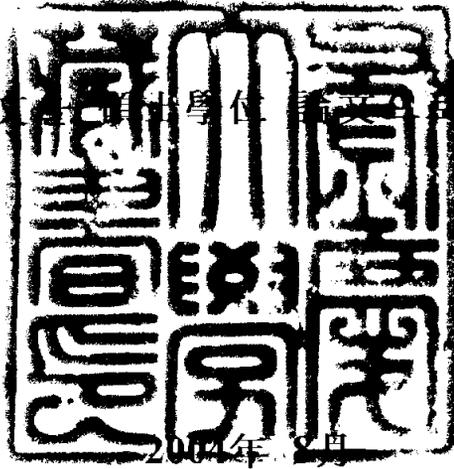


工學碩士 學位論文

Oblong Shell and Plate 열교환기의
단상열전달 및 압력강하 특성에 관한 연구

指導教授 金永守

이 論文을 提出함



釜慶大學校 産業大學院

冷凍空調工學科

金成東

金成東의 工學碩士 學位論文을 認准함

2004年 6月

主 審 工學博士 윤 정 인



委 員 工學博士 금 종 수

(印)

委 員 工學博士 김 영 수



목 차

ABSTRACT	ii
Nomenclature	iv
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 Oblong Shell and Plate 열교환기	3
1.3 종래의 연구	8
제 2 장 실험장치 및 방법	10
2.1 실험장치	10
2.2 실험방법	16
2.3 데이터 처리	16
제 3 장 실험결과 및 고찰	23
3.1 단상 열전달 특성	23
3.2 단상 압력강하 특성	29
제 4 장 결 론	35
참고문헌	36

감사의 글

Study on the Single Phase Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Oblong Shell and Plate Heat Exchanger

SUNG-DONG, KIM

*Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School of Industry
Pukyong National University*

Abstract

The purpose of this study is to investigating single-phase(water) heat transfer and pressure drop characteristics of Oblong Shell and Plate heat exchanger (OSPHE) and offering fundamental data for experiment. Four vertical counter flow channels were formed in the OSPHE by five plates of geometry with a corrugated trapezoid shape of a chevron angle of 45 degree. OSPHE is different from the conventional plate heat exchanger. The plates that have an oblique pattern are elliptical in shape and stacked together in contrary arrangements, which are enclosed in a cylindrical shell. Although OSPHE is different from the conventional rectangular plate heat exchanger, the underlying flow channels through heat exchanger are the same as the conventional plate heat exchanger.

Single-phase heat transfer characteristics were measured for turbulent water flow by using modified Wilson plot method. In order to determine inside heat transfer coefficient, the outside heat transfer resistance needs to be known. In the study, the outside heat transfer resistance was varied and the overall heat transfer coefficient were measured. The single-phase heat transfer coefficients of the inside were obtained by using modified Wilson plot method. Also, the outside heat transfer coefficients were obtained by the same method. This experiment was performed in the $600 < Re < 2300$. The empirical correlations are provided for the measured heat transfer coefficients and pressure drops in terms of the Nusselt number and friction factor.

Nomenclature

A	: thermal area	[m ²]
C_p	: specific heat	[J/kgK]
D_h	: hydraulic diameter	[m]
f	: friction factor	[–]
G	: mass flux	[kg/m ² s]
h	: heat transfer coefficient	[W/m ² K]
L	: length from inlet port to exit port	[m]
\dot{m}	: mass flow rate	[kg/s]
p	: pressure	[N/m ²]
Pr	: Prandtl Number	[–]
Q	: heat transfer rate	[W]
Re	: Reynolds Number	[–]
U	: overall heat transfer coefficient	[W/m ² K]
u	: bulk mean velocity	[m/s]

Creek symbol

Δ	: difference
ρ	: density

Subscripts

ave : average

c : cold side of the test section

h : hot side of the test section

i : inlet

o : outlet

w : water

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

에너지 이용을 극대화하기 위하여 고효율의 에너지 변환기기의 설계기술을 개발하는 것은 아주 중요하며 이와 관련된 연구의 필요성은 우선 세계적으로 제한된 에너지자원에서 출발된다. 에너지 변환기기의 일례로는 폐열을 이용하는 재생기, 열회수, 열관리 및 냉각, 열적 처리를 요하는 프로세스 등 산업체 전반에 광범위하게 존재한다. 많은 산업적 용도를 갖는 에너지 변환장치로서의 열교환기는 현재까지 성능개선을 위한 지속적인 연구와 개발을 통하여 발전하여 왔으나 아직도 성능과 효율개선의 여지가 많으며, 실질적으로 많은 문제를 가지고 있다. 세계적으로도 고밀도, 고효율의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

최근 들어 냉동 공조 분야에서도 갈수록 심화되는 사용 공간의 제약성으로 말미암아 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 설계 기술이 발달함에 따라 설계 인자를 최적상태로 변화시킴으로써 압력손실은 낮추고 열전달기술을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 최적의 냉동·공조기 시스템 설계에 노력을 기울이고 있는 실정이다.

본 연구에서 상술하게 된 Oblong 셸 앤 플레이트 열교환기(Oblong Shell and Plate Heat Exchanger, OSPHE)와 관련된 연구는 국내외적으로 이루어지지 않은 상태이다. OSPHE와 유사한 형태인 판형 열교환

기(Plate Heat Exchanger, PHE)는 100여년의 역사를 가지고 있다. 1930년대에 들어서 실용화되기 시작하였으며 온도와 압력의 사용한계는 70°C/0.2 MPa 정도로 아주 낮았다. 열전달 효율도 매우 낮고 전열판의 두께도 상당히 두꺼웠다. 오늘날과 같은 형태의 전열판 모양을 갖추게 된 것은 1950년대 후반 쉘브론 형태(Chevron 또는 Herringbone type)개념이 도입되면서부터였다. 전열판이 쉘브론 형태인 PHE는 사용압력을 증가시켰을 뿐만 아니라 열전달도 크게 향상시켰으며 이래로 식품 산업뿐만 아니라 화학공업, 발전설비, 일반공업 등 거의 모든 산업에 걸쳐 다양하고 광범위하게 응용되고 있으며 일반적으로 최대사용압력은 0.25 MPa정도이고 최고 사용온도는 120°C로 알려져 있다. 그러나 특별한 경우 그 이상의 조건에서도 사용할 수 있다. 이에 반해 OSPHE는 일반적인 PHE와는 상이한 형상을 이루고 있다. 전열판(plate)은 타원형이고 원주형 셸(Cylinder shell)에 적층한 형태로 고정되어 있다. 비록 외관상으로 PHE와 다르더라도 기초가 되는 유동유로(Flow passage)는 PHE와 유사한 형태로 최대사용압력 10 MPa, 최고사용온도 350°C로 알려져 있다. OSPHE는 고효율, 고밀도 열교환기로 냉동·공조산업 및 산업전체 전반에 광범위하게 이용되리라고 사료된다.

