

범프 플로팅 링 실의 정특성에 대한 해석적 연구

김경욱[†] · 정진택 · 김창호* · 이용복*[‡]

고려대학교 기계공학과, *한국과학기술연구원

Theoretical research of Static Characteristics of Bump Floating Ring Seal

Kyoungwook Kim[†], Jin Taek Chung, Chang-Ho Kim* and Young-Bok Lee*[‡]

Dept. of Mechanical Engineering, Korea University, *Korea Institute of Science and Technology

Abstract – The floating ring seal which is used in the high pressure turbo pump is frequently used in the oxidizer pump and the fuel pump of the turbo pump of the liquid propulsion rocket, because it is able to minimize clearance to decrease the leakage flow rate. But, the floating ring seal has a tendency to increase instability in decreasing eccentricity ratio. To complement this weakness, it is devised bump floating ring seal which is inserted bump in the outer surface. It has various experiment results. But the theoretical study of the bump floating ring seal didn't investigated yet. In this paper, we analyse about static characteristics of bump floating ring seal, compared previous experimental results. To analyze the characteristic of bump floating ring seal, we coupled perturbation method of floating ring seal and FEM of bump foil.

Key words – bump foil, bump floating ring seal, eccentricity ratio

기호설명

\bar{C}	nominal radial clearance [m]
e_0	shaft eccentricity
$e_{s,r}$	absolute surface roughness at stator and rotor [m]
F_{dyn}	hydrodynamic force [N]
F_N	normal force [N]
F_μ	friction force [N]
h	dimensionless film thickness
L	Floating ring seal length [m]
R	rotor radius [m]
P_s	sump pressure of floating ring seal [Pa]
P_r	reservoir pressure of floating ring seal [Pa]
V	average axial velocity [m/s]
u_s	dimensionless bulk-flow velocity relative to the stator surface

1. 서 론

고압 터보 펌프의 임펠러 입구 및 출구에서의 누설량을 최소화하기 위해 비접촉 실인 플로팅 링 실을 주로 사용하게 된다. 플로팅 링 실은 러빙(rubbing) 현상 없이 간극을 최소화 시키는 장점이 있으나, 누설량이 감소하면서 실을 부상시키는 유체력이 감소되어 편심율이 증가하는 특성이 있다. 편심율의 증가는 유체의 전단 마찰력을 증가시키고 이는 실의 불안정성이 증가하는 원인이 된다[1]. 이러한 플로팅 링 실의 단점을 향상시키기 위하여 제안된 범프 플로팅 링 실은 Fig. 1과 같이 플로팅 링과 클램핑 너트 사이에 범프 포일을 삽입하여 플로팅 링의 부상력을 지지해주어 편심율을 감소시키게 되고, 범프 포일이 변형하면서 감쇠력을 향상시켜 실의 안정성을 향상시키는 장점이 있다. 이러한 범프 플로팅 링 실에 대한 연구는 실험을 통하여 진행되었다. 0.1 mm 두께의 범프 포일이 삽입된 범프 플로팅 링 실과 플로팅 링 실의 특성에 대한 실험 결과,

[†]주저자 : kyoungwook@hyundai-motor.com

[‡]책임저자 : lyb@kist.re.kr

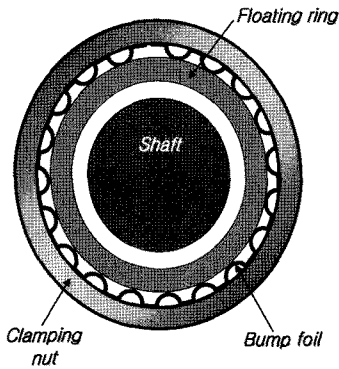


Fig. 1. Schematic diagram of bump floating ring seal.

