

## 터보차저의 로터다이나믹 해석모델 개발 및 진동응답 해석

김병옥\*† · 이안성\*\*

## Development of Rotordynamic Analytical Model and Analysis of Vibration Response of a Turbocharger

Byung Ok Kim\*†, An Sung Lee\*\*

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Turbocharger(터보차저, 과급기), Critical speed(위험속도), Unbalance response(불균형 응답), Modal test(모달테스트), Nonlinear transient analysis(비선형 과도해석)

## ABSTRACT

This paper deals with the development of analytical model of a turbocharger and its detail rotordynamic analysis. Two analytical models, which are verified by experimental modal testing, are proposed and the analytical model including rotor shaft extended to compressor and turbine wheel end side is chosen. A rotordynamic analysis includes the critical map, Campbell diagram, stability, and unbalance response, especially nonlinear transient response considering nonlinear fluid film force at bearings. Although the linearized analysis accurately predicts the critical speeds, stability limit, and stability threshold speed, the predicted vibration results are not valid for speeds above the stability threshold speed since the rotor vibrates with a subsynchronous component much larger than the one synchronous with rotor speed. Hence, for operating speed above the stability threshold, a nonlinear transient analysis considering nonlinear fluid film force must be performed in order to accurately predict vibration responses of rotor and guarantee results of analysis.

## 1. 서 론

내연기관에서 과급기는 대기 중의 공기를 압축하여 연소실로 보내는 장치로써, 동일 크기의 엔진에 더 많은 공기를 공급할 수 있어 엔진 효율 및 출력을 증강시키는 핵심 모듈 부품이다<sup>(1)</sup>. 과급방법 중에서 터보차저에 의한 과급이 가장 일반적인 방법이며, 구동원리는 고온·고압의 배기가스가 터보차저 터빈을 구동시키고, 터빈의 동일 축에 연결된 압축기를 회전시켜 대기 중의 공기를 압축하는 것이다.

최근 선박의 대형화 및 고속화에 따라 탑재되는 디젤엔진의 고출력화가 요구되고 있어, 선진 터보차저 메이커(maker)들은 이러한 디젤엔진 시장요구에 대응할 수 있도록 고성능 과급기를 지속적으로 개발·공급하고 있다. 중대형 디젤엔진용 터보차저는 ABB, MAN Turbo가 세계시장의 90%이상을 독점하고 있으며, 국내에서도 현대중공업, STX 등에서

선진사의 라이선스 계약에 의한 조립생산을 하고 있으나, 자체 설계 및 성능분석에 대한 기술은 아직 미흡한 실정이다.

이러한 고성능 터보차저를 개발하기 위해서는 터빈과 압축기 휠의 공력설계와 로터다이나믹 설계 및 해석기술이 요구된다. 터보차저 로터-베어링 시스템에 대한 선행연구로는, 플로팅 링(floating ring) 베어링이 장착된 터보차저에 대한 로터다이나믹 해석 및 안정성해석을 양<sup>(2)</sup> 등이 수행하였다. 또한 공기 포일 베어링을 적용한 터보차저에 대해 시스템의 공진, 진동크기 및 안정성에 대한 검토가 이<sup>(3)</sup> 등에 의해 수행된 바 있다. 본 연구에서는 터보차저의 로터다이나믹 해석을 위한 해석모델 개발과 상세한 해석절차를 집중적으로 다루고자 한다. 해석모델 개발은 모달(modal)실험을 수행하여 검증하였으며, 로터다이나믹 해석으로는 위험선도 해석, 베어링 동특성을 고려한 캠벨(Campbell) 선도해석과 안정성 해석, 불균형 응답해석을 포함하며, 특히, 유막베어링의 비선형 유막력을 고려한 비선형 과도응답 해석을 수행하여 진동응답을 분석하였다.

\* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실

\*\* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실

† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

## 2. 해석모델 개발

### 2.1 로터 모델링

터보차저의 해석모델은 일반적으로 전달행렬법(4)과 유한요소법(4)을 주로 사용하여 모델링한다. 그러나 경계조건의 유연성과 기저진동 등의 추가적인 해석을 위해 유한요소법이 더 선호된다. 유한요소법을 적용하여 해석모델을 구성할 경우, 로터축은 빔(beam) 유한요소로 분할되고, 압축기와 터빈 휠은 질량과 극·회관성 질량모멘트 값으로 대체하는 집중질량(concentrated mass) 요소로 취급된다. 그러나 터보차저의 경우, 다른 원심형 회전기계와는 달리 압축기와 터빈 휠이 로터 전체 길이에 비해 축방향으로 상당히 돌출되어 있기 때문에 단순히 집중질량으로 취급할 수 없다. 휠 전체를 집중질량으로 취급할 지 아니면 일부는 로터축으로 취급하고 나머지는 집중질량으로 취급할 지에 대한 정확한 규정이 없기 때문에 로터다이나믹 해석모델 구축 시 다소 어려움이 있다. 본 연구에서는 3차원 CAD 프로그램을 활용하여 두 가지 해석모델을 제시하고, 그 타당성을 검증하고자 한다. Fig. 1과 Table 1에 해석대상 터보차저의 개략적인 형상과 물성치를 각각 나타내었다.

