Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 30, No. 2, 2019, pp. 163~169
DOI: https://doi.org/10.7316/KHNES.2019.30.2.163

KHNES
pISSN 1738-7264 • eISSN 2288-7407

수소충전용 직접 및 간접 냉각시스템 비교 평가 연구

이현찬[1,†] · 이종열[1] · 배찬효[2] · 허정호[2] · 전재영[2]

[1]한국가스공사 가스연구원, [2]동화엔텍

The Study of Comparison of Cooling System for H2 Discharge Station

HYENCHAN LEE[1,†], JONGYEOL YI[1], CHANHYO BAE[2], JEONGHO HEO[2], JAEYOUNG JEON[2]

[1]Hydrogen Research Team, KOGAS Research Institute, 960 Incheonsinhang-daero, Yeonsu-gu, Incheon 21993, Korea
[2]New Business Promotion Team, DongHwa Entec, 7 Noksansandan 261-ro, Gangseo-gu, Busan 46753, Korea

[†]Corresponding author : hclee@kogas.or.kr

Received 8 March , 2019
Revised 28 March , 2019
Accepted 30 April , 2019

Abstract >> This study is a research to compare efficiency of new cooling system (chiller, pre-cooler) to that of the conventional system at the hydrogen refueling station (HRS). This study includes contents for thermodynamic comparison of cooling system for HRS and comparison of pros and cons of its components. So It is to establish design concept of cooling system of HRS supplying with fuel cell electric vehicle (FCEV). HRS is charging high pressure H2 (700 bar) to FCEV. However cooling system is need to prevent temperature rise in tank. This cooling system consists of pre-cooler and chiller system.

Key words : Hydrogen refueling station(수소충전소), Cooling system(냉각장치), Pre-cooler(열교환기), Chiller system(냉동기), PCEH(판형열교환기), Fuel cell electric vehicle(수소연료 전지차량), Direct cooling system (직접냉각방식), Indirect cooling system(간접냉각방식)

1. 서 론

본 연구는 수소충전소에 사용되는 신형 수소충전소의 수소냉각 패키지의 시스템 비교를 위하여 수행되었으며, 수소 냉각에 필요한 냉동기(chiller system)를 열역학적 비교와 구성품을 비교하여 장단점을 구분하고, 앞으로 수소차량 보급와 함께 구축해야할 수소충전소의 수소냉각 패키지의 설계 개념을 정립하고자 한다. 수소충전소는 고압의 tank에 저장되어 있는 수소를 차량에 주입하기 위한 설비로서, 수소를 차량에 주입 전 수소의 온도를 냉각시킴으로서 체적이 줄어들고, 고속 충전이 가능하게 한다. 그래서 필요한 설비가 수소냉각시스템이며 수소냉각시스템은 줄-톰슨효과에 의하여 고속충전시 저장 tank의 온도가 높아지는 것을 방지한다. 수소를 냉각하기 위해서는 열교환기(pre-cooler)와 냉열을 공급하는 냉동기(chiller system)로 구성된다. H2 tank에서 유입되는 수소의 온도는 40-50℃, 압력은 최대 850 bar 이상이며, 냉동기에서 생성된 냉열을 이용하여 -40℃의 수소로 열교환되어 수소연료 전지차(FCEV)에 공급해

2019 The Korean Hydrogen and New Energy Society. All rights reserved.

야 한다. 냉동기에서 압축된 냉매는 공랭식 응축기(condenser)를 거쳐 팽창 후 온도가 하강하고, 이를 냉열원으로 사용한다. 이때 냉매의 하강된 온도는 -55℃에서 45℃로 공급된다[1,2]. 냉동기(chiller system)는 냉매의 열원을 직접 pre-cooler에 전달하는 직접방식과 냉매의 열원을 brine을 통하여 pre-cooler에 전달하는 간접방식으로 구분할 수 있다. 현재 구축되는 수소충전소의 경우, 안전상의 이유로 간접냉각방식을 채택하고 있다[3].

