

〈논 문〉

고압 실이 장착되어 있는 터보 펌프의 동적 안정성 및 누설 특성에 관한 연구

Dynamic Stability and Leakage Characteristics of Turbo Pump Unit Installed with High-Pressure Seals

이 용 복[†] · 광 현 덕* · 김 창 호* · 하 태 응**

Y. B. Lee, H. D. Kwak, C. H. Kim and T. W. Ha

(2001년 4월 21일 접수 : 2001년 7월 31일 심사완료)

Key Words : Turbo Pump(터보 펌프), Whirl Frequency Ratio(휘둘림 주파수비), Floating Ring Seal(후로팅 링 실), Onset Speed of Instability(불안정 시작 속도)

ABSTRACT

The stability and the leakage performance of turbo pump unit seals supported by elastic-ring ball bearings are investigated for the improvement of onset speed of instability(OSI). The numerical analysis of floating ring seal in consistence with its geometry and operating conditions is executed with detailed comparison of various seal types. The results show that the floating ring seal has superior performance in terms of rotordynamic stability compared to the other type seals while it shows slightly inferior leakage performance. To improve the leakage performance, floating ring seal could be combined with hole pattern damper or labyrinth seal surface.

1. 서 론

터보 펌프는 액체 로켓 엔진(LRE: liquid rocket engine)에서 연소기에 추진제를 공급하기 위한 목적으로 사용된다. 일반적으로 터보 펌프는 Fig. 1과 같이 두 개의 추진 펌프와 그것을 구동하기 위한 터빈으로 구성되며, 추진 펌프는 고압 산화제 펌프(high pressure oxidizer pump : HPOP)와 연료를 공급하기 위한 고압 연료 펌프(high pressure fuel pump : HPFP)로 이루어져 터빈과 더불어 동일 축 선상에 위치한다. 따라서 산화제 펌프와 연료 펌프는 동일한

회전수를 갖게 된다. 50, 60 년대의 터보 펌프는 간혹 두 펌프가 서로 다른 속도로 구동되는 구조를 취하여 기어 시스템을 이용하여 최적의 로터 속도를 조절하였으나, 이와 같은 별도의 기어 시스템은 구조적인 복잡성을 야기하였다. 산화제 펌프와 연료 펌프가 일축선상에서 고속으로 회전하는 구조를 가지는 터보 펌프는 각각 추진제의 완벽한 분리를 위하여 접촉 실(contact seal)을 사용하며, 각 펌프의 양단 임펠러에는 고압 틈새 실(clearance seal)인 평면 실(plain seal), 래버린스 실(labyrinth seal) 혹은 감쇠 성능이 좋은 댐퍼 실(damper seal) 등이 적용되어 왔다.

일반적으로 실(seal)은 유체 윤활 베어링과는 달리 난류 영역에서의 축 방향 유동이 지배적이므로 축방향 흐름의 전단류에 따른 레이놀즈 수가 원주 방향 레이놀즈 수에 비하여 지배적이다. Black⁽¹⁾ 등은 중심(centered) 실에 대한 이론적 해석을 통하여 실의 동특성의 해석을 수행하였으며, Hirs⁽²⁾는 난류에 대한

[†] 책임저자, 정희원, 한국과학기술연구원 트라이블로지연구센터
E-mail : lyb@kist.re.kr

Tel : (02) 958-5663, Fax : (02) 958-5659

* 정희원, 한국과학기술연구원 트라이블로지 연구센터

** 정희원, 경원대학교, 건축설비기계공학과

'bulk flow' 모델을 통하여 실의 해석을 수행하였다. 특히, 고속, 고압에서 운전되는 터보 펌프의 경우, 실 본래의 특성인 누설(leakage) 특성 뿐만 아니라 고속 회전에 기인하는 동특성 역시 시스템의 안정성에 중요한 역할을 한다. 이에 대하여 Allaire⁽³⁾ 등은 NASA에서 연구되고 있는 SSME(space shuttle main engine)의 고압 연료 터보 펌프(HPFTP : high pressure fuel turbo pump) 실의 누설특성 및 동특성에 관하여 연구하였다. 특히 래버린스 실과 평면 실을 중간 단(interstage) 실에 적용하여 누설특성과 동특성 해석을 통하여 고압 터보 펌프 실로서의 적용성을 검토하였다. 또한 Childs와 Kim⁽⁴⁾ 등은 로터(rotor)와 스테이터(stator)의 표면 거칠기를 고려한 Hirs' 지배 방정식을 활용하여 한정된 길이의 댐퍼 실에 대하여 수치적인 해석을 수행하였다. 이 해석 방법은 일정한 틈새 혹은 테이퍼 형태의 실 틈새를 갖는 실의 해석이 가능하며 기존의 Von Pragenau⁽⁵⁾의 해석에 비하여 해의 도출이 수월한 장점이 있다. 터보 펌프에 적용되는 실은 고속에서 운전되므로 운전 속도까지 도달하기전에 대부분 위험속도(critical speed)를 지나야만 한다. 이때 기존의 고정된 틈새를 가지는 형상의 실은 로터가 스테이터에 접촉(rubbing)하는 현상을 유발하기도 하며, 고속에서의 유막 전단력에 기인한 불안정성이 과도한 진동을 발생시키는데, 이로 인해 발생하는 마찰, 마멸에 의하여 실이 직접적으로 손상이 되어 시스템의 동특성에도 영향을 주게 된다.

