

바이오가스용 소형 열교환기 연구

이택홍^{1†} · 김태완¹ · 박태성¹ · 강영진² · 노재현¹

¹호서대학교 화학공학과, ²호서대학교 안전공학과

Compact Heat Exchanger Design for Biogas Application

TAECK HONG LEE^{1†}, TAE WAN KIM¹, TAE SUNG PARK¹, YOUNG JIN KANG², JAE HYUN NOH

^{1,2}Hoseo Univ. Chungcheongnam-do Asan-si, Baebang-up Hoseo-ro, 79-gil, 20

Abstract >> Our lab designs a heat exchangers for air and carbondioxide gas. Coolant is water, thus it is very difficult to determine heat transfer parameters in this gas-liquid system. Repeated experiments gives overdesign value 35%, overall heat transfer coefficient 33.8 (kcal/m²-hr-°C) for carbondioxide. Another series of experiments determine overdesign 18.7%, overall heat transfer coefficient 21.4 (kcal/m²-hr-°C) for Air. These parameters are in same range of literature. Overdesign is increasing as tube length increases, also increases as wall thickness of heat exchanger increases. To get proper fluid linear velocity in heat exchanger, we change the diameter of tube and finally we can have optimum fluid linear velocity in the heat exchanger.

Key words : Heat exchanger(열교환기), Shell & Tube(원통다관형), Overall heat transfer coefficient(총괄열전달량), Area(전열면적), Design(설계)

Nomenclature

A : area, m²
ρ : density, kg/m³
c_p : specific heat, kcal/kg °C
μ : viscosity, kg/m hr
 \bar{V} : velocity, m/s
L : length, m
Q : heat exchanged, kcal/hr
k : thermal conductivity, kcal/m hr °C
U : overall heat transfer coefficient, kcal/m² hr °C
T : temperature, °C

Subscripts

ID : inner diameter
CO₂ : cabon dioxide
H₂O : water
h_s : heat transfer coefficient for shell
h_t : heat transfer coefficient for tube
T_{lm} : logarithmic mean temperature difference
T₁ : temperature of hot flow inlet
T₂ : temperature of hot flow outlet
t₁ : temperature of cold flow inlet
t₂ : temperature of cold flow outlet
Re : reynold number
Pt : prantl number

[†]Corresponding author : taecklee@hoseo.edu

[접수일 : 2014.1.21 수정일 : 2014.4.11 게재확정일 : 2014.4.30]

Copyright © 2014 KHNES

1. 서 론

세계적으로 40~60년 후에 석탄, 석유가 고갈될 것이라는 분석이 되고 있는 지금 석유·화학에너지를 대체 할 에너지가 시급하다. 세계의 많은 연구원들이 노력하고 있지만 수소, 태양열, 수력, 풍력 등 아직 많은 연구가 필요하고 그 중에 가장 각광 받고 있는 것 중의 하나가 전기에너지이다.

연료전지는 40~60% 정도의 고효율과 최대 80%를 에너지로 바꿀 수 있는 가장 큰 장점을 가지고 있어 차세대 기술로 많은 관심이 집중되고 있다¹⁾.

일반적으로 연료전지는 수소와 산소를 이용하여 발전을 실시하지만 현재 일반 가정까지 수소를 공급할 수 있는 기반시설이 갖추어져 있지 않기 때문에 천연가스 또는 LPG 등을 개질하여 연료전지 발전에 필요한 수소를 생산하고, 순수 산소 대신 공기를 사용하는 것이 일반적이고 천연가스 기반시설을 사용할 수 있다는 장점으로 인해 가정용 연료전지 시스템의 연료로 많이 사용되고 있다²⁾.

기술이 발달된 주원인은 1997년에 EU, 미국, 일본 등 총 38개국이 온실가스 배출량을 감축시키자는 교토의정서를 체결하였는 데에 있다.

특히 일본은 가장 먼저 연료전지를 보급, 상용화하였고 산요, 도요타, 마츠시다, 에바라·발라드, 도시바, 미츠비시, 후지 등에서 많은 개발이 이루어졌으며, 2010년과 2011년 사이 5000대 이상의 시스템이 판매되어 운영되어 지고 있다. 혼다에서는 2015년부터 시장 활성화를 계획 중이다. 가장 많이 사용되고

있는 PEMFC 시스템의 스택에서 연료처리가 단순하고, 시스템의 효율도 45% 이상이 되어 스택의 내구성이나 신뢰성이 보장되었을 때, 매우 경쟁력 있는 열병합 시스템이 될 것이다³⁾.

