

〈논 문〉

터보 냉동기의 변동 기어하중을 고려한 로터다이나믹 해석

Part II : 피동 고속 압축기 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템

Rotordynamic Analysis of a Turbo-Chiller with Varying Gear Loadings

Part II : A Driven High-Speed Compressor Pinion-Impeller Rotor-Bearing System

이 안 성* · 정 진 희**

An Sung Lee and Jinhee Jeong

(1999년 7월 21일 접수 : 1999년 8월 26일 심사완료)

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Turbo-Chiller(터보 냉동기), Varying Gear Loading(변동 기어하중), Partial Bearing(부분 베어링), 3-Axial Groove Bearing(3-축방향 홈 베어링), Campbell Diagram(캠벨선도), Stability Map(안정성선도), Whirl Natural Frequency(선회 고유진동수), Log Decrement(대수감소율), Unbalance Response(불균형 응답)

ABSTRACT

In the Part I has been reported a rotordynamic analysis of the driving motor-bull gear rotor-bearing system of a turbo-chiller. In this study, Part II, a rotordynamic analysis is performed with the turbo-chiller compressor pinion-impeller rotor system supported on two fluid film bearings. The pinion-impeller rotor system is driven to a rated speed of 14,600 rpm through a speed-increasing pinion-bull gear. It 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 bearings, partial and 3-axial groove 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 compressor pinion-impeller rotor-bearing system is carried out to evaluate its stability, 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 기계가 설계·생산될 가능성이 상존하고 있다. 일단 설계가 완료되어 제작된 후 기계의 근본 로터다이나믹 특성을 크게 변경하는 것은 어렵기 때문에, 제작에 앞서 터보

* 정회원, 한국기계연구원 회전체연구그룹

** LG기계연구소

기계의 회전부를 구성하는 로터-베어링 시스템의 로터다이나믹 특성을 정확히 해석하여 설계하는 것이 중요하다. 이러한 특성에는 로터-베어링 시스템의 공진 위험속도, 예상 운전영역에 걸친 로터의 규정 불균형에 대한 응답, 그리고 베어링 등 부품에서 발생된 비안정화력에 대한 기계의 민감성 또는 안정성 등이 포함된다^(1~5).

Fig. 1은 개발 터보 냉동기의 전체 회전부를 보여 주고 있으며, 압축기 임펠러는 비교적 작은 팩키지로도 높은 에너지밀도와 유량을 얻을 수 있도록 피니언-불기어의 증속시스템을 통해 고속 운전된다. 피동 압축기 피니언-임펠러와 구동 모터-불기어 로터 시스템은 각각 정격속도 14,600과 3,600 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 냉동기 각 로터-베어링 시스템의 설계에 반영되어야 한다.

기 보고된 연구 Part I⁽⁶⁾은 터보 냉동기의 압축기 임펠러 축을 구동하는 모터-불기어 로터 시스템의 지지베어링 설계와 로터다이나믹 특성 설계해석을 다루었다. 본 연구 Part II에서는 모터 불기어 로터 시스템에 의해 고속 구동되는 터보 냉동기의 피동 압축기 피니언-임펠러 로터 시스템의 지지베어링 설계와 로터다이나믹 특성 설계해석을 수행하고자 한다. 설계해석을 위해 로터-베어링 시스템은 유한요소법^(7,8)을 적용하여 모델링되며, 각 지지베어링의 하중배분은 일반화된 로터자중과 기어 작용하중을 고려하여 계산한다. 지지베어링에는, 틸팅패드 베어링 대신, 고속에서의 안정성을 달성하면서도 가공제작이 용이하여 경제성이 확보되도록 partial(부분)

베어링과 3-axial groove(3-축방향 홈) 베어링이 채택되며, 변동 베어링 하중과 함께 특히 변동하중 작용각도가 설계해석에 반영된다. 각 하중 조건별로 베어링의 성능이 검토되며, 아울러 베어링의 강성과 감쇠계수가 계산된다. 최종적으로, 압축기 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템에 대해 종합 로터다이나믹 설계해석을 수행하여, 시스템의 공진과 안정성, 선회고유진동수와 모드형태, 그리고 불균형 응답특성 등을 종합 평가하고자 한다.

