



小型超音速機エンジン用玉軸受の発熱/冷却特性評価

メタデータ	言語: jpn 出版者: ターボ機械協会 公開日: 2019-06-27 キーワード (Ja): キーワード (En): Ball Bearing, Heat Transfer, Finite Difference Method, Supersonic Transportation, Jet Engine 作成者: 向江, 洋人, 石原, 眞優, 湊, 亮二郎, 中田, 大将, 東野, 和幸, 内海, 政春 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/00009920

〔論文〕

小型超音速機エンジン用玉軸受の発熱／冷却特性評価

向江洋人*¹ 石原眞優*¹ 湊亮二郎*²
 中田大将*³ 東野和幸*³ 内海政春*⁴

Evaluation of Heat Generation and Cooling Characteristics of Ball Bearings for Small Supersonic Aerospace Engine

Hiroto MUKAE, Mayu ISHIHARA, Ryojiro MINATO, Daisuke NAKATA, Kazuyuki HIGASHINO,
 and Masaharu UCHIUMI

Research and development of the Gas Generator cycle Air-Turbo Ramjet (GG-ATR) engine for the supersonic aerospace plane is in progress as this propulsion engine. Ball bearings of this engine will be operated under severe high-speed rotation. Therefore, the bearings produce heat by their own friction and become hot. In order to investigate the rotordynamic characteristics of the rotor and aerodynamic performance of the compressor and turbine for the engine, cold run test campaign was conducted by using nitrogen / helium gas as driving gas. Heat generation and cooling characteristics of those bearings are evaluated by its temperature data and theoretical analysis result. Based on those experimental results, the issue to do are discussed concerned with the rotor-bearing system for the engine.

Keywords : Ball Bearing, Heat Transfer, Finite Difference Method, Supersonic Transportation, Jet Engine

1. はじめに

近い将来の宇宙大量輸送時代に向けて、超音速航空宇宙機の研究開発が活発に進められている。この推進エンジンとして、ガスジェネレーターサイクル・エアターボラムジェットエンジン(GG-ATRエンジン)の搭載が検討されている⁽¹⁾。GG-ATRエンジンは、ガス発生器(Gas Generator)で燃料と酸化剤を燃料過剰状態で燃焼させ、その燃焼ガスでタービンを作動させて圧縮機を駆動する。さらに燃料過剰状態の燃焼ガスはタービン出口において圧縮機から取り込んだ空気と

混合し、主燃焼室で再燃焼する。よって、タービン入口温度は飛行条件によらず一定に保つことができ高速飛行に適すること、圧縮機で圧縮された空気はタービンを駆動することがないので全て推進仕事に費やせ、大推力を発生させること、などの利点がある。

GG-ATRエンジンのターボ系要素を確実に作動させるために不可欠となる部品の一つとして玉軸受がある。この軸受は圧縮機、タービン、主軸からなる回転体の自重やそれにかかる外部荷重を支えるとともに、回転体と非回転部間の回転摩擦トルクを軽減し回転体に少ない動力で高回転数を与える機能を持つ。ジェットエンジンのような高速回転機械の作動環境は非常に厳しいため、GG-ATRエンジンにおいても飛行中の過酷な運転条件下で軸受が正常に機能を果たせるかどうかを検討する必要がある。GG-ATR

* 1 室蘭工業大学 大学院 生産システム工学系専攻

* 2 室蘭工業大学

* 3 室蘭工業大学 航空宇宙機システム研究センター

* 4 室蘭工業大学 航空宇宙機システム研究センター

E-mail : uchiumi@mmm.muroran-it.ac.jp

原稿受付日 平成29年11月27日

エンジンでは、運転中の軸受の健全性を判断するために軸受外輪温度を監視している。現仕様の軸受の最高使用温度は80℃であり、これ以上の温度で使用すると軸受グリースの早期劣化や、最悪の場合には焼き付きなどの損傷により使用不可となる。本軸受(内径20 mm)は高速回転(定格58,000rpm)で使用され、軸受の冷却は軸受ハウジングに窒素ガス(GN₂)を噴射する簡易な機構を採用しており、高速運転時の高い温度上昇が懸念される。そこで本研究では、GN₂およびヘリウム(GHe)をタービン駆動ガスとした冷走試験を実施し、得られた軸受温度から発熱・冷却特性を評価し軸受の作動限界に関する指針に資することを目的とする。

