

유동해석에의한 단상용 원통다관형 열교환기 열설계 코드의 개발

반태곤·이상천*·남상철**·박병덕**

BAN-HEX, *Yeungnam 대학교, **Sangju 대학교 기계공학부

Development of a Single Phase Shell-and-Tube Type Heat Exchanger Thermal Design Code Based on Stream Analysis

T.G. Ban, S.C. Lee*, S.C. Nam** and B.D. Park**

BAN-HEX, *Yeungnam University, **Sangju University School of Mechanical Eng.

요 약

본 원통다관형 열교환기 설계 코드는 기존에 적용된 Bell-Delaware법 보다 한 차원 발전된 유동 해석법을 적용하여 좀더 정확하고 향상된 열교환기를 설계 하고자 한다. 열교환기 설계에 영향을 미치는 주요한 인자들에 대한 특성 및 설계 범위를 나타내었다. 유동 분율을 구하기 위한 유동 해석(Stream analysis) 법에 대한 개략적인 소개와 열교환기 설계를 위한 순서도를 나타내었다. 설계 코드의 성능평가를 위하여 Delaware09, Delaware10, DongHwa, ANL에 대한 실험결과와 성능 비교를 수행하였다. 그 결과 열전달 및 압력 손실 예측치의 대부분이 $\pm 30\%$ 이내에 만족함을 보였으나, 압력손실 부분에서는 전체적으로 과 예측 결과를 나타내었다.

Abstract — This shell-and-tube type heat exchanger design code based on stream analysis method was developed to design accurate and advanced heat exchangers. Several geometry factors which affect the heat exchanger design was explained. Stream analysis method to calculate flow fraction of each stream and heat exchanger design flow chart was introduced. Performance of developed simulation code was compared with Delaware09, Delaware10, DongHwa and ANL experimental data. The statistical results of performance evaluation indicated that most data points are predicted within $\pm 30\%$. But the pressure loss was over predicted.

1. 서 론

원통다관형 열교환기는 원통(Shell) 속에 배열된 관(Tube)과 배플(Baffle)에 따른 유동의 교란을 통하여 원통측 유체와 관측 유체간의 열전달을 촉진시키는 열교환기이다. 그 특징으로는 제조 가격의 저렴, 보수관리 용이, 다양한 열부하(Heat duty) 만족, 내압성등의 장점으로 인하여 공정용 열교환기로 널리 쓰이고 있다. 원통다관형 열교환기는 입·출구의 형상 및 위치, 헤드(Head) 형식, 배플의 형상 및 위치 등 고려하여야 할 인자들이 매우 많으며 원통내 유동 및 열전달 현상이 복잡하기 때문에 설계 시 고도의 전문지식과 경험이 요구된다. 이런 연유로 인하여 미국열교환기협회(TEMA)에서는 원통다관형 열교환기형태를 앞헤드(Front end stationary head) 5종류, 뒤헤드(Rear end head) 8종류, 그리고 몸

통에 해당하는 원통(Shell) 7종류로 각각 나누어 열교환기의 표준형태를 정의하였다^[1]. 일반적인 설계조건 하에서 원통 다관형 열교환기를 설계 할 경우 가격 및 유지보수에 대한 상관관계를 비교하여 보면 Fig. 1과 같다.

원통측(Shell side) 열적 성능 및 압력 손실을 평가하기 위한 연구는 초창기 Kern법으로 대표된다^[2]. 설계 범위는 아주 제한적이며 많은 오차를 포함하고 있으나, 계산식의 간단함으로 인하여 아직까지도 산업현장에서 응용이 되기도 한다. 그 후 1960년대에 미국기계학회(ASME)의 후원으로 델라웨어(Delaware) 대학교에서 원통측 성능평가를 위한 체계적인 연구가 이루어 졌다. 이 Bell-Delaware법은 기본적으로 이상관군(Ideal tube bundle)에 대한 열전달 계수에 배플 잘림(Baffle cut), 누출유동(Baffle leakage), 측류(Bundle bypass), 온도 역구배(Adverse temperature gradient), 비균등 배플간격(Unequal

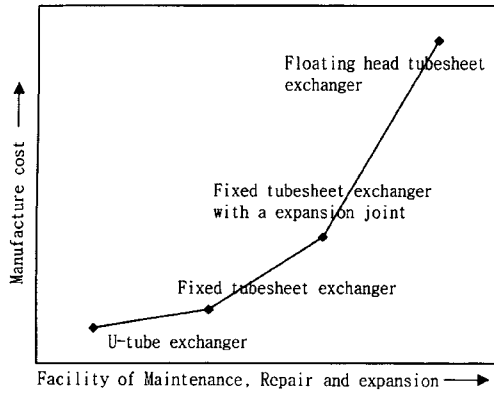


Fig. 1. Correlation of manufacture cost to maintenance and repair.

baffle spacing)에 관한 5개 보정계수를 도입하였으며 반-해석(Semi-analysis)법으로 대표된다^{[3][4]}. 비슷한 시기에 Tinker^[5]는 원통측 유동을 Fig. 2와 같이 5개 흐름으로 나누어 각각의 흐름이 열전달 및 압력 손실에 미치는 영향을 고려하는 유동 해석(Stream analysis)법을 제안하였다. 그러나 각각의 흐름을 구하기 위한 계산과정이 복잡하고 많은 반복계산을 수행하여야 하는 어려움으로 인하여 초창기에는 널리 적용되지 않았다. 그 후 Taborek^[6] 등은 Tinker법과 Bell-Delaware법의 단점을 보완하여 발전된 유동 해석법을 개발하여, 미국 Heat Transfer Research Inc.(HTRI)의 열교환기 설계소프트웨어 개발에 적용하였다. 최근에는 계산기의 급격한 발달로 인하여 열교환기 전체를 격자생성에 의한 수치해석적 방법으로 열교환기 성능평가에 대한 해석이 이루어지고 있다.

국내에서는 원통다관형 열교환기에 대한 체계적인 연

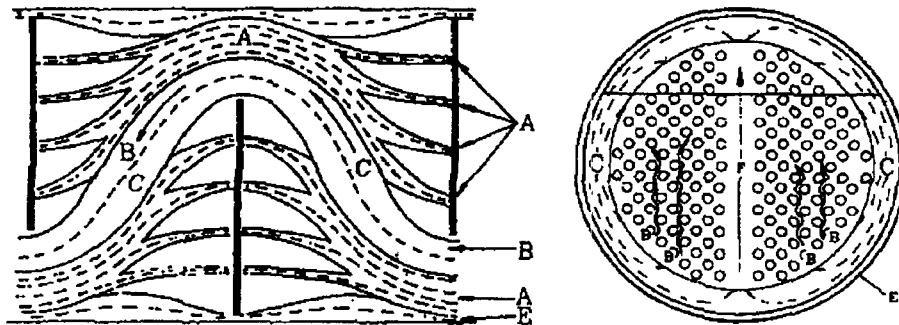
구결과는 이루어지지 않은 실정이다.

