

터보냉동 압축기 로터-베어링 시스템의 동특성 설계

⁰이안성*, 이동환*, 최상규*

Rotordynamic Design of a Turbo-Chiller Compressor Rotor-Bearing System

An Sung Lee, Dong Hwan Lee, Sang-Kyu Choi

ABSTRACT

A detailed rotordynamic design analysis is performed with a turbo-chiller compressor rotor-bearing system. A pinion is machined into a compressor shaft and the pinion is driven by a bull gear to a rated speed of 14,600 rpm. Utilizing a finite element method each bearing loads are calculated considering various gear loadings as well as the rotor weight itself. A Partial bearing and a 3-Lobe bearing are designed as the compressor impeller out-board bearing and in-board bearing, respectively. Finally a complex rotordynamic analysis of the compressor rotor-bearing system is carried out to evaluate the system whirl natural frequencies, stabilities, and unbalance responses.

1. 서론

현재 터보기계 사용자들은 업계의 풍부한 제작 경험과 비교적 진보된 로터다이나믹 해석기술 수준에도 불구하고, 여전히 문제성 장비로 인해 많은 어려움을 겪고 있다. 여러 가지 원인들 중에서도 특히 설계 관련된 문제들이 현장에 설치된 장비에서 풍부하게 발견되고 있으며, 일단 설계가 완료되고 기계가 제작된 후에는 장비의 근본 로터다이나믹 특성을 크게 변경하는 것은 매우 어렵게 된다. 따라서, 제작에 앞서 터보기계의 회전부를 구성하는 로터-베어링 시스템에 대하여, 표준 모델링기법과 연계된 컴퓨터 코드를 사용하여, 로터다이나믹 특성을 정확히 해석하여 설계하는 것이 중요하다 [1~3]. 이러한 특성에는 로터-베어링 시스템의 공

진 위험속도, 예상 운전영역에 걸친 로터의 규정불균형에 대한 응답, 그리고 베어링 등 부품에서 발생된 비안정화력에 대한 기계의 민감성 등이 포함된다.

개발 터보냉동 압축기는 비교적 작은 팩키지로도 매우 높은 에너지밀도와 유량을 얻을 수 있도록 고속운전 설계된다. 압축기 로터가 14,600 rpm의 고속에서 운전됨에 따라, 로터는 정격속도에 도달하기까지 한·두개 이상의 위험속도를 통과해야 할 가능성이 높으며, 허용치를 초과하는 높은 불균형진동과 베어링의 불안정 등 진동문제에 취약할 위험성이 증대된다. 특히, 개발 압축기는 간편 구조로 고속을 실현하기 위하여 피니언과 불기어로 구성된 증속시스템과 함께 피니언이 바로 압축기축에 가공되는 구조를 채택하고 있다. 이에 따라, 압축기 지지베어링은 압축기 로터의 자중 외에 그보다 훨씬 큰 기어의 작용하중을 받고 있다. 이러한 기어 작용하중은 회전속도는 물론 IGV (Inlet

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

2. 베어링 작용하중 해석

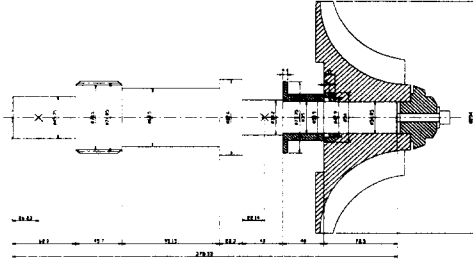


Fig. 1 Schematic of the turbo-chiller compressor rotor assembly.

