

〈논 문〉

전폐형 유도전동기의 온도분포에 관한 수치 및 실험적 해석

윤명근* · 고상근** · 이양수*** · 한송엽****

(1996년 10월 27일 접수)

Numerical and Experimental Analysis of Temperature Distribution in TEFC Induction Motor

M. K. Yoon, S. Ken Kauh, Y. Lee, S. Y. Hahn

Key Words : Thermal Equivalent Network Program(열 등가회로망 프로그램), Thermal Resistance(열저항), Loss(손실), Heat Transfer(열전달), Induction Motor(유도전동기), Coil Temperature Rise(코일온도상승)

Abstract

We studied the temperature distribution and heat transfer characteristics of TEFC induction motor with thermal network program for more efficient design and better cooling performance of it. We knew the characteristics and the windage loss of outer cooling fan from fan test experiments. Frame axial and peripheral heat transfer coefficients and endwinding heat transfer coefficient were measured by various model experiments and then, compared with other experimental results. Frame was the main heat transfer surface, load-side and fan-side surface were not thermally symmetric from the heat flux distribution analysis. Steady and unsteady temperature distributions were measured by real motor experiments. From the results, we knew that rotor surface temperature was higher than coil temperature and the hottest spot in the coil was loadside endwinding outside surface. We compared the simulation results with those of real motor test and the two results showed a good agreement.

기 호 설 명

A	: 표면적 (m^2)	D	: 직경 (m)
A_{ff}	: 프레임 핀 부분의 표면적 (m^2)	d_t	: 철심 두께 (mm)
A_{fb}	: 프레임에서 핀을 제외한 표면적 (m^2)	f	: 주파수 (Hz)
Bm	: 최대자속밀도 (T)	g	: 중력가속도 ($9.8m/s^2$)
b	: 회전자แกน 폭 (m)	h	: 대류열전달계수 (W/m^2K)
C	: 열용량 (J/K)	I	: 전류 (A)
C_1, C_2	: 상수	IL	: 절연물의 수명
c_p	: 비열 (J/kgK)	k	: 열전도도 (W/mK)
		L	: 길이 (m)
		m_1, m_2	: 상수
		N	: 분당 회전수 (rpm)
		n	: 상수
		N_{bar}	: 회전자 바의 개수

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 기계공학과

***서울대학교 대학원 전기공학과

****서울대학교 전기공학과

Nu	: 누셀트수
P	: 손실(W)
P _{c1}	: 1차동손(W)
P _{c2}	: 2차동손(W)
P _l	: 철손(W)
P _{lc}	: 계철부의 철손(W)
P _{lt}	: 치부의 철손(W)
P _M	: 유도전동기의 용량(kW)
P _m	: 기계손(W)
P _{mf}	: 마찰손(W)
P _{mw}	: 풍손(W)
P _s	: 표유부하손(W)
Pr	: 프란틀수(Pr=ν/α)
p	: 전동기의 극수
Q	: 냉각공기의 유량(m ³ /min)
q̇	: 열전달량(W)
R	: 전기저항(Ω)
Re	: 국소 레이놀즈수
Rē	: 평균 레이놀즈수
TR	: 열저항(K/W)
T	: 온도(K)
Ta	: 테일러수
U _f	: 외부팬 출구에서의 평균 유속(m/s)
U _m	: 회전자팬에서의 반경방향 유속(m/s)
U _r	: 회전자팬에서의 회전방향 유속(m/s)
V	: 부피(m ³)
v	: 선속도(m/s)
W	: 질량(kg)
Y	: 열컨덕턴스(Y=1/TR)

그리스문자

δ	: 공극의 길이(m)
ΔT	: 온도차(°C)
ΔH	: 수두(mm _{air})
θ	: 회전자팬에서의 무차원 속도비(θ=tan ⁻¹ U _m /U _r)
η	: 효율
x	: 열접촉컨덕턴스(W/m ² K)
λ	: 파워계수
μ	: 공기의 점성계수(N·s/m ²)
μ _w	: 벽면 온도에서의 공기의 점성계수(N·s/m ²)
ν	: 공기의 동점성계수(m ² /s)
ρ	: 밀도(kg/m ³)
σ _{Elc}	: 계철부의 와전류 손실계수

σ _{Elc}	: 치부의 와전류 손실계수
σ _{Hlc}	: 계철부의 히스테리시스 손실계수
σ _{Hlt}	: 치부의 히스테리시스 손실계수
φ	: 유량계수
ψ	: 일계수

하첨자

b	: 아랫방향
bar	: 회전자 바
c	: 고정자 코일
cs	: 고정자 슬롯
er	: 회전자 엔드링
ew	: 엔드와인딩
f	: 외부팬
ff	: 프레임핀
fr	: 프레임
fri	: 프레임내면
i	: 철심
ic	: 철심의 계철부
it	: 철심의 치부
l	: 원방향
o	: 기준점
r	: 오른방향
rtf	: 회전자팬
sf	: 회전축
u	: 위방향

1. 서 론

유도전동기의 온도분포 및 열전달 특성에 관하여 많은 관심이 고조되고 있는데, 이는 유도전동기의 소형경량화, 대용량화, 고속화의 경향과 관련이 있다. 전동기 회사에서는 제품의 원가를 낮추기 위하여 재료비를 줄이려고 노력하고 있다. 그러나 전동기가 작아지면 같은 손실(열원)에 대하여 방열면적이 줄어들게 되어 전동기 내부의 온도가 높아지고, 전동기의 용량이 커지거나 고속으로 운전이 되면 그만큼 발생하는 손실이 커지므로 마찬가지로 내부의 온도가 상승하게 된다. 또한 절연물의 수명과 과부하율의 한계와 관련하여 각국의 공업규격에는 유도전동기 코일의 온도상승 허용한계가 명시되어 있기 때문에 유도전동기의 소형경량화, 대용량화 및 고속화에는 한계가 있다. 한국에서는 한국공업규격의 일반용 저압 3상 유도전동기(KS C 4202)에 명시되어 있다.

코일의 온도가 절연물의 수명에 미치는 영향에 대하여 Andreas⁽¹⁾는 다음과 같은 식으로 나타내었다.

$$\log IL = \frac{C_1}{T_c} - C_2 \quad (1)$$

여기서, IL 은 절연물의 수명, C_1 , C_2 는 상수 그리고 T_c 는 코일의 온도를 나타낸다. 이 식으로부터 계산한 결과, 코일의 온도가 10°C 증가된 상태에서 동작하면 수명은 1/2로 감소한다고 하였다.⁽¹⁾

이상에서와 같이 유도전동기의 소형경량화, 대용량화 및 고속화 외에도 동작의 안정성과 신뢰성을 갖춘 고품질의 유도전동기를 만들기 위하여 내부의 온도가 낮은 상태에서 유도전동기가 동작하도록 방열설계를 잘 하여야 한다. 효과적인 방열설계를 위하여, 전동기 각부의 열전달 기구를 정확하게 이해하는 것이 필요하다. 즉, 코일의 온도상승을 최적으로 하는 이상적인 방열설계를 위하여, 열저항과 열원의 모델로부터 전동기 내부의 정확한 온도분포를 예측할 수 있어야 한다.

온도분포의 해석 방법으로는, 실기계실험, 모델 실험, 컴퓨터에 의한 시뮬레이션 등이 있고, 컴퓨터에 의한 시뮬레이션의 방법은 유한요소법과 열등가 회로망법이 많이 이용되고 있다. 유한요소법은 국소온도의 파악이 쉽고, 범용 소프트웨어가 많으나 해석 대상 전체를 파악하기는 어렵다. 반면 열등가 회로망법은 전체 온도의 분포를 쉽게 알 수 있고, 프로그램의 작성과 취급이 간단하다.

Armor⁽²⁾ 등은 3차원 유한요소법을 이용하여 터빈발전기 고정자철심의 온도분포를 계산하였다. 그러나 경계조건에서 축방향의 중심을 대칭조건, 즉 단열조건으로 처리하여 2차원 해석과 별 차이가 없었고, 슬롯의 옆부분을 단열조건으로 처리하였는데, 이는 1차 동손으로부터의 열전도를 무시한 것으로 큰 오차요인이 될 수 있다. 또한 대류경계조건의 처리도 실 기계와는 다르고, 인용한 문헌도 명확치 않았다. Armor⁽³⁾는 이러한 방법으로 터빈발전기 회전자의 열해석도 하였는데, 단위 요소들의 형상으로 한 유한요소법으로 3차원 비정상 해석을 하였다. Sarkar^(4, 5) 등은 Armor 등이 이용한 방법과 유사한 유한요소법을 이용하여 2차원 및 3차원, 정상상태, 원통좌표계에서 전동기 고정자부의 온도분포를 구하였다. 그는 대류경계조건의 처리에서 다른 문헌과의 비교나 명확한 이유가 없이 임의의 값을 사용하였고, 실 기계와의 비교나 검토

가 없었다. José⁽⁶⁾ 등은 대형 3상 유도전동기의 전기장 및 온도장을 2차원 유한요소법을 이용하여 해석하였다. 그는 온도에 대한 저항값의 변화와 철손의 변화를 고려하여 해석의 정밀도를 높이려 하였으나, 시간에 따른 온도변화가 실험결과와 많은 차이를 보였다.

