

## 중고온 히트파이프를 이용한 열회수기술에 관한 연구

이 영 수<sup>†</sup>, 김 종 료, 장 기 창, 백 영 진

한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터

### Technology of Waste Heat Recovery Using Heat Pipe Heat Exchanger for Industrial Practice

Young-Soo Lee<sup>†</sup>, Jong-Ryul Kim, Ki-Chang Chang, Young-Jin Baik  
Unutilized Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research (KIER),  
Yeosung P.O Box 103, Taejeon 305-343, Korea

(Received November 15, 2003; revision received September 20, 2004)

**ABSTRACT:** The present study has been conducted to develop a heat pipe heat exchanger for middle-high temperature ranged from 300 to 600°C. Heat transfer rate, overall heat transfer coefficient and temperature effectiveness were investigated using a heat pipe heat exchanger with Dowtherm A as working fluid. Theoretical analysis was also conducted, and the followings were obtained: (1) Heat exchange rate increased as waste gas temperature supplied to evaporator and frontal velocity in condenser increased, (2) Overall heat transfer coefficient increased by 3~7% as frontal velocity in evaporator and condenser increased, (3) Temperature effectiveness was about 30% in evaporator and was about 40% in condenser, (4) Heat recovery rate was about 38%, (5) Pressure drop did not exceed 8 mmH<sub>2</sub>O under the running condition of 1~3 Nm/s, (6) Simulation results were corresponded with experimental results.

**Key words:** Heat recovery(열회수), Heat exchanger(열교환기), Heat pipe(히트파이프), Heat transfer rate(열전달량), Overall heat transfer coefficient(총괄 열전달계수), Temperature effectiveness(온도효율)

#### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]

$D$  : 직경 [ $m$ ]

$G$  : 질량유속 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

$h$  : 열전달계수 [ $kW/m^2 \cdot K$ ]

$h_{fg}$  : 증발잠열 [ $kJ/kg$ ]

$k$  : 열전도율 [ $kW/m \cdot K$ ]

$L$  : 길이 [ $m$ ]

$Q$  : 전열량 [ $kW$ ]

$Q_r$  : 회수열량 [ $kW$ ]

$U$  : 총괄 열전달계수 [ $kW/m^2 \cdot K$ ]

#### 그리스 문자

$\gamma$  : 공기비중량 [ $kg/m^3$ ]

$\eta_c$  : 응축부 온도효율

$\eta_e$  : 증발부 온도효율

$\eta_f$  : 핀효율

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3161; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: yslee@kier.re.kr

$\eta_s$  : 표면효율  
 $\mu$  : 점성계수 [Pa·s]

**하첨자**

*a* : 단열부  
*c* : 응축부  
*e* : 증발부  
*g* : 기체  
*i* : 내부  
*in* : 입구  
*l* : 포화액  
*o* : 외부  
*out* : 출구

**1. 서 론**

현재 요로에서 배출되는 300~600℃ 정도의 배가스는 막대한 양이 회수되지 못하고 있는 실정이며, 이는 사용되고 있는 기존 열교환기의 낮은 성능효율로 인하여 사용자 측면에서 많은 관심을 가지지 않기 때문이다. 또한 에너지가격이 비교적 저렴하기 때문에 폐열회수로 인한 에너지절약의 타당성을 인식하지 못한 원인이 되기도 한다.

중고온의 배가스열은 산업체의 에너지 다소비 기기인 요로, 소성로 및 용해로 등으로부터 배출되는 폐열로써 산업공정에 필요한 증기를 생산할 수 있는 폐열보일러나 연소로에 공급되는 급기를 예열시켜 연소로의 효율을 향상시켜 줌으로써 화석연료의 사용량을 줄일 수 있는 에너지절약시스템으로 활용할 수가 있다. 기존 방식에는 관상형인 레큐퍼레이터가 사용되고 있으나 이는 전열면적의 증대가 어렵고, 특히 열전달계수가 작은 배가스로부터의 폐열회수이용에는 장치가 커지는 단점과 부식으로 인한 내구성 저하라는 보급상의 문제점으로 인해 사용자들로부터 이에 대한 활용이 기피되어 왔다.<sup>(1)</sup> 그러나 고효율 전열소자인 히트파이프를 이용한 열교환기는 고성능화로 소형화가 가능하여 설치면적을 줄일 수가 있고, 열교환기의 국부적인 부식이 발생되어도 사용이 가능하므로 내구성을 증대시킬 수 있는 장점이 있어 고성능의 폐열회수장치로써 매우 기대가 되는 장치이다.<sup>(2-4)</sup> 본 연구에서는 산업공정에서 발생하는

300~600℃ 정도의 배가스 열회수시스템의 기반 기술을 확보하기 위하여 여기에 활용할 수 있는 히트파이프를 이용한 열교환기를 개발하는 것을 목표로 하고 있다.