냉동·공조용 열교환기의 성능실험은 주로 대향류의 이중관에서 관내의 냉매 유량·온도 및 환상부의 냉각수 유량·온도 그리고 관벽온도 등을 직접 측정하거나 대수평균온도차(LMTD)법을 적용하기 위해 냉매 및 응축수 입·출구온도 및 유량을 측정한다. 관내 열전

달계수의 측정은 그것이 단상류 또는 이상류를 불문하고 열교환기 설계를 위해 필수적이다. 관벽 온도를 정확히 측정할 수 있으면 관내 열전달계수의 측정은 수월하지만 본 연구에서 사용된 OSPHE에서 관벽온도의 측정은 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 관내측의 열전달계수와 셀측의 열전달계수를 구하기 위해 수정된 Wilson Plot 기법을 사용하여 열전달계수를 구하였다. 성능시험은 Reynolds수 $600 < Re < 2300$ 의 범위에서 행하였다.

본 연구에서는 Wilson Plot기법을 이용해 OSPHE에 대한 열전달 특성을 구하고 또한 압력강하를 실험적으로 분석하여 기존의 상관식과의 비교를 통해 OSPHE의 열전달과 압력강하를 직접 계산할 수 있는 상관식을 연구하는 것을 목적으로 하였다.

1.2 Oblong Shell and Plate 열교환기

본 연구에서 상술하게 될 Oblong Shell and Plate 열교환기(OSPHE)와 관련된 연구는 국내외적으로 이루어지지 않은 상태이다. OSPHE와 유사한 형태인 쉘브론형의 관형 열교환기는 전술한 바와 같이 1950년대 개발된 이래로 식품 산업뿐만 아니라 화학공업, 발전설비, 일반공업 등 거의 모든 산업에 걸쳐 다양하고 광범위하게 응용되고 있으며 일반적으로 최대사용압력은 0.25 MPa정도이고 최고사용온도는 120℃로 알려져 있다. 그러나 특별한 경우 그 이상의 조건에서도 사용 할 수 있다. 이에 반해 OSPHE는 일반적인 PHE와는 상이한 형

상을 이루고 있다. 전열판은 타원형이고 원주형 셀에 적층된 형태로 고정되어 있다. 비록 외관상으로 PHE와는 다를지라도 기초가 되는 유동유로는 PHE와 유사한 형태로 최대사용압력 10 MPa, 최고사용 온도 350℃로 알려져 있다. OSPHE는 고효율, 고밀도 열교환기로 냉동·공조산업 및 산업전체 전반에 광범위하게 이용되리라고 사료된다.

OSPHE와 유사한 형태의 쉘브론형 PHE의 특징은 유로에서 아주 작은 레이놀즈수에서도 난류를 발생하기 때문에 두 유체간에 열전달계수가 크고 항상 대향류이기 때문에 열효율이 높은 것이 최대의 장점이다. 오염계수는 유체의 짧은 체류시간과 높은 난류의 효과 그리고 국부적으로 유속이 낮은 지역이 없기 때문에 셀-튜브 열교환기보다 1/7~1/10정도의 값을 적용한다고 한다. 설계시에는 쉘브론 각, 다양한 패스배열 등으로 탄력적인 설계가 가능하다. 압력손실은 복잡한 유로 구조로 인하여 전열판 내에 높은 전단 특성이 유발되기 때문에 완전 난류인 경우 마찰계수는 크지만 유로가 짧고 유속이 낮기 때문에 셀-튜브 열교환기와 거의 같은 압력손실이 발생하며 또한 증기분율이 크고 사용 압력이 낮은 2성분 사용에는 적합하지 않으나 대기압에서 증기를 응축한다든지 다른 특정 다상영역에서는 적절하게 사용할 수 있다.

PHE의 구조는 비교적 단순한데 여러 종류의 전열판들을 순서대로 배열하여 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고 이 유로를 통하여 가열유체와 피가열유체가 서로 교대

로 흐른다. 전열판의 두께는 종류에 따라 다르나 통상 0.6 ~ 1 mm 를 사용하고 재질은 Titanium, Stainless steel, Al-brass Copper-Nickel, Hastelloy 등을 사용하며 이들을 프레스 가공을 하여 여러 개의 파형 돌기부를 형성시킴으로써 해서 압력에 견디고 전열 효율을 높여준다. 전열판에 파형 유로는 유체를 난류와 와류(vortex)상태로 발생시켜 전열효과를 급증시키고 스케일 생성의 방지작용을 한다. 양 유체가 압력차가 생길 때에는 여러 개의 돌기부가 상호 접촉하여 유로의 간격을 유지하게 한다.

PHE의 웨브론 각은 일반적으로 두 가지 형식의 양식을 가지는데, 하나는 광각형(High β type)이고 또 다른 하나는 협각형(Low β type)이다. 이 두 형식을 혼합 사용하여 중간정도의 특성을 얻을 수 있다. 어떤 주어진 설계조건에 정확히 맞는 전열길이를 얻도록 설계한다는 것은 거의 불가능하다. 그러므로 열교환기의 선정에 있어서는 어느 정도의 여유율이 필요하게 된다. 이러한 문제를 최소화하기 위해서 광각과 협각의 두 종류의 전열특성을 가진 전열판이 개발되었으며 두 종류의 유로를 형성시킬 수 있는데 광각유로, 협각유로 및 혼합유로 등이 있다. 광각전열판은 넓은 각도($110^\circ \sim 130^\circ$)는 큰 난류를 형성하여 상대적으로 열전달계수가 매우 크고 압력손실도 비교적 높은 편이다. 협각전열판은 좁은 각도($50^\circ \sim 70^\circ$)를 가지고 있으며 난류형성효과가 약하고 상대적으로 열전달계수가 작으며 압력손실도 작다. 광각, 협각 두 가지의 효과를 혼합하여 웨브론 각을 평준화하면 전열특성과 압력손실이 중간값으로 된다.

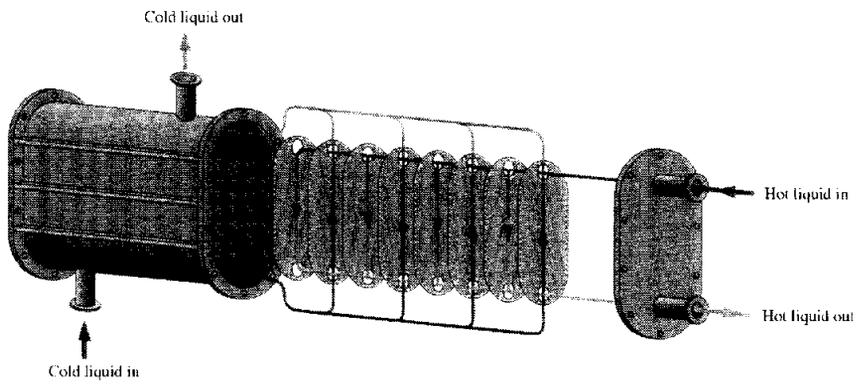


Fig. 1-1 Flow direction in the Oblong Shell and Plate heat exchanger.

