

◎ 논문

터보 펌프 고압 후로팅 링 실의 누설량 및 회전체 동역학적 특성 해석

하태웅^{*} · 이용복^{**} · 김창호^{**}

Leakage and Rotordynamic Analysis of High Pressure Floating Ring Seal in Turbo Pump

Tae Woong Ha^{*}, Yong-Bok Lee^{**}, Chang-Ho Kim^{**}

Key Words: Floating Ring Seal(후로팅 링 실), Leakage(누설량), Rotordynamic Coefficient(회전체 동역학적 계수), Eccentricity Ratio(편심비), Turbo Pump(터보펌프)

ABSTRACT

The floating ring seal has the ability of minimizing clearance without the rubbing phenomenon. It is often used in the turbo pump units of liquid rocket engines due to its superior leakage performance. The exact prediction of the lock-up position of the floating ring, the leakage performance, and the rotordynamic coefficients of the seal is necessary to evaluate the rotordynamic performance of the turbo pump unit. The governing equations(which are based on the Bulk-flow Model) are solved by the Fast Fourier Transform method. The lock-up position, leakage flow rate, and rotordynamic coefficients are evaluated according to the geometric parameters of the floating ring seal.

1. 서 론

액체 로켓 엔진(LRE: Liquid Rocket Engine)에서 연소기에 추진제를 공급하기 위한 목적으로 사용되는 터보 펌프 유닛(unit)은 Fig. 1에 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. 터보 펌프 유닛의 설계 시 중요한 문제 중의 하나는 펌프와

터빈 연결부의 완전한 밀봉을 위한 접촉식 실(seal)의 설계와 누설량을 최소화하기 위한 임펠러 입구 및 출구부의 비접촉식 축 실(shaft seal)의 설계이다. 특히, 임펠러 입구 및 출구부의 비접촉식 축 실은 반경방향의 간극에 따라서 상당량의 누설을 야기함으로 최소의 간극으로 설계되어야 한다. 그러나 이 간극을 최소화하는데는 로터의 휘돌림 현상, 제작상의 오차, 반경방향 하중에 의한 로터 축의 변형 등에 의해 제한이 되어 일반적으로 펌프에 많이 사용되는 환상 평실(annular type plain seal)이나 래버런스 실(labyrinth type seal)을 적용할 경우 러빙(rubbing) 현상에 따른 시스템의 진동문제 및 러빙에 따른 실 간극의 증대로 인한 누설량의 증대로 시스템의 성능저하 문제가 예상된다.

러빙 현상이 발생하지 않으며 실의 간극을 최소화하

* 경원대학교 건축설비·기계공학부

** KIST Tribology 연구센터

E-mail : twha@mail.kyungwon.ac.kr

기 위하여 후로팅 링 실(floating ring seal)이 사용될 수 있다. Fig. 2에 나타낸 것처럼 후로팅 링 실은 사각형 단면의 링을 로터와 펌프 하우징사이에 끼워 넣은 형상을 하며, 로터면과 이 링의 내면은 비접촉식 환상 평실을 형성하고 쪽면은 지지 링(supporting ring)과 접촉식 실을 형성하고 있다. 이 후로팅 링은 축 방향으로 이동할 수 있으나 퀼 너트(clamping nut)에 의해 제한된다. 후로팅 링은 펌프가 운전되기 전에는 자중에 의해 로터의 상부면과 닿아 있는 최대의 편심 위치에 있으나 운전되기 시작하면 후로팅 링은 임펠러 출구로부터 전면 슈라우드를 따라서 역류하는 액체의 압력에 의하여 축 방향으로 지지 링 면에 밀착되며, 동시에 후로팅 링 내면과 로터면 사이의 틈새에서는 유막 배어링(fluid film bearing)에서와 같은 유체력(hydrodynamic force)이 반경방향으로 발생되어 후로팅 링은 점점 로터의 센터를 향해 움직인다. 후로팅 링은 지지 링 면의 마찰력과 유체력이 평형을 이를 때까지 이동된 후 그 위치에 고정(lock-up)되어 임의의 편심율을 갖는 환상 평실과 같은 역할을 한다. 이와 같이 후로팅 링 실은 운전 중 로터면과의 러빙 현상이 발생하지 않기 때문에 반경방향 간극을 최소화 할 수 있다.

후로팅 링의 고정 위치는 펌프의 운전조건, 후로팅 링의 형상, 지지 링과 후로팅 링 측면의 표면마찰계수 등에 따라 달라진다. 따라서 후로팅 링 실이 적용된 터보 펌프의 성능 및 전동특성을 해석하기 위하여는 후로팅 링의 정확한 고정위치와 그 편심률을 예측하고, 후로팅 링 실을 통한 누설량 및 동특성 계수들의 정밀한 예측이 요구된다. Fig. 2와 같은 후로팅 링 실의 누설량 및 동특성 해석에 관한 연구 결과는 지금까지 거의 발표되지 못했으며, 이와 유사한 구조를 갖는 후로팅 오일 링 실(floating oil ring seal)의 과도응답(transient response) 및 동특성에 관한 연구결과가 Kirk^{(1)~(3)}에 의해 다수 발표되었다. 그러나 후로팅 오일 링 실은 작동 기체(process gas)의 누설량을 극히 미량으로 제

