유체기계공업학회 '98 강연회 및 연구개발 발표회 논문집, pp.203-209
과학기술회관 국제회의실, 1998. 2. 18

시일의 마멸로 인한 다단터빈펌프의 위험속도 변화

김 영 철(KIMM) · 이 동 환(KIMM) · 이 봉 주(한돌펌프)

ABSTRACT

Rotordynamic analysis of a multistage turbine pump using finite element method is performed to investigate the effects of seal wear on its system behavior. Stiffness and damping coefficients of the 2-axial grooved bearing are obtained as functions of rotating speed. Stiffness and damping coefficients of plane annular seals are calculated as functions of rotating speed as well as seal clearance. As the clearance of seals become larger, these stiffness and damping coefficients decrease drastically so that there can be significant changes in whirl natural frequencies and damping characteristics of the pump rotor system. Although a pump is designed to operate with a sufficient seperation margin from the 1st critical speed, seal wear due to long operation may cause a sudden increase in vibration amplitude by resonance shift and reduce seal damping capability.

1. 서 론

다단터빈펌프는 일반 회전기계와 달리 작동유체로부터 발생하는 유체력이 동특성에 크게 영향을 미치게 되는데, ①시일이나 발란스 피스톤에서 일어나는 유체력, ②임펠러와 쉬라우드 사이에서 발생하는 유체력, ③베어링의 유막력 등이 계의 동특성 변화 및 불안정진동을 일으키는 중요한 원인이 되고 있다. Fig. 1은 발전소 및 화학플랜트 등에서 보일러급수용으로 사용되고 있는 고압다단터빈펌프이며, Fig. 2는 다단터빈펌프에 사용 되는 Wear Ring Seal(또는 Neck Ring Seal), Interstage Seal, Balance Piston Seal(또는 Balance Sleeve)을 나타낸다. 1965년 Lomakin[1]은 이들 시일에서의 유체력으로 인해 펌프의 고유진동수가 상당히 증가함을 보였다. 이후 Childs, Kaneko, Manabe, Nordmann, Black, Fritz, Kanki, Nelson등에 의해 비접촉 시일부의 유체력에 의한 감쇠에 대해 상당한 연구가 진행되었는데, 특히 Black 및 Childs[2]는 Bulk-Flow 모델을 이용하여 평행시일(Plain Seal)의 동적계수에 대한 근사해를 얻고 있으며, San Andres[3]는 역시 이 모델에 대한 유한차분해(FDM, Finite Difference Method)를 개발하였다.

Table 1은 현재 국내에서 생산중인 양정 1500m급 다단터빈펌프의 시방이다. 본 연구는 이 펌프를 대상으로 회전속도에 따른 Bearing 및 Seal의 동적계수를 추출하여 회전체계의 동특성을 해석하고, 시일의 마멸이 진전됨에 따라 발생할 수 있는 진동문제를 고찰하고자 한다.

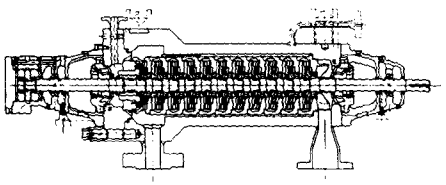

Fig. 1 A Multistage Centrifugal Pump[2]

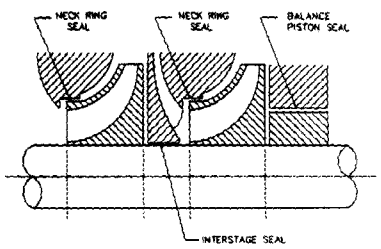

Fig. 2 Pump Seals[2]

Table 1 Specification of a Multistage Pump

Shaft Length	2152mm
Number of Stage	10
Maximum Head	1500m
Flow Rate	$3m^3$/min
Rotating Speed	3580rpm

2. Bearing 동적계수 추출

일반적으로 구름베어링에 비해 유막베어링은 충분한 강성 및 감쇠를 갖고 있을 뿐만 아니라 이러한 동특성은 베어링의 형상변화에 의해 적절한 조절이 가능하며 또한 긴 수명, 적은 동력소모와 큰 부하용량 등의 장점을 갖고 있다. 본 다단터빈펌프에 사용된 유막베어링은 2축홈베어링(2 Axial Grooved Bearing)이며, 축방향의 홈은 윤활유 공급통로일 뿐만 아니라 윤활유의 원주방향 흐름을 방해함으로써 오일휠(Oil Whirl)과 같은 불안정성을 감소시키는 역할을 한다. 일반적으로 회전체를 지지하는 유막압력분포는 다음과 같은 레이놀즈방정식(Reynolds Equation)[2,4]에 의해 지배된다.

