

오프셋 스트립 힌에서 오일유동의 열전달 특성에 관한 연구

양 대 일, 정 형 호*

(주)일신랩, *한국해양대학교 기계공학부

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

Dae Ill Yang, Hyung Ho Jung*

ilShin Lab. Co., Seoul, 131-857, Korea

Division of Mechanical and Information, Korea Maritime University, Pusan, 606-791, Korea

(Received June 5, 2001; revision received September 28, 2001)

ABSTRACT: In the present study, heat transfer characteristics of oil flow over offset strip fins were predicted by the numerical methods. Oil flow in the plate-fin passage was idealized by 2 dimension. Power law scheme and SIMPLE algorithm were used for convective diffusion formulation and pressure term respectively. Governing equations were discretized by control volume formulation. The flow patterns and heat transfer were predicted in details. The convective heat transfer coefficients were affected by separation bubbles which appeared at the wake region of offset strip fins.

Key words: Offset strip fin(오프셋 스트립 힌), Oil flow(오일유동), Convective heat transfer coefficients(대류 열전달계수), Separated bubble(박리된 버블)

기 호 설 명

C_p : 비열 [J/kg · K]

h : 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]

L : 평판의 총길이 [m]

l : 등가길이 [m]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

Nu_1 : 국소 Nusselt 수 [-]

\overline{Nu} : 평균 Nusselt 수 [-]

p : 압력 [kgf/m^2]

q_x'' : 열유속 [W/m^2]

t : 힌의 두께 [m]

T : 온도 [$^{\circ}C$]

U_{in} : 입구속도 [m/s]

u, v : x, y 방향의 속도 [m/s]

W : 힌 폭 [m]

x, y : 직교좌표

하첨자

m : 평균값

s : 힌 표면에서의 값

그리스 문자

α : 열확산계수 [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

1. 서 론

고출력을 필요로 하는 선박용 또는 육상용 디젤엔진에는 고점성의 연료를 사용하고 있다. 오일의 점도는 온도 증가에 따라 감소하므로 유동성을 좋게 하기 위해서 오일히터로 가열하며, 선박에서는 가열원으로 보일러에서 발생시킨 고온 고압의 스팀을 이용하고 있다. 오일히터는 고온 고압에 잘 견디는 다관 원통형을 많이 사용하였으나 설치면적을 많이 필요로 하고 다른 형태의 열교환기에 비해 비교적 고가이어서 지금은 플레이트 핀 또는 셸 앤 플레이트 형태로 바뀌고 있다. 플레이트 핀 또는 셸 앤 플레이트 오일히터는 적은 부피에 많은 열전달 면적을 가지는 밀집형 열교환기 범위에 들며 핀과 플레이트 부분에는 브레이징 그리고 플레이트 주위에는 레이저 또는 티그용접을 한다.

고온고압의 스팀을 가열원으로 하는 오일히터의 플레이트 외부에는 고온고압의 스팀이 유출하고, 오일은 플레이트 내부의 유로를 통해 흐르며, 스팀의 잠열을 받아 가열된다. 플레이트 내부의 유로는 오프셋 스트립 핀 형태로 구성되어 있으나, Fig. 1에 표시된 바와 같이 오일은 핀을 따라 흐르지 않고 핀을 가로질러 흐르게 되어 있다. 이러한 오프셋 스트립 핀에 대한 연구로는 Kays and London,⁽¹⁾ Wieting,⁽²⁾ Patankar⁽³⁾에 의해서 실험과 수치해석적인 방법을 이용하였다. Suzuki et al.⁽⁴⁾은 폐열회수를 목적으로 사용되는 오프셋 스트립 핀을 2차원으로 가정하여 혼합대류영역의 열전달 특성을 연구하였다. 그리고 Suzuki et al.⁽⁴⁾은 오프셋 스트립 핀의 핀 피치가 열전달에 큰 영향을 준다고 하였다. Bergles⁽⁵⁾는 오프셋 스트립 핀에서 상류에 있는 핀의 하류에서 발생하는 후류가 하류 핀의 열전달계수를 감소시킨다고 하였으며 이 효과는 약 10% 정도라 발표하였다.

