

Szczepan Opach

Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice

OBLICZENIA WARTOŚCI ZASTĘPCZEJ REZYSTANCJI CIEPLNEJ SZCZELINY POWIETRZNEJ W WIRNIKOWYCH MASZYNACH ELEKTRYCZNYCH

CALCULATIONS OF THERMAL RESISTANCE OF AN AIR GAP IN ROTATING ELECTRICAL MACHINES

Streszczenie: Artykuł przedstawia analizę zagadnienia transferu i wymiany ciepła między stojanem a wirnikiem maszyny elektrycznej, poprzez szczelinę powietrzną. Jest to zagadnienie kluczowe z punktu widzenia poprawności opracowania modeli cieplnych maszyn elektrycznych. W artykule przedstawiono jedną, wśród wielu propozycji analitycznego rozwiązania problemu, pojawiających się w licznych artykułach naukowych. Weryfikację podejścia analitycznego przeprowadzono na autorskim modelu obliczeniowym, zbudowanym i rozwiązany w oparciu o MES w systemie ANSYS Fluent.

Abstract: The article presents an analysis of the issue of heat transfer and exchange between the stator and the rotor of the electric machine through the air gap. This is a key issue for the correct preparation of CFD models of electrical machines. The article presents one, among many proposals for an analytical solution to the problem, appearing in numerous scientific articles. The verification of the analytical approach was carried out on the own computational model, built and solved on the basis of FEM in the ANSYS Fluent system.

Słowa kluczowe: ANSYS 2021 R2, rezystancja cieplna szczeliny powietrznej, MES

Keywords: ANSYS 2021 R2, thermal resistance of an air gap, FEM

1. Wstęp

Obliczenia cieplne i przepływowe są obok obliczeń elektromagnetycznych oraz obliczeń mechanicznych, jednym z podstawowych obszarów prac naukowych i inżynierskich w projektowaniu maszyn elektrycznych, poprzedzających wykonanie właściwej dokumentacji technicznej. Zasadniczo prace w każdym ze wspomnianych obszarów prowadzi się wspólnie, gdyż wyniki jednej z przeprowadzonych symulacji, mogą determinować warunki brzegowe innych symulacji, a często całkowicie zmienić założenia projektowe.

Obliczenia cieplne i przepływowe maszyn elektrycznych stają się coraz powszechniejsze i doskonalsze, dzięki ciągle zwiększającym się możliwościom informatycznych systemów obliczeniowych, bazujących na Metodzie Elementów Skończonych (MES) i Obliczeniowej Mechanice Płynów (CFD) [1].

Bez względu na to jakie oprogramowanie wykorzystane zostanie w procesie projektowania, przygotowanie modelu obliczeniowego wymaga znajomości: wartości strat mocy ΔP , zamienianych w maszynie elektrycznej na ciepło, rezystancji termicznych R_t w kontakcie poszczególnych części maszyny a także opisu sposobu

transmisji i wymiany ciepła przez przewodzenie, konwekcję oraz promieniowanie za pomocą właściwie dobranych wartości współczynników przewodności cieplnej λ i przenikania ciepła α . Istotny jest również właściwy dobór wartości warunków brzegowych symulacji np.: temperatura otoczenia maszyny oraz parametry przepływu czynnika chłodzącego.

Wartości współczynników termicznych dobiera się najczęściej na drodze doświadczalnej, ale coraz częściej również wykorzystując metody numeryczne. W jednej z prac doświadczalnie wyznaczono wartości zastępczych współczynników przewodności cieplnej kompozytowej struktury rdzenia magnetycznego stojana (pakietu blach stojana) oraz cewki uzwojenia stojana w kierunku osi stojana λ_z oraz w płaszczyźnie do niej prostopadłej λ_{xy} [1]. Następnie wyniki doświadczenia poddano weryfikacji numerycznej. W innej pracy zaprezentowano ponadto przykładowe wartości rezystancji termicznych R_t w kontakcie rdzeń stojana – kadłub (uwzględniającej pasowanie wciskowe), uzwojenie stojana – rdzeń stojana (uwzględniającej obecność izolacji żłobkowej), opierając się na wcześniejszych pracach badawczych, prowadzonych w Instytucie

KOMEL [2]. Większość prac badawczych, poświęconych modelowaniu stanów cieplnych maszyn elektrycznych, prowadzonych w Instytucie KOMEL, odnosi się do synchronicznych maszyn elektrycznych z magnesami trwałymi z wirnikiem wewnętrznym lub zewnętrznym, chłodzonych cieczą lub powietrzem. Maszyny te charakteryzują zazwyczaj stosunkowo niskie straty mocy ΔP generowane w wirniku, co sprawia, że często ich wpływ na ustalony stan cieplny maszyny jest niewielki.

