

## 터보공기압축기 코어 동특성 연구

허남수\* · 이형우†

(원고접수일 : 2006년 8월 28일, 심사완료일 : 2006년 11월 14일)

### A Study on Dynamic Characteristics of Core in Turbo Air Compressor

Nam-Soo Hur\* · Hyoung-Woo Lee†

**Abstract** : A dynamic model of turbo air compressor having multi-helical gear pairs is developed by transfer matrix method. The model accounts for the shaft and bearing flexibilities, gyroscopic effects and the force couplings among the transverse, torsion, and axial motions due to gearing. The program which can be used to analyze and predict the vibrational characteristics by the mass unbalance of the rotors and gear transmission error of turbo compressor is developed with this system model. We expect this developed program to contribute the reduction of the vibration/noise on turbo compressor in the field of both design and manufacturing and can be used as a basic sub-program for CAD/CAM of low-noised gear teeth also.

**Key words** : Turbo air compressor(터보공기 압축기), Helical gear(헬리컬기어), Unbalance(불평형), Gyroscopic effects(자이로효과), Transmission error(치합전달오차)

#### 1. 서 론

최근의 회전기계는 기계의 고속화, 정밀화, 대형화, 경량화 추세로 설계되고 있으며, 이로 인해 진동/소음의 문제가 심각히 대두되고 있다. 회전기계는 직렬방식의 발전소용 터빈-제너레이터와 같이 단일 축으로 구성된 단순한 로터-베어링 시스템으로부터 다 축의 증·감속기어를 사용하는 차량, 선박, 가스터빈 및 터보압축기의 기어박스에 이르기까지 많은 종류의 회전기계가 존재하는데, 다단의 기어를 사용하는 다축의 로터-베어링 시스템은 매우 복잡한 진동이 야기된다. 따라서 복잡한 다단

치차계에 대한 진동해석 기술이 요구된다.

기어 동력학을 해석하기 위한 첫 번째 조직적인 노력은 1920, 1930년대에 일어났다.<sup>(1)-(3)</sup> 이러한 연구의 관심은 해석적인 방법과 실험적인 방법을 통하여 기어 치(gear teeth)의 동적 하중을 결정하는 것이었다. 1950년대에 처음으로 단순 질량-스프링 모델(simple mass-spring model)이 소개되었고<sup>(4)-(6)</sup>, 주요목적은 여전히 동적 치 하중(dynamic tooth loads)을 평가하는 것이었다. 1960년도 말~1970년도에 축, 베어링의 탄성(flexibility)을 고려한 동력학 모델이 필요하다는 것을 인식했다.<sup>(7)-(10)</sup> 이때의 연구는 주로, 베어링

† 책임저자(부산대학교 기계기술연구소), E-mail: leehwoo@gmail.com, Tel: 051) 510-1475

\* 진주산업대학교 기계공학과

과 축의 굽힘 진동을 무시하고 비틀림 진동만을 고려하였다. 1970년 후반부터 기어-로터 동역학은 비틀림 진동과 굽힘 진동의 연성에 대해 관심을 가지기 시작했다. Mitchell and Mellen<sup>(11)</sup>은 축의 강성이 작은 경우, 기어 메쉬에서 굽힘진동과 비틀림 진동사이의 동적연성이 시스템 활동에 상당히 영향을 끼친다는 것을 실험적으로 관찰했다. Lida<sup>(12)</sup>는 평기어의 굽힘과 비틀림의 연성효과를 고려한 기어-축 시스템의 동력학 거동이 굽힘 및 비틀림을 비연성으로 단순화시킨 모델의 결과와 다르다는 것을 보였다. Schwibinger<sup>(13)</sup>는 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과가 기어-축 시스템의 안정성에 영향을 끼친다는 것을 보였다. Choy<sup>(14)</sup>는 굽힘과 비틀림이 연성된 3단 평기어-로터 시스템에 대하여 동역학 모델을 개발하여 질량불평형을 가진원으로 하는 과도해와 정상상태 응답을 산출하였다. 또한 Choy<sup>(15)</sup>는 1단 평기어를 가지는 감속기의 기어-로터-베어링 부분은 전달행렬법으로, 케이스부분은 유한요소로 모델링하여 케이스로부터 방사되는 진동스펙트럼을 실험과 비교했다. Kahraman<sup>(16)</sup>은 1단 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과를 고려하여 위험속도를 구하였고 질량 불평형, 치합전달오차에 대한 응답을 구하기위해 유한요소법을 사용하였다. 또한 Kahraman<sup>(17)</sup>은 맞물린 3개의 헬리컬기어를 가지는 감속기에 대해 정적 치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구하였다. 또한 응답 특성에 대한 파라미터 해석결과, 공회전 기어가 주파수 응답특성에 중요한 영향을 미친다는 것을 보였다. Honda<sup>(18)</sup>는 기어가 조립된 축의 진동영향을 조사하기 위하여, 얇은 1단 평기어를 제작하고 소음을 측정하여 이론과 비교했다. Neriya<sup>(19), (20)</sup>는 1단 헬리컬 기어의 비틀림, 굽힘, 축방향의 연성효과를 고려하여 정적 치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구했고, 1단 헬리컬기어-로터 시스템의 안정성을 조사하기 위하여 비틀림, 굽힘, 축방향이 연성된 힘의 효과를 고려하고 Floquet theory를 이용해서 안정영역을 산출하였다.

