

초음속 유동에 대한 핀틀형 수소인젝터의 질량유량 예측

이 재 현 · 배 규 한 · 문 석 수*

인하대학교 기계공학과

Predicting Mass Flow Rate of Supersonic Flow from Pintle-Type Hydrogen Injector

Jaehyun Lee · Gyuhan Bae · Seoksu Moon*

Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea
(Received 17 November 2023 / Revised 7 January 2024 / Accepted 25 January 2024)

Abstract : Hydrogen engines with low-pressure direct injection are in the spotlight as a sustainable energy system. The direct-injection system with a low-pressure fuel supply has adopted pintle-type hydrogen injectors to guarantee sufficient flow rates. Predicting the mass flow rate of the pintle-type injector precisely is essential; however, no concrete prediction models have been suggested so far. Thus, this study introduced a methodology to predict the mass flow rate of supersonic flow from pintle-type hydrogen injectors based on the compressible flow theories of convergent-divergent nozzles. The prediction accuracy of the methodology is examined by comparing the prediction results with experimental results under various injection and ambient pressure conditions with various gases (nitrogen and helium). The results confirmed the methodology's prediction accuracy over 92 %, which would predict hydrogen mass flow rates from the results of surrogate gases and in various injection and ambient conditions.

Key words : Hydrogen engine(수소엔진), Pintle-type injector(핀틀형 인젝터), Supersonic flow(초음속 유동), Mass flow rate(질량 유량), Prediction model(예측모델)

Nomenclature

D	: external diameter of flow passage, m
t	: thickness of flow passage, m
P	: pressure, Pa
k	: specific heat ratio
E	: energy, J
\dot{Q}	: heat transfer rate, J/s
\dot{W}	: work rate, J/s
\dot{m}	: mass flow rate, kg/s
h	: enthalpy, kg/s
V	: velocity, m/s
T	: temperature, K
a	: speed of sound, m/s
ρ	: density, kg/m ³
A	: area, m ²

Subscripts

CV	: control volume
0	: inlet
1, 2, 3	: nozzle inside
*	: critical point

1. 서론

온실가스로 인한 지구온난화 피해가 심각해짐에 따라, 수송분야의 탄소중립 달성을 위해 많은 자동차 제조사 및 연구기관에서 기존 내연기관에 대한 친환경 연료 적용안을 제시한 바 있다.¹⁾ 기존 내연기관에 친환경 연료를 적용했을 때, 기술적 성숙도가 높은 내연기관의 기반 시설을 이용할 수 있으므로 낮은 초기 비용으로 수송분야의 신속한 탄소중립 달성이 가능할 것으로 전망된다. 특히, 수소는 높은 화염 전파 속도, 넓은 가연범위

*Corresponding author, E-mail: ss.moon@inha.ac.kr

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.

(0.11-7.1.[6]) 등 연소에 유리한 특성으로 인해 새로운 탄소중립연료로서 각광받고 있으며, 많은 연구 기관에서 수소 내연기관의 효율 향상 및 배기 배출물 저감을 위한 연구가 활발히 진행 중이다.²⁾ 수소의 넓은 가연범위 덕분에, 희박연소를 통해 열효율을 상승시키고 질소산화물 배출을 저감할 수 있다.³⁾ 연소실 내부에 희박조건을 조성하기 위해서는 과급기를 통한 많은 양의 공기 공급과 더불어 적절한 양의 연료공급이 동반되어야 하므로, 다양한 운전 조건에서의 연료 분사유량을 정확히 제어하는 것이 매우 중요하다. 따라서, 최근 모델기반 수소엔진 개발 및 제어를 위해 경량화 된 분사유량 예측 모델의 필요성이 대두되고 있다.

수소 내연기관의 연료 공급 방식은 크게 포트분사 방식과 직접분사 방식으로 구분할 수 있다. 포트분사 방식은 기존 기술된 내연기관의 연료 공급 시스템만 바꿈으로써 간편하게 적용할 수 있지만, 체적효율 감소로 인한 동력 손실과 흡기포트 내부로 역화가 발생할 가능성이 높다. 한편, 직접분사 방식은 흡기포트가 닫힌 후에 분사하여 체적효율 감소 및 역화의 위험성을 줄일 수 있기 때문에, 최근 개발 중인 수소 내연기관에 적용되고 있다. 또한, 수소 내연기관에 700 bar 기체 수소 저장탱크가 탑재된다는 점을 고려하였을 때, 100 bar 이상의 고압으로 연료를 직접분사 하는 경우 분사에 따른 탱크 내부 가용 수소가 급감하여 주행거리가 줄어들게 된다.^{4,5)} 이를 개선하기 위해, 수소 직접분사 연료 공급 시스템의 분사압력이 50 bar 이하의 저압으로 수렴되는 추세이다.^{6,7)}

