

셸-튜브 열교환기에서 배플 인자에 따른 열전달 특성 연구

오 규 남, 전 용 두, 이 금 배[†]
공주대학교 기계공학과

Research of Heat Transfer Characteristics with Baffle Parameters in Shell and Tube Heat Exchanger

Gyu Nam Oh, Yong Du Jun, Kum Bae Lee[†]

Dept. of Mechanical Engineering, Kongju National University, Chungnam 330-717, Korea

(Received December 28, 2009; revision received June 29, 2010)

ABSTRACT: Because shell and tube heat exchanger is widely used in industry, extensive research work is going on to improve the thermal efficiency and to understand the key design parameters. In this study, the main design parameters of the baffle, depending on the height and number of baffle for heat recovery are being studied. Numerical results are in good agreement with the experimental results with a slight discrepancy of 3%, which is quite resonable. The heat transfer rate and pressure drop increase depending on increasing of number of baffles and baffle height, but increase of the heat transfer rate is limited due to contact area with the tube, flow separation, fluid residual time, turbulence and velocity.

Key words: Shell and tube heat exchanger(셸-튜브 열교환기), Baffle(배플), CFD(전산유체역학)

기 호 설 명

c_p	: 정압비열 [kJ/kg · K]
D	: 관지름 [mm]
g_i	: 중력가속도 [m/s ²]
k	: 열전도도 [W/m · K]
L	: 길이 [mm]
P	: 압력 [N/m ²]
Q	: 전열량 [W]
T	: 온도 [°C]
t	: 두께 [mm]
u	: 속도 [m/s]
\dot{V}	: 체적유량 [l/min]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]

μ	: 총점성계수 [N · s/m ²]
μ_l	: 층류점성계수 [N · s/m ²]
μ_t	: 난류점성계수 [N · s/m ²]
κ	: 난류에너지 [m ² /s ²]
ϵ	: 난류소산율 [m ² /s ³]
β	: 체적팽창계수 [1/K]

하첨자

cw	: cold water
i	: 관내
o	: 관외
t	: tube
s	: shell

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-521-9246; fax: +82-41-555-9123

E-mail address: kumbae@kongju.ac.kr

1. 서 론

최근 유가 상승으로 인하여 에너지의 효율적 이

용에 대한 관심이 더욱 커지고 있는 상황에서, 지구 온난화로 인한 이산화탄소를 줄이자는 운동이 전 세계적으로 확산되고 있으며, 이로 인한 고효율 열교환기를 개발하고자 하는 욕구가 더욱 강해지고 있다. 연소된 이산화탄소를 회수 처리하는 경우 많은 비용이 소요되는 반면에, 배출된 배가스로부터 에너지를 회수하여 사용하는 에너지량을 줄임으로써 이산화탄소 배출을 줄이는 방법이 더 현실적인 방안이라고 할 수 있다.

열교환기 타입 중 셸-튜브(shell and tube) 열교환기는 가격이 저렴하고 유지 보수가 간편하며, 다양한 크기의 제작이 가능하여, 그 활용 분야는 공기 조화 설비, 화학플랜트 및 발전 설비 등 산업공정 전 분야에 걸쳐 다양하게 사용되고 있다.⁽¹⁻³⁾ 문헌에 의하면 셸-튜브 열교환기는 전체 산업공정용 열교환기의 약 60% 이상을 차지하고 있다.^(4,5) 따라서 셸-튜브 열교환기에 대한 많은 연구를 수행하고 있으나, 유체의 입·출구 위치 및 형상, 헤드(head)의 형식, 배플(baffle)의 형상 및 간격 등 고려해야 할 설계 인자들이 다양하고 셸 내 유동 및 열전달 현상이 복잡하기 때문에 그 특성을 파악하는데 한계가 있다. 설계인자 중 배플의 역할은 관군을 지지하고, 원통 내의 유체 흐름이 관군과 직교가 되게 하고, 유속을 높여 셸 내에서 난류 강도 증가와 혼합이 잘되게 하여 열전달량을 증가시키는 것이다.⁽⁶⁾ 그러나 열교환량을 증가시키기 위해 배플 높이를 크게 하거나 배플 수를 늘리면 열교환 성능의 한계와 압력강하가 증가하여 펌프의 소요 동력과 생산비가 많이 소요되므로 경쟁력이 감소된다. 따라서 열효율 제고 측면에서 고려해야 할 주요 설계 인자들에 대한 특성을 보다 더 자세하게 파악하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 셸-튜브 열교환기 내에서 수치해석을 통해 열전달에 미치는 값들을 구하였으며, 이들 값들의 신뢰도를 높이기 위해 실험 결과와 비교 분석하였다. 또한 수치해석을 통해 배플 높이(baffle height) 및 배플 수(number of baffle)에 따른 최적 값을 도출하였으며, 이러한 결과들은 산업현장에서 열교환기 설계 시 바로 적용 시키고자 한다.