**2. 실험장치 및 방법**

**2.1 실험장치**

배가스 온도가 300~600℃의 범위에서 작동하도록 스테인레스 파이프(SUS 316)를 사용하여 히트파이프를 제작하였다. 파이프는 내경 23.0 mm, 외경 27.2 mm이며, 외부에는 환이 두께 1.0 mm, 높이 9.0 mm, 간격 5 mm로 단위 히트파이프 요소당 모두 100개의 환을 부착하였다. 그리고 히트파이프의 길이는 환이 부착된 유효길이가 600 mm이고, 증발부와 응축부의 길이는 각각 300 mm, 증발부와 응축부 사이의 단열부 길이는 40 mm로 하였다. 작동유체 다우섬(Dowtherm) A의 주입량은 기초실험에서 도출된 최적 충전량인 증발부 체적의 30%를 적용하였다. 히트파이프 단일본의 사양을 Table 1에 나타내었다.

이상의 단일본으로 길이 727 mm, 높이 390 mm, 넓이 480 mm, 단수 9, 열수 5인 히트파이프식 열교환기를 제작하였으며 제작도를 Fig. 1에 나타내었다.

열교환기로의 급배기를 위한 덕트는 216 mm  $\phi$  의 원통으로 구성하였으며, 양측에 DC 모터로서 풍량을 조절할 수 있는 풍압 120 mmH<sub>2</sub>O, 최대 회전수 2400 rpm, 최대 풍량 50 m<sup>3</sup>/min의 송풍기를 설치하여 공기를 흡출하였다. 그리고 가열부인 증발부의 배가스 입구온도가 300~600℃를 유

Table 1 Specification of heat pipe heat exchanger

	Evaporator	Condenser
Length	300 mm	300 mm
Outside diameter (pipe)	27.2 mm	27.2 mm
Outside diameter (fin)	45.2 mm	45.2 mm
Material	SUS 316	SUS 316
Working fluid	Dowtherm A	
Installation tilt	5°	
Total number	45	
Arrangement	Triangular	

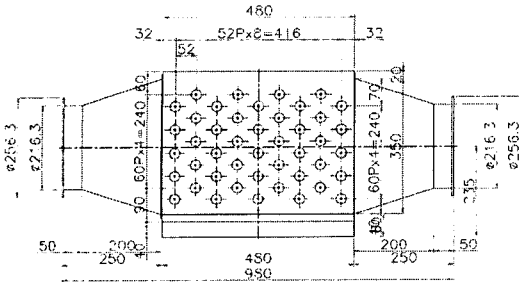


Fig. 1 Heat pipe heat exchanger.

지할 수 있도록 연소시 노 내부로 연료를 분사하는 노즐의 규격을 변화시켜 89~172 kW(연료소비량 7.5~14.7 kg/h)의 열량을 발생시킬 수 있도록 하였다.

열교환기의 증발부 및 응축부에 공기의 유동분포가 균일토록 하기 위해 증발부 및 응축부 입구에 정류격자를 설치하였다. 덕트 내에 흐르는 공기유속을 측정하기 위하여 응축부에서는 정류격자와 열교환기 입구 사이에 피토크관을 설치하였고, 증발부에서는 증발부 출구에 또 하나의 정류격자를 설치하여 정류격자 뒤에 피토크관을 설치하였다.

히트파이프식 열교환기 입·출구의 압력강하를 측정하기 위하여 응축부 및 증발부에 차압계를 설치하였으며, 유량계를 증발부 및 응축부의 출구에 설치하여 각 부분을 지나는 배가스 및 공기의 유량을 측정하였다. 온도측정은 열교환기의 증발부 및 응축부의 입·출구와 각 열의 중앙에 설치된 히트파이프의 표면 등에 0.5mm  $\phi$ 의 열전대(K type)를 설치하였으며 Hybrid Recorder로서 측정하였다.

