

V형 원형핀-원형관의 강제대류 열유동 특성

이 중 휘[†], 임 무 기^{*}, 강 희 찬^{*}

군산대학교 대학원, ^{*}군산대학교 기계자동차공학부

Forced Convection Characteristics of V shape Circular fin-tube Heat Exchanger

Jong Hwi Lee[†], Moo Gi Lim^{*}, Hie Chan Kang^{*}

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Kunsan National University

^{*}School of Mechanical and Automotive Engineering, Kunsan National University, Kunsan 573-701, Korea

(Received June 2, 2009; revision received October 7, 2009)

ABSTRACT: The purpose of the present study is to investigate the flow resistances and heat transfer characteristics of V-shaped circular fin-tube heat exchangers. Four types of V-shaped fins in which the fin areas are identical but the areas of the V-shaped portion are different have been tested numerically. The results obtained for heat transfer, pressure drop, and fin temperature are discussed in this paper. With increase in the area of the V-shaped portion, the pressure drop and heat transfer increase up to 40% and 24%, respectively, in the present test range.

Key words: Heat transfer(열전달), Forced convection(강제대류), Heat exchanger(열교환기), Fin(핀), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 열교환기 전체 표면적 [m^2]
 A_f : V형 원형핀 면적 [m^2]
 A_t : 원형관 면적 [m^2]
 A_{fr} : 유동입구 단면적 [m^2]
 D : 원형관 직경 [m]
 D_o : 원형핀 직경 [m]
 f : 압력강하계수
 h : 열전달계수 [$Wm^{-2}K^{-1}$]
 k : 핀의 열전도율 [$Wm^{-1}K^{-1}$]
 L_v : V형 부분의 길이 [m]
 m : 유효효성 매개변수
 Nu_D : Nusselt 수, hD/k
 P_f : 핀피치 [m]
 ΔP : 압력강하 [Pa]
 Pr : Prandtl 수, v/α

Re_D : Reynolds 수, uD/v
 t : 핀두께 [m]
 $T_{a, in}$: 유체온도 [K]
 T_w : 벽 온도 [K]

그리스 문자

α : 열확산율 [m^2s^{-1}]
 η_f : 유효율
 v : 동점성계수 [m^2s^{-1}]
 θ_{flow} : V형 부분의 흐름방향 각도 [deg]
 θ_{span} : V형 부분의 흐름수직 단면의 각도 Fig. 1 [deg]

1. 서 론

산업의 발달에 따라 에너지 사용이 급증하고 있으며 이는 에너지 자원의 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 열에너지를 이용하는 기기에서 열교

[†] Corresponding author

Tel.: +82-63-469-4711; fax: +82-63-469-4727

E-mail address: vovbobvov@naver.com

환기는 가격, 성능, 효율, 내구성 등에 영향을 미치는 중요한 요소이다. 열교환기 중에서 공기를 대상으로 열전달을 하는 열교환기는 주요 열저항이 공기 측에 있으므로 열저항을 줄이기 위하여 환의 사용이 불가피하다. 그 중에서도 원형환-원형관 열교환기(circular fin-tube heat exchanger)는 형상이 간단하고, 설치가 용이하며, 가격이 비교적 저렴하고, 특허의 제약이 거의 없어 산업용 보일러, 조선, 공정기기에 널리 사용된다.

원형환-원형관 열교환기에 대하여 여러 연구가 수행되었다.⁽¹⁻⁷⁾ 이들의 연구는 환피치, 환외경 및 타원형 환 등 다양한 원형환 형상에 대한 열유동 특성에 집중되었다. 또한 원형환-원형관 열교환기의 자연대류 열전달계수의 예측에 대한 연구도 수행되었다.⁽⁸⁾ 환 부착 열교환기에서 환은 면적의 증가에 따른 열전달의 증가가 주요 목적이다. 그러나 동일한 환의 재료 또는 면적을 사용하더라도 열전달계수와 환효율의 증가는 가능하며 이는 열교환기의 효과적인 설계에 매우 중요하다.⁽⁹⁾

본 연구에서는 수치계산을 통하여 V형 원형환-원형관 열교환기의 강제대류 열전달 특성을 수치적으로 평가하고 최적형상을 도출하는 것을 목표로 하였다.

