



# 공학석사학위논문

# LNG 및 BOG 동시 가열 복합형 열교환기 해석 연구 2024년 2월 국립부경대학교대학원 기계설계공학과

# 김 명 준

# 공학석사학위논문

# LNG 및 BOG 동시 가열 복합형 열교환기 해석 연구

지도교수 이 연 원

이 논문을 석사 학위논문으로 제출함.

2024년 2월

국립부경대학교 대학원

기계설계공학과

# 김 명 준

# 김명준의 공학석사 학위논문을 인준함.



목 차	i
Nomenclature	ii
List of Tables	iii
List of Figures	iv
요 약	vi
Abstract	vii
I. 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
II. 이론	4
2.1 지배방정식(Governing Equation)	4
2.2.1 연속방정식(Continuity Equation)-질량보존법칙	4
2.2.2 Navier-Stokes Equation-운동량보존법칙	5
2.2.3 에너지 방정식(Energy Equation)	8
Ⅲ. 복합 열교환기 개발 및 해석	11
3.1 Geometry	11
3.2 CFD 해석조건 및 경계조건	14
3.3 열교환기 해석결과	17
3.4 구조변경 결과	30

IV.	결론	
Ref	ference	

i

# Nomenclature

- $\rho$  : Density
- u : x Component of velocity vector
- v: y Component of velocity vector
- w: z Component of velocity vector
- $\rho \ \overline{u'_i u'_j}$  : Reynolds stress
- p: Pressure
- $\mu$ : Dynamic viscosity
- $\mu_t$ : Turbulent viscosity
- L : Characteristic length
- *Re* : Reynolds number
- $\dot{m}$ : Mass flowrate

A

ANT

01 11

# List of Tables

Table 3.1 Boundary condition in Glycol water, LNG, BOG    16	)
Table 3.2 Comparison of the outlet temperatures on baffle length contraction35	



# List of Figures

Fig.1.1 Normal Heat exchanger	2
Fig.1.2 Simultaneous heating combined heat exchanger	3
Fig.3.1 Geometry in Glycol water	. 12
Fig.3.2 Geometry in LN2	. 13
Fig.3.3 Geometry in N2	. 13
Fig.3.4 Mesh generation of combined heat exchanger - 1	. 14
Fig.3.5 Mesh generation of combined heat exchanger - detailed	. 15
Fig.3.6 The way how each fluid flows in heat exchanger	. 16
Fig.3.7 Temperature distribution in Glycol water	. 18
Fig.3.8 Temperature distribution in LN2	. 18
Fig.3.9 Temperature distribution in N2	. 19
Fig.3.10 Streamline of Glycol water	.20
Fig.3.11 Heat transfer coefficient in LN2	.21
Fig.3.12 Heat transfer coefficient in N2	.22
Fig.3.13 Temperature distribution on specific place (near baffle)	. 23
Fig.3.14 Glycol water temperature distribution in specific place near baffle	. 24
Fig.3.15 LN2 temperature distribution in specific place near baffle – part (a)	. 25
Fig.3.16 LN2 temperature distribution in specific place near baffle – part (b)	. 26
Fig.3.17 LN2 temperature distribution in specific place near baffle – part ©	.26
Fig.3.18 LN2 temperature distribution in specific place near baffle – part (d)	.27
Fig.3.19 N2 temperature distribution in specific place near baffle – part (a)	. 28
Fig.3.20 N2 temperature distribution in specific place near baffle – part (b)	. 28

Fig.3.21 N2 temperature distribution in specific place near baffle – part ©	. 29
Fig.3.22 N2 temperature distribution in specific place near baffle – part @	. 29
Fig.3.23 Baffle form in original heat exchanger	.31
Fig.3.24 Baffle form in case ①	.31
Fig.3.25 Baffle form in case ②	. 32
Fig.3.26 LN2 temperature distribution in case ①	. 33
Fig.3.27 N2 temperature distribution in case ①	. 33
Fig.3.28 LN2 temperature distribution in case ②	. 34
Fig.3.29 N2 temperature distribution in case ②	. 35
Fig.3.30 Comparison of the outlet temperatures according to baffle length	. 36



#### LNG 및 BOG 동시 가열 복합형 열 교환기 해석 연구

#### 김 명 준

국립부경대학교 대학원 기계설계공학과

약

ਲੋ

유체역학에 있어서 열교환기에 대한 연구는 아주 오래전부터 이어져 왔다. CFD 수치해석 혹은 실험을 통해 열교환기 내 열전달에 관해 분석을 하기도 하였고, 열교환 도중 결빙(icing)이 발생하는 문제에 대한 연구, 그리고 Baffle 등의 열교환기 내 열전달에 영향을 주는 여러가지 구조변경에 대한 연구 등이 이루어져 왔다.

