

## 분산형 소형 연료전지용 1KW급 열교환기 설계

이택홍<sup>1†</sup> · 박태성<sup>1\*</sup> · 김태완<sup>1</sup> · 노재현<sup>1</sup> · 강영진<sup>2</sup>

<sup>1</sup>호서대학교 화학공학과, <sup>2</sup>호서대학교 안전공학과

### Heat Exchanger Design For The Individually Allocated Fuel Cell For 1kw Power generation

TAECK HONG LEE<sup>1†</sup>, TAE SEONG PARK<sup>1\*</sup>, TAE WAN KIM<sup>1</sup>, JAE HYUN NOH<sup>1</sup>, YOUNG JIN KANG<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Chemical Engineering, Hoseo University, Chungcheongnam-do Asan-si, Baebang-up Hoseo-ro, 79-gil, 20

<sup>2</sup>Department of Safety Engineering, Hoseo University, Chungcheongnam-do Asan-si, Baebang-up Hoseo-ro, 79-gil, 20

**Abstract** >> Our lab designs a heat exchangers for hydrogen gas. Coolant is water, thus it is very difficult to determine heat transfer parameters in this gas-liquid system. Repeated experiments gives overdesign value 6.06%, overall heat transfer coefficient 36.32 (kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C) for Hydrogen. Theoretically determined overall heat transfer coefficient is 38.44 (kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C). Our lab simulated this system and overdesign 30.4% shows good match with this experiment by HTRI. These parameters are in same range with literature.

**Key words** : Heat Exchanger(열교환기), Shell & Tube(원통다관형), Overall heat transfer coefficient(총괄열전달 계수), Area(전열면적), Design(설계), Fuel Cell(연료전지), Hydrogen Production(수소 생산)

#### Nomenclature

A : Area, m<sup>2</sup>  
ρ : Density, kg/m<sup>3</sup>  
c<sub>p</sub> : Specific heat, kcal/kg °C  
μ : Viscosity, kg/m hr  
 $\bar{V}$  : Velocity, m/s  
L : Length, mm  
Q : Heat, kcal/hr  
k : Thermal conductivity, kcal/m hr °C  
U : Overall heat transfer coefficient, kcal/m<sup>2</sup> hr °C  
T : Temperature, °C

#### Subscripts

ID : inner diameter  
H<sub>2</sub> : Hydrogen  
H<sub>2</sub>O : Water  
h<sub>s</sub> : Heat transfer coefficient for shell  
h<sub>t</sub> : Heat transfer coefficient for tube  
T<sub>lm</sub> : Logarithmic mean temperature difference  
T<sub>1</sub> : Temperature of hot flow inlet  
T<sub>2</sub> : Temperature of cold flow outlet  
t<sub>1</sub> : Temperature of hot flow inlet  
t<sub>2</sub> : Temperature of cold flow outlet  
Re : Reynold number  
Pt : Prantl number  
LMTD : Log mean temperature difference  
EMTD : Effective Overall Temperature Difference

<sup>†</sup>Corresponding author : taeklee@hoseo.edu

[ 접수일 : 2014.1.28 수정일 : 2014.2.25 게재확정일 : 2014.2.28 ]

Copyright © 2014 KHNES

## 1. 서 론

수소에너지는 약100여년 전부터 관심을 받아 왔으며 최근 지속되는 유가의 급격한 상승과 화석연료의 사용으로 인한 지구 온난화 문제 등이 대두되면서 화석연료를 대체할 수 있는 대체 에너지원이자 온실가스를 만들지 않는 수소에너지의 상용화를 위하여 노력하고 있으며 수소를 연료로 사용하는 연료전지는 미래 수소에너지 사회로 진입하기 위한 필수 요소 중 하나이다<sup>1)</sup>.

현재 연료전지의 기술개발은 일본, 독일, 캐나다, 미국 등 선진국들에 의해 경쟁적으로 상업화되고 있으며 일본은 가장먼저 연료전지를 보급 및 상용화 하였고 기존제품보다 효율이 좋은 2세대 연료전지를 개발하고 있으며, 미국은 2003년부터 3~7KW급 연료전지를 개발 및 보급하고 있으며 캐나다와 독일은 이미 연료에너지 분야의 선두주자들로 실증 및 개발, 보급 사업을 지속적으로 벌이고 있다<sup>2-4)</sup>.