단지 각각의 응용분야에 필요한 열교환기에 대하여 성능평가 및 소프트웨어 개발이 진행되었다. 그 중에서 홍^[7]은 단일 기하학조건에서 오일 냉각기(Oil cooler)에 대하여 청결한(Cleaned) 상태와 오염된(Fouled) 상태에 대하여 성능평가 및 전산지원 프로그램을 개발하였다. 송 등^[8]과 이 등^[9]은 각각 Bell-Delaware법을 적용하여 원통다관형 열교환기 설계 소프트웨어 개발 및 원통측 배플인자가 열전달에 미치는 영향을 분석하였다. 그 외에도 단편적으로 열교환기 설계프로그램 개발이 이루어졌으나 대부분 시작품 개발단계 정도만 이루어졌을 뿐 상용화되지는 못했다^{[10][11]}. 이에 본 연구에서는 기존에 개발된 Bell-Delaware법을 한 차원 발전시켜 국내의 이루어진 연구 결과를 체계적으로 분석하여, 산업현장에 적용 가능한 소프트웨어 코드를 개발하고 성능평가를 수행하였다(Fig. 3).

2. 열교환기 성능해석 및 설계

2-1. 열교환기 설계 방안

원통다관형 열교환기는 주어진 공정 조건 하에서 고려되어야 할 많은 인자와 제한조건 등으로 인하여 일찍부터 학계와 업계에서 개발을 시도하였고, 여러 상용프로그램이 개발되어져 있으며 그 계산결과 또한 많은 편차를 보이고 있다. 그리고 열교환기 설계소프트웨어는 아무리 성능평가에 대한 계산결과가 정확하더라도, 주어진 공정조건을 만족하지 않으면 아무런 의미가 없으므로 그 어떤 분야라도 공학적 판단(Engineering judgement)이 필요한 분야이기도 한다. 최근에는 이런 공학적 판단을 효율적으로 하기 위하여 전문가 시스템(Expert system)을 설계 프로그램에 적용시키고 있다. 본 열교환기 설



- A Stream : the leakage stream by the clearance between baffle and tube wall.
- B Stream : the main effective cross-flow stream.
- C Stream : the tube bundle bypass stream between bundle and shell wall.
- E Stream : the leakage stream by the clearance between baffle and shell wall.
- F Stream : the bypass stream in flow channels due to tube pass partitions.

Fig. 2. Schematic flow distribution diagram for baffled shell-side flow.

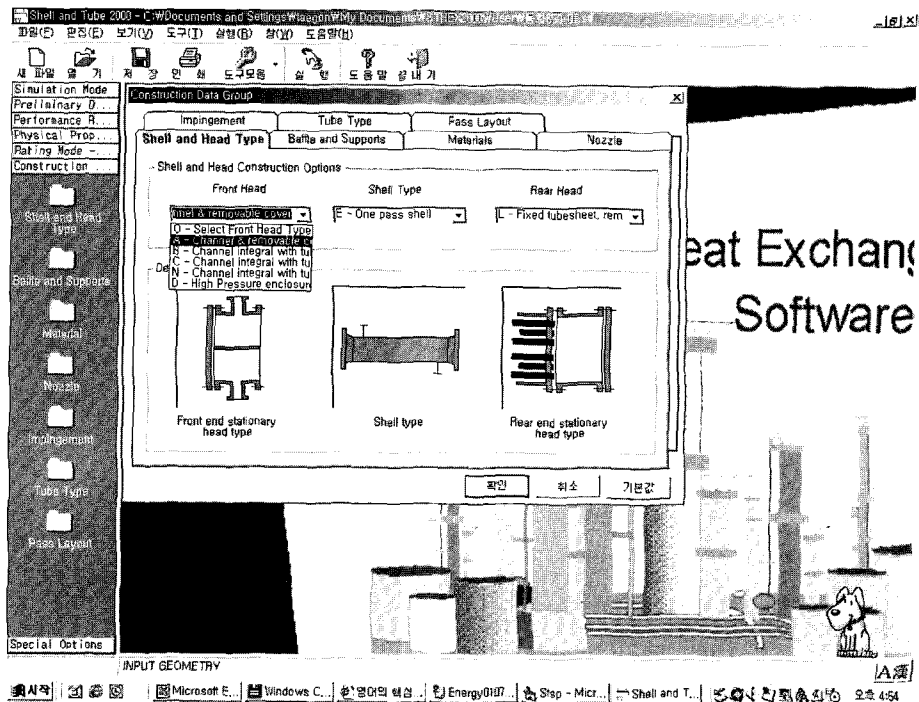


Fig. 3. Interface window of the developed heat exchanger design software.

Table 1. Detailed thermal design parts of heat exchanger.

- Shell-side heat transfer and pressure drop
- Tube-side heat transfer and pressure drop
- Nozzle, stationary head, rear head side pressure drop
- Development of design routine
- Optimization design
- Fouling part
- Vibration part
- Heat transfer enhancement

제를 위한 세부 분야를 Table 1에 나타내었다. 그리고 열교환기 설계에 미치는 주요한 인자들의 특징들을 간략히 살펴보면 아래와 같다.

- 관 선택

관은 열교환기에서 전열을 담당하는 유일한 부분으로, 관의 재질이나, 사양의 변경은 총괄 열전달 계수에 영향을 주게 된다. 주로 관 직경이 15.88, 19.05, 25.4 mm가 사용되나 선박용은 15.88 mm를 사용한다. 초기 예상한 전열 면적에서 열교환기에 필요한 관 개수를 구하면 아래와 같다.

$$\text{관개수} = \frac{\text{요구된전열면적}}{\text{관외경} \times \pi \times \text{길이}} \quad (1)$$

- 관 두께

관 두께는 주어진 공정상의 작동 압력, 부식 등을 만족시키기 위한 강도계산이 필요한 부분이다.

- 관 길이

주어진 전열면적에 대하여 관 길이가 길면 길수록 경제적이다. 그 이유는 원통 직경이 작으면 기계적 설계 규약(Mechanical design code)에 의하여 원통과 헤드의 두께가 감소하므로 재료의 단가를 낮출 수 있다. 그러나 관의 길이가 길어지면 그만큼 양측의 압력 손실은 증가하며, 제작업체의 공간 문제나, 운송 문제, 현장에서 설치 문제 등이 제한 받게 된다. 이런 연유로 시방서(Specification)상에 최대 관 길이를 규정해 두는 것이 일반적이다.