저압 직접분사 연료 공급 시스템에는 수소의 낮은 단위체적당 발열량으로 인한 토크 감소를 보상하기 위해 분사유량이 높고 밀폐 성능이 우수한 핀틀형 인젝터가 탑재되고 있다. 핀틀형 수소 인젝터는 제조사마다 상이하게 설계된 핀틀 스트로크에 의해 환형 내부 유로의 폭이 결정되며, 핀틀팁 각도로 인해 유로 직경이 일정하지 않은 복잡한 내부 형상을 갖는다.⁸⁾ 또한, 기상 연료는 특정 압력 조건 하에서 노즐 유로 면적 변화에 의해 초음속 유동이 발달하기 때문에, 기존 비압축성 유동 이론에 의한 분사유량 예측이 어렵다.^{4,9)}

선행 연구에서, 홀 타입 인젝터에 대해 기상 연료의 압축성 유동 특성을 고려한 경량 분사유량 예측모델이 제안된 바 있으며, 실험을 통해 다양한 기상 연료 및 분사 조건에 대한 신뢰성이 검증되었다.^{10,11)} 경량 분사유량 예측모델에 따르면, 분사유량은 쇼킹이 발생한 노즐 목의 면적 및 유체의 밀도와 유속에 의해 결정된다. 경량 예측모델의 노즐 목 면적에 대해 노즐 출구 면적을 적용함으로써 손쉽게 유량이 계산되는 홀 타입 인젝터와 달리, 비교적 복잡한 노즐 구조를 가진 핀틀형 인젝터는 인젝터

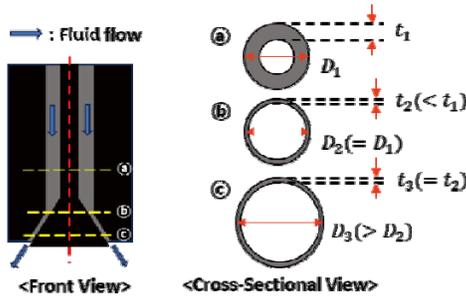
내부에 위치한 노즐 목 면적을 특정하기 어렵다.^{9,11)} 따라서, 핀틀형 인젝터에 대한 기존 분사유량 예측은 노즐 내부 형상 정보를 기반으로, 압축성 유동 이론과 3-D 전산 유체역학(CFD) 기법이 접목되어 이루어졌다.^{8,12-14)} 전산 유체역학(CFD) 기법을 통해 인젝터 내부 유로를 3-D 모델링하기 위해 각 부품별 상세 물리적 거동을 고려해야 하므로, 다양한 인젝터 형상에 대한 호환성을 확보하기 위해서는 별도의 튜닝이 요구된다.¹⁴⁾ 또한, 전산유체역학(CFD) 기법을 통해 다양한 분사조건 및 연료 종류에 따른 기체 유동을 해석하기 위해, 각 분사조건에서의 압축성 유동을 고려한 유체역학적 입력변수들이 적용되어야 한다.^{8,15)} 따라서, 핀틀형 인젝터의 기존 분사율 예측 방법론은 개별 인젝터 형상에 대한 튜닝 과정과 다양한 입력변수들로 인해, 많은 연산 시간과 비용이 소요된다는 한계점이 존재한다.

이러한 배경을 토대로, 본 연구에서는 인젝터 형상에 대해 범용성 있으며, 다양한 분사조건 및 연료 종류에 대해 신속한 연산이 가능한 실험 기반의 경량 분사유량 예측 방법론을 제안하고자 한다. 범용성과 기동성이 높은 예측 방법론을 구축함으로써, 초음속 유동이 발달하는 다양한 분사 조건에서의 수소 분사유량 정밀 제어를 통해 수소엔진 개발에 기여하는 것을 연구의 목표로 한다.

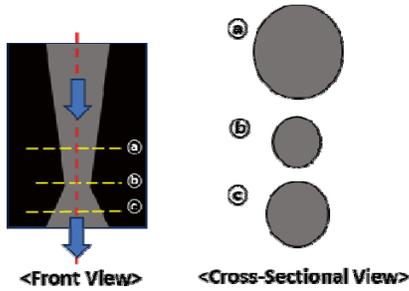
2. 예측 이론 및 실험

2.1 노즐 구조 단순화 및 압축성 유동 이론

Fig. 1은 핀틀형 인젝터의 내부 구조 및 유로의 단순화 과정을 나타낸 그림이다. Fig. 1(a)에 나타낸 바와 같이, ㉠번 위치와 ㉡번 위치의 단면 외경(D_1 , D_2)이 동일하지만, ㉡번 위치의 단면 두께(t_2)가 ㉠번 위치의 단면 두께(t_1)보다 작기 때문에 단면적이 수축된다. ㉡번 위치와 ㉢번 위치의 단면 두께(t_2 , t_3)는 핀틀 스트로크에 의해 결정되므로 동일하지만, ㉢번 위치의 단면 외경(D_3)이 ㉡번 위치의 단면 외경(D_2)보다 크기 때문에 단면적이 팽창된다. 따라서, Fig. 1(b)와 같이 핀틀형 인젝터의 내부 형상을 핀틀축 중심선에 대해 수직인 단면적이 감소했다 증가하는 단일 원형 축소-확대 노즐로 간주할 수 있다.^{16,17)} 압축성 유동 이론에 따르면, 노즐 출구 대비 입구의 압력 비율(Pressure Ratio(PR))에 따라, 축소-확대 노즐 내부를 통과하는 가스의 유동특성을 아음속/초음속으로 구분할 수 있다.⁹⁾ PR이 증가함에 따라 노즐 내부 압력 구배가 변화하는데, 노즐 목의 압력이 임계압력에 도달했을 때, 쇼킹 현상이 발생하고 노즐 하류에서 초음속 유동이 발달한다. 압축성 유체의 임계압력(P^*)은 식 (1)과 같이 분사압력(P_0)과 비열비(k)에 의해 결정되며, 이는 가스종류에 따라 다른 값을 가진다.⁹⁾



