

*model cieplny, maszyna z magnesami trwałymi,
napęd bezpośredni*

Jan SZCZYPIOR*

Rafał JAKUBOWSKI*

UKŁAD CHŁODZENIA I OBLICZENIA CIEPLNE MASZYNY Z MAGNESAMI TRWAŁYMI I ZEWNĘTRZNYM WIRNIKIEM

W pracy opisano konstrukcję maszyny z magnesami trwałymi i zewnętrznym wirnikiem. Omówiono sposób chłodzenia maszyny ciekłym chłodziwem omywającym wewnętrzną powierzchnię korpusu stojana. Przedstawiono rozkład temperatury w przekroju maszyny otrzymany, w wyniku rozwiązania zastępczej sieci cieplnej, w stanie ustalonym. Zbadano wpływ parametrów medium chłodzącego na rozkład temperatury w poszczególnych częściach maszyny. Wyznaczono zależność maksymalnej temperatury uzwojenia stojana od stopnia przeciążenia maszyny oraz prędkości przepływu medium chłodzącego. Określono maksymalne, ciągłe przeciążenie maszyny, przy którym temperatura uzwojenia nie przekracza przyjętej maksymalnej wartości.

1. WPROWADZENIE

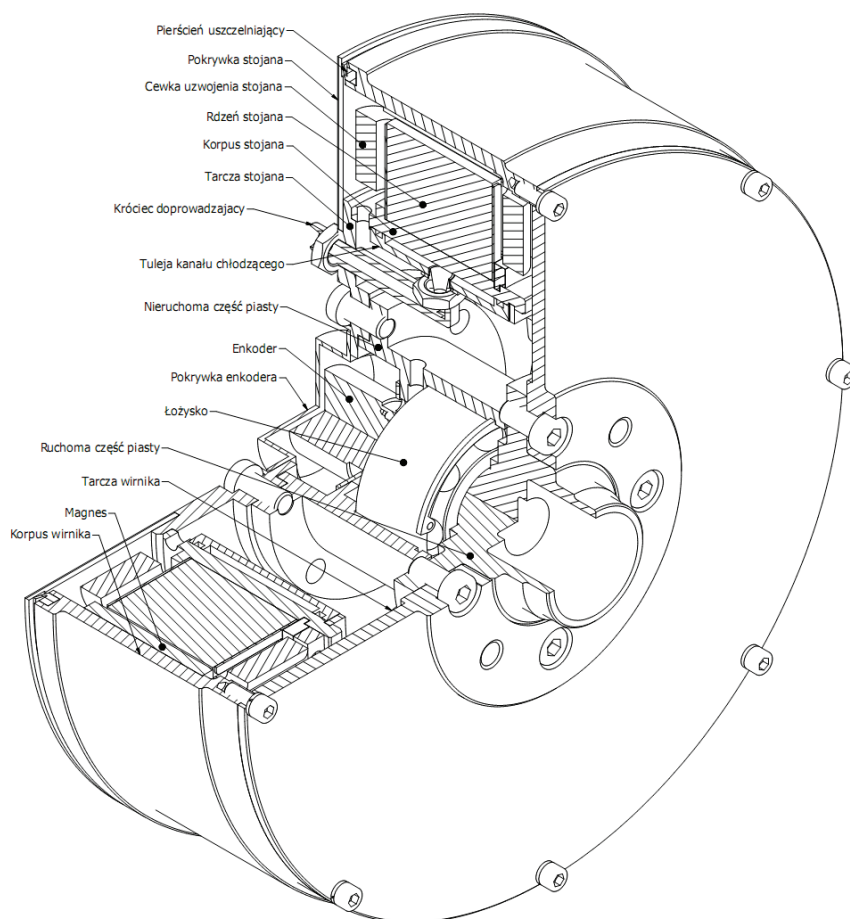
Rozwój pojazdów elektrycznych, generuje zapotrzebowanie na urządzenia stanowiące elementy zespołu napędowego. Napęd takiego pojazdu można rozwiązać jako napęd pośredni lub bezpośredni. Napęd pośredni realizuje się poprzez przekazanie momentu obrotowego z wału maszyny, poprzez zespół wałków, osi i przekładni na koła napędowe. Napęd bezpośredni realizuje się, mocując koło napędowe bezpośrednio do ruchomej części maszyny. Maszyna napędowa może być silnikiem z wewnętrznym wirnikiem, wówczas koło mocujemy na wale maszyny, lub z zewnętrznym wirnikiem – koło mocowane do wirnika. Zakład Maszyn Elektrycznych Politechniki Warszawskiej, z racji udziału w projekcie „ECO-Mobilność”, zadaniu „Zeroemisyjny miejski elektryczny ECO-samochód”, prowadzi prace nad zaprojektowaniem i wykonaniem maszyny z magnesami trwałymi i zewnętrznym wirnikiem. Trudne warunki pracy i charakter obciążenia, jakie stanowi miejski samochód elektryczny wymagają