2. 냉동기(chiller system)

2.1 냉동시스템

냉동을 하는 데는 여러 방법이 있으나, 냉동장치에는 증발하기 쉬운 액체를 증발시켜 그 잠열을 이용하는 방법이 대표적이다. 이러한 냉동기의 주요 구성품으로는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성되며, 이 냉동장치에는 증발하기 쉬운 냉매가 밀봉되어 순환하게 된다(Figs. 1, 2).

2.2 냉매

수소충전소의 냉동기(chiller system)는 수소를 -40℃까지 냉각시키는 것을 목적으로 냉열원을 공급해야 하며, 이를 위하여 냉매의 저온측 온도(팽창밸브 후단의 온도)는 열교환기의 유용도를 고려하면 -43℃ 이하에서 액적 상태로 유지하는 것이 시스템적으로 안정적이다. 이에 증발잠열이 비교적 크고, 온난화계수가 낮은 R507을 냉매로 사용한다(Table 1).

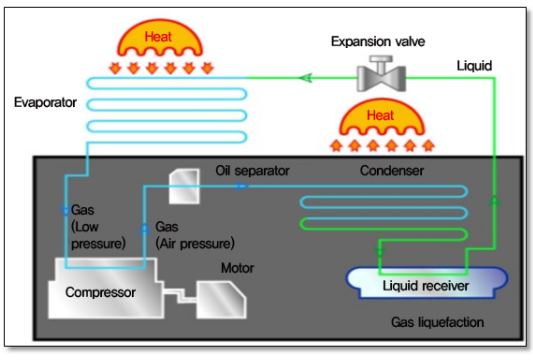


Fig. 1. Chiller system

2.3 H2 pre-cooler

Printed circuit heat exchanger (PCHE)는 얇은(1.0-2.0) 플레이트(palte)에 식각(에칭)을 통하여 유체가 흐르는 유로를 만들고, 식각되지 않은 돌출된 부분을 상판과 확산접합(diffusion bonding)을 통하여 접합하는

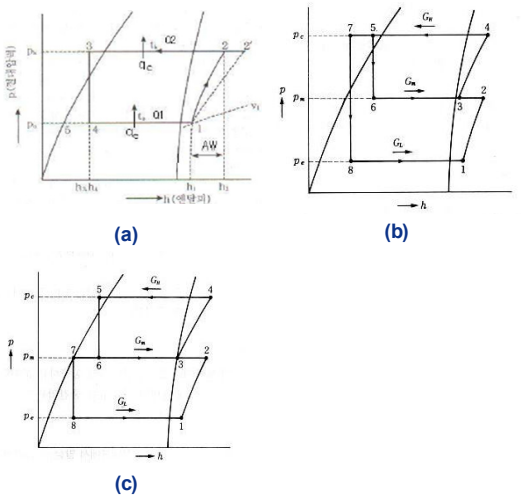


Fig. 2. (a) One-stage compression and on-stage expansion refrigeration cycle, (b) two-stage compression and one-stage expansion refrigeration cycle, (c) two-stage compression and two-stage expansion refrigeration cycle

Table 1. R507 physical properties

PHYSICAL PROPERTIES		R-507
Molecular weight	(g/mol)	98.9
Boiling point (at 1,013 bar)	(℃)	-46.7
Critical temperature	(℃)	70.9
Critical Pressure	(Bar abs)	37.9
Critical Density	(Kg/m³)	500
Liquid density (25°C)	(Kg/m³)	1050
Liquid density (-25°C)	(Kg/m³)	1248
Saturated vapor density (at 1,013 bar)	(Kg/m3)	5.5
Sliding boiling temperature (at 1.013 bar)	(K)	0
Vapor pressure (25°C)	(Bar abs)	12.74
Vapor pressure (-25°C)	(Bar abs)	2.58
Latent heat of vaporization at boiling point	(KJ/Kg)	200
Specific heat of liquid at (25°C)	(KJ/Kg K)	1, 65
Specific heat of vapor at (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg K)	0, 87
Thermal conductivity of liquid (25°C)	(W/mK)	0.063
Thermal conductivity of steam (1,013 bar)	(W/mK)	0.0141
Solubility in water (25°C)	(Ppm)	Negligible
Flammability Limit (25°C)	(%vol.)	None
Toxicity (AEL)	(Ppm)	1000
ODP		0
GWP		3985