따라서, 본 논문에서는 기존 실의 마찰, 마멸에 의해 유발되는 시스템의 불안정성을 해결할 목적으로 개발된 후로팅 링 실(floating ring seal)의 성능을 기존의 터보 펌프에 적용되어 왔던 평면 실, 래버린스 실 그리고 댐퍼 실들과의 누설 특성 및 회전에 의한 휘돌림(whirl) 안정성 지표인 휘돌림 주파수비(whirl

frequency ratio)의 비교를 통하여 실의 안정성을 파악하고자 하였다. 또한, 실이 시스템에 적용 되었을 때 불안정 시작 속도(onset speed of instability : OSI)의 해석을 바탕으로 후로팅 링 실의 적용성을 연구하였다.

2. 고압 터보 펌프용 실

2.1 실의 해석

본 논문에서는 실 틈새내의 유동 해석을 위하여 bulk-flow model에 기초한 지배방정식⁽⁶⁾을 사용하였다. 평면 실 및 댐퍼 실에 대한 해석을 위해서는 Kim의 표면 형상에 따른 실험계수를(empirical coefficient) 사용하여 누설량 및 동특성 계수를 예측하였다.⁽⁷⁾ 래버린스 실의 경우, 1975년까지도 다단 실의 대한 실험 결과가 거의 없었다. 다단의 래버린스 실의 해석은 1982년 Kostyuk⁽⁸⁾에 의하여 처음으로 시도되었고, 그 후 Iwatsubo⁽⁹⁾ 등이 유한 차분법을 적용하여 동특성 계수를 수치적으로 예측하였다. 본 논문에서는 스테이터에 래버린스 형상이 있는 'two control volume' 모델에 대한 버지니아 대학의 해석코드를 사용하였다.⁽³⁾ 편심된 후로팅 링 실에 대하여는 Nelson과 Nguyen^(10, 11)의 Fast Fourier Transform 방법을 사용한 수치해석 기법을 사용하여 후로팅 링 실의 고정위치(lock-up position), 누설량, 및 동특성 계수를 예측한 Ha의 결과를 사용하였다.⁽¹²⁾ Fig. 2는 본 논문에 적용된 댐퍼 실과 래버린스 실의 표면 형상을 나타내고 있으며, 후로팅 링 실의 형상은 Fig. 3과 같다.

Fig. 3에 나타낸 것처럼 후로팅 링 실은 사각형 단면의 링(ring)을 로터와 펌프 하우징 사이에 끼워 넣

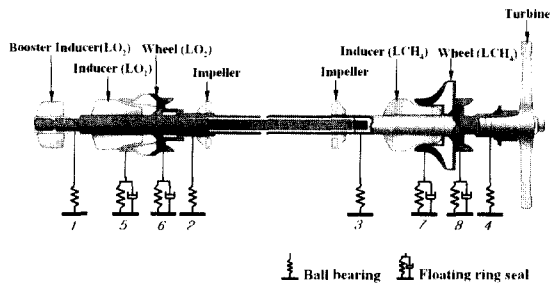


Fig. 1 Rotating elements scheme of turbo pump unit

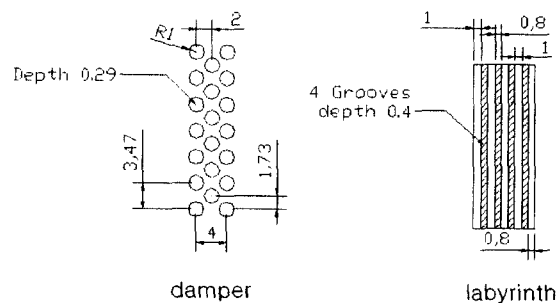


Fig. 2 Surface configuration of hole pattern damper and labyrinth seals

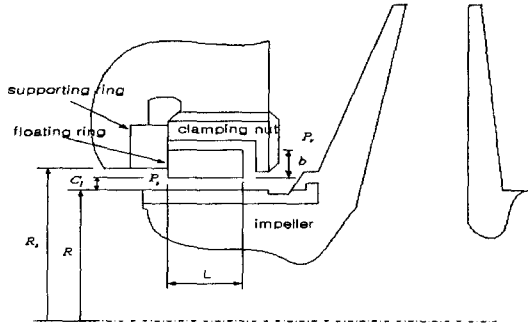


Fig. 3 Structural arrangement of a floating ring seal

은 형상을 하며, 로터면과 이 링의 내면은 비접촉식 평면 실을 형성하고 좌측면은 지지링(supporting ring)과 접촉식 실을 형성하고 있다. 이 후로팅 링은 축 방향으로 이동할 수 있으나 고정 너트(clamping nut)에 의해 제한된다. 후로팅 링은 펌프가 운전되기 전에는 자중에 의해 로터의 상부면과 닿아 있는 최대의 편심 위치에 있으나 운전되기 시작하면 임펠러 출구로부터 전면 슈라우드(shroud)를 따라서 역류하는 액체의 압력에 의하여 축 방향으로 지지링에 밀착되며, 동시에 후로팅 링 내면과 로터면 사이의 틈새에서는 유체 동압 베어링에서와 같은 유체력이 반경방향으로 발생되어 후로팅 링은 점점 로터의 기하학적 중심을 향해 움직인다. 후로팅 링은 지지링면의 마찰력과 유체력이 평형을 이룰 때까지 이동된 후 그 위치에 고정(lock-up)되어 임의의 편심을 갖는 평면 실과 같은 역할을 한다. 이와 같이 후로팅 링 실은 운전 중 로터면과의 접촉현상이 발생하지 않기 때문에 반경방향 간극을 최소화 할 수 있다.