## 2.2 실험방법

히트파이프식 열교환기의 성능실험은 버너 내부의 연료분사 노즐의 크기를 변화시켜 연소되는 연료의 양을 변화시켜 노에서 생산되는 발열량을 조절하였으며, 증발부 전면유속의 변화로 인하여 증발부 입구온도가 실험조건을 초과하는 경우 Bypass 덕트를 이용하여 온도조건을 만족시킬 수 있도록 하였다. 그리고 증발부의 온도조건이 만족되는 상태에서 증발부 및 응축부의 전면유속을 각각 1.5, 2.0, 2.5 Nm/s로 각각 변화시킨 후 정상상태에 도달하면 입·출구온도와 유속 및 압력강

Table 2 Experimental conditions

Items	Conditions
Wasted gas temp.	300~600 [°C]
Frontal velocity in eva.	1.5, 2.0, 2.5 [Nm/s]
Frontal velocity in con.	1.5, 2.0, 2.5 [Nm/s]

하를 측정하여 히트파이프식 열교환기의 설계자료의 기본이 되는 총괄 열전달계수, 온도효율 및 압력강하를 구하였다. 이상의 실험조건을 Table 2에 정리하였다.

## 2.3 결과정리를 위한 계산식

### 2.3.1 온도효율

온도효율은 다음과 같다.

$$\eta_e = \frac{T_{e,in} - T_{e,out}}{T_{e,in} - T_{c,in}} \quad (1)$$

$$\eta_c = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{e,in} - T_{c,in}} \quad (2)$$

### 2.3.2 열전달계수

열전달계수는 다음과 같다.<sup>(5)</sup>

$$U_e = \frac{Q}{(T_e - T_a)A_{e,i}} \quad (3)$$

$$U_c = \frac{Q}{(T_a - T_c)A_{c,i}} \quad (4)$$

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 배가스 온도에 따른 열전달특성

#### 3.1.1 열교환량

Fig. 3은 증발부의 전면유속을 각각 1.5 Nm/s로 일정하게 유지시키고, 응축부의 전면유속을 1.5~2.5 Nm/s로 변화시켰을 경우 배가스 온도변화에 따른 열교환량을 나타낸 것이다. 열교환량은 배가스 온도에 따라 대략 26~41 kW 정도를 나타내고 있으며 배가스 온도가 증가함에 따라 열교환량은 증가함을 알 수 있다.

Fig. 4는 증발부 유속을 2.0 Nm/s로 유지시키고 응축부 유속을 1.5, 2.0, 2.5 Nm/s로 변화시켰을 경

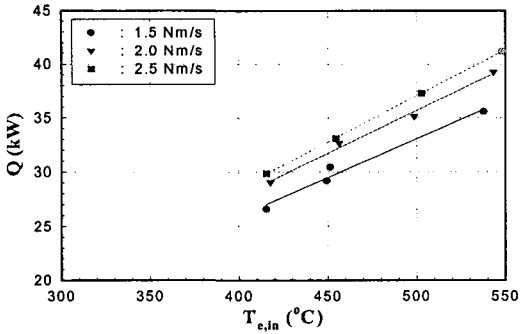


Fig. 3 Heat transfer rate ( $V_e=1.5$  Nm/s).

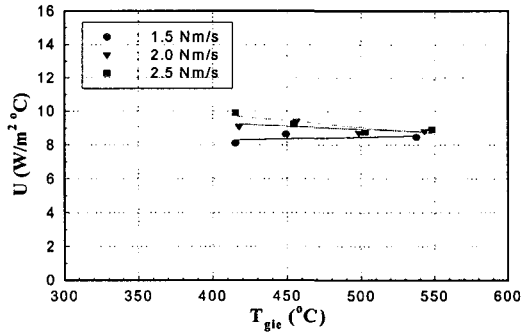


Fig. 5 Overall heat transfer coefficient ( $V_c=1.5$  Nm/s).