W prezentowanym artykule skupiono uwagę na mechanizmie transmisji i wymiany ciepła pomiędzy stojanem a wirnikiem maszyn elektrycznych, ze szczególnym uwzględnieniem indukcyjnych maszyn asynchronicznych, w których straty mocy ΔP generowane w wirniku są znaczące. Celem pracy było opracowanie metody wyznaczania zastępczej wartości rezystancji cieplnej szczeliny powietrznej R_{tag} o grubości g , z uwzględnieniem ruchu obrotowego wirnika wewnętrznego lub zewnętrznego w oparciu o Metodę Elementów Skończonych w systemie ANSYS Fluent.

2. Zjawiska występujące w szczelinie powietrznej wirujących maszyn elektrycznych

Szczelina powietrzna między stojanem a wirnikiem może być rozpatrywana jako cienkościenny pierścień powietrzny z wirującą powierzchnią wewnętrzną (w przypadku wirnika wewnętrznego) lub zewnętrzną (w przypadku wirnika zewnętrznego). Prędkość obrotowa powierzchni pierścienia odpowiada prędkości obrotowej wirnika. Zagadnienie to jest szeroko analizowane w literaturze dotyczącej mechaniki płynów, ale również w artykułach naukowych, poświęconych stanom cieplnym wirnikowych maszyn elektrycznych.

W cienkościennych pierścieniach powietrznych w których grubość ścianki $g=b-a$ jest znacząco mniejsza od długości średniego promienia pierścienia $r_m=(b+a)/2$, prosty przepływ laminarny może przechodzić w przepływ turbulentny z toroidalnymi wirami Taylora, występującymi w płaszczyźnie przekroju osiowego maszyny [3]. Warunkiem ich wystąpienia jest przekroczenie tzw. krytycznej Liczby Taylora Ta_k , której wartość jest różnie definiowana w literaturze. Przykładowa definicja krytycznej Liczby Taylora Ta_k może być przedstawiona następująco [3]:

$$Ta_k = \frac{\omega_k \left(\frac{a+b}{2}\right)^{0.5} (b-a)^{1.5}}{\nu}$$

gdzie: a, b – promień wewnętrzny i zewnętrzny szczeliny powietrznej (m), ν – lepkość kinematyczna powietrza w określonej temperaturze (m^2/s).

W przypadku wirnika wewnętrznego ($\omega_b/\omega_a=0$), przy założeniu, że $b/a \approx 1$, wartość krytycznej Liczby Taylora, odpowiadająca powyższej zależności wynosi $Ta_k = 41,2$; a jej wartość jest niezależna od geometrii szczeliny [3]. Funkcją geometrii szczeliny jest prędkość krytyczna wirnika ω_k , którą można obliczyć z prostego przekształcenia wzoru na Ta_k .

Dla Liczb Taylora Ta mniejszych od krytycznej Ta_k , występuje tzw. laminarny przepływ Couette'a, charakteryzujący się równowagą sił lepkości i sił bezwładności, związanych z ruchem obrotowym wirnika. Wraz ze wzrostem prędkości kątowej wirnika układ przechodzi przez kolejne niestabilności (występują wiry Taylora), aż do przepływu turbulentnego [4].

