

Herschel-Bulkley 모델을 이용한 그리스 열탄성유체윤활 문제의 수치해석

유진규 · 김경웅*

삼성자동차(주) 기술연구소
*한국과학기술원 기계공학과

A numerical analysis of grease thermal elastohydrodynamic lubrication problem using Herschel-Bulkley model

Jin-Gyoo Yoo and Kyung-Woong Kim

Technology Center, Samsung Motors Inc.

*Department of Mechanical Engineering

Korea Advanced Institute of Science and Technology

Abstract—Grease thermal elastohydrodynamic lubrication (TEHL) problems of line contacts are analyzed numerically. The effects of temperature and rheological parameters on grease TEHL are investigated using the Herschel-Bulkley model as a rheological model of greases. The pressure distribution, the shape of grease film, mean film temperature and surface temperature of solid wall in line contacts are obtained. It is found that thermal effects on the minimum film thickness become remarkable at high rolling speeds. The effect of yield stress of Herschel-Bulkley model on minimum film thickness is negligible, while the rheological index and viscosity parameter have significant effects on minimum film thickness.

1. 서 론

탄성유체윤활(elastohydrodynamic lubrication:EHL) 이론은 구름베어링, 기어, 캠기구 및 마찰구동장치 등과 같이 집중하중을 받는 기계요소의 윤활현상을 설명하는 이론이다. EHL 이론은 집중하중을 받는 기계요소의 최소유막두께를 결정하는 데 사용된다. 기계요소의 윤활부분에서 금속접촉이 발생하는 것을 방지하기 위해서는 적당한 최소유막두께가 유지되어야 한다.

1959년 Dowson과 Higginson[1]에 의하여 전윤활영역에서의 윤활면 탄성변형과 윤활제의 점도변화를 고려한 최초의 수치해가 구해진 이후, 지난 30여년 동안에 EHL에 대한 많은 이론 및 실험 연구가 수행되었으며, 그 결과가 실제로 많은 기계요소의 설계에 사용되고 있다. 그러나 대부분의 EHL 해석들은 윤활제를

뉴우튼 유체로 가정하고, 온도의 영향을 고려하지 않은 상태에 대한 해석들이다. 그러나 공작기계 주축계에 사용되는 구름베어링의 경우와 같이 고속, 고하중 상태에서 운전되는 기계요소에서는 윤활제에 대한 온도의 영향과 윤활제의 비뉴우튼 특성이 중요하게 된다. 이런 경우에 정확한 최소유막두께를 예측하기 위해서는 비뉴우튼 열탄성유체윤활(thermal elastohydrodynamic lubrication:TEHL)해석[2]이 필요하다.

그리스는 대표적인 비뉴우튼 윤활제로서 구름베어링의 윤활에 있어서 중요한 위치를 점하고 있다. 현재 집중하중을 받는 기계요소의 윤활에는 윤활구조의 간편화, 보수의 용이성, 먼지나 이물질의 침입방지 등에 유리한 그리스 윤활의 사용이 확대되고 있다. 현재 전동기, 가정용 전기기기, 측정기 등에 쓰이는 구름베어링의 경우는 거의 전량 그리스 윤활이 사용되고 있다. 그러나 기름 윤활 문제에 대한 EHL 이론은 잘 기술되

어 있으나 그리스 윤활 EHL문제에 대한 EHL 이론은 그리스의 유동특성의 복잡성 때문에 아직까지 잘 수립되어 있지 않다.

그리스 윤활 EHL에 대한 최초의 이론연구는 1972년에 Greenwood와 Kauzlarich[3]에 의해 발표되었다. 그들은 그리스의 rheology 모델로 Herschel-Bulkley 모델을 사용하여 그리스 유막에 대한 레이놀즈 방정식을 유도하고, Herschel-Bulkley 모델의 타당성을 밝혔다. Wada등[4]은 Bingham 모델을 이용하여 그리스 윤활 EHL 문제의 수치해를 구하였다. Jonkisz와 Krzeminski-Freda[5,6], Zhu와 Neng[7] 그리고 Cheng[8]은 Herschel-Bulkley 모델을 이용하여 그리스 윤활 EHL 문제의 수치해를 구하고 실험결과와 비교하였다. 그리고 Dong과 Qian[9]은 Bauer 모델을 사용하여 그리스 윤활 EHL 문제를 수치해석하고 그 결과를 보고하였다. 지금까지의 연구는 유동특성상의 복잡성 때문에 무한장 선접촉 등은 EHL 문제에 대한 해석이었고, 아직까지 그리스 윤활 TEHL 해석에 관한 연구는 발표된 바 없다. 따라서 본 연구에서는 Herschel-Bulkley 모델을 사용하여 그리스 윤활 무한장 선접촉 EHL 문제를 TEHL 해석하여 보다 정확한 접촉부의 압력분포와 유막형상을 예측하고자 한다.

