

物理 EHL を考慮した膜厚推定法

Lubricant film thickness estimation with physical EHL

岩手大・理工（正）*内館 道正 岩手大・院（非）浅利 泰成

Michimasa Uchide*, Taisei Asari**

*Iwate University, **Graduate School, Iwate University

1. はじめに

Hamrock-Dowson の式¹⁾などの EHL おける油膜厚さ推定式は膜厚比による突起間干渉の程度を表すパラメータとして用いられるほか、混合潤滑のシミュレーションにおいては流体膜による荷重分担と直接接触による荷重分担を推定するためにも用いられる。この油膜厚さ推定式は潤滑領域によって異なるほか、Moes ら²⁾などによる異なった式も提案されている。さらには、Houpert ら³⁾によって提案され、大野ら⁴⁾が検証した物理 EHL を考慮した取り扱いも必要と考えられるが、実際にそれを考慮して膜厚を推定する方法やその妥当性を検証した例は見当たらない。

本研究では、Hamrock-Dowson 及び Moes による油膜厚さ計算式について物理 EHL の拡張を考慮した場合を検討し、実験及びシミュレーションの結果との比較によってそれらの妥当性を検討する。

2. 油膜厚さ推定式及び潤滑領域図

本研究では、EHL の中央膜厚に着目した。高压での粘度上昇及び弾性変形の有無によって分かれる 4 つの領域、すなわち、等粘度-剛体面 (isoviscous-rigid, IR) 領域、高压粘度-剛体面 (pezoviscous-rigid, PR), 等粘度-弾性体面 (isoviscous-elastic, IE), 高压粘度-弾性体面 (pezoviscous-elastic, PE) を下付きの添字で表すと、それぞれの領域における Hamrock-Dowson による油膜厚さ推定式（以下、Hamrock-Dowson 式）による油膜厚さはつぎの式となる¹⁾。

$$\hat{H}_{c,IR} = 128D \left[\left(1 + \frac{2}{3D} \right)^{-1} \left\{ 0.131 \tan^{-1} \left(\frac{D}{2} \right) + 1.683 \right\} \right]^2 \quad (1)$$

$$\hat{H}_{c,IE} = 1.66 g_v^{2/3} \{ 1 - \exp(-0.68k) \} \quad (2)$$

$$\hat{H}_{c,PR} = 11.15 g_E^{0.67} \{ 1 - 0.72 \exp(-0.28k) \} \quad (3)$$

$$\hat{H}_{c,PE} = 3.61 g_v^{0.53} g_E^{0.13} \{ 1 - 0.61 \exp(-0.73k) \} \quad (4)$$

ここで、 \hat{H} は Greenwood-Johnson の無次元膜厚【 $\hat{H} = H(W/U)^2$ 】、 H は Hamrock-Dowson の無次元膜厚（ $H = h/R_x$ ）【 $W = w/(ER_x^2)$ 】、 U は無次元速度パラメータ【 $U = \eta_0 u / (ER_x)$ 】、 G は無次元材料パラメータ（ $G = \alpha E$ ）【 $D = R_y/R_x$ 】、 k は接触楕円長短径比（ $k = 1.03 D^{0.64}$ ）である。また、 h は膜厚[m]、 R_x と R_y はそれぞれ運動方向とその直交方向の等価曲率半径[m]、 w は垂直荷重[N]、 E は等価縦弾性係数[Pa]、 η_0 は大気圧下での潤滑油粘度[Pa·s]、 α は粘度圧力係数、 u は平均転がり速度[m/s]【 $u = (u_1 + u_2)/2$ 】である。

また、Moes による油膜厚さ推定式（以下、Moes 式）は、以下である²⁾。

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

$$\tilde{H}_{IR} = 4.14 M^{-2} \quad (6)$$

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

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

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

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

ここで、 \tilde{H} は Moes の無次元膜厚【 $\tilde{H} = H/\sqrt{2U}$ 】、 H は Moes の無次元荷重パラメータ【 $M = W(2U)^{-0.75}$ 】、 M は Moes

の無次元材料パラメータ【 $L=G(2U)^{0.25}$ 】である。

Hamrock-Dowson 式に基づく潤滑領域図を Fig. 1(a)に、Moes 式に基づく潤滑領域図を Fig. 1(b)に示す。ただし、一般的な前述の 4 つの潤滑領域に加え、Houpert³⁾による手順により物理 EHL 領域 (physical EHL, pPE) が追加されている。

