

Heat transfer performance of a helical heat exchanger depending on coil distance and flow guide for supercritical cryo-compressed hydrogen

Hojun Cha ^a, Youngjun Choi ^a, and Seokho Kim ^{b,*}

^aDepartment of Smart Manufacturing Engineering, Changwon National University, Changwon, Korea

^bMechanical engineering, Changwon National University, Changwon, Korea

(Received 7 September 2022; revised or reviewed 22 September 2022; accepted 23 September 2022)

Abstract

Liquid hydrogen (LH₂) has a higher density than gaseous hydrogen, so it has high transport efficiency and can be stored at relatively low pressure. In order to use efficient bulk hydrogen in the industry, research for the LH₂ supply system is needed. In the high-pressure hydrogen station based on LH₂ currently being developed in Korea, a heat exchanger is used to heat up supercritical hydrogen at 700 bar and 60 K, which is pressurized by a cryogenic high-pressure pump, to gas hydrogen at 700 bar and 300 K. Accordingly, the heat exchanger used in the hydrogen station should consider the design of high-pressure tubes, miniaturization, and freezing prevention. A helical heat exchanger generates secondary flow due to the curvature characteristics of a curved tube and can be miniaturized compared to a straight one on the same heat transfer length. This paper evaluates the heat transfer performance through parametric study on the distance between coils, guide effect, and anti-icing design of helical heat exchanger. The helical heat exchanger has better heat transfer performance than the straight tube exchanger due to the influence of the secondary flow. When the distance between the coils is uniform, the heat transfer is enhanced. The guide between coils increases the heat transfer performance by increasing the heat transfer length of the shell side fluid. The freezing is observed around the inlet of distribution tube wall, and to solve this problem, an anti-icing structure and a modified operating condition are suggested.

Keywords: computational fluid dynamics (CFD), cryogenic, heat exchanger, heat transfer coefficient, high pressure, liquid hydrogen, log-mean-temperature difference (LMTD), supercritical

1. INTRODUCTION

지구온난화로 인한 기후변화에 적극적으로 대응하기 위한 방안으로 탄소 중립에 대한 관심이 높아지고 있으며, 수소는 화석 연료에 비해 단위 중량당 에너지밀도가 높고 친환경적인 연료로 각광받고 있다 [1, 2]. 우리나라 역시 2050년까지 탄소 중립을 선언하고 저탄소 정책을 통해 지속가능하고 풍부한 친환경 수소에너지를 개발하는 데 주력하고 있다 [3]. 수소를 에너지원으로 발전, 모빌리티 등 다양한 분야에서 활용하기 위해서는 대용량 수소 충전소와 같은 공급망의 확보가 필요하다 [4, 5].

Fig. 1은 기체 또는 액체 기반 수소 충전소의 개략도이다. 기체 기반 수소 충전소는 현재 상용화된 수소 충전소로 수소 생산지로부터 고압으로 압축한 뒤 충전소로 운송하여 최종적으로 700 bar로 가압하여 모빌리티로 수소를 공급하는 방식이다. 이러한 방식은 생산지에서 고압으로 가압하여 운송하더라도 압축 밀도의 한계점으로 인한 운송 비용이 증가할 뿐만 아니라, 압축 과정에서 매우 많은 에너지가 소모된다.

액체 기반 수소 충전소는 수소 생산지에서 수소를 액화하여 충전소까지 운송한 뒤 고압 액체 수소 펌프로 가압하여 모빌리티에 수소를 공급하는 방식으로 운송 시 대기압으로 유지하면서도 높은 저장 밀도로 인하여 운송 효율은 고압의 기체보다 높으며, 액체를 가압하는 것이 소요 동력 측면에서도 유리하다. 그러나 액체 기반 수소 충전소는 수소를 공급하기 전 열교환



Fig. 1. Hydrogen station supply system schematic diagram [6].

을 통해 상온의 기체 수소로 만드는 과정이 필요하므로 고압의 극저온 초임계수소를 상온의 고압 수소로 기화시키는 열교환기가 필수적이다 [7]. 이 열교환기는 작동 압력 700 bar의 내력을 견디는 구조 설계와 충전소 부지에 설치를 위한 소형화뿐만 아니라, 극저온 유체의 사용에 따른 결빙 방지 설계가 필요하다.

