

# 무선계측기를 이용한 회전자팬 및 엔드링에서의 대류 열전달

윤명근\* · 하경표\* · 고상근\*\*

(1997년 10월 8일 접수)

## Convective Heat Transfer on the Rotor Fan and Endring of the TEFC Induction Motor with Telemetry System

M. K. Yoon, K. -P. Ha and S. Ken Kauh

**Key Words :** TEFC Induction Motor(전폐외선형유도전동기), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Telemetry System(무선계측기), Rotor Fan(회전자팬), Rotor Endring(회전자엔드링), Endcap(엔드캡)

### Abstract

Recently, computer modelling is increasingly used as a design tool, which requires more detailed data for heat transfer coefficients in various regions of the induction motor. But there are little information about those of rotor fan and endring because of difficulty in measuring signals in rotating bodies. In the present studies, the temperature signals were precisely measured with self-developed telemetry system, which had multi-channels and high rotational speed. After some losses were compensated, the heat transfer coefficients of the rotor endring and fan surfaces were measured. Minimum heat transfer region was existed with endcap plate distance and maximum heat transfer was found at some rotor fan width. It was also studied that how the guide plate and endcap inside rib effected on the rotor heat transfer. The higher heat transfer were obtained with decreasing guide plate distance, increasing the number and height of endcap inside rib. The correlation equations of the results were obtained and compared with others. Above results of the heat transfer coefficients can be used as basic data for cooling design of the various kind of motors.

### 기호 설명

$A$  : 표면적 [ $m^2$ ]

$D$  : 직경 [ $m$ ]

$F_{1,2}$  : 형상계수

$f$  : 발열보정계수

$H$  : 높이 [ $m$ ]

$h$  : 대류열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$I$  : 전류 [ $A$ ]

$k$  : (공기의) 전도열전달계수 [ $W/mK$ ]

$L$  : 길이 [ $m$ ]

$N$  : 분당 회전수 [ $rpm$ ]

$Nu$  : 국소 누셀수

$\bar{Nu}$  : 평균 누셀수

$q''$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]

$Re$  : 국소 레이놀즈수

$T$  : (국소) 온도 [ $K$ ]

$\bar{T}_{air}$  : 엔드캡 내부공기의 평균 체적 온도 [ $K$ ]

$U_{rot}$  : 회전자팬 사이의 반경방향 평균 유속 [ $m/s$ ]

$V$  : 부피 또는 체적 [ $m^3$ ], 전압 [ $V$ ]

$v$  : 선속도 [ $m/s$ ]

\*서울대학교 대학원 기계공학과

\*\*회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

## 그리스문자

- $\epsilon$  : 방사율  
 $\nu$  : 공기의 동점성계수 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  
 $\omega$  : 회전수 [ $\text{s}^{-1}$ ]

## 하첨자

- air : 엔드캡 내부공기  
 cond : 전도열전달  
 conv : 대류열전달  
 ec : 엔드캡  
 er : 회전자 엔드링  
 ew : 엔드와인딩  
 fri : 프레임내면  
 o : 기준 또는 표준 동작상태  
 rad : 복사열전달  
 rib : 엔드캡판에 부착된 리브  
 rtf : 회전자팬

## 1. 서 론

일반적으로 전폐형 유도전동기 내부에서 온도가 문제가 되는 부분은 고정자의 코일이다. 과부하 운전이나 냉각계의 문제 등으로 인하여 코일의 온도가 높으면 코일절연물의 수명이 급격히 감소<sup>(1)</sup>하는 등 전동기의 내구성과 신뢰성에 큰 영향을 미치기 때문이다. 그러므로 대부분의 전동기 열해석의 연구는 고정자 코일과 관련된 외부 냉각팬이나 프레임 및 고정자 엔드와인딩부 등에 한하여 진행되어 왔다. 또한 유도전동기의 회전자는 알루미늄 주조 구조공정에 의하여 제작되므로, 높은 온도를 가지더라도 내구성에 크게 영향을 주지는 않는다. 그러나, 코일이 회전자에 감겨있는 권선형 유도전동기와 같은 특수한 유도전동기에서는 회전자의 코일 온도가 높은 것이 문제가 될 수 있고, 대형 유도전동기의 경우 알루미늄주조 회전자에서도 원심력이나 열스트레스 등에 의하여 회전자 바아의 돌출 등의 문제가 발생할 수도 있다.<sup>(2)</sup> 그리고 무엇보다도 회전자의 온도가 높으면 그 열이 고정자로 전달되는 역효과가 발생할 뿐만 아니라,<sup>(3)</sup> 회전자 바아의 저항증가로 인하여 2차동손 증대의 효과를 가져오게 되어 유도전동기의 효율이 저하된다는 것이 중요한 문제이다.

일반적으로 개방형 유도전동기의 회전자에서 발

생하는 열은 대부분 고정자와 회전자 사이의 공극을 통하여 유입냉각공기로 전달되고, 나머지 일부는 엔드링과 회전자팬을 통하여 전달된다. 그러나 전폐형에서는 개방형과는 달리 공극에서의 축방향 유동이 없기 때문에 공극에서의 열전달계수가 낮을 뿐만 아니라<sup>(4,5,6)</sup> 공극을 통한 열은 고정자의 온도를 높이는 결과를 가져오기 때문에, 주요 열전달 경로는 회전자 엔드링 및 팬을 통한 대류열전달이다.