2. 해석대상

본 연구의 해석 대상인 V형 원형환 열교환기의 개략도는 Fig. 1과 같다. V형 원형환은 그림의 빗금 친 부분과 같이 원형환 측면의 가장자리 일부를 접어서 원형관 후류에 공기의 유량을 증가시키도록 고안한 형상이다. 이러한 V형 환은 동일한 환 표면적으로 열전달이 취약한 원형관 후류의 전열촉진을 기대할 수 있다.

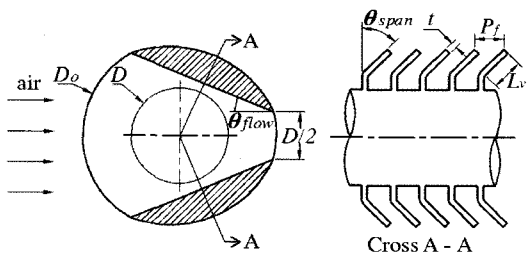


Fig. 1 Schematic diagram of the V type circular fin-tube heat exchanger studied in the present work.

Table 1과 같이 원형관의 직경은 25.4 mm이고 환의 두께가 1.0 mm이고 환피치가 4.8 mm인 4종류의 V형 원형환과 원형환이 붙어 있는 형상이다. V형 원형환은 흐름방향 각도(θ_{flow})는 22.8°, 37.7°, 및 45.0°이며 A-A단면에 대한 흐름수직방향 각도(θ_{span})는 45.0°이다. V형 원형환은 기본형인 원형환(V-0)과 환의 면적, 환피치, 환두께가 같다. V-R는 접는 시작 위치가 환의 중심을 기준으로 뒤쪽에 있으며, V-C는 중심과 같고, V-F는 앞쪽에 있는 형상이다. 두께(t)가 일정한 다수의 V형 원형환이 일정온도(T_w)를 갖는 원형관에 부착되어 있다. 환의 재질은 구리($k = 401 \text{ W/m} \cdot \text{K}$)이고

Table 1 Dimension of the V type fin-tube heat exchanger tested in the present work

| Parameter | Symbol | Unit | V-0 | V-R | V-C | V-F |
|----------------------|-----------------|------|-------|------|------|------|
| | | | Value | | | |
| V part length | L_v | mm | 0 | 3.1 | 4.9 | 9.6 |
| Flow direction angle | θ_{flow} | deg | - | 45.0 | 37.7 | 22.8 |
| Span direction angle | θ_{span} | deg | 0 | 45.0 | | |
| Tube diameter | D | mm | 25.4 | | | |
| Fin diameter | D_o | mm | 50.8 | | | |
| Fin pitch | P_f | mm | 4.8 | | | |
| Fin thickness | t | mm | 1.0 | | | |

Table 2 Test conditions of the heat exchangers in the present work

| Parameter | Symbol | Unit | Value |
|-----------------------------|-------------|------|-------------------------------|
| Thermal conductivity of fin | k | W/mK | 401 |
| Wall temperature | T_w | °C | 100.0 |
| Inlet fluid temperature | $T_{a, in}$ | °C | 0.0 |
| Velocity of fluid | u | m/s | 0.663, 1.33, 1.99, 3.32, 4.64 |

유체는 공기이다. 입구온도($T_{a, in}$)가 균일한 유체는 원형관에 직교하여 균일한 속도(u)로 흐른다. 본 연구의 수치실험 범위는 Table 2와 같다.

3. 수치계산

본 연구의 계산영역은 Fig. 2와 같이 x 와 y 방향에 대하여 입구영역, 출구영역 그리고 양쪽 측면 영역에 대해서 각각 $5D$, $12D$, $5D$ 로 하였고, z 방향은 원피치(P)로 하였다. 본 수치해석은 상용코드인 ANSYS CFX 11⁽¹⁰⁾을 사용하였다.

