

<논 문>

# 터보 냉동기의 변동 기어하중을 고려한 로터다이나믹 해석

## Part I : 구동 모터-불기어 로터-베어링 시스템

Rotordynamic Analysis of a Turbo-Chiller with Varying Gear Loadings  
Part I : A Driving Motor-Bull Gear Rotor-Bearing System

이 안 성\* · 정 진 희\*\*

An Sung Lee and Jinhee Jeong

(1999년 2월 26일 접수 ; 1999년 4월 8일 심사완료)

**Key Words** : Rotordynamics(회전체동역학), Turbo-Chiller(터보 냉동기), Varying Gear Loading(변동 기어하중), Partial Bearing(부분 베어링), Whirl Natural Frequency(선회고유진동수), Unbalance Response(불균형 응답)

### ABSTRACT

A rotordynamic analysis is performed with a motor-bull gear rotor system supported on two partial bearings, which is intended to drive a high-speed turbo-chiller compressor impeller shaft through its built-in pinion gear. The motor-bull gear rotor system has a rated speed of 3,600 rpm, and is modeled utilizing the finite element method for analysis. As loadings on the bearings due to the gear action are significant in the system considered, each resultant bearing load is calculated statically by considering the generalized forces of the gear action as well as the rotor itself. The two support partial bearings are designed to take their varying loads along with their varying load angles, and they are also analyzed to give their rotordynamic coefficients. Then, a complex rotordynamic analysis of the motor-bull gear rotor-bearing system is carried out to evaluate its whirl natural frequencies and mode shapes and unbalance responses under various loading conditions. Results show that the bearings and entire rotor system are well designed regardless of operating conditions, i. e., loads and operating speeds.

### 1. 서 론

현재의 터보기계는 고속에 의한 경량·고출력의 설계개념을 바탕으로 설계 한계점에 치우쳐 설계되는 경향을 따르고 있다. 따라서, 제작업체의 비교적 풍부한 제작경험과 진보된 로터다이나믹 설계기술

수준에도 불구하고 여전히 문제성 장비가 설계·생산될 가능성이 상존하고 있다. 일단 설계가 완료되고 기계가 제작된 후에는 장비의 근본 로터다이나믹 특성을 크게 변경하는 것은 매우 어렵기 때문에 제작에 앞서 터보기계의 회전부를 구성하는 로터-베어링 시스템의 로터다이나믹 특성을 정확히 해석하여 설계하는 것이 중요하다. 이러한 특성에는 로터-베어링 시스템의 공진 위험속도, 예상 운전영역에 걸친 로터의 규정불균형에 대한 응답, 그리고 베어링 등 부품에서 발생된 불안정화력에 대한 기계의 민감

\* 정희원, 한국기계연구원 회전체연구그룹

\*\* LG기계 연구소

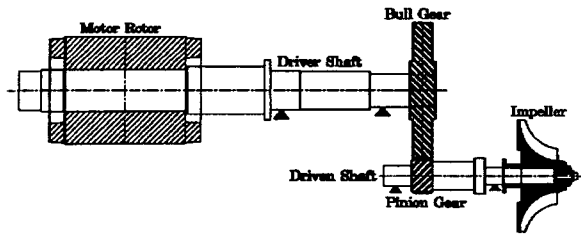


Fig. 1 Structure of the entire turbo-chiller rotor system

성 등이 포함된다<sup>(1-5)</sup>.

Fig. 1은 개발 대상 터보 냉동기를 구성하는 전체 회전부를 보여 주며, 압축기 임펠러는 비교적 작은 팩키지로도 높은 에너지밀도와 유량을 얻을 수 있도록 불기어와 피니언 기어의 증속시스템을 통해 고속 운전된다. 구동 모터-불기어 로터와 피동 임펠러-피니언 로터 시스템은 각각 정격속도 3,600과 14,600 rpm을 갖는다. 기어 증속시스템에 기인하여, 각 로터를 지지하는 베어링들은 로터 자체의 정하중 외에 상당량의 기어 작용하중을 받고 있다. 이러한 기어 작용하중은 회전속도는 물론 IGV (Inlet Guide Vane)의 개도상태에 따라 크게 변하고 있어, 이에 대비한 지지베어링의 설계를 포함한 종합 로터다이나믹 특성의 해석검토가 터보 냉동기의 각 로터-베어링 시스템의 설계에 반영되어야 한다.

