

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 15, No. 1, 1995

사각수분류에 의한 평판상에서의 대류열전달 특성

김은영* 전성택* 박종순** 이덕봉***

*인천전문대학 기계과

**한국원자력연구소

***인천대학교 기계공학과

Convective Heat Transfer Characteristics on a Plate Cooled by Rectangular Water Jets

Kim, Uen-Young*, Jeon, Sung-Taek*, Park, Jong-Suen**, Lee, Doug-Bong***

*Junior College of Incheon

**Korea Atomic Energy Research Institute

***University of Incheon

요 약

형상비가 다른 3개의 사각노즐을 이용한 충돌 수분류가 등열유속 조건($q=10^5 \text{ W/m}^2$)으로 가열된 수평 평판에 충돌하였을 때, 형상비($AR=6.67, 15, 26.67$)와 노즐의 출구 유속($V_0=3.3 \text{ m/s} \sim 78 \text{ m/s}$) 및 노즐과 전열면과의 무차원거리($Z/W=6 \sim 40$)에 따른 열전달 특성을 규명하기 위한 실험을 하였다. 원형 수분류에서 나타난 제 2의 열전달 극대치(secondary peaks)가 사각 수분류에서도 나타나고 있으며 그 위치가 형상비에 따라 변한다. 정체점의 열전달계수도 형상비의 영향을 받고 있으며, 정체점 열전달 계수가 가장 좋은 노즐의 최적위치와 정체점 열전달 무차원 관계식을 제시하였다.

ABSTRACT

Experiments have been conducted on a planar, free surface jet of water to investigate

the effects of aspect ratios ($AR=6, 67, 15, 26.67$), average nozzle velocity ($V_0=3.3 \text{ m/s} \sim 7 \text{ m/s}$) and nozzle-to-plate spacings ($Z/W=6 \sim 40$) on the characteristics of heat transfer, when 3 rectangular water jets impinging on a flat plate which has the uniform heat flux. the scondary peaks which produced by circular jets also produced by rectangular water jets. The position of the scondary peaks depends upon the aspect ratio of nozzle. The heat transfer coefficient was subjected to the influence of aspect ratio. The heat transfer correlations and best position of nozzles which produced maximum heat transfer coefficient at stagnation point are provided.

NOMENCLATURE

- A : 노즐출구면적 (m^2)
- A_s : 전열면의 면적 (m^2)
- D : 노즐출구 직경 (m)
- g : 중력가속도 (m/s^2)
- h : 국소 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{C}$)
- h_o : 정체점 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{C}$)
- I : 전류 (A)
- $P(X)$: 국소 정압 (N/m^2)
- $P(0)$: 정체점 정압 (N/m^2)
- q : 열유속 (W/m^2)
- Q : 유량 (m^3/s)
- T_1 : 물의 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
- T_f : 막온도 ($^{\circ}\text{C}$)
- T_w : 전열면 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
- V : 전압 (V)
- \bar{V}_f : jet의 평균충돌속도 (m/s) [식(6)]
- V_j : jet의 충돌속도 (m/s)
- V_o : 노즐 출구속도 (m/s)
- W : 노즐출구 폭 (m)
- W_j : jet 폭 (m)
- X : 중심에서 노즐 폭방향 좌표
- Y : 중심에서 노즐길이 방향 좌표
- Z : 노즐-전열면간의 거리 (m)

그리스 문자

- ρ : 밀도 (Kg/m^3)
- x : 열전도율 ($\text{W/m}^{\circ}\text{C}$)
- μ : 절대점성계수 (N-s/m^2)
- ν : 동점성계수 (m^2/s)

무차원수

- $Nu_D = \frac{hD}{k}$: 원형 노즐의 Nusselt 수
- $Nu_j = \frac{hW_j}{k}$: jet의 Nusselt 수
- $Nu_{oj} = \frac{h_o W_j}{k}$: 정체점 jet의 Nusselt 수
- $Re_D = \frac{V_j D}{\nu}$: 원형 노즐의 Reynolds 수
- $Re_{w_j} = \frac{V_j W_j}{\nu}$: jet의 Reynolds 수
- $Pr = \frac{\mu C_p}{k}$: Prandtl 수

I. 서 론

분류를 평판에 충돌시켜 가열 또는 냉각하는 방법은 유량제어가 용이하고 비교적 간단한 장치로 높은 열전달율이 얻어지므로 각종 공업적 과정에 응용되고 있으며, 그 공업적인 응용 예로는 공기분류를 이용한 제지와 직물의 가열이

나 건조, 액체분류를 이용한 제철, 고온금속의 급속냉각, 가스터빈 익의 냉각, VLSI(Very Large Scale Integrate) chip의 냉각들의 예를 들 수 있다.^(1,2,3,4) 이러한 분류중에서 원형분류의 결점은 분류의 반경방향대칭성(radial symmetry)때문에 분류와 분류의 배열간에 균일하지 못한 냉각현상이 발생하는 것이다. 이러한 불균일한 냉각현상은 금속 판의 강도를 떨어뜨리는 재결정(recrystallization)이나 입자 성장(grain growth)의 원인이되므로 금속판의 냉각에 바람직하지 않다⁵⁾. 그러나 사각분류(planar jet 혹은 slot jet)는 전열면 전체에 걸쳐 거의 균일한 냉각효과를 기대할 수 있다. 그 예로 전자부품의 냉각에 대한 모델을 Fig 1에 나타내었다. 단일 사각분류가 열전도가 좋은 기판(substrate)위에 충돌하고 있으며, 그림에서와 같이 chip들은 열전달 효과 좋은 위치에 놓여있다. 정체선(stagnation line)에 인접한 부분에서 열전달률이 최대가 되는 것은 난류경계층으로 천이되기 때문이며, 이들 위치는 기판(substrate)위의 경계층의 변화를 일으킴으로서 조정될 수 있으므로 열전달 분포가 균일하게 될 수 있다. 따라서 노즐 한 개로 3개 혹은 그 이상의 노즐을 이용한 냉각효과와 동등한 냉각효과가 기대되며 인접한 노즐간의 유동 간섭(flow interference)도 줄일 수 있다.

충돌분류에서는 정체지역이 형성되며 이 지역에서는 속도경계층 외부의 속도성분 U_{∞} 는 거리 x 와 다음 관계가 있다.⁶⁾

$$U_{\infty} = CX \dots\dots\dots(1)$$

여기서 C 는 상수이다. 정체지역을 벗어나면 $\frac{dU_{\infty}}{dx}$ 는 영(Zero)에 접근하며 U_{∞} 는 분류의 충돌속도와 거의 같아진다. 만일 분류의 출구 속도가 일정하다면 2차원 충돌유동에 대한 정체점 열전달계수는 이론적으로 다음 식으로 표

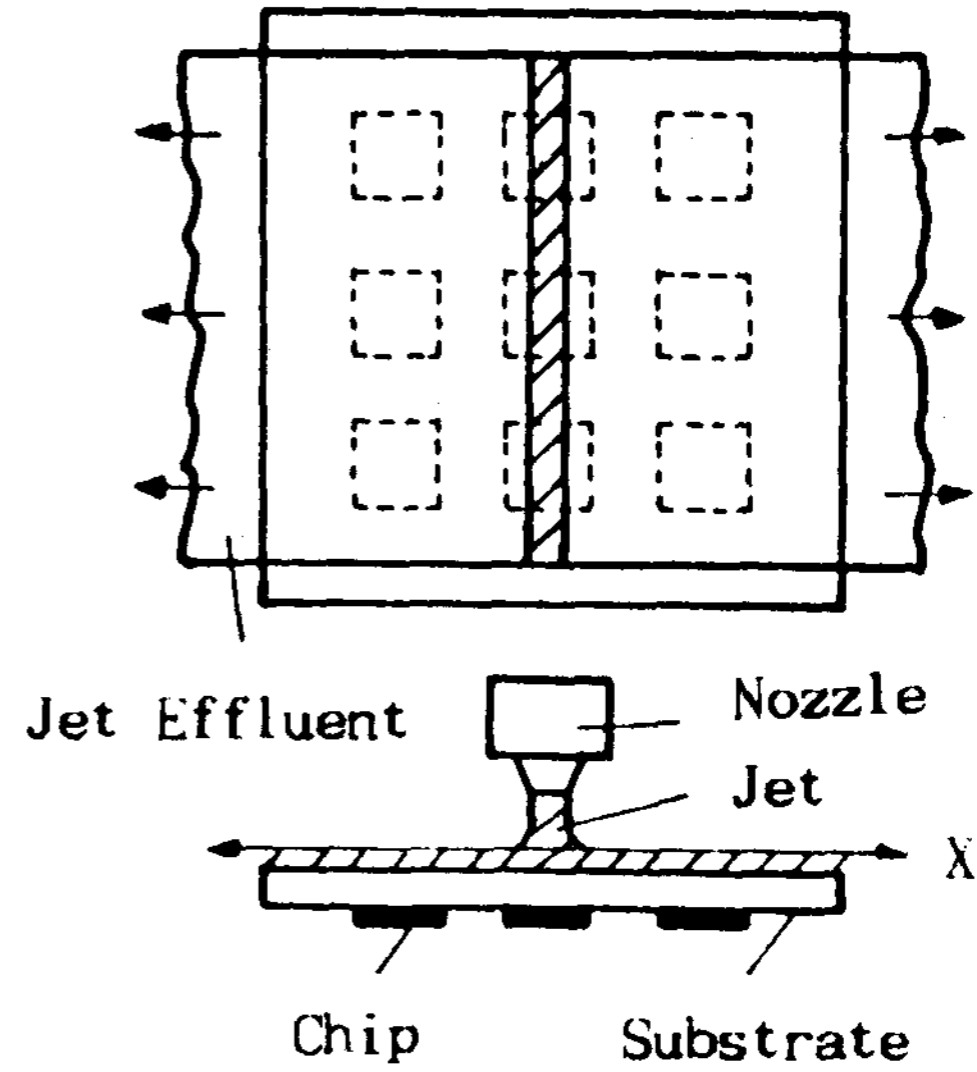


Fig. 1 Possible configuration for removing heat with planar jets from microelectronic circuitry.

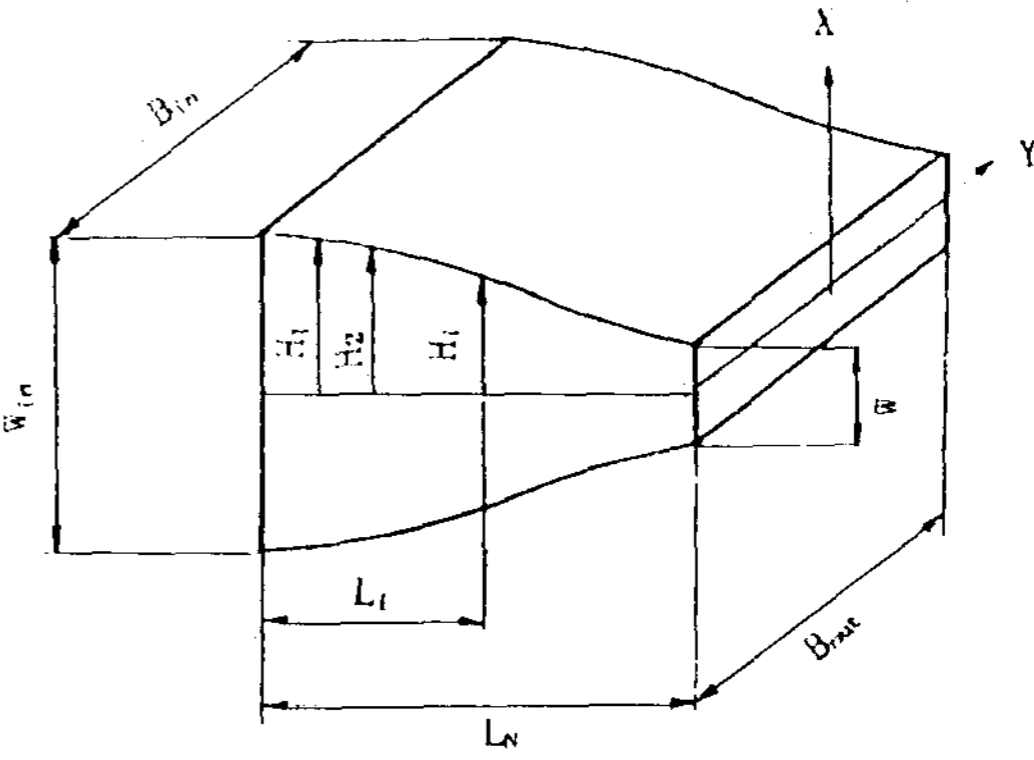


Fig. 2 Dimensions of nozzle.

시된다.⁷⁾

$$h_0 = 0.57k \left(\frac{C}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} Pr^n \dots \dots \dots (2)$$

여기서 n은 Pr수에 따른 상수이다. (1 < Pr < 5일 때 n ~ 0.38). 속도구배 C는 노즐 폭과 관계되며 노즐 폭의 감소에 따라 C는 증가한다.

