

〈論 文〉

루버 핀을 지나는 공기의 유동특성에 대한 기초적 연구

강창수* · 최태민**

(1992년 11월 5일 접수)

A Basic Study on Air Flow Characteristics in Louvered Fins

Chang-Soo Kang and Tae-Min Choi

Key Words : Louvered Fin(루버 핀), FDM(유한차분법), Flow Visualization(흐름의 가시화), Dye Injection Method(염료주입법), Flow Efficiency(흐름의 효율)

Abstract

A numerical and experimental flow visualization study of the louvered fin array, commonly used in a compact heat exchanger was performed. The flow structure which was obtained by using a finite difference method, was compared with an experimental result. The experimental flow visualization was performed by using a dye injection technique with 13 : 1 scale model. The effects of Reynolds number and fin geometries on flow structure and heat transfer were examined.

기 호 설 명

C_f : 국소저항계수
 D_h : 수력 직경(=2 L_p)
 F_p : 핀 폭(핀 피치), mm
 K : 열 전도율, W/m·K
 L : 핀 길이(=23.5), mm
 L_p : 루버 폭(루버 피치), mm
 Nu_x : 국소 Nusselt 수
 P : 압력, Kg/m·sec²
 Pr : Prandtl 수(=0.71)
 q : 열 유속
 q_w : 핀표면 열유속
 Re : 레이놀즈수 ($V \cdot L_p / \nu$)
 t : 루버 두께(=0.1 L_p), mm
 T_0 : 유입 유체온도, °C
 T_b : bulk 온도, °C
 T_w : 핀 표면 온도

U_0 : 유입 유체 속도, m/sec
 U : X방향 속도, m/sec
 V : Y방향 속도, m/sec
 X, Y : 좌표축
 ρ : 유체의 밀도, kg/m³
 θ : 루버 각(degree)
 ν : 유체의 동 점성계수, m²/sec

1. 서 론

자동차나 가정용 공조기 등의 고성능을 요구하는 밀집형 열교환기로는 루버 핀형 열교환기가 널리 사용되고 있다. 특히, 설치 장소와 공간의 한정에도 불구하고 처리 열량이 많아 고성능을 요구하고, 저연비 자동차의 실현을 위해 보다 경량화가 요구되는 자동차용 열교환기, 즉 라디에이터, 콘덴서 등에는 주름진 핀(corrugated fin)에 루버(louver)를 새긴 것이 주류를 이룬다. 이러한 열교환기들은 자동차에 장착된 상태에서 정상운전 될 경우 실제

*정회원, 경북대학교 기계공학과

**정회원, 한국기계연구원 열유체 기계실

열교환기를 통과하는 유속은 약 1~8 m/sec의 범위에서 사용되는데, 이 경우 특성 길이를 루버쪽으로 하면 레이놀즈수 Re 가 500 이하인 층류 유동이 된다. 따라서 이러한 루버 핀형 열교환기의 고효율화를 위해서는 정상 운전의 경우($Re < 500$ 인 영역)에서의 핀의 구성과 핀주위의 유동 및 전열 특성과의 상관관계를 명확히 할 필요가 있다.

그러나 실험에 의해 루버 핀을 설계하는 것은 상당한 시간과 경비가 소요되므로 수치해석에 의한 핀의 제원과 물리적 특성을 예측하는 기술의 필요성이 높아지고 있고 많은 연구가 행하여져 왔다.

이러한 루버 핀형 열 교환기에 대한 수치해석적 연구는 80년대 말 일본에서 Kasino와 Hiramatsu⁽¹⁾에 의해 시작되었다. Kasino 등은 핀 두께를 무시하고, 튜브 폭 16 mm인 라디에이터에 관하여 유한 차분법(F.D.M)으로 방열 성능을 수치해석 하였다. Hiramatsu와 Ishimaru^(2,3,4) 등은 핀의 두께를 고려한 16 mm 라디에이터에 대하여 자유 흐름 방향에 평행한 루버와 경사진 루버에 각각 직교 격자와 사교 격자를 사용하여 루버 각, 루버 피치, 핀 피치 등의 핀 제원이 방열 성능에 미치는 영향에 관하여 연구하였으며, Suga와 Aoki^(5,6)는 Hiramatsu 등의 연구와 동일한 모델에 대해 중합형 격자를 사용하여 연구하였다. Suzuki^(7,8) 등은 육십핀과 평행 루버 핀에서 핀 두께와 핀 형상이 전열 특성에 미치는 영향을 연구하였고, Davenport⁽⁹⁾는 루버 핀내의 유동 마찰 특성과 전열 특성에 대하여 연구하였다.

한편, Webb⁽¹⁰⁾ 등은 16 mm 열교환기에 대하여 실험으로 유선 및 속도 분포를 가시화 하였고, 정종수와 이춘식⁽¹¹⁾은 자동차용 라디에이터의 방열 성능 설계에 관하여 연구하였으며, 그 외에도 많은 연구들이 열교환기 내부의 핀 형상면에서 또는 기초적 자료로서 연구되어 왔다.

본 연구는 위에서 언급된 모델보다 훨씬 폭이 큰 23.5 mm 루버 핀형 방열기용 열교환기를 모델로 삼고, 레이놀즈수가 500 이하인 저 레이놀즈수(100, 300, 500), 루버 각($22^\circ, 24^\circ, 28^\circ$) 및 핀 피치와 루버 피치의 비 F_p/L_p (1.23, 1.5) 등의 변화에 따른 핀 내부의 유동, 전열 특성 및 압력분포 등의 영향을 유한차분법으로 수치해석하였다. 또한 동일한 루버 핀에 대해 13:1 모델을 제작하여 염료 주입법에 의한 유동의 가시화 실험을 하였으며, 그 결과를 수치해석 결과와 비교 검토하였다.

2. 이론해석

2.1 계산영역

본 연구에서 사용된 열교환기 모델의 형태는 Fig. 1과 같다. 모델은 크게 냉각수가 흐르는 튜브부와 작업 유체인 공기가 흐르는 핀부로 나누어진다. 핀부에는 주 흐름방향에 대해 일정한 경사각도를 가지며 일으켜 세워진 루버가 일정한 간격으로 놓여있는 핀에 붙어 있으며 핀은 튜브에 브레이징되어 있다. 따라서, 유동과 전열특성에 영향을 미치는 핀 제원은 주 흐름 방향에 대한 루버의 각(louver angle), 루버와 루버사이의 거리(루버 피치), 핀과 핀 사이의 거리(핀 피치)가 된다.

본 연구에서 유한차분법의 계산 영역이 된 루버 핀의 단면도는 Fig. 2와 같다. 동일한 열교환기에서는 루버 각 θ , 루버 피치 L_p 및 핀 피치 F_p 가 핀 열에 상관없이 일정하다. 그러므로 Fig. 2에서 보이는 바와 같이 계산영역을 AB와 A'B' 사이에 놓이는 핀 한장의 범위로 한정하였다.

2.2 지배 방정식

루버 핀의 핀 제원에 따른 유동과 전열 특성을 2

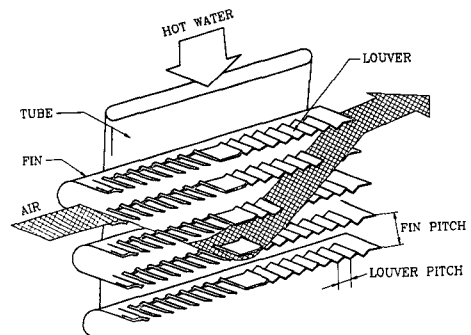


Fig. 1 3-D View of heat exchanger

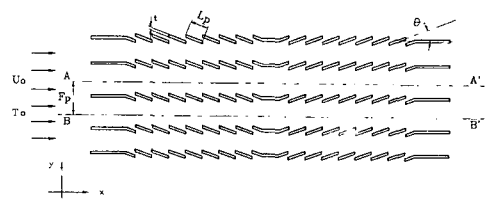


Fig. 2 Cross section of louvered fin array

차원적으로 해석함에 있어서 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 흐름은 2차원 비압축성 정상층류 유동이다.
- (2) 점성 소산 및 복사열전달을 무시한다.
- (3) 유동방향의 체력(body force)는 무시한다.

위의 가정을 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지 방정식에 적용하여 지배방정식을 나타내면 다음과 같다.

- (1) 연속 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

여기서 x 와 y 는 유동장의 직교 좌표계를 나타내고 u 는 x 방향의 속도 성분이고 v 는 y 방향의 속도 성분을 나타낸다.

- (2) 운동량 방정식

x -방향 운동량 방정식

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2a)$$

y -방향 운동량 방정식

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{-1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2b)$$

여기서 p 는 유동장의 압력, ρ 는 유체의 밀도, ν 는 유체의 동점성계수를 나타낸다.

- (3) 에너지 방정식

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

여기서, T 는 온도, α 는 열확산계수를 나타낸다. 식(1), (2), (3)을 무차원화하기 위해 식(4)와 같은 무차원 변수를 두었다.

$$\begin{aligned} U^* &= \frac{u}{U_0}, \quad V^* = \frac{v}{U_0}, \quad X^* = \frac{x}{L_p}, \\ Y^* &= \frac{y}{L_p} \\ T^* &= \frac{(T - T_0)}{(T_w - T_0)}, \quad Re = \frac{UL_p}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \\ P^* &= \frac{p}{\rho U_0^2} \end{aligned} \quad (4)$$

식(4)의 무차원 변수를 이용하여 식(1), (2), (3)을 무차원화하고, 다음절에 설명한 경계조건을 적용하여 수치해석을 하였다. 표기의 편의를 위하여 이후의 무차원 변수에 대해 *표시를 사용하지로 한다.