개발 터보냉동 압축기는 간편 구조로 고속을 실현하기 위하여 피니언과 불기어로 구성된 증속시스템과 함께 피니언이 바로 압축기 축에 가공되는 구조를 채택하고 있다. Fig. 1은 피니언이 축에 일체로 가공되어 있는 압축기 축의 로터 어셈블리를 보여주고 있다. 압축기 지지베어링은 압축기 로터의 자중과 함께 그 보다 훨씬 큰 기어의 작용하중을 받고 있다. 토오크(T)의 전달시 헬리컬 기어에 작용하는 하중은 Fig. 2를 참조하여 계산될 수 있다. 여기서, F_t : 접선하중, F_r : 반경방향 하중, F_a : 축방향 하중, ψ_t : 압력각, 그리고 σ : 헬릭스각이다. 기어 작용하중의 각 분력은 식(1~3)으로 부터 계산된다.

$$F_t = \frac{T}{d/2} \quad (1)$$

$$F_r = F_t \tan \psi_t \quad (2)$$

$$F_a = F_t \tan \sigma \quad (3)$$

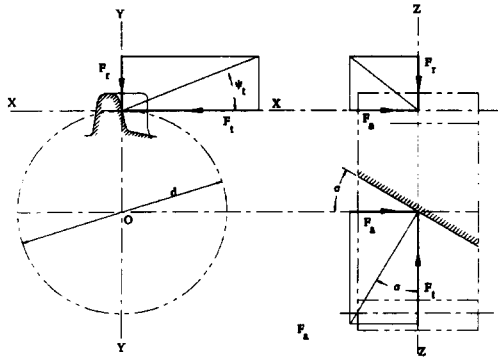


Fig. 2 Forces on a helical gear tooth.

여기서, d : 피니언 피치직경이며, 축방향 하중은 작용점에서 모멘트 부하효과도 발생시킨다.

한편, Fig. 1의 압축기 로터-베어링 시스템의 운동방정식은 유한요소 모델링을 적용하여 식(4)로 표현된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (4)$$

Guide Vane)의 개도상태에 따라 크게 변하고 있어, 이에 대비한 지지베어링의 설계를 포함한 종합 로터다이나믹 특성의 해석검토가 압축기 로터-베어링 시스템 설계에 반영되어야 한다. 본 연구에서는 유한요소법을 적용하여 로터 자중과 기어 작용하중에 따른 각 지지베어링의 하중배분을 계산하고, 이에 따라 베어링을 설계해석한다. 압축기 임펠러 반대 측에는 Partial 베어링 그리고 임펠러 측에는 3-Lobe 베어링이 적용된다. 최종적으로, 압축기 로터-베어링 시스템의 유한요소 종합 로터다이나믹 설계해석[4~6]을 수행하여, 선회고유진동수와 안정성 그리고 불균형응답특성을 평가하고자 한다.

여기서, 자중과 기어하중에 의한 각 베어링의 지지하중은 식(4)의 정역학 부분만을 고려하여 계산된다.

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

전달 토오크를 최대 효율점(14,600 rpm, IGV 75% 개도) 토오크 부하의 5단계 백분율(즉, 25%, 50%, 85%, 100%, 그리고 118%)로 나눈 후, 각 토오크 부하(%) 별로 계산된 각 베어링의 지지하중은 Table 1와 같다.

Table 1 Bearing loads depending on torque load (%).

Torque Load (%)	Power (kW)	#1 Partial Bearing		#2 3-Lobe Bearing	
		Load (N)	Load Angle (°)	Load (N)	Load Angle (°)
0	0	10.76	270.0	94.74	270.0
25	44	621.1	205.0	239.9	210.7
50	88	1238	204.6	439.0	200.0
85	150	2101	204.4	726.3	195.1
100	176	2471	204.4	850.2	194.0
118	208	2915	204.3	999.3	193.1

3. 베어링 설계해석

지지 베어링은 고속에서의 안정성, 경제성 등을 종합적으로 고려하여, 고가인 틸팅패드 베어링 대신 Partial 베어링(#1 out-board side)과 3-Lobe 베어링(#2 in-board side)을 적용 설계해석하고자 한다. 베어링 설계에 공통적으로 적용된 가정조건으로는 Oil : ISO VG 68, Inlet Temp : 55 °C, 그리고 Oil Supply Rate : 3 l/m 이다.

