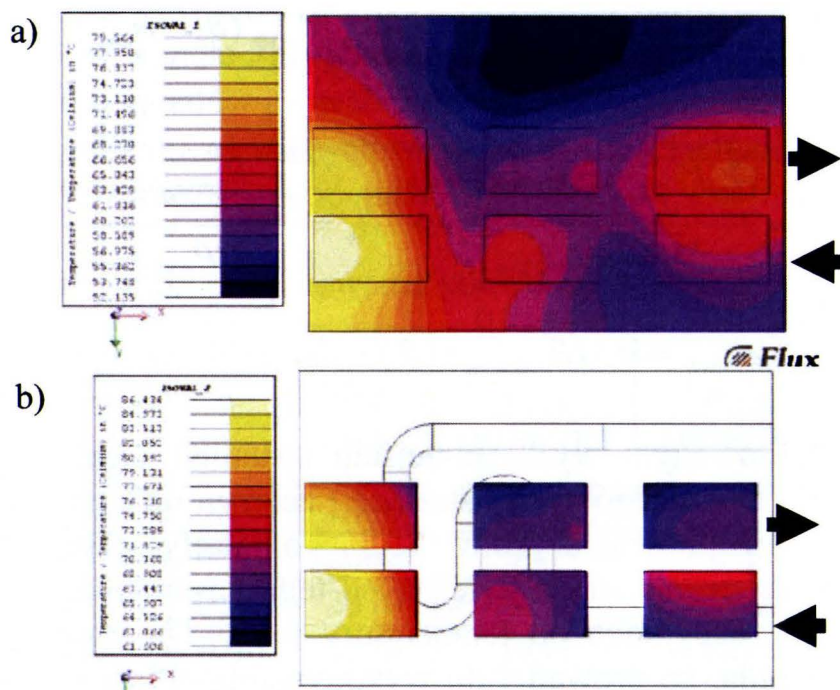
gdzie:

$$P_{i, \text{strat_konwekcyjnych}} = \alpha_{k,i} (\vartheta_{\text{radiatora}} - \vartheta_i) \quad \text{dla } i = 1 - n \quad (12)$$

Przy zaprezentowanym wyżej podejściu strumień cieplny przejmowany konwekcyjnie w poszczególnych strefach zależy od temperatury wody i współczynnika przejmowania konwekcyjnego strefy. Temperatura wody w strefie jest jednak jednocześnie zależna od tego strumienia, a współczynnik przejmowania konwekcyjnego od temperatury wody. Ta wzajemna zależność komplikuje obliczenia, co prowadzi do wykonywania obliczeń cieplnych stanu przejściowego z przesunięciem o krok czasowy wpływu strat konwekcyjnych na temperaturę wody i współczynnik przejmowania konwekcyjnego. Przy wolnozmiennych przebiegach czasowych temperatury radiatora nie prowadzi to jednak do potrzeby radykalnego obniżenia kroku czasowego obliczeń.

Od strony źródeł ciepła rozważany model obliczeniowy został sprowadzony do rozmieszczonych na zewnętrznej powierzchni radiatora (na stronie przeznaczonej do mocowania elementów półprzewodnikowych) regionów reprezentujących strefę przejścia radiator-moduł półprzewodnikowy (pasta silikonowa). Parametry materiałowe regionów dobrano tak, aby ich rezystancje cieplne w kierunku prostopadłym do radiatora odpowiadały wartościom katalogowym rezystancji przejścia obudowa-rozważany moduł. Zewnętrznym powierzchniom tych regionów (które od strony fizycznej reprezentują zewnętrzne powierzchnie modułów) zostały przypisane strumienie cieplne równe wartościom przyjętych mocy strat w modułach.