기술이다. 확산접합을 위해서는 진공 챔버(chamber)에 금속 모재의 확산이 발생하는 온도로 가열하고 표면과 표면과의 금속계면이 확산되어 단일 계면이 생성되도록 압력을 가해주는 제작공정 설계가 핵심 기술이다. 다수의 플레이트(palte)를 진공 챔버 내부에서 온도를 가열, 유지, 냉각하면서 압력을 가해주는 공정설계와 플레이트(plate) 전면의 균일한 온도 분포를 가지게 제어하는 것이 중요하다. 상기의 기술을 통하여 제작된 PCHE는 유체가 흐르는 유로가 작아(0.8-1.2 mm, 반원) 단위면적(체적)당 전열면적이 크며, 유체 압력을 지지해야 하는 유로 역시 작아 전체적인 다른 형식의 열교환기에 대비해 전열면적이 크고, compact한 사이즈가 특징이며 설계압력이 높은 장점을 가지고 있다. 특히 수소충전소와 같이 고압으로 작동되는 시스템에서 열교환기를 PCHE로 사용할 경우 compact한 특징과 우수한 내구성으로 인한 전체적인 시스템 효율과 운영 및 설치비용을 줄일 수 있는 장점이 있다(Table 2, Figs. 3, 4).

Table 2. Heat exchanger type

Type of H/X	Compactness(m^2/m^3)	Temperature range(℃)	Maximum Pressure(bar)
Plate & Frame(Gasket)	<= 200	-35 ~ +200	25
Fully Welded Plate	<=200	-50 ~+350	40
Brazed Plate Fin	800 ~ 1,500	Cryogenic ~ + 650	90
PCHE	200 ~ 5,000	-200 ~ +900	> 400

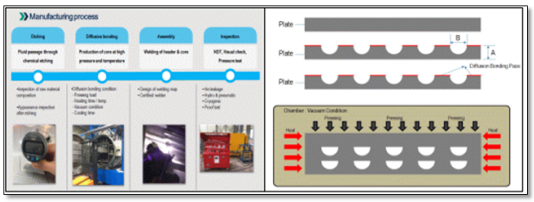


Fig. 3. Manufacturing process of printed circuit heat exchanger

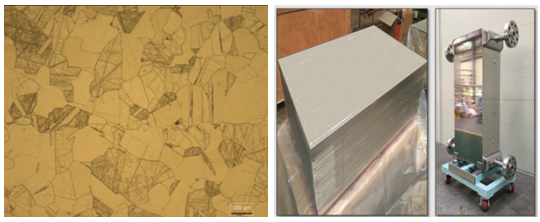


Fig. 4. Surface after diffusion bonding and PCHE

3. 수소충전용 냉동시스템 비교

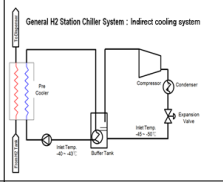
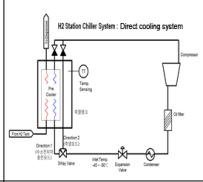
3.1 시스템 구성 비교

수소충전소의 고압 수소 냉각 목적의 chiller 시스템은 현재 간접냉각방식이 주로 적용되고 있다. 1차 냉매를 통하여 생성된 저온 열원을 브라인을 통하여 pre-cooler로 열을 전달하는 방식이다. 수소의 높은 압력으로 운전되는 pre-cooler는 사용할 수 있는 열교환기 type이 한정적이고 주로 이중관 튜브형태의 열교환기를 사용하기에 tube 내부에는 고압수소를, tube 외부에는 단상의 브라인이 열교환하는 형태를 사용하였다. 이에 반해 이번에 개발하고자 하는 신형 수소충전 냉각기는 pre-cooler로 PCHE를 사용한다. PCHE의 경우 이중관 tube 열교환기에 비하여 직접도가 높고 증발, 응축 등의 열전달 목적에 사용이 가능하다(Table 3).

