

【 論文 】

히이트 파이프용 열교환기의
에너지 회수효과 해석 해법

An Analytical Method on the Effective Energy Recovery
for Heat Exchanger with Heat Pipes

장영석* 서해성* 이영수** 전철호***
Yeong-Suk Jang Hae-Sung Seo Young-Soo Lee Chul-ho Jun

ABSTRACT

The purpose of this research is to study the utility of prediction program like a F.E.M. analysis for energy recovery of heat exchanger with heat pipe which uses arbitrary groove wick.

The program is based on the utility by the experimental and analytical method of the single heat pipe. It is also expanded and applied in the prediction program of the heat exchanger.

The results are as follows;

- 1) The effective thermal conductivity of the groove wick with arbitrary shape is counted by the thermal resistance change.
- 2) The more the number of rows, the more the effect energy recovery changing by the number of rows, the bigger the free velocity, the smaller the effect of energy recovery.
- 3) The effect of energy recovery increases according to the value of the rate of mass flow (M_e/M_c) and also number of rows.
- 4) The comparison between calculated and data shows good agreement within 2.5% error, therefore the F.E.M. analysis of the study is useful to predict the performance of heat pipe-heat exchanger.

NOMENCLATURE

* 정회원 ; 경남전문대학
** 정회원 ; 한국동력자원연구소
*** 동아대학교

A cross area (m^2)
B shape function matrix

C	specific heat (J/Kg°C)
D	thermal conductivity matrix
F	global right hand sider vector
H	temperature stiffnesses matrix
K	conductivity (W/mk)
M	mass flow rate (kg/s)
n	number of heat pipes
N	shape function, eq. (9)
N	calculative step, eq. (12)
\dot{q}	rate of heat generation per unit volume (w/m ³)
Q	rate of heat flow (w)
r	radial direction (m)
R	thermal resistance (K/w)
s	boundary of area (m)
T	temperature (K)
V	exchanger volume (m ³)
\dot{V}	volume flow rate (m ³ /s)
Z	axial direction (m)
w	width series

Gree Symbols

δ	thickness
μ	viscosity
ρ	density

Subscripts

a	adiabatic section
c	condenser section
e	evaporator section
eff	effective value
f	fluid
h	heat transfer coefficient
i	inside
J	j-th row
m, n	array of dimension m, n
o	out
p	pressure

s	solid
sh	convective side
v	vapor
w	wick

1. 서 론

최근 에너지문제와 관련하여 열교환기의 성능 향상과 합리적인 성능예측은 공업상 중요과제이다. 튜브뱅크를 사용한 열교환기는 접촉가스에 따른 저온부식, 구조의 복잡에 따른 수명 및 효율문제에 많은 연구가 있으나, 아직 경제적 가공 문제, 폐열회수에 따른 성능향상 및 예측, 열교환기의 소형화등 어려운 문제가 남아있다.⁽¹⁾

J.P.Cottor⁽²⁾에 의해서 개발된 단본히이트 파이프(Single Heat Pipe)는 단순 전열소자로서 경량성, 전열의 탁월성, 제작단가 저렴 등의 장점⁽³⁾⁽⁴⁾을 갖고 있다. 따라서 히이트 파이프로 만든 폐열회수용 열교환기는 경제적인 전열장치로서 많은 장점을 포함하고 있다.

단본히이트파이프에 대한 연구는 지난 20년동안 연구되어, 구조적인 면과 전열특성면에 대하여 거의 완벽하게 연구되어 있다.⁽⁵⁾ 이러한 자료를 바탕으로 열교환기의 성능문제 개선과 예측용 프로그램 개발은 바람직하다.

단본히이트파이프를 이용한 열교환기 성능특성연구로서 해석적인 방법은 Y.Lee등⁽⁶⁾이 열 사이폰을 이용한 단순한 열저항법을 기초로 한 해석모델이 있다. B.J.Huang⁽⁷⁾ 등은 Y.Lee 등의 해석모델의 적용범위가 제한적이라고 판단하여 단본히이트파이프의 열전달계수를 관 내부 및 외부에 대하여 실험적으로 수정, 제안하고 있다. 최근에는 R.Perty⁽⁸⁾ 등이 연속된 평판에 핀이 부착된 경우에, 중량에 대한 열전달량비, 전열량을 평가하고 있다. 이 최적설계법은 열수(列數) 및 열(列)에 대한 히이트파이프의 영향에 대해 언급하고 있으나 미흡한 면이 있다. 더

윅 최근에는 히이트파이프를 이용한 열교환기의 신기술로서, 이용하는 측면에서의 기술논문이 다수 있다.^(9~12)

히이트파이프의 성능을 좌우하는 조건으로서 컨테이너의 재질, 윅, 작동유체로 나타낸다. 지금까지 대부분의 연구는 조립된 히이트파이프의 단순모델로서 해석범위가 제한성이 있고 실용적인 면에서 열교환기 작동의 전과정 변화를 예견할 수 없다. 따라서 합리적 성능예측을 위하여 범용성이면서 윅 및 컨테이너의 구조적인 측면을 고려할 필요가 있다. 윅은 포화액으로 채워져 있으므로 윅의 저항은 유효열전도율에 의존된다. 윅의 형태는 그루우브형, 아태리형, 망사형이 있으나 공정의 단순성과 다량생산으로 경제성을 고려한다면 그루우브형을 생각할 수 있다.

증기축의 그루우브홈의 크기가 증가하는 경우는 모세관력이 감소하여 열성능이 감소하는 경우가 있고, 반대로 홈이 너무 작으면 작동유체의 함유량이 적으므로 고부하에서 사용이 어렵다. 이런 결점을 보완하기 위하여 작동유체의 함유량이 적어 크면서 증기증발 세공이 적은 Fig.1의 윅을 고려할 수 있다. 윅을 구성하고 있는 형상에 따라 유효열전도율을 구한 단본히이트파이프의 성능과 히이트파이프용 열교환기의 성능예측은 다른 기형(畸形) 그루우브형상을 갖는 히이트파이프 및 그 응용에 적용이 가능하다.

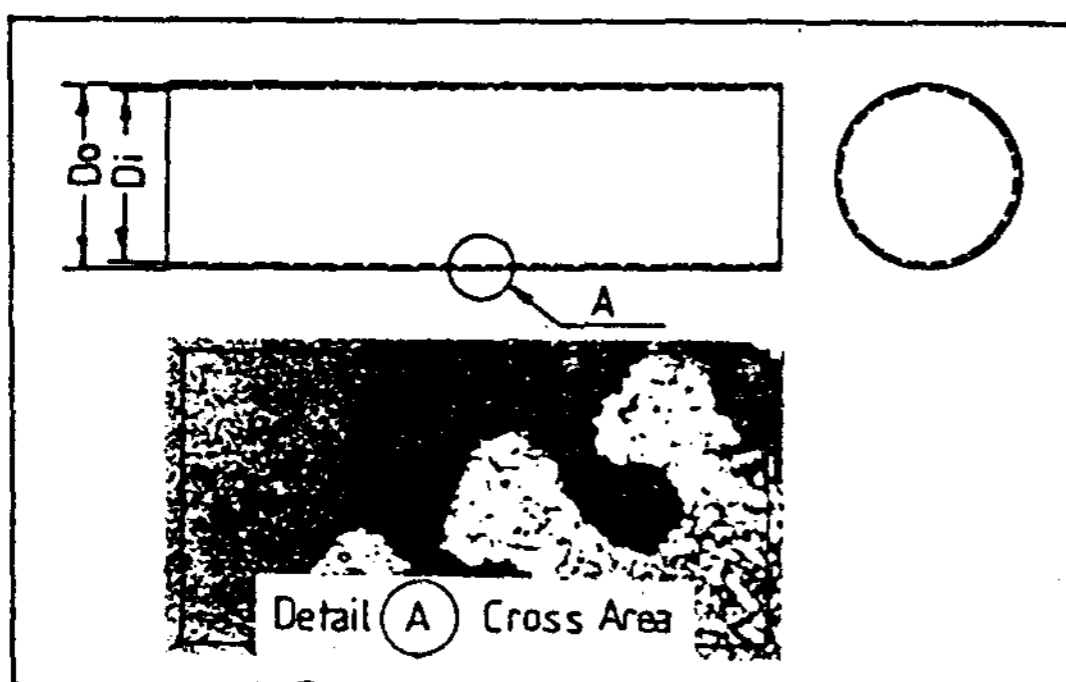


Fig. 1 Heat pipe and photograph of wick.