3.1 #1 Partial 베어링 설계

압축기 임펠러 반대 측의 #1 베어링에는 콤팩트한 크기로 설계하면서도 비교적 높은 최대하중이 작용하는 점을 고려하여 $L/D = 1$ 인 Partial 베어링이 적용된다. 설계에 필요한 베어링의 기하형상 데이터와 개략도가 Table 2과 Fig. 3에 나타나 있다.

Table 2 #1 (out-board side) Partial bearing geometry design data.

- Number of pads : 1	- Diameter (D) : 45.75 mm
- Pad angle : 180°	- Radial Clearance (C) : 0.057 mm
- Orientation Angle : 120°	- Load angle (W) : Depending on Torque Load (%)
- Film angle : 0°	
- Preload/Offset : 0 mm	
- Length (L) : 45.75 mm	

정격속도 14,600 rpm에서 계산된 각 하중조건 별 베어링의 일부 해석결과가 Table 3에 정리되어 있

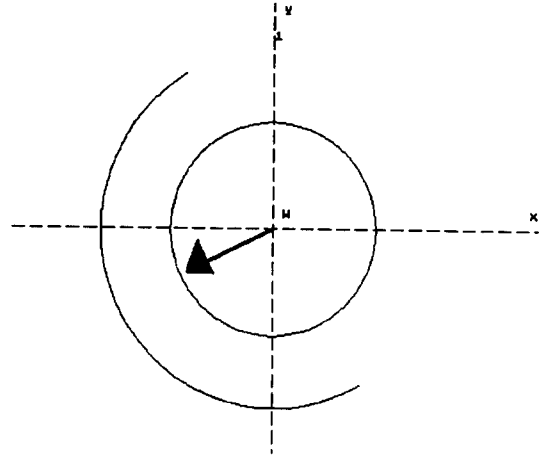


Fig. 3 Schematic of the #1 Partial bearing.

다. 고속에서 베어링의 간접적 안정성 평가척도로, 편심율(Eccen. Ratio)과 선회주파수비(Whirl Freq. Ratio)를 검토할 수 있다.

Table 3 Some of the design results of the #1 Partial bearing at 14,600 rpm.

Load (%)	Eccen. Ratio	Attitude Angle (°)	Whirl Freq. Ratio	Film Temp. (°C)	Oil Exit Temp. (°C)
25	0.068	280.0	0.516	74.34	81.46
50	0.134	274.3	0.536	74.46	81.91
85	0.221	268.6	0.564	74.88	82.93
100	0.255	265.6	0.577	75.13	83.46
118	0.294	264.2	0.591	75.47	84.17

3.2 #2 3-Lobe 베어링 설계

압축기 임펠러 측의 #2 베어링에는 #1 베어링에 비해 상대적으로 낮은 최대하중이 작용하는 점을 고려하여 $L/D = 0.75$ 와 함께 Preload Ratio = 0.25 (Preload offset = 0.012 mm)를 갖는 3-Lobe 베어링이 적용된다. 설계에 필요한 베어링의 기하형상 데이터와 개략도가 Table 4와 Fig. 4에 나타나 있다. 정격속도 14,600 rpm에서 계산된 각 하중조건 별 베어링의 일부 해석결과는 Table 5에 정리되어 있다. 한편, 각 베어링에서의 동특성계수는 정적 평형점에서의 섭동을 고려하여 계산되었다.

Table 4 #2 (out-board side) 3-Lobe bearing geometry design data.

