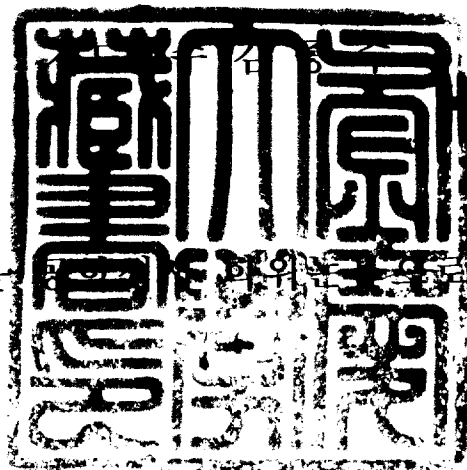


공학석사 학위논문

스프링 휠 컴팩트 열교환기의
열전달 성능에 관한 연구

이 논문을



제출함

2005년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

이 기 택

이기택의 공학석사 학위논문을 인준함

2004년 12월

주	심	공학박사	오	후	규
위	원	공학박사	김	은	필
위	원	공학박사	김	종	수



목 차

Abstract		I
Nomenclature		III
제 1 장 서 론		1
1.1 연구의 배경 및 목적		1
1.2 종래 연구		3
제 2 장 실험 장치 및 방법		9
2.1 스프링 환 컴팩트 열교환기		9
2.2 실험 장치의 구성		21
2.3 실험 방법		24
제 3 장 실험 결과 및 고찰		33
3.1 단관 실험 결과		30
3.2 열교환기 실험 결과		35
제 4 장 결 론		44
참고문헌		46
감사의 글		49

A study of heat transfer performance on the compact heat exchanger using the spring fin

Ki-Taek Lee

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

Abstract

As the world is faced with a high oil prices, demands for energy saving are increasing all over the world. The refrigeration and air-conditioning system also need to be efficiency to reduce their operating, production cost. Particularly, the cost of a heat exchanger and weight of air conditioning and refrigeration systems, and they have a deep connection with refrigerant charging rate. Using a small diameter tube heat exchanger made of is one of the good choice and that has been being adopt recently.

Heat exchangers of the fin&tube type have been mainly used as heat exchangers for air conditioning systems. As a fin, plate, slit, and louver fin chiefly has been used. However, those fins are not suitable for compact heat exchange using small diameter tube.

Therefore, this research focused on the proposal of new fin type, spring fin, and experimental study of the compact heat exchange using spring fin. The spring fin heat exchangers were composed of small diameter tubes and thin spring fins: inner diameter of tube=1.4 mm, thickness of tube=0.2 mm, thickness of Cu spring fin=0.5 mm, and tube length=250 mm. The experiments were carried out under the following conditions; air velocity=0.7~1.7 m/s, working fluid = water, and supply hot water temperature = 75°C. The pressure drop and heat transfer coefficient were experimentally evaluated at various air velocities.

The experimental results indicated that the pressure drop in the water side was lower than the typical fin and tube type heat exchangers. This is due to the short tubes length and many branch tubes. The spring fin heat exchanger had a high heat transfer coefficient. These results lead us to the conclusion that the spring fin is fit on compact heat exchanger using small diameter tube and the spring fin heat exchanger using small diameter tubes is the compact heat exchanger with high performance and flexibility.

Nomenclature

Symbols

A	Area	[m ²]
c _p	Specific heat	[kJ/kg · K]
D _h	Hydraulic diameter	[m]
f	friction factor	[-]
h	Heat transfer coefficient	[W/m ² · K]
j	Colburn's j factor	[-]
L	Length of heat exchanger	[m]
P	Pressure	[kPa]
Pr	Prandtl number	[-]
Q	Heat transfer rate	[W]
Re	Reynolds number	[-]
T	Temperature	[°C]
U	Overall heat transfer coefficient	[W/m ² · K]
V	Free-stream velocity	[m/s]

Greek symbols

β	Heat transfer area density	[m ² /m ³]
ν	Kinematic viscosity	[m ² /s]
ρ	Density	[kg/m ³]
ϕ	Diameter	[mm]

Subscripts

a	Air
a.i	Air inlet
a.o	Air outlet
air	Air side
c	Cross section or minimum free area
h	Hydraulic diameter
s	Surface of heat exchanger

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

현재 세계적 주요 관심분야는 에너지와 환경, 정보통신, 그리고 생명공학이다. 특히 에너지소비는 국가산업이 발전함에 따라 필연적으로 증가하게 된다. 특히 국제에너지기구(IEA)의 ‘한국의 에너지 전망’ 이라는 보고서(2002.09)에 의하면, 우리나라는 세계 2위의 석탄 및 액화천연가스 수입국이며, 석유는 세계 네 번째 수입국으로서 석유의 높은 의존도는 계속 될 것이라고 보고하고 있다. 이렇게 에너지의 수입 의존도가 높은 우리나라의 경우, 국가산업의 발전과 동시에 에너지 절약의 필요성은 범국가적인 과제이다. 더욱이 사회가 발전할수록 사람들은 점점 더 편안하고 쾌적한 생활을 추구함에 따라 냉동·공조기기의 보급률과 수요는 해마다 증가 추세에 있으며, 그로 인해 에너지 절약 문제는 더욱 중요하게 대두되어왔다. 이러한 문제들을 해결하기 위하여 냉동·공조기기의 소형화, 고효율화, 경량화, 그리고 저가격화가 요구되고 있다. 특히 열교환기는 냉동·공조시스템의 비용과 크기에 대하여 아주 큰 비율을 차지하고 있으며, 냉동의 충진량과도 깊은 관계가 있다. 최근 수년 사이에 열교환기는 비약적으로 개량되었고, 관외부 환의 전열촉진 및 관내면의 형상 개선에 의해서 열통과율이 크게 향상되었으며, 열교환기의 크기가 기존의 반 이하로 축소되었다.⁽¹⁾

공조기용 열교환기는 일반적으로 알루미늄 환과 원형 동관으로 구성된 환&튜브(fin&tube)형 열교환기가 주류를 이루고 있다. 현재 사용되고 있는 열교환기는 7mm 이상의 동관이 주로 사용되고 있고, 최근에 일본 및 독일등 선진국에서 내경 4mm정도까지 실용화 단계에 들고 있으며(일본 Daikin, 독일

GEWA 등), 국내 LG전자에서는 내경 5 mm 전열관을 개발하여 한정된 모델에 적용중에 있다. 열교환기의 환은 평판(plate) 환, 슬릿 slit 환, 루버(louver) 환 등이 사용되고 있다.

환&튜브형 열교환기의 성능향상을 위해서 전열관 내면의 홈 가공 및 환 표면의 슬릿이나 루버 가공 등에 대한 수많은 연구가 이루어져 왔다. 특히 전열관 외면에 설치되는 환 형상을 고안하여 공기와의 열전달 성능을 향상시키려는 연구 및 시도는 공기측과 냉매측의 열저항을 비교할 경우에 공기측의 열저항이 훨씬 크기 때문이었다. 또한 튜브와 환의 접촉 열저항도 무시할 수 없는 것이기 때문에 그 가공기술도 발전되어 공기측의 열전달 성능이 비약적으로 향상되었으나 그 한계에 부딪히고 있는 실정이다. 이와 같이 열교환기의 대폭적인 고효율화 및 경량화를 위해서는 전열관 내면형상이나 환 표면 형상을 개선하는 것 만으로서는 그 한계에 이르렀다고 할 수 있다.

따라서, 열교환기의 성능을 향상시키면서 소형화하는 방법 중 한가지로서 세관을 이용하는 방법이 고려되어 왔다.^(2~5) 이는 유효전열면적의 극대화, 난류효과의 상승, 가공성의 향상, 유연성 등 세관만이 가질 수 있는 여러 가지 전열 성능상의 장점 때문에 그 적용 범위도 점점 더 넓어질 전망이다.⁶⁾ 보다 우수한 열교환 성능과 콤팩트화의 요구에 대해 냉매유로를 몇 개로 분지시킨 다룬분지형 증발기가 자동차용 에어컨 등에 사용되고 있으므로, 이러한 형태의 열교환기를 가정용 공조기의 증발기로 이용함으로써 냉매 충전량 감소, 생산원가 절감, 전열성능을 기대할수 있다.^(1,7~11)

따라서, 본 연구에서는 공조용 열교환기의 고효율화 및 경량화에 대한 요구에 부응하기 위하여 1.8 mm 의 전열관을 이용하여 스프링 환 열교환기를 제작하여 전열성능 해석을 위한 실험적 연구를 수행하였다.

본 연구 결과를 바탕으로 새로운 형태의 환인 스프링 환을 제시하고, 스프

링 흰 컴팩트 열교환기의 열교환 성능을 검토, 분석하여 새로운 형태의 스프링 흰 컴팩트 열교환기 모델의 상용화 가능성을 제시하고자 하였다.

1.2 종래 연구

일반적으로 가정용 에어컨에 가장 널리 이용되는 열교환기는 흰&튜브형 열교환기이며, 전열촉진 방법으로는 냉매측, 공기측, 그리고 접촉열저항으로 나누어 살펴볼 수 있다.⁽¹²⁾

우선 냉매측, 즉 동관 내부의 열전달을 촉진시키기 위하여 1970년대 당시에 내면이 평활한 관이 일반적으로 이용되어져 왔지만, 1980년경에 들어서는 내면에 나선형의 그루브(groove)를 형성시킨 미세회관(micro-fin tube)등이 개발되었다. 흰 높이, 흰 개수, 나선각 등 미세회관의 성능에 영향을 미치는 인자에 따라 그 특성의 차이는 생기겠지만, 대략 2배까지 냉매측 열전달률은 향상되었다. 즉 미세회관을 이용함으로써 전열면적을 증가시키고 유동의 난류촉진을 통한 열전달계수의 증가를 가져왔다. 초기 인발 가공을 통하여 생산됨으로써 일정한 방향의 나선형 그루브를 형성하는 방법이 이용되었으나, 그 후 용접관의 등장으로 열전달 촉진을 위하여 W자 및 cross-hatching 형태의 다양한 내면 형상이 개발되어 왔다. 그러나 흰&튜브형 열교환기에 있어서 전체 열저항에서 냉매측 열저항이 차지하는 비중이 10~30 % 정도이므로 냉매측 열전달계수가 대폭 향상이 된다고 하더라도 전체 열교환기의 성능을 향상시키는 데에는 한계가 있다.

반면, 흰&튜브형 열교환기에서는 일반적으로 공기측 열저항의 비중이 50~80 %로 가장 크며, 따라서 공기측 열전달계수를 향상시킴으로써 가장 효과적으로 열교환기 성능을 개선할 수 있다. 1980년대에는 흰을 절개한 설계 기법

의 도입으로 평판(plate) 환에 비해 열전달계수를 증가시키는 효과를 가져왔다. 더욱이 1980년대 후반부터는 종래의 관경 9.5 mm의 전열관 외경을 7.0 mm로 세관화 함으로써 약 1.5배의 전열축진을 달성하였다. 이것은 세관화와 관 피치(pitch)의 최적화에 의해서 환 효율이 향상되었고, 열전달에 유효한 환 면적이 증가되었기 때문이며, 전열관의 공기저항을 감소시켰기 때문이다. 1990년대부터는 컴퓨터의 급속한 보급과 해석기술의 진보를 배경으로 환의 슬릿(slit) 형태의 최적 배치에 관한 연구가 활발하게 이루어졌으며 새로운 고성능의 환 형상이 제안되었다. 그러나 슬릿이나 루버(louver)의 미세화에 의한 전열축진은 먼지나 오물 등에 의한 환의 막힘으로 인하여 물방울의 비산이나 안개발생 등의 실용상의 문제 및 통풍저항의 증가에 의한 소음문제와 상반되는 관계에 있기 때문에 유동 해석을 통한 최적 환 형상을 결정하더라도 실용화에도달하기까지에는 해결해야 될 많은 과제가 남겨져 있다. 최근에는 소음과 수분 비산 등의 문제를 고려하여 슬릿 밀도를 낮추고 환 매수를 증가시켜서 성능을 향상시키는 방법도 모색되고 있다.^(12~13)

마지막으로, 대부분의 환&튜브형 열교환기에 대한 연구에서 관외벽과 환 사이의 접촉에 의한 열저항을 무시하는 경우가 많다. 그러나 접촉 열저항이 냉매측 및 전도 열저항을 제외한 나머지 열저항의 30 % 까지 될 수 있다는 Eckels⁽¹⁴⁾ 등의 연구결과를 미루어 볼 때, 기계적으로 확관된 환&튜브형 열교환기에서 접촉열저항을 무시할 수 없을 것으로 판단된다.

현재까지 환&튜브형 열교환기의 성능향상을 위해 여러 가지의 방법들이 고안되어 왔고 여러 연구자들에 의해 연구되고 있지만, 대폭적인 성능향상에 있어서는 그 한계성을 보였다. 최근, 이러한 한계성을 극복하기 위하여 컴팩트 개념의 일환으로서 수력직경을 줄이면서 단위 체적당 전열면적을 확대하는 방안이 많이 응용되고 있으며, 그 구체적인 예로 전열관을 세관화한 극세관 열

교환기를 들 수 있다.