편심을 및 실의 동역학적 안정성이 향상됨을 실험을 통하여 확인하였다[2]. 그러나 아직까지 범프 플로팅 링 실에 대한 이론적인 연구는 진행되지 않았다. 따라서, 본 연구에서는 범프 플로팅 링 실의 특성을 해석적으로 예측하기 위한 해석 기법을 개발하는 연구의 일환으로 범프 플로팅 링 실의 정특성에 대한 해석 기법을 개발하였다. 범프 포일의 해석은 기존의 연구결과[3]에서 사용된 유한 요소법을 사용하였고, 플로팅 링 실의 내부 유동은 섭동법을 이용하여 두 결과를 연동하여 범프 플로팅 링 실의 정특성을 해석하였다. 본 연구에서 제안된 해석 기법을 통하여 수출된 결과는 기존의 실험 결과와 비교하였다.

2. 범프 플로팅 링 실의 해석

2-1. 범프 플로팅 링 실의 구조

본 논문의 연구 대상인 범프 플로팅 링 실의 구조는 Fig. 1에서 확인 할 수 있다. 플로팅 링 실의 외면에 범프가 장착된 범프 플로팅 링 실은 구동 초기에 플로팅 링과 하우징 사이의 간극을 고려하여 제작한 범프 포일이 시스템이 구동하기 전 플로팅 링을 지지하게 된다. Fig. 2와 같이 범프 포일의 하중 지지력이 플로팅 링의 자중과 반대 방향으로 작용하여 초기의 편심율이 감소시키게 된다.

2-2. 범프 포일의 구조적 강성

범프 포일에 작용하는 힘은 Fig. 3과 같이 된 범프 포일 끝 단 하나의 범프에 작용되는 집중 하중에 의하여 작용하는 범프 포일과 플로팅 링 실 사이의 마찰력 그리고 범프 포일과 하우징 사이의 마찰력이 있다.

한 개의 범프는 z 방향의 운동이 구속되는 볼러로

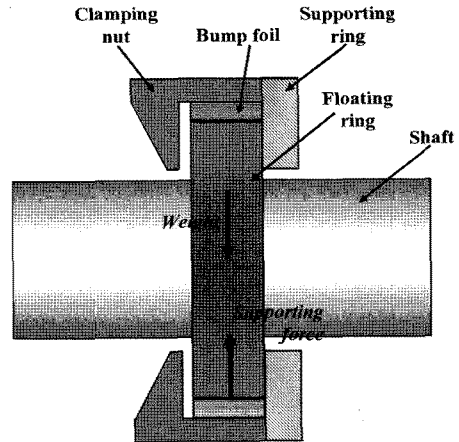


Fig. 2. Load capacity of bump foil in bump floating ring seal.

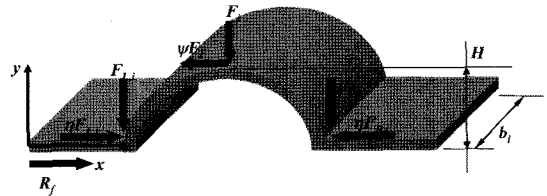


Fig. 3. Bump foil configuration.

지지되는 모형으로 단순화 할 수 있다. 이 때, 범프 사이를 연결하는 부분(segment)는 강체로서 하우징에 접한 상태에 있고 구부러진 범프(corrugated bump) 형상만이 변형이 가능하다고 가정하였다. 범프 포일이 모두 n개의 범프 형상을 가지고 있다고 할 때 각각에 작용하는 하중과 마찰력에 의해 범프의 움직임이 고정되어 있는 고정 단에는 x 방향의 힘이 적층되어 R의 반작용이 작용되고 이는 자유단인 마지막 범프까지 계속 영향을 미친다. 이러한 반력(reacting force)이 부하 하중에 의해 범프가 변형을 일으키려는 내부 응력보다 커지게 될 때 범프의 양단은 고정 단으로서 변형이 구속되고 더 큰 강성을 갖게 된다. 기본적으로 하나의 범프에 대해 64개의 범 요소로 나누어 요소마다 국소 응력(local stress) 상태를 적용하는 유한 요소법(Finite Element Method)을 사용하였다. 범프에 작용하는 집중 하중에 의해 좌우 양단에서 발생하는 수직 응력은 x, z방향의 힘과 모멘트 평형 조건을 적용하여 다음과 같이 식(1)과 식 (2)로 표현할 수 있다.