$$\frac{1}{R^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12}\mu\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12}\mu\frac{\partial P}{\partial z}\right)=\frac{\omega}{2}\frac{\partial h}{\partial\theta}+\frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

유막압력에 대한 경계조건으로서는 유체연속성(Continuity)을 만족시면서 음압을 발생시키지 않는 레이놀즈 경계조건(Reynolds Boundary Condition)을 사용하였다. 축홈베어링의 i번째 패드의 유막두께는 다음과 같이 표현된다.

$$h_i(\theta)=C-X\cos\theta-Y\sin\theta \quad (\theta_{i1}\le\theta\le\theta_{i2}) \quad (2)$$

이상의 유압 경계조건과 유막두께형상을 레이놀즈 방정식에 적용시켜 유막력을 얻고, 다음과 같이 저어널 중심의 변위 및 속도 변화에 따른 유막력의 변화를 계산함으로써 강성계수 및 감쇠계수를 얻을 수 있다.

$$K_{xx}=-\frac{\partial F_x}{\partial x} \quad K_{xy}=-\frac{\partial F_x}{\partial y}$$
$$K_{yx}=-\frac{\partial F_y}{\partial x} \quad K_{yy}=-\frac{\partial F_y}{\partial y} \quad (3)$$

$$C_{xx}=-\frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \quad C_{xy}=-\frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}}$$
$$C_{yx}=-\frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \quad C_{yy}=-\frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \quad (4)$$

본 연구에서는 층류흐름을 가지는 레이놀즈 방정식을 풀기 위해 1차원적 유한요소법(FEM, Finite Element Method)에 의해 개발되어진 프로그램을 이용하여 베어링의 동적계수를 추출하였다.

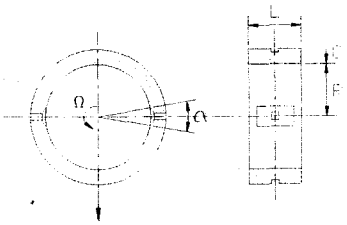

Fig. 3 Geometry of a 2 Axial Grooved Bearing

Table 2 Input Data for Dynamic Coefficient Claculation of a 2 Axial Grooved Bearing

Radius	35mm
Length	80mm
Clearance	0.045~0.06mm
Load	104.366kg
Oil	ISO 46
Supply Temperature	40℃
Arc Length	160°
Oil Groove	2×20°

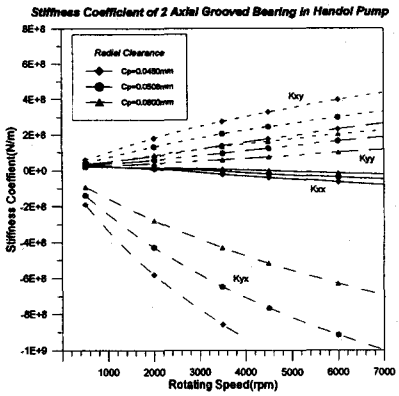

Fig. 4 Stiffness Coefficient of the Bearing

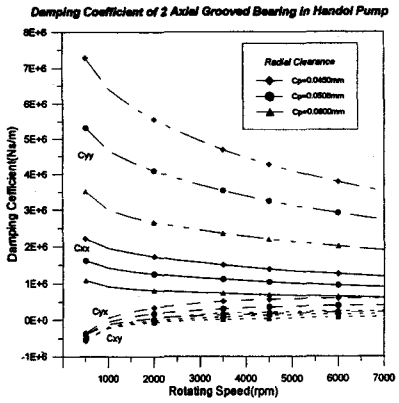

Fig. 5 Damping Coefficient of the Bearing

Fig. 3은 2축홈베어링의 개략적인 형상을 나타내고, Table 2는 베어링의 동적계수를 계산하기 위한 입력데이타를 정리한 것이다. Fig. 4와 Fig. 5는 회전속도 변화에 따라 계산되어진 베어링의 강성계수와 감쇠계수의 변화를 각각 나타낸다.

