

고압펌프내 Anti-Swirl Injection형 씨일의 동특성및 누설성능에 대한 연구.

‘임 순규’ 김 광식* 김 창호*** 이 용복****

(A Study on the Dynamic Characteristics and Leakage Performance of Anti-Swirl Injection Type Seal in High Pressure Pumps.)
Yim Soonkyu. Kim Kwangsic. Kim Changho. Lee Yongbok.

1. 서 론

씨일(seal)은 터어빈, 압축기, 그리고 펌프와 같은 유체 기계에서 압력구배로 인한 유체의 누수를 줄이기 위해 사용된다. 특히 회전기계가 고속으로 회전하거나 고온, 고압의 영역에서 작동될 때는 재질의 한계성으로 접촉씨일을 사용할 수 없으므로 고성능 유체기계에는 비접촉형으로 된 씨일이 많이 쓰이는데, 예를 들어 용량이 큰 연료펌프에서 스테이터(stator)와 임펠러(impeller)주위로 흐르는 유체의 누수량을 최소로 하거나 터어빈에서 냉각유체의 양을 줄이기 위해 씨일을 사용한다.

최근의 터보기계류는 고속화, 경량화와 함께 효율의 증대를 위해 축(shaft)의 회전속도 및 작동유체가 고속, 고압의 영역으로 가며 로타(rotor)와 스테이터 사이에서의 유량 손실을 줄이기 위해 그 간격을 좁히는 경향으로 개발해 감에 따라 Synchronous Response 뿐만 아니라 예전에는 무시될 수 있었던 관성, 비선형성과 씨일에서의 급격한 압력강하로 인한 감쇠 및 강성효과들에 의해 안정성(stability)문제가 대두되고 있는 실정이다.

Synchronous Response는 로타의 불균형 질량(unbalance mass)에 의한 진동이 축의 회전진동수와 일치할때 발생하는데 이때 로타의 진폭은 임계속도(critical speed)에서 최대치로 증가하므로 로타가 스테이터에 충돌할 위험이 생길수 있다. 이와는 대조적으로 불안정성은 전형적인 subsynchronous vibration으로 분류되는데 이는 로타의 특정 회전속도와 하중에서 별다른 경고없이 발생하여 계에 대해 파괴적인 수준까지 이르게 하는 예측곤란한 성질을 가지고 있으며 internal hysteresis, rotor assembly의 마찰, 씨일로 인한 로타 주위에서의 fluid dynamic pressure, 작동유체의 swirl등과도 관련이 있는 것으로 밝혀졌다.[1]

초기에 터보 펌프에서의 원형 씨일(Annular Seal)에 대한 연구는 대개 씨일에 의한 작동유체의 누설을 줄이는 데 관심을 두었으나 근래 작동유체의 압력에 의해 발생하는 힘이 회전체의 안정성에 상당한 영향이 있는 것으로 밝혀

졌으며 Black등은 neck-ring과 interstage seal에 의해 발생하는 힘이 터보 기계류의 회전역학적 (rotor-dynamic)작용에 커다란 영향을 준다는 것을 보였다.

따라서 Nordmann은 모달해석을 이용하여 유막 베어링이 있는 간단한 탄성축계에 대해 변위 검출계(Displacement Pickup)와 Impact Hammer 로 회전 상태에서의 모달 계수 (Modal Parameters)를 구해서 적당한 가진위치와 충격시 유입에너지가 계에 대해 근본적인 고유진동을 일으킬 수 있을 때 모달해석이 유용한 방법임을 보여준 뒤[2] 터보펌프에서 Annular Turbulent Seal의 동적 계수를 구해 씨일의 계수가 축의 회전속도, 원주방향으로의 유체속도 뿐만 아니라 기하학적인 형상에 대해서도 관계가 있음을 보여 주었다.[3,4]

따라서 본 논문에서는 모달해석을 통해 불안정성을 제거 할 수 있는 메카니즘(mechanism)으로 만든 씨일(Anti-Swirl Injection type Seal : ASIS)의 동특성 및 누수량, 압력 강하등을 평씨일, 덤퍼씨일 등과 비교, 해석하여 본질의 역할 및 안정성을 동시에 향상시킬 수 있는 씨일을 연구해 보고자 한다.

