

유동공진이 판형 열교환기의 열전달 향상과 압력강하에 미치는 영향

한 상 규, 강 병 하*

국민대학교 대학원, *국민대학교 기계·자동차공학부

Effects of Flow Resonance on Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger

Sang Kyu Han, Byung Ha Kang*

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

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

(Received October 29, 2004; revision received December 16 2004)

ABSTRACT: Heat transfer enhancement of three types of brazed plate heat exchangers has been evaluated experimentally. The effects of flow resonance in a plate heat exchanger on the heat transfer rate and pressure drop have been investigated in a wide range of mass flow rates in detail. The problem is of particular interest in the innovative design of a plate heat exchanger by flow resonance. The results obtained indicate that both heat transfer coefficient and pressure drop are increased as mass flow rate is increased, as expected. It is also found that the heat transfer enhancement is increased with an increase in the plate pitch, while the heat transfer is decreased with a decrease in the chevron angle. Pressure drop also increased with an increase in the plate pitch and with a decrease in the chevron angle. Heat transfer enhancement in the plate heat exchangers is maximized by flow resonance and the resonance frequency of the present plate heat exchangers is found to be in the range of 10~15 Hz.

Key words: Plate heat exchanger(판형열교환기), Flow resonance(유동공진), Plate pitch(플레이트 피치), Chevron angle(세브론각), Heat transfer enhancement(열전달향상), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 열교환기 전열면적 [m²]
 b : 플레이트 피치 [m]
 cp : 정압비열 [kJ/kgK]
 Dh : 열교환기 수력직경 [m]

E : 열전달 향상비, $\frac{h_{c,p}}{h_{c,s}}$
 f : 주파수 [Hz]
 h : 열전달계수 [kW/m²K]
 k : 열전도도 [W/mK]
 L_w : 판형열교환기의 가로 길이 [m]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 ΔP : 압력강하 [kPa/m]
 Q : 열전달량 [kW]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4681; fax: +82-2-910-4839

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

- Re : Reynolds 수, $\frac{uD_h}{\nu}$
 t : 플레이트 두께 [m]
 T : 온도 [K]
 ΔT_{LMTD} : 대수평균온도차 [K]
 U : 총합 열전달계수 [W/m^2K]
 u : 채널 내 유체속도, $\frac{\dot{m}}{\rho L_w b}$ [m/s]

그리스문자

- ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 물의 밀도 [kg/m^3]
 τ : 맥동 주기 [sec]

하첨자

- c : 냉수
 h : 온수
 i : 판형 열교환기 포트 입구
 o : 판형 열교환기 포트 출구
 p : 맥동유동
 r : 공진(resonance)
 s : 정상유동
 ss : 열판(heat plate)

1. 서 론

냉동 및 공조시스템의 구성 요소부품이 고성능화되고 시스템의 사용공간이 제약을 받음으로 인하여, 판형 열교환기가 밀집형 열교환기로 주목을 받고 있다. 일반적으로 열교환기 내의 대류열전달을 촉진시키기 위해서 유체의 유속을 증가시켜 난류로의 전이를 통해 유체의 상호혼합을 증진하는 방법을 보편적으로 이용한다. 그러나 최근의 산업용 설비는 시스템의 고성능화와 초소형화를 추구하고 있으므로, 기존 열시스템 내의 층류유동에 특정주파수로 미소한 유동교란을 가하여 유동의 자연적인 불안정성을 야기하는 유동공진현상(flow resonance)을 이용하여 대류열전달을 향상시키는 방법이 연구되고 있다.⁽¹⁾

유동공진을 이용한 열전달 촉진기술을 실제 열시스템에 적용하기 위해서는 그 시스템의 고유 와류흔름 주파수(natural shedding frequency)를 알

아야 한다. 본 연구에서는 유동공진 주파수를 검증하기 위해 열시스템 내의 유속을 증가시켜 자연 발생적인 와류(self-sustained oscillation)를 생성시켜 주파수를 찾는 방법을 사용하였다.

