

원통다관식 열교환기의 셸측 압력 손실의 연구 Investigation of pressure drop on shell side of shell and tube heat exchanger

이용범 · 한성건 · 고재명
Y. B. Lee, S. G. Han and J. M. Ko

Key Words : Heat Exchanger(열교환기), Tube Sheet(튜브 시트), Baffle Cut(배플컷), Pressure Drop(압력 강하)

Abstract : The present work aims to determine the overall pressure losses in the shell from the point of entry of the fluid to the outlet point of fluid of shell and tube heat exchanger. The main contribution of the present work is concerned with calculating the pressure drop in the interior section and window section. Shell-side flow velocity distributions have been evaluated. We assume that the shell-side fluid is turbulent. The calculation procedure is based upon the Delaware method. Evaluation of pressure drop on the shell side will be helpful for a designer or manufacturer of a heat exchanger.

1. 서 론

A_B : 바이패스 유동을 야기하는 유동면적 [m^2]
 A_z : 셸중앙부에서 배플사이의 최소유로 면적 [m^2]
 A_{sc} : 셸 중심부에서 내부유동 단면적 [m^2]
 A_{wt} : 윈도우 튜브 면적 [m^2]
 A_{wz} : 윈도우 영역에서 튜브 면적을 제외한 윈도우 면적 [m^2]
 A_{wn} : 튜브를 포함하는 윈도우 면적 [m^2]
 B_c : 배플컷 비율 [%]
 B_s : 내부 단면에서 배플 간격 [m]
 B_{si} : 입구 배플 간격 [m]
 d : 튜브 외경 [m]
 D_b : 배플직경 [m]
 d_B : 배플의 튜브 구경 [m]
 d_n : 노즐 내경 [m]
 D_0 : 튜브 번들 직경 [m]
 D_s : 셸 내경 [m]
 e : 두인접 튜브사이의 최단거리 [m]
 f : 마찰 계수
 f_b : 압력 강하에 대해 번들 바이패스 유동에 대

한 교정계수
 f_s : 끝부분에서 비균등한 배플간격을 고려한 교정계수
 f_1 : 압력 강하에 대해 배플 누설을 고려한 교정계수
 H : 배플컷 높이 [m]
 L : cross 유동 영역의 높이 [m]
 L_E : 셸 중앙부에서 최단 유로길이 [m]
 ρ_s : 평균온도에서 셸측 유동 밀도 [kg/m^3]
 n : 보이지 않는 튜브를 포함하여 튜브 뱅크 (bank)에서 튜브수
 n_F : 보이지 않는 튜브를 포함하여 상하 윈도우에서 총 튜브 수
 n_s : 실링스트립 페어수
 n_w : 배플의 튜브 번들 사이의 주저항수 ($n_w=10$)
 N_b : 배플 수
 N_c : 가로지르는 유동에서 튜브 열 수
 N_w : 윈도우 단면에서 튜브열 의수
 N_{wt} : 윈도우 부분에서 튜브수
 P : 튜브 피치 [m]
 P_p : 연직 튜브 피치 [m]
 P_t : 횡 튜브 피치 [m]
 Re_s : 레이놀즈 수
 u_{wz} : 윈도우에서 유속 [m/s]
 \dot{V} : 셸측 유량 [m^3/s]

접수일 : 2008년 4월 7일, 채택확정 : 2008년 5월 26일
 이용범(책임저자) : 한국기계연구원
 E-mail : lyb662@kimm.re.kr Tel. 042-868-7151
 한성건, 고재명 : 한국기계연구원

- α : 배플 컷 각 [°]
- μ_s : 평균온도에서 셸측 유동 점도 [N·s/m²]
- μ_{sw} : 벽온도에서 셸측 유동 점도 [N·s/m²]

1. 서 론

원통다관식 열교환기는 화학공업, 석유산업, 발전소등에서 널리 사용되므로 적용 분야가 아주 다양하다. 이 열교환기의 기본원리는 한 유체가 튜브를 통해 흐르는 동안 다른 유체가 튜브번들을 가로질러 셸에서 흐르도록 되어있다. 열교환기의 기본설계는 열적설계와 압력 강하사이의 균형적 접근이 필요하며, 압력 강하는 유체 구동장치의 작동비용증가로 이어지므로 열전달 능력 설계와 함께 압력 강하의 결정은 아주 중요한 요소가 된다. 튜브내부에서 유체 유동에 대한 압력 손실 측정은 비교적 간단하지만, 셸 측 유동에서는 상당히 복잡하다. 따라서 셸 측에서의 다양한 내부유동과 개개의 효과를 숙지할 필요성이 요구된다.

그동안 원통다관식 열교환기의 셸 측에 대한 많은 연구가 있었으며, 특히 배플에서의 누유, 배플의 다양한 간격, 최적의 배플 간격, 압력손실에 대한 누유 효과, 다양한 종류의 튜브 번들 및 배플의 경사에 따른 열전달 증대 등의 연구가 있었다.^{1~5)}

본 연구는 현재 우리가 사용하는 세그먼트 배플(segmental baffle)에 대해 원통다관식 열교환기에서 노즐입구를 통해 오일이 통과할 때, 배플 컷 비율에 따른 압력 변화와 유체 속도에 따라 셸 측 각 부분에서 압력 변화를 분석한다. 이 분석은 열교환기의 노즐 입·출구 부분, 입구 끝 가로지르는 유동영역(inlet, outlet end cross section), 내부에서 가로지르는 유동영역(interior cross flow zone) 및 윈도우 영역(window zone)에서 실시하였다.

