

오프셋 스트립 힌을 가로지르는 오일유동의 열전달 2차원 상관관계식

강 덕 종, 신 성 학, 정 형 호*
한국해양대학교 대학원, *한국해양대학교 기계정보공학부

2 Dimensional Correlations of Heat Transfer of Oil Flows over Offset Strip Fins

Duk Jong Kang, Seong Hak Shin, Hyung Ho Jung*
Korea Maritime University Graduate School, Pusan 606-791, Korea
*Division of Mechanical and Information, Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea
(Received January 21, 2002; revision received August 7, 2002)

ABSTRACT: In the present study, heat transfer characteristics of oil flow over offset strip fins are predicted by the numerical methods. Oil flow in the plate-fin passage is idealized by 2 dimensions. Inlet velocity, Prandtl number and fin pitch ratio are chosen as parameters which affect the heat transfer of offset strip fins. The effect of parameters on pressure drops and convective heat transfer coefficients are described. Characteristic length is derived in case of 2 dimensional flow situation. Correlations for friction factor and convective heat transfer coefficient are derived.

Key words: Offset strip fin(오프셋 스트립 힌), Oil flow(오일유동), Correlation(상관관계식)

기 호 설 명

- | | |
|---|------------------------------------|
| f : 마찰인자 [-] | q_x'' : 열유속 [W/m^2] |
| h : 대류열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$] | Re : Reynolds 수 [-] |
| j : Colburn j 계수, $St \cdot Pr^{2/3}$ | s : 힌 사이 거리, $L/2 - t$ [m] |
| k : 열전도도 [$W/m \cdot K$] | St : Stanton 수, $Nu/(Re \cdot Pr)$ |
| L : 힌피치 [m] | T : 온도 [$^{\circ}C$] |
| l : 등가길이, Eq. (7) | t : 힌의 두께 [m] |
| Nu_l : 국소 Nusselt 수 [-] | u, v : x, y 방향의 속도 [m/s] |
| p : 압력 [Pa] | W : 힌의 폭 [m] |
| Pr : Prandtl 수 [-] | x, y : 직교좌표 |

그리스 문자

- | |
|-------------------------------|
| α : 열 확산계수 [m^2/s] |
| ν : 동점성계수 [m^2/s] |
| ρ : 유체의 밀도 [kg/m^3] |

† Corresponding author
Tel.: +82-51-410-4362; fax: +82-51-405-4790
E-mail address: junggh@hanara.kmaritime.ac.kr

하첨자

- m : 평균값
- s : 흰 표면
- l : 등가길이

1. 서 론

공학에서 오일은 디젤기관의 연료로, 상대운동 기구의 마찰면의 내마모를 위해서 그리고 밀봉과 방열을 위한 매체로 이용되고 있다. 오일의 점도는 온도에 따라 크게 변하는 특성을 갖고 있어, 오일을 수송할 때에는 오일을 가열하고 유동성을 좋게 하여 펌프동력비용을 적게 한다. 오일을 가열하는 오일히터는 최근 셀 앤 플레이트 형식을 사용하고 있으며 가열매체로는 고압증기를 사용하기도 한다. 본 연구에서는 그중에서 웁셋 스트립 흰으로 구성된 유로에서 열전달과 압력강하 특성을 대상으로 하였다. 웁셋 스트립 흰 단면 모양은 Fig. 1과 같고 웁셋 스트립 흰을 확대하여 유동형태를 나타낸 것은 Fig. 2와 같다. 웁셋 스트립 흰으로 열전달 면적이 증가하고, 웁셋 스트립 흰에 의해 유동이 교란되어 열전달을 촉진시키고 사용유체가 잘 섞이도록 한다.

이러한 웁셋 스트립 흰에 대한 연구로는 Kays

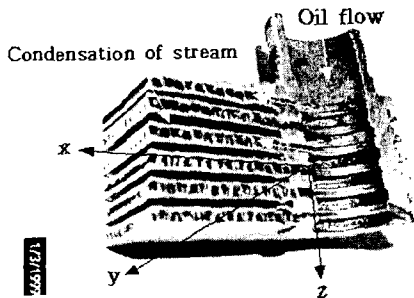


Fig. 1 Cross-sectional view of oil heater.

