

# 라비린스 실, 브러쉬 실, 반경 필름 라이딩 페이스 실의 누설 측정

정진우\* · 황성호\*\* · 김태호\*\*\*† · 김어진\*\*\*\* · 하진웅\*\*\*\*\*

## Leakage Measurements of Labyrinth Seal, Brush Seal, and Radial Film Riding Face Seal

Jin Woo Jung\*, Sung Ho Hwang\*\*, Tae Ho Kim\*\*\*†, Eojin Kim\*\*\*\*, Jin Woong Ha\*\*\*\*\*

Key Words : Labyrinth seal(라비린스 실), Brush seal(브러쉬 실), Radial Film riding face seal(반경 필름 라이딩 페이스 실), Leakage flow rate(누설 유량)

### ABSTRACT

Seals play a role in reducing and controlling leakage flows in a gap between rotating and stationary parts, thus improving energy efficiency in various fluid machinery such as gas turbines, steam turbines, turbocompressors, and turbopumps. In general, there are two types of seals: contact seal and non-contact seal for rotating machinery. The contact seal has the advantage of low leakage, but there is a risk of damage to parts due to friction caused by the contact between the rotor and the stator. In the case of the non-contact seal, damage to parts does not occur because there is no friction, but there is a concern that a large amount of leakage may occur. A hybrid seal uses both the advantages of the non-contact and contact seals by using hydrostatic pressure and hydrodynamic pressure effects to form a small gas film between the rotor and stator. The purpose of this study is to measure the leakage flow rates of the contact seal (Labyrinth seal), non-contact seal (Brush seal), and hybrid seal (Radial Film riding face seal). The paper details the rotordynamic characteristics of a rotating test rig for the leakage measurements the test seals at high speeds and the comparison of the measured leakage flows at non-rotating and rotating conditions. In addition, rotor coastdown tests from 10,000 rpm reveal the frictional characteristics of the tests seals.

### 1. 서 론

유체기계에 있어 실(Seal)은 회전자(Rotor)와 고정자(Stator) 사이에서 발생하는 누설 유량(Leakage flow rate)을 억제, 조절함으로써 기계 효율성을 높이고 동력 손실을 감소시키는 역할을 한다. 또한, 운전 비용과 연료 소비 감소, 부품들의 내구성 향상 측면에서 장점을 가지기에 실의 중요성이 커지고 있으며 최근 다양한 종류의 실들이 국내외적으로 연구 개발 되고 있다.

실은 회전자와의 접촉 유무에 따라 크게 접촉 실 및 비접촉 실 두 종류로 구분된다. 대표적인 접촉 실로는 브러쉬 실

(Brush seal)과 립 실(Lip seal) 등이 있으며 누설 유량이 작은 장점이 있으나 고정자와 회전자 사이의 마찰로 인한 손상이 발생된다.<sup>(1)</sup> 회전자와 실 사이에 간극이 존재하는 비접촉 실로는 대표적으로 라비린스 실(Labyrinth seal)과 허니콤 실(Honeycomb seal)이 있으며 일반적으로 접촉 실에 비해 누설 유량이 크다. 하지만 회전자와의 마찰이 없어 고속 회전 환경에 사용 될 수 있고 장시간 구동이 가능한 장점이 있다. 또 다른 비접촉 실로는 입구 및 출구의 압력 차이에 의해 발생하는 유체 정압(Hydrostatic) 효과를 활용한 포일 실(Foil seal)과 할로 실(Halo seal)이 있다. 포일 실(Foil seal)은 탄성을 갖는 표면이 있어 입구, 출구의 압력차

\* 국민대학교 대학원 기계시스템공학과 석사(Department of Mechanical Systems Engineering, Kookmin University, Seoul, Korea)

\*\* 국민대학교 기계공학부 박사 후 연구원(School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul, Korea)

\*\*\* 국민대학교 기계공학부 교수(School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul, Korea)

\*\*\*\* 두산에너지빌리티 수석연구원(Doosan Enerbility)

\*\*\*\*\* 두산에너지빌리티 수석연구원(Doosan Enerbility)

† 교신저자, E-mail : thk@kookmin.ac.kr

를 활용하여 수 마이크로미터의 유막을 형성함으로써 누설 유량을 제어하는 실이다. Saheli와 Heshmat<sup>(2)</sup>은 포일 실이 브러쉬 실에 비해 압력차 발생에 따른 누설 유량 방지 성능이 우수함을 확인하였다. San Andrés와 Anderson<sup>(3)</sup>은 탄성체로 지지된 표면에 그루브 구조를 갖는 할로 실과 라비린스 실의 누설 유량을 플로우 팩터(Flow factor) 개념을 사용하여 비교함으로써 할로 실의 누설 방지 성능이 라비린스 실 보다 우수하며 압력차 변화에 따른 누설 유량의 민감도가 낮음을 확인하였다.

