パッドおよびランナの非定常熱伝導を考慮した ティルティングパッドスラスト軸受特性の解析*

辺 見 真^{*1}, 井 上 知 昭^{*2}

Analysis of Tilting-Pad Thrust Bearing Behavior Including Transient Heat Transfer in the Pad and Runner

Makoto HEMMI and Tomoaki INOUE^{*3}

^{*3} Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi, Ltd.,
502 Kandatsu, Tsuchiura-shi, Ibaraki, 300-0013 Japan

The behavior of a tilting-pad thrust bearing is affected by the deformation of its pad and runner. The heat and pressure of the oil film between these parts induce their deformation. Because the heat conduction is a transient phenomenon, the deformation is also transient. Accordingly, the deformation of the pad and runner when the rotor accelerates were calculated under transient thermal conditions. Two different acceleration conditions were assumed. That is, when the rotation acceleration is low, the amount of deformation is large. This deformation makes the pad tilt considerably, so the oil film is thicker at the leading edge than at the trailing edge, while the oil film thickness decreases at the radial center of the trailing edge. On the contrary, when the rotation acceleration is high, the deformation is small, so the pad only tilts slightly, and the film thickness at the trailing edge only decreases a little.

Key Words: Bearing, Thermal Deformation, Numerical Analysis

1. 緒 論

水車発電機など縦軸大型回転機のスラスト軸受には、負荷に応じて傾斜し負荷容量が大きくとれるティルティングパッドスラスト軸受が多く用いられている。

近年、回転機械の大型化とともにスラスト軸受使用条件の高面圧、高周速化が進んでいる。このような条件においては、油膜に発生する圧力や熱による軸受パッドやランナの変形を無視できない。スラスト軸受の油膜厚さやパッドの傾きを正確に評価するためにはこれらの変形を考慮した解析を行う必要がある。

これまでも、スラスト軸受パッドの熱・荷重変形を考慮した解析は多く行われている^{①②}。Ali El-Saïre ら^③は、定格回転数下での定常状態におけるパッド変形を考慮したときのスラスト軸受の油膜温度や厚さについて解析により求めた。パッド内温度は3次元熱伝導解析により求め、その結果から2次元変形解析

でパッドの変形を求めた。ランナについては熱伝導解析のみ行っている。Ettles ら^④はパッドの上下面での温度差を簡易的な方法で求め、これを考慮してパッド変形を2次元解析により求めている。ランナの熱変形を考慮したスラスト軸受性能解析はBrockett ら^⑤により試みられた。固定パッドスラスト軸受を対象としており、ランナの熱変形は軸受の負荷容量の低下を招くことなどの結果を得ている。

Yuan ら^⑥はスプリング支持のティルティングパッドスラスト軸受について、定常条件でのパッドの変形を考慮した解析と試験結果の比較を行っている。三上^⑦は同様なスプリング支持のティルティングパッドスラスト軸受について、過渡的な条件におけるランナとパッドの変形を考慮した解析を行っている。

本研究においては、ランナの熱変形やパッドの熱および荷重による変形を考慮し、ピボット支持のティルティングパッドスラスト軸受特性を解析した。熱解析や変形解析には汎用の有限要素法プログラムを用い、複雑な構造のスラスト軸受パッドの変形を得られるようにした。また、熱変形の解析条件を非定常とし、2

* 原稿受付 2001年4月9日。

^{*1} (株)日立製作所機械研究所(〒300-0013 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員, (株)日立製作所機械研究所。

E-mail: tinoue@gm.merl.hitachi.co.jp

通りの回転加速度下で昇速中の過渡的な状態をシミュレートした。解析の妥当性は回転加速度の小さい工場試験結果と比較することで検証した。回転加速度が大きく試験による再現が難しい実稼動条件については解析により検討した。また、これらの結果の比較から、昇速時の回転加速度の違いがパッドやランナの熱変形に違いをもたらし、油膜厚さに影響することが明らかとなった。

