

저 주파수 벽면 가진에 의한 밀폐공간 내부 온도장의 공진 특성 실험

김성기* · 김서영* · 최영돈**

(2001년 5월 11일 접수, 2001년 7월 21일 심사완료)

An Experimental Study on Resonance of Temperature Field by Low-Frequency Oscillating Wall in a Side Heated Enclosure

Sung Ki Kim, Seo Young Kim and Young Don Choi

Key Words : Natural Convection (자연대류), Flow Resonance (유동공진), Internal Gravity Wave (내부 중력장 파동), Fluctuating Amplitude (요동 진폭)

Abstract

An experimental study has been conducted to elucidate the resonance of natural convection in a side-heated square enclosure having a mechanically oscillating bottom wall. Under consideration is the impact of the imposed oscillating frequency, amplitude and the system Rayleigh number on the fluctuation of air temperatures. The experimental results show that the magnitude of the fluctuation of air temperature is substantially augmented at a specific forcing frequency of the oscillating bottom wall. The resonant frequency is increased with the increase of the Rayleigh number and it is little affected by the amplitude of the oscillating wall. It is also found that the resonant frequency is relevant to the Brunt-Vaisala frequency which represents the stratification degree of the system.

기호설명

A : 하단 벽면의 무차원 진폭, $A = \Delta x / H$
 f : 하단 벽면의 가진 주파수 [Hz]
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 H : 밀폐계의 수직 길이 [m]
 k : 공기의 열전도도 [W/mK]
 L : 밀폐계의 수평 길이 [m]
 \overline{Nu} : 공간 평균 Nusselt수, $\overline{Nu} = q'' H / k \Delta T$
 Ra : 온도 기준 Rayleigh 수, $Ra = g \beta \Delta T H^3 / \alpha \nu$
 Ra'' : 열유속 기준 Rayleigh 수, $Ra'' = g \beta q'' H^4 / k \alpha \nu$

Pr : Prandtl 수, $Pr = \nu / \alpha$
 q'' : 열유속 [W/m^2]
 T : 온도 [K]
 t : 시간 [sec]
 W : 밀폐계의 깊이 [m]
 x, y, z : 좌표 [m]
 X, Y, Z : 무차원 좌표
 그리스문자

α : 공기의 열확산계수 [m^2/s]
 β : 공기의 열팽창계수 [$1/K$]
 Δx : 하단 벽면의 요동변위 [m]
 ν : 공기의 동점성계수 [m^2/s]
 ΔT : 고온벽과 저온벽의 온도차 [K]
 θ : 무차원 온도, $\theta = (T - T_c) / (q'' H / k)$
 $\overline{\theta}$: 무차원 평균 온도
 θ' : 무차원 온도의 요동성분, $\theta = \overline{\theta} + \theta'$
 τ : 무차원 확산 시간, $\tau = t H^2 / \alpha$

* 회원, KIST 열유동제어 연구센터

† 책임저자, 회원, KIST 열유동제어 연구센터,

Email: seoykim@kist.re.kr

TEL : (02)958-5683 FAX : (02)958-5689

** 회원, 고려대학교 기계공학과

ω : 무차원 가진 주파수, $\omega = f H^2 / \alpha$

하첨자

H : 밀폐계의 특성길이
P : 하단 벽면 가진상태
S : 정상상태

1. 서 론

1940년대 건물 외벽의 단열을 위한 연구에서부터 시작된 밀폐계 내에서의 자연대류 연구는 원자 반응로의 냉각, 태양열 집열판, 축열조와 같은 많은 공업적 응용분야와 더불어 지난 수십 년 동안 많은 연구자들의 관심을 이끌어온 주제이다. 초기의 연구는 고온부의 벽면온도가 일정하거나 일정 열유속이 부여되는 정상상태에 초점이 맞추어진 연구가 대부분이었다.

하지만 대부분의 열시스템은 외부온도 변화 및 가열 시스템의 간헐적인 동작에 의해 비정상상태의 조건에서 운전되고 있다. 그러한 까닭에 시간변화에 따른 특성에 관한 많은 연구가 수행되었다. Gill and Davey⁽¹⁾가 수직벽면 온도경계층의 불안정성 분석에 의한 경계층의 요동현상을 언급한 이후 Patterson and Imberger⁽²⁾는 사각형 공간 내부의 과도특성 연구를 통하여 공간 크기의 내부 중력장요동(internal gravity wave)이 발생하는 조건과 원인에 대한 가설을 제시하였다. 이러한 연구를 바탕으로 과도특성에 관한 많은 관심이 집중되어 Ivey⁽³⁾에 의해 사각 밀폐계에서 고온 수직벽에 의해 생성된 유동이 수평벽의 영향을 받아 발생하는 고주파 온도 요동이 관찰되었으며 이후 Paolucci and Chenoweth,⁽⁴⁾ Schladow,⁽⁵⁾ Patterson and Amfield⁽⁶⁾ 등에 의해 사각 공간에의 벽면 근처에서의 경계층 불안정성에 의한 고주파 요동 및 내부 공기의 성층화에 기인한 저주파 요동이 존재함이 밝혀졌다.