이러한 중요성에도 불구하고 회전체의 물리량측정의 어려움 등으로 인하여 그 연구들은 거의 없는 상황이다. 회전자팬과 관련된 몇 가지 연구들을 살펴보면, Kjörk 등<sup>(7)</sup>과 김성원 등<sup>(8)</sup>은 슬립링과 열선유속계를 이용하여 원심팬 내부의 유동장을 측정하여 그 특성을 규명하였고, Oslejsek<sup>(9)</sup>은 밀폐형 전동기의 내부 유동장을 측정하였으나 그 방법에 대하여는 언급이 없었다. 그러나 열선유속계로부터의 신호는 약 1~2V 이상의 전압범위를 가지기 때문에 슬립링을 사용하여도 무방하나, 열전대로부터의 신호는 약 2~3 mV의 범위이므로 슬립링을 통한 열전대의 온도측정에는 잡음의 영향으로 인하여 오차가 발생할 소지가 많다.

한편 Fukui 등<sup>(10)</sup>은 원심팬에서의 하나의 날개를 발열시키고 서미스터를 이용하여 표면의 온도를 측정 후 그 표면에서의 열전달계수를 구하였으나 어떠한 방법으로 신호를 획득하였는가에 대한 언급이 없었고, 福山長賢 등<sup>(11)</sup>도 유도기열해석에 대한 입력조건 중 엔드링부분의 열전달계수를 상관식으로 제시하였으나, 그 실험방법 등에 대하여는 전혀 언급이 없었다.

이상의 연구들에서와 같이 전폐형 유도전동기의 회전자 엔드링과 팬에 대한 열전달계수의 측정에 관한 연구는 거의 없는 상황이고, 측정방법도 명확하지가 않았다. 따라서 본 연구에서는 무선계측기를 사용하여 기존의 슬립링으로 측정하던 방법의 오차를 줄이고, 몇 가지 설계변수에 따른 회전자 엔드링과 팬에서의 열전달특성을 규명하고자 한다.

## 2. 실험과정

## 2.1 실험순서 및 방법

실제의 유도전동기 회전자에서의 열유속과 표면 온도를 동시에 측정하여 열전달계수를 구하는 것은 매우 어려우므로 본 연구에서는 회전자 엔드링과

팬에 일정한 열유속이 발생하는 모델장치를 제작하여 연구를 수행하였다. Fig. 1에 실험장치의 구성도가 나타나 있다. 구동전동기로는 직류전동기를 사용하였고, 전압을 변화시킴에 의해 회전자모델의 회전수를 가변 하였다(0~2,000 rpm). 회전자 엔드링과 팬의 발열부의 표면에는 자체 제작한 슬립링을 통하여 교류전원을 공급하였고, 그 전력량은 파워미터로 측정하였다. 또한 무선계측기의 직류전원도 슬립링을 사용하여 공급하였다. 가변트랜스를 이용하여 발열부에서의 전압과 전력을 각각 50~100V, 20~50W의 범위에서 변화시켜 표면온

도가 약 50~80°C 정도로 변화되게 하여 실험하였다. 발열부의 표면온도는 무선계측기를 이용하여 계측하였고, 그 데이터는 직렬통신을 이용하여 개인용 컴퓨터로 저장하였다.

Fig. 2에 모델장치의 구성도와 명칭이 나타나 있다. 각각의 치수에 해당하는 값은 Table 1에 나타내었다. 5마력 교류전동기의 프레임(112M)틀을 사용하여 모델장치를 제작하였고, 엔드링과 12개의 팬 부는 단열재인 MC Nylon으로 제작하였고, 그 표면에 내열성 양면테이프를 부착한 후 발열체인 탄소막종이를 그 위에 붙였다. Fig. 3에는 모델부

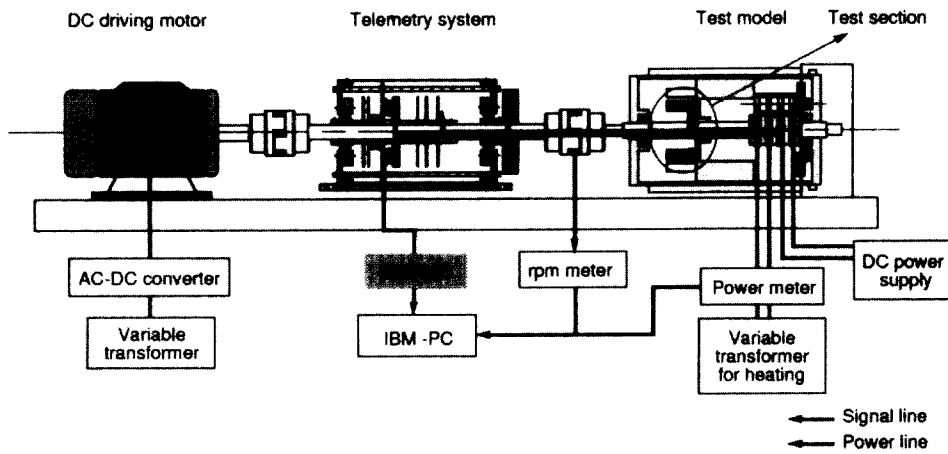


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup for rotor fan and ending heat transfer measurements by telemetry system.