2. 이론 해석

Fig.1 에서 보는 바와 같이 매우 stiff한 축과 질량 m인 하우징 및 원형씨일로 되어있는 기계적인 모델을 설정할 수 있다. 하우징이 반경방향 (y,z)으로만 움직이는 2자유도 운동을 한다고 가정하면 축의 centered position에서 이계의 선형화된 운동방정식은 다음과 같게 된다.

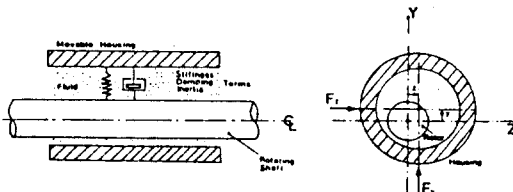


Fig.1 Annular Seal Model

$$\begin{bmatrix} m_{yy} & & \\ & m_{zz} & \\ & & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{yy} & C_{yz} \\ C_{zy} & C_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{yy} & K_{yz} \\ K_{zy} & K_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \quad (1)$$

* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원
** 한양대학교 정밀기계공학과
*** KIST Tribology Lab.
**** KIST Tribology Lab.

가진력과 계의 응답을 조화함수라 가정하면
 $(y = Y e^{j\omega t}, z = Z e^{j\omega t}, F_y = F_Y e^{j\omega t}, F_z = F_Z e^{j\omega t})$

$$\begin{bmatrix} K_{yy} - \omega^2 m_{yy} + j\omega C_{yy} & K_{yz} + j\omega C_{yz} \\ K_{zy} + j\omega C_{zy} & K_{zz} - \omega^2 m_{zz} + j\omega C_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (2)$$

[K]: stiffness matrix

(2) 식에 의해 Receptance Matrix[H](displacement / force)를 구하면

$$[H] = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} K_{zz} - \omega^2 m_{zz} + j\omega C_{zz} & -(K_{yz} + j\omega C_{yz}) \\ -(K_{zy} + j\omega C_{zy}) & K_{yy} - \omega^2 m_{yy} + j\omega C_{yy} \end{bmatrix}$$

$$\Delta = (K_{yy} - \omega^2 m_{yy} + j\omega C_{yy})(K_{zz} - \omega^2 m_{zz} + j\omega C_{zz}) - (K_{yz} + j\omega C_{yz})(K_{zy} + j\omega C_{zy})$$

$$= \begin{bmatrix} H_{yy}^i + jH_{yy}^d & H_{yz}^i + jH_{yz}^d \\ H_{zy}^i + jH_{zy}^d & H_{zz}^i + jH_{zz}^d \end{bmatrix} \quad (3)$$

H_{ij} $\begin{cases} j \text{ 방향: impact} \\ i \text{ 방향: displacement pickup} \end{cases}$

matrix [H]는 [K]의 역행렬이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[H][K] = [E] \quad [E]: \text{unit matrix} \quad (4)$$

식(4)를 전개하면

$$[H][\{K\} - \omega^2\{m\} + j\{C\}] = [E] + [S] \quad (5)$$

여기서 [K],[m],[C]는 각각 stiffness, mass, damping matrix이며 [S]는 측정시 noise 등에 의해서 생기는 error matrix가 된다.

식(5)로부터 한 ω 에 대해 8개의 방정식을 갖게 되며 이를 matrix 형태로 표시하면
 $[A][X] = [E]' + [S]'$ (6)

여기서 [A]는 가진진동수 ω 와 F.R.F.(frequency response function)로 이루어져 있으며 [X]는 미지의 계수 m, C, K 로 이루어져 있다.

[S]'의 값을 최소로 하기 위해 Euclidean Norm을 적용하면
 $[A]^T[A][X] = [A]^T[E]'$ (7)

$$[X] = ([A]^T[A])^{-1}[A]^T[E]'$$
 (8)

여기서 미지의 parameter $M' C' K'$ 을 구하게 된다.

(참자 1은 첫번째 구한 계수임을 나타냄)

그러나 실험에서는 Noise 대 Signal의 비가 클 경우 측정데이터의 신뢰성이 저하되므로 Fritzen[5]이 제안한, 측정데이터에 있는 noise에 둔감하고 오차를 줄일 수 있는 Instrumental Variable method를 추가로 사용하는데 내용은 다음과 같다.

