

## 250 kW급 초임계 CO<sub>2</sub> 발전용 감속기의 유체 윤활 베어링 및 회전체 동역학 특성 해석

이동현<sup>†</sup> · 김병욱

한국 기계연구원 시스템 다이내믹스 연구실

### Bearing and Rotordynamic Performance Analysis of a 250 kW Reduction Gear System

Donghyun Lee<sup>†</sup> and Byungok Kim

Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Materials  
(Received June 27, 2016; Revised July 24, 2016; Accepted July 27, 2016)

**Abstract** – This paper presents a rotordynamic analysis of the reduction gear system applied to the 250 kW super critical CO<sub>2</sub> cycle. The reduction gear system consists of an input shaft, intermediate shaft, and output shaft. Because of the high rotating speed of the input shaft, we install tilting pad bearings, rollover bearings support the intermediate and output shafts. To predict the tilting pad bearing performance, we calculate the applied loads to the tilting pad bearings by considering the reaction forces from the gear. In the rotordynamic analysis, gear mesh stiffness results in a coupling effect between the lateral and torsional vibrations. The predicted Campbell diagram shows that there is not a critical speed lower than the rated speed of 30,000 rpm of the input shaft. The predicted modes on the critical speeds are the combined bending modes of the intermediate and output shaft, and the lateral vibrations dominate when compared to the torsional vibrations. The damped natural frequency does not strongly depend on the rotating speeds, owing to the relatively low rotating speed of the intermediate and output shaft and constant stiffness of the roller bearing. In addition, the logarithmic decrements of all the modes are positive; therefore all modes are stable.

**Keywords** – tilting pad bearing(틸팅 패드 베어링), rotordynamic(회전체 동역학), gear(기어)

#### Nomenclature

$d_2$  : Distance between gear to bearing 2 (mm)  
 $F$  : Gear reaction force (N)  
 $J$  : Gyroscopic matrix  
 $K$  : Global stiffness matrix  
 $k_{tr}$  : Tangential gear mesh stiffness (N/m)  
 $k_{ax}$  : Axial gear mesh stiffness (N/m)  
 $L$  : Distance between bearing (mm)  
 $M$  : Global mass matrix  
 $M_z$  : Moment (Nm)

$T$  : Transmitted torque via gear (Nm)  
 $T_\gamma$  : Transformation matrix  
 $T_\phi$  : Transformation matrix  
 $r_p$  : Pitch circle radius (mm)  
 $R$  : Bearing reaction force (N)  
 $Q$  : Global displacement vector  
 $\alpha$  : Pressure angle (deg.)  
 $\beta$  : Helix angle (deg.)

#### 1. 서 론

최근 유가 상승, 에너지 자원고갈, 탄소 가스 총량  
규제 등에 대한 대응이 시급한 상황으로 미 활용 에너

<sup>†</sup>Corresponding author : donghyun2@kimm.re.kr  
Tel: +82-42-868-7662, Fax: +82-42-868-7098

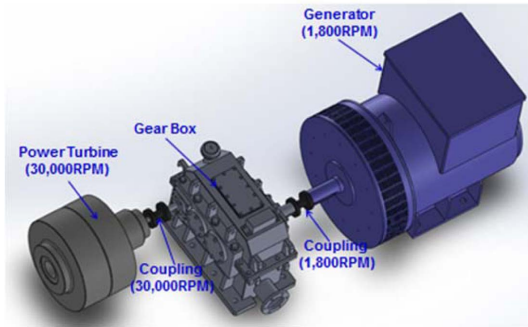


Fig. 1. Power train for 250 kW sCO<sub>2</sub> cycle.

지의 적극적인 활용을 위한 새로운 발전 시스템에 대한 수요가 증가하고 있다. 이중 초임계 CO<sub>2</sub>를 이용한 발전 시스템은 넓은 열원 범위에서 상대적으로 높은 효율과 소형화된 규모로 시스템 구축이 가능하기 때문에 최근 많은 연구가 진행되고 있다. Dostal 등은 동일한 온도의 열원에서 초임계 CO<sub>2</sub> 사이클이 증기 사이클에 비해 높은 효율을 가짐을 보였으며[1], Turchi 등은 태양열 발전 시스템에 대한 적용 가능성에 대한 연구 결과를 발표하였다[2]. 이와 함께 압축기, 터빈 등과 같은 사이클 적용되는 요소 기계에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다[3-4].

