〈기술논문〉

원통다관형 열교환기에서 배플인자가 열전달에 미치는 영향

이상천* · 조영우** · 남상철**

(1996년 2월 14일 접수)

Effect of Baffle Parameters on Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers

Sang Chun Lee, Young Woo Cho and Sang Chul Nam

Key Words: Shell-and-Tube Heat Exchanger(원통다관형 열교환기), Baffle(배플), Unequal Baffle Spacing Correction Factor(비균등 배플간격 교정계수), Bell-Delaware Method(벨-델라웨어법)

Abstract

An experimental study has been performed on the effect of baffle parameters on shell-side heat transfer in a conventional shell-and-tube heat exchanger. The baffle spacing distance and the number of baffle were varied to investigate the behavior of unequal baffle spacing correction factor which is appeared in the Bell-Delaware method for prediction of the shell-side heat transfer coefficient. It was obvious that heat duties obtained from the experiment significantly deviated from those calculated by the conventional Bell-Delaware method. A new correlation of the unequal baffle spacing correction factor was developed. It was shown that the new correlation improves the accuracy of the Bell-Delaware method considerably. This result may induce the use of the Bell-Delaware method in developing a computer software for design of shell-and-tube heat exchangers.

기호설명

h	: 열전달계수 (W/m² K)
h_i	: 이상적 관군유동에서 열전달계수(W/m² K)
L^*	: 비균등 배플 간격비
M	: 관측 질량유량 (kg/s)
N_b	: 배플수
Q	: 열전달량 (W)
μ_s	: 평균혼합온도에서 유체의 점성계수
D_t	: 관 직경 (m)
S_m	: 단면유동 면적 (m²)
$\dot{m}_s$	: 원통측 최대 질량유속 (kg/m² s)
Re_S	: 레이놀즈수 ($D_t \cdot \dot{m}_s/\mu_s$)

하첨자

cal	: 계산치
exp	: 실험치
s	: 원통측
t	: 관측

*회원, 영남대학교 공과대학 기계공학부
**회원, 영남대학교 대학원 기계공학과

1. 서 론

원통다관형 열교환기는 가격이 저렴하고 유지 보수가 간편하며, 다양한 크기의 제작이 가능하며, 내압성이 좋으므로 공기조화설비, 화학플랜트 및 발전설비 등 산업공정용 열교환기로 널리 사용되고

있다. 조사에 의하면 이 열교환기는 전체 산업공정용 열교환기의 약 60% 이상을 차지하고 있는데, 단상 열교환기, 응축기뿐만 아니라 리보일러(reboiler) 또는 작동유체의 온도차이가 크지 않은 경우에 사용되고 있다. 원통다관형 열교환기의 설계시 유체 입출구의 위치, 형상, 헤드형식, 배플형상 및 위치 등 고려하여야 할 인자들이 다양하며 원통내 유동 및 열전달현상이 복잡하기 때문에 고도의 지식 및 경험이 요구된다. 원통다관형 열교환기의 열적 성능 및 압력강하 등을 평가하기 위한 연구가 오래전부터 진행되어 왔으며, 특히 설계 기본식을 제공하기 위한 실험과 이론적 연구가 수행되어 왔다.

원통측 유동 및 열전달해석에 사용되는 방법으로는 Integral법과 Analysis법이 있으며, 이 가운데 Analysis법은 Semi-analysis법과 Stream analysis법으로 나누어진다. Integral법은 2중관 (double-pipe) 유동해석 결과에 보정계수를 곱하여 열전달계수 및 압력강하치를 예측하는 것으로 여기에는 Donohue법[1]과 Kern법[2]이 있다. 그러나 이 방법들은 정확도가 매우 떨어지기 때문에 현재는 전혀 사용되지 않고 있다. Analysis법은 Tinker의 이론[3]을 기초로, 배플 주위에 형성되는 유동해석을 통한 열전달계수와 압력강하치를 산출하는 Stream analysis법[4]과 유동분포를 나타내는 인자들에 대한 교정계수를 도입한 Semi-analysis법[5]이 있다. Stream analysis법의 정확도는 비교적 높으나 반복계산으로 인하여 대용량의 전산기가 필요하며 또한 결과를 얻는데 많은 시간이 요구되는 단점이 있다. 반면에 Semi-analysis법은 복잡한 원통 내부의 열유동해석을 5개의 보정 계수로 나타내므로 Analysis법보다 정확도는 약간 떨어지나, 한 단계 계산(one step calculation)으로 계산이 이루어지기 때문에 소요시간이 단축되며 또한 전산기의 용량을 크게 줄일 수 있다는 장점이 있는데 Bell-Delaware법이 대표적인 것이다.