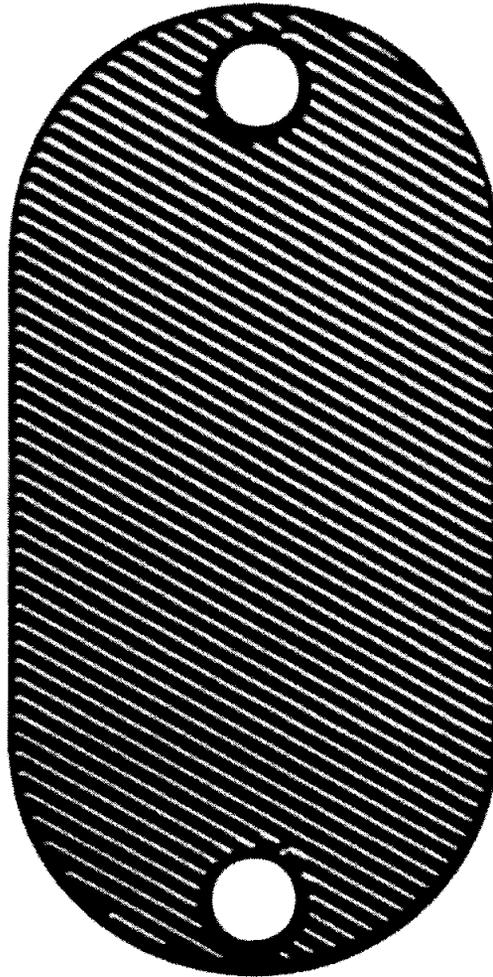


Fig. 1-2 Schematic diagram of heat transfer plate of the Oblong Shell and Plate heat exchanger.

1.3 종래의 연구

현재까지 많은 분야에서 PHE에 관한 연구가 다양하게 이루어졌다. 그러나 OSPHE와 관련된 국내외 연구는 거의 전무한 실정이나 이와 유사한 PHE에 대해서는 다음과 같은 분야에서 많은 연구가 이루어져 왔다.

Bounopane 등⁽¹⁾은 1964년 실험적으로 판형 열교환기에서의 흐름 특성과 압력손실에 대하여 관련식을 제시하였다. Crozier 등⁽²⁾은 1964년 비뉴턴 유체에 대하여 Bounpane 등이 제시한 압력손실은 모세관 선도로부터 구할 수 있고, 열전달계수는 Metzner와 Gluck이 제시한 방정식을 이용하여 구할 수 있다고 하였다. Smith와 Troupe⁽³⁾는 1964년 판형 열교환기 내의 압력손실을 플라스틱 모델을 이용하여 실험하여 판의 간격은 압력손실에 많은 영향을 미치지 않고 대신 판과 리브(rib)의 형태가 압력손실에 영향을 미침을 알아내었다. Edwards 등⁽⁴⁾은 1974년 평균수력직경에 기초하여 판형 열교환기의 열전달 특성과 압력손실은 뉴턴 유체와 비뉴턴 유체로 구분하여 각각의 낮은 레이놀즈수 영역에서의 난류형성에 중요하다고 밝혔다. Cooper⁽⁵⁾는 1974년 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하고 판형 열교환기에서의 열전달계수식과 마찰계수를 제시하였다. Focke⁽⁶⁾는 1986년 판형 열교환기의 홈(groove)의 형상과 배열에 따른 최적 조건을 결정하는 방법에 대해 Colburn j 인자, 마찰계수, 레이놀즈수의 향으로 나타내어 상기의 조합에 따라 최적의 표면형상을

찾아내어 단위면적당 총괄 열전달계수를 높여 전체 전열면적을 감소시키는 법을 발표하였다. Kandlikar와 Shah⁽⁷⁻⁸⁾는 1989년 판형 열교환기의 유로에 있어서 배열의 방법과 흐름의 영향에 대하여 온도 효율(temperature effectiveness)을 용량률비 R_1 과 NTU의 항으로 표시하였다. Bogaert와 Bölcs⁽⁹⁾는 1995년 용접형 판형 열교환기에 대하여 물과 미네랄 오일을 적용하여 층류와 난류흐름 영역에서의 유동특성을 확인하고, 가장 적절한 수력직경을 찾아내기 위한 실험을 하였다. 또한 열교환기의 특성을 Nusselt수와 마찰계수의 관계식으로 무차원화하여 특성 매개변수로 나타내었다.

제 2 장 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Figure 2-1과 Photo. 2-1은 Oblong Shell and Plate 열교환기의 단상 열전달 및 압력강하 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도 및 실제 장치도를 나타내고 있다. 시험부 전열판의 형상, 치수 및 제원은 Fig. 2-2와 Table 2-1에 각각 나타나 있다. 시험부는 전열판이 4장이 겹쳐져 있고, 흐름은 Fig. 2-3과 같이 대향류가 형성되게 하였다.

실험장치는 水펌프를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 온수가 순환되는 회로와 냉수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. 우선 판측의 열전달 성능을 시험할 경우, 온수는 5 kW급 히터와 2 RT급 냉동 유닛이 부착되어 있는 200 l급 항온조에서 펌프에 의해 시험부(test section)의 판측으로 유입된다. 냉수 또한 5 kW급 히터와 2 RT급 냉동 유닛이 부착되어 있는 200 l급 항온조에서 펌프에 의해 시험부의 셸측으로 유입된다. 시험부로 유입된 온수와 냉수는 각각 열교환 후 질량유량계(Oval, D040S-SS-322, accuracy $\pm 0.2\%$)를 통과하여 항온조로 재유입된다. 반면에 셸측의 열전달 성능을 시험하기 위해서는 위와는 반대로 셸측으로 온수가 흐르고 판측으로 냉수가 흐른다.

시험부에서의 평균 열유속은 채널의 입구와 출구사이에 설치된 보정된 T-type 열전대에 의한 수 온도의 측정결과와 질량유량계를 이용한 수 유량 측정결과로 계산하였다. 또한 채널의 입구와 출구사이에 차압계(DRUCK, PMP4170, accuracy $\pm 0.2\%$)를 설치하여 압력강하

를 측정하였다. 각 센서의 데이터는 Fluke사의 데이터 로그(NetDAQ 2640A)를 통해서 PC로 실시간으로 획득 및 처리하였다.

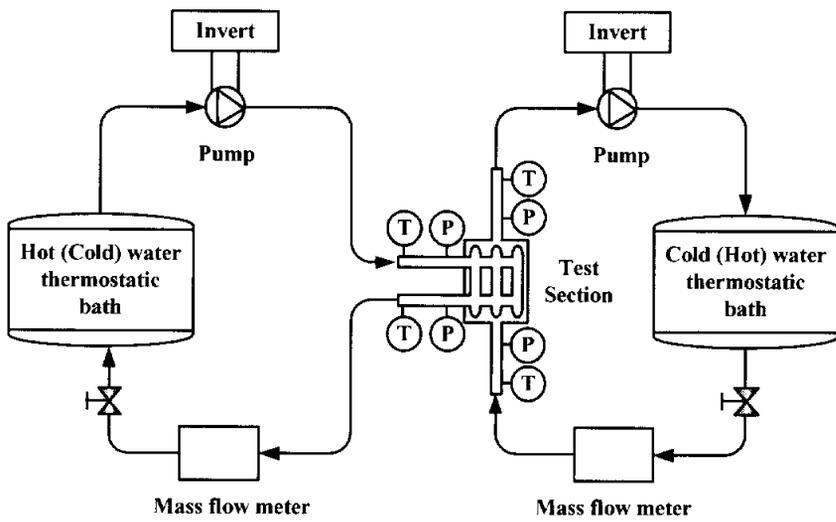


Fig. 2-1 Schematic diagram of the single-phase heat transfer and pressure drop experimental system.

