博士学位論文

ロケットターボポンプ用タービンの最適設計に関する研究

平成 24 年度

岩手大学大学院　工学研究科

機械・社会環境システム工学専攻

瀧田　純也

This document is provided by JAXA.

Study of Design Optimization for a Rocket Turbopump Turbine

Junya TAKIDA

Abstract

This paper describes the optimization results for a rocket turbopump turbine obtained by using the “Robust Design Process” and “Multi-Objective Genetic Algorithm” (i.e., MOGA). The results of the study contributed to the improvement of the design capability of a rocket turbopump turbine.

A large liquid rocket system uses a turbopump to pressurize the propellant fed to the engine. A turbopump, characterized as one of main components of the liquid rocket engine, is a fluid machine for pumping the propellant into the combustion chamber by suctioning low-pressure cryogenic propellant from the propellant tank. Therefore, a turbopump is considered to be the heart of the rocket engine. A turbopump consists of a turbine and a centrifugal impeller, which are connected by coaxial and supported by two sets of ball bearings. The role of a rocket turbopump turbine is to convert the enthalpy of working fluid of the turbine to the enthalpy of the working fluid of the pump.

In the development of a turbopump, shaft vibration is one of the most important problems, and the rotor dynamic force in the turbine (i.e., Thomas Force) is one of the causes of shaft vibration of the turbopump. Thomas Force is due to fluid-structure interaction in a turbine with non-axisymmetric tip clearance. In a turbine undergoing transverse vibrations, the portion of the blading with the smaller tip gap would produce a greater tangential driving force than its 180 deg opposite portion. Upon integration, this difference in work extraction results in a cross force tending to promote forward whirl. This can be a powerful positive feedback mechanism, leading to rotor dynamic instability. Actually, in the past engine development in Japan, there was a shaft vibration problem due to Thomas Force. Reducing the Thomas force is a valid approach from the view point of reducing the shaft vibration of a turbopump. A number of studies related to Thomas Force have been made over the years, however, because there have been few previous studies on the reduction of the Thomas Force, the effect of turbine design parameter for Thomas force remains unclear.

There is also another problem related to designing a rocket turbopump turbine. In recent rocket engines, the expander bleed cycle tends to be selected in order to simplify the engine system and improve reliability of the whole engine. Due to its special specifications, many turbopump turbines are designed as impulse turbines which have higher loading and blades with an extremely low aspect ratio. In such a situation, it is difficult to predict turbine efficiency accurately in the system design phase of the rocket engine. Therefore, further improvement in turbine design techniques is needed because turbine performance directly affects engine performance and reliability in a liquid rocket propulsion system. Given this background, the purpose of the present study was to perform multi-objective optimization for reducing Thomas Force by using a newly proposed optimization process that combines Quality Function Deployment (i.e., QFD) and the Robust Design Process (i.e., Parameter Design).

Firstly, in order to evaluate the accuracy of the existing one-dimensional loss model, one-dimensional analysis by using the specifications of existing rocket turbopump turbines was carried out. Furthermore, by using steady

This document is provided by JAXA.

three-dimensional CFD analyses, parametric studies of the major design variables such as tip clearance, blade loading, and blade aspect ratio were carried out. The results clarified the cause of the reduction of accuracy of one-dimensional prediction of turbine efficiency. The one-dimensional loss model was found to underestimate the loss under the condition of a blade with a low aspect ratio. From comparison between the existing one-dimensional loss models, it was also found that the "Craig & Cox model" could reproduce the tendency for blade loading correctly. Since an optimum turbine would be selected based on the analysis results for over 10,000 points in this optimization process, it was necessary to shorten the calculation time by using one-dimensional analysis. Therefore, from this result, the Craig & Cox model was selected as the one-dimensional loss model for use in the optimization.

In this optimization process, QFD was performed as the first step, and Parameter Design and MOGA optimization were performed as the second step. Therefore, the purpose of QFD was to visualize “the Voice of the Market” (i.e., Market Needs) which were essential for optimization of rocket turbopump turbines to identify important design parameters. The procedure of QFD was as follows. Firstly, acquisition of quality requirements was performed. “Market Needs” for rocket turbopump turbine of various stakeholders should be understood and also visualized. Therefore, interviews and an AHP survey of the stakeholders such as turbopump designers, rocket engine designers, manufacturer and inspectors were conducted. Based on the results of the AHP survey, the degree of importance of the quality requirements was calculated. From these results, “Market Needs” of the rocket turbopump turbine as specified by each stakeholder was clarified. Secondly, conversion to the degrees of importance for quality characteristics was done by using a quality table. From these results, the “Market Needs” for a rocket turbopump turbine were translated into “Technical Words” which could be understood by rocket engineers. Finally, conversion to the degree of importance for design parameters was carried out by using technology deployment. From these results, important design parameters which reflect “Market Needs” for a rocket turbopump turbine, such as “pitch chord ratio of blade” and “axial blade gap”, were identified by using the technology deployment. From the results of QFD, criteria for selecting "important design parameters" were revealed. These "important design parameters" were used as design variables in the optimization calculation that was performed in the second step of this optimization process.

