

송출공의 회전이 송출계수와 압력계수에 미치는 영향

하경표[†] · 구남희* · 고상근**

(2003년 2월 7일 접수, 2003년 5월 9일 심사완료)

The Effect of Rotation of Discharge Hole on the Discharge Coefficient and Pressure Coefficient

Kyoung-Pyo Ha, Namhee Ku and S. Ken Kauh

Key Words : Rotating Discharge Hole (회전 송출공), Rotation Effect (회전 효과), Discharge Coefficient (송출계수), Pressure Coefficient (압력계수), Telemetry (무선계측기)

Abstract

Pressure coefficient in rotating discharge hole was measured to gain insight into the influence of rotation to the discharge characteristics of rotating discharge hole. Pressure measurements were done by the telemetry system that had been developed by the authors. The telemetry system measures static pressure using piezoresistive pressure sensors. Pressure coefficients in rotating discharge hole were measured in longitudinal direction and circumferential direction with various rotating speeds and 3 pressure ratios. From the results, the pressure coefficient, and therefore the discharge coefficient, is known to decrease with the increase of Ro number owing to the increase of flow approaching angle to the discharge hole inlet. However, there exists critical Ro number where the decrease rate of discharge coefficient with the increase of Ro number changes abruptly; flow separation occurs from the discharge hole exit at this critical Ro number. Critical Ro number increases with the increase of length-to-diameter ratio, but the increase is small where the length-to-diameter ratio is higher than 3. The decrease rate of discharge coefficient with the increase of Ro number depends on the pressure recovery at the discharge hole, and the rate is different from each length-to-diameter ratio; it has tendency that the short discharge hole shows higher decrease rate of discharge coefficient.

기호설명

A_h : 송출공 단면적[m²]
 C_d : 송출계수
 $C_{d,rot}$: 회전 송출계수
 C_p : 압력계수
 d : 송출공 직경[m]
 l : 송출공 길이[m]
 \dot{m} : 질량 유량[kg/s]
 P : 압력[Pa]

P_1 : 송출공 상류 압력[Pa]
 P_2 : 송출공 하류 압력[Pa]
 R : 공기의 기체 상수[kJ/kg·K]
 R_h : 송출공 회전 반경[m]
 Ro : 로테이션 수(Rotation number)
 Ro_{cr} : 임계 로테이션 수(Critical Ro number)
 Ro_{rot} : 회전 로테이션 수(Rotational Ro number)
 T_1 : 송출공 상류 온도[K]
 V_h : 이론적인 송출공 내부 축방향 유속[m/s]
 Π : 압력비(= P_1/P_2)
 γ : 공기의 비열비
 ω : 송출공 회전 각속도[rad/s]

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인연구소
 E-mail: kapha@hyundai-motor.com
 Tel: (031) 369-4521 FAX: (031) 369-4503

* 서울대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 서울대학교 기계공학과

1. 서론

송출계수는 송출공의 송출 특성을 나타내는 변

수로, 송출공의 길이 대 직경비, Re 수, 입출구의 형상, 입출구에서의 직교류(crossflow), 유동 입사각 등에 영향을 받는다.⁽¹⁻³⁾ 회전 송출공의 경우에는 이들 인자 외에 송출공의 Ro 수의 영향을 크게 받는 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁻⁸⁾ 회전 송출공의 송출 특성을 이해하기 위해서는 우선 비회전 송출공의 송출 특성을 이해할 필요가 있다.

길이 대 직경비에 따른 송출계수의 거동을 살펴보면, 길이가 짧은 송출공에서는 재부착에 의한 압력 회복에 따라 길이 대 직경비가 증가할수록 송출계수가 증가하고, 길이 대 직경비가 1~2 부근에서 최대가 된다.^(1,8) 이보다 긴 송출공에서는 벽면에서의 마찰에 의한 압력 손실 증가로 길이 대 직경비가 증가할수록 송출계수가 감소 한다. 회전 송출공의 경우에는 송출계수가 최대가 되는 길이 대 직경비가 Ro 수에 따라 증가하지만, 재부착에 의한 압력 회복과 송출공 벽면 마찰에 의한 압력 손실로 길이 대 직경비 증가에 따라 송출계수가 증감하는 경향은 비회전 송출공과 동일하다.⁽⁸⁾ 유동의 재부착에 의한 압력 회복 여부는 송출공 입구에서 형성되는 베타콘트랙타에서의 최소 단면적을 결정하는데 중요한 역할을 하므로, 송출계수에 큰 영향을 미치게 된다. 그러므로 송출공의 길이 대 직경비와 작동 Ro 수 범위에서 재부착에 의한 압력 회복이 일어나는 지를 아는 것은 중요하다.

Lichtarowicz *et al.*(1)에 따르면 Re 수가 10^4 이상인 경우에는 송출계수는 Re 수에 영향을 받지 않는데, 본 실험도 이 영역에서 수행되었다.

송출공 입구 형상과 관련하여 Hay *et al.*⁽⁹⁾은 송출공 입구에서의 둥근 모서리가 12.5 ~ 16%의 송출계수 증가를 보였고, Ha *et al.*⁽⁸⁾은 둥근 모서리의 송출공이 직각 모서리 송출공에 비해 넓은 Ro 수 범위에서 Ro 수에 무관하게 거의 일정한 송출계수를 가짐을 보였다. 송출공 입구 모서리 곡률 반경을 크게 하면 베타콘트랙타에서의 최소 단면적이 증가하여 송출계수가 증가한다.