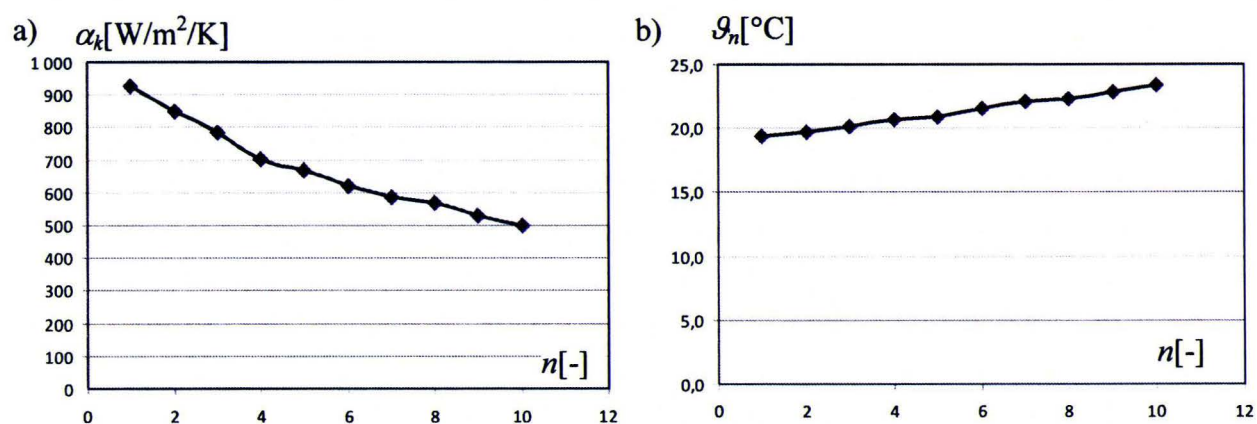
Uwzględniając zarówno chłodzenie przepływającą wodą, jak i naturalne chłodzenie powietrzne, na rys. 3a przedstawiono rozkład temperatury na powierzchni radiatora, dla przykładowego rozmieszczenia sześciu półmostkowych modułów IGBT SKM 200GB125D, przy 200-watowych stratach w każdym z modułów i przepływie $\dot{Q} \approx 3$ l/min wody chłodzącej o temperaturze na wlocie $\vartheta_{wlot} = 18^\circ\text{C}$, dla stanu cieplnego po 0,5 h pracy układu. Na rys. 3b przedstawiono jednocześnie, przy przyjęciu katalogowej wartości oporu cieplnego przejścia obudowa-radiator $R_{t,cs} = 0,038$ K/W, rozkład temperatury na powierzchni obudowy chłodzonych modułów. Dla przyjętego rozłożenia przestrzennego modułów na radiatorze obserwuje się znaczące, sięgające nawet 20°C , różnice temperatury na powierzchniach obudowy chłodzonych modułów.



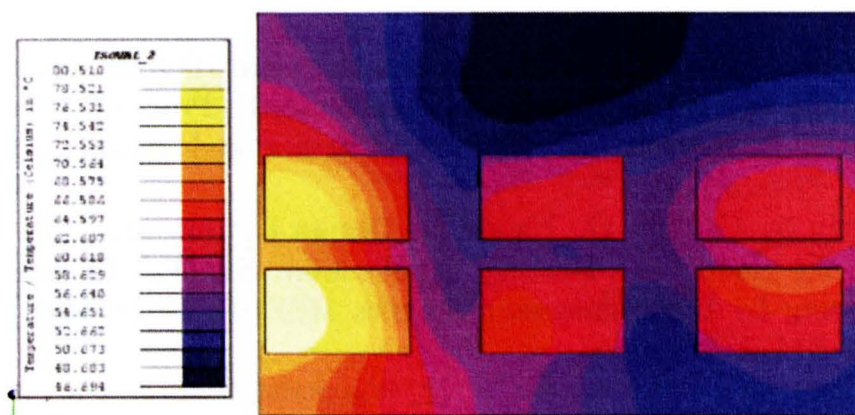
Rys. 3. Rozkład temperatury: a) na powierzchni radiatora, b) na powierzchni obudowy chłodzonych modułów IGBT

Na rys. 4 przedstawiono jak zmienia się w rozważanym układzie zarówno wartość współczynnika przejmowania konwekcyjnego, jak i wartość temperatury wody wzdłuż kanału, tj. dla jego kolejnych stref (rys. 2). Jak widać na rys. 4 szczególnie wartość współczynnika przejmowania konwekcyjnego podlega bardzo dużej, prawie dwukrotnej, zmianie. Jest to spowodowane głównie zmianą charakteru ruchu płynu, który staje się bardziej laminarny przy oddalaniu od strefy wlotu wody.