2. 軸受の仕様と作動環境

高速回転機械には半径方向荷重(ラジアル荷重)だけでなく軸方向荷重(軸推力)も支えられることができる接触角をもったアンギュラ玉軸受が使われていることが多い。Fig. 1のように単列アンギュラ玉軸受が背面組み合わせ状態で配置されている。これはラジアル荷重軽減に加え、正面組み合わせと比べモーメント荷重の負荷容量を大きくできることを期待したためである。また熱走運転(燃焼ガスによるタービン駆動)ではシャフトは軸方向に熱膨張するので熱応力が発生しないよう後側の軸受は軸方向には拘束されていない。

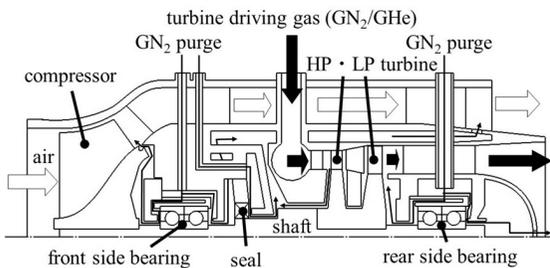


Fig. 1 Gas flow in turbo system

3. 冷走試験

ターボ系供試体の外観をFig. 2に、冷走試験設備の系統図をFig. 3にそれぞれ示す。

タービン駆動用GN₂/GHeはFig. 3の右に位置するカードルから、軸受冷却及びパージ用GN₂はFig. 3の左に位置するカードルからそれぞれ供給される。冷走試験の手順について説明する。まずタービン駆動用、パージ用GN₂カードルの二次圧を0.8 MPaGに設定する。次に手動弁GNV1、GNV2を開き、以降は電磁弁を遠隔操作に切換える。電磁弁FBGPV、SLPV、RBGPVを開き、前側軸受の冷却、シール上流パージ、後側軸受の冷却をそれぞれ開始する。続いて電磁弁PSV1を開き、空圧弁SOVを全開にする。

