

편심된 펌프 실의 누설 및 회전체동역학적 해석

하태웅*

Rotordynamic and Leakage Analysis for Eccentric Annular Seal

Tae-Woong Ha*

Key Words: Eccentric Annular Seal(편심된 환상 실), Leakage(누설량), Rotordynamic Coefficient(회전체동역학적 특성 계수), Pump(펌프)

ABSTRACT

Basic equations and their solution procedure are derived for the analysis of an annular pump seal in which the rotor has a large static displacement from the centered position. The Bulk-flow is assumed for a control volume set in the seal clearance and the flow is assumed to be completely turbulent in axial and circumferential direction. Moody's wall-friction-factor formula is used for the calculation of wall shear stresses in the control volume. For the reaction force developed by the seal, linearized zeroth-order and first-order perturbation equations are developed for small motion about an eccentric position. Flow variables are expanded by using Fourier series for the solution procedure. Integration of the resultant first-order pressure distribution along and around the seal defines the 12 elements of rotordynamic coefficients of the eccentric annular pump seal. The results of leakage and rotordynamic coefficients are presented and compared with the Marquette's experimental results and the San Andres' theoretical analysis.

1. 서 론

고성능 펌프의 비접촉 환상 실은 임펠러의 출구에서 임펠러의 입구부로 임펠러의 전면을 따라 역류하는 유량을 제어하는 wearing-ring실, 단단 펌프의 경우 임펠러 각 단 사이에서 축을 따라 역류하는 유량을 제어하는 inter-stage실, 및 마지막 단 출구로부터 임펠러 후면을 따라 펌프 입구로 역류하는 유량을 제어하는 balance piston실이 있으며, 펌프의 축을 따라 여러 위치에 산재해있다. 이 실들은 펌프의 효율을 향상시

키기 위하여 역 유량을 최소화할 필요가 있어 틈새 간극을 최소화하거나 인위적으로 실 표면에 여러 모양의 요철을 형성시켜(damper실) 실 틈새의 흐름에 저항을 증가시키거나 또는 실 틈새 의미로 만드는 grooved실 등 다양한 설계가 적용되고 있다.

고속으로 회전하는 펌프의 이 실들은 누설 유량을 최소화함으로써 효율 향상을 꾀하고 있지만 틈새에서 발생하는 불안정화 유체 기진력은 펌프 시스템의 진동 특성에 매우 중요한 영향을 미치는 것으로 밝혀지고 있어 이 실들을 통한 누설량 및 회전체 동역학적 특성 계수를 예측할 수 있는 많은 이론적 연구 결과와 실험 결과가 발표되었다.⁽¹⁾⁻⁽⁹⁾ 이 연구결과들은 해석의 간편함을 위해서 회전체인 로터가 스테이터의 중심에 위치

* 경원대학교 건축설비·기계공학과
E-mail : twha@mail.kyungwon.ac.kr

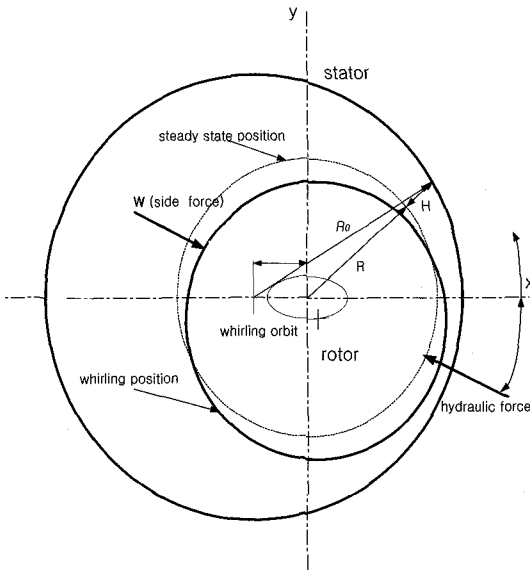


Fig. 1 Cross Section of an eccentric annular pressure seal.

