室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

GG-ATRエンジンの内部循環流れに関する考察

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学航空宇宙機システム研究センター 公開日: 2020-01-30 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 髙澤, 諒太, 中田, 大将, 湊, 亮二郎, 内海, 政春 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/00010151

GG-ATR エンジンの内部循環流れに関する考察

○高澤　諒太（航空宇宙総合工学コース　博士前期 1 年）
中田　大将（航空宇宙機システム研究センター　助教）
湊　亮二郎（航空宇宙システム工学ユニット　助教）
内海　政春（航空宇宙機システム研究センター　教授）

1．はじめに

本学航空宇宙機システム研究センターでは，小型超音速無人実験機の研究開発を実施している．そのエンジンとして Gas Generator Cycle Air Turbo Ramjet Engine（以下，“GG-ATR エンジン”という）を採用し，コールドガスでタービンを駆動させる冷走試験を実施してきた[1], [2]. 冷走試験にてエンジン内部の圧力や温度を取得しているが，計測できる点は極めて限定されている．エンジン内部において設計意図に反して逆流が生じると，エンジンに異常や損傷を引き起こす原因となる．しかし，実際の内部循環の状態は詳細にはまだ考察・検証されていない．そこで本研究では，冷走試験で得られた圧力や温度データを活用して解析的に内部循環流れを把握することを試みる．また既報[1]のとおり，Fig. 1 のように冷走試験において 40,000 rpm 付近から後側軸受温度が急低下する現象が確認されており，その現象解明を試みた結果を報告する．

2．試験設備および GG-ATR エンジン

GG-ATR エンジンの冷走試験は，本学白老エンジン実験場で実施した．冷走試験における系統図は参考文献[1]を参照されたい．エンジン定格回転数は 58,000 rpm であるが，冷走試験では安全を鑑みて燃焼ガスの代わりに，窒素ガスもしくはヘリウムガスを用いてタービンを駆動させる．エンジン断面図を Fig. 2 に示す．圧縮機とタービンを分離するためにセグメントシールが装備されており，そのシールパージとして窒素ガスを流入させている．設計時に想定した内部フローパスは Fig. 2 の矢印で示したとおりである．

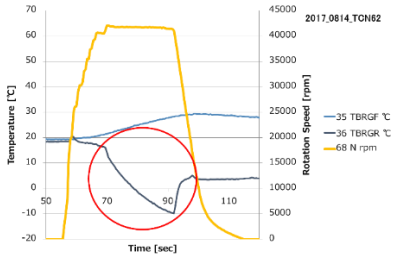

Fig. 1 Bearing Temperatures in Cold Flow Test.

TBRGF: Front bearing Temp., TBRGR: Rear bearing Temp.

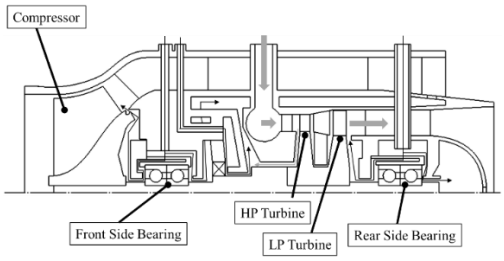

Fig. 2 Cross-sectional View of the GG-ATR Engine.

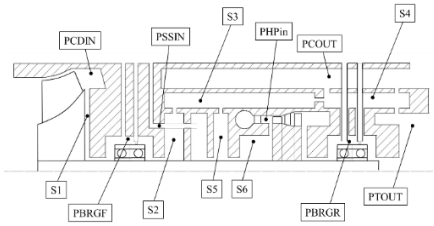

Fig. 3 Node Points of Modeling for the Engine.

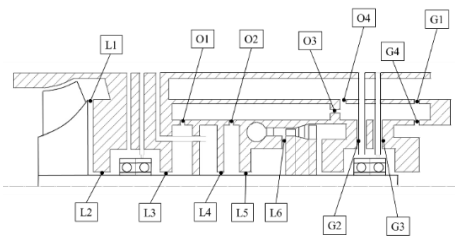

Fig. 4 Link Points of Modeling for the Engine.