- 관 배열

관 형태는 30°, 60° 배열을 삼각배열 이라 하며, 45°, 90° 배열을 사각배열이라 한다. 삼각배열은 압력손실이 상대적으로 크고, 오염이 큰 유체에는 제한된다. 사각배열은 청소에 용이하여 기계적 세척을 위해서는 필수적으로 선택되어야 한다. 이중 60° 배열은 보편적으로 잘 적용되지 않는다.

- 관 피치

관외경의 1.25배 이상의 거리를 두도록 되어 있다. 기계적 세척이 필요한 경우에는 사각 배열과 함께 최소 청

소 간격(Cleaning lane) 6.3 mm을 확보하여야 한다.

- 배플 형태

배플은 원통측 유체의 흐름제어 뿐만 아니라 번들(Bundle)을 지지 및 진동 방지 역할을 수행한다. 종류로는 가장 일반적인 세그멘탈(Segmental) 형태와, 이중 세그멘탈(Double segmental), 삼중 세그멘탈(Triple segmental), N.T.I.W.(No Tube in Window), 디스크 & 도우넛(Disk & Doughnut), 로드(Rod) 형태가 있다. 세그멘탈 배플은 전열효과가 좋은 반면 압력 손실이 크므로 설계시 허용압력손실을 초과할 경우 다른 형태의 배플을 설치하는 것도 고려해 볼 필요가 있다. 세그멘탈 배플의 압력손실을 1로 할 때 이중 세그멘탈은 1/3, 삼중 세그멘탈은 1/5, N.T.I.W.는 1/4로 감소한다¹²⁾.

- 배플 절단율 및 배플간의 거리

배플 절단율은 배플의 간격에 비해 너무 좁으면 유체의 흐름이 심하게 왜곡되고 너무 넓으면 관 번들내로 유체가 제대로 유동을 하지 않아 열전달에 악영향을 미친다. 따라서 배플 간격에 따라 적절히 조절하여야 한다. 특히 최대 배플 거리 설정에는 관 재질에 따라 TEMA의 최대지지 가능거리와 진동문제를 고려하여야 한다. 절단율은 15~45% 범위 내에서, 배플간 거리는 원통직경대 배플간 거리의 비를 1/5~1을 주로 사용한다.

- 관내 유속 및 관 패스(Pass)수

주어진 총 관 수를 가지고 열교환기에 필요한 적정 관측 패스 수를 결정한다. 유체의 유속은 관의 재질과 허용압력손실에 의해서 최대 유속이 제한되며, 오염문제로 인하여 최저 유속이 제한된다. 일반적으로 액체는 0.5~3.0 m/s, 기체는 5.0~30 m/s이다. 물의 경우는 관 유속을 1 m/s 이상으로 설계할 것을 추천한다.

- 원통 직경

원통 직경은 관 개수가 결정되면 관 외경, 피치, 배열 방법 그리고 번들과 원통의 간격 등이 정해지면 결정된다. 일반적으로 원통 직경대 관 길이를 6~10 사이를 많이 적용한다. 그리고 TEMA¹¹⁾에서는 최대 원통직경을 1,524 mm를 넘지 않고, 내압은 21 MPa를 초과하지 않으며 원통직경(mm)×내압(MPa)이 10500을 넘지 않도록 설계 할 것을 추천한다.

이외에도 설계 시 고려되어야 할 인자들은 노즐직경, 셸 로드(Seal rod), 셸 스트립(Seal strip), 방해판(Impingement plate) 설치 여부 등 여러 가지를 고려하여야 한다. 각 인자의 설계 범위는 TEMA¹¹⁾와 API¹³⁾에서 추천된 범위를 권장한다.

2-2. 관 및 원통측에 대한 성능해석

관측에 대한 연구는 현재까지 많이 이루어져 왔으며, 연구 방향도 단순히 평활관에 대한 연구뿐만 아니라 열

Table 2. Applied heat transfer coefficients and friction factors to this design code.

Region	Tube side	Remarks
Laminar	$Nu=C_1+1.45\left[\frac{\pi Re^* Pr \lambda}{4}\right]^m$	λ, C_1, C_2, m : flow condition functions $Re < 2,000$
	$Re^*=Re+C_2\sqrt{\left(\frac{Gr}{Pr\lambda}\right)}$	
	$f=16/Re$	
Transition	$Nu=\eta Nu_{lam}+(1-\eta)Nu_{urb}$	η : proration function $2,000 < Re < 10,000$ - Smooth tube $1,300 < Re < 2,200$ - Commercial pipe $1,300 < Re < 3,600$
	$f=0.012$	
Turbulent	$Nu=0.025 Re^{0.79} Pr^{0.42} \phi_h$ $f=a+b Re^c$	$Re > 10,000$ - Smooth tube, $Re > 2,200$ $a=0.0014, b=0.125, c=-0.32$ - Commercial tube, $Re > 3,600$ $a=0.0035, b=0.264, c=-0.42$
Region	Shell side	Remarks
Total regions	$j_i=(a_1)\left(\frac{1.33}{Pr/D_{io}}\right)^{a_2}(Re)^{a_2}$	a, a_1, a_2 : j correlation constants b, b_1, b_2 : f correlation constants
	$f_i=b_1\left(\frac{1.33}{Pr/D_{io}}\right)^{b_2}(Re)^{b_2}$	

전달 촉진관, 관내 삽입체에 의한 열전달 촉진등 여러 가지 촉진기법이 개발되어 있으며 현재 산업현장에서 응용되기도 한다. Table 2에서는 본 소프트웨어에 적용된 관측 및 원통측 이상관군(Ideal tube bank)에 대한 열전달 계수 및 마찰 계수 상관식 들을 정리하였다.

