

工學碩士 學位論文

가로지른 오프셋스트립핀에서 오일
유동의 열전달에 관한 연구

A Study on the Heat Transfer of Oil Flow over
Transverse Array of Offset Strip Fins

지도교수 정 형 호

2004년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

신 성 학

본 논문을 신성학의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 김 동 혁 (인)

위 원 윤 상 국 (인)

위 원 정 형 호 (인)

2003년 12월 19일

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

신 성 학

목 차

Abstract	i
사용기호	iii
표목차	v
그림목차	vi
제 1 장 서 론	1
제 2 장 수치해석과 경계조건	
제1절 지배방정식 및 경계조건	5
제2절 수치해석	6
제 3 장 계산결과 및 검토	
제1절 특성길이	14
제2절 점성계수 변화에 의한 유동특성	21
2.1 속력 및 온도	21
2.2 유동특성 및 온도장	25
2.3 마찰인자	38
2.4 평균열전달계수	38
제 4 장 결 론	43
참고문헌	44

A Study on the Heat Transfer of Oil Flow over Transverse Array of Offset Strip Fins

Seong Hak Shin

**Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School, Korea Maritime University**

Abstract

In the present study, heat transfer characteristics of oil flow over transverse array of offset strip fins are predicted by the numerical methods. Oil flow in the plate-fin passage is idealized by three dimensions. The governing equations are discretized by finite volume method. The flow patterns and heat transfer characteristics are predicted in details. The convective heat transfer coefficients and friction factor are reduced from numerical results. The effect of variable viscosity on the convective heat transfer coefficient and friction factors is predicted and compared with the results of constant viscosity. The characteristic length which represented the flow situation is selected by comparing friction factors in the case of constant viscosity. Therefore, the equivalence length is selected to the characteristic length. Friction factor is 50% less than that of

constant viscosity. And also, convective heat transfer coefficient is 50% more than that of constant viscosity. Correlation for convective heat transfer coefficient is derived.

사용기호

A, B, C, D, E, F	: 유한 차분방정식의 계수
f	: 마찰인자 [-]
h	: 대류열전달계수 [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]
j	: 콜번 j 계수 [-]
k	: 열전도도 [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]
l	: 등가길이 [See Eq. (2.8)]
L	: 회전치 [m]
XZ	: 계산영역의 x 방향 길이
Nu_1	: 국소 Nusselt 수[-]
$\overline{\text{Nu}}$: 평균 Nusselt 수[-]
Pr	: Prandtl 수 [-]
p	: 압력 [kgf/m^2]
q_x''	: 열유속 [W/m^2]
Re	: Reynolds 수 [-]
D	: 회전 사이거리[m]
St	: Stanton 수 [-]
t	: 회전 두께 [m]
T	: 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
u, v, w	: x, y, z 방향의 속도 [m/s]
W	: 회전 폭 [m]
x, y, z	: 직교좌표

상첨자

u, v, p, T : 각 방정식에 해당하는 값

- * : 반복계산의 도중의 값
- ' : 반복계산 도중의 보정량
- " : 수정된 값

하첨자

- av : 평균
- E, W, N, S, P : 수치해석시 검사체적의 위치
- e, w, n, s : 수치해석시 검사체적의 경계면
- m : 평균값
- s : 흰 표면
- l : 특성길이
- w : 벽에서의 물성치

그리스문자

- a : 열확산계수 [m^2/s]
- v : 동점성계수 [m^2/s]
- ρ : 유체의 밀도 [kg/m^3]

표 목 차

Table 2.1 *Boundary conditions.*

Table 3.1 Calculation Conditions.

Table 3.2 Characteristic length of the present study.

Table 3.3 Chronological listing of friction factor correlation.

그림 목 차

- Fig. 1.1 Configuration of offset strip fin
- Fig. 2.1 Schematic diagram of a transverse fin array, coordinate and geometric data.
- Fig. 2.2 Control volumes and grid points for u , v , and scalar variable.
- Fig. 3.1 Pressure drops versus fin pitch ratio and inlet velocities
- Fig. 3.2 The effect of fin pitches and characteristic length on friction factor
- Fig. 3.3 Schematic diagram of 3D figure.
- Fig. 3.4 Speed distributions along the heat transfer surface ($j=10$).
- Fig. 3.5 Temperature difference along the heat transfer surface ($j=10$).
- Fig. 3.6 Speed distributions along the heat transfer surface ($j=30$).
- Fig. 3.7 Temperature difference along the heat transfer surface ($j=30$).
- Fig. 3.8 The effect of fin pitches on contours of u , comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part). ($x-z$ plane)
- Fig. 3.9 Contours of velocity u and velocity vectors at 2nd fin rear zone.
- Fig. 3.10 The effect of fin pitches on Isothermal lines, comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part). ($x-z$ plane).
- Fig. 3.11 The effect of fin pitches on contours of u , comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant

viscosity(lower part).($x - y$ plane)

Fig. 3.12 The effect of fin pitches on Isothermal lines, comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part). ($x - y$ plane)

Fig. 3.13 Contours of velocity u and velocity vectors at 1st fin rear face. ($L/W = 5$)

Fig. 3.14 Contours of velocity u and velocity vectors at 1st fin rear face. ($L/W = 3.6$)

Fig. 3.15 Contours of velocity u and velocity vectors at 1st fin rear face. ($L/W = 2.5$)

Fig. 3.16 Isothermal lines at 1st fin rear face. ($L/W = 5$)

Fig. 3.17 Isothermal lines at 1st fin rear face. ($L/W = 3.6$)

Fig. 3.18 Isothermal lines at 1st fin rear face. ($L/W = 2.5$)

Fig. 3.19 The effect of variable viscosity friction factors.

Fig. 3.20 The effect of variable viscosity on j -factor.

Fig. 3.21 Deviations of correlation for heat transfer coefficients.

제 1 장 서 론

공학 분야에서 오일은 디젤기관의 연료유로, 상대운동기구의 마찰면의 내마모를 위해서 그리고 밀봉과 방열을 위한 매체로 이용되고 있다. 오일은 일반 유체와는 달리 점도는 아주 크고 열전도도, 비열, 밀도 등 다른 물성치는 물과 비슷한 크기를 갖고 있다. 오일의 점도가 다른 일반 유체에 비해 상대적으로 크기 때문에 에너지 확산에 비해 운동량확산이 지배적이며 온도 경계층 두께는 속도 경계층 두께에 비해 아주 적으며 속도 경계층의 발달정도가 온도 경계층 발달보다 훨씬 빠르게 된다.

그리고 오일의 점도는 온도에 따라 크게 변하는 특성을 갖고 있어, 오일을 수송할 때에는 오일을 가열하고 유동성을 좋게 하여 펌프동력비용을 줄인다. 또한 오일은 고온의 환경에 오랜 시간 동안 노출되면 열화 현상에 의해 오일 본연의 기능을 발휘하지 못하므로, 오일을 냉각하여야 한다. 오일을 가열하는 오일히터는 최근 셸 앤 플레이트 형식을 사용하고 있으며 가열 매체로는 고압증기를 사용하기도 한다. 고압증기로 가열하는 셸 앤 플레이트 오일히터에서 증기 측은 응축잠열을 이용하므로 열용량률이 무한대이며, 오일측의 열저항이 전체 열저항의 대부분을 차지한다. 그러므로 오일히터의 성능을 향상시키기 위해서는 오일측 유동의 열전달과 압력강하 특성이 중요하다. 오일측 열저항을 줄이기 위한 기구들은 많이 개발되어 있다. 본 연구에서는 그 중에서 읍셋 스트립 환으로 구성된 유로에서 열전달과 압력강하 특성을 대상으로 하였다. 읍셋 스트립 환의 형상은 Fig. 1.1과 같으며, 프레스로 환 소재를 절단 절곡하여, 위와 아래의 평편한 판 사이에 환을 용접시켜 제작한다. 읍셋 스트립 환으로 열전달 면적이 증가하고, 읍셋 스트립 환에 의해 유동이 교란되어 열전달을 촉진시키고 사용유체가 잘 섞이도록 한다. 보통의 경우에는 사용유체가 환을 따라 흐르도록 되어있다.

이러한 읍셋 스트립 환에 대한 연구로는 Kays와 London⁽¹⁾, Wieting⁽²⁾, Patankar⁽³⁾등에 의해서 실험과 수치해석 방법을 이용하여 이루어졌다. Yang, D. I.⁽⁴⁾은 오일히터 내 읍셋 스트립 환 형상에 대해 2차원 수치해석을 수행하였으며, Suzuki등⁽⁵⁾은 폐열 회수를 목적으로 사용되는 읍셋 스트립 환을 2차원으로 가정하여 혼합대류영역의 열전달 특성을 연구하였다. 그리고 Suzuki등은 읍셋 스트립 환의 환피치가 열전달에 큰 영향을 준다고 하였다. Bergles⁽⁶⁾는 읍셋 스트립 환에서 상류에 있는 환의 하류에서 발생하는 후류가 하류 환의 열전달 계수를 감소시킨다고 하였으며 이 효과는 약 10%정도라 발표하였다. DeJong등⁽⁷⁾은 읍셋 스트립 환에 대해서 실험과 수치해석을 수행하여 3차원 효과는 레이놀즈수 1300 이상에서 중요하다고 하였다. Manglik과 Bergles⁽⁸⁾는 열전달 계수와 마찰인자를 실험에 의해 구하였으며 기존 상관식과 비교하였다.

한편 Marner와 Bergles⁽⁹⁾는 원형관 내에 열전달을 향상시키기 위한 장치를 삽입하고 에틸렌글리콜을 작동유체로 하여 가열 또는 냉각 실험을 하여 넛셀수를 비교하였다. 그들은 가열할 때 넛셀수가 차이가 남을 보고하였다. Welling과 Wooldridge⁽¹⁰⁾ 그리고 Starner와 MacManus⁽¹¹⁾도 환에서의 자연대류열전달을 보고하였다.

이러한 읍셋 스트립 환에 대한 연구에는 공기, 물과 같은 저점도 유체에 국한된 것이며, 오일과 같은 고점성 유체에 대해서는 거의 이루어져 있지 않다. Kang D. J. 등⁽¹²⁾은 가로질러 놓여 있는 읍셋 스트립 환에 고점성 유체의 오일이 흐를 때 유동을 2차원으로 가정하고 수치해석 방법을 적용하여 마찰인자와 대류열전달계수에 대한 상관식을 발표하였다. 본 연구에서는 유동방향에 가로질러 놓여 있는 읍셋 스트립 환에서 고점성 유체의 유동특성과 열전달 특성을 수치적으로 해석하였다. 점성계수가 온도에 따라 많이 변하는 효과가 열전달과 마찰계수에 미치는 영향을 규명하였으며, 그 결과를 정량적으로 비교하였다. 그리고 유동형태를 대표하는 특성길이를 압력강하 특성과 마찰인자를 비교하여 환피

치비의 영향이 나타나지 않는 압력강하 특성의 경향과 가장 잘 일치하는 것으로 정하였다.