Bell-Delaware법은 기본적으로 이상관군을 통한 열전달계수에 배플컷 교정계수, 누출유동 교정계수, 측류 교정계수, 온도역구배 교정계수 및 비균등 배플간격 교정계수 등 5개의 교정계수를 곱하여 실제 열전달계수를 평가하는 방법이다. 이 가운데 비균등 배플간격 교정계수는 배플간격이 일정하지 않을 경우 열전달에 미치는 영향을 보정하는 것으로, Bell[6]의 연구결과에 따르면 배플수와 배플간격비의 기하학적 인자들만의 함수로 표현되어 있다. 그러나 이러한 기하학적 인자들이 변하면 근본적으로 유동형태가 달라지므로 단순히 기하학적 인자들로만 표현한다는 것은 무리가 있으며 따라서 유동변수가 포함된 인자로 표현하는 것이 타당성이 있을 것으로 판단된다. 본 연구는 이러한 점에 착안하여 열전달에 미치는 비균등 배플간격에 대한 영향을 집중적으로 분석하고 그 결과, 이 교정계수에 대한 수정식을 제안하고자 한다. 이 연구가 이루어진 까닭은 원통다관형 열교환기 설계소프트웨어의 개발을 위하여 이 식에 대한 검증은 이루어져야 하며 그 결과 설계 소프트웨어의 신뢰성과 정확도를 향상시킬 수 있기 때문이다.

이 연구에서는 가장 보편적인 원통다관형 열교환기인 BEW 형식을 사용하여, 다양한 값의 배플간격과 배플수에 대하여 유동조건을 변화시킬 때 열전달양과 열전달계수를 측정하였다. 이 결과를 Bell-Delaware법에 따라 계산한 열전달량과 열전달계수와 비교하여 비균등 배플간격 교정계수를 분석하였다. 그리고 유동조건을 나타내는 레이놀즈수에 대한 비균등 배플간격 교정계수의 영향을 고찰하여 새로운 상관식을 제안하였다.

2. Bell-Delaware법에 관한 이론적 배경

원통다관형 열교환기에서 원통측 유동은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 크게 "A", "B", "C" 및 "E" 유동으로 나눌 수 있다. "A" 유동은 관과 배플 사이의 누출유동, "B" 유동은 배플을 직교하여 넘어가는 유동, "C" 유동은 관다발과 원통 사이의 바이패스유동, "E" 유동은 배플과 원통 사이의 누출유동이다. 이 가운데 "B" 유동만이 열전달에 영향을 미치는 유동으로 간주하는데 원통측 총유량중 이 부분이 차지하는 비율을 구하는 것이 쉽지 않

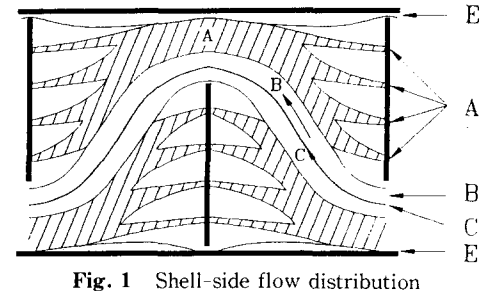


Fig. 1 Shell-side flow distribution

다. Stream analysis법에서는 복잡한 해석을 통하여 이 비율을 구하는 방식을 택하였으나, 이 과정이 매우 복잡하고 다단계 계산을 필요로 하며 Bell-Delaware법에서는 총유량을 기준으로 열전달계수를 계산하되 이러한 유동분포에 대한 교정계수를 도입하여 보정하였다.

Bell-Delaware법에서 원통측 열전달계수는 원통측 총유량을 기준으로 하는 이상적인 열전달계수에 다섯 개의 교정계수를 곱하여 계산하는데 다음과 같이 표현된다.

$$h_s = h_i \cdot J_{tot} \quad (1)$$

$$J_{tot} = J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad (2)$$

식 (1)에서 h_i는 관다발을 통할 때 열전달계수로 원통측 총유량을 기준으로 계산하되 보통 Engineering Science Data Unit의 자료[7]를 이용한다. 그리고 식 (2)에서 J_c는 단일 베플컷 교정계수(segmental baffle cut correction factor)로 창(window)의 넓이를 고려하는 인자이며, J_l은 누출량 교정계수(leakage correction factor)로 누출유동에 대한 고려 인자이다. 그리고, J_b는 측류 교정계수(bypass correction factor)로 관다발과 원통내측 사이를 흐르는 유동을 고려한 계수이며 J_r은 층류유동시 온도역전현상에 대한 교정계수(heat transfer correction factor for adversed temperature gradient in laminar flow), 마지막으로 J_s는 비균등 배플 간격비에 대한 교정계수(unequal baffle spacing correction factor)로 배플간격이 균등하지 않을 때 고려되는 인자이다.

교정계수 가운데 J_c는 배플컷, 원통내경, 관다발직경 등의 함수로 표현된다. J_l은 이들 외에도 중앙 배플간격, 배플수, 관피치, 관외경, 누출면적 등의 인자가 포함된 함수로 나타난다. J_b는 원통내경과 관다발직경 사이의 간극면적이 주요인자로 작용하며 J_r은 이들의 기하학적 인자 외에도 유동조건이 포함된 인자의 함수로 표현되나 보통 레이놀즈수가 100 이상인 유동에서는 고려할 필요가 없다. 마지막으로 J_s는 배플 간격비와 배플수에 따른 함수로 표현되고 있다.

