

◀ 論 文 ▶

球形物體 周圍의 自然對流 熱傳達에 대한 振動效果

朴 喜 鎔\* · 趙 承 煥\*\*

Effect of Vibration on Natural Convective Heat Transfer  
around a Spherical Body

Hi-Yong Pak and Seung-Hwan Cho

Abstract

A heat transfer model for the case of simultaneous vibration of both the heated surface and its surrounding medium is constructed and the dimensional analysis is applied to this model in order to find the governing dimensionless parameters in which the vibration effects the heat

記 號 說 明

$Ac$ : dimensionless vibratory acceleration,  $X\omega^2 D^3/\nu^2$

$B$ : fluid bulk modulus

$C$ : wave velocity of the system

$D$ : diameter of sphere

$\frac{D}{Dt}$ : substantial derivative operator

$$\frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y}$$

$g$ : gravitational acceleration

$Gr$ : Grashof number,  $g\beta\theta D^3/\nu^2$

$h$ : heat transfer coefficient

$k$ : thermal conductivity

$L$ : total height of fluid in the container

$n$ : normal direction to the surface

$Nu$ : local Nusselt number,  $hD/k$

$\overline{Nu}$ : average Nusselt number in the presence of vibration

$\overline{Nu}_0$ : average Nusselt number for free convection

$p$ : pressure

$Pr$ : Prandtl number,  $\nu/\alpha$

$Re$ : Reynolds number,  $\overline{V}^* D/\nu$

$t$ : time

$T$ : temperature

$u$ : velocity in  $x$  direction

$v$ : velocity in  $y$  direction

$\overline{V}^*$ : root-mean square value of relative velocity of fluid with respect to test sphere

$x$ : coordinate in horizontal direction

$X$ : displacement amplitude of vibration

$y$ : coordinate in vertical direction

$\alpha$ : thermal diffusivity

$\beta$ : thermal expansion coefficient

$\theta$ : temperature difference,  $T - T_\infty$

$\mu$ : dynamic viscosity

$\nu$ : kinematic viscosity

$\xi$ : distance measured downward

$\rho$ : density

$\omega$ : angular frequency

$\Omega$ : dimensionless frequency,  $\omega D^2/\nu$

$\nabla^2$ : the Laplacian operator,  $\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$

superscript

\*: relative condition between heated surface and surrounding fluid

' : dimensionless condition

subscript

$w$ : wall condition

$\infty$ : surrounding condition

$o$ : base condition

\* 正會員, 陸軍士官學校

\*\* 陸軍士官學校

transfer.

In the second part of this study, an experimental investigation of the effect of vibration on natural convective heat transfer from spheres has been performed for the case of the external oscillatory motion being imposed on the heated surface which is immersed in an otherwise undisturbed air. The ranges of the experimental variables were: temperature difference 10 to 120°C; vibration frequency 10 to 120 Hz; displacement amplitude 1.3 to 12.5 mm. Three different diameter aluminum spheres were used as the experimental models. Improvements in heat transfer due to vibration were observed, with the maximum increase being 330 percent. A dimensionless correlation describing the measured heat transfer data is given.

## I. 序 論

對流熱傳達에 대한 振動의 效果에 대해서는 近 30年 이상 연구가 進行되어 왔다. 振動效果가 많은 사람에게 흥미를 끄는 이유는 거의 모든 機械에서 振動은 불가피하게 일어나고 있기 때문이다.

몇가지 例를 들어 보기로 하자. 보일러의 配管에서 Feed Pump가 共鳴作動狀態가 되었을 때 配管은 심한 振動을 받게 되며 이 振動으로 인하여 配管에서는 큰 熱損失을 초래하게 된다. 또 다른 例로서는 液體推進劑로켓트의 低溫液體酸化劑(Cryogenic Oxidizer) 탱크 및 配管은 엔진에 의하여 로켓트의 軸方向으로 큰 振動을 받게 되며 이 振動으로 인하여 低溫酸化劑의 溫度와 蒸氣壓은 上昇되고 따라서 氣泡가 발생할 것이며 液體의 흐름은 液體-氣體의 2相흐름이 되어 흐름率은 변하게 된다. 이 경우 不規則的인 燃燒狀態가 초래되어 로켓트의 機能은 제대로 수행할 수 없는 경우에 도달된다. 이 외에도 熱交換器를 포함하여 열전달이 일어나는 거의 모든 장치는 통상 심한 振動을 받게 된다. 振動으로 인하여 장치의 열전달이 증가된다면 장치의 性能이 좋아지는 경우도 있겠지만 일반적으로 말해서 性能을 악화시키는 경우가 더 많다. 따라서 이 분야에 대한 연구가 활발히 進行되어 현재 100여편의 論文이 출판되어 있다.

圓筒의 열전달에 대한 振動效果는 많은 연구가 進行되었으나<sup>1-6)</sup> 球에 대해서는 거의 연구가 되어 있지 않다. 그러나 機械部品 가운데는 원

통으로 가정하여 해석할 수 있는 경우에 못지 않게 球의 형태로 가정하여 해석할 수 있는 경우도 대단히 많다. 最近에 Baxi 등<sup>7)</sup>은 球에 대하여 연구를 시작하였으나 실험의 범위가 크게 제한되어 있다.

