

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 15, No. 2, 1995

回轉傳熱平板의 衝突水噴流에 의한 冷却

全聖鐸* · 金殷泳* · 李鍾洙** · 朴鍾淳*** · 李德鳳****

* 仁川專門大學 教授
** 安東工業專門大學 專任講師
*** 韓國原子力 研究所
**** 仁川大學校 教授

“Cooling of a Rotating Heated Flat Plate by Water Jet Impingement”

Sung-Taek Jeon* · Yeun-Young Kim* · Jong-Su Lee** · Jong-Suen Park***
· Doug-Bong Lee****

* Junior College of Incheon, Professor
** Andong Junior Technical College, Full Time Instructor
*** Korea Atomic Energy Research Institute
**** University of Incheon, Professor

要 約

等熱流速狀態를 維持하고 있는 수평 전열판이 회전하고 있을 때, 여기에 수분류가 衝突할 경우의 열전달특성을 실험적으로 연구했다.

노즐直徑과 傳熱面間의 距離를 一定하게 유지하고, 噴流레이놀즈數와 回轉레이놀즈數를 변화시키면서 이의 영향을 살펴보았다.

실험결과, 局所Nusselt數를 局所回轉레이놀즈數, 噴流레이놀즈數, 噴流프란틀數, 無次元半徑의 함수로 나타내었다.

Abstract

An experimental investigation is carried out to see the local heat transfer characteristics of a rotating heated flat plate surface with constant heat flux when a normal water jet is impinging on this surface.

The effects of jet Reynolds number, rotating Reynolds number are investigated while the distance between the nozzle and the flat plate is set fixed.

As a result, correlations to relate the local Nusselt number to the local rotational Reynolds number, jet Prandtl number and the dimensionless radial position are presented.

Nomenclature :

A : flat plate area exposed to impinging jet(m²)
 A_o: jet area(m²)
 b : thickness of heated flat plate(m)
 C_p: specific heat at constant pressure(J/Kg-°C)
 D : jet nozzle diameter(m)
 g : acceleration of gravity(m/s²)
 H : nozzle to impinging flat plate distance(m)
 h : local convective heat transfer coefficient(W/m²-°C)
 \bar{h} : average convective heat transfer coefficient(W/m²-°C)
 I : ampere(A)
 K : thermal conductivity of test fluid(W/m-°C)
 K_s: thermal conductivity of flat plate(W/m-°C)
 M : mass flow rate(Kg/s)
 m : mass of test fluid(Kg)
 N : revolution per minute of flat plate(rpm)
 P : pressure(pa)
 q : heat flux(W/m²)
 r : radial coordinate
 r_o : radius of rotating flat plate(m)
 t : time(s)

T_w: wall temperature of heated flat plate(°C)
 T_f : fluid temperature(°C)
 V : volt(V)
 V_o: jet velocity(nozzle outlet velocity)(m/s)
 z : height coordinate

Greek Letters :

θ : angle coordinate
 μ : absolute viscosity of test fluid(N-S/m²)
 ν : Kinematic viscosity of test fluid(m²/S)
 ρ : density of test fluid(Kg/m³)
 ω : angular velocity of rotating flat plate (rad/S)

Dimensionless Parameters :

Bi=h·b/K_s : Biot number
 Nu_D=h·D/K : local jet Nusselt number
 $\overline{Nu}_D=\overline{h} \cdot D/K$: average jet Nusselt number
 Nu_r=h·r_o/K : local Nusselt number
 $\overline{Nu}_r=\overline{h} \cdot r_o/K$: average Nusselt number

$Pr = \mu \cdot Cp / K$: jet Prandtl number
 $Re_j = V_o \cdot D / \nu = 4M / \pi \mu \cdot D$: jet Reynolds number
 $Re_r = \omega \cdot r^2 / \nu = 2\pi N \cdot r^2 / 60\nu$: local rotational Reynolds number
 $Re_{ro} = \omega \cdot r_o^2 / \nu = 2\pi N \cdot r_o^2 / 60\nu$: rotational Reynolds number of flat plate

I. 緒 論

流體中에서 回轉하는 物體表面의 流體流動 狀態에 관한 연구, 특히 回轉體의 熱傳達 혹은 物質傳達에 관한 연구는 工學上 電動機, 펌프나 터빈 같은 回轉機械는 물론 蒸發器나 凝縮器와 같은 熱交換器를 많이 裝着하고 있는 化學機械등의 性能향상에 꼭 필요하므로 重要時되고 있다.

回轉體로서 球, 圓板, 圓柱, 圓錐등과 같은 軸對稱 物體의 경우는 溫度場 및 速度場이 軸對稱이 되어 비교적 취급이 용이할 것이다. 그러나 터빈 날개 및 프로펠러와 같이 회전하는 날개에 沿한 境界層內의 유체에는 壓力이나 剪斷力외에 회전에 의한 遠心力과 코리올리 힘(corioli's force)이 작용하므로 主흐름 외에도 半徑方向으로 2차 흐름이 생겨 境界層內의 흐름은 복잡한 3차원 境界層이 된다. 또 날개두께 및 傾斜角을 가지는 실제문제에 있어서는 境界層의 剝離, 層流에서 亂流로의 遷移도 가해져 流動現象은 더욱 복잡하게 된다. 이러한 회전날개에서의 유동특성변화에 의한 熱 및 物質傳達에 관한 進歩된 業績을 위해서는 回轉시스템을 기초모델로 한 연구가 있어야만 할 것이다.

그리고 특히 가스터빈의 變速器와 같은 高速·重荷重을 받는 機械要素가 破壞되는 것은 가끔 熱的인 원인에 起因하기도 한다. 또

機構(mechanism)內의 문제되는 部位의 온도는 운동부품간의 摩擦熱이나 회전축과 조립된 固定部品間的 傳導, 對流에 의한 熱傳達등으로 온도가 상승하므로써 그 시스템의 壽命이나 安全에 문제를 惹起시킨다.

이러한 機械裝置의 作動을 안전하게 보장하기 위해서는 機械要素의 材料와 潤滑油의 性質을 보존해야 할 것이며 그 對策으로서 시스템의 適正溫度를 유지하는 것은 필수적이다. 예를 들면 空氣霧圍氣에서 高速·重荷重을 받고 있는 베어링이나 기어, 가스터빈의 디스크와 같은 回轉機械要素의 냉각은 공기의 自由流動에 의한 非衝突冷却만으로는 부족하므로 강제수단으로 냉각을 促進시키는 것이 바람직하다. 이때 對流熱傳達을 촉진하는 가장 効果적인 冷却技術의 하나는, 各種 産業工程이나 機械部品の 冷却이나 加熱에 폭넓게 活用되고 있는 氣體 또는 液體噴流는 限定된 質量流量으로 상대적으로 높은 對流熱傳達係數를 얻을 수 있고 또 그 제어가 용이하므로 回轉體를 衝突噴流로 냉각시키는 시스템을 생각할 수 있고, 나아가 그 시스템에서의 熱的인 거동을 예측할 수 있는 對流熱傳達係數에 관한 지식 이 요구된다.

오늘날까지 停滯된 傳熱面上으로 液體가 충돌할 때에 대한 많은 연구중, 平田賢[1]등은 고정된 平板上으로 3차원 軸對稱圓形噴流를 수직으로 충돌시킨 실험에서 노즐직경을 기준으로 한 平均Nusselt數를 $\overline{Nu}_D = 0.763 Pr^{0.4} Re_j^{0.5}$ 으로 제시하고 있으며, 回轉圓板上의 自然對流熱傳達에 대해서는 E.C. Cobb[2] 등이 수평축을 가진 等熱流束 상태의 圓板이 회전할 때 平均Nusselt數는 層流域에서 $\overline{Nu}_{ro} \propto Re_{ro}^{0.5}$ 이고, 亂流域에서는 $\overline{Nu}_{ro} \propto Re_{ro}^{0.8}$ 이라고 밝히고 있다. 大澤清一[3]등은 傾斜平板上에 나프탈렌을 塗布하고 停止空氣中에서 회

전시했을 때 그 昇華量으로 局所物質傳達係數을 구하여 회전평판의 物質傳達 및 流動場의 特性을 檢討하고 있다.

回轉시스템의 強制對流熱傳達에 관한 研究로서는 H.J. Carper[4]등은 等溫回轉디스크(disk)상에 直線形 노즐을 통해 기름(petroleum-base oil)을 일정한 높이에서 하향으로 對稱衝突시킬 때, 層流領域에서 平均Nusselt數를 多重線形回歸分析(multiple linear regression analysis)에 의하여 $\overline{Nu}_D = 0.097 Pr^{0.448} Re_j^{0.459} Re_r^{0.384}$ 으로 제시하고 있다.

그러나 아직 회전하는 傳熱平板위에 液體噴流로서 물이 衝突하는 경우에 대해 이용할 수 있는 資料는 없다. 따라서 向後 幾何學的으로 多様な 回轉시스템에서의 局所熱傳達分布를 조사하는 基礎段階로 본 연구에서는 長方形의 回轉傳熱面上으로 유체를 하나의 軸對稱圓形 노즐로 분사시키는 回轉面-衝突噴流系를 모델로 했다. 이때 시스템은 單相 強制對流 流動場에 있고 노즐과 傳熱面間 距離가 一定할 때, 噴流 Reynolds數와 回轉 Reynolds數의 변화와 이에 따른 複合現狀이 열전달에 미치는 效果를 全傳熱面的으로 考察하고, 또 局所點別로 이들 效果정도를 定量的으로 調査하고자 部位別 溫度變化를 測定한다. 그 방법으로 圓形下向 垂直衝突水噴流에 의한 回轉加熱平板의 傳熱特性을 層流領域과 亂流領域으로 나누어, 이들 關係式을 Pr , Re_r , Re_j , r/D 의 函數로 定立하고 圖式的으로 糾明하고자 한다.

나아가 轉열면 固定時나 回轉時 停滯點의 열전달에 대해서는 平田賢의 層流熱傳達式, 傳熱面 回轉時 局所點의 熱傳達은 E.C. Cobb 등의 自然對流시 平均Nusselt數와 비교해 봄으로서 衝突水噴流에 의한 強制對流로 향상된 傳熱效果를 比較·提示하고자 한다.

II. 實驗裝置와 實驗方法 및 實驗範圍

2.1 實驗裝置

鉛直下向 單相 強制對流의 回轉面-衝突水噴流系를 구성하는 實驗장치의 概略圖는 Fig.1과 같다. 본 장치의 主要部分은 噴流部, 回轉部, 加熱部, 測定部로 구성되어 있다.

噴流部에서는 물을 물탱크 ①에 공급하면서 펌프②로 送水한다. 송수된 물은 流量調節 밸브③과 오리피스④를 통과한 후 노즐 ⑥으로 噴出된다.

이 때 實驗流速은 밸브開閉에 따라 마노미터⑤에 나타나는 水銀 液柱差로서 조절되며, 노즐에서 噴出된 水噴流는 停止 또는 회전하는 轉열면⑦에 충돌하며 轉열면 위로 흐를 때 對流熱傳達現象을 일으킨 후 排水된다. 그리고 노즐-轉열면間 距離는 높이 調節用螺絲⑨로 변화시켰다.

回轉部에서는 1000rpm이상의 高速 回轉 運轉下에서도 實驗이 가능하도록 Fig.2와 같이 회전 시스템을 設計 및 製作, 組立하였다.

회전 충돌 원판은 직경이 120mm이고 재질은 斷熱性이 양호한 베크라이트로 했고, 원판 받침(adapter)의 재질은 가벼운 알루미늄 합금으로 했다.

축은 고속 회전시 슬립 링⑩과 브러쉬(brush)사이의 마찰로 인한 발생열의 傳導現象을 방지하고자 合成纖維質의 斷熱材로 했고, 回轉時 자이로(gyro)운동을 억제할 목적으로 축길이를 最小化 하였으며, 通電 및 起電力의 送·受信을 위하여 中空軸으로 했다.

축의 좌·우측에서는 브러쉬를 접속시키므로서 회전축과 고정부간의 電源과 起電力을 送電시키고 있다. 이때 브러쉬는 미끄럼 接觸(sliding contacts)用인 金屬黑鉛質(가람카

본, CM3H)을 썼으며, 슬립 링은 純度 99%인 銅으로 가공하였다.

베어링은 원추형 로울러 베어링 2개를 X배 열하므로써 축의 접선방향과 축방향의 힘을 충분히 받을 수 있도록 했으며, 장시간 驅動時 베어링의 摩擦熱로 인한 潤滑劑의 粘度가 降下하는 점을 勘案하여 Molybdenum grease를 사용하였다.

회전축과 원판 받침과의 연결은 자체의 나사로, 원판 받침과 충돌판의 연결, 축과 타이밍 기어와의 연결은 보울트(bolt)로 체결했다.

축은 直流모터(D.C. motor, 220V, 1.5KW)⑪로 驅動되며 회전축에 기어數 15개, 모터軸에 기어수 20개인 타이밍기어를 사용하므로써 미끄럼이 없는 精確한 動力傳達이 되도록 했다.

전열면의 회전수 변화는 電壓制御裝置(volt control box) ⑫에서 핸들로 電壓(voltage)크기를 조절하면 동시에 直流모터 ⑪의 회전수도 변한다. 이 변화된 동력은 모터축과 中孔驅動軸축의 타이밍 기어(timing gear)를 연결하는 타이밍 벨트(timing belt) ⑳에 의해 전달되어 충돌판⑧이 회전하게 된다.

加熱部の 전열면⑦은 長方形의 스테인레스강(stainless steel)의 薄板(SUS304, 10×110×0.03mm)이며, 그 裏面에 110mm간격으로 電線을 납땜熔接했다. 전열면의 裏面은 水噴流가 충돌하고 충돌판이 고속으로 회전할 때에도 기밀성을 유지해야 하므로 단열성이 양호한 베크라이트판에다 강력하게 접착시켰다. 전열면을 가열하는데 있어 110V 交流의 電壓을 일정하게 유지하고자 平均電壓調整器(Average Voltage Regulator) ⑲를 사용했고, 電壓調整器(voltage regulator) ⑱로 直

流變換器(D.C. converter, 110V용 整流器) ⑰로 송전되는 전압크기를 조절했다. 이때 整流器를 지나 전열면으로 通電되는 電流는 直流電流計(D.C. ampere meter) ⑯으로, 電壓은 直流電壓計(D.C. voltage meter) ⑮로 측정하면서 等熱流束狀態를 확인했다. 그리고 고정부분과 회전부분간의 電源供給은 슬립 링(slip ring) ⑩을 통해 이루어져서 전열면을 가열하게 된다.

이때 計器를 통해 측정한 電流와 電壓으로서 전열면에 가해지는 熱流束을 구하는 식은 다음과 같다.

$$q = I \cdot V / A \quad (W/m^2) \quad (1)$$

여기서 I는 電流(A), V는 電壓(V), A는 전열면의 表面積(m²)이다.

