

와류 생성기가 설치된 핀 튜브 열교환기의 열 유동해석

황 성 원, 정 지 환[†]
 부산대학교 기계공학과[†]

Flow Analysis of Heat Exchanger with Delta Winglet Vortex Generators on CFD

Seong Won Hwang, Ji Hwan Jeong[†]

Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan, Korea

ABSTRACT: Fin-tube heat exchangers are widely used in refrigeration systems. To improve the performance of fin-tube heat exchangers, the shape of plain fin was developed in slit fin and louver fin. These pins have higher heat transfer performance as well as larger pressure drop. Recent studies of a delta winglet vortex generators(DWVG) show less heat transfer capacity than louver fin. However, the DWVG have very small pressure drop. This paper compares the performance for the plain fin and DWVG fin in terms of flow characteristics and heat transfer based on CFD analyses. The DWVG generate vortex and delayed flow separation and leads to a reduction of a wake region behind a tube. The results show that the DWVG produce improved heat transfer and reduced pressure drop compared to a plain fin. This result is opposite to the Reynolds analogy.

Key words: Fin-tube heat exchanger(핀 튜브 열교환기), vortex generator(와류 생성기), delta winglet

기 호 설 명

- C_f : friction coefficient, $\frac{2N_x}{Re_x Pr} \times Pr^{2/3}$
- C_p : 공기 비열 [KJ/Kg · K]
- D_c : 특성길이 [m]
- f : Fanning friction factor, $\frac{\Delta P}{(\rho U^2/2)} \frac{D_c}{4L}$
- h : 열전달계수 [W/m²K]
- j : Colburn j-factor, $St_x Pr^{2/3}$
- k : 열전도계수 [W/m · K]

- L : 핀의 유체 유동방향 길이 [m]
- P : 압력 [Pa]
- t : 시간 [sec]
- T : 온도 [K]
- U : 속도 [m/s]
- Pr : Prandtl 수, ν/α
- Re : Reynolds 수, $\frac{UL}{\nu}$
- Nu : Nusselt 수, $\frac{hD_c}{k}$
- St : Stanton 수, $\frac{N_x}{Re_x Pr}$

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-510-3050;

E-mail address: jihwan@pusan.ac.kr

그리스 문자

- α : 열확산 계수 [m²/s]

μ : 점성 계수 [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$]
 ν : 동점성 계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [Kg/m^3]

1. 서론

핀 튜브 열교환기는 화학공장이나 발전소에 사용되는 대형에서부터 가정에서 흔히 사용되는 에어컨이나 냉장고에 이르는 소형까지 여러 곳에 사용된다.⁽¹⁾ 이러한 열교환기는 주로 기체와 액체의 열을 교환한다. 초기의 열교환기는 평판 핀을 주로 사용되었으나 이후 열전달 성능을 높이기 위하여 슬릿 핀이나 루버 핀의 형상으로 점차 개발되어 왔다.

와류 생성기(vortex generators)는 에어포일처럼 유동경계층이 잘 발달되어야 기능을 유지할 수 있는 곳에서 유동 박리가 일어나는 것을 억제하기 위하여 사용되기 시작하였다.⁽²⁾ 와류 생성기는 유동에 와류를 생성하여 경계층을 재활성함으로써 유동박리를 막아주는 역할을 한다. 또한 와류가 생성되면 유동이 섞여 열전달 성능이 높아지기 때문에 와류 생성기가 핀 튜브 열교환기에 설계에 채택되었다. 와류 생성기는 설치 방법에 따라 튜브 하류에 설치되는 common flow down⁽³⁾과 튜브의 상류에 설치되는 common flow up⁽⁴⁾으로 나뉘어진다. 그리고 와류를 생성시키는 방법에 따라 외부의 힘으로 와류를 생성하는 능동적(Active) 방법과 외부의 힘이 아닌 열교환기의 형상으로 와류를 발생시키는 수동적(Passive) 방법이 있다.⁽⁵⁾ 이러한 와류 생성기들은 튜브 근처의 유동 박리 현상을 지연시킴으로써 wake 현상을 줄여 열전달 효과를 증가시키는 역할을 한다.