수소연료전지에 대한 국내연구는 오랜 기간 꾸준히 이루어져 대용량의 수소 연료전지를 플랜트 등에 사용하고 있으며 가정용 연료전지나 소규모의 연료전지도 2006년부터 2011년까지 모니터링 사업을 통하여 연료전지의 핵심 부품의 국산화, 내구성 증진등의 실증에 관한 연구를 진행 하였다. 또한 2010년부터 시작된 그린홈 100만호 사업을 통해 1KW급 연료전지의 보급을 진행하고 있다<sup>4,5)</sup>.

연료전지의 보급은 발전회사가 연간 전력 생산량의 일정량을 의무적으로 신재생에너지로 생산하여야 하는 신재생에너지 의무할당제 시행과 풍력, 태양열 등의 기존 신재생 에너지 사업이 어려워진 반면 연료전지는 제품의 국산화율 증가와 신재생에너지 의무할당제의 인센티브에 해당하는 가중치가 상향<sup>4)</sup>되면서 보급률과 시장 규모가 빠르게 성장 하고 있으며, 이에 따라 수소의 생산과 보급문제도 더욱 중요해 지고 있다.

본 연구에서는 수소 발생장치로부터 생산된 수소를 상온으로 냉각시켜 수소 연료전지에 공급하는 것을 목적으로 하며 열교환기의 설계를 위하여 HTRI (Heat

Transfer-Research inc) 프로그램을 사용 하였다.

열교환기는 고온 유체에서 저온 유체로 열을 이득시켜 두 유체 사이의 열교환을 목적으로 하는 장치이며, 가열, 냉각, 증발, 응축, 폐열회수를 목적으로 석유 화학, 화공 플랜트, 보일러, 냉방기 등 다양한 분야에서 사용 되어 지고 있다<sup>6)</sup>.

열교환기는 그 구조 및 형상에 따라 이중관형, 원통다관형, 공냉형, 나선 코일관형, 트럼본형, 자켓형, 바이오네트형, 나선형, 판형등 약 9가지로 분류 할 수 있다. 이 중 원통 다관형은 가격이 저렴하고 유지 보수가 용이하며 사용 할 수 있는 열전달 범위가 넓어 고온, 고압의 상황 에서도 사용이 가능하고 신뢰성과 열효율 또한 우수하여<sup>7)</sup> 새로 제작되는 열교환기의 85% 정도가 원통 다관형으로 제작되고 있다<sup>8)</sup>.

원통 다관형 열교환기의 세계표준으로 사용 되고 있는 TEMA (Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association) 에 구조 및 설계기준 등이 상세하게 규정되어 있다. TEMA 에서 원통 다관형 열교환기의 구성은 크게 Front End, shell Type, Rear End로 나누어지며 Front End는 A, B, C, N, D 5가지, shell Type은 E, F, G, H, J, K, X 7가지, Rear End는 L, M, N, P, S, T, U, W 8가지의 Type 으로 비교적 상세하게 분류 되어있다. 또한 Shell Type 마다 유체의 노즐수가 다르게 설정되어 있다. E, F, G Type은 입구와 출구의 노즐 수가 각각 1개씩이며, H Type은 입구와 출구의 노즐이 2개씩, J, K Type은 입구 노즐 1개, 출구의 노즐 2개 이상이고, X Type은 입구와 출구의 노즐 모두 1개 또는 2개로 구성 될 수 있다. 그러므로 적절한 열교환기를 선정하기 위하여 필

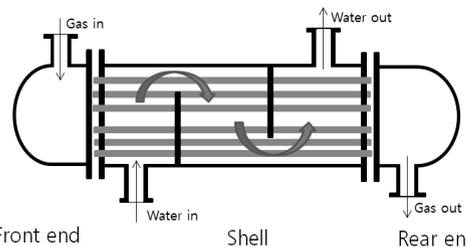


Fig. 1 BEM Type simple design for Shell & Tube heat exchanger<sup>9)</sup>

요한 성능과 조건에 맞추어 선택 하여야 한다<sup>9)</sup>.

TEMA Type에 따라 분류된 원통 다관형 열교환기 중 대표적으로 많이 사용되는 BEM Type 열교환기를 Fig. 1에 표시 하였다.

