

## 디젤 엔진 차량의 무급유 터보차저의 성능 평가에 관한 연구

박 동 진 · 김 창 호 · 이 용 복\*

한국과학기술연구원 에너지메카닉스연구센터

### A Study on the Characteristics of the Oil-free Turbocharger for Diesel Engine Vehicles

Dong-Jin Park · Chang-Ho Kim · Yong-Bok Lee\*

Energy Mechanics Research Center, KIST, 39-1 Hawolgok-dong, Seongbuk-gu, Seoul 136-791, Korea

(Received 10 August 2007 / Accepted 26 December 2007)

**Abstract** : Turbocharger has a main purpose on recycling of the exhaust gas from the engine cylinder. On the basis of the facility characteristics, the turbocharger supported on floating ring bearings has some problems such as the large volume, oil supplement for lubrication and high power loss due to high operating torque. The air foil bearing has been studied as the bearing element to be able to alternate the floating ring bearing without the problems of the floating ring bearing. In this study, the air foil bearing has 2 parts; journal and thrust bearings, and the test facility consists of the engine, exhaust and intake parts. In addition, the specification of the turbocharger follows a small turbocharger for SUV engine. The engine speed is varied from 750 (idle rpm) to 2,500 rpm and then, the rotating speed of the turbocharger rotor is accelerated from 0 to 100,000 rpm. From those experiments, the comparison between the performances of the air foil bearing and floating ring bearing is conducted and the results show that the air foil bearing has less power loss, maximum 770 watt, than the floating ring bearing, maximum 5,110 watt. This result verifies that the air foil bearing is more efficient and able to output more power under the same condition of the input power.

**Key words** : Turbocharger(터보차저), Air foil bearing(공기 포일 베어링), Floating ring bearing(플로팅 링 베어링), Power loss(동력 손실), Instability analysis(안정성 해석)

#### Nomenclature

$A$	: loading area (=sL)	$I_{tc}$	: moment of inertia for rotor ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )
$B_{tc}$	: damping component ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$ )	$K_e$	: bump foil stiffness (N/m)
$C$	: initial air film radial clearance (m)	$L$	: bearing length (m)
$C_e$	: bump foil damping coefficient (N·s/m)	$p$	: pressure distribution ( $\text{N}/\text{m}^2$ )
$D$	: bearing diameter (m)	$p_a$	: ambient pressure (= 1.0145 $\text{N}/\text{m}^2$ )
$e_x$	: eccentricity to x direction (m)	$P_c$	: power at compressor side (watt)
$e_z$	: eccentricity to z direction (m)	$P_t$	: power at turbine side (watt)
$h$	: air film thickness (m)	$Q$	: flow rate ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
		$R$	: bearing radius (m)
		$U$	: linear velocity of air flow (m/s)
		$w$	: bump foil deflection (m)Nomenclature

\*Corresponding author, E-mail: lyb@kist.re.kr

- $\theta$  : eccentric angle (rad)
- $\theta_1$  : bearing start angle (rad)
- $\mu$  : air viscosity (N·m/s)
- $\eta$  : circumferential direction
- $\zeta$  : radial direction
- $\lambda$  : damping exponent
- $\Omega$  : rotating speed (rad/s)
- $\Delta x, \Delta y$  : perturbation variables (m)
- $\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$  : perturbation variables (m/s)

### 1. 서론

터보차저는 내연기관 엔진에서 큰 출력을 얻기 위해 흡입공기 양을 늘리는 과급장치로 사용되며 엔진의 대형화 없이도 고 출력화를 실현할 수 있는 장치이다. 주로 디젤엔진에 장착되어 출력을 향상 시킬 뿐만 아니라 연변 향상 및 배기가스 저감의 장점을 지니고 있어 큰 출력을 요하는 선박, 항공기용 대형 가스 터빈에 과급용으로 사용된다. 2005년 기준 세계 시장 규모는 14.9 백만 대로 Honeywell이 41%의 비율로 시장을 주도하고 있으며 그 뒤로 Borg-Warner(21%), MHI(17%), IHI(12%), etc(9%)가 따르고 있다. 2008년에는 17.7 백만 대로 시장 규모가 증가할 것으로 추정되고 있다.<sup>1)</sup> 국내의 경우 독자적인 기술을 갖지 못하고 외국 회사와의 기술 계약에 의한 생산에 의존하고 있다. 따라서 터보차저의 국산화율을 높이기 위한 원천 기술 개발이 시급한 실정이다. 이러한 터보차저의 회전에 따른 하중을 지지하기 위해 베어링 요소가 절대적으로 필요한데 주로 하중 지지력이 큰 구름 베어링이나 오일 윤활 미끄럼 베어링을 사용한다. 그러나 구름 베어링의 경우 윤활유 중의 이물질에 의한 손상 문제와 고속 운전이 불가능하다는 단점이 있고 미끄럼 베어링인 플로팅 링 베어링의 경우 감쇠력(damping)은 크지만 윤활유의 점성에 의한 기계적 손실이 크다는 문제점이 있다. 이러한 단점을 극복하기 위한 방안으로 별도의 윤활 시스템을 필요로 하지 않는 공기 베어링을 터보차저의 베어링 요소로서 적용하고자 하는 노력이 꾸준히 이루어지고 있다. 이에 대한 연구로서 Liazid 등은 공기 베어링과 급유 베어링으로 지지되는 각각의 로터의 회전속도에 따른 동