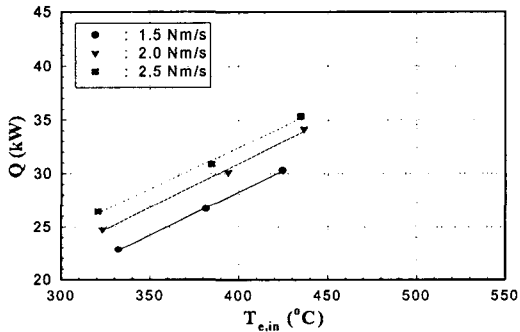


Fig. 4 Heat transfer rate ( $V_e=2.0$  Nm/s).

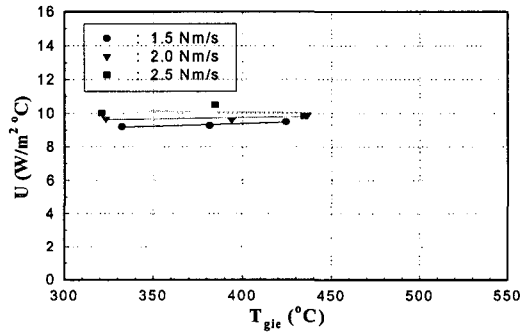


Fig. 6 Overall heat transfer coefficient ( $V_c=2.0$  Nm/s).

우 열교환은 대략 22~35 kW 정도로 나타났다. 배가스의 온도가 높을수록 열교환량은 증가하였고 증발부 유속이 증가할수록 열교환량은 감소하였으며, 증발부 유속이 일정한 경우에는 응축부 유속이 증가할수록 열교환량은 증가하는 현상을 알 수 있었다. 전체결과를 통하여 배가스의 온도가 높을수록 열교환량은 증가하였고, 응축부의 전면유속이 증가할수록 열교환량은 증가하였음을 알 수 있었다.

### 3.1.2 총괄 열전달계수

Fig. 5와 Fig. 6은 응축부의 전면유속을 각각 1.5, 2.0 Nm/s로 일정하게 유지시키고, 증발부 유속을 변화시켰을 경우 총괄 열전달계수를 나타낸 것이다. 증발부, 응축부측 유속이 증가함에 따라 총괄 열전달계수는 증가함을 알 수 있었고, 그 증가율은 대략 3~7% 범위이었다.

### 3.1.3 온도효율

Fig. 7은 증발부와 응축부 온도효율을 나타낸 것

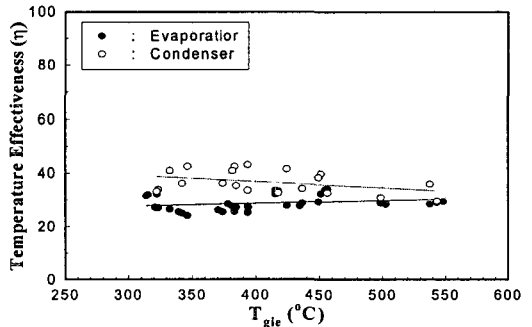


Fig. 7 Temperature effectiveness.

으로 증발부의 배가스 입구온도와 응축부의 공기 입구온도차가 크기 때문에 전반적으로 온도효율이 낮게 나타나고 있다. 이것은 운전조건에 따라 많은 영향을 받으며 온도효율을 높게 유지하기 위해서는 응축부 흡입 공기입구온도를 높여 주는 것이 바람직하다. 본 실험조건에서는 증발부 온도효율은 30% 정도이고 응축부 온도효율은 40% 정도이다.

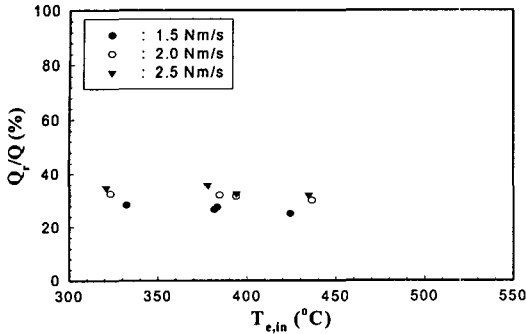


Fig. 8 Heat recovery ( $V_e=2.0$  Nm/s).

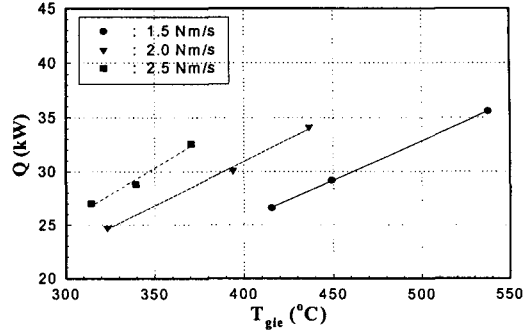


Fig. 9 Heat transfer rate.

