

## 원관내 맥동유동의 열전달에 관한 실험적 연구

### An Experimental Study on Heat Transfer in the Pulsating Pipe Flow

박 희 용\*, 김 창 기\*\*  
Hi Yong Pak, Chang Kee Kim

#### ABSTRACT

An experimental result for heat transfer of pulsating turbulent pipe flow was presented under the condition of fully developed dynamic regime and uniform wall heat flux.

Experiments were performed at following conditions; Inlet time-averaged Reynolds number varied from 5000 to 11000; The peak pressure fluctuation were 1.3, 2.3 and 3.5 percent of the mean pressure; Pulsating frequency ranged from 53 Hz to 320 Hz.

The measurements showed that the effect of pulsation on local heat transfer is greater at downstream, in which pulsating source exists, than upstream and the heat transfer rate, averaged over the pipe length, was higher or lower than in an equivalent non-pulsating flow according to the pulsating conditions. In addition, the significant change of heat transfer rate was observed in acoustically resonant conditions, when the pulsating frequency of the flow corresponded to the pipe natural frequency.

#### 기 호 설 명

$c$  : 음속(m/s)  
 $D$  : 시험부의 관내경(m)  
 $f$  : 맥동 주파수(Hz)  
 $h = q / (T_w - T_b)$  : 열전달계수(W/m<sup>2</sup>·°C)  
 $k$  : 열전도계수(W/m·°C)  
 $L$  : 시험부의 길이(m)  
 $\bar{p}$  : 시간 평균압력(N/m<sup>2</sup>)  
 $\Delta p$  : 압력진폭(N/m<sup>2</sup>)

$q$  : 관벽의 열유속(W/m<sup>2</sup>)  
 $T_w$  : 벽면온도(°C)  
 $T_b$  : 체적온도(°C)  
 $U$  : 속도(m/s)  
 $X$  : 시험부 입구로부터의 거리(m)  
 $\gamma_p$  : 맥동진폭( $\Delta p / \bar{p}$ )  
 $\nu$  : 동점성계수(m<sup>2</sup>/s)  
 $Nu = hD/k$  : Nusselt 수  
 $\overline{Nu}$  : 관길이에 대하여 평균한 Nusselt 수  
 $Re = U_m D / \nu$  : 시험부 입구의 시간평균  
Reynolds 수

\* 정희원, 한양대학교 기계공학과

\*\* 한양대학원

<하첨자>

m : 판단면의 평균값

n : 공명조건

p : 맥동류

np : 비맥동류

## 1. 서 론

공업장치에서 흔히 발생하는 비정상 유동중에서도 주기성을 띠는 맥동유동은 열전달 및 유동특성이 정상류에 비하여 많이 변한다는 측면에서 관심의 대상이 되고 있다. 맥동현상은 보통 왕복식 펌프와 같은 유동장치에 의하여 가해지거나 연소장치에서 자발적으로 야기되는 진동에 의하여 일어나지만 맥동연소기에서와 같이 인위적인 맥동을 발생시켜 열전달 향상을 얻으려는 경우<sup>1)</sup>도 있다.

맥동유동의 형태는 고체면에 진동을 주는 방법과 유체의 유동울에 맥동을 일으키는 두가지로 대별할 수가 있고 이에 대해서는 Richardson<sup>2)</sup>에 의하여 잘 요약되었다. 이 연구에서는 후자에 관심을 가졌고 그 중에서도 특히 원관내의 난류맥동유동을 다루었다. 원관내 난류맥동유동의 열전달은 그동안 실험적으로 많이 연구되어 왔다. Matianelli 등<sup>3)</sup>은 수직원관내 맥동류의 열전달에 대한 실험을 수행하여 비맥동류인 경우와 비교하였을 때 맥동은 거의 영향이 없다는 결론을 내렸고, Havemann 등<sup>4)</sup>은 수평원관내의 열전달을 측정하여 맥동주파수가 15Hz 이하인 저주파 영역에서는 열전달이 감소하고 고주파 영역에서는 증가함을 보였다. Linke<sup>5)</sup>는 작동유체로 물을 사용하여 고주파수 영역의 맥동유동에 대한 실험을 한 결과 약 60 내지 70% 열전달이 증가한다고 발표하였다. 또한 Fedotkin<sup>6)</sup>은 레이놀즈수가 10,000인 경우 맥동주파수가 열전달에 미치는 영향을 연구하였는데 최대 열전달은 0.7과 1.2Hz에서 일어난다고 하였다. Mamayev<sup>7)</sup>의 경우 0.5 내지 20Hz의 저주파수에서 실험을 하였는데 최대 열전달율은 12 Hz일때이며 비맥동류에 비하여 약 40%의 증가가 있었다. 이 연구들을 종합해 보면 맥동

