

범프 포일을 장착한 고압 터보펌프용 플로팅 링 실의 실험에 관한 연구

이용복[‡] · 김경욱[†] · 김창호 · 안경민* · 이성철**

한국과학기술연구원 트라이볼로지센터, *효성중공업 연구소, **인하공업전문대학교 기계과

Study on the Experiment of the Floating Ring Seal with Bump Foil for High Pressure Turbopump

Yong-Bok Lee[‡], Kyoung-Wook Kim[†], Chang-Ho Kim, Kyoung-Min Ahn* and Sung-Chul Lee**

Tribology Research Center, KIST

**Hyosung Power & Industrial System R&D Center*

***Dept. of Mechanical Engineering, Inha Technical College*

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. Compared with contact seal, the floating ring seal has advantage of minimizing clearance without rubbing phenomenon. But, the floating ring seal has a tendency to increase instability in operating condition in the high speed region. In this research, we devised floating ring seal which is inserted bump in the outer surface in order to improve the stability in the high speed region. Through this work, we expect to improve stability of floating ring seal with increasing the direct damping coefficient of seal and decreasing the eccentricity ratio.

Key words – floating ring seal, bump foil, whirl frequency ratio, eccentric ratio.

1. 서 론

액체 추진 로켓(LRE: Liquid Rocket Engine)에서 연소기에 추진제를 공급하기 위하여 사용되는 터보 펌프 unit은 Fig. 1에서 나타낸 것처럼 두 개의 추진 펌프와 그것을 구동하기 위한 터빈으로 구성되는데 추진 펌프는 산화제 펌프(oxidizer pump)와 연료를 공급하기 위한 연료 펌프(fuel pump)로 구성되며 터빈과 더불어 동일 축 선상에 위치한다. 이 중에서 고압 산화제 누설량을 최소화하고 마찰현상을 줄이기 위한 목적으로 비접촉실이 사용되어 왔다. 지금까지 사용된 비접촉 실에는 평면 실(plain seal), 래버린스 실(labyrinth seal), 댐퍼 실(damper seal) 그리고 플로팅 링 실(floating ring

seal)등이 주로 적용되어 왔다. 이러한 비접촉실 중에서 플로팅 링 실은 작동환경에 따라서 최적의 편심위치를 능동적으로 찾는다는 장점 때문에 많은 연구가 이루어져왔다. Mineo[1] 등의 연구에서 실제 작동 조건하에서 실의 특성이 연구되었고, Mamoru[2] 등에 의해서 실 간극에서 극저온 매질의 상변화에 따른 누설량의 변화에 대한 연구가 진행되었다. Ha[3] 등에 의해서 플로팅 링 실의 기하학적 조건과 작동 조건들이 변경되어 누설 특성과 회전체 동역학적 특성이 해석되었고, Allaire [4] 등에 의해서 마찰 계수와 편심율의 변화에 따른 실의 동특성의 변화에 대한 연구가 진행되었다. Lee[5] 등에 의해서는 실의 누설 특성을 향상시키기 위하여 플로팅 링 실과 댐퍼실의 조합인 댐퍼 플로팅 링 실(Damper Floating Ring Seal)에 대한 연구가 이루어 졌다. 또한 Lee[6] 등은 실의 기하학적인 형상의 변화에 따른 실의 누설 특성과 안정성의 변화에 대한 연구를 수행하였다.

[†]주저자 : crom8099@kist.re.kr

[‡]책임저자 : lyb@kist.re.kr

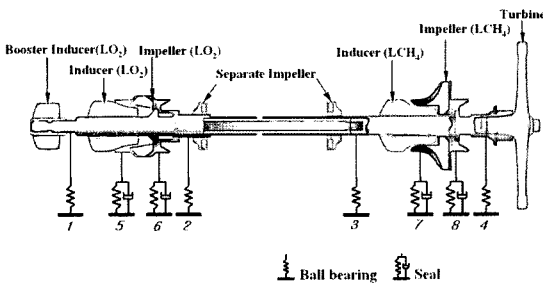


Fig. 1. Turbo pump unit in Liquid Rocket Engine.