Gardon과 Akfirat⁸⁾는 원형 공기분류에 의한 평판상에서의 대류열전달 분포를 연구한 바 정체점 부근에서 제 2의 열전달 최대점을 관측하였는데 제 2의 열전달 최대점은 정체점에서 떨어진 지점에서는 압력구배가 불안정하므로 경계층내에서 난류유동으로 천이되기 때문에 나타나는 것으로 발표하고 있으며, 정체점에서의 열전달계수는 레이놀드수의 크기에 따라 다르지만, 대체로 Z/D=8 부근에서 최대가 되고 있음을 보여주고 있다.

Metzger⁹⁾등은 기체분류에 대한 관계식을 이용하여 액체분류에 대한 열전달을 예측하였다. Prandtl수의 차가 너무 크고 액체분류가 밀도가 작은 기체중에 분류되므로 주위 매체에 대한 운동량전달(momentum transfer)이 작아지므로 열전달 예측에 오차가 발생하였다.

특히 액체분류에 대한 실험적인 열전달 연구는 미미한 상태인데 Wolf¹⁰⁾ 등은 통전가열된 Haynes Alloy 230 판에 폭이 10.2 mm인 사각수분류를 충돌시켰을 때 국소 열전달계수를 실험적으로 구하였다. 충돌속도 범위는 1.8~4.5 m/s ($1.7 \times 10^3 \leq Re_{wj} \leq 7.9 \times 10^4$)였으며, 이때 충돌영역에서의 정체선에서의 열전달 관계식을 식(3)과 같이 제시하였으나, 노즐-전열면간의 거리와 노즐형상에 따른 영향은 제시되지 않았다.

$$Nu_{oj} = 0.116(Re_{wj})^{0.71} Pr^{0.4} \dots \dots \dots (3)$$

Inada¹¹⁾는 $Re_{wj} = 940$ 일 때 유사한 실험을 통하여 열전달 관계식이 이론치와 잘 일치함을

보이고 있다.

본 연구에서는 산업용 공정에서 널리 쓰이는 사각분류계에서 이용될 수 있는 충돌속도와 jet 폭을 선정 하였으며 분류매체로는 공기분류의 특성과 비교하기 위하여 물을 사용하였고 각기 다른 폭을 갖는 3개의 노즐을 가공하여 노즐형상과 노즐-전열면간의 거리에 따른 열전달 특성을 비교해 보려고 한다.

II. 실험장치 및 실험방법

1. 실험범위

전열면의 온도가 유체의 포화온도보다 높고 낮음에 따라서 전열형태가 크게 달라진다. 본 연구에서는 전열면의 온도를 포화온도 이하로 유지하고 더구나 물성치의 온도변화에 따른 변화를 무시하고 실험결과를 얻기위하여 전열면의 온도를 비교적 낮은 온도로 하기위해 수온과의 차가 10℃ 정도 이내의 범위에서 실험하였다.

일반적으로 노즐의 형상과 축류비(contraction ratio)가 분류의 평균속도, 난류유동특성, 분류의 확산 등과 같은 노즐성능에 상당한 영향을 끼치게 되므로 유체역학적 특성과 이로 인한 열전달을 고려하여 노즐의 선택은 노즐 출구에서의 속도분포가 균일하도록 하기 위하여 다음과 같은 정현 곡선식¹²⁾에 의하여 제작하였다.

$$H_i = \frac{W_{in} + W}{2} + \frac{W_{in} - W}{2} \sin \left(0.5 - \pi \frac{L_i}{L_N} \right) \dots \dots \dots (4)$$

여기서

- H_i : i 등분재 노즐 높이(mm)
- W_{in} : 노즐입구 폭(mm)
- W : 노즐출구 높이(=노즐출구의 폭)

L_N : 노즐입구에서 출구까지 길이(mm)
 L_i : 노즐을 n등분했을 때 노즐입구에서 i번째까지의 거리(mm)
 이다.

실험에 사용된 노즐형상의 특성을 Table. 1에 표시하였다. 이 표에서 B_{in} 은 노즐 입구의 길이이고 B_{out} 은 노즐 출구의 길이이다.

Table. 1 Description of Nozzle

Outlet Area (mm ²)	Aspect Ratio	$B_{out} \times W$ (mm)	$B_{in} \times W_{in}$ (mm)	Contraction Ratio	L_N (mm)
60	26.67	40×1.5	40×22.5	15	64.7
60	15	30×2	30×30	15	64.7
60	6.67	20×3	20×45	15	64.7

노즐출구와 전열면간의 무차원거리를 $Z/W = 6 \sim 40$ 까지 변화시켰으며, 노즐출구 유속은 3.3 m/s~7 m/s범위에서 하향으로 수분류를 평판에 충돌시켰다. 이 때 충돌면(전열면)상의 정체점에서 노즐 폭방향과 노즐길이방향에 대한 열전달률 및 벽면 정압을 측정하였다. 열유속은 등열유속조건($q=10^5$, W/m², $I=17.2$ A, $V=5.8$ V)으로 전열면(SUS 304, 10 mm × 100 mm × 30 μm)에 직접 교류로 통전가열시켰다.

2. 실험장치

실험장치의 개략도는 Fig 3 과 같다. 수조 ①에 저장된 물은 30℃로 유지되며, 이 물은 pump②(1/2HP, 양수량 90l/min, 양정 20.26 m)에 의해 송출되어 orifice④($\beta=0.3$, $C_d=0.62$)를 통과한 후 사각노즐⑦에서 균일한 속도분포로 분출된다. 이때 공기의 혼입을 막기

위해서 air vent⑥을 설치하였으며, 유량(분류 속도)은 throttle valve③을 조정하여 마노미터 ⑤에 나타난 수은 액주 차에 의해 환산된다. 분류가 충돌판혹은 전열 평판⑧에 충돌한 후 회수조⑩에 모인 물은 pump에 의해 배수되며, 충돌판(혹은 전열 평판)은 상하, 좌우 방향으로 이동이 가능하도록 제작하였다.

충돌분류에 의한 전열면상의 각점의 온도는 전열면 뒤면의 노즐 폭방향(X방향)에 대한 정체선상에 3mm간격으로 6개의 열전대(T-type, $\phi 70 \mu m$)를 용착 시킨 후 X방향과 Y방향으로 전열면을 1mm 간격으로 이송하면서 각점의 온도를 온도계측시스템(temperature logging system, Fluke, USA)에 의하여 3회 측정 후 평균치로 하였으며, 이 때 이용된 물성치는 막온도($T_f = \frac{T_w + T_i}{2}$)를 이용하였다. 열유속은

$$q = \frac{I \times V}{A_s} \text{ (W/m}^2\text{)} \dots\dots\dots(5)$$

로 계산하였다.

분류의 충돌속도와 분류 폭은 노즐출구의 평균속도와 중력가속도의 영향을 고려하였으며, 질량과 운동량 보존법칙에 의하여 다음과 같은 식으로 구하였다. 여기서 충돌속도는 노즐-충돌판간의 거리 Z에 충돌판이 존재하지 않을 때의 분류의 평균속도이다.

$$\overline{V}_j = \sqrt{V_0^2 + 2gZ} \dots\dots\dots(6)$$

$$W_j = \frac{V_0 W}{V_f} \dots\dots\dots(7)$$

여기서

$$V_0 = \frac{Q}{A} \dots\dots\dots(8)$$

충돌분류에 의한 국소열전달계수는 충돌판의 정압분포의 영향을 받으므로 각 노즐에 대한 정압분포는 충돌판 중앙에 구멍을 뚫어($\phi 1.25$ mm) 수은 manometer을 연결하여 측정하였