하지만, 한 번에 두가지 유체를 데우는, 즉, 하나의 열교환기 내에 세가지 유체가 흐르는 동시가열 복합 열교환기에 대한 연구는 거의 없었다.

따라서, 이 연구에서는 LNG, BOG, Glycol water 가 들어가 있고, LNG 와 BOG 를 동시에 가열하는 쉘 앤 튜브 복합 열교환기의 열전달 능력을 확인하여 성능분석을 진행하였다.

다만, 실질적으로 환경적인 이유, 안정적인 이유, 그리고 경제적 측면을 고려하여 LNG 와 BOG 대신에 LN2 와 N2 를 사용하여 해석을 진행하였다.

키워드 : 동시가열, 복합 열교환기, LNG, BOG, LN2, N2

A Study on the combined heat exchanger for simultaneous heating of LNG and BOG

Myeong Jun Kim

Department of Mechanical Design Engineering, The Graduate School, Pukyong National University

#### Abstract

Research on heat exchangers in fluid mechanics has been around for a long time. The heat transfer in heat exchangers was analyzed through CFD numerical analysis or experiments, studies on the problem of freezing during heat exchange, and studies on various structural changes that affect heat transfer in heat exchangers such as Baffle have been conducted.

However, there have been few studies on simultaneous heating combined heat exchangers that heat two fluids at a time, that is, three fluids flow within one heat exchanger.

Therefore, in this study, the performance analysis was conducted by confirming the heat transfer ability of the shell and tube combined heat exchanger that contains LNG, BOG, and Glycol water and heats LNG and BOG at the same time.

However, in consideration of actual environmental reasons, stable reasons, and economic aspects, the analysis was conducted using LN2 and N2 instead of LNG and BOG.

Keywords: simultaneous heating, combined heat exchanger, LNG, BOG, LN2, N2

# I. 서론

1-1.연구배경

LNG 시스템에서 발생하는 BOG 를 효과적으로 활용하여 에너지 손실을 최소화하고, LNG 운반 및 저장 과정에서의 효율성을 향상시키는 데 있다. 이러한 연구는 다음과 같은 몇가지 측면에서 의미를 갖는다.

a. 에너지 효율 향상 : BOG 는 LNG 온도 상승으로 인해 발생하는 가스로, 이 가스를 효율적으로 활용함으로써 LNG 운반 및 저장 시스템의 전체 에너지 효율을 향상시킬 수 있다.

b. 환경 영향 감소 : BOG 처리에 대한 효과적인 방법은 환경 친화적이며, LNG 산업의 지속가능성을 높일 수 있다. 보다 효율적인
BOG 처리는 온실가스 배출을 줄이는 데 도움이 될 수 있다.

c. 안전성 향상 : BOG 를 효율적으로 처리하는 시스템은 LNG 시설 및 댕커의 안전성을 향상시키고, 안전사고의 발생 가능성을 감소시킬 수 있다.

d. 경제적 효과 : 보다 효율적인 BOG 처리는 LNG 운반 및 보관 과정에서의 에너지 소비를 감소시킴으로써 경제적 이점을 제공할 수 있다.

열교환기에 대한 연구는 실험이나 CFD 를 통해서 오래전부터 진행되어왔다. KIM 은 CFD 를 통해 Shell and tube 열교환기의 열전달 특성에 관하여 분석하였고(2012), Yan 은 열교환기의 icing 현상에 대한 연구를 수행하였다(2017). 또한, Ali 는 Baffle 이 열교환기 내에 미치는 영향에 대해 연구하였다(2019).

이 이후에도 열교환기에 관한 여러방면의 연구가 이루어졌지만, 현재 두가지 유체를 동시에 가열하는 즉, 열교환기 내 세가지 유체가 흐르는 복합열교환기에 대한 분석은 아직까지 매우 저조한 상황이다.

#### 1-2. 연구목적

위의 연구배경과 같은 효과를 달성하기 위해 동시가열 열교환기의 연구는 BOG 를 효과적으로 처리하고, 동시에 LNG 를 가열하는 과정에서의 열전달을 최적화하는 방법을 개발하는 것을 목표로 한다.

그러나, 이 연구에서는 환경적인 이유, 안정적인 이유, 그리고 경제적 측면을 고려하여, LNG 와 BOG 대신에 LN2 와 N2 를 대체하여 해석을 진행하였다.



Fig.1.1 Normal Heat exchanger



Fig.1.2 Simultaneous heating combined heat exchanger

# Ⅱ. 이론

# 2.1 지배방정식(Governing Equation)

유체 유동에서의 지배방적식은 질량보존방정식, 운동량방정식, 그리고 에너지 방정식이 있다.

- 유체의 질량은 보존된다.
- 운동량의 변화율은 유체에 가해지는 힘들의 합들과 같다.
- 유체 에너지의 변화율은 유체 입자에 부여되는 열 전달률과
   일률의 합과 같다.