3. 실 험

3.1 실험장치

Fig. 2는 이 연구에서 제작한 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험장치는 보일러, 순환펌프, 저장탱크, 유량계, 방열기 및 원통다관형 열교환기로 구성되며 크게 냉각부와 가열부로 나눌 수 있다.

가열부에서는, 보일러에서 가열된 온수가 수조에 일단 저장된 다음, 펌프를 이용하여 시험부인 원통다관형 열교환기의 원통측으로 공급된다. 이때 유량조절은 바이패스밸브와 시험부 입구측 밸브를 이용한다. 보일러는 기름을 연료로 작동되며 최대 공급열량이 50,000(kcal/h)이다. 수조의 크기는 400 mm×500mm×600mm이며 지상에서 1.8m 높이에 설치하였다. 순환펌프는 전양정이 7m, 최대유량이 80l/min이다. 유량은 오리피스와 이에 연결된 차압변환기에 의하여 측정된다. 냉각부는 가열부의 유체를 냉각시키기 위한 순환회로로 냉각수 수조와 펌프, 그리고 유량계로 구성되어 있다. 냉각수의 유량조절은 가열부와 마찬가지로 바이패스 밸브와 실험부 입구측의 밸브를 이용하며, 시험부로 유입되기 전에 필요한 온도로 조정된다. 냉각기는 방열기(radiator)를 이용하였으며, 내측관에는 냉각수가, 외측으로는 시험부에서 가열된 작동유체가 흐르는 수냉식 열교환기를 제작하여 사용하였다.

이 실험에 사용된 시험용 열교환기는, 원통측에는 가장 보편적인 형식인 E-형식, 전방 정상 헤드

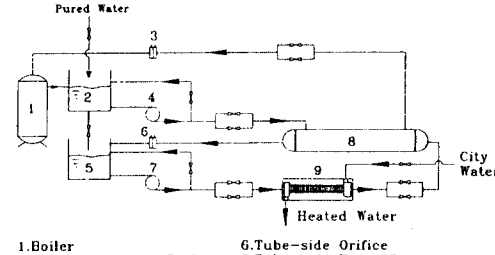


Fig. 2 Schematic diagram of a test loop

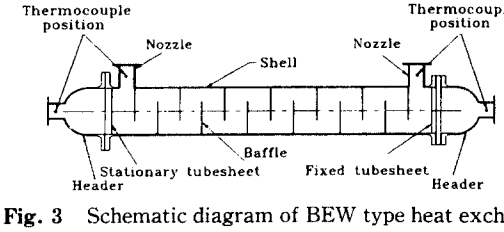


Fig. 3 Schematic diagram of BEW type heat exchanger

(stationary head)측에는 본넷(bonnet) 형태인 B-형식을, 후방헤드(rear end head) 측에는 실험의 조건을 바꿔주기 위하여 원통에서 관군을 분리하여야 하므로, 부동헤드(floating head) 형태인 W-형식을 사용하였다. (Fig. 3 참조)

관군측과 원통측의 입출구 온도를 측정하기 위하여 양측 노즐부에 구리-콘스탄탄 열전대를 4개씩을 설치하였다. 배플을 고정하기 위하여 일반적으로 많이 사용하는 스페이서(Spacer)나 볼트 대신에 배플수를 자유롭게 조정하기 위하여 호스-타이(hose-tie)와 고무패킹을 이용하였다. 배플의 형식은 일반적으로 많이 사용되고 있는 단일 세그멘트 배플(single segmental baffle)이며 관 배열각도는 90°이며, 관측 유로수는 일방유동(1 pass stream)으로 하였다. Fig. 4는 원통의 단면을 보여 주며 Table 1은 상세한 재원을 나타내고 있다.

이 실험에서 사용한 열전대는 ±0.5℃의 오차범위를 가지며 유량측정은 ±1.0%의 오차범위를 가진다. 이것을 이용하여 열전달량의 불확실성을 계산한 결과 ±12.0% 이내로 나타났다.

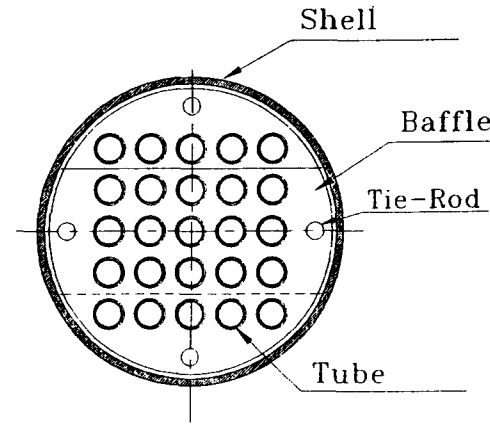


Fig. 4 Cross-sectional area of shell-and-tube heat exchanger used in the present study

Table 1 Shell and tube heat exchanger geometry data

	Contents	Dimensions
Tube and tube layout	Inside shell diameter	200mm
	Tube outside diameter	19.05mm
	Tube wall thickness	1.07mm
	Tube pitch	1.5
	Tube layout characteristic angle	90°
Tube length		1440mm
Baffle geometry	Baffle cut percentage	25%
	Central baffle spacing	87.5mm~350mm
	Inlet baffle spacing	700mm~100mm
	Outlet baffle spacing	700mm~100mm
Tube bundle geometry	Total number of tubes	25
	Number of tube passes	1
	Number of sealing strips	0
	Tube bundle layout	Pull-through floating head bundle
	Tube outside-to-baffle hole clearance	1mm
	Inside shell-to-baffle clearance	3mm
	Inside shell-to-tube bundle clearance	10mm

