

모터링 엔진의 시동 사이클 및 시동 정지 사이클에서 저어널베어링의 마모 연구 - I. 이론 및 해석 절차

전상명[†]

호서대학교 자동차공학과

Study on Wear of Journal Bearings during Start-up and Coast-down Cycles of a Motoring Engine - I. Theory and Analysis Procedure

Sang Myung Chun[†]

¹Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

(Received April 17, 2015; Revised May 19, 2015; Accepted May 25, 2015)

Abstract - This paper presents a wear analysis procedure for the journal bearings on a stripped-down single-cylinder engine during start-up and coast-down by motoring. A journal bearing is in the mixed elastohydrodynamic (EHL) lubrication region when the shaft speed is less than the corresponding lift-off speed. Below the lift-off speed, a wear scar can form on bearing surfaces. In part I of this paper, we develop the appropriate formulations and the calculation procedure for the analysis. Specifically, we formulate an equation for modified film thickness in a journal bearing considering the additional wear volume. In order to obtain the modified specific wear rate induced by the modified Archard's wear coefficient, we utilized the extended non-dimensional diagram for the specific wear rate, k , the fractional film defect coefficient, Ψ and the asperity load sharing factor, γ_s . This asperity load sharing factor is newly calculated by setting the Zhao-Maietta-Chang (ZMC) asperity contact pressure equation coupled with the central film thickness equation derived by using the ZMC asperity contact model equal to the modified central contact pressure derived by using the central (or maximum) contact pressure at the dry rough line-contact configuration. We can use the procedure introduced in this paper to determine the lifetime (or long-term) linear wear in radial journal bearings that is a result of repeated stop-start cycles.

Keywords - asperity contact(돌기 접촉), lift-off speed(리프트-오프 속도), mixed elastohydrodynamic lubrication(혼합 탄성유체윤활), start-up and coast-down cycle(시동 및 시동정지 사이클), wear volume(마모 체적)

Nomenclature

a_z	= diameter of an area associated with an absorbed molecular (m)	b_w	= wear scar width (m)
A_c	= cross section of worn part or wear area of a journal bearing ($=\frac{R^2}{2}[2\alpha-\sin 2\alpha]-\frac{(R+c)^2}{2}[2\lambda-\sin 2\lambda]$) (m ²)	c	= radial clearance of a bearing (m)
		$c_w(\theta)$	= additional space for a bearing radial clearance ($=c'_w(\theta)*\cos(\pi-\theta-\varphi)$) (m)
		$c'_w(\theta)$	= y_2-y_1 (m)
		$c_M(\theta)$	= a modified bearing radial clearance ($=c+c_w(\theta), \pi-\lambda\leq\theta\leq\pi+\lambda$) (m)
		C_c	= centrifugal force of crank shaft ($=m_c\omega^2r_c$) (N)
		C_{cX}	= X-coordinate component of C_c

[†]Corresponding author : sangmchun@hanmail.net
Tel: +82-41-540-5816, Fax: +82-41-540-5818

- $(= m_c \omega^2 r_c \cos \theta_c)$ (N)
 C_{cY} = Y-coordinate component of C_c
 $(= m_c \omega^2 r_c \sin \theta_c)$ (N)
 $C_M(\theta) = 1 + c_w(\theta)/c$ (m)
 $C_w'(\theta) = c_w'(\theta)/c = (y_1 - y_2)/c$ (m)
 d = wear depth (m)
 D = Shaft diameter (m)
 e = nominal eccentricity of a journal bearing (m)
 e_M = modified eccentricity of a journal bearing (m)
 E' = half effective modulus of elasticity
 $(= 0.5 \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right))$ (Pa)
 E'' = effective modulus of elasticity
 $(= \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right))$ (Pa)
 E_a = heat of adsorption of lubricant on a surface (KJ/mole)
 E_1 = Young's modulus of a shaft (cast iron) (GPa)
 E_2 = Young's modulus of a bearing (White metal = Babbitt metal) (GPa)
 G = material number ($= \alpha E$)
 $h(\theta)$ = oil film thickness (m)
 h_c = central film thickness in line contact configuration (m)
 $H(\theta)$ = non-dimensional form of oil film thickness
 $\left(\frac{h(\theta)}{c} \right)$
 H_c = dimensionless central film thickness ($= \frac{h_c}{R_c}$)
 H_s = dimensionless oil film thickness ($= \frac{h(\theta)}{\sigma}$)
 hd = Vickers hardness of the softer material ($= hd_2$) ($\frac{N}{m^2}$)
 hd_1 = Hardness (Vickers) of a shaft (cast iron, MPa)
 hd_2 = Hardness (Vickers) of a bearing (White metal = Babbitt metal) (MPa)
 $I_1 = \frac{H_c - \bar{y}_d}{\sigma}, I_2 = \frac{H_c - \bar{y}_s + \bar{w}_1}{\sigma}, I_3 = \frac{H_c - \bar{y}_s + \bar{w}_2}{\sigma}$
 for general film thickness
 $I_1 = \frac{H_c - \bar{y}_d}{\sigma}, I_2 = \frac{H_c - \bar{y}_s + \bar{w}_1}{\sigma}, I_3 = \frac{H_c - \bar{y}_s + \bar{w}_2}{\sigma}$
 for central film thickness
 k = specific wear rate or wear modulus ($= K/hd$ or $\frac{2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{8\pi p_b n}$) (m^2/N).
 k_a = modified specific wear rate for mixed lubrication regime ($= \Psi k/\gamma_2$)
 k_b = intermediate modified specific wear rate ($= \Psi k$)
 K = dimensionless Archard wear coefficient
 l = contact length (m)
 l_c = length between bearing #1 and flywheel (m)
 L = bearing length (m)
 L/D = bearing ratio
 L_c = length between bearing #1 and bearing #2 (m)
 L_g = central oil groove width (m)
 L_r = bearing land (m)
 m_c = mass of crank shaft (kg_m)
 n = asperity density (m^{-2})
 \bar{n} = dimensionless asperity radius ($= nR_c^2$)
 N = total number of revolution or required lifetime revolution
 N_T = lift-off speed or transition speed (rpm)
 p = total interface pressure between the bearing and the shaft (Pa)
 p_a = non-dimensional asperity contact pressure
 $\left(\frac{4R_c}{E'b} p_a \right)$
 p_b = projected bearing load ($= W_n/DL$) or apparent pressure in a journal bearing (N/m^2)
 $p_b kN = \frac{2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{8\pi}$
 $p_{elastic}$ = elastic contact pressure (Pa)
 $p_{elasto-plastic}$ = elastic-plastic contact pressure (Pa)
 $p_{plastic}$ = plastic contact pressure (Pa)
 P_h = fluid hydraulic pressure (Pa)
 P_a = asperity contact pressure (Pa)
 P_{in} = oil inlet pressure (Pa)
 r_c = length between geometry center of crank

	shaft and center of mass of crank shaft (m)	W_1, W_2	= applied load of Bearing #1 and #2 (N)
R	= shaft radius (m)	\bar{W}	= dimensionless total normal force ($=\frac{W_n}{E'R_e}$)
R_e	= effective radius of curvature or equivalent contact radius ($=\left(\frac{1}{R} \pm \frac{1}{R_b}\right)^{-1}$) (m)	x	= $\frac{b_w}{2} = R\sin(\pi - \theta)$ (m)
R_b	= bearing radius (m)	X	= coordinate of vertical direction of crank shaft
R_g	= gas constant (J/(mole K))	y_1	= $[\sqrt{R^2 - x^2}]$ (m)
S	= sliding distance (m)	y_2	= $[\sqrt{(R^2 - x^2)} - d]$ (m)
\dot{S}	= time differential of sliding distance (m/s)	y_s	= distance between the mean line of the surface heights and the mean line of the surface summits, ($y_s = \frac{0.0459}{n\beta\sigma}\sigma$ or $y_s = 0.92\sigma$) (m)
t_o	= fundamental time of vibration of molecule in an absorbed state (s)	\bar{y}_s	= $\frac{y_s}{R_e}$
T_{in}	= oil inlet temperature (=23.3) (°C)	Y	= coordinate of horizontal direction of crank shaft
T_s	= absolute temperature of surface film (K)	Z	= coordinate of longitudinal direction (L/R)
u_r	= rolling velocity of two contacting surfaces ($= (u_1 + u_2)/2$) (m/s)	Z_p	= pressure-viscosity index (=0.48)
u_s	= sliding velocity ($= u_1 - u_2$) (m/s)	α_p	= pressure-viscosity coefficient ($= Z(5.1 \times 10^{-9} (\ln(\mu_0) + 9.67))$)
U	= dimensionless velocity ($= \frac{\mu_o u_r}{E'R_e}$)	α	= wear angle based on bearing center ($\alpha = \arccos \frac{2\zeta - 2\zeta\delta - \delta^2}{2(\zeta + \delta)}$) (radian)
V	= dimensionless hardness number ($= \frac{hd}{E'}$)	α_1	= α/N at each crank angle in 1 revolution (radian)
V_w	= wear volume of a journal bearing ($= A_c L$) (m ³)	β	= asperity radius (m)
\dot{V}_w	= wear volume rate (m ³ /s)	$\bar{\beta}$	= dimensionless asperity radius ($= \frac{\beta}{R_e}$)
V_{w1}	= wear volume at each crank angle in 1 revolution ($= V_w/N$) (m ³)	γ_1	= load-sharing ratio for the fluid portion ($= \frac{W}{W_h} = \frac{P}{P_h}$)
w	= load per contact length (N/m)	γ_2	= load-sharing ratio asperity portion ($= \frac{W}{W_a} = \frac{P}{P_a}$)
w^*	= $z^* - h^* + y_s^*$ (starred variables are normalized by σ) ($= (z^* - I_1)$)	δ	= dimensionless wear depth or relative wear depth ($= d/R$)
w_1	= critical interference at the point of initial yield ($= (0.6\pi V)^2 \beta$) (m)	δ_1	= relative wear depth at every crank angle in 1 revolution ($= \delta/N$)
\bar{w}_1	= w_1/R_e	Δ	= film thickness parameter ($= \frac{h}{\sigma} = 3$)
w_1^*	= w_1/σ	ε	= eccentricity ratio
w_2	= critical interference at the point of fully plastic flow ($= 54w_1$) (m)	ζ	= relative radial clearance ($= c/R$)
\bar{w}_2	= w_2/R_e	θ	= coordinate of circumferential direction of
w_2^*	= w_2/σ		
W	= dimensionless total normal load (or force) ($= \frac{w}{E'R_e}$)		
W_a	= asperity contact load (N)		
W	= weight of crank shaft (N)		
W_F	= weight of flywheel (N)		
W_h	= hydrodynamic load (N)		
W_n	= total normal load or force (N)		

