

# 핀이 없는 전폐형 유도전동기 프레임의 정익 설치에 의한 열전달 향상

전창성\* · 윤명근\* · 고상근\*\*

(1997년 11월 9일 접수)

## Heat Transfer Enhancement of Finless TEFC Induction Motor Frame by Installing Guide Vanes

C. S. Jeon, M. K. Yoon, S. Ken Kauh

**Key Words :** Heat Transfer Coefficient(열전달계수), TEFC(Totally Enclosed Fan Cooled, 전폐외선형), Induction Motor(유도전동기), Guide Vane(정익), Frame(프레임), End Cap(엔드캡), External Fan(외부팬), Coil Average Temperature(코일 평균 온도), Resistance Method(저항법)

### Abstract

The heat generated in an induction motor is mostly dissipated through the frame. The study on the heat transfer characteristics of a newly manufactured finless TEFC(Totally Enclosed Fan Cooled) induction motor showed/that it had an unsuitable structure in view of the heat transfer. The angle of the cooling air flow was very large and the ribs disturbed the air flow and partially generated the wake region on the frame. In the wake region the temperature was very high. Thus the heat transfer coefficients were lower than those of the frame with fins. Also was investigated the heat transfer characteristics of the motor frame by installing various guide vanes in the fan-side end cap. An optimum heat transfer case was found and the average heat transfer coefficient of the frame was 70% higher and the average coil temperature measured by the resistance method was 9°C lower than that of the frame which had no guide vanes.

기호설명			
$A$	: 표면적 [ $m^2$ ]	$L$	: 길이 [m]
$D$	: 직경 [m]	$q''$	: 열유속 [ $W/m^2$ ]
$F_{1,2}$	: 형상계수	$R$	: 전기 저항 [ $\Omega$ ]
$H$	: 높이 [m]	$T$	: 국소온도 [K]
$h$	: 국소대류열전달계수 [ $W/m^2K$ ]	$t$	: 두께 [m]
$\bar{h}$	: 평균대류열전달계수 [ $W/m^2K$ ]	$u$	: $x$ 방향 속도성분 [m/s]
$I$	: 전류 [A]	$V$	: 전압 [V]
		$v$	: $y$ 방향 속도성분 [m/s]
		$W$	: 정익간의 간격 [m]
		$w$	: $z$ 방향 속도성분 [m/s]
		$x, y, z$	: 직교 좌표계의 각방향 [m]

\*서울대학교 대학원 기계공학과

\*\*회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

## 그리스문자

- $\alpha_c$  : 구리의 저항계수,  $0.0043 [^{\circ}\text{C}^{-1}]$   
 $\epsilon$  : 방사율  
 $\sigma$  : 스테판 볼츠만 상수,  $5.67 \times 10^{-8} [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4]$

## 하첨자

- c : 구리 코일  
 cond : 전도열전달  
 conv : 대류열전달  
 f : 외부 냉각팬  
 fc : 팬커버  
 fin : 핀이 있는 경우  
 fr : 프레임  
 gv : 정익  
 left : 열전대 설치 라인중에서 왼쪽 라인  
 optimum : 최적화된 정익을 설치한 상태  
 rad : 복사열전달  
 real : 정익을 설치하지 않은 상태  
 right : 열전대 설치 라인중에서 오른쪽 라인  
 top : 열전대 설치 라인중에서 위쪽 라인  
 tot : 총, 전체(Total)  
 $\infty$  : 대기 또는 상온에서의 상태

## 1. 서 론

본 연구의 대상인 전폐형 유도전동기(이하 유도전동기)에 대한 이해를 돕기 위하여 유도전동기에 대해 간략하게 설명한다. 유도전동기는 회전자(rotor)가 고정자(stator)사이에서 회전하면서 동력을 발생시키는 장치이다. 기존의 유도전동기는 Fig. 1과 같이 프레임에서의 열전달을 촉진하기 위하여 핀(fin)이 있다. 프레임은 주물로 제작되며, 냉각을 위하여 반부하측에 팬이 있어 유동을 프레임쪽으로 토출한다. 토출된 유동은 핀에 의하여 안내되어 프레임을 통과하므로 열전달에 있어서 유리한 구조이다.

요즈음의 전폐형 유도전동기(이하 유도전동기)는 소형경량화, 고효율화 되어가고 있다. 소형경량화 추세에 따라 Fig. 2와 같은 핀이 없는 유도전동기가 생산, 판매되고 있다. 프레임은 압연 강판으로 제작되며 프레임의 표면에 3상 전원을 공급하기 위한 전원단자함이 있다. 유도전동기에서의 여러 가지 손실로 인해 발생한 열은 75% 이상이 프레임 표면으로의 열전달에 의해 소산된다.<sup>(1)</sup> 그런데, 핀이 없어짐으로 인해서 열전달 면적이 줄어들고, 외

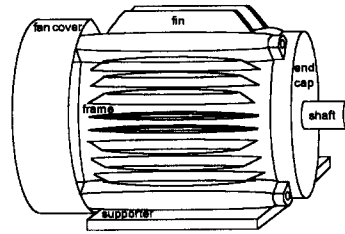


Fig. 1 TEFC induction motor.

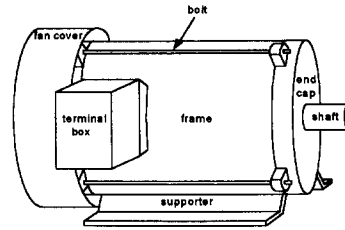


Fig. 2 Finless TEFC induction motor.

부팬에 의해서 발생한 풍량도 효율적으로 사용되지 못하고 있다. 이로 인하여 표면의 온도가 상승하고, 유도전동기의 고효율화에도 장애가 되고 있다.

