

V형 원형핀-원형관의 강제대류 열유동 특성

이 중 휘[†], 임 무 기^{*}, 강 희 찬^{*}

군산대학교 대학원, 군산대학교 기계자동차공학부^{*}

Forced Convection Characteristics of V type Circular-finned Tube Heat Exchanger

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

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Kunsan National University

School of Mechanical & Automotive Engineering, Kunsan National University, Kunsan 573-701, Korea

ABSTRACT: The purpose of the present study is to investigate the flow resistance and the heat transfer characteristics of V type circular fin-tube heat exchanger. Four kinds of V type fin having the same fin area and the different span wise angle tested numerically. Test data for the heat transfer, pressure drop and fin temperature were shown and discussed. The pressure drop and heat transfer increased for decreasing the span wise angle up to 58% and 25% respectively.

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

기 호 설 명

- A : 표면적 [m^2]
- D : 원형관 직경 [m]
- D_o : 원형핀 직경 [m]
- f : 압력강하계수
- h : 열전달계수 [W/m^2K]
- l : 대표길이 [m]
- Nu_D : Nusselt 수, hl/k
- P_f : 핀피치 [m]
- Pr : Prandtl 수, ν/a
- t : 핀두께 [m]
- T_w : 벽 온도 [K]
- T_a : 유체온도 [K]

그리스 문자

- a : 열확산율 [m^2/s]
- ν : 동점성계수 [m^2/s]

1. 서 론

산업의 발달에 따라 에너지 사용이 급증하고 있으며 이는 에너지 자원의 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 열에너지를 이용하는 기기에서 열교환기는 가격, 성능, 효율, 내구성 등에 영향을 미치는 중요한 요소이다. 열교환기 중에서 공기를 대상으로 열전달을 하는 열교환기는 주요 열저항이 공기 측에 있으므로 열저항을 줄이기 위하여 핀의 사용이 불가피하다. 그 중에서도 원형핀-원형관 열교환기(circular fin-tube heat exchanger)는 형상이 간단하고, 설치가 용이하며,

[†] Corresponding author

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

E-mail address: vovbobvov@naver.com

가격이 비교적 저렴하고, 특허의 제약이 거의 없어 산업용 보일러, 조선, 공정기기에 널리 사용된다.

원형핀-원형관 열교환기에 대하여 많은 연구가 수행되었다.⁽¹⁻⁵⁾ 이들의 연구는 원형핀 형상에 대한 열유동 특성에 집중되었다. 핀 붙이 열교환기에서 핀은 면적의 증가에 따른 열전달의 증가가 주요 목적이다. 그러나 동일한 핀의 재료 또는 면적을 사용하더라도 열전달계수와 환효율의 증가는 가능하며 이는 열교환기의 효과적인 설계에 매우 중요하다.⁽⁶⁾

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

2. 해석대상

본 연구의 해석 대상인 V형 원형핀 열교환기의 개략도는 Fig. 1과 같다. 두께(t)가 일정한 다수의 V형 원형핀이 일정온도(T_w)를 갖는 원형관에 부착되어 있다. 핀의 재질은 구리($k=401$ W/m·K)이고 유체는 공기이다. 입구온도($T_{a,in}$)가 균일한 유체는 원형관에 직교하여 균일한 속도(u)로 흐른다. 본 연구의 수치실험 범위는 Table. 2와 같다. V형 원형핀은 그림과 같이 원형핀의 가장 자리의 일부를 접어서 원형관 후류에 공기의 유량을 증가시키도록 하는 형상이다. 이러한 V형 핀은 동일한 핀 표면적으로 열전달이 취약

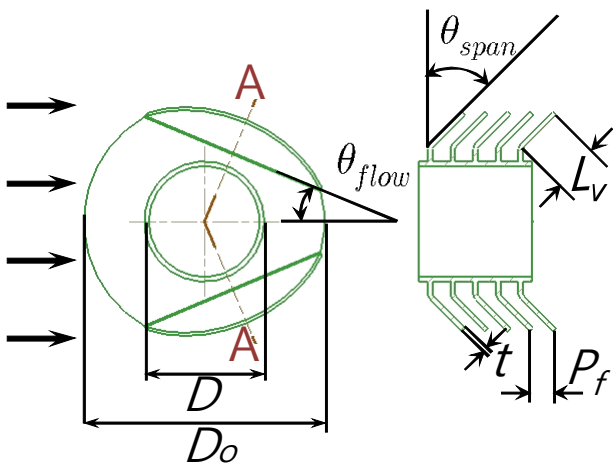


Fig. 1 Geometry of V type circular finned-tube heat exchanger studied in the present work.