* Instytut Maszyn Elektrycznych, Politechnika Warszawska, plac Politechniki 1, 00-661 Warszawa.

odpowiedniego podejścia projektowego z szczególnym nastawieniem na problemy termiczne.

2. KONSTRUKCJA MASZYNY Z ZEWNĘTRZNYM WIRNIKIEM I MAGNESAMI TRWAŁYMI

Maszyna z zewnętrznym wirnikiem, jest maszyną wielobiegunową z magnesami trwałymi. Widok maszyny przedstawiono na rysunku 1. Wewnętrzny pakiet stojana osadzono na korpusie stojana. Korpus stojana jest połączony z tarczą stojana, która stanowi element mocowania maszyny do zawieszenie pojazdu. Do tarczy stojana

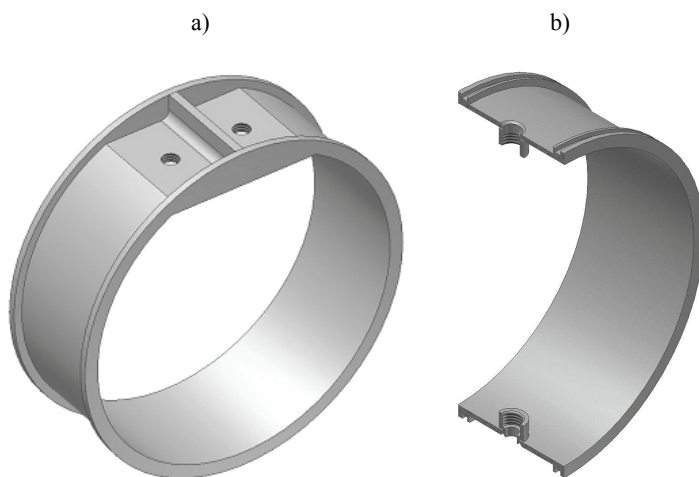


Rys. 1. Widok maszyny z zewnętrznym wirnikiem i magnesami trwałymi
Fig. 1. View of the machine with external rotor and permanent magnet

mocowana jest nieruchoma część piasty maszyny. Do części ruchomej przykręcono tarczę wirnika z korpusem wirnika i magnesami. Z racji, że maszyna stanowi bezpośredni napęd koła pojazdu, tarczę wirnika, zaprojektowano tak, aby zapewniła prowadzenie i dokładne osadzenie felgi koła, oraz jej zamocowanie. Szczegółowy opis konstrukcji zawarto w pozycji [1].

Wyprowadzenie ciepła z rozpatrywanej konstrukcji poprzez zewnętrzny wirnik stanowi duży problem. Opory cieplne na drodze stojan–szczelina powietrzna–zewnętrzny wirnik–otaczające powietrze, są bardzo duże. Do tego zewnętrzny wirnik będzie osłonięty felgą koła, co również utrudnia oddawanie ciepła. Najkorzystniejszym rozwiązaniem jest wprowadzenie do maszyny wymuszonego chłodzenia. Kanał chłodzący, wypełniony ciekłym medium, umieszczono pod korpusem stojana. Dzięki temu opory termiczne, które musi pokonać strumień ciepła, zostaną znacznie ograniczone.