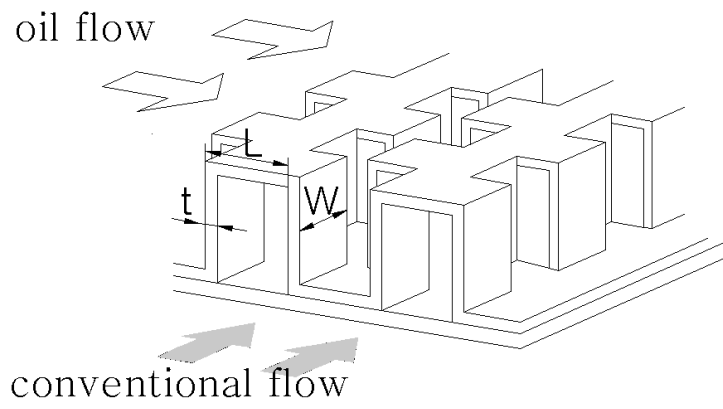


Fig. 1.1 Configuration of offset strip fin

제 2 장 수치해석과 경계조건

제 1 절 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서 해석하고자 하는 읍셋 스트립 환의 3차원 모델을 Fig. 2.1에 나타내었다. Fig. 2.1에 나타난 바와 같이 읍셋 스트립 환의 배치 방향이 유동에 직교한다. 입구부에서부터 4번째 환까지를 계산영역으로 선택하였다. 그림에서 t 는 환의 두께, W 는 환의 폭, L 은 환 사이의 간격, XL 은 계산영역의 x 방향 총 길이를 나타낸다.

오일은 점성이 매우 커서 레이놀즈수는 매우 작다고 볼 수 있으므로 층류로 가정하여 해석하였다. 읍셋 스트립 환에서의 오일유동은 비압축성, 층류로 가정하고 유도하였다. 물성치 중에서 밀도, 비열, 열전도도는 온도에 따른 변화가 거의 없으므로 일정하다고 가정하였고 점성계수만 온도에 따라 변한다고 가정하였다. 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 다음과 같다. 모델에 대한 입구조건 및 경계조건들은 Table 2.1에 나타내었다.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.3)$$

대류열전달계수는 Fourier법칙과 Newton의 냉각법칙을 이용하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$h = \frac{q''}{T_s - T_m}, \quad q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.4)$$

식(2.5)에서 특성길이 l 은 유동특성을 나타내는 등가 길이로 자유유동 체적을 접수면적으로 나눈 것을 사용하고 있으며⁽¹³⁾, 3차원 유동을 해석한 본 연구에서는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$l = 4 \times \frac{\text{자유유동체적}}{\text{접수면적}} = \frac{4(L-t)}{3+2L/W} - 0.75t \quad (2.5)$$

유체의 속도와 온도는 단면을 통과하는 평균속도 u_m 과 평균온도 T_m 을 사용하였다. 너셀수는 l 을 특성 길이로 하여 식(2.6)과 같이 정의하였다.

$$Nu_l = \frac{h l}{k} \quad (2.6)$$

평균온도 T_m 은 다음 식으로 정의된다.

$$T_m = \frac{\int_A \rho u c_p T dA}{\dot{m} c_p} \quad (2.7)$$

제 2 절 수치해석

지배방정식을 유한체적법을 이용하여 차분화하였다. 이 방법은 계산영역을 많은 검사체적으로 나눈 후 각 검사체적에서 미분 방정식을 적분하는 control -volume formulation을 이용하여 얻어졌다. 이는 질량과 운동량, 에너지와 같은 양의 보존의 원리가 계산영역 내 어떤 부분에서

도 정확히 만족된다는 장점이 있다.

격자계는 Fig. 2.2와 같이 속도 성분을 계산하기 위한 검사체적을 스칼라 성분을 계산하기 위한 주 검사체적(main control volume)에 대해 각 속도 성분 방향으로 이동시킨 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용하였다. 이의 이점은 주 검사체적에서 각 변의 질량 유입량을 구하기가 편리하며, 이웃하는 두 주 격자점의 압력차가 유동을 일으키는 힘으로 바로 표시된다는 점이다.

위에서 설명한 엇갈림 격자계에 멱승도식(power-law scheme)을 적용하여 식(2.1)-(2.3)을 차분화하면 다음과 같다.

$$A_P \Phi_P = A_E \Phi_E + A_W \Phi_W + A_N \Phi_N + A_S \Phi_S + A_B \Phi_B + b \quad (2.8)$$

$$\text{여기서, } A_E = D_e A(|P_e|) + [-F_e, 0]$$

$$A_W = D_w A(|P_w|) + [F_w, 0]$$

$$A_N = D_n A(|P_n|) + [-F_n, 0]$$

$$A_S = D_s A(|P_s|) + [F_s, 0]$$

$$A_T = D_t A(|P_t|) + [-F_t, 0]$$

$$A_B = D_b A(|P_b|) + [F_b, 0]$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y \Delta z + A_P^O \Phi_P^O$$

$$A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + A_T + A_B + A_P^O - S_p \Delta x \Delta y \Delta z$$

$$A_P^O = \rho^0 \Delta x \Delta y \Delta z / \Delta t \quad (2.9)$$

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \Delta z \quad D_e = \Gamma_e \Delta y \Delta z / (\delta x)_e$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \Delta z \quad D_w = \Gamma_w \Delta y \Delta z / (\delta x)_w$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta z \Delta x \quad D_n = \Gamma_n \Delta z \Delta x / (\delta y)_n$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta z \Delta x \quad D_s = \Gamma_s \Delta z \Delta x / (\delta y)_s$$

$$\begin{aligned}
F_t &= (\rho w)_t \Delta x \Delta y & D_t &= \Gamma_t \Delta x \Delta y / (\delta z)_t \\
F_b &= (\rho w)_b \Delta x \Delta y & D_b &= \Gamma_b \Delta x \Delta y / (\delta z)_b \\
A(|P|) &= [0, (1 - 0.1 |F/D|^5)]
\end{aligned} \tag{2.10}$$

이다.

운동량방정식을 계산할 때, 압력구배항은 Patankar와 Spalding (1980)이 제안한 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 알고리즘을 이용하여 간접적으로 연속 방정식으로부터 구하게 된다. 유동영역에서 연속 방정식이 만족할 수 있도록 압력과 속도장을 보정하기 위하여 압력 보정방정식이 사용된다. 이 압력 보정방정식은 연속방정식과 운동량방정식의 단순화된 형태로부터 얻어지게 된다. 먼저, 속도장과 압력장을 가정된 양에 보정된 형태로 표시하면,

$$p = p^* + p' \tag{2.11}$$

$$u = u^* + u' \tag{2.12}$$

$$v = v^* + v' \tag{2.13}$$

$$w = w^* + w' \tag{2.14}$$

여기서, p^* , u^* , v^* , w^* 은 가정량이고 p' , u' , v' , w' 은 보정량이다. 속도 보정량은 유한차분 운동량 방정식의 미분(differentiation)에 의해 압력 보정량과의 관계를 얻을 수 있다. 이때, 단지 검사체적의 중앙속도만이 미분할 때 변한다고 가정한다. 예를 들어 보정량 u' 은 ,

$$u'_e = E^u(p'_P - p'_E) \tag{2.15}$$

여기서, $E^u = A_e/A_E$ 이며, 식 (2.12)~(2.14)에서의 속도 보정량을 식 (2.15)와 같은 방법으로 모두 p' 으로 표시한 후 연속 방정식의 유한차분 형태

에 대입하면 다음과 같은 압력 보정방정식을 얻을 수 있다.

$$A_P^{\rho} p'_{\rho} = A_E^{\rho} p'_{E} + A_W^{\rho} p'_{W} + A_N^{\rho} p'_{N} + A_S^{\rho} p'_{S} + A_T^{\rho} p'_{T} + A_B^{\rho} p'_{B} + \theta^{\rho} \quad (2.16)$$

여기서, $A_E^{\rho} = \rho_e E_e \Delta y \Delta z$, $A_W^{\rho} = \rho_w E_w \Delta y \Delta z$

$$A_N^{\rho} = \rho_n E_n \Delta z \Delta x, \quad A_S^{\rho} = \rho_s E_s \Delta z \Delta x$$

$$A_T^{\rho} = \rho_t E_t \Delta x \Delta y, \quad A_B^{\rho} = \rho_b E_b \Delta x \Delta y$$

$$A_P^{\rho} = A_E^{\rho} + A_W^{\rho} + A_N^{\rho} + A_S^{\rho} + A_T^{\rho} + A_B^{\rho},$$

$$\theta^{\rho} = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y \Delta z + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta z \Delta x + [(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t] \Delta x \Delta y$$

이다.

가정된 혹은 계산된 압력을 바탕으로 운동량방정식 그리고 압력 보정 방정식을 차례로 풀 다음 압력과 속도를 보정하게 되며 이 과정을 반복 하게 된다. 계산영역 내 읍셋 스트립 환의 경우에는 계산영역 내에 내부 경계조건으로 존재하므로 속도장의 경우에 특별한 고려가 필요하다. 계산 영역 내에 있는 환에서의 속도 u, v, w 는 0이다. 이 조건을 주기위 해서는 차분식의 생성항을 처리하여 인위적으로 속도들을 0으로 만든다. 즉,

$$S_c = 10^{34} u_{P, desired}, \quad S_p = -10^{34} \quad (2.17)$$

로 큰값, 10^{34} 을 이용하여 생성항 S_c, S_p 를 정하고, 우리가 원하는 값,

$$u_{P, desired} = 0 \quad (2.18)$$

으로 한다. 그러면,

$$S_c + S_P \mu_P \simeq 0 \quad (2.19)$$

$$\mu_P = -S_c / S_{P, desired} \simeq 0 \quad (2.20)$$

이 되어 해결할 수 있다.

본 연구의 격자계는 흰 쪽의 영향을 상세히 보기 위해 읍셋 스트립 흰을 통과하면서 유동이 심하게 변하는 쪽에 좀 더 조밀한 비균일 격자계를 사용하였다. 격자수는 $118 \times 40 \times 30$ 으로 하였으며 계산할 때 수치적인 안정성을 확보하기 위하여 각 변수에 under relaxation을 하여 계산하였다.

