

터보차저 저어널베어링의 설계에 관한 매개변수 연구

전 상 명*

호서대학교 자동차공학과

Parametric Study on the Design of Turbocharger Journal Bearing

Sang Myung Chun*

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

Abstract – Turbocharger bearings are under the circumstance of high temperature, moreover rotated at high speed. It is necessary to be designed to overcome the high temperature. So the type of oil inlet port, the inlet oil temperature and the sort of engine oil should be designed, controlled and selected carefully in order to reduce the bearing inside temperature. Therefore, in this study, the effects of the type of inlet oil port, inlet temperature and the sort of engine oil on the performance of a turbocharger bearing are to be investigated. It is found that the type of oil inlet ports, the control of inlet oil temperature and the selection of engine oil type play important roles in determining the temperature and pressure, then the friction and load of a turbocharger journal bearing at high speed operation.

Key words – turbocharger bearing, turbulent reynolds and energy equations, variable density, variable specific heat, flow mixing, convective heat transfer, oil inlet port.

1. 서 론

자동차 터보차저의 터빈 축은 약 10~15만회의 회전 속도를 유지하기 때문에 베어링 설계 시 세심한 주의가 요구된다. 이러한 타입의 베어링은 축 둘레에 일정하게 공급되는 얇은 오일층 위에서 샤프트를 지지하며, 이로써 샤프트와 다른 터보부품의 냉각을 함과 동시에 샤프트의 회전에 의한 마찰저항을 줄이게 된다. 이와 같이 터보차저 축 저어널 베어링은 소형이고 고속으로 회전하기 때문에 고온 하에서 작동한다. 따라서 내구성 측면에서의 정밀한 설계가 요구된다. 나아가 오일의 점도에도 예민하게 반응하기 때문에 엔진오일의 선택도 중요하다. 조화된 설계를 위해서 수치해석 기법을 이용하여 설계인자에 대한 매개변수 연구를 하고자 한다.

고속의 베어링 난류운동은 마찰의 증가를 일으키며 유체내의 압력과 온도의 변화를 초래하는데, 이는 국부

레이놀드 수가 천이점에 도달하면 일어난다. 일반적으로 난류운동은 고속의 유체흐름에서 일어나며, 회전 베어링 내에서는 오일 유막 두께(h)에 대한 레이놀즈 수가 약 2000을 넘으면 유동이 불안정하여 결국 난류운동이 발생한다. 더 나아가 난류운동은 베어링 틈새가 큰 대형베어링 및 저 동점도를 갖는 유체흐름에서 쉽게 일어날 수 있다. 한편, 고속으로 운전 시 마찰이 증가하며 유막 내 온도가 급 상승할 뿐 아니라 베어링 내 유막의 온도 분포의 편차가 심할 수 있다. 이러한 온도 편차가 심한 고온을 유발하는 고속 유막 베어링의 설계를 위해서는 온도에 따른 밀도의 변화와 비열의 변화를 고려하여야 한다[1].

회전 베어링과 연계된 난류발생에 관한 확증은 1950년 Wilcock[2]의 일련의 실험을 통해 베어링 성능에 대한 난류 운동의 영향이 입증된 후이다. 한편 난류 운동에 대한 기본 이론은 여러 학자[3-8]에 의해 정립되었으며, 이러한 이론은 여러 학자[9-11]에 의해 그들의 연구 목적에 따라 해석적 또는 수치해석적으로 다루어졌으나, 그들은 열유체 운할 문제를 다루는데 있어서

*주저자 · 책임저자 : sangmchun@hanmail.net

일정한 밀도와 비열을 사용하였다.

본 논문에서는 여러가지 윤활함을 갖는 베어링이 고속 회전 시, 베어링 벽으로의 대류 열전달 조건[12]과 더불어 고속 회전에 의하여 많은 발열이 일어나므로 온도가 낮은 주입유와 발열에 의해 높은 온도를 나타내는 순환유의 혼합이 이루지는 조건[13,14]을 고려하였으며, 밀도와 비열을 베어링 내 유막의 실 온도영향에 의해 변하는 조건[1]을 고려하였다.

또한 엔진 시험 데이터에 근거한 베어링 벽과 축의 정확한 경계조건 이용하고자 하며, 설계인자로 오일 주입구의 종류, 주입온도, 엔진오일 종류 및 축 회전속도를 선택하였으며, 이들 매개변수들이 베어링 성능 즉 베어링 내 온도와 압력 및 마찰 손실 등에 미치는 영향을 파악하고자 한다.