본 연구에서는 700 bar, 60 K, 33.3 kg/h의 초임계수소를 333 K의 글리콜워터(glycol water)를 이용하여 300 K까지 가열하기 위한 나선형 열교환기의 형상에 따른 열전달 특성을 연구하였다.

나선형 열교환기는 코일부에서 발생하는 2차 유동으로 인하

* Corresponding author: seokho@changwon.ac.kr

여 직관형 열교환기에 비해 높은 열전달 성능으로 소형화가 가능한 것으로 알려져 있으며, 코일 간의 간격 및 코일 외부 유로의 특성에 따라 열전달 성능이 크게 달라지게 된다 [8, 9].

상용 CFD 프로그램인 ANSYS fluent 2020 R2를 사용하여 나선형 열교환기에서 각 코일 간의 간격 및 외부 유동 제어를 위한 가이드 유무에 따른 열교환기 성능 변화를 연구하였으며, 국부적 결빙 방지를 위한 유로 구조 변경 및 운전 조건 등을 제안하였다.

2. 나선형 열교환기 기초 설계

2.1. 열교환기 배관 선정

현재 국내에서는 수소충전소에 사용되는 액체 수소 공급시스템을 상용화하기 위한 연구개발이 진행 중이며, 100 kg/h의 액체 수소 용량을 목표로 하고 있다 [6]. 열교환기에 사용될 배관은 최대 700 bar의 작동 압력을 고려하여 기계적 강도가 우수한 스테인리스 스틸 316 LTP를 사용하였다. 열교환기 분배관의 직경은 최대 유속 제한 조건인 5 m/s이하가 되도록 내경 1/2 인치 배관을 선정하였으며, 700 bar의 작동 압력을 견딜 수 있는 배관 설계를 위해 식 (1)의 가스안전공사 KGS AC 111 2022 규격에 따라 배관 두께를 6.5 mm 로 선정하였다.

$$t_c = \frac{D_i}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_a \eta + P}{\sigma_a \eta - P}} - 1 \right) \quad (1)$$

여기서 D_i , σ_a , η , P 는 각 관의 내경, 허용 인장강도, 용접 이음 효율 그리고 작동 압력이다. 허용 인장 강도는 KGS AC 111 2022에 명시된 115 MPa, 용접 이음 효율은 1로 가정 하였다.

2.2. 나선형 열교환기 분배관 길이

본 연구에서는 총 필요 유량인 100 kg/h의 1/3 수준인 33.33 kg/h의 초임계수소를 300 K이상으로 승온하는 3개의 병렬 분배관을 가지는 열교환기에 대한 설계를 진행하였다.

2차유동효과 및 셸측의 유동 특성을 고려한 3차원 열유동 해석에 앞서, 직선형 대향류 열교환기에서의 대수 평균 온도차 방법 (LMTD)을 적용하여 나선형 열교환기의 분배관 길이를 결정하였다. 이때 셸측의 대류 열전달 계수 (h_{shell})는 2000 W/m²K로 가정하였다 [10]. Fig. 2의 대향류 열교환기의 운전 조건에 대해서 질량유량 및 비열을 이용하여 계산된 총 열전달량 (\dot{Q}) 은 31 kW이다. 여기서 필요한 열교환기 배관의 길이

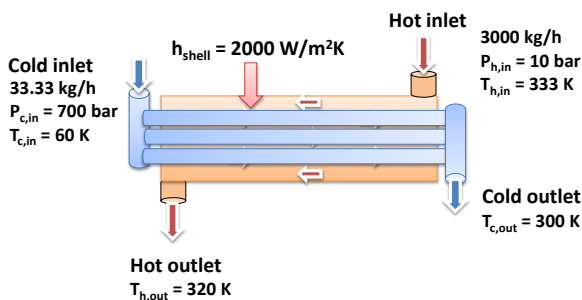


Fig. 2. Straight counter flow heat exchanger.

는 식 (2), (3)의 LMTD 방법을 이용하여 계산할 수 있게 된다.