이 研究의 첫 부분은 物體가 振動을 수반하게 될 때 自然對流 熱傳達를 지배하는 媒介因子의 形態를 정확히 파악하기 위하여 일정한 模型을 설정하여 여기에 次元解析을 하였고 두번째 부분에서는 차원해석을 하여 얻은 關係式을 뒷바침해 주기 위하여 공기 중에서 振動을 하는 球에 대하여 實驗을 수행하였다.

## II. 理想的 考察

對流熱傳達에 대한 振動의 效果를 연구하기 위한 模型은 크게 세 경우로 분류할 수 있다. 첫째는 움직이지 않는 流體 속에 잠겨 있는 物體가 振動을 하고 있는 경우이고 둘째는 정지하고 있는 物體의 주위를 둘러싸고 있는 유체에 振動을 가하여 주는 경우이며 셋째는 流體와 그 유체안에 잠겨 있는 物體가 同時에 振動을 받고 있는 경우이다.

첫번째와 두번째 경우에 대해서는 많은 實驗的 研究가 수행되었고 이들 研究에서 가장 널리 사용된 加熱物體는 水平으로 놓인 원통이었으며 그 이유는 熱傳達測定이나 模型의 製作이 比較的 편리하였기 때문이다. 세번째의 경우는 첫번째와 두번째 경우의 一般的인 境遇이기 때문에 이 研究에서는 세번째 경우에 대하여 次元解析法을 適用하였다.

비록 球形이나 원통형의 物體와 같은 특별한 形態의 物體에 대하여 熱傳達研究를 한다 하더라도 그 系를 支配하는 連續方程式, 運動量方程式 및 에너지 方程式과 境界條件들은 一般성을 띄고 있기 때문에 이들 式과 境界條件으로 부터 誘導되는 無次元의 媒介因數들은 任意의 形態를 가진 熱傳達表面에 대해서도 適用할 수 있으며 또한 方程式의 系를 簡素化하기 위하여 2次元問題에 대하여 解析을 수행한다 하더라도 3次元形態의 模型에도 그 結果를 利用할 수 있다. 이러한 觀點에서 볼 때 任意形態의 加熱物體가 容器 안에 잠겨 있다고 생각할 수 있고 任意形態의 잠겨진 물체는 使用되는 座標軸과 더불어 Fig. 1에 나타나 있으며 誘導의 複雜性의 피하기 위하여 2次元흐름을 생각할 수 있다.

Fig. 1에서 容器의 바탕의 房動速度는  $X\omega\cos\omega t$ 이다. 一般的으로 加熱物體 주위의 流體는 有限한 彈性體로 볼 수 있기 때문에 加熱物體와 流體 사이에는 相對的 運動이 存在하며 流體面으로 깊이  $\xi$ 에서의 垂直運動은

$$v = X\omega \frac{\cos(\omega\xi/c)}{\cos(\omega L/c)} \cos \omega t \quad (1)$$

여기에서  $c$ 는 系의 波動速度이다. 따라서 流體와 容器바탕 사이의 相對速度는

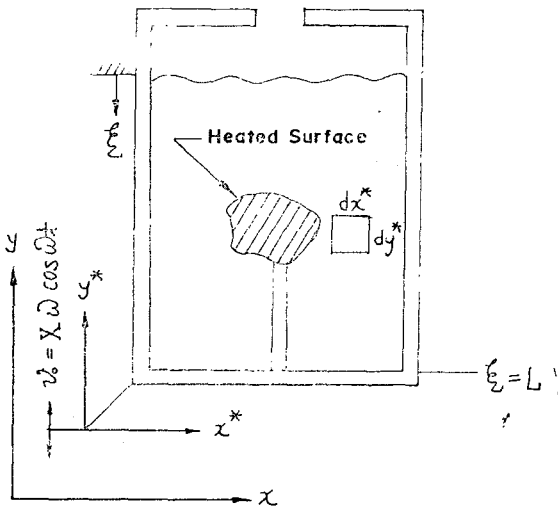


Fig. 1. Heated Object of Arbitrary Shape Immersed in Fluid

$$v^* = X\omega \left[ \frac{\cos(\omega\xi^*/c)}{\cos(\omega L/c)} - 1 \right] \cos \omega t \quad (2)$$

Fig. 1에서 固定座標軸  $xy$ 에 대하여 基本方程式을 살펴 보면 아래와 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + B_x + \mu \nabla^2 u \quad (4)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + B_y + \mu \nabla^2 v \quad (5)$$

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T \quad (6)$$

위 式에서  $B$ 는 부피힘을 나타낸다. 數學的 取扱을 容易하게 하기 위하여 위 式들을 容器에 固定된 새로운 座標系  $x^*y^*$ 에 관하여 變換하자. 이때 두 座標系의 關係는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x &= x^* \\ y &= y^* + y_0, \quad y_0 = X\sin\omega t \\ u &= u^* \\ v &= v^* + v_0, \quad v_0 = X\omega\cos\omega t \end{aligned}$$

Fig. 2는 固定座標系  $xy$ 의 微少部  $dx \cdot dy$ 와 움직이는 座標系  $x^*y^*$ 에서의 微少部  $dx^* \cdot dy^*$ 를 나타낸다.

座標系를 變換한 基本方程式들은 아래와 같다.