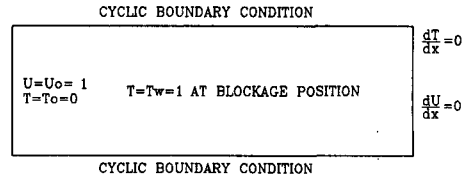


Fig. 3 Boundary conditions

2.3 경계조건

지배방정식에 적용될 경계조건은 유입부, 핀표면 및 유출부에 대하여 다음과 같이 하였다. 한편 Fig. 2의 AA', BB'에서는 주기경계를 주었으며 유입과 유출부는 핀 전방 $10L_p$ 앞에 후방 $20L_p$ 아래에 각각 위치 시켰다.

$$\text{유입경계 : } U=1, \quad T=0 \quad (5)$$

$$\text{핀 표면 : } T=1 \quad (6)$$

$$\text{유출 경계 : } \frac{\partial T}{\partial X}=0, \quad \frac{\partial U}{\partial X}=0 \quad (7)$$

유입부($X=0$)에서의 유체의 유입무차원 속도와 온도는 각각 1과 0으로 일정하고 핀 표면에서의 온도는 T_w 로서 1이며 흐름방향의 체력(body force)는 무시하였다. 경계조건은 Fig. 3에 표시된 것과 같다.

2.4 수치해석

계산에 사용된 수치해석 방법은 SIMPLE 알고리즘에 기초한 유한차분법이고, 핀 한장분의 유동장을 해석하기 위해 사용한 유한차분 격자도는 Fig. 4와 Fig. 5이다. 계산영역의 전체 길이는 계산의 안정성을 위하여 $53.5L_p$ 로 하였으며 유입부가 핀의 $10L_p$ 앞에, 유출부가 핀의 $20L_p$ 뒤에 위치하도록 하였다.

또, 계산의 정확성을 위하여 Fig. 5와 같은 비균일 격자계를 사용하였으며 본 계산에 사용된 격자수는 X 방향에 대하여 300, 주흐름 방향에 수직인 Y 방향으로는 최대 35로서, 최대 질점수는 약 10000점 정도이다. 직교 격자계의 경우 루버의 형상은 Fig. 5와 같이 계단상으로 취급하였으며, 루버각은 격자의 대각선 값으로 근사치리를 하였다. 계산에서의 변수는 핀 제원(루버 각, 루버 피치, 핀 피치)와 특성길이가 L_p (루버 피치)인 레이놀즈수로 하였다. 루버 각은 $20^\circ < \theta < 30^\circ$ 의 범위에서 임의로 선택한 $22^\circ, 24^\circ, 28^\circ$ 로 하였고, 핀 피치와

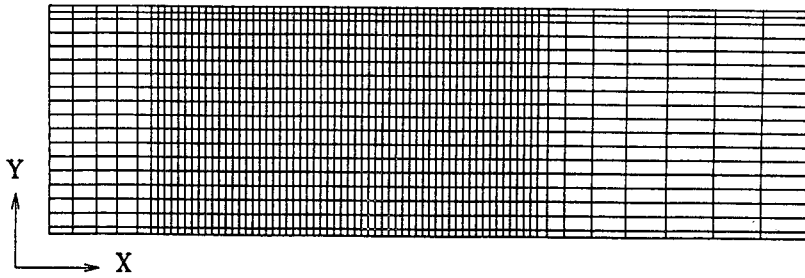


Fig. 4 Nonuniform mesh

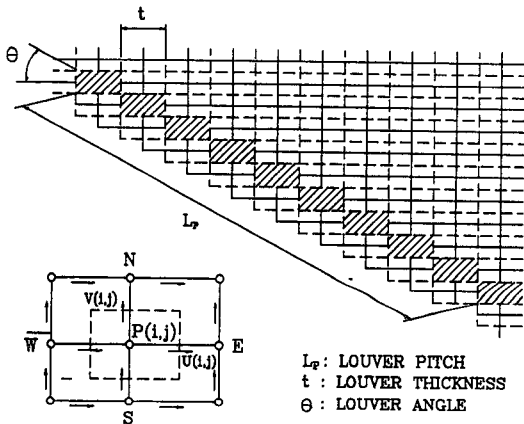


Fig. 5 Blockage(louver) position in calculation domain

루버 피치 상호간의 비인 F_p/L_p 의 값이 1.0, 1.23, 1.5인 경우에 대해 해석하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험 장치

수치제산에의해 파악한 유동특성을 비교 검증하기 위하여 염료주입법에 의한 흐름의 가시화 장치를 설계제작하였다. Fig. 6은 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 유량 공급장치, 측정장치, 사진 촬영장치로 나누어진다.

유량 공급장치는 수조와 4각덕트로 구성되어 있다. 수조는 아크릴을 재로 하여 높이 850 mm, 넓이 850 mm, 길이 1700 mm의 크기로 제작되었으며, 최대 저수량은 1228 리터이다. 4각덕트는 내부 높이 40 mm, 넓이 130 mm, 길이 1760 mm의 크기로 제작하였다. 유량 측정장치는 Contrec사의 Flow computer Model 409와 터빈 유량계로 구성

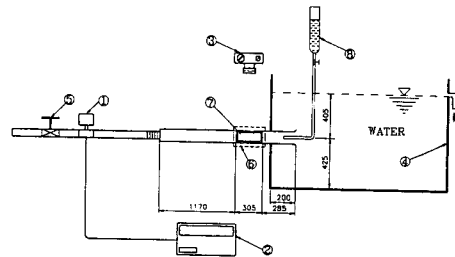


Fig. 6 Experimental test apparatus

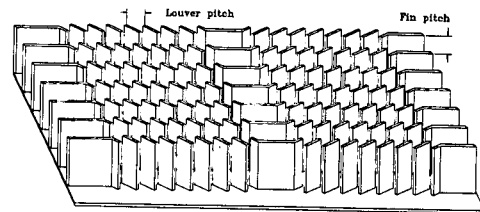


Fig. 7 Louvered fin model

Table 1 Physical properties of experimental liquid

Liquid	water
Temperature	20[°C]
Density	998[kg/cm³]
Viscosity	$1.0046 \times 10^{-3} [N \cdot S/m^2]$

Table 2 Experimental condition

Reynolds number	flow velocity [m/sec]	flow rate [l/min]
$Re=100$	0.008	2.22
$Re=300$	0.023	6.72
$Re=500$	0.039	11.16

되어 있다. Flow computer Model 409의 정밀도는 full scale의 0.075%이다. 터빈형 유량계는 내경이 19.05 mm이고, 0°C와 55°C 사이의 유체온도에서 사용될 수 있으며, 최소유량 0LPM에서 최대유량 140 LPM까지 측정이 가능하다. 터빈형 유량계가 유량을 감지하여 4~20 mA의 출력값으로 변환시켜 Flow computer로 보내면, Flow computer는 이 값을 받아 0.5초 간격으로 액정화면에 LPM단위로 유량을 표시하여 준다. 사진 촬영장치는 카메라와 조명장치로 구성된다. 사진 촬영시 조명장치는 500W 전구 2개를 유로의 측면에 설치하였고, 카메라는 유로 수직면면에 설치하여 조리개 4, 노출 1/60초의 조건으로 촬영하였으며, 칼라 필름을 사용하였다.

3.2 실험 방법

본 실험에 사용한 모델은 실제 방열기 핀의 13배 크기로 정밀하게 제작하였다. Fig. 7는 실험에 사용되어진 모델을 나타낸 것이다.

실험 모델은 핀 피치와 루버 피치의 비 F_p/L_p 가 1.0, 1.23, 1.5인 경우와 루버 각이 22°, 24°, 28°로 변화하는 9종류의 모델을 두께 1.3 mm인 투명 아크릴로서 제작하였다. 실험에 사용된 유체는 상온의 수도물을 사용하였다. Table 1은 유체의 물성치를 나타낸 것이다. 수치해석과 같은 유동조건을 재현하기 위하여 실험에서도 동일한 레이놀즈수가 되도록 물의 유속을 조정하였다. 실험에서의 레이놀즈수는 유로의 속도를 측정하여 식(8)로서 계산하였다.

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (8)$$

ρ : 유체의 밀도 V : 유체의 속도

D : 특성길이(Louver pitch)

μ : 유체의 점성계수

실제 모델에 흐르는 유체(공기)의 속도를 식(8)에 대입하여 레이놀즈수를 구하고, 그 레이놀즈수를 식 8에 다시 대입하여 실험 모델에 흐르는 유체(물)의 속도를 구하였다. 실험에 사용된 모델에 대한 유체(물)의 레이놀즈수와 유속은 Table 2에 주어져 있다.