본 연구(Part I)에서는 터보 냉동기의 압축기 임펠러 축을 구동하는 모터-불기어 로터 시스템의 지지베어링 설계와 이 구동 로터-베어링 시스템의 로터다이나믹 특성해석을 수행하고자 한다. 해석을 위해 구동 로터-베어링 시스템은 유한요소법<sup>(6,7)</sup>을 적용하여 모델링되며, 각 지지베어링의 하중배분은 일반화된 로터자중과 기어 작용하중을 고려하여 계산한다. 모터 축과 불기어 축 베어링 모두에는 값이 싸고 가공제작이 용이한 Partial 베어링이 채택되며, 변동 베어링 하중과 함께 특히 변동하중 작용각도가 설계해석에 반영된다. 각 하중 조건별로 베어링의 성능이 검토되며, 아울러 베어링의 강성과 감쇠계수가 계산된다. 최종적으로, 모터-불기어 로터-베어링 시스템에 대해 종합 로터다이나믹 설계해석을 수행하여 선회고유진동수와 모드형태, 그리고 불균형 응답특성 등을 종합 평가하고자 한다.

## 2. 모델링 및 베어링 작용하중 해석

Fig. 2(a)에서 구동 모터-불기어 로터-베어링 시스템은 육중한 Built-in(일체형) 모터 로터와 증속

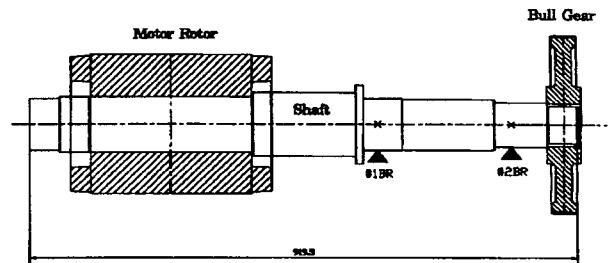


Fig. 2 (a) The driving motor-bull gear rotor-bearing system

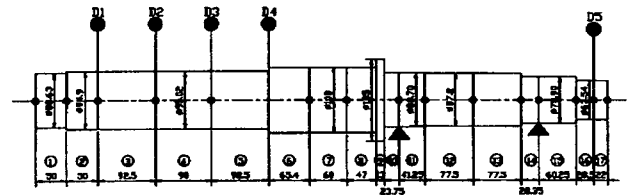


Fig. 2 (b) An equivalent finite element model

용 불기어가 비교적 두꺼운 축의 양 끝단에 장착되고, 두 개의 지지베어링(삼각형 받침대로 위치 표시되어 있음)이 불기어 쪽에 치우쳐 위치하는 독특한 구조를 채택하고 있다. Fig. 2(b)는 구동 로터-베어링 시스템의 등가 유한요소모델을 나타내며, 유한요소로 정식화된<sup>(6)</sup> 개개의 축요소, 디스크 요소, 베어링 요소, 그리고 불균형 가진요소는 해당 노드에서 일반화된 변위는 동일하며 일반화된 힘은 더해진다는 인식 하에 조립되어 식 (1)의 시스템 운동방정식이 얻어진다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (1)$$

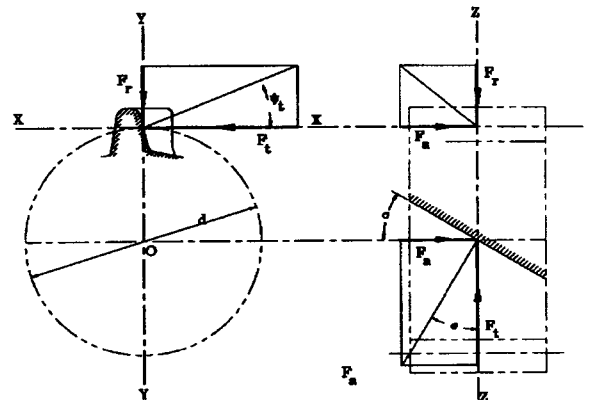


Fig. 3 Forces acting on a helical gear tooth

여기서,  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 관성, 감쇠, 강성 행렬을, 그리고  $\{q\}$ 와  $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력 벡터를 나타낸다.

