

엔진오일에 물이 혼합될 때 터보차저 저어널 베어링의 열유체운할 해석

전 상 명*

호서대학교 자동차공학과

Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of Turbocharger Journal Bearing Involving the Mixture of Water within Engine Oil

Sang Myung Chun *

Department of Automotive Engineering, Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea

(Received 13 April 2011 / Revised 2 July 2011 / Accepted 5 July 2011)

Abstract : In this study, using the governing equation for thermohydrodynamic lubrication involving the homogeneous mixture of incompressible fluid derived by based on the principle of continuum mechanics, it is discussed the effects of water within engine oil on the performance of high speed journal bearing of a turbocharger. The governing equations are the general equations being able to be applied on the mixture of Newtonian fluid and non-Newtonian fluid. Here, the fluid viscosity index, n of power-law non-Newtonian fluid is supposed to be 1 for the application of the journal bearing in a turbocharger lubricated with the mixture of two Newtonian fluid, for example, water within engine oil. The results related with the bearing performance are shown that the bearing friction is to decrease and the side leakage and bearing load increase as increasing the water content in an engine oil.

Key words : Mixture of two fluids(두 유체의 혼합물), Thermohydrodynamic lubrication(열유체운할), Emulsion(유상액), Homogeneous liquid(균질액)

1. 서론

자동차 엔진오일은 겨울철 결로 현상 및 냉각수 유입 등으로 물이 섞일 수 있다. 이는 오일에 분산된 물(W/O)의 형태로 전형적인 유상액(emulsion) 상태의 혼합물이 된다.

이와 같이 엔진오일 내 물이 혼합된 경우는 오염된 혼합물이나, 금속작업 등의 적용에서는 W/O 유상액은 화염저항력 때문에 고의로 사용 된다. 즉 비연소 합성액체가 광유보다 더 독성이 많고 더 비싸기 때문에 이러한 종류의 유상액에 관심을 갖는다.¹⁾

일반적으로 다른 액체 내의 한 유체의 액체방울의 거동과 같은 윤활유 바탕의 유상액 유동학은 매

우 관심 있는 내용이다. 여러 가지 실험과 이론적 연구들이 W/O 유상액의 윤활 특성에 대한 이해를 돕기 위해 수행되었다.²⁻⁴⁾

이러한 모델은 비 뉴턴 유체의 거동을 기술하는 문헌에서 많이 얻을 수 있으며, 일반적으로 두 액체가 섞일 때, 그 결과물인 액체는 균질하고, 만약 한 유체가 비-뉴턴이라면, 그 혼합액체는 비-뉴턴으로 간주한다.

한 유체의 유체방울들이 완전히 다른 유체 내에 용해되어, 합성된 혼합액이 균질(homogeneous)인 성질을 띤 상태로 가정하면, 혼합 상태에서 화학적 반응이 일어나지 않고, 각 유체가 그 고유의 역학적 성질들을 유지한다는 가정을 할 수 있다. 이러한 혼합유체는 기저 유체에 균일하게 퍼져있는 유체 침

*Corresponding author, E-mail: smchun@hoseo.edu

가물에 속하는 입자의 지름이 작게 축소된 경우이다. 즉, 극단적인 경우에 그 지름은 0에 가까워진다. 결과적으로 두 구성체 간에 저항력(drag force)에 의하여 특성 지어지는 상호작용 계수는 무한히 크게 나타날 것이다. 그러므로 각 구성체에 속한 유체 입자들은 혼합 영역 내의 각 지점에서 같은 속도를 가져야만 한다. 그러므로 이러한 고려는 지배방정식을 간소하게 표현할 수 있게 한다.

단순 비 뉴턴 유체에 있어서, 유체유회 문제에 대한 가정을 기초로 해석을 수행한 Dien과 Elrod⁵⁾의 연구를 언급할 수 있는데, 이는 유체흐름 내의 변형율은 주로 상대 표면 속도에 의하여 발생된다는 것이다. 이러한 가정들은 단순 비 뉴턴 유체들을 전단 흐름-지배적(Couette-dominated) 뉴턴 유체에 대한 해석에 속한다. 통상적인 섭동(perturbation) 방법⁶⁾을 사용하여 Dien과 Elrod⁵⁾의 유도과정을 따라 가면, 두 유체 구성물로 구성된 전단흐름 지배적(Couette-dominated)인 혼합액체를 위한 방정식들을 얻을 수 있다.⁷⁾

본 논문에서 오일에 물이 혼합되었을 때의 저어널 베어링 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 사용한 지배방정식은 기저 유체(base fluid)가 뉴턴 유체이고, 다른 유체는 단순 비 뉴턴 유체인 경우의 일반적인 유회방정식을 사용한다. 그리고 그 혼합 유체는 균질하다고 보았다. 이 지배방정식은 다양한 유체 유회문제들의 적용에 대해 일반적 적용에 적합하다. 이들 방정식은 비 뉴턴 유체에 대해 Paranjpe⁸⁾에 의해 개발된 일반화된 레이놀즈 방정식으로 축약될 수 있다. 이 방정식은 유상액 문제의 모델링에 대해 유용하게 사용할 수 있다. 특히, 본 연구에서는 엔진 내에서 엔진오일에 물이 섞일 경우, 단순 비-뉴턴 유체에 관련된 멱법칙 유체점성의 지수 n값을 1로 놓아, 이들 두 뉴턴 유체의 혼합유체로 유회 되는 터보차저의 고속 저어널 베어링 유회해석을 수치해석적으로 수행하여 베어링 성능에 관계된 매개변수들의 변화에 대해 분석하고자 한다.