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{D^*u^*}{Dt} = \nu \nabla^{*2} u^* \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{D^*v^*}{Dt} &= \beta \theta g + \nu \nabla^{*2} v^* \\ &+ X\omega \left[ \frac{\cos \omega(L-y^*)/c}{\cos \omega L/c} + 1 \right] \sin \omega t \quad (9) \end{aligned}$$

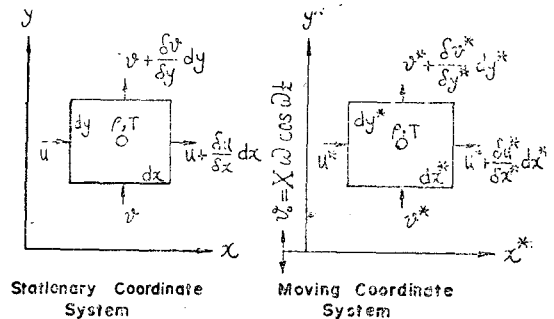


Fig. 2. Sketch Illustrating the Stationary and Moving Coordinate Systems

$$\frac{D^* \theta}{Dt} = \alpha \Gamma^{*2} \theta \quad (10)$$

加熱面에서의 境界條件은  $\theta = \theta_w = T_w - T_\infty$ ,  $u^* = 0$  및  $v^* = 0$ 이고 加熱面에서 멀리 떨어진 곳에서는  $\theta = 0$ ,  $u^* = 0$ ,  $v^* = V^* \cos \omega t$ 이다, 特性 길이는 球나 圓筒의 지름  $D$ 를 기준으로 하고 速度는 加熱物體와 周圍流體 사이의 相對速度의 實效值인  $\bar{V}^*$ 를 기준하며 溫度는  $\theta_w$ 를 기준하여 無次元化한 기호를 나타내면 아래와 같다.

$$x = x^*/D, \quad y' = y^*/D, \quad u' = u^*/\bar{V}^*, \\ v' = v^*/\bar{V}^*, \quad \theta' = \theta/\theta_w$$

追加하여 다음과 같은 無次元變數를 定義하자.

$$\Omega = \frac{\omega D^2}{v}, \quad t' = \frac{vt}{D^2}$$

式 (7)~(10)을 無次元化하면

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{1}{Re} \frac{\partial u'}{\partial t'} + u' \frac{\partial u'}{\partial x'} + v' \frac{\partial u'}{\partial y'} \\ = \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 u'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2} \right) \quad (12)$$

$$\frac{1}{Re} \frac{\partial v'}{\partial t'} + u' \frac{\partial v'}{\partial x'} + v' \frac{\partial v'}{\partial y'} \\ = \frac{Gr}{Re^2} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 v'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} \right) \\ + \left( \frac{2Ac}{Re^2} + \frac{\sqrt{2}\Omega}{Re} \right) \sin \Omega t' \quad (13)$$

$$\frac{1}{Re} \frac{\partial \theta'}{\partial t'} + u' \frac{\partial \theta'}{\partial x'} + v' \frac{\partial \theta'}{\partial y'} \\ = \frac{1}{Pr Re} \left( \frac{\partial^2 \theta'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta'}{\partial y'^2} \right) \quad (14)$$

위 式에서  $Re = \frac{\bar{V}^* D}{\nu}$ ,  $Gr = \frac{g \beta \theta_w D^3}{\nu^2}$ , 및  $Ac = \frac{X \omega^2 D^3}{\nu^2}$ 이고 境界條件은 다음과 같이 된다.

가열면에서 ;  $\theta' = 1, u' = 0, v' = 0$

가열면에서 멀리 떨어진 곳에서 ;

$$\theta' = 0, \quad u' = 0, \quad v' = \sqrt{2} \cos \Omega t'$$

위에서 보는 바와 같이 式 (12), (13), (14)는 變數  $\theta', u',$  및  $v'$ 을 包含하는 聯立方程式이며 그 解는 媒介變數  $Gr, Pr, Re, \Omega$  및  $Ac$ 의 函數임을 알 수 있고 無次元溫度差  $\theta'$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta' = F_1(x', y', t', Gr, Pr, Re, \Omega, Ac) \quad (15)$$

위 式에 熱傳達係數와 加熱表面에 垂直座標  $n$ 을 導入하면 熱傳達를 나타내는 媒介因子  $Nu$ 를 誘導할 수 있다.

$$Nu = - \left[ \frac{\partial \theta'}{\partial n'} \right]_w$$

式 (15)를 微分하여 時間平均을 취해 주면

$$\bar{Nu} = F_2(x', y', Gr, Pr, Re, \Omega, Ac)$$

위 式에서  $x'$ 과  $y'$ 은 加熱面の 座標이고  $Nu$ 는 그 점에서의 局所 Nusselt 數이다. 모든 加熱面에 대하여 平均을 취해 주면

$$\bar{Nu} = F(Gr, Pr, Re, \Omega, Ac) \quad (16)$$

式 (16)이 곧 振動의 세번째 경우 熱傳達에 영향을 미치는 媒介變數들을 綜合한 것이고 이 式에서 Reynolds 數  $Re$ 는 加熱된 物體의 表面과 周圍流體 사이의 振動으로 인한 相對速度에 기준을 두어 계산하였으며  $\Omega$ 와  $Ac$ 는 각각 無次元化한 周波數와 振幅을 나타낸다. 式 (16)에는 自然對流에 관련되는 一般的인 媒介變數인 Nusselt 數, Grashof 數 및 Prandtl 數가 包含되어 있고 추가하여 振動이 存在할 때 加熱表面에 대한 流體의 相對運動 및 振動加速度가 熱傳達率에 영향을 미치는 重要한 役割을 함이 나타나 있으며 媒介變數  $\Omega$ 는 慣性으로 인한 系統의 遲延範圍와 관련되고 있다.