최근에는 외부가진을 공간 내부로 부여함으로써 내부 유동장의 변화를 일으켜 열전달을 촉진시키는 연구가 활발하게 수행되었다. Yang et al.⁽⁷⁾이 고온 벽온도의 주기 및 진폭 변화를 통한 너셀 수 변화를 제시한 이후 Kazmierczak and Chinoda⁽⁸⁾에 의해 고온 벽면의 주기적 온도 변화

의 주파수 및 진폭변화에 따라 내부 유동장 특성이 변화함이 밝혀졌다. 이러한 온도가진에 의한 공간내부 특성 변화에 대하여 Lage and Bejan⁽⁹⁾은 수치해석 연구를 통해 주기적인 고온벽면 온도의 변화에 의해 특정 저 주파수의 가진이 주어지는 경우 너셀 수가 증가하는 공진현상이 존재함을 밝혔으며 단위해석을 통해 그 주파수가 부력에 의해 벽면을 따라 한바퀴 회전하는 내부유체 유동의 주파수와 일치함을 보였다. 또한 Xia et al.⁽¹⁰⁾은 고온 벽면의 주기적인 온도 변화를 통하여 내부 유동장의 변화와 요동 발생에 관한 조건을 변화시킬 수 있음을 밝혔다. 온도가진에 의한 자연대류 특성변화 문제는 Kwak and Hyun⁽¹¹⁾과 Kwak et al.⁽¹²⁾의 주기적 온도변화에 따른 수치해석 연구에 의하여 브룬트-바셀라 주파수(Brunt-Vaisala frequency)로 표현되는 내부중력장요동주파수와 동일한 외부가진이 내부로 전해지는 경우, 내부 공간을 지나는 너셀수의 요동 진폭이 증가하는 공진현상이 발생하며 이는 가진 온도의 변화폭, 작동 유체의 프란틀 수에 상관없이 발생하는 자연대류계의 고유특성임이 밝혀졌다.

다른 형태의 외부가진에 의한 내부 열유동장 특성 변화에 대하여 Fu and Shieh^(13,14)는 사각 밀폐계 전체 진동에 의한 내부유동장의 변화 및 열전달에 관한 연구를 통해 특정한 공진 주파수의 외부가진이 부여되는 경우, 밀폐계 전체에 대한 기계적인 요동에 의해서도 내부 유동장의 변화 및 그에 따른 열전달의 증가현상을 발생함이 밝혔다. 또한 Iwatsu et al.⁽¹⁵⁾은 고온 수평 벽면 가진에 의한 공진현상 연구를 통해 밀폐계로 가해지는 진동의 물리적인 수단 및 방향에 관계없이 특정주파수의 가진이 내부로 부여되는 경우 내부 유동의 패턴이 변화하며 그에 따라 너셀 수의 요동진폭이 증가하는 현상을 밝힘으로서 내부 유동의 공진 현상이 진동의 동작수단 및 방향에 관계없이 발생하는 공간 내부의 특성임이 밝혀졌다.

그러나 현재까지 밀폐계 내부로 진동을 부여하여 발생하는 유동장 및 열전달 변화에 관한 위의 연구들은 대부분 수치해석에 의한 이론적 연구에 국한되어 수행되었다. 실험적 연구로서 Forbes et al.⁽¹⁶⁾에 의해 밀폐계 전체 진동에 의한 자연대류 열전달 실험이 수행되어 가진 주파수의 증가에

따른 열전달 증가현상이 관찰되었고 Antohe and Lage⁽¹⁷⁾는 물을 작동유체로 하는 고온 벽면의 주기적 온도변화에 따른 공진현상에 대한 실험적 연구를 수행하여 가진 주기의 증가에 따른 자연 대류 열전달의 증가 현상을 관찰하였으나 내부 열유동장 공진현상의 명확한 규명은 이루어지지 못하였다. 따라서 본 연구에서는 수치해석적으로 밝혀진 외부 가진에 의한 내부 중력장 요동 공진의 존재를 가진 주파수, 가진 진폭 및 레일리 수 변화와 같은 다양한 조건에서의 실험을 통해 검증하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

측벽이 가열되는 중형비가 1인 밀폐계에서 외부가진에 의한 자연대류 열전달의 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Fig. 1은 실험에 사용된 장치에 대한 개략도를 나타낸다. 사각형 밀폐계는 두께 10 mm의 플렉시 글라스를 이용하여 높이 30 cm, 폭 30 cm, 깊이 30 cm로 구성되었다. 수직 한쪽벽은 고온부로서 균일한 열유속이 발생되도록 필름히터(Courtaulds Performance films, AU-ARE-12)와 교류전원장치를 부착하였다. 또한 반대 수직벽은 저온부로 유로를 통해 냉각수가 순환되면서 등온을 유지할 수 있도록 구리 재질의 저온벽을 설치하였다. 사각형 밀폐계 내부는 1기압의 공기가 작동유체로 채워져 있으며 외부로의 열손실을 최소화하기 위해 필름히터 후부는 공기 단열층 및 발포단열재를 이용하여 열

손실을 최소화 하였고 히터외벽을 포함한 모든 벽면은 10 mm 두께의 발포수지 단열재를 5겹 적층하여 단열시켰다.