- a journal bearing (degree or radian)
- θ_c = crank angle of crank shaft (degree or radian)
- λ = wear angle based on shaft center
- $$(\lambda = \arccos \frac{2\zeta - 2\zeta^2 + 2\zeta\delta + \delta^2}{2(1+\zeta)(\zeta+\delta)}) \text{ (radian)}$$
- λ_1 = λ/N at each crank angle in 1 revolution (radian)
- μ_0 = lubricant viscosity@23.3°C at the ambient pressure (Pa.s)
- ν_1 = Poisson's ratio of a shaft (cast iron)
- ν_2 = Poisson's ratio of a bearing (White metal)
- ρ_s = density of a shaft (cast iron) (kg/m³)
- ρ_b = density of a bearing (White metal) (kg/m³)
- ρ_o = oil density@23.3°C (kg/m³)
- σ = equivalent rms of surface roughness of combined surface ($=\sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2}$) (m)
- σ_a = rms(= R_q) of surface roughness of a shaft (cast iron) (m)
- σ_b = rms(= R_q) of surface roughness of a bearing (White metal) ($=1.25\sigma_{II}$) (m)
- σ_s = the standard deviation of the surface summits, ($\sigma_s = \sqrt{1 - \frac{3.7169 \times 10^{-4}}{(n\beta\sigma)^2}} \sigma$ or $\sigma_s = 0.92\sigma$) (m)
- σ_{s1} = standard deviation of summit (asperity) height of a shaft (cast iron) ($=0.92\sigma_1$) (m)
- σ_{s2} = standard deviation of summit (asperity) height of a bearing (White metal) ($=0.92\sigma_2$) (m)
- σ_1 = standard deviation of surface height of a shaft (cast iron) ($=\sigma_a$) (m)
- σ_2 = standard deviation of surface height of a bearing (White metal) ($=\sigma_b$) (m)
- σ_I = centerline average (cla= R_a) of surface roughness of a shaft (cast iron) (m)
- σ_{II} = centerline average (cla= R_a) of surface roughness of a bearing (White metal) (m)
- $\bar{\sigma}$ = dimensionless surface roughness ($=\frac{\sigma}{R_c}$)
- $\bar{\sigma}_s$ = dimensionless standard deviation of the surface summits ($=\frac{\sigma_s}{R_c}$)
- φ = attitude angle (degree or radian)
- Ψ = the fractional film defect coefficient due

to absorbed lubricant molecules at asperity contact surfaces

ω = angular velocity of crank shaft (radian/s)

1. 서 론

통상적인 저어널 베어링의 마모는 시동 시작 시 및 시동 정지 직후의 짧은 기간 동안, 축이 기울어져서 작동할 때, 혹은 베어링 틈새에 마모파편과 같은 오염물이 있을 때이다. 이러한 조건하에서는 저어널 베어링과 축 사이의 두 표면의 윤활 상태는 이미 순수 유체윤활이 아니며 혼합 탄성유체윤활 혹은 심지어 경계윤활영역으로 전이된다.

만약 측정된 각속도가 리프트-오프 (lift-off) 속도보다 작다면 그 순간 저어널 베어링은 혼합윤활영역에서 운전이 된다. 이러한 상태에서 마모파편이 없고 축이 잘 정렬된 상태에서의 이상적인 베어링 운전 상태라면, 저어널 베어링의 혼합윤활 영역은 시동 시의 시작 단계와 시동 정지 시의 마지막 단계에서 일어난다. 이러한 조건 하에서 유막 두께는 두 표면을 분리하기에는 부족하며, 혼합탄성유체윤활 영역이 지배하게 된다. 이러한 영역은 운전속도가 리프트-오프 속도 이하가 될 때 일어난다.

리프트-오프 속도는 시동 시 혼합윤활로부터 유체윤활로의 전이되는 점으로, 그리고 시동 정지 시는 그 반대로 전이되는 점을 결정하는 데 사용할 수 있다. 혼합윤활 영역의 시작은 유막두께와 등가 표면 거칠기의 평균제곱근의 값 (혹은 표준편차)과의 비 ($\frac{h}{\sigma}$)로 표시되는 유막매개변수, Δ 와 관계된다.

여기서는 공개된 문헌 중에서 본 연구와 관련하여 발표된 연구논문들의 내용을 기술하고자 한다. 저어널 베어링의 마찰을 계산하기 위하여 Chun [1]은 시동 시작 조건과 시동 정지 조건에 측정된 축의 회전 각속도에 대한 데이터[2]를 사용하였다. 여기서 각 크랭크 각에서의 편심율을 관계되는 적용하중 하에서 모빌리티 방법[1, 3]으로 계산하였다.

위 문헌[2]에서 각속도를 측정하기 위하여 실린더 헤드에 분해된 단기통 엔진을 사용하였다. 즉, 실린더 헤드, 피스톤과 커넥팅 로드와 단기통 디젤엔진의 실린더 블록으로부터 제거되었다. 이 실험을 위한 장치는 엔진 부품의 순간 마찰을 측정하기 위하여 고안되었다. 모터를 시동시킨 후 시동을 끄고 정지시키

는 운전과정이 포함된다. 본 운전과정의 기간은 매우 짧았으며, 실험을 위해 요구되는 30초보다 짧은 시간 동안 측정된 오일의 온도는 일정하였다.

리프트-오프로 알려진 전이점에 대한 문헌에 주위를 기울여 보면, 우선 초기 연구는 Vogelpohl [4, 5]에 의해서 이루어 졌으며, 그는 리프트-오프가 일어날 속도를 결정하는 기초적인 공식을 전개하였다. Lu와 khonsari[6]는 변형이 일어나지 않는 베어링에 기초한 수치해석을 수행하였고, 리프트-오프 속도를 판단하는 간략한 관계식을 제안하였다. 그 후부터 최근까지 탄성변형을 고려한 좀 더 확장된 연구는 Landheer 등[7]과 Illner 등[8]에 의해서 발표되었다.

저어널 베어링의 압력분포의 형상과 크기는 레이놀즈 방정식에 의해 지배되며, 레이놀즈 방정식을 풀기 위해서는 유막 틈새 분포가 명확히 기술되어야 한다. 많은 연구자들은 일반적으로 $h(\theta) = c(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi))$ 와 같은 형식으로 전형적인 베어링의 유막 두께를 표현하였다. 여기서 θ 는 원주방향의 좌표이며, ε 는 편심을 이고, φ 는 자세각(attitude angle) 이고, c 는 베어링의 반경방향 틈새이다. 그러나 이러한 유막 두께 방정식 형태는 단지 마모가 없는 매끄러운 표면에 대해서만 유효하다.

Patir와 Cheng[11, 12]은 혼합 탄성-유체 접촉에서의 표면 거칠기의 영향을 판단하는 평균흐름모형을 고려한 평균 레이놀즈 방정식을 개발하였다. 즉, 두 거친 표면 사이의 평균 틈새에 기초하여 압력흐름(pressure flow=Poiseuille flow) 인자와 전단흐름(shear flow=Couette flow) 인자를 소개하였다. 나아가 Shi와 Wang[13]은 이들 흐름 인자들을 사용하여 저어널 베어링의 유사형태(conformal) 돌기 접촉에 대한 혼합 열-탄성-유체 모델을 개발하였다. 그들은 유막 두께와 등가 표면 거칠기의 비 $\frac{h}{\sigma} < 3$ 일 때 혼합 윤활 영역이 도래한다는 것을 지적하였다. 이로부터 유막 두께 매개변수, Δ 는 3으로 선택되었다. 이 지역에서는 상대 표면의 돌기들이 서로 접촉하여 흐름을 방해한다. 그러나 평균 레이놀즈 방정식에 사용한 흐름 인자들은 $\frac{h}{\sigma} \leq 0.5$ 일 때 유효하지 않다는 것에 주의해야 한다.

두 개의 표면 높이에 대한 정규 분포(Gaussian distribution)를 갖는 거친 표면 사이의 평균 틈새를 결정하는 표현은 Majumdar 등[14]에 의해 개발되

었고, Khonsari와 Booser[15]에 의하여 교과서에 수록되었다. 이를 고려한 수정 레이놀즈 방정식의 해는 유막 내에서의 돌기 영향에 대한 고려가 포함된 압력 분포를 제공하게 되었다. 그러나 혼합 윤활 영역의 전반적인 고려는 돌기 간섭에 대한 특별한 취급방법이 요구된다.

표면 돌기들은 탄성 변형, 소성변형 혹은 탄-소성 변형을 겪을 수 있다. 지금까지 탄-소성 압력 모델은 많은 연구의 주제가 되어 왔다[16-21]. CEB(Chang-Etsion-Bogy) 모델[16]로 알려진 탄-소성 돌기 압력 모델은 탄성 변형과 완전 소성 변형과 관계된 압력을 고려하였다. ZMC(Zhao-Maietta-Chang) 모델[17]로서 알려진 탄-소성 돌기 모델의 돌기 접촉 압력은 탄성 압력, 탄-소성 압력 및 소성 압력으로 구성되어 있다. 그들의 통계적 해석 접근법에서는 유막두께 h 는 두 개의 거친 표면의 평균선(mean lines) 사이의 거리를 말하는 분리(separation)로서 정의한다. 나아가 그들은 표면 돌기 정점들(summits)의 표준편차 σ_s 와 표면 높이(heights)의 평균선과 표면 정점들 사이의 거리 y_s 를 McCool의 계산방법[21]에 기초하여 정의하였다. Kogut와 Etsion[17]은 정규 분포로 이루어진 탄성-탄성 돌기 거동과 소성-완전 소성 돌기 거동을 고려한 두 평평한 표면의 접촉 압력을 분석하였다. 그들은 접촉압력은 표면 높이에 기초한 무차원 평균 분리(separation)의 함수이라는 것을 보였다.

최근에 Masjedi와 Khonsari[19]는 ZMC 모델에 기초한 표면 거칠기를 고려한 선 접촉 탄성-유체 윤활에서 돌기 하중 비(asperity load ratio)와 함께 중앙 유막 두께 및 최소 유막 두께를 예측하는 3 가지 커브-피팅한 공식을 유도하였다. 그들은 윤활 유에 적합한 자유 체적 성분을 고려하여 Masjedi와 Khonsari[20]에 의해 제안된 거친 선-접촉 탄성 유체 윤활에서의 견인마찰 계수(traction coefficient)를 결정하기 위해 통계적인 탄-소성 돌기 접촉 모델을 사용하였다.

