

디스펜서를 이용한 차량용 연료 탱크 수소 충전 모델링에 관한 연구 A Study on the Modeling of Fueling Hydrogen Tank in Vehicle Using Dispenser

최지아¹ · 지상원² · 장지성^{2*}

Ji Ah Choi, Sang Won Ji and Ji Seong Jang

Received: 11 May 2022, Accepted: 17 May 2022

Key Words : Hydrogen Dispenser(수소 디스펜서), Hydrogen Tank in Vehicles(차량용 수소 탱크), Fueling System(연료 공급 시스템), Hydrogen Fueling Protocol(수소 충전 프로토콜)

Abstract: Hydrogen energy as an alternative source of energy has been receiving tremendous support around the world, and research is being actively conducted accordingly. However, most of the studies focus on hydrogen storage tanks and only are few studies on interpreting the hydrogen filling system itself. In this study, with reference to SAE J2601, a hydrogen fueling protocol, a simulation model was developed that can confirm the behavior of the vehicle's internal tank during hydrogen fueling. With respect to factors such as fuel supply temperature, ambient temperature, and pressure increase rate, the developed model can check the change of temperature and pressure in the tank and the state of hydrogen charging during hydrogen fueling. The validity of the developed simulation model was confirmed by comparing the simulation results with the experimental results presented in SAE J2601.

기호 설명

A : area [m²]
 a : constant that corrects for attractive potential of molecules
 b : constant that corrects for volume
 C_m : mass flow parameter
 C_p : specific heat [J/(kg·K)]
 C_q : discharge coefficient
 D : diameter [m]
 e : molar Helmholtz energy

g : gravitational acceleration [(N·s)/m²]
 Gr : Grashof number
 h : specific enthalpy [J/kg]
 L : total thickness of the wall [m]
 \dot{m} : mass flow [kg/s]
 Nu : Nusselt number
 Q : heat [W]
 P : pressure [MPa]
 Pr : Prandtl number
 R : gas constant [J/(kg·K)]
 Ra : Rayleigh number
 T : temperature [°C]
 t : time [s]
 U : total internal energy [W]
 u : velocity [m/s]
 V : volume [m³]
 v : specific volume of the gas [m³/kg]
 W : work [J]
 w : acentric factor

* Corresponding author: jangjs@pknu.ac.kr

1 Department of Mechanical System Engineering, Graduate School, Pukyong National University, Busan 48547, Korea

2 Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan 123-456, Korea

Copyright © 2022, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

x : thickness [m]
 Z : compressibility factor
 z : height [m]
 α : convective coefficient [W/(m²·K)]
 β : volumetric expansion coefficient [1/K]
 λ : thermal conductivity [W/(m·K)]
 μ : absolute viscosity [(N·s)/m²]
 ρ : density [kg/m³]

Subscripts

a : air
 c : critical
 dn : downstream
 g : gas
forced : forced convection
free : free convection
 in : inlet
 l : layer
NASA : National Aeronautics and space administration
 out : outlet
 res : residual
 s : supply
 up : upstream
 w : wall

1. 서론

수소에너지는 온실가스 배출이 없고 높은 변환 효율로 인하여 친환경 에너지로 주목받고 있다. 수소는 전기와 유사하게 1차 에너지원으로부터 얻어지는 2차 에너지원이지만 물, 유기물 등과 같이 지구상에 존재하는 다양한 화합물로부터 제조할 수 있어 지역적으로 편중되지 않은 자원과 기술력을 바탕으로 생산되는 에너지원이다.¹⁾ 그러므로 전 세계적으로 수소에너지 확대를 위한 노력이 활발히 진행되어 왔으며²⁾ 국내에서도 수소경제를 선도하기 위한 ‘수소경제 활성화 로드맵’이 제시되었다. 이에 따르면 2040년까지 내수 290만대를 포함한 620만대의 수소차 생산을 목표로 하는 수소 모빌리티 분야가 수소경제 활성화에 핵심적인 역할을 담당하게 될 것이다.³⁾

현재 사용되고 있는 승용 내연기관 차량(Light-duty vehicle)의 주행거리는 약 440~960km이며 평균 주행거리는 640km 정도이다. 승용 수소 차량의 경우 수소 1kg으로 95km 정도 운행 가능하므로 상용화를 위

해서는 5~7kg 정도의 수소를 차에 충전할 수 있어야 한다. 수소는 부피당 에너지 밀도가 낮으므로 5~7kg의 수소를 차량에 저장하기 위해서는 고압이 요구되어 현재는 35MPa 또는 70MPa의 고압 조건으로 수소를 차량에 충전하고 있다.^{4,6)}

고압의 기체 수소가 충전소 디스펜서로부터 수소차의 수소 저장 탱크 내로 유입되면 탱크 내 기체가 압축되어 온도가 상승하게 된다. 이때 70MPa 수소 저장용으로 사용하는 Type IV 탱크는 내부 온도 변화에 따라 라이너 소재인 고밀도 폴리에틸렌의 성능이 저하하므로 이를 방지하기 위하여 수소 탱크 내부 온도를 -40~85℃로 유지해야 한다.⁷⁻¹⁰⁾