터보 공기압축기는 일반 현장에서 사용되는 왕복 운동식이나 스크류식 공기 압축기 보다 깨끗한 공기를 고압으로 안정적인 공급을 요하는 산업현장에

서 사용되는 설비이다. 터보형 공기압축기의 핵심 부분인 코어(Core)부는 공기를 압축하는 임펠러(Impeller) 동력을 전달하는 축과 기어 그리고 각 축을 지지하는 저어널 베어링으로 구성되는데, 특히 기어의 경우 운전의 정속성이 좋은 헬리컬기어를 사용한다. 이러한 헬리컬기어의 사용으로 인하여 굽힘, 비틀림 그리고 축방향이 연성이 되어 진동을 야기 시키므로 터보압축기의 진동특성을 예측/분석하기 위하여 모든 구성요소를 병진 3방향 및 회전 3방향에 대한 운동을 기술해야한다.

본 연구에서는 헬리컬기어연쇄, 저어널베어링, 축, 임펠러로 구성되는 다단 터보형 공기압축기 코어부의 수학적모델을 개발하였다. 각 절점에 대해서는 축방향 및 축방향 변위, 굽힘 및 비틀림 회전, 자이로 효과를 모두 고려하였다. 터보형 공기압축기 코어의 위험속도 분석을 하여 운전속도 범위의 공진여부를 조사하였고, 진동, 소음 저감대책이 제시되었다. 또, 터보압축기의 orbit해석을 통하여 베어링의 간섭여부를 파악하였다.

## 2. 터보압축기 수학적 모형화

Fig. 1은 터보공기압축기 조건도를 나타낸다. 다단 헬리컬기어로 구성되어 있는 터보공기압축기 코어부분은 Fig. 2와 같이 구성되어 있다. 터보공기압축기는 모터로부터 동력이 전달되면 구동축에 의하여 불기어(Bull Gear)가 회전하고 헬리컬 피니언에 의하여 1단, 2단, 3단 임펠러로 동력이 전달된다. 각 중동축의 끝단에 설치된 임펠러는 3단에 걸쳐 순차적으로 유동체를 압축한다. 불기어 쪽 베어링은 슬리브(sleeve)베어링이고 헬리컬 피니언 쪽 베어링들은 pad수 5개를 가지는 LBP형태의 틸팅 패드 베어링으로 지지되어있고, 구동축에는 축방향 유동을 억제하는 단이 설계되어 있다. Fig. 3은 터보공기압축기 코어부의 진동모델을 나타낸다. 터보공기압축기 코어부분은 헬리컬기어접촉부, 축, 베어링, 로터(임펠러)로 구성이 되어있다. B #1은 베어링 1, B #2는 베어링 2, B #3은 베어링 3, B #4는 베어링 4, B #5는 베어링 5, B #6은 베어링 6, G #1은 기어 1, G #2는 기어 2, D #1은 로터 1,

