

# Labyrinth Seal 의 누설 특성 실험

하현천 · 변형현 · 박철현  
한국중공업(주) 기술연구원

## An Experimental Study on the Leakage Characteristics of a Labyrinth Seal

Hyun Cheon Ha, Hyung Hyun Byun, and Chul Hyun Park  
*Research and Development Center, Korea Heavy Industries & Construction Co. (HANJUNG)*

**Abstract** – An experimental investigation on the leakage characteristics of a labyrinth seal, high-low seal, is studied. Pressure distribution and leakage flow rate are measured along with the shaft speed and the pressure difference between the entrance and the exit. Pressure distribution varies almost linearly along the seal and the leakage flow rate increases as the increase of the pressure difference. Furthermore, it is found that both the shaft speed and the shaft vibration have no influence on the leakage of the labyrinth seal.

**Key words** – steam turbine, labyrinth seal, pressure distribution, leakage flow rate

### 1. 서 론

산업이 발전함에 따라 스팀터빈, 가스터빈, 펌프와 같은 유체기계는 점점 대형화, 고속화, 고압화 되고 있다. 유체기계에서 회전체와 고정체 사이의 밀봉 부에서 발생하는 유체의 누설은 유체기계의 효율을 저하시키는 주요인이기 때문에 누설을 줄이기 위한 밀봉기술 즉, 시일 설계 기술은 매우 중요하다.

스팀터빈에서는 스팀을 밀봉 시키기 위해 labyrinth 시일을 사용하고는 있으나, 스팀의 누설로 인하여 발생하는 효율 손실은 터빈 효율 손실의 약 30 %를 차지한다. Labyrinth 시일의 간극을 작게 하거나 시일 형상을 변경시킴으로써 이러한 누설에 의한 손실을 줄일 수 있다. 그러나, labyrinth 시일은 회전 축의 진동이나 열적 불균형 변형 등에 의해 회전 축과의 rubbing이 발생되고 이것에 의해 마모가 발생되기 때문에 시일 형상과 간극 조정을 위해서는 세심한 주의와 연구가 필요하다. 시일 특성에 대한

연구 분야는 누설 특성과 진동 특성으로 구분할 수 있다. 앞에서 언급했듯이, 누설 특성은 유체 기계의 효율에 직접적인 영향을 준다. 또한 시일이 가지는 불안정 진동 특성은 회전 축계의 안정성에 미치는 영향이 매우 크기 때문에 유체기계를 고속화, 고압화 하는데 있어서 반드시 규명되어야 하는 특성이다. 따라서 실제 유체기계에 이 labyrinth 시일을 적용하기 위해서는 이러한 두 가지 특성을 잘 파악해야 한다.

시일에 대한 연구는 1960년대 Alford[1]에 의해 시일에 의한 회전체의 불안정 진동이 발표된 이후 활발한 연구가 수행되고 있다. Stocker[2]는 다양한 형상의 Labyrinth 시일에 대하여 시일 출구 압력은 대기압 상태로 고정 시키고, 입구 압력을 최대 2.5 atm 까지 변화 시키면서 그에 따른 누설량을 실험적으로 구하였다.

Meyer[3] 등은 straight 및 slant labyrinth 시일에 대하여 입,출구 압력비 및 시일 간극을 변화 시키면서 누설 특성을 실험하였다. Meyer 는 시일이

단일의 tooth를 가질 때와 연속적으로 시일 tooth가 위치해 있을 때의 누설 특성을 비교, 분석하였다.

Bencheng[4]은 grooved 시일에서 입,출구 압력 및 축의 회전속도가 변할 때 시일 누설량을 해석과 실험을 통하여 구하였다. Bencheng은 해석적으로 시일의 정특성과 동특성을 구하는데 있어 축 방향의 속도성분과 원주방향 단면적에 대한 시간 변화율은 고려하지 않은 지배방정식으로부터 해를 구하였다.

Childs와 Scharrer[6,7]는 해석 및 실험을 통하여 labyrinth 시일의 누설 특성과 강성계수 및 감쇠계수를 규명하였다. 해석은 Iwatsubo의 해석모델과는 달리 검사체적의 원주방향으로의 단면적에 대한 시간 변화율을 고려한 해석 모델을 제시하고 실험 결과와의 비교하였다. 시일 누설 특성은 시일 입구 압력 간극, 축 회전속도 등에 대하여 해석과 실험을 수행하였으며 특히, 입구 선회류(Inlet swirl)에 따른 시일 누설량의 변화도 관찰하였다.