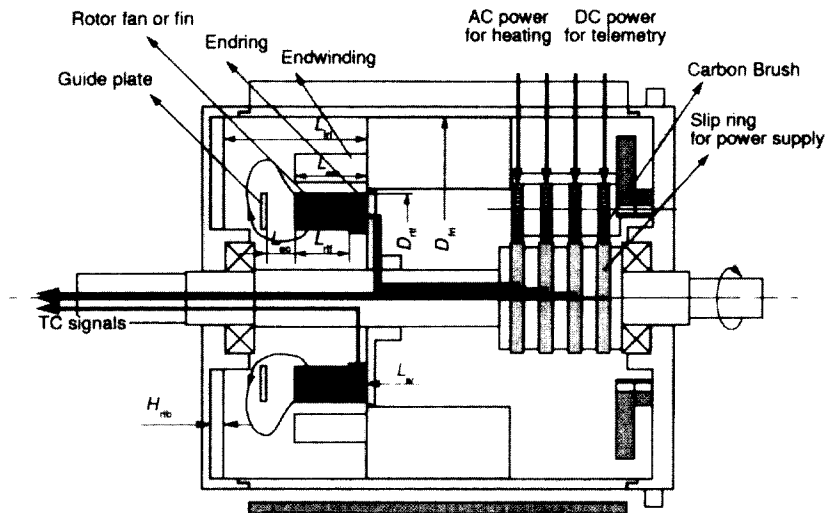


Fig. 2 Construction and dimensions of rotor fan and ending test model.

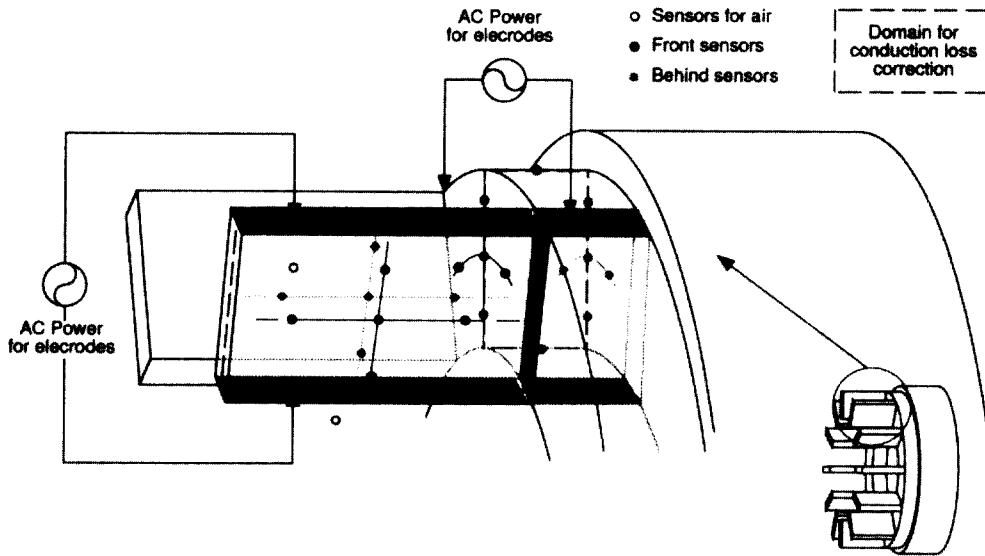


Fig. 3 Positions of temperature sensors at the rotor fan and endring surfaces.

Table 1 Original dimensions of the endring and rotor fan.

Dimensions	Values	Dimensions	Values
$L_{ec}$	0.055	$L_{rtf}$	0.030
$L_{er}$	0.010	$D_{rtf}$	0.117
$L_{ew}$	0.036	$D_{tri}$	0.201
$L_{tri}$	0.078	$H_{rib}$	0.013

의 상세도가 나타나 있다. 발열체를 팬의 좌우 면에, 엔드링의 외면, 내면 및 측면에 각각 붙였고, 12개 팬에 대하여는 각각 상하 면에 전극을 설치하였고, 엔드링에 대하여는 팬의 바닥에 설치하여 엔드링에서 팬으로의 열전도를 줄였다. 각각의 전극은 구리띠(30 $\mu$ m)를 전도성접착제(DOTITE)를 사용하여 붙이고, 내열테이프로 고정시켰다. 표면의 열전달계수 측정뿐만 아니라 전도손실을 보상하기 위하여 팬의 좌우 면에 각각 5개, 팬의 바닥에 1개, 엔드링의 표면과 뒷면에 5개, 엔드링의 내외면에 각각 1개 그리고 팬 사이의 공기온도 측정을 위하여 2개 등 총 28개의 열전대(T type)를 부착하였다. 측정된 온도는 무선계측장치를 통하여 읽었다.

## 2.2 무선계측장치

일반적으로 회전체의 물리량을 측정하기 위하여

슬립링을 사용하나, 측정 채널수가 적고, 회전수의 한계를 가지므로, 본 연구에서는 자체 개발한 무선계측장치를 사용하여 회전체 각 부의 온도를 측정하였다. 상용 무선계측장치는 매우 비싸고, 사용자의 필요에 따라 마음대로 조작하여 사용하기 어렵기 때문에 본 실험에서 사용한 무선계측장치는 하경표<sup>(12)</sup>가 만든 것과 같은 구조로 제작하였고, 주요부품을 PCB화하고, 그 틀을 제작하여 내구성을 높여 사용하였다. 또한 하경표<sup>(12)</sup>는 발전기 모듈을 만들어 전력을 자체 발생시켜 사용하였으나, 회전수에 따라 발전기 출력전압이 증가하였으므로 본 실험에서는 일정한 전압이 필요한 무선계측기에 필요한 직류전원을 슬립링을 통하여 공급하였다. 강석채<sup>(13)</sup>는 축전지를 전원으로 사용하여 회전자 팬 사이의 유동장을 측정하였으나 본 실험과 같이 긴 측정시간이 필요한 경우에는 사용할 수가 없었다.