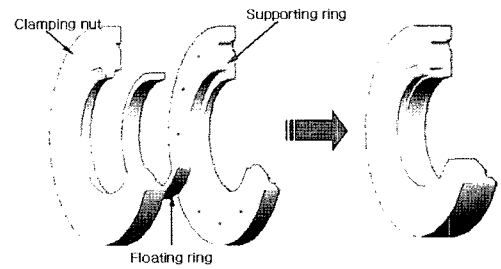


Fig. 3. Construction of floating ring seal.

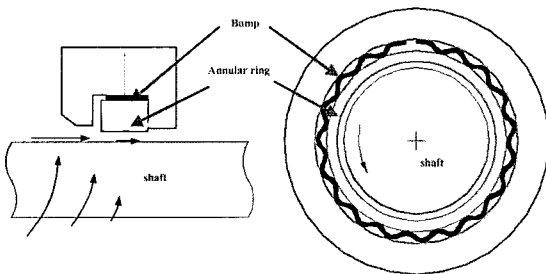


Fig. 2. Schematic of bump floating ring seal.

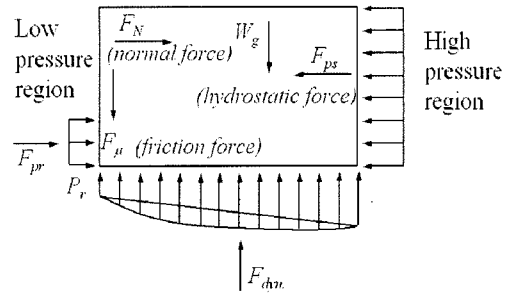


Fig. 4. FBD of floating ring seal.

그러나 아직까지 실의 안정성 향상을 위한 연구는 진행되지 않았고, 따라서 본 연구에서는 터보펌프의 안정적인 구동을 위한 실의 안정성의 향상을 위한 연구를 수행하였다.

Allaire와 Lee의 연구를 살펴보면, 실의 편심율이 증가함에 따라 유체의 전달 마찰력이 증가하는 경향을 보였다. 이는 실의 불안정성을 증가시키게 되므로 실의 안정성의 향상을 위해서 실의 편심율을 감소시킬 수 있는 추가적인 장치가 필요하게 된다. 이에 따라 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 플로팅 링 실의 외면에 범프 포일을 장착한 범프 플로팅 링 실을 고안하였다. 범프 플로팅 링 실의 회전체 동역학적 계수들을 실험적으로 추출하였고, 등가 휘돌림 주파수 비를 사용하여 안정성을 평가하였다.

2. 플로팅 링 실의 특성

플로팅 링 실은 Fig. 3과 같이 지지 링(supporting ring), 클램핑 너트(clamping nut) 그리고 플로팅 링(floating ring)으로 구성되어 있다. 플로팅 링은 터보펌프가 구동하기 전에는 실에 자중(weight)만이 작용하여 축과 최대 편심을 유지하고 있다가 펌프가 구동하면

축 방향으로 작용하는 정수 압력에 의하여 지지 링(supporting ring)으로 밀착하게 된다. 또한 지지 링과 플로팅 링 사이에는 마찰력이 작용하며 동시에 축과의 간극에서는 유체력이 발생하게 된다. 결국에는 이러한 힘들이 평형(equilibrium)을 이루는 위치에 정지하여 임의의 편심을 갖는 평 실과 동일하게 작동한다. 플로팅 링에 작용하는 힘들을 Fig. 4에 나타내었다. 이러한 플로팅 링은 다른 비접촉 실들과 다르게 스테이터(stator)에 고정되어 있지 않고 작동 조건에 따라 그 고정 위치를 변경하게 된다. 플로팅 링이 정지하는 위치는 고정 위치(lock-up position)라고 부르는데 작동 압력 및 축의 회전 속도와 함께 플로팅 링의 기하학적 형상이 고정위치를 결정짓는 중요한 요소가 된다.

