

物理 EHL 領域を含む点接触潤滑下における油膜厚さ推定
 –推定式及びせん断発熱補正の検討–

Film Thickness Estimation Under Point Contact Lubrication Including Physical EHL Regime
 –Estimation formula and shear heating correction–

岩手大・院（正）*日下 太智 岩手大・理工（正）内館 道正 佐賀大・理工（正）馬渡 俊文
 岩手大・理工（正） 七尾英孝

Taichi Kusaka*, Michimasa Utidate*, Hidetaka Nanao*, Takahumi Mawatari**

*Iwate University, **Saga University

1. 緒言

作動中の転がり軸受の接触域は EHL 状態であり、これまで多くの油膜厚さ推定手法が検討されている。接触域の潤滑状態は、IR, PR, IE, PE 領域の 4 つに大別され、EHL 領域は PE 領域に相当する (Fig 1)。Houpert(1984)は PE 領域が PR 領域と比較し、狭すぎるとし、最大油膜圧力 \geq 最大ヘルツ圧力の領域を物理 EHL(Physical EHL, 以下 pPE)領域として、PE 領域の拡張を行った¹⁾。しかしながら、pPE 領域における油膜厚さの推定式は確立されていない。

そこで本研究では pPE 領域における油膜厚さの推定手法検討のため、Hamrock-Dowson, Masjedi, Chittenden, Moes による油膜厚推定式と、Venner による数値計算から膜厚推定値を算出し、膜厚測定値との比較を行った。また、せん断発熱による潤滑油粘度上昇の影響を考慮し、熱補正係数の影響を検討した。

2. 実験

2.1 油膜厚さ推定式

Hamrock-Dowson(以下、H-D 式)による油膜厚さ推定式²⁾を式(1)に示す。得られた無次元中央膜厚 H_c を式(2)の関係式に基づき、膜厚 h [m]を算出する。後述の Masjedi 式、Chittenden 式についても同様に算出する。

$$H_c = 2.69U^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}(1 - 0.61e^{-0.73}) \quad (1)$$

$$H_c = \frac{h}{R} \quad (2)$$

Masjedi の式³⁾を式(3)に示す。

$$H_c = 3.672U^{0.663}G^{0.502}W^{-0.045}(1 - 0.573e^{-0.74}) \quad (3)$$

Chittenden の式⁴⁾を式(4)に示す。

$$H_c = 4.31U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-1.23k}) \quad (4)$$

各推定式において U は無次元速度パラメータ、 G は無次元材料パラメータ、 W は無次元荷重パラメータを表す。また、 R は等価曲率半径比、 k は接触楕円長短径比を表す。

Moes の式⁵⁾を式(5)に示す。式(5)～式(10)により算出した無次元中央膜厚 \bar{H}_c を式(11)の関係式を用いて膜厚 h [m]を算出する。

$$\bar{H}_c = \left\{ \left[\bar{H}_{IR}^3 + \left((\bar{H}_{IE})^{-4} + 0.1 \right)^{\frac{2s}{3}} \right]^{\frac{3}{8}} + \left[(\bar{H}_{PR})^{-8} + (\bar{H}_{PE})^{-8} \right]^{\frac{s}{8}} \right\}^{\frac{1}{5}} \quad (5)$$