2. 선접촉 열탄성유체윤활문제의 해석

2-1. 해석의 모델

본 연구는 무한장 선접촉 TEHL문제에 관한 연구로서, 각기 구름속도 U_c 및 반경 R_1, R_2 를 가지는 2개의 원통에 단위 길이당 w 의 부하력이 작용하는 계의 2차원 흐름 TEHL 문제의 압력분포, 유막형상 및 온도분포를 계산하고자 한다. 이때 윤활제는 Herschel-Bulkley 모델로 표현되는 그리스로 한다. 해석대상은 정상상태, pure rolling인 경우로 한다.

이 때, $(1/R)=(1/R_1)+(1/R_2)$ 라고 하면 두 원통사이의 접촉은 수학적 관점에서 등가적으로 속도 U_c 를 가지는 반무한체 평면에 단위길이당 w 의 부하력이 작용하고 있는 구름속도 U_c , 반경 R 의 원통이 접촉하고 있는 경우의 문제로 볼 수가 있다.

2-2. 지배방정식

Herschel-Bulkley 모델로 표현되는 그리스의 레이놀즈 방정식은 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식으로

부터 유도된다. 이 때 그리스의 관성, 중력은 무시한다. Herschel-Bulkley 모델에 의하면 유막의 전단응력 τ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\tau = \pm[\tau_y + \eta_s |\dot{\gamma}|^n] \quad (1)$$

여기서 τ_y 는 항복응력, η_s 는 viscosity parameter, $\dot{\gamma}$ 는 전단속도이고 n 은 rheological index이다.

다음과 같은 무차원변수를 사용하면 레이놀즈 방정식은 식 (2), 식 (3)과 같은 무차원 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{b}, \quad Y = \frac{y}{h}, \quad H = \frac{hR}{b_2}, \quad P = \frac{p}{p_H}, \quad \bar{\tau}_y = \frac{\tau_y}{\tau_{y0}}, \\ T_Y &= \frac{\tau_{y0}}{p_H}, \quad \bar{\eta}_s = \frac{\eta_s}{\eta_{s0}}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \\ \bar{T} &= \frac{T}{T_0}, \quad U = \frac{\eta_{s0}^m U_c}{(E')^m R}, \\ W &= \frac{w}{E'R}, \quad \frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}, \quad \frac{1}{m} = m \end{aligned}$$

여기서 x, y 는 구름방향과 유막두께방향의 좌표, h 는 유막두께, p 는 압력, ρ 는 밀도, T 는 온도, E 는 원통의 탄성계수, ν 는 원통의 Poisson 계수, $b(\sqrt{8W/\pi})$ 는 half Hertzian width, $p_H(=E'\sqrt{W/2\pi})$ 는 최대 Hertz 압력이고 하첨자 0는 입구부에서의 상태를 의미한다.

(1) $dP/dX > 0$

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{\eta_s} \frac{dP}{dX} \right)^m \left(1 - \frac{H_p}{H} \right)^{m+1} \cdot \left(1 + \frac{1}{m+1} \frac{H_p}{H} \right) \\ - K \frac{(\bar{\rho}H - \bar{\rho}_c H_c)}{\rho H^{m+2}} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

(2) $dP/dX < 0$

$$\begin{aligned} \left(-\frac{1}{\eta_s} \frac{dP}{dX} \right)^m \left(1 - \frac{H_p}{H} \right)^{m+1} \cdot \left(1 + \frac{1}{m+1} \frac{H_p}{H} \right) \\ + K \frac{(\bar{\rho}H - \bar{\rho}_c H_c)}{\rho H^{m+2}} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서

$$K = 2^{3m+1}(m+2) U \left(\frac{\pi}{8W} \right)^{m+1}$$

$$H_p = \begin{cases} H & \text{if the gap is filled by the plug.} \\ 2T_y \sqrt{\frac{\sqrt{\pi}}{8W}} \frac{\bar{\tau}_y}{dP/dX} & \text{otherwise} \end{cases}$$

하첨자 e는 $dP/dX=0$ 인 점을 의미한다.

TEHL해석에서, 레이놀즈 방정식에 나타나는 유막 두께 H, viscosity parameter $\bar{\eta}_s$, 항복응력 $\bar{\tau}_y$ 는 압력 P와 온도 \bar{T} 의 함수이다.