Table. 1 Dimensions of the fin-tube heat exchanger tested in the present work. (unit in mm and deg)

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

한 원형관 후류의 전열촉진을 기대할 수 있다. Table. 1과 같이 원형관의 직경은 25.4 mm이고 핀의 두께가 1.0 mm이고 핀피치가 4.8 mm인 4종류의 V형 원형핀과 원형핀이 붙어 있는 형상이다. V형 원형핀은 흐름방향 각도(θ_{flow})는 22.8°, 37.7°, 및 45.0°이며 A-A단면에 대한 흐름수직방향 각도(θ_{span})는 45.0°이다. 여기서 V형 원형핀은 기본형인 원형핀(V-0)과 핀의 면적이 같다.

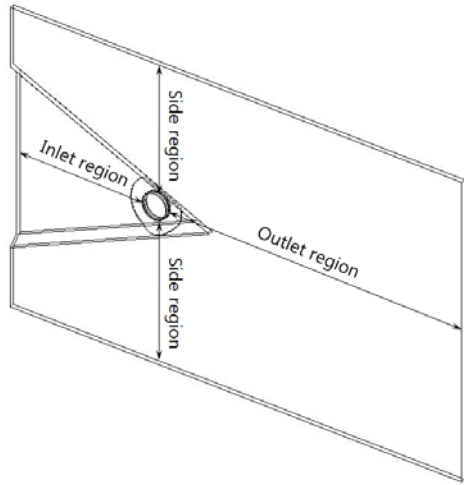
3. 수치계산

본 연구의 계산영역은 그림 3과 같이 x 와 y 방향에 대하여 입구영역, 출구영역 그리고 양쪽 측면 영역에 대해서 각각 $5D$, $12D$, $5D$ 로 하였고, z 방향은 핀피치(P_f)로 하였다. 본 수치해석은 상용코드인 ANSYS CFX 11⁽⁷⁾을 사용하였다.

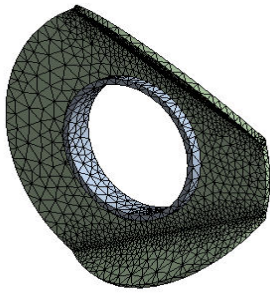
입구($x=0$)에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구($x=18D$)에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다.(Fig. 2) 네 개의 면($y=0$, $y=11D$)에 대해서는 대칭조건을 적용하였으며, ($z=0$, $z=P_f$)

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

Parameter	Unit	Dimension
Thermal conductivity of fin, k	W/m·K	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



(a)



(b)



(c)

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

는 주기조건을 적용하였다. 원형관의 벽 온도 (T_w)를 100°C로 입구의 공기온도($T_{a,in}$)는 0°C로 하였다. 입구속도는 0.663, 1.33, 1.99, 3.32, 4.64 m/s이며, 이는 Reynolds수 1270, 2540, 3810, 6450, 8890에 해당한다. 수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압, 0°C를 기준으로 밀도는 1.29 kg/m³, 정압비열은 1004.4 J/kg·K, 열전도율은 0.0250 J/m·K, 그리고 점성계수는 1.71x10⁻⁵ kg/m·s이다.

해석요소는 Fig. 2와 같이 사면체를 사용하였고, 원형관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. 기준 열교환기 형상인 경우 환과 공기 영역은 각각 요소 16,000개(node 4,500개)와 요소 120,000개 (node 38,000개) 이다.

수렴조건은 질량잔류량의 합이 10⁻⁴이하이고 에너지 균형 99% 이상인 조건으로 하였다. 해석 장비는 PC(CPU 3.0 GHz, RAM 8GB)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.