유동공진을 이용하여 대류열전달을 향상시키는 연구로서, Kwon et al.⁽²⁾과 Nishimura et al.⁽³⁾은 판형열교환기를 모사한 그루브 채널에서 맥동유동에 의하여 열전달과 물질전달이 향상되는 것을 보였다. 또한 Nishimura and Matsune⁽⁴⁾은 사인파형 채널에서 맥동유동에 의하여 주유동과 와류와의 혼합이 촉진되어 물질전달이 촉진되는 결과를 보였다.

Kim et al.⁽⁵⁾과 Rodarte et al.⁽⁶⁾은 실제 판형 열교환기에 맥동유동을 가했을 때 열전달의 향상도에 관한 연구를 수행하였다. Kim et al.⁽⁵⁾은 물을 작동유체로 하여 레이놀즈수 100, 주파수 10 Hz에서 최대 284%까지 열전달이 향상됨을 보였다. 또한 Rodarte et al.⁽⁶⁾은 R134a를 냉매로 하여, 자동차용 판형 증발기에서의 공진에 관한 연구를 통해 열교환기에서 냉매의 유입속도와 St (Strouhal number)에 따라 음향공진 주파수(acoustic resonance frequency)가 존재함을 보였다. Grosse-Gorgemann et al.⁽⁷⁾은 주기적인 구조를 갖는 채널 내에서 특정 레이놀즈수에서 자연 발생와류가 생성됨을 규명하였다.

이와 같은 연구들은 판형 열교환기에 맥동유동을 주었을 때 열전달 향상의 가능성을 보여주었지만 열전달의 향상이 유동공진 주파수에 의한 것인지는 규명되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 판형 열교환기에서의 열전달 향상이 유동공진에 의한 것인지를 검증하였다. 또한 판형 열교환기의 주요인자인 플레이트 피치(plate pitch)와 세브론각(chevron angle)의 변화에 따른 열교환기의 내부구조 변화와 유동공진 주파수의 상관관계를 알아보고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 판형 열교환기의 제원을 Table 1에 표시하였다. 판형 열교환기의 주요인자인 세브론각과 플레이트 피치에 따라 type 1, type 2, type 3의 세 가지 형태로 분류하였다.

Type 1과 type 2는 120°의 세브론각을 가진 광각 전열판으로 되어있고, type 3의 경우 60°의 세브론각을 가진다. 또한 type 1과 type 3는 2.45 mm의 플레이트 피치를 가지며, type 2의 플레이트 피치는 1.42 mm 이다. 유동공진이 판형 열교환기의 열전달 향상 및 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구를 수행하기 위해 Fig. 1과 같은 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 크게 시험부인 판형 열교환기, 저온측과 고온측 루프(loop)로 이루어진다. 판형 열교환기의 작동유체는 물을 사용하였고, 저온측과 고온측의 유체 입구온도는 일정하게 유지시켰다. 저온측과 고온측의 열교환기 포트 출구에서의 정확한 유량의 측정을 위해 초시계와 비이커, 전자저울을 이용하여 60초간 측정된 유량의 평균값으로 유량계(rotameter, Dwyer)를 보정하였다. 또한 판형 열교환기의 입·출구 포트에 열전대(T-type, Omega)를 설치하여 열교환기에 유입되는 저온측과 고온측의 입·출구 온도를 측정하였다. 실험에 사용된 열전대는 정확한 온도의 측정을 위해 0.1℃의 표준 온도계를 이용하여 보정하였다. 판형 열교환기에서의 압력강하를 측정하기 위해 저온측 입·출구 포트에 차압계(Differential pressure gauge, Sensotec)를 설치하였다.