입구($x = 0$)에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구($x = 18D$)에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다(Fig. 2). 네 개의 면($y = 0$, $y = 11D$)에 대해서는 대칭조건을 적용하였으며, ($z = 0$, $z = P$)는 주기조건을 적용하였다. 원형관의 벽 온도(T_w)를 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 로 입구의 공기온도($T_{a, in}$)는 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 로 하였다. 입구 속도는 0.663 , 1.33 , 1.99 , 3.32 , 4.64 m/s 이며, 이는 Reynolds수 1270 , 2540 , 3810 , 6450 , 8890 에 해당한다. 수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압, $0\text{ }^\circ\text{C}$ 를 기준으로 밀도는 1.29 kg/m^3 , 정압비열은 $1004.4\text{ J/kg}\cdot\text{K}$, 열전도율은 $0.0250\text{ J/m}\cdot\text{K}$, 점성계수는 $1.71 \times 10^{-5}\text{ kg/m}\cdot\text{s}$, Prandtl수는 0.687 이다.

해석요소는 Fig. 2와 같이 사면체를 사용하였고, 원형관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. 기준 열교환기 형상인 경우 환과 공기 영역은 각각 요소 약 $47,509$ 개(node $11,326$ 개)와 요소 $211,711$ 개(node $68,732$ 개)이다.

수렴조건은 질량잔류량의 합이 10^{-4} 이하이고 에너지 균형 99% 이상인 조건으로 하였다. 해석 장비는 PC(CPU 3.0 GHz , RAM 8 GB)를 사용하였으며, 각각의 경우에 대하여 계산은 약 3500 s 정도 소요되었다.

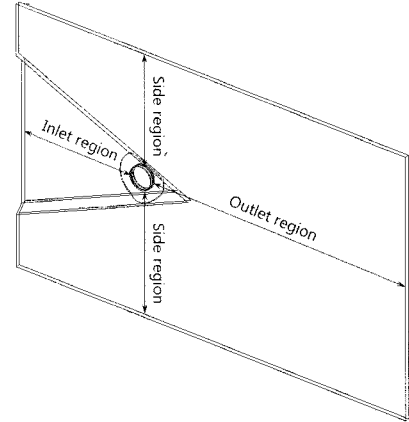
본 연구의 V형 원형환-원형관 열교환기에서 열전달은 원형관에서 열전달과 환에서 열전달의 합으로 다음과 같이 구한다.

$$Q = (A_t + \eta_f A_f) h (T_w - T_{a, in}) \quad (1)$$

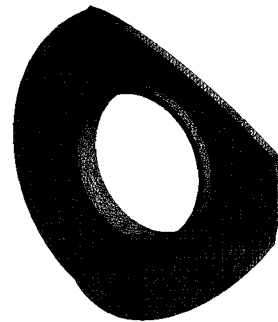
여기서 A_t , A_f 과 h 는 각각 원형관의 면적, V형 원형환의 면적, 환효율 및 열전달계수이다. 위 식에서 환효율은 Schmidt의 근사식을 사용하였다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mD\phi/2)}{mD\phi/2} \quad (2)$$

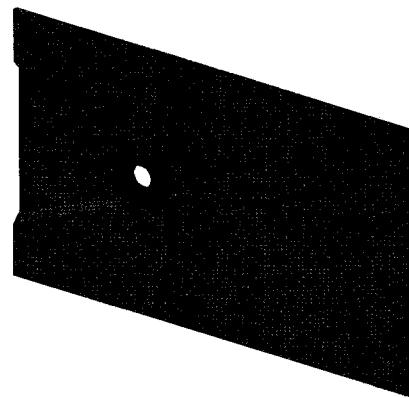
$$m = \sqrt{2h/kt} \quad (3)$$



(a)



(b)



(c)

Fig. 2 Numerical domain and grid in the present study (a) computational domain, (b) fin domain, and (c) air domain.

$$\phi = \left(\frac{D_o}{D} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{D_o}{D}\right)\right] \quad (4)$$