2. 기본내용과 관련 방정식

(a) 노즐 입·출구 영역에서 압력 강하

원통다관식 열교환기의 셸측에서 압력 강하는 Fig. 1처럼 세 부분으로 나누어 고찰한다. 노즐 입·출구 영역에서 압력 강하는 노즐 입·출구 속도의 제곱과 비례한다.¹⁾ (노즐 압력 강하계수: $\xi_n = 2.0$)

$$\Delta p_n = \frac{\rho_s \xi_n u_n^2}{2} \quad (1)$$

입·출구 노즐에서 유속은 식 (2)와 같다.

$$u_n = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} d_n^2} [m/s] \quad (2)$$

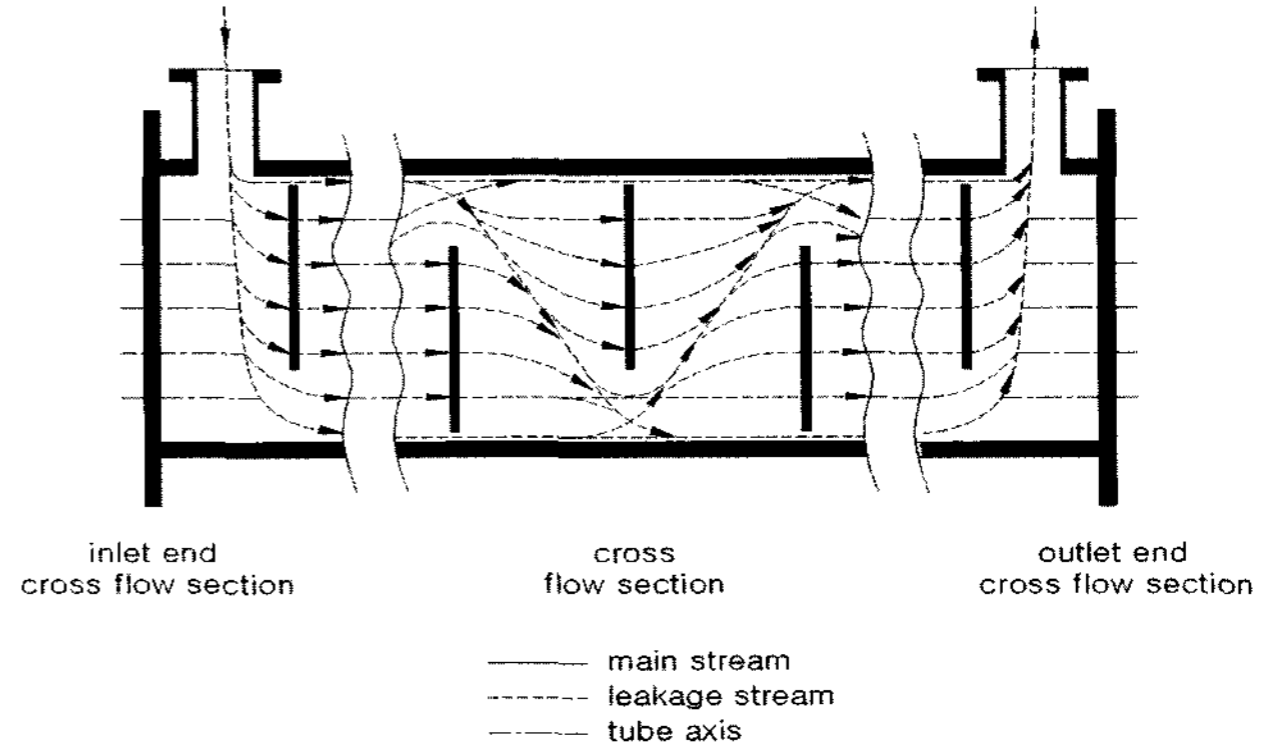


Fig. 1 Diagram of path of leakage streams between an end cross flow section and a cross flow section

(b) 가로지르는 입·출구 끝부분에서 압력 강하
 가로지르는 입·출구부의 부분 압력 강하와 전체 압력 강하는 식 (3), (4)와 같다.²⁾

$$\Delta p'_{ec} = \frac{\rho_s f u_{sc}^2}{2} N_c \left(1 + \frac{N_w}{N_c} \right) f_b f_s \left(\frac{\mu_{sw}}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3)$$

$$\Delta p_{ec} = 2 \Delta p'_{ec} \quad (4)$$

셸 중심선 혹은 부근에서 끝과 내부 가로지르는 유동부분에서 가로지르는 유속(u_{sc})과 면적은 식 (5), (6)과 같다.³⁾

$$A_{sc} = B_s \left[(D_s - D_0) + \frac{(D_0 - d)(P - d)}{P_t} \right] \quad (5)$$

$$u_{sc} = \frac{\dot{V}}{A_{sc}} \quad (6)$$

마찰 교정 계수(C_f)는 튜브 배열에 따라 다르며 P/d 값에 따라 30°에서 $Re_s < 10^4$ 일 경우 0.15이고, $Re_s > 10^4$ 일 경우 0.08이다. 각 영역에 레이놀즈수를 사용하여 마찰 계수를 결정하기 위해 식 (7)이 사용된다.⁴⁾

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) + C_f \quad (7)$$

배플 끝 간격에 대한 보정 계수 (f_s)는 식 (8)을 사용하여 구할 수 있다.

$$f_s = \frac{(N_b - 1) + 2(B_{si}/B_s)^{-K_4}}{(N_b - 1) + 2(B_{si}/B_s)} \quad (8)$$

번들(bundle), 바이패스(bypass)의 보정 계수(f_b)는 다음과 관계가 주어질 때, 식 (9)와 같다.³⁾

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{A_B}{A_E}, \quad R_s = \frac{n_s}{n_w} \\ A_B &= B_s(D_s - D_0 - e) \\ A_E &= B_s L_E \\ L_E &= 2e_1 + \sum e \\ f_b &= \exp[-\beta R_B(1 - \sqrt[3]{2R_s})], \quad R_s < 1 \end{aligned} \quad (9)$$

레이놀즈수는 식 (10)과 같다.

