

## 전폐형 유도 전동기에 사용되는 공냉식 열교환기의 성능 향상에 대한 연구

장종훈 · 노영우  
울산대 기계 · 자동차공학부

### A Study of Performance Improvement of the Air-to-Air Heat Exchanger for A Totally Enclosed Induction Motor

J. H. Jang · Y. W. Roh  
School of Mechanical and Automotive Engineering, UOU

**Key Words:** Air-to-Air Heat Exchanger(공냉식 열교환기), Heat Pipe(히트 파이프)

#### <ABSTRACT>

This study investigated a way to replace a large air-to-air heat exchanger for a totally enclosed induction motor by using a heat pipe heat exchanger. A model(HRQ7) of the induction motor manufactured by the H heavy industry was selected to compare the performance characteristics and some experimental data were obtained. Also, a program which can estimate a heat exchanger performance for various shapes of pipe bundle, air temperatures and flow conditions were developed. Also this program considers an existence of fins. The analytical results show that the size of the heat exchanger could be considerably reduced by using heat pipes. The heat exchanger using heat pipes with fins shows the best performance in heat transfer, but the pressure drop of air flow is relatively large. Also, parametric study was conducted to find out the effects of various design factors.

## 1. 서론

산업동력 발생에 필수적인 대용량의 전동기 중 전폐형 전동기의 단면은 Fig.1과 같다. 전동기는 회전하는 축, 로터(Rotor)와 스테터(Stator)로 이루어진 전동기 코일부, 상부에 관군으로 이루어진 공냉식 열교환기, 전동기 코일의 좌측과 우측에 장착되어 있는 송풍기 등으로 이루어져 있다.

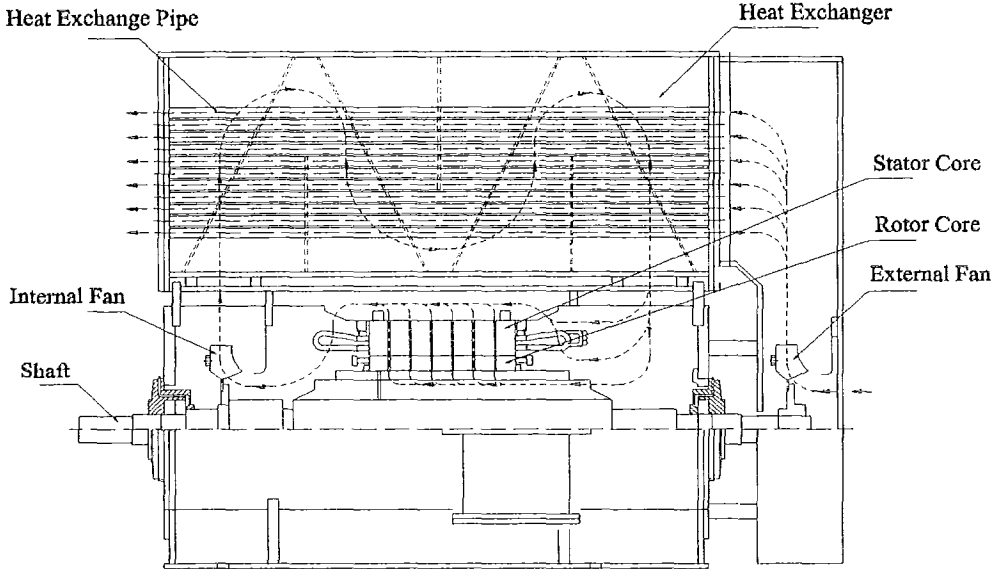


Fig.1 A schematic of a totally enclosed induction motor

전동기의 성능과 크기에 중요한 영향을 미치는 것은 전동기 코일의 온도 분포이다. 즉 코일 온도의 상승은 고온에 견디는 고가의 절연재를 사용하여야 하며, 사용된 절연재의 수명을 단축시켜서 전동기의 신뢰성과 수명에 많은 영향을 미친다. 따라서 대부분의 전동기 코일은 공기를 사용하여 냉각시키기 위하여 내부에 복잡한 통풍구조를 가지며 축에 팬을 장착하여 공기를 불어넣는다. 이때 내부의 공기순환 방식은 코일을 냉각시킨 공기를 외부로 직접 방출되거나 또는 열교환기를 사용하여 냉각시킨 후 다시 코일에 순환시키는 등 작업환경에 따라 크게 두 가지로 분류할 수 있다. 전폐형 전동기는 후자의 경우에 속하기 때문에 전동기 상부에 관군으로 이루어진 공냉식 열교환기가 있어서 전동기 코일에서 나온 공기를 냉각시킨다. 전폐형 전동기에 필수적인 열교환기는 팬이 부착되지 않은 관군으로 이루어져 제작은 용이하나 열전달 성능이 현저히 떨어져 Fig.1에서 보는 것과 같이 전동기에 비하여 대단히 크고 따라서 공기의 압력강하도 크기 때문에 송풍기의 규모도 상대적으로 증가하여 소음이 많으며 동력소모도 크다. 한편 국내의 전동기 제작사는 기술제휴에 의하여 외국제작사로부터 입수한 자료에 따라서 제작하기 때문에 제품의 성능 개선 등은 이루어지지 않은 상태이다. 이와 같은 전폐형 전동기의 단점을 개선하기 위하여 효율적인 열교환기를 개발하는 일이 급선무이다.