력 손실(power loss)을 비교하여 공기 베어링의 고 효율성을 입증한 바 있다.<sup>2)</sup>

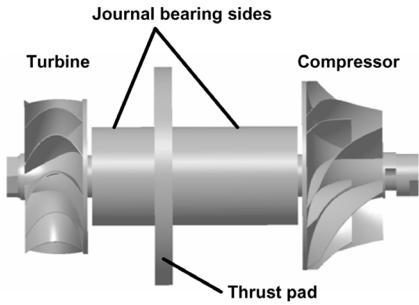
그러나 공기 베어링은 윤활 매체인 공기의 밀도와 점성이 작아 충분한 하중 지지력(load carrying capacity)을 갖지 못하고 강성(stiffness)과 감쇠력(damping)이 작다는 단점을 지니고 있다. 이러한 단점을 보완할 수 있는 공기 포일 베어링이 터보 기기의 베어링 요소로서 큰 관심을 받고 있다.

공기 포일 베어링은 공기 베어링과는 달리 회전에 의해 생성된 얇은 공기 필름(air film)의 탄성뿐만 아니라 공기층을 지지하는 내부 범프 형태의 구조 또한 충분한 강성과 감쇠를 지니고 있어 외부 충격에 의한 안정성을 보장할 수 있다.

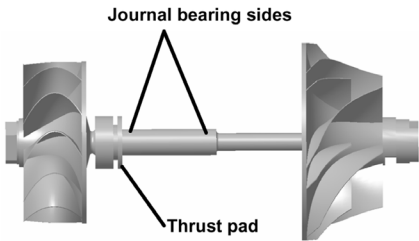
공기 포일 베어링을 터보 기기에 적용하고자 하는 연구는 미국을 대표하는 연구 기관인 NASA를 중심으로 활발히 진행되고 있는데 대표적으로 DellarCorte 등은 정지 상태에서 공기 포일 베어링이 갖는 표면 마찰력을 줄이려는 노력으로 터보차저 회전축의 표면과 베어링에 고온 내구성을 갖는 코팅 기술 개발 중에 있으며 이를 바탕으로 무급유 터보차저에 대한 연구를 추진 중에 있다.<sup>3,11)</sup> Heshmat 등도 공기 포일 베어링으로 지지되는 150 Hp 급 무급유 터보차저에 대한 실험을 통해 기존의 오일 윤활 베어링이 갖는 터보 랙(turbo-lag)의 문제점을 해결할 수 있음을 밝혔다.<sup>4,5)</sup> Xiong 등은 공기 포일 베어링의 일종인 나선형 공기 포일 베어링을 이용하여 소형 터보 익스펜더(turbo-expander)를 제작, 실험하였고 최대 220,000 rpm에서의 회전 거동 및 안정성을 연구한 바 있다.<sup>6)</sup>

이밖에도 연료전지 BOP 에 포일 베어링을 적용하기 위한 연구가 진행 중에 있다.<sup>7)</sup> 포일 베어링을 적용한 터보차저 시스템을 연료전지 자동차를 위한 공기 공급 시스템으로 이용하였을 때 저 마찰 특성에 따른 고 효율성을 보장할 수 있어 연료전지 시스템 전체의 효율 증가 효과를 얻을 수 있다. 또한 차체 진동이나 외부 충격으로부터 발생할 수 있는 회전 불안정성을 포일 베어링이 갖는 구조적 감쇠력으로 해결할 수 있다는 장점을 갖는다.

본 연구에서는 터보차저에 공기 포일 베어링을 적용하기 위한 연구로써 베어링 해석에 의한 안정



(a) Rotor supported on the air foil bearing



(b) Rotor supported on the floating ring bearing

Fig. 1 Structure of turbocharger rotor

성 확인 및 공기 필름의 전단 마찰력(shear friction force)에 의한 동력 손실을 계산하고 이를 통해 Fig. 1(a)와 같이 공기 포일 베어링 지지 터보차저 로터를 설계하였다. 또한 해석적인 결과를 공기 포일 베어링과 플로팅 링 베어링 각각의 실험 결과와 비교하여 공기 포일 베어링의 우수성 및 터보차저 베어링 요소로서의 적합성을 입증하였다.

## 2. 공기 포일 베어링 해석

일반적으로 사용되는 플로팅 링 베어링으로 지지되는 터보차저 로터와 공기 포일 베어링 지지 로터를 Fig. 1에 나타내었다. 주어진 회전속도에서 충분한 지지효과를 얻기 위해 베어링 지름을 증가시켰으며 축 방향 하중 지지를 위해 양쪽 저널 베어링 사이에 스러스트 베어링을 두었다. 본 연구에서는 스러스트 베어링의 영향을 고려하지 않고 양쪽 저널 베어링에 대한 해석을 통해 터보차저 로터의 정격 속도 내에서의 회전 안정성을 검토하였다. 해석을 위한 포일 베어링 사양을 Table 1에 나타내었다.