2. 이 론

2.1 지배 방정식

뉴턴 유체와 단순 비 뉴턴 유체인 멱법칙 유체의

혼합 액체를 구체적으로 표현하면, 전체 전단응력은 두 유체의 구성분량에 의하여 나누어진다.⁹⁾ 즉,

$$\tau_{zx}^M = \tau_{zx}^N + \tau_{zx}^P = \mu\nu \frac{\partial u}{\partial z} + \mu_p \nu_p \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^n = \mu_h \frac{\partial u}{\partial z} \quad (1)$$

여기서

$$\mu_h = \mu(1-\nu_p) + \mu_p \nu_p \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n-1)/2} = \mu(1-\nu_p) + \mu_p \mu_p I^{(n-1)/2} \quad (2)$$

그리고 μ 와 $1-\nu_p$ 는 뉴턴 유체의 점도와 체적분율이고, μ_p 와 ν_p 는 멱법칙 유체의 점도와 체적분율이다. 또한 n은 점도지수로 뉴턴 유체에서는 1이며 전단농화(shear thickening = dilatant(팽창성)) 비 뉴턴 유체에서는 1보다 크며, 전단박화(shear thinning = pseudoplastic(의소성)) 비 뉴턴 유체에서는 1보다 작은 수이다.

나아가 뉴턴 유체 내에 첨가된 멱법칙 유체의 혼합물에 대해 연속방정식과 간소화된 Navier-Stokes 방정식을 유막두께 방향으로 적분하여 얻은 난류인자가 포함된 레이놀즈 방정식 형태의 무차원 방정식은 다음과 같다.⁹⁾

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[G_x \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\mu_h} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{\mu}_h^{1/2-n} \bar{p}}{\bar{h}^{3/2}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[G_y \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\mu_h} \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\bar{\mu}_h^{1/2-n} \bar{p}}{\bar{h}^{3/2}} \right) \right] = \pi \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (3)$$

그리고 무차원 속도는 다음과 같다.

$$\bar{u} = \bar{z} - \frac{\bar{z}(\bar{z}-1)\bar{h}^2}{4\pi \left[\frac{\bar{\mu}_h^{1/2-n} \bar{p}}{\mu(1-\nu_p)} + \frac{n\bar{\mu}_p \nu_p}{\bar{h}^{n-1}} \right]} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \quad (4)$$

$$\bar{v} = - \frac{\bar{z}(\bar{z}-1)\bar{h}^2}{4\pi \left[\frac{\bar{\mu}_h^{1/2-n} \bar{p}}{\mu(1-\nu_p)} + \frac{\bar{\mu}_p \nu_p}{\bar{h}^{n-1}} \right]} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \quad (5)$$

여기서 $\bar{x} = \theta = x/R$, $\bar{y} = y/R$, $\bar{z} = z/h$,

$$\bar{h} = h/c, \bar{u} = u/U, \bar{v} = v/U, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_o},$$

$$\bar{p} = (c/R)^2 \frac{1}{\mu_o N} p, \bar{\tau}_{zx}^M = \frac{c}{\mu_o U} \tau_{zx}^M,$$

$$\bar{\mu}_p = \frac{U^{n-1}}{\mu_o c^{n-1}} \mu_p, \bar{p}^* = \frac{\bar{h}^{-3/2} \bar{p}}{\mu_h^{1/2}},$$

$$\bar{\mu}_{h_1} = \bar{\mu}(1 - \nu_p) + \frac{n\bar{\mu}_p \nu_p}{\bar{h}^{n-1}}, \text{ 그리고}$$

$$\bar{\mu}_{h_2} = \bar{\mu}(1 - \nu_p) + \frac{\bar{\mu}_p \nu_p}{\bar{h}^{n-1}} \text{ 이다.}$$

또한 G_x 와 G_z 의 값은 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 레이놀즈수 범위 내에서 다음과 같이 주어진다.^{10,11)}

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 \left(\frac{hU}{\nu} \right)^{0.9}} \quad (6)$$

$$G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 \left(\frac{hU}{\nu} \right)^{0.96}} \quad (7)$$

나아가, 이차원 정상상태 에너지 방정식에 대한 유막 두께 방향으로 적분된 후 난류인자가 포함된 무차원 에너지 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.^{9,12,13)}

$$\left(1 - \frac{G_x \bar{h}^2}{\pi \mu_{h_1}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) \frac{\partial (\bar{C}_p \bar{T})}{\partial \theta} - \left(\frac{G_y \bar{h}^2}{\pi \mu_{h_2}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) \frac{\partial (\bar{C}_p \bar{T})}{\partial y} + \frac{2\lambda c}{\rho K h} (H_B + H_S) = \frac{2\lambda c}{\rho K h} (H_B \bar{T}_B + H_S \bar{T}_S) + 2 \frac{\bar{\mu}_{h_2}}{\rho h^2} \left[\bar{\tau}_c + \frac{\bar{h}^4}{4\pi^2} \left\{ \frac{G_x}{\mu_{h_1}^2} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{G_y}{\mu_{h_2}^2} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right\} \right] \quad (8)$$

여기서 $\lambda_1 = \frac{KR}{\rho_o C_{po} U c^2}$, $\bar{z} = \frac{z}{h}$, $\bar{C}_p = \frac{C_p}{C_{po}}$, $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_o}$

그리고 $\bar{T} = (T - T_i) \frac{\rho_o C_{po} (c/R)^2}{\mu_o U / R}$ 이다.