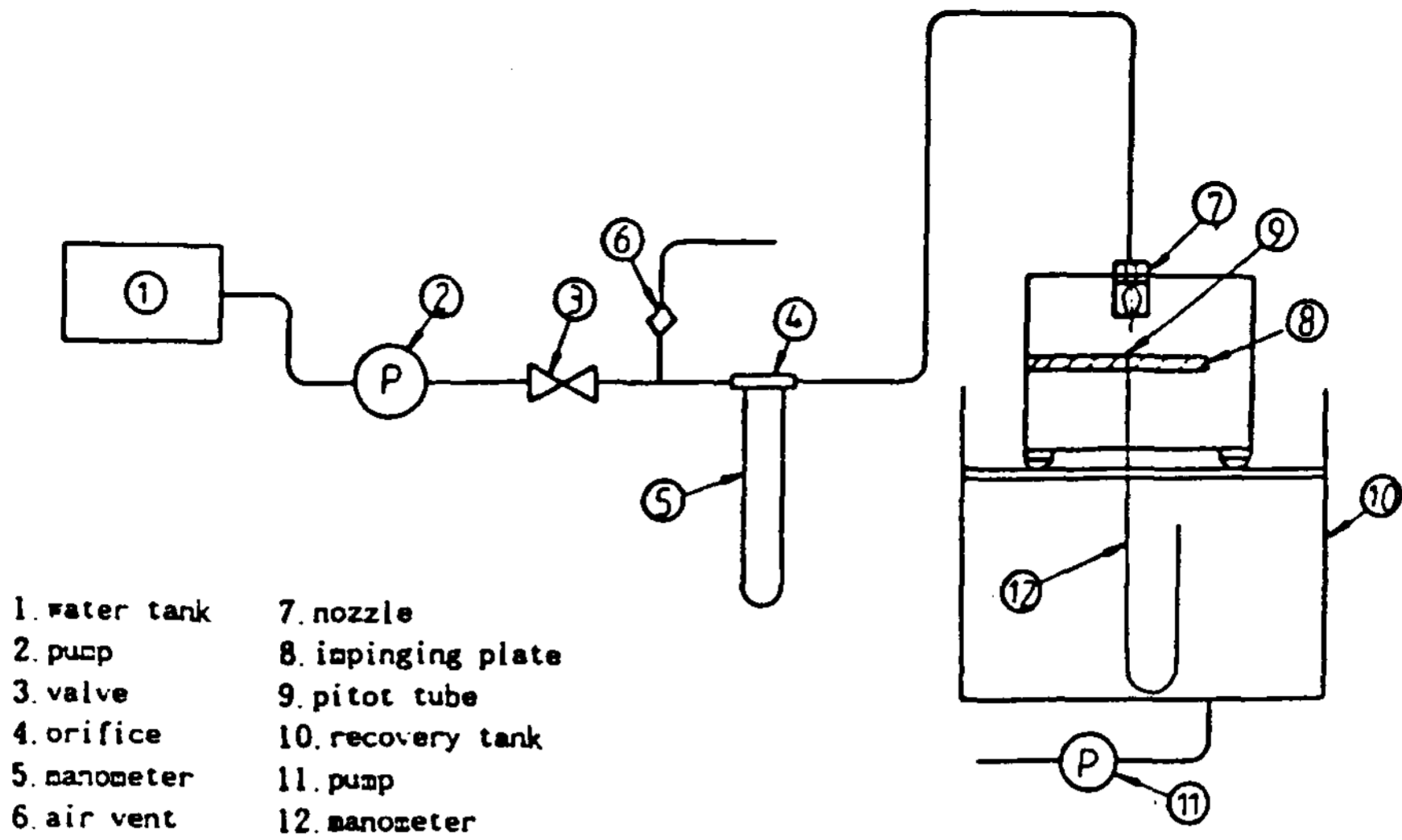


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

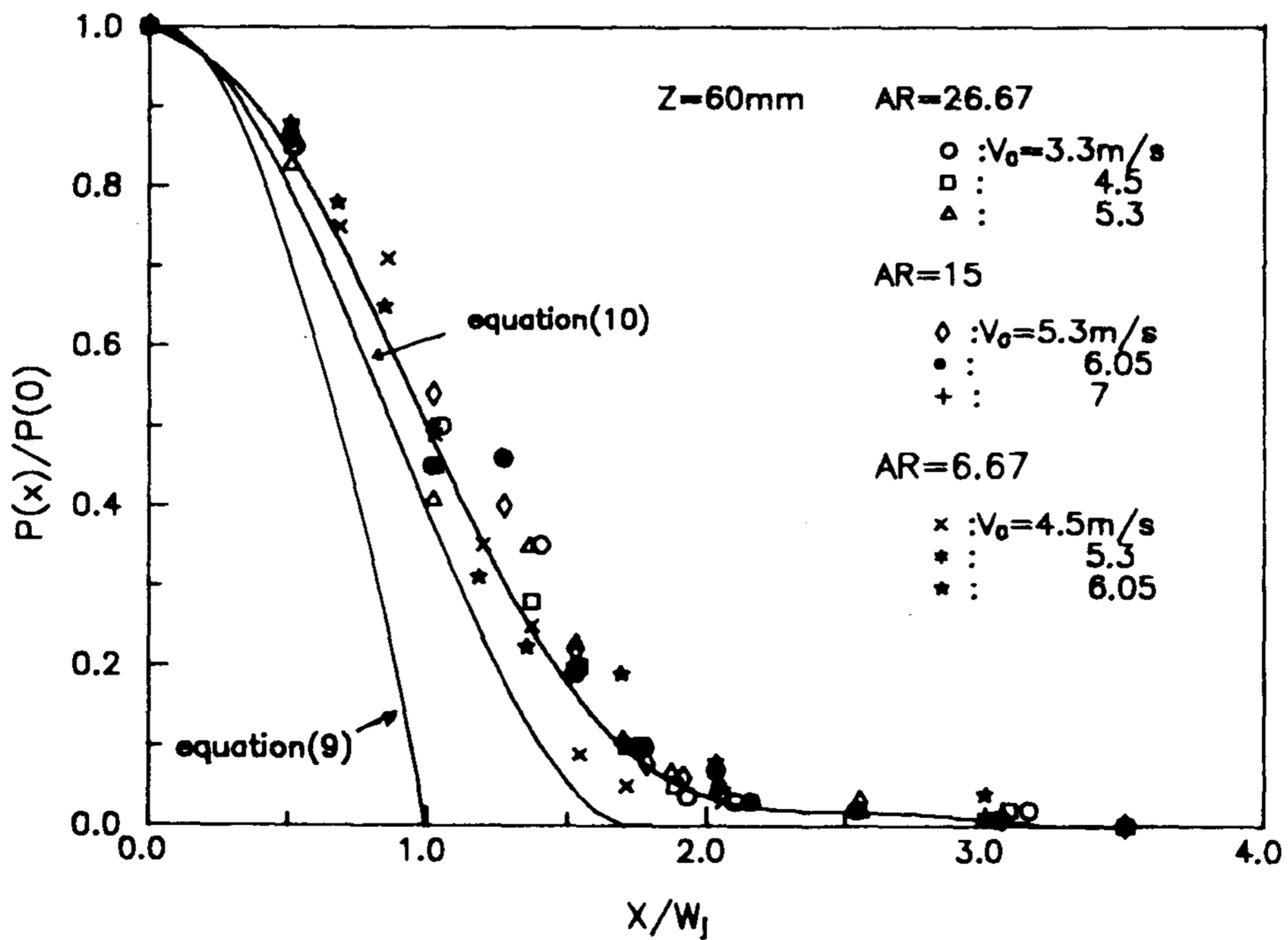


Fig. 4 Measured pressure distribution for the nozzles in the experiments.

다. 원형 수분류에서는 식(9)¹⁴⁾와 같은 2차함수(포물선)의 정압분포를 갖고 있으나, 사각노즐의 경우 $Z/W < 6$ 인 potential core 영역에서는 식(10)⁹⁾와 같은 3차함수의 정압분포를 갖는 것으로 알려져 있으나 본 실험의 범위($Z/W > 6$)에서는 Fig 4와 같이 3개의 노즐에 대해 거의 동일한 bell type 분포를 나타내고 있다.

$$\frac{P(X)}{P(0)} = 1 - \left(\frac{r}{D}\right)^2 \dots\dots\dots(9)$$

$$\frac{P(X)}{P(0)} = 0.373\left(\frac{X}{W_j}\right)^3 - 0.987\left(\frac{X}{W_j}\right)^2 + 1 \quad (10)$$

여기서 r 은 원형 노즐의 반경방향 좌표이다. 정체점압력으로 산출한 정체점선상에서의 총돌속도와 식(6)에서 구한 총돌속도와의 비교를 표 2에 나타내었다. 정체압력으로 구한 총돌속도는 이론적으로 구한 총돌속도 보다 작으며 그 감소율은 표 2와 같이 약 4%~6.4% 이내인 것으로 나타났다.

III. 실험 결과 및 고찰

1. 국소열전달계수의 분포

국소열전달계수는 일반적으로 다음과 같은 계가 있다.

$$Nu_j = F(Y/W_j, X/W_j, Z/W_j, Re_{w_j}, Pr) \dots\dots\dots(11)$$

이 관계는 다음과 같은 시공로 나타낼 수 있다.

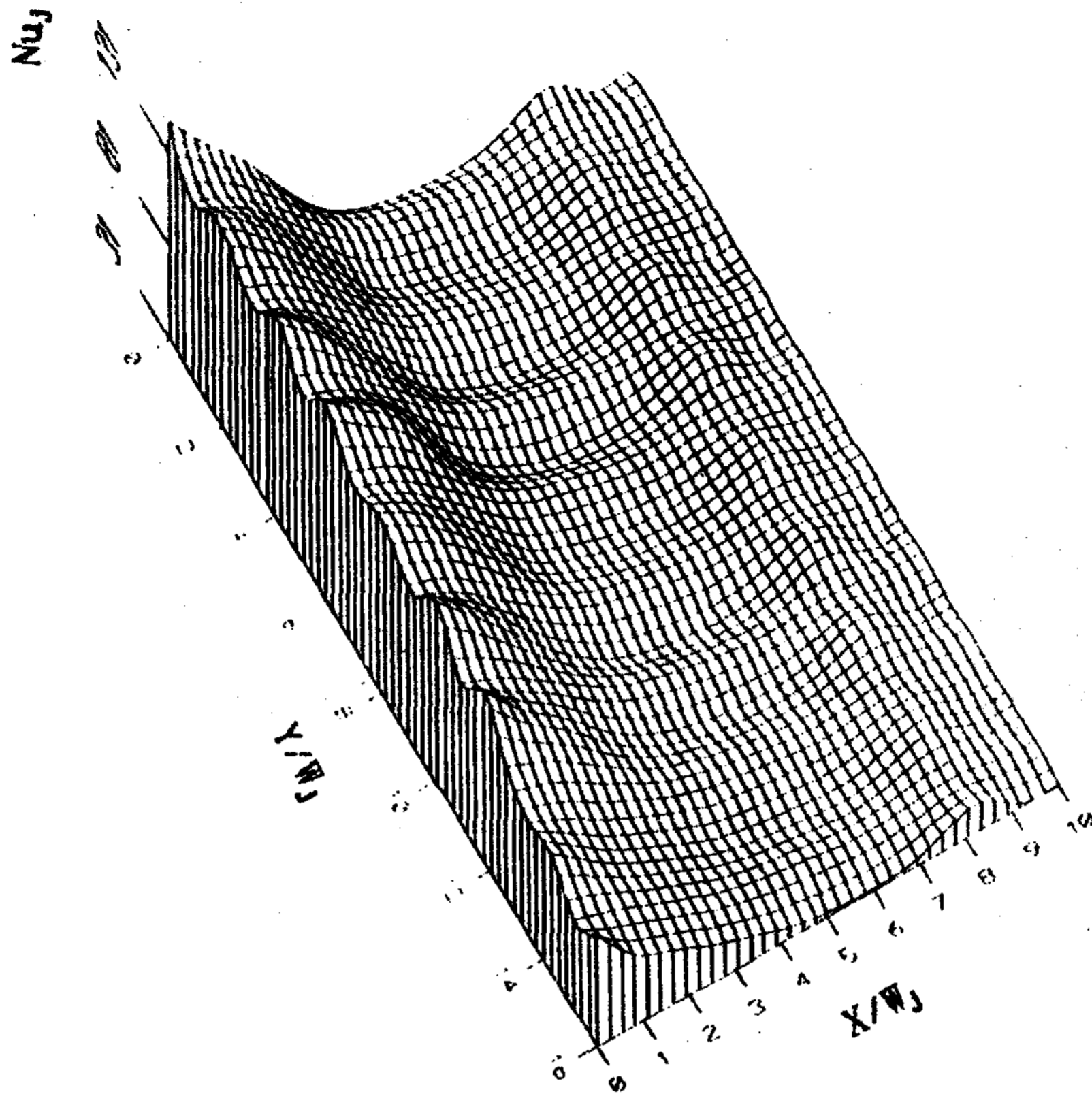
$$Nu_j = Pr^m Re_{w_j}^n G(Y/W_j, X/W_j, Z/W_j) \dots\dots\dots(12)$$

여기서 함수 G 는 주어진 조건에 대한 상수 C 로 나타낼 수 있다.

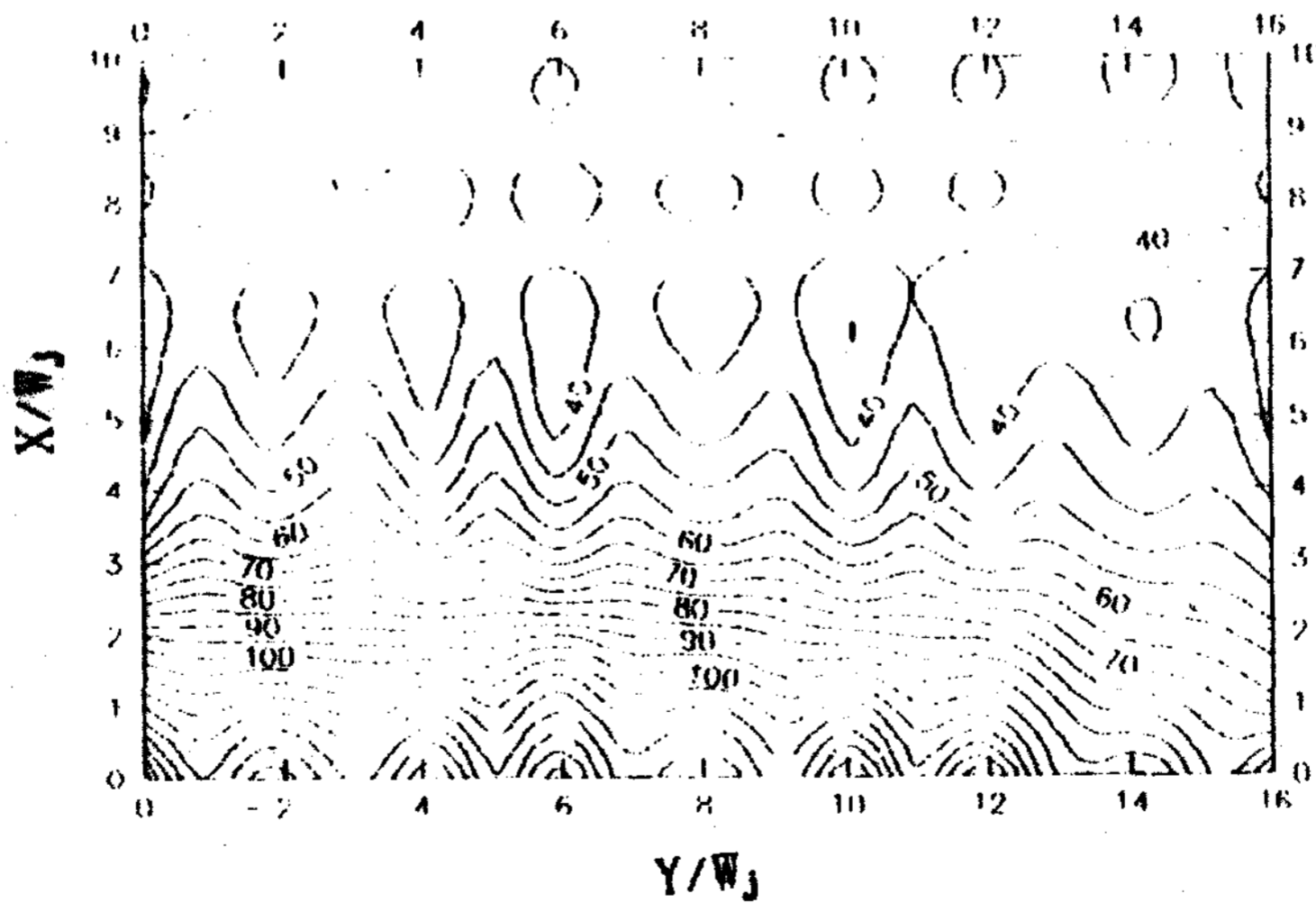
사각 노즐의 자유총돌분류는 3차원성의 유동특성을 갖게되므로 본 실험의 경우는 형상비에 다른 전열면상에서의 국소 누셀트수 분포를 Fig 5~7과 같이 3차원 평면좌표상에 나타내었

Table. 2 Comparisons of impingement velocities at the stagnation point based on stagnation pressure and eqation (6)

aspect ratio	Z/W	V_0 (m/s)	\bar{V}_j (m/s) (eq. 6)	$V_f = \sqrt{\frac{2P(0)}{\rho}}$ (m/s)	$\frac{\bar{V}_j - V_f}{\bar{V}_j} \times 100$
26.67	40	3.3	3.474	3.25	6.4
		4.5	4.629	4.43	4.29
		5.3	5.409	5.19	4.05
15	30	5.3	5.41	5.21	3.69
		6.05	6.15	5.87	4.55
		7	7.083	6.78	4.28
6.67	20	4.5	4.629	4.39	4.94
		5.3	5.41	5.14	4.9
		6.05	6.15	5.91	3.9



(A) $Z/W=40$, $V_0=4.5\text{m/s}$



(B) $Z/W=40$, $V_0=4.5\text{m/s}$

Fig. 5 (A) Profiles of 3-D. local jet Nu number and (B) contours of jet Nu number for $Z/W = 40$, $V_0=4.5\text{ m/s}$ and $AR=26.67$

