

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

タービン諸特性(回転部重量、翼応力、動翼共振回避、Thomas Force)を
考慮したロケットターボポンプ用タービンの多目的最適化

瀧田 純也, 福田 太郎, 宇山 遼一,
船崎 健一, 内海 政春

2013年1月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

タービン諸特性（回転部重量，翼応力，動翼共振回避，Thomas Force） を考慮したロケットターボポンプ用タービンの多目的最適化*

瀧田 純也^{*1}，福田 太郎^{*2}，宇山 遼一^{*2}，船崎 健一^{*3}，内海 政春^{*1}

Multi-Objective Optimization of a Rocket Turbopump Turbine Considering the Turbine Characteristics (i.e., Rotor Weight, Blade Stress, Avoidance of Blade Resonance and Thomas Force)

Junya TAKIDA^{*1}, Taro FUKUDA^{*2}, Ryoichi UYAMA^{*2}, Kenichi FUNAZAKI^{*3}
and Masaharu UCHIUMI^{*1}

ABSTRACT

Because rocket turbopump turbine blades have higher loading, there is a possibility of shaft vibration problem due to "Thomas Force". In order to reduce shaft vibrations, it is important to keep "Thomas Force" small. In the previous report, validity of optimization process for the reduction of Thomas Force was confirmed by performing Parameter Design and Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA). In this paper, by increasing the number of objective functions, the results of multi-objective optimization for reduction of Thomas Force and the considering the feasibility of blade structure are discussed. It was found that optimized blade reduced 10% in weight, 30% in Thomas Force, compared from the original blade.

Keywords : Multi-Objective Genetic Algorithm(MOGA), Parameter Design, Rocket Turbopump, Self-Organizing Map(SOM), Thomas Force

1. 緒言

ロケットターボポンプ用タービンはロータダイナミクス特性の観点（＝オーバハング量を小さくする）から，少ない段数（単段 or 2 段）でも必要な馬力を発生できる“衝動タービン”として設計される為に段当たりの翼負荷が高くなることが特徴である．このような高負荷翼では，タービン動翼で発生する不安定化力に起因する軸振動が問題となる場合がある．不安定化力の一つである Thomas Force⁽¹⁾に起因するロケット用ターボポンプの軸振動事例として，LE-7A 液体水素ターボポンプ開発初期における亜同期振動が挙げられる⁽²⁾が，この場合は軸系全体

の減衰を増加させることによって亜同期振動を抑制することが出来ている．

しかしながら，今後新たなターボポンプを開発する際，上記のような対策だけでは振動を十分に抑制できない可能性も考えられる為，Thomas Force 自体を低減させる，即ちタービン動翼で生じるトルクアンバランス力が小さくなるようなタービン形状を見出すことが重要である．

本報では Thomas Force の低減に加えて，タービン重量および翼応力の低減を目的とした多目的最適化を行ったので，その結果について述べる．

* 平成 24 年 12 月 18 日受付 (Received 18 December 2012)

*1 宇宙輸送ミッション本部 宇宙輸送系推進技術研究開発センター エンジン研究開発グループ
(Engine System Research and Development Group, Space Transportation Propulsion Research and Development Center, Space Transportation Mission Directorate)

*2 株式会社第一システムエンジニアリング 第 3 技術部
(The Third Engineering Department, Daiichi System Engineering Co., LTD.)

*3 国立大学法人 岩手大学工学部
(Faculty of Engineering, Iwate University)

2. 設計対象および解析手法

2-1 設計対象

設計対象は LE-7 原型エンジン用液体水素ターボポンプのタービンを選定した。Fig. 1 には LE-7 液体水素ターボポンプの断面図を示す。本ターボポンプは駆動用タービンとインデューサと 2 段の遠心羽根車からなるポンプ部とが同軸で繋がれており、2 組の玉軸受にて支持する構造となっている。またインペラとタービンとの間には軸封シールが設けられている。当該タービンの主要諸元を Table 1 に示す。以降の最適化ではこれを“現行翼”と称す。

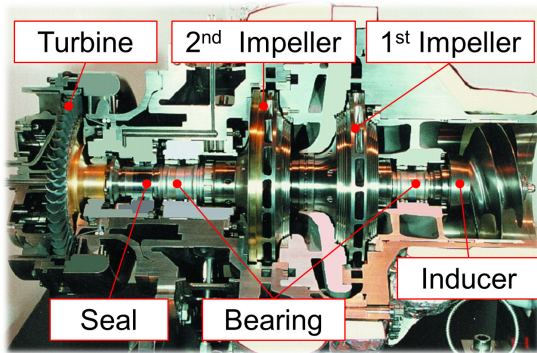


Fig. 1 Cross-section View of the Turbopump

Table 1 Typical Specification of LE-7 Prototype

Fuel Turbine

| Turbine Type | Impulse Turbine |
|-------------------------|-----------------|
| Stage Number | Single Stage |
| Mean Diameter | 0.200 m |
| Rotational Speed | 46,300 rpm |
| Mass Flow Rate | 41.2 kg/s |
| Inlet Total Pressure | 23.6 MPa |
| Inlet Total Temperature | 972 K |
| Pressure Ratio | 1.46 |
| Shaft Power | 23.6 MW |

2-2 Thomas Force の評価方法

Thomas Force とは、軸のふれまわり振動によって生じるタービン動翼先端からの漏洩量の周方向不均一によって生じるトルクアンバランス力であり、軸系のふれまわり振動に対して励振力として作用する⁽¹⁾。本報では Thomas Force を準定常的に扱い、全周均一のクリアランスとした定常解析により求めたトルクから Thomas

Force を算出する。Thomas Force の評価方法については文献(3)を参照されたい。

2-3 解析手法と最適化手順

Fig. 2 に最適化の手順を示す。第一段階ではパラメータ設計によって Thomas Force 低減に寄与の大きな設計パラメータを選定すると同時に、設計パラメータの探索範囲の絞り込みを行う。