### 2.1 해석 이론

Table 1 Air foil bearing design parameters

Parameter	Values
Bearing diameter	23.25 mm
Bearing length (Turbine side)	25.0 mm
Bearing length (Comp. side)	10.0 mm
Bearing radial clearance	0.05 mm
Foil thickness	0.12 mm
Bump foil height	0.5 mm

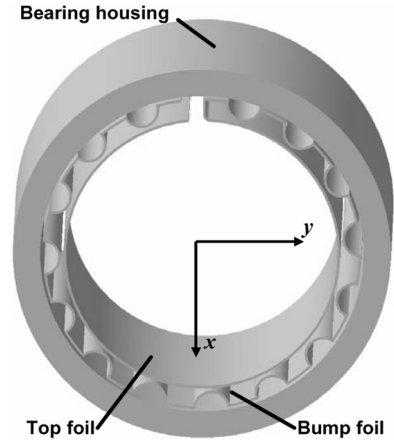


Fig. 2 Configuration of the air foil bearing

공기 포일 베어링은 Fig. 2와 같은 구조를 갖고 있다. 베어링 하우징과 탑포일 사이에 탄성을 갖는 범프 포일을 두어 외부 충격에 의한 축의 불안정성을 재진하는 효과를 갖으며 하중지지능력이 증가하는 효과를 갖는다. 탑포일은 편평한 면을 갖는 얇은 판으로 축의 회전 시 동압을 발생시키는 역할을 한다. 이러한 공기 포일 베어링 내 탑포일과 축 사이의 공기 유막은 Navier-Stokes 방정식과 연속 방정식을 연립한 형태인 레이놀즈 방정식으로 표현되며, 식 (1)과 같이 표현이 가능하다.<sup>8)</sup>

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \left( \frac{ph^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \eta} - 6Uph \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( \frac{ph^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right) = \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (1)$$

공기 필름 두께는 회전 축의 편심과 범프의 변형에 의해서 변하게 되며, 이는 식 (2)와 같이 표현이 가능하다.

$$h = C - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta + K(p - p_a) \quad (2)$$

식 (2)에서  $K$ 는 범프의 강성을 반영하는 상수이

며, 식 (3)과 같이 표현된다.

$$K = \frac{A}{K_e} \quad (3)$$

범프 포일의 강성은 범프 포일의 윗부분에 집중 하중이 작용된다는 가정 하에 2차원 빔 요소를 적용하여 유한요소법으로 계산하였다. Fig. 3과 같이 탑 포일에 작용하는 동압은 면압으로 분포하중이 가해지게 되는데 이에 작용 면적을 고려하여 집중하중으로 계산하게 된다. 식 (4)는 압력과 범프의 강성, 감쇠에 대한 1차 진동 시스템 방정식이다.

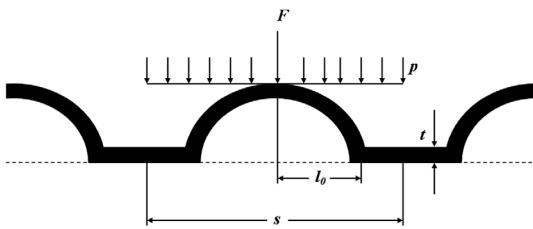


Fig. 3 Configuration of the bump foil

$$(p - p_a)A = K_e w + C_e \frac{dw}{dt} \quad (4)$$

정적 평형 위치로부터 저널의 운동이 작다고 가정하고 압력과 유막 두께를 1차 테일러 급수(Taylor series)로 전개하였고 식 (6)과 같이 각각의 변수에 대해 섭동시켜 이를 식 (1)에 적용하여 범프 포일 베어링에 발생하는 압력에 대한 식을 산출하였다.

$$\begin{aligned} p &= p_0 + p_x \Delta x + p_y \Delta y + p_x \Delta \dot{x} + p_y \Delta \dot{y} \\ h &= h_0 + h_x \Delta x + h_y \Delta y + h_x \Delta \dot{x} + h_y \Delta \dot{y} \\ w &= w_0 + w_x \Delta x + w_y \Delta y + w_x \Delta \dot{x} + w_y \Delta \dot{y} \end{aligned} \quad (5)$$

첨자 0은 정적 평형 상태의 값을 의미하고  $x, y, \dot{x}, \dot{y}$ 는 각각의 변수에 대한 섭동 량을 나타낸다. 유막 끝 지점에서는 연속 방정식을 만족하여야 하므로 공기 포일 베어링에 발생하는 압력에 대한 경계 조건은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\theta = \theta_1, \theta_1 + 2\pi \text{ 에서,} \quad (6)$$

$$\bar{p} = 1, \bar{p}_x = \bar{p}_y = \bar{p}_x = \bar{p}_y = 0$$

$$\bar{z} = \pm(L/D) \text{ 에서,} \quad (7)$$

$$\bar{p} = 1, \bar{p}_x = \bar{p}_y = \bar{p}_x = \bar{p}_y = 0$$

공기 포일 베어링에서는 공기 필름 내에서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면, 유막력이 대기압이 될 때까지 포일 하부의 대기압이 포일을 상승시키기 때문에 대기압보다 낮은 압력은 발생하지 않는다. 그러므로 압력이 수렴된 후 대기압보다 낮은 압력은 대기압으로 설정하여 유막력을 산정하였다.