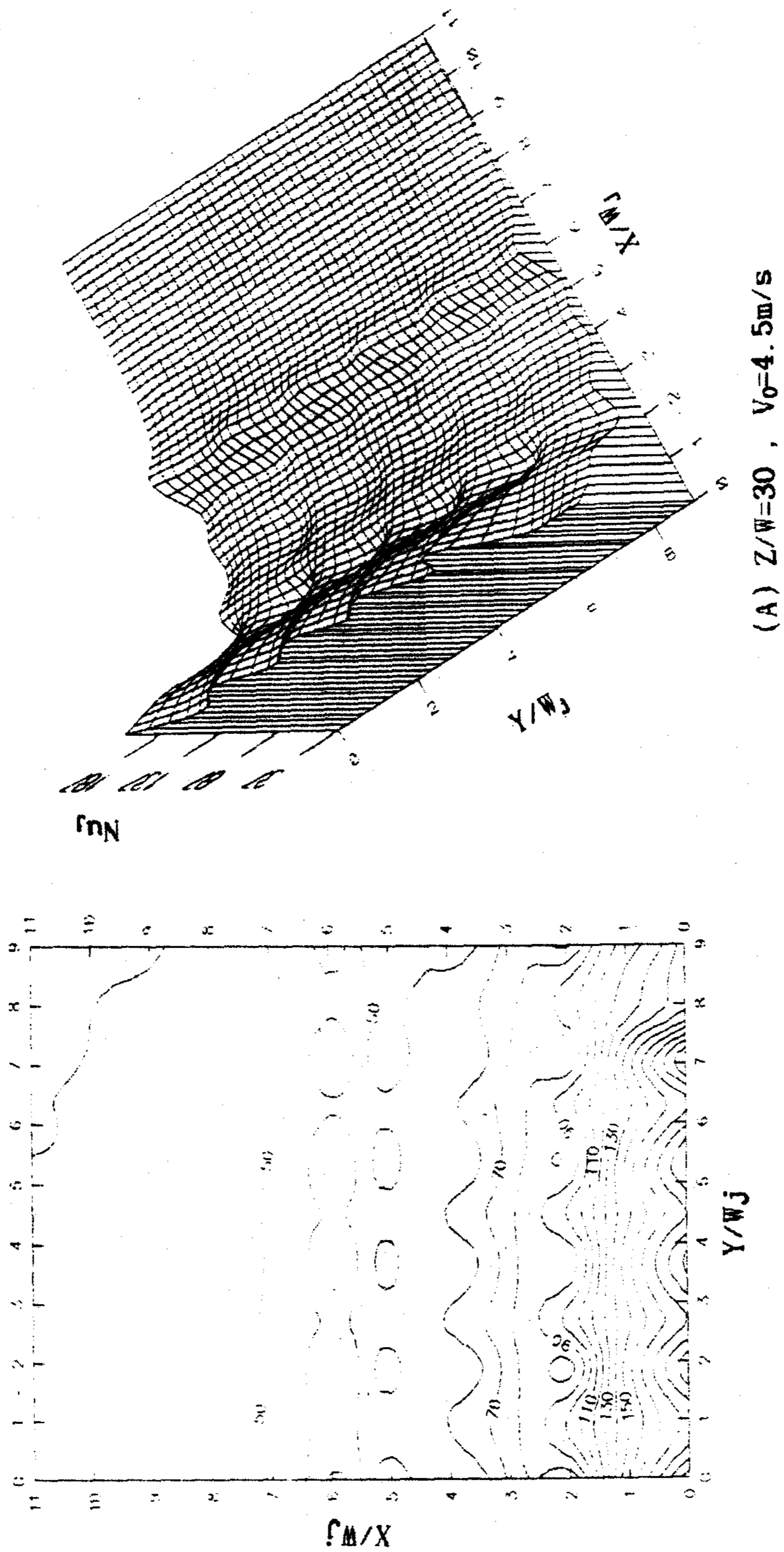
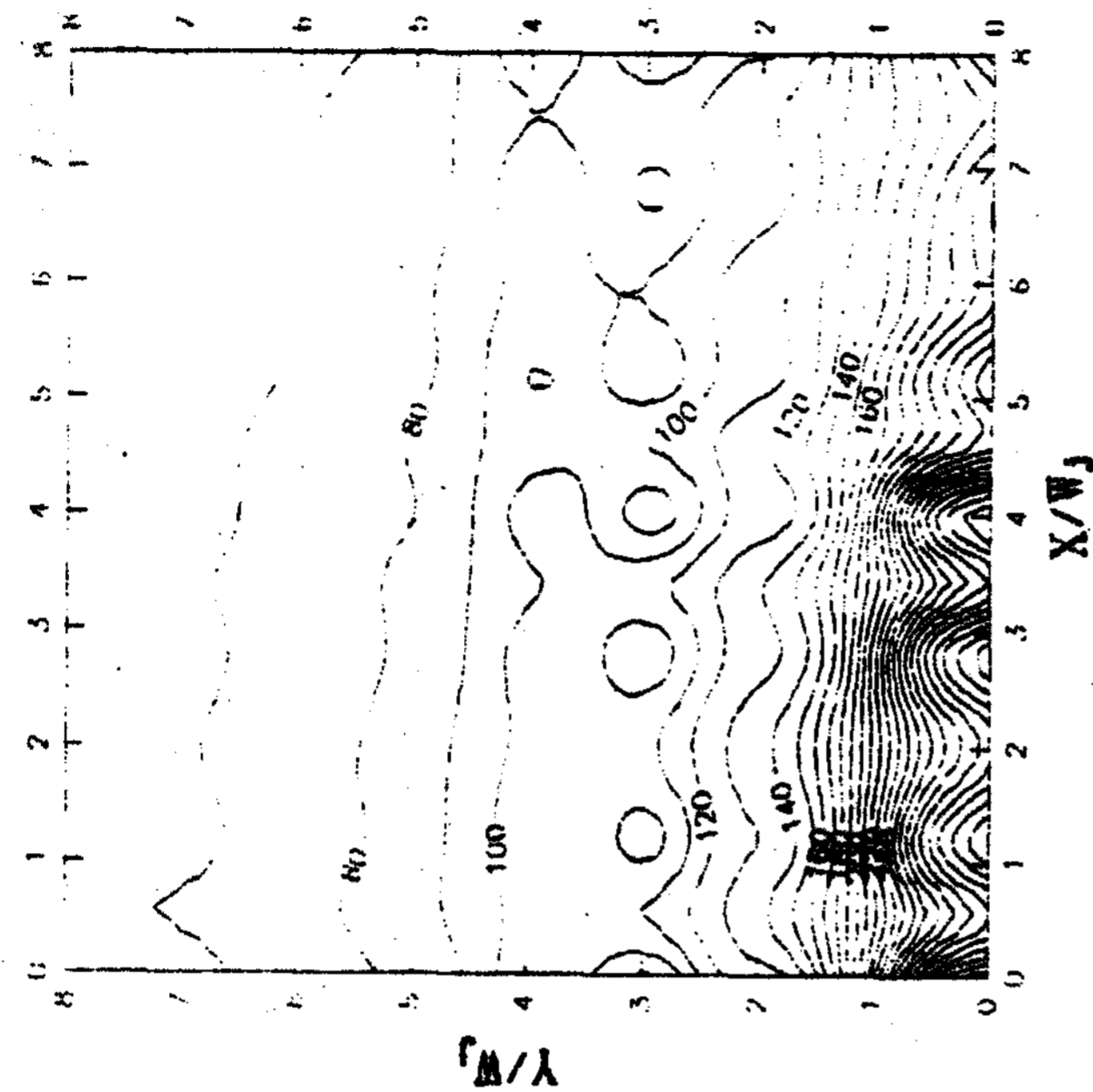
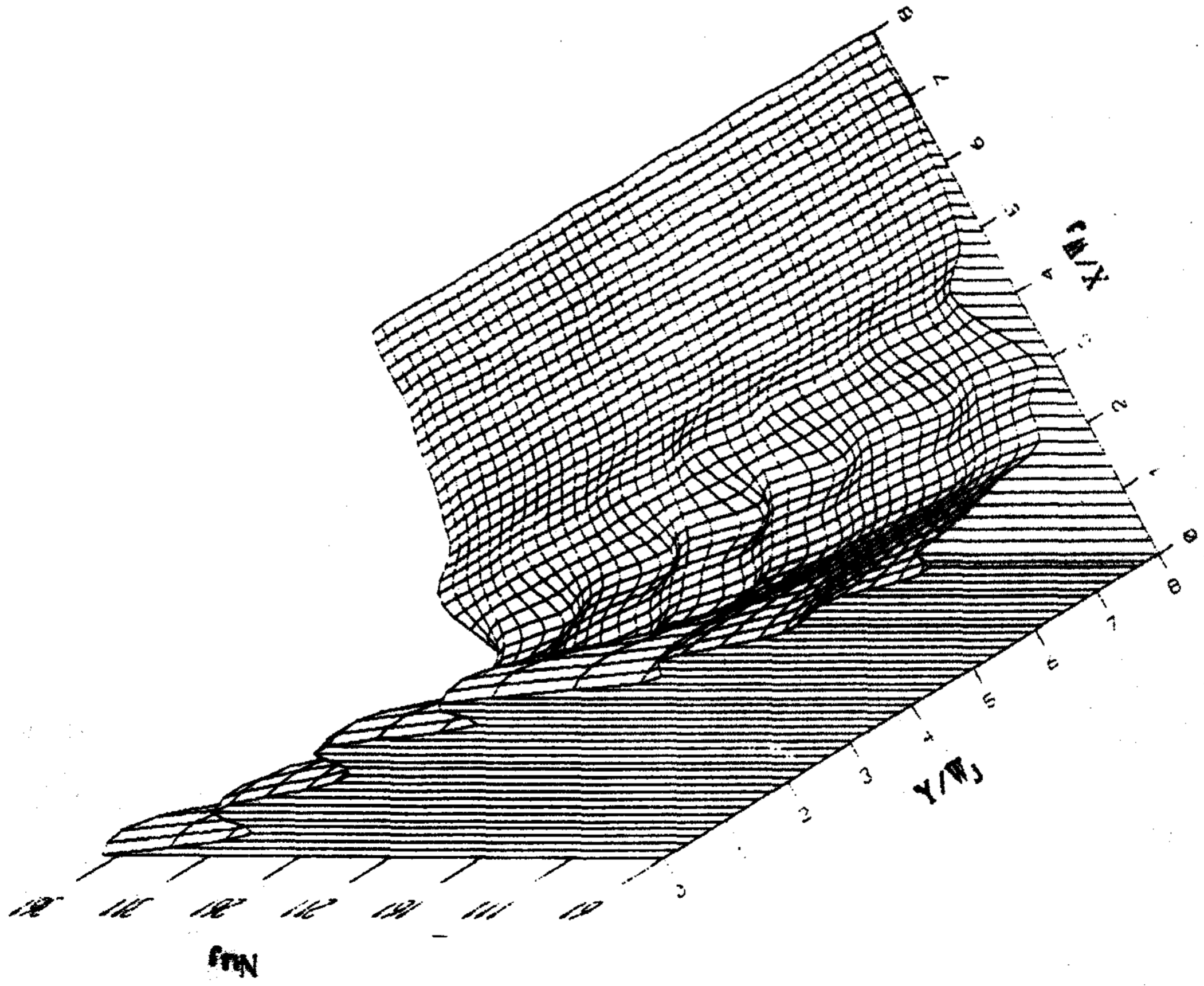


Fig. 6 (A) Profiles of 3-D local jet Nu number and (B) contours of jet Nu number for $Z/W = 30$, $V_0 = 4.5 \text{ m/s}$ and $AR = 15$



(B) $Z/W=20$, $V_0=4.5\text{m/s}$

Fig. 7 (A) Profiles of 3-D. local jet Nu number and
(B) contours of jet Nu number for $Z/W=40$, $V_0=4.5\text{m/s}$ and $AR=6.67$



(A) $Z/W=20$, $V_0=4.5\text{m/s}$

다. 노즐-전열면간의 거리를 일정하게 유지하고($Z=60\text{ mm}$) 노즐출구 속도가 4.5 m/s 일 때, 전열면상의 1상한내의 누셀트수 분포도로서(A)는 전열면상에서의 구소 누셀트수의 3차원분포도이고 (B)는 등누셀트수선도이다. 등누셀트수선도를 보면 노즐의 출구면적과 동일한 범위크기내에서는 비교적 높은 열전달분포를 나타내고 있고, 노즐폭방향(X방향)으로는 제2의 열전달 극대치가 나타나는데 이것은 분류가 충돌영역으로부터 벽면분류영역으로 천이하면서 하류에서 와류가 발생하며 수력도약이 일어나기 때문이다. 또한 제 2의 극대치 발생 위치는 $AR=6.67$ 일 때 $X/W_j=4$, $AR=15$ 일 때 $X/W_j=6$, $AR=26.67$ 일 때 $X/W_j=8$ 에서 나타나고 있는데 이것은 형상비가 작을수록 전열면에 충돌한 유라의 대부분이 노즐폭방향(X방향)으로 흐리기 때문에 운동량의 급격한 증가로 X/W_j 가 작은 위치에서 나타난다.