저온측 유로 내에 맥동유동을 가진하기 위하여 로터리 밸브를 설치한 후 직류 인버터 모터의 회

전수를 제어하여 맥동주파수를 조절하였다. 맥동유동으로 얻어지는 차압계의 데이터는 오실로스코프(Digital oscilloscope, Lecroy)를 이용하여 초당 10만개의 샘플링 속도로 취득하였다. 온도와 정상유동의 압력강하 데이터 취득은 데이터 취득장치(Yokogawa, DR-230)를 이용하였다.

맥동유동에 의해 열전달 향상이 최대로 일어날 때의 맥동 주파수가 유동공진 주파수인지를 검증하기 위해서 판형 열교환기의 저온측 출구 포트에 절대압계(C206, Setra)를 설치하여 압력의 변동을 측정하였다. 마찬가지로 측정된 데이터는 오실로스코프를 이용하여 취득하였다.

2.2 실험방법

판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 향상정도를 알아보기 위하여 먼저 정상유동 실험을 수행하였다. 저온측과 고온측에 원심펌프를 설치하여 유체를 순환시켰으며, 열교환기의 고온측 열전달계수를 구하기 위하여 저온측과 고온측의 질량유량을 동일하게 맞추었다. 열교환기에 유입되는 유량은 0.04~0.12 kg/s($Re_c=250\sim750$) 범위에서 실험을 수행하였다. 판형 열교환기에 유입되는 저온측과 고온측의 수온은 각각 $25\pm0.2^\circ\text{C}$, $40\pm0.2^\circ\text{C}$ 로 설정하였다. 데이터 취득 장치에서 데이터 취득 속도는 초당 2개(2 Hz)로 설정하였다. 열교환기 내부의 저온측과 고온측 채널에 유입되는 유량에 따라서 산출되는 열전달량 값의 변동이 커지므로 실험을 할 때마다 분해능 0.1 g의 전자저울로 유량을 측정된 후 수행하였다.

맥동유동시에는 정상유동 실험과 동일하게 온도 조건을 설정하였고, 고온측의 유량은 0.12 kg/s로

Table 1 Specification of the plate heat exchangers

characteristics	type 1	type 2	type 3
size (length×height×width)	112×310×78	130×210×45	112×310×78
Number of plates	10	12	10
Number of thermal plates	8	10	8
Heat transfer area for each plate	0.0325 m ²	0.0320 m ²	0.0325 m ²
plate material	AISI 316	STS-304	AISI 316
chevron angle	120°	120°	60°
plate pitch	2.45 mm	1.42 mm	2.45 mm
Hydraulic diameter	4.795 mm	2.20 mm	4.795 mm

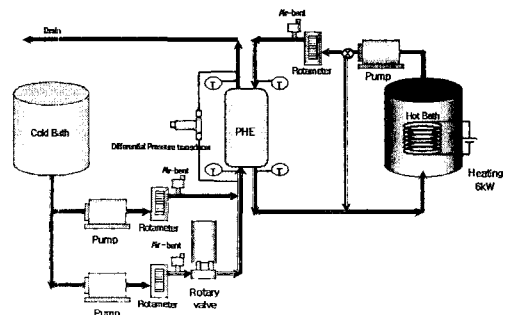


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup.

고정하였다. 저온측의 유량은 정상유동 실험과 동일하게 변화시키며 실험을 수행하였다. 로타리 밸브를 통해 저온측에 5~30 Hz의 맥동주파수를 가진하였고, 고속 푸리에변환(FFT, Fast Fourier Transformation)을 통하여 직류 모터에 의한 맥동주파수가 정확하게 구현됨을 보였다. 실험에는 저온측과 고온측의 유량, 맥동주파수, 압력강하량은 입·출구의 온도가 정상상태에서의 데이터를 취득하였다.