유체 정압 효과만으로 부상하는 실의 경우 입구와 출구의 압력차가 작아지게 되면 부상력이 감소하여 회전자와 실의 접촉으로 인한 손상이 발생하게 된다. 이를 보완하고자 최근에는 유체 정압 효과와 회전축의 회전에 의해 발생하는 유체 동압(Hydrodynamic) 효과를 동시에 활용하여 누설 유량을 제어하는 하이브리드(Hybrid) 실들에 대한 연구들이 진행되고 있다. 하이브리드 실에는 하이브리드 브러쉬 실(Hybrid brush seal), 핑거 실(Finger seal), 필름 라이딩 페이스 실(Film riding face seal) 등이 있다. San Andrés와 Ashton<sup>(4)</sup>은 탄성체로 지지된 실 패드를 브러쉬 실 하단에 결합한 하이브리드 브러쉬 실에 대한 누설 특성을 실험적으로 평가하였고 라비린스 실, 브러쉬 실과 비교함으로써 누설 방지 성능이 우수함을 확인하였다. Delgado와 San Andrés<sup>(5,6)</sup>는 입구 압력과 회전 속도에 따른 하이브리드 브러쉬 실의 누설 특징을 실험적으로 확인하였다. Proctor와 Delgado<sup>(7)</sup>는 핑거 실(Finger seal) 패드에 에칭된 헤링본 그루브를 적용하였으며 압력차에 따른 누설 특성을 실험적으로 확인하였으며 핑거 실의 누설 방지 성능이 라비린스 실과 브러쉬 실에 비해 우수함을 확인하였다. 또한, Arora 등<sup>(8)</sup>은 핑거 실이 4 개의 이를 갖는 구조의 라비린스 실에 비해 20~70 % 낮은 누설 유량을 가짐을 실험적으로 확인하였다. Munson 등<sup>(9)</sup>은 탄성체인 스프링으로 지지되며 유체 정압 및 동압 효과에 의해 부상하는 필름 라이딩 페이스 실에 대한 누설 유량을 측정하였으며, 라비린스 실 및 브러쉬 실의 예측 결과와의 비교를 통해 다양한 압력 조건에서 필름 라이딩 페이스 실의 누설 방지 성능이 우수함을 확인하였다. 또한, 압력차 변화에 따른 누설 유량 변화가 다른 두 종류의 실에 비해 미미함을 확인하였다. Tibos 등<sup>(10)</sup>, Dhagat 등<sup>(11)</sup>, Liu 등<sup>(12)</sup>은 레일리 스텝 그루브(Rayleigh stepped groove), 경사진 그루브(Inclined groove), 헤링본 그루브(Herringbone groove) 필름 라이딩 페이스 실의 다양한 그루브 형상을 적용했을 때의 실 부상 성능에 대한 최적화 연구를 수행하였다. Ludwig와 Lynwander<sup>(13)</sup>는 능동형 페이스 실이 장시간 성공적으로 작동됨을 확인하였다. Delgado와 Proctor<sup>(14)</sup>는 서로 다른 종류의 실에 대해 디스크 직경, 온도, 입구 압력 조건이 다를 경우 유량 계수(Flow factor)를 사용하여 누설 성능을 비교할 수 있다고

보고하였고, Chupp과 Nelson<sup>(15)</sup>은 라비린스 실과 브러쉬 실의 누설 성능을 플로우 팩터를 사용하여 비교하였다.

이러한 저누설, 비접촉 특징의 장점을 갖는 하이브리드 실은 가스터빈과 같은 다양한 유체기계에 있어 장점을 가질 수 있다. 이에 본 연구에서는 다양한 실들에 대한 누설 유량 측정이 가능한 평가 장치를 개발하여 접촉, 비접촉, 하이브리드 실인 라비린스 실, 브러쉬 실, 반경 필름 라이딩 페이스 실에 대해 동일한 운전 조건(회전축 외경, 회전 속도, 압력 등)에서 누설 유량을 측정하고 성능을 비교하고자 한다.

## 2. 저누설 실 3종 소개

### 2.1 라비린스 실

Table 1은 실험에 사용된 라비린스 실(Labyrinth seal)의 주요 설계 치수를 보여준다. 라비린스 실의 구조는 고정자에 이가 나 있는 형상(Tooth on stator)이며 이의 개수는 4개, 실 축 방향 길이(Seal axial length) 13 mm, 간극(Clearance) 200 μm, 피치 길이(Pitch length) 2.5 mm, 이의 팁 길이(Tooth tip length) 1 mm, 실 높이(Seal height) 5 mm 이며 알루미늄 재질로 제작되었다. 간극은 유사한 디스크 직경을 갖는 실험 장치를 사용하여 라비린스 실의 누설 성능을 측정된 문헌<sup>(16,17)</sup>을 참고하여 선정하였다.

Table 1 Geometry of Labyrinth seal

Parameter	Value
Diameter	140 mm
Length	13 mm
Pitch length	3 mm
Tooth tip length	1 mm
Height	5 mm
Clearance	200 μm
Number of teeth	4

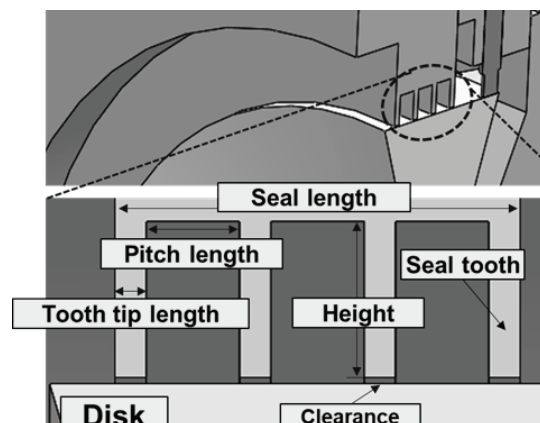


Fig. 1 Schematic view of labyrinth seal installed in test rig

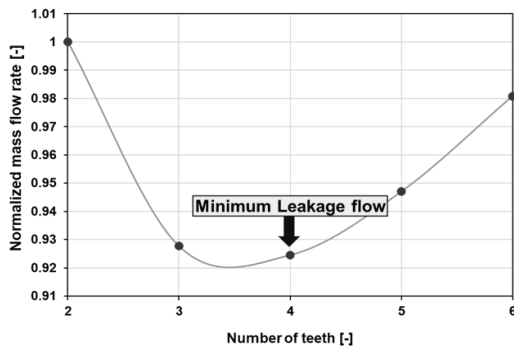


Fig. 2 Predicted normalized mass flow rate versus number of teeth

참고문헌 내의 디스크 반경 대비 간극 값 비율이 0.0027 - 0.003 을 가짐을 확인하였으며, 본 연구에는 디스크 반경 대비 간극 값 비율이 0.0029 값을 갖는 경우인 200  $\mu\text{m}$ 를 간극으로 선정하였다. Fig. 1 은 회전자 디스크를 갖는 실험 장치에 장착된 라비린스 실의 개략도를 보여준다.