밀폐계 내부로 저주파 진동을 가하기 위하여 감속기어를 이용한 왕복운동 가진 기구를 사각형 밀폐계 하단부에 설치하였다. 컨트롤러와 감속기어가 부착된 전기모터가 회전함에 따라 하단 수평 벽면의 지름 20 cm인 원판이 상하로 움직이게 된다. 왕복운동시의 공기의 출입을 막기 위해 원판과 하단 벽면을 실리콘-에폭시 접착제(General Sealants)와 두께 2 mm의 고무판을 이용하여 밀봉하였다. 또한 공간내부로 부여되는 가진기구의 진동 주파수는 근접 스위치(Autonics, YS-2505-DNO)를 이용하여 검출된 펄스신호를 디지털 오실로스코프(LeCroy, 9310A)를 이용한 FFT 변환을 통하여 검출하였다.

히터의 표면에는 9개의 열전대(Omega, AWG 40)가 등간격으로 부착되어 벽면을 통한 대류 열전달의 증감을 관찰할 수 있게 하였고 벽면을 통한 열 손실을 측정하기 위하여 12개의 K형 열전대(Omega, AWG 30)가 모든 벽면의 안쪽과 바깥쪽 면에 부착되었다.

밀폐공간은 내부 공기의 낮은 열전도도에 의해 레일리 수가 $Ra=1.4 \times 10^8$ 일 때 열판의 뒷면으로 약 6%, 다른 벽면을 통해 약 24.5%의 열 손실이 발생하였다. 그러므로 전열판에서 발생된 열유속의 69.5%만이 밀폐공간 내부의 공기에 의해 저온벽면으로 열전달이 이루어지는 것으로 선정된다. 따라서 외부로의 열손실을 제외한 열유속만을 밀폐공간 내부로의 입력 열유속으로 계산하였다. 이러한 온도 자료는 자료획득 장치(Yokogawa, DA-100)를 통하여 컴퓨터에 저장되었다. 또한 하단 벽면의 주기적 가진에 의한 내부 온도장의 변화를 측정하기 위하여 사각 밀폐계 중심 평면상에 수평 및 수직방향 7.5 cm의 등간격으로 시상수가 약 25 ms인 직경 25 μ m의 T형 열전대(Omega, SPCC-001, SPCP-001)를 지름 1.2 mm의 스테인레스 지지대를 이용하여 공간상에 설치하였다. 여기에서 온도측정은 고속 자료획득 장치(Real Time Device, AD 2110, TMX 32)와 측정자료 저장 컴퓨터를 이용하여 측정 및 저장하였다. 이때 자료를 취득하여 저장하는 주파수는

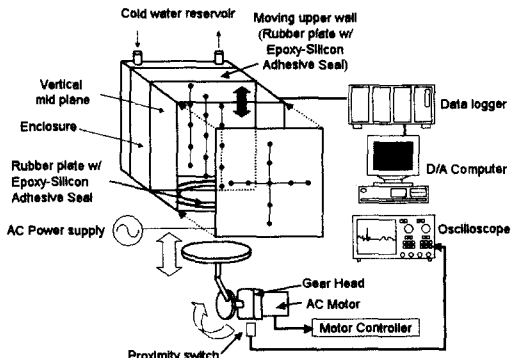


Fig. 1 A schematic view of experimental setup

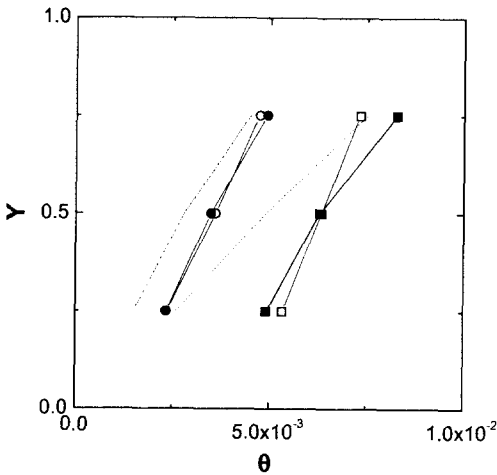


Fig. 2 Comparison of measured temperature profiles of internal air with the previous numerical results at $(X, Z) = (0.5, 0.5)$; \blacksquare, \square : $Ra = 7.3 \times 10^7$; \bullet, \circ : $Ra = 1.2 \times 10^8$, solid symbol: the steady state, hollow symbol: the oscillatory state; the numerical result⁽¹⁹⁾ (dotted line: $Ra'' = 7.0 \times 10^7$ and dash dotted line: $Ra'' = 1.0 \times 10^8$)