본 논문에서는 와류 생성기가 열교환기에 어떠한 영향을 주는지에 대하여 유동을 CFD로 해석하여 물리적인 메커니즘을 살펴보는 것이 목적이다.

2. 이론 설명

2.1 유동해석 이론

유체의 유동은 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 해석을 할 수 있다. Navier-Stokes 방정식은

프랑스의 수학자 Navier와 영국의 기계공학자 Stokes에 의해 처음 유도 되었으며 비압축성, Newtonian 유체의 운동을 수학적으로 완전하게 표현한 미분방정식이다.⁽⁶⁾ 다음 식(1)~(3)은 유체 흐름의 질량, 운동량, 에너지 보존 방정식이다.

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + (\rho U \cdot \nabla) U = -\nabla P + \mu \nabla^2 U \quad (2)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U \cdot \nabla T \right) = k \nabla^2 T \quad (3)$$

2.2 열전달 해석

열전달 및 압력 강하에 사용된 모든 물성치는 각 온도의 물성치를 구한 뒤 평균한 값을 사용하였다. 다음은 본 논문에서 계산에 사용된 무차원수의 정의 이다.

$$Re = \frac{U \times D_c}{\nu} \quad (4)$$

$$Nu = \frac{h \times D_c}{k} \quad (5)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (6)$$

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho \times U^2 / 2)} \frac{D_c}{4L} \quad (7)$$

여기서 열전달 계수나 열전달 량을 구하는 식은 참고문헌⁽⁷⁾에 나와 있다.

두 가지 이상의 과정이 동일한 형태를 가지면 우리는 그것을 상사라고 부른다. 유동 방정식에서 대류 항과 확산 항은 거의 상사를 이루고 있으며 동일한 형태의 지배 방정식을 가지고 있다.

$$\frac{C_f}{2} = \frac{N_x}{Re_x Pr} \times Pr^{2/3} = St_x Pr^{2/3} \equiv j \quad (8)$$

식(8)을 Reynolds 상사라고 하며 자세한 증명 과정은 참고문헌⁽⁸⁾에 나와 있다. 여기서 St는 Stanton수이고 j를 colburn j-factor라고 부른다. 식(8)에서 C_f 는 덕트나 튜브 유동에서는 fanning friction factor 값과 동일하다.⁽⁹⁾ 식(8)의 정확한 물리적 의미는 열전달을 향상 시킬수록 friction factor 값도 같이 증가 한다는 것을 말한다.⁽⁸⁾

3. 수치해석 모델

본 연구에서는 2열 핀 튜브 열교환기를 해석대상으로 하였으며 사용된 형상은 Fig. 1에 나타내었다. 첫 번째 열의 튜브 양 옆에 와류 생성기 common flow up 형태로 설치되어있다. 이 열교환기의 형상을 나타내는 변수의 정의를 같이 Fig. 1에 표시 하였다. 자세한 수치는 Table 1에 정리 하였다. 핀 두께, 핀 간격, 튜브의 크기는 현재 에어컨에 사용되고 있는 열교환기의 규격과 비슷하다.

공기의 유동은 층류, 비압축성이라고 가정을 하였고 정상상태 해석을 수행 하였다. 경계조건으로 공기가 공급되는 전면에 입구 경계조건(inlet boundary)을 설정하였고 공기가 통과하여 빠져 나가는 부분에는 출구 경계조건(outlet boundary)을 설정하였다. 그리고 입구 경계조건과 평행한 계산영역의 양쪽은 대칭 경계조건(symmetric boundary)을 설정하여 계산하였다. 튜브의 안쪽은 벽 경계조건(wall boundary)을 주어 냉매의 온도를 표현하였다. 공기의 입구 온도 조건으로 293 K를 설정하였고 튜브 안쪽의 벽에는 333 K로 고정을 시켜 계산을 수행 하였다. 이러한 경계조건과 함께 지배방정식 식(1)~(3)을 이용하여 해석하였다. 해석은 상용 CFD 프로그램인 STAR-CD v4.06⁽¹⁰⁾을 사용 하여 계산하였다.