2. 이 론

2-1. 터보차저베어링 윤활환경 특성

터보 차저는 연소 후에 발생하는 높은 온도의 배기 가스를 이용하므로써 터보 차저가 받게되는 열 부하는 대단히 크다. 배기가스의 온도는 750°C 이상되며, 배기가스에 의하여 회전되는 터빈날개의 온도는 600°C를 넘는다. 이러한 높은 온도에서도 엔진오일은 터빈 축을 지지하고 있는 베어링을 윤활하여야 하며, 터빈 축을 통하여 전달되는 열을 제거하여야 한다. 따라서 터보 차저 엔진에 사용되는 엔진오일은 기존의 엔진 오일에 비하여 더욱 높은 성능의 것을 사용하여야 한다. 즉 열과 산화 안정성 및 청정분산성이 좋은 엔진 오일을 사용하여 점도증가 및 퇴적물 생성을 방지하여 오일 순환을 좋게하여야 하며 또한 증발성이 낮은 것을 사용하여 엔진오일이 증발하여 고갈되는 것을 방지하여야 한다.

한편 본 논문에서 고려한 터보차저는 Fig. 1과 Fig. 2와 같으며, 터보차저 케이싱 온도는 정상 급유시 200~250°C 정도이며 급유되는 오일의 온도는 보통 80~100°C 정도이다. 이 급유된 오일이 터보차저 내부에 있는 베어링을 거친 후 오일의 온도가 120~140°C 정도되므로, 두 베어링 사이의 축 중앙이 이 배출되는 오일에 노출되어 있다고 볼 때 베어링 축의 온도는 주입온도보다 40°C 정도 높다고 보았으며 베어링 외벽, 즉 부시 외벽도 주위 높은 온도의 영향으로 축의 온도와 같은 수준이었다. 주입 압력은 3.5~4.5 bar 정도이다.

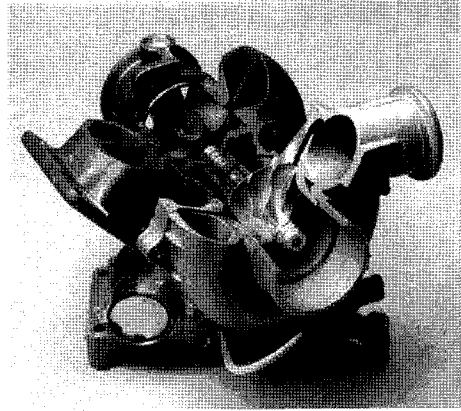


Fig. 1. The cutting view of turbocharger.

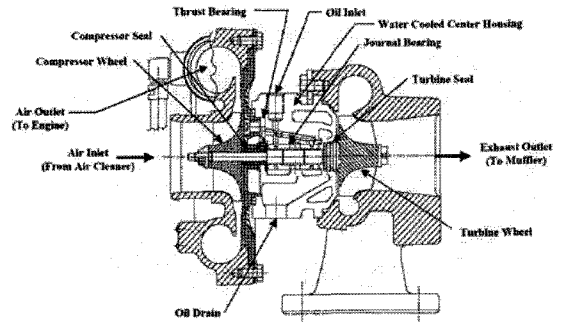


Fig. 2. The cross sectional drawing of turbocharger.

2-2. 지배방정식

정적하중을 받는 유한 폭 베어링의 2차원 난류 레이놀즈 방정식[3,4]은 다음과 같이 표현되어질 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} G_x \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} G_z \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U \partial(\rho h)}{2 \partial x} \quad (1)$$

여기서 G_x 와 G_z 의 값은 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서 다음과 같이 주어진다[5,6].

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 \left(\frac{hU}{\nu} \right)^{0.9}} \quad (2)$$

$$G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 \left(\frac{hU}{\nu} \right)^{0.96}} \quad (3)$$

이차원 정상상태 난류 에너지 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다[6-8].

$$\rho \left\{ \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{\mu} G_x \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) \frac{\partial (C_p \bar{T})}{\partial x} - \frac{h^3}{\mu} G_z \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \frac{\partial (C_p \bar{T})}{\partial z} \right\} = \tau_c U + \frac{h^3}{\mu} \left[G_x \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right)^2 + G_z \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right] - (q_{sT} + q_{bT}) \quad (4)$$

여기서,

$$q_{sT} = H_{sT}(T - T_s)$$

$$q_{bT} = H_{bT}(T - T_b)$$

여기서 H_{sT} 와 H_{bT} [15]의 값은 Table 1에 명기된 값을 사용하였다.