2. 정체점열전달계수

Fig 8~10는 노즐 폭방향(X방향)에 대한 정체선상에서의 노즐형상에 따른 Nu_j 수 분포를 나타낸 것으로서 동일속도와 동일한 무차원 거리에서 노즐폭이 클수록(형상비가 작을수록) 정체점에서 열전달률이 크게 나타나고 있다.

Fig 8~10는 노즐 폭방향(X방향)에 대한 정체선상에서의 노즐형상에 따른 Nu_j 수 분포를 나타낸 것으로서 동일속도와 동일한 무차원 거리에서 노즐폭이 클수록(형상비가 작을수록) 정체점에서 열전달률이 크게 나타나고 있다.

Fig 11~13는 노즐형상에 따른 동일한 무차원 높이에서의 분류속도의 영향을 나타낸 것으로서 속도가 클수록 정체점에서의 열전달률이 최대가 되고, $X/W_j=3$ 이후에서는 속도의 영향을 받지않고 있다. 이것은 Fig 4의 정압분포도와 같은 경향을 내고 있음을 알 수 있다.

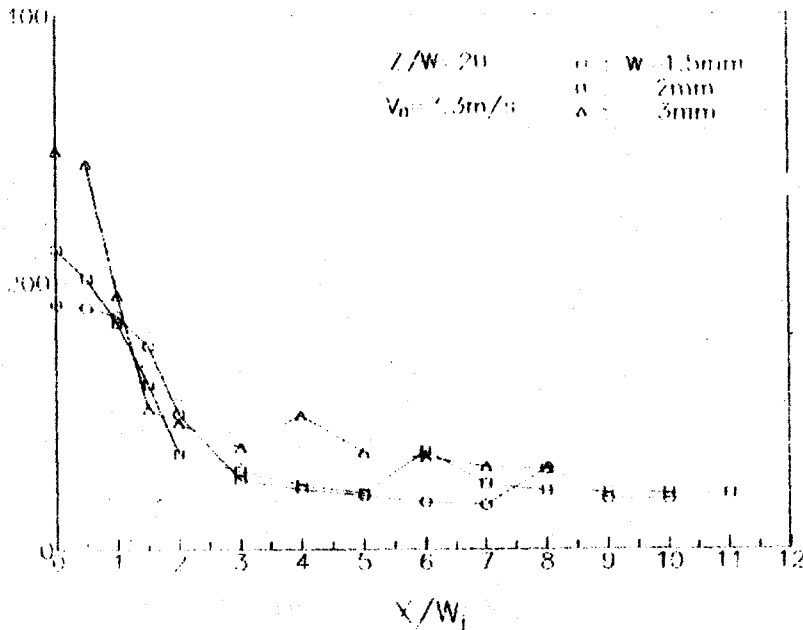


Fig. 8 Effect of nozzle width on local jet Nu number for $Z/W=20$, $V_0=3.3\text{ m/s}$

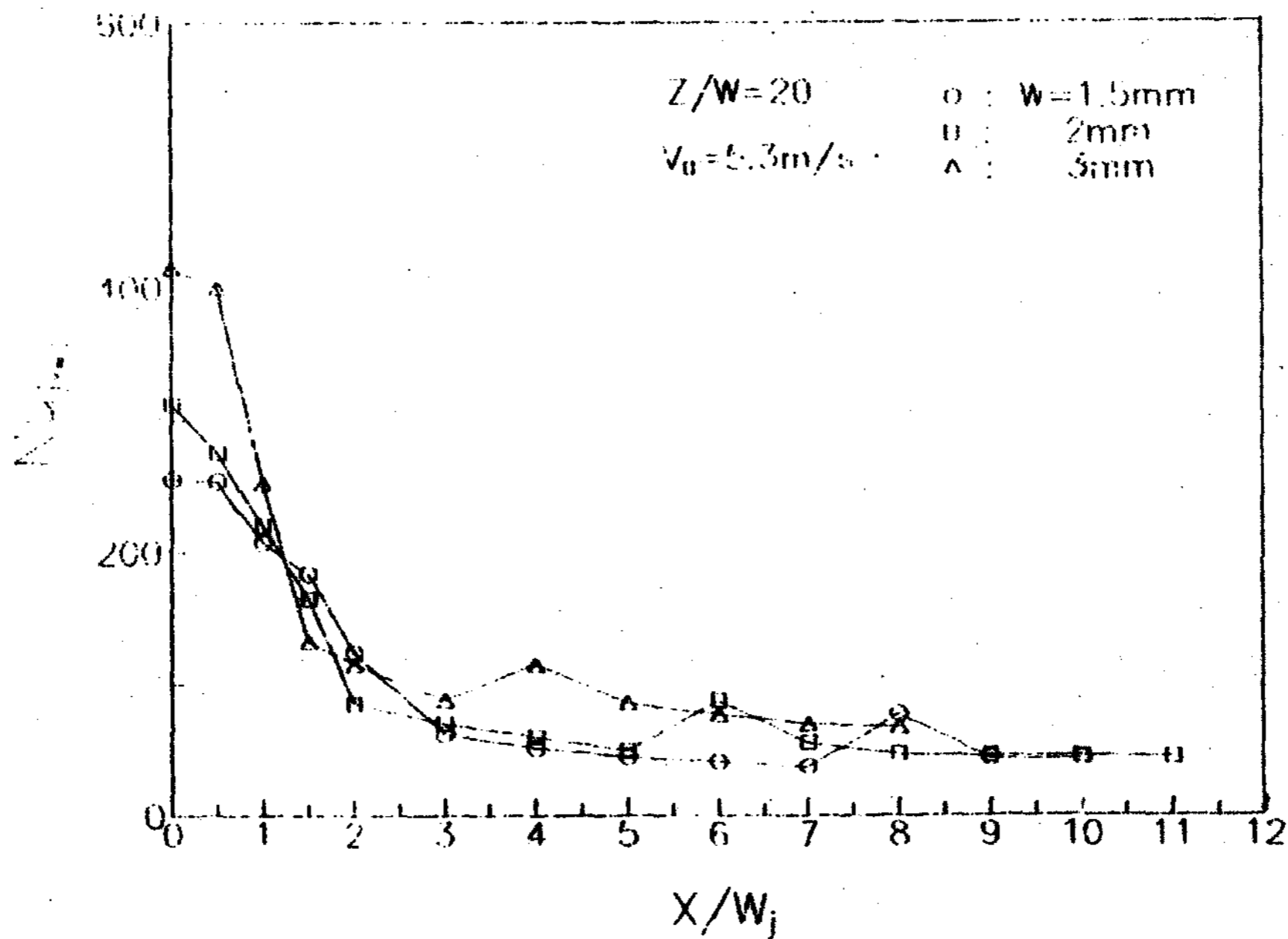


Fig. 9 Effect of nozzle width on local jet Nu number for $Z/W=20$, $V_0=5.3\text{ m/s}$

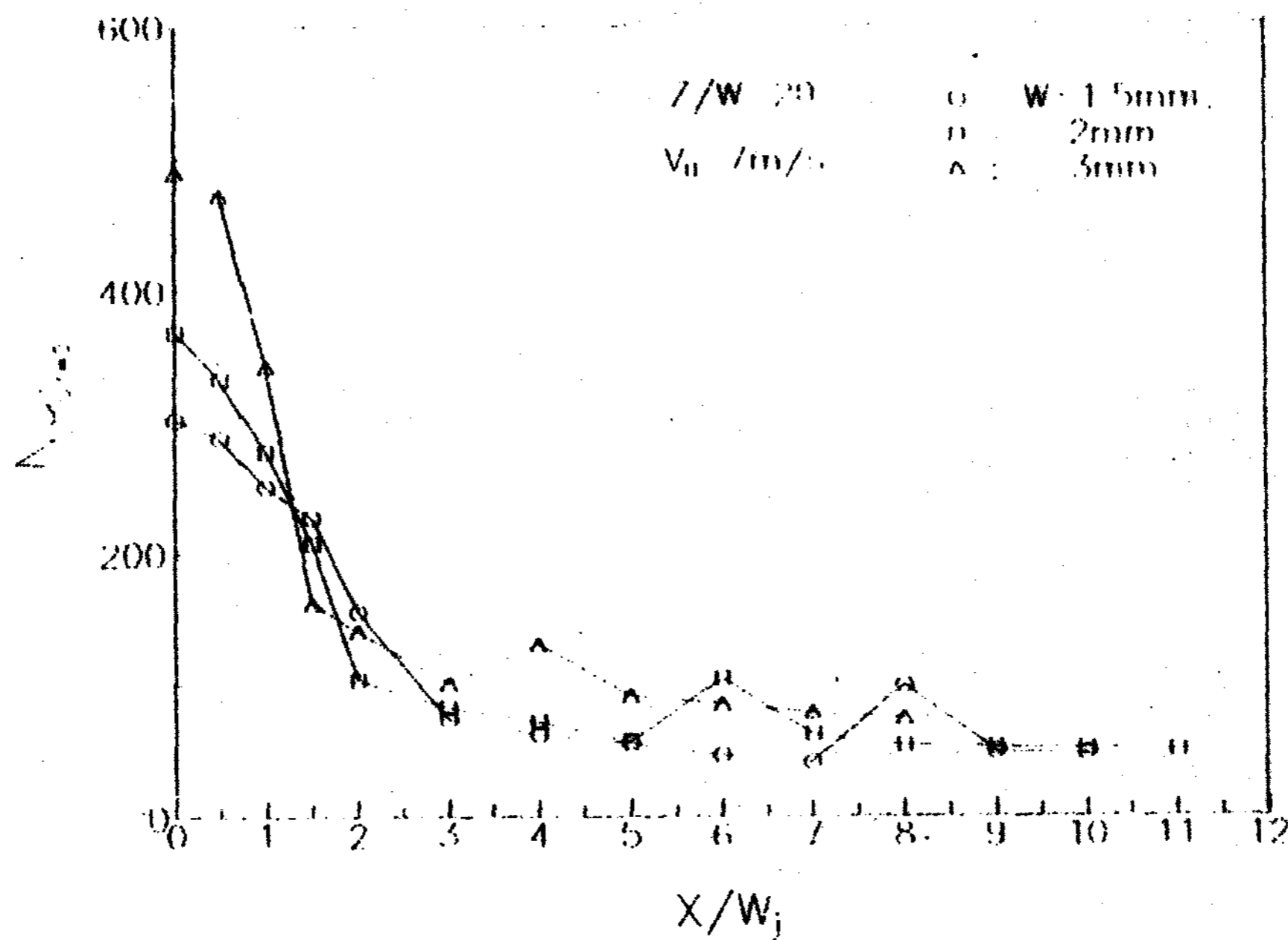


Fig. 10 Effect of nozzle width on local jet Nu number for $Z/W=20$, $V_0=7\text{ m/s}$

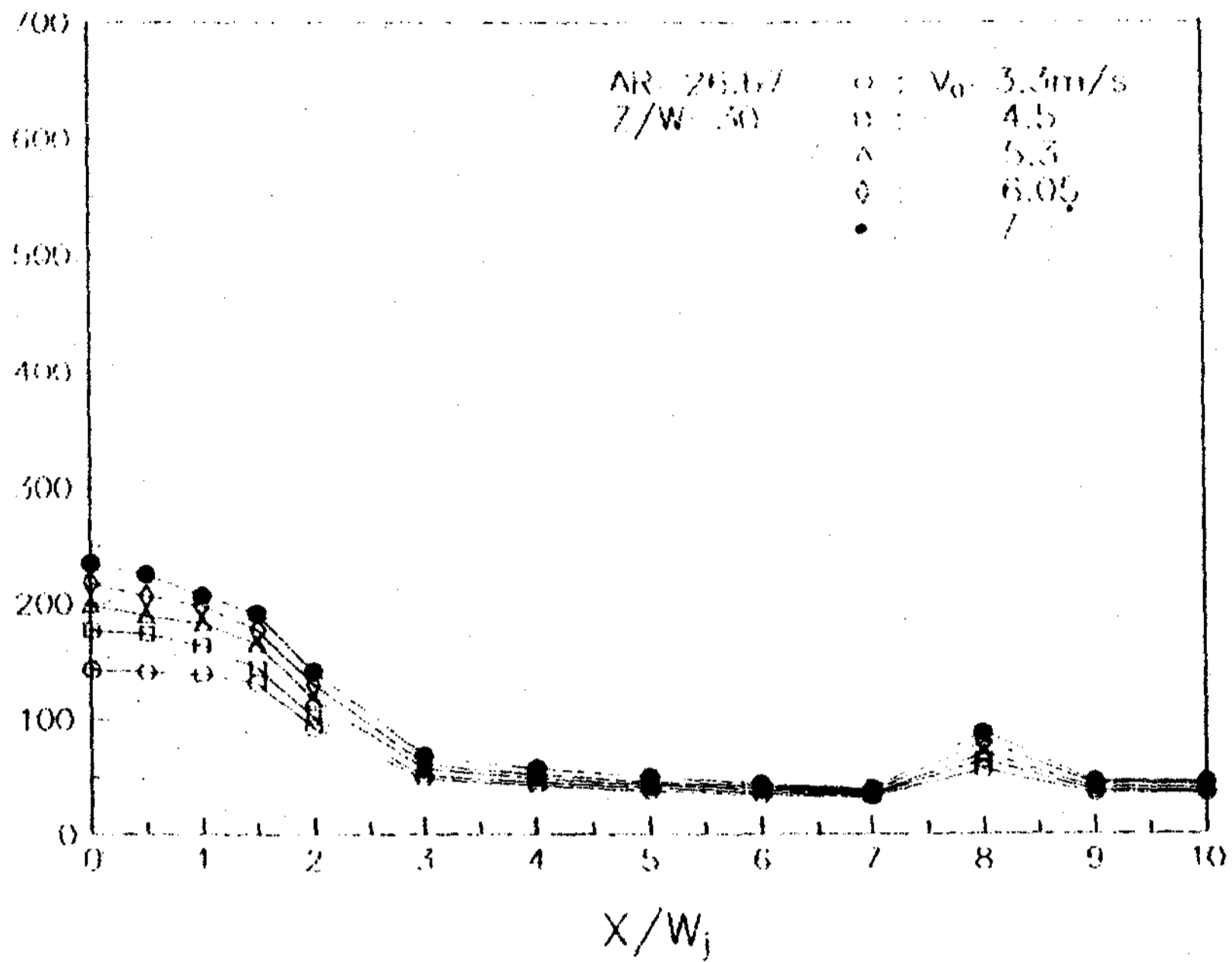


Fig. 11 Effect of nozzle discharge velocity on local jet Nu number for $Z/W=30$, $AR=26.67$