입출구에서의 직교류와 유동 입사각은 송출공 입구에서의 유동이 송출공 축방향과 수직인 성분을 갖게 하여 내부 재순환 영역이 비 대칭적으로 발달하게 하는 점에서 회전 송출공의 경우와 동일하다. Hay *et al.*⁽¹⁰⁾은 송출공 입출구에서의 입사각과 직교류에 대한 연구를 통해 입구에서의 직교류가 출구에서의 직교류에 비해 훨씬 더 큰 영향을 미침을 밝혔다. 이로부터 송출공 입구에서 비대칭적으로 발달하는 내부 재순환 영역이 송출계수에 크게 영향을 미침을 알 수 있다.

이상에서 살펴 본 바와 같이 송출 특성은 송출공 입구에서 박리된 유동의 재부착에 의한 압력회

복과 밀접한 관련이 있다. 그러므로 압력계수는 송출 특성을 설명하는데 매우 유용한 변수이다.

또한 회전 송출공의 송출 특성 역시 앞서 살펴 본 바와 같이 유동의 재부착과 밀접한 관련을 갖고 있는데, 회전 송출공의 경우에는 송출공 내부에서 원주 방향으로 비대칭적인 압력 특성을 가지므로 더욱 복잡한 거동을 보인다. 아울러 선행 연구들을 통해 Ro 수에 따른 송출계수의 거동은 다른 어떤 인자들에 비해 더욱 큰 것으로 밝혀졌으므로, 회전 송출공의 송출 특성에 대해 고찰하기 위해서는 압력계수의 측정은 더욱 필요하다. 본 연구에서는 회전 송출공의 압력 측정을 통해 회전 송출공의 송출 특성에 대해 고찰하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

회전 송출공에서의 송출계수와 압력계수를 측정하기 위한 실험 장치를 Fig. 1에 보였다. 송풍기에 의해 공급된 공기는 열교환기, 유량계, 유동 안정화 챔버를 거쳐 회전 송출공으로 유입된다. 공기의 유량은 송풍기 구동 전동기의 전원 주파수를 제어하는 방식으로 조절하였는데, 전동기 주파수 제어 방식만으로는 회전 송출공 상하류간 압력비를 설정치에 정확하게 맞추는 것이 어려우므로, 설정 압력비 근처에서 3 회의 실험을 수행하고, 이 결과를 내삽하여 설정 압력비에서의 송출계수를 구했다. 3 회의 실험은 설정 압력비의 $\pm 10\%$ 이내에서 수행되었고, 이 구간에서 송출계수는 압력비에 따른 변화가 작고, 선형적이라 볼 수 있으므로, 이 방법으로 인한 오차는 무시할 수 있다.

열교환기에서 공기는 $\pm 0.2^\circ C$ 로 제어되는데, 정밀한 공기 온도 제어를 위해 열교환기 냉매 온도와 시험실 온도를 항온조와 공조기 등으로 제어하였다. 공기의 질량 유량은 1%의 측정오차를 갖는 층류 유량계를 이용하여 측정하였다.⁽⁷⁾ 유량 측정 후 공기는 유동 안정화 챔버를 거쳐 회전 송출공

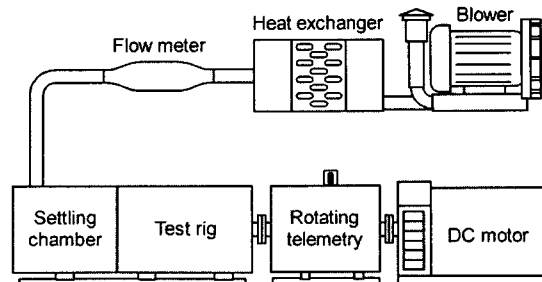


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

에 축방향으로 공급된다.

테스트 리그 회전자와 회전 무선계측기는 직류 전동기로 구동되는데, 직류 전동기는 전용 제어기로 회전을 제어하였다. 회전 송출공 내부 압력 계수를 측정하기 위해, 압력 측정용 회전 무선계측기⁽⁷⁾를 테스트 리그 회전자와 직결하였다. 본 무선계측기는 회전 송출공의 압력을 측정하기 위해 감도가 좋고 동적 특성이 우수한 압전 저항형 (piezoresistive) 압력 변환기를 이용하였다. 본 장치는 압력 변환기를 구동하고 출력 신호를 증폭하며, 압력 측정 값을 디지털로 변환하여 무선으로 정지부로 송신하는 기능을 수행한다. 또한 본 장치는 다섯 개의 압력 변환기 구동 회로를 탑재하여 다섯 지점의 압력을 동시에 측정할 수 있도록 설계되었다.

송출계수와 압력계수를 측정하기 위한 테스트 리그의 상세도를 Fig. 2 에 보였다. 회전 송출공의 송출계수를 구하기 위해 송출공 상류와 하류의 압력과 온도 등이 측정되었다. Fig. 2에서 보는 바와 같이, 유입된 유량은 회전 송출공과 고정자와 회전자 사이 간극으로 나뉘지는데, 회전 송출공을 통과하는 유량을 구하기 위해서, 본 시험 전에 각 시험 조건별 간극을 통과하는 유량을 별도로 측정하였다.