2.1.1 연속방정식(Continuity Equation)-질량보존방정식

유체 요소에서의 질량 균형은 다음과 같다.

유체 요소 내의 유체질량 증가율=요소 내로 유입되는 유체 질량유량

연속방정식을 도출하기 위해서, 유한검사체적 모델을 고려해야된다. 검사표면의 한 지점에서, 유속은 *v*, 단위 법선벡터 *n*, 그리고 dS 는 표면면적요소를 가르킨다. 이 때 보존된 양은 밀도 ρ에 해당된다. 유한 체적 내부의 총 질량의 시간변화율 Ω에 대해서 식 2.1과 같이 나타난다.

# $\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega} \rho d\Omega$

2.1

공간에 고정된 어떤 표면을 통한 유체의 질량유량은 다음과 같다. (밀도) x (표면적) x (표면에 수직인 속도성분) 그러므로, 각 표면요소에 dS 에 걸친 대류유속의 기여는 식 2.2 와 같다.

 $\rho(\vec{v}\cdot\vec{n})dS$ 

2.2

이 때, n은 항상 검사체적을 가리키기 때문에, (v·n)가 음수면 유입, 양수면 유출이라고 칭한다.

위에 기술된 바와 같이, 별개의 체적이나 소스항이 나타나있지않고, 이에 우리는 식 2.3 로 나타낼 수 있다.

 $\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = 0$ 2.3이것은 연속방정식의 적분 형태를 나타낸다. - 질량 보존 법칙

### 2.1.2 Navier-Stokes Equation-운동량보존법칙

운동량보존법칙은 뉴턴의 제 2 법칙을 기반으로 운동량의 변화가 질량요소에 작용하는 알짜 힘에 의해 일어난다는 것을 의미한다.

유체입자의 운동량 증가율 = 유체입자에 가해지는 전체 힘

검사체적 Ω 의 무한히 작은부분의 운동량에 대하여 식 2.4 과 같이 나타난다.

 $\rho \vec{v} d\Omega$ 

2.4

검사체적 내에서 운동량 시간의 변화는 식 2.5 과 같다.

 $\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega} \rho \vec{v} \, d\Omega$ 

따라서 보존된 양은 밀도와 속도의 곱이 된다.  $\rho \vec{v} = [\rho u, \rho v, \rho w]^T$  2.6

검사체적의 경계를 가로지르는, 운동량의 전달을 묘사하는 대류유속 텐서는 다음 세 성분의 직각좌표계로 구성된다.

2.5

2.7

x-component:  $\rho u \vec{v}$ 

y-component:  $\rho v \vec{v}$ 

z-component:  $\rho w \vec{v}$ 

운동량 보존에 대한 대류유속 텐서는 식 2.7 과 같이 기여된다.

 $-\oint_{\partial\Omega}\rho\vec{v}\,(\vec{v}\cdot\vec{n})dS$ 

정지해 있는 유체에는 운동량의 확산이 없으므로 확산유혹은 0 이다. 이 때 유체소자가 노출하는 힘이 무엇인가를 알기 위해, 검사체적에 작용하는 두 종류의 힘을 확인할 수 있었다.

- 부피의 질량에 직접적으로 작용하는 외부체적 혹은 중력, 부력, 원심력 등의 힘
- 검사체적의 표면에 직접 작용하는 표면의 힘은 다 두가지 소스에 의해서만 발생한다.

a) 체적을 둘러싸고 있는 유체에 의해 가해지는 압력분포

b) 유체와 체적표면 사이의 마찰로 인한 전단 수직응력

위를 통해 단위부피당 힘을 ρ<sub>fe</sub>로 표시한 것을 알 수 있다. 따라서 그 힘이 운동량 보존에 기여하는 바는 식 2.8과 같다.

 $\int_{\Omega} \rho \vec{f}_e \,\mathrm{d}\Omega$ 

2.8

2.9

표면 소스항은 등방성 압력성분과 점성 응력 텐서 <sup>7</sup>의 두 부분으로 구성된다. 따라서, 식 2.9과 같이 나타난다.

 $\bar{Q}_S = -p\bar{I} + \bar{\tau}$ 

따라서 위와 같은 기여분을 모두 합하면, 최종적으로 식 2.10을 얻을 수 있다.

 $\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{v} \, d\Omega + \, \oint_{\partial \Omega} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \int_{\Omega} \, \rho \vec{f}_e - \oint_{\partial \Omega} p \vec{n} \, dS + \oint_{\partial \Omega} (\bar{\tau} \cdot \bar{n}) dS \qquad 2.10$ 

# 2.1.3 에너지 방정식 (Energy Equation)

에너지 방정식을 유도할 때 적용할 기본적인 원리는 열역학 제 1 법칙이다.