Table 1에서 보는 바와 같이 1kw의 출력으로 90% 정도의 효율을 보고 있다. 하지만 일본 이외 미국, 독일 등의 경우 미국은 2005년부터 5년간 시범 운영 사업을 추진한 사례가 있고 독일은 2008년 Baxi innotech, HEXIS, Vaillant 3개 사가 1kw 시스템을 공급하였다.

국내에서는 2009년부터 시험운영 되고 있으며 시스템 성능, 환경평가 등을 모니터링하여 사업을 구축하고 보급을 계획 중이다. GS퓨얼셀은 2003년 국내 최초로 1kw 연료전지 시스템을 개발하였고, LG칼텍스는 30kw급 고분자 연료전지 스택을 개발하였다. 가정용 연료전지 100만호 보급사업으로 국가에서도 많은 지원으로 포스코파워, 퓨얼셀파워를 포함하여 여러 회사에서 연구 개발 및 실험 중에 있다^{3,4)}.

바이오에너지의 이용에 대한 자료는 Table 2에서 나타내었다. 전체 바이오 에너지의 약 8.5%를 차지하는 바이오 가스의 주성분은 CH₄, CO₂, NH₃, H₂S 등이 생성되고 그 중 CO₂의 생성량은 40%정도이다.

생성되는 CO_x, NO_x, SO_x 등과 같은 대기오염물질을 처리하는데에 쉽지 않을뿐더러 현재 대부분의 공장이나 농장에서는 대기방출 시키고 있다. CO₂를 감축시키기 위한 노력은 꾸준히 하고 있지만 그 방법은 많지 않다. 그 중 축산업종의 대부분은 가축의 배변에서 나오는 CH₄와 CO₂를 방출시키는데 이를 활용하기 위해서는 CO₂를 회수하여 최종까지 에너

Table 1 Fuel cell efficiency for japan made 1kw grade

Maker	fuel	output (W)	efficiency (%)	overall (%)
panasonic	N.G	1000	36~38	86~93
tosibar	LPG	700	36~38	86~93
ENEIS	LPG	750	36~38	86~93
ebara	PETRO	900	36~38	86~93
toyota	N.G	1000	36~38	86~93

Table 2 Market volume for each energy sources

	ELEC	HEATING	AUTOMOTIVE	TOTAL (10 ⁶ kWh)
SOLID	11.7	76.2	-	87.9
LIQ	2.6	4.5	44.4	51.5
BIOGAS	9.5	3.5	-	13.0
TOTAL	23.8	84.2	44.4	152.4

SOURCE : BMC

지의 변환 효율을 높이는 방법 즉 연료전지에서 적용되고 있는 열병합 발전분야로 사용할 수 있다.

우리나라에서는 1970년대부터 인분을 활용하여 취사용 연료로 사용가능한 재래식 시스템을 보급하였고 1990년대 이후 주정공장, 하수처리장 등에 혐기성 소화공법이 보급되어 활용되고 있다. 독일은 현재 총 3,700여 개의 바이오가스 생산 시설이 운영되고 투자규모 100억 원 이상인 곳이 50개에 달한다. 스웨덴 또한 2005년 기준 바이오가스 플랜트는 233 기이고 연간 바이오가스 발생량은 1.3TWh로 전체 발생량의 약 80%가 하수처리장과 매립장에서 발생된다. 스웨덴의 바이오가스 발생량은 Table 3에 나타나 있다.

발생된 가스는 활용한 열병합 발전분야에서는 시스템 설계를 위한 시뮬레이션 기반 성능 해석에 관한 연구가 진행되어 왔었다. 하지만 예측모델의 오차가 크게 발생하여 시스템 최적화의 저해요인으로 작용하여 발전, 연구가 시급한 시점이며 그 중 가정용 연료전지의 구성에 고려해야 할 부분은 열교환기이며 보편적이고 효율성이 높고 사용 간편하며, 관리가 유용한 타입을 선호하여 사용해야 한다.

