

루버형 열교환기내 유동 및 열전달 특성에 관한 해석적 연구

한 진 호, 박 상 록, 김 일 점, 임 장 순*

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Numerical Analysis on Flow and Heat Transfer Characteristics in Louver Fin Heat Exchanger

Jin-Ho Han, Sang-Rok Park, Il-Gyoum Kim[†], Jang-Soon Yim^{*}

Graduate school, Inha University, Incheon 402-751, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received January 5, 2000; revision received February 10, 2000)

ABSTRACT: Numerical analysis was conducted to investigate flow and heat transfer characteristics in louver fin exchanger, which were influenced by louver pitch, fin pitch, louver angle and inlet velocity. Standard k-ε turbulent modelling was used in this study, and compared with laminar modelling. As a result of this study, Nusselt number became smaller as louver pitch or fin pitch was greater. Drag coefficient became smaller as louver pitch or fin pitch was greater, but it was little affected by inlet velocity.

Key words: Louver fin(루버핀), Average Nusselt number(평균Nu수), Drag coefficient(항력계수)

기 호 설 명

C_D : 항력계수
 F_p : 핀 피치 [mm]
 h_f : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 난류운동에너지
 k_f : 공기의 열전도계수 [$W/m \cdot K$]
 L_p : 루버 피치 [mm]
 Nu : Nusselt 수, hL_p/k
 P : 압력 [Pa]
 q : 열전달율 [W]
 Re_{Lp} : Reynolds 수, UL_p/ν
 T : 온도 [K]

U : x-방향에서의 속도 [m/s]
 u : x-방향 속도 [m/s]
 V_f : 전면속도 [m/s]
 V_i : 입구공기속도 [m/s]
 v : y-방향 속도 [m/s]

그리스 문자

δ_{ij} : 크로네커 델타 (Kronecker delta)
 ϵ : 난류운동에너지 소산율
 θ : 루버 각도 [deg]
 μ : 동점성계수 [$kg/m \cdot s$]
 ρ : 공기의 밀도 [kg/m^3]
 ϕ : 독립 변수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-872-8228; fax: +82-32-872-8228

E-mail address: kimant64@yahoo.co.kr

하첨자

- b : 부피
- t : 난류
- i : 입구
- w : 벽

1. 서론

고밀도 열교환기의 설계시 고려되어야 할 사항으로는 고성능화, 저소음화, 소형화, 경량화이며 열·유체학적 관점에서 열교환기 성능의 향상은 전열계수의 증가와 압력강하계수의 감소로 귀결된다.

일반적으로 공기를 작동유체로 사용하는 열교환기의 경우, 열교환기의 전체 열저항은 공기측 열저항, 냉매측 열저항 그리고 접촉 열저항으로 크게 분류되며 이중에서 공기측 열저항이 70% 이상을 차지한다.⁽¹⁾ 따라서, 공기측 열전달 성능을 향상시키기 위해 고밀도화, 난류강도 증대, 불연속적인 표면 생성 등의 방법이 연구되어 왔다.

루버핀형 열교환기는 연속적인 표면의 원보다 열전달 성능이 뛰어나고 고밀도화 및 대량생산의 장점으로 인해 압력손실이 크고 내구성이 떨어진다는 단점에도 불구하고 많이 사용되어져 왔으며 꾸준히 연구되고 있다.

루버핀형 열교환기의 설계시 중요한 변수는 루버피치, 원피치, 루버각, 작동유체의 속도이며 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다.

본 연구에서는 원피치(F_p/L_p)=1.2~2.0, 루버피치(L_p)=1.0~2.0 mm, 루버각(θ)=25~45° 모델에

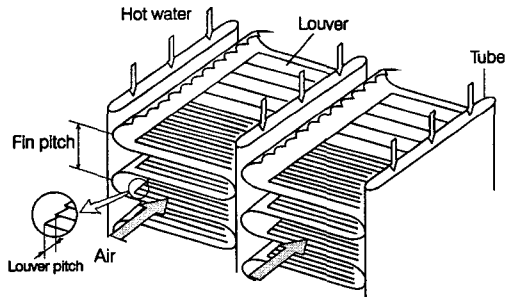


Fig. 1 Schematic diagram of louver fin heat exchanger.

