

정상유동 장치에서 유동 특성 평가 방법에 대한 연구(8)-반경 방향 운동량 분포(2)

우성동¹⁾ · 임인용^{*2)}서울과학기술대학교 나노IT디자인융합대학원 나노IT융합공학과¹⁾ · 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과²⁾Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(8)-
Momentum Distribution along to Radial Direction(2)Sungdong Woo¹⁾ · Inyong Ohm^{*2)}¹⁾Department of Nano IT Fusion Engineering, Graduate School of Nano IT Fusion, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea
(Received 5 October 2022 / Revised 17 October 2022 / Accepted 18 October 2022)

Abstract : This paper is the eighth and last investigation on the methods of evaluating flow characteristics in a steady flow bench. In this study, the effect of tangential velocity distribution along the radial direction on the measured torque is quantitatively evaluated. For this purpose, the effects of the evaluation center setting and axial velocity are at 4.50 B, 4.50 times of the bore position apart from the bottom of the head, and the 6.00 B downstream plane were investigated. The following conclusions were made. The distribution of tangential velocity in the radial direction increases as it goes downstream, and, regardless of the center setting, for valve angles below 21°, the best match for ideal distribution is at 4.50 B, but at 6.00 B for 26°. Also, at 6.00 B, it shows a parabolic shape. Below 16°, it is higher than the ideal distribution for all lifts, and sometimes it is above 21°. At the same time, the cumulative torque increases as it proceeds downstream, which best matches the ISM evaluation at 4.50 B when axial velocity is proportional to the tangential velocity, and is a cylinder-centric evaluation. Cumulative torque is often significantly higher than the ideal distribution at 6.00 B. Finally, regardless of the measuring plane, lift, and valve angle, the cumulative torque of up to a dimensionless radius of 0.4 is very small, and, practically, it has little effect on the final value. Furthermore, regardless of the center setting, it affects the final value when the radius is 0.6 or more, though the value when the radius is 0.8 plays a dominant role.

Key words : Steady flow bench(정상유동장치), Swirl(스윙), Impulse swirl meter(충격식 스윙 측정기), PIV(입자영상유속계), Velocity profile(속도분포), Intake valve angle(흡기밸브각도), Momentum(운동량), Eccentricity(편심)

Nomenclature

r : distance from center to element area
 t : torque, N · m
 Q_v : volumetric flow rate
 v : velocity, m/sec
 \bar{v} : average planar velocity
 ρ : density of air, kg/m³

Subscripts

C : cumulative value from center to specific radius
 i : element area
 ISM : based on ISM
 S : summative value for same radius
 x, y, z : x, y, z direction in cartesian coordinate
 θ : θ direction in cylindrical coordinate

Superscripts

* : non-dimensional

*Corresponding author, E-mail: iyohm@seoultech.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.

1. 서론

이전의 논문들을 통하여 내연기관 내부유동의 특성을 충격식 스윙 측정기(ISM, impulse swirl meter)와 입자영상유속계(PIV, particle image velocimetry)의 결과를 비교 하면서, 유속 분포와 평가 방법에 따른 차이 등을 논의하였다.^{1,7)} 이전 연구 결과^{1,7)}를 요약하면 다음과 같다.

먼저 통상적인 정상유동 평가 가정에서 강제 회전 가정이 가장 큰 오차를 발생시키고, 스윙 중심이 실린더 중심과 다른 편심이 있는 경우 실제 토크는 변하지만 편심의 효과를 확인할 수 없으며 축 방향 속도의 영향도 무시할 수 없다.¹⁾

밸브각도가 큰 경우 현 측정 위치에서 스윙은 충분히 전개되지 않고, 현재의 ISM 방식에서는 스윙의 편심과 속도 분포 모두 유동 특성을 왜곡시키지만 편심은 과소 평가 쪽으로 그리고 속도분포는 과대평가 쪽으로 작용하고, 속도분포의 영향이 편심보다 훨씬 크고 지배적이다.²⁾

아울러 현재 통상적으로 사용하는 측정 위치에서 실제 속도의 평면분포 특성은 ISM 평가의 강제회전 가정과 매우 다르고 측정 위치가 하류로 가면 속도 분포는 강제 회전에 접근하지만 편심은 여전히 크게 존재한다.^{3,4)}

스윙계수(R_s)의 경우 ISM 평가에서는 측정위치가 하류로 갈수록 꾸준히 감소하고 리프트 변화에 따른 변화의 형태가 단순해지며 직선적 증가의 경향이 두드러지고, 반면 PIV 기반 평가에서는 측정위치가 하류로 갈수록 속도 분포가 강제회전에 접근하기 때문에 스윙계수는 증가하고 증가폭은 리프트가 높을수록 크다.⁵⁾

축 방향 속도의 영향은 중심설정 즉 편심보다 더 영향이 크며, 상류에서는 역류와 유동 구조 변화의 효과 등이 발생한다. 이에 따라 ISM 측정값은 상류일수록 이러한 유동 구조 변화의 영향을 크게 받고, 하류로 갈수록 유동 구조 변화가 감소하며 마찰 등의 효과가 지배적으로 작용한다.⁶⁾

마지막으로 누적 토크는 반경 0.4까지 매우 적어 실질적으로 최종 값에 거의 영향을 주지 않지만 반경 0.8 이후 크게 증가하고 축 방향 속도를 고려할 때 이 비중은 더욱 증가한다.⁷⁾

이전 논문⁷⁾에서는 1.75 B와 3.00 B 평면을 대상으로, 본 논문에서는 4.50 B 및 6.00 B 하류의 유동에 대해 반경 방향에 따른 토크 분포를 정량적으로 비교하며 논의를 마무리하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1에 본 연구에 사용된 흡기밸브각도가 서로 다른 4개 헤드의 개략도를 제시하였는데, 2개 흡기밸브 중 후

측(Rear) 밸브만 개방하여 흡기 시 스윙 유동이 형성되도록 하였다.

Fig. 2는 실험장치의 개략도이며, ISM(G. Cusson사 P7300/200)은 통상적인 ISM 측정위치인 1.75 B(실린더 하면에서 보어의 1.75배 하류)를 포함하여 3.00, 4.50, 6.00 B에 장착하였고, 동일 위치에서 PIV 측정도 병행하

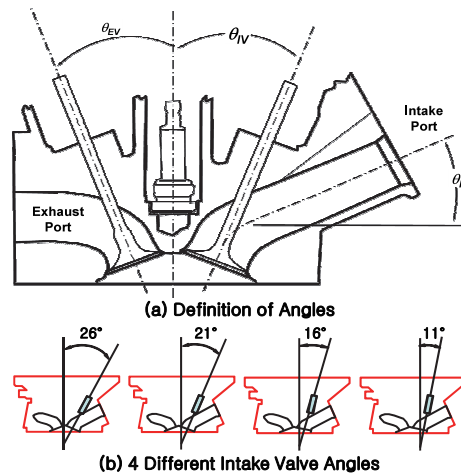


Fig. 1 (a) Definition of angles(θ_{IV} : intake valve angle, θ_{EV} : exhaust valve angle and θ_P : intake port angle) and (b) schematics of 4 head with different intake valve angle

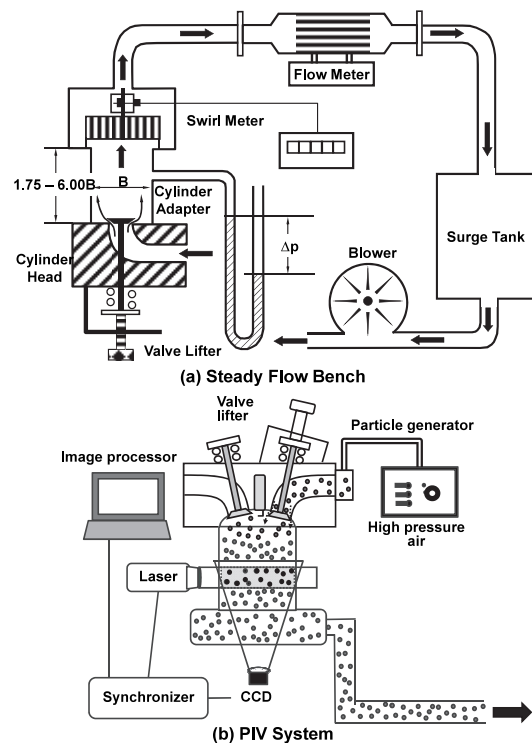


Fig. 2 Schematics of (a) steady flow bench and (b) PIV system

Table 1 Experimental conditions and specifications of PIV

Common	
Valve angle (°)	11, 16, 21, 26
Bore (mm)	86
Valve lift (mm)	ISM 1 ~ 10, 1 mm increment
	PIV 2, 3, 6, 8, 10
Measuring position	1.75, 3.00, 4.50, 6.00 B
Pressure drop	15" H ₂ O(383 mm H ₂ O)
PIV	
Laser pulse	Separation 25 μsec
	Frequency 5 Hz
	Width << 100 μm
Sampling raw data No.	200
CCD camera	KODAK Megaplus ES 1.0
Lens	85 mm PC-E Micro Nikkor
Processing	50 % Overlap, 16 × 16 pixel
Atomizer	TSI_SIX-JET 9306
Particle	Size << 1 μm
	No. density 10 ⁷ particle/cm ³
	Stokes No. << 1
Software	TSI_Insight

였다. 실험 조건과 기타 PIV 시스템의 사양은 Table 1에 나타내었으며, ISM의 경우 밸브 리프트를 1 ~ 10 mm까지 1 mm 간격으로 변화시켰고, PIV에서는 밸브 리프트 2, 3, 6, 8, 10 mm에서 실시하였다. 자세한 장치의 설명과 실험방법은 이전 논문¹⁻⁶⁾에서 다루었기 때문에 생략한다.