2 おもな記号

- h : 油膜厚さ
- k : 潤滑油熱伝導率
- p : 油膜圧力
- q_r : 単位幅当たりの半径方向流量
- q_θ : 単位幅当たりの円周方向流量
- t : 油膜温度
- T : 温度
- u : 速度
- v : 給油口からの給油流速
- Δz : パッド表面の変形量
- μ : 潤滑油粘度
- ω : 角速度

3. 解析方法

解析の対象としたスラスト軸受パッドを図1に示す。ランナとの摺動面にホワイトメタルがライニングされた銅の裏金が、銅の台金に取り付けられている。台金と裏金との間には油溝が設けられており、裏金から台金へ伝達される熱量を低減させる構造と

Fig. 1 Thrust bearing pad

Fig. 2 Thrust bearing runner

なっている。

スラスト軸受パッドの摺動面には、起動・停止時に静圧により油膜を形成するための、静圧皿溝が半径方向に2個設けられている。

伝熱解析においては、軸受パッドの表面はすべて熱伝達面であるとした。それぞれの面において熱伝達係数は一定値とし、摺動面における熱伝達係数は、他の面よりも大きな値を仮定した。熱伝達面に接する周囲の温度として、摺動面以外では潤滑油温度は油槽油温 T_{OB} を与えた。摺動面においては油膜解析結果の温度分布を与えたので、各節点で異なった値とした。また、裏金と台金とが接触する面では接触熱抵抗があるとした。

応力変形解析においては、摺動面の境界条件として油膜解析結果の圧力分布を与えた。解析の対象とした軸受パッドは、図1に示すように底面に接触するサポートを介して中央にピボットを持つ板ばねで支えられている。サポート自体は変形しないと考え、サポートと接触するドーナツ形状の領域に相当する節点の変位はすべての方向に関して固定とした。

伝熱解析と応力変形解析は、汎用の有限要素法 (FEM) 構造解析プログラムを用いて解析した。軸受パッド全体を3次元の6面体20節点要素で分割し、伝熱解析時には軸受パッド表面の熱伝達面には4角形8節点の熱伝達要素を設けた。これらの要素では、要素各々の辺の中点にもそれぞれ節点がある。後に述べる油膜解析における差分法 (FDM) の格子点とこれらの節点とが同じ位置となるように、要素分割数は、油膜解析の格子分割数の半分とした。

解析したスラストラナモデルを図2に示す。材質は鋼で、一体にて成形されている。

伝熱解析においては、スラスト軸受およびガイド軸受に接する面はそれぞれ一様の温度 T_m および T_{GB} であるとした。これらの温度 T_m および T_{GB} は、回転数に対して線形に変化すると仮定した。このとき、スラスト軸受との摺動面の温度 T_m とガイド軸受との摺動部の温度 T_{GB} については、変形を考慮せずに行った油膜解析結果から得られた油膜温度の平均値とした。上端の発電機と接続する面、および下端の水車と接続する面における温度は一様かつ一定で T_c とした。それ以外の面は熱伝達面とし、油浴面、空気接触面それぞれ異なった周速に依存する関数により熱伝達係数を求めた。

油膜解析においてはレイノルズ方程式を解き油膜圧力分布を得た。静圧皿溝に供給される潤滑油の影響を考慮したレイノルズ方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} - 12Vr \quad (1)$$

ここで、 q を給油量、 A を給油口面積とすると、

$$V = \begin{cases} -q/A & (\text{給油口内}) \\ 0 & (\text{給油口外}) \end{cases} \quad (2)$$

である。

最後に付け加えられた項は、一定流量で静圧ポケットに強制給油される潤滑油の影響を表す。境界条件としては、パッド周縁では油膜圧力は大気圧であるとした。なお、油膜解析を行う際には、油膜圧力によるピボット位置まわりの円周方向モーメントおよび半径方向モーメントがつりあうようにパッドの傾斜角度を決定した。