유동은 주로 열전달을 증가시키는 것으로 나타났지만 오히려 감소하는 경우도 있어 외형적으로는 서로 상반된 결론을 내리고 있다. 이것은 맥동유동의 열전달 특성이 맥동주파수, 진폭, 파형 그리고 시간평균 레이놀즈수와 같은 여러 인자들에 따라 폭넓게 변화하는데 비하여 학자들마다 지나치게 제한된 인자의 범위에서 얻은 결론을 제시했기 때문이다. 따라서 맥동으로 인한 열전달 특성의 변화를 명확히 규명하고 맥동연소기와 같은 장치의 설계를 위한 기초자료를 얻기 위해서는 매우 넓은 범위의 맥동인자를 포함하는 연구가 요구된다.

이 연구에서는 원관내의 난류맥동유동을 발생시키는 장치를 구성하고, 관벽에서 열유속이 일정하게 주어지는 경우에 대하여 시간평균 레이놀즈수, 맥동진폭 및 맥동주파수가 열전달 특성에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다.

이 연구에서 맥동진폭은 시험부 하류쪽의 압력진폭으로 두어 시험부의 위치에 따라 변하는 속도나 압력진폭이 국소열전달에 미치는 영향보다는 맥동원이 존재하는 곳의 압력진폭이 시험부 전체의 평균열전달에 대한 효과를 주로 연구하였고, 맥동주파수의 경우는 넓은 맥동주파수 범위에 대한 실험을 통하여, 음향학적 공명주파수에서 열전달의 증가가 크게 나타남을 보이고자 하였다. 맥동주파수가 열전달에 미치는 효과에 대해서 참고문헌 (1)에서는 영향이 없는 것으로 나타나고 있으나 참고문헌 (7)과 (10)에서는 영향이 크게 나타나고 있다. 따라서 열전달에 대한 맥동주파수의 효과는 더욱 많은 연구가 요구된다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

이 연구에서 구성한 실험장치의 개략도는 Fig.1과 같고 개방계로 작동된다. 실험에 사용된 유체는 공기이고, 송풍기에 의하여 공급되고 유량은 송풍기를 구동시키는 모터의 속도를 변화시키므로써 정확히 조절할 수 있다. 송풍기를 나온 공기는 시간평균 유량을 측정

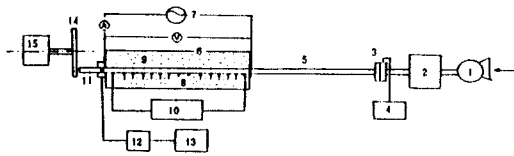


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

- |                              |                          |
|------------------------------|--------------------------|
| 1. blower                    | 2. flowrate control unit |
| 3. orifice flowmeter         | 4. micro-manometer       |
| 5. entrance length           | 6. test section          |
| 7. D.C power supply          | 8. thermocouples         |
| 9. insulator                 | 10. digital thermometer  |
| 11. pressure transducer      | 12. amplifier            |
| 13. oscilloscope             | 14. rotating disk valve  |
| 15. variable speed D.C motor |                          |