F. Maier⁽⁷⁾는 열등가 회로망법을 이용하여 견인전동기(Traction Motor)의 열해석을 비정상 동작 조건에서 수행하였다. 그는 철심표면, 회전자의 엔드코일, 축방향 냉각덕트 및 고정자 엔드코일 등의 열전달계수를 간단한 형태의 형상을 가진 평판, 덕트 및 가로유동(Transverse Flow) 등으로 대치하여 계산하였다. S. Nonaka⁽⁸⁾ 등은 중대형 유도전동기에 대하여 통풍시스템은 유동회로법으로, 온도는 준 3차원 유한요소법으로 해석하였는데, 열전달 계수는 덕트의 실험식을 사용하였고, 실험결과와의 비교를 통하여 타당성을 검증하였고, 냉각효과가 높을수록 고정자 철심의 길이를 작게 할 수 있음을 보였다. Banerjee⁽⁹⁾ 등은 등가회로망을 이용하여 대형전동기의 고정자 및 회전자의 온도분포, 냉각공기의 축방향 및 반경방향의 온도분포 등을 구하였다. 그러나 경계조건 등이 나타나 있지 않고, 실험결과에 의한 검증도 보이지 않았다. Mellor⁽¹⁰⁾ 등은 집중용량법을 이용하여 유도전동기의 정상 및 비정상 온도분포를 구하였다. 검사체적을 큰 원통형으로 하였기 때문에 열원이 있는 경우의 평균온도의 보상을 하였으나 축방향의 온도분포의 변화는 고려하지 않았다. 그리고 프레임의 열전달 계수를, 모든 손실이 프레임으로 나간다고 가정한 실기계실험으로부터 도출하였다. 그러나 본 연구결과 약 25% 이상의 열이 축방향으로 빠져나가므로 이러한 방식의 열전달계수의 계산은 큰 오차요인으로 작용한다고 본다.

福山長賢^(11, 12)는 소형 3상 유도전동기에서의 열해석을 아날로그 컴퓨터를 이용한 열해석 시뮬레이터로 하였다. 엔드캡으로의 열전달도 고려하였으나 부하측과 반부하측이 대칭이라고 가정하였으며, 몇 가지 인자들의 코일온도에 대한 영향을 살펴보았다. 北森輝明 등⁽¹³⁾도 福山長賢과 비슷한 방법으로 유도전동기 내부의 온도를 계산하였는데, 외부팬과 부하의 영향에 대하여 실험결과와 비교하였다.

이상에서와 같이 기존의 연구들에서는 유도전동기 내의 온도분포에 가장 큰 영향을 미치는 경계조건의 처리 및 열전달계수의 비교 및 검토 등이 충

분히 이루어지지 않았다. 따라서 본 연구에서는 여러 문헌들과의 비교 및 모델실험을 통하여 무차원 열전달 계수에 대한 경향을 파악한 후, 이를 경계 조건 및 입력으로 한 열등가 회로망 프로그램을 구성하였다. 반경방향 및 축방향은 물론 프레임 부속물의 효과도 고려하여 유도전동기 내의 온도분포를 해석하였으며, 정상 및 비정상 상태의 온도분포와 부하에 따른 온도분포를 구할 수 있었다. 이러한 온도분포의 해석 결과를 실험결과와 비교하여 유도전동기의 열적인 특성을 이해하고, 프로그램의 타당성을 검증하였다. 본 연구에서 대상으로 한 모델전동기는 5마력 4극 3상 전폐외선형 유도전동기 (Frame No. 112M)이다.

2. 열해석 프로그램

2.1 유도전동기의 모델링 및 열해석 프로그램의 구성

Fig. 1에 유도전동기의 형상과 각부의 이름을 나타내었다. 여기서 화살표는 냉각공기의 흐름을 나타낸다.

고정자부의 코일에서는 1차 동손이라는 저항손실과 철손이 발생하고, 회전자부에서는 회전자바아에서의 전류에 의한 저항손실인 2차 동손이 발생한다. 이렇게 발생된 열은 대부분 철심을 통하여 프레임으로 전달된 후 대기중으로 전달되나, 일부는 엔드와인딩부와 회전자팬을 통하여 엔드캡공기로 전달된 후 다시 엔드캡을 통과하여 대기 중으로 전달된다.

본 연구에서는 유도전동기의 열해석 방법으로 열

등가 회로망법을 사용하였다. 열등가 회로망법은 집중용량법이라고도 하는데, 유도전동기를 몇 개의 검사체적으로 나눈 후 검사체적의 열원(손실), 열용량 등이 한 점에 집중되어 있고, 이웃의 검사체적과는 열저항으로 서로 연결되어 있으며, 검사체적 내의 온도는 대표되는 한점(노드)의 온도로 균일하다고 가정한다. 노드의 수를 많게 하고 열에너지의 보존식이 그 노드를 포함하는 검사체적에서 성립한다면, Mellor⁽¹⁰⁾ 등이 사용한, 검사체적 내의 열원에 의한 평균온도 보상은 불필요할 것이다. 본 연구에서는 유도전동기를 Fig. 2에서처럼 44개의 검사체적으로 나누었다.

여기서 사각형 노드는 손실을 수반하는 노드, 원형노드는 손실이 없는 노드를 나타낸다. 검은색 사각형 노드는 1차 동손과 2차 동손을 각각 나타내고, 흰색의 사각형 노드는 철손 그리고 빛금이 있는 사각형 노드는 마찰손을 나타낸다. 노드번호 43과 44는 손실이 없는 노드로 나타나 있으나 회전자팬에 의한 풍손을 고려하였다. 그리고, 각 노드를 그물처럼 연결한 회색선은 각각의 노드들 사이의 열저항을 나타낸다. 여기서 유도전동기의 온도분포는 축에 대하여 대칭, 원주방향의 열유속은 무시, 열용량과 열손실은 각 부위에서 균일하게 분포, 부하축 축의 단면은 단열조건 그리고 각종 물성치는 일정 등의 가정을 하였다.

Fig. 3에는 열등가 회로망의 계산순서 및 과정의 흐름도를 나타내었다.

우선 변수의 선언과 정의의를 한다. 각각의 변수에 값을 대입하고, Fan의 유량과 평균풍속, 여러 부위의 열전달계수, 손실 등을 계산하는 부프로그램

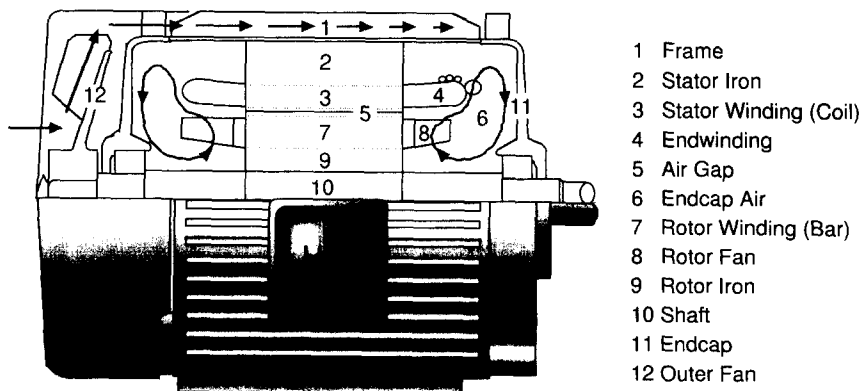


Fig. 1 Small TEFC induction motor construction

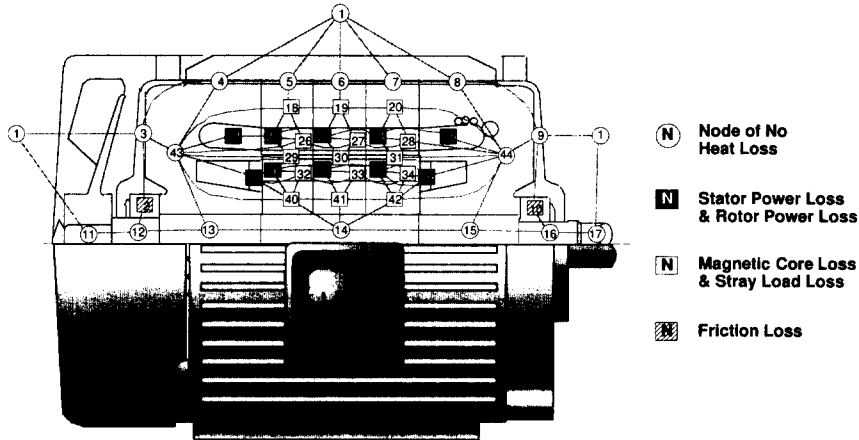


Fig. 2 Thermal network for TEFC induction motor

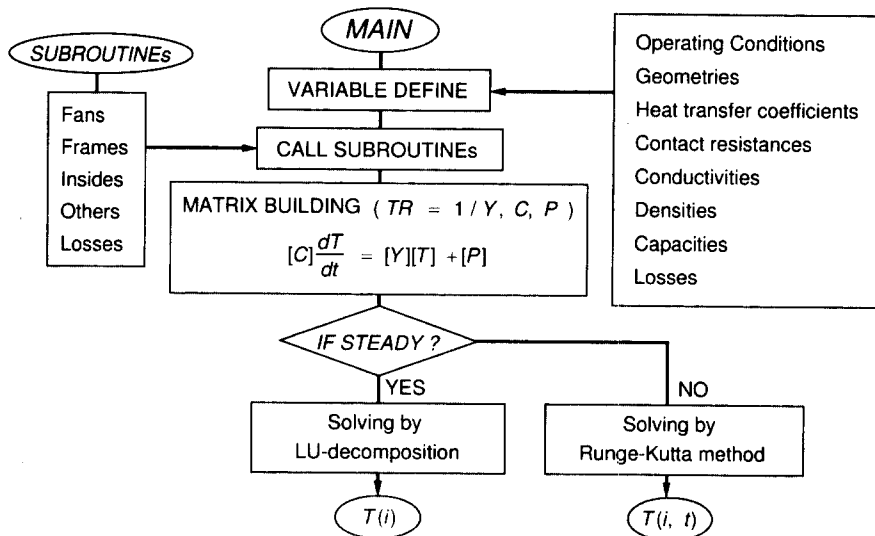


Fig. 3 Flow chart of thermal network program

을 호출한 후, 열저항, 열용량, 열손실 등의 Matrix를 구성한다. 만일 정상상태의 문제면 LU-decomposition method로 매트릭스를 풀어 온도분포를 구한다. 그러나 비정상상태라면 Runge-Kutta Method를 사용하여 시간에 따른 온도분포를 구한다. 다음은 열등가회로망 프로그램의 입력으로 사용되는 열원, 열저항, 열용량 등에 대하여 알아보겠다.