## 2. 실험 및 모사

### 2.1 열교환기유형 선정

본 연구에서 사용한 원통 다관형 열교환기는 B.E.M type으로 가격이 저렴하며 보편적으로 가장 많이 사용되는 열교환기 Type이다. B.E.M Type 열교환기는 Front End와 Rear End가 shell과 분리되어 유지 보수와 청소가 쉬운 편이며 분리가 되는 않는 Shell내부와 Tube의 면은 물리적으로 청소가 어려워 화학 세척 등의 방법으로 청소를 진행할 수 있다.

### 2.2 열교환기 크기 선정

교환기의 사이즈를 선정하기 위하여 미리 알아 두어야 하는 사항들은 원하는 열교환 유체의 물성, 대수 평균 온도차, 요구되는 하는 열량, 사용하고자 하는 Tube 열전도도, 사용 유체에 따른 오염 계수, 등을 미리 파악 하고 있어야 설계가 수월해 진다.

먼저 위에 제시된 항을 파악하기 위하여 수소 발생 장치에서 생산된(60°C~80°C)의 수소<sup>10)</sup>를 35°C로 낮추는 것을 목표로 하여 공정모사 프로그램인 PRO/II를 사용하여 필요한 열량을 얻었으며 사용 하고자 하는 Tube의 열전도도 또한 PRO/II의 데이터를 적용 하였다.

대수평균온도차 값은 구하는 식은 사용하는 열교환기의 사양에 따라 조금 다른데 열교환기 내부 유체의 흐름이 향류인지 병류인지에 따라 그 식이 다르고 Tube 패스가 2 이상일 경우 향류와 병류가 같이 존재하므로 기본적인 대수 평균 온도차 식을 적용하기 어렵기 때문에 보정 계수를 사용하기도 한다<sup>11)</sup>.

본 연구에서 선정한 열교환기의 Type이 향류 흐름이고 Tube의 패스수가 1이기 때문에 아래의 기본 향류

대수평균 온도차 식을 사용 하였으며 필요열량을 계산 하기 위해 PRO/II에 대입한 값을 사용 하여 계산하였다.

대수 평균 온도차( $\Delta T_{lm}$ )

$$T1 = Hotin \quad T2 = Coldin$$

$$t1 = Hotout \quad t2 = Coldout$$

병류 대수평균 온도차

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{\ln(T_1 - T_2 / t_2 - t_1)} \quad (1)$$

향류 대수평균 온도차

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2 / T_2 - t_1)} \quad (2)$$

열교환기에서 오염계수는 Tube나 Shell에 관석을 형성하거나 하여 열교환기의 성능을 저해 하는 요인이며 열교환기의 유형 선정 에서도 열교환기의 청소나 유지 보수가 쉬운 유형을 선택해야 하는 원인이 된다.

본 연구에서는 사용 유체에 따른 오염계수를 깨끗한 물과 수소를 사용 하므로 오염이 되지 않는다고 판단하여 오염 계수를 설정하지 않고 진행 하였으며 앞의 과정에서 얻어진 값을 이용, 총괄전열계수와 전열 면적을 계산하여 열교환기의 크기를 선정하였다.

앞의 과정에서 얻은 필요 열량과 데이터를 가지고 총괄전열계수를 계산하여 구할 수 있다.

$$Q = C \cdot m \cdot \Delta T \quad (3)$$

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

식(3)와 식(4)의 상관관계를 이용 하여 전열 면적을 바꾸어 가면서 총괄전열 계수가 알맞은 범위에 속하도록 하여 전열면적과 총괄전열계수를 지정 하는 방법이 있으며 다른 방법은 식(5)총괄전열계수를 식(6)격막계수를 이용하여 계산하는 방법이 있다. 이때 격막계수

를 구하는 식은 층류 영역과 난류 영역의 식이 다르며 본 연구에서는 층류의 영역의 계산식을 사용 하였다.

