

Adam RÓŻYCKI

## ZASTOSOWANIE RUREK CIEPLNYCH W SILNIKACH INDUKCYJNYCH

Streszczenie. Podstawowym celem artykułu jest rozeznanie możliwości wykorzystania rurek cieplnych zarówno statycznych, jak i wirujących w 3-fazowych silnikach indukcyjnych. Dla przyjętego cieplnego schematu zastępczego silnika w warunkach znamionowego obciążenia obliczono wpływ zmian niektórych przewodności cieplnych, imitujących rurki cieplne na rozkład temperatury w stanie cieplnie ustalonym.

## APPLICATION OF HEAT PIPE IN A.C. INDUCTION MOTORS

Summary. The principal aim of this paper is to examine the possibility of application of heat pipes, both static and rotating in three-phase induction motors. For assumed equivalent thermal diagram of a.c. induction motor under nominal load, the influence of variation of thermal conductivity imitating the presence of heat pipes on the steady state temperature distribution has been analysed.

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБОК ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Резюме. Основной целью статьи является оценка возможности применения статических и центробежных тепловых труб в трехфазных асинхронных двигателях. Для принятой эквивалентной тепловой схемы замещения закрытого асинхронного двигателя в условиях номинальной нагрузки рассчитано влияние изменения некоторых теплопроводимостей имитирующих тепловые трубки на распределение температур в установившихся режимах работы.

## 1. WSTĘP

Jednym z ważniejszych czynników warunkujących rozwój i udoskonalenie konstrukcji nowoczesnych maszyn elektrycznych jest stosowanie skuteczniejszych sposobów chłodzenia.

Zagadnienie to nabiera coraz większego znaczenia w miarę wzrostu mocy produkowanych maszyn elektrycznych, gdyż obniżenie jednostkowego zużycia materiałów ferromagnetycznych i nawojowych powoduje bardzo duże zmniejszenie powierzchni chłodzących.

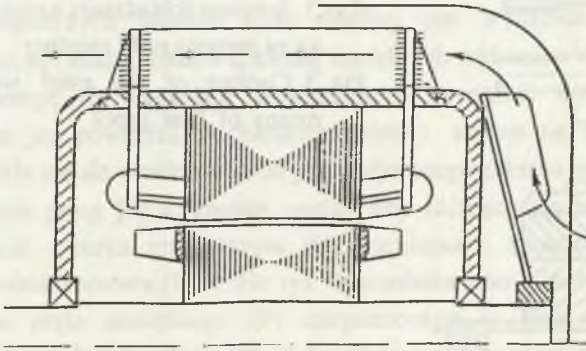
Konwencjonalne sposoby chłodzenia mogą być niewystarczalne do specjalnych rozwiązań maszyn elektrycznych, a także dla maszyn pracujących w ekstermalnie trudnych warunkach eksploatacyjnych. Poszukiwania konstruktorów zmierzają do intensyfikacji chłodzenia. Jednym ze sposobów może być zastosowanie rurek cieplnych.

Rurki cieplne, zwane również "nadprzewodnikami ciepła", stwarzają nowe możliwości odprowadzenia ciepła z maszyny przy minimalnym spadku temperatury na drodze ruchu ciepła, a więc podobnie jak przepływu prądu w uzwojeniu nadprzewodnikowym przy zerowym spadku napięcia. Koszt wykonania rurki cieplnej jest niewielki, a niezawodność działania, długa żywotność, brak potrzeby konserwacji i dozoru stwarzają możliwość coraz to szerszego zastosowania ich w budowie maszyn elektrycznych [1]. Na rys. 1-6 przedstawiono przykładowo kilka opatentowanych rozwiązań konstrukcyjnych rurek cieplnych wbudowanych do maszyn elektrycznych.

Najprostszymi technologicznie rurkami cieplnymi są rurki grawitacyjne, bezknotowe, zwane termosyfonami. Odprowadzenie ciepła można realizować od czołowych części uzwojeń stojana (rys.1), od wewnętrznego powietrza w strefie czołowych części uzwojeń stojana (rys 2), a także od powietrza nad pakietem stojana [2] przy zapewnieniu jego wewnętrznej cyrkulacji .

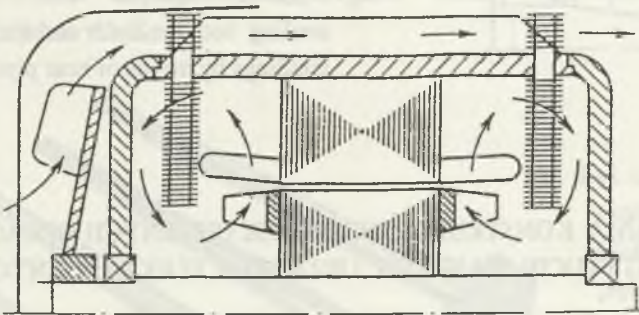
Rurki cieplne wykorzystuje się również do chłodzenia wirujących elementów maszyn elektrycznych. Wbudowuje się je albo do pakietu blach wirnika, do uzwojeń wirnika (rys 3) [3] względnie do wałka (rys 4) [4].