Fig. 4는 본 실험에서 사용한 무선계측장치의 개념도를 나타낸다. 슬립링을 통한 약 8V의 직류전원은 레귤레이터와 평활회로를 거쳐 5V의 안정화된 전압이 나오고 이 중 일부는 디지털 칩의 전원용으로 공급되고 나머지는 DC-DC 컨버터를 거쳐  $\pm 15V$ 로 증폭된 후 아날로그 칩의 전원용으로 공급된다. 또한 각 채널에서의 온도 차이에 의한 오차를 줄이기 위하여 등온박스를 만든 후 내부에 32 채널의 열전대 단자대를 설치하였고, 이로부터의 아날로그 신호는 멀티플렉스를 통하여 증폭기로

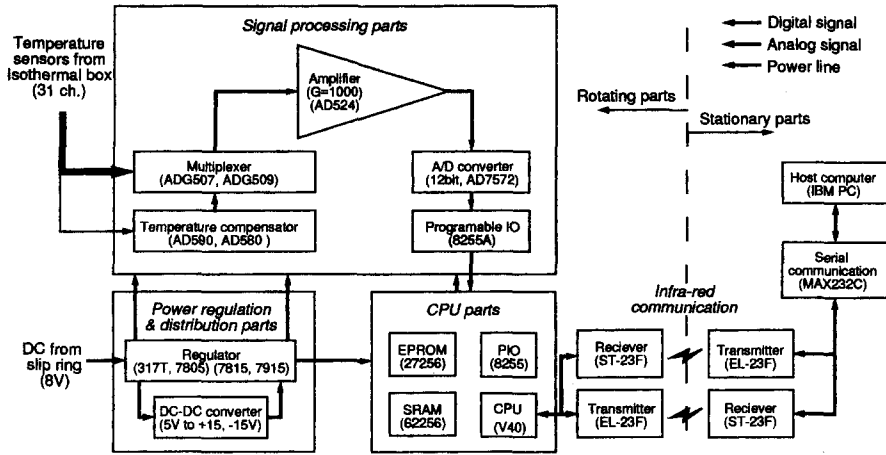


Fig. 4 Schematic circuits diagram of telemetry system.

1000배 증폭된 후 AD변환기를 통하여 디지털화되고, 입출력포트를 통하여 CPU부의 RAM에 저장된다. 이러한 디지털 신호는 CPU내부의 직렬포트를 통한 후, 증폭되어 회전자와 정지부 사이에서 적외선 광통신을 하고 개인용 컴퓨터의 직렬포터로 전달되어 저장된다. 또한 각각의 데이터의 송수신은 전송프로토콜로 동기시켜 하였으며, 송수신부의 전송된 데이터의 개수를 비교함으로써 전송 과정중 발생한 오차는 없었다.

무선계측기의 각 채널에 열전대를 부착한 후, 항온조에서 백금저항온도계 (Accuracy 0.1°C)와 비교한 결과, 각 채널에 따라 최대 1.2°C의 오차가 발생하였고, 오차가 큰 채널을 제외시킴으로서 약 1°C 범위 내에서 실험을 수행할 수 있었다.

### 2.3 데이터처리과정

유도전동기 회전자와 엔드링과 팬에서의 국소열 전달계수는 다음 식에 의해 계산되어진다.

$$h_{rtf} = q''_{conv} / (T_{rtf} - \bar{T}_{air}) \quad (1)$$

여기서,  $T_{rtf}$ 는 엔드링과 팬 표면의 온도이고, 냉각공기의 온도  $\bar{T}_{air}$ 는 엔드캡 내부공기의 평균체적 온도이고<sup>(14)</sup>, 대부분 경우에  $\bar{T}_{air}$ 는 35°C~40°C의 값을 가졌다.  $q''_{conv}$ 는 표면의 총 열유속에서 복사 및 전도열손실을 뺀 값을 나타내며 다음의 식에 의해 구해진다.

$$q''_{conv} = q''_{tot} - q''_{rad} - q''_{cond} \quad (2)$$

여기서, 단위 면적당 총 발열량  $q''_{tot}$ 는 다음 식으로

나타내어진다.

$$q''_{tot} = VI_{rtf} / A_{rtf} \quad (3)$$

여기서,  $\epsilon$ 와  $\sigma$ 는 각각 발열부의 전압과 전류를 나타내고,  $A_{rtf}$ 는 발열체 표면의 총표면적을 나타낸다.  $f_{rtf}$ 는 각각의 전극들에 같은 전압이 인가되었을 때, 회전자판과 엔드링표면의 저항값과 표면적의 차이로 인하여 발생하는 발열량을 보정하는 계수로서, 저항과 면적에 따라 다른 값을 가진다. 각각의 저항값에 대하여 탄소코팅막의 비저항 및 두께는 같고, 길이와 폭에 따라 저항값이 결정된다고 가정하였다. 또한 복사열손실  $q''_{rad}$ 는 다음 식으로 나타내어진다.

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

여기서,  $\epsilon$ 와  $\sigma$ 는 방사율과 스테판 볼츠만 상수,  $F_{1,2}$ 는 형상계수를 나타낸다. 전도열손실은, 회전자판부에 대하여 300×50, 엔드링바닥부에 대하여는 원주방향으로 대칭이라는 가정 하에 200×100의 2차원격자를 사용하여 계산하였다. 몇몇 노드에서 측정된 온도값을 이용하여 선형내삽법에 의하여 표면의 온도분포를 구한 뒤 이를 경계조건으로 하여 전도방정식을 풀어 내부의 온도장을 구하였다. 구한 온도장에서부터 표면과 이웃 노드점 사이에서의 전도열손실을 계산할 수 있었다. 모든 실험의 경우에 대하여, 복사열손실( $q''_{rad}$ )은 총 열유속의 3%~5% 정도이고, 전도열손실( $q''_{cond}$ )은 5%~10%였다.

