衝突板 近傍에 配列된 2次元 rod가 衝突噴流 熱傳達에 미치는 影響(1): 傳熱面-rod間의 間隙效果

Heat Transfer Augmentation on Flat Plate with Two-Dimensional Rods in Impinging Air Jet System(1): Effect of Clearance between flat plate and rod

李 龍 和*, 徐 正 閏**
Yong Hwa Lee, Jeong Yun Seo

ABSTRACT

The purpose of this study is augmentation of heat transfer without additional power in a rectangular impinging air jet.

As a method of passive heat transfer augmentation in a two-dimensional air jet, heat transfer surface of flat plate with rods is used.

This study, particularly in the wall jet rigeon, investigates the effect of the clearance between the flat plate and rod.

Mechanism of heat transfer enhancement is investigated by measuring the local heat transfer coefficient. It is concluded that the superposition of the effects of flow accelerlation through the clearance between the flat plate and the rod, and reattachment of the flow was the cause of the excellent performance. The overall heat transfer rate of flat plate with rods is about 1.5 times larger than that of flat plate without rods.

記 號 說 明

B	: 노즐 出口 幅	〔mm〕
C	: 平板과 rod 사이의 間隙	〔mm〕
d	: rod 의 直徑	〔mm〕
$\bar{h}$	: 平均熱傳達係數	〔W/m²℃〕
H	: 노즐-衝突板間 距離	〔mm〕
P	: rod 피치	〔mm〕
X	: 停滯點으로부터의 距離	〔mm〕
$\bar{X}$	: rod 直下點으로부터의 距離	〔mm〕
Ue	: 노즐 出口 流速	〔m/s〕
λ	: 熱傳導率	〔W/m℃〕

〈無次元數〉

Nu (=h·B/λ): Nusselt 數

$\overline{Nu}$ (=$\bar{h}$·B/λ): 평균 Nusselt 數

〈아래添字〉

c : rod 群을 設置한 平板

F : rod 群을 設置하지 않은 平板

1. 序 論

衝突噴流는 衝突領域에서 熱 및 物質傳達效

* 仁荷大學院 機械工學科
** 正會員, 仁荷大學校 機械工學科

을 目的으로 하는 工業的 分野에 많이 應用되고 있다. 그런데 平板 衝突面인 경우, 衝突領域을 벗어난 壁面噴類領域에서는 熱傳達效果가 급격히 떨어진다.[1-5] 따라서 이 領域에서 熱傳達效果를 增進시키는 方法이 절실히 要望되고 있다.

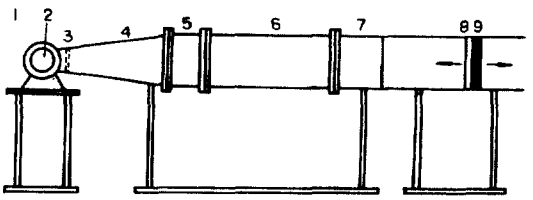
附加的 動力을 가하지 않고 傳熱面上에서 熱傳達을 促進시키기 위해서는 傳熱面上의 加工[6,7], 傳熱面 前方에 多孔板의 設置[8,9], 傳熱面上에 rod 等을 設置[10] 하므로서, 流體流動의 旋回, 攪亂, 加速, 剝離, 再附着의 作用으로 傳熱面 근방의 流體의 交換이나 溫度 境界層에 變化를 일으키게 하여 傳熱增進을 도모하게 된다.

本 硏究에서는 2次元 衝突噴流에서 간단하고 그리고 附加的 動力을 필요로 하지 않는 人爲的 方法에 의해 傳熱增進을 시키기 위한 目的으로 傳熱面上에 rod 를 設置한 경우에 대해 實驗을 하였다.

rod 의 直徑 (d = 4mm), Pitch (P = 50 mm) 를 일정하게 하여 노즐出口와 傳熱面 間의 距離 (H/B) 를 2~14, 노즐出口速度(Ue)를 12~18 m/s, 그리고 rod 와 傳熱面 間의 間隙 (C) 을 1~6 mm 까지 變化시킬 때의 傳熱特性을 實驗的으로 究明하고, 平板傳熱面의 경우와 比較, 檢討하는데 그 目的이 있다.