한편, 유막내에 발생하는 높은 압력으로 인하여 TEHL 상태에서는 윤활제의 점도와 밀도가 대기압 상태에 비하여 큰 차이가 난다. 본 연구에서 그리스의 viscosity parameter-압력-온도 관계식과 항복응력-압력-온도 관계식은 Roelands[10]가 윤활유에 대해 제안한 점도-압력-온도 관계식을 사용한다. 이 관계식을 사용하면 $\bar{\tau}_y$ 와 $\bar{\eta}_s$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\bar{\eta}_s = \exp \left\{ \left[\ln(\eta_{s0}) + 9.67 \right] \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p_H P_i)^{ZE} \right] - \gamma T_o (\bar{T} - 1) \right\} \quad (4)$$

$$\bar{\tau}_y = \exp \left\{ \left[\ln(\tau_{y0}) + 9.67 \right] \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p_H P_i)^{ZT} \right] - \gamma T_o (\bar{T} - 1) \right\} \quad (5)$$

여기서 γ 는 그리스의 온도-점도 지수이고, ZE와 ZT는 Roelands의 점도-압력 지수로서 그리스의 압력-점도 지수 α 와 τ_{y0} 또는 η_{s0} 를 사용하여 ZE와 ZT는 다음과 같이 표현된다.

$$ZE = \frac{\alpha}{5.1 \times 10^9 [\ln(\eta_{s0}) + 9.67]}$$

$$ZT = \frac{\alpha}{5.1 \times 10^9 [\ln(\tau_{y0}) + 9.67]}$$

무차원 밀도-압력-온도 관계식은 다음과 같이 주어진다.

$$\bar{\rho} = \left[1 + \frac{0.58 \times 10^{-9} p_H P}{1 + 1.68 \times 10^{-9} p_H P} \right] [1 - \varepsilon T_o (\bar{T} - 1)] \quad (6)$$

여기서 ε 는 그리스의 열팽창계수이다.

무차원 유막형상 H는 다음과 같이 표현된다.

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{2\pi} \int_{x_{in}}^{x_{end}} P(X') \ln(X - X')^2 dX' \quad (7)$$

여기서 H_0 는 하중조건에 의해서 결정되는 상수이다.

무차원 하중조건식은 다음과 같이 표현된다.

$$\int_{x_{in}}^{x_{end}} P(X) dX = \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

레이놀즈방정식을 풀기 위해 사용한 무차원 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P &= 0 \text{ at } X = X_{in} \\ P &= 0 \text{ and } \frac{dP}{dX} = 0 \text{ at } X = X_{end} \end{aligned} \quad (9)$$

하첨자 in, end는 유막의 입구부와 출구부를 의미한다. 입구부의 위치 X_{in} 은 Hertz 접촉부의 중심으로부터 Hertzian half width의 4배가 되는 곳으로 선택하였다.

그리스 유막 안에서의 온도분포는 적절한 경계조건이 적용된 에너지 방정식을 풀어서 얻을 수 있다. 본 연구에서는 다음의 가정을 사용하여 에너지 방정식을 유도하였다.

(1) 열전도계수 k, 비열 c, 열팽창계수 ε 은 온도와 압력에 대해 변하지 않는다고 가정한다.

(2) 유막두께는 접촉부의 유막길이에 비해 작으므로, 구름방향(x)의 열전도는 유막두께방향(y)의 열전도보다 매우 작다. 따라서 y방향의 열전도만을 고려한다.

(3) 선접촉에 있어서 유막두께방향의 열대류는 구름방향 열대류에 비해 무시할 만큼 작다[11]. 따라서 x방향의 열대류만을 고려한다.

(4) 그리스의 점도와 밀도는 유막두께방향으로 일정하다고 가정하며, 이때 그 값은 식 (10)과 같이 정의되는 평균온도(T_m)에 의해 결정된다.

$$T_m(x) = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} T(x, y) dy \quad (10)$$

또한 $\partial T / \partial x$ 를 $\partial T_m / \partial x$ 로 근사하여 사용한다.

(5) 계산량을 줄이기 위하여 유막두께방향의 온도분포를 포물선 온도분포로 가정한다.

$$T(x, y) = T_s(x) + \left\{ T_c(x) - T_s(x) \right\} \left\{ 1 - \left(\frac{2y}{h} \right)^2 \right\} \quad (11)$$

여기서 T_c 는 유막 중심선상($y=0$)의 온도이다. (10) 식과 (11)식으로부터 다음 온도분포를 구할 수 있다.

$$T(x, y) = T_s(x) + \frac{3}{2} \left\{ T_m(x) - T_s(x) \right\} \left\{ 1 - \left(\frac{2y}{h} \right)^2 \right\} \quad (12)$$

이상의 가정을 사용하여 간략화한 무차원 에너지 방정식에 속도분포를 대입하고, $-h/2 \sim h/2$ 에서 y 에 대해 적분하면 다음의 에너지 방정식을 구할 수 있다.