80 Hz 이다.

실험은 실험장치에 24시간 이상 열유속 및 저온 냉각수를 공급하여 열 및 유동장이 충분히 정상상태에 도달하게 한 후 수행되었다. 본 실험에서의 자연대류 유동장의 레이리 수 Ra 는 7.3×10^7 및 1.2×10^8 으로 고정되었다. 외부로부터의 기계적 가진에 대한 내부 유동장의 온도 변화를 측정하기 위하여 시스템의 열확산시간 이상 밀폐계 하단에 설치된 가진 기구가 동작하여 정해진 주파수의 가진이 밀폐계 내부로 가해지고 이후 온도가 측정되었다. 이후 다른 조건의 실험을 수행하기 전 열확산시간 이상 밀폐계 내부로의 가진은 정지되어 유동장이 초기의 정상상태로 복귀하도록 하였다. 본 실험에서 얻어진 공간평균 너셀 수 $\overline{Nu} = q'' H / k \Delta T$ 의 불확실성은 Kline and McClintock에 의한 단일 표본 분석법⁽¹⁸⁾에 의하여 95%의 신뢰구간에서 정상상태의 레이리 수 Ra 가 7.3×10^7 인 경우 17.0%, Ra 가 1.2×10^8 인 경우 14.6%로 계산되었다.

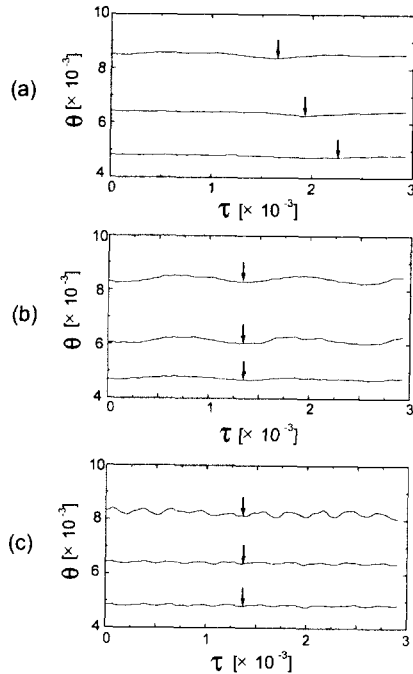


Fig. 3 Temporal behavior of non-dimensional temperature, θ for various imposed oscillation frequencies of bottom wall at $(X, Y, Z) = (0.5, 0.75, 0.5)$ for $Ra = 1.2 \times 10^8$ and $A = 0.06$. (a) $\omega = 356$; (b) $\omega = 927$; (c) $\omega = 3566$

3. 결과 및 토의

Fig. 2는 레이리 수 Ra 가 7.3×10^7 와 1.2×10^8 일 때 정상 상태 및 하단벽면 가진상태($\omega = 713, A = 0.06$)에 대한 내부 중심 온도의 구배를 나타낸 그림이다. 그림에서 관찰할 수 있듯이 Kwak and Hyun⁽¹⁹⁾이 제시한 무차원화된 온도형상과 유사한 온도구배 형태를 관찰할 수 있다. 정상상태 조건에서 두가지 레이리 수에 따른 온도구배의 경향은 유사하나 레이리 수가 7.3×10^7 인 경우 실험 장치의 열손실 및 수평벽면의 불완전 단열조건 등의 한계로 인하여 정성적인 값의 차이가 발생할 수 있다. 또한 가진상태에서 높이에 따른 온도구배가 하단 벽면가진에 의하여 낮아짐을 알 수 있으며 $Ra = 7.3 \times 10^7$ 의 경우 그러한 경향이 더욱 명확하게 관찰된다. 이는 하단벽면

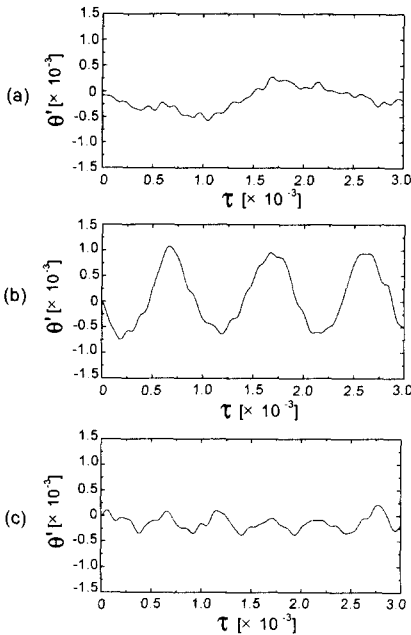


Fig. 4 Temporal behavior of fluctuating component, θ' for various imposed oscillating frequency of bottom wall at $Ra = 1.2 \times 10^8$ and $A = 0.027$. (a) $\omega=356$; (b) $\omega=927$; (c) $\omega=1997$

의 가진에 의하여 내부 공기의 성층화 정도가 변화함을 의미하는 것이다.

레이일리 수가 1.2×10^8 일 때 외부가진에 의한 밀폐공간 내부의 온도장 변화를 살펴보기 위해 공기 온도의 시간에 따른 변화를 Figs. 3(a)~(c)에 나타내었다. 저 주파수의 외부 가진이 주어지는 경우는 Fig. 3(a)와 같이 밀폐계 내부의 시간적 공기 온도변화는 화살표로 표시한 바와 같이 밀폐계 내부에서 높이에 따른 위상차를 보이고 있다. 그러나 가진 주파수가 증가하여 $\omega=927$ 이 되면 Fig. 3(b)에 화살표로 나타난 바와 같이 높이에 따른 공기온도의 시간적 위상차는 사라지고 공기요동의 진폭은 커짐을 알 수 있다. 가진 주파수가 $\omega=927$ 이상으로 증가하는 경우에도 Fig. 3(c)에 보이는 바와 같이 높이에 따른 위상차는 거의 없다. 그러나 공기요동의 진폭은 Fig. 3(b)의 경우보다 감소하는 경향을 보인다.