회전 송출공 내부 압력계수를 측정하기 위해 송출공 내부에 길이 방향으로 다섯 개의 압력 탭을 설치하였다. 회전 송출공은 회전자와 별도로 가공되어, 압력 탭 설치 각도를 변경하여 회전 송출공을 회전자에 장착할 수 있다. 다섯 지점의 압력을 측정하기 위해 다섯 개의 압력 센서가 테스트 리그 내에 설치되었고, 압력 측정을 위한 압력 전달관은 테스트 리그 내부에만 존재하고, 테스트 리그 외부의 회전 무선계측기와는 전선으로만 연결된다. 사용된 압력 센서는 차압 센서인데 기준 압력은 송출공 하류 압력을 기준으로 하였다.

압력 센서는 센서 양단의 압력차에 의해 변형이 일어나는데, 압력 센서는 압력 외의 힘에 의해서도 변형이 일어날 수 있다. 본 실험에서처럼 압력 변환기를 회전에 장착하여 압력을 측정하고

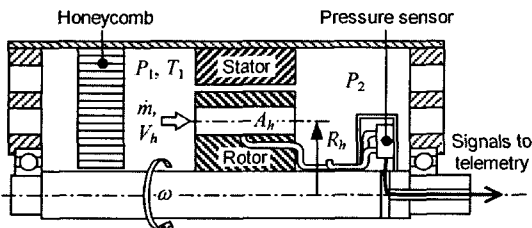


Fig. 2 Detailed drawing of test rig

자 하는 경우에는 압력 센서가 원심력과 중력 방향의 변화에 따라 변형되는 것을 고려하여야 한다. 본 연구에서는 원심력에 의한 압력 센서의 신호 변화가 최소가 되고, 중력 방향 변화에 따른 신호가 발생하지 않는 방향으로 압력 변환기를 장착하고, 잔존하는 원심력 효과는 측정하여 보정하였다.

본 실험의 주요 인자를 Table 1 에 보였다. Ha *et al.*⁽⁸⁾의 결과를 따르면, 회전 송출 특성은 길이 대 직경비에 따라 큰 차이를 보이는 구간이 존재하는데, 본 실험에서는 고속에서 송출계수 차이가 크게 나타나는 두 길이 대 직경비에 대해 실험을 수행하여, 송출계수의 변화를 압력계수 거동으로부터 고찰하였다. 또한 송출공 축방향 유속과 송출공 이동 속도 및 이 두 속도 성분의 비에 따른 송출계수와 압력계수의 거동을 살펴보기 위해, 여러 압력비와 회전수에서 실험을 수행하였다.

2.2 변수의 정의

송출계수(C_d)는 주어진 열역학적 조건에서 송출공을 통과하는 이상적인 질량 유량과 실제 질량 유량 \dot{m} 의 비로 다음과 같이 정의된다.^(4,7)

$$C_d = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_1}}{P_1 A_h} \bigg/ \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \left[\left(\frac{1}{\Pi}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

여기서, P_1 , T_1 은 송출공 상류의 압력과 온도이고, A_h 는 송출공의 면적, γ 와 R 은 각각 공기의 비열비와 기체 상수를 나타낸다. 또한 압력비 Π 는 송출공 상류 압력과 하류 압력(P_2)의 비로써 다음과 같이 정의 된다.

$$\Pi = P_1 / P_2 \quad (2)$$

압력계수(C_p)는 송출공 내부 압력(P)의 송출공

Table 1 Parameters of the test

Parameters	Dimension
Diameter of the discharge holes, d [mm]	16
Length of the discharge holes, l [mm]	50, 100
Length to diameter ratio, l/d	3.125, 6.25
Number of the discharge holes	4
Pitch circle radius of the discharge holes, R_h [mm]	55
Outer diameter of rotor [mm]	160
Inner diameter of stator [mm]	161
Cavity diameter [mm]	200
Rotational speed of rotor [rpm]	0, 300, ..., 2100
Pressure ratio, Π	1.001, 1.002, 1.005

양단 압력차에 대한 무차원 압력으로 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{P - P_2}{P_1 - P_2} \quad (3)$$

한편, Ro 수는 회전 송출공의 송출 특성을 설명하는데 유용한 변수인데, 주어진 열역학적 조건에서 송출공을 통과하는 이상적인 유동의 축방향 속도(V_h)와 송출공의 회전 속도의 비로 다음과 같이 정의된다.^(6,7)

$$Ro = \frac{R_h \omega}{V_h} = R_h \omega / \sqrt{\frac{2\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{1}{\Pi} \right)^\gamma \right]} \quad (4)$$

여기서, R_h 는 송출공의 회전 반경을 나타내고, ω 는 송출공의 회전 각속도를 나타낸다.

또한, 회전 송출공은 회전축으로부터 일을 받아 이상적인 축방향 유속이 증가하게 되는데, 이를 고려하여 회전 송출계수($C_{d,rot}$)와 회전 Ro 수(Ro_{rot})를 정의할 수 있다. 이들 변수는 송출계수(C_d), Ro 수를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.⁽⁸⁾

$$C_{d,rot} = \frac{C_d}{\sqrt{1 + Ro^2}} \quad (5)$$

$$Ro_{rot} = \frac{Ro}{\sqrt{1 + Ro^2}} \quad (6)$$

한편, 회전 송출공 내면은 비대칭적인 압력계수 거동을 보이므로 각 면을 구분할 필요가 있다. 회전 송출공에 유입되는 유동은 Fig. 3에 보인 것처럼 송출공 양단의 압력차에 의해 유발되는 축방향 유속(V_h)과 송출공 이동 속도($R_h \omega$)의 두 속도성분을 갖는다. 그러므로 회전하는 송출공의 내면은 유동이 접근하는 면을 압력면, 그 맞은편을 흡입면으로 정의할 수 있다. 본 연구에서는 송출공 내면을 Fig. 3과 같이 압력면, 흡입면, 외측면, 내측면으로 정의하였다.