PIV로 측정된 속도로 각 유동요소의 접선 방향 운동량 유속(Momentum flux)의 모멘트 즉 토크(Moment of momentum flux)를 구하는 방법은 다음과 같다. 축 방향 속도가 일정하다고 가정한 경우 토크의 정의^{8,9)}에 의해

$$t_i = \rho r_i v_z v_{\theta,i} r_i \Delta r \Delta \theta \quad (1)$$

$$= \rho r_i v_z [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] \Delta x \Delta y$$

여기서 v_z 는 체적 유량을 실린더 단면적으로 나눈 값으로 축 방향 평균 속도이다. 평균 속도는 이렇게 구할 수 있으나 개별 유동 요소에 대해서는 축 방향 속도를 측정하지 않았으므로 이 속도가 평면 속도에 비례한다고 가정하면

$$v_{z,i} = v_z (v_i / \bar{v})$$

여기서 \bar{v} 는 평균 평면속도이고 v_i 와 $v_{z,i}$ 는 각각 개별 유동요소의 평면속도와 축 방향 속도이다. 따라서 축 방

Table 2 Momentum according to evaluation method

Method	Center	Axial velocity assumption
C_C	Cylinder	Constant ($v_{z,i} = v_z = Q_v/A$)
C_{CA}		$v_{z,i} = v_z \cdot (v_i/\bar{v})$
V_C	Swirl	Constant
V_{CA}		$v_{z,i} = v_z \cdot (v_i/\bar{v})$

향 속도가 평면속도에 비례하는 경우

$$t_i = \rho r_i v_{z,i} [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] \Delta x \Delta y \quad (2)$$

측정 속도를 기반으로 토크를 계산할 때, 요소면적(Element area)까지의 거리 r_i 의 설정 및 축 방향 속도의 고려 방법에 따라 Table 2에 제시한 바와 같이 4가지의 경우를 고려하였는데 여기서 ISM의 실제 측정값과 가장 일치하는 것은 C_{CA} 로 볼 수 있다. 각 측정 점에서의 개별 유동 요소의 무차원 토크는 축 방향 속도의 가정에 따라 각각

$$t_i^* = r_i^* v_{z,i}^* [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] / v_{ISM} \quad (3)$$

$$t_i^* = r_i^* v_{z,i}^* [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] / v_{ISM} \quad (4)$$

반경 방향을 따른 토크 변화는 실린더 중심 및 스윙 중심을 기준으로 모두 ISM 측정값에 대해 무차원화하여 다음과 같이 2가지를 구하였다. 먼저 동일 반경에 있는 유동요소들의 무차원 토크의 합은

$$t_S^* = \sum_0^{2\pi} r_i^* v_{z,i}^* [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] / v_{ISM} \quad (5)$$

$$t_C^* = \sum_0^{2\pi} r_i^* v_{z,i}^* [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] / v_{ISM} \quad (6)$$

둘째 중심에서 일정 거리까지의 무차원 토크의 누적

$$t_C^* = \sum_0^r \sum_0^{2\pi} r_i^* v_{z,i}^* [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] / v_{ISM} \quad (7)$$

$$t_C^* = \sum_0^r \sum_0^{2\pi} r_i^* v_{z,i}^* [v_{y,i} \cos \theta - v_{x,i} \sin \theta] / v_{ISM} \quad (8)$$

이러한 토크의 정의를 Fig. 3에 도시하였다.

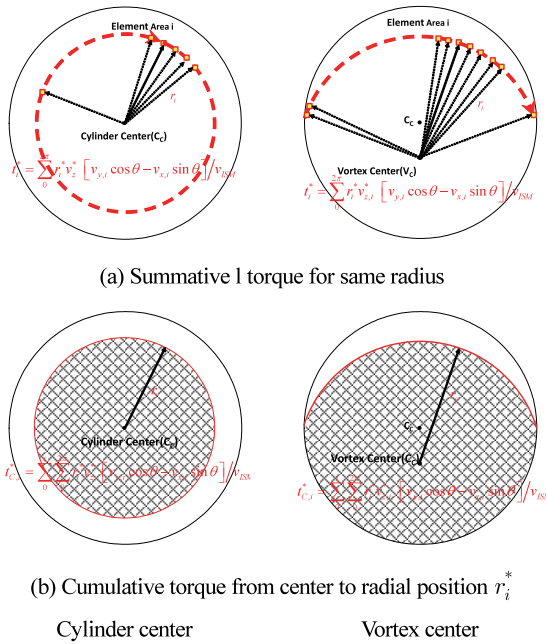


Fig. 3 Definition of non-dimensional torque

3. 결과 및 검토

3.1 반경 방향 속도 분포

PIV로 평가한 접선속도를 밸브각도 별로 반경방향 거

리에 대해 도시한 것을 Fig. 4 (4.50 B) ~ Fig. 5 (6.00 B)에 제시하였다. 그림에서 일점쇄선은 ISM로 측정된 토크를 역산하여 접선속도를 계산하고, 각각의 속도를 계산된 최고속도(가상 최고속도)로 무차원화 하여 나타낸 분포이므로 ISM 평가 방법에서 가정한 이상적 속도분포이다.

리프트에 따른 속도분포는 동일 반경의 개별 접선 속도의 평균을 가상 최고속도로 무차원화 한 것이다. 그리고 실린더 중심(Cylinder Center)은 실린더의 기하학적 중심을 기준으로, 스웰 중심(Swirl Center)은 실제 스웰의 중심을 기준으로 나타낸 접선속도이다. 이 때 스웰 중심의 경우, 이전 연구⁷⁾에서 언급하였듯이 편심 등의 효과를 효과적으로 파악할 수 있도록 무차원 거리를 실린더 중심과 같이 반경을 기준으로 하였다.

먼저 4.50 B 위치에서 실린더 중심 분포를(Fig. 4(a)), 이전 연구에서 논의한 상류의 1.75, 3.00 B의 결과와 비교하며 측정위치에 따른 변화를 관찰해 보면, 다음과 같다.

1.75 B에서 이상적 분포보다 매우 낮은 속도 분포 범위를 가지지만 그 형태는 무차원 반경 0.9까지 직선적이다. 측정 위치가 3.00 B로 이동하면 무차원 속도가 증가하고 반경 0.9까지 직선적 형태도 더 뚜렷해지지만 리프트 간의 차이는 1.75 B보다 조금 증가하였다. 그리고 26°는 여전히 다른 각도에 비해 매우 낮은 수준을 유지하고 변화 형태도 다르다. 4.50 B 위치에서는 3.00 B보다 속도

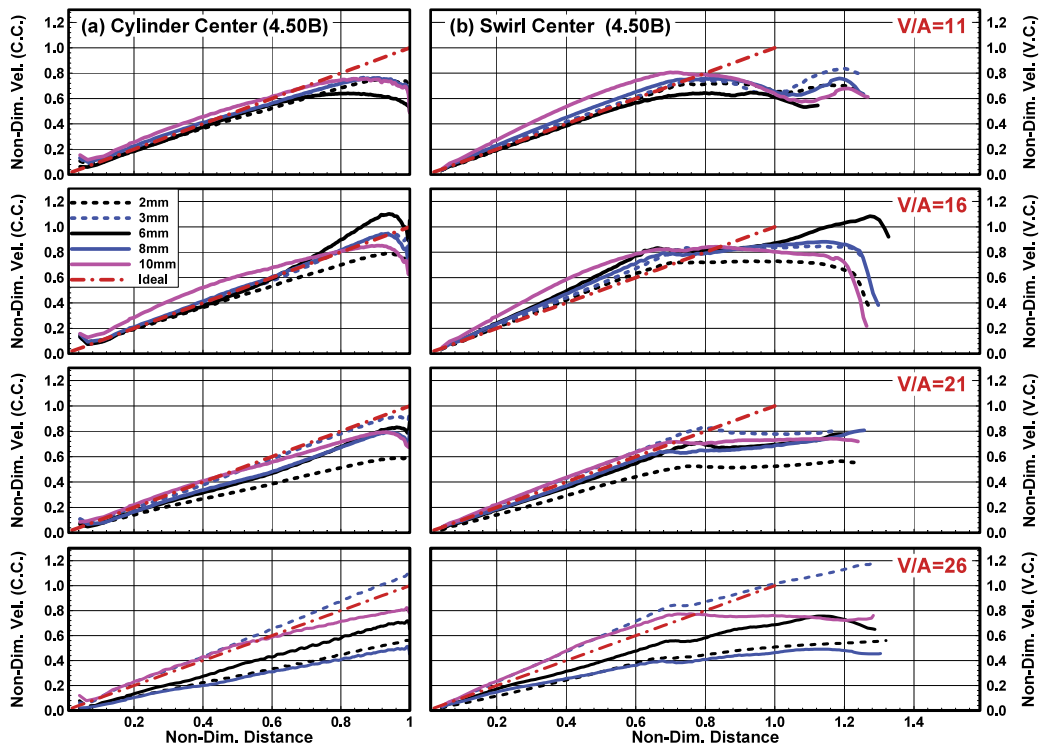


Fig. 4 Non-dimensional tangential velocity as a function of radius according to valve angle at 4.50 B plane