하며 미세한 휘돌림 운동을 한다는 가정 하에 해석된 것이다. 그러나 실제 사용되는 펌프 및 터보기계들은 조립과정에서의 축 정렬 어긋남이 발생될 수 있으며, 로터의 자중과 임펠러의 측면 하중에 의하여 로터는 스테이터의 중심에 위치하지 못하고 어느 정도 편심된 위치에서 미세한 휘돌림 현상을 갖으며 운전이 된다. 결국 실을 통한 보다 정밀한 누설량과 로터다이나믹 계수들을 예측하기 위하여는 로터의 편심을 고려하여야만 한다. 이와 관련하여 Nelson과 Nguyen^{(11),(12)}은 편심 되지 않은 실의 해석 방법을 기초로 Fast Fourier Transform 방법을 사용한 편심된 매끈한 실의 해석 결과를 발표하였고, Marquette 등⁽¹³⁾은 편심된 매끈한 실에 대한 실험 결과와 2차원 비압축성 Navier Stokes 식을 사용한 San Andres⁽¹⁴⁾의 해석 결과를 비교하여 발표하였으나, 편심된 damper실이나 grooved실에 대하여는 많은 연구가 이루어지지 못한 실정이다. Fig. 1은 ϵ_0 만큼 편심된 매끈한 면을 갖는 펌프 실의 단면을 나타내고 있다. 편심된 실은 편심 되지 않은 실과는 달리 정상상태에서도 유막 배어링에서와 같은 수력학적 힘(hydraulic force)이 자석각 ϕ 를 갖고 발생되어 로터의 측면 하중(W)과 평형을 이루며, 미세한 휘돌림 현상에 따른 유체 가진력이 발생된다. 이 유체 가진력은 편심되지 않은 실의 경우와는 달리 로터 단면의 수평, 수직 방향인 x, y축에 대하여 이방성을 나타내게 되고 식 (1)과 같이 12개의 행렬 요소를 갖는 형태로

나타내어진다.

$$\begin{aligned}
 -\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K_{xx}(\epsilon_0) & K_{xy}(\epsilon_0) \\ -K_{yx}(\epsilon_0) & K_{yy}(\epsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} C_{xx}(\epsilon_0) & C_{xy}(\epsilon_0) \\ -C_{yx}(\epsilon_0) & C_{yy}(\epsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} M_{xx}(\epsilon_0) & M_{xy}(\epsilon_0) \\ -M_{yx}(\epsilon_0) & M_{yy}(\epsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (1)
 \end{aligned}$$

여기서 K, C, M은 각각 강성(stiffness), 감쇠(damping), 부가 질량(added mass) 계수이며 Δx , Δy 는 각각 로터 중심 변위의 x 방향 및 y 방향 성분을 나타낸다. 실제 펌프 실이 편심된 상태에서 운전됨을 고려할 때, 편심된 실을 통한 누설량 및 유체력의 예측은 로터가 스테이터의 중심에 위치한다는 가정을 할 수 없고, 식 (1)에서 정의한 유체력의 12개 행렬요소를 정확히 예측할 필요가 있으며, 이 동특성 계수들을 사용한 펌프 시스템의 임계속도 및 안정성 해석은 보다 정확한 결과를 줄 것이다.

따라서 본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 매끈한 면을 갖는 편심된 펌프 실에 대하여 실을 통한 보다 정밀한 누설량과 식 (1)의 로터다이나믹 계수들을 예측할 수 있는 해석 코드를 Bulk-flow model에 기초한 지배방정식을 유도하고 Nelson과 Nguyen^{(11),(12)}의 Fast Fourier Transform 방법을 사용한 수치해석 기법을 사용하여 개발하고 그 결과를 기 발표된 San Andres⁽¹⁴⁾의 해석 결과 및 Marquette 등⁽¹³⁾의 실험 결과와 비교하여 타당성을 검증하고자 한다.