부피 내부의 총에너지의 시간 변화는 부피에 작용하는 힘의 속도와 알짜 열유속에 의해 일어난다. 총 에너지는 E 는 단위질량당 내부에너지 e 에 단위질량당 운동에너지 |히<sup>2</sup>/2를 더하여 얻어진다.

따라서, 총에너지를 식 2.11 과 같이 쓸 수 있다.

 $E = e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = e + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2}$ 

2.11

이 때, 보존된 양은 단위부피당 총 에너지인 E 이다. 체적 Ω 내에서의 시간 변화는 식 2.12 와 같다.

 $\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega} \rho E \, d\Omega$ 

일반 보존 법칙을 유도하는 과정에서, 대류 플럭스의 기여도를 식 2.13 과 같이 나타낼 수 있다.

 $-\oint_{\partial\Omega} \rho E(\vec{v}\cdot\vec{n})dS$ 

2.13

2.12

연속방정식과 모멘텀방정식과는 달리, 에너지방정식에는 확산항이 있다. 이는, 단위질량당 보존된 양의 구배에 비례한다. 확산유속  $\vec{F}_D$ 는 정지해있는 유체에 대해 정의되므로, 내부에너지에만 유효하게 되고 다음과 같은 식 2.14를 얻게된다.

 $\vec{F}_D = -\gamma \rho \kappa \nabla e$ ,

2.14

여기서 γ = c<sub>p</sub>/c<sub>v</sub> 는 비열계수의 비율이고 κ는 열확산계수이다. 확산유속은 열유속의 한 부분, 즉 분자 열전도로 인한 열의 확산 - 온도구배로 인한 열전달을 나타낸다. 따라서, 위의 식은 일반적으로 푸리에의 열전도 법칙, 즉, 식 2.15 와 같이 나타난다.

 $\vec{F}_D = -k\nabla T$ 

#### 2.15

여기서 k는 열전달계수이고 T는 절대정온이다. 유한 검사체적으로 들어가는 알짜 열 유속의 다른 부분은 복사의 흡수 또는 방출, 또는 화학반응으로 인한 부피가열로 구성된다. 이 때, 운동량 방정식에 도입한 힘  $\vec{f}_e$  의 작용률과 함께 부피원을 완성하는 열원 (단위 질량당 열전달 시간률)을  $\dot{q}_h$ 로 나타낼 것이다.

 $Q_V = \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h$ 

2.16

이 때, 표면 소스  $Q_s$ 에 대한 에너지 보존을 아직 결정하지 못했다. 이것은 유체요소에 대한 전단 및 수직응력뿐만 아니라 압력에 의해 수행되는 작업의 시간속도에 해당한다. 따라서, 식 2.17과 같이 나타날 수 있다.

 $\vec{Q}_S = -p\vec{v} + \bar{\bar{\tau}}\cdot\vec{v}$ 

2.17

위의 모든 기여와 항들을 분류하면, 에너지 보존 방정식에 대해 다음과 같은 식 2.18을 얻을 수 있다.

 $\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E d\Omega + \oint_{\partial \Omega} \rho E(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \oint_{\partial \Omega} k(\nabla T \cdot \vec{n}) dS + \int_{\Omega} (\rho \vec{f_e} \cdot \vec{v} + \dot{q_h}) d\Omega - \oint_{\partial \Omega} p(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS + \oint_{\partial \Omega} (\bar{\tau} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{n} dS$ 2.18

에너지 방정식은 보통 약간 다른 형태로 쓰여진다. 이에 총 엔탈피, 총에너지, 압력 사이의 다음의 일반적인 관계식 2.19를 이용할 것이다.

 $H = h + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = E + \frac{p}{\rho}$  2.19

이제 에너지 보존법칙에서 대류 (ρEϑ)와 압력항 (pϑ)를 모아서 공식을 적용하면, 최종적으로 다음과 같은 에너지 방정식 2.20을 쓸 수 있다.

 $\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E d\Omega + \oint_{\partial \Omega} \rho H(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \oint_{\partial \Omega} k(\nabla T \cdot \vec{n}) dS + \int_{\Omega} (\rho \, \vec{f_e} \cdot \vec{v} + \dot{q_h}) d\Omega + \oint_{\partial \Omega} (\bar{\bar{\tau}} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{n} dS$ 2.20

H Ot u

# Ⅲ. 복합 열교환기 개발 및 해석

#### **3.1 Geometry**

복합형 열교환기의 각 흐름에 따라서 Geometry를 분류해 두었다.

우선 Glycol water 같은 경우에는 Fig.3.1 과 같이, Glycol water inlet 을 통해 유체가 들어오게 되고 Baffle 을 지나, Glycol water outlet 을 통해 빠져나오게 된다. Glycol water 는 고온에서 투입이 되어 출구측으로 빠져나올 때 저온 형태의 유체로 빠져나오게 된다.

Baffle 은 유체가 머무르는 시간을 더욱 지속시켜서, 열전달률을 보다 향상시키는 효과를 보인다.

