

2A08 上段エンジン用液体水素ターボポンプの形態設計の試行

○内海政春, 島垣満, 平木博道, 四宮教行 (宇宙航空研究開発機構)

Trial Study on Morphological Design to a Hydrogen Turbopump for Upper Stage Engine
Masaharu Uchiumi, Mitsuru Shimagaki, Hiromichi Hiraki and Noriyuki Shimiya (JAXA)

Key Words: Turbopump, Morphological design, Dynamic Design, Rotor vibration

Abstract

Rotor lateral vibration on a rocket turbopump is very serious problem. In order to suppress the rotor instabilities, the new design method for a turbopump, so called morphological design method was proposed by JAXA. The design method consists of both optimization of the component layout, and optimization of shaft diameter and length of the components. Trial study on morphological design to a hydrogen turbopump for upper stage engine was conducted. Optimization scenarios and results were presented in this paper.

1. 緒言

ターボポンプはエネルギー変換を目的とした回転機械であるため、ロケットターボポンプの設計においては「エネルギー変換効率が重要」と位置付けられ、インペラ、タービンなど流体要素をまず初めに設計し、その後、残りの部分（密封、伝達、締結、軸支持などの機械要素）を順次設計する手順がとられるのが一般的である。この設計手順では流力設計に比べてロータシステム設計で扱える設計空間が小さくなるため、取り扱うエネルギー密度の増加に伴って軸振動問題が顕在化し、その解決に多大な期間とコストを費やしてきた。今後のターボポンプ開発における重大な軸振動事象の発生を回避するためには、初期設計時において従来の設計法とは異なる抜本的な解決策が必要であると考え、筆者らは新たなロータ設計手法として、多領域最適化による形態設計法を提案してきた⁽¹⁾⁽³⁾。この設計法は、サブシステム（インデューサ、インペラ、軸シール、軸受、タービンなどの各要素）の配置・配列の最適化を STEP1、軸体格（各要素のシャフト径と軸方向長さ）の最適化を STEP2 とした 2 段階の最適化フローによって、軸振動を抑制することを目的としたロータシステムの最適化を行うものである。

本報は、上段エンジン級の液体水素ターボポンプを対象とし、軸振動特性の抜本的な改善策として、ロータシステム設計に対して前記の STEP1 および STEP2 の具体的な設計試行内容とその試行結果について述べる。

2. 形態設計のフロー

図 1 にロータシステム最適化を行うための形態設計フローを示す。本設計法ではロータシステムを構成する個々のサブシステムの順序や向き、すなわちサブシステムの配置・配列を「形態」と定義する。形態設計とは、流力性能に関わる翼形のような要素設計を目的としたものではなく、今までは経験や実績により決定されていた「サブシステムの配置配列」を設計パラメータに含めることにより、ロータシステムの回転安定性向上を目的とした設計法である。

STEP1 の設計フローは、最適な形態を探索するステップである。設計開始時は、エンジンシステム等の上位システムからの要求仕様を元に、離散的なシステム設計パラメータとして、回転数および軸径、サブシステム毎の要素数、サブシステム毎の形式を設定する。その後、回転数と軸径の各水準に基づいてサブシステムの概略設計を行い、サブシステムの構造モデル（有限要素モデル）、およびそれに応じたロータダイナミック流体力の数値情報を集約する。次にロータの回転安定性（軸振動特性）を目的関数に設定し、複素固有値解析を実施してサブシステムの並び順や向きを示す“配置・配列における最適解”を導出する。

STEP2 の設計フローでは、STEP1 で得られた最適形態候補となる解群について、複素固有値解析の実部である安定性と虚部である固有値を目的関数とし、“軸端からの距離と各部位の軸径を設計変数として最適解”を求める軸体格の最適設計が行われる。

配置・配列最適化問題においては、各サブシステムからの様々な等式制約条件や不等式制約条件が与えられる。例えば、軸受 DN 値の上限、シール周速の上限、タービンの軸出力（等式制約条件）、インペラ・タービンのチップ周速の上限、危険速度回避基準、モード形状に応じた各ノードでのふれまわり振幅値の上限、インデューサの吸込性能限界などである。また、STEP1 の配置・配列最適化問題の求解中は軸径および軸長を表す軸体格を固定とし、STEP2 の軸体格最適化問題の求解中は配置・配列を固定とする。なお、サブシステムにおける翼型などの“形状”最適化は、システムとしての最適化形態が選定された後、所定の制約条件の下で逆解法設計や多目的最適化により設計する。