Fig. 2 는 라비린스 실의 이 개수에 따른 정규화된 누설 유량 예측 결과를 보여준다. 누설 유량 예측에는 윤회이론을 기반으로 기존 연구에서 개발한 라비린스 실 벌크 플로우 해석 모델(Bulk-flow model)<sup>(19,20)</sup>을 사용하였다. 축 방향 길이는 13 mm, 이 팁 길이는 1 mm로 일정한 조건에서 이 개수를 변화시키며 해석하였다. 누설 유량은 이의 개수가 2개인 경우의 누설 유량 값을 기준으로 정규화 하였다. 이의 개수가 증가함에 따라 누설유량은 감소하다 이 개수가 4 개일 때 누설 유량이 최소가 되며 이후 증가함을 보인다. 이는 고정된 축 방향 실 길이를 갖는 경우 라비린스 실 이의 개수를 증가시키면 누설 유량이 감소하다 특정 이의 개수를 넘어서면 이 사이의 챔버 길이가 줄어들어 운동에너지 소실 조건이 악화 되어 누설 유량이 증가하는 것으로 판단된다<sup>(18)</sup>. 이의 개수에 따른 누설 유량 해석 결과를 기준으로 라비린스 실 이 개수는 최소 누설 유량 값을 갖는 4개로 선정하였다.

## 2.2 브러쉬 실

Table 2 는 실험에 사용된 브러쉬 실(Brush seal)의 주요 설계 치수를 보여준다. 브러쉬 실은 90도의 원주길이를 갖는 4개의 동일한 형태의 개별 세그먼트로 제작된 후 환형을 갖도록 조립되었다. 브리스틀이 회전 디스크와 접촉하는 각도는 45°, 펜스 높이(Fence height)는 2.3 mm 이다. 참고로, 펜스 높이는 브리스틀(Bristle)이 디스크와 접촉하는 정도를 결정하는 중요 인자로서, 브러쉬 실 하단 높이(Brush seal bottom height)에 따른 누설 유량 측정 실험을 사전에 수행하여 누설 유량이 최소값으로 수렴하는 높이를 선정하였다. Fig. 3 은 실험장치에 장착된 브러쉬 실의 개략도를 보여준다.

Table 2 Geometry of Brush seal

Parameter	Value
Diameter	140 mm
Fence height	2.3 mm
Lay angle of bristle	45°
Number of seal part	4

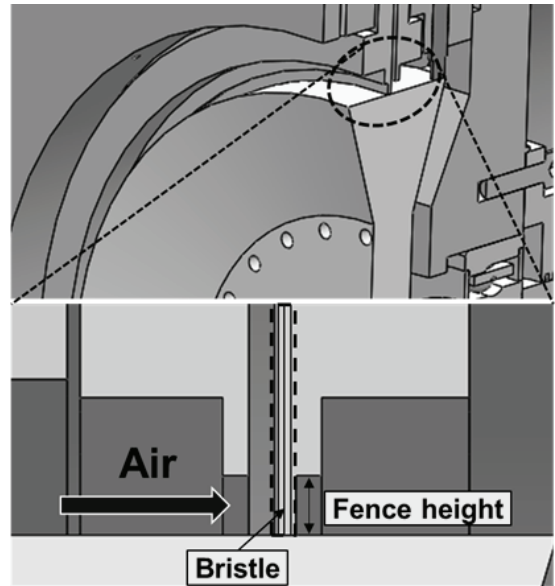


Fig. 3 Schematic view of brush seal installed in test rig

Fig. 4 는 사전 실험에서 정적 상태에서 브러쉬 실의 하단 높이를 변화시켜 가며 측정한 정규화된 누설 유량 결과를 보여준다. 누설 유량의 정규화는 하단 높이가 가장 높은 경우의 값을 기준으로 수행하였다. 실험은 일정한 입구 압력, 압력비 조건에서 진행하였으며 실 하단 높이가 작아질수록 누설 유량이 감소함을 확인할 수 있다. 브러쉬 실 하단 높이가 5.3 mm 이하 값을 가지는 경우 누설 유량이 최소로 수렴하는데, 이 경우의 펜스 높이인 2.3 mm 를 선정하여 실험에 사용할 브러쉬 실을 제작하였다.

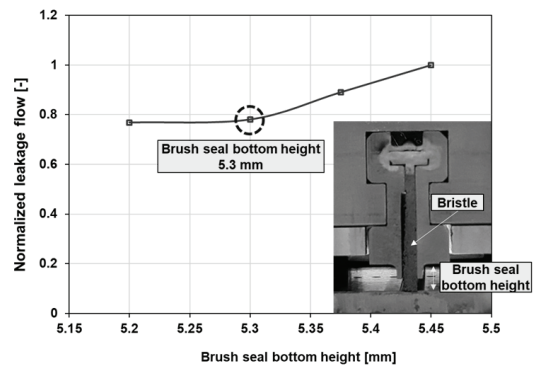


Fig. 4 Normalized leakage flow versus Brush seal bottom height measured during preliminary test

### 2.3 반경 필름 라이딩 페이스 실

실험에 사용된 반경 필름 라이딩 페이스 실(Radial FRFS)은 45도의 원주 각도를 갖는 8개의 동일한 형태의 개별 세그먼트를 제작한 후 환형(Ring type)을 갖도록 조립되었다. Table 3 는 주요 설계 치수를 보여준다. 반경 필름 라이딩 페이스 실의 하단 길이는 라비린스 실 축 방향 길이와 동일한 13 mm를 가지며 해당 치수는 라비린스 실과의 누설 성능을 비교하기 위해 선정되었다. 각 세그먼트의 실 패드 하단에는 9개의 그루브(Groove)가 제작되어 있으며 랜드(Land) 부와 교차로 배치된다. 그루브 길이는 실 길이 대비 80 % 이며 이외 영역 20%의 길이는 실 댐(Seal dam) 영역이다. 그루브는 실 입구와 출구의 압차에 의한 유체정압 효과와 디스크 회전에 의한 유체동압 효과를 유발하여 실 하단에 압력을 형성함으로써 실을 부상시키는 역할을 한다.