Fig. 1은 현재 기계연구원에서 개발 중인 250 kW 급 초임계 CO<sub>2</sub> 발전을 위한 파워 터빈과 감속기 및 발전기로 구성된 파워 트레인의 구성도를 나타낸다. 파워 터빈의 정격 회전속도는 30,000 rpm이고 발전기의 회전속도는 1,800 rpm 이다. 따라서, 파워 터빈과 발전기 사이에 위치한 감속기는 입력 축과 출력 축이 각각 30,000 rpm, 1,800 rpm으로 회전하게 되며, 파워 터빈과 발전기에 연성 커플링을 통해 연결되어 있는 구조를 가진다.

본 연구에서는 이렇게 파워 터빈과 발전기 사이에서 동력 전달 역할을 하는 감속기의 축계 설계와 관련하여, 입력 축을 지지하는 유체 윤활 베어링의 특성 예 측과 감속 기어 축계의 회전체 동역학 특성 해석에 대한 내용을 기술하였다.

## 2. 연구방법 및 내용

### 2-1. 감속기 구성

본 연구의 연구 대상이 되는 감속기는 서론에서 기술했듯이 입력 축과 출력 축의 감속비가 16.6의 높은

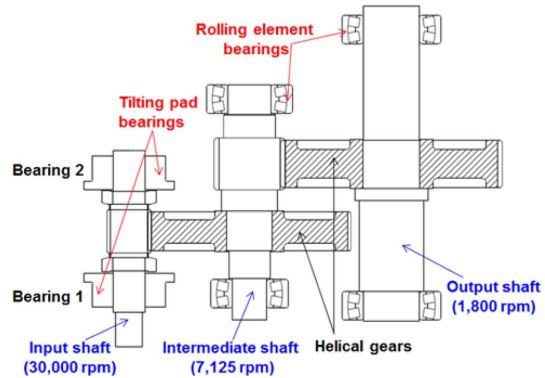


Fig. 2. Reduction gear system layout.

Table 1. Helical gear parameters

Properties	Unit	Valule
Transmitted power	kW	250
Helix angle	deg	12.5
Pressure angle	deg	20

감속비를 가지므로 Fig. 2와 같이 중간 축을 이용한 2 단 감속의 형태로 구성하였다. 이때, 각 회전축을 지지하는 베어링은 입력 축의 경우 정격 회전 속도가 30,000 rpm으로 높기 때문에 안정성이 우수한 틸팅 패드 저널 베어링이 사용되었고[5-8], 중간 축과 출력 축의 경우 회전 속도가 각각 7,125 rpm과 1,800 rpm으로 비교적 저속이므로 롤러 베어링이 사용되었다. 입력 축과 중간 축, 출력 축은 모두 헬리컬 기어를 통해 맞물리며 이를 통해 동력을 전달하게 된다. 헬리컬 기어의 사용으로 모든 축에서 축 방향으로도 하중이 작용하며, 입력 축에는 스러스트 칼라와 유체 윤활 스러스트 베어링을 통해 축 방향 하중을 지지하게 되고, 중간 축과 출력 축은 롤러베어링이 축 방향 하중 또한 지지하게 된다. Table 1은 사용된 감속 기어의 주요 사양을 나타낸다.