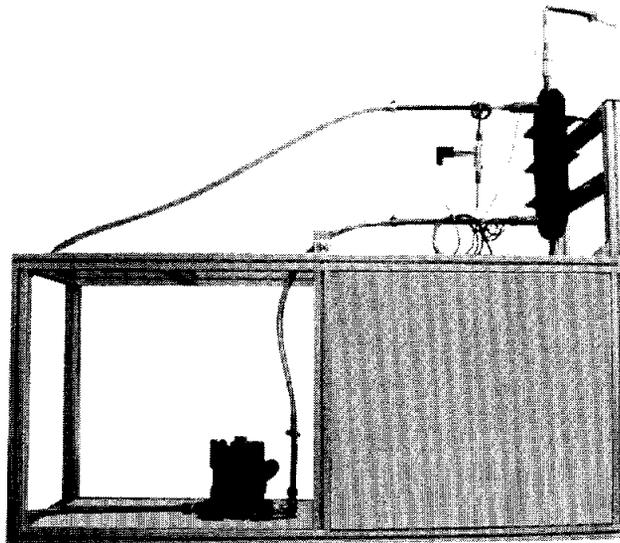
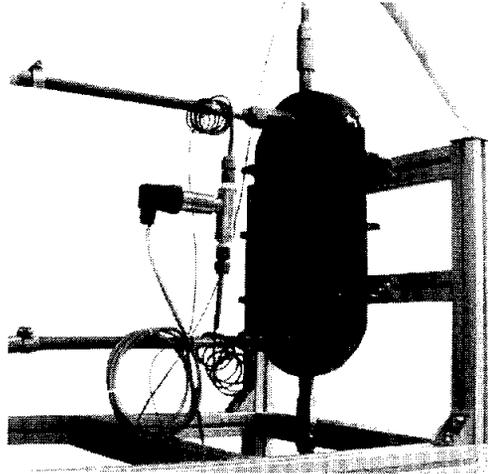


Photo. 2-1 Photograph of single phase water to water heat transfer experimental system.

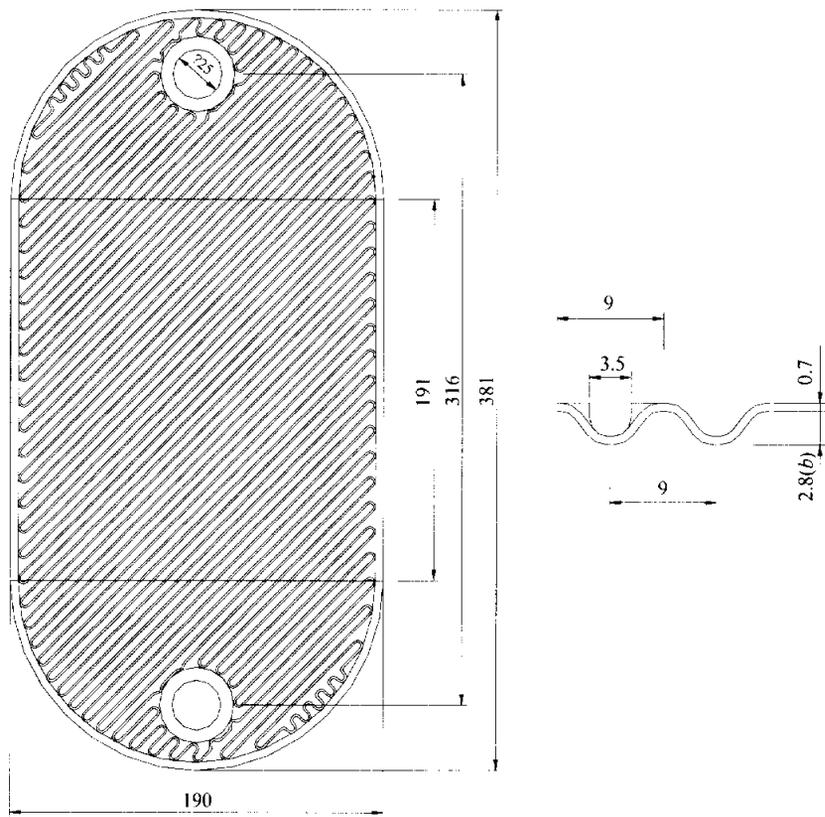


Fig. 2-2 Schematic diagram of the Oblong Shell and Plate heat exchanger.

Table 2-1 Configuration of Oblong Shell and Plate heat exchanger

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate length [m]	0.381
Port diameter [m]	0.025
Plate thickness [m]	0.0007
Working pressure [MPa]	Max. 10
Working temperature [°C]	Max. 400, Min. -196
Number of plate	4
Surface per plate [m ²]	0.073
Chevron angle [°]	45

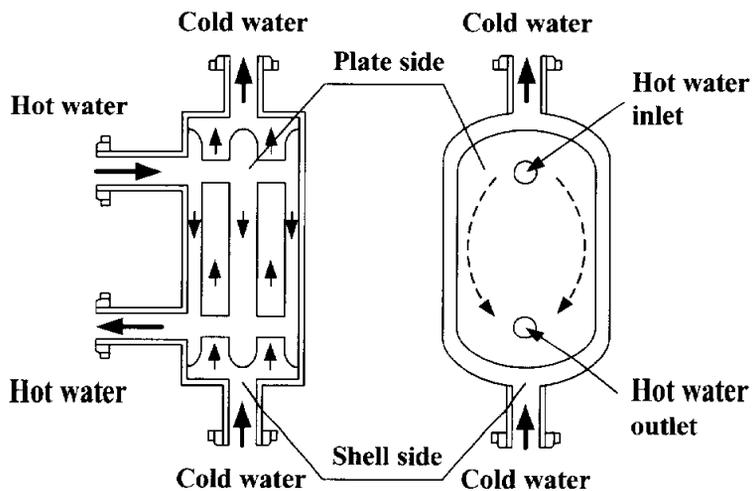


Fig. 2-3 Details of flow pattern in Oblong Shell and Plate heat exchanger.

2.2 실험방법

시험부에서의 대향류 채널사이의 열전달율은 온수와 냉수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 실험장치에서 실험조건의 변화는 온도와 압력의 요동(fluctuation)을 야기시킨다. 인버터를 이용하여 유량을 조절한 다음, 각 열전대와 압력센서들로부터 10초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취한다. 1분 후에 다시 데이터를 읽어서 각 열전대의 평균온도차가 0.1°C 이하, 압력의 변화가 5% 이내가 되면 안정상태라고 판단한다. 열전대의 온도차가 하나라도 0.1°C 이상이거나 압력의 변화가 5%를 벗어나면 정상상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다. 일반적으로 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 30 ~ 60 분 정도가 소요되었다. 정상상태에 도달하면 약 5분 동안 3초 간격으로 데이터를 읽은 후 평균치를 취하여 데이터를 처리하였다. 본 연구에서는 온수의 온도를 40.0°C ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$), 냉수의 온도를 25.0°C ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)로 하였으며, 열전달 성능시험과 압력강하 실험에서 레이놀즈수의 범위를 600 ~ 2300으로 하였다. 판형 열교환기와 유사한 Oblong Shell and Plate 열교환기는 레이놀즈수가 200 이상이면 난류가 된다.