3. 플로팅 링 실의 실험

3-1. 실험 방법

플로팅 링 실의 정특성 및 회전체 동역학적 특성을 추출하기 위해 Fig. 5와 같은 실험 장치를 제작하였다 [7]. 축은 양단에 강성이 비교적 큰 볼베어링으로 지지되어 있으며, 스플라인 커플링(spline coupling)으로 연결된 모터로 구동하게 된다. 또한 실의 회전체 동역학

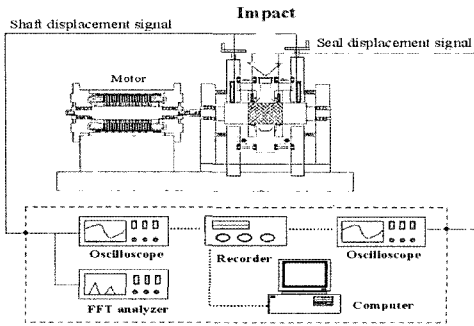


Fig. 5. Test facility of the floating ring seal.

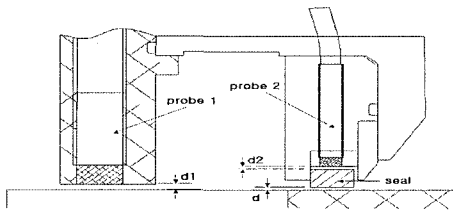


Fig. 6. Measuring the lock-up position.

적 계수들은 충격 실험(impact test)을 통해서 추출되었는데, 이를 위해서 실험장치의 하우징을 유연한(flexible) 구조로 설계하였다. 하우징과 지지부는 축의 고속 회전 시 유체의 회전으로 인하여 발생하는 유체 휘돌림에 의한 불안정한 비틀림 등의 진동을 줄이기 위해 연성 바에 의하여 구속되어 있다. 플로팅 링 실은 축 중심에서 양쪽으로 대칭되게 되어 있다. 작동유체는 펌프에 의해 가압 된 후 실험 장치의 중앙부로 유입되고 양측의 실을 통과하여 저장소로 돌아가게 된다. 또한 유입되는 유체의 유량을 측정하고자 유체의 유입 전단에 터빈 유량계를 설치하여 유입되는 유체의 양을 측정하였다. 그리고 플로팅 링 실이 반경 방향으로 고정이 되는지를 알아보기 위해서 Fig. 6과 같이 변위센서를 장착하였다. Probe 1은 하우징과 축과의 상대변위, 그리고 probe 2는 하우징과 실과의 상대변위를 측정하게 된다. 실의 원주방향의 운동을 확인하기 위하여 Fig. 7과 같이 실을 가공하였다. 원주방향의 운동을 확인하기 위하여 실 외경에 실의 간극보다 큰 홈을 90° 간격으로 2개를 만들었다. Table 1에는 본 연구에 사용된 실의 기하학적 형상에 대한 자료를 나타내었다. 실험 조건은 실 양단의 압력차를 3.0 MPa, 5.0 MPa, 7.0 MPa로 설정하고, 축 회전 속도는 6,200 rpm, 12,400 rpm, 18,600 rpm, 그리고 24,800 rpm으로 설정하였다.

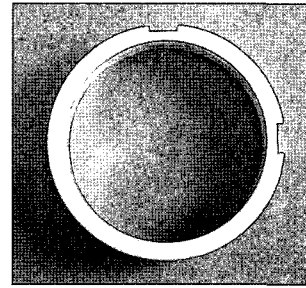
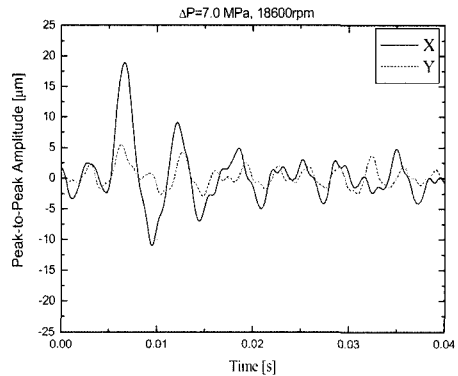


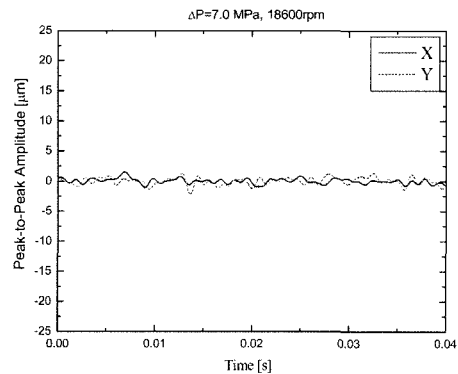
Fig. 7. Photograph of test floating ring seal.