본 연구에서는 기형 그루우브윅을 모델로 하여 만든 단본히이트파이프와 히이트파이프용 열교환기의 에너지회수 효과에 대한 예측 프로그램의 유효성을 검토하고자 한다. 해석하는 F.E.M. (Finite Element Method) 축대칭 해석해로 하여 먼저 단본히이트파이프에 대해서 실험과 병행하여 일치성을 확인한 후 더욱 확장하여 히이트파이프용 열교환기의 성능예측용 프로그래밍을 제안하고 설계 및 제작에 도움을 주고자 한다.

2. 기본방정식

히이트파이프용 열교환기의 성능예측해석을 위해 먼저 단본(單本)히이트파이프를 고려한다. Fig. 2는 단본히이트파이프 영역을 Z방향 축대칭으로 나타낸 것이다. r 방향으로 컨테이너·윅·증기영역으로 나누며 Z방향으로 증발부·단

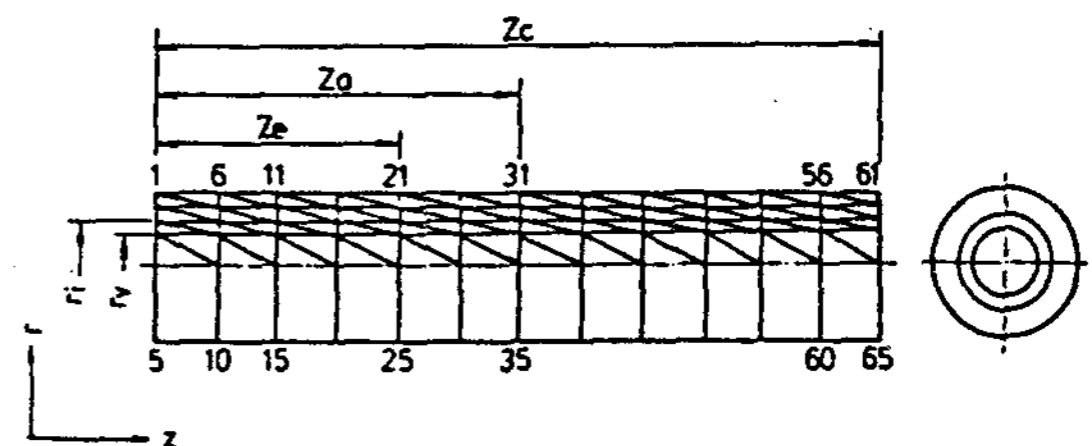


Fig. 2 Analytical model of heat pipe area

열부·응축부의 영역으로 되어 있다. 단본히이트파이프의 윅구조내에서 작동유체의 유동은 포화상태로 거의 정지된 상태에 있으므로⁽¹³⁾ 대류 및 복사열 전달은 무시한다. 따라서 윅과 작동유체에 대한 유효열전도율로서 처리된다.⁽¹⁴⁾ 윅은 균일하게 제작되어 항상 윅내에 충전되어 포화되어 있으므로 히이트파이프의 벽면에 대한 기초식은 eq.(1)처럼 나타난다.

$$\frac{\partial}{\partial r} (rK_r \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial Z} (rK_z \frac{\partial T}{\partial Z}) + r\dot{q} = 0 \quad (1)$$

단본히이트파이프의 전 영역의 각 경계조건을 고려하면 Fig. 2를 eq. (2)에 표시한다.

$$1) \quad r=0 \quad 0 < Z < Z_c \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (2.1)$$

2) $r = r_0 \quad 0 < Z < Z_e$

$$K_e \frac{\partial T_e}{\partial r} = q_i + k_e (T_f - T_e) \quad (2.2)$$

3) $r = r_0 \quad Z_a < Z < Z_c$

$$K_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = q_0 + k_c (T_c - T_f) \quad (2.3)$$

4) $r = r_0 \quad 0 < Z < Z_c$

$$K_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = K_v \frac{\partial T_v}{\partial r} \quad (2.4)$$

여기서 각 온도의 첨자는 증기영역·증발부 및 응축부를 나타낸다.

각 계산단계에는 물성을 온도의 함수로 나타낸다.

$$C_p = C_p (T) \quad (3)$$

$$K = K (T)$$

$$\rho = \rho (T)$$

본 연구에서 사용된 워의 형상은 특정한 워의 구조물로서 Fig.1에 보여 주고 있다. 워의 특징으로 보면 유효전도율은 저항법에 의해서 구하면 편리하다. Fig.3은 Fig.1을 확대하여 R_{mn} 의 저항배열을 나타낸다. 유효열전도율의 계산은 먼저 n 방향으로 저항의 합을 구한 후 다시

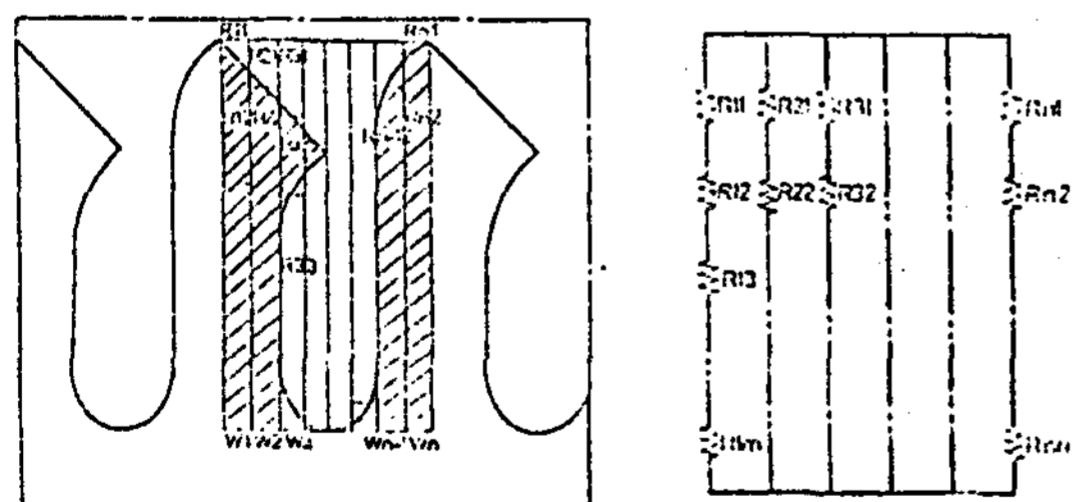


Fig. 3 Geometry and resistor diagram of wick

m 방향으로 합산하는 것으로 한다. 따라서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$R_{11} = l_n \left(\frac{r_{12}}{r_{11}} \right) / W_1, \quad R_{12} = l_n \left(\frac{r_{13}}{r_{12}} \right) / W_1,$$

$$R_{13} = l_n \left(\frac{r_{14}}{r_{13}} \right) / W_1 \dots \dots R_{1m} = l_n \left(\frac{r_{1,m+1}}{r_{1,m}} \right) / W_1 \quad (4)$$

$$R_{21} = l_n \left(\frac{r_{22}}{r_{21}} \right) / W_2, \quad R_{22} = l_n \left(\frac{r_{23}}{r_{22}} \right) / W_2,$$

$$R_{23} = l_n \left(\frac{r_{24}}{r_{23}} \right) / W_2 \dots \dots R_{2m} = l_n \left(\frac{r_{2,m+1}}{r_{2,m}} \right) / W_2$$

$$R_{n1} = l_n \left(\frac{r_{n,m+1}}{r_n} \right) / W_n, \quad \dots \dots \dots,$$

$$\dots \dots \dots, \quad \dots \dots R_{nm} = l_n \left(\frac{r_{n,m+1}}{r_{n,m}} \right) / W_n$$

여기서 $n = 1, 2, 3, \dots \quad m = 1, 2, 3 \dots$

$$R_1 = \sum_{i=1}^M R_{1,i}, \quad R_2 = \sum_{i=1}^M R_{2,i} \quad (5)$$

$$R_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \frac{1}{R_i}} \quad (6)$$

$$K_{eff} = \frac{l_n(r_0/r_i)}{\delta \cdot R_{eff}} \quad (7)$$

여기서 R_{11} 과 R_{21} 처럼 워의 경계가 증기와 접하고 있는 부분에 대한 열저항은 S.W.Chi⁽¹⁵⁾가 제안한 식 $R = \frac{0.185}{K_f} W_i$ 로서 증발저항에 해당된다.

