

터보차저 저어널 베어링에서 물과 윤활유가 혼합될 때 베어링 성능에 관한 연구

전상명[†]

호서대학교 자동차공학과

Study on Bearing Performance Involving the Mixture of Water within Engine Oil in a Turbocharger Journal Bearing

Sang Myung Chun[†]

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

(Received April 25, 2011; Revised June 10, 2011; Accepted June 15, 2011)

Abstract – In this study, using the governing equations 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 dispersed 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 on a turbocharger lubricated with the mixture of two Newtonian fluids, water dispersed within engine oil. The results related with the bearing performance are showed that the friction force and bearing load capacity decrease as increasing the volume percent of water.

Keywords – mixture of two fluids(두 유체의 혼합물), thermohydrodynamic lubrication(열유체윤활), emulsion(유상액), homogenous liquid(균질액)

1. 서 론

두 가지 유체의 혼합물의 거동에 대한 연구는 많은 관심을 가져왔다. 친숙한 예는 유상액(emulsion)인데, 이는 다른 액체 내에 한 액체가 분산된 경우이다. 전형적인 유상액은 물에 분산된 오일(O/W: oil dispersed within water) 혹은 오일에 분산된 물(W/O: water dispersed within oil)이다. 어떤 유상액은 오염물로 취급되고, 어떤 것은 고의로 조장된 것이다. 예를 들어, 겨울철 결로현상으로 인해 엔진내 윤활유에 수분이 혼합되는 경우가 종종 발생하며, 또한 실린더 헤드 개스킷 씰링에 문제가 생겨 냉각수가 유입이 되는 경우도 있다. 또한 스팀 터빈에 사용되는 윤활유에 물이 존재

하는 경우가 있는데 이러한 혼합물은 오염물이며, W/O 유상액을 만든다. 한편, 금속작업 적용에서는, W/O 유상액은 화염저항력 때문에 흔히 사용 된다. 비연소 합성액체가 광유보다 더 독성이 많고 비싸기 때문에 이러한 종류의 유상액 사용에 관심을 갖는다[1].

두 액체의 혼합물을 포함하는 유상액 문제에 서는 두 액체는 모두 뉴턴 유체로 볼 수 있다. 일반적으로 다른 액체 내의 한 유체의 액체방울의 거동과 같은 윤활유 바탕의 유상액 유동학은 매우 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.

[†]주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

본 연구에서 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 경우에도 사용할 수 있는 일반적인 유효방정식을 사용하고자 한다. 그리고 그 혼합 유체는 균질하다고 보았다. 이 지배방정식은 다양한 유체 유효문제들의 적용에 대해 일반적 적용에 적합하다. 이들 방정식은 비뉴턴 유체에 대해 Paranjpe [5]에 의해 개발된 일반화된 레이놀즈 방정식으로 축약될 수 있다. 이 방정식은 유상액 문제의 모델링에 대해 유용하게 사용할 수 있다. 본 연구에서 취급하는 혼합물은 엔진 내에서 엔진오일에 물이 섞일 경우이므로, 단순 비뉴턴유체에 관련된 멱법칙 유체점성 지수 n 값을 1로 놓고, 두 뉴턴 유체의 혼합유체로 유효되는 터보차저의 고속 저어널 베어링 유효해석을 수치해석적으로 수행하여 베어링 성능에 관계된 매개변수들의 변화에 대해 분석하고자 한다.

2. 이 론

본 연구에서는 한 유체의 유체방울들이 완전히 다른 유체 내에 용해되어, 합성된 혼합액이 균질(homogeneous)한 성질을 띤 상태와 같은 제한된 형태에 초점을 맞추고자 한다. 이때 혼합된 후에, 화학적 반응이 일어나지 않고, 각 유체가 그 고유의 역학적 성질들을 유지한다는 가정을 할 것이다. 이러한 혼합유체에 대하여, 기저 유체에 균일하게 퍼져있는 유체 첨가물에 속하는 입자의 지름은 작게 축소된 경우이다. 즉, 극단적인 경우에 그 지름은 0에 가까워진다. 결과적으로 두 구성체 간에 저항력(drag force)에 의하여 특성 이어지는 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.

2-1. 지배 방정식

위의 균질 혼합액에 대한 지배방정식으로 다음과 같은 간략한 방정식 (1)~(3)을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_h(I, v) \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_h(I, v) \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

여기서

$$\mu_h = v\mu_1 + (1-v)\mu_2 \quad (4)$$

여기서 $I = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2$ 이고, v 는 체적분율(volume

fraction)로서 상수이다. 그리고 μ_1 은 기저유체의 점도이고, μ_2 는 첨가된 유체의 점도이다.

이러한 혼합액체의 거동에 대해 좀더 조사해 보자. 분명한 것은, 뉴턴 유체의 경우에 있어서, 속도와 속도 미분은 압력구배에 대해 선형적으로 변한다는 것이다. 단순 비뉴턴 유체에 있어서, 유체유효 문제에 대한 가정을 기초로 해석을 수행한 Dien과 Elrod[6]의 연구를 언급할 수 있는데, 이는 유체흐름 내의 변형율은 주로 상대 표면 속도에 의하여 발생된다는 것이다. 이러한 가정들은 단순 비뉴턴 유체들을 전단흐름이 지배적인(Couette-dominated)인 뉴턴 유체에 대한 해석문제에 속하게 한다. 통상적인 섭동(perturbation) 방법[7]을 사용하여 Dien과 Elrod [6]의 유도과정을 따라 가면, 두 유체 구성물로 구성된 전단흐름 지배적(Couette-dominated)인 혼합액체를 위한 방정식들을 얻을 수 있다[8].