2.2 터보 펌프용 실의 동특성 해석

고속, 고압의 실은 로터와 스테이터 사이 유체의 전단 마찰력 및 로터의 미세 휘돌림 운동에서 기인하는 동적인 힘들이 발생한다. 이러한 힘들은 실에서 반력으로 작용하며 결국 전체 시스템인 터보 펌프에 영향을 주게 되므로 이들의 동특성 해석은 운전의 안정성 면에서 매우 중요하다. 이를 위하여 강성이 매우 큰 축과 하우징 및 실로 되어있으며 하우징은 반경 방향으로만 움직이는 2자유도 운동을 한다고 가정할 때 계의 선형화된 운동방정식은 다음과 같게 된다.

$$\begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 행렬 $[M]$, $[C]$ 및 $[K]$ 는 각각 질량(mass), 감쇠(damping) 및 강성(stiffness) 행렬을 나타내며, $[F]$ 는 외부 가진에 의한 외력을 나타내는 벡터이다.

본 논문에서 사용한 실의 매체는 산화제로 LOX, 연료로 LCH₄를 사용하였다. Table 1은 각각의 물성치와 운전 조건을 나타낸다. 또한 Fig. 4는 후로팅 링과 지지링의 실제 구성품이며, Fig. 5는 이들의 결합 상태를 보여주고 있다.

Table 1 Geometric and operating conditions for floating ring seal of turbo pump unit

Floating rings seal geometry	LOX	LCH ₄
Radius of rotor (R : mm)	26.5	29.0
Radius of supporting ring (R_s : mm)	27.5	30.0
Length of seal (L : mm)	8.0	8.0
Height of seal (b : mm)	4.5	4.5
Nominal clearance of seal (C_1 : mm)	0.1	0.1
Relative roughness	0.00001	0.00001
Friction coefficient between supporting and floating ring (μ)	0.1	0.1
Operating condition		
Inlet pressure (P_1 : MPa)	6.83	8.59
Exit pressure (P_2 : MPa)	0.42	0.80
Rotor speed (ω : RPM)	50000	50000
Inlet swirl ratio ($U_{in}/(R\omega)$)	0.25	0.25
Inlet loss coefficient	0.5	0.5
Fluid viscosity (N-s/m ²)	0.00018	0.00017
Fluid density (kg/m ³)	1110	424



Fig. 4 Floating ring and supporting ring

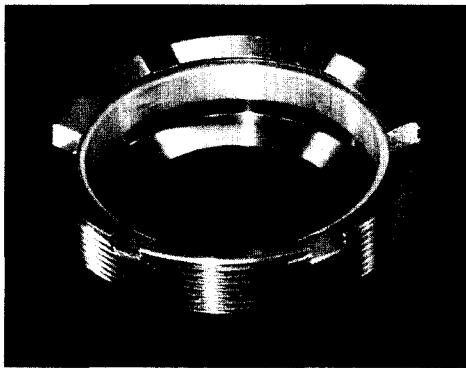


Fig. 5 Assembly of floating ring seal

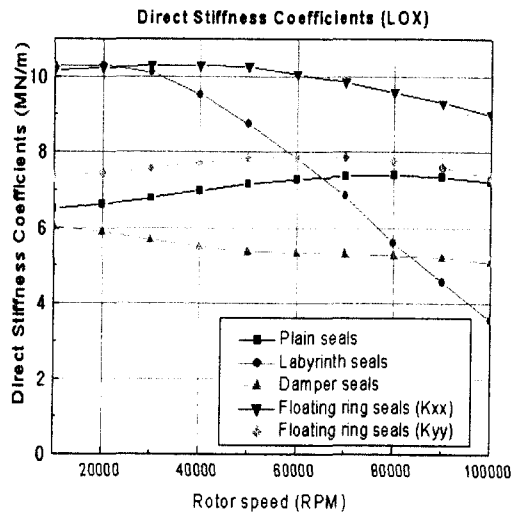


Fig. 6 Direct stiffness coefficients of HPOP(LOX)

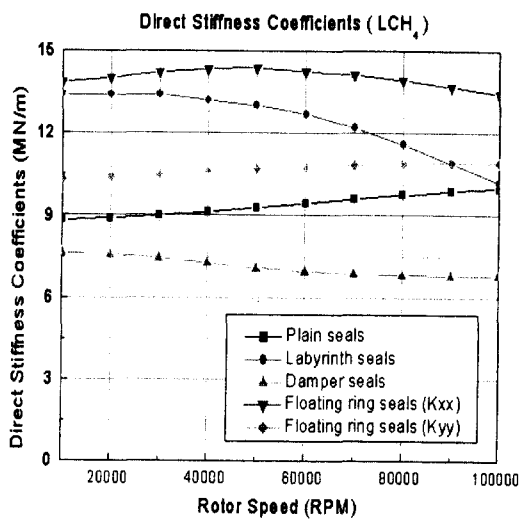


Fig. 7 Direct stiffness coefficients of HPFP(LCH₄)