Do najbardziej perspektywicznych rozwiązań układów chłodzenia maszyn elektrycznych jest wykorzystanie rurek cieplnych zarówno do chłodzenia uzwojeń stojana, jak i uzwojeń wirnika. Przykład takiego rozwiązania [5] przedstawiono na rys. 5. Rurki umieszczone w stojanie są typu knotowego i rozciągają się poziomo do odległych miejsc poza pakiet blach stojana. W wirniku ze względu na siły odśrodkowe zastosowano rurki bezknotowe.



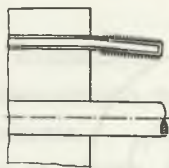
Rys.1. Maszyna elektryczna z rurkami cieplnymi umieszczonymi w czołowych częściach uzwojeń stojana

Fig. 1. Electric machine with heat pipes inserted into the stator end winding

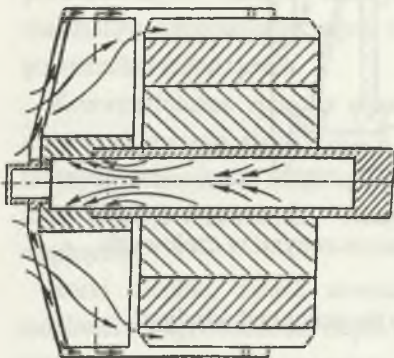


Rys. 2. Maszyna elektryczna z rurkami cieplnymi umieszczonymi we wnętrzu maszyny w pobliżu czołowych uzwojeń stojana.

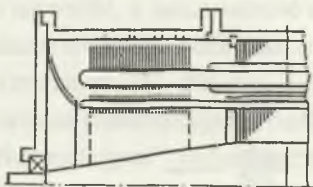
Fig. 2. Electric machine with heat pipes inserted into its inner part near the stator end winding



Rys.3. Schemat schładzania uzwojeń wimika za pomocą rurki cieplnej  
 Fig.3. Cooling of the rotor winding by means of heat pipes



Rys.4. Rurka cieplna wbudowana do wałka silnika elektrycznego  
 Fig. 4. Heat pipe inserted into the rotor shaft of a motor



Rys. 5. Maszyna elektryczna z równoczesnym schładzaniem uzwojeń stojana i wirnika za pomocą rurek cieplnych  
 Fig. 5. Electric machine with concurrent cooling both the stator and the rotor windings by means of heat pipes

## 2. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE RUREK CIEPLNYCH OPRACOWANYCH W INSTYTUCIE MASZYN I URZĄDZEŃ ELEKTRYCZNYCH

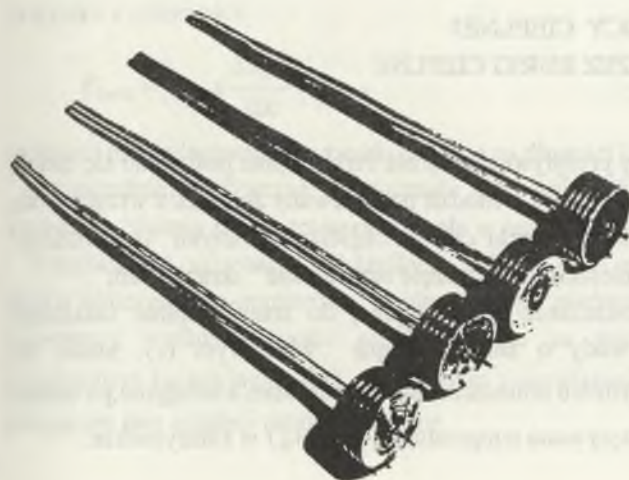
Przenoszenie ciepła przez rurkę cieplną odbywa się drogą odparowania cieczy zawartej w rurce w strefie parowania i skraplanie jej w strefie kondensacji. Procesowi parowania towarzyszy duży pobór ciepła z ośrodka chłodzącego, natomiast podczas skraplania następuje odprowadzenie ciepła najczęściej przez radiator, intensywnie schładzany powietrzem.

W rurkach grawitacyjnych i wirujących zamknięty obieg czynnika wypełniającego rurkę cieplną odbywa się przez działanie sił grawitacyjnych lub odśrodkowych. W rurkach kapilarnych wewnątrz rurki cieplnej jest wyłożone warstwą materiału porowatego, np. siatką metalową, zwaną knotem lub wykonane są nacięcia stanowiące swoistą pompę do transportu wewnętrznego czynnika. Wewnątrz rurki cieplnej pozbawione jest powietrza, w charakterze cieczy stosuje się wodę, spirytus, freon, aceton, ciekłe metale w zależności od przewidywanego zakresu temperatury pracy.