현재까지 7 mm 이상의 전열관에 대한 강제대류 열전달에 관한 연구는 과거 수 십년 동안 많은 연구자들에 의해 연구되어 왔다. 그러나 미소 수력직경의 유로에서의 열전달 메카니즘에 관한 보고로서는 물-공기를 이용한 기·액 2상류 연구가 대부분이며, 실제 증발·응축 현상과 같은 상변화에 대한 연구보고는 부족한 실정이다. 특히 극세관에 대해서는 유동양식 관찰에 의한 연구가 그 주류를 이루고 있으며, 더욱이 열전달률에 관한 연구는 미흡한 상태이다. 극세관 열교환기에 대한 연구 및 공조기기에 대한 적용 사례는 가까운 일본을 비롯한 일부 선진국에서 전열관을 4 mm 정도까지 세관화하여 실용화 단계에 들어서고 있으며(일본 Daikin, 독일 GEWA 등), 국내 공조기기 메이커(LG전자)는 5 mm 전열관을 채용한 환&튜브형 열교환기를 개발하여 한정된 모델에 적용 중에 있다.⁽¹³⁾

세관의 열전달률에 관한 연구로서 M. W. Wambsganss⁽¹⁵⁾ 등은 내경 2.92 mm, 가열부 길이 368 mm 의 스테인리스 수평 강관에서 R-113을 이용하여 열유속, 질량유속, 그리고 건도에 따른 국부 열전달계수를 측정하였다. 측정된 열전달계수는 10개의 다른 열전달 상관식을 평가하였다. 소구경 채널에서 슬러그류(slug flow)가 광범위하게 나타났고, 핵비등이 열전달에 우세하게 지배된다고 보고하고 있다. 그리고, Lazarek and Black (1982)의 상관식과 핵 풀비등에 대한 Stephan and Abdelsalm(1980)이 제안한 간단한 형태가 데이터와 잘 일치한다(13 % 의 오차범위)고 보고하고 있다.

K. MISHIMA and T. HIBIKI⁽¹⁶⁾ 는 내경 1~4 mm 의 소구경관(capillary tubes)에서 유동양식, 보이드율, 슬러그 기포 상승 속도, 그리고 마찰 압력손실을 측정하여 기존의 상관식과 비교·검토하였다. 실험은 Pyrex glass로 만든 관을 사용하였으며, 그 결과 소구경관에서 몇몇 특이한 유동양식이 관찰되

었다고 보고하고 있다. 또한, 유동양식에서 경계층은 Mishima-Ishii의 모델과 잘 일치하고, 보이드율은 유속모델과 상관관계가 있으며, 슬러그 기포 평균 상승 속도도 유속 상관식과 관계가 있다고 보고하고 있다. 그리고, 이상류의 마찰 압력손실은 관 내경의 역할로써 파라미터 C 를 고려한 Chisholm의 상관식과 잘 일치한다고 보고하였다.

S. Lin⁽¹⁷⁾ 등은 내경 1 mm의 세관에서 R-141b를 작동유체로 이용하여 이상류와 열전달에 대한 연구를 실험적으로 행하였는데, 비등 열전달은 질량유속이 $300 \sim 2000 \text{ kg/m}^2$ 범위와 $10 \sim 1150 \text{ kW/m}^2$ 의 열유속 범위에서 관찰된다고 보고하였다. 이 연구에서 510 kg/m^2 의 질량유속과 $18 \sim 72 \text{ kW/m}^2$ 의 열유속에 대한 비등 맵(map)에 대해서 언급하고 있으며, 열전달계수는 건도에 따라 감소하고, 핵 비등은 언급된 열유속 범위에서 우세하다고 보고하고 있다. 특히 압력강하, 국부 포화온도 그리고 열전달계수 간의 상호작용에 주의해야 하며, 이는 벽면 온도와 유체 포화온도 모두 시간에 따라 변하는 것을 나타내고 있다고 보고하였다.

Kim⁽¹⁸⁾ 등은 내경 7.5 mm, 4.0 mm 관에서 R-22를 사용하여 관내 응축실험을 하여 대부분의 상관식들이 수력직경이 작은 경우에 실험자료를 과대예측하고 있음을 보이고, 또한 새로운 상관식들을 제시하고자 하였다. 주된 연구결과를 보면, Akers 상관식이 실험결과를 과대예측하고 있으며, 그 차이는 질량유속과 건도가 커질수록 증가한다고 보고하고 있다. 그리고 Lockhart와 Marinelli의 압력손실 상관식도 실험결과와 2~6배정도 과대예측하고 있으며, Nu수, 증가 Re수, 증가 질량유속, 그리고 이상 및 액상 마찰계수에 관한 상관식들을 제시하고 있다. 그러나, 과냉 냉매의 강제대류 열전달계수는 Gnienlinski 상관식으로 잘 예측되었다고 보고하고 있다.

Hwang⁽¹⁹⁾ 등은 외경 6.2 mm와 5.1 mm의 마이크로회관에 대한 증발열

전달계수와 압력강하를 R-22와 R-410A에 관한 연구를 수행하였다. 이들의 결과에 의하면, 외경 6.2 mm 의 증발 열전달계수가 외경 7.0 mm 관보다 약 16 % 높게 나타났으며, 외경 5.1 mm 의 경우 외경 6.2 mm 보다 거의 30 % 높은 열전달계수를 보인다고 보고하고 있다. 또한 R-410A가 R-22보다 열유속에 더 민감하며, 점성과 밀도의 차이로 인해서 R-22의 압력강하량이 R-410A보다 크게 나타나는 것을 통해 단위길이당 압력강하의 값은 질량유속의 증가로 인한 증가보다는 외경의 감소로 인한 증가폭이 더 크다고 보고하였다.

Chaobin DANG⁽¹¹⁾ 등은 세관화에 따른 흰&튜브형 열교환기의 성능개선을 조사하기 위해서 4.0 mm 열교환기와 동일한 냉각능력을 가지도록 2.0 mm, 1.0 mm 세관을 이용한 흰&튜브형 열교환기를 제작하여 실험결과와 수치해석을 통한 계산결과와 비교·검토하였다. 이 연구에서 열교환량과 압력강하는 실험과 수치 시뮬레이션이 일치하였고, 동일한 성능을 나타내는 4 mm의 열교환기에 비하여 2 mm 관을 사용한 열교환기의 체적은 33 %, 1 mm 관은 35 % 까지 감소되는 결과를 보인다고 보고하였다. 또한 1 mm 관 열교환기에 있어서 분기후의 각 전열관 입구상태, 열교환량에 차이가 있는 것을 확인하고, 따라서 세관 열교환기의 설계에 있어서 분기부의 설계는 중요한 과제라고 보고하였다.

Oh⁽²⁰⁾ 등은 기존의 관경을 7.0 mm 에서 5.0 mm 로 줄이고, 새로이 설계한 슬릿(slit) 흰으로 대체하여 단품 및 세트 실험을 통한 세경관 열교환기 개발에 관한 연구를 수행하였다. 실험결과를 보면, 관경을 줄임으로써 전열 성능이 기존 7 mm 대비 약 10 % 향상되었고, 공기측 압력손실이 약 10 % 저감되었으며 이는 저소음화 및 팬 소비전력 저감의 가능성을 보여주고 있다고 보고하였다. 또한 동관 중량은 50 %, 흰 중량은 20 % 감소시킴에 따른

에너지 절약 및 냉매 충전량 감소효과에 기여할 수 있을 것으로 예측하였다..

Kim⁽²¹⁾ 등은 내경 1.0 mm 의 헬리컬 코일관을 이용하여 액단상 및 이상 유동에서의 증발 열전달률 및 증발 압력 강하에 대한 실험을 통하여, 극세관 고성능 열교환기 개발을 위한 기초 연구를 수행하였다. 전열관은 내경 1.0 mm, 외경 2.2 mm, 전체 길이 2 mm 동관을 이용하였으며, 작동유체는 R-22를 사용하였다. 실험 데이터를 기초로 하여 헬리컬 코일 극세관에 대한 열전달 상관식과 이상류 관마찰 계수를 정도 높게 예측할 수 있는 상관식을 제안하였고, 드라이 아웃(dry-out)은 빠른 속도의 냉매 증기에 의해 환상 액막의 파괴와 환상류에서 분무류로의 천이가 빠르게 진행되어 직관보다 저건도 영역에서 나타난다고 보고하고 있다. 또한 액 단상류의 압력손실에서 관마찰 계수는 دن수(De)를 이용한 Prand시의 상관식과 잘 일치하였으며, 피치의 변화보다는 곡률직경의 영향이 더 크게 나타난다고 보고하였다.

최근 들어 열교환기의 소형화 추세에 따른 세관 내 열전달 및 유동 메커니즘에 대한 정보의 필요성이 증대되고 있으며, 이에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 세관의 특성상 표면장력 등과 같은 현상에 의해 열전달 및 유동의 예측이 어렵기 때문에 현재까지 이루어진 세관 내 열전달 및 압력손실, 유동 특성 등에 관한 연구는 매우 상이하며, 대구경관과는 서로 다른 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다. 따라서, 보다 우수한 열전달 성능을 가진 컴팩트한 열교환기 개발을 위해서는 세관 내 열전달 및 유동 특성에 대한 체계적인 연구와 보다 정도 높은 새로운 상관식의 필요성이 요구되고 있다.

제 2 장 실험 장치 및 방법

2.1 스프링 흰 컴팩트 열교환기

스프링 흰 열교환기는 기존 흰&튜브형 열교환기에 비하여 다음과 같은 특징을 가지고 있다. 우선, 스프링 형태로 꼬여진 흰을 통과하는 공기의 난류화가 촉진되어 열교환 성능을 향상시킬 수 있다. 또한, 세관(細管)과 세선(細線)에 의해 공기측 및 냉매측의 전열면적을 크게 확보할 수 있다. 그리고, 설계 및 적용이 용이하며, 유연성이 우수하므로 설치공간에 대한 제약이 적으며, 열교환기의 호환성이 좋다는 이점이 있다. 이러한 특징들을 가지고 있는 세관을 이용한 스프링 흰 열교환기의 열교환 성능 및 그 적용성을 검토하기 위하여 우선 세관(細管)과 세선(細線)을 이용하여 스프링 흰 열교환기를 제작하였다.

먼저 흰 역할을 하는 동 세선을 스프링 형태로 꼬아서 세관에 다시 감아서 지관을 만들었다. 스프링 흰과 세관사이의 접촉 저항을 줄이기 위해서 스프링 흰과 지관을 납으로 솔더링 용접하였다.

스프링 흰의 상세도는 Fig. 1과 같으며 단관 실제 형상은 Photo 1 과 같다. 지관 125개를 엇갈림 배열로 하여 열교환기를 제작 하였으며, 분배 헤더 부분을 제외한 열교환기 크기는 $352 \times 250 \times 10.45 \text{ mm}^3$ 이다. 스프링 흰 열교환기의 실제 형상은 Photo 2와 같다. 제원은 Table 1에 상세하게 명시하였다.

분배 헤더 형상은 Fig. 2와 같으며 열교환기의 헤더를 다분지로 하였을때 발생하는 유량 불균등 분배 문제를 해결하기 위해 선행 연구⁽²³⁾ 결과에 따라 지관의 삽입 방법은 Fig. 3 에 나타난 것과 같이 유로방향 반대 방향으로 45° 컷팅하여 삽입하였다.