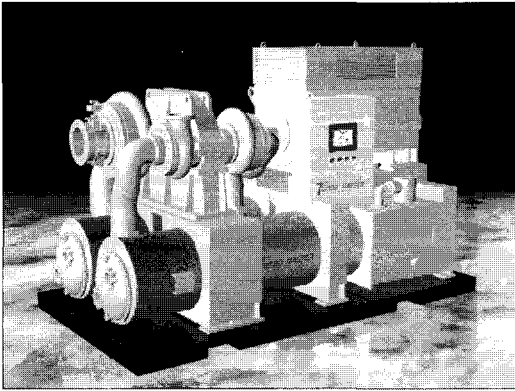


Fig. 1 Construction of a turbo air compressor

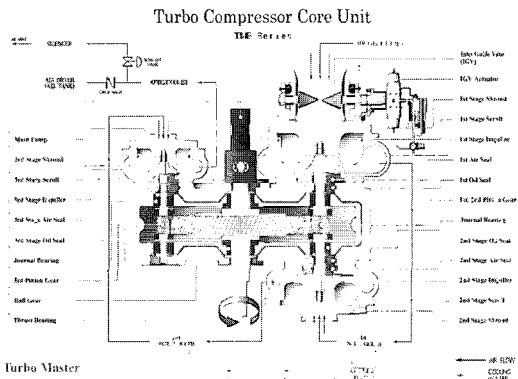


Fig. 2 Construction of a turbo air compressor on core

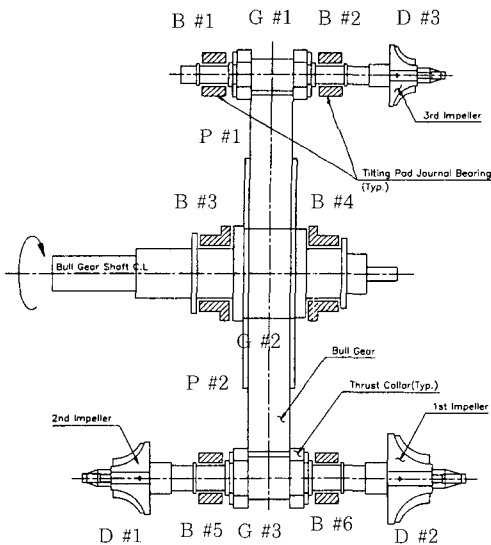


Fig. 3 Vibration model of turbo air compressor on core

D #2는 로터 2, D #3은 로터 3, P #1은 기어 쌍 1, P #2는 기어 쌍 2를 나타낸다. 헬리컬기어 접촉부의 치 강성을 고려하고, 베어링요소는 모두 스프링과 감쇠로, 그리고 회전축은 무 질량의 탄성 축으로 간주한다. 탄성 축에 있는 관성효과는 양쪽의 회전관성에 집중질량화 시켜 양쪽으로 배분하기로 한다. 가진원(exciting sources)은 임펠러와 기어의 질량 불평형량, skew unbalance, 그리고 치접촉부의 가공오차로 인한 자려가진원이 고려된다.

2.2 헬리컬기어 쌍의 전달행렬

Fig. 4는 헬리컬기어쌍의 수학적모델 및 절점에서의 일반화된 작용힘과 일반화된 변위를 나타낸다. 전달행렬모델의 양절점에서의 병진변위벡터  $\underline{u}$ 와 회전변위벡터  $\underline{\theta}$ 로 구성된 일반화된 변위 벡터는

$$\underline{q} = \begin{pmatrix} \underline{u} \\ \underline{\theta} \end{pmatrix}, \quad \underline{u} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, \quad \underline{\theta} = \begin{pmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} \quad (1)$$

로 표시하고 절점에 작용하는 힘벡터  $\underline{F}$ 와 모멘트벡터  $\underline{M}$ 으로 구성된 일반화된 힘벡터는

$$\underline{f} = \begin{pmatrix} \underline{F} \\ \underline{M} \end{pmatrix}, \quad \underline{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}, \quad \underline{M} = \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} \quad (2)$$

로 표시한다. 헬리컬 기어쌍의 좌표축은 구동기어의 중심을 원점으로 하고, x축은 기어 반경방향의 수평축이고, y축은 기어 반경방향의 수직축, z축은 회전축 방향과 평행하고 입력 축에서 진행되는 방향을 (+)로 한다. 치접촉부의 진동모델은 치탄성 변형을 고려하여 치면에 수직방향으로 등가 스프링으로 가정하였다. 전달되는 치접촉력의 방향벡터  $\underline{n}$ 은 다음과 같다.

$$\underline{n} = \underline{e}_t \cos \Gamma + \underline{e}_z \sin \Gamma \quad (3)$$

$$\underline{e}_t = \underline{e}_x \cos \alpha + \underline{e}_y \sin \alpha \quad (4)$$

$$\underline{n} = \underline{e}_x \cos \alpha \cos \Gamma + \underline{e}_y \sin \alpha \cos \Gamma + \underline{e}_z \sin \Gamma \quad (5)$$

여기서,  $\Gamma$ 는 비틀림각,  $\alpha$ 는 작용면의 경사각으로 구동기어가 반시계방향으로 돌 때는  $\alpha = \frac{\pi}{2} - \phi + \theta$  이고, 구동기어가 시계방향으로 돌 때는 작용면이 반전되므로  $\alpha = \phi + \theta - \frac{\pi}{2}$  가 된다.

여기서,  $\phi$ 는 양기어의 축직각 물림 압력각,  $\theta$ 는 중심선 경사각이다.