- Number of pads : 3	- Diameter (D) : 38.20 mm
- Pad angle : 96°	- Machined Clearance (C_p) : 0.048 mm
- Orientation Angle : 42°	- Load angle (W) : Depending on Torque Load (%)
- Film angle : 48°	
- Preload offset : 0.012 mm	
- Length (L) : 28.65 mm	

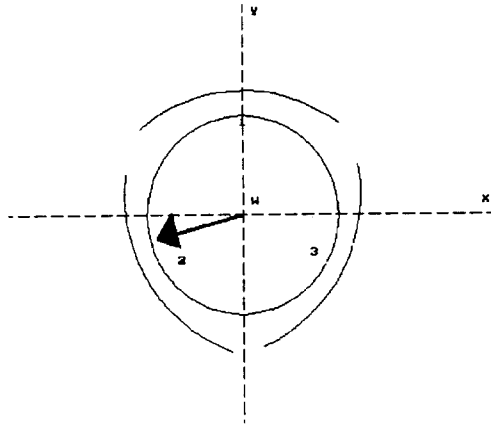


Fig. 4 Schematic of the #2 3-Lobe bearing.

Table 5 Some of the design results of the #2 3-Lobe bearing at 14,600 rpm.

Load (%)	Eccen. Ratio	Attitude Angle (°)	Whirl Freq. Ratio	Film Temp. (°C)	Oil Exit Temp. (°C)
25	0.076	288.1	0.511	72.71	78.98
50	0.130	269.1	0.553	72.77	79.11
85	0.199	256.2	0.591	72.89	79.37
100	0.223	254.4	0.603	72.95	79.50
118	0.249	252.2	0.612	74.03	79.67

Fig. 5~8에는 100% 부하에서 계산된 Partial 베어링과 3-Lobe 베어링의 동특성계수가 보여지고 있다.

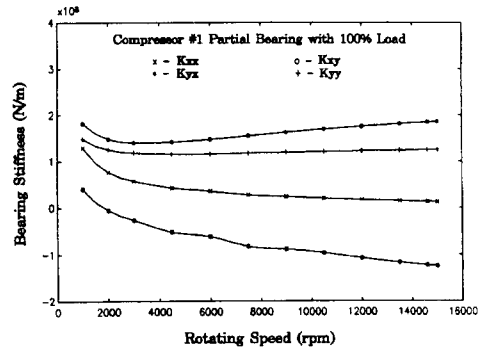


Fig. 5 #1 Partial bearing stiffness coefficients with 100% load.

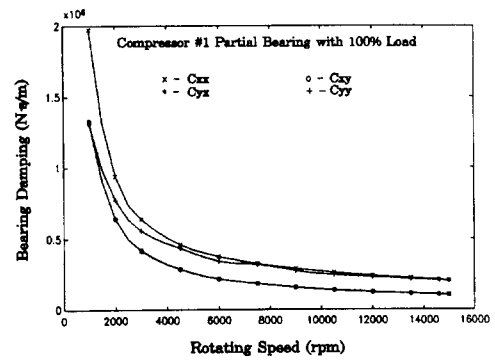


Fig. 6 #1 Partial bearing damping coefficients with 100% load.

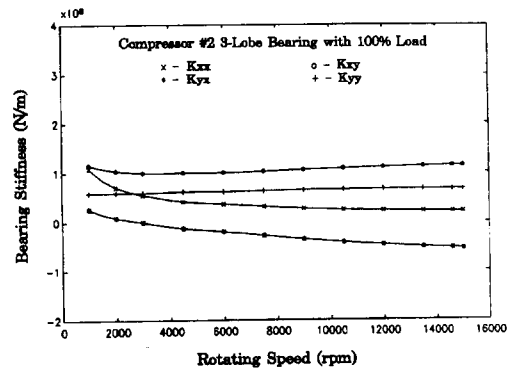


Fig. 7 #2 3-Lobe bearing stiffness coefficients with 100% load.

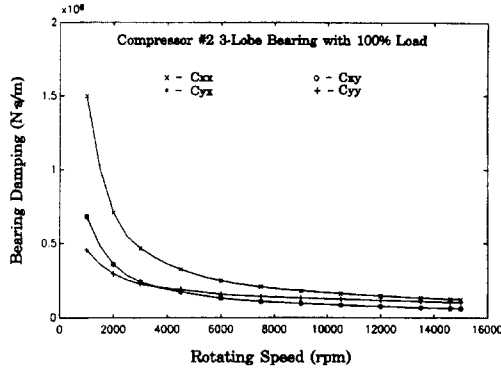


Fig. 8 #2 3-Lobe bearing damping coefficients with 100% load.