LN2 의 경우에는 Fig.3.2 과 같이 LN2 inlet 에서 유체가 투입되어서, LN2 튜브 다발을 통과하여, LN2 outlet 으로 빠져나오게 된다.

LN2의 경우에는 저온의 형태로 투입되어 고온으로 빠져나오게 된다.



Fig.3.1 Geometry in Glycol water

N2 의 경우에는 Fig.3.3 과 같이 N2 inlet 에서 유체가 투입되어 N2 튜브다발을 통과하여, N2 outlet 으로 빠져나오게 된다.

LN2 와 마찬가지로, 저온형태로 투입되어, 고온의 유체로 데워지게 된다.



Fig.3.3 Geometry in N2

# 3.2 CFD 해석조건 및 경계조건

Mesh 구성은 해석의 중요도에 따라 각 영역별로 정밀도를 조정하였다.

기본적으로 Edge sizing 으로 격자를 구성하였으며, 각 영역의 입구와 출구부근에 inflation 을 넣어주어, 격자를 보강하였다.

격자 의 Node 개수는 약 2395 만개로 구성되었고, 격자 quality (Orthogonal quality)는 최소 0.01497, 평균 0.796 으로 해석을 수행하는데 큰 문제 없이 준수하게 나타났음을 확인할 수 있다.



Fig.3.4 Mesh generation of combined heat exchanger -1



Fig.3.5 Mesh generation of combined heat exchanger – detailed

열교환기 내의 각 유체영역별로 경계조건을 분류하였다.

Glycol water 의 경우에는 8.33kg/s 의 질량유량과 65℃의 온도로 inlet 에 투입되게 된다.

LN2 의 경우에는 0.4167kg/s 의 질량유량과 -163℃의 온도로 inlet 에 투입되게 된다.

N2 의 경우에는 0.111kg/s 의 질량유량과 -140℃의 온도로 inlet 에 투입되게 된다.

경계조건의 상세정보는 Table 3.1 와 같이 정리되었다.

(LNG 와 BOG 의 경우에는 각각 LN2 와 N2 로 확인하면 된다.)

세 유체 모두 예상 출구온도는 약 45℃이며, 이 때 LN2 의 경우 실질적으로는 액체상태이지만, 이미 기체가 된 상태로 간주하여 별도의 상변화를 반영하지 않고, 해석을 수행하였다.

NO.	UNIT	Temp (°C)	Pressure (bar)	Flow (kg/hr)	
N1	Glycol Water Inlet	65	4	30,000	
N2	Glycol Water outlet	45	<u>.</u>	121 1	
N3	LNG Inlet (Liquid)	-163	18	1500	
N4	NG Outlet (Gas)	45	-	-	
N5	BOG Inlet (Gas)	-140	4.5	400	
N6	BOG Outlet (Gas)	45	<u> </u>	=	

Table 3.1 Boundary condition in Glycol water, LNG, BOG



Fig.3.6 The way how each fluid flows in heat exchanger

해석은 정상상태로 진행하였으며, k-ε 난류모델을 사용하였다.

3.3 열교환기 해석결과

#### 3.3.1 LN2, N2, Glycol water 온도변화

#### 3.3.1.1 Glycol water 에서의 온도구배

열교환기 내 Glycol water 의 온도구배에 대한 해석결과는 Fig.3.7 과 같이 나타난다.

투입된 Glycol water 온도 65℃에서 약 60℃ 정도까지 내려간 것을 확인 할 수 있다.

이 때, 앞서서 Glycol water 의 출구예상온도가 45℃라고 명시하였는데, 그에 대비하여, 온도가 덜 내려간 것을 알 수 있을 것이다.

이는 실제실험상황과는 달리 해석에서는 상변화를 배제하고 해석하였기 때문에, 그에 해당하는 잠열만큼 Glycol water 의 온도가 덜 내려간 것이다.

3.3.1.2 LN2 에서의 온도구배

열교환기 내 LN2의 온도구배에 대한 해석결과는 Fig.3.8과 같이 나타난다.

LN2 의 경우에는 -163℃의 저온의 온도로 투입되어서, 약 49℃ 정도의 온도로 출구에서 나오는 것을 확인할 수 있다.



Fig.3.8 Temperature distribution in LN2



열교환기 내 N2의 온도구배에 대한 해석결과는 Fig.3.9 과 같이 나타난다.

N2 의 경우 -140℃의 온도로 투입되어서, 약 48℃의 온도로 출구 측에서 나오는 것을 확인할 수 있다.

LN2 와 N2 의 경우에는 Glycol water 와 달리 예상출구온도와 흡사하게 해석결과가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

# 3.3.2 Glycol water 의 유동패턴

열전달이 문제없이 수행되었는지를 확인하기 위해, 열교환기 내 Glycol water 의 유동패턴을 살펴보았다.