2.3 데이터 처리

본 연구에서 사용된 Oblong Shell and Plate 열교환기는 직접적인 판벽 온도의 측정이 불가능하였기 때문에 Farrell 등⁽¹⁰⁾이 제안한 수

정된 Wilson plot 방법을 사용하여 판측 및 셀측 열전달계수를 구하였다. 판측의 열전달계수를 구할 경우 셀측의 유량과 온도를 일정하게 유지하고 판측의 유량을 바꿔가며 실험을 수행하였고, 셀측의 열전달계수를 구할 경우는 반대로 판측의 유량과 온도를 일정하게 유지하고 셀측의 유량을 바꿔가며 실험을 수행하였다. 이 방법은 기존의 Wilson plot 방법에 비해 적은 실험으로 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다.

수력학적 직경의 정의로부터, Shah와 Wanniarachchi⁽⁸⁴⁾는 판의 폭 (w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널 간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$\begin{aligned}
 D_h &= \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수길이}} = \frac{4 \times A_c}{P} \\
 &= \frac{4 \times w \times b}{2w + 2b} \cong 2b \quad w \gg b
 \end{aligned}
 \tag{2-1}$$

여기서, b 는 판의 피치와 바닥까지의 높이, A_c 는 유로의 단면적, P 는 유로의 접수 길이로 정의된다. 따라서 레이놀즈수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu}
 \tag{2-2}$$

여기서, ρ 는 밀도 [kg/m^3], u 는 평균유속 [m/s], μ 는 점성계수 [Ns/m^2] 이고, G 는 단위 채널당의 질량유속을 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (2-3)$$

여기서, \dot{m} 은 유량계로부터 읽은 1, 2차 유체의 평균 질량유량 [kg/s]이다. 질량유량으로부터 평균유속(bulk velocity)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad (2-4)$$

2.3.1 단상 열전달

Oblong Shell and Plate 열교환기의 단상 열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 Fig. 2-4와 같이 모든 경우에 대하여 5% 이내로 나타났다.

$$\frac{|Q_{w,h} - Q_{w,c}|}{Q_{ave}} \leq 5\% \quad (2-5)$$

$$Q_{w,h} = \dot{m}_{w,h} c_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (2-6)$$

$$Q_{w,c} = \dot{m}_{w,c} c_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (2-7)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{w,h} + Q_{w,c}}{2} \quad (2-8)$$

두 측 사이에서의 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2-9)$$

여기에서 A 는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다. 대수평균온도차(LMTD)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 정의된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2-10)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \quad (2-11)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \quad (2-12)$$

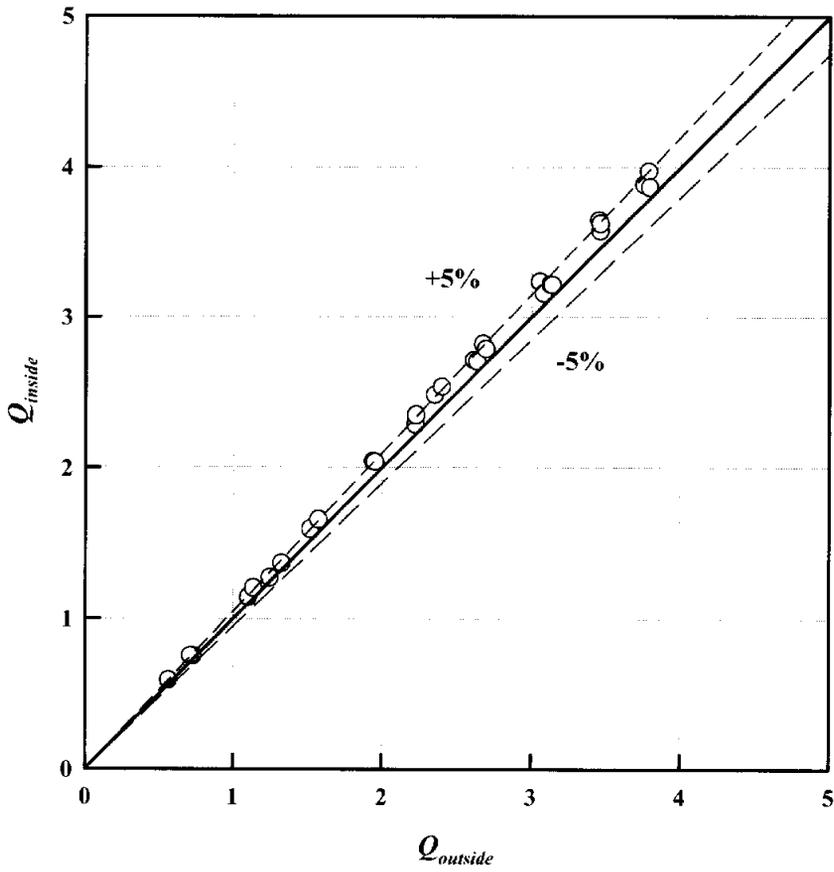


Fig. 2-4 Heat balance in the test section.

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 양 측면에서의 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) - R_{wall} \cdot A \quad (2-13)$$

$h_{w,h}$ 와 $h_{w,c}$ 를 구하기 위해 수정된 Wilson plot 방법을 사용하였다. Wilson plot 방법은 총괄열전달계수로부터 판측과 셸측의 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 판벽 온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 판벽 온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용되고 있다.

2.3.2 단상 마찰압력강하

Oblong Shell and Plate 열교환기의 판측과 셸측에서 측정된 전체 압력강하로부터 마찰압력강하는 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$\Delta p_f = \Delta p_{exp} - \Delta p_{port} \quad (2-14)$$

여기서, 포트에서의 압력강하는 평균 포트속도로부터 Shah와 Focke⁽¹²⁾ 등이 제안한 경험적 관계식인 식 (2-15)로 계산되어진다.

$$\Delta p_{port} = 1.5 \left(\rho \frac{u_{port}^2}{2} \right) \quad (2-15)$$

따라서 유동마찰에 의한 압력손실을 무차원수인 마찰계수 f 로 나타내면 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{D_h} \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (2-16)$$

제 3 장 실험결과 및 고찰

3.1 단상 열전달 특성

Figure 3-1과 3-2는 수정된 Wilson plot 방법을 적용하여 구한 시험부 판측과 셀측의 열전달 상관식과 상관식으로부터 역으로 구한 열전달계수를 나타내고 있다. 시험부 판측과 셀측의 내부 유로 형상이 같기 때문에 그림에서 보듯이 판측과 셀측의 열전달계수는 거의 같게 나타났다.

수정된 Wilson plot 방법으로부터 구한 시험부 판측과 셀측의 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$\text{Inside : } Nu_{inside} = 0.123 Re^{0.83} Pr^{1/3} \quad (3-1)$$

$$\text{Outside : } Nu_{outside} = 0.05 Re^{0.95} Pr^{1/3} \quad (3-2)$$

여기서, Nu 수는 전열판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달면적으로 계산되었으며, 본 상관식은 레이놀즈수가 600 ~ 2300 범위에서 적용 가능하다.

본 연구의 결과와 종래의 판형 열교환기에 대한 결과들을 비교하였다. 판형 열교환기의 열전달 특성을 나타내기 위하여 Bounopane 등⁽¹⁾은 식 (3-4)를 제시하였다. Marriott⁽¹³⁾도 식 (3-5)와 같이 Nu 수를 Re 수와 Pr 수에 대해 나타내어 식 (3-5)가 판형 열교환기의 열전달

특성을 알아보는데 일반적인 적용이 가능함을 주장하였다. 또한 Yan 등⁽¹⁴⁾도 식 (3-6)의 상관식을 제시하였다. 그리고 상관식과 실험결과와의 오차범위는 다음의 식 (3-3)으로 계산하였다.