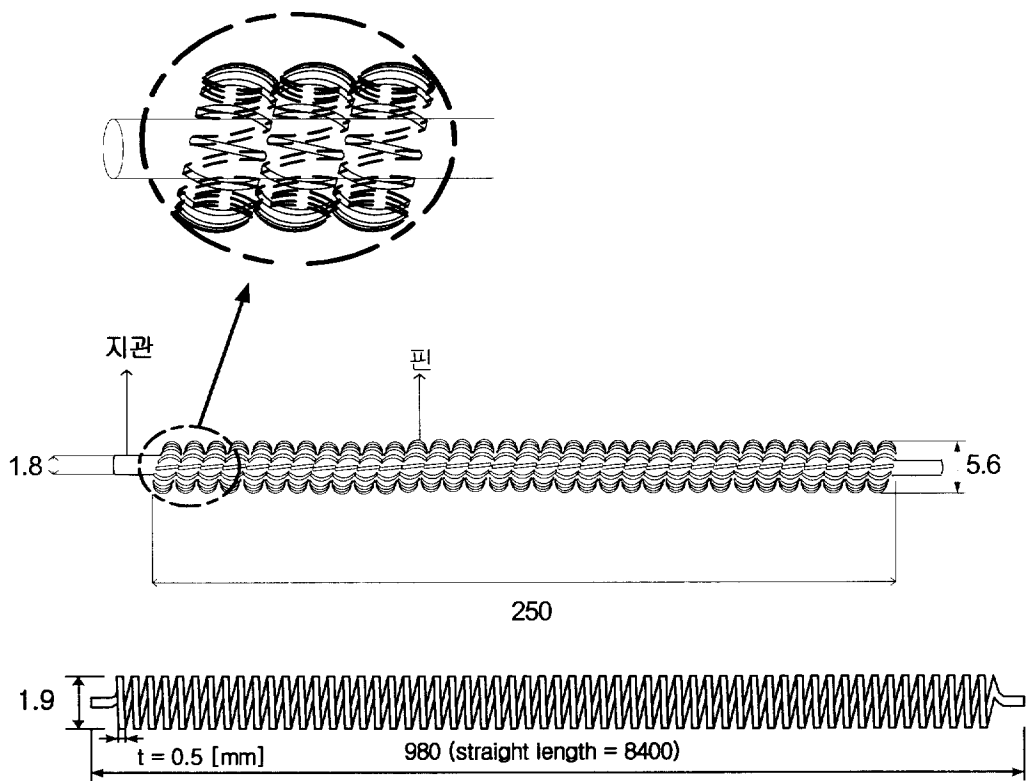


Fig. 1 Schematic diagram of the spring fin

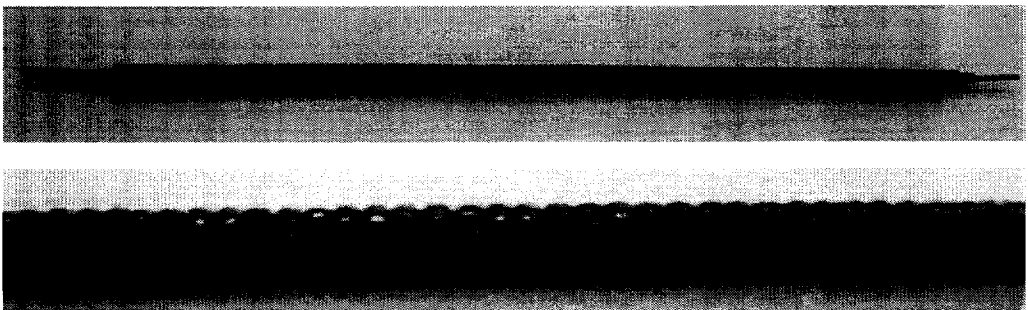


Photo 1 Photo of the spring fin branch tube

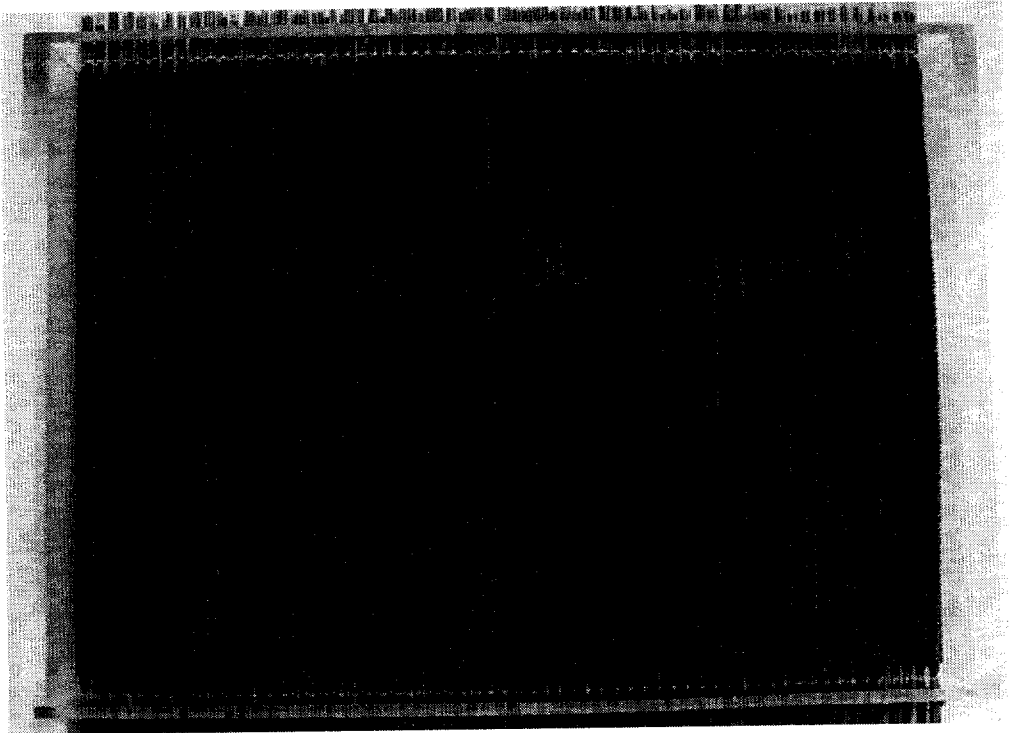


Photo 2 Photo of the spring fin heat exchanger

Table 1 Dimension of the spring fin heat exchanger

Tube diameter (O.D) [mm]	1.8
Tube thickness [mm]	0.2
No. of branch tubes [ea]	125
Fin(spring) thickness [mm]	0.5
Fin(spring) straight length [mm]	8,400
No. of fins [EA]	≒ 1,830
Distribution header(O.D) [mm]	12.70

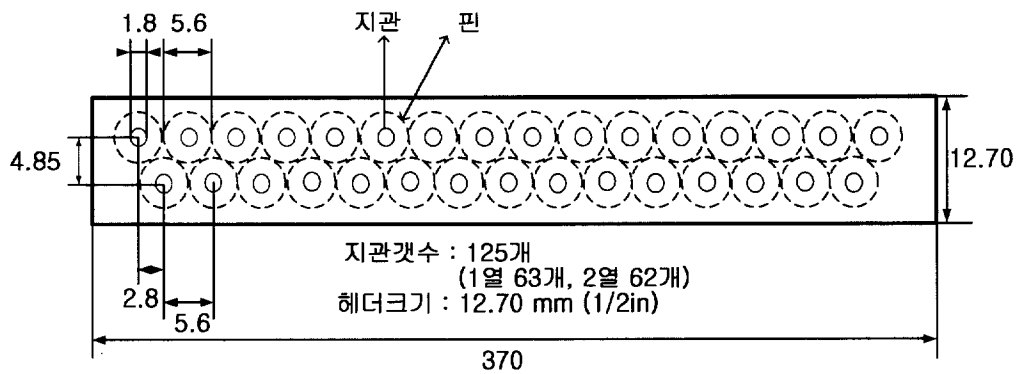


Fig. 2 Schematic diagram of the multi-channel heat exchanger header

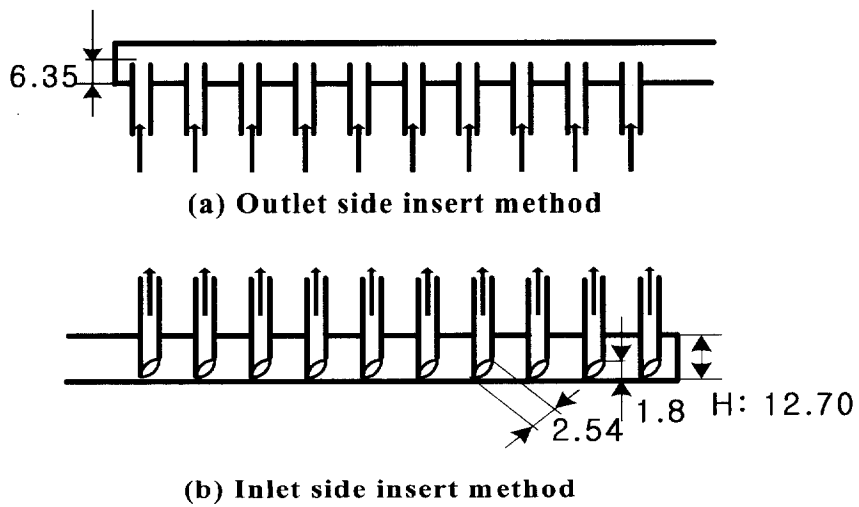


Fig. 3 Schematic diagram of the inserting method

2.1.1 전열면적 및 면적밀도 비교

실험에 들어가기에 앞서, 앞에서 설명한 스프링 흰 열교환기와 아래의 Photo 3과 같이 $\phi 5$ mm 흰&튜브형 열교환기, 선행 연구에서 연구되었던 직조식 열교환기들(Photo 4, 5, 6)과 전열면적, 면적밀도 등을 비교하여 Table 4에 요약 정리하였다. 스프링 흰 열교환기의 전열면적밀도(β)의 값이 각각 $1,879\text{m}^2/\text{m}^3$ 로서 흰&튜브형 열교환기 뿐만 아니라, 선행 연구였던 직조식 열교환기의 β 값 1522, 1477, 1331 m^2/m^3 보다 23%에서 최고 36%까지 향상되었다. 또한 $\phi 5$ mm 흰&튜브형 열교환기 보다 40% 나 향상되었다. 이러한 값들은 열교환기의 표면 전열면적밀도의 스펙트럼을 나타내고 있는 Fig. 4에서 확인할 수 있듯이 전열면적밀도(m^2/m^3) β 의 값이 모두 700 m^2/m^3 을 훨씬 넘어 Compact heat transfer area surfaces의 범위에 속하므로, 컴팩트 열교환기라고 할 수 있는 근거가 된다. 따라서, 본 연구에서 개발된 스프링 흰 열교환기는 컴팩트 열교환기의 범위에 속한다고 할 수 있다.