(1) $dP/dX > 0$

$$\begin{aligned} -\frac{(\bar{T}_m - \bar{T}_s)}{H} &= \left(K_{CV} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial X} - K_{AC} \bar{T}_m \frac{dP}{dX} \right) \frac{\bar{\rho}_c H_c}{\rho} \\ &- K_{TA} \bar{\tau}_y \left(\frac{1}{\eta_s} \frac{dP}{dX} \right)^m (H - H_p)^{m+1} \\ &- K_{ET} \bar{\eta}_s \left(\frac{1}{\eta_s} \frac{dP}{dX} \right)^{m+1} (H - H_p)^{m+2} \end{aligned} \quad (13)$$

(2) $dP/dX < 0$

$$\begin{aligned} -\frac{(\bar{T}_m - \bar{T}_s)}{H} &= \left(K_{CV} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial X} - K_{AC} \bar{T}_m \frac{dP}{dX} \right) \frac{\bar{\rho}_c H_c}{\rho} \\ &+ K_{TA} \bar{\tau}_y \left(\frac{-1}{\eta_s} \frac{dP}{dX} \right)^m (H - H_p)^{m+1} \\ &- K_{ET} \bar{\eta}_s \left(\frac{-1}{\eta_s} \frac{dP}{dX} \right)^{m+1} (H - H_p)^{m+2} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서

$$K_{CV} = \frac{\rho_o c (E)^m R^2}{12 k \eta_{so}^m} \bar{U} \left(\frac{8W}{\pi} \right)^{3/2}$$

$$K_{AC} = \frac{\varepsilon (E)^{m+1} R^2}{48 k \eta_{so}^m} \bar{U} \left(\frac{8W}{\pi} \right)^2$$

$$K_{TA} = \frac{(E)^{m+1} R^2}{3 \cdot 2^{3m+4} (m+1) k T_o \eta_{so}^m} T_Y \left(\frac{8W}{\pi} \right)^{m+5/2}$$

$$K_{ET} = \frac{(E)^{m+1} R^2}{3 \cdot 2^{3m+5} (m+2) k T_o \eta_{so}^m} T_Y \left(\frac{8W}{\pi} \right)^{m+3}$$

에너지방정식을 풀기 위해 사용한 무차원화된 온도경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{T}(X_{in}, Y) = 1 \quad (15)$$

$$\bar{T}(X, 1/2) = \bar{T}(X, -1/2) = \bar{T}_s \quad (16)$$

온도경계조건으로 사용되는 원통의 표면온도 \bar{T}_s 는 식 (17)을 사용한다[12].

$$\bar{T}_s(X) = 1 + K_s \int_{X_c}^X \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial Y} \right)_{Y=1/2} \frac{dX'}{H(X-X')^{1/2}} \quad (17)$$

여기서

$$K_s = \frac{k}{(\pi k_c \rho_c c_c U_c R)^{1/2}} \left(\frac{\pi}{8W} \right)^{3/4}$$

3. 수치해석

TEHL 문제를 풀기 위해서는 레이놀즈 방정식과 에너지 방정식을 동시에 풀어야 한다. 식 (7)을 적분하는 방법으로는 Houpert와 Hamrock[13]이 사용한 방법을 사용하였다. TEHL문제의 수치해를 구하기 위한 풀이과정을 Fig. 1의 유통도에 나타내었다.

레이놀즈 방정식의 풀이에는 유한차분법, 뉴우튼-랩슨 방법과 가우스 소거법을 사용하였다. 반복계산의 최종적인 수렴판정은 다음식으로 정의되는 오차 ε_p 가 10^{-5} 이하가 되면 수렴된 것으로 판정하였다.

$$\varepsilon_p = \frac{\sum_{i=1}^N |P_i^{(K+1)} - P_i^{(K)}|}{\sum_{i=1}^N |P_i^{(K+1)}|} \leq 10^{-5} \quad (18)$$

여기서 K 는 반복계산 횟수이다.

에너지 방정식은 유한차분법과 가우스-자이달 방법으로 푼다. 반복계산의 최종적인 수렴판정은 다음식으로 정의되는 오차 ε_T 가 10^{-6} 이하가 되면 수렴된 것으로 판정하였다.

$$\varepsilon_T = \frac{\sum_{i=1}^N |\bar{T}_i^{(K+1)} - \bar{T}_i^{(K)}|}{\sum_{i=1}^N |\bar{T}_i^{(K+1)}|} \leq 10^{-6} \quad (19)$$

