

〈논 문〉

전폐형 유도전동기 엔드와인딩 표면의 열전달에 미치는 회전자팬의 영향

윤 명 근* · 고 상 근**

(1996년 12월 26일 접수)

Rotor Fan Effects on Endwinding Heat Transfer in Totally Enclosed Fan Cooled Induction Motor

M. K. Yoon and S. Ken Kauh

Key Words : Heat Transfer(열전달), Induction Motor(유도전동기), Endwinding(엔드와인딩), Rotor Fan(회전자팬), Carbon Coated Paper(탄소막종이), Constant Heat Flux(등열유속), Nusselt Number(누셀트 수)

Abstract

The endwinding is an important part in induction motor for thermal analysis. But there is little information on the heat transfer coefficient of that surfaces because of geometrical complexity. So our experimental object is to know the heat transfer coefficient of endwinding and find the optimum design parameter of rotor fan. Carbon coated papers were used for a uniform heat generating surfaces which were easy to fabricate. The Experiments of some parameters were performed as varying rotation speed of rotor fan. We obtained the local and average Nusselt number of the endwinding surfaces by correcting radiation and conduction losses errors. The results showed that the average Nusselt number increased with rotor fan blade number and width but decreased with endwinding length. However, the increasing limits existed in the case of rotor fan width and blade number. So optimum design value were obtained for rotor fan width and blade numbers.

기호설명

<p>D : 직경, m</p> <p>$F_{1,2}$: 형상계수</p> <p>Gr_y^* : 변환된 그라쇼프수, $\frac{g\beta q''_{conv} y^4}{k\nu^2}$</p> <p>$f$: 엔드와인딩 내면, 측면 및 외면에서의 발열 보정계수</p> <p>g : 중력가속도, 9.8 m/s²</p>	<p>H : 높이, m</p> <p>h : 대류열전달계수, W/m²K</p> <p>I : 전류, A</p> <p>k : 공기의 열전도도, W/mK</p> <p>k_w : 단열재(Teflon)의 열전도도, W/mK</p> <p>L : 길이, m</p> <p>N : 분당 회전수, rpm</p> <p>N_{rtf} : 회전자 팬의 날개수</p> <p>Nu : 국소 누셀수</p> <p>\overline{Nu} : 평균 누셀수</p>
--	--

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 기계공학과

- Pr : 공기의 프란틀수, ν/α
- \dot{q} : 열유속, W/m^2
- R : 전기 저항, Ω
- Re : 레이놀즈수
- S : 표면적, m^2
- T : 국소온도, K
- T_i : 엔드캡 내부의 임의의 점에서의 국소온도, K
- T_{ew} : 엔드와인딩 표면에서의 국소온도, K
- \bar{T}_{air} : 엔드캡 내부공기의 평균 체적 온도, K
- t : 두께, m
- V : 전압, V
- V_i : 엔드캡 내부공기에서 측정점을 임의로 나눈 체적, m^3
- V_{air} : 엔드캡 내부공기의 체적, m^3
- v : 선속도, m/s
- y : 수직평판에서 바닥으로부터의 수직거리, m

그리스문자

- α : 공기의 열확산계수, m^2/s
- β : 공기의 체적 열팽창계수, K^{-1}
- Δx : 전도열손실 계산시의 x방향 격자간격, m
- Δy : 전도열손실 계산시의 y방향 격자간격, m
- ϵ : 방사율
- μ : 공기의 점성계수, $N \cdot s/m^2$
- μ_w : 벽면온도에서의 공기의 점성계수, $N \cdot s/m^2$
- ν : 공기의 동점성계수, m^2/s
- σ : 스테판 볼츠만 상수, $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$
- τ_{rt} : 회전자 외경에서의 팬 피치, m

하첨자

- air : 엔드캡 내부공기
- cond : 전도열전달
- conv : 대류열전달
- ec : 엔드캡
- ew : 엔드와인딩
- ew, i : 엔드와인딩 내면
- ew, o : 엔드와인딩 외면
- ew, s : 엔드와인딩 측면
- fri : 프레임내면
- N : 자연대류
- rad : 복사열전달
- rtf : 회전자팬
- tot : 총, 전체 (Total)

I. 서론

산업의 요구에 따라 유도전동기의 소형경량화, 대용량화 및 고속화가 점점 진행되어가고 있고, 이에 따라 내부손실(열원)의 증대에 따른 발열량도 점점 많아지고 있다. 따라서 전동기의 코일온도를 한계치 이하로 낮추거나, 높은 과부하율을 가지는 신뢰성 있는 유도전동기를 제작하기 위하여 냉각성을 향상시키는 일은 매우 중요하다. 이를 위하여 설계 및 개발단계에서 열해석을 통한 정확한 온도 분포를 예측할 필요가 있다.⁽¹⁾

정확한 열해석을 위하여는 각부의 열저항을 정확하게 알아야한다. 특히 엔드와인딩부는 유도전동기의 코일중에서 최고 온도점을 가지고,⁽²⁾ 엔드와인딩부의 열손실중 약 80%정도가 엔드와인딩의 표면과 엔드캡내부 공기와의 대류열전달을 통하여 나간 후, 프레임내면과 엔드캡의 내면을 통하여 전달되므로,⁽³⁾ 그 열전달의 기구를 이해하는 것은 유도전동기의 열해석에 있어서 매우 중요하다고 할 수 있다. 그러나 전폐형 유도전동기에서의 엔드와인딩부는 형상이 매우 복잡하고 유동의 속도도 표면을 따라서 일정하지 않기때문에 모델링하기가 어려우므로, 프레임표면의 대류열전달이나 냉각팬의 특성에 관한 연구들에 비해 문헌이 거의 없는 편이다.