유동공진 주파수 검증 실험에서는 판형 열교환기에 유입되는 저온측과 고온측의 수온은 각각 $25 \pm 0.2^\circ\text{C}$, $40 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로 설정하였다. 저온측과 고온측의 유량은 맥동실험에서와 동일하게 설정한 후, 맥동을 주지 않은 상태에서 저온측의 유량을 변화시키며 실험을 수행하였다. 판형 열교환기의 저온측 출구 포트에 설치된 절대 압력계에서 측정된 데이터는 오실로스코프에 초당 10만개의 샘플링 속도로 저장한 후 FFT(Fast Fourier Transformation)분석을 통해서 유동공진 주파수를 도출하였다.

2.3 실험결과 해석

판형 열교환기의 저온측과 고온측의 열량은 각각 식(1)과 식(2)로 나타내었고, 교환되는 열량의 오차는 식(3)으로 나타내어 5%의 오차범위 이내에서 열교환이 이루어짐을 보였다.

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (1)$$

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2)$$

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

대수평균온도차를 이용하여 Q_c 를 나타내면 식(4)와 같다.

$$Q_c = UA \Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

열교환기의 대수평균온도차는 입·출구 온도를 측정하여 식(5)로 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (5)$$

열교환기의 총합 열전달계수 U 는 식(4)를 변형하여 식(6)과 같이 나타내었다.

$$\frac{1}{U} = \frac{\Delta T_{LMTD} A}{Q_c} \quad (6)$$

총합 열전달계수는 저온측과 고온측의 대류열저항과 열교환기 전열판의 전도열저항의 합으로 표시하여 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_{ss}} + \frac{1}{h_h} \quad (7)$$

본 연구에서의 정상유동 실험은 저온측과 고온측의 유량을 동일한 조건으로 맞추어 저온측과 고온측의 열전달량을 같게 설정한 후 열전달계수가 같다고 가정하였다. 열전달계수의 계산 시 발생할 수 있는 오차의 전파를 막기 위해서 모든 실험데이터는 정상상태에 도달한 후에 취득된 값을 사용하였다. 식(7)을 이용하면 고온측 열전달계수는 식(8)로 나타내어진다.

$$h_{h,s} = \frac{2}{\frac{1}{U} - \frac{t}{k_{ss}}} \quad (8)$$

맥동유동 실험에서는 식(8)에서 구한 고온측의 열전달 계수를 이용하여 저온측의 맥동유동 열전달계수를 식(9)와 같이 구하였다.

$$h_{c,p} = \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_{h,s}} - \frac{t}{k_{ss}} \right)^{-1} \quad (9)$$

맥동유동에 의한 열전달 향상을 표시하는 열전달 향상비는 식(10)과 같이 맥동유동과 정상유동의 열전달계수의 비로 나타내었다.

$$E = \frac{h_{c,p}}{h_{c,s}} \quad (10)$$

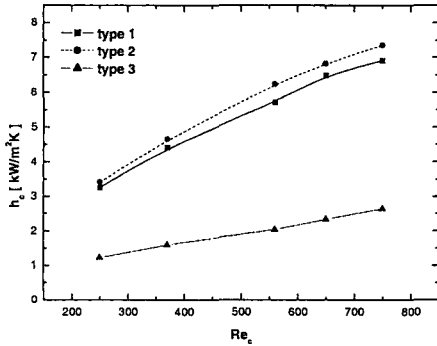


Fig. 2 Heat transfer coefficient variation as a function of Reynolds number at steady flow.

맥동유동에서의 판형 열교환기 압력강하량은 식 (11)과 같이 맥동주기에 따른 평균 압력강하량으로 나타내었다. 데이터는 정상상태 이후의 데이터를 취득하였고, 데이터 취득 속도는 초당 10만 개로 설정하여 10초 동안 취득된 데이터의 평균 값을 도출하였다.

$$\overline{\Delta P_b} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau \Delta P_b dt \quad (11)$$

유동공진 주파수를 검증하기 위해 판형 열교환기 출구 포트에서 측정된 압력데이터는 식(12)를 통하여 FFT분석을 수행하였다.