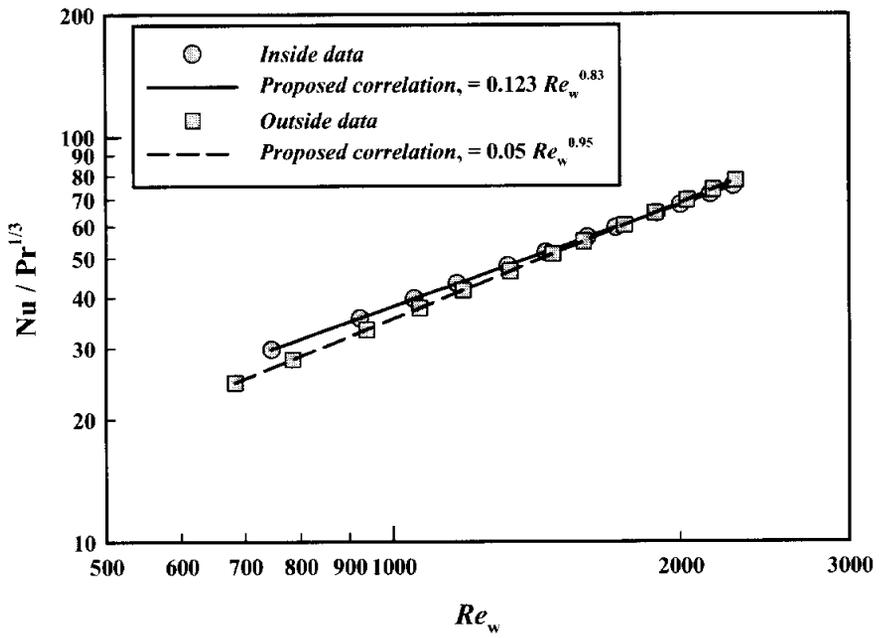


Fig. 3-1 Modified Wilson plot method result of heat transfer characteristics for inside and outside in single-phase water-to-water test.

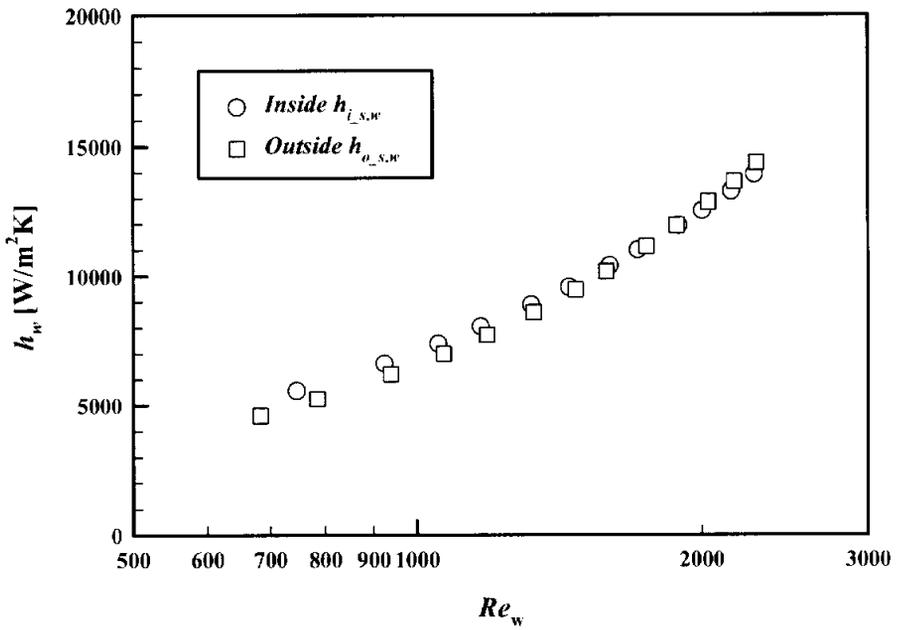


Fig. 3-2 Heat transfer coefficients with Reynolds number for inside and outside.

$$e_m = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \frac{|Nu_{exp} - Nu_{cal}|}{Nu_{exp}} \right)_i \times 100 \quad (3-3)$$

$$Nu = 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad (3-4)$$

$$Nu = 0.374 Re^{0.668} Pr^{0.333} \quad (3-5)$$

$$Nu = 0.2121 Re^{0.78} Pr^{1/3} \quad (3-6)$$

Figure 3-3은 본 실험결과와 Bounopane 등의 상관식, Marriott의 상관식, 그리고 Yan 등의 상관식을 비교하고 있는데 Bounopane 등의 상관식은 약 80% 정도 실험결과를 과소 예측하고 있음을 알 수 있다. 그러나 Marriott의 상관식은 ±15% 이내로 실험결과와 잘 일치하였다. 또한 Yan의 상관식도 오차범위가 20% 정도로 다소 과소 예측하고는 있으나 전반적으로 실험결과와 잘 일치하였다.

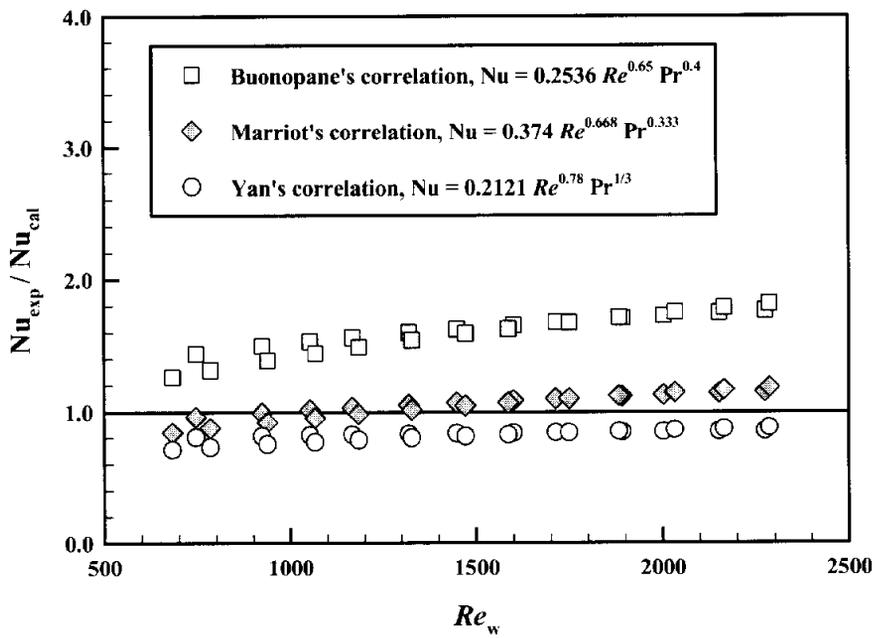


Fig. 3-3 Comparison of the present data Nu with calculated Nu for plate heat exchanger from Bounopane et al.'s correlation, Marriot's correlation, and Yan et al.'s correlation.