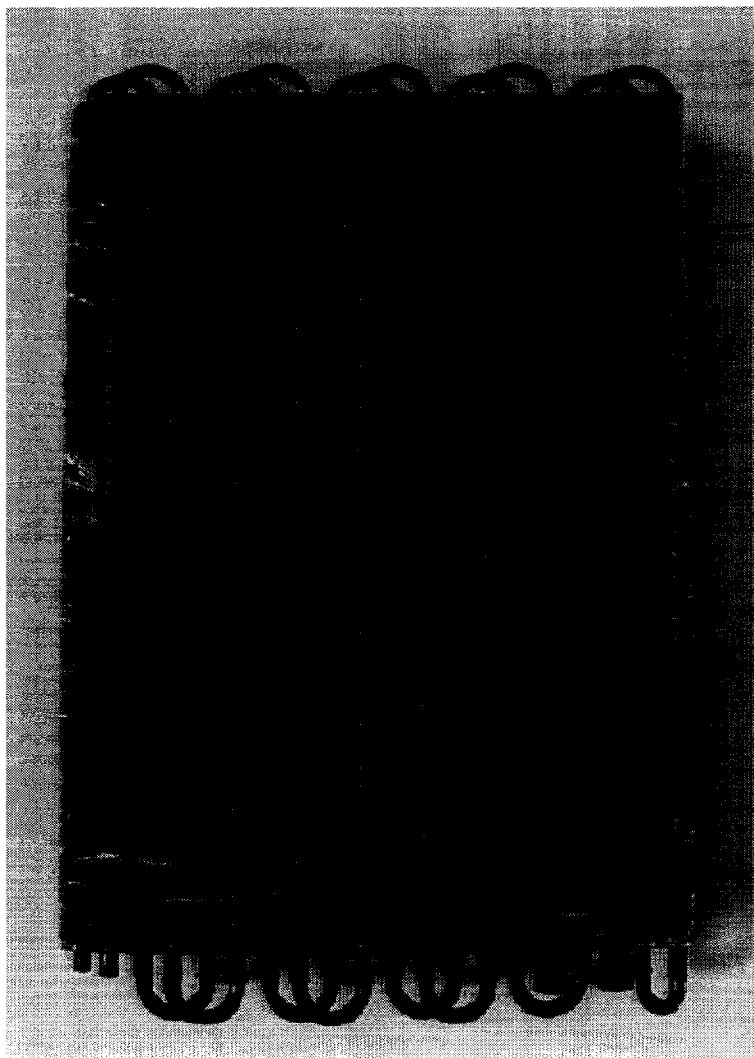


Photo 3 Photo of the fin&tube type heat exchanger (5 ϕ) [LG 전자]⁽²²⁾

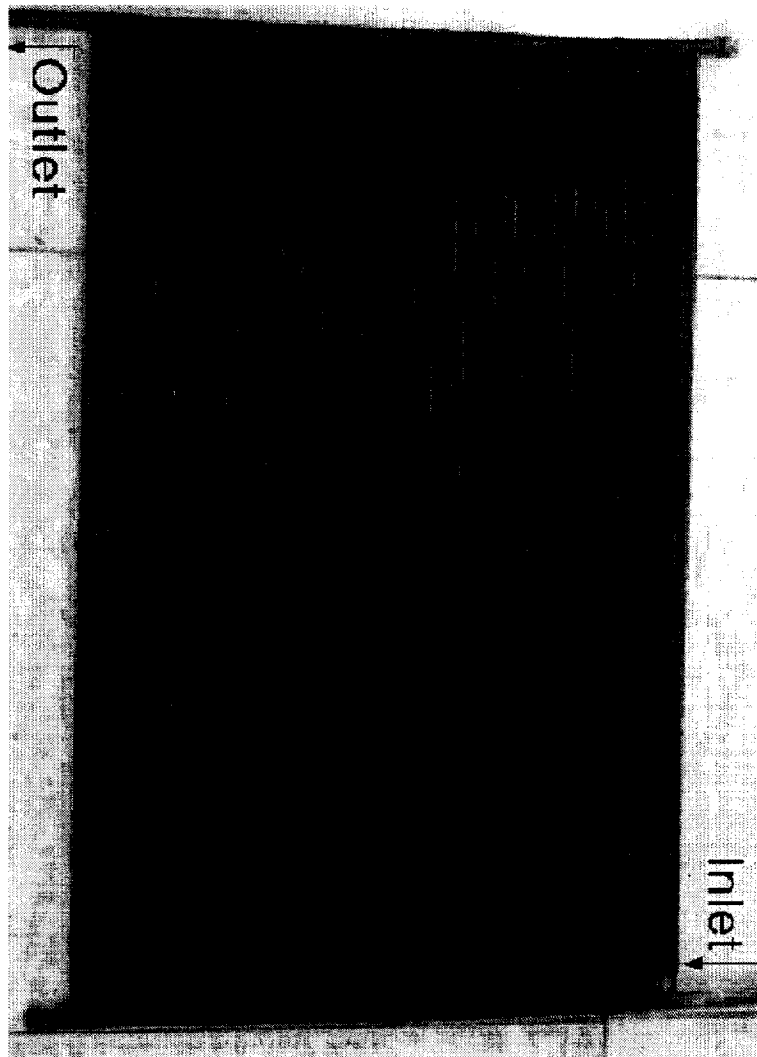


Photo 4 Photo of the wire woven heat exchanger (Cu line)⁽²²⁾

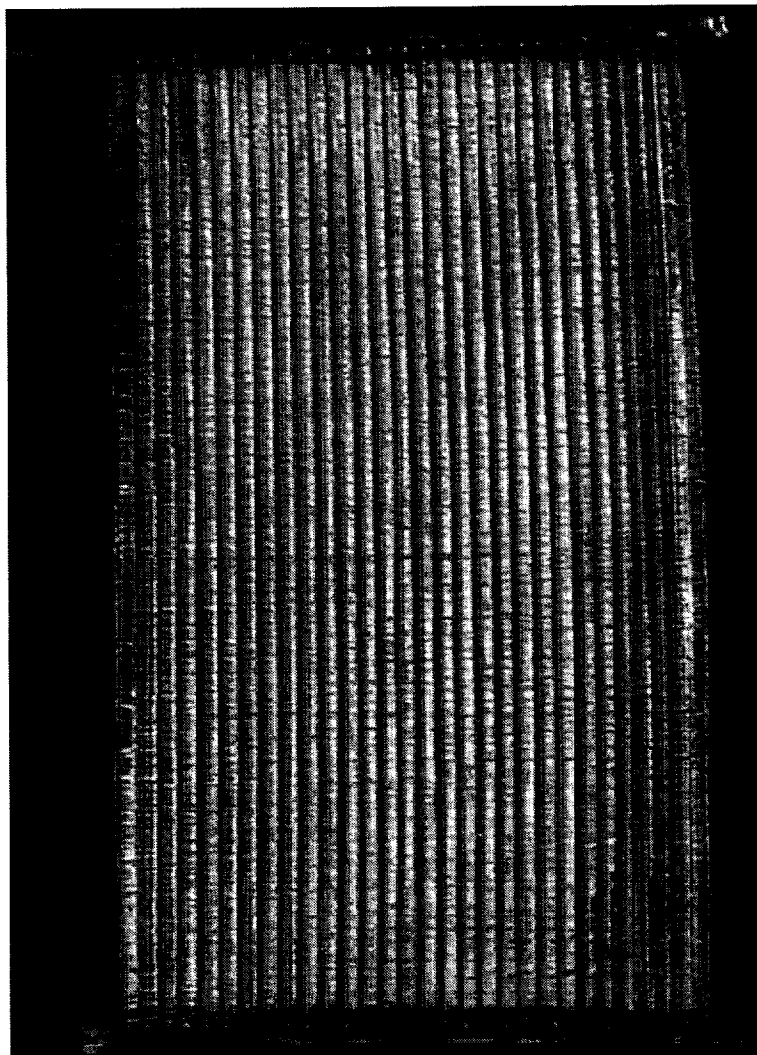


Photo 5 Photo of the wire woven heat exchanger (Al line)⁽²²⁾

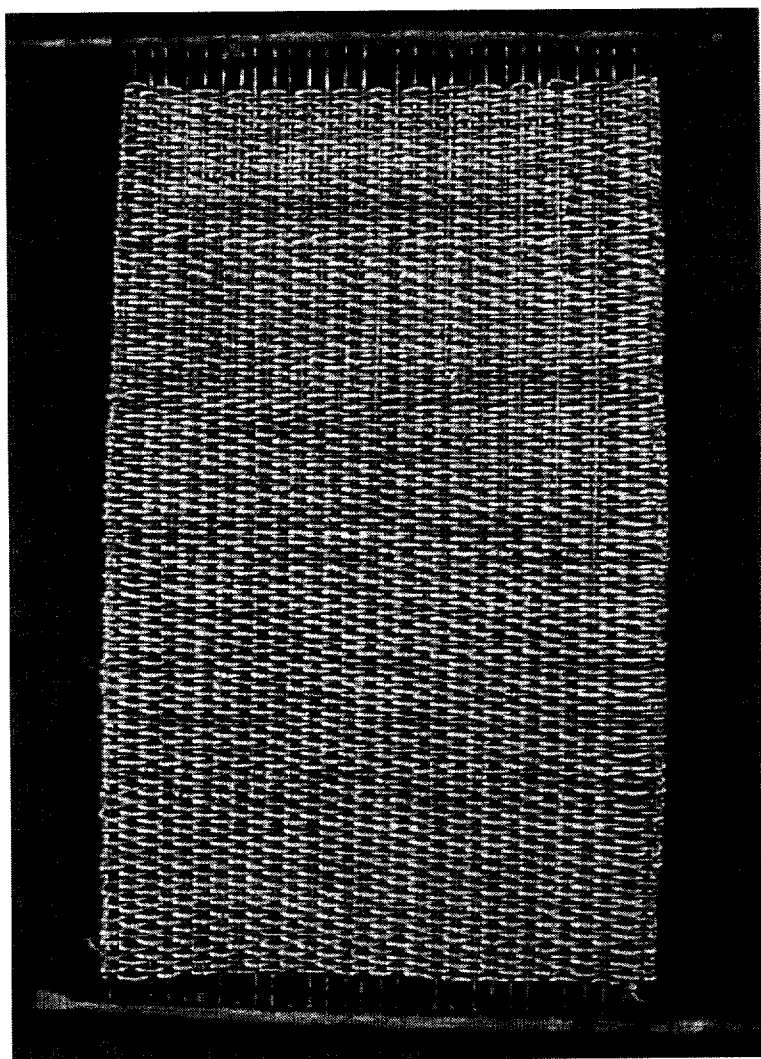


Photo 6 Photo of the spring wire woven heat exchanger⁽²²⁾

Table 2 Comparison between fin&tube type, the wire woven type and spring fin type with heat transfer surface

Type	size (L×H×t)	volume [m ³]	heat transfer surface [m ²]	heat transfer surface per same volume	heat transfer surface density [m ² /m ³]
fin&tube (5φ)	200×310×20	1.24×10^{-3}	1.657	1.000	1337
straight wire fin type (Cu wire)	370×295×2.7	0.589×10^{-3}	0.897	1.139	1522
straight wire fin type (Al wire)	295×150×2.8	0.124×10^{-3}	0.183	1.106	1477
spring wire fin type (Al wire)	295×150×5.6	0.248×10^{-3}	0.330	0.996	1331
spring fin type	250×352×10.45	0.9196×10^{-3}	1.7283	1.405	1879

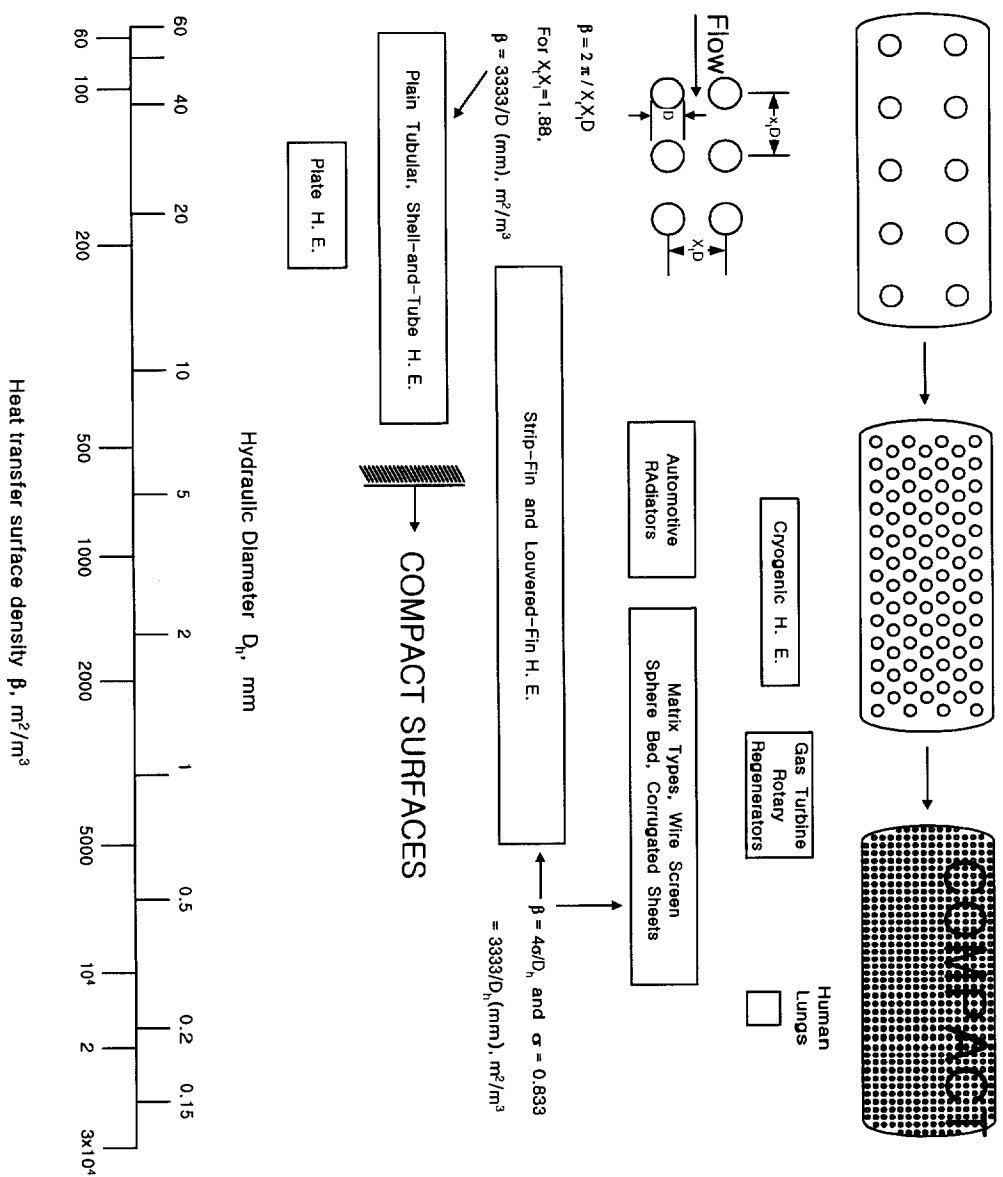


Fig. 4 Heat transfer surface density spectrum of exchanger surfaces⁽²²⁾

2.2 실험 장치의 구성

본 실험에 사용된 스프링 핀 컴팩트 열교환기의 압력강하 및 열전달 성능을 분석하기 위해 단관 테스트와 열교환기 테스트를 수행하였다. 본 실험에 사용된 장치의 개략도는 Fig. 5에 나타내었다.

실험 장치는 크게 온수 순환장치와 풍동 장치(wind-tunnel setup)로 구성된다. 온수 순환 장치는 항온조에서 일정 온도의 온수가 공급되면 스트레이너를 거쳐 전자 질량 유량계(Oval사, Mass Flow meter)를 통과한다. 그리고, 니들 밸브에서 일정 유량으로 조절된 후 스프링 핀 열교환기로 유입되고, 열교환기를 거친 온수는 다시 항온조로 재 순환하게 된다.

풍동 장치는 송풍기와 사각덕트로 구성된다. 공기는 스크린 매쉬 통과하면서 정류되어 유입된다. 테스트 섹션과 송풍기 사이에 플레이넘과 오리피스노즐 유량계를 설치 하였다. 열교환기의 전후에서 온도 및 압력을 측정할수 있도록 구성하였다. 사각 덕트는 가시화가 가능하도록 투명 아크릴로 제작하였다. 풍량은 인버터에 의한 Blower 회전수 및 출구측 댐퍼로 조절하였다. 실험 장치 개략도와 실제 사진은 Fig.5 와 Photo 7 과 같다.