하기 위한 오리피스 유량계를 거쳐 시험부의 상류에 관직경의 60배가 되는 입구길이를 지나 동적으로 완전히 발달한 상태에서 시험부 입구로 들어간다. 시험부는 내경이 14mm 이고, 두께가 0.8mm인 스테인레스강으로 내경의 60배의 길이를 가지고 관벽에 일정한 열 유속을 주기 위해 직류전원 공급기에 의하여 일정한 전력을 시험관의 양단에 가하여 전기적으로 가열시켰다. 온도 측정을 위하여 K-type의 열전대를 사용하였는데 관벽의 온도를 측정하기 위하여 15개의 열전대를 관의 중심축을 따라 설치하였고, 입구의 공기온도를 측정하기 위하여 1개의 열전대를 설치하였다. 또한 관의 원주방향을 따른 온도의 균일성을 확인하기 위하여 시험부 중심부에 90° 간격으로 4개의 열전대를 설치하였는데 실험중 평균 온도의 0.5% 이내로 균일함을 확인하였다. 열전대로부터 나오는 전기적 신호는 디지털 온도계로 보내져 처리하였고 관 외벽은 열손실을 막기 위하여 충분히 단열시켰다. 유동에 맥동 성분을 부가하기 위하여 시험부 하단에서 관 내경의 약 15배 되는 하류쪽에 회전판을 설치하여 유동을 주기적으로 개폐시켰다. 회전판은 직경 25cm, 두께 0.5cm의 아크릴 원판으로 중심으로부터 8.91cm 되는 곳에 원주 방향을 따라 관내경과 같은 14mm의 구멍을 등간격으로 16개를 뚫고 이 구멍의 중심을 시험관의 중심축과 일치시킨 후 원판의 하단과 원판 사이의 간격을 조절할 수 있도록 하여 속도조절이 가능한 D.C모터로 구동하였다.

이때 원판에 뚫린 구멍의 직경에 대한 구멍사이의 간격에 대한 비가 압력파형에 큰 영향을 미치는 것으로 관찰되었는데 예비실험결과 그 비가 1.5일때 가장 정현파에 가까운 파형을 얻을 수 있었다. 따라서 모든 실험에서 이와같이 제작된 회전원판을 사용하였다.

맥동 주파수는 회전판의 회전속도를 조절하여 변환시킬 수 있으며, 맥동진폭은 회전판과 유동출구와의 간격을 조절하므로써 바꿀 수 있다. 이렇게 부가된 맥동압력파를 측정하기 위하여 시험부 하단에 PCB 1121A 압력 트랜스 듀스를 설치하고 측정된 전기적 신호는 증폭기를 지나 오실로스코프로 연결시켰다.

## 2.2 실험방법

변화시키고자 하는 인자를 제외한 모든 조건을 일정하게 유지시킨 상태에서 실험을 실시하였다. 실험에 들어가기에 앞서 먼저 가해진 열량의 손실정도를 두가지 방법으로 확인하였다. 첫째 방법으로는 단열재의 치수와 열전도계수로부터 반경방향의 열저항을 계산하고 관벽의 외부온도와 단열재 외벽온도를 측정하여 단열재를 통한 열손실율을 개략적으로 추정하는 것이고, 또 다른 방법은 단열재 내부에 반경 방향으로 실시한 3개의 열전대에 의해 측정된 온도로부터 계산된 온도 구배로 열손실을 계산하는 것이다. 두가지 경우 모두 비슷한 크기를 나타내었고 이 장치에서 열손실은 가열량의 2% 이내였다. 하나의 선택된 레이놀즈수에 대하여 먼저 비맥동류에 대한 실험을 선행하였는데 장치를 가동한 후 과도적 현상이 모두 없어지고 계가 열적평형에 이르는 데에는 약 1시간 정도의 예비운전이 요구되었다. 비맥동류의 측정이 완료되고 데이터가 기록된 후에는 맥동발생장치를 가동시키고 주파수 및 진폭을 차례로 변화시키면서 맥동류에 대한 측정을 행하였는데 맥동이 부가되는 순간 유로의 마찰이 증가하면서 송풍기에 의하여 마추어 놓은 유량이 급격히 떨어지는데 송풍기를 구동하는 모터의 속도를 조절하여 유량계의 눈금을 비맥동류와 같게 함으로써 시간평균 레이놀즈수를 일치시킬 수 있었다. 유