두 개의 지지베어링은 로터 자체의 자중과 함께 상당량의 기어 작용하중을 받고 있다. 토크 ( $T$ )의 전달시 헬리컬 볼기어에 작용하는 분력하중은 Fig. 3을 참조하여 다음의 식 (2)와 (3)으로부터 계산된다.

$$F_t = \frac{T}{d/2} \quad (2)$$

$$F_r = F_t \tan \phi_t \quad (3)$$

$$F_a = F_t \tan \sigma \quad (4)$$

여기서,  $F_t$  : 접선하중,  $F_r$  : 반경방향 하중,  $F_a$  : 축방향 하중,  $\phi_t$  : 압력각,  $\sigma$  : 헬릭스각, 그리고  $d$  : 피니언 피치직경이다. 한편, 축방향 하중은 작용점에서 모멘트 부하효과를 발생시킨다.

로터자중과 기어하중에 의한 각 베어링의 지지하중은 일반화된 로터자중과 기어 작용외력을 식 (1)에 반영하고 정상상태 부분만을 고려하여 식 (5)로부터 계산된다.

$$[K]\{q\} = \{Q\} \quad (5)$$

최대 효율점(임펠러 속도: 14,600 rpm, IGV 75% 개도)의 전달 토크 부하를 기준으로, 0%, 25%, 50%, 85%, 100%, 그리고 118%의 토크 부하(%) 별로 계산된 각 베어링의 지지하중이 Table 1에 정리되어 있다. 두 베어링 모두에서 토크 부하 전후에 베어링 하중 작용각도의 큰 변화가 관찰되

Table 1 Bearing loads as a function of torque load (%)

Load (%)	Power (kW)	Motor side bearing		Bull gear side bearing	
		Load (N)	Load angle (°)	Load (N)	Load angle (°)
0	0	1,735	270	682.5	90.0
25	44	1,658	281	1,366	141
50	88	1,641	292	2,365	154
85	150	1,719	307	3,836	161
100	176	1,786	313	4,475	162
118	208	1,889	319	5,244	163

며, 특히 볼기어 측 베어링에서는 토크 부하(%)에 따라 베어링 하중의 크기 또한 크게 변함을 알 수 있다. 한편, 베어링 하중의 크기뿐만 아니라 작용 각도가 베어링의 설계해석에 중요한 인자이다.

### 3. 베어링 설계해석

지지베어링으로는, 비교적 높은 부하가 작용하는 점과 함께 정격 3,600 rpm에서의 안정성과 제작성 등을 종합적으로 고려하여, 양쪽 모두 Partial 베어링을 적용 설계하였다. 베어링 설계에 공통적으로 적용된 가정조건은 Oil : ISO VG 68, Inlet Temp : 55 °C, 그리고 Oil Supply Rate : 3 l/min 이다.

#### 3.1 모터 측 Partial 베어링 설계

모터 측 베어링에는, 지지하중과 저어널 직경을 고려하여,  $L/D=0.47$ 인 Partial 베어링이 적용되었다. 설계에 필요한 베어링의 기하형상 데이터와 개

Table 2 Geometry design data of the motor side partial bearing

- Number of pads : 1	- Diameter(D) : 88.67 mm
- Pad angle : 180°	- Radial clearance(C) : 0.080 mm
- Orientation angle : 245°	- Load angle(W) : Depending on torque Load (%)
- Film angle : 0°	
- Preload/Offset : 0 mm	
- Length(L) : 41.30 mm	