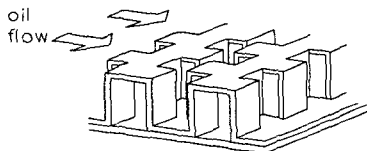


Fig. 2 Configuration of offset strip fin and oil flow.

and London⁽¹⁾과 Wieting⁽²⁾은 실험을, Patankar⁽³⁾는 수치해석적인 방법을 이용하였다. Suzuki et al.⁽⁴⁾은 폐열 회수를 목적으로 사용되는 웁셋 스트립 흰을 2차원으로 가정하여 혼합대류영역의 열전달 특성을 연구하였다. 그리고 Suzuki et al.은 웁셋 스트립 흰의 흰피치가 열전달에 큰 영향을 준다고 하였다. Bergles⁽⁵⁾는 웁셋 스트립 흰에서 상류에 있는 흰의 하류에서 발생하는 후류가 하류 흰의 열전달계수를 감소시킨다고 하였으며 이 효과는 약 10% 정도라 발표하였다. DeJong et al.⁽⁶⁾은 웁셋 스트립 흰에 대해서 실험과 수치해석을 수행하여 3차원 효과는 레이놀즈수 1300 이상에서 중요하다고 하였다. Manglik and Bergles⁽⁷⁾는 열전달계수와 마찰인자를 실험에 의해 구하였으며 기존 상관식과 비교하였다.

한편 Marnar and Bergles⁽⁸⁾는 원형관 내에 열전달을 향상시키기 위한 장치를 삽입하고 에틸렌 글리콜을 작동유체로 하여 가열 또는 냉각실험을 하여 넷셀수를 비교하였다. 그들은 가열할 때 넷셀수가 차이가 남을 보고하였다.

이러한 웁셋 스트립 흰에 대한 연구에는 공기, 물 등 저점도 유체에 국한된 것이다. Yang and Jung⁽⁹⁾은 고점성유체인 오일이 가로질러 놓여 있는 웁셋 스트립 흰을 따라 흐를 때, 입구영역에서 열전달 현상을 수치해석으로 연구하였다. 그들은 입구영역에서 흰의 평균 열전달계수는 흰의 열수에 따라 차이가 나지 않음을 보고하였다. 본 연구에서는 동일한 형상에 대해서 오일의 종류와 입구온도를 변화시키면서 계산한 결과를 이용하여 압력강하와 열전달계수의 상관관계식을 유도하였으며, 특성길이를 정하였다.

2. 이 론

2.1 해석모델

본 연구에서 해석하고자 하는 웁셋 스트립 흰의 단면에 대한 2차원의 모델을 Fig. 3에 나타내었다.

점성이 매우 큰 오일이 주기적으로 일정한 간격을 갖는 수직인 흰에 대해 직교유동을 하고 계산영역은 절반에 해당하는 얇은 수직 흰을 6개로 잡아 직사각형 ABCD로 설정하였다. 그림에서 t 는 수직 흰의 두께, W 는 수직 흰의 높이, L 은

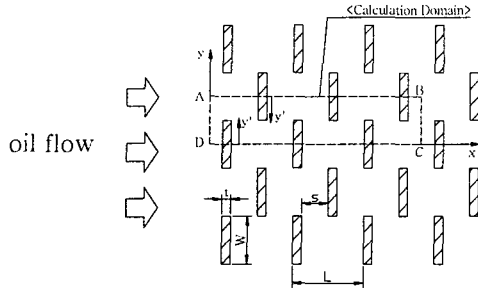


Fig. 3 Schematic diagram of a transverse fin array, coordinate and geometric data.

수직 핀 사이의 간격, y' 은 대칭면에서 핀 방향을 나타낸다.

오일은 점성이 매우 커서 레이놀즈수는 매우 작다고 볼 수 있으므로 층류로 가정하여 해석하였다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

웍셋 스트립 핀에서의 오일유동은 비압축성, 층류로 가정하였다. 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

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

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \tag{3}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \tag{4}$$

지배방정식에 대한 입구조건 및 경계조건들은 Table 1에 나타내었다.