### 2-2. 입력 축 베어링 하중 계산

입력 축을 지지하는 유체 윤활 베어링의 설계를 위해서는 회전축에 의해 베어링에 작용하는 하중의 크기와 방향에 대한 정보가 필요하며, 이는 회전축의 무게와 기어를 통해 전달되는 힘에 의해 결정이 된다. Fig. 3은 입력 축과 중간 축 기어가 서로 맞물릴 때 기어 반력에 의해 회전축에 전달 되는 힘들을 나타낸다. 기어 반력의 작용점은 맞물림 점이 되며 접선 방

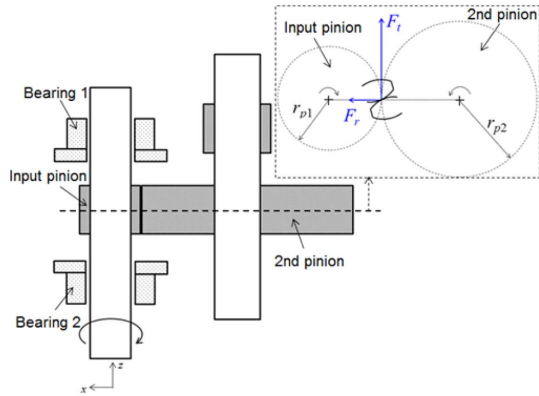


Fig. 3. Reaction force from the gear.

향, 반경 방향, 축 방향으로의 성분을 가진다. 이때, 각 힘들의 크기는 기어의 형상과 전달 토크의 크기에 따라 하기의 식들과 같이 결정된다.

$$F_t = \frac{T}{r_{p1}} \tag{1}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \tag{2}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \tag{3}$$

여기서  $T$ 는 기어를 통해 전달되는 토크이며,  $r_p$ 는 피치 원의 반지름,  $a$ 는 기어의 압력 각,  $b$ 는 헬릭스 각을 나타낸다. 기어 맞물림에 의해 회전축에 전달된 힘은 베어링에 의해 회전축에 전달 되는 힘과 평형을 이룬 상태에서 운전이 된다. 따라서, Fig. 3의 Bearing 1 과 2에 의한 반력을 각각  $R_1, R_2$ 라고 하면 다음과 같은 힘과 모멘트 평형 방정식들을 통해 각각의 베어링에 가해지는 힘의 크기와 방향을 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} R_{x1} + R_{x2} + F_r &= 0 \\ R_{y1} + R_{y2} + F_t &= 0 \end{aligned} \tag{4}$$

$$R_z + F_a = 0$$

$$\begin{aligned} (d_2 \hat{k} - r_p \hat{i}) \times (F_t \hat{i} + F_a \hat{j} + F_r \hat{k}) + L \hat{k} \times (R_{x1} \hat{i} + R_{y1} \hat{j}) &= 0 \\ (-d_2 F_y - L R_{y1}) \hat{i} + (d_2 F_x + r_p F_a + L R_{x1}) \hat{j} &= 0 \end{aligned} \tag{5}$$

2-3. 유체 윤활 베어링 특성 해석

입력 축에 사용된 유체 윤활 베어링은 Fig. 4와 같이 스러스트 베어링과 레이디얼 베어링이 조합된 형태이며, 레이디얼 베어링은 5개의 패드로 구성된다. Table 2에는 사용된 레이디얼 베어링의 주요 사양이

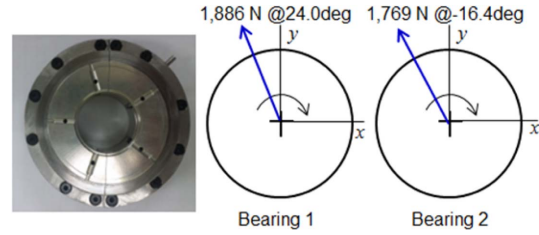


Fig. 4. Bearing picture and reaction force direction.

Table 2. Tilting pad bearing parameters

Properties	Unit	Value
Shaft diameter	mm	37
Bearing pad number	ea	5
Bearing clearance	mm	0.07
Preload factor	-	0.4

기술되어 있다. 베어링의 특성 해석은 2.2절에서 계산한 베어링에 작용하는 하중 정보를 바탕으로 수행하였으며, 상용 프로그램인 DYROBES를 사용하였다[8].

2-4. 회전체 동역학 해석

감속기는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 3개의 회전 축에 연결된 기어가 서로 맞물려 있는 상태에서 운전 되게 된다. 따라서, 회전체 동역학 해석 시 기어 맞물림 강성에 의해 회전축에 전달 되는 힘에 대한 고려가 필요하다. Fig. 5와 같이 2개의 기어가 피치 원 상의 한 점에서 접촉할 때, 피치 원 상에 위치한 기어 맞물림 점의 변위  $u$ 와 각 회전 축 중심의 변위  $q$ 는 식 (6)과 같은 관계를 가진다.