Table 3 Geometry of radial Film Riding Face seal (FRFS)

Parameter	Value
Diameter	140 mm
Seal length	13 mm
Groove length	10.4 mm
Number of seal segment	8
Number of groove (1 segment)	9

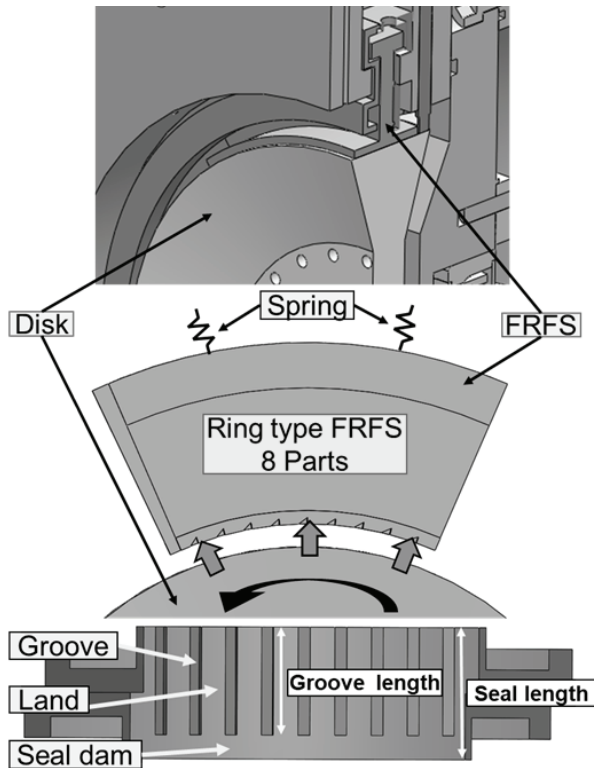


Fig. 5 Schematic views of film riding face seal installed in test rig (top) and seal front (middle) and bottom (bottom) views

Fig. 5 는 실험장치에 장착된 반경 필름 라이딩 페이스 실의 내부 측면 모습과 정면, 하단에서 바라본 한 개의 세그먼트에 대한 개략도를 보여준다. 실 입구 방향에서 정면으로 봤을 때 그루브는 경사 형상을 가지며 디스크 회전 방향에 따라 경사 높이가 감소한다. 이러한 구조는 유체동압으로 인한 썸 효과(Edge effect) 발생에 유리하여 실 부상 특성에서 장점을 갖는다. 실 상단에 설치된 스프링(Spring)은 탄성력을 제공하여 실의 부상력을 상쇄함으로써 실 간극이 너무 커지지 않도록 한다.

### 3. 누설 측정 실험장치

#### 3.1 실험장치 구성

Fig. 6 은 동적 실 실험장치 시스템의 사진을 보여주며 회전체 실험 장치(Rotating test rig), 모터(Motor), 압력 조절부(Pressure controller part), 유량계(Mass flowmeter)로 구성된다. 압력 조절부는 입구 압력 조절 장치, 출구 압력 조절 장치로 구성된다. 유량계는 실험 장치 입구에 장착되며 100 g/s 까지 측정 할 수 있는 질량 유량계를 사용하였다. 회전체 실험장치에는 갭 센서(Gap sensor)가 12시 방향(수직 방향), 3시 방향(수평 방향)에 90° 위상으로 설치되어 있으며 디스크의 진동 궤적(Orbit)을 측정할 수 있도록 하였다. 압력 센서는 실험 장치와 호스로 연결된 구조를 가지며 절대압 기준 70 MPa 까지 측정 가능하다. 모터는 9.5 kW 급, 최대 22,800 rpm 까지 구동 가능한 스핀들 모터이며 회전 속도는 타코미터(Tachometer)를 사용하여 측정하였다. Table 4 은 동적 실 실험장치에 사용된 센서 정보를 나타낸다.

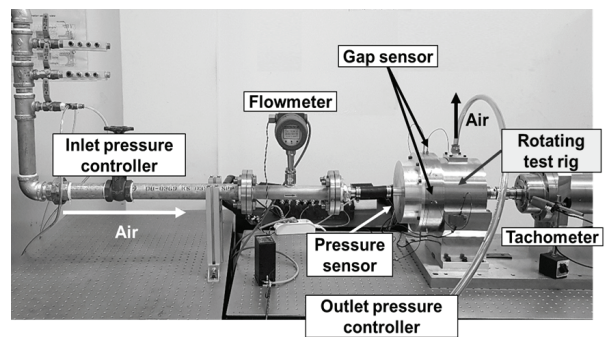


Fig. 6 Photo of rotating test rig system for seal tests

Table 4 Information of measurement instruments

Sensor type	Model	Accuracy	Resolution
Pressure sensor	SENSYS PHP model	0.035 %	-
Gap sensor	AEC PU-03A	-	0.2 $\mu$ m
Mass flow meter	Flownics KOVT	1.5 %	-

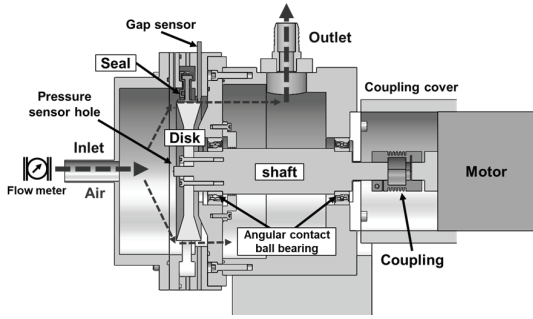


Fig. 7 Cross section view of rotating test rig for seal tests

Fig. 7 은 동적 실 실험 장치 단면도를 보여준다. 회전자(Rotor)는 축(Shaft)과 디스크(Disk)로 구성되며 구동 모터와 연성 커플링으로 연결된다. 디스크 직경(Disk diameter)은 약 140 mm 이며 회전축은 앵귤러 콘택트 볼 베어링(Angular contact ball bearing)을 사용하였다. 실은 디스크 주변에 위치하며 갭 센서가 실 후면에 위치하여 디스크 진동 변위를 측정한다. 작동 유체인 공기(Air)는 실 입구(Inlet)로 들어와 디스크와 실 틈새를 지나 실험장치 상단의 출구(Outlet)로 유동한다.