마모를 좀더 고찰하기 위해서는 돌기 접촉 표면들에서 흡수된 윤활유 분자들의 영향에 대해서 고려해야 한다. 이에 Kingsbury[22]와 Rowe[23]는 열방출 이론(thermal desorption theory)으로부터 부분 유막 결손 계수(fractional film defect coefficient), Ψ 를 제안하였다.

Beheshti와 Khonsari[24]는 혼합 탄성-유체윤활 선접촉에서 윤활에 의한 마모를 예측하기 위한 공학적 접근방법을 개발하였다. 이를 위하여, 그들은 돌기들에 의하여 지지되는 하중의 비율을 예측하기 위하여 하중 분담 개념과 두 개의 건마찰을 하는 거친 표면의 실린더들 간의 접촉에 대한 KE (Kogut-Etson) 모델을 기초로 한 중심선 접촉 압력의 실험적 공식[25]과 매끈한 표면의 건마찰 선 접촉에 대한 Pan과 Hamrock의 탄성-유체윤활 중심선 유막 두께 공식[26]을 사용하였다. 또한 그들은 선접촉 혼합 탄성-유체 영역에서 정상상태 미끄럼 마모를 얻기 위하여 돌기 하중 분담 계수 $\frac{1}{2}$ 및 부분 유막 결손 계수 Ψ 와 연계된 수정 아차드 마모 계수를 사용하였다. 한편 Masjedi와 Khonsari[19]에 의해서도 또 하나의 중심선 유막 두께 방정식이 ZMC 돌기 접촉 모델을 사용하여 유도되었다.

아차드(Archard) 마모 방정식은 Holm[27]에 의해 먼저 제안된 재료 표면으로부터 제거되는 것이 원자라는 이론을 바탕으로 하여 개발하였다. 따라서 이 마모이론은 Archard-Holm 혹은 Holm-Archard 법칙이라 한다. Archard[28]는 1953년에 그의 모델의 근간으로 개별의 원자 대신에 원자의 덩어리 (clusters of atoms)인 돌기(asperities)를 사용하여 본 마모이론을 개선하였다. 지금까지 이 Archard-Holm 이론은 수많은 다양한 트라이볼로지 적용에 응착마모를 평가하기 위하여 적용되어 왔다. 특히 엔진의 피스톤 조립체의 마모에 대한 평가는 매우 중요한데, 이는 오일소모에 영향을 미치기 때문이다. 이에 대하여 문헌[29]에서 피스톤-링 표면, 링 그루브 및 실린더 보어의 마모에 대한 실시간 변화를 수치해석으로 모의계산을 하여 발표하였다.

Lighterink와 de Gee[30]는 고정된 접촉조건 및 비고정 접촉조건 하에서의 방사형(radial) 저어널 베어링에 대한 마모 측정 절차를 설명하였다. 그들은 마모 시험을 위한 시편으로 실 저어널 베어링을 사용하여 마모 깊이(wear depth)를 측정하였다. 그들은 측정된 데이터를 사용하여 비 마모율 k 를 결정하는 기술을 확립하였다. 특별히 시험실 테스트 혹은 일정기간의 실 사용 후에 측정된 마모 깊이 d 를 매개변수로 하고, Archard-Holm의 마모 법칙을 근간으로 하여 저어널 베어링 재료에 대한 비 마모율을 예측하는 방정식을 유도하였다. 이 방

정식의 사용을 용이하게 하기 위하여, 무차원 그래프를 제공하였다. 연구 과정 중에 베어링 마모 시험 동안 윤활유가 존재하므로 순수 경계윤활 상태를 만족시키기 위해, 그들은 저어널의 속도를 0.01 m/s 수준으로 충분히 작은 값으로 유지하였다. 또한 마모 자국을 일정 폭으로 유지하기 위하여 베어링 부싱이 수평으로 잘 정렬되게 하였다[30].

대부분의 연구자들은 실험실 테스트 혹은 실 사용기간 운전 후 일정 양의 측정된 마모 데이터에 기초한 수평 축 회전수 측면에서 저어널 베어링의 선형(linear) 마모에 대한 연구를 수행하여 왔다. 그러나 놀랍게도 시동시작 조건 및 시동정지 조건에서 저어널 베어링의 마모 거동을 조사하는 연구는 크게 주목을 받지 못하였다. 본 연구에서는 엔진 시동 스위치의 일회 시동 및 시동 정지 동안에 시동 및 시동 정지 조건에서 저어널 베어링의 혼합 탄성-유체윤활 상태 하에서 수치해석적으로 마모를 계산하는 절차를 제공하고자 한다. 단, 베어링 축은 수평으로 잘 정렬 되어있으며, 일정한 하중이 작용된다고 가정하였다.

이러한 시도를 위하여 저어널 베어링의 마모 자국을 고려한 수정 유막 두께방정식을 수립하였다. 저어널 베어링에서의 전형적인 마모 자국은 보통 베어링 표면 중심부로부터 우측과 좌측으로 유사한 각도로 형성된다. 고정된 하중 조건하에서 베어링 표면의 접촉 지역의 중심부는 변하지 않는다고 보였다.

또한 수정 아차드 마모 계수로부터 유도된 수정 비 마모율을 얻기 위하여, 비 마모율 k 의 무차원 그래프[30]와 ZMC 돌기 접촉 압력을 이용하여 유도된 중심선 유막 두께 방정식[19]과 함께 ZMC 돌기 접촉 압력을 이용하여 본 논문에서 새로이 시도하여 계산된 돌기 하중 분담 인자 $\frac{1}{2}$ 와 부분 유막 결손 계수 Ψ [23, 24]를 이용하였다. 본 논문의 1부 (Part I)인 본 편에서는 적절한 지배방정식들과 계산 방법 및 절차를 기술하였다. 다음 편인 2부 (Part 2)에서는 시뮬레이션 결과와 분석을 제공한다.

2. 측정 데이터 및 이론의 배경

2-1. 시동 시작 조건과 시동 정지 조건에서의 저어널 베어링의 축 회전속도에 대한 측정 배경

본 논문에서, 모터링 운전 시 시동 조건 및 시

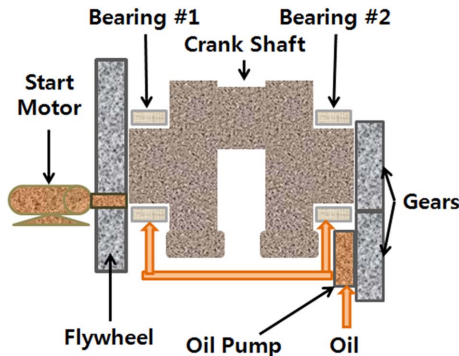


Fig. 1. The schematic drawing of the journal bearing system of a stripped down single cylinder engine.

동 정지 조건에서 저어널 베어링의 혼합윤활 영역에 대한 해석을 하기 위하여, Fig. 1에 도시한 단기통 엔진으로 구성된 저어널 베어링 시스템으로부터 얻은 축 각속도의 측정 데이터[1, 2]를 사용하였다.

엔진 시험 과정은 모터를 시동하고 30초 이내에 엔진을 끄고 축을 정지시키는 것이 전부다. 오일온도의 측정값은 이 시험 기간 동안 23.3°C로 일정하였다. 이는 베어링을 등온상태로 취급하는 것이 합당하다는 것을 말한다. 축 회전 중 원심력에 의한 적용 하중의 변동을 고려한 동 하중이 베어링에 작용하는 것을 고려하였다. 타이밍 벨트의 설치 없이 실험을 한 관계로, 크랭크 축이 자연스럽게 정지하는 대로 실험을 진행하였기 때문에 크랭크 각의 시작점과 끝점이 정밀하게 정렬되지는 않았다. 크랭크 각은 크랭크 기어 풀리에 표시된 타이밍 마크(TDC 마크)를 기준으로 측정하였다.

시험 엔진의 오일펌프는 오일펌프 축에 고정된 기어와 크랭크 축 기어와 직접 연결되어 있다. 엔진이 시동 모터에 의해 회전될 때, 오일이 오일펌프에 의해 베어링에 공급된다. 그 공급압력은 이러한 시간이 짧고 속도가 느린 시험 사이클 동안 절대압력으로 1.3×10^5 Pa로 측정 되었다.

각 베어링의 기하학적 중심에서 각 좌표축 방향에 대하여 Fig. 2와 같이 시계방향 양의 값으로 하여 모멘트의 평형을 취하면, 각 좌표축 방향으로 작용하는 각 베어링의 적용 하중은 다음과 같다.

$$W_{1,x} = \frac{1}{2}(W_c - m_c \omega^2 r_c \cos \theta_c) + W_F \left(1 + \frac{L_c}{L}\right) \quad (1a)$$

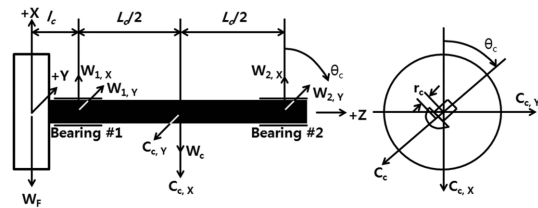


Fig. 2. Simplified diagram of the journal bearing system.

$$W_{1,y} = -\frac{m_c \omega^2 r_c \sin \theta_c}{2} \quad (1b)$$

$$W_{2,x} = \frac{1}{2}(W_c - m_c \omega^2 r_c \cos \theta_c) - W_F \left(\frac{L_c}{L}\right) \quad (2a)$$

$$W_{2,y} = -\frac{m_c \omega^2 r_c \sin \theta_c}{2} \quad (2b)$$

참고 문헌[1]에 게재된 각속도의 그래프를 스캔 후 숫자화하여 다시 그래프화 한 것은 Fig. 3과

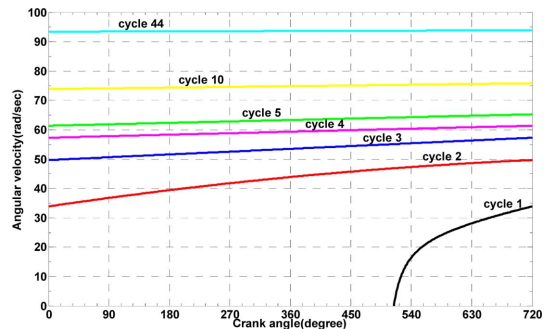


Fig. 3. Angular velocities of the shaft of a journal bearing installed in a stripped-down diesel engine during start-up condition.