振動이 없는 境遇, 세개의 振動媒介變數는 모두 0이 되어 一般的인 自然對流 熱傳達問題로 돌아가고 式 (16)은 다음과 같이 된다.

$$\bar{Nu}_0 = f_1(Gr, Pr) \quad (17)$$

加熱表面은 정지하였고 그 周圍의 流體에 振動이 加하여진 境遇에는 周波數와 振幅과 같은 振動狀態를 정하기 위하여 두 개의 媒介變數 즉  $Re$ 와  $\Omega$ 를 式 (17)에 추가하여야 하나 加熱表面이 움직이지 않기 때문에 세번째 媒介變數  $Ac$ 는 0이 되어 式 (16)은 다음과 같이 된다.

$$\bar{Nu} = f_2(Gr, Pr, Re, \Omega) \quad (18)$$

加熱物體 周圍를 둘러싸고 있는 流體는 정지하여 있고 그 속에 잠겨 있는 가열물체가 振動을 하는 特別한 境遇에 대해서는 세 개의 媒介變數 가운데 두 개만 알면 나머지 하나는  $\sqrt{2} Re \cdot \Omega = Ac$ 의 關係式에 의하여 計算될 수 있다.

따라서 그 결과는 여전히 식 (17)과 같이 된다. 이 때 媒介變數 가운데 어떤 두 개를 選擇하느냐 하는 것은 任意로 정할 수 있기 때문에  $Re \cdot \Omega = X/\sqrt{2}D$ 의 關係式에서 식 (18)은 다음과 같이 나타낼 수도 있다.

$$\overline{Nu} = f_3(Gr, Pr, Re, X/D) \quad (19)$$

여기에서  $X$ 는 振動의 變位振幅을 나타내고  $D$ 는 加熱物體의 지름을 나타낸다. 더욱이 空氣中에서 加熱物體가 振動을 하게 되는 境遇에 空氣의 Prandtl數는 常溫에서 約  $200^\circ\text{C}$  사이의 溫度範圍에서는 溫度에 따라 크게 變하지 않으므로 위 式에서  $Pr$ 을 생략하여 다음과 같은 式으로 나타낼 수 있다.

$$\overline{Nu} = f_4(Gr, Re, X/D) \quad (20)$$

### III. 實 驗

實驗에서 사용한 振動裝置는 Fig. 3에서와 같이 Brüel and Kjaer 會社의 4814型 Model Study Head 와 2707型의 Power Supply로 構成되어 있다. 實驗을 하는동안 振動의 狀態를 계속해서 일정하게 유지해 주기 위하여 역시 B and K 會社의 Quartz Accelerometer 와 1047型의 External Control로 構成된 Feedback Loop를 이용하였다.

이 研究에서는 많은 機械部品の 일반적인 형태로 가정할 수 있는 球形의 加熱된 模型을 정

지하고 있는 空氣中에서 正弦振動을 시켰다. 模型의 材質은 製作이 比較的 簡便하고 높은 熱傳導係數 때문에 알루미늄을 選定하였다. 實驗에 사용한 알루미늄模型의 지름은 25.34 및 43.5mm였으며 각각의 質量은 20.60, 53.68 및 80.20그램이었다. 實驗을 簡便하게 수행하기 위하여 集中熱容量法을 使用하였다. 이 方法을 使用할 때 Biot數가 0.1 보다 작으면 임의의 순간에 實驗模型 전체의 溫度는 均一하다고 假定을 한다 하더라도 이로 인하여 초래되는 誤差의 範圍는 5%以內가 된다<sup>8)</sup>. 이 實驗에서 사용한 알루미늄球의 Biot數는 0.001 程度임을 계산으로 확인하였다.

페이지 28번의 銅-콘스탄틴 熱電對를 實驗하려는 각각의 模型에 適當한 크기의 구멍을 鑿어 삽입하고 구멍의 入口쪽은 알루미늄침으로 완전히 密閉하여 測定한 溫度가 알루미늄球의 表面 溫度를 나타내도록 하였다. 熱電對의 Hot Junction의 位置는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 球의 바탕을 통과하는 水平線으로부터 각각 10, 45 및 90도가 되도록 하였다, 球의 바로 밑바탕의 位置, 즉 0도가 되는 곳에 熱電對의 Hot Junction을