본 연구에서는 Fig.2와 같이 상변화를 이용하여 많은 열을 전달할 수 있는 히트파이프를 이용한 열교환기로 대처하기 위하여 히트파이프 열교환기를 설계하고자 한다. 우선 국내

H중공업과 협의하여 생산중인 전폐형 전동기의 모델(HRQ7)을 선정하고 선정된 모델에 대한 크기, 공기유량, 입출구 온도 등의 자료를 입수하여 성능을 비교 연구하였다.

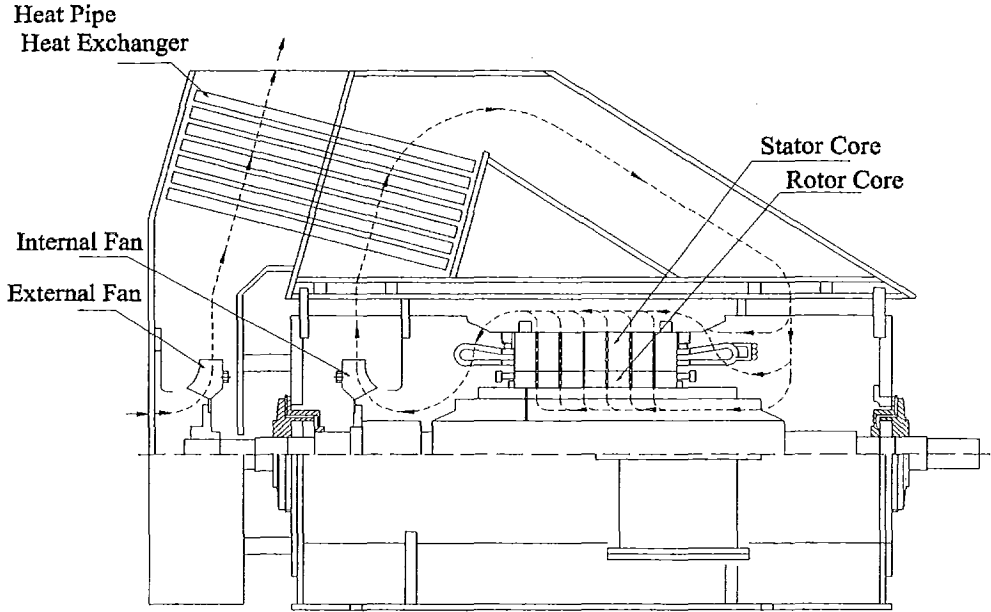


Fig.2 A schematic of the totally enclosed induction motor with a heat pipe heat exchanger

## 2. 본 론

### 2.1 열교환기의 에너지평형

열교환기 전체를 포함하는 검사 체적에 에너지 방정식을 적용한다. 외부로부터의 일은 없고 열교환기가 잘 단열 되어 있다면 계로 들어오는 열전달은 없을 것이다. 또한 운동에너지와 위치에너지의 변화는 일반적으로 무시하므로 정상유동에너지 방정식은 엔탈피 평형식으로 나타난다. 고온유체와 저온유체를 나타내기 위해 하첨자  $h$ 와  $c$ 를 사용하면 열교환기 에너지 평형식은 다음과 같다. 비열이 일정하다 가정하고, 입구와 출구유체를 각각 in 과 out으로 나타내면 다음 같다.

$$m_h (h_{hi} - h_{ho}) = m_c (h_{co} - h_{ci}) = q \quad (1)$$

$$(m C_p)_h (T_{hi} - T_{ho}) = (m C_p)_c (T_{co} - T_{ci}) = q \quad (2)$$

여기서,  $q$ 는 고온유체에서 저온유체로 전달된 열이다.