워의 적당한 형상 및 크기는 작동유체의 표면장력등, 물성에 관계하는 식으로 구한다. Fig.1과 같이 연속적 나선홈(Spiral groove)을 갖는 특수형상은 그 홈이 증기의 경계면에 따라서 점점 감소되고 개방된 홈으로 이루어지며 액체-기체 경계에서는 적당한 협소된 면을 갖고 있어 최대열유속의 증가를 높일 수 있다. 또한 원주방향의 열전달은 작동액과 워이 병렬배열로 되어있으므로 최소 열저항이 되어 최대값이 된다. 따라서 워의 기능으로서 많은 잇점을 갖고 있다.

본 연구에서 작동유체는 프레온 12로 하며 홈(groove) 깊이는 0.355 mm, 폭은 0.1778 mm이고 eq. (7)로서 유효열전도율을 구할 수 있다.

3. 단본히이트파이프의 수치계산

축에 대한 단면은 Fig.2에 나타난 분할된 삼각요소 모양이다. eq.(1)을 해석해법에 적용하면 다음과 같은 행렬식으로 표시되는 선형방정식이 얻어진다.^{(16),(17)}

$$[H] \{T\} - \{F\} = 0 \quad (8)$$

여기서,

$$[H_{si}^e] = \int_v^{(e)} [B]^T [D] [B] dv \quad (9.1)$$

$$[H_{sh}^e] = \int_{sh}^{(e)} h [N^e]^T [N^e] \{T\} ds \quad (9.2)$$

$$\{F^e\} = \int_{sh}^{(e)} q [N^e]^T ds - \int_{sh}^{(e)} h T_v [N^e]^T ds - \int_{si}^e (Q) [N]_r dv \quad (9.3)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} k_r & 0 \\ 0 & r k_z \end{bmatrix} \quad (10)$$

이 식에서 $K_r = K_z$ 로 계산되며, 첨자(e)는 임의의 1개 요소를 표시하고 $N_i (i=1, 2, 3 \dots n)$ 는 삼각요소에 대한 내삽함수이다. Fig.4는 전 해석영역의 계산을 위한 유동도이다.

입력값은 기형(畸形)을 갖는 시판 히이트 파이프를 모델로 하고 이 모델에 대한 일반적인 입력값은 Table 1에 나타낸다.

히이트파이프의 증기영역은 등온상태로 있으며 이때 증기영역에서의 열저항은 무시할 수 있으므로

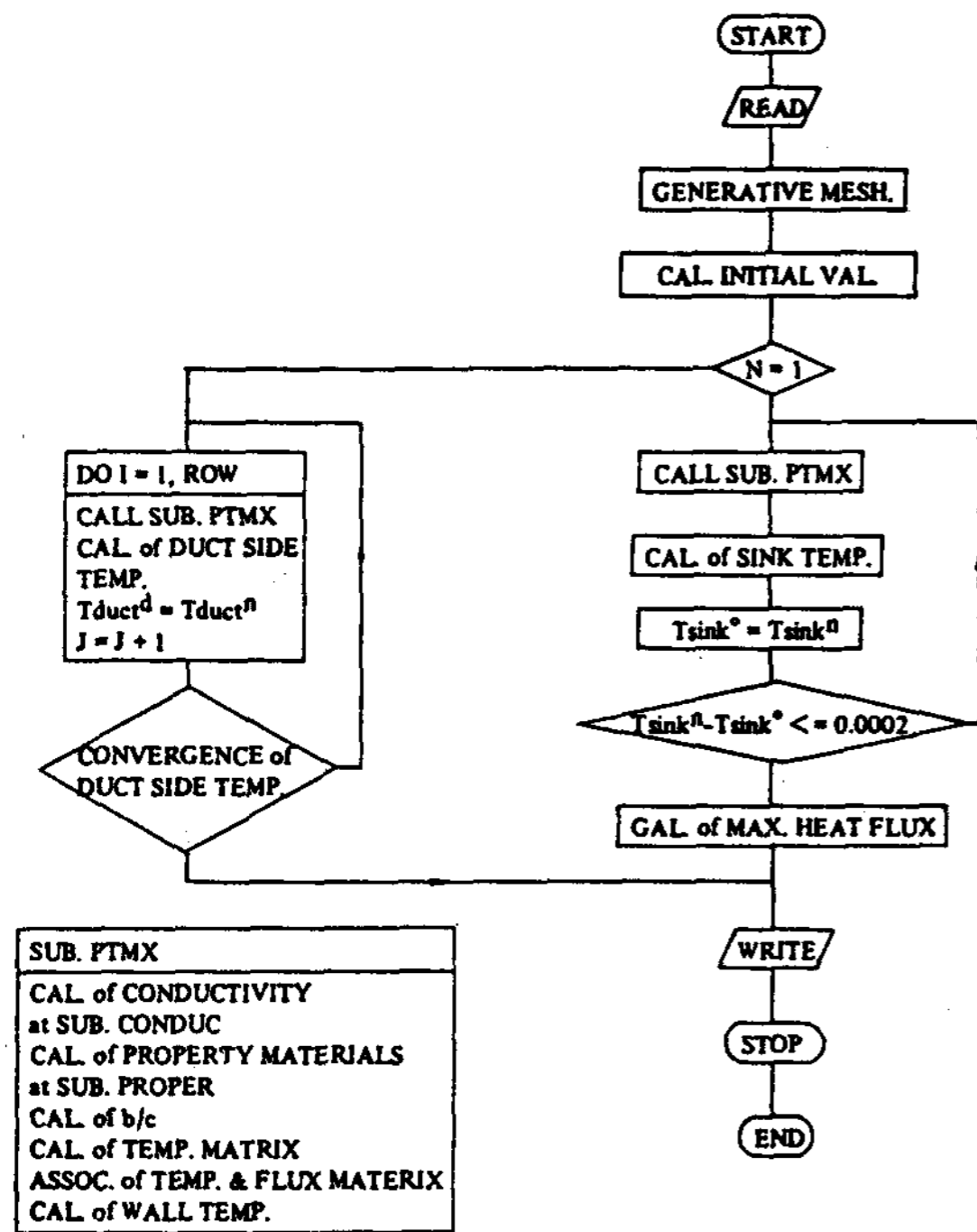


Fig. 4 Flow chart of heat pipe and heat exchanger

로 프로그램실험적 실행에서 열전도율은 $10^5 W/mK$ 임을 알 수 있다. 이 값은 계산실행단계마다 증기부의 해당 요소에 대입된다.

응축부 냉각수의 열전달계수는 실험적인 방법

Table 1. Dimension and materials of heat pipe.

Total length	0.45 m
Length of evaporator	0.1 m
Length of condenser	0.15 m
Outside diameter of pipe	0.0159 m
Inside diameter of pipe	0.0137 m
Wall thickness	0.0011 m
Working fluid	R12
Material of pipe	AL 3003 (Special shape groove)