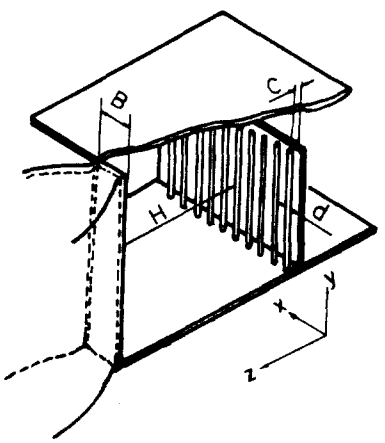
2. 實驗裝置 및 實驗方法

本 實驗에 사용한 實驗裝置의 槪略圖는 Fig. 1, 座標系는 Fig. 2-(a) 와 같다. 空氣는 送風機 ① 에 의해서 보내지며, 流量은 댐퍼②로 조절한다. 流路에는 鐵網③과 하니콤⑤를 設置하여 均一한 流動을 얻도록 하였으며, 4角노즐(出口幅 50mm, 높이 500 mm, 絞縮比 5:1인 Sine Curve)을 통해 平均流速 12~18 m/s 로 噴出시켰다. 노즐에서 噴出된 噴流는 平板傳熱面 ⑨ 와 衝突하게 되며 이 平板傳熱面은 前後로 移動可能하게 하였다. 그리고 平板傳熱面의 熱傳達을 增進시키기 위하여 傳熱面 前方에 rod 群 ⑧을 設置하였다. rod 群의 設置條件은 Table 1 과 같으며, rod 群

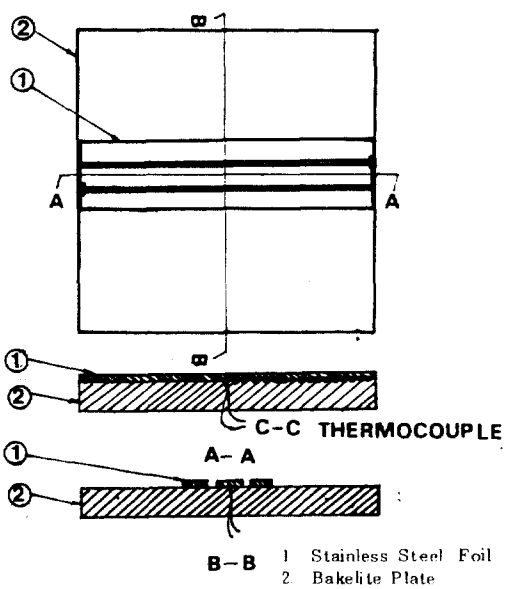


1. Centrifugal Blower
2. Flow Rate Control Damper
3. Wire Mesh
4. Diffuser
5. Honeycomb
6. Settling Chamber
7. Nozzle
8. Rod
9. Target Plate

Fig. 1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus



(a) Coordinate System



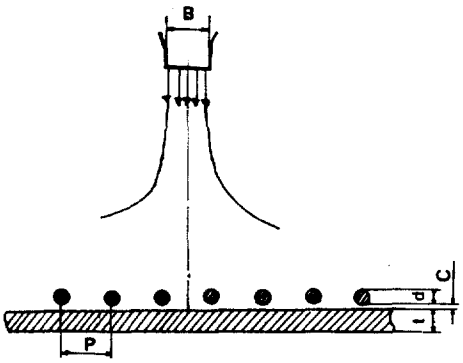
1. Stainless Steel Foil
2. Bakelite Plate

(b) Heating Plate

Fig. 2 Coordinate System and Heating Plate

Table 1. Specification of flat plate with rods

Bakelite thickness t (mm)	Rod diameter d (mm)	Clearance C(mm)	Pitch P(mm)	C/d
20	4	1	50	0.25
20	4	2	50	0.5
20	4	4	50	1.0
20	4	6	50	1.5



의 設置는 噴流의 中心이 傳熱面의 中央部에 있는 rod 와 rod 사이의 中心線과 항상 일치하도록 하였다. 傳熱面은 Fig. 2-(b)에 나타내었다. 傳熱面은 Bakelite 板(t =20mm)에 두께 0.03mm, 幅 10 mm인 스테인레스鋼箔板 3枚를 X方向으로 부착하고 銅板으로연결하여 自動電壓調整器와 슬라이닥스를 사용하여 供給電壓을 調節하여 熱流束을 1,020 W/m² 으로 一定하게 유지하여 直接通電 加熱하였다. 傳熱面의 溫度는 ϕ0.07 mm 인 C-C 熱電對를 停滯點으로부터 5mm 간격으로 스테인레스鋼 箔板의 裏面에 납땜하여 附着하고, DATA LOGGER에 연결하여 各 點마다 10回 反復 測定하여 그들의 平均値를 취하였다.

3. 實驗結果 및 考察

3-1. 局部熱傳達

本 實驗에 사용한 4角노즐의 2次元性은 金[6]이 實驗的으로 확인하였다.