무차원수 Reynolds수, Nusselt수 및 f 는 각각 다음과 같다.

$$Re_D = uD/v \quad (5)$$

$$Nu_D = hD/k \quad (6)$$

$$f = \frac{2A_{fr}\Delta P}{A\rho u^2} \quad (7)$$

여기서 u , A , A_{fr} , ΔP 및 D 는 각각 유속, 열교환기 공기측 표면적, 유동입구 단면적, 압력강하 및 원형관 직경이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 압력강하

Fig. 3은 입구 유속에 따른 V형 원형환-원형관의 압력강하를 비교한 그림이다. 면적이 동일한 V형 원형환-원형관의 압력강하는 V형 부분의 길이(L_v)가 증가할수록 증가한다. Fig. 4는 Reynolds수의 증가에 따른 압력강하계수를 비교한 그림이다. V형 환은 원형환에 비하여 약 2배 압력강하계수가 크게 나타났으며 Reynolds수가 증가함에 따라 편차는 줄어들는다. V형 원형환의 압력강하계수는 Reynolds

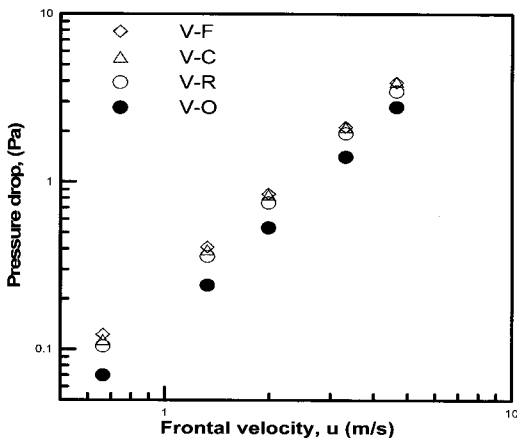


Fig. 3 Comparison of pressure drops of V type circular fins.

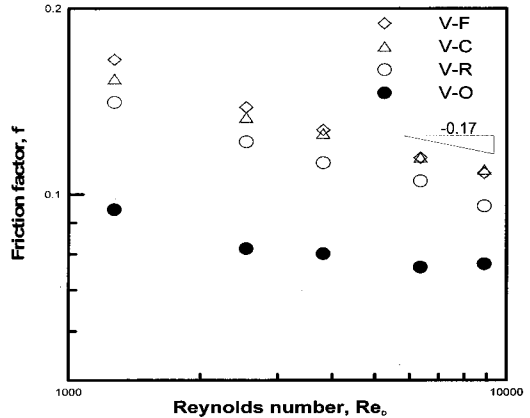


Fig. 4 Comparison of pressure drop coefficients of V type circular fins.

수의 -0.17 승의 관계로 Reynolds수가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보였다. V-C와 V-F의 경우 압력강하계수는 Reynolds수가 3810보다 작을 때, 차이를 보이다가 Reynolds수가 증가하면서 점차 비슷한 경향을 보였다. 이는 Reynolds수가 증가함에 따라 원형관 주위의 유동박리점이 후류로 이동하는 것과 관련이 있는 것으로 사료된다.

4.2 열전달계수

Fig. 5는 V형 원형환-원형관에 대하여 공기의 유속이 증가함에 따른 열전달계수를 비교한 그림이다. 원형환-원형관의 수치계산 결과를 Kang⁽³⁾의 상관식과 비교하였다. 수치계산 결과는 Kang의 상관

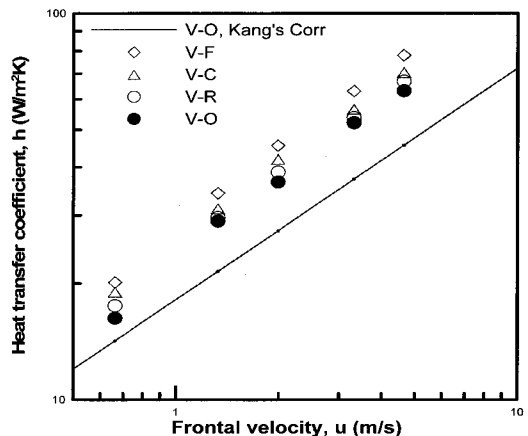


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficients of V type circular fins.