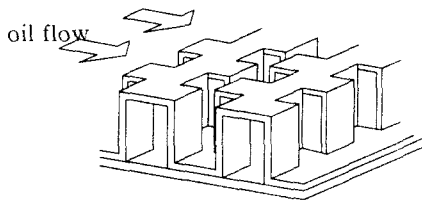


Fig. 1 Configuration of offset strip fin and oil flow.

이러한 오프셋 스트립 핀에 대한 연구에는 공기, 물과 같은 저점도 유체에 국한된 것이며, 오일과 같은 고점성유체에 대해서는 거의 이루어져 있지 않다. 본 연구에서는 유동방향에 가로질러 놓여 있는 오프셋 스트립 핀의 중심단면에서 유동을 2차원으로 가정하여 고점성유체의 유동 특성과 열전달 특성을 수치적으로 해석하였다.

2. 이 론

2.1 해석모델

본 연구에서 해석하고자 하는 오프셋 스트립 핀의 단면에 대한 2차원의 모델을 Fig. 2에 나타내었다.

점성이 매우 큰 오일이 주기적으로 일정한 간격을 갖는 수직한 핀에 대해 직교유동을 하고 계산영역은 절반에 해당하는 얇은 수직 핀을 6개로 잡아 직사각형 ABCD로 설정하였다.

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

2.2 지배방정식 및 경계조건

오프셋 스트립 핀에서의 오일유동은 비압축성, 층류로 가정하고 유도하였다. 점성소산을 무시하면 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 다음과 같다.

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

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

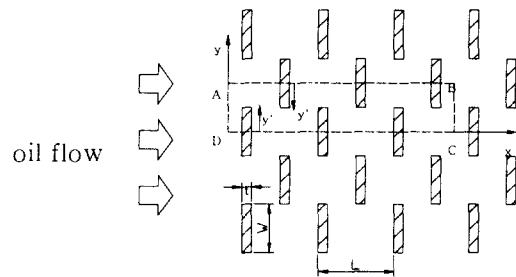


Fig. 2 Schematic diagram of a transverse fin array, coordinate and geometric data.

Table 1 Boundary conditions

Section	Boundary conditions	Remark
D-A	$u = u_{in}, v = 0, T = T_m$	Inlet condition
A-B	$\frac{\partial u}{\partial y} \Big _{y=H} = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big _{y=H} = 0$	Symmetric condition
B-C	$\frac{\partial u}{\partial x} \Big _{x=3(H+l)} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} \Big _{x=3(H+l)} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big _{x=3(H+l)} = 0$	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

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

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

모델에 대한 입구조건 및 경계조건들은 Table 1에 나타내었다.

2.3 열전달계수

넛셀수는 Fourier 법칙과 Newton의 냉각법칙을 이용하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

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

$$\text{Nu}_l = \frac{hl}{k} \quad (6)$$

식(6)에서 특성길이 l 은 유동특성을 나타내는 등가길이로 본 연구에서는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$l = \frac{\text{자유유동체적}}{\text{접수면적}} \cong \frac{L}{2} - 1.5t \quad (7)$$

유체의 속도와 온도는 단면을 통과하는 평균 속도 u_m 과 평균 온도 T_m 을 사용하였다.

$$T_m = \frac{\int_0^W \rho u C_p T dy}{m C_p} \quad (8)$$

2.4 수치해석

운동량 방정식에 있는 압력구배항은 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 알고리즘을 이용하여 간접적으로 연속 방정식으로부터 구하였다. 계산영역 내의 환은 고체이므로 이 부분은 차분식의 생성항을 이용하여 원하는 속도 u, v 를 0으로 처리하였으며, 환의 온도는 일정온도가 되도록 에너지방정식 차분식의 생성항을 처리하였다.