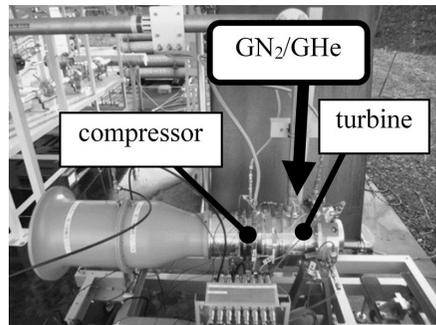


Fig. 2 Set up view of turbo system

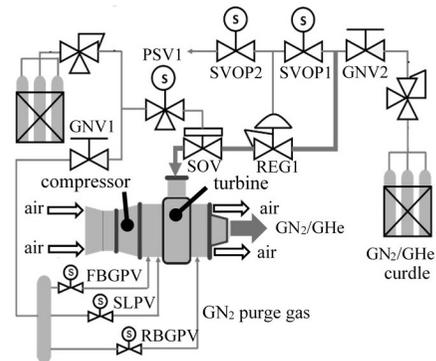


Fig. 3 System chart of cold test

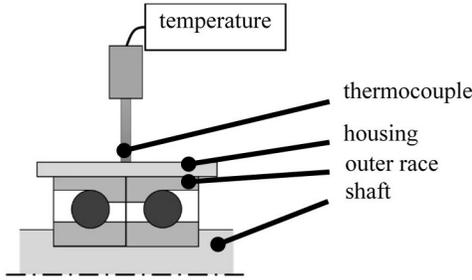


Fig. 4 Configuration of thermocouple

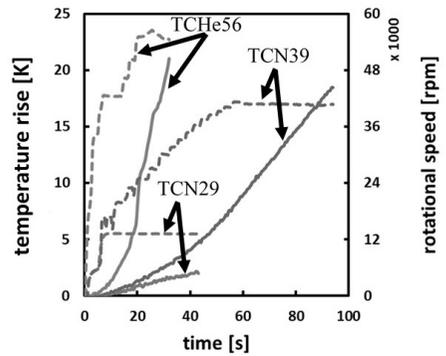
この時点ではまだタービンにGN₂/GHeは供給されていない。電磁弁SVOP1の操作毎に0.2 sだけGN₂/GHeを流動させ、その加圧状態に応じてドーム調圧弁REG1が開となる。このようにSVOP1を複数回作動させることにより、ドーム調圧弁を次第に押し開いていくことでタービンに供給するGN₂流量を制御する。停止させる際には電磁弁SVOP2を開き、ドーム調圧弁を大気開放状態にし、GN₂/GHe供給を止める。

軸受外輪の温度計測は、Fig. 4 に示すように軸受のハウジング表面に熱電対を接触させることにより行った。

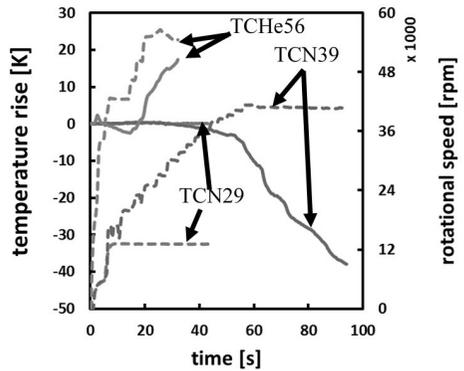
4. 試験結果

Fig. 5 に(a)前側軸受、(b)後側軸受の温度上昇値の時間履歴を示す。図中の実線はタービン始動から停止までの温度上昇値で、点線は回転数である。GN₂による冷走試験では10,000～43,000rpmの間で任意回転数における試験を数多く行ったが、温度上昇値の試験結果の代表例として10,000rpm(試験番号：TCN29)、および40,000rpm(TCN39)の結果を示す。また最高回転数55,000rpmのGHe駆動の冷走試験結果(TCHe56)も図中に示す。

前側軸受では回転数が大きくなるにつれ温度上昇値も大きくなっていることがわかる。特にTCHe56のケースでは、回転数が43,000rpmから



(a) Front side bearing outer race



(b) Rear side bearing outer race

Fig. 5 Time history of bearing temperature

55,000rpmに変化するとき急激な温度上昇がみられる。一方、後側軸受については、回転数によって温度低下が見られるケースもあり、特に40,000rpmの試験(TCN39)では回転数上昇中の後半で急激な温度低下を示している。しかしTCHe56では、前側軸受と同様、回転数が43,000rpmから55,000rpmに変化するとき急激な温度上昇がみられる。

5. 軸受の冷却・発熱特性評価と考察

5-1 前側軸受

前側軸受の冷却・発熱特性を試験結果と伝熱モデルを用いた解析にて推算する。伝熱モデ

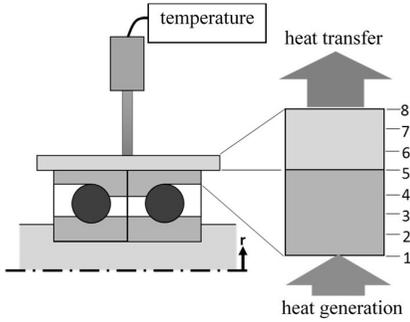


Fig. 6 Heat transfer calculation model of bearing

ル模式図をFig. 6 に示す。

熱伝導方程式⁽³⁾の数値解と試験結果が等しくなるような熱流束を算出することにより、軸受部の発熱量を計算する。計算の前提条件は以下のとおりである。

[前提条件]

- 軸受外輪とハウジングは円筒とみなす。
- 軸受外輪とハウジングは完全接触とする。
- 円筒座標系非定常熱伝導方程式の差分式を用いる。
- Fig. 6 のように径方向 8 接点に分割 (接点間隔 1 mm) した解析モデルとする。
- 玉と接触する外輪内面からは発熱による熱流入が、ハウジング表面からは冷却用GN₂への熱伝達があるとする。

