

공기유탈 다엽포일 저어널 베어링으로 지지된 이단 압축기의 설계

°김태호*, 이용복*, 김창호*, 이남수**, 김한길***

Design of A two-stage Compressor Supported by Air-lubricated Multi-leaf Foil Journal Bearings

°Tae-Ho Kim*, Yong-Bok Lee*, Chang-Ho Kim*, Nam-Soo Lee** and Han-kil Kim***

Key words : Two-stage Compressor, Air-lubricated Multi-leaf Foil Journal Bearing, Critical Speed Map, Campbell Diagram, Damping Coefficient, Mass Unbalance Response

ABSTRACT

This paper deals with the design of oil-free motor-driven two-stage centrifugal compressor supported by air-lubricated multi-leaf foil bearings. The design of this compressor is performed, based upon prediction of critical speeds, load capacity, and stability. It is demonstrated in this paper that multi-leaf foil bearings can be adopted to satisfactorily support this centrifugal compressor.

1. 서론

현재의 터보 기계류는 고속화를 통한 고효율 시스템으로 그 경향이 바뀌어 가고 있다. 따라서 고속에서도 안정적 운전이 가능하며 타 베어링에 비하여 수명이 매우 긴 공기유탈 다엽포일 저어널 베어링의 고속 터보 기계류에의 적용은 많은 장점을 갖는다. 공기유탈 다엽포일 저어널 베어링은 축

의 회전에 의해 베어링 틈새에 공기 유탈막이 형성되면 축이 완전히 부상하므로 회전축과 베어링 사이의 마찰 토크가 작아 동력손실의 감소가 가능하고, 공기가 유탈제이기 때문에 압축 공기내에 오일이 포함되지 않는다. 또한 외부가압 공기 베어링이나 전자석 베어링(magnetic bearing)에 비하여 초기 설치 비용이 저렴하고 부가적인 중량 또한 적어 소형 터보 기계에 적용 상의 장점을 갖는다.

따라서 본 논문에서는 공기유탈 다엽포일 저어널 베어링으로 지지된 2단 원심 압축기를 설계하므로써 공기유탈 다엽포일 저어널 베어링의 소형 고속 터보 기계류에의 적용 가능성을 제시하였다. 이단 압축기의 설계를 위해 양단의 임펠러를 포함

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

** 한양대학교 대학원 기계설계학과

*** SVD주식회사

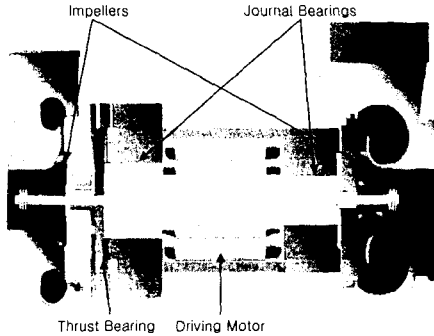


Fig. 1. Schematic of two-stage compressor

한 압축기 회전부의 Critical Speed Map을 작성하였다. 이를 통해 압축기 회전부를 지지하기 위한 저어널 베어링의 강성의 범위를 구한 후 공기운환 다엽포일 저어널 베어링의 해석을 통해 이 범위 내의 강성을 갖는 베어링을 설계하였다. 이렇게 설계된 공기운환 다엽포일 저어널 베어링으로 지지된 2단 압축기의 회전체 해석은 회전 속도에 따른 임계속도의 변화(campbell diagram)와 안정성을 위한 저어널 베어링에 요구되는 감쇠계수(required damping coefficients), 그리고 질량 불균형 응답(mass unbalance response)을 포함한다.

2. 이단 원심 압축기의 설계

Fig.1은 두 개의 임펠러를 갖는 2단 원심 압축기의 개략도를 보여준다. 압축기는 전체 회전부의 좌측 끝에 고정된 임펠러와 회전부의 우측 끝에 위치한 임펠러에 의해서 이단 압축을 이루며, 유도전동기 모터에 의해서 직접 구동된다.