량계의 위치는 맥동원으로부터 충분히 상류에 위치하기 때문에 맥동의 영향은 무시할 수 있었다. 맥동유동을 측정할 때는 이미 계가 어느 정도 열적평형에 도달해 있기 때문에 맥동조건을 바꾼후 10 내지 15분 후면 충분히 평형상태를 얻을 수 있었다.

비맥동류인 경우 열적으로 완전히 발달한 영역에서의 누셀트수의 측정치를 오늘날 원관내 난류유동에서 널리 사용되고 있는 Dittus-Boelter의 이론식과 비교하여 볼 때 4% 이내에서 일치하였고 따라서 이 연구에서 제작한 장치의 정당성을 확인하였다. 또한 실험중 반복 운전마다 측정된 값을 서로 비교함으로써 재현성을 확인하였다. 관벽을 통한 열유속과 질량 유동률을 0.5% 이하로, 그리고 압력 맥동주파수와 진폭은 0.25% 이하로 재현이 가능하였다.

실험중 관벽과 관입구의 공기온도, 질량 유동률, 압력 맥동파의 진폭 및 주파수 그리고 전 원장치로부터 시험관 양단에 가해지는 전압을 측정하였다. 측정된 전압과 시험관벽의 전기 저항으로부터 시험부에 공급된 동력이 계산된다. 관벽의 온도는 관벽과 단열재의 열용량이 충분히 크기 때문에 맥동으로 인한 요동성분은 무시할 수 있어 일정하다고 할 수 있다. 관입구의 온도와 가해진 열유속으로부터 관을 따른 체적온도는 계산할 수 있고 측정된 관벽온도와 함께 주어진 조건에서 국소 누셀트수를 계산할 수 있다.

### 3. 결과 및 토의

실험시 맥동 인자로서는 기존의 연구들에서 열전달 특성에 영향이 큰 인자로 규명된 시험부 입구의 시간평균 레이놀즈수, 맥동진폭 및 맥동주파수로 선택하였다. 시간평균 레이놀즈수는 5,000, 7,000, 9,000 및 11,000의 4가지 경우를 택하였는데 이것은 맥동연소기의 전형적인 운전범위에 해당한다.<sup>8)</sup> 맥동진폭은 시간평균 압력에 대한 압력진폭의 비,  $\Delta P/\bar{P}$ 로 정의되는데 0.013, 0.023 및 0.035의 3가지 경우를 택하였으며, 맥동주파수는 27Hz에

서 320Hz까지 넓은 범위로 변화시켰다. 또한 관벽의 열유속은  $1.044 \text{ W/m}^2$ 으로 일정하게 유지시켰다.

Fig.2는 레이놀즈수가 5,000이고, 맥동진폭이 0.023인 경우에 관벽의 온도와 체적온도의 축방향 분포를 맥동유동과 비맥동유동인 경우를 비교하여 도시한 것이다. 주파수가 53Hz인 경우 온도는 비맥동류 보다 전반적으로 높게 나타나고 있으며, 293Hz인 경우엔 더 낮게 측정되었다. 그림에서 보듯이 온도차는 맥동진폭이 큰 하류쪽에서 좀 더 크게 나타나고 있다.