W ramach pracy [6] wykonane zostały trzy różniące się budową rurki cieplne, a mianowicie - rurka grawitacyjna (G), kapilarna - sześcioknotowa (K-6) oraz kapilarna ośmioknotowa (K-8). Na rys. 6 przedstawiono widok ogólny wykonanych rurek oraz pręta mosiężnego (P) zaopatrzonego w takie same radiatory jak w przypadku rurek, a służącego jako wzorzec do porównywania własności cieplnych.

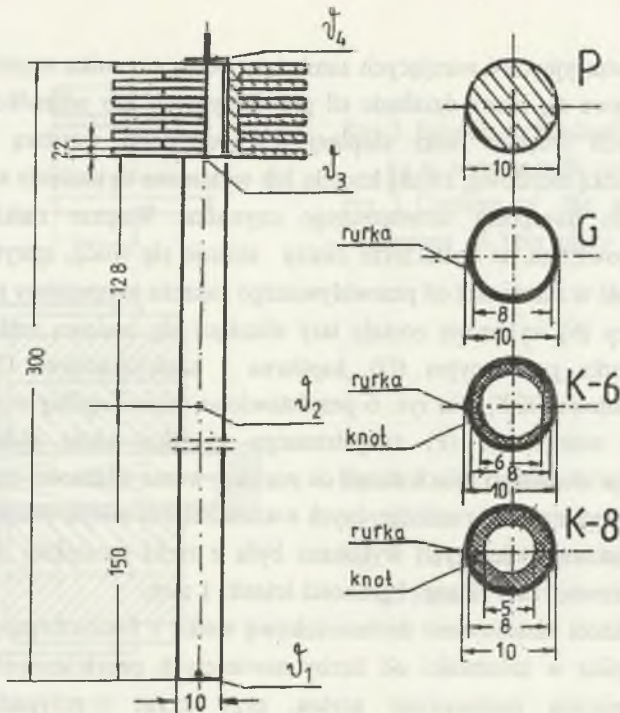
Na rys. 7 podane są wymiary rurek cieplnych z oznaczeniem miejsc rozmieszczenia termopar. Obudowa rurek cieplnych wykonana była z rurki mosiężnej o długości 300 mm, średnicy zewnętrznej 10 mm i grubości ścianki 1 mm.

W charakterze knota zastosowano drobnooczkową siatkę z fosforobrazu, tworzącą różną grubość kapilar w zależności od liczby nawiniętych przyściennych warstw. Jako ciecz wypełniającą zastosowano aceton, przy czym w przypadku rurek kapilarnych ilość acetonu gwarantowała pełne nasycenie kapilar, a w przypadku rurki grawitacyjnej ilość cieczy potrzebnej do jej prawidłowej pracy oceniono na 1/3 wysokości rurki. Dla realizacji późniejszych pomiarów rozkładu temperatury na długości rurek cieplnych przygotowane zostały 4 miniaturowe sondy termoelektryczne Cu-Ko.



Rys. 6. Widok ogólny rurek cieplnych (G), (K-6), (K-8) oraz pręta mosiężnego (P)

Fig. 6. The view of heat pipes (G), (K-6) (K-8) and a bar made of brass (P)



Rys. 7. Wymiary rurek ciepłych z zaznaczonym miejscem rozmieszczenia termopar  
Fig. 7. Dimensions of heat pipes with marked places where the thermocouples are inserted

### 3. WYZNACZANIE MOCY CIEPLNEJ PRZENOSZONEJ PRZEZ RURKI CIEPLNE

W celu wyznaczenia mocy przepływającej przez rurki ciepłe posłużono się metodą kalorymetryczną. W skład urządzenia wchodził podgrzewany zbiornik z wrzącą wodą, do którego zanurzone były kolejno rurki ciepłe częściami zwanymi "parownikami" i z kalorymetru, w którym umieszczana była część rurki zwana "skraplaczem".

Po wcześniejszym doprowadzeniu rurki ciepłej do stanu cieplnie ustalonego wlewano określoną masę wody o znanym ciepłe właściwym ( $c$ ), masie ( $m$ ) i temperaturze ( $\vartheta_2$ ) do kalorymetru umieszczonego na korpusie, a następnie po okresie  $\Delta t = 10$  minut ponownie odczytywano temperaturę wody ( $\vartheta_G$ ) w kalorymetrze.

Ze wzoru

$$P = \frac{c \cdot m \cdot (\vartheta_G - \vartheta_z)}{\Delta t} \quad (1)$$

określono moc przenoszoną przez rurki. Wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Dane	Rodzaj rurki cieplnej			Pręt mosiężny P
	G	K-6	K-8	
różnica temperatur wody [ °C ]	4	14,8	5,3	1,3
moc przenoszona [W]	15,68	58,02	20,78	5,1

Pomiary kalorymetryczne wykonano również dla pręta mosiężnego, który przeniósł najmniejszą moc. Najlepsza okazała się rurka K-6, dla której moc przenoszona była przeszło dziesięciokrotnie większa niż dla pręta mosiężnego.