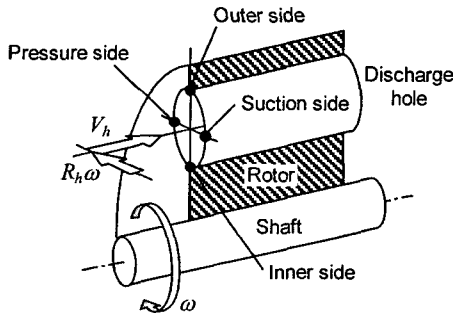


Fig. 3 Description of measurement side of pressure coefficient

3. 실험 결과 및 고찰

길이 대 직경비가 다른 두 송출공의 Ro 수에 따른 송출 특성을 Fig. 4에 나타내었다. 두 송출공은 Ro 수에 따라 송출계수가 다른 경향을 보이는데, 회전하지 않는 경우($Ro = 0$)에는 길이 대 직경비가 3.125인 송출공이, Ro 수가 0.5 이상으로 회전하는 경우에는 길이 대 직경비가 6.25인 송출공이 더 큰 송출계수를 보인다. 그리고 이들 사이 Ro 수 0.1~0.5 구간에서는 두 길이 대 직경비의 송출공이 거의 유사한 송출계수를 보인다. 여기서 우선, Ro 수 0.5 이하의 영역에서 송출공 내부 압력계수를 통해 송출 특성의 차이를 살펴보자.

회전하지 않는 송출공과 Ro 수 0.46의 송출공 내면의 압력계수를 Fig. 5에 보였다. Fig. 5에서 흑색 도형은 길이 대 직경비가 6.25인 경우이고, 백색 도형은 길이 대 직경비가 3.125인 경우이다. 네 면의 압력계수를 하나의 그래프에 동시에 나타내기 위해 압력 측정 위치 축과 압력계수 축을 각각 20mm, 0.2만큼씩 이동시켜서 나타내었다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 회전하지 않는 송출공에서는 네 면의 압력계수가 동일하지만, 회전 송출공에서는 유사한 압력계수 거동을 보이는 외측면과 내측면을 기준으로, 흡입면은 압력계수가 낮고, 압력면은 압력계수가 높은 비대칭적인 특성을 보인다.

Fig. 5(a)에 보인 회전하지 않는 두 송출공의 압력계수로부터, 송출공 길이 대 직경비가 3.125이면 이미 입구에서 박리된 유동의 재부착이 충분히 일어나는 것을 알 수 있다. 그러므로 길이 대 직경비가 6.25인 송출공은 벽면 압력 손실로 인한 압력계수의 감소 현상이 두드러지는데, 이 때문에 Fig. 4에 보인 바와 같이 길이 대 직경비 3.125의 송출공이 더 높은 송출계수를 보이게 된다. 또한 Fig. 5(b)에서 유사한 송출계수를 보이는 두 송출공의 압력계수 또한 유사한 거동을 보임을 알 수 있

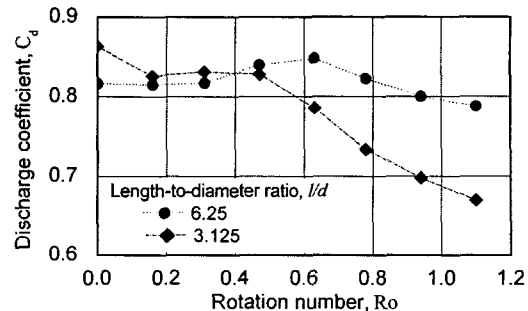
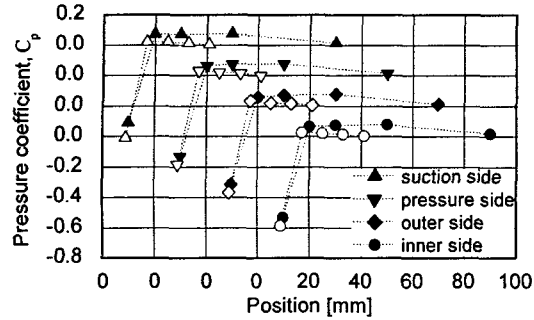
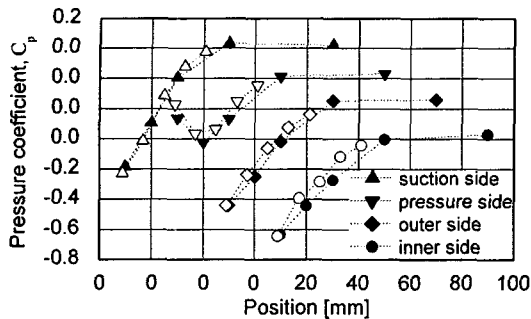


Fig. 4 Discharge coefficient with Rotation number ($\Pi = 1.001$)