몇 가지 관련 연구들에 대하여 살펴보면, Oslejsek⁽³⁾은 유도전동기 엔드캡내부의 엔드와인딩 근처의 유동장 및 엔드와인딩표면의 열전달에 관한 연구를 하였다. 그러나 저항측정에 의한 평균온도의 계산으로 국소열전달계수가 아닌 평균열전달계수만을 구하였으며, 전도와 대류가 공존하는 복합 열전달의 문제에서, 코일다발에서의 열전도도를 축방향과 반경방향이 서로 다른 이방성의 열전도도로 계산하여야 함에도 불구하고 등방성의 등가열전도도로 계산하였고, 2차유동을 가지는 덕트유동의 경우와 같이 열전달계수가 속도의 0.8승에 비례한다고 가정된 후 다른 계수의 값들을 실험결과와 맞추어 사용하였는데, 이는 열전달계수 상관식 계산의 오류로 작용한다고 생각한다. 芝山重三郎 등⁽⁴⁾은 풍동실험을 통하여 개방형 유도전동기 회전자팬의 특성에 관한 실험을 하였는데, 팬의 날개수(N_{rtf})가 많을수록, 회전자팬 폭(L_{rtf})과 회전자팬의 끝단에서 엔드캡 내면까지의 거리(L_{ec})의 비와, 팬의 폭과 엔드와인딩부의 길이(L_{ew})의 비가 비슷할수

록 최대풍량을 얻게된다고 하였다. 그러나 개방형은 전폐형과 매우 다른 구조이므로, 모든 면이 차폐되어 있는 전폐형에서는 그 결과를 사용할 수가 없다. Kaltenbacher⁽⁵⁾ 등은 엔드와인딩부에서 프레임으로의 열전달은 엔드와인딩의 형태에 매우 민감하다고 하였고, Hay 등은, 엔드와인딩 주위의 열전달현상은 교반기(Stirred Vessels)⁽⁶⁾나 튜브뱅크(Tube Banks)⁽⁷⁾ 등과 유사하므로 여기서의 상관식을 대신 사용할 수 있다고 하였다. Edwards⁽⁸⁾ 등은 교반기 내의 열전달에 관하여 임펠러와 열전달면을 파라미터로한 많은 양의 상관식들을 정리하였고, 임펠러와 벽사이의 간극의 영향에 관한 연구로부터 기하학적 상사성의 제한조건에 대하여 설명하였다.

이상에서 살펴본 바와 같이, 유도전동기 내의 엔드와인딩부의 열전달에 관한 연구는 거의 없고 다른 용도의 모델실험의 값을 사용하는 형편이다. 특히 모델실험의 어려움으로 인하여 전폐형의 경우는 더욱 그 문헌을 찾아보기 힘들었다. 따라서 본 연구에서는 등열유속의 표면을 가진 엔드와인딩부의 모델실험을 통하여 국소열전달계수를 측정하고 이로부터 평균열전달계수를 도출한 후, 몇 가지 회전자의 설계파라미터가 엔드와인딩의 열전달에 미치는 영향을 고려하여 최적의 회전자팬 설계인자를 구하는 것을 목적으로 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실제 유도전동기에서는, 엔드와인딩부의 코일에 흐르는 전류에 의한 저항손에 의하여 코일다발에서 열이 발생한다. 그 열의 일부는 고정자슬롯 내의 코일로 전도되어 고정자철심과 프레임을 통하여 방출되나, 대부분은 엔드와인딩과 엔드캡 내부공기와의 대류열전달을 통하여 전달된 후, 엔드캡을 거쳐 외부로 방출된다. 그러나, 엔드와인딩부의 표면에서 열전달계수를 구하기 위하여 실제 유도전동기에서 열유속을 측정하는 것은 매우 어려우므로, 본 연구에서는 엔드와인딩부의 표면이 일정 열유속을 발생한다고 가정하여 열유속을 측정하였다. Fig. 1에 엔드와인딩표면의 열전달계수를 측정하기 위한 모델실험장치의 구성도를 나타내었다.

시험전동기는 상용전동기의 코어를 프레스기로 뽑아낸 후, 코어와 엔드와인딩부의 모델을 부착하

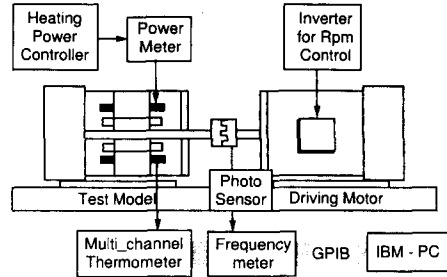


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

였고 엔드와인딩표면의 발열부는 가변트랜스(Slidacs)를 사용하여 교류전원을 공급하였고, 전압과 전류를 측정하여 발열부에서 발생하는 총 열량을 계산할 수 있었다. 교류전압을 100~240V로 변화시켜, 30~100W의 범위에서 표면의 온도가 약 60°C 이하로 유지되게 하였다. 실제 전동기의 엔드와인딩부의 온도는 대기온도가 25°C일 때, 약 95~100°C이나,⁽²⁾ 본 실험의 경우 너무 높은 표면 온도(약 100°C 이상)에서는 탄소막종이에 부착된 양면테이프가 수축되어 발열부가 변형되었으므로, 낮은 표면온도의 조건으로 실험을 수행하였다. 회전자는 구동전동기를 인버터로 조정하여 회전수를 가변할 수 있게 하였고, 빛의 반사를 이용하여 펄스를 검출하는 광센서를 사용하여 회전자팬의 회전수를 측정하였다. 발열부 표면의 온도데이터는 열전대를 부착하여 다채널 자료획득장치(Fluke 2620A)로 읽었고, 모든 데이터는 병렬통신(GPIB)을 통하여 개인용컴퓨터로 저장한 후 처리하였다. 엔드와인딩부 모델의 상세도가 Fig. 2에 나타나 있다.