2. 실험장치

열교환기 실험장치 전경 및 실험장치의 흐름도를 Fig. 1과 Fig. 2에서 각각 보여 주고 있다. 튜브 내



Fig. 1 View of experimental apparatus.

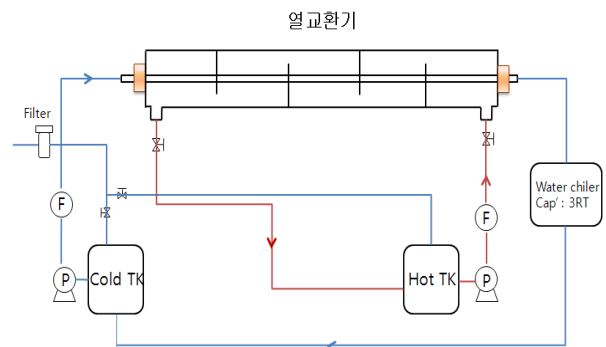


Fig. 2 Schematics of the experimental apparatus.

로는 저온 수(cold water)가 셸 쪽에는 고온 수(hot water)가 흐르도록 하였으며, 입·출구 온도 및 유량을 측정하기 위하여 셸과 튜브 쪽에 온도센서 및 유량계를 각각 부착하였다. 온수탱크에서 히터로 가열된 고온 수를 80℃로 유지하기 위하여 PID 제어를 하였다. 저온 수의 온도를 일정하게 유지하기 위해서 3RT 냉동기를 설치하였으며, 튜브는 동으로 된 직관을 사용하였다.⁽⁷⁾

Table 1에서는 실험에서 사용된 열교환기 구성 요소들의 치수들을 보여주고 있다. 여기서 배플 간격(baffle spacing)은 배플과 배플 사이의 거리이며, 배플 높이는 셸 내의 물이 통과하는 공간을 제외한 셸 바닥에서부터 배플 위 부분까지의 길이로 정의하였다. 실험에 사용된 열교환기의 배플 수는 4개이다.

실험에 사용된 셸 및 튜브 입구온도 및 유량은 Table 2에서 보여주고 있다. 여기서 보일러의 최대 생성 유량은 12 l/min(70℃)이고, 이를 최대한으로 활용시킬 경우 저온수의 유량을 변화시켜 온도상승이 얼마나 되는지를 보고자 하였습니다.

Table 1 Shell and tube configuration

	contents	size(mm)
Tube	$D_{o,t}$	15.88
	t_t	0.9
	L_t	900
Shell	$D_{o,s}$	114.3
	t_s	2.8
	L_s	900
Baffle	Spacing	180
	Height	83.7

Table 2 Inlet conditions for experiment

No.	$T_t(^\circ\text{C})$	$T_s(^\circ\text{C})$	$\dot{V}_t(\text{l/min})$	$\dot{V}_s(\text{l/min})$
1	17.5	70	2.05	12
2	16.1	70.8	2.06	12
3	14.9	70.9	2.07	12
4	13.9	70.8	2.08	12
5	12.7	70.9	3.78	12
6	11	70.8	4.51	12
7	10.6	70.4	4.97	12
8	9.8	70.6	5.24	12
9	9.1	70.4	6.44	12
10	8.6	70.1	8.44	12

3. 수치해석

3.1 수치해석 모델

설계 전용 소프트웨어인 CATIA(Computer Aided Three-dimensional Interactive Application)를 이용하여 수치해석용 열교환기를 모델링 하였으며, 그 단면을 Fig. 3에서 보여주고 있다. 셸 표면 및 배플 면은 단열로 가정하였다. 본 연구에서는 격자(mesh) 생성 전용 도구인 ICEM CFD를 이용하여 정렬격자인 헥사 격자(hexa mesh)로 구성하였으며, 격자 수는 약 100만 개로 하였다. Fig. 4에서 전체적인 격자 형상을 보여주고 있다.

수치해석을 위하여 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX V.11를 사용하였다.