(a) Non-rotating ($Ro = 0$), $\Pi = 1.001$

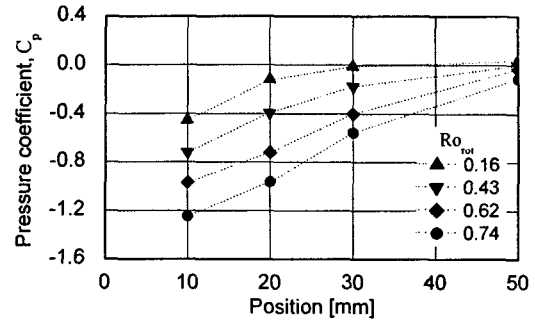


(b) 2100 RPM ($Ro = 0.46$), $\Pi = 1.005$

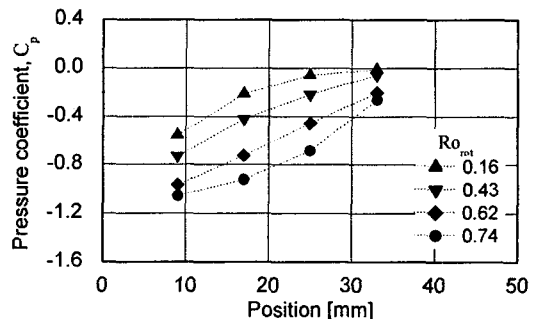
Fig. 5 Pressure coefficient with pressure measuring positions and sides (solids: $l/d = 6.25$, blanks: $l/d = 3.125$)

다. 이로부터 송출계수는 송출공 입구에서의 유동 현상과 밀접한 관련이 있다는 것을 확인할 수 있다. 즉, Ro 수 0.5 이하의 구간에서 송출공 입구의 압력계수는 길이 대 직경비가 다른 두 송출공에서 동일한 거동을 보이고, 송출계수도 일치한다. 다만, 회전하지 않는 송출공의 경우처럼 재부착이 충분히 일어나는데 필요한 것 보다 길이 대 직경비가 큰 송출공에서는 마찰 손실이 발생하여 송출계수가 다소 감소한다.

송출공 입구 흡입면의 압력계수를 회전 Ro 수에 따라 Fig. 6에 나타내었다. 출구 직전 압력 측정점에서의 압력 값을 기준으로 나타내었다. 두 길이 대 직경비의 송출공 모두에서 회전 Ro 수 증가에 따라 압력계수가 지속적으로 감소함을 알 수 있다. 이는 Ro 수 증가에 따라 송출공 입구의 유동 유입각이 증가하기 때문에 발생한 현상인데, 이로부터 회전 Ro 수가 증가함에 따라 송출계수가 지속적으로 감소하리라는 것을 예측할 수 있다. 그러나, Fig. 4에서 길이 대 직경비가 6.25인 경우는 Ro 수가 0.6 이상의 영역에서는 Ro 수 증가에 따라 송출계수가 감소하지만, Ro 수가 0.6 이하의 영역에서는 Ro 수 증가에 따라 송출계수가 증가하는 경향을 보임을 알 수 있다. 또한, 길이 대 직경



(a) $l/d = 6.25$



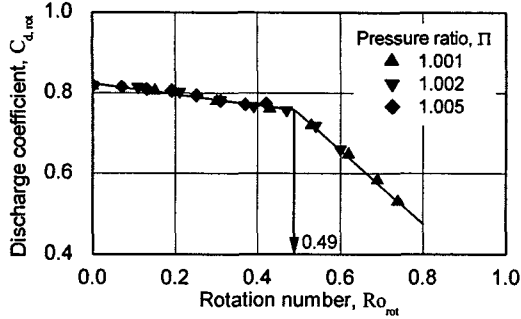
(b) $l/d = 3.125$

Fig. 6 Pressure coefficient of the suction side with Rotation number ($\Pi = 1.001$)

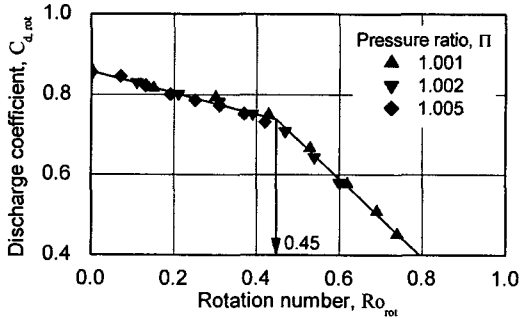
비가 3.125인 경우는 전반적으로 송출계수가 감소하지만, Ro 수 0.2~0.5 구간에서는 송출계수가 감소하지 않고 일정한 경향을 보인다.

회전 송출공에서는 Ro 수 증가에 따라 송출공 입구의 유동 유입각 증가에 따른 송출계수 감소와 송출공이 회전일을 받아 축방향 유속이 증가하는 두 가지 상반된 효과가 존재한다. 그러므로, 일부 Ro 수 구간에서 송출공 회전수가 증가함에 따라 송출계수가 증가하는 것은 송출공 입구의 유동 유입각 증가에 따른 송출계수 감소분보다, 송출공이 회전일을 받아 발생하는 축방향 유속의 증가분이 더 크기 때문이다. 회전일에 의한 축방향 유속의 증가는 식 (5), (6)과 같이 이론적으로 고려될 수 있으므로, 회전 송출공의 송출계수는 회전축으로부터 일을 받아 축방향 유속이 증가하는 것을 고려한 회전 송출계수($C_{d,rot}$)와 회전 Ro 수(Ro_{rot})으로 표현하는 것이 바람직 하다.