３．内部フローネットワークの構築方法

内部フローネットワークの構築においては，質量保存則，および圧縮性を考慮した定常流に対するエネルギー保存則を用いる．解析モデルではノードとリンクを組み合わせてエンジン内のフローネットワークをモデル化している．ノードではその空間内における圧力や温度を算出し，リンクではその部分を通過する流量を算出している．本検討にて設定したノード各点を Fig. 3 に示す．図中において例えば PCDIN のように P で始まるノードは冷走試験の圧力計測点であり，S1 などの S で始まるノードは解析上で設定した計算点である．冷走試験における圧力計測点の項目名と計測場所を Table 1 に示す．これらのデータは，内部フローネットワークにおける解析上の境界条件として使用している．解析モデルにおけるリンクを Fig. 4 に示す．リンクではラビリンスシール，オリフィス，間隙の 3 種類の流路をモデル化しており，図中では L1 などのようにそれぞれを L，O，G で表記している．本解析モデルでは流体や熱の流れを一次元的に扱い，各ノードやリンクにおける剥離や渦の影響などの詳細な流れの状態は考慮していない．空間の前後の圧力を比較することで流れの方向を判別している．また，前後の圧力比を算出することでチョークと非チョークの判定をおこなっており，解析モデルでは場合分けして扱っている．

３－１．質量保存

内部フローネットワークにおける質量保存の式は，式(3.1)から式(3.6)で表される．リンクとその流量との関係を Table 2 に示す．ここでの m は各リンクでの質量流量である．

$$-\mathrm{m1}+\mathrm{m2}=0 \quad (3.1) \qquad +\mathrm{m3}-\mathrm{m7}=0 \quad (3.2) \qquad +\mathrm{m6}-\mathrm{m5}=0 \quad (3.3)$$

$$+\mathrm{m4}+\mathrm{m5}-\mathrm{m8}=0 \quad (3.4) \qquad +\mathrm{m7}+\mathrm{m8}-\mathrm{m9}=0 \quad (3.5) \qquad \begin{matrix}+\mathrm{m9}-\mathrm{m10}-\mathrm{m11}+\mathrm{m12}\\ +\mathrm{m13}-\mathrm{m14}=0\end{matrix} \quad (3.6)$$

Table 1 Pressure Measurement Points

項目	計測場所
PCDIN	圧縮機ディフューザ入口静圧
PSSIN	セグメントシールパージ静圧
PBRGF	前側軸受冷却ガス静圧
PHPin	高圧タービン入口全圧
PBRGR	後側軸受冷却ガス静圧
PCOUT	圧縮機出口静圧
PTOUT	タービン出口静圧

Table 2 Relationship Between Link and Flow Rate

Mass flow rate	Link point	Mass flow rate	Link point
m1	L1	m8	O2
m2	L2	m9	O3
m3	L3	m10	G1
m4	L4	m11	O4
m5	L5	m12	G2
m6	L6	m13	G3
m7	O1	m14	G4

３－２．ラビリンスシール部の流量

ラビリンスシール部の流量は，式(3.7) [4]および式(3.8) [5]で表される．

$$\mathrm{m}=\alpha \mathrm{F}\phi\upsilon\sqrt{\frac{P_U}{\nu_U}} \quad (3.7) \qquad \phi=\frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{n^{2/5}} \quad (3.8)$$

ここで，m:質量流量 g/s, α:流量係数，F:流路断面積 m^2，ϕ:理想ラビリンス係数，υ:吹き抜け係数，P:圧力 Pa, ν: 比体積 m^3/kg，λ:圧力比(P_{out}/P_{in})，n:フィン数であり，サブスクリプトの U はラビリンスシール入口を意味している．