#### 4. WYZNACZANIE WSKAŹNIKA DOBROCI RURKI CIEPLNEJ

Podstawową własnością rurki cieplnej jest jej zdolność przenoszenia ciepła, miarą której można przyjąć iloczyn zastępczej przewodności cieplnej  $\lambda_z$  i całkowitej powierzchni przekroju  $s$ . Im większy jest wskaźnik  $\lambda_z \cdot s$ , tym przy stosunkowo niewielkim gradiencie temperatur rurka cieplna wykazuje lepsze własności użytkowe, co wynika z zależności:

$$P_{(x=l)} = -\lambda_z s \frac{d\vartheta(x)}{dx} \Big|_{(x=l)}, \quad (2)$$

opisującej moc odprowadzoną z rurki cieplnej na długości  $(x=l)$ .

Bezpośrednie, analityczne wyznaczenie tego wskaźnika  $\lambda_z \cdot s$  jest utrudnione ze względu na złożony proces transportu ciepła w rurce.

Wskaźnik ten nazywany wskaźnikiem dobroci rurki cieplnej został wyznaczony metodą obliczeniowo-pomiarową, polegającą na porównaniu ustalonego przebiegu temperatury wzdłuż długości rurki, zdjętego za pomocą sond pomiarowych, z przebiegiem funkcyjnym  $\vartheta(x)$ , uzyskanym z rozwiązania równania różniczkowego opisującym stan cieplnie ustalony w rurce.

Równanie dla bezźródłowego elementu schładzanego na bocznych powierzchniach ma postać:

$$\frac{d^2\vartheta(x)}{dx^2} - a^2\vartheta(x) + b = 0, \quad (3)$$

$$\text{gdzie: } a^2 = \frac{ku}{\lambda_2 s}, \quad b = \frac{ku}{\lambda_2 s} \vartheta_{ot}, \quad (4)$$

przy czym:

- $k$  - współczynnik oddawania ciepła z bocznej powierzchni rurki cieplnej do otoczenia o temperaturze  $\vartheta_{ot}$ ,
- $\lambda_2$  - zastępcza przewodność cieplna rurki,
- $s$  - powierzchnia przekroju poprzecznego rurki,
- $u, l$  - obwód i długość rurki.

Dla warunków brzegowych  $\vartheta_{(x=0)} = \vartheta_1$ ,  $\vartheta_{(x=l)} = \vartheta_4$  zgodnie z rys. 8 rozwiązaniem równania jest funkcja:

$$\vartheta_{(x)} = (\vartheta_1 - \vartheta_{ot}) \frac{\text{sh}a(1-x)}{\text{sh}al} + (\vartheta_4 - \vartheta_{ot}) \frac{\text{sh}ax}{\text{sh}al} + \vartheta_{ot}, \quad (5)$$

w której występują dwie niewiadome  $\lambda_2 \cdot s$  oraz  $k$ , gdyż:

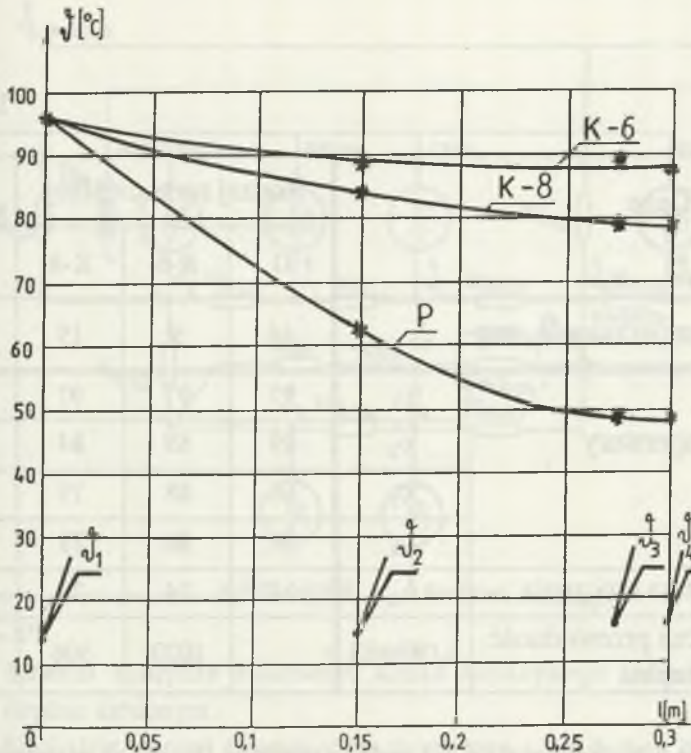
$$a = \sqrt{\frac{ku}{\lambda_2 s}} = \sqrt{\frac{kul}{\lambda_2 s}} = \sqrt{\frac{R_k}{1}} = \sqrt{R_k} \quad \text{gdźyż } R_\lambda = \frac{l}{\lambda_2 s}, \quad R_k = \frac{1}{kul}. \quad (6)$$

Opór cieplny  $R_\lambda$  reprezentuje oddawanie ciepła wzdłuż długości rurki cieplnej, zaś opór cieplny  $R_k$  oddawania ciepła do otoczenia w kierunku prostopadłym do osi  $x$ .