Glycol water 의 유선이 입구 측부터 Baffle 을 지나, 출구 측까지 문제없이 도달하는 것을 확인할 수 있었다.

또한, Glycol water 의 유속이 열교환기 shell 내부로 들어온 후에 급격히 느려져, 유체가 보다 오래 머무르게 되어, LN2, N2 와 열 교환하는데 충분한 영향을 줄 수 있는 것으로 판단된다.



Fig.3.10 Streamline of Glycol water

## 3.3.3 LN2, N2 에서의 열전달계수

열전달이 제대로 수행되었는지 여부를 확인하기 위해, 열교환기 Tube 의 각 LN2, N2 의 열전달계수를 확인하였다.

#### 3.3.3.1 LN2 에서의 열전달계수

LN2 의 경우, 최소 88W/m<sup>2</sup>·K 에서 최대 210 W/m<sup>2</sup>·K까지 열전달계수가 변화하는 것을 확인할 수 있었다.

#### 3.3.3.2 N2 에서의 열전달계수

N2 의 경우, 최소 94W/m<sup>2</sup>·K 에서 최대 200 W/m<sup>2</sup>·K까지 열전달계수가 변화하는 것을 확인할 수 있었다.



Fig.3.11 Heat transfer coefficient in LN2



# 3.3.4 Baffle 인근영역에서의 온도변화

앞선 장에서는 LN2 와 N2 그리고 Glycol water 의 열교환기 절반부에 대한 온도구배를 살펴보았다. 그러나, 이 결과만으로는 열교환기 내에 열교환이 제대로 일어나고 있는지 확신하기에는 부족하다.

이에 따라 또다른 방면의 영역에서의 각 Glycol water, LN2, N2 의 온도구배를 확인하여, 열전달이 문제없이 잘 일어나는 지를 확인하였다.



Fig.3.13 Temperature distribution on specific place (near baffle)

#### 3.3.4.1 Baffle 인근 영역에서의 Glycol water 온도구배

각 Baffle 사이에 위치한 단면에 한해서, Glycol water 의 온도구배를 측정하여 비교하였다.

전체적인 온도분포는 56℃ ~ 65℃로 나타났고, 입구측에 가장 가까운 평면 ⓐ가 가장 높은 온도분포를 나타내었다.

각 ④ ~ ①까지의 온도분포변화로 미루어보아, 열전달이 정상적으로 진행되고 있는 것을 확인할 수 있다.



Fig.3.14 Glycol water temperature distribution in specific place near baffle

- 3.3.4.2 Baffle 인근 영역에서의 LN2 온도구배
  - 각 Baffle 사이에 위치한 Tube 단면에 한해서, LN2 의 온도구배를 측정하여 비교하였다.
  - 각 영역별로 Tube 부분을 비교하였고, 우측 그림은 Tube 중 일부분을 확대한 모습이다.
  - 기본적으로 Tube 는 중심부 영역은 낮은 온도를 유지하다가, 가장자리 부분으로 가게 되면, shell 부분과 열교환하는 벽면부분과 가까워져서 온도가 급격하게 변화하는 모습을 볼 수 있다.
  - 온도분포의 가장 많은 부분을 차지하고 있는 중심부 영역을 비교해보았을 때, 단면 Tube ⓐ -136℃에서, 단면 Tube ⓓ -59℃까지 점차 온도가 상승하는 것을 확인 할 수 있다.
    - 이와 같은 LN2 의 온도상승을 통해 열교환이 제대로 이루어지고 있음을 판단할 수 있다.



Fig.3.15 LN2 temperature distribution in specific place near baffle - part (a)



Fig.3.17 LN2 temperature distribution in specific place near baffle – part  $\,\odot$ 



#### 3.3.4.3 Baffle 인근 영역에서의 N2 온도구배

마찬가지로 Baffle 인근에 위치한 각 단면 Tube 영역들에 대해서 N2 의 온도구배를 확인하였다.

LN2 와 유사하게 Tube 단면의 제일 바깥부분으로 갈수록 급격하게 온도가 변화하는 모습이 나타났다.

단면 Tube ⓐ ~ ⓓ를 비교하였을 때, 중심부 영역에 한해서, -138℃에서 -50℃로 온도가 상승하는 모습을 확인할 수 있었다. 이와 같이 온도가 상승하는 결과를 통해 N2 역시 문제없이 열교환이 진행되고 있음을 알 수 있다.





Fig.3.20 N2 temperature distribution in specific place near baffle - part (b)



Fig.3.22 N2 temperature distribution in specific place near baffle - part @

#### 3.4 구조변경 결과

앞선 해석들에서는 복합 열교환기의 성능에 대해서 확인해보았다. LN2 와 N2 의 가열된 출구온도가 정상범주에 들어왔고, 열교환에 문제가 없음을 확인하였다.