2. 수학적 모델링

편심된 실 틈새의 유동을 정의하기 위하여 실 틈새에 설정된 제어 체적에 대한 연속방정식, 원주방향 운동량, 및 축 방향 운동량 방정식을 유도하면 이 지배방정식들은 편심 되지 않은 실의 해석 경우와 같이 식 (2)~(5)로 나타내어진다.⁽¹⁵⁾ 다만 스테이터의 표면 마찰 계수(f_s)와 로터의 표면 마찰 계수(f_r)는 Moody의 마찰 계수 식을 사용했으며, 로터의 중심이 스테이터의 중심에서 벗어나 있으므로 틈새 깊이(H)는 식 (6)과 같이 θ 의 함수로 정의된다.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(WH) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(U_\theta H) = 0 \quad (2)$$

$$-H \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\rho}{2} f_s W U_s + \frac{\rho}{2} f_r W U_r + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t} (W) + W \frac{\partial}{\partial z} (W) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (W) \right\} \quad (3)$$

$$-\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\rho}{2} U_\theta U_s f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_r f_r + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t} (U_\theta) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + W \frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right\} \quad (4)$$

$$U_s = (W^2 + U_\theta^2)^{\frac{1}{2}} \quad (5a)$$

$$U_r = (W^2 + (U_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (5b)$$

$$f_s = 1.37 \times 10^{-3} \left[1 + (20000 \times \frac{e_s}{D} + \frac{10^6}{Rey})^{\frac{1}{3}} \right] \quad (6a)$$

$$f_r = 1.37 \times 10^{-3} \left[1 + (20000 \times \frac{e_r}{D} + \frac{10^6}{Rey})^{\frac{1}{3}} \right] \quad (6b)$$

$$H(z, \theta) = (R_0^2 - \epsilon_0^2 \sin^2 \theta)^{1/2} - \epsilon_0 \cos \theta - R \quad (6c)$$

여기서, W 는 축 방향 속도 성분, U_θ 는 원주 방향 속도 성분, ω 는 로터의 회전속도, Rey 는 Reynolds number 이다.

로터는 임의의 편심 위치에서 정격회전수로 회전함과 동시에 미소 휘돌림 운동(whirling motion)을 하는데 이 현상을 수학적으로 모델링하기 위하여 지배방정식의 변수인 압력, 축 방향 및 원주 방향 유속, 및 실의 틈새깊이를 식 (7)과 같은 섭동 변수로 정의하고 이 섭동 변수들을 지배방정식 식 (2)~(5)에 대입하여 다시 전개 하면 정상상태(zeroth-order)식과 비정상상태(first-order) 식으로 유도된다. 정상상태 지배방정식과 비정상상태 지배방정식은 Nelson과 Nguyen^{(11),(12)}의 결과와 같다.

$$P = P_0 + \epsilon P_1 \quad (7a)$$

$$W = W_0 + \epsilon W_1 \quad (7b)$$

$$U_\theta = U_{\theta 0} + \epsilon U_{\theta 1} \quad (7c)$$

$$H = H_0 + \epsilon H_1 \quad (7d)$$

3. 누설량과 동특성 계수의 산정

2차원 비선형 편미분 방정식인 정상상태(zeroth order) 식의 해는 편심된 실을 통한 누설량인 질량 흐름율과 편심된 로터에 작용하는 수력학적 힘(hydraulic force)과 자세각 Φ , 축 방향 및 원주 방향의 압력분포와 유속분포를 정의한다. 편심 되지 않은 실의 경우에는 달리 원주 방향의 압력 및 유속이 θ 의 함수이기 때문에 정상상태 지배방정식의 해를 구하기 위한 수치적분을 위하여 실의 축 방향 길이 및 원주 방향 길이를 등 간격으로 나눈 미소요소를 설정한다. 세 변수인 $P_0, W_0, U_{\theta 0}$ 의 축 방향 기울기는 정상상태의 지배방정식에서 정의되어 있으나 원주 방향 기울기는 편심된 실의 물리적 현상을 만족시킬 수 있는 함수로 이 변수들을 가정하고 원주 방향에 대한 편미분을 하여 구하여야 한다. 본 논문에서는 편심된 실 틈새의 원주 방향에 대하여 이 변수들이 연속방정식을 만족하며 2π 의 주기를 가지므로 푸리에 급수로 정의하고자 한다. 원주 방향 길이를 $2N$ 개의 등 간격으로 나눈 미소 요소에 대하여 이 변수들은 식 (8)~(10)과 같이 정의된다. 여기서 i 는 복소수를 의미한다.