수치해석을 통하여 구한 압력강하를 이용하여 마찰인자를 다음의 Darcy-Weisbach식으로 구하였다.

$$\Delta P = f \frac{1}{2} \rho u_m^2 \frac{L_{lent}}{l} \quad (2.21)$$

흰에서의 국소대류열전달 계수를 평균하여 다음과 같은 무차원변수, 콜번 j 인자를 구하였다.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_l}{Re_l Pr} Pr^{2/3} \quad (2.22)$$

점성계수가 온도에 따라 변화하는 관계식을 다음의 식(2.23)과 같이 exponential 함수의 형태로 수식화하였다.

$$\mu = e^{-2.162 - 5600 \times \left(\frac{1}{T}\right) + 1.853 \times 10^6 \times \left(\frac{1}{T}\right)^2} \quad (2.23)$$

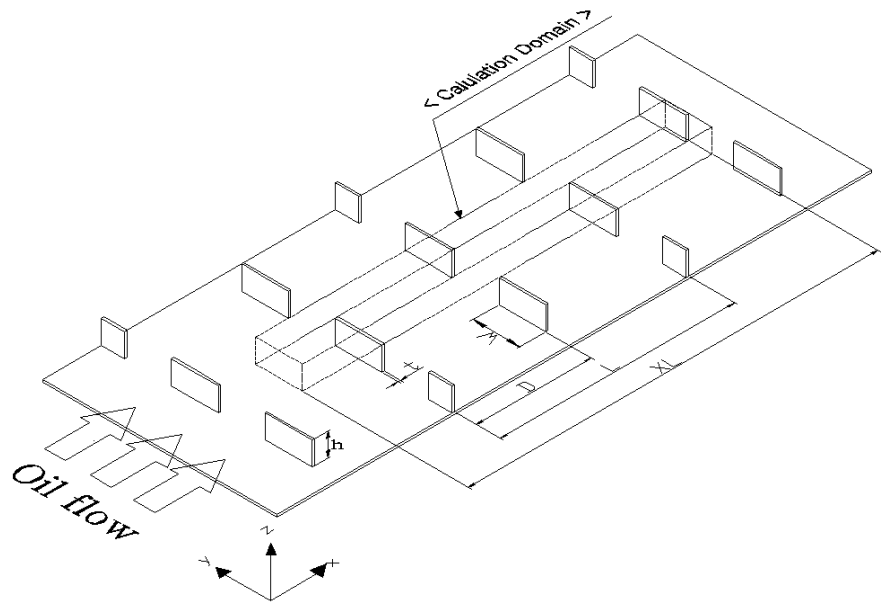


Fig. 2.1 Schematic diagram of a transverse fin array, coordinate and geometric data.

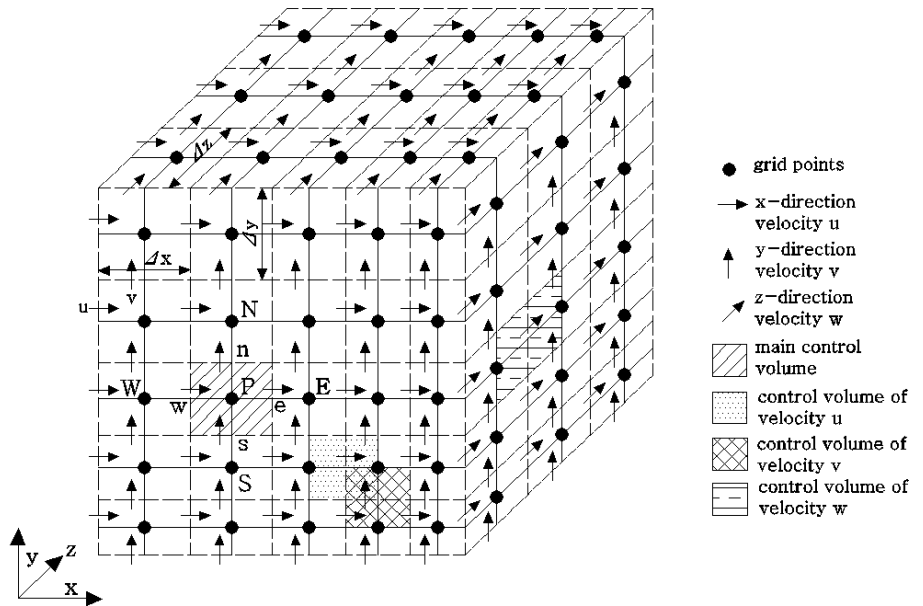


Fig. 2.2 Control volumes and grid points for u , v , w , and scalar variable.

Table 2.1 *Boundary conditions.*

Section	Boundary conditions	Remark
Inlet	$u = u_{in}, v = w = 0,$ $T = T_{in}$	Inlet condition
Left side	$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, v = 0,$ $\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0$	Symmetric condition
Right side	$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, v = 0,$ $\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0$	Symmetric condition
Outlet	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0,$ $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	Fully developed condition
Bottom	$u = v = w = 0,$ $T = T_{wall}$	No slip condition
Top	$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0,$ $w = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$	Symmetric condition
Fin	$u = v = w = 0$ $T = T_{wall}$	

제 3 장 계산결과 및 검토

제 1 절 특성길이

오일은 180CST을 택하였고, 입구온도는 30℃, 45℃ 그리고 60℃로 정하였다. 환피치비는 2.5, 3.6, 5로 정하였으며 점성계수는 일정한 경우와 온도에 따라 변하는 2가지 경우에 대해서 계산하였다. 계산을 수행한 경우를 Table 3.1에 표시하였다.

기존의 연구논문을 조사하면, 특성길이를 기하학적 형상의 길이를 택하는 경우와 등가길이를 택하는 경우가 있었다. 본 연구에서도 특성길이를 정하기 위하여 기하학 형상의 길이와 등가길이를 정한 경우에 어떤 효과가 있는지 규명할 필요가 있었다. 먼저 계산 결과를 이용하여 입구속도에 따른 압력강하를 환피치별로 나타낸 것이 Fig 3.1이다.

Fig. 3.1은 점성계수가 일정한 경우와 온도에 따라 점성계수가 변하는 경우, 입구속도에 따른 압력강하를 비교한 것이다.

결과를 살펴보면, 압력강하는 환피치비에 대한 영향은 거의 나타나고 있지 않다. 일반적으로 저점성 유체에서는 환피치비가 적으면 유체 유동의 방향 선회가 급해짐에 따라 운동량 변화가 많아 압력 강하가 커진다. 그러나 고점성 유체인 경우 그 효과는 차이가 크지 않음을 보여주고 있다. 이는 점성력이 다른 대류에 의한 힘보다 크기 때문이라 생각된다. 그리고 점성계수가 일정한 경우와 온도에 따라 변하는 경우를 비교하면, 점성계수가 온도에 따라 변하는 경우가 일정한 경우보다 약 50% 정도로 감소되는 것으로 나타나고 있다. 이는 마찰이 있는 벽 가까운 곳에서 점성계수가 감소하기 때문이라 사료된다.

마찰계수를 각각 다른 특성길이를 나타낸 것이 Fig. 3.2이다. (a)와 (c)는 특성길이를 각각 흰 폭과 흰 간의 거리를 특성길이를 정한 것이고, (b)는 본 연구에서 정의한 식(2.5)를 이용한 것이다. (a)와 (c)는

Fig. 3.1의 압력강하에서 설명한 것과는 다른 마찰인자 분포를 하고 있다. 즉, 압력강하는 환피치비의 영향이 적었으나, 마찰인자는 환피치비에 영향을 많이 받는 것으로 나타나고 있다. 그러나 등가길이를 이용하여 마찰인자를 나타낸 (b)는 압력강하와 같이 환피치비의 영향이 나타나지 않는 경향을 보이고 있다. 따라서 고점성 유동인 층류유동에서는 등가길이를 특성길이로 선택하는 것이 합당하리라 사료된다. 참고로 Table 3.2에 본 연구에서 계산을 수행한 형상에서 환피치비에 따른 등가길이를 표시하였다. 등가길이는 최대 36% 정도의 차이가 있다.

Table 3.3에 마찰인자 상관관계식에 대한 기존 연구결과를 나타내었다. Bergles와 Joshi⁽¹³⁾는 원형관내 비틀린 테이프를 설치한 경우와 튜브 내에 환이 있는 경우에 대해서 실험과 수치해석을 포함하여 기존 마찰인자에 대한 연구결과를 비교하였다. Bergles와 Joshi는 특성길이를 튜브내경으로 정하였으며, 마찰인자는 원관인 경우에 해석해와 비교하였다. 그들의 결과를 검토하면 마찰인자 값이 해석해와 비교하여 레이놀즈수가 600까지는 마찰인자가 Re^{-1} 에 비례한다고 보고하였다. Date⁽¹⁴⁾는 수치해석 결과를 이용하여 마찰인자에 대한 상관식을 발표하였다. 그들의 연구대상이 되는 관내에 비틀린 테이프를 설치한 경우이다. Date는 층류유동에서 레이놀즈수가 6.7이하인 경우에는 마찰인자 값은 Re^{-1} 에 비례하고 비례상수는 42.43이라고 발표하였다.

이와는 달리 특성길이를 본 연구와 같은 등가길이로 선택한 연구결과가 Uttarwar와 Raja Rao⁽¹⁵⁾에 의해서 행해졌다. Uttarwar와 Raja Rao의 원관 내에 스프링을 장착한 경우 오일유동의 실험결과와 비교 검토하였다. Uttarwar와 Raja Rao는 해석해의 마찰인자 값에서 5~8% 벗어나는 레이놀즈수는 약 180이라 하였으며, 이 이상의 레이놀즈 범위에서는 마찰인자가 일정해지는 경향을 보고하였다. 그리고 층류에서 난류로 천이되는 임계 레이놀즈수는 200이라고 하였다. 본 연구에서의 결과도 Uttarwar와 Raja Rao의 결과와 유사한 경향으로 나타났다.

본 연구와는 달리 읍셋 스트립 횡을 따라 흐르는 유체에 관한 것으로는 DeJong등과 Joshi와 Webb⁽¹⁶⁾등의 연구가 있다. Joshi와 Webb은 마찰인자에 대한 상관식을 구하였다. DeJong등은 수치해석과 실험을 통하여 Joshi와 Webb의 상관식과 비교하여 거의 같은 결과를 보여주었다.

Table 3.3에 나열되어 있는 기존의 연구결과를 살펴보면 특성길이의 정의가 각 연구자마다 조금씩 차이가 있다. 그리고 마찰인자 값은 저 레이놀즈 범위에서는 점성력 항이 지배적이어서 원관에서의 해석해 값과 경향은 일치한다. 단지 차이가 있는 것은 상수값인데 이는 특성길이의 정의에 달려 있다고 사료된다.