이 그림은 중심축에 대하여 방사대칭으로써, 엔드와인딩부의 모델로서 테프론(Teflon)을 원통형으로 가공하여 고정자철심쪽에 부착하였고, 그 길이(L_{ew})를 변화시키면서 실험하였다. 일정 열유속을 발생하는 재료들 중, 금코팅막 등은 휘거나 구부리면 부서지기 쉬우므로 복잡한 형상의 표면에는 적당하지 않을 뿐만 아니라 가격이 비싸고, 스테인레스박판은 저항이 매우 작으므로 같은 양의 전원을 공급할 때 짧은 전선을 사용하는 고전류용 트랜스가 필요하고 특히 전극의 제작이 어려우므로 여기서는 저항의 크기도 적당하고, 복잡한 형상의 표면에 부착이 쉬울 뿐만 아니라 값싸고 제작이 간편한 탄소가 코팅된 종이(Li-Horii Electronic Vinyl Fax Sheet에 부착된 보호종이 made by Liker Co., Ltd.)를 사용하였다. 정⁽⁹⁾은 이러한 탄소막종이로

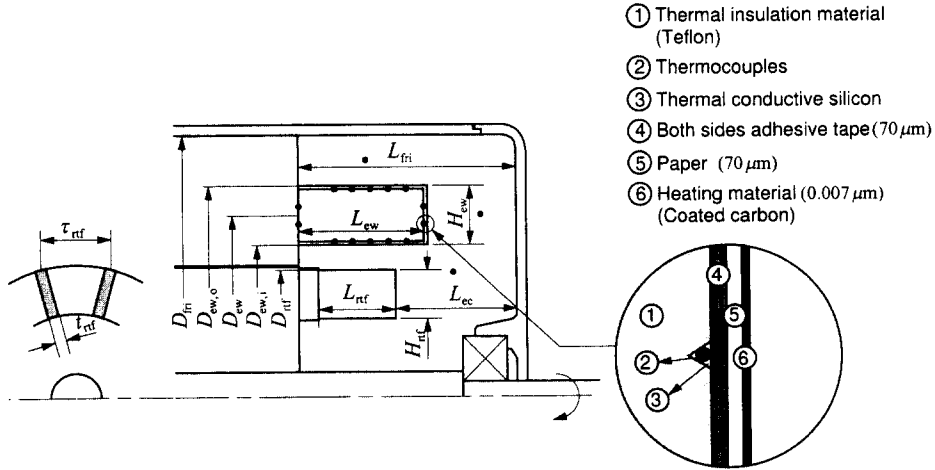


Fig. 2 Dimensions and details of measuring parts (• means the position of temperature sensors)

등열유속 조건을 만들었고, 이를 이용하여 실린더 주위의 열전달계수 측정에 관한 연구를 하였다.

온도센서로는 열전대(Copper-Constantan)를 사용하였는데, 그 부착 위치가 Fig. 2에 검은 점들로 나타나 있다. 원통형 엔드와인딩모델의 내면과 외면에 각각 5개의 열전대를 등간격으로 부착하였고, 양쪽 옆면에 각각 2개를 붙여서 벽면에서의 온도를 측정하였다. Fig. 2의 오른쪽에 상세도가 나타나 있는데, 열전대에 의한 열손실을 줄이기⁽¹⁰⁾ 위하여 단열재인 테프론의 표면에 V형의 홈을 만들어 열전대가 표면과 평행하게 지나가도록 하였고, 열접촉저항을 줄이기 위하여 열전도성 실리콘(OMEGA Therm 201)으로 채운 후, 내열성 양면 테이프(탄소막종이)를 부착하였다. 전극으로는 50μm 두께의 구리판을 잘라서 사용하였고, 여기에 전기전도성 접착제(DOTITE)를 칠한 후, 내열테이프를 그 위에 붙여서 고정시켰다.

엔드캡 내부공기의 온도는 측정위치에 따라 최대 4°C 정도의 차이가 나므로, Fig. 2에서와 같이 엔드와인딩 외면과 프레임 내면의 공기의 순환이 활발

하지 않는 부분, 엔드와인딩의 측면 그리고 회전자판의 끝부분의 3점에서의 온도를 측정하고 단순한 산술평균이 아닌 내부공기의 체적온도(Bulk Temperature)를 정의하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\bar{T}_{air} = \frac{1}{V_{air}} \sum_{i=1}^3 T_i V_i \quad (1)$$

$$V_{air} = \sum_{i=1}^3 V_i \quad (2)$$

여기서 \bar{T}_{air} 와 V_{air} 는 엔드캡 내부 공기의 체적온도(Bulk Temperature)와 총 체적을 나타내고, T_i 는 각 측정점에서의 국소온도, V_i 는 앞에서 구분한 세부분의 체적을 각각 나타낸다. Table 1에 Fig. 2의 모델에 대한 치수값들을 표준적인 경우에 대하여 나타내었다.

이하의 서술에서, 레이놀즈수 $Re_{D_{rtf}} = v_{rtf} D_{rtf} / \nu$ 로 정의하였고, 여기서 속도 v_{rtf} 는 팬사이의 유속 측정의 어려움으로 인하여 회전자판의 반경과 회전수에 의한 선속도 $v_{rtf} = \pi N D_{rtf} / 60$ 를 사용하였다. 또한, 누셀수의 특징길이는 엔드와인딩의 평균직경(D_{ew})을 사용하였고, 레이놀즈수의 그것으로는 회

Table 1 Original dimensions of the inside induction motor

Dimension	Values	Dimension	Values	Dimension	Values
$D_{ew,i}$	0.130	L_{ec}	0.040	H_{ew}	0.016
$D_{ew,o}$	0.162	L_{ew}	0.035	H_{rtf}	0.02
D_{fri}	0.203	L_{fri}	0.080	t_{rtf}	0.005
D_{rtf}	0.117	L_{rtf}	0.030	τ_{rtf}	0.020

전자팬의 외경(D_{ru})을 사용하였는데, 이는 열전달 면은 엔드와인딩의 표면이나 엔드캡 내부의 유동은 회전자팬의 작용에 의하여 발생하기 때문이다.