Table 1에 압축기의 사양을 표시하였다. 양단의 임펠러에 의한 압축 유량은 $1400\text{m}^3/\text{h}$ 이며 이 때의 압축 압력은 4기압(bar)이다. 양단의 임펠러를 고정하는 회전축은 75kW의 출력을 갖는 유도전동기에 의해서 구동된다.

회전축은 증량을 줄이기 위하여 중공축으로 하

Table 1. Specification of the compressor

Power	75kW
Operating speed	39,000 rpm
Flow rate	$1400\text{ m}^3/\text{hr}$
Pressure ratio	4
Weight of rotor	10.8 Kg
Total length	465 mm
Height	230 mm
Number of bearings	3

였으며 회전부의 저어널부와 트러스트 패드는 용접에 의해 결합된다. 회전축을 지지하는 베어링은 한 개의 외부가압 공기 트러스트 베어링과 직경이 서로 다른 공기운환 다엽포일 저어널 베어링으로 구성된다. 공기운환 다엽포일 저어널 베어링으로 지지되는 저어널부의 직경은 양단이 서로 다르며 회전축의 트러스트 패드가 있는 부분은 트러스트 패드에 의한 질량의 치우침을 고려해 베어링의 직경을 크게 하여 각각 108mm와 56mm로 설계하였다. 두 개의 임펠러를 포함한 축의 전체 길이는 465mm이며, 트러스트 패드와 임펠러를 포함한 회전부 전체의 질량은 10.8kg이다. 또한 양단의 임펠러에 의해서 발생하는 최대 축 방향 하중은 400N으로 이는 외부가압 트러스트 베어링에 가해주는 공기압의 조절에 의해서 지지된다. 트러스트 베어링은 트러스트 패드의 양쪽면 모두에서 가압공기가 주입되어 지지되므로 저어널 부에의 영향이 매우 작아 저어널 베어링과의 독립적인 해석이 가능하다.[1]

3. 공기운환 다엽포일 저어널 베어링

Fig.2는 공기운환 다엽포일 저어널 베어링의 개략도를 보여준다. 공기운환 다엽포일 저어널 베어링은 회전축(rotating shaft)을 둘러싸고 있는 다엽포일(leaf foil)과 다엽포일을 베어링 하우징(bearing housing) 표면에 고정시켜 주는 고정자(spacer key)

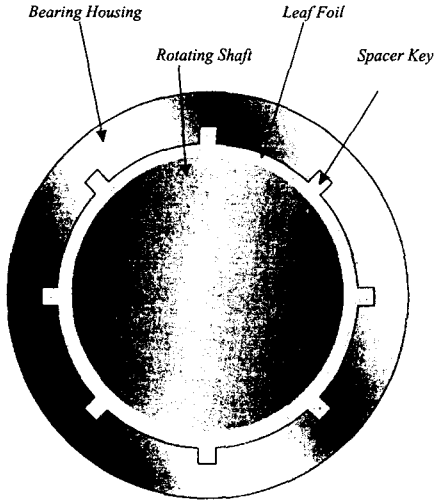


Fig. 2. Schematic of multi-leaf foil journal bearing

로 이루어지며, 하우징 표면에 부착된 다엽 접판의 자유단 끝(trailing edge)이 다음 접판의 중간면(mid span) 위에 얹혀져 있고 다음 접판의 자유단 끝은 그 다음 접판의 위에 얹히게 된다. 이런 과정을 접판의 개수만큼 반복하여 접판이 베어링의 원주를 따라 서로 맞물려 있게 되어 축을 지지하게 된다. 축이 회전함에 따라 베어링 틈새에서 발생되는 공

Table 2. Specification of bearings

	Left Bearing	Right Bearing
Radius of shaft	54.0 mm	28.0mm
Radius of bearing	54.7 mm	28.0mm
Length of bearing	60.0 mm	60.0mm
Foil radius of curvature	60.0 mm	30.0mm
Foil thickness	0.2 mm	0.2mm
Preload	0.025 mm	0.025mm
Number of leaf	16	8
Modulus of elasticity	625 GPa	625GPa

기 동압은 회전축을 둘러싸고 있는 다엽접판들의 조합을 밀어내어 공기 유통막을 형성하며 이러한 과정을 통해 축이 부상하게 된다.