3. サブシステムの配置配列の最適化 (STEP1)

3.1 設計要求仕様と初期設計モデルの設定

液体水素ターボポンプ（以下、FTP）の形態設計を実施するに当たり、エンジンシステムからの FTP に対する設計要求仕様を定める。本研究では新型基幹ロケットのシステム仕様を鑑みて上段エンジンの推

力を 294 kN (30 トン) とし、エキスパンダーブリードサイクルを前提とした簡易的なエンジンサイクル計算によって、ポンプ流量、入口圧力、吐出圧力を FTP 要求仕様として設定した。その仕様に対して、FTP の主要なシステム設計変数とその水準を離散的に設定して「設計モデル」として分類する。本研究では、システム設計変数として軸の回転速度と軸径を選定し、それぞれの 3 水準を 50,000、70,000、90,000rpm、および 20、25、30mm に設定した。よって、初期の設計モデルとして、表 1 に示すような 2 因子 3 水準の計 9 モデルが得られる。ここでは FTP 設計要求仕様から、ポンプ部にはインデューサと 2 段のインペラを、タービン部には軸流衝動タービンを採用することとした。ポンプ部とタービン部を乖離するための軸シールは、摺動部の周速と PV 値（摺動部面圧と周速の積）を制約として、接触式のメカニカルシール、または非接触式のフローティングリングシールを選択することとした。軸受は単列組合せ方式のセラミック玉軸受を 2 式用いた。以上から、サブシステムの総数は、ポンプ部が 3、タービン部が 1、軸シールが 1、軸受が 2 の計 7 となった。

