

판형 열교환기에서 맥동유동이 냉매의 증발에 미치는 영향

강 병 하, 정 일 권*, 김 석 현†

국민대학교 기계자동차공학부, *국민대학교 대학원

Effects of Pulsating Flow on Evaporation of Refrigerant in a Plate Heat Exchanger

Byung Ha Kang, Il Kwon Jeong*, Sukhyun Kim†

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

*Graduate School, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received January 12, 2006; revision received June 23, 2006)

ABSTRACT: Evaporation heat transfer characteristics by pulsating flow in a plate heat exchanger have been investigated experimentally in this study. R-134a is evaporated by receiving heat from the hot water in the plate heat exchanger. The pulsating frequency in refrigerant side of the plate heat exchanger is varied in the range of 5~25 Hz. The operating pressure of R-134a and mass flux of hot water are also varied 0.6~0.9 MPa and 45~105 kg/m²s, respectively. The experimental results indicate that evaporation heat transfer coefficient of pulsating flow is improved up to 6.3% compared with that of the steady flow at 10 Hz and $G_w=45$ kg/m²s. It is also found that the evaporation heat transfer enhancement ratio is decreased with an increase in mass flux of hot water, and the evaporation heat transfer enhancement is little influenced by operating pressure of R-134a.

Key words: Plate heat exchanger(판형 열교환기), Pulsating flow(맥동유동), Evaporation heat transfer enhancement ratio(증발열전달 향상비)

기 호 설 명

A : 열교환기 전열면적 [m²]
 C_p : 정압비열 [kJ/kgK]
 D_h : 열교환기 수력직경 [m]
 E : 열전달 향상비, h_p/h_s
 f : 주파수 [Hz]
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 i : 엔탈피 [J/kg]
 k : 열전도도 [W/mK]

L_w : 판형 열교환기의 가로길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수
 P : 압력 [Pa]
 Pr : Prandtl 수
 Q : 열전달량 [kW]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [K]
 t : 플레이트 두께 [m]
 ΔT_{LMTD} : 대수 평균 온도차 [K]
 U : 총합 열전달계수 [W/m²K]
 u : 채널 내 유체속도, $\dot{m}/\rho L_w b$ [m/s]
 x : 건도

† Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4673; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: skim@kookmin.ac.kr

그리스 문자

| | |
|--------|----------------------|
| v | : 동점성계수 [m^2/s] |
| ρ | : 물의 밀도 [kg/m^3] |
| τ | : 맥동주기 [sec] |

하첨자

| | |
|-------|------------------|
| i | : 판형 열교환기 포트 입구 |
| l | : 액상 |
| lat | : 잠열 |
| m | : 판형 열교환기 내부의 평균 |
| o | : 판형 열교환기 포트 출구 |
| p | : 맥동유동 |
| r | : 냉매 |
| s | : 정상유동 |
| sat | : 포화상태 |
| sen | : 현열 |
| ss | : 열판(heat plate) |
| w | : 물 |

1. 서 론

경제규모가 커지고, 산업화가 지속될수록 에너지 소비량은 증가하였다. 에너지의 효과적인 이용을 위하여 고효율의 에너지 변환기기의 설계기술을 개발하는 것은 아주 중요하며, 이와 관련된 연구의 필요성은 세계적으로 제한된 에너지 자원에서 시작된다.⁽¹⁾

냉동 및 공조시스템의 경우도 이와 마찬가지로 구성요소 부품이 고성능화되고, 시스템의 사용공간이 제약을 받음으로 인하여, 합리적인 에너지 이용을 위한 열시스템의 고성능화 및 고효율화에 관한 연구개발이 다양하게 진행되고 있다. 같은 맥락에서 열교환기에 관한 열전달 촉진기술 및 응용에 관한 연구개발이 다양하게 진행되고 있다. 이중 Kang and Kim⁽²⁾은 유동공진을 이용하여 대류열전달을 촉진시키는 방법을 소개하였다. 이 방법은 기존의 열시스템의 구조를 변화시키거나 교체하지 않고 대류열전달의 촉진을 위하여 유동의 자연적인 불안정성을 이용하는 것이다.