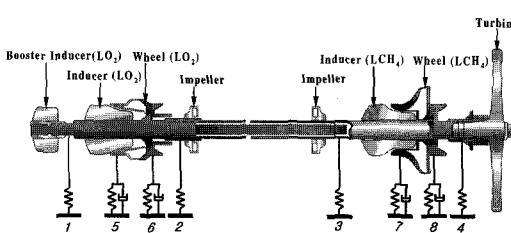


Fig. 1 Turbo pump unit

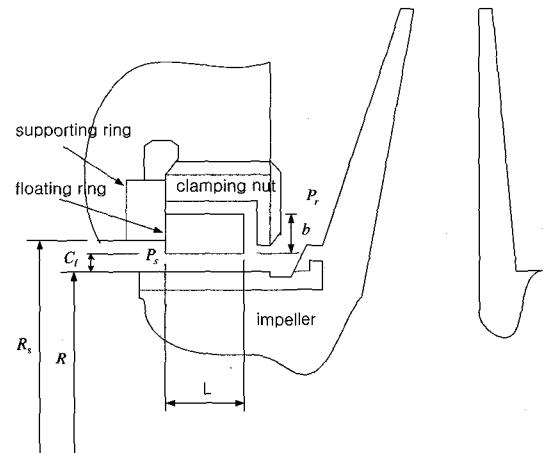


Fig. 2 Structural arrange of a floating ring seal

한하고자 작동 기체보다 약간 높은 압력으로 오일을 공급하여 작동 기체의 누설을 차단하도록 설계된 것으로 후로팅 링을 통한 축방향 유속은 층류(laminar)흐름 영역인 반면, 본 연구 대상인 후로팅 링 실은 비교적 큰 압력차로 후로팅 링을 통한 축방향 유속이 난류(turbulent) 영역임으로 해석 방법에 큰 차이가 있다.

본 연구에서는 Fig. 2와 같은 후로팅 링 실의 누설량 및 동특성 계수들을 예측하기 위한 해석 기법을 개발함으로써 터보펌프 유닛의 성능해석, 임계속도, 및 안정성 해석을 위한 정보를 제공하고, 후로팅 링 실의 형상 변수에 대한 특성을 파악하고자 한다.

2. 후로팅 링의 고정(lock-up) 위치

펌프가 운전되기 전, 후로팅 링은 자중에 의해 로터의 상부면과 닿아 있는 최대의 편심 위치에 있다. 펌프가 회전을 시작하면 Fig. 3에 나타낸 것처럼 후로팅 링에는 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}), 후로팅 링과 지지 링의 접촉면에 발생하는 수직력(F_N) 및 마찰력(F_μ), 후로팅 링의 자중(W_g)이 작용한다. 이때 후로팅 링의 외면에 작용하는 실 입구부의 유체압에 의한 힘은 원주면을 따라 일정하게 작용함으로 후로팅 링에는 아무런 영향을 미치지 않는다. 임의의 편심율을 갖는 후로팅 링에 대하여 축방향 힘의 평형식으로부터 수직력(F_N)은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있으며, 후로팅 링과 지지 링 접촉면의 표면 마찰계수를 μ 라고 하면 마찰력(F_μ)은

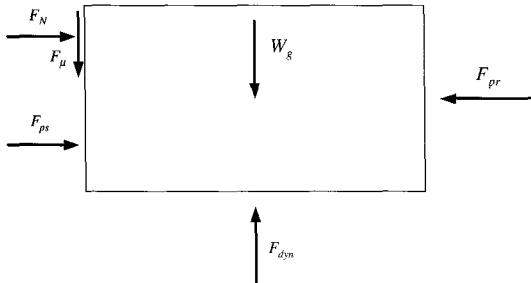


Fig. 3 Force balance for a floating ring

식 (2)와 같이 정의된다.

$$F_N = P_R \times \pi \times ((R + C_l + b)^2 - (R_s)^2) \\ + (P_R - P_S) \times \pi \times ((R_s)^2 - (R + C_l)^2) \quad (1)$$

$$F_\mu = \mu \times F_N \quad (2)$$

최대 편심 위치에서 F_{dyn} 은 마찰력과 자중의 합력보다 크기 때문에 후로팅 링은 로터의 센터를 향해 이동하게 되어 점점 편심율이 감소하며 이에 따라서 F_{dyn} 도 감소한다. 결국, 후로팅 링은 반경방향의 힘이 평형을 이루는 위치에서 고정이 되며 F_{dyn} 이 편심율의 함수임으로 식 (3)을 사용하여 고정 시의 편심율을 구할 수 있다.

$$F_\mu + W - F_{dyn}(\epsilon_0) = 0 \quad (3)$$

3. 후로팅 실의 해석

앞 절에서 설명한 것처럼 후로팅 링은 처음의 최대 편심 위치에서 고정이 될 때까지 편심율이 감소되며, 일단 고정이 되면 그 위치에 고정된 편심된 환상 평실과 같이 작동된다. 따라서 후로팅 링 실의 고정위치, 누설량, 및 동특성계수를 예측하기 위하여는 편심된 환상 평실의 해석기법을 사용할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 4에 나타낸 매끈한 면을 갖는 편심된 후로팅 링 실에 대하여 Bulk-flow model에 기초한 지배방정식을 유도하고⁽⁴⁾ Nelson과 Nguyen^{(5),(6)}의 Fast Fourier Transform 방법을 사용한 수치해석 기법을 사용하여 후로팅 링 실의 고정위치, 누설량, 및 동특성계수를 예측하고자 한다.