## 2.2 열교환기의 열전달이론

대부분의 열교환장치가 여러 열의 관으로 구성되므로 관군(Tube Bank)에 대한 열전달 특성은 실용적인 면에서 매우 중요하다. Zukauskas[1]의 실험식에 따르면 관군의 열의 개수가 20개 이상인 경우에 Nu수는 아래의 식으로 나타난다.

$$Nu_d = C Re_d^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (3)$$

또한, 관군주위의 압력강하는 Zukauskas[1]에 따르면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta p = p_i - p_o = Nx \frac{\rho U_{\max}^2}{2} f \quad (4)$$

여기서,  $Pr_w$ 를 제외한 모든 값들은 유체 입출구 온도의 평균온도 값에서의 물성치 값들을 사용한다. 단,  $Pr_w$ 는 벽면온도(Wall Temperature)에서의 Prandtl수를 사용한다. N은 흐름방향으로의 관의 열 수,  $U_{\max}$ 는 최대유속이고, f와 x는 각각 마찰계수와 수정계수를 나타낸다.

히트파이프에 핀이 부착되어 삼각교차형으로 배열되어있을 때 관군을 지나는 흐름에서의 압력강하는 Robinson and Briggs[2,3]의 식을 사용한다.

$$\Delta p_f = f_f \frac{N \cdot G_{\max}^2}{2\rho} \quad (5)$$

$$f_f = 37.86 \left( \frac{d_f \cdot G_{\max}}{\mu} \right)^{-0.316} \cdot \left( \frac{S_T}{d_f} \right)^{-0.927} \cdot \left( \frac{S_D}{S_D} \right)^{0.515} \quad (6)$$

여기서,  $d_f$ 는 관의 외경,  $G_{\max}$ 는 최대 질량속도,  $S_T$ 는 관의 종방향 피치,  $S_D$ 는 삼각교차형배치에서 횡방향 피치,  $\mu$ 는 유체의 점성계수이다.

히트파이프에서의 열전달 관계는 Fig.3에 나타난 바와 같이 열저항의 동가회로로서 나타낼 수 있다. R1과 R9는 히트파이프의 증발부 또는 응축부와 외부공기 사이에서의 열저항을 나타내며 이것은 보통 열교환기에서 대류에 의해 이루어진다. 여기서, 증발부와 응축부의 열전달계수  $h_{oe}$ ,  $h_{oc}$ 는 Zukauskas 관계식을 이용하여 구한다.

$$R1 = \frac{1}{h_{oe}A_{oe}}, \quad R9 = \frac{1}{h_{oc}A_{oc}} \quad (7)$$

R2와 R8은 히트파이프 용기벽면에서의 반경방향으로의 열전도에 대한 열저항을 나타내며 보통 Fourier의 전도식에 의하여 나타낸다.