Fig.3은 측정된 온도로부터 체적온도를 기준으로 정의된 누셀트수를 계산하여 Fig.2에서와 같은 조건에서 나타낸 것인데 주파수가 53Hz인 경우에는 비맥동류에 비하여 열전달

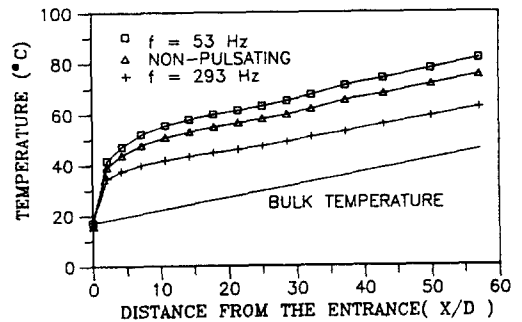


Fig.2 Temperature distribution along the pipe of non-pulsating and pulsating flow at  $\gamma_p=0.023$  and  $Re=5,000$

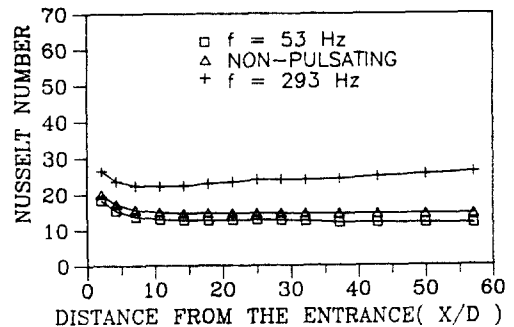


Fig.3 Local Nusselt number of non-pulsating and pulsating flow  $\gamma_p=0.023$  and  $Re=5,000$

은 감소하였으며, 293Hz 일 때는 열전달은 증가하였다. 열전달의 변화폭은 온도의 경우에서처럼 맥동진폭이 큰 하류쪽에서 더 크게 나타났다. 비맥동류인 경우 시험관 입구로부터 내경의 약 20배 이후에서 열적으로 완전히 발달한 온도장이 생기고 국소 누셀트수가 일정해지는 것에 반하여 맥동류인 경우 하류쪽으로 갈수록 누셀트수가 증가하거나 혹은 감소하였다.

맥동으로 인한 열전달의 변화를 효과적으로 보이기 위하여 누셀트수를 관 길이에 대하여 평균한 값을 여러 맥동조건에 대하여 비맥동류에 대한 비로 표시하여 Fig.4에서 Fig.9 까지 도시하였다.

Fig.4와 Fig.5는 맥동진폭이 0.023과 0.013인 경우 주파수에 따른 열전달을 여러가지 레

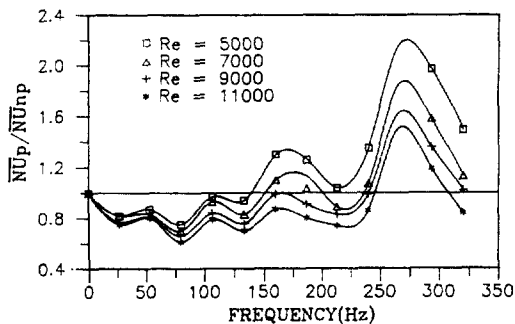


Fig.4 Relative convective heat transfer as a function of frequency at  $\gamma_p=0.023$  and various Reynolds numbers

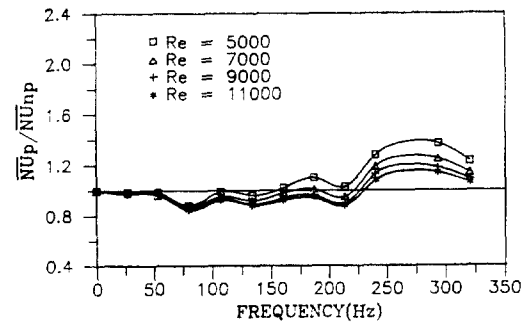


Fig.5 Relative convective heat transfer as a function of frequency at  $\gamma_p=0.013$  and various Reynolds numbers