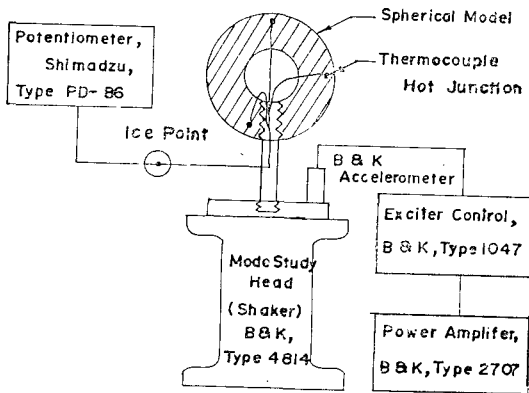


Fig. 3. Schematic Diagram of Experimental Apparatus

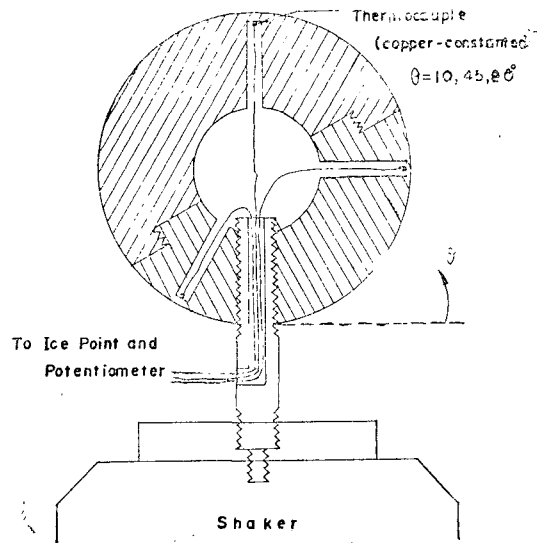


Fig. 4. Schematic Diagram of Spherical Model and the Locations of the Hot Junctions of Thermocouple

부착할 수 없었던 이유는 이 부분에連結棒을 만들어模型을振動裝置의 테이블에連結하여야 했기 때문이다. 각각의實驗模型에 대하여 위에 언급한 세位置에서의溫度差는  $0.1^{\circ}\text{C}$  이하였음을 확인하였기 때문에 실제로實驗을 수행하는 동안에는 한位置의熱電對管을 사용하였다. 模型의加熱은 두개의商用 450 w 헤어드라이어에서 나오는熱風을 사용하였으며 常溫으로부터加熱을 시작하여  $150^{\circ}\text{C}$  까지 쉽게加熱할 수 있었다. 熱電對의 EMF 값은 Shimadzu 會社의 PD 86型 Potentiometer로 측정하였다. 實驗하는 各各의 模型의溫度는  $150^{\circ}\text{C}$  근방에서 冷却을 시키다가  $140^{\circ}\text{C}$ 가 되었을 때부터 시작하여 1분 간격으로 20分동안 기록하였다. 集中熱容量法을 사용하면 冷却을 하고 있는物體의熱傳達係數는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = \frac{mC}{A} \frac{1}{\Delta t} \ln \frac{T_1 - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} \quad (21)$$

위式에서  $m, c$  및  $A$ 는 각각 模型의質量 等 壓比熱 및 表面積을 나타내고  $T_1$ 과  $T_2$ 는 시간 간격  $\Delta t$  사이의 시작과 끝나는 시간의溫度를 나타낸다. 式 (21)의熱傳達係數의 값에는 對流熱傳達 뿐 아니라 결코 무시할 수 없는 輻射熱傳達의 영향도 포함되어 있기 때문에 따로 輻射熱傳達到 해당하는熱傳達係數의 값을 계산하여 式 (21)에서 빼서 순수한 對流만으로 인한熱傳達係數의 값을 구하였다. 輻射熱傳達로 인한熱傳達係數가 實驗하는 동안 일정하게 유지될 수 있도록 해 주기 위하여 實驗模型의表面은 부드러운 砂布를 사용하여 항상 윤이 날 정도로 반짝이게 해 주었다.

對流熱傳達係數의 값을 구한 뒤 Nusselt數와 Grashof數는  $T_f = (T_s + T_{\infty})/2$ 로表示되는膜溫度에서의物理的性質의 값을 사용하여 계산하였으며 여기에서  $T_s$ 는  $(T_1 + T_2)/2$ 로表現되는 어느 순간의模型의溫度이고  $T_{\infty}$ 는周圍空氣의溫度를 나타낸다. 실험도중 外部의바람이나 사람의 움직임으로 인한強制對流의 영향을 방지하기 위하여 各各의 注意를 기울였으며 더욱이 하루의實驗을 수행하는 동안周圍空氣의溫度가 가급적 일정하게 유지되도록 노력을 하였다.

앞서 언급한 振動裝置의 可能한 變數範圍는 周波數가 5 내지 3000-Hz 이고 振幅은 最大 12.7 mm 이며 動力學的 힘은 最大 380 Newton 이다. 380 Newton 이라는 動力學的 힘의 制限 때문에 실제로 이 研究의 實驗에서 사용한 周波數의 範圍는 10에서 120 Hz 사이였다. 周波數가 120 Hz 以上이 되면 振幅을 1.3 mm 以上으로 올릴 수 없었으며 이 程度의 振幅에 대해서는 球의 지름에 대한 振幅의 比가 너무 작아져서 振動의 影響을 인식하기가 어려워진다.