대해 입구속도(V_i)=1~15 m/s, 입구온도(T_i)=35°C, 루버핀온도(T_w)=55°C의 조건하에서 해석을 수행하였으며 표준k-ε 난류모델을 적용하여 층류 모델의 결과값과 비교하였다.

2. 이론

2.1 기본방정식

루버핀의 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 해석하기 위하여 다음과 같이 가정하였다.

- (1) 2차원 비압축성 정상 유동이다.
- (2) 점성 소산 및 복사 열전달은 무시한다.
- (3) 유동 방향의 체력(body force)은 무시한다.
- (4) 원표면의 온도는 일정하다.
- (5) 루버핀열의 상·하면에서는 동일한 속도장 및 온도장이 주기적으로 반복된다.

① 연속방정식

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

② 운동량 방정식

x-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right] \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

y-방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] \end{aligned}$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3)$$

③ 에너지 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} (\rho u T) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v T) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

④ 표준 $k-\varepsilon$ 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] - \rho G - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] \\ & \quad + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$G = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09$$

$$\sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad \sigma_t = 0.9$$

층류모델 기본방정식에는 식 (1)~(4)가 적용되며, 식 중에서 $\mu_t = 0$ 으로 놓으면 성립된다.

2.2 경계조건

기본 방정식에 적용할 경계 조건은 다음과 같다.

(1) 유입부 경계 조건 ($x = 0$)

$$\begin{aligned} u &= V_i, \quad v = 0, \quad T = T_i, \\ k &= 0.0275, \quad \varepsilon = \left(\frac{k^{1.5}}{0.005} \right) \text{Re}_{L_p} \end{aligned} \quad (7)$$

(2) 유출부 경계 조건 ($x = L$)

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

(3) 루버윈 표면 조건

$$u = v = k = \varepsilon = 0, \quad T = T_w \quad (9)$$

위에서 k 와 ε 의 조건은 Wietrzak and Poulikakos⁽²⁾가 사용하여 타당한 해를 얻은 것으로 본 연구에서 이 값을 인용하였다. 또한, 해석 영역은 Fig. 2에서 도시한 바와 같이 단일 루버윈열에 대한 상·하면 주기 경계 조건(periodic boundary condition)을 다음과 같이 적용하였다.

$$\begin{aligned} u(x, y) &= u(x, y + F_p) \\ v(x, y) &= v(x, y + F_p) \\ P(x, y) &= P(x, y + F_p) \\ T(x, y) &= T(x, y + F_p) \\ k(x, y) &= k(x, y + F_p) \\ \varepsilon(x, y) &= \varepsilon(x, y + F_p) \end{aligned} \quad (10)$$

2.3 해석과정

본 연구에서는 전술한 범위에서 40종의 모델을 채택하였으며, 격자수는 $500 \times 900 \sim 700 \times 900$ 로 하였으며 해의 안정성을 위해 유입부는 회전방의 $4L_p$, 유출부는 회전후방의 $5L_p$ 에 위치시켰다.

유한 차분 방정식을 풀기 위하여 SIMPLEC (SIMPLE-Consistent) Algorithm⁽³⁾을 이용하였는데 이것은 복잡한 형상의 모델이나 난류의 경우에 SIMPLE기법에 비해 수렴성과 안정성이 뛰어나



Fig. 2 Computational region.