$$Z_k = \sum_{r=0}^{N-1} Z_r \exp\left(-\frac{i2\pi k r}{N}\right) \quad (12)$$

여기에서 $Z_r |_{r=0,1,2, \dots, N-1}$,
 $k=0,1,2, \dots, N-1$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 특성

판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 향상도를 알아보기 위해 먼저 정상유동 실험을 수행하였다. 정상유동에서 질량유량의 변화에 따른 열전달계수의 변화량을 Fig. 2에 나타내었다. 모든 조건에서 질량유량이 증가할수록 열전달계수가 증가하였으며, 세브론각이 크고 플레이트 피

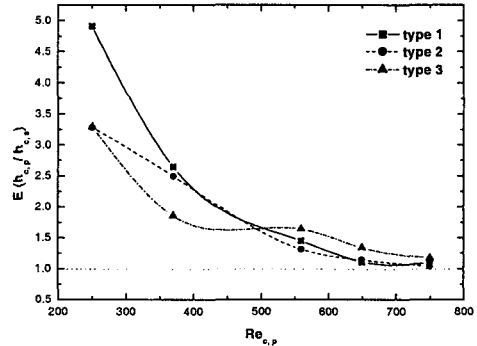


Fig. 3 Heat transfer enhancement ratio variation as a function of Reynolds number at pulsating flow.

치가 좁은 경우에 가장 큰 열전달계수 값을 보였다. 세브론각이 좁은 경우에는 전 질량유량 영역에서 열전달계수 값이 크게 차이 나지 않는다. 이를 통해 본 연구에서는 세브론각이 플레이트 피치보다 열전달계수에 더 영향을 주는 사실을 알 수 있었다.

레이놀즈수의 증가에 따른 열전달 향상비의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 실험조건은 모든 경우에서 맥동주파수가 10 Hz이며, 모든 실험조건에서 레이놀즈수가 증가할 때 열전달 향상비가 감소하는 경향을 보인다. 특히 레이놀즈수가 500이상인 영역에서 열전달 향상비가 1에 접근하였다. 즉, 판형 열교환기내의 유량이 증가할수록 유속이 증가하여 난류가 발생하게 되는데, 이 난류에 의해 유체에 가진되는 맥동이 상쇄된다. 따라서 난류 유동에서는 층류유동에서보다 맥동의 영향을 적게 받음을 알 수 있다.

맥동유동에 의한 각 주파수에서의 열전달 향상도를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 3에서 레이놀즈수가 변화할 때 가장 작은 레이놀즈수에서 가장 큰 열전달 향상비를 보여주었기 때문에 실험조건은 모든 열교환기에서 저온측 질량유량을 0.04 kg/s($Re_c=250$)으로 설정하였다. 열전달 향상 정도는 정상유동 열전달계수에 대한 맥동유동의 열전달계수의 비로 표시하였다. 세브론각이 큰 type 1과 type 2의 경우에 10 Hz의 맥동주파수에서 각각 최대열전달 향상비 4.90, 3.28을 보였으며, 세브론각이 작고 플레이트 피치가 넓은 경우는 15 Hz에서 3.58의 열전달 향상비를 보였다. 즉,

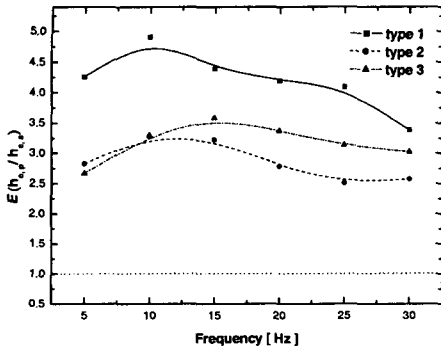


Fig. 4 Effect of pulsating frequency on heat transfer enhancement ratio.