식(1)로 구한 熱流束으로서 局所熱傳達係數(h)를 아래와 같이 계산했다.

$$h = q / (T_w - T_f) \quad (W/m^2 - ^\circ C) \quad (2)$$

測定部에서는, 전열면의 온도를 측정하고자, 그 裏面에 圖心(停滯點)을 포함하여 반경 방향 8mm간격으로 7개의 熱傳對(T-type, ϕ 0.3) ⑬의 끝을 球模樣으로 成形한 후 납땜 용접했다.

그리고 모든 熱傳對는 大氣溫度狀態에서 $\pm 0.1^\circ C$ 이내의 精度가 있음을 확인했다. 等熱流速 조건에서 衝突噴流가 전열면을 냉각시킬 때 이 熱傳對는 슬립 링을 통해 起電力을 溫度計測시스템(temperature logging system, Fluke, U.S.A) ⑭에 電送하므로써 온도가 측정된다.

측정된 온도는 전열면의 裏面溫度이므로 噴流가 직접적으로 衝突接觸하는 전열면의 표면 온도를 계산해야하나, 본 실험에서 Biot수의 범위가 0.024~1.05이므로 裏面의 온도를 표면의 온도로 간주하고 局所熱傳達係數를 구하였다.

물의 온도는 노즐입구의 호스 연결부에 전열면에 붙인 것과 동일한 熱傳對를 설치하고 이를 溫度計測시스템에 연결하여 전열면의 온도와 같이 측정했으며, 이 噴流의 온도에 근거한 物性值로서 Nusselt數, Prandtl數, 噴流Reynolds數, 回轉Reynolds數등을 계산했다.

본 실험전에 반드시 실험장치의 熱平衡을 斷電-水噴流의 상태에서 점검했다. 전열면의 各點 溫度가 물의 온도와 같아질 때까지 선풍기로 슬립 링을 식혀준 후에 온도를 측정했다.

그리고 본 실험시에도 슬립 링과 브러쉬사이의 미끄럼 마찰로 인한 열발생으로 이의 補正이 불가피하였다. 그래서 斷電-水噴流의 상태에서 본 실험에서와 같은 회전수를 주어가며 전열면 各 점에서의 溫度 補正值를 구하여 이를 測定值에 加算해 주었다.

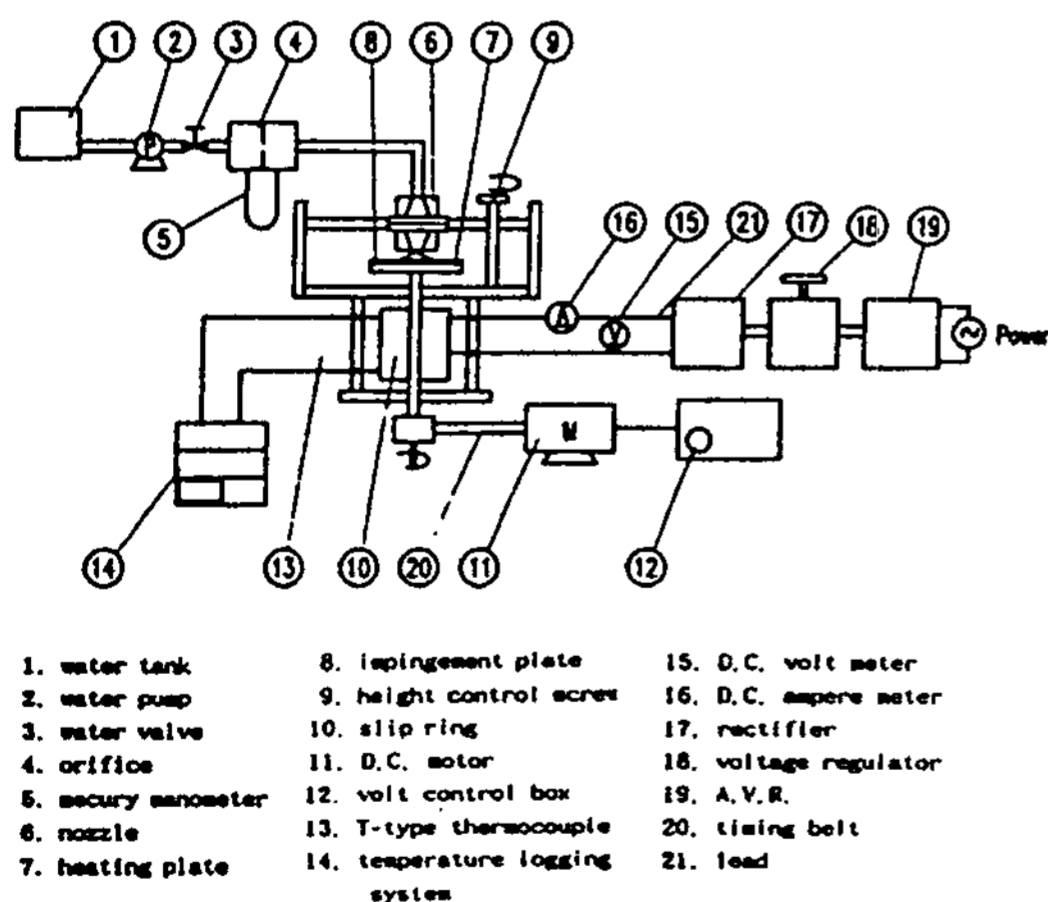


Fig. 1 Experimental apparatus of rotating impinging water jet system

2.2 實驗方法 및 實驗範圍

노즐로 물이 분사될 때 實驗裝置의 熱平衡을 斷電狀態에서 확인한 후, 전열면을 가열 (電流는 22~23A, 電壓은 7.8~8.0V 상태로 유지)하면서 전열면의 各 회전수에 대해 온도를 측정한다. 본 실험에서는 전열면이 정지해 있을 때, 전열면의 各 점에 대해 온도를 4회 측정했고, 다른 회전수에 대해서는 3회 측정했다. 그 이유는 실험장치의 熱平衡狀態를 다시 한번 확인함과 동시에 噴流의 流體力學的 特性이 회전전열면상에 나타날 수 있는 시간을 고려해서 였다.

본 실험에서 사용한 噴流流體는 冷却效果가 비교적 큰 24.0~25.5℃의 수돗물이고, 분류가 가열면에 충돌했을 때, 沸騰이 발생하지 않는 單相領域에서의 실험이므로 전열면 온도를 飽和溫度 이하로 하므로서 전열면 온도와 분류유체와의 온도차는 약0.3~17℃이내로

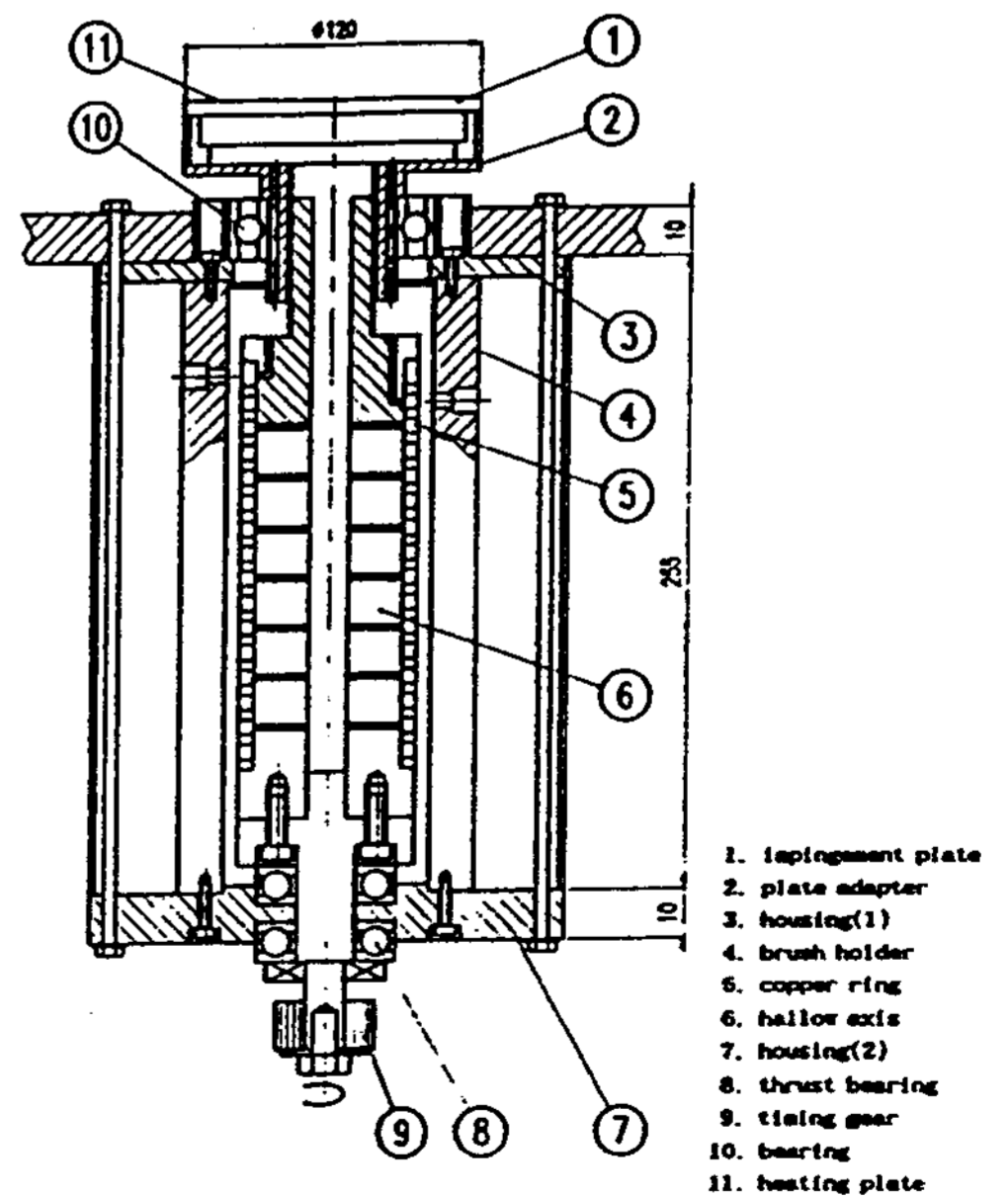


Fig. 2 Assembly drawing of rotating plate system.

되었다.

$H/D = 12$ 일 때, 定常流動狀態에서 분류의 質量流量과 전열면의 회전수가 局所點의 대류열전달에 미치는 영향을 조사하고자 분류의 質量流量 $M = 0.08, 0.114, 0.133, 0.156, 0.17, 0.174 \text{ kg/s}$, 전열면의 回轉數 $N = 0, 100, 300, 600, 1000, 1500, 2000 \text{ rpm}$ 으로 했다.

長方形의 수평 상향 전열표면의 치수는 $110 \times 10 \text{ mm}$ 이고, 熱적으로 $q = 1.6 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ 의 等熱流束 條件下에서 衝突水噴流에 의해 냉각될 때, 온도 측정점의 위치는 停滯點($r = 0$ 인 점)으로부터 반경방향 $r = 0, 8, 16, 24, 32, 40, 48 \text{ mm}$ 인 점이다. 이때 냉각된 전열면의 溫度範圍는 $24.3 \sim 42.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 되었다.

III. 實驗結果 및 檢討

회전 전열면을 衝突水噴流로 냉각시킬 때 對流熱傳達係數의 分布는 無次元化한 노즐-傳熱面間 距離(H/D), 프란틀數(Pr), 噴流레이놀즈數(Re_j), 局所回轉레이놀즈數(Re_r), 傳熱面半徑方向距離(r/D)의 영향을 받는다. 이 현상을 조사하기 위해 長方形의 회전 전열평판을 等熱流束으로 유지시키면서 직경이 4 mm 인 노즐로 $H/D = 12$ 위치에서 냉각수를 하향으로 충돌시킬 때, 노즐과 전열면사이의 거리와 噴流레이놀즈數의 변화는 각각 6단계, 平板의 回轉레이놀즈數는 傳熱面上的 流動을 모두 層流로 할 때는 7단계, 層流와 亂流를 共存시킬 때, 4단계는 層流, 3단계는 亂流狀態가 되도록 變化시키면서 실험했다.

전열면상의 온도 측정점은 軸對稱 圓形噴流임을 감안하여 한쪽 반경방향으로 했고, 냉각능력이 가장 뛰어난 幾何學的 停滯點을 座標

의 중심으로 하여 8 mm 의 간격으로 7점에서 온도측정하여 全傳熱面과 局所點別 傳熱現象을 검토한 결과는 다음과 같다.

3.1 全傳熱面에서의 檢討

3.1.1 噴流Reynolds數의 變化에 따른 熱傳達

Fig.3, 4, 5, 6은 각각의 전열면 회전수에서 噴流레이놀즈數(Re_j)별 열전달 관계를 r/D 에 따라 정리한 것이다.

전반적으로 볼 때 $Re_r = \text{const.}$ 일 때 Re_j 가 증가하면 모든 측정점에서의 열전달은 증대된다. 그리고 공히 停滯點에서 가장 높은 열전달 현상을 보이고, Re_r 의 증가에 따라 반경방향으로 갈수록 열전달의 증가함을 보인다. $r/D = 10$ 위치에서 제2의 極大點이 나타나고 있다.

$Re_r = 0$ 일 때 각 Re_j 별로 반경방향에 따른 열전달 변화양상을 보면, 각 Re_j 에서 공히 정체점에서 가장 높은 局所누셀트數를 보이다가 停滯點을 벗어나 衝突領域($r/D < 2$)으로 오면서 급속히 감소하고, 壁噴流領域($r/D > 4$)으로 이동하면서 평탄한 특성을 보이다가 $r/D = 10$ 의 근방에서 제2의 極大熱傳達係數를 보여 주고 있다. 停滯點에서 열전달이 최대로 되는 것은 噴流上流에서 형성되는 亂流成分과 最大의 衝突速度를 유지하기 때문이고, 壁面噴流領域에서의 극대는 境界層의 遷移에 의한 것으로 생각된다.

Fig.4는 전열면의 회전수가 600 rpm (이 회전수는 본 실험범위에서 전열면상의 全域이 층류임을 나타내는 臨界回轉數로서 이보다 더 높아지면 전열면상의 一部流動은 난류로 된다)일 때인데 Fig.3의 0 rpm 의 경우와 비교하면, 停滯點을 포함한 충돌영역에서는 거의 비슷한 분포를 보이다가 壁噴流領域으로 이동할

수록 점점 높은 열전달 값을 보여 주고 있다.

低 Re_{ro} 에서는 그림의 우측으로 평탄한 모양이던 것이 회전수가 증가할수록 右側上向曲線分布로 바뀌고, 각 Re_{ro} 에 따라 極小 熱傳達 位置가 좌측으로 이동하다 2000rpm에서는 $r/D = 4$ 인 위치에서 極小點을 보여 주고 있다.