그러므로 수소 탱크 내부로의 수소 공급 상태에 따른 탱크 내부 압력 변화, 온도 변화 등을 기체의 3차 상태방정식 또는 난류 모델을 이용한 수치해석으로 검증하는 연구가 활발히 진행되어 3차 상태방정식을 이용하여 탱크에서 외부로의 열전달 계수를 추산하고 일정 질량 유량에 따른 탱크 내부 온도와 압력 변화를 계산하거나, 다양한 기체 모델이 수소 충전 시간과 온도 상승에 미치는 영향을 산출하였으며, 여러 난류 모델을 비교하여 수소 충전시 적합한 난류 모델을 선정하기도 하였다.^{1,8-12)} 하지만 전술한 연구에서는 수소 저장 탱크만을 대상으로 해석을 진행하였으며 수소 충전에 사용되는 배관, 노즐 등을 포함한 시스템 자체를 해석하는 연구는 거의 찾아볼 수 없다.

이 연구에서는 수소 충전시 사용되는 디스펜서 출구로부터 자동차 수소 탱크까지를 모델링하여 연료 공급 온도, 주변 온도, 압력 증가율과 같은 입력 요소의 변화에 의한 수소 탱크 내부 온도 및 압력, 수소 충전 상태 등을 확인할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 개발한 모델의 타당성은 시뮬레이션 결과와 SAE J2601에서 제시한 실험결과를 비교하여 검증하였다.

2. 모델링

2.1 시뮬레이션 모델의 구성

Fig. 1은 연구에서 대상으로 하는 장치의 개략도이고, 충전소로부터 호스를 통해 주입된 수소 가스가 차량 내 탱크로 전달되는 과정을 나타낸다. Fig. 1에서 호스(Hose)는 충전소 디스펜서(Dispenser)에서 차량 연료 주입구까지 연결하는 호스를 나타낸다. 수소가스는 디스펜서로부터 공급 온도, 공급 압력이 조절

되어 이 호스에 전달된다. 호스로 들어간 수소 가스는 호스, 주변 공기 등과 열교환을 하게 된다. 호스를 지난 수소 가스는 노즐(Nozzle)과 리셉터클(Receptacle)을 지나게 된다. 노즐은 호스의 끝에서 자동차에 연료를 주입하기 위한 장치이며, 리셉터클은 차량에서 수소 연료를 주입받는 주입구이다. 노즐과 리셉터클, 니들 밸브(Needle valve)를 경유한 수소 가스는 차량 내 파이프(Vehicle pipe)를 통과하면서 파이프, 주변 공기 등과 열 교환을 한다. 차량 내 파이프를 지난 수소 가스는 차량 내의 연료 탱크로 공급된다. 이때 수소 가스는 탱크 및 탱크 주변 공기와 열 교환을 한다. 수소 디스펜서에서 공급되는 수소의 온도는 약 -40°C 이기 때문에 호스와 차량 내의 파이프에서는 주변 공기로부터 열이 공급되는 열교환이 일어난다. 반면에 탱크 내부 수소 가스 온도는 최대 80°C 정도로 주변 공기보다 온도가 높다. 이는 탱크로 주입된 수소 가스가 내부에서 와류를 형성하며 압력이 높아짐에 따라 온도가 상승하기 때문이다. 따라서 탱크에서는 주변 공기로부터 열을 방출하는 열교환이 일어난다.

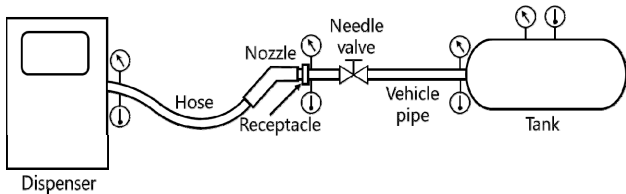


Fig. 1 A schematic diagram of simulation model fueling hydrogen tank in vehicle using dispenser

2.2 구성 방정식

Fig. 1의 시스템에서 호스 입구로 주입된 수소 가스의 온도와 압력을 경계조건으로 차량 내 탱크의 압력 및 온도를 계산하는 절차는 다음과 같다. 먼저 호스로 주입된 가스의 온도와 압력(호스 입구 측 온도와 압력)을 이용하여 호스로 공급되는 질량 유량과 엔탈피를 계산한다. 다음으로 계산된 질량 유량과 엔탈피 및 호스에서 출입하는 열량을 이용하여 호스 출구 측 온도를 구한다. 이때 수소 가스가 호스와 맞닿아 일어나는 열교환과 외부 대기와 호스 간의 열교환, 여러 겹으로 이루어져 있는 호스 소재 간의 열교환을 고려하여 호스를 통하여 출입하는 열량을 계산하였다. 이러한 과정을 통하여 호스 출구 측 수소 가스 온도를 구하고, 이를 이용하여 출구 측 압력을

계산하였다. 전술한 과정을 호스 출구로부터 노즐, 리셉터클, 자동차 내부 파이프, 수소 탱크까지의 구성 요소에 반복 적용하여 수소 탱크 내부 온도와 압력을 계산하였다. 수소 가스의 물리량 계산에 사용한 수식은 다음과 같다.