Fig. 3은 平板傳熱面에서 노즐의 出口流速이 18m/s 인 경우, H/B를 parameter 로 하여 X/B 의 增加에 따른 Nusselt 數의 變化를 나타낸 線圖이다. 停滯點(X/B=0)의 熱

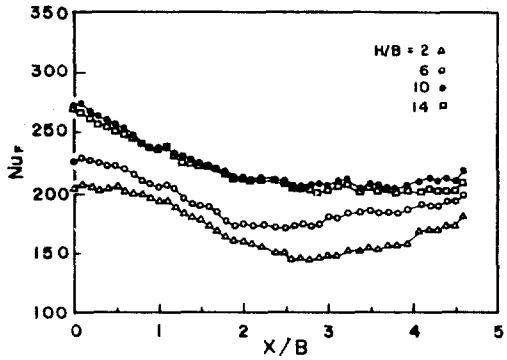


Fig. 3 X- directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate without rods (Ue=18 m/s)

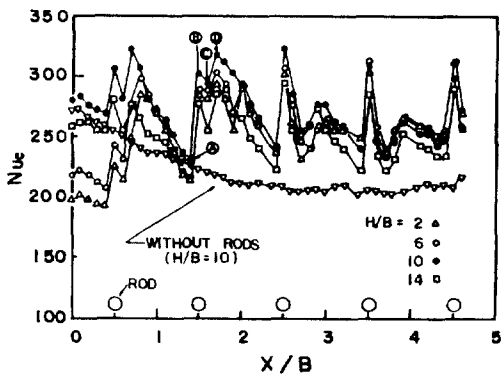


Fig. 4 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate with rods(Ue= 18 m/s , C/d= 0.25)

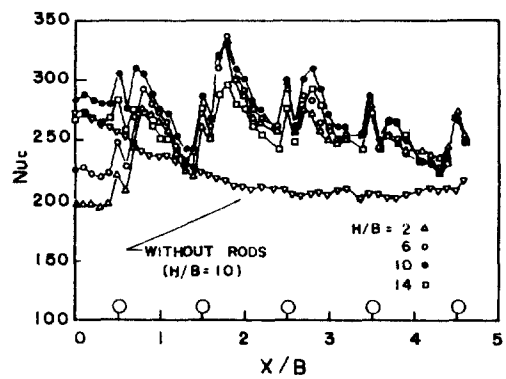


Fig. 5 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat Plate with rods (Ue= 18 m/s, C/d= 0.5)

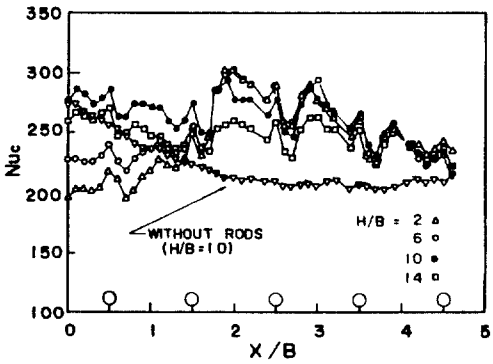


Fig. 6 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate with rods(Ue= 18 m/s, C/d= 1.0)

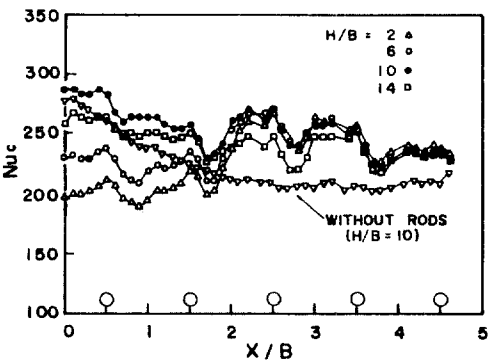


Fig. 7 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate with rods (Ue= 18 m/s, C/d = 1.5)

傳達特性을 比較해 보면, H/B=10인 條件에서 Nusselt數가 最大로 되는데, 이것은 噴流의 亂流度가 이 부근에서 가장 크기때문이며[1], X 方向의 距離가 增加함에 따라 Nusselt數는 서서히 減少한다.

따라서 壁面噴流領域의 熱傳達을 促進시키고자 傳熱面上에 直徑 4mm, pitch 50 mm의 rod를 平板傳熱面上에 間隙을 두고 設置하여 實驗한 結果에 대해 考察해 보고자 한다.

Fig. 4～Fig. 7은 노즐出口流速이 18 m/s 인 경우, rod를 設置한 平板에서의 局部熱傳達係數에 대한 結果를 4種의 間隙(C/d = 0.25, 0.5, 1, 1.5)에 대해 각각 나타낸 것이다.