가 더 증가해 있고 26°를 제외하면 일부 예외가 있지만 반경 0.8~0.9까지 이상적 분포와 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 26°의 경우도 일부 리프트에서는 이상적 분포와 잘 일치한다.

Fig. 4(b)에서 스윙 중심 분포는 1.75 B에서 반경 0.5 이후 분포형태는 리프트에 따라 일정한 경향 없이 상당히 불규칙 하게 변화하지만 3.00 B에서는 분포특성에 큰 변화가 발생한다. 우선 밸브각도 21° 이하에서는 반경 방향으로 무차원 반경 0.7 근방까지 직선에 가까운 형태가 나타나고 동시에 실린더 중심보다 더 이상적 분포에 접근한다. 무차원 반경 0.7 이상에서도 1.75 B에 비해 복잡한 변화가 줄어들는다. 26°의 경우 속도의 증가는 뚜렷이 관찰되지 않지만 직선적 형태로의 변화는 뚜렷이 나타난다. 4.50 B에서는 3.00 B와 유사한 분포 특성을 보여주는데 3.00 B보다 속도가 조금 높게 분포하고 직선적 증가 경향이 더 뚜렷해지며 리프트 간의 차이도 감소한다. 26°의 경우 일부 리프트에서는 반경 0.7 이하에서 이상적 분포보다 조금 높게 직선적으로 증가하는 분포가 나타난다.

측정 위치 6.00 B(Fig. 5)에서 속도분포 특성이 이전 평면과는 크게 달라짐이 관찰된다.

우선 실린더 중심의 경우 4.50 B 평면보다 모두 속도가 증가하는데, 그 증가의 형태가 직선적 증가에서 벗어

나 포물선 형태로 변화는 경우가 많이 나타난다. 특히 리프트가 높을수록 그리고 밸브각도가 작을수록 이러한 경향이 두드러지게 나타난다. 구체적으로 16° 이하에서는 모든 리프트에서 속도가 이상적 속도보다 높게 나타난다. 21°에서는 리프트가 8, 10 mm인 경우 이상적 속도보다 높은데, 26°에서는 속도가 많이 증가하였지만 일부 리프트에서만 이상적 속도보다 조금 높은 수준을 보여 주는데, 4.50 B에 비해 리프트 간 차이가 많이 줄어들음을 알 수 있다. 추가로 4.50 B 이하에서는 벽면 근처에서 속도가 급격히 줄어드는데 6.00 B에서는 매우 완만히 줄어들거나 또는 감소하는 경향이 뚜렷이 나타나지 않는다.

스윙 중심의 경우도 4.50 B와 비교할 때 상당히 큰 변화가 나타난다.

우선 밸브각도 16° 이하에서는 무차원 반경 1.0까지 모든 리프트에서 이상적 분포보다 높게 분포하고 실린더 중심과 마찬가지로 높은 리프트에서 이러한 경향이 두드러진다. 동시에 무차원 반경 1.0을 넘어서도 4.50 B와 달리 속도분포가 불규칙하게 변하거나 낮아지는 형태가 나타나지 않고 일정 수준을 유지하고 있다. 마지막으로 스윙 중심 역시 4.50 B의 직선적 증가 형태에서 포물선에 가까운 증가 형태로 변한다.

밸브각도 21°에서는 실린더 중심과 마찬가지로 리프트가 8, 10 mm일 때 이상적 속도보다 높고 그 이하에서

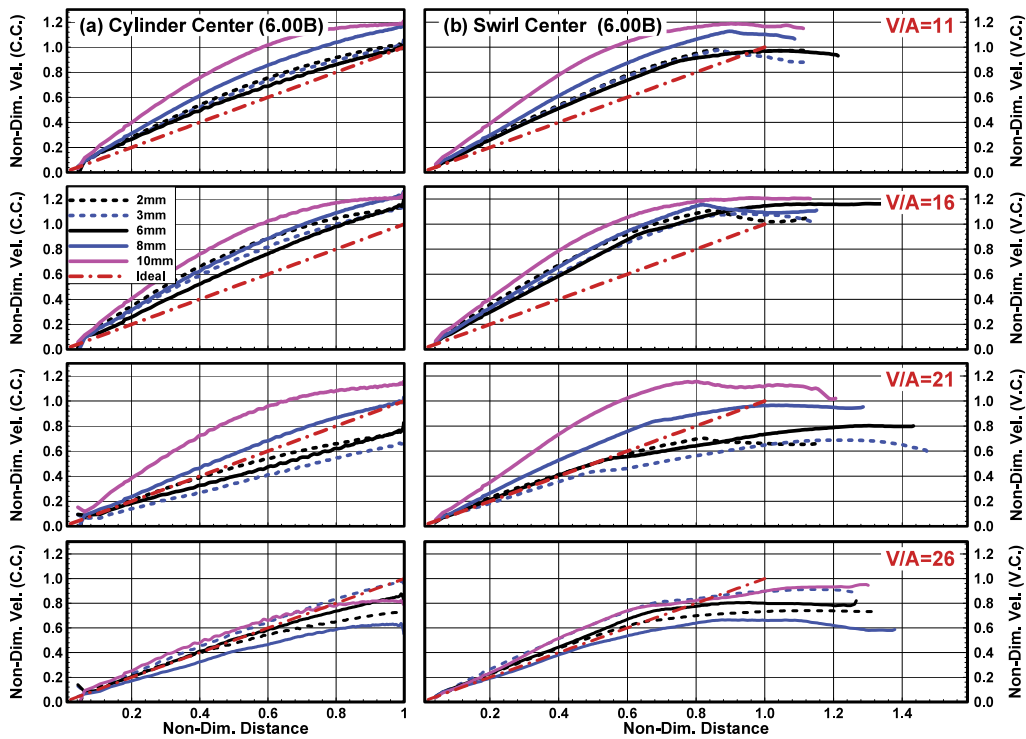


Fig. 5 Non-dimensional tangential velocity as a function of radius according to valve angle at 6.00 B plane

는 완만한 포물선 형태를 보여준다. 26°에서도 속도가 증가함을 알 수 있고 동시에 리프트 간 차이도 역시 감소하였다. 추가로 모든 밸브각도에서 반경이 큰 곳에서 나타나는 불규칙한 변화가 완화되고 있다.

측정 위치에 따른 속도 분포의 변화를 요약하면, 하류로 가면서 속도가 증가하며 4.50 B에서 형태나 값에서 이상적 분포에 가장 근접하며 6.00 B에서는 16° 이하에서는 모든 리프트에서 이상적 속도보다 높고 특히 리프트가 높은 곳에서 더 높게 나타난다. 21° 이상에서도 일부 리프트에서는 이상적 분포보다 높게 나타난다. 밸브각도 26°에서는 평면 위치에 따른 변화의 정성적 특징은 21° 이하와 동일하지만 전체적으로 다른 각도에 비해 속도가 낮게 나타난다.

이어서 이러한 변화가 토크에 미치는 영향에 대해 논의하겠다.

3.2 반경방향 토크 분포

Fig. 6과 Fig. 7은 식 (5)에 제시된 바와 같이 축 방향 속도가 일정할 때, 실린더 중심에서 동일 반경에 있는 유동 요소들의 무차원 토크의 합을 나타낸 것이다. 이전 논문⁷⁾에서 논의하였던 상류에서의 분포 상태를 상기하며 위

치에 따른 변화를 추적하면 다음과 같다.