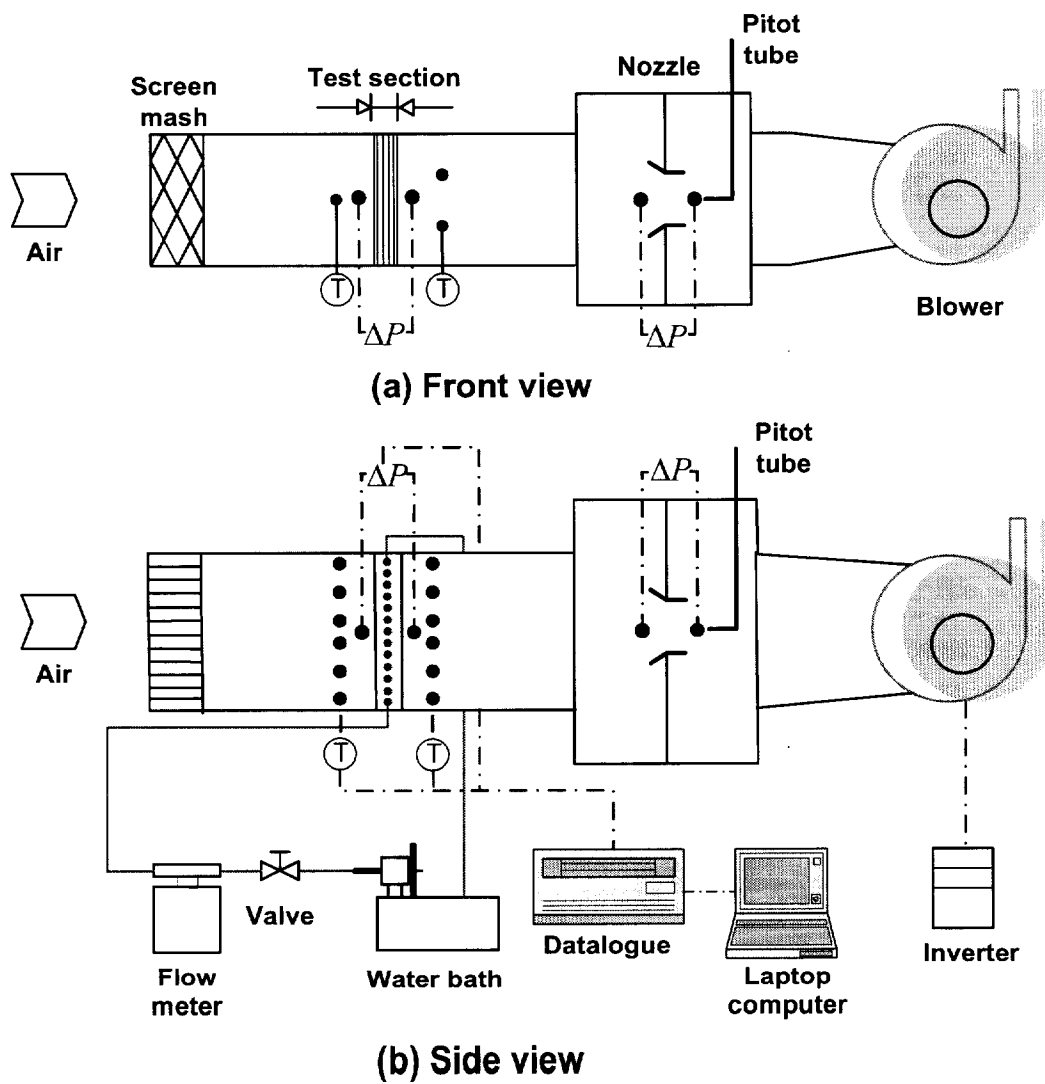


Fig. 5 Schematic diagram of the experimental apparatus

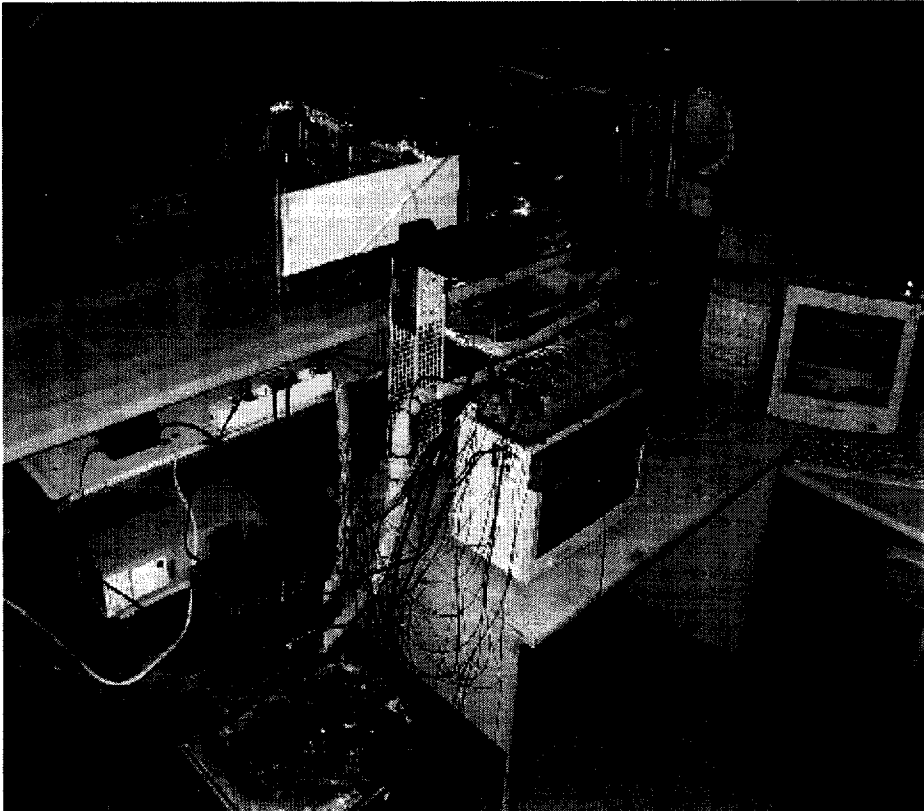


Photo 7 Photo of the experimental apparatus

2.3 실험 방법

1) 온도측정

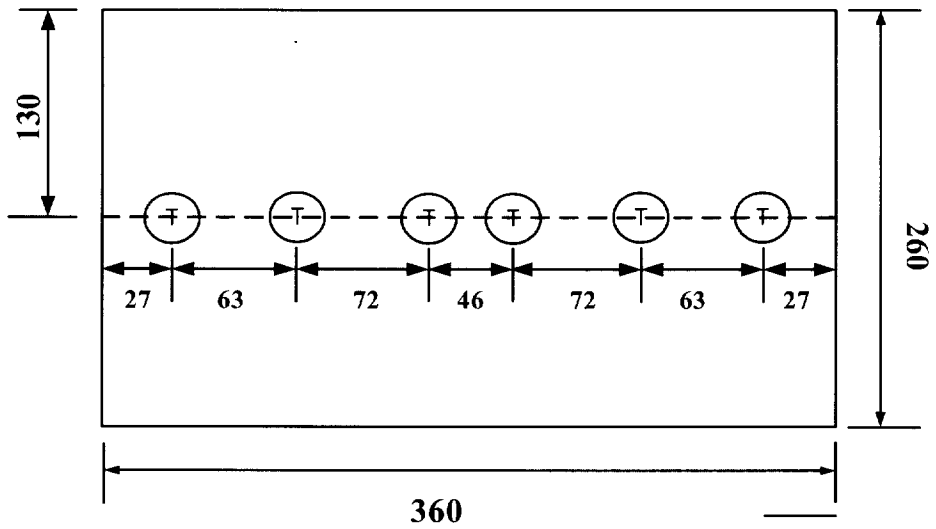
스프링 휠 열교환기 입·출구에 $\phi 0.25$ mm 피복형 T-type 열전대를 삽입하여 온수 온도를 측정하였으며, 입·출구 표면에 $\phi 0.25$ mm 인 T-type 열전대를 설치하여 표면 온도를 측정하였다. 그리고, 풍동 내부의 공기 온도를 측정하기 위하여 Fig. 7과 같이 열교환기 전후 30 mm 지점에, 입구쪽은 6지점에 열전대를 설치하였고, 출구 쪽은 12 지점에 열전대를 설치하였다. 측정된 데이터는 데이터 로그(DR-230, Yokogawa Co.)에 연결하여, RS-232C 통신을 통해 PC로 측정값을 받아들이도록 하였다. 온수 온도 및 입·출구 온도가 일정하게 유지되는 정상상태에서 측정하였으며, 그 평균치를 실험정리에 사용하였다.

2) 압력측정

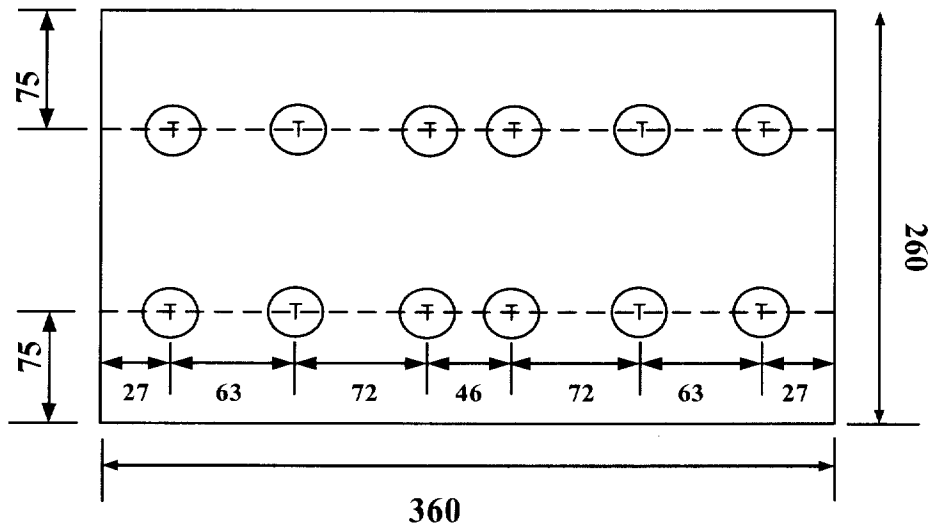
공기측의 압력강하를 측정하기 위하여 열교환기 전후에 경사형 마노미터를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 그리고, 스프링 휠 컴팩트 열교환기의 온수측 압력강하를 측정하기 위하여 열교환기의 입·출구에 차압계(DRUCK사 PMP4170)를 설치하여 그 차압을 구하였다.

3) 풍속측정

풍동 장치의 입구측 풍속을 균일하게 하기 위하여 스크린 매쉬를 설치하였고, 열교환기의 후측 600 mm 에 설치된 플레이넘, 노즐과 피토투브를 이용하여 풍속을 측정하였다. 노즐 유량계는 내경이 70mm로서 ASHRAE Standard의 규격에 따라 제작 되었다.



(a) Inlet



(b) Outlet

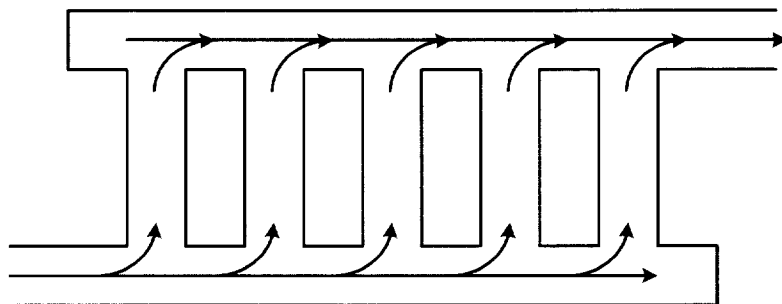
Fig. 7 Measuring point of Temperature [Unit : mm]

4) 실험 조건

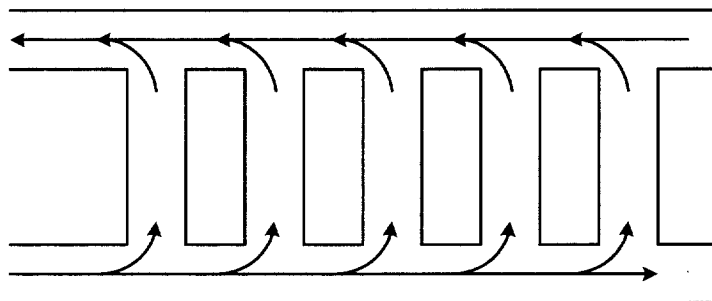
실험은 단관 실험과 열교환기 단품 테스트를 하였으며, 실험조건은 Table 3 과 같다. 단관 실험에서는 입구 공기의 풍속은 0.5 ~ 2.5 m/s 내에서 0.5 m/s 단위로 변화시켜가면서 측정하였으며, 열교환기 실험에서는 0.5 ~ 2.0 m/s 까지 0.5m/s 단위로 변화시켜 가면서 측정하였다. 입구공기의 온도는 단관 실험에서는 24(± 0.5) $^{\circ}\text{C}$, 열교환기 실험에서는 20(± 0.5) $^{\circ}\text{C}$ 가 되도록 유지하였다. 온수 온도는 75(± 0.5) $^{\circ}\text{C}$ 사용하였다. 열교환기 실험에서는 헤더 내부 유로 방향에 따라 Parallel flow 와 Reverse flow 두 경우에 대하여 실험을 수행하였다. Parallel flow 와 Reverse flow는 Fig. 8 에 나타낸 바와 같이 정의 하였다.