Fig. 4에서 C/d=0.25인 경우에 H/B의 熱傳達에 대한 영향은 停滯點 부근인 H/B< 1.4인 領域에서는 H/B의 影響이 크게 나타나고 있는데, 平板의 경우(Fig. 3 參照)와 마찬가지로 H/B=10에서 熱傳達效果가 最大로 된다. X/B≥1.4인 領域에서는 rod直下點(B點)에서 熱傳達係數의 第1極大値가 나타나고, rod 直前(A點)에서 第1極小値, rod 直後(C點)에서 第2極小値가 나타난다. 여기서 Nusselt 數의 第1極大値는 rod直下에서 rod와 傳熱面 사이를 통과하는 流體의 加速에 의한 影響때문이며, rod바로 前·後에서의 熱傳達係數의 降下는 流體의 平板에서의 剝離作用 때문이라고 생각되며, 또한 rod와 rod 사이에서 熱傳達係數의 第2極大點(D點)이 存在하는데, 이것은 流體의 再附着에 의한 效果때문이라고 생각된다.[10] 本 實驗範圍의 모든 H/B 條件에서 X/B의 增加에 따른 熱傳達係數의 變化를 보면, 周期的으로 反復되고 있는데 〔그 周期는 X/B=(1.4～2.4), (2.4～3.4)····〕, 그 첫 周期인 X/B=1.4～2.4에서만 第1極大値보다 第2極大値의 熱傳達係數값이 크지만, 그 이후 周期에서는 반대로 第1極大値가 第2極大値보다 큰 값으로 나타나고 있다.

Fig. 5～Fig. 7에서도 Fig. 4의 경우와 마찬가지로 동일한 경향을 나타내며, 加速에 의한 熱傳達係數의 第1極大値는 C/d, X/B가 增加할수록 점차 낮아짐을 알 수 있다.

Fig. 8～Fig. 9는 出口流速이 18 m/s, H/B = 2, 10인 경우, 間隙의 變化에 따른 熱傳達의 影響을 나타낸 것이다.

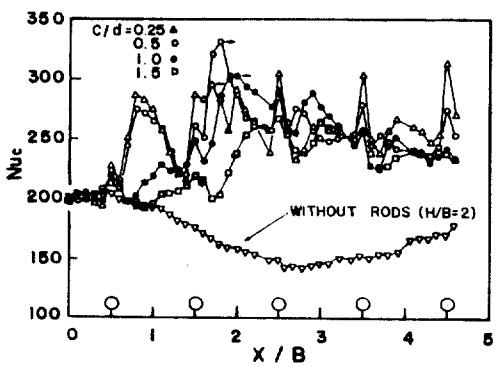


Fig. 8 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate with rods(Ue = 18 m/s, H/B = 2)

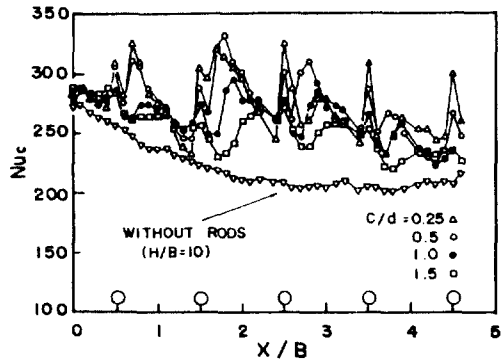


Fig. 9 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate with rods (Ue= 18 m/s, H/B = 10)

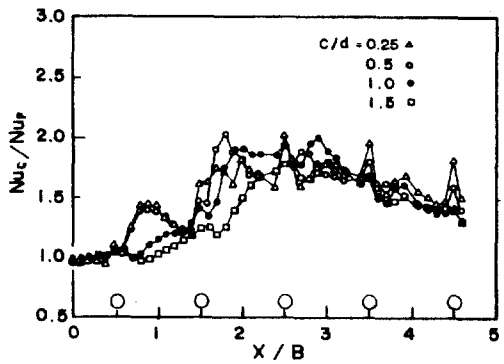


Fig. 10 Comparison with local heat transfer coefficient on the flat plate without rods and with rods (Ue=18 m/s, H/B =2)