이하의 서술에서, 레이놀즈수  $Re_{rtf} = v_{rtf} D_{rtf} / \nu$ 로 정의하였고, 여기서 속도  $v_{rtf}$ 는 회전자 팬 사이의

**Table 2** Uncertainty analysis of the endring and rotor fan.

(a) Local Nusselt number

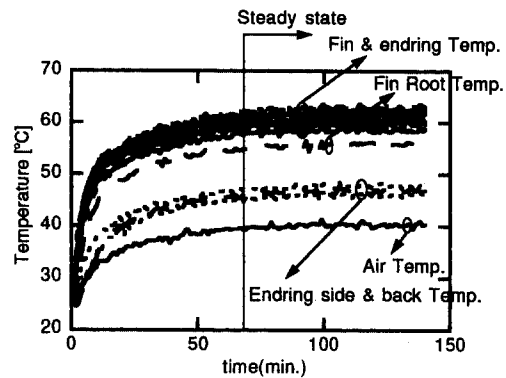
$x_i$	Value	$\delta x_i$	$\left[ \left( \frac{\delta x_i}{Nu_{er}} \right) \left( \frac{\partial Nu_{er}}{\partial x_i} \right) \right] \times 100 (\%)$
$V$	40.0	0.687	2.17
$I$	0.908	0.01425	1.98
$A_{rtf}$	0.02388	0.0001	0.53
$f_{er}$	1.016	0.004	0.50
$\varepsilon$	0.79	0.02	0.26
$T_{er} - \bar{T}_{air}$	19.9	0.74	4.36
$\bar{T}_{air}$	45.4	1.23	7.14
$D_{rtf}$	0.117	0.0001	0.09
$k$	0.027	0.0002	0.74
Nu <sub>er</sub> : Uncertainty $\delta Nu_{er}/Nu_{er} =$			8.93%

(b) Rotational Reynolds number

$x_i$	Value	$\delta x_i$	$\left[ \left( \frac{\delta x_i}{Re_{rtf}} \right) \left( \frac{\partial Re_{rtf}}{\partial x_i} \right) \right] \times 100 (\%)$
rpm	1697.4	7.9	0.47
$D_{rtf}$	0.117	0.0001	0.17
$v$	$1.59 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-8}$	0.32
Re <sub>rtf</sub>	76516.9		
Re <sub>rtf</sub> : Uncertainty $\delta Re_{rtf}/Re_{rtf} =$			0.59%

유속측정의 어려움으로 인하여 회전자팬의 외경과 회전수에 의한 선속도  $v_{rtf} = \pi N D_{rtf} / 60$  를 사용하였으며, 특정길이로는 팬 작용을 하여 내부유동을 발생시키는 회전자팬의 외경 ( $D_{rtf}$ ) 을 사용하였다. 누셀수는  $Nu_{rtf} = h_{rtf} / k$  로 정의하였다.

Table 2(a)에 국소누셀수에 대한 오차해석의 결과가 나타나있다. 가장 큰 영향을 미치는 변수는 엔드캡 내부공기의 평균체적온도였는데, 이는 무선계측기의 바이어스 오차가 크기 때문이고, 회전자팬의 회전에 의한 내부공기의 섭동으로 인한 정밀도 오차도 무시할 수 없을 정도로 크기 때문이다. 발열체 가열을 위한 전원의 전압과 전류도 꽤 큰 오차를 나타내는데, 이는 전원자체의 불안정성으로 정밀도오차뿐만 아니라 데이터의 개수도 작는데 원인이 있다. 국소누셀수의 총 오차는 8.93%였다. Table 2(b)는 회전자의 회전수에 대한 레이놀즈수의 오차해석결과를 나타낸다. 인버터를 사용하였을 때 노이즈의 문제로 인하여 무선계측기의 작동이 불안정하였으므로, 직류전동기로 대체하여 회전수

**Fig. 5** Temperature of rotor fan and endring surfaces with time.

를 조절하였다. 회전수의 변동은 컷으나 오차가 크게 영향을 미치지 않았다.

### 3. 결과 및 검토

Fig. 5는 시간에 따른 발열부 표면에서의 온도변

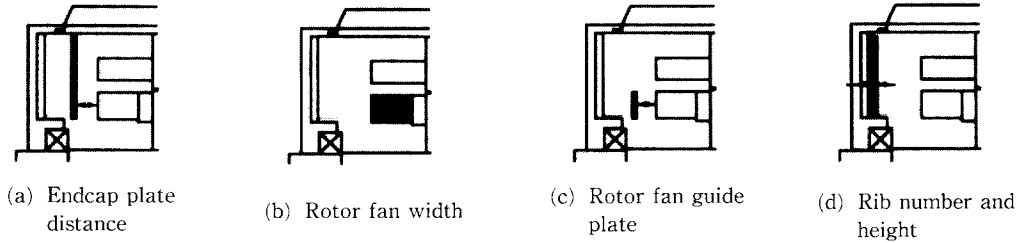
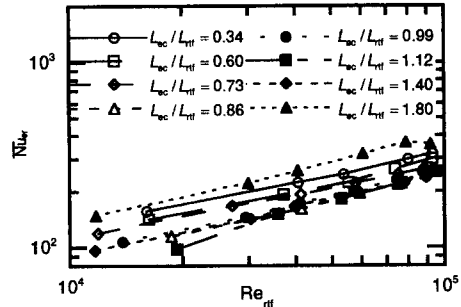


Fig. 6 Some cases of experiments.