### 3.2 고속회전 동적 안정성 설계 및 검증

Fig. 8 은 실 실험 장치 회전자의 유한 요소 모델(FE model)과 1차 고유 모드 형상(mode shape)을 보여준다. 질량 불균형량의 교정면은 디스크가 위치한 28 번째 노드(28th Station)를 선정하였으며 밸런싱 등급은 G 2.5 를 적용하였다.

Fig. 9 는 동적 실 실험 장치 디스크 회전 속도에 따른 감쇠 고유 진동수 그래프이다. 1차 임계속도(1st Critical speed)는 약 54,000 rpm 에서 발생함을 확인 할 수 있다. 실험 구동 속도 10,000 rpm 기준 440 % 의 충분한 공진 여유 마진(margin)을 갖는 것을 알 수 있다.

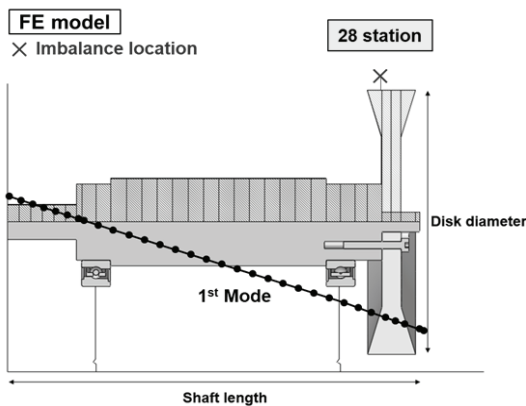


Fig. 8 FE model of rotor-bearing system and predicted 1st mode shape

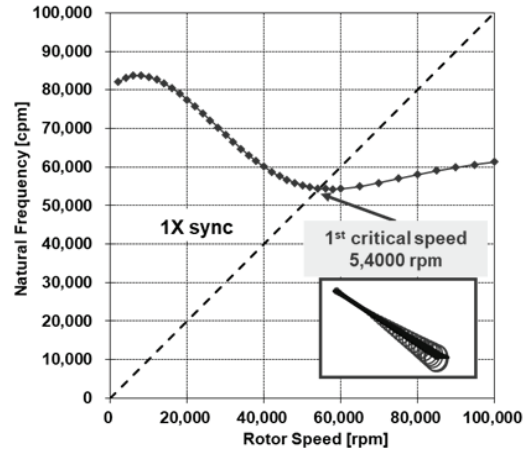


Fig. 9 Predicted damped natural frequency versus rotor speed for FE model

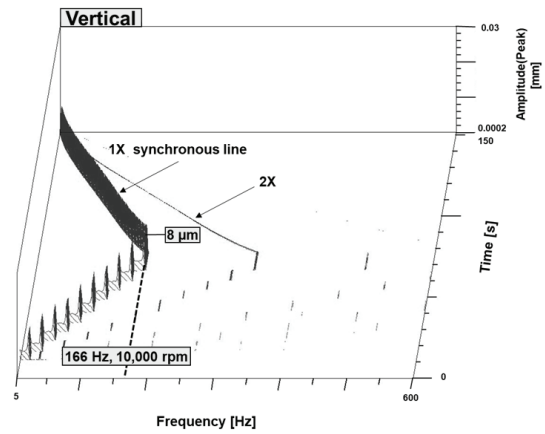


Fig. 10 Waterfall plot of measured rotor vertical motion for speed-up and coast-down test up to 10,000 rpm

전술한 회전체동역학 해석을 통한 설계 후 실험 장치를 제작하였으며 이후 회전체의 진동 안정성을 평가하였다. Fig. 10 은 실험 장치의 로터에 대한 수직 방향에서 측정된 진동수와 시간에 따른 zero-to-peak 진동 변위를 나타낸 워터폴(Waterfall) 그래프이다. 1,000 rpm 씩 10,000 rpm 까지 증속 후 자유 감속 시켰으며 실험 최대속도인 10,000 rpm 에서의 진동 변위는 8 μm 로 라비린스 실 간극 200 μm 보다매우 작다. 또한, 회전동기 진동성분(1X Synchronous)이 지배적이며 그 외 저주파 및 고주파 진동 성분은 상대적으로 매우 작아 실험 장치가 회전체동역학적으로 안정함을 확인하였다.

### 4. 누설 유량 측정 실험 방법

누설 측정 실험을 진행하기 전 누설 패킹 실험을 진행하였다. 실험 장치에 실을 장착한 상태에서 입구 밸브를 개방하고 출구 밸브를 막아 실험 장치 내로 압축공기를 유입시

Table 5 Air properties and operating conditions for seal tests

Parameter	Value
<b>Air properties</b>	
Gas	Air
Dynamic viscosity	0.00001825 Pa · s
Ratio of Specific Heats	1.4
Operating temperature	293 K
Gas constant	287 J/kg · K
<b>Operating conditions</b>	
Rotor speed	10,000 rpm
Inlet pressure, $P_m$	2.6, 3.3, 4.3 barA
Pressure ratio ( $P_{in}/P_{out}$ )	1.11, 1.25, 1.43, 1.67, 2

킨다. 그 후 누설 발생 가능성이 있는 실험 장치의 각 파트들과 압력 호스, 유량계 부분을 중점으로 비눗물을 칠해 거품이 발생하지 않음을 확인하였다.