Zaproponowano dwa warianty układu chłodzenia. W obu wariantach medium płynie w kanale o przekroju prostokątnym powstałym pomiędzy wewnętrzną powierzchnią korpusu stojana i zewnętrzną powierzchnią tulei kanału chłodzącego. W układzie z jednym obiegiem (rys. 2a), wlot i wylot umieszczone są obok siebie i odseparowane przegrodą. W tym przypadku medium chłodzące przepływa wzdłuż całego wewnętrznego obwodu korpusu stojana. W układzie z dwoma równoległymi obiegami (rys. 2b), wlot jest na dole, a wylot na górze tulei kanału chłodzącego. Medium po wlocie do kanału rozplywa się na dwie równoległe strugi. Po opłynięciu połowy obwodu korpusu strugi łączą się w miejscu wylotu z kanału.



Rys. 2. Rozwiązania układu chłodzenia:

a) z jednym obiegiem, b) z dwoma równoległymi obiegami medium chłodzącego

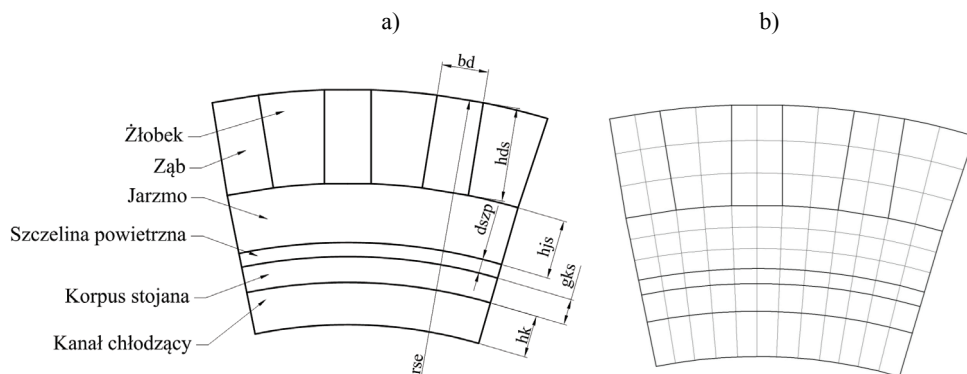
Fig. 2. Cooling system solutions: a) with one circuit b) with two parallel coolant circuits

3. MODEL CIEPLNY MASZYNY Z ZEWNĘTRZNYM WIRNIKIEM

Przy opracowaniu modelu, założono najbardziej niekorzystny przypadek. Przyjęto, że straty mocy powstające w maszynie tzn.: straty w uzwojeniu, w rdzeniu i straty mechaniczne, wydzielają się w stojanie. Całe ciepło wydzielane w stojanie jest odbierane tylko przez medium chłodzące w kanale. Przy takich założeniach do badania stanu cieplnego maszyny wystarczy zamodelować tylko jej stojan. Założenia te stanowią pewien margines bezpieczeństwa podczas projektowania. Opracowany model służy tylko do badania maszyny w stanach ustalonych po całkowitym nagraniu maszyny.

Dla wariantu chłodzenia z jednym obiegiem, zamodelowano cały stojan maszyny, Q_s żłobków i zębów (zęby proste, bez koronki), jarzmo stojana, szczelinę powietrzną pomiędzy stojanem a korpusem stojana, korpus stojana i kanał chłodzący. W płaskiej sieci cieplnej w miejscu początku i jednocześnie końca obwodu przyjęto warunek równych temperatur.

Dla wariantu z dwoma obiegami równoległymi zamodelowano połowę maszyny. Na rysunku 3a pokazano fragment modelu maszyny z wyszczególnionymi obszarami.



Rys. 3. a) Fragment modelu cieplnego maszyny, b) przykładowa dyskretyzacja modelu
Fig. 3. a) Part of the thermal model of the machine, b) example of a discretisation of the model

Model maszyny ze względu na geometrię, wykonano, jako model dwuwymiarowy, dyskretyzowany płaszczyznami RZ i $Z\theta$. Model zbudowano w postaci sieć cieplnej. Modelowany obszar maszyny określa następujący zbiór parametrów: Q_s – liczba żłobków stojana, r_{se} – promień zewnętrzny stojana, h_{ds} – wysokość zęba stojana, b_d – szerokość zęba stojana, h_{js} – wysokość jarzma stojana, d_{szp} – szerokość szczeliny powietrznej pomiędzy stojanem a korpusem, g_{ks} – grubość ścianki korpusu stojana, h_k – wysokość kanału chłodzącego, l_s – długość pakietu stojana.