The LE-7 prototype Fuel Turbopump Turbine was selected as the design object in this optimization. In this optimization, both Parameter Design and MOGA optimization by using the one-dimensional loss model were employed. The procedure of multi-objective optimization considering the feasibility of the blade structure and Thomas Force was as follows. Firstly, Parameter Design was conducted. The purpose of Parameter Design was to reveal the design parameters that contribute to the reduction of Thomas Force. By performing Parameter Design for the reduction of Thomas Force with the use of an orthogonal array, it was found that the design parameters, such as the "exit angle of blade", and the "pitch chord ratio of blade", contribute to the reduction of Thomas Force. Secondly, MOGA optimization was conducted. In this optimization, both of "Blade Stress" and " Turbine Weight" were added to the objective functions in addition to reduction of Thomas Force. The approximation model of "Turbine Weight" and "Blade Stress" was created by using the response surface method. Multi-objective optimization that had three objective functions (i.e., turbine weight, blade stress, and Thomas Force) was performed after validation of the accuracy of these approximation models. In order to obtain trade-off information on multi-objective optimization, the results of the present optimization were visualized by using the Self-Organizing Map (i.e., SOM). The SOM is a data mining method, which can show trade-off information more clearly by projecting multi-dimensional information onto a two-dimensional surface. Since SOM of objective functions

This document is provided by JAXA.

showed a trade-off relationship, it was indicatied that the optimum solution that satisfied all of the objective functions could not be obtained. From this result, the turbine with the smallest weight was selected as the optimal solution. The optimum turbine by MOGA optimization was based on one-dimensional analysis, so the effect for reducing Thomas force was verified by using CFD analysis. In addition to the verification of Thomas force by CFD, by using FEM, it was also confirmed that the resonance of optimum turbine could be avoided at operating speed. From these evaluation results of the optimum turbine, it was found that optimized blade resulted in a reduction of 10% in weight, and 30% in Thomas Force, as compared with the original blade.

Furthermore, in order to evaluate the effect of Thomas Force on the stability of rotor system, a turbopump linear dynamic simulation was conducted by using the LE-7 prototype fuel turbopump rotor system. This rotor system was modeled by using the Finite Element Method (FEM). Its vibration characteristics were validated by the published data. The effect of rotor dynamic force (i.e., Thomas Force) on the dynamic characteristics of the rotor system was investigated. From this result, reduction of Thomas Force was found to be an effective measure for the suppression of rotor vibration.

Finally, consideration of the usefulness of this optimization process which was combined QFD and Parameter Design was conducted. The correspondence between the design parameters of the parameter design process and the important design parameters of QFD was good. Because criteria for selecting objective functions and design parameters were clarified from the result of QFD, the information obtained from the QFD could reinforce the weakness of the optimization process. Therefore, the optimization process herein proposed was useful in carrying out optimization for meeting the “Market Needs” of the stakeholders.

Through the present study, the ability to perform multi-objective optimization considering the rotor dynamic force of rocket turbopump turbine could be obtained. As a result, improvement of design flexibility and capability for rocket turbopump turbine was achieved. These achievements are also useful for progress in the development of general industrial turbo machinery in addition to the development of rocket turbopumps.

This document is provided by JAXA.

This document is provided by JAXA.

目次

第1章　序論　1

１．１　本研究の背景・・・1

１．２　従来の研究・・・5

１．３　本研究の目的・・・9

１．４　本論文の概要・・・10

第2章　ロケットターボポンプ用タービンの１次元解析　11

２．１　本章の目的・・・11

２．２　既存の１次元損失モデルの概要・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・12

２．３　既存ロケットターボポンプ用タービンの再現解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・14

２．３．１　解析対象および解析手法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・14

２．３．２　１次元再現解析結果と試験結果との比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・16

２．４　低アスペクト比翼のパラメータスタディによる誤差要因の検討・・・・・・・・・・・・18

２．４．１　CFD 解析条件設定のための予備解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・18

２．４．２　パラメータスタディ条件の設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・20

２．４．３　パラメータスタディ結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・24

２．５　結論・・29

第3章　品質機能展開による“重要設計パラメータ”の選定　31

３．１　本章の目的・・・31

３．２　QFDとロバスト設計手法とを組合せた最適化プロセス・・・・・・・・・・・・・・・・32

３．２．１　品質機能展開（QFD）・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・32

３．２．２　ロバスト設計（パラメータ設計）・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・33

This document is provided by JAXA.

３．２．３　最適化手順とQFDの位置付け・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・34
３．３　QFDによる設計パラメータへの重要度変換・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・36
３．３．１　市場の定義と要求品質重要度の算出・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・38
３．３．２　品質要素への重要度変換・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・41
３．３．３　重要設計パラメータの選定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・43
３．４　結論・・50

第４章　ロケットターボポンプ用タービンの最適設計　　51

４．１　本章の目的・・51
４．２　タービン部に生じるロータダイナミック流体力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・52
４．２．１　Thomas Force に起因するロケットターボポンプの軸振動事例・・・・・・52
４．２．２　Thomas Force の評価方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・56
４．３　設計対象と最適化手順・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・58
４．３．１　設計対象・・・58
４．３．２　最適化手順と解析手法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・59
４．４　Thomas Force 低減のためのパラメータ設計・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・62
４．４．１　タービン機能の定義・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・62
４．４．２　制御因子の設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・63
４．４．３　誤差因子の設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・67
４．４．４　パラメータダイヤグラムの設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・69
４．４．５　要因効果図と再現性確認・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・70
４．５　遺伝的アルゴリズムによる多目的最適化・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・73
４．５．１　重量および翼応力の応答曲面近似式・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・73
４．５．２　最適化問題の設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・78
４．５．３　最適化結果の整理と最適解の選定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・79

This document is provided by JAXA.