레이일리 수 Ra 가 1.2×10^8 으로 일정하며 하단

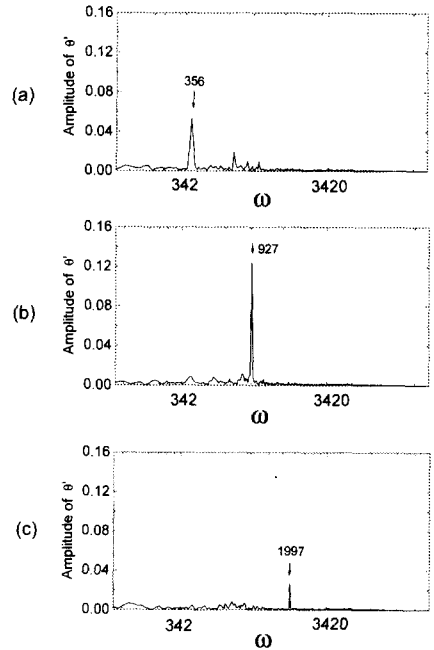


Fig. 5 Magnitude of fluctuating component, θ' for various imposed oscillating frequency of bottom wall at $Ra = 1.2 \times 10^8$ and $A = 0.027$. (a) $\omega=356$; (b) $\omega=927$; (c) $\omega=1997$

벽면의 가진변위가 일정한 경우($A=0.027$) 가진주파수 변화에 따른 공기온도의 요동성분(θ') 변화와 그에 대한 고속 푸리에 변환(FFT)값을 Figs. 4(a)~(c)와 Figs. 5(a)~(c)에 각각 나타내었다. 이때 공기온도는 밀폐계 내부 (X, Y, Z)=(0.5, 0.75, 0.5)의 위치에서 측정되었다. Figs. 4(a)~(c)에서 관찰할 수 있듯이 공기 온도는 하단 벽면가진에 의해 주기적으로 변화하고 있음을 알 수 있다. 또한 Figs. 5(a)~(c)로부터 $\omega=927$ 의 가진이 주어지는 경우의 공기온도는 $\omega=356$ 또는 $\omega=1997$ 의 가진이 주어지는 경우와 달리 가진 주파수를 따르는 요동 진폭의 변화가 매우 증가한 것을 관찰할 수 있다. 이로서 특정 주파수의 하단벽면진동이 주어지는 경우에 내부 공기요동의 진폭이 급격히 증가하는 공진현상이 발생하는 것을 알 수 있다. 기존 연구들에서 알려진 바와 같이 본 실험 조건에서 자연대류가 일어나는 밀폐계의 내부는 높이에 따라 공기 온도의 성층화가 이루어

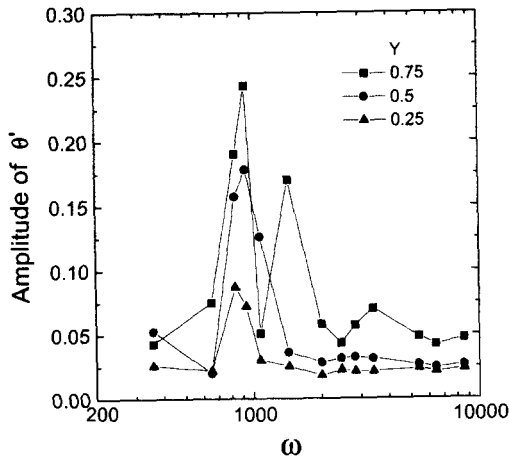


Fig. 6 Effect of forcing frequency on the fluctuating amplitude of air temperature at $(X, Z)=(0.5, 0.5)$ for $Ra=1.2 \times 10^8$ and $A = 0.027$

지며 성층화된 공기가 가진에 의하여 진동하는 경우에 온도 차이에 의한 밀도구배 또한 진동하게 된다.^(11,12) 그러므로 외부에서 주어지는 진동이 성층화에 따른 내부 특성과 일치하게 되는 경우 그 요동진폭이 증가하는 공진현상을 예상할 수 있다.

이러한 공기온도의 요동에 대한 밀폐계 내부로 가해지는 가진 주파수의 영향을 살펴보기 위하여 중심부 수직단면에서의 온도 요동 강도를 Fig. 6에 나타내었다. 이때 하단 벽면의 진폭 A 는 0.027로 일정하다. 가진 주파수가 증가함에 따라 내부공기 온도의 요동강도가 증가하여 가진 주파수가 $\omega=927$ 인 경우 모든 위치에서 가장 큰 증가를 보인다. 이로서 외부로부터 특정한 주파수의 가진이 내부로 부여되는 경우 성층화된 공기 요동의 진폭이 증가하는 공진현상의 존재를 확인할 수 있다. 또한 $Y=0.75$ 위치의 온도요동 강도가 약 $\omega=1368$ 부근에서 급격히 증가하는 것을 관찰할 수 있는데 이는 유동의 비선형 특성에 의한 공진주파수의 2차 조화값으로 판단된다.