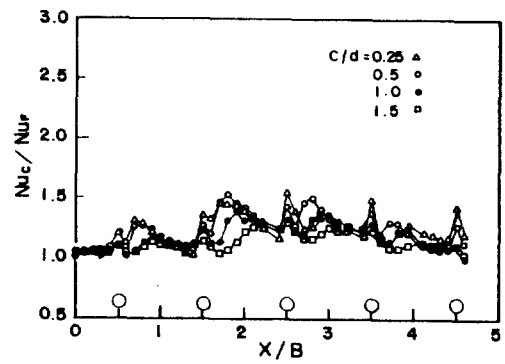


Fig. 11 Comparison with local heat transfer coefficient on the flat plate without rods and with rods (Ue = 18 m/s, H/B =10)

Fig . 8 (H/B = 2)은 傳熱面이 Potential Core 領域內에 設置된 경우로서, 本 實驗範圍의 X/B의 全領域에서 熱傳達은 間隙의 變化(C/d)에 관계없이 停滯點에서보다 전반적으로 增加됨을 알 수 있다. 그리고 rod를 設置하므로서 停滯點으로부터 첫번째 rod 까지의 領域, 즉 X/B≤0.5인 停滯點근방에서는 間隙의 變化에 따른 영향은 거의 없지만 X/B≥ 1.5인 領域에서는 間隙의 變化에 따른 영향을 뚜렷이 확인할 수 있다. 그리고 rod 直下點의 熱傳達係數는 C/d = 0.25인 間隙이 가장 좁을 때 最大가 됨을 알 수 있으며 rod와 rod 間의 再附着點(→ 印點, 第2極大値點)은 X/C= 5～10인 位置에 생기는데, 間隙이 增加할수록 rod로부터 멀어짐을 나타내고 있다. 또한 0.5 < X/B < 1.5인 領域에서 熱傳達係數의 極大値點이 나타나고 있는데, 이것은 噴流의 衝突領域內에 있는 rod에 衝突한 流體가 傳熱面上에 부딪치므로써 傳熱面上의 溫度境界層을 攪亂시킴과 동시에 傳熱面 근방에서의 流體의 交換作用 때문이라고 생각된다. 그리고 이 領域에서 間隙이 增加할수록 熱傳達係數의 極大値가 rod로부터 멀어지는데, 이것은 平板과 rod의 間隙이 커지므로서 rod에 衝突한 後 生成되는 流線이 rod로부터 점차 멀어진 位置에서 이러한 攪亂이 일어나기 때문이라고 생각된다.

H/B = 10인 Fig. 9에서도 H/B=2와 유사한 경향을 나타내고 있다.

Fig. 10～ Fig. 11은 노즐出口流速이 18 m/s 인 경우에 C/d를 parameter로 하여 rod를 設置한 平板과 rod를 設置하지 않은 平板과의 局部熱傳達係數의 比를 X/B 에 따라 나타낸 것이다.

Fig. 10은 H/B = 2에 대한 경우로서, 停滯點 근방(X/B < 0.4)을 제외한 X/B의 全領域에서 熱傳達效果가 增大함을 알 수 있으며, rod 直下點은 물론 rod 直前과 直後에서도 平板에 比해 熱傳達의 增進效果가 나타나고 있다. 그러나 Fig. 11의 H/B = 10인 경우에는 局部熱傳達係數의 增進率이 H/B = 2의 경우보다 작지만 전반적으로 rod를 設置하지 않은 平板에 비해 熱傳達增進效果를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 12는 C/d = 0.5, H/B = 10인 경우에 노

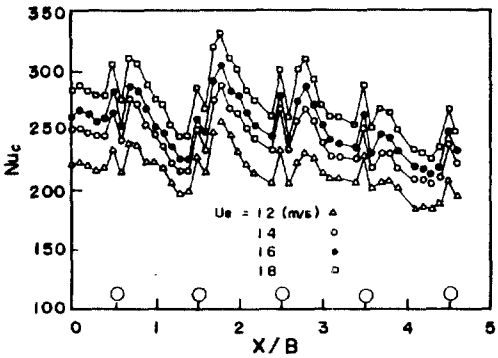


Fig. 12 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate with rods
(C/d = 0.5, H/B = 10)

출出口의 流速變化에 따른 局部熱傳達係數의 分布를 나타낸 것이다. 노즐出口流速이 增加하면 熱傳達係數는 增加하나 X/B의 方向으로의 熱傳達係數分布는 本 實驗範圍의 모든 速度에 관계없이 類似한 경향을 갖는다.

3-2. 平均熱傳達

本 硏究에서 平均熱傳達係數 $\bar{h}$는 $\bar{h}=\int_o^x hdx/\int_o^x dx$ 로 定義하였으며, Fig. 13~Fig 16은 그 平均 Nusselt 數와 X/B의 關係를 나타낸 線圖이다.