$$P_0(z, \theta) = Real \left[2 \sum_{n=0}^{N-1} P_n(z) e^{i n \theta} \right] \quad (8)$$

$$W_0(z, \theta) = Real \left[2 \sum_{n=0}^{N-1} W_n(z) e^{i n \theta} \right] \quad (9)$$

$$U_{\theta 0}(z, \theta) = Real \left[2 \sum_{n=0}^{N-1} U_n(z) e^{i n \theta} \right] \quad (10)$$

편심된 실의 입구조건인 입구압력과 입구원주 방향 유속으로부터 Runge-Kutta법을 사용하여 원주 방향으로 $2N$ 개의 원주 방향 위치에서의 압력, 축 방향 유속, 및 원주 방향 유속을 계산하고 축 방향으로 출구 위치까지 같은 방법으로 수치적분을 수행, 출구 조건인 출구 압력과 일치될 때까지 반복 계산을 수행한다. 편심된 실을 통한 누설량, 수력학적 힘의 x 방향 성분과 y 방향 성분, 및 자세각은 각각 식 (11)~(14)을 사용하여 구할 수 있다.

$$\dot{m} = \int_0^{2\pi} \rho W_0 dA \quad (11)$$

$$F_{hx} = R \int_0^l \int_0^{2\pi} P_0 \cos \theta \, d\theta \, dz \quad (12)$$

$$F_{hy} = R \int_0^l \int_0^{2\pi} P_0 \sin \theta \, d\theta \, dz \quad (13)$$

$$\Phi = \tan^{-1}(-F_{hy}/F_{hx}) \quad (14)$$

1차 섭동 변수인 $P_1, W_1, U_{\theta 1}$ 으로 정의된 비정상상태(first order) 지배방정식은 편심된 로터의 휘돌림 운동에 따른 실 간극의 변화에 기인된 섭동 압력과 섭동 속도를 정의한다. 로터가 타원궤적을 갖는 각속도 Ω 의 휘돌림 운동을 한다고 가정하면 섭동 틈새깊이 $H_1(\theta, t)$ 은 식 (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$H_1 = -\Delta x \cos \Omega t \cos \theta - \Delta y \sin \Omega t \sin \theta \quad (15)$$

$P_1, W_1, U_{\theta 1}$ 변수들의 해를 틈새깊이 H_1 (식 (15))와 같은 조화함수 형태로 정의하고, 비정상상태 지배방정식을 다시 전개하면 1차 섭동 변수, $P_1, W_1, U_{\theta 1}$ 에 대한 1차 상미분 방정식이 된다. 편심된 실의 입구와 출구에서 섭동 압력과 섭동 속도들이 0이라는 경계조건을 사용하여 비정상상태 지배방정식의 해를 수치 해석 기법을 사용하여 구하면 축 방향 및 원주 방향의 섭동 압력분포를 얻을 수 있다. 편심된 실을 통해 발생하는 유체 가진력은 섭동 압력을 실의 축 방향 길이와 원주 방향 둘레에 대하여 적분함에 의하여 식 (16)~(17)과 같이 구하고 식 (1)과 등치 시키면 최종적으로 편심된 실의 유체 가진력을 나타내는 12개 행렬요소의 동특성 계수들을 결정할 수 있다.