４．６　最適化翼の特性値比較・・81
４．６．１　現行翼との特性値比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・81
４．６．２　Thomas Force 低減効果の検証・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・84
４．６．３　翼応力の評価・・86
４．６．４　動翼固有値との共振回避の検討・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・87
４．７　Thomas Force 低減による軸系振動安定性評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・90
４．７．１　ターボポンプ軸系のモデル化と解析手法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・90
４．７．２　解析条件・・93
４．７．３　解析結果・・94
４．８　QFD とパラメータ設計とを組合せた最適設計プロセスの有用性についての
考察・・・96
４．９　結論・・99

第5章　結論　100

参考文献　104

関連文献　111

用語集　114

謝辞　118

This document is provided by JAXA.

This document is provided by JAXA.

記号

本文中特に断りが無い場合は、以下とする。

c_x:翼コード長（軸方向）, m

C_x:タービン軸方向流速, m/s

D:タービン平均直径, m

F_t:タービン動翼の軸偏心により生じる不安定励振力（Thomas Force）, N

h/c:タービン翼アスペクト比

ΔH:タービンエンタルピ落差, J/kg

K:タービン翼損失係数

K_{xy}:単位偏心当りの *Thomas Force*（*Cross-Coupled Stiffness*） F_t/ε, N/m

L:タービン動翼高さ, m

M:マッハ数

p:タービン翼ピッチ, m

$P_{t,in}$:動翼入口全圧, MPa

$P_{t,out}$:動翼出口全圧, MPa

R:タービン平均半径, m

T_1:軸偏心によりクリアランスが狭まった場合のトルク, $N\text{-}m$

T_0:ノミナルクリアランスの場合のトルク, $N\text{-}m$

T_{total}:タービン翼で生じる全トルク, $N\text{-}m$

$T_{t,in}$:動翼入口全温, K

This document is provided by JAXA.

$T_{t,out}$:動翼出口全温, K

U:タービン周速度, m/s

$W_{mrd,in}$:動翼入口子午面速度, m/s

$W_{mrd,out}$:動翼出口子午面速度, m/s

$W_{mrd,in}$:動翼入口子午面速度, m/s

W_{out}:動翼出口相対速度, m/s

$W_{tan,in}$:動翼入口接線方向速度, m/s

$W_{tan,out}$:動翼入口接線方向速度, m/s

Z:翼負荷係数(*Zweifel Loading Factor*)

α :タービン絶対流れ角, *degree*

β :Thomas パラメータ

γ :比熱比

ε :タービン偏心量, m

$\eta_{b,T-T}$:翼素効率

This document is provided by JAXA.

第1章　序論

1．1　本研究の背景

近年、米国のアトラスやデルタ、ロシアのプロトン、欧州のアリアンに代表されるような大型の液体ロケットが開発され運用されている。日本においても H-Ⅱおよび H-ⅡA ロケットの開発以降これまでに多くの気象衛星や通信衛星が打上げられ、我々は日々その恩恵を受けて生活している。これまでに H-ⅡA ロケットは 7 号機以降連続 15 機の打ち上げに成功し、その成功率は 95%を超え（21 回中 20 回の打ち上げ成功）世界水準に達したと言える。しかしながら今後我が国が本格的に宇宙輸送ビジネスに参画し商業衛星の打上げを獲得してゆくためには、打上げ実績の積み重ねによる成功率の更なる向上に加え、ロケットの性能や信頼性の向上に関する技術を維持し発展させることが重要である。

大型の液体ロケットではエンジンにターボポンプを組み込んだポンプ加圧方式が用いられる[1]。ロケットエンジンの主要な機器であるターボポンプは、推進薬タンクから流入する極低温・低圧力の推進薬を吸込んで燃焼室へ圧送する流体機械であり、ロケットエンジンの心臓部と呼ばれている。Fig. 1.1 に H-ⅡA ロケット、及び、そのメインエンジンである LE-7A、また LE-7A 液体水素ターボポンプの概要を示す。ターボポンプは推進薬を昇圧するための遠心インペラとそれを駆動するためのタービンとが同軸で繋がれ、それを 2 組の玉軸受にて支える構造のターボ機械であり、タービンの作動流体が持つエンタルピーをポンプ作動流体のエンタルピーに変換するという点においては一般産業用の流体機械と同じであるが、限界まで小型・軽量化を求めるという点において、設計寿命が極端に短いという点において、さらに極限環境下で作動するという点において、一般産業用の流体機械とは一線を画する。

ロケット開発において生じるトラブルはロケットエンジンを含む推進系に起因するものが大半を占める。その中でロケットエンジン用ターボポンプにおいては、ポン

This document is provided by JAXA.