$$F_{L,i} = \frac{F_t(\sin \theta_0 - \eta + \eta \cos \theta_0)}{2 \sin \theta_0} \quad (1)$$

$$F_{R,i} = \frac{F_i(\sin \theta_0 - \eta + \eta \cos \theta_0)}{2 \sin \theta_0} \quad (2)$$

여기에서 $F_{L,i}$ 와 $F_{R,i}$ 는 각각 i 번째 범프의 좌측과 우측 단에서 발생하는 수직응력을 나타낸다. i 번째 범프에서의 수직 응력에 의한 마찰력은 자유단에서 고정 단으로 누적되며 그에 따른 반력은 식 (3)과 같다.

$$R_f = \sum_{i=1}^n \eta F_i \left\{ 1 + \frac{\Psi(1 - \cos \theta_0)}{\sin \theta_0} \right\} \quad (3)$$

범프가 변형을 일으키려는 내부 변형 응력은 유한 요소법으로부터 얻어진 응력 상태를 통해 구할 수 있다.

범프 포일 해석은 하나의 범프에 작용하는 부하 하중으로부터 마찰력을 계산하고 이를 고정 단 쪽으로 절충시켜 반력을 얻는다. 이 반력과 마찰력의 차가 범프가 변형을 일으키려는 내부응력보다 커지게 될 때 fixed-fixed-fixed 조건을 사용하고 나머지 경계조건에 대해 순서대로 free-free-free, fixed-free-free 그리고 fixed-fixed-free 조건을 사용하게 된다. 각각의 조건은 Fig. 4와 Table 1에 나타내었다.

2-3. 플로팅 링 실의 유동 해석

2-3-1. The bulk flow model

일반적으로 실은 저널 베어링보다 상대적으로 간극

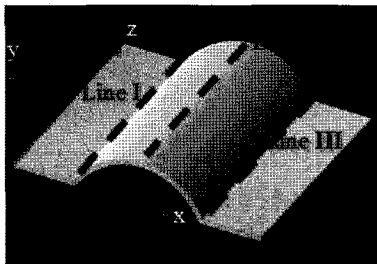


Fig. 4. Bump foil deflection configuration.

Table 1. Boundary condition for the analysis of a bump element

Boundary condition	Line I	Line II	Line III
Free-free-free	Free	Free	Free
Fixed-free-free	Fixed(x, z)	Free	Free
Fixed-fixed-free	Fixed(x, z)	Fixed(x)	Free
Fixed-fixed-fixed	Fixed(x, z, y)	Fixed(x)	Fixed(x, z)

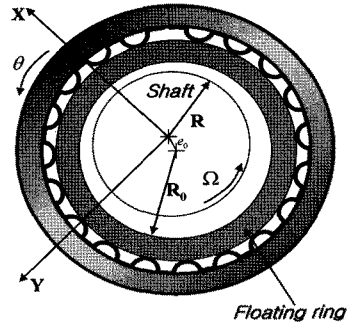


Fig. 5. Coordinate of a bump floating ring seal.

