

部分スリップスラスト軸受の基礎特性

Basic characteristics of partial slip thrust bearing.

航空宇宙工学コース

竹内研究室 1255042 藤原 千晃

1. 緒言

従来のスラスト軸受は、幾何学的な先窄まり部により滑り方向のせん断流量の不連続性を発生させ、圧力に誘起している。これに対し本研究では、平坦なしゅう動面にスリップ性の撥水部と非スリップな親水部を交互に設け、せん断流量を不連続にして圧力を発生させる、部分スリップスラスト軸受を提案している。

ところで、壁面の流体のスリップのし易さ(スリップ長さ**b**)は、表面の形状によっても異なるが、例えば、数 nm~数十 μm 程度との観測結果もある。特に、撥水表面で得られる長いスリップ長さが、固液界面でのガス状物質の影響を受けている可能性や、スリップが始まる臨界せん断速度(臨界せん断応力)の存在等についても明らかにされている。

本部分スリップスラスト軸受でも、それらの影響が現れている可能性があるため、ここでは、これらの影響を加味して軸受特性の計算を行い、実験結果の説明を試みた結果について述べる。

2. 部分スリップスラスト軸受の軸受理論

本軸受内の流れモデルを図 1 に示す。粘度 η を一定とし、壁面スリップを考慮した場合の 3 次元修正レイノルズ方程式は式 (1) のようになる。

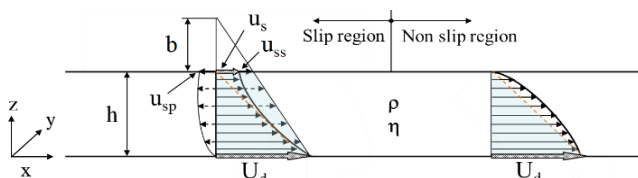


Fig.1 Flow model in partial slip thrust bearing

$$\frac{\partial}{12r^2\partial\theta}\left(\alpha_{p\theta}\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{12\partial r}\left(\alpha_{pr}\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial r}\right) \quad \text{----- (1)}$$

$$= \frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\alpha_{s\theta}U_{d\theta}\rho\frac{h}{2}\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left(\alpha_{sr}U_{dr}\rho\frac{h}{2}\right)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{p\theta} &= 1 + \frac{3b_\theta}{b_\theta + h}, \quad \alpha_{pr} = 1 + \frac{3b_r}{b_r + h} \\ \alpha_{s\theta} &= 1 + \frac{b_\theta}{b_\theta + h}, \quad \alpha_{sr} = 1 + \frac{b_r}{b_r + h} \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (2)}$$

ここで、 $\alpha_{p\theta}$, α_{pr} は圧力, $\alpha_{s\theta}$, α_{sr} はせん断流れに対する流量修正係数であり、式(2)で与えられる。式中の b_r, b_θ は各方向でのスリップ長さを示すが、ここでは $b_r = b_\theta = b$ とした。計算は円周方向に撥水・親水面が連なる 3 扇の部分スリップスラスト軸受について行った。軸受直径は 38mm、潤滑剤は水 ($\eta = 1\text{mPa}\cdot\text{s}$)、 $R_E = 13\text{mm}$ での周速は $U_d = 0.15\text{m/s}$ である。分割数は円周方向に 180、半径方向に 40 とした。

ただし、後述の図 3 に示す実験に使用した試験片は、全面撥水处理後にマスキングにより特定の扇部分にだけ親水処

理を施したため、撥水部との境界に近い親水部が親水化しきれていない状況が確認された。このことを考慮して計算では、図 2 のように、高スリップ領域(b_2)、低スリップ領域(b_3)、そして非スリップ領域($b_4 = 0$)を設けた軸受面について解析した。また、後述した図 4 の結果を参考に、低スリップ領域でのスリップ長さ b_3 を高スリップ領域での 60% と仮定した ($b_3 = 0.6b_2$)。

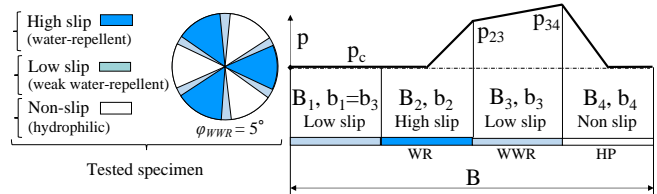


Fig.2 Three section partial slip bearing

3. 部分スリップスラスト軸受の特性

図 3 中のプロット点は、前述の条件の下で行った、本軸受の軸受特性曲線である。水滴の静的接触角 θ が異なる(したがってスリップ長さ b_2 が異なる)軸受での実験結果は、細線で示した各スリップ長さ b_2 ($b_3 = 0.6b_2, b_4 = 0$) での計算結果とほぼ一致した傾向にある。ただし、実験値と一致するスリップ長さは、低荷重で大きな軸受特性数では $b_2 = 0.2\mu\text{m}$ と短く、荷重の増加(軸受特性数の低下)により薄膜化すると、 $b_2 = 0.5\mu\text{m}$ へと漸近している。