Table 1. Specification of floating ring seal

Parameter	Value
Inner diameter of seal (mm)	53
Length of seal (mm)	8.0
Height of seal (mm)	4.5
Nominal clearance (mm)	0.1



(a) Displacement signal between housing and shaft



(b) Displacement signal between housing and seal

Fig. 8. Impulse response at $\Delta P=7.0$ MPa, 18600 rpm.

3-2. 플로팅 링 실의 고정과 회전 여부 확인

플로팅 링 실이 고정위치에 있게 된다면 하우징에 충격 신호를 주었을 때 실과 하우징과의 상대변위는 존재하지 않게 된다. Fig. 8에는 축의 회전 속도는 18600 rpm, 실 양단의 압력차가 7.0 MPa인 작동 환경에서의 실의 원주 방향 운동에 대한 결과를 나타내었다. Fig. 8(a)는 하우징에 충격신호를 주었을 때 축과 하우징과의 상대변위를, Fig. 8(b)는 그때의 하우징과 실과의 상대변위를 보여준다. 충격 신호를 주었을 때 하우징과 축 사이에서는 큰 진폭을 갖는 상대변위가 발생한 반면, 하우징과 실 사이에서는 상대변위가 거의 발생하지 않았다는 것을 알 수 있다. 이것은 하우징과 실이 서로 고정되어 충격신호에 의해서 같이 진동하였다고 볼 수 있다. 즉, 실이 고정되었다는 것을 알 수 있다. Fig. 9의 A구간에서 6200 rpm에서 축이 회전함에 따라 플로팅 링이 회전하는 것을 실의 외경에 파인 홈 신호를 통해 확인 할 수 있다. 그 후 입구부의 작동 유체가 가압되면서 B구간에서 보이는 것과 같이 지지면의 임의의 위치에 고정되어 있음을 확인 할 수 있다. 이것으로부터 실험장치의 구동 초기에는 유체에 의해서 축의 회전력이 플로팅 링 실에 전달되어 실이 회전하였지만, 구동 시간이 경과한 후 유체에 의한 실의 회전력이 실과 지지 링 사이의 마찰력과 균형을 이루게 되면 실은 더 이상 회전하지 않는다는 것을 알 수 있다.

3-3. 범프 포일의 해석

범프는 반원형이 연속적으로 형성된 주름판으로 Fig. 2에서 보여지는 것처럼 한쪽 면은 플로팅 링의 외면과 다른 한쪽 면은 하우징과 맞닿아 놓여진다. 펌프가 구

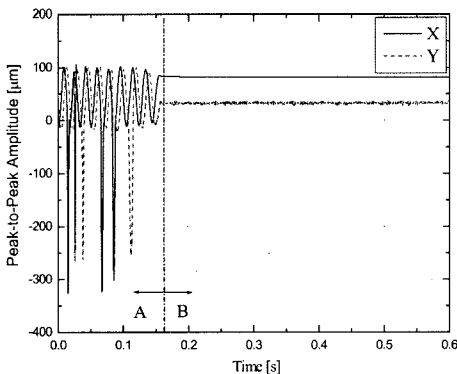


Fig. 9. Signal of a seal rotation at 6200 rpm.

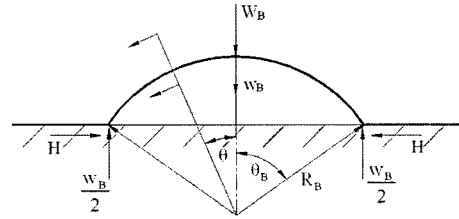


Fig. 10. Schematic diagram for analysis of bump deflection.