한편 뉴턴 유체와 단순 비뉴턴 유체인 멱법칙 유체의 혼합 액체를 좀더 구체적으로 표현하면, 전체 전단 응력은 두 유체의 구성분량에 의하여 나누어진다. 즉,

$$\tau_{zx}^M = \tau_{zx}^N + \tau_{zx}^P = \mu v \frac{\partial u}{\partial z} + \mu_p v_p \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^n = \mu_h \frac{\partial u}{\partial z} \quad (5)$$

여기서

$$\mu_h = \mu v + \mu_p v_p \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n-1)/2} = \mu(1-v_p) + \mu_p v_p I^{(n-1)/2} \quad (6)$$

그리고 μ 와 $v(=1-v_p)$ 는 뉴턴 유체의 점도와 체적분율이고, μ_p 와 v_p 는 멱법칙 유체의 점도와 체적분율이다. 또한 n 은 점도지수로 뉴턴 유체에서는 1이며 전단농화(shear thickening = dilatants(팽창성)) 비 뉴턴 유체에서는 1보다 크며, 전단 박화(shear thinning = pseudoplastic(의소성)) 비 뉴턴유체에서는 1보다 적은 수이다.

나아가 뉴턴 유체 내에 첨가된 멱법칙 유체의 혼합 물에 대해 연속방정식과 간소화된 Navier-Stokes 방정식을 유막두께 방향으로 적분하여 얻은 난류인자가 포

합된 레이놀즈 방정식 형태의 무차원 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left[G_x \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}_1} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(\frac{\bar{\mu}_{h_1} \bar{p}}{\bar{h}^{3/2}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[G_y \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}_{h_2}} \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\bar{\mu}_{h_2} \bar{p}}{\bar{h}^{3/2}} \right) \right] = \pi \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \bar{\theta}} \quad (7)$$

그리고 무차원 속도는 다음과 같다.

$$\bar{u} = \bar{z} - \frac{\bar{z}(\bar{z}-1)\bar{h}^2}{4\pi \left[\bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n\bar{\mu}_p v_p}{\bar{h}^{n-1}} \right]} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \quad (8)$$

$$\bar{v} = - \frac{\bar{z}(\bar{z}-1)\bar{h}^2}{4\pi \left[\bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n\bar{\mu}_p v_p}{\bar{h}^{n-1}} \right]} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \quad (9)$$

여기서 $\bar{x} = x/R$, $\bar{y} = y/R$, $\bar{z} = z/h$, $\bar{h} = h/c$,
 $\bar{u} = u/U$, $\bar{v} = v/U$, $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_o}$, $\bar{p} = (c/R)^2 \frac{1}{\mu_o N} p$,
 $\bar{\tau}_{zx}^M = \frac{c}{\mu_o U} \tau_{zx}^M$, $\bar{\mu}_p = \frac{U^{n-1}}{\mu_o c^{n-1}} \mu_p$, $\bar{p}^* = \frac{\bar{h}^{3/2} \bar{p}}{\bar{\mu}_{h_2}^{1/2}}$,
 $\bar{\mu}_{h_1} = \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n\bar{\mu}_p c_p}{\bar{h}^{n-1}}$, 그리고 $\bar{\mu}_{h_2} = \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n\bar{\mu}_p v_p}{\bar{h}^{n-1}}$

이다.

또한 G_x 와 G_z 의 값은 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서 다음과 같이 주어진다[9,10].

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 \left(\frac{hU}{v} \right)^{0.9}} \quad (10)$$

$$G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 \left(\frac{hU}{v} \right)^{0.96}} \quad (11)$$

나아가, 이차원 정상상태 에너지 방정식을 유막 두께 방향으로 적분된 후 난류인자가 포함된 무차원 에너지 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다[11,12].

$$\left(1 - \frac{G_x \bar{h}^2}{\pi \bar{\mu}_{h_1}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right) \frac{\partial(\bar{C}_p \bar{T})}{\partial \bar{\theta}} - \left(\frac{G_y \bar{h}^2}{\pi \bar{\mu}_{h_2}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \frac{\partial(\bar{C}_p \bar{T})}{\partial \bar{y}} + \frac{2\lambda_1 c}{\rho K h} (H_B - H_S) =$$

$$\frac{2\lambda_1 c}{\rho K h} (H_B \bar{T}_B + H_S \bar{T}_S) + 2 \frac{\bar{\mu}_{h_2}}{\rho \bar{h}^2} \left[\bar{\tau}_c + \frac{\bar{h}^4}{4\pi^2} \left\{ \frac{G_x}{\bar{\mu}_{h_1}^2} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right)^2 + \frac{G_y}{\bar{\mu}_{h_2}^2} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right\} \right] \quad (12)$$

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

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

그리고 H_{sT} 와 H_{bT} 는 축과 부시에 대한 엔진오일의 대류 열전달 계수로 그 값[13,14]은 Table 1에 명기된 값을 사용하였다. 이 값은 동심 실린더 사이의 회전 흐름에 대한 대류열전달 특성에 관한 Gazley의 연구논문[15]을 참고하여 얻었다.