プ流体が極低温でタービン流体が高温という特殊な環境で運転されることに起因した熱変形、熱歪および熱応力に関する問題が多発する。また小型・軽量化を徹底的に追及することによってターボポンプは超高速回転を余儀なくされることとなり、遠心荷重による構造部材の機械的強度、ポンプ羽根車のキャビテーション非定常現象と吸込性能の低下、軸受に作用する荷重と軸受の冷却と潤滑、軸封シールの洩れ特性と流体力、ロータダイナミクス不安定現象と軸振動などが問題となる場合が多い。その中で最重要課題の一つとして挙げられるものがターボポンプ軸振動の低減である。

前述の通り順調な打ち上げが続いている日本の基幹ロケットにおいても、ターボポンプの開発過程において様々な軸振動問題に直面してきた。一例を挙げると、ターボポンプでは遠心インペラの手前にインデューサと呼ばれる軸流式の羽根車を取付けて吸込性能を向上させているが、低流量・低入口圧の運転条件においてインデューサに生じたキャビテーションによって誘発された旋回失速によりターボポンプ軸系への大きな流体励振力が発生し[2]、旋回失速が持つ卓越周波数成分に近接する軸系の固有振動数で過大な軸振動が発生した事例がある。この場合には旋回失速の要因となっているインデューサを設計変更することにより流体励振力を排除する対策を採ったが[3]、その結果としてエンジン開発の遅延を余儀なくされた。一旦ターボポンプの軸振動問題が発生すると、その発生要因が多種多様で主要因の特定が難しいこともあって問題解決に至るのは容易ではない。軸振動は軸系に対する加振作用と減衰作用との交互作用の結果として現れることから、軸振動問題の解決には周波数特性やモード形状等のダイナミクスの観点からの検討が必要である。一般に危険速度や振動振幅等の軸振動特性は軸（ロータ）を支持する軸受の諸特性、特に軸受剛性が支配的と考えられている。しかしながらターボポンプでは、圧縮機のような空気機械に比べて作動流体の密度が高いことや、高効率・高性能の要求が厳しいために回転系と静止系とのクリアランスが非常に小さいことから、軸を支持する要素の諸特性は軸受以外の接液部の影響も無視できなくなり、インデューサ、遠心インペラ、軸シール、タービン等の接液部、接ガス部に生じるロータダイナミック流体力がターボポンプの

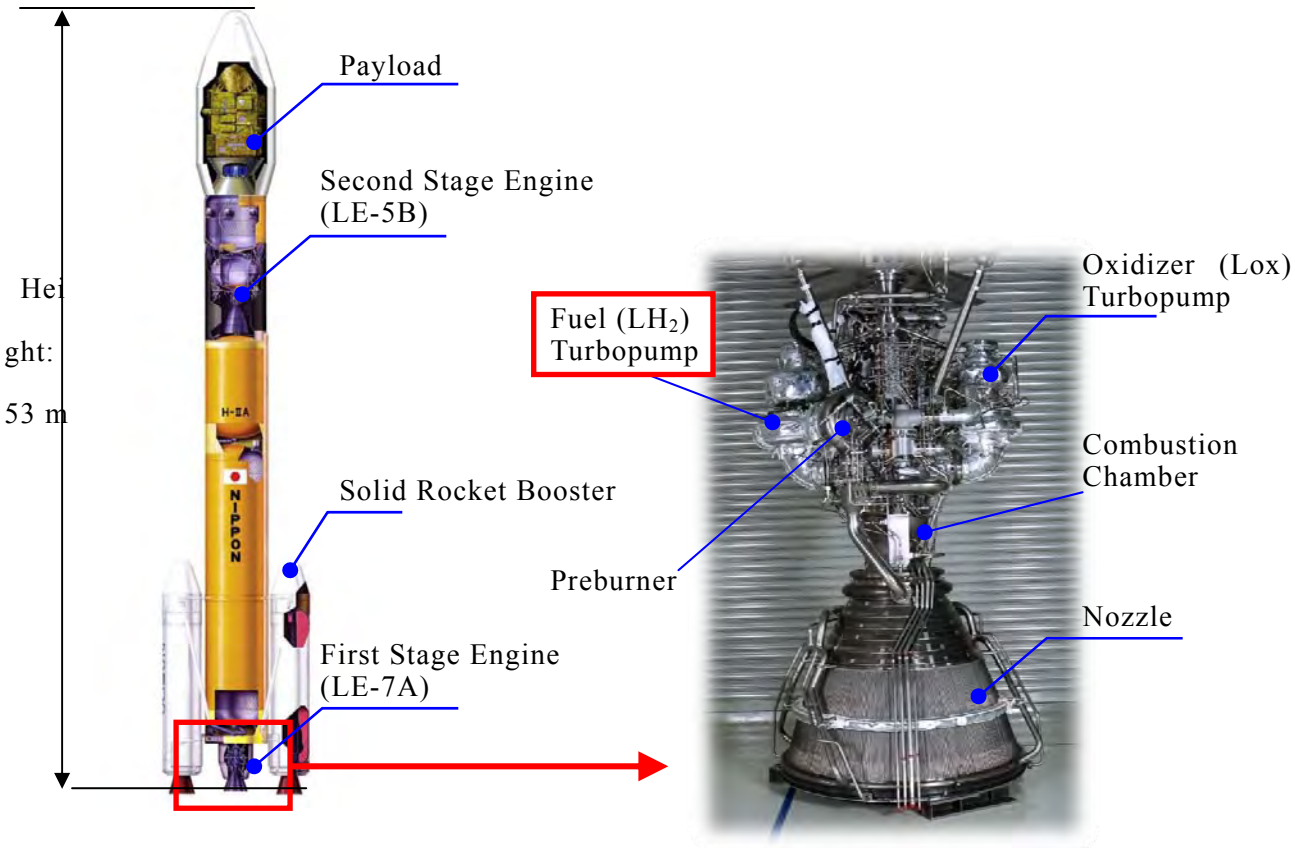
This document is provided by JAXA.