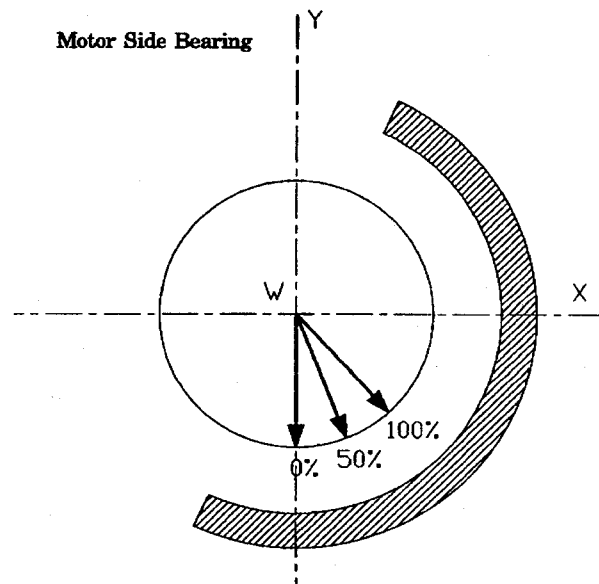
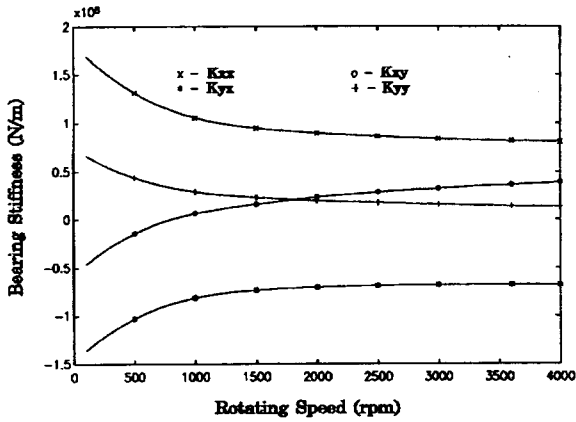


Fig. 4 Schematic of the motor side partial bearing with its varying loading angles

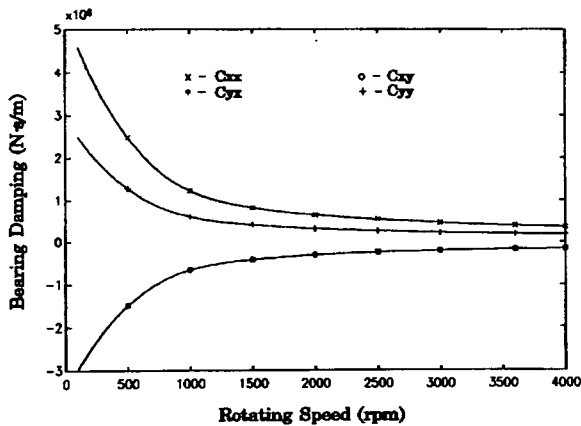
략도가 Table 2와 Fig. 4에 나타나 있다. Fig. 4에서 베어링 원호의 방향은 변동 지지하중의 작용각도를 고려하여 맞추어져 있다. Table 3에는 정격속도

**Table 3** Design results of the motor side partial bearing at 3,600 rpm

Load (%)	Eccen ratio	Whirl freq ratio	Film temp (°C)	Oil exit temp (°C)
0	0.66	0.32	72.3	84.7
25	0.56	0.07	69.4	78.9
50	0.49	0.08	67.9	76.1
85	0.45	0.22	66.8	74.0
100	0.45	0.25	66.4	73.5
118	0.45	0.29	66.1	73.0