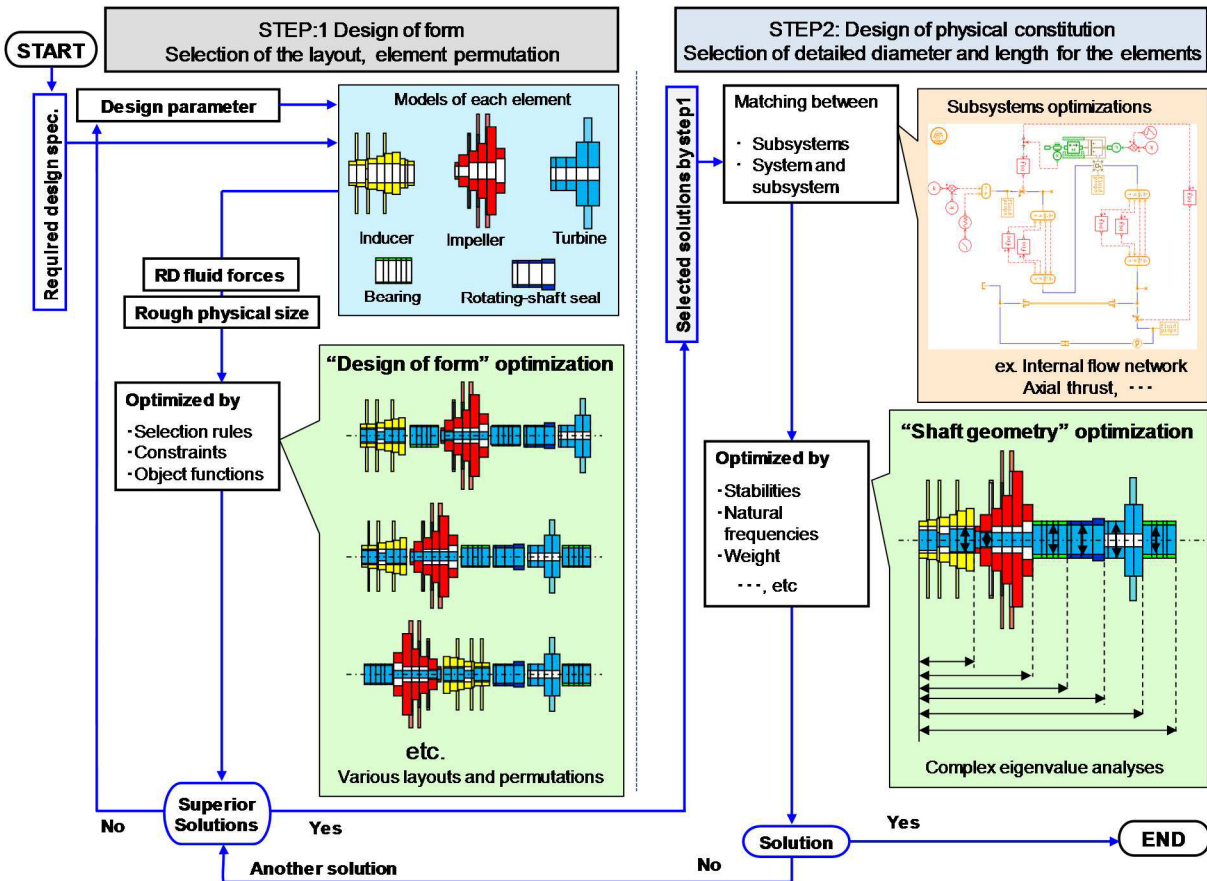


図 1 ロケットターボポンプの形態設計手法の設計フロー

表 1 回転速度と軸径を変数とした初期設計モデル

Design Model	Rotational Speed	Shaft Diameter	Type of Components			
			Pump	Turbine	Seal	Bearing
A1	50000 rpm	20 mm	Two Stage Centrifugal Impeller with Single Inducer	Two Stage Axial Impulse Turbine	Mechanical Seal	Hybrid Ball Bearing (Ceramic ball with SUS440C Outer race)
A2		25 mm				
A3		30 mm				
B1	70000 rpm	20 mm				
B2		25 mm				
B3		30 mm				
C1	90000 rpm	20 mm			Floating Ring Seal	
C2		25 mm				
C3		30 mm				

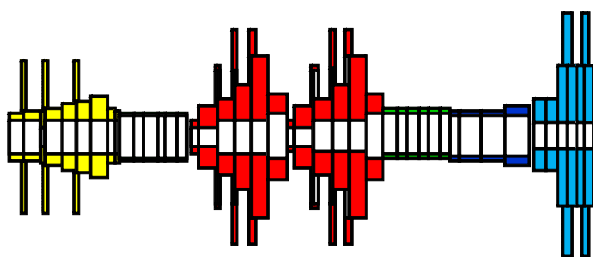


図 2 サブシステムの概略設計 (有限要素モデル)

次に、FTP 設計仕様とシステム設計変数に基づいて各サブシステムにおける概略設計を実施することにより、図 2 に示すような 9 式の有限要素モデルを作成する。なお、現時点ではサブシステムの配置・配列には特に意味がなく、図 2 は単純な一次元配列の一例として表現されている。

表 1 の各設計モデルについて、7 つのサブシステムの配置・配列の組合せ総数は、サブシステムの向きも考慮すると $645,120 (=7! \times 2^7)$ 通りとなる。すべての組合せ数を対象として最適設計を行うことは莫大な時間が必要となることから、フィルタリング(ここでは形態選定ルール⁽²⁾という)の適用により FTP の構造や機能に適さないモデルを除外することで最適化対象の絞り込みを行った。表 1 に示す 9 式の設計モデルに対して形態選定ルールを適用することにより、サブシステムの配置・配列の満足解は 84 通りの形態モデルに絞られた。

3.2 軸振動特性の評価による FTP の形態選定

前節の満足解 84 通りの形態モデルと表 1 の設計モデル A1 から C3 の 9 式を考慮した形態モデル総数は、「84 通り」×「9 設計モデル」＝「756 形態モデル」となる。軸体格の最適化 (STEP2) に移行する形態モデルは、ロータダイナミック流体力の作用を考慮した複素固有値解析⁽⁴⁾⁽⁵⁾による軸振動特性に基づいてスコアリングおよび評価を行う。ここでのスコアリングと評価は、ロケット全体の「システム構想・開発思想」の観点と、ターボポンプ設計における「技

術的優位性と難度」の観点に基づいて実施する⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

「システム構想・開発思想」による評価では、信頼性、コスト、性能の 3 項目を目的関数に設定した。一方、「技術的優位性と難度」による評価においては、軸振動特性値として、ロータ重量、危険速度からの離調率、定格作動までに通過するモード数、システム減衰比を目的関数に選定した。目的関数間の重みづけの数値化には QFD の援用と階層化意思決定法⁽⁸⁾ (AHP: Analytic Hierarchy Process) を用いた。「システム構想・開発思想」による評価とターボポンプ設計における「技術的優位性と難度」による評価の詳細については参考文献(6)を参照されたい。本報では、前述の 2 つの観点を取り込んだ STEP 1 における総合評価結果について述べる。