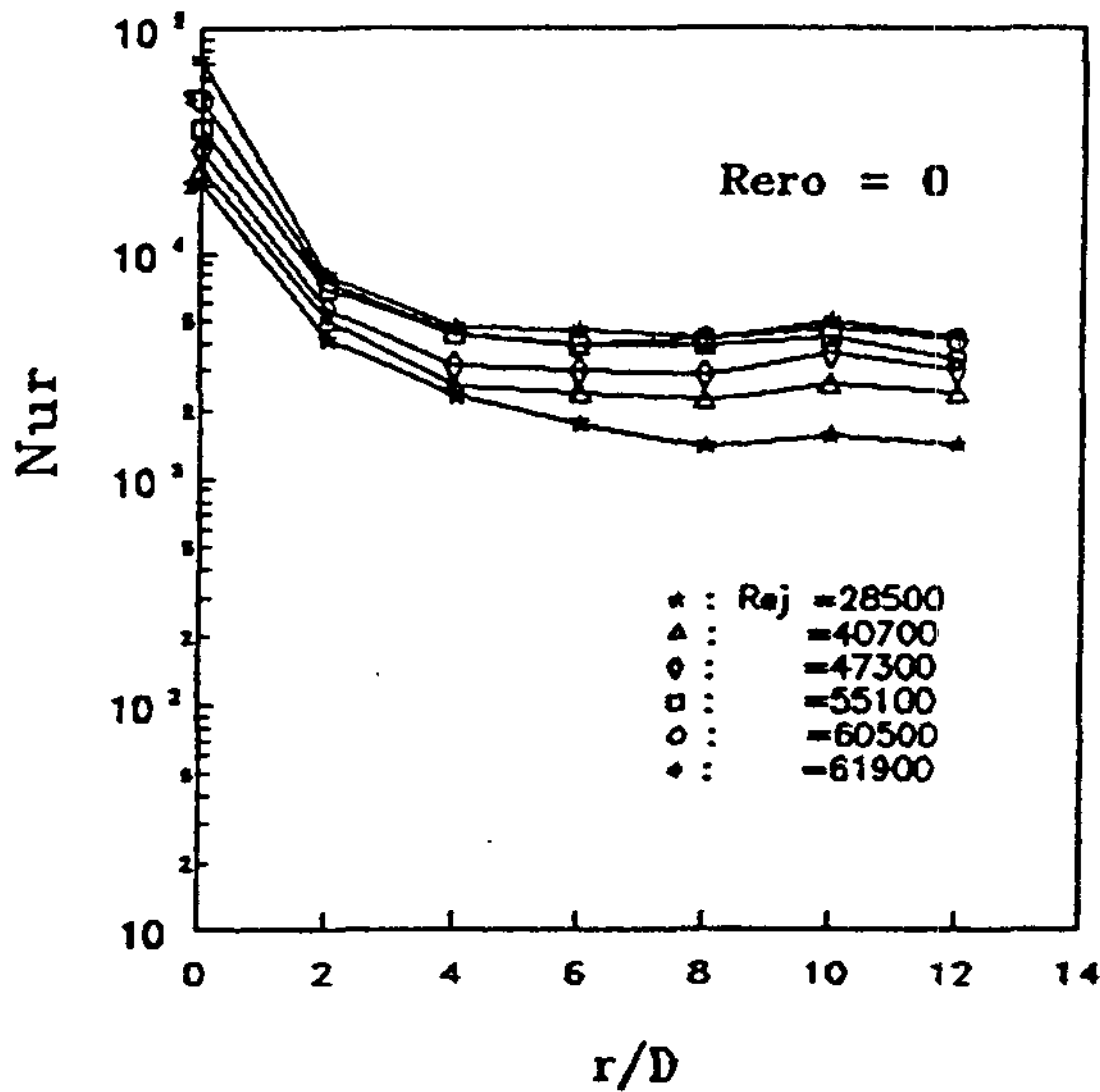


Fig. 3 Local Nusselt number distribution along the heated surface at 0 rpm.

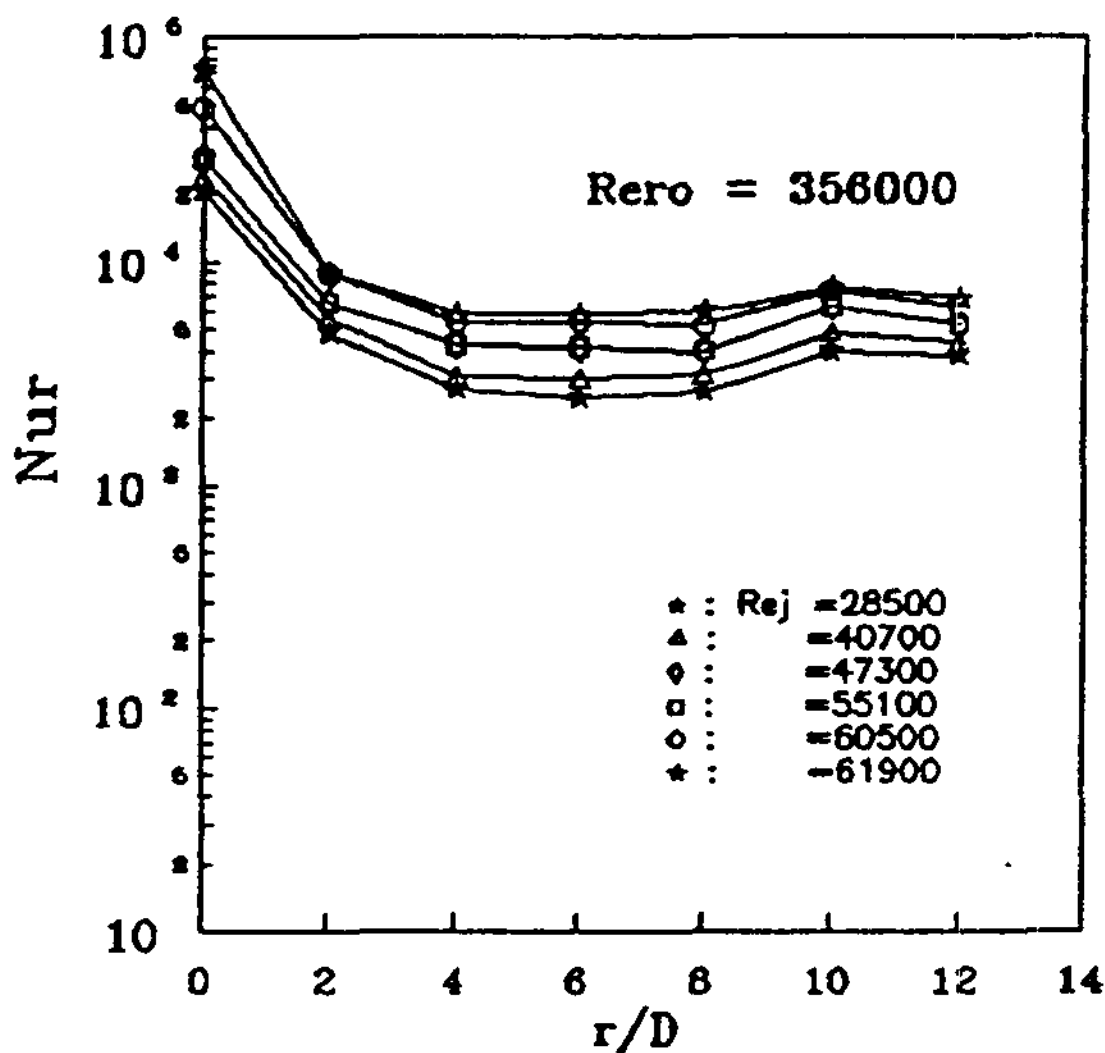


Fig. 5 Local Nusselt number distribution along the heated surface at 1000 rpm.

이것은 噴流레이놀즈數와 回轉레이놀즈數가 증가함에 따라 層流境界層에서 亂流境界層으로 遷移되는 길이가 점차 짧아짐을 나타내며 遷移領域을 지나면서 부터는 亂流強度가 강해지면서 熱傳達이 함께 증가하는 現象으로 설명할 수 있다.

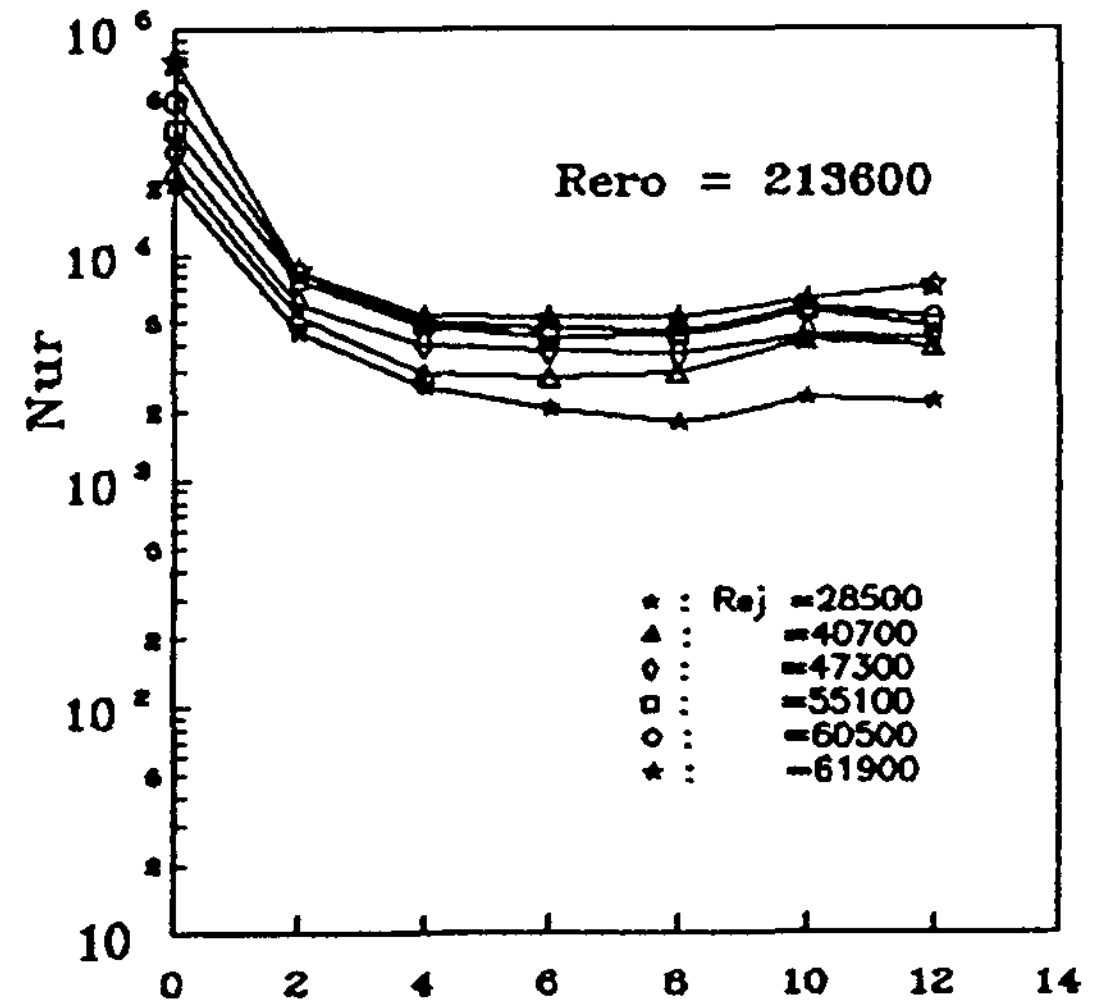


Fig. 4 Local Nusselt number distribution along the heated surface at 600 rpm.

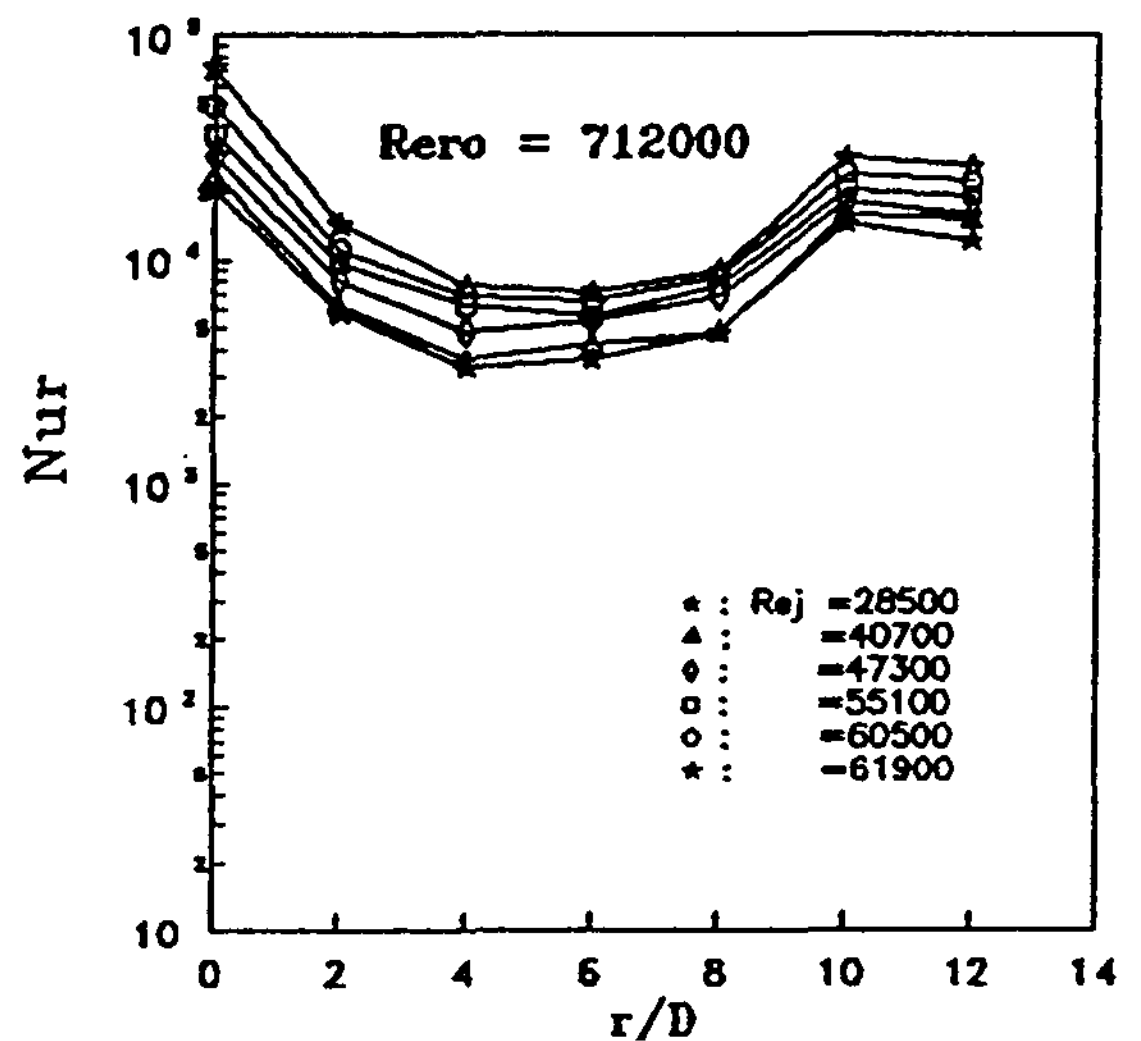


Fig. 6 Local Nusselt number distribution along the heated surface at 2000 rpm.