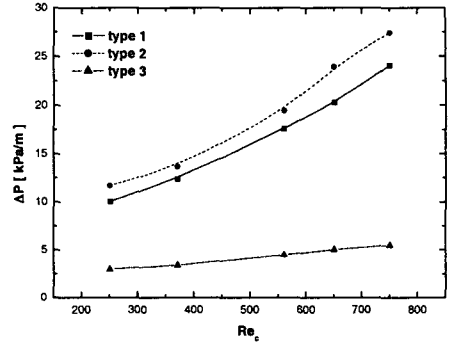


Fig. 5 Pressure drop variation as a function of mass flow rates at steady flow.

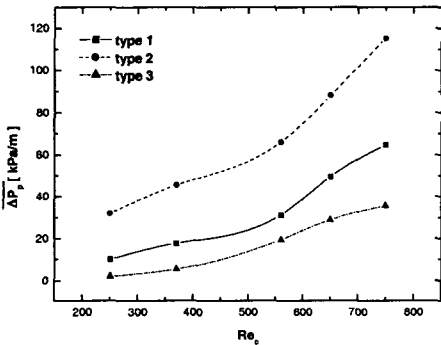


Fig. 6 Mean pressure drop variation as a function of mass flow rates at pulsating flow.

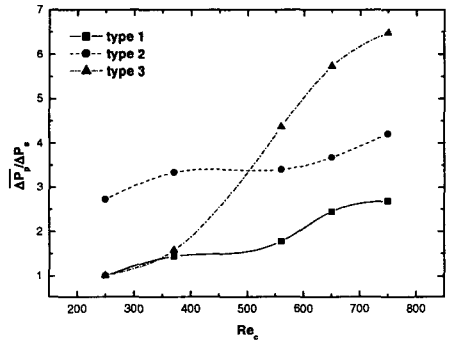


Fig. 7 Pressure drop enhancement ratio variation as a function of mass flow rates at pulsating flow.

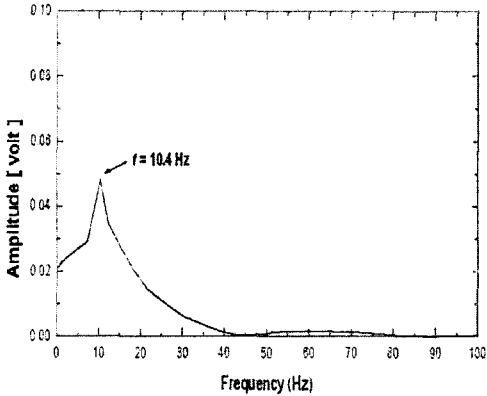
맥동유동에서 플레이트 피치는 세브론각보다 열 전달 향상에 더 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이는 플레이트 피치가 넓어지면, 좁은 경우보다 맥동유동에 의한 와류형성이 활성화되어 열 전달이 향상됨을 보여준다. 본 연구에서는 세가지 열교환기 모두 저온측 유량이 일정할 때 최대 열전달 향상비가 나타나는 주파수 영역대가 10~15 Hz로 나타났다.

3.2 압력강하 특성

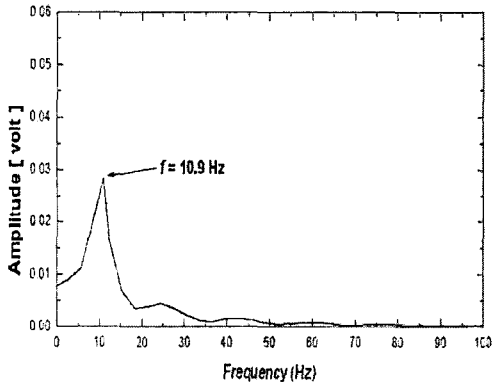
정상유동 상태에서 질량유량에 따른 압력강하량을 판형 열교환기의 종류에 따라 Fig. 5에 나타내었다. 세브론각이 큰 조건에서 질량유량이 증가할수록 압력강하량의 증가량이 커지는 반면, 세브론각이 작고 플레이트 피치가 큰 경우는 질

량유량이 증가해도 압력강하의 증가량은 일정하다. 즉, 판형 열교환기에서 세브론각이 증가할 때 압력강하량도 증가함을 알 수 있다. 또한 플레이트 피치가 좁을수록 압력강하량이 증가하므로, 전 구간에서 플레이트 피치가 좁고 세브론각이 큰 경우에서 가장 큰 압력강하량을 나타내었다.