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)} \quad (3)$$

여기서 U , A , ΔT_{LMTD} , ΔT_{in} , ΔT_{out} 는 각 열관류율, 열전달 면적, 대수 평균 온도차, 입구 온도차, 출구 온도차로 정의한다. 열관류율은 열전달 경로에 대해 열저항으로 표현이 가능하다.

$$\frac{1}{UA} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} \quad (4)$$

여기서 우변의 h_i , A_i , h_o , A_o , D_o , D_i , k , L 는 각 코일 내부 대류 열전달 계수, 코일 내부 단면적, 셸측 열전달 계수, 코일 외부 단면적, 코일 외경, 코일 내경, 코일 소재의 열전도도, 코일 길이로 표현 된다. 코일측 관내 대류 열전달계수(h_i)의 경우 관내 난류유동에서의 누셀트 수 관계식을 적용하였다. 이러한 과정을 통해 최종적으로 열전달 길이 (L)은 3.8 m이었다. 따라서, 나선형 열교환기의 각 분배관 길이를 3.8 m로 하게 되면 2차 유동 효과로 인하여 직선형 대향류 열교환기보다 더 높은 열전달 성능을 보일 것으로 예측된다.

2.3. 나선형 열교환기의 2차 유동 및 효과

나선형 열교환기의 곡률 특성에 의해 유체는 원심력을 받게 되어 배관의 외벽에 역압력구배가 형성된다. 이로 인해 배관 외벽 근처 유체는 중심으로 배관 중심의 유체는 외벽으로 이동하게 되면서 1차유동과 중첩된 2차유동의 형태가 발생하게 된다. Dean은 이러한 2차 유동에 대해 무차원 수 Dean Number (D_e)로 정량적 개념을 정의 하였으며, 수식은 다음과 같다 [11].

$$D_e = R_e \sqrt{\frac{D}{2R_c}} \quad (5)$$

여기서 R_e , D , R_c 는 각 튜브 내부의 Reynolds 수, 튜브 직경, 곡률반경으로 정의 된다. Dean Number는 $40 < D_e < 60$ 에서 완전한 단 방향 1차 유동, $64 < D_e < 75$ 에서는 일부 2차유동, $75 < D_e < 200$ 는 불완전한 2차 유동, $D_e > 400$ 은 완전 난류로 인한 2차 유동으로 구분된다.

Fig. 3. (a)는 2차 유동에 의해 생기는 와류 현상으로 Dean

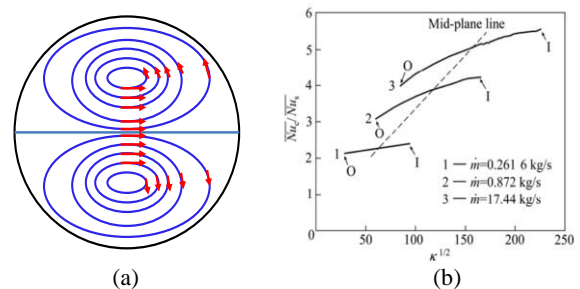


Fig. 3. Secondary flow effect (a) Dean vortics (b) Nusselt number ratio comparison according to D_e [12].

vortices의 개략도 이다. Fig. 3. (b)는 Dean number에 따라 직관형 열교환기 대비 나선형 열교환기의 누셀트 수 비를 통해 열전달 성능을 평가한 그래프로 2차 유동의 효과에 의한 열전달 성능의 향상을 보여준다. 본 연구에서 고려된 나선형 열교환기의 경우 약 20~25%정도의 열전달 계수 향상 효과가 있을 것으로 예상된다.

2.4. 나선형 열교환기 형상 및 해석 모델

Fig. 4는 나선형 열교환기의 형상이다. 700 bar의 고압 초임계 수소는 열교환기 중간에 위치한 코일의 분배 관을 통해 분배되고, 열교환 유체인 글리콜워터는 아래쪽 입구로 공급되어

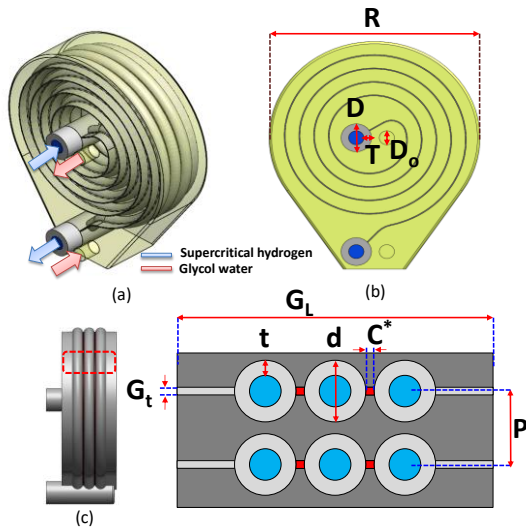


Fig. 4. Helical heat exchanger geometry shape and dimensions (a) 3D view & flow vector (b) Front view(c) Coil inside cross section

TABLE 1
HEAT EXCHANGER DIMENTIONS.