누설 패킹 실험이 완료된 후에는 회전축을 1,000 rpm 씩 구동 속도 10,000 rpm 까지 증속한다. 이후 출구 압력 조절기를 조절하여 목표하는 입구 압력과 출구 압력을 맞춘 후 유량계를 통해 유량을 측정하였다. 실험은 입구 압력 2.6 barA, 3.3 barA, 4.3 barA, 총 3개, 압력비(입구 압력/출구 압력) 1.11, 1.25, 1.43, 1.67, 2, 총 5개, 20°C 상온 조건에서 실 종류를 바꿔가며 진행하였다. 추가적으로, 실험 장치 내의 압력을 대기압 상태로 낮춘 후 디스크 관성 정지를 통해 실험에 사용된 실들의 마찰 특성 시험을 진행하였다. Table 5 는 실 실험에 사용된 작동 유체와 작동 조건을 보여준다.

### 5. 실험 결과

Fig. 11은 라비린스 실에 대해 0 rpm (정지) 및 10,000 rpm (회전) 상태에서 입구 압력을 2.6 barA, 3.3 barA, 4.3 barA 로 변화하며 압력비에 따른 측정 누설 유량을 보여준다. 모든 측정값은 디스크 정지 상태, 입구 압력 4.3 barA, 압력비 1.56 의 조건에서 측정된 누설 유량으로 정규화하였다. 입구 압력과 압력비가 증가함에 따라 누설 유량은 증가하는데 압력비 증가에 따른 누설유량의 비선형성을 확인할 수 있다. 또한 회전 및 비회전 상태에서 측정된 누설 유량은 거의 유사한 값과 경향성을 보이지만, 회전 시에 약간 더 작은 것을 알 수 있는데, 이는 Delgado와 Proctor<sup>(14)</sup>가 보고했듯이 디스크의 원심 팽창으로 인한 간극 감소에서 기인한 것으로 사료된다.

Fig. 12 는 브러시 실에 대해 동일한 실험을 반복한 결과를 보여준다. 모든 측정값은 디스크 정지 상태, 입구 압력 4.3 barA, 압력비 2 를 가질 때 측정된 누설 유량으로 정규화하였다. 실험결과는 일반적으로 압력비와 입구 압력이 증

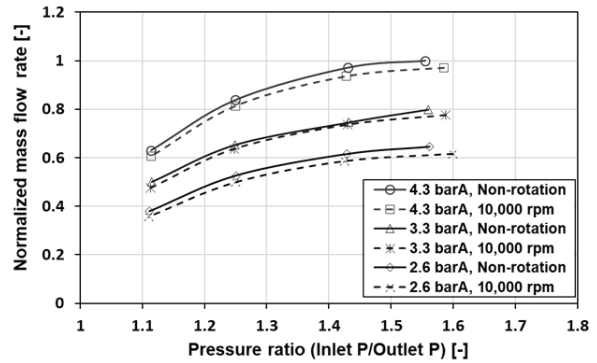


Fig. 11 Measured normalized mass flow rate versus pressure ratio for labyrinth seal at 0 rpm and 10,000 rpm: Inlet pressures of 2.6, 3.3, 4.3 barA

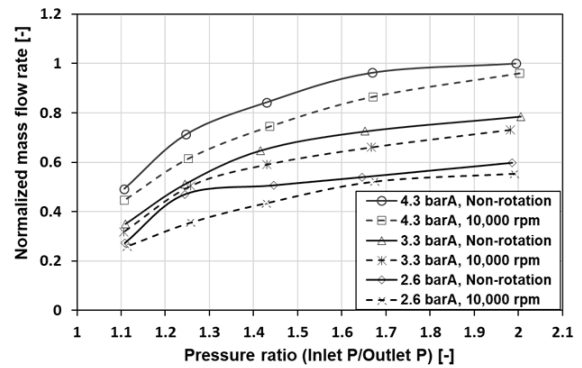


Fig. 12 Measured normalized mass flow rate versus pressure ratio for brush seal at 0 rpm and 10,000 rpm: Inlet pressures of 2.6, 3.3, 4.3 barA

가함에 따라 누설 유량은 증가함을 보인다. 또한, 모든 압력비에서 디스크 회전 상태에서의 누설 유량은 디스크 정지 상태에서의 누설 유량에 비해 작다. 이는 디스크가 회전하면서 브리스틀이 원주 방향으로 탄성 변형하여 브러시 실 세그먼트 간의 조립 틈새를 감소시켰기 때문으로 사료된다. 비회전 상태에서 입구 압력 2.6 barA 및 압력비 1.25 인 경우 브러시 실 4개의 세그먼트 조립 과정에서 세그먼트 사이 틈새의 브리스틀들이 미미하게 벌어져 누설 유량이 다소 증가한 것으로 사료된다. 하지만, 전체적인 실험 결과 경향성에서는 큰 문제가 없는 것으로 판단된다.

Fig. 13 은 반경 필름 라이딩 페이스 실에 대한 결과로서, 디스크 정지 및 10,000 rpm 회전 상태에서 입구 압력 2.6 barA와 3.3 barA 2가지 조건에 대해 압력비에 따른 정규화된 누설 유량을 보여준다. 측정값은 디스크 정지 상태, 입구 압력 3.3 barA, 압력비 1.43 조건에서 측정된 누설 유량으로 정규화하였다. 누설 유량은 입구 압력과 압력비가 증가함에 따라 비선형적으로 증가한다. 반경 필름 라이딩 페이스 실은 디스크 정지 및 회전 상태에서의 누설 유량 차이가 다른 실에 비해 상대적으로 뚜렷하지 않은데, 이는 실 입출