3.1.2 平板의 回轉Reynolds數(Rero)의 變化에 따른 熱傳達

Fig. 7, 8은 Re_j가 47300과 61900일 때 각 Rero별 열전달분포를 r/D에 따라 나타낸 것으로서 Rero = 0와 Rero ≠ 0의 경우를 비교해 보자.

Re_j를 47300에서 61900으로 증가시켰을 때 Rero = 213600까지는 Rero증가에 따른 열전달효과를 나타내는 Nur의 변화폭은 微微하나 曲線群은 모든 r/D에서 거의 같은 높이로 올라가고 있다. 이것은 전열면상의 유동이 층류일 때는 Rero의 영향보다는 Re_j의 영향이 顯著함을 나타낸다. 그러나 Rero > 356000일 때는 1/D 8부터 회전효과가 뚜렷이 나타나며 Re_j의 영향보다는 Rero의 영향이 顯著히 나타나는 영역으로 볼 수 있다.

따라서 임의의 한정된 유체유동장치로 회전 중심을 향해 噴流噴射時 回轉半徑이 큰 국소 위치의 物質 및 熱傳達을 촉진하는 방안으로는 回轉數를 증가시키는 것이 바람직하다.

이러한 현상은 전열면의 회전수가 증가할수

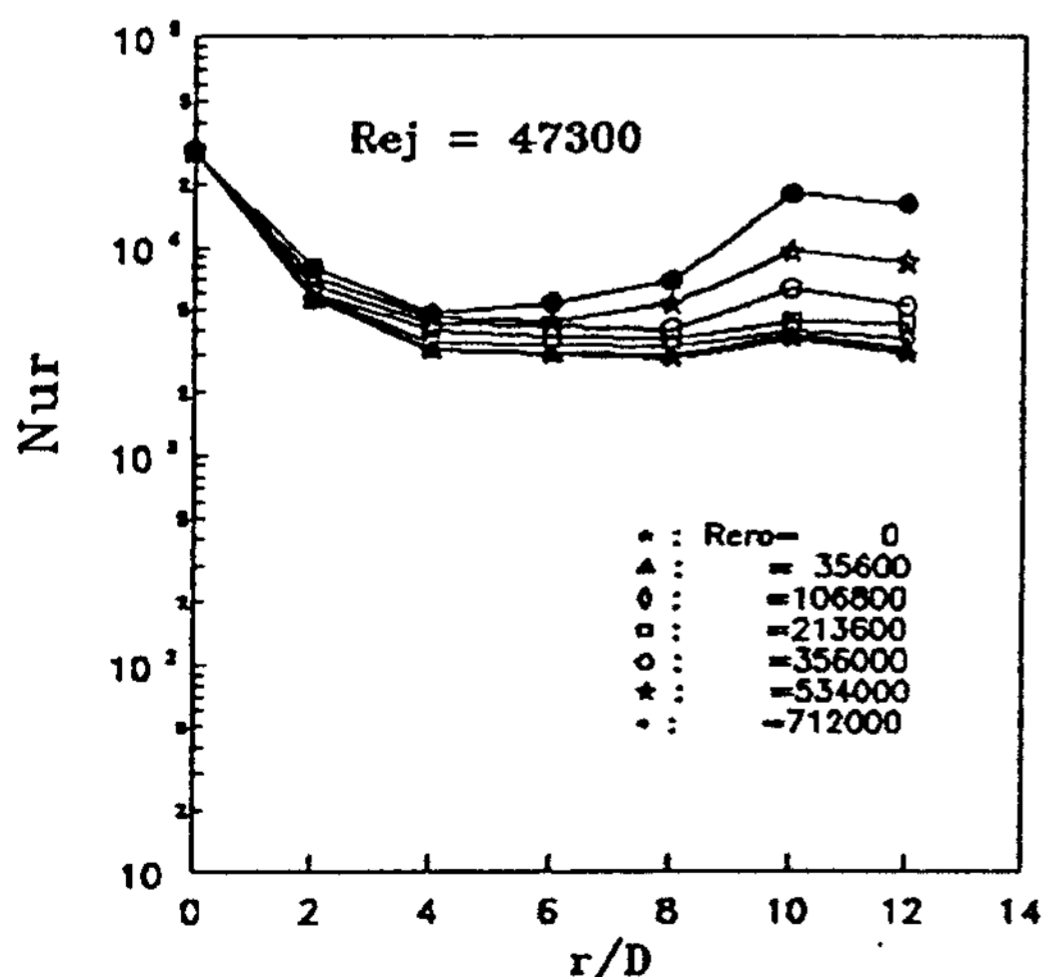


Fig. 7 Local Nusselt number distribution along the heated surface at M=0. 133kg/s.

록 반경방향으로는 분류와 전열표면간의 相對速度 증가로 인해 열전달이 증진된다는 사실을 설명하고 있다.

Fig. 7, 8을 보면 Rero > 0일 때, Rero = 0에 비하면 모든 점에서 열전달은 증대되고 있다. 그리고 Re_j가 47300에서 61900으로 변화해도 공히 동일한 Rero의 조건에서는 같은 곡선모양을 하고 있다. 즉 熱傳達分布曲線의 形狀은 같으나 Re_j의 증가에 따라 곡선 전체가 전열면상의 모든 점에서 輕微하게 上向하는 것은 유량의 증가 때문이다. 이 그림에서 회전속도의 변화에 의한 Nur의 변화는 Re_j = const.인 조건일 때 曲線間의 높이 변화로 나타나며 Rero ≤ 356000까지는 輕微하게 증가하나 Rero ≥ 356000부터는 그 폭이 넓어지고 있다. 이러한 현상은 회전효과가 나타나는 길이는 회전판의 直徑, 噴流位置, 噴流速度, 噴流直徑, 回轉速度와 관련이 있음을 암시하고 있다.

그리고 정체점에서는 回轉效果로 인한 열전달 增進現象이 전혀 나타나지 않으나 가장

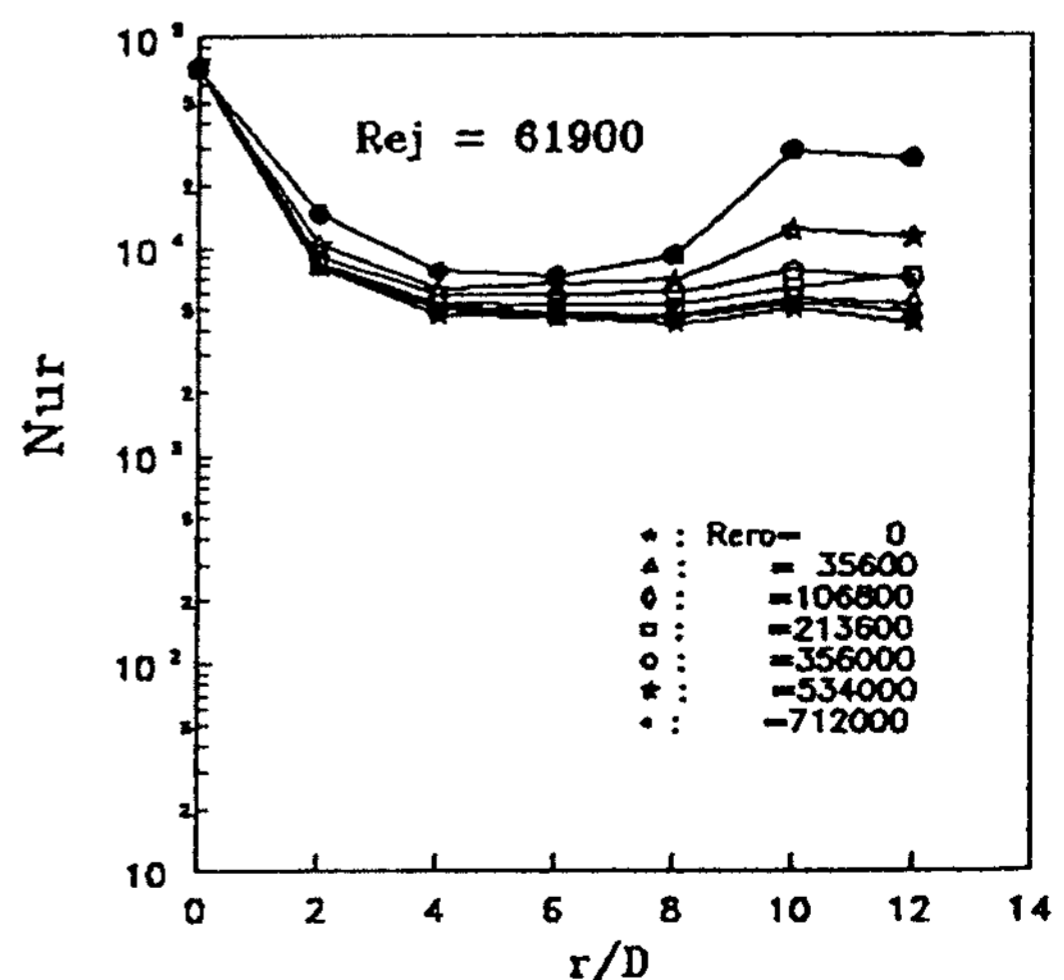


Fig. 8 Local Nusselt number distribution along the heated surface at M=0. 174kg/s.

높은 열전달 현상을 보인다. 이것은 정체점이 충돌중심과 일치하며 流線의 방향이 연직하향이고 가장 빠른 衝突速度를 가지기 때문이다. 그러나 이 점을 벗어나면서부터는 流線의 向方이 垂直에서 水平方向으로 굽어지면서 급격한 衝突速度의 감소로 $r/D = 4$ 부터는 평탄한 특성을 보이다 $r/D = 10$ 에서 제2의 極大點이 나타나고 있다.

그리고 회전디스크상의 유동에 있어서는, 平板의 회전레이놀즈수가 $Re_{ro} < 2 \times 10^5$ 이면 層流, $Re_{ro} > 2 \times 10^5$ 이면 亂流로 구분하고 있다[2].

이 때 전열면상의 한 부분이 亂流로 遷移하기 시작하는 $Re_{ro} = 213600(600rpm)$ 과 난류 유동영역을 점차 넓혀가면서 亂流強度를 더해가는 $Re_{ro} = 356000(1000rpm)$, 이때는 천이길이 정체점으로부터 약 42.5mm로 되며 $r/D = 10$ 위치에서 반경방향으로 2.5mm벗어난 지점으로 長方形 전열면적의 77%가 層流, 23%는 亂流로 됨)까지는 각 점에서 아주 미소한 Nur 의 증가를 보이고 있다.

그러나 $Re_{ro} = 534000(1500rpm)$, 遷移길이 34.65mm는 $r/D = 8$ 위치에서 약 2.7mm벗어난 지점으로 전열면적의 63%가 層流, 37%가 亂流임)과 $Re_{ro} = 712000(2000rpm)$, 遷移길이 30mm는 $r/D = 6$ 위치에서 6mm벗어난 점으로서 傳熱面積의 54%는 層流, 46%는 亂流임)에서는 위와 같은 변화양상을 보이다 壁面噴流領域인 $r/D = 6$ 지점부터는 外側方向으로 갈수록 Nur 의 급격한 증가를 보이며 전열면상 가장 먼 거리인 $r/D = 12$ 에서는 정체점과 거의 같은 열전달 분포를 보이고 있다.

그리고 $Re_{ro} > 534000$ 부터는 $r/D = 8$ 부근에서부터 급격히 열전달이 증대되는 이유를 流體力學的으로 설명해 보면 아래와 같다.

고정된 원판중심에 圓形噴流가 충돌할 경우

圓形噴流에 의하여 生成되는 壁噴流의 유동양상은 停滯點 近方에서는 接線方向流速은 거의 무시할 정도로 작으며 반경방향속도 벡터는 衝突領域에서는 $r-Z$ 의 合成方向으로 位置에너지 증가하다가 r 방향 증가에 따라 Z 방향속도성분이 점차로 작아지면서 거의 수평방향으로 감속되면서 유동한다.

또 회전한다해도 유체의 粘性剪斷應力을 극복하는 回轉效果가 나타나기 전까지는 위와 같은 유동으로 열전달 증진은 별로 나타나지 않는다.

본 실험에서의 분류높이는 $H/D = 12$ 로서 완전히 발전된 亂流流動領域으로 亂流強度를 가지고 있다. 여기에 전열면의 회전수가 증가하고 반경방향으로 갈수록 圓周方向速度의 영향이 뚜렷이 나타나 보다 강력한 亂流가 형성되어 分子의 擴散과 粒子의 交換이 重疊되어 나타나므로서 境界層의 薄膜化 및 破壞로 인해 熱傳達이 促進된다고 볼 수 있다.

3.2 局所點別 檢討

3.2.1 停滯點에서의 熱傳達特性

Fig.9, 10, 11, 12는 $r/D = \text{const.}$ 인 위치에서 Re_{ro} 별로 Re_j 가 Nur 에 미치는 효과를 나타낸 것이다.

먼저 Fig.9의 $r/D = 0$ (정체점)에서 Re_j 의 변화가 Nur 에 미치는 효과를 보면 Re_j 의 값이 28500부터 43700까지는 완만한 증가를 보이나 55100부터 61900까지는 급속한 증가를 보이고 있다.

그러나 전열면의 회전에 따른 열전달 변화양상은 전혀 나타나지 않고 있다. Fig.10을 보면 충돌영역에 위치하면서 정체점에 가까운 $r/D = 2$ 위치에서는 Re_{ro} 의 효과보다는 Re_j 의 효과가 보다 높게 나타나고 있으나, Fig.11, 12의 $r/D > 2$ 인 위치에 있어서의 Re_j 의 효과

보다는 적다. r/D 가 점점 증가할수록 Re_j 의 효과보다는 Re_r 의 효과가 현저히 증대되고 있음을 잘 나타내고 있다. 이러한 현상은 다음과 같이 설명된다.

回轉하는 圓板中心에 圓形噴流가 충돌하는 경우, 壁噴流의 전체적인 유동양상은 정지평판의 경우와 유사하다. 壁面 근처에서는 壁面의 粘性應力 때문에 반경방향으로는 減速되고 回轉方向(接線方向)으로는 加速되어 복잡한 3次元 境界層을 형성하고 壁외부의 유동장에서는 回轉角速度나 圓판으로부터의 제트출구높이에 별다른 영향을 받지 않는 것으로 여겨진다. 이때 회전에 의한 점성의 영향은 壁面 가까운 지역에 국한되며 이로부터 流動場의 平均速度의 변화는 壁近處에 密集되어 나타난다. 그리고 壁面 근처에서는 r 이 증가함에 따라 圓周方向速度의 영향이 뚜렷이 나타난다 [5]. 따라서 이러한 유동양상으로 r 방향의 증가에 따라 회전수 증가하면 열전달이 촉진된다고 할 수 있다.

Fig.13은 停滯點에서 Re_r 별로 Re_j 의 변화에

따라 熱傳達式을 구한 것이다.