3. Seal 동적계수 추출

일반적으로 시일은 베어링과 달리 입구와 출구 사이에 비교적 큰 압력차가 있고 축방향으로의 강한 압력흐름을 갖고 있으며, 시일 틈새가 베어링보다 크기 때문에 흐름이 난류이다. 시일에서의 유체력은 다음과 같이 주어진다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서,

$$K_{xx}=K_{yy},\ K_{xy}=-K_{yx}$$
$$C_{xx}=C_{yy},\ C_{xy}=-C_{yx} \quad (6)$$

본 연구에서는 평행환상시일의 동적계수를 얻기 위해 Bulk-Flow 모델를 이용하였는데, 이는 틈새에서 반경방향으로의 속도성분변화를 무시하고 대신 평균속도를 사용하는 것이다. Fig. 6과 같은 환상시일의 미소요소에 작용하는 연속방정식(Continuity Equation)과 축방향 및 원주방향 운동량방정식(Momentum Equation)은 다음 식과 같이 표현된다[2].

$$\frac{\partial H}{\partial t}+\frac{1}{R}\frac{\partial (HU)}{\partial \theta}+\frac{\partial (HW)}{\partial Z}=0 \quad (7)$$

$$-H\frac{\partial P}{\partial Z}=\frac{\rho}{2}WU_s f_s+\frac{\rho}{2}WU_r f_r + \rho H\left(\frac{\partial W}{\partial t}+\frac{U}{R}\frac{\partial W}{\partial \theta}+W\frac{\partial W}{\partial Z}\right) \quad (8)$$

$$-\frac{H}{R}\frac{\partial P}{\partial \theta}=\frac{\rho}{2}UU_s f_s+\frac{\rho}{2}(U-R\omega)U_r f_r + \rho H\left(\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{U}{R}\frac{\partial U}{\partial \theta}+W\frac{\partial U}{\partial Z}\right) \quad (9)$$

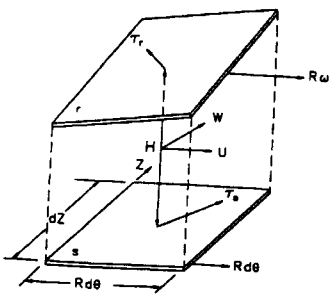

Fig. 6 Differential Fluid Element of a Seal

여기서,

$$U_s=(W^2+U^2)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

$$U_r=[W^2+(U-R\omega)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$f_s=a_1\left[1+\left(a_2\frac{e_s}{2H}+a_3\frac{1}{Re_s}\right)^{\frac{1}{3}}\right],\quad Re_s=\frac{2\rho U_s H}{\mu} \quad (12)$$

$$f_r=a_1\left[1+\left(a_2\frac{e_r}{2H}+a_3\frac{1}{Re_r}\right)^{\frac{1}{3}}\right],\quad Re_r=\frac{2\rho U_r H}{\mu} \quad (13)$$

이때 f_s, f_r는 정지부와 회전부의 Moody Friction Factor를 나타내고, e_s, e_r는 정지부와 회전부의 절대거칠기(Absolute Roughness)를 나타낸다. 식 (7)~(9)를 무차원화 시킨후 다음과 같은 섭동변수를 도입하면, 0차 및 1차 섭동방정식(Perturbation Equation)을 유도할 수 있다(참고문헌 [2] 참조).

$$h=h_0+\varepsilon h_1,\quad w=w_0+\varepsilon w_1$$
$$u=u_0+\varepsilon u_1,\quad p=p_0+\varepsilon p_1 \quad (14)$$

0차 섭동방정식으로부터는 누설량(Leakage Flow Rate)과 원주방향 속도분포를 얻을 수 있으며, 1차 섭동방정식으로부터는 시일의 동적계수를 구할 수 있다. 본 연구에서는 San Andres가 개발한