2.3 열전달계수

넛셀수는 푸리에법칙과 뉴턴의 냉각법칙을 이용하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$h = \frac{q''}{T_s - T_m}, \quad q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \tag{5}$$

$$Nu_l = \frac{hl}{k} \tag{6}$$

식(6)에서 특성길이 l 은 유동특성을 나타내는 등가 길이로 자유유동체적을 접수면적으로 나눈 것을 사용하고 있으며,⁽¹⁰⁾ 2차원 유동을 해석한 본 연구에서는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$l = \frac{\text{자유유동체적}}{\text{접수면적}} \approx \frac{L}{2} - 1.5t \tag{7}$$

유체의 속도와 온도는 단면을 통과하는 평균 속도 u_m 과 평균 온도 T_m 을 사용하였다. 넛셀수는 l 을 특성길이로 하여 식(6)과 같이 정의하였다.

$$T_m = \frac{\int_0^w \rho u C_p T dy}{\dot{m} C_p} \tag{8}$$

2.4 데이터처리

수치해석을 통하여 구한 압력강하를 이용하여 마찰인자를 다음의 Darcy-Weisbach 식으로 구하였다.

Table 1 Boundary conditions

Section	Boundary conditions	Remark
D-A	$u = u_{in}, v = 0, T = T_{in}$	Inlet condition
A-B	$\frac{\partial u}{\partial y} \Big _{y=w} = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big _{y=w} = 0$	Symmetric condition
B-C	$\frac{\partial u}{\partial x} \Big _{x=3L} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} \Big _{x=3L} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big _{x=3L} = 0$	Neumann condition
C-D	$\frac{\partial u}{\partial y} \Big _{y=0} = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big _{y=0} = 0$	Symmetric condition
Fin	$T = 167^\circ\text{C}$	Constant temperature

$$\Delta P = f \frac{1}{2} \rho u_m^2 \frac{3L}{l} \quad (9)$$

식(9)의 분자 $3L$ 은 계산영역의 길이이다. 환에서의 국소대류 열전달계수를 평균하여 다음과 같은 무차원변수, 콜번 j 인자를 구하였다.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_l}{Re_l Pr} Pr^{2/3} \quad (10)$$

3. 계산결과 및 검토

본 연구에서 계산을 수행한 경우를 Table 2에 표시하였다. 플란틀수의 효과를 보기 위하여 오일은 180 CST와 SAE 30을 택하였고 입구온도는 30°C, 45°C, 그리고 60°C로 정했다.

3.1 마찰인자의 상관식

Fig. 4는 수치계산된 압력강하를 이용하여 환피치비에 따라 마찰인자를 레이놀즈수의 함수로 표시한 것이다. (a)는 특성길이를 환 사이거리 s 로 설정했을 경우이며 (b)는 환의 폭으로 (c)는 유동을 대표하는 등가길이 l 을 특성길이를 택하였을 경우이다. (a)의 경우는 결과가 관내 유동에서 발달된 층류의 해석해보다 다소 높게 나타나고 있다. (b)는 적은 값으로 예측되며 데이터들이 넓게 분포되고 있다. (c)의 경우가 해석해와 아주 유사한 경향을 나타내고 있다. 따라서, 본 논문에서

Table 2 Calculation conditions

Oil	Inlet temperature	Prandtl no.
180 CST	30°C	9350
	45°C	3670
	60°C	1610
SAE 30	30°C	2920
	45°C	1290
Fin pitch ratio (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	

서는 자유유동체적을 접수면적으로 나눈 값을 특성길이를 선택하는 것이 타당한 것 같다. 레이놀즈수가 8 이하 그리고 환피치비가 3.6인 경우에는 관내 층류유동 해석해인 $f=64/Re_l$ 식과 거의 일치함을 알 수 있다. 레이놀즈수가 8 이상인 경우에는 관내 발달된 유동에서 나타나는 일정한 마찰인자의 경향을 보이고 있다.

환피치비가 5 또는 2.5인 경우에도 Fig. 4에서 보여준 바와 같이 마찰인자의 해석해의 경향과 같이 변함을 알 수 있으며 환피치비가 적은 경우에 마찰인자가 적게 나타나고 있다. 이와 같은 경향은 기존의 연구결과를 비교 검토하면 알 수 있다.