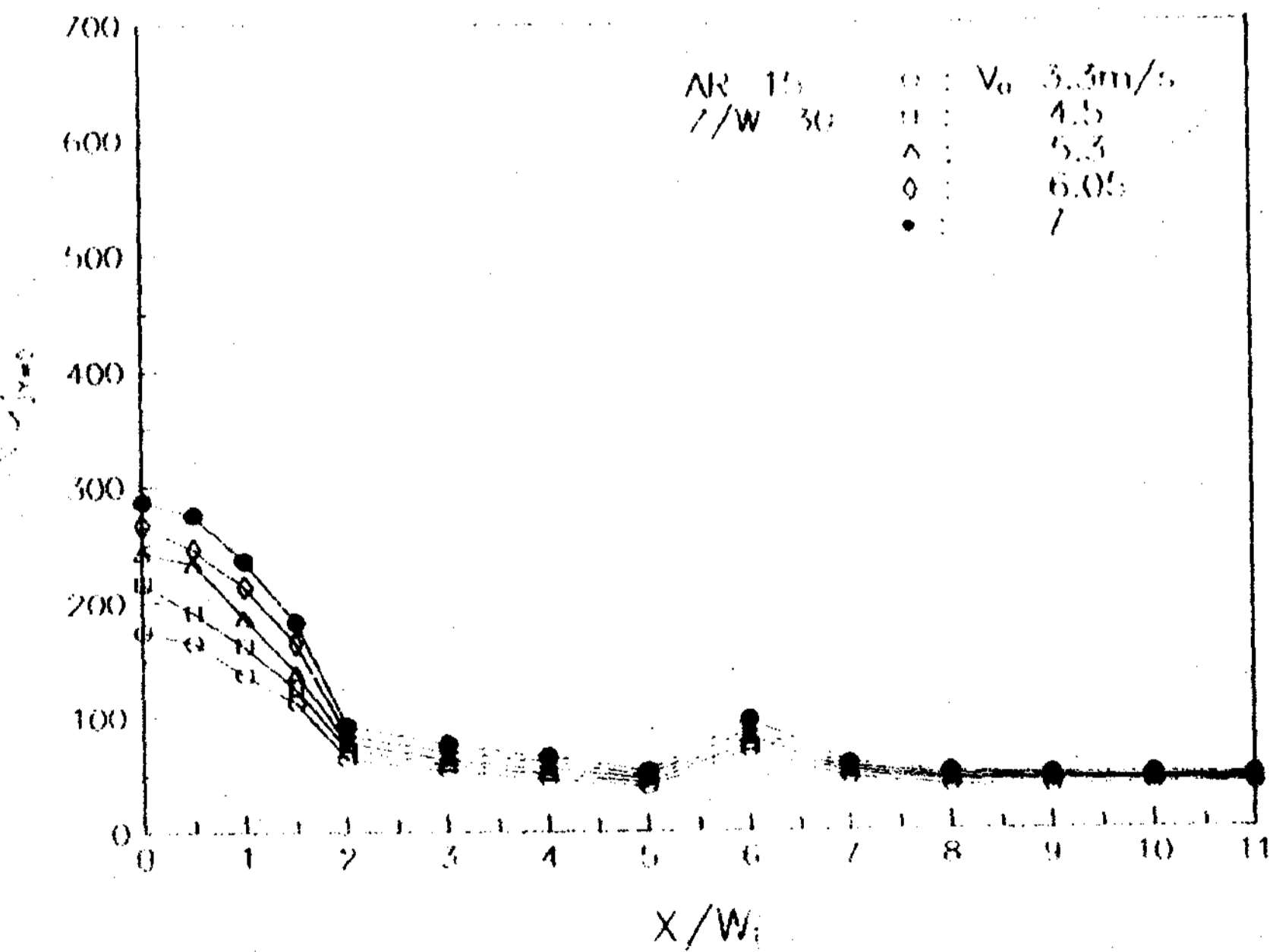


Fig. 12 Effect of nozzle discharge velocity on local jet Nu number for $Z/W=30$, $AR=15$

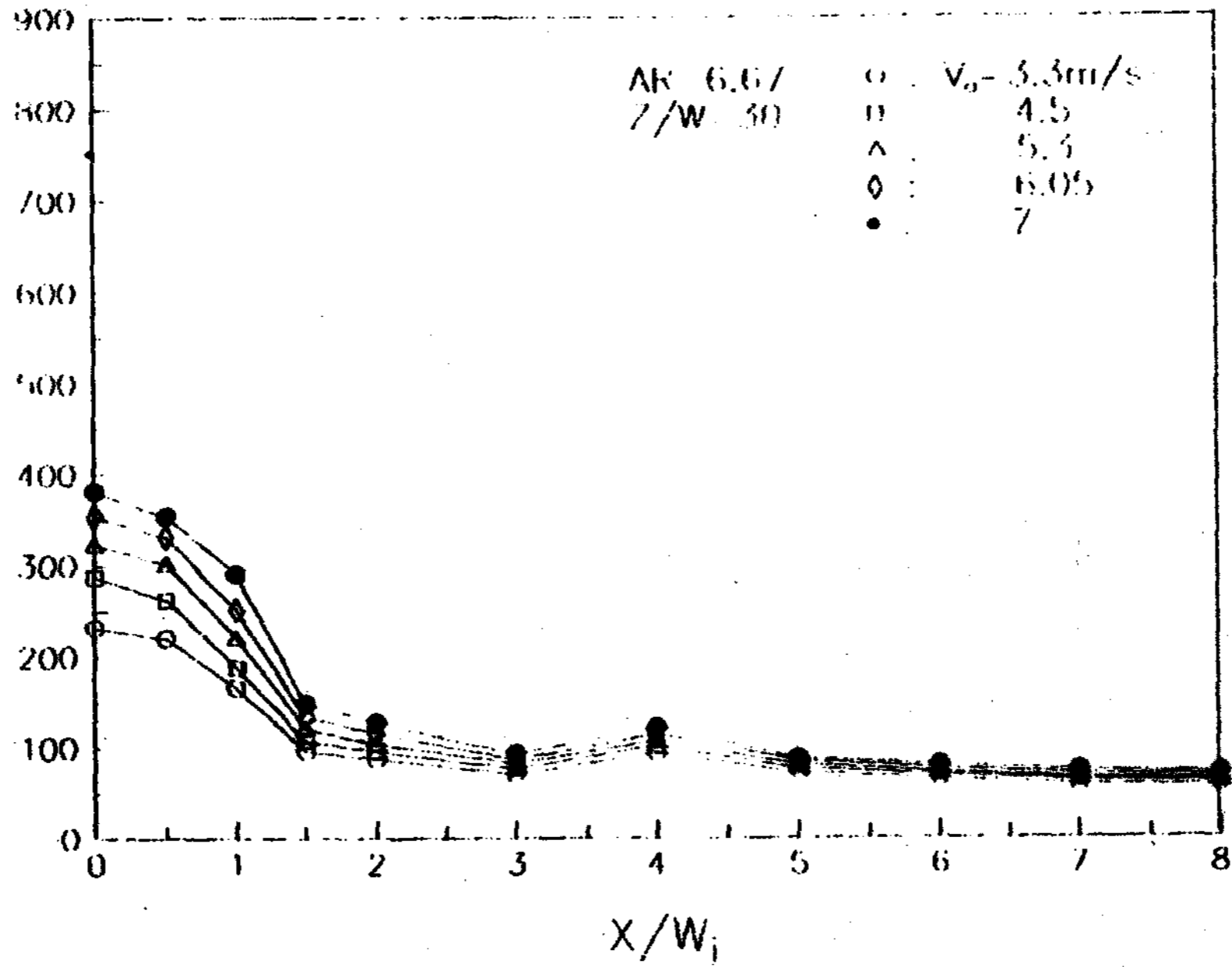


Fig. 13 Effect of nozzle discharge velocity on local jet Nu number for $Z/W=30$, $AR=6.67$

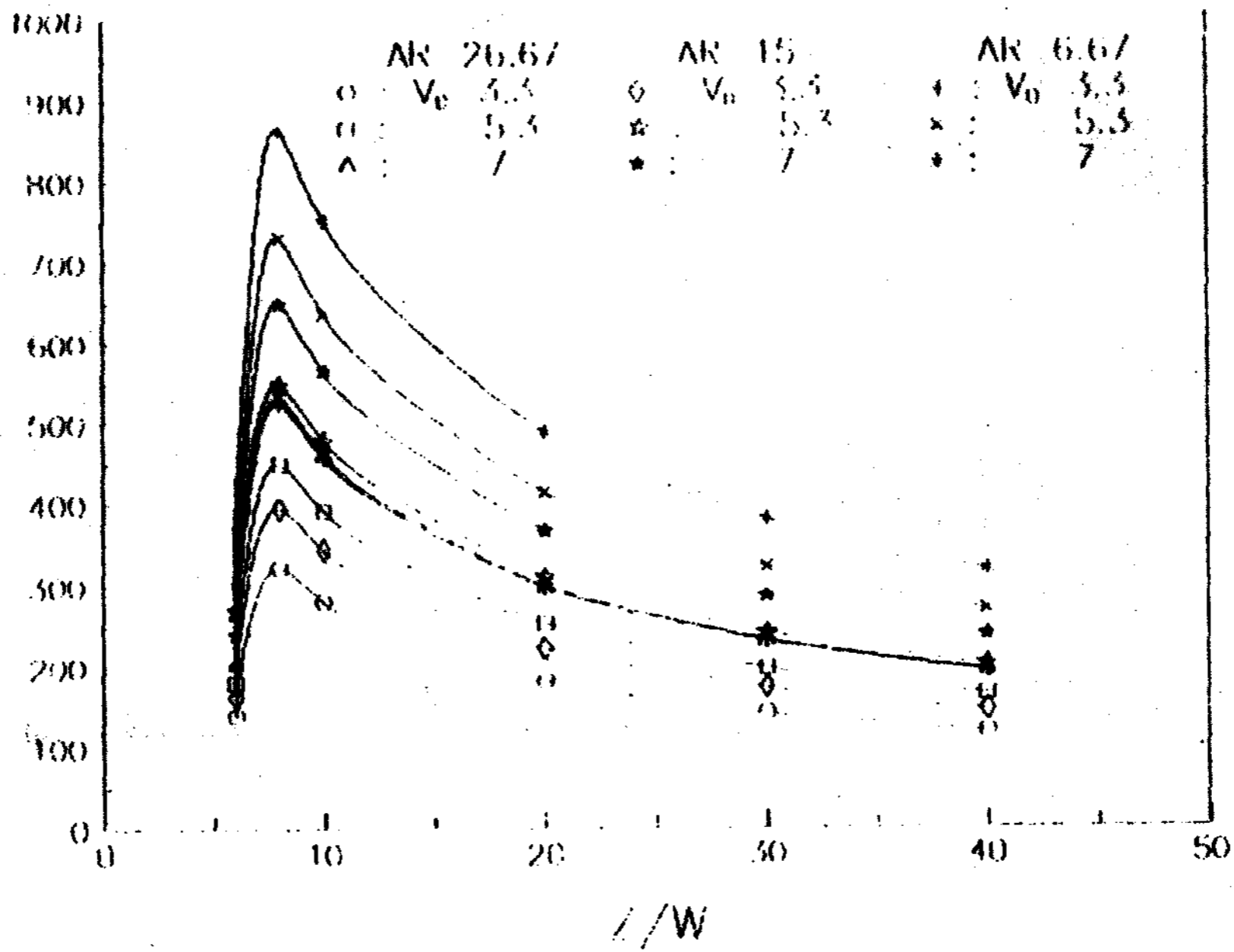


Fig. 14 Dependence of stagnation jet Nu number on Z/W for different AR

Fig 14은 노즐의 여러 형상비와 노즐 출구 속도에 대한 X/W의 영향을 나타낸 것으로서 정체점에서의 열전달률은 Z/W의 영향을 강하게 받고 있다. 특히 Z/W=8일 때 정체점 열전달률이 가장 높고 Z/W>8에서는 Z/W의 증가에 따라 정체점 열전달 계수가 감소하고 있음을 보여주고 있다. 이 경향은 공기분류에 대한 결과⁸⁾와 같음을 알 수 있다.