2.2.1 상태방정식

수소 충전과 같은 고압 공정을 다룰 때 이상기체 상태방정식을 적용하면 큰 오차를 유발할 수 있으므로 실기체(Real gas) 상태방정식을 이용해야 한다. 이 논문에서는 고압 영역에서 오차가 가장 적은 것으로 확인된 Soave-Redlich-Kwong 상태방정식¹⁾을 사용하였다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)} \quad (1)$$

$$a = 0.42748 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \times [1 + (0.480 + 1.574w - 0.176w^2) \times (1 - \sqrt{T/T_c})]^2 \quad (2)$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3)$$

2.2.2 엔탈피 계산

수소 가스 엔탈피는 식 (4)에 나타난 바와 같이 NASA 데이터로부터 구한 수소 가스 엔탈피와 Helmholtz 에너지 방정식으로부터 계산된 잔류 엔탈피를 더한 값으로 계산하였다.

$$h(P, T) = h_{NASA}(T) + h_{res}(P, T) \quad (4)$$

$$h_{res} = RT(Z-1) + e_{res} - T \left. \frac{\partial e_{res}}{\partial T} \right|_v$$

$$e_{res} = RT \left[\int_v^\infty (Z-1) \frac{dv}{v} \right]_T$$

식 (4)에서 h 는 엔탈피, h_{NASA} 는 NASA 데이터에 대해 온도에 따른 엔탈피, h_{res} 는 상태방정식에 따른 잔류 엔탈피, Z 는 압축계수, v 는 기체의 비체적, e_{res} 는 Helmholtz 에너지 방정식으로부터 계산된 잔류 특성을 나타낸다.

2.2.3 질량 유량 계산

Fig. 1에 나타난 구성 부품을 통과하는 질량 유량 \dot{m} 는 다음 식을 이용하여 구하였다.

$$\dot{m} = A \cdot C_q \cdot C_m \frac{P_{up}}{\sqrt{T_{up}}} \quad (5)$$

$$C_m = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{1-\gamma} \frac{\rho_{up} T_{up}}{P_{up}}} \sqrt{\left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{2\gamma} - \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{1+\gamma}} & \text{if } \frac{P_{dn}}{P_{up}} > P_{cr} \text{ (subsonic)} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{1+\gamma} \frac{\rho_{up} T_{up}}{P_{up}}} \left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} & \text{if } \frac{P_{dn}}{P_{up}} \leq P_{cr} \text{ (sonic)} \end{cases} \quad (6)$$

식 (5), (6)에서 A 는 수소 통과 유로 단면적, C_q 는 유량 계수(Discharge coefficient), P_{up} 은 유로 상류 압력, T_{up} 은 유로 상류 온도를 나타낸다.¹³⁾

2.2.4 온도 계산

수소 충전 과정의 에너지 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \left(U + \frac{u^2}{2} + gz \right) dv + \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right) - \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{u^2}{2} + gz \right) \quad (7)$$

식 (7)에서 U 는 내부 에너지, Q 는 외부로부터 내부로 들어온 열량, W 는 일, u 는 유속, z 는 높이를 나타낸다. 수소 기체의 위치에너지는 무시할 수 있고, 모델링 대상 시스템에서는 수소 충전 과정에서 외부와의 동력 전달이 없으므로 dW/dt 는 0이다. 정상상태 유동에서 검사체적으로 들어오는 열에너지의 시간 변화는 식 (8)로 나타낼 수 있다.¹⁴⁾

$$\dot{m} \Delta h = \dot{m} C_p \Delta T \quad (8)$$

식 (8)에서 C_p 는 정압비열을 나타낸다. 식 (7)과 (8)을 이용하여 식 (9)를 도출할 수 있으며, 이를 이용하여 호스, 파이프 등의 출구 측과 탱크의 내부 온도를 계산할 수 있다.