## 2.2 유막력, 강성 및 감쇠 계수 계산

유막에 관한 지배 방정식과 경계 조건을 이용하여 정적 압력 및 섭동된 압력 분포를 구할 수 있으며, 이를 통해 하중 지지 능력, 강성, 및 감쇠 계수를 구할 수 있다. 유막력에 관한 식을 식 (5)에 나타내었다.

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_x \\ \bar{F}_y \end{Bmatrix} = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi} (\bar{p} - 1) \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\bar{z} \quad (8)$$

무차원화된 하중과 작용각을 무차원화된 유막력을 통하여 구하면 다음과 같다.

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a R^2} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (9)$$

$$\phi = \tan^{-1}(\bar{F}_x / \bar{F}_y) \quad (10)$$

섭동된 압력을 구하면, 아래와 같이 강성과 감쇠 계수들을 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy} \\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy} \end{Bmatrix} = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi} \begin{Bmatrix} p_x \cos \theta & p_y \cos \theta \\ p_x \sin \theta & p_y \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\bar{z} \quad (11)$$

$$\begin{Bmatrix} \bar{C}_{xx} & \bar{C}_{xy} \\ \bar{C}_{yx} & \bar{C}_{yy} \end{Bmatrix} = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi} \begin{Bmatrix} \dot{p}_x \cos \theta & \dot{p}_y \cos \theta \\ \dot{p}_x \sin \theta & \dot{p}_y \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\bar{z} \quad (12)$$

## 2.3 공기 포일 베어링의 전단 마찰력

터보차저 로터의 회전에 의해 발생하는 얇은 공기 필름은 미끄럼 경계 조건(slip condition)에 의한 전단 마찰력(shear friction force)은 회전을 저해하는 요소로서 터보차저의 효율을 결정짓는 중요한 요소이다. 전단 마찰력에 의한 토크는 무차원화 시켜 다음과 같은 식으로 표현된다.<sup>9)</sup>

$$\bar{T} = \frac{T}{p_a C R^2} = \frac{1}{p_a C R^2} \iint_A \left[ \frac{R h}{2} \left( \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\mu R^3 \Omega}{h} \right] d\theta d\bar{z} \quad (13)$$

식 (13)과 같이 회전 토크는 공기 필름의 높이와

점성, 압력 분포에 의해 결정된다.

### 2.4 공기 포일 베어링 해석 과정

베어링 해석 절차를 Fig. 4에 나타내었다. 공기 포일 베어링에서 발생하는 압력에 의한 압축성 레이놀즈 방정식은 초기에 편심률과 자세각이 주어지면 구할 수 있다. 레이놀즈 방정식은 유한 차분법으로 이산화한 후, 점연속 이완법(point successive relaxation method)을 이용하여 구하였다. 먼저 초기 편심률과 자세각을 가정한 후 압력 분포를 구하였다. Fig. 5와 6에 10,000 rpm에서 구해진 공기 필름 두께와 압력 분포를 나타내었다. 범프 포일의 변형과 편심에 의해 결정되는 공기 필름 두께는 편심 위치에 갈수록 감소하며 이에 따라 압력 분포는 최소 필름 두께를 갖는 곳에서 최대가 된다.