Model podzielono na n elementarnych objętości. W środku każdej objętości umieszczono węzeł, założono, że temperatura w elementarnej objętości jest równa temperaturze wyznaczonej w węźle położonym w środku geometrycznym objętości. Elementarne objętości w obszarze zębów mają kształt prostopadłościanów, pozostałe objętości reprezentują wycinki pierścieni. Podział na n objętości określają parametry dyskretyzacji: n_{rjs} – liczba gałęzi po promieniu jarzma stojana, n_{rd} – liczba gałęzi po promieniu zęba i żłobka stojana, n_{fid} – liczba gałęzi po kącie w obszarze zęba, n_{fiq} – liczba gałęzi po kącie w obszarze żłobka. Obszar kanału, korpusu stojana i szczeliny powietrznej pomiędzy korpusem a pakietem stojana, zamodelowano jako pojedyncze gałęzie po promieniu. Przykładową dyskretyzację modelu, dla parametrów: $n_{rjs} = 3$, $n_{rd} = 3$, $n_{fid} = 2$, $n_{fiq} = 2$, przedstawiono na rysunku 3b.

Przekazywanie ciepła w maszynie następuje na drodze przewodzenia, konwekcji i emisji, ze względu na przeważający charakter w przekazywaniu ciepła, poprzez przewodzenie i konwekcję, emisji w modelu nie uwzględniono. Straty mocy w maszynie, to straty w uzwojeniu, straty w żelazie i straty mechaniczne. W modelu cieplnym straty mechaniczne uwzględniono poprzez odpowiednie powiększenie wartości strat w uzwojeniu i w rdzeniu maszyny. Założone straty wydzielane w modelu maszyny podzielono na straty w uzwojeniu, straty w żelazie zęba i jarzmię stojana. Do rozwiązania sieci cieplnej wykorzystano metodę potencjałów węzłowych. Zgodnie z tą metodą konduktancje przewodzenia i konwekcji zestawiono w macierz G konduktancji cieplnych własnych i wzajemnych. Strumienie mocy strat zestawiono w wektor strumieni źródłowych P . Otrzymano układ równań z niewiadomymi temperaturami \mathcal{G} (wektor temperatur), o postaci:

$$G \cdot \mathcal{G} = P \quad (1)$$

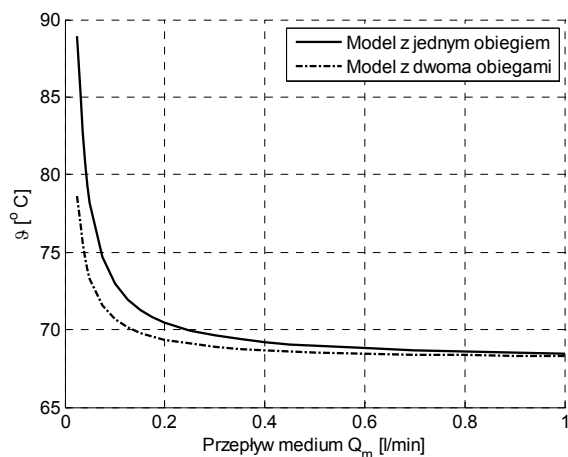
Program do budowania i rozwiązywania modelu cieplnego maszyny napisano w środowisku Matlab w postaci głównego pliku skryptowego, korzystającego z napisanych licznych plików funkcyjnych. Szczegółowy opis algorytmu formułowania i rozwiązania układu równań sieci cieplnej przedstawiono w [2], [3].