Fig. 4의 Ro 수에 따른 송출계수의 거동을 회전 일을 고려한 회전 Ro 수와 회전 송출계수로 변환하면 Fig. 7과 같이 된다. 회전일을 고려하지 않은 Fig. 4와는 달리 회전일을 고려한 Fig. 7에서는 Ro 수 증가에 따라 송출계수가 전 Ro 수 범위에서 순감소의 경향을 보임을 알 수 있다. 즉, Fig. 7은 회전일을 고려한 변수들로 표현되었기 때문에 유



(a) $l/d = 6.25$



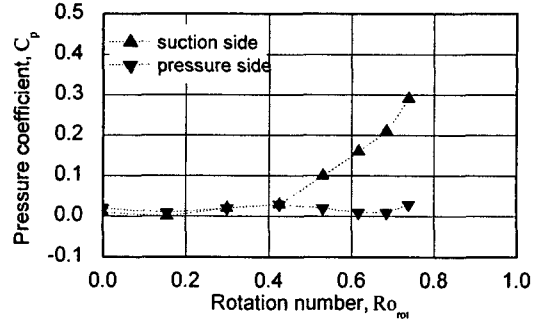
(b) $l/d = 3.125$

Fig. 7 Discharge coefficient with Rotation number

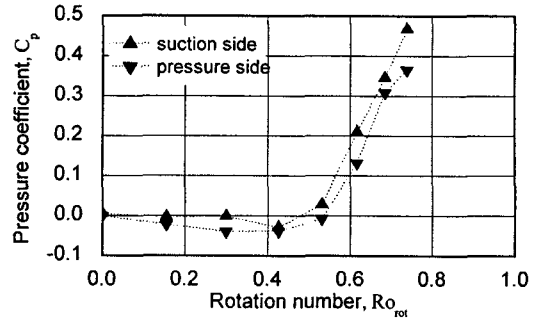
동 유입각 증가에 따른 효과 만을 명확하게 보여 준다. 또한 Fig. 7에서 두 길이 대 직경비 모두 압력비에 무관하게 송출계수가 동일한 거동을 보임을 알 수 있다. 즉, 송출공의 이동 속도나 축방향 유속 보다는 유동 유입각과 밀접한 관련이 있는 Ro 수에 대해 보다 잘 표현됨을 알 수 있다.

한편, Fig. 7에서 Ro 수 증가에 따라 송출계수가 감소하는 율이 달라지는 지점이 존재함을 알 수 있다. 길이 대 직경비가 6.25 인 경우는 회전 Ro 수가 0.49 에서, 그리고 길이 대 직경비가 3.125 인 경우는 회전 Ro 수가 0.45 에서 감소율의 변화가 나타난다. 이러한 경향은 Ha et al.⁽⁸⁾의 결과에서도 보여지는데, 송출계수 만으로는 이를 설명할 수 없었다.

출구 직전의 압력 측정 위치, 즉 송출공 길이가 100mm 인 경우는 90mm 지점, 송출공 길이가 50mm 인 경우는 41mm 지점에서의 압력계수 측정 결과를 회전 Ro 수에 대해 Fig. 8 에 나타내었다. 회전 Ro 수가 약 0.4~0.5 구간에서 압력계수가 급격하게 변하는 것을 볼 수 있다. 그러나 두 송출공에서 경향은 서로 다르다. 길이 대 직경비가 3.125 인 송출공은 회전 Ro 수 0.4~0.5 구간에서 압력면과 흡입면 모두의 압력계수가 급격히 증가하지만, 길이 대 직경비가 6.25 인 송출공에서는 이



(a) $l/d = 6.25$



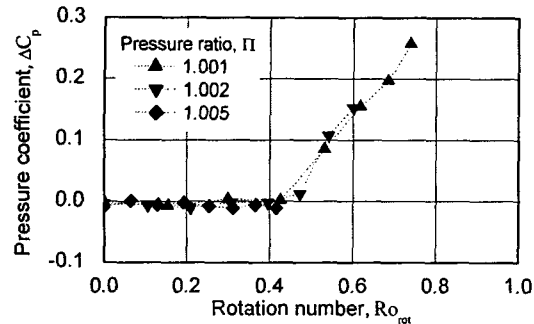
(b) $l/d = 3.125$

Fig. 8 Comparison of pressure coefficient at the hole exit between suction side and pressure side ($\Pi = 1.001$)

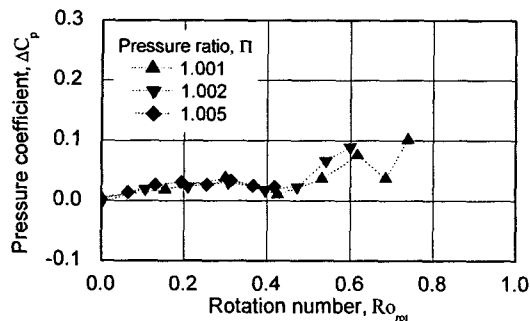
회전 Ro 수 구간 이후에도 압력면의 압력계수는 여전히 0 의 값을 유지하고, 흡입면의 압력계수만 증가하는 특징을 보인다.