구한 압력 분포를 이용하여 유막력과 작용각을

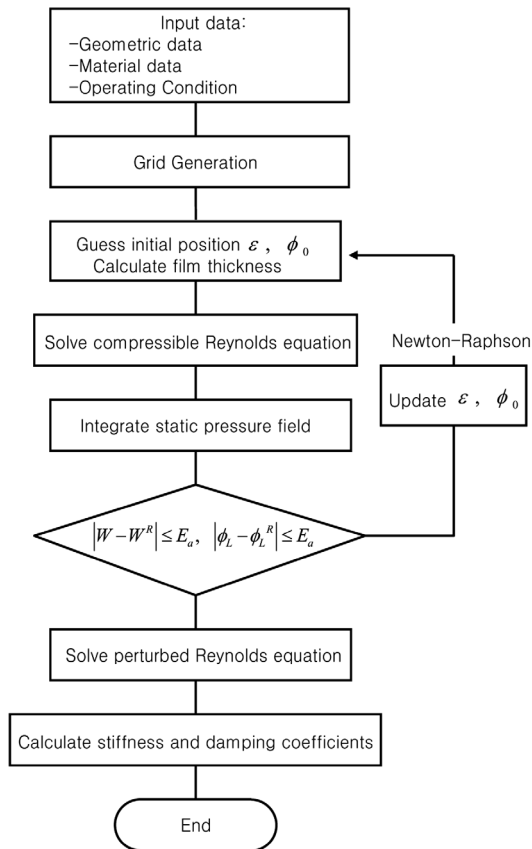


Fig. 4 Flowchart of the air foil bearing analysis

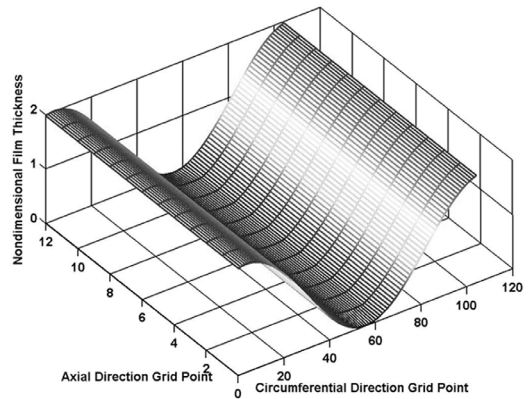


Fig. 5 Nondimensional film thickness for air foil bearing

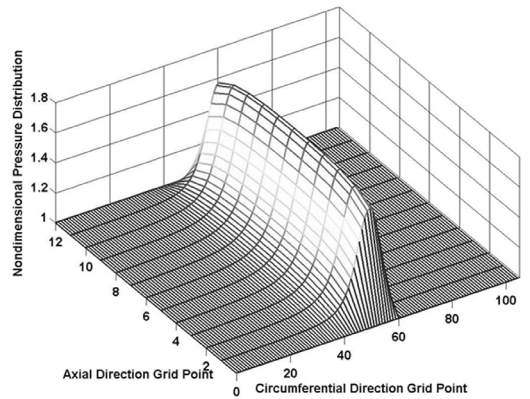


Fig. 6 Nondimensional pressure distribution

구한 후 이를 Newton-Raphson 법을 이용하여 정적 평형 위치 즉, 편심률과 자세각을 구하였다. 정적 평형 위치를 구한 후 섭동된 압력 분포를 구하였으며, 이를 이용하여 강성과 감쇠 계수를 계산하였다. 섭동된 압력 분포는 압축성 레이놀즈 방정식에 섭동 변수를 대입, 이산화한 후 점연속 이완법을 이용하여 구하였다. 터보차저의 회전 속도가 최대 210,000 rpm이므로, 10,000 rpm부터 20,000 rpm 씩 증가시키면서 해석을 수행하였다.

## 3. 터보차저 회전체 해석 및 안정성 평가

### 3.1 터보차저 회전체 해석

베어링 해석을 통해 구해진 회전 속도에 따른 강성, 감쇠의 동특성은 터보차저 로터 해석을 위한 중요한 파라미터로서 작동 속도 구간에서의 안정성 판별에 적용된다. Fig. 7은 회전체 해석을 위해 65개

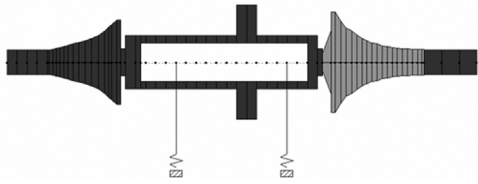


Fig. 7 FEM model of turbocharger rotor

의 요소로 나누어진 터보차저 로터를 보여주고 있다. 좌측의 길이가 긴 베어링(베어링 너비와 지름 간의 비율: L/D=1.21)과 짧은 베어링(L/D=0.57) 각각에 대한 특성 값은 베어링 중심 부에 위치시킨다. 터보차저 로터는 위치에 따라 비 균일한 크기로 분할하고 유한요소법을 이용하여 회전체의 강체, 굽힘 모드를 계산하게 된다.

### 3.2 터보차저의 위험속도 및 안정성 해석

터보차저의 위험속도는 로터의 회전과 베어링의 특성에 의한 각 속도에서의 고유 주파수와 회전 속도가 같아질 때 발생하며 로터의 진동 모양에 따라 병진모드(translatory mode), 원뿔형 모드(conical mode)의 강체 모드(rigid mode) 그리고 굽힘 모드(bending mode)로 나뉜다. Fig. 8에 구해진 위험속도(critical speed)를 나타내었다. 모드에 따른 각각의 위험속도는 2,400 과 7,200 rpm 그리고 580,000 rpm, 으로 구동 초기 50,000 rpm 이상 까지 급격한 속도 변화를 보이는 공기 포일 베어링의 특성을 고려했을 때 작동 속도 구간에서 안정적인 것으로 판단할 수 있다. 대수 감쇠율을 회전체의 회전에 따른 진동량의