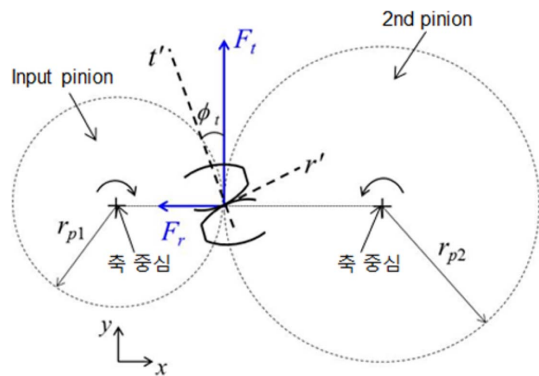


Fig. 5. Coordinate system for the gear reaction force.

$$u = T_\gamma q \tag{6}$$

이때, 각각의 변위 벡터는 식 (7)과 같이 주어지며, 변환 행렬은 식 (8)과 같다. 여기서 하첨자 1은 입력 축을, 하첨자 2는 출력 축을 나타낸다.

$$u = \{u_{r1} \ u_{t1} \ u_{r2} \ u_{t2}\} \tag{7}$$

$$q = \{x_1 \ y_1 \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ \theta_{z2}\}$$

$$T_\gamma = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & r_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -r_{p2} \end{bmatrix} \tag{8}$$

기어의 맞물림 강성에 의해 회전축에 가해지는 힘은 식 (9)와 같이 기어의 맞물림 강성과 기어 접촉 점의 변위 관계를 통해 나타낼 수 있다. 이때 작용하는 하중과 변위는 Fig. 5에 나타난 하중 전달 방향과 이에 수직인 방향인  $(r', t')$  좌표계에서 나타내어진다.

$$F' = -K'u' \tag{9}$$

상기 식에서 기어의 맞물림 강성행렬은 다음 식과 같다.

$$K' = \begin{bmatrix} k_{r'r'} & 0 & -k_{r't'} & 0 \\ 0 & k_{t't'} & 0 & -k_{t'r'} \\ -k_{r't'} & 0 & k_{r'r'} & 0 \\ 0 & -k_{t'r'} & 0 & k_{t't'} \end{bmatrix} \tag{10}$$

식 (9)는 좌표 변환을 통해 식 (11)과 같이 Fig. 5에 표기된 글로벌 좌표계(x,y)에서의 힘과 변위 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$F = -Kq \tag{11}$$

이때, 관계되는 변위와 힘은 식 (12)과 같으며, 최종 강성행렬은 식 (13)을 통해 계산된다.

$$F = \{F_{x1} \ F_{y1} \ M_{z1} \ F_{x2} \ F_{y2} \ M_{z2}\} \tag{12}$$

$$q = \{x_1 \ y_1 \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ \theta_{z2}\}$$

$$K_g = T_\gamma^T T_\theta^T K' T_\theta T_\gamma \tag{13}$$

글로벌 좌표계에서 기어 맞물림 강성 행렬  $K_g$ 는 참고 문헌[9]를 통해 확인할 수 있다. 이때, 강성 행렬  $K_g$ 는 비 대각선 성분들이 모두 0이 아니다. 따라서, 식 (11), (12)를 통해 유추할 수 있듯이 기어 맞물림 강성에 의해 회전 축의 측면 방향 병진 운동(x, y)과 비틀림 운동( $\theta$ )이 서로 연성이 된다. 이러한 강성의 연성

성분은 회전축의 불 안정성을 발생시킬 수 있기 때문에 설계 단계에서 이에 대한 검증이 필요하게 된다. 이렇게 계산된 식 (13)의 기어 맞물림 강성  $K_g$ 는 전체 로터에 대한 운동 방정식인 식 (14)의 글로벌 강성 행렬에 더해져서 전체 운동 방정식을 구성하게 된다.