지금까지의 여러 연구자들은 핀이 있는 유도전동기 프레임에서의 열전달에 관한 연구를 수행하여 왔다. 芝山 등<sup>(2)</sup>은 핀이 있는 유도전동기 프레임의 열전달률을 측정하고 핀 사이의 유동을 관찰하였으며, 열전달 향상을 위한 통풍구조를 입안하여 확인 실험을 수행하였다. Hay 등<sup>(3)</sup>은 핀 사이의 유동을 벵제트의 일부로 보고, 유동장을 측정하였으며, 열전달계수가 주로 냉각공기의 유량에 지배된다는 것을 보고했고, 팬 출구로부터 멀어질수록 열전달계수가 감소하는 것을 보였다. 그러나, 이들의 연구들을 핀이 없는 경우에 직접 적용시키기는 어렵다. 핀이 없는 유도전동기 프레임과 비슷한 연구의 예로 Dropkin 등<sup>(4)</sup>은 축을 중심으로 회전하는 실린더 외부의 열전달에 관한 연구를 수행하였다. 이들의 연구는 원주 방향의 자연 대류에 관계된 것으로, 실린더의 회전속도에 따라 열전달계수가 증가한다는 것을 보였다. 핀이 없는 유도전동기 프레임의 유동은 축방향의 강제 대류적 성격을 띠므로 이들의 연구와는 차이가 있는 것이다.

현재, 상용의 핀이 없는 프레임을 가진 유도전동기가 생산되고 있음에도 불구하고 이의 열전달 특성에 관한 연구는 거의 없는 실정이다. 따라서, 본

연구에서는 핀이 없는 유도전동기 프레임에서의 열전달 특성을 고찰하고, 열전달을 향상시킬 수 있는 한가지 방법을 제시하고자 한다.

본 논문의 구성은 2절에서 모형프레임을 가진 유도전동기를 제작하여, 핀이 없는 유도전동기 프레임에서의 열전달 특성을 고찰한다. 3절에서는 모형전동기 실험을 통하여 핀이 없는 프레임에서 열전달을 향상시킬 수 있는 방법을 생각하게 되었고, 이의 확인실험을 수행한다. 4절에서는 열전달 향상을 위한 실험 결과를 실제 유도전동기에 적용하여 고정자 코일의 온도 하강을 확인한다.

## 2. 프레임에서의 열전달 특성

### 2.1 실험장치 및 자료처리과정

핀이 없는 유도전동기 표면에는 전원 단자함이 부착되어 있어 유동을 방해하고, 또 실제의 유도전동기 표면에는 센서를 부착하기가 어려우므로 본 연구에서는 Fig. 3과 같은 일정 열유속표면을 가지는 모형전동기를 제작하여 실험을 수행하였다.

프레임의 몸체는 PVC로 가공하였고, 열전달계수 측정과 엔드캡 고정용 휼쇄의 영향을 파악하기 위하여 표면에 5개씩 3줄로 열전대(T type)를 스틸에폭시를 이용해 부착하였다. 또, 전도손실을 계산하기 위한 경계 조건의 입력을 위하여 좌우와 바닥에 19개의 열전대를 부착하였다. 열전대 부착 후 내열성 양면 테이프를 이용하여 프레임 몸체와 발열체인 탄소막종이를 접착하였다. 프레임의 양끝에 전극인 구리띠(30 $\mu$ m)를 전도성 접착제(DOTITE)를 이용해서 부착하였다. 열유속의 균일도에 대한 검증은 윤명근 등<sup>(5)</sup>이 제시하였다.

모형전동기를 이용하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구성하였다. 모형전동기와 구동전동기는 커플링

으로 연결하고, 인버터를 이용하여 1800 rpm의 일정한 속도로 회전시켰다. 표면의 전체적인 온도분포를 알기 위하여 적외선 열화상장치(COMPIX 6000)로 촬영하고, 이를 직렬통신(RS232)으로 개인용 컴퓨터로 전송하였다. 축방향으로 이동할 수 있는 이송장치에 3차원 유동장을 측정하기 위한 5공 피토투브를 설치하고, 스캐니벨브와 압력변환기를 이용하여 유동장을 측정하였다. 모형전동기 표면의 열전대 온도와 입력 전압, 전류, 측정된 압력 신호 등은 다채널 자료획득장치(FLUKE 2620A)로 읽었고, 병렬통신(GPIB)으로 개인용 컴퓨터로 전송하였다. 실험을 수행하는 프로그램은 LabVIEW를 이용하여 구성하였다.

유도전동기 프레임 표면에서의 온도를, 대표적인 지점에서의 정확한 열전달계수를 구하기 위한 손실계산의 경계조건으로 사용하기 위해 Fig. 1과 같이 열전대를 이용하여 측정하였다. 앞으로 보게 될 열전달계수의 등고선들은 전체적인 경향을 파악하기 위한 것이므로 적외선 열화상장치를 이용하여 적외선 이미지를 촬영하고, 이미지 프로세싱(image processing)을 통하여 환산된 온도를 가지고 손실계산 없이 얻은 값이므로 실제보다 조금 큰 값들임을 밝혀둔다. 열화상장치는 열전대를 이용하여 몇 가지 온도에 대하여 교정(calibration)하였다.

열전대에서 얻은 온도에 기초한 프레임 표면에서의 국소열전달계수는 다음 식에 의하여 계산되어진다.

$$h_{tr} = \frac{q''_{conv}}{T_{tr} - T_{\infty}} \quad (1)$$

여기서,  $h_{tr}$ 는 국소열전달계수이며,  $T_{tr}$ 는 프레임 표면의 온도,  $T_{\infty}$ 는 대기의 온도인데 실험시의 평균온도로 일정하다고 가정했고,  $q''_{conv}$ 는 대류열유

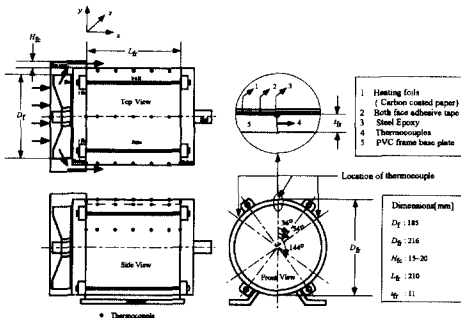


Fig. 3 Details of experimental model.

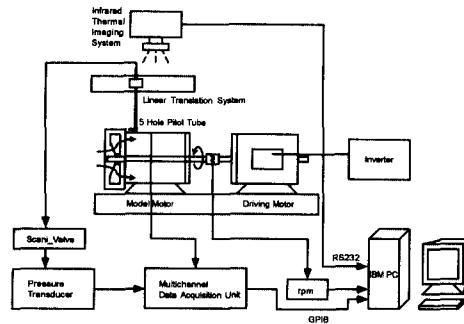


Fig. 4 Schematic diagram of experimental setup.