4. 수치해석 결과

Table 1 Value of geometry data

Notation	Meaning	Value
L	length (m)	0.0254
W	width (m)	0.021
D	tube diameter (m)	0.008
H	fin pitch (m)	0.00123
Wl	winglet length (m)	0.008
Wh	winglet height (m)	0.011
a	attack angle (°)	15
b	central angle (°)	110
g	tube and winglet gap (m)	0.001

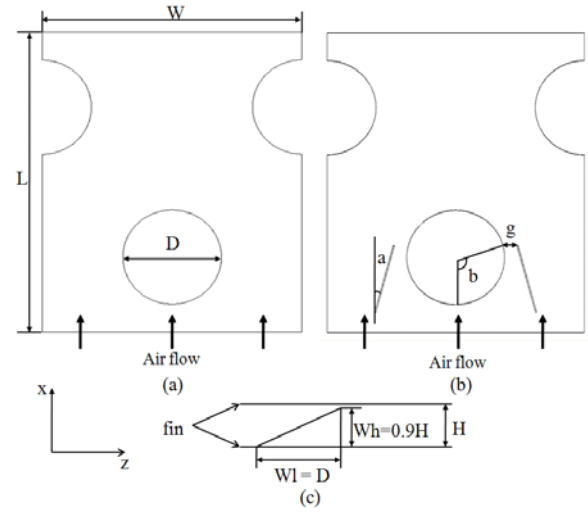


Fig. 1 Definition of geometry.

전면 속도가 5 m/s일 때 핀과 핀 사이의 중간 평면에서 공기의 유동장 벡터를 Fig. 2에서 보여주고 있다. 입구에서 들어온 공기는 튜브 둘레를 따라 흐르면서 가속되다가 유동박리가 일어나고 튜브 뒤쪽에는 유속이 느려져 선회하는 wake 가 발생하는 것을 볼 수 있다. Wake 는 그 폭이 넓고 핀의 끝까지 길게 늘어져 있다. 와류 생성기를 설치한 경우 와류 생성기와 튜브 사이에서

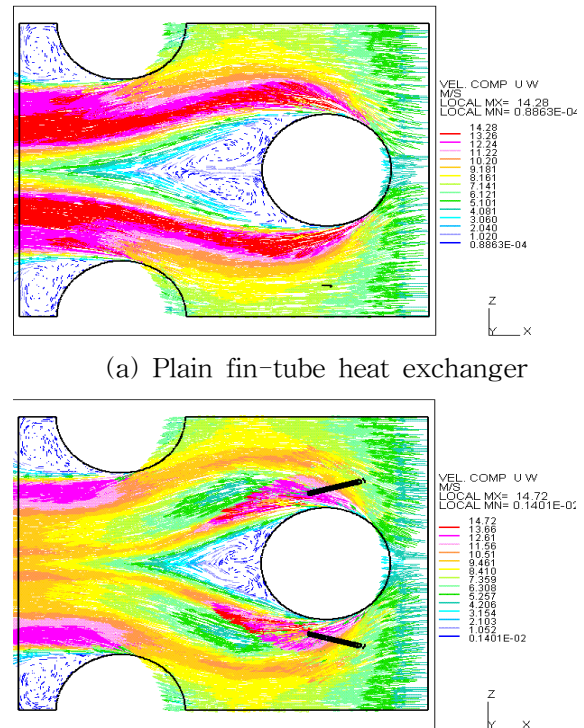
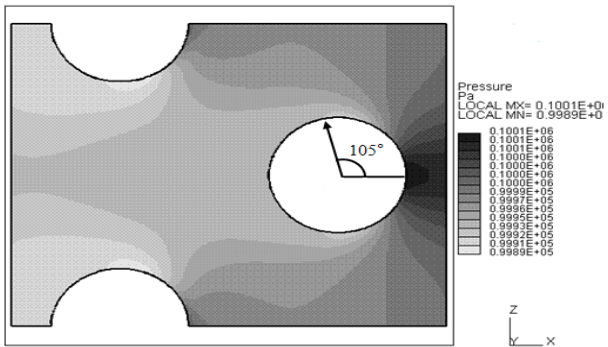


Fig. 2 Vector pot of air velocity at mid plain. (Re=801, Uin=5m/s)