3.2 지배방정식

수치해석을 위해 3차원 정상상태, 비압축성 난류

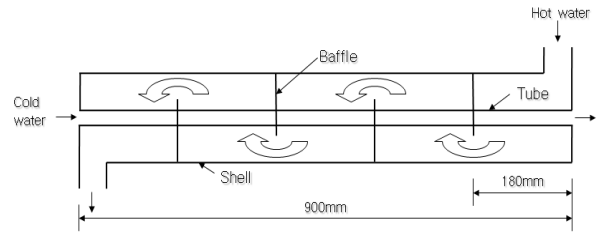


Fig. 3 Shell and tube heat exchangers for numerical analysis.

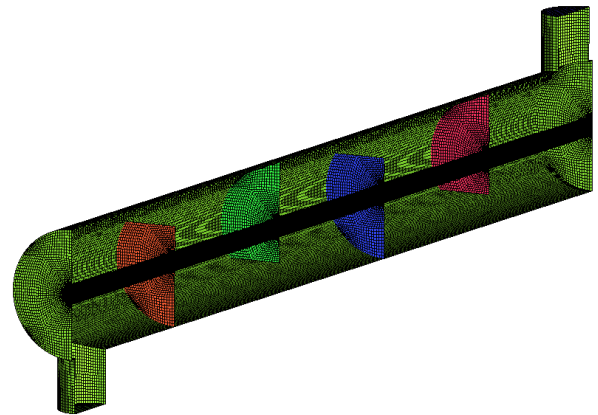


Fig. 4 Comprehensive mesh for analysis model.

유동, 유체의 물성치는 일정하다고 가정하였다. 연속 방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i \rho u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{2}$$

여기서, $\mu = \mu_l + \mu_t$, $\mu_t = C_t \rho \frac{\kappa^2}{\epsilon}$

$$\rho c_p u_j \frac{\partial T}{\partial x_i} = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \tag{3}$$

난류 유동을 해석하기 위해서 본 연구에서는 여러 난류 모델 중 유동의 박리와 경계층 해석에 안정적인 SST(Shear Stress Transport) 난류 모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial u_i \rho \kappa}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right) + G_s + G_t - \rho \epsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial u_j \rho \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\gamma \rho}{\mu_t} G_s - \beta \rho \omega^2 \quad (5)$$

여기서,

$$\epsilon = C_t \kappa \omega \rightarrow \mu_t|_{\kappa-\omega} = \rho \frac{\kappa}{\omega}$$

$$G_s = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$G_t = g_i \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad \sigma_t = 0.9 \quad C_t = 0.09$$

$$\sigma_{k1} = 1.18 \quad \sigma_{k2} = 1.0$$

$$\sigma_{\omega 1} = 2.0 \quad \sigma_{\omega 2} = 1.17$$

$$\beta_1 = 0.075 \quad \beta_2 = 0.0828$$

$$\gamma = \frac{\beta}{C_t} - \frac{K^2}{\sqrt{C_t \sigma_\omega}} \quad K = 0.41$$

3.3 제어인자

배플 인자에 따라서 열전달 및 압력강화에 미치는 영향을 조사하기 위해 Fig. 3에서 배플 높이를 54.35 ~ 83.7 mm에서 1~5 mm씩 변화를 주었으며, 배플 수를 4, 6, 8, 10개로 변화를 주면서 열전달량 및 압력강화를 관찰하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 수치해석의 타당성 검토

수치해석의 신뢰도를 높이기 위해 실험 결과와 수치해석 결과들을 비교 분석한 결과들이 Fig. 5 및 Fig. 6에서 보여주고 있다.

Table 2의 입구조건을 수치해석에 적용시켜 얻은 결과들을 Fig. 5에서 보여주고 있다. 튜브 입구온도에 따라 실험 및 수치해석으로부터 얻은 튜브 출구온도의 값을 보여주고 있으며, 평균 오차는 약 3% 정도가 된다. 여기서 오차는 수치 값과 실험 값의 차를 실험 값으로 나눈 값으로 정의 하였다.