그리고 H_{sT} 와 H_{bT} 는 축과 부시에 대한 엔진오일의 대류 열전달 계수로 그 값^{14,15)}은 Table 1에 명기된 값을 사용하였다.

또한 무차원 전단응력은 다음과 같다.

$$\bar{\tau}_{zx}^M = \bar{\tau}_c \left[\bar{\mu}(1 - \nu_p) + \frac{\bar{\mu}_p \nu_p}{\bar{h}^{n-1}} \right] \frac{1}{\bar{h}} - \frac{\bar{h}(1 - 2\bar{z})}{4\pi} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \quad (9)$$

여기서 레이놀즈수 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서, $\bar{\tau}_c$ 값은 다음과 같이 표시된다.^{10,11)}

$$\bar{\tau}_c = 1 + 0.0012 \left(\frac{\rho U h}{\mu} \right)^{0.94} \quad (10)$$

저어널 베어링 내의 유막 두께 h 에 대한 기하학적 함수는 베어링 좌표계¹²⁾로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \quad (11)$$

여기서 c 는 베어링 틈새이고, ε 는 고정 부싱의 중심으로부터 회전하는 축의 중심의 편심율을 나타내며, $\theta = x/R$ 이고 R 은 저어널의 반지름이다. 그리고 φ 는 자세각(attitude angle)이다.

오일의 밀도(kg/m^3)는 식 (12)와 같은 온도와의 관계를 갖고 있으며, 동점도(cSt)는 식 (13)과 같은 도와 이중 자연로그 함수관계를 갖고 있다.¹³⁾

$$\rho = 0.0361(a - 0.000354T_f) \bullet 27680, \quad (12)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 10^{10(b - c \log_{10}(T_r))} - 0.6 \quad (13)$$

여기서 T_f 와 T_r 은 각각 화씨온도와 랭킨온도를 나타낸다. 그리고 a, b, c는 오일의 종류에 따라 다른 상수 값을 갖는다. 또한 오일에 대한 비열 C_p (J/kg.°C)는 섭씨온도 T_c 에 대해 다음과 같이 변한다.

$$C_p = 4186.8 * (0.388 + 0.000457 * (1.8 * T_c + 32.2)) / (SG * 1000 / 998.6)^{1/2} \quad (14)$$

여기서 SG는 비중(specific gravity @Oil 15°C /Water 4°C)이다.

포화액체상태의 물에 대한 온도에 따라 변화하는 밀도(kg/m^3), 점도(Pa.s), 비열(J/(kg.°C))에 대한 식은 표준 시험 데이터를 기반으로 한 다음과 같은 식들을 사용하였다.¹⁶⁾

$$\rho_w = -3.2462 * 10^{-8} * T_c^4 + 1.8034 * 10^{-5} * T_c^3 - 0.0057131 * T_c^2 + 0.0076956 * T_c + 999.83 \quad (15)$$

$$\mu_w = 6.12336 * 10^{-26} * T_c^{10} - 1.1150 * 10^{-22} * T_c^9 + 8.8064 * 10^{-20} * T_c^8 - 3.9658 * 10^{-17} * T_c^7 + 1.1271 * 10^{-14} * T_c^6 - 2.1177 * 10^{-12} * T_c^5 + 2.6875 * 10^{-10} * T_c^4 - 2.3295 * 10^{-8} * T_c^3 + 1.3990 * 10^{-6} * T^2 - 5.9812 * 10^{-5} * T + 0.0017896 \quad (16)$$

$$C_{pw} = 3.9678 * 10^{-11} * T_c^6 - 3.1750 * 10^{-8} * T_c^5 + 9.7185 * 10^{-6} * T_c^4 - 0.0014149 * T_c^3 + 0.11043 * T^2 - 3.9849 * T + 4225.2 \quad (17)$$

2.2 경계조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

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

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (18)$$

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.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (19)$$

여기서 θ 는 유막이 없어지는 지점이다. 이 조건은 Swift-Stieber 경계조건이라 한다.

온도 경계조건으로는 베어링 양쪽 측면에서 축방향 주위로 전달되는 열이 없다고 보았다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\pm L/2} = 0 \quad (20)$$

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 재 순환유의 온도와의 혼합온도로 보았다. 순환유와 주입유의 혼합현상에 대한 개념도는 Fig. 1에 나타나 있으며 혼합온도의 표현식은 다음과 같다.

$$T_{mix} = \frac{(Q_m - Q_l)T_m + L_c Q_{rec} T_{rec}}{(Q_m - Q_l) + L_c Q_{rec}} \quad (21)$$

여기서 L_c 는 유막의 수축률(contraction ratio)¹⁷⁾로 다음과 같이 정의된다.