以下に支配方程式と差分式を示す。

[円筒座標系非定常熱伝導方程式]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad \dots(1)$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c} \quad \dots(2)$$

- T : 温度 (K)
- t : 時間 (s)
- r : 半径 (m)

- λ : 熱伝導度 (W/mK)
- ρ : 密度 (kg/m³)
- c : 比熱 (J/kgK)

[差分式]

$$T_i^{P+1} = \theta_r \left(1 + \frac{\Delta r}{2r_i} \right) T_{i+1}^P + \theta_r \left(1 - \frac{\Delta r}{2r_i} \right) T_{i-1}^P + (1 - 2\theta_r) T_i^P \quad \dots(3)$$

$$\theta_r = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \quad \dots(4)$$

Δt : 時間幅 (s)

Δr : 半径方向の刻み幅 (m)

P : 時間ステップ数

i : 節点番号

発熱面、軸受外輪とハウジング接触面、ハウジング表面それぞれの境界条件と差分式を以下に示す。

● 発熱面

[境界条件]

$$\dot{q} = -\lambda_B \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} \quad \dots(5)$$

\dot{q} : 熱流束 (W/m²)

λ_B : 軸受外輪の熱伝導度 (W/mK)

[差分式]

$$T_1^{P+1} = T_2^{P+1} + \frac{\dot{q} \Delta r}{\lambda_B} \quad \dots(6)$$

● 軸受外輪とハウジング接触面

[境界条件]

$$-\lambda_B \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_5} = -\lambda_H \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_5} \quad \dots(7)$$

λ_H : ハウジングの熱伝導度 (W/mK)

[差分式]

$$T_5^{P+1} = \frac{\lambda_B T_4^{P+1} + \lambda_H T_6^{P+1}}{\lambda_B + \lambda_H} \quad \dots(8)$$

●ハウジング表面

[境界条件]

$$-\lambda_H \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_8} = h_{GN_2} (T_8 - T_{GN_2}) \quad \dots(9)$$

h_{GN_2} : ハウジング表面熱伝達係数 (W/m²K)

T_{GN_2} : GN₂ガス温度 (K)

[差分式]

$$T_8^{P+1} = \frac{(\lambda_H / \Delta r) / T_7^{P+1} + h_{GN_2} T_{GN_2}}{(\lambda_H / \Delta r) + h_{GN_2}} \quad \dots(10)$$

これらの境界条件と差分式から、初期温度、熱流束、熱伝達係数が分かれば、差分式を用いて時間積分することにより温度履歴が求まる。

(1) 冷却特性

軸受の冷却特性、即ち熱伝達係数を求めるため、回転停止時を起点とした温度の時間履歴データを使用した。 $\dot{q}=0$ (W/m²)とした差分表示式の計算値がこの温度時間履歴データにフィットする熱伝達係数を計算する。具体的には、差分表示式で計算される時刻 $i+1$ (s) のハウジング表面温度 T_8^{P+1} (K) と、その時間に該当する実際の計測温度の差の二乗をとる。そして各時刻の差の二乗の総和を求める。最後に差の二乗和が最小値となるような熱伝達係数 h_{GN_2} を決定する。

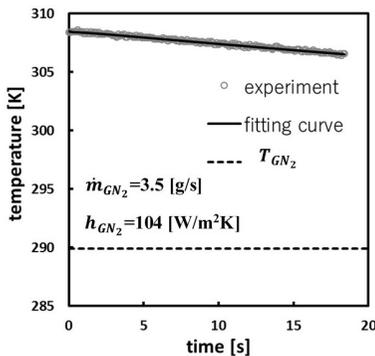


Fig. 7 TCN 39 fitting result

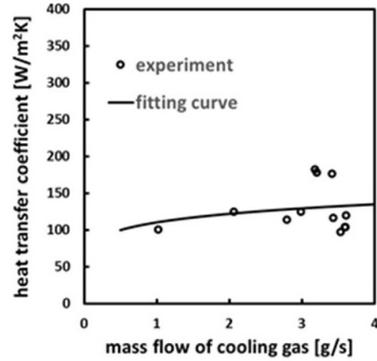


Fig. 8 Heat transfer characteristics

Fig. 7 に、試験番号TCN39におけるエンジン停止後の軸受部の計測温度データと、差分式から熱伝達係数を用いてフィッティングさせた解析結果を比較して示す。解析で導出した温度履歴は実験結果とよく一致しており、その時の解析結果から熱伝達係数 h_{GN_2} は 104 W/m²K と推定される。