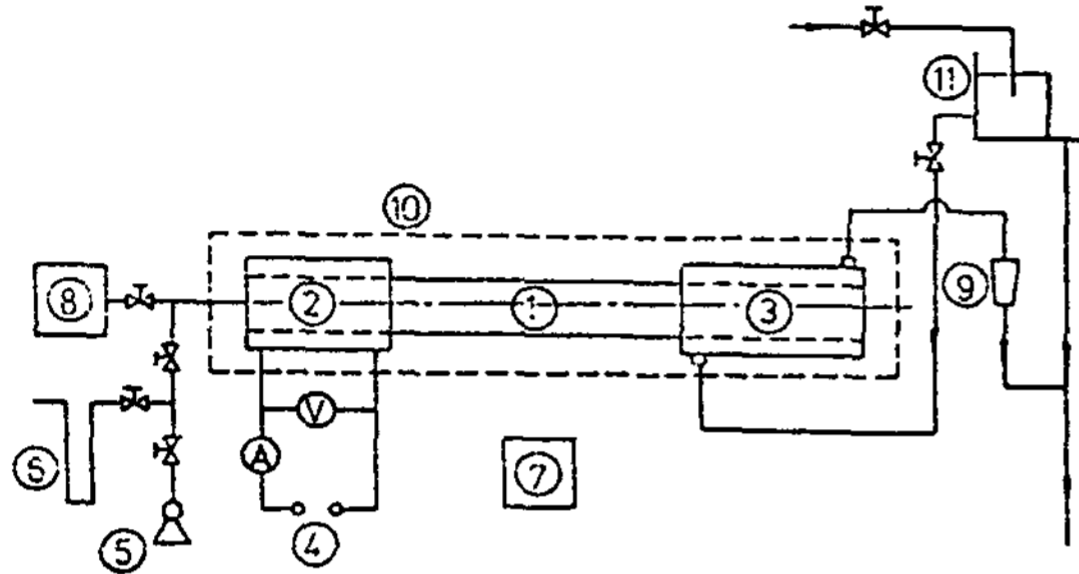
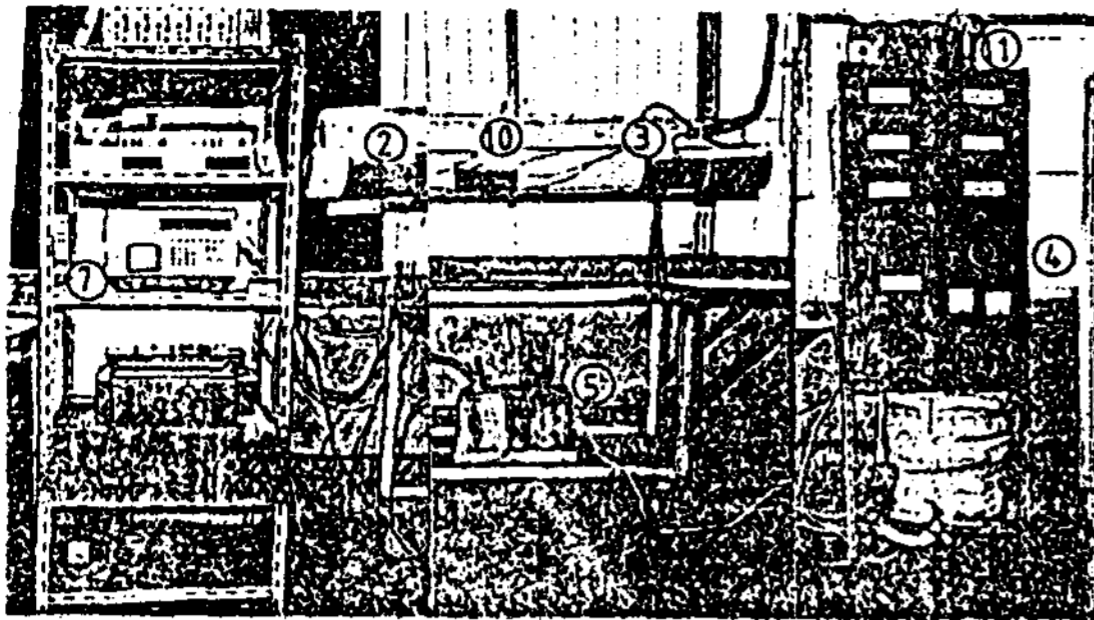
으로 20~120 W 범위에서 실행하고 같은 실험을 3회 반복후 에너지 평행식을 이용하여 열전달 계수를 구한 후 평균으로 나타낸 값으로서 $665 W/mK$ 로 산출할 수 있었다. 이 값은 실험범위 내에서 상, 하 값이 12%의 최대 오차가 있고, 열유속 변화에는 이 범위에 큰 차이가 없음을 알았다.

삼각형 요소는 96 요소로 하며 응축부는 Z방향으로 6 요소로 하며 가열부는 4 요소, 단열부는 온도구배가 적으므로 2 요소로 제한된다. 각 영역에 해당하는 요소의 입력 값은 정수식을 만들어 각 영역을 지정한 다음 값이 대입도록 한다.

4. 실험

본 연구에서 단본히이트파이프의 수치계산 값이 타당성과 유효성을 갖기 위하여 실험적으로 측정된 벽면의 온도분포와 회수열량을 측정하여 수치해석과 비교 검토코자 한다.

Fig. 5는 히이트파이프의 외벽 온도 및 냉각수의 회수열을 측정하기 위한 장치도를 나타낸 것



- | | |
|----------------|-----------------------------|
| 1. container | 7. temperature recorder |
| 2. evaporator | 8. working fluid vessel |
| 3. condenser | 9. flow meter |
| 4. transformer | 10. adiabatic material |
| 5. vacuum pump | 11. vessel of cooling water |
| 6. manometer | |

Fig. 5 Photograph and schematic apparatus of experimental setting up

이다.

외벽온도의 측정점은 8점으로 하고 가열부(2)에 2점, 단열부(1)에 3점, 응축부(3)에 3점으로 한다. 열전대 접촉위치는 원주에서 보아 상부와 하부의 중앙에 해당하는 점, 축방향으로 보아서 가열부의 선단에서 0.5, 0.15, 0.2, 0.25, 0.33, 0.38, 0.43 되는 지점에 약 2mm 홈을 파서 열전대를 삽입시키고, 그 위에 구리 분말과 강력접착제를 채워서 고정하여 접촉저항을 최소화하고, 가열부는 정점(2)의 해당부분에 1점을 심고 증기부의 워내 작동유체의 건조를 확인한다.

냉각수 열회수를 측정하기 위하여 응축기(3)의 입구와 출구지점의 연결관에 2중 고압고무호스를 끼워서, 그 사이에 나선(裸線)으로 된 열전대를 고무와 고무 사이에 넣어 철밴드로 조여 외

부와 완전히 차단토록 한다.

이때 열전대는 불이 응축기와 연결관의 접합지점으로부터 30mm가량 떨어진 곳의 연결관 중심에 놓이도록 하며 응축기 내부의 온도영향을 받지 않도록 설치한다.

응축기는 백크라이트 재질로서 내경 30mm, 길이 150mm의 원통을 선반 가공하여 양단에 가압체결하는 방법을 택하였다. 응축기 방수를 위하여 일단의 응축기 측면에 2mm의 테프론 팩킹을 끼우고 후 2mm의 와샤를 넣고, 파이프 외벽에 링형태 고무팩킹을 끼워서 다시 와샤를 넣어 마지막으로 캡을 체결하였다. 다른 열단도 마찬가지로 하여 양단을 체결하므로 완전한 열체의 응축기를 만들 수 있다.

회수열량은 냉각수를 상수조(11)에서 응축기(3)으로 흘러 응축기의 입출구에 삽입된 열전대의 온도차로서, 500cc눈금 시린더와 유량계(Fischer U.S.A. 제)로서 측정된 유량으로서 다음처럼 계산된다.

$$Q = M C_p (T_o - T_i) \quad (11)$$

여기서 M은 질량유량비, C_p 은 정압비열, T_o 은 응축기 출구로 나오는 측정된 온도, T_i 는 응축기입구온도로 표시된다.

입열량은 증발부에 석면 테이프를 감고 그 위에 니크롬선을 감아 전압조절기로서 조정토록 한다.

정상점은 단열부의 온도가 변화하지 않는 지점으로 할 때, 도달시간은 측정 시작후 12~18분에 있으나 충분한 시간이 지날 때까지 계속하였다.

측정기기(7)은 UCAM-5A(Universal Digital Measuring System, 10channel)로 하고 C.C. 열전대를 사용한다.