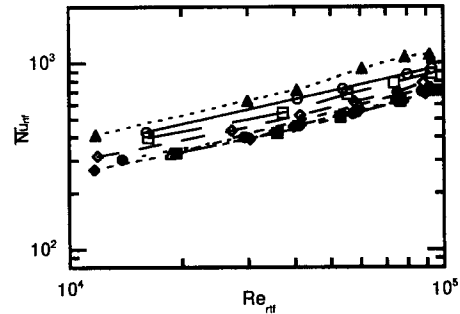
화를 나타내었다. 표면의 온도가 정상상태에 도달하는 시간은 약 70분 정도였고, 정상상태로부터 1 시간동안 데이터를 입력받아 평균하여 사용하였다. 입력 교류전압 자체의 불안정성에 의하여 온도의 섭동은 있었으나 계산된 온도의 표준편차는  $0.5^{\circ}\text{C}$  이하였다.

Fig. 6은 회전자팬에 의한 유동에 영향을 줄 수 있는 몇 가지 실험의 경우를 나타내었다. (a)는 엔드캡판과 회전자팬끝과의 간격을 변화시킨 경우로 유도전동기에서는 엔드와인딩이라는 돌출부와 그 냉각을 위하여 일정한 내부공간을 두고 있는데, 그 공간의 영향이 회전자의 엔드링과 팬의 열전달 계수에 얼마나 영향을 미치는 가에 대한 연구이고, (b)는 내부유동을 발생시키는 회전자 팬의 길이를 변화시킴에 따른 엔드링에서의 열전달계수의 영향을 보기 위한 것이고, (c)는 내부 유동을 제어하기 위하여 방풍판을 설치하는 경우가 있는데, 이러한 방풍판과 회전자 팬과의 간격이 회전자의 팬과 엔드링의 열전달에 미치는 영향에 관한 것, (d)는 엔드캡에 붙어 있는 리브의 높이와 개수가 내부유동에 영향을 주고 이러한 영향이 엔드링과 팬의 열전달에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 또한 (a), (c) 및 (d)의 경우는 회전자팬의 폭( $L_{rt}$ ) 각각 30 mm인 경우로 일정하고, 엔드링과 회전자팬의 표면을 모두 균일 열유속면이 되게 하여 실험한 경우이고, (b)의 경우는 회전자팬 폭( $L_{rt}=0\sim 30$  mm)을 변화시켜야 하는 관계로 회전자팬은 단열재로 만들어 단열조건의 표면을 만들었고, 엔드링은 균일 열유속면이 되게 하여 엔드링부에서의 열전달에 관하여 실험한 경우이다.

Fig. 7(a), (b)는 Fig. 6에서 (a)의 경우에 해당되며, 레이놀즈수에 따른 엔드링표면과 회전자팬 표면에서의 열전달계수를 나타내었다. 두 경우 모두  $L_{ec}/L_{rt}=0.9\sim 1.4$ 에서 최소값을 가지다가 그 크기가 감소하거나 증가할수록 더 큰 열전달계수를



(a) Endring surface



(b) Rotor fan surface

Fig. 7 Nusselt number with rotational Reynolds number(Case (a) in Fig. 6).

가짐을 알 수 있었다. 이는 교반기 내의 열전달 현상과 유사한데, 교반기 내에서 교반기의 날개끝과 벽과의 거리가 매우 작을 때에는 층류 영역이 되어 벽에서의 속도는 교반기의 날개회전수와 거의 가깝게 되어 열전달계수가 높으나 거리가 멀어짐에 따라 열전달계수는 감소하다가 일정거리에서는 날개의 회전에 의한 에디의 형성으로 인하여 거리에 따라 열전달계수도 증가하나 그 이상의 거리에서는 에디의 영향이 벽에 미치지 못하므로 열전달계수가 감소한다.<sup>(15)</sup> 교반기 벽의 열전달계수가 높으면 회전자팬에서의 열전달계수도 높음을 짐작할 수 있다. 또한 회전자팬 사이에 X형 열선유속계를 설치

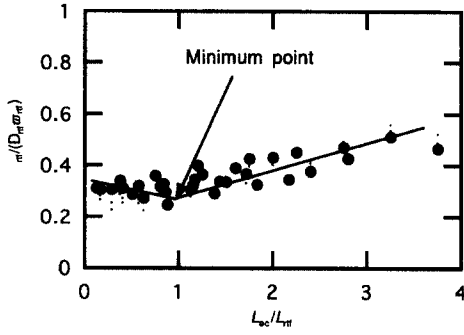


Fig. 8 Normalized air velocity between rotor fans with endcap plate distance(Kang(1997)).

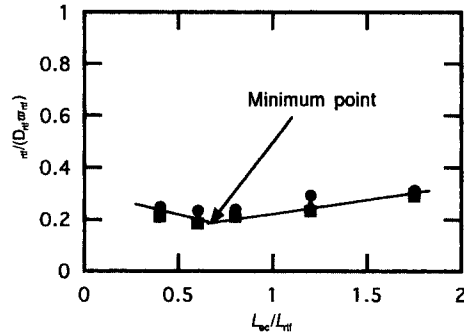


Fig. 10 Normalized air velocity between rotor fans with rotor fan width(Kang(1997)).

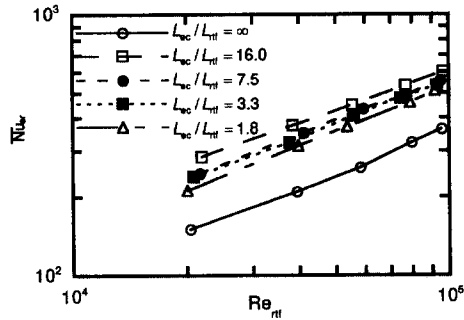


Fig. 9 Nusselt number of rotor ending surface with rotational Reynolds number(Case (b) in Fig. 6).