2.2 열유속의 균일도 검증

발열막으로부터의 열이 얼마나 균일하게 발생하는가에 대하여, Baughn⁽¹¹⁾ 등은 항온조 내에 발열체(금코팅막)를 넣고 온도를 변화시키면서 저항-온도계수를 측정하였고, 이것과 국소온도분포로부터 발열막에서의 평균발열량과 국소발열량의 비인 균일도율(Uniformity Factor)을 정의⁽¹²⁾하여 불균일한 발열에 의한 오차를 해석하였다. 본 연구에서 항온조의 온도를 변화시키며 측정해본 결과 탄소막의 저항-온도계수(α)는 -0.0007로 Holman⁽¹³⁾이 제시한 값과 정확히 일치하였고, 다른 재료들에 비해 매우 낮은 값을 가지므로, 온도에 대한 영향이 다른 재료들보다 적음을 알 수 있었다.

또한 탄소막중이를 사각형으로 자른 후, 양 단에 전극을 연결하고, 멀티미터로 탄소막중이 내의 전압을 등간격으로 측정해본 결과 양 전극 사이에서 균일한 전기장용 형성함을 알 수 있었다. 이로부터 코팅된 탄소막의 두께가 균일한 것을 알 수 있었고, 이는 표면에서 열이 균일하게 방출된다는 것을 의미한다. 사용된 탄소막중이의 저항은 수 k Ω 이었고, 탄소의 비저항값⁽¹³⁾을 대입하여 계산해본 결과, 탄소막의 두께는 약 0.007 μm 로 매우 얇게 코팅되었음을 알 수 있었다.

균일도에 관한 또 하나의 검증방법으로, 균일하게 열이 발생하는 수직면에서의 자연대류열전달의 경우에 관한 실험을 하여 이론식과 비교하여 보았다. 이를 위하여 수직관의 양면에 몇가지 발열체(탄소막중이, 스테인리스호일 그리고 검정색 무광택 락카를 칠한 스테인리스호일)를 붙이고 전극을 가하여 실험한 결과 Fig. 3(a)를 얻었다.

앞 뒤 양면에 발열체를 붙였으므로 전도에 의한 손실은 없는 것으로 간주한다. 이론식과 많은 차이를 보였으나, 자연대류의 경우는 복사열전달계수와 자연대류열전달계수의 크기가 거의 같으므로, 복사열전달에 의한 열손실을 보정한 결과 Fig. 3(b)와 같이 이론식과 실험식이 잘 일치됨을 알 수 있었다. 이 그림에서의 스테인리스 표면(SS)과 무광택 흑색 페인트(Painted SS)의 방사율(ϵ)의 값은 Incropera⁽¹⁴⁾를 참조하였고, 탄소막(Carbon Paper)에 대하여는 Holman⁽¹⁵⁾을 인용하였다. 균

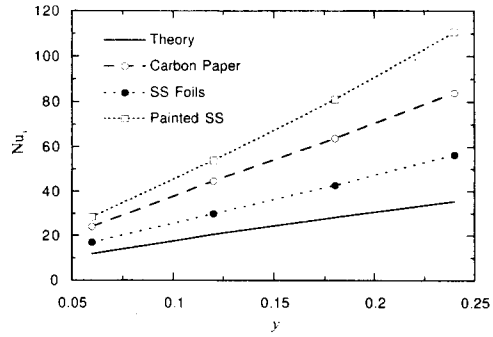


Fig. 3(a) Verification of constant heating surface (without compensation of radiation heat loss)

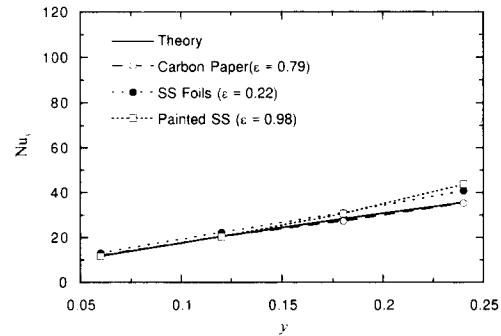


Fig. 3(b) Verification of constant heating surface (With compensation of radiation heat loss)

일 열유속의 표면을 가진 수직면 자연대류의 이론식은 Gebhart⁽¹⁶⁾ 등이 제시한 다음의 식을 사용하였다.

$$\text{Nu}_y = F(\text{Pr}) (\text{Gr}_y^* \text{Pr})^{1/5} \quad (3)$$

$$F(\text{Pr}) = \left(\frac{\text{Pr}}{4 + 9 \text{Pr}^{-1/2} + 10 \text{Pr}} \right)^{1/5} \quad (4)$$

여기서 $\text{Nu}_y = h_N y / k$ 로서 등 열유속면을 가지는 수직관 바닥으로부터의 누셀수를 나타내고, 모든 Pr값과 $10^5 < \text{Gr}_y^* < 10^9$ 의 범위에서 적용될 수 있고, 본 연구에서의 값은 $\text{Gr}_y^* = 6.3 \times 10^6 \sim 1.3 \times 10^9$ 이었다. 또한 횡방향의 온도를 측정된 결과 온도의 변화는 평균값에 대하여 1%내외였는데, 이상의 결과로부터 실험에서 사용한 탄소막중이는 균일한 열유속을 발생한다고 볼 수 있다.

2.3 데이터 처리과정

엔드와인딩표면에서의 국소열전달계수는 다음식에 의해 계산되어진다.

$$h_{ew} = q''_{conv} / (T_{ew} - \bar{T}_{air}) \quad (5)$$

여기서 q''_{conv} 는 표면의 총 발열량에서 복사 및 전도열손실을 뺀 값을 나타내며 다음의 식에 의해 구해진다.

$$q''_{conv} = q''_{tot} - q''_{rad} - q''_{cond} \quad (6)$$

여기서 단위 면적당 총 발열량 q''_{tot} 는 다음식으로 나타내어진다.