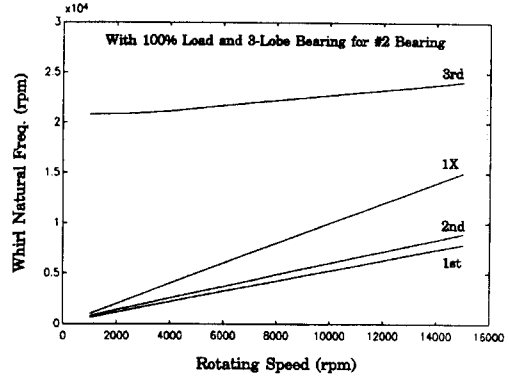


Fig. 9 Campbell diagram of the compressor rotor-bearing system with 100% load.

4. 종합 로터다이나믹 설계 해석

고속운전 설계된 터보냉동 압축기 로터-베어링 시스템의 진동 신뢰성을 확보하기 위해, 시스템의 선회고유진동수와 안정성을 평가하고, 불균형에 의한 진동을 예측하고자 한다. 해석은 각 부하조건에서 수행되었으며, 여기서는 100% 부하조건에서의 결과를 소개한다.

4.1 고유치 해석

100% 부하에서 수행한 전체 압축기 로터-베어링 시스템의 고유치 해석결과가 Fig. 9의 Campbell diagram과 Fig. 10의 Stability map에 나타나 있다. Fig. 9로부터 기동시를 제외하고는 전 속도 범위에서 1X-동기회전수선은 각 선회고유진동수선으로부터 잘 분리되어 있음을 볼 수 있다. Fig. 10의 대수감소율(Logarithmic Decrement)은 시스템의 안정성과 함께 감쇠성능을 나타낸다. 각 모드의 대수감소율이 전 운전범위에 걸쳐 양의 값을 갖으므로 시스템의 안정성이 확인되며, 특히 1·2차 대수감소율이 1.25보다 크므로 시스템은 매우 잘 감쇠된 것으로 평가된다.

4.2 불균형 응답해석

불균형 응답해석에서는 API 허용불균형의 2배인 $9.360 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 의 시험불균형을 임펠러에 부가하여 해석하였다. 100% 부하에서 #1, #2 베어링과 임펠

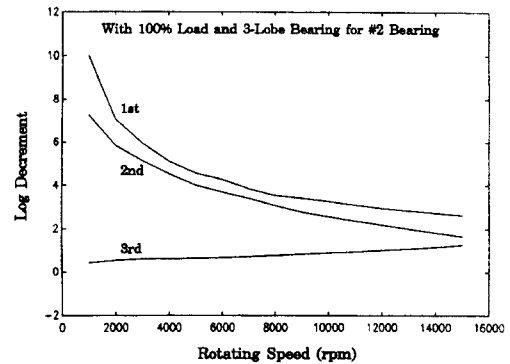


Fig. 10 Stability map of the compressor rotor-bearing system with 100% load.

러 위치의 불균형 응답이 Fig. 11에 나타나 있다. 운전속도의 증가에 따라 각 부의 불균형 응답이 증가하나 그 값이 매우 낮아 문제가 되지 않는다. 한편, 각 부하조건에서 수행한 임펠러 위치의 불균형 응답이 Fig. 12에 나타나 있으며, 부하에 관계없이 시스템의 불균형 응답이 양호함을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구의 터보냉동 압축기 로터-베어링 시스템의 설계해석에서는, 압축기 로터가 정격 14,600 rpm의 고속에서 운전되며 IGV의 개도상태에 따라

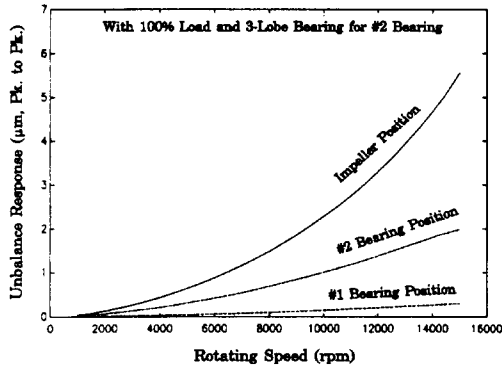


Fig. 11 Unbalance responses of the compressor rotor-bearing system at #1, #2 bearings and the impeller position with 100% load.