$$[M]\{\ddot{Q}\} + \Omega[J]\{\dot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F\} \tag{14}$$

여기서 해석 대상인 회전축의 각 노드는 x, y방향 측면 병진 운동과 비틀림 변위의 3자유도를 가진다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3-1. 베어링 특성 예측 결과

Fig. 4에는 2.2절에서 기술한 내용을 통해 계산된 입력 축을 지지하는 2개의 베어링에 작용하는 하중의 크기와 방향을 나타내었다. 해석 결과 Bearing 1과 Bearing 2에 각각 1,886 N과 1,769 N의 하중이 작용하며, 중력 방향과 거의 반대 되는 방향으로 작용하는 것을 볼 수가 있다. 이것은 입력 축의 무게에 비해 기어에 의해 전달되는 토크가 훨씬 크기 때문에 기어 접촉 점에서 회전 방향과 반대 방향으로 기어 반력이 작용하기 때문으로 판단된다. 상기의 베어링에 작용하는 정적 하중에 대한 결과를 바탕으로 Fig. 6은 각 회전 속도 별로 계산된 베어링의 강성과 감쇠 계수를 나타낸다. 모든 회전속도에 대하여 Bearing 1이 Bearing 2에 비해 강성, 감쇠 모두 조금 큰 값을 보이며, 이것은 Bearing 1에 작용하는 하중이 좀 더 크기 때문으로 판단된다. 또한, Bearing 1, 2 모두 회전 속도 증가에 따라 강성, 감쇠는 작아지는 경향을 보였다. 또한, 틸팅 패드 베어링의 특징으로 강성의 직접 항이 연성 항에 비해 2~5배 정도 큰 것을 확인할 수 있다.

#### 3-2. 회전체 동역학 특성 예측 결과

Fig. 7은 회전 속도에 따른 고유 진동 수 변화를 나타내는 Campbell 선도와 각 모드의 감쇠력과 관련된 Logarithmic decrement이다. 또한, Fig. 8은 입력 축의 정격 회전 속도인 30,000 rpm에서 예측된 모드 형상들을 나타낸다. Fig. 8에서 사각형 심볼은 비틀림 변위를 나타내며 원형 심볼은 측면 방향 변위를 나타낸다.

Fig. 7에서 볼 수 있듯이 입력 축의 정격 회전 속도인 30,000 rpm 이하에서는 모두 4개의 고유 진동 모드가 관찰 되었으며, 회전 속도 변화에 따라 고유 진동 수는 거의 일정하게 나타남을 볼 수가 있다. 이러