실험에 사용된 레이놀즈수는 $Re=500$ 이하의 저 레이놀즈수이므로, 덕트 내의 흐름은 층류 유동이여야 한다. 실험 모델에 대한 레이놀즈수가 $Re=$

500일 경우에, 덕트 내의 유속은 0.039 m/sec이다. 이 유속에 대한 4각 덕트 내의 레이놀즈수는 $Re=2214$ 가 되었다. 원관의 경우, 상입계 레이놀즈수는 $Re=4000$ 이므로, 덕트 내의 흐름은 층류 유동이된다. 실험에 사용된 염료는 유체의 흐름에 영향을 미치지 않도록 하기 위하여 유체(물)의 비중과 같은 염료를 사용하였다. 사진 촬영시 실험모델의 루버 구성이 잘 촬영되도록하기 위하여 루버 상부표면에 검은색(유선)을 칠하였다. 실험 모델에 대한 유동가시화 실험은 수조에 상온의 수도물을 가득 채운 후에 물의 운동량이 완전히 소멸 될 때까지 충분히 안정시킨다. 그후 수조의 자유 수면과 모델이 장착된 수로의 높이차에 의한 유체의 수두 차이에 의해 모델이 장착된 수로에 물이 흐르게 하고, 수로의 끝에 위치한 유량계로 유량을 측정하였다. 끝이 모델이 위치한 유동장 중심에 내경 0.2 mm 스테인레스관을 통해 염료를 주입시켜 실험 모델의 루버 사이로 흐르는 유동을 가시화 하였다.

4. 결과 및 고찰

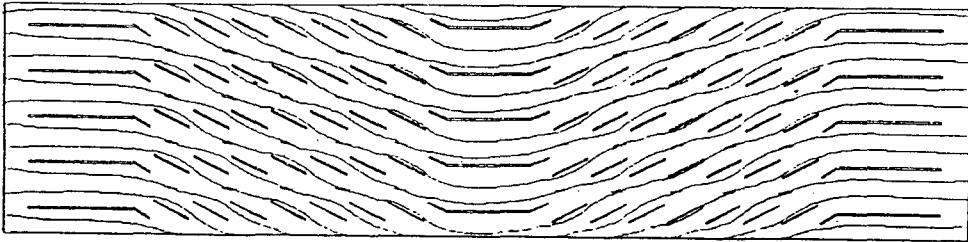
루버 핀형 열교환기의 핀 제원과 레이놀즈수가 열교환기 내부의 유동과 열전달특성에 미치는 영향을 조사하기 위해서, 유선(streamline)과 속도분포, 압력분포, 온도분포를 컴퓨터 그래픽으로 가시화 하였고, 루버 표면에서 국소 Nusselt수와 국소 저항 계수를 고찰하였다. 특히 유선의 경우는 수치 계산 결과와 유동가시화 실험결과를 비교 검증하였다.

4.1 유 선

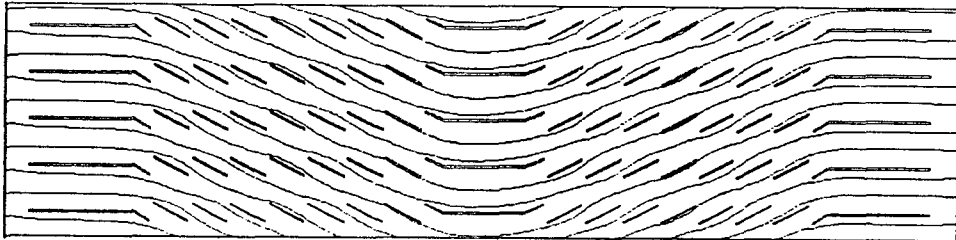
유선의 값은 유동장에서 구해진 속도값으로 식(9)에 의해서 구하였고, 구해진 값을 컴퓨터 그래픽으로 가시화 하였다.

$$\frac{dx}{U} = \frac{dy}{V} \quad (9)$$

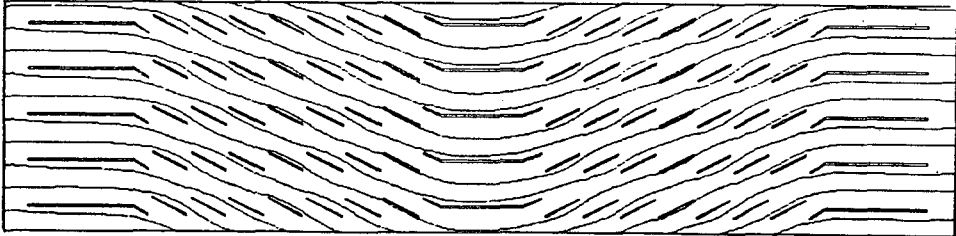
Fig. 8은 F_p/L_p 를 1.0, 루우버 각을 22°로 고정하고, 레이놀즈수를 100, 300, 500으로 변화시킬 때의 유선의 형태를 나타낸 것이다. 그림에서 Re 가 100인 경우, 공기유입구 제일 윗쪽의 유선을 고려해 보면, 첫 루버를 지나는 하향유동은 두번째 핀열의 네번째 루버 윗면을 지나, 세번째 핀열의 7번째 루버 윗면을 지난 뒤, 핀의 중앙에 위치한 방향



$$\begin{aligned}
 Re &= 100 & F_p/L_p &= 1.0 & \theta &= 22^\circ \\
 \eta_n &= 0.69 \\
 \eta_e &= 0.62
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 Re &= 300 & F_p/L_p &= 1.0 & \theta &= 22^\circ \\
 \eta_n &= 0.71 \\
 \eta_e &= 0.69
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 Re &= 500 & F_p/L_p &= 1.0 & \theta &= 22^\circ \\
 \eta_n &= 0.71 \\
 \eta_e &= 0.71
 \end{aligned}$$

Fig. 8 Streamlines (Numerical) ($F_p/L_p=1.0, \theta=22^\circ$)

전환 루버에서 상향유동으로 방향이 바뀌어 후방 루버군으로 유입된다. 즉 3번째 핀열의 후방 첫째 루버 밀면을 통과하여, 두번째 핀열의 후방 4번째 루버 아래를 지난뒤, 첫째 핀열의 7번째 루버 윗면 까지 상향 유동하여, 공기가 처음 핀 부위로 유입할 때와 거의 같은 높이에서 핀부위를 빠져나감을 보여주고 있다.

Fig. 9는 Fig. 8과 유동조건이 동일한 조건에서 염료주입법으로 흐름을 가시화한 사진이다. 이 경우도 Re 가 100인 경우를 고려해 보면, 수치해석에 의한 Fig. 8의 경우와 거의 유사함을 알 수 있다.

수치해석 결과와 실험결과를 정량적인 방법으로 비교하기 위하여 Webb⁽¹⁰⁾ 등이 제안한 ‘흐름의 효율 (flow efficiency)’ η 를 사용하기로 한다. Fig. 8에서 사용한 η 는 Webb 등이 다음과 같이 정의한 것이다(Fig. 10 참조).

$$\eta = \frac{N}{D}$$

Fig. 8에서 η_n 은 수치계산에 의한 흐름의 효율이며 η_e 는 실험결과를 나타낸다. Fig. 8에서 알 수 있듯이 Re 가 300인 경우는 Re 가 100인 경우보다 흐름