레이놀드수 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서, τ_c ($= \tau_c \frac{\mu U}{h}$) 값은 다음과 같이 표시되어진다[5,6].

$$\tau_c = 1 + 0.0012 \left(\frac{\rho U h}{\mu} \right)^{0.94} \quad (5)$$

오일의 밀도(kg/m^3)는 식(6)과 같은 온도와의 관계를 갖고 있으며, 동점도(cst)는 온도와 식(7)과 같은 이중 자연로그 함수관계를 갖고 있다[16].

$$\rho = 0.0361(a - 0.000354T_p) \bullet 27680, \quad (6)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 10^{10} \frac{(h - \log_{10}(\nu))}{\rho} - 0.6. \quad (7)$$

여기서 T_f 와 T_c 는 각각 화씨온도와 랭킨온도를 나타낸다. 그리고 a, b, c 는 오일의 종류에 따라 다른 상수 값을 갖는다. 또한 오일에 대한 비열 $C_p(\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 는 섭씨 온도에 대해 다음과 같이 변한다[17].

$$C_p = 1796 + \frac{691}{160} T_c \quad (8)$$

유막두께, h 는 베어링 좌표계[13]로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1 + \epsilon \cos(\theta - \phi)) \quad (9)$$

2-3. 경계조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

유한 길이의 베어링 양쪽 측면에서의 압력은 대기 압력과 같다고 가정한다. 즉, 게이지압력으로 0이다.

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (10)$$

그리고 주입 홈에서의 윤활유 압력은 주입 윤활유의 압력과 같다고 보았다. 또한 윤활유의 유막의 압력은 항상 대기의 압력보다 높다고 본다. 유막의 붕괴가 시작되는 지점의 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (11)$$

온도 경계조건으로는 베어링 양쪽 측면에서 축 방향 주위로 전달되는 열이 없다고 보았다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\pm L/2} = 0 \quad (12)$$

또한 본 논문에서 취급된 온도관련 경계조건은 다음과 같다. 즉, 베어링과 축 벽면의 온도는 일정한 상태에서 베어링과 축 벽면으로의 열전달을 고려하였으며, 주입 홈의 온도는 주입유 온도와 원주 방향으로 재순환하여 돌아오는 재순환유의 온도와의 혼합온도로 보았다. 순환유와 주입유의 혼합현상에 대한 개념도는 Fig. 3에 나타나 있으며 혼합온도의 표현식은 다음과 같다.

$$T_{mix} = \frac{(Q_m - Q_L)T_m + L_c Q_{rec} T_{rec}}{(Q_m - Q_L) + L_c Q_{rec}} \quad (13)$$

여기서 L_c 는 유막의 수축율(contraction ratio) [18]로 다음과 같이 정의된다.

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta',z)} u(\theta',z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta,z)} u(\theta,z) dy dz} \quad (14)$$

이 유막 수축율은 캐비테이션 지역 내에서 베어링 벽의 유효 유막폭을 나타낸다. 따라서 캐비테이션 지역에서 줄어든 실 유막 폭 때문에 베어링 벽으로의 열전달 계수는 유막 수축율에 의하여 보정되어야 한다.

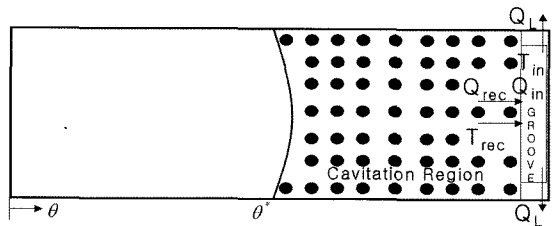


Fig. 3. Diagram of lubricant flow, with Q_{in} the inlet oil flow rate, Q_{rec} the re-circulating flow rate and Q_L the side oil flow rate going through groove land. θ^* is the angle of the beginning of the cavitation region.

그 표현식은 다음과 같다.

$$H_b + L_c H_{bo} + (1 - L_c) H_{bg} \quad (15)$$

2.4. 무차원 베어링 하중, 마찰력 및 측면유량

베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자는 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실 그리고 유막을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등이다. 이러한 값들의 무차원화된 표현은 다음과 같다.