W rozważaniach teoretycznych, dotyczących wyznaczania zastępczej wartości rezystancji cieplnej R_t szczeliny powietrznej w maszynach wirujących, wykorzystuje się jedną ze znanych w mechanice płynów liczb podobieństwa, tzw. Liczbę Nusselta Nu . Liczba Nusselta wyraża stosunek strumienia cieplnego przejętego przez ściankę na drodze konwekcji i przewodzenia warstwy przyściennej do strumienia cieplnego przejętego wyłącznie na drodze przewodzenia. Liczba Nusselta dana jest wzorem:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

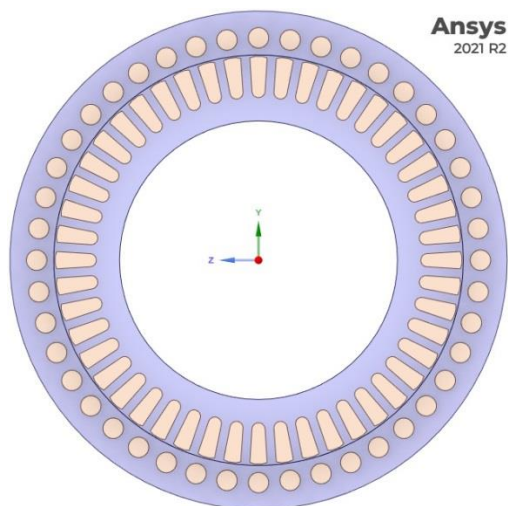
gdzie: α – współczynnik przenikania ciepła ($W/(m^2K)$), λ – współczynnik przewodzenia ciepła ($W/(mK)$), l – wymiar charakterystyczny zagadnienia (m).

W pierwszej kolejności wyznacza się wartość Liczby Nusselta Nu w oparciu o korelacje dobrane doświadczalnie np. w odniesieniu do Liczby Reynoldsa Re lub inne, licznie cytowane w literaturze [3]. Wykorzystując wzór na Liczbę Nusselta oraz dysponując jej wartością, wyznacza się następnie wartość współczynnika przenikania ciepła α przez szczelinę powietrzną. Szukana wartość rezystancji termicznej szczeliny powietrznej $R_t=1/\alpha$, jest odwrotnością współczynnika przenikania ciepła α .

3. Analiza numeryczna zagadnienia w oparciu o Metodę Elementów Skończonych

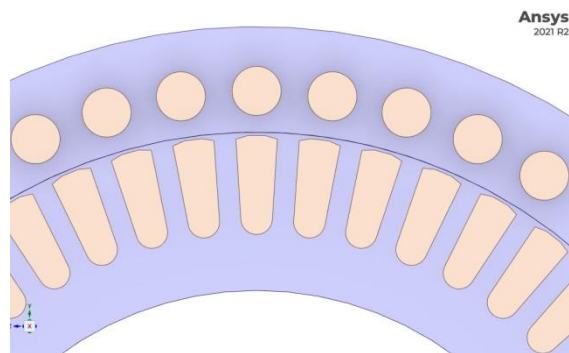
Zasadniczą częścią prezentowanej pracy było przygotowanie i rozwiązanie modelu numerycznego szczeliny powietrznej w oparciu o Metodę Elementów Skończonych w środowisku ANSYS Fluent, celem wyznaczenia zastępczej rezystancji termicznej szczeliny R_{tag} .

Dysponując tą wartością można tworzyć kompletne modele cieplne maszyn elektrycznych z pominięciem dyskretyzacji samej szczeliny powietrznej. Jest to o tyle kłopotliwe, że rozmiar szczeliny w porównaniu z innymi wymiarami modelu maszyny elektrycznej (szczególnie maszyn średnich i dużych mocy) jest niewielki, co powoduje niepożądany wzrost parametru jakości siatki tzw. Aspect Ratio, czyli stosunek wielkości największych do najmniejszych elementów skończonych modelu. Pomijając dyskretyzację modelu samej szczeliny powietrznej, stworzony został kontaktowy model stojana i wirnika poprzez zrównanie ich średnic a w definicji kontaktu wprowadzona została wirtualna grubość ścianki, której rezystancja termiczna R_t odpowiada tej, obliczonej numerycznie.