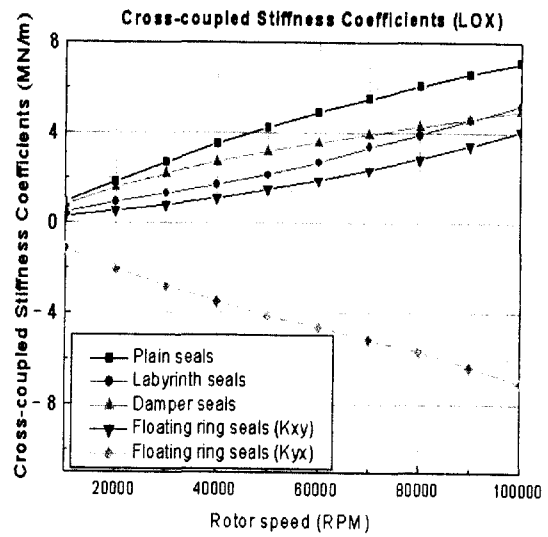


Fig. 8 Cross-coupled stiffness coefficients of HPOP(LOX)

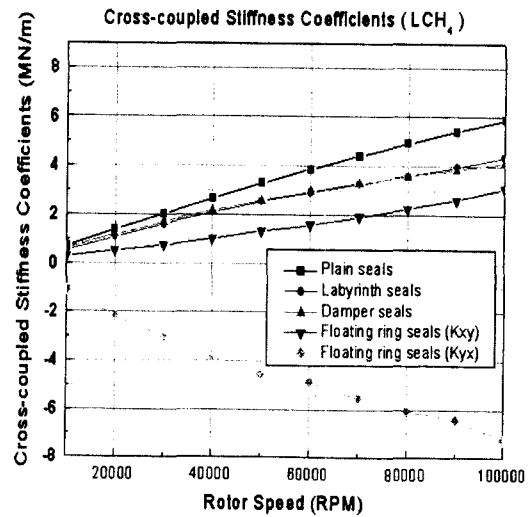


Fig. 9 Cross-coupled stiffness coefficients of HPFP(LCH₄)

실의 강성(direct stiffness, K) 및 연성강성(cross-coupled stiffness, k)의 결과인 Figs. 6~9에서 전반적으로 래버린스 실을 제외한 나머지 실의 강성계수 (K)는 회전속도에 따라 크게 변하지 않는 경향을 보이고 있으며, 상대적으로 연성강성계수 (k)의 경우 모든 실에 대해 회전속도의 증가에 따라 큰 기울기로 변화하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 큰 연성강성 값은 전체 시스템의 안정성을 저해하는 요소로 작용하기 때문에 회전속도가 증가할수록 시스템의 안정성

이 저하될 것이라 예측할 수 있다. 한편, 각 실의 종류에 따라 강성 및 연성 강성을 평가해 보면, 강성 값의 경우 후로팅 링 실이 비교적 우수한 특성을 보이는 것을 알 수 있다. 다른 실과 달리 후로팅 링 실의 강성 및 연성강성이 방향에 따라 다른 값을 가지는 것은 후로팅 링의 편심에서 기인한 것이다. Fig. 10 및 11은 실의 감쇠 특성을 종류에 따라 해석한 결과이다. 후로팅 링 실의 경우 회전속도가 증가함에 따라 감쇠력이 감소하나, 다른 실에 비하여 그 크기가 가장 큼을 알 수 있다. 전체 시스템의 안정성이

감쇠 특성에 크게 의존한다는 것을 감안하면, 후로팅 링 실이 기존 실들에 비하여 우수한 특성을 보이는 것을 알 수 있다.

3. 실의 누설 특성

일반적으로 터보 펌프에서 실은 작동 유체의 누설을 방지하여 효율을 높이는 데에 주된 목적이 있다. 본 연구의 대상이 되는 터보 펌프의 경우 회전속도가 매우 고속이기 때문에 접촉식 실을 적용할 경우 마찰에 의한 발열, 동력 손실 및 마모에 의한 누설량 증가 등의 문제를 야기할 수 있기 때문에 비접촉식 실을 적용한다. 그러나, 일반적인 비접촉식 실 역시 축의 진동에 의해 마모 및 이에 따른 누설량 증가 등과 같은 문제가 야기될 수 있다. 따라서 누설 특성은 동적 안정성과 더불어 요소 및 시스템의 성능에 직접적인 영향을 줄 수 있다.

Fig. 12와 13은 후로팅 링 실 및 기존의 비접촉식 실 종류에 따른 누설량을 회전속도에 따라 도시한 것이다. 후로팅 링 실의 경우 래버린스 및 댐퍼 실에 비해 다소 취약한 누설 특성을 보이고 있다. 이는 래버린스나 댐퍼 실의 경우, 내면에 원주 방향의 홈(groove)이나 구멍(hole)이 표면에서의 전단 마찰력을 증가시켜 누설량을 감소시키는 반면, 후로팅 링 실은 표면이 매끈하기 때문에 전단 마찰력이 상대적으로 작아 일어나는 현상이다.