Aby wyznaczyć wartość współczynnika oddawania ciepła  $k$  należy wykonać dodatkowy pomiar rozkładu temperatury na długości  $x$ , najlepiej dla pręta mosiężnego, dla którego znana jest wartość przewodności cieplnej  $\lambda_m$ . Przez podstawienie do równania (5) wartości wynikłych z przyjęcia różnych wielkości  $k$  doprowadzamy do pokrycia się charakterystyki obliczeniowej i pomiarowej dla pręta mosiężnego.

Przyjmując wyznaczoną w ten sposób wartość  $k$  jako poprawną i możliwą do przyjęcia dla rurek cieplnych, doprowadzamy do pokrycia się charakterystyk  $\vartheta(x)$  obliczonych ze wzoru (5) przy różnych przyjętych wartościach  $\lambda_2 \cdot s$  z charakterystykami zmierzonymi. Wyznaczony w ten sposób wskaźnik  $\lambda_2 \cdot s$  dla różnego typu rurek cieplnych pozwala na przeprowadzenie analizy porównawczej rurek cieplnych i jednoznaczne określenie ich dobroci.





Rys. 8. Punkty pomiarowe zdjęte podczas badania rurek cieplnych (K-6) , (K-8) oraz pręta miedzianego (P) z aproksymowaną charakterystyką  $\vartheta(x)$  przechodzącą przez te punkty , wyznaczoną z równania 5 dla  $k = 7,65 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{K}$

Fig. 8. Measurement points taken during measurements of heat pipes (K-6), (K-8) and a bar made of brass with the characteristic  $\vartheta(x)$  passing near these points, resulting from equation (5) for thermal conductivity  $k = 7,65 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{K}$

Na rys. 8 podane są wyniki obliczeń temperatury wzdłuż długości rurek cieplnych (K-6), (K-8) oraz pręta (P) z zaznaczonymi punktami pomiarowymi sond termoelektrycznych  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3, \vartheta_4$ . W tabeli 2 zestawiono dane pomiarowe i wyznaczone zastępcze przewodności cieplne  $\lambda_z$ . Na podstawie danych z tabeli 2 uzyskano potwierdzenie, że najlepsze właściwości cieplne posiada rurka kapilarna sześcioknotowa. Zachodzi zależność między wyznaczoną przewodnością zastępczą  $\lambda_z$  a mocą przenoszoną przez rurkę cieplną.

Tabela 2

Dane		Rodzaj rurki cieplnej			Pręt mosiężny
		G	K-6	K-8	
Spadek temperatury $v_1 - v_4$		44	9	19	49
Temperatury	$v_1$	97	97	97	97
	$v_2$	89	89	84	62
	$v_3$	60	88	79	48
	$v_4$	53	86	78	48
Temperatura otoczenia	$v_{ot}$	24	24	24	24
Obl. zastępcza przewodność cieplna	$\lambda_z [W/m\cdot K]$	-	1020	506	120

Z porównania danych dla rurki K-6 i pręta mosiężnego (P) widać że przewodność  $\lambda_z$  jest 9-krotnie większa (tabela 2) a przenoszona moc 11 razy większa (tabela 1).

##### 5. ANALIZA WPŁYWU PRZEWODNOŚCI CIEPLNYCH NA ROZKŁAD TEMPERATURY W 3-FAZOWYM SILNIKU INDUKCYJNYM KLATKOWYM

Przedmiotem obliczeń jest 3-fazowy silnik indukcyjny, klatkowy o danych:  $P_n = 3KW$ ,  $U_N = 220V / 380V$ ,  $I_N = 11,3A / 6,5A$ ,  $n_w = 1430 \text{ obr./min}$ ,  $\cos \varphi_N = 0,835$ , dla którego cieplny schemat zastępczy składający się z 9 węzłów cieplnych, 13 przewodności cieplnych i 6 źródeł strat mocy podany jest na rys. 9.



z których przy założeniu, że znane są wartości strat w części żłobkowej  $P_1 = P_{10}[1 + \alpha_{cu}\vartheta_1]$  i czołowej  $P_2 = P_{20}[1 + \alpha_{cu}\vartheta_2]$  uzwojenia stojana, w klatce wirnika  $P_3 = P_{30}[1 + \alpha_{al}\vartheta_3]$ , pierścieniach zwierających klatkę  $P_4 = P_{40}[1 + \alpha_{al}\vartheta_4]$  oraz w żelazie stojana  $P_5$  i mechaniczne  $P_7$ , przewodności cieplne  $G_{th}$ , temperatury otoczenia  $\vartheta_{ot}$ , można wyznaczyć nieznane wartości temperatur  $\vartheta_1, \dots, \vartheta_8$  oraz temperaturę powietrza  $\vartheta_p$  wewnątrz silnika.