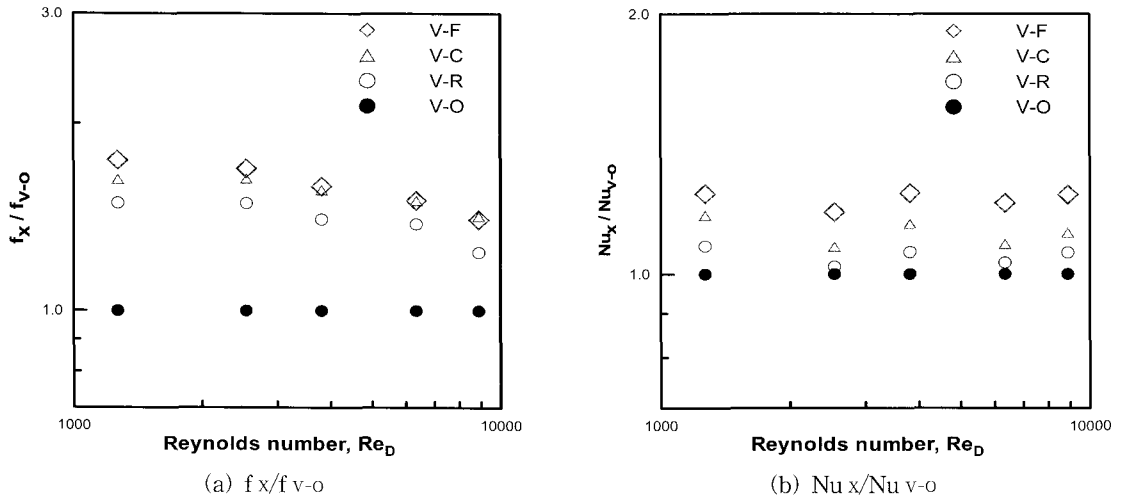


Fig. 6 Comparison of pressure drop coefficients and Nusselt numbers increasing according to flow directional angle of V type fins.

식보다 평균 22% 높게 예측하고 있으나 유속에 대한 열전달계수의 경향은 대체로 유사하였다.

열전달계수는 V형 부분의 길이(L_v)가 증가할수록 증가하는 경향을 보였다. 원형환 대비 V형 환의 열전달계수는 약 24%까지 증가하며 유속이 증가함에 따라 증가폭은 거의 일정하였다. 열전달계수의 증가는 V형 환이 열전달 취약 구역인 원형환의 후류로 공기의 흐름을 모아주어 열전달을 촉진하기 때문이다.

Fig. 6은 공기의 유속이 일정할 때 원형환 대비 V형 원형환 형상에 따른 압력강하계수와 Nusselt 수의 비를 비교한 그림이다. 본 비교에서 기준 형상은 원형환이다. V형 부분의 길이(L_v)가 증가할수록 압력강하와 열전달이 증가하였다. Reynolds 수가 1270, 2540, 3810인 경우에는 압력강하의 증가에 따라 열전달도 증가하였으나, Reynolds수가 6450인 경우부터 V-F가 V-C보다 압력강하는 감소하나 V-F가 열전달의 촉진 효과가 큰 현상을 보였으며, 이러한 현상은 Reynolds수가 8900에서 확실하게 알 수 있었다. 유속이 증가하면 압력강하의 증가비율(f_x / f_{v-o})은 증가하나 열전달의 증가비율(Nu_x / Nu_{v-o})은 미미한 수준으로 압력강하의 증가비율에는 미치지 못한다. 본 연구의 4가지 원형환 형상 중에서 V-F가 추천할 만하다.

4.3 환 온도분포 및 유동장

Fig. 7은 수치실험 범위의 기준점인 $Re_D = 3800$ 인

경우를 선정하였으며, 환 온도분포 및 유동장을 나타낸 그림이다. 환 온도분포는 대류의 영향으로 상류보다 하류가 높으며 원형환 후류의 환에서 상대적으로 균일한 온도를 나타낸다.