열교환기는 서로 다른 온도와 유체사이에 열교환을 일으키는 장치로 화학플랜트, 산업 공정용 등에 많이 사용되고 있으며, 종류에는 원통다관형(Shell & Tube), 이중관식(Double-Pipe), 평판형(Single-Tube Plate Type) 등이 있고 본 실험에서는 원통다관형 열교환기(Shell & Tube Heat Exchanger)를 사용하였다.

원통다관형 열교환기는 압력, 온도에 관계없이 재료허용 범위 내에서 가열, 냉각, 증발, 응축의 모든 용도에 적용 가능하고 석유화학, 정제공업 분야에서 가장 널리 사용하며 가격이 저렴하고 유지보수가 간편하고 크기의 제한이 없어 가장 넓게 사용되고 있다. Shell & Tube의 전형적인 BEM Type의 구성을 Fig. 1에 나타내었다⁵⁾.

조사에 의하면 전체 산업용 열교환기의 약 60% 이상이 원통다관형 열교환기인데, 주로 응축기로 사용되며 그 외에도 Reboiler나 작동유체의 온도차이가 크지 않은 경우에 사용되고 있다고 한다⁶⁾.

아직까지 열교환기에 대한 연구는 계속되고 있지만 유체의 입·출구 위치 및 형상, 헤드(Head)의 형식, 배플(Baffle)의 형상 및 간격 등 고려해야 할 설계 인자들이 다양하고 유동 및 열전달 현상이 복잡하기 때문에 그 특성을 이해하는데 한계를 느끼게 된다^{7,8)}.

가장 중점적으로 생각되어야 하는 부분은 열교환량을 증가시키기 위함이며 열전달계수를 높게 하거나 열교환 면적을 크게 하는 것이 관건이다.

세부적으로 공랭식 대신 수랭식을 사용하여 냉각에 대해 효율이 높고 기계를 오래 돌려야 하는 점에 유리하며 고효율을 얻을 수 있게 설계하거나 배플 높이를 높게하며 배플 수를 늘리면 열교환 성능이 한계와 압력강하가 증가하여 펌프의 소요 동력과 생산비가 많이 소요되므로 경쟁력이 감소되고 따라서 열효율의 제고 측면에서 고려해야 할 주요 설계 인자들에 대한 특성을 보다 더 자세하게 파악하여 설계해야 한다.

Table 3 Biogas production volume for sweden

Biogas Source	unit number	output (TWh/year)	ratio(%)
sewage	139	0.56	43.0
reclamation	70	0.46	35.4
Ind. wastewater	4	0.09	6.92
livestock	13	0.16	12.3
rural plant	7	0.01	2.38
Total	233	1.30	100

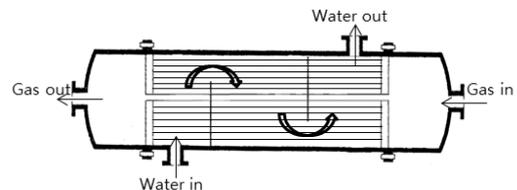


Fig. 1 BEM Type simple design for Shell & Tube heat exchanger

이와 같이 본 연구는 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 열교환기를 직접 제작하고 바이오가스에 생성되는 CO₂를 기본으로 각 설계인자들과 실제제작 열교환기의 비교 분석을 통하여 설계인자가 미치는 영향을 연구하고자 한다.

2. 실험

2.1 이론

원통다관형 열교환기는 본체를 구성하는 원통부분과 상호열전달을 하는 관군부분, 원통 안의 유동형태를 결정하는 배플부분으로 나눌 수가 있고, 본 연구에서 실험하는 열교환기 타입은 Fig. 2에서 볼 수 있다⁹⁾.

Fig. 2와 같이 열교환기 모델의 TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) Type은 BEM으로 Front Head-Shell-Rear End Head로 구분되어 각각 특성에 따라 정해진다¹⁰⁾.

B Type (Clean 한 Fluid의 경우)이 많이 사용되고 경제적이며 B, M Type의 경우 분리형으로 유지 보수가 쉽다. Shell은 One Passes Type을 사용하였고 E

Type은 향류를 가장 유사하게 형성가능하며 온도교차가 일어나는 유체를 다룰 수 있지만 Shell의 직경이 커지면 제작비가 많이 든다. BEM Type은 화학공정에 많이 사용되지만 설계 시 Tube의 직경, 길이, 배열등 유지, 보수, 문제와 Shell 내에서의 유동, 열확장 등을 고려하여 주의깊게 설계하여야 한다¹¹⁾.

