

증기터빈용 실 패킹의 누설 유동 특성에 관한 연구

방제성^{*†} · 김병옥^{**} · 임형수^{*} · 변삼섭^{***} · 윤원근^{****}

Studies on Leakage Flow Characteristics of Steam Turbine Seal Packings

Je-Sung Bang^{*†}, Byung Ok Kim^{**}, Hyung-Soo Lim^{*}, Sam Sub Byun^{***}, Won Geun Yun^{****}

Key Words : Leakage Mass Flow Rate(누설 질량 유량), Guardian Seal(거디언 실), Brush Seal(브러쉬 실), Honeycomb Seal(허니컴 실)

ABSTRACT

Prior to considering the hybrid or combined seal packing with high performance, leakage flow characteristics of several kinds of seal packing, such as labyrinth, guardian, brush and honeycomb, are investigated. Three-dimensional RANS based CFD analyses are performed efficiently with minimum circumferential direction sector model and periodicity boundary condition. The leakage mass flow rate is computed with different outlet static pressure in the operating condition with steam flows. Three-dimensional rotating seal tests are also performed to compare results of three-dimensional RANS CFD solution in the different temperature and rotational speed with dry air conditions. Finally, it is found that leakage mass flow rates are commonly decreased with higher temperature and rotational speed in all kinds of seal packing.

1. 서 론

간극조절(clearance control)은 가스터빈, 증기터빈 그리고 기타 터보기계 분야에서 원하는 성능 달성 및 효율 증대를 위하여 흔히 사용되고 있다.⁽¹⁾

발전 효율을 높이기 위해 회전부와 고정부 사이의 누설유동(leakaged flow)을 줄이기 위한 노력이 이루어져 왔다. 이러한 누설유동은 유동 가진(flow excitation)을 일으키기도 하며, 회전체동역학적 불안정성(rotordynamic instability)을 유발하기도 한다.⁽¹⁾

간극이 큰 경우 사이클 효율 감소, 유동불안정을 일으키며, 반대로 간극이 너무 작은 경우 냉각유량의 감소, 접촉(rubbing) 등이 발생하여 심각한 손상을 입힐 수 있다. 따라서 실(seal)을 이용하여 최대한의 효율을 증대시키면서도 접촉을 방지하고자 하는 방안들이 모색되어 왔으며, 각종 실의 장단점을 활용하여 하이브리드 또는 복합 형태로 개발한다면 성능을 더욱 극대화할 수 있을 것이다.⁽²⁾

이에 앞서 기존에 사용된 다양한 실의 내부 유동 및 누설 유동 특성 그리고 구조 강도 및 회전체 동역학적 안정성을 분석하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 증기터빈에서 사용되는 거디언(guardian), 브러쉬(brush) 그리고 허니컴(honeycomb)을 적용한 패킹(packaging)에 대하여 증기 또는 공기 조건에서 누설 유동 특성을 해석하고 공기 조건에서 시험 결과와 비교하였으며, 일반 래비린스(labyrinth)만을 적용한 패킹의 결과와도 비교해 보았다.

2. 각 패킹의 구조 및 특성 분석

2.1 거디언 실 패킹의 구조 및 특성

일반적으로 고정부(stator) 쪽에 있는 래비린스 실과 로터(rotor) 간 접촉이 발생하면, 손상으로 인해 영원한 실의 성능 저하가 발생하며, 패킹을 지지하고 있는 스프링이 이를 완화할 수 있는 방법을 제공하지 못한다.

* 한국기계연구원 에너지기계연구본부(Energy Systems Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials)

** 한국기계연구원 기계시스템안전연구본부(Mechanical Systems Safety Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials)

*** 터보파워텍(주) 기술연구소(R&D Center, Turbo Power Tech Co., Ltd.)

**** 부산테크노파크 차세대에너지센터(Next Generation Heat Exchanger Center, Busan Techno Park)

† 교신저자, E-mail : jsbang@kimm.re.kr

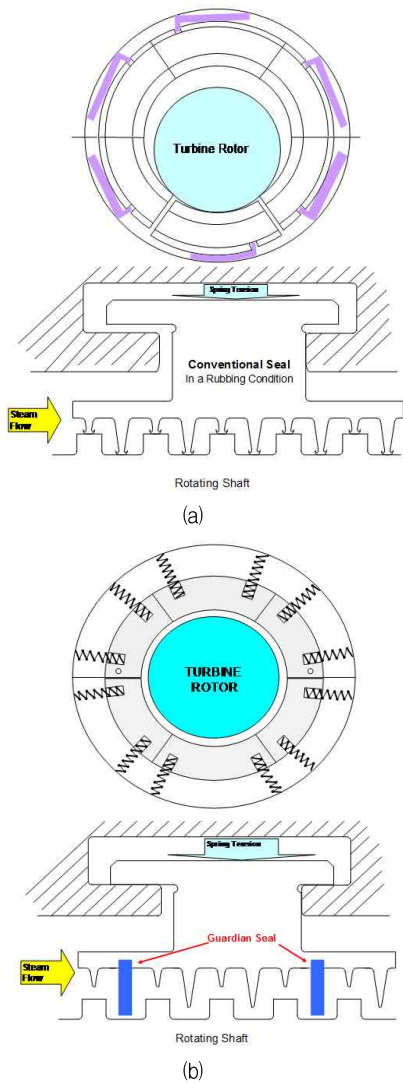


Fig. 1 (a) Conventional labyrinth seal and (b) guardian seal in rubbing condition (from TPL⁽³⁾)

일반적인 래비린스 실 치(tooth)의 재질은 상대적으로 높은 마찰계수(coefficient of friction)를 가진다. 일단, 실과 로터 간 접촉이 발생하면 로터에 심각한 손상을 주게 되며, 열이 발생하면서 수소 취화(hydrogen embrittlement) 증상이 나타나기도 한다.

이를 보완하기 위해 제안된 방법은 거디언 치를 일반적인 래비린스 실에 추가하는 것이다. 기존 래비린스 실이 장착되던 곳 주변 배치(layout)의 큰 변경 없이 그대로 사용될 수 있다는 장점이 있다.⁽³⁾

기존의 일반적인 래비린스 실을 지지하는 스프링보다 조금 낮은 강성을 갖는 거디언 패키징의 스프링은 가속(start-up) 시에만 반경(radial) 방향 지지력을 감소시킬 뿐이며, 거디언 치와 로터 간에 접촉이 먼저 발생하더라도 기존 래비린스 실의 치에는 손상을 주지 않으면서 기존의 간극을 유지하

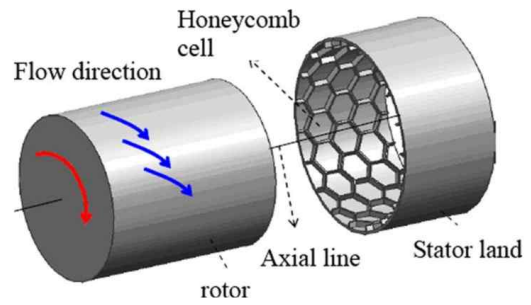


Fig. 2 Structural configuration of honeycomb seal(from Jun Li et al⁽⁶⁾)

도록 한다. 또한, 가속하는 동안에 접촉이 발생하더라도 회전체동역학적 불안정성이나 높은 수준의 베어링 진동을 유발시키지 않는다.