式(3.7)と式(3.8)から，ラビリンスシール部の流量は以下のように定式化される．式(3.9)は設計どおりに流れる場合であり，式(3.10)は設計とは逆向きに流れている場合である．

$$\mathrm{m} = \frac{\alpha A \upsilon}{n_L^{2/5}\sqrt{RT_{in}}}\left(P_{in}\sqrt{1-\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^2}\right) \quad (3.9) \qquad : P_{in} > P_{out}$$

$$\mathrm{m} = \frac{\alpha A \upsilon}{n_L^{2/5}\sqrt{RT_{in}}}\left(-P_{out}\sqrt{1-\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right)^2}\right) \quad (3.10) \qquad : P_{in} \le P_{out}$$

P_{in}，P_{out}は Fig. 2 の流れに沿った入口部と出口部の各圧力である．流量係数 α は 0.7 とする．また，回転周速度 250 m/s 以上となる流量 L1 では 15 %の流量減少を考慮している[8].

３－３．オリフィスおよび間隙の流量

圧縮性を考慮したときのオリフィスおよび間隙を通過する流量は以下の式で求められる．

$$\mathrm{m} = \frac{\alpha A}{\sqrt{RT_{in}}}\left(P_{in}\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\left\{\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{2}{\kappa}}-\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right\}}\right) \quad \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} < \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right),\ P_{in} > P_{out} \quad (3.11)$$

$$\mathrm{m} = \frac{\alpha A}{\sqrt{RT_{in}}}\left(P_{in}\sqrt{\kappa\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}\right)\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \ge \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right),\ P_{in} > P_{out} \quad (3.12)$$

$$\mathrm{m} = \frac{\alpha A}{\sqrt{RT_{in}}}\left(-P_{\mathrm{out}}\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\left\{\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right)^{\frac{2}{\kappa}}-\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right\}}\right)\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} < \left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right),\ P_{in} \le P_{out} \quad (3.13)$$

$$\mathrm{m} = \frac{\alpha A}{\sqrt{RT_{in}}}\left(-P_{out}\sqrt{\kappa\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}\right)\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \ge \left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right),\ P_{in} \le P_{out} \quad (3.14)$$

オリフィスと間隙の流量係数 α は 0.7 とする．設計時と同方向の流量は式(3.11)もしくは式(3.12)となり，設計と逆向きの流量は式(3.13)もしくは式(3.14)となるように定式化した．また，式(3.12)と式(3.14)はチョーク流として定式化した．

本検討では断熱過程の解析を行い，合流する異なる温度の気体の混合による温度の変化と圧力等の影響を考慮した．断熱変化の流体温度は式(3.15)および式(3.16)により算出した．

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} T_1 \quad (3.15) \qquad T = \frac{\sum \dot{m}_\iota C_{pi} T_i}{\sum \dot{m}_\iota C_{pi}} \quad (3.16)$$

ここで，T:混合後の気体温度 K, C_p:比熱 J/KgK，κ:比熱比である．

４．断熱条件解析結果と考察

構築したエンジン内部のフローネットワークを Fig. 5 に示す[9]．図中の矢印は，設計時の流路方向を表している．次項以降に示す流量の解析結果が負になっている場合は，この矢印と逆方

向へ流れていること，すなわち逆流を意味する．断熱変化を仮定したときの各部を流れる流量の推定結果を Fig. 6 に示す．この結果より L3，O1，G2，G3 の 4 か所において流量が負となっており，Fig. 7 の赤い矢印で示した部分で逆流が発生していることがわかる．

次に，合流部の温度解析結果を Fig. 8 に示す．TS3，TS4，TS5 はそれぞれノード S3，S4，S5 の温度を表している．各部の温度は，S5→S3→S4 と流れの順に低下していくが，S3→S4 の温度低下が顕著である．G2 および G3 で逆流が生じていることから，S4 からこの低温となったガスが後側軸受部に流入していることを意味している．この低温ガスの流入経路は，O1 が逆流していることから L4 もしくは L5（=L6）と特定される．L4 はシールパージ用の常温の GN2 である．また，Fig. 6 から L4 と L5 の流量を比較すると L5 のほうが多い．このことから後側軸受部への低温ガスは，高圧タービン部からのタービン駆動ガスの流入の影響が大きいと結論付けられる．Figure. 1 では高速回転時に後側軸受部温度(TBRGR)が急低下する現象が見られている．以上の考察より，この急低下の原因は高速回転によりタービン駆動ガス流量が増加し，断熱膨張により温度が低下したタービン駆動ガスが後側軸受部に流入したものと推定される．