(a) Original flow passage



(b) Simplified flow passage

Fig. 1 Simplification of pintle-type injector flow passage

$$P^* = P_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1)$$

PR이 임계압력보다 증가하게 되면, 노즐 내부에 생성된 충격파가 노즐 외부로 밀려나오면서 초음속 팽창 제트가 발달한다.

2.2 초음속 조건에서의 분사유량 예측 방법론

핀틀형 수소인젝터 내부 형상 단순화 가정 하에, 축소-확대 노즐에 대한 압축성 유동 이론 기반의 질량유량 계산식을 활용하고자 하며 수식 유도과정은 다음과 같다.^{9,11)}

핀틀형 수소인젝터의 내부 구조를 축소-확대 노즐로 단순화하고, Fig. 2와 같이 검사체적으로 설정한 노즐 내부 임의의 두 지점에 대한 연속방정식과 에너지방정식을 식 (2)와 (3)과 같이 세울 수 있다.^{18,19)}

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (2)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (3)$$

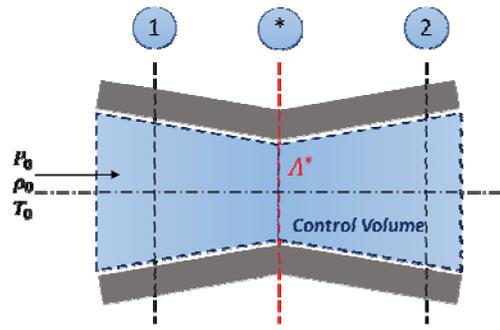


Fig. 2 Control volume of convergent-divergent nozzle

노즐 내부를 통과하는 가스가 시간에 따른 질량과 에너지의 변화가 없는 정상상태이고, 검사체적으로 들어오는 단위시간당 열에너지(\dot{Q})가 없고 검사체적이 외부로 해준 일(\dot{W})이 없으며 노즐 내부 높이(z_1, z_2)가 동일하다는 가정을 도입하면 식 (2)와 (3)을 식 (4), (5)와 같이 정리할 수 있다.^{18,19)}

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (4)$$

$$0 = \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (5)$$

또한 식 (4)와 (5)를 연립하면 에너지방정식 (5)를 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.⁹⁾

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (6)$$

식 (6)에 대하여, 검사체적 내부를 통과하는 가스가 이상기체이고 C_p 가 일정하다는 가정과 노즐 입구 조건을 도입하면 식 (7)이 유도된다.⁹⁾

$$C_p T_1 + \frac{V_1^2}{2} = C_p T_2 + \frac{V_2^2}{2} = C_p T_0 \quad (7)$$

노즐 내부가 단열이며 마찰에 의한 손실을 무시한다는 등엔트로피 유동을 가정하였을 때, 등엔트로피 관계식 (8)로부터 유도한 음속(a)의 공식 (9)와 정압 비열(C_p) 관계식 (10)을 식 (7)에 대입함으로써, 노즐 내 임의의 지점의 속도(V_i)에 대한 식 (11)이 도출된다.⁹⁾

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^k = \left(\frac{a_2}{a_1} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \quad (8)$$

$$a = \sqrt{kRT} \tag{9}$$

$$c_p = \frac{R}{k-1} \tag{10}$$

$$V_1^2 + \frac{2}{k-1} a_1^2 = \frac{2}{k-1} a_0^2 \tag{11}$$

식 (11)과 등엔트로피 관계식 (8)을 연립하면, 노즐 내 임의지점의 속도(V_1)를 가스의 비열비(k)와 노즐 입구 조건(P_0, ρ_0)에 대한 식 (12)로 정리할 수 있다.⁹⁾

$$V_1 = \left\{ \left(\frac{2k}{k-1} \right) \left(\frac{P_0}{\rho_0} \right) \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{12}$$

노즐 내 임의지점의 속도(V_1) 계산식 (12)를 질량유량(\dot{m})에 관한 식 (13)의 속도항에 대입함으로써, 노즐 내부를 흐르는 가스에 대해 적용가능한 질량유량(\dot{m}) 계산식을 식 (14)와 같이 유도할 수 있다.⁹⁾

$$\dot{m} = \rho AV \tag{13}$$

$$\dot{m} = \rho_0 A_1 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \left\{ \left(\frac{2k}{k-1} \right) \left(\frac{P_0}{\rho_0} \right) \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{14}$$