Parameter	Value
D (manifold outer diameter) [mm]	63.75
T (manifold thickness) [mm]	13
d (distribution coil outer diameter) [mm]	25.7
t (distribution coil thickness) [mm]	6.5
D _o (shell side inlet diameter) [mm]	31.75
P (coil pitch) [mm]	5
C* (distribution coil distance) [mm]	0,3*,5,7,10,15,18
G _t (guide thickness) [mm]	3
G _L (height of shell length) [mm]	136.2
R (diameter of shell side) [mm]	220

*Indicates reference condition

TABLE 2
ANALYSIS BOUNDARY CONDITIONS

Parameter	Value
Analysis type	Steady flow
Turbulence model	k - ε , Realizable, Scalable wall function
Cold inlet (Hydrogen)	33.33 kg/h , 700 bar , 60 K
Hot inlet (Glycol water)	3000 kg/h , 10 bar , 333 K

대향류 열교환 형태를 가지게 된다. 글리콜워터는 열교환기 내 결빙을 해소하기 위하여 에틸렌글리콜과 물을 5:5 중량 비로 혼합한 유체로 일반적 물에 비해 어는점이 236 K (영하 37°C)가 된다. Table 1은 배관 두께와 열전달 길이를 고려한 나선형 열교환기의 세부 치수이다.

Table 2는 나선형 열교환기의 열전달 성능 평가를 위한 유동 해석 조건이며 3차원 정상상태로 가정하였다. 곡률, 와류 특성, 2차 유동 특성이 예상되는 모델에 적용되는 k - ε, realizable 난류 조건을 선정하였다. Scalable wall function의 y⁺ ≥ 11 기준을 만족하기 위하여 격자를 생성하였고 생성 결과 y⁺ = 12로 만족하는 것을 확인 하였다. 모델의 격자는 복잡한 3차원 형상에서 다면체 격자를 생성 시켜주는 with fluent meshing 기능을 사용하였으며 대략 15,000,000개로 구성 되었다. 결과의 수렴을 위해 Orthogonal quality를 최소 0.15 이상을 만족시켰으며 격자 독립성을 확인 하였다.

유체 물성은 Aspen HYSYS V12 fluid package를 참고하였으며 해석 상에는 fluent의 온도 함수 식을 사용하여 정의 하였다 [13].

3. 열유동 해석 결과 및 성능 비교

3.1. 직선형 및 나선형 열교환기의 성능 비교

2차 유동의 영향을 확인하기 위해 동일한 열교환길이를 가지는 직선형 열교환기와 성능을 비교하였다. 해석 조건은 튜브 외벽 온도를 333 K으로 고정함으로써, 쉘측 유동 특성에 의한 효과를 배제하였다.

Fig. 5는 각 열교환기 튜브 내부의 속도 분포이다. (a)는 튜브 중심으로 속도가 빨라지는 일반적인 1차유동의 속도 경계층을 관찰 하였다. 나선형 튜브의 단면(b)에서는 2차 유동의 효과를 확인하기 위해서 코일의 Z축 방향 코일의 단면을 권수 (n)에 따라 관찰 하였고 D_e수를 계산 하여 비교 하였다.

나선형 튜브의 경우 2차 유동에 의한 와류 현상을 모든 권수에서 관찰할 수 있었고 바깥쪽 코일일수록 곡률반경이 커짐에

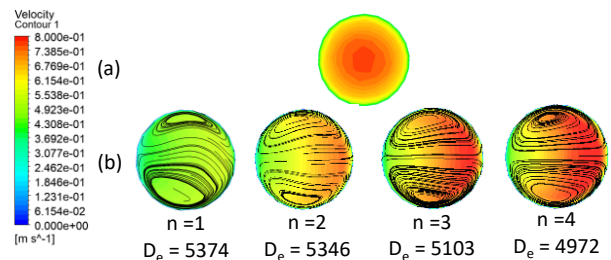


Fig. 5. Velocity contour of coil cross section (a) Straight tube (b) Helical tube.