3.2 냉동기(chiller system) 열역학적 모델링을 통한 비교

Aspen HYSYS 시뮬레이션 프로그램을 통하여 간

Table 3. Direct cooling and indirect cooling system

	Existing system	Develop system
Schematic diagram		
Component	Chiller system Brine circulation system Pre cooler	Chiller system Pre cooler Heat storage tank
Pre Cooler	Heat transfer by Brine of liquid state (Convective heat transfer)	Heat transfer by evaporation of refrigerant (Latent heat of vaporization)
Power	Compressor, pump	Compressor

접과 직접냉각방식을 모델링하고[4] 차량충전 시나리오[1]를 통하여 소요동력을 비교 간접방식에서는 냉매 compressor, 브라인 pump의 소요동력이 적산되었고, 직접방식에서는 냉매 compressor의 소요동력만 적산되었다. Dynamic 시뮬레이션을 통하여 간접방식에서는 차량충전 시나리오와는 별개로 brine tank의 온도를 일정하게 저온 유지시키기 위하여 주기적으로 compressor가 작동되는 것으로 확인되었으며 직접방식에서는 차량충전시만 compressor가 운전되는 것으로 나타났다(Table 4).

3.3 간접방식 시뮬레이션 결과

간접방식에 대해서 Aspen HYSYS 시뮬레이션을 수행하였고(Fig. 5), 1시간에 10 FCEV, 2 FCEV 충전에 소요되는 동력을 Figs. 6, 7에 나타내었다.

3.4 직접방식 시뮬레이션 결과

직접방식에 대해서도 Aspen HYSYS 시뮬레이션을 수행하였고(Fig. 8), 1시간에 10 FCEV, 2 FCEV 충전에 소요되는 동력을 Figs. 9, 10에 나타내었다.

Table 4. Power of direct/indirect cooling system

No. of FCEV per hour	Compressor work (kWh)	
	Indirect	Direct
10	45.31+(0.3)	24.45
8	43.50+(0.3)	19.59
6	42.74+(0.3)	14.57
4	41.86+(0.3)	9.88
2	41.70+(0.3)	5.02