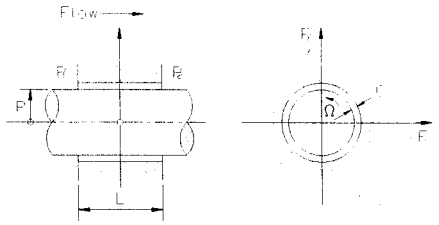

Fig. 7 Geometry of a Plane Annular Seal

Table 3 Input Data for Dynamic Coefficient Claculation of Plane Annular Seals

	Wear ring seal (1)	Wear ring seal (2-10)	Inter-stage seal	Balance sleeve
Length (mm)	17	14	21	77.3
Radius (mm)	89.8	82.3	49.8	49.8
Pressure Drop (bar)	10.5	10.5	4.5	70.0
Clearance (mm)	0.2			
Density (kg/m^3)	924			
Viscosity (Pa·s)	0.000188			

Bulk-Flow 모델의 유한차분(FDM. Finite Difference Method) 프로그램을 이용하여 평행환상시일들의 동적계수를 추출하였다.

Fig. 7은 환상평행시일(Plane Annular Seal)의 개략적인 형상이며, Table 3은 각 시일의 동적계수를 계산하기 위한 입력데이타를 정리한 것이다.

Fig. 8은 회전속도에 따른 각 시일들의 강성계수를 계산한 것이데, 직강성(Direct Stiffness)은 서서히 증가하는데 반해 연성강성(Cross Couple Stiffness)은 급격히 증가함을 볼 수 있다. Fig. 9는 회전속도에 관한 각 시일들의 감쇠계수를 계산한 것이데, 직감쇠(Direct Damping)는 거의 일정한데 반해 연성감쇠(Cross Couple Damping)는 서서히 감소함을 볼 수 있다. 그리고 Balance Sleeve에서의 강성과 감쇠계수는 다른 시일들에 비해 상당히 큼을 볼 수 있다.

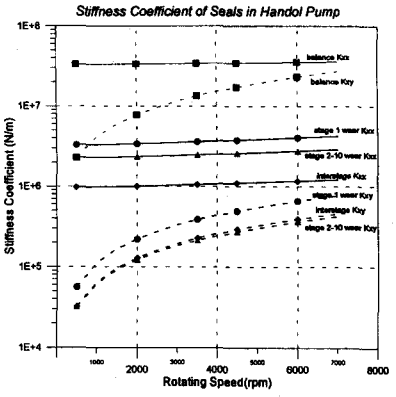

Fig. 8 Stiffness Coefficient of Seals

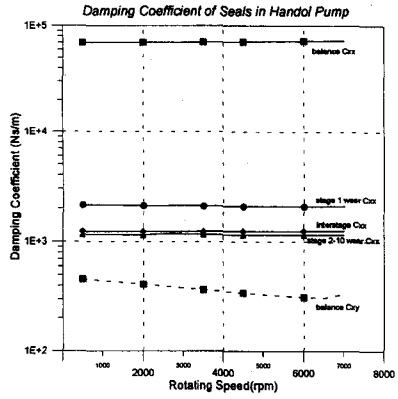

Fig. 9 Damping Coefficient of Seals

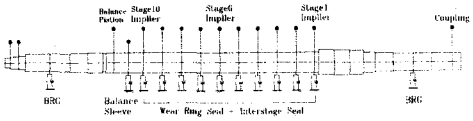

Fig. 10 Finite Element Model of the Pump

Table 4 Material Properties of Shaft Element

Beam Model	Timoshenko Beam
Density	7800kg/m^3
Young's Modulus	2.078×10^{11} N/m
Poisson Ratio	0.3

Table 5 Mass Properties of Principle Disk

Principle Disk	m(kg)	I_p(kg·m^2)	I_t(kg·m^2)
Impeller(1)	10.792	0.0985	0.0537
Impeller(2-10)	7.831	0.0676	0.0347
Balance Piston	12.103	0.0911	0.0473
Coupling	20.473	0.1237	0.0670

4. 회전체계의 동적거동 해석

다단터빈펌프 전체 회전체계의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{Q\} \tag{15}$$

자유진동해석을 위해 식 (15)는 다음과 같이 상태공간 형태로 표현될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix}(\dot{q}_2)\\(\dot{q}_1)\end{Bmatrix}=[A]\begin{Bmatrix}(q_2)\\(q_1)\end{Bmatrix},\quad with\quad \begin{matrix}\{q_1\}=\{q\}\\\{q_2\}=\{\dot{q}_1\}\end{matrix} \tag{16}$$

