

저진동을 위한 터보형 공기압축기의 설계

김명국*, 정용수**, 박노길***

TURBO TYPE AIR COMPRESSOR DESIGN FOR LOW VIBRATION LEVEL

Myeong-Kuk Kim*, Yong-Soo Jung**, No-gill Park***

Key Words: 다단치차계, 유막베어링, 위험속도, Campbell선도

ABSTRACT

Bearing design of turbo type geared centrifugal air compressor for low vibration level has been studied. The Transfer Matrix Method was used in this paper to analyze the air-compressor consisting of impellers, multi-stage geared rotors, and oil-film bearings. We have to consider this air-compressor as multi-gear rotating system, because characteristics of rotor-bearing system are different from conventional characteristics of non-rotating system. From the view point of Rotordynamics, the stiffness and damping coefficient of oil-film bearing in case of compressor system are more sensitive than other design parameters such as shaft length, shaft diameter and the weight of impellers, etc. Therefore, the stiffness and damping coefficients on each bearing were considered as design parameters. As the result of this study, turbo type air compressor with low vibration level can be achieved.

1. 서론

산업현장에서 사용되는 기계의 고속화 및 경량화 그리고 대용량화 추세로 인하여 회전기기의 진동 및 소음문제가 심각하게 대두되고 있다. 회전기기는 직렬방식의 발전소용 터빈-제너레이터(Turbine-Generator)와 같이 단일축으로 구성된

단순한 로터-베어링 시스템으로부터 다축의 증감속기어를 사용하는 차량 및 선박 그리고 터보압축기의 기어박스에 이르기까지 많은 종류의 회전기기가 존재하는데 다단의 기어를 사용하는 다축의 로터-베어링 시스템은 보다 복잡한 진동이 야기된다. 따라서 다단치차계에 대한 진동해석기술이 요구되며, 이러한 기술을 바탕으로 하여 진동특성을 고려한 설계가 이루어져야한다.

본 연구에서는 다단치차계의 진동특성을 고려

* 회원, (주)삼성항공 2사업장 연구3유니트

** 회원, (주)삼성항공 2사업장 연구3유니트

*** 회원, 부산대학교 기계설계과

한 저진동 터보형 공기압축기를 설계하고자 한다. 터보형 압축기와 관련된 설계변수중 유막베어링의 특성이 다른 어떠한 설계변수보다도 민감하므로 베어링설계에 주안점을 두었다.

터보형 공기압축기에 사용되는 기어는 운전의 정속성이 좋은 헬리컬기어를 사용하며 이러한 헬리컬기어의 사용으로 인하여 굽힘, 비틀림 그리고 축방향의 진동이 야기되며 운동특성을 예측/분석하기 위해서는 모든 구성요소의 병진 3방향 및 회전 3방향에 대한 운동을 기술해야만 한다.

본 논문에서는 기어를 포함한 터보형 공기압축기의 각 요소를 Hibner's Branch법을 도입한 전달행렬법을 사용하여 병진 및 회전의 6자유도 모델링하고, 해석을 통하여 위험속도와 불평형에 대한 응답을 조사하였다. 그리고 정상운전속도에서의 진폭이 API.672규정을 만족하고 각 축의 위험속도 정상운전속도 근처에 존재하지 않도록 설계하였다.

2. 이론적 해석

터보형 공기압축기의 코어부의 구성은 그림.1과 같다. 터보형 공기압축기 코어부는 헬리컬기어로 연결된 3개의 축으로 구성되어 있으며 각 중동기어축의 끝단에는 공기를 압축하기 위한 임펠러가 위치하고, 공기의 압축에 요구되는 임펠러의 회전속도를 만족시키기 위하여 불기어의 회전속도로부터 증속이 되도록 설계되어 있다. 그리고 각 축의 양쪽에는 유막베어링(Tilting Pad or Sleeve Journal Bearing)이 위치하여 축을 지지하고 있으며 중동기어축에는 축방향의 운동을 방지하기 위하여 Thrust Collar가 설치되어 있다. 코어부의 모든 축방향 하중은 중동축의 Collar를 통하여 불기어의 양단에 설치된 Thrust베어링이 부담하고 있다.