이후에 지정된 전열면적을 가지고 Tube의 구경과 튜브의 길이를 정할 수 있는데 이때 Tube의 구경은 Tube로 흐르는 유체의 유속을 알맞은 범위에 속하도록 지정하는 방법으로 선정하였다<sup>13)</sup>.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + r_i + r_o \quad (5)$$

Heat Transfer in Laminar Flow :

$$\bar{h} = \frac{k_i}{d_i} \left[ 3.65 + \frac{0.0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot (d_i/L)}{1 + 0.004 [Re \cdot Pr \cdot (d_i/L)]^{2/3}} \right] \times \left[ \frac{\mu_i}{\mu_{w,i}} \right]^{0.14} \quad (6)$$

Heat Transfer in Turbulent Flow :

$$\bar{h} = 0.023 \frac{k_i}{d_i} \cdot Re_i^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_i}{\mu_{w,i}} \right)^{0.14} \quad (7)$$

Reynolds Number :

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D_e}{\mu} \quad (8)$$

Prantl Number :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (9)$$

교환기 설계를 위하여 앞에서 얻어진 데이터를 바탕으로 HTRI 열교환기 프로그램을 사용하여 나머지

**Table 1** H<sub>2</sub> flow condition

H <sub>2</sub>	
Tem. in (H <sub>2</sub> )	65°C
Tem. out (H <sub>2</sub> )	35°C
Inlet pressure bar (abs)	2bar
Tem. in (H <sub>2</sub> O)	33°C
Tem. out (H <sub>2</sub> O)	34°C
Inlet pressure bar (abs)	1.06bar

부분들의 설계를 진행 하였다. 먼저 Shell의 직경은 프로그램 상에서 Baffle을 추가하기 위하여 210mm로 선

**Table 2** Overall heat transfer coefficients for typical Heat exchangers<sup>12)</sup>

Hot-Cold Fluid	Overall heat transfer coefficient U (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	
	Natural convection	Forced convection
Water-Water	120-290	730-1460
Oil-Oil	24-49	98-240
Water-Air	5-15	10-50
Gas-Liquid	5-15	10-50
Gas-Gas	3-10	10-29
Gas-Steam Generation	5-15	10-50
Steam-Water	240-980	730-3900
Steam-Oil	50-146	100-290
Organic Solvent Vapors -Water	200-390	290-730
Steam-Gas	5-10	10-50
Steam-Steam Generation	200-400	
Steam-Oil Vaporization	240-730	
Steam-Organic Solvent Vaporization		240-2000

**Table 3** Specifications of Heat Exchanger in This Study

Item	Specification
Shell length	350mm
Shell inlet dia	210mm
Shell side material	SUS-316
Shell side nozzle in diameter	7.02mm
Shell side nozzle out diameter	9.12mm
Tube length	350mm
Tube outside diameter	12.7mm
Tube wall thickness	0.559mm
Tube material	copper
Tube pitch	40mm
Tube arrangement	30°
Tube side nozzle in diameter	3.98mm
Tube side nozzle out diameter	6.5mm
Tube pass	1
Tube number	2ea
Baffle type	single segmental
Number of baffle	2ea
Baffle cut (%)	20%
Baffle spacing	70mm

정 하였고 Baffle의 Type은 프로그램 상에서 사용되고 있는 8개의 Type중 Single Segment Type을 사용 하였다.

Single Segment Type을 사용 할 때 주의 할 점은 Baffle의 개방율이 너무 적거나 높으면 재순환 와류가 발생하여 열교환기의 효율의 저하를 유발 할 수 있기 때문에 개방율을 적절히 조절해야 한다<sup>13)</sup>.

본 연구에서 기본 설계를 위하여 사용한 조건을 Table 1에 열교환기 설계 시 사용되는 총괄 전열계수의 값을 Table 2에 각각 나타내었으며 Table 3에는 본 연구의 실험을 목적으로 HTRI를 이용하여 자체 제작한 열교환기의 자세한 사양을 표시 하였다.

## 2.3 실험

### 2.3.1 실험장치

본 실험에 사용한 열교환기는 BEM Type의 원통 다관형 열교환기이며 2개의 동관 Tube로 수소가 유입되고 Shell Side에는 냉매인 물을 공급하여 열교환이 되도록 구성 하였다.

장치는 Shell 내경 210mm, 길이 350mm이고 재질은 SUS-316을 사용 하였으며 내경 3/8", 길이 350mm인 2개의 동관을 Tube로 사용 하였다. 장치 설치시에는 외부로부터의 열손실을 줄이기 위하여 열교환기 전체를 고무발포 단열재를 사용하여 단열 처리를 하였으며 열교환기로 공급되는 수소와 냉각수의 공급관도 같은 재질의 단열재를 사용 하여 단열 처리를 하였다.