$$-F_x = R \int_0^l \int_0^{2\pi} P_1 \cos \theta \, d\theta \, dz \quad (16)$$

$$-F_y = R \int_0^l \int_0^{2\pi} P_1 \sin \theta \, d\theta \, dz \quad (17)$$

4. 해석 결과 및 고찰

본 절에서는 앞 절에서 유도한 편심된 실의 누설량 및 동특성 계수 산정 방법의 결과를 기 발표된 San Andres⁽¹⁴⁾의 해석 결과 및 Marquette 등⁽¹³⁾의 실험 결과와 비교하여 타당성을 검증하고자 한다. 검증 대상의 매끈한

Table 1 Geometry and operating conditions for the eccentric plain annular pump seal

Seal geometry	
Seal diameter	76.29(mm)
Seal length	34.93(mm)
Seal clearance	0.11(mm)
Surface relative roughness	0.001
Operating condition	
Pressure difference	6.89 MPa
Rotor speed	10200 rpm
Eccentricity ratio	0.0 - 0.5
Inlet swirl ratio($V_{in}/(R_s \omega)$)	0.0
Inlet loss coefficient	0.1
Kinematic viscosity(ν)	$1.14 \times 10^{-6}(\text{m}^2/\text{s})$

면을 갖는 편심 실의 형상과 운전 조건은 Table 1과 같다.

4.1 누설량

Fig. 2는 누설량의 결과를 나타내고 있다. 편심율이 증가함에 따라서 누설량은 약간 증가함을 보이고 있으며 실험 결과와 이론 결과가 동일한 특성을 보이고 있다. Marquette의 실험 결과에 비하여 San Andres의 해석 결과와 본 논문의 해석 결과는 약간 크게 예측하고 있다. Marquette의 실험 결과에 비하여 San Andres의 해석 결과와 본 논문의 해석 결과는 약간 크게 예측하고 있으나 그 오차는 6%이내로 매우 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 편심율 0.0의 경우는 로터가 편심되지 않은 경우로, 편심율이 0.5일 경우 편심을 고려하지 않으면 약 5%의 오차가 발생할 수 있다.

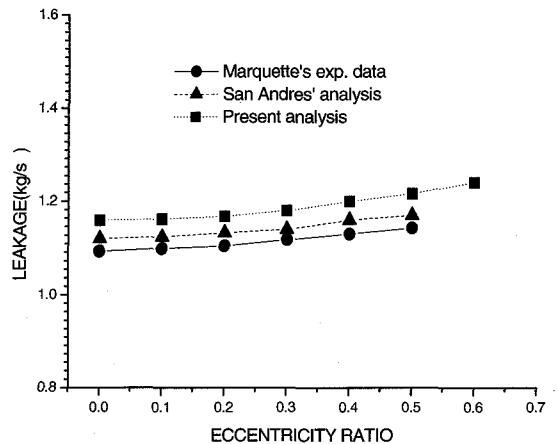


Fig. 2 Comparison of leakage between experimental(circle) and predictions(San Andres(triangle); present analysis(square))

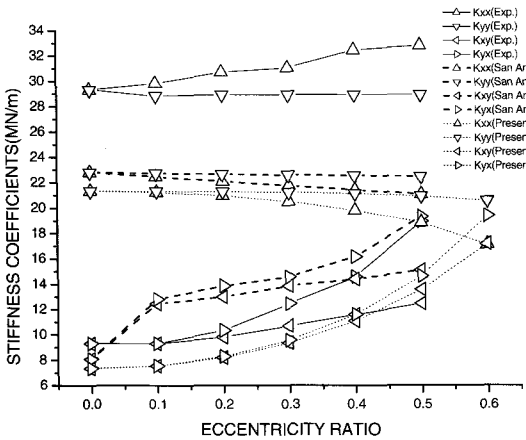


Fig. 3 Comparison of stiffness coefficients between experimental (—) and predictions(San Andres(—) present analysis(…))

4.2 강성 계수(K_{xx} , K_{yy})와 연성 강성 계수(K_{xy} , K_{yx})

