舶用小型過給機の軸受部周辺温度に及ぼす 作動条件の影響*

田口英俊** 岩城史典**
小幡正一***

Effects of Operating Condition on Surrounding Temperature of Bearing in a Small Marine Turbocharger

by Hidetoshi Taguchi, Fuminori Iwaki, Masakazu Obata

In recent small marine turbochargers many efforts have been made to speed up the rotation of rotor to attain a high pressure-ratio. It is well known that a floating bush bearing has an excellent stability performance in high speed operating conditions. Its performance, however, is largely affected by a significant change of the bush shape with heat deformation and by the operating characteristic conditions due to the temperature of oil film surrounding the bush. In the present investigation, temperature measurements were performed for a small marine turbocharger with a floating bush bearing for 500kW class diesel engines. From the measurements, the effects of the operating condition on surrounding temperatures of the bearing were discussed. The results give us a useful knowledge to design next advanced turbochargers with the floating bearing.

1. 緒言

近年の舶用小型ターボ過給機では、ディーゼル機関の高出力化、低燃費化に伴い、高圧力比化および高効率化を目標に回転系の高速化が進められている。これに対処するため、過給機ロータの軸受には発熱量が少なく、かつ回転安定性に優れた浮動ブッシュ形すべり軸受が採用されるようになってきた。しかし、軸受に対する負荷条件は益々厳しさを増しており、すべり軸受の設計に際しては、従来にも増して軸受部周辺の部材や潤滑油の熱的挙動を精度よく予測することが強く求められている¹⁾。

一般に浮動ブッシュ形すべり軸受の回転安定性は、主に軸受の内外面の温度分布に依存する油膜粘度の変化およびブッシュ形状の熱変形により大きく影響される。このため、すべり軸受周辺の伝

熱現象について、潤滑油の流れ方向や潤滑油の物性を限定した場合の実験的、解析的研究が行われている^{2,3)}。しかし、実際の軸受に存在する潤滑油の複雑な流れや周辺部に温度分布がある場合の伝熱現象については、まだ十分な知見は得られていない。実機の軸受においては、潤滑油入口部の温度、およびその分布や潤滑油の摩擦発熱以外に、作動流体を熱源とする各種の伝熱現象の影響があり、軸受部温度の予測に際してのモデル化を困難にしている。これらの伝熱的要因を加味した解析方法は開発段階にあり、設計時の温度予測方法として実用できる段階にまでは達していない⁴⁾。すなわち、高速回転条件下における軸受およびジャーナル表面の温度の予測は非常に困難であり、設計データおよび解析時の条件確定のために、すべり軸受を使用する実機での軸受部周辺の伝熱状態を検証することは重要な課題となっている。

本研究では、浮動ブッシュ形すべり軸受を採用した舶用小型ターボ過給機を試験機として用い、ロータが高速回転している状態における浮動ブッシュ軸受内外の油膜温度および軸受周辺部材の温

*原稿受付 平成13年12月25日

** 石川島播磨重工業株式会社 (江東区豊洲2-1-1)

*** 金沢工業大学 (石川県石川郡野々市町扇が丘7-1)

図1 供試過給機構造および温度測定点

表1 計測温度一覧(No.は図1中の番号に対応)

No.	測定項目	No.	測定項目
1	タービン入口温度	12	コンプレッサ吐出温度
2	タービン側軸受内周潤滑油温度	13	タービン側軸受ケーシング温度
3	ロータ中間部部材温度	14	コンプレッサ側軸受ケーシング温度
4	コンプレッサ側軸受内周潤滑油温度	15	軸受ケーシング中心温度
5	タービン側軸受外周潤滑油温度	16	軸受ケーシングタービン側温度
6	コンプレッサ側軸受外周潤滑油温度	17	軸受ケーシングコンプレッサ側温度
7	スラスト軸受タービン側表面温度	18	タービンケーシング温度
8	スラスト軸受コンプレッサ側表面温度	19	コンプレッサケーシング温度
9	潤滑油供給温度	20	タービン出口温度
10	潤滑油排出温度	21	タービン翼車背面温度
11	コンプレッサ入口温度	22	ロータ コンプレッサ側部材温度

表2 供試過給機基本設計仕様

最高圧力比 (π_{Cmax})	3.5
空気流量 ($\pi_c=3.0$)	0.45~1.0m ³ /s
最高タービン入口温度 (TIT _{max})	650℃
最高回転数 (Nt _{max})	75,400rpm