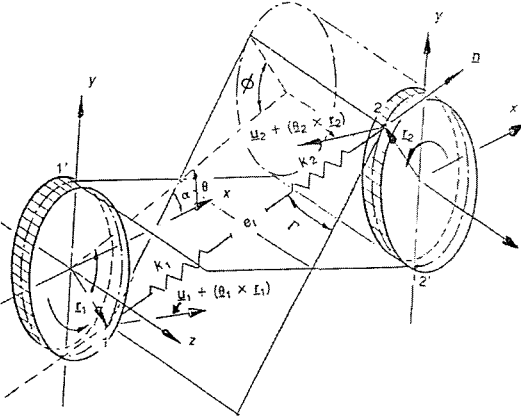


Fig. 4 A schematic of the mathematical model on a pair of helical gear

Fig. 4의 모형에서 구동기어와 종동기어 각각에 대한 자유물체도를 그리고 강체의 힘의 평형방정식을 적용하면 다음과 같은 12개의 평형방정식이 얻어진다.

$$F_{x_1}^{i+1} = F_{x_1}^i + N_t \cos \Gamma \cos \alpha \quad (6)$$

$$F_{y_1}^{i+1} = F_{y_1}^i + N_t \cos \Gamma \sin \alpha \quad (7)$$

$$F_{z_1}^{i+1} = F_{z_1}^i + N_t \sin \Gamma \quad (8)$$

$$M_{x_1}^{i+1} = M_{x_1}^i - N_t r_1 \sin \Gamma \cos \alpha \quad (9)$$

$$M_{y_1}^{i+1} = M_{y_1}^i - N_t r_1 \sin \Gamma \sin \alpha \quad (10)$$

$$M_{z_1}^{i+1} = M_{z_1}^i - N_t r_1 \cos \Gamma \quad (11)$$

$$F_{x_2}^{i+1} = F_{x_2}^i - N_t \cos \Gamma \cos \alpha \quad (12)$$

$$F_{y_2}^{i+1} = F_{y_2}^i - N_t \cos \Gamma \sin \alpha \quad (13)$$

$$F_{z_2}^{i+1} = F_{z_2}^i - N_t \sin \Gamma \quad (14)$$

$$M_{x_2}^{i+1} = M_{x_2}^i - N_t r_2 \sin \Gamma \cos \alpha \quad (15)$$

$$M_{y_2}^{i+1} = M_{y_2}^i - N_t r_2 \sin \Gamma \sin \alpha \quad (16)$$

$$M_{z_2}^{i+1} = M_{z_2}^i - N_t r_2 \cos \Gamma \quad (17)$$

여기서, 하첨자 1, 2는 각각 구동기어, 종동기어이고 상첨자는 전달모델의 상태번호이다.  $N_t$ 는 치접촉 압축력으로서 다음과 같이 구해진다. 헬리컬 기어의 치접촉부의 진동모델을 Fig. 3과 같이 치면에 수직인 단순 스프링으로 가정하면,

$$N_t = K_e \Delta \quad (18)$$

로 정의된다. 여기서  $\Delta$ 는 치면과 수직방향의 치변형량이다. 여기서,

$$k_e = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

$$\Delta = \Delta_2 - \Delta_1 - e_t$$

$$\Delta_2 = \underline{n} \cdot [u_2 + (\theta_2 \times r_2)]$$

$$\Delta_1 = \underline{n} \cdot [u_1 + (\theta_1 \times r_1)]$$

이다.  $\Delta$ 는 구동기어와 종동기어의 중심점에서 일반화된 변위벡터  $q_r$ 과  $q_n$ 의 함수로 정의된다. 이들의 관계식을 구동기어와 종동기어의 평형방정식 식(6)~(17)에 대입하여 정리하면, 헬리컬 기어쌍의 강성행렬은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} q_r \\ f_r \\ q_n \\ f_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ T_{rr} & I & T_{rn} & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ T_{nr} & 0 & T_{nn} & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_r \\ f_r \\ q_n \\ f_n \end{bmatrix} \quad (19)$$

여기서,  $T_{rr}$ ,  $T_{rn}$ ,  $T_{nr}$ ,  $T_{nn}$ 은 기어 접촉부의 강성이 고려된 부 전달행렬로, 다음과 같이 헬리컬 기어 쌍의 제원에 따라 정의된다.

$$T_{rr} = K_e \underline{A}_r \underline{A}_r^T$$

$$T_{rn} = K_e \underline{A}_r \underline{A}_n^T$$

$$T_{nr} = K_e \underline{A}_n \underline{A}_r^T$$

$$T_{nn} = K_e \underline{A}_n \underline{A}_n^T$$

$$\underline{A}_r = \begin{pmatrix} \cos \Gamma \cos \alpha \\ \cos \Gamma \sin \alpha \\ \sin \Gamma \\ -r_1 \sin \Gamma \cos \alpha \\ -r_1 \sin \Gamma \sin \alpha \\ r_1 \cos \Gamma \end{pmatrix} \quad \underline{A}_n = \begin{pmatrix} -\cos \Gamma \cos \alpha \\ -\cos \Gamma \sin \alpha \\ -\sin \Gamma \\ -r_2 \sin \Gamma \cos \alpha \\ -r_2 \sin \Gamma \sin \alpha \\ r_2 \cos \Gamma \end{pmatrix}$$

