# Ultrasonic evaluation of lubrication condition in journal bearing supporting the moment

#### 1. 緒言

近年の自動車エンジンの摺動面は,燃費の向上や潤滑油の 節約のために微量な低粘度油で潤滑され,より過酷な潤滑状 態での運転を強いられる傾向にある。例えば,エンジンのコ ンロッド大端部にあるジャーナル軸受とクランクピンの間 の潤滑状態の悪化に伴う,軸受メタルの損傷が増加している. このような環境下での安全な運転の確保には,実際の金属

製軸受に適用可能で,摺動面の状態を損なわない,簡便なその 場観測技術が必要になる.本研究では,そのような技術とし ての超音波法の可能性を検討しており,これまでに,ピストン リングやピストンピン部の油膜厚さ測定,潤滑油の枯渇状況 の評価法等,トライボロジカルな応用を試みてきた.

ここでは,クランク軸を回転させるプーリーに,ベルトの張 力が作用している状態を想定し,軸受にモーメントを作用さ せた場合の,ジャーナル軸受内の膜厚や油膜破断状態を,軸挿 入型超音波探触子により観測した結果について述べる.

## 2. 実験装置ならびに潤滑評価原理

図 1 に実験装置図を示す.本実験では公称中心周波数 2MHz の軸挿入型縦波超音波探触子を用いた.例えば,軸内 に挿入された探触子から入射された超音波の一部は,図 2 中 央に例示するように,軸内周との間にある超音波伝搬材(油) を介して軸側へと伝わる.軸中を伝搬した波の一部は薄い潤 滑膜内で多重反射を繰り返し,その合成波が軸と伝搬材を介 して探触子へと戻り,図 2 右側のエコーを形成する.そして, この反射エコーの振幅(エコー高さ h)は薄膜であるほど低く なる.



Fig.1 Experimental device

知能機械工学コース

医工先進検査システム研究室 1245014 道家 匠郎



ところで、本実験装置では、探触子を円周方向に回転させて、軸受円周の潤滑状態を評価できるばかりでなく、軸方向に移動させて、軸受幅方向での潤滑状態の違いを評価することも可能である、ここでは、軸受幅(27mm)の軸受中央L=0mm、ならびにその左右±3mm、±6mm、そして軸受端に近い±9mmでの円周方向の潤滑状態(膜厚を含む)を、軸回転数と軸受荷重、そして図1中に示す軸受モーメントを変化させて調べた.

ここでは、観測されるエコー高さ h を軸と軸受間がドライ な状態でのエコー高さ ho で規格化したエコー比 H(=h/ho)の 最大変動幅( $\theta=0^{\circ}$ と $\theta=180^{\circ}$ でのHの差)を1とするように規格 化した規格エコー比 Hs(以下エコー比と呼ぶ)と、軸と軸受の 幾何学的な隙間 S=Cr(1-cos $\theta$ )を軸受の半径隙間(Cr=40 $\mu$ m)で 規格化した無次元膜厚 Sn、との関係に整理した校正曲線を用 いて、エコー高さ h から無次元膜厚 Sn への変換を行なった.

## 3. 潤滑状態の評価基準

図 3 は,モーメントを負荷していない条件下(Mz=0Nm)に おける,極低速(N=5rpm,W=600N)下での軸受幅中央の円周方 向エコー比Hsの挙動(左)と無次元膜厚Snへの変換結果(右) である.例えば右図の,流出側A領域(90°~180°)にある給油 口とその下流域(-180°~-100°付近)では,音波を散乱させる 微小な気泡の混入により,推定膜厚Snは幾何隙間(細線)より 低く現れたことが推定できる.Bの薄膜化領域(-100°~-30° 付近)に入ると気泡の合体による油膜破断が混在するた め,Sn は逆に少し高い値を示すようになり,さらに薄膜の C 領域(-30°~+20°付近)では 2 面間が潤滑油で満たされるため, 推定膜厚と幾何隙間が一致するようになる.

しかし, すべり方向に膜厚が増加する D の領域(+20~+100° 付近)に入ると, 油不足により油膜破断が広い領域で発生す るため, Sn は異常に高い値を示すようになると判断できる. 推定される潤滑状態の模式図を下段に示した.



Fig.3 Hs • Sn in circumferential and lbrication model

# 4. 潤滑状態に及ぼす軸受モーメントの影響

図4は、N=50rpm,W=200Nでの推定膜厚Snの3次元分布図 である.モーメントを負荷しない Mz=0Nm での最小膜厚位 置(破線で示す)はほぼ θ=40°で, 軸方向に変化しない.

これに対し,Mz=0. 7Nm での最小膜厚位置の θ(破線)は軸 方向位置Lで異なり,軸受内での軸の傾きを表しているが, Mz=-0. 7Nm でのそれは全く逆である.



S<sub>n</sub> in circumferential and axial direction (50rpm. 200N) Fig.4



Estimation of lubrication condition (50rpm, 200N) Fig.5

図5には、図3上段右図中に示す軸と軸受の幾何隙間と、観 測された h から推定された膜厚との差 ΔSn を,±180°位置(図 2参照)を中心として示してある.したがって,-領域は微小気 泡,+領域は油膜破断領域と推定できる.例えば,油膜破断開 始位置(黒の破線)は軸受内での軸の傾きにより最小膜厚(赤 の破線)側に移行すること、給油口より後流では微小気泡が

発生するが,その領域は軸の傾きにより片方の軸端部におい て広がる傾向にあると評価できる.

# 5. 計算結果との比較

図6は、3次元レイノルズ方程式による、Mz=-0.7Nmを受 けるジャーナル軸受の膜厚と圧力分布の計算結果である.計 算した膜厚分布は図4と同じ傾向にあり,軸受幅位置Lでの 最小膜厚も破線のように図4と一致した傾向を示す.

図7には,軸位置Lでの最小膜厚位置θminと油膜破断開始 位置 θb の推定結果と計算結果を示してある. ただし,計算に おいては発生圧力が p=0 となる位置を θb とした. 全体傾向 は推定と計算で一致しているが,油膜破断開始位置は実験 (推定)結果の方がより後流側(0が大きい)にある.



Fig.6 Distribution of Sn and pressure(50rpm,200N,+0. 7Nm)



Width L [mm] Width L [mm] (b) Start position of oil film rupture

+9

+0.7 Nm

Mz

0

Estimated result and calculation result (50rpm,200N) Fig.7

# 6. 結言

0

モーメントが作用するジャーナル軸受の油膜厚さや最小 膜厚,油膜破断開始位置を,軸挿入型超音波探触子により推 定することが可能であり,得られた結果は,同作動条件での 計算結果と一致した傾向にある.

# 参考文献

1) 竹内彰敏, "転がり軸受面での供給不足と枯渇過程の超 音波観測", 日本機械学会論文集, (2012)