$$q''_{tot} = VI / S_{ew} \quad (7)$$

여기서, f는 양 전극 사이에 같은 전압이 인가되었을 때, 엔드와인딩의 내면, 측면 및 외면의 저항값과 표면적의 차이로 인하여 발생하는 발열량을 보정하는 계수로써, 엔드와인딩의 내면일 경우 $f = (S_{ew} / S_{ew,i}) \cdot (R_{ew} / R_{ew,i})$, 측면일 경우는 $f = (S_{ew} / S_{ew,s}) \cdot (R_{ew} / R_{ew,s})$ 이며 외면일 경우는 $f = (S_{ew} / S_{ew,o}) \cdot (R_{ew} / R_{ew,o})$ 의 값을 가진다. 각각의 저항값에 대하여 탄소코팅막의 비저항 및 두께는 같고, 길이와 폭에 따라 저항값이 결정된다고 가정하였고, 전체 표면적과 각 면의 표면적은 다음의 식으

로 계산되어진다.

$$S_{ew} = S_{ew,i} + S_{ew,s} + S_{ew,o} \\ = \pi(D_{ew,i}L_{ew}) + \pi(D_{ew,o}^2 - D_{ew,i}^2) + \pi(D_{ew,o}L_{ew}) \quad (8)$$

또한 복사열손실 q''_{rad} 는 다음식으로 나타내어진다.

$$q''_{rad} = F_{1,2} \epsilon \sigma (T_{ew}^4 - \bar{T}_{air}^4) \quad (9)$$

여기서, $F_{1,2}$ 는 형상계수로 엔드와인딩의 측면과 외면은 1이고, 내면은 원통의 내표면과 엔드캡 내부공간 사이의 형상계수에 해당하는 것으로 다음식⁽¹⁷⁾으로 계산하였다.

$$F_{1,2} = \frac{1}{4} (\sqrt{(2L_{ew} / (D_{ew} - H_{ew}))^2 + 4} - 2L_{ew} / (D_{ew} - H_{ew})) \quad (10)$$

복사열손실(q''_{rad})은 회전수에 따라 총 발열량의 4%~12% 정도이고, 전도열손실(q''_{cond})은 10%~30%에 달하므로 반드시 고려하여야 한다.

전도열손실에 관하여, 우선 엔드와인딩부를 350

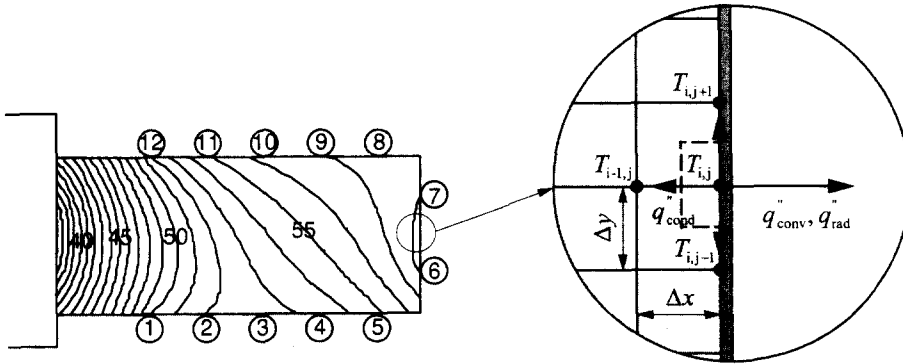


Fig. 4(a) Temperature contour in the insulation material for conduction losses correction(The number in the circle represents node number in Fig. 4(b) and Fig. 5)

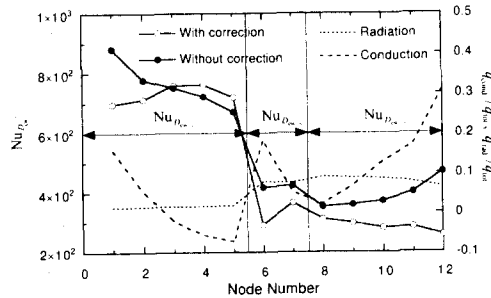


Fig. 4(b) Comparison of without and with correction of conduction and radiation losses($L_{ew} = 0.035$, $L_{rtf} = 0.030$, $N_{rtf} = 12$, $Re_{D_{rtf}} = 8.1 \times 10^4$)

Table 2 Local Nusselt number uncertainty analysis at one point ($L_{ew}=0.035$, $L_{rtt}=0.030$, $N_{rtt}=12$, $Re_{Drtf}=8.1 \times 10^4$)

x_i	Value	δx_i	$\left[\left(\frac{\delta x_i}{Nu_{Dew}} \right) \left(\frac{\partial Nu_{Dew}}{\partial x_i} \right) \right] \times 100 (\%)$
V	160.9	2.8	1.92
I	0.322	0.0070	2.4
S_{ew}	0.03182	0.000177	0.62
f	0.7877	0.0036	0.51
$T_{ew} - \bar{T}_{air}$	19.6	0.83	4.55
\bar{T}_{air}	37.7	1.05	5.69
D_{ew}	0.1460	0.00005	0.03
k	0.0277	0.0001	0.36

Nu_{Dew} uncertainty : $\delta Nu_{Dew}/Nu_{Dew}=7.96\%$

$\times 150$ 의 등 간격($\Delta x = \Delta y$)으로 자르고, 표면의 온도분포를 몇몇 노드에서 측정된 온도값을 이용하여 선형내삽법에 의하여 구한 뒤 이를 경계조건으로 하여 2차원 전도방정식을 풀어 내부의 온도장을 구한다. Fig. 4(a)는 이 결과에 의한 등온선을 나타낸다. 그리고 Fig. 4(a)의 오른쪽 그림에서, 다음 식을 이용하여 각 노드에서의 전도에 의한 열손실을 계산하였다.

$$q''_{cond} = \frac{k_w}{2} (4T_{i,j} - 2T_{i-1,j} - T_{i,j-1} - y_{i,j+1}) \quad (11)$$

이 식에서, $T_{i,j}$ 는 노드 i, j 에서의 온도를 나타낸다.

Fig. 4(b)에는 엔드와인딩부의 내면, 측면 그리고 외면에서의 국소열전달계수를 복사 및 전도손실의 보상을 한 경우와 하지 않은 경우를 비교한 그림이다. 고정차 부착부에 가까울수록 전도손실에 의한 오차가 크게 나타나는 것을 알 수 있고, 복사손실은 약 10%내외로 일정하였다.