이때 $[A]$는 다음과 같은 시스템의 동적행렬(Dynamic Matrix)로 정의되며, 이로부터 고유치 및 고유벡터를 계산한다.

$$[A]=\begin{bmatrix}-[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K]\\ [I] & [0]\end{bmatrix} \tag{17}$$

Fig. 10은 펌프 회전체계의 동적해석을 수행하기 위한 유한요소 모델이며, 총 30개의 축요소, 15개의 Disk요소, 13개의 Bearing 및 Seal 요소로 모델링 되었다. Table 4는 축요소의 재료 물성치를 정리한 것이다. Table 5는 Impeller, Balance Piston, Coupling등 주요 Disk의 물성치를 정리한 것이다.

Fig. 11은 펌프 회전체계의 Campbell Diagram을 나타낸 것으로, 현재로는 1차 위험속도를 통과하지 않은 상태에서 70%가량의 충분한 분리여유(Seperation Margin)를 가지고 운전되고 있음을 알

수 있다. Table 6은 3580rpm에서의 선회고유진동수(Whirl Natural Frequency)를 정리해 놓은 것이며, Fig. 12와 Fig. 13은 이때의 1, 2차 고유진동모드(Natural Mode)를 그린 것이다. 고유모드는 Bearing을 Node점으로 갖는 굽힘모드임을 알 수 있다.

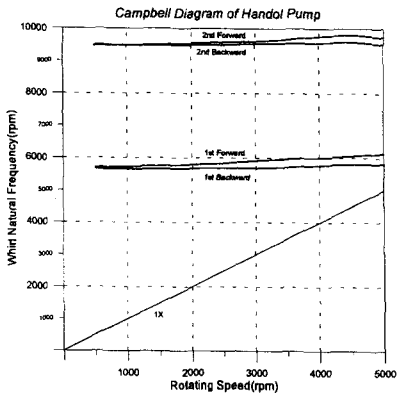

Fig. 11 Campbell Diagram of the Pump

Table 6 Natural Frequencies at 3580rpm with New Seals

Order		Natural Frequencies at 3580rpm
1	Backward	5718rpm
	Forward	5976rpm
2	Backward	9548rpm
	Forward	9678rpm

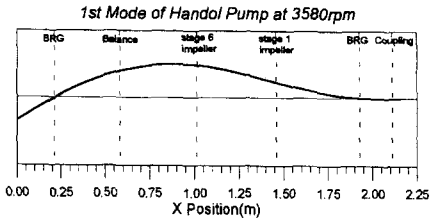

Fig. 12 1st Natural Mode at 3580rpm

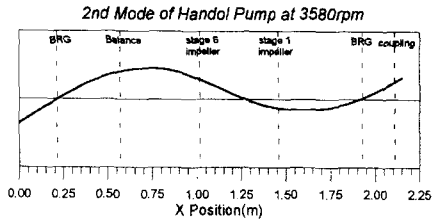

Fig. 13 2nd Natural Mode at 3580rpm

5. 시일 마멸에 따른 동적거동 변화

시일은 그 반경이나 길이와 같은 설계변수를 변경함으로써 그 강성 및 감쇠계수를 조절할 수 있다[4]. 그리고, 펌프가 장시간 작동하면서 시일이 마멸됨에 따라 그 강성이나 감쇠 계수가 변하기도 하는데, 일부 문헌에서는 시일이 마멸됨에 따라 위험속도가 낮아지고 감쇠가 줄어들어 진동문제를 일으킨 경우가 보고되고 있다[5].

Fig. 14와 15는 시일의 간극변화에 따른 강성 및 감쇠계수의 변화를 그린 것으로, 마멸량에 따라 강성 및 감쇠계수가 크게 떨어짐을 볼 수 있다.