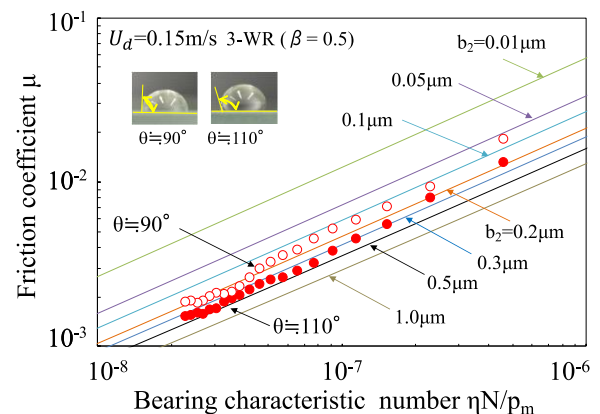


Fig. 3 Stribeck curves

このような摩擦特性曲線の傾向の要因の一つとして、撥水領域でのスリップの有無が上げられる。図 3 の計算では、円板状軸受の回転中心近傍の極低いせん断速度域でもスリップが発生するとしたが、実際にはある臨界せん断速度以下では、スリップは発生しない可能性が高い。

図 4 には $R_E = 13\text{mm}$ での速度 $U_d (= 0.15\text{m/s})$ と純せん断を仮定して推定された膜厚 t_e との比で定めたせん断速度

$\gamma \left(= \frac{U_d}{t_e} \right)$ と、スリップ長さ b_e との関係を示してある。図から $\theta = 110^\circ$ の撥水面の場合、 $\gamma < 0.5 \times 10^5$ では撥水領域のほぼ全面が非スリップ ($b_e = 0$) である一方、 $\gamma < 0.8 \times 10^5$ の b_e はほぼ一定 ($b_e \approx 0.5 \mu\text{m}$) で、撥水領域のほぼ全面がスリップ状態に近いと判断できる。そこで、高スリップ域での臨界せん断速度を $\gamma_{c2} = 5 \times 10^4$ 、 $\gamma > \gamma_{c2}$ のスリップ長さを $b_2 = 0.5 \mu\text{m}$ と仮定した二項スリップモデルにより、以下の計算を行った。なお、前述の弱撥水部の水滴の静的接触角 θ は 90° 程度であったため、低スリップ部では、 $\gamma_{c3} = 7 \times 10^4$ 、 $b_3 = 0.3 \mu\text{m}$ とした。

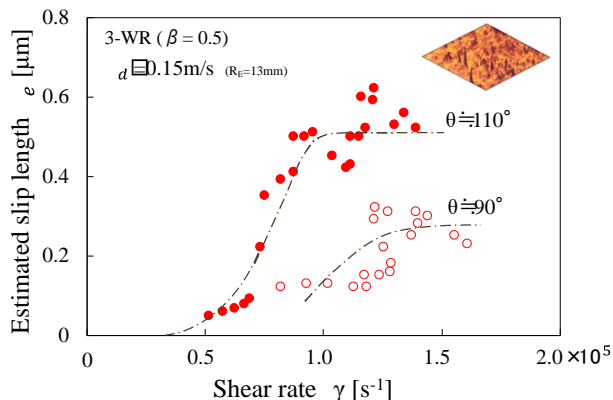


Fig.4 Relation between γ and b_e

図5中の太い実線がその結果であり、軸受特性数の低下に伴うスリップ長さの遷移が確認でき、小さな軸受特性数では、臨界せん断を考慮しない場合 ($\gamma_{c2} = \gamma_{c3} = 0$: 撥水域全面でスリップ) の曲線に漸近している。図中には、軸受の圧力測定時に観測された負圧 ($p_c < 0$) を考慮した結果 (細い実線) を参考のために載せてあるが、実験結果 (赤丸印) と一致した傾向にある。