공기온도 요동진폭의 영향을 알아보기 위하여 밀폐계 하단벽면의 진폭변화에 따른 성층화된 내부공기 온도의 요동특성을 Fig. 7에 나타내었다. 가진 진폭이 증가함에 따라 공기온도 요동진폭이

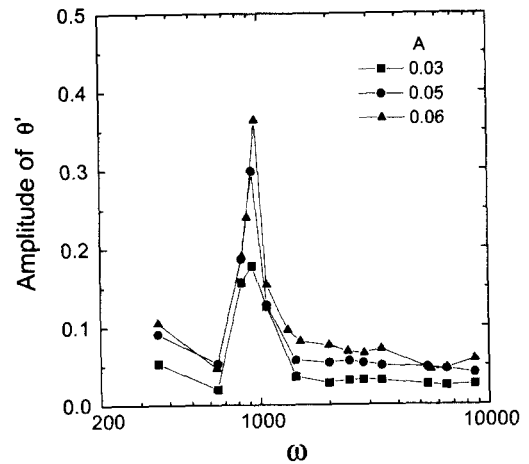


Fig. 7 Effect of oscillating amplitude of bottom wall on the fluctuating amplitude of air temperature at $(X, Y, Z)=(0.5, 0.5, 0.5)$, $A = \Delta x/H$ for $Ra=1.2 \times 10^8$

증가함을 알 수 있으며 공기온도의 최대 요동진폭이 발생하는 공진 주파수는 벽면가진 진폭의 변화에 상관없이 변화하지 않는 것을 알 수 있다. 이는 기존 수치 및 해석적 연구에서 수행되었던 고온 벽면온도 진폭 변화에 대한 요동진폭 증가연구에서 밝혀진 결과와 일치한다.^(11,12,20) 즉, 주기적으로 변화하는 고온벽면 온도의 가진진폭이 변화할 때 내부 중심에 생성되는 성층화의 정도가 일정한 경우 공진이 발생하는 주파수는 거의 변화가 없다. 물론 고온벽면의 시간평균 온도가 상승하여 성층화 정도가 변화하게 되면 공진을 일으키는 가진 주파수가 변화한다.⁽¹⁹⁾ 그러므로 열 시스템의 레일리 수와 작동유체의 프랜틀 수가 일정한 경우 밀폐계 내부의 성층화 정도 또한 크게 변화하지 않으며 따라서 가진 진폭이 변화하여도 공진현상이 발생하는 주파수는 변화하지 않는다. 위의 결과로부터 밀폐계 내부의 성층화 정도가 변화하는 경우 공진현상이 발생하는 가진 주파수와 그 요동진폭이 변화한다는 사실을 유추할 수 있다. 이를 증명하기 위하여 레일리 수를 변화시켜 내부 공기의 성층화 특성이 변화하였을 때 발생하는 내부 공기 요동특성을 Fig. 8에 나타내었다. 레일리 수는 $Ra = 7.3 \times 10^7$ 이며 가진진

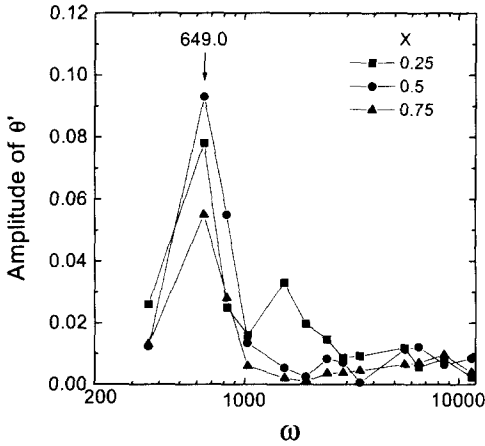


Fig. 8 Effect of Rayleigh number on fluctuating amplitude of air temperature at (Y, Z)=(0.75, 0.5) for Ra=7.3 × 10⁷ and A=0.027

폭이 A = 0.027로 일정하다. 요동진폭의 증가현상은 X=0.5, Y=0.75 측정위치에서 가장 명확하게 관찰되었으며 그림으로부터 알 수 있듯이 공진을 일으키는 주파수는 ω=649로 변화한 것을 알 수 있다. 이로서 레이일리 수가 Ra = 7.3 × 10⁷로 감소하면 공진을 일으키는 주파수 역시 감소함을 알 수 있다.