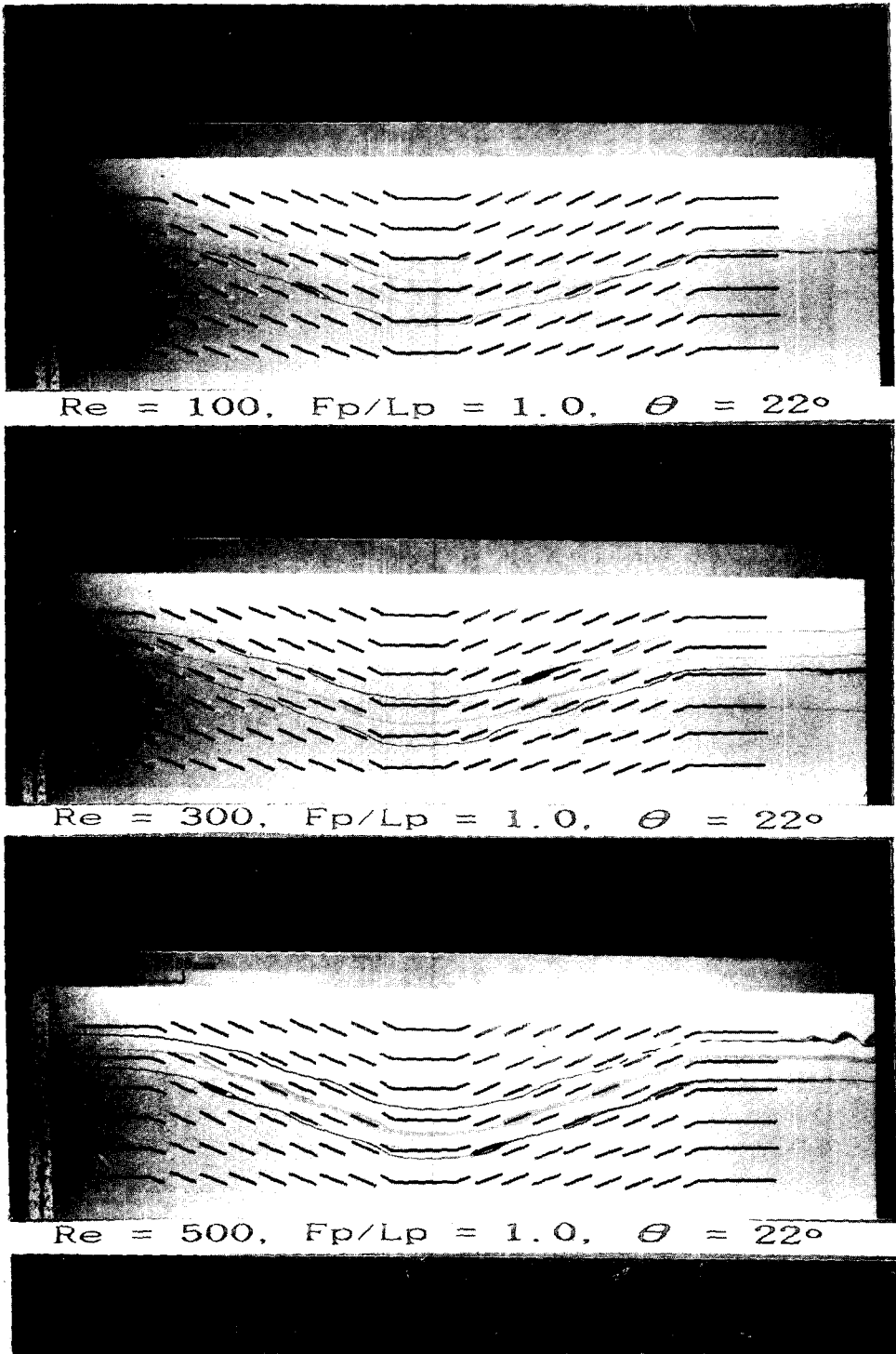
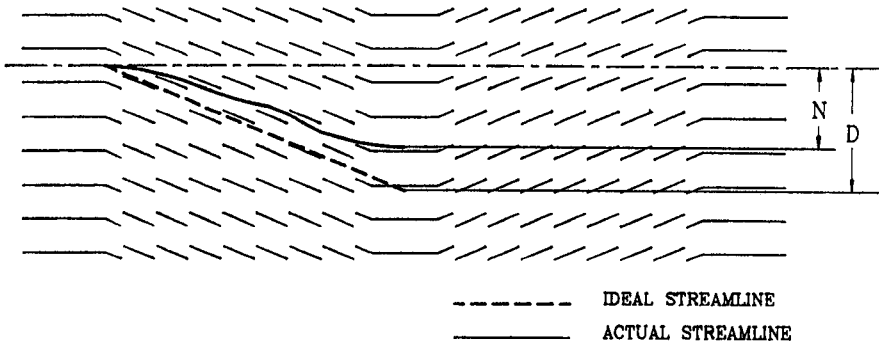


Fig. 9 Streamlines (Experimental) ($F_p/L_p=1.0$, $\theta=22^\circ$)



FLOW EFFICIENCY : $\eta = (N/D)$

Fig. 10 Definition of flow efficiency

Table 3 Comparison of flow efficiencies

Variables	Re	100			100			100	300	500
	F_p/L_p	1.0			1.0	1.23	1.5	1.0	1.23	1.5
	θ	22°	24°	28°	22°	22°	22°	28°	24°	22°
η_n		0.69	0.60	0.72	0.69	0.60	0.52	0.72	0.60	0.62
η_e		0.62	0.60	0.64	0.62	0.54	0.53	0.64	0.67	0.59

의 효율이 약간 좋아짐을 알 수 있으나, Re 가 500인 경우는 Re 가 300인 경우와 같은 흐름의 효율을 보여주고 있다. Fig. 9에서 측정된 η_e 는 Re 가 증가할수록 η_e 도 증가함을 보여주고 있고, 수치해석의 결과가 실험에 의한 흐름의 효율보다 약간씩 높음을 보여주고 있다. 또한 수치해석과 실험의 결과는 Re 가 클수록 근접하는 경향을 보여주고 있다.

Table 3은 수치해석으로 계산한 흐름의 효율 η_n 과 가시화 실험에 의해 측정된 η_e 를 다양한 유동조건 별로 정리한 것이다. 어떠한 유동조건에서나 유선이 핀 부위를 통과하는 형태는 앞에서 설명한 바와 거의 유사하였다. 그러나 흐름의 효율은 많이 달라짐을 Table 3에서 알 수 있다. 이는 Hiramatsu⁽²⁾와 Suga⁽⁶⁾ 등이 설명한 바와 같이 Re , F_p/L_p 및 루버각 θ 사이에 흐름의 상태가 최적이 되는 핀 제원의 조합이 있음을 보여준다고 하겠다.

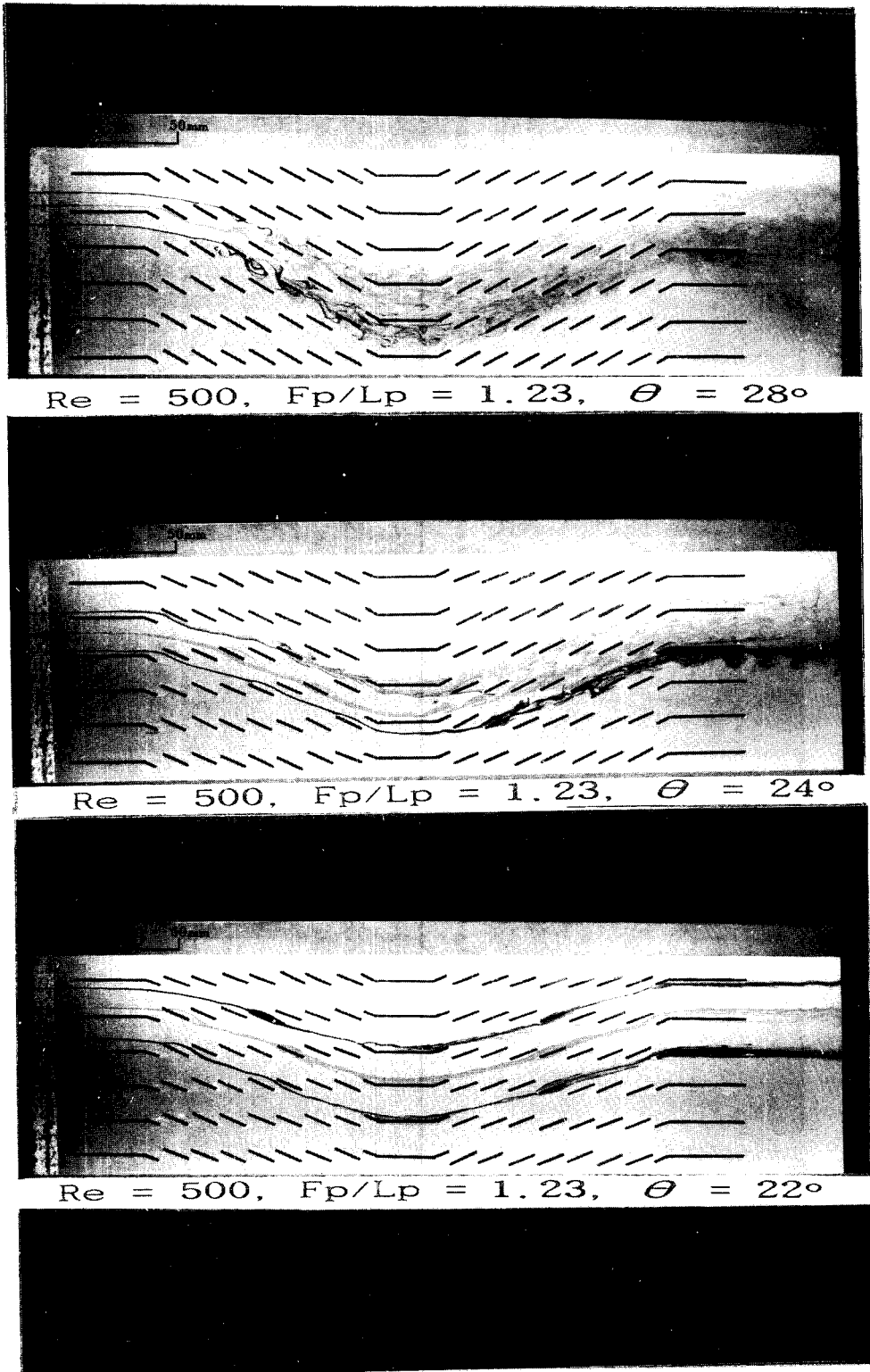
Table 3에서 실험으로 구한 η_e 가 계산값 η_n 보다 큰 두 경우는 실험의 오차에 기인한 것으로 판단된다.

Fig. 11은 $Re=500$, $F_p/L_p=1.23$ 인 경우 루버

각 θ 를 22°, 24°, 28°로 변화한 경우 실험에 의한 유동가시화 결과를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 루버 각이 크질수록 같은 Re 수에서도 난류가 형성되는 지점이 상류로 올라감을 알 수 있다. 난류가 시작되는 지점은 핀 입구에서의 초기흐름의 상태에 크게 좌우 되기는하지만, Fig. 11에서 보인 바와 같이 Re 가 500정도에서 이미 난류 상태가 핀 열 사이에 발생함을 알 수 있다. 따라서, 열교환기가 실제 작동되는 상태를 고려하지 않더라도, 핀 주위 유동을 수치해석하는 경우 일반적으로 가정하고 있는 '층류정상상태'라는 조건은 재고해볼 필요가 있다고 생각된다.