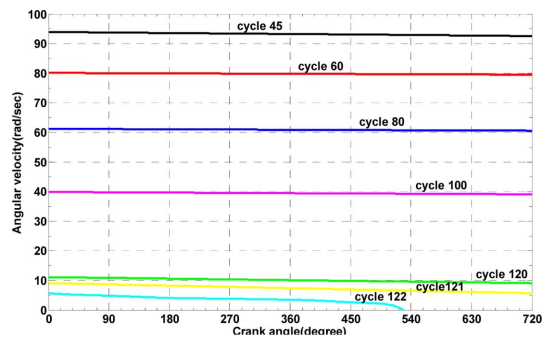


Fig. 4. Angular velocities of the shaft of a journal bearing installed in a stripped-down diesel engine during coast-down condition.

Fig. 4에 도시된 바와 같다. 이러한 숫자화된 각속도를 사용하여, 각 크랭크 각에서의 편심율이 변동하중 하에서 모빌리티(mobility) 방법[1, 3]으로 계산되었다.

처음 사이클에서의 시작 크랭크 각은 Fig. 3에 도시된 바와 같이 514° 였으며, 마지막 사이클에서의 마감 크랭크 각은 Fig. 4에 도시된 바와 같이 528°였다. 시동 사이클은 사이클 #1부터 사이클 #44까지 44개의 사이클로 이루어 졌으며, 시동 정지 사이클은 사이클 #45부터 사이클 #122까지 78개의 사이클로 이루어졌다. 초기 시동 사이클 동안 축 각속도는 가파르게 증가하였으나, 시동 정지 사이클의 말미 동안은 각속도는 초기 시동 사이클에 서보다는 비교적 천천히 감소하였다.

2-2. 저어널 베어링의 리프트-오프 속도 계산

혼합윤활과 유체윤활의 분기점을 표시하는 시점을 나타내는 리프트-오프 속도는 방정식 (3)[4]와 같이 표현된다. 측정된 각속도가 리프트-오프 속도보다 작으면, 베어링은 그 순간 혼합윤활 영역에서 운전된다고 본다. 불순물이 없고 축이 수평으로 잘 정렬된 정상적인 운전의 경우에 저어널 베어링 내에 혼합윤활 영역은 보통 시동 시의 초기단계와 시동 정지 시의 마지막 단계에 나타난다.

$$N_T = \frac{60P_b \Delta (\sigma_a^2 + \sigma_b^2)^{1/2}}{4.678c \left(\frac{L}{D}\right)^{1.044} \mu \left(\frac{R}{c}\right)^2} \quad (3)$$

여기서 P_b 는 베어링 투영 하중 (N/m^2), Δ 는 유막 매개변수이며 그 값은 3으로 보았다. σ_a 와 σ_b 는 축과 베어링 표면 거칠기에 대한 평균 제곱근 (root mean squat: rms)이며 표면 거칠기에 대한 중심선 평균값 (centerline average: cla)인 σ_a 와 σ_b 의 1.25배로 보았다.

2-3. 수정 베어링 유막 두께

전형적인 유막 두께[9, 10]는 Fig. 5와 같으며, 방정식 (4)와 같이 표현할 수 있다. 여기서 θ 는 원주방향 좌표이며, ε 는 편심율 ($=e/c$)이고, 여기서 e 는 편심량이다. φ 는 자세각 (attitude angle)이며, c 는 베어링의 반경 틈새이다.

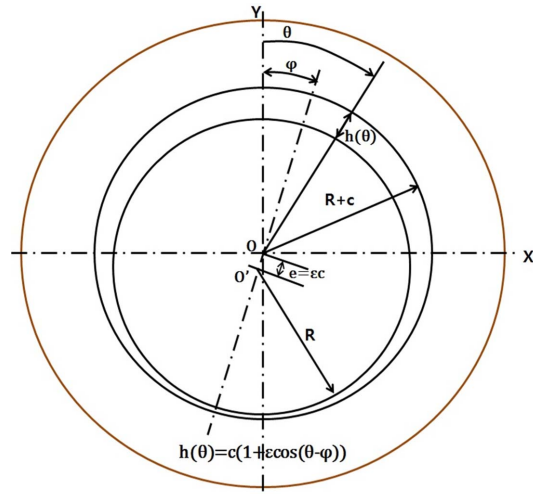


Fig. 5. Normal oil film thickness of a journal bearing.

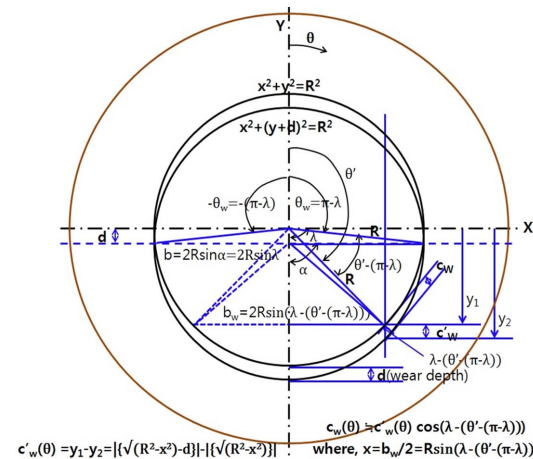


Fig. 6. The additional space for oil film thickness created by the surface wear scar of a journal bearing.

$$h(\theta) = c(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \quad (4)$$

만약 자세각 φ 가 0인 경우에, Fig. 6과 Fig. 7에 도시된 바와 같이, 마모 흔적으로부터 야기된 마모 깊이, d [30]를 고려한 베어링 반경 틈새에 대한 추가 공간은 방정식 (5)와 같으며 설계 반경 틈새에 이러한 추가 틈새가 더해 져야 한다.

$$c_w(\theta') = c_w(\theta') * \cos(\lambda - (\theta' - (\pi - \lambda))) = c_w(\theta') * \cos(\pi - \theta') \quad (5)$$

여기서 $\pi - \lambda \leq \theta' \leq \pi + \lambda$. 그리고

$$c'_w(\theta') = y_2 - y_1 = \left| \sqrt{(R^2 - x^2)} - d \right| - \left| \sqrt{R^2 - x^2} \right| \quad (6)$$

여기서 $x = \frac{b_w}{2} = R \sin(\pi - \theta')$.

마지막으로, 자세각을 고려하면, 베어링 반경 틈새에 대한 추가 공간은 방정식 (7)과 같이 된다.

$$c_w(\theta') = c'_w(\theta') * \cos(\pi - \theta' - \varphi) \quad (7)$$

$$\pi - \lambda \leq \theta' \leq \pi + \lambda$$

그리고 수정 베어링 반경 틈새는 방정식 (8a) 및 (8b)와 같이 얻어진다.

$$c_M(\theta') = c + c_w(\theta') = c + d, \pi - \lambda \leq \theta' \leq \pi + \lambda \quad (8a)$$

$$c_M(\theta') = c, \theta' \leq \pi - \lambda, \pi + \lambda \geq \theta' \quad (8b)$$

그러므로 추가 반경방향 틈새, $c_w(\theta')$ 를 함께 고려하면, 전체 유막 두께는 방정식 (9)와 같은 형태가 된다.

$$h(\theta) = c_M(\theta')(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)), \varepsilon = e_M / c_M(\theta) \quad (9)$$

여기서, 만약 $\theta' = \varphi + \pi$ 이면, $e_M = e + c_w(\varphi + \pi) = e + d$ 이다. e_M 은 마모 흔적을 고려한 저어널 베어링의 수정 편심량이다.

유막 두께의 무차원화 한 형태는 방정식 (10)과 같다.

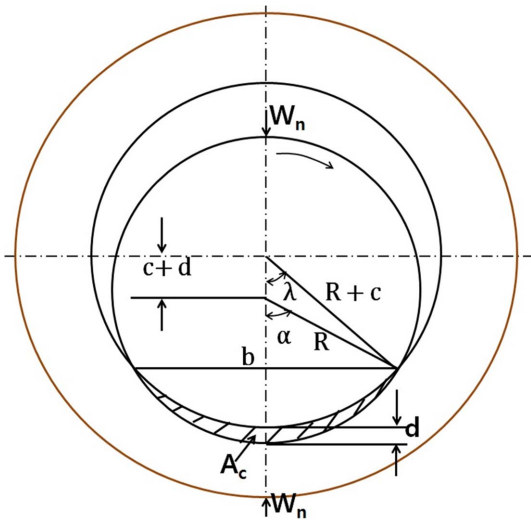


Fig. 7. The schematic drawing indicating the removal of material by wear in a bushing of a journal bearing operating under conditions of stationary contact [30].

$$H(\theta) = \frac{h(\theta)}{c} = \left(\frac{c_M(\theta')}{c} \right) (1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) = C_M(\theta') (1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \quad (10)$$

여기서,

$$C_M(\theta') = 1 + c_w(\theta')/c = 1 + C_w(\theta') = 1 + C_w(\theta') * \cos(\pi - \theta' - \varphi),$$

$$C_w(\theta') = c'_w(\theta')/c = (y_1 - y_2)/c = \left(\left| \sqrt{(R^2 - x^2)} - d \right| - \left| \sqrt{R^2 - x^2} \right| \right) / c$$

$$x = \frac{b_w}{2} = R \sin(\pi - \theta' - \varphi), \pi - \lambda \leq \theta' \leq \pi + \lambda.$$

여기서 바로 전 시간 단계에서 생긴 마모 자국에 의하여 형성된 추가 공간은 현 시간 단계에서 생성된 추가 반경 틈새에 연속해서 더해나간다. Fig 5와 Fig. 6의 합성된 형태는 Fig. 7에 도시되었다.

2.4. 표면 거칠기를 고려한 선 접촉 혼합 탄성유체 윤활에 대한 돌기 하중 공식

돌기 접촉의 탄-소성 압력 모델에 의하면, 돌기 접촉 압력은 탄성 압력, 탄-소성압력 및 소성압력으로 구성이 된다.

$$p_a = P_{elastic} + P_{elasto-plastic} + P_{plastic} \quad (11)$$

본 논문에서는 ZMC (Zhao-Maietta-Chang)의 탄-소성 압력 모델[17, 19]을 다음과 같이 사용하였다.

$$p_a = \frac{2}{3} E' n \beta^{0.5} \sigma^{1.5} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h^* - y_s^* + w_1^*}^{h^* - y_s^* + w_2^*} w^* e^{-0.5 \left(\frac{\sigma z^*}{\sigma_s} \right)^2} dz^* +$$

$$2\pi h d n \beta \sigma \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \int_{h^* - y_s^* + w_2^*}^{\infty} w^* e^{-0.5 \left(\frac{\sigma z^*}{\sigma_s} \right)^2} dz^* +$$

$$\pi h d n \beta \sigma \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \int_{h^* - y_s^* + w_1^*}^{h^* - y_s^* + w_2^*} w^* e^{-0.5 \left(\frac{\sigma z^*}{\sigma_s} \right)^2} \times$$

$$\left[1 - 0.6 \frac{\ln w_2^* - \ln w_1^*}{\ln w_2^* - \ln w_1^*} \right] \times \left[1 - 2 \left(\frac{w^* - w_1^*}{w_2^* - w_1^*} \right)^3 + 3 \left(\frac{w^* - w_1^*}{w_2^* - w_1^*} \right)^2 \right] dz^* \quad (12)$$

여기서 $w^* = z^* - h^* + y_s^*$ 이고, 윗 첨자 스타 (*)를 사용한 변수는 σ 로 무차원화 한 것이다.