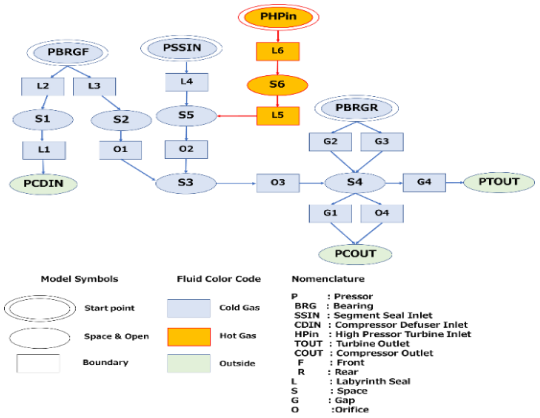

Fig. 5 Overall Internal Flow Network Model

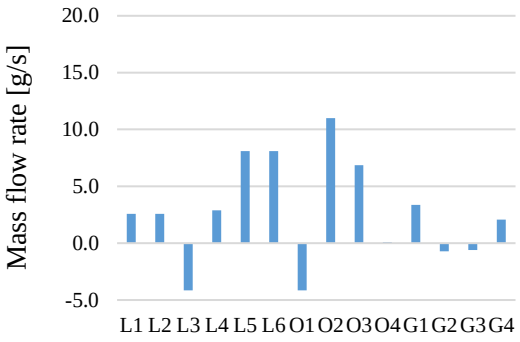

Fig. 6 Mass Flow Rate of Each Node

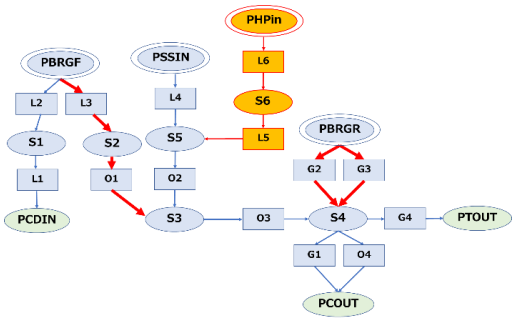

Fig. 7 Flow Paths Between Each Nodes

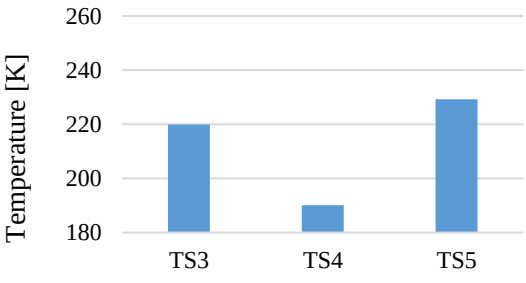

Fig. 8 Temperature of Nodes

５．内部循環流れにおける逆方向流れの解消

内部フローネットワークを用いて，4 か所発生している逆方向流れを解消するための方策を検討した．実験を実施した時の前側軸受室パージガス圧力は 0.18 MPaA，後側は 0.15 MPaA である．軸受室圧力を高めることにより，タービン駆動ガスの軸受部への流れ込みが解消できると考えられるため，前側と後側の軸受室パージガス圧力を変化させて解析をおこなった．軸受室パージガス圧力を 0.4 MPaA まで高くした結果，後側軸受部 G1, G2, G3 の流量増加に加えて，前側軸受室 L3 と O1 で発生していた逆方向流れも解消される結果が得られた．一方，軸受室圧力を高