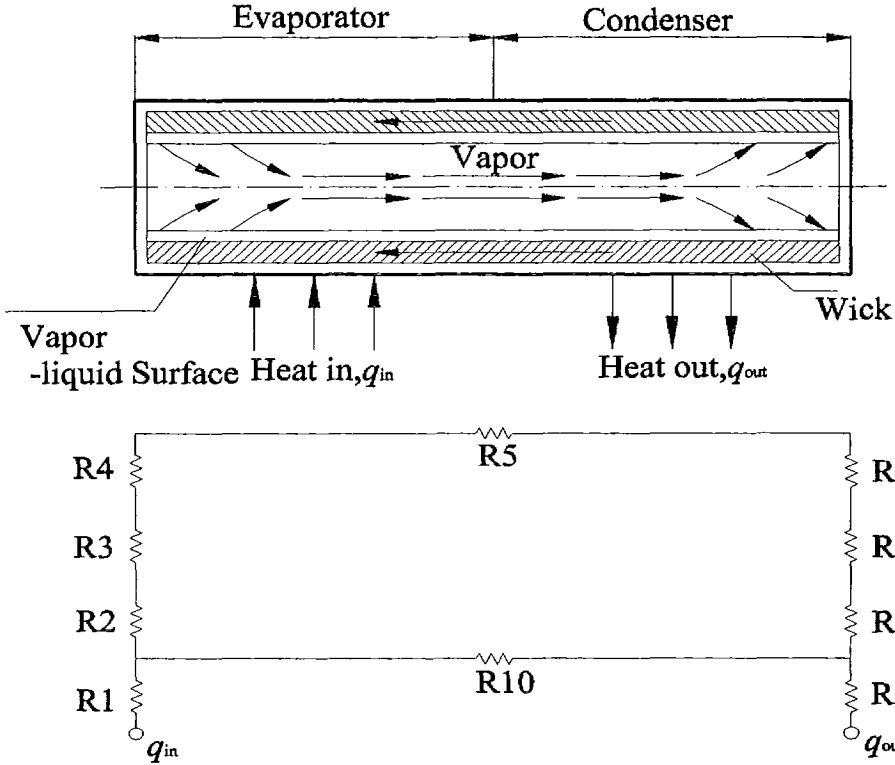


Fig.3 Thermal resistances in a heat pipe

$$R2 = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_s L_e}, \quad R8 = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_s L_c} \quad (8)$$

R3와 R7은 각각 증발부와 응축부에서 벽의 열저항을 나타낸다.

$$R3 = \frac{t_w}{k_w A_e}, \quad R7 = \frac{t_w}{k_w A_c} \quad (9)$$

R4와 R6은 액체-증기상의 접촉면에서의 열저항을 나타내며 그 양은 매우 작다.

$$R4 = \frac{RT^2(2\pi RT)^{1/2}}{L^2 P_V A_e}, \quad R6 = \frac{RT^2(2\pi RT)^{1/2}}{L^2 P_V A_c} \quad (10)$$

R5는 히트파이프 내에서의 증기 공간에서의 증기상을 따른 온도강하에 기인한 열저항을 나타낸 것이다.

$$R5 = \frac{RT^2 \Delta P_V}{qLP_V} \quad (11)$$

R10은 히트파이프 용기벽면에서의 축방향 열저항을 나타낸다.

$$R10 = \frac{L_{eff}}{k_s A_{wx}} \quad (12)$$

정상상태에서 증발부에서의 액체면과 증기간의 열저항 R4 및 응축부에서의 증기와 액체면 간의 열저항 R6는 다른 열저항에 비해 무시할 수 있을 정도로 작다[4]. 또한 일반적으로 증기 공간내에서 증기의 유동저항과 용기벽면에서의 축방향 열저항은 작으므로 열저항 R5와 R10도 무시될 수 있는 경우가 많다. 따라서 다른 열저항에 비해 무시할 수 있을 정도로 작은 열저항 값들 R4, R5, R6, R10을 무시하면 증발부 외부면적(A<sub>oe</sub>)을 기준으로한 총합열전달계수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

또한 표면온도가 등온이라 가정된 히트파이프에 핀이 부착된 경우에 대해서는 다음과 같다. 파이프 벽에서의 온도분포는 1차원이라 가정하고 핀의 효율 개념을 도입하면[5], 증발부 외부면적을 기준으로 한 총합 열전달계수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$U_o = \frac{1}{A_{oe} \cdot (R1 + R2 + R3 + R7 + R8 + R9)} \quad (13)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_{oe}}{(h_{oc} A_{sc} + \eta A_{fc} h_{fe})} + \frac{A_{oe} \ln(d_o/d_i)}{2\pi k_s L_e} + \frac{A_{oe}}{(h_{oc} A_{sc} + \eta A_{fc} h_{fe})} + \frac{A_{oe} \ln(d_o/d_i)}{2\pi k_s L_c} \quad (14)$$

여기서, A<sub>sc</sub>, A<sub>sc</sub>는 각각 핀을 제외한 히트파이프 증발부와 응축부 표면의 면적이고 A<sub>fe</sub>, A<sub>fc</sub>는 각각 증발부와 응축부에서의 핀의 표면적이다. 또한 엄밀히 말하면 대류 열전달 계수 h<sub>oc</sub>와 h<sub>ic</sub>, h<sub>oc</sub>와 h<sub>ic</sub>는 차이가 있지만, 일반적으로 두 값을 같다고 본다.

히트파이프형 열교환기에서 대수평균온도차는 열교환기의 길이(L)에 대하여 다음과 같이 정의 된다.

$$LMTD = \frac{\Delta T_L - \Delta T_0}{\ln(\Delta T_L / \Delta T_0)} \quad (15)$$

열교환기 내의 고온유체와 저온유체의 유동방향이 평행류(Parallel Flow)와 대향류(Counter Flow)일 경우에 대하여 대수평균온도차는 각각 식(16)과 식(17)로 나타낼 수 있다.

$$LMTD_{parallel} = \frac{(T_{ho} - T_{co}) - (T_{hi} - T_{ci})}{\ln[(T_{ho} - T_{co}) / (T_{hi} - T_{ci})]} \quad (16)$$

$$LMTD_{counter} = \frac{(T_{ho} - T_{ci}) - (T_{hi} - T_{co})}{\ln[(T_{ho} - T_{ci}) / (T_{hi} - T_{co})]} \quad (17)$$