맥동유동에 의한 열전달 향상과 관련된 연구로, Nishimura et al.⁽³⁾은 사각형상 그루브 채널에서 실험을 통하여 그루브의 길이와 맥동비율, 평

균 유량, 맥동주파수에 대한 물질전달에 관해 연구를 수행하였다. 이들은 맥동유동에 의하여 물질전달이 크게 향상되며, 물질전달 향상이 최대가 되는 맥동유동의 최적주파수가 존재함을 보였다. Kim et al.⁽⁴⁾은 수치해석을 통하여 두 개의 가열 블록(block)이 설치된 채널에 맥동유동이 주어질 때 특정 주파수에서 열전달이 촉진되는 공진현상이 있음을 밝혔다.

또한 Kwon et al.⁽⁵⁾은 판형 열교환기를 모사한 삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동이 그루브 표면으로부터의 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하여 특정 주파수에서 맥동유동에 의한 열전달 향상이 최대가 되는 유동공진 열전달현상이 존재함을 보였으며, 이와 관련해서 맥동유동의 맥동주파수, 맥동비율, 평균 유량 등의 영향을 규명하였다.

한편 Kim et al.⁽⁶⁾과 Han and Kang⁽⁷⁾은 물을 작동유체로 하여, 실제 판형 열교환기에서 맥동유동이 열전달에 미치는 영향에 관한 실험적 연구를 수행하였다. Kim et al.⁽⁶⁾은 레이놀즈수 100, 주파수 10 Hz에서 최대 284%까지 열전달이 향상됨을 규명하였다. Han and Kang⁽⁷⁾은 맥동유동에 의해 나타난 최대 열전달 향상은 유동공진 현상에 의한 것임을 규명하였고, 실험에서 사용된 판형 열교환기의 유동공진 주파수가 10~15 Hz임을 밝혔다.

본 연구에서는 기존의 선행연구를 바탕으로 판형 열교환기에서 2상유동시 맥동유동을 부가하였을 경우 열전달 향상 가능성을 파악하기 위한 연구로서, 냉매 R-134a를 사용하여 맥동주파수, 냉매의 포화압력, 출구건도가 R-134a 냉매의 증발열전달에 미치는 영향을 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

판형 열교환기에서 맥동유동이 R-134a 냉매의 증발열전달에 미치는 영향을 알아보기 위한 실험장치의 개략적인 형태를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 크게 R-134a 순환부, 냉매의 증발을 위한 개방된 고온수 순환부, 냉매를 액화시키기 위한 에틸렌글리콜/물 순환부로 구성되어 있다.

수액기에 과냉압축액 상태로 저장되어 있는 냉

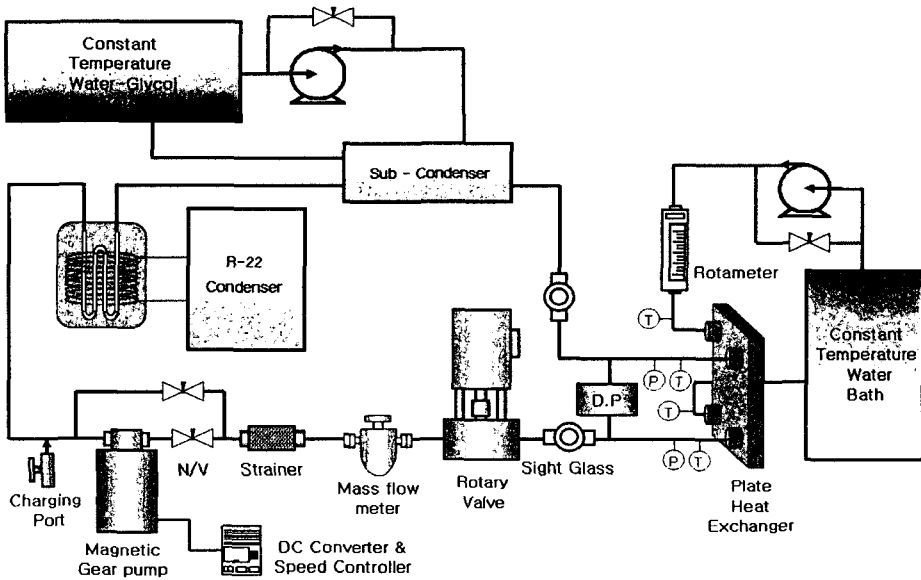


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup.