$$u_E = \frac{\dot{V}}{A_E} \quad (10)$$

$$Re_s = \frac{u_E d \rho_s}{\mu_s} \quad (11)$$

천이영역과 난류영역에서 보통 상수($\beta = 4.0$)을 사용한다. 실링스트립(sealing strip)을 사용하지 않는 경우, 유로수에 대한 실링 스트립수(R_s)는 0이므로 교정계수는 식 (12)와 같다.

$$f_b = \exp[-\beta R_B] \quad (12)$$

(c) 내부의 가로지르는 유동영역에서 압력 강하
Fig. 2는 가로지르는 유동영역과 윈도우 영역을 나타내며, 이 영역에서 압력 강하는 식 (13)과 같다.

$$\Delta p_c = \frac{\rho_s f L u_{sc}^2}{2P_p} = \frac{\rho_s f L_0 u_{sc}^2}{2P_p} = \frac{\rho_s f L u_{sc}^2}{2P_p \sin \theta} \quad (13)$$

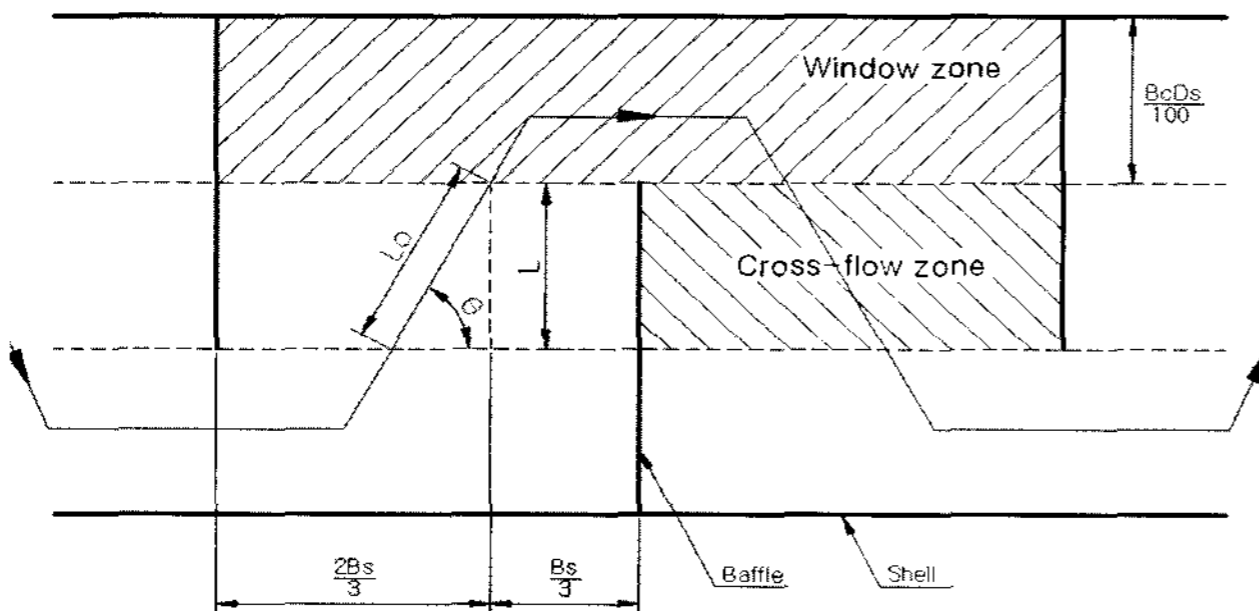


Fig. 2 Illustration of window and cross flow zones

튜브를 가로 지르는 유선의 길이와 튜브의 개수는 식 (14), (15)와 같다.

$$L_0 = \frac{L}{\sin \theta} \quad (14)$$

$$N_c = \frac{L}{P_p} \quad (15)$$

누설과 번들 효과 고려했을 때 압력 강하는 식 (16)과 같고,¹⁾ 점도 효과를 고려하면 식 (17)과 같다.

$$\Delta p_c = \frac{\rho_s f N_c u_{sc}^2}{2 \sin \theta} = \frac{\rho_s f N_c u_{sc}^2}{2 \sin \theta} f_1 f_b \quad (16)$$

$$\Delta p_c = \frac{\rho_s f N_c u_{sc}^2}{2 \sin \theta} f_1 f_b \left(\frac{\mu_{sw}}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (17)$$

(d) 윈도우 지대에서 압력 강하

Fig. 2의 윈도우 영역에서 압력 강하식은 식 (18)로 표현되고, 교정계수(B_s/D_s)를 사용할 경우 식 (19)와 같다.

$$\Delta p'_{wz} = \rho_s u_{sc}^2 f_1 \left[\left(\frac{A_{sc}}{A_{wz}} \right)^2 - 1 \right] \left(\frac{\mu_{sw}}{\mu_s} \right)^{0.14} + \frac{\rho_s k u_{wz}^2}{2} \quad (18)$$

$$\Delta p_{wz} = \Delta p'_{wz} \frac{B_s}{D_s} \quad (19)$$

또한, 면적과 배플컷의 비율로 정의되면, 식 (20)과 같다.

$$\begin{aligned} A_{smu} &= \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_b^2) \frac{360 - \theta}{360} \\ A_{sru} &= \left(n - \frac{n_F}{2} \right) \frac{\pi (d_B^2 - d^2)}{4} \\ \alpha &= 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2H}{D_b} \right) \\ A_{sg} &= A_{sru} + A_{smu} \\ r &= \left[-0.15 \left(\frac{A_{smu}}{A_{sg}} \right) + 0.8 \right] \\ B_c &= \frac{H}{D_s} \times 100\% \end{aligned} \quad (20)$$

식 (20)은 배플컷 비율의 관계식이며, Fig. 3은 컷 비율에 따른 유동 흐름을 보여준다. Fig. 4는 배플컷 각도와 튜브 사이의 간격과 각도를 보여준다. 압력 강하에 대해 배플 누유에 대한 보정 계수(f_1)는