### 2.2 해석모델 (AM-I)

첫 번째 해석모델의 기본개념은 압축기 휠 전체(Fig. 2(a) 참조)를 집중질량으로만 간주하는 것이 아니라 휠의 무게중심까지를 로터축으로 모델링하는 것이다(Fig. 2(b) 참조). 로터축으로 모델링 된 나머지 부분의 휠은 로터축 좌측 끝단에

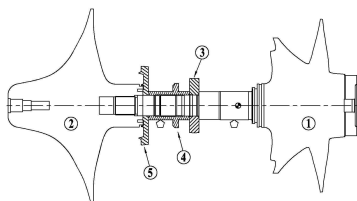


Fig. 1 Schematic of the turbocharger

Table 1 Part name and material properties

No.	Part Name	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Elastic Coef. (GPa)	Poisson ratio
①	Turbine wheel & rotor	7,950	2.06	0.3
②	Comp. wheel	2,760	0.745	0.33
③	Thrust collar	7,950	2.06	0.3
④	Bearing adapter	7,950	2.06	0.3
⑤	Sealing adapter	7,950	2.06	0.3

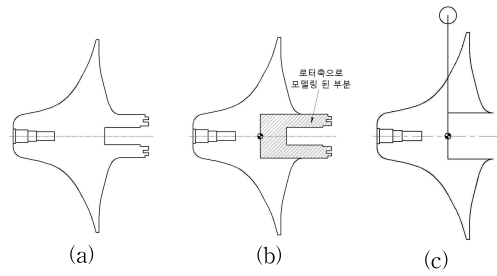


Fig. 2 Modeling of a compressor wheel, AM-I

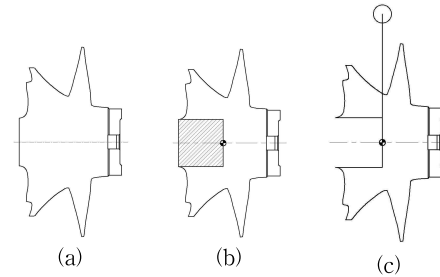


Fig. 3 Modeling of a turbine wheel, AM-I

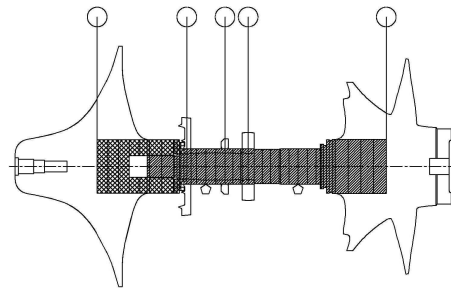


Fig. 4 Proposed rotordynamic analytical model, AM-I

서 집중질량 요소로 취급한다(Fig. 2(c) 참조). 터빈 휠의 경우도 압축기 휠과 마찬가지로 개념으로 모델링한다(Fig. 3 참조).

쓰러스트 칼라, 베어링 어댑터와 실링 어댑터는 집중질량 요소로 취급한다. 이러한 방법을 사용하여 모델링한 로터다이나믹 FE(finite element) 해석모델을 Fig. 4에 나타내었다.

### 2.3 해석모델 (AM-II)

두 번째 해석모델의 기본개념은 첫 번째와는 달리 압축기 휠의 좌측 끝단까지 로터축으로 모델링하는 것이다(Fig. 5(a) 참조). 로터축으로 모델링 된 나머지 부분은 질량중심 기준으로 각각 나눈 후(Fig. 5(b) 참조), 각각의 질량중심 위치에서 집중질량 요소로 배치한다. 터빈의 경우도 동일한 개념으로 모델링 한다(Fig. 6 참조). 이러한 방법으로 모델링 한 로터다이나믹 FE 해석모델을 Fig. 7에 나타내었다.

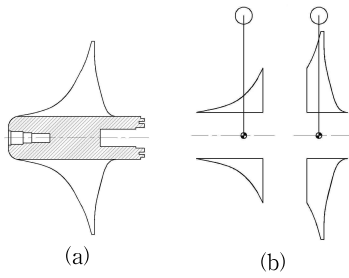


Fig. 5 Modeling of a compressor wheel, AM-II

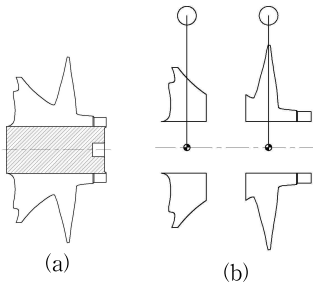


Fig. 6 Modeling of a turbine wheel, AM-II

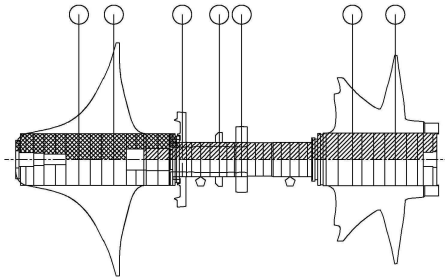


Fig. 7 Proposed rotordynamic analytical model, AM-II

2.4 모달테스트(Modal test)

구축된 FE 해석모델들을 검증하기 위하여 모달테스트(modal test)를 수행하였다. 로터를 매달아 놓은 상태에서 임팩트 해머와 가속도 센서를 이용하여 주파수 응답함수를 구하였다. Table 2에서 보는 바와 같이 제시한 해석모델 AM-I의 1차 굽힘 고유진동수는 모달테스트 결과와 정확히 일치하며, 2차 굽힘 고유진동수는 약 10%의 오차를 가짐을 알 수 있다.