層流熱傳達 理論式[16]은 $Nu_D = 0.763 Re_j^{0.5} Pr^{0.4}$ 로 나타내어지는 데, 본 연구에서는 전열면의 회전반경을 기준으로 한 누셀트수를 나타내고 있어, 서로 비교하기 위해 실험장치의 특성을 고려하여 위의 Nu_D 에 $55/4$ 를 곱한 것이다. 여기서 Re_j 의 지수는 0.5이며 액체난류일 때 보통 0.8정도이다[6]. 본 실험에서의 열전달식은 아래와 같이 Re_j 의 지수가 1.38로 증가되어 나타났고, 데이터의 분포는 $\pm 10\%$ 範圍에서 잘 만족하고 있다.

$$r/D = 0, Nu_r = 0.0058 Pr^{0.4} Re_j^{1.38} \quad (3)$$

3.2.2 衝突領域 및 壁面噴流領域에서의 熱傳達特性

지금까지 회전전열면상의 均一自由流動에 관련된 열전달식들을 보면 모두 Re_r 의 함수로 평균 열전달을 취급하고 있다. 그러나 본 연구에서 회전중심상으로 분류를 충돌시킬 때 局所點의 열전달을 다루는 데 있어서는 측정점이 회전전열면의 가장자리에 있다고 보고 그 회전반경을 기준길이로 구한 局所回轉레이

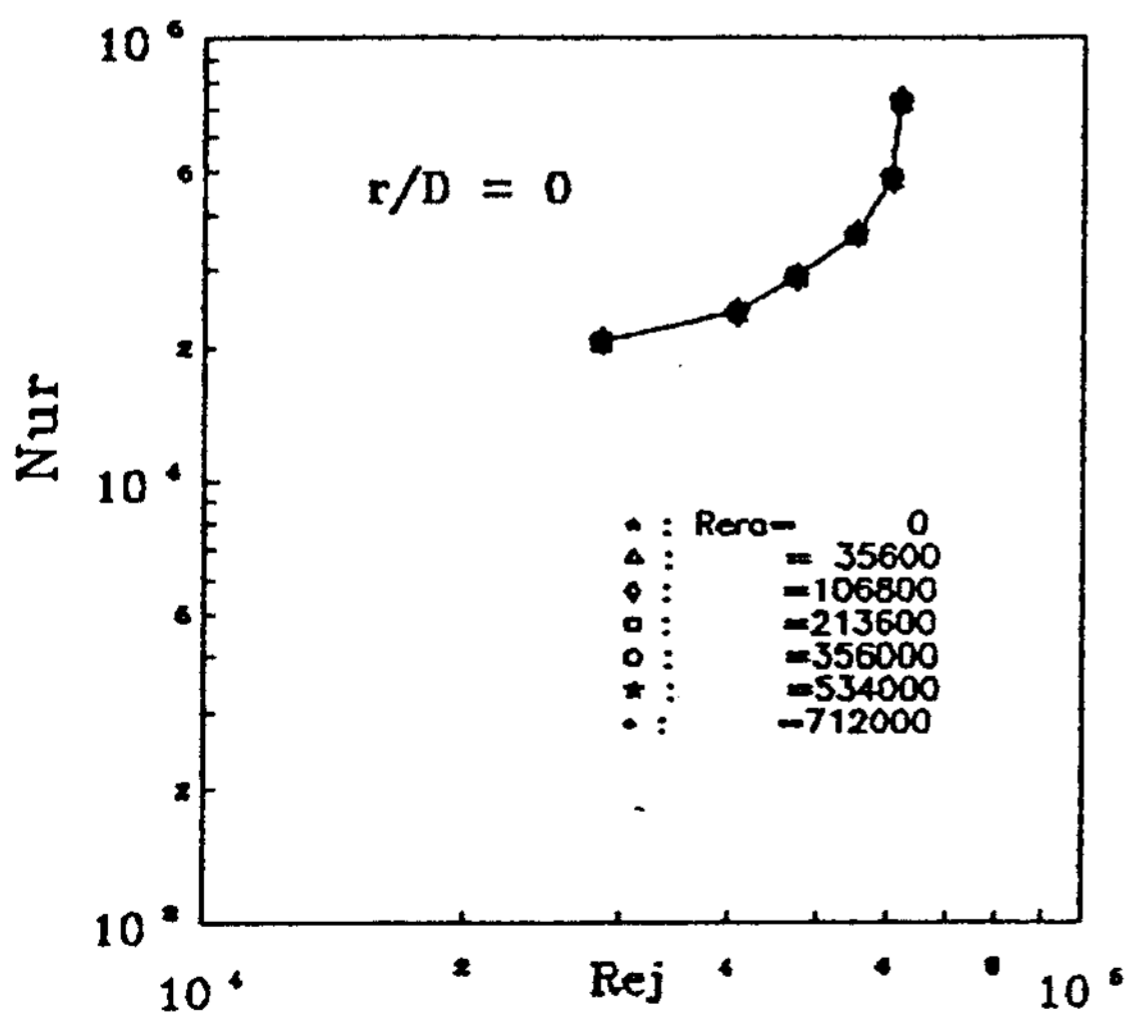


Fig. 9 Correlation between local Nusselt number and Re_j along the $Rero$ ($r=0mm$).

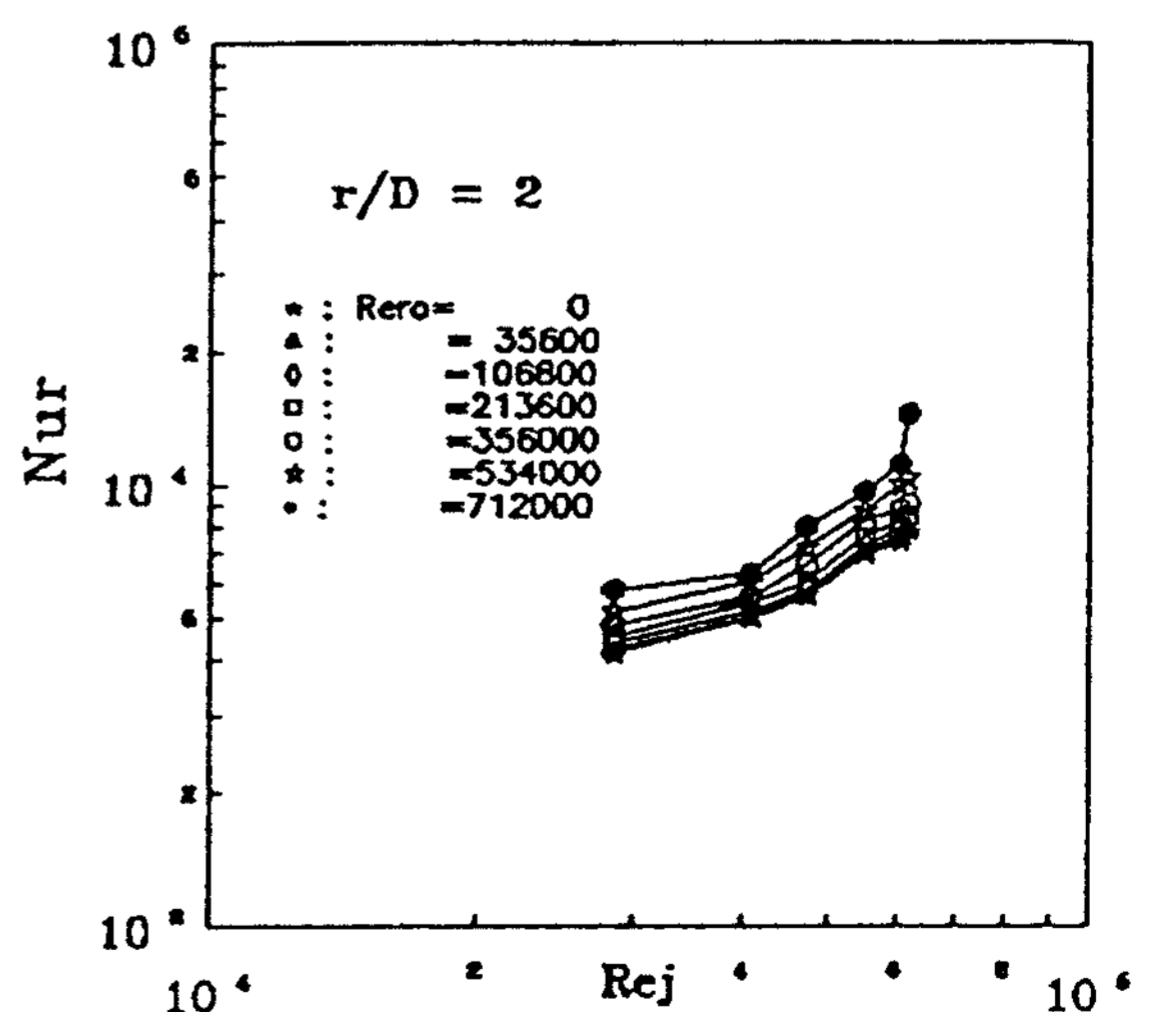


Fig. 10 Correlation between local Nusselt number and Re_j along the $Rero$ ($r=8mm$).

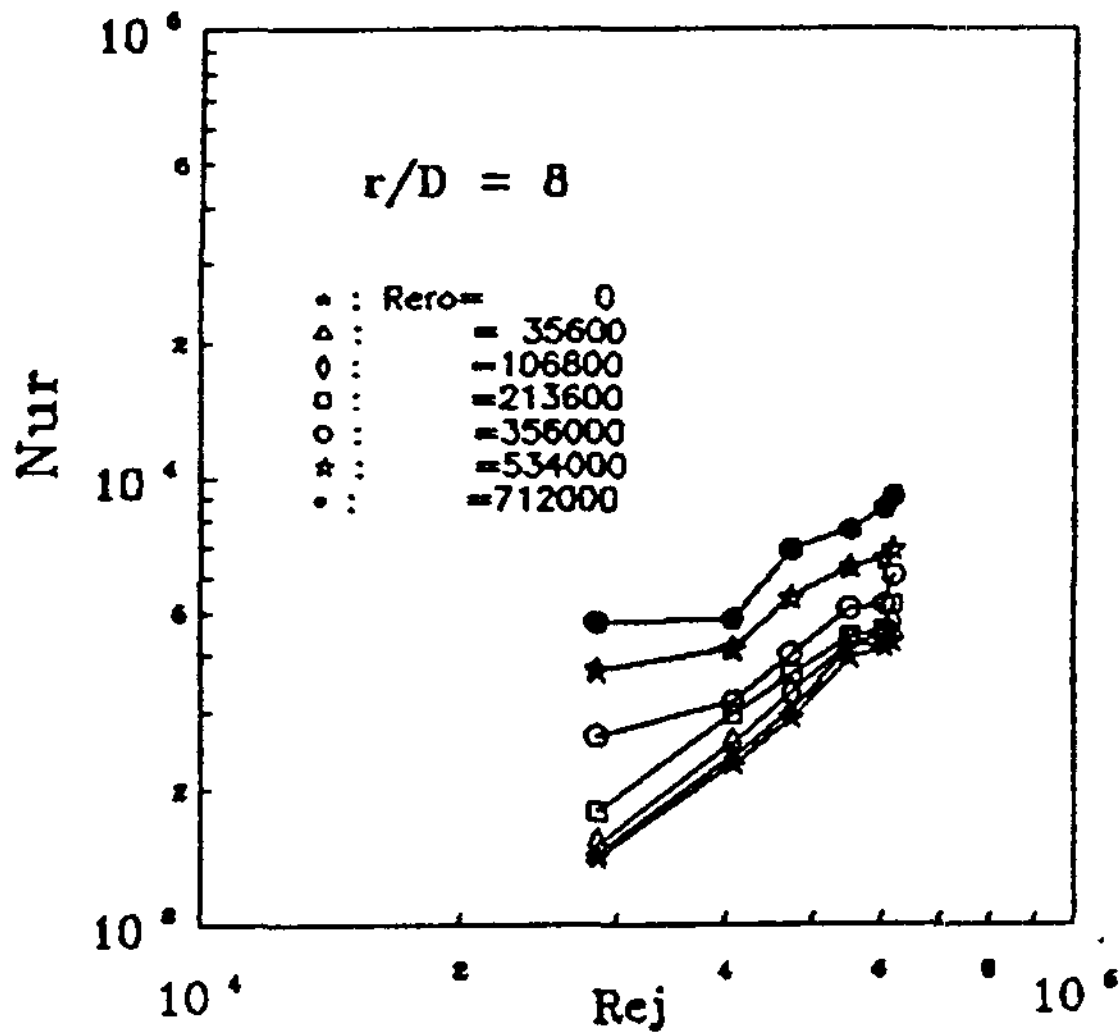


Fig. 11 Correlation between local Nusselt number and Rej along the Rero (r=32mm).

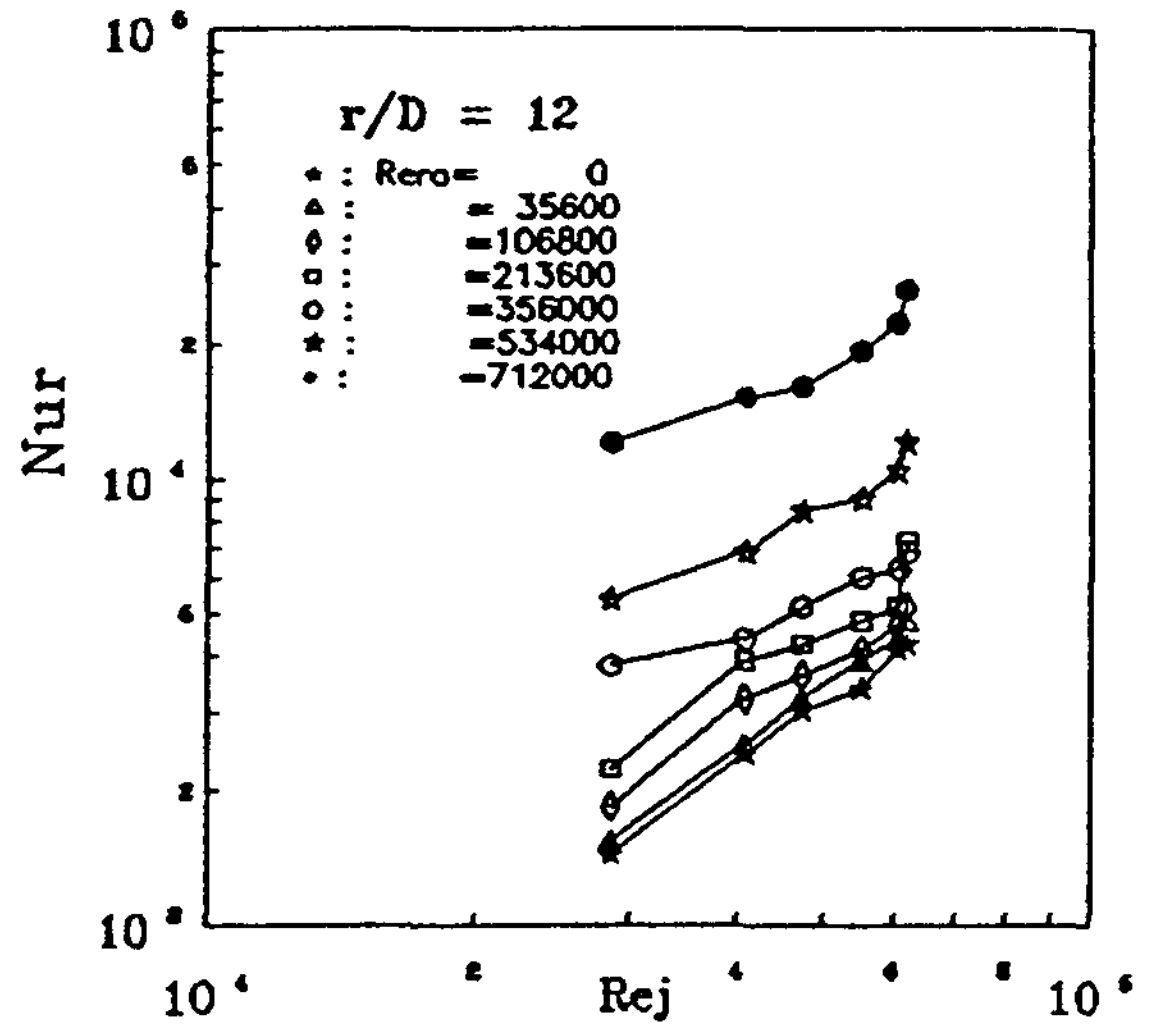


Fig. 12 Correlation between local Nusselt number and Rej along the Rero (r=48mm).