식 (21)과 같다.⁵⁾

$$f_1 = \exp \left[-1.33 \left(1 + \frac{A_{smu}}{A_{sg}} \right) \left(\frac{A_{sg}}{A_E} \right)^r \right] \quad (21)$$

튜브를 포함하는 윈도우 면적과 윈도우 튜브 면적은 식 (22), (23)과 같고, 유체가 내부에서 진행되는 면적과 내부 유속은 식 (24), (25)로 주어진다.

$$A_{wn} = \left\{ \frac{\pi D_s^2}{4} \frac{\alpha}{360} - \left[\frac{D_s}{4} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) D_b \sin \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right] \right\} \quad (22)$$

$$A_{wt} = N_{wt} \frac{\pi d^2}{4} \quad (23)$$

$$A_{wz} = \{ A_{wn} - A_{wt} \} \quad (24)$$

$$u_{wz} = \frac{\dot{V}}{A_{wz}} [m/s] \quad (25)$$

θ_b 와 관련된 상수(A)와 r_b/d_{bs} 와 관련된 상수(B)에 대한 표현을 식 (26)에 대입하면 상수(k_1)을 얻을 수 있다.⁶⁾

$$\begin{aligned} A &= 0.0278\theta_b^{0.827}, \theta_b \leq 50 \\ &= 0.0875\theta_b^{0.534}, 50 \leq \theta_b \leq 180 \\ \theta_b &= 2\sin^{-1} \left(\frac{B_s/3}{r_b} \right) \\ B &= 0.194 \left(\frac{r_b}{d_{bs}} \right)^{-2.8}, 0.5 \leq \frac{r_b}{d_{bs}} \leq 1.0 \\ &= 0.17, 1.0 \leq \frac{r_b}{d_{bs}} \leq 1.5 \\ k_1 &= A \cdot B \end{aligned} \quad (26)$$

또한 윈도우영역을 통해 흐르는 유동반경(r_b)과 γ 로 식 (27)의 상수(k_2)값을 구할 수 있다. γ 는 배플 컷 한 측 모서리 부분과 배플 수직 중심선과 배플 원 끝의 사이 각이다.