軸振動特性に大きな影響を及ぼす。近年ロータダイナミック流体力を設計の初期段階から考慮し、ターボポンプ軸系の構成要素（インデューサ、インペラ、軸受、軸シール、タービン）の配置・配列を最適化することによって軸振動を抑制する新たなターボポンプ設計手法の研究が行われ[4][5]、流体性能の追及を一義とした従来の設計手法からの転換が図られている。

本研究ではターボポンプ構成要素であるタービンを研究対象としている。ロケットターボポンプ用タービンはNASAを中心として多くの研究が行われたが、ロケットエンジンの新規開発自体が限られることもあり、その設計技術に関しては1970年代までに確立された技術レベルに留まっている[6]。それに加え、H-ⅡおよびH-ⅡAロケットの開発完了から20年以上が経過し当時の開発を知る技術者も既に退職し技術伝承が困難になっている等、ロケットターボポンプ用タービンを取り巻く環境は厳しくタービン設計技術そのものの獲得が急務になっている。

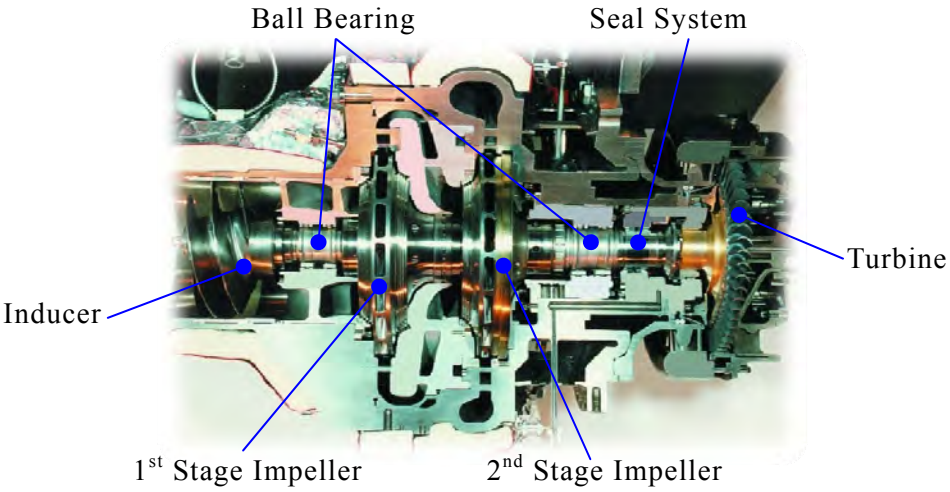
以上のような背景から、本研究ではロケットターボポンプ用タービンの設計技術の獲得を目的とし、タービン部に生じるロータダイナミック流体力も考慮したタービンの最適設計を行うことをテーマとしている。本研究では品質機能展開（Quality Function Deployment）とロバスト設計手法（パラメータ設計）とを組合せた新たな最適化プロセスを提案し、既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様によるタービンの新規設計を行っている。この研究で得られた成果は、本研究で対象とした仕様のタービンに限定されるのではなく、今後設計されるであろう多様な仕様に対しても有用で、ロケットターボポンプ用タービンの設計自在性が更に向上することを期待したものである。本研究は工学的にも工業的にも有用な技術資料を提供すると同時に、ロケットエンジン用ターボポンプの研究者・技術者にとって興味深いテーマである。

This document is provided by JAXA.



H- II A Vehicle

LE-7A Engine



LE-7A Fuel Turbopump

Fig. 1.1 Overview of H- II A rocket system

This document is provided by JAXA.