Fig. 4는 ϵ_0 만큼 편심된 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실의 단면을 나타내고 있다. 일정 속도로 회전하는 로터에 의해 정상상태에서도 유막 베어링에서와 같은

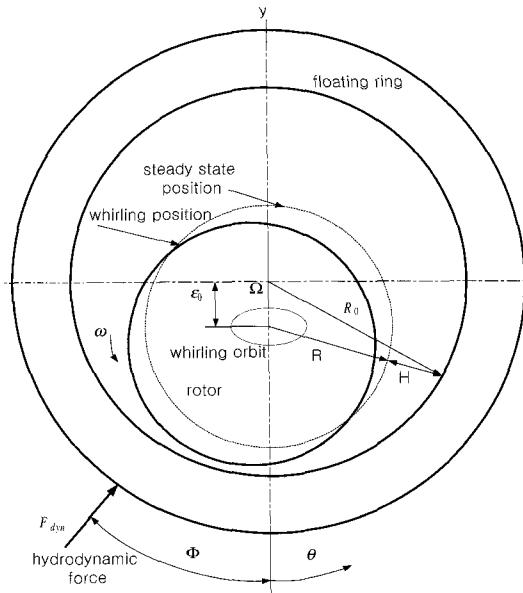


Fig. 4 cross section of a floating ring seal

수력학적 힘 F_{dyn} 이 자세각 Φ 를 갖고 발생되어 후로팅 링과 지지 링의 접촉면에 발생하는 마찰력(F_μ)과 후로팅 링 자중(Wg)의 합력과 평형을 이루며, 미세한 휘돌림 현상에 따른 유체가진력이 발생된다. 이 유체가진력은 로터 단면의 수평, 수직방향인 x , y 축에 대하여 이방성을 나타내게 되고 식 (4)와 같이 12개의 행렬 요소를 갖는 형태로 나타내어진다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx}(\epsilon_0) & K_{xy}(\epsilon_0) \\ -K_{yx}(\epsilon_0) & K_{yy}(\epsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} C_{xx}(\epsilon_0) & C_{xy}(\epsilon_0) \\ -C_{yx}(\epsilon_0) & C_{yy}(\epsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} M_{xx}(\epsilon_0) & M_{xy}(\epsilon_0) \\ -M_{yx}(\epsilon_0) & M_{yy}(\epsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

3.1 지배방정식

편심된 후로팅 링 틈새의 유동을 정의하기 위하여 실 틈새에 설정된 제어체적에 대한 연속방정식, 원주 방향 운동량, 및 축방향 운동량 방정식을 유도하면 이 지배방정식들은 편심되지 않은 환상 평실의 해석 경우와 같이 식 (5)~(8)로 나타내어진다. 다만 후로팅 링 내면의 표면 마찰계수(f_s)와 로터의 표면 마찰계수(f_r)는 Moody의 마찰계수 식을 사용했으며, 로터의

중심이 후로팅 링의 중심에서 벗어나 있으므로 틈새 깊이(H)는 식 (9)와 같이 θ 의 함수로 정의된다. 이 때 후로팅 링은 회전하지 않는 것으로 가정한다.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(WH) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(U_\theta H) = 0 \quad (5)$$

$$-H \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\rho}{2} f_s W U_s + \frac{\rho}{2} f_r W U_r \\ + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(W) + W \frac{\partial}{\partial z}(W) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(W) \right\} \quad (6)$$

$$-\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\rho}{2} U_\theta U_s f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_r f_r \\ + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(U_\theta) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} + W \frac{\partial}{\partial z}(U_\theta) \right\} \quad (7)$$

$$U_s = (W^2 + U_\theta^2)^{\frac{1}{2}}, \\ U_r = (W^2 + (U_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

$$f_s = 1.37 \times 10^{-3} \left[1 + (20000 \times \frac{e_s}{D} + \frac{10^6}{Rey})^{\frac{1}{3}} \right] \\ f_r = 1.37 \times 10^{-3} \left[1 + (20000 \times \frac{e_r}{D} + \frac{10^6}{Rey})^{\frac{1}{3}} \right] \\ H(z, \theta) = (R_0^2 - \varepsilon_0^2 \sin^2 \theta)^{1/2} - \varepsilon_0 \cos \theta - R \quad (9)$$

로터는 임의의 편심 위치에서 정격회전수로 회전함과 동시에 미소 회돌림 운동(whirling motion)을 하는데 이 현상을 수학적으로 모델링하기 위하여 지배방정식의 변수인 압력, 축방향 및 원주방향 유속, 및 실의 틈새깊이를 식 (10)과 같은 섭동변수로 정의하고 이 섭동변수들을 지배방정식 식 (5)~(8)에 대입하여 다시 전개하면 정상상태(zeroth-order)식과 비정상상태(first-order)식으로 유도된다. 정상상태 지배방정식과 비정상상태 지배방정식은 Nelson과 Nguyen^{(5),(6)}의 결과와 같다.

$$P = P_0 + \varepsilon P_1 \quad W = W_0 + \varepsilon W_1 \\ U_\theta = U_\infty + \varepsilon U_\theta \quad H = H_0 + \varepsilon H_1 \quad (10)$$

3.2 누설량 및 유체력의 예측

2차원 비선형 편미분 방정식인 정상상태(zeroth order)

식의 해는 편심된 후로팅 링 실을 통한 누설량과 로터에 작용하는 수력학적 힘 F_{dy} 과 자세각 ϕ , 축방향 및 원주방향의 압력분포와 유속분포를 정의한다. 원주방향의 압력 및 유속이 θ 의 함수이기 때문에 정상상태 지배방정식의 해를 구하기 위하여 수치적분을 위하여 실의 축방향 길이 및 원주방향 길이를 등간격으로 나눈 미소요소를 설정한다. 세 변수인 P_0 , W_0 , $U_\theta 0$ 의 축방향 기울기는 정상상태의 지배방정식에서 정의되어 있으나 원주방향 기울기는 편심된 실의 물리적 현상을 만족시킬 수 있는 함수로 이 변수들을 가정하고 원주방향에 대한 편미분을 하여 구하여야 한다. 본 논문에서는 편심된 실 틈새의 원주방향에 대하여 이 변수들이 연속방정식을 만족하며 2π 의 주기를 가지므로 Fourier series로 정의하고자 한다. 원주방향 길이를 $2N$ 개의 등간격으로 나눈 미소 요소에 대하여 이 변수들은 식 (11)~(13)과 같이 정의된다. 여기서 i 는 복소수를 의미한다.