열역학 제1법칙에 의하여 고온유체가 잃은 열량과 저온유체가 얻은 열량은 같고 총합열 전달계수와 대수평균온도차를 이용하여 열전달량을 나타내면 다음 식과 같다.

$$q = q_h = q_c = n A_o U_o F \cdot LMTD = n A_o U_o LMTD' \quad (18)$$

여기서, n은 열교환기에서 필요한 관의 개수, LMTD'은 수정계수가 고려된 대수평균 온도차이다.

### 2.3 프로그램의 구성

앞 절에서 언급한 열교환기의 유효성, 전열면적, 압력강하 등을 구하기 위한 각 항들은 계산과정이 복잡하고 반복법(Iteration Method)을 써야 하기 때문에 손으로 계산하기에는 많은 시간이 소요되는 작업이다. 그러므로 Fortran언어를 사용하여 전산 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 프로그램에서 열교환기 해석에 사용되는 공기의 물성치 값 (밀도, 비열, 점성계수, 열전도계수, Prandtl수 등) 들은 기존의 표[6,7]에 나와 있는 물성치 값을 0°C ~ 300°C의 범위에서 Curve fitting을 이용하여 식으로 나타내었으며, 저온유체의 출구에서의 온도는 임의의 값을 가정한 후 저온유체와 고온유체의 열량이 같아질 때까지 반복하여 구하였고 공기의 물성치 값들은 각각의 입출구의 평균온도를 사용하였다. 또한, 히트파이프 열교환기에서 히트파이프의 표면 온도는 등온이라 가정하고 히트파이프에 핀이 부착되지 않은 경우와 히트파이프에 핀이 부착된 경우 이렇게 두 가지 경우에 대하여 프로그램

Table 1. Program input items

For Heat Exchanger
Pipe(Tube) Geometry -Diameter, Length, Thickness
Pipe Arrangement -In-line, Staggered -Pitch of Row, Pitch of Column
Casing Geometry -Wide
Fin Geometry -Outer Diameter, Thickness, Number of Fins
For Working Fluid
Temperature & Flow Rate in Heat Exchanger -Exchanger inlet/outlet Temperature -Pipe Inlet/outlet Temperature -Flow Rate of Hot Fluid -Flow Rate of Cold Fluid
Flow Type -Parallel flow, Counterflow

Table 2. Program output items

Outlet Temperature of Cold Fluid
Properties of Hot/cold Fluid
Overall Heat Transfer Coefficient
Log Mean Temperature Difference
Effectiveness-NTU
Heat Transfer Rate of Hot/cold Fluid
Heat Transfer Area, Number of Pipes
Pressure Drop

램 하였다. 히트파이프의 작동온도는 응축부와 증발부의 평균온도로 가정하였다. 프로그램의 입력데이터와 출력데이터는 Table 1과 Table 2 에 각각 나타내었다.

## 2.4 히트파이프 성능실험

열교환기를 구성하는 가장 중요한 요소인 히트파이프 자체를 제작하여 성능을 측정하였으며 실험에 사용된 히트파이프는 Fig.4와 같다.