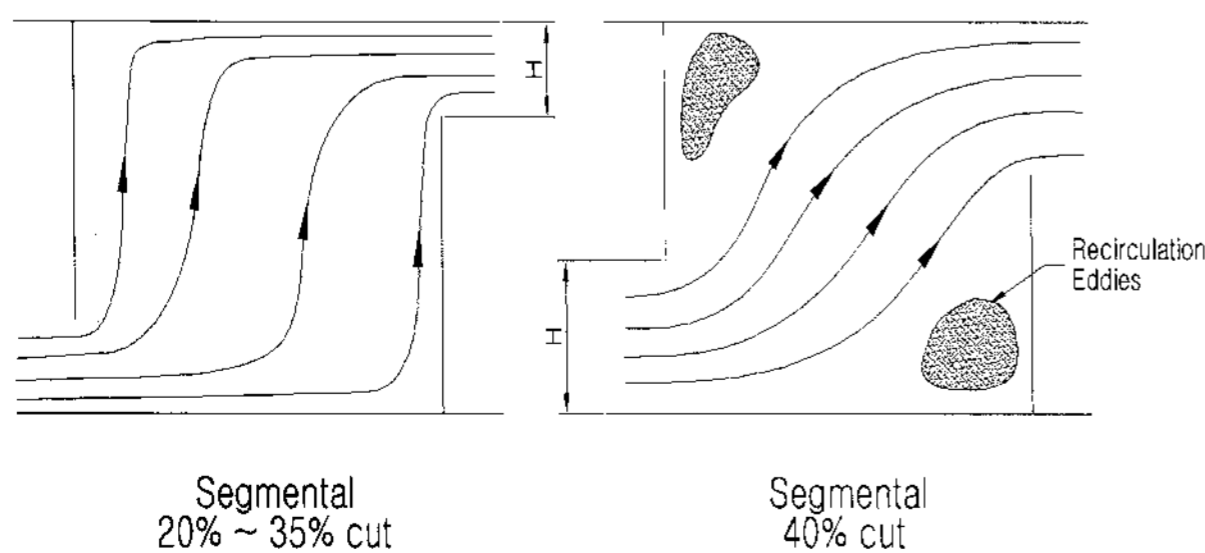


Fig. 3 Recirculation of eddies in the window zone

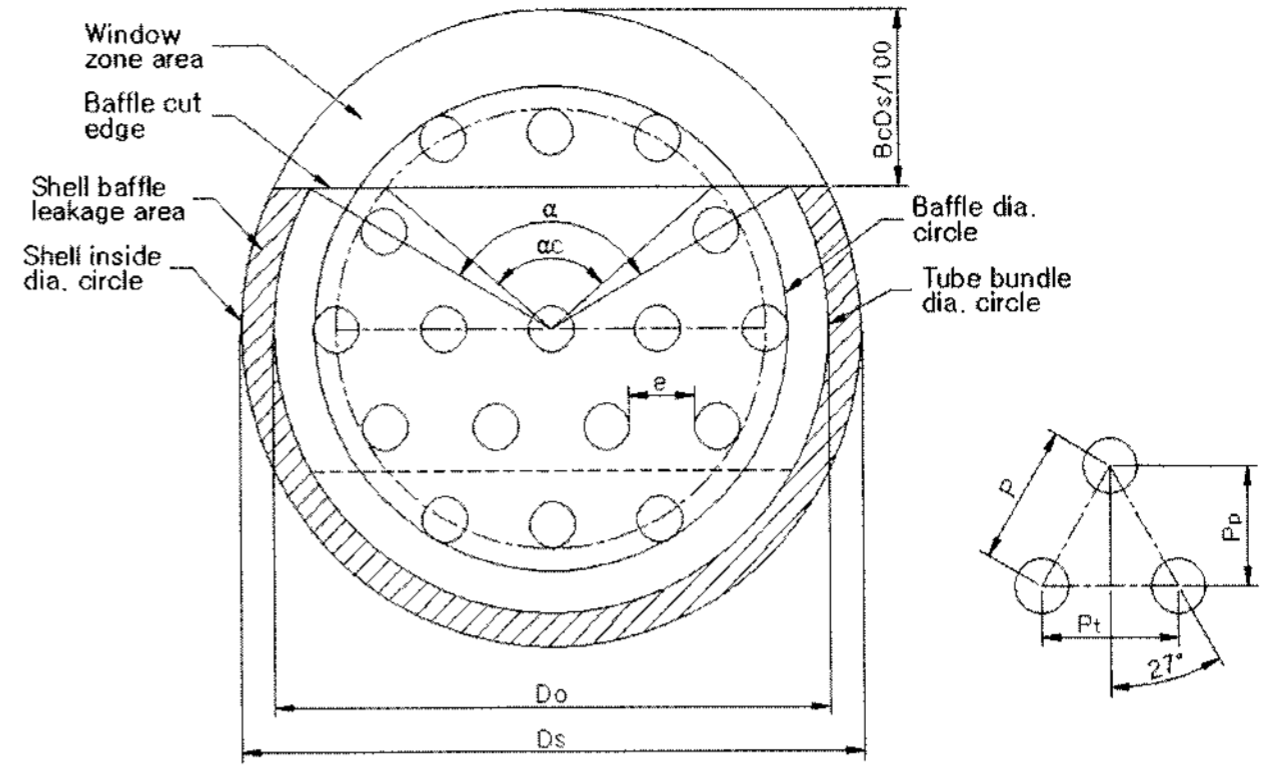


Fig. 4 Diagram of baffle cut angles and leakage area

$$\begin{aligned} r_b &= \frac{B_s}{3\sin\gamma} \\ \alpha &= \tan^{-1} \left(\frac{200B_s}{3B_cD_s} \right) \\ k_2 &= 0.17f \frac{r_b}{d_{bs}} \end{aligned} \quad (27)$$

식 (26)과 식 (27)을 식 (28)에 대입하여 압력 강하계수(k)를 구한다.

$$k = k_1 + k_2 \quad (28)$$

식 (5)과 식 (24)을 식 (29)에 대입하면, d_{bs} 값이 구해진다.

$$d_{bs} = \sqrt{\frac{2(A_{sc} + A_{wz})}{\pi}} \quad (29)$$

식 (17)과 (19) 및 배플 수를 사용하면 내부 윈도우지대에서 전체 압력 강하를 식 (30)으로부터 구할 수 있다.

$$\Delta p_{ic} = (N_b - 1)\Delta p_c + N_b\Delta p_{wz} \quad (30)$$

3. 결과와 분석

Table 1은 시험전본으로 사용한 원통다관식 열교환기의 기본사양이다.

Fig. 5는 유량 증가와 배플컷 비율에 따른 윈도우영역에서 압력 강하 결과이다. 배플컷 비율이 증가할수록 유체가 쉽게 통과하게 되어 압력 저하가 뚜렷이 나타남을 알 수 있다.

Table 1 Specification of heat exchanger

parameter	dimension	parameter	dimension
α (°)	116	H (mm)	48.7
B_s (mm)	78.5	L (mm)	108.6
B_{si} (mm)	101	N_b	13
d (mm)	9.52	N_c	6
d_B (mm)	15.5	n_F	32
D_b (mm)	206	N_w	3
d_n (mm)	65	N_{wt}	16
D_o (mm)	206	P (mm)	19
D_s (mm)	200	P_p (mm)	17
e (mm)	7.4	P_t (mm)	17

그러나 배플컷의 비율이 과대할 경우 Fig. 3과 같이 선분 배플에서 재순환 와류(eddies)가 발생되며 또한 배플을 지나는 유체의 속도가 빨라져 열교환이 잘 이루어지지 않아 열효율에 저하된다. 배플컷 비율은 통상적으로 25 %이고, 시험 모델도 이에 따랐다.

Fig. 6은 유량의 증가에 따른 속도변화를 보여주며, 이것은 Fig. 1의 각 영역에서의 유체의 유동속도변화이다. 레이놀즈수는 유동이 천이영역에서 이루어지고, 10,000으로 설정하여, 식 (7)로부터 마찰계수를 구하였다. 유체 노즐 입·출구에서 유동속도가 가장 빠르며, 셸 내부의 튜브 사이를 유체가 통과할 때 속도가 느려지는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 Fig. 2의 θ 를 구하고, 그 값을 10° 로 사용하여 계산한 열교환의 셸측 각 영역에서 압력강하를 보여준다.