통계적인 접근방법에서는 유막 두께 h 는 두 거친 표면의 평균 선들 사이의 거리를 말하는 분리 (separation)와 같다. 위 방정식에서, β 는 돌기 반

경이고, n 은 돌기 밀도이며, hd 는 두 상대표면에서 상대적으로 연한 재질에 대한 비커스 경도이다. w_1 은 초기 항복점에서의 임계 간섭(critical interference)이며, w_2 는 완전 소성 흐름에서의 임계 간섭으로 $54w_1$ 과 같다.

매개변수 σ_s 는 표면 정점들의 표준편차를 나타내며, y_s 는 표면 높이들의 평균선과 표면 정점들의 평균선과의 거리이다. 이 변수들은 McCool의 계산 방법[21]에 기초하여 다음과 같이 기술하였다.

$$y_s = \frac{0.0459}{n\beta\sigma} \sigma \tag{13}$$

$$\sigma_s = \sqrt{1 - \frac{3.7169 \times 10^{-4}}{(n\beta\sigma)^2}} \sigma \tag{14}$$

본 탄-소성 모델은 원래 매끈한 평평하고 표면에 대한 거친 표면의 접촉에서 전개되었다. 두 개의 거친 표면을 다룰 때, 합성된 표면 매개변수들을 사용하여야 한다. 이때 등가 표면 거칠기는 $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ 와 같이 얻어진다.

두 개의 동일한 표면들의 접촉에 대해서, 합성 표면 매개변수들은 $\sigma = \sqrt{2}\sigma_1$, $\beta = \beta_1/\sqrt{2}$ 과 $n = n_1$ 이다.

세 변수의 곱 $n\beta\sigma$ 는 다른 표면 상태에서 많이 변하지 않는다. 그리고 연구에 의하면, 일정한 값으로 가정되었다[19]. 본 연구에서는 이 값은 0.05로 보았고, 이는 표면 거칠기의 보편적인 범위에 대해서 합리적인 값이다. 이 값을 이용하여 $\sigma_s = 0.92\sigma$ 와 $y_s = 0.92\sigma$ 을 얻었다.

돌기 접촉 압력에 대한 무차원 형태는 다음과 같다.

$$P_a = \frac{4R_s}{E'b} p_a = \frac{2}{3} \bar{n} \bar{\beta}^{1.5} \bar{\sigma}^{-0.5} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_s}\right) \int_{I_1}^{I_2} (z^* - I_1)^{1.5} e^{-0.5\left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\bar{\sigma}_s}\right)^2} dz^* + 2\pi V \bar{n} \bar{\beta} \bar{\sigma} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_s}\right) \int_{I_1}^{\infty} (z^* - I_1) e^{-0.5\left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\bar{\sigma}_s}\right)^2} dz^* + \pi V \bar{n} \bar{\beta} \bar{\sigma} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_s}\right) \int_{I_2}^{I_3} (z^* - I_1) e^{-0.5\left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\bar{\sigma}_s}\right)^2} dz^* \times \left[1 - 0.6 \frac{\ln \bar{w}_2 - \ln(z^* - I_1) \bar{\sigma}}{\ln \bar{w}_2 - \ln \bar{w}_1}\right] \times \left[1 - 2 \left(\frac{(z^* - I_1) \bar{\sigma} - \bar{w}_1}{\bar{w}_2 - \bar{w}_1}\right)^3 + 3 \left(\frac{(z^* - I_1) \bar{\sigma} - \bar{w}_1}{\bar{w}_2 - \bar{w}_1}\right)^2\right] dz^* \tag{15}$$

여기서, $\bar{\beta} = \frac{\beta}{R_c}, \bar{n} = nR_c^2, \bar{\sigma} = \frac{\sigma}{R_c}, V = \frac{hd}{E'}$

$$E' = 0.5 \left(\frac{1 - \nu_1}{E_1} + \frac{1 - \nu_2}{E_2} \right) \text{ 그리고 } I_1 = \frac{H - \bar{y}_s}{\bar{\sigma}}$$

$$I_2 = \frac{H - \bar{y}_2 + \bar{w}_1}{\bar{\sigma}}, I_3 = \frac{H - \bar{y}_s + \bar{w}_2}{\bar{\sigma}}$$

$$w^* = z^* - h^* + y_s^* = z^* - \left(\frac{h}{\sigma} - \frac{y_s}{\sigma}\right) = z^* -$$

$$\left(\frac{h/R_c}{\sigma/R_c} - \frac{y_s/R_c}{\sigma/R_c}\right) = z^* - \frac{H - \bar{y}_s}{\bar{\sigma}} = z^* - I_1$$

그리고 $\bar{\sigma}_s = \frac{\sigma_s}{R_c}, \bar{y}_s = \frac{y_s}{R_c}, \bar{w}_1 = (0.6\pi V)^2 \bar{\beta}, \bar{w}_2 = 54\bar{w}_1$,

$\bar{n}\bar{\beta}\bar{\sigma} = n\beta\sigma = 0.05$ 이다. 그러므로, $\bar{n} = \frac{0.05}{\bar{\beta}\bar{\sigma}}$ 이다.

2-5. 혼합 탄성 유체윤활 상태에 있는 두 표면 사이의 접촉에 의해 발생하는 장기 선형 마모의 공식

2-5-1. 부분 유막 결손 계수

돌기 접촉 표면에 흡수된 윤활유 분자들을 고려한 부분 유막 결손 계수, Ψ 는 Kingsbury[22]와 Rowe[23]의 제안된 열 방출 이론에 의하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Psi = 1 - \exp\left\{-\left[\frac{a_z}{u_s t_s} \exp\left(-\frac{E_a}{R_s T_s}\right)\right]\right\} \tag{16}$$

여기서 u_s 는 미끄럼 속도(sliding velocity) 이다. a_z 는 흡수된 유체 분자와 관련된 면적의 직경을 나타낸다. t_s 는 흡수된 상태에서 분자가 진동에 관여되는 기본 시간이다. E_a 는 표면 위에 있는 윤활유에 의해 흡수된 열을 나타낸다. R_s 는 가스상수이다. T_s 는 표면유막의 절대 온도를 나타낸다.

2-5-2. 선형 마모 공식

마모 방정식에 대한 가장 널리 알려진 형태는 방정식(17)과 같으며, 이로부터 또 다른 형태의 방정식(18)이 나왔다. 여기서 V 는 이탈된 마모 체적이고, K 는 무차원 아차드 마모 계수이며, hd 는 단위가 $\frac{N}{m^2}$ 이며, 두 표면 중 좀더 부드러운 재료에 대한 경도이다. W_n 는 단위가 N 이며, 베어링에 작용하는 반경방향으로 수직인 하중이다. S 는 단위가 m 이고, 미끄럼 거리를 나타낸다. 그리고 k 는 K/H 로서 비 마모율(specific wear rate)(혹은 마모율(wear modulus)이라고 하며, 단위는 m^2/N 이다.

$$V_w = \frac{K}{hd} \cdot W_n \cdot S \quad (17)$$

$$V_w = k \cdot W_n \cdot S \quad (18)$$

이들 방정식은 마모 깊이와 시간당 마모율을 계산하기 위하여 재 구성할 수 있다. 면적으로 방정식 (17)의 양변을 나누면 다음의 마모 깊이에 대한 방정식이 나온다. 여기서 P는 압력이고, d는 마모 깊이이다.

$$d = \frac{K}{hd} \cdot P \cdot S \quad (19)$$

시간당 마모율을 구하기 위해서는 시간에 대한 미분을 취한다. 이 미분은 대부분의 경우, 시간에 대하여 하중이 일정하다고 가정하면 좀 더 간단히 표현할 수 있다. 여기서 문자 위의 점 (·)은 시간 미분을 나타낸다. 따라서 \dot{S} 는 속도이다.

$$\dot{V}_w = \frac{K}{hd} \cdot (\dot{W}_n \cdot S + W_n \cdot \dot{S}) = \frac{K}{hd} \cdot W_n \cdot \dot{S} \quad (20)$$

아차트-홀름 마모 이론[27, 28]에 의하면, 건 미끄럼 조건에서 정상상태 마모 체적은 다음과 같이 기술된다.

$$V_w = kW_n S \quad (21)$$

여기서 $W_n = P_b(2RL), S = 2\pi RN$

그러므로 위의 방정식에서 비 마모율 $k\left(\frac{m^3}{N}\right)$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$k = \frac{V_w}{W_n S} = \frac{A_c L}{W_n S} = A_c L / (P_b(2RL) \times (2\pi RN)) \quad (22)$$

$$= A_c / (4\pi R^2 P_b N)$$

여기서 $A_c(m^2)$ 는 마모 부품의 단면적이며, N은 전체 (최종) 회전수이고, R(m)은 저어널 축의 반지름이다. L(m)은 베어링 길이이고, $P_b(N/m^2)$ 는 저어널 베어링 내에서 작용하는 체감 압력(apparent pressure) 혹은 투영 베어링 하중(projected bearing load)이다.

만약 부분 유막 결손 계수 Ψ 를 고려하면 중간 단계의 수정 비 마모율 $k_b = \Psi k$ 는 k를 대체할 수 있다. 그러므로 마모 체적은 다음과 같이 된다.

$$V_w = \Psi kW_n S = k_b W_n S \quad (23)$$

혼합 탄성-유체윤활 상태에서의 저어널 베어링에

작용하는 전체 하중 W_n 은 $W_n = W_h + W_a$ 로 표현할 수 있고, 베어링과 축 표면의 경계 영역에서의 전체 압력 p는 $p = p_h + p_a$ 로 표현된다. 만약 유체 영역과 돌기 영역에 대한 하중 분담율을 γ_1 과 γ_2 라 하면, 이들 각 척도인자의 상호 관계는 $\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} = 1$ 로 표현할 수 있다. 유체 영역의 척도인자, γ_1 은 $\gamma_1 = \frac{W_a}{W_h} - \frac{p}{p_h}$ 로 정의되며, 돌기 영역의 척도인자, γ_2 는 $\gamma_2 = \frac{W_h}{W_a} - \frac{p}{p_a}$ 로 정의된다.