실험에 사용한 열교환기와 기타 장치들의 구성은 수소의 유량 제어를 위한 MFC (Line.TECH社의, M3030V (Flow rang0.01~30slpm)), 냉각수의 유량 제어를 위한 유량계, 수소와 냉각수의 온도를 제어하여 공급하기 위한 항온조(JEIO.THCH社, MC-31 (Temp rang 5°C~100°C) 2기, 그리고 열교환기로 구성 하였다.

장치의 세부사항은 Table 5에 표시 하였다.

### 2.3.2 실험 방법

실험방법은 열교환기에 공급될 물의 온도를 목표하

**Table 4** Experiment H<sub>2</sub> flow condition

H <sub>2</sub>	
Tem. in (H <sub>2</sub> )	61°C
Tem. out (H <sub>2</sub> )	36.93°C
Inlet pressure bar (abs)	2bar
Tem. in (H <sub>2</sub> O)	33.26°C
Tem. out (H <sub>2</sub> O)	33.96°C
Inlet pressure bar (abs)	1.06bar

**Table 5** Determined values for Hydrogen Heat Exchanger by HTRI

H <sub>2</sub>	
Overdesign (%)	6.06
Actual U (Kcal/m <sup>2</sup> -hr-°C)	36.32
Duty (MM Kcal/hr)	1.432e-5
Area (m <sup>2</sup> )	0.025
Shell h (Kcal/m <sup>2</sup> -hr-°C)	93.29
Tube h (Kcal/m <sup>2</sup> -hr-°C)	69.35
Tube side (m/s)	0.75
Flow Fractions B	0.791
Flow fractions C	0.281
EMTD	16.8°C

는 온도로 유지하기 위해 항온조를 사용 하였으며 수소의 온도 또한 목표로 하는 온도로 공급하기 위하여 항온조를 이용하여 별도의 열교환 시스템을 구성 하였다. 이를 이용하여 수소를 목표 온도로 공급하도록 구성한 후 수소의 유량과 물의 유량을 조절하여 열교환기에 공급하도록 한 후 K-Type 접촉식 2 채널 디지털 온도계(TENMARS社, TM-721R (Temp rang -100°C~300°C))를 사용하며 Shell과 Tube의 입 출구의 온도를 동시에 측정하도록 구성 하였으며, 5분 단위로 온도를 측정을 하였다.

본 실험에서 측정한 데이터를 기반으로 열교환기 설계프로그램인 HTRI에 대입하여 그 결과를 보았다. 열교환기 실험을 통하여 얻어진 수소와 냉각수의 입 출구 온도와 압력은 Table 4에 나타내었다. 실험을 통하여 얻은 데이터를 HTRI 프로그램으로 확인 한 결과는 Table 5 나타내었으며 Overdesign (%)이 6.06%으로 설계 되었다는 것을 확인 하였다.

2.4 토론

실험 결과 초기 목표 온도와 실험을 통하여 얻어진 온도는 차이를 보였으며 이는 열교환기에 공급되어진 수소 및 냉각수가 관을 통하여 공급되어지는 과정에서 열손실이 있었음을 의미하는 것으로 보여 진다. 실제로 본 실험을 진행 하면서 수소와 냉각수의 공급관에 사용한 고무 발포 단열재가 공급관에 완전히 밀착 되어 있어야 하지만 확인결과 공급관과 단열재 사이에 들뜬 공간이 존재 하여 외부의 찬 공기가 단열재와 공급관 사이에 유입될 가능성이 충분하다는 것을 확인 하였다.

열 교환기의 실 설계를 진행 할 때 전산 설계와의 오차가 있기 때문에 전산 설계를 진행할 시에는 20~30%의 Over design을 수행 하는 것이 좋으며 Over design 이 너무 크면 필요 이상으로 열교환기의 크기가 커지고 이는 제작비용과 운용비용의 상승을 유발 시키며 반대로 너무 작다면 원하는 성능 발휘를 할 수 없을 것이기 때문이다. 따라서 본 실험에 사용한 열교환기는 약 6%의 Over design이 되어 있지만 HTRI상의 조건을 바꾸어 20%~30%의 Overdesign을 보이도록 하였다.