본 연구의 격자계는 환 쪽의 영향을 상세히 보기 위해 수직 환을 통과하면서 유동이 심하게 변하는 쪽에 좀더 조밀한 비균일 격자계를 사용하였다. 격자수는 110×44 로 하였으며 계산할 때 수치적인 안정성을 확보하기 위하여 각 변수에 하향이완을 하여 계산하였다.

3. 계산결과 및 검토

3.1 유선 및 압력강하

본 연구대상의 작동유체는 오일(180 CST)의 물성치를 사용하였고 W/L 의 비는 0.3이며, 두께 t 는 0.5 mm로 오일히터 내부의 움셋 스트립 환에 사용하는 값을 설정하여 계산하였다.

Fig. 3은 각각 입구속도가 0.1과 1.0 m/s에서 속도벡터를 나타내었다. 유동 단면적이 적어지는 수직 환 끝에서는 오일의 속도가 빠르게 나타나고 있다. 또한 오일의 흐름을 방해하는 수직 환의 근처에서는 속도가 주 유동에 비해 매우 작고 입구속도가 클수록 환 근처에서 정체영역이 작아짐을 알 수 있다.

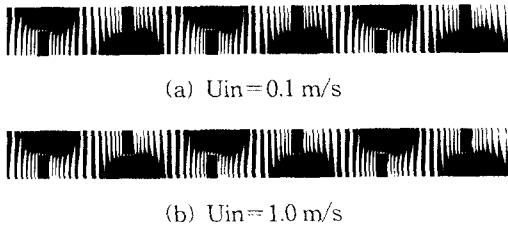


Fig. 3 Velocity vectors.

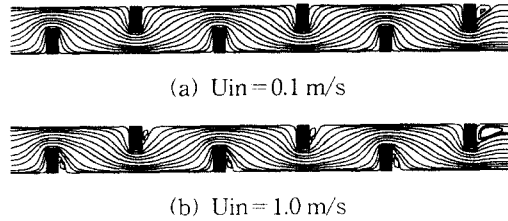


Fig. 4 Stream lines.

Fig. 4(a)는 입구속도가 0.1 m/s에서의 유선을 나타내고 있는데 전체적으로 힌을 기준으로 유선들이 대칭을 이루고 있어 클리핑 유동이 두드러지게 형성되고 있음을 알 수 있다. 그리고 마지막 힌의 하류에서 강하게 박리된 버블이 일어나고 있는데 이것은 완전 발달된 노이만 경계조건을 적용하였기 때문이다.

입구속도가 0.5 m/s보다 클수록 전면에서의 작동유체인 오일은 더 가까이 부착되고 후면에서는 주 유동유체와 박리된 유동이 형성되는데 Fig. 4(b)는 속도가 1.0 m/s인 경우를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 박리유동이 두드러지게 형성하고 있으며 속도가 클수록 크기는 더 커지고 상·하 모두 힌 방향으로 길게 늘어짐을 알 수 있다. Fig. 5는 6개의 힌을 통과하는 동안 질량유

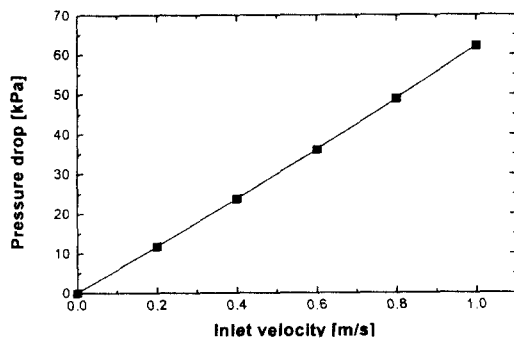


Fig. 5 Pressure drop for inlet velocity.

량에 따라서 압력강하를 예측한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 질량유량에 따라 압력강하는 거의 직선적으로 증가한다는 것을 알 수 있다. 열교환기에 삽입된 힌을 설계하는데 속도가 크면 압력강하도 크기 때문에 그 만큼 유체를 수송하는데 많은 동력을 필요로 한다.