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

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

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

식 (4)에서 r 과 r_o 는 원형관의 반지름과 원형환의 반지름이다.

무차원수 Reynolds수, Nusselt수 및 f 는 각각 다음과 같다.

$$Re_D = \rho u D / \mu \quad (5)$$

$$Nu_D = h D / k \quad (6)$$

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

여기서 u , A , A_{fp} , ΔP 및 D 는 각각 유속, 열교환기 공기측 표면적, 전면적, 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 공기의 유속이 증가함에 따라 증가하며, 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 줄어든다. V형 환은 Reynolds수가 증가함에 따라 압력강하계수는 감소하며 Reynolds수의 -0.17 승의 관계를 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.

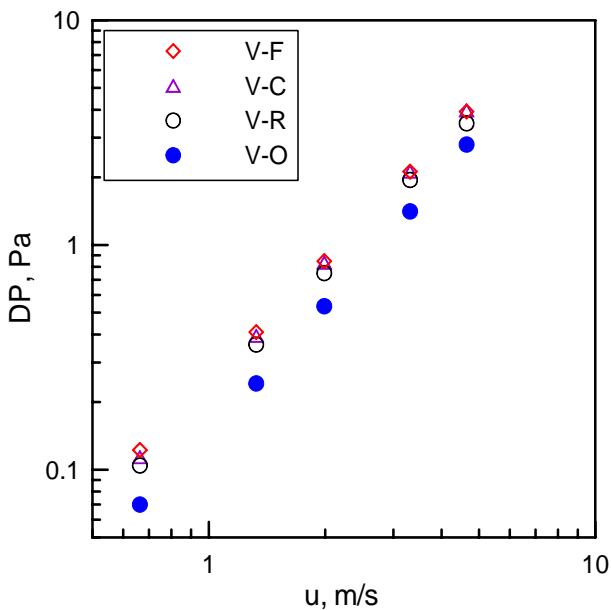


Fig. 3 Comparison of pressure drop for flow directional angle of V type fin

4.2 열전달계수

Fig. 5와 Fig. 6은 V형 원형환-원형관에 대하여 공기의 유속이 증가함에 따른 열전달계수와 Nusselt수를 비교한 그림이다. 원형환-원형관의 수치계산 결과는 Kang⁽³⁾의 상관식과 비교하였다. 수치계산결과는 Kang의 상관식보다 평균 22% 높게 예측하고 있으나 Reynolds수에 대한 Nusselt수의 경향은 대체로 유사하다.

열전달계수는 유속이 증가하고 V형 부분의 길이 (L_v)가 증가할수록 증가하는 경향을 보인다. 원형환 대비 V형 환의 열전달계수는 약 24%까지 증가하며 유속이 증가하여도 증가폭은 거의 일정하다. 이는 V형 환이 열전달 취약 구역인 원형환의 후류로 공기의 흐름을 모아주어 열전달을 촉진하기 때문이다.

Fig. 7은 공기의 유속이 일정할 때 원형환 대비 V형 부분의 길이 (L_v)에 따른 압력강하계수와 Nusselt수의 비를 비교한 그림이다. 본 비교에서 기준 형상은 원형환이다. V형 부분의 길이 (L_v)가 증가할수록 압력강하와 열전달이 증가하였다. V-F와 V-C는 압력강하는 거의 유사하나 V-F가 열전달의 촉진 효과가 큼을 알 수 있다. 본 V형 환 형상 중에서 V-F가 추천할 만하다.