2. 모델링 및 베어링 작용하중 해석

압축기 피니언-임펠러 로터 어셈블리의 그림이 Fig. 2(a)에 보여지고 있으며, 피니언은 축에 일체로 직접 가공되고 임펠러는 베어링을 지나 축 끝단에 조립되는 구조를 갖고 있다. 한편, 두 지지베어링은 그림에서 삼각형 받침대로 위치가 표시되어 있다. Fig. 2(b)는 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템의 등가 유한요소모델을 나타내며, 유한요소로 정식화된⁽⁷⁾ 개개의 축요소, 디스크 요소, 베어링 요소, 그리고 불균형 가진요소는 해당 노드에서 일반화된 변위는 동일하며 일반화된 힘은 더해진다는 인식하에 조립되어 식 (1)의 시스템 운동방정식이 얻어진다.

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

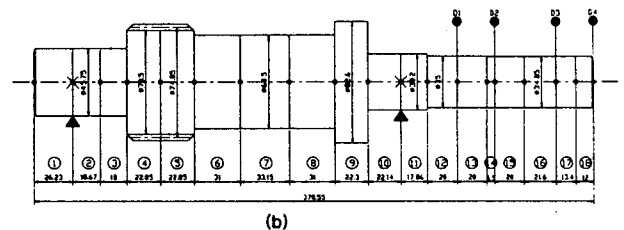
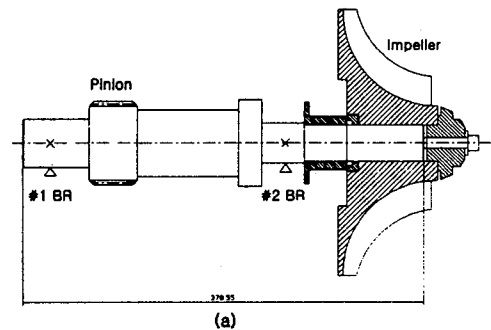


Fig. 2 (a) The driven compressor pinion-impeller rotor-bearing system (b) An equivalent finite element model

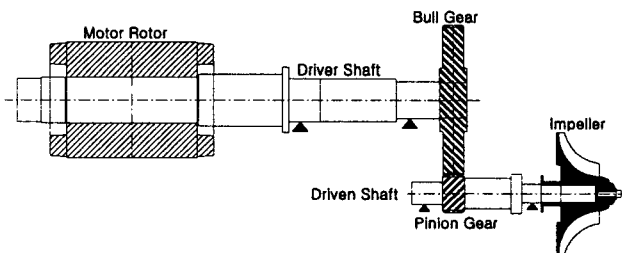


Fig. 1 Structure of the entire turbo-chiller rotor system

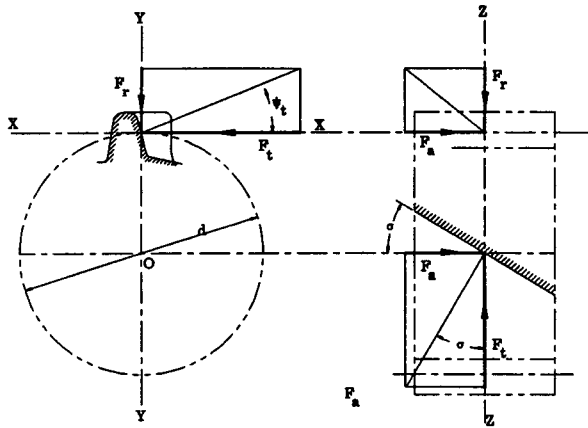


Fig. 3 Forces acting on a helical gear tooth

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

Load (%)	Power (kW)	Pinion side bearing		Impeller side bearing	
		Load (N)	Load angle (°)	Load (N)	Load angle (°)
0	0	13.89	270.0	90.49	270.0
25	44	625.6	205.8	231.3	208.6
50	88	1,245	205.2	708.6	197.9
85	150	2,113	205.0	830.2	193.0
100	176	2,485	204.9	830.2	192.0
118	208	2,931	204.9	976.3	191.0