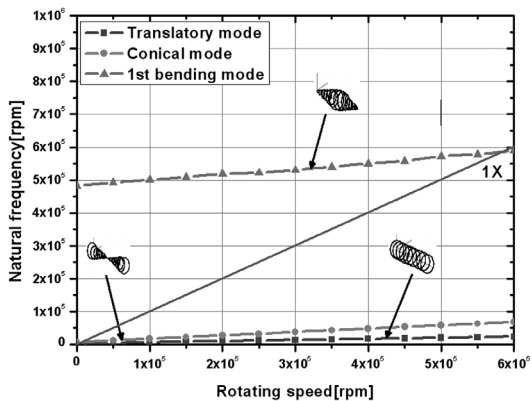


Fig. 8 Critical speed map of turbocharger rotor

증가 또는 감쇠를 나타내는 지표로서 공기 포일 베어링이 충분한 감쇠력을 가지고 안정적으로 작동할 수 있을지를 나타내는 중요한 파라미터이다. 대수 감쇠율이 0보다 작으면 회전체의 진동이 발생되어 시스템이 불안정해지며, 반대로 0보다 크면 진동량은 감소하여 안정적으로 수렴하게 된다. 그에 대한 식은 다음과 같다.

$$\delta = -\frac{2\pi\lambda}{\Omega} = \frac{\lambda}{freq(cps)} \quad (14)$$

떡 감쇠 지수(damping exponent)는 베어링 해석을 통해 얻어진 감쇠계수를 통해 계산할 수 있다. 터보차저 작동 속도 구간에서의 대수 감쇠율 그래프를 Fig. 9에 나타내었다. 210,000 rpm 까지 모두 0 이상의 값을 갖고 안정함을 알 수 있다.

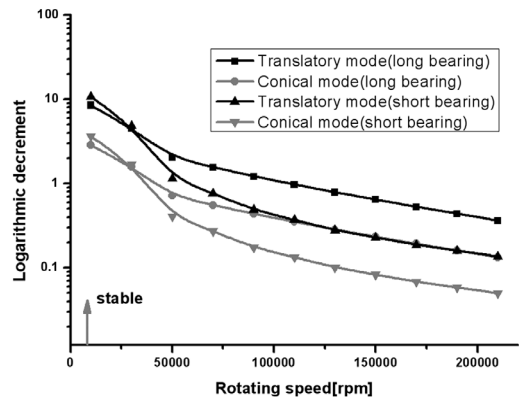


Fig. 9 Stability analysis of turbocharger rotor

### 3.3 터보차저 회전 속도 계산

터보차저는 내연기관 엔진에서 연소되어 방출되는 배기가스를 터빈 부에 가하여 구동되며 이 동력은 회전체의 회전력과 압축기에서 공기를 압축 시키는데 사용된다. 이것을 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.<sup>10)</sup>

$$I_{ic} \frac{d\Omega^2}{dt} = -P_c + P_t - B_{ic}\Omega^2 \quad (15)$$

터보차저가 가속 없이 일정한 속도로 가속될 때 식 (15)의 좌변은 상쇄되고 우변의 각 항만 남게 된다. 이 때 압축기에서 소비되는 동력과 터빈에서 발

생되는 동력은 작용하는 가스의 유량과 압력의 곱으로 표현 가능하며 회전 감쇠항은 기타 기계적인 효율을 무시하고 공기 필름의 토크에 의해서만 발생된다는 가정 하에 다음과 같은 식으로 표현 가능하다.

$$Q_t \Delta P_t = Q_c \Delta P_c + T\Omega \quad (16)$$

이 식을 이용하여 엔진 속도와 출력에 따른 터보차저 로터의 정적 상태에서의 운전 속도를 예측할 수 있다.

#### 4. 터보차저 실험 및 결과

##### 4.1 터보차저 실험 장치

터보차저 실험 장치를 Photo. 1에 나타내었다. 구 동력은 디젤 엔진을 통해 배출되는 배기가스를 통해 얻어지고 터보차저의 압축기로부터 흡입되는 압축된 공기가 엔진 흡입 공기량을 늘려 출력을 향상시킨다. 엔진 배기부와 터보차저 흡입부에 유량계와 압력 센서, 그리고 온도 센서를 장착하여 상태 별로 모니터링 할 수 있는 시스템을 구축하였다. 또한 터보차저 로터에는 수직, 수평 방향으로 500°C 까지 선형성을 보장하는 변위센서(Philtec, INC/ Fiber optic displacement sensor)를 부착하고 밀봉하여 회전 속도와 회전 궤도를 측정할 수 있도록 하였다. 터보차저 로터 베어링은 플로팅 링 베어링과 공기 포일 베어링으로 하였으며 엔진 출력에 따른 터보차저 로터의 회전 속도를 측정하여 공기 포일 베어링