１．２ 従来の研究

近年のロケットエンジンでは、エンジン全体の高信頼性化やエンジンシステム簡素化の観点から、エンジンサイクルとしてエキスパンダーブリードサイクルが選定されることが多い[7]。このようなオープンサイクルのロケットエンジンでは、ロケットの推進剤である液体水素を燃焼室壁面と熱交換することによって高温の水素ガスを得て、その一部をターボポンプのタービン駆動ガスとして用いており、タービン駆動ガスは高いエネルギーを保持している。このエネルギーをタービン段で効率的に吸収する必要があるが、重量低減の要求によりタービン径が制約を受けることや、タービンと同軸で繋がれたポンプ側の吸込み性能や軸受・軸シールなどの様々な要因により、タービンの回転数はタービン単体として最も効率が良い回転数よりも低くなるため、タービン速度比（u/c0）が低い状態での作動を余儀なくされる。このような条件下では一般にタービンには衝動タービンが採用されることが多い。衝動タービンは航空エンジンや産業用タービンで用いられることはほとんどなく、ロケットターボポンプ用タービンと一部の大型蒸気タービンに用いられている。

ロケットターボポンプ用タービンに関連する既往研究を、一般的なタービン設計の流れに沿って整理する。タービン設計の基本的な流れは、一次元設計（ミーンライン）によりタービン性能を予測し、その基本体格を決定するところから始まる。一次元設計による性能予測には様々な損失モデルが提案されており、Ainley and Mathieson[8]、Traupel[9]、Craig and Cox[10]、Stewart[11]など、これまでに数多くの損失モデルが公表されている。これらの損失モデルは数多くの翼列試験データを元に構築され、Craig and Cox モデルは主に蒸気タービンに、Ainley and Mathieson モデルは航空用や産業用ガスタービンに用いられている。特に後者はDunham and Came[12]やKacker and Okapuu[13]らによって損失モデルの改良が行われ、その頭文字を取った“AMDC+KO モデル”として広く知られている。

一次元設計に続いて翼型設計が行われる。ロケットターボポンプ用タービンでは圧力比が高く取られ、ノズルや動翼内部での流れが音速を超える“超音速ター

This document is provided by JAXA.

ビン”として設計される場合がある。超音速タービンの翼型性能に関しては、NASAを中心に1950年代後半から70年代にかけて実験的な研究[14]～[16]がなされ、その基本的な設計方法が文献[17]～[19]に纏められている。静翼、動翼ともに超音速流れとなるため、流路内に衝撃波が生成しないように基本形状は特性曲線法を利用した逆設計法を使用する。この方法によって得られる翼型形状は等エントロピー流れに対して最適な形状であるため、境界層損失などを予測して形状を修正する。境界層の修正までを含めた設計法は NASA Lewis Research Center から Fortran コードが公開されている[20]。更に近年では上記の特性曲線法によって生成される翼型を基礎形状として、それらをもとに遺伝的アルゴリズムと数値シミュレーションとを組合せた最適翼型設計が行われている[21]。Tani[22]らは格子モーフィングを援用した CFD 解析を行い軸動力や効率を目的関数とした多目的遺伝的アルゴリズムにより翼型形状の最適化を行っている。三次元の翼形状や流路形状を遺伝的アルゴリズムで最適化する場合、流れ場解析の計算量が膨大になることが問題であるが、Mashiko[23]らは計算負荷を軽減するために Surrogate Model を用いて翼型形状の最適化を行っている。

翼型設計の後にはタービン部の構造強度の検討が行われる。ロケットターボポンプ用タービンは軽量でかつ高い信頼性が求められるために構造強度の評価が重要となる。例えば、静翼からの空力励振力（ノズルウエーク）による強制振動の場合、翼やディスク部分のモード解析やキャンベル線図を用いることで共振が発生する可能性のある周波数を予測することは可能であるが、それらを全て回避する設計は実質的に困難であり、空力励振力により発生する変位量や応力値を予測する流体−構造連成解析が必要になっており、Tokuyama[24]らはロケットターボポンプ用の超音速タービンを対象とした総格子点数 1600 万点の三次元非定常解析から非定常圧力変動を求め、その結果を元にした流体−構造連成解析を行っている。

ロケットターボポンプ用タービンにおいては、上記に示したようなタービン単体としての性能や構造強度の評価に加えて、ターボポンプ軸振動低減の観点からタービン部に生じるロータダイナミック流体力の評価も重要である。ロケットターボポ

This document is provided by JAXA.

ンプ用タービンはターボポンプの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ために段当たりの翼負荷が高くなることが特徴である。タービン部に生じるロータダイナミック流体力は Thomas Force[25](または Alford Force[26])と呼ばれる。Thomas Force は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(不安定化力)として作用し、ロケットターボポンプ用タービンや蒸気タービンなどの高負荷翼において大きくなりやすい。Thomas Force に起因する軸振動問題は高圧蒸気タービンにおけるスチームホワール[27]として知られている他、高圧ガス用圧縮機や航空用ガスタービンでも同様な現象が経験されている。またロケットターボポンプの軸振動事例としては、H-ⅡA ロケットのメインエンジンである LE-7A 液体水素ターボポンプの開発初期に生じた亜同期振動の問題が挙げられる[28]が、この場合はターボポンプ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。