냉매는 마그네틱 기어펌프에 의해 순환된다. 냉매의 유량은 기어펌프의 회전속도를 변화시키는 속도조절기로 조절되며, 시험부 입구에 있는 질량유량계로 측정된다. 맥동을 가진다기 위하여 냉매유로에 60 Hz까지 주파수 조절이 가능하도록 설계된 로터리 밸브(rotary valve)를 설치하였고, 직류 인버터 모터의 회전수를 제어하여 맥동주파수를 조절하였다. 이때 로터리 밸브의 회전축에 설치된 회전수계(tachometer)를 이용하여 맥동주파수를 계산하였으며, 판형 열교환기의 입출구측에 설치된 차압계를 이용하여 실제로 판형 열교

환기 내부에서 구현된 냉매의 맥동주파수를 검증하였다. 로터리 밸브를 통과하여 원하는 맥동주파수로 가진된 냉매는 증발열전달 측정을 위한 시험부로 유입된다. 시험부를 통과한 냉매는 작동압력의 미세조절을 위해 설치된 보조용축기를 거쳐 수액기로 다시 모아지며, 시험부 입구온도 조건에 맞게 과냉된 후 재순환하는 과정이 반복된다.

증발열전달 시험부인 판형 열교환기의 개략적인 형태는 Fig. 2와 같으며, Table 1에 판형 열교환기의 제원을 표시하였다.

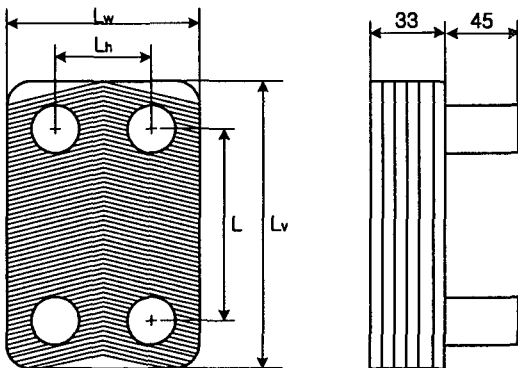


Fig. 2 Schematic diagram of a plate heat exchanger.

Table 1 Specifications of the plate heat exchanger

| Maker & model | Plate Korea CB26-10H |
|---------------------------------------|-------------------------------|
| Size | L_v (311 mm), L (250 mm) |
| | L_w (112 mm), L_h (50 mm) |
| Number of plate (effective plate No.) | 10 (8) |
| Heat transfer area for each plate | 0.0325 m^2 |
| Plate material | AISI 316 |
| Chevron angle | 120° |
| Plate pitch | 2.45 mm |
| Hydraulic diameter | 4.795 mm |

2.2 실험방법

본 실험에 앞서 실험장치와 실험방법의 정확성을 평가하기 위하여 에너지 평형에 관한 예비실험을 수행하였다. 냉매측의 질량유속은 5~15 kg/m²s로 5 kg/m²s씩 늘리면서 0.7 MPa와 0.8 MPa의 두 가지 작동압력에서 수행되었다. 냉매측에서 얻은 열량을 구해야 하기 때문에 각각 5°C의 과냉도와 5°C의 과열도를 갖도록 고온수의 유량을 조절하였다.

판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 특성을 연구하기 위해 먼저 정상유동 실험을 수행하였다. 냉매측의 질량유속은 15 kg/m²s로 고정하였고, 열교환기 입구에서 5°C의 과냉도를 갖도록 온도를 조절하였다. 냉매 출구전도의 영향을 알아보기 위해 고온수의 질량유속을 45~105 kg/m²s로 변화시켰으며, 작동압력의 영향을 알아보기 위해 냉매의 압력은 0.6~0.9 MPa로 각각 변화시켰다. 고온수측 입구의 온도는 각 압력에서 포화온도보다 10°C 높게 설정하였다.

맥동유동의 실험은 정상유동 실험과 동일한 조건에서 수행하였으며, 냉매측 유로에 설치된 로타리 밸브를 통해 5~25 Hz로 5 Hz씩 증가시키면서 맥동주파수를 가진하였다.