본 실험을 통하여 측정된 사각형 밀폐계에서의 공진 주파수와 기존의 수치해석 및 해석 연구들에 의해 예측된 공진 주파수를 비교하기 위하여 그 값들을 Table 1에 나타내었다. 사각형 밀폐계 내부에서 일어나는 내부 중력장 요동에 의한 유동의 저주파 공진 주파수는 유동이 사각형 밀폐계를 회전하여 돌아오는 주기 또는 성층화된 공기의 요동에 의한 내부 중력장 파동이론으로부터 예측이 가능하다. 유동의 회전주기에 의한 주파수 예측값은 고온 벽면에 의해 생성된 기류의 속도와 유동이 진행되는 밀폐계 내부거리로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \frac{v}{2(L+H)} \tag{1}$$

Table 1 Comparison between the previous theoretical estimation and the present experimental results for the resonance frequency, ω

Ra	Theoretical prediction, (3.1) and (3.2)	Theoretical prediction, (3.1) and (3.3)	Theoretical prediction, (3.4)	Theoretical prediction, (3.5)	Experimental result
7.3 × 10 ⁷	1245	859	765	472	649
1.2 × 10 ⁸	1932	1333	980	751	927

여기서 속도 v는 Lage와 Bejan⁽⁹⁾에 의한 차원해석을 통해 다음과 같이 표현된다.

$$v \sim \frac{\alpha}{H} [(Ra'' Pr)^{4/5}]^{1/2} \tag{2}$$

Antohe와 Lage⁽²⁰⁾는 수평속도 성분을 고려하여 속도 v를 다음과 같이 나타내었다.

$$v \sim \left[\frac{\alpha^2}{H^2} Ra'' \left(\frac{L}{H} \right) (Ra'' Pr)^{-1/5} \left(2 + \frac{2}{1+L/H} \right)^{-1} \right]^{1/2} \tag{3}$$

또한 Paolucci와 Chenoweth⁽⁴⁾에 의한 내부 중력장 파동이론에 따른 공진주파수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$f = \frac{0.95}{2\pi} \frac{\alpha}{H^2} \left(\frac{Pr Ra}{2} \right)^{1/2} \tag{4}$$

또한 Kwak et. al.⁽¹⁹⁾에 의한 주파수 예측 변환식은 다음과 같다.

$$f = \frac{\sqrt{2}}{4\pi} \frac{\alpha}{H^2} \left(Ra'' Pr \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)^{1/2} \tag{5}$$

레이일리 수가 7.3 × 10⁷인 경우와 1.2 × 10⁸인 경우 기존연구에 의한 각각의 예측값을 살펴볼 때 공진이 발생하는 주파수의 값은 연구자에 따라 약간의 차이가 발생하였으나 대체적으로 근사함을 알 수 있다. 특히 성층화된 공기요동에 의한 내부중력장 이론에 따르는 주파수 예측값은 본 실험을 통하여 얻어진 공진 주파수와 대체적으로 잘 일치하였다.^(11,12) 이로서 본 연구에서 기존의

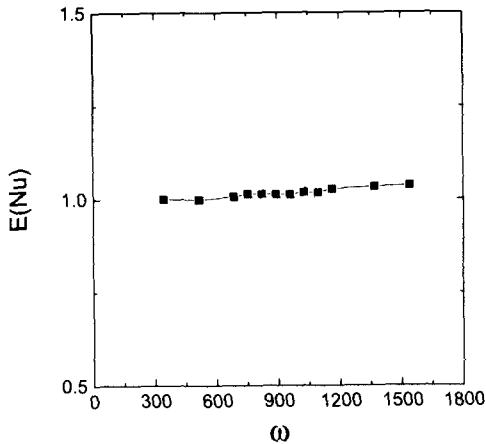


Fig. 9 Variation of time-averaged Nusselt number for various forcing frequencies, ω at $Ra=1.2 \times 10^8$ and $A=0.027$

수치해석 연구에 의해 제시된 사각형 밀폐계에서 발생하는 성층화된 유체의 공진현상의 존재를 확인하였고 공진 주파수는 내부중력장 이론에 의한 브룬트-바셀라 주파수(Brunt-Väisälä frequency)로 예측됨을 보였다.

이러한 내부 공기온도의 공진현상이 밀폐계 내부 고·저온 벽면간의 시간평균 대류 열전달율에 미치는 영향을 알아보기 위해 $Ra = 1.2 \times 10^8$ 이며 하단 벽면 가진 진폭 A 가 $A = 0.027$ 로 고정된 조건에서 하단 벽면 가진주파수 변화에 대한 고온벽면의 너셀 수의 비, $E(\overline{Nu})$ 의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 여기서 너셀 수의 증가정도, $E(\overline{Nu})$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$E(\overline{Nu}) = \frac{(\overline{Nu})_P}{(\overline{Nu})_S} \quad (6)$$

그림에서 나타난 바와 같이 가진주파수가 증가함에 따라 고온 벽면의 너셀 수는 크게 변화하지 않고 불 확실성 범위내의 미소한 증가 현상을 관찰할 수 있었다. 기존의 수치해석에 의한 결과에 따르면 가진주파수에 증가에 따라 매우 적은 선형적인 증가를 보이거나 내부 온도장 요동진폭이 증가하는 주파수의 외부가진이 주어지는 경우가

진 진폭이 상당히 큰 경우를 제외하고 너셀 수는 큰 변화가 없는 것으로 관찰되었다.^(9,11,12) 따라서 본 실험을 통하여 기존 수치해석 연구 결과들의 정당성을 확인할 수 있다.