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) + \dot{m} \left(\frac{u_{out}^2 - u_{in}^2}{2} \right) \quad (9)$$

호스, 파이프 및 탱크에서 발생하는 전도와 대류 열전달에 대하여 식 (7)을 적용할 때는 dQ/dt 를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dQ}{dt} = \int_{A_q} -\lambda \frac{\partial T_w}{\partial x} \Big|_{x=0} dA_q = \int_{A_q} \alpha (T_w - T_g) dA_q \quad (10)$$

식 (10)에서 λ 는 열전도율, x 는 벽 두께 방향으로 향하는 벡터, α 는 열전달 계수, A_q 는 열이 출입하는 표면적이다.⁶⁾ 호스, 파이프, 탱크 등에서 각 소재는 안쪽으로는 가스, 바깥쪽으로는 공기와 접촉한다. 이때의 열에너지 교환량은 식 (11), (12)로 계산할 수 있다.¹³⁻¹⁷⁾

$$\lambda \frac{dT_w}{dx} \Big|_{x=0} = \alpha_g (T_g - T_w|_{x=0}) \quad (11)$$

$$\lambda \frac{dT_w}{dx} \Big|_{x=L} = \alpha_a (T_a - T_w|_{x=L}) \quad (12)$$

식 (11), (12)에서 L 은 구성 부품 두께, α_a 와 α_g 는 각각 공기와 접촉하는 면의 열 전달계수, 수소 가스와 접촉하는 면의 열전달 계수를 나타낸다. 그러므로 식 (11)은 가스와 각 소재의 안쪽 면이 접촉할 때, 식 (12)는 외부 공기와 각 소재의 바깥 면이 접촉할 때 사용한다.

호스와 탱크는 각 5점과 2점의 레이어로 이루어져 있다. 이때 각 레이어 경계를 통한 열에너지 교환은 다음 식으로 구할 수 있다.²⁰⁾

$$\begin{aligned} \lambda \frac{dT_w}{dx} \Big|_{x=L} &= \lambda A \frac{T_{l-1} - T_l}{\Delta x} \\ &= \rho_l V_l C_p \frac{T_l^{i+1} - T_l^i}{\Delta t} + \lambda A \frac{T_l - T_{l+1}}{\Delta x} \end{aligned} \quad (13)$$

식 (13)에서 하첨자 l 는 각 레이어에 대한 물리 특성, t 는 시간을 나타낸다.

파이프 내부의 강제 대류와 파이프 및 탱크의 외부 표면과 공기 사이의 자연 대류 등을 구현하는데 필요한 열전달 계수는 아래와 같이 나타낼 수 있다.¹⁵⁻¹⁹⁾

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (14)$$

$$Nu = \sqrt{Nu_{free}^3 + Nu_{forced}^3} \quad (15)$$

식 (14), (15)에서 Nu 는 Nusselt 수, Nu_{free} 는 자연 대류시 Nusselt 수, Nu_{forced} 는 강제대류시 Nusselt 수, D 는 관의 직경이다. Nusselt 수는 자연 대류일 때와 강제 대류일 때로 나누어 식 (16)~(20)으로 계산한다.

$$Nu_{free} = \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \quad (16)$$

$$Nu_{forced} = 0.13 \cdot (Pr \cdot Gr)^{0.33} \quad (17)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (18)$$

$$Gr = \frac{D^3 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot |T_w - T_g|}{\mu^2} \quad (19)$$

$$Ra = \frac{|u_g| \cdot D}{\mu / \rho} \quad (20)$$

식 (16)~(20)에서 Ra 는 Rayleigh 수, Pr 은 Prandtl 수, Gr 은 Grashof 수, μ 는 점성 계수, ρ 는 밀도, β 는 열팽창계수를 나타낸다.

2.3 시뮬레이션 프로그램

2.1~2.2절에 나타난 충전 시스템 모델 및 구성방정식을 AMESim을 이용하여 Fig. 2와 같이 구현하였다.

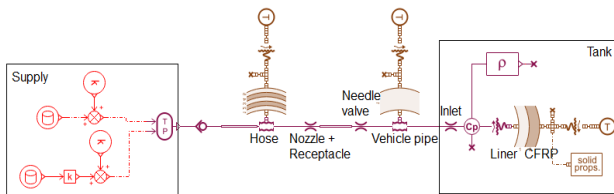


Fig. 2 A developed simulation program fueling hydrogen tank in vehicle using dispenser

Fig. 2에서 공급부(Supply)로 표시된 부분은 Fig. 1에 나타난 디스펜서 내부(호스 입구)의 수소 가스 상태를 나타낸다. 공급부 후단의 체크밸브는 디스펜서 내부 체크밸브를 나타낸다. Fig. 1에 나타난 노즐과 리셉터클은 호스 후단에 설치한 오리피스 하나로 구현하였으며, 오리피스 직경은 3.8mm로 설정하였다. 니들밸브도 오리피스로 프로그래밍하였고, 니들밸브를 나타내는 오리피스 직경은 1.55mm이다.