3.2 온도장

3.2.1 등온선

온도장은 속도장에 크게 영향을 받으며 유동형태에 따라서도 크게 변한다. Fig. 6에서는 각각 입구속도가 0.1과 1.0 m/s인 경우, 등온선을 나타내었다. 입구속도가 0.1 m/s인 경우, 하류로 진행할수록 힌 하류에서 형성되는 45°C 등온선이 이루는 영역이 넓어진다. 이는 여러 개의 힌을 지나면서 온도가 발달되고 있기 때문이다. 마지막 힌의 하류에서는 앞의 유동장에서 설명하였던 경계조건 때문에 45°C 등온선이 이루는 영역이 아주 커졌다.

속도가 1.0 m/s인 경우 첫번째 힌과 두번째 힌에서 생긴 31°C 등온선은 폐곡선이 되고 세번째와 네번째 힌에서 발달된 31°C 등온선은 다음 힌까지 이어져 있다. 그리고 입구속도가 빠른 경우, 힌 하류의 온도구배는 크게 되는데 이는 유동박리에 의하여 속도가 정체되기 때문이다. 그리고 등온선이 y방향에 평행으로 나타나는데 이는 대류에 의한 것보다 전도로 열이 전달되기 때문이라 사료된다.

3.2.2 대류 열전달계수

Fig. 7은 입구속도가 0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 1.0 m/s인 경우, 각각 첫번째와 두번째 힌의 전면에서 국소 닷셀수를 나타낸 것이다. 속도가 0.5 m/s보다 큰 경우에는 힌의 전 부분에서 거의 일정한 닷셀수를 가지는 반면 속도가 0.5 m/s보다 작은

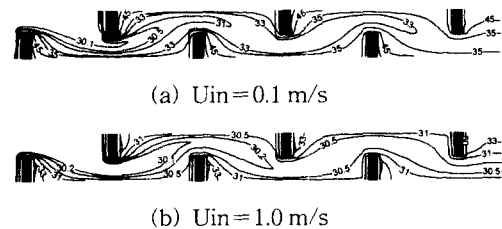
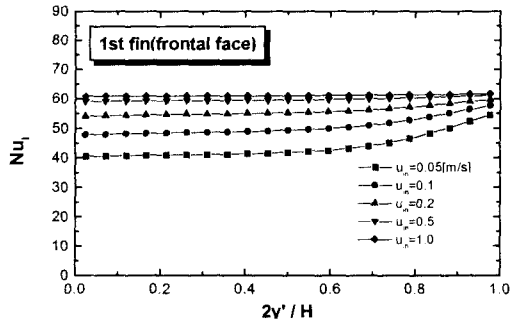
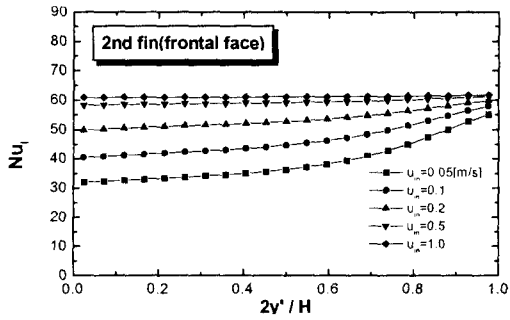


Fig. 6 Isothermal lines.



(a) 1st fin



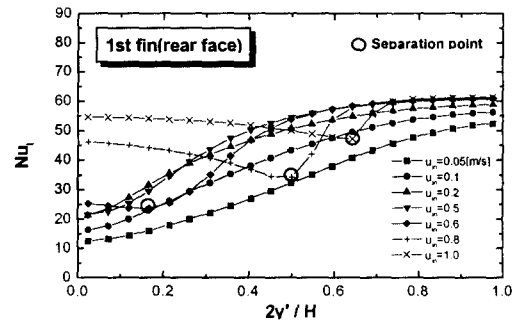
(b) 2nd fin

Fig. 7 Local Nusselt number at front faces.