한편 Joshi와 Webb 그리고 Manglik과 Bergles의 연구는 공기 등 일반유체를 대상으로 하였다. 그리고 읍셋 스트립 횡을 따라 흐르는 경우에 대해서, 실제 크기보다 큰 scale-up 모델을 대상으로 한 연구결과이어서 저 레이놀즈수 범위에서 마찰인자는 레이놀즈수의 -0.74승에 비례하고 있다. 이는 점성항에 비해 대류항의 영향을 무시할 수 없어, 형상항력이 작용한 것으로 사료된다.

Table 3.1 Calculation Conditions.

Oil	Inlet Temperature	Prandtl No.
180 CST	30°C	9345
	45°C	3668
	60°C	1610
휼피치비 (L/W)	2.5, 3.6, 5.0	
Inlet Velocity	0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 0.6, 0.8, 1.0 m/s	
Viscosity	Constant, variable viscosity	

Table 3.2 Characteristic length of the present study.

L/W	$L[m]$	$l[m]$	$W[m]$
2.5	4.88×10^{-3}	1.815×10^{-3}	1.95×10^{-3}
3.6	7.02×10^{-3}	2.182×10^{-3}	
5	9.75×10^{-3}	2.471×10^{-3}	

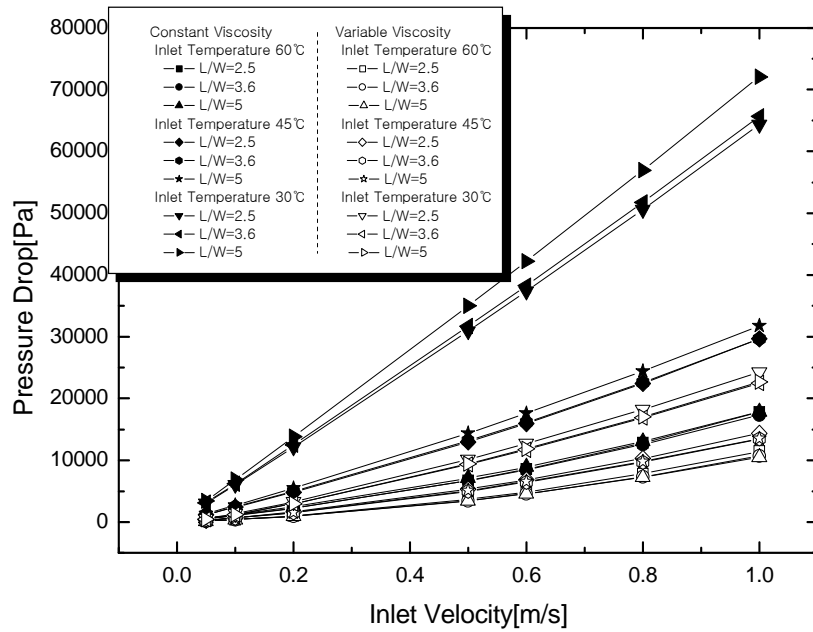
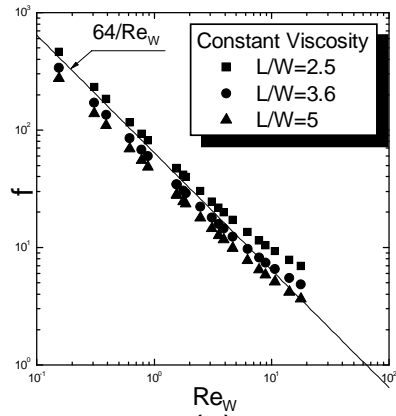
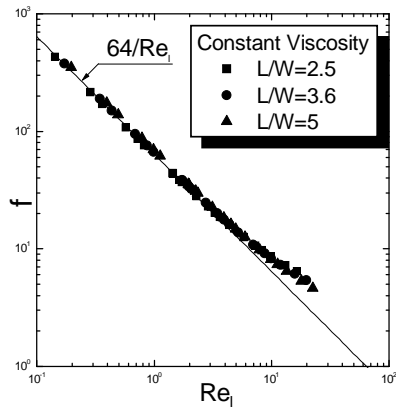


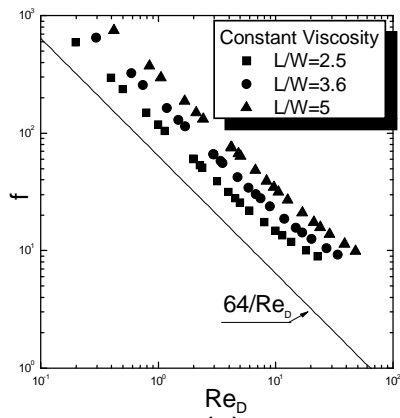
Fig. 3.1 Pressure drops versus fin pitch ratio and inlet velocities



(a)



(b)



(c)

Fig. 3.2 The effect of fin pitches and characteristic length on friction factor

page20.hwp

제 2 절 점성계수 변화에 의한 유동특성

2.1 속력 및 온도

Fig. 3.3의 ①, ②는 각각 y 방향으로의 격자점들 중, 10번째($j=10$)와 30번째($j=30$)격자점에서 x 방향(i)에 따라 전열면에서 가장 가까운 격자점들을 연결한 선이다.

Fig. 3.4는 Fig. 3.3의 ①선을 따라서 열전달면에 가장 가까운 격자점에서의 속력 분포를 나타낸 것이고, 일정 물성치와 물성치가 온도에 따라서 변하는 경우 두 가지 경우의 차이를 나타낸 것이다. A와 B점은 읍셋 스트립 환의 환 위치이고, C와 E, D와 F는 환의 중앙 위치이다. 읍셋 스트립 환 중앙에서 속력이 증가 하는 것을 보여주고 있는데 이는 이웃하는 읍셋 스트립 환에 의해서 오일이 휘어져 들어오기 때문이다.

Fig. 3.4에서 일정 물성치 경우와 온도에 따라서 점성계수가 변하는 경우를 살펴보면 점성계수가 온도에 따라 변하는 경우 속력이 크게 증가하는데, 이는 점성계수가 온도에 따라서 변하는 경우 벽 가까운 곳에서 점성계수가 적어지기 때문이라 사료된다.

Fig. 3.5는 Fig. 3.3의 ①선을 따라서 벽에서 가장 가까운 격자점에서 온도와 읍셋 스트립 환의 온도차를 표시한 것이다. 점성계수가 온도에 따라서 변하는 경우가 온도차가 크게 나는 것을 알 수 있는데, 속력이 일정 점성계수인 경우에 비해 속력이 증가하므로 열전달이 커졌기 때문이라 사료된다.

Fig. 3.6과 Fig. 3.7은 각각 Fig. 3.3의 ②선을 따라서 벽에서 가장 가까운 격자점에서의 속력과 온도차를 나타낸 것으로 앞서 살펴본, ①선을 따라 나타난 결과와 같은 경향을 보여주고 있다.

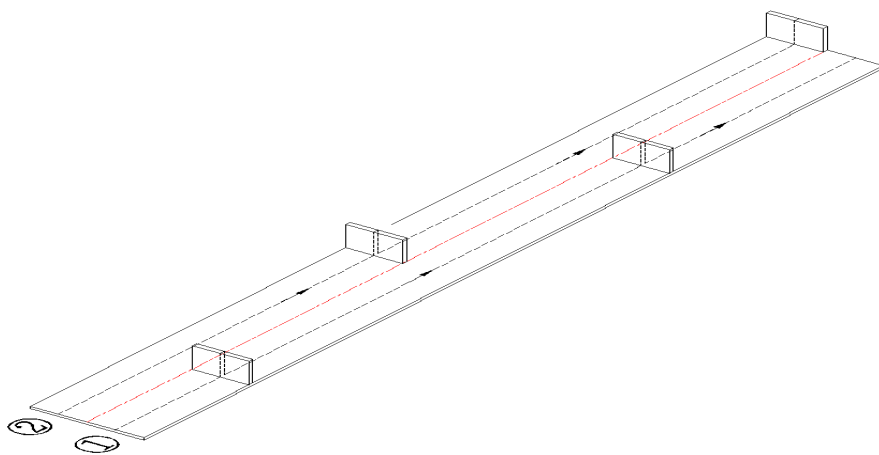


Fig. 3.3 Schematic diagram of 3D figure.

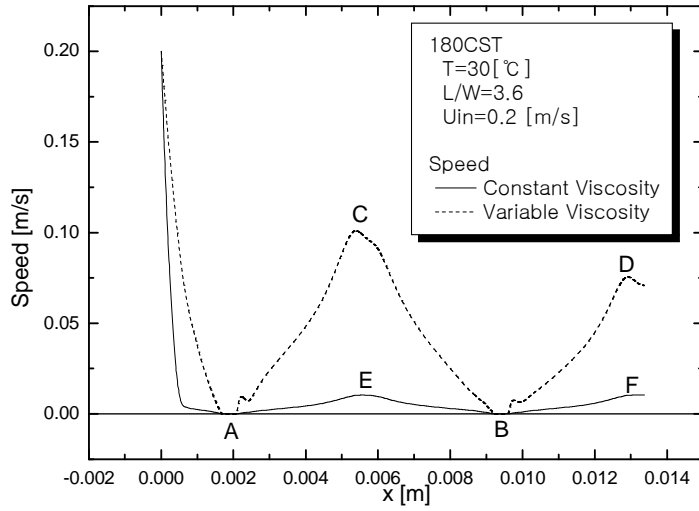


Fig. 3.4 Speed distributions along the heat transfer surface ($j=10$).

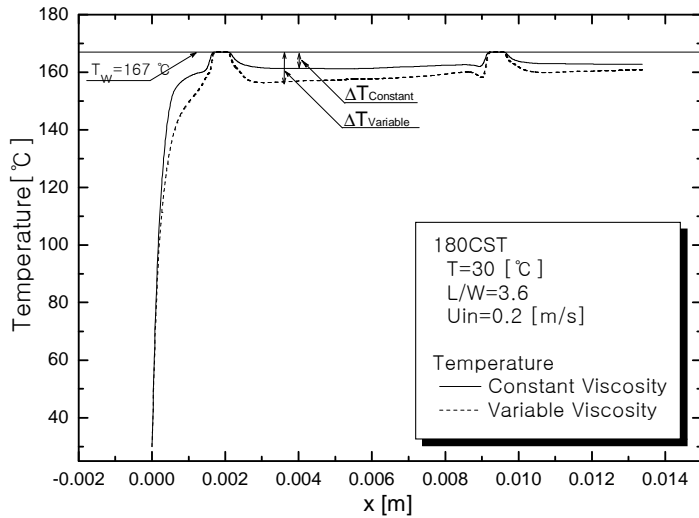


Fig. 3.5 Temperature difference along the heat transfer surface ($j=10$).