무차원 베어링 하중의 베어링 중심선에 대한 수평 수직 성분은 \bar{W}_c 와 \bar{W}_p 이다.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{P} \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (16a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{P} \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (16b)$$

이로부터 전체하중, \bar{W} 는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2)} \quad (16c)$$

베어링 내 난류유동에 대해 유막 축소율을 고려한 점성 마찰력의 무차원화 된 표현은 다음과 같다.

$$\bar{F}_l = \frac{F_l}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \left(G_x \frac{H \partial \bar{P}}{2 \partial \theta} + \bar{\tau}_c \frac{2\pi}{H} \right) d\bar{z} d\theta \quad (17)$$

마찰 토크는 점성 마찰력에 베어링 반경을 곱한 값이며, 마찰 동력 손실은 점성 마찰력에 베어링 축 속도를 곱한 값으로 나타낼 수 있다.

마지막으로 베어링 내 난류유동으로 인한 측면 유량 손실, 즉 공급유량은 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{Q}_{st} = \frac{Q_{st}}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} -G_z \frac{H^3 \partial \bar{P}}{\mu \partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=-L/D}^{L/D} d\theta \quad (18)$$

2.5. 수치해석

레이놀즈 방정식은 무차원화 한 후 중앙 차분기법 (central difference scheme)을 적용하였고, 에너지 방정식은 무차원화 한 후에 원주방향으로는 후방 차분기법 (backward difference scheme)을 적용하고, 축방향으로는 베어링 중앙으로부터 아래쪽은 전방 차분기법 (forward difference scheme), 위쪽은 후방 차분기법을 적용하였다. 유사 난류인자를 포함하는 난류 레이놀즈

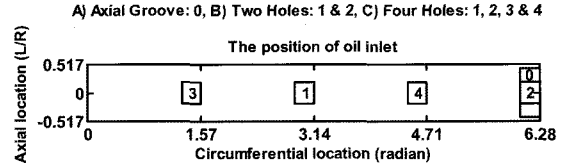


Fig. 4. The various types of oil inlet.

방정식 및 에너지 방정식의 유한차분 수식은 이완상수 (relaxation factor)를 적용하여 풀었다. Reynolds 방정식을 풀기 위해서는 1보다 크고 2보다 작은 이완상수가 사용되었고 에너지 방정식을 풀기 위해서는 0보다 크고 1보다 작은 이완상수를 사용하였다. 본 연구를 위해 사용한 격자 크기는 일정 간격의 49×17 (원주방향 x 축방향)이다.

본 논문에서 고려된 오일 주입구의 종류는 3가지로서 Fig. 4와 같다. 즉 고려된 오일 주입구는 축방향 그루브, 2개의 구형 주입구 및 4개의 구형 주입구를 선택하였다. 수치해석의 편의를 위해서 구형 오일주입구는 면적이 유사한 사각형으로 변형하여 해석에 임했다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 베어링 제원 및 오일 물성

본 논문의 계산을 위해 사용된 수치해석 모델의 신뢰도는 Chun의 논문[14]을 통해 검증된 바 있으며, 본 연구의 대상이 되는 베어링의 형상 치수 및 윤활유 물성치는 Table 1에 요약되어 있다.

한편 본 해석에서 고려한 엔진 오일의 종류별 점도는 Fig. 5에 도시되어 있다. 오일 A는 SAE10W40 등급으로 점도지수가 141이며 발화온도는 220°C이다. 오일 B는 SAE10W40 등급으로 점도지수가 159이며 발화온도는 226°C이다. 오일 C는 SAE5W40 등급으로 점도지수가 171이며 발화온도는 226°C이다.