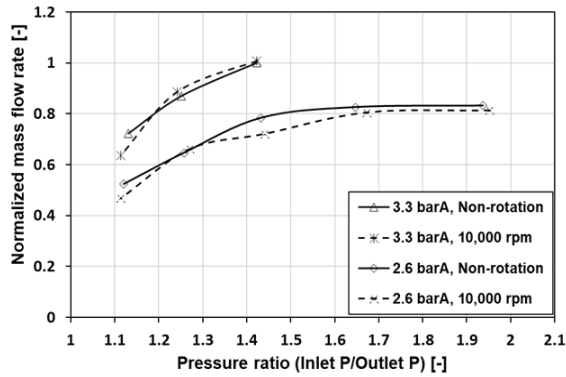


Fig. 13 Normalized mass flow rate of radial film riding face seal versus pressure ratio at 0 rpm and 10,000 rpm: Inlet pressures of 2.6, 3.3, 4.3 barA

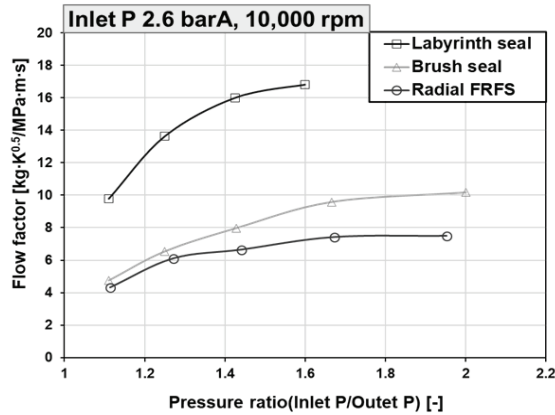


Fig. 14 Flow factor versus pressure ratio for labyrinth seal, brush seal, radial film riding face seal at 10,000 rpm: Inlet pressure of 2.6 barA

구의 압차에 의한 유체정압 효과에 비해 디스크 회전에 의한 유체동압 효과가 유막 틈새 증가에 미치는 영향이 크지 않음을 의미한다.

Fig. 14 는 실험에 사용된 3 종류의 실에 대하여, 입구 압력 2.6 barA, 회전속도 10,000 rpm에서 측정된 압력비에 따른 누설 성능을 유량계수 (Flow factor)의 형태로 비교하여 보여준다. 유량 계수는 식 (1)을 통해 계산 가능하며,  $\phi$  는 유량계수,  $m$  은 누설 유량,  $T_{avg}$  는 작동 유체의 평균 온도,  $P_u$  는 입구 압력,  $D_{seal}$  은 실의 직경을 의미한다.

$$\phi = \frac{m \sqrt{T_{avg}}}{P_u \times D_{seal}} \quad (1)$$

반경 필름 라이딩 페이스 실과 브러쉬 실은 라비린스 실에 비해 약 50% 의 작은 누설 특성을 보여준다. 특히 반경 필름 라이딩 페이스 실은 가장 누설이 적으며, 압력비 증가에 따른 누설 유량 증가 경향이 가장 완만하다.

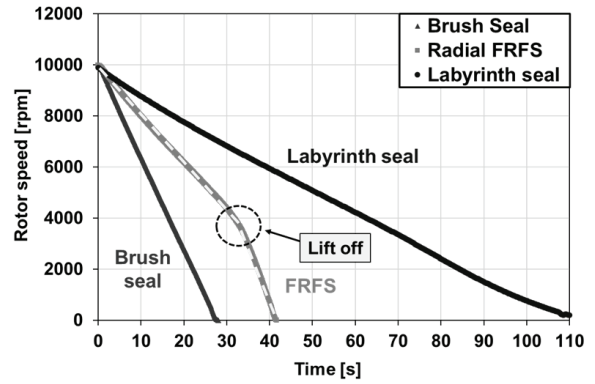


Fig. 15 Rotor speed versus time measured during coastdown tests from 10,000 rpm for labyrinth seal, brush seal, and radial film riding face seal

Fig. 15 는 대기압 상태에서 디스크를 10,000 rpm으로 회전하다가 관성 정지를 수행하면서 측정한 시간에 따른 회전속도 결과를 보여준다. 실험은 3 종류의 실에 대해서 순서대로 수행되었다. 관성 정지 시간은 브러쉬 실이 가장 짧으며, 라비린스 실이 가장 크다. 이는 라비린스 실은 비접촉 실이기 때문에 디스크와 실 사이에 마찰이 매우 작은 반면, 브러쉬 실은 접촉 실이기 때문에 마찰이 크기 때문이다. 반경 필름 라이딩 페이스 실의 경우 10,000 rpm에서 4,000 rpm 까지는 상대적으로 완만히 회전속도가 감소하다가 그 이하에서는 브러쉬 실과 비슷한 기울기로 감속됨을 보인다. 이를 통해 4,000rpm 이상에서는 실의 유체동압이 충분히 발생하여 비접촉 상태를 유지하지만, 그 이하에서는 접촉 상태에 있음을 추론할 수 있다. 참고로, 4,000 rpm 으로 판단되는 부상속도 이상에서 반경 필름 라이딩 페이스 실의 감속 기울기가 라비린스 실에 비해 가파른 이유는 상대적으로 작은 유막 두께로 인해 공기 점성 마찰이 발생되기 때문으로 사료된다.

## 6. 결 론

본 논문에서는 동적 실 실험 장치를 개발한 후 라비린스 실, 브러쉬 실, 필름 라이딩 페이스 실의 누설 성능을 평가하였다. 또한, 관성 정지 실험을 통해 이들 실의 마찰 성능을 평가하였다. 이를 통해 아래의 결론을 도출하였다.

1. 압력차가 증가함에 따라 라비린스 실, 브러쉬 실, 필름 라이딩 페이스 실의 누설 유량은 비선형적으로 증가한다.
2. 라비린스 실은 디스크 정지 상태일 때보다 회전 상태일 때의 누설 유량이 약간 더 작다. 이는 로터 회전 시의 디스크 원심 팽창으로 인해 간극이 감소하였기 때문으로 사료된다.
3. 브러쉬 실은 디스크 정지 상태일 때보다 회전 상태일

때의 누설 유량이 작는데, 주된 이유는 디스크가 회전하면서 브리쉬들이 원주방향으로 탄성 변형하여 브리쉬 실 세그먼트 간의 조립 틈새를 감소시켰기 때문으로 사료된다.