난 것으로 알려져 있다. 또한 하향이완계수를 속도와 압력은 0.7, 온도는 0.9, k 와 ϵ 에 대해서는 0.8을 사용하였고, 오차범위가 10^{-5} 이하이면 수렴된 것으로 간주하였다. 해석에는 상업용 해석 코드인 FLUENT를 이용하였고 수렴되기까지 평균 약 3시간 소요되었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 열전달 성능 분석

일정 벽온도 조건을 적용하였으며 Nu수와 혼합평균온도(T_b)를 다음과 같이 정의하였다.^(4,5,6)

$$Nu_x = \frac{h_f L_p}{k_f} = \frac{|q_w| L_p}{k_f (T_w - T_b)} \quad (11)$$

$$T_b = \frac{\int UTdy}{\int Udy} \quad (12)$$

3.2 평균 Nu수의 변화

Fig. 3은 $L_p=1.6$ mm, $\theta=25^\circ$ 인 경우, 유입속도의 증가에 따라 각각의 회전피치에 대하여 평균 Nu수는 증가하였고, 평균 Nu수의 증가폭도 증가하였다. 회전피치가 커짐에 따라 평균 Nu수가 작아지는 이유는 회전사이클을 흐르는 덕트유동의 경향이

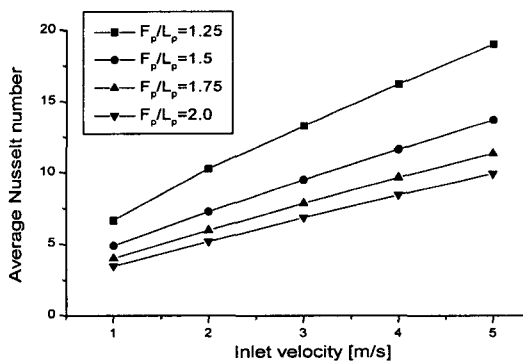


Fig. 3 Average Nusselt number vs. inlet velocity as a function of F_p/L_p ($L_p=1.6$ mm, $\theta=25^\circ$)

회전피치가 커짐에 따라 강해지고 루버사이클을 흐르는 루버유동량이 적어지기 때문이다.

Fig. 4는 $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$ 인 경우, 각각의 회전피치에 대해 유입속도가 증가함에 따라 평균 Nu수가 증가하였고, L_p 가 커짐에 따라 평균 Nu수가 증가하는 경향을 보이고 있다. L_p 가 1.4와 1.6 mm 사이에서 평균 Nu수의 증가폭이 큰 것은 L_p 가 1.6~2.0 mm에서 루버사이클을 흐르는 유동의 양이 증가하여 열전달 성능이 향상되기 때문이다. L_p 가 작은 경우에는 온도경계층이 생성과 소멸을 자주 반복하여 평균 Nu수가 증가할 것이라는 예상과는 달리 L_p 가 커질수록 평균 Nu수가 증가하는 것은 회전사이클을 흐르는 덕트유동은 감소하고 루버사이클을 흐르는 루버유동량이 증가하여 열전달을 촉진시키기 때문이다.

3.3 국소 평균 Nu수의 변화

Fig. 5는 루버의 윗면과 아랫면의 국소 평균 Nu수로 유동이 부딪히는 각 루버의 선단에서 다소 크게 나타나고 차츰 작아지는 양상을 보이고 있으며 윗면은 방향전환원의 상류측, 아랫면은 하류측의 Nu수가 크게 나타나고 있다.

Fig. 6은 $L_p=1.6$ mm, $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$ 인 경우 유입속도를 1~5 m/s로 변화시켰을 때의 국소 평균 Nu수를 나타낸 것으로 유입속도가 증가함에 따라 루버유동에 의해 하류측의 루버로

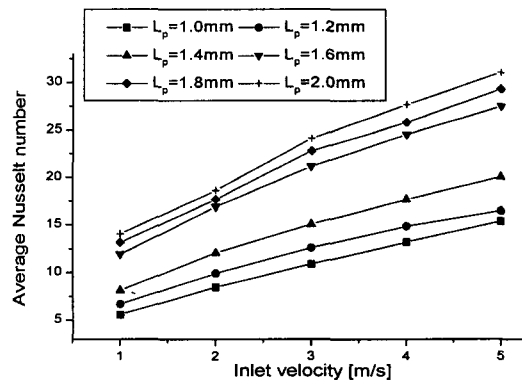


Fig. 4 Average Nusselt number vs. inlet velocity as a function of L_p ($F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$)