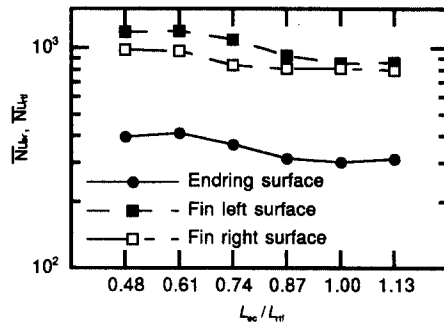


Fig. 11 Nusselt number with the position of guide fan plate(Case (c) in Fig. 6).

하여 엔드캡판과의 거리에 따른 유동의 속도를 측정 한 강석채<sup>(13)</sup>의 결과(Fig. 8)와도 비슷한 경향을 보였다. 그러나 강석채<sup>(13)</sup>의 결과는 회전자팬 사의 임의의 한점에서의 유속이므로, 정확한 비교는 될 수 없다.  $L_{ec}/L_{rot}$ 가 가장 큰 경우인 엔드캡판이 없는 경우의 열전달계수가 높은 이유는 앞부분에 언급한 에디의 영향에 대한 효과도 있지만, 실제전동기의 엔드캡에는 높이가 큰 리브가 부착되어 내부 유동의 교란을 주기 때문이며 리브의 영향에 대하여는 이후에 논의하겠다(Fig. 6의 (d)의 경우).

Fig. 9는 Fig. 6에서 (b)의 경우에 해당되며, 회전자팬의 폭을  $L_{rot}=0\sim 30\text{mm}$ 로 변화시키며 측정한 결과이다. 회전자팬이 없을 경우에 가장 낮은 값을 나타내었으나,  $L_{ec}/L_{rot}=16.0$ ( $L_{rot}=5\text{mm}$ )에서 가장 큰 값을 가졌다. 회전자 팬의 폭이 증가할 수록 엔드링표면의 열전달계수는 점점 감소하고, 엔드와인딩표면의 열전달과 유사하며,<sup>(14)</sup> 강석채<sup>(13)</sup>와도 비슷한 경향을 보였다(Fig. 10). 역시  $L_{ec}/$

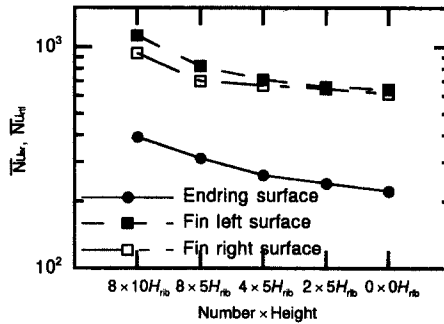


Fig. 12 Nusselt number with the numbers and height of endcap rib(Case (d) in Fig. 6).

$L_{rot}\sim 1$ 에 가까워 질수록 최저의 값을 가짐을 알 수 있었다.

Fig. 11은 Fig. 6에서 (c)의 경우에 해당되며, 방풍판을 설치한 경우도 Fig. 6 (a)의 경우와 같이 그 거리가 가까워질수록 열전달계수는 감소하고,  $L_{ec}/L_{rot}\sim 1$  근처에서 최소값을 가졌다. 그러므로 방풍판은 회전자팬과 가까울수록 좋다는 것을 알 수 있었다.



Table 3 Average Nusselt number of the ending and rotor fan

Reference	Correlation Equations	Charateristic Length
Fukui et al.(1960)	$\overline{Nu}_{rtf}=0.014Re_{rtf}^{0.9}$	$D_{rtf}=0.224$
福山長賢 et al.(1970)	$\overline{Nu}_{er}=0.14Re_{rtf}^{0.67}\left(\frac{L_{rtf}}{L_o}\right)^{0.33}$	$D_{rtf}=0.117, L_{rtf}=0.0195$
Ending (Adiabatic)	$\overline{Nu}_{er}=1.56Re_{rtf}^{0.5}$	$D_{rtf}=0.117, L_{rtf}=0.030$
Ending (Constant heat flux)	$\overline{Nu}_{er}=1.23Re_{rtf}^{0.5}$	$D_{rtf}=0.117, L_{rtf}=0.030$
Rotor fan (Constant heat flux)	$\overline{Nu}_{rtf}=2.14Re_{rtf}^{0.5}$	$D_{rtf}=0.117, L_{rtf}=0.030$

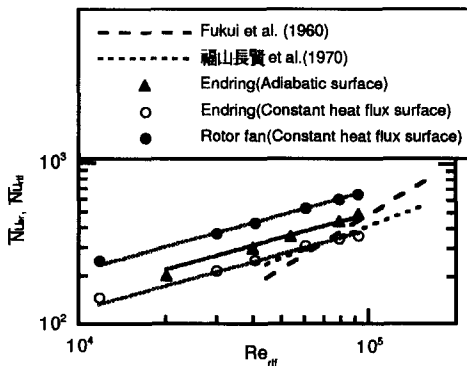


Fig. 13 Comparison of rotor fan and ending Nusselt number with others.

Fig. 12는 Fig. 6에서 (d)의 경우에 해당되며, 리브의 높이가 높을수록 그리고 그 개수가 많을수록 열전달에 유리함을 나타낸다.