タービン部に生じるトルクアンバランス力(Thomas Force)については、これまでに多くの理論的、実験的研究が行われている。Alford[26]は無限翼枚数を仮定し、単位周方向長さあたりのタービン翼が受ける力が翼端隙間と翼高さとの比に比例すると考え、これを周方向に積分してトルクアンバランス力を求めるモデル化を行った。Alford のモデルでは翼の駆動力が効率と同じ割合で低下すると仮定し、翼の駆動力と翼端隙間との関係を係数 β で表している。β は Alford 係数と呼ばれている。この値に関して、Alford[26]は航空用ガスタービンの経験から 1～1.5 程度と推定している。一方、Urlichs[29]による実験結果では 4.5～5.0 と見積もられている。また、Childs はスペースシャトルのメインエンジン用高圧液体水素ターボポンプのロータダイナミクス解析の経験から 1.0 程度と述べている[30]。

上述の通り Alford が提案したモデルは単純化されているため、今まで β は実際の試験結果と解析値とを調整するための経験定数として用いられるに過ぎなかったが、このような状況から脱却するための理論的な研究が行われている。Colding - Jorgensen[31]は被動機であるコンプレッサ翼に対する二次元定常流れ

This document is provided by JAXA.

のモデルにより、Alford 係数 β を流量係数と羽根角の関数として示した。また Yokoyama[32]らは Colding – Jorgensen のモデルをロータがふれまわり運動をしている場合に拡張し、二次元非定常流れとして流体力を解析している。これらのモデルでは依然翼端隙間と効率の関係に仮定を用いているため、直接隙間の流れを計算に取り込む方法が Martinez – Sanchez[33]らによって提案されている。この解析法ではロータを平面に置き換えるアクチュエータ法により翼端隙間と翼力との関係を流れの計算から求め、Alford 係数に対する流量やふれまわり速度比の影響を示している。また Song[34]は Martinez – Sanchez のモデルを拡張し、Alford 係数に対する動静翼間の距離の影響も示している。

一方の実験的研究に関して、Thomas Force 計測方法の違いに着目して整理する。Vance[35]らは小型の軸流ファンを用い、力は予め検定した軸のたわみと力の関係を用いて Thomas Force を求めている。Thomas Force とトルクとの関係を回転数を変えて計測した結果、トルクが小さい範囲では Thomas Force が負になり、後ろまわり方向の励振力となる結果が得られている。Ehrich[36]はロータが偏心しているコンプレッサを半周ずつ翼端隙間の異なる“Parallel Compressor”に置き換え、流量やふれまわり速度比を変えた条件で Alford 係数を求めた。その結果コンプレッサの Alford 係数は一定値ではなく、運転流量に対して正負いずれの値にもなるという Colding – Jorgensen のモデルと同様の結果が得られている。また、Martinez – Sanchez[37]らはスペースシャトルの高圧液体水素ターボポンプのタービンの Thomas Force を模型試験によって計測している。流体力はロータに組み込まれたダイナモメータにて直接計測され、その他にもケーシング壁の圧力分布や、ロータ入口、出口の流れの計測が行われている。タービンの場合にはコンプレッサと比べて流量による影響が小さいことや、内部流れ計測から求めた接線力とケーシング壁の壁面圧力を積分して求めた力とを比較し、両者の割合から Alford モデルの妥当性を示している。

This document is provided by JAXA.

１．３ 本研究の目的

今後のロケットエンジン開発においてはロケットターボポンプ用タービンの設計自在性の向上と設計技術の獲得が急務となっている。本研究ではタービン部に生じるロータダイナミック流体力を考慮したタービンの最適設計を行うことを目的とする。ターボポンプ開発における最重要課題の一つが軸振動問題であり、タービン部に生じるロータダイナミック流体力（Thomas Force）を低減することはターボポンプ軸振動低減の観点からも有効なアプローチである。

1.2 節にて述べたように、Thomas Force については様々な理論的、実験的研究が行われているものの、Thomas Force の低減を目的とした研究は少なく、例えば高圧蒸気タービンにおける Thomas Force 低減には動翼チップシュラウドのフィン数の増加が有効との指針[38]があるのみで、Thomas Force に対するタービン形状の影響については必ずしも明らかになっているとは言い難い。

よって本研究では品質機能展開（Quality Function Deployment）とロバスト設計手法（パラメータ設計）とを組合せた新たな最適化プロセスを提案し、既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いたタービンの最適設計を実践する。これにより、Thomas Force 低減に寄与の大きなタービン設計パラメータを明らかにすると共に、Thomas Force の低減に加えてタービン性能や翼体格の成立性も考慮した多目的最適化により求めた最適翼形状が得られる。本論文では品質機能展開とロバスト設計手法とを組合せた最適化によって得られた研究成果についてまとめる。

This document is provided by JAXA.

１．４．　本論文の概要

第１章は序論で、本研究の背景、ロケットターボポンプ用タービンに関する既往研究の概要を述べ、本研究の目的を明らかにする。

第２章では、既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いた１次元損失モデルによる再現解析を行う。この１次元設計の結果を実際の試験やCFD解析の結果と比較することにより、既存の損失モデルを用いた１次元設計の有用性を評価した結果について述べる。

第 3 章では、品質機能展開（Quality Function Deployment）とロバスト設計手法（パラメータ設計）とを組合せた新たな最適化プロセスを提案し、品質機能展開を用いてロケットターボポンプ用タービンの重要設計パラメータの選定を行った結果について述べる。

第 4 章では、第 3 章で選定した重要設計パラメータを用いてロバスト設計手法（パラメータ設計）や最適化手法を援用したタービン最適化を行う。Thomas Force 低減に寄与の大きなタービン設計パラメータを明らかにすると共に、Thomas Force の低減に加えてタービン性能や翼体格の成立性も考慮した多目的最適化の結果について述べる。

第 5 章は結論であり、本論文を総括している。

This document is provided by JAXA.