이 研究의 實驗에서 얻은 媒介變數의 範圍는 다음과 같다.

$$\text{Grashof 數; } 3 \times 10^4 - 6 \times 10^5$$

$$\text{振動 Reynolds 數; } 190 - 1950$$

$$X/D; 0.03 - 0.5$$

#### IV. 結果 및 考察

모든 實驗模型과 裝置가 적절히 作動하는지 그 여부를 확인하기 위하여 振動實驗을 수행하는 날마다 振動實驗을 하기 전에 우선 自然對流熱傳達의 測定을 하였으며 Fig. 5에는 이 實驗에서 얻은 데이터를  $\overline{Nu}_0$  대  $Gr$ 를 나타내는 그래프에서  $\overline{Nu}_0 = 2 + 0.392Gr^{1/4}$ 과 같이 나타낸 Yuge<sup>9)</sup>의 結果式과 比較하였다. Yuge의 式은 원래  $Gr$ 가  $10^5$  보다 작을 때 사용하도록 건의되고 있으나 이 實驗에서 얻은 結果는  $Gr$ 가  $10^5$  보다 작은 구역에

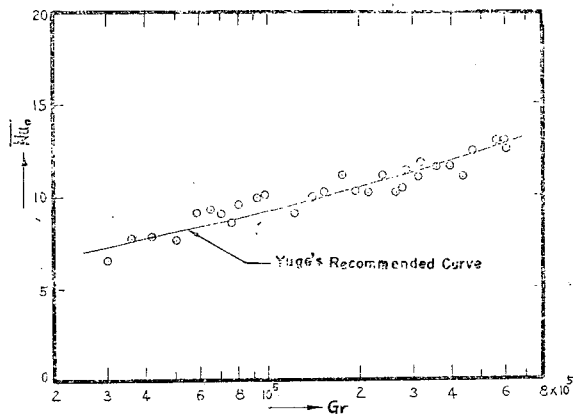


Fig. 5. Free Convection Measurements from this Study and Comparison with the Correlation Recommended by Yuge<sup>9)</sup>

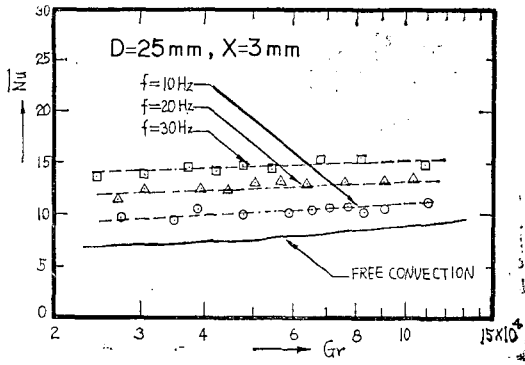


Fig. 6. Effect of Vibration on Heat Transfer at Various Frequencies for  $X=2$ mm (Sphere Diameter=25 mm)

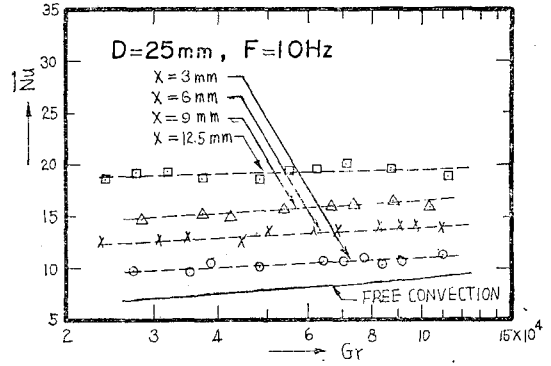


Fig. 9. Effect of Vibration on Heat Transfer at Various Amplitudes for  $F=10$ Hz (Sphere Diameter=25 mm)

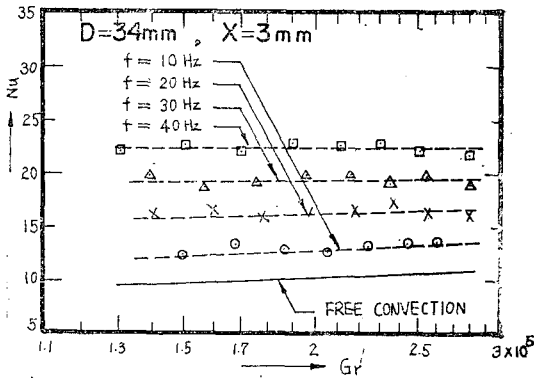


Fig. 7. Effect of Vibration on Heat Transfer at Various Frequencies for  $X=3$ mm (Sphere Diameter=34 mm)

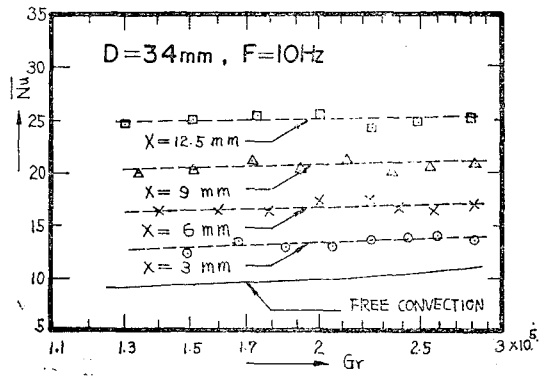


Fig. 10. Effect of Vibration on Heat Transfer at Various Amplitudes for  $F=10$ Hz (Sphere Diameter=34 mm)