배플은 Single segmental, double segmental, No-tube in window, Disc and Doughnut, Rod 등의 형태가 있고 Single segmental baffle을 가장 많이 사용되고 있지만 압력강하와 진동에 민감한 경우 Double segmental을 사용해야한다.

이론적 설계를 먼저 할 시 사용된 모델은 Fig. 1과 같이 이중직관의 Shell & Tube 열교환기를 사용하였고, 수치해석 입력조건은 Table 4 및 Table 5와 설계 모델 수치조건은 Table 6에 나타내었다.

Shell 내부에서 유동을 알고 그에 따른 총괄열전달율과 열전달면적을 구할 수 있다. 유동을 알 수 있는 Reynolds Number를 이용하고 Prantl Number와 열전달에서의 열전달량을 확인 할 수 있다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \tag{1}$$

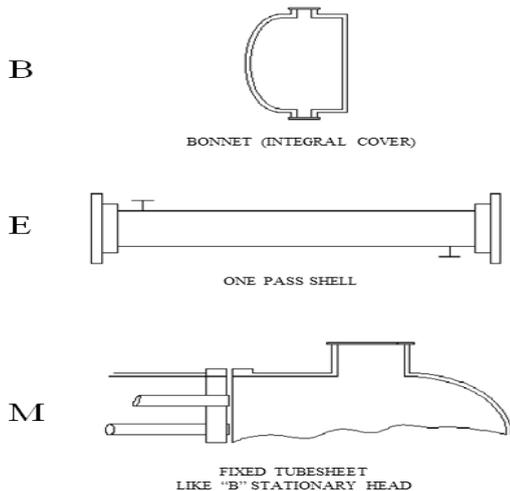


Fig. 2 BEM Type heat exchanger explanation

Table 4 CO₂ flow condition

CO ₂	
Tem. in (CO ₂)	90.13°C
Tem. out (CO ₂)	57.35°C
Tem. in (H ₂ O)	32.68°C
Tem. out (H ₂ O)	33.15°C
Flow rate	2.2kg/hr

Table 5 Air flow condition

Air	
Tem. in (Air)	86.68°C
Tem. out (Air)	49.6°C
Tem. in (H ₂ O)	32.86°C
Tem. out (H ₂ O)	33.2°C
Flow rate	0.658kg/hr

향류의 대수평균 온도차 :

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

Overall heat transfer coefficient :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \quad (3)$$

Reynolds Number :

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D_e}{\mu} \quad (4)$$

Prantl Number :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (5)$$

Laminar Flow :

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

Shell 과 Tube의 각각 열전달량을 구하여 총괄열 전달율을 구하는데 본 실험에서는 오염되지 않은 관을 사용하였기에 Clean 하였을 경우의 식을 사용하였다¹²⁾.

2.2 실험

2.2.1 실험장치

본 실험에 사용한 장치는 Shell & Tube의 BEM Type으로 2개의 동관 Tube로 가스가 유입되고 냉매로 물을 사용하여 열교환을 할 수 있게 구성하였다.

장치 모식도는 Fig. 3에 표시하였으며 본 연구에 사용할 목적으로 자체 제작하였다.

설계 구성은 BEM Type으로 장치 규격은 Shell 내

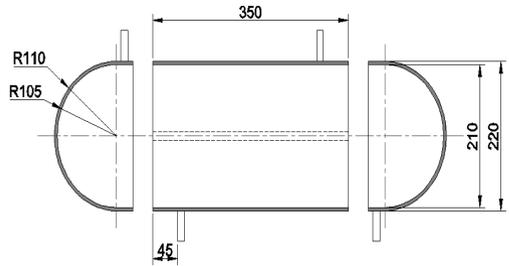


Fig. 3 drawing for heat exchanger for this experiment

Table 6 Specification of heat exchanger

Item	specifications
Shell length	350mm
Shell inlet dia.	210mm
Shell side material	SUS-316
Shell side nozzle dia.	3/8"
Tube length	350mm
Tube inside dia.	11.25mm
Tube outside dia.	12.7mm
Tube material	Copper
Tube pitch	40mm
Tube arrangement	30°
Tube side nozzle dia.	6.5mm
Tube number	2ea
Number of baffle	2ea

경 210mm, 길이는 350mm으로 제작하였고 Tube는 내경 3/8" 길이 350mm이며 관수는 2개이다. 재질은 SUS 316을 사용하였으며 Tube는 구리관을 사용하였다.