- 이상관군 열전달 및 압력 손실

원통측에 대한 성능해석은 원통측 유동현상을 단순화한 직교 이상관군에 대한 열전달 및 마찰계수에 비이상적인(Nonideality) 유동흐름에 대한 보정의 형식을 나타내고있다. 관계식은 식(2), (3)에서 처럼 원통측 레이놀즈수, 관외경 및 관피치의 함수로 표현되며 그 결과는 Table 2에 나타나 있다.

$$j_i = f\left(\text{Re}_s, \frac{L_{tp}}{D_{to}}\right) \quad (2)$$

$$f_i = f\left(\text{Re}_s, \frac{L_{tp}}{D_{to}}\right) \quad (3)$$

위 식에 구한 j_i , f_i 계수를 이용하여 이상관군에 대한 열전달 및 압력 손실을 구하는 식은 다음과 같다.

$$h_i = j_i C_p G_s (Pr_s)^{-2/3} \phi_h \quad (4)$$

$$\Delta P_i = 2f_i NC \frac{(G_s)^2}{\rho_s} \phi_p \quad (5)$$

- 원통측 유동해석

Fig. 2에서처럼 원통측의 유동 해석(Stream analysis) 법은 각각의 흐름에 발생하는 압력 손실 값을 이용하여 총 유량에 대한 각 유동의 유동분율(Flow fraction)을 구하게된다. 유동 해석법에 의한 열교환기 원통측 각 흐름의 압력손실은 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$\Delta P_i = C K_i \left[\frac{Q_i}{S_i}\right]^2 \quad (6)$$

$$\Delta P_c = \Delta P_b \quad (7)$$

$$\Delta P_A = \Delta P_E = \Delta P_B + \Delta P_W \quad (8)$$

ΔP_W 는 배플 창(Window)내에서 압력 손실 값이다. 또 w 인자는 A 흐름에서 배플 상부와 하부까지 면적변화로 인한 보정계수로

$$\Delta P_A = w^2 (\Delta P_B + \Delta P_W) \quad (9)$$

$$\Delta P_F = \Delta P_B + \Delta P_{WS} \quad (10)$$

$$\Delta P_{WS} = \Delta P_W - \Delta P_{W1} \quad (11)$$

여기서 ΔP_{W1} 윈도우 부분의 선회에 의한 운동량 손실(Momentum loss)값이다.

그리고, 각 흐름의 유량은 아래와 같이 표현된다.

$$Q_i = S_i \left[\frac{\Delta P_B}{C K_i}\right]^{0.5} \text{ with } i=B \text{ or } C \quad (12)$$

$$Q_E = S_E \left[\frac{\Delta P_B + \Delta P_W}{C K_E}\right]^{0.5} \quad (13)$$

$$Q_A = w S_A \left[\frac{\Delta P_B + \Delta P_W}{C K_A}\right]^{0.5} \quad (14)$$

$$Q_F = S_F \left[\frac{\Delta P_B + \Delta P_{WS}}{C K_F}\right]^{0.5} \quad (15)$$

편리하게, 어떤 기준유량(식 16)에 대한 상대적인 유량으로 표현하면 식(17)~(19)와 같다.

$$Q_R = S_R \left[\frac{\Delta P_B}{C K_R}\right]^{0.5} \quad (16)$$

$$QR_i = Q_i/Q_R = (S_i/S_R) \left[\frac{1}{(K_i/K_R)}\right]^{0.5} \text{ with } i=B \text{ or } C \quad (17)$$

특히 "E" 흐름에서 $w=1$ 로 두고 $X=\Delta P_W/\Delta P_B$ 로 정의하면,

$$QR_i = Q_i/Q_R = (wS_i/S_R) \left[\frac{1+X}{(K_i/K_R)}\right]^{0.5} \text{ with } i=A \text{ or } E \quad (18)$$

$$QR_F = Q_F/Q_R = (S_F/S_R) \left[\frac{1+Z}{(K_F/K_R)}\right]^{0.5} \quad (19)$$

여기서 $Z=\Delta P_{WS}/\Delta P_B$ 의 값이다.

각 흐름의 상대유량 값을 총 상대유량으로 나눈 값으로 다시 표현하면,

$$FF_i = \frac{QR_i}{\text{SUM}Q} \quad (20)$$

여기서, (SUMQ)= $QR_A+QR_B+QR_C+QR_E+QR_F$ 이고, $K_R=S_R=1$ 로 두면 각 흐름에 대한 상대 유량과 유동 분율을 Table 3에 나타내었다. 위의 각 흐름에서 발생하는 유동 저항계수를 살펴보면 아래와 같다. 직교 유동내에 발생하는 저항 계수[B 흐름]은 이상관군의 마찰계수에 직교 관군 열수의 형태로 나타나며 식(21)과 그 값은 Fig. 4의 형태로 나타난다.

$$K_B = 4f_i(NC_B) \quad (21)$$

관군 혹은 번들 주위로 흐르는 바이패스 유동[C 흐름]에 의한 저항계수를 식(22)와 Fig. 4에 나타내었다.

$$K_C = 4f_c(NC_C) \quad (22)$$

배플-원통간의 누수[E 흐름]와 관-배플간의 누수[A 흐름]에 의한 유동 저항 계수는 그 특성상 식(23)에서 보

Table 3. Relative flow rate and flow fractions of each streams based on Stream analysis.

Stream	Relative flow quantity	Flow fraction
B (Cross flow)	$QR_B = S_B [1/K_B]^{0.5}$	$FFB = QR_B / \text{SUM}Q$
C (Bypass)	$QR_C = S_C [1/K_C]^{0.5}$	$FFC = QR_C / \text{SUM}Q$
F (Pass partition)	$QR_F = S_F [(1+Z)/K_F]^{0.5}$	$FFF = QR_F / \text{SUM}Q$
A (Tube-baffle leakage)	$QR_A = wS_A [(1+X)/K_A]^{1.5}$	$FFA = QR_A / \text{SUM}Q$
E (Baffle-shell leakage)	$QR_E = S_E [(1+X)/K_E]^{0.5}$	$FFE = QR_E / \text{SUM}Q$

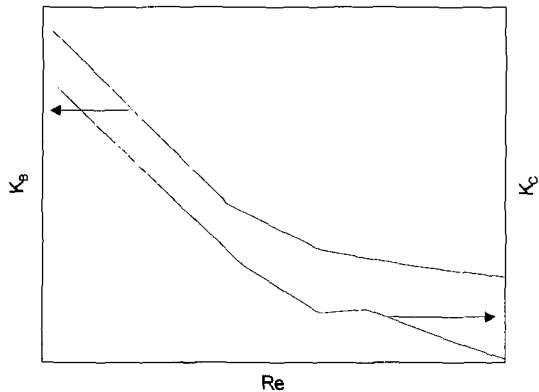


Fig. 4. Crossflow (K_B) and bypass (K_C) resistance coefficient.

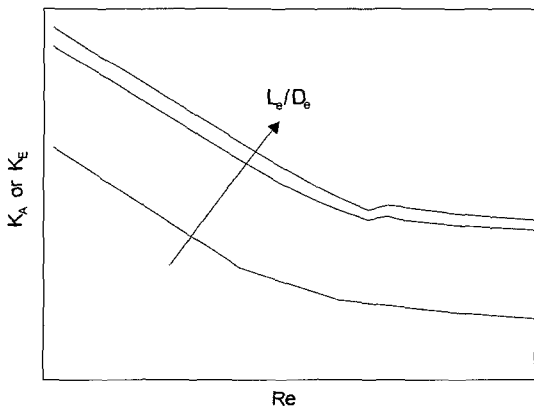


Fig. 5. Leakage (K_A , K_E) resistance coefficient.