Przeprowadzono następującą serię obliczeń cieplnych:

- w znamionowych warunkach obciążenia przy konwencjonalnym ochładzaniu silnika,
- w znamionowych warunkach obciążenia przy wbudowaniu wirującej rurki cieplnej do wałka wirnika,
- w znamionowych warunkach obciążenia przy wbudowaniu statycznej rurki cieplnej do pakietu blach stojana,
- w przeciążeniowych warunkach pracy tj. przy  $I = (1,1 \div 1,2 \div 1,3)I_N$  z wbudowanymi rurkami cieplnymi do stojana.

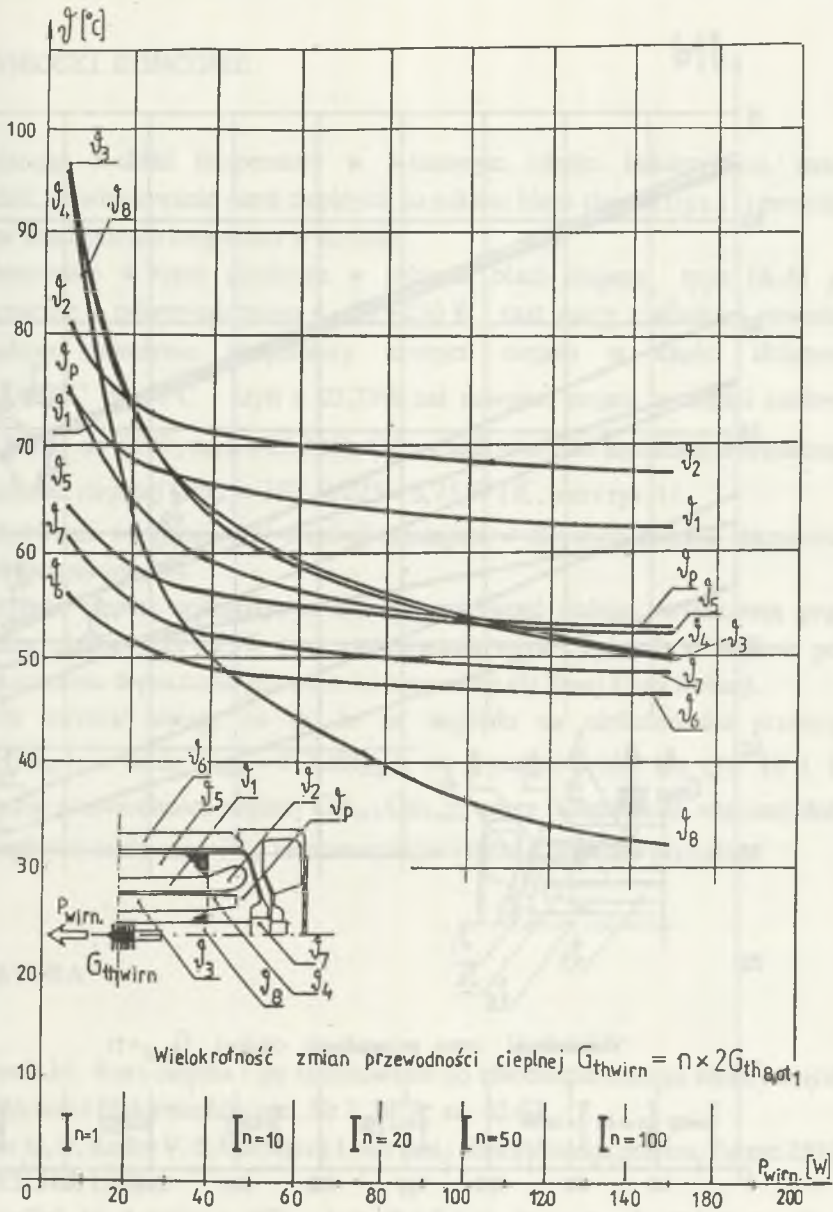
Wpływ obecności wirującej rurki cieplnej uwzględniono w cieplnym schemacie zastępczym przez zastąpienie przewodności cieplnej  $2G_{th_{g,ot1}}$  nową przewodnością cieplną  $G_{th_{wirn.}}$ , której wartość zależy od wielkości i typu rurki.

Wbudowanie statycznych rurek cieplnych np. do pakietu blach stojana uwzględnia się w cieplnym schemacie zastępczym przez wprowadzenie do węzła o temperaturze  $\vartheta_5$  dodatkowej przewodności cieplnej  $G_{th_{st.}}$ , łączącej pakiet blach stojana z otoczeniem.