5. 단본히이트파이프에 대한 비교 검토

Fig.6은 단본히이트파이프에 대한 성능을 해

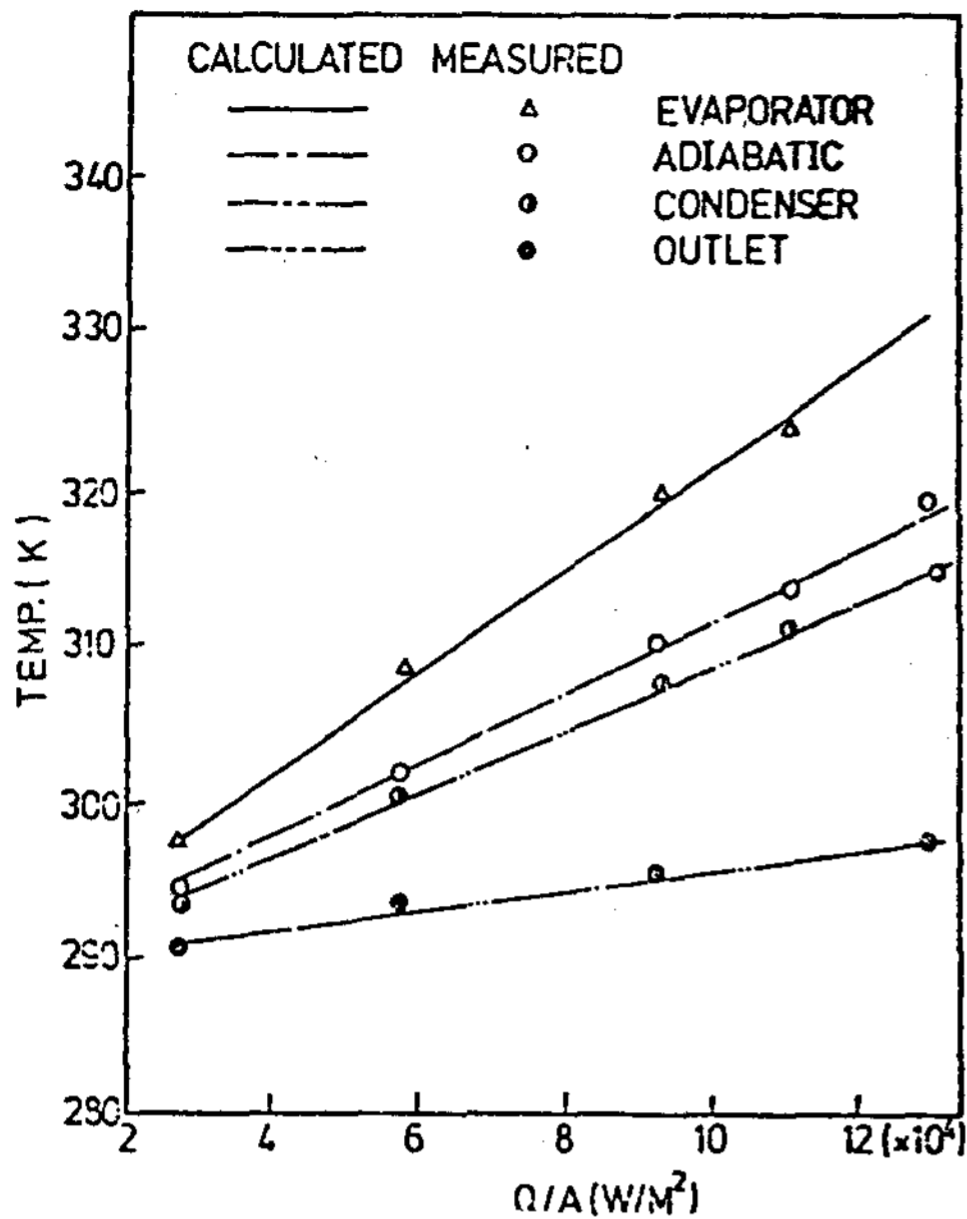


Fig. 6 Wall temperature of heat pipe for variation of heat flux

석해와 실험의 비교를 열유속에 대한 각 영역의 온도변화에 대한 것이다. 해석해의 입력값을 실험치의 출력값으로 하여 17.7~90W의 4개 부분으로 나누어 비교한 결과, 이 범위에서는 만족한 일치를 보여주고 있다. 가열부의 실험값이 다소 높게 나타나는 것은 입열량의 증가에 따른 증기영역의 증발저항 증가에 의한 것으로 볼 수 있다. 증기막의 두께는 S.W.Chi에 의하면 $R = \frac{0.185}{K_f}$ W로 두고 있다. 저항배열에서 증기의 두께는 외벽온도에 직접 간여하여 열유속이 클수록 다소 증가함을 예측한다.

Fig.7은 각 영역에 대해 입열량변화에 따른 온도변화를 나타낸 것이다. 전 영역에서의 온도분포는 가열부에서는 다소 불안정한 상태로 보여 주지만 그 범위는 만족할 범위내에 있음을 알 수 있다. Fig.6, Fig.7로서 단분히이트파이프의 해석해는 매우 타당성이 있음을 보여준다. 히이트파이프용 열교환기의 성능예측은 단본 경우를 확장하여 사용하는 경우도 타당성이 있으며, 전체구간에서 온도분포를 알 수 있으므로 열교

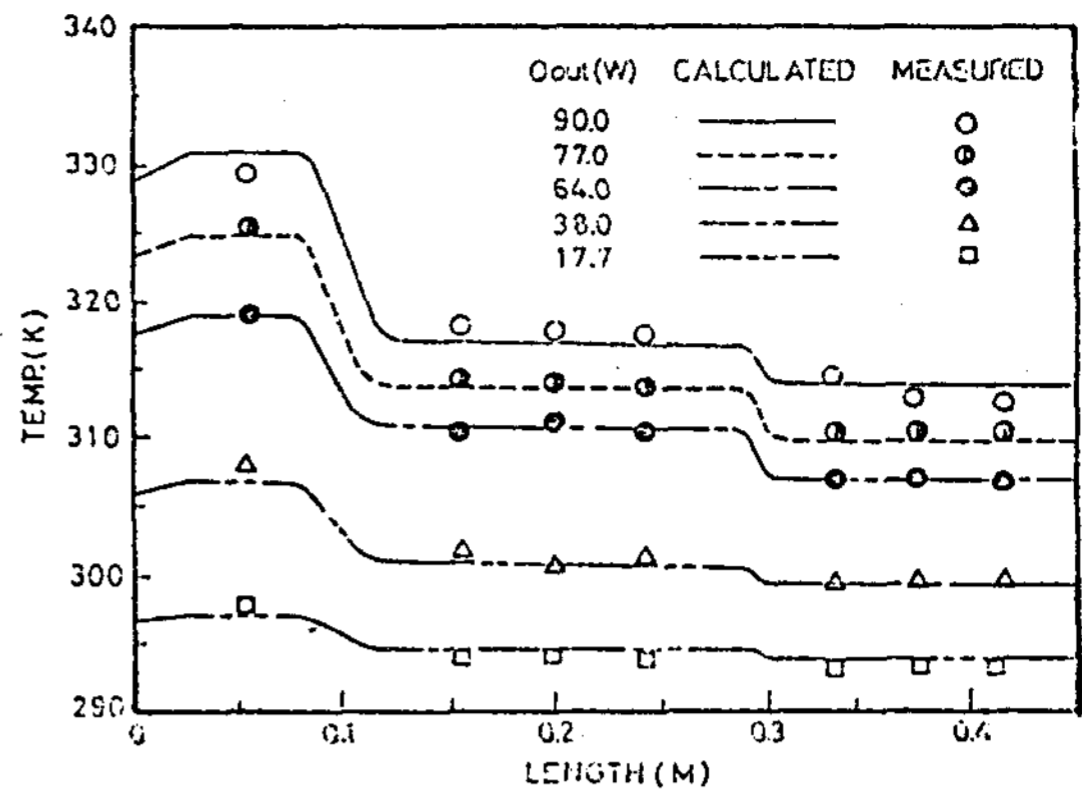


Fig. 7 Wall temperature of heat pipe for variation of heat pipe length

환기 전 영역·각 구간마다의 온도변화와 그에 따르는 성능을 예측할 수 있을 것으로 판단한다.

6. 열교환기에 대한 수치해석

6-1 해석법

히이트파이프용 열교환기의 프로그래밍 흐름도는 Fig.4에 단분히이트파이프의 경우를 확장하여 나타낸다. 흐름도에 의하면 단분히이트파이프에 사용한 프로그램을 가열부와 응축부의 경계조건변화를 열교환기를 길이방향으로 j 에 해당하는 제어체적을 차분형식의 해로 처리된다. 이 해석과정을 Fig.8에 나타내고 있다.