続く第二段階では、応答曲面法によりタービン重量と翼応力の近似式を求めた後に、遺伝的アルゴリズムを用いてタービン重量および翼応力の最小化と Thomas Force の低減を目的関数とした多目的最適化を行う。最適化計算に際しては、設計パラメータの組合せ毎にタービン性能を予測する必要があるが、本報では既存の 1 次元損失モデルである“Craig & Cox モデル⁽⁴⁾”を用いる。以降これを“1 次元解析”と称す。本報では自己組織化マップ⁽⁵⁾ (Self-Organizing Map, 以降 SOM と称す) により解析結果を整理した後、最適解の選定を行う。

第三段階では 1 次元解析により求めた最適翼形状に対し、定常 CFD 解析による Thomas Force 低減効果の検証と、FEM 解析による翼応力と動翼固有値の共振回避の検討を行い、現行翼と最

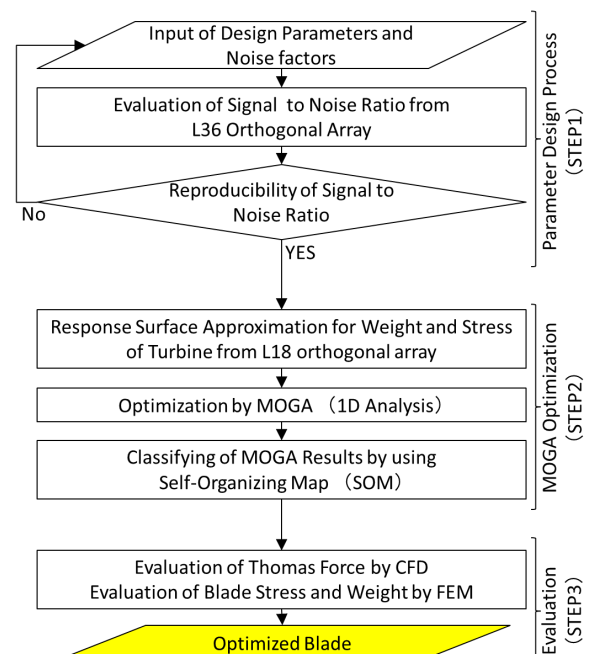


Fig. 2 Flowchart of the Present Optimization

Table 2 CFD Conditions

| | |
|------------------------|--|
| CFD Solver | Pushbutton CFD [®] |
| Operating Fluid | Combustion Gas |
| Boundary Condition | Inlet: Absolute Pressure Absolute Temperature Outlet: Static Pressure Wall: Non-slip, Adiabatic |
| Space Accuracy | 2nd Order |
| Turbulence Model | Spalart-Allmaras 1eq. model |
| Y ⁺ | 200 |
| Cells in Tip Clearance | 12 Cells |
| Grid size | 1,900,000 Cells |

Table 3 FEM Conditions

| | |
|-------------------|-----------------------------------|
| FEM Solver | Pushbutton FEA [®] |
| Model | 3D Solid Model |
| Material | MAR-M247 LC DS |
| Loading Condition | Centrifugal Force (100% Speed) |
| Constraints | Blade Root Fully Fixed |
| Model size | 11,440 elements |

適翼の各特性値を比較する．Table 2 に CFD 解析条件を，Table 3 に FEM 解析条件を示す．

3. パラメータ設計

3-1 パラメータダイアグラム

Fig. 3 にパラメータダイアグラムを示す．また制御因子を Table 4 に，誤差因子を Table 5 に示す．制御因子を L36 直交表に誤差因子を L16 直交表に割付け，入力因子であるタービン

圧力比 (PR_{TS}) を 3 水準 (= 1.44, 1.46, 1.48) とした合計 1,728 (=36×16×3) 回の 1 次元解析によりタービン軸出力を求め，これらの結果から標準 S/N 比⁽⁶⁾を計算する．S/N 比が高いほど誤差因子 (=チップクリアランス変化や形状ばらつき) に対してタービン軸出力が変化しにくくなるため，S/N 比が大きいほど Thomas Force が小さくなる．