**Fig. 5** Stiffness coefficients of the motor side partial bearing with 100% load



**Fig. 6** Damping coefficients of the motor side partial bearing with 100% load

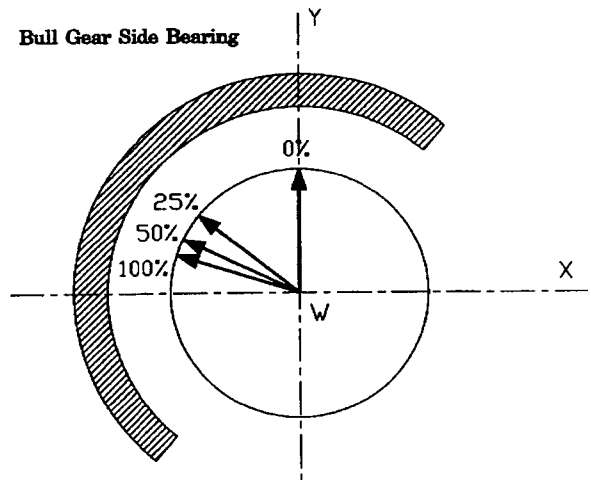
3,600 rpm에서 계산된 베어링의 하중조건 별 일부 설계해석 결과가 정리되어 있다. 베어링이 100% 부하 주변을 비롯한 전 부하범위에서 편심률, 선회주파수비, 유막온도, 출구 오일온도 등 전반에 걸쳐 잘 설계되어 있음을 알 수 있다. 한편, 100% 부하 정적 평형점에서 저어널의 미소운동을 고려하여 rpm 별로 계산된 모터 측 Partial 베어링의 강성과 감쇠 계수가 Fig. 5와 6에 나타나 있다.

**3.2 불기어 측 Partial 베어링 설계**

불기어 측 베어링에는, 지지하중과 저어널 직경을 고려하여,  $L/D = 0.75$ 인 Partial 베어링이 적용되었다. 설계에 필요한 베어링의 기하형상 데이터와 개략도가 Table 4와 Fig. 7에 나타나 있다. Fig. 7에서 베어링 원호의 방향이 변동 지지하중의 작용각도를 고려하여 맞추어져 있음이 확인된다. Table 5에는 정격속도 3,600 rpm에서 계산된 베어링의 하중조건 별 일부 설계해석 결과가 정리되어 있다. 베어링이 전 부하조건에서 양호하게 설계되어 있음을 알 수 있다. 그리고 100% 부하에서 각 rpm 별로

**Table 4** Geometry design data of the bull gear side partial bearing

- Number of pads : 1	- Diameter(D) : 75.89 mm
- Pad angle : 180°	- Radial clearance (Cp) : 0.070 mm
- Orientation angle : 50°	- Load angle(W) : Depending on torque Load (%)
- Film angle : 0°	
- Preload offset : 0 mm	
- Length(L) : 56.70 mm	

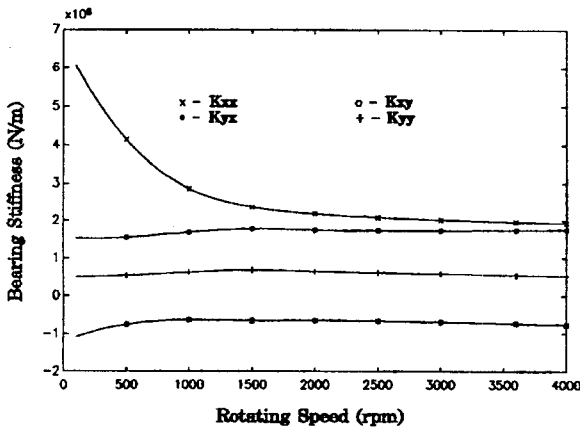


**Fig. 7** Schematic of the bull gear side partial bearing with its varying loading angles

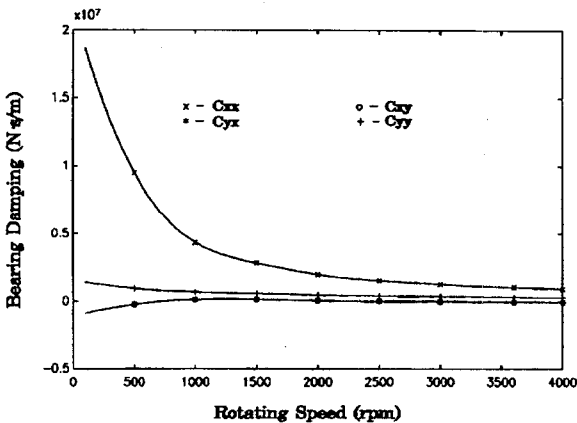
계산된 불기어 측 Partial 베어링의 강성과 감쇠계수가 Fig. 8과 9에 나타나 있다.