Table 3에 마찰인자 상관관계식에 대한 기존 연구결과를 나타내었다. Bergles and Joshi⁽¹¹⁾는 원형관내 비틀린 테이프를 설치한 경우와 튜브 내에 환이 있는 경우에 대해서 실험과 수치해석을 포함하여 기존 마찰인자에 대한 연구결과를

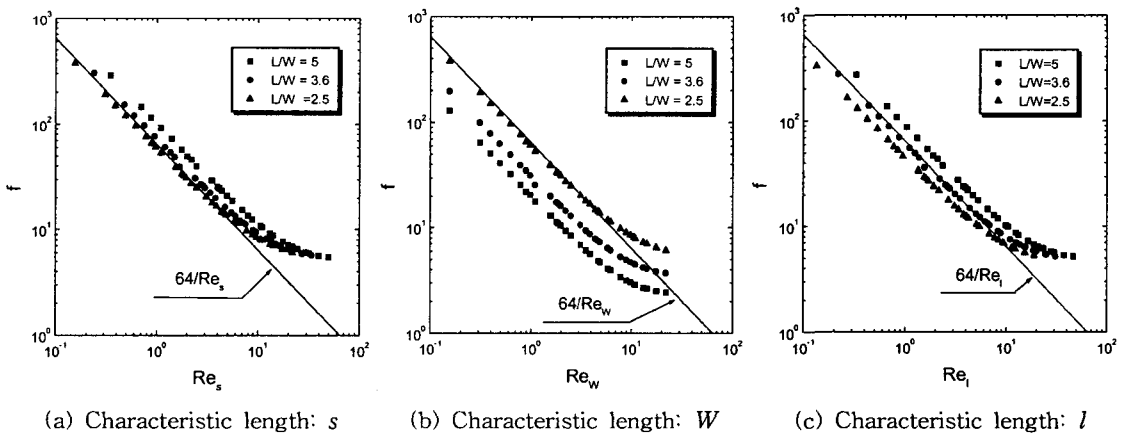


Fig. 4 The Effect of fin pitches and characteristic lengths on friction factor.

Table 3 Chronological listing of friction factor correlation

Investigator(s)	Correlation	Characteristic length	Remarks
1. Bergles & Joshi ⁽¹¹⁾	$fRe = \text{constant}$, * constant is 2 or 3 times larger than 64	Inside tube diameter	Twisted tape, Oil flow
2. Date ⁽¹²⁾	$fRe = 42.43$, for $\frac{Re}{y} < 6.7$ $fRe = 38.4 \left(\frac{Re}{y}\right)^{0.05}$, for $6.7 < \frac{Re}{y} < 100$ $fRe = C \left(\frac{Re}{y}\right)^{0.3}$, for $\frac{Re}{y} > 100$ $C = 8.82y - 2.12y^2 + 0.211y^3 - 0.0069y^4$	Inside tube diameter	Twisted tape, Oil flow
3. Uttarwar & Raja Rao ⁽¹⁰⁾	$fRe = 64$, $Re < 180$	$\frac{4 \text{ volume of free space for flow}}{\text{Total wetted surface}}$	Wire coil inserts, Oil flow
4. Joshi & Webb ⁽¹³⁾	$f = 8.12 Re^{-0.74} (l/D_h)^{-0.41} \alpha^{-0.02}$, $Re \leq Re^*$ $f = 1.12 Re^{-0.36} (l/D_h)^{-0.65} (t/D_h)^{0.17}$, $Re \geq Re^* + 1000$ $Re^* = 257 (l/s)^{1.23} (l/t)^{0.58} D_h \left[t + 1.328 \left(\frac{Re}{l D_h}\right)^{-0.5} \right]^{-1}$	$\frac{4 \text{ minimum free flow area}}{\text{Heat transfer area per unit length}}$ $D_h = \frac{2(s-t)h}{[(sth) + th/l]}$	Longitudinal flow along offset strip fin, Common fluid
5. Manglik & Bergles ⁽⁷⁾	$f = 9.6243 Re^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2650}$	$D_h = \frac{4shl}{[2(sl + hl + th) + ts]}$	Longitudinal flow along offset strip fin, Common fluid
6. Present Results	$f = 16(L/W)/Re$	$D_h = L/2 - 1.5t$	Cross flow over offset strip fin Oil flow