식 (14)에 따르면, 노즐 내부 임의지점에서의 면적(A_1), 압력(P_1) 조건을 대입하여 질량유량(\dot{m})을 계산할 수 있다. 그러나 초음속 유동이 발달하게 되면 PR에 따른 충격파의 위치를 확인할 수 없기 때문에 노즐 내부 압력구배를 파악하는 것이 불가능하다. 이러한 한계점을 개선하기 위해서, 식 (14)에 노즐 목의 임계압력(P^*)에 관한 식 (1)과 노즐 목 면적(A^*)을 대입함으로써, 노즐 입구 정보와 노즐 목의 면적 정보만으로 초음속 조건에서의 질량유량(\dot{m})을 계산할 수 있는 예측모델 식 (15)를 도출할 수 있다.^{9,11)}

$$\dot{m} = \rho_0 A^* \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left\{ \left(\frac{2k}{k-1} \right) \left(\frac{P_0}{\rho_0} \right) \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{15}$$

노즐 출구에서 쇼킹이 발생하는 홀 타입 인젝터와 달리, 핀틀형 인젝터는 노즐 내부에서 쇼킹이 발생하기 때문에 노즐 목 면적의 실측이 불가능하다. 또한, 축소-확대 노즐에서의 대략적인 임계지점 위치를 파악하더라도, 단순화된 원형 유로 단면적과 실제 환형 유로 단면적

간의 상호연관성이 존재하지 않기 때문에, 실제 노즐 목 면적을 구하기 어렵다.¹⁷⁾

본 연구에서는 코리올리 유량계의 배관과 노즐을 통과하는 가스의 질량유량(\dot{m})이 일정하며, 노즐 하류에 발달하는 초음속 유동이 가스의 질량유량(\dot{m})에 영향을 미치지 않는다는 점에 착안하여, 실험적인 방법을 통해 노즐 목의 면적(A^*)을 계산하는 방법을 적용하였다. 식 (16)은 코리올리 유량계로 측정된 질량유량(\dot{m})으로부터 노즐 목 면적(A^*)을 계산하기 위해 식 (15)를 노즐 목 면적(A^*)에 대한 식으로 표현한 것이다.

$$A^* = \frac{\dot{m}}{\sqrt{k\rho_0 P_0}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} \tag{16}$$

코리올리 유량계 배관을 통과하는 가스의 평균 질량유량을 측정하고, 분사기간과 분사 주파수를 고려하여 사각형태로 가정한 분사율의 정상구간 질량유량으로 변환한다.²⁰⁾ 선행 연구에서 수소인젝터의 실제 분사율을 통해 산출한 분사량과 사각형태의 가상 분사율에 대응되는 분사량 간의 유의미한 차이가 존재하지 않음을 확인함으로써, 이러한 가정의 타당성을 검토하였다.^{21,22)} 정상구간 질량유량과 노즐 입구 조건, 대상 가스의 비열비를 식 (16)에 대입하여 노즐 목 면적을 계산하고, 식 (15)를 통한 질량유량 계산 시 활용한다.

식 (15)에 따르면, 초음속 유동이 발달하는 조건에서 축소-확대 노즐을 통과하는 가스의 질량유량은 분사압력에 비례하고, 동일한 분사압력 조건에서 가스 종류에 따른 질량유량은 밀도 제곱근에 비례하는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 식 (15)에 분사압력에 따른 대상 가스의 물성치를 대입함으로써, 다양한 가스 및 분사조건에 대해 범용성 있는 질량유량 예측이 가능할 것으로 예상된다. 예측 방법론에 대한 검증은 실험 결과를 바탕으로 3장에서 상세히 논의하도록 한다.

2.3 실험 장치 및 조건

본 연구에서는 질소를 사용하여 분사압력 및 분위기압력에 따른 핀틀형 수소인젝터의 분사유량을 계측하고 이를 A^* 의 도출 및 방법론 검증에 활용하였다. 또한, 다양한 가스에 대한 예측 방법론의 범용성을 검증하기 위해 수소와 물성치 및 분무특성이 가장 유사하다고 알려진 헬륨을 추가로 사용하였다. Fig. 3은 질량유량 계측 장치의 개략도를 나타낸다. 실험 장치는 연료공급 시스템과 평균 질량유량 데이터 취득을 위한 계측 장치로 구성된다. 연료 공급 시스템에는 노즐 팁 직경이 7.5 mm, 최

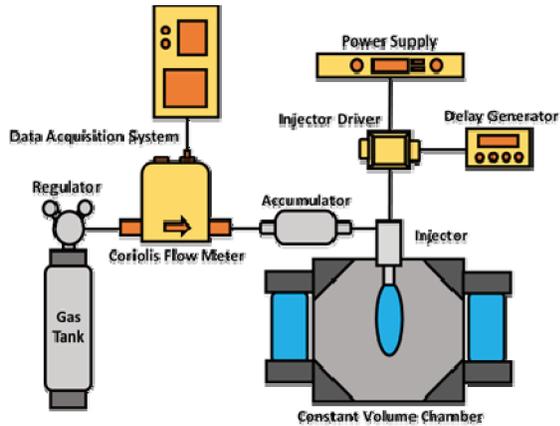


Fig. 3 Schematic diagram of the mass flow rate measurement system

대 40 bar 분사압력으로 수소를 공급할 수 있는 핀틀형 프로토타입 수소인젝터(Borgwarner, DI-CHG)가 장착되어 있다.