거디언 치는 기존 래비린스 실에 비해 타 금속과 접촉해서 움직이는 경우 표면이 거칠게 벗겨지는 galling 현상을 갖지 않으며, 낮은 마찰계수를 갖는 재질로 제작된다. 이러한 거디언 치는 일반 실 치보다 반경 방향으로 더 적은 간극을 갖기 때문에 로터와 먼저 접촉이 발생하여 일반 래비린스 실 치의 손상을 방지한다.

2.2 허니컴 실 패키징의 구조 및 특성

일반적인 래비린스 실의 경우 접촉의 위험 때문에 누설 및 성능 향상과 밀접한 관계가 있는 간극을 줄이는데 한계가 있다. 이에 최근에는 허니컴 또는 구멍 패턴(hole pattern) 실의 적용이 활발히 이루어지고 있다.^(4,5) 또한 허니컴 셀(cell)에서 발생하는 와류(vortex)는 감쇠(damping) 효과를 발생함으로써 로터-베어링 축계 시스템의 안정성 향상에 기여한다.

Fig. 2와 같이 일반적으로 고정부 쪽에 허니컴 land가 설치되며, 로터 쪽에는 일반적인 래비린스 실이 장착된다.

일반적으로 허니컴 실의 성능을 좌우하는 요소로는 실 간극과 허니컴 셀의 직경(diameter), 허니컴 셀의 깊이(depth), 입출구의 압력비(pressure ratio), 회전속도 등이 있다.⁽⁵⁾

기존에는 실험을 통해 이러한 설계 파라미터를 이용한 경험식을 최대한 도출하고자 하였으나, 최근 컴퓨터 성능이 좋아지면서 유동해석을 통해 누설 질량 유량(leakaged mass flow rate), 실 내부의 속도 분포 및 기타 유동 특성 등을 분석할 수 있게 되었다.

3차원 유동 해석 대신 2차원 유동 해석을 통해 누설 유동을 분석한 사례⁽⁸⁾도 있으나, 대부분 허니컴 셀마다 3차원 격자를 형성하여 RANS(Reynolds Average Navier-Stokes) 기반의 유동해석을 통해 래비린스-허니컴 실의 누설 질량 유량을 분석한 연구사례가 많으며, windage heat effect를 연구한 사례⁽⁹⁾도 있으며, 허니컴 실 적용으로 인한 회전체동역학적 안정성 효과에 관한 연구 사례⁽¹⁰⁾도 있다.

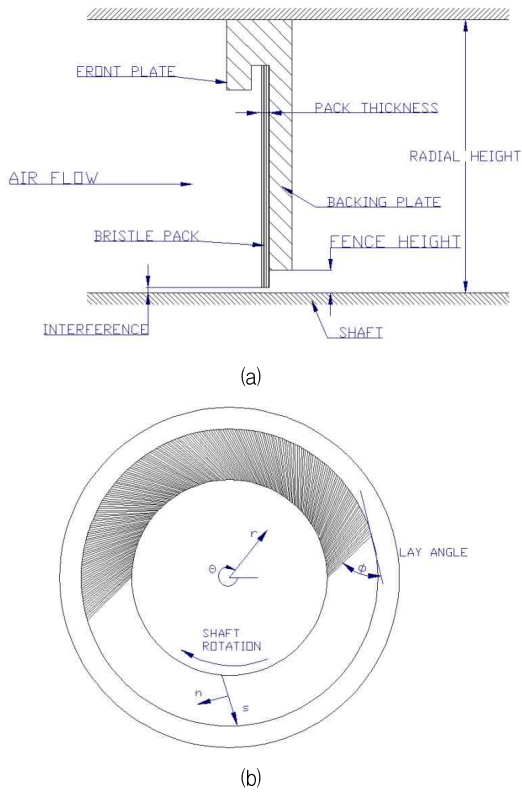


Fig. 3 (a) Cross section (b) front view of brush seal

2.3 브러쉬 실 패킹의 구조 및 특성

브러쉬 실의 적용은 사실 상 누설 질량 유량을 줄일 수 있는 가장 효과적인 방법이다. Fig. 3(a)과 같이 front plate와 back plate 사이에 bristle 다발로 구성이 되며, 회전하는 로터 축에 차압(pressure drop)이 발생하게 되면 bristle 다발이 변형하면서 bristle 간의 접촉, bristle과 back plate 간의 접촉, bristle과 로터 간의 접촉이 발생하면서 blow down, bristle flutter, hysteresis 등과 같은 매우 복잡한 유동 및 구조적 거동을 보이게 된다.⁽¹¹⁾

또한, Fig. 3(b)와 같이 회전 방향으로 일정 각도(45°)를 주어 bristle이 설치되는데 이는 로터와의 접촉으로 인해 굽힘 변형이 발생하도록 허용함으로써 마모를 감소하고 누설 저감 효과를 증대시키기 위함이다.

브러쉬 실 누설 효과와 관련된 설계 변수로는 fence height의 길이, bristle 직경, 공극율(porosity), bristle 길이, 브러쉬 팩(brush pack)의 두께, bristle 재질 등이 있다.⁽¹¹⁾

누설 특성을 분석하기 위한 유동 해석 수행 시 브러쉬 팩에 해당하는 영역을 bristle 다발을 통과하는 유동(cross flow)으로 모델링하거나, bulk flow로 모델링 하거나, 다공성 재질(porous medium)로 모델링 하는 연구가 수행되어 왔다.⁽¹²⁻¹⁵⁾ 대표적인 다공성 재질 접근 방법으로는 식(1)과 같이 Darcy-Forchheimer law를 기반으로 하고 있다.

$$\nabla p = -\frac{\mu}{\kappa} v_f - \frac{\rho}{\kappa_1} |v_f| v_f \quad (1)$$

식(1)을 다시 브러쉬 실 특성에 맞게 원통형 좌표계 ($r-\theta-z$) 기준으로 점성 저항 계수(viscous resistance coefficient)와 관성 저항 계수(inertial resistance coefficient) 성분으로 표시하면 식(2)와 식(3)과 같다.

