



小型超音速機用反転軸流ファンの性能解析

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学地域共同研究開発センター 公開日: 2016-12-08 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 湊, 亮二郎, 竹田, 広人, 西村, 宗真, 溝端, 一秀, 東野, 和幸, 棚次, 亘弘 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/00009104

小型超音速機用反転軸流ファンの性能解析

湊 亮二郎^{*1}, 竹田 広人^{*2}, 西村 宗真^{*2}, 溝端 一秀^{*1}, 東野 和幸^{*3}, 棚次 亘弘^{*1}

Performance Analysis of a Counter-rotating Axial Fan for Small-scale Supersonic Planes

Ryojiro MINATO, Hirohito TAKEDA, Munemasa NISHIMURA, Kazuhide MIZOBATA,
Kazuyuki HIGASHINO and Nobuhiro TANATSUGU

1. 序論

現在、室蘭工業大学では、東大、九大、大阪府立大及び JAXA と連携して、小型超音速無人実験機の飛行試験を計画している⁽¹⁾。本試験計画では全長 2~4 m 程度の機体に、ファン直径 200 mm 以下、推力 140 kgf (= 1.37 kN) 程度の小型ターボジェットエンジンを搭載し、自力離陸して超音速飛行をすることを目標としており、将来的には革新的な航空宇宙機の基盤技術を試験するフライングテストベッドを提供することを目指している。同機に搭載される推進エンジンは、小型且つ大推力であることが要求されるため、圧縮ファンは小ファン径、高圧力比、高断熱効率、大流量であることが求められる。これらの要求を満たす圧縮ファンとして、二段の動翼を反転させる反転軸流ファンが考えられる。反転軸流ファンには空力面、構造面にそれぞれ長所があり、それらを挙げると以下のようなようになる。

1. 二段のファンが互いに反転するため、下流側ファンの相対速度 (= マッハ数) は通常のファンと比較して大きくなる。そのため機械的なファンの回転周速度を増加させることなく、圧力比

を上げることが出来る⁽²⁻⁴⁾。

2. 動翼間に静翼がないため、高い圧縮効率を得られる。
3. 二段でファンを構成するため、軸長を短くなり振動制御が容易になる

一方問題点として

1. 二段のファンを反転させるため、二軸タービンか遊星歯車を用いる必要がある。
2. 下流側の第 2 段ファンの相対速度が大きくなるので、高い相対マッハ数の下で翼の高効率化を達成させなくてはならない。

といった事項が挙げられる。例えば、これまでに提案された反転軸流ファンの第 2 段ファン相対マッハ数は 2 近くに達し、翼負荷を表す拡散係数は従来の設計基準よりも大きくなる傾向がある^(4,5)。また反転軸流ファンは動翼間に静翼がないため、流量や回転数が増えれば静翼を有する場合よりも、第 2 段ファンへの流入角度が大きく変化する。大きな流入角度の変化はサージ現象をもたらすため、その予測はジェットエンジンの開発・運用において必須の課題である。しかしながら設計点とサージ予測に関する解析や、あるいはサージに遷移する過程については殆ど知見がない。また反転軸流ファンは小型の場合、二軸タービンで駆動すると考えられるので、二つの動翼ファンは独立に回転する。そうするとサージの予測や安定な作動

*1 室蘭工業大学

*2 室蘭工業大学大学院

*3 (株) IHI エアロスペース (現室蘭工業大学)

方法の確立はより複雑になる。

小型超音速無人実験機計画では、小型ターボジェットエンジン用反転軸流ファンを設計・試作を進めており、今後回転試験で空力・振動データを取得する予定である。その際、サージ現象の予測やその遷移過程を明らかにすることは、安全な試験遂行に必須事項である。本研究では流線曲率法⁽⁶⁾により小型ターボジェットエンジン用反転軸流ファンの形状設計を行い、CFD 解析で 1) 定格回転における設計点における空力性能、2) 流量が変化した場合の非設計点性能、3) サージに至る過程と翼間流れの挙動について解析を行った。その解析結果から反転軸流ファンのサージに至る支配因子の解析やサージ防止方法、性能向上について検討を行った。