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

볼기어에 의한 토크(T)의 전달시 헬리컬 피니언에 작용하는 분력하중은 Fig. 3을 참조하여 다음의 식 (2)~(4)로부터 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, ϕ_t : 압력각, σ : 헬릭스각, 그리고 d : 피니언 피치직경이다. 한편, 축방향 하중은 작용점에서 모멘트 부하효과를 발생시킨다.

로터하중과 기어하중에 의한 각 베어링의 지지하중은 일반화된 로터하중과 기어 작용외력을 식 (1)에 반영하고 정상상태 부분만을 고려하면 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 부가 전후에 베어링 하중과 작용각도의 큰 변화가 관찰되며, 베어링 하중의 크기 뿐만 아니라 작용각도가 베어링의 설계해석에 중요한 인자이다.

3. 베어링 설계해석

지지베어링으로는 14,600 rpm 고속에서의 안정성과 함께 특히 경제성 등을 종합적으로 고려하여, 고가인 틸팅패드 베어링 대신, partial 베어링(#1 피니언 측 베어링)과 3-axial groove 베어링(#2 임펠러 측 베어링)을 적용 설계하였다. 베어링 설계해석에 공통적으로 적용된 가정조건은 Oil : ISO VG 68, Inlet Temp : 55° C, 그리고 Oil Supply Rate : 3 l/min 이다.

3.1 피니언 측 Partial 베어링 설계

압축기 피니언 측 베어링에는 비교적 높은 지지하중이 작용하는 점을 고려하여 $L/D = 1$ 인 partial 베어링이 적용되었다. 설계에 필요한 베어링의 기하형상 데이터와 개략도가 Table 2와 Fig. 4에 나타나 있다. Fig. 4에서 베어링 원호의 방향은 변동 지지하중의 작용각도를 고려하여 맞추어져 있음을 볼 수 있다. Table 3에는 정격속도 14,600 rpm에서 계산된 베어링의 하중조건 별 일부 설계해석 결과가 정리되어 있다. 베어링이 100% 부하 주변을 비롯한 전 부

Table 2 Geometry design data of the pinion side partial bearing

- Number of pads : 1	- Diameter (D) : 45.72 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) : 45.72 mm	

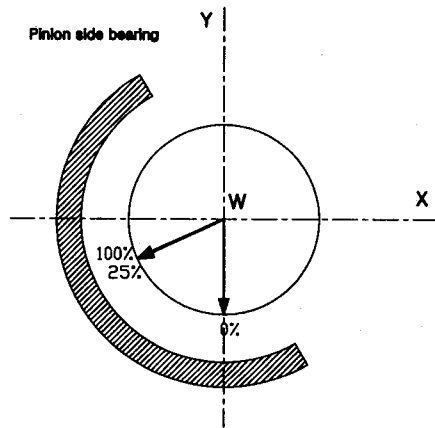


Fig. 4 Schematic of the pinion side partial bearing with its varying loading angles