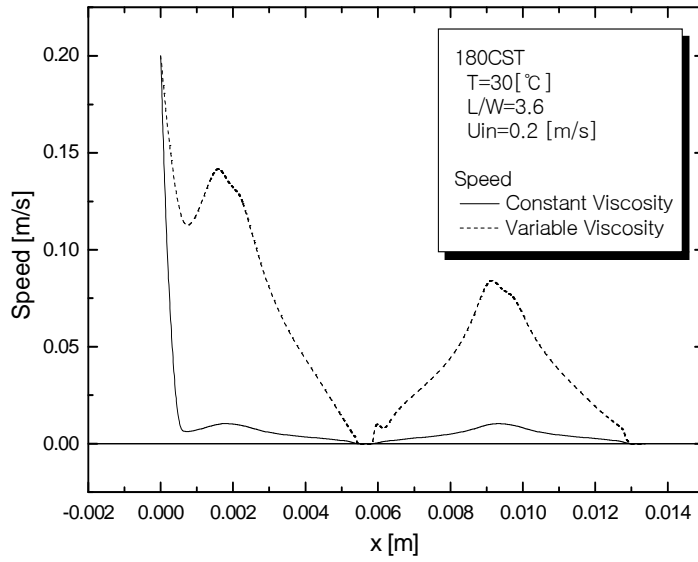


Fig. 3.6 Speed distributions along the heat transfer surface ($j=30$).

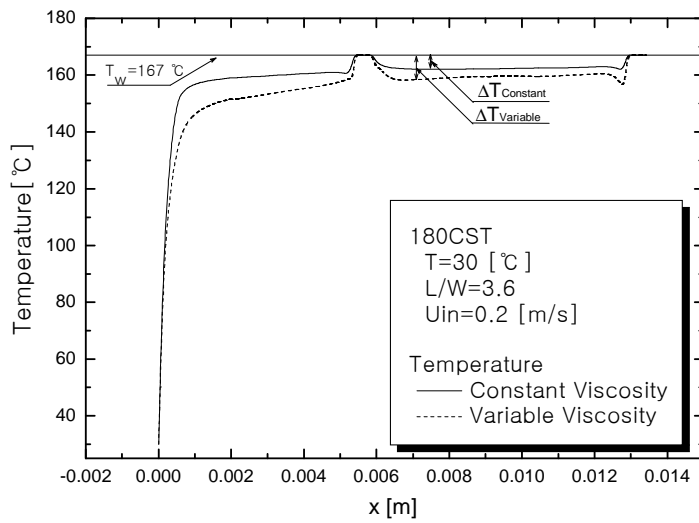


Fig. 3.7 Temperature difference along the heat transfer surface ($j=30$).

2.2 유동특성 및 온도장

Fig. 3.8은 대칭면인 왼쪽 벽면에서 가장 가까운 $x-z$ 평면 격자점에서의 x 방향 속도 u 를 일정 물성치와 물성치가 온도에 따라 변하는 경우를 각각 환피치별로 비교하여 나타낸 것이다.

환피치에 따른 x 방향 속도 u 의 분포는 유사한 형태를 보이고 있다. 일정 물성치의 경우 속도 u 가 0 m/s인 지점을 살펴보면 환피치비가 작아질수록 흰 후면을 따라 아래쪽으로 나타나고 있고, 물성치가 온도에 따라 변하는 경우에도 속도 u 가 0 m/s인 지점이 환피치비가 작을수록 흰 후면에 가까운 지점에서 나타나고 있다. 이는 환피치비가 작아질수록 유체 유동의 방향 선회가 급해짐에 따라 유체의 유동이 흰을 따라 흐르는 y 방향의 속도 v 가 커지기 때문이라 사료된다. 하지만 고점성 유체인 경우 그 차이는 크지 않은 것으로 보인다.

물성치가 온도에 따라 변하는 경우 일정물성치인 경우보다 x 방향 속도 u 는 작게 나타나고, 흰 뒤쪽에서 후류가 발생하고 있다. 벽 가까운 곳에서 점성계수가 감소함에 따라 속도가 커지고 2차 유동이 발생하는 것으로 보인다.

두 번째 흰의 뒷부분을 확대해서 본 Fig. 3.9에 나타나는 속도 벡터와 x 방향 속도 u 의 분포는 이러한 경향을 더욱 잘 보여 주고 있다.

이러한 속도장의 특징으로 Fig. 3.10과 같은 온도장의 분포를 볼 수 있다. Fig. 3.10은 대칭면인 왼쪽 벽면에서 가장 가까운 $x-z$ 평면 격자점에서의 온도 분포를 일정 물성치와 물성치가 온도에 따라 변하는 경우를 각각 환피치비 별로 비교하여 나타낸 것이다.

환피치비에 따른 온도분포를 보면 환피치비가 커질수록 벽에서의 온도 구배가 커짐을 알 수 있다. 일정 물성치인 경우 보다 온도에 따라 물성치가 변할 때 그 차이가 더 커지는 것으로 나타나고 있다. 이는 흰 후면에서의 2차 유동의 영향으로 사료된다.

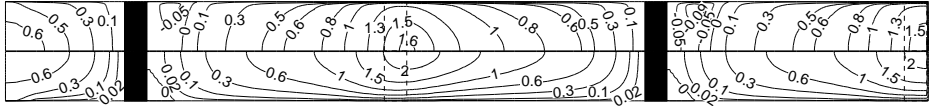
Fig. 3.11과 Fig. 3.12는 대칭면인 천정과 가장 가까운 $x-y$ 평면 격자 점의 x 방향 속도 u 와 온도 분포를 일정 물성치와 물성치가 온도에 따라 변하는 경우를 대조하여 환피치비별로 나타낸 것이다. 앞서 $x-z$ 평면의 Fig. 3.8과 Fig. 3.10에서와 같은 경향을 보여주고 있는데 환의 열 순서에 큰 차이 없이 유사한 형태의 속도 분포가 반복되어 나타나고 있다. 온도장의 경우 앞서 Fig. 3.10에서 검토한 경향이 더욱 잘 나타나고 있다.

Fig. 3.13, Fig. 3.14, 그리고 Fig. 3.15는 첫 번째 환 후면에서의 속도 벡터와 x 방향 속도 u 의 분포를 나타낸 것으로, 환피치비가 각각 5, 3.6, 2.5일때 일정 물성치와 물성치가 온도에 따라 변하는 경우에 대해 비교하였다.

일정 물성치의 경우에 비해 물성치가 온도에 따라 변하는 경우 환 뒤쪽에서의 속도가 크다. 그리고 속도벡터를 살펴보면 일정물성치의 경우 환의 왼쪽 위 끝 부분으로 모아지고 있는 경향을 보이는데 비해 물성치가 온도에 따라 변하는 경우, 그 보다 오른쪽인 환의 끝단 쪽에서 모아지고 있다. 후류의 영향으로 2차 유동이 나타나는 것으로 보인다.

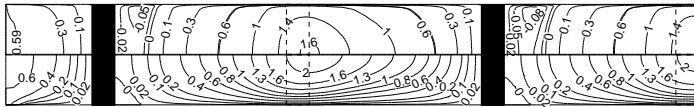
이러한 경향은 첫 번째 환 후면의 온도 분포를 나타낸 Fig. 3.16, Fig. 3.17, 그리고 Fig. 3.18에서의 온도 분포에서도 나타나고 있다. 일정물성치인 경우에 비해 물성치가 온도에 따라 변하는 경우 바닥면과 환 끝단 부분 가까운 곳에서의 온도 구배가 더 큰 것으로 나타나고 있다.

Variable viscosity

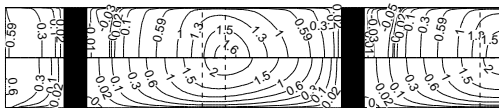


Constant viscosity

(a) $L/W = 5$

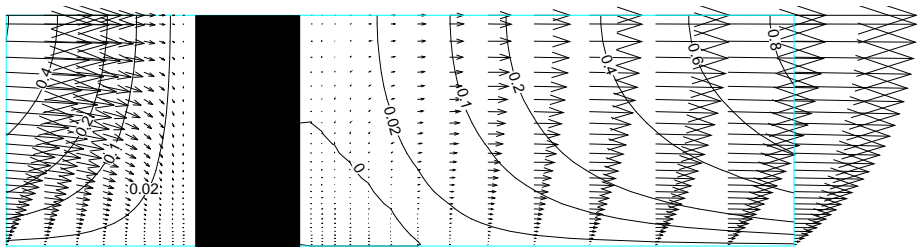


(b) $L/W = 3.6$

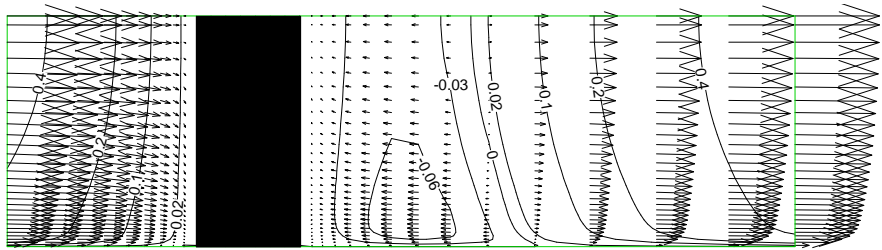


(c) $L/W = 2.5$

Fig. 3.8 The effect of fin pitches on contours of u , comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part). ($x - z$ plane)

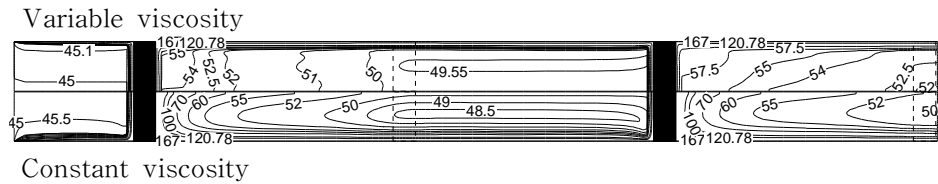


(a) Constant viscosity

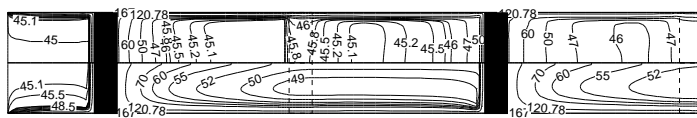


(b) Variable viscosity

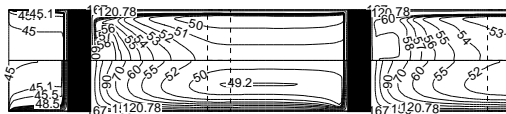
Fig. 3.9 Contours of velocity u and velocity vectors at 2nd fin rear zone.