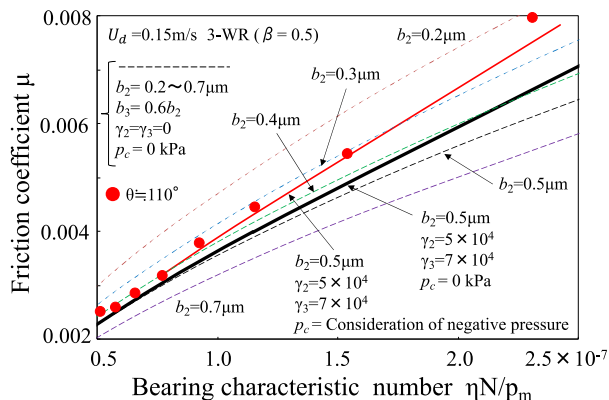


Fig.5 Stribeck curves considering shear rate

4. 軸受特性の改善に効果的なスリップ長さの考察

スリップ長さ b は軸受の特性、特に支持荷重に大きな影響を及ぼすが、壁面でのナノバブルの存在を考慮したとしても、 b の値は普通 $10 \mu\text{m}$ 以下と考えられる。ここでは、本軸受の特性改善にとって有効となるスリップ長さの範囲について、3扇軸受の有限幅解析結果を例にとり、ごく簡単に説明する。なお、基本特性の把握のため、低スリップ領域と臨界せん断速度の影響は考慮していない。

図6は、スリップ長さ b と支持荷重 W の関係であるが、 $b > 10 \mu\text{m}$ の高スリップ面での支持荷重 W の増加は緩慢になっている。また、薄膜 (例えば、 $t = 0.1 \mu\text{m}$) であるほど、支持

荷重はスリップ長さの影響を受け難くなる。図中の破線は、 b に対する W の増加具合の指標 $\delta_w = (\Delta W/W)/(\Delta b/b)$ が等しくなる b と W の関係である。支持荷重がスリップ長さの影響を受け易い $\delta_w \geq 0.5$ の領域における、本実験の膜厚範囲 ($t = 1 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$) での効果的なスリップ長さは、 $0.5 < b < 5 \mu\text{m}$ 程度で十分である。そしてこの値は、現時点で多くの研究者により実際に観測されているスリップ長さの範囲にある

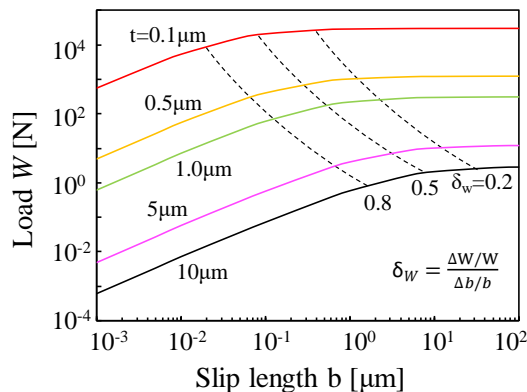


Fig.6 Relation between slip length b and load W

図7には、摩擦係数 μ に対するスリップ長さ b の影響を示すが、先の支持荷重と同じく、大きなスリップ長さ域では、摩擦係数 μ の低下は緩慢になる。同図中には、 μ の低下具合の指標 $\delta_F = (\Delta \mu/\mu)/(\Delta b/b)$ を破線で示してあるが、膜厚 $t = 1 \sim 10 \mu\text{m}$ の範囲での効果的なスリップ長さは、 $0.5 < b < 10 \mu\text{m}$ 程度であることが分かる。ただし、 b が $10 \mu\text{m}$ より大きなスリップ面では、例えば初期に $50 \mu\text{m}$ あったスリップ長さが劣化により $20 \mu\text{m}$ と短くなったとしても、 $50 \mu\text{m}$ 時とほぼ同じ良好な潤滑特性が維持できることになるため、安全な運転にとって好ましい条件であることは間違いない。

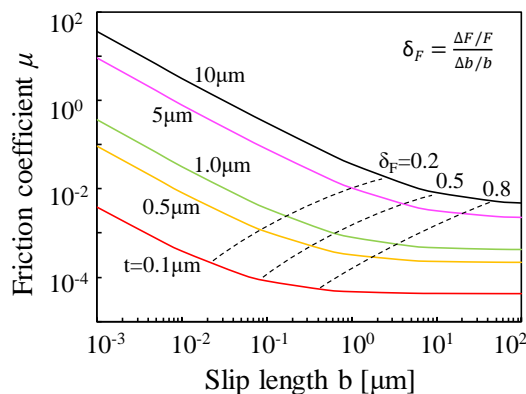


Fig.7 Relation between slip length b and friction coefficient μ

5. 結言

壁面での流体スリップとスリップが始まる臨界せん断速度を考慮した二項スリップモデルによる計算結果は、実験結果をほぼ説明できる可能性を示した。また、本実験の範囲ではあるが、軸受特性の改善に効果的なスリップ長さは $10 \mu\text{m}$ 以下で十分であることが明らかになった。

参考文献

- 1) 竹内彰敏, 弱撥水部を有する平坦な部分撥水スラスト軸受の発生圧力, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.903, (2021). pp.1-7