혼합 탄성-유체윤활에 대한 마모 체적은 하중은 돌기 접촉에 의한 하중 W_a 와 관계된다. 따라서 마모 체적은 다음과 같이 될 수 있다.

$$V_w = \Psi kW_a S = k_b \left(\frac{W_a}{\gamma_2}\right) S = (k_b / \gamma_2) W_n S = k_a W_n S \quad (24)$$

여기서 $k_a = \Psi k / \gamma_2$ 는 혼합 윤활영역에서의 수정 비 마모율이다.

나아가 돌기 접촉 표면들에 의해 흡수된 윤활유 분자들 때문에 고려되는 부분 유막 결손 계수 Ψ 는 방정식 (16)에 의해 계산될 수 있다. 비 마모율 k는 무차원 값인 $kP_b N$ 와 무차원 값인 마모 깊이 $\delta = d/R$ [30]로 구성된 실험적인 그래프에 의해서 얻을 수 있다. 여기서 n은 돌기가 파괴되는 데 필요한 전체(최종) 사이클 (혹은 회전수)이다. 나아가 돌기 몫의 하중 분담율 γ_2 은 다음 절에서 기술한 방법으로 얻을 수 있다.

2-5-3. 돌기 몫의 하중 분담율, γ_2 의 계산

1) 유체 부분

ZMC(Zhao-Maietta-Chang) 돌기 접촉 모델을 사용하여 유도된 중심선 유막 두께는 Masjedi와 Khonsari[19]에 의해서 다음과 같이 유도되었다.

$$H_c = 2.691 W^{-0.135} U^{0.705} G^{-0.556} \quad (25)$$

$$(1 + 0.2\bar{\sigma}^{1.222} V^{0.223} W^{-0.229} U^{-0.748} G^{-0.842})$$

이 방정식은 다음과 같이 정의된 무차원 매개변수를 갖는다.

$$H_c = \frac{h_c}{R_c}, W = \frac{w}{E'R_c}, U = \frac{\mu_0 \mu_r}{E'R_c}, G = \alpha_p E',$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{R_c}, V = \frac{hd}{E'}, E' = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right).$$

여기서 h_c 는 중앙선 유막 두께, R_c 는 유효 곡률 반경, l 은 접촉 길이, E' 는 반유효 탄성계수 (half effective modulus of elasticity)로서 $E' = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right)^{-1}$ 로 표현되며, μ_0 는 대기압에서의 윤활유 점도 u_r 은 두 접촉 표면의 유효 굴림속도(effective rolling velocity)로서 $(u_1+u_2)/2$ 로 표현되며, α_p 는 압력-점도 계수로서 $\alpha_p = Z_p(5.1 \times 10^{-9}(\ln(\mu_0)+9.67))$ 로 표현되고, Z_p 는 압력-점도 지수로서 여기서는 0.48을 사용하였고, 그리고 $w(N/m)$ 는 접촉 길이 당 하중이다.

표면 거칠기의 영향을 무시할 수 없는 혼합윤활 영역에서는 방정식(25)는 전체 하중 중 유체에 의해 지지되는 부분 $\frac{1}{\gamma_1}$ 만큼 만이 고려되는 것으로 수정 될 수 있다. 따라서 표면 거칠기를 고려하기 위하여 E' 를 E'/γ_1 로 그리고 w 를 w/γ_1 로 바꾸어 대입하면, ZMC 돌기 접촉 모델을 사용하여 혼합 윤활 영역에 대한 수정된 중심선 유막 두께 방정식을 방정식 (26)과 같이 얻을 수 있었다.

$$H_c = 2.691 W^{-0.135} U^{0.705} G^{-0.556} \gamma_1^{0.149} (1 + 0.2 \bar{\sigma}^{1.222} V^{0.223} W^{-0.229} U^{-0.749} G^{-0.842} \gamma_1^{0.317}) \quad (26)$$

연구에 의하면 열적 수정 요인들로 인한 중심선 유막 두께 변화는 많아야 2% 이내에서 줄어들 수 있다고 보았다[24]. 그러므로 본 연구에서는 열적 수정 요소들을 적용하지 않았다. 그러므로 본 연구에서는 방정식 (26)은 중심선 유막 두께 방정식으로 사용하였다.

2) 돌기 접촉 부분

무차원 형태의 분리(separation), H의 함수로서 ZMC(Zhao-Maietta-Chang) 탄-소성 모델에 대한 접촉 압력은 방정식 (15)로 기술된다.

방정식 (15)에서 무차원 분리 H를 방정식 (26)으로 표현되는 무차원 중심선 유막두께 H_c 로 대체하면, 수정된 중심선 접촉 압력 방정식은 방정식 (27)로 표현될 수 있다. 이를 얻기 위하여, 단지 돌기들에 의해 지탱되는 하중 부분만이 관계되는 혼합 윤활 조건에서의 접촉 압력 방정식인 방정식 (25)를 탄성계수 E' 를 E'/γ_2 로 대체하고, 접촉 길이 당 전체 적용하중 w 를 w/γ_2 로 대체하며, 돌기 밀도 n 을 $\gamma_2 n$ 로 대체하여 수정하고자 한다. 또한 방정식 (26)도 방정식 (28)과 같이 수정되어야 한다.

$$(P_a(H_c))_{central} = \frac{4R_c}{E'b} p_a = \frac{4R_c}{E'(R\sqrt{8W/\pi})} p_a = \frac{\sqrt{2\pi}}{E'\sqrt{W}} p_a = \frac{2}{3} \bar{n} \gamma_2 \bar{\beta}^{0.5} \bar{\sigma}^{1.5} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\sigma_y} \right) \int_{I_1}^{I_2} (z^* - I_1)^{1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\sigma_y} \right)^2} dz^* + 2\pi V \gamma_2 \bar{n} \bar{\beta} \bar{\sigma} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\sigma_y} \right) \int_{I_3}^{\infty} (z^* - I_1) e^{-0.5 \left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\sigma_y} \right)^2} dz^* + \pi V \gamma_2 \bar{n} \bar{\beta} \bar{\sigma} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\sigma_y} \right) \int_{I_2}^{I_3} (z^* - I_1) e^{-0.5 \left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\sigma_y} \right)^2} \times \left[1 - 0.6 \frac{\ln \bar{w}_2 - \ln(z^* - I_1) \bar{\sigma}}{\ln \bar{w}_2 - \ln \bar{w}_1} \right] \times \left[1 - 2 \left(\frac{(z^* - I_1) \bar{\sigma} - \bar{w}_1}{\bar{w}_2 - \bar{w}_1} \right)^3 + 3 \left(\frac{(z^* - I_1) \bar{\sigma} - \bar{w}_1}{\bar{w}_2 - \bar{w}_1} \right)^2 \right] dz^* \quad (27)$$

여기서, $I_1 = \frac{H_c - \bar{y}_s}{\bar{\sigma}}$, $I_2 = \frac{H_c - \bar{y}_s + \bar{w}_1}{\bar{\sigma}}$, $I_3 = \frac{H_c - \bar{y}_s + \bar{w}_2}{\bar{\sigma}}$. 그리고

$$H_c = 2.691 W^{-0.135} U^{0.705} G^{-0.556} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \right)^{0.149} \times \left(1 + 0.2 \bar{\sigma}^{1.222} V^{0.223} W^{-0.229} U^{-0.748} G^{-0.842} \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \right)^{0.317} \right) \quad (28)$$

한편, 거친표면에 대한 선접촉 건 마찰 조건에서 최대 접촉압력인 중심선 접촉압력은 Beheshti and Khonsari[25]에 의해 다음과 같이 제시되었다.

$$\bar{p}_{central} = \frac{1}{\sqrt{1 + (1.1188 \bar{n}^{-0.1531} \bar{\beta}^{-0.1203} \bar{\sigma}^{0.6034} \bar{w}^{-0.7161} \Omega^{-0.1423} \gamma_2^{1.1396})}} \quad (29)$$

여기서 $\bar{w} = \frac{W_n}{lE''R_c}$, $\Omega = hd/E''$ 그리고 $E'' = \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right)^{-1}$.

혼합 탄성-유체 윤활 조건에 대해서, 전체 하중의 $1/\gamma_2$ 부분에 대한 중심선 접촉압력은 $1/\gamma_2$ 를 E''/γ_2 로 대체하고, n 을 $\gamma_2 n$ 로 대체하며, 그리고 W_n 를 W_n/γ_2 로 대체하는 것에 의하여 수행된다. 결과적으로 수정된 중심선 접촉 압력 방정식은 다음과 같다.

$$(\bar{p}_a)_{central} = \frac{1}{\sqrt{1 + (1.1188 \bar{n}^{-0.1531} \bar{\beta}^{-0.1203} \bar{\sigma}^{0.6034} \bar{W}^{-0.7161} \Omega^{-0.1423} \gamma_2^{-0.2954} \gamma_2^{1.1396})}} \quad (30)$$

3) 수정 아차드 마모 방정식을 위한 돌기 접촉에 의한 하중 분담율 γ_2 의 계산
수정 아차드 마모 방정식을 위한 돌기 접촉에

의한 하중 분담을 γ_2 를 계산하기 위하여, 혼합 탄성-유체 윤활 상태에 적용 가능한 두 가지 중심선 접촉압력 방정식 즉, ZMC 돌기 접촉 모델로부터 유도된 접촉압력을 계산하는 방정식으로부터 수정된 방정식 (27)과 거친표면에 대한 선접촉 건 마찰 조건에서 최대 접촉압력인 중심선 접촉압력을 계산하는 방정식의 수정된 방정식 (30)을 함께 놓아 방정식 (31)을 구한다.

$$\begin{aligned}
 (P_a(H_c))_{central} &= \frac{4R_c}{E'b} p_a = \frac{4R_c}{E' \left(R \sqrt{\frac{8W}{\pi}} \right)} p_a \\
 &= \frac{\sqrt{2\pi}}{E' \sqrt{W}} p_a = \frac{2}{3} n \gamma_2 \bar{\beta}^{0.5} \bar{\sigma}^{1.5} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_s} \right)_{I_1}^{I_2} (z^* - I_1)^{1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\bar{\sigma}_s} \right)^2} dz^* \\
 &+ 2\pi V \gamma_2^2 \bar{n} \bar{\beta} \bar{\sigma} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_s} \right)_{I_3}^c (z^* - I_1) e^{-0.5 \left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\bar{\sigma}_s} \right)^2} dz^* \\
 &+ \pi V \gamma_2^2 \bar{n} \bar{\beta} \bar{\sigma} W^{-0.5} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_s} \right)_{I_2}^{I_3} (z^* - I_1) e^{-0.5 \left(\frac{\bar{\sigma} z^*}{\bar{\sigma}_s} \right)^2} \\
 &\times \left[1 - 0.6 \frac{\ln \bar{w}_2 - \ln(z^* - I_1) \bar{\sigma}}{\ln \bar{w}_2 - \ln \bar{w}_1} \right] \times \left[1 - 2 \left(\frac{(z^* - I_1) \bar{\sigma} - \bar{w}_1}{w_2 - w_1} \right)^3 \right. \\
 &\left. + 3 \left(\frac{(z^* - I_1) \bar{\sigma} - \bar{w}_1}{w_2 - w_1} \right)^2 \right] dz^* \\
 &= (\bar{p}_a)_{central} = \\
 &\frac{1}{\gamma_2 \sqrt{1 + (1.1188 \bar{n}^{-0.1531} \bar{c}^{-0.1203} \bar{\beta}^{-0.6034} \bar{\sigma}^{-0.7161} W^{-0.1423} \Omega^{-0.2954} \gamma_2^{-1.1396})}} \quad (31)
 \end{aligned}$$

여기서 γ_2 는 방정식 (31)에 이등분 기법(bisection technique)을 적용하여 구할 수 있다.