$$-\frac{dP}{dx_i} = (a_{ij} |u_j| + B_{ij}) u_j \quad (2)$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{rr} & a_{r\theta} & a_{rz} \\ a_{\theta r} & a_{\theta\theta} & a_{\theta z} \\ a_{zr} & a_{z\theta} & a_{zz} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} b_{rr} & b_{r\theta} & b_{rz} \\ b_{\theta r} & b_{\theta\theta} & b_{\theta z} \\ b_{zr} & b_{z\theta} & b_{zz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Bristle은 누움각(lay angle) ϕ 을 가지고 설치되기 때문에 bristle 다발을 통과하는 유동해석을 통해 얻어진 주(principle) 방향의 점성 저항 계수와 관성 저항 계수인 a_n 과 a_s 을 좌표 변환하여 표현하면 식(4)과 같은 이등방성(anisotropic) 형태로 얻어낼 수 있으며, 본 논문에서도 주 방향의 점성 저항 계수와 관성 저항 계수 값을 이용하여 변환을 수행하였다.

$$A = \begin{bmatrix} a_s \sin^2 \phi + a_n \cos^2 \phi & (a_n - a_s) \sin \phi \cos \phi & 0 \\ (a_n - a_s) \sin \phi \cos \phi & a_s \cos^2 \phi + a_n \sin^2 \phi & 0 \\ 0 & 0 & a_z \end{bmatrix} \quad (4)$$

3. 증기 조건에서의 누설 특성 분석

3.1 거디언 실 패킹

본 연구에서 고려하는 거디언 패킹의 형상은 Fig. 4와 같다. 일반 래비린스 실 패킹과 전체적인 치수는 동일하며, 상류(upstream)으로부터 2번째와 4번째 피치(pitch)의 긴 치를 거디언 치로 대체한 것이다.

일반 래비린스 실의 긴 치의 간극이 0.64 mm인데 반해, 거디언 치의 간극은 0.51 mm이다. 로터의 반경은 352.17 mm, 실 고정부 상부의 높이는 358.72 mm 그리고 전체 패킹의 길이는 73.82 mm이다.

효율적인 유동해석을 위하여 원주방향으로 전체를 모델링하는 대신에 0.04도에 해당하는 부분만 모델링하여 3차원 격자를 구성하였고, 원주방향으로 회전방향 주기 경계조건(rotational periodicity)을 적용하였다. 격자구성을 위하여 7,130,266개의 노드(node)와 1,536,315개의 유한 체적(finite volume)이 사용되었다.

해석을 수행하기 위한 전체적인 설정은 Table 1과 같다. 정상상태(Steady state) 유동해석을 수행하였으며, 회전 좌표계(rotation reference frame) 기준으로 유동해석을 수행하였다. 회전속도는 3,600 RPM이다.

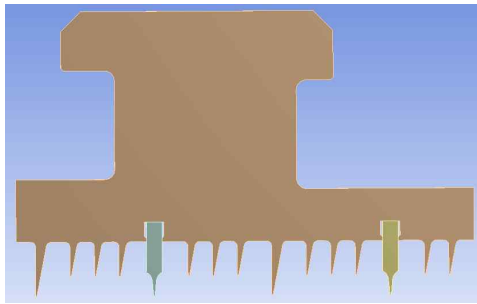


Fig. 4 Guardian seal packing

Table 1 Operating conditions and numerical settings

| | |
|--------------------------|--|
| Software | CFX 16.2 |
| Fluid | Aungier Redlich Kwong |
| Turbulence model | Shear Stress Transport (with reattachment modification) |
| Discretization scheme | Second order high resolution |
| Convergence Criteria | 1E-6 (RMS residual) |
| Max. iteration | 1,800 |
| Inlet static pressure | 19.379 MPa |
| Inlet static temperature | 796.8 K |
| Outlet static pressure | 17.267 MPa |

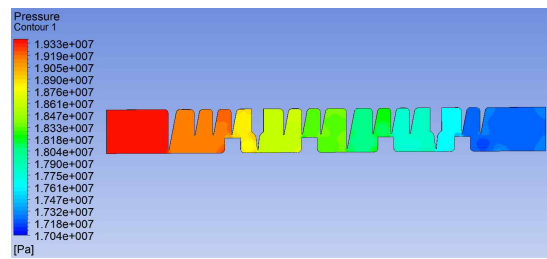
Table 2 Leakage mass flow rate of guardian seal as function of pressure ratio

| Pressure Ratio | Leakage Flow Rate (kg/s) | | |
|----------------|--------------------------|---------------|---------------------------|
| | Guardian (A) | Labyrinth (B) | Difference (%) B-A /B |
| 1.122 | 4.8846 | 5.0113 | 2.53 |
| 1.247 | 6.4023 | 6.6245 | 3.35 |
| 1.403 | 7.4289 | 7.6821 | 3.30 |
| 1.603 | 8.1849 | 8.4071 | 2.64 |
| 1.871 | 8.7193 | 8.9091 | 2.13 |
| 2.245 | 9.0552 | 9.3625 | 3.28 |

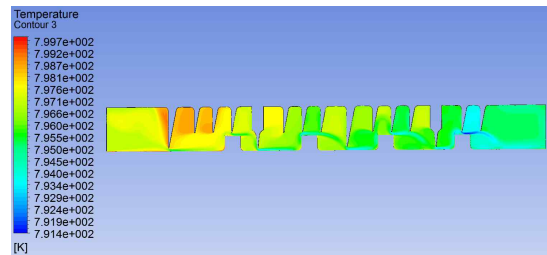
Dry Redlich Kwong 모델의 H₂O를 물성치로 사용하였으며, 여러 가지 모델 중 Aungier Redlich Kwong 모델을 적용하였다.⁽¹⁶⁾ 입출구에서의 압력과 온도 조건을 고려하여 발생할 수 있는 최대 및 최소 값을 기준으로 테이블 형태의 물성치를 생성하여 해석에 활용하였고, 테이블 형태로 존재하지 않는 조건일 경우 보간(interpolation)을 수행하여 값이 적용된다.

입출구 압력 및 온도 조건은 500 MW급 증기터빈 고압(HP) 2단에서 측정되었던 값을 적용하였다.

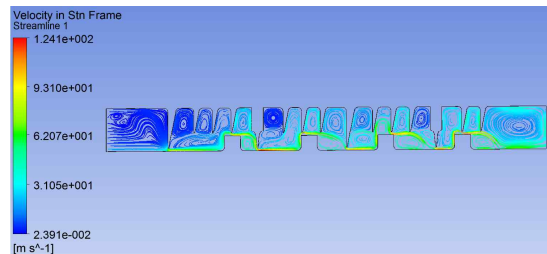
간극은 고정하고, Table 2와 같이 출구에서의 원래 정압 값인 17.267 MPa를 기준으로 10%씩 줄어가면서 유동 분포와 누설 질량 유량의 값을 분석하였으며, 일반 래비린스 실 기준으로 차이를 비교하였다.