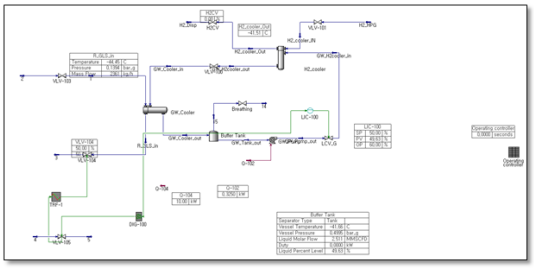


Fig. 5. Indirect chiller system: Aspen Hysys modeling

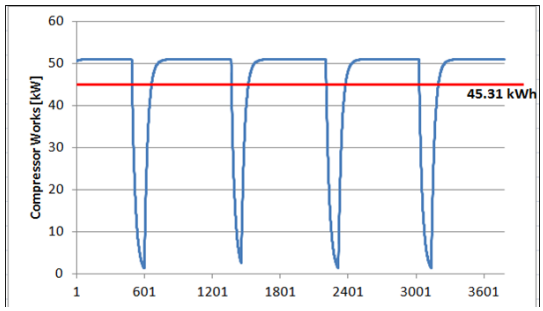


Fig. 6. Indirect chiller system: 10 FCEV charging/1 hour

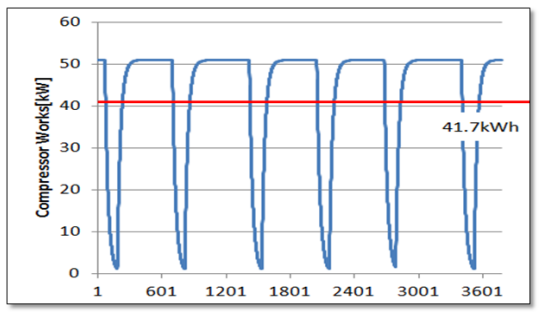


Fig. 7. Indirect chiller system: 2 FCEV charging/1 hour

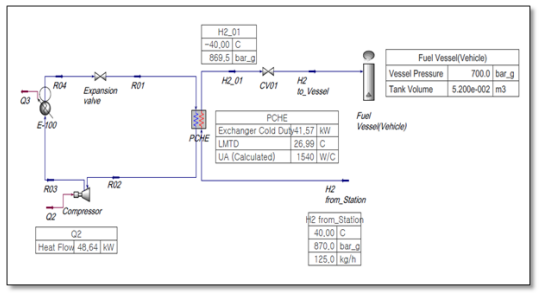


Fig. 8. Direct chiller system: Aspen Hysys modeling

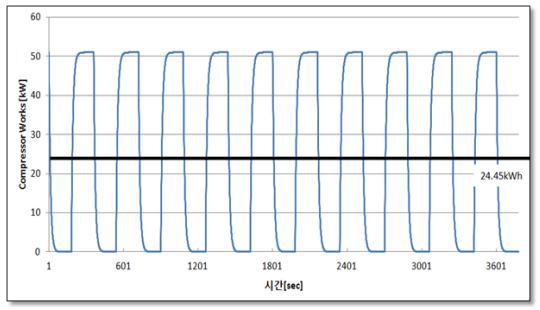


Fig. 9. Direct chiller system: 10 FCEV charging/1 hour

3.5 냉동기(chiller system)에 따른 pre-cooler 설계 비교

Chiller 시스템에 따라 pre-cooler의 설계 조건이 변하며 특히 간접방식에서는 브라인을 통하여 단상 유동을 통하여 열전달이 이루어지지만 직접방식에서는 냉매의 증발잠열을 이용할 수 있어 pre-cooler 효율측면에서는 직접방식이 유리하다. 이러한 유리함은 pre-cooler의 사이즈가 compact화되고 설치면적을 포함하여 pre-cooler 설치비(capital cost, CAPEX) 절감에 유리하다. Design condition을 바탕으로 직접과 간접방식의 pre-cooler 설계값을 비교하면 냉매의 상변화에 따른 열전달이 발생하여 열전달 계수차를 확인할 수 있다. 이러한 열전달계수 효과는 전체적인 사이즈 감소로 직접방식이 간접방식에 비하여 pre-cooler의 체적비율이 14% 절감된 효과를 볼 수 있다(Figs. 11, 12).