### 2.3 터보압축기 시스템의 운동방정식

터보 공기압축기시스템의 기어 연쇄부, 동력축부, 로터부 및 베어링부에 대한 질량행렬, 강성행렬, 자이로효과 및 베어링 감쇠행렬의 국부 전달행렬을 유도하고 Hibner' Branch방법에 의해 전체행렬(global matrix)을 조합하였고, 조화균형법을 이용하여 응답에 대한 orbit을 구하였다.<sup>(21)</sup>

따라서 일반화된 변위벡터,  $\underline{q}$ 로 표현된 터보 공기압축기 시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{\underline{q}} + G\dot{\underline{q}} + K\underline{q} = \underline{f} \tag{20}$$

여기서,

$M$  : 시스템 질량행렬

$G$  : 자이로효과 및 베어링 감쇠 행렬

$K$  : 시스템 강성행렬

$\underline{f}$  : 불평형과 치합전달오차에 의한 가진력이다.

### 3. 공기 터보압축기 코어 동특성 해석

터보공기압축기의 임펠러의 제원은 Table 1, 헬리컬기어의 제원은 Table 2, 저어널 베어링의 제원은 Table 3에 나타내었다. Table 4는 헬리컬기

어쌍의 구동기어, 종동기어, 치접촉부의 평균강성을 나타낸다.

**Table 1 The specifications of disk**

Unit	Mass (kg)	I <sub>d</sub> [kg · m <sup>2</sup> ]	I <sub>p</sub> [kg · m <sup>2</sup> ]	Eccentricity (μm)
1'st Stage	9.256	0.015	0.035	8.92
2'nd Stage	3.626	0.0033	0.007	8.92
3'rd Stage	2.366	0.0017	0.0034	6.59

**Table 2 The specifications of helical gear**

Unit	G #1	G #2	G #3
Pressure angle (°)	20	20	20
Helix angle (°)	20	20	20
Tooth Width (mm)	70	70	70
Teeth	31	242	23
Module (mm)	2.75	2.75	2.75
I <sub>d</sub> [kg · m <sup>2</sup> ]	0.2067	1.1249	0.169
I <sub>p</sub> [kg · m <sup>2</sup> ]	0.10618	1.534	0.0701
Eccentricity (μm)	0.572	4.46	0.421
Mass (kg)	18	323	12

**Table 3 The specifications of Bearing**

Parameters	B #1	B #2	B #3	B #4	B #5	B #6
K <sub>xx</sub> (N/m)	8.5e7	9.4e7	1.5e8	3.9e8	2.3e8	2.3e8
K <sub>xy</sub> (N/m)	1.7e6	7.6e6	2.0e8	-7.6e7	8.4e6	7.2e6
K <sub>yx</sub> (N/m)	1.7e6	7.6e6	0.6e8	-2.1e8	8.4e6	7.2e6
K <sub>yy</sub> (N/m)	8.6e7	9.9e7	1.4e8	7.5e7	2.5e8	2.5e8
K <sub>zz</sub> (N/m)	8.6e7	9.9e7	1.4e8	7.5e5	2.5e8	2.5e8
C <sub>xx</sub> (Ns/m)	2.1e4	2.3e4	5.3e5	5.9e5	4.1e4	4.1e4
C <sub>xy</sub> (Ns/m)	0.4e3	1.6e3	3.5e5	-2.9e5	1.3e3	1.1e3
C <sub>yx</sub> (Ns/m)	0.4e3	1.6e3	3.5e5	-2.9e5	1.3e3	1.1e3
C <sub>yy</sub> (Ns/m)	2.4e4	2.5e4	3.0e5	1.9e5	4.5e4	4.5e4

**Table 4 The specifications of helical gear pairs**

The Number of Gear Pair	Driver	Driven	Mesh Stiffness $\times 10^9$ (N/m)
P #1	G #2	G #1	0.40876
P #2	G #2	G #3	0.3382

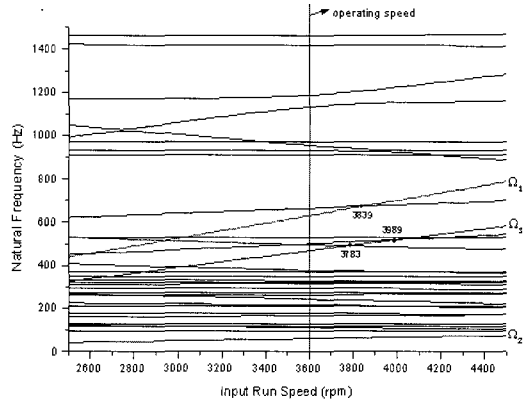
**Table 5 Forcing Frequency of run speed**