4.3 환 온도분포 및 유동장

Fig. 8은 $Re_D = 3800$ 일 경우에 4종류의 환 온도

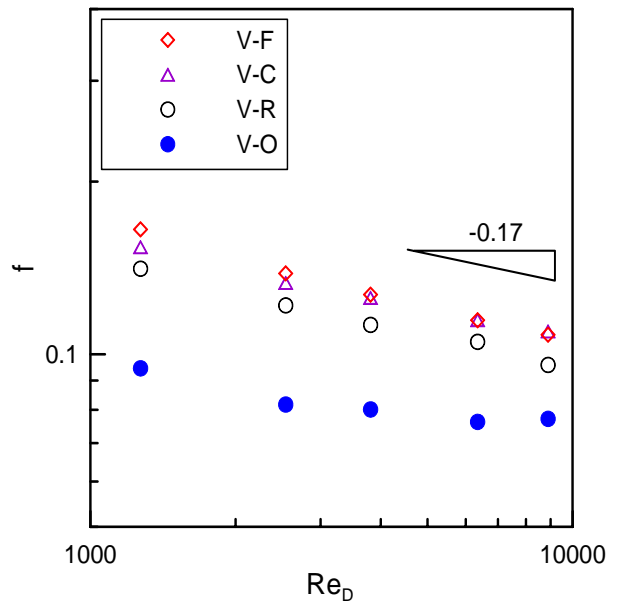


Fig. 4 Comparison of pressure drop coefficient for flow directional angle of V type fin

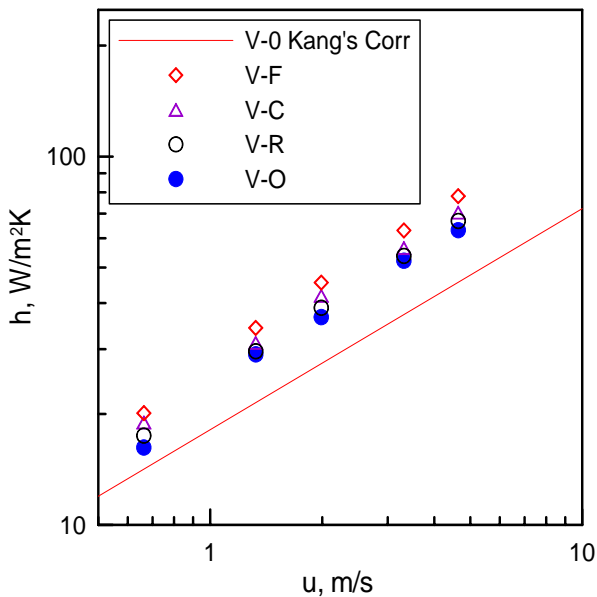


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficient for flow directional angle of V type fin

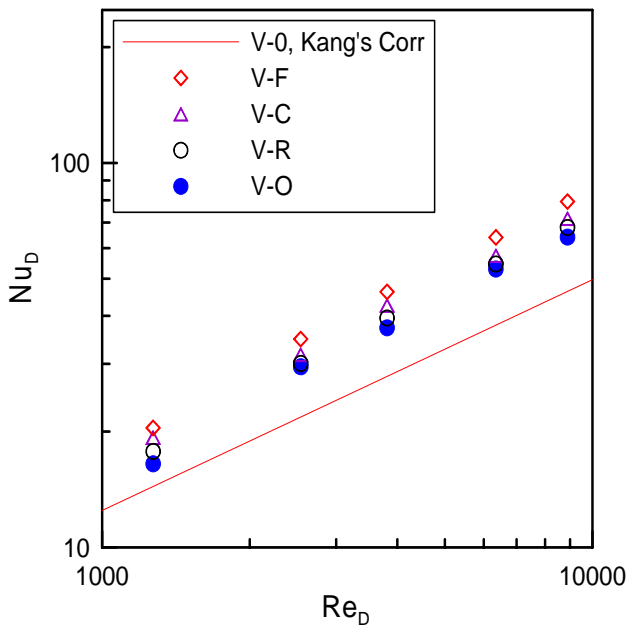


Fig. 6 Comparison of Nusselt number for flow directional angle of V type fin

분포를 나타낸 그림이다. 흰 온도분포는 대류의 영향으로 상류보다 하류가 높으며 원형관 후류의 흰에서 상대적으로 균일한 온도를 나타낸다. 그림 (a)를 기준으로 (b), (c)와 (d)는 V형 부분의 길이(L_v)가 점차 증가하며 V형 부분이 원형관 후류로 공기의 흐름을 모아주어 원형관 후류의 흰에서 열유속이 증가하는 것을 알 수 있다.