3-2. 오일주입구 형상 및 오일종류 영향

오일 주입구의 형상 및 오일 종류에 따른 베어링 내 오일 압력과 온도의 변화는 축 회전수 150,000 rpm에 대해서 Fig. 6-13과 같았다. Fig. 6과 7은 오일 A에 대한 결과로 오일 주입구 형상에 따라 베어링 내 오일 온도 변화가 평균적으로 약 60°C까지 나타났으며, 오일 압력 변화는 형상에 따라 베어링 전반부에서 차이는 있으나 최대 압력의 변화폭은 약 0.1 MPa(1 bar)

Table 1. Journal bearing operating conditions

Bearing diameter	$D=7.85$ mm
Bearing length	$L=4.06$ mm
Radial clearance	$C=1$ μ m
Eccentricity ratio	$\varepsilon=0.1$
Rotational speed	$N=10,000-150,000$ rpm
Lubricant viscosity at 40°C (Oil A/ Oil B/ Oil C)	$\mu_o=0.0646/0.0866/$ 0.0710 Pa·s
Lubricant density at 40°C (Oil A/ Oil B/ Oil C)	$\rho_o=881.08/862.48/$ 839.08 Kg/m ³
Lubricant specific heat at 40°C	$C_o=1968.75$ J/kg °C
Convective heat transfer coefficient of lubricant to bush	$H_{bot}=8700$ W/m ² °C
Convective heat transfer coefficient of air to bush	$H_{bgt}=3400$ W/m ² °C
Convective heat transfer coefficient of lubricant to shaft	$H_{st}=8700$ W/m ² °C
Bush and shaft temperature	$T_{bs}=140$ °C
Inlet lubricant temperature	$T_{in}=100$ °C
Inlet lubricant pressure	$P_{in}=4.0 \times 10^5$ Pa
Axial groove width	7.5° (1 grid size)

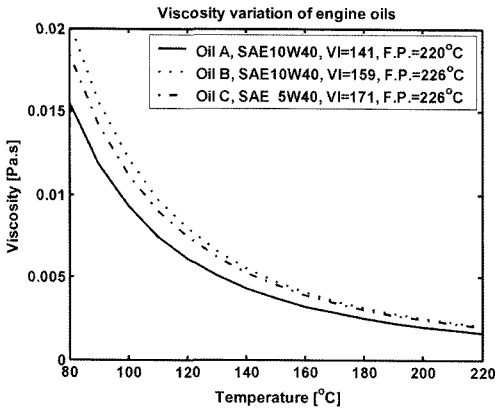


Fig. 5. Engine oil viscosity at various temperatures.

이내로 크지 않았다. 더 나아가 오일 주입 온도를 냉각에 의해 10°C 정도를 낮추므로 베어링 내의 온도를 그 만큼 낮출 수 있었으며 압력의 변화는 아주 미비하게 나타났다.

Fig. 8과 9는 오일 B에 대한 결과로 오일 주입구 형상에 따라 베어링 내 오일 온도 변화가 평균적으로 약 80°C까지 나타났으며, 오일 압력 변화는 형상에 따

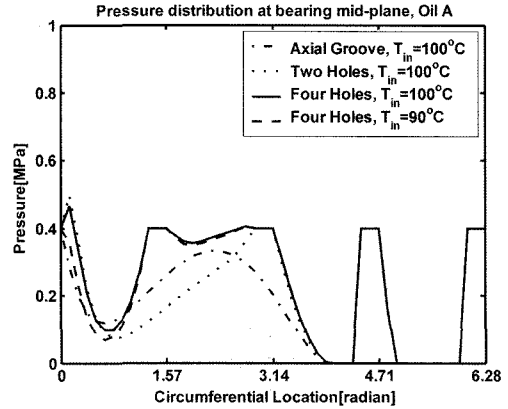


Fig. 6. Pressure distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

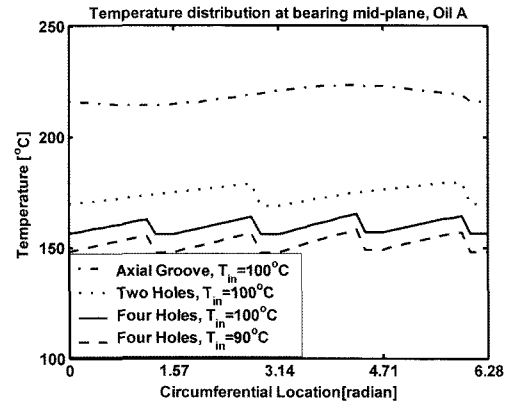


Fig. 7. Temperature distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

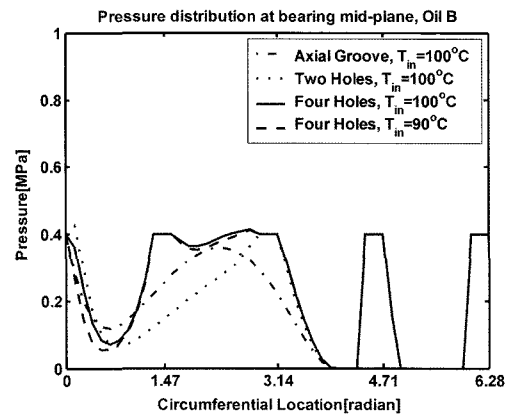


Fig. 8. Pressure distribution at the middle of a bearing plane, Oil B @ 150,000 rpm.