3.2 실험 방법 및 범위

Bell-Delaware 방법에서 열전달계수는 이상적 관군에서 구한 열전달계수에 J_c, J_l, J_b, J_r, J_s와 같은 5개의 보정계수를 곱해서 구할 수 있다. 본 연구에서는 배플수, 비균등 배플 간격비, 유량을 변수로 두고 J_s에 대한 영향만을 파악하기 위해서 Taborek[5]이 제안한 방식을 따라 J_c, J_l, J_b, J_r를 1.0이 되는 조건에 맞게 실험을 수행하였다. 여기서 J_c, J_l, J_s는 제작 및 실험조건의 변화에 따라 조건을 만족시킬 수 있지만, J_l과 J_b는 실험시에 원통에서 관군을 분리하여 배플수와 배플간격을 조절하기 위해서는 L_{ts}, L_{ss}, L_{bb}에 약간의 여유가 필요해서 조건을 만족시키기는 매우 어렵다. 따라서 J_s, J_c, J_r이 1인 배플간격이 등간격일 경우에 J_l과 J_b에 대한 영향을 실험으로 파악하였다. 결과적으로, $J_l \cdot J_t = J_l \cdot J_b(L_{bc} \cdot Re_s)$에 대한 영향을 파악하여 보정하였다.

본 실험에 사용된 열교환기는 길이가 1440mm이고 노즐지름이 60mm이므로 비균등 배플 간격비를 본 실험에서 최고범위인 3.0으로 가정하였을 때 허용가능 배플수는 11개이다. 따라서 배플수를 5~11개로 하고 2개씩 증가시켜가면서 실험을 수행하였다. 그리고 비균등 배플 간격비는 일반적으로 2이하에서 많이 사용되지만 본 연구에서 사용된 범위는 1.5~3.0인데 이는 2.0을 초과한 경우인데 이는 실험자료의 신빙성을 높이기 위한 것이며 0.5씩 증가해가면서 실험을 수행하였다.

유량은 원통측 유량과 관측 유량으로 나누어지는데 본 연구에서는 원통측 유량에 대한 고찰에 중점을 두었기 때문에 0.1(kg/s)~0.7(kg/s) 범위에서 0.1(kg/s)씩 증분치를 두어 7단계에 걸쳐 실험을 수행하였다. 한편 관측 유량은 0.2(kg/s)와 0.4(kg/s)로 두 가지 경우만 고려하였다. 즉, 관측 유량을 고정시켜 두고 원통측 유량을 변화시키고, 배플수와 비균등 배플 간격비를 조정하면서 실험자료를 얻었다.

본 연구에서 수행한 실험범위는 Table 2에 요약되어 있다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 기존의 Bell-Delaware법에 따른 계산치와 실험치의 오차율

본 실험장치를 이용하여 고온측 및 저온측의 유량, 출입구온도, 출입구압력 등을 측정하였다. 실험에서 얻은 자료를 이용하여 원통측 대류열전달계수와 총열전달량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q = h_s \; A_s (T_h - T_c) \tag{3}$$

여기서, T_h와 T_c는 원통측에서 고온측과 저온측 유체온도를 나타내며, h_s는 원통측 대류열전달계수를 나타내며 A_s는 원통 단면적을 나타낸다. 그리고 실험의 정확성을 기하기 위해 에너지 평형식에서 전열량을 계산하여 ±10%내의 실험자료만을 인정하여 사용하였다.

$$Q = \dot{m}_s \; C_{p,s} (T_{s,in} - T_{s,out}) \tag{4}$$

식 (5)에서의 총열전달계수(U)는 식 (6)과 같이 정의되고, 식 (8)과 (10)에 의해 구한 원통측 대류열전달계수(h_s)와 관측 열전달계수(h_t)를 이용해서 계산된다. 식 (8)에 나타난 h_i는 이상적 관군유동에서의 열전달계수를 의미하는데 Colburn의 열전달계수를 이용하여 구할 수 있다. 여기서 이상적 관군이라 함은 관군에서 유동이 관군에 수직이고 누출유동(leakage flow)과 바이패스유동(bypass flow)이 없는 유동을 말하는 데, Tinker 이론에 기초한 유동해석으로 볼 때 B유동에 해당되는 유동이다. 여기서 관측 열전달계수는 식 (10)과 같이 ESDU(1967)를 사용하였다. R_w는 관재료의 열저항을 나타내는 항이다.