TABLE 3
HEAT EXCHANGER PERFORMANCE COMPARISON BETWEEN STRAIGHT AND HELICAL TYPE

Parameter	Straight tube	Helical tube
T _{c,out} [K]	303.41	323.51
Pressure drop [Pa]	40.83	76.26
h _{coil} [W/m ² K]	2026.27	2521.73

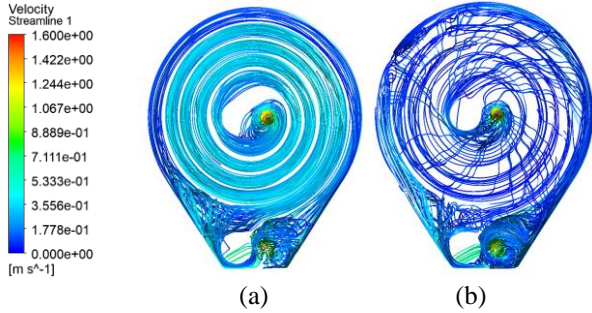


Fig. 6. Shell side streamline (a) With Guide between coils (b) Without guide between coils.

TABLE 4

HEAT EXCHANGER PERFORMABCE COMPARISON

Parameter	with guide	without guide
$T_{c,out}$ [K]	288.32	277.13
h_{shell} [W/m ² K]	620.28	379.80

따라 D_c 가 작아지는 것을 확인 하였으며 모두 400이상의 값을 가져 2차 유동이 발생하였다는 것을 알 수 있다. 따라서 2차 유동으로 인해 나선형 열교환기의 열전달 성능과 압력강하가 증가 하였다.

Table 3은 두 열교환기의 열전달 성능을 비교한 것이며 2차 유동 효과로 증가된 열전달 계수에 의해 수소의 출구 온도가 상승한 것을 확인할 수 있었다.

3.2. 가이드 유무에 따른 성능 및 유선 비교

나선형 열교환기는 직선형 열교환기와는 달리 코일 외부의 셸측 유로가 정확히 정의되지 않는 특징을 갖고 있다. 즉, 코일 간의 간극이 유로 역할을 하여 완전한 대향류 또는 평행류 열교환기의 역할을 하지 못하고 셸측 입구 유동이 간극을 통하여 바로 출구로 배출될 수 있기 때문에 열전달 성능이 크게 저하 된다. 따라서, 간극으로의 누출을 방지하기 위해서 코일 간 가이드 설치를 고려하였다.

Fig. 6는 코일 간 거리가(C^*) 3 mm일때, 가이드 유무에 따른 셸측의 유선 비교이다. Fig. 6 (a)는 코일 사이에 가이드가 있는 모델로 대부분의 유체가 코일 외벽을 따라 흐르는 것을 보여주고 Fig. 6 (b)는 코일 사이에 가이드가 없는 모델로 일부 유동이 코일과 열교환을 거의 하지 않고 출구로 가게 되는 것을 보여준다.

Table 4는 열전달 성능을 비교한 것으로 가이드에 의해 셸측 열전달 성능이 개선됨으로써, 수소의 출구 온도가 상승함을 알 수 있었다.

3.3. 코일 간 거리에 따른 열교환 성능 비교

가이드가 있는 열교환기에서 코일 간 거리(C^*)에 따른 열전달 성능을 분석하기 위해 0 mm에서 18 mm까지 변경하여 해석을 수행하였다. 매니폴드의 두께에 의한 형상적 제한으로 인해 18 mm 이상으로 코일 간 거리를 늘릴 수 없었다.

Fig. 7은 코일 간 거리에 따른 열전달 성능을 나타낸다. 초입 계 수소의 출구 온도는 코일 간 붙은 형상(0mm) 보다 코일 간 거리가 18 mm인 형상이 11 K 더 높았으며, 열교환기의 유용도는 약 5% 증가하였다.