또한 무차원 전단응력은 다음과 같다.

$$\bar{\tau}_{zx}^M = \bar{\tau}_c \left[\bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n\bar{\mu}_p v_p}{\bar{h}^{n-1}} \right] \frac{1}{\bar{h}} - \frac{\bar{h}(1-2\bar{z})}{4\pi} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \quad (13)$$

레이놀즈수 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서, $\bar{\tau}_c$ 값은 다음과 같이 표시된다[8,9].

$$\bar{\tau}_c = 1 + 0.0012 \left(\frac{\rho U h}{\mu} \right)^{0.94} \quad (14)$$

저어널베어링 내의 유막 두께 h 에 대한 기하학적 함수는 베어링 좌표계[14]로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1 + \epsilon \cos(\theta - \phi)) \quad (15)$$

여기서 c 는 베어링 틈새이고, ϵ 는 베어링 중심으로 부터 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(16)과 같은 온도와의 관계를 갖고 있으며, 동점도(cst)는 식(17)과 같은 온도와 이중 자연로그 함수관계를 갖고 있다[11].

$$\rho = 0.0361(a - 0.000354T_f) \cdot 27680 \quad (16)$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = 10^{10 \left(\frac{b - \log_{10}(T_f)}{10} \right) - 0.6} \quad (17)$$

여기서 T_f 와 T_c 는 각각 화씨온도와 랭킨온도를 나타내며, 섭씨온도 T_c 로 표현하면 $T_f = 18T_c + 32.2$,

$T_r = 1.8T_c + 492.2$ 이다. 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.

$$C_p = 4186.8 * (0.388 + 0.000457 * (1.8 * T_c + 32.2)) / (SG * 1000 / 998.6)^{1/2} \quad (18)$$

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

포화액체상태의 물에 대한 온도에 따라 변화하는 밀도(kg/m³), 점도(Pa.s), 비열(J/(kg.°C))에 대한 식은 표준 시험 데이터를 기반으로 한 다음과 같은 식들(19~21)을 사용하였다[16].

$$\rho_w = -3.2462 * 10^{-8} * T_c^4 + 1.8034 * 10^{-5} * T_c^3 - 0.0057131 * T_c^2 + 0.0076956 * T_c + 999.83 \quad (19)$$

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

$$\begin{aligned} C_{p_w} = & 3.9678 * 10^{-11} * T_c^6 - 3.1750 * 10^{-8} * T_c^5 + 9.7185 * \\ & 10^{-6} * T_c^4 - 0.0014149 * T_c^3 + 0.11043 * T^2 \\ & - 3.9849 * T + 4225.2 \quad (21) \end{aligned}$$

2-2. 경계조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

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

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (22)$$

그리고 주입 흡에서의 윤활유 압력은 주입 윤활유의

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

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (23)$$

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

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

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\pm L/2} = 0 \quad (24)$$

또한 본 논문에서 취급된 온도관련 경계조건은 다음과 같다. 즉, 베어링과 축 벽면의 온도는 일정한 상태에서 베어링과 축 벽면으로의 열전달을 고려하였으며, 주입 흡의 온도는 주입유 온도와 원주 방향으로 재순환하여 돌아오는 재 순환유의 온도와의 혼합온도로 보았다. 순환유와 주입유의 혼합현상에 대한 개념을 도입한 혼합온도의 표현식[17]은 다음과 같다.

$$T_{mix} = \frac{(Q_{in} - Q_L)T_{in} + L_c Q_{rec} T_{rec}}{(Q_{in} - Q_L) + L_c Q_{rec}} \quad (25)$$

여기서 L_c 는 유막의 수축율(contraction ratio)[16]로 다음과 같이 정의된다.

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta^*, z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta, z) dy dz} \quad (26)$$

이 유막 수축율은 캐비테이션 지역 내에서 베어링 벽의 유효 유막폭을 나타낸다. 따라서 캐비테이션 지역에서 줄어든 실 유막 폭 때문에 베어링 벽으로의 열 전달 계수는 유막 수축율에 의하여 보정되어야 한다. 그 표현식은 다음과 같다.

$$H_b = L_c H_{bo} + (1 - L_c) H_{bg} \quad (27)$$

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 쓰여진 아래의 방정식들로부터 하중 수용능력, 마찰력, 공급유량과 같은 베어링 성능 매개 변수들이 결정된다.

$$\bar{W} = \int_0^{\rho_{av}} \bar{p} d\bar{x}, \bar{F} = \int_0^{\rho_{av}} \bar{\tau}_{zx}^M d\theta, \bar{Q} = \int_0^{2\pi} \bar{v} d\theta$$

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.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right) / \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{P} \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (28a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{P} \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (28b)$$

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

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_c)^2 + (\bar{W}_p)^2} \quad (28c)$$

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

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{LD} \left(\frac{c}{R}\right) \left(\frac{L}{D}\right) / (\mu_o N) = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \left(G_x \frac{H}{2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \bar{\tau}_{zx} \mu_{h_2} \frac{2\pi}{H} \right) d\bar{z} d\theta \quad (29)$$

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.

$$\bar{Q}_{zt} = \frac{Q_{zt}}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} -G_z \frac{H^3}{\mu_{h_2}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \Big|_{z=\pm L/D} d\theta \quad (30)$$

3. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 적용한 베어링의 제원은 Table 1과 같다. 베어링 내의 오일 주입구의 형태는 Fig. 1과 같은 4개의 원형 주입구에 상당하는 4개의 직사각형 주입구(1~4)를 고려하였다. 한편 축의 속도는 10,000, 50,000 100,000 rpm의 3가지 경우를 고려하였다.