$$\bar{H}_{IR} = 41.4M^{-2} \quad (6)$$

$$\bar{H}_{IE} = 1.96M^{-\frac{1}{9}} \quad (7)$$

$$\bar{H}_{PR} = 0.91L^{\frac{2}{3}} \quad (8)$$

$$\bar{H}_{PE} = 1.25M^{-\frac{1}{12}}L^{\frac{3}{4}} \quad (9)$$

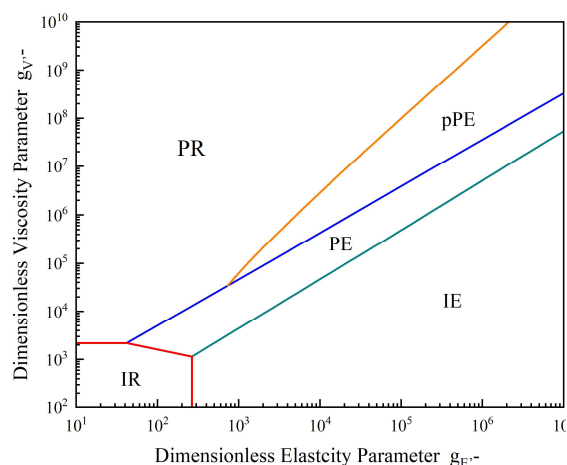


Fig.1 Point contact lubrication regimes with physical EHL regime

Table 1 Test conditions

	Glass	Sapphire
Normal Load w [N]	5, 10, 25	10, 25, 45
Rolling speed u [m/s]	0.01~4.0	
Lubricant temperature [°C]	40	

Table 2 Lubricant parameters

Kinematic viscosity (40°C) [mm ² /s]	95.4
Kinematic viscosity (100°C) [mm ² /s]	10.82
Viscosity (40°C) η_0 [mPa·s]	84.27
Density ρ [g/cm ³]	0.8867
Viscosity pressure coefficient α [GPa ⁻¹]	22.32

Table 3 Test sample parameters

	<Ball> Hard metals	<Disc> Glass	Sapphire
Radius [mm]	9.525	-	
Young's modulus E [GPa]	600	78	400
Poisson's ratio ν	0.293	0.2	0.3
Surface Roughness R_a [nm]	13.42	4.624	4.570

$$s = \frac{3}{2} \left[1 + \exp \left(-\frac{6\tilde{H}_{IE}}{5\tilde{H}_{IR}} \right) \right] \quad (10)$$

$$\tilde{H}_c = \frac{h}{R \sqrt{2U}} \quad (11)$$

Moes 式において M は Moes の無次元荷重パラメータ, L は Moes の無次元材料パラメータを表す.

2.3 熱補正係数

Gupta による補正式(以下, Gupta 式), Willson と Sheu による補正式(以下, W-S 式)の2種類の式を使用した.

Gupta による熱補正係数 C_{gt} ⁶⁾を式(12), 式(13)に示す.

$$C_{gt} = \frac{1 - 13.2 \left(\frac{P_H}{E} \right) (L_g)^{0.42}}{1 + 0.213(1 + 2.23A_c^{0.83})(L_g)^{0.64}} \quad (12)$$

$$L_g = \left(-\frac{\partial \eta}{\partial T} \right) \frac{(u)^2}{K_f} \quad (13)$$

Willson-Sheu による熱補正係数 C_{gt} ⁷⁾を式(14), (15)に示す.

$$C_{wt} = \frac{1}{1 + 0.241(1 + 14.8A_c^{0.83})(L_w)^{0.64}} \quad (14)$$

$$L_w = \frac{\eta \beta u^2}{k_f} \quad (15)$$

ここで, P_H は最大ヘルツ圧力 [Pa], E は等価弾性係数 [Pa], η は粘度 [Pa·s], T は潤滑油の温度 [K], u は平均転がり速度 [m/s], K_f は潤滑油の熱伝導率 [W/(m·K)], β は粘度-温度係数 [°C⁻¹], A_c はすべり率である. 式(1)~式(11)を用いて算出した油膜厚さ h [m]に C_{gt} , C_{gt} を掛けて, 熱補正を行った.

2.3 油膜厚さ測定試験

ボールオンディスク形式の油膜厚さ試験機を用いて, 純転がり条件での油膜厚さを測定した. 試験条件を Table 1, 潤滑油のパラメータを Table 2, 試験片のパラメータを Table 3 に示す. なお, 数値計算による推定値, 油膜厚さ測定値は浅利⁸⁾の結果を用いた.

3. 実験結果

Figure 2 にガラス製ディスク, 荷重 25 N における油膜厚さ推定値と測定値を示す. 転がり速度が 0.01~1.0 m/s において, H-D 式, Masjedi 式, Chittenden 式による油膜厚さ推定値が測定値と良好に一致している. 対して Moes 式, 数値計算では, 転がり速度 0.01 m/s を除き, 油膜厚推定値が測定値より大きく算出される傾向がある. 全推定式, 数値計算結果において転がり速度が 2.0 m/s 以上になると, 推定値の誤差率が 10%程度と大きくなった. Figure 3 に H-D 式による推定値に対する Gupta 式, W-S 式による補正結果を示す. Figure 3 より, 転がり速度 2.5 m/s 以上における油膜厚さ推定値と測定値の差異が小さくなるのが分かる. また, 転がり速度 4.0 m/s における Gupta 式補正の結果は, W-S 式と比較して測定値に近い結果となった.