(a) $L/W = 5$



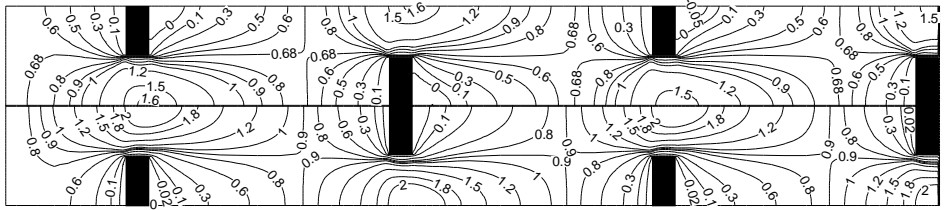
(b) $L/W = 3.6$



(c) $L/W = 2.5$

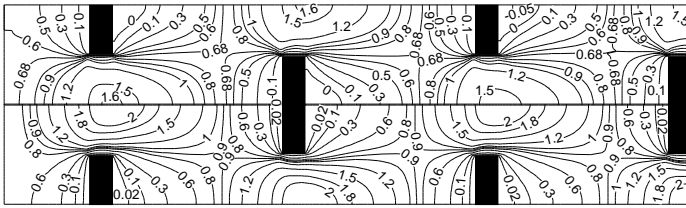
Fig. 3.10 The effect of fin pitches on Isothermal lines, comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part). ($x - z$ plane).

Variable viscosity

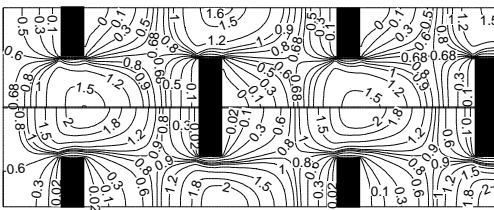


Constant viscosity

(a) $L/W = 5$



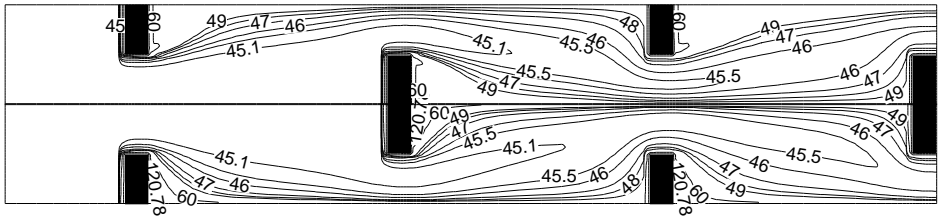
(b) $L/W = 3.6$



(c) $L/W = 2.5$

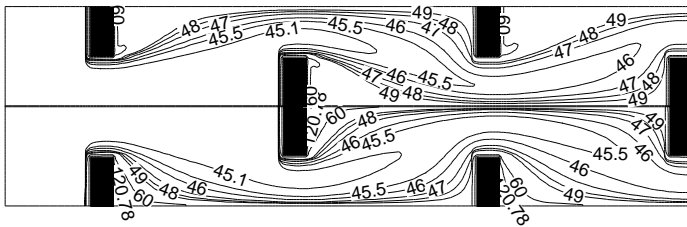
Fig. 3.11 The effect of fin pitches on contours of u , comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part).($x - y$ plane)

Variable viscosity

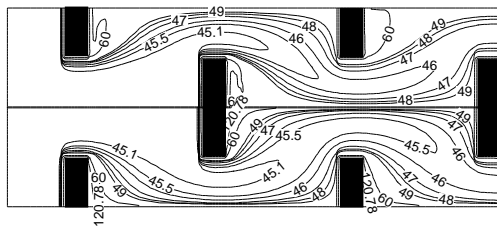


Constant viscosity

(a) $L/W = 5$

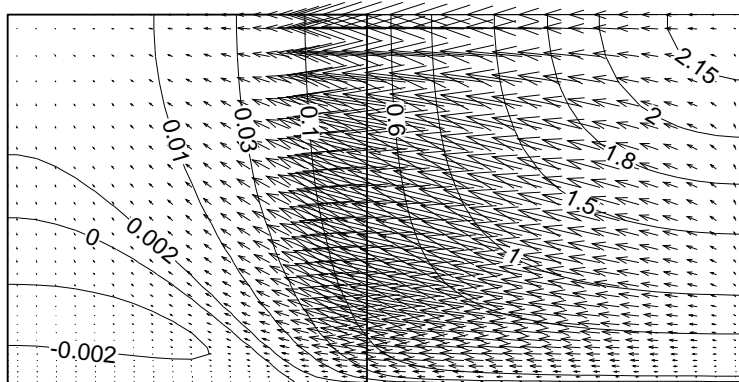


(b) $L/W = 3.6$

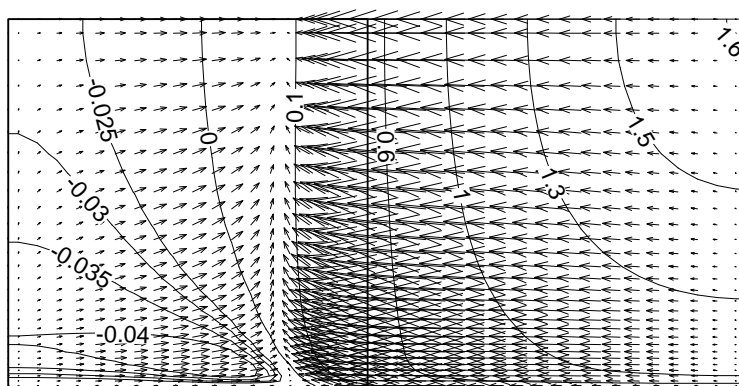


(c) $L/W = 2.5$

Fig. 3.12 The effect of fin pitches on Isothermal lines, comparing the case of variable viscosity(upper part) and constant viscosity(lower part). ($x - y$ plane)

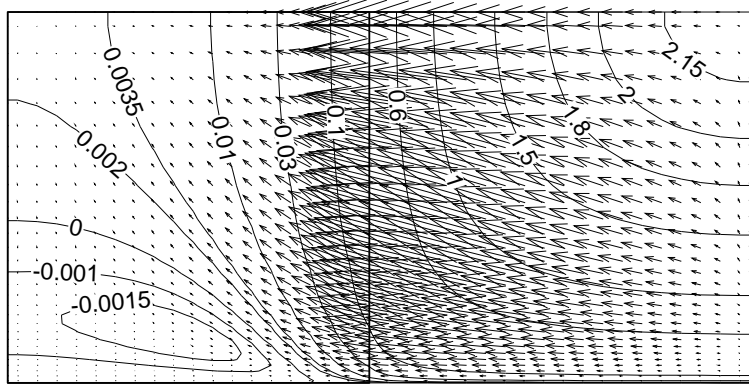


(a) Constant viscosity

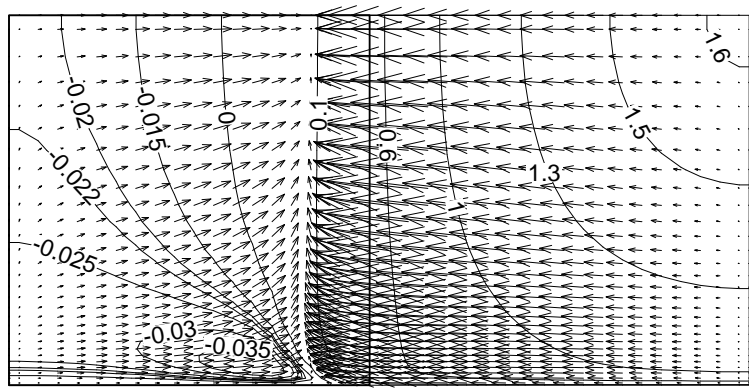


(b) Variable viscosity

Fig. 3.13 Contours of velocity u and velocity vectors at 1st fin rear face. ($L/W = 5$)

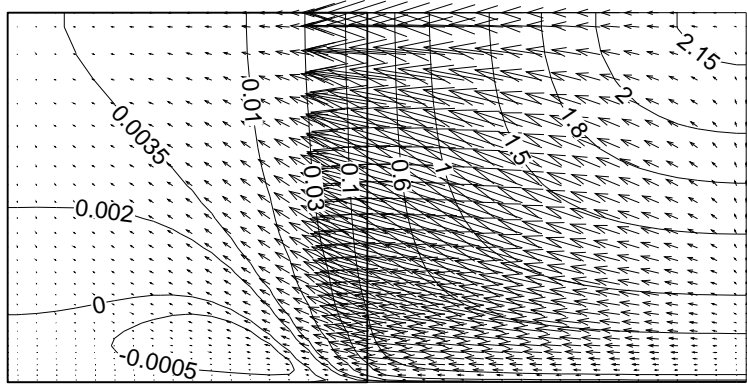


(a) Constant viscosity

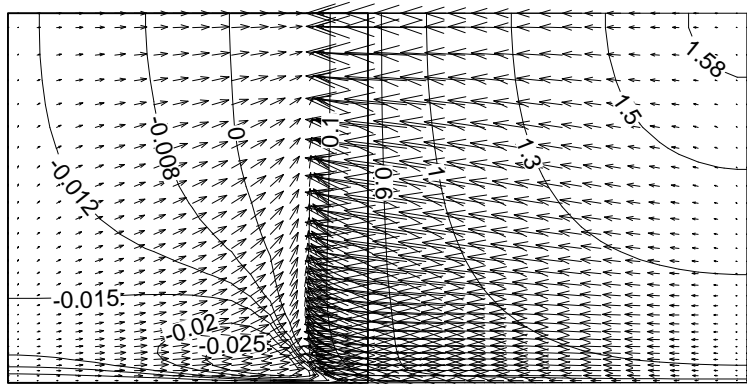


(b) Variable viscosity

Fig. 3.14 Contours of velocity u and velocity vectors at 1st fin rear face. ($L/W = 3.6$)