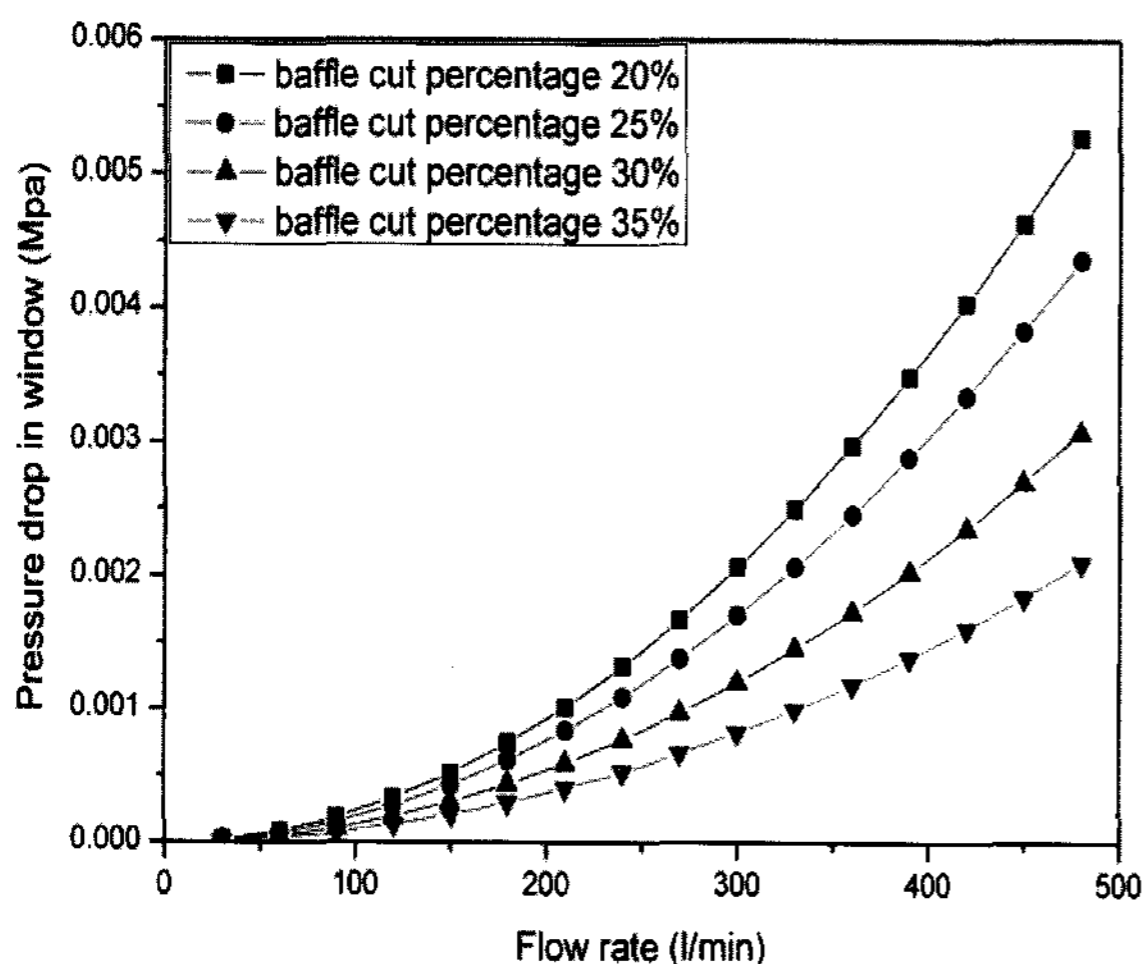


Fig. 5 Pressure drop in window with the ratio of baffle cut due to flow rate variations

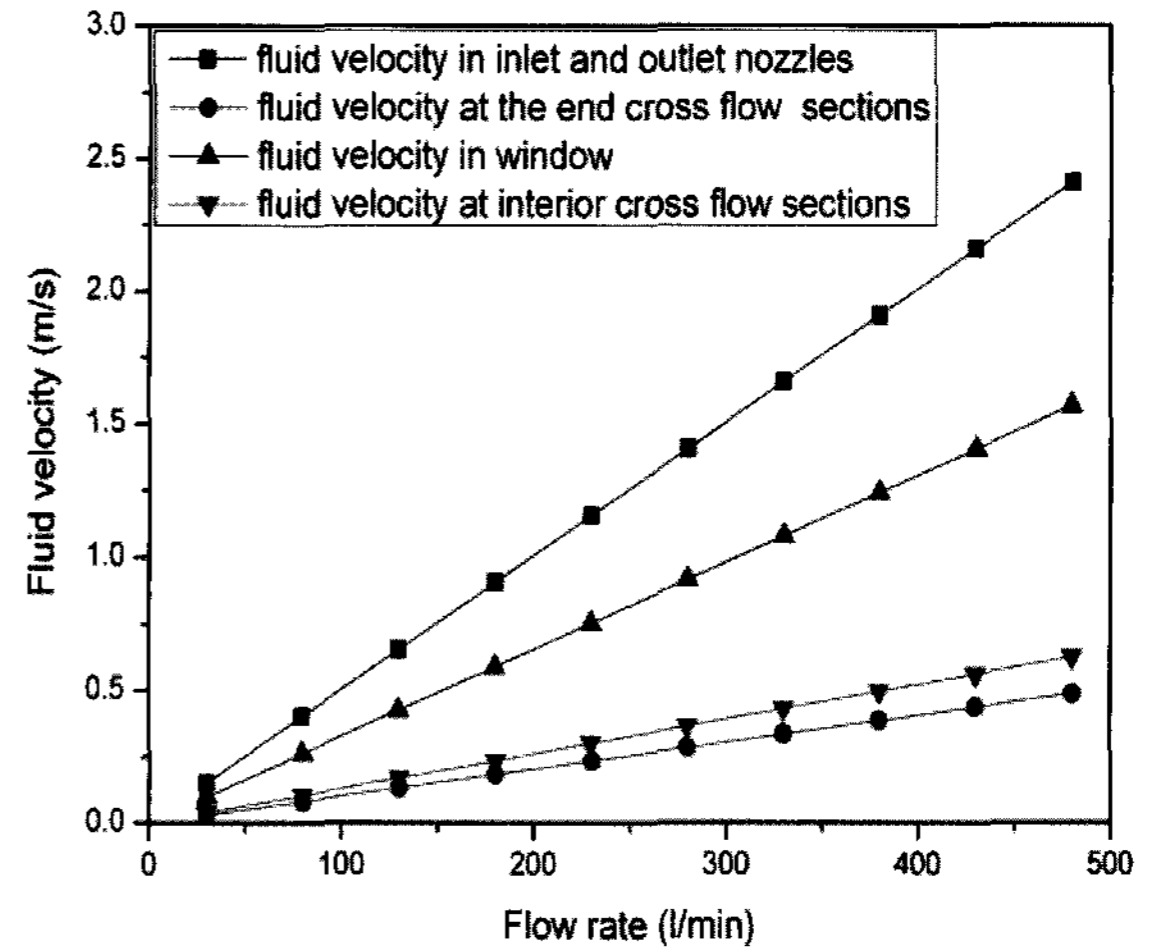


Fig. 6 Fluid velocity at each part of shell side due to flow rate variations (Baffle cut = 25%)

내부의 가로 지르는 유동영역(interior cross flow zone)에서 압력강하가 가장 큰 값을 갖는다는 것을 알 수 있으며, 유체가 유입·출되는 노즐영역, 윈도우영역 그리고 가로지르는 영역의 순서로 압력강하가 적어짐을 알 수 있다.