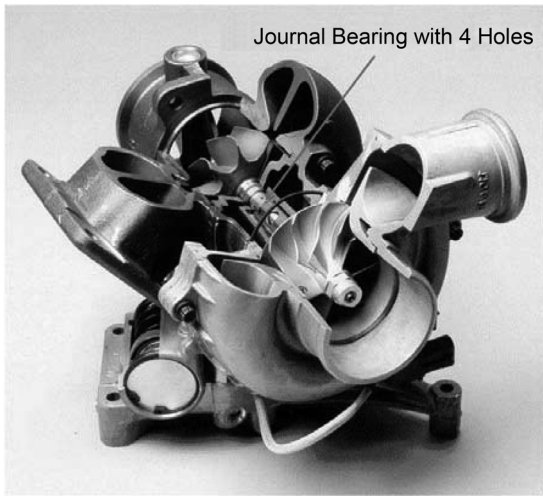
오일 내에 균질하게 혼합된 물은 유상액 상태로 존재한다고 보았으며, 유상액의 물성은 두 유체의 구성분량에 의해 합성되어 표현하였다. 혼합물의 밀도 및 비열도

Table 1. Journal bearing operating conditions

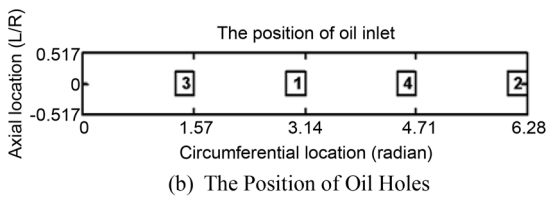
Bearing diameter	$D = 7.85 \text{ mm}$
Bearing length	$L = 4.06 \text{ mm}$
Radial clearance	$C = 10 \text{ }\mu\text{m}$
Rotational speed	$N = 10,000/50,000/100,000 \text{ rpm}$
Lubricant viscosity at 40 & 100°C	$\mu_o = 66.12/11.00 \text{ cSt}$
Lubricant density at 15 & 40°C	$\rho_o = 852.0/836.1 \text{ kg/m}^3$
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	$T_{b,s} = 120/125/130^\circ\text{C}$ @ 10,000/50,000/100,000 rpm
Inlet lubricant temperature	$T_m = 120/125/130^\circ\text{C}$ @ 10,000/50,000/100,000 rpm
Inlet lubricant pressure	$P_m = 4.0 \times 10^5 \text{ Pa}$
Circumferential width of an oil inlet hole	$7.5^\circ (1 \text{ grid size}) \times 2$

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.

본 연구에서 고려한 터보차저 저어널 베어링의 운전 환경은 4개의 오일 주입구에 주입압력이 4 bar이고, 각 주입구로 주입된 오일은 원주방향으로 순환되는 오일과 섞여 혼합된 온도가 주입구에서의 온도가 된다. 이때 베어링의 회전에 의해 조성된 베어링 내 오일압력은 주입압력보다 낮게 형성되었다. 오일 주입구 3과 1 사이에서 베어링 내 오일과 수분의 혼합물에 의해 50,000 rpm에서 생성되는 압력분포는 Fig. 2에 도시된 바와 같다. 즉 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 압력이 감소함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최저 압력이 0.249 MPa이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 0.236 및 0.214 MPa로 감소하였다. 이는 수분 증가로 점도가 감소하여 혼합



(a) Cross Section of Turbocharger Journal Bearing System



(b) The Position of Oil Holes

Fig. 1. The type of oil holes of a turbocharger journal bearing.

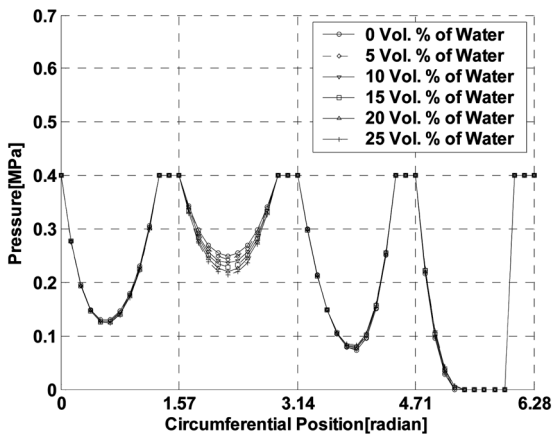


Fig. 2. Pressure distribution at bearing mid-plane @ 50,000 rpm, one axial groove.