비교하였다. Bergles and Joshi는 특성길이를 튜브내경으로 정하였으며, 마찰인자는 원관인 경우에 해석해와 비교하였다. 그들의 결과를 검토하면 마찰인자값이 해석해와 비교하여 레이놀즈수가 600까지는 마찰인자가 Re^{-1} 에 비례한다고 보고하였다. Date⁽¹²⁾는 수치해석결과를 이용하여 마찰인자에 대한 상관식을 발표하였다. 그들의 연구대상이 되는 관내에 비틀린 테이프를 설치한 경우이다. Date는 층류유동에서 레이놀즈수가 6.7 이하인 경우에는 마찰인자 값은 Re^{-1} 에 비례하고 비례상수는 42.43이라고 발표하였다.

이와는 달리 특성길이를 본 연구와 같은 등가 길이로 선택한 연구결과가 Uttarwar and Raja Rao⁽¹⁰⁾에 의해서 행해졌다. Uttarwar and Raja Rao의 원관 내에 스프링을 장착한 경우 오일유동의 실험결과와 비교 검토하였다. Uttarwar and Raja Rao는 해석해의 마찰인자값에서 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 Uttarwar and Raja Rao의 결과와 유사한 경향으로 나타났다.

본 연구와는 달리 읍셋 스트립 원을 따라 흐르는 유체에 관한 것으로는 DeJong et al.과 Joshi and Webb⁽¹³⁾ 등의 연구가 있다. Joshi and Webb은 일반 점성유체에 대한 마찰인자에 대한 상관식을 구하였다. DeJong et al.은 수치해석과 실험을 통하여 Joshi and Webb의 상관식과 비교하여 거의 같은 결과를 보여주었다.

Table 3에 나열되어 있는 기존의 연구결과를 살펴보면 특성길이의 정의가 각 연구자마다 조금씩 차이가 있다. 그리고 마찰인자값은 저 레이놀즈 범위에서는 점성력 항이 지배적이어서 원관에서의 해석해값과 경향은 일치한다. 단지 차이가 있는 것은 상수값인데 이는 특성길이의 정의에 달려 있다고 사료된다. 즉 Bergles and Joshi, 그리고 Date의 연구에서는 기하학적 형상 중 하나를 특성길이로 택하였으며, 상수값은 64보다 크거나 적게 나타나고 있다.

본 연구결과와 Fig. 4를 다시 고찰하면 기하학적 형상을 특성길이로 택하면 마찰인자의 상수값은 64보다 크게 되거나 적게 됨을 알 수 있었다.

한편 Joshi and Webb, 그리고 Manglik and Bergles의 연구는 공기 등 일반유체를 대상으로 하였다. 그리고 읍셋 스트립 원을 따라 흐르는

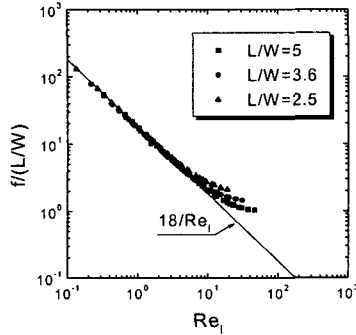


Fig. 5 Correlation plot for friction factor.

경우에 대해서, 실제 크기보다 큰 scale-up 모델을 대상으로 한 연구결과이어서 저 레이놀즈수 범위에서 마찰인자는 레이놀즈수의 -0.74 승에 비례하고 있다. 이는 점성항에 비해 대류항의 영향을 무시할 수 없어, 형상항력이 작용한 것으로 사려된다.