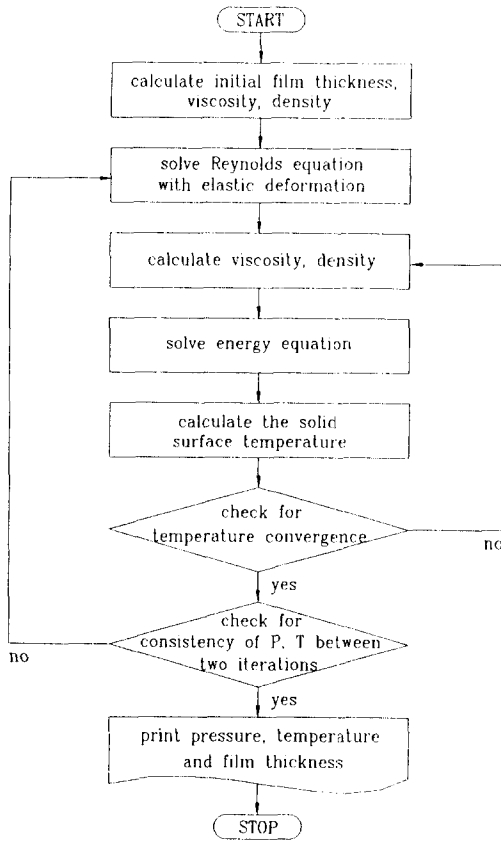


Fig. 1. Flow chart.

수치계산에 사용된 그리스와 원통의 물성값은 따로 언급하지 않는 경우에는 표 1에 있는 값을 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

Table 2는 $P_H=0.4$ GPa일 때 구름속도 U_c 를 변화시켜가며 계산한 등온 EHL 해석결과와 TEHL 해석결과를 비교한 표이다. 구름속도가 증가함에 따라 등온 EHL 해석으로 구한 최소유막두께와 TEHL 해석으로 구한 최소유막두께의 차이가 유막내의 열발생으로 인해 커지고 있다. 고속으로 운전되는 경우 TEHL 해석으로 구한 최소유막두께가 등온 EHL 해석으로 구한 최소유막두께보다 10%에서 40%정도 작다. 이것은 고속에서 점성 마찰열 때문에 그리스의 점도가 낮아지기 때문이다. Fig. 2와 Fig. 3은 여러 가지 구름속도에 대한 압력분포와 유막형상을 나타내고 있다. 구름속도가 감소함에 따라 압력 spike가 접촉부의 중심에서 출구쪽으로 이동하는 것과 유막두께가 Hertz 접촉부에서 보다 작아지는 것을 볼 수 있다. 이것은 구름속도가 감소함에 따라 유체동압효과가 작아지기 때문이다. Fig. 4와 Fig. 5는 여러 가지 구름속도에 대한 유막두께방향 평균온도의 분포와 원통표면온도의 분포를 보여주고 있다. 구름속도가 증가함에 따라 유막두께방향 평균온도와 원통표면온도가 모두 증가하고 있

Table 1. Cylinder and grease properties

inlet temperature of lubricant(T_0)	313 K
inlet density of lubricant(ρ_0)	919 kg/m ³
pressure-viscosity coefficient of lubricant(α)	$2.273 \times 10^{-8} \text{ a}^{-1}$
temperature-viscosity coefficient of lubricant(γ)	0.04666 K ⁻¹
coefficient of lubricant thermal expansivity(ϵ)	$6.5 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$
thermal conductivity of lubricant(k)	0.1457 W/m · K
specific heat of lubricant(c),	2306 J/kg · K
equivalent radius of cylinder(R)	0.02 m
elastic modulus of cylinder(E)	$200 \times 10^9 \text{ Pa}$
Poisson's ratio of cylinder(ν)	0.3
thermal conductivity of cylinder(k_c)	47 W/m · K
specific heat of cylinder(c_c)	460 J/kg
density of cylinder(ρ_c)	7850 kg/m ³
yield stress of grease(τ_{yo})	139.3 Pa
viscosity parameter of grease(η_{so})	21.98 Pa · s ⁿ
rheological index(n)	0.63

Table 2. Min. film thickness and max. mean film temperature rise and max. surface temperature rise ($P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $\eta_{s0}=21.98$ Pa \cdot s n , $n=0.63$)

rolling speed [m/s]	dimensionless isothermal min. film thickness $H_{iso,min}$	dimensionless thermal min. film thickness $H_{th,min}$	max. mean film temperature rise, [K]	max. surface temperature rise, [K]	ratio of thermal to isothermal film thickness
1	0.83272	0.81115	2.2878	0.5733	0.97410
2	1.18209	1.12104	5.4808	0.9906	0.94835
5	1.84298	1.60911	10.293	1.5374	0.87310
10	2.35239	1.80448	13.090	1.9846	0.76708
20	3.42572	2.21076	26.560	2.8530	0.64534
30	4.06889	2.17313	34.800	3.4191	0.53408

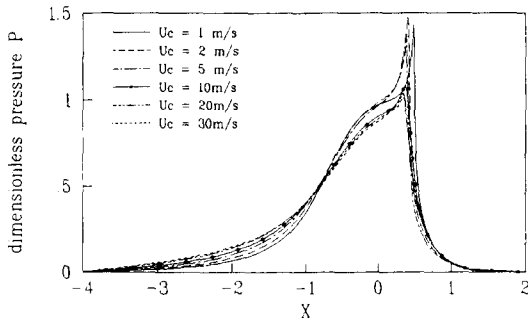


Fig. 2. Pressure distribution for different rolling speed U_c ($P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $\eta_{s0}=21.98$ Pa \cdot s n , $n=0.63$).