속이며 표면의 총열유속( $q''_{tot}$ )에서 복사( $q''_{rad}$ ) 및 전도열유속( $q''_{cond}$ )을 뺀 값이며 다음의 식에 의해 구해진다.

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

총 열유속은 다음 식에 의해서 구해진다.

$$q''_{tot} = \frac{VI}{A_{fr}} \quad (3)$$

여기서,  $V$ 와  $I$ 는 각각 양전극에서의 입력 전압과 전류를 나타내고,  $A_{fr}$ 는 프레임 표면의 총 면적을 나타낸다.

복사열손실은 다음 식으로 나타내어진다.

$$q''_{rad} = F_{1,2} \epsilon \sigma (T_{fr}^4 - T_{\infty}^4) \quad (4)$$

여기서,  $\epsilon$ 와  $\sigma$ 는 방사율과 스테판-볼츠만 상수이며,  $F_{1,2}$ 는 형상계수로 편의상 1로 가정하였다.

전도열손실을 구하기 위하여 열전대가 심어진 프레임의 단면 각각을 원주방향의 전도손실을 무시하여 2차원이라고 가정하였다. 프레임의 단면에  $420 \times 22$ 의 격자계를 구성하고, 표면의 온도는 열전대에서 얻은 온도를 이용하여 선형내삽법에 의하여 구한 뒤 이를 경계조건으로 하는 정상상태 전도방정식을 SOR방법<sup>(6)</sup>으로 풀어 단면의 온도분포를 구하고 각 지점에서의 전도열손실을 계산하였다.

Coleman 등<sup>(7)</sup>이 제시한 방법에 의해 임의의 한 노드점에서의 국소열전달계수에 대한 오차해석을 95%의 신뢰도로 하였고, 그 결과는 Table 1에 나타내었다. 여기서 국소열전달계수에 큰 영향을 미치지 않는 변수는 무시하였다. 가장 큰 오차의 요인은 대기의 온도인데, 이는 계측기의 바이어스 오

**Table 1** Uncertainty analysis of the local heat transfer coefficient.

$x_i$	Value	$\delta x_i$	$\left[ \left( \frac{\delta x_i}{x_i} \right) \left( \frac{\partial h_{tr}}{\partial x_i} \right) \right] \times 100 (\%)$
$V$	250.8	1.24	0.53
$I$	0.379	0.0027	0.76
$T_{\infty}$	31.7	0.45	1.89
$T_{fr}$	59.8	0.43	1.81
$A_{fr}$	0.098	0.0001	0.11
$\epsilon$	0.79	0.02	0.0015

$$h_{tr}: \text{uncertainty } \frac{\delta h_{tr}}{h_{tr}} = 2.78\%$$

차에서부터 기인하였다. 전체 오차는 2.78%였다.

## 2.2 결과 및 고찰

Fig. 5는 유도전동기 프레임을 세 방향(left, top, right side)에서 적외선 열화상장치로 촬영하여 이미지 프로세싱을 통해서 온도를 구하고 식 (1)에 의하여 열전달계수를 구한 것이다. Fig. 5(a)에서 그림 중간에 선으로 나타난 부분은 엔드캡을 고정하는 볼트이다. 볼트의 양끝에는 엔드캡 고정용 철타가 있고, 이것에 의해서 유동이 상당히 방해받고 있음을 알 수 있다. 화살표는 유동의 방향을 나타낸다.

Fig. 5(a-3)을 보면 외부팬에 의해서 발생한 풍량은 대략  $50^\circ$  정도의 각도를 가지고 프레임쪽으로 유입되고 있다. 이로 인해서 프레임의 아래쪽과 뒤쪽으로는 유동이 도달하지 못해서 온도가 상승하고 열전달계수가 낮아진다. Fig. 5(a-2)는 위쪽에서 촬영한 것인데 엔드캡 고정용 철타의 영향을 보여주고 있다.  $50^\circ$  정도의 각도를 가지고 있던 유동이 엔드캡 고정용 철타에 부딪히게 되어 철타 앞쪽으로 빠른 속도로 빠져나가고, 철타 뒷쪽은 유동이 도달하지 못하는 후류 영역(wake region)이 되어 부분적으로 온도가 상승하게 된다. Fig. 5(a-1)은 오른쪽에서 촬영한 것인데, 여기서도 철타의 영향이 나타나고 있다.  $50^\circ$  정도의 각도를 가진 유동은 최종적으로 전동기 지지대에 부딪히고, 지지대 위쪽으로 빠른 속도로 빠져나가므로 부분적으로 온도가 하강하게 된다.

Fig. 5(b)는 Fig. 5(a)의 온도를 식 (1)에서 전도손실과 복사손실을 고려하지 않고 계산한 국소열전달계수를 나타낸 것이다. 각각의 그림에 나타난 직선들은 열전대를 설치한 라인이며 이 부분에서 온도를 열전대로 읽어서 식 (1)에 의하여 정확한 국소열전달계수를 구하였다.

정확한 국소열전달계수를 구하기 위하여 복사와 전도열손실을 계산하였다. 계산결과 대류, 복사, 전도열유속의 비율은 Fig. 6과 같으며 대류열유속이 80~90%, 복사열유속이 10~20%, 전도열유속이 0~1% 정도이다. 전도열유속이 음의 값을 갖는 이유는 프레임의 위쪽 표면의 발열체인 탄소막 종이에서 발생한 열이 프레임쪽으로 전도되고 있음을 뜻한다.