에 대한 반경의 비가 크며 축 방향으로 높은 압력차가 발생하기 때문에 내부의 유동을 난류(turbulent) 로 가정한다. 따라서 실내부의 유동장에서는 속도 구배가 발생하지 않고 유동장 경계에서만 속도 구배가 발생하여 전단력이 생성된다고 가정하는 Bulk-flow로 유동을 모델링 한다[4,5]. 따라서 실의 지배방정식은 Fig. 5에 나타난 좌표계를 사용하여 식 (4)~(6)과 같은 연속 방정식과 축 방향, 원주 방향 운동량 방정식으로 이루어 진다.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{R} \frac{\partial(HU_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(HU_z)}{\partial Z} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{H \partial P}{\rho \partial Z} = \frac{1}{2} U_z U_{z,s} + \frac{1}{2} U_z U_{z,f} + H \left(\frac{\partial U_z}{\partial t} + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_z}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial U_z}{\partial Z} \right) \quad (5)$$

$$\begin{aligned} -\frac{H \partial P}{\rho R \partial \theta} &= \frac{1}{2} U_\theta U_{\theta,s} + \frac{1}{2} (U_\theta - R\omega) U_{\theta,f} \\ &+ H \left(\frac{\partial U_\theta}{\partial t} + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial U_\theta}{\partial Z} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

유동장의 경계면인 플로팅 링의 내면과 축 표면에서의 상대속도인 U_s , U_r 은 식 (7)에서 정의된다. 그리고 플로팅 링의 내면과 축 표면에서의 마찰계수는 식 (8)와 같이 Moody의 마찰계수 식을 사용하여 추출하였다[6-8].

$$U_s = (U_z^2 + U_\theta^2)^{1/2}, \quad U_r = [U_z^2 + (U_\theta - R\omega)^2]^{1/2} \quad (7)$$

$$f_s = a_1 \left[1 + \left(\frac{b_2 e_s}{2H} + \frac{b_3}{R} \right)^{1/3} \right], \quad f_r = a_1 \left[1 + \left(\frac{b_2 e_r}{2H} + \frac{b_3}{R} \right)^{1/3} \right] \quad (8)$$

여기서, $a_1 = 1.375 \times 10^{-3}$, $b_2 = 2 \times 10^4$, $b_3 = 10^6$ 이다.

2-3-2. 섭동법(Perturbation Analysis)

로터는 임의의 편심 위치에서 정격회전수로 회전함

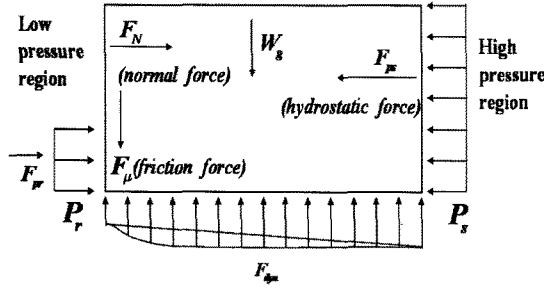


Fig. 6. Force balance of floating ring.

과 동시에 미소 휘돌림 운동(whirling motion)을 하는데 이 현상을 수학적으로 모델링하기 위하여 지배방정식의 변수를 섭동 변수로 정의하여야 한다. 무차원화된 실의 틈새 깊이(h) 및 압력 및 속도의 변수는 식 (9)과 식 (10)로 표현된다.

$$h = h_0 + \exp(j\omega t)(\Delta\epsilon_x \cos \theta + \Delta\epsilon_y \sin \theta) \quad (9)$$

$$\Phi = \Phi_0 + \exp(j\omega t)(\Delta\epsilon_x \Phi_x + \Delta\epsilon_y \Phi_y) \quad (10)$$

이와 같이 미세 휘돌림 변위(ε)에 의해 지배방정식의 변수를 섭동(perturbation)시키면 정상 상태(zeroth-order)식과 비정상 상태(first-order)식을 얻을 수 있다. 여기서 정상 상태 식을 이용하여 누설량, 자세각, 편심을 그리고 유체 가진력을 계산할 수 있다. 경계조건으로는 입구 압력과 입구 원주 방향 유속, 그리고 출구 압력을 사용하였다.