는 바와 같이 흐름의 급확대, 급축소에 의한 운동량 손실량 과 판(Plate) 사이의 마찰 계수의 향으로 정의할 수 있다. 그 결과는 Fig. 5의 형태로 나타난다.

$$K_{E,A} = K_{con} + K_{exp} + 4f_{E,A} \left(\frac{L_c}{D_c} \right) \quad (23)$$

마지막으로 패스 파티션에 의한 유동[F 흐름]에 의한 유동 저항 계수는 패스 파티션 유동 주위의 관 배열에 의한 마찰계수와 패스 파티션 유동내의 타이 로드(Tie rod)

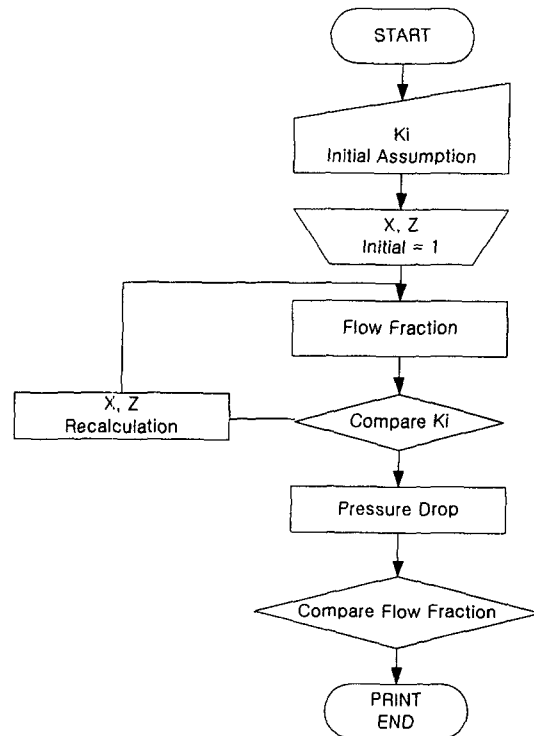


Fig. 6. The logic of flow fraction calculation based on stream analysis method.

에 의한 마찰계수의 합으로 나타낼 수 있다.

$$K_F = [4f_f(NC_F)/2 + 4f_{FF}(NC_{FF})] \quad (24)$$

위의 각 흐름의 유동 저항 계수를 이용한 원통측 상대 유량 계산과정은 Fig. 6의 순서도에 나타나 있다.

- 원통측 열전달 계수 및 압력 손실

실제 원통측 유동은 직교유동과 윈도우(Window) 유동의 혼합으로 나타나며, 특히 윈도우 유동은 관 길이 방향과 유효한 직교유동성분으로 나누어서 고려한다. 식 (25)에서와 같이, 기하학인자의 변화에 따른 유동의 왜곡현상을 예측하기 위하여 이상관군에 대한 데이터를 바탕으로 윈도우 바이패스 유동, 관열, 배플 컷, 입출구 영역의 배플간격에 따른 보정계수를 곱하여 실제 원통측

의 열전달 성능을 예측하게 된다. 관 및 원통측 열전달 계수와 오염계수를 이용하여 열교환기내의 총괄 열전달 계수는 식(26)과 같이 정의된다. 압력 손실 성능 해석은 직교유동을 마찰에 의한 손실과 운동량 손실의 합으로 표현한다. 윈도우 유동은 마찰에 의한 손실과 선회(Turn around)유동에 의한 손실로 정의되며 각각 식(27), 식(11)과 같다. 그리고 노즐(Nozzle)을 제외한 원통측 총 압력 손실은 식(28)과 같이 표현된다.

$$h_s = \beta \gamma \epsilon \left[h_c \left(\frac{NTT - 2NTW}{NTT} \right) + \lambda h_w \left(\frac{2NTW}{NTT} \right) \right] \quad (25)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + R_s + \frac{D_{to} \ln(D_{to}/D_{ti})}{2k} + R_t \left(\frac{D_{to}}{D_{ti}} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_{to}}{D_{ti}} \right) \quad (26)$$

$$\Delta P_B = \Delta P_c + \Delta P_a \quad (27)$$

$$\Delta P_S = (NB - 1) \Delta P_B + NB \Delta P_W + 2\Delta P_{end} \quad (28)$$

위에서 주어진 유동 해석에 의한 열전달 및 압력손실 값이 열교환기 사양서(Specification)상의 열부하(Heat load) 및 허용압력손실(Allowed pressure loss)등 주어진 공정 조건을 만족하는 열교환기를 제작하기 위하여 Fig. 7의 설계과정을 거친다.

2-2. 작동유체 물성치(Property)

공정용 설계 프로그램에는 계산과정의 연속성을 위하여, 각종 작동유체에 대한 전산화가 이루어져야 한다. 본 프로그램의 모듈로 포함된 물성 데이터베이스는 현재 화학공학정보센터¹⁴에서 서비스되고 있는 물성 계산 프로

그램으로 이 등¹⁵이 최근 국내기술로 개발하였다. 본 모듈에는 4500여종의 순수성분, 5500여 세트의 혼합물 평형에 대한 데이터 베이스를 포함하고 있다. 특히 탄화수소류, 고분자류, 전해질류 등에 대한 물성 계산이 가능하다. 본 설계 코드에 적용된 물성 계산 프로그램은 데이터 베이스 양과 계산과정의 정확성이 국내외 어느 물성 프로그램과 비교해봐도 손색이 없는 것으로 보고되었다.

3. 성능비교

3-1. 열전달 성능비교

유동 해석(Stream analysis)법에 의한 원통측 열교환기 설계 프로그램을 개발하여 객관적 성능평가 비교를 위하여 총괄열전달계수(Overall heat transfer coefficient) 및 압력 손실에 대하여 실험 결과와 비교하였다. 열전달 성능비교에 적용된 실험데이터는 Delaware09¹⁶, Delaware10³, DongHwa¹⁷이다. 본 성능평가를 위하여 적용된 각각의 열교환기에 대한 조건은 Table 4에 비교 나열하였으며, 각 그림에 나타난 범례를 Table 5에 자세하게 설명하였다. Delaware09는 원통측 각 유동에서 관과 배플간의 틈새 유동(A stream) 및 배플과 원통간의 틈새 유동(E stream)을 완전히 밀폐하여 원통측 유동을 단순히 직교유동(Cross flow)과 윈도우유동(Window flow)으로 설정하였다. 그리고 배플 절단율과 배플간의 거리를 변경하여 원통측 유동에 대한 성능평가 결과를 제시하였다. 결과는 Fig. 8에서 보는바와 같이 저 레이놀즈수에서는 높게 나타나며 고 레이놀즈수에서는 낮게 예측되는 것으로 나타났다. 그 이유는 이상 관군(Ideal bundle)에 대한 결과를 바탕으로 배플이 있는 윈도우 유동에서 유효한 직교 유동의 관열의 수(Effective tube rows)에 대한 예측 등 전반적으로 윈도우 유동에 대한 보정이 더욱 필요할 것으로 보인다. 배플 절단율-배플 수가 각각 18-25인 경우와 43-13인 경우에 많은 오차를 보이고 있다. 위에서처럼 열교환기 설계 시 배플 절단율에 따른 적당한 배플을 설치함으로써 오차를 줄일 수 있다. 예측 결과는 ±30% 이내에 만족함을 보이고 있다.