동하기 전에는 플로팅 링의 자중을 지지하여 실이 편심되는 것을 방지하고, 펌프가 구동하면서 생기는 외부 가진력에 대하여 범프가 변형함으로써 감소 값의 항상을 도모하게 된다. 범프에 대한 이론적 연구는 Fig. 10과 같은 도식을 이용한 Walowit[8]에 의해 수행되었으며 식 (1)과 식 (2)를 통해서 강성을 해석 할 수 있다.

$$K_B \approx \frac{6(E \cdot I)}{l^3} \tag{1}$$

$$E = \frac{E_B}{(1-\nu^2)}, \quad I = \frac{1}{12} l^3 \tag{2}$$

연구를 위해 사용된 범프의 사양은 Table 2에서 확인 할 수 있다. 플로팅 링과 하우징 사이에는 0.5 mm의 간극이 존재하므로 범프의 높이를 이에 맞추어 플로팅 링의 편심이 0이 되도록 제작하였다. 사용한 소재는 SUS301로 E_B 는 189.6 GPa이며 ν_B 는 0.28이다. 이와 비슷한 소재를 사용한 이전 연구[9]에서 구리가 코팅된 범프에 대하여 직접 강성 계수와 연성 강성 계수는 $7.4 \times 10^6 \sim 11.8 \times 10^6$ N/m와 $0 \sim 1 \times 10^6$ N/m, 그리고 직접 감쇠 계수와 연성 감쇠 계수는 $0.5 \times 10^3 \sim 2.5 \times 10^3$ Ns/m, $0 \sim 1 \times 10^3$ Ns/m 사이의 값을 실험적으로 추출되었다. Fig. 11에서 가공된 범프 포일이 삽입된 플로팅 링 실을 확인할 수 있다.

Table 2. Specification of bump

Parameter	Value
Height of bump (mm)	0.5
Width of bump (mm)	8.45
Length of bump (mm)	100
Material (mm)	SUS304
Thickness of bump (mm)	0.1

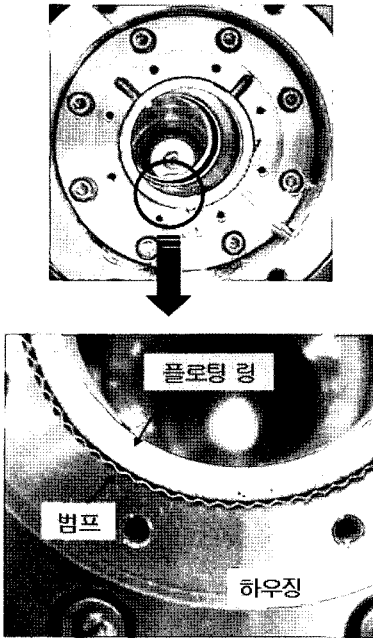


Fig. 11. Bump floating ring seal.

4. 실험 결과

플로팅 링 실과 범프 플로팅 링 실의 정특성을 비교한 결과는 Fig. 12~Fig. 14에서 확인할 수 있다. 범프 플로팅 링 실의 누설 특성과 자세각은 플로팅 링 실의 누설 특성과 자세각과 특별한 차이를 보이지 않았다. 그러나 편심률에서는 플로팅 링 실과 범프 플로팅 링 실이 명확한 차이를 보였다. 플로팅 링 실의 경우 편심률이 0.77~0.70의 값을 갖는 반면에 범프 플로팅 링 실의 경우 0.36 이하의 값을 나타내어 명확한 감소를 보였다. 이는 플로팅 링 실의 경우, 플로팅 링의 자중과 지지 링과 플로팅 링 사이에서의 마찰력, 그리고 축과 플로팅 링의 간극에서 발생하는 유체 전단력의 평형 위치에서 고정 위치를 결정짓는 데 반하여, 범프 플로팅 링 실은 범프의 하중 지지 능력이 추가로 작용하여 편심률이 감소한 것으로 보인다.