놀즈數 Rer 의 함수로 열전달을 취급하는 것이 합리적이라고 생각된다. 그 이유는 平板中心으로 噴流를 噴射시킬 때, 半徑 r_0 인 回轉面이 ω 의 角速度로 회전시 全열面상 모든 점의 角速度는 같지만 半径방향의 증가에 따라 特定部位別 回轉레이놀즈數는 같지 않고 回轉半徑 r^2 에 비례하여 증가하기 때문에 $Rero$ 로 局

所點의 열전달을 취급하는 것은 고려되어야 한다.

그리고 임의 한 지점 r_1 에서의 回轉特性은 角速度는 변할 수 있어도 회전반경은 $r_1 = \text{const.}$ 이므로 그 점에서 角速度를 변화시켜가며 局所點의 熱傳達特性을 해석하는 것이 타당하다고 思料된다.

Table 1. m 값의 변화

유동 상태	Rej							
	r/D	28500	40700	47300	55100	60500	61900	\bar{m}
층류	2	0.056	0.06	0.064	0.067	0.070	0.090	0.068
	4	0.073	0.075	0.079	0.083	0.096	0.098	0.084
	6	0.13	0.11	0.105	0.102	0.098	0.112	0.11
	8	0.25	0.22	0.20	0.19	0.196	0.172	0.20
	10	0.23	0.19	0.16	0.155	0.142	0.125	0.17
	12	0.155	0.14	0.13	0.12	0.11	0.104	0.13
난류	10	1.62	1.71	1.75	1.82	1.85	1.87	1.77
	12	1.61	1.65	1.7	1.74	1.77	1.83	1.72

일반적으로 單相強制對流熱傳達에서 等熱流束條件의 傳熱面이 冷却되는 平板傳熱面의 無次元 熱傳達式은

$$Nur = c Pr^q Rej^n Rer^m (r/D)^k (H/D)^f \quad (4)$$

로 나타내진다. 여기서 指數 n은 충돌분류가 層流流動時는 n = 0.5이고, 遷移 및 亂流流動時 n = 0.8이다[6]. q는 噴流가 空氣일 때 0.3, 물일 때 0.4의 값을 갖는다[7-11].

본 실험의 경우 분류가 물이므로 q = 0.4로

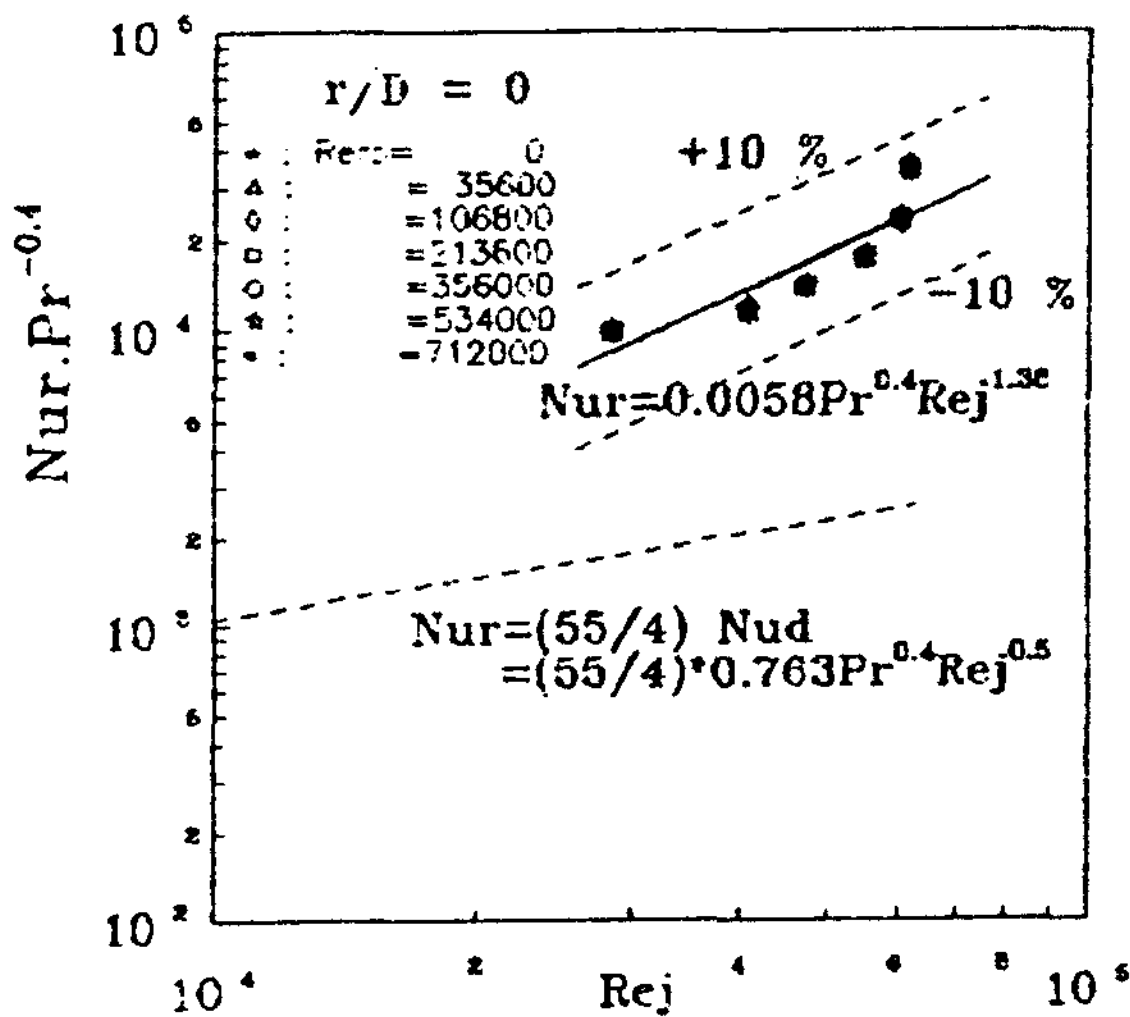


Fig. 13 Dependence of stagnation Nusselt number on Rej for various Rero.

되고, H/D = 12일 때 Rej변화에 따른 局所點의 熱傳達式은

$$Nur = C Pr^{0.4} Rej^n Rer^m (r/D)^k \quad (5)$$

로 쓸 수 있다.

윗 식(5)와 같은 실험식을 얻는 첫 단계로 각 측정위치별 Rej를 일정하게 유지하며 Rer의 변화에 따라 整理한 결과는 Fig.14, 15, 16, 17과 같으며, 各 局所點에서의 無次元 實驗式은 다음과 같이 표시된다.

層流領域

$$r/D = 2, Nur = A_1 Pr^{0.4} Rer^{m1} \quad (6)$$

$$r/D = 4, Nur = A_2 Pr^{0.4} Rer^{m2} \quad (7)$$

$$r/D = 6, Nur = A_3 Pr^{0.4} Rer^{m3} \quad (8)$$

$$r/D = 8, Nur = A_4 Pr^{0.4} Rer^{m4} \quad (9)$$

$$r/D = 10, Nur = A_{5a} Pr^{0.1} Rer^{m5a} \quad (10)$$

$$r/D = 12, Nur = A_{6a} Pr^{0.4} Rer^{m6a} \quad (11)$$

亂流領域

$$r/D = 10, Nur = A_{5b} Pr^{0.4} Rer^{m5b} \quad (12)$$

$$r/D = 12, Nur = A_{6b} Pr^{0.4} Rer^{m6b} \quad (13)$$

윗 式에서 A는 實驗常數이며 Rer의 指數 m은 Table 1과 같이 各 r/D別로 Rej에 따라 크기를 달리하고 있다.

Fig.14~17로서 層流領域에서 E.C.Cobb등의 自然對流熱傳達式과 本 實驗式을 비교해 볼 때, r/D의 증가에 따라 Rer의 指數가 Rero의 指數의 크기에 점차 근접해 가고 있음을 볼 수 있다. 그러나 Rero의 指數는 0.5인 데 비하여 Rer의 指數는 0.056~0.23값을 보여 주고 있다. 이것은 傳熱面上의 均一한 自然對流流動일 때와 회전중심점에 分類를 분사시켜 放射狀의 流動을 띄우는 本 실험에서의 強制流動方式에 의한 차이로 회전효과가 적게 나타나나 그래도 自然對流일 때 보다는 월등히 높은 열전달현상을 보이고 있다. 그리고 r/D = 10, 12인 局所點이 亂流狀態下에 있을 때 Rero의 指數는 0.8인데 비하여 Rer의 指數는 1.61~1.87로서 회전효과가 自然對流流動時 보다 뚜렷이 높게 나타남을 보여주고 있다.

다음에 Fig.14~17의 각 Rej에 對應하는 局所點에서 m의 변화는 Table 1과 같고, 국소점의 Rer에 의한 열전달을 구하는 식은 식(6)~(11)과 같다. 이 때 勾配의 평균크기를 나타내는 \bar{m} 의 변화로써 회전효과를 규명해 보면, 회전전열면상의 모든 점이 完全層流狀態下에 있을 때는 r/D의 증가에 따라 Rer의

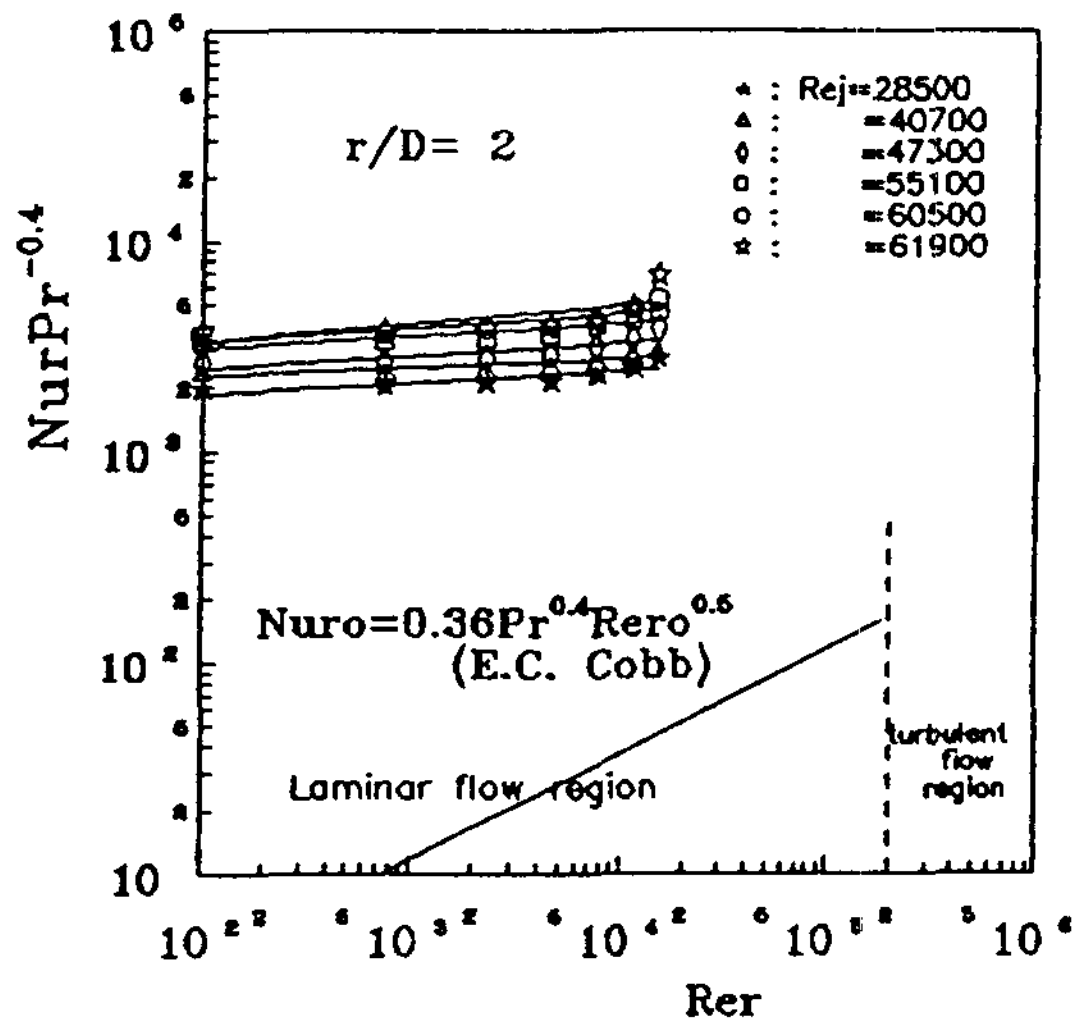


Fig. 14 Effect of Re_r for various Re_j for $r=8\text{mm}$.