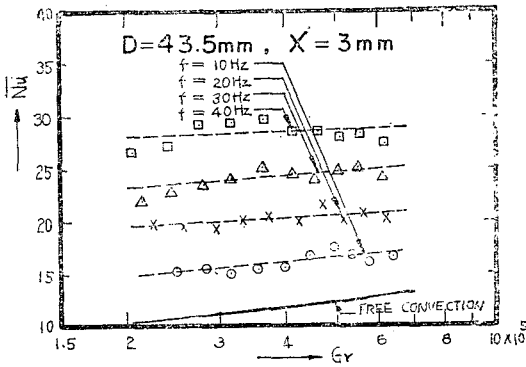


Fig. 8. Effect of Vibration on Heat Transfer at Various Frequencies for  $X=3$ mm (Sphere Diameter=43.5 mm)

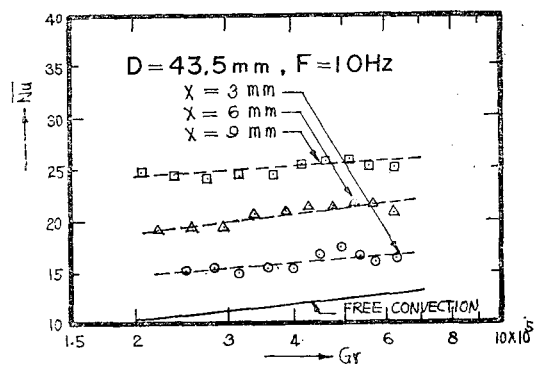


Fig. 11. Effect of Vibration on Heat Transfer at Various Amplitudes for  $F=10$ Hz (Sphere Diameter=43.5 mm)

서 잘 부합하였을 뿐만 아니라 나아가서는  $Gr$ 가  $10^5$ 과  $6 \times 10^5$  사이에서도 Yuge의 公式를 그대로 사용할 수 있음을 보여 주고 있다.

振動을 할 때에 얻은 모든 結果는 주어진 振幅과 模型의 크기에 대하여 周波數를 媒介因數로 하여  $\overline{Nu}$ 대  $Gr$ 를 나타내는 半 Log 그래프에 나타내었으며 또 다른 結果의 그림들에는 이들 結果를 주어진 周波數와 模型의 크기에 대하여 振幅을 媒介因數로 하여 나타내었다. 몇가지 代表的인 結果를 도시하여 보면 Fig. 6, 7 및 8은 세 개의 실험모형 각각에 대하여 振幅을 일정하게 유지하면서 周波數를 變化시킨 實驗值를 나타내고 있으며 Fig. 9, 10 및 11은 역시 세 개의 模型에 대하여 周波數를 일정하게 유지하고 振幅을 變化시키면서 얻은 結果이다.

이들 結果에 따르면 어떤 주어진 振幅과 周波數에 대하여  $Gr$ 가 작을 때에 振動으로 인한 熱傳達의 增加는  $Gr$ 가 클 때 보다 훨씬 더 크며 이와 같은 現象이 일어나는 理由는 다음과 같이 설명할 수 있다. 즉, 振動時의 熱傳達의 增加는 加熱된 物體의 周圍를 둘러싼 流體에 생긴 浮力과 慣性力의 相互作用으로 인한 것이고 이 相互作用 때문에 境界層의 不安定狀態가 초래되며 결국 層流境界層은 亂流흐름으로의 遷移現象을 가지고 온다. 따라서 振動의 效果는 浮力이 작을 때에 훨씬 더 支配的으로 影響을 끼치게 된다.

振動이 일어날 때  $Gr$ 가 增加하면  $\overline{Nu}$ 는 일반적으로 增加하고 있으나 周波數가 커지거나 振幅이 커질수록 曲線의 기울기는 완만해진다. 특히 Fig. 7의  $f=40\text{Hz}$  일때와 같은 境遇에는 曲線이 거의 水平으로 되었다. 그 이유는 同一한 周波數와 振幅이라 할지라도  $Gr$ 가 작을 때는 物性值를 구하는 膜溫度가 작기 때문에 動粘性係數의 값이 작아져서  $Re$ 가 커지기 때문이다. 例컨대 이 曲線에  $Gr=1.3 \times 10^5$ 일 때  $Re$ 는 約 1080이지만  $Gr=2.8 \times 10^5$ 일 때에는  $Re$ 가 860程度로 떨어진다. 따라서  $Gr$ 가 커졌다 하더라도  $Re$ 가 작아졌기 때문에 熱傳達의 增加는 相對的으로 떨어졌다고 설명할 수 있다.

세 개의 實驗模型을 사용하여 周波數와 振幅

을 바꾸어가며 수행한 모든 實驗은 再生性을 保證하기 위하여 각각 다른 날에 再實驗을 하였다.