Kline⁽¹⁸⁾이 제시한 방법에 의해 임의의 한 노드 점에서의 국소누셀수에 관한 오차해석을 95%의 신뢰도로 하였는데, 그 결과가 Table 2에 나타나있다. 여기서 국소누셀수에 거의 영향을 미치지 않는 변수에 대하여는 무시하였다. 가장 큰 영향을 미치는 변수는 엔드캡 내부공기의 평균체적온도였는데, 체적온도의 변동에 의한 정밀도오차(Precision error)와 계측기의 바이어스오차(Bias error) 뿐만 아니라 평균 체적온도 계산시(식 (1)참조)의 노드 점의 개수가 많지 않은데도 원인이 있다. 많은 개수의 센서로 온도를 측정하거나, 계측기를 보다 정

밀한 온도센서로 보정한다면 오차는 줄일수 있으리라 본다. 국소누셀수의 총 오차는 7.96%였고, 실험의 재현성에 의한 오차는 약 3%정도였다. 따라서, 총 오차는 최대 8~9%에 이른다고 볼 수 있다.

3. 결과 및 검토

Fig. 5에 레이놀즈수에 따른 엔드와인딩부의 국소누셀수에 대하여 나타내었다.

내면의 열전달이 측면과 외면의 열전달에 비하여 매우 잘 이루어지고 있음을 알 수 있고, 측면과 외면의 열전달계수는 거의 비슷한 값을 가짐을 알 수 있다. Fig. 5에서의 레이놀즈수에 대한 영향을 내면, 측면 및 외면의 평균누셀수에 대하여 다시 그린 것이 Fig. 6이다.

모든 면에서의 누셀수는 레이놀즈수의 0.5~0.6

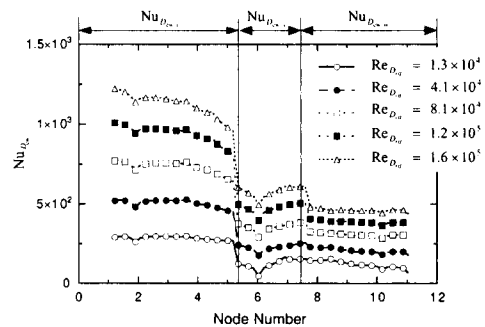


Fig. 5 Local Nusselt number along the endwinding surface ($L_{ew}=0.035$, $L_{rtt}=0.030$, $N_{rtt}=12$)

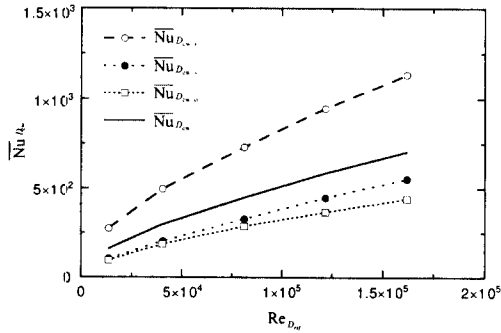


Fig. 6 Comparison of local Nusselt number with surfaces ($L_{ew}=0.035$, $L_{rtf}=0.030$, $N_{rtf}=12$)

승에 비례하였고, 각 면의 누셀수를 다음식에 의하여 평균한 누셀수가 그림에서 실선으로 나타나 있고, 평균누셀수는 레이놀즈수의 0.55승에 비례하였다.

$$\bar{Nu}_{ew} = \frac{1}{S_{ew}} (S_{ew,i} \bar{Nu}_{ew,i} + S_{ew,s} \bar{Nu}_{ew,s} + S_{ew,o} \bar{Nu}_{ew,o}) \quad (12)$$

Fig. 7(a), (b) 및 (c)는 엔드와인딩의 길이 L_{ew} 가 각각 0.020, 0.035 및 0.050일때의 회전자팬 폭의 크기를 변화시켰을 때의 평균누셀수를 나타낸다.

세 경우 모두 회전자팬 폭이 커짐에 따라 증가하는 경향을 보이나, $L_{rtf}=0.010$ 까지는 증가하다가 그 이상의 크기에서는 거의 일정하거나 오히려 감소하는 경향을 보였다. 일반적인 대부분의 냉각팬에 있어서는 유량과 회전자팬 폭이 선형적으로 비례한다고 알려져 있으나, ⁽¹⁹⁾ 본 연구에서와 같은 전폐형 유도전동기 회전자팬의 경우는 팬 폭이 너무 크면 Fig. 2에서 L_{rtf} 가 일정할 때, L_{ec} 가 상대적으로 짧아지게 되고 이는 유동면적의 감소로 인한 유동저항의 증가를 의미하므로, 결국은 최적의 회전자팬의 길이가 존재하게 되는 것이다.

Fig. 8은 회전자팬의 날개수에 따른 엔드와인딩 표면의 평균누셀수를 나타내었다.

날개수가 증가함에 따라 열전달도 증가하는 경향을 보이나, 12개 이상의 날개수에 대하여는 증가의 경향이 둔하였다. 이는 유한한 두께의 날개로 인한 유동의 차폐효과(Blockage Effect)인 것으로 생각된다.