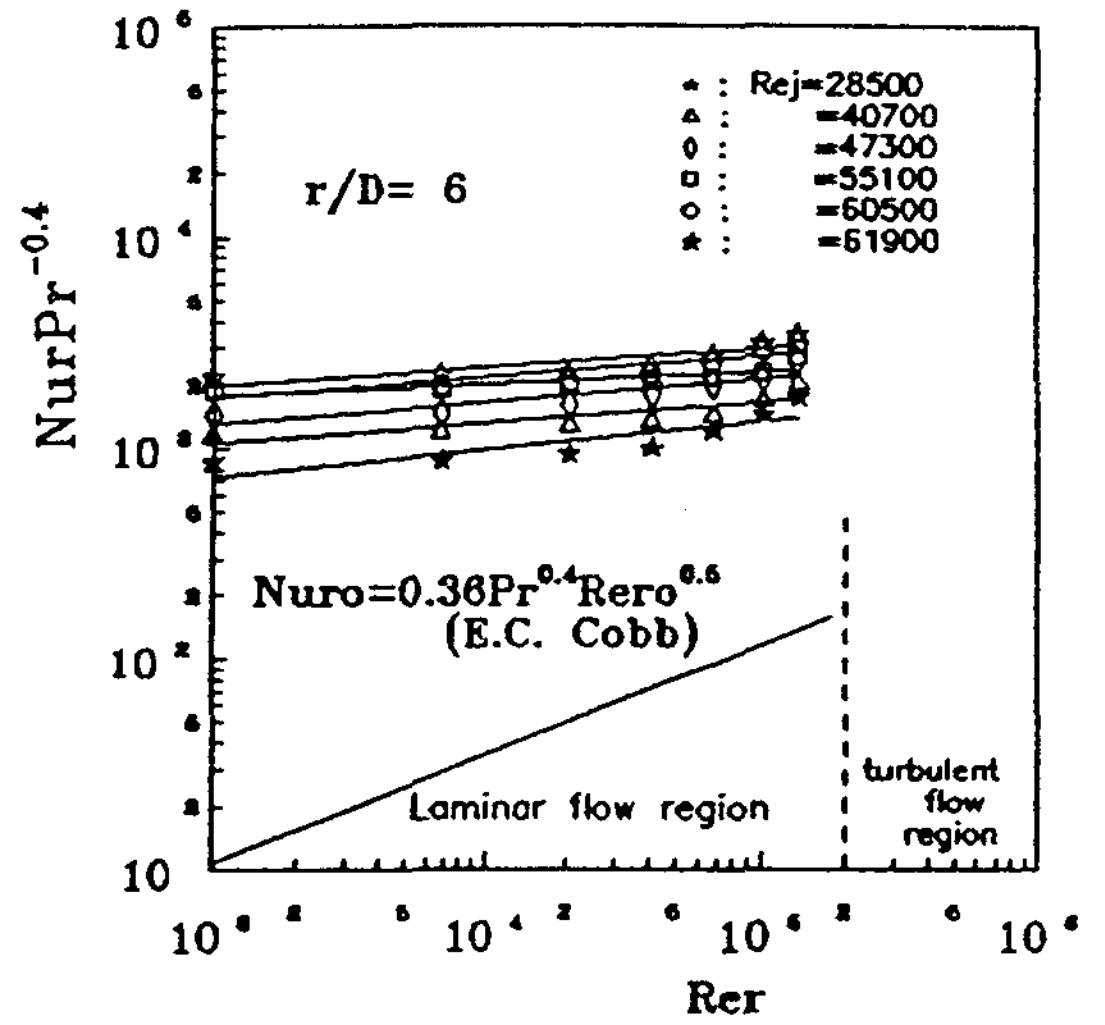


Fig. 15 Effect of Re_r for various Re_j for $r=24\text{mm}$.

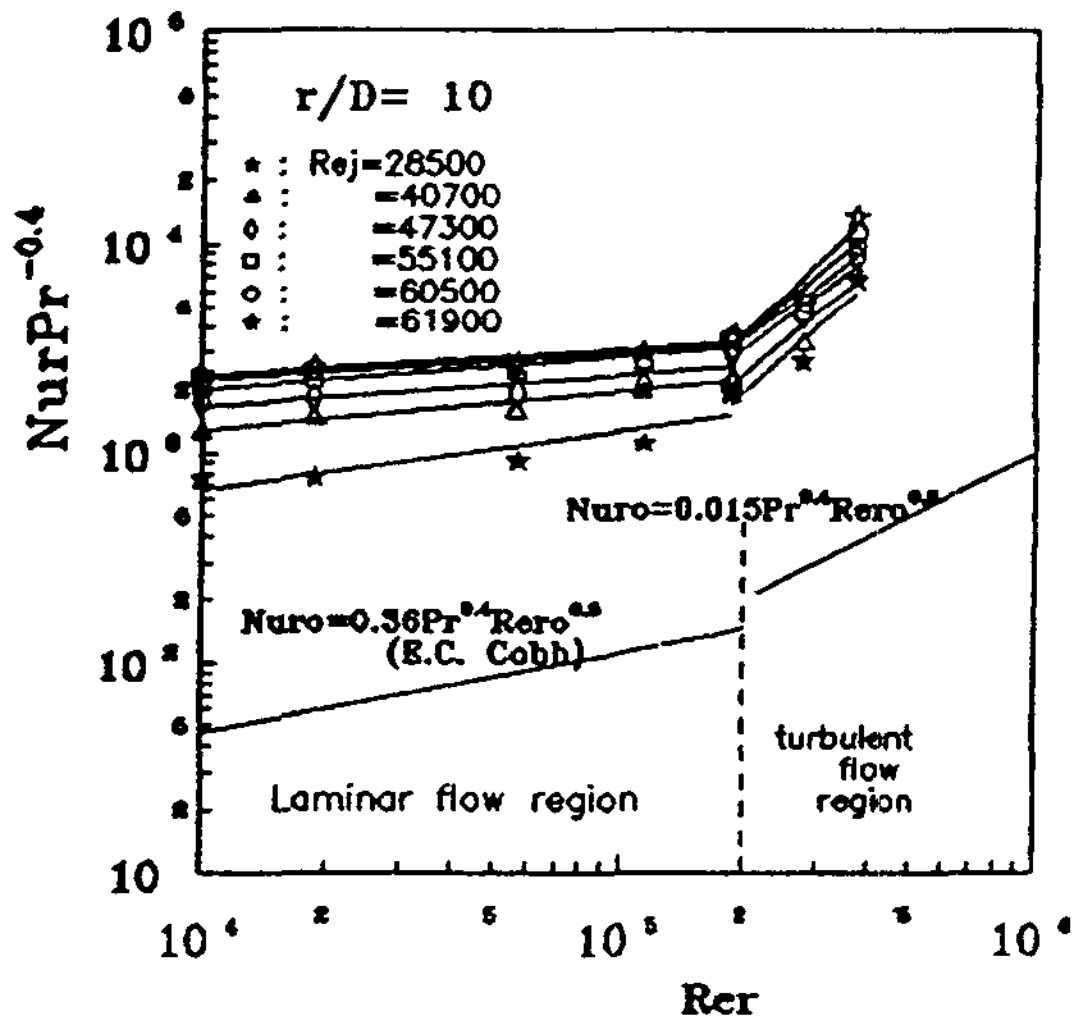


Fig. 16 Effect of Re_r for various Re_j for $r=40\text{mm}$.

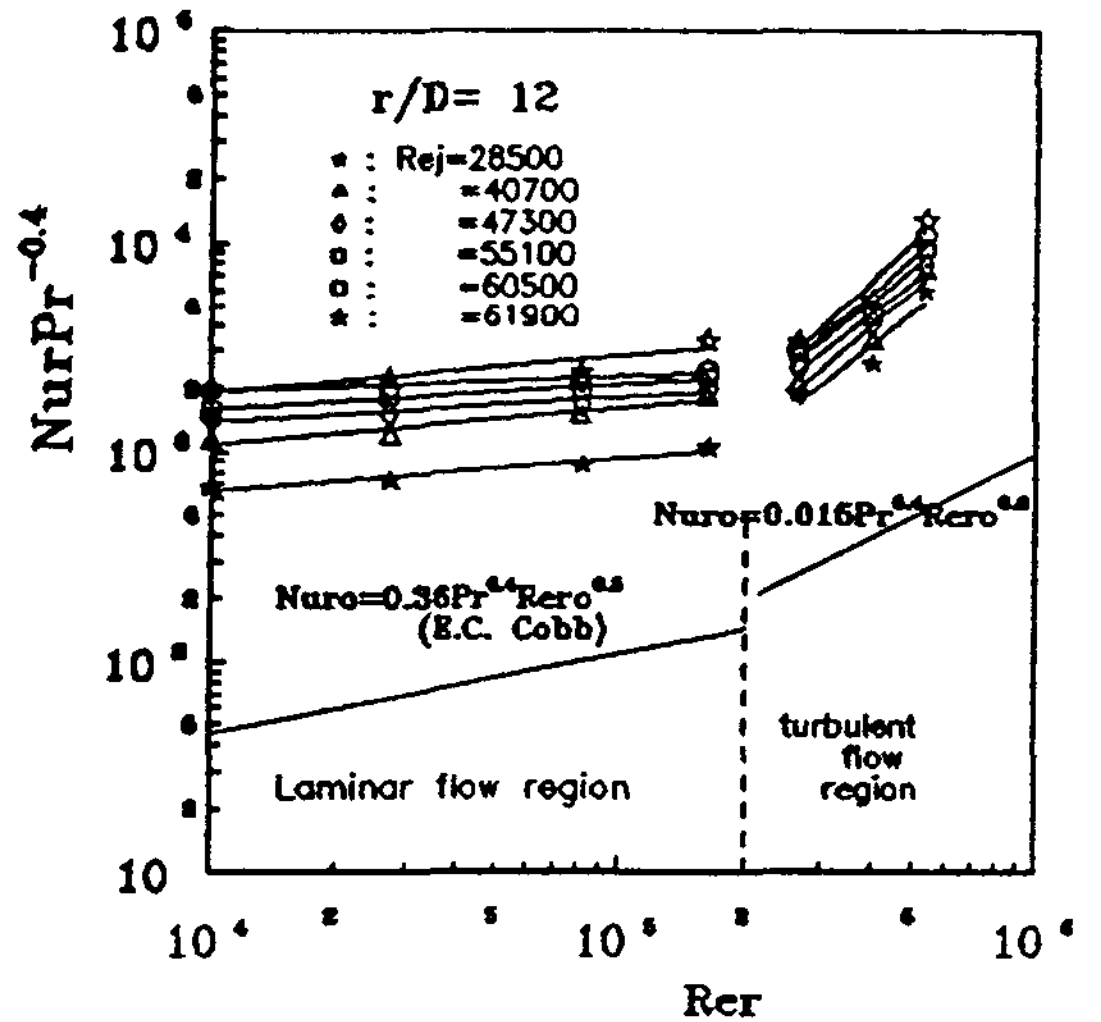


Fig. 17 Effect of Re_r for various Re_j for $r=48\text{mm}$.

指數는 $r/D < 6$ 일 때는 완만히 증가하다 $r/D = 8$ 에서 피크值를 나타내고 다시 반경방향으로 갈수록 점차 감소하고 있다.

이것은 유체가 전열면의 회전에 의한 遠心力으로 전열면상을 충분히 스쳐 지나가지 못하고 튕겨 나가기 때문이다. 그러나 본 실험

범위에서 局所點 $r/D = 10, 12$ 가 전열면의 회轉數의 크기에 의해 난류로 突入할 때는 아주 급작스러운 m 의 증가를 보이고 있다.

한편 각 점에서 각 Re_j 에 대응하는 m (平均指數 \bar{m} 의 한 要素)의 변화경향을 보면 $r/D = 2, 4$ 의 경우는 Re_j 의 증가에 따라 완만히 증

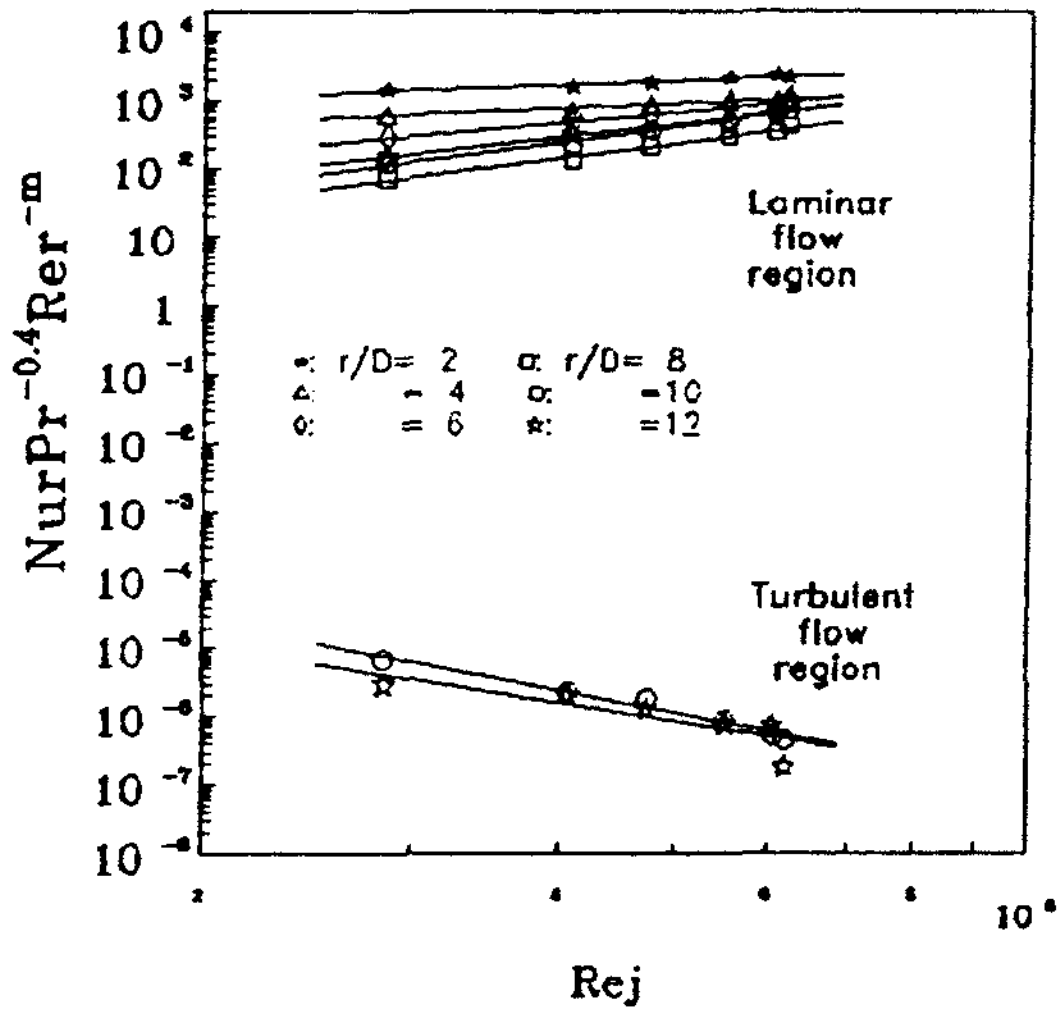


Fig. 18 Relations between Nur, Pr, Rer and Rej for various r/D.

가했으나 $r/D > 6$ 부터는 감소하는 경향을 보였다. 이것은 전열면상의 점이 層流狀態下에 있을 때 任意 領域까지는 噴流量을 증가시키면 그의 增大效率이 증가하나 임의의 영역을 지나면서부터는 오히려 감소함을 나타낸다. 이러한 현상은 壁面噴流方向으로의 流動斷面續擴大에 따른 運動에너지 감소와 점성의 영향이 前領域에서 보다 더 많이 지배하므로 噴流量의 增大效果가 제대로 발휘되지 못함을 의미한다. 그러나 測定點이 亂流狀態下에 있을 때는 Re_j 의 증가에 따라 비교적 높은 레벨에서 증가하고 있다. 즉 이러한 사실은 회전체의 회전반경이 큰 지점이 亂流狀態下에 있으면서 유량이 증가할 때 運動量變化가 활발해져서 열전달이 촉진된다고 할 수 있으나 한편으로는 運動量變化가 활발한 것만큼 流體와 物體表面間의 摩擦剪斷應力을 유발시킨다는 것을 類推해 볼 수 있다.