Fig. 13에는 엔드캡판이 없는 경우, 회전자팬의 길이가  $L_{rtf}=0.030$ 인 경우에 대하여 일정열유속표면을 가지는 팬과 엔드링, 단열팬을 가지는 엔드링에서의 결과를 다른 연구자들의 결과와 비교한 것이다. 실제의 회전자의 팬은 단열조건과 일정열유속조건의 중간 부분의 영역에 해당함을 추정할 수 있다. 엔드링에서의 열전달계수가 福山長賢 등<sup>(11)</sup>과 비슷하였고, 엔드캡의 내부에서 공기가 순환하는 본 실험과는 다르지만, 풍동실험으로 외부에서 냉각공기를 공급하여 원심팬 표면의 열전달계수를 측정된 Fukui 등<sup>(10)</sup>의 결과와는, 레이놀즈수가 어느 정도 클 경우에는 비슷하나 낮은 영역에서는 더 높은 값을 가짐을 알 수 있다. Table 3에 본 실험 결과와 비교에 사용된 타 연구들의 상관식을 정리하였다.

#### 4. 결론

고속회전에서 사용이 가능하고, 채널수가 많은 무선제측시스템을 제작하여 회전체 표면의 온도를 정밀하게 측정할 수 있었다. 전도 및 복사손실을 계산한 후 엔드링과 회전자팬 표면의 열전달계수를 측정하였다.

엔드캡판과 회전자팬 사이의 간극의 변화에 따라  $L_{ec}/L_{rtf} \leq 1$ 에서는 간극이 작을수록,  $L_{ec}/L_{rtf} \geq 1$ 에서는 간극이 클수록 열전달계수는 증가하였다. 즉, 엔드캡판과의 간극실험에서 회전자팬의 열전달계수가 최소가 되는  $L_{ec}/L_{rtf} \sim 1$  근처는 피하여 설계하는 것이 좋고, 엔드캡 내부의 공간이 작아질수록 열전달 측면에서는 좋음을 알 수 있었다. 이러한 결과는 유도전동기의 소형화에 기여할 수 있을 것이다. 또한 회전자팬 폭의 길이를 변화시키기에 따라  $L_{rtf}=0.005$ 에서 최대의 값을 가졌고, 그 이상의 크기에서는 그 값이 감소하였다. 또한 방풍판의 경우도 엔드캡판과 같은 결과를 보였고, 엔드캡에서의 리브의 높이가 클수록 개수가 많을수록 열전달에 잘됨을 알 수 있었다. 이러한 여러 가지 파라미터에 대한 결과는 회전자팬과 엔드와인딩부의 방열 설계시 그 기초자료로 활용할 수 있다. 단열조건과 균일열유속조건의 회전자팬에 대하여 비교하였고, 각각의 경우에 대하여 회전자팬과 엔드링표면에서의 열전달계수의 상관식을 구할 수 있었다. 또한 본 연구결과를 타 연구자들과 비교하였고 대체적으로 비슷한 값을 가짐을 알 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Andreas, John C., 1992, *Energy Efficient Electric Motors*, Marcel Dekker, Inc., pp. 243~245.
- (2) Dymond, J. H. and Findlay, R. D. 1995(Sep.), "Some commentary on the choice of rotor bar material for induction motors," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol. 10, No. 3, pp. 425~430.
- (3) 윤명근, 고상근, 이양수, 한송엽, 1997, "전폐형 유도전동기의 온도분포에 관한 수치 및 실험적 해석," 대한기계학회논문집(B), 제21권 제3호, pp. 457~472.
- (4) Carl Gazley, Jr., Santa Monica, Calif., 1958, "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational and Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Transactions of the ASME*, pp. 79~90.
- (5) Becker, K. M. and Kaye, Joseph, 1962, "Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder," *Journal of Heat Transfer*, pp. 97~105.
- (6) Gardiner, S. R. M. and Sabersky, R. H., 1977, "Heat Transfer in an Annular Gap," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 1459~1466.
- (7) Kjörk, A. and Lofdahl, L., 1989, "Hot-Wire Measurements Inside a Centrifugal Fan Impeller," *J. of Fluid Engineering*, Vol. 111, pp. 363~368.
- (8) 김성원, 조강래, 1995, "개방형회전차의 내부 유동장에 관한 실험적 연구(1) : 무충돌유입조건에서," 대한기계학회논문집 제19권, 제9호, pp. 2261~2270.
- (9) Oslejsek, O., 1973, "The Cooling End Windings of Small Enclosed Electric Machines," *ERA Trans-3010*.
- (10) Fukui, Sukeo and Koizumi, Hisao 1960, "Heat Transfer from Blade Surface of Centrifugal Fan with Radial Blades," *Proceeding of Japan National Congress for Appl Mech*, pp. 287~290.
- (11) 福山長賢, 古谷和久, 1970, "電動機の冷却技術(三相誘導電動機の熱解析)," 第34卷 通巻 131號 安川電機, No. 3, pp. 179~188.
- (12) 하경표, 1995, Telemetry System의 개발을 통한 회전체의 온도 측정에 관한 연구, 석사학위논문, 서울대학교 대학원, 서울.
- (13) 강석채, 1997, 열선 유속계를 장착한 무선 계측 시스템을 이용한 회전자 팬 사이의 유동 측정에 관한 연구, 석사학위논문, 서울대학교 대학원, 서울.
- (14) 윤명근, 고상근, 1997, "전폐형 유도전동기의 엔드와인딩 표면의 열전달에 미치는 회전자팬의 영향," 대한기계학회논문집(B), 제21권 제7호, pp. 928~938.
- (15) Edwards, M. F. and Wilkinson, W. L., 1972, "Heat Transfer in Agitated Vessels Part I -Newtonian Fluids," *The Chemical Engineer*, pp. 310~319.