열손실을 계산한 후, 식 (1)에 의해서 국소열전달계수를 구하였는데 결과는 Fig. 7과 같다. 대체

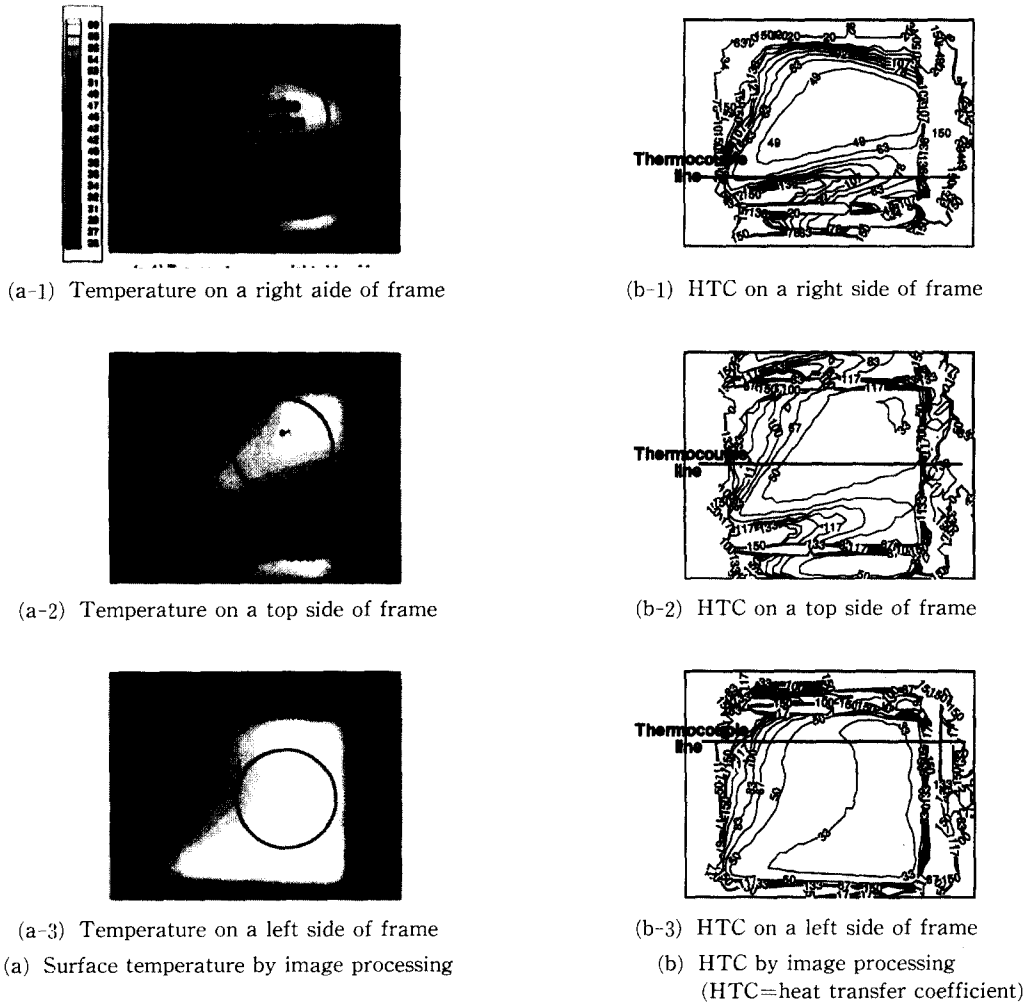


Fig. 5 Temperature and heat transfer coefficient distribution on a model motor frame.

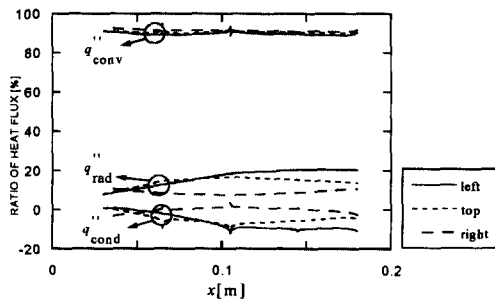


Fig. 6 Ratio of heat flux on a model motor frame.

로 팬커버 출구에서는 열전달계수가 높으나, 후류로 감에 따라 냉각공기의 확산에 따라 열경계층이 증가하여 열전달계수가 낮아진다. 또, Fig. 7에는 핀이 있는 경우의 열전달계수도 함께 나타내었는데

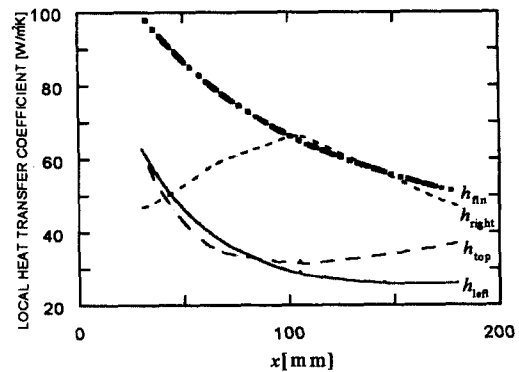
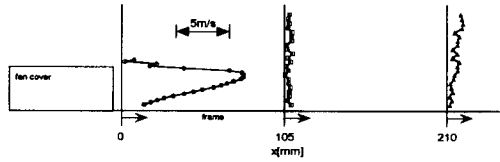


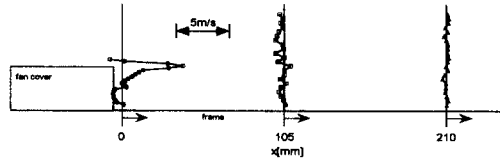
Fig. 7 Local heat transfer coefficient on a model motor frame.

핀이 없는 경우보다 높다. 이는 프레임의 핀이 없

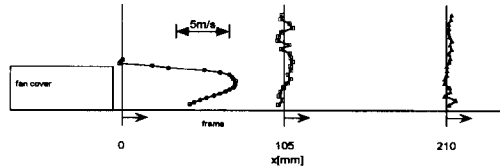
어짐으로 인하여 효율적인 냉각이 이루어지지 못하고 있다는 것을 뜻한다.



(a)  $x$ -directional velocity profile on a model motor frame



(b)  $y$ -directional velocity profile on a model motor frame



(c)  $z$ -directional velocity profile on a model motor frame

Fig. 8 Velocity profiles on a model motor frame.