한편 $Re_w=10^4 \sim 2 \times 10^5$ 범위에서 공기분류는 Z/W=9에서 열전달률이 최대가 된다고 발표하고 있고¹³⁾ 축대칭 원형분류에서는 $Re_D=8100 \sim 2100$ 범위에서 Z/D=6~8이 전열면의 최적위치라고 발표하고 있다.

또한 Faggiani²⁾는 수중수 분류(submerged jet)에서 $Re_D < 9200$ 일 때 Z/D < 5에서는 Z/D의 영향을 받지 않으나 Re_D 수가 커지면 $3 < Z/D < 5$ 의 범위에서 열전달률이 최대가 된다

고 하고 있다. 본 실험에서는 Re_w 수의 범위가 $5 \times 10^3 \sim 2 \times 10^4$ 일 때 전열면의 최적위치는 Z/W=8이며 이 위치는 충돌속도가 거의 일정하게 유지되고 난류강도가 최대가 되는 후반전이 구역이라고 생각되며 Z/W < 8이하는 포텐셜 코어 영역(potential core region)으로 추정된다.

정체점 열전달 무차원식은 식 (12)와 같으며 지수 n의 값은 물의 경우 0.4^(14,16)가 적용되고 있고 열전달계수에 대하여 중요한 변수인 레이놀드수의 지수 m에 값에 주목할 필요가 있다. Fig 15~17에서 보면 노즐의 형상과 관계없이 다음과 같은 열전달 무차원식을 갖는다.

$$Z/W=6 \text{ 일 때 } \frac{Nu_{oj}}{Pr^{0.4}} = 0.6 Re_w^{0.5} \dots\dots(13)$$

$$Z/W=8 \text{ 일 때 } \frac{Nu_{oj}}{Pr^{0.4}} = 0.39 Re_w^{0.69} \dots\dots(14)$$

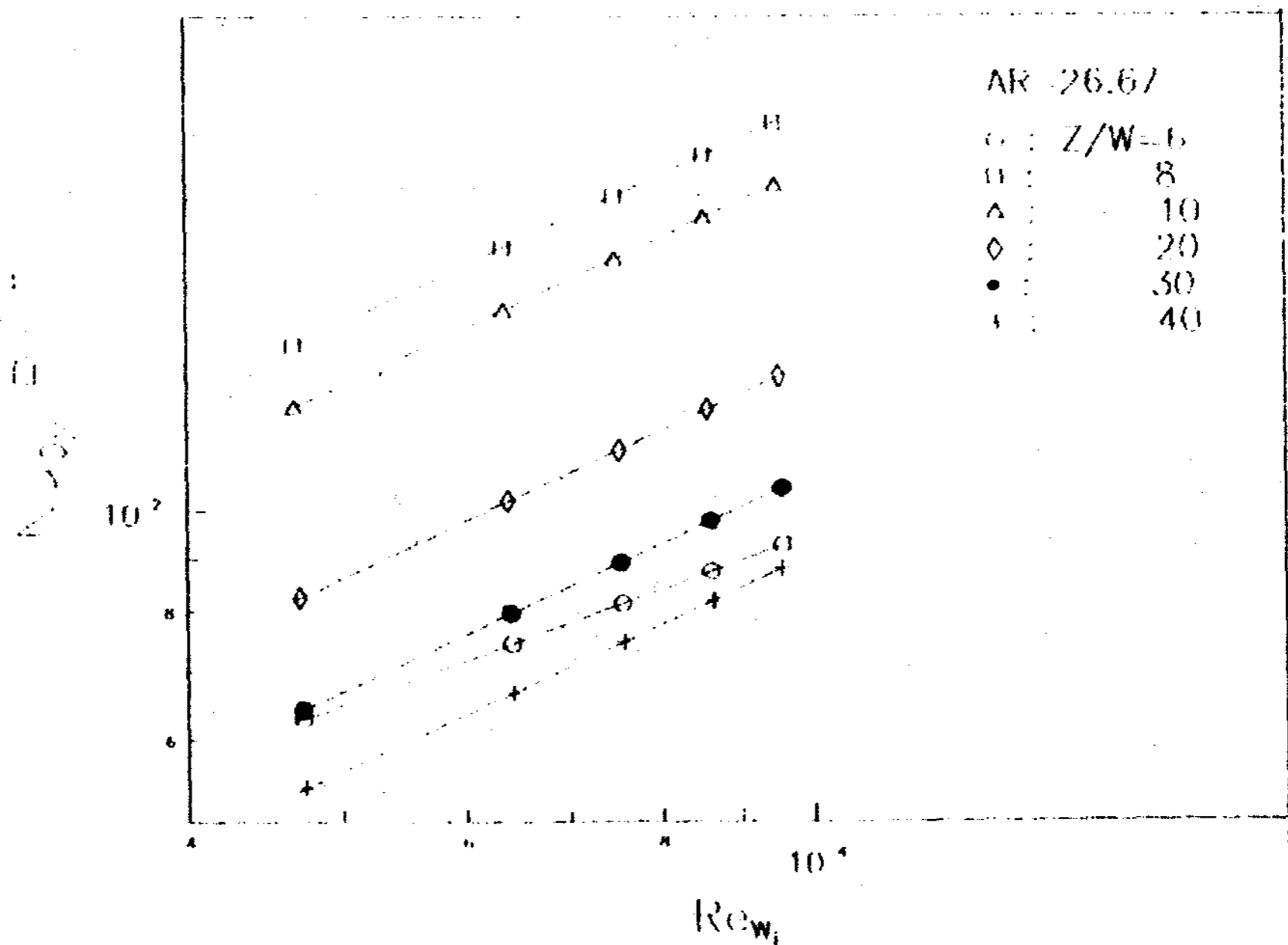


Fig. 15 Dependence of stagnation jet Nu number on jet Re number for different Z/W (AR=26.67)

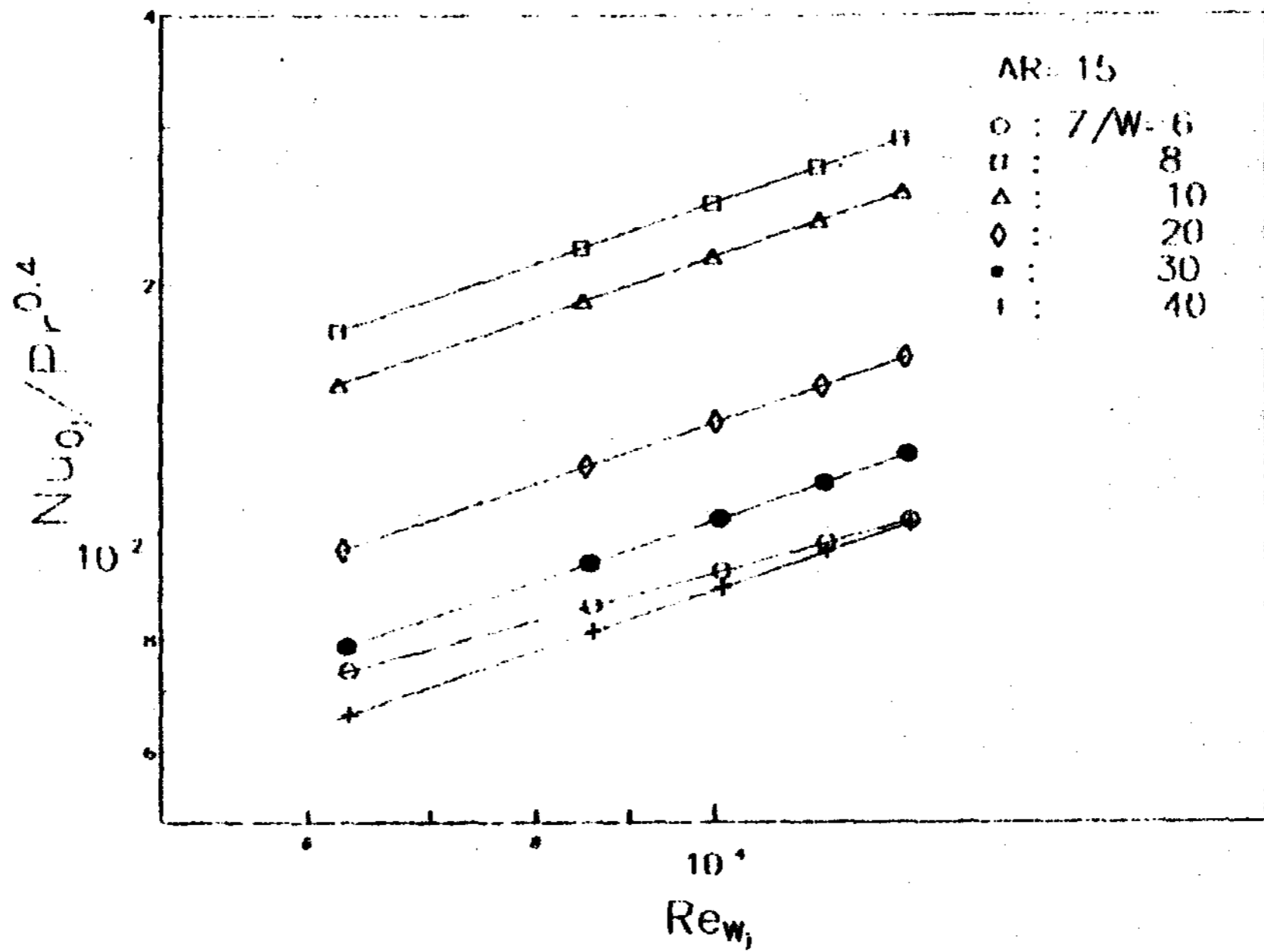


Fig. 16 Dependence of stagnation jet Nu number on jet Re number for different Z/W (AR=15)

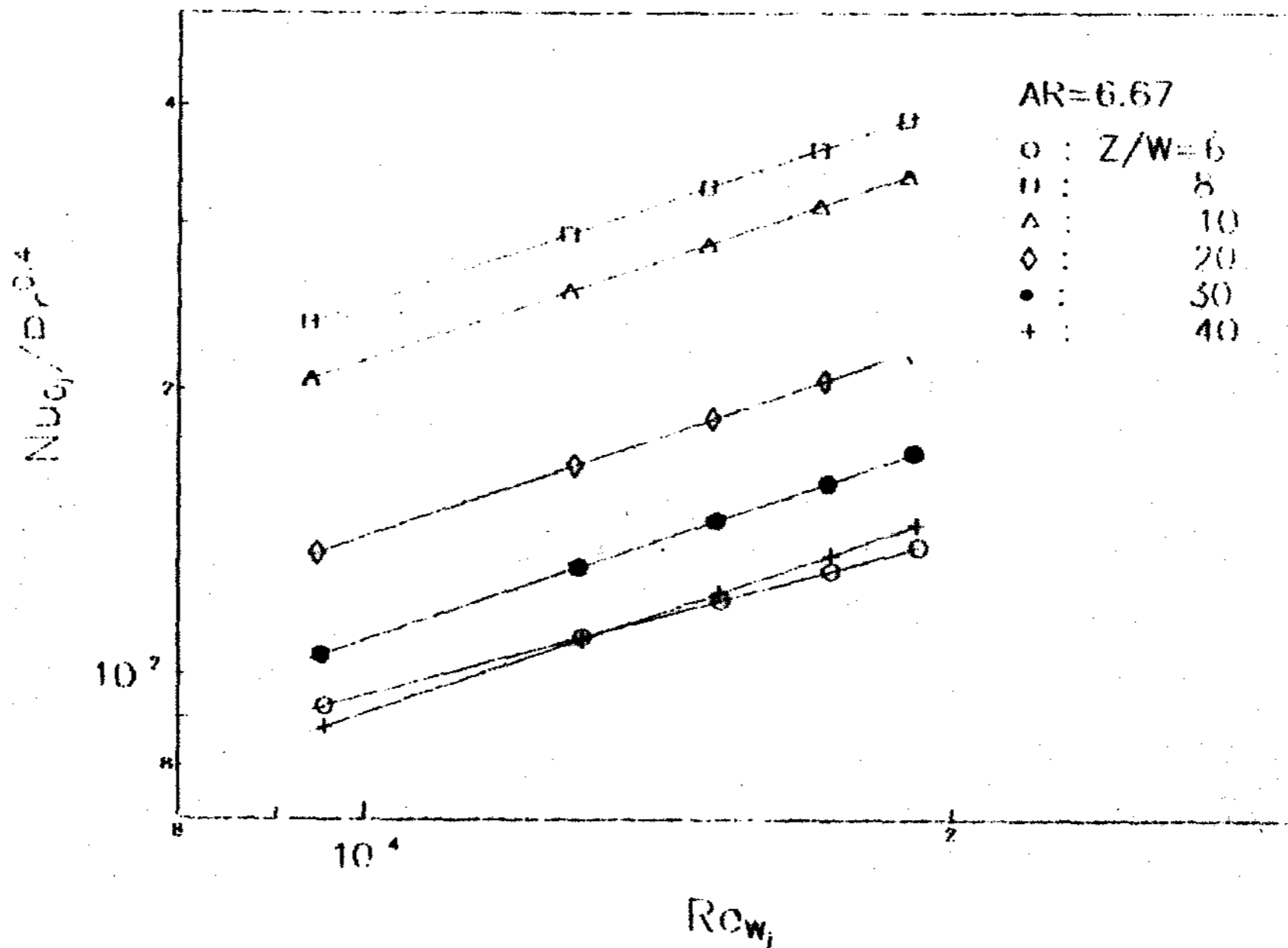


Fig. 17 Dependence of stagnation jet Nu number on jet Re number for different Z/W (AR=6.67)