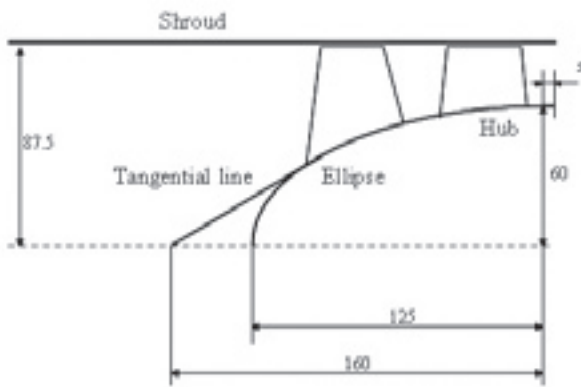


図1 子午面上でのファン形状

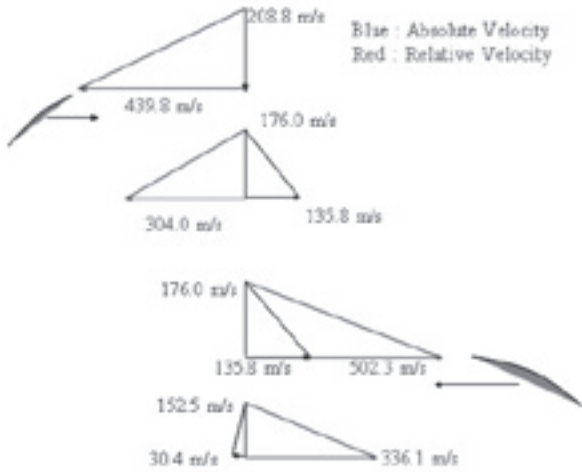
2. 反転軸流ファンの形状設計

本プロジェクトで開発する小型超音速機用ターボジェットエンジンについて、これまで必要な空気流量と圧力比の推算を行った⁽⁷⁾。その結果から地上静止状態、定格運転時における空気流量と圧力比をそれぞれ 3.6 kg/sec、3.2 と与え、ファン径を 175mm とした。反転軸流ファン全体の圧力比を、第1段ファンと二段ファンでそれぞれ 1.87 と 1.70 と配分させ、回転数は、それぞれ 48000 rpm、-40000 rpm と設定した。これらの回転数は、第1段ファン、二段ファンの周速が 440 m/sec と 367 m/sec に相当する。この圧力比配分と回転数はファンブレードの構造的な耐久性を加味した上で、後述の翼負荷を示す拡散係数が制限値を出来るだけ満たすように設定した。これらの諸元から、図1のように子午面上のハブとシュラウドの形状を与え、ノーズコーン先端を $z=0\text{mm}$ として原点においた。この形

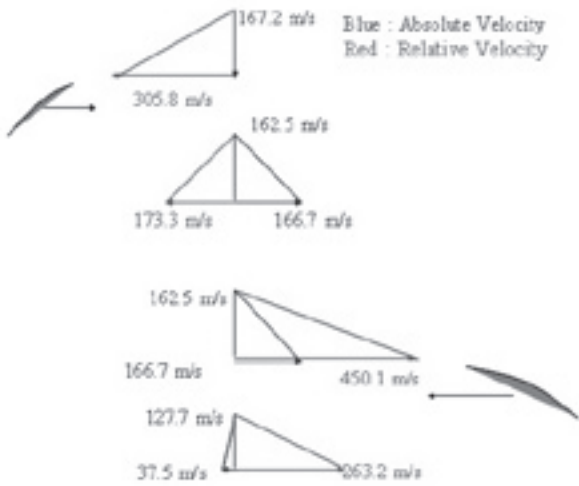
状ではシュラウド側は半径一定とする一方で、ハブ側の半径を後流側で大きくしている。これはシュラウドの製作を容易にすることと、ハブ側の翼負荷を半径流の効果によって低減し、且つ圧縮仕事を大きくするためである。またブレードのチップクリアランスは第一段、第二段ファン共に 0.5mm と設定した。