해석영역을 n 개의 계산단계로 나누어서 각 단계마다 히이트파이프측과 닥터측을 포함해서 m 개의 열(列)수로 나눈 후 $j-1, j, j+1 \dots$ 순으로 계산되는 과정을 표시한 것이다. 계산단계는 먼저 가스의 진행방향으로 고려한다. 가열측 입구로부터 $J_i, i = m, m-1, \dots, 2, 1$ 로 계산되며,

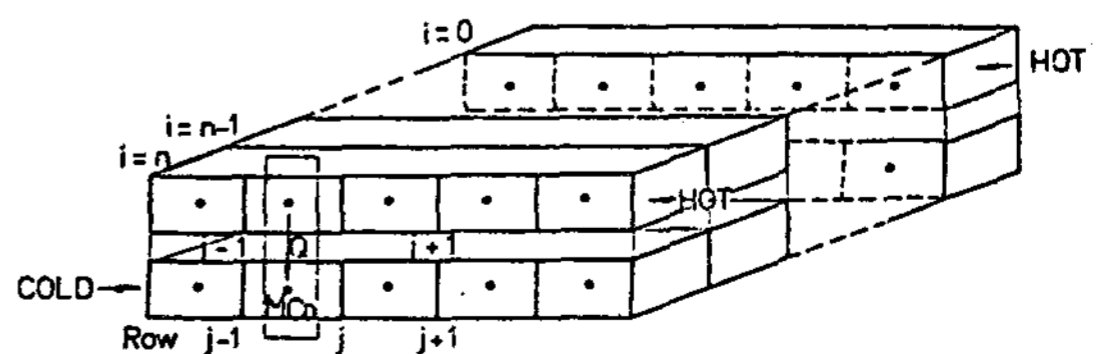


Fig. 8 Model of heat exchanger

냉각측은 $j; i=1, 2 \dots m-1, m$ 으로 진행된다. 히이트파이프는 가열측과 냉각측에 걸쳐 임의의 1개의 열에 대해 가열측 $j-1$ 온도와 냉각측 j 를 계산하기 위해 앞서 계산된 가열측의 j 값과 냉각측의 $j-1$ 값이 기지값으로 대입된다.

제어체적내 히이트파이프의 외벽과 닥터측의 열평형을 냉각부측에서 나타내면,

$$\rho \dot{V} C_p (T_{j-1}^N - T_j^N) = n_j \cdot h \cdot A (\bar{T}_f - \bar{T}_c) \quad (12.1)$$

$$\bar{T}_f = \frac{T_{j-1}^N + T_j^N}{2} \quad (12.2)$$

$$\bar{T}_c = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^k (T_c^N)_i \quad (12.3)$$

$$T_j^N = \frac{1}{1+0.5B} (T_{j-1}^N + BT_c - 0.5BT_{j-1}^N) \quad (12.4)$$

여기서 N 은 계산단계를 표시하며 j 는 계산이 진행되는 열(列)의 위치이다. f 는 제어체적내 유체를 나타낸다. T_c 는 냉각부측의 외벽평균온도이다. 무차원 $B = \frac{n_j \cdot h \cdot A}{\rho \dot{V} C_p}$ 는 제어체적내 히이트파이프의 표면적합의 비를 나타낸다. A 는 평판핀의 면적과 히이트파이프 외벽면적의 합으로서 eq. (13)에 나타낸다.

$$A = (D_o + 2Z_f)(1 - n_f Z_f) + (P \cdot n_f Z_f) \quad (13)$$

n_f 는 제어체적내 히이트파이프 수량이며, P 는 피치, Z_f 는 연결핀 두께이다.

닥터측 유체의 열전달계수⁽¹⁸⁾는 eq. (14)에 표시한다.

$$\frac{h \cdot D_{eff}}{K} = 0.251 \left(\frac{D_{eff} \cdot M}{\mu} \right)^{0.67} \left(\frac{S_1 - D_o}{D_o} \right)^{-0.2} \left(\frac{S_1 - D_o}{P_f} + 1 \right)^{-0.2} \left(\frac{S_1 - D_o}{S_2 - D_o} \right)^{0.4} \quad (14.1)$$

$$D_{eff} = \frac{A_o D_o + A_s \sqrt{A_f / 2n_f}}{A_o + A_f} \quad (14.2)$$

여기서 S_1, S_2 는 히이트파이프 배열피치, 첨자 o 는 히이트파이프 외벽, f 는 핀을 나타낸다.

입력값은 Table 2이며 계산 방법은 유속이 $1.5m/s \sim 5m/s$ 까지 변화하면서 가열부와 냉각

부의 면적비를 1~3으로 하여 전 영역의 온도 분포, 히이트파이프 평균 벽면의 온도, 열회수량을 계산하도록 되어 있다. 결과치는 반복이 10회부터 안정된 값으로 나타났고, 15회에서 임의의 지정온도가 $T_{j-1}^N - T_j^N \leq 0.0002$ 로 수렴되었다.

계산된 온도로부터 냉각측의 열회수율을

$$\epsilon(\%) = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{ei} - T_{ci}} \quad (15)$$

로 나타낸다.

6-2 열교환기 수치해석의 비교 검토

Table 2에 제시된 입력값으로 SASAKURA(株)가 제시한 열교환기의 기초자료로서 수치해석의 유용성을 비교 검토한다.

Fig.9는 열수(列數)당 8·7·8·7...의 히이

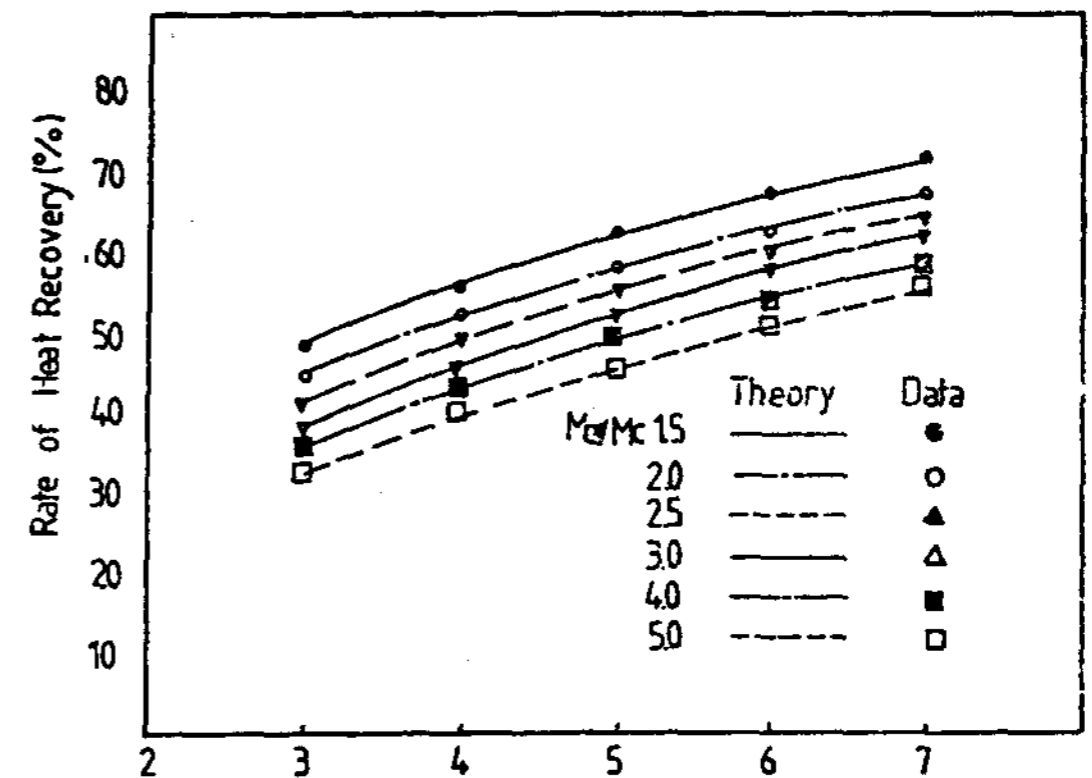


Fig. 9 Rate of heat recovery for rows of heat pipe

트파이프를 갖는 열교환기의 경우로서, 열수가 3~8까지 변화하는 동안 표면유속변화가 열회수효과에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 표면유속이 커질수록 열회수효과는 감소하며 열수가 많을수록 효율은 증가함을 보여준다. 이것은 eq. (12)의 B 에 해당되는 값의 변화로서 표면유속이 커지면 제어체적내에서 질량유량의 증가로 B 값은 감소로 나타낸다. 이와 반대로 제어체적내에 히이트파이프의 증가는 전열면의 증가를 의미하며

B값의 증가를 의미한다. 열수가 많을수록 증가하는 것은 열수 1분당 열회수효과의 특성의 비에 해당하는 것으로 이해된다. Fig.9의 정확성을 확인하기 위하여 표면유속과 열수의 변화에