가스 분사는 분위기 온도 및 분위기 압력을 제어할 수 있는 정적 챔버 내부에서 수행되었다. 분사압력은 120 bar로 충전된 가스 탱크 입구에 압력조절기(TANAKA, JET-Hc)를 장착하여 조절하였다. 핀틀의 개폐로 인해 발생하는 연료 공급 라인 내의 맥동을 저감하기 위해 어큐뮬레이터 역할을 하는 900 cc 실린더를 인젝터 전단에 연결하였다. 분사 전류파형 및 분사기간 등의 분사조건은 솔레노이드 구동 드라이버(Borgwarner, IDM-4) 및 지연발생기(Stanford Research System, DG535)를 이용하여 조절하였다. 인젝터에서 분사되는 가스의 평균 질량유량을 측정하기 위해, 압력조절기와 어큐뮬레이터 사이에 코리올리 유량계(Bronkhorst, M15)를 설치하였다.

Table 1은 본 연구에 적용된 실험 조건을 나타낸다. 핀틀형 수소인젝터의 분사압력 및 분위기 압력에 따른 질량유량을 파악하고 식 (15)를 통해 계산한 질량유량과 비교하기 위해, 인젝터 작동 범위(15 ~ 40 bar)에서 네가지 분사압력 조건을 선정하였으며, 식 (1)을 통해 초음속 유동이 발달하는 다양한 분위기 압력 조건을 선정하였다. 본 연구에서는 대상 인젝터를 사용하여 엔진 시험을 한 선행 연구를 참고하여, 실제 차량의 동력성능에 대응되는 분사 주파수 및 분사기간을 선정하였다.^{23,24)} 1,200 rpm으로 작동하는 엔진에서 2회전(4행정) 동안 연료가 한 번 분사되는 상황을 가정하여 분사 주파수를 10 Hz로 설정하였으며, 분사기간을 2 ms로 설정하였다. 모든 연료분사는 분위기 온도 298 K 조건에서 수행되었다.

Table 1 Experimental conditions

Fuel	Nitrogen, Helium
Injection pressure [bar]	15, 20, 30, 40
Injection frequency [Hz]	10
Injection pulse duration [ms]	2
Ambient pressure [bar]	1, 2, 4, 5, 9, 10, 15, 19, 20
Ambient temperature [K]	298

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 노즐 목 면적(A^*)의 산출

분위기 압력 1 bar 조건 하에서 각 분사압력 조건에 대하여 코리올리 유량계로 측정된 질소의 평균 질량유량을 각 분사의 정상구간 질량유량(\dot{m})으로 변환하고, 이 값을 식 (16)에 대입하여 계산한 노즐 목 면적을 Fig. 4에 나타냈다. 대상 인젝터의 핀틀 스트로크는 분사압력에 관계없이 일정한 값으로 설계되었기 때문에, 노즐 목 면적이 일정할 것으로 예상했으나, 분사압력에 따라 미세하게 증가하는 경향이 나타났다. 이는 분사압력 상승에 따른 핀틀 구동력 증가와 노즐 출구에서의 가스 운동량 증가가 동반되어 정상구간의 최대 핀틀 열림량이 증가함으로 인해, 노즐 목 계산식 (16)에 대입되는 정상구간 질량유량 값이 증가하였기 때문이라 판단된다.^{14,25,26)} 특정 분사압력 조건에서 구한 노즐 목 면적을 통해 질량유량을 예측한다면, 측정값에 대한 예측값의 오차율이 증가할 것이라 예상할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 노즐 목 면적에 따른 예측 정확도 편차를 감소시키기 위해, 각 분사압력 조건에서 구한 노즐 목 면적의 평균값을 사용하였다.

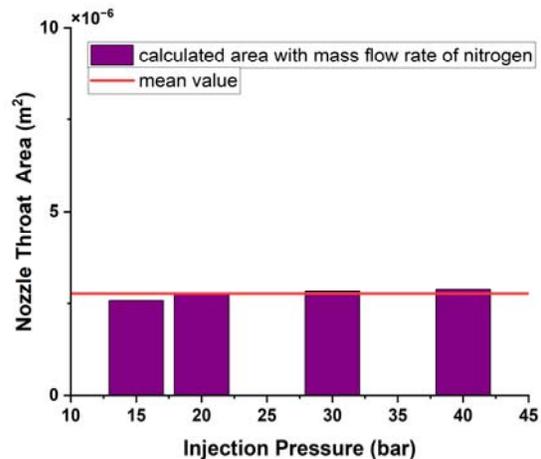


Fig. 4 Calculated nozzle throat area depending on the injection pressure condition ($P_{amb} = 1 \text{ bar}$)

3.2 분사압력에 따른 분사유량 예측 결과

Fig. 5는 노즐 목 면적의 평균값을 적용하여 구한 질량 유량 예측 결과 및 오차율을 나타낸 그래프이다. 계측 결과, 식 (15)를 통해 수식적으로 확인한 바와 같이 실제 분사된 질소의 질량유량은 분사압력에 비례하며, 모든 분사압력 조건에 대하여 93 % 이상의 높은 예측 정확도를 가지는 것을 확인할 수 있다.