이를 보다 자세히 살펴보기 위해 압력면과 흡입면 압력계수의 차이를 구해 Fig. 9 에 나타내었다. 압력비에 무관하게 Ro 수에 따라 동일한 경향을 보이는데, 길이 대 직경비 6.25 인 송출공에서는 회전 Ro 수 약 0.5 까지는 0 의 값을 유지하지만 그 이후 갑자기 증가한다. 이와는 달리 길이 대 직경비가 3.125 인 송출공은 좀 더 복잡한 양상을 보인다. 송출공이 정지한 경우에는 두 면의 압력계수 차가 0 의 값을 갖지만, 회전하는 경우에는 낮은 Ro 수 구간에서도 양의 값을 갖는다. 회전 Ro 수가 0.45 부근에서 증가하기 시작하지만 길이 대 직경비 6.25 의 경우처럼 급격하게 증가하지는 않는다. 이 경우는 Fig. 8(b)에 보이는 것처럼 압력면과 흡입면의 압력계수가 동시에 증가하기 때문에 압력계수의 차가 크게 발생하지는 않는다.

회전 송출공 출구 직전 위치의 압력계수가 양의 값을 갖는 것은 이 위치에서 출구측으로의 유동이 존재한다는 것을 의미하므로, 이 경우 이 위치는 완전 재부착 된 유동에 의한 압력 손실 영역에 포함된다. 이와는 달리 출구 직전 위치의 압력



(a) $l/d = 6.25$



(b) $l/d = 3.125$

Fig. 9 Increase of pressure coefficient in suction side compared with pressure side

계수가 음의 값을 갖는 경우는 출구 측에서 이 위치로의 유동이 존재하는 것을 의미하는데, 즉, 압력 측정 위치가 재순환 영역 내에 존재한다는 것을 의미한다. 그러므로 Fig. 8(a)에서 길이 대 직경비 6.25 인 송출공의 압력면은 전 실험 영역에서 유동이 완전 재부착 됨을 알 수 있다. 그러나 흡입면은 회전 Ro 수 0.4~0.5 영역까지만 유동이 부착된다. 이 회전 Ro 수 부근에서의 압력계수의 급격한 변화는 Fig. 7(a)의 송출계수 감소율의 변화가 발생하는 위치와 유사한데, Fig. 7~9 에서 길이 대 직경비 6.25 인 송출공은 송출계수의 급격한 변화를 초래하는 회전 Ro 수는 0.49 로 판단할 수 있다. 한편 길이 대 직경비 3.125 인 송출공은 회전 Ro 수 0.45 에서 송출계수의 급격한 변화가 발생하는데, 이 회전 Ro 수 이하에서 압력면과 흡입면 모두 재순환 영역에 포함되는 것을 알 수 있다. 두 송출공 모두 송출계수의 급격한 변화를 초래하는 회전 Ro 수 이하에서는 출구에서 유동이 부착되는 것으로 볼 수 있는데, 이 회전 Ro 수를 임계 Ro 수라 정의하면, 임계 Ro 수는 Ro 수 증가에 따른 송출계수 감소율이 바뀌고, 송출공 출구에서 더 이상 유동이 부착되지 않고 박리되는 지점이다. 임계 Ro 수보다 낮은 영역에서 길이 대 직경비

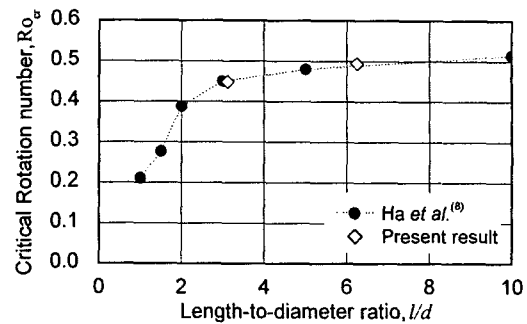


Fig. 10 Critical Rotation number with length-to-diameter ratio

가 다른 두 송출공의 Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소율이 다른 이유에 대해 고찰해 보자. Fig. 6 에서 보는 바와 같이 두 송출공 입구 영역의 압력계수 간에는 큰 차이가 존재하지 않는다. 그러나 출구에서의 압력계수는 뚜렷한 차이가 존재하고 이로 인해 감소율의 차이가 발생하는 것으로 판단된다. 즉, 길이 대 직경비 6.25 인 송출공은 임계 Ro 수 이하 구간에서 송출공 출구에서 유동이 부착되어 있으므로, Ro 수 증가에 따라 입구 유동 유입각 증가에 따른 송출계수 감소 효과만 존재한다. 이와는 달리, 길이 대 직경비 3.125 인 송출공은 입구 유동 유입각 증가에 따른 송출계수의 감소 효과와 출구에서 유동이 완전 재부착 되지 않음으로 인해 발생하는 효과가 동시에 존재하기 때문에 Ro 수 증가에 따른 송출계수 감소율이 더 크게 나타난다. 임계 Ro 수 보다 높은 구간에서도 길이 대 직경비 6.25 인 송출공은 출구 압력면에서 유동이 여전히 부착되어 있으므로 더 높은 송출계수를 보인다.

한편, 길이 대 직경비가 다른 두 송출공에서 임계 Ro 수는 Fig. 7 에 보인 바와 같이 차이를 보인다. 길이 대 직경비에 따른 임계 Ro 수의 거동을 살펴보기 위해, 여러 길이 대 직경비에서 Ro 수에 따른 송출계수를 측정된 Ha et al. (8) 의 결과로부터 임계 Ro 수를 구하였다. 본 연구에서는 송출계수와 압력계수로부터 종합적으로 판단하여 임계 Ro 수를 구하였으나, Ha et al. (8) 의 결과로부터 구한 임계 Ro 수는 송출계수 변화 추세만으로 구하였으므로, 오차가 본 연구의 경우보다 클 것으로 예상된다. 이를 Fig. 10 에 나타내었는데, 비교가 가능한 길이 대 직경비 3 이상의 영역에서 본 실험의 결과와 Ha et al. (8) 의 결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 길이 대 직경비가 2 보다 작은 경우는 임계 Ro 수를 구하는데 다소 오차가 크지만, 전체적으로 길이 대 직경비에 따라 임계 Ro 수가 증가하

는 경향을 보이고, 길이 대 직경비가 3 이상의 영역에서는 임계 Ro 수의 증가가 둔화되는 경향을 보임을 알 수 있다.