실린더 중심(C_C)의 경우 속도 분포를 그대로 반영할 수밖에 없기 때문에 상류에서 하류로 갈수록 속도가 증가하는 경향을 그대로 보여주고 있다. 동시에 21° 이하에서는, 속도 분포가 이상적 분포에 가장 근접한 4.50 B 평면에서 토크의 분포도 역시 무차원 반경 0.8 이하에서 이상적 분포에 근접한다. 전체적으로 동일 반경의 면적이 고려되기 때문에 중심에 가까울수록 속도 분포의 차이보다 토크의 차이는 조금 줄어 있음을 알 수 있다.

스윙 중심의 경우에도(V_C) 속도 분포에 1차적으로 지배받지만 반경이 큰 곳에서는 거리의 증가에 의해 개별 유동 요소의 토크가 증가하고 동시에 거리가 멀고 벽면에 접근하면 면적이 상대적으로 적기 때문에 속도 분포를 정확히 반영하지 않는다.

전체적인 분포 특성은, 상류에서와 마찬가지로 개별 유동 요소의 토크에는 중심으로 부터의 거리 그리고 동일 반경을 가진 유동 요소의 면적에도 거리의 영향이 작용하므로, 중심 설정과 관계없이 중심에 가까울수록 속도의 영향이 감소함을 알 수 있다. 따라서 반경 0.2 이하에서는 밸브각도 및 리프트에 따른 차이가 유의미 하게 나타나지 않는다.

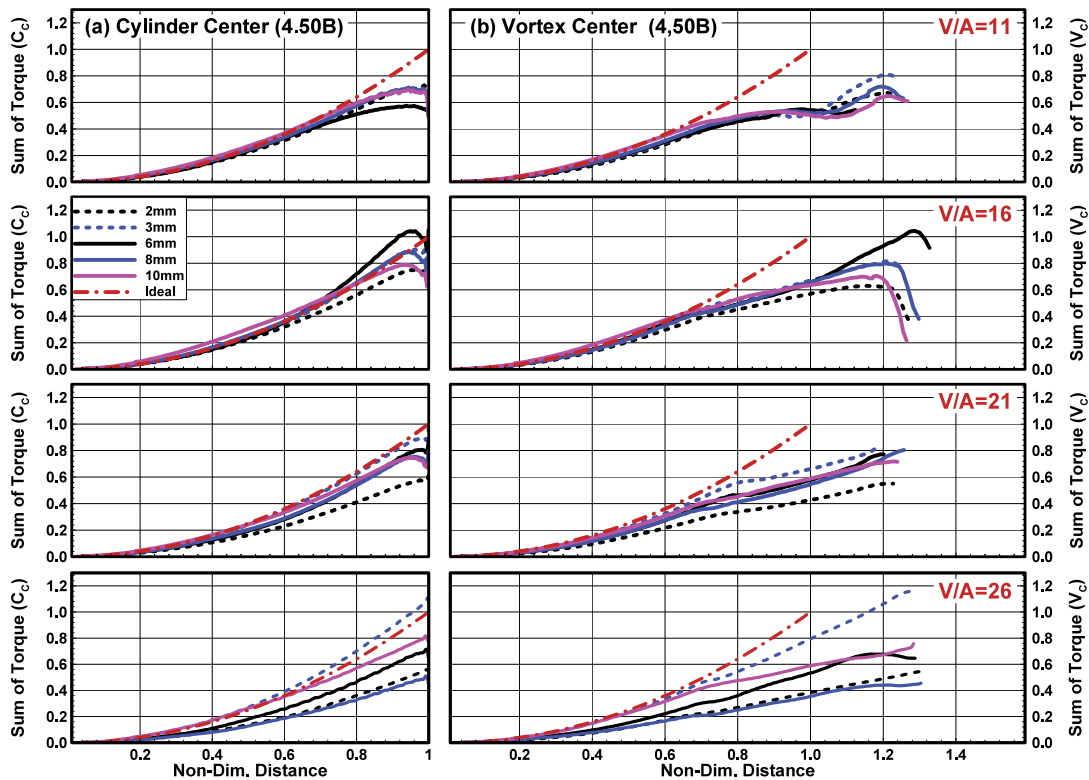


Fig. 6 Non-dimensional summative torque for same radius as a function of radius according to valve angle at 4.50 B plane under constant axial velocity condition

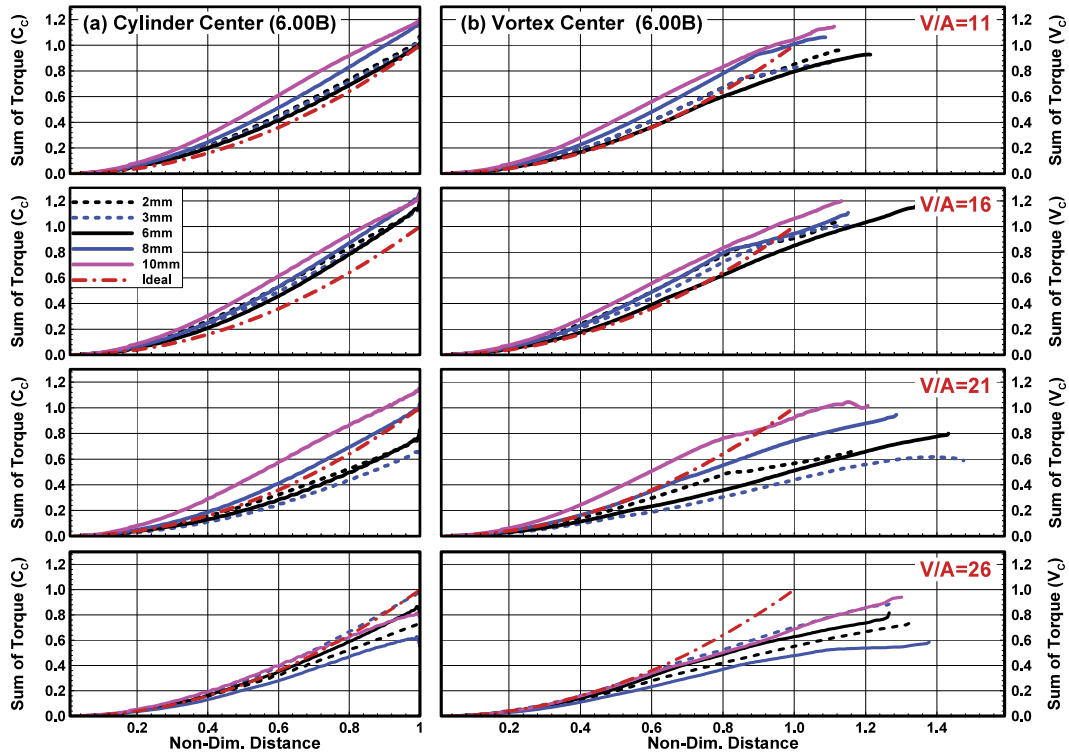


Fig. 7 Non-dimensional summative torque for same radius as a function of radius according to valve angle at 6.00 B plane under constant axial velocity condition

Fig. 8과 Fig. 9는 식 (6)에 제시된 바와 같이 축 방향 속도가 접선 속도에 비례할 때의 경우인데, 축 방향 속도를 고려함에 따라 반경 방향 토크의 분포는 매우 다른 형태로 나타난다. 이를 역시 지난 연구⁷⁾에서 논의한 상류에서의 결과와 연관 지어 논의하면 다음과 같다.

먼저 실린더 중심의 경우(C_{CA}) 최상류(1.75 B)에서는 축 방향 속도가 일정한 경우(C_C)에 비해 전체적으로 토크가 증가하고 특히 반경이 큰 경우 이상적 분포보다 높은 경우도 나타난다. 그리고 하류로 진행하면(3.00 B), 속도분포가 더 이상적인 형태로 접근하면서 토크의 분포도 비교적 정돈된 형태로 나타나서 반경 0.6 이하에서는 밸브각도와 리프트에 관계없이 이상적인 분포와 실제 분포 사이의 차이가 적어진다. 동시에 반경 0.9 ~ 1.0 사이 최고 속도 구간에서 21° 이하에서는 이상적 값보다 큰 부분이 나타나고 26°에서도 차이가 줄거나 근접한 경우도 발생한다.

이어 4.50 B(Fig. 8)에 이르면 21°이하에서는 벽면에 근접한 경우를 제외하면 대부분의 경우 이상적 분포(ISM 측정 값)보다 높은 분포 상태를 보여준다. 26°에서도 토크가 크게 증가하여 속도가 이상적 분포보다 낮음에도 불구하고 토크는 이상적 분포보다 높은 경우가 많고 동시에 속도가 매우 낮은 경우에도 토크가 증가하여

이상적 분포에 더 접근해 있음을 알 수 있다.

6.00 B(Fig. 9)에서는 이러한 변화의 경향이 더욱 심화되어 밸브각도와 관계없이 대부분의 리프트에서 이상적 분포보다 높은 분포 상태를 보여주고 있는데, 특히 속도가 높은 16° 이하에서 토크는 축 방향 속도가 일정한 경우에 비해 매우 높은 수준의 분포 상태를 보여준다.