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta^*, z)} u(\theta^*, z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta, z) dy dz} \quad (22)$$

이 유막 수축율은 캐비테이션 지역 내에서 베어

링 벽의 유효 유막 폭을 나타낸다. 따라서 캐비테이션 지역에서 줄어든 실 유막 폭 때문에 베어링 벽으로의 열전달 계수는 유막 수축율에 의하여 보정되어야 한다. 그 표현식은 다음과 같다.

$$H_b = L_c H_{bo} + (1 - L_c) H_{bg} \quad (23)$$

2.3 무차원 베어링 하중, 마찰력 및 측면유량

일단 압력 분포가 결정되면, 베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자인 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실 그리고 유막을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등을 구할 수 있다.

무차원 형태로 쓰인 아래의 방정식들로부터 하중 수용능력, 마찰력, 공급유량과 같은 베어링 성능 매개변수들이 결정된다.

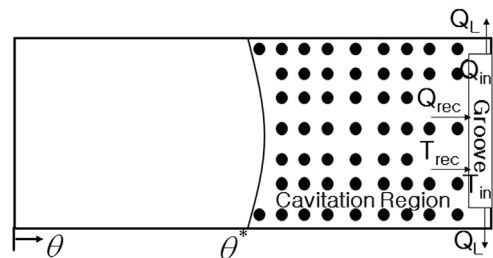


Fig. 1 Diagram of lubricant flow, with Q_{in} the inlet oil flow rate, Q_{rec} the re-circulating flow rate and Q_L the side oil flow rate going through groove land. θ^* is the angle of the beginning of the cavitation region

$$\bar{W} = \int_0^{\theta_{cav}} \bar{p} dx, \quad \bar{F} = \int_0^{\theta_{cav}} \bar{\tau}_{zx}^M d\theta, \quad \bar{Q} = \int_0^{2\pi} \bar{v} d\theta$$

이러한 값들의 무차원화된 자세한 표현은 다음과 같다.

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

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{P} \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (24a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{P} \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (24b)$$

이로부터 전체하중, \bar{W} , 는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\bar{W} = \sqrt{\left(\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2\right)} \quad (24c)$$

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

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{LD} \left(\frac{c}{R}\right) \left(\frac{L}{D}\right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{\frac{L}{D}}^{\frac{L}{D}} \left(G_x \frac{H}{2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \bar{\tau}_c \bar{\mu}_{h_2} \frac{2\pi}{H} \right) d\bar{z} d\theta \quad (25)$$

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.

$$\bar{Q}_{z1} = \frac{Q_{z1}}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} -G_z \frac{H^3}{\mu_{h_2}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \Big|_{z=\pm L/D} d\theta \quad (26)$$

3. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 적용한 베어링의 제원은 Table 1 과 같다. 베어링 내의 윤활 홈의 형태는 1개의 축방향 그루브 형태를 고려하였다. 한편 축의 속도는 10,000, 50,000rpm의 2가지 경우를 고려하였다. 오일 내에 균질하게 혼합된 물은 유상액 상태로 존재한다고 보았으며, 유상액의 물성은 두 유체의 구성분량에 의해 합성되어 표현하였다. 혼합물의 밀도 및 비열도 위에서 사용한 합성점도의 표현과 같은 형태를 사용하였다. 즉, $\rho_h = \nu\rho_1 + (1-\nu)\rho_2$, $C_{ph} = \nu C_{p1} + (1-\nu)C_{p2}$ 로 보았다.

베어링 내 오일과 수분 혼합물의 50,000rpm에서의 압력분포는 Fig. 2에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 압력이 증가함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최고 압력이 0.171MPa이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 0.152 및 0.127MPa로 감소하였다. 이는 수분 증가로 점도가 감소하여 혼합물의 베어링 하중 지지능력이 감소했음을 말한다. 아울러 오일 내

Table 1 Journal bearing operating conditions

Bearing diameter	$D = 7.85 \text{ mm}$
Bearing length	$L = 4.06 \text{ mm}$
Radial clearance	$C = 10 \mu\text{m}$
Rotational speed	$N = 10,000/50,000 \text{ rpm}$
Lubricant viscosity at 40 & 100°C	$\nu_o = 66.12/11.00 \text{ cSt}$
Lubricant density at 15 & 40°C	$\rho_o = 852.0/836.1 \text{ kg/m}^3$
Lubricant specific Heat at 40°C	$C_o = 1974.54 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$
Convective heat transfer coefficient of lubricant to bush	$H_{boT} = 8700 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Convective heat transfer coefficient of air to bush	$H_{bgT} = 3400 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Convective heat transfer coefficient of lubricant to shaft	$H_{sT} = 8700 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Bush and shaft temperature	$T_{b,s} = 120/125^\circ\text{C}$ @ 10,000/50,000rpm
Inlet lubricant temperature	$T_{in} = 120/125^\circ\text{C}$ @ 10,000/50,000rpm
Inlet lubricant pressure	$P_{in} = 4.0 \times 10^5 \text{ Pa}$
Circumferential width of an axial groove	$7.5^\circ (1 \text{ grid size}) \times 2$