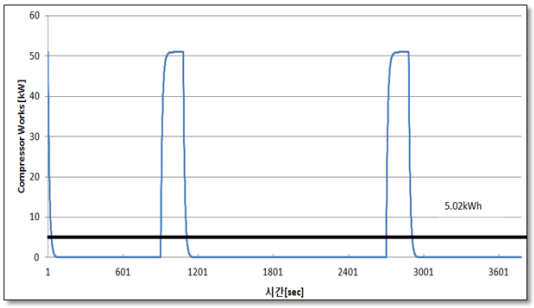


Fig. 10. Direct chiller system: 2 FCEV charging/1 hour

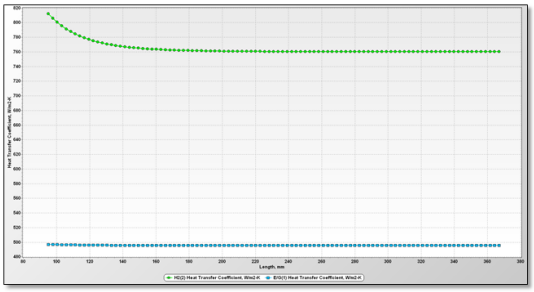


Fig. 11. Pre-cooler heat transfer coefficient of indirect cooling system

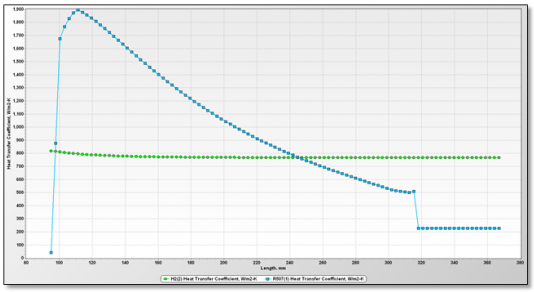


Fig. 12. Pre-cooler heat transfer coefficient of direct cooling system

간접방식에서는 brine을 주로 thermal oil, E/G를 사용한다. 냉동기에서 공급 가능한 저온유체의 온도를 고려하면 간접방식에서는 중간 냉각기를 통하여 열교환한 후 H2 cooler에 공급됨으로 브라인의 입구 온도는 약 –40℃ 근방으로 고려되고, 직접방식에서는 –45℃의 저온열원을 원상태로 이용, cold side 유체의 출구온도는 순환유량에 따라 결정된다. 일반적으로 수소충전소의 충전 요구 조건은 차량진입 후 3분 이내에 약 5 kg의 수소를 충전하는 것이고, 1시간 10대 기준 시간당 50 kg 수소 cooling 요구량으로 정의된다.

3.6 냉동기(chiller system)에 따른 비용 분석

Chiller 시스템은 직접방식이 간접방식에 비하여 brine system (pump+tank, brine cooler 등)의 비용이 절감될 것으로 보이며 이에 따라 전체 piping 비용, 설치면적 축소에 따른 설비설치 비용이 절감될 것으로 보인다. 또한 운영비(operation cost, OPEX)에서는 소요동력 절감으로 전기료 절감 및 유지보수 품목 감소로 절감될 것으로 기대된다(Table 5).[5-8)]

Table 5. CAPEX and OPEX of Direct/indirect cooling system

Unit:hundred million won		Indirect pre cooling	Direct pre cooling
CAPEX	Compressor system	0.7	0.7
	Brine system	0.25	-
	Pre cooler	0.6	0.4
	Piping	0.25	0.2
	Install	0.25	0.2
OPEX	Power	0.78/year (45.31 KW)	0.13/year (25.45 KW)
	M&R	0.2/year	0.15/year

4. 결 론

이번 수소충전용 신형냉각시스템 모델링 연구를 통하여 아래와 같이 몇 가지 결론을 도출하였다.

1) 이번 연구를 통하여 냉매를 통한 직접방식이 브라인에 의한 간접방식에 비하여 더 효율적임을 알 수 있었다. 특히 직접방식은 냉매의 증발잠열을 활용할 수 있는 장점도 있다. 그래서 PCHE type 열교환기 체적도 14% 정도 감소하였고, 간접방식에 사용되는 브라인공급설비 등이 필요 없으므로 수소충전용 냉각설비 설치비용이 줄어들게 되었다. 또한 수소충전용 냉각설비 운영측면에서도 소요동력(전기비용)이 44% 줄어들게 됨으로 향후 유지비용 측면에서도 더 효율적임을 알 수 있다.