물의 베어링 하중 지지능력이 떨어짐을 말한다. 아울러 오일 내 수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물 압력 분포는 Fig. 3에 도시되었다. 오일 주입구 3과 1사이에서 회전수가

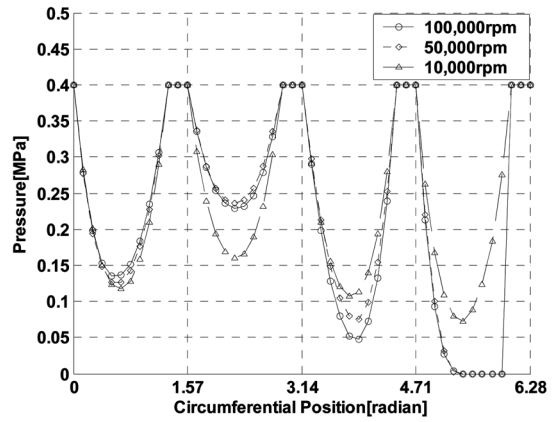


Fig. 3. Pressure distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove.

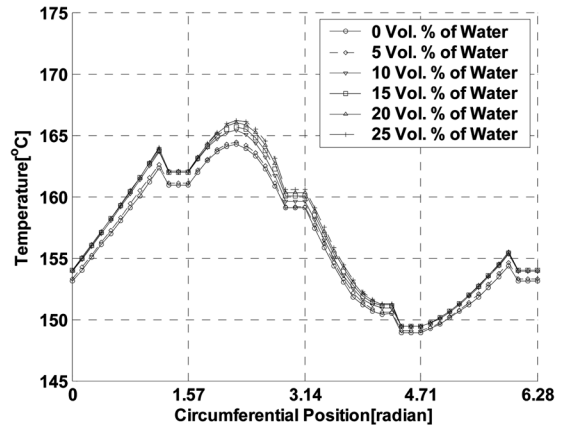


Fig. 4. Temperature distribution at bearing mid-plane @ 50,000 rpm, one axial groove.

증가함에 따라 최저압력이 10,000 rpm에서 0.160 MPa 이던 것이 50,000과 100,000 rpm에서는 0.236 및 0.229 MPa로 증가하였으나 50,000 rpm에서 차이는 적으나 조금 더 증가함을 보였다. 오일 주입구 1과 4사이에서는 오일압력이 급격히 떨어지는 구역으로 속도가 커질수록 압력구배가 커져서, 고속인 경우보다 저속인 경우가 더 높은 압력을 나타냈다.

베어링 내 혼합물의 50,000 rpm에서의 온도분포는 Fig. 4에 도시되었다. 전체적으로 물의 혼합분율에 따른 온도 편차는 2.0°C이내에 있었다. 한편 1개의 축방향 주입홀을 갖는 경우에는 베어링의 후방에서 온도가 올라가는데, 4개의 오일 주입구에서 모두 순환유와 주입유 간의 혼합을 고려하였기 때문에 후방에서의 오일

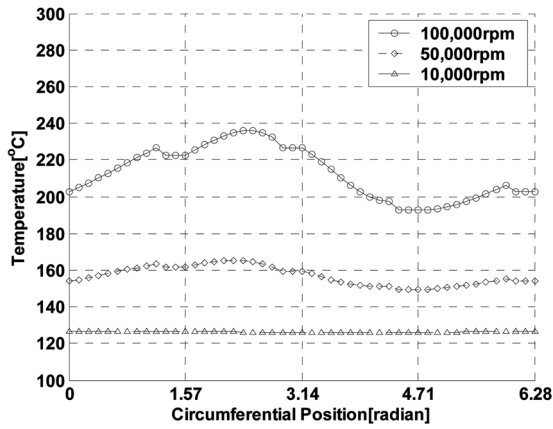


Fig. 5. Temperature distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove.

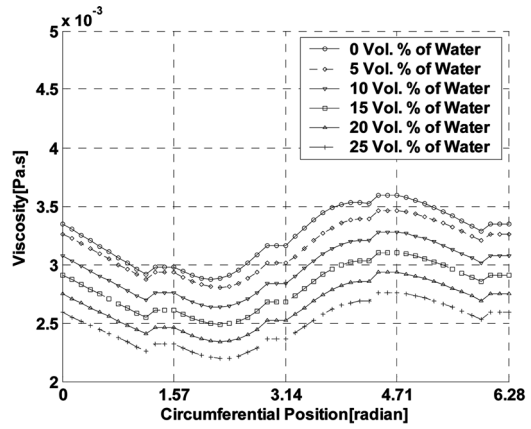


Fig. 7. Viscosity distribution at bearing mid-plane @ 50,000 rpm, one axial groove.

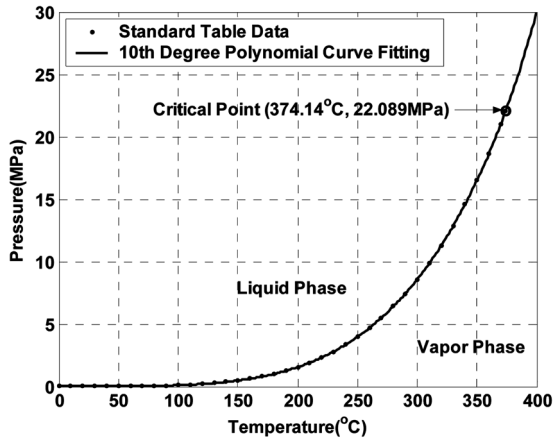


Fig. 6. Saturated temperatures and pressures of water.