Table 3 Test condition

	Single Tube	Heat Exchanger
Air velocity [m/s]	0.5 ~ 2.5	0.5 ~ 2.0
Inlet air temperature [$^{\circ}\text{C}$]	24(± 0.5)	20(± 0.5)
Inlet Water temperature [$^{\circ}\text{C}$]	75(± 0.5)	
Inlet Water mass flux[kg/m ² s]	200, 400, 600, 800	50, 100, 150, 200



(a) Parallel flow



(b) Reverse flow

Fig. 8 Classification of header flow direction

5) 데이터 정리

시험부의 공기측과 물측의 전열량은 다음과 같이 식 (3-1) 과 식 (3-2)로 나타내어지며 공기측 열전달계수를 계산하기 위하여 식(3-3)과 같이 공기측과 물측 열전달량의 산술 평균값을 사용하였다.

$$Q_{air} = G \cdot C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (3-1)$$

$$Q_{water} = G \cdot C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (3-2)$$

$$Q = (Q_a + Q_w) / 2 \quad (3-3)$$

열전달 성능을 해석하기 위한 총괄열전달 계수는 다음 식 (3-4)로 나타 내 어진다.

$$U = \frac{Q}{A \times \Delta T_{lm}} \quad (3-4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3-5)$$

열교환기 지관의 내부 유동이 완전 발달된 층류 유동인 경우, 균일 열유속 조건에 한하여 식 (3-6)을 사용할수 있으며, 식 (3-6)과 (3-4)에서 공기측 열 전달 계수 h_{air} 를 구할 수 있다.

$$Nu = \frac{h_w D_h}{k} = 4.36 \quad (3-6)$$

스프링 환 열교환기의 실험에서 풍동 내부의 입구 측에서 공급되는 풍량의

변화에 대한 공기측 Reynolds 수는 식(3-7)과 같이 정의된다. 여기서 열교환기의 수력직경(D_h)은 공기가 유동하는 최소자유유동면적($A_c = A_{\min}$, minimum free flow area)을 기준으로 식(3-8)에 의해 구할 수 있다.

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (3-7)$$

$$D_h = \frac{4A_c L}{A} \quad (3-8)$$

V 는 실효속, A 는 공기측의 전체 전열면적, L 은 열교환기의 유동방향 길이를 나타낸다. 그리고, Colburn j factor와 열교환기 전후의 압력강하(ΔP)로부터 Fanning의 friction factor는 각각 식(3-9), 식(3-10)으로 계산하였다.

$$j = \frac{h_a}{G_a c_{pa}} \text{Pr}^{2/3} \quad (3-9)$$

$$f = \frac{\Delta P D_h}{\rho V^2 / 2} \quad (3-10)$$

제 3 장 실험 결과 및 고찰

3.1 단관 실험 결과

열교환기 실험에 앞서 기초 데이터를 확보를 위한 단관 실험이 선행되었다.

물측과 공기측의 heat balance는 Fig. 9 에 나타난 바와 같이 $\pm 7\%$ 이내에 잘 일치하고 있음을 보여 주고 있다.

Fig. 10 은 전면 풍속에 대한 열전달량을 나타낸 것이다. Fig. 11 은 질량 유속이 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일때, 온수 온도 변화에 따른 열전달량을 나타낸 것이다. Fig. 12 에 전면 풍속 변화에 따른 총괄 열전달계수를 나타내었다. 전면 풍속이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하였으며, 헤더 단면적 기준 질량 유속이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하였다. 질량 유속 $800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 전면 풍속 2.5 m/s 일때 $96.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 최대 값을 보였다. 질량 유속이 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 증가될 때 총괄 열전달계수가 급격히 증가하였는데, 이는 지관 내부의 유동이 층류 유동에서 난류 유동으로 천이되어, 내부 열전달 계수가 향상되어 나타난 현상으로 생각된다.

Fig. 13 은 Colborn의 j-factor 와 Fanning의 f-factor를 레이놀드 수에 따라 나타내었다.

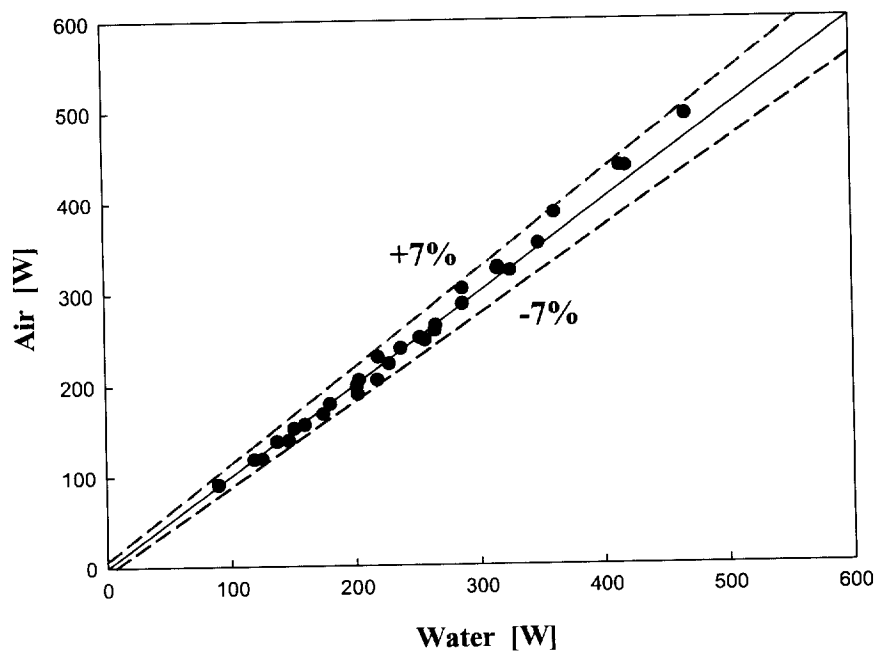


Fig. 9 Heat Balance between water and air

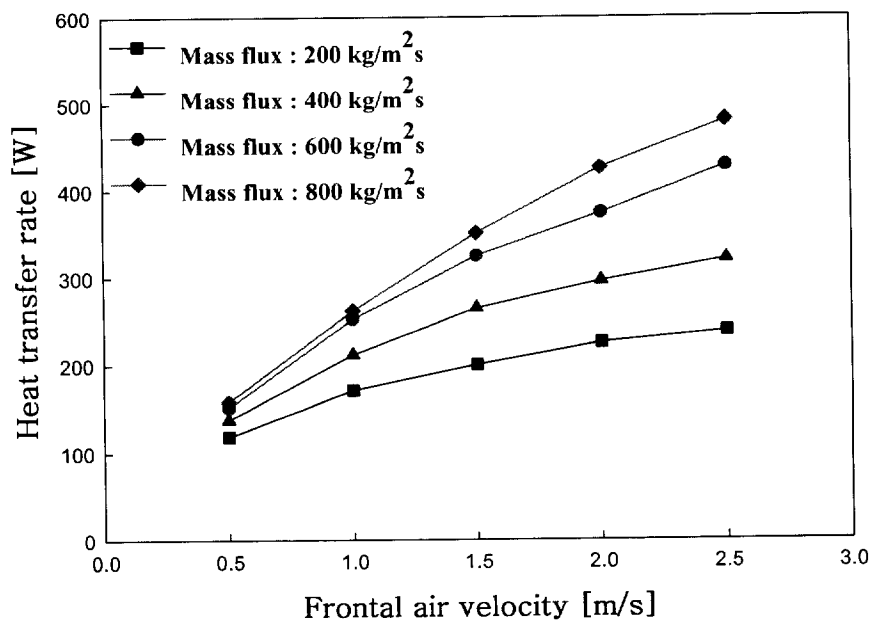


Fig. 10 Heat transfer rate on mass flux vs. Frontal air velocity

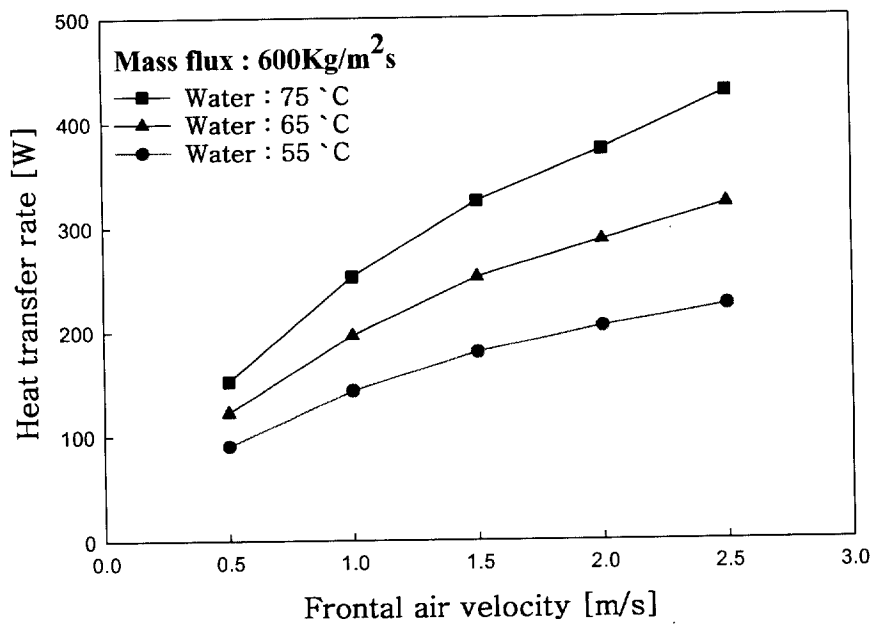


Fig. 11 Heat transfer rate no water temperature Frontal air velocity

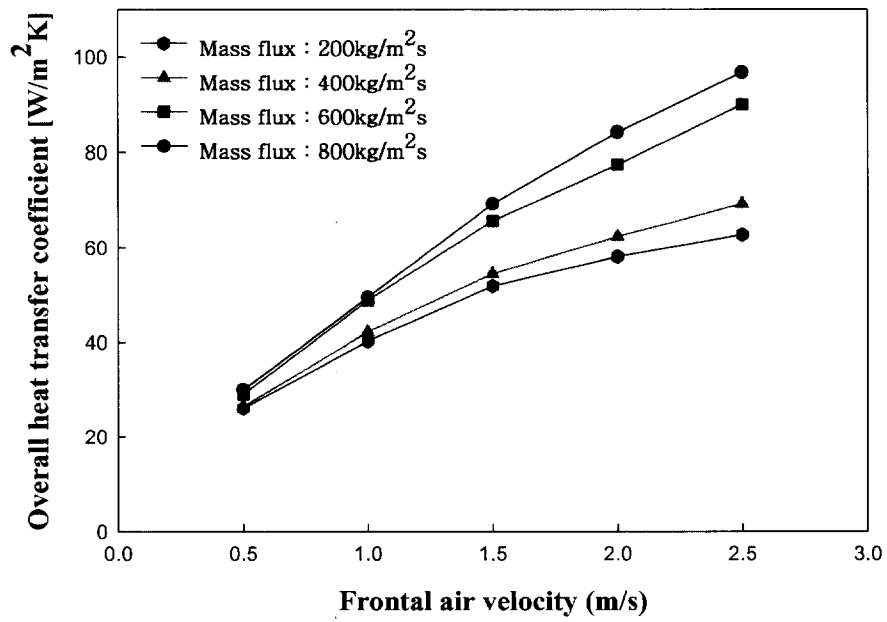


Fig. 12 Overall heat transfer coefficient vs. Frontal air velocity

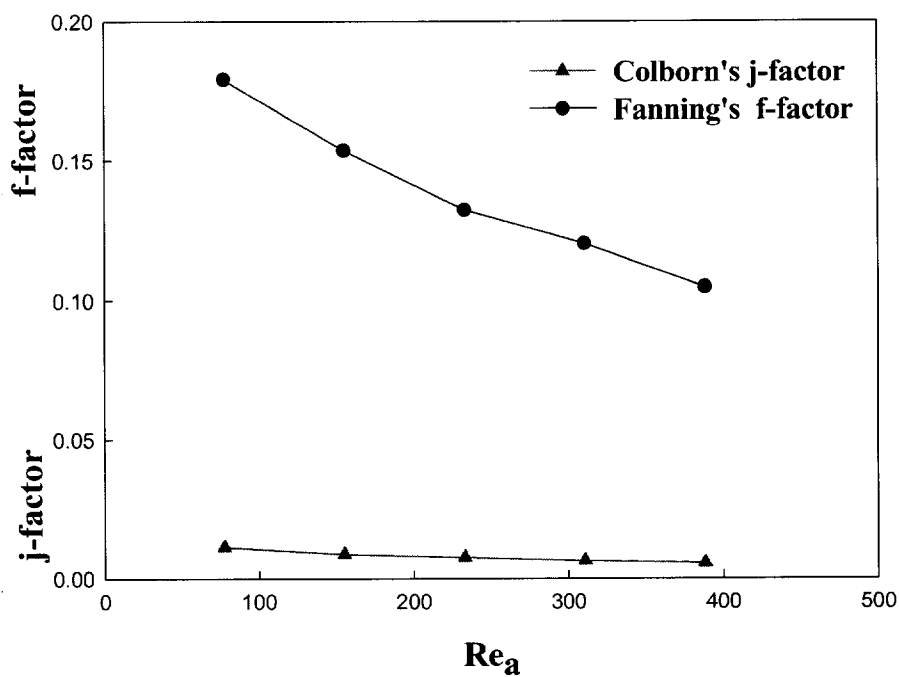


Fig. 13 Friction factor f and j factor vs. Reynolds number

3.2 열교환기 실험 결과

열교환기 실험은 유로 방향에 따라 Parallel flow 와 Reverse flow 두 가지 경우에 대하여 실험하였다.