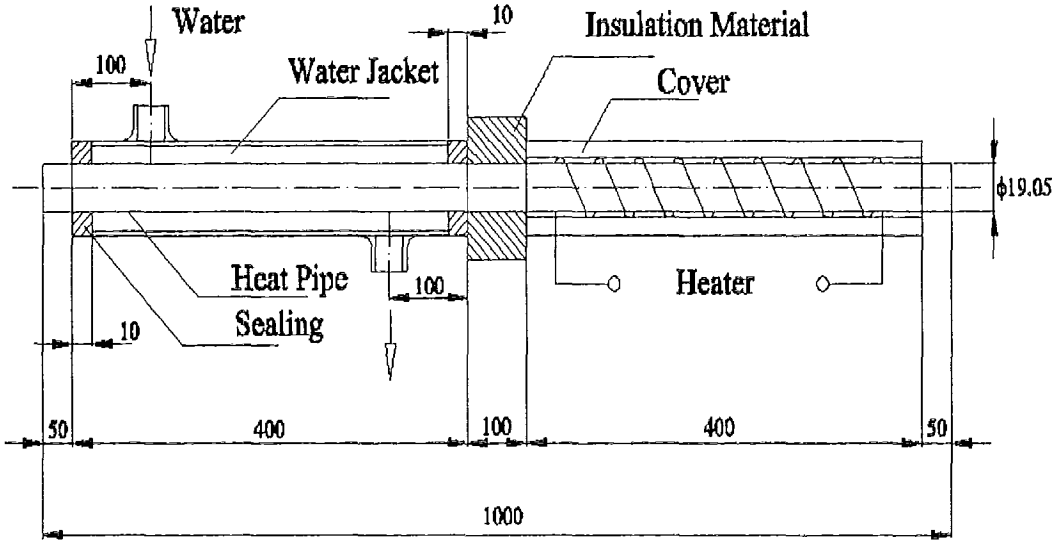


Fig.4 Schematic diagram of the heat pipe

본 실험에서는 외경이 같고 길이가 다른 2종류의 히트파이프를 이용하였다. 히트파이프의 증발부는 전기히터를 부착하였고 석면을 이용하여 단열 하였으며 응축부에는 응축부와 동심원이 되도록 워터자켓을 만들고 실리콘을 이용하여 수밀 하였다. 본 실험에 사용된 히트파이프는 구리로 제작되었고, 작동유체는 물(Water)이다. 또한 워(Wick)은 구리재질의 Screen Wick구조이다.

히트파이프 실험방법은 히트파이프에 열입력을 증발부에 부착한 히터를 이용하여 변화시키면서 정상상태가 이루어질 때까지 온도를 측정하는 방법으로 수행하였다. 히트파이프에 부착된 열전대로부터 히트파이프의 표면온도분포와 온도변화를 관찰하였으며, 냉각수 입출구에 부착된 열전대로부터 전열량을 계산할 수 있는 온도 값을 얻었다. 실험은 크게 3종류로 나눌 수 있다. 첫째, 히트파이프의 증발부에 열입력을 변화시켜가며 응축부의 냉각수의 온도차를 측정하여 히트파이프의 열전달 능력을 측정하였다. 즉, 히트파이프 응축부의 냉각수 유량은 고정시키고 열입력을 변압기를 이용하여 100W, 150W, 200W, 250W로 주고 각각 정상상태에 도달할 때까지 표면온도를 측정하여 온도변화를 관찰하였다. 둘째, 히트파이프 증발부의 열입력을 고정시키고 응축부 냉각수의 유량을 변화 시켜가며 정상상태에 도달할 때까지의 각부분의 온도 변화를 관찰하였다. 셋째, 히트파이프 증발부의 열입



력과 응축부의 냉각수 유량을 각각 변화 시켜가며 정상상태에 도달할 때까지의 온도변화를 관찰하였다. 정확한 데이터의 측정을 위하여 이와 같은 실험을 2~3회 반복하였다.

### 3. 결과 및 고찰

현재 사용중인 관군형 열교환기를 히트파이프 열교환기로 대체할 수 있는지를 검증하기 위하여 히트파이프 열교환기 설계프로그램을 사용하여 같은 조건에서 히트파이프 하나가 전달해야하는 열전달량을 계산하여 보았다. Table 3은 실험에 사용된 것과 동일한 형상의 히트파이프를 사용하는 열교환기에 대하여 해석적 방법으로 히트파이프가 전달하는 열량을 계산하여 비교한 것이다. 히트파이프 열교환기에서 하나의 히트파이프가 전달하는 열량은 73.7W에서 76.7W정도로서 실험을 통하여 얻어진 히트파이프 열전달량 범위(165W)에 포함된다. 따라서 설계프로그램을 사용하여 설계한 히트파이프 열교환기는 기본적으로 관군형 열교환기를 대체할 가능성이 있다.

Table 3. Comparison of numerical vs. experimental results for heat pipe heat exchanger

		In-line	Staggered
Numerical Results	Total Heat Transfer (kW)	52.2	52.2
	Number of Pipe	720	718
	Single Heat Pipe Heat Transfer Value(W)	76.7	73.7
Experimental	Range of Single Heat Pipe Heat Transfer(W)	165	165

현재 H중공업에서 생산되는 전폐형 유도전동기모델(HRQ7)에 사용되는 기존의 관군형 열교환기의 단점을 개선하기 위한 열교환기로서 히트파이프 열교환기를 설계하기 위하여 관군형 열교환기와 동일한 입력데이터 값을 사용하였으며, 프로그램의 결과 값은 Table 4에 나타