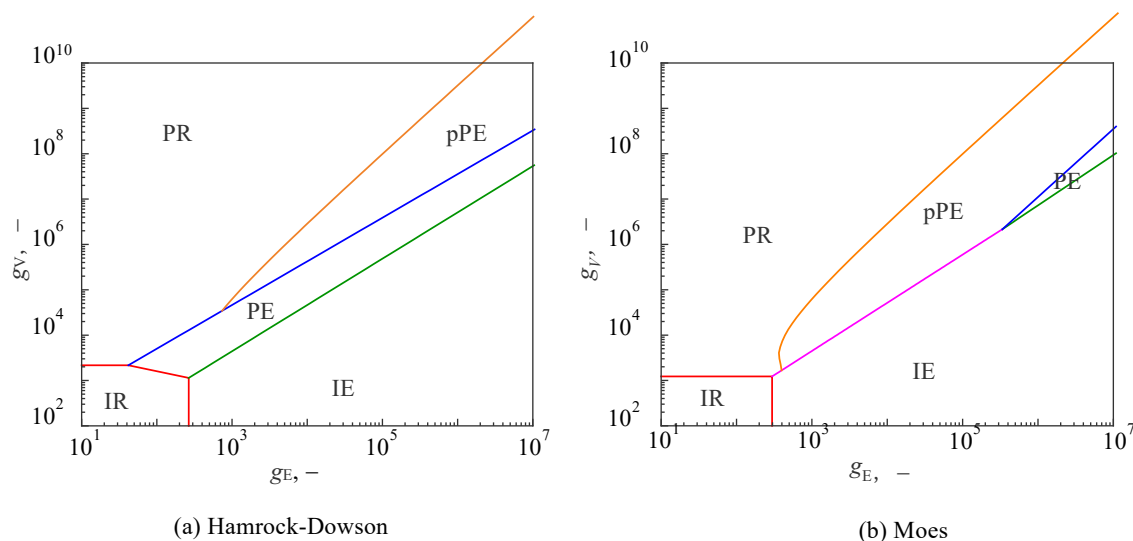


Fig. 1 Lubrication regime maps

3. 油膜厚さ測定及び数値解析

油膜厚さ測定には、PCS Instruments 社の EHD 油膜厚さ試験機を用いた。ボールとしては超硬合金、ディスクとしてはガラスとサファイアの二種類を用いた。潤滑油は VG100 のパラフィン系無添加タービンオイル (ENEOS NS2E03) を用いた。材料及び潤滑油の特性値を Table 1 と Table 2 に、その他の実験条件を Table 3 に示す。

Table 1 Material properties			
	Ball	Disk	
Material	Cemented carbide	Glass	Sapphire
Radius R ($= R_x = R_y$) [mm]	9.525	—	—
Young's modulus E [GPa]	600	78	400
Poisson's ratio ν	0.293	0.2	0.3
Surface roughness in Ra[nm]	13.4	4.62	4.57

Table 2 Lubricant parameters		
Kinematic viscosity [mm ² /s]	@ 40°C	95.04
	@ 100°C	10.82
Density ρ [g/cm ³]	0.8867	
Viscosity-pressure coefficient α [GPa ⁻¹]	22.32	
Viscosity @ 40°C	84.27	

Table 3 Test conditions for lubricant film thickness measurement		
	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	

数値解析による油膜厚さ推定には、文献 2)に掲載されているプログラムコードを一部修正して用いた。ただし、文献 2)でも記されている通り、無次元材料パラメータ L が 20 より大きい場合に収束解が得られない場合があったため、それ以外の場合に限って検討した。数値解析結果の一例を Fig. 2 に示す (P : 無次元圧力, H : 無次元膜厚)。圧力スパイク及び馬蹄形の油膜厚さが確認できる。

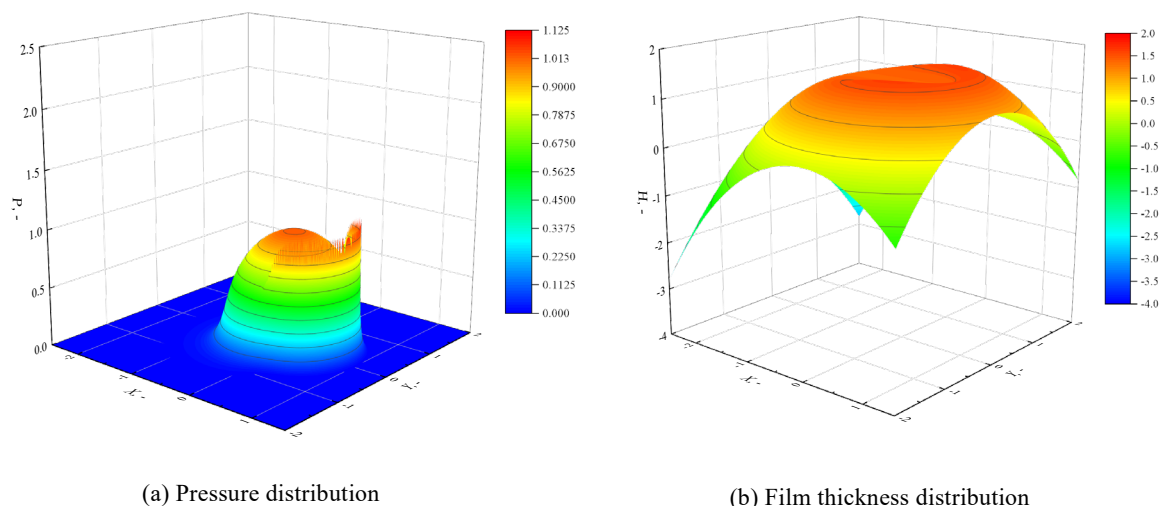


Fig. 2 Example of numerical analysis (Glass, 25 N, 4.0 m/s)