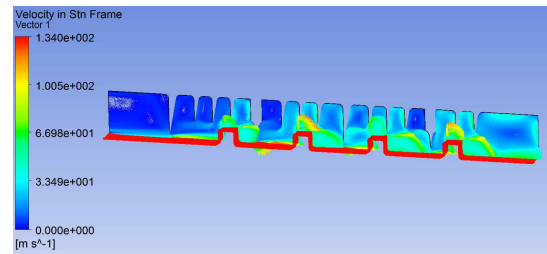
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 5 (a) Pressure (b) temperature (c) streamline (d) velocity vector distribution of guardian seal

Fig. 5(a)는 압력 분포를 나타내고 있으며, Fig. 5(b)는 온도 분포를 나타내고 있는데 첫 번째 피치에 해당되는 유동 영역에서 3도 정도의 온도가 더 상승되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5(c)는 유선(streamline)의 분포를 나타낸 것으로 래비린스 실 치 사이의 공간에서 시계 방향 또는 반시계 방향으로 재순환(recirculation)이 발생하며, 출구쪽에서도 재순환이 발생하는 것을 볼 수 있다.

또한, 2개의 거디언 치를 지나 일반 래비린스 짧은 치와 로터 스텝(step) 사이의 간극을 통해 빠른 속도로 유동이 흘러가는 것을 볼 수 있다. 하지만 Fig. 5(d)와 같이 이 때의 속도는 회전속도보다는 낮은 것을 알 수 있으며, 입출구 압력비가 증가할수록 빠져 나가는 유동의 속도가 증가하는 것

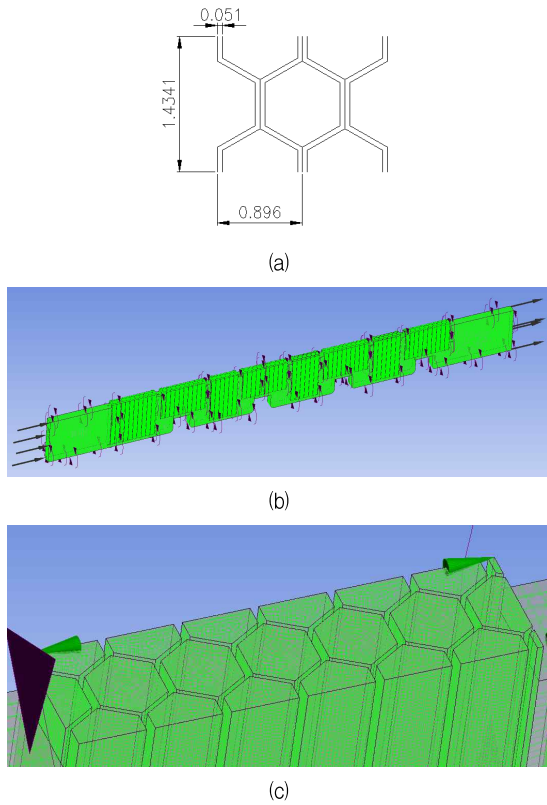


Fig. 6 (a) Honeycomb cell size (b) computation domain and boundary conditions (c) mesh refinement of honeycomb cell

을 알 수 있었다.

Table 2는 입출구 압력비 변화에 따른 누설 질량 유량의 변화를 나타낸 것으로 압력비가 증가함에 따라 실 치 사이에서 발생하는 재순환의 강도는 낮아지고, 간극을 통해 빠른 속도로 유량이 빠져 나가면서 누설 질량 유량이 증가하는 것을 알 수 있었다.

하지만 일반 래비린스 실 보다 간극이 낮은 거디언 치 때문에 일반 래비린스 실 보다 3.35% 이내로 누설 질량 유량이 적게 발생하는 것을 알 수 있었다.

3.2 허니컴 실 패킹

허니컴 셀의 직경은 0.896 mm, 셀의 두께는 0.051 mm로 유동해석 영역은 Fig. 6과 같이 원주방향으로는 반복되는 최소 단위인 1.4341 mm만을 고려하였는데 이는 일반 래비린스 실이나 거디언 실에서 원주방향으로 0.04도(0.2463 mm)만을 모델링 했던 것보다는 매우 큰 편이다.

로터의 스템이 있는 부분은 허니컴 셀의 깊이를 작게 하여 일반 래비린스 실의 간극인 0.64 mm와 동일하게 하였다. 원주방향으로 회전방향 주기 경계조건을 적용하였다. 격자구성을 위하여 4,998,052개의 노드와 4,131,526개의 유한 체적이 사용되었다.

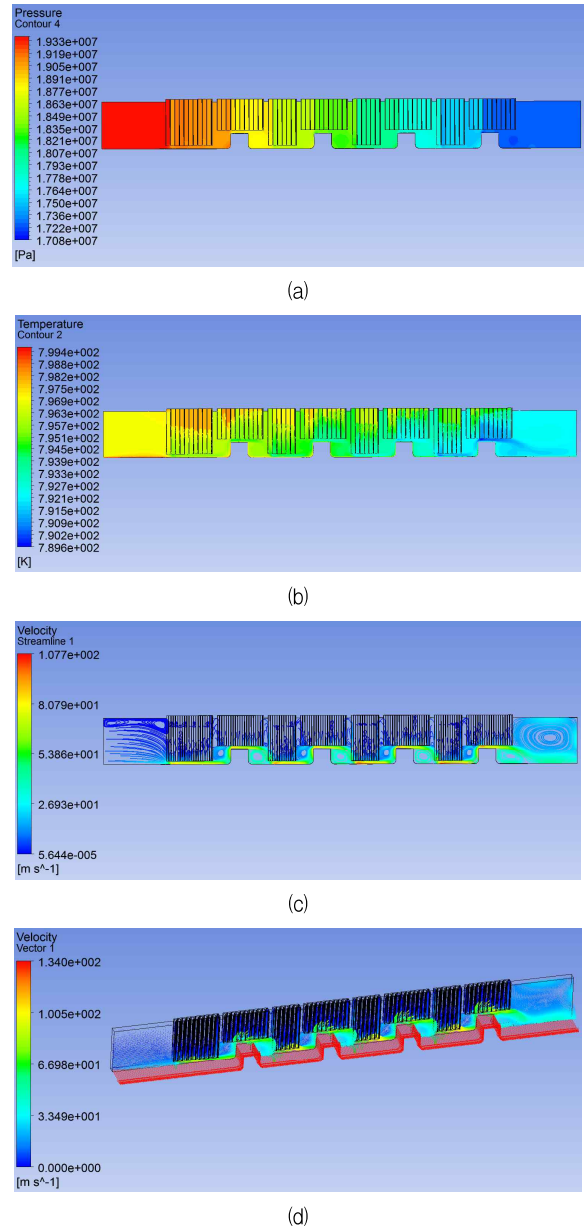


Fig. 7 (a) Pressure (b) temperature (c) streamline (d) velocity vector distribution of honeycomb seal

일반 래비린스 실이나 거디언 실과 달리 정지 좌표계(stationary reference frame)를 기준으로 정상상태 유동해석을 수행하였고, 로터에 해당하는 면을 따라 회전속도로 3,600 RPM을 갖는 rotating wall 조건을 적용하였다. 다른 해석 조건은 Table 1과 동일하다.