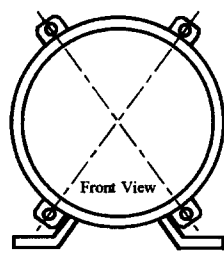
이상의 열전달 결과들은 주로 유동장에 의해서 지배를 받는다. 유동장을 검토하기 위하여 프레임 오른쪽에서 축방향으로 3지점을 선택해서 3차원 유동장을 측정하였다. 사용된 좌표축은 프레임의 축 방향을  $x$ , 반경방향을  $y$ , 원주방향을  $z$ 로 하였고, 각각의 속도 성분은  $u, v, w$ 로 표시하였다.

Fig. 8을 보면 알 수 있듯이 외부팬에 의해서 발생한 풍량이 효율적으로 사용되어지지 못하고 있다. 팬커버 출구에서는  $u$ 가 크지만 상대적으로  $w$ 도 크다. 이는 유동이 원주방향으로 상당히 큰 각도를 가지고 유입됨을 뜻하며, 그 결과 프레임의 중간지점 ( $x=105$  mm)과 끝지점 ( $x=210$  mm)에는 유동이 도달하지 못하게 된다. 따라서, 프레임의 하류쪽은 온도가 상승하게 되고, 열전달계수가 낮아지게 된다. 또한, 팬커버 출구에서 양과 음의 값을 가지는  $v$ 가 존재하는데 이는 2개의 강한 와류가 존재함을 의미하고, 하류로 갈수록 와류의 개수가 많아지고 강도는 줄어드는 것을 알 수 있다.

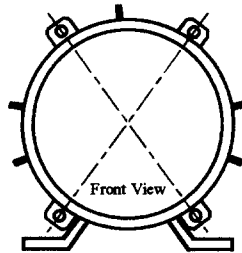
### 3. 프레임에서의 열전달 향상을 위한 실험

#### 3.1 실험장치 및 방법

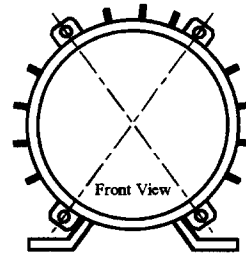
앞 절의 실험결과를 토대로 프레임에서의 열전달



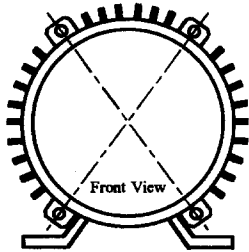
(a)  $W_{gv}$  = no guide vanes



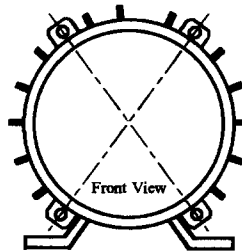
(b)  $W_{gv}$  = 45 mm



(c)  $W_{gv}$  = 30 mm



(d)  $W_{gv}$  = 15 mm



(e)  $W_{gv}$  = mixed type (15 & 30 mm)

Fig. 9 Experimental model for investigating the effects of the number of guide vanes ( $W_{gv}$  = distance between guide vanes, height of guide vanes = 14 mm).

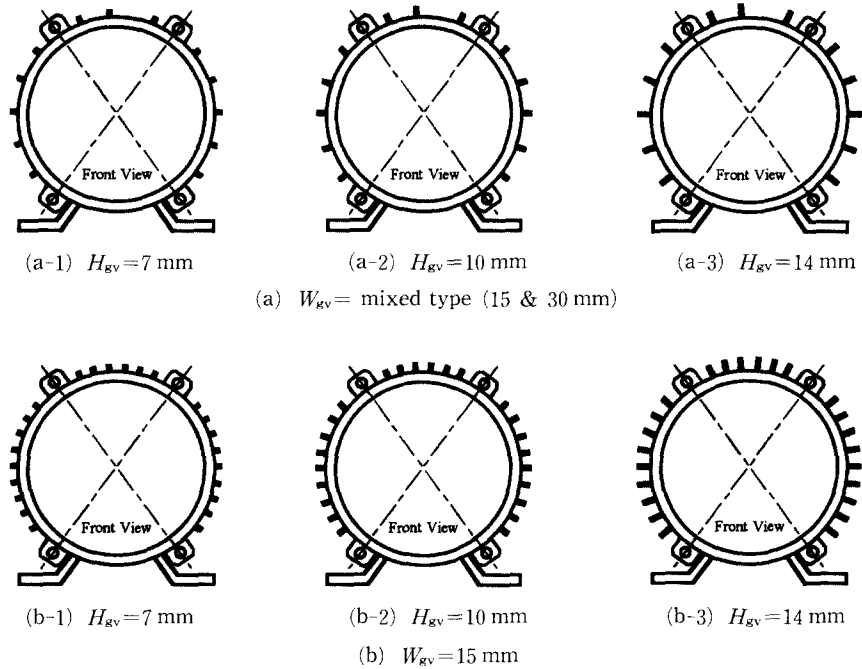


Fig. 10 Experimental model for investigating the effects of the height of guide vanes ( $W_{gv}$ =distance between guide vanes,  $H_{gv}$ = height of guide vanes).

을 향상시킬 수 있는 방법을 생각하게 되었고, 그 중의 한가지 방법으로 Fig. 3의 양쪽 엔드캡 중에서 외부팬이 있는 쪽의 엔드캡에 여러 종류의 정익을 설치하여 열전달계수의 경향을 파악하는 실험을 수행하였다. 엔드캡에 15 mm 간격으로 나사산을 내어서 설치 개수를 조절할 수 있도록 했으며, 엔드캡은 주물로 생산하므로 실제 엔드캡을 생산할 때의 두께를 고려하여 5 mm 두께의 아크릴로 정익을 만들었고, 길이는 엔드캡의 길이와 같은 28 mm로 하였다. 높이는 팬커버와 엔드캡 사이의 간격을 고려하여 14 mm로 하고 정익의 개수를 Fig. 9와 같이 변화시켰으며, 정익의 높이에 따른 영향을 파악하기 위하여 Fig. 10과 같이 7 mm, 10 mm의 두 종류의 정익에 대한 실험도 추가하였다.