해석모델 AM-II의 1차 굽힘 고유진동수도 실험결과와 거의 일치(0.8%의 오차)하며, 2차 굽힘 고유진동수의 오차는

Table 2 Comparison results of bending natural frequencies

Mode (Hz)	Modal Test	AM-I (Diff. %)	AM-II (Diff. %)
1 <sup>st</sup> bending	391	391(0%)	394(0.8%)
2 <sup>nd</sup> bending	1,122	1,009(10%)	1,095(2.4%)

\* boundary condition : free-free

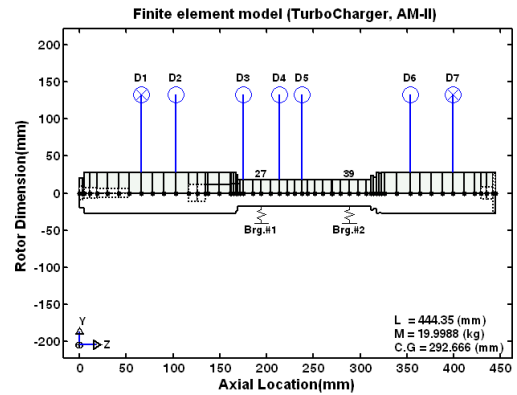


Fig. 8 FE analytical model (AM-II) of turbocharger rotor-bearing system

AM-I의 오차보다 작음을 알 수 있다.

AM-I와 AM-II 해석모델 모두 10% 이내의 오차를 가지기 때문에 로터다이나믹 해석모델로 활용할 수 있다. 그러나 AM-II 모델이 압축기와 터빈 휠 끝단에서의 진동응답 예측도 가능하고, 모달테스트 결과와의 오차도 3% 미만이기 때문에 본 연구대상 터보차저의 로터다이나믹 해석모델은 AM-II로 선정하여 해석을 수행하였다. Fig. 8은 In-house 코드로 생성된 AM-II의 FE 해석모델을 나타낸다.

2.5 베어링 모델링

본 연구대상 터보차저에 적용된 베어링은 Fig. 9에서 보는 바와 같이 3-로브(lobe) 베어링이며, 베어링 해석을 위한 해석모델을 Fig. 10에 나타내었다. 정적해석(static analysis)을 수행한 후 베어링 부하하중을 산출하였다. 유막베어링은

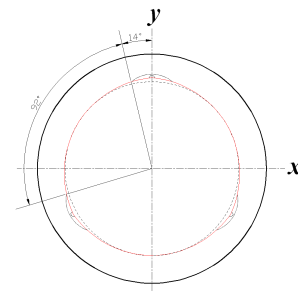


Fig. 9 Schematic drawing of 3-lobe bearing

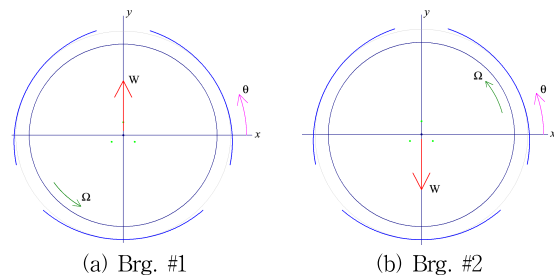


Fig. 10 Analytical models of 3-lobe bearings

Table 3 Specification of the 3-lobe bearings

Design parameters	Applied values	
Axial length, L	30mm	
Diameter, D	36mm	
Radial clearance, C <sub>b</sub>	Assembled clearance	
	0.025 mm	
Preload, m	0.5	
Lobe arc	92°	
Offset	0	
Lubricant	SAE 10W-50 (VI=120)	
Load angle	Brg. #1	Brg. #2
	90°	270°
Load	Brg. #1	Brg. #2
	9.3N	205.4N

정적 평형점으로부터 외력에 의해 섭동될 때, 로터 시스템에 강성과 감쇠를 제공하기 때문에 회전속도에 따른 선형화된 강성 및 감쇠계수를 추출하였다. 베어링 해석에 적용된 공급 오일 평균온도 40℃, 오일공급량은 0.48m<sup>3</sup>/h이며, 기타 베어링 제원은 Table 3에 나타내었다.

### 3. 로터다이나믹 해석

로터다이나믹 FE 해석모델의 수치해석은 개개의 빔 요소, 등가질량 · 관성요소, 베어링 요소, 그리고 불균형 가진요소 등을 조합하여 얻어진 식(1)의 운동방정식으로부터 위험속도 및 모드해석, 캠벨선도, 안정성해석과 불균형 응답해석 등을 수행하는 것이다.