편심 되지 않은 실에서와는 달리 편심된 실의 경우 에는 강성 계수 행렬이 이방성을 나타내어 2개의 강성 및 2개의 연성 강성 계수 요소가 나타난다. Fig. 3에 나타난 것처럼 강성 계수(K_{xx} , K_{yy})의 경우 San Andres의 해석 결과와 본 논문의 해석 결과는 모두 Marquette의 실험 결과보다 편심율에 따라 약 20~40% 정도 작게 예측하며 본 논문의 경우는 San Andres의 해석 결과보다도 약간 더 작게 예측하고 있다. 또한 실험 결과는 K_{xx} 가 K_{yy} 보다 크게 나타나고 있으나 이론적 해석 결과는 모두 K_{yy} 가 K_{xx} 보다 크게 예측하고 있다. 연성 강성 계수에 대하여, San Andres의 해석 결과는 실험 결과보다 큰 값을 나타내고 있으나 본 논문의 해석 결과는 실험 결과보다 편심율 0.5인 경우를 제외하면 작게 예측함을 보이고 있다. 실험 결과와 해석 결과 모두 K_{yx} 가 K_{xy} 보다 큰 동일한 특성을 보이고 있으며, 연성 강성 계수는 강성 계수보다 편심율에 따라 비교적 큰 변화를 보이고 있어 편심을 고려한 해석이 중요하다 할 수 있다. Fig. 4는 감쇠 계수의 결과를 보여주고 있다. 이론적 해석 결과는 모두 실험 결과보다 큰 값을 나타내고 있으며 본 해석 결과는 San Andres의 결과와 거의 일치함을 보이고 있다. 감쇠 계수는 편심율이 증가함에 따라서 커지는 특성을 나타내며 이론적 결과는 실험 결과와 편심비에 따라서 약 20%의 오차를 보이고 있으나 편심비가 커질수록 그 오차를 보이고 있으나 편심비가 커질수록 그 오차는 감소함을 보

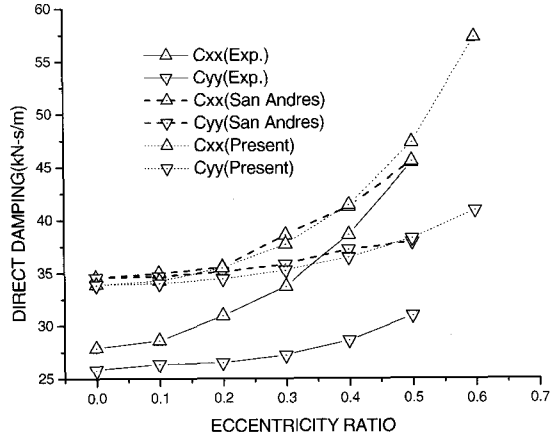


Fig. 4 Comparison of direct damping coefficients between experimental (—) and predictions(San Andres(—)present analysis (…))

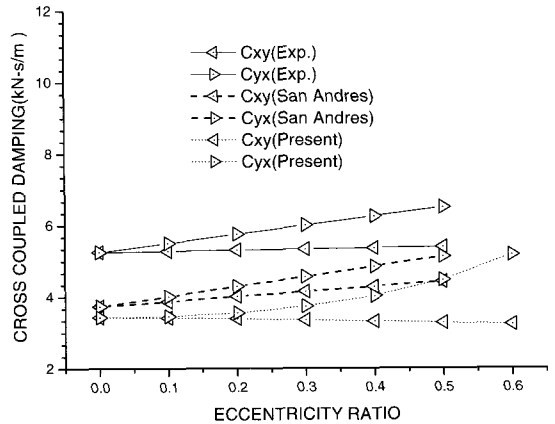


Fig. 5 Comparison of cross coupled damping coefficients between experimental (—) and predictions(San Andres (—) present analysis(…))

이고 있다. 실험 결과 및 이론적 해석 결과 모두 C_{xx} 가 C_{yy} 보다 큰 값을 나타내는 동일한 특성을 보이고 있다.