上位システム要求が反映され、かつ技術的に優れた FTP 形態を選定するため、「システム構想・開発思想」におけるスコア DC_{Σ} と「技術的優位性と難度」におけるスコア $F_{TEC\Sigma}$ を組合せて、次式により総合評価値 F_{total} として数値化して評価をおこなった。

$$F_{total} = DC_{\Sigma}^{\lambda} \times F_{TEC\Sigma}, \quad \begin{cases} \lambda = 1 (F_{TEC\Sigma} \geq 0) \\ \lambda = -1 (F_{TEC\Sigma} < 0) \end{cases}$$

なお上式において、 λ は技術評価値 $F_{TEC\Sigma}$ の符号変化による総合評価順位の整合性を図るために設定した乗数である。

図 3 に総合評価値 F_{total} の上位 16 形態を示す。上段左から 1~8 位、下段左から 9~16 位である。上位 16 解のうち 15 形態は最も低速回転の 50000rpm であり、高信頼性の志向を反映した低速回転を優位と考える「システム構想・開発思想」の重要度が反映された結果となっている。上位解の 10 形態の共通点は、軸受が FTP 両端に配置されず、タービン側軸受はタービンとシールの間に配置されている点である。「システム構想・開発思想」に対応した低速回転では、このような要素配置の特徴が軸振動抑制に対して有効に働くと考えられる。一方、「技術的優位性と難度」の評価において 3 位の 90000rpm の形態は総合評価では 13 位となった。「技術的優位性と難度」による評価と比べて順位は低下したものの比較的高いスコアとなっており、開発構想として低コスト化を第一義とするケースなどでは高速回転の評価値が向上するため、この形態が有力な候補として浮上すると考えられる。また形態に着目すれば、異なる軸径においても 1~3 位まで同形態 (形態 No.50) であることから、この形態はロバスト性が高いものと考えられる。

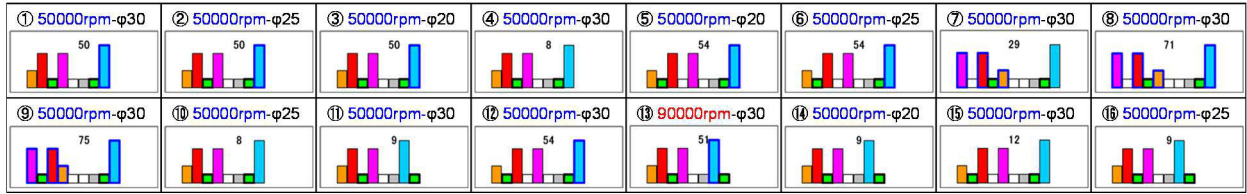


図3 FTPの配置配列最適化の試行結果（スコア上位16解）

4. 軸体格の最適化 (STEP2)

4.1 最適化手法

最適化手法としては種々の手法があり、それぞれに優劣な特徴がある。例えば Monte Carlo 法は大域的最適解の探索に適しているが、実験計画法は局所最適解の探索に適している。また数理最適化手法は、設計変数の定義域内で連続的に解を探索できる利点を持つが、解空間の全貌把握が困難なため多数回の繰り返し計算が必要となる可能性があり、多峰性と計算時間の増大を招く懸念がある。

軸体格の最適化にどの手法を用いるかは、設計問題として定義される設計空間に応じて適切なものを選択すべきであり、大域的探索と局所探索を併用することが望ましい。本研究では実験計画法(以下、DoE)を用いて要因効果図によって設計変数の主効果を把握し、応答曲面を作成して Monte Carlo 法から最適解の選定を行った⁹⁾。

4.2 設計問題の定義

前述の STEP1 (サブシステムの配置配列の最適化) で最も評価値が高い形態モデル (図3の左上①) を対象として、STEP2の軸体格の最適化を実施した。STEP1にて選定された形態モデルを図4に示す。ここでの目的関数は、軸振動特性である危険速度に対する離調率とシステム減衰比(モード減衰比)とした。どちらも望大特性であるが、システム減衰比は通過するモード数(前まわり)まで、離調率は通過モード数より1つ上のモード(前まわり)までを検討対象とした。また制約条件として、「定常回転数ま