2.2 열원(P)의 모델링

전동기의 입력에서 기계적인 출력을 빼 부분은

모두 손실이 되고, 최종적으로는 모두 열로 변하게 되므로 이를 열원 혹은 열손실이라 한다. 그 종류로는 1차 동손, 2차 동손, 철손, 마찰손 및 풍손의 기계손 그리고 표유부하손 등이 있다. 1차 동손과 2차 동손은 각각 고정자코일과 회전자 바에서의 저항손실을, 철손은 자장의 변화에 의해서 발생하는 철심에서의 히스테리시스 손실과 와전류손실을, 기계손은 팬의 구동력으로 소비되는 풍손과 베어링에서의 마찰손을, 그리고 표유부하손은 그 외의 구체적인 손실을 의미한다.

이러한 손실을 구하는 방법은 여러 가지가 있

고, ⁽¹⁸⁾ 유도전동기의 등가회로부터 무부하시험, 구속시험 및 전부하시험 등에서 각각의 손실을 간단히 구할 수도 있다. ⁽¹⁷⁾ Table 1에는 본 프로그램에서 사용한, 유도전동기 회사로부터 입수한 5마력 100% 부하시의 손실들을 나타내었다.

이러한 손실들을 열등가 회로망 프로그램의 각 노드에 알맞게 분포시켜야 하는데, 손실들에 대한 보충설명과 분포시키는 방법을 부록에 나타내었다.

2.3 열저항(TR)의 모델링

열저항은 일반적으로 다음 식으로 나타내어진다.

$$TR = \frac{\Delta T}{\dot{q}} \quad (1)$$

여기서, ΔT 는 이웃 노드와의 온도차이고, \dot{q} 는 열전달량을 나타낸다. 열저항 값은 전동기의 기종마다 다르고 그 제원도 확실하지 않으므로 사용시 많은 주의가 요구된다. 그러므로 모든 열저항 값은 기본적으로 실험을 통하여 확인하는 방법이 제일 좋다. 그러나 그렇게 하면 실험의 경우의 수가 너무 많고 시간이 너무 많이 소요되기 때문에, 본 연구에서는 모델실험의 결과를 이용하거나 문헌식의 값을 검토한 후 적당한 값을 채용하였다. 열저항에는 재료의 재질과 관계 있는 전도열저항, 표면과 냉각공기 사이의 대류열저항, 표면의 절대온도와 관계있는 복사열저항 등이 있는데, 각각에 대하여 다음에 알아본다.

2.3.1 전도 및 접촉열저항($TR=L/kA$, $TR=1/xA$)

등방성의 재료인 경우에는 기본 열전달 교재로부터 열전도도를 쉽게 구할 수 있다. ⁽¹⁹⁾ 그러나 철심부와 코일부의 열전도도는 축방향과 반경방향에 대하여 각각 따로 산정하여야 한다. Roberts⁽²⁰⁾는 열선법으로 전동기 철심의 열전도도를 구하였는데, 반경방향에 대하여는 실리콘의 함유량에 따라, 축방향에 대하여는 압력에 따라 나타내었다. 본 연구에서는 철심의 재료를 PN14로 한 경우의 실리콘의 함유량 2.14%에 해당하는 27.6W/mK를 반경

방향의 열전도도로, 압력 50lb/in²에 해당되는 1.97W/mK를 축방향의 열전도도로 사용하였다. ⁽²⁰⁾ Williams⁽²¹⁾는 철심 적층 방향의 열전도도를 압력과 접촉유체의 열전도도에 대한 함수로 나타내었다. 그도 Roberts와 거의 같은 값을 나타내었다. 코일에 대하여 축방향은 384W/mK로 구리의 열전도도를, 반경방향은 北森輝明⁽¹³⁾ 등이 제시한 0.6W/mK를 그리고 코일엔드부는 0.92W/mK의 값을 사용하였다. 유도전동기 내의 철심이나 코일 등의 열전도도에 대하여는 문헌이 거의 없고, 코일의 점적율이나 굵기 등이 다르기 때문에 그 값의 변동이 심하므로, 주의하여 사용하여야 하고, 또한 많은 연구가 기대되는 분야이다.

열접촉저항이란 보통 프레임과 고정자, 회전자바와 회전자철심 그리고 회전자철심과 축 사이의 저항을 말하며, 대부분 열전달계수와 같은 차원을 가지는 열접촉컨덕턴스(x)의 값으로 나타낸다. Mellor⁽¹⁰⁾는, 이 중 프레임과 고정자 사이의 열접촉저항은 대부분의 열이 흐르는 통로에 있으므로 특히 중요하다고 하였다. 그러나 대부분의 열접촉저항에 대한 문헌^(22, 23)에서 열접촉컨덕턴스는 1000W/m²K 이상의 값을 가지는데, 이는 대류열전달 계수의 100배 정도의 값이므로 전동기 내부의 코일 온도상승에 미치는 영향이 대류열전달에 비해서는 그다지 크지 않다고 생각한다. 본 연구에서는 福山長賢⁽¹¹⁾과 佐藤忠幸⁽¹⁴⁾이 제시한 값 3000W/m²K를 사용하였다.

2.3.2 대류열저항($TR=1/hA$)

대류열저항들 중 특히 중심적으로 고려해야 할 부분은 프레임과 외기, 엔드와인딩과 내기, 엔드캡과 내기 및 외기, 회전자팬과 내기 등에서의 대류열전달 계수이다. 이는 뒤의 열해석 결과에서 나오겠지만 이 부분의 열저항이 코일의 온도상승에 민감하기 때문이다.

1) 외부팬

외부팬으로부터의 풍량이 증가할수록 프레임의

Table 1 Losses of TEFC induction motor (3.7kW)

Stator Power Loss P_{c1}	Rotor Power Loss P_{c2}	Iron Loss P_i	Stray Load Loss P_s	Mechanical Loss P_m
222.8W	156.4W	116.6W	63.3W	33.5W

대류열전달계수는 증가하므로, 코일온도의 저감을 위하여 될 수 있는 한 많은 풍량을 발생하여야 한다. 그러나 풍량이 증가하면 소음도 그에 비례하여 증가하고, (24) KS C 4202에 유도전동기 소음의 상한치가 명시되어 있으므로 유량의 증가에는 한계가 있다. 그러므로, 저소음, 고성능 및 고효율의 유도전동기 외부팬에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. (25, 26)

Fig. 4는 유량과 정압을 무차원화한 유량계수와 압력계수의 형태로 외부팬의 성능곡선을 나타내었다. (27)

이 그림에서 검은 점은 본 연구에서 사용한 외부팬을, 그 외의 점은 系見和信 등(24)의 실험 값을 나타낸다. 본 연구에서 사용한 국산 팬의 성능이 조금 못함을 보이는데, 이는 보다 많은 개선의 여지가 있음을 나타낸다. 전동기 외부팬의 출구는 대기이므로, 정압이 0일 때 팬의 작동점이 되고, 이 값을 그림에 대입하면, 유량계수 $\phi \approx 0.25$ 가 되고, 이 값으로부터 다음의 회전수와 유량의 관계식을 구할 수 있다.

$$Q = 0.25ND^3 \quad (2)$$

Fig. 5는 Fig. 4의 팬에 대한 효율과 손실의 무차원형태인 파워계수를 나타내었다. (27)

이 그림에서 낮은 유량영역에서는 효율이 최대

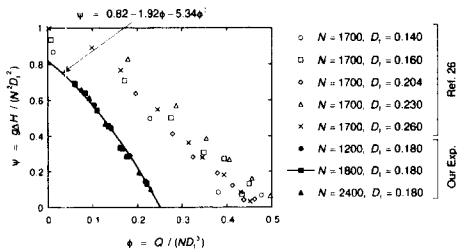


Fig. 4 Flow and static work coefficients of outer fan

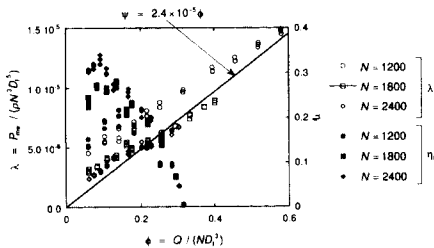


Fig. 5 Power coefficient and total pressure efficiency of outer fan

28%까지 올라가나, 동작점에서의 효율은 14%밖에 되지 않음을 알 수 있다. 일반 공기역학적 팬의 효율이 60% 이상인 것을 감안한다면 매우 낮음을 알 수 있는데, 이는 유도전동기의 외부팬이 양방향 회전 개념의 단순한 팬(ex. Radial fan)이기 때문이다. 그러므로 한방향 회전 개념의 팬(ex. Backward curved fan)을 유도전동기에 사용한다면 매우 높은 성능과 효율을 얻을 수 있을 것이다. 또한 이 그림의 파워계수로부터 다음의 유량과 풍손의 관계식을 구할 수 있다.

$$P_{mw} = 2.4 \times 10^{-5} \rho Q N^2 D^2 \quad (3)$$

본 연구의 동작조건에서는, 전동기 외부팬에서의 풍손은 약 8W 정도였다.