Fig. 13은 C/d = 0.25에 대한 경우로서 平均熱傳達係數는 X/B가 增加함에 따라 X/B ≤ 2 領域에서는 增加하고, X/B ≥ 2 領域에서는 減少하는 경향을 보이고 있으며, X/B = 2

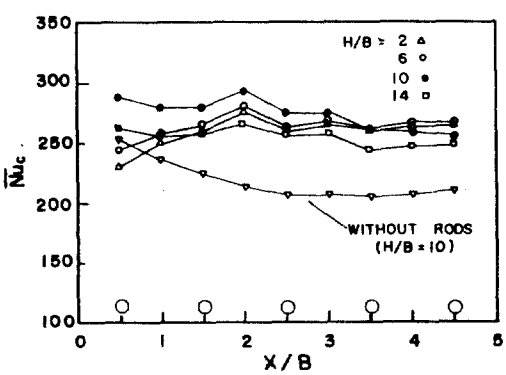


Fig. 13 Average heat transfer distribution in X-direction by integration
(Ue = 18 m/s, C/d = 0.25)

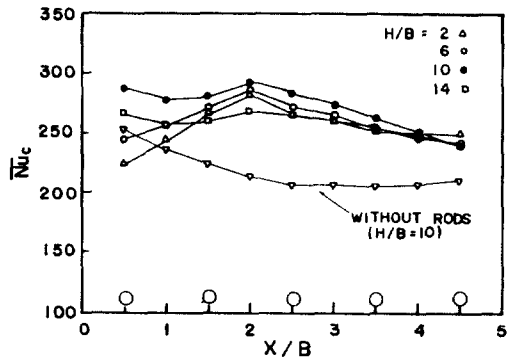


Fig. 14 Average heat transfer distribution in X-direction by integration
(Ue = 18 m/s, C/d = 0.5)

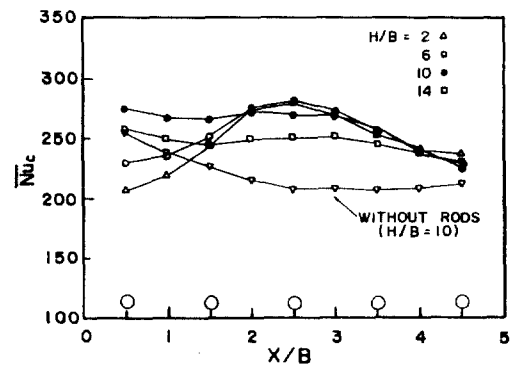


Fig. 15 Average heat transfer distribution in X-direction by integration
(Ue = 18 m/s, C/d = 1.0)

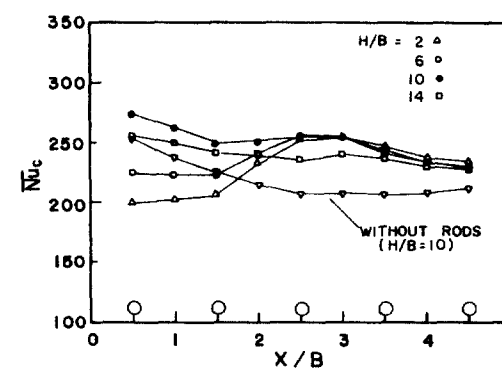


Fig. 16 Average heat transfer distribution in X-direction by integration
(Ue = 18 m/s, C/d = 1.5)

에서 最大값을 가지며, 또한 H/B=10에서 전반적으로 平均熱傳達係數의 最大値가 나타난다. H/B = 10인 조건에서 rod를 設置하므로서 X/B의 全領域에서의 熱傳達은 rod를

設置하지 않은 경우보다 向上되며, rod를 設置하지 않은 平板의 경우에 X/B가 增加함에 따라 熱傳達 減少率이 비교적 큰 $0.5 \leq X/B \leq 2$ 領域에서도 rod 를 設置하므로써 熱傳達이 增加함을 알 수 있다.

Fig. 14의 C/d = 0.5인 경우도 C/d = 0.25인 경우와 동일한 경향을 나타내나, Fig. 15의 C/d = 1인 경우에는 X/B < 2인 領域에서는 H/B = 10에서, X/B ≥ 2인 領域에서는 H/B = 6인 경우에 最大値를 갖는다. 各 H/B에 대해서는 X/B가 2.5 근방에서 最大平均熱傳達係數値를 나타낸다. 그리고 C/d = 1.5 인 Fig. 16에서는 最大平均熱傳達係數를 나타내는 領域이 X/B = 2.5 ~ 3 근방으로 이동하며, H/B = 10인 條件에서 平均熱傳達係數가 전반적으로 높게 나타난다. 즉, 동일한 H/B에서는 最大平均熱傳達係數値를 나타내는 領域은 C/d 가 增加할수록 停滯點으로부터 멀어짐을 알 수 있다.