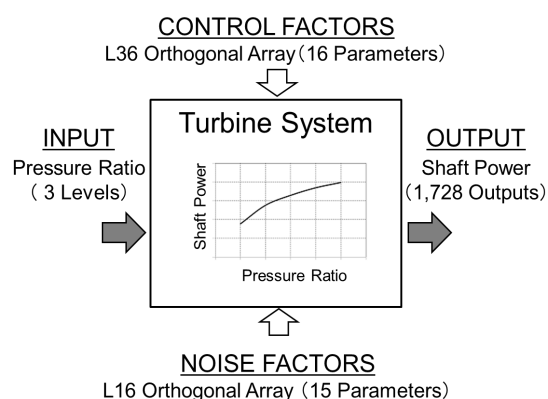


Fig. 3 Parameter Diagram of Turbine System

3-2 要因効果図

Fig. 4 に標準 S/N 比の要因効果図を示す．図中横軸のアルファベットと数字は制御因子とその水準値を表す．

Table 4 Control Factors and Their Levels for Parameter Design

| No. | Control Factors | | Unit | Level | | |
|-----|-----------------|---------------------------------------|------|---------|---------|---------|
| | | | | Level 1 | Level 2 | Level 3 |
| 1 | A | Thickness Chord Ratio of Nozzle Blade | - | 0.180 | 0.200 | - |
| 2 | B | Thickness Chord Ratio of Rotor Blade | - | 0.160 | 0.180 | - |
| 3 | C | Wedge angle of Rotor Blade at Exit | deg. | 4.00 | 5.90 | - |
| 4 | D | Static Pressure at Nozzle Exit | MPa | 17.2 | 17.6 | 17.9 |
| 5 | E | Solidity at Nozzle | - | 1.60 | 1.97 | 2.20 |
| 6 | F | Stagger Angle of Nozzle | deg. | 35.0 | 45.0 | 55.0 |
| 7 | G | Blade Exit Angle at Nozzle | deg. | 17.0 | 20.0 | 23.0 |
| 8 | H | Chord Length of Nozzle | m | 3.60E-2 | 4.12E-2 | 4.50E-2 |
| 9 | I | Solidity at Rotor | - | 1.20 | 1.65 | 2.10 |
| 10 | J | Leading Edge Radius of Rotor | m | 0.600 | 0.711 | 0.800 |
| 11 | K | Incidence Angle at Rotor | deg. | 0.00 | 1.00 | 2.00 |
| 12 | L | Blade Exit Angle at Rotor | deg. | 24.0 | 27.1 | 31.0 |
| 13 | M | Stagger Angle of Rotor | deg. | 12.0 | 18.0 | 24.0 |
| 14 | N | Chord Length of Rotor | m | 1.30E-2 | 1.62E-2 | 1.90E-2 |
| 15 | O | Mean Diameter | m | 9.50E-2 | 1.00E-1 | 1.05E-1 |
| 16 | P | Tip Clearance | m | 5.00E-4 | 5.50E-4 | 6.00E-4 |

Table 5 Noise Factors and Their Levels

| No. | Noise Factors | | Unit | Level 1 | Level 2 |
|-----|---------------|---------------------------------------|------|--------------|-------------------|
| 1 | A | Throat Area of Nozzle | % | -0.15 | 0.15 |
| 2 | B | Throat Area of Rotor | % | -0.15 | 0.15 |
| 3 | C | Stagger Angle of Nozzle | deg. | 0.00 | 0.50 |
| 4 | D | Thickness Chord Ratio of Nozzle Blade | - | 0.00 | 5.0E-3 |
| 5 | E | Blade Exit Angle at Nozzle | deg. | 0.00 | 5.0E-2 |
| 6 | F | Chord Length of Nozzle | m | 0.00 | 1.0E-4 |
| 7 | G | Trailing Edge Thickness of Nozzle | m | 0.00 | 5.0E-6 |
| 8 | H | Leading Edge Radius of Rotor | m | 0.00 | 5.0E-5 |
| 9 | I | Stagger Angle of Rotor | deg. | 0.00 | 0.50 |
| 10 | J | Thickeness Chord Ratio of Rotor Blade | - | 0.00 | 5.0E-3 |
| 11 | K | Chord Length of Rotor | m | 0.00 | 1.0E-4 |
| 12 | L | Blade Exit Angle at Rotor | deg. | 0.00 | 5.0E-2 |
| 13 | M | Trailing Edge Thickness of Rotor | m | 0.00 | 5.0E-6 |
| 14 | N | Mean Diameter | m | -2.5E-4 | 2.5E-4 |
| 15 | O | Tip Clearance | - | 50% Narrowed | Nominal Clearance |

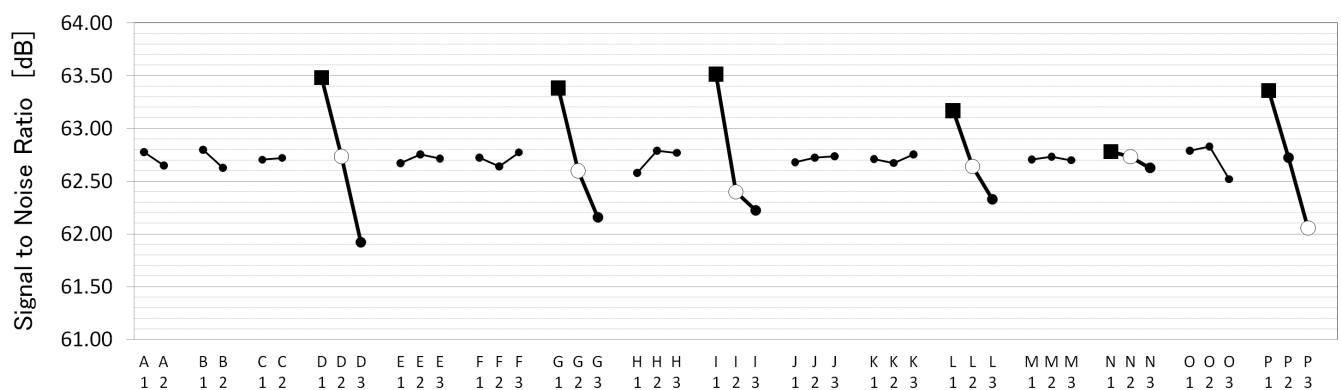


Fig.4 Graphs of Factorial Effects for Signal to Noise Ratio

Fig. 4 より，標準 S/N 比の変化が大きな制御因子は次の通りである．

- ① ノズル翼出口静圧（因子 D）
- ② ノズル翼出口角度（因子 G）
- ③ 動翼ソリディティ（因子 I）
- ④ 動翼出口角度（因子 L）
- ⑤ 動翼コード長（因子 N）
- ⑥ チップクリアランス（因子 P）

これらの制御因子について，現行翼の水準値を白抜き丸印で，S/N 比が大きくなる水準値を角型印で表すが，何れの制御因子も S/N 比が大きくなるのは現行翼よりも水準値を小さくする方向となっている．従って次の第二段階で行う最適化計算では，これらの制御因子の探索範囲をこの範囲に絞り込んで最適解の探索を行う．

4. 遺伝的アルゴリズムによる多目的最適化

4-1 重量および翼応力の応答曲面近似式

本報の最適化ではタービン重量および翼応力を翼体格成立性の評価指標として選定し，その近似式を応答曲面法により求める．本来タービン重量はケーシングや配管も含めて評価すべきであるが，本報ではロータ設計に直接関係するタービン動翼（ディスクを含む回転部）の重量のみを対象とする．Table 4 に示す制御因子の中から動翼の体格に関係する 8 因子（因子 D, I, J, K, L, M, N, O）を用い，これらを L18 直交表と組合せることによって 18 式のタービン形状（サンプル点）を得る．3 次元 CAD により