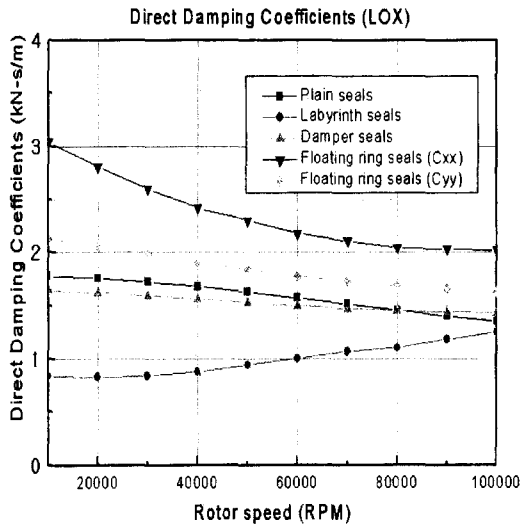


Fig. 10 Direct damping coefficients of HPOP(LOX)

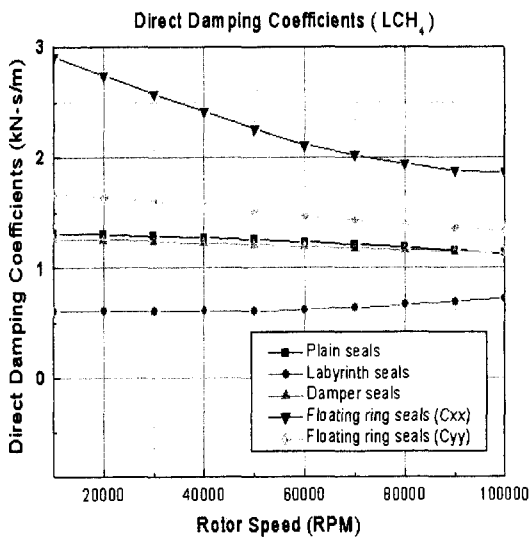


Fig. 11 Direct damping coefficients of HPFP (LCH₄)

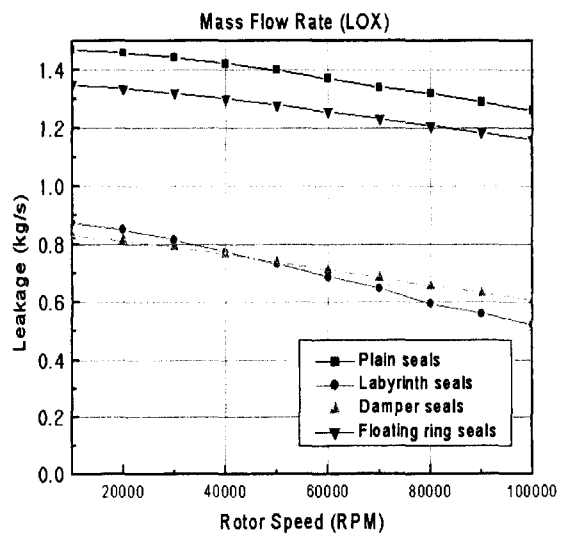


Fig. 12 Leakage of HPOP(LOX)

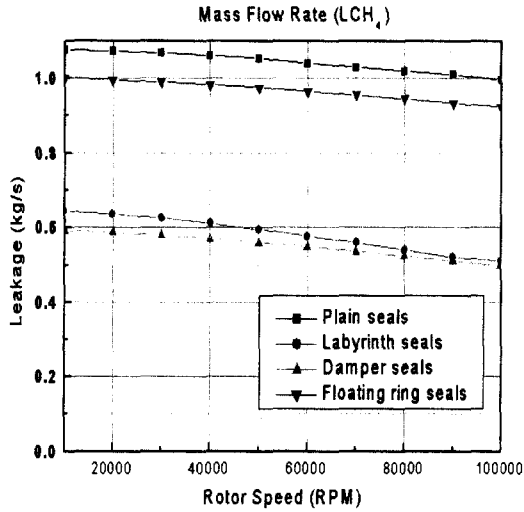


Fig. 13 Leakage of HPFP(LCH₄)

3. 실 및 터보 펌프의 동적 안정성

고압, 고속으로 운전되는 터보기계는 유체의 전단 마찰력으로 인한 불안정한 힘들이 발생하게 된다. 이러한 불안정성을 유발시키는 요소로는 유체 베어링이나 실에서 발생하는 유체력, 터빈의 편심된 틈새에서 발생하는 공기 역학적 힘인 Alford's force(clearance excitation force) 및 펌프의 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의한 힘 등을 들 수 있다.^(13, 14) 본 논문에서는 트리보(tribo) 요소인 고속, 고압 유체 실의 전단 마찰력에 기인한 불안정성을 나타내는 지표인 휘돌림 주파수비를 분석하였고, 실을 장착한 터보 펌프 시스템의 불안정한 운전 시작 속도(OSI)의 고찰을 통하여 시스템의 안정 영역에서의 운전 가능성을 연구하였다.

3.1 실의 휘돌림 주파수비 해석

로터가 고속으로 회전할 때에는 실이나 베어링과 트리보 요소는 틈새(clearance)내에 시스템을 불안정화 하려는 힘과 안정화 하려는 힘이 발생되는 데, 이러한 힘들의 비를 휘돌림 주파수비(whirl frequency ratio)라 한다. 이는 로터 회전 시 요소의 불안정성을 나타낼 수 있는 정량적인 값으로 등가 휘돌림 주파수비(equivalent whirl frequency ratio)의 결과로 얻어지며, 다음 식 (2)와 같이 표현된다.⁽¹⁵⁾

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

여기서,

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - C_{yx}K_{xy} - C_{xy}K_{yx}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (3)$$

를 나타낸다.