$$P_0(z, \theta) = \text{Real} \left[2 \sum_{n=0}^{N-1} P_n(z) e^{i n \theta} \right] \quad (11)$$

$$W_0(z, \theta) = \text{Real} \left[2 \sum_{n=0}^{N-1} W_n(z) e^{i n \theta} \right] \quad (12)$$

$$U_\infty(z, \theta) = \text{Real} \left[2 \sum_{n=0}^{N-1} U_n(z) e^{i n \theta} \right] \quad (13)$$

편심된 후로팅 링 실의 입구조건인 입구압력과 입구원주방향 유속으로 부터 수치해석 기법(Runge Kutta method)을 사용하여 원주방향으로 $2N$ 개의 원주방향 위치에서의 압력, 축방향 유속, 및 원주방향 유속을 계산하고 축방향으로 출구 위치까지 같은 방법으로 수치적분을 수행, 출구 조건인 출구 압력과 일치될 때까지 반복계산을 수행한다. 편심된 실을 통한 누설량, 수력학적 힘의 x방향성분과 y방향성분, 및 자세각은 각각 식 (14)~(17)을 사용하여 구할 수 있다.

$$\dot{m} = \int_0^{2\pi} \rho W_0 dA \quad (14)$$

$$F_{dyn,x} = R \int_0^L \int_0^{2\pi} P_0 \cos \theta d\theta dz \quad (15)$$

$$F_{dyn,y} = R \int_0^L \int_0^{2\pi} P_0 \sin \theta d\theta dz \quad (16)$$

$$\Phi = \tan^{-1}(-F_{dyn\ y}/F_{dyn\ x}) \quad (17)$$

3.3 회전체 동역학적 계수(rotordynamic coefficients)의 예측

1차 섭동변수인 $P_1, W_1, U_{\theta 1}$ 으로 정의된 비정상상태(first order) 지배방정식은 편심된 로터의 휘돌림 운동에 따른 실 간극의 변화에 기인된 섭동압력과 섭동속도를 정의한다. 로터가 타원궤적을 갖는 각속도 Ω 의 휘돌림운동을 있다고 가정하면 섭동 틈새깊이 $H_1(\theta, t)$ 은 식 (18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$H_1 = -Ax \cos \Omega t \cos \theta - Ay \sin \Omega t \sin \theta \quad (18)$$

$P_1, W_1, U_{\theta 1}$ 변수들의 해를 틈새깊이 H_1 (식 (18))과 같은 조화함수 형태로 정의하고, 비정상상태 지배방정식을 다시 전개하면 1차 섭동변수 $P_1, W_1, U_{\theta 1}$ 에 대한 1차 상미분방정식이 된다. 편심된 후로팅 링 실의 입구와 출구에서 섭동압력과 섭동속도들이 0이라는 경계조건을 사용하여 비정상상태 지배방정식의 해를 수치해석 기법을 사용하여 구하면 축방향 및 원주방향의 섭동압력 분포를 얻을 수 있다. 편심된 후로팅 링 실을 통해 발생되는 유체가진력을 섭동압력을 실의 축방향 길이와 원주방향 둘레에 대하여 적분함에 의하여 식 (19)~(20)과 같이 구하고 식 (4)와 등치 시키면 최종적으로 편심된 후로팅 링 실의 유체가진력을 나타내는 12개 행렬요소의 회전체 동역학적 계수들을 결정할 수 있다.

$$-F_x = R \int_0^L \int_0^{2\pi} P_1 \cos \theta \, d\theta \, dz \quad (19)$$

$$-F_y = R \int_0^L \int_0^{2\pi} P_1 \sin \theta \, d\theta \, dz \quad (20)$$

4. 해석 결과 및 고찰

본 절에서는 앞 절에서 유도한 후로팅 링 실의 해석방법을 사용하여 대상 후로팅 링 실에 대한 고정(lock-up)위치, 누설량, 및 동특성계수 결과를 보이고 후로팅 링 실의 형상 변수에 대한 특성을 파악하고자 한다. 대상 연료 펌프의 후로팅 링 실의 형상 및 운전조건(Fig. 2 참조)은 Table 1과 같다.

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

Floating ring seal geometry	
Radius of rotor(R)	29(mm)
Radius of supporting ring(Rs)	30(mm)
Length of floating ring seal(L)	8.0(mm)
Height of floating ring seal(b)	5(mm)
Nominal clearance of floating ring seal(Cl)	0.1(mm)
Relative roughness of rotor and floating ring surface ν	0.00001
Friction coefficient between supporting and floating ring(μ)	0.1
Density of floating ring material	8600(kg/m ³)
Operating condition	
Inlet pressure(Pr)	8.59(MPa)
Exit pressure(Ps)	0.8(MPa)
Rotor speed(ω)	50000(rpm)
Inlet swirl ratio($U\theta \text{ in}/(R \cdot \omega)$)	0.25
Inlet loss coefficient	0.5
Fluid viscosity	$1.79 \times 10^{-4}(N \cdot s/m^2)$
Fluid density	424(kg/m ³)

4.1 로터 회전수의 영향

Fig. 5는 대상 연료 펌프의 로터 회전수를 1,000 rpm에서 100,000 rpm까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링의 고정 편심율(lock-up eccentricity ratio)와 누설량의 결과를 보이고 있다. 로터의 회전수가 증가함에 따라서 편심된 실을 통한 유체력이 커짐으로 고정 편심율은 감소하며 그에 따라서 누설량도 감소함을 보이고 있다. Fig. 6에 나타낸 것처럼 로터의 회전수가 증가함에 따라 후로팅 링 실의 자세각(attitude angle)은 증대됨을 알 수 있다.