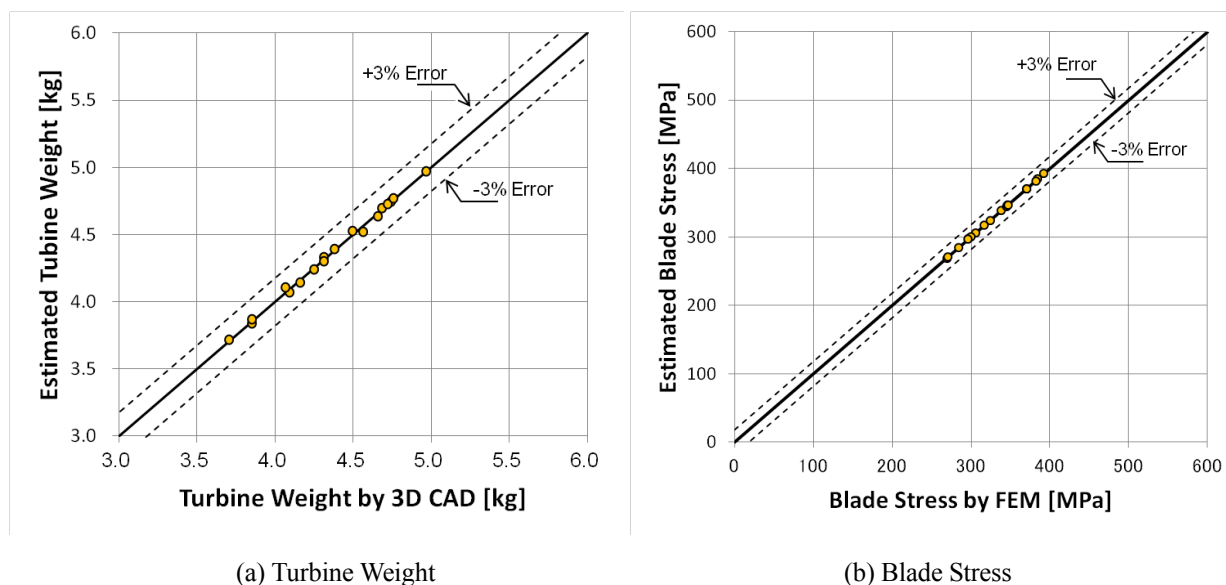


Fig.5 Accuracy Validation of the Approximation Model

重量を FEM により翼応力をそれぞれ算出し、これらのサンプル点から多項式近似式を求める。タービン材料はニッケル基耐熱合金（ディスク部：Inconel718，動翼：MAR-M247 LC DS（一方向凝固材））であり，その材料特性は文献（7）の値を用いる。

Fig. 5 には各近似式の精度検証結果を示すが，何れも相関係数は 0.9 以上となっており，重量および翼応力の近似式が十分な精度を有していることが確認出来るので，以降はこれらの近似式を用いて最適化を行うことにする。

4-2 最適化問題の設定

多目的遺伝的アルゴリズム（以下 MOGA と称す）は生物の進化過程を模擬した計算手法である。本報では MOGA の中でもチューニングパラメータが存在せず，比較的高速な NSGA-II⁽⁸⁾を用いる。個体数 80，世代数 200 として，総解析数 16,000 回の 1 次元解析により最適解を求める。

Table 6 は目的関数および制約条件を示す。本報ではロケットエンジンおよびターボポンプ全体が最適となる最適化を行う。すなわちターボポンプ用タービンの最適条件とは，ポンプ側で

要求される出力を最も軽量なタービンで達成することである。また信頼性向上の観点から，Thomas Force および翼応力の最小化も併せて目的関数とする。また制約条件として，ポンプ必要仕事（現行翼と同じ）に加え，エンジンシステムとのマッチングを考慮し，タービン流量および回転数を固定する。

Table 6 Objective functions and Constraint functions

| | |
|----------------------|--|
| Objective functions | Turbine Weight: Minimize Thomas Force: Minimize Blade Stress: Minimize |
| Constraint functions | Turbine Shaft Power: Fixed (23.6MW) Turbine Flow Rate: Fixed (41.2 kg/s) Rotational Speed: Fixed (46,300rpm) |

4-3 最適化結果の整理と最適解選定

今回の最適化では，複数の目的関数，制約条件を持った多次元データが得られる。このようなデータに対しては，SOM によるデータ整理が有効である。SOM は多次元データを 2 次元マップ上の配置として表すデータ可視化の手法であり，目的関数や設計変数間のトレードオフ関係を明確に出来る。