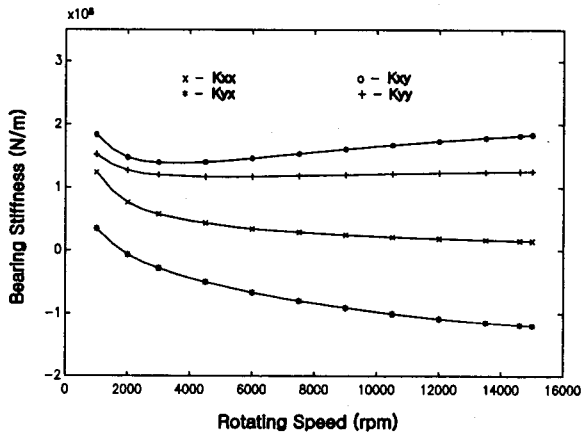


Fig. 5 Stiffness coefficients of the pinion side partial bearing with 100% load

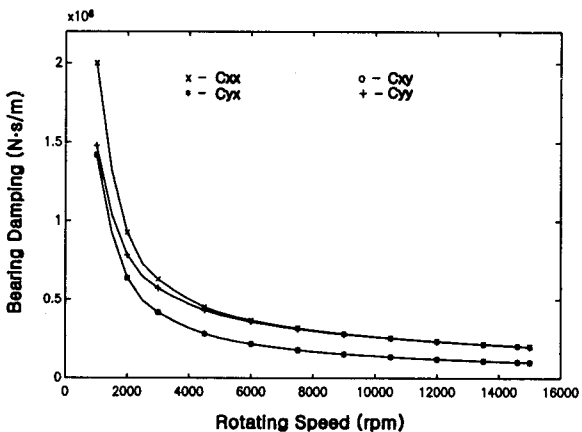


Fig. 6 Damping coefficients of the pinion side partial bearing with 100% load.

하범위에서 편심률, 선회주파수비 ($k/\Omega C$, k : 연성 강성계수, C : 주 감쇠계수, Ω : 회전속도), 유막온도, 오일 출구온도 등 전반에 걸쳐 잘 설계되어 있음

Table 3 Design results of the pinion side partial bearing at 14,600 rpm

Load (%)	Eccen. ratio	Whirl freq. ratio	Film temp. (° C)	Oil exit temp. (° C)
25	0.07	0.52	74.2	81.3
50	0.13	0.54	74.3	81.7
85	0.22	0.57	74.8	82.8
100	0.26	0.58	75.0	83.3
118	0.30	0.59	75.4	84.1

을 알 수 있다. 한편, 100% 부하 정적 평형점에서 저널의 미소운동을 고려하여 rpm별로 계산된 partial 베어링의 강성과 감쇠계수가 Fig. 5와 6에 나타나 있다.

3.2 임펠러 측 3-Axial Groove 베어링 설계

압축기 임펠러 측 베어링에는 상대적으로 낮은 지지하중이 작용하는 점을 고려하여 $L/D = 0.75$ 인 3-axial groove 베어링이 적용되었다. 설계초기에는 안정성이 좀더 우수한 3-Lobe 베어링이 검토되었으

Table 4 Geometry design data of the impeller side 3-axial groove bearing

- Number of pads : 3	- Diameter (D) : 38.10 mm
- Pad angle : 96°	- Radial clearance (Cp) : 0.048 mm
- Orientation angle : 42°	- Load angle (W) : Depending on torque load (%)
- Film angle : 0°	
- Preload/Offset : 0 mm	
- Length (L) : 28.58 mm	

Table 5 Design results of the impeller side 3-axial groove bearing at 14,600 rpm

Load (%)	Eccen. ratio	Whirl freq. ratio	Film Temp. (° C)	Oil Exit Temp. (° C)
25	0.12	0.57	69.3	73.6
50	0.22	0.59	69.1	73.6
85	0.33	0.61	69.3	74.0
100	0.37	0.61	69.4	74.2
118	0.41	0.61	69.6	74.5

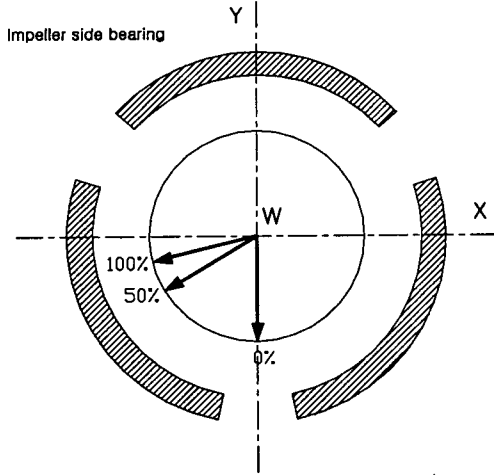


Fig. 7 Schematic of the impeller side 3-axial groove bearing with its varying loading angles.