공기유통 다엽포일 저어널 베어링은 일반적인 볼 베어링이나 로울러 베어링과 같은 구름베어링에 비하여 다엽포일 요소의 강성이 작아 첫 번째와 두 번째 임계속도가 강체모드(cylindrical and conical resonance modes)에서 발생하며 매우 낮은 임계속도를 갖게 된다. 그러나 세 번째 모드인 굽힘모드(bending mode)가 발생하는 임계속도는 매우 높아 일반적으로 운전속도 영역에서 나타나지 않게 된다. 따라서 고속에서 가용 운전 속도의 영역이 타 베어링에 비하여 넓다. 이와 더불어 다엽포일 요소와 회전축 사이에 발생하는 공기 동압으로 인하여 회전축이 부상하여 회전하므로 구름요소에 의해 회전축을 지지하는 베어링들에 비하여 그 수명이 매우 길다.

공기유통 다엽포일 저어널 베어링의 진동 감쇠력은 회전축과 다엽포일 사이의 쉐기효과에 의하여 발생하는 공기의 감쇠력과 각각의 다엽포일이 서로 겹쳐지는 부분에서 발생하는 쿨롱마찰에 의한 감쇠력에 의해 형성되며 이 감쇠력은 정압 베어링에 비하여 일반적으로 더 높은 경향을 갖는다.[1] 특히 공기유통 다엽포일 저어널 베어링의 감쇠력은 다엽포일 사이에서 유발되는 쿨롱마찰에 의한 감쇠력이 지배적이며 이는 다엽포일이 서로 겹쳐져 접해지는 부분의 표면처리를 통하여 향상될 수 있다.

4. 로터다이나믹스 해석

4.1 Critical Speed Map

이단 원심 압축기에 사용할 공기유통 다엽포일 저어널 베어링의 설계를 위해서 압축기의 회전부를 지지하기 위한 저어널 베어링의 강성(stiffness)의 범위를 결정해야 한다. Fig.3은 베어링의 강성 계수에 따른 Critical Speed Map을 보여 준다.

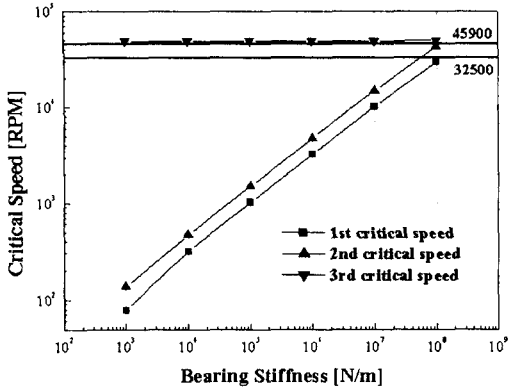


Fig. 3. Critical speed map

일반적으로 공기윤활 다엽포일 저어널 베어링은 오일 베어링이나 구름 베어링에 비하여 진동 감쇠력이 작으므로 첫 번째와 두 번째의 병진모드는 운전 속도보다 낮게하고 세 번째 모드인 굽힘 모드는 최대 운전 속도보다 높게 위치하는 것이 바람직하다.[2] 이단 압축기의 최대 운전속도가 39,000 rpm이고 일반적인 공기윤활 다엽포일 저어널 베어링의 회전축 부상 속도가 10,000rpm 이상이므로 Critical Speed Map을 통하여 10,000rpm~39,000rpm의 운전속도 범위 내에서 압축기의 회전부가 안정적으로 운전할 수 있는 저어널 베어링의 강성은 대략 $1.0e3N/m \sim 4.0e6N/m$ 임을 알 수 있다. 따라서 이 범위는 일반적인 공기윤활 다엽포일 저어널 베어링의 강성($1.0e5N/m \sim 1.0e6N/m$)에 해당하며 따라서 하중지지 능력을 고려한 공기윤활 다엽포일 저어널 베어링의 설계가 가능하다.[3][4]