Table 2 Experimental range

Parameter		Experimental range	Increment range
N_b		5~11	2
$\dot{M}$	$\dot{M}_s$	0.1(kg/s)~0.7(kg/s)	0.1(kg/s)
	$\dot{M}_l$	0.2(kg/s), 0.4(kg/s)	
L*		1.0~3.0	0.5

$$Q = AU\Delta T_{lm} \tag{5}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + \left(\frac{1}{h_t}\right)\left(\frac{A_i}{A_o}\right) + R_w \tag{6}$$

$$\frac{1}{h_s} = \frac{A \cdot \Delta T_{lm}}{Q} - \frac{1}{h_t} \cdot \frac{A_i}{A_o} - R_w \tag{7}$$

$$h_s = \frac{1}{M} = h_i \cdot J_{tot} = h_i \cdot J_c \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_l \cdot J_s \tag{8}$$

where, $M = \frac{A \cdot \Delta T_{lm}}{Q} - \frac{1}{h_t} \cdot \frac{A_i}{A_o} - R_w$

$$J_s = \frac{M}{h_i \cdot J_c \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_l} \tag{9}$$

$$h_t = 0.0225 \cdot Re_t^{0.795} \cdot \mathrm{Pr}_t^{0.495} \cdot \exp(-0.0225(\ln \mathrm{Pr})^2) \tag{10}$$

Fig. 5는 이 실험에서 얻은 열전달량과 기존의 Bell-Delaware법으로 계산한 열전달량을 비교한 그림이다. 이 그림에 나타나 있듯이 총 자료수는 12,984개이며 최대오차는 +100%, 최소오차는 −50%로 나타났으며 ±30% 오차범위내 수렴률은 전체자료의 82.0%, ±40% 오차범위내 수렴률은 91.7%, ±50% 오차범위내 수렴률은 96.0%로 나타났다. 유량에 따른 특성을 보면 관측 유량이 0.4 kg/s일 경우, 최대 +60%, 최소 −40%의 오차범위를 나타내었으며 0.2kg/s일 경우는 최대 +100%, 최소 −50%의 범위에 들어서 0.2kg/s일 때 오차범위가 훨씬 크게 나타났다. Bell[6]의 연구에 따르면 다양한 배질과 기하학적 형태에 대한 실험자료 972개를 분석한 결과, Bell-Delaware법으로 평가한 계산치가 실험치와 최대 +100%, 최소 −50%의 오차범위를 가진다고 보고하고 있다. 이 실험에서 얻은 결과도 이와 매우 비슷한 경향을 나타내고 있으며 이 연구에서 수행한 실험의 신빙성을 입증하고 있다.

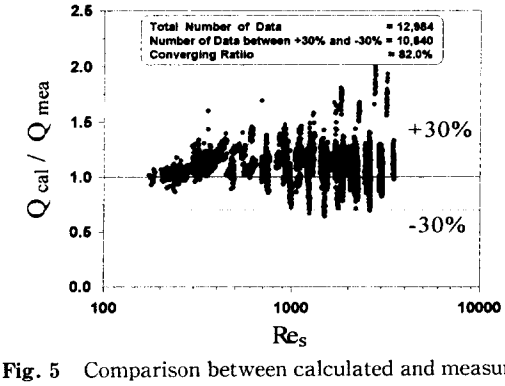
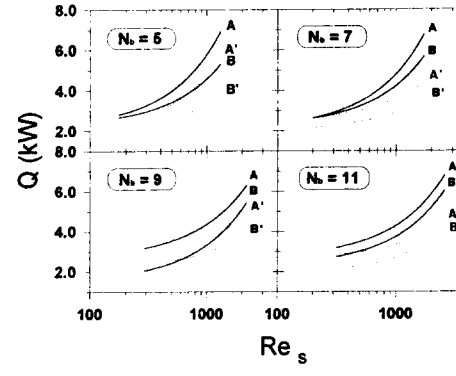


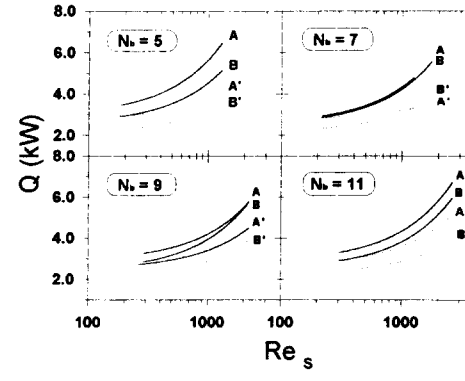
Fig. 5 Comparison between calculated and measured heat duty

4.2 배플인자에 따른 열전달량의 비교

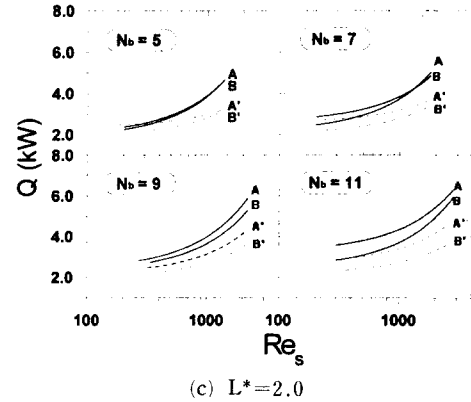
Fig. 6은 배플수와 배플간격비를 변화인자로 할 때, 원통측 레이놀즈수에 따른 열전달량을 Bell-Delaware법에 따른 계산치와 실험치를 비교한 그림이다. 실험자료의 수가 방대하므로 이 그림에서