Table 1, Table 2, Table 3은 열역학 모델에 사용한 호스와 차량 내부 파이프, 차량 내부 수소 탱크의 물리 파라미터를 각각 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of vehicle pipe

Geometry	Units	Vehicle
Internal gas volume	m ³	0.2·10 ⁻³
Total external length	mm	5538
External diameter	mm	10
Internal diameter	mm	1.3
Wall thickness	mm	5
mass	kg	4
Material Properties		
Density	kg/m ³	7900
Thermal conductivity	W/m/K	Inf
Specific heat capacity	J/kg/K	659

Table 2 Physical parameters of hose

Geometry	Units	Vehicle
Weight	kg/m	0.33
External diameter	mm	13
Internal diameter	mm	6.4
Length	m	3
Absolute roughness	μm	300~4000
Layer of wire	-	4
Material Properties		
Polymer (P, Inner tube)		
Density	kg/m ³	1410
Thermal conductivity	W/m/K	0.23
Specific heat capacity	J/kg/K	1470
Steel wire (Reinforcement)		
Density	kg/m ³	6100
Thermal conductivity	W/m/K	31
Specific heat capacity	J/kg/K	502
Polyamide (PA, Cover)		
Density	kg/m ³	1130
Thermal conductivity	W/m/K	0.25
Specific heat capacity	J/kg/K	1590

Table 3 Physical parameters of tank

Geometry	Units	Vehicle
Volume	m ³	0.11
Inner wall surface area	m ²	1.4
Inner diameter	m	0.477
Stored hydrogen mass	kg	4.7
Liner thickness	mm	5
CFRP thickness	mm	35
Material Properties		
Type IV tank (Liner)		
Density	kg/m ³	946
Thermal conductivity	W/m/K	0.49
Specific heat capacity	J/kg/K	2050
Type IV tank (CFRP)		
Density	kg/m ³	1580
Thermal conductivity	W/m/K	0.7

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

이 장에서는 이 논문에서 제시한 수소 탱크 충전 모델 및 시뮬레이션 프로그램을 이용한 해석 결과와 SAE J2601의 타당성을 검증하기 위하여 수행한 실험²⁰⁾ 및 수치해석 결과²⁰⁾와의 비교를 통하여 이 논문에서 개발한 모델의 타당성을 검증한다. 비교 대상 실험의 기본 조건은 H70-T40⁴⁾으로 충전압력은 70MPa, 가스 공급 온도의 범위는 -40~33℃ 이고, Table 3에 나타낸 수소 탱크와 동일한 탱크가 사용되었다.

Fig. 3~Fig. 5에 나타낸 결과는 주변 온도가 0℃, 탱크 초기 압력이 2.15MPa일 때 탱크를 70MPa까지 충전하는 경우이다. Fig. 3~Fig. 5에서 사용한 경계 조건을 Table 4에 나타낸다.

Table 4 Boundary conditions used to derive from Fig. 3 ~ Fig. 5

Variable	Units	Value
Ambient temperature	℃	0
Initial pressure of tank	MPa	2.15
Supply temperature of hydrogen gas	℃	-40
Supply time	s	76.5

Fig. 3은 Fig. 1에 나타낸 리셉터클 후단과 자동차 내부 파이프 출구 측 온도를 비교한 결과다. Fig. 3에서 실선은 이 논문에서 개발한 시뮬레이션 프로그램을 이용한 해석 결과를 나타내고, 파선은 비교 대상 실험 결과²⁰⁾를 나타낸다. 검은색은 리셉터클 후단, 파란색은 자동차 내부 파이프 출구의 수소 가스 온도이다. Fig. 3으로부터 해석 결과가 실험 결과를 잘 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 4는 탱크 내부 수소 가스 온도를 나타낸다. Fig. 4에서 실선은 이 연구에서 개발한 모델을 이용한 시뮬레이션 결과이고, 파선과 점선은 각각 비교 대상 실험²⁰⁾ 및 시뮬레이션 결과²⁰⁾를 나타낸다. 시뮬레이션 결과는 유사한 경향을 보이지만, 실험값과 비교하여 온도 상승 초기에 온도 변화 양상이 약간 다름을 알 수 있다. 그러나, Fig. 4로부터 130초 이후에는 이 연구에서 얻은 시뮬레이션 결과가 비교 시뮬레이션 결과보다 실험값과 더 유사한 것을 확인할 수 있다. 온도 상승 초기에 실험과 시뮬레이션의 양상이 다른 것은 시뮬레이션에서 리셉터클 내부 필터

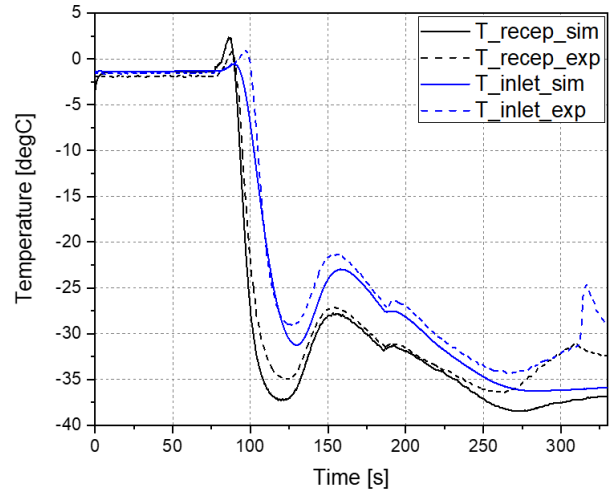


Fig. 3 Comparison between the simulation results of the temperature at the rear end of the receptacle and the outlet of the vehicle pipe using developed model in this paper and the results of the previous experiment(boundary conditions: Table 4)

에 대한 효과를 고려하지 않았기 때문으로서, 수소 가스가 리셉터클 내부 필터를 통과하면 압력손실이 발생하여 출구 측 질량 유량이 작아지게 되므로 실험의 온도 변화가 시뮬레이션보다 완만한 것으로 판단된다.