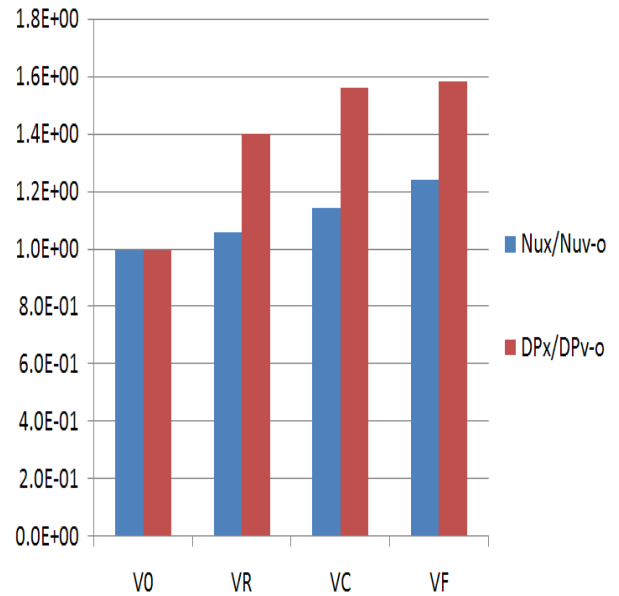


Fig. 7 Comparison of pressure drop coefficient and heat transfer enhancement according to flow directional angle of V type fins

Fig. 9는 V형 원형관에 대한 유선을 비교한 그림이다. 원형관 후류에 생기는 와류의 영향을 보면 그림 (a)의 경우 와류의 영역이 원형관 후류에 바로 붙어서 와류의 영향을 가장 크게 받게 되며, (b), (c)와 (d)의 경우 와류의 영역이 원형관 후류로 점차 멀어진다. 그림 (c)와 (d)에서 V형 부분에서는 유속이 증가하는 것을 알 수 있다.

5. 결론

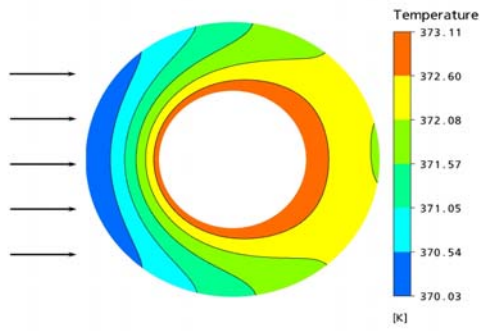
본 연구에서는 V형 원형관-원형관 열교환기의 강제대류 열전달 특성을 이해하기 위하여 4종의 형상에 대하여 수치계산을 수행하고 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) V형 원형관-원형관 열교환기는 일반 원형관보다 압력강하와 열전달이 각각 최대 58%와 25% 증가하였다.

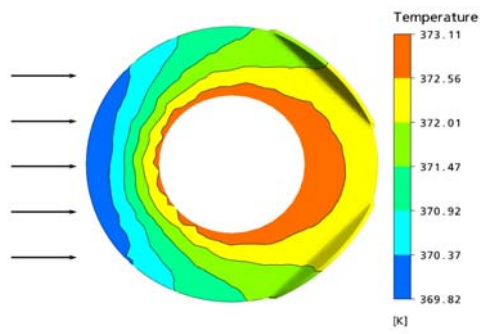
(2) 최적 V형 원형관-원형관 열교환기의 형상은 Reynolds수가 3800 기준으로 V형 길이(L_v)가 9.6 mm일 때 최적이었다.

후 기

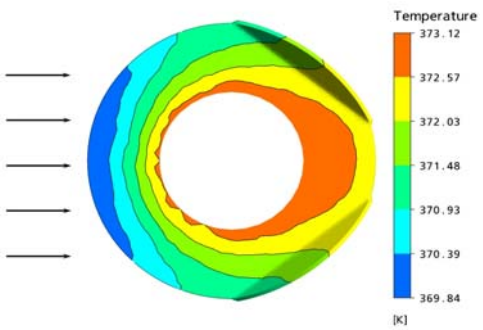
본 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 에너지자원인력양성사업의 연구결과입니다.