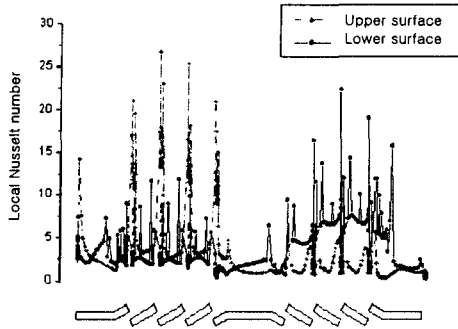


Fig. 5 Local Nusselt number distribution on the louver surfaces. ($L_p=1.6$ mm, $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$, $V_i=5$ m/s)

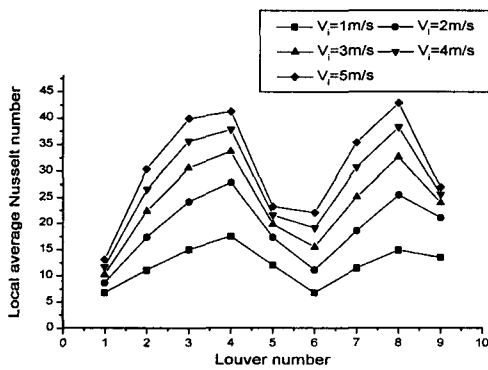


Fig. 6 Local average Nusselt number vs. louver number as a function of inlet velocity. ($L_p=1.6$ mm, $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$)

유입되는 유동량이 증가하기 때문에 상류측과 하류측의 최대 국소 평균 Nu값의 차이가 줄어들었으며 유입속도가 4 m/s이후에서는 그 값의 차이가 역전되었다.

3.4 압력 강하 분석

압력강하량은 동력손실의 척도가 되므로 설계시 중요한 변수가 된다. 본 연구에서는 Aoki et al⁽⁴⁾이 사용한 압력계수식을 사용하여 압력강하특성을 분석하였다.

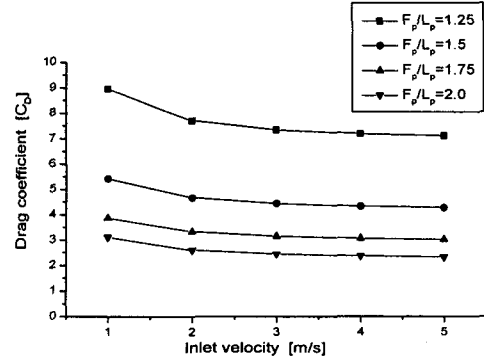


Fig. 7 Drag coefficient vs. inlet velocity as a function of F_p/L_p . ($L_p=1.6$ mm, $\theta=30^\circ$)

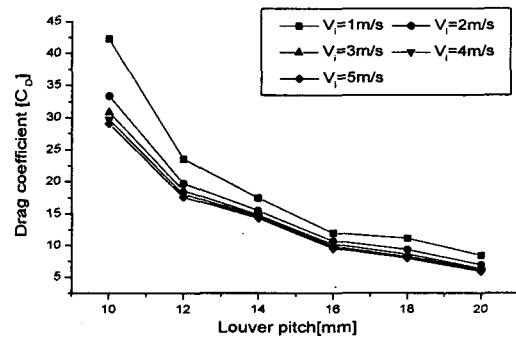


Fig. 8 Drag coefficient vs. louver pitch as a function of inlet velocity. ($F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$)

$$C_D = \Delta P / \left(\frac{1}{2} \rho_{air} V_f^2 \right) \quad (13)$$

3.5 항력 계수의 변화

Fig. 7은 $L_p=1.6$ mm, $\theta=30^\circ$ 인 경우 회전각의 영향을 나타내기 위해 입구속도에 따른 항력계수를 나타낸 것으로 회전각이 증가할수록 항력계수는 감소하였다. F_p/L_p 가 1.25와 1.5에서의 항력계수 차이가 다른 모델에 비해 큰 것은 F_p/L_p 가 1.25에서는 루버사이를 흐르는 루버유동에 의해 압력강하량이 커지고, 1.5 이상에서는 루버열 사이를 흐르는 덕트유동에 의해 압력강하량이 감소하기 때문이다. 입구속도에 따른 항력계수는