反転軸流ファンブレードの形状は、流線曲率法⁽⁶⁾による速度三角形から設計した。詳細な計算方法は参考文献 6 を参照されたい。翼断面形状は、遷音速領域で良好な性能を有すると言われる二重円弧翼 (Double Circular Arc, DCA) を採用した。図2には流線曲率法によって求めた、シュラウド、流路中心、ハブの3ヶ所の速度三角形を示した。これより第2段ファンの相対速度は、第1段ファンのそれよりもはるかに大きくハブからチップまで超音速になっていることが分かる。

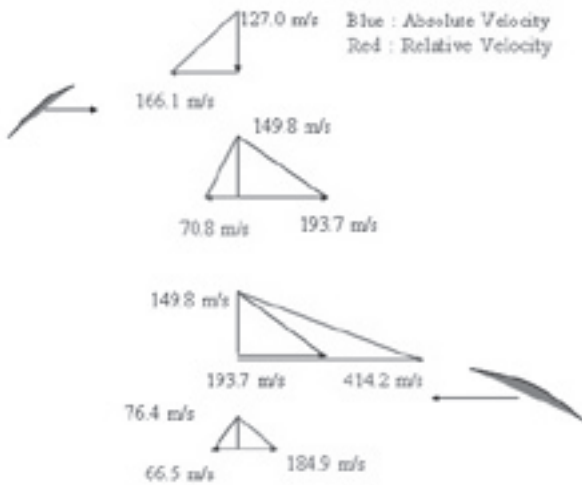
このファンブレードの翼負荷を Lieblien の拡散係数^(5,8)で評価し、図3に相対マッハ数と共にそれらの半径方向分布を示した。Lieblien の拡散係数は、一般的にシュラウドで 0.4 以下、ハブで 0.6 以下が望ましいとされているので、本研究でもこの制限を出来るだけ満たすように、前述の各動翼の圧力比配分や定格回転数を決定した。図3から第1段ファンの拡散係数は大体制限内に収まっており、相対マッハ数もシュラウド側で超音速になっているものの、ハブ側では亜音速になっていることが分かる。しかし第2段ファンについては、相対速度がハブからシュラウドまで超音速を優に越えており、拡散係数はハブ側で 0.6 を越えている。これは第1段ファンから流出する空気の絶対周速度 C_θ がハブ側で大きくなっているためである。ハブ側で C_θ を小さく抑えると流れがシュラウド側に偏流し、ブレードの捻りを大きくしなくてはならない。そのようなブレードは構造強度や加工製作の面から現実的でないため、第2段ファンのハブ側で、翼負荷がやや過大に設計した。



a) チップ



b) 流路



c) ハブ部

図2 反転軸流ファンの速度三角形

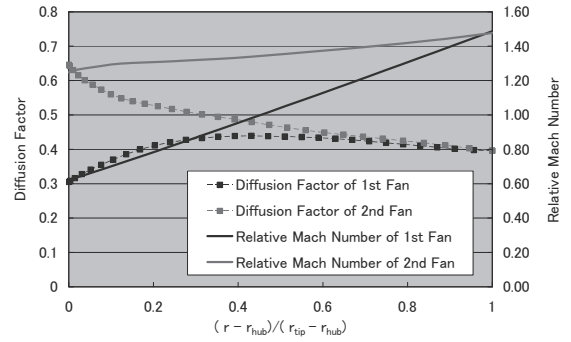


図3 拡散係数と相対マッハ数の半径分布

3. CFDによる性能評価

3.1 解析手法

前章の手順で設計した、反転軸流ファンを Numerical International 社のターボ機械専用解析ソフト Fine Turbo により CFD 解析を行った。本解析では Van Leer の制限関数と SymmetricTVD スキームによる二次精度上流差分モデルを組み合わせ解析を行った。乱流モデルには Spalart-Allmaras の一方程式乱流モデルを使用し、計算時間の短縮のため Hirsch のマルチグリッド法⁹⁾を適用し、粗い格子からスタートして細かい格子まで 3 段階に分けて計算を行った。またブレード境界には、mixing plane 条件を適用した。またチップ部を含めた壁面での最小格子幅は y^+ が 1 以下から 3 の範囲に収まるように与えている。流入面での境界条件を地上静止状態 (101.325kPa, 288.15K) に設定し、流出面の背圧を任意に変化させることで、圧縮機の流量変化を模擬した。図4に設計された反転軸流ファンの三次元形状と数値計算用格子を示す。