Fig. 14 및 15는 각각 산화제 및 연료 펌프 실의

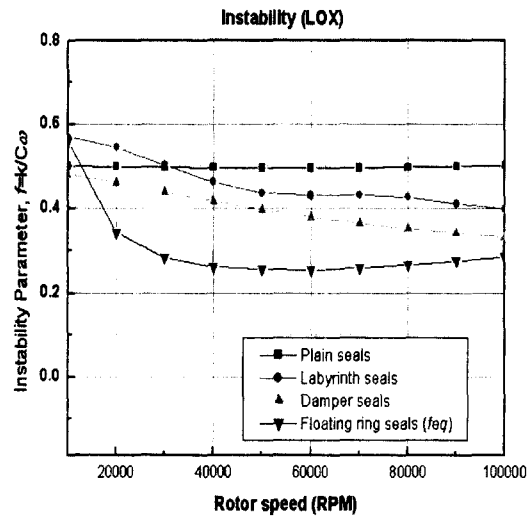


Fig. 14 Theoretical equivalent whirl frequency ratio versus journal speed for different seals of HPOF

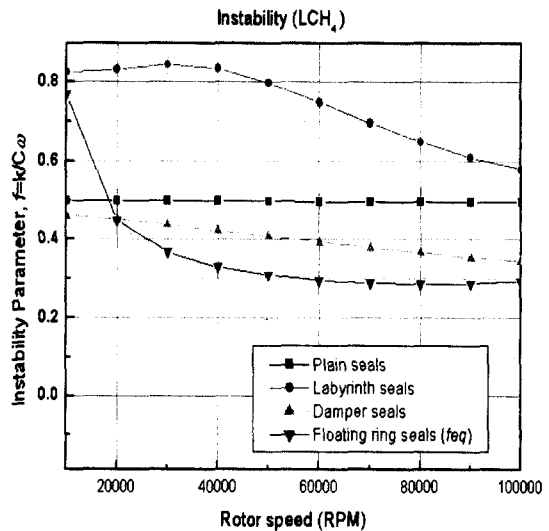


Fig. 15 Theoretical equivalent whirl frequency ratio versus journal speed for different seals of HPFP

등가 휘돌림 주파수비를 회전속도에 따라 도시한 것이다. 후로팅 링 실의 경우 휘돌림 주파수비가 저속 회전에서는 그 값이 크지만, 고속 회전에서는 다른 종류의 실에 비해 그 값이 상대적으로 작은 것을 알 수 있다. 이는 후로팅 링 실이 다른 종류에 실에 비하여 감쇠가 크므로 로터의 안정성 측면에서 유리하다는 것을 의미하며, 특히 고속에서의 그 특성이 우수함을 알 수 있다.

3.2 전달 매트릭스법을 이용한 전체 터보 펌프 시스템의 해석

Fig. 16은 터보 펌프 시스템 회전부의 해석 모델을 나타낸 것이다. 앞서 기술한 바와 같이, 모든 회전 요소는 동일 축 선상에 위치하고 있으며 총 4개의 볼 베어링으로 지지된다. 산화제 펌프 부분은 부스터 인듀서(booster inducer)와 인듀서(inducer) 및 휠(wheel)로 이루어져 있으며 부스터 인듀서와 인듀서 사이에 볼 베어링(Brg. 1)이 위치하고 있다. 연료 펌프 부분 역시 인듀서와 휠로 구성되어 있으며 터빈 부분과의 사이에 볼 베어링(Brg. 4)이 위치하고 있다. 한편, 산화제 펌프 부분과 연료 펌프 및 터빈 부분은 스플라인 커플링(spline coupling)으로 연결되어 있다. 스플라인 결합부 양 끝 단에는 두 개의 동일한 볼 베어링(Brg. 2,3)이 장착되어 있으며, 이 두 개의 볼 베어링 바로 옆에는 임펠러(impeller)가 위치하고 있다. 터보 펌프 시스템을 지지하는 볼 베어링은 일반적으로 고속에서의 운전성이 좋고, 신뢰성이 있어야 한다. 특히 터빈 부분의 베어링(Brg. 4)은 가장 하중지지 능력을 가지고 있으며 베어링 외륜에 탄성 링이 장착되어 전체 베어링의 강성을 조절함으로써 운전속도와 위험속도의 분리 여유(separate margin)의 확보를 가능하게 한다.⁽¹⁶⁾

본 논문에서는 회전체 진동 해석을 위해 Myclestad⁽¹⁷⁾와 Prohl⁽¹⁸⁾에 의하여 회전축의 횡진동에 적용된 이후에 Lund⁽¹⁹⁾ 등에 의하여 베어링에 의한 영향 등이 첨가된 전달 매트릭스법(transfer matrix method)을 사용하였다. 일반적으로 전달 매트릭스법을 이용한 회전체 계의 고유치 문제는 반복법을 이용한 Lund의 방법을 사용하여 해결하나, 반복법은 특정 임계 속도에서의 정확한 수렴이 어려울 경우가 있고, 시간이 많이 걸리는 단점을 가지고 있다. 이에 본 논문에서는 Murphy⁽²⁰⁾가 제안한 다항식 법

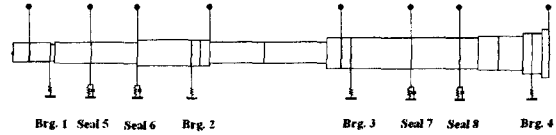


Fig. 16 Modeling of turbo pump unit

을 이용하였으며 다항식의 해를 구하기 위해서 bairstow 방법을 사용하였다.