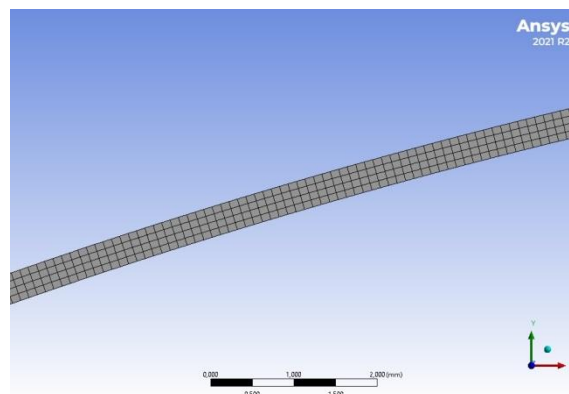


Rys. 1. Model stojana i wirnika maszyny elektrycznej z pominięciem szczeliny powietrznej

Model numeryczny szczeliny powietrznej przygotowano w środowisku ANSYS Fluent w oparciu o hexahedralne elementy skończone o 8 węzłach, ułożone wzdłuż długości szczeliny za pomocą metody Sweep w gęstości 2 elementy na każdy 1 milimetr długości szczeliny. W przekroju poprzecznym szczeliny elementy ułożono równomiernie w 4 warstwach (Rys. 3).



Rys. 2. Model stojana i wirnika maszyny elektrycznej z pominięciem szczeliny powietrznej (widok w powiększeniu)



Rys. 3. Dyskretyzacja modelu szczeliny powietrznej hexahedralnymi elementami skończonymi

Warunkami brzegowymi zadania były dwie wartości temperatur (dobierane dowolnie), przypisane do powierzchni wewnętrznej szczeliny – t_w oraz powierzchni zewnętrznej szczeliny – t_z . Trzecim warunkiem brzegowym była określona, stała w czasie prędkość obrotowa n jednej z powierzchni walcowych szczeliny – zewnętrznej dla wirnika zewnętrznego oraz wewnętrznej dla wirnika wewnętrznego.

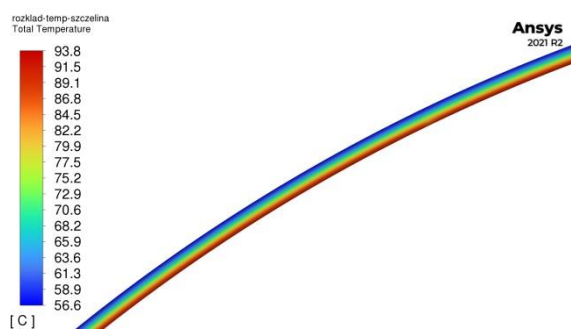
Ustalono ponadto wartości stałych materiałowych dla powietrza tak aby nie były one zależne od zmieniającej się temperatury (Tab. 1.).

Tab. 1. Własności materiałowe powietrza przyjęte w modelu

Gęstość	ρ	1,225	kg/m ³
Ciepło właściwe	C_p	1006,43	J/(kgK)
Przewodność cieplna	λ	0,024	W/(mK)
Lepkość dynamiczna	η	$17,89 \cdot 10^{-6}$	kg/(ms)
Lepkość kinematyczna	ν	$14,61 \cdot 10^{-6}$	m ² /s

Na skutek różnicy temperatur (gradient temperatury), pojawia się strumień ciepła Q , którego wektor skierowany jest przeciwnie do wektora gradientu temperatur, czyli transmisja mocy cieplnej z powierzchni o temperaturze wyższej do powierzchni o temperaturze niższej. Często występującym parametrem w analizie zagadnień cieplnych jest również gęstość strumienia ciepła q , czyli wartość strumienia ciepła przypadająca na jednostkową powierzchnię.

W oparciu o przygotowany model przeprowadzono kolejno 6 symulacji w których zmieniano warunki brzegowe zadania. Trzy pierwsze symulacje przeprowadzono dla prędkości obrotowej powierzchni wewnętrznej szczeliny $n = 8000$ obr/min, trzy kolejne dla prędkości $n = 4000$ obr/min. Dla każdej z dwóch wartości prędkości przeprowadzono po 3 symulacje w których jednakowo (dla potrzeb porównania wyników) zmieniano wartość temperatur t_1 oraz t_2 .



