

部分撥水軸受の基本特性

1. 緒言

本報に示す部分撥水軸受では、スリップ流れを発生し易くした部分と、スリップが生じ難い部分をすべり方向に交互に配置した軸受構造により、せん断流量の不連続性を生み、圧力を発生させて荷重を支持する。

本報では、横漏れを考慮しない無限幅軸受理論での解析を基に、本部分撥水軸受の基本特性を検討した結果について述べる。

2. 無限幅スリップスラスト軸受理論

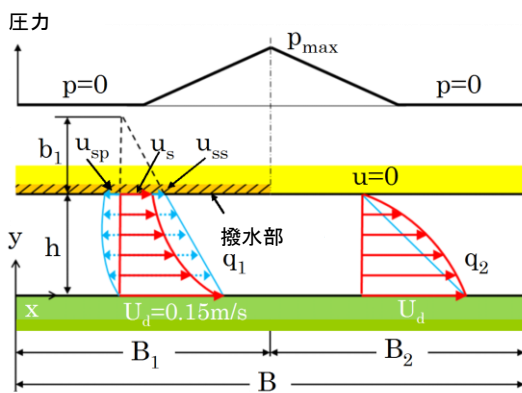


図1 無限幅軸受モデル

図1には、半径R=20mmの円形平板に形成されたn扇軸受の1扇分(変形rでの円周方向長さはB)のスリップ領域と非スリップ領域を示してあり、上面は静止し、下面は速度U_d(等価半径r=13.33mm)での周速は0.15m/s)でしゅう動しているとす。

半径rで決まる円周での単位扇分の長さをBとし、その入口部長さ(スリップ領域)をB₁、出口部長さ(非スリップ領域)をB₂、また、スリップ領域の長さ割合、したがってスリップ部の面積割合をβ(=B₁/B)、さらに、負圧発生領域を大気圧と仮定すると、n扇軸受の負荷容量Wと摩擦力Fが次のように求まる。

$$W = \frac{3 \beta(1-\beta)(\alpha_s - 1) \pi^3 R^4 N \eta}{2 \alpha_p (1-\beta) + \beta} \frac{1}{n h^2} \quad (1)$$

$$F = \frac{4}{3} \left[(\alpha_s - 1)\beta - 1 - \frac{3 \beta(1-\beta)(\alpha_s - 1)^2}{2 \alpha_p (1-\beta) + \beta} \right] \frac{\pi^2 R^3 N \eta}{n h} \quad (2)$$

ここで、ηは粘性係数、Nは毎秒回転数である。またα_pは圧力流れに対する流量修正係数、α_sはせん断流れに対する流量修正係数である。なおb₁は図1に示す入口部でのスリップ長さである。

3. 軸受特性に及ぼすスリップの影響

図2には、負荷容量Wと摩擦力Fの結果を示してあるが、薄膜領域で急激な負荷容量の増加が期待できる。また、

負荷容量にはスリップ長さb₁の影響が顕著に現れている。

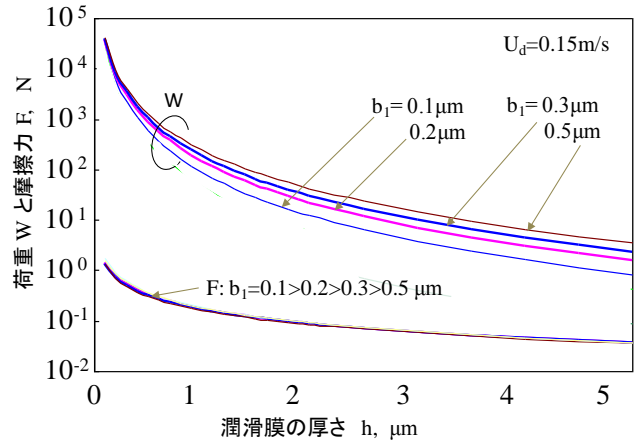


図2 負荷容量と摩擦力

一方、摩擦力Fに対するスリップ長さの影響はごくわずかではあるが、摩擦力はb₁=0.1>0.2>0.3>0.5 μmの順となり、負荷容量の最も大きなb₁=0.5 μmの軸受の摩擦が最も低く、スラスト軸受として好ましい性能を備えている。

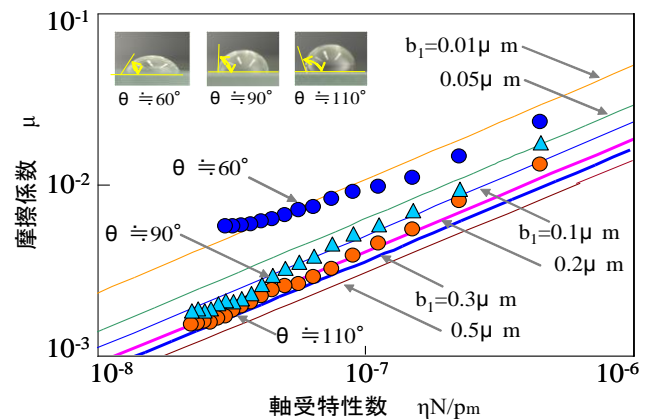


図3 摩擦特性曲線

図3は、軸受特性曲線である。図中には、水滴の静的接触θを60、° 90、110°と変化させた3扇部分撥水軸受での実験結果を併せて示してあるが、例えば、θ=110°面での摩擦はb₁=0.2~0.3 μmと仮定した場合の理論曲線と一致する。

4. 結言

無限幅軸受理論での解析の結果、負荷容量に比べて摩擦力はスリップの影響をほとんど受けないこと等、本軸受独自の特性が明らかになった。

5. 参考文献

北邑、竹内、寺田、日本設計工学会四国支部平成22年度研究発表講演会文集、p22