度を測定し、作動流体からの伝熱現象と潤滑油摩擦発熱が軸受部温度に及ぼす影響、浮動ブッシュ形軸受固有の性質による熱的要因について検討した。

2. 実験装置および方法

2.1 供試過給機

実験に用いた過給機の断面と温度測定個所を図1に示す。表1はその測定個所の一覧を示したものである。

供試過給機は500kW級船用ディーゼルエンジン用であり、過給機の各ケーシングは無冷却である。その基本設計仕様を表2に示す。ロータは斜流タ

ービンおよび遠心コンプレッサにより構成されており、主要寸法は、コンプレッサインペラ出口外径 ϕ 130.8mm、タービン入口外径 ϕ 114.5mm、軸長さ294.5mm、軸受間距離65mmである。最高回転における周速は、コンプレッサ外周部で517m/s、ジャーナル部で76m/sである。ロータの支持は、径方向荷重に対しては浮動ブッシュ形すべり軸受を用い、軸方向荷重に対してはステップランドパッド形スラスト軸受を用いている。浮動ブッシュは、外径 ϕ 25.9mm、内径 ϕ 19.3mm、軸受幅14mmの鉛青銅製であり、高速回転性を図るため内周を3円弧形状に成形したものである。温度測定にはすべてK形シース熱電対を用いた。ロータに装着した熱電対はロータ中間部の部材温度および軸受内周潤滑油温度を測定できるように取り付け、その出力はコンプレッサ側軸端に連結したスリップリングを介して取得した。

静止部の温度は、ケーシング各部部材温度、軸受外周潤滑油温度、潤滑油供給／排出温度、タービンおよびコンプレッサ作動流体温度について測定した。

2.2 実験方法

軸受周辺部の温度は、過給機内部の熱源であるタービンおよびコンプレッサ作動流体からの熱流束に加え、ロータの回転に伴い軸受部で発生する潤滑油の摩擦発熱により影響を受ける。そこで、これらのうちの要素が軸受部周辺温度に対して最も支配的であるか調べるために、潤滑油の供給温度および圧力を一定とした条件で、タービン入口温度TITおよびロータ回転数Ntを変化させて実験をおこなった。

また、軸受の浮動ブッシュはロータ回転数の増加とともに連れまわりをするため、タービン側およびコンプレッサ側のブッシュに対する回転数を同時に計測し、ブッシュ連れまわりの有無が軸受周辺部温度に与える影響についても調べた。

なお、実験条件はロータ回転数Ntを75,400rpm、タービン入口温度を550℃までとした。

実験結果の整理については、過給機内部を貫流する最大の熱流束は、過給機内部で最も高温となるタービン入口温度TITと最も低温な潤滑油供給温度 T_{LOin} に支配されると仮定し、式(1)に示す無次元温度 η を用いて整理した。

$$\eta = \frac{T - T_{LOin}}{TIT - T_{LOin}} \quad (1)$$

ここで、Tは任意測定点の温度、 T_{LOin} は潤滑油供給温度、TITはタービン入口温度である。

3. 実験結果と検討

3.1 タービン作動流体の熱流束による影響

タービン作動流体から軸受部周辺へ流入する熱流束の経路は、タービン翼面から熱伝導によりロータ内を経て軸受周辺部にいたる経路と、タービンケーシングから熱伝導により軸受ケーシングを経て軸受周辺部にいたる経路の2通りが考えられる。まず、タービン翼面から熱伝導によりロータ内を経て軸受周辺部に至る熱流束について検討した。

図2はロータ回転数 $Nt = 52,780\text{rpm}$ (最高回転数 Nt_{max} の70%)一定の条件でタービン入口温度TITを変化させた場合のロータ各部の無次元温度 η を示したものである。

この結果をみると、タービン翼車背面温度(21)はタービン入口温度TITの変化に対して $\eta \approx 0.8$ 一定であり、タービン翼車背面温度はタービン入口温度TITと共に上昇していることがわかる。

これに対し、軸受に近いロータ中間部部材温度(3)およびコンプレッサ側部材温度(22)はTITの変化に対して漸減傾向を示していることと、 $\eta \approx 0 \sim 0.1$ 程度と潤滑油供給温度 T_{LOin} とほぼ同等の温度で

図2 ロータ各部温度のTIT依存性

あることから、TITによる熱流束の影響はほとんどないことがわかる。

つぎに、タービンケーシングから熱伝導により軸受ケーシングを経て軸受周辺部にいたる熱流束について考える。図3は同様にロータ回転数 $Nt=52,780\text{rpm}$ 一定で、タービン入口温度TITを変化させた場合の軸受ケーシング各部の温度(13)(14)(15)、タービンケーシング温度(18-1)と軸受外周潤滑油温度(5)(6)における無次元温度 η の変化を示したものである。

軸受ケーシング各部の η の値を比較すると、タービンに近い部分から軸受に近づくにつれて小さな値を取っている。また、タービン側およびコンプレッサ側軸受外周潤滑油温度(5)(6)も、 $\eta \approx 0.09$ 程度と小さい値であること、TITの変化に対して、やはり漸減傾向を示すことから、タービン作動流体からの熱流束が軸受部周辺温度に及ぼす影響はわずかであると認められる。