4. 結果と考察

Figure 3 に油膜厚さの比較の一例を示す．なお，図中の Fig. 3(a)の Hamrock-Dowson 式では PE 領域，Fig. 3 (b)の Moes 式では速度が小さい領域では PE 領域，それ以外では pPE 領域と判別された．速度が大きくなるにつれて，推定式，実測，シミュレーションそれぞれの差異が大きくなっている．また，どの推定式で得られた膜厚も，実測及びシミュレーションよりも大きい傾向がある（Hamrock-Dowson の PR 領域の式を除く）．速度が大きい条件で実測の膜厚のばらつきが大きくなり，この理由はボールの回転をフリーにし，ディスクとのトラクションによるいわゆる「つれ回り」状態での測定としたことが一因と考えられる．なお，今回の実験において実際に pPE の状態になっているかどうかは確認できていない．

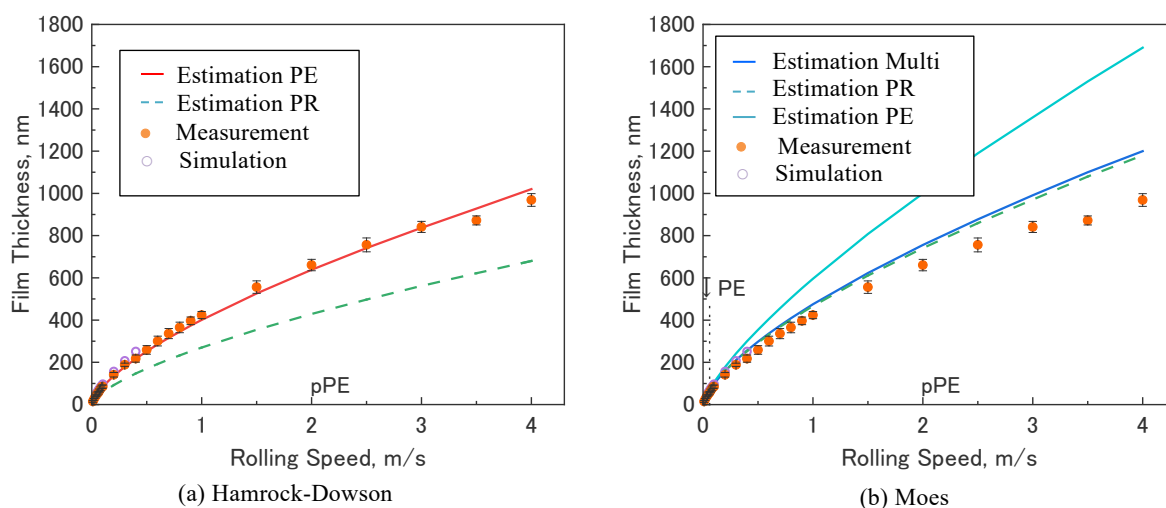


Fig. 3 Comparisons film thickness obtained by estimation formulas, measurement and simulation (Sapphire disk, $w = 45$ N)

5. おわりに

本研究では，物理 EHL (pPE) 領域における Hamrock-Dowson と Moes の膜厚推定式について検討し，結果的に Hamrock-Dowson の式では潤滑領域図から決定される PR 領域の式ではなく，PE 領域の式を用いたほうが実験及び数値解析との差が小さかった．Moes の式では，全領域の式（あるいは，PR 領域の式）を用いると実測及びシミュレーションとの差異が小さいという結果を得た．

物理 EHL について，佐賀大学の馬渡俊文先生にご助言をいただいた．また，油膜厚さ測定ではミツイサイエンテック 三井秀明氏及び島貿易(株) 西山修平氏にご協力いただいた．ここに，お礼申し上げる．

本研究は，JSPS 科研費 21K03828 の助成を受けたものです．

文献

- 1) 山本・兼田：トライボロジー（第2版），理工学社，(2010) 124.
- 2) C. H. Venner & A. A. Lubrecht：Multilevel Methods in Lubrication, Elsevier (2000).
- 3) L. Houpert：ASME J. Tribology, 106, 3 (1984) 375., <https://doi.org/10.1115/1.3260941>
- 4) 大野：トライボロジスト, 43, 6(1998) 462.