Fig. 7~9는 대상 연료 펌프의 로터 회전수를 1,000 rpm에서 100,000 rpm까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링 실을 통한 회전체 동역학적 계수(rotordynamic coefficients)의 특성을 나타내고 있다. Fig. 7에 나타낸 것처럼, 강성계수(direct stiffness) (K_{xx}, K_{yy})는 연성강성계수(cross-coupled stiffness) (K_{xy}, K_{yx})에 비하여 큰 값을 나타내며 로터의 회전수에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 강성계수는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 약간 증가하나, 연성강성계수는 크게 증가함을 보

이고 있다. 감쇠계수(direct damping)(C_{xx}, C_{yy})의 경우도 연성감쇠계수(cross-coupled damping)(C_{xy}, C_{yx})에

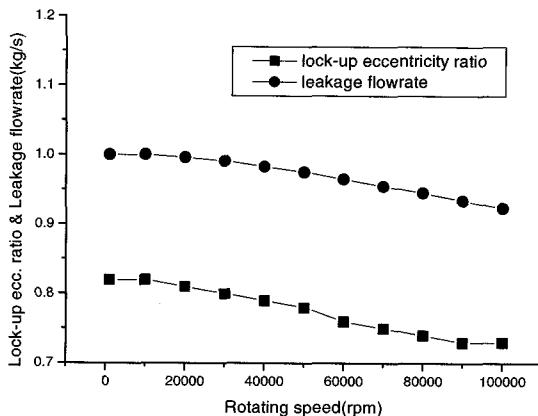


Fig. 5 Effect of rotating speed for lock-up eccentricity ratio and leakage flowrate

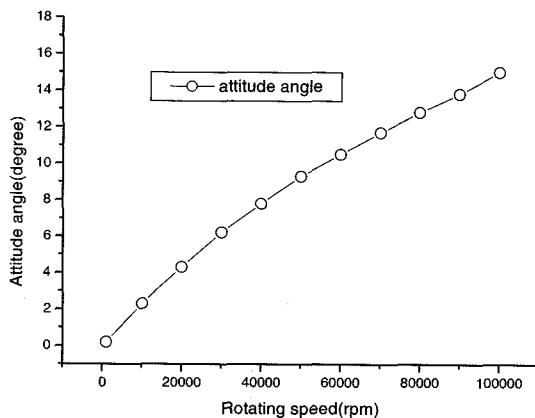


Fig. 6 Effect of rotating speed for an attitude angle of floating ring

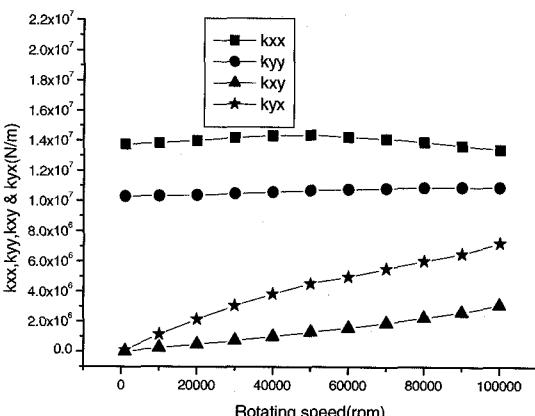


Fig. 7 Effect of rotating speed for stiffness coefficients

비하여 큰 값을 나타내며 로터의 회전수가 증가함에 따라서 감소하나, 연성감쇠계수는 증가함이 Fig. 8에 나타나 있다. Fig. 9에서 나타낸 것처럼, 비교적 작은 값을 나타내는 관성질량계수(inertia)(M_{xx}, M_{yy})의 경우 M_{xx} 는 M_{yy} 보다 큰 값을 갖으며, 로터의 회전수가 증가함에 따라서 감소함을 보이고 있으나 M_{yy} 는 약간 증가함을 보이고 있다.

4.2 지지 링과 후로팅 링 사이의 표면 마찰계수(μ)의 영향

Fig. 10은 대상 연료 펌프 후로팅 링 실의 지지 링과 후로팅 링 사이의 표면 마찰계수(μ)를 0.05에서 0.11까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링의 고정 편심율과 누설량의 결과를 보이고 있다. 지지 링과 후로팅 링 사이의 표면 마찰계수(μ)가 커짐에 따라서 마찰력이 커