이를 위하여 HTRI 프로그램 상에서 설계변수들이 어떤 영향을 가지는지에 대하여 알아보기 위하여 HTRI 프로그램의 설계변수들 중 열교환기의 Length, Tube의

Wall thickness, 그리고 Baffle Cut (%)를 변경하여 변수들이 열교환기에 어떠한 영향을 주는지에 대해 알아 보았다.

Fig. 2의 그래프를 보면 열교환기의 Length가 증가함에 따라 열교환기의 Over design이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 기본적으로 Tube의 길이가 증가함에 따라 전열면적이 증가하여 생기는 것으로 보이며, Baffle의 유무에 따라서는 Baffle이 있는 열교환기의 Overdesign이 Baffle이 없는 열교환기 보다 더 높은 것을 보여준다. 이는 Baffle이 Tube의 고정 역할 뿐만 아니라 Shell 내 유체의 흐름을 조절하는 역할을 하기 때문이다<sup>6)</sup>.

Fig. 3의 그래프는 Tube의 Wall thickness의 값을 변화 시키고 그 결과를 그래프로 나타낸 것이다. 보이는 바와 같이 Tube의 Wall thickness가 증가함에 따라 Tube의 경막전열계수 (h)값은 크게 변하는데 비하여 다른 값들은 값이 크게 변하지 않는 모습을 보여 준다. 이는 Wall thickness의 증가로 Tube의 내경이 줄어 Tube내 유체의 유속이 증가 하고 이에 따라 Tube의 경막전열 계수(h)값이 증가하기 때문이다.

Fig. 4의 그래프는 Baffle cut (%)를 변화시켜 얻어진 데이터로 다른 값들에 비하여 Shell의 경막전열계수(h)값과 Overdesign이 상대적으로 민감하게 반응하는 것을 확인 할 수 있으며 Baffle cut (%)가 50이 넘어 가면서 값이 변화하지 않는다. 이는 Fig. 5에서 나타난