Fig. 6 には SOM によるデータ整理結果を示

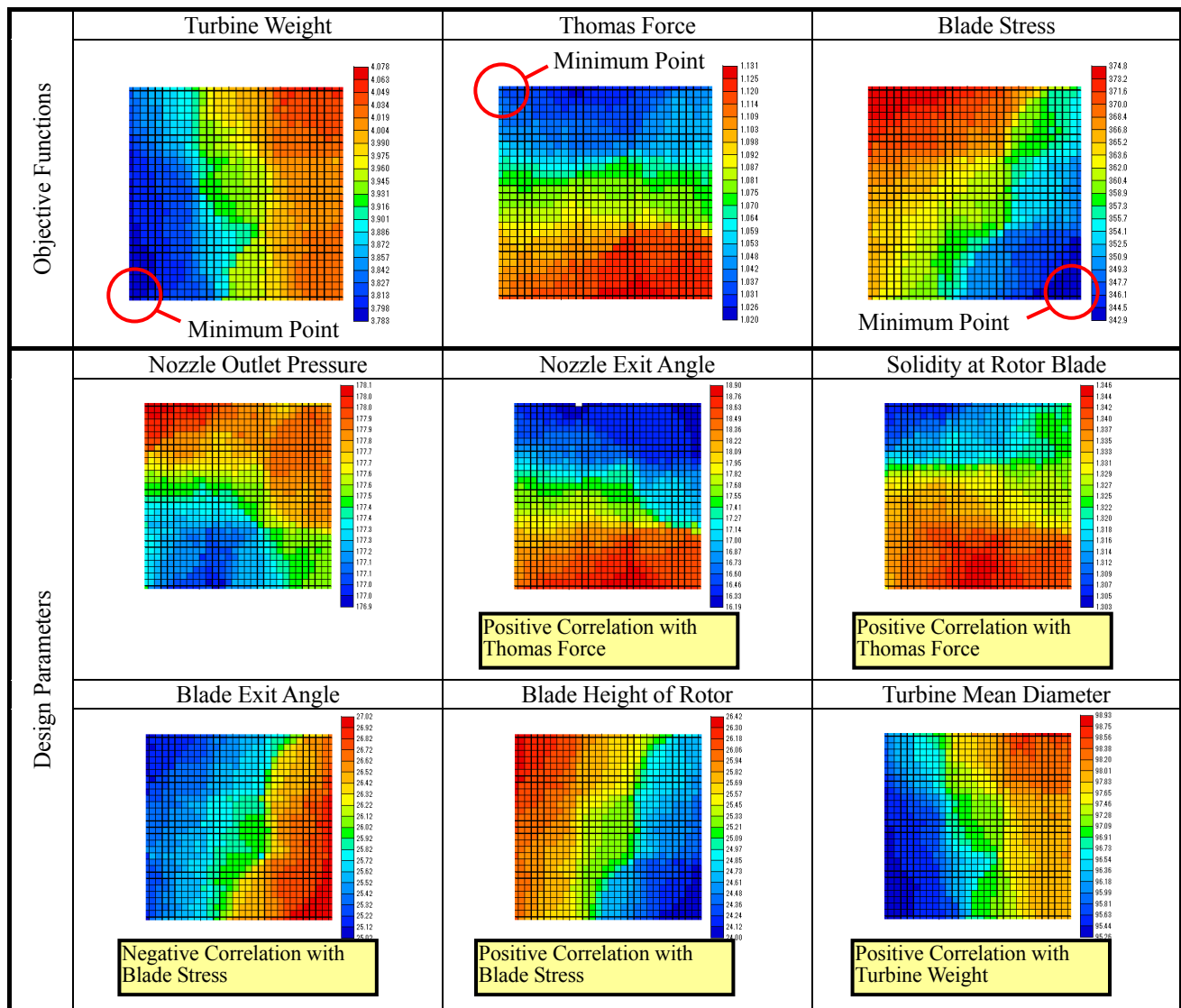


Fig. 6 The SOM of Objective Functions and Design Parameters

す。Fig. 6 上段は目的関数に対する SOM を示しており、3 つの目的関数にはトレードオフの関係を示すことが分かる。例えばタービン重量が最小となる位置（SOM の左下）では、Thomas Force と翼応力は最小値にはなっていない。また Fig. 6 中段および下段には代表的な設計変数に対する SOM を示すが、これらの結果から目的関数と設計変数との関係が明確になる。例えばタービン平均径の SOM（下段右）とタービン重量の SOM（上段左）は類似の様相を示しており、両者は正の相関関係（＝平均径が小さいほどタービン重量も軽くなる）を有している。同様にノズル出口角度（中段中央）や動翼ソリデ

ィティ（中段右）は Thomas Force（上段中央）に対しても正の相関関係が見られ、この関係は Fig. 4 に示す要因効果図とも整合する。また、動翼出口角度の SOM（下段左）や動翼高さの SOM（下段中央）は翼応力の SOM（上段右）と類似の様相を示しており、前者は負の相関関係を後者は正の相関関係を有している。

以上に示した SOM からタービン重量、Thomas Force、翼応力は何れもトレードオフ関係を示すことから目的関数全てを最小化することは出来ない。従って本報では最適条件の定義（4-2 節参照）を踏まえ、重量最小となるタービンを最適解として選定する。

5. 最適化結果

5-1 現行翼との特性値比較

Table 7 には、最適翼の形状特性値を現行翼と比較して示す。最適翼は現行翼に比べて平均径が小さく、子午面形状は翼高さが高くなる方向に変化している。Fig. 7 にはタービン重量，Thomas Force，翼応力，タービン軸出力，動翼固有値の各特性値について現行翼を基準に比較した結果を示す。（参考として，Fig. 7 中には Thomas Force が最小となる翼の特性値（□）も併記する。）なお Fig. 7 における Thomas Force は 1 次元解析により求めた値である。（CFD による Thomas Force 低減効果の検証結果については後述する。）最適翼（●）は現行翼（*）に比べ、重量が 10%，Thomas Force が 20%低下する一方、翼応力は若干（10%）増加する。またタービン軸出力は現行翼と同等であり制約条件を満足している。最適翼の動翼固有値は現行翼に対して 10%上昇するが、この影響については 5-2 節で考察する。

1 次元最適設計で選定した翼について CFD により Thomas Force 低減効果の検証を行った結果を Fig. 8 に示す。Thomas Force は前報⁽³⁾に示し