Delaware10은 모든 틈새 유동을 고려하고, 셀링 스트립(Sealing strip pairs)의 개수를 0, 2, 3개를 설치하여 관군(Bundle)과 원통사이의 틈새 유동을 얼마나 효과적으로 잘 예측할 수 있는가 비교하였다. 예측 결과(Fig. 9)는 Delaware09와 전반적으로 비슷한 경향을 보이며 전체적으로 예측 결과가 높게 나타남을 보이고 있다. 마지막으로 실제 산업현장에서 오일 냉각기(Oil cooler)로 사용되고 있는 DongHwa의 실험 결과를 비교하여 현장

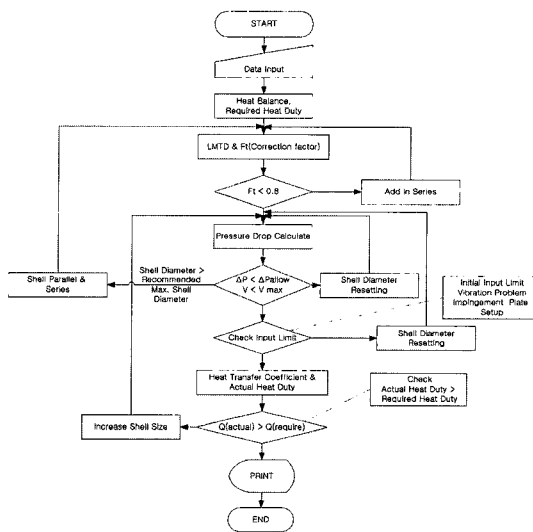


Fig. 7. Heat exchanger design flow chart.

Table 4. Specification and basic dimensions of the tested exchangers.

Items		Delaware09	Delaware10	DongHwa	ANL
Fluid	Shell Tube	Gulf 896 Oil Water	Gulf 896 Oil Water	SAE 30 Water	Water No fluid
Shell ID [mm]		133	232	650	590
Tube No.		80	470	454	499, 421
Tube OD [mm]		9.53	6.33	19.00	19.10
Tube thick [mm]		1.245	1.245	1.2	1.2
Tube length [mm]		450	450	3188	3580
Tube layout angle [°]		45	30	30	30, 90
Tube pitch [mm]		11.91	8.44	25.00	22.92
Baffle type		Segmental	Segmental	Segmental	Segmental
Baffle cut [%]		18.4, 31.0, 43.7	20.4	43.9	26, 29, 30
Baffle thick [mm]		3.18	1.59	6.00	9.50
Baffle No.		7, 13, 25	5	8	5, 7
Clearance [mm]	Tube-Baffle	0	0.25	0.30	0.4
	Baffle-Shell	0	2.03	1.60	3.0
	Bundle-Shell	6	11.63	13.00	22.0, 28.0
Sealing strips		0	0, 2, 3	0	0
Nozzle [mm]	Shell-In	-	-	150	337, 241
	Shell-Out	-	-	150	337, 241
	Tube-In	-	-	125	-
	Tube-Out	-	-	125	-
Pass number	Shell	1	1	1	1
	Tube	1	1	4	-

Table 5. Explanation of legend configuration codes.

	Position	Symbols	Definition
Delaware09	1st	18, 31, 43	Baffle cut
	2nd	03, 07, 13, 25	Baffle No.
Delaware10	1st	SS0, SS2, SS3	Number of sealing strips
	1st	6, 8	Number of cross passes
ANL	2nd	10, 14	Nominal size of nozzles
	3rd	30, 90	Tube layout pattern
	4th	26, 29, 30	Baffle cut

사이즈(Industrial size)에 적용가능성 여부를 나타내었다. Fig. 10에서 예측 결과 $\pm 20\%$ 의 오차를 보이고 있으며 예측 결과가 다소 낮게 남으로 인하여 안전(Safe)한 경향을 보이고 있다. 국내에서 사용되고 있는 상용 소프트웨어 B-JAC과 본 시뮬레이션 소프트웨어 STHEX를 Delaware09의 열전달 계수에 대한 비교결과는 Fig. 11에 나타나 있다. 그 결과 오차범위 $\pm 30\%$ 이내에서 비슷한 분포를 나타내고 있다.

3-2. 압력 손실 성능비교

공정상의 요소 또는 단일 기기로서 열교환기에 소요되는 소요 동력(Pumping Power)를 계산하기 위하여 아

니먼 주어진 펌프에 적합한 열교환기를 선택하기 위하여 압력손실에 대한 예측 또한 열교환기 성능평가에서 중요한 영향을 미친다. 압력손실 예측에 적용된 실험결과는 Delaware09^[6], Delaware10^[3], ANL^[17]이다. ANL (Argonne National Lab.) 결과는 원통측 열교환기의 압력 손실을 측정하기 위하여 Table 4에서 보는바와 같이 현장 사이즈에 대하여 배플간의 거리, 배플 절단율, 노즐 직경 및 관 배열을 변경하여 원통측의 압력 손실을 측정하였다. Delaware09에 대한 성능비교를 Fig. 12에 나타내었으며, 그 결과는 열전달 계수 예측보다 더 큰 편차를 보이고 있다. Delaware09-43-13 결과를 제외하면 압력손실은 높게 예측된다. 그리고 배플간의

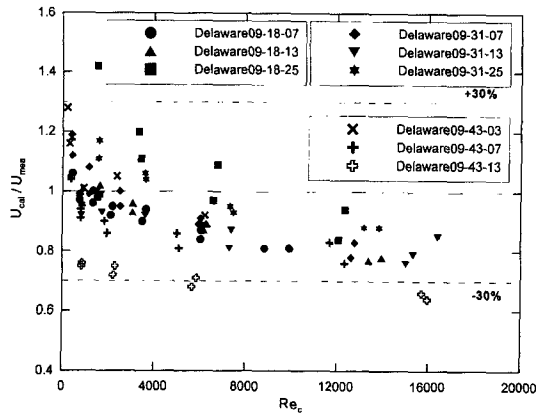


Fig. 8. Comparison between this simulation code and Delaware09 data for heat transfer.