3.1.4 열회수율

Fig. 8을 증발부 유속이 2.0 Nm/s일 때 응축부 유속에 따른 열회수율을 나타낸 것으로, 28~38% 수준이었다. 응축부의 유속이 증가함에 따라 회수율이 증가하므로 일반 운전시 38%의 열회수율을 기대할 수 있다.

3.2 유속에 따른 열전달특성

3.2.1 열교환량

Fig. 9는 증발부와 응축부 양측의 전면 유속을 1.5, 2.0, 2.5 Nm/s로 동일하게 설정하여 변화시켰을 경우의 배가스 온도에 따른 열교환량의 변화를 나타낸 것이다. 전면 유속이 증가할수록 열교환량 또한 증가하였으며, 전면 유속이 1.5 Nm/s에서 2.0 Nm/s로 33.3% 증가시켰을 때 열교환량의 증가는 약 20.6%이고, 응축부의 전면 유속이 2.0 Nm/s에서 2.5 Nm/s로 25.0% 증가하였을 때 열교환량의 증가는 약 12.5%를 나타내었다.

3.2.2 총괄 열전달계수

Fig. 10은 증발부와 응축부 양측의 전면 유속을 1.5 Nm/s, 2.0 Nm/s 및 2.5 Nm/s로 동일하게 설정하여 변화시켰을 경우의 배가스 온도에 따른 열교환량의 변화를 나타낸 것이다.

결과를 통하여 알 수 있는 것과 같이 총괄 열전달계수는 배가스 온도에는 거의 영향을 받지 않고, 전면 유속의 변화에 영향을 받으며, 전면 유속을 1.5 Nm/s에서 33.3% 증가시켰을 경우 약 1.5 W/m<sup>2</sup>°C 증가하여 18.1% 증가를 나타냈으며, 2.0 Nm/s에서 25.0% 증가시켰을 경우 약 0.9 W/m<sup>2</sup>°C 증가하여 9.2% 증가를 나타내었다.

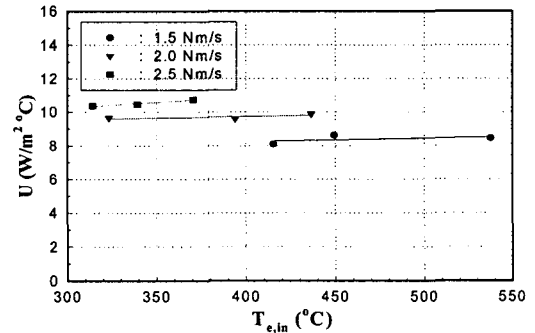


Fig. 10 Overall heat transfer coefficient.

3.2.3 압력손실

전면 풍속이 1~3 Nm/s로 운전되고 있는 상태에서 열교환기에서의 압력강하는 8 mmH<sub>2</sub>O 이하로 측정되어 압력강하는 크게 나타나지 않았다.

4. 성능예측을 위한 계산

4.1 성능예측 프로그램

본 연구에서는 이상과 같은 실험결과를 정리하여, 실제 폐열회수장치 설계 및 성능예측에 활용할 수 있도록 배가스측 및 공기측 열전달계수 상관식을 제시하고자 한다. 상관식의 형태는 일반적으로 널리 사용되는 형태로서, 증발부 및 응축부의 *j*-factor가 각각의 상당 Reynolds 수의 함수로 표시되는 것으로 하였다. 실험을 통하여 전열량 및 각부의 온도, 유속 등이 얻어지면, 증발부 내부 Nusselt 수 및 열전달계수는 선행연구 결과로부터 식(5)<sup>(6)</sup> 및 식(6)과 같이 각각 계산할 수 있다.