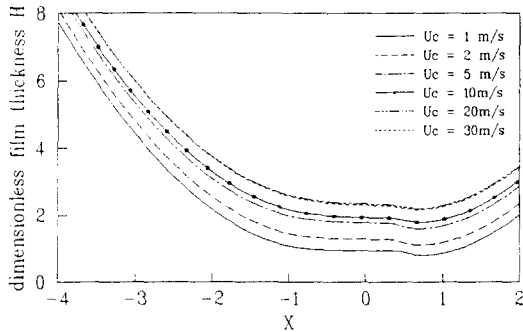


Fig. 3. Film shape for different rolling speed U_c ($P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $\eta_{s0}=21.98$ Pa \cdot s n , $n=0.63$).

다. pure rolling의 경우에는, 저속에서는 윤활제의 압축 및 팽창에 의한 가열과 냉각이 온도변화의 주된 요인이고 고속에서는 윤활제의 점성마찰에 의한 열발생이 온도변화의 주된 요인으로 알려져 있다[14]. 따라서 유막두께방향 평균온도분포는 압력spike등의 압력분포, 유막두께의 크기, 점도 등에 영향을 받게 된다. 유막두께방향 평균온도와 원통표면온도의 peak값은 구름속도가 증가함에 따라 Hertz 접촉부의 출구쪽에

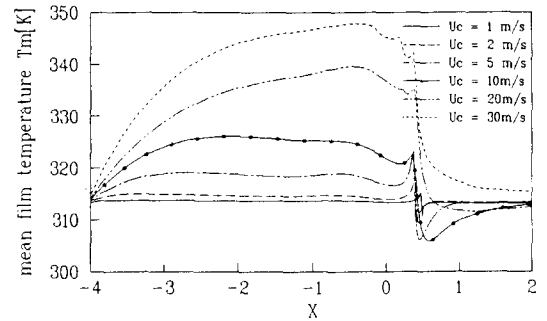


Fig. 4. Mean film temperature for different rolling speed U_c ($P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $\eta_{s0}=21.98$ Pa \cdot s n , $n=0.63$).

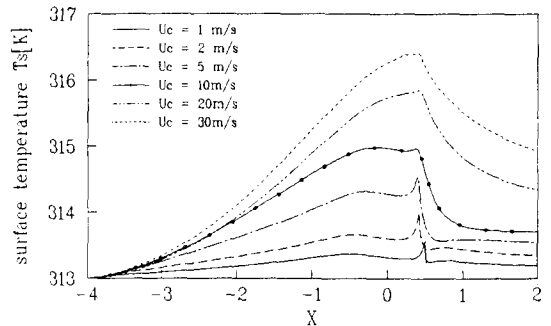


Fig. 5. Solid surface temperature for different rolling speed U_c ($P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $\eta_{s0}=21.98$ Pa \cdot s n , $n=0.63$).

서 중심쪽으로 이동한다.

Fig. 6과 Fig. 7은 $U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa일 때 TEHL 해석에서 항복응력 τ_{y0} 가 압력분포와 유막형상에 미치는 영향을 보여주고 있다. Fig. 6과 Fig. 7을 보면 모든 τ_{y0} 값에 대하여 각각의 계산결과가 거의 동일하다. 따라서 항복응력 τ_{y0} 가 최소유막두께에 미치는 영향은 등은 EHL 해석에서와 같이 무시할 수 있다.

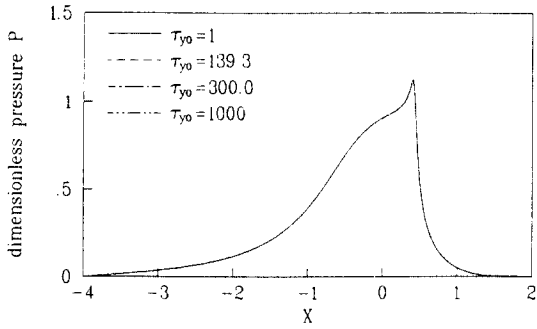


Fig. 6. Pressure distribution ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=21.98$ Pa \cdot s n , $n=0.63$).