Table 6. Design process condition

Design process condition					
Description		Indirect pre cooling		Direct pre cooling	
		Hot side	Cold side	Hot side	Cold side
Fluid	-	Hydrogen	Brine	Hydrogen	Brine
In/out temp	℃	40/-38	-40/VTC	40/-38	-45/VTC
Operating press	Mpa	80	0.3-0.5	80	0.1
Mass flow	kg/s	0.014	VTC	0.014	VTC

Table 7. Pre-cooler size of direct/indirect cooling system

Sizing Result	Indirect pre cooling	Direct pre cooling
Core size	Plate: 250 mm×340 mm No. of Stacking Layer: Total 138 (hot: 46 ea/cold: 92 ea) Height: 700 mm Core volume: 0.059 m3	Plate: 250 mm×340 mm No. of Stacking Layer: Total 60 (hot: 20 ea/cold: 40 ea) Height: 604 mm Core volume: 0.051 m3
Heat areas(m^2)	Hot:5.6/Cold:13.0	Hot:2.4/Cold:5.6
Mean heat transfer coefficient (W/m^2K)	Hot:770 Cold:500	Hot:770 Cold:1,300

2) Chiller 시스템을 구성하는 compressor는 일반적으로 start 후 정상가동에 필요한 시간이 필요하고 수소충전소에서 차량이 진입하여 5분 내외로 충전을 완료해야 하므로 단시간 내에 pre-cooler에 저온측 열원을 공급하는 것이 필요하다. 이러한 측면에서는 간접방식이 직접방식에 비하여 다소 효율적일 수 있으나, 항상 저온열을 브라인을 통하여 유지해야 하는 측면에서는 외부로의 열유출을 포함하여 compressor의 상시 가동을 의미한다. 직접방식에서는 이러한 저온열을 유지하기 위해서 별도로 축열이 가능한 형태의 pre-cooler가 필요하다. 축열 기능을 가지는 유체속에 pre-cooler를 담궈 pre-cooler의 몸체를 사전에 냉각하는 방식이며, 필요시 축열조의 유체를 냉각시켜 직접방식의 Quick Start 기능을 보충할 수 있을 것으로 생각한다(Tables 6, 7).

후 기

본 연구는 2016년도 산업기술혁신사업으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제이다(No. 20163010041780).

References

1. SAE International, “Fueling Protocols for Light Duty and Medium Duty Gaseous Hydrogen Surface Vehicles J2601”, SAE International, 2012. Retrieved from https://www.sae.org/standards/content/j2601/.
2. G. Saur and A. Milbrandt, “Renewable Hydrogen Potential from Biogas in the Unite States”, USA, National Renewable Energy Laboratory, 2014, doi: https://doi.org/10.2172/1149657.
3. J. Sakamoto, H. Misono, J. Nakayama, N. Kasai, T. Shibutani, and A. Miyake, “Evaluation of Safety Measures of a Hydrogen Fueling Station Using Physical Modeling”, Sustainability, Vol. 10, No. 11, 2018, p. 3846, doi: https://doi.org/10.3390/su10113846.
4. B. Ehrhart, “Hydrogen Stations for Urban Sites”, NREL, 2018.
5. Y. Y. M. Kim, D. G. Shin, and C. G. Kim, “On-Board Cold Thermal Energy Storage System for Hydrogen Fueling

Process", Energies, Vol. 12, No. 3, 2019, p. 561, doi: https://doi.org/10.3390/en12030561.
6. M. Honselaar, G. Pasaoglu, and A. Martens, "Hydrogen refuelling stations in the Netherlands: An intercomparison of quantitative risk assessments used for permitting", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 43, No. 27, 2018, pp. 12278-12294, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.04.111.
7. O. J. Kwon, H. J. Jo, H. H. Chung, and K. J. Myong, "Analysis and Modeling of Hydrogen Sales at Hydrogen Filling Stations", Transactions of The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 27, No. 2, 2019, pp. 93-100, doi: https://doi.org/10.7467/KSAE.2019.27.2.093.
8. C. He, H. Sun, Y. Xu, and S. Lv, "Hydrogen Refueling Station Siting of Expressway based on the Optimization of Hydrogen Life Cycle Cost", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 42, No. 26, 2017, pp. 16313-16324, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.05.073.