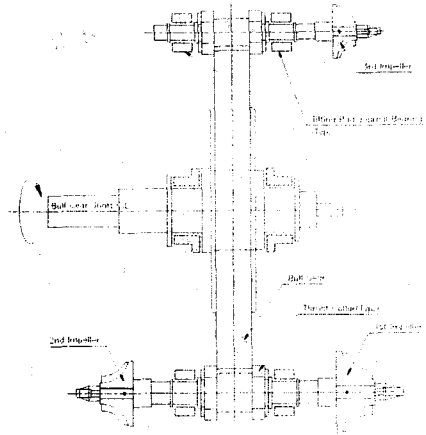


그림.1 터보형 공기압축기 코어부 개략도

2.1 코어부의 진동모형

그림.2는 그림.1의 터보형 공기압축기 코어부에 대한 진동모델이다. 터보형 공기압축기의 코어부는 비교적 잘 정돈된 기어시스템이기 때문에 유한요소법보다 전달행렬법의 사용이 용이하다. 따라서 코어부를 구성요소와 형상에 따라 구분하면 4개의 디스크, 30개의 축, 6개의 베어링 그리고 3개의 기어로 모형화할 수 있다.

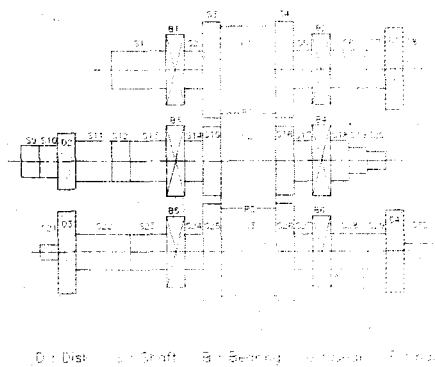


그림.2 전달행렬법의 적용을 위한 진동모델

그림.2의 모델에서 축은 질량이 없는 완전탄성체로 그리고 베어링특성은 선형으로 간주한다. 그리고 축의 무질량으로 인한 전체 시스템의 관성의 변화는 축과 인접한 회전관성에 배분하여 보상하기로 한다.

2.2 회전체요소의 전달행렬 모델

한 개의 회전체요소에 대한 자유물체도를 그림.3과 같다. 그림.3에서 (i) 및 (i+1)은 전달행렬법 적용을 위한 분할구역번호(Station No.)이고, \underline{d} , \underline{f} 는 축 단면의 일반화된 변위 및 힘 벡터이다.

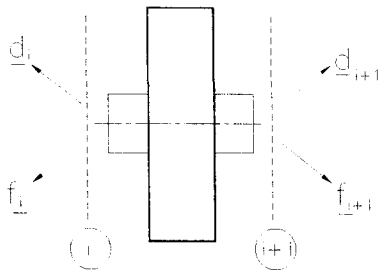


그림.3 회전체요소의 자유물체도

회전체요소 주위로 분할구역번호 (i)와 (i+1)사이의 전달행렬 관계식은 식(1)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{f} \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ T_D & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{f} \end{Bmatrix}_i \quad (1)$$

여기서, T_D 는 디스크에 대한 국부전달행렬이다.

2.3 축요소의 전달행렬 모델

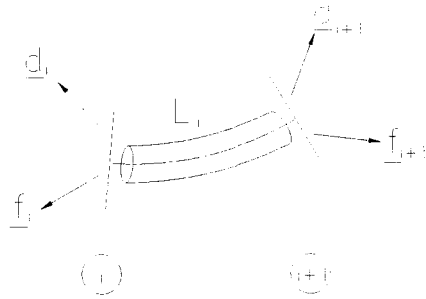


그림.4 축요소의 자유물체도

축에 대한 국부전달행렬은 회전체요소의 국부전달행렬과 동일한 방법으로 구할 수 있으며 그 결과는 식(2)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{f} \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} I_d & T_S \\ 0 & I_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{f} \end{Bmatrix}_i \quad (2)$$

여기서 T_S 는 축요소의 전달행렬이다.

2.3 기어연쇄의 전달행렬 모델

기어연쇄에 대한 모델은 그림.5와 같이 정의할 수 있다.