Fig. 6은 튜브 입구온도에 따라 셸 출구온도의 값을 보여주고 있으며, Fig. 5와 Fig. 6에서 보여 지는 수치 값이 평균 약 0.5°C 정도 크게 나타났다. 이는 수치해석에서 셸 표면을 단열이라고 가정하여 방열량을 고려하지 않은 결과에 의해서 나타난 차이라고 보여 진다. 따라서 실험 값과 수치 값을 비교한 Fig. 5 및 Fig. 6의 결과들로부터 수치해석의 신뢰

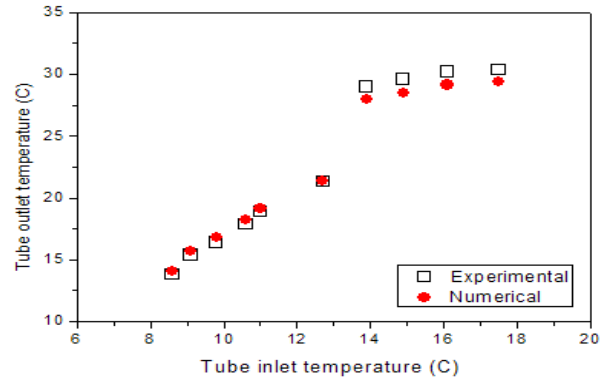


Fig. 5 Tube outlet temperature.

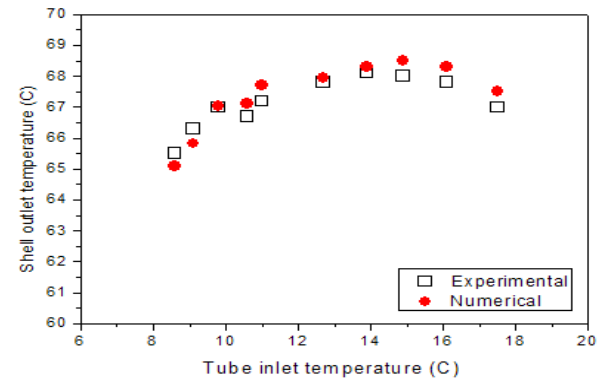


Fig. 6 Shell outlet temperature.

도가 매우 높다고 판단이 된다.

4.2 배플 높이 변화

배플 높이에 따른 열전달 및 압력강화의 특성을 조사하기 위해 수치해석을 수행하였으며, 입구조건 및 유량은 Table 2의 No. 1을 이용하였으며, 배플 수는 4개이고, 그 결과를 Fig. 7에서 보여주고 있다.

일정한 유량 하에, 배플 높이가 커짐에 따라 열전달량 및 압력강화가 증가하고 있다. 이는 배플 높이가 커지면 통과 단면적이 작아짐으로써 유체의 속도를 증가시켜 열전달량이 증가하며, 또한 체류시간이 길어져 열전달을 더욱 증가시킨다. 배플 높이가 64.35 mm이면 배플이 튜브의 높이(셸 바닥으로부터 튜브 상단까지의 거리는 62.29 mm)보다 더 커지기 시작한다. 배플 높이가 64.35 mm를 정점으로 66.35 mm때까지 열전달량이 감소하다 다시 증가하기 시작하며, 73.35 mm지점에서는 64.35 mm지점에서 보다 열전달량이 더 커지기 시작한다. 이런 원인은 튜브 및 배플 주위에서 유체의 박리 현상, 체류시간, 튜브와의 접촉 면적 및 속도 크기, 와류에

의해 나타나는 매우 복잡한 현상이라고 본다.

Fig. 8 및 Fig. 9는 스트림 라인 및 각 지점에서 속도의 크기를 보여주고 있다. 2개의 그림에서 배플을 통과할 시 속도의 차이는 약간 있음을 알 수 있다. 그러나 Fig. 8은 배플 높이가 튜브의 높이보다 더 커지기 시작하는 시점으로, 배플을 통과할 때 후류로 인해 생성되는 와류가 튜브 근처에서 생성되지 않는 것에 비해, Fig. 9는 배플 높이가 튜브의 높이

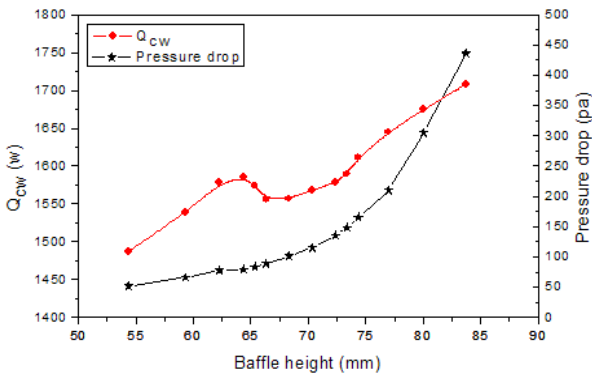


Fig. 7 Heat transfer rate and pressure drop.