4.2 속도 분포

Fig. 12은 Re 가 100인 경우 루버 각과 F_p/L_p 의 변화에 따른 속도분포를 나타낸다. 전체적으로 핀의 입구측에서 균일한 흐름이 첫 루버를 지나면서 루버 표면에서 경계층이 발생되며 루버의 형상을 따라 경계층이 성장함도 알 수 있다. 그림에서 속도 분포는 핀 제원의 변화에 큰 영향을 나타내고

Fig. 11 Development of turbulence ($Re=500$)

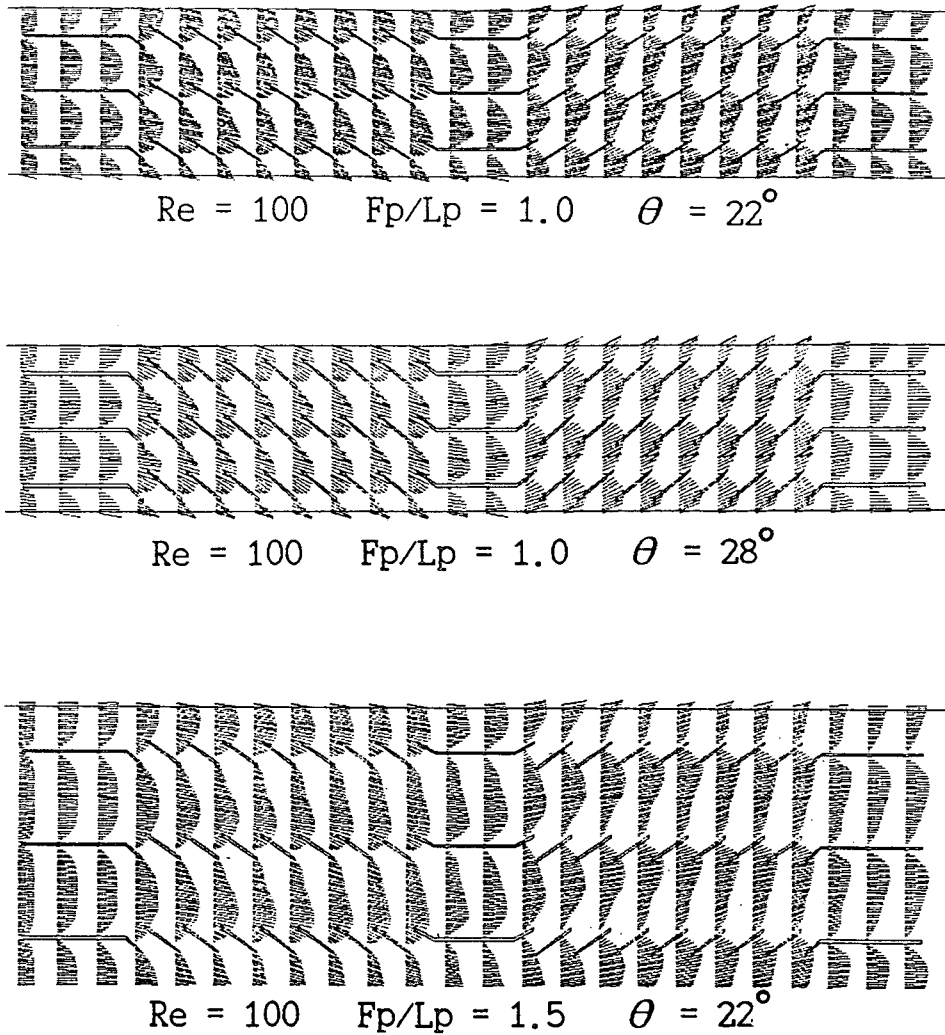


Fig. 12 Velocity Profile

있지 않으나, 동일한 레이놀즈수와 F_p/L_p 에 대해서는 루버 각이 작은 22° 의 경우가 속도 분포의 변화가 크고, 같은 Re 수와 루버 각에 대해서는 F_p/L_p 가 클수록 핀 사이의 간격이 넓어져 속도 분포가 크게 변한 것을 보여주고 있다.

4.3 압력 분포

압력분포의 형태는 레이놀즈수와 루버 각의 영향을 거의 받지 않았고 F_p/L_p 에 대해서는 약간의 변화를 보였다. Fig. 13은 레이놀즈수가 100인 경우, 루버 각과 F_p/L_p 의 변화에 따른 등압선의 분포를 보여준다. F_p/L_p 값이 1.0인 경우는 핀 입구측에서

거의 일정했던 압력 분포가 전방 루버 군을 지나 두번째 루버에서 루버 선단부의 주 흐름에 대한 blockage효과 때문에 루버 복면 근방에서 속도가 빨라지는 것을 나타내고 있다. 또 두번째 루버근방에서는 루버 배면에 있던 정체점이 중간 직전의 루버에서 루버 선단 복면으로 이동됨을 보이고 있다. 또한 앞에서 언급된 현상이 중간 후방 루버에서 반복됨을 알 수 있다.

F_p/L_p 값이 1.5인 경우, 앞의 경우와 비슷한 경향을 보이나 등압선의 분포가 전체적으로 주 흐름에 수직한 방향으로의 압력변화가 작은 등압선의 분포를 보여주는데 이러한 현상은 핀과 핀 사이 부

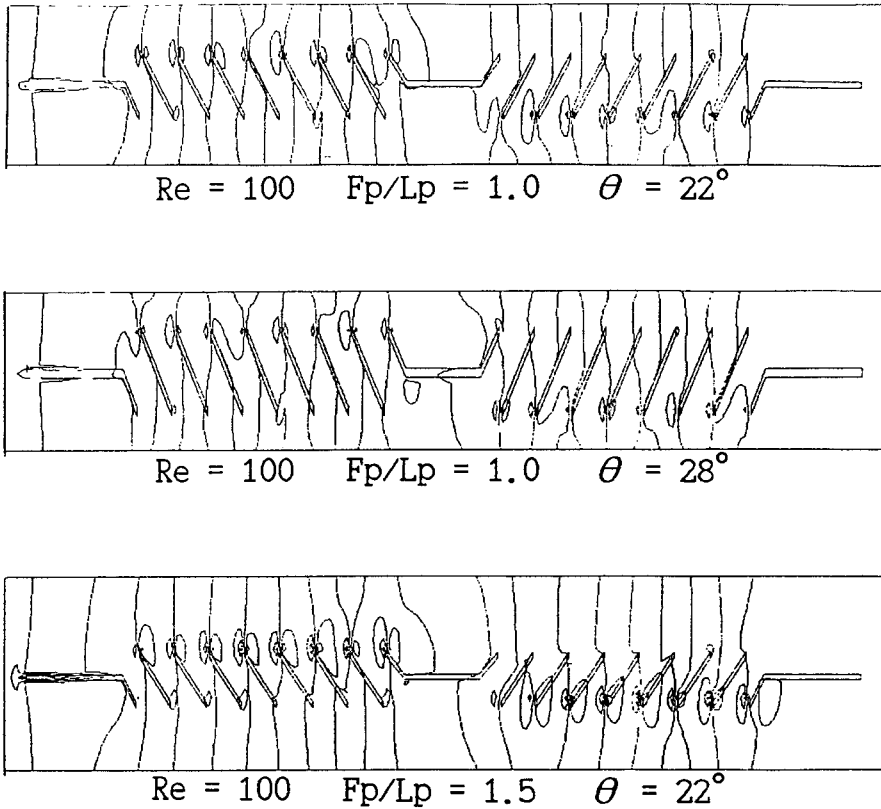


Fig. 13 Pressure profile

분에서의 속도가 핀 피치(F_p)에 큰 영향을 받기 때문이라 생각된다. 따라서 F_p/L_p 값이 커질수록 등압선의 분포가 완만해져 열교환기 전후방의 입력차(공기 저항)가 작아질 것으로 사료된다.

4.4 핀 제원에 따른 C_f 의 분포

열 교환기의 유동저항에 큰 영향을 미치는 저항계수는 식(10)과 같이 정의하였으며^(2,3,4) 루버 상, 하면에서의 국소 저항 계수를 구하였다.

$$C_f = \frac{\Delta P}{1/2\rho U_0^2} \cdot \frac{D_h}{4L} \quad (10)$$

여기서, L 은 X 방향으로의 핀길이이고, D_h 는 수력 직경으로 $2F_p$ 로 두었다. 또한 ΔP 의 값은 루버 윗쪽의 경우 루버 윗면의 압력과 핀 입구에서의 압력의 차이로, 루버 아랫쪽의 경우 아랫면의 압력과 핀 입구에서의 압력과의 차이로 정의하였다.

Fig. 14는 $Re=100$, $F_p/L_p=1.0$ 에 대하여 루버 각을 22° , 24° , 28° 로 변화시켰을 때의 국소저항계수

의 분포이다. 파선과 실선은 루버의 상·하면에서의 값을 의미한다. 전체적으로 전방 루버 군에서는 루버 상면의 저항계수가 하면보다 높게 나타나고, 후방 루버 군에서는 루버 하면이 상면보다 높게 나타났다.