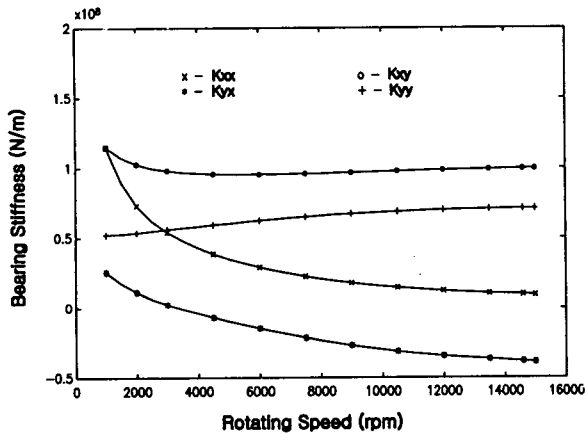


Fig. 8 Stiffness coefficients of the impeller side 3-axial groove bearing with 100% load.

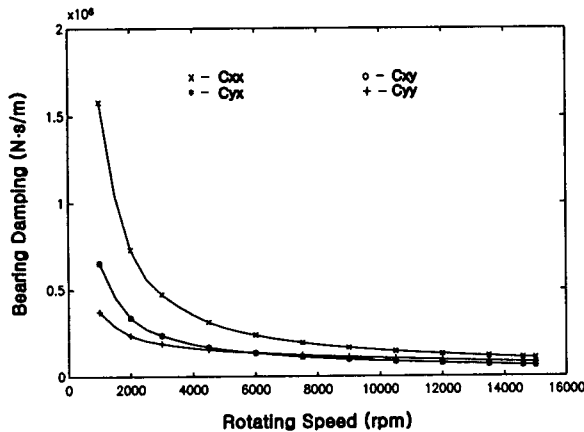


Fig. 9 Damping coefficients of the impeller side 3-axial groove bearing with 100% load.

나, 가공제작의 편이를 위해 3-axial groove 베어링이 최종선정된 것이다. 설계에 필요한 베어링의 기하형상 데이터와 개략도가 Table 4와 Fig. 7에 나타나 있다. Table 5에는 정격속도 14,600 rpm에서 계산된 베어링의 하중조건 별 일부 설계해석 결과가 정리되어 있다. 베어링이 전 부하조건에서 양호하게 설계되어 있음을 알 수 있다. 3-axial groove 베어링의 편심률이 상대적으로 낮은 지지하중에도 불구하고 partial 베어링에 비해 높은 것은 $L/D = 0.75$ 를 채택하여 실질적 부하율을 높인 결과이며, 또한 이 결과로 베어링 단품의 안정성을 나타내는 선회주파수비(whirl frequency ratio)도 두 베어링이 동등한 수준을 나타내고 있다. 한편, 100% 부하에서 각 rpm 별로 계산된 3-axial groove 베어링의 강성과 감쇠계수가 Fig. 8과 9에 나타나 있다.

4. 로터다이나믹 설계해석

터보 냉동기의 핵심부를 구성하는 고속 압축기 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템의 저진동 운전 신뢰성 확보를 위해, 시스템의 캠벨선도와 안정성, 모드형상과 선회고유진동수 그리고 불균형에 의한 진동 발생량을 해석하였다. 해석은 각 부하(%) 별로 운전속도 변화에 따른 베어링의 동특성을 고려하여 수행되었으며, 본 논문에서는 100% 부하시의 결과를 중심으로 소개된다.