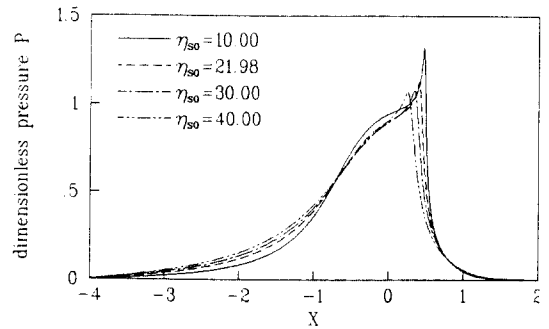


Fig. 8. Pressure distribution ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $n=0.63$).

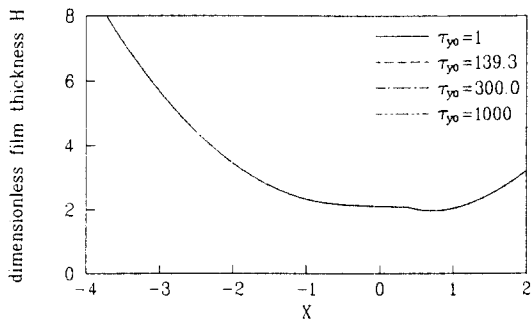


Fig. 7. Film shape ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\eta_{iso}=21.98$ Pa \cdot sn, $n=0.63$).

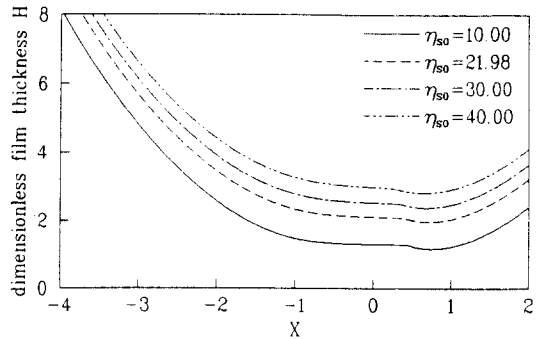


Fig. 9. Film shape ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $n=0.63$).

Table 3. Isothermal min. film thickness and thermal min. film thickness ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $n=0.63$)

viscosity parameter η_{so} [Pa \cdot s n]	dimensionless isothermal minimum film thickness $H_{iso,min}$	dimensionless thermal minimum film thickness $H_{th,min}$	ratio of thermal to isothermal film thickness
10	1.41306	1.17273	0.82992
21.98	2.52840	1.96400	0.77986
30	3.15189	2.37439	0.75332
40	3.81999	2.80915	0.73538

Table 3, Fig. 8과 Fig. 9는 $U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa일 때 TEHL 해석에서 viscosity parameter η_{so} 가 최소유막두께, 압력분포와 유막형상에 미치는 영향을 보여주고 있다. viscosity parameter η_{so} 가 커지면 유막두께가 등은 EHL 해석에서와 같이 증가하고 등은 EHL 해석으로 구한 최소유막두께와 TEHL 해석으로 구한 최소유막두께의 차이도 증가한다.

Table 4. Isothermal min. film thickness and thermal min. film thickness ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{y0}=139.8$ Pa, $\eta_{so}=21.98$ Pa \cdot s n)

rheological index n	dimensionless isothermal minimum film thickness $H_{iso,min}$	dimensionless thermal minimum film thickness $H_{th,min}$	ratio of thermal to isothermal film thickness
0.60	1.81193	1.46340	0.80765
0.63	2.52840	1.96400	0.77678
0.66	3.41837	2.55895	0.74859
0.70	4.91211	3.51330	0.71523

Table 4, Fig. 10과 Fig. 11은 TEHL 해석에서 rheological index n 이 TEHL 성능에 미치는 영향이 Table 3, Fig. 8과 Fig. 9의 결과와 비슷하다는 것을 보여주고 있다. rheological index n 이 커지면 등은 EHL 해석에서처럼 유막두께가 증가하고 등은 EHL 해석으로 구한 최소유막두께와 TEHL 해석으로 구한 최소유막두께의 차이도 증가한다.

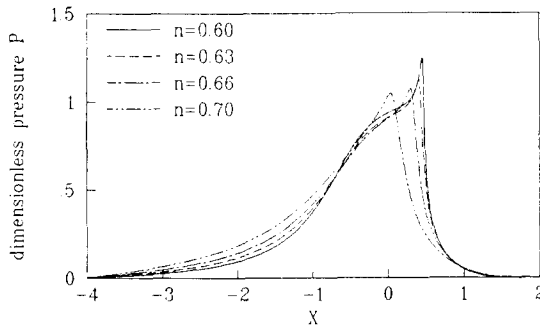


Fig. 10. Pressure distribution ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{yo}=139.8$ Pa, $\eta_{so}=21.98$ Pa · sn).