1980년대 이후 컴퓨터의 발달과 더불어 해석모델 개발에도 많은 연구가 진행되었다. 그러나 지금까지 비접촉 시일에 대한 여러 가지 해석 모델이 제시되고는 있으나, 특정한 시일 및 운전조건에 대하여 실험결과와 근접하는 결과를 보여줄 뿐이다. 따라서 정량적인 labyrinth 시일 특성을 파악하여 최적의 시일을 개발하기 위해서는 이에 대한 실험이 필요하다.

본 논문에서는 현재 스팀 터빈에 사용하고 있는 labyrinth 시일에 대한 누설 특성을 실험적으로 분석하였다. 입,출구 압력 차와 축의 회전속도 변화, 그리고 축의 진동 여부 등에 따른 시일 내부 압력 분포와 누설 유량을 측정하였다. 본 연구의 실험을 위해 실험 장치를 직접 설계, 제작하였으며, 실험에 사용된 유체는 공기이다.

## 2. 실험 장치 개요

본 연구에서 사용된 실험장치는, Fig.1과 같이, seal stator, seal rotor, swirl vane 등으로 구성된 본체부, seal rotor를 구동시키기 위한 모타 및 동력전달부, 공기공급 및 제어를 위한 부분 등으로 구성되어 있다. Fig.2는 실험장치 전체를 보여주는 사진이다.

Fig.3은 실험장치 본체부의 단면을 보여주고 있다. 실험장치는 여러 종류의 seal stator와 seal rotor에 대하여 실험이 가능하도록 조립 및 분해가 용이하도록 설계하였다. 또한 시일 출구부에 설치되어 있는 back pressure seal은 시일 출구부의 압력을 유지시키는 역할을 한다.

Fig.4는 seal rotor를 구동 축계의 단면이다. Seal rotor가 자전(spinning) 및 공전(whirling)될 수 있도록 구동 축이 두 개이며, spinning rotor와 whirling rotor는 0.06 mm 편심되어 있다. spinning rotor와 whirling rotor의 속도가 각각  $\omega$ 와  $\Omega$ 일 때, 구조적으로 spinning rotor는 각속도  $\omega$ 로 자전함과 동시에 각속도  $\Omega$ 로 원형 휘들림을 한다. 이 때, seal rotor의 휘들림 궤적을 측정하기 위해 2 개의 비접촉 변위 선서를 직각으로 설치하였다. 각 축은 구름베어링으로 지지되며, 베어링은 오일에 의한 강제 윤활 방식에 의해 냉각되도록 하였다.

Spinning rotor와 whirling rotor는 각각 스피들 모터(7.5 kW)에 의해 최대 8,000 rpm 까지 구동되며, 타이밍 벨트에 의해 동력이 전달된다.

기수분리기와 저장 탱크를 거쳐 실험장치에 공급되는 공기는 본체 전단부에 설치되어 있는 압력 제어 밸브에 의하여 시일 입구부의 압력이 제어된다. 압력 제어 밸브는 시일 입구부에 설치된 압력전송기로부터 압력을 측정하여 압력 변화를 조정한다. 시일 출구 압력은 수동 조작 유량조절 밸브에 의해 조절된다.

시일 입구부에서의 선회류에 따른 시일 특성을 실험하기 위해 swirl vane을 장착하였다. Swirl vane은 선회류의 속도가 고속 및 저속인 경우, 그리고 선회류가 없는 경우에 대하여 실험할 수 있다. 선회류 속도는 swirl vane의 단면적 변화에 의해서 조절된다.

시일 누설량을 측정하기 위하여, Fig.1과 같이, 실험장치 전단부에 질량 유량계를 설치하였다. 질량유량계의 정밀도는  $\pm 0.5\%$ 이며, 차압식 유량계, 온도센서, 유량 컴퓨터 등으로 구성되어 있다.