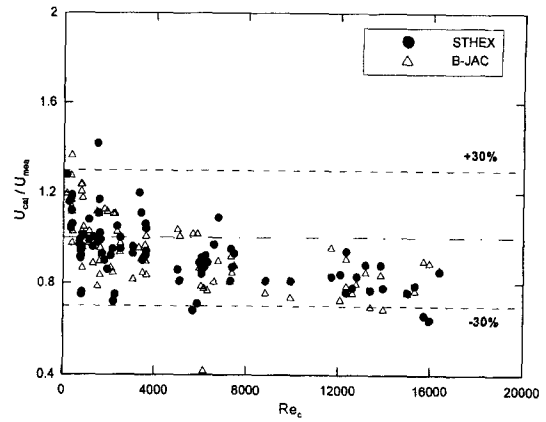


Fig. 11. Comparison of STHEX and B-JAC for heat transfer coefficient of Delaware09 data.

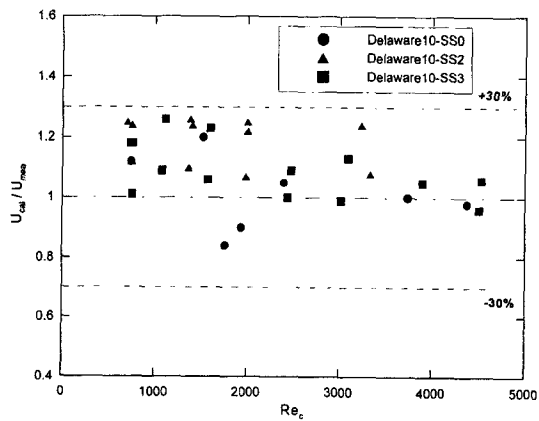


Fig. 9. Comparison between this simulation code and Delaware10 data for heat transfer.

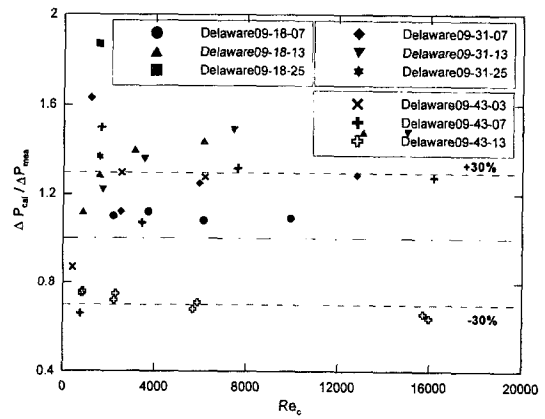


Fig. 12. Comparison between this simulation code and Delaware09 data for Pressure loss.

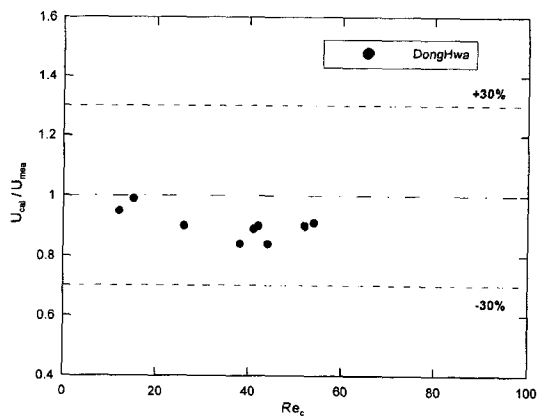


Fig. 10. Comparison between this simulation code and DongHwa data for heat transfer.

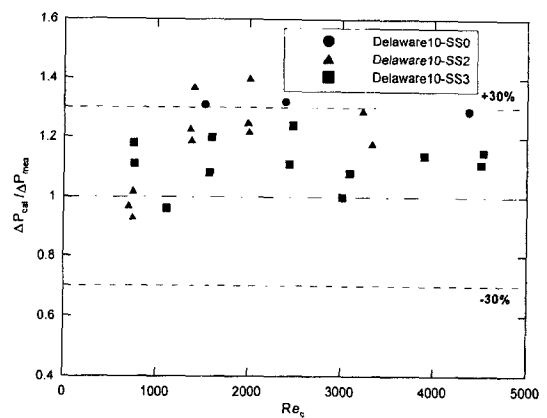


Fig. 13. Comparison between this simulation code and Delaware10 data for Pressure loss.

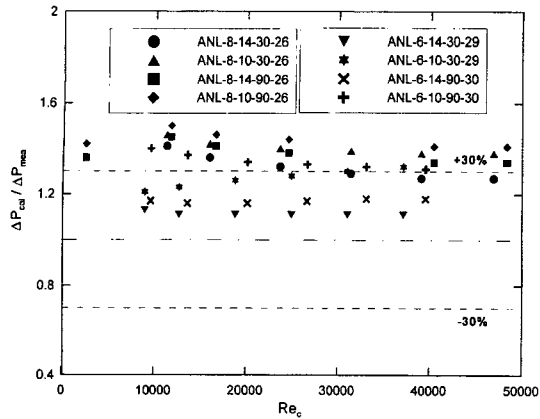


Fig. 14. Comparison between this simulation code and ANL data for Pressure loss.

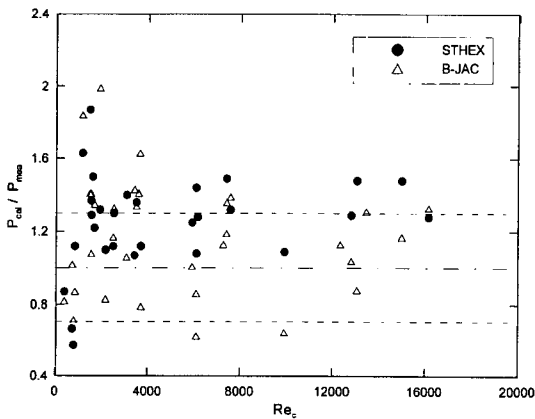


Fig. 15. Comparison of STHEX and B-JAC for pressure loss of Delaware09 data.