4. 結言

本研究では pPE 領域を含んだ油膜厚さ推定精度の向上を目的とし, 種々の油膜厚さ推定式及び, せん断発熱の影響を考慮した熱補正係数の比較検討を行った. 得られた結果を以下に要約する.

- 1) 低, 中速域では, H-D 式及び Masjedi 式による油膜厚さ推定値が測定値に近い結果を示した.
- 2) 高速域では, 推定値と測定値に大きく誤差が生じたが, 熱補正によって改善された.

以上の結果から, pPE 領域における油膜厚さ推定には H-D 式, Masjedi 式を使うことが望ましい. また, 高速域では熱補正が有効であるといえる.

文献

- 1) L. Houpert: ASME J.Tribol, 106 3 (1984) 375.
- 2) B. J. Hamrock et al.: J. Lubr. Technol., 99 (2) (1977) 264.
- 3) M. Masjedi et al.:Tribol. Int., 82 (2015) 228.
- 4) R. J. Chittenden et al.:Proc. R. Soc. Lond. A, 397 (1985) 245.
- 5) G. Nijjenbanning et al.:Wear, 176 (1994) 217.
- 6) P. K. Gupta et al.:Tribol. Trans., 35 (1992) 269.
- 7) W. R. D. Wilson et al.:ASME, J. Lub. Tech. 105 (1983) 187.
- 8) 浅利泰成: 物理 EHL を考慮した点接触潤滑下における油膜厚さの推定, 岩手大学修士論文(2024).

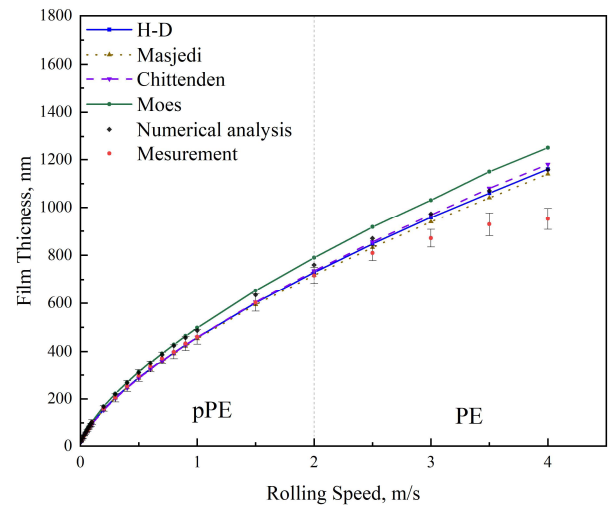


Fig. 2 Comparison of estimated oil film thickness and measured values (Glass, 25N)

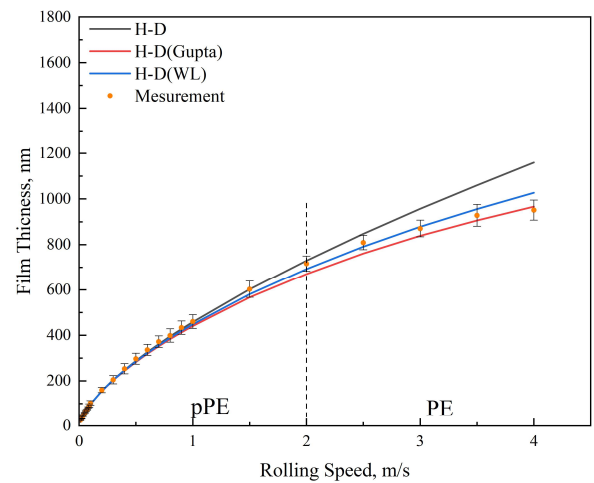


Fig. 3 Thermal correction of estimated values using the Gupta formula and W-S formula(H-D, Glass, 25N)