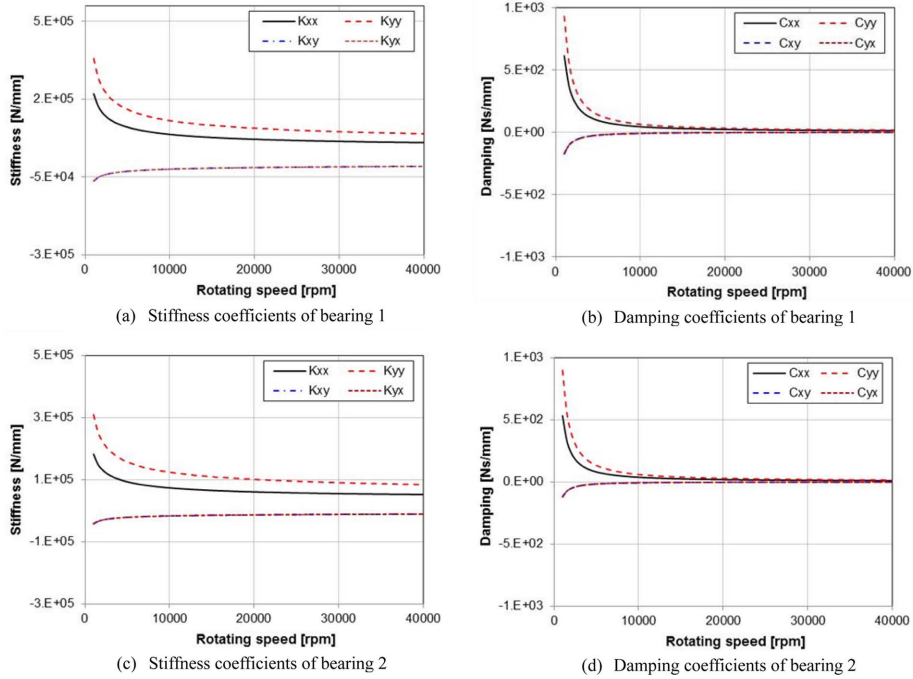


Fig. 6. Stiffness & damping coefficients.

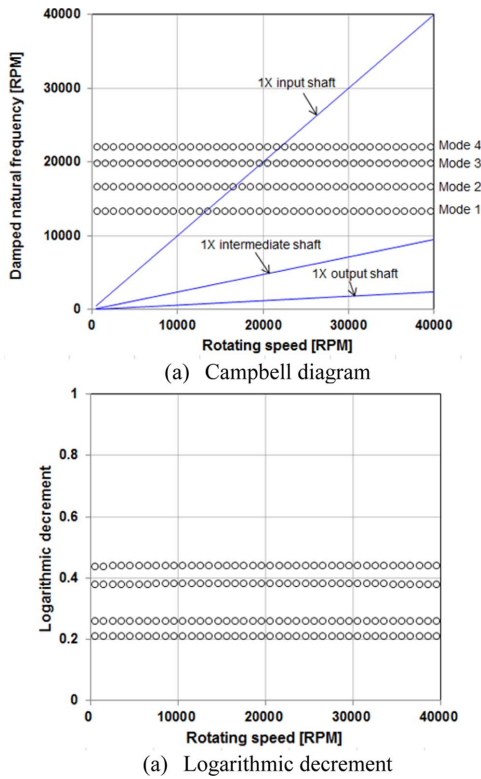


Fig. 7. Campbell diagram & logarithmic decrement.

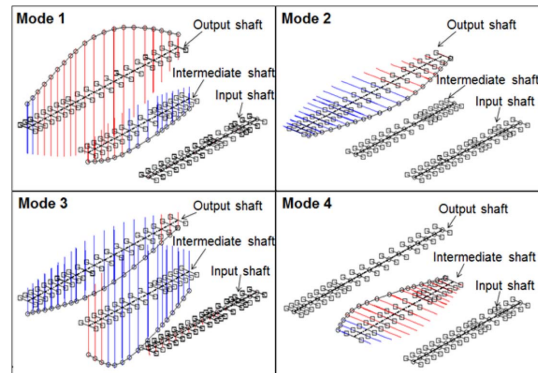


Fig. 8. Predicted mode shape.

한 4가지 모드는 모두 Fig. 8에서 볼 수 있듯이 중간 축과 출력 축의 굽힘 모드와 관련된 것으로 나타났다. 모드 1과 모드 3은 중간 축과 출력 축의 굽힘 모드가 함께 나타났고, 모드 2와 모드 4는 각각 출력 축과 중간 축의 굽힘 모드가 지배적으로 나타났다. 또한, 비틀림 진동의 크기는 축면 진동에 비해 아주 작은 것을 볼 수가 있다. 이러한 현상은 입력 축 헬리컬 기어의 크기가 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 중간 축과 출력 축의 헬리컬 기어에 비해 반경이 5배 정도 작기 때문에 전체 회전축의 관성 모멘트가 작고, 강성이 큰 유체