거디언 실 때와 동일하게 Table 3과 같이 출구에서의 원래 정압 값인 17.267 MPa를 기준으로 10%씩 줄어가면서 유동 분포와 누설 질량 유량의 값을 분석하였으며, 일반 래비린스 실의 경우와도 비교하였다.

Fig. 7(a)는 압력 분포를 나타내고 있으며, Fig. 7(b)는 온도 분포를 나타내고 있는데 첫 번째 피치에 해당되는 허니컴

Table 3 Leakage mass flow rate of honeycomb seal as function of pressure ratio

| Pressure Ratio | Leakage Flow Rate (kg/s) | | |
|----------------|--------------------------|---------------|------------------------|
| | Honeycomb (A) | Labyrinth (B) | Difference (%) B-A /B |
| 1.122 | 5.5200 | 5.0113 | 10.15 |
| 1.247 | 7.2787 | 6.6245 | 9.87 |
| 1.403 | 8.5572 | 7.6821 | 11.39 |
| 1.603 | 9.4747 | 8.4071 | 12.70 |
| 1.871 | 10.2166 | 8.9091 | 14.68 |
| 2.245 | 10.7565 | 9.3625 | 14.89 |

셀에서 2.5도 정도의 온도가 더 상승되는 것을 볼 수 있는데 이는 windage heat effect로 볼 수 있다.

Fig. 7(c)는 유선의 분포를 나타낸 것으로 허니컴 셀 깊이에 비해 셀 직경이 작기 때문에 대부분의 허니컴 셀 내부에서의 재순환은 로터와 인접한 부분에서만 주로 생성되는 것을 알 수 있으며, 대부분은 로터 스텝 앞뒤 부분에서 강하게 발생하는 것을 알 수 있었다. 향후 파라메트릭 해석을 통해 최적의 셀 깊이 및 직경을 찾아야 할 것으로 보인다.

Table 3는 입출구 압력비 변화에 따른 누설 질량 유량의 변화를 나타낸 것으로 압력비가 증가함에 따라 마지막 네 번째 피치에 해당하는 유동 영역에서 허니컴 셀과 로터 사이의 간극을 통해 빠른 속도로 유량이 빠져 나가면서 누설 질량 유량이 증가하는 것을 알 수 있었다. 일반 래비린스 실에 비해 최대 14.89% 까지 누설 질량 유량이 증가하는 것을 알 수 있으며, 이는 기존 연구 사례에서도 보여주는 경향이다.⁽⁷⁾

3.3 브러쉬 실 패킹

효율적인 유동해석을 위하여 거디언 실의 경우와 동일하게 원주방향으로 전체를 모델링 하는 대신에 0.04도에 해당하는 부분만 모델링 하여 3차원 격자를 구성하였고, 원주방향으로 회전방향 주기 경계조건을 적용하였다. Fig. 8(b)와 같이 브러쉬 실 부분은 다공성 재질로 모델링을 수행하였다.

격자구성을 위하여 상류 유동영역은 1,001,645개의 노드와 846,190개의 유한 체적이, 다공성 영역은 75,384개의 노드와 60,900개의 유한 체적이, 하류(downstream) 유동영역은 1,174,251개의 노드와 970,635개의 유한 체적이 각각 사용되었다.

정지 좌표계 기준으로 정상상태 유동해석을 수행하였고, 로터와 접촉이 발생하는 다공성 재질 영역의 바닥면을 포함하여 로터에 해당하는 면을 따라 회전속도로 3,600 RPM을 갖는 rotating wall 조건을 적용하였다. 다른 해석 조건은 Table 1과 동일하다.

공극율은 18%를 적용하였으며, 식(4)의 주 방향 점성 저

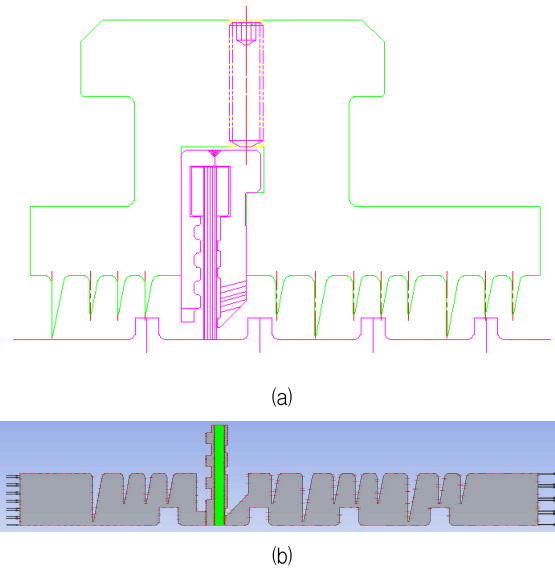


Fig. 8 (a) Layout (b) computation domain and boundary conditions of brush seal

Table 4 Leakage mass flow rate of brush seal as function of pressure ratio

| Pressure Ratio | Leakage Flow Rate (kg/s) | | |
|----------------|--------------------------|---------------|------------------------|
| | Brush (A) | Labyrinth (B) | Difference (%) B-A /B |
| 1.122 | 3.1991 | 5.0113 | 36.16 |
| 1.247 | 4.2023 | 6.6245 | 36.57 |
| 1.403 | 4.9101 | 7.6821 | 36.08 |
| 1.603 | 5.4495 | 8.4071 | 35.18 |
| 1.871 | 5.8629 | 8.9091 | 34.19 |
| 2.245 | 6.1774 | 9.3625 | 34.02 |

항 계수(a_n)와 관성 저항 계수(a_s) 값은 Chew와 Lapworth가 선정한 식(5)와 식(6)과 같은 값을 적용하였다.⁽¹²⁾

$$a_z = a_n = 60a_s = 5.317 \times 10^{11} m^{-2} \quad (5)$$

$$b_z = b_n = 1.998 \times 10^6 m^{-1}, b_s = 0 \quad (6)$$

거디언 실 때와 동일하게 Table 4와 같이 출구에서의 원래 정압 값인 17.267 MPa를 기준으로 10%씩 줄어가면서 유동 분포와 누설 질량 유량의 값을 분석하였으며, 일반 래비린스 실의 경우와도 비교하였다.