첫번째 구한 $M' C' K'$ 으로 analytical receptance function [H]를 구하고 [H]를 이용해서 matrix [W]를 만

든다. 이를 식(7)에 대입하면 아래와 같이 다시 parameter [X]를 구할 수 있게 된다.

$$[W]^T[A][X] = [W]^T[E]'$$
 (9)

위의 과정은 계속 반복 시행하여 그때마다 parameter들을 비교하며 일정한 수렴조건을 만족시킬 경우에 이 과정을 멈춘다.

일반적으로 씨일의 메카니즘은 저어널 베어링과 유사하나 틱새대 반경비가 저어널 베어링에 비하여 2 ~ 10 배(보통 5배) 정도 크므로 펌프용 씨일은 완전히 발달된 난류로 보며 이에 따른 변수로는 축방향 레이놀즈수 Re , 반경방향 레이놀즈수 Rc 및 유량이 있는데 다음과 같이 정의될 수 있다.[2,3]

$$Ra = 2VC/\nu$$

$$Rc = R\omega S/\nu$$

(10)

$$\dot{Q} = C_L 2\pi R^2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

여기서 ω 는 유체의 속도, V 는 축의 회전속도, ν 는 유체의 동점성 계수, ΔP 는 씨일의 입구에서 출구까지에서의 압력강하를, \dot{Q} 는 유량을 말하며 C_L 은 누설특성과 관련된 계수로써 계의 누설성능(leakage performance)을 좌우한다.

3 실험 및 고찰

3 - 1. Sealing 실험 장치의 총체적 구성

본 실험에서는 계의 동적 거동을 구하는 진동신호 뿐만 아니라 씨일의 성능 평가에 중요한 작동유체의 온도, 씨일 내에서의 동적 압력강하와 유량, 축의 회전속도 및 이들과 관련된 레이놀즈수의 정확한 측정이 동시에 이루어져야 하므로 사용되는 모든 계측장비를 Operating Panel과 IBM-AT에 연결시켜 On-Line과 하였다.

Fig.2와 같이 Operating Panel은 원심펌프에 전원을 공급시켜 주며 test rig에서 측정된 유량과 온도를 IBM-AT로 전송한다. IBM-AT에서는 이들을 일정하게 유지시킬 수 있도록 control valve와 물탱크안의 냉각기를 제어하며 필요 이상의 높은 압력이 걸릴 경우의 안전사고를 방지하기 위해 safety valve를 연결시켜 by-pass할 수 있도록 했다. 특히 작동유체의 온도는 점성과 관련하여 매우 중요한 데이터가 되므로 씨일의 앞, 뒤 두 군데에 열전대(thermocouple)를 사용하여 검출하였다.

3 - 2. Test Rig.

고압펌프용 씨일의 효율은 씨일과 회전축 사이의 틱새(clearance)에 따라 펌프의 누설(leakage)설능이 달라지고 그에 따라 부수적으로 동특성 문제가 야기된다. 본 실험에서의 씨일과 회전축 사이의 간격은 0.2mm로 대단히 작다. 따라서 회전축에 대해서는 45 μ m의 SKD11 재질을 열처리-연마-Cr정질도금-연마과정을 거쳐 가공오차를 0.01mm 이하로 하였으며 작동유체의 마찰 영향을 고려해 표면

거칠기가 0.09 μ m 이하를 유지하도록 한 뒤 test rig를 조립했다.

씨일에서의 압력강하(pressure drop)는 씨일의 기계적, 정성적인 특징을 파악하는데 중요한 자료로 사용되므로 작동유체의 공급부위, swirl부위, 씨일의 부위 및 씨일을 거쳐서 나오는 부위등 총 8군데에서 압력변환기를 사용하여 측정하였고 또한 하우징과 회전축이 유일하게 접촉되는 kcap seal에서의 영향을 최소화 하기 위해 기밀유지용 고무씨일을 사용했다.

그리고 작동유체가 test rig로 들어갈 때의 압력과 유속이 축과 하우징 사이에 원하지 않는 모우먼트(moment)를 발생시킬 수 있으므로 이들을 최소화 하기 위해 test rig를 정면으로 볼 때 45°, 225° 방향 두 군데에서 기하학적으로 대칭을 이루게 하여 유체를 유입시켰다.