4. WYNIKI ROZWIĄZANIA OBWODU CIEPLNEGO MASZINY Z ZEWNĘTRZNYM WIRNIKIEM

4.1. PORÓWNANIE UKŁADÓW CHŁODZENIA

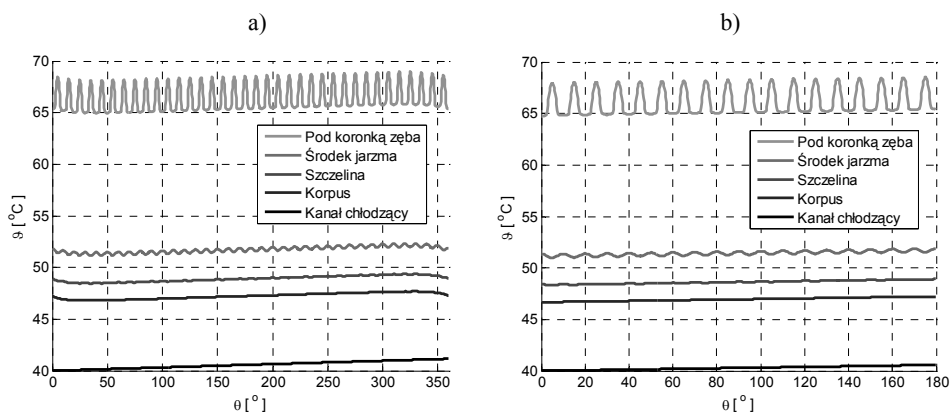
W zbudowanym programie zamodelowano maszynę o następujących wymiarach geometrycznych i parametrach: $Q_s = 36$, $r_{se} = 152,7$ mm, $h_{ds} = 40,2$ mm, $h_{js} = 7,5$ mm, $b_d = 10$ mm, $d_{szp} = 0,005$ mm, $g_{ks} = 7$ mm, $h_k = 5$ mm, $l_s = 50$ mm, $P_N = 5$ kW – moc znamionowa maszyny, $P_{strat} = 400$ W – moc strat wydzielanych w maszynie, $P_{Cu} = 267$ W – moc strat wydzielanych w uzwojeniu, $P_{Fed} = 106,5$ W – moc strat wydziela-

nych w żelazie zębów, $P_{Fej} = 26,5$ W – moc strat wydzielanych w żelazie jarzma, $T_m = 40$ °C – temperatura wlotowa medium, $\Delta T_u = 80$ K – dopuszczalny przyrost temperatury uzwojenia.



Rys. 4. Zależność maksymalnej temperatury od prędkości medium chłodzącego
Fig. 4. Dependence of maximum temperature on the speed of the cooling medium

W celu porównania modeli i wybrania skuteczniejszego rozwiązania układu chłodzenia, zbadano wpływ prędkości przepływu medium chłodzącego na maksymalną temperaturę w maszynie, co przedstawiono na rysunku 4. Stwierdzono że niższe wartości maksymalnych temperatur dla tej samej prędkości przepływu medium w kanale,



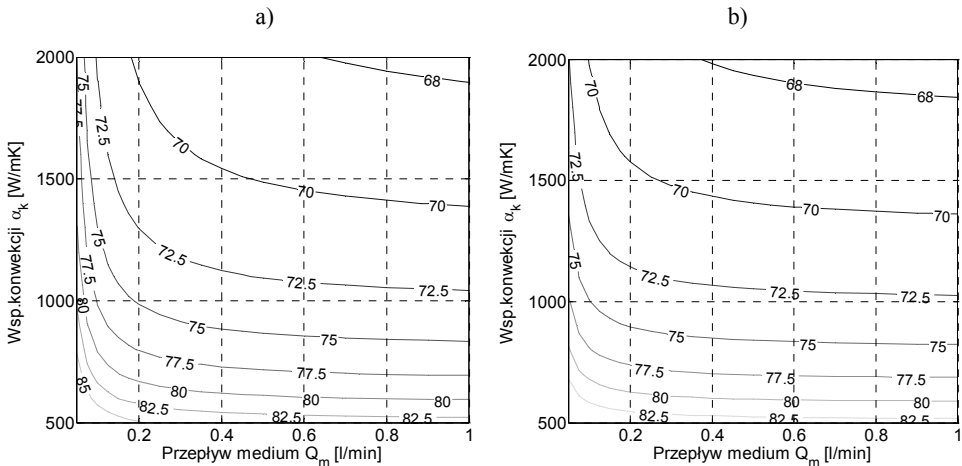
Rys. 5. Rozkład temperatury w poszczególnych częściach maszyny przy dwóch sposobach chłodzenia, dla obciążenia znamionowego
Fig. 5. Distribution of temperature in different parts of the machine for cooling system a) with one circuit b) with two parallel coolant circuits, for nominal load

uzyskano dla modelu z dwoma obiegami. Dla obu modeli wymuszanie prędkość medium w kanale powyżej 0.5 l/min praktycznie nie powoduje obniżenia maksymalnej temperatury.