Fig. 9(a)는 압력 분포를 나타낸 것으로, Fig. 10(a)와 같이 브러쉬 실과 back plate 사이의 fence height 영역에서 급격한 압력 변화가 발생하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 9(b)는 유선의 분포를 나타낸 것으로 Fig. 10(b)와 같이 브러쉬 팩을 다공성 재질로 모델링한 영역을 좀 더 자세하게 보면 주로 축(axial) 방향으로 유동이 흐르는 것을 볼

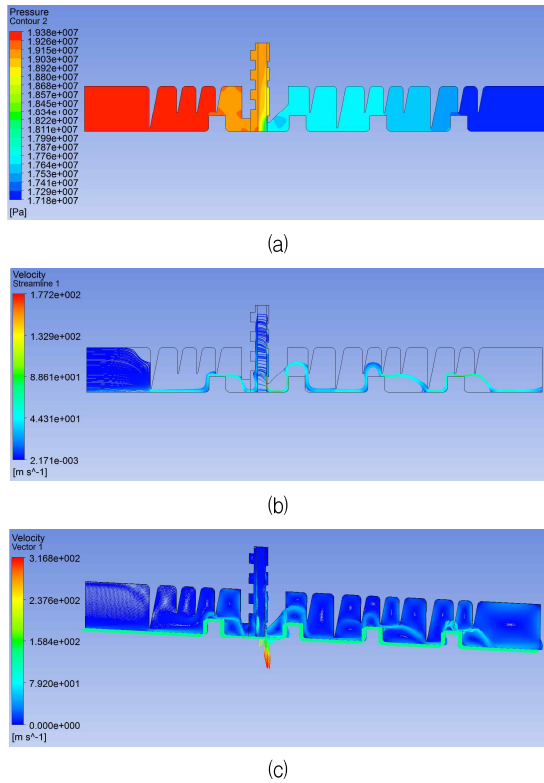


Fig. 9 (a) Pressure (b) streamline (c) velocity vector distribution of brush seal

수 있는데, 이는 브러시 팩 앞뒤로 pressure balance cavity가 브러시 팩 내에서의 반경 방향 유동을 감소시켜 blow down 현상을 완화해 준 것으로 보인다. 이를 좀 더 명확하게 판단하기 위해서는 향후에 브러시 팩에 대한 구조해석과 유동 해석을 연계하는 연구가 수행되어야 할 것이다.

Fig. 9(c)는 3차원 속도 벡터 분포를 나타낸 것으로, Fig. 10(c)와 같이 fence height 위치에서 로터 회전속도인 132.8 m/s의 2.36배 정도의 높은 속도를 보이고 있는데 이는 브러시 팩 내에서 발생한 축 방향 및 반경 방향 유동 속도와 로터의 회전 속도가 합쳐지면서 높아진 것으로 판단된다.

Table 4는 입출구 압력비 변화에 따른 누설 질량 유량의 변화를 나타낸 것으로 압력비가 증가함에 따라 출구를 통해 누설되는 질량 유량이 증가하는 것을 알 수 있었다. 하지만 일반 래비린스 실에 비해 최대 36.57%까지 누설 질량 유량이 감소하는 것을 알 수 있었으며, 이는 실 중 가장 우수한 누설 저감 효과를 가진다고 볼 수 있다.

4. 해석 및 시험을 통한 건조 공기 조건에서의 누설 특성 분석

3장에서 수행한 3가지 형태의 실에 대한 해석 체계의 적합성을 검증하기 위하여 Fig. 11과 같은 시험리그를 구축하

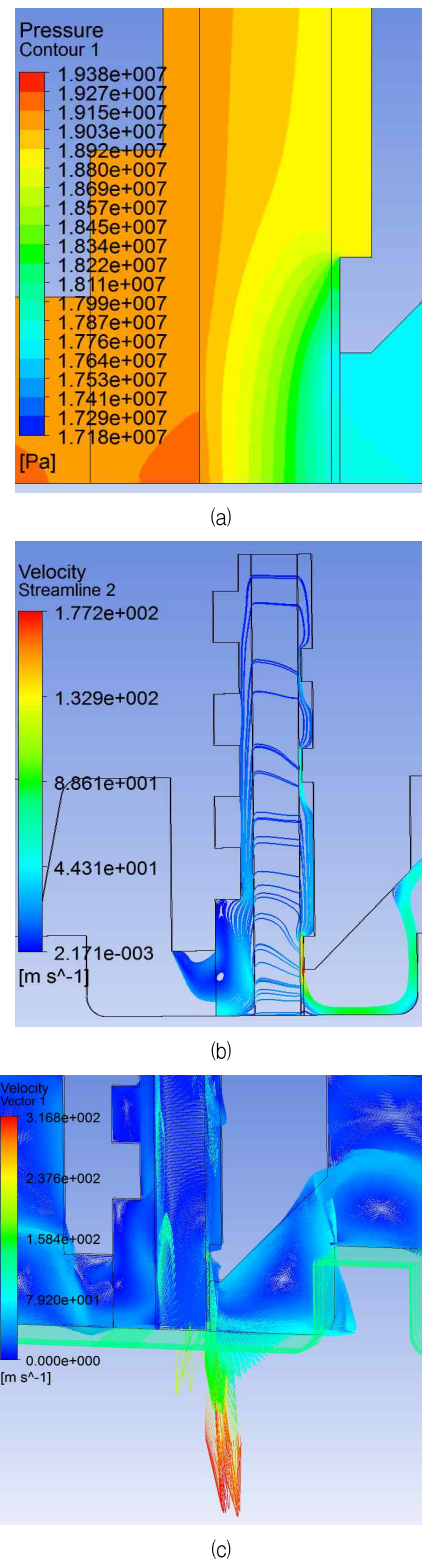


Fig. 10 (a) Pressure (b) streamline (c) velocity vector distribution near the fence height

여 성능시험을 수행하였으며, 해석 결과와 비교하였다. 각 실 종류에 따라 작동 압력에서 누설 특성이 다르기 때

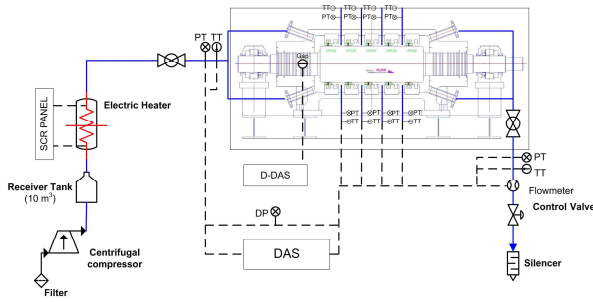


Fig. 11 Test rig facility for leakage performance test

Table 5 Specification of Sensors for leakage performance test

| Items | Devices | Maker | Overall accuracy(%) |
|--------------------|-----------------------------|---------|---------------------|
| Flow rate | Coriolis type | Emerson | 0.35 |
| Pressure | Static pressure transmitter | Sensys | 0.15 |
| Static Temperature | Themo couple K | Omega | 0.75 |
| Gap sensor | Non contact displacement | AEC | 3 |

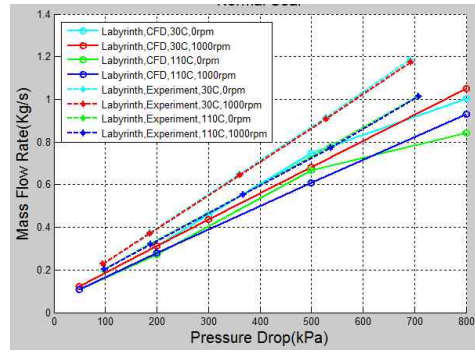
문에 범위에 맞는 센서를 선정하였으며, 주요 측정 인자는 차압, 누설 질량 유량, 온도, 회전체 변위로 하였다. 각 주요 인자를 측정하기 위한 센서 정보는 Table 5와 같다.