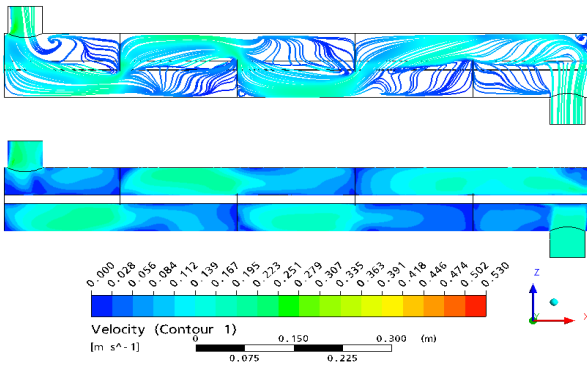


Fig. 8 Stream line and velocity distribution with a baffle height of 64.35 mm.

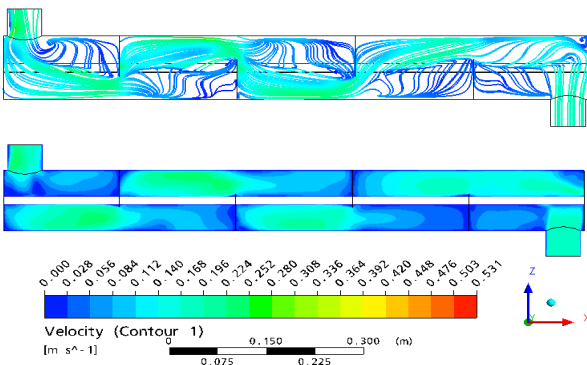


Fig. 9 Stream line and velocity distribution with a baffle height of 66.35 mm.

보다 크기 때문에 와류가 튜브 근처에 생성되는 것을 알 수 있다. 이로 인해 66.35 mm보다 64.35 mm에서 유체가 튜브와의 접촉 면적이 더 크으로써 열전달이 더 증가하는 것으로 사료된다. 이는 튜브 근처에서 속도의 크기와 튜브와의 접촉 면적이 열전달량에 많은 영향을 준다는 것을 알 수 있다. 압력강하는 배플 높이가 74.35 mm 이상부터 가파르게 증가하고 있다.

4.3 배플 수 변화

배플 수에 따른 열전달 및 압력강화의 특성을 조사하였으며, 셸 및 튜브 입구조 조건 및 유량은 Table 2의 No. 1을 이용하였으며, 배플 높이는 83.7 mm로 하였다. 배플 수는 4종류(4, 6, 8, 10개)로 변화시켰으며, 그 결과들은 Fig. 10에서 보여주고 있다.

Fig. 10에서 배플 수가 증가함에 따라서 열전달량이 증가하다 8개보다 더 많아지면 감소하는 경향을 보이고 있다. 열전달량이 증가하다 감소하는 것은 Fig. 11과 Fig. 12에서 보는 바와 같이 배플을 지나는 속도는 거의 차이가 없다는 것을 알 수 있다. 그러나 배플이 증가함으로 인해 배플의 간격이 좁아지고, 좁아진 간격으로 인해 유체의 와류가 배플 및 튜브 부근에서 생성되어 정체되는 유체가 증가하여 열전달을 감소시키는 것을 알 수 있다. 또한 박리에 의해 발달되는 속도가 좁아진 간격으로 인해 튜브에 영향을 미치지 못하고 유체가 빠져 나가고 있는 것을 볼 수 있다. 배플 수가 8개인 지점을 지나 열전달량이 감소하는 것으로 보아 배플 수 증가에 따른 열전달량 증가는 한계가 있음을 알 수 있다.

압력강하는 배플 수가 증가함에 따라 거의 일정하게 증가하고 있다.

4. 결 론

셸-튜브 열교환기의 배플 높이와 배플 수를 변화시켜 열전달 및 압력강화에 미치는 영향에 대하여 수치해석을 수행한 결과, 아래와 같은 결론을 얻었다.