2) 프레임의 대류열전달

프레임이란 유도전동기의 고정자를 지지하는 냉각핀이 부착된 실린더 모양의 구조물로서 유도전동기의 열저항 중, 가장 중요하면서도 문헌이 거의 없는 분야이다. (29) 대부분의 핀열전달에 관한 문헌에서는, (14, 28, 30) 다음 식에 따라 프레임으로의 열전달을 계산한다.

$$\dot{q} = (\eta_{fr} A_{fr} + A_{fb}) h \Delta T \quad (4)$$

여기서 η_{fr} 는 핀의 효율, A_{fr} 와 A_{fb} 는 각각 핀 부분의 표면적과 핀이 없는 프레임의 표면적을 나타낸다. 그리고, 식 (4)에서의 열전달계수는 완전발달된 덕트유동에서의 것을 사용하고, 핀의 효율은 1차원 직사각형핀의 그것을 사용한다. 그러나 Hay(29) 등은 프레임표면의 유동을 벽제트와 비슷하다고 하였다. 실제로 프레임표면의 유동은 매우 복잡하므로, (27) 보다 정확한 열해석을 위해서는 열전달계수를 직접 구하여야 한다.

본 연구에서는, 비교 및 검토를 위하여 여러 문헌으로부터의 대류열전달계수를 무차원화 하였고, 이는 기하학적 상사성이 성립하는 다른 유도전동기에도 사용할 수 있다. 무차원 특성길이로 프레임의 길이를 사용하였는데, 이는 축방향의 국소 열전달계수를 그 방향으로 적분하면 평균 열전달계수를 얻을 수 있기 때문이다.

우선 유도전동기 축방향의 온도분포를 알기 위하여, Fig. 6에 팬 출구로부터 시작되는 축방향의 국소 누셀수를 나타내었다.

축방향 국소 열전달계수에 대하여 系見和信 등(26)

은, 대형전동기에서는 급격히 감소하는 경향이 있으나 소형전동기에서는 직선적으로 감소한다고 하였다. 비교의 편의상 여기서는 Toth⁽³¹⁾의 결과만을 나타내었는데, 그 절대값은 다르나 축방향의 감소율은 본 실험결과와 비슷함을 알 수 있었다.

Fig. 7은 Fig. 6의 국소 누셀트수를 축방향 평균한 평균 누셀트수를 그래프로 나타낸 것이다.

이 그림에서, $Nu_{L_{tr}} = hL_{tr}/k$, $Re_{L_{tr}} = U_i L_{tr}/\nu$ 이고, L_{tr} 은 프레임의 길이, 속도 U_i 는 팬으로부터의 유량을 출구면적으로 나눈 평균풍속을 나타낸다.

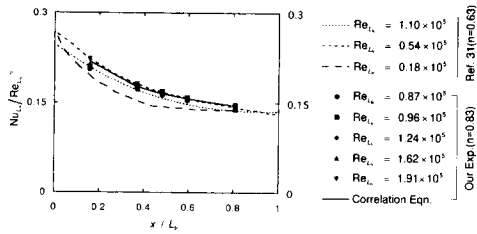


Fig. 6 Axial local Nusselt number of the induction motor frame to outer air

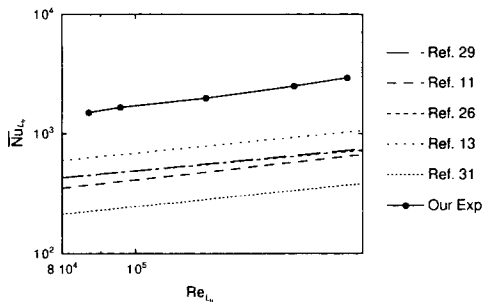


Fig. 7 Average Nusselt number of the induction motor frame to outer air

모델실험은, 상용 유도전동기의 내부를 없앤 후, 히터를 설치하여 발열량을 조절하고, 팬 성능시험에서 사용한 풍동으로 냉각풍량을 변화시키면서 표면 및 외부공기의 온도를 열전대로 측정하여 열전달계수를 구하였다. 여기서 본 모델실험 결과의 상관관계식은 다른 결과들보다 높은 값을 나타내는데, 이는 실험의 편의상 본 실험이 유도전동기의 다니나 단자함 등의 부착물의 영향을 받지 않는 위치에서 구한 열전달계수의 값을 나타내고 있으나, 다른 연구결과에서는 이들을 모두 고려한, 즉 원주 방향으로 평균된 열전달계수를 나타내고 있기 때문이다. 대체적으로 열전달계수의 상관관계식들은 거의 같은 값을 나타내고 있으며 U_i 의 0.6~0.7승에 비례함을 알 수 있다. Table 2에 Fig. 7에서 사용한 프레임 무차원 열전달계수의 상관관계식과 특성 길이를 정리하여 나타내었다.

유도전동기 프레임 표면의 모든 부착물의 영향을 알기 위하여, Compix 사의 적외선 열화상장치 (Compix 6000)를 사용하여 전동기 전 표면의 온도 분포를 측정하였다. 이 장치는 싱글스캔으로 193×240점의 온도를 읽을 수 있고, 방사율을 알고 있는 흑색 페인트를 칠한 표면에 열전대를 붙이고 온도 보정을 한 후 사용하였다. 적외선 카메라를 사용하여 유도전동기 상하좌우의 모든 표면의 온도를 구하고, 이를 Fig. 2에서의 프레임의 노드에 맞게 평균하여 계산한 결과와 Fig. 6의 누셀트수로부터 프레임 핀의 개수와 부착물의 영향을 모두 고려하여 계산한 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

여기서 노드 5, 6 및 7에서의 값이 높은 이유는 방열면적이 작아서 열저항이 크게 나타나는 것이다. 프레임 윗면 (TR_u)과 오른쪽면 (TR_r)의 열저항

Table 2 Non-dimensionalized frame heat transfer coefficients

Reference No.	Correlation Equations	Charateristic Length
(29)	$Nu_{L_{tr}} = 0.49 Re_{L_{tr}}^{0.6}$	$L_{tr} = 0.540$ m
(11)	$Nu_{L_{tr}} = 0.13 Re_{L_{tr}}^{0.7}$	$L_{tr} = 0.215$ m
(26)	$Nu_{L_{tr}} = 0.61 Re_{L_{tr}}^{0.58}$	$L_{tr} = 0.200$ m
(13)	$Nu_{L_{tr}} = 0.49 Re_{L_{tr}}^{0.63}$	$L_{tr} = 0.200$ m
(31)	$Nu_{L_{tr}} = 0.18 Re_{L_{tr}}^{0.63}$	$L_{tr} = 0.100$ m
(27)	$Nu_{L_{tr}} = 0.17 Re_{L_{tr}}^{0.8}$	$L_{tr} = 0.215$ m

은 매우 낮고, 서로 비슷함을 알 수 있으나, 아랫면(TR_b)과 왼쪽면(TR_l)은 높은 열저항을 가지며, 적외선 열화상장치를 이용한 방법에서는 단자함이 붙어있는 TR_i 가 가장 크지만, Fig. 6으로부터 구한 방법에서는 TR_b 가 가장 큰 값을 가졌다. 이러한 이유는 전동기의 고정부의 상태가 실험조건에 따라 달랐고, 단자함부 프레임 내면이 철심과 접촉하지 않았기 때문에 그 값에 차이가 났으나, 온도분포에 큰 영향을 미치지 않는 것이다. 이상의 결과를 열등가 회로망 프로그램에 이용할 때는 프레임 표면 전체의 열저항을 다음 식과 같이 계산하였다.

$$TR_{fr} = \frac{1}{\frac{1}{TR_i} + \frac{1}{TR_r} + \frac{1}{TR_l} + \frac{1}{TR_b}} \quad (5)$$

3) 엔드와인딩에서의 열전달

개방형 유도전동기에 대한 문헌은 조금 있으나, (32,33,34) 전케형에 대한 연구는 거의 없었다. Hay⁽²⁸⁾ 등은 교반기(Stirred Vessels)에서의 상판

관계식을 사용하기를 권하였다. Fig. 9에 모델실험 으로부터의 실험식과 여러 문헌으로부터 구한 엔드 와인딩부의 무차원 열전달계수에 대하여 나타내었다.