2.6. 기 발표된 실험적 그래프로 도시된 마모율에 의한 장기(수명 기간) 선형 마모 계산

고정된 접촉이 일어나는 운전 조건 하에서의 비 마모율 k는 저어널 베어링 내 부싱의 마모자극 부위에서 생성되는 수명기간 동안의 재료 이탈양을 측정하므로 계산될 수 있다[30]. 여기서 재료 이탈 양은 마모 깊이 d로 나타났으며, 이는 측정하여 얻은 값이다[30]. 마모 자극의 폭 b는 Fig. 7에 도시된 바와 같이 $2r \sin \alpha$ 이다. 본 연구에서 고려하는 고정 하중 조건에 대해서 베어링 표면의 접촉 부위의 중심위치는 변하지 않는다고 보았다.

Fig. 7의 도시된 그래프로부터 빗금친 면적은 반지름 R+c과 각도 2λ 그리고 반지름 R과 각도

2α 로 구성된 두 부채꼴 면적의 차이로 표현될 수 있다.

$$A_c = \frac{R^2}{2} [2\alpha - \sin 2\alpha] - \frac{(R+c)^2}{2} [2\lambda - \sin 2\lambda] \quad (32)$$

마모 체적은 저어널 베어링의 마모 형상으로부터 $V_w = A_c L_c$ 로 표현될 수 있다. 여기서 L은 베어링 길이이다.

각 α 와 λ 는 3변 R, R+c와 c+d으로 구성된 삼각형에 대해서 삼각법(trigonometry)의 코사인 법칙을 적용하여 구할 수 있다.

$$\alpha = \arccos \frac{2\zeta - 2\zeta\delta - \delta^2}{2(\zeta + \delta)} \quad (33)$$

그리고

$$\lambda = \arccos \frac{2\zeta - 2\zeta^2 + 2\zeta\delta + \delta^2}{2(2 + \zeta)(\zeta + \delta)} \quad (34)$$

이 마모 각에 대한 방정식으로부터 다음의 비 마모율 k의 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{8\pi b N} \quad \text{or} \\
 p_b k N &= \frac{2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{8\pi} \quad (35)
 \end{aligned}$$

여기서 $\delta = d/R$ 이고 $\zeta = c/R$ 이다. N은 전체(최종) 회전수이다.

주어진 상대 반경 틈새, $\zeta = c/R$ 와 Fig. 7을 이용하여 마모 깊이, $d (= \delta R)$ 는 주어진 값 p_b (투영 베어링 하중= W_w/DL), 비 마모율 k 그리고 전체(최종) 회전수(혹은 요구되는 수명 회전수) N으로부터 계산될 수 있다.

Ligterink 등[30]은 비 마모율, k 값은 경계윤활 조건 하의 적용에서 약 1×10^{-16} 정도 된다고 화이트 메탈에 대한 설명서를 인용하여 언급하였다.

본 연구에서는 Fig. 8과 같이 주어진 7가지 상대 반경 틈새 ζ 에 대한 상대 마모 깊이 δ 의 함수인 $p_b k N$ 값을 확장된 그래프로 도시하였다. 이때 $p_b k N \leq 32 \times 10^{-4}$ 이고 $\delta \leq 200 \times 10^{-4}$ 인 범위 내에서 그래프를 도시하였고, 7가지 상대 반경 틈새는 $\zeta = 1 \times 10^{-4}$, $\zeta = 5 \times 10^{-4}$, $\zeta = 10 \times 10^{-4}$, $\zeta = 15 \times 10^{-4}$, $\zeta = 20 \times 10^{-4}$, $\zeta = 25 \times 10^{-4}$ 과 $\zeta = 30 \times 10^{-4}$ 이다. 나아가 $p_b k N \leq 320 \times 10^{-4}$ 과 $\delta \leq 200 \times 10^{-4}$ 의 범위 까지도 계산 범위를 확장할 수 있도록 하였다. 또한 각 주어진 7가지 경우의 상대 반경 틈새 값들의 사이 값에 대하여도 보간법에 의해 다룰 수 있게 하였다.

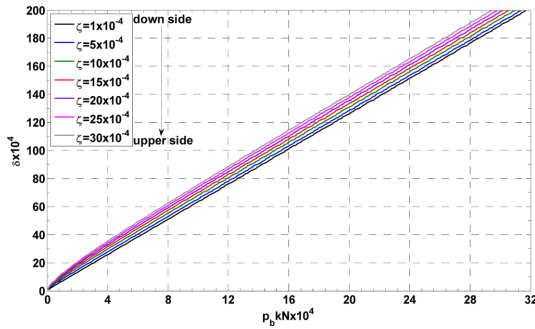


Fig. 8. Value of the relative wear depth δ as a function of the product for seven value of the relative radial clearance ζ with $\delta \leq 200 \times 10^{-4}$, and $\zeta = 1 \times 10^{-4}$, $\zeta = 5 \times 10^{-4}$, $\zeta = 10 \times 10^{-4}$, $\zeta = 15 \times 10^{-4}$, $\zeta = 20 \times 10^{-4}$, $\zeta = 25 \times 10^{-4}$, $\zeta = 30 \times 10^{-4}$.

혼합윤활영역에 대하여 마모 방정식은 방정식 (24)와 같이 수정될 수 있다. 또한 마모 체적은 실 사용 가능한 몇몇 매개변수를 사용하여 다음의 방정식 (36)과 같이 다시 표현할 수 있다.

$$V_w = \left(\frac{\Psi k}{\gamma_2}\right) W_n S = k_a W_n S = k_a (2RLp_b a) (2\pi RN) \quad (36)$$

여기서 Ψ 는 부분 유막 결손 계수이다. γ_2 는 들기 접촉 영역의 하중 분담 인자이다. 그리고 k_a 는 혼합윤활 영역에 대한 수정 비 마모율이다.

$$k_a = \Psi k / \gamma_2 = \frac{\Psi 2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{8\pi p_b n} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \therefore V_w &= \frac{\Psi 2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{\gamma_2} (2RLp_b) (2\pi RN) \\ &= \frac{\Psi 2\alpha - \sin 2\alpha - (1 + \zeta)^2 (2\lambda - \sin 2\lambda)}{\gamma_1} (R^2 L) \quad (38) \end{aligned}$$

본 논문에서 고려하고 있는 시동 조건과 시동정지 조건 하에서의 마모 자국은 단지 1회 시동 및 시동정지 시의 시점 및 말미에서 매우 짧은 시간에 생성된다. 각 크랭크 각에서 운전 조건은 비정상 축 속도로 인해 매번 다르다. 따라서 부분 유막 결손 계수 Ψ 와 들기 하중 분담 인자 γ_2 와 수정 비 마모율 k_a 는 각 크랭크 각에서 변한다. 각 크랭크 각에서 마모자국은 1회 시동 및 시동정지 시에 각 고유의 운전조건에서 유일하게 한번씩 일어난다. 이러한 1회 시동 및 시동 정지 시의 전체 회전수는 1회전 이내이다. 그러므로 방정식 (38)을

사용하여 각 크랭크 각에서의 운전조건에서 10^6 회전수에 대한 장기 마모 체적을 계산한 후, 이 장기 마모 체적을 10^6 회전수로 나누면 1회전에서의 마모 체적이 얻어지며, 이를 1회 시동 및 시동정지 시의 혼합윤활 영역에서 발생한 각 크랭크 각에서 축적된 전체 마모체적으로 간주한다.

즉, 1회전 동안 마모에 관여한 각 크랭크 각에서의 마모 체적에 대해 1회전에 대한 상대 마모 깊이를 $\delta_i (= \frac{\delta}{N})$ 를 계산한다. 그 후 1회전에 대한 마모 각 α_i 와 λ_i 를 계산한다. 마지막으로 1회전에 대한 마모 체적 V_{w_i} 을 계산한다. 이들 1회전 내에서 각 크랭크 각에서 계산된 값들은 시동 초기 및 시동 정지 말미에 마모 자국과 관계되는 모든 크랭크 각에 대해서 발생한 전체 마모 체적을 계산하는 데 사용한다.

위에서 언급된 마모에 관계된 방정식들을 사용하여, 다음의 순서에 따라 마모 체적을 계산할 수 있다. 첫 번째로, 수명 기간에 상당하는 총 회전수에 대하여 상대 반경 틈새 $\zeta (= \frac{c}{R})$ 의 값을 계산한다. 다음으로 비 마모율 k 를 적절한 값으로 가정하고, 실험적 그래프에서 계산된 $p_b k N$ 값에 대한 상대 마모 깊이 δ 를 결정한다. 그 다음으로 수식을 이용하여 마모각인 α 와 λ 를 계산한다. 이들 각들을 사용하여, 방정식 (35)에 의해서 새로운 $p_b k N$ 값을 계산한 후 새로운 k 를 구한다. 만약 새로운 k 와 초기 가정하여 선택한 k 값 사이에 차이가 허용 오차 범위 이내로 충분히 작다면, 새로운 α 와 λ 를 계산한다. 그 후 1회전에 대한 마모각 α_i 와 λ_i 를 계산한다. 마지막으로 마모 체적 V_w 를 구하고, 1회전에 대한 마모 체적 V_{w_i} 을 구한다.

3. 마모 해석 절차 요약

본 논문에서 언급한 이론에 기초하여, 시동 조건 및 시동정지 조건 하에서 저어널 베어링의 마모 해석을 위해 Fig. 9에 간단히 도시한 프로우 차트에 기술한 절차를 따랐다.