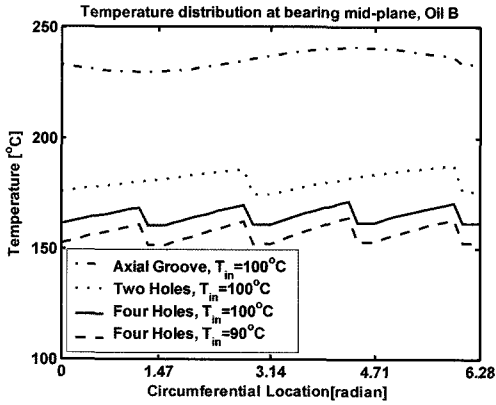


Fig. 9. Temperature distribution at the middle of a bearing plane, Oil B @ 150,000 rpm.

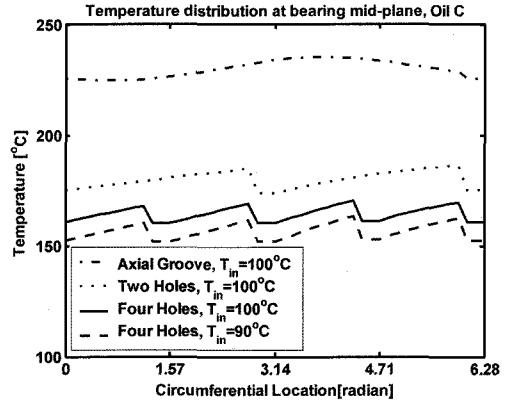


Fig. 11. Temperature distribution at the middle of a bearing plane, Oil C @ 150,000 rpm.

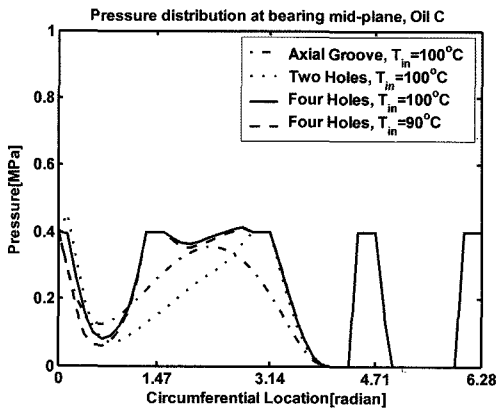


Fig. 10. Pressure distribution at the middle of a bearing plane, Oil C @ 150,000 rpm.

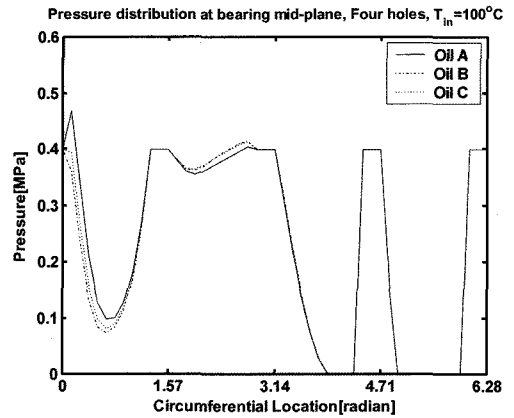


Fig. 12. Pressure distribution of various engine oils @ 150,000 rpm.

라 베어링 전반부에서 차이는 있으나 최대 압력의 변화폭은 약 0.05 MPa(0.5 bar) 미만으로 작았다. 더 나아가 오일 주입 온도를 냉각에 의해 10°C 정도를 낮추므로 베어링 내의 온도를 그 만큼 낮출 수 있었으며 압력의 변화는 아주 작게 나타났다.