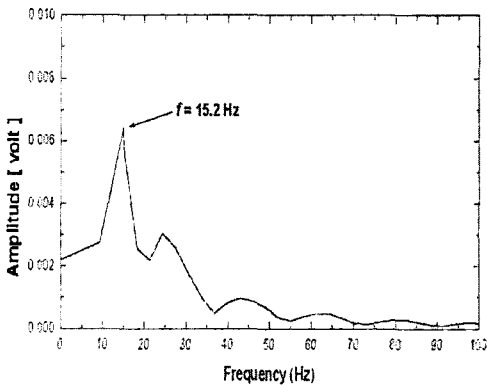
맥동유동에서 맥동주기에 따른 압력강하량의 평균값과 질량유량과의 관계를 Fig. 6에 나타내었다. 실험조건은 10 Hz의 맥동주파수로 설정하였다. 정상유동과 마찬가지로 세브론각이 크고 플레이트 피치가 좁은 경우에 가장 큰 압력강하량을 보였으며, 질량유량이 증가하면 압력강하량도 증가하였다. 같은 세브론각일 때 플레이트 피치가 좁은 경우, 맥동유동에 의한 압력강하가 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 판형 열교환기 내에 동일한 유량이 흐를 때, 플레이트 피치



(a) type 1



(b) type 2



(c) type 3

Fig. 8 FFT of amplitude distribution.

간격이 좁을수록 유속이 증가하여 유동의 저항이 증가하기 때문이다. Fig. 7에 질량유량의 증가에 따른 정상유동과 맥동유동에서의 압력강하량 비의 변화를 나타내었다. 세브론각이 넓은 type 1

과 type 2의 경우, 질량유량 0.12 kg/s($Re_c=750$)에서 각각 2.69와 4.20의 최대 증가량을 보여주었으며, 세브론각이 좁은 type 3는 유량의 증가에 따라 압력강하량의 비가 type 1과 type 2에 비해 급격히 증가하는 경향을 보였다. 이는 정상유동에서 type 3는 압력강하량의 변화가 거의 없었지만, 맥동유동에서는 압력강하량의 증가율이 커지게 되어 다른 열교환기에 비해 상대적으로 값이 크게 나타났기 때문이다. 본 실험영역에서는 맥동유동시 플레이트 피치가 세브론각보다 압력강하에 미치는 영향이 크다고 할 수 있다.

3.3 유동공진 주파수 검증

판형 열교환기에 맥동유동을 가진하였을 때, 열전달의 향상이 유동공진에 의한 것인지를 검증하기 위해 정상유동에서 저온측의 유량을 변화시키며 고유흐름 주파수를 예측하였다. Fig. 8의 (a)에 세브론각이 크고 플레이트 피치가 넓은 경우(type 1), Fig. 8의 (b)에 세브론각이 크고 플레이트 피치가 좁은 경우(type 2), Fig. 8의 (c)에 세브론각이 좁고 플레이트 피치가 넓은 경우(type 3)의 FFT(Fast Fourier Transformation) 결과를 나타내었다. 실험영역은 세 경우 모두 열전달 향상비가 최대로 나타난 $Re=250$ ($\dot{m}_c=0.04$ kg/s)로 설정하였으며, 진폭의 단위는 V로 나타내었다. 최대 피크를 나타내는 주파수는 type 1이 10.4 Hz, type 2가 10.9 Hz, type 3이 15.2 Hz로 측정되었다.