Table 4. Comparison of HRQ7 and heat pipe heat exchanger

	HRQ7	Heat Pipe Heat Exchanger
Pipe Diameter(mm)	32.4	32.4
Pipe Length(mm)	2090	2090
Arrangement Type	Staggered	Staggered
Flow Type	Counterflow	Counterflow
Heat Exchanger Height(mm)	800.5	765
Number of Pipe	368	302
Pressure Drop(Pa)	1700	347

Table 5. Heat pipe heat exchanger program output data

Heat Exchanger Type		Without Fin		With Fin	
Arrangement Type		In-line	Stagg- -ered	In-line	Stagg- -ered
Pipe Diameter(mm)		32.4		32.4	
Pipe Length(mm)		1000		1000	
Flow Type		Cross Flow		Cross Flow	
Cold Air Outlet Temperature (°C)		48.1		48.1	
O.H.T.C(W/m <sup>2</sup> °C)		67.7	70.9	30.7	31.6
NTU	Efficient	0.42		0.42	
	NTU	0.85		0.70	
Heat Transfer(kW)		52.2		52.2	
Heat Transfer Area(m <sup>2</sup> )		43.7	41.8	96.3	93.6
Number of Pipe		430	410	113	110
Pressure Drop(Pa)		1316.5	1517.7	11889.4	12341.7

내었다. Table 4에서 관균형 열교환기와 비교할 때 열전달면적의 감소로 흐름방향으로의 관의 열 수가 감소하여 히트파이프 열교환기의 압력강하는 감소하였다. 실제 전동기는 내부에 열전달을 향상시키기 위한 배플(Baffle)이 설치되어있어 압력강하가 크나 히트파이프 열교환기의 내부구조는 간단하여 압력강하가 작다.

Table 5는 히트파이프형 열교환기에서 핀의 유무에 따른 프로그램 결과 값들을 비교한 것이다. 입력데이터는 HRQ7모델의 실제 값을 사용했고, 핀이 부착된 경우에 대해서는 핀의 직경, 횡방향 피치, 길이방향 피치를 각각 64.8mm, 58.32mm, 61.56mm로 하였다. 단, 두 경우 모두 히트파이프의 길이는 1000mm로 하였다. Table 5의 핀이 없는 히트파이프 열교환기는 열교환기 외형의 감소로 열교환기 내부의 속도가 증가하여 압력강하는 핀이 부착된 히트파이프 열교환기 보다 증가하였지만, 관균형 열교환기의 압력강하 값보다는 작다. 또한 핀이 있는 히트파이프 열교환기의 경우에는 관의 열 수는 감소하였지만 핀으로 인한 내부저항 때문에 마찰계수가 증가하여 압력강하는 핀이 없는 경우보다 큰 값을 나타냈다.

Fig.5와 Fig.6은 온도조건과 유량조건은 변하지 않고 히트파이프의 외경만이 변할 때 히트파이프 열교환기에 필요한 히트파이프 개수와 압력강하를 나타낸 것이다. Fig.5에서 히트파이프 직경이 증가할수록 히트파이프 하나의 전열면적은 증가하여 열교환기에 필요한 관의 개수는 감소하게 된다. 따라서 Fig.6에서 열교환기 내의 유체의 흐름방향으로의 히트파이프 개수가 감소하여 압력강하는 히트파이프 직경의 증가할수록 감소하게 된다.

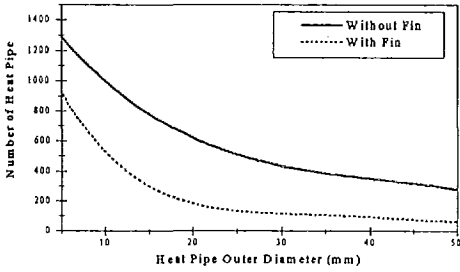


Fig. 5 Variation of number of heat pipe vs. diameter

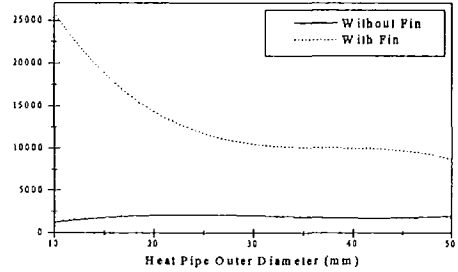
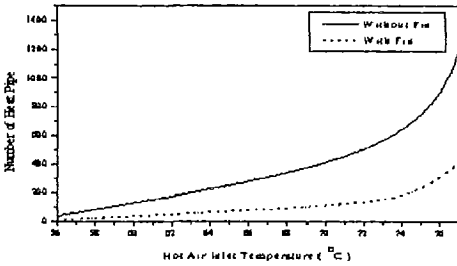
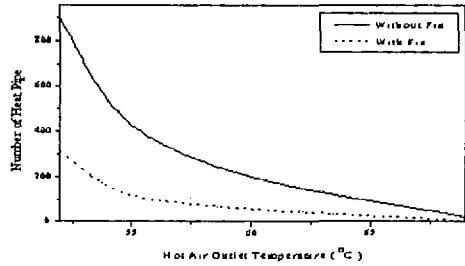