공기윤활 다엽포일 저어널 베어링의 시뮬레이션을 통해 108mm와 56mm의 직경을 갖는 회전부를 지지하는 두 베어링을 해석하였으며 해석을 통해 설계된 두 베어링의 사양을 Table 2에 나타내었다. Fig.4는 회전속도에 따른 베어링 강성의 변화를 보여준다. 우측의 베어링에 비하여 좌측의 베어링이 회전 속도의 증가에 따른 강성의 기울기가 더 급격히 증가하는데, 이는 좌측의 베어링이 우측에 비하여 직경이 더 커서 축 회전 시 공기 윤활막의

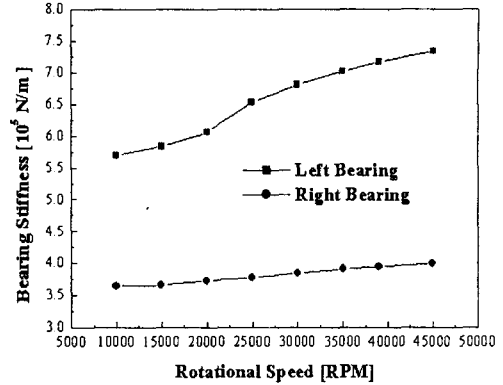


Fig. 4. Bearing stiffness versus rotational speed

발생 면적이 더 넓으므로 회전 속도의 영향을 더 많이 받아 우측의 베어링에 비하여 강성이 증가하는 기울기가 더 큰 것으로 사료된다.

4.2 Campbell Diagram

Fig.5는 회전 속도에 따른 임계속도의 그래프를 보여준다. 회전축은 보통 10,000rpm 정도의 회전속도에서 부상하므로 10,000rpm부터 표시하였다. 그래프는 첫 번째와 두 번째 모드인 강체모드가 10,000rpm 이하의 저속에서 발생하는 것을 보여주며, 세 번째 모드인 굽힘 모드는 최대 운전속도(39,000 rpm) 내에서 나타나지 않음을 보여 준다. 따라서 구동원에 의해서 회전축이 구동되면 1,2차의 강체모드를 지난 후에 축이 부상하며, 최대 운전 속도에 도달할 때까지 굽힘 모드 없는 운전을 예측할 수 있다.

4.3 Logarithmic Decrement

Fig.6는 회전축의 안정성을 위해 베어링에 요구되는 감쇠 계수를 보여 준다. 최대 운전 속도 39,000 rpm 내에서 회전부가 안정적으로 운전하기 위해서는 베어링은 임의의 값 이상의 감쇠계수를 가져야 하며, 이를 위해서 보통 Log decrement가

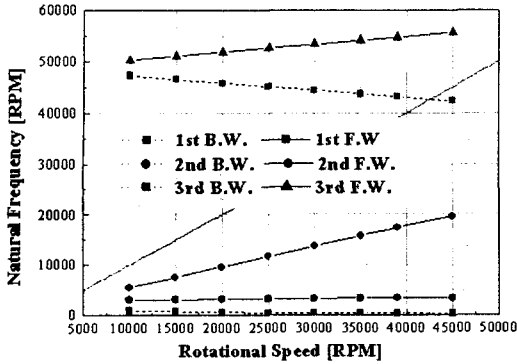


Fig. 5. Campbell diagram

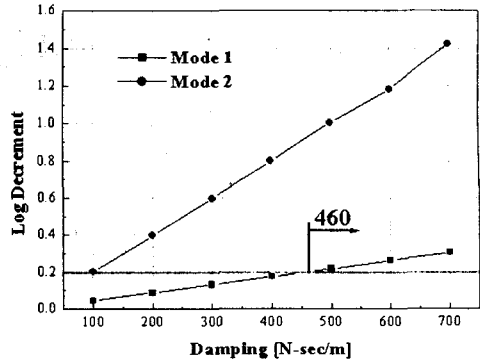


Fig. 6. Log decrement versus bearing damping

0.2 이상의 값을 가지도록 설계한다.[2] Fig. 6을 참조하면 베어링은 460N·sec/m 이상의 감쇠계수를 가져야 함을 알 수 있다. 공기유향 다엽포일 저어널 베어링은 주로 다엽포일 사이의 쿨롱마찰에 의해 감쇠력이 발생하며 앞서 언급한 바와 같이 다엽포일 요소간의 표면처리를 통해 감쇠계수를 향상시킬 수 있다.