스윙 중심에서 축 방향 속도를 고려하면(V_{CA}) 1.75 B부터 속도의 차이가 증폭되어 나타나면서 토크의 분포 범위도 넓어지고 형태의 변화도 매우 크게 나타나며 반경이 작을 때도 속도 영향에 의해 토크가 이상적 경우보다 높은 형태도 관찰된다. 무차원 반경 1.0 이상에서도 속도 증가에 의해 토크가 크게 증가하지만 실린더 벽에 매우 근접하면 면적 감소효과에 의해 오히려 감소하는 경우도 있다. 이후 하류(3.00 B)로 이동하면 실린더 중심의 경우와 같이 복잡한 분포 형태가 완화되며 상대적으로 정돈된 형태를 보여준다.

4.50 B(Fig. 8)에서 스윙 중심 분포는 속도 증가의 효과가 나타나며 21° 이하에서는 무차원 반경 0.7 정도까지는 이상적 분포보다 높게 분포한다. 26°에서도 반경 0.7까지는 높거나 또는 이상적 분포에 상당히 접근한 분포를 보여준다.

6.00 B(Fig. 9)에 도달하면 속도 분포가 변화가 적은 포

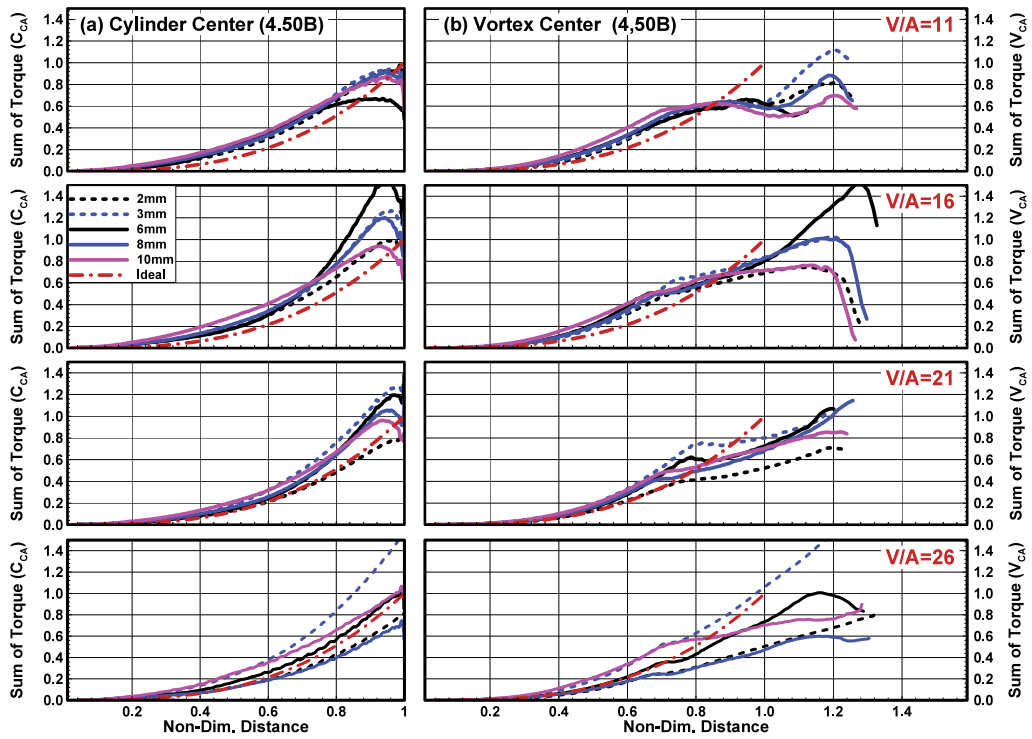


Fig. 8 Non-dimensional summative torque for same radius as a function of radius according to valve angle at 4.50 B plane under condition of proportional axial velocity to tangential velocity

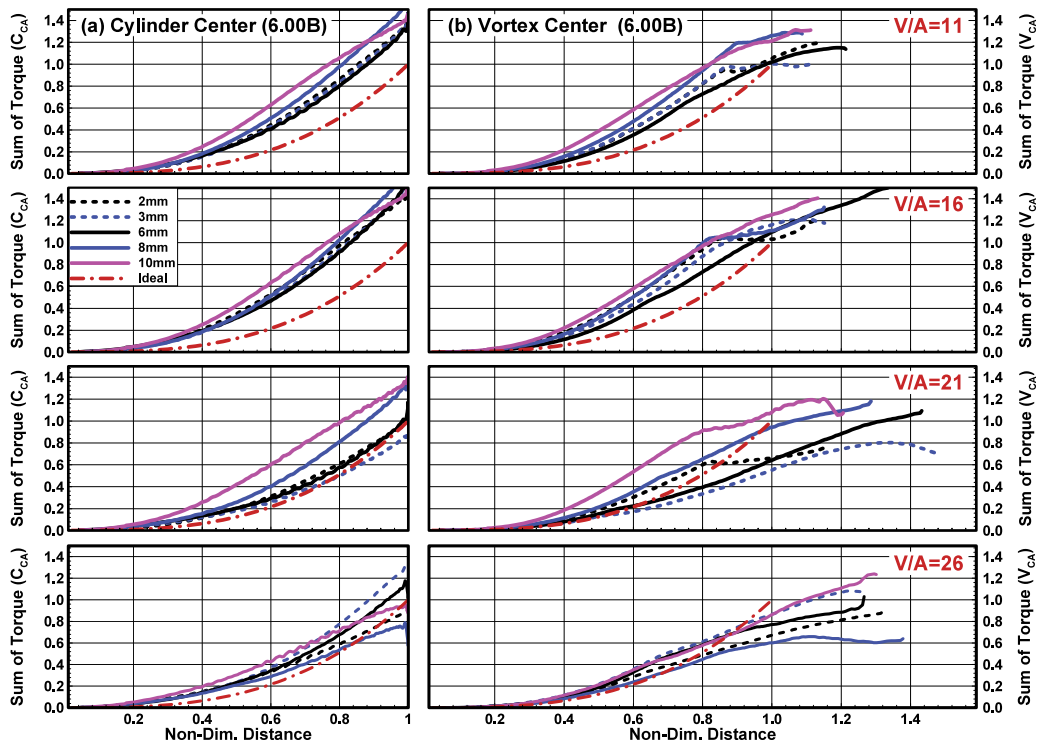


Fig. 9 Non-dimensional summative torque for same radius as a function of radius Distance according to valve angle at 4.50 B plane under condition of proportional axial velocity to tangential velocity

물선 형태를 지니는 것을 반영하여 토크 분포도 큰 변화 없이 이전 평면에 비해 매우 정돈된 형태를 보여준다. 밸브각도 16° 이하에서는 모든 경우 이상적 분포보다 매우 높으며 21°에서는 밸브 리프트가 높은 경우만 이상적 분포보다 높다. 리프트 3 mm 이하는 반경이 큰 곳에서 이상적 분포보다 상당히 낮았는데, 이는 실린더 중심에서 거의 일치하였던 것과 매우 다른 특징이며 거리에 따른 토크 증가 효과를 속도 및 면적 감소 효과가 상쇄한 결과이다. 26°에서는 대체로 직선적으로 증가한다.

3.3 반경방향 누적 토크 분포

Fig. 10과 Fig. 11은 식 (7)에 의한 일정 축 방향 속도 (C_c, V_c) 가정 하에서 중심에서부터 일정 반경까지의 토크의 누적이며 그 최종 값은 특정 리프트에서 평가된 토크에 해당한다.

지난 연구⁷⁾에서 논의한 상류에서의 결과는, 누적량의 특성 상 속도 및 토크 분포와 달리 누적 토크는 매우 단순한 형태로 증가하며 중심 설정 및 평면과 관계없이 반경 0.4까지의 누적 토크는 매우 작아 실질적으로 최종 값에 거의 영향을 주지 않고 반경 0.8 이후 크게 증가한다. 중심 설정에 따라 실린더 중심의 경우(C_c) 실린더 벽가

지 이상적 분포 형태와 동일한 형태로 증가하지만 스윙 중심의 경우(V_c) 점근적(Asymptotic) 형태로 증가한다.

본 연구에서 논의 중인 하류(4.50 B)의 결과를 보면, 누적 토크의 변화는 정성적으로 상류에서의 결과와 일치한다. 그러나 속도 증가에 의해 누적 토크도 크게 증가하였는데, 최종 값은 실린더 중심의 경우 21°이하에서 4.50 B일 때 3.00 B에 비해 무차원 값으로 0.2 정도 증가하였고 6.00 B에서는 6.00 B에서는 4.50 B 대비 최대 0.5 정도 증가하였다. 26°에서도 4.50 B에서 최대 0.4 정도 증가하였고, 6.00 B에서는 4.50 B 대비 최대 0.3 정도 증가하고 동시에 리프트 간 차이도 감소한다.