(a) L*=1.0

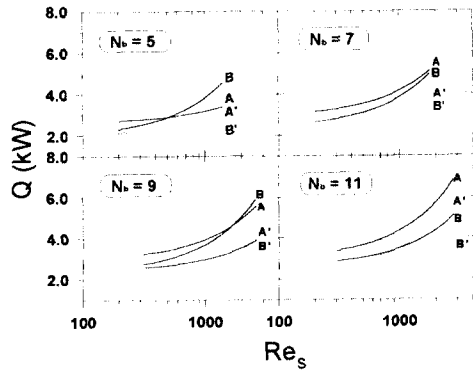


(b) L*=1.5

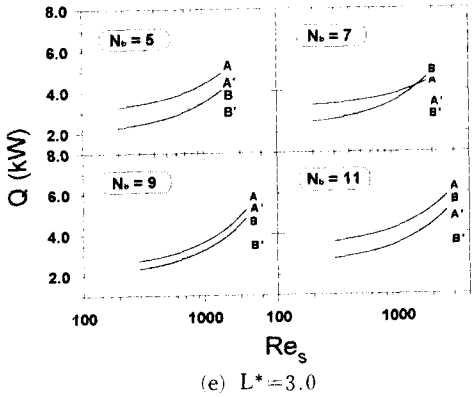


(c) L*=2.0

Fig. 6 Continued



(d) L*=2.5



(e) L*=3.0

Fig. 6 Heat duty curve to Reynolds No.
; A=Measured value (M_t=0.4kg/s)
A'=Measured value (M_t=0.2kg/s)
B=Rating value (M_t=0.4kg/s)
B'=Rating value (M_t=0.2kg/s)

는 그 경향을 실선으로 표시하였다. Fig. 6(a)는 배플간격비, L*가 1.0일 경우에 대한 결과이다. 레이놀즈수가 증가할수록 열전달량은 증가하며, 배플수, N_b에 상관 없이 오차율은 관측 유량이 0.4 kg/s일 때보다 0.2kg/s일 때가 높게 나타났다. Fig. 6(b)와 Fig. 6(c)는 L*가 1.5와 2.0인 경우인데 Fig. 6(a)과 마찬가지로 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달량이 증가하는 것으로 나타났다. Fig. 6(a), (b), (c)에서는 배플수가 증가할수록 오차는 커졌으나, 배플간격비인 L*에 대하여서는 일정한 경향은 보이지 않고 있다. Fig. 6(d)와 Fig. 6(e)는 L*가 2.5, 3.0인 경우를 나타내며 그 경향이 앞 그림의 결과와 유사한 것으로 나타났다. 이 그림에서 대체적으로 실험치가 계산치보다 높게 나타났으며, 관측 레이놀즈수가 낮을수록 실험치와 계산치의 차이가 작게 나타났고 원통측 유량이 0.4 (kg/s)일 때가 0.2 (kg/s)일 때보다 이 차이가 작은 것으로 나타났다.

4.3 J_s교정계수의 계산치와 실험결과치의 비교

앞 절에서 얻은 결과에 따르면 Bell-Delaware법으로 계산한 이론치가 실험치와 상당한 오차를 갖는 것을 보여주고 있다. 이러한 오차가 발생한 주된 이유는 비균등 배플간격 교정계수인 J_s에 문제가 있는 것으로 판단된다. 이를 확인하기 위하여 Bell-Delaware법에서 제안한 상관식으로 계산한 J_s값과 실험결과에 따라 평가한 J_s값을 비교 분석하였는데 이 결과가 Fig. 7에 나타나 있다. 여기에서 실험결과에 따라 평가한 J_s값은 다음과 같은 방식으로 구하였다. 즉, 실험에서 측정한 열전달량을 근거로 대류열전달식에서 열전달계수를 구할 수 있다. 그리고 배플간격비, L*=1.0으로 놓고 나머지 인자들은 전부 동일한 값으로 하였을 때 측정한 열전달량에서 열전달계수를 구할 수 있다. 이 값들을 상호 비교하여 이 조건하에서의 J_s값을 구할 수 있다. 따라서,