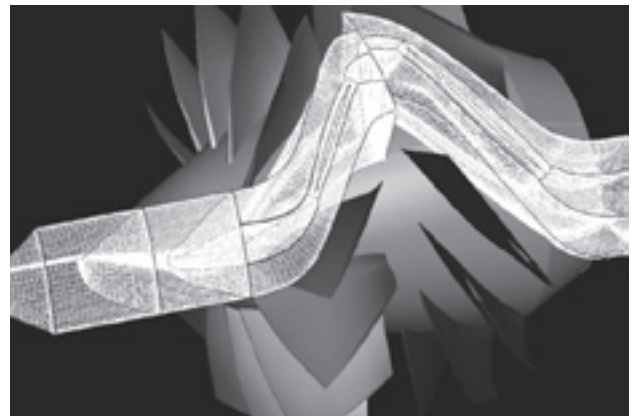


図4 設計した反転軸流ファンと数値計算用格子

3. 2 解析結果と考察

図5に定格回転数時の反転軸流ファンの全圧力比-流量の特性マップ(PQマップ)と断熱効率を示した。断熱効率が最も高い条件を設計点とすると、設計点での流量、圧力比及び断熱効率は、それぞれ3.47 kg/sec、2.80、71%になった。空気流量はほぼ設計値に近いが、圧力比が設計値より低めであり、断熱効率も幾分低くなっている。個々のファンの性能について、図6および図7にそれぞれ第1段ファンと第2段ファンのマップを示した。ただし第1段ファン、第2段ファン共にファン上流側の全温、全圧を基準に修正流量を評価したため、第2段ファンの上流では、第1段ファンによって全圧全温が上昇しているため、同一の流量であっても修正流量に換算すると第1段ファンと第2段ファンでは異なる値をとる。

興味深いことに、第2段ファンの特性マップは通常の圧縮ファンと同様、流量が増すと圧力比が減少して負失速に近づくが、第1段ファンでは修正流量が減少すると僅かに圧力比が減少するものの殆ど変化しないと言ってよい。よく知られているように負失速はファン翼列を通過できる流量が増加し、チョークすることで起きる。図5、6及び7から反転軸流ファン全体が負失速するのは、第2段ファンが負失速に陥る時であることが分かるが、反転軸流ファン全体の流量は、第2段ファンによって制御されているためと考えられる。それを裏付けるため、任意の流路断面を通過している流量が、どのくらい流量を通過させる余裕があるか推算してみることにする。各ファンを通過する流量は、全圧、全温、通過断面積に依存するが、一次元流れの通過流量 \dot{m} と最大通過流量 \dot{m}_{max} は次式で表すことができる。

$$\dot{m} = P_T A \sqrt{\frac{\gamma}{RT_T}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{max} = P_T A \sqrt{\frac{\gamma}{RT_T}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (7)$$

この二式より、最大通過流量 \dot{m}_{max} に対して、通過流量 \dot{m} にどれだけ余裕があるか、次の流量余裕 F_{margin} によって評価する。

$$F_{margin} = 1 - \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}} = 1 - M \left[\frac{2 + (\gamma-1)M^2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (8)$$

ただし、 M は絶対座標でのマッハ数である。図8にノーズコーン先端から $z = 70 \text{ mm}$ と 125 mm の断面で流量余裕の分布を示した。また図9には、任意の z 断面で積分した流量余裕の z 方向分布を示した。図8からも明らかのように $z = 70 \text{ mm}$ における流量余裕は $z = 125 \text{ mm}$ のそれよりも少ない。また図9からも、流量余裕積分値が最小値を示しているのは、第2段ファンの翼列内の位置であることが分かる。これらより、第2段ファンの流量がファン全体の流量や、サージ、負失速を支配しているといえる。