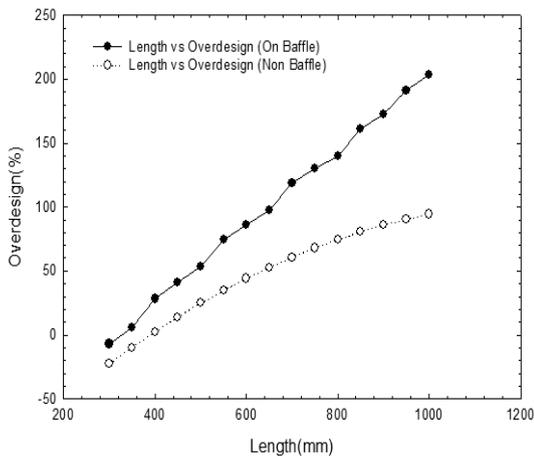


Fig. 2 Overdesign rate change with tube length

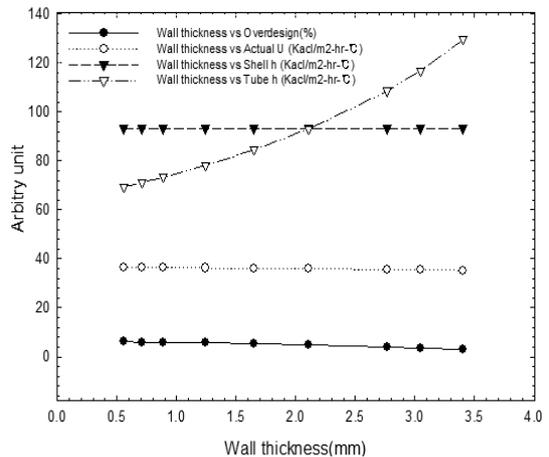


Fig. 3 Parameter change with wall thickness

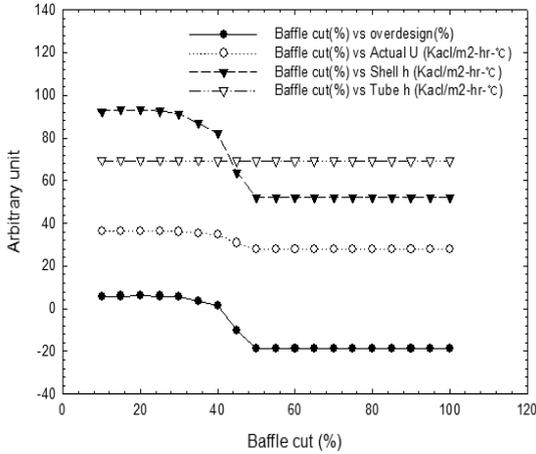


Fig. 4 Parameter change with baffle cut(%) rate

것처럼 Baffle cut (%)이 50이상 일 때 Baffle의 개방율이 매우 커져 Flow Fractions B에 Shell 내부 유체의 흐름이 집중되어 내부의 다른 흐름들이 줄어들기 때문이라 생각된다. 이에 따라 Shell 내부의 유체 흐름 및 열 전달에 민감하게 반응 하는 Shell의 경막전열계수(h)도 값이 감소하는 것으로 보여 진다.

그래프의 내용을 보면 Overdesign은 Length가 증가할 수록 커지고 Baffle이 있을 경우 없는 경우보다 Overdesign이 더 크며 Baffle cut (%)이 일정 값 이상으로 커짐에 따라 Overdesign이 작아지는 것을 보이고. Actual U의 값은 Shell의 경막전열계수(h)와 Tube의 경막전열계수(h)의 값이 증가 하거나 감소함에 따라 그 값이 변하며 Shell의 경막전열계수 (h)값은 Baffle cut에 민감하게 변하며 Tube의 경막전열계수(h)값은 Wall thickness에 민감하게 변하는 것을 볼 수 있다. 따라서 Length, Wall thickness, Baffle Cut (%)와 같은 설계변수와 Actual U, Shell 경막전열계수(h), Tube의 경막전열계수(h)와 같은 인자들로 인하여 열교환기의 성능이 크게 변할 수 있으므로 각 인자간의 상호 관계나 그 성질에 대하여 충분히 고려한 후 각 값을 신중히 선택하여 열교환기를 제작 하여야 한다.

본 실험을 위해 제작한 열교환기로 실험에서 얻은 결과는 6.06%의 Over design을 가진다. 사계절에 따라 온도차이가 심한 국내 환경에서 열교환기가 외부로부터의

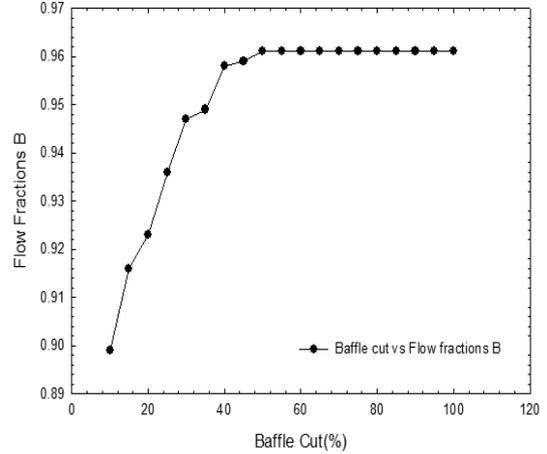


Fig. 5 Flow Fractions B Change with baffle cut(%) rate

열 유입 또는 열 손실이 발생할 수 있는데 이러한 상황에서 열교환기의 성능을 유지하기에는 6.06%의 Overdesign은 부족하다고 판단되며 이러한 상황에서 열교환기의 성능을 유지와 전산 설계와 실 설계의 차이를 고려해 20~30%의 Overdesign을 가지도록 설계하였으며, HTRI 프로그램 상의 변수들 중 그 영향이 비교적 큰 Length를 조절하였다.

### 3. 결 론

수소 연료전지에 수소를 공급하기 위하여 수소 발생장치로부터 발생된 수소의 온도를 낮추는 목적으로 열교환기를 설계 및 직접 제작 하였으며 이를 열교환기 전산설계 프로그램인 HTRI를 이용하여 실험 결과와 비교 하였다.