4. 결론

측벽이 가열되는 종횡비가 1인 사각형 밀폐공간내부에 하단으로부터 벽면진동을 가하는 경우 성층화된 유동장의 공진현상을 규명하기 위한 실험을 수행하였다. 주요변수로는 내부 공기요동에 미치는 진동의 가진 주파수, 가진 변위 및 유동장의 레일리 수가 고려되었다. 레일리 수가 일정한 경우, 내부 중심 공기 온도의 요동 진폭은 특정한 가진 주파수에서 상대적으로 크게 증가하는 공진현상을 보였으며 가진 진폭이 증가하는 경우 요동의 진폭은 증가하지만 공진 주파수는 변화하지 않음을 알 수 있었다. 또한 밀폐계의 레일리 수가 변화하는 경우, 공기온도의 요동 진폭과 공진 주파수가 변화함을 알 수 있었다. 이러한 기계적 진동의 변위 및 레일리 수의 변화에 따라 발생하는 공기 요동진폭의 공진 현상 특성은 기존의 고온 벽면온도 변화 및 기계적 가진에 의한 수치해석적 연구들에서 제시된 공진현상의 특성과 일치하였으며 실험을 통해 관찰된 공진 주파수는 기존의 연구들에서 내부 중력장요동 이론으로 예측한 값과 대체적으로 잘 일치함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 국가지정연구실사업에 의한 연구비 지원으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Gill, A. E. and Davey, A., 1969, "Instabilities of a Buoyancy-Driven System," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 35, pp. 775~798.
- (2) Patterson, J. and Imberger, J., 1980, "Unsteady

- Natural Convection in a Rectangular Cavity", *J. Fluid Mech.*, Vol 54, pp. 417~421.
- (3) Ivey, G. N., 1984, "Experiments on Transient Natural Convection in a Cavity," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 144, pp. 389~401.
- (4) Paolucci, S. and Chenoweth, D., 1989, "Transition to Chaos in a Differentially Heated Vertical Cavity," *J. Fluid Mechanics*, Vol 201, pp. 379~410.
- (5) Schladow, S. G., 1990, "Oscillatory Motion in a Side Heated Cavity," *J. Fluid Mech.*, Vol. 213, pp. 589~610.
- (6) Patterson, J. C. and Amfield, S. W., 1990, "Transient Features of Natural Convection in a cavity," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 219, pp. 469~497.
- (7) Yang, J. W., Scaccia, C., Goodman, J., 1974, "Laminar Natural Convection about Vertical Plates with Oscillatory Surface Temperature," *ASME Trans. J. Heat Transfer*, Vol. 96, pp. 9~14.
- (8) Kazmierczak, M. and Chinoda, Z., 1992, "Bouyancy Driven Flow in an Enclosure with Time Periodic Conditions," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1507~1518.
- (9) Lage, J. L. and Bejan, A., 1993, "The Resonance of Natural Convection in an Enclosure Heated Periodically from the Side," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 36, pp. 2027~2038.
- (10) Xia, Q., Yang, K. T. and Mukutomi, D., 1995, "Effect of Imposed Wall Temperature Oscillations on the Stability of Natural Convection in a Square Enclosure," *ASME Trans. J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 113~120.
- (11) Kwak, H. S. and Hyun, J. M., 1996, "Natural Convection in an Enclosure Having a Vertical Sidewall with Time Varing Temperature," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 329, pp. 65~88.
- (12) Kwak, H. S., Kuwahara, K. and Hyun, J. M., 1998, "Resonant Enhancement of Natural Convection Heat Transfer in a Square Enclosure," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 2837~2846.
- (13) Fu, W. S. and Shieh, W. J., 1992, "A Study of Thermal Convection in an Enclosure Induced Simultaneously by Gravity and Vibration," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 35, pp. 1695~1710.
- (14) Fu, W. S. and Shieh, W. J., 1993, "Transient Thermal Convection in an Time-periodic Horizontal Heating," *Int. J. Enclosure Induced Simultaneously by Gravity and Vibration*, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 437~452.
- (15) Iwatsu, R., Hyun, J. M. and Kuwahara, K., 1992, "Convection in a Differentially Heated Square Cavity with a Torsionally Oscillating Lid," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 35, pp. 1069~1076.
- (16) Forbes, R. F., Carley, C. T. and Bell, C. J., 1970, "Vibration Effects on Convective Heat Transfer in Enclosures," *ASME Trans. J. Heat Transfer*, Vol. 92, pp. 429~438.
- (17) Antohe B. V. and Lage, J. L., 1996, "Experimental Investigation on Pulsation Horizontal Heating of an Enclosure Filled with Water," *ASME Trans. J. of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 889~896.
- (18) Beckwith, T. G., Marangoni, R. D. and Lienhard V., 1993, "Mechanical Measurements," Fifth edition, Addison Wesley Co. Inc., NewYork.
- (19) Kwak, H. S., Kuwahara, K. and Hyun, J. M., 1998, "Prediction of the Resonance Frequency of Natural Convection in an Enclosure with Time-periodic Heating Imposed on One Side Wall," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3157~3160.
- (20) Antohe B. V. and Lage, J. L., 1996, "Amplitude Effect on Convection Induced by Heat and Mass Transfer," Vol. 39, pp. 1121~1133.