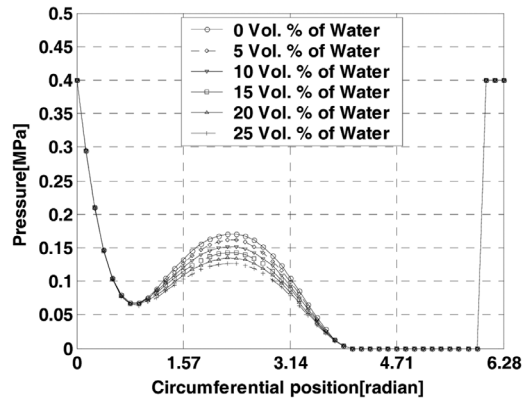


Fig. 2 Pressure distribution at bearing mid-plane @ 50,000 rpm, one axial groove

수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전 수 변화에 따른 혼합물 압력에 미치는 영향을 Fig. 3에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 최고압력이 10,000rpm에서 0.060MPa이던 것이 50,000rpm에서는 0.152 MPa로 증가하였다.

베어링 내 혼합물의 50,000rpm에서의 온도분포는 Fig. 4에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 온도는 증가함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최고 온도가 204.3°C이었던 것이 수

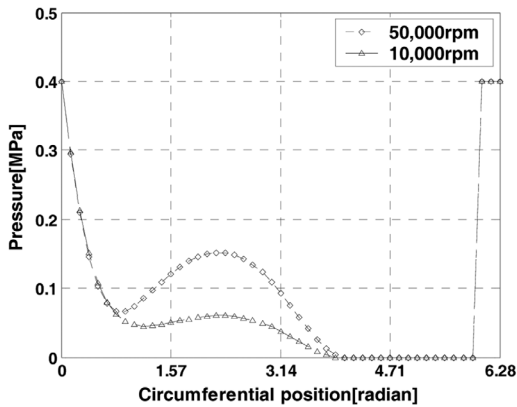


Fig. 3 Pressure distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove

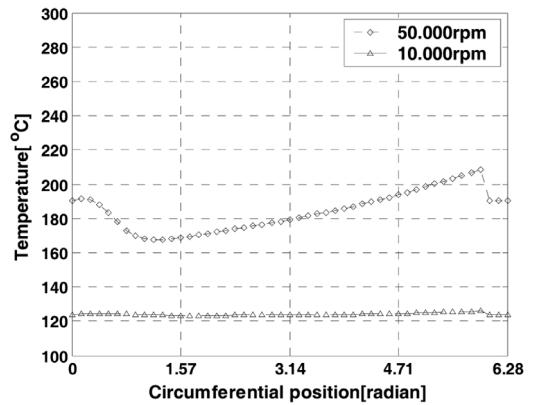


Fig. 5 Temperature distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove

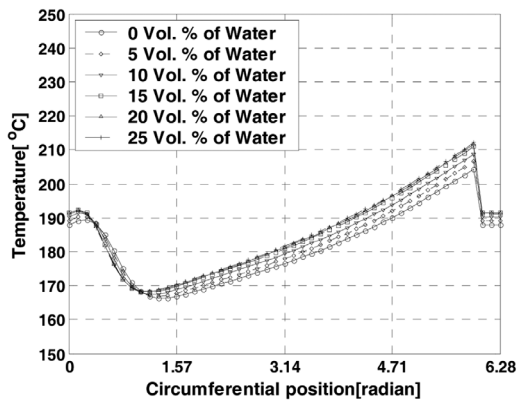


Fig. 4 Temperature distribution at bearing mid-plane @ 50,000rpm, one axial groove

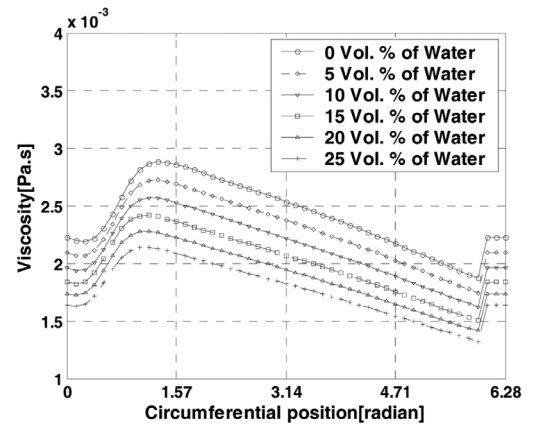


Fig. 6 Viscosity distribution at bearing mid-plane @ 50,000rpm, one axial groove

분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 208.7 및 212.1°C로 증가하였다. 이는 수분 증가로 혼합물의 비열이 증가하였기 때문이다. 아울러 오일 내 수분 함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 온도에 미치는 영향을 Fig. 5에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 최고온도는 10,000rpm에서 125.9°C이던 것이 50,000rpm에서는 208.7°C로 증가하였다.

한편 혼합물의 50,000rpm에서의 점도분포는 Fig. 6에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 점도가 감소함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최고 점도가 2.8792E-3 Pa.s이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 2.5672E-3 및 2.1380E-3 Pa.s로 감소하였다. 이는 엔진오일보다

점도가 낮은 수분의 증가로 혼합물의 점도가 감소하였기 때문이다. 아울러 오일 내 수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 점도에 미치는 영향을 Fig. 7에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 최고 점도는 10,000rpm에서 4.9913E-3Pa.s이던 것이 50,000rpm에서는 2.5672E-3Pa.s로 감소하였다.