3.4 Mass Unbalance Response

이단 압축기의 회전부는 ISO Balance Quality Grade, G2.5를 적용하여 설계하였으며, 운전속도 39,000 rpm에서의 회전부의 질량 불균형량은 7.355g·mm이다.[6] Table 2는 압축기가 39,000 rpm의 속도로 운전할 때 압축기 회전부 양단에서의 질량 불균형 응답(mass unbalance response)을 보여준다. 질량 불균형량은 회전부 양단의 임펄서 끝

에 위치하며, 질량 불균형량이 회전축의 축 중심선에서 각각 같은 방향에 위치하였을 때와 서로 반대 방향에 위치하였을 때의 두 가지 경우로 나누어서 해석을 수행하였다.

질량 불균형 응답량(Peak to Peak)은 불균형 질량이 회전축의 축 중심선에서 서로 반대의 방향에 있을 때가 같은 방향에 있을 때보다 더 큰 경향을 보이며 그 값은 최대 7 μm 이내임을 알 수 있다. 따라서 이는 터보 압축기 설계 시 39,000rpm의 운전 속도에서 제한되는 14 μm의 질량 불균형 응답량보다 작은 값이므로 불균형에 의한 과도 진동에 대해 만족한 운전을 할 수 있다. [7]

5. 결론

본 논문에서는 공기유향 다엽포일 저어널 베어링의 해석과 회전부의 Rotordynamics 해석을 통하여 공기유향 다엽포일 저어널 베어링으로 지지된 2단 원심 압축기를 설계하였으며, 연구 결과에 대하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

i) Oil-Free Turbo Compressor 회전부의 Critical Speed Map을 통해 적절한 강성을 갖는 공기유향 다엽포일 저어널 베어링을 선정하여, 이단 원심 압축기는 운전속도 범위에서 어떠한 임계속도에

Table 2. Mass unbalance response

Mass Unbalance (G2.5)	Left Bearing	Right Bearing
In phase	0.9 μm	4.8 μm
Out of phase	3.4 μm	7.0 μm

의한 제한도 받지 않도록 하였다.

ii) 회전체 역학 해석을 통해 공기유향 다엽포일 저어널 베어링으로 이단 원심 압축기를 지지하는 것이 가능함을 제시하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업 (기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Alston L. Gu, "Process Fluid Foil Bearing Liquid Hydrogen Turbopump" published by the American institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 1988
- [2] Samuel A. Howard, "Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger" NASA/CR-1999-208689
- [3] 김태호,이용복,김창호,이남수,장건희, "다엽형상의 포일을 사용한 공기 저널 베어링의 정특성에 관한 연구", 한국윤활학회학술대회논문집, pp.177-185, 2000
- [4] 이용복,김태호,김창호,이남수,장건희, "공기유향 다엽포일 저어널 베어링의 회전축 부상 특성에 관한 연구", 한국윤활학회지 게재예정,2001.
- [5] ISO Standard 1940, 'Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotor, Part I : Determination of Permissible Residual Unbalance', 1st Ed., 1988.
- [6] J. S. Rao, "Rotor Dynamics", third edition, NEW AGE INTERNATIONAL PUBLISHERS
- [7] Tsuneo Someya, " Journal Bearing Databook"
- [8] Arakere, Nagaraj K. and Nelson, H. D., "An Analysis of Gas-Lubricated Foil-Journal Bearings", STLE, Vol.35 pp.1-10, 1992