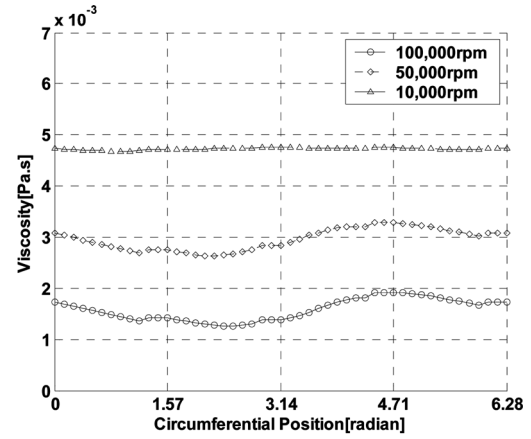


Fig. 8. Viscosity distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove.

온도가 낮게 나타났다. 구체적으로 기술하면, 수분이 없을 때 최고 온도가 164.2°C이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 165.4 및 166.2°C로 증가하였다. 아울러 오일 내 수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 온도에 미치는 영향은 Fig. 5에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 오일 주입구 3과 1사이에서 최고온도는 10,000 rpm에서 126.6°C이던 것이 50,000과 100,000 rpm에서는 165.4 및 236.0°C로 증가하였다. 참고로 236°C근처에서 압력이 약 2.4 bar 정도 나타내고 있으므로 Fig. 6의 물에 대한 포화 액체-증기곡선을 참고하면 물의 실 상태는 증기 상태며, 균질한 증기방울상태로 오일 내에 존재하는 것으로 보았으며, 증기의 점도 및 기타물성은 따로 고려치 않고 물의 물성과 동일하게 보았다.

한편 50,000 rpm에서의 혼합물의 수분 함량에 따른 점도분포는 Fig. 7에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 점도가 감소함을 보였다. 최고점도는 온도가 가장 낮은 오일 주입구 4에서 나타났다. 즉, 수분이 없을 때 최고 점도가 3.5943E-3 Pa.s이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 3.2781E-3 및 2.6060E-3 Pa.s로 감소하였다. 이는 엔진오일 보다 점도가 낮은 수분의 증가로 혼합물의 점도가 떨어졌기 때문이다. 아울러 오일 내 수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 점도에 미치는 영향을 Fig. 8에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 최고 점도는 10,000 rpm에서 4.7542E-3 Pa.s이던 것이 50,000과

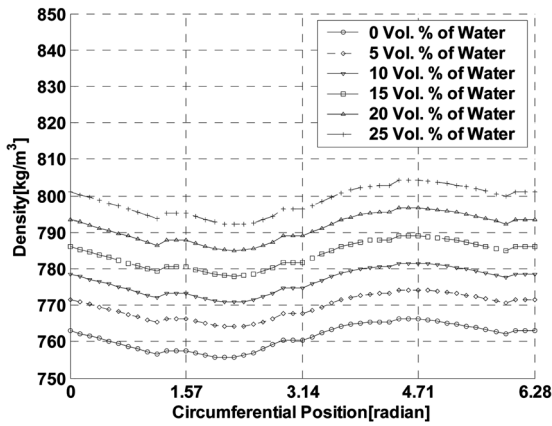


Fig. 9. Density distribution at bearing mid-plane @ 50,000 rpm, one axial groove.

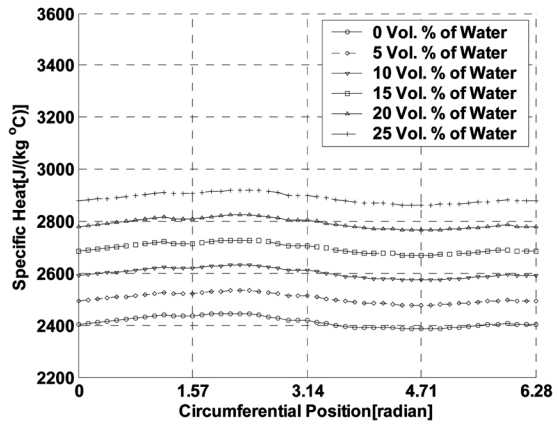


Fig. 11. Specific Heat distribution at bearing mid-plane @ 50,000 rpm, one axial groove.

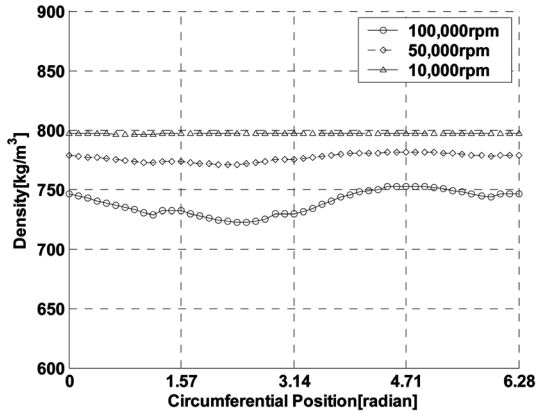


Fig. 10. Density distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove.