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

여기서,  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[G]$ ,  $[K]$ 는 각각 관성, 감쇠, 자이로 스코픽, 강성행렬을, 그리고  $\{q\}$ 와  $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.

#### 3.1 위험속도 선도

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않은 상태에서 베어링의 지지위치와 강성에 따른 대략적인 위험속도를 빠르게 평가하고, 그 결과를 로터 설계 단계에서반영코자 위험속도 선도가 사용된다. Fig. 11은 해석 대상 터보차저의 1, 2, 3차의 정선회(forward whirl, 1X) 위험속도를 나타내는 위험속도 선도로서, 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 정선회 위험속도를 우선적으로 파악하여야 한다. 위험속도 선도에서 실제 위험속도를 파악하기 위해서는 회전속도에 따른 베어링 등가강성 곡선을 그렸을 때 위험속도선과 교차되는 지

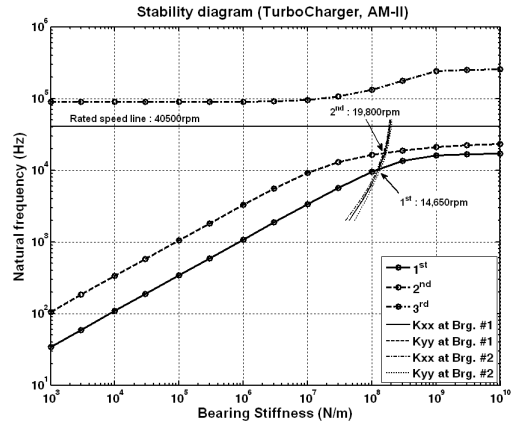


Fig. 11 Critical speed(1X) map of turbocharger system

점을 찾아야 하며, 교차점이 실제 위험속도가 된다. 해석결과, 1차 위험속도(1X)는 대략 14,650rpm, 2차 위험속도는 대략 19,800rpm으로 추정되며, 정격속도는 위험속도와 충분한 분리여유(separation margin)를 가지는 것으로 예측되었다. 상세한 위험속도 추정을 위하여 3.2절에서 캠벨선도(Campbell diagram) 해석을 수행한다.

#### 3.2 캠벨선도(Campbell diagram) 및 안정성 해석

유막베어링의 강성과 감쇠를 고려하여 캠벨선도(회전속도에 따른 선회고유진동수)와 시스템의 안정성 해석을 수행할 때는 각별한 주의를 요한다. 그 이유는 베어링 감쇠로 인하여 특정모드의 선회고유진동수가 나타나지 않거나, 각각의 선회고유진동수가 회전속도에 따라 교차 혹은 특정 회전속도에서 과다감쇠(overdamped)를 가지는 모드(mode)가 발생하는 등 다소 복잡한 특성을 가지기 때문이다. 또한 모드 형상(mode shape)도 각 평면(x-z 평면, y-z 평면)으로 일정한 형상이 아니라 공간상에서 찌그러진(warping) 형상으로 나타난다.

불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 1X-동기회전수선과 교차되는 곳이 정선회 위험속도이다. 본 시스템의 경우는 1X와 교차되는 곳이 2차와 4차 정선회 고유진동수이고(Fig. 12 참조), 이때 정선회 위험속도는 각각 18,358rpm과 18,200rpm이며, 특히 1차와 3차 정선회 고유진동수는 불균형력에 의해 가진되지 않음을 알 수 있다.

로터-베어링 시스템의 안정성 평가는 Lund<sup>(5)</sup>의 제안된 대수감쇠율(logarithm decrement, Log. Dec.)이 사용되며, 회전속도에 따른 대수감쇠율을 Fig. 13에 나타내었다. 앞서 언급한 4차 정선회 고유진동수와 1X 교차점인 정선회 위험속도 18,200rpm에서는 감쇠가 매우 크기 때문에(대수감쇠율 > 3.5), 실제적인 1차 위험속도는 18,358rpm이다. 특히 대수감쇠율이 0이 되는 지점을 안정 한계속도(Stability threshold speed)로 지정하고 있으며, 본 시스템의 경우, 대수감쇠율이

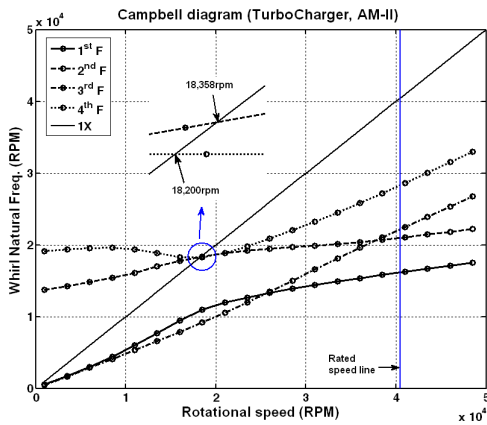


Fig. 12 Campbell diagram of turbocharger system (F:forward)