2.4. 범프 플로팅 링 실의 평형 조건

펌프가 구동되기 전, 플로팅 링은 자중과 범프 포일의 하중 지지력에 축과 편심을 이루고 고정되어 있다. Fig. 6은 펌프 작동후 플로팅 링에 작용하는 힘을 도시하였다. 반경방향의 유체력(F_{dyn}), 실 입구부 압력(P_r)에 의한 지지 링을 향한 축방향 힘(F_{pr}), 실 출구부 압력(P_s)에 의한 임펠러를 향한 축방향 힘(F_{ps}), 플로팅 링과 지지 링의 접촉면에 발생하는 수직력(F_N) 및 마찰력(F_μ), 플로팅 링의 자중(W_g)이 작용하게 되고 이 힘들의 합력은 플로팅 링의 외부에 접촉되어 있는 범프 포일에 작용하는 힘(F_i)과 같게 된다. 임의의 편심을 갖는 범프 플로팅 링 실에 작용하는 힘의 평형식으로부터 식 (11)과 같은 힘의 평형식을 얻을 수 있다.

$$F_{\mu} + W_g - F_{dyn}(\epsilon_0) = F_i \quad (11)$$

범프 플로팅 링 실에서 플로팅 링의 편심은 범프 포일의 변형에 의하여 결정된다. 따라서 식 (11)을 만족

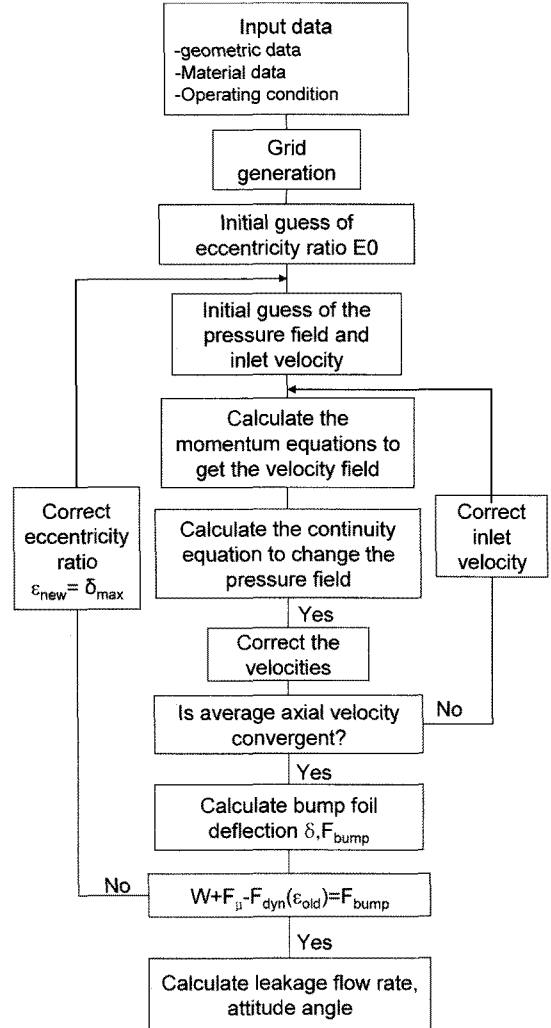


Fig. 7. Bump floating ring seal analysis flowchart.

하는 편심을 구하기 위하여 플로팅 링이 임의의 편심된 위치에서 범프 포일의 변형량을 계산하고, 이 값을 이용하여 새로운 편심위치를 예측하게 된다. 이러한 과정을 반복하여 식 (11)을 만족하는 편심을 예측할 수 있다. 위와 같은 계산과정은 Fig. 7에 나타내었다.

2.5. 범프 플로팅 링 실의 해석 조건

Table. 2에 해석하고자 하는 범프 플로팅 링 실의 사양을 나타내었다. 범프 포일의 재질은 이전의 논문의 실험에서 사용된 SUS304를 사용하였다.