식 (15)에 따르면 질량유량이 노즐 목 면 적에 비례하는데, 노즐 목 면적의 평균값을 적용하였기 때문에 각 분사압력 조건에서의 예측 결과 정확도가 다르게 나타남을 확인할 수 있다. 분사압력 15 bar, 40 bar 조건에서는 상대적으로 높은 6.7, 5 %의 오차율이 나타났지만, 노즐 목 면적이 평균값에 가장 근접한 분사압력 20 bar, 30 bar 조건에서 각각 0.8, 2.5 %의 매우 낮은 오차율이 나타났다. 예측 결과를 통해, 최소한의 유량 샘플 데이터로 계산한 노즐 목 면적의 평균값을 식 (15)에 도입함으로써, 다양한 분사압력 조건에 대하여 합리적인 오차 범위내의 질량유량 예측이 가능함을 확인하였다.

3.3 가스 종류에 따른 분사유량 예측 결과

다양한 가스에 대한 예측 방법론의 범용성을 검증하기 위해, 분위기압력 1 bar 조건 하에서 분사압력에 따른 헬륨의 질량유량을 계측하였다. Fig. 4에 나타난 노즐 목 면적의 평균값을 이용한 질량유량 예측 결과 및 오차 백분율을 Fig. 6에 나타내었다. 질소의 질량유량으로부터 구한 노즐 목 면적의 평균값과 헬륨의 물성치를 식 (15)에 대입하였을 때, 헬륨의 전 분사압 조건에서 94 % 이상의 높은 예측 정확도를 가지는 것을 확인하였다.

헬륨의 질량유량 예측결과를 통해, 예측 방법론의 가스 종류에 대한 범용성을 실험적으로 검증하였다. 또한,

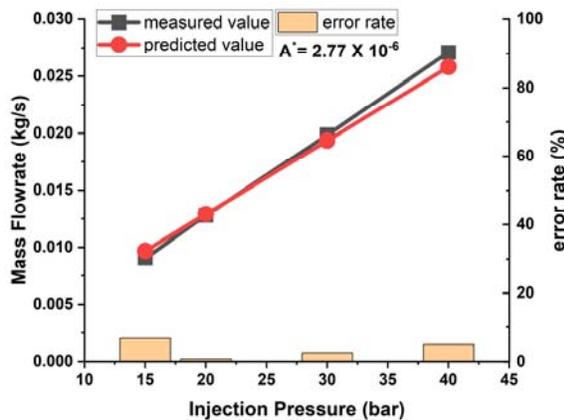


Fig. 5 Model validation for the injection pressure effect on mass flow rate with nitrogen ($P_{amb} = 1 \text{ bar}$)

가스 종류에 따라 각 분사압력 조건에서 핀틀 스트로크의 미세한 차이가 존재하지만, 노즐 내부 임계지점의 위치에 있어 유의미한 차이가 존재하지 않는 것으로 판단된다. 따라서, 대체가스를 사용한 몇 가지 유량 샘플 데이터를 통해 핀틀형 수소인젝터의 노즐 목 면적을 확정한다면, 본 예측 방법론을 통해 다양한 가스 및 분사압력 조건에 대한 분사유량 예측이 가능함을 알 수 있다.

3.4 분위기압력에 따른 분사유량 예측 결과

본 질에서는 초음속 유동조건에 있어 다양한 분위기 압력에 따른 핀틀형 수소인젝터의 질량유량 변화를 식 (15)을 통해 예측 가능한지 살펴보고자 한다. Fig. 7은 Fig. 4에 나타난 노즐 목 면적의 평균값을 적용하여 산출한 분위기 압력에 따른 질량유량 예측결과 및 오차율을 다양한 가스 및 분사압력 조건에 대하여 나타낸다.

압축성 유체 이론에 따르면, 쇼킹이 일어나는 초음속 유동조건에 있어 분사압력이 일정하다면 분위기 압력이 변화해도 질량유량은 변하지 않는다. 따라서, Fig. 7에 나타난 질량유량 예측값이 분위기 압력에 관계없이 일정한 것을 확인할 수 있다. 그러나 계측 결과는 질소와 헬륨의 질량유량 측정값 모두 분위기 압력이 증가함에 따라 소폭 감소함을 나타냈다. 이는 일정한 분사압력에 대해 분위기 압력이 증가함에 따라, 핀틀 내외부의 압력 차이 (ΔP)가 감소하게 되어 정상구간의 핀틀 최대 열림량이 감소하였기 때문이라 판단된다.^{14,25,26} 분위기 압력 증가에 따른 미세한 유량 변화가 발생하였지만, 식 (15)의 예측 정확도는 질소와 헬륨에 대한 전 조건에서 92 % 이상으로 높게 나타남을 확인하였다.