このように試験毎に計算される冷却ガス流量と熱伝達係数の関係を Fig. 8 に示す。

次に得られた熱伝達係数と冷却ガス流量の関係について考える。熱伝達係数はレイノルズ数 Re の関数として次式で表せられる⁽⁴⁾。

$$h = \frac{\lambda_{GN_2}}{D} Nu = \frac{\lambda_{GN_2}}{D} (A \cdot Re^n + B) \quad \dots(11)$$

$$Re = \frac{m_{GN_2} D}{A_{jet} \mu_{GN_2}} \times 10^{-3} \quad \dots(12)$$

ただし、 A 、 n は定数で、 B は静止気体中の熱伝達係数で計算されるヌセルト数である。また、 λ_{GN_2} 、 m_{GN_2} 、 μ_{GN_2} 、 D 、 A_{jet} はそれぞれGN₂の熱伝導度 (W/mK)、冷却ガス流量 (g/s)、粘性係数 (Pas)、ハウジング直径 (m)、冷却ガス噴射孔面積 (m²) である。この式の計算値を Fig. 8 中の試験データとフィッティングさせた時の A 、 n 、および B の値を Table 1 に示す。

Table 1 The values of A , n and B

A	30.8
n	0.15
B	10.3

(2) 発熱特性

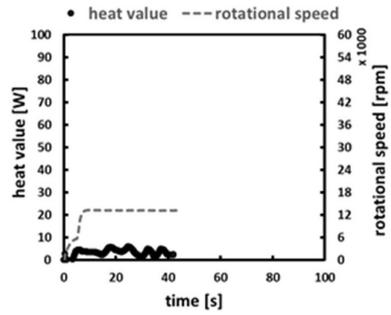
得られた熱伝達係数を用いて、試験データと差分表示の式(3)、(6)、(8)、(10)より軸受の発熱量を求めた。試験で得られた軸受温度時間履歴とその解析値が一致するような熱流束を導出し、発熱量の時間履歴の推定値を求めた。

TCN29、TCN39、およびTCHe56について、発熱量の時間履歴の解析結果をFig. 9に示す。図からわかるように、回転数が大きくなるにつれて発熱量も大きくなっていることがわかる。TCN29、39では発熱量の推移はTCHe56と比べて安定しているが、TCHe56では15~28 sにかけて大きく変動している。この原因は短時間で回転数を急激に上昇させた影響と考えられる。28 s以降では発熱量は一定値に落ち着こうとしているので、試験時間をもう少し伸ばせば時間に対してほぼ一定の発熱量が得られると考えられる。

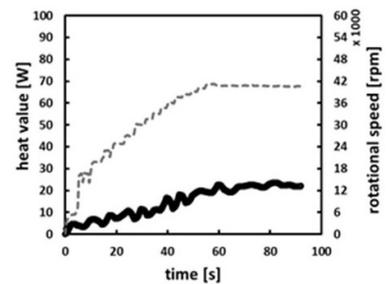
求めた発熱量の時間履歴から各回転数における発熱量をFig.10に示す。なお、Fig.10に示してある発熱量は、任意の一定回転数における時間平均値で評価した。ただし、TCHe56は発熱量の変動が落ち着いた28 s以降の値を用いた。この図を見ると、定格回転数58,000rpm付近では発熱量が70~100 Wになると推定される。

5-2 後側軸受

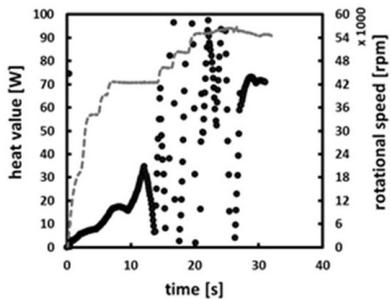
軸受は主軸の回転上昇に伴って発熱するが、Fig. 5の(b)に示すように、TCHe56以外の試験では時間経過とともに温度が降下する傾向がある。したがって前述した発熱モデルを用いて、後側軸受の発熱・冷却特性の評価はできない。