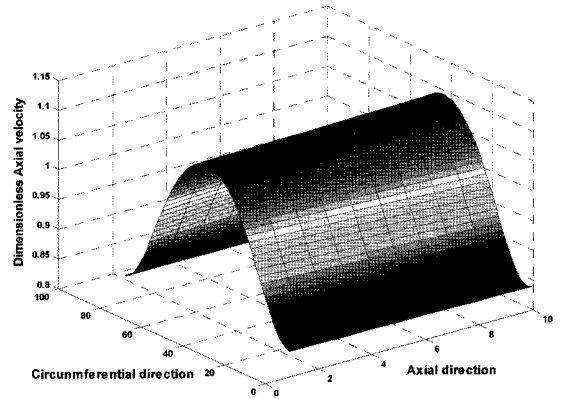
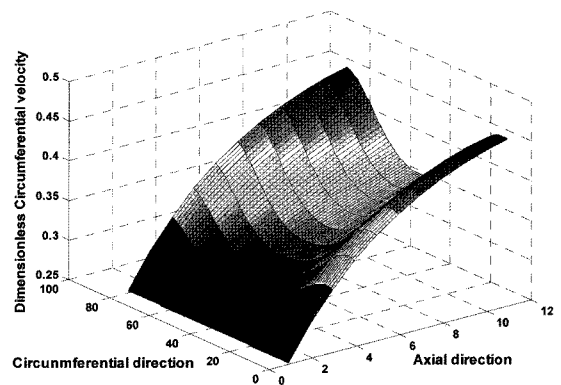
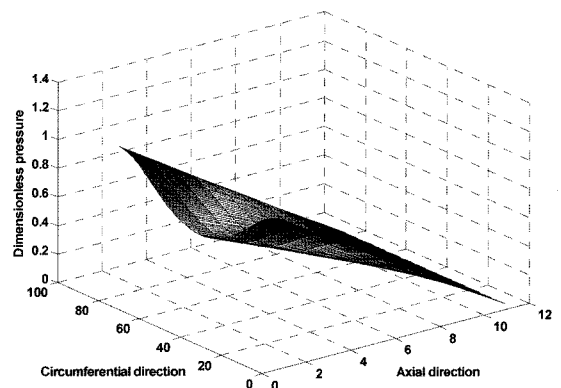
Table 2. Geometry and operating conditions for the bump floating ring seal

Geometry condition	
Radius of rotor [mm]	26.5
Radius of supporting ring [mm]	27.5
Length of floating ring seal [mm]	8.0
Height of floating ring seal [mm]	4.0
Nominal clearance of floating ring seal [mm]	0.1
Relative roughness of rotor and floating ring surface	0.00001
Friction coefficient between supporting and floating ring	0.1
Density of floating ring material [kg/m^3]	8600
Thickness of bump foil [mm]	0.1
Bump height [mm]	0.5
Operating conditions	
Pressure Drop [MPa]	3.0, 5.0, 7.0
Rotor speed [rpm]	6200, 12400 18600, 24800
Inlet swirl ratio	0.25
Inlet loss coefficient	0.5
Fluid viscosity [Ns/m^2]	1.86×10^{-4}
Fluid density [kg/m^3]	1110

3. 해석 결과

앞 절에서 소개한 해석과정을 토대로 추출된 해석 결과를 기존의 실험 결과(2)와 비교하였다. 플로팅 링과 지지링 사이의 표면 거칠기 계수는 0.1을 사용하였다. 또한 실의 기하학적 특성과 실험 결과를 고려하여, 입구 압력 손실 계수는 0.5을 사용하였고, inlet swirl ratio는 0.25를 사용하였다.

Fig. 8에서 Fig. 10는 압력 강하가 5.0 MPa, 회전속도 18600 rpm에서 정상 상태에서의 속도장과 압력장을 나타내었다. 검사 체적의 격자점은 원주방향으로 80개, 축 방향으로 10개를 사용하였다. Fig. 8에서 보는 것과 같이 축방향의 속도는 틱새 깊이가 가장 큰 곳($\theta=180^\circ$)에서 가장 크게 나타났다. Fig. 9은 원주방향의 속도가 틱새 깊이가 가장 작은 곳($\theta=0^\circ$, $\theta=360^\circ$)에서 가장 크게 나타났다. 이는 실을 통과하는 유체의 유동이 축의 회전에 의하여 원주방향의 속도가 증가하

**Fig. 8. Axial velocity distribution of bump floating ring seal.****Fig. 9. Circumferential velocity distribution of bump floating ring seal.****Fig. 10. Pressure distribution of bump floating ring seal.**

는 것으로 판단된다. 실을 통과하는 유체의 압력장을 나타낸 Fig. 10에서 유체가 실을 통과하면서 일어나는 유체의 압력강하를 나타내었다.