3.3 터보 펌프 시스템의 불안정 운전 시작 속도(OSI) 예측

로터 시스템의 불안정성은 수학적으로 고유치의 실수부 중 하나 이상이 양(positive)의 값을 보일 때 발생한다. 반대로, 안정화된 로터 시스템은 모든 실수부의 값들이 음(negative)의 값을 지녀야 함을 의미한다. 이러한 안정성을 나타내는 지표로서 대수감쇠율(logarithmic decrement) 또는 감쇠비(damping ratio)등으로 불리는 무차원 값을 사용하며, 그 정의는 다음 식 (4)와 같다.^(15, 21)

대수감쇠율 :

$$\beta = -\frac{2\pi\lambda}{\omega} = \frac{-\lambda}{f} \quad (4)$$

여기서, λ , ω 및 f 는 각각 고유치 값의 실수부, 로터의 각속도 및 회전 주파수를 나타낸다.

Figs. 17~20은 여러 가지 실을 적용하였을 경우, 터보 펌프의 OSI 선도를 도시하고 있다. 평면 실과 래버린스 실을 적용한 경우 터보 펌프의 운전속도인 50,000 rpm 이하의 영역에서 이미 1차 및 4차 고유

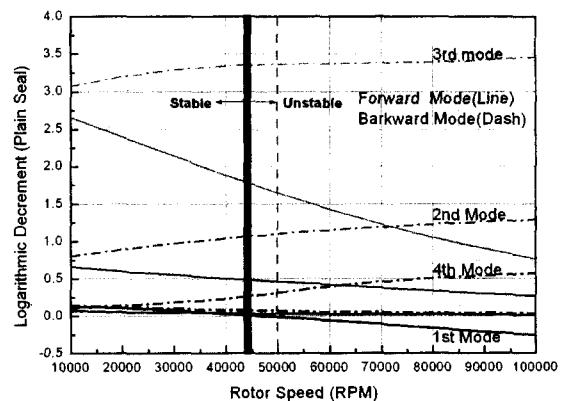


Fig. 17 Stability map of a plain seal

모드가 불안정화 되는 것을 알 수 있다. 이에 반해 댐퍼 실이나 후로팅 링 실을 적용할 경우 고유 모드가 불안정화 되는 회전속도가 운전속도보다 큰 영역에 위치하고 있어 운전상태에서 비교적 안정적으로 볼 수 있으며, 후로팅 링 실의 경우 댐퍼 실에 비하

여 더 큰 안정화 여유(stability margin)를 가지는 것을 알 수 있다.

4. 결론

액체 로켓 엔진에 추진제를 공급하기 위한 터보 펌프의 실을 대상으로 누설 특성과 동적 안정성을 연구하였다. 실의 동특성 계수의 해석을 통하여 안정성의 지표인 등가 휘돌림 주파수비를 비교하였으며 그 결과, 안정성 측면에서는 후로팅 링 실이 가장 우수하였다. 특히, 고속에서도 후로팅 링이 유체력과 마찰력의 크기에 따라 동적으로 평형 위치를 찾아 고정되므로 일정한 틈새 유지가 가능하여, 로터의 휘돌림에 따른 접촉 및 그에 따른 마모등을 줄일 수 있다고 사료된다. 한편, 후로팅 링 실의 누설 특성은 평면 실과 유사하며, 이를 개선하기 위해서는 후로팅 링의 표면에 댐퍼 및 래버린스 형상을 복합하여 전단 마찰력을 증가시킬 필요가 있을 것으로 생각된다. 전체 불안정성을 나타내는 불안정 시작 속도 역시 등가 휘돌림 주파수비와 마찬가지로 후로팅 링 실이 가장 우수한 안정성 영역을 확보하고 있음을 알 수 있었다. 추후 각각의 실들에 대한 실험을 통하여 해석과의 검증을 계획하고 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부 "민군 겸용 기술 개발" 사업의 세부 과제인 "고압 터보 펌프 회전축 동특성 해석 및 Tribo 요소설계 기술 개발" 연구의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

- (1) Black, H. F., 1969, "Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 11, No. 2, pp. 206~213.
- (2) Hirs, G. G., 1973, A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films", Journal of Lubrication Technology, Vol. 95, No. 2, pp. 137~146.
- (3) Allaire, P. E. and Gunter, E. J., 1976, Load