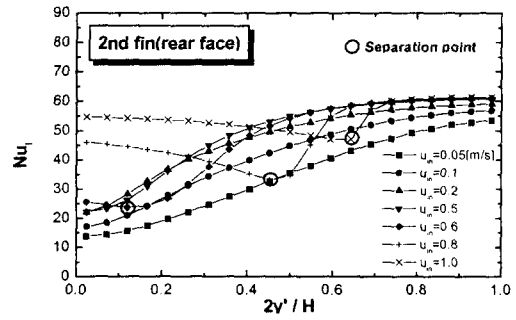
경우에서는 대칭 쪽과 흰 끝으로 갈수록 증가하고 있고, 입구속도가 클수록 그 차이는 줄어들고 있다. 즉, 넛셀수는 입구속도가 클수록 대칭면에서 크게 차이가 나고 작동유체인 오일이 통과하는 흰 끝 부분에서는 작은 차이만을 보이고 있다. 이것은 속도가 0.5 m/s보다 큰 경우에는 대칭 쪽이나 흰 끝부분에서 정체되는 영역이 적으며 속도가 0.5 m/s보다 낮은 경우에는 흰의 대칭면으로부터 3분의 2까지는 유동이 정체되고 흰 끝에서는 속도가 가속되기 때문이다.

첫번째 흰과 두번째 흰에서의 국소 넛셀수를 비교하면 입구속도가 작은 경우에는 전자의 것이 크게 나타나고 있는데 이는 균일한 속도로 들어오는 속도분포에 의한 것이고 두번째 흰에서의 유속은 첫번째 흰에 의해 유체가 돌아서 들어오기 때문이라 생각된다. 그리고 0.5 m/s 이상에서는 열전달계수의 향상은 첫번째 흰에서나 두번째 흰에서 모두 크게 둔화됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 입구속도가 0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 0.6, 0.8, 1.0인 경우, 각각 첫번째와 두번째 흰의 후면에서



(a) 1st fin



(b) 2nd fin

Fig. 8 Local Nusselt number at rear faces.

국소 넛셀수를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 입구속도가 0.05에서 0.2 m/s까지는 대칭면으로부터 균일하게 증가하는 경향을 보이고 있다. 그리고 전면에서의 국소 넛셀수인 Fig. 8을 비교하면 대칭에 가까운 형상을 보이고 있다. 특히, 0.5 m/s에서는 대칭면 쪽에 가까운 곳에서 0.2 m/s보다 작은 값을 확인할 수 있는데 이것은 0.2 m/s 정도까지는 클리핑 유동이 형성되고 0.5 m/s 정도에서는 작동유체인 오일이 정체영역을 형성하여 작아지는 것으로 예측된다.

박리점은 $(\partial u / \partial y)_s = 0$ 인 위치에서 발생하는데 유동장에서 확인한 바와 같이 속도 0.6 m/s 이상에서는 박리가 발생하여 박리된 버블이 형성되었음을 확인할 수 있다. 대칭면으로부터 시작하여 국소 넛셀수는 점차적으로 감소하다가 박리점에서 가장 최소값을 보였으며 박리점을 지나면서부터 주 유동에 직접적으로 영향을 받아 국소 넛셀수는 급격히 상승하였다. 첫번째 흰에서 박리점이 발생하는 지점은 입구속도가 0.6, 0.8, 1.0 m/s인 경우, 각각 무차원 거리 $2y'/H$ 가 0.17, 0.5,

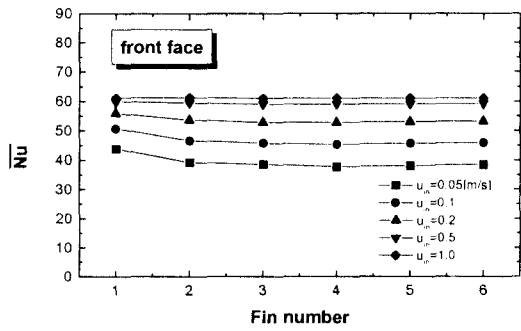


Fig. 9 Average Nusselt number for fin number (front face).