Fig. 10과 11은 오일 C에 대한 결과로 오일 주입구 형상에 따라 베어링 내 오일 온도 변화가 평균적으로 약 75°C까지 나타났으며, 오일 압력 변화는 형상에 따라 베어링 전반부에서 차이는 있으나 최대 압력의 변화폭은 약 0.05 MPa(0.5 bar) 이내로 크지 않았다. 더 나아가 오일 주입 온도를 냉각에 의해 10°C 정도를 낮추므로 베어링 내의 온도를 그 만큼 낮출 수 있었으며 압력의 변화는 아주 작게 나타났다.

Fig. 12와 13에서는 주입온도가 100°C인 조건 하에

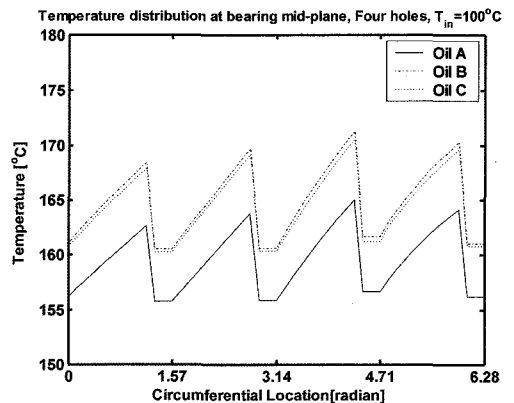


Fig. 13. Temperature distribution of various engine oils @ 150,000 rpm.

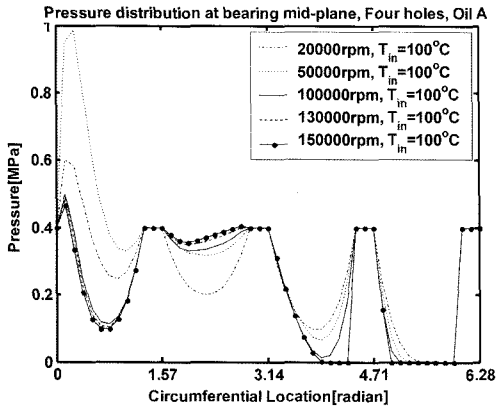


Fig. 14. Pressure distribution at the middle of a bearing plane at various shaft revolutions, Oil A.

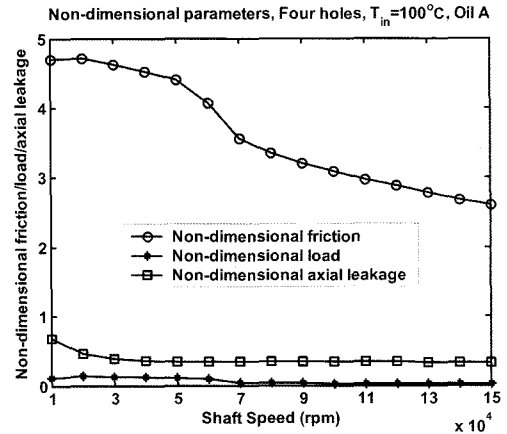


Fig. 16. Non-dimensional parameters' distribution, Oil A.

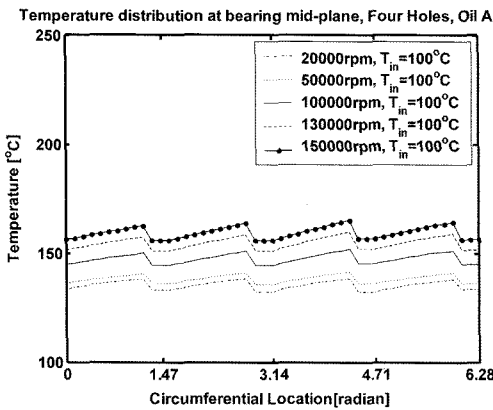


Fig. 15. Temperature distribution at the middle of a bearing plane at various shaft revolutions, Oil A.

서 4개의 구형 오일 주입구를 갖는 베어링에서 오일종류에 따른 압력과 온도 분포의 차이를 도시하였다. 고온에서 점도가 낮은 오일 A가 평균적으로 약 10도 정도 낮게 나타났으며 압력은 최고 압력 측면에서 약 0.07 MPa(0.7 bar) 정도 높게 나타났다. 따라서 같은 등급의 오일이라도 고온에서 점도가 낮은 오일을 선택하는 것이 유리하다.