스윙 중심의 경우도 하류로 진행하면서 지속적으로 증가하는데, 4.50 B에서는 특히 16°에서 최종 값이 모든 리프트에서 1.0 이상으로 높게 나타났다. 이것은 반경이 큰 곳에서 속도가 비교적 높고 동시에 편심이 큰 것도 원인이다. 11°에서는 모든 리프트에서 1.0에 근접하였고 21°에서도 2 mm 리프트를 제외하면 역시 1.0 근방의 값을 나타낸다. 마지막으로 비교적 누적량이 적은 26°에서도 1.0을 넘는 경우가 관찰된다. 6.00 B에서는 누적량이 더욱 증가하여 16°이하에서는 모든 리프트에서 이상적 값을 넘어 1.5에 이르기기도 한다. 21°에서는 리프트가 높

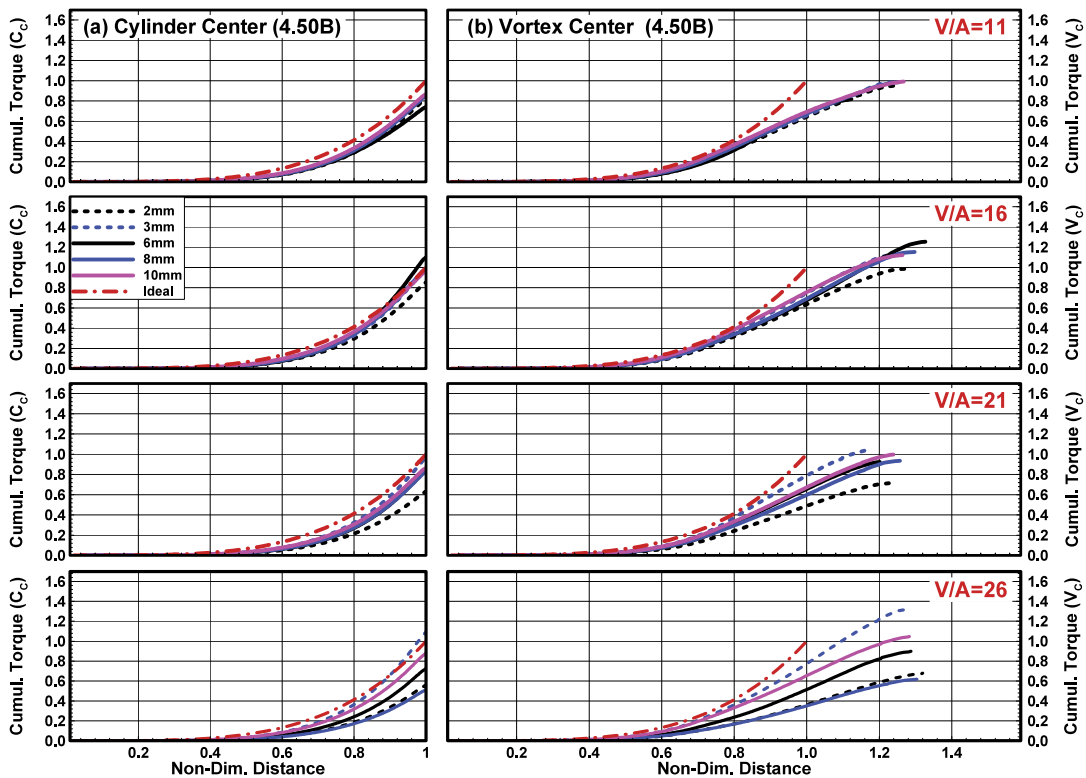


Fig. 10 Non-dimensional cumulative torque up to specific radius as a function of radius according to valve angle at 4.50 B plane under constant axial velocity condition

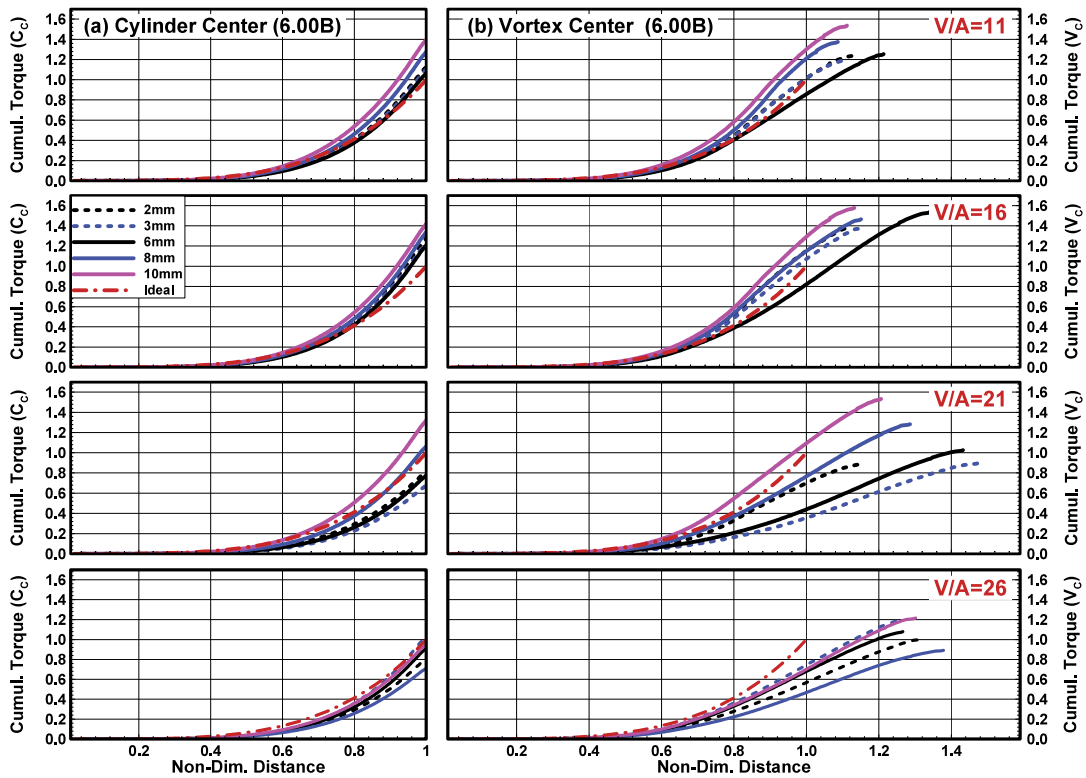


Fig. 11 Non-dimensional cumulative torque up to specific radius as a function of radius according to valve angle at 6.00 B plane under constant axial velocity condition

은 경우 이상적 값보다 높고 26°에서는 리프트에 따른 경향은 관찰되지 않으나 리프트 간의 차이가 줄어들 수 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 식 (8)과 같이 축 방향 속도를 고려한 경우이다. 전체적으로 측정 평면과 밸브각도에 따른 변화는 축 방향 속도가 일정한 경우와 유사하지만 몇 가지 정량적 변화를 관찰하면 다음과 같다.

실린더 중심의 경우(C_{CA}) 상류에서도 축 방향 속도를 고려하면 속도에 비해 상당히 높게 분포하고 26°를 제외하면 이상적 값에 상당히 근접하게 되는데, 4.50 B에서도 26°를 제외하면 일부 리프트를 제외하면 이상적 값에 거의 일치하거나 높게 분포하여 최종 값은 0.8~1.2 정도이다. 특히 16°의 경우 이상적 값보다 매우 높은 경우도 있다. 26°에서도 상당히 증가하여 일부 리프트에서는 이상적 값보다 높지만 리프트 간 차이가 큼을 알 수 있다.

이어서 6.00 B 위치에서는 16°이하에서는 모든 리프트에서 이상적 분포보다 상당히 높아 최종 값은 1.2~1.6 정도이고 21°에서도 리프트가 높은 경우 역시 이상적 분포보다 높으며 0.8~1.4 범위에 있다. 26°의 경우에도 이상적 분포와 가깝게 최종 값이 0.8~1.2 사이에 분포한다.

스웰 중심인 경우(V_{CA})도 축 방향 속도를 고려하면서

하류일수록 증가하는 경향이 강하게 나타난다. 4.50 B에서 밸브 각이 21° 이상일 때의 일부 리프트를 제외하면 최종 값은 모두 1.0을 넘어서고 밸브각도 별로 최종 값은 1.2~1.7 정도이며 최저값도 0.8 수준이다. 이어서 6.00 B에서는 모든 경우 최종 값은 1/0을 넘고 그 범위는 1.0~1.9 정도이다.

위치 및 리프트에 따른 이러한 누적 토크 최종 값의 변화는 지난 연구⁶⁾를 통해 살펴 본 위치 및 리프트에 따른 무차원 스웰의 변화와 매우 잘 일치한다.