0.64에서 발생되었으며 두번째 흰에서 박리점이 발생하는 지점은 각각 무차원 거리 $2y'/H$ 가 0.12, 0.45, 0.6에서 발생되었다. 이것은 속도가 증가할수록 박리된 버블이 대칭면으로부터 증가하고 있음을 나타낸다.

Fig. 9는 입구속도가 0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 1.0 m/s에서 유동 방향으로 흰 열수에 대한 전면에서의 평균 넛셀수를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 입구속도가 0.5 m/s보다 적은 경우, 첫번째 흰에서 열전달이 가장 활발하게 일어나고 두번째 흰에서 영향을 받아 열전달이 감소하여 그 이후에는 거의 일정함을 알 수 있다. 하지만 0.5와 1.0 m/s에서는 모든 흰에 걸쳐서 일정한 평균 넛셀수값을 보였으며 이것은 계산영역이 아주 초기영역을 다루고 있고, 속도가 작은 경우와 달리 첫번째 흰에 의한 유동의 영향을 거의 받지 않고 오일이 통과하기 때문이다.

Fig. 10은 입구속도가 0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 1.0 m/s에서 x방향 흰 열수에 대한 후면에서의 평균

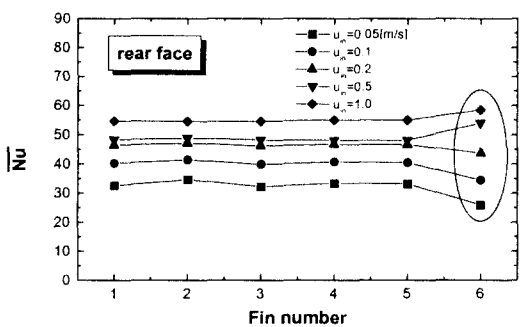


Fig. 10 Average Nusselt number for fin number (rear face).

넛셀수를 나타내었다. 같은 속도에서는 거의 일정한 넛셀수를 보이고 있으며 \circ 로 표시된 마지막 흰에서는 앞에 설명한 유동장에서 검토한 바와 같이 적용한 경계조건 때문이라 생각된다. 또한 입구속도가 1.0 m/s를 0.5 m/s와 비교해 보면, 전면에서는 약 3% 정도 큰 값을 가지는 반면 후면에서는 약 12% 정도의 큰 값을 가지고 있다. 따라서 전면에서는 속도가 증가함에 따라 전열효과와 상승폭이 감소하는 반면에 후면에서는 오히려 상승폭이 크게 증가함을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 옙섯 스트립 흰을 2차원 상황으로 가정하여 입구영역에 관심을 갖고 주기적으로 반복되는 수직 흰에서 유동특성과 열전달 특성을 연구하였다. 유한체적법에 의해 지배방정식을 차분화하고 압력 항을 처리하기 위해 SIMPLE 알고리즘을 이용하였다.

격자계는 수직평판 주위의 유동을 자세히 관찰하기 위해 x방향으로만 비균일 격자계를 사용하고 y방향으로는 균일 격자계를 사용하였다. 계산 영역에 대한 격자수는 110×44 로 하였으며 하향이완하여 수치적인 안정성을 확보하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- (1) 입구속도가 0.1 m/s에서의 유동은 주로 클리핑 유동이 형성되고 박리된 버블은 0.6 m/s에서부터 발생하기 시작하여 속도가 클수록 버블은 더 크게 형성하였다.
- (2) 압력강하는 입구에서의 질량유량의 증가에 따라 직선적으로 상승하였다.
- (3) 전면에서의 국소 넛셀수는 전체적으로 균일한 반면 후면에서의 국소 넛셀수는 박리된 버블의 크기에 따라 큰 차이를 보였으며 박리점에서 최소값을 갖는다.
- (4) 입구속도가 0.5 m/s 이하에서는 속도가 증가할수록 열전달이 크게 향상되었지만, 0.5 m/s 이상에서는 속도가 증가할수록 열전달 향상이 둔화됨을 보였다.

후 기

이 논문은 2000년도 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. pp. 179-181.
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.