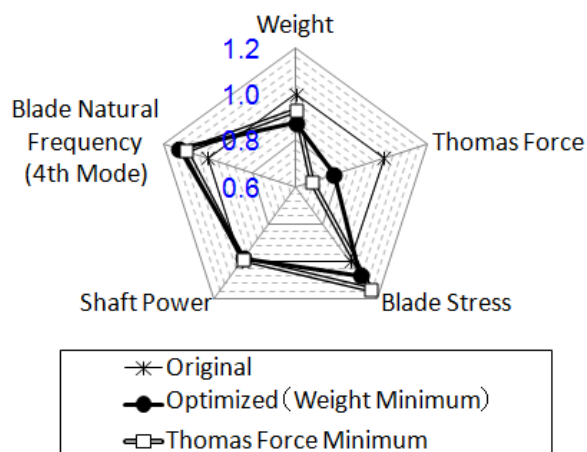


Fig. 7 Comparison of Blade Characteristics

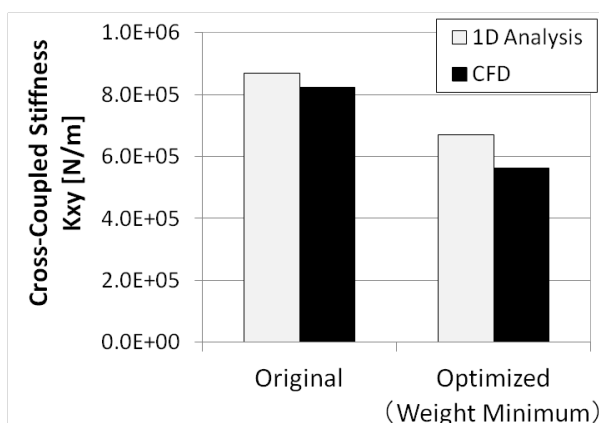


Fig. 8 Comparison of Thomas Force

た Cross-coupled Stiffness（以下 K_{xy} と称す）を用いて評価する。図中には 1 次元解析により求

Table 7 Characteristics (Physical Configuration) of Optimized Blade

| No. | Item | Unit | Original | | Optimized (Weight Minimum) | |
|----------|------------------|------|----------|---------|----------------------------|---------|
| 1 | Overview | - | | | | |
| 2 | Meridional Shape | - | | | | |
| 3 | Mean Diameter | m | 0.200 | | 0.190 | |
| 4 | Tip Clearance | m | 6.00E-4 | | 5.00E-4 | |
| Position | | | Nozzle | Rotor | Nozzle | Rotor |
| 5 | Number of Blades | - | 30 | 64 | 25 | 69 |
| 6 | Blade Height | m | 2.03E-2 | 2.26E-2 | 2.34E-1 | 2.55E-2 |

めた K_{xy} の値も併記して比較する。CFD により求めた最適翼の K_{xy} は 5.6×10^5 [N/m] であり、現行翼の値 ($K_{xy}=8.2 \times 10^5$ [N/m]) と比較して約 30% 低減しており、1 次元解析により評価した低減効果 (約 20%) と同等であることを確認した。

翼応力について以下に考察する。Table 3 に示す通り、本報では定格回転数 (46300 rpm) における遠心力を FEM の荷重条件として与え、遠心荷重に対する翼根部の膜力 (1 次応力) を評価対象としている。本タービンの駆動ガスは水素過多の高温燃焼ガスであるために材料の水素脆性が問題となるが、本タービンの動翼材料⁽⁷⁾ (MAR-M247 LC DS) は使用温度 (約 900 K) における機械的特性の低下は無く、水素による脆化の影響を受けない材料である。応力評価結果を Table 8 に示すが、最適翼の安全率は 2.8 と十分な安全率を有しており、現行翼 (安全率 3.0) から材料を変更すること無く成立する見込みが得られた。但し本評価結果は遠心荷重に対しての安全率 (瞬時破壊しない) であり、今後は想

定される最大回転数での遠心力やガス曲げ力、2 次応力 (熱荷重) および振動応力などを考慮し、より厳密な翼体格の評価を行う予定である。

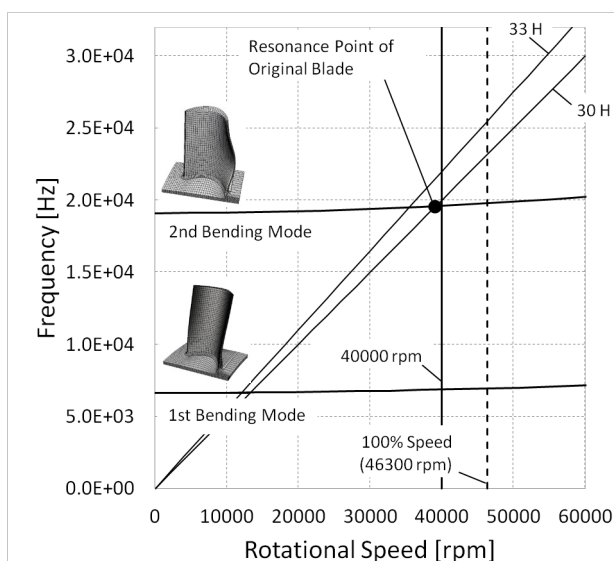
Table 8 Evaluation of Blade Stress

| Item | Unit | Original Blade | Optimized Blade |
|---------------|------|----------------|-----------------|
| Blade Stress | MPa | 324.8 | 350.4 |
| Proof Stress | MPa | 1000 | ← |
| Safety Factor | - | 3.0 | 2.8 |

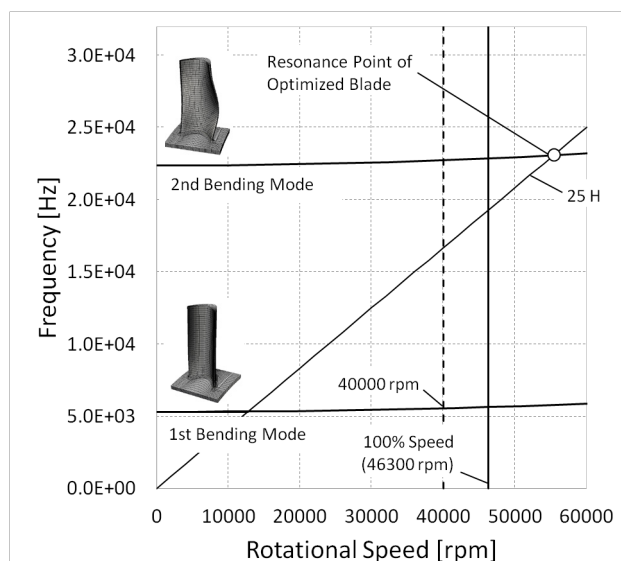
5-2 動翼固有値との共振回避の検討

Fig. 9 には最適翼および現行翼のキャンベル線図を示す。図中の固有値は FEM により求めた解析値である。

現行翼の開発試験においては、40000rpm 付近での運転時間が長い場合には動翼の 2 次曲げモードとノズルウェーク励振力 (30 枚) との共振による動翼損傷が生じたため、ノズル翼枚数を 33 枚に変更し共振を回避する対策が採られた⁽⁹⁾。現行翼のキャンベル線図 (Fig. 9 (a)) を見ると、30 ハーモニック (ノズル翼枚数 30 枚)