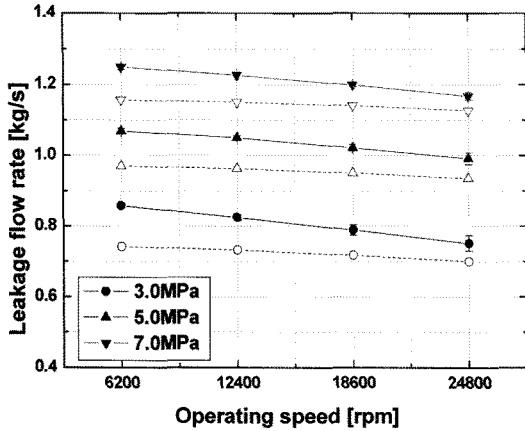


Fig. 11. Leakage flow rate. (solid: experiment result, dash: analysis result)

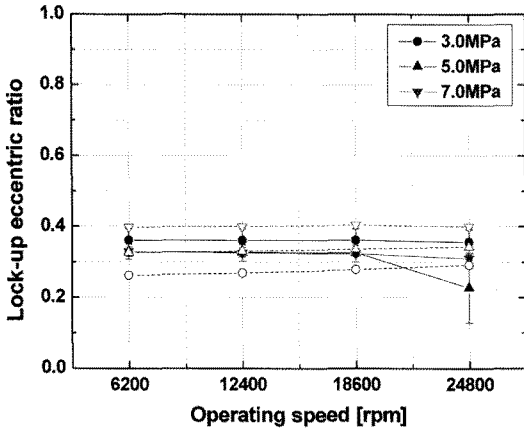


Fig. 12. Eccentricity ratio. (solid: experiment result, dash: analysis result)

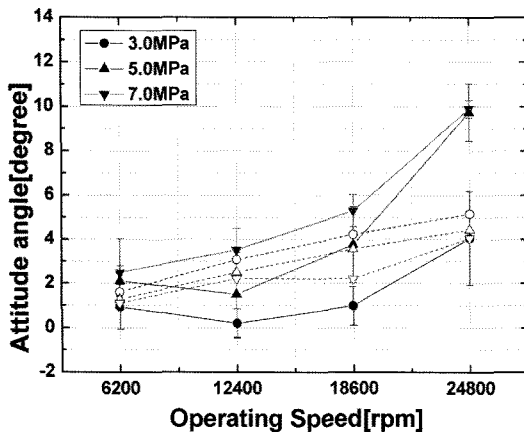


Fig. 13. Attitude angle. (solid: experiment result, dash: analysis result)

범프 플로팅 링 실의 누설 특성에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교를 Fig. 11에 나타내었다. 해석 결과는 실험 결과와 비교하여 최대 약 7%정도 작게 예측되었다. 실험 결과에서는 누설 특성이 회전 속도가 증가함에 따라 감소되는 결과를 보였지만, 해석 결과에서는 회전 속도에 비교적 둔감한 반응을 보였다. 범프 플로팅 링 실의 누설특성에 대한 해석 결과는 실험 결과와 비슷하게 압력 강하량이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다.