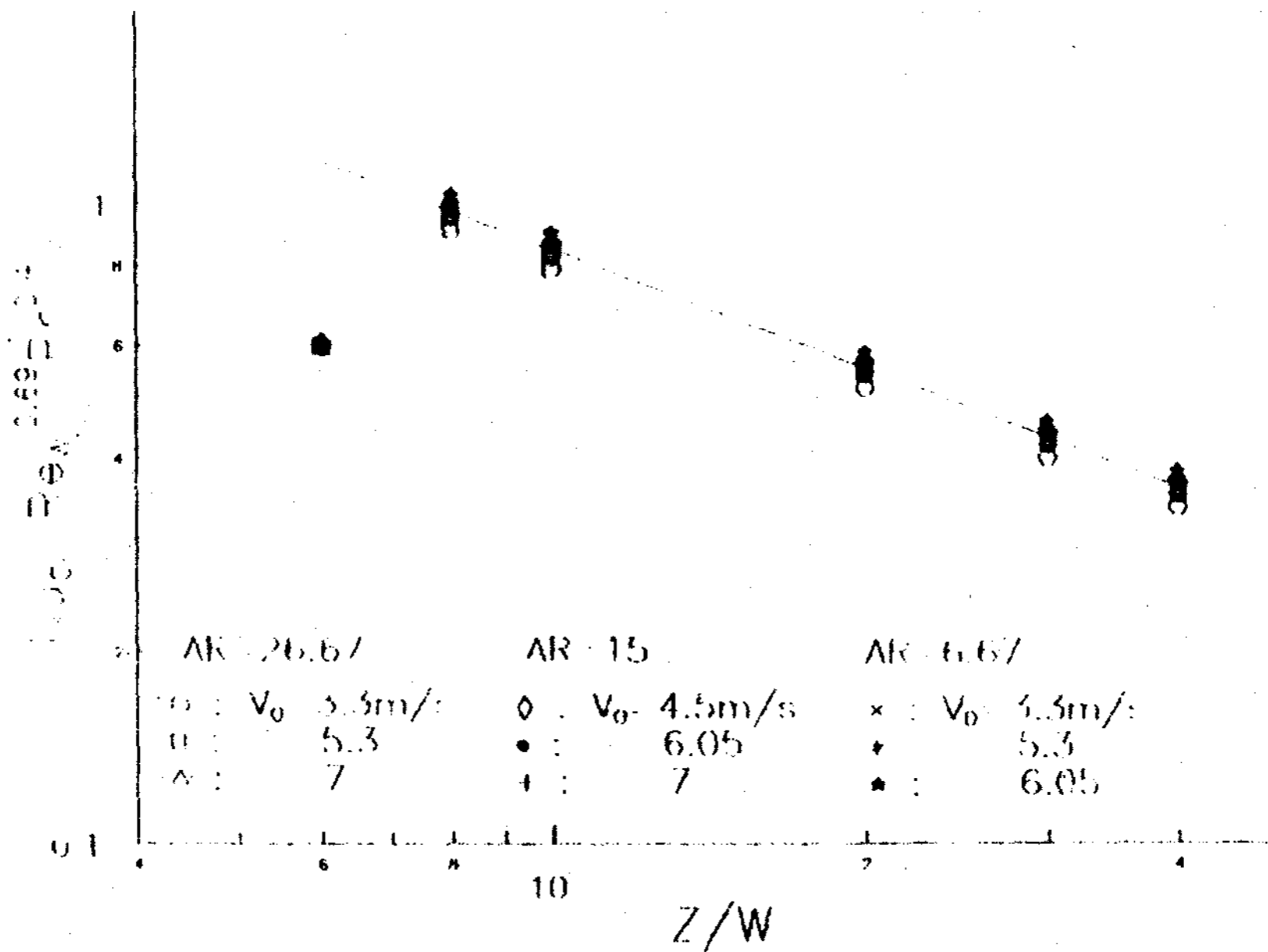


Fig. 18 Dimensionless correlation of heat transfer at stagnation point.

$$Z/W=10 \text{ 일 때 } \frac{Nu_{oj}}{Pr^{0.4}} = 0.34 Re_{wj}^{0.69} \dots(15)$$

$$Z/W=20 \text{ 일 때 } \frac{Nu_{oj}}{Pr^{0.4}} = 0.22 Re_{wj}^{0.69} \dots(16)$$

$$Z/W=30 \text{ 일 때 } \frac{Nu_{oj}}{Pr^{0.4}} = 0.17 Re_{wj}^{0.69} \dots(17)$$

$$Z/W=40 \text{ 일 때 } \frac{Nu_{oj}}{Pr^{0.4}} = 0.14 Re_{wj}^{0.69} \dots(18)$$

여기서 $Z/W < 8$ 인 포텐셜 코어영역에서는 平田¹⁶⁾의 원형 수분류의 총류열전달관계식 $Nu_D = 0.7 Pr^{0.4} Re_D^{0.5}$ 과 거의 일치하고 있으나 $Z/W > 8$ 에서는 지수 m 의 값이 0.69로서 총류 이론식과는 다르게 나타난다.

Fig 18은 $Z/W > 8$ 에서의 각 노즐의 형상에 따른 정체점 열전달과 Z/W 의 관계를 나타낸 것으로서 노즐의 형상과 출구속도에 관계없이 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$Nu_{oj} = 3.55 Pr^{0.4} Re_{wj}^{0.69} (Z/W)^{-0.62} \dots(19)$$

IV. 결 론

본 연구에서는 형상비가 다른 3개의 사각노즐을 이용한 총돌 수분류가 등열유속 조건으로 가열된 평판에 총돌할 때, 형상비에따른 열전달 특성을 규명하기 위한 실험을 하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 형상비에 관계없이 거의 동일한 가우스 정규분포(Gaussian Distribution)의 정압 분포를 갖고 있으며, 정체점으로 부터 $X/W_j = 3$ 의 위치가 총돌영역으로 나타났다.
- 2) 제 2의 열전달 극대치가 나타나며, 형상비가 클수록 정체점으로 부터의 발생위치 (X/W_{0109}) 짧아진다.
- 3) 동일한 분류속도, 동일한 무차원 높이(Z/W)

W)에서는 형상비가 작을수록 정체점 열전달율이 커진다.

4) 분류속도가 클수록 정체점열전달율은 커지지만, $X/W_j > 3$ 에서는 분류속도의 영향을 받지 않는다.

4) 분류속도가 클수록 정체점열전달율은 커지지만, $X/W_j > 3$ 에서는 분류속도의 영향을 받지 않는다.

5) $Z/W=8$ 에서의 정체점 열전달 관계식을 다음과 같이 얻었다.

$$Nu_{oj} = 3.55 Pr^{0.4}, Re_{wj}^{0.69} (Z/W)^{-0.62}$$

References

- (1) D. J. Womac, G. Aharoni, S. ramadhyani, and F. P. Incropera, "Single phase liquid jet impingement cooling of smal heat sources", 9th Int. heat transfer conference, Vol. 1, 11-j-05, pp. 149-154, 1190.
- (2) S. Faggiani, W. Grassi, "Impinging liquid jets on heated surfaces", 9th Int. heat transfer confarence, Vol. 1. KN-16, pp. 275-285, 1990.
- (3) 圓能寺久行, 織沼強, "軸對稱空氣噴流의 垂直衝突", 日本機械學會論文集(B編), 51卷, 472號, pp. 3919-3927, 1985.
- (4) 稱田, 宮阪, 泉, "二次元水噴流一樣熱流束 坪板間의 層流熱傳達에 關する研究", 日本機械學會論文集, (B編), 47卷, 414號, pp. 336-343, 1981.
- (5) D. A. Zumbrennen, F. P. Incropera, r. Viskanta, "Convective heat transfer distributions on a plate cooled by planar water jets", Vol. 111, pp. 889-896, 1989.
- (6) Schlichting. H., Bounddary Layer Theory, New York, Mcgraw-hill, 7th Edition, pp. 95-96, 1979.
- (7) Evans, H. L. "Mass transfer through laminar boundary layers", Int. Journal of Heat and mass transfer, Vol. 5, pp. 35-57, 1962.
- (8) Gardon, r., and Akfirat, J. C. "the role of turbulence in determining the heat transfer characteristics of impinging jets", International Journal of Heat and Mass transfer, Vol8, pp. 1261-1272, 1965.
- (9) Metzgetr, D. E., Cummings, K. N., and Ruby, W. A. "Effects of Prandtl number on heat transfer characteristics of impinging liquid jets", Proceeding, 5th Internatonal Heat Transfer Conference, Japan Society of Mechanical Engineers and Society of Chamilal Engineers, tokyo, Vol, 11, pp. 20-24, 1974.
- (10) D. H. Wolf, R. Viskanta, F. P. Incropera, "local Convective Heat transfer From a Heated Surface to a Planar Jet of Water a Nonuniform Velocity Profile", Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 899-905, 1990.
- (11) Inada, S., Miyasaka, Y., and Izumi, R., "A study of the laminar flow heat trasfer between a two-dimensional water jet and a flat surface with constant heat flux", Bulletin of the JSME, Vol. 24, pp. 1803-1810, 1981.
- (12) 嚴基讚, 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, 1987.
- (13) 日本機械學會, 傳熱工學資料, 第3版, 基礎 -H-J. pp. 109-112, 1975.
- (14) 平田賢, 森岡茂, "衝突水噴流의 熱傳達에 關

する研究”, 日本機械學會論文集(第2部), 42
卷, 353號, pp. 236-243, 1976.

A Study on Heat and Mass Transfer in Porous Media

Mo Chung

Department of Mechanical Engineering Yeungnam University

ABSTRACT

A numerical scheme based on a coordinate transform into stream function-velocity potential is proposed to solve heat and momentum transfer in porous media with phase change. A significant simplification of both computational domain and governing equations can be achieved by the transform. The dispersion term in the flow through porous media, which is important at the phase change interface, can be successfully incorporated into the numerical scheme without introducing any further computational complications.

Convective Heat Transfer Characteristics on a Plate Cooled by Rectangular Water Jets

Kim, Uen-Young*, Jeon, Sung-Taek*, Park, Jong-Suen, Lee, Doug-Bong*****

**Junior College of Incheon*

***Korea Atomic Energy Research Institute*

****University of Incheon*

ABSTRACT

Experiments have been conducted on a planar, free surface jet of water to investigate the effects of aspect ratios ($AR=6.67, 15, 26.67$), average nozzle velocity ($V_0=3.3 \text{ m/s} \sim 7 \text{ m/s}$) and nozzle-to-plate spacings ($Z/W=6 \sim 40$) on the characteristics of heat

transfer, when 3 rectangular water jets impinging on a flat plate which has the uniform heat flux. the secondary peaks which produced by circular jets also produced by rectangular water jets. The position of the secondary peaks depends upon the aspect ratio of nozzle. The heat transfer coefficient was subjected to the influence of aspect ratio. The heat transfer correlations and best position of nozzles which produced maximum heat transfer coefficient at stagnation point are provided.

Rate Enhancement of Thermal Decomposition Reaction in the $\text{Ca}(\text{OH})_2$ Packed Bed

Soo-Yull Chung, Do-Wan Kim, Jong-Shik Kim

Dept. of Chem. Eng., Keimyung Uni.

Abstract

The present paper is on the utilization of a thermal decomposition reaction $\text{Ca}(\text{OH})_2 = \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$, for thermal energy storage. One of the important problems in this case is how to heat up and decompose the particle of $\text{Ca}(\text{OH})_2$ effectively where the thermal conduction is poor.

In this study, the effects of Cu-plates which are placed in the $\text{Ca}(\text{OH})_2$ packed bed as heat transfer fins are investigated experimentally.

The results show that the Cu-plates are very effective for heat transfer and the thermal decomposition in the $\text{Ca}(\text{OH})_2$ packed bed. The amount of time to dehydrate took less than a half than that without fins under the conditions of this study.