(a) Original Blade



(b) Optimized Blade

Fig. 9 Campbell Diagram of Present Optimization

の場合は 40000rpm 付近で動翼 2 次曲げモードの固有値に近い。

一方の最適翼のキャンベル線図 (Fig. 9 (b)) を見ると、最適翼では動翼固有値 (2 次曲げモード) が若干上昇 (約 10%) することとノズル翼枚数が現行翼に比べて少なくなるにより、定格回転数 (46300rpm) においても 25 ハーモニック (ノズル翼枚数 25 枚) は動翼 2 次曲げモードの固有値を超えることは無く、15%以上の余裕を持って共振を回避していることが分かる。

6. Thomas Force 低減による軸系振動安定性評価

5-1 節より、最適翼の Thomas Force は現行翼と比べて 30%低減する結果が得られた。本章では Thomas Force がターボポンプ軸系の振動安定性に及ぼす影響を評価するため、線形振動モデルを用いた軸振動解析を行う。

6-1 ターボポンプ軸系のモデル化と解析手法

軸振動解析は Adachi ⁽¹⁰⁾ らが構築したターボポンプ軸系の線形振動モデルを用いる。解析対象は LE-7 液体水素ターボポンプとし、一次元はり要素を用いて構築した有限要素モデルを Fig. 10 に示す。この有限要素モデルは、軸、インデューサ、第一段および第二段インペラ、軸受支持部 (ポンプ側とタービン側の二箇所)、軸

シールおよびタービンによって構成され、各部品には Table 9 に示す材料物性を与えている。本モデルの全長は 0.564m、重量は 21.1kg である。

Table 9 Material Properties for the FEM Model

| Component | Material | Density (kg/m ³) | Young's Modulus (GPa) |
|------------|-------------------|------------------------------|-----------------------|
| Shaft | Inconel Alloy 718 | 8,220 | 216 (-189°C) |
| Inducer | Ti5Al-2.5Sn | 4,500 | 132 (-253°C) |
| Impeller | Ti5Al-2.5Sn | 4,500 | 132 (-253°C) |
| Bearing | SUS440C | 7,870 | 220 |
| Shaft Seal | Inconel Alloy 718 | 8,220 | 190 (204°C) |
| Turbine | Inconel Alloy 718 | 8,220 | 163 (649°C) |

Table 10 Comparison of Lower Three Natural Frequencies of Linear Vibration Model of Turbopump Rotor

| Vibration Mode | Natural Frequency (Hz) | |
|-------------------------|------------------------|------------|
| | Analysis | Experiment |
| 1 st bending | 254.7 | 250 |
| 2 nd bending | 350.6 | 350 |
| 3 rd bending | 463.2 | - |

これらの構成部品間の相互作用は接続剛性により考慮し、その値は軸系の free - free 状態における固有振動数が実験値と一致するように定め、同様に軸受剛性の値も軸受支持状態での固有振動数が文献 (11) に示される値と一致する

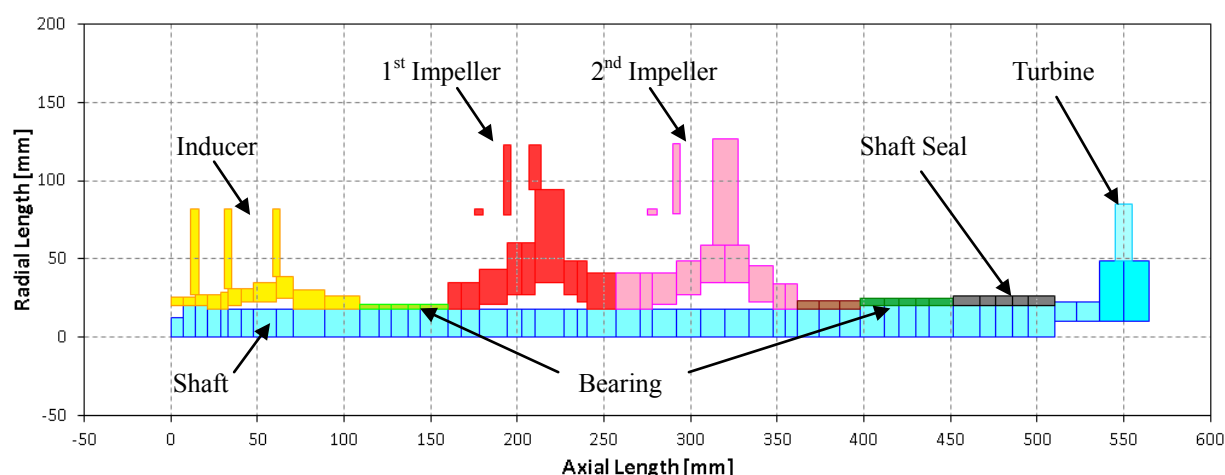


Fig. 10 FEM Model of Turbopump Rotor

ように定めた．軸受支持状態での固有振動数の比較結果を Table 10 に示すが，固有振動数の解析値と実験値とは良好に対応しており，本モデルの妥当性を確認した．

6-2 解析条件

Table 11 に解析条件を示す．本解析はタービン部の Thomas Force が軸系の振動安定性に及ぼす影響を比較することが目的であるため，ターボポンプの線形振動モデルに対しては Thomas Force の作用のみを考慮する．Case1 は Thomas Force が作用しない場合，Case2 は 5-1 節で求めた現行翼の Thomas Force が作用する場合，Case3 は最適翼の Thomas Force（現行翼に比べて 30% 低減）が作用する場合に対応している．