그림 (a) V-0를 기준으로 V-R, V-C, V-F순으로 V형 부분의 길이(L_v)가 점차 증가하며 V형 형상 중에서 그림(d) V-F는 V형 부분이 원형환 후류로 공기의 흐름을 가장 잘 모아주어 원형환 후류의 환에서 열유속이 증가하는 것을 알 수 있다.

그림 (e), (f), (g)와 (h)는 V형 원형환에 대한 유선을 비교한 그림이다. 원형환 후류에 생기는 와류의 영향을 보면 그림 (e)의 경우 와류의 영역(Fig. 7의 A)이 원형환 후류에 바로 붙어서 와류의 영향을 가장 크게 받게 되며 (f), (g)와 (h)의 경우 와류의 영역(Fig. 7의 A)이 원형환 후류로 멀리 떨어져 생성된다. 또한 원형환 후류의 열전달의 취약구간인 환의 면적(Fig. 7의 B)을 비교해보면 V-0를 기준으로 V-R, V-C, V-F순으로 감소하는 것을 알 수 있다. 이러한 현상들은 와류영역이 원형환 후류로 멀어지는 것으로 인하여 와류의 영향을 작게 받을 수 있게 되는데 이는 유속이 증가하는 것을 의미한다. 따라서 원형환 후류에서 환의 면적이 감소하게 되면 와류의 영향을 받을 수 있는 면적도 감소하기 때문에 열전달이 증가하게 된다. 또한 V형 부분에서는 유속이 증가하는 것을 알 수 있다.