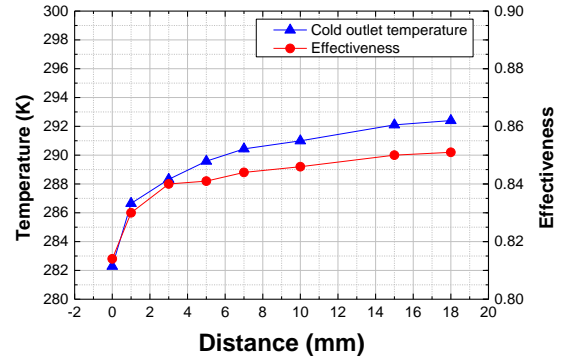


Fig. 7. Heat transfer performance depending on distance between coils.

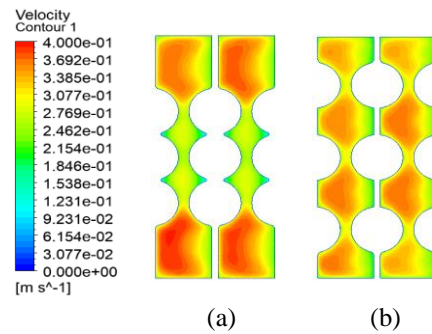


Fig. 8. Shell side flow cross section (a) $C^*=0$ mm (b) $C^*=18$ mm.

열전달 성능이 증가한 원인에 대해서 Fig. 8 셸측 유체의 측면 단면 속도 분포를 통해 알 수 있다. 간격이 0 mm인 (a)에서는 셸측의 유체 속도 분포가 균일하지 않아 코일 사이를 흐르는 유동의 속도가 상대적으로 느리며 대부분의 유체가 코일 양 끝 가이드로 흐르게 되어 각 튜브의 열전달량이 다른 반면, 코일 간 간격이 18 mm(b)인 경우 속도 분포가 비교적 균일하게 형성되어 열전달 성능이 증가하였다.

4. 열교환기 방빙 설계 방안

4.1. 열교환기 내 국부적인 결빙

열전달 성능이 가장 좋은 코일 간 거리가 18 mm인 모델에서 코일의 출구 온도는 294 K로 성능을 달성하였으며 글리콜 워터의 출구 온도 또한 322 K으로 어느점보다 높은 온도인 것을 확인 하였다. 그러나 Fig. 9와 같이 코일 외벽 온도를 보았

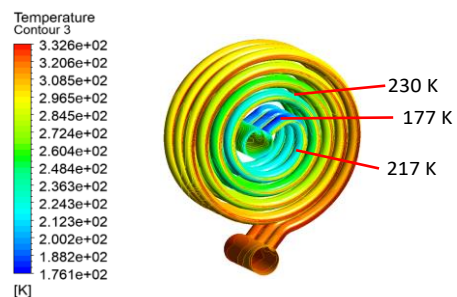


Fig. 9. Coil outer wall temperature contour.

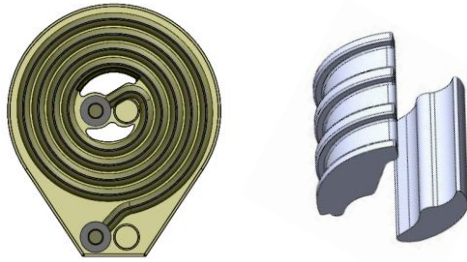


Fig. 10. Anti-icing structure.

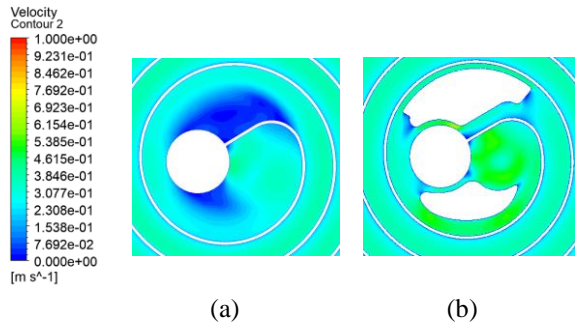


Fig. 11. Shell side velocity contour (a) Without anti-icing structure (b) With anti-icing structure.