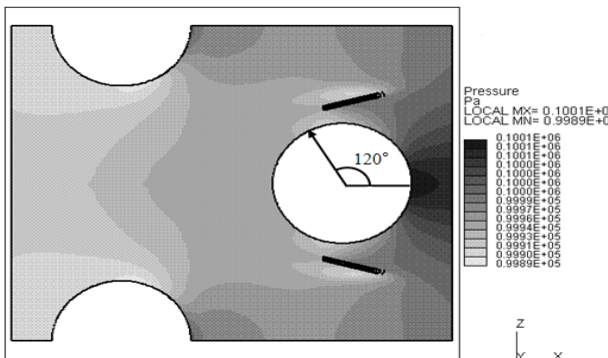
속도가 증가하고 유동박리 지점이 튜브 뒤쪽으로 이동하였음을 알 수 있다. 이 경우에도 wake 는 발생하지만 그 폭과 길이가 평판 핀에 비하여 크게 축소되었음을 볼 수 있다. 그것은 와류 생성기가 튜브와 와류 생성기 사이의 속도를 가속시켜 유동 박리를 지연 시키고 항력을 줄여 wake 를 줄이는 역할을 하기 때문이다.

Fig. 3은 핀과 핀 사이의 전면 속도가 5 m/s 일 때 공기의 압력 분포를 나타낸 그림이다. 그림에서 화살표로 표시된 부분이 유동 박리 지점을 나타낸 것이다. 튜브에서의 유동 박리 지점은 유동방향으로 역 압력 구배가 형성될 때 발생된다. 그림에서 나타나듯이 와류 생성기를 사용한 열교환기가 유동 박리가 평판 핀을 사용한 경우보다 더 후류에서 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 유동박리 지점의 차이는 Fig. 2에서 wake의 크기 차이로 나타나게 된다.

Fig. 4은 전면 속도가 5 m/s일 때 핀과 핀 사이의 중앙 평면에서 공기의 온도분포를 보여주고 있다. 공기의 온도분포는 Fig. 2 에 나타낸 속도 벡터장과 비슷한 형태로 나타난다. 이는 공기의

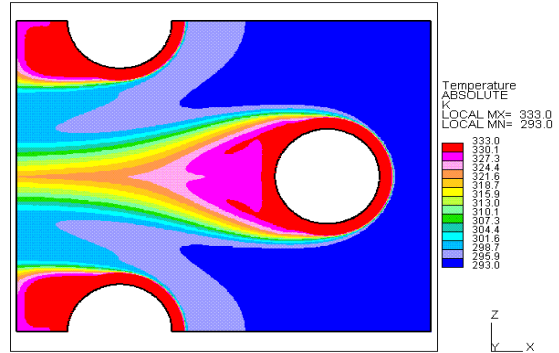


(a) Plain fin-tube heat exchanger

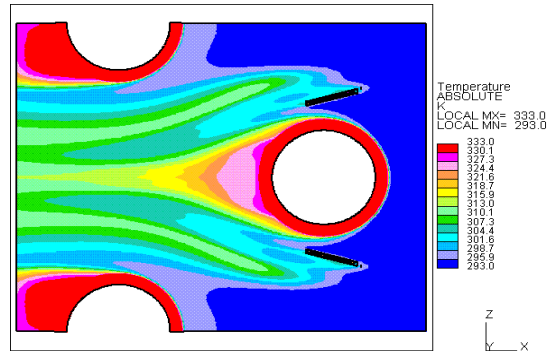


(b) DWVG fin-tube heat exchanger

Fig. 3 Pressure plot of air at mid plain.
(Re=801, U_{in} =5m/s)



(a) Plain fin-tube heat exchanger



(b) DWVG fin-tube heat exchanger

Fig. 4 Temperature plot of air at mid plain.
(Re=801, U_{in} =5m/s)

유동이 열전달에 직접적으로 영향을 미치기 때문이다. 대류 열전달은 유체의 Reynolds수와 Prandtl수의 함수 이므로 유동장과 비슷한 분포를 나타낸다. 그래서 와류생성기를 사용한 경우 온도의 분포가 유동의 분포처럼 고르게 나타나는 것을 볼 수 있다. 낮은 유속의 와류가 형성되는 wake 현상에서의 공기 온도는 wake 현상 바깥 지역으로 흐르는 공기의 온도보다 높고 튜브 벽면의 온도와 큰 차이를 보이지 않는 것으로 나타났다. 이는 wake 현상 안의 공기가 자유 유동하는 공기와 섞이지 않아서 고온 상태로 유지되기 때문이다.