물측과 공기측의 heat balance는 Parallel flow 와 Reverse flow 두가지의 경우 모두 Fig. 14 에 나타난 바와 같이 $\pm 7\%$ 이내에서 잘 일치하고 있음을 보여 주고 있다.

Fig.15 입구 풍속에 대한 열전달량을 보여 주고 있다. 전면 풍속이 증가할수록 열전달량은 증가하였으며, 헤더 단면적 기준 질량 유속이 증가할수록 역시 열전달량은 증가하였다. 일반적인 열교환기에서 Parallel flow가 Reverse flow 보다 열교환 성능이 좋은 것으로 알려져 있으나 스프링 환 열교환기에서는 그 차이가 경미하였다. Parallel flow 가 Reverse flow 보다 열교환 성능이 좋은 이유는 열교환기 내 모든 지관에서 차압이 균일하게 걸리기 때문에 분배가 좋아져서 열교환 성능이 좋게 나오는 것인데, 스프링 환 열교환기는 헤더에 지관을 유로 반대방향으로 45° 컷팅하여 헤더 하부까지 깊이 삽입한 형태로, 헤더에서 걸리는 차압이 지관에 걸리는 차압에 비해 상대적으로 크기 때문에 흐름의 방향에따른 차압의 영향을 덜 받은 것으로 사려된다.

Fig. 16 은 총괄 열전달 계수를 나타낸 그래프이다. 열전달량이 Parallel flow 와 Reverse flow 가 거의 차이를 보이지 않았기 때문에 총괄 열전달 계수도 거의 같은 경향을 보이고 있다. 질량 유속이 $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 넘어가는 부분에서 다른 곳에 비해 상대적으로 총괄 열전달 계수가 증가하였는데 이는 헤더에서의 유동이 층류 유동에서 난류 유동으로 천이 되면서 내부 열전달 계수가 증가하여 이런 경향을 보인 것으로 사려 된다.

Fig. 17 은 헤더 입·출구에서 측정한 물측 압력 강하 값이다. 열전달량 비

교 그래프에서 언급하였듯이, Parallel flow 와 Reverse flow의 물출 압력 강하 값이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 압력 강하 값이 비슷하기 때문에 유량 분배가 Parallel flow 나 Reverse flow 가 거의 비슷하게 이루어져 열전달량이나 총괄 열전달계수에서 차이가 경미한 것으로 사려 된다

Fig.18 과 Fig. 19 는 공기측 Reynolds number에 대하여 Colburn 의 j -factor 와 Fanning 의 f -factor를 나타낸 것이다.