보통 Wear Ring Seal은 Interstage Seal이나 Balance Sleeve에 비해 선속도가 크기 때문에 마멸량이 많아 자주 교체된다. Fig. 16은 오직 Wear Ring Seal만이 균일하게 마멸된다고 가정하

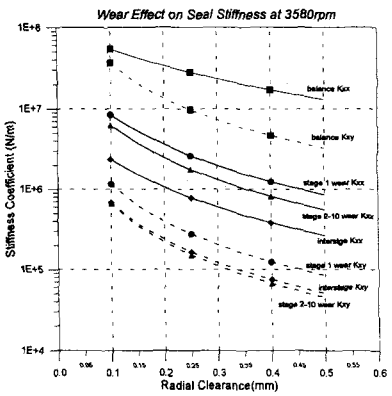

Fig. 14 Wear Effects on Seal Stiffness

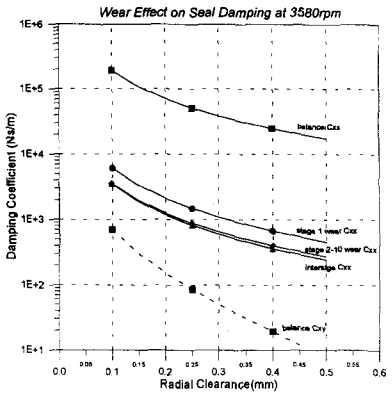

Fig. 18 Wear Effects on Seal Damping

였을 때 3580rpm에서의 고유진동수의 변화추이를 그린 것이며, 그 고유진동수가 시일 간극 증가에 따라 점점 떨어지고 있음을 볼 수 있다. Fig. 17은 모든 Seal이 균일하게 마멸된다고 가정하였을 때 3580rpm에서의 고유진동수의 변화추이를 그린 것으로서, 그 고유진동수가 점점 떨어져 공진점에까지 이르는 것을 볼 수 있다. 더우기 이 때의 감쇠계수는 Fig. 15에서 볼 수 있듯이 현저히 떨어져 아주 심각한 진동문제를 야기시킬 수 있음을 알 수 있다.

한편, Table 7은 시일이 그 기능을 완전히 상실할 정도로 마멸되었을 때(이를 Dry Condition[1,2]이라 한다) 3580rpm에서의 고유진동수이다. 이 때

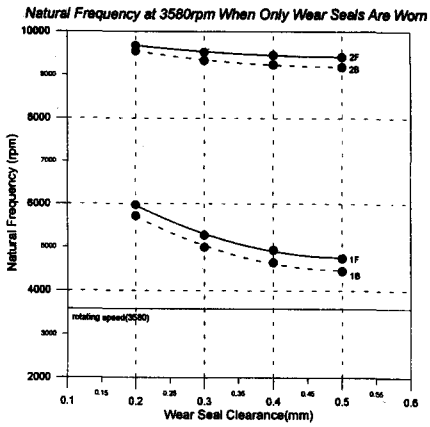

Fig. 16 Natural Frequencies at 3580rpm If Only Wear Seals Are Worn

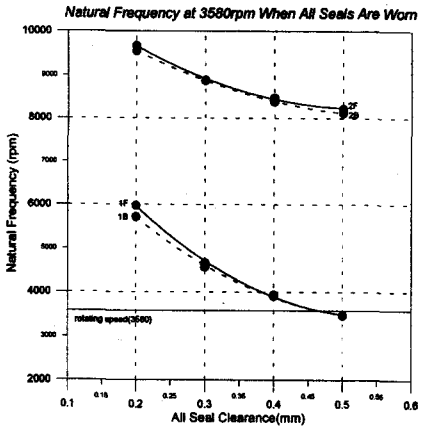

Fig. 17 Natural Frequencies at 3580rpm If All Seals Are Worn

Table 7 Natural Frequencies at 3580rpm without Seals(Dry Condition)

Order		Natural Frequencies at 3580rpm
1	Backward	1786rpm
	Forward	1795rpm
2	Backward	7282rpm
	Forward	7428rpm

에는 전체 시스템에 적절하게 제공해 주던 시일의 감쇠기능이 상실됨에 따라, 전체시스템이 유막베어링의 불안정화 힘 등에 아주 취약하게 될 수 있다.