**Table 5** Design results of the bull gear side partial bearing at 3,600 rpm

Load (%)	Eccen. ratio	Whirl freq ratio	Film temp (°C)	Oil exit temp (°C)
0	0.23	0.49	65.5	71.0
25	0.17	0.42	63.8	68.4
50	0.27	0.43	63.8	68.5
85	0.39	0.44	63.9	68.9
100	0.43	0.44	64.0	69.3
118	0.47	0.44	64.2	69.7



**Fig. 8** Stiffness coefficients of the bull gear side partial bearing with 100% load



**Fig. 9** Damping coefficients of the bull gear side partial bearing with 100% load

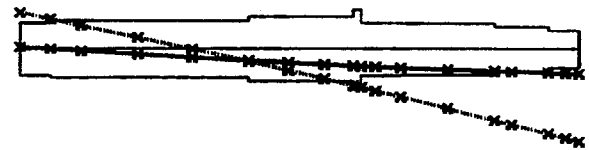
#### 4. 로터다이나믹 설계해석

터보 냉동기 구동 모터-불기어 로터-베어링 시스템의 저진동 운전 신뢰성 확보를 위해, 시스템의 모드형상과 선회고유진동수, 그리고 불균형에 의한 진동 발생량을 해석하였다. 해석은 각 부하(%) 별로 운전속도 변화에 따른 베어링의 동특성을 고려하여 수행되었으며, 다만 본 논문에서는 100% 부하시의 결과를 중심으로 소개된다.

##### 4.1 고유치 해석

100% 부하에서 구동 로터-베어링 시스템의 고유치 해석결과가 Figs. 10~13에서 모드형상, 선회고유진동수, 그리고 대수감소율(log decrement)로 나타나 있다. 여기서, 운전속도 범위에서는 위험속도가 없는 것으로 해석되었기 때문에, 위험속도 대신 정격 3,600 rpm에서의 선회 고유진동수를 나타내어

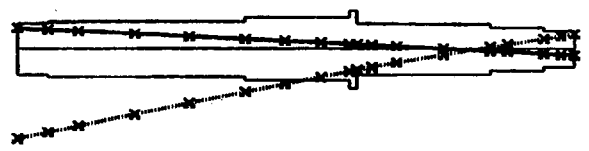
Rotating Speed (rpm) : 3,600  
Whirl Natural Freq. (rpm) : 1,912  
Log Decrement : 5.68



Solid Line : Vertical Mode  
Dashed Line : Horizontal Mode

**Fig. 10** 1st mode shape and whirl natural frequency at 3,600 rpm with 100% load

Rotating Speed (rpm) : 3,600  
Whirl Natural Freq. (rpm) : 2,205  
Log Decrement : 0.51