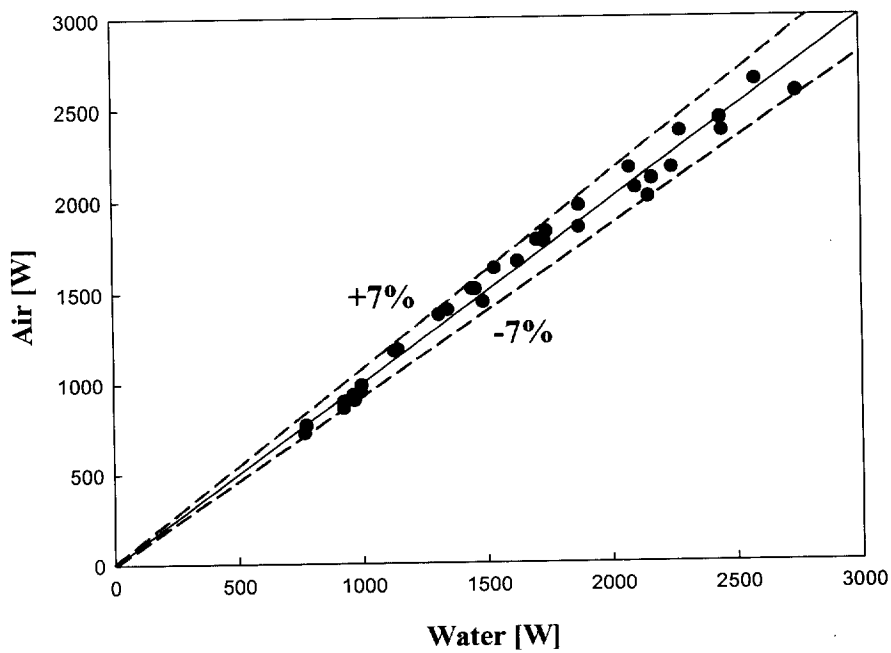


Fig. 14 Heat Balance between water and air

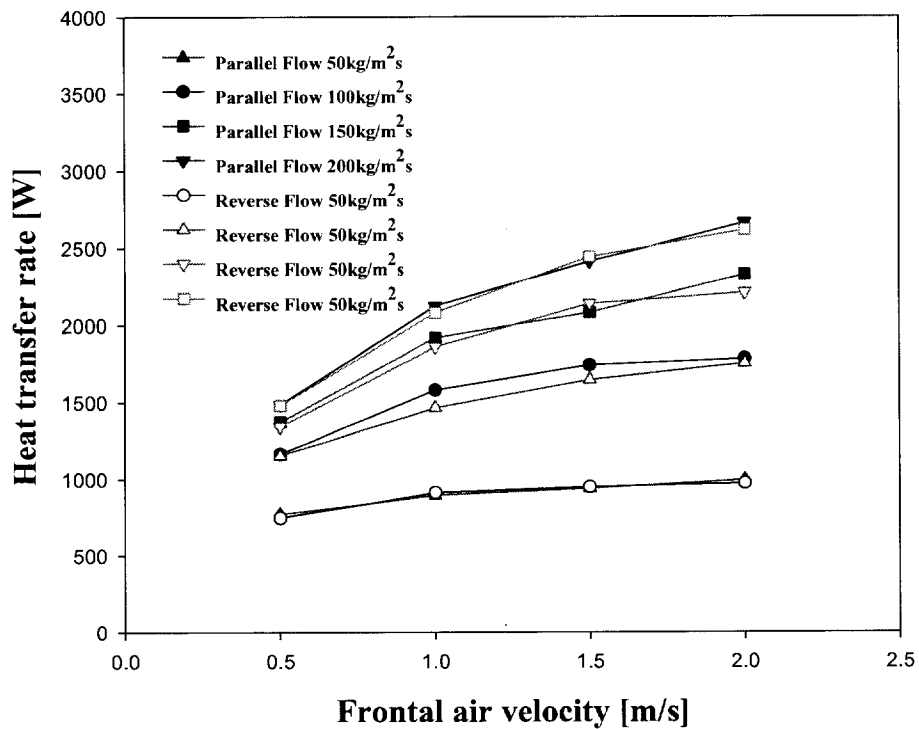


fig 15. Heat transfer rate on mass flux vs. Frontal air velocity

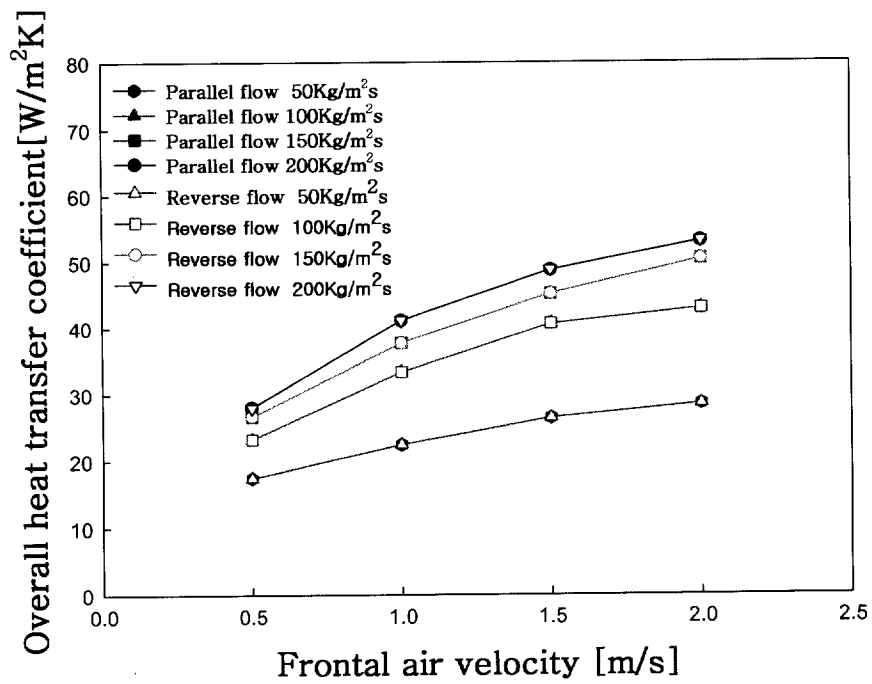


Fig. 16 Overall heat transfer coefficient vs. Frontal air velocity

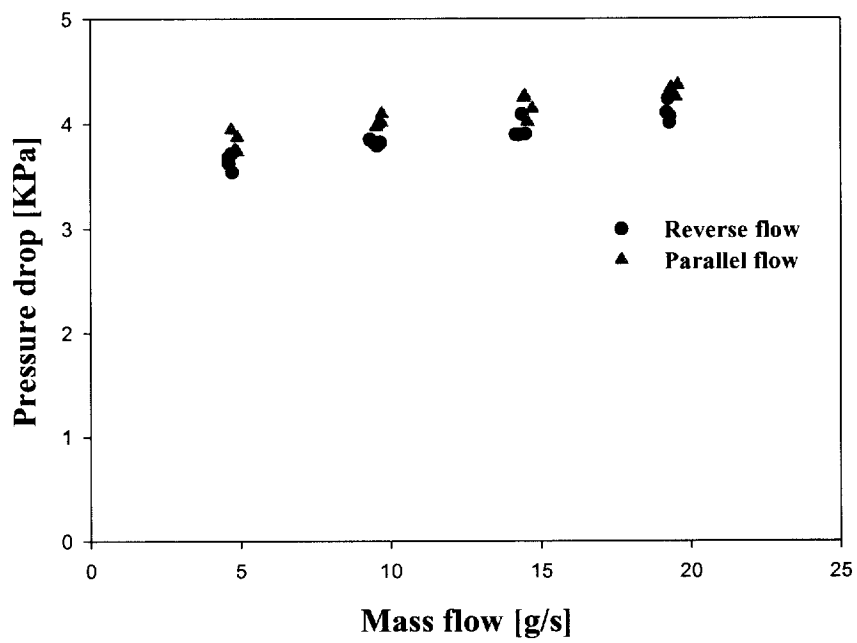


Fig. 17 Variations of water side pressure drop with mass flow rate

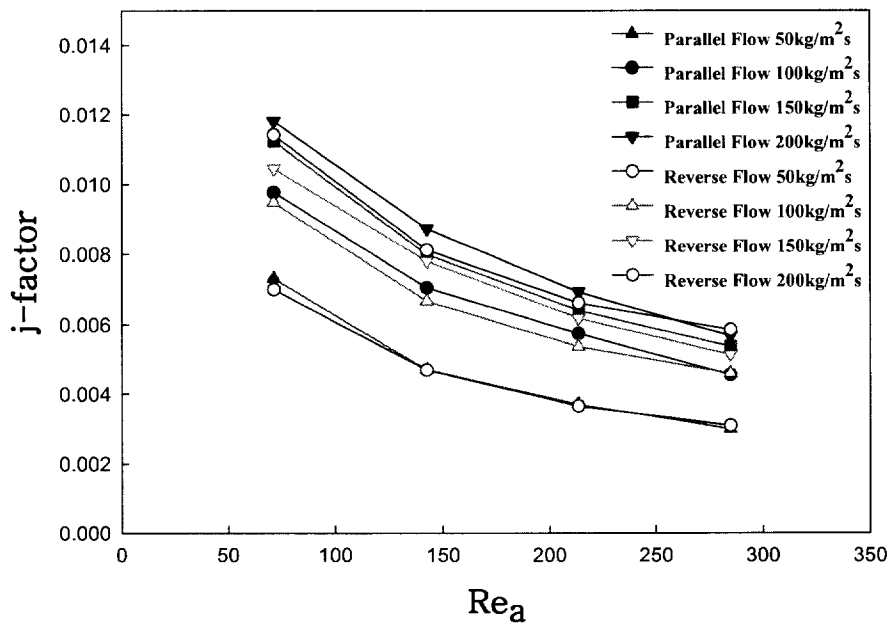


Fig. 18 J-factor vs. Reynolds number

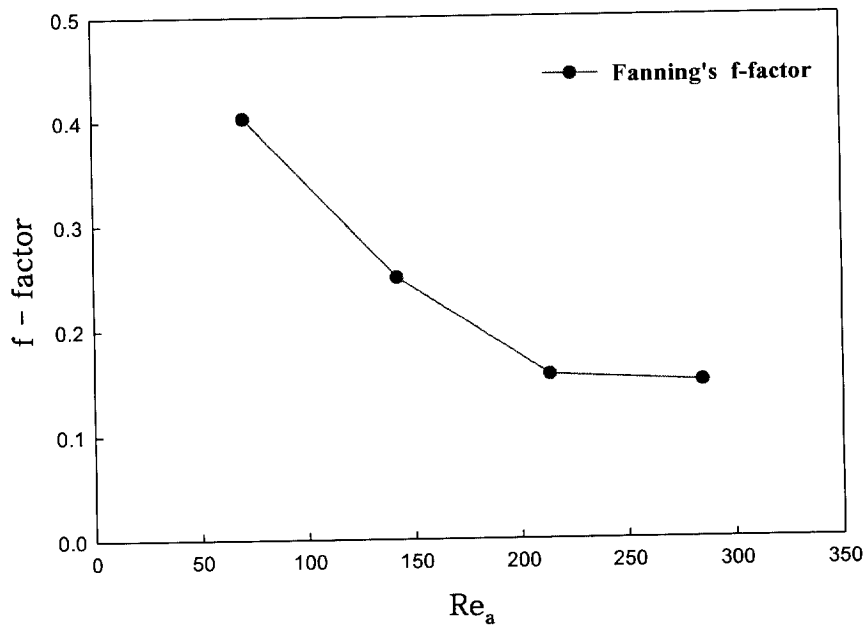


Fig. 19 Friction factor f vs. Reynolds number

제 4 장 결 론

세관에 적합한 새로운 형상의 편인 스프링 환을 제안하고, 단관 및 다관분지형 스프링 환 열교환기를 제작하여 그 압력손실, 열전달 특성 그리고 그 적용성에 대한 실험결과, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1. 단관의 경우 전면 풍속이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하였으며, 또한 헤더 단면적 기준 질량 유속이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하였다.

2. 질량 유속 $800 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 전면 풍속 2.5 m/s 일 때, 열전달량은 480 W , 총괄 열전달계수는 $96.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 최대 값을 보였다. 질량 유속이 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 넘어가는 부분에서 총괄 열전달계수의 값의 차이가 다른 구간에 비해 확연한데, 이것은 지관 내부의 유동이 층류 유동에서 난류 유동으로 천이되어, 내부 열전달 계수가 향상되어 나타난 현상으로 사려된다.

3. 열교환기에서는 전면 풍속이 증가할수록 열전달량은 증가하였으며, 또한 헤더 단면적 기준 질량 유속이 증가할수록 열전달량은 증가하였다.

4. Parallel flow 와 Reverse flow 에서의 열교환 성능 차이는 거의 나타나지 않았다. 일반적인 직교류 열교환기에서 Parallel flow 가 Reverse flow 보다 열교환 성능이 좋게 나타나는데, 이는 열교환기 내 모든 지관에서 차압이 균일하게 걸리기 때문에 분배가 좋아져서 열교환 성능이 좋게 나오는 것이다. 그러나 스프링 환 열교환기는 헤더에 지관을 유로 반대방향으로 45° 컷팅하여

헤더 하부까지 깊이 삽입한 형태로, 헤더에서 걸리는 차압이 지관에 걸리는 차압에 비해 상대적으로 크기 때문에 흐름의 방향에 따른 유량 불균등 분배의 영향을 덜 받은 것으로 사려된다.

5. 질량 유속이 $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 넘어가는 부분에서 다른 곳에 비해 상대적으로 총괄 열전달 계수가 증가하였는데 이는 헤더에서의 유동이 층류 유동에서 난류 유동으로 천이 되면서 내부 열전달 계수가 증가하여 이런 경향을 보인 것으로 사려된다.

6. Parallel flow 와 Reverse flow의 물측 압력 강하 값이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 압력 강하 값이 비슷하기 때문에 유량 분배가 Parallel flow 나 Reverse flow 가 거의 비슷하게 이루어져 열전달량이나 총괄 열전달계수에서 차이가 경미한 것으로 사려된다.

7. 면적 밀도면에서 5ϕ 흰&튜브형 열교환기 보다 40%, 선행 연구였던 직조식 보다 최고 36% 향상되었으며, 총괄열전달계수 $U_{\text{스프링 흰}} = 53.14 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 5ϕ 흰&튜브형 열교환기의 총괄열전달계수 $U_{5\phi} = 42.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ 보다 23% 향상된 것으로 나타났다.

8. 스프링 흰 열교환기의 단품 테스트 결과, 높은 면적 밀도와 높은 총괄 열전달계수 값으로, 열교환기의 컴팩트화 및 고성능화가 가능하며, 세관을 전열관으로 사용할 경우 스프링 흰이 흰으로서 적합함을 알수 있었다.

참 고 문 헌

1. Chaobin DANG, Hirofumi DAIGUJI, Eiji HIHARA, Masahide TOKUNAGA, "Finned Small Diameter Tube Heat Exchanger", Trans. of the JSRAE, Vol.18, No.2, pp.143~151, 2001.
2. Mishima K., Hibiki T. and Nishihara H., "Some Characteristics of Gas-liquid Flow in Narrow Rectangular Ducts," Int. J. Multiphase Flow, Vol. 19, No. 1, pp. 115~124, 1993.
3. Jong-Soo Kim, Masafumi Katsuta, "Development of High Performance Heat Exchanger for CFC Alternative Refrigerants", Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 273~283, 1995.
4. 吉田英生, 越後豪三, "微細寸法の活用-極細管熱交換機中心に," 伝熱研究, Vol. 32, No. 127, 1994.
5. 吳田昌俊, 小林利行, 三島嘉一郎, 西原英晃, "小口径円管内強制流動液単相流および沸騰二相流の壓力損失と熱傳達," 日本機械學會論文集(B編), 63卷, 615号, pp. 3706~3714. 1997.
6. H. K. Oh, J. W. Hong, "Condensing heat transfer characteristics of alternative refrigerants in small diameter tubes", Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 396~402, 1999.
7. Wilmarth T. and Ishii M., "Two-Phase Flow Regimes in Narrow Rectangular Vertical and Horizontal Channels," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, No. 12, pp. 1749~1758, 1994.
8. 三島嘉一郎, 日引俊, "細管内空氣-水二相流の流動特性に及ぼす管内徑の影響," 日本機械學會論文集(B編), 61卷, 589号, pp. 3197~3204, 1995.

9. Davis M. R. and Fungtamasan B., "Two-Phase Flow Trough Pipe Branch Junctions," Int. J. Multiphase Flow, Vol. 16, No. 5, pp. 799~817, 1990.
10. 江崎秀司, 深野徹, "水平な多分岐管への偏流に関する研究," 日本機械學會論文集(B編), 61巻, 589号, pp. 3130~3136, 1995.
11. Honggi Cho, Keumnam Cho, Baek Youn, Young-Saeng Kim, "Flow distribution and phase separation in micro-channel evaporator with horizontal and vertical headers", Proceedings of the SAREK 2002 Summer Annual Conference, Vol. 1, pp. 207~212, 2002.
12. B. Youn, "Flow and heat transfer characteristics of cross-flow fin-tube heat exchanger", Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 232~242, 1998.
13. Ju-Won Kim, "Study on Heat Transfer and Pressure Drop of Helically Coiled Evaporator with Small Diameter Tubes", Pukyong National University Doctoral Dissertation, 2002.
14. Eckels, P. W., "Contact conductance of mechanically expanded plate finned tube heat exchangers", ASME Paper, No. 77-HT-24, 1977.
15. M. W. Wambsganss, D. M. France, J. A. Jendrzejczyk, T. N. Tran, "Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube", J. Heat Transfer, Vol. 115, pp. 963~972, 1993.
16. K. MISHIMA and T. HIBIKI, "SOME CHARACTERISTICS OF AIR-WATER TWO-PHASE FLOW IN SMALL DIAMETER VERTICAL TUBES", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 22, No. 4, pp. 703~712, 1996.
17. S. Lin, P. A. Kew, K. Cornwell, "Two-phase heat transfer to a

refrigerant in a 1 mm diameter tube", Int. J. Refrigeration, Vol. 24, No. 1, pp. 51~56, 2001.

18. N. H. Kim, J. P. Cho, J. O. Kim, M. H. Kim, J. H. Yun, "Experimentas on R-22 condensation heat transfer in small diameter tubes", Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 3, pp. 271~281, 1998.

19. Junhyeon Hwang, Lin Yun and Yongchan Kim, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R-22 and R-410A in Small Sized Micro-Fin Tubes", Transactions of the KSME B, Vol. 25, No. 7, pp. 981~988, 2001.

20. S. K. Oh, D. H. Jin, D. Y. Jang, S. Y. Oh, K. S. Cho, "A development of a small bore tube heat exchanger", Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, Vol. 2, pp. 608~611, 2001.

21. Ju Won Kim, Jeong Hun Kim, Seok Ki Seo, Jeung Hoon Kim and Jong Soo Kim, "Characteristics of Heat Transfer and Pressure Drop of R-22 Inside an Evaporating Tube with Small Diameter Helical Coil", Transactions of the KSME B, Vol. 24, No. 5, pp. 699~708, 2000.

22. 최성호, "A study on the wire woven heat exchanger using small diameter tubes" 부경대학교 석사 논문, 2003

23. Jong Soo Kim, Yong Bin Im, Jae Hong Kim and Ki Taek Lee, "Two-phase Flow Distribution in a Compact Heat Exchanger Header" , First International Conference on Microchannels and Minichannels, pp. 513~518, 2003.

감사의 글

시간은 유수와 같다고 하던 옛 선인들의 말씀처럼, 입학한지가 엇그제 같은데, 벌써 2년의 결실을 마무리해야 하는 자리에까지 오게 되었습니다. 석사과정을 통해 공부뿐만 아니라 인격적으로도 더욱 성숙할 수 있었던 시간이 아니었나 싶습니다. 혼자만의 힘으로 지금까지 올 수 없었던 것을 잘 알고 있기에, 제 곁에서 힘이 되어주시고 충고를 아끼지 않으셨던 분들께 진심으로 머리 숙여 감사 드리며, 이 논문을 바칩니다.

본 논문이 결실을 맺을 때까지 항상 옆에서 세심한 지도와 따끔한 조언을 아끼지 않으셨던 김종수 교수님의 은혜에 진심으로 감사를 드립니다. 항상 새로운 연구를 추구하셨던 모습 마음속 깊이 간직하겠습니다. 그리고, 바쁘신 가운데도 논문이 완성될 수 있도록 지도 심사해주시고 학문적인 조언 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김영수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사 드립니다.

실험과 프로젝트를 진행하는데 많은 도움을 주셨고 연구실을 위해 작은 일까지 신경 써주셨던 용빈이형, 그리고 언제나 동생처럼 걱정해주시고 여러 가지 조언을 아끼지 않으셨던 수정이누나, 좋은 자료도 추천해주시고 연구에 대해 매우 열성적인 모습을 보여주셨던 상훈이형, 정말 감사합니다. 졸업하셨지만 같이 생활하면서 실험에 대해 많이 가르쳐 주셨고, 대학원 연구에 밑거름이 될 수 있도록 도움을 주신 성호형, 원호형, 재홍이형, 영수형, 정말 고맙습니다.

항상 함께 했고 그리고 앞으로도 함께 할 동기 내수, 태훈. 정용, 정원에게도 감사의 말을 전합니다. 상조, 태진, 성호, 동환, 우석에게도 감사의 말을 전합니다.

오늘날 저를 이 자리에 있을 수 있게 해주시고, 항상 저를 믿어주시고 끝없는 사랑과 희생으로 뒷바라지 해주셨던 아버지와 어머니께 감사의 마음과 함께 이 작은 결실을 바칩니다. 그리고, 마음 편히 공부할 수 있도록 해준 동생 상호, 진호에게도 고마운 마음 전합니다. 앞으로 열심히 노력해서 부모님과 동생들의 은혜에 조금씩이나마 보답해 나가도록 하겠습니다.

마지막으로 저를 도와주신 모든 분들에게 한번 더 머리 숙여 감사드립니다.

2004년 12월