이놀즈수에 대하여 나타낸 것이다. Fig.4에서 열전달은 주파수에 따라 많이 변하여 주기적인 증감이 관찰되었다. 이와 같은 현상은 음향학적 공명주파수와 관련이 있을 것으로 생각된다. 이 연구에서와 같이 관의 하류를 주기적으로 개폐시킴으로써 맥동을 주는 경우 유동계는 출구가 닫히고 입구가 열린 공명관처럼 작동된다. 이러한 경우 공명주파수는 다음 식으로 구할 수 있다.<sup>9)</sup>

$$f_n = \frac{(2N-1)c}{4L} \quad (1)$$

여기서  $f_n$ 은 공명주파수이며,  $L$ 은 유로의 총길이,  $c$ 는 음속 그리고  $N$ 은 관내에 형성되는 공명파형을 나타내는 숫자이다. 실험시 레이놀즈수가 5,000인 경우 평균공기 온도는 약 40°C가 되고 이때 음속은 356m/s로 계산된다. 이때 공명주파수는 식 (1)에 의해서 제 1 공명주파수에서 제 4 공명주파수까지 약 37 Hz, 111Hz, 185Hz 그리고 259Hz로 계산되는데 그림에서 나타난 결과는 이러한 공명주파수에서 열전달의 값이 최고치를 나타내고 있음을 명백히 보여주고 있다. 음향학적 공명주파수에서 열전달이 크게 변한다는 사실은 참고문헌 (10)에서도 지적한 바 있으며, 맥동연소기에 관련된 문헌들(11~12)에서도 찾아볼 수 있다. 맥동연소기는 그 장치의 특성상 자연적으로 공명조건에서 작동되므로 특히 열전달 향상을 위한 장치로 많은 연구가 되어 왔다. 열전달은 맥동조건에 따라 증가 혹은 감소가 일어남을 볼 수 있으며 주파수가 259Hz에서는 모든 레이놀즈수에서 열전달은 비맥동류에 대하여 증가하였다.

Fig.5는 맥동진폭이 0.013으로 작아진 경우인데 주파수에 따른 경향은 전체적으로 Fig.4와 비슷하지만 진폭이 0.023인 경우에 비하여 변화폭이 많이 줄어들었고 레이놀즈수가 7,000인 경우 제 3 공명주파수인 185 Hz 부근에서 맥동으로 인한 열전달 향상의 효과는 거의 사라졌다. 이러한 사실로 미루어 보아 시간평균 레이놀즈수와 맥동주파수가 고정되었을 때 맥동으로 열전달향상을 얻기 위해서는

진폭이 장치에 따라 정하여지는 적정치 이상이 되어야 함을 알 수 있다. 맥동연소기와 같은 장치는 기본적으로 제1 공명주파수에서 작동되는데 열전달 향상을 위하여서는 매우 큰 압력진폭이 필요할 것으로 보인다. 참고문헌(13)에서 제작한 맥동연소기의 경우 압력진폭이 평균압력의 20% 정도까지의 크기를 갖기 때문에 제1 공명주파수에 해당하는 주파수에서도 열전달향상이 가능하였다. 이 연구에서 제작한 맥동발생장치로는 압력진폭을 평균압력의 3.5% 이상으로 크게 하기는 불가능하였다. 따라서 더 큰 진폭의 범위를 다루기 위해서는 향후 다른 방법의 개발이 요구된다. 맥동연소기의 경우 진폭을 크게 할 수는 있지만 맥동인자를 조절하기가 극히 어렵다는 단점을 갖고 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 평균 레이놀즈수의 영향을 알아보기 위하여 각각 공명주파수 부근인 107Hz와 293Hz에서 레이놀즈수에 따라 여러 맥동진폭조건에서의 열전달을 도시한 것이다. 주파수가 107Hz인 경우 모든 레이놀즈수에서 열전달은 비맥동류에 비하여 감소하였는데, 감소하는 폭은 레이놀즈수와 진폭이 커질수록 증가하였다. 진폭이 0.013인 경우에는 맥동의 효과가 거의 없어지고 레이놀즈수에 따른 변화도 아주 작게 나타나고 있다. 주파수가 293Hz일 때는 맥동은 모든 레이놀즈수에서 비맥동류보다 열전달을 증가시켰고, 그 증가폭은 레이놀즈수가 커질수록