여기서, $Nu_{D_{ew}} = hD_{ew}/k$, $Re_{D_{ri}} = v_{rit}D_{ri}/\nu$ 이고, v_{rit} 은 $v_{rit} = \pi ND_{rit}/60$ 로서 회전자판의 선속도를 나타낸다. 여기서 누셀트수와 레이놀즈수에 있는 특성길이가 다를 수 있는데, 대부분의 엔드캡 내의 열전달계수의 문제에서는 회전자판이 내부유동을 발생시키므로, 레이놀즈수의 특성길이를 D_{rit} 를 사용하고, 누셀트수의 특성길이를 열전달면의 직경을 사용한다. 이 그림에서 점선은 엔드와인딩의 내면, 측면 및 외면에서 내기로의 무차원 열전달계수를 나타내고, 실선은 이들을 평균한 평균 무차원 열전달계수를 나타낸다. 모델실험은 탄소종이를 일정 열유속조건의 발열체로 하고, 탄소종이의 표면과 내기의 온도를 측정하고, 회전수의 변화에 따른 열전달계수를 구하였다. 내면은 회전자판의 영향으로 인하여 열전달계수가 높지만, 측면과 외면은 그다지 높지 않음을 알 수 있다. Hay⁽³⁴⁾ 등은 국소 열유속 센서로 열유속과 온도를 동시에 측정한 후, 열전달계수를 구하기도 하였다. Table 3

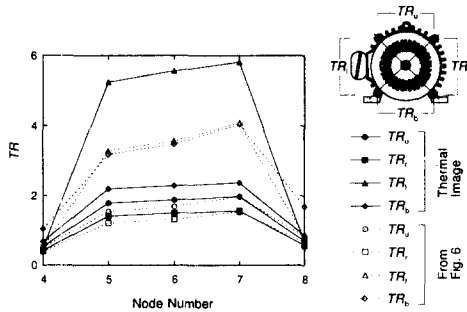


Fig. 8 Thermal resistance of motor frame to outer air by infra-red thermal image method

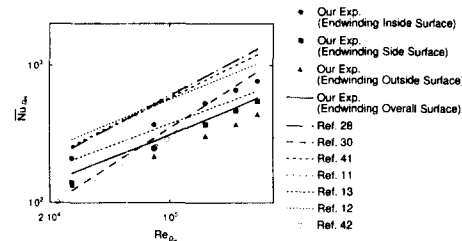


Fig. 9 Nondimensional heat transfer coefficient of endwinding to inner air

Table 3 Non-dimensionalized end-winding heat transfer coefficients

Reference No.	Correlation Equations	Charateristic Length
(28)	$Nu_{D_{ew}} = 0.3Re_{D_{ri}}^{0.67}Pr^{0.33}$	$D_{ew} = 0.150\text{ m}$ $D_{rit} = 0.117\text{ m}$
(42)	$Nu_{D_{ew}} = 0.035Re_{D_{ri}}^{0.8}$	
(41)	$Nu_{D_{ew}} = 0.523Re_{D_{ri}}^{0.62}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	
(11)	$Nu_{D_{ew}} = 0.342Re_{D_{ri}}^{0.65}$	
(13)	$Nu_{D_{ew}} = 1.68Re_{D_{ri}}^{0.47}$	
(12)	$Nu_{D_{ew}} = 1.59Re_{D_{ri}}^{0.51}$	

에는 Fig. 8에서 사용한 엔드와인딩부의 열전달계수의 상관관계식을 나타내었다.

여러 문헌의 실험결과들이 차이가 많이 나고 있지만, 본 연구의 결과는 여러 문헌들과 대체로 비슷한 경향을 보이고, 특히 Oslejsek⁽⁴²⁾과 가장 비슷하였다. 대부분이 Re수의 0.5~0.8에 비례하였다.

4) 공극의 열전달

유도전동기의 열전달 중 가장 많은 연구가 이루어진 분야이다.⁽³⁵⁾ 보통 테일러수(Ta)의 함수로서 무차원 열전달계수를 표시하는데, Ta는 다음과 같이 정의된다.

$$Ta = \frac{v_{rtt} \delta}{\nu} \sqrt{\frac{\delta}{D_{rtt}}} \tag{6}$$

여기서 δ 은 고정자와 회전자 사이의 공극의 길이를 나타낸다. 보통 $Ta^2 \leq 1,700$ 에서는 층류유동에 해당되고, 유체의 전도가 지배적이므로 다음의 식을 사용한다.^(36, 37)

$$Nu_{\delta} = 1 \tag{7}$$

여기서, $Nu_{\delta} = h\delta/k$ 이다. 그러나, 회전수가 높아지거나 공극의 크기가 큰 경우에 해당되는 $Ta^2 > 1,700$ 에서는 와류가 발생하여 열전달이 향상되며 보통 다음의 식으로 열전달량을 표시한다.

$$Nu_{\delta} = m_1 (Ta^2 Pr)^{m_2} \tag{8}$$

여기서 m_1, m_2 은 상수이고 Pr은 프란틀수이다. 본 연구의 경우 $Ta^2 \approx 570$ 이며, 또한 대부분의 소형 유도전동기에서는 $Ta^2 \leq 1,700$ 이므로, 식 (7)을 사용하면 된다. 그러나 위 식은 매끈한 표면을 가진 경우이고, 유도전동기처럼 고정자 슬롯에 홈이 있을 경우에는 이것의 영향을 고려하여야 한다. Gazley⁽³⁸⁾ 등은, 슬롯의 바닥면은 슬롯이 없는 표면에 비하여 열전달계수가 1/2이상 감소하나, 슬롯이 유동의 교란을 주므로, 슬롯 외의 표면의 열전달은 증가하여 전체적으로 비슷하다고 하였다.

5) 회전자팬과 내기와의 열전달

회전자팬에서의 열전달에 관한 연구는 거의 없다. 이는 회전체에서의 물리량을 측정하기가 어려울뿐만 아니라, 슬립링이나 무선계측장치와 같은 고가의 장비가 필요하기 때문이다. 회전자팬은 회전자로부터의 열을 발산하는 핀의 역할과 엔드와인딩부의 열을 발산시키는 팬의 역할을 동시에 하고

있다. Fig. 10에 회전자팬에서의 열전달계수를 몇몇 문헌으로부터 비교하였다.

서로 많은 차이를 보이고 있으며, 이는 이 부분의 연구가 더욱 필요함을 의미한다. Sukeo⁽³⁹⁾의 실험결과에서 $\theta = \tan^{-1} U_m / U_r$ 이고, U_m 은 반경방향, U_r 은 회전방향의 유동의 속도를 나타낸다. 매우 큰 차이를 보이고 있으므로, 그 값이 서로 비슷한 Sukeo⁽³⁹⁾와 福山長賢⁽¹²⁾ 중 후자인 다음 식의 값을 사용하였다.

$$Nu_{D_{in}} = 0.14 Re_{D_{in}}^{0.67} \left(\frac{b_{rtt}}{b_o} \right)^{0.33} \tag{9}$$

여기서 $Nu_{D_{in}} = hD_{rtt}/k$ 이고, $b_o = 0.019m$, b_{rtt} 는 회전자팬의 폭을 나타낸다.

6) 기타 열전달

이상의 열전달 외에도, 엔드캡과 외기, 엔드캡과 내기, 내기와 프레임내면의 열전달은 방열면적이 크므로 쉽게 취급해서는 안된다. 우선 엔드캡과 외기의 열전달에 관하여 본 연구에서는, 부하측의 열전달계수는 수직관 자연대류의 값을 사용하였고, 반부하측의 열전달계수는 팬의 영향으로 인하여 팬 출구에서의 프레임 열전달계수의 값을 사용하였다.⁽¹⁴⁾ 만일 측관이 있는 팬의 경우라면, 회전하는 디스크사이의 열전달계수의 값을 이용하면 타당하다고 생각한다. Fig. 11에는 엔드캡과 내기, 내기

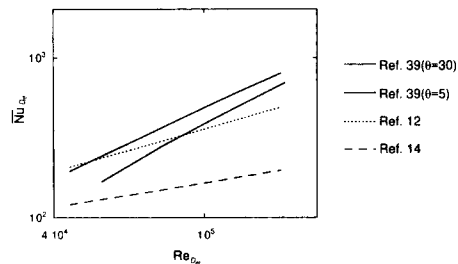


Fig. 10 Nondimensional heat transfer coefficient of rotor fan to inner air

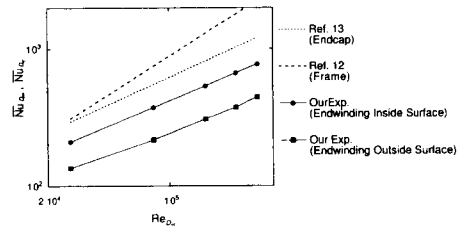


Fig. 11 Nondimensional heat transfer coefficient of other surfaces to inner air

와 프레임내면 사이의 무차원 열전달계수 및 앞 절의 엔드와인딩부 모델실험에서의 값을 비교하여 보았다.

여기서, $Nu_{fin} = hD_{fin}/k$ 이고, D_{fin} 은 전동기 프레임의 내경을 나타낸다. 엔드와인딩부의 실험값이 작게 나타나는 이유는 누셀트수의 특성값이 작기 때문이고, 열전달계수로 환산하여 비교해보면 거의 비슷한 값을 갖는 것을 알 수 있었다. 본 연구에서 프레임과 내기의 열전달계수에는 엔드와인딩 내면의 열전달계수를, 내기와 프레임내면의 열전달계수에는 엔드와인딩 외면의 열전달계수를 대입하여 사용하였다.