3 - 3. Test Seal

씨일은 황동으로 제작하였으며 표면거칠기가 0.55 μ m 이하가 되도록 허용기준을 잡아 정밀가공하였다. 씨일 #1은 씨일 내면이 미끈한 평씨일(plain seal), 씨일 #2, #3은 유동의 회전방향에 반대로 작동유체를 유입시켜 유동의 swirl을 줄이기 위한 anti-swirl injection type seal이며 씨일 #4는 씨일 안쪽 표면에 조도의 변화를 주어 감쇄 효과 뿐만 아니라 누설성능을 높이기 위한 감쇄씨일(damper seal)이다.

Table-2. Configuration of Test Seals

#	type	configuration	mass
seal #1	plain seal		1.5 kg (2EA)
seal #2	ASIS	60°1-line injection	1.5 kg (2EA)
seal #3	ASIS	60°2-line injection	1.5 kg (2EA)
seal #4	damper seal	hole pattern(circle)	1.5 kg (2EA)

3 - 4. 실험 방법

3 - 4 - 1. Receptance 측정

2개의 좌우 대칭인 test seal은 하우징에 작동유체의 고압으로 인한 상대운동이 없도록 견고하고 정확히 체결되어야 하는데 회전축과 씨일이 이루는 틈새는 0.2 mm로써 매우 작으므로 육안으로 측정심과 하우징에 부착된 씨일의 중심을 일치시키기는 매우 어렵다. 따라서 이를 위해 실험에 들어가기에 앞서 porximity probe를 통해 오실로스코프를 이용해서 회전축과 하우징 간의 중심을 정확히 맞추어야 하며 중심이 맞으면 먼저 축의 회전과 작동유체의 유입이 없는 정지상태에서 가진실험을 하여 testrig의 구조적 특성을 알아 본다.

정적인 실험이 끝나면 축의 회전수 (1500,3000,4500 rpm) 및 축방향 레이놀즈수 (Ra:4000,6000,8000,9000)를 변화시켜 가면서 1종류 씨일에 대해 12가지의 동적인 실험을 한다. 즉 Ra는 4000으로 맞추고 축의 회전속도를 1500으로 해서 실험한 뒤, 다시 회전속도가 3000, 4500일 때 실험

한다. Ra 4000일 경우가 끝나면 Ra가 6000, 8000, 9000 일 때 다시 축의 회전속도를 변화시켜 실험한다.

3 - 4 - 2. 주변 data 측정

축방향 레이놀즈수는 결국 유량과 점성에 관련된 온도의 함수이므로 실험중 레이놀즈수가 일정하게 유지될 수 있도록 1차적으로 작동유체의 온도를 40°C에 맞추고 valve를 제어하여 유량을 조절하며 DC Motor로 구동되는 축의 각속도는 Hand Tachometer로 측정, 원하는 rpm으로 맞춘다.

설정된 레이놀즈수에 이르면 축의 회전수(rpm), 씨일과 회전축사이를 통해 유출되는 유량(l/min), 씨일에서의 압력강하(Kpa), 온도 및 계산된 레이놀즈수가 IBM-AT로 저장되어 이를 토대로 씨일의 누수성능을 판단한다.

4. 결론

1. 씨일 전체적으로 질량 m과 direct stiffness K는 축방향 레이놀즈수(Ra)가 증가할수록 커지고 축의 회전속도가 증가함에 따라 서서히 감소하는 경향을 알수 있었다.
2. direct damping C 역시 축방향 레이놀즈수의 증가에는 비례하나 축의 회전속도와는 거의 무관하였다.
3. cross stiffness k, cross damping c는 회전속도 및 반경방향 레이놀즈수의 증가에 따라 값이 커졌다.
4. 작동유체가 고속, 고압의 영역으로 갈수록 cross-tiffness k의 증가가 direct-damping C의 증가보다 현저하므로 계의 안정성이 저하된다는 것을 알수 있었다.
5. injection type의 씨일은 평씨일에 비해 고속 고압의 영역에서 cross stiffness k의 증가가 작고 direct-damping C가 약간 더 크므로 안정성 향상에 좋은 경향을 보였으나 오히려 누설량은 많아졌고 또 이러한 현상은 미세하지만 1-hole injection type 보다 2-hole injection type의 변화폭이 컸었다.

추후 Anti-Swirl type 씨일의 동적 안정성 효과를 확연히 고찰하고 누설특성도 줄일 수 있는 씨일의 개발에 대해 계속 연구 개발되어져야 할 것이다.