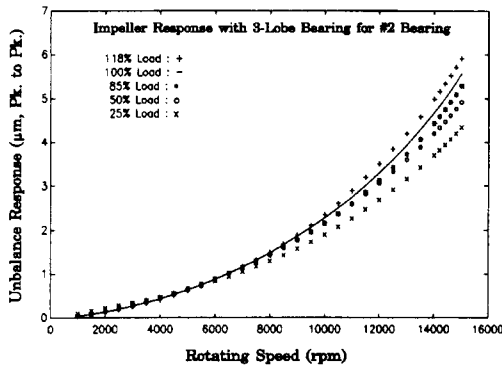


Fig. 12 Unbalance responses of the compressor rotor-bearing system at the impeller position with various loads.

베어링의 작용하중이 크게 변하는 조건에서도 시스템의 안정성과 신뢰성을 보장하기 위해, 베어링 단품의 설계를 비롯하여 전체시스템의 위험속도와 안정성 그리고 불균형 응답의 종합 로터다이나믹 특성이 양호하도록 설계노력하였다. 연구결과는 다음과 같다.

- IGV의 개도상태에 따른 소요동력 변화를 고려한 기어 하중과 로터 자중으로부터 각 지지 베어링의 작용하중을 해석하였다.

- 각 작용하중에 적합하도록 #1(임펠러 반대 측) 베어링에는 Partial 베어링을 그리고 #2(임펠러 측) 베어링에는 3-Lobe 베어링을 채택하여 설계하였으며, 각 베어링의 동특성계수를 계산하였다.
- 전체 압축기 로터-베어링 시스템의 고유치해석을 수행하였으며, 그 결과 위험속도와 안정성 그리고 감쇠특성에서 설계시스템은 매우 양호한 것으로 평가된다.
- 또한, 불균형 응답해석을 수행하였으며, 그 결과 부하조건에 관계없이 응답진폭이 매우 낮아 불균형 응답측면에서도 매우 양호한 것으로 판단된다.

이상에서, 개발 터보냉동 압축기 로터-베어링 시스템은 베어링 단품과 전체 시스템의 로터다이나믹 동특성 측면에서 양호한 것으로 해석검토된다.

6. 참고문헌

- [1] 이안성, 이동환, 최상규, 김영철, 1996, "터보·유체 기계의 회전체동역학 설계표준과 설계감리," '96 유체 기계 연구개발 발표회 논문집, 서울대학교, 2월 9일, pp. 161-166.
- [2] 이안성, 1996, "회전기계의 회전체동역학 설계 표준 및 진동규격," 한국소음진동공학회 춘계학술발표대회 소음/진동규격 표준화현황 세미나집, 부산수산대학교, 5월 9일, pp. 49-62.
- [3] API Standard 617, 1988, "Centrifugal Compressors for General Refinery Service."
- [4] 오균섭, 이안성 외, 1996, "제 6 장 로터-베어링 시스템 설계," 터보기계 설계기술 개발에 관한 연구, 한국기계연구원, 과학기술처 연구보 고서 UCN 031-380.M.
- [5] 박종권, 이안성 외, 1996, "제 3 장 초고속 원심분리기의 회전체동역학 설계," 초고속 원심분리 시스템의 설계 및 제작기술연구, 한국기계연구원, 통상산업부 연구보고서 BSM 051-367.M.
- [6] Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, *Rotor Dynamics Prediction in Engineering*, John Wiley and Sons.