しかし反転軸流ファンを二軸タービンで駆動する場合には、それぞれのファンは独立に回転するので、回転数が変化すれば、第2段ファンが流量を制御し、第1段ファンがそれに追従するとは限らない。エンジン始動時や加速動作過程では、制御側と追従側が入れ代わることは十分に考えられる。特に、二軸タービンの場合、エンジン出力が低い時には低圧タービンの回転数は、高圧タービンと比較して著しく落ちる。そのような場合には第1段ファンの回転数が遅く、第2段ファンの回転数が高くなるので、第1段ファンの流量の方が第2段ファンの流量より少なくなり、第1段ファンが反転軸流ファン全体の流量を制御することも考えられる。今後は回転数が変化した場合に第1段ファンが制御側で第2段ファンが追従側になった場合や両者が入れ替わった場合に安定に作動するか検証する必要がある。

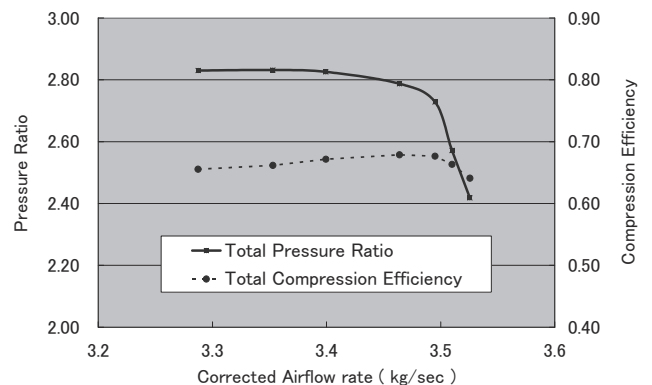


図5 反転ファン全体の圧力比-流量特性マップ

4. 結言

本研究では反転軸流ファンを流線曲率法にて設計し、回転数一定で空気流量が変化した場合の非設計点空力性能についてCFD解析を行った。その際、流量余裕の概念を導入し反転軸流ファンの二つのファンを、流量を制御する制御側ファンと、それに追従する追従側ファンに分けて流量-圧力比特性を解析した。その結果を以下のようにまとめた。

1. 本研究で設計した反転軸流ファンの設計点性能は、空気流量が3.47kg/s、圧力比が2.8、断熱効率が71%であった。空気流量は設計値に近いが、圧力比は設計値の3.2より10%以上低かった。
2. 反転軸流ファンの二つのファンの流量-圧力比特性は対照的であった。流量が変化した時、第2段ファンの流量-圧力比特性変化は、反転軸流ファン全体の流量-圧力比特性と一致するように変化するが、第1段ファンについては、流量が変化しても圧力比は殆ど変化しなかった。これは反転軸流ファン全体の流量は第2段ファンによって制御されており、第1段ファンは第2段ファンに追従しているためである。このことから、著者は第1段ファン、第2段ファンを追従側ファン、制御側ファンとそれぞれ呼ぶことにした。
3. 更に著者は、流量余裕の概念を導入し追従側と制御側のファンの流量を解析した。流量余裕とは、任意の流れ場の流量と、そこを通過できる最大流量との比である。流量余裕が大きければ、流量変化に対するファン作動のロバスト性が保障される。流量を制御している第2段ファンの流量余裕は、追従側の第1段ファンの流量余裕より明らかに少ない。このことから第2段ファンが流量を制御しているのは明らかである。
4. 反転軸流ファンが負失速やサージに陥る際には、制御側ファンである第2段ファンの挙動が鍵を握っている。
5. 今後は回転数が変化した場合、反転軸流ファンの各々のファンを通過する流量は変化するので、回転数が非定常に変化すれば、制御側と追従側はそれぞれ役割が入れ代わる可能性がある。その際、サージや負失速に陥らないか、今後解析と実験を進めなくてはならない。