본 연구는 과학기술처의 89년도 "Tribology종합기술개발" 사업의 세부과제로 수행되었으며 이에 과학기술처 및 KIST Tribology Lab. 연구원들께 감사드립니다.

5. 참고 문헌

1. John M.Vance, "Rotordynamics of Turbo-machinery" A Wiley-Interscience Publication, 1988.
2. R.Nordmann, "Identification of Modal Parameters of an Elastic Rotor With Oil Film Bearings," J. Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 106, pp.107-112, 1984.
3. R. Nordmann and H. Massmann, " Identification of Dynamic Coefficients of Annular Trubulent Seals." NASA Conference Publication 2338, Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery 1984, Proceeding of a workshop, May 28-30, 1984, pp.295-311.
4. H. Massmann and R. Nordmann, "Some New Results Concerning the Dynamic Behavior of Annular Turbulent Seals," NASA Conference Publication 2409 Instability in Rotating Machinery Proceedings of a symposium held in Carson City Nevada June 10-14, 1985
5. C.P.Fritzen, "Identification of Mass, Damping and Stiffness Matrix of Mechanical System", 10th ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, sept. 85, Cincinnati.
6. 김 창호, "고압 펌프용 로타 다이내믹스 및 최적 Sealing 기술개발(2)", MOST Report, N603(2)-3870-2, June, 1990.

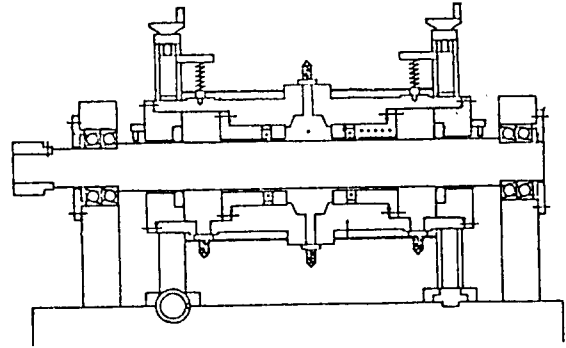


Fig.3 Seal Test Rig.

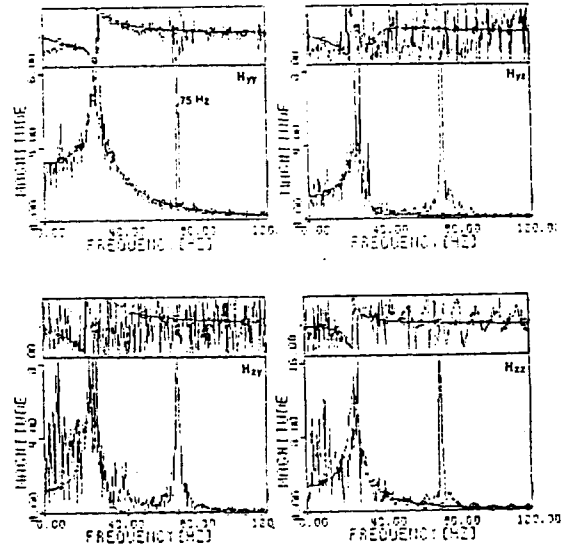


Fig 4 Example of CurveFitting.

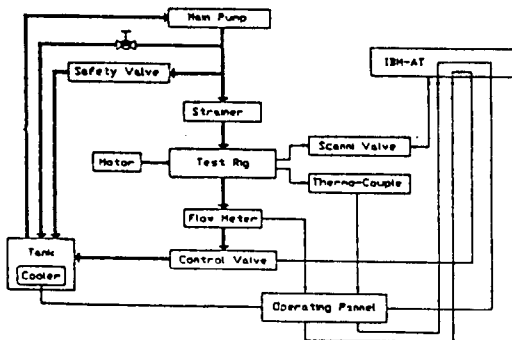


Fig.2 Test Control Diagram.

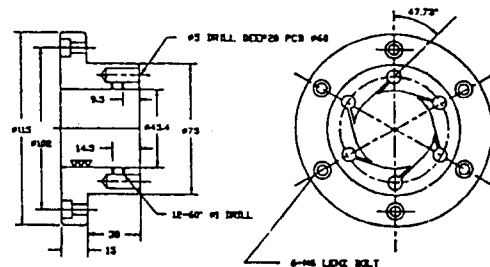


Fig. 5) 2-hole Anti-Swirl Injection type Seal.