3.2 단상 압력강하 특성

Figure 3-4는 판측과 셀측에서의 레이놀즈수에 따른 단위 패스당 마찰압력강하를 나타내고 있다. 시험부 실제 내부 유로의 형상이 같기 때문에 그림에서 알 수 있듯이 마찰압력강하가 거의 같게 나타났다. 따라서 Fig. 3-5에 나타난 것과 같이 판측과 셀측의 실험결과를 한꺼번에 최소자승법을 이용하여 다음과 같은 상관식 형태로 제시하였다.

$$f = 1.882 Re^{-0.194} \quad (3-7)$$

상관식과 실험결과와의 오차는 $\pm 10\%$ 이내이다.

단상 열전달과 마찬가지로 종래의 판형 열교환기에 대한 마찰계수 상관식을 비교하였다. Edwards⁽⁴⁾ 등은 일반적으로 많이 사용되는 판형 열교환기에 대한 마찰계수와 Re수의 관계를 식 (3-8)과 같이 나타내었다. Cooper⁽⁵⁾는 액체 대 액체의 작동상태에서 판형 열교환기의 마찰계수를 식 (3-9)와 같이 제시하였다. 그리고 판형 열교환기는 아니지만 잘 알려진 식 (3-10)의 Blasius식과도 비교하였다. 그리고 상관식과 실험결과와의 오차범위는 전술한 식 (3-3)으로 계산하였다.

$$f = \frac{34}{Re} + 0.3 \quad (2-24)$$

$$f = \frac{2.5}{Re^{0.3}} \quad (2-25)$$

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (2-26)$$

Figure 3-6은 본 실험결과와 Edwards 등의 상관식, Cooper의 상관식을 비교하고 있는데 Edwards 등의 상관식은 저 레이놀즈수를 제외하고는 실험결과를 30% 정도 과소 예측하였다. 그러나 Cooper의 상관식은 최대 85% 정도까지 실험결과를 과소 예측하였다. 또한 Fig. 3-7의 Blasius의 상관식은 일반 대구경관에서 제안된 것이 때문에 본 연구에서와는 상당한 차이가 났다.

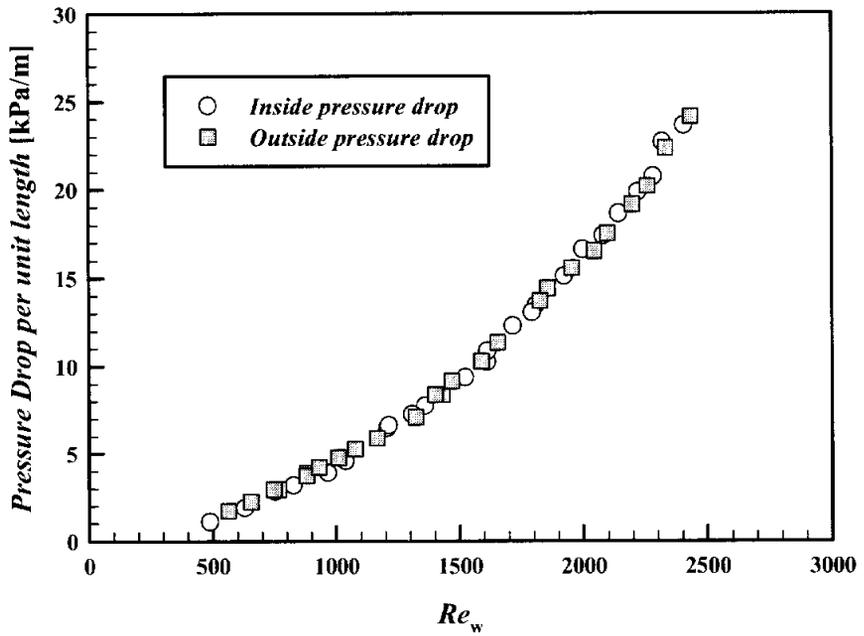


Fig. 3-4 Friction pressure drops with the Reynolds number for inside and outside in single-phase water-to-water test.

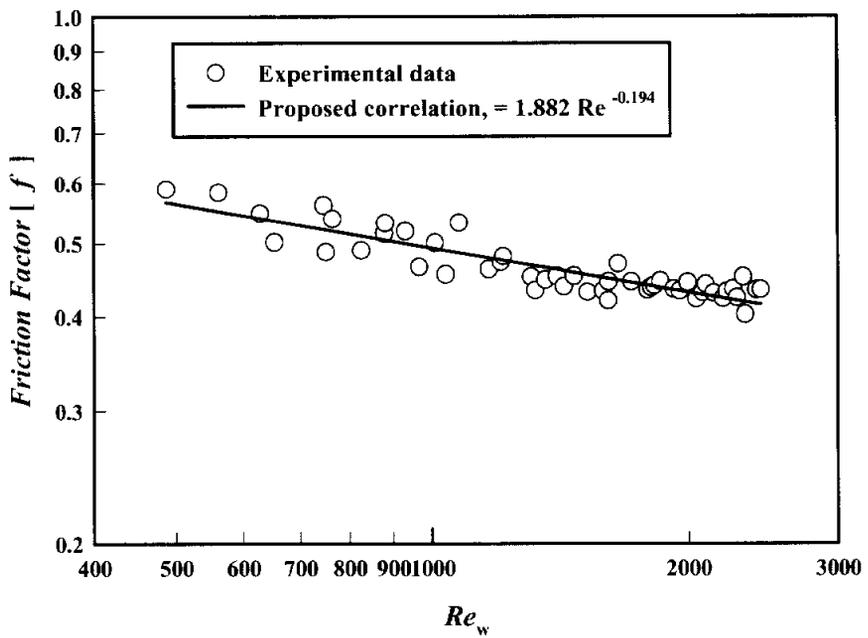


Fig. 3-5 Friction factor vs. Reynolds number.

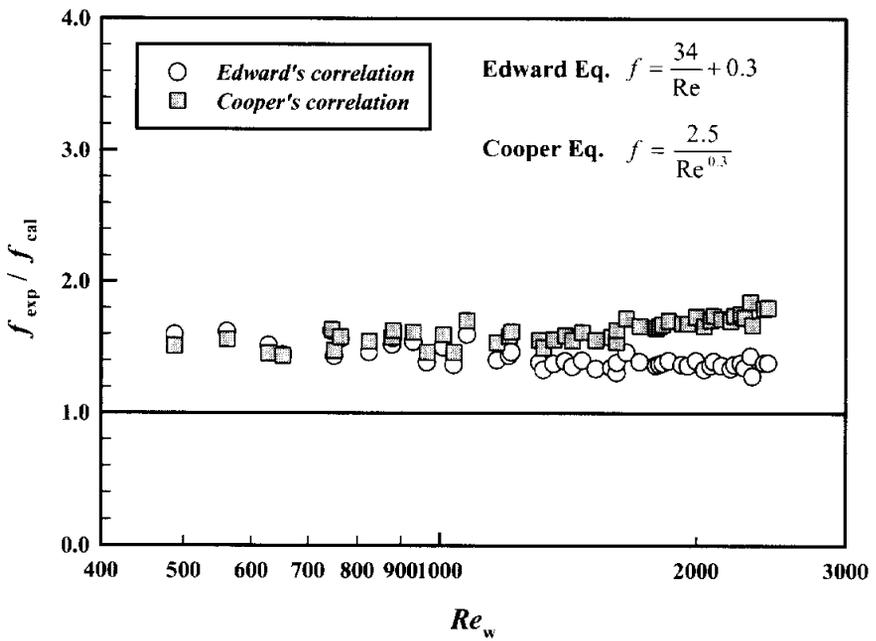


Fig. 3-6 Comparison of the present data f with calculated f for plate heat exchanger from Edward's correlation, Cooper's correlation.