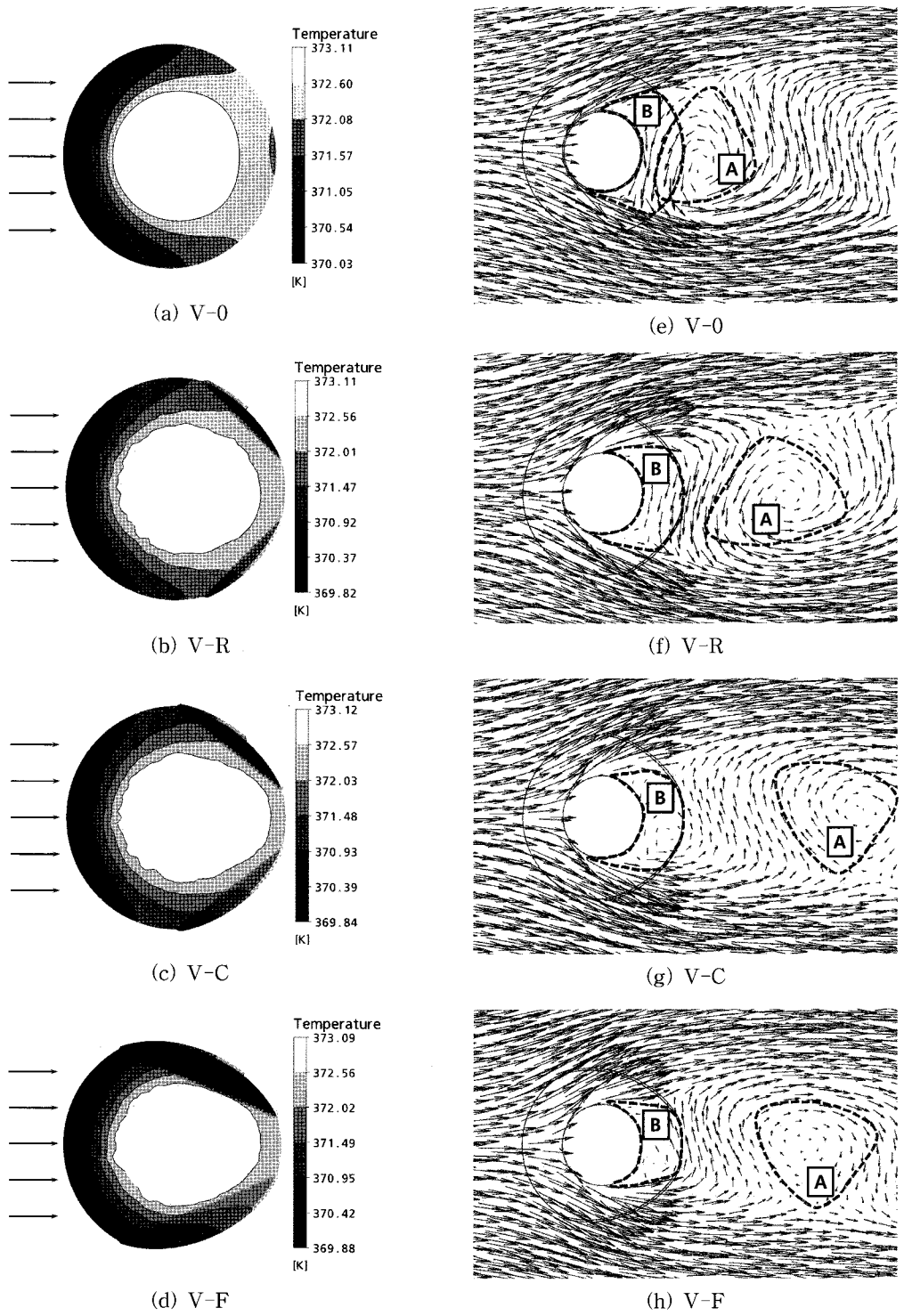


Fig. 7 Isotherm lines of the fins and streamlines in the present numerical experiment at $Re_D = 3800$.

5. 결 론

본 연구에서는 V형 원형환-원형관 열교환기의 강제대류 열전달 특성을 이해하기 위하여 4종의 형상에 대하여 수치계산을 수행하고 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

3종의 V형 원형환은 단순 원형환에 비하여 압력강하와 열전달이 증가하였다. V-F형 원형환이 상대적으로 압력강하의 증가에 대한 열전달의 증가가 컸다. 특히 V-F형 원형환은 Reynolds 수가 8900에서 단순 원형환보다 압력강하와 열전달이 각각 40%와 24% 증가하였다. 환의 온도장과 유동장으로부터 V형 원형환은 원형관 후류에서 공기의 유량을 증대시키고 와류를 하류로 이동시키는 효과가 있었다.

V형 원형환의 유용성을 높이기 위하여 넓은 범위의 Reynolds수와 다양한 형상에 대한 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 에너지자원인력양성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

1. Moon, M. S., 2003, Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Fin-and-tube Heat Exchanger.
2. Kang, H. C., Cho, D. Y. and Kang, M. C., 2003, Heat Transfer Characteristics of a Circular Fin-tube Heat Exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, pp. 762-767.
3. Kang, H. C. and Kang, M. C., 2004, Forced Convection Correlation for Single Circular Fin-tube Heat Exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, pp. 584-588.
4. Kang, H. C., Jang, H. S. and Hong, C. K., 2007, Natural Convection Performance of Circular-finned Tube Heat Exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp. 1163-1167.
5. Kang, H. C., Lim, B. B., Lee, J. H., Jang, B. C. and Ahn, S. W., 2008, Verific of Fin Efficiency Theory for the Circular Finned-tube Heat Exchanger by Numerical Experiment, Korean Society of Computational Fluids Engineering, Heat Flow, pp. 584-588.
6. Kang, H. C. and Jang, H. S., 2008, Free Convection Correlation for the Single Circular Finned Tube Heat Exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp. 596-600.
7. Kang, H. C. and Lee, J. H., 2009, Convective Heat Transfer Characteristics of Oval Fin-Circular Tube Heat Exchanger, Korean Society of Computational Fluids Engineering, Heat Flow II, pp. 341-346.
8. Chen, H. T. and Hsu, W. L., 2006, Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings.
9. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley and Sons.
10. ANSYS, Inc., 2006, ANSYS CFX Training Manual, Vol. 124.