Fig. 5에는 자동차 내부 파이프 출구 압력과 SOC(State of charge)를 비교하여 나타낸다.

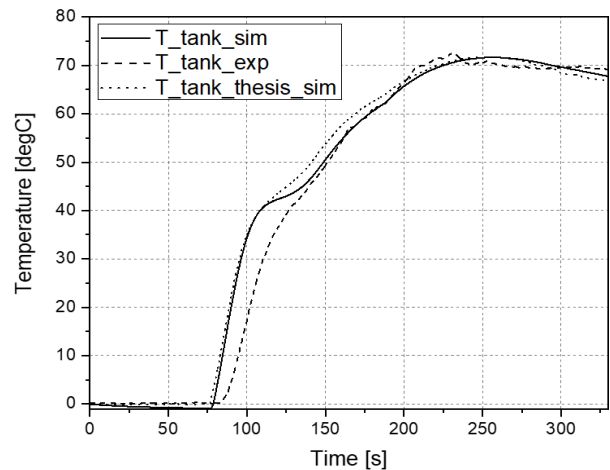


Fig. 4 Comparison between the simulation result of the temperature of hydrogen in the tank using developed model and the results of the previous experiment and simulation(boundary conditions: Table 4)

Fig. 5에서 SOC는 탱크의 충전 상태를 말하는 것으로, 표준 온도 15°C이고 NWP(Nominal working pressure, 정격 압력)일 때의 수소 가스 밀도와 탱크 내부 수소 가스 밀도의 비를 나타낸다. SOC 계산식을 식 (21)에 나타낸다.

$$SOC(\%) = \frac{\rho(P, T)}{\rho(NWP, 15^\circ\text{C})} \times 100 \quad (21)$$

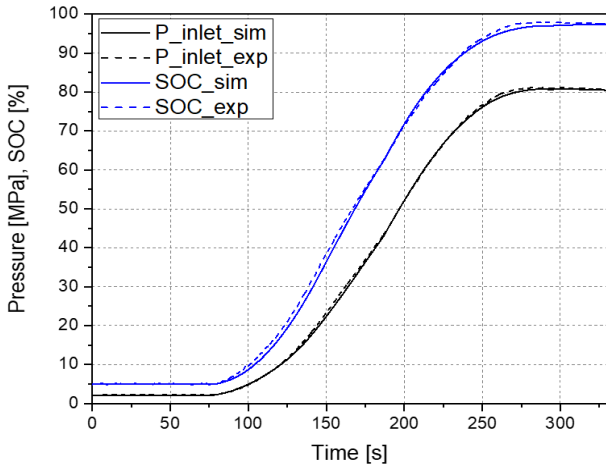


Fig. 5 Comparison between the simulation results of the vehicle pipe outlet pressure and SOC using developed model and the results of the previous experiment(boundary conditions: Table 4)

Fig. 5에서 실선은 이 연구에서 도출한 시뮬레이션 결과, 파선은 비교 대상 실험 결과를 나타낸다. 검은 색은 자동차 내부 파이프 출구 압력, 파란색은 SOC이다. 압력과 SOC 모두 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 6~Fig. 8은 주변 온도가 0°C, 탱크 초기 압력이 2.5MPa 일 때 탱크를 70MPa까지 분당 28.5MPa의 속도로 충전하는 경우이다. Fig. 6~Fig. 8에서 적용한 경계 조

Table 5 Boundary conditions used to derive from Fig. 6~Fig. 8

Variable	Units	Value
Ambient temperature	°C	0
Initial pressure of tank	MPa	2.5
Supply temperature of hydrogen gas	°C	-40
Supply time	s	71
APRR	MPa/min	28.5

건을 Table 5에 나타낸다. Table 5에서 APRR(Average pressure ramp rate)⁷⁾은 목표 압력에 도달할 때까지의 분당 평균 압력 상승 속도를 나타내는 것으로, 수소 충전 프로토콜에 의해 정해진다. 수소 충전 프로토콜은 주변 온도와 탱크 내부 초기 압력에 따라 정의된다.

Fig. 6은 탱크 내부 수소 가스 온도를 나타낸다.