회전체 동역학적 계수 중 강성 계수에 대한 연구 결과는 Fig. 15에서 확인할 수 있다. 직접 강성 계수는 범프 플로팅 링 실에서 상승된 결과가 나타났는데, 이는 플로팅 링 실 간극에서 발생하는 유체의 강성과 실을 지지하는 범프의 강성이 조합되어 나타난 결과로 판단된다. 또한 플로팅 링 실의 연성 강성 계수는 축의 회전 속도의 증가에 따라 증가하는 경향을 나타낸

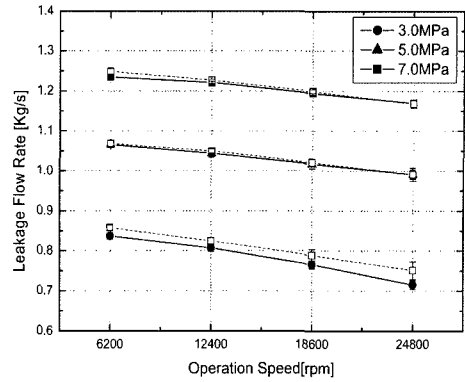


Fig. 12. Leakage flow rate of floating ring seal (solid : floating ring seal, dash : bump floating ring seal).

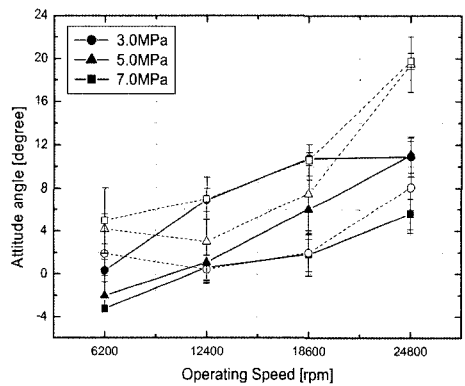


Fig. 13. Attitude angle of floating ring seal (solid : floating ring seal, dash : bump floating ring seal).

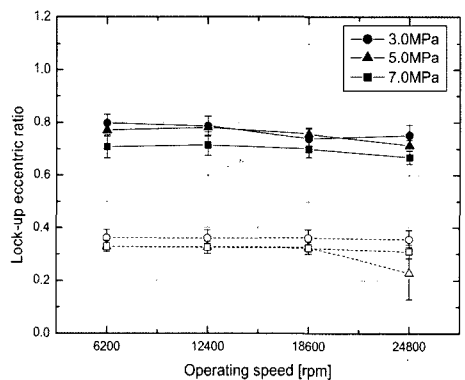
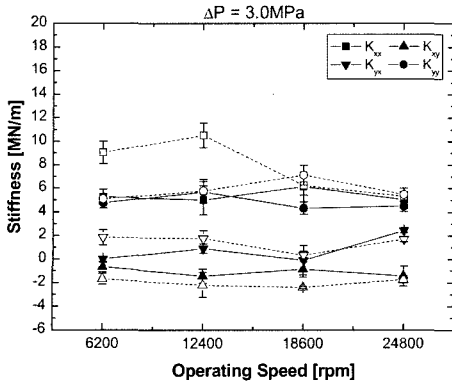
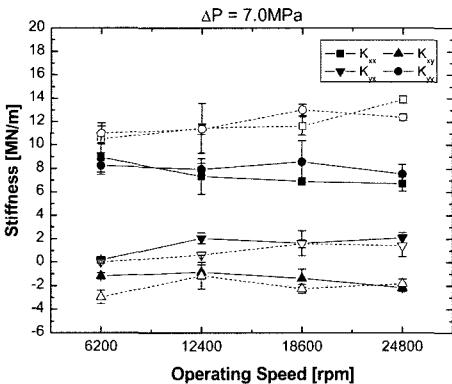


Fig. 14. Eccentric ratio of floating ring seal (solid : floating ring seal, dash : bump floating ring seal).

반면, 범프 플로팅 링 실의 연성 강성 계수는 상대적으로 축 회전속도에 거의 영향을 받지 않고 있음을 알



(a) 3.0 MPa



(b) 7.0 MPa

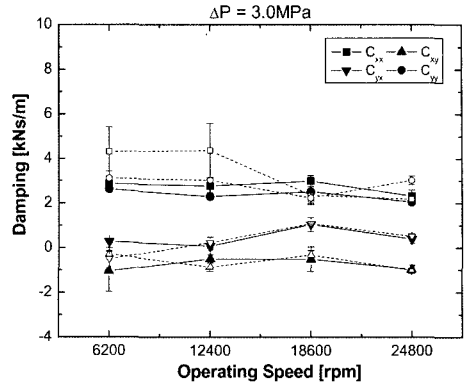
Fig. 15. Stiffness coefficients of floating ring seal (solid : floating ring seal, dash : bump floating ring seal).