2.4 열용량(C)의 계산

비정상 동작상태나 시동시의 유도전동기의 열해석에서는 열용량이 중요한 요소가 되는데, 열용량은 정상상태까지의 도달시간과 관계가 있을뿐만 아니라, 시동시에는 큰 시동전류에 의한 큰 발생열의 히트싱크로서의 작용도 한다. 열용량은 다음의 식으로 표시된다.

$$C = \rho c_p V \quad (10)$$

즉, 물질의 밀도, 비열, 부피가 클수록 정상상태까지 도달하는데 많은 시간이 요구된다.

3. 온도분포 해석 및 결과

이상의 열손실과 열저항 및 열용량을 열등가회로

망 프로그램의 입력으로 하여 각부의 온도분포를 구하였다. 각 노드의 온도차를 열저항으로 나누어 Fig. 12와 같은 열유속분포를 구할 수 있었다.

이 그림에서 타원형 내의 값은 손실값을 나타내고, 화살표 내의 값은 열전달량을 나타낸다. 방열면적이 가장 크고, 발열부와 직접 접촉하고 있는 프레임으로 약 77%의 열이 방출되고 있으며, 이로부터 외부팬과 프레임핀을 잘 설계하는 것이 코일 온도상승의 저감에 아주 효과적이라는 것을 알 수 있다. 또한 무시할 수 없을 정도의 꽤 많은 열이 엔드와인딩부 및 회전자팬을 통하여 내기로 방출되나, 내기에서 엔드캡을 통하여 외기로 나가는 열전달량은 적고 오히려 일부의 열은 고정자 철심으로 전달됨을 보인다. 그러므로 내기의 유동을 일으키는 회전자팬과 엔드캡의 형상에 대하여도 많은 연구가 이루어져야 한다고 생각한다. 대부분의 기존 연구에서는 전동기를 좌우대칭이라고 가정하고 해석하지만, 외부팬의 영향으로 인하여 부하측에 비해 반부하측의 열전달량이 약 5배 높게 나타남을 보였다.

이상에서의 해석결과를 실험결과와 비교하기 위하여, Fig. 13에 온도분포 측정을 위한 실험장치의 개략도를 나타내었다.

유도전동기의 부하조정을 위하여 10마력의 직류 전동기를 발전기로 사용하였고, 발전기의 전기자에 kW저항(히터)를 연결하고 계자전압을 조정하여 부하를 가변할 수 있었다. 유도전동기의 입력은 파

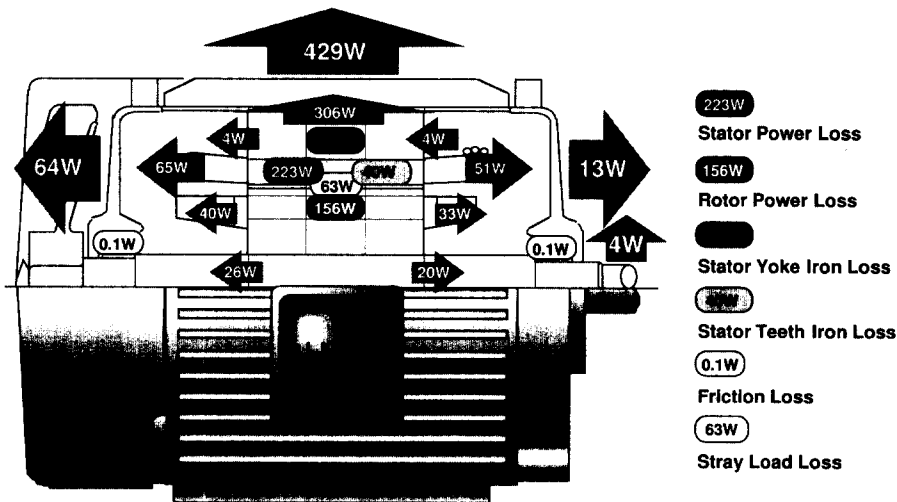


Fig. 12 Heat generation and transmission of induction motor(100% Load)

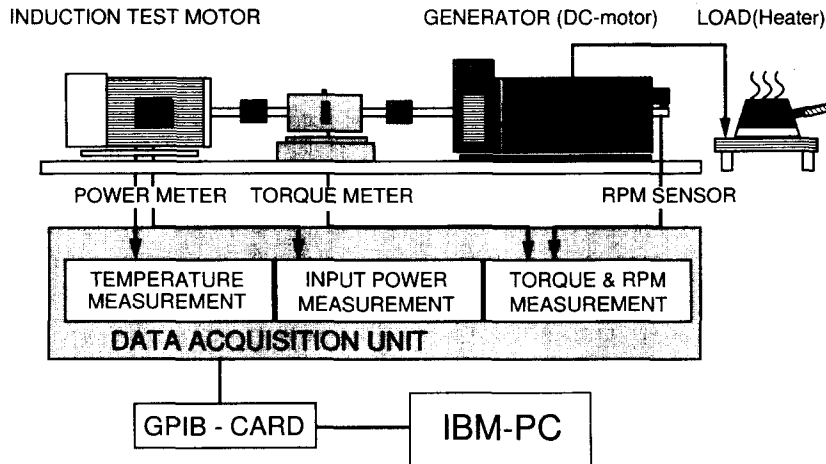


Fig. 13 Schematic diagram of experimental setup

워미터를 사용하여 알 수 있었고, 출력은 토크와 회전수를 측정하여 계산할 수 있었다. 유도전동기의 온도는 열전대를 이용하여 측정하였는데, 코일의 온도측정을 위하여 슬롯 내의 코일을 뽑아낸 후, 새로운 코일로 다시 감을 때 열전대와 함께 넣어 감았다. 철심부는 드릴로 작은 구멍을 뚫은 후, 열전대를 넣고, 열전도가 좋은 에폭시로 고정하였다. 회전부의 온도는, 토크미터와 유도전동기 사이에 자체 제작한 무선계측장치⁽⁴⁰⁾를 부착하여 측정하였다. 온도, 토크, 회전수 등의 물리량 데이터는 자료획득장치(Fluke 2620A)로부터 병렬통신(GPIB)을 통하여 IBM PC로 저장하였다.

Fig. 14는 전동기를 약 2시간 동작시킨 후, 갑자기 전원을 끊고 정지해 있을 때와 부하를 없애고 공회전시켰을 때의 코일 및 철심에서의 온도의 변화를 나타낸 것이다.

공회전일 때에는 외부팬의 작용으로 냉각이 잘 되나, 정지시에는 자연대류에 의해서만 냉각되므로, 일정시간이 경과한 후에도 온도차가 있음을 알 수 있다. 이 그림은, 과부하로 단속적인 운전을 하여 유도전동기의 온도상승 및 안정성이 문제가 될 때에, 전동기를 정지하는 것보다 공회전하는 것이 더 좋을 수도 있다는 것을 나타낸다.

Fig. 15는 부하에 따른 전동기의 코일 및 철심에서의 시간에 따른 온도상승변화를 나타낸 것이다.

여기서 T_c , T_i 는 철심과 코일의 온도를 나타내고, 괄호 안은 부하를 나타낸다. 부하에 따라, 코일 및 철심의 온도상승이 커짐을 알 수 있고, 두

온도차도 커짐을 알 수 있다. 여기서 실선과 점선은 열등가 회로방법을 이용하여 계산한 100% 부하시의 코일과 철심의 온도상승이고, 점들은 실험값을 나타낸다. 대체적으로 실험결과와 비슷한 값을 가지며, 약 1시간이 지나면 유도전동기는 열적인 정상상태에 도달한다는 것을 알 수 있고, 실험결과

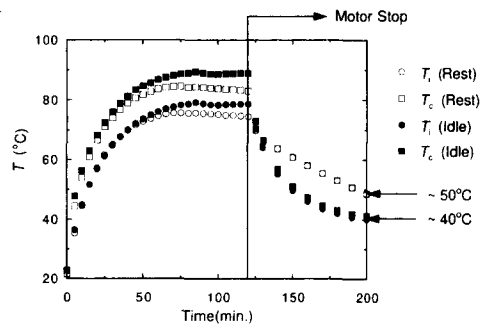


Fig. 14 When stopped, temperature of induction motor running idle vs. at rest(90% Load)

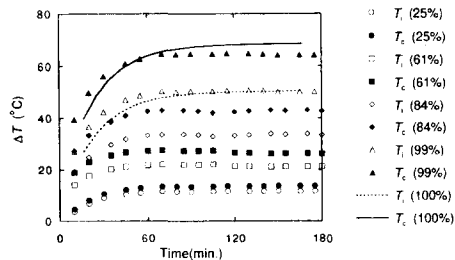


Fig. 15 Transient coil and iron temperature rise of induction motor with respect to load

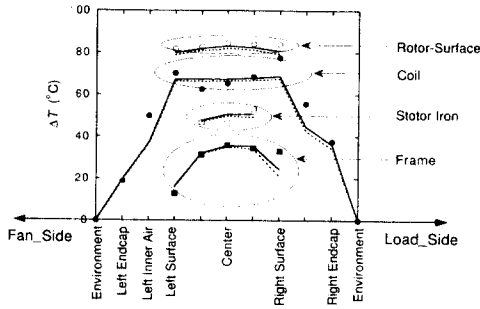


Fig. 16 Steady state axial temperature distribution of induction motor (100% Load)

보다 해석결과가 정상상태에 조금 낮게 도달함을 보인다.