Wykorzystując cieplny schemat zastępczy 3-fazowego silnika indukcyjnego z rys. 9 obliczono wpływ odprowadzanej mocy z wirującej rurki cieplnej wbudowanej do wirnika  $P_{wirn.}$  (rys 10) oraz ze statycznej rurki cieplnej umieszczonej w stojanie  $P_{st.}$  (rys.11) na rozkład temperatury w silniku.

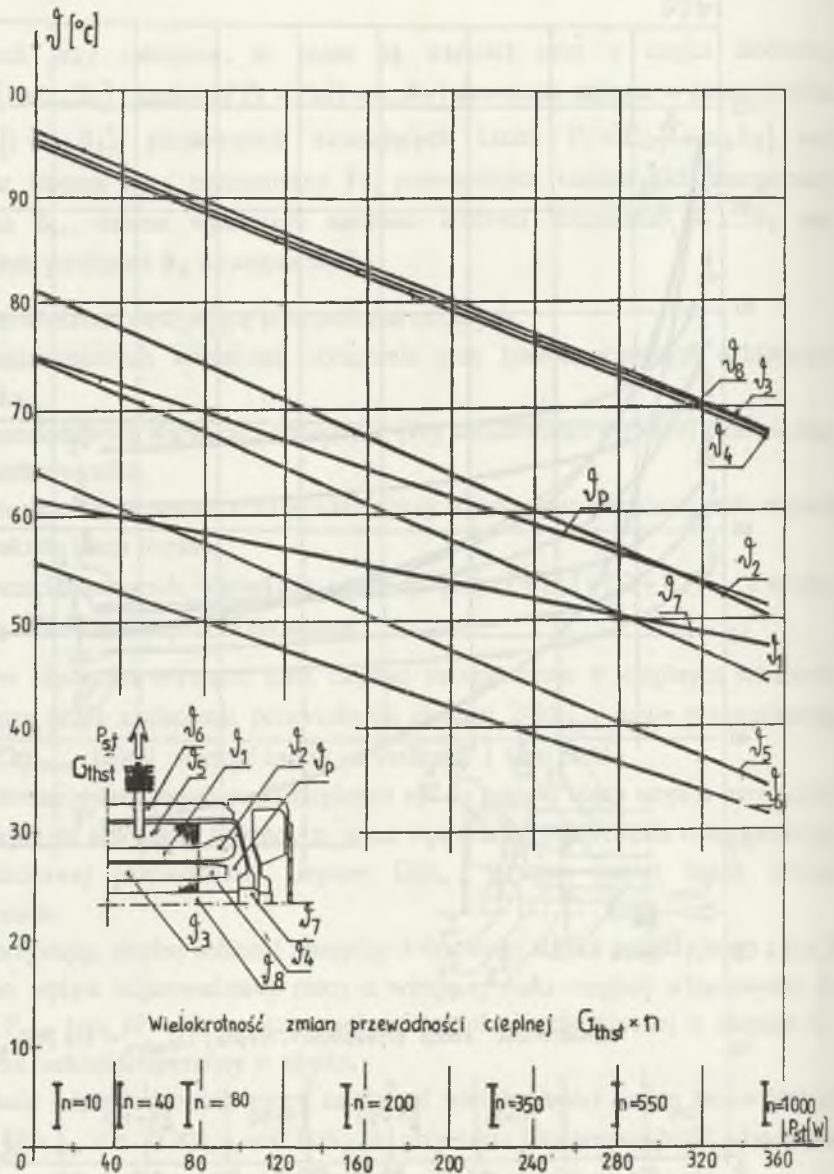
Wielkość odprowadzonych mocy zależy od wielokrotności zmian przewodności cieplnej  $G_{th_{wirn.}} = n \cdot 2G_{th_{g,ot1}}$  oraz  $G_{th_{st.}} \cdot n$ , przy czym jako przewodność odniesienia, tj. dla  $n=1$  przyjęto  $2G_{th_{g,ot1}} = 0,0835 \text{ W/K}$  oraz  $G_{th_{st.}} = 0,025 \text{ W/K}$ .

Z rys. 10 i 11 można również odczytać wartość mocy odprowadzanej przez wałek  $P_{wirn.}$  oraz ze stojana  $P_{st.}$  w zależności od wielokrotności zmian przewodności cieplnej  $G_{th_{wirn.}}$  oraz  $G_{th_{st.}}$ .



Rys. 10. Wyniki obliczeń temperatur  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_8, \theta_p$  w przypadku rurki cieplnej wbudowanej do wirnika  $G_{thwirn}$  przy  $I = I_n$

Fig. 10. Results of temperatures computation  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_8, \theta_p$  for heat pipe inserted into the rotor  $G_{thwirn}$  under rated load conditions



Rys. 11. Wyniki obliczeń temperatur  $\vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_8, \vartheta_p$  w przypadku rurki ciepłej wbudowanej do stojana  $G_{thst}$ . przy  $I = I_n$

Fig. 11. Results of temperatures computation  $\vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_8, \vartheta_p$  for heat pipe inserted into the stator  $G_{thst}$ . under rated load conditions

## 6. WNIOSKI KOŃCOWE

Analizując rozkład temperatury w 3-fazowym silniku indukcyjnym, można stwierdzić, że wbudowanie rurek cieplnych do pakietu blach stojana (rys 11) powoduje wyraźne zmniejszenie temperatur w stojanie.