$\theta=22^\circ$, 24° 인 경우는 유동이 순조롭게 루버를 따라 흐름으로서 즉, 유선의 급작스런 변화가 작아, 흐름방향의 루버 선단에서 큰 변화를 나타내지 않으나, $\theta=28^\circ$ 인 경우 주 흐름방향의 루버 선단에서 큰 변화를 보이는데 이것은 루버 각이 커짐에 따라 유선의 급작스런 변화가 일어나기 때문이라 생각된다. 또, $\theta=22^\circ$ 인 경우가 $\theta=28^\circ$ 인 경우보다 핀 전후방부에서 C_f 의 값의 차이가 작게 나타나는데 이 결과로 루버 각이 22° 인 경우가 공기저항이 작아짐을 알 수 있다.

$F_p/L_p=1.23$, $\theta=28^\circ$ 으로 고정시켰을 때 레이놀즈수가 국소저항계수에 미치는 영향을 위와 같은 방법으로 검토하여 보면, 레이놀즈수가 커질수록

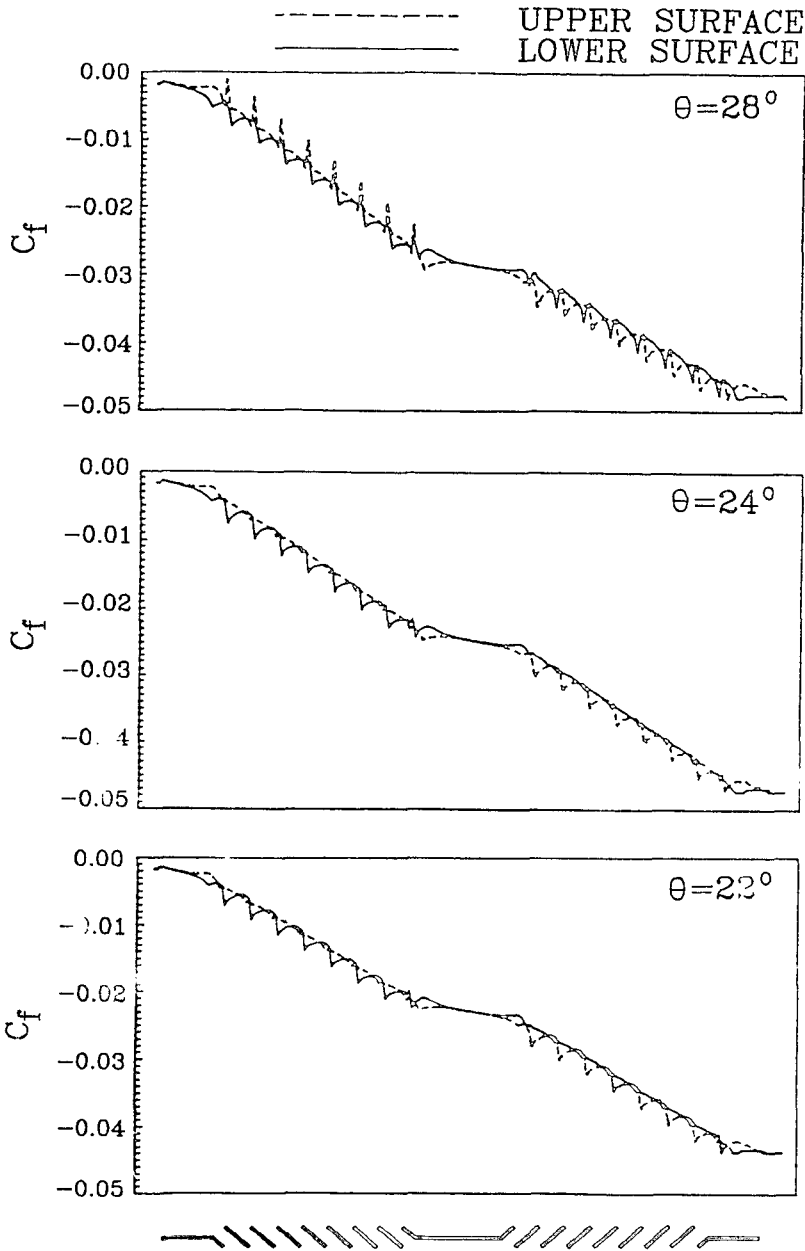


Fig. 14 Local friction coefficient ($Re=100, F_p/L_p=1.0$)

루버 상·하면에서, 핀 전후방에 있어서 C_f 의 값의 차이가 크게 나타나는데 이것으로부터 유동이 빨라질수록 열 교환기가 더 큰 유동저항을 받음을 알 수 있다.

루버 각을 28° , $Re=100$ 으로 고정시켰을 경우는, F_p/L_p 의 값이 작을수록 루버의 선단에서 C_f

의 값의 큰 변화가 일어나는데 이것은 F_p/L_p 의 값이 작으면 루버의 형상에 따라 많은 유동이 흐르기 때문이라 생각된다. 또, F_p/L_p 의 값이 클수록 C_f 의 값의 차이가 작음을 알 수 있다.

이러한 결과로 볼 때 공기 저항면에서 유리한 핀 제원은 θ (루버 각)값이 작고, F_p/L_p 값이 큰 경

우라 생각된다.

4.5 온도 분포

열 교환기 내부에서의 온도분포를 얻기위해서 입구측에서의 유체의 온도($T=T_o=0$)와 루버 표면에서의 온도($T=T_w=1$)는 균일하고 공기의 Pr 를 0.71로 두어 해석하였다.

루버 핀에서의 열전달은 루버를 지나는 유동의 형태와 레이놀즈수에 크게 의존하는데 Fig. 15는 레이놀즈수를 100, F_p/L_p 를 1.0인 경우에 대하여 루버 각의 변화에 따른 등온선의 분포를 나타낸 것이다. 이 경우 등온선의 분포형태는 루버 각의 변화에 큰 차이를 나타내지 않으나, 균일한 온도의 유체가 루버를 지남에 따라 온도 경계층이 발생, 성장함을 알 수 있다. 또 전방 루버 군에서의 차가운 공기가 중간 루버를 지나면서 거의 루버 표면의 온도가 됨을 보여주는데 이것은 유체의 흐름이 저속이고, F_p/L_p 값이 작아 루버 전방부에서 대류열 전달이 거의 끝나기 때문이라 생각된다.

Fig. 16은 레이놀즈수를 100, 루버 각을 22° 로 고정하고, F_p/L_p 를 변화시킬 때의 등온선의 분포를 나타낸 것이다.

F_p/L_p 값이 1.5인 경우는 F_p/L_p 값이 1.0인 경우보다 對流열전달 영역이 많이 나타나는데 이것은 F_p/L_p 값이 커질수록 핀과 핀사이의 사이(핀 피치)가 넓어져 차가운 공기의 유량이 많아지기 때문이라 생각된다. 따라서, F_p/L_p 값이 1.5, 1.23, 1.0으로 작아질 수록, 열전달은 전방 루버 군에서 활발히 일어나며 후방 루버 군의 더 앞 루버에서 유체가 거의 루버 표면의 온도로 되는데 이러한 현상은 F_p/L_p 값이 작아질수록 유동이 깊어지기 때문이라 생각된다.

Fig. 17는 F_p/L_p 를 1.0으로, 루버 각을 22° 로 고정하였을 때 레이놀즈수가 온도 분포에 미치는 영향을 보여준다.

레이놀즈수가 커질수록 대류에 의한 열전달이 일어나는 영역은 넓어지고, 온도 경계층의 두께가 얇아지는데 Re 가 500인 경우, 대류열전달은 거의 모든 루버 표면에서 일어남을 알 수 있다. 이러한 결과로 볼 때 F_p/L_p 값이 작을수록, Re 가 클수록 전 열특성이 좋아진다고 하겠다.

4.6 핀 제원에 따른 Nu_x 의 분포

본 연구는 루버 표면에서의 온도가 $T=T_w$ 로 일

정한 경우에 대하여 핀의 제원(루버 각, 루버 피치, 핀 피치)과 레이놀즈수가 전열특성에 미치는 영향을 검토하기 위해 국소 Nusselt수를 식(12)로 정의하여 구하였다.