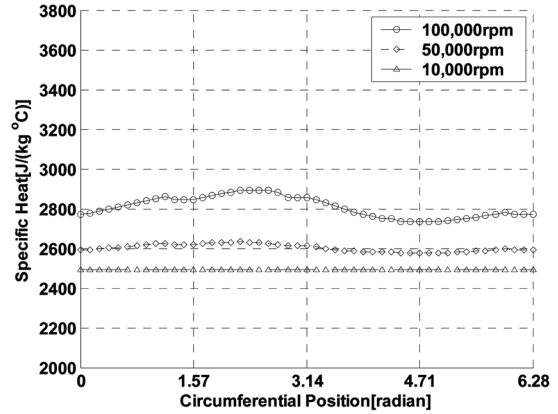


Fig. 12. Specific heat distribution at bearing mid-plane @ 10 Vol. %, one axial groove.

100,000 rpm에서는 3.2781E-3 및 1.9070E-3Pa.s로 감소하였다.

혼합물의 50,000 rpm에서의 밀도분포는 Fig. 9에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 밀도는 증가함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최고 밀도가 766.1 kg/m³이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 781.5 및 804.2 kg/m³로 증가하였다. 이는 수분의 밀도가 오일의 밀도보다 크기 때문이다. 아울러 오일 내 수분함량이 체적분율로 10%일 때 베어링 축의 회전수 변화에 따른 혼합물의 밀도에 미치는 영향을 Fig. 10에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 10,000 rpm에서 797.0 kg/m³이던 것이 50,000와 100,000 rpm에서는 769.5 및 752.2 kg/m³로 감소하였다.

혼합물의 50,000 rpm에서의 비열분포는 Fig. 11에 도시되었다. 오일 내 수분의 체적분율이 증가함에 따라 혼합물의 비열은 증가함을 보였다. 즉, 수분이 없을 때 최저 비열이 2445.4 J/(kg °C)이었던 것이 수분 체적분율이 10% 및 25%일 경우에는 2631.8 및 2919.5 J/(kg °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. 12에 도시되었다. 회전수가 증가함에 따라 최고 비열은 10,000 rpm에서 2894.4 J/(kg °C)이던 것이 50,000과 100,000 rpm에서는 2631.8 및 2492.3 J/(kg °C)로 증가하였다.

오일 혼합물의 수분 함량 및 베어링 회전축의 속도에 따른 무차원 베어링 성능 매개변수의 값들은 Figs.

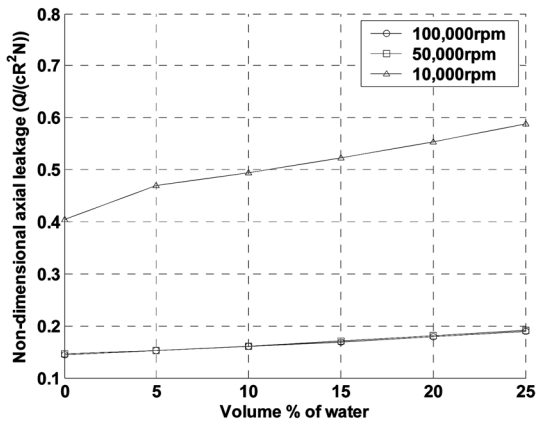


Fig. 13. Non-dimensional axial leakage distribution at each rpm.

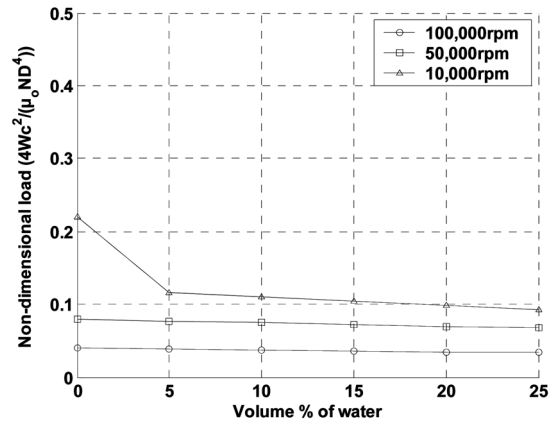


Fig. 15. Non-dimensional load distribution at each rpm.

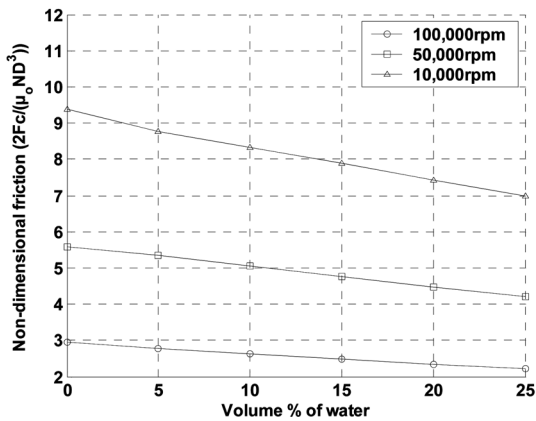


Fig. 14. Non-dimensional friction distribution at each rpm.

13~15에 도시하였다.