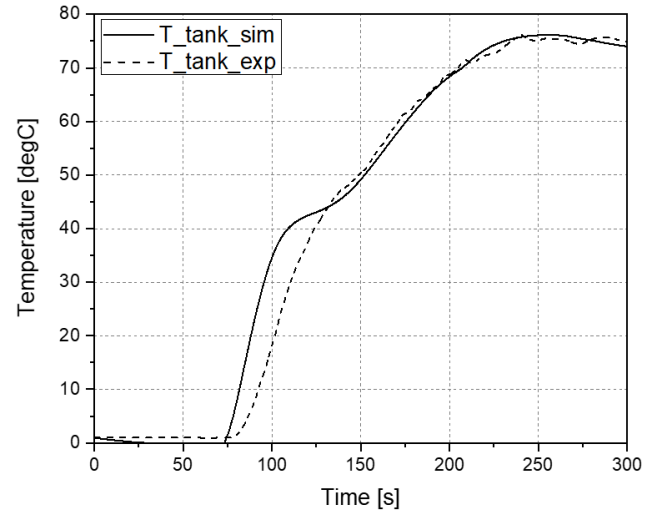


Fig. 6 Comparison between the simulation result of the temperature of hydrogen in the tank using developed model and the previous experimental result(boundary conditions: Table 5)

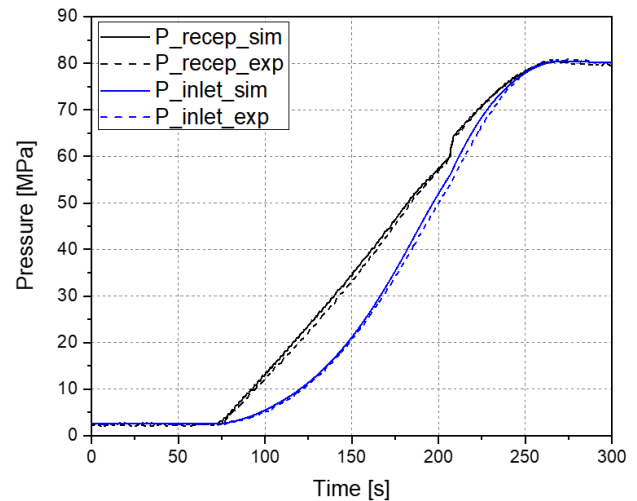


Fig. 7 Comparison between the simulation results of the temperature at the rear end of the receptacle and the outlet of the vehicle pipe using developed model in this paper and the results of the previous experiment(boundary conditions: Table 5)

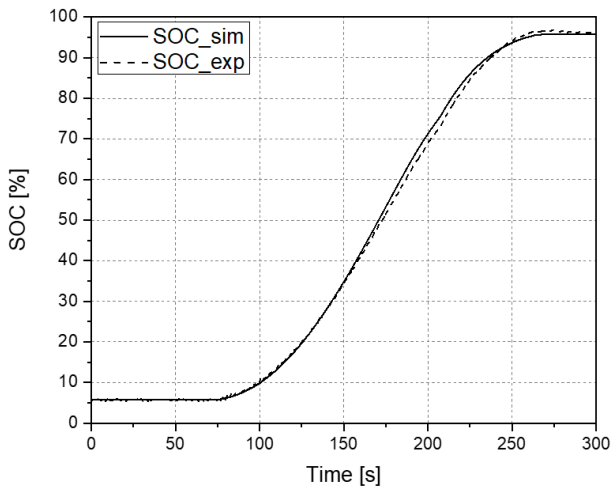


Fig. 8 Comparison between the simulation results of the SOC using developed model and the results of the previous experiment(boundary conditions: Table 5)

Fig. 6에서 실선은 이 연구에서 개발한 모델을 이용한 시뮬레이션 결과, 파선은 비교 대상 실험 결과를 나타낸다.

Fig. 6으로부터 Fig. 4와 유사하게 온도 상승 초기에 온도 변화 양상이 약간 다르지만, 그 후에는 실험 결과와 거의 일치함을 알 수 있다.

Fig. 7은 리셉터클 후단과 자동차 내부 파이프의 출구 측 온도를 비교한 결과다.

Fig. 7에서 실선은 이 논문에서 도출한 시뮬레이션 결과를 나타내고, 파선은 비교 대상 실험 결과를 나타낸다. 검은색은 리셉터클 후단, 파란색은 자동차 내부 파이프 출구의 수소 가스 온도이다. Fig. 7로부터 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 8은 수소 탱크 내부 SOC에 대한 비교 결과를 나타낸다. Fig. 8에서 실선은 이 연구에서 개발한 모델을 이용한 시뮬레이션 결과이고, 파선은 비교 대상 실험 결과를 나타낸다. 이 결과로부터 시뮬레이션과 실험을 통한 SOC 도출 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

이 논문에서는 수소충전소의 급유 시스템 중 디스펜서 호스로부터 자동차 수소 탱크까지를 모델링하고 이를 시뮬레이션할 수 있도록 Amesim을 이용하여 구현하였다. 모델링 결과 및 시뮬레이션 프로그램의 타당성은 수소충전 시스템에 대한 기존 해석 및

실험 결과와의 비교를 통하여 검증하였고, 이 논문에서 도출한 결과가 실험 결과를 잘 나타내고 있으며 기존 시뮬레이션 결과보다 우수한 결과가 얻어짐을 확인하였다.