편심율에 대한 결과는 Fig. 12에 나타내었다. 편심율에 대한 해석 결과는 기존의 실험 결과와 비교하였을 때 압력에 대한 변화에 민감한 반응을 보였다. 이는 해석에서는 범프 포일과 플로팅 링이 접촉하고 있는 면에서 집중 하중을 받는 것으로 가정하였는데, 실제로는 범프 포일이 변형을 하면서 접촉면이 증가하여 실제 작용하는 힘은 집중하중이 아닌 분포 하중을 받게 되어 해석에서 계산된 변형량은 실제 변형량보다 크게 예측되었기 때문으로 판단된다. 범프 플로팅 링 실은 압력강하량이 증가함에 따라 편심율이 증가하는 경향을 보였다. 이는 압력 강하량이 증가함에 따라 범프 포일의 변형을 발생시키는 힘도 증가되어 편심율이 증가하는 결과를 보인 것으로 생각된다. 또한 해석 결과와 실험 결과에서 범프 플로팅 링 실의 편심율은 회전 속도에 둔감한 반응을 보였다.

범프 플로팅 링 실의 자세각에 대한 결과는 Fig. 13에 나타내었다. 범프 플로팅 링 실의 자세각에 대한 해석 결과 및 실험 결과를 살펴보면, 회전 속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였고, 압력 강하량의 변화에는 특별한 경향을 보이지 않았다. 범프 플로팅 링 실의 자세각에 대한 해석 결과는 실험 결과보다 작게 예측되었다.

4. 결 론

본 논문에서는 플로팅 링 실의 편심율의 감소를 통한 안정성 향상시킨 범프 플로팅 링 실의 정특성을 해석적으로 연구하기 위한 해석 기법을 제안하였다. 범프 포일의 특성을 유한 요소법을 사용하여 해석하였고, 플로팅 링 실 내부의 유동은 섭동법을 이용하여 해석하여 두 결과를 연성시켜 범프 플로팅 링 실의 특성을 해석하였다. 제안된 해석 기법을 통하여 회전 속도 및 압력 강하량의 변화에 대한 범프 플로팅 링 실의 정특성을 파악하고 이를 기존의 실험 결과와 비교하였다.

해석 결과 범프 플로팅 링 실의 정특성인 누설량, 편심율, 그리고 자세각등은 비교적 실험값을 잘 예측하였다.

본 연구에서 제안된 해석 기법을 통하여 범프 플로팅 링 실의 정특성을 예측할 수 있고, 이는 추후 범프 플로팅 링 실의 동특성 해석 기법을 개발하는데 기초 자료로 활용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 한국 과학 기술 연구원의 기관 고유 사업 “고속 회전기의 지능형 센서 및 액추에이터 기술 개발”의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고 문헌

1. Lee, Y. B., Shin, S. K., Ryn, K., Kim, C. H, Jang, Gunhee, “Test Results for Leakage and Rotordynamic Coefficients of Floating Ring Seal in a High Pressure, High Speed Turbopump”, ASME/STLE International Joint Tribology Conference, Oct., 2004.
2. 이용복, “범프 포일을 장착한 고압 터보 펌프용 플

- 로팅 링 실의 실험에 관한 연구”, 한국윤활학회지, 제22권, 제2호 pp. 105-111, 2006.
3. 박동진, “틸팅 현상을 고려한 범프 포일 스러스트 베어링의 특성 해석에 관한 연구”, 한양대학교 석사 학위논문, 2007.
 4. Childs, D. W., “Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based on Hirs Lubrication Equation”, ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 429-436, 1983.
 5. Childs, D. W., “Finite Length Solutions for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals”, ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 437-444, 1983.
 6. Nelson, C. and Nguyen, B., “Comparison of Hirs’Equation with Moody’s Equation for Determining Rotordynamic Coefficients of Annular Pressure Seals”, ASME Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 144-148, 1987.
 7. Nelson, C., and Nguyen, B., “Analysis of Eccentric Annular Seals: Part I-A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force”, ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 355-366, 1988.
 8. Nelson, C. and Nguyen, B., “Analysis of Eccentric Annular Seals: Part II-Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients”, ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 361-366, 1988.