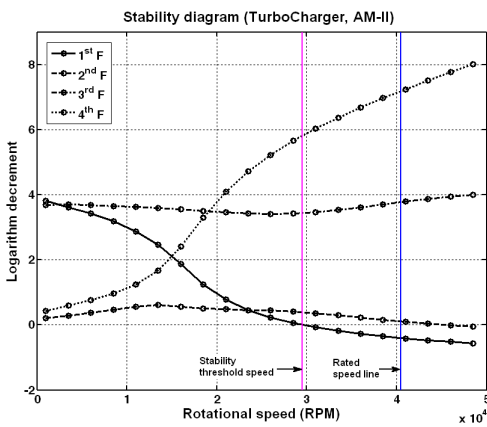
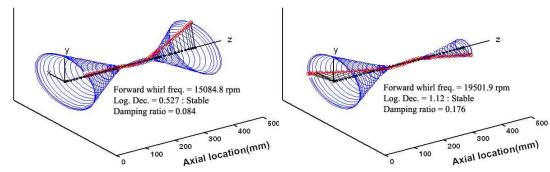
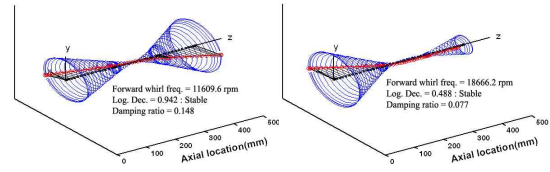


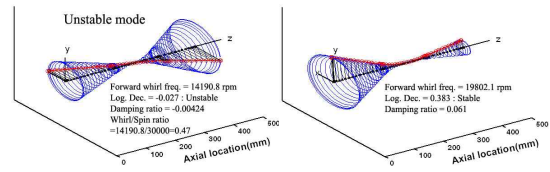
Fig. 13 Stability diagram of turbocharger (F:forward)



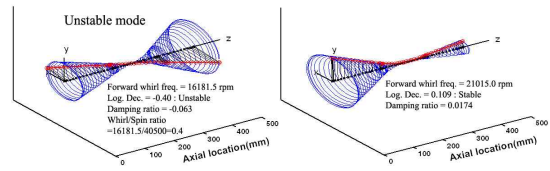
(a) 3D Mode shape at 10,000rpm



(b) 3D Mode shape at 20,000rpm



(c) 3D Mode shape at 30,000rpm



(d) 3D Mode shape at rated speed(40,500rpm)

Fig. 14 3D Mode shape at various rotational speeds

0이 되는 지점이 29,500rpm에서 발생하며, 정격속도가 40,500rpm임을 감안하면 불안정 속도영역에서 운전될 수 있음을 Fig. 13으로부터 알 수 있다.

Fig. 14는 과다감쇠 모드를 제외한 회전속도별 3차원 모드형상을 나타내고 있다. 특히, 안정 한계속도 이후 1차 정진회 모드의 대수감쇠율이 0보다 작아 불안정 모드로 나타나고 있음을 알 수 있다(Fig 14 (c), (d) 참조).

### 3.3 불균형 응답해석

불균형 작용 시 터보차저 로터-베어링 시스템의 진동응답을 예측하기 위하여 ISO G5.0 등급에 해당하는 불균형을 로터에 부가하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 시험 불균형은 회전속도별 모드형상(Fig. 14 참조)을 참고로 하여 압축기 휠과 터빈 휠에 각각 부가하였다. 압축기 무게와 터빈 무게를 고려하여 시험 불균형의 30%를 압축기, 70%를 터빈에 부가하였으며, 시험 불균형의 위상차를 달리하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 시험 불균형을 동일한 위상(in phase)과 반대위상(out of phase)으로 각각 적용했을 때, 정격속도 (40,500rpm)에서 로터 전체의 진동응답을 Fig. 15와 16에 각각 나타내었다. 동위상과 반대위상 모두의 경우에서 최대응

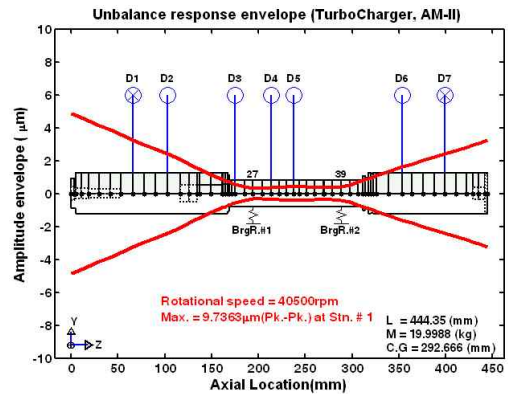


Fig. 15 Unbalance response envelope at rated speed (Test unbalance : in phase)

답은 압축기 끝단에서 발생하였으며, 각각 9.74µm(Pk.-Pk.)와 7.64µm(Pk.-Pk.)로 산출되었다. 베어링에서의 응답은 동위상의 경우는 0.63µm(Pk.-Pk., Brg. #1), 0.83µm(Pk.-Pk., Brg. #2)이며, 반대위상의 경우는 0.89µm(Pk.-Pk., Brg. #1), 1.26µm(Pk.-Pk., Brg. #2)로 산출되었다. 동위상인 경우, 전반적으로 진동응답이 높게 예측되었으나, 베어링에서의 응답은 반대위상인 경우에서 다소 높게 예측되었다.