Table 2 Dimension and materials of heat-pipe heat exchanger

Number of rows, N	5 and 6
Number of heat pipe in each row n_j	7 and 8
Total number of heat pipes	38 or 45
Condenser length of heat pipes L_c	0.305 m
Evaporator length of heat pipes L_e	0.305 m
Pipe arrangement	Staggered
Pipe pitch : longitudinal	0.04167 m
transverse	0.038125 m
Cross section for hot flow	0.305x0.305(m ²)
for cold flow	0.305x0.305(m ²)
Number of fins	551/m
Tube outdia	0.0159 m
Tube thickness	0.0011 m
Material	AL 3004
Fin shape	Sheet Fin
Fin thickness	0.0018 mm

열회수효과를 Fig.10에 나타낸다. Fig.9와 동일한 결과로서 표면유속이 증가하면 효율은 감소하며 열수의 증가는 에너지회수율 증가로 나타남을 보여준다. Fig.9와 Fig.10에 의하면 B의 값은 전열효과의 중요한자임을 잘 설명해 주고 있다. 해석해법에 의해서 구해진 값은 주어진 자료와 비교해서 설명된다. 질량유량비가 1일때 열수(列數) 변화에 따른 표면열유속은 제시된 자료와 오차는 최고 2.5%로 나타나며, 5%이내 이므로 예측용 프로그램으로 사용하면 유용하리라 판단된다.

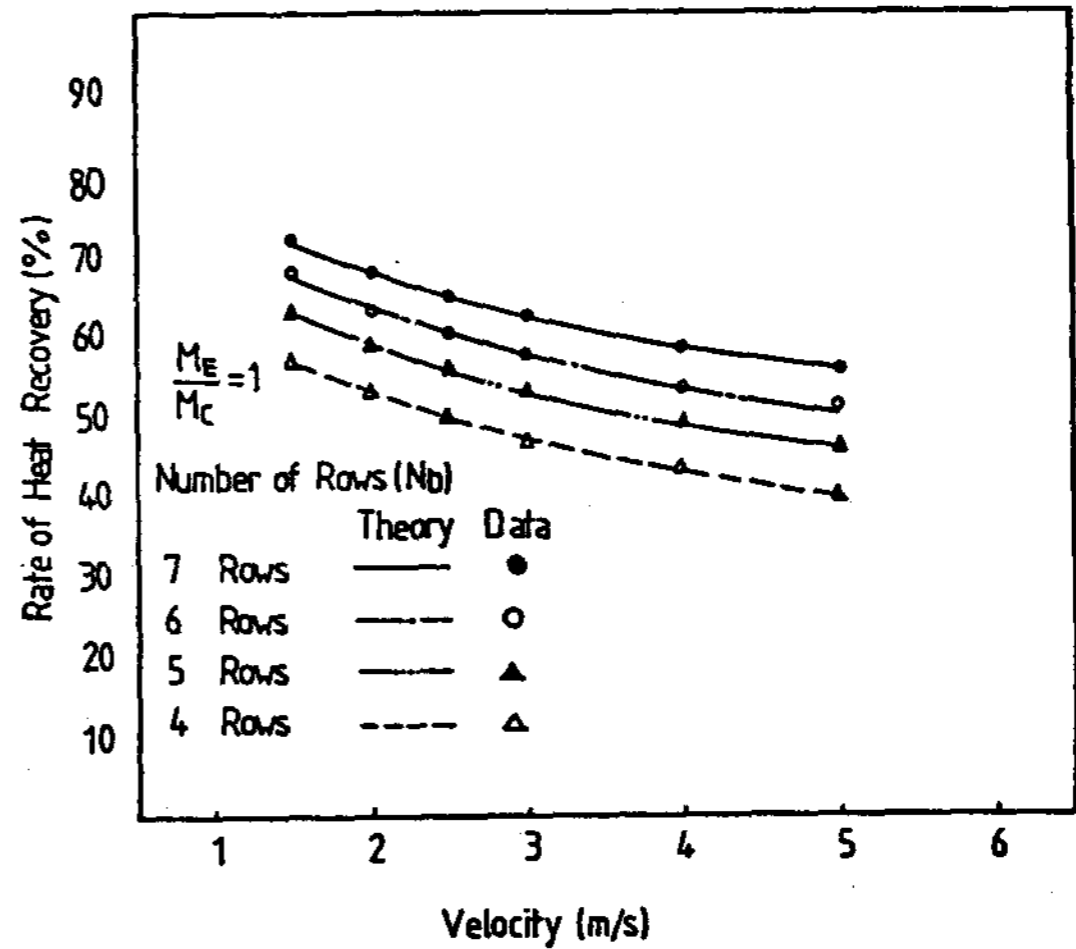


Fig. 10 Rate of heat recovery for free velocity

Fig.11은 질량유량비를 가열측에 대한 냉각측의 비 (M_e/M_c)로 정의하며 질량유량비가 1~3까지 변화하는 동안 열수 (N_d) 변화에 대한 열회수효과를 나타낸 것이다. Fig.11에 질량유량비에 대한 열회수율을 나타낸 것으로 질량유량비가 일정할 때 열수가 증가하면 열회수율은 증가하며, 열수가 일정하고 질량유량비를 변화시키면 질량유량비의 증가에 따라 열회수율은 증가하는 것으로 보여준다. 이것은 히이트파이프의 가열측과 냉각측의 질량유량에 대한 열평형으로부터 생각할 수 있다. 가열측의 고온 대량의 질량

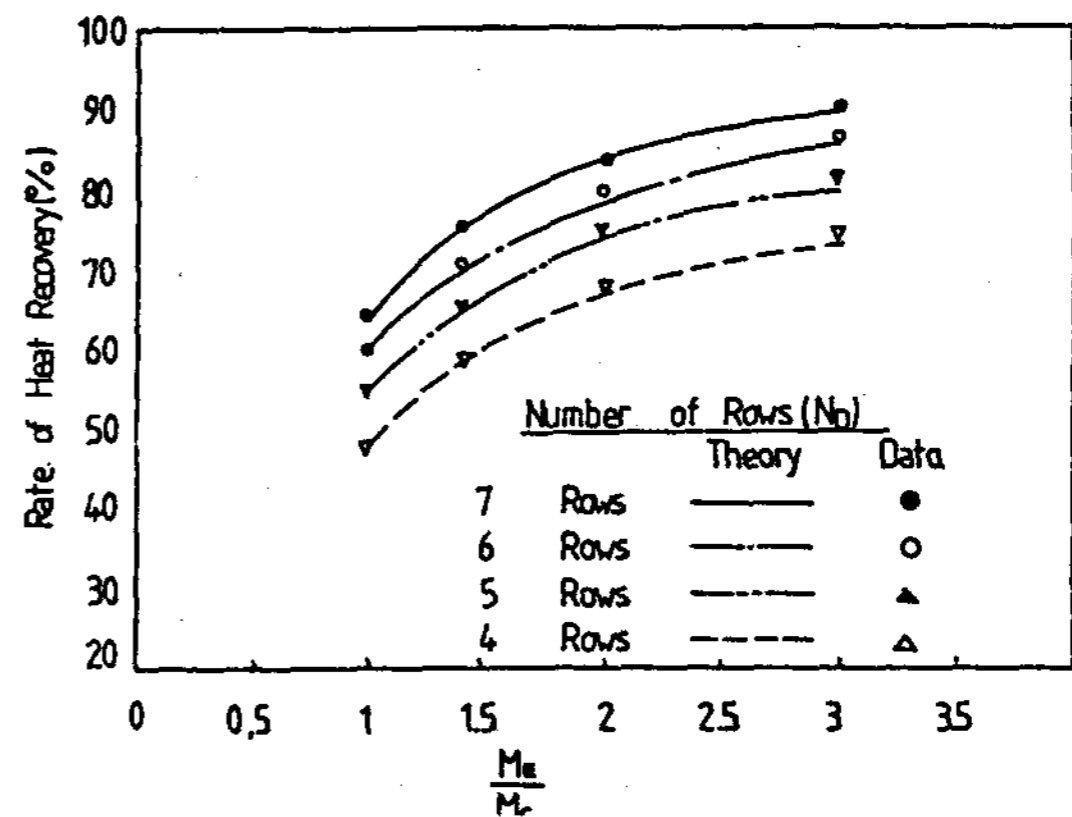


Fig. 11 Rate of heat recovery for M_e/M_c ratio

유량은 냉각측의 저온 소량의 질량유량에 충분한 에너지가 전달되어지는 값의 비로서 표현할 수 있다. 역시 주어진 자료와 최대 2.5%의 오차를 나타내고 있으며 만족한 범위내에 있음을 알 수 있다.