내부의 가로 지르는 유동영역에서 압력이 가장 큰 이유는 유동이 배플컷을 통과 후 튜브번들(tube bundles)과의 마찰로 인한 열손실로 전환되어 압력강하가 증가한 것으로 판단된다.

배플을 지나면서 이루어지는 압력 강하는 유량의 증가에 따라 지수적인 형태를 가지므로 유량을 급속 차단 또는 급속 공급을 하는 경우에 내부의 유량이 저유량에서 대유량으로 안정 구간이 없이 반복적으로 증가 내지 감소시키면 배플 판에 치명적인 영향을 줄 것으로 판단된다.

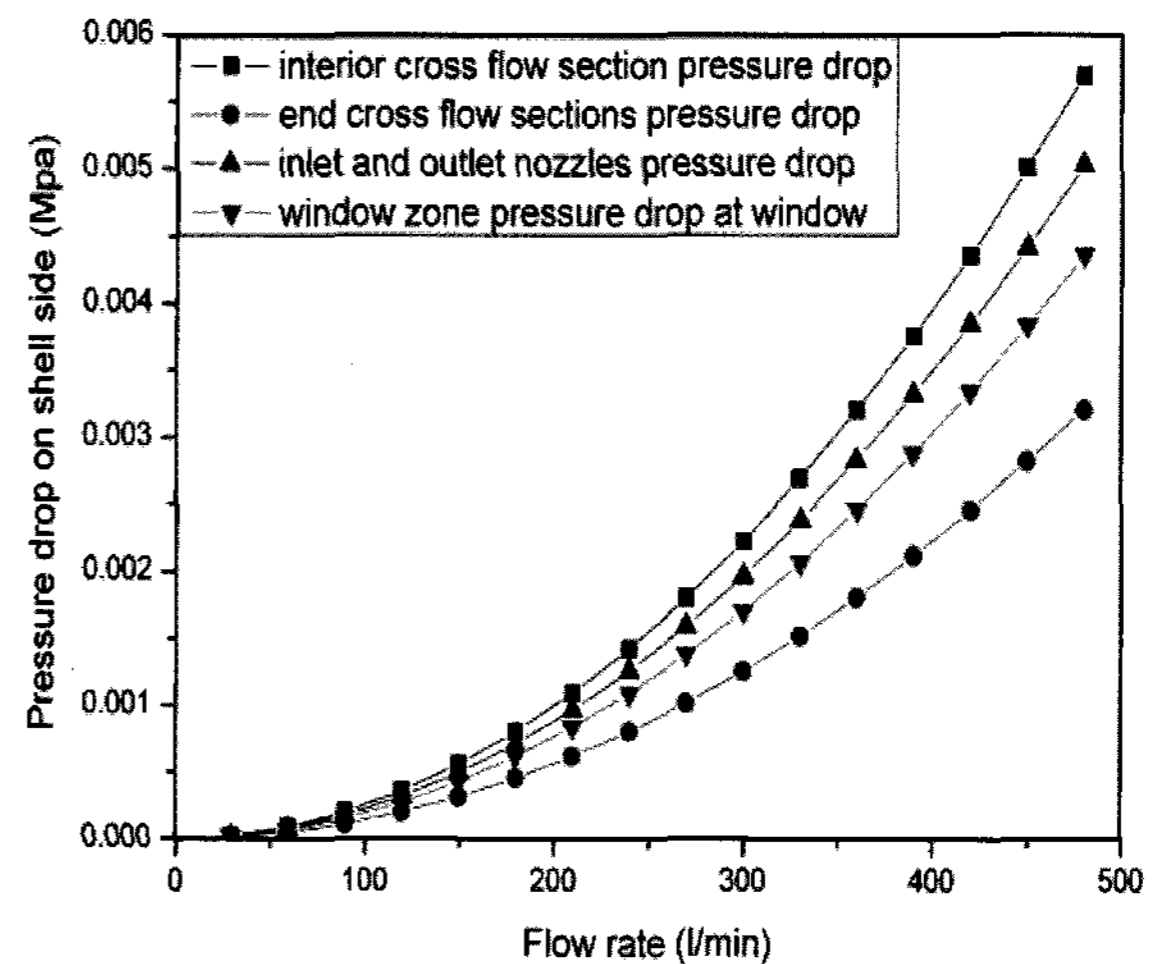


Fig. 7 Pressure drop at each part of shell side due to flow rate variations (Baffle cut = 25%)