Fig.6 Variation of pressure drop vs. diameter



(a) Hot Air Inlet Temperature



(b) Hot Air Outlet Temperature

Fig.7 Change of number of heat pipe vs. temperature

Fig.7은 고온유체의 입구온도와 출구온도의 변화에 따른 전열면적의 변화를 나타낸 것이다. 열교환기는 히트파이프에 핀이 없을 경우는 410개, 핀이 있는 경우는 110개의 히트파이프로 이루어져있다. 온도 및 유량조건은 HRQ7모델의 실제 값과 동일하다. 또한, 두 가지 열교환기 모두 엇갈림 배열로서 각각의 열교환기에서 핀의 유무에 따른 적절한 비교를 위하여 히트파이프 외경과 길이는 두 경우 모두 32.4mm와 1000mm로 같게 두고, 가로피치와 세로피치를 조절하였다. 핀의 외경은 58.32mm로 하였다. Fig.7에서 고온유체의 입구온도가 증가할수록 총합열전달계수의 변화는 적고 대수평균온도차의 증가로 인해 열교환기의 전열면적은 크게되고 따라서 열교환기에 필요한 히트파이프의 개수는 증가하게 된다. 고온유체의 출구온도가 증가함에 따라서 대수평균온도차는 감소하는 반면 총합열전달계수의 증가로 전열면적이 감소하고 따라서 필요한 히트파이프의 개수도 감소하였다. 핀이 부착된 경우에는 하나의 히트파이프 자체가 갖는 열전달 면적이 증가되어 모든 온도범위에 걸쳐 핀이 없는 경우보다는 낮은 값을 갖는다.

#### 4. 결론

히트파이프를 이용한 열교환기에 대하여 이론 및 수치적 연구를 수행하였으며, 또 히트파이프 열교환기에 사용된 히트파이프에 대하여 성능 실험을 수행하였다. 한편 본 연구로부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

첫째, 수치적으로는 히트파이프 열교환기의 히트파이프 하나가 수송하는 열전달량은 77W정도이고, 히트파이프 성능실험을 통하여 얻어진 히트파이프의 열전달 능력은 최대 165W이다. 따라서 히트파이프 열교환기의 사용이 가능하다.

둘째, 기존의 관군형 열교환기를 동일한 온도차이에서 작동하는 히트파이프 열교환기로 대체하였을 경우에 열교환기의 성능이 향상되었다. 따라서, 히트파이프의 관의 길이를 감소시켜 열교환장치의 크기를 줄일 수 있었다.

셋째, 편이 부착되지 않은 히트파이프 열교환기의 압력강하는 관군형 열교환기보다 감소되었다.

넷째, 개발된 히트파이프 열교환기 설계프로그램을 통해 열교환기 작동조건에 따른 열교환량, 총합 열전달계수, 열교환면적 및 압력강하 등을 예측할 수 있을 것이다.

끝으로 히트파이프를 이용한 열교환기를 제작 설치한 경우와 기존의 열교환기를 사용한 경우에 대하여 비교 실험을 실시하고 열교환기의 제작비와 유지보수에 필요한 비용 등을 포함한 종합적인 평가가 장래에 더 필요하다.

#### 후기

본 연구는 한국 전력공사의 연구 지원에 의하여 기초전력공학공동연구소 주관으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) A. Zukauskas, Heat Transfer from Tubes in Cross Flow, Adv. Heat Transfer, Vol.8, pp.93~160, 1972
- (2) C. H. Youn, Development of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery (I) KIMM Report 1985
- (3) C. H. Youn, Development of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery (II) KIMM Report 1986
- (4) P. Dunn and D. A. Reay, Heat Pipes, Pergamon Press, pp.18~54, 1976
- (5) N. V. Suryanarayana, Two-dimensional Effects on Heat Transfer Rates from an Array of Straight Fins, J. Heat Transfer, Vol.99, pp.99~129, 1977
- (6) W. M. Rohseno, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, Handbook of Heat Transfer Fundamentals, McGraw-Hill, 1985
- (7) ASHRAE Handbook Fundamentals, 1993