거리와 절단을 변화는 열전달 보다 압력손실에 더 큰 영향을 보이는 것으로 나타났다. Delaware10에 대한 결과 비교는 Fig. 13과 같다. Delaware10에서는 씰링 스트립(Sealing strip) 개수에 상관없이 압력손실예측은 높게 나타나며 ±30% 이내에 대부분 수렴함을 보이고 있다. ANL에 대한 성능 비교를 Fig. 14에 나타내었으며 전체적으로 압력손실예측이 높게 나타남을 보이고 있다. 특히 배플 개수가 7개일 경우가 5개일 경우보다도 압력손실 예측은 더 높게 나타나며 최고 1.5배 높게 예측되며 안전한(Safe) 예측을 하고 있다. 압력 손실 부분에 대하여 B-JAC과 STHEX를 Delaware09와 비교한 결과는 Fig. 15에 나타나 있다. 그 결과 비슷한 오차범위를 보이고 있지만, 두 소프트웨어 모두 총괄 열전달 계수 예측치 보다는 정확성이 떨어지는 것으로 나타났다.

4. 결 론

기존에 개발된 Bell-Delaware법을 한 차원 발전시킨 유동해석(Stream analysis) 기법을 이용하여 상용 가능한 원통다관형 열교환기 열설계 코드를 개발하였다. 열교환기 설계에는 무엇보다도 고려되어야 할 설계 인자들이 많으므로 설계 과정을 전산화하여 설계 시간의 단축 및 정확성의 향상에 그 목적을 두고 있다. 본 코드의 성능 검증을 위하여 실험데이터 및 상용소프트웨어(B-JAC)와 성능비교를 수행하였으며 그 결과 열전달계수 예측치는 대부분의 상용 소프트웨어에서 요구하는 ±30% 이내에 수렴함을 보였다. 압력손실 성능평가 부분에서는 전체적으로 예측치가 높게 나타났으며 열전달계수 예측보다도 정확성이 떨어지므로 이 부분에 대한 추가적인 보정이 필요하리라 본다.

마지막으로 위의 성능평가 결과보다도 더욱더 중요한 것은 이런 설계코드가 열교환기 설계 전(Total) 부분을 전산화하지는 못하며, 설계결과가 주어진 공정조건을 만족하는 최적의 열교환기를 제작하기 위해서는 공학적 경험과 판단(Engineering Knowhow & Judgement)을 요구한다.

후 기

이 연구는 에너지관리공단의 에너지절약기술개발사업의 연구비를 일부 지원 받아 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

사용기호

- C : 상수
- Cp : 비열[kJ/kg K]
- D : 관 직경[m]
- f : 마찰계수
- FF : 유동 분율
- G : 질량 유속[kg/m² s]
- Gr : Grashof 수
- h : 대류 열전달 계수[W/m² K]
- j : 열전달 j 인자
- k : 전도 계수[W/m K]
- K : 유동 저항계수
- L : 길이[m]
- NB : 배플 수
- NC : 직교 관열수
- NTT : 총 관수
- NTW : 윈도우 내의 총 관수

- Nu : Nusselt 수
- Nu_{lam} : 층류영역에서의 Nusselt 수
- Nu_{turb} : 난류영역에서의 Nusselt 수
- Pr : Prandtl 수
- ΔP : 압력손실 [Pa]
- ΔP_{ws} : 원도우 마찰 손실 [Pa]
- ΔP_{wt} : 원도우 선회유동 손실 [Pa]
- ΔP_{end} : 입출구 배플에 의한 손실 [Pa]
- Pt : 피치 [m]
- Q : 유량 [kg/s]
- QR : 상대 유량
- Re : Reynolds 수
- S : 유효 직교유동 면적 [m²]
- SUMQ : 총 상대 유량
- w : 면적변화에 의한 보정계수
- U : 총괄 열전달 계수 [W/m² K]
- β : 배플켓에 의한 유동 보정 계수
- ε : 양끝 배플 간격에 의한 유동 보정 계수
- γ : 관 열수에 의한 유동 보정 계수
- λ : 원도우내의 바이패스에 의한 유동 보정 계수
- φ_h : 비 등온에 의한 열전달 보정계수
- φ_p : 비 등온에 의한 압력손실 보정계수
- ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- A : A 유동
- B : B 유동
- c : 직교 흐름
- C : C 유동
- cal : 시뮬레이션 결과
- con : 축소
- E : E 유동
- exp : 확대
- F : F 유동
- FT : 페스 파티션 내의 타이로드
- i : 인덱스, 이상 관군
- mea : 실험 결과
- R : 기준
- s : 원통측
- t : 관측
- ti : 관 안쪽
- to : 관 바깥쪽
- tp : 관 피치
- w : 원도우 유동

참고문헌

1. TEMA: Standards of Tubular Exchanger Manufactures Association, 6th ed., New York (1978).
2. Kern, D.Q.: Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York (1950).
3. Bell, K.J.: Final Report of Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers, Bulletin No. 5 (1963).
4. Hewitt, G.F.: Heat Exchanger Desing Handbook, Part 3, Begell House, New York (1998).
5. Tinker, T.: "Shellside Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers, Part I, II, III", Proc. General Discussion on Heat Transfer, 89-116 (1951).
6. Taborek, J.: "Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method", CEP. Symp. Ser., 65(92), 53-63 (1969).
7. 홍성희: Shell & Tube Type 열교환기의 전산지원설계에 관한 연구, 석사학위논문, 한국해양대학교 (1994).
8. 송익수, 조영우, 한운혁, 이상천, 정 모: "원통-관 열교환기의 설계를 위한 컴퓨터 코드의 개발", 대한기계학회 춘계학술대회논문집(II), 114-119 (1995).
9. 이상천, 조영우, 남상철: "원통다관형 열교환기에서 배플인자가 열전달에 미치는 영향", 대한기계학회논문집(B), 21(1), 185-194 (1997).
10. 윤창현외 3명: "컴퓨터에 의한 열교환기 최적설계 프로그램 개발", 한국기계연구원 보고서, UCN82-199-C (1982).
11. 김광호외 7명: "열유체 응용기기 설계 소프트웨어 개발(열교환기 분야)", 과학기술처 보고서, N671-3993-2 (1990).
12. 민의동: 열교환기 이론과 설계 2권, 화학공업조사회, 서울 (1994).
13. API STD 660: Shell-and-Tube Heat Exchangers for General Refinery Services (2001).
14. <http://infosys.korea.ac.kr/>.
15. 이철수의 3명: "공정개발을 위한 상평형/물성 DB 구축 및 S/W 개발에 관한 연구", 통상산업부 보고서 (1998).
16. Brown, G.A.: Heat Transfer and Fluid Friction during Turbulent Flow through a Baffled Cylindrical Shell and Tube Heat Exchanger, Ph. D. Dissertation, Delaware Univ. USA (1959).
17. Halle, H., Chenoweth, J.M. and Wambsganss, M.W.: "Shellside Waterflow Pressure drop Distribution Measurements in an Industrial-Sized Test Heat Exchanger", J. of Heat Transfer, 110, 60-67 (1988).