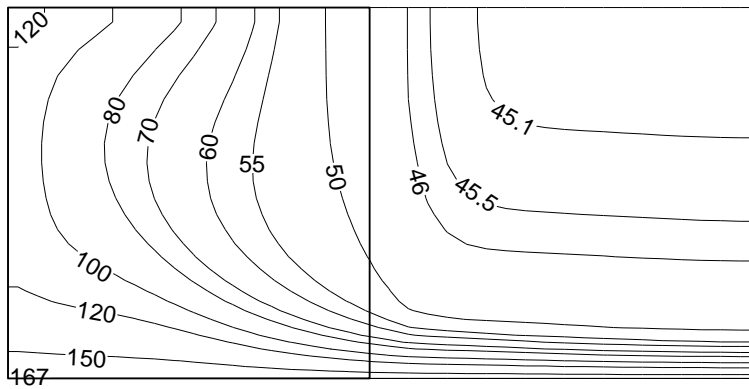


(a) Constant viscosity

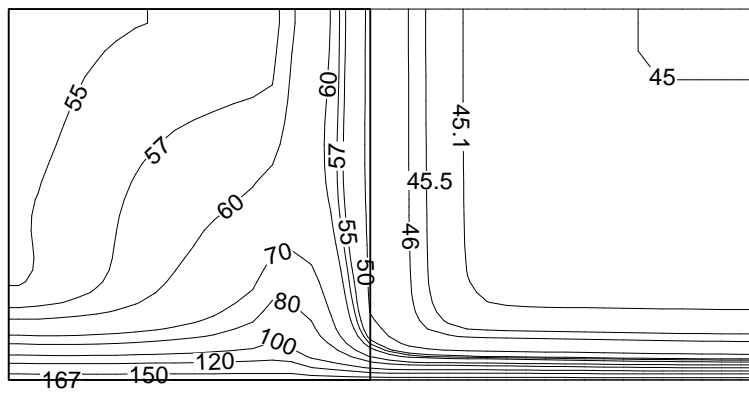


(b) Variable viscosity

Fig. 3.15 Contours of velocity u and velocity vectors at 1st fin rear face. ($L/W = 2.5$)

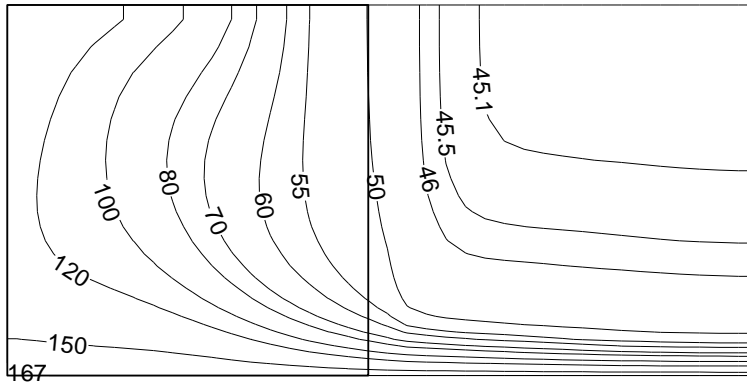


(a) Constant viscosity

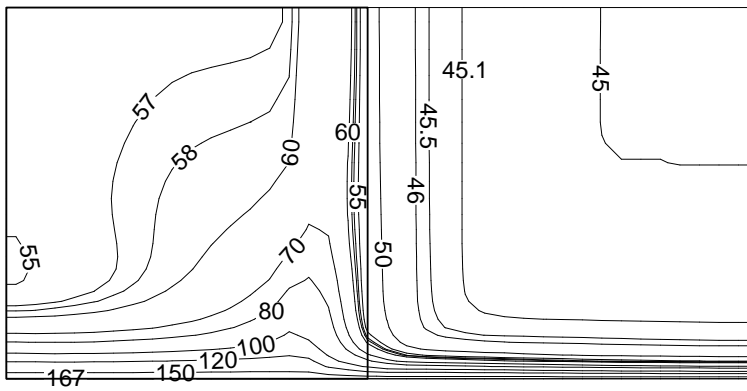


(b) Variable viscosity

Fig. 3.16 Isothermal lines at 1st fin rear face. ($L/W = 5$)

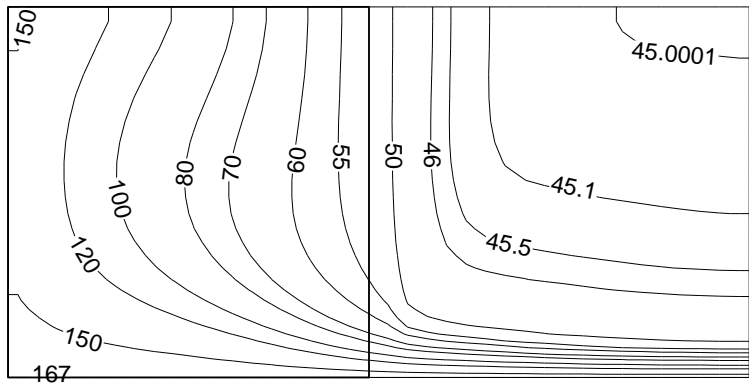


(a) Constant viscosity

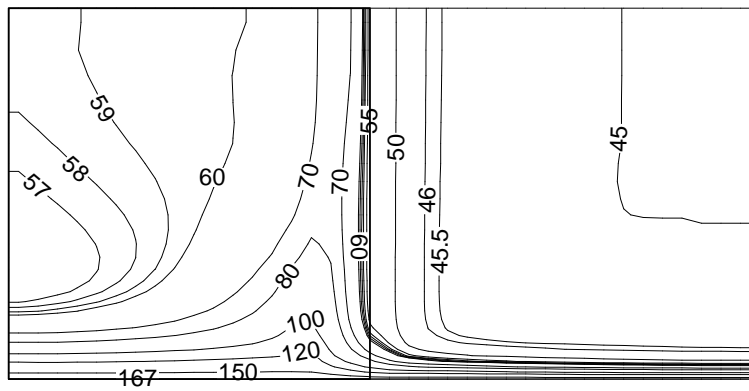


(b) Variable viscosity

Fig. 3.17 Isothermal lines at 1st fin rear face. ($L/W = 3.6$)



(a) Constant viscosity



(b) Variable viscosity

Fig. 3.18 Isothermal lines at 1st fin rear face. ($L/W = 2.5$)

2.3 마찰인자

온도에 따른 점성계수 변화를 고려하여 계산한 경우와 일정한 점성계수인 경우에서 계산결과를 이용하여 마찰인자를 구하고 그 결과를 비교하여보았다. 이 경우에도 각각 특성길이는 등가길이를 이용하였다.

Fig. 3.19는 점성계수가 온도에 따라 변함에 따라 마찰인자 효과를 보여 주는 것이다. 물성치가 온도에 따라 변하는 경우, 일정 물성치의 경우보다 대략 마찰계수는 약 50% 이상 감소하는 것으로 예측된다. 그리고 입구온도와 벽온도의 차이가 클수록 마찰인자는 적게 예측되었다. 일반적으로 고점성 유동에서는 본 연구에서와 같이 점성계수가 온도가 많이 변하는 경우 일정물성치의 마찰인자 상관식에 평균온도와 벽온도에서 구한 점성계수에 비례한다고 알려져 있다. 본 연구결과도 이와 유사한 경향을 보여 주고 있다.

2.4 평균열전달계수

Fig. 3.20에는 일정 점성계수인 경우와 온도에 따라 점성계수가 변하는 경우, f 인자를 레이놀즈의 함수로 나타내었다.

점성계수가 온도에 따라 변하는 경우의 f 인자가 일정 점성계수의 경우보다 약 50% 이상 높게 예측되고 있다. 또한 입구온도가 45℃인 경우가 입구온도 60℃의 경우 보다 약 15% 이상 높게 예측된다. 벽온도가 일정할 때, 입구온도와 벽온도의 차이가 클수록 대류열전달 계수가 커지는 결과를 예측할 수 있다.

각각의 경우의 데이터들을 분석한 결과 f 인자가 레이놀즈수의 -0.55 승에 비례하는 것을 알 수 있었다. 특히 점성계수가 온도에 따라 변하는 경우는 유체온도에서의 점성계수와 벽온도에서의 점성계수의 비에

0.14승에 비례하는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과로 다음의 상관식을 얻을 수 있었다. 식(3.1), (3.2)는 각각 점성계수가 일정하다고 가정한 경우와 온도에 따라 점성계수가 변하는 경우의 결과이다.

$$j = 0.9Re^{-0.55} \quad (\text{Constant viscosity}) \quad (3.1)$$

$$j = 0.9Re^{-0.55} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{Variable viscosity}) \quad (3.2)$$

Fig. 3.21은 계산의 결과들과 본 연구에서 구한 평균대류열전달계수의 상관식과의 비교를 보여주고 있는데 차이는 $\pm 15\%$ 이내로 나타나고 있다.

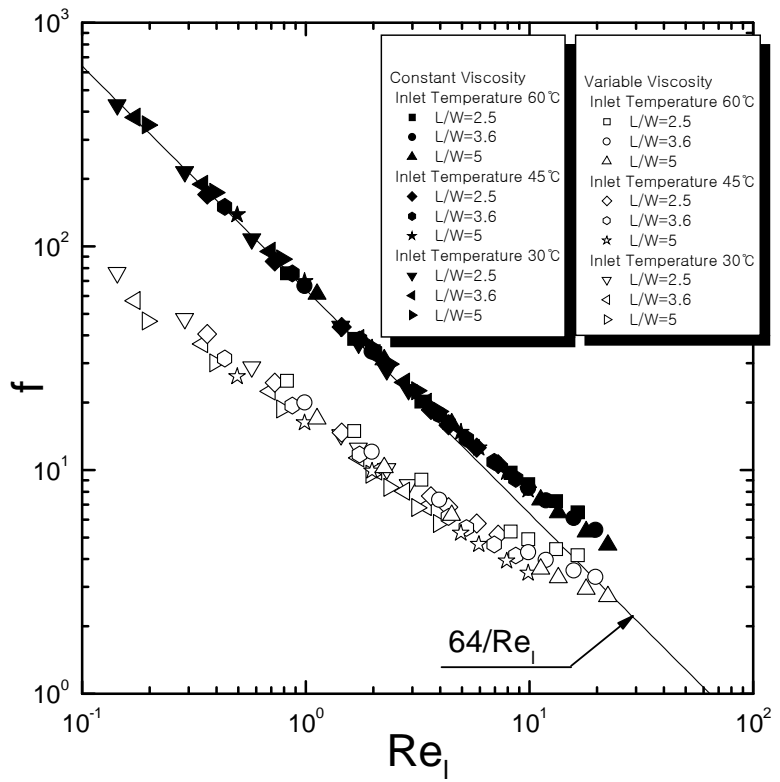


Fig. 3.19 The effect of variable viscosity friction factors.