시일 각 cavity에서의 압력은 Scanivalve사의 DSA (Digital Sensor Array)를 이용하여 측정하였다. 튜브를 통하여 전달된 시일 cavity의 압력은 DSA의 압력센서에서 아날로그 신호로 변환되고 A/D 변환기를 거쳐 PC에 저장된다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

본 실험에 사용된 시일은, Fig.5와 같이, 스팀터빈 고압 터빈과 중압 터빈 사이에 장착되어 있는 Hi-Lo type의 labyrinth 시일이다. 본 실험에 사용된 시일의 제원은 Table 1과 같다. 본 실험에서는 우선적으로 시일의 정적 특성을 규명키 위한 실험을 수행하였다. 즉, labyrinth 시일 내부의 압력 분포와 누설 유량을 측정하였다. 특히, 운전 조건과 누설유량과의 관계를 파악하기 위해 축이 자전만 하는 경우, 자전과 공전을 동시에 하는 경우 등에 대한 누설량을 측정하였다.

Fig.6은 seal rotor가 3,600 rpm으로 운전할 때의 입구 압력의 변화에 따른 seal cavity에서의 압력 분포를 나타낸 그림이다. 이 때 축의 공전은 거의 없는 상태 즉, whirling rotor의 회전속도는 0인 경우이다. 시일 입구압력은 각각 1, 2, 3, 4 kg/cm<sup>2</sup>로 유지하였으며, 이 때 출구부의 압력은 대기압 상태로 유지 시켰다. 이 그림에서 보면, labyrinth 시일의

압력분포는 거의 선형적으로 변화하며, 압력차가 클수록 출구부에서의 기울기가 급격해 지는 것을 알 수 있다. 이것으로부터 압력차가 커질수록 누설량이 더 급격하게 커질 것을 예측할 수 있다.

Fig.7은 불평형 질량이 있는 정상적인 회전 축의 운전 상태에서의 축의 자전속도의 증가에 따른 누설량을 측정하여 나타낸 그림이다. Spinning rotor에 의해 인가되는 seal rotor의 자전 속도는 600 rpm에서 4,200 rpm 범위에서 누설량을 측정하였다. 이 때 공전 속도는 자전 속도와 동일하게 유지 시켰다. 이 그림에서 유체의 누설량은 입, 출구의 압력차에 의해서는 크게 변화되지만, 회전속도의 변화에 대해서는 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 즉, labyrinth 시일에서 누설량은 축의 자전 또는 공전 속도와는 거의 무관함을 알 수 있다.

Fig.8은, seal rotor의 자전은 없는 경우에 대해서, 공전 속도만을 증가 시키면서 누설량을 나타낸 그림이다. Fig.7에서와 마찬가지로, 공전 속도의 변화에 대해 누설량은 거의 변화되지 않음을 알 수 있다. 이 결과는 축의 진동 즉, 떨림이 누설량에 미치는 영향을 평가하기 위해 수행된 결과로서 labyrinth 시일 내부에서 축이 어느 정도 진동하고 그 진동 속도가 변화 하더라도 누설량에는 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. Fig.9는 축이 떨림이 있는 경우에서의 축의 궤적을 나타낸 그림이다. 이 궤적의 반경은 0.06 mm이며, 최대 진동치는 0.12 mm peak-peak 이다.

Fig.10은, seal rotor의 자전은 없는 경우에 대해서, 시일 입구압력의 변화에 따른 누설량의 변화를 나타낸 그림이다. Fig.6에서 예측했듯이, labyrinth 시일에서 누설량은 압력차에 따라 거의 선형적으로 변화하지만, 압력차가 커질수록 누설량의 증가량이 더 많아짐을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 스팀 터빈용 labyrinth 시일의 특성을 실험적으로 평가하기 위해 자체적으로 실험장치를 설계/제작하였으며, 누설 특성을 실험적으로 수행하였다. Labyrinth 시일의 누설량은 압력차에 따라 거의 선형적으로 변화하지만, 압력차가 커질수록 누설량의 증가량이 더 많아짐을 알 수 있었다. 그리고, 누설량은 축의 회전속도에는 거의 무관하며, 축의 진동에 의한 영향도 거의 없음을 알 수 있었다. 본 연구 결과는 스팀 터빈용 고효율 시일을 개발하기 위한 선행 연구 결과의 일부이며, 향후 지속적으로 연구될 계획이다.