Fig. 16은 회전자, 코일, 철심 및 프레임의 축방향 온도상승분포를 나타내고 있다.

여기서 실선은 Fig. 6으로부터 계산한 프레임 열저항을 이용한 해석결과이고, 점선은 적외선 열화상 장치로부터의 프레임 열저항을 이용한 해석결과이다. 또한 각각의 점들은 실기계 실험에 의한 국소온도를 나타낸다. 회전자 표면의 온도가 코일의 온도보다 약 10~20°C 이상 높음을 알 수 있고, 코일도 슬롯의 중심부보다는 엔드와인딩부 쪽이 높음을 알 수 있다. 그리고 부하쪽의 코일온도상승이 반부하쪽보다 약 10°C 높음을 알 수 있는데, 이는 외부팬의 영향 때문이라고 생각한다. 여기서 엔드와인딩부의 온도는 내면, 측면, 외면의 3면의 국소온도를 평균한 온도이고, 코일온도의 최고점은 반부하측의 엔드와인딩부 외면쪽이었다. 이는 Fig. 9에서 내면의 열전달계수가 내면보다 높게 나타나는 것으로부터 추정할 수도 있다. 열해석의 결과와 실험결과의 비교에서 내기의 온도가 가장 많은 차이를 보인다. 이러한 이유는 내기에서의 열전달계수 입력값이 실제의 경우와 차이가 있기 때문이라고 생각한다. 그러므로 향후 엔드캡 내부에서의 열전달 연구가 보완되어야 할 것이다. 열해석프로그램에서의 노드의 위치와 온도센서의 부착위치가 다르므로, 해석결과와 실험결과가 약간의 차이를 보이지만 대체적으로 일치함을 알 수 있다.

4. 결 론

열등가 회로망법을 이용하여 소형 전케형 유도전동기의 온도 및 열전달특성을 살펴보았다. 먼저,

외부팬의 성능과 특성에 대하여 알아보았고, 이러한 자료로부터 풍손을 계산할 수 있었다. 모델실험으로부터 프레임 열전달계수에 대한 축방향의 변화를 살펴보고, 이를 평균한 후 풍량에 관계되는 무차원수 $Re_{L,m}$ 와 무차원 열전달계수 $Nu_{L,m}$ 를 여러 문헌들과 비교하였다. 적외선 열화상 장치를 이용하여 프레임의 전표면적에 대한 열전달계수를 측정하였고 앞의 모델실험의 결과와 비교하였다. 또한 엔드와인딩부의 내면, 외면 및 측면의 국소 열전달계수를 구하였고, 회전자팬의 영향으로 내면의 열전달계수가 가장 높았다. 또한 이들을 평균하여 기존의 문헌들과 비교한 결과 비슷한 경향을 보였다.

이상에서의 모델실험이나 문헌과의 비교 및 검토를 통한 열저항을 열등가 회로망 프로그램의 입력으로 사용하여 각부의 열유속을 구하였다. 그 결과 프레임에서 약 77%의 가장 많은 열이 방출되었으며, 엔드캡 좌우의 열전달량 차이가 많이나므로 유도전동기를 좌우대칭으로 가정하는 기존의 방식에 오차가 있음을 알 수 있었다.

실기계 실험을 통하여 부하에 따른 비정상상태의 코일 및 철심의 온도변화와 정상상태에서의 각부의 온도분포를 살펴보았다. 그 결과 회전자 표면의 온도가 가장 높았고, 부하측이 반부하측보다 온도가 높음을 알 수 있었고, 코일의 최고온도점은 부하측 엔드와인딩부의 외면임을 알 수 있었다. 실험결과를 열해석 결과와 비교하여 본 연구의 열해석이 타당함을 검증하였다.

후 기

이 연구는 에너지자원기술개발지원센터의 지원으로 수행된 연구의 일부분이며 관계자 여러분께 감사드립니다. 특히 서울대학교 기계공학과 강신형, 이준식 교수님의 세심한 조언에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) John C. Andreas, 1992, *Energy Efficient Electric Motors*, Marcel Dekker, Inc., pp. 243~245.
- (2) Armor, A. F., Chari, M. V. K. and Schenectady, N. Y., 1976(Sep/Oct), "Heat Flow in the Stator Core of Large Turbine-Generators, by the Method of Three-Dimensional Finite Elements," *IEEE Transactions on Power Appara-*

- tus and Systems*, Vol. PAS-95, No. 5, pp. 1648~1662.
- (3) Armor, A. F., 1980(May/June), "Transient, Three-Dimensional, Finite-Element Analysis of Heat Flow in Turbine-Generator Rotors," *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, Vol. PAS-99, No. 3, pp. 934~946.
 - (4) Sarker, D., Mukherjee, P. K. and Sen, S. K., 1992(March), "Temperature rise of an induction motor during plugging," *IEEE Transactions on Energy conversion*, Vol. 7, No. 1, pp. 116~124.
 - (5) Sarker, D., Mukherjee, P. K., Sen, S. K., 1993(March), "Approximate Analysis of Steady State Heat Conduction in an Induction Motor," *IEEE Transactions on Energy conversion*, Vol. 8, No. 1, pp. 78~84.
 - (6) José Américo Dias Pinto, Carlos F. Lemos Antunes and A. Paulo Breda Coimbra, 1994(Sep), "Transient Heating and Cooling Analysis in an Electromagnetic Device," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 30, No. 5, pp. 3339~3342.
 - (7) Maier, F., 1966(Sep), "Temperature Rise of Traction Motors under Non-Steady Operating Conditions," *The Brown Boveri Review*, Vol. 53, No. 9, pp. 574~589.
 - (8) Nonaka, S., Yamamoto, M., Nakano, M. and Kawase, M., 1981(Nov), "Analysis of Ventilation and Cooling System for Induction Motors," *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, Vol. PAS-100, No. 11, pp. 4636~4643.
 - (9) Banerjee, B., Chalapathi Rao, K. V. and Sastri, V. M. K., 1988, "Digital Solution of Temperature Distribution in an Electrical Machine Using Network Analogy," *Wärme-und Stoff betrachtung 23*, Springer Verlag, pp. 137~142.
 - (10) Mellor, P. H., Roberts, D. and Turner, D. R., 1991(Sep), "Lumped Parameter Thermal Model for Electrical Machine of TEFC design," *IEE PROCEEDINGS-B*, Vol. 138, No. 5, pp. 205~218.
 - (11) 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卷通卷123號 安川電機, No. 3, pp. 256~261.
 - (12) 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卷通卷131號 安川電機, No. 3, pp. 179~188.
 - (13) 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, Aug.
 - (14) 佐藤忠幸, 1974, "小中容量全閉外扇形誘導電動機の溫度上昇計算," *東芝 Review*, 29卷4號, pp. 364~369.
 - (15) 천장성, 1994, "밀폐 외선형 유도전동기의 열 해석에 관한 연구," 석사학위논문, 서울대학교 대학원, 서울, pp. 19~21.
 - (16) de Jong, H. C. J., 1989, *AC MOTOR DESIGN : Rotating Magnetic Fields in a Changing Environment*, HEMISPHERE PUBLISHING CORPORATION, pp. 43~49.
 - (17) 朴旻鎬, 1990, 電氣機器工學, 東明社, pp. 167~175.
 - (18) Joachim Lindström, 1994, "Calorimetric Methods for Loss Measurements of Small Cage Induction Motors," *Report 42, Helsinki University of Technology, Lab. of Electromechanics, Espoo, Finland*.
 - (19) Frank P. Incropera and David P. Dewitt, 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, Inc.
 - (20) Roberts, T. J., 1969~70, "Determination of the Thermal Constants of the Heat Flow Equations of Electrical Machines," *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 184 Pt 3E, pp. 84~92.
 - (21) Williams, A., 1971, "Heat Flow across Stacks of Steel Lamination," *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 13, No. 3, pp. 217~223.
 - (22) Erwin Fried, Frederick A. Costello, 1962(Feb.), "Interface Thermal Contact Resistance Problem in Space Vehicles," *ARS Journal*, pp. 237~243.
 - (23) Nishino, Koichi and Torii, Kahoru, 1995, "Thermal Contact Conductance Under Low applied Load in a Vacuum Environment," *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 258~271.
 - (24) 佐佐木良久, 芝山重三郎, 後久敏夫, 後藤忠幸, 1978, "電動機の冷却性能改善," *東芝 Review*, 33卷10號, pp. 871~874.
 - (25) 芝山重三郎, 糸見和信, 佐佐木良久, 1981,