그러나 이에 더 나아가서 열교환기의 성능을 더 극대화 시킬 수 있는 방법을 모색해보기로 하였다.

#### 3.4.1 Baffle 형태 변경을 통한 열전달 성능 차이 확인

선행된 많은 연구들에서는 Baffle 의 위치변경이나 개수 조정 등을 하여, 열교환기의 열전달률 차이를 확인하였다.

하지만, Baffle 의 길이변경에 대한 연구는 현재 굉장히 미흡한 것으로 확인하여, 이번연구에서는 이를 통해 열전달에 얼마나 많은 차이를 보일지에 대해 분석하였다.

기존의 열교환기 내 Baffle 의 길이는 LN2 와 N2 의 Tube 를 모두 붙들 수 있는 범위까지 닿게 길이가 설정되어 있다.

이 때, 기존 열교환기 Baffle 길이 형태 외에 ① Tube 의 나머지부분의 반을 제외하고, 즉, <u>LN2 Tube 의 3/4 영역까지 Baffle 의 길이</u>가 닿는 경우와, ② <u>열교환기의 절반까지의 Baffle 길이 형태</u> 이렇게 두 가지 경우에 한해서, 출구측의 LN2 와 N2 의 온도가 얼마나 나오는지 비교해보았다.

다음 그림은 각 case 에 대한 이해를 돕기 위해 Baffle 의 형태가 어떻게 되어있는지를 나타낸 것이라고 보면 된다.



Fig.3.24 Baffle form in case ①



3.4.1.1 Baffle 구조변경에 따른 LN2, N2 출구측 온도 비교 - case ①

다음 그림은 case ① 에 대해서, 각 LN2 와 N2 의 온도변화양상을 나타낸 모습이다.

두 결과 모두 출구측 온도 약 49℃로 기존 열교환기 형태의 결과와 큰 차이를 보이지 않는 것으로 나타났다.



Fig.3.27 N2 temperature distribution in case  $\ensuremath{\,\textcircled{1}}$ 

# 3.4.1.2 Baffle 구조변경에 따른 LN2, N2 출구측 온도 비교 - case ②

다음은 열교환기 내 case ②에 대한 LN2 와 N2 의 온도변화양상이다.

LN2, N2 각각의 출구온도는 55.9℃, 54.6℃로 기존 열교환기 출구온도 대비해서 소폭 상승한 것을 확인할 수 있다.

이는 열교환기 내 Baffle 이 도달하는 부분에 대한 길이가 절반부 이상 변화할 경우, 출구측 온도에 두드러지게 영향을 미치는 것을 파악할 수 있다.



Fig.3.28 LN2 temperature distribution in case ②



Baffle 길이에 따른 출구 온도 차이				
	Baffle 수축량	LN2 온도	N2 온도	
original baffle length (398.61mm)	0mm	49°C	48°C	
case ① (341.4mm)	57.21mm	49°C	49°C	
case ② (240mm)	158.61mm	55.9°C	54.6°C	

Table 3.2 Comparison of the outlet temperatures on baffle length contraction



Fig.3.30 Comparison of the outlet temperatures according to baffle length

Table 3.2 와 Fig.3.30 를 통해 Baffle 길이가 158.61mm 만큼 줄어들면, LN2의 경우 6.9℃, N2의 경우 6.6℃만큼 출구에서 더 가열되어서 나오는 것을 확인할 수 있다.

즉, Baffle 길이가 감소함에 따라, LN2 와 N2 에 대한 열전달률은 기하급수적으로 증가하게 된다.

# Ⅳ. 결론

- 각 LN2 와 N2 에 나타나는 온도변화를 확인하여, 두 유체가 예상했던 온도만큼 문제없이 가열되는 것을 확인하였다.
   다만, Glycol water 의 경우에는 예상했던 온도인 45℃에 비해서 덜 식혀진 채 (61℃)로 출구에서 나오는 것을 확인할 수 있었는데, 이는 상변화에 대한 부분을 배제하고 해석하였기 때문에, 그에 해당하는 잠열만큼 Glycol water 가 덜 내려간 것이다.
- Glycol water 의 유동패턴을 통해, Glycol water 의 유속이 열교환기 shell 내부로 들어온 후에 급격히 느려져, 유체가 보다 오래 머무르게 되어, LN2, N2 와 열 교환하는데 충분한 영향을 줄 수 있는 것을 파악할 수 있다.
- 또한, Glycol water, LN2 와 N2 의 각 Baffle 사이에 위치한 단면부의 온도변화도 확인하여, 문제없이 열전달이 잘 일어나고 있음을 확인할 수 있었다.
- 4. Baffle 길이변동에 따른 각 case 에 대한 출구측의 LN2 와 N2 의 온도를 확인하여,Baffle의 길이가 158.61mm 만큼 줄어든 형태에 한해서,LN2 와 N2 의 온도가 각각 6.9℃, 6.6℃만큼 출구에서 더 가열된 상태로 배출되는 것을 확인할 수 있었다.
  이에 따라 Baffle 길이 수축에 따라, LN2 와 N2 의 열전달률이 기하급수적으로 상승하는 것을 파악할 수 있다.