4.1 고유치 해석

100% 부하에서 수행한 압축기 로터-베어링 시스템의 캠벨선도와 안정성 선도가 Figs. 10~11에 나

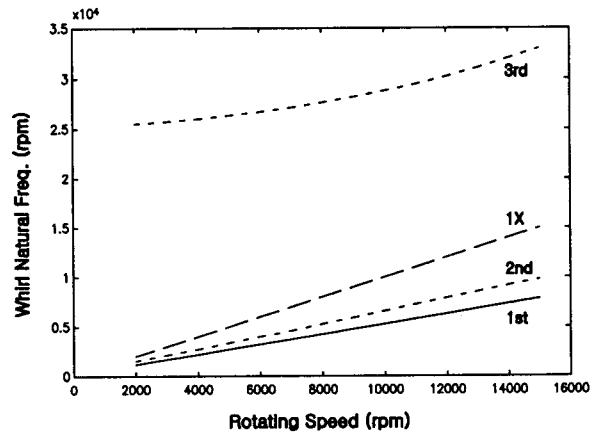


Fig. 10 Campbell diagram of the system with 100% load

타나 있다. Fig. 10으로부터 전 운전속도 범위에 걸쳐, 1X-동기회전수선이 각 선회고유진동수선으로부터 잘 분리되어 있음을 볼 수 있다. Fig. 11로부터

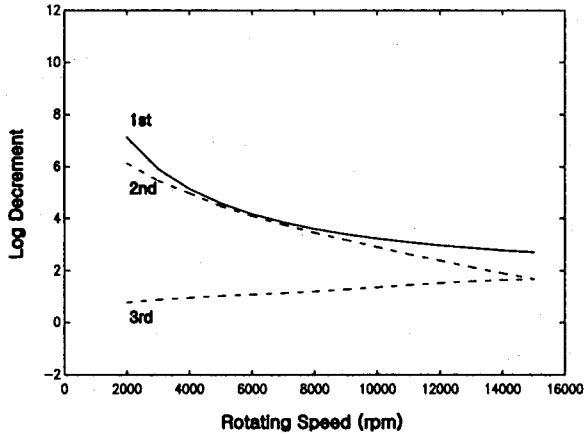


Fig. 11 Stability map of the system with 100% load

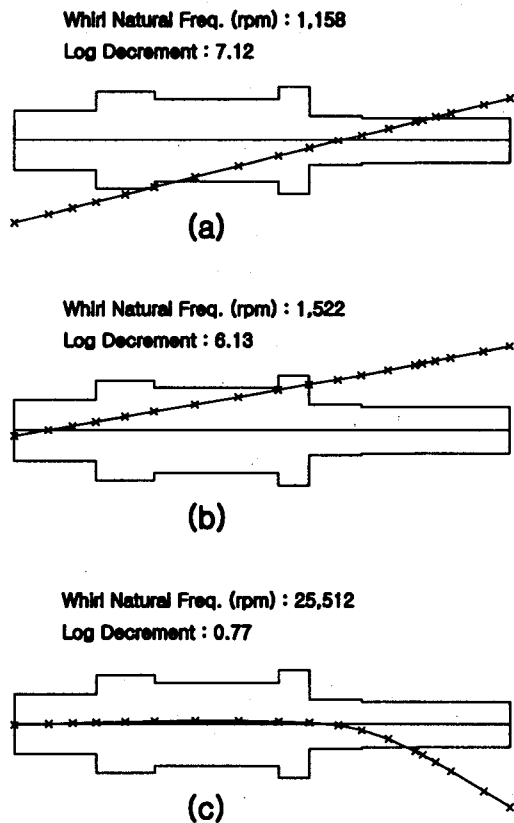


Fig. 12 Mode shapes of the system at 2,000 rpm with 100% load. (a) 1st mode shape, (b) 2nd mode shape, (c) 3rd mode shape