Baxi<sup>7)</sup>는 球가 振動을 하게 되는 境遇  $4 \times 10^3 < Gr < 6 \times 10^4$ 의 範圍에서  $\pm 13\%$ 의 誤差를 인정하면서 다음과 같은 實驗式을 제안하였다.

$$\frac{h_v}{h_0} = 0.83 \left[ \frac{(Re)^{0.5} (a/d)^{0.1}}{(Gr)^{0.25}} \right]^{1.28}$$

이 研究에서 얻은 모든 實驗結果 역시 하나의 式으로 나타내기 위하여 Baxi가 제안한 公式에 代入하여 보았으나  $Gr$ 가 커질수록 誤差의 範圍가 너무 커지므로 전혀 부합될 수가 없었다. 그러나 이 研究에서 구한 實驗結果들은  $3 \times 10^4 < Gr < 6 \times 10^5$ 임을 감안할 때 결코 놀랄만한 事實은 아니다. 따라서 水平圓筒에 대한 實驗式<sup>1-6)</sup>과 式을 토대로 하여 새로운 結果式을 施行差誤法으로 구하여 본 結果  $\pm 10\%$ 의 誤差範圍 안에서 다음과 같은 實驗式을 얻을 수 있었으며 이 研究에서 얻은 모든 結果는 式 (22)이 나타내는 直線과 더불어 Fig. 12에 나타내었다.

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} = 1 + 0.0095 \frac{(Re)(X/D)^{0.1}}{(Gr)^{0.15}} \quad (22)$$

이 研究의 振動實驗에서 얻은 熱傳達增加의 最大値는 Fig. 12에서 보는 바와 같이 330%에 달하였다.

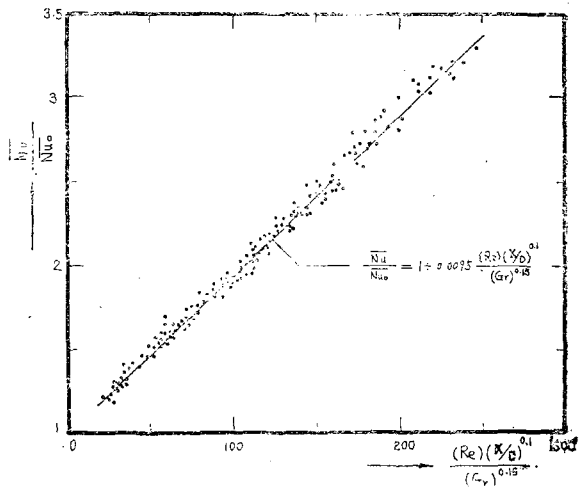


Fig. 12. Graphical Comparison of Data with the Correlation given in eq. (22)



V. 結 論

이 研究에서 얻은 結論은 다음과 같다.

1. 自然對流熱傳達에서 加熱物體와 周圍流體가 同時에 振動을 하게 되는 境遇 熱傳達은 다음과 같은 函數關係로 表現된다.

$$\overline{Nu} = F(Gr, Pr, Re, \Omega, Ac)$$

특히 정지하고 있는 空氣中에서 加熱物體만이 振動을 하게 되면 위 關係는 다음과 같이 된다.

$$\overline{Nu} = f(Gr, Re, X/D)$$

2. 空氣中에서 球形物體周圍의 自然對流熱傳達에 대한 Yuge의 實驗式은 Grashof 數가  $10^5$  과  $6 \times 10^5$  사이에 대해서도 適用될 수 있다.

3. 空氣中에서 球形物體가 振動을 하게 되는 境遇  $3 \times 10^4$  과  $6 \times 10^5$  사이의 Grashof 數의 範圍에서 熱傳達의 增加는 다음과 같은 實驗式으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} = 1 + 0.0095 \frac{(Re)(X/D)^{0.1}}{(Gr)^{0.15}}$$

謝 辭

이 研究는 1977年度 産學協同財團 學術研究費로 수행되었음을 밝히며 實驗을 하는동안 振動裝置의 사용을 허락하여 주신 韓國原子力研究所 應用力學室 研究官들에게 深甚한 謝意를 表한다.

參 考 文 獻

1. Martinelli, R.C. and Boelter, L.M.K., The

Effect of Vibration on Heat Transfer by Free Convection from a Horizontal Celinder, Proceedings of the 5th International Congress of Applied Mechanics, 1958, pp. 578-584.

2. Teleki, C., Fand, R.M. and Kaye, J., Influence of Vertical Vibration on the Rate of Heat Transfer from a Horizontal Cylinder in Air, WADC TN59-357

3. Penny, W.R. and Jefferson, T.B., Heat Transfer from an Oscillating Horizontal Wire to Water and Ethylene Glycol, ASME Trans. J. of Heat Transfer, Vol. 88, 1966, pp. 359-366.

4. Lemlich, R. and Rao, M.A., The Effect of Transvers Vibration on Free Convection from a Horizontal Cylinder, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 8, 1965, pp. 27-33.

5. Fand, R.M. and Kaye, J., The Influence of Sound on Free Convection from a Horizontal Cylinder, ASME Trans. J. of Heat Transfer, Vol. 83, 1961, pp. 133-148.

6. Lee, B.H. and Richardson, P.D., Effect of Sound on Heat Transfer from a Horizontal Circular Cylinder at Large Wavelength, J. Mech. Engng. Sci., Vol. 7, 1965, pp. 127-130.

7. Baxi, C.B. and Ramachandran, A., Effect of Vibration on Heat Transfer from Spheres, ASME Paper No. 68-WA/HT-1.

8. 李正五, 朴喜鎔, 熱傳達, 第4版, 光林社, 1977, pp. 104-109.

9. Yuge, T., Experiments on Heat Transfer from Spheres Including Combined Natural and Forced Convection, J. Heat Transfer, Vol. 82, 1960, p. 214.