今回の実験では、タービン翼車とジャーナルに近いロータ中間部部材温度との間に大きな温度落差が生じており、ロータ内を伝わる熱流束がわずかであることが明らかになった。これはタービンロータの製造工程において、タービン翼車部(Ni基合金)と軸部(SACM材)を摩擦圧接する際に生じる中間合金層の熱抵抗が影響しているものと推測され、今後の検討課題としたい。

3.2 ロータ回転数の影響

3.2.1 潤滑油の摩擦発熱効果 浮動ブッシュ

図3 ケーシング、外周油膜温度のTIT依存性

形すべり軸受では、ロータが高速回転するとき、軸受油膜を構成する潤滑油は油膜内の速度分布に基づくせん断力によって摩擦発熱を生じる。ここではタービン入口温度TIT、潤滑油供給温度 $T_{Lo\text{in}}$ および潤滑油供給圧力 $P_{Lo\text{in}}$ を一定とし、ロータ回転数 Nt を変化させた場合の軸受周辺部温度の変化から、潤滑油の摩擦発熱の影響を調べた。

測定結果は式(2)で定義される、すべり軸受の諸性能を決定する無次元量であるゾンマーフェルト数 S^0 により整理し、後に設計データとして活用する際の便宜を図った。

$$S = \frac{\mu(Nt + Nb)}{P_m} \cdot \left(\frac{R_1}{C_1} \right)^2 \quad (2)$$

ここで、 μ は潤滑油(油膜)粘度、 Nt はロータ回転数、 Nb は浮動ブッシュ回転数、 P_m は軸受平均圧力、 R_1 はジャーナル半径、 C_1 はジャーナルと浮動ブッシュ間の平均半径隙間である。

軸受以外の各温度データ、すなわち図4のロー

図4 内外周潤滑油温度およびロータ中間部材温度のロータ回転数 Nt 依存性

タ中間部温度(3)はタービン側のゾンマーフェルト数 S_T に対し、また図5の各データはコンプレッサ側のゾンマーフェルト数 S_C に対して整理した。

各測定温度は実温度により整理したが、これはテストセルの性能上の制約により、 $N_t=40,000\text{rpm}$ ($S_t \approx 400$, $S_c \approx 540$) 未満の領域ではタービン作動流体として空気源吐出空気をを用い、それ以上の回転数では $TIT=450^\circ\text{C}$ の燃焼ガスを用いて実験を行ったので、 η で整理した場合、 $N_t=40,000\text{rpm}$ 前後で値が大きく変化し、連続表示して傾向を把握することが難しいためである。

図4はタービン側およびコンプレッサ側軸受の内外周潤滑油温度とロータ中間部部材温度の測定結果を、浮動ブッシュ回転数の変化とともにゾンマーフェルト数 S の変化に対して示したものである。

図4より、タービン側およびコンプレッサ側とも軸受内周潤滑油温度とロータ中間部部材温度は S_t , S_c に対する変化の傾向が一致している。これは、タービン入口温度 TIT 一定の条件から推定すると、軸受内外周油膜を構成する潤滑油の摩擦発熱に起因するものと考えられる。

測定温度は軸受内周油膜における潤滑油温度がロータ中間部部材温度よりも低いいため、ロータを

経た熱伝導により軸受部が加熱されているようにみえる。しかし3.2項において検討したように、タービン作動流体の影響はわずかであること、軸受内周潤滑油温度の測定点が浮動ブッシュの潤滑油供給孔と同一位置にあり、発熱前の潤滑油と発熱後の潤滑油の混合温度を測定していると考えられることから、周速が高く最も発熱量が大きい内周油膜において、ブッシュの潤滑油供給孔と同一位置以外の潤滑油の摩擦発熱がジャーナル部を加熱していると考えられる。

これに対して、軸受外周潤滑油温度は傾向が異なり一様な上昇を示す。また、内周潤滑油温度と外周潤滑油温度は S_t , S_c によって、その高低および温度差が変化している。これは内外周における潤滑油の流れ様態の差異などの要因が考えられ、今後検討を進めていく。

軸受内周における摩擦発熱以外の熱源からの影響を調べるため、図5に図4と同一実験における各作動流体およびロータ各部温度のゾンマーフェルト数 S_c に対する変化を示した。

これより、タービン翼車背面温度(21)はタービン入口温度 TIT の上昇に応じて変化しているが、図4における同一ゾンマーフェルト数での各部温度はこれに対応する変化が認められず、その影響はほとんどない。また、コンプレッサ吐出空気(12)はゾンマーフェルト数の変化に対して相関を示すが、吐出空気の影響を最も受けると考えられるロータコンプレッサ側部材温度(22)がロータ中間部部材温度(3)よりも低温であることから、吐出空気からの影響も考えにくい。