혼합물의 50,000rpm에서의 밀도분포는 Fig. 8에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 밀도는 증가함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최고 밀도가 755.7kg/m³이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 769.5 및 790.6 kg/m³로 증가하였다. 이는 수분의 밀도가 오일의 밀도보다 크기 때문이다. 아울러 오일 내 수분함량이

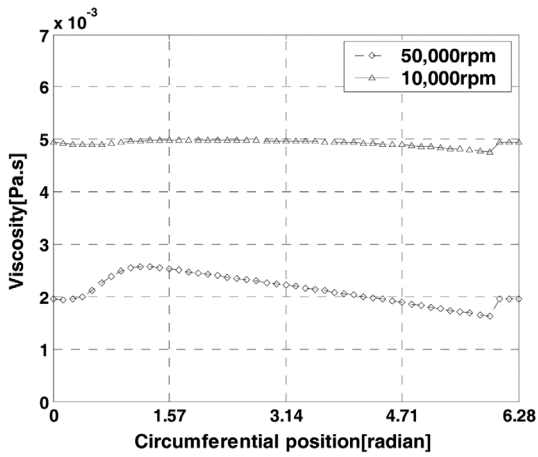


Fig. 7 Viscosity distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove

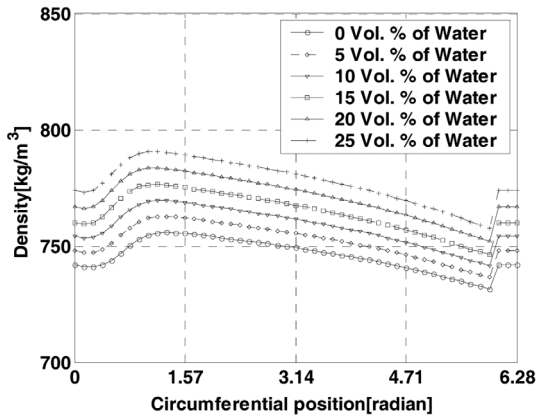


Fig. 8 Density distribution at bearing mid-plane @ 50,000rpm, one axial groove

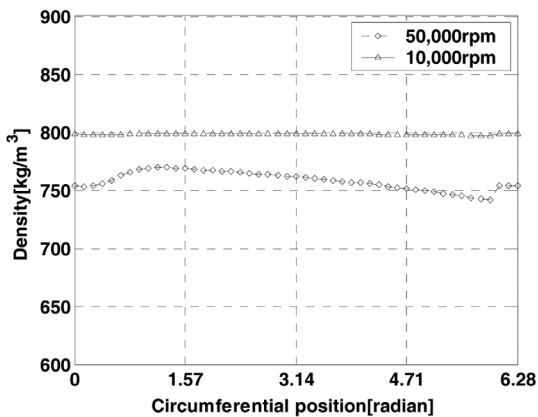


Fig. 9 Density distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove

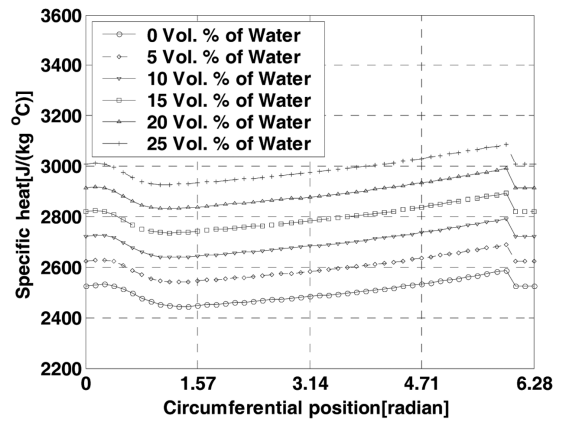


Fig. 10 Specific Heat distribution at bearing mid-plane @ 50,000rpm, one axial groove

체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 밀도에 미치는 영향을 Fig. 9에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 10,000rpm에서 798.8 kg/m^3 이던 것이 50,000rpm에서는 769.5 kg/m^3 로 감소하였다.

혼합물의 50,000rpm에서의 비열분포는 Fig. 10에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 비열은 증가함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최저 비열이 $2445.1 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)}$ 이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 2639.2 및 $2927.3 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)}$ 로 증가하였다. 이는 수분의 비열이 오일의 비열보다 크기 때문이다. 아울러 오일 내 수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 온도에 미치는 영향을 Fig. 11에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 최저 비열은 10,000rpm에서 $2480.7 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)}$ 이던 것이 50,000rpm에서는 $2639.2 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)}$ 로 증가하였다.