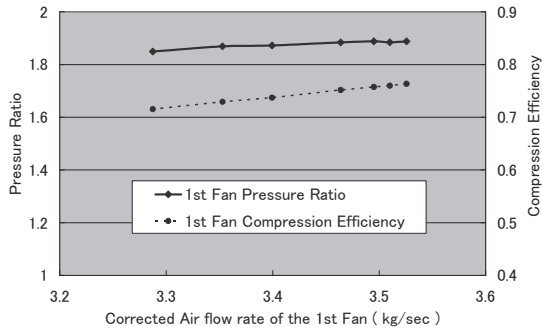


図6 第一段ファンの圧力比-流量特性マップ

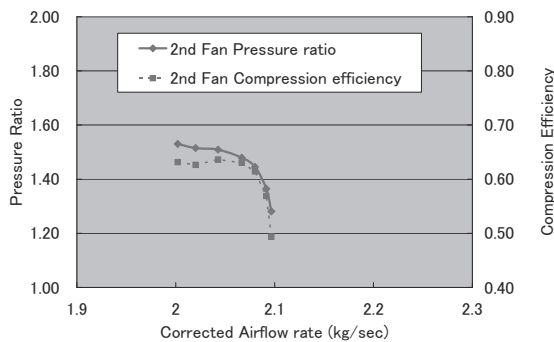


図7 第二段ファンの圧力比-流量特性マップ

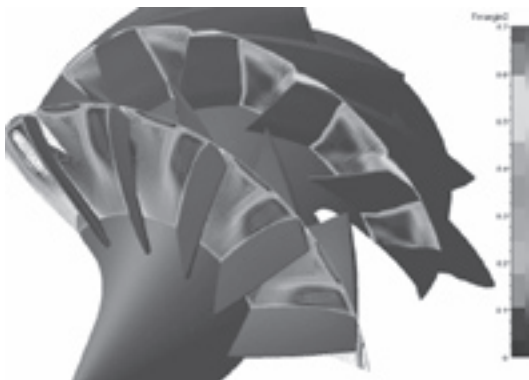


図8 $z=70\text{ mm}$ と $z=125\text{ mm}$ の断面における流量余裕

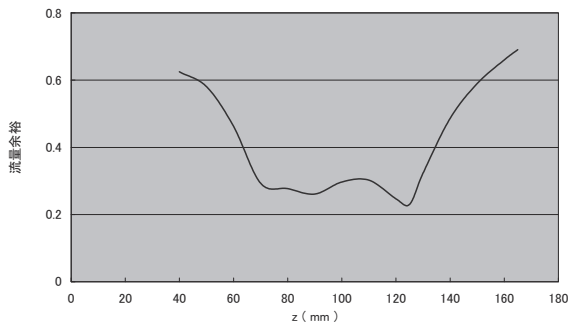


図9 流量余裕のz断面積分値のz方向分布

文献

- (1) 棚次亘弘 “大学におけるもの造り—小型超音速機 (エアブリーザーによる空力飛行)” 第35回日本航空宇宙学会総会, 2004, 東京.
- (2) Wilcox, W. W. and Wright, L.C., “Investigation of Two-Stage Counter rotating Compressor I - Design and Overall Performance of Transonic First Compressor Stage”, NACA RM E56C15, (1956).
- (3) Wilcox, W. W., “An Analysis of the Potentialities of a Two-stage Counter Rotating Supersonic Compressor”, NACA RM E52E01, (1952).
- (4) Tran, D. H., “Parametric Study of a Mach 2.4 Transport Engine with Supersonic Through-Flow Rotor and Supersonic Counter-Rotating Diffuser”, NASA TM 2004-213139, (2004)
- (5) Wennerstrom, A. J., “Design of Highly Loaded Axial-Flow Fans and Compressors”, Concepts E.T.I, 2000
- (6) Novak R. A., “Streamline Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems”, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.89 , (1967). pp.478- 490.
- (7) Minato, R., Arai, T., Himeno, T., Kobayashi, H., Mizobata, K. and Tanatsugu, N. “Preliminary Analysis of Turbojet Engine at Off-design Condition for Subscale Supersonic Unmanned Plane,” 13th AIAA/CIRA International Conference on Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies, (2005), Naples, Italy., AIAA Paper 2005-3415.
- (8) Lieblein, S., Schwenk, F. C. and Broderick, R. L., “Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial- Flow- Compressor Blade Elements.” NACA RM E53D01., (1953)
- (9) Hirsch. C., “Numerical Computation of Internal and External Flows Vol.1 and 2.” John Wiley and Sons. (1988)