Biorąc pod uwagę sygnalizowane wyżej (10-30)% różnice w wartościach współczynników konwekcji obliczonych wg zależności z [3] i [4], zbadano wrażliwość temperatury na powierzchni obudowy modułów półprzewodnikowych na 20% wzrost wartości obliczonych współczynników przejmowania konwekcyjnego (co może, w pierwszym przybliżeniu, odpowiadać obliczeniom przy wykorzystaniu zależności z [3]).



Rys. 4. Zmiana współczynnika przejmowania konwekcyjnego (a) oraz temperatury wody (b) wzdłuż długości kanału (dla kolejnych stref kanału)



Rys. 5. Rozkład temperatury na powierzchni radiatora oraz na powierzchniach reprezentujących obudowy modułów IGBT, obliczony przy zwiększonych o 20% współczynnikach przejmowania konwekcyjnego

Na rys. 5 przedstawiono rozkłady temperatury zarówno na powierzchni radiatora, jak i na powierzchniach reprezentujących obudowy modułów, uzyskane dla wymuszeń jak wyżej, ale przy przyjęciu podwyższonych o 20% wartościach współczynników przejmowania konwekcyjnego. Porównując rozkłady na rys. 3 i rys. 5 widać, że ten 20% wzrost prowadzi jedynie do ok. 6°C spadku temperatury maksymalnej na obudowie chłodzonych modułów.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawione obliczenia symulacyjne pokazują, że przy wykorzystaniu programu do polowych obliczeń cieplnych przewodzenia, takiego jak program Flux możliwe jest efektywne analizowanie również zagadnień bardziej złożonych, obejmujących konwekcyjne przejmowanie ciepła w układach zamkniętych. Poprzez uwzględnienie wpływu odbieranego ciepła na temperaturę czynnika chłodzącego (wody), możliwe staje się bardziej efektywne uwzględnienie zmiany warunków wymiany ciepła wzdłuż kanału chłodzącego, z uwzględnieniem zmiany współczynnika konwekcyjnego przejmowania ciepła zależnego w znacznym stopniu od wpływu temperatury wody na jej parametry materiałowe. Tego typu podejście łączące numeryczne obliczenia przewodzenia 3D z opartym o teorie podobieństwa analizowaniem przejmowania konwekcyjnego pozwala na szybkie i w miarę dokładne obliczenie układów chłodzenia wodnego w urządzeniach energoelektronicznych. Poprawy dokładności tych obliczeń można poszukiwać w skalowaniu obliczanych współczynników wymiany konwekcyjnej opartym na wzorcowych pomiarach termowizyjnych rozkładu temperatury dla przykładowego radiatora. Tego typu analizy są przewidziane w dalszym etapie prowadzonych prac.

LITERATURA

- [1] Dede E.J., Jordan J., Esteve V.: 'State-of-the Art and Future Trends in Transistorised Inverters for Induction Heating Applications'. Proc. of 5th IEEE International Caracas Conference on Devices, Circuits and Systems, 2004, pp. 204-210.
- [2] Cesano M., Etflandrin S., Griffero G., Natale L.: Design Optimization of a High Frequency Power for Induction Heating Application Supply. International Symposium on Heating by Electromagnetic Sources HES-10, 19-21 May 2010, Padua, Italy, pp. 419-424.
- [3] Hering M. : Termokinytyka dla elektryków. WNT, Warszawa 1980.
- [4] Staton D.: Motor-CAD v8.1 Manual, 2014.
- [5] Mills A.F.: Heat Transfer, Prentice Hall, 1999.
- [6] Cedrat, "Flux User's Guide" Vol. 12, 2015.

Praca finansowana ze środków NCBiR w ramach projektu Badań Stosowanych nr umowy PBS1/A4/2/2012.

THERMAL CALCULATIONS OF COOLING SYSTEM OF INVERTER FOR INDUCTION HEATING

Summary

Inverters for induction heating are usually equipped with water cooling systems. This is due to both, the significant power of these devices as well as the fact that the availability of cooling water used widely eg. for inductor cooling. The paper presents a method of calculation the water cooling of radiators based on the use of finite element methods for the analysis of heat conduction into the heat sink, taking into account convective heat exchange in the channel of water.

Keywords: induction heating, inverter, cooling systems.