지난 연구⁷⁾와 이번 연구를 종합하여, 측정 위치에 따른 반경 방향의 속도 분포의 변화와 이 변화가 최종적으로 토크에 미치는 영향을 종합적으로 논의하면 다음과 같다.

최상류에서 이상적 분포보다 상당히 낮은 수준이었던 속도는 하류로 갈수록 점차 증가하여 중심 설정에 관계 없이 26°이하의 밸브각도에서는 4.50 B에서 이상적 분포와 가장 잘 일치하고 6.00 B에서는 이상적 분포보다 오히려 높은 경우도 있다. 26°의 경우 6.00 B에서 일치도가 가장 높다.

이에 따라 누적 토크도 하류로 갈수록 증가하는데, 4.50 B에서 축 방향 속도가 점진 속도가 비례하는 경우 실린더 중심 평가가 ISM 평가와 가장 잘 일치한다. 이는

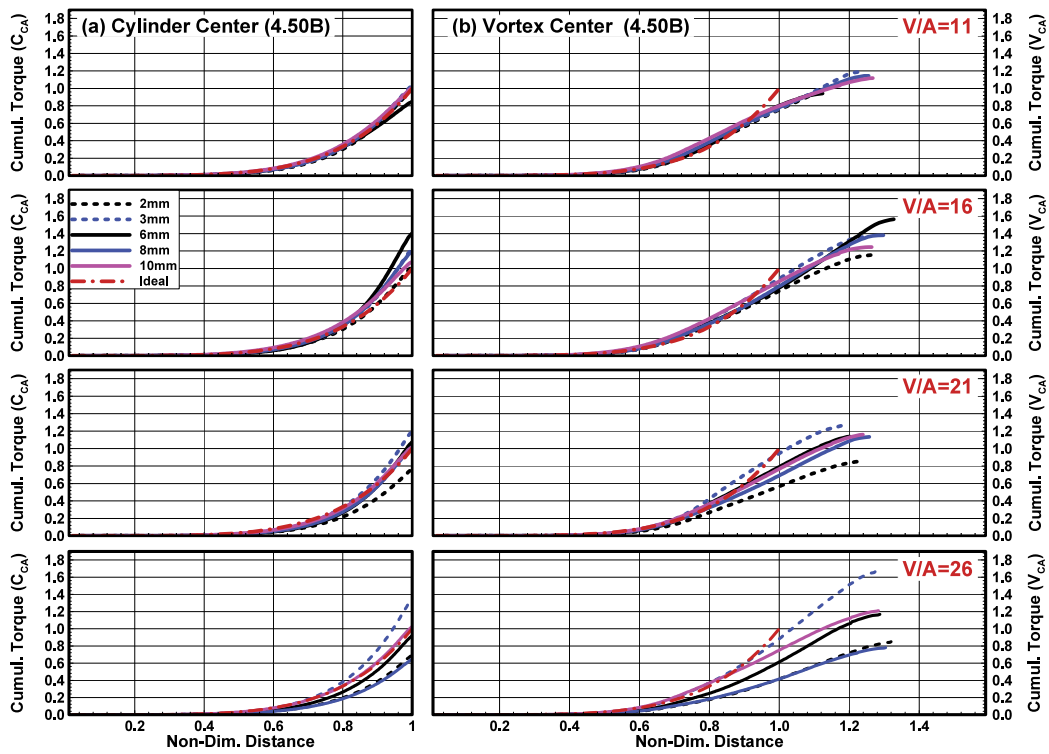


Fig. 12 Non-dimensional cumulative torque up to specific radius as a function of radius according to valve angle at 4.50 B plane under condition of proportional axial velocity to tangential velocity

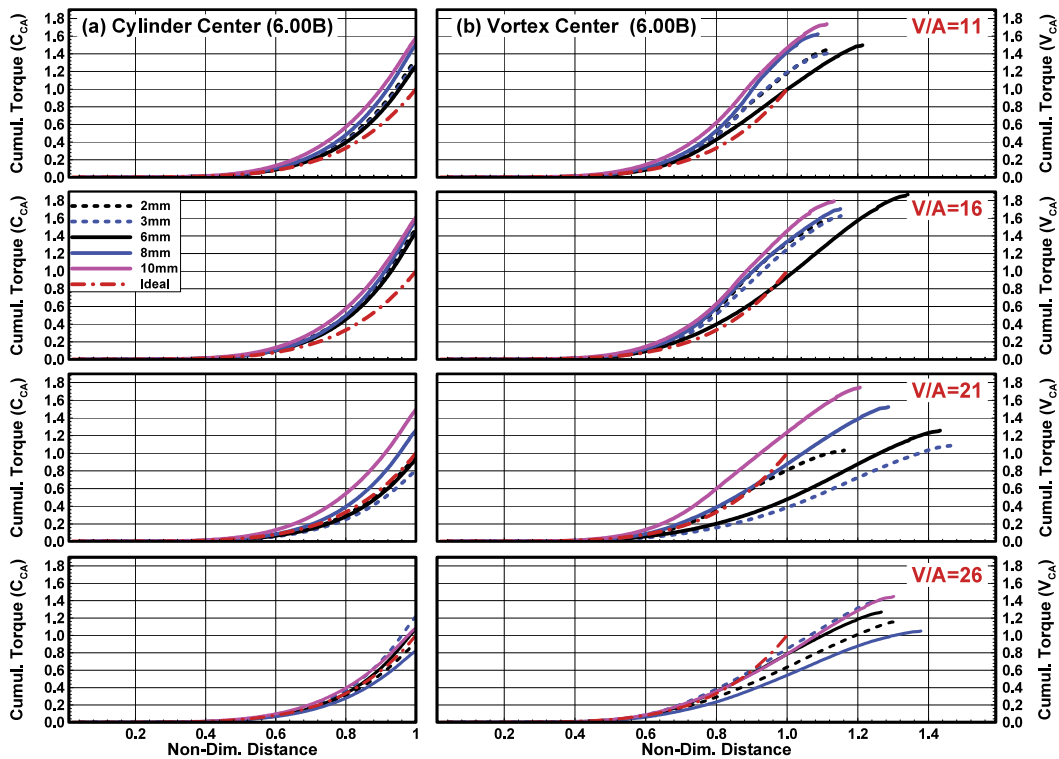


Fig. 13 Non-dimensional cumulative torque up to specific radius as a function of radius according to valve angle at 6.00 B plane under condition of proportional axial velocity to tangential velocity

앞서 언급한 바와 같이 이 경우(C_{CA})가 ISM을 이용한 평가와 이론적으로 가장 근접하기 때문이다. 6.00 B에서는 누적 토크는 이상적 분포보다 크게 높은 경우가 많이 나타난다. 동시에 편심 효과에 의해 스윙 중심 평가가 실린더 중심보다 높게 나타난다.

측정 평면과 리프트 그리고 밸브각도에 관계없이 반경 0.4까지의 누적 토크는 매우 적어 실질적으로 최종 값에 거의 영향을 주지 않고, 동시에 중심 설정과 관계없이 반경 0.6 이상이 되어야 최종 값에 영향을 주지만 반경 0.8 이후의 값이 지배적 역할을 한다.

아울러 속도 분포가 이상적 분포에 가까운 측정위치에서 최종 값은 이상적 값에 근접하고 이후 이상적 값을 상회한다.

4. 논의의 정리와 기타 시사점

4.1 정상유동 평가 위치

지금까지의 논의에 더해 다른 연구와 비교하여 다음과 같은 점을 추가할 수 있다.

정상유동이 기관의 흡입유동 특성을 상당히 잘 모사한다고 알려져 있지만,¹¹⁾ 실제 기관의 성능에 영향을 주는 유동은 점화(SI 경우)나 분사(CI 경우)에 의해 연소가 개시되어 진행되는 압축 말기의 유동이다. 실제 현재 통상적으로 사용하는 1.75 B 역시 이 측면을 고려한 것이다. 그러나 실물 기관의 유동 전개 상태를 고려하면 이 위치에서의 평가는 재고되어야 하며 그 이유는 다음과 같다.

실물 기관에서 피스톤은 상사점과 하사점에서 속도가 0이 되고, 상, 하사점 근처에서 피스톤의 속도는 매우 낮다. 특히 크랭크 기구의 특성상 하사점 주변에서의 속도가 상사점보다 낮다. 이러한 특성으로 피스톤의 하향 운동에 의해 흡기유동은 피스톤이 하사점에 접근하면 유입속도가 급격히 줄고 다시 상승하면서 추가적인 유입은 거의 없게 된다. 따라서 유입된 유동은 하사점 근처에서 피스톤의 직선 운동량에 비해 상대적으로 긴 시간동안 머무르며 정체 또는 감속상태에 있게 되고 이 때 유동이 급속히 정돈된다.¹²⁻¹⁵⁾

1.75 B 측정위치는 단순한 물리적 거리로는 흡입 및 압축 말기까지 피스톤의 이동 거리와 비슷하지만, 이러한 유동 전개의 현상을 정상유동장치에서 모사하여 압축말기 유동에 대한 지표 제공하기에는 너무 짧다.

이와 동시에 정상유동 평가 값은 상류일수록 위치 변화에 민감하고, 하류로 갈수록 변화에 관계없이 비교적 안정된 값을 나타낸다. 따라서 현 위치에서 평가된 값을 유동의 대표적 특성 값으로 사용하기에는 부적절하여, 실물 기관의 압축 말기 유동 특성과 배치되는 경우도 발

생한다.²⁾ 이것은 기관의 개발과정에서 설계 수정을 왜곡된 방향으로 유도할 위험성도 있다.