Solid Line : Vertical Mode  
Dashed Line : Horizontal Mode

**Fig. 11** 2nd mode shape and whirl natural frequency at 3,600 rpm with 100% load

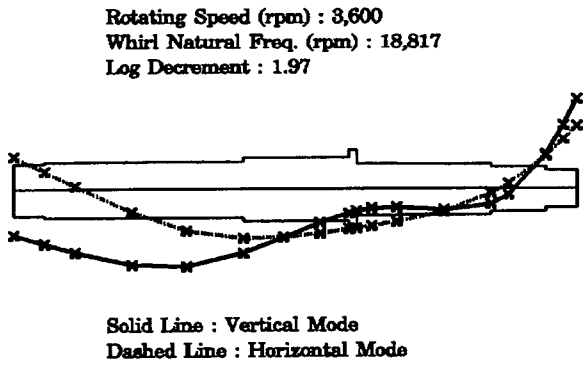


Fig. 12 3rd mode shape and whirl natural frequency at 3,600 rpm with 100% load

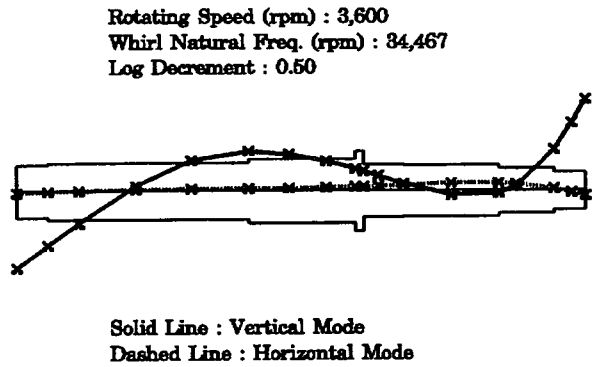


Fig. 13 4th mode shape and whirl natural frequency at 3,600 rpm with 100% load

분리여유(separation margin)를 검토하도록 하였다. Fig. 10과 11의 모드형상은 강체모드 특성을 나타내며, 둘의 선회고유진동수가 접근해 있으며 특히 1차 모드의 대수감소율이 2차 모드의 그것에 비해 매우 크므로, 기동 또는 정지시 1차 모드와 관련된 진동은 실질적으로 나타나지 않을 것으로 예측된다. 또한, 1, 2차 선회 고유진동수는 정격 운전속도로부터 충분히 분리되어 있어 문제가 되지 않을 것으로 판단된다(2차 모드의 경우 API 표준<sup>(5)</sup>에 따른 요구 분리여유는 14.1% 이상이다). 굽힘 모드를 나타내는 3차 모드 이상의 경우, 정격속도부터 선회고유진동수가 상당히 떨어져 있어 고려의 대상이 되지 않는다(3차 : 18,817 rpm, 4차 : 34,467 rpm).

#### 4.2 불균형 응답해석

불균형 작용시 구동 로터-베어링 시스템의 진동량을 예측하기 위해, 각 베어링의 총 결과 지지하중을 기준으로 API 허용 불균형량의 2배에 해당하는 시

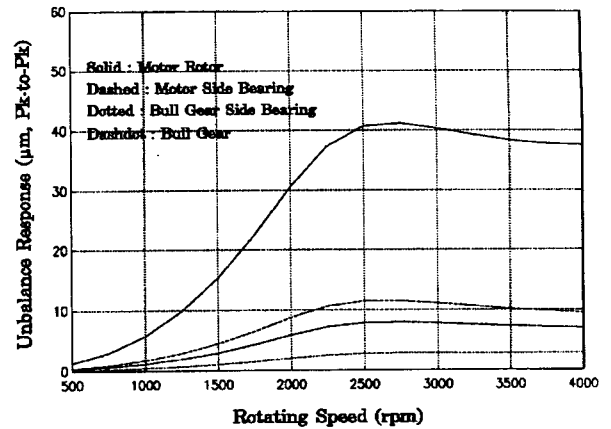


Fig. 14 Unbalance responses over the full operating speed with 100% load

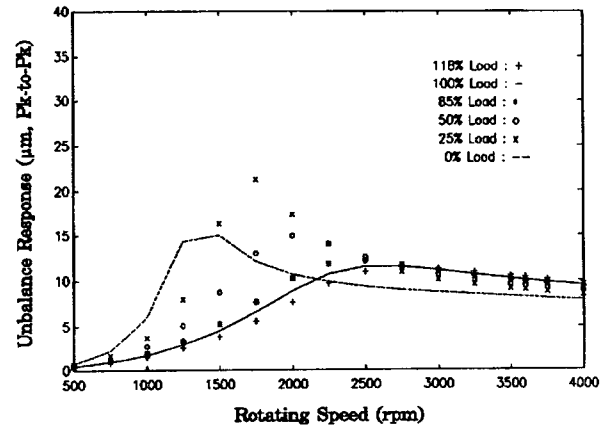


Fig. 15 Unbalance responses at the motor side bearing position over the full operating speed with various load conditions