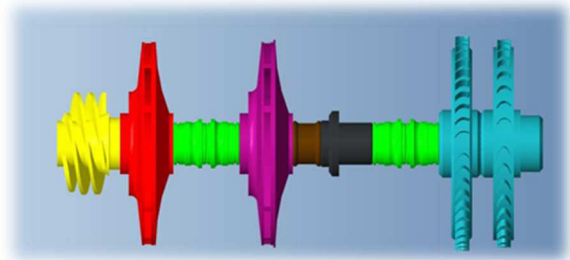


図4 STEP1にて選定された形態モデル

で通過する固有モード次数は、軸形状の最適化の前後で変化しないこと」を設定した。なお、STEP1での最適化結果から FTP 回転速度は 50,000 rpm に固定した。

4.3 DoEによる要因効果図と Monte Carlo 法

DoEでは、設計変数を図5に示すような21変数(軸方向12変数、径方向9変数)とし、各設計変数に対してそれぞれ3水準を設定した。流体性能に影響を及ぼすような翼素については、軸方向長さを固定させた。次に L54 直行表に設計変数を割り付けて、計54回の複素固有値解析による軸振動特性の算出を実施した。表2に複素固有値解析における解析条件を示す。軸振動の解析精度を向上させるために、各サブシステムにおけるロータダイナミック流体力を考慮した。

図6に危険速度に対する要因効果図を示す。設計変数 F (ポンプ側軸受の軸方向長さ) が、危険速度に非常に大きな影響を及ぼしており、因子 F が大きくなるほど2次および3次の危険速度が低下すること

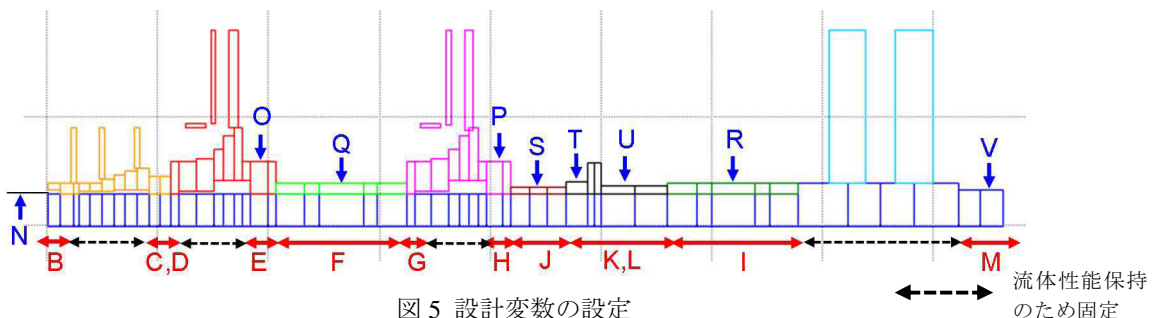


図5 設計変数の設定

表 2 複素固有値解析における解析条件

Item	Condition	
Rotordynamic Fluid Force	○	
Structural Damping	×	
Connecting Stiffness (Lateral)	1.0×10 ¹⁰ N/m	
Bearing Stiffness	Pump Side	3.95×10 ⁷ N/m
	Turbine Side	3.95×10 ⁷ N/m
Bearing Damping	Pump Side	5000 Ns/m
	Turbine Side	5000 Ns/m

がわかる。因子 F の増加に伴って 2 次モードの離調率は増加するが、3 次モードの離調率は低下する、トレードオフ関係である。また因子 I (タービン側軸受の軸方向長さ) は、2 次モードにはほとんど影響を及ぼさないが、3 次モードには大きな影響を及ぼす因子となっている。図 7 に Monte Carlo 法による計算結果と最適解の軸振動特性値を示す。横軸は最小離調率、縦軸は最小モード減衰比である。図中の“base”は STEP2 の初期値，“best”が最適解である。最適解は離調率、モード減衰比ともに初期値から改善されており、STEP2 軸体格の最適化による軸振動特性が向上している。図 8 と図 9 に軸振動特性値の初期値からの改善状況を示す。図 8 は初期値を 1 として正規化している。2 次のモード減衰比は初期値から低下しているが、図 9 によれば、2 次のモード減衰比は 1 次のモード減衰比より高く確保されており、すべてのモード減衰比のバランスが改善されるように変化していることがわかる。最小モード減衰比は、初期値 10.4% (1 次前まわりモード) から、12.5% (1 次前まわりモード) へ増加した。危険速度に関しては、2 次危険速度が低下し 3 次危険速度が上昇しており、両方の離調率が向上する結果が得られた。最小離調率は、初期値の 28.7% (2 次前まわりモード) に対して、最適化により 36.6% (3 次前まわりモード) まで