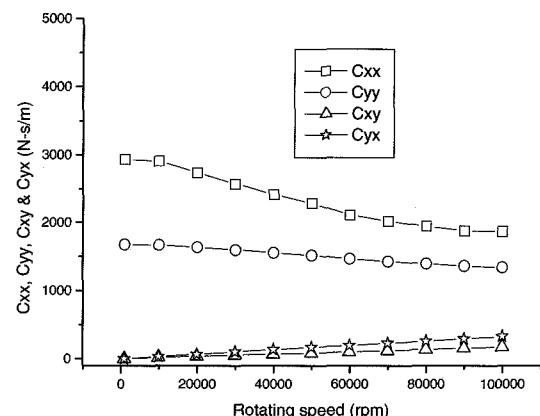


Fig. 8 Effect of rotating speed for damping coefficients

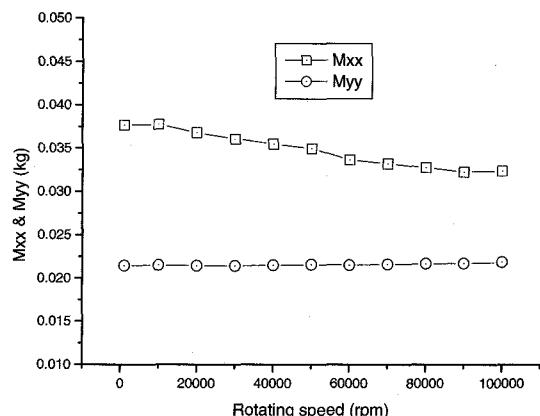


Fig. 9 Effect of rotating speed for inertia coefficients

점으로 고정 편심율은 커지게 되며, 따라서 누설량은 약간 증가하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 11~12는 표면 마찰계수(μ)의 변화에 따른 후로팅 링 실을 통한 회전체 동역학적 계수의 특성을 나타내고 있다. Fig. 11에 나타낸 것처럼, 강성계수(K_{xx}, K_{yy})와 연성강성계수(K_{xy}, K_{yx})는 μ 가 증가함에 따라서 증가함을 보이며 K_{xx} 와 K_{yx} 가 비교적 큰 기울기로 증가함을 보이고 있다. 감쇠계수(C_{xx}, C_{yy})와 연성감쇠계수(C_{xy}, C_{yx})의 경우(Fig. 12)도 C_{xy} 를 제외하고 모두 μ 가 증가함에 따라서 증가함을 보이며 특히 C_{xx} 는 비교적 큰 기울기로 증가함을 보이고 있다.

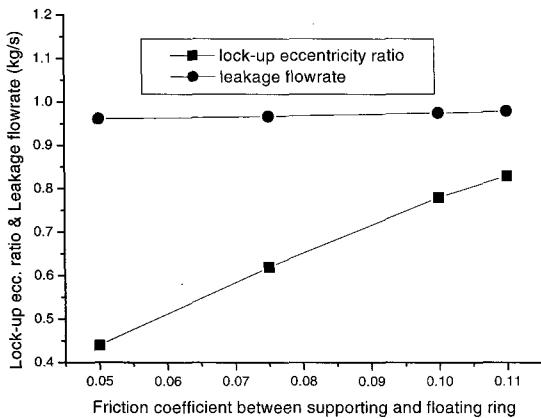


Fig. 10 Effect of surface friction coefficient between supporting and floating ring for lock-up eccentricity ratio and leakage flowrate

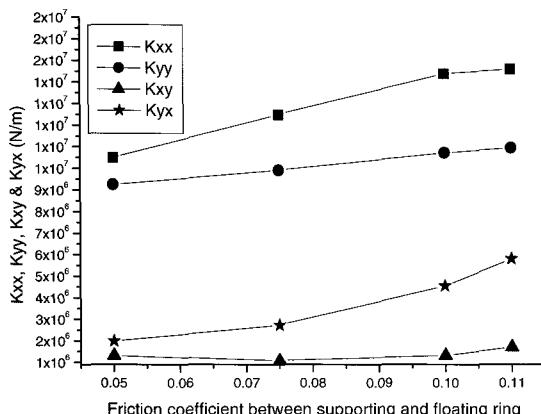


Fig. 11 Effect of surface friction coefficient between supporting and floating ring for stiffness coefficients

4.3 후로팅 링 높이(b)의 영향

Fig. 13은 대상 연료 펌프 실의 후로팅 링 높이를 3mm에서 5.5mm까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링의 고정 편심율과 누설량의 결과를 보이고 있다. 후로팅 링의 높이가 커짐에 따라서 지지 링과 후로팅 링의 마찰면적이 커지고, 결과적으로 마찰력이 커짐으로 고정 편심율은 커지게 되며, 따라서 누설량도 약간 증가하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 14~15는 후로팅 링 높이(b)의 변화에 따른 후로팅 링 실을 통한 회전체 동역학적 계수의 특성을 나타내고 있다. Fig. 14에 나타낸 것처럼, 강성계수(K_{xx}, K_{yy})

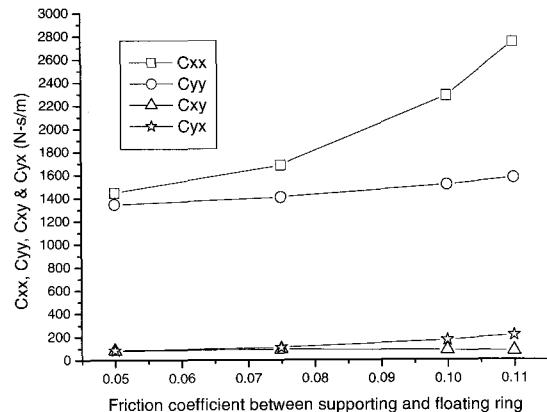


Fig. 12 Effect of surface friction coefficient between supporting and floating ring for damping coefficients

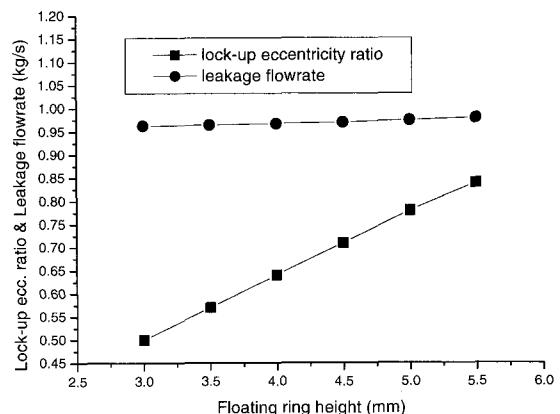


Fig. 13 Effect of floating ring height(b) for lock-up eccentricity ratio and leakage flowrate