CFD해석 결과를 바탕으로 열교환기의 성능을 나타내는 무차원 수인 Colburn-j factor와 f-factor를 계산하였다. 입구 속도를 0.5~20 m/s 범위에서 변화시키며 j-factor와 f-factor의 변화를 계산하여 Fig. 5에 나타내었다. 가로 축의 Reynolds 수는 핀 간극의 2배를 특성 길이로 하여 정의한 값이다. j-factor를 살펴보면 전체 Re 수영역에서 와류 생성기를 사용한 경우가 평판 핀을 사용한 경우 보다 더 높게 나타났다.

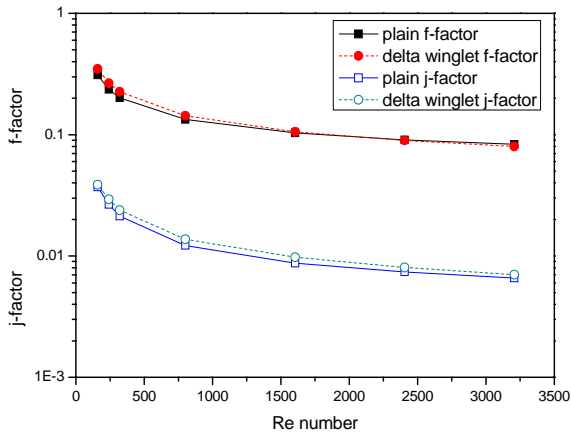


Fig. 5 f-factor and j-factor value

f-factor의 경우 $160 < Re < 2000$ 범위에서는 평판 핀의 f-factor가 와류 생성기를 사용한 경우의 f-factor보다 낮게 나타났으나 $Re > 2000$ 범위에서는 오히려 와류 생성기를 사용한 경우가 평판 핀을 사용한 경우보다 더 낮게 나타났다. 이러한 결과는 열전달 성능이 향상되면 압력 강하 량도 상승한다는 Reynolds 상사법칙에서 벗어나는 결과인 것처럼 보인다. 그러나 이러한 결과는 Reynolds 상사가 적용되는 조건이 아닌 상황에서 나타난 결과이다. Reynolds 상사는 핀과 같은 전열 면의 형상변화가 있을 때 적용되는 상사법칙으로, 튜브 뒤쪽에 형성되는 wake 현상의 변화로 나타나는 결과와는 무관하다. 와류 생성기가 설치되면 전열 면에 와류를 형성하여 열전달을 촉진함과 동시에 공기유동을 방해하는 구조물 때문에 압력손실도 커지게 된다. 그러나 본 해석대상에서의 와류 생성기는 유동 박리를 지연시키고 wake 현상을 축소시키는 부가적인 효과도 함께 나타났다. 축소된 wake 현상은 압력 값에서의 form loss를 감소시키는 결과를 낳았다. 즉, 와류 생성기 자체는 압력손실을 증가시켰지만 튜브에 의한 form loss 를 크게 감소시켰으므로 전체적인 압력손실을 감소시킨 것이다.

Fig. 6은 평판 핀과 와류 생성기를 사용한 경우의 각각의 j-factor 비와 f-factor 비를 보여주고 있다. j-factor 비는 Reynolds 수가 증가함에 따라 113%까지 급격히 증가하다가 서서히 감소하는 경향을 보이고 있다. f-factor ratio 는 저 Reynolds 영역에서 Reynolds 수가 증가함에 따라

라 약간 증가하였다가 Reynolds 수 증가 할수록 꾸준히 감소하고 있다. 이는 앞서 설명한 것처럼

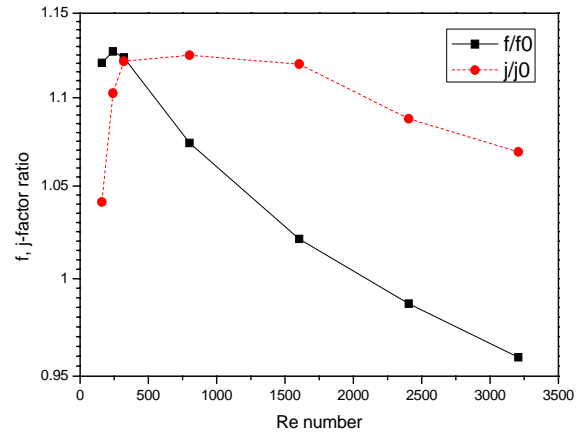


Fig. 6 f-factor and j-factor ratio of plain fin and delta winglet vortex generator.