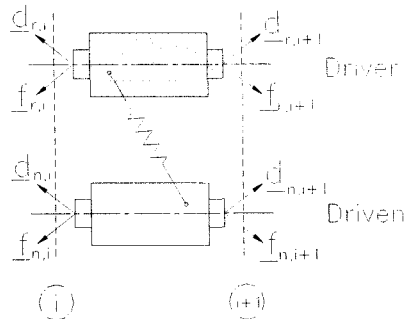


그림.5 기어연쇄의 자유물체도

주동축 기어와 종동축 기어의 역학관계와 디스크의 운동에너지 및 국부전달행렬을 바탕으로 Gear Pair에 대한 전달행렬을 구하면 식(3)과 같다.

$$\begin{pmatrix} \dot{d}_r \\ \dot{f}_r \\ \dot{d}_n \\ \dot{f}_n \end{pmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ D_r + T_{rr} & I & T_{rn} & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ T_{nr} & 0 & D_n + T_{nn} & I \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{d}_r \\ \dot{f}_r \\ \dot{d}_n \\ \dot{f}_n \end{pmatrix}_i \quad (3)$$

여기서 D_r, D_n 는 주동 및 종동기어의 질량전달행렬을 나타내며 $T_{rr}, T_{rn}, T_{nr}, T_{nn}$ 은 6×6의 부행렬로서 식(4)~식(7)과 같이 정의된다.

$$T_{rr} = A_r A_r^T K_{th} \quad (4)$$

$$T_{rn} = A_r A_n^T K_{th} \quad (5)$$

$$T_{nr} = A_n A_r^T K_{th} \quad (6)$$

$$T_{nn} = A_n A_n^T K_{th} \quad (7)$$

이다. 여기서,

$$A_r = \begin{pmatrix} \cos \Gamma \cos \alpha \\ \cos \Gamma \sin \alpha \\ \sin \Gamma \\ -r_1 \sin \Gamma \cos \alpha \\ -r_1 \sin \Gamma \sin \alpha \\ r_1 \cos \Gamma \end{pmatrix}$$

$$A_n = \begin{pmatrix} -\cos \Gamma \cos \alpha \\ -\cos \Gamma \sin \alpha \\ -\sin \Gamma \\ -r_2 \sin \Gamma \cos \alpha \\ -r_2 \sin \Gamma \sin \alpha \\ r_2 \cos \Gamma \end{pmatrix}$$

이며 Γ 는 비틀림각, α 는 압력각, r_1 은 구동기어의 기트원반경, 그리고 r_2 는 종동기어의 기트원반경을 나타낸다.

2.5 베어링요소

베어링요소는 에너지저장요소로서 방향에 따라 주방향($K_{xx}, K_{yy}, C_{xx}, C_{yy}$)과 부방향($K_{xy}, K_{yx}, C_{xy}, C_{yx}$) 성분으로 구성되며 베어링요소의 전달행렬은 식(8)과 같이 정의된다.

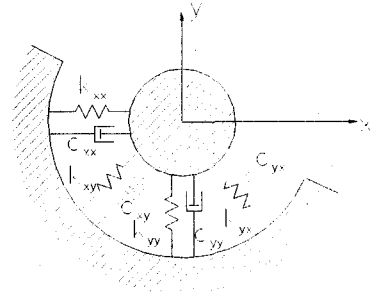


그림.6 베어링요소의 수학적모델

$$\begin{pmatrix} \dot{d} \\ \dot{f} \end{pmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ T_B & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{d} \\ \dot{f} \end{pmatrix}_i \quad (8)$$

여기서, T_B 는 베어링요소의 국부전달행렬이다.

3. 해석기법

3.1 자유진동 해석

진동해석에 있어서 전달행렬법을 적용할 경우 시스템행렬이 비대칭행렬이 되기 때문에 비대칭행렬에 대한 고유치해석이 필요하다. 이를 위하여 λ -matrix법과 QR법을 사용하여 고유치와 고유모드를 계산하였다.

3.2 강제진동 해석

고려된 가진원이 모두 주기함수 형태이므로 정상상태의 응답을 얻기 위해서 각 축의 회전수를 기초로한 조화균형법(Harmonic Balance Method)을 사용하였다.