Na rysunkach 5a i 5b, przedstawiono rozkład temperatury w poszczególnych częściach maszyny, z rysunków tych wynika, że przy obciążeniu znamionowym, maksymalna temperatura w uzwojeniu jest o niecały stopień niższa, w układzie z dwoma równoległymi obiegami medium, w porównaniu do układu chłodzenia z jednym obiegiem. Temperatura medium na wylocie w układzie z dwoma obiegami również jest niższa niż w przypadku z jednym obiegiem, Rozkład temperatury w medium, wzdłuż kanału chłodzącego jest liniowy w obu rozwiązaniach. Minimalne i maksymalne wartości temperatur w poszczególnych częściach maszyny są zlokalizowane w pobliżu miejsc wlotu i wylotu medium chłodzącego z kanału. W związku z tym w przypadku układu z jednym obiegiem, rozkład temperatury w poszczególnych częściach maszyny wzdłuż obwodu mierzonego stopniami geometrycznymi jest niesymetryczny (narastanie temperatury występuje w przedziale około 310° natomiast zmniejszenie w przedziale około 50°).

W przypadku układu chłodzenia z dwoma obiegami, rozkład temperatury w poszczególnych częściach maszyny wzdłuż obwodu jest symetryczny (narastanie i zmniejszanie temperatury występuje w przedziale 180°). W tym przypadku zmiana temperatury wzdłuż obwodu w poszczególnych częściach maszyny jest praktycznie liniowa.

W celu określenia parametrów potrzebnych do zaprojektowania układu chłodzenia zbadano wpływ współczynnika przejmowania ciepła przez ciekłe medium chłodzące



Rys. 6. Maksymalna temperatura uzwojenia w zależności od α_k i Q_m , przy dwóch sposobach chłodzenia przy obciążeniu znamionowym, a) rozwiązanie z jednym obiegiem, b) rozwiązanie z dwoma obiegami
 Fig. 6. Maximum winding temperature depending on the α_k i Q_m in cooling system, a) with one circuit b) with two parallel coolant circuits, for nominal load

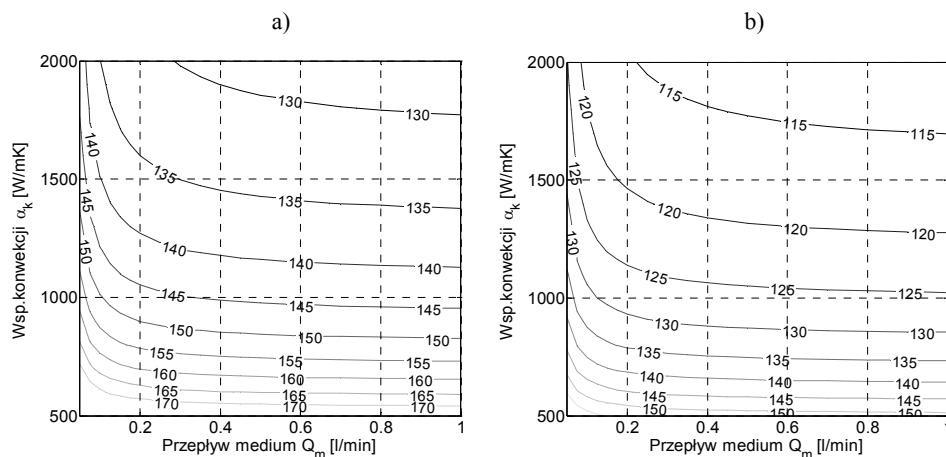
ze ścianki kanału α_K i wydatku medium w kanale Q_m , na maksymalną temperaturę uzwojenia, co przedstawiono na rysunkach 6a i 6b.