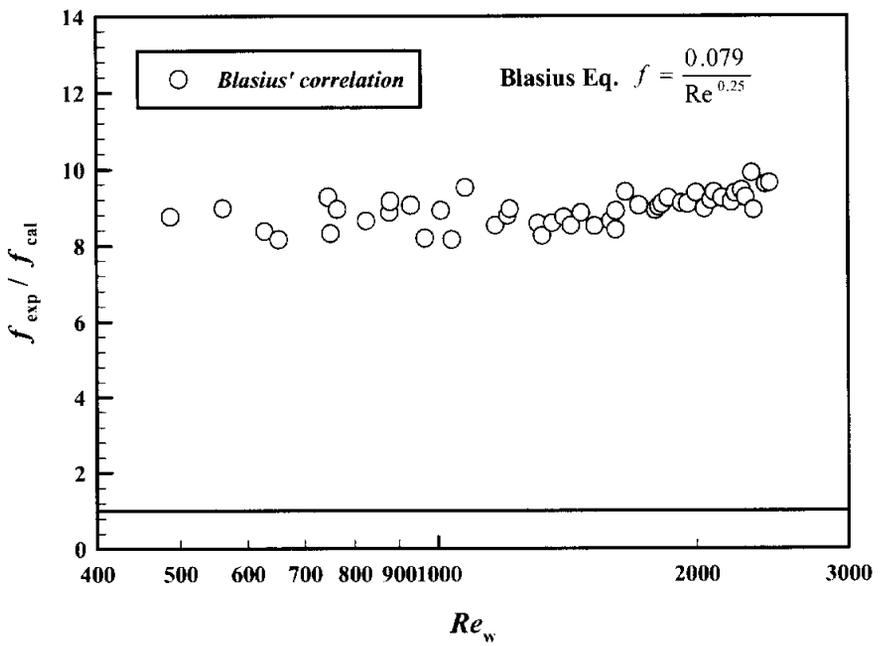


Fig. 3-7 Comparison of the present data f with calculated f using Blasius' correlation.

제 4 장 결 론

수정된 Wilson plot 방법을 이용하여 Oblong Shell and Plate 열교환기의 단상유동에 대한 열전달 실험과 압력강하 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

수정된 Wilson plot 방법을 이용한 단상 열전달 실험을 통하여 Oblong Shell and Plate 열교환기의 내측과 외측 열전달 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$\begin{aligned} \text{Inside : } Nu_{\text{inside}} &= 0.123 Re^{0.83} Pr^{1/3} \\ \text{Outside : } Nu_{\text{outside}} &= 0.05 Re^{0.95} Pr^{1/3} \end{aligned} \quad \text{for } 600 < Re < 2300$$

단상 압력강하 실험을 통하여 Oblong Shell and Plate 열교환기의 내측과 외측의 압력강하 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$f = 1.882 Re^{-0.194}$$

총래의 판형 열교환기에서의 단상류 열전달 상관식과 압력강하 상관식을 비교·분석하였으며, 단상 열전달의 경우 여러 상관식 중 Marriott의 상관식과 가장 잘 일치하였고, 압력강하의 경우는 타 상관식들과 상당한 오차를 보였다.

참 고 문 헌

- (1) Bounopane, R. A., Troupe R. A. and Morgan J. C., 1963, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchanger", Chemical Engineering Progress, Vol. 59, No. 7, pp. 57~61.
- (2) Crozier, R. D., Booth, J. R. and Stewart, J. E., 1964, "Heat Transfer in Plate and Frame Exchanger", Chemical Engineering Progress, Vol. 60, No. 8, pp. 43~45.
- (3) Smith, V. C. and Troupe, R. A., 1965, "Pressure Drop Studies in a Plate Heat Exchanger", A.I.Ch.E. Journal, Vol. 11, No. 3, pp. 487~491.
- (4) Edwards, M. F., 1974, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids", The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 286~288.
- (5) Cooper, A., 1974, "Recover More Heat With Plate Heat Exchangers", The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 280~285.
- (6) Focke, W. W., 1986, "Selecting Optimum Plate Heat Exchanger Surface Patterns", Journal of Heat Transfer February 1986, Vol. 108, pp. 153~160.
- (7) Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Asymptotic Effectiveness-NTU Formulas for Multipass Plate Heat Exchangers", ASME Trans., Vol. 111, pp. 314~321.
- (8) Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Multipass Plate Heat Exchangers Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements", ASME Transactions, Vol. 111, pp. 300~313.
- (9) Bogaert, R. and Böles, A., 1995, "Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range", Swiss Federal Institute of Technology, EPFL-LTT, Lausanne,

- Switzerland, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 293-311.
- (10) Farrell, P., Wert, K. and Webb, R., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes", SAE Technical Paper Series, No. 910197.
 - (11) Shah, R. K. and Wanniarachchi, A. S., 1992, "Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger, in: J. -M. Buchlin(Ed.), Lecture Series, No. 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.
 - (12) Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory, in: Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A.(Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*", Hemisphere, Washington, DC, pp. 227~254.
 - (13) Marriott, J., 1971, "Where and How to Use Plate Heat Exchangers", *Chemical Engineering*, Vol. 78, No. 8, pp. 127~134.
 - (14) Yan, Y-Y., Lio, H-C. and Lin, T-F., 1999, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", *Int. J. Heat and Mass Transfer* 42, pp. 993~1006.
 - (15) 박재홍, 2001, "Experimental Study on R-134a Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in the Plate and Shell Heat Exchangers", 부경대 석사학위논문.
 - (16) 서무교, 2002, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Plate and Shell Heat Exchangers", 부경대 박사학위논문.

감사의 글

본 논문이 결실을 맺기까지 짧지만은 길었던 2년 6개월 동안 미흡한 저를 위해 시종일관 세심한 지도 편달을 아끼지 않으시고, 학문의 길로 이끌어 주신 김영수 교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

그리고 본 논문을 지도해 주시고 유익한 조언을 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

또한 본 논문이 끝나기까지 여러 가지 도움을 주신 냉동공조공학과 선배님, 후배님 그리고 회사에 다니면서 공부를 한다는 어려움에도 서로의 처지를 이해해 줄 수 있는 동료들이 있었기에 가능하였으리라 생각되며 동기생들에게도 깊은 감사를 드립니다.

특히 시스템설계 연구실에서 밤을 지새우며 마무리 작업을 도와준 박재홍 선배에게 지면을 통하여 다시 한번 감사를 드리며, 앞날에 무궁한 발전을 기원합니다.

아울러 제가 몸담고 있는 한국하이프레스(주) 동료직원들의 격려와 성원에 진심으로 감사를 드립니다.

마지막으로 오늘이 있기까지 보살피 주시고 용기와 격려를 아끼지 않은 사랑하는 아버지 김찬식, 어머니 조길선, 큰형 김성철, 형수 김경희, 매형 왕대근, 누나 김옥자, 작은형 김성욱 외 조카들 그리고 항상 애정 어린 충고와 격려를 해 준 친구와 사랑하는 모든 이에게 감사의 뜻으로 조그만 결실을 바칩니다.