$$Nu_{i,e} = 321.64 \left( \frac{\dot{Q}_e D_i}{h_{fg} \mu_l} \right)^{0.223} \quad (5)$$

$$h_{i,e} = \frac{Nu_{i,e} k_l}{D_i} \quad (6)$$

또한,  $\varepsilon$ 의 정의 및  $\varepsilon$ -NTU 관계식으로부터 증발부의 총괄 열전달계수를 얻을 수 있다. 총괄 열전달계수가 계산되면 식(7)로부터, 외부 열전달계수와 표면효율의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{UA_e} = \frac{1}{h_{i,e} A_{i,e}} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L_e} + \frac{1}{h_{o,e} A_{o,e} \eta_{s,e}} \quad (7)$$

증발부의 외부 열전달계수는 식(8)로 나타낼 수 있으며, 표면효율은 식(9)와 같다. 여기서  $\eta_{f,e}$ 는 핀의 효율을 나타내며, 핀의 기하학적인 형상과 외부 열전달계수로부터 구할 수 있다. 즉, 식(8)과 식(9)를 연립하여 풀면 전술한 바와 같이 식(10)으로 표현되는 증발부의  $j$ -factor가 얻어지며, 상수  $C_1$ 과  $C_2$ 는 여러 실험데이터를 사용한 비선형 회귀분석을 통하여 구하였다.

$$h_{o,e} = \frac{j_e G_e C_{p,e}}{Pr_e^{2/3}} \quad (8)$$

$$\eta_{s,e} = 1 - \frac{A_{f,e}}{A_{o,e}} (1 - \eta_{f,e}) \quad (9)$$

$$j_e = C_1 Re_e^{C_2} \quad (10)$$

응축부에 대해서도 유사한 과정을 적용하여 식(11)과 같이 정의한 상수  $C_3$ 를 구하였으며, 이때 응축부 내부 Nusselt 수는 선행연구 결과로부터 식(12)<sup>(6)</sup>를 이용하여 계산하였다.

$$j_c = C_3 Re_c^{C_2} \quad (11)$$

$$Nu_{i,c} = 827.5 \left( \frac{\dot{Q}_c D_i}{h_{fg} \mu_l} \right)^{0.326} \quad (12)$$

이상과 같이 구한 상수  $C_1$ ,  $C_2$  및  $C_3$ 는 각각 0.18486, -0.3721 및 0.15642였으며, 이들을 이용

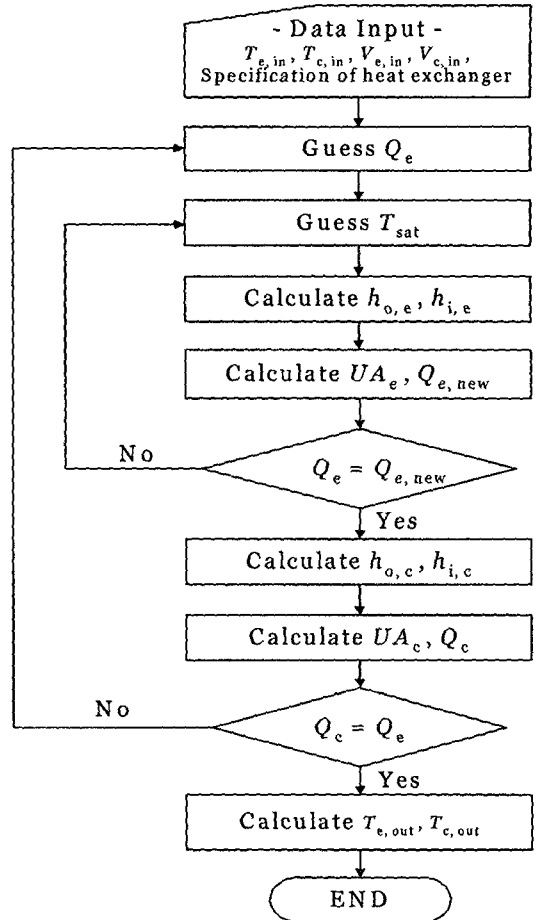


Fig. 11 Flow chart.

하여 히트파이프 폐열회수 장치의 성능예측 프로그램을 제작하였다. 프로그램의 입력변수는 증발부 및 응축부 입구온도, 전면풍속, 길이, 그리고 열교환기의 단수 등이다. 프로그램은 미국 F-Chart Software사의 EES Ver. 6.646을 사용하여 작성하였고, Fig. 11에 프로그램의 흐름도를 나타내었다. 시뮬레이션 프로그램의 실행결과로서 전열량, 증발부 배가스의 출구온도 및 응축부 공기의 출구온도, 각 부의 내외 열전달계수, 그리고 편효율 등을 얻을 수 있다.