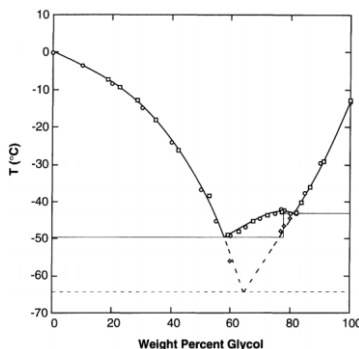


Fig. 12. Freezing temperature according to weight percent ethylene glycol [14].

을 때, 60 K의 초임계 수소가 들어오는 입구에서 국부적으로 온도가 낮은 구간이 있어 결빙이 발생할 것이라 예상되고 이는 열교환 성능을 감소시키는 요소로 작용한다.

4.2. 방빙 설계 방안

국부적인 결빙을 해소 하기 위한 세가지 설계 방안을 제시한다. 첫번째는 코일 분배 관에 흐르는 글리콜워터의 느린 유속을 증가시켜 국부적인 열전달을 증가시키기 위해 Fig. 10과 같은 추가적인 구조물을 삽입하는 방안이 있다. Fig. 11과 같이 구조물의 유무에 따라 분배관 주위 유동 속도 분포가 달라지고 국부적인 결빙을 방지할 수 있다.

두번째는 에틸렌글리콜의 함유량을 조절하는 것이다. Fig. 12에서 확인할 수 있듯이, 에틸렌글리콜의 함량 비에 따라 어는점이 달라지게 되고 60%일 때, 220 K 정도로 가장 낮은 결빙 온도를 가진 것을 알 수 있다. 60% 이상의 함유량에서는 어는점이 다시 증가하며 유동성이 떨어지게 되어 순환에 악영향을 끼치므로 한계 비율이 존재한다.

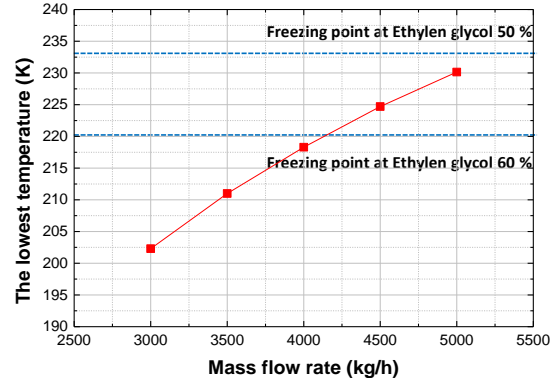


Fig. 13. Anti-freezing design result.

세번째로 글리콜워터의 질량유량을 높이면 Fig. 13와 같이 열전달량이 증가하여 최저 온도가 증가하게 된다. 하지만, 과도한 질량유량의 증가는 열교환기의 과열계가 되며 유체의 속도가 매우 빨라져 이것은 소음 및 진동을 발생 시키게 된다. 따라서 유량 증가에 따른 급격한 속도 증가를 방지하기 위해 shell 측의 입구 직경을 1.5배 증가시켰다.

4.3. 최종 방빙 설계 방안

세가지 방빙 설계 방안들을 고려한 운전조건은 질량유량 4500 kg/h 이상, 에틸렌글리콜 함유량 60 %, 구조물을 추가하였을 때, 해석결과 Fig. 13과 같이 최저 온도가 224 K이므로 결빙이 발생하지 않았고 이때, 초임계 수소 출구 온도는 306 K, 에틸렌글리콜 출구 온도는 324 K으로 수소의 목표 온도 300 K을 만족하는 것을 확인 하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 극저온 고압 펌프를 통해 가압된 700 bar, 60 K 초임계수소를 300 K의 기체 수소로 기화 시키기 위하여 분배관 형식의 나선형 코일 열교환기를 설계하고 해석을 수행 하였다.

코일 특성에 의해 발생하는 2차 유동은 코일 내부 유체의 열전달 성능이 증가시켰고 압력 손실 또한 증가하였다.

열교환기의 코일 사이 가이드는 셸측의 유동이 코일 벽면을 타고 흐르게 만듦으로써 열전달 성능을 향상시키며, 코일 간 거리를 증가 하여 길이 비가 일정하게 될 때 셸측의 유체 속도 분포를 균일하게 함으로써 가장 우수한 열전달 성능을 보였다.