설비의 여건 상 증기가 아닌 공기 조건으로 시험하였으며, 설비 용량 제한으로 입구의 정온도는 30°C와 110°C, 로터의 속도는 0 RPM과 1000 RPM인 경우를 조합하여 4가지 경우를 비교하였다. 따라서 시험을 통해 차압, 온도 및 회전속도가 누설 특성에 미치는 영향을 볼 수 있다.

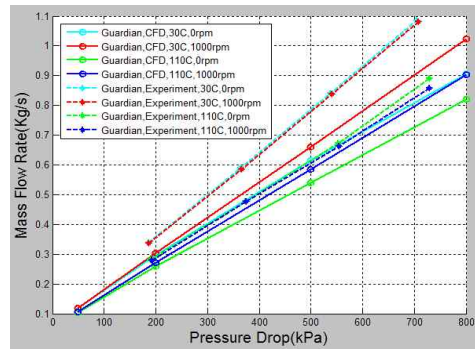
입구 정압의 경우 시험 시 300-500-700-900 kPa를 주더라도 출구의 정압이 실의 종류에 따라 달라진다. 따라서 실험과 해석이 동일한 차압 조건에서 비교되기 위해서 시험 및 해석을 통해 얻어진 데이터를 각각 2차 함수로 곡선맞춤 (curve fitting)하여 관계식을 얻고, 임의의 동일한 차압 조건에서 값을 비교하는 방식을 적용하였다. 따라서 해당 차압 조건에서 해석과 시험 시 입출구의 정압 조건이 다소 다를 수 있으나, 큰 차이를 발생하지 않을 것으로 예상되기 때문에 본 논문에서 이 효과는 별도로 보정하지는 않았다.

비교 대상인 차압 조건으로는 일반 래비린스 실의 경우 Table 6와 같이 200-400-600 kPa, 거디언 실의 경우 Table 7와 같이 300-500-700 kPa, 브러쉬 실의 경우 Table 8과 같이 400-600-800 kPa, 허니컴 실의 경우 Table 9와 같이 200-400-600 kPa로 각각 다르게 정하였다. 일반 래비린스 실, 거디언 실 및 허니컴 실의 경우 시험과 해석으로부터 얻어진 누설 질량 유량이 각각 21.63%, 24.79%, 20.84% 이하의 차이를 보이고 있다.

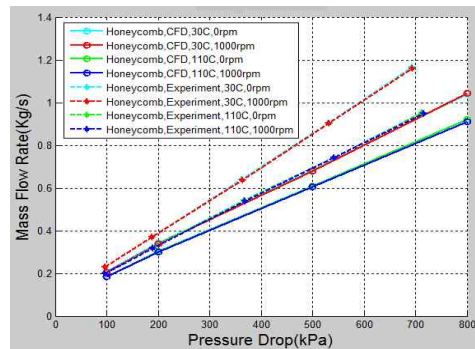
시험이 해석의 경우보다 누설 질량 유량이 다소 큰 경향을



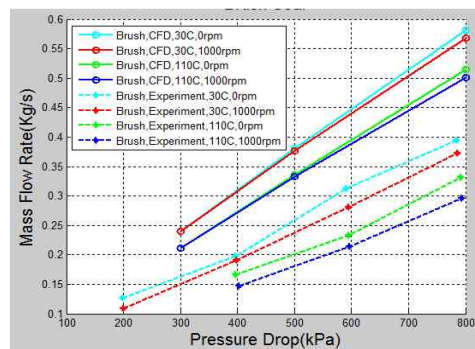
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 12 Leakage mass flow rate of (a) labyrinth seal (b) guardian seal (c) honeycomb seal (d) brush seal

보이는데 이는 시험 장치의 경우 압력과 열에 의한 변형으로 인한 유효 간극의 미세한 증가, 실험 중 발생하는 마모 등에

증기터빈용 실 패킹의 누설 유동 특성에 관한 연구

Table 6 Difference of leakage mass flow rate in labyrinth seal obtained from CFD and experiment

| Inlet Temp., Rotating Speed | Pressure Drop (kPa) | Difference of Leakage Flow Rate (%) |
|-----------------------------|---------------------|-------------------------------------|
| 30°C, 0 RPM | 200 | 14.76 |
| | 400 | 15.59 |
| | 600 | 21.63 |
| 30°C, 1000 RPM | 200 | 20.25 |
| | 400 | 20.62 |
| | 600 | 21.32 |
| 110°C, 0 RPM | 200 | 8.39 |
| | 400 | 8.68 |
| | 600 | 16.14 |
| 110°C, 1000 RPM | 200 | 16.62 |
| | 400 | 16.09 |
| | 600 | 17.05 |

Table 8 Difference of leakage mass flow rate in brush seal obtained from CFD and experiment

| Inlet Temp., Rotating Speed | Pressure Drop (kPa) | Difference of Leakage Flow Rate (%) |
|-----------------------------|---------------------|-------------------------------------|
| 30°C, 0 RPM | 400 | 47.66 |
| | 600 | 47.01 |
| | 800 | 42.92 |
| 30°C, 1000 RPM | 400 | 60.62 |
| | 600 | 56.32 |
| | 800 | 49.64 |
| 110°C, 0 RPM | 400 | 64.58 |
| | 600 | 69.21 |
| | 800 | 52.48 |
| 110°C, 1000 RPM | 400 | 85.77 |
| | 600 | 80.75 |
| | 800 | 67.54 |

Table 7 Difference of leakage mass flow rate in guardian seal obtained from CFD and experiment

| Inlet Temp., Rotating Speed | Pressure Drop (kPa) | Difference of Leakage Flow Rate (%) |
|-----------------------------|---------------------|-------------------------------------|
| 30°C, 0 RPM | 300 | 18.88 |
| | 500 | 21.63 |
| | 700 | 24.79 |
| 30°C, 1000 RPM | 300 | 14.80 |
| | 500 | 14.96 |
| | 700 | 15.70 |
| 110°C, 0 RPM | 300 | 11.08 |
| | 500 | 11.86 |
| | 700 | 14.61 |
| 110°C, 1000 RPM | 300 | 7.43 |
| | 500 | 4.07 |
| | 700 | 3.28 |

Table 9 Difference of leakage mass flow rate in honeycomb seal obtained from CFD and experiment

| Inlet Temp., Rotating Speed | Pressure Drop (kPa) | Difference of Leakage Flow Rate (%) |
|-----------------------------|---------------------|-------------------------------------|
| 30°C, 0 RPM | 200 | 14.43 |
| | 400 | 18.52 |
| | 600 | 20.84 |
| 30°C, 1000 RPM | 200 | 14.73 |
| | 400 | 18.62 |
| | 600 | 20.55 |
| 110°C, 0 RPM | 200 | 10.60 |
| | 400 | 12.13 |
| | 600 | 12.46 |
| 110°C, 1000 RPM | 200 | 10.78 |
| | 400 | 12.32 |
| | 600 | 12.80 |

의한 리그 형상 변형 그리고 제작 오차 발생 등이 그 원인으로 볼 수 있다.