수 있다. 이로부터 범프 플로팅 링 실에서 추출된 연성 강성 계수는 유체에 의한 결괏값보다 범프의 구조 강성에 따른 것으로 판단된다.

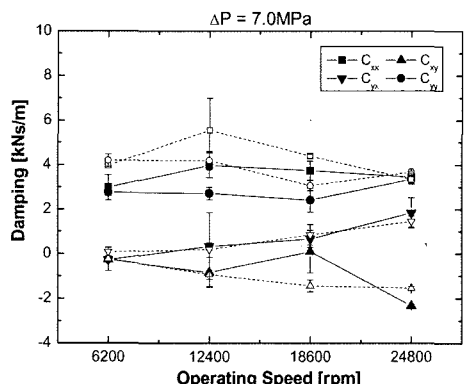
시스템의 안정성을 향상시키는 감쇠 계수에 대한 연구 결과는 Fig. 16에 나타내었다. 직접 감쇠 계수는 직접 강성 계수와 유사하게 범프 플로팅 링 실에서 플로팅 링 실에서 보다 큰 값을 보였다. 그러나 연성 감쇠 계수는 특별한 차이를 보이지 않았다.

실의 안정성을 평가하는 정량적인 지표가 되는 등가 휘둘림 주파수 비(equivalent whirl frequency ratio)는 회전기 요소인 베어링과 실에서의 불안정성을 야기하는 힘과 안정화시키려는 힘의 비를 식 (3)과 식 (4)와 같이 표현한 것이다[10].

$$f_{eq}^2 = -\frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}{(C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx})\Omega^2} \quad (3)$$



(a) 3.0 MPa



(b) 7.0 MPa

Fig. 16. Damping coefficients of floating ring seal (solid : floating ring seal, dash : bump floating ring seal).

$$K_{eq} = -\frac{K_{xy}C_{xy} + K_{yx}C_{yx} - C_{xx}K_{yx} - C_{yy}K_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (4)$$

범프 플로팅 링 실과 플로팅 링 실의 휘둘림 주파수 비에 대한 결과는 Fig. 17에서 확인할 수 있다. 저속에서의 휘둘림 주파수 비는 플로팅 링 실과 범프 플로팅 링 실의 차이가 거의 없는 반면에, 고속에서는 범프 플로팅 링 실에서 작은 값을 나타냈다. 또한 플로팅 링 실의 경우에는 축의 회전속도의 증가에 따라 휘둘림 주파수가 민감한 반응을 보인 반면, 범프 플로팅 링 실의 휘둘림 주파수 비는 축의 회전속도의 변화에 따라 거의 변하지 않는 결과를 보였다. 이는 연성 강성 계수에 대한 실험 결과와 유사한 경향이며 이로부터 범프 플로팅 링 실에서는 안정성이 유체보다 범프에 의해 지배된다는 것을 알 수 있다.

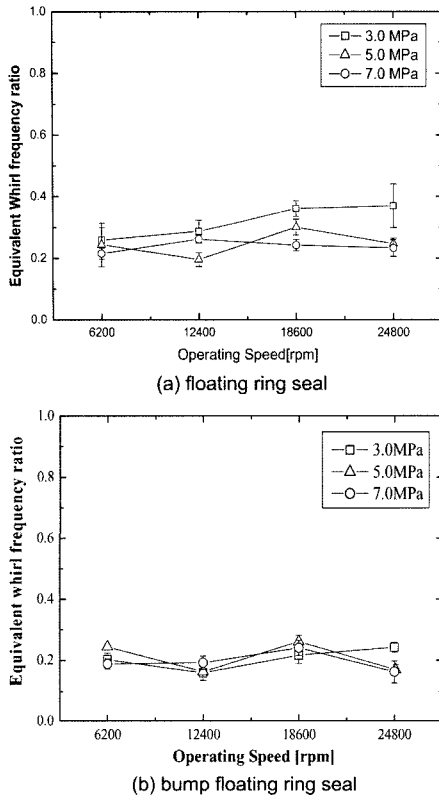


Fig. 17. Equivalent whirl frequency ratio of floating ring seal.