2.3 실험결과 해석

실험장치와 실험방법의 정확성을 평가하기 위한 에너지 평형실험에서 얻은 데이터를 통해 냉매측이 얻은 열량과 물측이 잃은 열량을 비교하였다. 열교환기를 통해 교환되는 열전달량은 식(1), (2)로 계산하였으며, 교환되는 열량의 오차는 식(3)으로 나타내어 5%의 오차범위 이내에서 열교환이 이루어짐을 보였다.

$$Q_r = \dot{m}_r c_{p,r,i}(T_{r,sat} - T_{r,i}) + \dot{m}_r i_{fg} + \dot{m}_r c_{p,r,v}(T_{r,o} - T_{r,sat}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w}(T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

$$\text{Error (\%)} = \left| \frac{Q_w - Q_r}{Q_w} \right| \times 100 \leq 5\% \quad (3)$$

본 실험에서 냉매의 입구측은 과냉상태, 출구측은 이상상태이며, 증발열전달계수를 구하기 위

해 증발열량 $Q_{r,lat}$ 를 식(4)과 같이 계산하여 구하였다.

$$Q_{r,lat} = Q_w - Q_{r,sens} \quad (4)$$

$$Q_{r,sens} = \dot{m}_r c_{p,r,i}(T_{r,sat} - T_{r,i}) \quad (5)$$

대수 평균 온도차를 이용하여 $Q_{r,lat}$ 를 나타내면 식(6)과 같다. 전열면적은 냉매의 잠열교환 부분만을 고려하기 위하여, 열교환기에서 감소한 고온수측 온도변화량과 냉매증발 고온수측 온도변화량의 비로 환산하였다.

$$Q_{r,lat} = UA \frac{(T_{w,i} - T_{w,sat})}{(T_{w,i} - T_{w,o})} \Delta T_{LMTD} \quad (6)$$

$$T_{w,sat} = T_{w,i} - \frac{Q_{r,lat}}{\dot{m}_w C_{p,w}} \quad (7)$$

열교환기의 대수 평균 온도차는 각 유체의 입·출구 온도의 측정값과 냉매가 포화온도에 도달했을 때의 고온수측 온도(T_{wsat})를 이용하여 식(8)과 같이 계산하였다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{w,i} - T_{r,sat}) - (T_{w,sat} - T_{r,sat})}{\ln \left(\frac{T_{w,i} - T_{r,sat}}{T_{w,sat} - T_{r,sat}} \right)} \quad (8)$$

열교환기의 총합 열전달계수 U 는 식(9)을 변형하여 식(10)과 같이 나타내었다.

$$\frac{1}{U} = \frac{A \frac{(T_{w,i} - T_{w,sat})}{(T_{w,i} - T_{w,o})} \Delta T_{LMTD}}{Q_{r,lat}} \quad (9)$$

총합 열전달계수는 냉매측과 고온수측의 대류 열저항과 열교환기 전열판의 전도 열저항의 합으로 표시하여 식(10)과 같이 나타낼 수 있다. 고온수측의 대류 열저항값은 동일한 열교환기를 사용하고, 물을 작동유체로 하여 실험한 Han and Kang⁽⁷⁾의 데이터를 사용하여 구한 상관식 식(11)을 이용하여 구하였다. 이를 적용하여 식(12)로 냉매측 열전달계수를 계산하였다. 이때의 열전달계수값은 냉매의 건도가 0에서 물의 질량유속에 따른 출구건도까지의 평균값이므로 평균 증발열전달계수 \bar{h}_r 로 표시하였다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_r} + \frac{t}{k_{ss}} + \frac{1}{h_w} \quad (10)$$

$$Nu = \frac{h_w D_h}{k} = 0.445 Re^{0.669} Pr^{1/3} \quad (11)$$

(250 ≤ Re ≤ 750)

$$\overline{h_r} = \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_{h,s}} - \frac{t}{k_{ss}} \right)^{-1} \quad (12)$$

본 실험에서 온도의 측정오차는 ±0.1℃이며, 열량의 측정오차는 측정값의 ±5%로서, 열전달계수의 불확실도는 약 7.5%로 환산되었다.

맥동유동에 의한 증발열전달계수의 향상비는 식 (13)과 같이 정상유동에 대한 열전달과 증발열전달계수의 증가비로 나타내었다.

$$E_{h_r} = \frac{\overline{h_{r,p}} - \overline{h_{r,s}}}{\overline{h_{r,s}}} \times 100 \quad (13)$$

3. 실험결과 및 고찰

판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 향상도를 알아보기 위해 먼저 정상유동 실험을 수행하였다. 판형 열교환기에서 냉매의 입구측은 과냉상태로 일정하나, 냉매의 출구는 2상상태 조건이 되는 열유속 범위에서 실험이 수행되었다. 정상유동에서 작동압력이 0.8 MPa일 때 고온수측 질량유속의 변화에 따른 평균 증발열전달계수의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 고온수측의 질량유속이