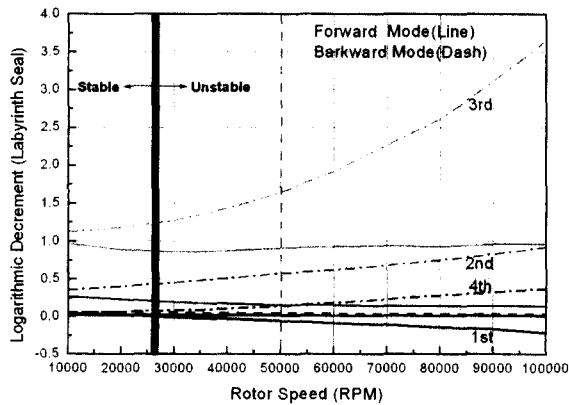


Fig. 18 Stability map of a labyrinth seal

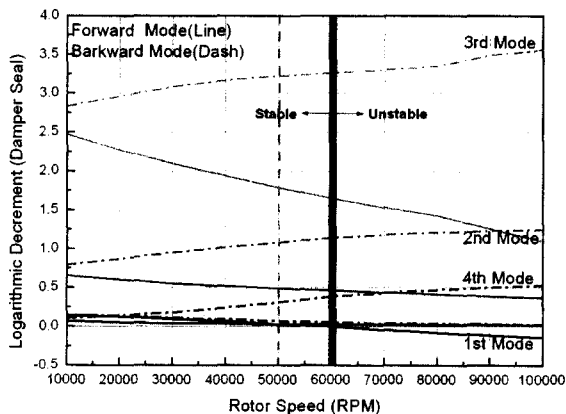


Fig. 19 Stability map of a damper seal

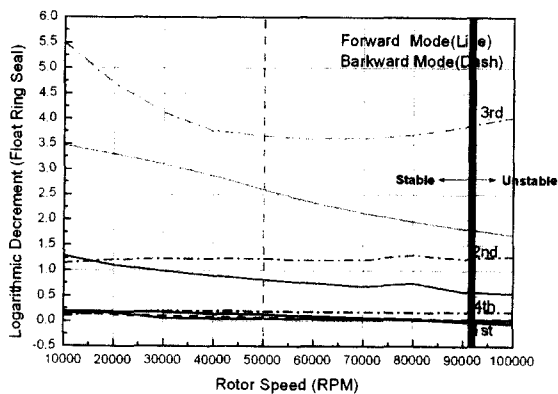


Fig. 20 Stability map of a floating ring seal

- Capacity and Hybrid Coefficients for Turbulent Interstage Seals”, University of Virginia, NASA Report, UVA/528140/ME76/103.
- (4) Childs, D. W. and Kim, C.H., 1984, “Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals with Different Directionally-Homogeneous Surface Roughness Treatment for Rotor and Stator Elements”, ASME Journal of Tribology, Vol. 107, pp. 296~306.
- (5) Von Pragenau, G. L., 1982, “Damping Seals for Turbomachinery”, NASA technical paper.
- (6) Ha, T. W. and Lee, A. S., 1988, “A Modeling of Pump Impeller Shroud and Wear-ring Seal as a Whole and its Application to the Pump Rotordynamics”, KSME International Journal, Vol. 12, No. 3, pp. 441~450.
- (7) Kim, C. H., 1985, “Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Grooved Turbulent Annular Seals”, Ph. D. Thesis, Texas A&M University.
- (8) Kostyuk, A. G., 1972, “A Theoretical Analysis of the Aerodynamic Forces in the Labyrinth Glands of Turbomachineries”, Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 39~44.
- (9) Iwatsubo, T., Motooka, N., and Kawai, R., 1982, “Flow Induced Force of Labyrinth Seal”, Proceedings of 2nd Workshop on Rotordynamics Instability Problems in High Performance Turbomachinery, Texas A&M University, NASA CP 2250, pp. 205~222.
- (10) Nelson, C., and Nguyen, D., 1987, “Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 1 -A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Forces”, Transactions of ASME, 87-Trib-52, pp. 1~6.
- (11) Nelson, C., and Nguyen, D., 1988, “Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 2 -Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients”, Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 361~366.
- (12) Ha, T. W., Lee, Y. B. and Kim, C. H., 2001, “Leakage and Rotordynamic Analysis of High Pressure Floating Ring Seal in Turbo Pump Unit of Liquid Rocket Engine”, 과기부 민군겸용 Workshop.
- (13) Childs, D. W., Turbomachinery Rotordynamics, Jhon Wiley & Sons, pp. 355~363.
- (14) Allaire, P. E. and Gunter, E. J., 1976, “The Dynamic Analysis of the Space Shuttle Main Engine-High Pressure Fuel Turbopump”, University of Virginia, NASA Report, UVA/528140/ME76/104.
- (15) Lund, J., 1965, “The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports”, ASME, Journal of Applied Mechanics, pp. 911~920.
- (16) 이용복, 김창호, 곽현덕, 하태웅, 우유철, 2001, “탄성 링을 갖는 볼 베어링 지지의 터보 펌프 임계속도에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 735~743.
- (17) Myclestad, N. O., 1944, “A New Method for Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibration of Airplane Wings and Other Type Beams”, Journal of Aeronautics, Vol. 11, pp. 153~162.
- (18) Prohl, M. A., 1945, “A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors”, ASME, Journal of Applied Mechanics, pp. 142~148.
- (19) Lund, J. W., 1975, “Stability and Damped Critical Speeds of A Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings”, Journal of Engineering for Industry, ASME-73-DET-103.
- (20) Murphy, B. T. and Vance, J. M., 1982, “An Improved Method for Calculating Critical Speeds and Rotordynamic Stability of Turbomachinery”, Journal of Engineering for Power, ASME-82-GT-294.
- (21) Bansal, P. N. and Kirk, R. G., 1975, “Stability and Damped Critical Speeds of Rotor-Bearing Systems”, Journal of Engineering For Industry, Vol. 97, pp. 1325~1332.