これらの事実から、図5における各部温度を支配する主要因は軸受内周における潤滑油の摩擦発熱であり、他の熱源の影響はわずかであると認められる。

3.2.2 浮動ブッシュの連れまわり効果 浮動ブッシュ形軸受を採用する目的の一つは、ジャーナルと浮動ブッシュの連れまわりを利用して相対周速を低減し、ジャーナル部における潤滑油の摩擦発熱量を抑制することにある。

図4上段のグラフは各 S_t , S_c におけるタービン側およびコンプレッサ側軸受の浮動ブッシュ回転数である。浮動ブッシュ回転数が低下し、相対周速が増加する傾向を示す $N_t=40,000\text{rpm}$ ($S_t \approx 400$, $S_c \approx 540$) 以下の低回転数域では、軸受内周潤滑油

図5 各作動流体ならびにロータ実体温度のロータ回転数 N_t 依存性

温度(2)(4)と、それにより加熱されているロータ中間部部材温度(3)は、一様に上昇傾向を示している。浮動ブッシュ回転数が増加する $N_t=52,780\text{rpm}$ ($St \approx 500$, $Sc \approx 700$) において各温度は一旦低下し、これ以降、浮動ブッシュ回転数の漸減と共に、各温度は再度上昇に転じている。

これらのことから、相対周速による軸受内周潤滑油の摩擦発熱は比較的low回転数から存在すること、および軸受部に大きな影響を与えていることがわかる。

一般に、すべり軸受における潤滑油の摩擦発熱量はジャーナル周速の2乗に比例するとされ⁶⁾、連れまわりによる発熱量抑制効果は大きいものと推測される。ブッシュの回転数は軸受内外周油膜における潤滑油の粘度差により生じる摩擦トルクによって支配される⁷⁾ため、ブッシュの回転数を任意に制御することは出来ない。

しかし、本研究に用いた供試過給機ではロータ回転数上昇率の緩急により、浮動ブッシュの連れまわり開始回転数を制御することが可能であった。そこで、低速回転数の実験条件下ではあるが、浮動ブッシュ連れまわりの有無による軸受周辺部温度の低減効果を調べた。

図6はゾンマーフェルト数 S の変化に対する軸受

周辺部の温度変化を示したものであり、浮動ブッシュの連れまわりがある場合と無い場合を比較している。

また、(a)タービン側および(b)コンプレッサ側共にジャーナル温度を代表すると考えられるロータ中間部部材温度(3)を、比較する各々の軸受のゾンマーフェルト数を取って示した。

図6からタービン、コンプレッサ両軸受とも浮動ブッシュが回転することにより、同一ロータ回転数 N_t においてジャーナル部並びに内外周温度が低下している。この結果より、浮動ブッシュの回転による軸受周辺部温度の低減効果が確認された。

図中、熱源である内周油膜の温度がロータ中間部温度(3)よりも低温であるのは、前述のとおり発熱後の潤滑油と発熱前の潤滑油の混合温度を計測しているためと考えられる。

4. まとめ

本研究で得られた知見は以下のとおりである。

- ① 浮動ブッシュ形軸受の軸受部周辺温度は、回転に伴う潤滑油の摩擦発熱により強く支配される。
- ② 軸受内周油膜の温度は浮動ブッシュの給油孔

(a) タービン側軸受周辺部温度

(b) コンプレッサ側軸受周辺部温度

図6 浮動ブッシュの連れまわり有無が軸受周辺温度に与える影響

近傍では潤滑油の供給温度に近い値をとる。
また、供給孔位置以外の間隙における発熱から浮動ブッシュと共に軸方向に温度分布を持つと考えられる。

- ③ タービン作動流体からロータおよびケーシングを経て軸受周辺部へいたる熱流束は、ともにわずかである。
- ④ 浮動ブッシュの連れまわりは軸受周辺部の温度低減に大きな効果がある。また、潤滑油の摩擦発熱は比較的低回転数から存在する。

参考文献

- 1) 田中正人, 「ターボ機械と軸受設計」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.30 No.2, (2002), 2
- 2) Burton, R.A., Heat, bearings, and Lubrication, (2000), 82-89, Springer.
- 3) 田中正人, 「動圧流体潤滑すべり軸受の最近解析と設計(1)」, トライボロジスト, 44-5, (1999), 308-311.
- 4) 田中正人, 「ターボ機械と軸受設計」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.30 No.2, (2002), 3
- 5) 田中正人, 「浮動ブッシュ軸受のブッシュの回転について」, 機講論 (中国四国支部) (1969-2), 1.
- 6) 曾田範宗, 軸受, (1964), 21, 岩波書店
- 7) 吉岡周明, 「浮動ブッシュジャーナル軸受の研究 (1)」, 潤滑, No.16-7, (1970), 514.