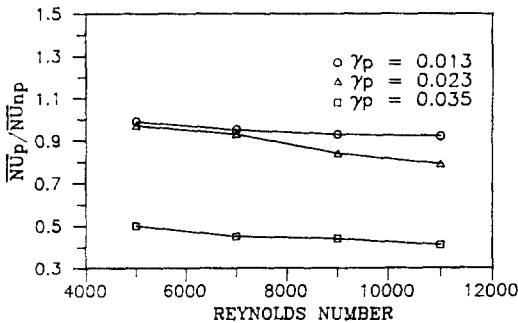


Fig. 6 Relative convective heat transfer as a function of Reynolds number at  $f=107$  Hz and various amplitudes

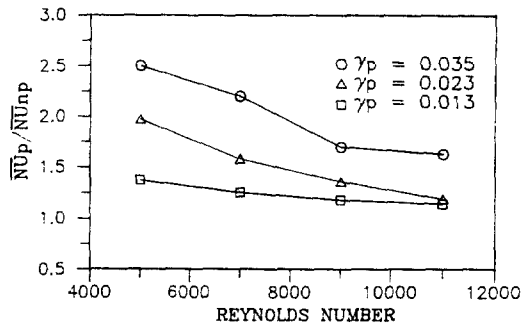


Fig. 7 Relative convective heat transfer as a function of Reynolds number at  $f=293$  Hz and various amplitudes

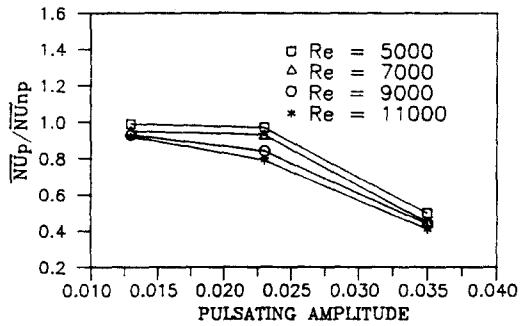


Fig. 8 Relative convective heat transfer as a function of amplitude at  $f=107$  Hz and various Reynolds numbers

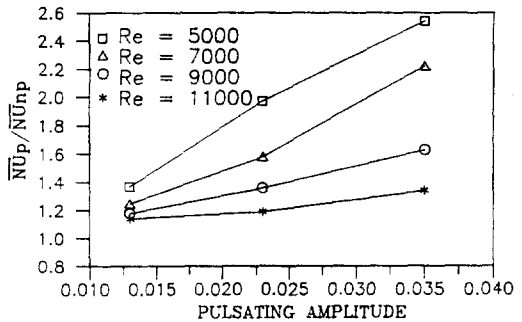


Fig. 9 Relative convective heat transfer as a function of amplitude at  $f=293$  Hz and various Reynolds numbers



록 줄어들었다. 107Hz 인 경우와는 달리 진폭이 0.013인 경우에도 어느 정도 맥동효과가 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 맥동진폭의 영향을 효과적으로 알아보기 위하여 맥동주파수가 각각 107Hz와 293Hz 인 경우에 진폭에 따른 열전달을 여러 레이놀즈수 값에 대하여 도시한 것이다. 앞서도 언급하였듯이 열전달이 증가 혹은 감소할 때 그 변화폭은 진폭이 커질수록 증가하였다. 293Hz 인 경우 측정된 모든 진폭범위에서 열전달이 증가하였는데 진폭이 커질수록 레이놀즈수에 따른 변화가 크게 나타나고 있다. 그러나 Fig. 8에서와 같이 열전달이 감소하는 경우 이러한 경향은 나타나지 않았다.

이상에서 알 수 있듯이 같은 레이놀즈수에 대해서도 맥동진폭 및 주파수의 조합에 따라 열전달 특성은 폭넓게 변하고 있다. 또한 맥동과형에도 영향을 받을 것으로 예상되기 때문에 이 연구의 정량적인 결과를 실제에 응용하기에는 아직 다소 무리가 있겠으나 맥동이 열전달에 미치는 영향에 대한 정성적인 결과를 제시했기 때문에 맥동연소기와 같이 맥동현상을 열전달 향상을 위한 수단으로 이용하고자 할때 맥동조건을 설정하기 위한 기본자료로 쓰일 수 있을 것으로 기대한다.