본 실험을 위해 제작한 열교환기로 실험에서 얻은 결과는 6.06%의 Overdesign을 가지며, 총괄전열계수 (U)는 36.32 (Kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C)로 유효 총괄전열계수 범위<sup>12)</sup>인 10-50 (Kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C)에 부합하는 값을 가진다. 하지만 사계절에 따른 온도차이가 심한 국내환경에서 열교환기의 성능을 유지하기에는 Overdesign이 부족하다고 판단하여 열교환기의 사계절 성능유지와 전산설계의 오차를 고려하여 설계한 결과 Overdesign은 30.44%로 열교환기의 성능이 사계절 유지될 수 있도록 충분

**Table 6** Determined values for Hydrogen Heat Exchanger by HTRI

H <sub>2</sub>	
Overdesign (%)	30.44
Actual U (Kcal/m <sup>2</sup> -hr-°C)	38.44
Duty (MM Kcal/hr)	1.432e-5
Area (m <sup>2</sup> )	0.029
Shell h (Kcal/m <sup>2</sup> -hr-°C)	113.51
Tube h (Kcal/m <sup>2</sup> -hr-°C)	67.56
Tube side (m/s)	0.76
Flow Fractions B	0.997
Flow fractions C	0.003
EMTD	16.8°C
Baffle Cut (%)	20%

한 Overdesign을 가지며 Actual U (Kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C)값 또한 38.44로 유효 총괄전열계수 범위<sup>12)</sup>인 10-50 (Kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C)에 부합하는 값을 나타내었으며 Tube와 Shel의 경막전열계수 값은 각각 67.56 (Kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C)와 113.51 (Kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C)로 설계되었다. 설계된 열교환기의 자세한 값은 Table 6에 나타내었다.

본 연구에서 설계한 열교환기는 계절에 따라 온도와 환경 차이가 심한 국내에서 열교환기의 성능을 유지하기 위하여 충분한 Overdesign을 가지도록 설계되었으며 총괄전열계수 또한 문헌상<sup>12)</sup>의 유효 범위에 속하였다. 열교환기가 타당하게 설계되었다.

## 후 기

“이 논문은 2013년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임”(2013-0061).

## References

1. T. K. Lee, T. K. Kim, T. S. Park, W. S. Choi, H. Y. Kim, and H. K. Lee, “Hydrogen Impurities Analysis From Proton Exchange Membrane Hydrogen Production”, Korean Hydrogen and New Energy Society (2013.8), Vol. 24, No. 4, pp. 288-294.
2. “Suiso · Nenryou Denchi Handbook Korea Language Edition” by Suiso · Nenryou Denchi Handbook Henshu Lincai (2006) Omsha, and SEONG AN DANG. CO. Ltd.
3. J. D. Kim, and D. R. Park, “Status and Perspective of Residential Fuel Cell System”, Perspectives of Industrial Chemistry (2011), Vol. 14, No. 2, pp. 26-38.
4. H. S. Kim, “Status and Perspective of Building Fuel Cell Business”, renewable energy korea (2013.7).
5. G. D. Kim, “An Investigation on developing Carbon Zero House using Hydrogen Fuel Cell”, Architectural Institute of Korea (2009.10), Vol. 29, No. 1, pp. 347-350.
6. S. G. Kim, “Heat Exchange design & Thermal Calculation Method”.
7. S. H. Lee, M. S. Lee, and N. K. H, “Numerical Analysis on The Heat Transfer And Flow In The Shell And Tube Heat Exchanger”, Korean Society Of Computational Fluids Engineering (2007.9), Vol. 12, No. 3, pp. 13-19.
8. “Waste Heat Recovery technologies”, Korea energy management corporation (2003.6) Vol. 30.
9. Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association, Inc., “Standards of The Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association Eighth Edition”.
10. S. G. Kang, B. J. Kim, and H. S. Kim, “Experimental Study on the Characteristics of Heat Exchanger of 1KW PEMFC System for UAV”, Korean Hydrogen and New Energy Society (2011. 12), Vol. 22, No. 6, pp. 819-826.
11. S. H. Hong, S. H. Yoon, and J. H. Kim, “A Study on the Computer Aided Design of Shell & Tube Type Heat Exchanger” Ocean Industry Research Institute, Korea Maritime (1996), Vol. 5, pp. 95-109.
12. Overall heat transfer coefficient from Spirax Sarco Co. A. 3. 4.
13. Dr. K. J. Bell and Dr. A.C. Mueller, “Wolverine heat transfer engineering data book”, chap2, chap3, chap5.