### 3.2 결과 및 고찰

Fig. 11은 14 mm 높이의 정익의 개수와 간격을 조절하면서 실험한 결과이다. 실험 모형의 형상은 Fig. 9와 같다. 15 mm 간격의 나사산에 45 mm, 30 mm, 15 mm, mixed type (15 & 30 mm) 등 4가지 간격으로 실험을 수행하였다. Fig. 11(b)는 45 mm 간격일 때의 결과인데 Fig. 11(a)의 정익이 없

는 경우보다 열전달계수가 낮은 부분이 작아지고 있음을 알 수 있다. Fig. 11(c)의 경우는 30 mm 간격일 때의 결과인데 전체적으로 열전달계수가 균일하지만, 오른쪽 하단을 보면 엔드캡 고정용 휼쇄의 영향으로 열전달계수가 감소하는 부분이 존재한다. Fig. 11(d)는 15 mm 간격으로 정익을 설치한 경우인데 전체적으로 상당히 균일한 열전달계수 분포를 가지지만 정익의 개수가 너무 많아져 팬커버 출구의 유동 면적을 감소시키고, 압력손실도 커지게 하여 Fig. 11(c)의 경우보다 열전달계수가 낮은 지역이 더 넓게 분포한다. 이상의 결과들로부터 엔드캡 고정용 휼쇄의 영향을 없애고, 압력손실도 최소화하기 위하여 휼쇄 양쪽은 15 mm, 그 외 부분은 30 mm 간격으로 정익을 설치하는 mixed type (이하 '최적화된 정익')을 고려하였고, Fig. 11(e)에서와 같이 균일하면서도 높은 열전달계수를 나타내는 결과를 보였다.

정익의 높이가 너무 높으면 압력손실이 증가하게 되므로 이의 영향을 파악하기 위하여 Fig. 10의 형상처럼 정익의 높이를 7 mm, 10 mm 등 두 가지 경우에 대해서 간격은 15 mm, mixed type에 대한 실험을 수행하였고, mixed type일 때의 열전달계

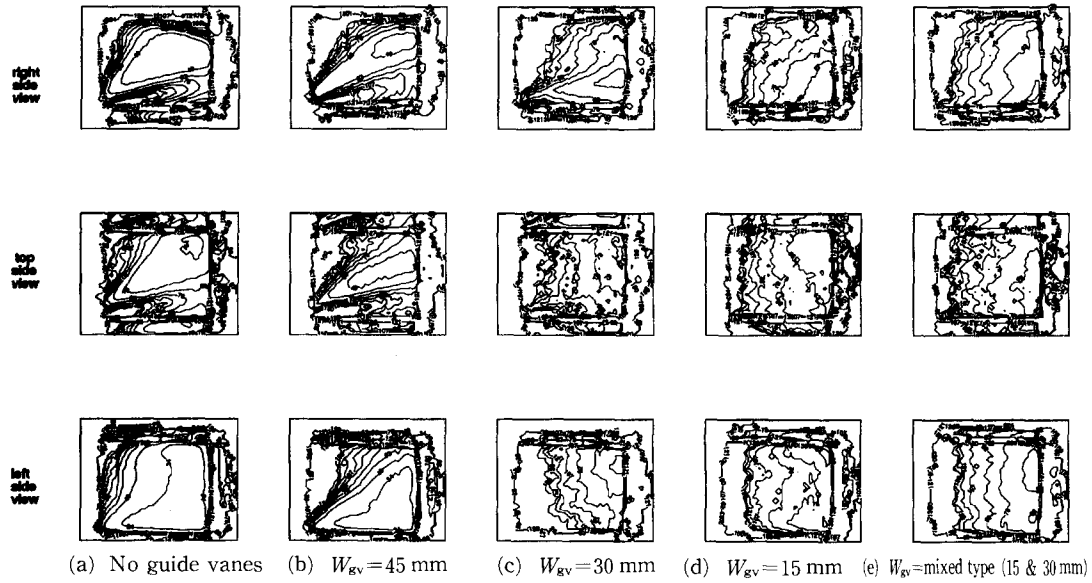


Fig. 11 Heat transfer coefficient with variation of the number of guide vanes ( $W_{gv}$ =distance between guide vanes).

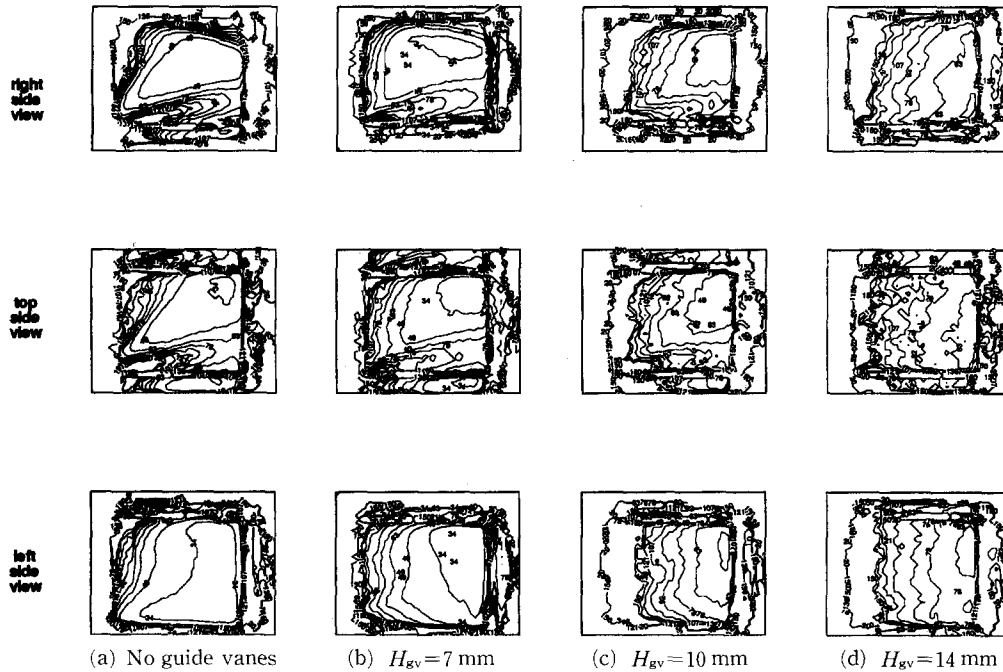


Fig. 12 Heat transfer coefficient with variation of the height of guide vanes ( $H_{gv}$ =height of guide vanes).