Z rysunków tych wynika, że maksymalna temperatura uzwojenia przy określonym współczynniku α_K i danym wydatku medium w układzie z dwoma obiegami odpowiada tej samej temperaturze w układzie z jednym obiegiem i dwukrotnie większym wydatkiem.

Ze względu na niewielkie wydatki medium chłodzącego i korzystniejsze właściwości układu z dwoma obiegami medium, które związane są z łatwiejszym odpowietrzaniem układu chłodzenia przy napełnianiu kanału medium chłodzącym, można stwierdzić, że do tego typu maszyny najlepszym rozwiązaniem układu chłodzenia, jest wariant z dwoma obiegami medium chłodzącego. Dalsze obliczenia cieplne będą dotyczyć tego układu chłodzenia.

4.2. OBLICZENIE MAKSYMALNEJ CIĄGŁEJ MOCY STRAT WYDZIELONYCH W MASZYNI I WYDATKU CIECZY W KANAŁE CHŁODZĄCYM PRZY ZAŁOŻONEJ MAKSYMALNEJ TEMPERATURZE UZWOJENIA

Założono, że maksymalna dopuszczalna temperatura uzwojenia wynosi 120 °C. W celu znalezienia maksymalnego ciągłego przeciążenia maszyny, przy którym maksymalna temperatura uzwojenia nie przekroczy 120 °C, wyznaczono szereg map maksymalnej temperatury uzwojenia (jak na rys. 6b), przy różnych wartościach współczynnika przeciążenia. Przykładowe zależności maksymalnej temperatury uzwojenia od współczynnika przejmowania ciepła α_K i wydatku medium w kanale Q_m , przy przeciążeniach określonych wartościami współczynnika $k_i = 2$ i 1.8 w postaci map

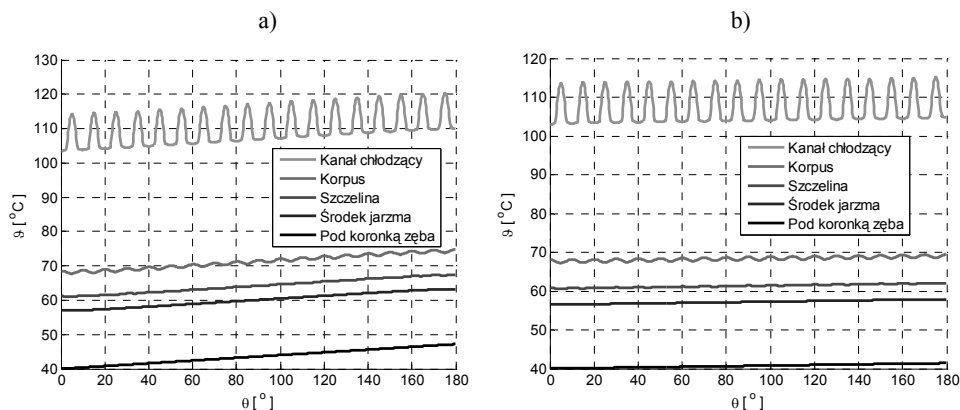


Rys. 7. Wyznaczenie maksymalnego ciągłego przeciążenia maszyny przy maksymalnej temperaturze uzwojenia 120 °C, a) przeciążenie $k_i = 2$, b) przeciążenia $k_i = 1,8$

Fig. 7. Determination of the maximum continuous overload the machine with a maximum temperature of the windings 120 °C, a) overload $k_i = 2$, b) overload $k_i = 1,8$

z izotermami pokazano na rysunku 7a i 7b. Z rysunków tych wynika, że aby maksymalna temperatura uzwojenia nie przekroczyła 120 °C, maszyna może być przeciążona długotrwale nie więcej niż 1.8 razy. Przy takim przeciążeniu temperaturę 120 °C można uzyskać, gdy współczynnik przyjmowania ciepła znajduje się w przedziale od 1850 do 1650 W/m²K, a wydatek w przedziale od 0.2 do 0.5 l/min.