Fig. 9는 팬 폭과 날개수를 일정하게 한 후, 엔드와인딩부의 길이를 변화시켰을 때 평균누셀수를

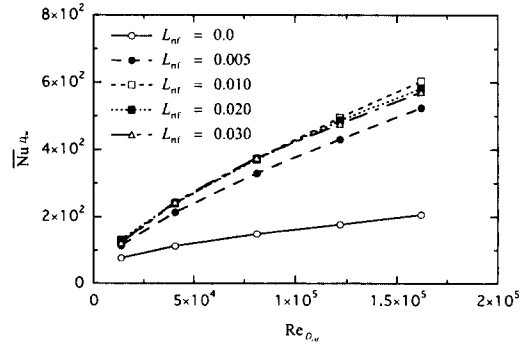


Fig. 7(a) Nusselt number with rotor fan width ($L_{ew}=0.050$, $N_{rtf}=12$)

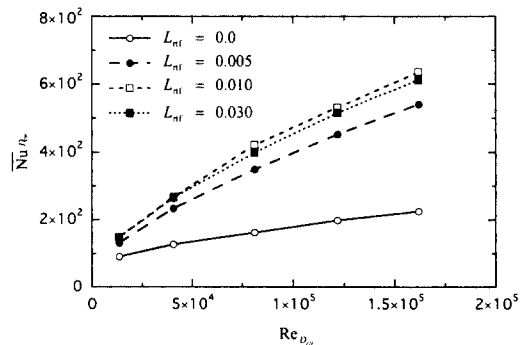


Fig. 7(b) Nusselt number with rotor fan width ($L_{ew}=0.035$, $N_{rtf}=12$)

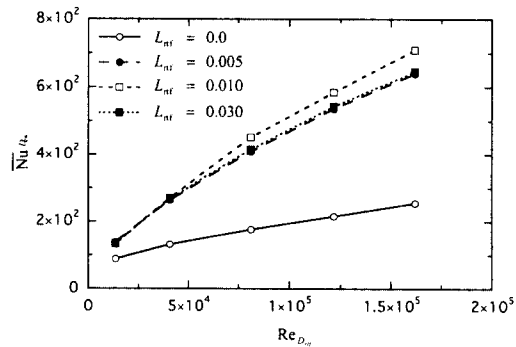


Fig. 7(c) Nusselt number with rotor fan width ($L_{ew}=0.020$, $N_{rtf}=12$)

나타낸 것이다.

엔드와인딩의 길이가 작을수록 열전달계수가 증가하는 경향을 나타내는데, 이는 회전자팬 폭의 길이의 증가의 경우처럼 엔드와인딩의 길이가 작아지면 엔드캡 내의 공간이 커지므로, 유동의 저항이 감소하여 유속이 증가하고, 결국 열전달계수가 증

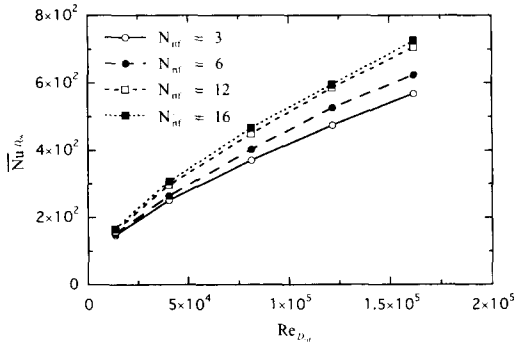


Fig. 8 Nusselt number with rotor fan blade number ($L_{ew}=0.035$, $L_{rtf}=0.030$)

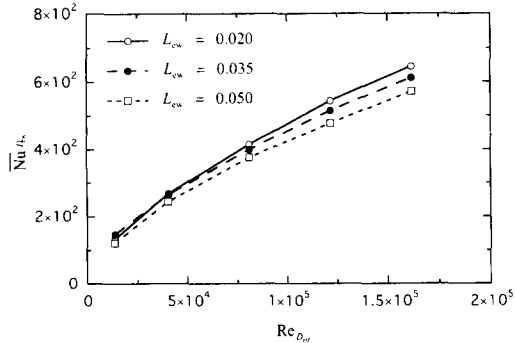


Fig. 9 Nusselt number with endwinding length ($L_{rtf}=0.030$, $N_{rtf}=12$)

가하는 것이다. 유도전동기에서의 엔드와인딩부는 고정자코일에서의 동손의 증대를 의미하므로, 열전달과는 무관하게 줄여야 되는 부분이다.

Fig. 10에 엔드와인딩 표면의 평균누셀수에 대하여 여러 저자들의 상관식들을 본 연구의 결과와 비

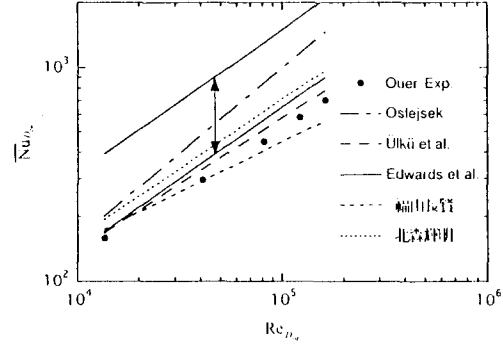


Fig. 10 Comparison of our experimental results with others (Exp. : $L_{ew}=0.035$, $L_{rtf}=0.030$, $N_{rtf}=12$)

교하여 보았다.

이 그림에서 보듯이 본 연구에서의 실험값은 Ülkü 등⁽²⁰⁾ 및 福山長賢 등⁽²¹⁾과 가장 비슷하였고, 기울기는 北森輝明 등⁽²²⁾과 그외의 연구자들의 중간값을 가졌다. 또한 교반기에서의 열전달의 연구 결과⁽⁸⁾도 낮은 계수값에서는 본 연구와 비슷하므로, 그 상관식을 유도전동기의 엔드와인딩부에서의 그것으로 대체하여 사용하여도 큰 오차는 없을 것이다. 이 그림에서 사용하였던 상관식들을 Table 3에 정리하였다.

4. 결 론

유도전동기의 열해석에서 매우 중요한 부분을 차지하는 엔드와인딩표면에서의 대류 열전달에 대한 연구를 수행하였다.