#### 4. 결 론

원관내 난류맥동유동에서의 열전달특성을 실험적으로 연구하였다. 맥동인자로서 시간평균 레이놀즈수를 5,000, 7,000, 9,000 및 11,000, 맥동진폭을 시간평균압력에 대한 압력진폭의 비로 0.013, 0.023 및 0.035 그리고 맥동주파수를 27Hz에서 320Hz 까지 변화시키면서 측정된 열전달량으로 부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 맥동으로 인한 열전달의 비맥동류에 대한 변화폭은 맥동원이 존재하는 하류쪽에서 크고 상류쪽으로 갈수록 점차로 작아진다.
- (2) 열전달은 주파수에 따라 주기적인 증감을 보였고, 장치의 음향학적 공명주파 수에서 최대치를 나타내었다.

(3) 열전달은 맥동인자의 조합에 따라 증가 혹은 감소하였고 그 변화폭은 시간평균 레이놀즈수가 작아지고, 맥동진폭이 커질수록 증가하였다.

#### 후 기

이 연구는 한국과학재단의 1988년도 목적기초연구지원(88021201)에 의하여 이루어졌으며 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표한다.

#### 참 고 문 헌

1. Hanby, V.I., "Convective Heat Transfer in a Gas-Fired Pulsating Combustor", Trans. ASME, Vol. 91, pp. 48-52, 1969.
2. Richardson, P.D., "Effects of Sound and Vibration on Heat Transfer", Applied Mechanics Reviews, Vo. 20, No. 3, pp. 201-216, 1967.
3. Matianelli, R.C., Boelter, J.M., Weinberg, E.B. and Yakaki, S., "Heat Transfer to a Fluid Flowing Periodically at Low Frequency in a Vertical Tube", Trans. ASME, Vol. 65, pp. 789-798, 1943.
4. Havemann, H.A., Narayan Rao N.M., "Warmeube rangung bei Pulsiernder Stromung", Forschung/auf dem Gebiete des Ingenieurwesens(B), Vol. 20, pp. 39, 1954.
5. Linke, W., "Warmeubergang bei Pulsierender stromung", Zeitschrift Des Versines Deutscher Ingenieure, Vol. 95, No. 35, p. 1179, 1953.
6. Fedotkin, I.M. and Zayets, A.S., "Correlation of Test Data on Heat Transfer to Pulsed Liquid Flow in a Horizontal Pipe", IZV, VUZOV SSSR-Engergetika, 11, 1968.
7. Mamayev, V.V., Nosov, A.S. and Syromyatinkov, N.I., "Investigation of Heat Transfer in a Pulsed Flow of Air in Pipes", Heat Transfer Soviet Research, Vol. 8, No. 3, pp. 111-116 May-June, 1976.

8. Huang, H.C.G., "Heat Transfer in a Pulsed Combustion Water Heater", Ph.D Thesis, Purdue University, 1984.
9. Dhar, B., "Transient Gas Pulsation Model of Helmholtz Type Pulse Combustion Device", ANL Report No. 3, 1980.
10. Stöšic, N. and Hanjalic, K., "Numerical Study of Unsteady Convective Heat Transfer in a Pulsating Duct Flow", Proc. of 7th International Conference, Vol. 3, pp. 117-124, 1982.
11. Proceedings of the Symposium on Pulse Combustion Technology for Heating Applications, Compiled by Clinch, J.M., ANL, NOV. 29-30, 1979.
12. Proceedings of the Symposium of Pulse Combustion Applications, Vol. 1, Atlanta, Georgia; March 2-3, 1982.
13. Dec, J.E. and Keller, J.O., "Pulse Combustor Tail-Pipe Heat-Transfer Dependence on Frequency, Amplitude, and Mean Flow Rate", Combustion and Flame, Vol. 77, pp. 359-374, 1989.