따라서 상기의 정체에 의한 유동 정돈의 모사 그리고 유동과 기관 성능과의 관계에서 일관성을 확보하기 위해서는 측정 위치를 더 하류로 이동시킬 필요가 있다고 판단된다.

물론 여기에는 지금까지 구축된 정상유동 특성과 연소와의 상관관계 데이터베이스를 재구축해야 하는 어려움이 있음을 함께 지적한다.

4.2 밸브각도와 유동

본 연구에서는 대상 기관이 모두 동일한 형상을 지니고 있지만, ISM과 PIV 평가 모두에서 관찰되듯이 밸브각도에 따라 매우 다른 정상 유동 특성을 지니고 있다. 특히 밸브각도가 매우 큰 경우 일반적인 각도 범위에 있는 기관과 매우 다른 특성을 보여 준다.^{3,7)} 각도에 따른 유동 특성의 변화는 그대로 연소 특성에 반영되어 있는데, 본 연구 대상 엔진으로 실제 연소특성을 분석한 연구를 통해서도 이를 확인할 수 있다.¹⁰⁾ 따라서 개념 설계의 단계에서 추구하는 기관 성능의 특성을 고려하여 신중하게 밸브각도를 선정할 필요가 있다.

4.3 기타 흡기계 설계변수와 유동

본 연구에서 파라미터로 사용한 흡기계 설계 변수는 밸브각도 하나에 한정하였는데, 밸브각도 변화에 따라 편심, 스윙의 형태, 평면 속도 등도 크게 변하고 있음을 알 수 있었다.

본 연구와 별도로 진행한 연구에서는, 본 연구의 기관과는 연소실 형상이 상이한 기관을 대상으로 포트 형상의 영향을 살펴보기도 하였다. 이 결과를 보면 측정 평면 변화에 따른 ISM 및 PIV 평가의 변화는 거시적으로 일치하지만 그 구체적인 내용에는 차이가 많다.¹⁶⁻¹⁸⁾ 포트 형상이 유동에 영향을 주는 것은 자명하지만 이 연구와 본 연구를 비교해 판단해 보면, 연소실 형상도 밸브각도 못지않게 유동에 큰 영향을 주고 있다.

밸브각도와 연소실 형상의 영향이 큰 이유는, 양자 모두 유동의 주 진행 방향을 결정짓기 때문이지만 구체적인 기구에는 차이가 있다고 판단된다. 즉 밸브각도는 포트에서 형성된 유동의 관성을 통해 영향을 주고 연소실 형상은 진입한 유동의 방향을 제약하거나 유도함으로써 영향을 준다.

결과적으로 실린더 내부 유동에 대한 지배적인 설계 변수는 밸브각도, 연소실 형상, 포트 형상으로 볼 수 있으며, 이들의 조합에 의해 유동 특성이 결정된다. 상기한 측정 위치 문제에서 측정 지점을 특정하지 않은 이유는,

이 조합에 따라 두 가지 평가 방법이 가장 잘 일치하는 평면에 차이가 있기 때문이다. 다만 충분히 하류로 이동하여 측정하면 유동의 전개가 상당히 이루어져 위치 변화에 대한 측정값의 변화가 적어 상대적으로 안정적이며 동시에 기관 성능과의 관계에도 일관성을 가진 데이터를 확보할 수 있다고 판단된다.

본 연구를 끝으로 정상유동 평가에 대한 논의는 일단 마무리하고 이후 밸브각도에 대한 고려가 필요 없고 헤드 측의 연소실 형상이 매우 단순한 CI 기관을 대상으로 논의를 확장하여 본 연구의 내용을 보충하고자 한다.

5. 결론

정상유동 평가 방법의 타당성을 검증하기 위해, 밸브 각도가 다른 네 가지 헤드를 대상으로 반경 방향의 속도 분포가 최종적으로 토크에 미치는 영향을 통상적인 측정위치보다 하류인 4.50 B, 6.00 B 평면에서, 실린더 중심 및 스윙 중심 그리고 축 방향 속도의 영향에 대해 검토한 후 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 반경 방향의 속도 분포는 하류로 갈수록 증가하여 중심 설정에 관계없이 밸브각도 21°이하에서는 4.50 B에서 이상적 분포와 가장 잘 일치하지만 26°의 경우 6.00 B에서 일치도가 가장 높다.
- 2) 반경 방향의 속도 분포는 6.00 B에서 포물선 형태를 보이며, 16° 이하에서는 모든 리프트에서 이상적 분포보다 높고 21° 이상에서도 높은 경우도 있다
- 3) 누적 토크도 하류로 갈수록 증가하여 4.50 B에서 축 방향 속도가 접선 속도가 비례하는 경우 실린더 중심 평가가 ISM 평가와 가장 잘 일치한다.
- 4) 누적 토크는 6.00 B에서 이상적 분포보다 크게 높은 경우가 많다.
- 5) 측정 평면과 리프트 그리고 밸브각도에 관계없이 무차원 반경 0.4까지의 누적 토크는 매우 적어 실질적으로 최종 값에 거의 영향을 주지 않고, 동시에 중심 설정과 관계없이 반경이 0.6이상일 때 최종 값에 영향을 주지만 반경 0.8 이후의 값이 지배적 역할을 한다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다.

References

- 1) C. Park and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(1)-Raising Issue," Transactions of KSAE,

- Vol.23, No.1, pp.88-96, 2015.
- 2) C. Park and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(2)-Comparison of ISM and PIV Measurement," Transactions of KSAE, Vol.23, No.1, pp.139-147, 2015.
- 3) C. Park, J. Sung and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(3)-Velocity Profile(1)," Transactions of KSAE, Vol.24, No.2, pp.169-182, 2016.
- 4) C. Park, J. Sung and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(4)-Velocity Profile(2)," Transactions of KSAE, Vol.24, No.2, pp.242-254, 2016.
- 5) S. Cho and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(5)-Effect of Evaluation Position," Transactions of KSAE, Vol.25, No.2, pp.179-189, 2017.
- 6) C. Yang and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(6)-Effect of Axial Velocity," Transactions of KSAE, Vol.26, No.2, pp.174-186, 2018.
- 7) C. Lim, J. Hyun and I. Ohm, "Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(7)-Torque Distribution along Radial Direction(1)," Transactions of KSAE, Vol.28, No.1, pp.75-86, 2020.
- 8) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. Int. Edn., McGraw-Hill, pp.343-345, Singapore, 1988.
- 9) R. Stone, Introduction to Internal Combustion Engines. Second Edn., McGraw-Hill, pp.183-185, Hong Kong, 1992.
- 10) I. Ohm "Effects of Intake Valve Angle on Combustion Characteristic in an SI Engine," Int. J. Automotive Technology, Vol.14, No.4, pp.529-537, 2013.
- 11) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. Int. Edn., McGraw-Hill, pp.226-227, Singapore, 1988.
- 12) I. Ohm and C. Park, "In-Cylinder Intake Flow Characteristics according to Inlet Valve Angle," Transactions of KSAE, Vol.14, No.3, pp.142-149, 2006.
- 13) I. Ohm and C. Park, "In-Cylinder Compression Flow Characteristics According to Inlet Valve Angle," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.77-83, 2006.
- 14) I. Ohm and C. Park, "Effect of Inlet Valve Angle on In-Cylinder Swirl Generation Characteristics(I),"

- Transactions of KSAE, Vol.16, No.6, pp.148-156, 2008.
- 15) I. Ohm and C. Park, "Effect of Inlet Valve Angle on In-Cylinder Swirl Generation Characteristics(II)," Transactions of KSAE, Vol.17, No.2, pp.42-48, 2009.
 - 16) H. Kim and I. Ohm, "Effects of Port Shape on Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber(1)- Velocity Distribution(1)," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.40, No.7, pp.417-427, 2016.
 - 17) I. Yoon and I. Ohm, "Effects of Port Shape on Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber(2)- Velocity Distribution(2)," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.41, No.2, pp.97-107, 2017.
 - 18) J. Hyun and I. Ohm, "Effects of Port Shape on Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber(3)- Comparison of Evaluation Method and Position," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.42, No.10, pp.631-643, 2018.