첫째로 베어링 시스템 형상의 치수와 오일 성분 값, 주입 오일 압력 및 x축 상의 격자 크기를 정하고 입력 데이터화 하였다. 그리고 각 크랭크 각에서의 각속도를 읽어 들인 후, 각 베어링의 작용 하중과 각 크랭크 각에서의 편심율을 계산하였다.

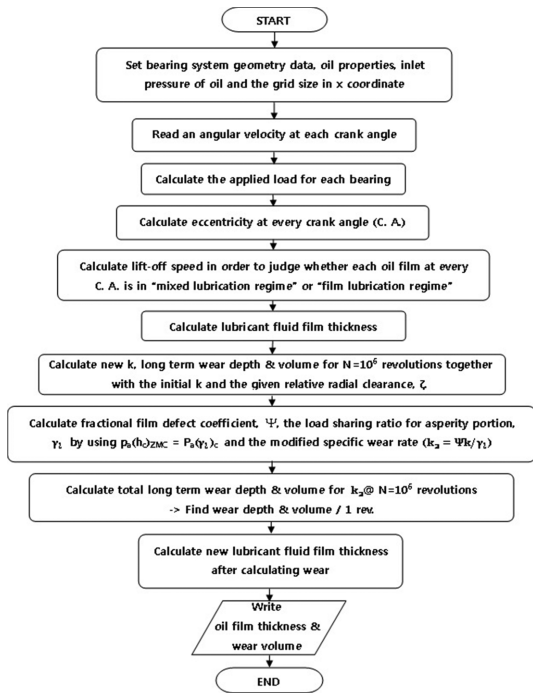


Fig. 9. Flow chart for wear analysis of journal bearings operating under start-up and coast-down conditions.

그 다음으로 리프트-오프 속도를 계산하여, 각 크랭크 각에서 유막이 혼합윤활 영역 혹은 유체윤활 영역에 해당하는지를 파악하였다. 마모를 계산하기 전 정지 상태에서의 초기 유막 두께를 0.02° 크랭크 각 간격으로 계산하였다.

그 후 초기 비 마모율 k 를 적절한 값으로 가정하여 선정하고, 주어진 상대 반경 틈새 $\zeta (= c/R)$ 를 구한다. 그리고 $p_h kN$ 을 한 축으로 갖는 실험적인 그래프로부터 상대 다른 축에 있는 마모 깊이 δ 를 구한다. 그 다음은 α 와 λ 를 구한다. 이들 마모각을 이용하여 방정식 (35)로부터 새로운 $p_h kN$ 을 구하고, 연이어 새로운 k 를 구한다. 이 k 값은 회전수 $N=10^6$ 에 대한 것이다. 만약 새 k 와 이전 k 의 차이가 오차 범위 내로 충분히 작다면, 마지막 새로운 k 가 얻어진다.

다음으로, 이 최종 k 로 부터 수정 비 마모율 ($k_s = \Psi k / \gamma_1$)을 얻기 위하여, 부분 유막 결손 계수 Ψ 를 구하고, 돌기 부분의 하중 분담율 γ_1 를 $p_a(h_a)_{ZMC} = P_a(\gamma_1)$ 로부터 취한 방정식 (31)을 사용하여 구한다. 1 회전에 대한 각 크랭크 각에서의 마

모 체적을 얻기 위하여, 1 회전에서 상대 마모 깊이 $\delta_s (= \frac{\delta}{N})$ 을 구한다. 그리고 1 회전에서 마모 각 α_i 와 λ_i 를 구한다. 마지막으로 1회전에서의 마모 체적 V_{w1} 을 구한다. 이들 1회전 내에서 각 크랭크 각에서 구한 이들 값들은 1회전 동안의 전체 마모 체적을 구하기 위해 사용된다. 각 크랭크 각에서의 1 회전당 마모 체적 계산을 마친 후 마모 깊이 d 를 구하여 새로운 유막 두께를 계산한다. 이 절차는 모든 사이클에 반복적으로 각각의 베어링에 적용한다.

4. 결 론

본 논문에서는 수평으로 잘 정렬된 축과 고정 하중 조건에서 마모 자극을 고려한 저어널 베어링의 수정 유막 두께 방정식을 공식화하였다. 또한 정상적인 운전 상태 하에서 시동 조건과 시동정지 조건에서의 저어널 베어링의 마모 해석을 위한 절차가 개발되었다.

수정 아차드 마모 계수로부터 유도된 수정 비 마모율을 얻기 위하여, 비 마모율 k 를 얻기 위해 확대 개발한 무차원 그래프와 부분 유막 결손 계수 Ψ 와 돌기 하중 분담 인자 γ_1 를 사용하였다. 이 돌기 분담 하중 인자는 ZMC 돌기 접촉 압력 방정식과 ZMC 돌기 접촉 모델로부터 유도된 중심선 유막 두께 방정식을 결합한 방정식과 거친 선접촉 건마찰 영역에서의 중심선(최대값) 접촉 압력 방정식으로부터 유도된 수정 중심선 접촉 압력 방정식을 같다고 놓아 새롭게 계산하였다.

References

- [1] Chun, S. M., Parametric Study of Thermal and Unsteady Effects in Hydrodynamic Lubrication of Journal Bearings, Ph.D. thesis, Wayne State University, Detroit, Michigan, 1989.
- [2] Fragoulis, A. H., Instantaneous Frictional Torque of Reciprocating Combustion Engines, Ph.D. thesis, Wayne State University, Detroit, Michigan, 1988.
- [3] Booker, J. F., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution", *ASME J. Basic Engineering*, Vol. 87, pp. 537-546, 1965.
- [4] Vogelpohl, G., "Geringste zulässige Schmier-schichtdicke und Übergangsdrehzahl", *Konstruktion*, Vol. 14, No. 12, pp. 461-468, 1962.

- [5] Vogelpohl, G. "Thermal Effects and Elasto-Kinetics in Self-acting Bearing Lubrication", Proceedings of International Symposium on Lubrication and Wear, Huston, pp. 766-815, 1965.
- [6] Lu, X., Khonsari, M. M., "On the Lift-Off Speed in Journal Bearings", *Tribol. Lett.*, Vol. 20, No. 3-4, pp. 299-305. DOI: 10.1007/s11249-005-9124-y, 2005.
- [7] Landheer, D., Faessen, J. F. M., de Gee, A. W. J., "A transition diagram for plain journal bearings", *Tribol. Trans.*, Vol. 33, pp. 418-424, 1990.
- [8] Illner, T., Bartel, D., Deters, L., "Determination of the Transition Speed in Journal Bearings under Consideration of Bearing Deformation", *Tribol. Int.*, Vol. 82, pp. 58-67, 2015.
- [9] Chun, S. M., Lalas, D. P., "Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing", *Tribol. Trans.*, Vol. 35, No. 2, pp. 213-224, 1992.
- [10] Chun, S. M., "Aeration Effects on the Performance of a Turbocharger Journal Bearing", *Tribol. Int.*, Vol. 41, pp. 296-306. DOI:10.1016/j.triboint.2007.08.006, 2008.
- [11] Patir, N., Cheng, H. S., "An average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", *ASME J. Lubr. Technol.*, Vol. 100, pp. 12-17, 1978.
- [12] Patir, N., Cheng, H. S., "Application of Average Flow Model to Lubrication between Roughness Sliding Surfaces", *ASME J. Lubr. Technol.*, Vol. 101, pp. 220-230, 1979.
- [13] Shi, F., Wang, Q. J., "A Mixed-TEHD Model for Journal-Bearing Conformal Contacts – Part I: Model Formulation and Approximation of Heat Transfer Considering Asperity Contact", *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 120, pp. 198-205, 1998.
- [14] Majumdar, B. C., Hamrock, B. J., "Effect of Surface Roughness on Elastohydrodynamic Line Contact", *ASME J. Lubr. Technol.*, No. 104, pp. 401-409, 1982.
- [15] Khonsari, M. M., Booser, E. R., *Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication*, Wiley, New York, 2008.
- [16] Chang, W. R., Etsion, I., Bogy, D. B., "An Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces", *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 109, pp. 257-263, 1987.
- [17] Zhao, Y., Maietta, D. M., Chang, L., "An Asperity Microcontact Model Incorporating the Transition from Elastic Deformation to Fully Plastic Flow", *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 122, pp. 86-93, 2000.
- [18] Kogut, L., Etsion, I., "A Finite Element based Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces", *Tribol. Trans.*, Vol. 46, pp. 383-390, 2003.
- [19] Masjedi, M., Khonsari, M. M., "Film Thickness and Asperity Load Formulas for Line-Contact Elastohydrodynamic Lubrication with Provision for Surface Roughness", *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 134, No. 1, 011503. DOI: 10.1115/1.40005514, 2012.
- [20] Masjedi, M., Khonsari, M. M., "Theoretical and Experimental Investigation of Traction Coefficient in Line-contact EHL of Rough surfaces," *Tribol. Int.*, Vol. 70, pp. 179-189, <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2013.10.004>, 2014
- [21] McCool, J. I., "Relating Profile Instrument Measurements to the Functional Performance of Rough Surfaces", *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 109, No. 2, pp. 264-270, 1987.
- [22] Kingsbury, E. P., "Some Aspect of the thermal desorption of a boundary lubricant", *J. Appl. Phys.*, Vol. 29, pp. 888-891, 1958.
- [23] Rowe, C. N., "Some aspects of heat of adsorption in function of a boundary lubricant", *ASLE Trans.*, Vol. 9, pp. 101-111, 1966.
- [24] Beheshti, A., Khonsari, M. M., "An Engineering Approach for the Prediction of Wear in Mixed Lubricated Contacts", *Wear*, Vol. 308, pp. 121-131. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.10.004>, 2013.
- [25] Beheshti, A., Khonsari, M. M., "Asperity Microcontact Models as Applied to the Deformation of Rough Line Contact", *Tribol. Int.*, Vol. 52, pp. 61-74. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2012.02.026>, 2012.
- [26] Hamrock, B. J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw Hill, New York; London, 1994.
- [27] Holm, R., *Electrical contacts*, Almqvist & Wiksell, Stockholm, 1946.
- [28] Archard, J. F., "Contact and rubbing of flat surfaces", *J. Appl. Phys.*, Vol. 24, pp. 981-988, 1953.
- [29] Chun, S. M., "Simulation of Engine Life Time Related with Abnormal Oil Consumption", *Tribol. Int.*, Vol. 44, pp. 426-436. DOI:10.1016/j.triboint.2010.11.020, 2011.
- [30] Ligterink, D. J., de Gee, A. W. J., "Measurements of Wear in Radial Journal Bearings", *Tribotest Journal*, Vol. 3, No.1, pp.45-54. 1354-4063, 1996.