Self Exciting Source	Equation	Forcing Frequency
Mass Unbalance $\Omega_1$	$(z_2 / z_1)\Omega$	38,000 rpm
Mass Unbalance $\Omega_2$	$\Omega$	3,600 rpm
Mass Unbalance $\Omega_3$	$(z_3 / z_1)\Omega$	28,000 rpm
Gear Profile Error (GPE) $w_t$	$z_2\Omega$	871,200 rpm

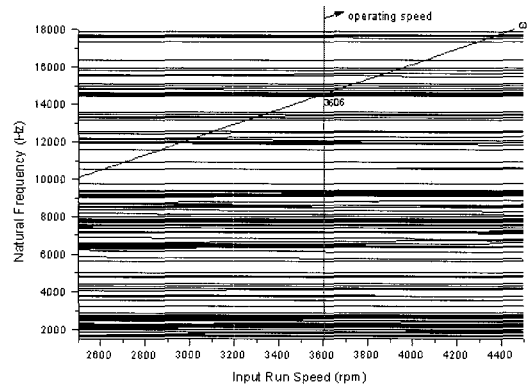
- $\Omega$ : run speed of input shaft
- $z_1$ : teeth of high speed pinion
- $z_2$ : teeth of Bull Gear
- $z_3$ : teeth of low speed pinion

다단치차계를 가진하는 가진원은 크게 외부(입력 혹은 출력축)로부터 전달되는 가진력과 자체적으로 발생하는 자려가진원으로 구분되는데, 외부로부터 전달되는 가진력은 커플링에 의해 차단된다고 보고 무시한다. 자려가진원은 편심질량에 의하여 발생하는 회전원심력을 들 수 있는데 이 때의 가진진동수는 축의 회전속도와 일치한다. 또 고려되어야 할 가진원은 기어 치접촉부에서의 변위가진이다. 기어가 완전한 인볼류우트 곡선으로 가공되었다면 치합전달 오차는 zero가 되지만 가공오차로 인하여 각속도비가 변동된다. 이는 시스템에 Torque 가진을 유발하게 되는데 이 때의 가진진동수는 축의 회전각속도에 기어 잇수를 곱한 치통과 주파수 (tooth-passing frequency)가 된다. 터보공기압축기의 운전속도에 대한 가진원은 Table 5에 나타내었다. Table 5를 근거로 하여 입력축의 회전속도 2500rpm~4500rpm에 대한 Campbell diagram인 Fig. 5, 6을 얻었다. Fig. 5는 불평형

에 의한 가진진동수와 위험속도와의 관계이고, Fig. 6은 치접촉부의 치합전달오차에 의한 가진주파수와 위험속도와의 관계를 나타낸다. Fig. 5에서 운전속도 범위 내에, 불평형에 의한 위험속도는 존재하지 않는다. Fig. 6에서 운전속도 범위내에, 치합전달오차에 의한 위험속도 3606rpm이 존재한다. 진동·소음저감대책으로, 헬리컬 기어 쌍 P #1, #2의 치합전달오차를 줄이고 축 직경을 증가시켜서 고유진동수를 상향 조절하는 방안이 필요하다.



**Fig. 5 Campbell diagram (unbalance)**



**Fig. 6 Campbell diagram (gear profile error)**

Fig. 7 - Fig. 12는 베어링 지점의 orbit을 나타낸다. Fig. 7 - Fig. 12의 요약을 Table 6에 나타냈다. Table 6은 운전속도 3600 rpm에서, 베어링지점에 대한 계산된 whirl motion 상한치와 실제 간격과의 비교표이다. B #1, B #2, B# 5, B #6은 간섭이 없었고, B #3, B #4는 간섭 요주의가 사료된다.