Thomas Force の作用により生じる軸振動は，軸系の減衰が低下することにより生じる自励振動である．従って軸系振動安定性の評価は，軸振動解析により得られる各モードのモード減衰比を比較することにより行う．

Table 11 Analysis Condition of Linear Vibration Model of Turbopump Rotor

| No. | Cross-Coupled Stiffness, K_{xy} (N/m) |
|-------|---|
| Case1 | None |
| Case2 | 8.2×10^5 |
| Case3 | 5.6×10^5 |

6-3 解析結果

Fig. 11 に解析結果を示す．図中横軸は 1 次から 3 次までの各振動モード（F：前回り（Foward Precession），B：後ろ回り（Backward Precession））を示し，各モード減衰比の大きさを棒グラフの高さで表している．

Thomas Force の作用を考えない場合（Case1），各モードの減衰比は 2～5%程度となっており，本軸系は安定である．しかし Thomas Force の作用を考慮した場合（Case2）には，1 次前回り（1

F）のモード減衰比が 0%程度にまで低下しており，この減衰比の低下によって 1 次前回りの軸振動（約 250Hz）が発生することになる．これに対し Thomas Force の低減（現行翼に比べて 30%低減）を図った場合（Case3）には，1 次前回り（1F）のモード減衰比が 1.3%程度にまで改善する結果が得られた．

以上の結果から，Thomas Force 自体を低減することは 1 次前回りの軸振動の抑制に対して有効な対策であることを確認した．

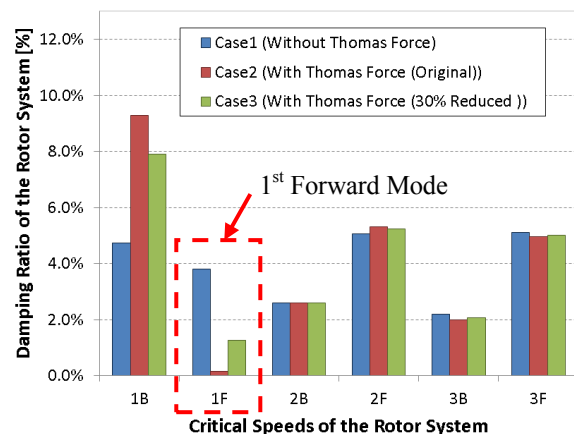


Fig. 11 Damping Ratio of Each Mode

7. 結言

LE-7 原型エンジン用液体水素ターボポンプのタービンを対象に Thomas Force の低減に加えて，タービン重量および翼応力の低減を目的とした多目的最適化を行い，以下の結論を得た．

- (1) パラメータ設計により Thomas Force の低減に寄与の大きな設計パラメータが明らかになった．また MOGA 最適化により，現行翼と同等の軸出力を有しながら，Thomas Force が 30%，タービン重量が 10%低減する最適翼を得た．
- (2) 最適翼は定格回転数（46300rpm）において動翼固有値（2 次曲げモード）との共振を回避することが出来る．

- (3) SOM によるデータ整理により目的関数と設計変数間の関係が明らかになった．タービン重量，Thomas Force，翼応力の各目的関数は何れもトレードオフの関係を示し，これら全ての目的関数を満足（最小化）する最適翼は得られないことが分かった．
- (4) Thomas Force 自体を低減することは，1 次前回りの軸振動の抑制に対して有効な対策である．
- (10) 安達・他 2 名，ターボポンプ形態設計のための線形振動モデリング，ターボ機械，Vol.40，No.7，2012，pp.433-440.
- (11) 坂爪・他 3 名，高出力タービンのトルク差による LE-7A 液水ターボポンプの亜同期振動，日本機械学会講演論文集(2003(2))，2003，pp.13-14.

<参考文献>

- (1) Thomas, H. J., Instable Eigenschwingungen von Turbinenlaufern, Angefaucht durch die Spaltströmungen Stopfbuchsen und Beschauelungen, AEG-Sonderdruck, (1958), pp.1039-1063.
- (2) Motoi, H. et al., Sub-Synchronous Whirl in the LE-7A Rocket Engine Fuel Turbopump, Second International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-2), 4-8 August 2003
- (3) 瀧田・他 3 名，ロバスト設計手法によるターボポンプ用タービンの Thomas Force 低減，ターボ機械協会誌，Vol.40，No.6，2012，pp. 350-358.
- (4) Craig, H. R. M., Cox, H. J. A, Performance Estimation of Axial Flow Turbines, Proc. I. Mech. E., Vol. 185 32/71, (1970-71), pp.407-424.
- (5) Obayashi, S., et al., Multi-Objective Design Exploration for Aerodynamic Configurations, 35th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, (2005), AIAA 2005-4666
- (6) 井上・他 4 名，入門パラメータ設計，(2008)，pp.145-184，日科技連
- (7) 吉田・他 3 名，水素脆性試験装置の試作と LE-7 タービン材料(Inconel718, MAR-M247 LC DS)の高温高圧水素中での引張り特性, NAL TR-1092 (1991)
- (8) K. Deb et al., A Fast and Elitist Multi-objective Genetic Algorithm: NSGA-II, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol.6, No.2 (2002), pp.182-197.
- (9) 太田，福島，上條，LE-7 エンジン用液体水素ターボポンプの開発，日本航空宇宙学会誌，第 46 巻 第 539 号(1998)，pp. 705-711.