겨울철 날씨에 온도가 유지되어 가스가 일정하게 유입되기 위하여 Tube입·출구 부분과 열교환기 Shell 외관을 합성고무로 된 단열재로 감싸 열손실이 없도록 구성하였다. Table 6에 장치의 자세한 사항을 표시하였다.

2.2.2 실험방법

실험에 사용한 열교환기와 기타 장치는 Fig. 5와 같이 구성 되어 있으며 보는 바와 같이 별도의 열교환장치를 이용해 CO₂, Air 고순도 가스를 95°C 까지

가온하여 공급하고 유량은 유속을 측정하여 구성하였다. 열교환기를 통과한 가스는 열교환 후 대기 방출 하였다.

기체와 열교환을 위하여 물은 순환 항온조를 이용하여 35°C로 유지하여 공급하도록 되었으며 유량은 니들 밸브와 유량계를 이용하여 조절하였다.

각각의 온도는 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다.

열교환기의 온도 측정은 K-type 접촉식 2채널 디지털 온도계를 사용하여 Shell Side와 Tube Side의 입·출구 온도를 동시에 측정하도록 배치하여 1분 단위로 측정하였다.

실험시간은 1시간으로 5분 간격으로 측정하여 데이터를 측정하였고, 충분한 Purge후 실험하였다.

본 실험으로 얻어진 데이터와 열교환기 모사기인 HTRI 설계 프로그램 결과와 비교 분석하였다.

2.3 토론

HTRI (Heat Transfer Research Inc)나 FFHTS (Fluid Flow and Heat Transfer Service)에서 만든 열교환기 설계 프로그램은 실공정에서의 오차가 생길수 있으므로 Overdesign을 20~30%정도 여유를 두어야 한다.