Fig. 5는 흰피치비를 무차원변수로 하여 마찰인자의 상관식을 구한 것이다. 이 그림을 조사하여 보면 마찰인자는 다음 식으로 주어진다.

$$f = \frac{18(L/W)}{Re_1} \quad (11)$$

흰피치비가 다른 경우에도 마찰인자는 식(11)과 같이 표시됨을 알 수 있다. 그리고 Fig. 4에서 검토한 바와 같이 레이놀즈수가 약 8 이상에서는 식(11)과 차이를 보여주고 있다. 그리고 이 마찰인자에 대한 상관관계식은 Date의 저 레이놀즈수 범위에서 마찰인자 상관관계식과 동일한 형태를 하고 있다.

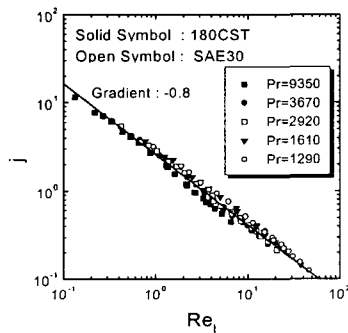


Fig. 6 The effect of Prandtl No. on j factor.

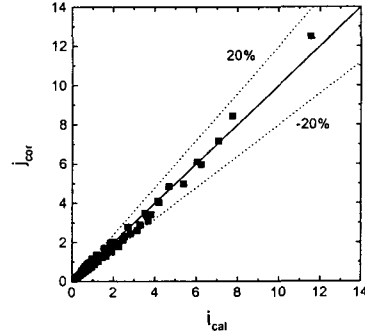


Fig. 7 Deviations of correlation for heat transfer coefficients.

3.2 평균 대류 열전달계수의 상관식

Fig. 6은 180 CST, SAE 30 오일의 입구온도를 변화시키면서 계산한 평균 대류 열전달계수를 콜번 j 인자로 무차원화하여 레이놀즈수의 함수로 대수좌표에 나타낸 것이다. 각각의 경우는 플란틀수가 다른 경우이며, 그 기울기는 약 -0.8 이며 플란틀수가 클수록 콜번 j 인자는 적게 예측되었지만, 다음 식과 같은 상관관계식을 얻을 수 있었다.

$$j = 2.5Re_1^{-0.8} \quad (12)$$

본 연구에서 콜번 j 인자 상관관계식은 레이놀즈수의 -0.8 승에 비례하는 것으로 표시된다. 이와 반면, Table 3의 기존 연구결과에서는 레이놀즈수의 -0.5 승에서 -0.7 승까지로 비례하는 것으로 나타나고 있다. 이는 본 연구에서는 2차원으로 가정하였기 때문이며, 실제 웁셋 스트립 흰에서는 고점성유체가 웁셋 스트립 흰 주위를 돌아가면서 흰 후류에서의 유동박리 등에 의한 3차원 효과가 있기 때문이라 사료된다.

Fig. 7은 Table 2의 모든 경우에서의 콜번 j 인자의 값과 본 연구에서 구한 평균 대류 열전달계수의 상관식인 식(12)와의 차이를 보여주고 있는데 차이는 $\pm 20\%$ 이내로 나타나고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 수치해석방법을 이용하여 2차원 웁셋 스트립 흰에서의 오일유동열전달 특성을 고

찰하였으며, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 2차원 유동인 경우에는 특성길이를 식(7)로 택하는 것이 좋으며, 레이놀즈수 8 이상에서 발달된 유동형태로 변한다.

(2) 일정물성치로 가정한 경우 압력강하와 열전달계수의 상관관계식은 각각 식(11)과 식(12)로 표시할 수 있다.

본 연구에서는 일정물성치로 가정한 2차원 유동에 국한하였지만, 현재 온도변화에 따른 물성치 중 점성계수 효과와 3차원에 관한 연구에 대해서 연구하고 있다.

후 기

이 논문은 2001년도 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

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, p. 488.
3. Patankar, S.V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation.
4. 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.
5. 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.
6. DeJong, N.C., Zhang, L.W., Jacobi, A.M., Balachandar, S. and 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.
7. 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.
8. Marner, 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, Hemisphere, Washington*, Vol. 2, pp. 583-588.
9. Yang, D.I. and Jung, H.H., 2001, A Study on the Heat Transfer Characteristics of Oil Flow over Offset Strip Fins, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 13, No. 11, pp. 1134-1140.
10. 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.
11. 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.
12. 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.
13. 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.