#### 참고문헌

- (1) Alford, J.S., "Protecting Turbomachinery from Self-excited Rotor Whirl," Transactions ASME Journal of Engineering for Power, pp.333-344, October 1965.
- (2) Stocker, H.L., "Advanced Labyrinth Seal Design Performance for High Pressure Ratio Gas Turbine," ASME Paper No. 75-WA/GT-22.
- (3) Meyer, C.A., and Lowrie, J.A., "The Leakage Through Straight and Slant Labyrinths and Honeycomb Seals," Journal of Engineering for Power, pp.495-501, October 1975.
- (4) Sheng Bencheng, "Static and Dynamic Characteristics of Non-contacting Seals and Their Effect on the Stability of Rotating Fluid Machinery," Kobe University, May 1991.
- (5) Morrison, G.L. and Rhode, D.L., "Measured Effect of Step Axial Location on Labyrinth Seal Leakage," Journal of Propulsion and Power, Vol. 8, No. 6, pp.1129-1130, 1992.
- (6) Scharrar, J.K., "A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Labyrinth Gas Seals," Texas A&M University, February 1987.
- (7) Childs, D.W., Elrod, D.A, and Hale, K., "Rotordynamic Coefficient and Leakage Test Results for Interlock and Tooth-on-stator Labyrinth seals," ASME Paper No. 88-GT-87.