5. 결 론

플로팅 링 실의 안정성의 향상을 위하여 플로팅 링의 외부에 범프를 삽입한 범프 플로팅 링 실의 성능을 실험을 통하여 평가하였다. 범프 플로팅 링 실은 플로팅 링 실에 비하여 누설량에서는 큰 차이를 보이지 않았지만, 편심률이 약 50% 감소하는 결과를 나타냈다. 그리고 플로팅 링 실의 휘돌림 주파수 비는 저속의 경우 0.21~0.26, 고속의 경우 0.26~0.36으로 고속의 작동환경에서 증가하는 경향을 보였다. 그러나 범프 플로팅 링 실은 저속의 작동 환경에서 0.18~0.24, 고속의 작동 환경에서 0.16~0.24로 플로팅 링 실의 그것에 비하여 감소하는 경향을 보였다. 또한 축의 회전 속도에 대하여 범프 플로팅 링 실의 휘돌림 주파수 비는 둔감한 반응을 보여, 고속 회전의 작동 환경에서 플로팅 링 실에 비하여 안정성이 향상된 결과를 보였다. 향후에는 다양한 범프의 형상을 적용한 플로팅 링 실의 성능 평가를 통하여 각 터보펌프에서 요구되는 성능을 만족할 수 있는 범프 플로팅

링 실에 대한 자료 구축이 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 연구는 과학기술부 “KSLV 1단용 엔진 터보펌프의 베어링 및 실 신뢰성 해석 및 시험 평가”와 한국 과학 기술 연구원 기관 고유 사업 “지능형 트리보 센서/액츄에이터 기술 개발”의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고 문헌

1. Mineo, S., Masataka, N., Kenjiro, K. and Masataka, K., “Research and Development of a Rotating-Shaft Seal for a Liquid Hydrogen Turbopump,” *Lubrication Engineering*, Vol. 42, No. 3, pp. 162-169, 1986.
2. Mamoru, O., Masataka, N., Masataka, K. and Satoshi, H., “Two-Phase Flow in Floating-Ring Seals for Cryogenic Turbopumps,” *STLE Tribology Transactions*, Vol. 42, No. 2, pp. 273-281, 1999.
3. Ha, T.W., Lee, Y. B. and Kim, C. H., “Leakage and Rotordynamic Analysis of a High Pressure Floating Ring Seal in Turbo Pump Unit of a Liquid Rocket Engine,” *Tribology International*, Vol. 35, pp. 153-161, 2002.
4. Allaire, P., Lee, C. and Gunter, E., “Dynamics of Short Eccentric Plain Seals with High Axial Reynolds Numbers,” *Journal of Spacecraft and Rockets*, Vol. 15, No. 6, pp. 341-347, 1978.
5. Lee, Y. B., Shin, S. K., Ryn, K., Kim, C. H. and 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.
6. 안경민, 이용복, 김창호, 하태웅, “플로팅 링 실의 누설 특성에 관한 실험적 연구,” *윤활학회지*, 제20권, 제4호, pp. 183-189, 2004.
7. Massmann, S. and Nordmann, R., “Some New Results Concerning the Dynamic Behavior of Annular Turbulent Seals,” *NASA CP 2409, Proceedings of the Workshop : Instability in Rotating Machinery held in Carson City*, pp. 179-194, 1985.
8. Walowit J. A. and Arno J. N., “Modern Development in Lubrication Mechanics,” *Applied Science Publishers, Ltd.*, London, 1975.
9. 이용복, 김태호, 김창호, 이남수, 최동훈, “범프 포일 베어링들의 동적 계수에 관한 실험적 연구,” *윤활학회지*, 제18권, 제1호, pp. 42-48, 2002.
10. Lund, J., “The stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports,” *Journal of Applied Mechanics*, pp. 991-920, 1965.