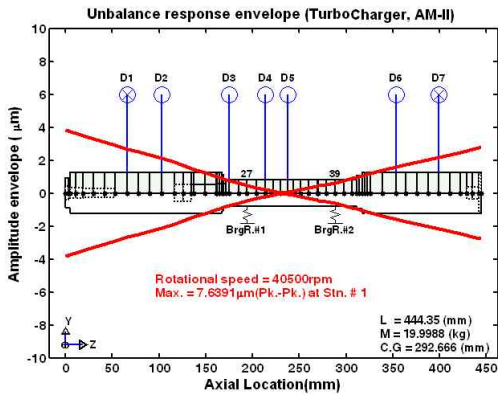


Fig. 16 Unbalance response envelope at rated speed (Test unbalance : out of phase)

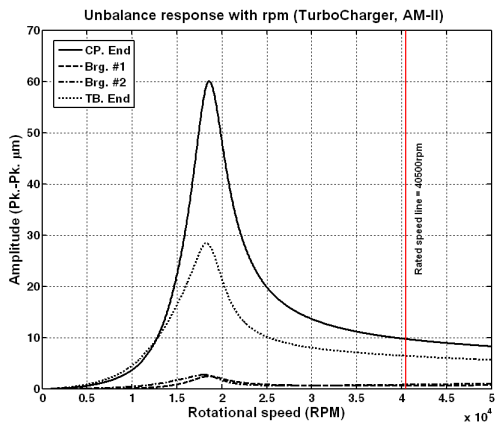


Fig. 17 Unbalance response with rpm (Test unbalance : in phase)

시험 불균형을 동위상으로 설정한 후, 회전속도에 따른 불균형 응답(CP. End : 압축기 끝단, TB. End : 터빈 끝단)을 Fig. 17에 나타내었다. 앞서 예측한 바와 같이 18,300rpm 근방에서 1차 위험속도를 통과하고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 비선형 과도해석

틸팅패드(tilting pad) 베어링을 제외한 유막베어링은 베어링 강성의 연성항(cross-coupled,  $k_{xy}$ )으로 인하여 오일 휠(oil whirl)이나 오일 휩(oil whip)과 같은 불안정 현상이 발생한다<sup>(6)</sup>. 이러한 불안정 상태에서 로터 진동응답 특성을 파악하기 위해서는 다음의 유막베어링 지배방정식인 레이놀즈(Reynolds)<sup>(7)</sup> 방정식을 과도(transient)상태에서 풀어야 한다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{h^3}{\mu k_x} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^3}{\mu k_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta \quad (2)$$

여기서,  $R$ 은 저널반경,  $\mu$ 는 점도,  $\Omega$ 는 저널의 회전속

도,  $h$ 는 유막두께,  $k_x$ 와  $k_z$ 는 난류계수,  $p$ 는 미지의 유막 압력,  $z$ 는 베어링 축 방향 좌표,  $\dot{x}$ 와  $\dot{y}$ 는  $x$ 와  $y$  방향으로 저널의 속도를 나타낸다. 식(2)에서 구한 매 순간 비선형 유막력( $p$ )을 식(3)에서 대입하면, 베어링에서 발생한 비선형력을 구할 수 있다. 식(3)을 식(1)의 외력벡터항  $\{Q\}$ 에 대입한 후, 비선형 과도응답을 파악하기 위한 직접적분법<sup>(8)</sup>을 적용하면 비선형 과도응답 해석을 수행할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{N_p} \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta dz \quad (3)$$

회전속도별(10000, 20000, 30000, 40500rpm)로 압축기와 터빈의 끝단, 그리고 Brg. #1과 Brg. #2에서의 비선형 과도응답을 Fig. 18~Fig. 21에 나타내었다. 특히, 불균형 응

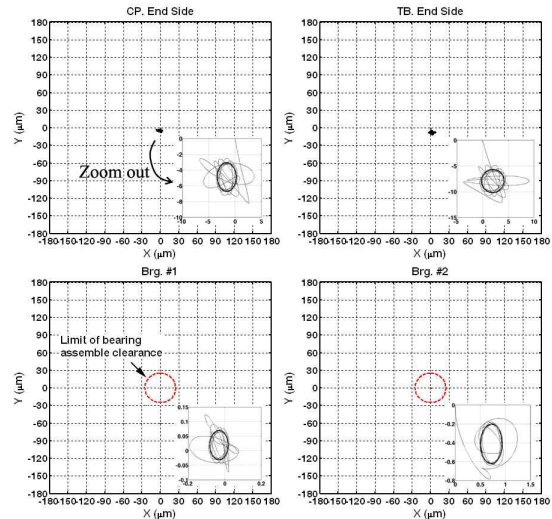


Fig. 18 Orbital plot at 10,000rpm (Test unbalance : in-phase)