윤활 베어링으로 지지되기 때문에 입력축의 굽힘 모드와 관련된 고유 진동수는 중간 축, 출력 축의 굽힘 모드와 관련된 고유 진동수 보다 높게 나타나는 것으로 판단된다. 또한, Fig. 7에 나타난 4개의 모드들은 모두 중간 축과 출력 축에 관계된 모드로서, 이러한 축들은 롤러 베어링에 의해 지지 되므로 회전 속도에 따른 강성의 변화가 없고, 회전 속도가 상대적으로 입력 축에 비해 낮으므로 회전 속도에 따라 고유 진동수가 거의 일정하게 나타나는 것으로 판단된다. 상기의 결과들과 Fig. 7을 통해 볼 때 입력 축의 정격 회전 속도인 30,000 rpm 이하에서는 입력 축, 중간 축, 출력 축 모두 공진이 발생 하는 위험 속도는 없는 것으로 예측되었다. 이러한 4개 모드들은 Fig. 7(b)를 통해 볼 수 있듯이 Logrithmic decrement가 모두 양수로 나타났으며, 따라서 모두 안정한 모드인 것으로 예측되었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 250 kW급 초임계 CO<sub>2</sub> 발전 사이클 적용을 위한 감속기를 대상으로 축계 구성 설계와 회전체 동역학 특성에 대해 해석하였다. 해석 대상이 되는 감속기는 감속비가 16.6의 높은 감속비를 가지므로 중간 축을 이용한 2단 감속의 형태로 구성하였으며, 입력 축의 높은 회전 속도로 인해 입력 축을 지지하는 베어링은 틸팅 패드 베어링을 채용하였다. 입력 축에 작용하는 기어 반력과 베어링 반력에 대한 평형 방정식을 통해 베어링에 작용하는 하중을 계산하였으며, 계산된 베어링에 대한 동 특성 계수를 바탕으로 회전체 동역학 해석을 수행하였다. 회전체 동역학 해석에서는 기어의 맞물림 강성 또한 고려되었다.

유체 윤활 베어링에 대한 특성 해석 결과 입력 축 틸팅 패드 베어링에는 중력 방향과 거의 반대 되는 방향으로 하중이 작용하며, 이를 바탕으로 계산한 베어링 강성은 직접 향이 연성 향에 비해 2~5배 정도 큰 값을 가지는 것을 확인하였다. 회전체 동역학 해석 결과 입력 축의 정격 회전 속도인 30,000 rpm까지 위험 속도는 나타나지 않았으며, 불안정 모드 또한 존재하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 고유 진동수가

30,000 rpm 이하에서는 모두 4가지의 모드가 관찰 되었으며, 중간 축과 출력 축의 굽힘과 관계된 모드로 확인되었다. 이러한 모드들에서 비틀림 진동의 크기는 축면 진동에 비해 상대적으로 작게 나타났다.

#### Acknowledgements

본 연구는 한국기계연구원 기관 고유사업을 통해 수행되었습니다.

#### References

- [1] Dostal, V., *A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors*, Doctoral Thesis, MASSACHUSETTS Institute of Technology, USA, 2004.
- [2] Turchi, C., Ma, Z., Wagner, M., "Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems", *J. of Sol. Energy Eng.*, Vol. 135, pp. 041007, 2013.
- [3] Kus, B., Neks, P., "Development of one-dimensional model for initial design and evaluation of oil-free CO<sub>2</sub> turbo-compressor", *Int. J. of Refrig.*, Vol. 134, pp. 2079-2090, 2013.
- [4] Pecnik, R., Rinaldi, E., Colonna, P., "Computational fluid dynamics of radial compressor operating with supercritical CO<sub>2</sub>", *J. of Eng. Gas Turbines and Power*, Vol. 134, pp. 122301, 2013.
- [5] Ettles, C., "The analysis and performance of pivoted pad journal bearings considering thermal and elastic effects", *J. of Lub. Tech.*, Vol. 102, pp. 182-192, 1980.
- [6] Desbordes, H., Fillon, M. "Dynamic analysis of tilting pad journal bearing - Influence of pad deformations", *J. of Tribol.*, Vol. 116, pp. 621-628, 1994.
- [7] Rouch, K. E., "Dynamics of pivoted-pad journal bearing, including pad translation and rotation effects", *J. of Lub. Tech.*, Vol. 26, pp. 102-109, 1983.
- [8] Chen, W. J., *Introduction to Dynamics of Rotor Bearing Systmes*, Chap. 6, Eigen Technologies, USA, 2007.
- [9] Chen, W. J., *Practical Rotordynamics and Fluid Film Bearing Design*, Chap. 8, Eigen Technologies, USA, 2015.