시일의 마멸에 따른 진동의 증가를 확인하기 위하여 ISO Balance Quality G2.5(3580rpm, 7.8kg의 임펠러인 경우 U=52g·mm) 기준[6]으로 불평형응답을 해석하였다. 불평형응답해석은 다음과 같은 일반화된 불평형가진력과 가정된 해를 식 (15)에 대입하여 얻을 수 있다.

$$\{Q\} = \omega^2\{U_c\}\cos\omega t + \omega^2\{U_s\}\sin\omega t \qquad (18)$$

$$\{q\} = \{a\}\cos\omega t + \{b\}\sin\omega t \qquad (19)$$

해석은 ① 불평형량(52g·mm)이 회전체 가운데점(16번 Node, 6단 임펠러)에 존재할 경우, ② 두개의 불평형량(52g·mm)이 1단 Impaller와 Balance Piston에서 동위상(In Phase)으로 존재할 경우, ③ 두개의 불평형량(52g·mm)이 1단 Impaller와 Balance Piston에서 역위상(Out of Phase)으로 존재할 경우의 3가지 가정에 대해서 수행하였다. Fig. 18은 시일 마멸이 진전됨에 따라 회전체 가운데점(6단 임펠러)에서의 진동 레벨 변화를 3가지 경우에 대해서 그린 것으로서, 각 경우에 대해 c

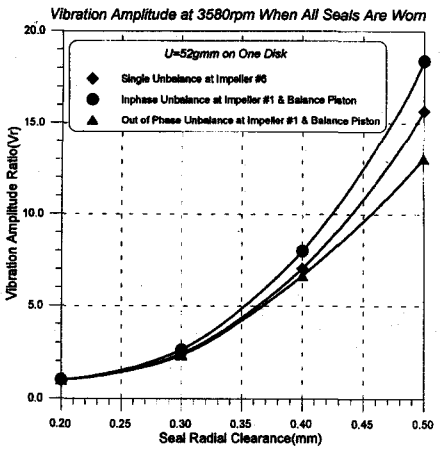

Fig. 18 Relative Vibration Peak Increase at 3580rpm If All Seals Are Worn

=0.2mm일때 6단 임펠러에서의 진폭크기를 1로 두었을 때 시일의 마멸이 진전됨에 따라 이 지점의 진폭크기가 상대적으로 어떻게 변화하고 있는지를 다음과 같은 상대진폭 V_r에 의해 표현하였다.

$$V_r = \frac{V_{clearance}}{V_{c=0.2}} \qquad (20)$$

이 그림에서 전 구간에 걸쳐 시일 간극이 2.5배 커졌을 때 가운데점의 진폭이 13~18배이상 급격히 커지고 있음을 볼 수 있으며, 결국 마멸의 진전에 따라 공진점이 가까워 지고 있음을 확인할 수 있다.

6. 결 론

양정 1500m급 10단 터빈펌프를 대상으로 유한요소법을 이용하여 동특성 해석을 수행하였다. 회전속도 변화를 고려하여 베어링과 시일의 동적계수를 추정하였고, 이를 동적거동해석에 적용하였다. 시일들은 그 간극이 커질수록 강성 및 감쇠계수가 크게 떨어지고 누설량이 급격히 늘어난다. 본 다단터빈 펌프는 1차 위험속도 아래서 충분한 분리여유를 가지고 운전되도록 설계되었음을 확인하였다. 그러나 본 논문은, 펌프의 장기적 운용에 따라 시일의 마멸이 진전됨에 따라서 1차 위험속도가 운전속도에 접근할 수 있으며, 아울러 시일의 감쇠가 크게 줄어들어 심각한 진동문제를 초래할 수도 있음을 보였다.

참 고 문 헌

[1] A. Lomankin, "*Calculation for Critical Number of Revolutions and the Conditions Necessary for Dynamic Stability of Rotors in High-Pressure Hydraulic Machines When Taking into Account Forces Originating in Seals*", Power and Machanical Engineering, April 1958.

[2] D. Childs, *Turbomachinery Rotordynamics,* John Wiley & Sons, 1993.

[3] L. San Andres, "*Analysis of Variable Fluid Properties, Turbulent Annular Seals*", J. of Tribology, pp 684~702, 1991.

[4] 이동환, 김영철, 최상규, 이안성, "*로마킨효과를 고려한 다단터빈펌프의 동특성해석*", 한국소음진동공학회 1995년 추계학술대회논문집, pp 276~281.

[5] C. M. Chang, "*Solving the Vibration Problem of a Vertical Multistage Cryogenic Pump*", Proc. of 4th Pump Symposium, 1987, TAMU.

[6] ISO Standard 1940, "*Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I: Determination of Permissible Residual Unbalance*", 1st Ed., 1988.