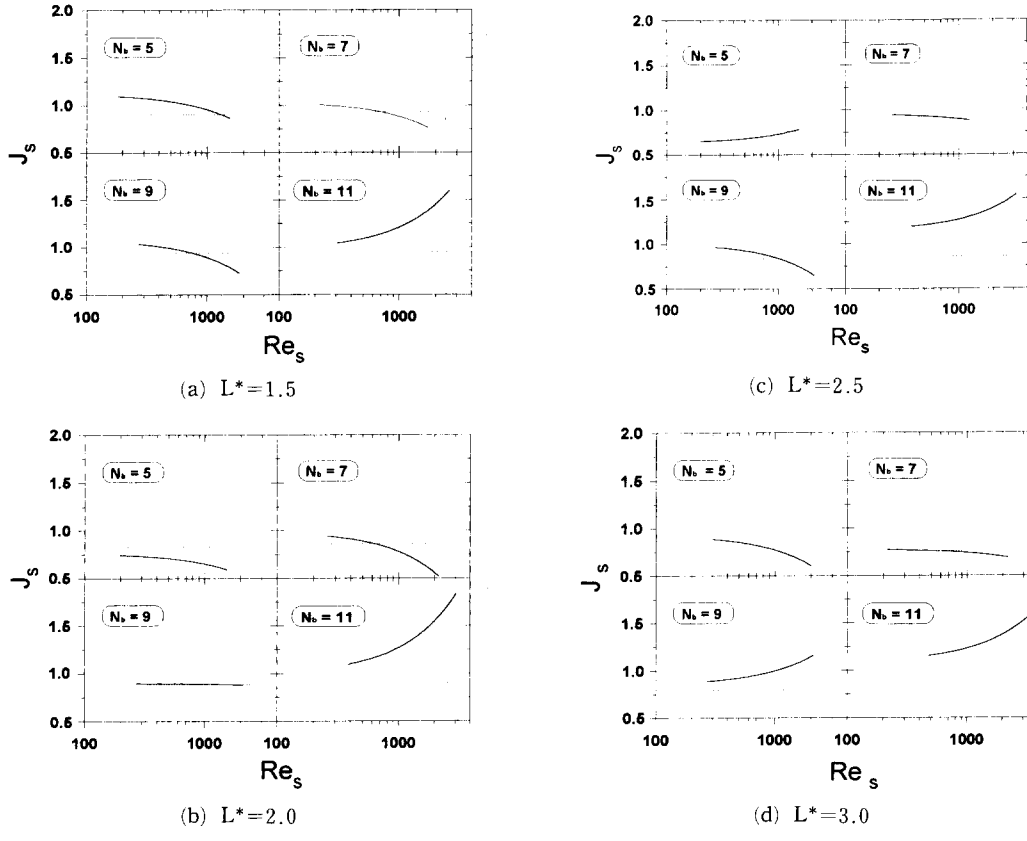
$$J_{s,\exp}=\frac{h_{s,L^*}}{(h_i\cdot J_c\cdot J_b\cdot J_l\cdot J_r)_{L^*}} \tag{11}$$

로 나타나며 여기에서 h_{s,L^*}는 특정한 값을 갖는 L*일 때 열전달계수이며 $h_{s,1}$은 L*=1.0일 때 열전달계수를 나타낸다. 반면에 Bell-Delaware법에 J_s는 이 들이 제안한 상관식에 따라 계산하였다.

$$J_{s,cal}=\frac{(N_b-1)+2\cdot L^{*0.4}}{(N_b-1)+2\cdot L^*} \tag{12}$$

Fig. 7은 이들 값을 상호 비교한 그림이다. 이 그림은 4개의 L*값에 대하여 Fig. 7(a), (b), (c), (d)로 구분하여 도시하였다. 이 그림에서 거의 모든 경우, J_s는 레이놀즈수에 따라 변화하며 배플수 레이놀즈수가 증가하면 J_s는 감소하였지만, 배플수(N_b)가 11일 때는 그 반대의 경향을 갖는 것으로 나타났다. 그 이유는 식 (11)에 따라 계산된 이론치는 레이놀즈수와 무관하게 J_s이 항상 일정한 값을 가진다. 그래서 이론 열전달량과 실험치가 비교적 큰 오차가 난 것은 여기에 기인한 것으로 판단된다.

결론적으로 기존의 Bell-Delaware법에 있어서는 J_s가 원통측 유량과 무관하게 N_b와 L*에 지배된다고 보았으나 실험 결과는 이 인자뿐 아니라 원통측



(a) L*=1.5 (c) L*=2.5

(b) L*=2.0 (d) L*=3.0

Fig. 7 Curve to J_s factor to Reynolds No. ;
——— Measured value curve ····· Bell-Delaware J_s value curve

유량을 표현하는 무차원인자에도 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 따라서 이러한 관점에서 J_s에 대한 새로운 상관식이 제안되어야 할 것으로 판단된다.

4.4 J_s교정계수에 관한 새로운 상관식의 개발

앞절에서 얻은 결과를 토대로 J_s에 대한 새로운 상관식을 개발하였는데 그 식은 다음과 같다.

$$J_s = A \cdot Re_s \times 10^{-4} + \frac{(N_b-1)+2 \cdot L^{*(0.1 \cdot N_b \cdot (1+X))}}{(N_b-1)+2 \cdot L^*} \quad (13)$$

여기에서 A는 다음 식으로 주어지며,

$$A = 0.17 \cdot N_b^2 - 2.30 \cdot N_b + 6.38 \quad (14)$$

X는 A가 양수의 값을 가질 경우와 음수의 값을 가지는 경우에 따라 달리 표현된다.

$$X = \frac{1}{100}(L^* - 1.5) \quad (A>0) \quad (15)$$

$$X = -\frac{1}{100}(L^* - 1.5) \quad (A<0) \quad (16)$$

Fig. 7의 결과는 J_s가 레이놀즈수에 일견 비선형으로 변하는 것으로 보이나 상관식을 단순화시키기 위하여 근사적으로 선형으로 간주하였으며 따라서 식 (13)에 나타난 바와 같이 J_s를 레이놀즈수에 선형함수로 표현하였다. 식 (13)~(16)의 상관식은 E 원통형식에서 개발된 것이나 Bell[6]이 제안한 방식에 따라 다른 형식에도 적용이 가능할 것으로 생각되며 기하학적 조건 및 유량범위는 일단 이 연구에서 택한 범위를 추천한다.