Rys. 4. Rozkład temperatur w szczelinie powietrznej

Wynikiem symulacji była wartość mocy cieplnej (strumienia ciepła) Q , transmitowanej z powierzchni o wyższej temperaturze do powierzchni o niższej temperaturze. Dysponując wartością mocy cieplnej Q , wartością pola powierzchni walcowej szczeliny A , oraz wartością różnicy temperatur $\Delta T = |t_1 - t_2|$, można obliczyć wartość współczynnika przenikania ciepła przez szczelinę powietrzną (wirtualną ściankę) α , oraz będącą jej odwrotnością wartość rezystancji termicznej szczeliny R_{tag} wg poniższego wzoru.

$$\alpha = \frac{1}{R_{tag}} = \frac{Q}{A \cdot \Delta T}$$

Tab. 2. Wyniki przeprowadzonych symulacji

n RPM	t_1 °C	t_2 °C	ΔT °C	Q W	R_{tag} (m ² K)/W
8000	100	50	50	226	0,0063
8000	30	60	30	135,6	0,0063

8000	150	70	80	361,8	0,0063
4000	100	50	50	152	0,0094
4000	30	60	30	90,9	0,0094
4000	150	70	80	243,8	0,0094

Wyniki symulacji pokazują, że zmiana wartości temperatur t_1 oraz t_2 nie ma ostatecznie żadnego wpływu na wartość zastępczej rezystancji cieplnej szczeliny powietrznej R_{tag} . Dzieje się tak dlatego, że zmiana różnicy temperatur ΔT wywołuje proporcjonalną zmianę wartości strumienia transmitowanej mocy cieplnej Q , co przy założeniu stałej wartości powierzchni A nie powoduje zmiany rezystancji cieplnej szczeliny. Jest to logicznie uzasadnione, gdyż właściwości materiałowe powietrza (Tab. 1.) zostały ustalone jako niezależne od zmieniającej się temperatury. W takim przypadku wartość rezystancji termicznej bariery R_{tag} , jest zależna jedynie od stałej wartości przewodności cieplnej materiału λ oraz od jej grubości a w omawianym przypadku również od zjawisk dynamicznych, związanych z ruchem obrotowym wirnika. Analizując wyniki symulacji (Tab. 2.) można stwierdzić, że zmniejszenie prędkości obrotowej wirnika n , powoduje wzrost zastępczej rezystancji termicznej R_{tag} szczeliny powietrznej, czyli warunki transmisji mocy cieplnej pomiędzy stojanem a wirnikiem pogarszają się.

4. Podsumowanie i wnioski

Wyniki symulacji numerycznych porównano z wynikami obliczeń analitycznych, przeprowadzonych na podstawie opisanej w literaturze metodologii i stwierdzono, że wykazują one znaczną zgodność. Pozwala to stwierdzić, że opracowane modele numeryczne są merytorycznie poprawne i mogą być stosowane do obliczania wartości zastępczej rezystancji termicznej szczeliny powietrznej R_{tag} z założeniem ruchu obrotowego wirnika. Znajomość tego parametru jest kluczowa w procesie budowy modeli cieplnych maszyn elektrycznych, pozwalając uwzględnić zjawisko transmisji i wymiany ciepła między stojanem i wirnikiem zarówno wewnętrznym jak i zewnętrznym w pełnym zakresie jego prędkości kątowych ω .

5. Literatura

[1]. B. Będkowski, J. Madej; The innovative design concept of thermal model for calculation of the electromagnetic circuit of rotating electrical machines; Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability vol.17, No.4, 2015.

[2]. B. Będkowski, P. Dukalski, T. Jarek, T. Wolnik; Numerical model for thermal calculation analysis of the wheel hub motor for electric car verified by laboratory test; IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 710 (2019) 012018.

[3]. David A. Howey, Peter R.N. Childs, Andrew S. Holmes; Air-gap convection in rotating electrical machines; IEEE Transactions on Industrial Electronics 59(3), 2012.

[4]. T. J. Teleszewski, S. A. Sorko; Modelowanie przepływu Taylora – Couetta metodą elementów brzegowych; Symulacja w Badaniach i Rozwoju, vol.7, No.1-2/2016.

Autorzy

mgr inż. Szczepan Opach

szczepan.opach@komel.lukasiewicz.gov.pl

Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL

40-203 Katowice, Al. Roździeńskiego 188