Zastosowanie 4 rurek cieplnych w pakiecie blach stojana typu (K-6) jest równoznaczne z odprowadzeniem  $4 \times 58 \approx 230$  W strat mocy z silnika i powoduje przykładowo obniżenie temperatury uzwojeń stojana w części żłobkowej z  $\vartheta_1 = 74,73^\circ\text{C}$  do  $57^\circ\text{C}$ , czyli o 23,73% zaś uzwojeń stojana w części czołowej z  $\vartheta_2 = 81,1^\circ\text{C}$  do  $63^\circ\text{C}$ , czyli o 22,32%. Odpowiada to  $n=350$ -krotnemu powiększeniu przewodności cieplnej  $G_{th_{st}} = 350 \cdot 0,025 = 8,75$  W / K, patrz rys. 11.

Zastosowanie wirującej rurki cieplnej zmniejsza w słabszym stopniu temperatury uzwojeń stojana (rys.10).

Obliczenia cieplne wykazały, że istnieje możliwość stałego zwiększenia prądu obciążenia silnika o  $20 \div 25\%$  przy zastosowaniu rurek cieplnych w stojanie przy nieprzekroczeniu dopuszczalnych wartości temperatur dla danej klasy izolacji.

Należy zwrócić uwagę na to, że ze względu na nieliniowości przebiegu  $P_{st} = f(G_{th_{st}})$ , a także  $P_{wirn.} = f(2G_{th_{rotl}})$ , co wyraźnie widać na rys. 10 i 11, zwiększenie przewodności cieplnej  $G_{th_{st.}}$ ,  $G_{th_{wirn.}}$  przez wbudowanie większej ilości rurek cieplnych może okazać się nieekonomiczne i technicznie niewykonalne.

## LITERATURA

- [1] Bernadt M.: Rura cieplna i jej zastosowanie do chłodzenia maszyn elektrycznych. Wiadomości Elektrotechniczne . Nr 3 ,1978, ss. 62-63.
- [2] Tubis Je, B, Radin V. I, Vorobjeva I. A i inni.: Električeskaja mašina. Patent ZSRR Nr. 731516, 1980.
- [3] Bubeníček M., Londin J., Ošlejsek O, Polašek F., Schneller J.: Chladici zarižení rotoru elektrických stroju obsahující axiálně uložené teplovodné trubice, umístěné u obvodu rotoru . Patent Czechosłowacja Nr 161576, 1975.
- [4] Fries P., Hoffmann M. : Anordnung zur Kühlung eines Rotationskorpens. Patent RFN Nr 2020953, 1970, Siemens AG.

- [5] Corman J.C., Edgar R.F., Mc Laughlin M.H., Tompkins R.E. : Rotating electrical machine having rotor and stator cooled by means of heat pipes. Patent USA Nr 3.801.843, 1974, General Electric Company.
- [6] Jara S., Zawisza A.: Zastosowanie rurek cieplnych w maszynach elektrycznych ze szczególnym uwzględnieniem 3-fazowych silników indukcyjnych. Praca dyplomowa wykonana w Instytucie Maszyn i Urządzeń Elektrycznych Politechnika Śląska, Gliwice 1992.

Recenzent: Doc. dr inż. Jerzy Hickiewicz

Wpłynęło do Redakcji dnia 25 marca 1994r.

### Abstract

In this paper to examine the possibility of application of heat pipes has been presented. A few acetone heat pipes is constructed. They are made of brass; 1 cm o.d., 0,8 i. d. and 30 cm. long. The wick is shaped in the form of a spiral of six (K-6) or eight (K-8) layers and fitted closely to the inner walls of the tube.

For the purpose of comparison of the quality of heat pipes the additional brass bar (P) of the same dimensions as previously mentioned is made.

Calorimetrical measurements show that the heat pipe (K-6) conducted ten times more heat power than the brass bar.

A rotating cylindrical heat tube placed in the rotor of an enclosed squirrel-cage induction motor is theoretically examined with the use of equivalent thermal diagram of three-phase a.c. induction motor under rated load conditions. In the same way the static heat tube inserted into the stator core induction motor is examined.

The use of heat tubes for the cooling of electric machines is promising.

Computations show that the application of heat pipes results in reduction of temperature rise in the parts of electric machines of about 20°C. It means that an electric machine equipped with heat pipes may be loaded with the power greater than the rated load, without exceeding the maximum allowable temperature rise.