3-3. 축회전 수 변화에 따른 영향

Fig. 14와 15에서는 4개의 구형 오일 주입구를 갖는 베어링에서 오일 주입온도가 100°C인 경우, 축 회전수 변화에 따른 압력과 온도의 변화를 도시하였다. 비교적 낮은 10,000 rpm~50,000 rpm에서는 회전수가 증가할수록 베어링 앞 부분에서 압력 분포가 크게 증가하였으

나 60,000 rpm 이상에서는 압력 분포가 크게 변화하지 못했으며 이는 온도 증가가 압력 증가를 상쇄하는 효과가 주요 원인이기 때문이다. 축 회전수 100,000 rpm과 150,000 rpm 사이에서의 온도차이는 평균적으로 약 30도 이상 차이가 나타났다. 이와 같은 현상으로 인해 나타난 베어링 내부 마찰력과 베어링 하중 및 측면유출 유량은 Fig. 16에 도시되었다. 축 회전수 50,000 rpm 이후부터 마찰력이 높은 온도로 인해 큰 폭으로 줄어들었으며 이로 인해 베어링 하중도 크게 줄었으므로 나타났다.

4. 결 론

본 연구 결과 고속의 터보차저 베어링 운전 중에 나타나는 고온을 극복하기 위해서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 네 개의 구형 오일 주입구를 사용한 경우가 다른 경우에 비해 온도를 60°C 이상 낮출 수 있었다.
2. 같은 등급의 오일이라도 고온에서 점도가 낮은 오일을 사용할 경우 베어링 내부 온도를 줄일 수 있었다.
3. 오일 주입 온도를 10°C 낮추므로 내부 온도도 그만큼 낮출 수 있었다.

후 기

이 논문은 2005년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: 20050272).

참고 문헌

1. S. M. Chun, "Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of High-Speed Journal Bearing Considering Variable Density and Variable Specific Heat," *Tribology International*, Vol. 37, No. 5, pp. 405-413, 2004.
2. D. F. Wilcock, "Turbulence in High Speed Journal Bearing," *Trans. of the ASME*, Vol. 72, pp. 825-834, 1950.
3. V. N. Constantinescu, "Theory of Turbulent Lubrication," *Proc. Int. Symp. on Lubrication and Wear*, University of Houston, pp. 153-213, 1965.
4. C. W. Ng and C. H. T. Pan, "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," *Trans. of the ASME, J. of Basic Engineering*, Vol. 87, pp. 675-688, 1965.
5. C. M. Taylor, "Turbulent Lubrication Theory Applied to Fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, pp. 40-47, 1969-1970.
6. V. N. Constantinescu, "Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 95, pp. 147-154, 1973.
7. Z. Safar and A. Z. Szeri, "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp. 48-57, 1974.
8. A. Z. Szeri, "Tribology: Friction, Lubrication and Wear, Chapter 5, Turbulence, Inertia, and Thermal Effects in Fluid Film Bearings," *Hemisphere Publishing Corp.*, New York, pp. 229-294, 1980.
9. T. Suganami and A. Z. Szeri, "A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 101, pp. 21-27, 1979.
10. T. Suganami and A. Z. Szeri, "A Parametric Study of Journal Bearing Performance: The 80 deg Partial Arc Bearing," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 101, pp. 486-491, 1979.
11. J. O. Medwell and J. K. Bunce, "The Influence of Bearing Inlet Conditions on Bush Temperature Fields," *Proceedings of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Thermal Effects in Tribology*, Published by Mech. Eng. Publ. Ltd., pp. 56-64, 1980.
12. S. M. Chun and S. Jang, "A Study on Thermohydrodynamic Turbulent Lubrication of High Speed Journal Bearing Considering Thermal Conditions on Walls," *Journal of the KSTLE*, Vol. 16, No. 3, pp. 208-217, 2000.
13. S. M. Chun and D. P. Lalas, "Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing," *STLE Tribology Transaction*, Vol. 35, no. 2, pp. 213-224, 1992.
14. S. M. Chun, "Study on Mixing Flow Effects in a High-Speed Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 34, No. 6, pp. 397-405, 2001.
15. C. Jr. Gazley, "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Trans. of the ASME*, Vol. 80, pp. 79-90, 1958.
16. H. S. Lin, "Viscosity of Motor Oil," *Federal Mogul*, Engineering Report, 1981.
17. J. P. Holman, "Heat Transfer," McGraw-Hill, Inc., New York, pp. 641, 1986.
18. R. Boncompain, M. Fillon and J. Frene, "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings," *Trans. of the ASME*, Vol. 108, pp. 219-224, 1986.