우선 경제적이고 쉬운 열전달계수 측정법을 개발하였는데, 제작이 용이하고 내구성이 좋은 탄소막

Table 3 Average Nusselt number of endwinding surface

Authors	Correlation Equations	Used Properties
Our Exp.	$\overline{Nu}_{Dew} = 1.04 Re_{Drtf}^{0.55}$	
Oslejsek ⁽³⁾	$\overline{Nu}_{Dew} = 0.1 Re_{Drtf}^{0.8}$	$D_{ew} = 0.146$
Ülkü et al. ⁽²⁰⁾	$\overline{Nu}_{Dew} = 0.523 Re_{Drtf}^{0.62} Pr^{0.33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$	$D_{rtf} = 0.117$ $Pr = 0.7$
Edwards et al. ⁽⁸⁾	$\overline{Nu}_{Dew} = (0.33 \sim 0.76) Re_{Drtf}^{0.67} Pr^{0.33} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$	$v = 1.59 \times 10^{-5}$ $k = 0.027$
福山長賢 ⁽²¹⁾	$\overline{Nu}_{Dew} = 2.0 Re_{Drtf}^{0.47}$	$\mu = 1.92 \times 10^{-5}$
北森輝明 ⁽²²⁾	$\overline{Nu}_{Dew} = 0.4 Re_{Drtf}^{0.65}$	$\mu_w = 2.00 \times 10^{-5}$

중이를 이용하여 일정 열유속 조건을 만들 수 있었고, 기초적인 균일도 시험을 행한 후, 이를 수직판 자연대류의 문제에 적용하여 등 열유속 조건의 이론식과 잘 일치함을 보였다.

전도손실과 복사손실을 보상한 후, 엔드와인딩표면에서의 국소 및 평균 누셀수를 구하였고, 재현성 시험과 오차해석을 수행하였다.

회전자팬의 회전수에 따른 몇 가지 파라미터에 대한 실험을 하였다. 그 결과, 평균누셀수는 회전자팬 폭의 크기와 날개수에 따라 증가하였고, 엔드와인딩부의 길이에 따라서는 감소하였다. 그러나, 회전자팬의 경우 팬 폭의 크기와 날개수에 따라 최대값이 존재하였고, 이에 따라 최적의 회전자팬에 대한 설계자료를 구할 수 있었다.

후 기

이 연구는 에너지자원기술개발지원센터 및 터보동력기계연구센터의 지원으로 수행된 연구의 일부분이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Roberts, T. J., 1969-70, "The Solution of the Heat Flow Equations in Large Electrical Machines," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 184, Pt 3E, pp. 70~83.
- (2) 윤명근, 고상근, 이양수, 한송엽, 1997, "전폐형 유도전동기의 온도분포에 관한 수치 및 실험적 해석," *대한기계학회논문집(B)*, 제21권 제3호, pp. 457~472.
- (3) Oslejsek, O., 1973, "The Cooling End Windings of Small Enclosed Electric Machines," *ERA Trans-3010*.
- (4) 芝山重三郎, 糸見和信, 1985-3, "小容量誘導電動機の冷却ファン特性," *日本機械學會講演會講演論文集*, No. 853-2, 東海支部 第34期 總會, pp. 27~29.
- (5) Manfred Kaltenbacher, Juha Saari, 1992, "An Asymmetric Thermal Model for Totally Enclosed Fan-Cooled Induction Motors," *Report 38, Helsinki Univ. of Technology, Lab. of Electromechanics, Espoo, Finland*.
- (6) Nessim Hay, Des Lampard, Steve J Pickering and Tom F Roylance, 1993, "Convection Heat Transfer Correlations Relevant to Cooling Situation in Electrical Motors," *Paper No 93-WA/HT-18*, ASME 114th Winter Annual Meeting, New Orleans.
- (7) Hay, N., Lampard, D., Pickering S. J. and Roylance, T. F., 1988, "A Review of Airflow and Heat Transfer for Ribbed Surfaces, Endwindings, Ducts and Airgaps in Electrical Machines," *ERA Report 88-0324*, ERA Project 44-02-0213.
- (8) Edwards, M. F. and Wilkinson, W. L., 1972, "Heat Transfer in Agitated Vessels Part I -Newtonian Fluids," *The Chemical Engineer*, pp. 310~319.
- (9) 정희정, 1993, "열화상장치를 이용한 실린더주위의 열전달계수 측정에 관한 연구," *공학석사학위논문*, 서울대학교, 서울.
- (10) Keltner, N. R. and Beck, J. V., 1983, "Surface Temperature Measurement Errors," *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 1065, pp. 312~318.
- (11) Baughn, J. W., Hoffman, M. A., Takahashi, R. K. and Launder, B. E., 1984, "Local Heat Transfer Downstream of an Abrupt Expansion in a Circular Channel With Constant Wall Heat Flux," *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 789~796.
- (12) Baughn, J. W., Ireland, P. T., Jones, T. V. and Saniei, N., 1989, "A Comparison of the Transient and Heated-Coating Methods for the Measurement of Local Heat Transfer Coefficients on a Pin Fin," *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 877~881.
- (13) Holman, J. P., 1989, *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill Book Company, p. 294.
- (14) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., pp. A27-A30.
- (15) Holman, J. P., 1992, *Heat Transfer 7th ed.*, McGraw-Hill Book Company, pp. 664~665.
- (16) Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R. L. and Sammakia, B., 1988, *Buoyancy-Induced Flows and Transport*, Hemisphere Pub. Co., pp. 93~94.
- (17) Howell, John R., 1982, *A Catalog of RADIATION CONFIGURATION FACTORS*, McGraw

- Hill, Inc., p. 164.
- (18) Kline, S. J., 1985, "The Purposes of Uncertainty Analysis," *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 107, pp. 153~160.
- (19) Bone, J. H., 1978, "Cooling and Cooling Circuits for Electric Motors," *IEE J. on Electric Power Applications*, Vol. 1, No. 2, pp. 37~44.
- (20) Ülkü, S. and Cakaloz, T., 1986, "Heat Transfer in Vessels Agitated with Propeller," *8th Heat Transfer Conf.*, pp. 3001~3006.
- (21) 福山長賢, 1968, "誘導機の熱解析(小形全閉外扇形三相誘導電動機を對象)," 第32巻通巻123號 安川電機, No. 3, pp. 256~261.
- (22) 北森輝明, 片岡二郎, 1971, "全閉外扇形誘導電動機の溫度上昇推定法," *National Technical Report*, Vol. 17, No. 4, pp. 350~355.