Reynolds 수가 증가함에 따라 wake 현상이 지속적으로 감소하기 때문인 것으로 생각된다. 한편, Reynolds 수가 약 2000이상에서는 f-factor ratio가 100%이하까지 감소하고 있다. 이러한 경향에 비추어 볼 때 와류 생성기는 Reynolds 수가 큰 영역에서 더 좋은 성능을 내는 것으로 판단된다.

5. 결론

압력으로 그려진 결과를 살펴보면 와류 생성기를 사용한 핀 튜브 열교환기의 튜브에서는 평판 핀을 사용한 열교환기보다 유동 박리가 지연되고 결과적으로 wake 현상이 많이 줄어 든 것을 볼 수 있다. 그 이유는 와류 생성기가 튜브벽면 근처에서 유동을 가속시켜 유동 박리가 지연이 되고 항력의 감소가 일어나게 되어 wake 현상이 줄어들게 되는 것이다. 이러한 wake 현상의 감소는 열전달 성능이 향상되는 것을 의미 한다.

f-factor와 j-factor비교에서 Reynolds 수가 증가함에 따라서 와류 생성기를 설치한 열교환기의 성능이 압력강하에서나 열전달에서나 좋은 결과를 나타내는 것을 알 수 있다. 본 논문의 f-factor와 j-factor비교 결과에서 나타나는 그래프는 Reynolds 상사를 벗어난 결과를 나타낸다. 현재의 연구에 의하면 Reynolds 상사에 의해 열

전달 성능을 높일수록 압력 강하 값도 같이 나타나게 되어있다. 그러나 이번에 연구된 결과에 의하면 열전달 성능이 증가 하더라도 압력 강하 값이 같이 증가하지 않는 방법도 있다는 가능성을 제시 하였다. 하지만 이것은 수치 해석적 방법이 기 때문에 실험적인 검증이 요구된다. 수치 해석적 결과이지만 Reynolds 상사를 벗어난 결과는 앞으로 우리가 열교환기를 고려함에 있어서 추구해야 하는 궁극적인 목표이다.

참고문헌

1. K. Chang and P. Long, 2009, An Experimental Study of the Airside Performance of Slit Fin-and-Tube Heat Exchangers under Dry and Wet Conditions, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 17, No. 1, pp. 7-14.
2. Schubauer, G.B., Spangenberg, W.G., 1960, Forced mixing in boundary layers, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 8, pp. 10-31
3. M. Fiebig, 1998, Vortices, Generators and Heat Transfer, Trans Institution of Chemical Engineers, Vol. 76, PP. 108-123.
4. K. Torii, K. M. Kwak and K. Nishino, 2002, Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchanger, International Journal of HEAT and MASS TRANSFER, Vol. 45, pp. 3795-3801.
5. A. M. Jacobi and R. K. Shah, 1995, Heat Transfer Surface Enhancement through the Use of Longitudinal Vortices: A Review of Recent Progress, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 11, pp. 295-309.
6. B. R. Munson, D. F. Young and T. H. Okiishi, 2002, FUNDAMENTALS OF FLUID MECHANICS, 4th edition, WILEY.
7. C. Koudou, T. Senshu and K. Oguni, 2007, Prediction of Sensible Heat Transfer and Pressure Drop for Cross Finned Tube Heat Exchangers With Plain Fins, Sixth

- International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchanger, CHE2007-0043, pp. 299-304
8. F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman and A. S. Lavine, 2007, INTRODUCTION TO HEAT TRANSFER, 5th edition, WILEY, pp. 397-407
9. S. Kakac, H. Liu, 1998, HEAT EXCHANGERS, CRC Press, pp. 115-118
10. CD-adapco STAR-CD, v4.06 (2008)