向上する結果となった。図 10 と図 11 に軸体格と軸振動特性値との相関を示す。図 10 から、軸受間距離を大きくすると 3 次危険速度が低下することがわかる。また図 11 から、タービンのオーバーハングを低減させると 1 次危険速度が上昇することが読み取れる。このように軸形状と軸振動特性値との相関を可視化することにより、軸振動特性の向上に対する技術的知見を蓄積することが可能となる。

5. 結言

上段エンジン用液体水素ターボポンプを対象とし、サブシステムの配置配列の最適化 (STEP1)、および軸体格の最適化 (STEP2) を試行した結果、以下の知見を得た。

- (1) STEP1 では、回転速度が小さい形態モデルが上位解に多かった。これは、信頼性を志向する開発構想を反映した結果である。また、配置・配列については、ロバスト性が高い形態の存在が示唆された。
- (2) STEP2 では、DoE を用いて算出した要因効果図から応答曲面を作成し、Monte Carlo 法を適用して、最適な軸体格の水準を選定し、モード減衰比と離調率をともに向上させることができた。
- (3) 本手法は、軸体格と軸振動特性との相関の可視化を行うことで、軸振動特性の向上に対する技術的知見の蓄積が可能である。

参考文献

- 1) 内海政春, 吉田義樹: ターボポンプのダイナミック設計 (軸振動の抑制を目指したロータシステムの最適化), ターボ機械, 40-6(2012), 324-330.
- 2) Uchiumi, M., et al. : Integrated Design Method of a Rocket Engine Turbopump Sub-system for