와 연성강성계수(K_{xy}, K_{yx})는 모두 b 가 증가함에 따라서 증가함을 보이며, 감쇠계수(C_{xx}, C_{yy})와 연성감쇠계수(C_{xy}, C_{yx})의 경우(Fig. 15)도 C_{xy} 를 제외하고 모두 b 가 증가함에 따라서 증가함을 보이고 있다. 특히 K_{yx} 와 C_{xx} 는 비교적 큰 기울기로 증가함을 보이고 있으며 지지 링과 후로팅 링 사이의 표면 마찰계수(μ)의 변화에 따른 경향과 매우 유사함을 나타내고 있다.

4.4 후로팅 링 실 길이(L)의 영향

Fig. 16은 대상 연료 펌프 실의 후로팅 링 실 길이(L)를 6mm에서 14mm까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링의 고정 편심율과 누설량의 결과를 보이고 있다. 후로팅 링 실 길이가 커짐에 따라서 편심된 후로팅 링을 통한 유체력이 커지며, 결과적으로 고정 편심율은 작아지게 되고 따라서 누설량은 감소하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 17~18은 L 의 변화에 따른 후로팅 링 실을 통한 회전체 동역학적 계수의 특성을 나타내고 있다. Fig. 17

에 나타낸 것처럼, 강성계수(K_{xx}, K_{yy})와 연성강성계수(K_{xy}, K_{yx})는 모두 L 이 증가함에 따라서 증가함을 보이며, 감쇠계수(C_{xx}, C_{yy})와 연성감쇠계수(C_{xy}, C_{yx})의 경우(Fig. 18)도 역시 b 가 증가함에 따라서 모두 증가

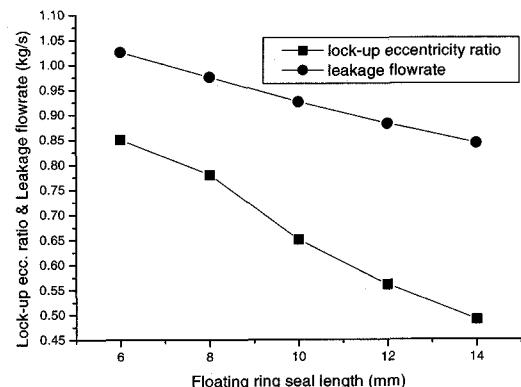


Fig. 16 Effect of floating ring seal length(L) for lock-up eccentricity ratio and leakage flowrate

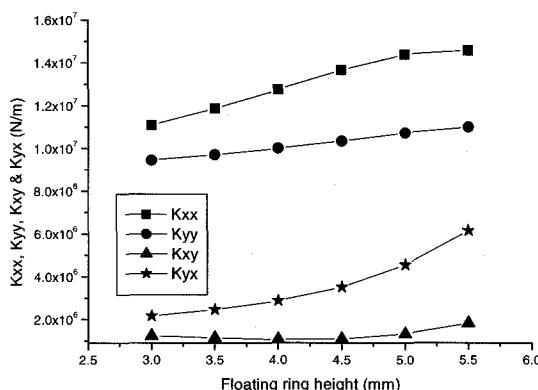


Fig. 14 Effect of floating ring height(b) for stiffness coefficients

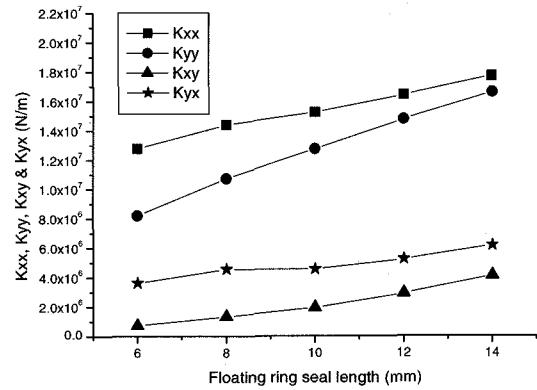


Fig. 17 Effect of floating ring seal length(L) for stiffness coefficients

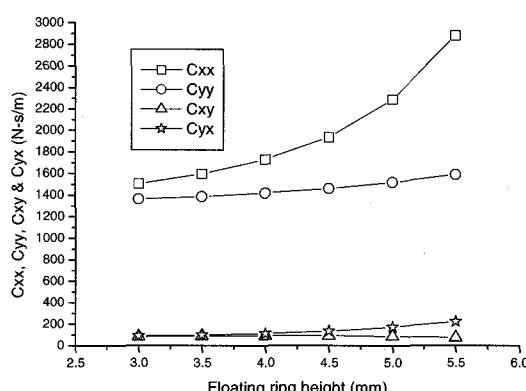


Fig. 15 Effect of floating ring height(b) for damping coefficients

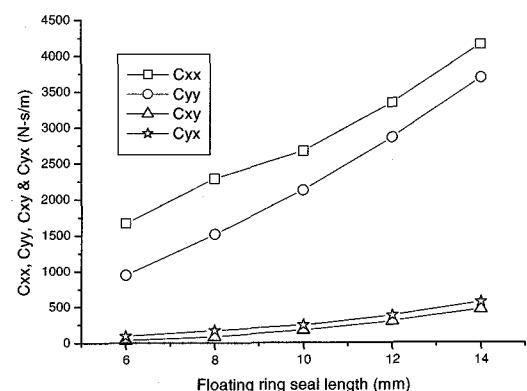


Fig. 18 Effect of floating ring seal length(L) for damping coefficients

함을 보이고 있다. 또한 강성계수와 감쇠계수는 연성 강성계수와 연성감쇠계수에 비하여 큰 값을 나타내며 L의 증가에 따라서 비교적 큰 기울기로 증가됨을 보이고 있다.