베어링 무차원 측면유량은 Fig. 13에 도시된 바와 같이 축 회전수가 증가할수록 감소하였으나 실 유량은 무차원 매개변수들을 고려하면 회전수가 증가함에 따라 증가함을 알 수 있다. 또한 측면유량은 수분의 체적분율이 증가할수록 증가함을 보였다. 무차원 측면유량은 10,000 rpm에서는 수분이 5%만 함유되어도 눈에 띄게 증가하였으며, 수분이 없을 때 0.404이고, 수분함량이 25%일 때 0.588을 나타내고 있다. 같은 수분함량에서 50,000 rpm에서는 0.147에서 0.191으로 증가하였고, 100,000 rpm에서는 0.144에서 0.188으로 증가하였으나, 그 차이는 매우 작았다. 이는 압력분포의 차이가 적기 때문으로 베어링 밖으로 밀어내는 측면 유량의 차이가 적을 수 밖에 없다.

베어링 무차원 마찰력은 Fig. 14에 도시되었고, 수분함량이 많을수록 감소하였으며, 축 회전수가 증가할수록 무차원 마찰력은 감소하였으며, 실 마찰력은 무차원 매개변수를 고려하면 증가함을 알 수 있다. 무차원 마찰력은 10,000 rpm에서는 수분이 없을 때 9.392이고, 수분함량이 25%일 때 6.992을 나타내고 있으며, 같은 수분함량에서 50,000 rpm에서는 5.578에서 4.198으로 감소하였고, 100,000 rpm에서는 2.940에서 2.212로 감소하였다.

베어링 무차원 하중은 Fig. 15에 도시된 바와 같이 축 회전수가 감소할수록 증가하였고, 저 회전수에서는 수분이 5%만 혼합되어도 베어링하중이 급감하였으며, 그 후 수분함량이 많을수록 서서히 감소하였다. 반면 실 하중은 무차원 매개변수를 고려하면 회전수 증가에 따라 증가함을 알 수 있다. 무차원 하중은 10,000 rpm에서는 수분이 없을 때 0.2196이고, 수분함량이 25%일 때 0.0926을 나타내고 있으며, 같은 수분함량에서 50,000 rpm에서는 0.0796에서 0.0675으로 증가하였고, 100,000 rpm에서는 0.0401에서 0.0339으로 증가하였다.

4. 결 론

본 연구결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 베어링 전반부의 주요 압력 형성 부위에서 오일 내 수분함량이 증가할 수록 일반적으로 베어링 내 혼합유의 압력은 감소하였고, 온도는 증가하였다. 또한 회전수가 증가해도 압력과 온도는 증가하나, 압력은 50,000 rpm 이상에서는 큰 변화가 없었고 오히려

100,000 rpm에서 조금 떨어짐을 보였다.

2. 또한 수분이 함유된 혼합유의 합성점도는 수분의 함량이 증가함에 따라 감소하였으며, 합성밀도와 합성비열은 증가하였다.

3. 오일 내 수분 함량이 증가하면 측면유량은 증가하였으며, 마찰력과 하중은 감소하였다. 그러나 축 회전수가 증가하면 실 측면유량, 실 마찰력과 실 하중은 모두 증가한다.

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

참고문헌

1. Hamaguchi, H., Spikes, H., and Cameron, A., "Elastohydrodynamic Properties of Water in Oil Emulsions," *Wear*, Vol. 43, pp. 17-24, 1977.
2. Dow, T., "A Rheology Model for Oil-in-Water," CASA Technical Paper #Ms77-339, 1977.
3. Nakahara, T., Makino, T., and Kyogoku, K., "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. Lunberg, J., "Rheological Model of a Dilute Emulsion," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 31, pp. 83-90, 1988.
5. Paranjpe, R. S., "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.
6. Dien, I. K. and Elrod, H. G., "A Generalized Steady-State Reynolds Equation for non-Newtonian Fluids, with Application to Journal Bearings," *J. Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 385-390, 1983.
7. Nayfeh, A. H., 1973, *Perturbation Methods*, John Wiley & Sons, Inc.
8. Dai, F. and Khonsari, M. M., "A Theory of Hydrodynamic Lubrication Involving the Mixture of Two Fluids," *Int. J. Engng. Sci.*, Vol. 61, pp. 634-641, 1994.
9. Taylor, C. M., "Turbulent Lubrication Theory Applied to Fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, pp. 40-47, 1969-1970.
10. Constantinescu, V. N., "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.
11. Safar, Z. and Szeri, A. Z., "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp. 48-57, 1974.
12. Chun, S. M. and Lalas, D. P., "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.
13. Chun, S. M., "Aeration Effects on the Performance of a Turbocharger Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 41, pp. 296-306, 2008.
14. Chun, S. M., "A Parametric Study on bubble lubrication of High-Speed Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 35, No. 1, pp. 1-13, 2002.
15. Gazley, C. Jr., "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational and Axial flow Between Concentric Cylinders," *Trans. Of the ASME*, Vol. 80, pp. 79-90, 1958.
16. Holman, J. P., *Heat Transfer*, 9th edition, Appendix A, Table A-9, McGraw-Hill Companies, Inc, 2002.
17. Chun, S. M., "Study on Mixing Flow Effects in a High-Speed Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 34, No. 6, pp. 397-405, 2001.