- (1) 수치해석의 신뢰도를 높이기 위해 실험 결과와 비교한 결과, 평균 오차가 3% 정도로 수치해석 값의 신뢰도가 매우 높다고 사료된다.
- (2) 배플 높이에 대한 열전달량은 튜브를 완전히 덮을 때까지는 일정하게 증가하나, 배플 높이가 더 커짐에 따라, 유체의 박리현상, 와류, 속도, 튜브와

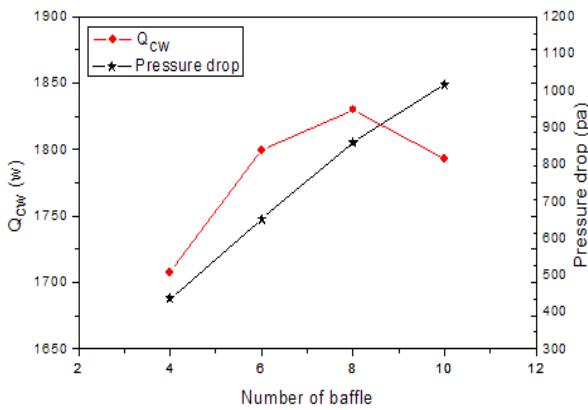


Fig. 10 Heat transfer rate and pressure drop.

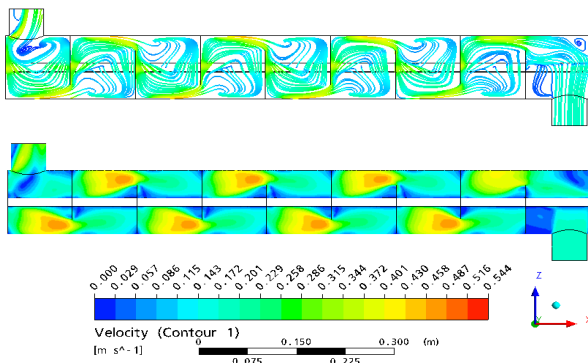


Fig. 11 Stream line and velocity distribution with eight baffles.

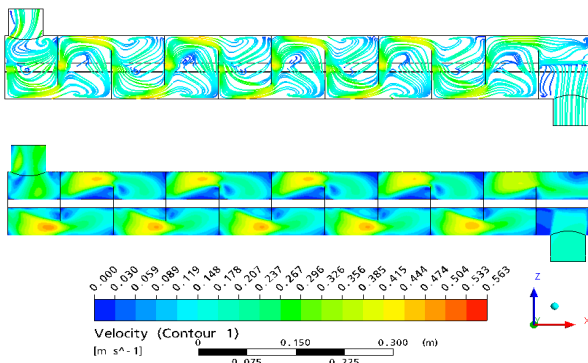


Fig. 12 Stream line and velocity distribution with ten baffles.

의 접촉 면적, 체류시간 등에 의해 감소하다가 다시 증가하는 현상을 보이고 있다.

(3) 배플 수의 증가에 따른 열전달량은 일정 수까지는 증가하나, 그 수를 넘으면 감소하는 현상을 보이고 있다. 이 또한 튜브와의 접촉 면적, 속도, 체류 시간, 박리 및 와류, 배플 간격 등에 의해 증가하다 감소하는 현상을 보이고 있다.

따라서 쉘-튜브 열교환기 제작 시 최대한의 열 회수를 위해서는, 수치해석을 통한 최적의 배플 높이 및 배플 수를 도출하여 제작하는 것이 경제적인 측면에서 뿐만 아니라 시행착오를 줄인다는 면에서 매우 좋은 방안이라고 사료된다.

후 기

이 논문은 공주대학교 BK21 사업의 지원으로 작성되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat exchangers : selection, rating and thermal design, 2nd Ed., CRC Press.
2. Perry, R. H. and Green, D. W., 1984, Perry's Chemical Engineers, Handbook, 6th-Ed., Mc-Graw-Hill.
3. Li, H. and Kottke, V., 1999, Analysis of local heat and mass transfer in the shell and tube with disc-and-doughnut baffles, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 3509-3521.
4. Lee, S. C., Jo, Y. W. and Nam, S. C., 1997, Effect of Baffle Parameters on heat transfer in shell and tube heat exchangers, Transactions of the KSME B, Vol. 21, No. 1, pp. 185-194.
5. Dutta, P. and Dutta, S., 1998, Effect of Baffle Size, Perforation on Internal Heat Transfer Enhancement, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 19, pp. 2133-2147.
6. Li, H. and Kottke, V., 1998, Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 10, pp. 1303-1311.
7. Kim, S. I., Park, K. H. and Jun, W. P., 2008, The performance in shell-and-tube exchangers with configuration and surface characteristics of tube, Proceedings of the KSME fall annual meeting.
8. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, ANSYS CFX, Release 11.0.