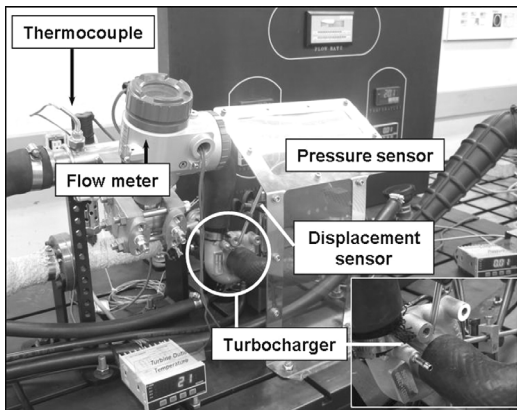


Photo. 1 Turbocharger experiment facility

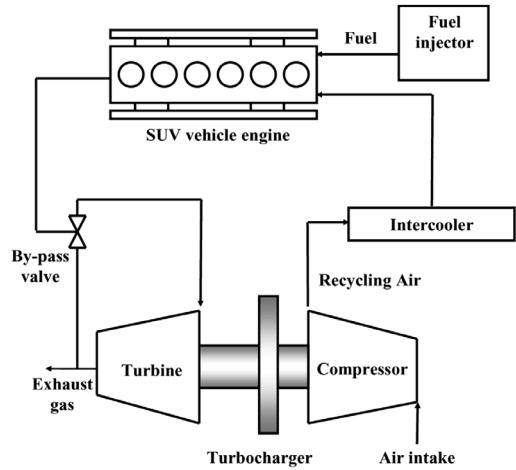


Fig. 10 Turbocharger air recycling flowchart

및 플로팅 링 베어링의 동력 손실을 계산, 비교함을 목표로 한다.

##### 4.2 베어링 실험 결과

터보차저 실험은 엔진 출력을 최대 7,000 watt로 하여 수행하였으며 이 때 터보차저 로터의 구동속도 범위는 100,000 rpm까지로 하였다. Fig. 11에 플로팅 링 베어링과 공기 포일 베어링으로 각각 지지되는 터보차저 로터의 회전 속도에 따른 필요 동력의 실험 결과를 나타내었다. 필요 동력 계산은 엔진 속도와 엔진용량(1,991 cc), 압축 차의 곱으로 단위 시간에 분출되는 엔진 배기가스의 동력으로 표현된다. 같은 속도에서 최대 6배 이상 동력 소비가 감소

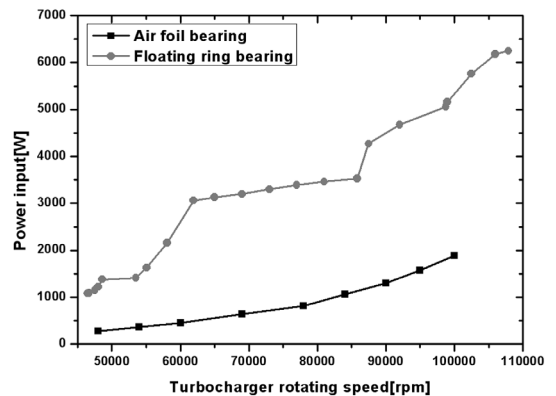


Fig. 11 Rotor speed and power loss of turbocharger supported on floating ring bearing

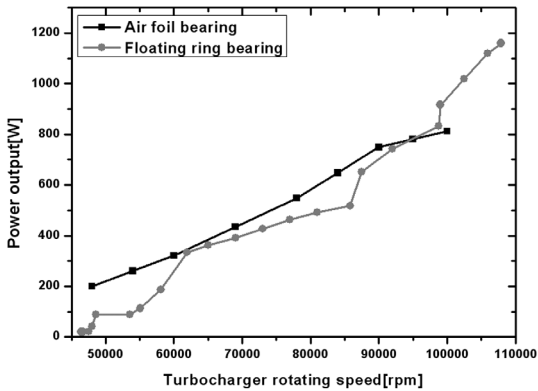


Fig. 12 Rotor speed and power loss of turbocharger supported on air foil bearing

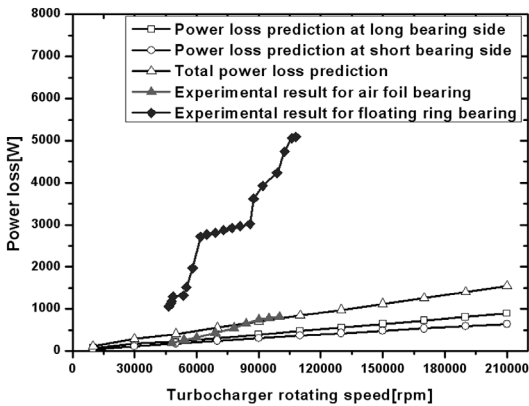


Fig. 13 Oil-free turbocharger rotor speed and power loss prediction

되었으며 속도 증가에 따라 그 차이도 점차 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 12는 압축기에서 재순환되는 압축 공기의 동력을 로터 회전속도에 따라 나타낸 것인데 플로팅 링 베어링의 경우 약간 불안정적으로 증가되는 경향을 보였으며 그 값은 거의 유사하였다. 이는 같은 압축기를 사용한 것에 따른 결과이며 공기 포일 베어링이 오일 휠(oil whirl) 등의 불안정 요인이 적용하지 않아 안정적인 결과를 나타낸 것으로 생각할 수 있다.