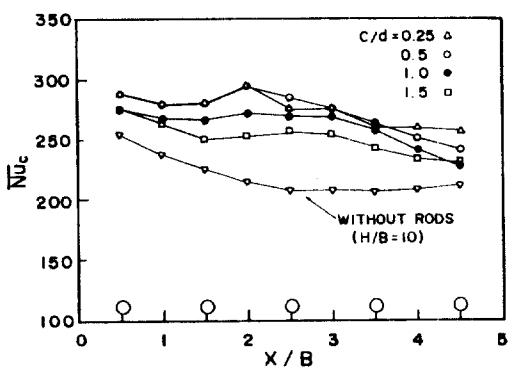


Fig. 17 Average heat transfer distribution in X-direction by integration (Ue = 18 m/s, H/B = 10)

Fig. 17은 Ue = 18m/s, H/B = 10인 경우, C/d를 parameter로 하여 X/B의 變化에 따른 平均熱傳達係數의 變化를 나타낸 線圖이다. C/d = 0.25, 0.5의 경우에 비해 C/d = 1, 1.5의 경우는 상대적으로 平均熱傳達係數가 작지만 平板의 경우보다는 本 實驗範圍의 모든 C/d 條件에서 熱傳達增進效果가 얻어졌다. C/d = 0.25와 C/d = 0.5 는 전반적으로 거의 동일한 값을 나타내는데, 이와 같은 원인은 3-1節의 局部熱傳達(Fig. 8)에서 언급한 바와 같이 rod 直下點에서의 加速流에 의한 熱傳達效果는 C/d = 0.25인 경우가 C/d = 0.5인 경우보다 크게 작용하여 局部熱傳達係數 값이 더 크지만, rod 와 rod 사이에서 발생하는 再附着現象에 의한 熱傳達效果는 C/d = 0.5인 경우가 C/d = 0.25인 경우보다 크게 작용하여 그 區間內의 平均熱傳達係數는 거의 동일한 값을 갖는 것으로 생각된다.

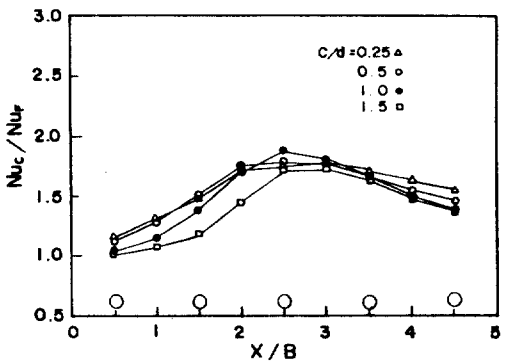


Fig. 18 Comparison with average heat transfer coefficient on the flat plate without rods and with rods (Ue = 18 m/s, H/B = 2)

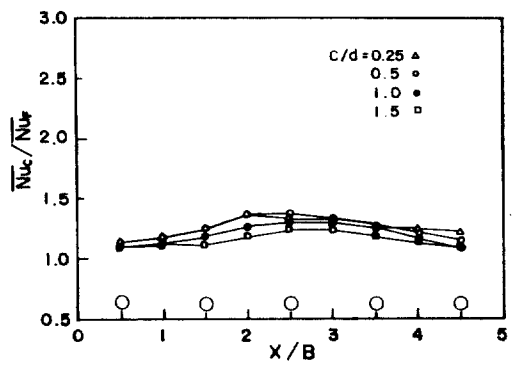


Fig. 19 Comparison with average heat transfer coefficient on the flat plate without rods and with rods (Ue = 18 m/s, H/B = 10)

Fig. 18과 Fig. 19는 Ue = 18m/s 일 때 C/d 를 parameter로 하여 rod를 設置한 平板과 rod 를 設置하지 않은 平板의 平均熱傳達係數의 比를 각각 H/B = 2, 10의 경우에 X/B에 따라 표시한 線圖이다.

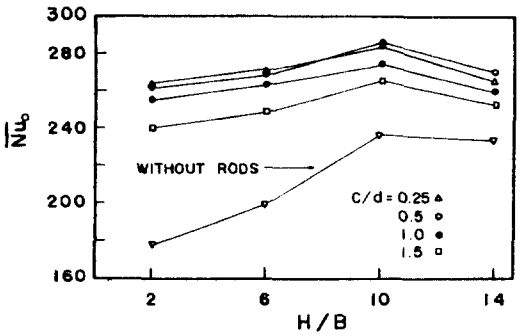


Fig. 20 Overall heat transfer coefficient on plates placed at various axial distance from nozzle exit.