油膜温度分布は、式(1)を解いて得られた圧力分布を次のエネルギー方程式に代入して得られる。

$$\begin{aligned} & q_r \frac{\partial}{\partial r} (\rho C T) + q_\theta \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho C T) + v \Delta (\rho C T) \\ & - \frac{k}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(rh \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \right\} \\ & = \frac{h^3}{12\mu} \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 \right\} + \frac{\mu}{h} (r\omega)^2 + 2\mu \frac{V^2}{h} \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 C は潤滑油の比熱であり、 $\Delta(\rho C T)$ は給油口と油膜との間での $\rho C T$ (単位体積当たり内部エネルギー) の差である。

静圧皿溝に強制的に給油された油はその圧力のために供給口近傍では逆流する。そこで、式(3)中の対流項を、風上差分を用いて定式化することにより、部分的に流れが逆であっても解析が発散しないようにした。

油膜入口の油温は出口の油温と一定の関連があるとし、外周縁および内周縁は温度の勾配が無いとした。

Fig. 3 Meshes of FEM and FDM

Fig. 4 Calculation procedure

式(1)と式(3)は、差分法を用いて解き、格子の分割数は 40×40 とした。パッド摺動面における、油膜解析の差分式の格子点とパッドの伝熱および応力変形解析の有限要素法の節点との対応は図3に示すようになる。油膜解析の差分法の結果をパッドの有限要素法解析の境界条件として使用する場合はそのまま対応する節点に代入する。逆の場合、対応する有限要素法の節点が無い差分法の格子点がある。この場合は、近接の節点の値を線形補間して代入した。

油膜解析と軸受パッドおよびランナ変形解析は、図4のフローチャートに示すような手順にて行った。回転数 $\Delta N \text{ min}^{-1}$ 間隔で油膜を解析し、初期状態の時刻 $t_0 = 0 \text{ sec}$ 、回転数 $N_0 = 0 \text{ min}^{-1}$ から時刻 $t_f \text{ sec}$ 、回転数 $N_f \text{ min}^{-1}$ の最終速度までの過渡的な状態を求めた。

ステップ1として、ランナの伝熱解析および応力変形解析を行い、それぞれの回転数におけるランナの変形量を求めた。

次に、ステップ2として回転数 $N_f \text{ min}^{-1}$ における油膜解析を行った。ここで、ランナ変形量としてはステップ1の結果を用いた。油膜温度は、初期状態の時刻 t_0 においては油槽油温の T_{OB} であり、時刻 t_f までにそれぞれの計算格子点において回転数 N_f における油膜温度まで変化するとして非定常伝熱解析を行い、パッド内温度分布を求めた。このパッド内温度分布と、油膜解析結果の油膜圧力分布とを条件として応力変形解析を行い、パッドの変形を求めた。パッドの変形量分布データから摺動面の変形量分布データを抽出し、油膜解析にフィードバックした。これを、変形量が収束するまで繰り返した。

ステップ3では、ステップ2で仮定したと同じように、油膜温度は時刻に対し線形に変化すると求めた各回転数における油膜温度分布を境界条件としてパッドの温度解析と変形解析を行い、パッドの変形量を求めた。この変形量を考慮し、各回転数における油膜解析を行った。

Fig. 5 Acceleration of the rotor

4. 結果と考察

2つの加速条件における解析を行い、結果を比較した。両条件とも、最終回転速度 N_f は 100 min^{-1} で同じであるが、この回転数に到達する時刻 t_f が異なる。図5に示すように、条件1は、工場試験を模擬したもので $t_{f1} = 900 \text{ sec}$ であり、平均面圧は 1.6 MPa である。条件2は実機稼動条件を模擬しており、 $t_{f2} = 12 \text{ sec}$ であり平均面圧は 1.9 MPa である。油膜解析は、 20 min^{-1} 間隔で行った。