Fig. 13은 공기 포일 베어링 해석을 통해 얻어진 동력 손실을 실험 결과와 비교한 그래프이다. 이때 터빈, 압축기의 기계적 효율이나 기타 손실을 무시하고 공기 필름의 전단마찰력에 의한 손실만이 동력 손실로 작용한다고 가정하였으며 고속으로 갈수

록 실험 결과에 근접해 나가는 것을 볼 수 있다. 플로팅 링 베어링의 경우 동력 손실은 속도 증가에 따라 점차적으로 증가하며 100,000 rpm에서 거의 7배의 손실이 발생하였다.

이러한 해석적, 실험적 결과를 통해 터보차저의 베어링으로 공기 포일 베어링을 적용했을 때 적은 엔진 출력에서도 플로팅 링 베어링 보다 높은 출력을 발생시킬 것을 예측할 수 있다.

## 5. 결론

공기 포일 베어링을 터보차저에 적용하고자 하는 연구로써 베어링 해석을 통해 작동 속도 구간에서의 안전성을 판단하고 동력 손실을 예측하였다. 범프 포일의 경우 구조적 특성을 얻기 위해 유한요소법을 이용하여 해석을 하고, 공기 필름 해석과 연성시켜 하중 지지력과 편심율, 자세각이 수렴할 때 까지 반복 수행하였다. 구해진 압력 분포와 공기 필름 두께는 동력 손실 계산에 이용되며 해석 결과와 실험 결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 공기 포일 베어링의 해석을 통해 터보차저의 작동 속도 범위에서의 안전성 해석을 수행하였으며 범프 포일이 충분한 강성과 감쇠를 가지고 터보차저 로터를 지지할 수 있음을 확인하였다.
- 2) 실험을 통해 얻은 베어링 내 온도는 100°C 내외로 공기 점성 및 밀도에 거의 영향을 미치지 않으므로 이번 해석 과정에서는 온도 증가에 따른 영향을 고려하지 않았다. 해석을 통해 구해진 동력 손실 결과는 터보차저 회전속도 증가에 따라 실험 결과와 거의 일치하는 경향을 보여주었다.
- 3) 플로팅 링 베어링을 적용한 터보차저의 동력 손실을 입력의 70% 이상 됨을 실험을 통해 확인하였다. 이를 줄일 방법으로 공기 포일 베어링을 적용할 시 동력 손실을 20% 가까이로 줄일 수 있고 더 높은 효율성을 보일 것이다.

## 후 기

본 논문은 한국 과학 기술 연구원 강점심화연구 과제 “고속 회전기의 지능형 센서 및 액추에이터 기술 개발”과 산업 자원부 “무급유 에어포일 베어링 및 터보 블러워 시험평가 기술 표준화”, 산업 자원



부 에너지 관리공단 “초고속 전동기 시스템 개발 사업”의 일환으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

### References

- 1) Overview of General Machinery & Special Vehicle Headquarters Operations, Mitsubishi Heavy Industries, LTD, 2006.
- 2) A. Liazid, L. Izidi and M. Bencherif, “Efficiency Analysis of Rapid Turbocharger with Alternative Bearing Design,” *Journal of Mechanical Design*, Vol.128, pp.137-41, 2006.
- 3) C. DellaCorte and A. R. Zaldana, “A System Approach to the Solid Lubrication of Air Foil Bearings for Oil-Free Turbomachinery,” *Journal of Tribology*, Vol.126, pp.200-207, 2004.
- 4) H. Heshmat, J. F. Walton III, C. DellaCorte and M. J. Valco, “Oil-Free Turbocharger Paves the Way to Gas Turbine Engine Applications,” *ASME TurboExpo Conference Proceedings*, ASME 2000 -GT-620, 1998.
- 5) C. A. Heshmat, H. Heshmat, M. J. Valco, K. C. Radil and C. DellaCorte, “Foil Bearings Make Oil-Free Turbocharger Possible,” *ASME World Tribology Conference Proceedings*, WTC 2005-63724, 2005.
- 6) L. Y. Xiong, G. Wu, L. Q. Liu, M. F. Ling and C. Z. Chen, “Development of Aerodynamic Foil Journal Bearings for a High Speed Cryogenic Turboexpander,” *Cryogenics*, Vol.37, No.4, pp. 221-30, 1997.
- 7) Y. B. Lee, D. J. Park and C. H. Kim, “Study on the Air Foil Bearings of the Turbo-Expander for Fuel-Cell System,” *Journal of KSTLE*, Vol.21, No. 3, pp.114-121, 2005.
- 8) J. P. Peng and M. Carpino, “Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings,” *Transactions of ASME*, Vol.115, pp.20-27, 1993.
- 9) H. Heshmat, J. Walowit and O. Pinkus, “Analysis of Gas-Lubricated Compliant Journal Bearings,” *ASME Journal of Lubrication Engineering*, Vol. 105, No.4, pp.647-655, 1983.
- 10) S. O. Gamo, A. Rachid and M. Ouladsine, “Air Admission Theoretical Model for A Turbocharged Diesel Engine,” *1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting Proceedings*, FEDSM 97-3667, 1997.
- 11) S. A. Howard, “Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger,” *NASA CR-1999-208689*, 1999.