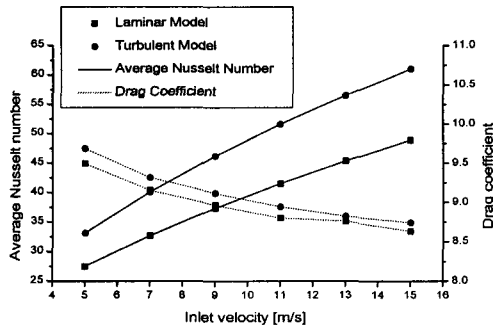


Fig. 9 Comparison of the results of laminar and turbulent model for average Nusselt number and Drag coefficient as a function of inlet velocity. ($L_p=1.6$ mm, $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$)

$V_i=1\sim 2$ m/s에서는 차이를 나타내었으나 $2\sim 5$ m/s에서는 거의 변하지 않았다. 따라서, 항력계수는 입구속도 보다는 회전각의 영향이 지배적임을 알 수 있다.

Fig. 8은 $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$ 인 경우 루버피치를 $1.0\sim 2.0$ mm로 변화시켰을 때의 항력계수를 나타낸 것으로 L_p 가 커짐에 따라 항력계수는 감소하였고 유입 속도가 증가하면 항력계수는 다소 감소하였다.

3.6 난류 모델 분석

본 연구의 주된 관심 유입속도 범위는 $1\sim 5$ m/s로써 층류유동이 지배적이었으며, 층류모델과 난류모델 해석을 비교하기 위하여 유입속도 $5\sim 15$ m/s($Re_{Lp}=540\sim 1640$)를 적용하였다.

Fig. 9는 $L_p=1.6$ mm, $F_p/L_p=1.25$, $\theta=30^\circ$, $V_i=15$ m/s 일 때의 평균 Nu수와 C_D 를 나타낸 그림으로 난류모델은 층류모델과 비슷한 경향을 보이고 있으나, 난류모델의 Nu수와 C_D 값이 층류모델에 비하여 크게 나타났으며 그 증가비율은 Nu수가 C_D 에 비해 크게 나타나 열전달 성능 향상에 유리함을 알 수 있다.

4. 결론

(1) 루버피치가 클수록 루버사이의 유동량이

증가하므로 Nu수가 커지는 반면, 유동의 단락이 적어 C_D 값은 작게 나타났다.

(2) 입구속도가 증가함에 따라 Nu수는 커졌고 C_D 값은 작아졌으나 입구속도가 2 m/s 이상에서는 C_D 값의 감소 폭이 줄어들었다.

(3) 입구속도와 루버피치가 클수록 방향전환권의 하류측 루버로 흐르는 유동량이 증가되어 후방 루버군의 최대 국소 평균 Nu수가 전방 루버군과 비슷하거나 다소 커졌다.

(4) 층류모델과 난류모델은 Nu수와 C_D 값에서 유사한 경향을 보였으나 난류모델이 더 좋은 열전달 성능을 나타내었다.

참고문헌

- Bae, J. H. and Lee, J. H., 1998, Air-side flow and heat transfer for a two-row lanced finned tube heat exchanger, *KSME International Journal*, Vol. 22, No. 1, pp. 79-92.
- Wietrzak A. and Poulikakos D., 1990, Turbulent forced convective cooling of microelectronic devices, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 11, No. 2, pp. 105-112.
- Vandormaal, J. P. and Raithby, G. D., 1984, Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 147-163.
- Suga, K et al., 1990, Numerical analysis on two-dimensional flow and heat transfer of louvered fins using overlaid grids, *JSME International Journal Series II*, Vol. 33, No. 1, pp. 122-127.
- Kang, C.S. and Choi, T.M., 1993, A basic study on air flow characteristics in louvered fins, *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 15, pp. 1276-1293.
- Jeon, C.D., 1994, Study on flow and heat transfer characteristics in multi-louver fin heat exchanger, Ph.D. thesis, Yonsei University, Seoul, Korea.