대수감소율(Log decrement)이 전 운전속도 범위에 걸쳐 양의 값을 가지므로 시스템의 안정성이 확인되며, 특히 1·2차 대수감소율이 1.25를 크게 상회하므로 시스템은 매우 잘 감쇠된 것으로 평가된다. 한편, Fig. 10의 캠벨선도로부터 위험속도가 존재하지 않는 것으로 해석되었기 때문에, 위험속도 대신, 운전 초기 2,000 rpm에서의 각 선회고유진동수 별 모드형상(Fig. 11(a-c))을 살펴 보았다. 1차와 2차는 강제 rocking-모드, 그리고 3차는 bending-모드를 나타낼 수 있으며, 1차 모드의 대수감소율(7.12)이 2차의 그것(6.13) 보다 높으며 또한 3차 선회고유진동수는 운전속도로부터 크게 떨어져 있어 2차 모드에 따라 시스템이 진동할 것으로 예측된다.

4.2 불균형 응답해석

불균형 작용시 압축기 로터-베어링 시스템의 진동량을 예측하기 위해, API 허용 불균형량의 2배에 해당하는 시험 불균형(9.225 g·mm)를 임펠러(Station #17)에 부가하여 해석을 수행하였다. 100% 부하에 대해, 피니언 측 partial 베어링, 임펠러 측 3-axial groove 베어링, 그리고 임펠러 위치에서 계산된 불균형 응답치가 전 운전속도 범위에 걸쳐 Fig. 13에 나타나 있다. 전 운전속도 범위에 걸쳐 2차 모드에 따라 진동함을 볼 수 있으며, 운전속도의 증가에 따라 불균형 응답이 증가하나 그 값이 5 μm (Pk-to-Pk) 이하로 API의 진동규격(14,600 rpm에서 23.0 μm, Pk-to-Pk 이하)을 크게 만족하고 있다. Fig. 14에는 임펠러 위치에서 계산된 불균형 응답의 위상(phase)이 나타나 있다. 그림으로부터 180° 도의 위상차가 목격되지 않으므로, 전 운전속도 범위에서

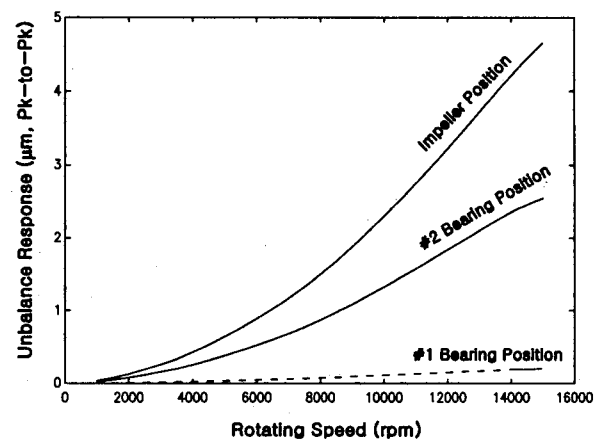


Fig. 13 Unbalance responses over the full operating speed with 100% load

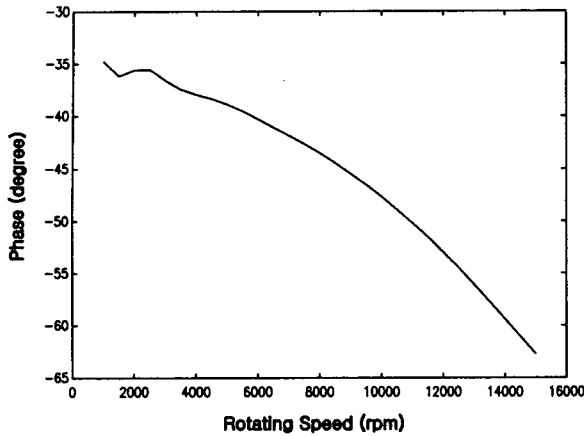


Fig. 14 Phase at the impeller position over the full operating speed with 100% load