가장 좋은 열전달 성능을 보인 코일 간 거리가 18 mm인모델에서 글리콜워터의 출구 온도가 어는점 보다 높음에도 불구하고 수소가 공급되는 입구 배관의 온도는 국부적인 결빙이 발생할 정도로 차가운 것을 확인 하였다. 이를 해소 하기 위해 1. 국부적인 속도를 증가시키기 위한 구조물의 추가, 2. 에틸렌글리콜 비율, 3. 질량유량의 영향을 분석하였다.

그 결과 질량유량 4500 kg/h, 에틸렌글리콜 함유량 60% 그리고 구조물을 추가 하였을 때, 국부적인 결빙이 발생하지 않으면서도 초임계 수소의 출구 온도 300 K 이상을 만족하는 형상을 설계하였다. 추후 100 kg/h 용량의 열교환기 설계에도 본 논문에서 분석한 결빙 방지 방안을 적용할 예정이다.

ACKNOWLEDGMENT

This research was supported by Changwon National University in 2021~2022.

REFERENCES

- [1] Q. Wilhelmsen, D. Berstad, A. Aasen, and P. Neksa, "Reducing the exergy destruction in the cryogenic heat exchangers of hydro liquefaction processes," *Int. J. hydrogen energy*, vol. 43, no. 10, pp. 5033-5047, 2018.
- [2] Hookham, Mathew JF, et al., "Impact of Hydrogen Liquefaction on Hydrogen Fuel Quality for Transport Applications (ISO-14687: 2019)," *Processes*, vol. 10.9, pp. 1697, 2022.
- [3] Hyungna Oh, Inkee Hong, and Ilyoung Oh, "South Korea's 2050 Carbon Neutrality Policy," *East Asian Policy*, vol. 13, no. 01, pp. 33-46, 2021.
- [4] Aziz, Muhammad, "Liquid hydrogen: A review on liquefaction, storage, transportation, and safety," *Energies*, vol. 14, no. 18, pp. 5917, 2021.
- [5] Andersson, Joakim, and Stefan Grönkvist, "Large-scale storage of hydrogen," *International journal of hydrogen energy*, vol. 44, no. 23, pp. 11901-11919, 2019.
- [6] Byeong-Il. Choe, "Infrastructure construction plan for liquid hydrogen-based hydrogen society," *Superconductivity and Cryogenics*, vol. 22, no. 1, pp. 9-12, 2020.
- [7] SOHN, SANGHO-CHOI, and BYUNG-IL. "A Study on Thermal Design of Printed Circuit Heat Exchanger for Supply of Cryogenic High Pressure Liquid Hydrogen," *Transactions of the Korean hydrogen and new energy society*, vol. 32, no.5, pp. 347-355, 2021.
- [8] Lee, W. J., J. H. Kim, and J. K. Yoon. "A study on heat flow characteristics of Forced Convection in a Helical Tube Heat Exchanger using CFD," *Transactions of the Korean hydrogen and new energy society*, vol. 20, no. 2, pp.166-173, 2018.
- [9] D. G. Prabhanjan, G. S. V. Raghavan, and T. J. Rennie, "Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger," *International communications in heat and mass transfer*, vol. 29, no. 2, pp. 185-191, 2002.
- [10] Khayal, Osama Mohammed Elmardi Suleiman, "Fundamentals of Heat Exchangers," *International journal of Research in computer Applications and Robotics*, vol. 6, no. 12, pp. 1-11, 2018.
- [11] Wo R. Dean, "XVI. Note on the motion of fluid in a curved pipe," *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, vol. 4, no. 20, pp. 208-223, 1927.
- [12] Geun-jong Yoo, Hoon-ki Choi, and Wa-ryong Dong, "Fluid flow and heat transfer characteristics of spiral coiled tube: Effects of Reynolds number and curvature ratio," *Journal of Central South University*, vol. 19, no. 2, pp. 471-476, 2012.
- [13] Aspen HYSYS V.12, Aspen technology Inc. <https://www.aspentech.com/en/products/engineering/aspen-hysys>
- [14] Dennis R. Cordray, et al., "Solid-liquid phase diagram for ethylene glycol + water," *Fluid phase equilibria*, vol. 117, no. 1-2, pp. 146-152, 1996.