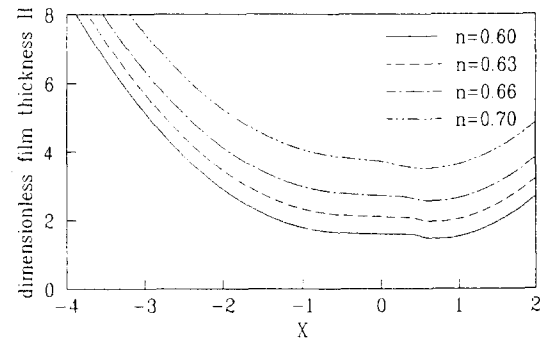


Fig. 11. Film shape ($U_c=10$ m/s, $P_H=0.4$ GPa, $\tau_{yo}=139.8$ Pa, $\eta_{so}=21.98$ Pa · sn).

이상의 결과들은 TEHL 해석으로 구한 최소유막두께가 등온 EHL 해석으로 구한 최소유막두께보다 작다는 것을 보여주고 있으며, rheological parameter가 EHL 성능에 미치는 영향을 살펴보면 TEHL 해석의 결과와 등온 EHL 해석의 결과가 정성적으로 비슷하다는 것을 알 수 있다. 즉, rheological index n 과 viscosity parameter η_{so} 은 그리스 윤활 TEHL 문제의 압력분포와 유막형상에 중요한 영향을 미치지만, 항복응력 τ_{yo} 가 그리스 윤활 TEHL 문제의 압력분포와 유막형상에 미치는 영향은 무시할 수 있다.

5. 결 론

그리스 윤활 TEHL 문제를 수치해석하는 방법을 Herschel-Bulkley 모델을 사용하여 개발하고, 이 방법으로 수치계산을 수행하였다. 이것들로부터 얻은 결과는 다음과 같다.

1. 그리스 TEHL 성능에 미치는 열의 영향은 무시

할 수 없으며, 특히 고속으로 운전되는 경우에는 그 영향이 매우 중요하다.

2. Herschel-Bulkley 모델의 항복응력이 TEHL 성능에 미치는 영향은 무시할 수 있다.

3. Herschel-Bulkley 모델의 rheological index와 viscosity parameter는 TEHL 성능에 중요한 영향을 미친다.

참 고 문 헌

1. Dowson, D. and Higginson, G. R., "A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Problems", *J. of Mech. Eng. Sci.*, Vol. 1, pp. 6-15, 1959.
2. Salehizadeh, H. and Saka, N., "Thermal Non-Newtonian Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling Line Contacts", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 113, pp. 481-491, 1991.
3. Kauzlarich, J. J. and Greenwood, J. A., "Elastohydrodynamic Lubrication with Herschel-Bulkley Model Greases", *ASLE Transactions*, Vol. 15, pp. 269-277, 1972.
4. Wada, S., Hayashi, H., Haga, K., Kawakami, Y. and Okajima, M., "Elastohydrodynamic Lubrication of a Bingham Solid", *Bull. JSME*, Vol.20, pp.110-115, 1977.
5. Jonkisz, W. and Krzeminski-Freda, H., "Pressure Distribution and Shape of an Elastohydrodynamic Grease Film", *Wear*, Vol. 55, pp. 81-89, 1979.
6. Jonkisz, W. and Krzeminski-Freda, H., "The Properties of Elastohydrodynamic Grease Films", *Wear*, Vol. 77, pp. 277-285, 1982.
7. Zhu, W. S. and Neng, Y. T., "A Theoretical and Experimental Study of EHL Lubricated with Grease", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 110, pp. 38-43, 1988.
8. Cheng, J., "Elastohydrodynamic Grease Lubrication Theory and Numerical Solution in Line Contacts", *Tribology Transactions*, Vol. 37, pp. 711-718, 1994.
9. Dong, D. and Qian, X., "A Theory of Elastohydrodynamic Grease-Lubricated Contact Based on a Refined Rheological Model", *Tribology International*, Vol. 21, pp. 261-267, 1988.
10. Wolff, R., Nonaka, T., Kubo, A. and Matsuo, K., "Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Line Contacts", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 706-713, 1992.
11. Cheng, H. S. and Sternlicht, B., "A Numerical Solution for the Pressure, Temperature, and Film Thickness Between Two Infinitely Long, Lubricated Rolling and Sliding Cylinders, Under Heavy Loads", *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, pp.

- 695-707, 1965.
12. Carslaw, H. S. and Jaeger, J. C., *Conduction of Heat in Solids*, Chap. 2, Oxford University Press, Oxford, UK, 1959.
 13. Houpert, L. and Hamrock, B., "Fast Approach for Calculating Film Thicknesses and Pressures in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts at High Loads", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 108, pp. 411-420, 1986.
 14. Sadeghi, F. and Dow, T. A., "Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Contacts: Part 2-Analysis of Thermal Effects in Fluid Film", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 109, 512-518, 1987.