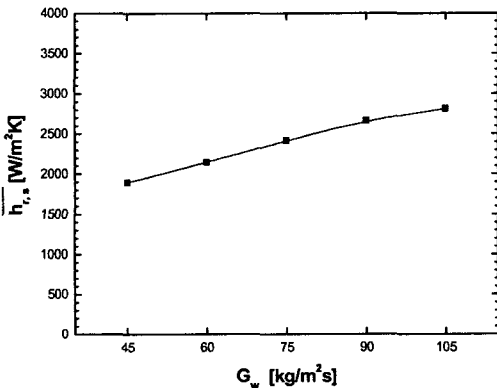


Fig. 3 Variation of mean evaporation heat transfer coefficient as mass flux of water at $P_m=0.8$ MPa.

증가함에 따라 열교환기 내의 평균 증발열전달계수는 증가하였다. 이는 고온수측 유량이 증가하면 냉매가 얻는 열량이 커지며, 이로 인해 건도가 증가하고 비체적이 커지게 되는데, 이때 냉매 유속의 증가로 Reynolds 수가 증가하는 일반적인 경향에 따르는 것이다. 정상유동에서 고온수측 질량유속이 45 kg/m²s일 때 냉매의 작동압력의 변화에 따른 열교환기 내의 평균 증발열전달계수의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 냉매의 작동압력이 증가할수록 평균 증발열전달계수는 다소 감소함을 보이고 있다. 이는 작동압력이 증가할수록 냉매증기의 비체적이 감소하고 이로 인해 증기속도가 감소하였기 때문이다.

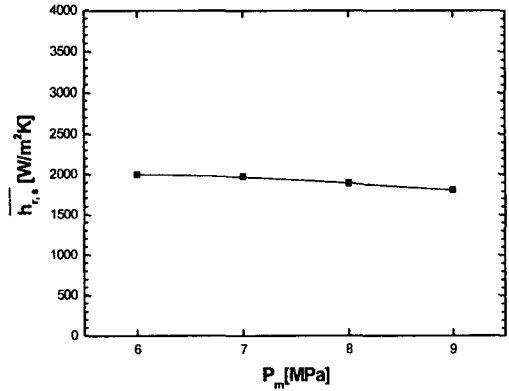


Fig. 4 Variation of mean evaporation heat transfer coefficient as operating pressure of R-134a at $G_w=45$ kg/m² s.

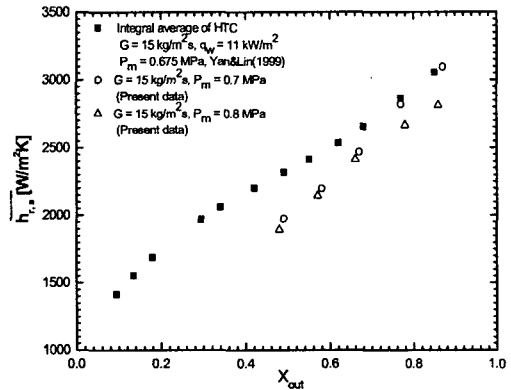


Fig. 5 Comparison of the present heat transfer data with integral average of heat transfer coefficient from Yan and Lin (1998).

본 실험결과와의 검증을 위해 냉매측 열전달계수를 선행 연구자인 Yan and Lin⁽⁸⁾의 실험결과와 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 본 실험에서의 열전달계수값은 건도가 0에서 출구건도까지의 평균값이기 때문에 Yan and Lin⁽⁸⁾의 결과를 건도에 따라 적분하고 평균값을 구하여 나타냄으로써 비교하였다. 본 실험에서 얻어진 증발열전달계수값들이 Yan and Lin⁽⁸⁾의 결과보다 조금 낮게 나타났지만, 전체적으로 비슷한 경향을 보였다. 본 실험의 결과에서 낮은 건도에서 평균 열전달계수가 작고 건도가 증가할수록 Yan and Lin⁽⁸⁾의 결과와 그 차이가 줄어드는 경향을 보이고 있다. 이는 본 실험의 특성상 낮은 건도에서는 열유속이

Yan and Lin⁽⁸⁾의 경우에 비해 상대적으로 작고 건도가 증가할수록 대등해지기 때문인 것으로 판단된다. 또한 작동압력이 0.7MPa일 때에 비해 0.8MPa일 때 전체적으로 평균 열전달계수값이 작은 것은 포화온도가 증가할수록 냉매증기의 비체적이 감소하고 이로 인해 증기속도가 감소하였기 때문이며, 고건도 영역으로 갈수록 그 차이가 커지는 것은 포화온도가 증가할수록 저건도 영역에 비해 고건도 영역에서 비체적의 차이가 더욱더 커지기 때문인 것으로 판단된다.