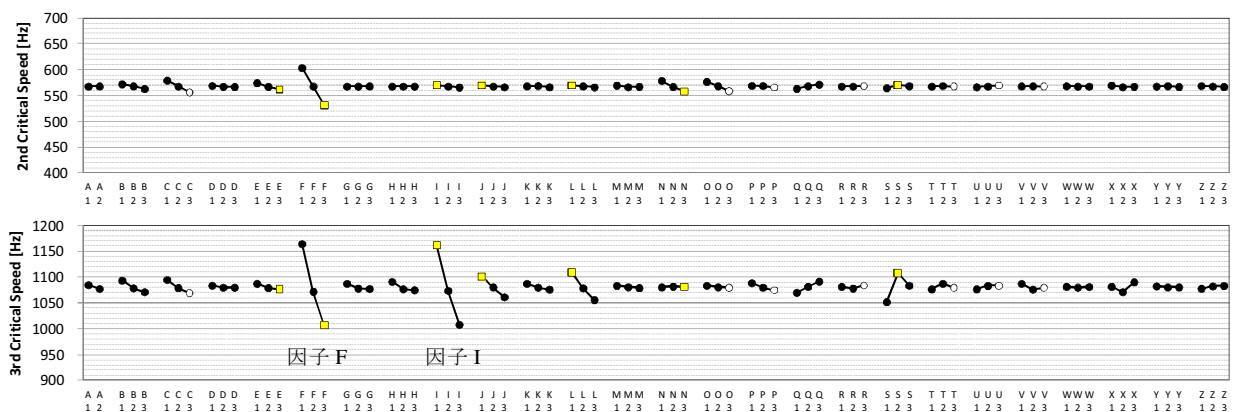


図 6 2 次および 3 次危険速度に対する要因効果図

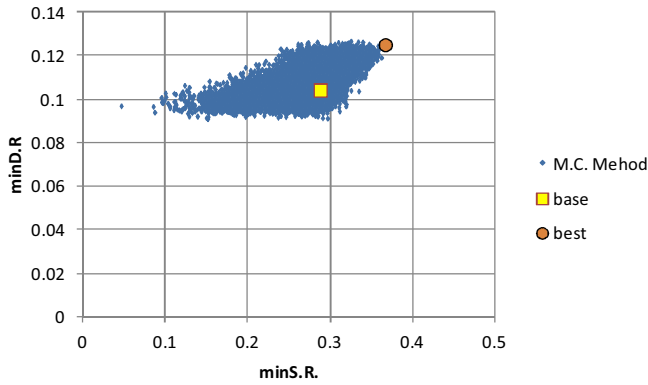


図7 Monte Carlo 法による計算結果と最適解

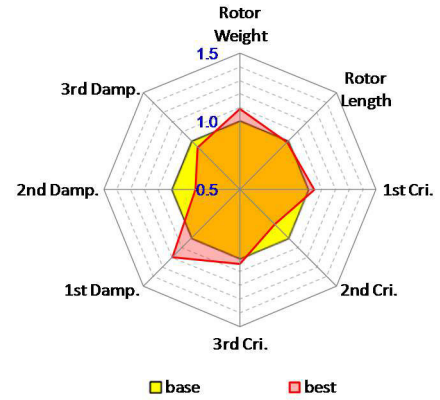


図8 軸振動特性の改善状況 (正規化)

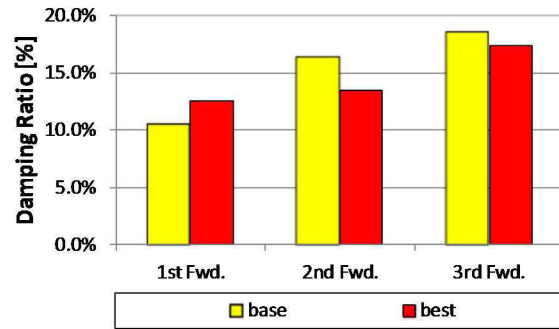
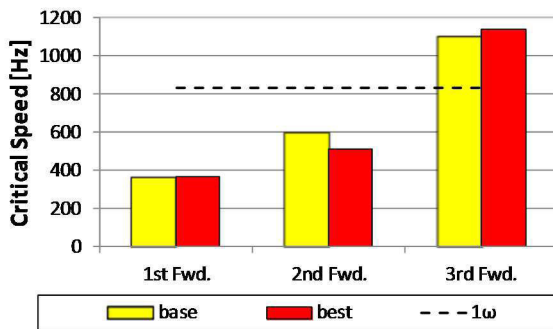


図9 軸振動特性の改善

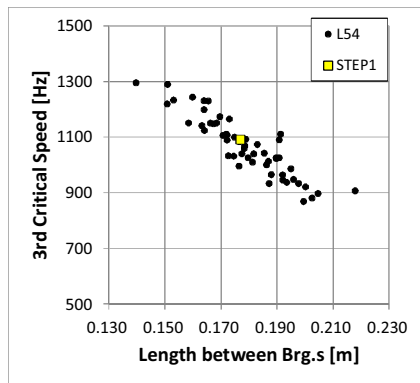


図10 軸受間距離と3次危険速度の相関

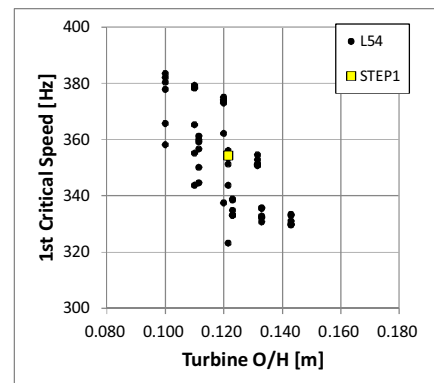


図11 タービンのO/Hと1次危険速度の相関

Suppressing Rotor Lateral Vibration, 28th International Congress of the Aeronautical Science, ICAS2012-918, Brisbane, (2012).

- 3) 内海政春他：モンテカルロ法と実験計画法によるロケットターボポンプ用ロータの軸形状の最適化, Dynamics and Design Conference 2013, 日本機械学会, 九州産業大学, 609.
- 4) 井上剛志他：ロータダイナミック流体力を考慮したターボポンプ軸系の有限要素モデリングと振動解析, ターボ機械, 40-6(2012), pp.359-369.
- 5) 安達和彦他：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, 40-7(2012),

pp.433-440.

- 6) 川崎聡他：ターボポンプ形態設計における軸振動抑制を目指した有力形態の選定方法, 日本機械学会 2013 年度年次大会講演論文集, J101032.
- 7) 内海政春他：ターボポンプのダイナミック設計 (その2), ターボ機械, 41-10(2013).
- 8) T.L.Saaty : The Analytic Hierarchy Process, McGraw- Hill, Inc, 1989. pp.1-34.
- 9) 平木博道他：実験計画法を用いたターボポンプロータ体格の最適化, 日本機械学会東北支部第49期秋季講演会, 岩手大学, 2013年9月, 406.