오일 혼합물의 수분 함량 및 베어링회전축의 속도에 따른 최고 압력의 변화는 Fig. 12에 도시되었다. 저속보다 고속에서 최고 압력이 증가했으나, 수분 함량이 증가할수록 감소함을 나타냈다. 즉 50,000rpm에서는 수분이 없을 때 0.171 MPa 에서 수분이 25%일 때는 0.127 MPa 로 감소하였고, 반면 같은 수분함량 조건에서 10,000rpm에서는 0.067 MPa 에서 0.051 MPa 로 감소폭이 비교적 적었다. 또한 오일 혼합물의 수분 함량 및 베어링회전축의 속도에 따른 최고 온도의 변화는 Fig. 13에 도시되었다. 고

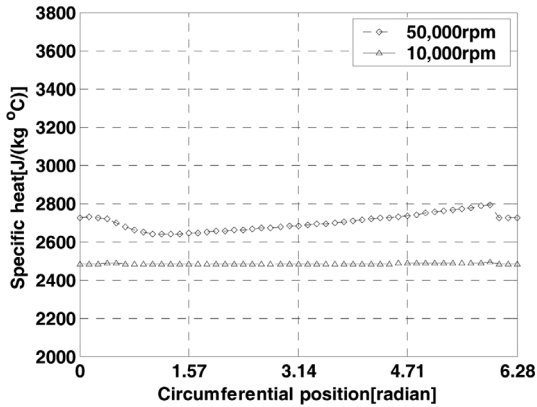


Fig. 11 Specific heat distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove

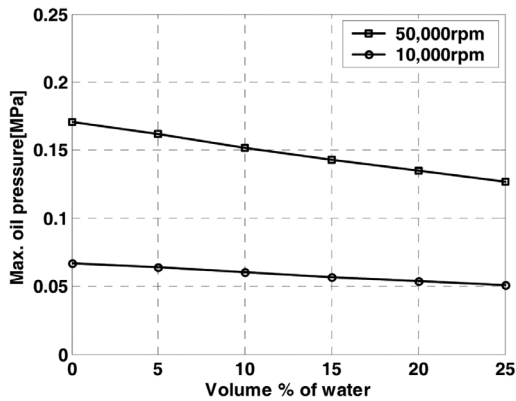


Fig. 12 Maximum oil pressure distribution at bearing center line at each rpm

속에서 최고 온도는 증가했으나, 수분 함량 증가에 따라서 그 증가 폭이 크게 나타나지 않았다. 즉 50,000rpm에서는 수분이 없을 때 204.3°C에서 수분이 25%일 때는 212.1°C로 증가하였고, 반면 같은 수분함량 조건에서 10,000rpm에서는 125.6°C에서 126.4°C로 증가 폭이 비교적 적었다.

오일 혼합물의 수분 함량 및 베어링 회전축의 속도에 따른 무차원 베어링 성능 매개변수의 값들은 Fig. 14~16에 도시하였다.

베어링 무차원 측면유량 및 실 유량은 Fig. 14에 도시된 바와 같이 무차원 측면유량은 축 회전수가 증가할수록 감소하였으나 실 유량은 회전수가 증가함에 따라 증가함을 보였다. 또한 측면유량은 물의 체적분율이 증가할수록 증가함을 보였다. 즉 무차