맥동유동에서 최대 열전달 향상비를 나타내는 맥동주파수와 고유흐름 주파수는 거의 일치하였다. 이는 맥동유동에서 판형 열교환기 내의 열전달 향상은 유동공진에 의한 것임을 보여준다. 또한 본 연구에서 판형 열교환기의 플레이트 피치와 세브론각이 변하여 열교환기의 내부 구조가 변할지라도 동일 유량에서 유동공진 주파수가 10~15 Hz의 영역으로 나타났다. 따라서, 판형 열교환기의 구조가 변하더라도 유동공진이 일어나는 맥동주파수는 일정 영역에서 존재함을 규명하였다.

세 가지 열교환기에서 주파수의 변화에 따른 진폭(amplitude)의 최대값은 type 1에서 0.049 V, type 2에서 0.028 V, 그리고 type 3에서 0.0065 V를 보였다. Type 1과 type 2에서 최대 진폭값

이 크게 차이나지 않는데 비해서, type 3는 상대적으로 작은 값을 나타내었다. 세브론각이 좁은 type 3의 경우 압력강하량이 type 1, type 2에 비해 작고, 유량이 증가하여도 압력강하량의 변화량이 크지 않으므로 절대압계에서 취득된 공진 진폭값이 작게 측정된 것으로 예측된다. 그러므로 본 연구에서 판형 열교환기 내에서 유동공진 현상이 일어날 때, 세브론각의 변화가 플레이트 피치의 변화보다 공진 진폭에 미치는 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

4. 결론

유동공진이 판형 열교환기의 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 관한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정상유동시에는 세브론각이 플레이트 피치보다 열전달 향상에 더 큰 영향을 미쳤다. 또한 맥동유동에서는 플레이트 피치가 넓을 때 좁은 경우보다 열전달 향상비가 증가하였다. 동일조건에서 세브론각이 변할 때, 열전달 향상비는 큰 차이가 없었다. 세브론각이 크고 플레이트 피치가 넓은 경우, 열전달 향상비가 최대값이 되었다.
- (2) 맥동유동에서는 플레이트 피치와 세브론각에 상관없이 질량유량이 증가할수록 열전달 향상비가 감소하는 경향을 보인다.
- (3) 정상유동과 맥동유동 모두 질량유량이 증가할수록 압력강하량이 증가하였다. 정상유동에서는 세브론각이 플레이트 피치보다 압력강하량에 더 많은 영향을 미쳤다. 또한 맥동유동에서는 동일 세브론각에서 플레이트 피치가 좁아지면 압력강하량이 상승하였고, 본 연구에서는 플레이트 피치가 좁고 세브론각이 큰 경우의 압력강하량이 가장 큰 값을 나타내었다.
- (4) 맥동유동에서 가진된 맥동주파수에 의한 열전달의 향상은 유동공진 현상에 의해 이루어졌음을 밝혀내었다. 본 연구에 사용된 모든 판형 열교환기에서 최대 열전달 향상을 보인 맥동주파수와 고유흐름 주파수는 거의 일치하였다.
- (5) 판형 열교환기의 세브론각과 플레이트 피치의 변화에 따라서 내부구조가 변하였을 때 동일한 유량에서 모든 열교환기의 유동공진 주파수의

범위는 10~15 Hz로 나타났다.

후 기

본 연구는 과학재단의 특정기초연구(과제번호 R01-2003-000-10132-0)의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 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.
2. 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.
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. Nishimura, T. and Matsune, S., 1996, Mass transfer enhancement in a sinusoidal wavy channel for pulsatile flow, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 65-72.
5. 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.
6. Rodarte, E., Miller, N., and Hrnjak, P., 1998, Acoustic resonance in plate heat exchangers, *Int. J. Refrig.*, Vol. 21, No. 8, pp. 626-638.
7. Grosse-Gorgemann, A., Weber, D., and Fiebig, M., 1995, Experimental and numerical investigation of self-sustained oscillations in channels with periodic structures, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 11, pp. 226-233.