ランナ変形の結果を図6に示す。同図(a)は条件1の結果、同図(b)は条件2の結果を示す。これらの図では、

Table 1 Properties used in the calculation

Heat transfer rate	
Sliding surface	1116.3 W/(m ² K)
Other surfaces	5.8 W/(m ² K)
Ambient temp	
T_{OB}	10.0 °C
T_A	10.0 °C
T_C	10.0 °C
Oil	
Viscosity	ISO VG32
Pressure at inlet in recess	12 MPa
Mean pressure of oil film	
Case 1	1.6 MPa
Case 2	1.9 MPa

(a) Case 1

(b) Case 2

Fig. 6 Deformation of the runner

初期状態のランナの内周端位置を基準としたランナ摺動面のZ方向への変位量を縦軸に、半径方向位置を横軸に示している。

スラスト軸受との摺動面が熱膨張するために、ランナは外周端が持ち上げられるように変形する。内周端と外周端とを結ぶ直線を基準線と呼ぶことにする。図6(a)および(b)には回転数 $N_f = 100 \text{ min}^{-1}$ における基準線をそれぞれ点線で示した。初期状態の回転数 $N_0 = 0 \text{ min}^{-1}$ における基準線は水平であるが、回転数の上昇と共に次第に外周端側が上がる。同時に、基準線よりも下に凸となるように変形する。条件1と2とでは、条件1のほうが基準線の傾きが大きい。これは油膜の特性にはあまり影響しない。これは、円周方向と同様に、ティルティングパッドは半径方向に関して自由に傾斜し、基準線の傾きに追従できることによる。

これに対し、基準線よりも下へ凸に変形する量は油膜厚さ分布に影響し、変形量が大きいほど半径方向中央での油膜が薄くなる。回転数 100 min^{-1} での凸変形量は、条件1では最大で約 $50 \mu\text{m}$ 、条件2では約 $10 \mu\text{m}$ である。この基準線からの凸変形量は、ランナ変形の影響として油膜解析において考慮した。

初期状態 ($t_0 = 0$, $N_0 = 0$) のパッド摺動面の変形状態を図7に示す。このとき、ランナは回転していないが、オイルリフタは稼働中としている。ランナは静止しており、油膜温度は上昇しないので、パッドの変形は油膜の圧力のみによるものである。図中、円周方向中央位置で半径方向に2ヶ所凹変形しているのはオイルリフタ作用位置で圧力が最高になることによる。

最終回転数 N_f におけるパッドの温度分布と変形の状態を、条件1および条件2のそれぞれについて図8(a)および(b)に示す。どちらの結果においても、摺動面であるパッドの上面は油膜からの熱により温度が上昇している。ただし、半径方向に2ヶ所、円周方向の中央から出口にかけて温度が低い領域がある。これらはオイルリフタの下流にあたる領域であり、オイルリフタに給油される潤滑油の温度が油槽油温と同じであり、油膜の温度よりも低いためである。

加速の遅い条件1のほうが温度の上昇が大きく、最高温度は 33.9°C に達しており、広い領域で 30.0°C を超えている。このようにパッドの上面の温度が底面に比較して高くなるため、パッドは全体的に上に凸変形する。オイルリフタ部分における局所的な凹変形はあるものの、全体が凸変形をしていることがパッドの傾斜には大きく影響する。

一方で、加速の速い条件2においては、油膜の熱がパッドに伝わる時間が短いために、パッドの温度上昇

Fig. 7 Pad deformation before acceleration
(Case 1, 0 min^{-1})

(a) Case 1 (100 min^{-1})

(b) Case 2 (100 min^{-1})

Fig. 8 Pad deformation after acceleration
with temperature distribution

も小さい。最高温度は 27.4°C であり、 25°C を超える領域はごくわずかである。したがって、熱膨張による凸変形は小さく、摺動面の変形も図7に示した圧力による変形が支配的である。