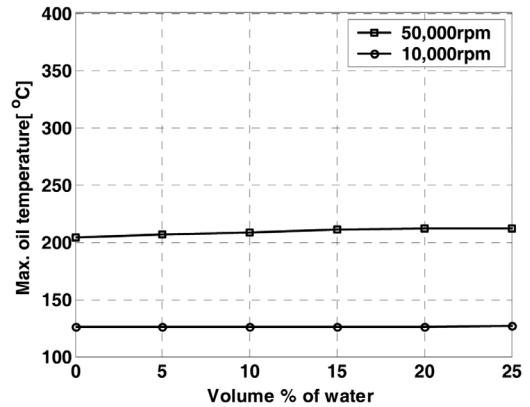


Fig. 13 Maximum oil temperature distribution at bearing center line at each rpm

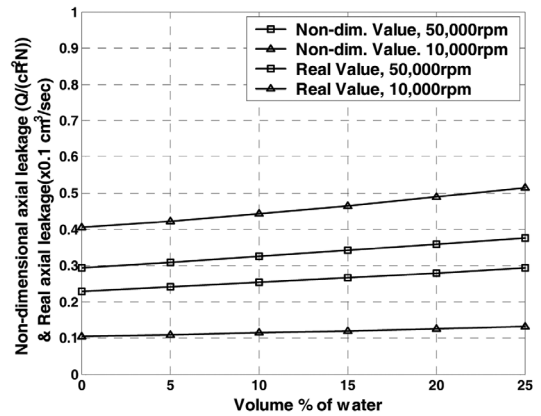


Fig. 14 Non-dimensional axial leakage distribution at each rpm

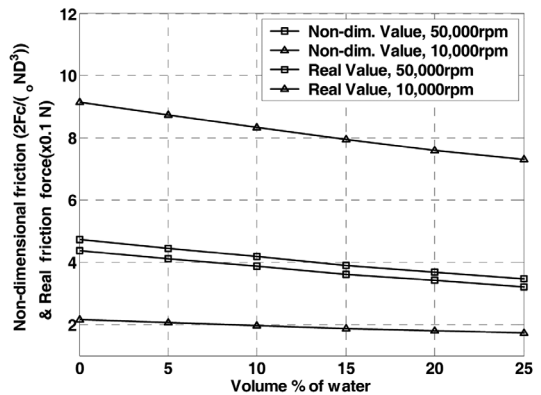


Fig. 15 Non-dimensional friction distribution at each rpm

원 측면유량은 10,000rpm에서는 수분이 없을 때 0.405이고, 수분함량이 25%일 때 0.515을 나타내고

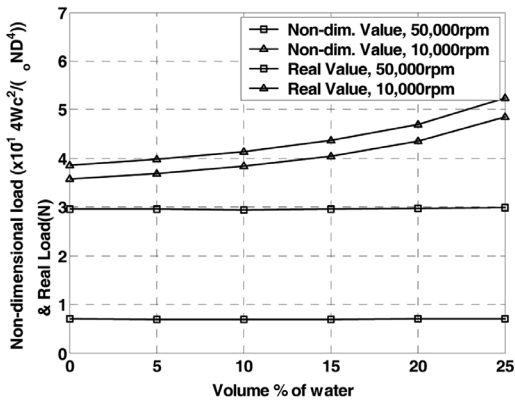


Fig. 16 Non-dimensional load distribution at each rpm

있으며, 같은 수분함량에서 50,000rpm에서는 0.229에서 0.293으로 증가하였다.

베어링 무차원 마찰력 및 실 마찰력은 Fig. 15에 도시되었고, 수분함량이 많을수록 감소하였으며, 축 회전수가 증가할수록 무차원 마찰력은 감소하였으며, 실 마찰력은 증가하였다. 즉, 무차원 마찰력은 10,000rpm에서는 수분이 없을 때 9.156이고, 수분함량이 25%일 때 7.312을 나타내고 있으며, 같은 수분함량에서 50,000rpm에서는 4.323에서 3.206으로 감소하였다.

베어링 무차원 하중 및 실 하중은 Fig. 16에 도시된 바와 같이 축 회전수가 감소할수록 증가하였고, 저 회전수에서는 수분함량이 많을수록 증가하였으나, 고 회전수에서는 감소하였다. 즉, 무차원 하중은 10,000rpm에서는 수분이 없을 때 0.3852이고, 수분함량이 25%일 때 0.5232을 나타내고 있으며, 같은 수분함량에서 50,000rpm에서는 0.0699에서 0.0705로 증가하였다.

4. 결론

본 연구결과 결론은 다음과 같다.

- 1) 오일 내 수분함량이 증가할수록 베어링 내 혼합유의 압력은 감소하였고, 온도는 증가하였다.
- 2) 또한 수분이 함유된 혼합유의 합성점도는 수분의 함량이 증가함에 따라 감소하였으며, 합성밀도와 합성비열은 증가하였다.
- 3) 오일 내 수분 함량이 증가하면 실 측면유량은 증가하였으며, 실 마찰력은 감소하였고, 실 하중은

저 회전 상태에서 크게 증가하였다. 한편, 축 회전수가 증가하면 실 측면유량과 실 마찰력은 증가하나, 실 하중은 감소하였다.

향후 본 개발된 프로그램을 사용하여 엔진오일용 기유와 첨가제가 혼합되어 제조된 엔진오일의 성능을 기유성분과 첨가제성분의 물성만 가지고 미리 예측할 수 있는 방법을 연구하고자 한다.

References

- 1) H. Hamaguchi, H. Spikes and A. Cameron, "Elastohydrodynamic Properties of Water in Oil Emulsions," *Wear*, Vol.43, pp.17-24, 1977.
- 2) T. Dow, "A Rheology Model for Oil-in-water," *CASA-SME Technical Paper #Ms77-339*, 1977.
- 3) T. Nakahara, T. Makino and K. Kyogoku, "Observations of Liquid Droplet Behavior and Oil Film Formation in O/W Type Emulsion Lubrication," *ASME Journal of Tribology*, Vol.110, pp.348-353, 1988.
- 4) J. Lunberg, "Rheological Model of a Dilute Emulsion," *STLE Tribology Transactions*, Vol.31, pp.83-90, 1988.
- 5) I. K. Dien and H. G. Elrod, "A Generalized Steady-state Reynolds Equation for Non-newtonian Fluids, with Application to Journal Bearings," *J. Lubrication Technology*, Vol.105, pp.385-390, 1983.
- 6) A. H. Nayfeh, *Perturbation Methods*, John Wiley & Sons, New York, 1973.
- 7) F. Dai and M. M. Khonsari, "A Theory of Hydrodynamic Lubrication Involving the Mixture of Two Fluids," *Int. J. Engng. Sci.*, Vol.61, pp.634-641, 1994.
- 8) R. S. Paranjpe, "Analysis of Non-newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation," *ASME Journal of Tribology*, Vol.114, pp.736-744, 1992.
- 9) S. M. Chun, "Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of Journal Bearing on Steam Turbine Shipping Engine Involving the Mixture of Water within Turbine Oil," *Journal of*

전 상 명

- KSTLE, Vol.27, No.2, pp.77-87, 2011.
- 10) 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.
 - 11) 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.
 - 12) 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.
 - 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, "Aeration Effects on the Performance of a Turbocharger Journal Bearing," Tribology International, Vol.41, pp.296-306, 2008.
 - 15) S. M. Chun, "A Parametric Study on Bubble Lubrication of High-speed Journal Bearings," Tribology International, Vol.35, No.1, pp.1-13, 2002.
 - 16) J. P. Holman, Heat Transfer, 9th Edn., Appendix A, Table A-9, McGraw-Hill, New York, 2002.
 - 17) S. M. Chun, "Study on Mixing Flow Effects in a High-speed Journal Bearing," Tribology International, Vol.34, No.6, pp.397-405, 2001.