맥동유동의 실험에 앞서 로터리 밸브에서 가진된 맥동이 시험부인 관형 열교환기 내부에서도 구현되고 있는지를 알아보기 위해 냉매측 입·출

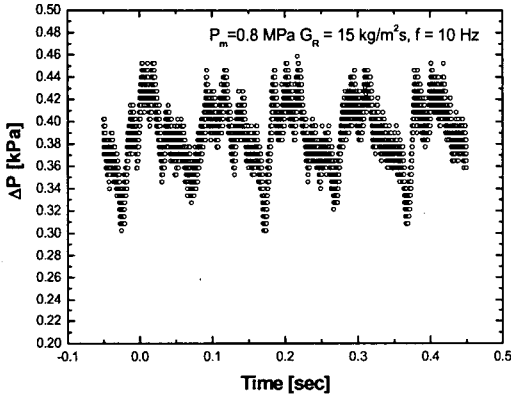


Fig. 6 Pressure drop fluctuation as a function of time at pulsating flow.

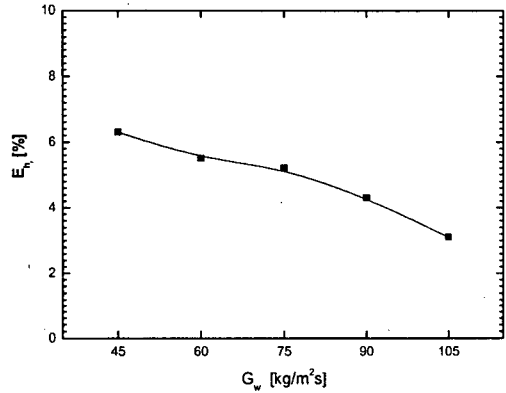


Fig. 8 Variation of heat transfer enhancement ratio as mass flux of water at pulsating flow (frequency = 10 Hz), $P_m=0.8$ MPa.

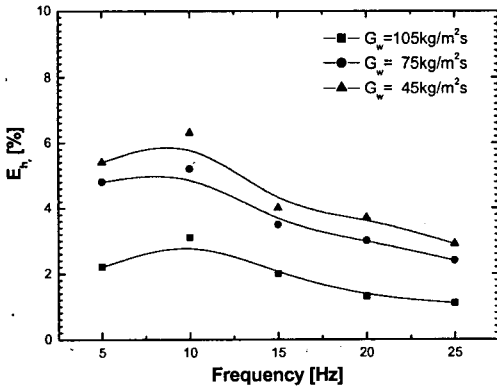


Fig. 7 Effect of pulsating frequency in heat transfer coefficient enhancement ratio at each mass flux of water, $P_m=0.8$ MPa.

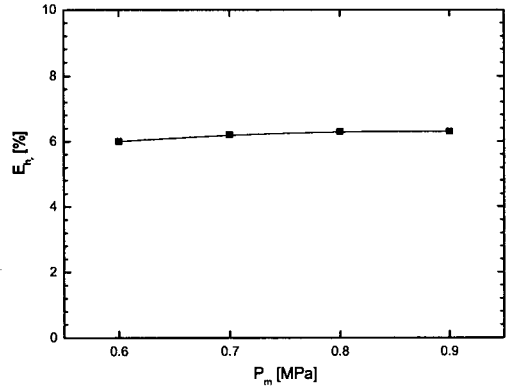


Fig. 9 Variation of heat transfer enhancement ratio as system pressure at pulsating flow (frequency = 10 Hz), $G_w=45$ kg/m² s.

구에 차압계를 설치하였다. 10 Hz를 가했을 때 시간에 따른 차압의 변화를 Fig. 6에 나타내었으며, 맥동의 주기가 0.1초마다 반복되어 10 Hz의 맥동 주파수가 구현되는 것을 보여주고 있다. 또한 냉매에 맥동유동을 가하면 Fig. 6과 같이 압력이 시간에 따라 주기적으로 변화하지만, 정상유동일 때 유량과 맥동유동일 때의 평균 유량이 동일한 상태에서 실험을 수행하였으므로 맥동유동에서의 평균 압력손실은 정상상태의 압력손실과 거의 같다.