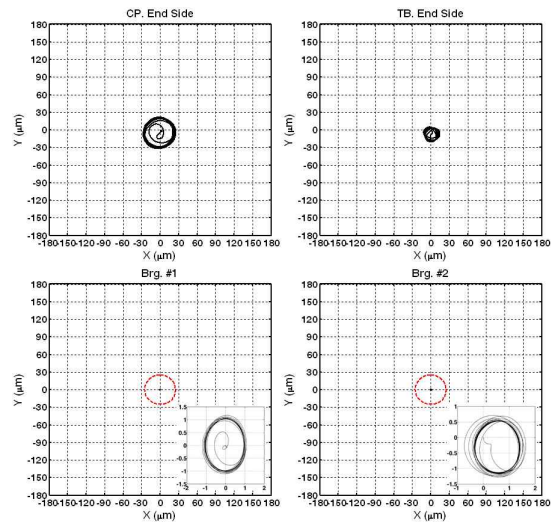


Fig. 19 Orbital plot at 20,000rpm (Test unbalance : in-phase)

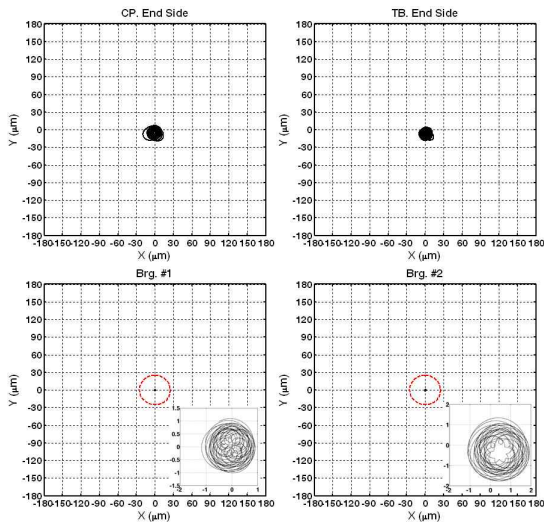


Fig. 20 Orbital plot at 30,000rpm (Test unbalance : in-phase)

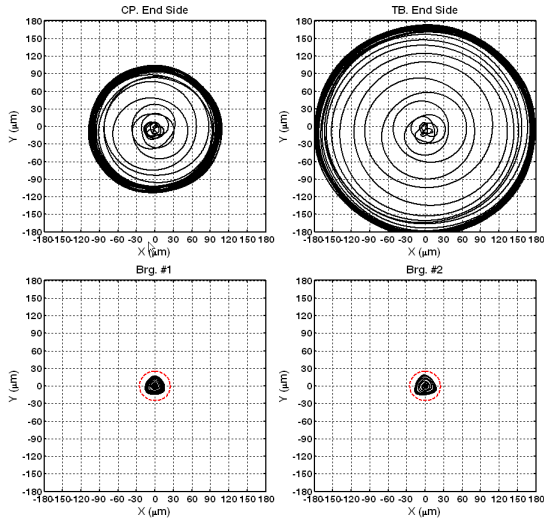


Fig. 21 Orbital plot at 40,500rpm (Test unbalance : in-phase)

답해석 결과와는 달리 진동응답이 정격속도에서 상당히 커짐을 알 수 있고, 베어링 조립틈새(assembled clearance)의 70% 이상에 달하는 진동레벨이 베어링에서 발생됨을 알 수 있다(Fig. 21 참조). 또한 터빈 끝단에서도 400 $\mu$ m(Pk.-Pk.)를 상회하는 진동응답이 발생하는 것으로 예측되었다.

불안정 특성을 조사하기 위하여 Fig. 18~Fig. 21에서 나타난 선회계적 진동응답에 대해 주파수 분석을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 22~Fig. 25에 나타내었다. 안정 한계속도 이전까지의 주파수 성분은 동기주파수(1X) 성분이 지배적이거나, 안정 한계속도 이후부터는 불안정 응답의 특징인 비동기주파수(0.5X 이하) 성분이 나타남을 알 수 있으며, 정격속도에서는 동기(synchronous)성분보다 오히려 비동기(subsynchronous)성분이 매우 크게 발생함을 알 수 있다. 즉, 정격속도에서의 진동레벨 상승은 시스템의 불안정으로 기인된 결과임을 확인할 수 있다. 이 결과로부터 안정 한계속도 이전까지는 불균형 응

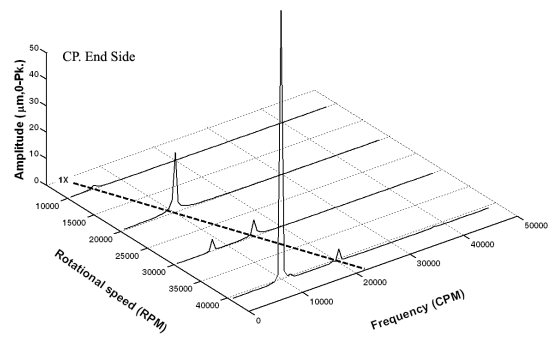


Fig. 22 Frequency spectrum(Test unbalance : in-phase)