めたことによりセグメントシール部 L4 のパージ機能が働かなくなっている．そこで，シールパージ圧力の内部流れへの影響を調べるために，軸受室圧力を 0.4 MPaA に固定し，シールパージ圧力だけを変化させて解析を行った．シールパージ圧力を 0.3 MPaA から 0.5 MPaA に高めると L3，O1 が減少し，L4，O2 が増加する結果となった．この結果は軸受室圧力を 0.2 MPaA に固定して解析を実施しても同様であった．このことはシールパージ圧力を高めると S3 の圧力が高くなり，前側軸受室との差圧が小さくなることで L3 と O1 の流量が減少したことを意味する．

L4 の逆方向流れを解消するには，シールパージ圧力を増加させることが効果的と考えられるため，シールパージ圧を 0.5 MPaA まで増加させた上で，そのときに内部循環流れ全体が適切な方向の流れになるような軸受室圧力を調べた結果を Fig. 9 に示す．図をみると L3 と O1 はほぼ流れがない状態である．前側軸受室圧力とタービン入口部から漏れ流れによって形成される圧力がバランスしている状態となっているためである．このときの内部温度の解析結果を Fig. 10 に示す．この結果を Fig. 8 と比較すると，各部で温度上昇があることがわかる．常温のパージガス圧力を高めたことにより，パージガスが内部に適切に循環するようになったためである．このことは，タービン入口部から漏れ流れてくる低温ガスの流れを抑制していることを示している．

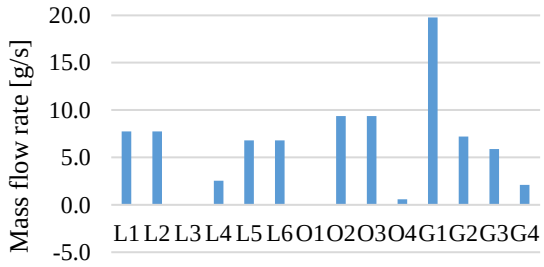

Fig. 9 Mass Flow Rate of Each Node
(PBRGF&PBRGR 0.42 MPaA PSSIN 0.5 MPaA)

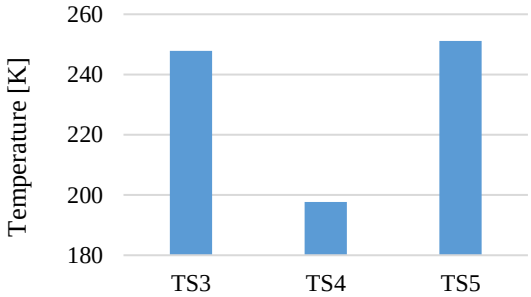

Fig. 10 Temperature of Nodes
(PBRGF&PBRGR 0.42 MPaA PSSIN 0.5 MPaA)

参考文献

[1] 髙澤諒太，向江洋人，湊亮二郎，中田大将，内海政春，小型超音速機用エンジンの内部フローネットワークの構築，第 79 回ターボ機械協会総会講演会，2018 年 5 月，東京大学.

[2] 向江洋人，石原眞優，湊亮二郎，中田大将，東野和幸，内海政春，小型超音速機エンジン用玉軸受の発熱／冷却特性評価，第 78 回ターボ機械協会富山講演会，2017 年 9 月，富山大学.

[3] 石原眞優，向江洋人，湊亮二郎，中田大将，東野和幸，内海政春，小型超音速機用エンジンの高速回転試験，第 78 回ターボ機械協会富山講演会，2017 年 9 月，富山大学.

[4] K. Komotori, and Mori, H., Proc. 5th Int. Conf. Fluid Sealing, (1971), E-4.

[5] 小茂鳥，機論，21-105(1955), pp.377-382.

[6] K. Komotori，and Mori，H.，Proc. 5th Int. Conf. Fluid Sealing, (1971), E-4，pp.45-63.

[7] 小茂鳥，機論，23-133(1955), pp.627-623.

[8] 島田行太他，リング付き低圧軸流ファン用直通型ラビリンスシールの特性，東海大学紀要工学部，Vol.42, No.1, 2002, pp.57-62.

[9] Katherine, V. H. and John, B. and Alok, M.: Numerical prediction of transient axial thrust and internal flows in a rocket engine turbo pump, AIAA, June 1999.