수 분포를 Fig. 12에 나타내었다. 실험 결과는 정익의 높이가 7 mm, 10 mm 일 때가 14 mm 일 때 보다 열전달계수가 더 낮게 나타났다. 이는 프레임에서 정익의 높이가 높아지면 압력손실은 커지게

되지만 유동을 안내하는 역할이 더 지배적이어서 열전달을 촉진시킨다는 것을 의미한다.

이상의 결과들에 대해 열전대로 측정된 온도를 이용하여 Fig. 7과 같은 정확한 국소열전달계수를



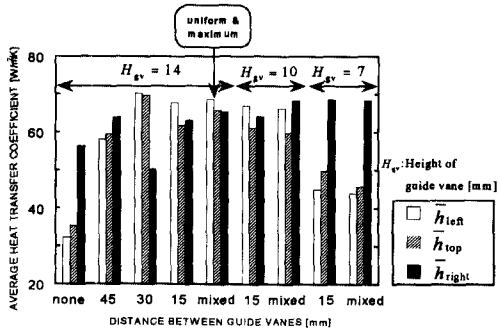


Fig. 13 Average heat transfer coefficient on a model motor frame with variation of guide vanes.

각각의 경우에 대하여 구하고 이를 축방향으로 평균한 값을 나타낸 것이 Fig. 13이다.

Fig. 13의 결과를 보면 정익이 없을 때보다 있을 때가 평균 열전달계수가 높아지게 되고, 최적화된 정익일 때의 열전달계수가 가장 균일하면서 높아지게 되는 결과를 보인다. 정익이 없을 때와 최적화된 정익일 때의 평균 열전달계수를 비교해 본 결과 후자가 16~112% 정도, 평균 70% 정도 높은 값을 가졌다.

위의 결과들을 검토하기 위하여 대표적인 몇 가지 경우에 있어서 유동장을 측정해 보았다. 프레임의 열전달에 있어 프레임의 축방향 속도성분( $u$ )이 가장 중요하므로 이를 Fig. 14에 나타내었다. 정익이 없을 때와 정익의 간격을 mixed type(15 & 30 mm)으로 하고, 높이가 7 mm, 10 mm, 14 mm 일 때의 4가지 경우의 프레임의 축방향 속도성분( $u$ )을 표시하였다. 정익의 높이가 높아질수록 팬 커버 출구쪽의 유동 속도는 감소하지만 유동이 하류까지 강한 속도로 지속됨을 알 수 있다. 이는 유도전동기 프레임에서 정익의 높이가 높아질수록 유동각을 줄이고, 엔드캡 고정용 휨쇠의 영향을 없애 유동을 하류까지 균일하게 전파하여 열전달을 촉진시키는 역할을 강하게 하기 때문에, 앞에서 본 프레임의 열전달 특성을 잘 설명할 수 있게 해 준다. Fig. 14에서 속도는 5공 피토프로 압력을 측정하여 환산한 값이기 때문에 정익의 높이가 높아질수록 팬 커버 출구에서의 속도감소는 곧 압력의 손실을 의미하고 있다.

#### 4. 실제 유도전동기에서의 적용

##### 4.1 실험장치 및 자료처리과정

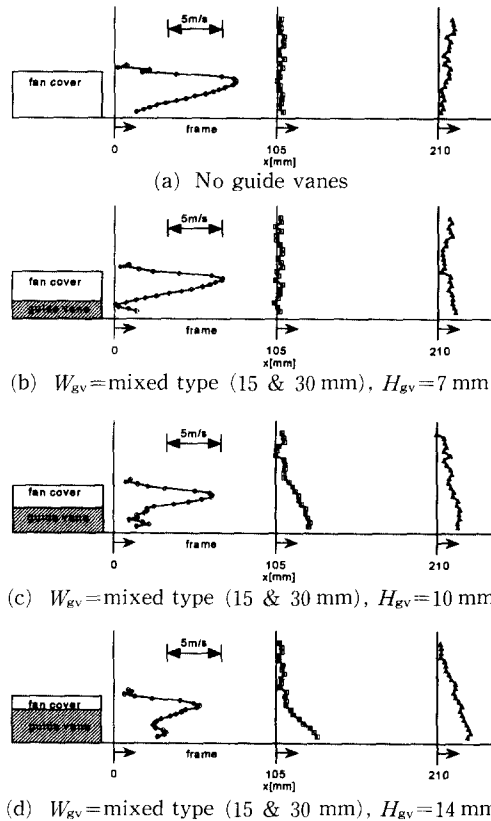


Fig. 14 X-directional velocity profiles on a model motor frame with variation of guide vanes ( $W_{gv}$ =distance between guide vanes,  $H_{gv}$ =height of guide vanes).

모형전동기 실험 후, 실제 유도전동기에 최적화된 정익을 설치하고 저항법<sup>(8)</sup>으로 유도전동기의 코일의 평균온도를 측정하는 실험을 수행하였다.

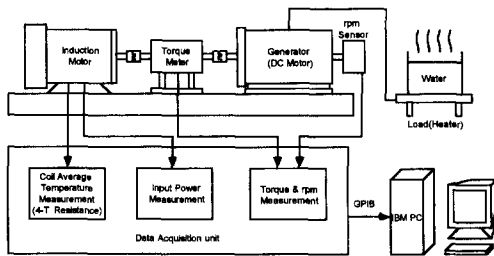
실험장치는 Fig. 15와 같다. 유도전동기에 토크 미터를 연결하고 부하를 조절하기 위하여 10마력급 직류전동기를 발전기로 사용하여 연결하였다. 발전기의 전기자에 6kW저항(히터)을 연결하고, 발전기의 계자전압을 조정하여 부하를 가변하였다. 정상상태에 도달한 후 입력 전압, 전류, 파워, 토크, 회전수등을 측정하였다. 이상의 값들을 측정하고 나서 동작을 멈춘 후 코일의 저항값을 4초 간격으로 측정하였다. 측정값들을 외삽하여 정상상태의 코일의 저항을 계산하였다.

코일의 평균 온도는 계산한 저항값으로부터 다음의 저항-온도계수 관계식을 이용하여 구한다.