Fig.18은 r/D 別로 層流와 亂流領域으로 나누어 Re_j 와 Re_r 이 局所點의 熱傳達에 미치는 複合效果를 그림으로 보인 것이다.

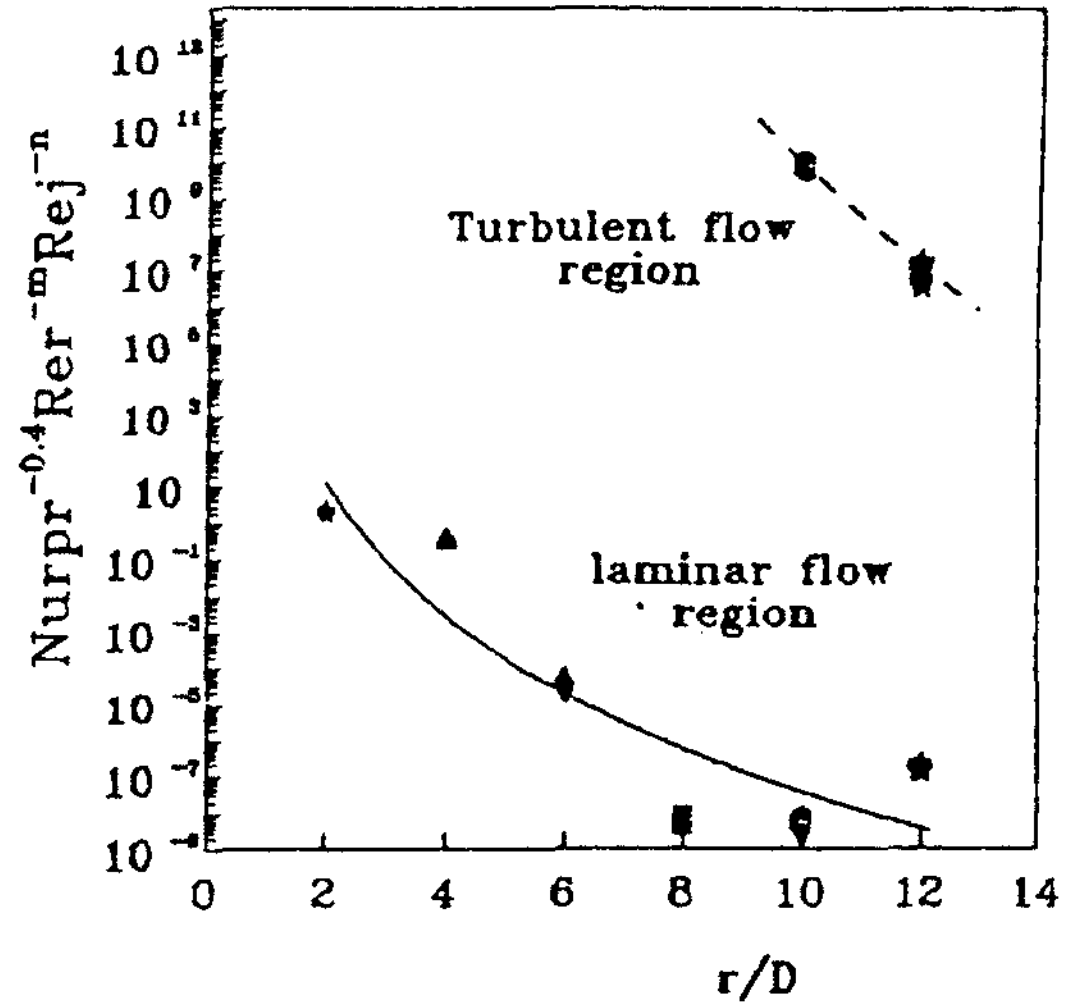


Fig. 19 Total correlation between Nur, Pr, Rer and Rej along the rotating flat plate($H/D=12$).

層流領域,

$$r/D = 2, \quad Nur = 1.92 Pr^{0.4} Rer^{m1} Re_j^{0.64} \quad (14)$$

$$r/D = 4, \quad Nur = 0.38 Pr^{0.4} Rer^{m2} Re_j^{0.72} \quad (15)$$

$$r/D = 6, \quad Nur = 3.13 \times 10^{-5} Pr^{0.4} Rer^{m3} Re_j^{1.56} \quad (16)$$

$$r/D = 8, \quad Nur = 5.98 \times 10^{-9} Pr^{0.4} Rer^{m4} Re_j^{2.26} \quad (17)$$

$$r/D = 10, \quad Nur = 5.4 \times 10^{-9} Pr^{0.4} Rer^{m5a} Re_j^{2.32} \quad (18)$$

$$r/D = 12, \quad Nur = 1.5 \times 10^{-7} Pr^{0.4} Rer^{m6a} Re_j^{2.02} \quad (19)$$

亂流領域,

$$r/D = 10, \quad Nur = 1.02 \times 10^{10} Pr^{0.4} Rer^{m5b} Re_j^{-3.39} \quad (20)$$

$$r/D = 12, \quad Nur = 1.36 \times 10^7 Pr^{0.4} Rer^{m6b} Re_j^{2.81} \quad (21)$$

윗 式에서 Re_r 값은 각 r/D 別로 ω 에 따라 $Re_r = \omega r^2 / \nu$ 의 값을 代入하고, Re_j 는 모두 동일한 값을 代入하므로써 각 점에서 열전달의

크기를 비교할 수 있다.

層流領域에서 y축의 變數 $Nur/Pr^{0.4}Rer^m$ 의 값은 Rer 이 증가할수록 작아진다. 이 Rer 의 값은 正義式에 따라 동일한 ω 에 대하여 r^2 에 比例하여 增加하므로 r/D 이 증가할수록 y축의 變數값은 점차 작게 됨을 그림에서 볼 수 있다.

Rej 의 全區間에 걸쳐 Rer 의 효과는 r/D 이 $8 > 10 > 12 > 6 > 4 > 2$ 의 크기순으로 나타나고 있다. 이것은 停滯點이 아닌 衝突領域과 壁面噴流領域에서는 $r/D = 8 \sim 10$ 의 영역에서 가장 높은 Rej 와 Rer 의 複合效果가 나타남을 意味한다.

式(14)~(21)을 볼 때 Rej 의 지수 n 는 $r/D = 10$ 에서, m 는 $r/D = 8$ 에서 피크值를 나타내고 있다. 이러한 效果는 $r/D = 8 \sim 10$ 에서 가장 큰 Rej 와 Rer 의 複合效果가 발생하고 있음을 보여주고 있다.

$r/D = 10 \sim 12$ 인 점이 旺盛한 亂流狀態下에 있을 때는 Rej 의 效果는 $r/D = 10$ 일 때, Rer 의 效果는 $r/D = 12$ 일 때에 보다 더 급하게 나타나고 있으며, Rej 의 全 區間에 걸쳐 m 은 감소하고 있다.

즉 層流狀態下에서는 Rej 의 증가와 더불어 m 은 증가하는 傾向을 보이며 $r/D = 8$ 에서 가장 큰 Rer 의 效果가 나타나고, 亂流狀態下에서는 Rej 의 증가와 더불어 Rer 의 지수 m 은 감소하며 r/D 이 클수록 Rej 와 Rer 의 複合效果는 크게 나타나고 있다.

Fig.19는 Rer 과 Rej 의 複合效果를 r/D 의 함수로서 圖式的으로 보고자 y축은 $NurPr^{0.4}Rer^mRej^n$ 을 변수로, x축을 r/D 로 플로트하여 그린 것이다. 층류영역에서는 r/D 이 증가할수록 점점 증가하다 $Rer = 8 \sim 10$ 일 때 Rej 와 Rer 의 複合效果가 피크值를 나타내다 $r/D = 12$ 에서 다시 감소함을 보여 주고 있다.

$r/D = 10 \sim 12$ 가 亂流領域下에 있을 때는 Rer 과 Rej 의 複合效果가 層流일 때 보다 더 높게 작용함을 보여 주고 있다.

본 실험범위의 모든 조건을 만족하는 無次元 熱傳達 實驗式을 層流와 亂流領域에서 冪級數(power function)로 이들 관계를 정리하면 다음과 같이 수립된다.

層流領域, $Nur =$

$$62368.5 Pr^{0.4}Rer^mRej^n(r/D)^{-12.23} \quad (22)$$

亂流領域, $Nur =$

$$1.91 \times 10^{45} Pr^{0.4}Rer^mRej^n(r/D)^{-35.3} \quad (23)$$

윗식에서 層流領域은 $r/D = 2, 4, 6, 8, 10, 12$ 가 層流狀態下에 있을 때, 亂流領域은 $r/D = 10, 12$ 가 亂流狀態下에 있을 때 適用된다.

m 의 크기는 table 1과 같이 Rej 에 따라 流動狀態와 r/D 別로, n 는 式 (14)~(21)에 提示된 것과 같이 流動狀態와 r/D 에 따라 擇하여 計算하면 된다.

IV. 結 論

노즐출구에서 flat한 速度分布를 가지는 鉛直下向의 圓形水噴流를 等熱流束條件下에 있는 비교적 低溫의 加熱回轉平板에 衝突噴射시켰을 때 일어나는 열전달현상을 연구해서 얻은 結論은 다음과 같다.

1) 停滯點 熱傳達에 있어서는 固定平板上의 理論 層流熱傳達式에 비해 越等하게 높게 나타났다. 그 주된 原因은 噴流레이놀즈數의 변화에 의한 것이며 回轉레이놀즈數 변화는 전혀 열전달에 기여하지 않았다.

2) 回轉點 局所點의 強制對流熱傳達式은 自然對流平均熱傳達式에 比하여 層流와 亂流의 모든 領域에 걸쳐 越等히 높게 나타나고 있다. 이러한 현상은 噴流의 種類와 流動방식에 의한 차이 때문이다.

3) 停滯點에서 비교적 가까운 壁面噴流領域인 $r/D = 2, 4, 6$ 은 噴流가 열전달을 지배하는 層流領域으로 無次元半徑間에 미치는 熱傳達增進 寄與度에 噴流레이놀즈數의 效果가 回轉레이놀즈數의 效果보다 높게 나타난다.

4) 停滯點에서 비교적 먼 壁面噴流領域인 $r/D = 8, 10, 12$ 는 層流와 亂流가 共存하는 領域으로 亂流時 반경방향의 거리증가에 따라 前열면 회전수의 변화에 따른 前열효과가 噴流레이놀즈數의 변화에 따른 경우보다 현저하게 높게 나타난다.

5) 얇은 圓板과 같은 回轉體의 傳熱增進效果를 기대하기 위해서는 傳熱面積이 작은 경우는 회전수를 증가시키기보다는 噴流流量을 증가시키고, 前열면적이 좁고 긴 경우는, 一定한 流量에서 傳熱面의 回轉數를 增加시키는 方案이 바람직하다.

6) 回轉中心과 噴流中心이 一致하는 回轉體의 경우는 衝突領域에서는 噴流流量으로, 壁面噴流領域에서는 回轉으로 인해 傳熱增進效果가 促進되어 固定傳熱面의 경우보다 열전달이 훨씬 높게 나타난다. 그러나 噴流中心이 回轉中心으로부터 벗어날 때는 회전에 따른 傳熱增進效果는 감소되어 열전달은 감소할 것이다.

7) 傳熱面上이 完全 層流狀態下에 있을 때는 噴流레이놀즈數의 증가시 輕微하나마 回轉效果가 增加하는 傾向을 보이는 데, 이 때 噴流레이놀즈數와 局所회전레이놀즈數의 複合效果는 $r/D = 8 \sim 10$ 일 때를 피크值로 한 뒤 다시 감소하며, 完全亂流狀態下에서는 噴流레이놀즈數의 증가시 r/D 가 증가해도 回轉레이놀즈數의 效果는 減少한다. 그러나 噴流레이놀즈數와 回轉레이놀즈數의 複合效果는 層流일 때에 比하면 越等히 높게 나타난다.

8) 層流와 亂流가 共存하는 本 實驗條件에

서 測定點을 포함한 任意點에 對한 無次元熱傳達 實驗式을 定立한 結果는 다음과 같은 函數로 나타낼 수 있다.

$$H/D = \text{const.}, \text{Nur} = c \text{Pr}^{0.1} \text{Rer}^m \text{Rej}^n (r/D)^k$$

Reference

1. 平田賢, 森岡茂, 1972, 平板に衝突する水噴流の熱傳達に關する研究, 日本機械學會論文集, vol. 42, No. 353.
2. E.C. Cobb and O.A. Saunders, 1956, Heat transfer from a rotating disk, Proceedings of the Royal Society No. 236, pp. 343~351.
3. 大澤清一, 1974, 回轉傾斜平板からの物質傳達, 第12回, 日本傳熱シンポジウム講演論文集
4. H.J.Carper, D.M.Deffenbaugh, 1978, Heat transfer from a rotating disk with liquid jet impingement, Proceeding of the 6th Int'l heat transfer conference, Toronto, vol. 4, pp. 113~118
5. 강형석, 유정열, 1993, 回轉하는 圓板에 衝突하는 제트流動에 關한 實驗的 研究, 大韓機械學會, 秋季學術大會文集(II), pp. 250~254
6. D.T.Vader, F.P.Incropera, 1991, Local convective heat transfer from a heated surface to an impinging planar jet of water, Int. J. heat and mass transfer, vol. 34, No. 3, pp. 611~623
7. 嚴基讚, 1987, 衝突水噴流系의 熱傳達特性에 關한 實驗的 研究, 仁荷大學校 大學院, 博士學位論文, p. 36.
8. W.D.Baines and J.F.Keffer, 1976, Shear

- stress and heat transfer at a stagnation point, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 19, pp. 21~26
9. D.M. Kercher and W. Tabakoff, 1970, Heat transfer by a square array of round air jets impinging perpendicular to a flat surface including the effect of spent air, Transactions of the ASME Journal of Engineering for power, pp. 73~82.
10. 永井, 河谷, 谷口, 1955, 水噴流による冷却について, 日本機械學會論文集, 21卷, 104號, pp. 310~315.
11. Cz. O. Popiel, Th. H. Vander Meer and C.J. Hoogendoorn, 1980, Convective heat transfer on a plate in an impinging round hot gas jet of low Reynolds number, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 23, pp. 1055~1068.

“Cooling of a Rotating Heated Flat Plate by Water Jet Impingement”

Sung-Taek Jeon* · Yeun-Young Kim* · Jong-Su Lee** · Jong-Suen Park***
· Doug-Bong Lee****

* *Junior College of Incheon, Professor*

** *Andong Junior Technical College, Full Time Instructor*

*** *Korea Atomic Energy Research Institute*

**** *University of Incheon, Professor*

Abstract

An experimental investigation is carried out to see the local heat transfer characteristics of a rotating heated flat plate surface with constant heat flux when a normal water jet is impinging on this surface.

The effects of jet Reynolds number, rotating Reynolds number are investigated while the distance between the nozzle and the flat plate is set fixed.

As a result, correlations to relate the local Nusselt number to the local rotational Reynolds number, jet Prandtl number and the dimensionless radial position are presented.