3.2.1 가진원

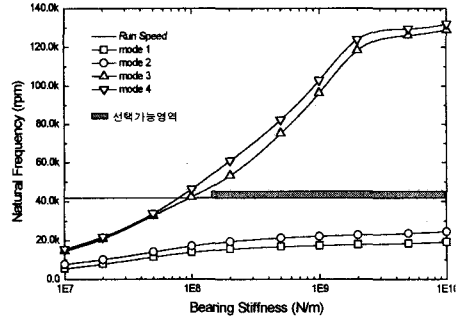
해석에 사용된 가진원은 자려가진원으로써 각 임펠러와 기어가 가지고 있는 허용된 질량불평형과 회전불평형량(Skew Angle)을 사용하였다. 현재 설계된 임펠러와 기어의 밸런싱 등급(Balancing Grade)은 각각 I.S.O.G2.5와 G1.6이며 직각도는 $\frac{2}{100}$ 이다.

4. 베어링의 설계

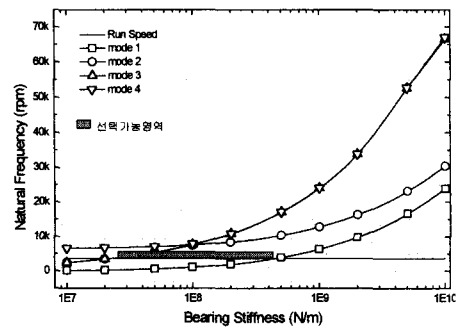
4.1 베어링 강성의 설계

터보형 공기압축기와 같은 유막베어링을 사용하는 다단차차계는 베어링의 강성이 시스템의 위험속도에 미치는 영향이 크므로 그림.9과 같이 베어링강성에 대한 시스템 고유진동수의 변화를 조사하였다.

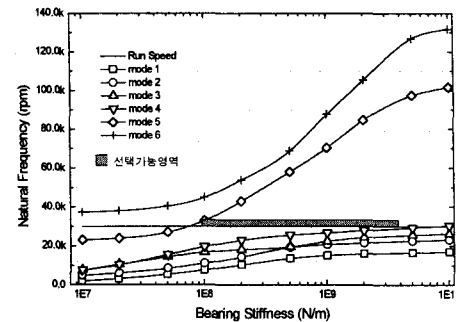
일반적으로 터보형 공기압축기에 사용되는 베어링은 $10^7 \sim 10^9 N/m$ 의 강성을 사용하므로 이 범위 내에서 시스템의 고유진동수를 파악하였으며, 이와 같은 각 축에 대한 위험속도선도를 이용하여 설계 사양인 API.672규정(위험속도와 정상운전속도의 Separation Margin 15%)을 만족하는 베어링 강성을 선정하였다.



(a) 3단 임펠러축의 위험속도선도



(b) 주동축의 위험속도선도



(c) 1·2단 임펠러축의 위험속도선도

그림.7 위험속도선도(Critical Speed Map)

4.2 베어링 감쇠의 설계

베어링 감쇠계수의 설계사양은 두 가지로 요약할 수 있다.

- ① 위험속도에서의 감쇠비가 0.1이상
- ② 정상운전속도에서의 진폭이 API.672를 만족하도록 설계하는 것이다.

이러한 사양을 만족하는 베어링 감쇠계수를 구하기 위하여 $10^4 \sim 10^5 N \cdot s/m$ 를 범위로 하여 시스템의 응답을 계산하면 그림.8과 같은 응답을 얻을 수 있다. 이 도표를 기준으로 위험속도 주위의 감쇠비와 정상운전속도에서의 변위진폭을 구할 수 있다.

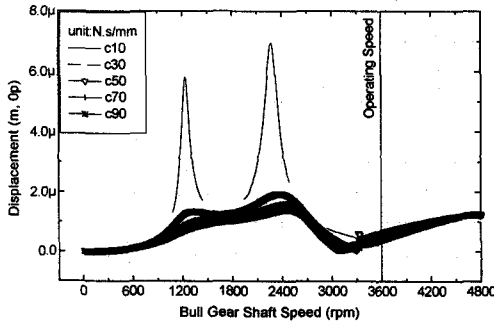


그림.8 베어링 감쇠에 대한 진폭의 변화
관측점 : 2단 임펠러쪽 베어링

5. 결 과

5.1 위험속도 예측

그림.9의 도표는 시스템의 위험속도분석이 용이한 Campbell 선도로서 3개의 축에 대한 위험속도를 나타내었다. 여기에 사용된 각 축과 관련한 베어링 강성은 위험속도선도에서 선정된 값을 사용하였다.