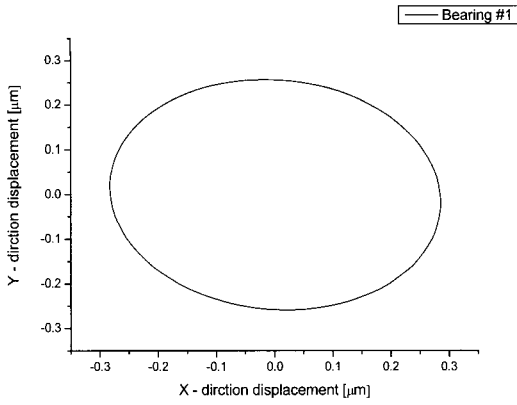


Fig. 7 Orbit of bearing #1

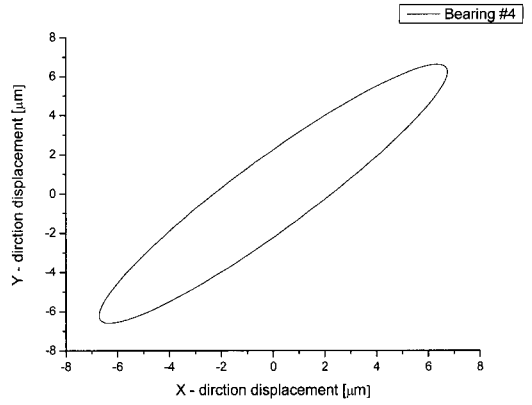


Fig. 10 Orbit of bearing #4

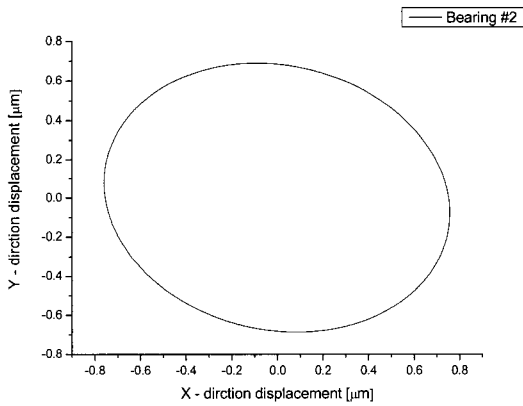


Fig. 8 Orbit of bearing #2

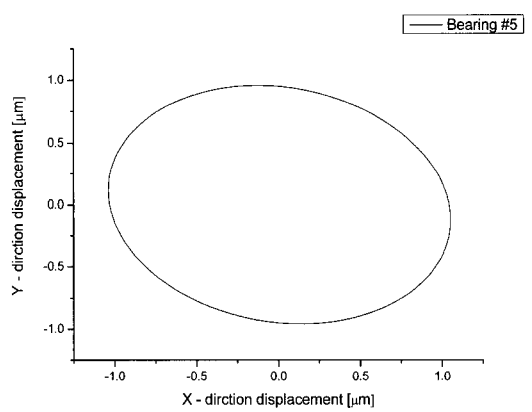


Fig. 11 Orbit of bearing #5

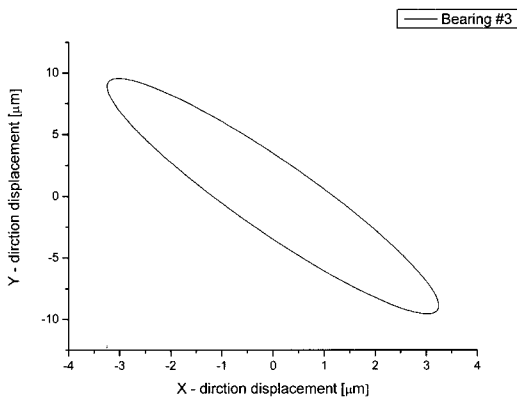


Fig. 9 Orbit of bearing #3

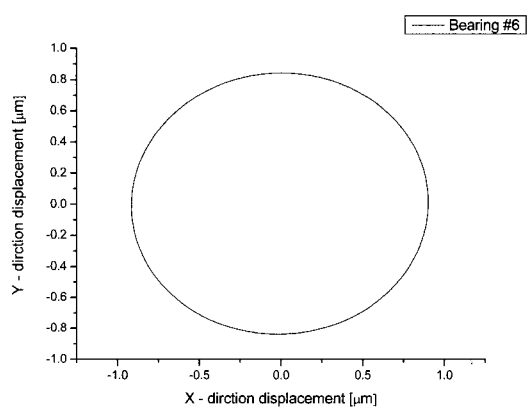


Fig. 12 Orbit of bearing #6

Table 6 whirl motion of bearing

	Upper limit value ( $\mu\text{m}$ )	Clearance ( $\mu\text{m}$ )	Interference
B #1	$\leq 0.3$	39.4	Good
B #2	$\leq 0.7$	39.7	"
B #3	$\leq 10.0$	13.2	Bad
B #4	$\leq 8.0$	16.0	"
B #5	$\leq 1.2$	44.6	Good
B #6	$\leq 1.0$	42.4	"

#### 4. 결 론

1. 헬리컬기어연쇄를 포함하는 다단 로터-베어링 시스템인 터보형 공기압축기 코어부의 진동 모델을 개발하였다.

2. 다단 터보형 공기압축기의 위험속도 해석 결과, 임펠러, 회전축의 불평형에 의한 위험속도는 존재하지 않고, 치합전달오차에 의한 위험속도가 문제가 되었다.