냉각측의 총 열전달율을 알기 위하여 회수열량에 대한 냉각측 편 및 파이프의 면적비와 제어체 적내에 유동하는 냉각유체의 유동을 무차원하여 Re 수로 비교한 결과를 Fig. 12에 나타낸다. 열전달율은 $\log - \log$ 좌표에 직선적으로 증가하고 있음을 보여준다. 이것은 열수가 많을수록 감소하며 적을수록 증가함을 보여준다.

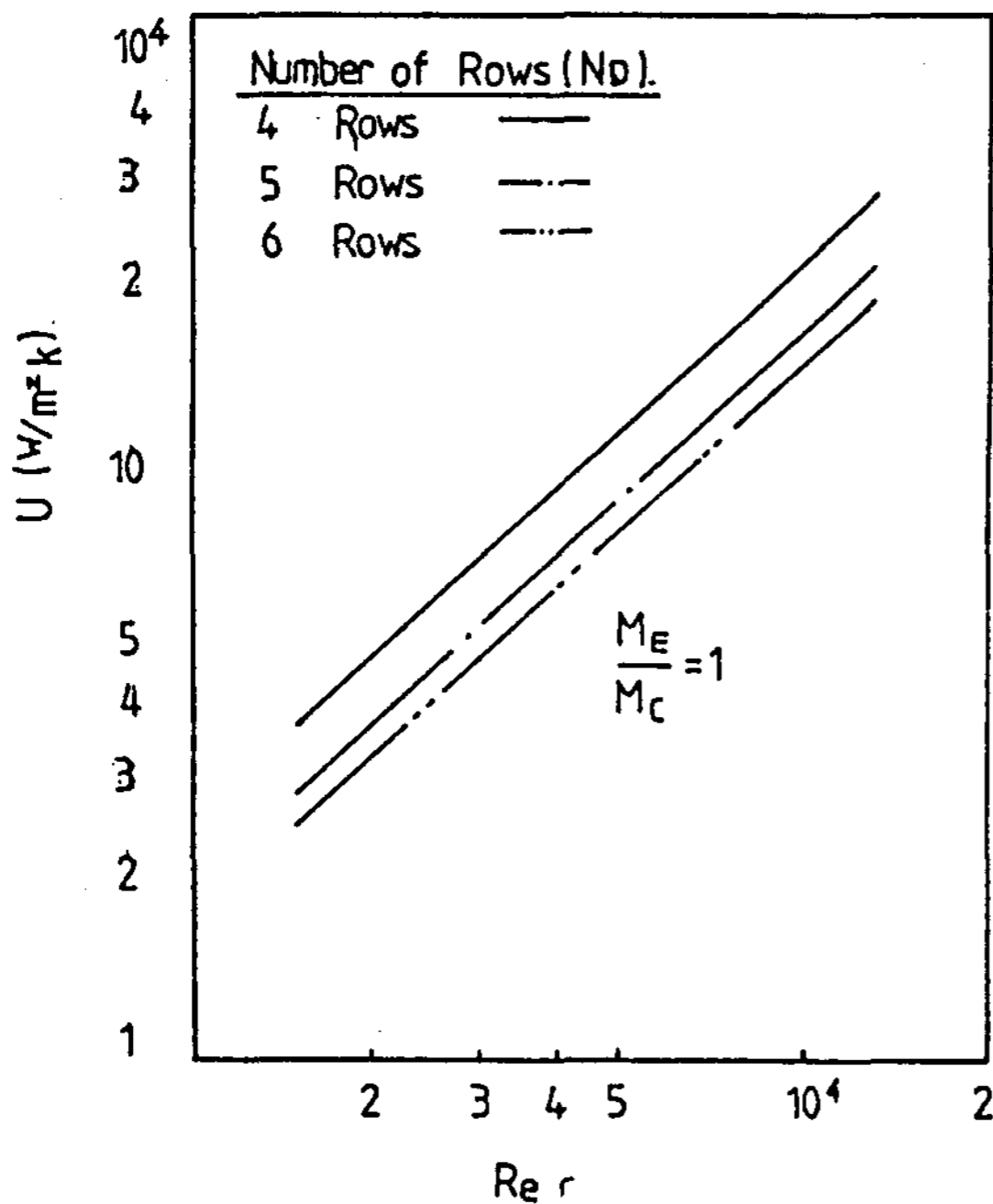


Fig. 12 Effects of reynold and Nd, in condense side

7. 결 론

임의 형상의 그루우브워를 모델로 한 단본히이트파이프와 히이트파이프용 열교환기의 예측 프로그램을 F.E.M. 으로 작성하고 에너지회수효과의 유효성을 검토하기 위하여 실험 및 주어진

데이터와 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 임의 형상을 갖는 그루우브워의 유효열전도율은 열저항법에 의해서 계산된다.
- 2) 열수 (列數) 및 표면유속의 변화에 따르는 에너지회수효과는 열수가 많으면 많을수록 증가하고 표면유속이 크면 감소하는 것으로 나타난다.
- 3) 질량유량에 의한 변화로서 질량유량비가 크면 에너지회수효과는 증가하고 열수가 많으면 증가한다.
- 4) 단본히이트파이프 및 히이트파이프를 갖는 프로그램은 최대 2.5%이내의 오차를 가지며 예측용 프로그램으로 매우 유용하다.

REFERENCE

1. 内田幹和, “最近における熱交換器の研究,” 機械の研究, 33(8), 1981.
2. J.P. Cotter “Theory of Heat Pipes” Los Alamos Scientific Lab. Rept. No. LA-3246-MS, 1965.
3. 日本技術經濟センター編, “ヒートパイプ應用設計ハンドブック,” pp.4~5, 1976.
4. 松本厚二, 高矯武志, “ヒートパイプ式熱交換器による排熱回収,” 化學技術志, Mo1. 4月號, pp.35~41, 1984.
5. 中本降可, “ヒートパイプ熱交換器によるボイラーの排熱回収,” 省エネルギー, 臨時増刊, pp.18~28, 1983.
6. Y. Lee, A.B. Bodrossian “The Characteristics of Heat Exchangers using Heat Pipes or Thermosyphons” Int. J. Heat Mass Vol. 21, pp. 221-229, 1978.
7. B.J. Huang, J.T. Tsuei “A Method of Analysis for Heat pipe Heat Exchangers” Int. Heat Mass Trans. Vol. 28, 3, pp. 553-562, 1985.

8. R. Perety, B. Horbanic "Optimal Heat Pipe-Heat Exchanger Design" J. Heat Recovery Syst. 4(1) pp. 9-24, 1984.
9. L.L. Vasiliev, L.P. Grakovich, V.G. Kisebev, "Heat pipe and Heat Exchanger for Heat Recovery Systems." J. Heat Recovery Syst. 4(4) pp. 227-233, 1984.
10. 前田光男, "Q-파이프의 활용과省エネ效果," 熱回收機器裝置, 化學裝置, 26(8), pp.89~92, 1984.
11. 素谷順三, "히트튜브의 활용과省エネ效果," 熱回收機器裝置, 化學裝置, 26(8), pp. 78~82, 1984.
12. 吉田惠治, "히트파이프式熱交換器," サーモユイルにフいで, 配管と裝置, 23(12), pp.13~17, 1983.
13. K.W. Jackson, "Enhancement of Thermal Energy Transport Through Granular Media, Ph. D Thesis Geogia Institute of Tech. 1980.
14. Gorring, Churchill "Themal Conductivity of Heterogeneous Materials a Useful Concept, Chemical Engineering Progress Vol. 57 No. 7 pp. 54-59, 1961.
15. S.W. Chi "HEAT PIPE THEORY AND PRACTICE, Mc Graw-Hill, 1976.
16. S.S. Rao "THE FINTE ELEMENY MEYHOD IN ENGINEERING" Program Press 1982.
17. O.C. Zienkiewiz "THE FINTE ELEMENT METHOD" McGrow-Hill Book Company Third Edition 1977.
18. 熱回收ユニット仕様明細と設計製作, SASAKURA Engineering Co., Ltd. OSAKA JAPAN.