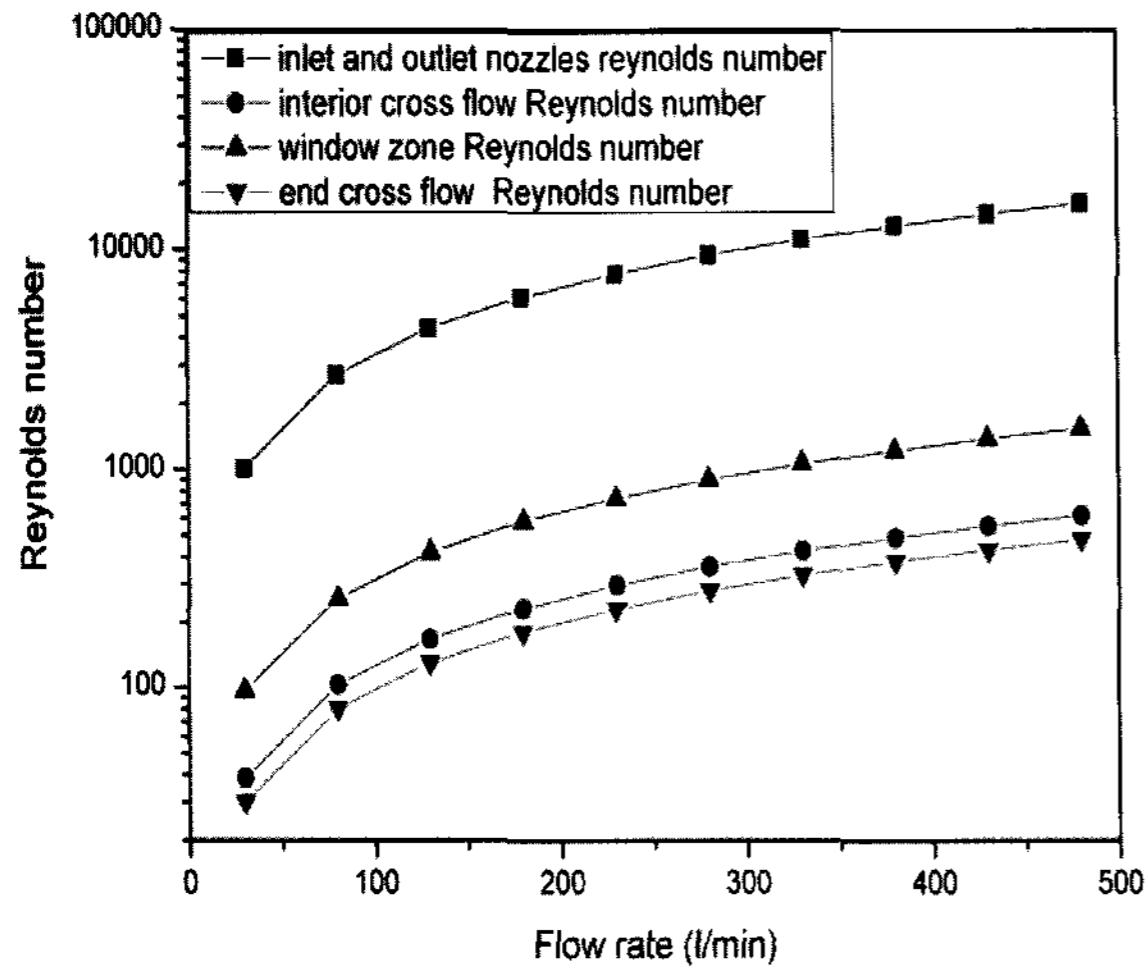


Fig. 8 Reynolds numbers at each part of shell side due to flow rate variations (Baffle cut = 25%)

Fig. 8은 유량에 따른 열교환기의 각 영역에서 레이놀즈수를 나타낸 그래프이다. 유체 노즐 입·출구 영역에서 레이놀즈수가 가장 큰 값을 가지며, 유동 영역 입·출구 영역에서 가장 작은 값을 가짐을 알 수 있으며, 이것은 유체속도와 비례하기 때문이다.

4. 결 론

열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자로 내부 진입 시의 유체의 압력이 배플을 지나면서 발생하는 압력 강하가 어느 위치에서 크게 발생하는지 알아보고, 열교환기의 설계 시 배플컷의 최적의 절단 비율을 결정하기 위해 이론식에 실제 열교환기의 파라미터를 적용하여 계산하였다.

열교환기의 노즐 입·출구 영역과 배플을 지나면서 유체가 흐르는 유동 cross 입·출구 영역, 내부 유동 cross 영역 및 윈도우 영역에서 유량 변화에 따른 압력 강하, 유동 속도 및 레이놀즈수를 계산하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 압력은 유량에 대한 지수 증가함수이다.
- 2) 배플컷 비율은 열효율과 관련되어있다.
- 3) 배플컷 비율과 압력 손실은 반비례한다.
- 4) 유동속도는 노즐 입·출구에서 가장 크다.
- 5) 레이놀즈수는 유동속도와 비례 한다.

중요한 설계변수중의 하나인 압력강하(손실)는 공정조건 때문에 제한될 수 있고 경제성(펌핑 조건) 때문에 제한될 수 있다. 이와 같이 열교환기 각 영역에서 압력강하를 알 수 있다면, 열전달에 도움을 주지 않고 발생하는 압력강하를 줄여 향상된 제품 제작을 위한 자료로서 유용할 것으로 기대된다.

참고 문헌

1. E. S. Graddis and V. Gnielinski, 1997, "Pressure drop on the shell-and-tube heat exchangers with segment baffles", Chem. Eng. Process. 3 pp. 149~159.
2. R. K. Shah and A. C. Mueller, 1985, "Process heat exchangers", Handbook of Heat Transfer Applications, pp. 80~173.
3. K. J. Bell, 1988. "Delware method for shell-side design, in: R.K.Shah, E.C. Subbarao, R.A. Marshelkar(Eds.)", Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 145~166.
4. S. Kakac and H. Liu, 2002, "Heat Exchangers selection, Rating and Thermal Design", CRC Press, Washington D.C., pp. 318~335.
5. J. W. Palen and J. Taborek, 1969, "Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method", Chem. Eng. Progr, Symp. Series, 65, pp. 53~63.
6. I. I Ionel, 1986, "Pumps and pumping", Elsevier, Amsterdam, Oxford, New York, 1986, pp. 194~218.