Fig. 18의 H/B=2, Fig. 19의 H/B=10의 경우, 모두 모든 C/d에 대해서 X/B=2.5 근방에서 熱傳達增進率이 最大로 된다.

Fig. 20은 노즐出口流速이 18m/s인 경우에 傳熱面 全體의 平均熱傳達係數値를 C/d를 parameter로 하여 各 H/B에 대해 나타낸 線圖이다. 本 實驗條件에서 rod를 設置한 傳熱面에서 傳熱面 全體의 平均熱傳達係數의 最大値는 H/B=10, C/d=0.5인 條件임을 나타내며, rod를 設置하지 않은 平板傳熱面에 비해서 rod를 設置한 傳熱面의 最大平均熱傳達增進率을 나타내는 條件은 C/d=0.5, H/B=2인 경우로서 그 增進效果는 約 1.5倍로 나타났다.

4. 結 論

本 硏究는 2次元 衝突噴流에서 熱傳達을 增進시키기 위한 目的으로 平板傳熱面의 前方에 直徑 4mm, pitch 50mm의 rod를 設置한 경우, 平板傳熱面과 rod 사이의 間隙(C/d=0.25, 0.5, 1, 1.5), 노즐出口-傳熱面間의 距離(H/B=2~14), 노즐出口速度(Ue=12~18m/s)를 parameter로 하여 熱傳達實驗을 한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 平板傳熱面보다 이 傳熱面上에 rod를 設置하므로써 熱傳達效果가 向上된다.

(2) rod 直下點에서의 熱傳達係數는 rod와 傳熱面間의 間隙이 작을수록 크게 나타난다.

(3) 壁面噴流領域에서 rod와 rod 間에 생기는 再附着點의 位置는 $\bar{X}/C=5\sim10$이다.

(4) rod를 設置하므로써 傳熱面 全體의 平均熱傳達係數는 H/B=10, C/d=0.5일 때 最大가 되고, 最大熱傳達增進率은 H/B=2, C/d=0.25에서 나타나며, 平板의 경우보다 約 1.5倍 增進한다.

5. REFERENCE

1. R. Gardon and J.C. Akfirat, "The Role of Turbulence in Determing the Heat-Transfer Characteristics of Impinging Jets," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.8, pp.1261-1272, 1965.
2. R. Gardon and J.C. Akfirat, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets," J. of Heat Transfer, Trans. ASME, pp.101-108, 1966.
3. F.F. Cadek and R.D. Zerkle, "Local Heat Transfer Characteristics of Two-Dimensional Impinging Air Jets- Theory and Experiment," Proc. 5th International Heat Transfer Conference, FC1.4, pp. 15-19, 1974.
4. W.D. Baines and J.F. Keffer, "Shear Stress and Heat Transfer at a Stagnation Point," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.19, pp.21-26, 1976.
5. Cz. O. Popiel, Th. Van Der Meer and C.J. Hoogendoorn, "Convective Heat Transfer on a Plate in an Impinging Round Hot Gas Jet of Low Reynolds Number," Int. J. Heat Transfer, Vol.23, pp.1055-1068, 1980.
6. 金相弼, 徐正閏, "四角 리브를 갖는 傳熱面에 衝突하는 2次元 噴流의 熱傳達에 關한 硏究, 大韓機械學會 論文集 第11卷 第2號, pp. 214-221, 1987.
7. 車指永, 平田賢, "大規模粗さを有する平板に衝突する二次元 噴流の構造", 流

れの可視化, Vol. 4, No. 14, pp. 77-82, 1984.

8. M. M. Ali Khan, N. Kasagi, M. Hirata and N. Nishwaki, "Heat Transfer Augmentation in an Axisymmetric Impinging Jet," Proc. The 7th International Heat Transfer Conference, Vol. 3, FC 63, pp. 363-368, 1982.

9. 李寬錫, 金相弼, 徐正閏, "衝突空氣噴流에 의한 平板上에서의 熱傳達에 關한 實驗的 硏究," 仁荷大學校 産業科學 技術硏究所 論文集, 第14輯, pp. 67-74, 1986.

10. 藤田秀臣, 高濱平七郎, 浴壽美, "壁面近傍におかれた二次元 圓柱が平板强制對流熱傳達におよぼす影響", 日本機械學會論文集(B編), 47卷, 414號, pp. 317-324, 1981.