以上に述べたランナおよびパッドの変形を考慮して油膜解析を行い、油膜厚さの回転数に対する変化を求めた。結果を図9および10に示す。図9においては、条件1における油膜厚さ変化の実験結果を解析結果と比較している。実験においては、図1中L1~3, T1~3と示した6点において油膜厚さを測定した。測定に

(a) Experimental result

(b) Numerical result

Fig. 9 Film thickness variation of Case 1

は渦電流式変位計を用い、パッド側面に治具により固定して計測した。

図9(a)に示す実験結果において特徴的な点は、

- 1) 回転数 40 min^{-1} までは入口、出口側の油膜厚さはほぼ同じであり、パッドの円周方向への傾きは小さい、
- 2) 回転数の高い領域では、入口、出口側共に半径方向中央（それぞれ L-2、T-2）にて油膜が最も薄くなる、である。図9(b)に示す解析結果においてこれらの特徴は良く再現されており、解析が妥当であるといえる。

図10に、条件2の油膜厚さ変化の解析結果を示す。この条件ではランナ、パッドともに熱による変形は小さいため、パッドは油膜圧力による凹変形の影響が大きい。そのため、回転数が上昇しても、パッドの傾きは小さい。半径方向中央における入口と出口の油膜厚さの差（L-2 と T-2 の差）で比較すると、条件1では $38 \mu\text{m}$ あるが、条件2では $14 \mu\text{m}$ となる。一方で、条件1では出口側半径方向中央の油膜厚さ（T-2）が、回転数の上昇とともに $10 \mu\text{m}$ ほど減少するが、条件2においてはこれは見られない。出口側半径方向外側の油膜厚さ（T-1）は減少するが $5 \mu\text{m}$ 程度であり、最小油膜厚さは大きく保つことが出来ることがわかる。これより、実機稼動条件においても油膜厚さは十分に確保

Fig. 10 Film thickness variation of Case 2 (Numerical)

され、信頼性が確保されることを解析により確認することができた。

5. 結 論

ティルティングパッドスラスト軸受の挙動には、ランナやパッドの変形が大きく寄与する。回転加速度の違いにより、ランナやパッドの熱変形量は異なるため、非定常の伝熱解析により求めた温度条件よりランナやパッドの変形量を求め、油膜解析を行った。

ランナ停止時、オイルリフトを掛けた状態では、パッドはオイルリフトを中心に凹変形する。回転数 100 min^{-1} における状態を比較すると、回転加速度が小さい工場試験条件ではパッドやランナの変形が大きいに対し、回転加速度が大きい実機稼動条件では、これらの変形は小さい。前者においては、パッドの円周方向傾斜は大きい、半径方向中央での油膜は薄く、特に出口側では回転数とともに減少する。これは試験結果と一致しており、解析の妥当性が確認できた。一方、後者ではパッドの円周方向傾斜は小さい、油膜厚さの減少量は小さいため、最小油膜厚さは大きく保たれる。これより、実機稼動条件においても油膜が十分に確保されることを解析により確認することができた。

文 献

- (1) Ali El-Saie, Y. M. H. and Fenner, R. T, *Proc I Mech E*, Vol. 202, No. C1 (1988), 39-50
- (2) Ali El-Saie, Y. M. H. and Fenner, R. T, *Proc I Mech E*, Vol. 202, No. C1 (1988), 51-62
- (3) Ettles, C. M. and Anderson, H. G., *Trans ASME, J. Tribology*, Vol. 113, (1991), 405-412
- (4) Brockett, T. S. and Allaire, P. E., *Tribology, Trans.*, Vol. 39, (1996), 555-562
- (5) Yuan, J. H., Medley, J. B. and Ferguson, J. H., *Spring*, Vol. 44, (2001), 27-34
- (6) 三上誠, 電気評論, 85-7, (2000-7), 49-51