4. 결 론

회전 송출공의 송출계수와 압력계수의 측정 결과로부터 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 회전 Ro 수가 증가함에 따라 송출공 입구로 유입되는 유동의 유입각이 증가하므로, 송출공 내면의 압력계수가 감소하고, 이로 인해 송출계수도 감소한다.

(2) 회전 Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소율이 갑자기 변하는 Ro 수가 존재하는데, 이를 임계 Ro 수라 정의하였다. 임계 Ro 수는 길이 대 직경비에 따라 증가하는 경향을 보이는데, 길이 대 직경비가 3 이상의 송출공에서는 임계 Ro 수의 증가량이 크지 않다.

(3) 임계 Ro 수에서 Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소율이 급격한 변화를 보이는 이유는 출구 영역에서 유동 박리가 발생하기 때문이다.

(4) 그러므로 Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소는 입구에서의 유동 유입각 증가에 따른 최소 단면적의 변화와, 출구에서의 유동 재부착 정도에 따른 압력 회복에 영향을 받는다. 임계 Ro 수 이하에서는 Ro 수에 무관하게 길이 대 직경비 별로 출구에서의 압력 회복 정도가 일정하므로 송출계수가 입구 영향만 받지만, 임계 Ro 수 이상에서는 송출계수가 입출구의 영향을 동시에 받으므로 Ro 수에 따른 송출계수 감소율이 갑자기 증가한다.

(5) 임계 Ro 수 이하에서 송출공 내부 압력계수는 길이 대 직경비에 무관하게 유사한 거동을 보이고 송출계수도 유사한 값을 갖는다. 단, 유동이 완전 재부착 되는데 필요한 것 보다 길이 대 직경비가 큰 송출공에서는 마찰 손실이 발생하므로 송출계수가 다소 감소한다.

(6) 임계 Ro 수 이하에서 Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소율은 길이 대 직경비가 다른 두 송출공에서 차이가 나는데, 이는 송출공 출구에서의 재부착에 의한 압력 회복 정도가 다르기 때문이다. 송출공 출구가 재순환 영역에 포함되는 길이 대 직경비 3.125 인 송출공이, 출구가 완전 재부착 영역에 포함되는 길이 대 직경비 6.25 인 송출공보다 Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소율이 더 크게 나타난다.

(7) 출구에서의 재부착 정도가 Ro 수 증가에 따

른 송출계수의 감소율에 영향을 미치는 것은, 유동 박리가 발생하는 임계 Ro 수 이상의 구간에서도 관찰되는데, 송출공 출구 압력면에서 유동이 박리되지 않는 길이 대 직경비 6.25 인 송출공이 길이 대 직경비 3.125 인 송출공보다, Ro 수 증가에 따른 송출계수의 감소율이 더 낮게 나타난다.

참고문헌

- (1) Lichtarowicz, A., Duggins, R. K. and Markland, E., 1965, "Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifices," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 7, No. 2, pp. 210~219.
- (2) McGreehan, W. F. and Schotsch, M. J., 1988, "Flow Characteristics of Long Orifices with Rotation and Corner Radiusing," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, pp. 213~217.
- (3) Hay, N. and Lampard, D., 1998, "Discharge Coefficient of Turbine Cooling Holes: A Review," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 314~319.
- (4) Wittig, S., Kim, S., Jakoby, R. and Weißert, I., 1996, "Experimental and Numerical Study of Orifice Discharge Coefficients in High-Speed Rotating Disks," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 400~407.
- (5) Jakoby, R., Geis, T., Kim, S. and Wittig, S., 1997, "Discharge Coefficients of Rotating Orifices with Radiused Inlet Corners," *Thirteenth International Symposium on Airbreathing Engines (ISABE XIII)*, Tennessee, USA.
- (6) Maeng, D. J., Lee, J. S., Jakoby, R., Kim, S. and Wittig, S., 1998, "Characteristics of Discharge Coefficient in a Rotating Disk System," *ASME Paper No. 98-GT-266*.
- (7) Ha, K.-P., 1999, "A Comprehensive Thermal Analysis on an Induction Motor with Axial Cooling Passages," Ph. D. Thesis, Seoul National University, Seoul, Korea (in Korean).
- (8) Ha, K.-P., Kang, S. and Kauh, S. K., 2000, "Discharge Characteristics of Rotating Orifices with Length-to-Diameter Ratios and Inlet Corner Radii," *Transactions of the KSME(B)*, Vol. 24, No. 7, pp. 957~966 (in Korean).
- (9) Hay, N., Khaldi, A. and Lampard, D., 1987, "Effect of Crossflows on the Discharge Coefficients of Film Cooling Holes with Rounded Entries or Exits," 2nd ASME/JSME Thermal Engineering Conference, Hawaii, pp. 369~374.
- (10) Hay, N., Lampard, D. and Benmansour, S., 1983, "Effect of Crossflows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 243~248.