이 논문에서 개발한 모델 및 프로그램은 연료 공급 온도, 주변 온도, 압력 증가율과 같은 입력 요소의 변화에 의한 수소 탱크 내부 온도 및 압력 변화, 수소 충전 상태 등을 확인할 수 있으므로 SAE J2601에서 제시한 충전 프로토콜의 검증, 새로운 충전 프로토콜의 개발 등에 활용 가능할 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 에너지 기술 개발 사업 연구비(과제번호 : 2023030040060) 일부 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) B. H. Park, "Simulation of Temperature Behavior in Hydrogen Tank During Refueling Using Cubic Equations of State", Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol.30, No.5, pp.385~394, 2019.
- 2) B. D. Solomon and A. Barrierjee, "A Global Survey of Hydrogen Energy Research, Development and Policy", Energy Society, Vol.34, pp.781~792, 2006.
- 3) J. R. Han et al., "Study on the Optimum Capacity Analysis for Hydrogen Fueling Station in Korea", Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol.28, No.6, pp.649~656, 2017.
- 4) J. Zheng et al., "Development of High Pressure Gaseous Hydrogen Storage Technologies", International Journal of Hydrogen Energy, Vol.37, pp.1048~1057, 2012.
- 5) M. K. Seo et. al., "Development of Modeling Method of Hysteretic Characteristics for Accurate Load Measurement of Trucks", Journal of Drive and Control, Vol.18, No.2, pp.38-45, 2021.

- 6) S. Y. Baek et al., "Development of a Simulation Model for an 80 kW-class Electric All-Wheel-Drive (AWD) Tractor using Agricultural Workload", *Journal of Drive and Control*, Vol.17, No.1, pp.27-36, 2020.
- 7) Society of Automotive Engineers (SAE), "Fueling Protocols for Light Duty Gaseous Hydrogen Surface Vehicles (Standard J2601_201407)", SAE International, 2014.
- 8) Society of Automotive Engineers (SAE), "Fueling Protocols for Light Duty Gaseous Hydrogen Surface Vehicles (Standard J2601_201612)", SAE International, 2016.
- 9) M. Monde, P. Woodfield, T. Takano and M. Kosaka, "Estimation of Temperature Change in Practical Hydrogen Pressure Tanks being Filled at High Pressure of 35 and 70 MPa", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.37, pp.5723~5734, 2012.
- 10) R. O. Cebolla, B. Acosta, N. deMiguel and P. Moretto, "Effect of Precooled Inlet Gas Temperature and Mass Flow Rate on Final State of Charge during Hydrogen Vehicle Refueling", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.40, pp.4698~4706, 2015.
- 11) S. G. Noh, "Estimation of Hydrogen Filling Time Using a Dynamic Modeling", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol.32, No.3, pp.187~195, 2021.
- 12) M. S. Kim, J. H. Ryu, S. K. Lee and S. W. Choi, "Numerical Analysis of Filling Flow in Type III Hydrogen Tank with Different Turbulence Models", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol.32, No.6, pp.483~488, 2021.
- 13) D. McCloy and H. Martin, "Control of Fluid Power : Analysis and design", 2nd edition, Ellis Horwood Limited, 1980.
- 14) Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, "Thermodynamics : An Engineering Approach, 7th edition, McGraw-Hill, USA, 2011.
- 15) E. D. Rothuizen, "Hydrogen Fuelling Stations: A Thermodynamic Analysis of Fuelling Hydrogen Vehicles for Personal Transportation", Ph.D. Dissertation, Technical University of Denmark, Kongens Lyngby Denmark, 2013.
- 16) M. Heath, P. L. Woodfield, W. Hall, and M. Monde, "An Experimental Investigation of Convection Heat Transfer during Filling of a Composite-fibre Pressure Vessel at Low Reynolds Number", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.54, pp.151-157, 2014.
- 17) T. Bourgeois, F. Ammouri, M. Weber, and C. Knapik, "Evaluating the Temperature inside a Tank during a Filling with Highly-pressurized Gas", *J. Hydrogen Energy*, Vol.40, No.35, pp.11748-11755, 2015.
- 18) J. Guo, J. Yang, Y. Zhao, and X. Pan, et al., "Investigations on Temperature Variation within a Type III Cylinder during the Hydrogen Gas Cycling Test", *Vol.13, No.25*, pp.13926-13934, 2014.
- 19) P. L. Woodfield, M. Monde, and Y. Mitsutake, "Measurement of Averaged Heat Transfer Coefficients in High-Pressure Vessel during Charring with Hydrogen Nitrogen or Argon Gas", *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol.2, No.2, pp.180-191, 2007.
- 20) J. Schneider, et al., "Validation and Sensitivity Studies for SAE J2601, the Light Duty Vehicle Hydrogen Fueling Standard", *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, Vol.3, No.2, pp.257~309, 2014.