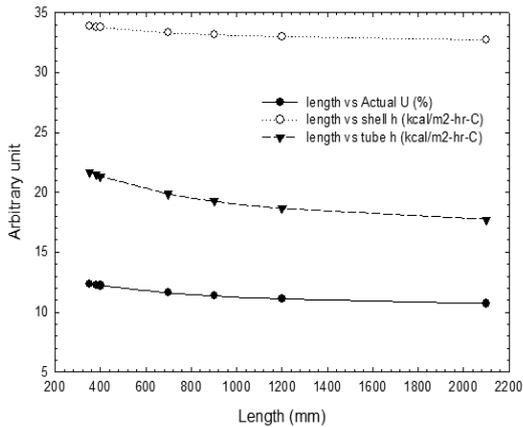


Fig. 4 Heat transfer coefficients change with tube length

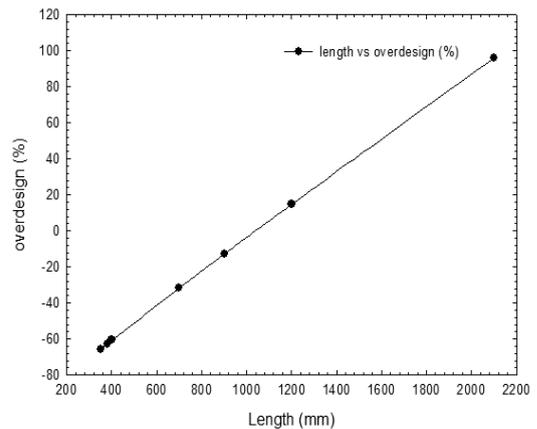


Fig. 5 Overdesign rate change with tube length

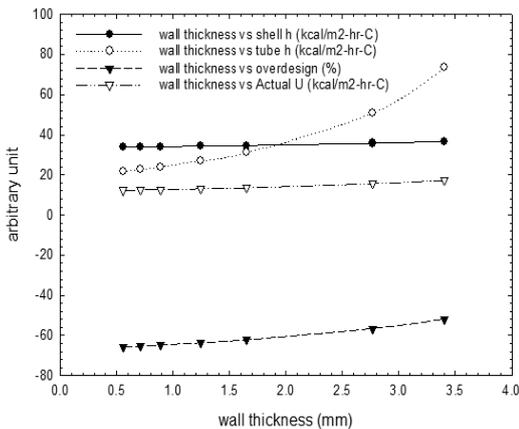


Fig. 6 Parameter change with wall thickness

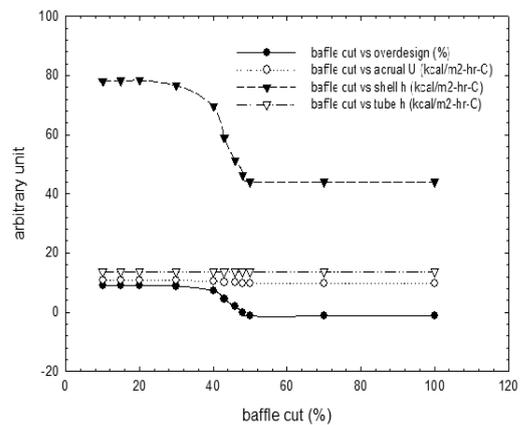


Fig. 7 Parameter change with baffle cut rate

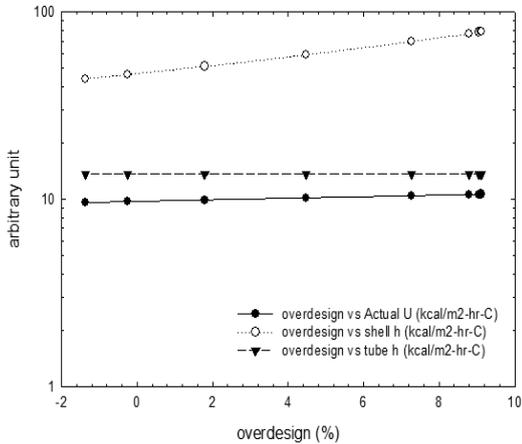


Fig. 8 Parameter change with oversign

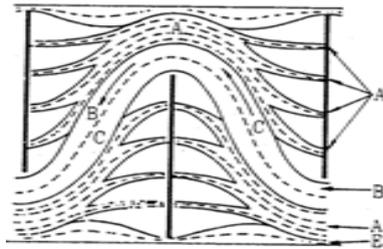


Fig. 9 Flow Fraction properties for shell-tube heat exchanger¹⁴⁾

Fig. 5, 6에서 보는 바와 같이 Oversign은 Length가 길수록 Wall thickness가 클수록 커지며 Baffle cut이 클수록 작아지는 것을 볼 수 있다. Oversign을 조절해야 할 경우 중 Shell의 유속이 빠른 경우에는 관의 내경을 증가시켜 유속을 줄이거나 Baffle의 개수를 추가하고 간격을 줄이면 해결가능 하고 만약 설계 후 Tube에 Boiling현상이 일어난다면 Wet 상태를 유지시켜주어야 한다¹³⁾.

모델해석의 식에서 Actual U 값은 Shell h, Tube h 값에 따라 변동되는 것을 Fig. 4에서와 같이 볼 수 있는데 다른 그래프들과 달리 Actual U 값이 Oversign과 반비례의 그래프를 가지는 이유는 Shell 또는 Tube h값 보다 Length에 대해 더 민감하게 반응을 한다. Fig. 8은 Oversign이 증가하면서 Shell h값이 증가하여 Actual U값이 증가한다.

Table 7 Determined values for CO₂ by HTRI

CO ₂	
Overdesign (%)	35.64
Actual U (kcal/m ² -hr-°C)	33.82
Duty (MM kcal/hr)	1.118e-5
Area (m ²)	0.012
Shell h (kcal/m ² -hr-°C)	296.72
Tube h (kcal/m ² -hr-°C)	48.25
Flow Fractions B	0.707
Flow Fractions C	0.293
Tube side (m/s)	1.57

Table 8 Determined values for Air by HTRI

Air	
Overdesign (%)	18.69
Actual U (kcal/m ² -hr-°C)	21.36
Duty (MM kcal/hr)	7.01e-6
Area (m ²)	0.012
Shell h (kcal/m ² -hr-°C)	324.45
Tube h (kcal/m ² -hr-°C)	28.45
Flow Fractions B	0.703
Flow Fractions C	0.297
Tube side (m/s)	1.21

이 때, 보통 U값은 가스-액체일 경우이고 강제대류일 경우 10~50(kcal/m²-hr-°C)정도가 적당하다¹⁴⁾.

Fig. 7에서 Baffle cut이 50%이상일 경우 Shell h 값이 변동이 없는 것을 볼 수 있는데 이는 Flow Fractions B 유형 유체의 흐름성이 집중되어 수렴하는 특성이 나타나는 걸로 보여진다.