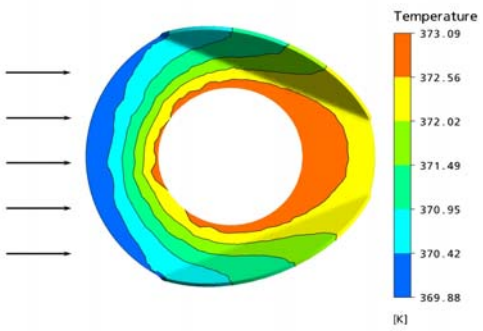
(a) V-0



(b) V-R



(c) V-C

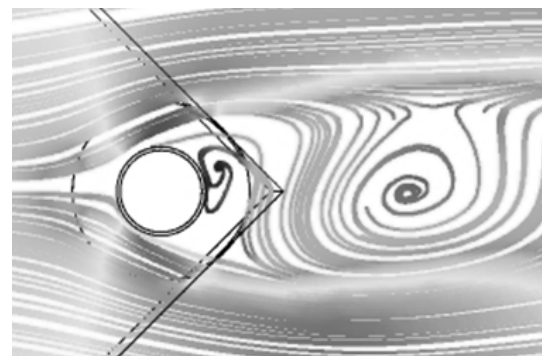


(d) V-F

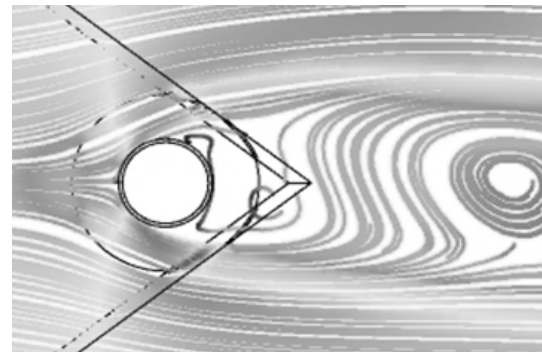
Fig. 8 Isotherm lines of the fin in the present numerical experiment at $Re_D=3800$



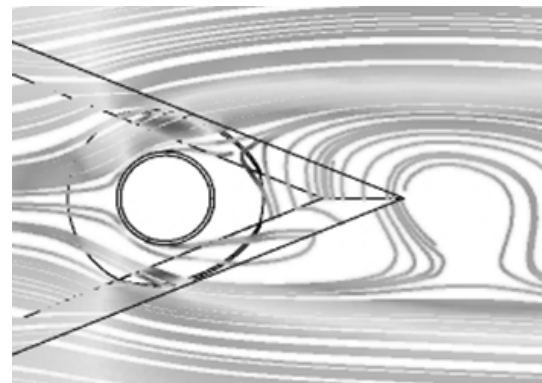
(a) V-0



(b) V-R



(c) V-C



(d) V-F

Fig. 9 Comparison of streamline for flow directional angle of V type fin at $Re_D=3800$

참 고 문 헌

1. 2003, Moon M. S, "Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Fin-and-tube Heat Exchanger"
2. 2003, 강희찬, 조도영, 강민철, "원형핀-원형관의 열전달 특성", 설비공학논문집, Vol. 15, pp. 762-767.
3. 2004, 강희찬, 강민철, "단일 원형핀-원형관에 대한 강제대류열전달 상관식", 설비공학논문집, Vol. 16, pp. 584-588.
4. 2008, 강희찬, 임복빈, 이종휘, 장병춘, 안서욱, "원형핀-원형관 열교환기의 유효율 이론에 관한 수치적 검증", 설비공학논문집, Vol. 16, pp. 584-588.
5. 2009, 강희찬, 이종휘, "타원형핀-원형관 열교환기의 강제대류 열전달 특성", 한국전산유체공학논문집, 열유동II, pp. 341~346.
6. 1994, Webb, R. L., "Principles of Enhanced Heat Transfer," John Wiley and Sons.
7. 2006, ANSYS, Inc., "ANSYS CFX Training Manual," Vol. 124.