Przykładowe rozkłady temperatury w poszczególnych elementach maszyny wzdłuż jej obwodu przy przeciążeniu $k_i = 1.8$ wyznaczone przy określonych wartościach α_K i Q_m przedstawiono na rys. 8a i 8b.



Rys. 8. Rozkład temperatury w poszczególnych częściach maszyny z dwoma obiegami chłodzenia, przy przeciążeniu $k_i = 1.8$ i wydatku medium a) $Q_m = 0.1$ l/min i współczynniku przyjmowania ciepła w kanale $\alpha_K = 1750$ W/m²K, b) $Q_m = 0.2$ l/min i współczynniku przyjmowania ciepła w kanale $\alpha_K = 1750$ W/m²K

Fig. 8. Distribution of temperature in different parts of the machine for cooling system with two parallel coolant circuits for overload $k_i = 1.8$, and speed of the cooling medium a) $Q_m = 0.1$ l/min, $\alpha_K = 1750$ W/m²K, b) $Q_m = 0.2$ l/min, $\alpha_K = 1750$ W/m²K

5. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono konstrukcję maszyny z magnesami trwałymi i zewnętrznym wirnikiem. Rozpatrzono dwa rozwiązania chłodzenia, w których medium chłodzące odbiera ciepło z wewnętrznej powierzchni korpusu wewnętrznego stojana maszyny, układ chłodzenia z jednym obiegiem medium chłodzącego i układ z dwoma równoległymi obiegami medium. Przedstawiono metodę rozwiązania modelu cieplnego maszyny z pierwszym i drugim wariantem chłodzenia. W wyniku porównania rozkładu temperatury w maszynie dla obu wariantów chłodzenia, przy tym samym wydatku medium, zauważono, że niższe wartości temperatury uzyskano dla rozwiązania z dwoma obiegami. Ze względu na niewielkie wydatki medium chłodzącego i ko-

rzystniejsze właściwości układu z dwoma obiegami medium (łatwiejszym odpowietrzaniem układu chłodzenia przy napełnianiu kanału medium chłodzącym), można stwierdzić, że do tego typu maszyny, najlepsze rozwiązanie układu chłodzenia to układ z dwoma równoległymi obiegami. Na podstawie serii rozwiązań obwodu cieplnego rozpatrywanej maszyny, określono jej maksymalne ciągłe przeciążenie, przy którym maksymalna temperatura w maszynie nie osiągnie założonej dopuszczalnej wartości 120 °C.

Artykuł współfinansowany z pracy ECO-Mobilność WND-POIG.01.03.01-14-154/09.

Praca współfinansowana ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka.

LITERATURA

- [1] SZCZYPIOR J., JAKUBOWSKI R., *Konstrukcja maszyny do napędu samochodu elektrycznego o specjalnych wymaganiach*, Prace naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej, Nr 66/2012.
- [2] SZCZYPIOR J., JAKUBOWSKI R., *Obliczenia cieplne w bezrdzeniowej maszynie dyskowej z magnesami trwałymi o chłodzeniu bezpośrednim*, Zeszyty Problemowe, Maszyny Elektryczne, Nr 83, wyd. BOBRME Komel, 2009, 59–66.
- [3] SZCZYPIOR J., JAKUBOWSKI R., *Metody bezpośredniego chłodzenia uzwojenia w bezrdzeniowej maszynie dyskowej z magnesami trwałymi*, Zeszyty Problemowe, Maszyny Elektryczne, Nr 88, 2010, wyd. BOBRME Komel, 109–115.

COOLING SYSTEM AND THERMAL CALCULATION OF THE PERMANENT MAGNET MACHINE WITH EXTERNAL ROTOR

In this paper, the construction of permanent magnet machine with external rotor was presented. The liquid coolant cooling of the machine was discussed. Distribution of the temperature in cross section of the machine obtained from the solution of thermal network in steady state, was presented. The influence of parameters the cooling medium on temperature distribution in different parts of the machine was studied. The dependence of the maximum temperature of the stator windings on the degree of overloading the machine and the coolant flow rate was calculated. Maximum continuous overload the machine, at which the winding temperature does not exceed the accepted maximum value was specified.