이 상관식을 이용하여 Bell-Delaware법으로 계산한 열전달량과 실험치를 비교한 그림이 Fig. 8에 나타나 있다. 그리고 기존의 J_s 상관식과 새로운 J_s 상관식을 이용하여 계산한 열전달량과 실험치와 비

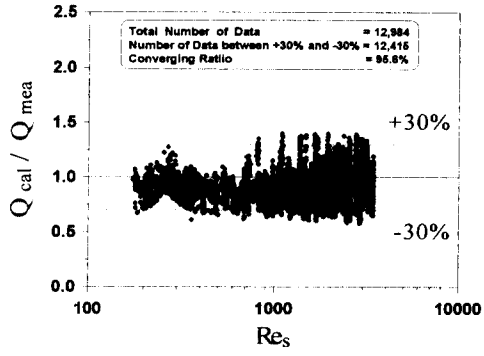


Fig. 8 Comparison between new calculated and measured heat duty

교한 자료가 Table 3에 나타나 있다. 새로운 상관식으로 계산된 열전달량은 실험치와 비교할 때 최대 오차범위는 ±45%이며, 오차범위가 ±30%이내 수렴률은 전체자료의 95.6%, ±40% 오차범위내 수렴률은 99.9%로 매우 우수하게 나타났다. 이 결과는 기존식이 갖는 오차범위보다 15% 정도 향상된 것이며 특히 최대 및 최소 오차 범위는 월등히 향상된 것이다. 일반적으로 열교환기 설계에서 오차범위가 ±30%이면 매우 우수한 것으로 용인되는 점을 감안하면 이 연구에서 제안한 J_s 상관식은 Bell-Delaware법을 크게 개선시킨 것으로 앞으로 이 방법의 광범위한 활용에 기여할 것으로 생각된다.

5. 결 론

이 연구에서는 BEW 형식의 원통다관형 열교환기를 사용하여 배플간격과 배플수에 대한 열전달 특성을 분석하고 이 결과 Bell-Delaware법에서 J_s에 대한 식을 검증하였다. 기존의 Bell-Delaware법에 있어서는 J_s가 원통측 유량과 무관하게 N_b와 L^*에 지배된다고 보았으나 이 연구결과는 이 인자뿐 아니라 원통측 유량을 표현하는 무차원인자에도 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 이러한 관점에 따라 J_s가 배플간격비, 배플수뿐만 아니라 레이놀즈수의 함수로 표현되는 새로운 상관식을 제안하였다. 이 식에 따라 계산된 열전달량을 실험치와 비교한 결과, 최대 오차범위는 ±45%이며, 오차범위가 ±30% 이내 수렴률은 전체자료의 95.6%, ±40% 오차범위내 수렴률은 99.9%로 매우 우수하게 나타났다. 이 결과는 기존식이 갖는 수렴률보다 오차범위 ±30% 이내를 기준으로, 15% 정도 향상된 것이며 특히 최대 및 최소 오차 범위는 월등히 향상된 것으로 Bell-Delaware법을 크게 개선시켰다.

후 기

본 연구는 1995년 첨단유체공학센터(AFERC)의 연구과제 연구비에 의하여 연구되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

(1) Donohue, D. A., 1949, *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 41, No. 11, pp. 2499~2511.
(2) Kern, D. Q., 1950, *Process Heat Transfer*,

Table 3 Comparison of heat duties using old and new equation

Total number of data	Error range	Old equation		New equation	
		Number of data	Converging ratio	Number of data	Converging ratio
12,984	±50	12,461	96.0%	12,984	100.0%
	±45	12,260	94.4%	12,984	100.0%
	±40	11,911	91.7%	12,970	99.9%
	±35	11,220	87.4%	12,839	98.9%
	±30	10,642	82.0%	12,415	95.6%
	±25	9,532	73.4%	11,453	88.2%

McGraw-Hill, New York.

(3) Tinker, T., 1951, "Shellside Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers, Part Ⅰ, Ⅱ and Ⅲ," *Proc. General Discussion on Heat Transfer*, pp. 89~116.

(4) Taborek, J. and Palen, J. W., 1969, "Solution of Shell-Side Flow Pressure Drop Heat Transfer by Stream Analysis Method," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 65, No. 92.

(5) Taborek, J., 1983, *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere pub, Chap. 3.3, pp. 3.3.1-1~3.3.9-6.

(6) Bell, K. J., 1986, "Delaware Method for Shell-Side Design," *Heat Exchanger Sourcebook*, Hemisphere pub., pp. 140~162.

(7) ESDU International plc, 1973, "Convective Heat Transfer During Cross Flow of Fluids over Plain Tube Banks," ESDU Item 73031.