Table 1 Dimensions of a labyrinth seal

Diameter	195.4	mm
Length	71.2	mm
Clearance	0.70	mm
No. of stages	7	

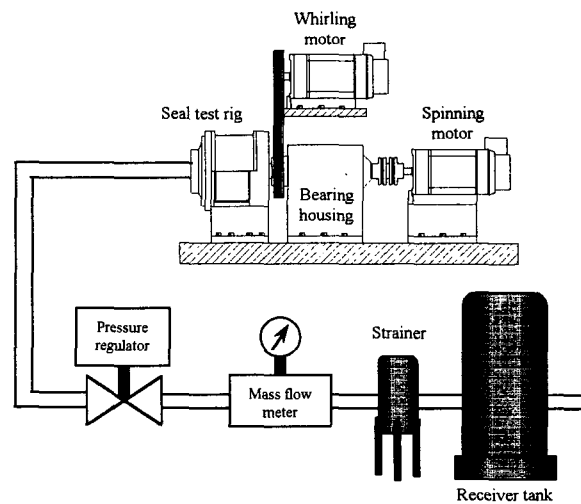


Fig.1 Schematics of the experimental apparatus

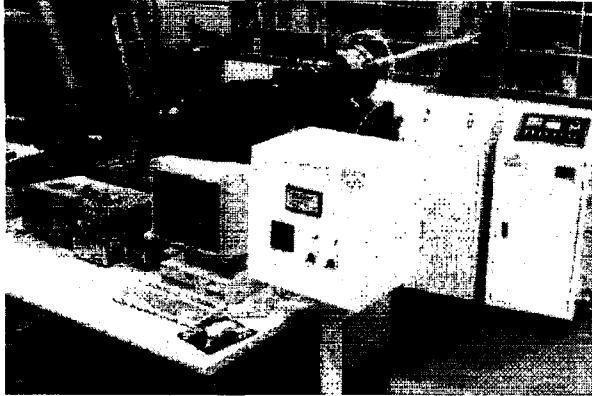


Fig.2 Photograph of test apparatus

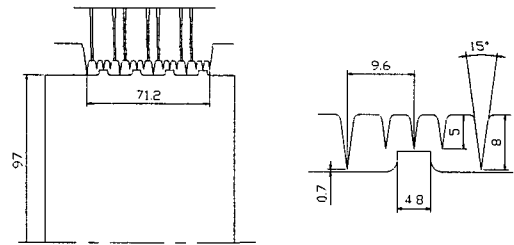


Fig.5 Geometry of the test seal

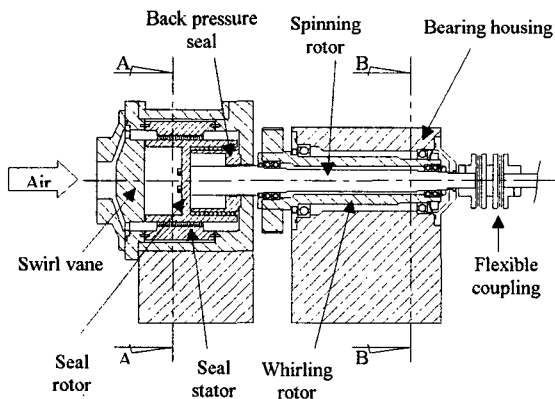


Fig.3 Test apparatus

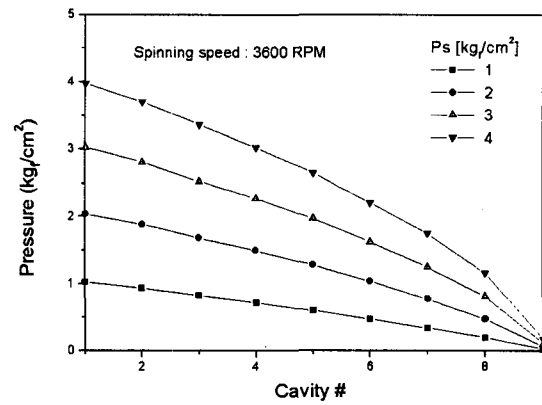


Fig.6 Pressure distribution in seal cavities

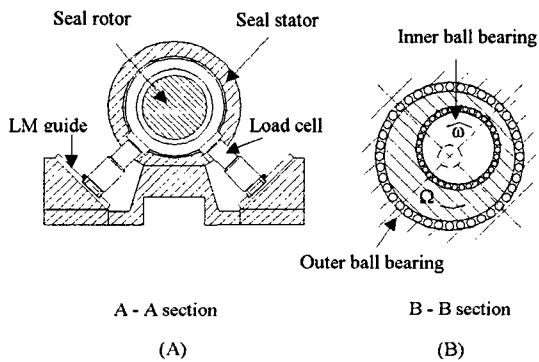


Fig.4 Section view of test apparatus

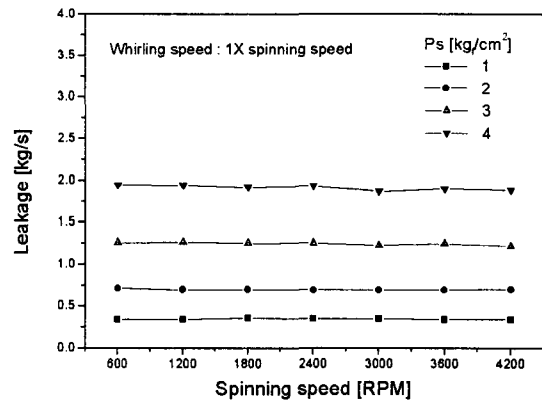


Fig.7 Leakage versus spinning speed

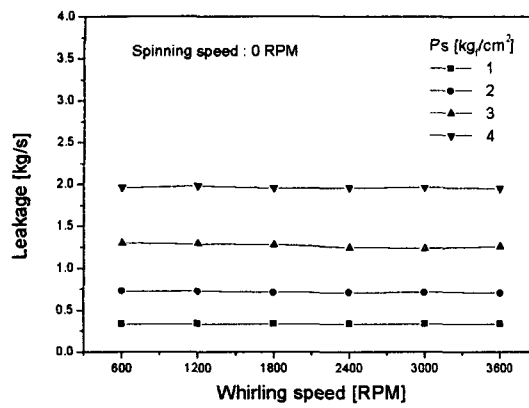


Fig.8 Leakage versus whirling speed

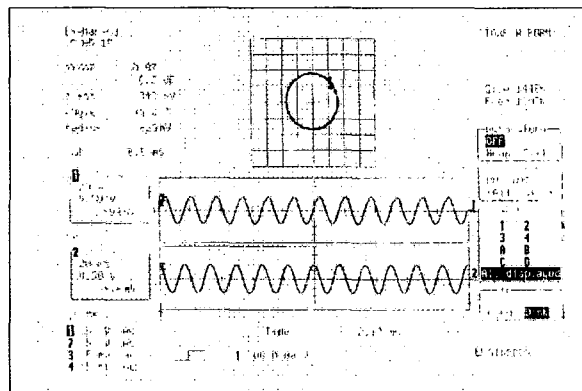


Fig.9 Orbit of the shaft

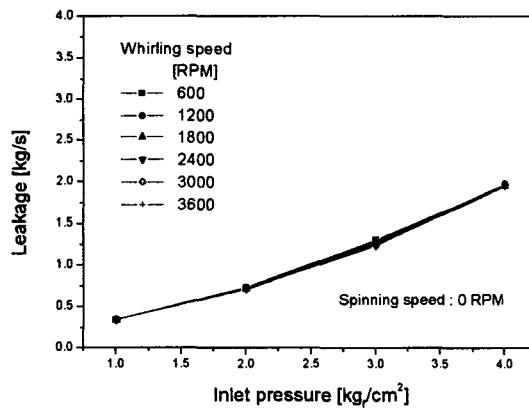


Fig.10 Leakage versus inlet pressure ( $P_b \approx 0$ )