루버 상하면에서의 국소 Nusselt수는 y 축에 평행한 전 단면에 걸친 bulk temperature(T_b)를 식(11)과 같이 정의^(2,3,4)하여 구하였다.

$$T_b = \frac{\int UTdY}{\int UdY} \quad (11)$$

$$Nu_x = \frac{q_w L_p}{k(T_w - T_b)} \quad (12)$$

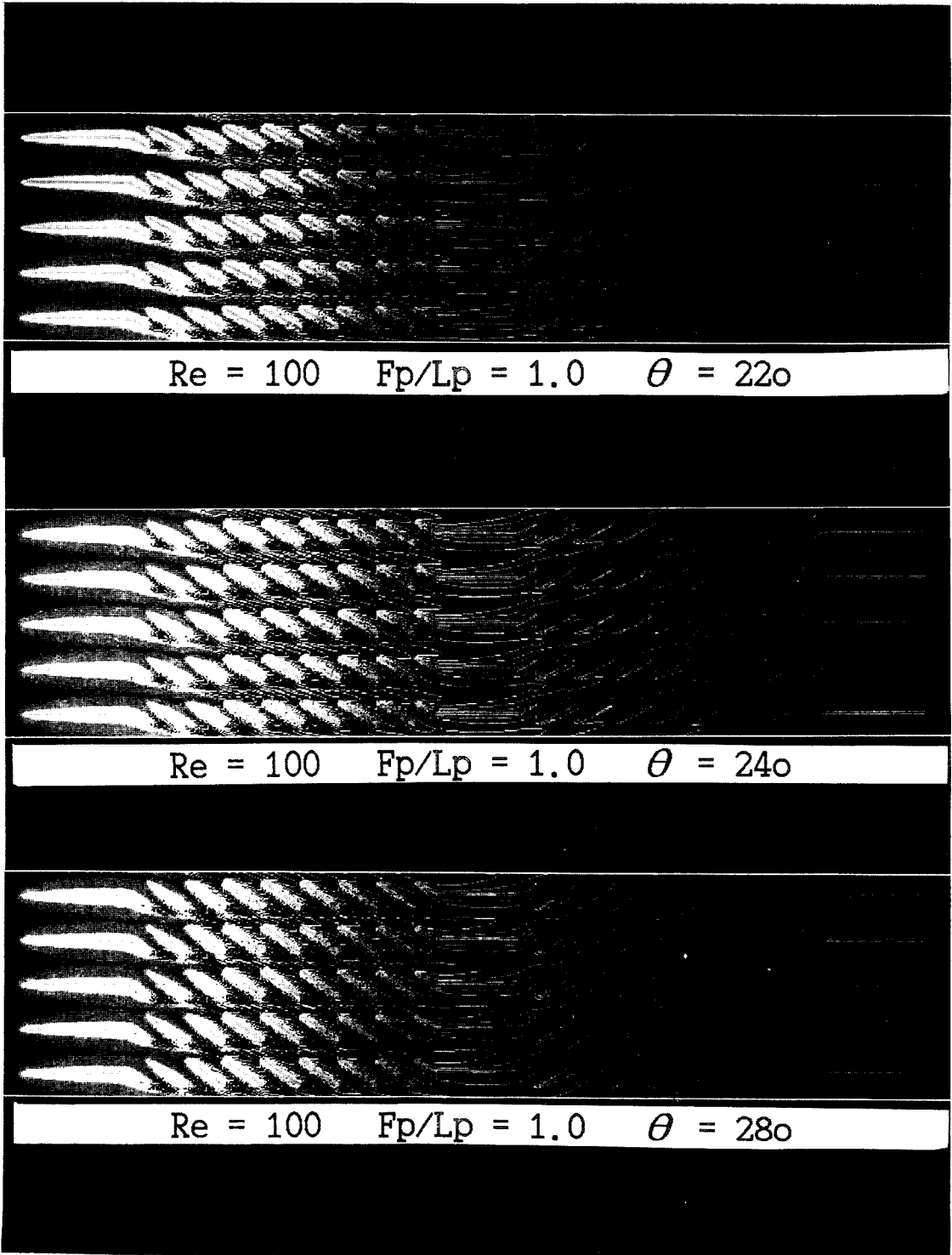
여기서 U 는 X 방향의 속도 성분이며, q_w 는 루버 표면의 열유속이다.

$$q_w = -k \frac{\partial T}{\partial Y} \quad (13)$$

Fig. 18은 루버 각의 변화에 따른 국소 Nusselt수의 변화를 나타낸다. $\theta=22^\circ, 24^\circ$ 인 경우는 Nu_x 의 분포가 비슷하게 나타나나 전체적으로 22° 인 경우가 높게 나타남을 알 수 있다. $\theta=28^\circ$ 인 경우는 $\theta=22^\circ, 24^\circ$ 인 경우에 비하여 국소 Nusselt수 Nu_x 의 값이 두번째 루버에서 높게 나타나고 하류의 루버 군에서 전체적으로 Nu_x 의 값이 작게됨을 알 수 있는데 이는 θ 값이 커질수록 경사진 루버에 의한 급작스런 유동변화에 의해 루버 표면을 따라 흐르는 유량보다 핀과 핀사이(핀 pitch)를 따라 흐르는 유량이 많아지기 때문이라 생각된다.

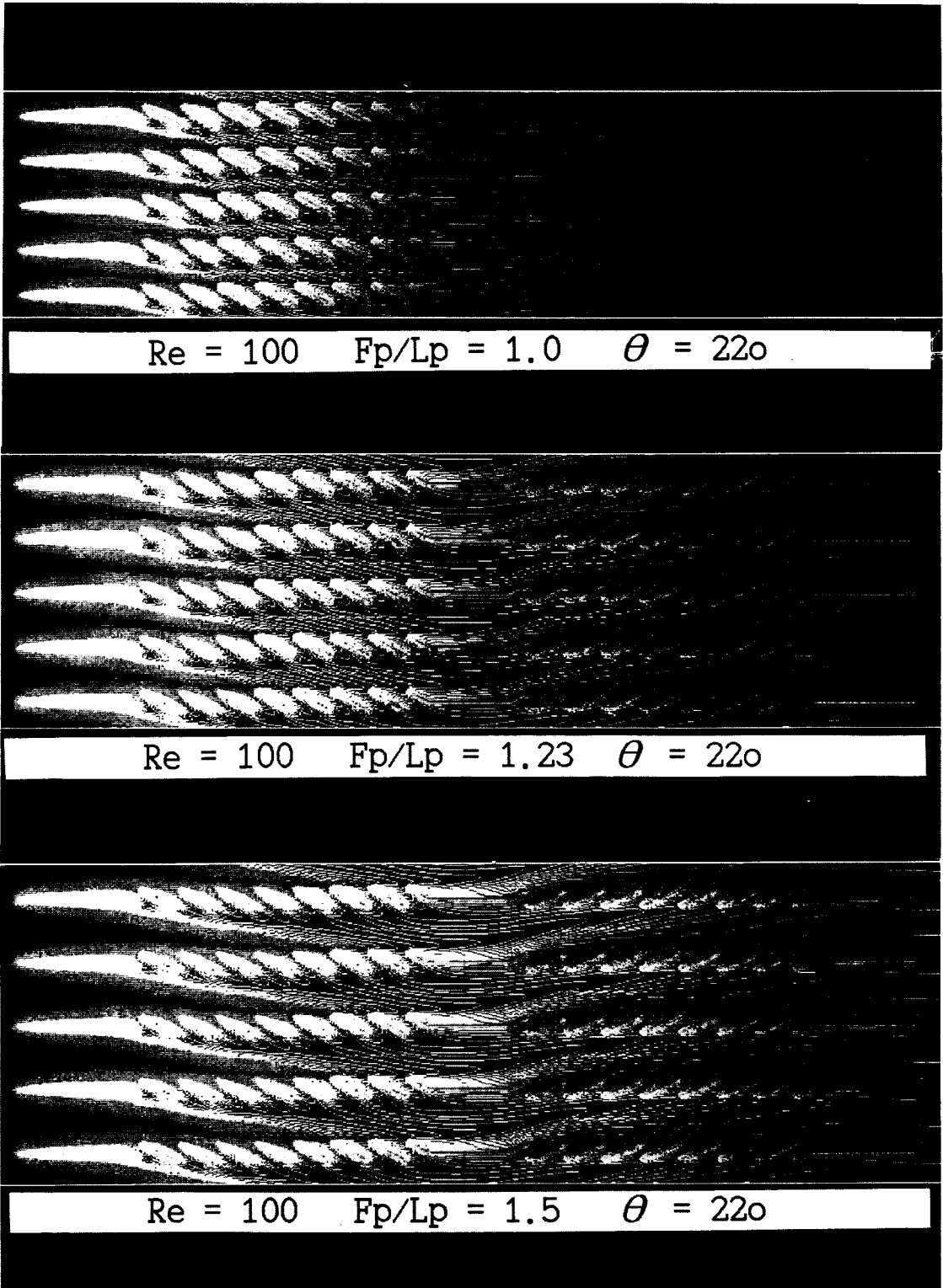
레이놀즈수의 변화에 따른 국소 Nusselt수의 변화를 앞에서와 같은 방법으로 검토하여 보면, 레이놀즈수가 커질수록 첫번째 경사 루버에서 Nusselt수가 높게 나타나고, 또한 루버 표면을 따라 흐르는 유량이 증가하므로 루버 표면에서의 Nusselt수의 분포차가 작아짐을 알 수 있다. 전체적으로 Nusselt수는 레이놀즈수가 커질수록 높게 됨을 알 수 있다.

한편, F_p/L_p 의 변화에 따른 국소 Nusselt수의 변화를 검토하여 보면, F_p/L_p 가 1.0인 경우가 전체적으로 높은 Nusselt수의 분포를 나타냄을 알 수 있고, F_p/L_p 의 값이 커질수록 전후방 루버 군에서 최고치의 Nu_x 의 값을 나타내는 루버가 하류로 이동함을 알 수 있다. 이는 F_p/L_p 의 값이 커질수록 핀 사이의 유동때문에 흐름이 루버를 따라 잘 흐르지 못하기 때문이라 생각된다. 이 결과로 볼 때 루버 각 θ 가 가장 작은 22° 인 경우가 좋은 핀 제원임을 알았다.