4. 결 론

열교환기를 설계하고 직접 제작하여 실험한 데이터를 비교·분석하였다.

Air와 CO₂의 각각의 결과 값을 Table 7, 8에 나타내었다.

CO₂, Air의 각각 입출구온도는 90.13/57.35°C, 86.62/49.6°C이고 열교환기 내경으로 전열면적이 0.012m²

이며 CO₂의 경우 35.64%, Air의 경우 18.69% 실제보다 Overdesign 하여 설계 하였다.

Overdesign이 Shell, Tube h보다 Length에 대해 큰 변화량을 보이고 Wall thickness가 두꺼울수록 커지고 Baffle cut은 50%이상일 경우 Flow Fractions B에 의해 Shell h는 일정한 값을 가진다.

인자 간의 연관성을 보면 Baffle cut 증가 시 Flow Fractions B 로 유체가 집중되어 Shell의 유속이 증가된다. Wall Thickness가 두꺼워 질수록 Shell h or Tube h값이 증가 후 Actual U가 증가 하고 Overdesign 이 증가한다. Length가 커지면 Area가 증가하여 Overdesign이 증가하고 가장 영향이 큰 인자이다. 설계 시 각각의 값의 상호관계를 보고 결정 할 수 있다.

실설계의 오차를 고려하여 정확한 사이즈를 설계하는 것보다 20~30% Overdesign을 하여 디자인 하는 것이 중요하다.

열교환기 설계는 언급된 인자에 의해 설계 디자인이 변화되며 열교환에 큰 영향을 미친다고 판단되므로 인자들의 성질을 고려하여 설계해야 한다.

References

1. J. D. kim, "The Present and Future of monitoring business of residential fuel cell", The Korean Society For New And Renewable Energy. pp. 21-24.
2. S. S. Oh, K. J. Kim, "Removal of Odorants by Selective Adsorption from Natural Gas for Protection of Steam Reforming Catalyst in Fuel Cell from Sulfur Poisoning", J, Korean Ind. Eng. Chem., Vol 18, No. 4, August 2007, 337-343.
3. J. D. kim, D, Y, Park, "The Present and Future of residential fuel cell". Development of Building fuel cell.
4. J. W. Yu, K. H. Kim, "Outlook and market trends in the fuel cell", korearatings. 2011.5.24.
5. Y. H. Shin, H. D. Jeong, J. H. Lee, H. S. Chung, H. M. Jeong, "A Numerical Study of Heat Transfer and Flow Characteristics in Shell and Tube Heat Exchanger", The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea. 2011, pp. 1070-1073.
6. S. C. Lee, I. S. Song, P. D. Park, "Design Technology of Shell and Tube Heat Exchangers"
7. K. C. Yeo. "The design theory of Heat Exchanger".
8. S. H. Lee, M. S. Lee, N. K. Hur. "Numerical Analysis on the Heat Transfer and Flow in the Shell and Tube Heat Exchanger", Korean Society for Computational Fluids Engineering, pp. 149-152.
9. Daniel R. Lewin, Technion, "Heat Exchanger Design", Lecture seven, 054410 Plant Design.
10. Rajiv Mukherjee, Engineers india Ltd. "shell-and-tube heat exchangers", "Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers", 1998, February.
11. S. H. Hong, S. H. Yoon, J. H. Kim, "A study on the Computer Aided Design of Shell & Tube Type Heat Exchanger".
12. Dr. K. J. Bell and Dr. A.C. Mueller, "Wolverine heat transfer engineering data book", chap2. pp. 77-84.
13. C. H. Lee, DAELIM Ltd, "Cost saving proposal through no Expansion Joint in NTIW Baffle type Fixed Type Heat Exchanger", 2003, 10
14. T. G. P, S. C. Lee, S. C. Nam, P. D. P. "Development of a Single Phase Shell-and-Tube Type Heat Exchanger Thermal Design Code Based on Stream Analysis" Energy Engineering, Vol. 10, No. 4, 2001. 11. pp. 299-309.
15. Overall Heat transfer coefficient from spirax sarco co. A. 3. 4.
16. K. S. Oh, K. S. Lee, K. D. Kim, "Biogas as a Transport Fuel : Cleaning & Upgrading Technology" pp. 49-61.