3. 진동·소음저감대책으로, 헬리컬기어 쌍 P #1, #2의 치합전달오차를 줄이고 축직경을 증가시켜서 고유진동수를 상향 조절하는 방안이 제시되었다.

4. 운전속도 3600rpm에서, 베어링지점에 대한 간섭유무를 orbit 해석을 수행하였다. B #1, B #2, B# 5, B #6은 간섭이 없었고, 불기어(Bull Gear) 쪽 베어링 B #3, B #4는 간섭 요주의가 사료됨을 알 수 있다.

#### 후 기

이 논문은 2005년 진주산업대학교 구조개혁 선도대학 지원금 및 간접연구경비를 지원받아 수행된 "터보압축기 코어 설계기술개발" 연구과제입니다. 지원에 감사드립니다.

#### 참고문헌

[1] L.J.Franklin and C.H.Smith, "Effect of Inaccuracies on Strength of Gears", Transactions of the American Society

- of Mechanical Engineers, Vol. 46, 1924.
- [2] A.A.Ross, "High Speed Gears", American Gear Manufacturers Association Paper, 1927.
- [3] E.Buckingham, "Dynamic Loads on Gear Teeth", American Society of Mechanical Engineers Special Publication, 1931.
- [4] W.A.Tuplin, "Gear Tooth Stresses at High Speed", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 16, pp. 162~167, 1950.
- [5] W.A.Tuplin, "Dynamic Loads on Gear Teeth", Machine Design, vol. 25, pp. 203~211, 1953.
- [6] W.A.Tuplin, "Dynamic Loads on Gear Teeth", Proceedings of the International Conference on Gearing, Institution of Mechanical Engineers, pp. 24~30, 1958.
- [7] S.M.Wang and I.E.Morse, "Torsional Response of a Gear Train System" Journal of Engineering for Industry, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 94, pp. 583~594, 1972.
- [8] S.M.Wang, "Analysis of Non-linear Transient Motion of a Geared Torsional", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 96, pp. 51~59, 1974.
- [9] R.C.Azar and F.R.E.Crossley, "Digital Simulation of Impact Phenomenon in Spur Gear Systems", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, vol. 99, pp. 792~798, 1977.
- [10] T.Tobe, K.Sato and N.Takatsu, "Statistical analysis of dynamic loads on spur gear teeth (effect on shaft stiffness)", Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers, Vol.



- 19, pp. 808~813, 1976.
- [11] L.D. Mitchell and D.M. Mellen, "Torsional-Lateral Coupling in a Geared High-Speed Rotor System", American Society of Mechanical Engineers, 75-DET-75, 1975.
- [12] H. Iida, A. Tamura and M. Oonishi, "Coupled Torsional-Flexural Vibration of a Shaft in a Geared System", Bull. JSME 28, pp. 2694~2698, 1985.
- [13] P. Schwibinger and R. Nordmann, "The Influence of Torsional-Lateral Coupling on the Stability Behavior of Geared Rotor System", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 110, pp. 563~571, OCTOBER, 1988.
- [14] F. K. Choy, Y. K. Tu, M. Savage And D. P. Townsend, "Vibration Signature and Modal Analysis of Multi-stage Gear Transmission", Journal of the Franklin Institute, Vol. 328, NO. 2/3, pp. 281~298, 1991.
- [15] F.K.Choy and Y.F. Ruan, "Modal Simulation of Gear Box Vibration with Experimental Correlation", Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 2, pp. 301~306, 1993.
- [16] A. Kahraman, H. N. Ozguven, D. R. Houser, and J. J. Zakrajsek, "Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements", Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 114, pp. 507~514, 1992.
- [17] A. Kahraman, "Dynamic Analysis of a Multi-Mesh Helical Gear Train", Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, Vol. 116, pp. 706~712, 1994.
- [18] Y. Honda, S. Hira, H. Matsuhisa, and S. Sato, "A Method of Analysis for Coupled Vibration in an Axial Direction of a Rotating Gear Pair", JSME(C), Vol. 5, No 527, pp. 1659~1664, 1990.
- [19] Neriya, S. V., Bhat, R. B., and Sankar, T.S., "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, 1988.
- [20] Neriya, S. V., Bhat, R. B., and Sankar, T. S., "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, 1989.
- [21] No gill Park, "An Analysis investigation of Geared System Dynamics Containing Spur and Helical gears", Ph.D. North carolina state university, Raleigh, 1987.

## 저 자 소 개



### 허남수 (許南秀)

1952년생, 1977년 부산대학교 기계설계 공학과 졸업, 1992년 부산대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 1991년 진주산업대학교 기계공학과 교수 재직



### 이형우 (李炯佑)

1966년생, 1991년 부산대학교생산기계 공학과 졸업, 1999년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(공학박사), 2006년 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원