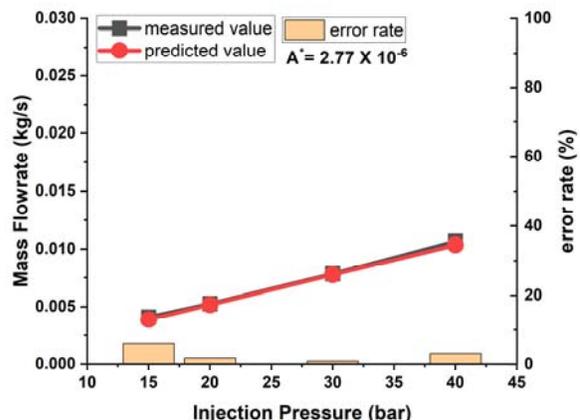
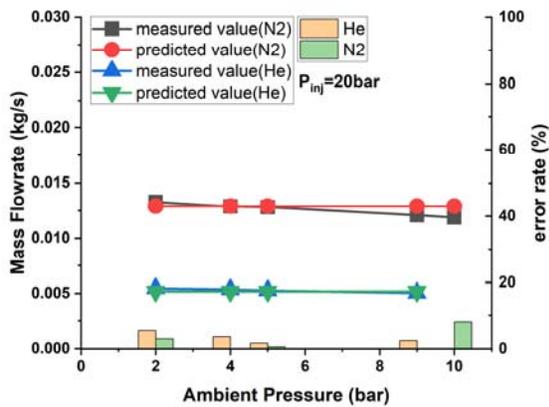
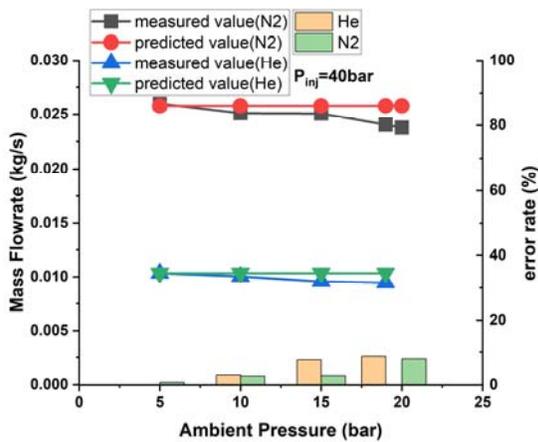


Fig. 6 Model validation for the injection pressure effect on mass flow rate with helium ($P_{amb} = 1 \text{ bar}$)



(a) P_{inj} = 20 bar



(b) P_{inj} = 40 bar

Fig. 7 Model validation for the ambient density effect on mass flow rate

4. 결론

본 연구에서는 압축성 유체역학 이론을 기반으로 하는 홀 타입 노즐에 대한 경량 분사유량 모델을 활용하여 초음속 유동조건에 있어서의 핀틀형 수소인젝터의 분사유량 예측 방법론을 제시하고, 이를 다양한 가스(질소, 헬륨) 및 분사조건에 대하여 검증하였다.

핀틀형 수소인젝터에 있어 쇼킹이 일어나는 노즐의 목 면적을 특정하기 어려운 바, 목 면적은 질량유량계를 통해 측정된 질량유동 값을 이용하여 역으로 산출하였다. 실험적으로 도출한 노즐 목 면적을 분사유량 모델에 적용한 결과, 모든 가스, 분사압력, 분위기 압력 조건에서 92% 이상의 높은 정확도로 분사유량을 예측할 수 있었다.

제시한 예측모델을 활용함으로써 다양한 분사조건에 대한 핀틀형 수소 인젝터의 분사유량을 가스의 종류에

상관없이 예측 가능함을 확인하였으며, 이는 수소의 분사유량을 보다 안전한 대체가스의 실험결과를 통해 평가할 수 있는 가능성을 제시한다. 또한, 본 연구에서 제시한 예측 방법론은 모델기반 수소엔진 개발 및 제어에도 기여할 수 있으리라 기대된다. 향후 연구에서는 수소 분사유량의 직접 계측을 통해 수소에 대한 본 예측 방법론의 예측 정확도를 추가로 검증하고자 한다.

후 기

이 연구는 2023년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT)의 연구비 지원에 의한 연구임(과제번호: 20018473).

References

- 1) G. Lee and S. Song, "Research on the Improvement of Performance and Emissions of the SI Engine by Adding E-fuel Based OME2," Transactions of KSAE, Vol.31, No.5, pp.693-698, 2023.
- 2) Y. Jang, C. Park, Y. Kim, Y. Choi, C. Min, S. Lee, H. Baek and J. Lee, "Comparison of Combustion, Emissions and Efficiency Characteristics as Varying Injection Timings and Ignition Dwell Times in an Ammonia Direct Injection Spark Ignition Engine," Transactions of KSAE, Vol.31, No.9, pp.717-725, 2023.
- 3) S. Verhelst, J. Demyunck, R. Sierens, R. Scarcelli, N. Matthias and T. Wallner, "Update on the Progress of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines," Renewable Hydrogen Technologies, Chapter 16, pp.381-400, 2023.
- 4) K. Wittek, V. Cogo and G. Prante, "Development of a Pneumatic Actuated Low-Pressure Direct Injection Gas Injector for Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines," International Journal of Hydrogen Energy, Vol.48, Issue 27, pp.10215-10234, 2023.
- 5) H. L. Yip, A. Srna, A. C. Y. Yuen, S. Kook, R. A. Taylor, G. H. Yeoh, P. R. Medwell and Q. N. Chan, "A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion," Applied Sciences, Vol.9, No.22, Paper No.4842, 2019.
- 6) N. Saravanan and G. Nagarajan, "Performance and Emission Studies on Port Injection of Hydrogen with Varied Flow Rates with Diesel as an Ignition Source," Applied Energy, Vol.87, Issue 7, pp.2218-2229, 2010.