험 불균형을 모터 로터(624.0 g·mm)와 불기어(122.8 g·mm)에 180° Out-of-phase로 부가하여 해석을 수행하였다. 100% 부하에 대해 모터 로터, 모터 측 베어링, 불기어 측 베어링, 그리고 불기어 위치에서 계산된 불균형 응답치가 전 운전속도 범위에 걸쳐 Fig. 14에 나타나 있다. 전 속도범위에 걸쳐 2차 모드에 따라 진동함을 볼 수 있으며, 설계의 기준이 되는 베어링 위치 측에서의 진동이 모두 15 µm 이하로 API의 진동규격(3,600 rpm에서 46.4 µm, Pk-to-Pk 이하)을 크게 만족하고 있다. 한편, 각 부하(%)에서 전 운전속도 범위에 걸쳐 모터 측 베어링 위치에서 계산된 축의 불균형 응답이 Fig. 15에 나타나 있다. 부하(%)에 따라 불균형 응답의 크기가 크게 변하며, 특히 0%와 25%의 무부하 또

는 저부하에서 응답이 큼을 볼 수 있다. 그러나 이들의 최대 응답도  $25 \mu\text{m}$  이하로 API 진동규격을 여유 있게 만족하고 있다. 이상에서, 100% 부하를 비롯한 가능한 다른 부하조건에서도 전 운전속도 범위에 걸쳐 불균형 응답이 양호한 것으로 밝혀져, 설계된 구동 모터-블기어 로터-베어링 시스템은 부하와 속도에 관계없이 연속운전이 가능한 것으로 평가된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 고속 터보 냉동기 냉매압축 임펠러 축의 피니언 기어를 구동하는 모터-블기어 로터-베어링 시스템의 지지베어링 설계 및 로터다이나믹 해석을 수행하였다.

로터 시스템의 해석을 위한 모델링에는 유한요소법이 적용되었다. 우선적으로, 블기어와 피니언 기어의 상호작용에 의한 일반화된 외력을 고려하여 각 지지베어링에 부가되는 결과 하중과 작용각도를 계산하였으며, 기어 작용외력이 무부하 즉 로터 자체 하중만을 고려했을 경우에 비해 베어링의 결과 하중과 작용각도에 큰 영향을 끼치는 것으로 밝혀졌다.

유한요소 모델링으로부터 얻어진 전체 구동시스템의 운동방정식에 계산된 지지베어링의 동특성계수를 결합하여 로터다이나믹 해석을 수행하였다. 고유치 해석 결과 운전속도 범위에서 시스템에서는 2차의 강체모드가 우세하며, 정격 3,600 rpm에서 각 선회 고유진동수가 충분한 분리여유를 갖는 것으로 밝혀졌다. 또한, 불균형 응답해석 결과 부하조건에 관계없이 전 운전속도 범위에서 응답진폭이 양호하여, 설계된 구동 로터-베어링 시스템은 기동·정지를 포

함한 정격속도에서 연속운전이 가능한 것으로 평가된다.

## 참 고 문 헌

- (1) 이안성, 1998, "핵심 회전설비의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계감리," 한국소음진동공학회지, 제 8 권, 제 5 호, pp. 775~783.
- (2) 이안성, 1996, "회전기계의 회전체동역학 설계 표준 및 진동규격," 한국소음진동공학회 춘계학술발표대회 소음/진동규격 표준화현황 세미나집, 부산수산대학교, 5월 9일, pp. 49~62.
- (3) Wachel, J. C., Atkins, K. E., and Tison, J. D., 1985, "Improved Reliability through the use of Design Audits," Proceedings of 14th Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Univ.
- (4) Block, H. P., 1988, Improving Machinery Reliability 2nd Ed, Practical Machinery Management for Process Plants: Volume 1, Gulf Publishing Company.
- (5) API Standard 617, 1988, Centrifugal Compressors for General Refinery Service.
- (6) 이안성 외, 1996, "제 6 장 로터-베어링 시스템 설계," 터보기계 설계기술 개발에 관한 연구, 한국기계연구원, 과학기술처 연구보고서 UCN 031-380.M.
- (7) Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley and Sons.