4.5 후로팅 링 실의 휘돌림 주파수비 해석

실이나 베어링과 같은 회전체 요소는 로터가 고속 회전시 실이나 베어링 틈새에서 불안정화 유체력과 안정화 유체력이 발생하는데 불안정화 유체력에 대한 안정화 유체력의 비를 휘돌림 주파수비(whirl frequency ratio)라고 한다. 이는 실이나 베어링요소의 불안정성을 나타내는 정량적인 값으로 후로팅 링 실의 경우 식 (21)과 같이 정의 될 수 있다.⁽⁷⁾

$$WFR = \sqrt{\frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) + K_{xy}K_{yx}}{(C_{xx}C_{yy} + C_{xy}C_{yx})\omega^2}}$$

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} + K_{xy}C_{yx} + K_{yx}C_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (21)$$

Fig. 19는 대상 연료펌프의 후로팅 링 실의 후로팅 링 높이(b)를 3mm에서 5.5mm까지 변화시킴에 따른 휘돌림 주파수비의 결과를 나타내고 있다. b가 4.5mm까지는 감소함을 보이며 그보다 큰 높이에서는 증가함을 보이고 있다. 비교적 작은 휘돌림 주파수비를 갖음으로 후로팅 링 실을 통한 유체가진력을 안정성을 나타내는 것으로 판단된다. 대상 연료 펌프의 후로팅 링 형상인 b=5.5mm에서의 휘돌림 주파수비는 0.17로, 이는 펌프 회전수가 펌프 고유진동수의 약 6배에서 불안정해짐을 의미한다.

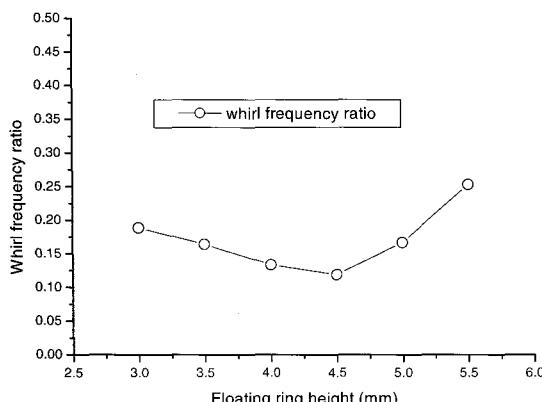


Fig. 19 Whirl frequency ratio vs. floating ring height

5. 결 론

러빙 현상이 없이 실의 간극을 최소화 할 수 있어 누설량 감소에 큰 장점을 갖고 있는 후로팅 링 실을 통한 누설량 및 동특성 해석을 위한 해석 기법을 개발하고 대상 실에 대하여 후로팅 링 실의 운전조건 및 형상 변수에 대한 후로팅 링의 고정위치, 누설량, 및 회전체 동역학적 계수의 특성을 파악하였다.

로터의 회전수가 증가함에 따라서 후로팅 링의 고정 편심율은 감소하며 그에 따라서 누설량도 감소하고 자세각(attitude angle)은 증대됨을 알 수 있었다. 강성계수와 연성강성계수, 연성 감쇠계수는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 증가함을 보이나, 감쇠계수는 감소함을 보였다.

지지 링과 후로팅 링 사이의 표면 마찰계수(μ) 및 후로팅 링 높이(b)의 증대는 마찰력을 증대시켜 고정 편심율이 크게 되며, 따라서 누설량도 증가하게된다. 강성계수와 연성강성계수는 모두 μ 및 b 가 증가함에 따라서 증가함을 보이며, 감쇠계수와 연성감쇠계수의 경우도 C_{xy} 를 제외하고 모두 증가함을 보였다.

후로팅 링 실 길이(L)의 증대는 후로팅 링 실을 통한 유체력의 증대를 야기하며, 결과적으로 고정 편심율은 작아지게 되고 따라서 누설량은 감소하게된다. 강성계수, 연성강성계수, 감쇠계수 와 연성감쇠계수는 모두 L이 증가함에 따라서 비교적 큰 기울기로 증가함을 보였다.

본 연구결과는 후로팅 링 실을 사용하는 터보펌프 유닛의 성능해석, 임계속도 및 안정성 해석을 위한 정보를 제공하고 후로팅 링 실의 설계에 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 과학기술부 “민군 겸용 기술 개발” 사업의 세부과제인 “고압 터보펌프 회전축 동특성 해석 및 Tribology 요소설계 기술 개발” 연구의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

- Kirk, R. G., 1988, “Transient Response of Floating Ring Liquid Seals,” Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 572~578.

- (2) Kirk, R. G., 1986, "Oil Seal Dynamics: Considerations for Analysis of Centrifugal Compressors," Proceedings of 15th Texas A&M Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Nov. 10~13.
- (3) Kirk, R. G., and Miller, W. H., "The Influence of High Pressure Oil seals on Turbo-Rotor stability," ASLE Trans., Vol. 22, No. 1, 1979, pp. 14~24.
- (4) 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.
- (5) 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 the ASME, 87-Trib-52, pp. 1~6.
- (6) 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.
- (7) Lund, J., 1965, "The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports," ASME J. of Applied Mechanics, pp. 911~920.