- 7) Z. Stepien, "A Comprehensive Overview of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines: Achievements and Future Challenges," *Energies*, Vol.14, No.20, Paper No.6504, 2021.
- 8) M. R. Yosri, J. Z. Ho, M. Meulemans, M. Talei, R. L. Gordon, M. J. Brear, D. Cosby and J. S. Lacey, "Large-Eddy Simulation of Methane Direct Injection Using the Full Injector Geometry," *Fuel*, Vol.290, Paper No.120019, 2021.
- 9) P. H. Oothuizen and W. E. Carscallen, "Introduction to Compressible Fluid Flow," CRC Press, Boca Raton, Chapter 8, pp.209-241, 2013.
- 10) Q. Dong, X. Yang, D. Jia, E. Song and C. Yao, "Measurement and Verification of Transient Injection Flow Rate of High Pressure Natural Gas Pulse Injector," *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol.76, Paper No.101831, 2020.
- 11) T. Tsujimura, S. Mikami, N. Achiha, Y. Tokunaga, J. Senda and H. Fufimoto, "A Study of Direct Injection Diesel Engine Fueled with Hydrogen," *SAE Transactions*, Vol.112, Section 4, pp.390-405, 2003.
- 12) D. Sankesh and P. Lappas, "An Experimental and Numerical Study of Natural Gas Jets for Direct Injection Internal Combustion Engines," *Fuel*, Vol.263, Paper No.116745, 2020.
- 13) D. Sankesh, P. Lappas and P. Phred, "Flow Characteristics of Natural-Gas from an Outward-Opening Nozzle for Direct Injection Engines," *Fuel*, Vol.218, pp.188-202, 2018.
- 14) L. Bartolucci, R. Scarcelli, T. Wallner, A. Swantek, C. F. Powell, A. Kastengren and D. Duke, "CFD and X-Ray Analysis of Gaseous Direct Injection from an Outward Opening Injector," *SAE 2016 World Congress and Exhibition*, p.13, 2016.
- 15) S. Lee, G. Bae and A. O. Faruk, "Development of a Lightweight Prediction Model of Fuel Injection Rates from High Pressure Fuel Injectors," *Journal of ILASS-Korea*, Vol.25, Issue 4, pp.188-195, 2020.
- 16) A. Y. Deshmukh, C. Giefer, D. Goeb, M. Khosravi, D. V. Bebbber and H. Pitsch, "A Quasi-One-Dimensional Model for an Outwardly Opening Poppet-Type Direct Gas Injector for Internal Combustion Engine," *International Journal of Engine Research*, Vol.21, Issue 8, pp.3-16, 2019.
- 17) G. H. Kim, A. Kirkpatrick and C. Mitchell, "Supersonic Virtual Valve Design for Numerical Simulation of a Large-Bore Natural Gas Engine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.129, No.4, pp.1065-1071, 2007.
- 18) F. M. White, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, New York, pp.608-698, 2015.
- 19) M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner and M. B. Bailey, *Moran's Principles of Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, pp.263-362, 2015.
- 20) C. Mata, V. R. Reinoso and J. A. Soriano, "Experimental Determination and Modelling of Fuel Rate of Injection: A Review," *Fuel*, Vol.343, Paper No.127895, 2023.
- 21) J. Lee, G. Bae and Y. Ki, "A Study on Transient Injection Rate Measurement of Gas Fuels Using Force Sensor," *Journal of ILASS-Korea*, Vol.27, Issue 4, pp.181-187, 2022.
- 22) J. Lee, G. Bae and S. Moon, "Analyzing the Jet Structure of Pintle Type Hydrogen Injector Under Various Injection Conditions," *KASE 2020 Annual Conference*, p.83, 2023.
- 23) C. Kim, C. Park, Y. Kim and Y. Choi, "Power Characteristics with Different Types of Turbochargers for Lean Boosted Hydrogen Direct Injection Engine in NO_x-Free Operation," *Heliyon*, Vol.9, Issue 3, 2023.
- 24) C. Park, Y. Kim, J. Oh, J. Choi and Y. Choi, "Effect of Fuel Injection Timing on Performance and Emissions with a Dedicated Direct Injector in a Hydrogen Engine," *Energy Conversion and Management: X*, Vol.18, Paper No.100379, 2023.
- 25) A. O. Faruk, S. Lee and S. Moon, "Development of Simplified Model for Injection Rate Prediction of Diesel Injectors During Transient and Steady Operation," *Fuel*, Vol.324, Part B, Paper No.124655, 2022.
- 26) Q. Dong, T. Ishima, H. Kawashima and W. Q. Long, "A Study on the Spray Characteristics of a Piezo Pintle-Type Injector for DI Gasoline Engines," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol.27, pp.1981-1993, 2013.