Fig. 5는 연성 감쇠 계수의 결과를 보여주고 있다. 이론적 해석 결과는 모두 실험 결과보다 작은 값을 나타내고 있으며, 본 해석 결과는 San Andres의 결과보다도 약간 작게 예측함을 보이고 있다. C_{yx} 는 편심율이 증가함에 따라서 커지는 특성을 나타내나 C_{xy} 는 편심율에 둔감함을 보이고 있으며 실험 결과 및 이론적 해석 결과 모두 동일한 특성을 보이고 있다. 본 논문의 이론적 결과는 실험 결과와 편심비에 따라서 약 40% 정도까지의 오차를 보이고 있다.

4.3 부가 질량 계수(M_{xx} , M_{yy})

부가 질량 계수의 경우 M_{xy} 와 M_{yx} 는 M_{xx} 와 M_{yy} 에 비하여 상대적으로 작은 값을 나타냄으로 본 논문에서는 M_{xx} 와 M_{yy} 만을 제시하고자 한다. Fig. 6에 나타낸 것처럼 이론적 해석 결과는 모두 실험 결과보다 큰 값을 나타내고 있으며, 본 해석 결과는 San Andres의 결과보다 작게 예측함을 보이고 있어 개선된 결과를 나타내고 있다. 실험 결과는 M_{yy} 가 M_{xx} 보다 크게 나타나 이론적 해석 결과는 그 반대의 경향을 보이고 있다. 본 논문의 M_{yy} 예측은 거의 실험 값과 같음을 보이고 있다.

편심된 실을 통한 불안정화 유체력을 판단하는 무차원수인 휘둘림 주파수비(whirl frequency ratio)는 편심되지 않은 실의 경우와는 달리 식 (18)과 같이 정의된다.

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

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - K_{xy}C_{yx} - K_{yx}C_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (18)$$

Fig. 6은 휘둘림 주파수 비의 결과를 보이고 있다. 이론적 해석 결과는 모두 실험 결과보다 작은 값을 나타내고 있으며, 본 해석 결과는 San Andres의 결과보다 작게 예측함을 보이고 있다. 그러나 San Andres의 결과는 편심비에 따른 변화를 보이지 않고 있으나 본 해석 결과는 실험 결과에서 보인 편심비에 따라서 휘둘림 주파수 비가 증가하는 경향을 잘 나타내고 있다. 본 논문의 해석 결과는 편심비에 따라서 최대 40%의 오

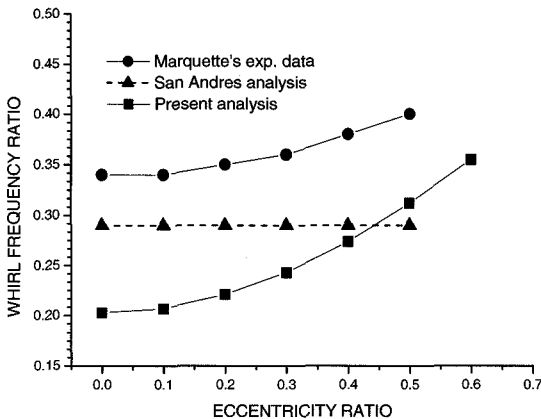


Fig. 6 Comparison of whirl frequency ratio between experimental (circle) and predictions(San Andres(triangle) present analysis(square))