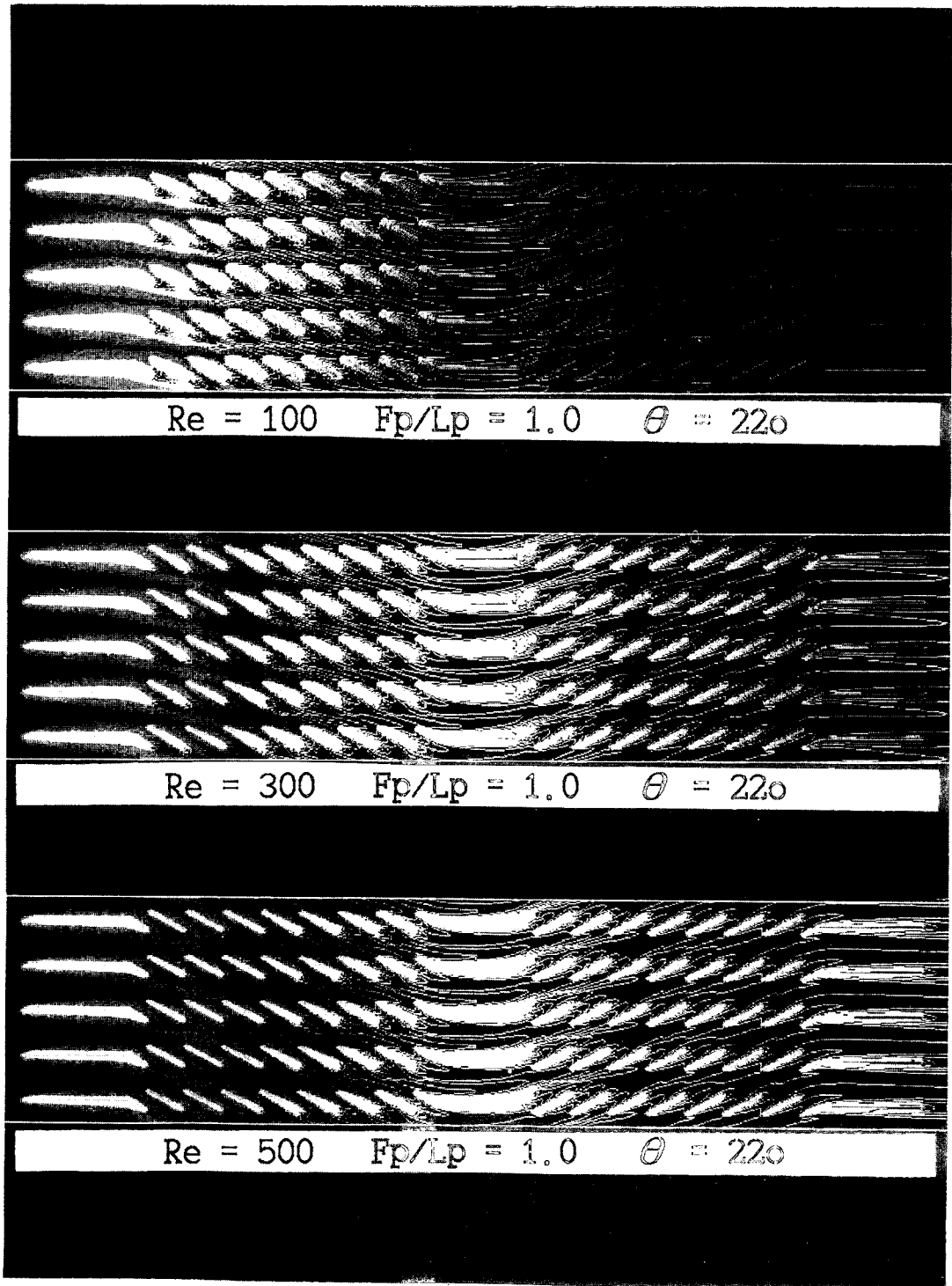
[θ]

Fig. 15 Temperature profile ($Re=100, F_p/L_p=1.0$)



[F_p/L_p]

Fig. 16 Temperature profile ($Re=100, \theta=22^\circ$)



[ReL_p]

Fig. 17 Temperature profile ($\theta=22^\circ$, $F_p/L_p=1.0$)

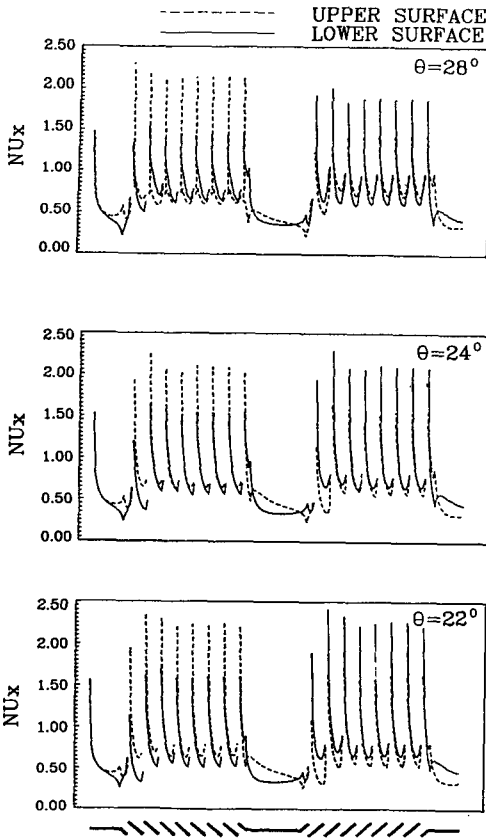


Fig. 18 Local Nusselt number ($Re=100, F_p/L_p=1.0$)

5. 결 론

본 연구에서는 루버 핀형 열 교환기 내의 유동 및 전열특성을 핀 제원(루버 각, 핀폭, 루버폭)과 레이놀즈수를 변수로 수치해석하고, 같은 경우에 대하여 염료주입법에 의한 가시화 실험을 수행하여 비교검증한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) F_p/L_p 의 값이 작을수록 유동은 루버를 따라 잘 흐르고, F_p/L_p 의 값이 커질수록 C_f 의 값의 차는 줄어들어 유동저항은 작아지나 Nu_x 의 값은 낮게 나타났다.

(2) θ 값이 커질수록 유동이 여러 핀열에 걸쳐 흐르나, 유동저항이 크게 되어 C_f 의 값의 차도 커지고, Nu_x 가 작아짐으로써 열전달이 어렵게 된다.

(3) $\theta=22^\circ, 24^\circ, 28^\circ$ 중에서는 θ 값이 제일 작은 22° 인 경우가 열전달 측면에서 가장 좋은 핀 제원임을 알았다.

후 기

본 연구는 1991년도 교육부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모(지방대학육성)과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Hiramatsu, M. and Kasino, M., 1986, "Research and Improvement of Automotive Radiators," 内燃機關, Vol. 25, No. 315, pp. 21~28.
- (2) Hiramatsu, M., Ishimaru, T. and Matsuzaki, K., 1989, "Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchanger (1st Report, Numerical Analysis of Heat Transfer on Louvered Fins)," Trans. J.S.M.E., 55~519, pp. 3449~3456.
- (3) Hiramatsu, M., Ishimaru, T. and Matsuzaki, K., 1989, "Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchanger (2nd Report, Study of the Heat Transfer-Characteristics of Louvered Fins)," Trans. J.S.M.E., 55~519, pp. 3457~3461.
- (4) Hiramatsu, M., Ishimaru, T. and Matsuzaki, K., 1989, "Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchanger(3rd Report, Heat Transfer Analysis for Louvered Array)," Trans. J.S.M.E., 55~519, pp. 3462~3466.
- (5) Suga, K., Aoki, H. and Shinagawa, T., 1989, "Numerical Analysis on Two-Dimensional Flow and Heat Transfer of Louvered Fins Using Overlaid Grids," Trans. J.S.M.E., 55~509, pp. 221~226.
- (6) Suga, K. and Aoki, H., 1990, "Numerical Analysis on Two-Dimensional Flow and Heat transfer of Louvered Fins Using Overlaid Grids (2nd Report, Parametric Study of Fin Parameters)," Trans. J.S.M.E., 56~531, pp. 3279~3283.
- (7) Suzuki, K., Hayashi, T., Schuerger, M.J., Nishihara, A. and Hayashi, M., 1989, "Heat Transfer Characteristics of Two-Dimensional Model of Parallel Louverd Fin," Trans. J.S.M.E., 55~516, pp. 2457~2464.
- (8) Xi, G., Suzuki, K., Hagiwara, Y. and Murata,

- T., 1989, "A Basic Study on Heat transfer Characteristics of Offset Fin Arrays (Effect of Fin Thickness in the Middle Range of Reynolds Mumber)," Trans. J.S.M.E., 55~519, pp. 3507~3511.
- (9) Davenport, C.J., 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin," AICHE Symp. Series, Heat Transfer Seattle, pp. 19~27.
- (10) Webb. R.L., 1990, "The flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry," SAE Paper No. 900722.
- (11) 鄭鐘秀, 李春植, 1989, "自動車用 라디에이터의 放熱性能設計에 관한 研究(I)放熱性能의 解析," 자동차공학회지, Vol. 11, No. 5, pp. 65~75.