작동압력이 0.8 MPa일 때 맥동의 각 주파수에 대한 증발열전달계수의 향상 정도를 Fig. 7에 나타내었다. 고온수측의 질량유속에 상관없이 10 Hz의 맥동주파수 근처에서 각각 최대 향상도를 보였다. 이는 선행연구로 본 실험과 동일한 열교환기에서 단상유동시 유동공진 주파수를 규명해 낸 Han and Kang⁽⁷⁾의 연구에서와 비슷한 경향을 보이고 있다. 이로 볼 때 2상유동에서도 비교적 향상도는 낮지만 최대 향상도를 갖는 주파수는 존재하며, 선행연구와 비교해 볼 때 이것은 유동공진 현상에 의한 것임을 보여준다.

고온수측 질량유속의 증가에 따른 증발열전달계수 향상비의 영향을 Fig. 8에 나타내었다. 실험 조건은 모든 경우에서 맥동주파수가 10 Hz이며, 모든 실험조건에서 고온수측의 질량유속이 증가할 때 열전달 향상비가 감소하는 경향을 보인다. 이는 고온수측의 질량유속이 증가하면, 냉매측으로의 열유입이 증가하고, 이때 냉매의 건도가 증가함으로 인해 증기속도가 더욱 빨라져 가진된 맥동이 상쇄되기 때문으로 판단된다.

작동압력에 따른 증발열전달계수의 향상비를 Fig. 9에 나타내었다. 실험조건은 모든 경우에서 맥동주파수가 10 Hz이며, 냉매와 물의 질량유속은 각각 15 kg/m²s, 45 kg/m²s이다. 이 그림에서 작동압력은 맥동에 의한 증발열전달계수의 향상비에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

4. 결 론

판형 열교환기에서 맥동을 부가한 냉매 R-134a의 증발열전달 특성을 실험을 통해 고찰하였다. 정상유동의 경우에, 고온수측의 질량유속이 증가할수록 냉매로의 열유속이 증가하고 이로 인해 증발열전달계수가 증가하는 경향을 보였으며, 냉매의 작동압력이 증가함에 따라 증발열전달계수

가 다소 감소함을 보였다. 또한 기존연구의 결과와 비교함으로써 본 실험의 타당성을 검증하였다.

맥동유동 실험은 냉매측에 맥동을 부가하여 이루어졌으며, 정상유동일 때의 열전달계수와 비교하여 고온수측 질량유속이 45 kg/m²s, 맥동주파수가 10 Hz일 때 최대 향상비 6.3%를 보였다. 이는 동일한 열교환기를 사용한 기존연구와 같은 주파수 영역을 보임으로써 향상비는 비교적 낮지만 유동공진 현상에 의한 것임을 보여준다.

맥동주파수가 10 Hz일 때, 고온수측 질량유속이 45~105 kg/m²s로 증가함에 따라 증발열전달계수의 향상비는 감소하는 경향을 보였으며, 냉매의 작동압력이 맥동에 의한 열전달계수의 향상에 미치는 영향은 미약하였다.

후 기

본 연구는 2005년도 국민대학교 교내연구비 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Lee, S. C., 1999, Present condition and view of the heat transfer enhanced technique, *Journal of Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol. 39, No. 3, pp. 33-37.
2. Kang, B. H. and Kim, S. Y., 1999, Heat transfer enhancement by flow resonance, *Journal of the KSME*, Vol. 39, No. 3, pp. 47-50.
3. Nishimura, T., Oka, N., Yosinaka, Y. and Kunitsugu, K., 2000, Influence of imposed oscillatory on the mass transfer enhancement of grooved channels for pulsatile flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2365-2374.
4. Kim S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1998, Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 3, pp. 625-634.
5. Kwon, O. J., Lee, D. Y., Kim, S. Y., Kang, B. H. and Kim, Y. C., 2001, An experimental study on the heat transfer enhancement by

- pulsatile flow in a triangular grooved channel, *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 13, No. 10, pp. 1009-1016.
6. Kim, D. K., Kang, B. H. and Kim, S., 2004, Heat transfer enhancement by pulsating flow in a plate heat exchanger, *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 28, No. 2, pp. 199-206.
 7. Han, S. K. and Kang, B. H., 2005, Effect of flow resonance on heat transfer enhancement and pressure drop in a plate heat exchanger, *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 165-172.
 8. Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Journal of Heat transfer*, Vol. 121, pp. 118-127.