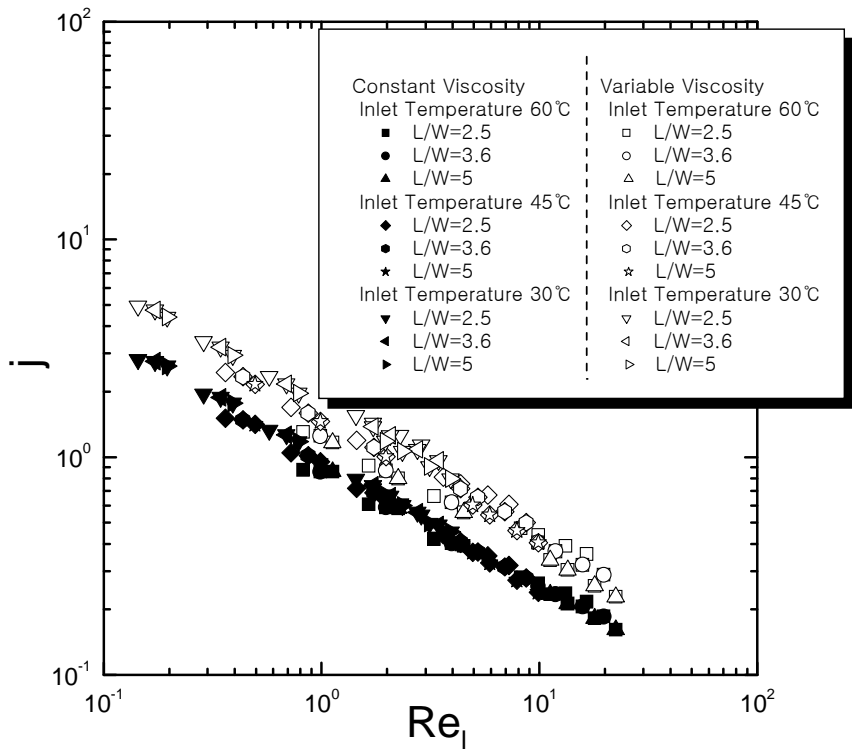


Fig. 3.20 The effect of variable viscosity on f -factor.

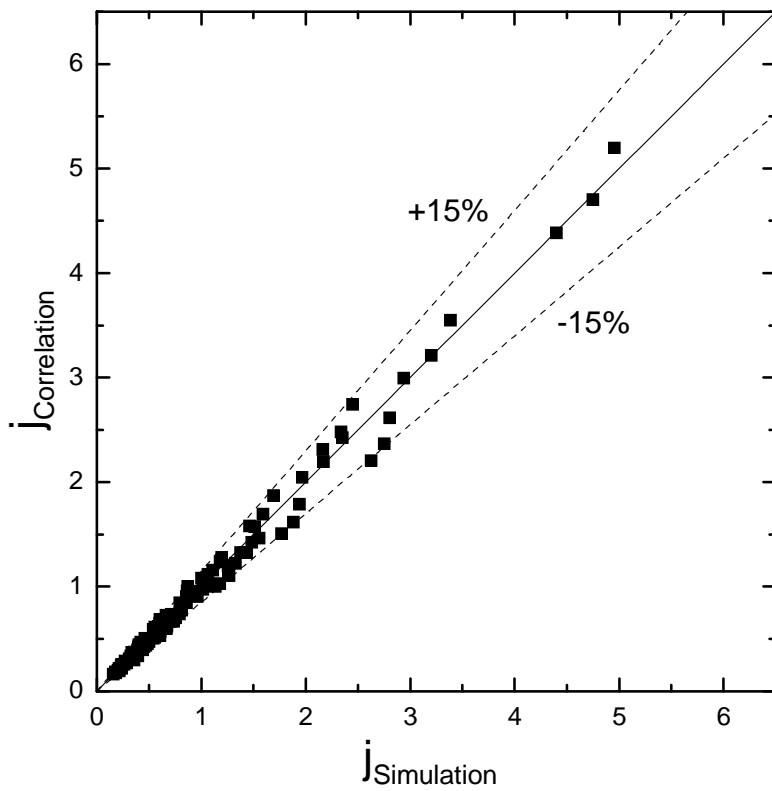


Fig. 3.21 Deviations of correlation for heat transfer coefficients.

제 4 장 결 론

본 연구에서는 읍셋 스트립 흰이 오일 유동에 가로질러 놓여 있는 경우 수치해석방법을 적용하여 열 유동 현상을 해석하였다. 주된 목적은 일정 점성계수인 경우와 온도에 따라 점성계수가 변하는 경우에 각각 열전달과 압력강하를 비교 분석하기 위한 것이었다. 계산 결과를 이용하여 마찰인자, 무차원 대류열전달 계수를 구하고 현상을 분석하였으며 현재까지의 계산결과로 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1. 오일유동과 같은 고점성유동에서 특성길이는 기하학적 형상의 길이보다는 등가길이를 택하는 것이 유동현상을 파악하는데 편리하다.
2. 입구온도와 벽온도 차이가 크면 클수록 마찰인자는 감소한다. 본 연구에서는 50%이하의 감소를 보였다.
3. 입구온도와 벽온도 차이가 클수록 대류열전달계수는 증가하며 본 연구에서는 50%이상의 증가가 예측되었다.
4. 평균대류열전달계수 상관식은 다음과 같다.

일정 물성치인 경우에는,

$$j = 0.9Re^{-0.55} \quad (\text{Constant viscosity})$$

온도에 따라 점성계수가 변하는 경우에는,

$$j = 0.9Re^{-0.55} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{Variable viscosity})$$

참 고 문 헌

1. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.
2. Wieting, A. R., 1975, Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Offset Fin Plate Heat Exchangers, J. of Heat Transfer, Vol. 97, pp. 488.
3. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation.
4. Yang, D. I., 2001, A Study on the Heat Transfer Characteristics of an Oil Heater, A Master's thesis, Korea Maritime University
5. Suzuki, K., Hirai, E., and Miyake, T., 1985, Numerical and Experimental Studies on a Two-Dimensional Model of an Offset-Strip-Fin Type Compact Heat Exchanger used at Low Reynolds number, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 4, pp. 823-836.
6. Bergles, A. E., 1997, Heat Transfer Enhancement The Maturing of Second Generation Heat Transfer Technology, Heat Transfer Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 47-55.
7. DeJong, N. C., Zhang, L. W., Jacobi, A. M., Balachandar, S., Tafti, D. K., 1998, A Complementary Experimental and Numerical Study

of the Flow and Heat Transfer in Offset Strip-Fin Heat Exchangers, Transactions of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 120, pp. 690-698.

8. Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 10, pp. 171-180.
9. Magner, W. J. and Bergles, A. E., 1978, Augmentation of Tube-Side Laminar Flow Heat Transfer by Means of Twist Tape Inserts, Static Mixer Inserts and Internally Finned Tubes, Heat Transfer 1978, Hemisphere, Washington, Vol. 2, pp. 583-588.
10. Welling, J. R. and Wooldridge, C. B., 1965, Free Convection Heat Transfer Coefficients from Rectangular Fins, J. Heat Transfer, Vol. 87, pp. 439-444.
11. Starner, K. E. and McManus, H. N., 1963, An Experimental Investigation of Free Convection Heat Transfer from Rectangular Fin Arrays, J. Heat Transfer, Vol. 85, pp. 273-278.
12. Kang, D. J., Shin, S. H. and Jung, H. H., 2001, 2 Dimensional Correlations of Heat Transfer of Oil Flows over Offset Strip Fins, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 9, pp. 734-740.

13. Uttarwar, S. B. and Raja Rao, M., 1985, Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts, Transactions of the ASME, Vol. 107, pp. 930-935.
14. Date, A. W., 1974, Prediction of Fully Developed Flow in a Tube Containing a Twisted Tape, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 845-859.
15. Bergles, A. E. and Joshi, S. D., 1983, Augmentation Techniques for Low Reynolds Number In-Tube Flow, Low Reynolds Number Flow in Heat Exchangers, Hemisphere, Washington, pp. 694-720.
16. Joshi, H. M. and Webb, R. L., 1987, Heat Transfer and Friction in the Offset Strip Fin Heat Exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, pp. 69-83.

감사의 글

새로운 세계를 동경하며 부푼 꿈을 안고 학교에 발을 내딛은 것이 벌써 여러해 전 일이 되었습니다. 학부를 마치며 못내 아쉬워 대학원에 진학한지도 벌써 2년 전 일이 되어버렸습니다. 그렇게 지나버린 소중한 시간들을 이 논문 한권에 담아내며 많은 분들을 떠올립니다. 앞으로 계속 나아갈 수 있도록 힘이 되어 주신 분들에게 작으나마 감사의 인사를 전하려합니다.

먼저 너무나도 부족한 저를 독려해 주셔서 지금까지 이끌어 주신 정형호 교수님, 때로는 야단치시고 또 때로는 격려로 학문뿐만이 아니라 세상사는 법까지도 깨우쳐 주신 교수님께 진심으로 감사드립니다. 그리고 많은 가르침을 주시고 바쁘신 중에도 끝까지 관심을 가지고 논문을 심사해주신 김동혁 교수님과 윤상국 교수님께도 감사드립니다. 또한 여러모로 관심과 애정을 보내주신 도덕희 교수님, 방광현 교수님과 더불어 여러 교수님들께도 감사드립니다.

동문수학하던 여러 선·후배들께도 고마운 마음을 전하려합니다. 같이 실험실 생활을 하며 공부도하고 때로는 마음을 같이하여 일상의 스트레스도 풀던 덕종 선배, 항상 마음 써 준 대일 선배 그리고 여러 실험실 선배들께 고마운 마음 전합니다. 같이 수업도 받고 여러모로 서로 의지가 되어 준 수일 선배와 더불어 여러 학우들께도 감사드리고, 생활을 같이 하며 동고동락 해온 실험실 후배 경록, 영주, 성욱, 상재에게도 고마운 마음 다 전할 길이 없습니다. 아울러 먼저 졸업해서 사회에 나가서도 계속 관심과 격려를 보내준 동기들, 진호, 성태, 민호 그리고 지면에 다 실지 못한 여러 선·후배, 친구들에게도 빠짐없이 감사를 전하고 싶습니다.

언제나 저를 믿고 후원해주신 할머니와 지금은 하늘에서 저를 보고계실 할아버지 그리고 여러 친지분들께 감사 또 감사드립니다. 사랑스런 동생들 성미, 성수 그리고 저를 낳아 길러주시고 누구보다 사랑과 믿음으로 저에게 힘이 되어주신 부모님께 이 논문을 바칩니다.