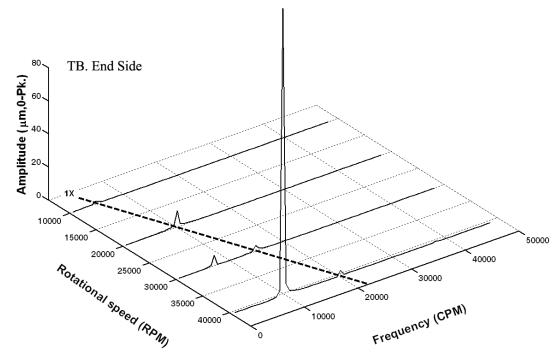


Fig. 23 Frequency spectrum(Test unbalance : in-phase)

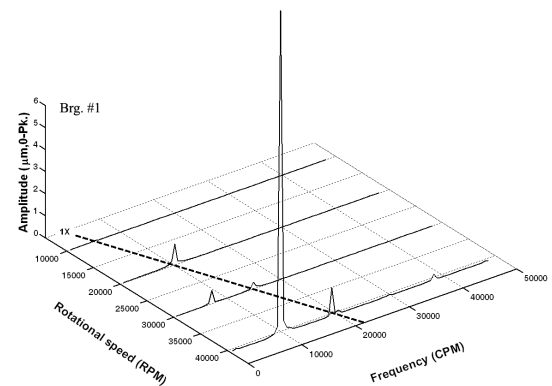


Fig. 24 Frequency spectrum(Test unbalance : in-phase)

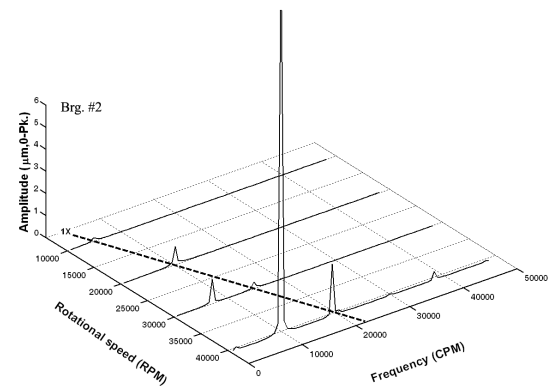


Fig. 25 Frequency spectrum(Test unbalance : in-phase)

답해석의 결과가 신뢰성을 가지나, 안정 한계속도 이후의 진동 응답을 예측하기 위해서는 반드시 비선형 유막력이 고려된 비선형 과도응답 해석을 수행해야 함을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 엔진의 효율 및 출력 증강 핵심 모듈부품인 터보차저에 대한 로터다이나믹 해석모델 개발 및 관련 상세 해석을 수행하였다. 두 가지 해석모델을 제안하여 모달테스트 결과와 비교·검증하였으며, 그 결과 압축기와 터빈 휠 끝단까지를 로터 축으로 연장한 해석모델을 채택하였으며, 이 해석모델은 향후 터보차저 개발시 활용될 수 있을 것으로 판단된다. 해석모델을 토대로 위험속도 해석, Campbell 선도 및 안정성 해석, 불균형 응답해석, 비선형 과도응답 해석 등을 수행하였다. 로터 시스템의 위험속도, 안정성 판별 및 안정 한계속도는 선형화된 베어링 강성과 감쇠계수를 사용하면 예측이 가능하다. 그러나 로터 시스템이 안정 한계속도 보다 높은 불안정 속도영역에서 운전될 경우, 로터의 정확한 진동응답 예측은 유막베어링의 비선형 유막력을 고려한 비선형 과도응답 해석을 수행하여야 가능하고, 해석 신뢰성도 보장 할 수 있음을 해석결과로부터 알 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) 김기두 외, 2004, “중형 디젤엔진의 터보차저 과급 시스템 최적화에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 28, No. 7, pp. 1138-1144.
- (2) 양보석, 김용한, 석호일, 유광택, 2003, “과급기 축계의 진동해석,” 한국박용기관학회지, Vol. 27, No. 2, pp. 190-197.
- (3) 이용복, 김태호, 김창호, 사종성, 이남수, 2003, “공기 포일 베어링으로 지지되는 무급유 터보 과급기 회전체 설계에 대한 연구,” 유체기계저널, Vol. 6, No. 1, pp. 51-56.
- (4) Rao, J. S., 1996, Rotor Dynamics, New Age International Publishers.
- (5) Lund, J. W., 1974, “Stability and Damped Critical speeds of a Flexible Rotor in Fluid Film Bearings,” ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 509-517.
- (6) Muszynska, A., 1986, “Whirl and Whip-Rotor Bearing Stability Problems,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 110, pp. 443-462.
- (7) Michael M. K. and Richard Booser, 2008, Applied Tribology-Bearing Design and Lubrication, 2nd Edition, Wiley.
- (8) Bathe, K. J, 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, 2nd Edition, Prentice Hall.