브러쉬 실의 경우 해석과 시험 결과가 85.77% 이하의 다소 큰 누설 질량 유량의 차이를 보이고 있는데, 이는 현재 해석에서 적용한 점성 저항 계수, 관성 저항 계수의 값이 현재 대상체와 약간 달라서 기인한 것으로 예상된다. 향후 좀 더 정확한 값을 획득하여 적용할 예정이다.

온도가 상승함에 따라 누설 질량 유량이 감소하고, 회전속도가 증가함에 따라 누설 질량 유량이 감소하는 것은 모든

종류의 실이나 시험과 해석에서 동일한 경향을 보이고 있다.

5. 결론

각종 실의 장단점을 활용하여 하이브리드 또는 복합 형태의 고성능 가스·증기 터빈용 실 개발을 위하여 선행적으로 기존에 사용되었던 일반적인 래비린스 실 외에 누설 저감 및 회전체동역학적으로 안정성을 향상시키기 위해 사용되는 거디언, 브러쉬 그리고 허니콤을 적용한 실 패킹의 누설 특성

을 유동해석을 통하여 분석해 보았으며, 건조 공기 조건에서 시험을 수행하여 해석 결과와 비교해 보았다.

본 연구를 통해 얻어진 주요 결과를 정리해 보면 다음과 같다.

기존 래비린스 실의 배치를 크게 변경하지 않으면서도 공극을 적게 적용할 수 있는 거디언 치를 적용함으로써 최대 3.35%의 누설 저감 효과를 추가로 얻을 수 있었다.

단 사이(Inter-stage)에 허니컴 실을 적용할 경우 일반 래비린스 실을 적용할 때보다 최대 14.89%의 누설 증가가 발생할 수 있으나, 허니컴 실의 경우 접촉이 발생하더라도 회전체동역학 관점에서 위험을 줄일 수 있으며, 이러한 특징을 이용하면 일반 래비린스 실보다 공극을 적게 하여 누설 저감 효과를 추가로 얻을 수 있을 것이다.

브러쉬 실은 가장 우수한 누설 저감 효과를 얻을 수 있으나 해석을 통하여 정확한 성능을 예측하기 위해서는 차압 별로 바뀌게 되는 정확한 저항 계수를 데이터베이스화 하는 것이 중요하며, 브러쉬 팩이 차압의 영향으로 변형이 발생하고 복잡한 구조역학적 특성을 갖게 되며, 이것이 누설 성능에도 많은 영향이 끼치게 된다. 따라서 향후에 이러한 브러쉬 팩의 변형까지 고려한 연구를 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 에너지 기술개발사업인 ‘증기 터빈 고효율 맞춤형 복합 Packing 상용화 제작기술 개발’과제의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사 드립니다.

References

- (1) Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B. and Steinetz, B. M., 2006, “Sealing in Turbomachinery,” NASA/TM-2006-214341, General Electric Global Research.
- (2) Walcott, S. R. et al., 2004, “Hybrid Honeycomb and Brush Seal for Steam Gland,” US Patent No. 2004/0084849.
- (3) Mechanical Dynamics & Analysis LLC, <https://www.mdaturbines.com/parts/steam-turbine/guardian-packing/>
- (4) Yan, X., Chen, X. and He, K., 2016, “Influence of Shroud Seal Dimensions on Aerodynamic Performance of Steam Turbine Stages: Part I-Honeycomb Seal,” ASME Turbo Expo, Seoul, Korea, GT 2016 56917.
- (5) Yan, X., Chen, X. and He, K., 2016, “Influence of Shroud Seal Dimensions on Aerodynamic Performance of Steam Turbine Stages: Part II-Hole-Pattern Seal,” ASME Turbo Expo, Seoul, Korea, GT 2016 56921.
- (6) Li, J., Kong, S., Yan, X., Obi, S. and Feng, Z., 2010, “Numerical Investigations on Leakage Performance of the Rotating Labyrinth Honeycomb Seal,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132, 062501-1~11.
- (7) Yan, X., Li, J. and Feng, Z., 2010, “Effects of Inlet Preswirl and Cell Diameter and Depth on Honeycomb Seal Characteristics,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132, 122506-1~7.
- (8) Choi, D. C. and Rhode, D. L., 2004, “Development of a Two-Dimensional Computational Fluid Dynamics Approach for Computing Three-Dimensional Honeycomb Labyrinth Leakage,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, 974~802.
- (9) Yan, X., Li, J., Song, L. and Feng, Z., 2009, “Investigations on the Discharge and Total Temperature Increase Characteristics of the Labyrinth Seals With Honeycomb and Smooth Lands,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 131, 041009-1~8.
- (10) Camatti, M., Vannini, G., Fulton, J. W. and Hopenwasser, F., 2003, “Instability of a High Pressure Compressor Equipped with Honeycomb Seals,” Proceedings of the 32 Turbomachinery Symposium.
- (11) Cieslewicz, S. M., 2004, “CFD-Simulations for Advanced Turbomachinery Sealing Technologies: Brush Seals,” Diploma Thesis, Institute of Turbomachinery Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Lodz International Faculty of Engineering, Vienna.
- (12) Chew, J. W. and Lapworth, B. L., 1995, “Mathematical Modeling of Brush Seals,” International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 16, pp. 493~500.
- (13) Dogu, Y., 2003, “Investigation of Brush Seal Flow Characteristics Using Bulk Porous Medium Approach,” ASME Turbo Expo, Atlanta, Georgia, GT 2003 38970.
- (14) Kim, K. and Ha, T. W., 2017, “CFD Analysis of Leakage Prediction for Brush Element,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 20, No. 2, pp. 11~16.
- (15) Park, D. S. and Ha, T. W., 2017, “Leakage Characteristic Analysis of Hybrid (Brush+Labyrinth) Seal of Steam Turbine Using CFD,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 20, No. 5, pp. 5~12.
- (16) ANSYS, INC., 2013, CFX-Solver Theory Guide Release 15.0.