차를 보이고 있으나 편심비가 증가함에 따라서 그 오차는 감소함을 나타내고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 매끈한 면을 갖는 편심된 펌프 실에 대하여 실을 통한 보다 정밀한 누설량과 동특성 계수들을 예측할 수 있는 해석 코드를 Bulk-flow model에 기초한 지배방정식을 유도하고 푸리에 변환 방법을 사용한 수치 해석 기법을 사용하여 개발하고 그 결과를 기 발표된 해석 결과 및 실험 결과와 비교하였다. 누설량의 경우 본 해석 결과는 Marquette의 실험 결과보다 약 6%정도 크게 예측됨을 보였으며, 편심비가 증가함에 따라서 누설량이 증가하는 특성을 잘 나타내었다. 동특성 계수의 경우 본 해석 결과는 San Andres의 이론적 해석 결과와 대체적으로 유사한 결과를 보였다. 실험 결과와 비교해볼 때, 강성 계수는 편심비에 따라서 약 20~40%정도 작게 예측됨을 보였으나 연성 강성 계수는 비교적 잘 예측됨을 보였다. 감쇠 계수의 경우는 편심비에 따라서 약 20%정도 크게 예측됨을 나타내고 있으나, 연성 감쇠 계수는 편심비에 따라서 약 40%정도까지 작게 예측되었다. 부가 질량 계수의 경우, M_{yy} 는 거의 일치함을 보였으며 M_{xx} 는 편심비에 따라서 약 40%정도까지 크게 예측되었으나 San Andres의 해석 결과보다 개선됨을 보였다. 편심비에 따라서 연성 강성 계수 및 감쇠 계수는 비교적 크게 증가됨을 보임으로서 실 해석시 편심의 고려가 중요함을 나타내었으며 본 논문의 해석 결과는 편심된 실의 12개 동특성 계수를 제공함으로써 펌프 회전시스템의 보다 정밀한 동특성 해석에 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 2001년도 경원대학교 학술연구비의 지원을 받아 이루어졌음.

참고문헌

- (1) Childs, D., 1983, "Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based on Hirs' Lubrication Equation," Journal of Lubrication Technology, Vol 105, pp. 437~444.

- (2) Nelson, C. and Nguyen, D., 1987, "Comparison of Hirs' Equation with Moody's Equation for Determining Rotordynamic coefficients of Annular Pressure Seals," *Journal of Tribology*, Vol 109, pp. 144~148.
- (3) 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.
- (4) Childs, D. and Kim, C. H., 1986, "Test Results for Round-Hole-Pattern Damper Seals: Optimum Configurations and Dimensions for Maximum Net Damping," *Journal of Tribology*, Vol. 108, pp. 605~611.
- (5) Iwatsubo, T. and Sheng, B., 1990, "An Experimental Study on the Static and Dynamic Characteristics of Damper Seals," in *Proceedings of the Third IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Lyon, France, pp. 307~312.
- (6) Childs, D. W. and Kim, C. H., 1986, "Testing for Rotordynamic Coefficients and Leakage : Circumferentially-Grooved Turbulent Annular Seals," in *Proceedings of the Second IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Tokyo, Japan, pp. 609~618.
- (7) Iwatsubo, T. and Sheng, B., 1990, "Evaluation of Dynamic Characteristics of Parallel Grooved Seals by Theory and Experiment," in *Proceedings of the Third IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Lyon, France, pp. 313~318.
- (8) Ha, T. W. and Lee A. S., 2000, "A Rotordynamic Analysis of Circumferentially Grooved Pump Seals Based on a Three Control Volume Theory," *KSME International Journal*, Vol. 14, No. 3, pp. 261~271.
- (9) Iwatsubo, T. Sheng B. and Ono M., 1990, "Experiment of Static and Dynamic Characteristics of Spiral Grooved Seals," *Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery*, NASA CP No. 3122, Proceedings of a workshop held at Texas A&M University, pp. 223~234.
- (10) Chen, W. C. and Jackson E. D., 1985, "Eccentricity and Misalignment Effects on the Performance of High Pressure Annular Seals," *ASLE Transactions*, Vol. 28, No. 1, pp. 104~110.
- (11) 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.
- (12) 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.
- (13) Marquette, O. R., Childs D. W. and San Andres L., 1997, "Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seals: Theory Versus Experiment," *Journal of Tribology*, Vol. 119, pp. 443~448.
- (14) San, Andres, L., 1991, "Analysis of Variable Fluid Properties, Turbulent Annular Seals," *ASME Journal of Tribology*, pp. 694~702.
- (15) 하태웅, 1997, "고성능 원심 펌프에서 임펠러 시라우드 및 마모 시일의 유체가진력 해석," *대한기계학회 논문집 A*, 제 22권, 제 1호, pp. 102~110.