**Table 2** Uncertainty analysis of the coil average temperature rise.

$x_i$	Value	$\delta x_i$	$\left[ \left( \frac{\partial x_i}{T_c} \right) \left( \frac{\partial T_c}{\partial x_i} \right) \right] \times 100 (\%)$
$T_\infty$	27.2	0.43	0.73
$T_{env}$	26.9	0.44	0.58
$R_\infty$	0.74528	0.00096	0.57
$R_c$	0.96197	0.0010	0.46
$\alpha_c$	0.0043	0.00005	1.04

$$\Delta T_c: \text{uncertainty } \frac{\delta T_c}{T_c} = 1.58\%$$

**Fig. 15** Experimental setup for application to a real induction motor.

$$T_c = T_\infty + \left( \frac{R_c}{R_\infty} - 1 \right) \left( \frac{1}{\alpha_c} + T_\infty \right) \quad (5)$$

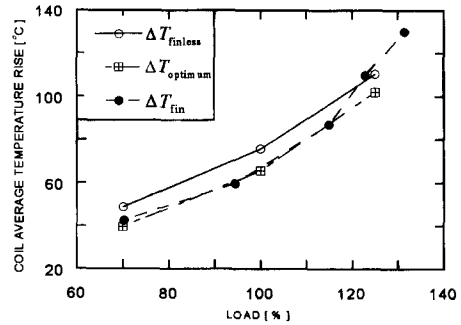
여기서  $R_\infty$ 는 상온  $T_\infty$ ,  $R_c$ 는 온도  $T_c$ 에서의 저항값을 나타내고,  $\alpha_c$ 는 코일의 재료인 구리의 저항계수로  $\alpha_c = 1/235^\circ\text{C}^{-1}$ 의 값을 사용하였다.<sup>(8)</sup>

위와 같은 코일평균온도 측정법을 '저항법'이라고 한다.

코일평균온도에 대한 오차해석을 수행하였고, 결과는 Table 2와 같다. 전체 오차가 1.58%이고, 가장 큰 오차의 요인은 구리의 저항계수이었다.

#### 4.2 결과 및 고찰

실제 유도전동기에 최적화된 정익을 설치하고 전동기 고정자 코일의 평균온도를 측정된 결과는 Fig. 16과 같다. 실제 핀이 없는 유도전동기와 최적화된 정익을 설치하였을 때의 결과를 비교하였다. 부하조건은 70%, 100%, 125% 등 3가지 경우에 대해서 실험을 수행하였으며, 최적화된 정익을 설치하였을 때가 각각의 부하조건에 대하여 약 9°C 정도 온도가 낮아지는 것을 알 수 있다. 유도전동기의 코일평균온도가 높아질수록 효율은 낮아진다.

**Fig. 16** Effects of guide vanes on coil average temperature rise.

이상의 실험에서 본 정익 설치시의 유도전동기의 온도 하강효과는 대략 0.3% 정도의 효율 상승의 효과를 나타낼 것으로 기대된다.<sup>(9)</sup>

또, Fig. 16에는 핀이 있는 유도전동기 프레임의 코일평균온도도 같이 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 최적화된 정익을 설치했을 때의 코일평균온도는 핀이 있는 유도전동기 프레임의 수준으로 내려감을 알 수 있다.

#### 4. 결론

이상의 결과들로부터 다음의 결론을 내릴 수 있다.

(1) 핀이 없는 5마력급 3상 전폐형 유도전동기는, 외부팬에서 발생한 유동의 각도가 상당히 틀어져 토출되므로 프레임의 하류지역까지 유동이 도달하지 못하며, 또 엔드캡 고정용 철타의 영향으로 프레임 표면에 후류영역이 넓게 분포하여 국소적으로 온도가 상승하게 되는 등 열전달 측면에서 불리한 구조를 가지고 있다.

(2) 유도전동기 프레임에서의 열전달을 촉진시키기 위하여 정익을 반부하쪽의 엔드캡에 다양하게 배치하여 유동방향을 안내하고 유동을 프레임 하류지역까지 도달하게 하였다. 여러 가지 정익을 배치해 본 결과 정익의 높이는 엔드캡에서 팬커버까지, 간격은 엔드캡 고정용 철타의 양옆으로는 15 mm, 그 외 부분은 30 mm로 하는 것이 정익이 없을 때보다 평균 70% 정도의 열전달계수 향상을 보였다.

(3) 두 번째 결론에서의 정익을 실제 유도전동기에 적용시킨 결과, 코일의 평균온도가 9°C 정도 하강하였으며, 이는 효율상승효과를 나타낼 것으로 기대된다.

## 5. 참고문헌

- (1) 윤명근, 고상근, 이양수, 한송엽, 1997, “전폐형 유도전동기의 온도분포에 관한 수치 및 실험적 해석,” 대한기계학회논문집(B), 제21권 제3호, pp. 457~472
- (2) 系見和信, 佐 忠幸, 芝山重三郎, 1989, “全閉外扇形 電動機の FRAME 冷却設計の 最適化,” T. IEE Japan, Vol. 109-D, No. 1, pp. 49~56
- (3) N. Hay, D. Lampard, S. J. Pickering, T. F. Roylance, 1995, “Air Flow and Heat Transfer over the Ribbed Surface of an Externally Cooled Electric Motor,” ASME/JSME Thermal Engineering Conference: Vol. 1, pp. 321~326
- (4) D. Dropkin, A. Carmi, 1956, “Natural-Convection Heat Transfer from a Horizontal Cylinder Rotating in Air,” ASME Headquarters, pp. 741~749
- (5) 윤명근, 고상근, 1997, “전폐형 유도전동기 엔드와인딩 표면의 열전달에 미치는 회전자팬의 영향,” '97 대한기계학회 춘계학술대회논문집(B), pp. 675~683
- (6) S. Nakamura, 1993, “Applied Numerical Methods in C,” Prentice-Hall International, Inc., pp. 451~457
- (7) H. W. Coleman, W. G. Steele, Jr., 1989, “Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers”, John Wiley & Sons
- (8) 한국공업규격, 1993, “일반용 저압 3상 유도전동기,” KS C 4202-1993, 한국표준협회, pp. 10~11
- (9) 한송엽등, 1997, “고효율 유도전동기 개발을 위한 기반기술 연구에 관한 최종 보고서,” 통상산업부, pp. 149~150