4. 반경 필름 라이딩 페이스 실의 경우는 디스크 정지 및 회전 상태에서의 누설 유량 차가 뚜렷하지 않았다. 이는 실 입출구의 압차에 의한 유체정압 효과에 비해 디스크 회전에 의한 유체동압 효과가 유막 틈새 증가에 미치는 영향이 크지 않기 때문으로 사료된다.
5. 브리쉬 실과 필름 라이딩 페이스 실은 라비린스 실에 비해 약 50%의 작은 누설량을 갖는다. 특히, 필름 라이딩 페이스 실의 누설량이 가장 작으며 압력증가에 따른 누설량 증가 경향도 가장 완만하다.
6. 회전 디스크 관성 정지 실험을 통해 브리쉬 실은 회전 속도에 관계없이 항상 접촉 마찰을 발생하는 반면, 반경 필름 라이딩 페이스 실은 4,000 rpm 이상의 고속 구동 시 비접촉하여 저마찰 특성을 유지함을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 2020년도 두산에너지빌리티(주)의 산학 용역 과제와 2023년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 “AI/ICT기반 가변형 유체기기 설계, 상태진단을 위한 기반 플랫폼 기술 및 운영 관리 시스템 개발” 연구과제(2021202080026D)의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

- (1) Chupp, R. E., Ghasripor, F., Turnquist, N. A., Demiroglu, M., and Aksit, M. F., 2002, “Advanced Seals for Industrial Turbine Applications: Dynamic Seal Development,” *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 18, No. 6, pp. 1260–1266.
- (2) Saheli, M., and Heshmat, H., 2001, “Performance of a Complaint Foil Seal in a Small Gas Turbine Engine Simulator Employing a Hybrid Foil/Ball Bearing Support System,” *Tribology transactions*, Vol. 44, No. 3, pp. 458–464.
- (3) San Andrés, L., and Anderson, A., 2015, “An All-Metal Compliant Seal Versus a Labyrinth Seal: A Comparison of Gas Leakage at High Temperatures,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 137, No. 5.
- (4) San Andres, L., and Ashton, Z., 2010, “Comparison of Leakage Performance in Three Types of Gas Annular Seals Operating at a High Temperature (300 °C),” *Tribology transactions*, Vol. 53, No. 3, pp. 463–471.
- (5) Delgado, A., and San Andres, L., 2007, “Identification of Structural Stiffness and Damping Coefficients of a Shoed-Brush Seal,” *J. Vib. Acoust.*, Vol. 129, No. 5, pp. 648–655.
- (6) San Andres, L., Baker, J., and Delgado, A., 2009, “Measurements of Leakage and Power Loss in a Hybrid Brush Seal,” *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, Vol. 131, No. 1, pp. 012505.
- (7) Proctor, M., and Delgado, I., 2008, “Preliminary Test Results of a Non-Contacting Finger Seal on a Herringbone-Grooved Rotor,” *AIAA Paper*, No. 2008-4506.
- (8) Arora, G., Proctor, M., Steinetz, B., and Delgado, I., 1999, “Pressure Balanced, Low Hysteresis, Finger Seal Test Results,” *AIAA Paper No. 99-2686*.
- (9) Munson, J., 1993, “Testing of a High Performance Compressor Discharge Seal,” *29th Joint Propulsion Conference and Exhibit*.
- (10) Tibos, S. M., Teixeira, J. A., and Georgakis, C., 2017, “Investigation of Effective Groove Types for a Film Riding Seal,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 139, No. 7.
- (11) Dhagat, S. K., Sinhasan, R., and Singh, D. V., 1982, “Suitability of Grooved Configurations for Bearings and Seals,” *Wear*, Vol. 82, No. 1, pp. 37–44.
- (12) Liu, Y., Shen, X., Xu, W., and Wang, Z., 2004, “Performance Comparison and Parametric Study on Spiral Groove Gas Film Face Seals,” *Science in China Series G: Physics, Mechanics and Astronomy*, Vol. 47, No. 1, pp. 29–36.
- (13) Ludwig, L., and Lynwander, P., 1974, “Mainshaft Seals for Small Gas Turbine Engines,” *American Society of Lubrication Engineers and American Society of Mechanical Engineers, Joint Lubrication Conference, NASA Report No. TM X-71558*.
- (14) Delgado, I., & Proctor, M., 2006, “Continued investigation of leakage and power loss test results for competing turbine engine seals,” In *42nd AIAA/ASME/SAE/ ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, pp. 4754.
- (15) Chupp, R. E., & Nelson, P., 1993, “Evaluation of brush seals for limited-life engines,” *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 9, No. 1, pp. 113–118.
- (16) Ha, T. W., 1999, “Rotordynamic Analysis of a Labyrinth seal using the moody’s friction-factor model,” *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 2, No. 3, pp. 52–58.
- (17) San Andrés, L., Wu, T., Barajas-Rivera, J., Zhang, J., and Kawashita, R., 2019, “Leakage and Cavity Pressures in an Interlocking Labyrinth Gas Seal: Measurements vs. Predictions,” In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 58691, pp. V07BT34A033.
- (18) Joachimiak, D., and Krzyslak, P., 2019, “Analysis of the gas flow in a labyrinth seal of variable pitch,”



- Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12, No. 3, pp. 921-930.
- (19) Hyeongwook Mun, Tae Ho Kim., 2020, "Effect of Journal Labyrinth Seal Design on Thrust Force and Leakage of an Impeller," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 23, No. 4, pp. 12-24.
- (20) Jun Hyuk Park, Tae Ho Kim, 2021, "Analysis of the Axial Thrust Force of a Centrifugal Impeller with a Thrust Labyrinth Seal at its Backside," Tribol. Lubr., Vol. 37, No. 1, pp. 31-40.