그림.9에서 알 수 있듯이, 정상운전속도와 인접한 횡진동에 관계된 위험속도는 3026rpm(Bull Gear Shaft Speed기준)으로 정상운전속도 (3600

rpm) 근처에서는 위험속도가 존재하지 않게 즉 설계사양을 만족하도록 설계되었음을 확인할 수 있다.

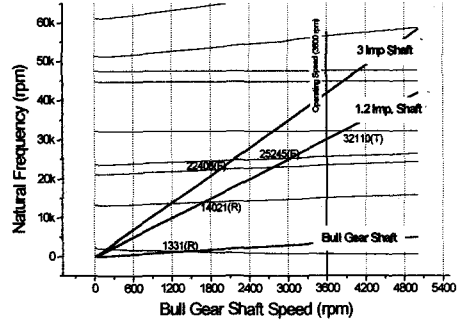


그림.9 Campbell 선도

5.2 강제진동해석 결과

그림.10은 불평형에 대한 강제진동해석 결과로서, 정상운전속도(3600rpm)에서는 위험속도의 영향이 최소화 되도록 설계되었음을 확인할 수 있고 변위진폭이 설계사양($25.4\sqrt{12000/N}(\mu m)$)을 만족하는 감쇠계수가 선정되었음을 확인할 수 있다. 참고로 강제진동해석 결과는 각 베어링부에서의 응답을 구한 것이다.

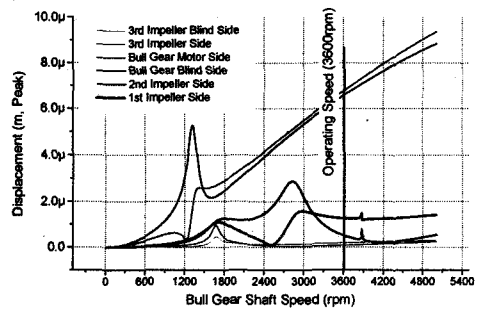


그림.10 가진원에 대한 강제진동 응답

5. 결 론

본 연구에서는 다단차차계의 진동특성을 고려한 해석을 기초로하여, 저진동 터보형 공기압축기를 설계하였다. 저진동을 위한 터보형 공기압축기의 설계에 있어서 베어링요소가 다름 어떠한 설계변수보다도 진동에 민감하므로 베어링요소를 설계변수로 선정하여 설계의 주안점을 두었다.

그 결과, 설계사양을 만족하는 저진동 터보형 공기압축기를 설계할 수 있었다.

참고 문헌

1. K.Umezawa, T.Suzuki and T.Sato, 1986, "Vibration of Power Transmission Helical Gears (Approximate Equation of Tooth Stiffness)", Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 251, pp. 1605 ~ 1611.
2. K.Umezawa, T.Suzuki and H.Houjoh, 1988, "Estimation of Vibration of Power Transmission Helical Gears by Means of Performance Diagrams on Vibration ", JSME International Journal Series III, Vol.31, No. 3, pp. 598 ~ 605.
3. Neriya, S.V., Bhat, R.B., and Sankar, T.S., 1988, "On the Dynamic Response of a Helical Geared System Subjected to a Static Transmission Error in the Form of Deterministic and Filtered White Noise Input", ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 110, pp. 501 ~506.
4. Neriya, S.V., Bhat, R.B., and Sankar, T.S., 1989, "Stability analysis of force coupled in helical geared rotor systems", Proceedings of the Twelfth Biennial ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal, Canada, Sept. 17-21, pp. 225~229.
5. Chong-won Lee, 1993, "Vibration Analysis of Rotors", Kluwer Academic publishers.
6. Nogill Park, 1987, "An Analysis investigation of Geared System Dynamics Containing Spur and Helical gears", Ph.D, North carolina state university, Raleigh.