# Reference

- Byungjun Kim, Dongeun Kim, Youngsu Park, Jaeho Kim. (2012). CFD Analysis on Characteristics of Heat Transfer in Shell and tube Heat Exchanger. The Korean Society of Mechanical Engineers, 2780-2781
- Yan Li, Chao Yang, Zhe Yan, Bin Guo, Han Yuan, Jian Zhao, Ning Mei. (2017). Analysis of the icing and melting process in a coil heat exchanger. Energy Procedia 136, 450-455
- Li Xu, Zhenfei Huang, Bing Tang, Jie Li. (2017). Numerical Simulation of the Flow and Phase Chage Characteristics of Ice Particles-Seawater two-phase flow in Heat Exchanger of Polar Ship. 2017 4th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS),
- Ali Akbar Abbasian Arani, Reza Moradi. (2019). Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration. Applied Thermal Engineering 157, 113736
- 5) Hoyoung Jeong, Jimwoo Oh, Hoseong Lee. (2020). Study on thermal and hydraulic characteristics of baffle-mounted plate heat exchanger for application of ORC evaporator. **The Korean Society of Mechanical Engineers**, 428-430
- Adam Sass, Alex Kummer, Zsolt Ulbert, Attila Egedy. (2021). Failure Analysis of Heat Exchangers with a Valid CFD Simulation. Periodica Polytechnica Chemical Engineering, 65(4), 536-549
- Yan Ren, Wei-hua Cai, Yi-qiang Jiang, Wei-dong Wu, Qi-guo Yang, Jie Chen. (2022). Numerical study on the flow characteristic of shell-side film flow of floating LNG spiral wound heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer 187, 122198

- S.Mimouni, N.Mechitoua, A.Foissac, M.Hassanaly, and M.Ouraou. (2011). CFD Modeling of Wall Steam Condensation: Two-Phase Flow Approach versus Homogeneous Flow Approach. Science and Technology of Nuclear Installations, 941239
- M.Vivekanandan, R.Venkatesh, R.Periyasamy, S.Mohankumar, L.Devakumar. (2020). Experimental and CFD investigation of helical coil heat exchanger with flower baffle. Materials Today: Proceedings 37, 2174-2182
- Thomas Kleiner, Sebastian Rehfeldt, Harald Klein. (2019). CFD model and simulation of pure substance condensation on horizontal tubes using the volume of fluid method. International Journal of Heat and Mass Transfer 138, 420-431
- 11) Arkadiusz Brenk, Jakub Kielar, Ziemowit Malecha, Zbigniew Rogala. (2020). The effect of geometrical modifications to a shell and tube heat exchanger on performance and freezing risk during LNG regasification. International Journal of Heat and Mass Transfer 161, 120247

# 감사의 글

이 논문을 완성하기까지 우선 제 지도교수님인 이연원교수님께 감사를 전하고 싶습니다. 석사생활을 처음 시작하고부터 어느덧 2 년 반이라는 시간이 흘렀습니다. 뛰어난 여러 선배님들에 비해, 첫 시작도 굉장히 더뎠고, 이 때문에 연구생활도 저에게 순탄하지만은 않았습니다.

그런 상황속에서도 이연원 교수님께서는 항상 충고와 격려로 저를 이끌어주셨고, 교수님이 없었더라면 아마도 이 논문을 끝마치기 힘들었을지도 모릅니다.

다시한번 저를 올바른 연구자의 길로 이끌어주신 이연원교수님께 감사하다는 말씀을 올립니다.

이 밖에 많은 지도를 해주시고 응원해주신 유동인교수님, 힘들 때 포기하지 않고 열심히 할 수 있도록 좋은 말씀을 많이 해주신 최윤환 교수님, 2 년 반동안 저의 연구실 동반자가 되어주었던 외국인 친구 Zhao, 그리고 석사졸업 이후에도 먼 곳에서 저를 잊지 않고 항상 챙겨주었던 정말 고마운 친구 재현이, 또 힘든 석사생활을 이겨내며 어느덧 졸업을 같이 앞두게 된 산업대학원 임영훈 교수님, 그리고 이미 졸업을 하였지만, 저의 대학원생활을 함께하며, 많은 도움을 주셨던 전준호 선배님, 그리고 Palash 에게도 정말 감사하다는 말을 전하고 싶습니다.

마지막으로 오랜 대학원생활이 끝날 때까지 매순간 저를 걱정해주시며, 챙겨주셨던 어머니, 아버지 그리고 동생에게도 감사의 말씀을 올리며 이 논문을 마칩니다.