- “全閉外扇形 誘導電動機の 外ファンに ついて,” 日本機械學會 精機學會 山梨地方講演會講演論文集, pp. 133~135.
- (26) 糸見和信, 佐藤忠幸, 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.
- (27) 고상근, 1995, 고효율 유도전동기 개발을 위한 기반기술연구: 온도분포해석 및 방열설계 기술연구, 상공자원부 2차년 중간보고서, 기초전력공학 공동연구소.
- (28) Nessim Hay, Des Lampard, Steve J Pickering and Tom F Roylance, 1993(Nov. -Dec.), “Convection Heat Transfer Correlations Relevant to Cooling Situation in Electrical Motors,” *Paper No 93-WA/HT-18, ASME 114th Winter Annual Meeting*, New Orleans.
- (29) Hay, N., Lampard, D., Pickering, S. J. and Roylance, T. F., 1994(Aug.), “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.
- (30) Hay, N. D. Lampard, Pickering, S. J., and Roylance, T. F., 1988(Sep.), “A Review of Air-flow and Heat Transfer for Ribbed Surfaces, Endwindings, Ducts and Airgaps in Electrical Machines,” *ERA Report 88-0324, ERA Project 44-02-0213*.
- (31) Toth, K., 1980, “Examination of Heat Transfer conditions of Finned Motor Case for Shell-Heated Motors,” *Periodica Polytechnica: Electrical Engineering*, Vol. 24, No. 3~4, pp. 169~178.
- (32) 川崎芳, 丸山和伸, 1959, “小型電動機の 温度上昇と 通風,” *東芝Review*, 14卷 9號, pp. 911~915.
- (33) 芝山重三郎, 糸見和信, 1985, “小容量 誘導電動機の 冷却ファン特性,” 日本機械學會 講演論文集, No. 853, pp. 27~29.
- (34) Hay, N., Lampard, D., Pickering, S. J. and Roylance, T. F., 1994(Aug.), “Heat Transfer from Stator End-windings of a Low-voltage Lap-wound Electric Motor,” *10th Int. Heat Transfer Conf.*, Brighton, UK, pp. 197~202.
- (35) Maron, D. M. and Cohen, S., 1991, “Hydrodynamics and Heat/Mass Transfer near Rotating Surfaces,” *Advances in Heat Transfer*, Vol. 21, Academic Press Inc., pp. 141~183.
- (36) 橋藤雄, 福井資夫, 三ツ村久雄, (1963~8), “軸方向流れのある回轉二重圓管の熱傳達,” 日本機械學會 論文集(第2部), 29卷 204號, pp. 1360~1366.
- (37) Becker, K. M. and Kaye, Joseph, 1962(May), “Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder,” *Journal of Heat Transfer*, pp. 97~105.
- (38) Carl Gazley, Jr., Santa Monica, Calif., 1958(Jan), “Heat-Transfer Characteristics of the rotational and Axial Flow Between Concentric Cylinders,” *Transactions of the ASME*, pp. 79~90.
- (39) 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.
- (40) Ha, Kyung-Pyo, Yoon, Myoung Keun, and Ken Kauh, S., 1996, “Development of a Telemetry System to Measure Convective Heat Transfer Coefficient of a Rotating Body,” *Proc. 6th Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Vol. 2, pp. 580~589.
- (41) Ik, T. Ülkü, S. and Cakaloz, T., 1986, “Heat Transfer in Vessels Agitated with Propeller,” *8th Heat Transfer Conf.*, pp. 3001~3006.
- (42) Oslejsek, O., 1973(Aug.), “The Cooling End Windings of Small Enclosed Electric Machines,” *ERA Trans-3010*.

부록 : 열원 (P)에 대한 보충설명

1. 1차 동손 (P_{c1})

유도전동기에 전류가 흐르면 고정자측 동선에는 저항손실이 발생하게 되고 이것이 발열원이 된다. 고정자 권선 1상당 저항을 R_c 이라 하면 1상당 손

실은 I^2R_c 이 되고, 따라서 3상이라면 1차동손은 $3I^2R_c$ 이 된다. Fig. 1에서 노드 21과 25를 엔드와 인딩부 R_{ew} 라 하고, 22, 23 및 24를 슬롯 내의 코일 R_{cs} 라고 하면, R_{cs} 는 철심의 적층길이와 도선의 단면적 및 슬롯 내 권선수로부터 구할 수 있고, R_{ew} 는 전동기의 권선저항 R_c 을 측정후 $R_{ew} = R_c - R_{cs}$ 에 의하여 구할 수 있다. 그리고 I 는 회로 방정식을 풀거나, 실측을 하여 구한다. 본 연구에서는 北森輝明⁽¹³⁾ 등과 같은 방법으로 슬롯 내의 동손과 엔드와인딩부의 동손과의 비를 슬롯과 엔드와인딩부의 길이에 비례한다고 하여 계산하였다.

2. 2차 동손 (P_{c2})

회전자속의 바와 엔드링에 흐르는 전류 I_{bar} 에 의하여 저항손실이 생기는데, 이를 2차 동손이라고 한다. I_{bar} 는 회로방정식을 풀어 구하고, 바의 저항 R_{bar} 와 R_{er} 은 설계도면으로부터 쉽게 구할 수 있다. Fig. 1에서 노드번호 36, 37 및 38이 바아이고, 35, 39는 엔드링이다. 바아 손실과 엔드링 손실의 비는 北森輝明⁽¹³⁾ 등이 제시한 $N_{bar}R_{bar} : 2R_{er}$ ($N_{bar}/p\pi$)²로 하여 계산하였는데, 여기서 N_{bar} 는 바의 개수이고, p 는 극수를 나타낸다.

3. 철손 (P)

철손은 철심에 쇄교되는 자장이 시간에 따라 변화함으로 인해 생기며, 히스테리시스 손실과 와전류 손실로 구성된다. 철손은 계철부와 치부에서 발생하므로 각각 따로 구해줘야 한다. 계철손과 치손은 각각,⁽¹⁵⁾

$$P_c = W_{ic} B m_{ic}^2 \left\{ \sigma_{Hic} \left(\frac{f}{100} + \sigma_{Eic} \left(\frac{f}{100} \right)^2 d_i^2 \right) \right\} \quad (1)$$

$$P_t = W_{it} B m_{it}^2 \left\{ \sigma_{Hit} \left(\frac{f}{100} + \sigma_{Eit} \left(\frac{f}{100} \right)^2 d_i^2 \right) \right\} \quad (2)$$

이다. 여기서, W_{ic} , W_{it} 는 계철부와 치부의 질량, $B m_{ic}$, $B m_{it}$ 는 각각 계철부와 치부의 최대자속밀도, σ_{Hic} , σ_{Hit} 는 각각 계철과 치의 히스테리시스 손실계수, σ_{Eic} , σ_{Eit} 는 각각 계철과 치의 와전류 손실계수, f 는 전원주파수 그리고 d_i 는 철판두께이다. 여기서 각각의 상수값은, 철판 S14의 것을 사용하였다.⁽¹⁵⁾ 식 (1), (2)의 첫번째 항은 히스테리시스 손실, 두번째 항은 와전류 손실을 나타낸다. 그러므로, 인버터구동 전동기나 고조파가 많은 전동기

에서는 와전류 손실이 아주 크게 증가함을 알 수 있다. 또한 회전자에서는 슬립이 거의 없으므로 거의 직류에 가까운 전류가 흐른다. 즉 식 (1), (2)에서 $f \approx 0$ 이므로, 철손은 거의 없음을 알 수 있다. 본 연구에서는 철손이 고정자의 계철부와 치부에서만 발생한다고 가정하였다.

4. 표유부하손 (P_s)

표유부하손은 누설자속이 외부의 도체(프레임, 엔드캡 등)와 쇄교하여 생기는 와전류 손실 및 부하전류의 포피작용으로 인한 동손 증가 효과 등 일반적으로 규명할 수 없는 모든 손실을 지칭하므로 그 양을 구하기는 매우 어렵다. 福山長賢⁽¹²⁾ 등은 다음의 식을 제시하였다.

$$P_s = 30 [P_M]^{0.787} \quad (3)$$

Jong⁽¹⁶⁾은 누설자속의 대부분이 슬롯, 엔드와인딩, 엔드링 등의 회전자와 고정자의 표면근처에서 발생한다고 하였다. 그러므로, 본 연구에서는 Fig. 1에서의 노드번호, 26, 27, 28 및 29, 30, 31에서만 표유부하손이 발생한다고 가정하였다.

5. 기계손 (P_m)

기계손에는 유도전동기의 외부팬 및 회전자팬에 의한 풍손 (P_{mw}), 베어링에서 발생하는 마찰손 (P_{mf})이 있다. 풍손과 마찰손에 대하여 北森輝明⁽¹³⁾은 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$P_{mw} = 0.0183 Q v_f^2 \quad (4)$$

여기서 Q 는 냉각공기의 유량, v_f 는 외부팬의 선속도로 $v_f = \pi N D_f / 60$ 을 나타낸다.

$$P_{mf} = \left(\frac{1.5}{10^4} \right) \frac{V_{sf}}{D_{be}} v_{sf} \quad (5)$$

여기서, W_{sf} 은 축이 받는 회전부의 질량, D_{be} 는 구의 중심을 통하는 직경, v_{sf} 는 축의 선속도이다. 풍손은 외부팬에 의한 것과 회전자팬에 의한 것이 있는데, 외부팬의 손실은 외부로 달아나 버리기 때문에 무시되나, 내부팬의 손실은 열원으로 작용한다고 가정하였다. 본 연구에서는, Fig. 4에서의 외부팬의 성능시험에서 구한 상관관계식에 의하여 풍손을 계산하였고, 마찰손은 식 (5)의 계산결과 거의 무시할 만 하였다.