(a) TCN29



(b) TCN39



(c) TCHe56

Fig. 9 Calculation result of bearing heat value

外部から強制冷却する伝熱モデルを追加する必要があると考えられる。後側軸受の温度低下が急激だった40,000rpmの試験ではタービン出口温度は常温よりも70 K低くなっており、タービン駆動ガスが後側軸受温度に影響を及ぼしているものと推定される。タービン駆動ガスの影響

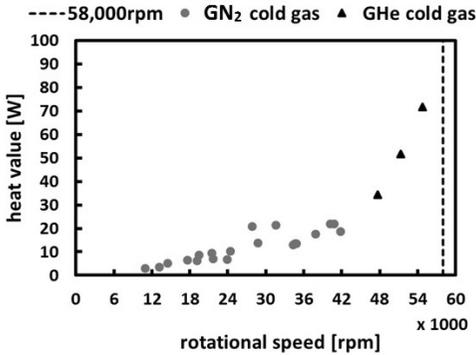


Fig.10 Bearing heat value and rotational speed

と推定した要因を以下に示す。

- タービン出口流路部品はハウジングと接続されているので、そこから熱が奪われていった。
- タービン出口ガスが流路部品を伝って冷却ガス供給配管内のGN₂または軸受室内のGN₂から熱を奪い、軸受室温の低下を引き起こした。
- タービン駆動ガスの一部がエンジン部品間の隙間から軸受室内に逆流した。

また、TCH₅₆ではタービン始動から回転数が43,000rpmに至るまでは軸受温度は低下しているが、43,000rpmから55,000rpmに変化する過程で温度上昇がみられた。この現象は低回転数領域のGN₂冷走試験の時には見られなかったので、作動流体や回転数が何らかの影響を及ぼしていることが考えられる。

これらの各原因を今後定量的に評価し、どれが最も影響を及ぼしているのかを突き止め、対策を検討していく予定である。

6. 結論

GG-ATRエンジンのターボ系供試体のGN₂/GHe駆動による55,000rpmまでの冷走試験を行った。また、軸受外輪温度の計測データから発

熱モデルを構築し、熱伝達特性と発熱特性の評価を行った。前側軸受の発熱特性を評価した結果、定格回転数58,000rpmでは発熱量が70~100Wに達すると推定できた。今後はGHe駆動の冷走試験による高回転数領域でより多くの温度データを取得し、取得した温度データを基に発熱量の推定精度を向上させる予定である。さらに試験で得られた発熱量を熱伝導方程式に境界条件として与えることで、定格回転数での軸受の温度上昇予測と実飛行条件での健全性評価を実施する。

後側軸受においては、GN₂冷走試験中に温度降下がみられたため、軸受周囲ガスの温度変化を考慮した強制冷却モデルの導入の必要性が明らかとなった。この温度低下はタービン駆動ガスが軸受部に回り込むことに起因するものと考えられる。高温のタービン駆動ガスを使用する熱走試験やフライトに向けて、原因の究明や対策が今後の課題となる。また、GHe冷走試験TCH₅₆で見られた温度の変動挙動についても今後詳細に検討する予定である。

[謝辞]

本研究は「(財)荏原島山文化財団」の研究助成による支援によって行われました。ここに謝意を表します。

<参考文献>

- (1) Minato R.・他6名, Sea Level Static Tests of Gas Generator Cycle Air Turbo Ramjet Engine for Supersonic UAV. ISABE, Vol.22623 (2017), 2.
- (2) NTN株式会社編集チーム, ベアリングがわかる本, 工業調査会 (2007), 26.
- (3) 小山, 工業調査会例題で学ぶ伝熱工学, 森北出版 (2012), 15.
- (4) 日本機械学会, 伝熱工学資料改訂第5版, 日本機械学会 (2009), 39.