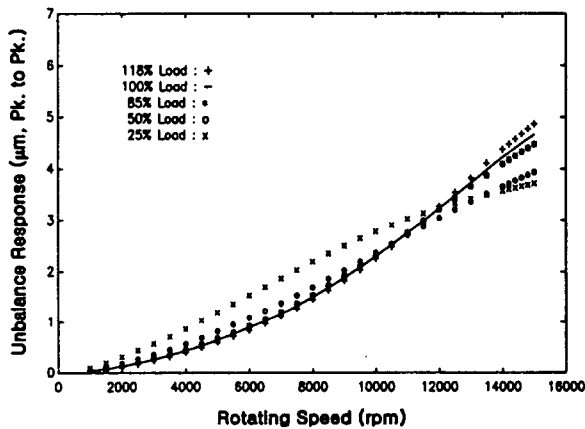


Fig. 15 Unbalance responses at the impeller position over the full operating speed with various load conditions

위험속도가 존재하지 않음이 다시 한번 확인된다. 한편, 각 부하(%) 별 전 운전속도 범위에 걸쳐 임펠러 위치에서 계산된 축의 불균형 응답이 Fig. 15에 나타나 있다. 12,000 rpm이하에서는 저 부하(25, 50% 부하)의 불균형 응답이 고 부하(85, 100, 118% 부하)의 불균형 응답보다 크게 나타나고, 반대로 12,000 rpm이상에서는 고 부하의 불균형 응답이 더 크게 나타남을 볼 수 있다. 그러나, 부하(%)에 관계없이 전 운전속도 범위에서의 불균형 응답이 $5 \mu m$ 이하로 매우 양호한 수준을 보이고 있다. 이상에서, 설계된 압축기 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템은 부하와 속도에 관계없이 연속운전이 가능한 것으로 평가된다.

5. 결 론

본 연구에서는 R-134a 고속 터보 냉동기의 핵심 구성품인 압축기 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템의 지지베어링 및 로터다이나믹 설계해석을 수행하였다.

로터 시스템의 해석을 위한 모델링에는 유한요소법이 적용되었다. IGV의 개도상태에 따른 소요동력 변화 별로 불기어와 피니언의 기어작용에 의한 일반화된 외력을 고려하여 각 지지베어링의 부가하중과 작용각도를 계산하였으며, 그 결과 기어작용 외력이 무부하 즉 로터자체 하중만을 고려했을 경우에 비해 베어링의 하중과 작용각도에 큰 영향을 끼치는 것으로 밝혀졌다. 지지베어링 선정에는 고속에서의 안정성과 가공제작 편의의 경제성에 중점을 두었으며, 전통적 베어링 형식인 partial 베어링과 3-axial groove 베어링을 각각 피니언 측 베어링과 임펠러 측 베어링으로 채택하여 설계해석을 수행하였다.

유한요소 모델링으로부터 얻어진 전체 압축기 로터 시스템의 운동방정식에 기어 부가하중을 고려하여 계산된 지지베어링의 동특성계수를 결합하여 종합 로터다이나믹 설계해석을 수행하였다. 고유치해석 결과 운전속도 범위에서 위험속도와의 공진위험 없이 시스템이 매우 잘 감쇠되어 안정한 것으로 밝혀졌으며, 또한 불균형 응답해석 결과 부하조건에 관계없이 전 운전속도 범위에서 응답진폭이 매우 양호한 것으로 평가되었다. 따라서, 설계된 압축기 피니언-임펠러 로터-베어링 시스템은 기동·정지를 포함한 전 운전속도에서 고진동의 위험 없이 안정된 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, 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, 정진희, 1999, "터보 냉동기의 변동 기어하중을 고려한 로터다이나믹 해석, Part I: 구동

모터-블기어 로터-베어링 시스템," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 3 호, pp. 593~599.

(7) 이안성 외, 1996, "제 6 장 로터-베어링 시스템 설계," 터보기계 설계기술 개발에 관한 연구, 한국기계연구원, 과학기술처 연구보고서 UCN 031-380. M.

(8) Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, Rotor-dynamics Prediction in Engineering, John Wiley and Sons.