#### 4.2 실험결과와의 비교

Fig. 12는 증발부의 유속이 1.5Nm/s일 때 배가스 온도에 따른 열교환량의 변화를 나타낸 것으로 응축부 유속이 증가함에 따라 열교환량은 증

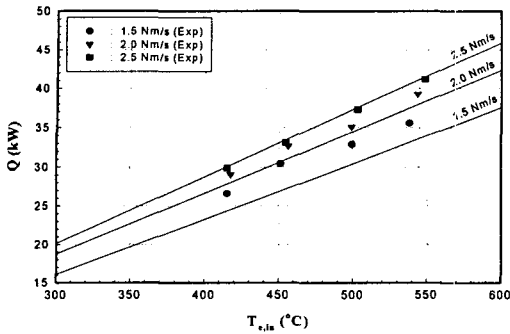


Fig. 12 Comparison between experimental results and simulation results ( $V_e=1.5$  Nm/s).

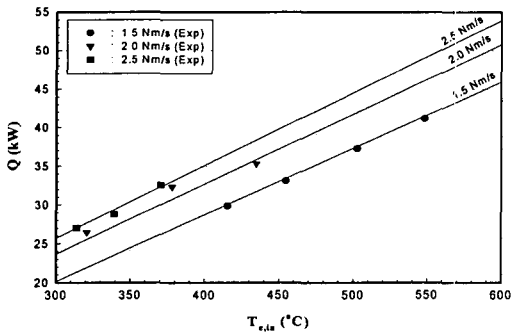


Fig. 13 Comparison between experimental results and simulation results ( $V_c=2.5$  Nm/s).

가하였으며 실험과 시뮬레이션 결과도 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났다.

Fig. 13은 응축부의 유속이 2.5 Nm/s일 때 배가스 온도에 따른 열교환량의 변화를 나타낸 것으로 앞서의 경우와 마찬가지로 증발부 유속이 증가함에 따라 열교환량이 증가하였으며 실험과 시뮬레이션도 잘 일치하였다.

## 5. 결 론

본 연구를 통하여 다음 결론을 얻을 수 있다.

(1) 배가스 온도가 높을수록 열교환량은 증가하였고, 응축부의 유속이 증가할수록 열교환량 또한 증가하였다.

(2) 증발부 및 응축부의 유속이 증가함에 따라 총괄 열전달계수도 증가함을 알 수 있었고, 그 증가율은 대략 3~7% 범위이었다.

(3) 본 실험조건에서의 증발부의 온도효율은 30%, 응축부의 온도효율은 40% 정도이다. 온도효율을 높게 유지하기 위해서는 공기입구온도를 높여 주는 것이 바람직하다.

(4) 히트파이프를 이용한 열교환기의 열회수율은 약 38%이었다.

(5) 히트파이프식 열교환기에서 전면 풍속이 1~3 Nm/s로 운전될 때 압력강하는 8 mmH<sub>2</sub>O 이하이었다.

(6) 시뮬레이션과의 비교에서 실험결과와 잘 일치하였다.

## 후 기

본 연구는 에너지관리공단 에너지절약기술사업의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사 드립니다.

## 참고문헌

1. Lee, Y. S., 1992, For air-conditioning heat exchanger using heat pipe, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, SAREK, Vol. 21, No. 5, pp. 423-438.
2. Lee, Y. S. and Jang, Y. S., 1990, A study on the characteristics of heat exchanger using heat pipe for various working condition, Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, SAREK, Vol. 2, No. 3, pp. 155-165.
3. Perety, R. and Horbanic, B., 1984, Optimal heat pipe heat exchanger design, Journal of Heat Recovery System, Vol. 4, No. 1, pp. 9-24.
4. Azad, E. and Moztarzadeh, F., 1985, Design of air-to-water co-axial heat pipe heat exchanger, Journal of Heat Recovery System, Vol. 5, No. 3, pp. 217-224.
5. Japan Association of Heat Pipe, 1985, Practical Heat Pipe, p. 78.
6. Cho, M. J., Lee, K. W., Chang, K. C., Woo, J. S. and Ra, H. S., 1990, Development of the high efficiency heat exchanger using heat pipes, Report of KIER, pp. 56-62.