第2章　ロケットターボポンプ用タービンの 1 次元解析

2．1　本章の目的

ロケットターボポンプ用タービンの性能はロケットエンジン全体の性能に大きな影響を及ぼす要因の一つであるため、エンジンシステム検討の初期段階（概念設計）にて精度良くタービン性能の予測が出来る 1 次元損失モデルが求められている。近年のロケットエンジンではエンジン全体の高信頼性化やエンジンシステム簡素化の観点からエンジンサイクルとしてエキスパンダーブリードサイクルが選定されることが多く[7]、このようなオープンサイクルエンジンのタービンは小流量・高圧力比での設計条件となるため翼高さが極めて小さく（低アスペクト比）、翼負荷も大きくなることが特徴である。その一方、従来のロケットターボポンプ用タービンの性能予測では、特定の翼型に対する翼列試験に基づく実験係数が用いられていたり、既存の 1 次元損失モデルとして多用されている“AMDC+KO モデル[8][12][13]”の適用範囲を超えている等の理由から、設計自由度が低く十分な確度で性能予測を行うことが困難な状況である。

本章では既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いた 1 次元損失モデルによる再現解析を行う。この 1 次元設計の結果を試験結果と比較することにより、既存の損失モデルを用いた 1 次元設計の有用性を評価する。また、翼アスペクト比、翼負荷、チップクリアランスを変数としたパラメータスタディを 1 次元損失モデルによる解析（以下これを 1 次元解析と称す）と 3 次元定常 CFD 解析とで比較し、両者の差異について考察する。

本論文の第 4 章にて行う最適化では、10,000 点を超える解析により最適翼形状の選定を行うため、1 次元解析を用いることにより解析時間の短縮を図る必要がある。このことより本章では、上記の検討結果から最適化計算にて用いる既存の 1 次元損失モデルの選定を行うことを目的とする。

This document is provided by JAXA.

２．２　既存の１次元損失モデルの概要

タービンの 1 次元損失モデルについては、これまでに数多くのモデルが公表されているが、その中でも代表的な損失モデルである“AMDC+KO モデル[8][12][13]”の概要を述べる。ここでは“AMDC+KO モデル”がどのような損失要素から構成されているかを示す。なおモデル式の詳細については原著論文の他、文献[39]に詳しく述べられている。

Fig. 2.1 には“AMDC+KO モデル”の構成を示す。式(1)はモデル構成を表しており、個々の損失要素の足し合わせにより全体の損失を与えている。式(1)右辺第一項がプロファイル損失であり、順に 2 次流れ損失、後縁損失、チップクリアランス損失と続く。プロファイル損失については超音速流出に伴う損失増分(右辺第一項の括弧内)やレイノルズ数の補正も考慮された形となっている。これらの損失要素の中からプロファイル損失と 2 次流れ損失を代表としてモデル式の詳細を示す。

式(2)はプロファイル損失のモデル式であり、流路内が増速流れ(反動翼)となる場合に境界層の発達が抑制される効果(式(3))や、遷音速流入となる場合に翼ハブ部に生じる衝撃波損失(式(4))がモデル化されている。

式(5)は 2 次流れ損失のモデル式であり、翼アスペクト比や翼負荷の関数となっている。プロファイル損失と同様に流路内増速により損失が抑制される効果(式(6))や、翼アスペクト比による補正(式(7))がモデル化されている。

This document is provided by JAXA.

$$K_T = K_p(1+60(M-1)^2)f_{\mathrm{Re}} + K_s + K_{TE} + K_{clr} \quad \cdots (1)$$

Profile Loss Model

$$K_p = 0.914\left(\frac{2}{3}K_p^* K_{accel} + K_{sh}\right) \quad \cdots (2)$$

$$K_{accel} = 1 - K_2(1-K_1) \quad \cdots (3)$$

$$K_{sh} = \left(\frac{\Delta p_0}{q_1}\right)_h \left(\frac{r_h}{r_t}\right)\left(\frac{p_1}{p_2}\right)\frac{1-\left(1+\frac{\kappa-1}{2}M_1^2\right)^{\kappa/\kappa-1}}{1-\left(1+\frac{\kappa-1}{2}M_2^2\right)^{\kappa/\kappa-1}} \quad \cdots (4)$$

Secondary Loss Model

$$K_S = 1.2K_s^* K_{CS} \quad \cdots (5)$$

$$K_S^* = 0.0334 f_{AS}\left(\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_{1b}}\right)\left(\frac{C_L}{s/c}\right)^2 \frac{\cos^2\alpha_2}{\cos^3\alpha_m}$$

$$K_{CS} = 1 - K_3(1-K_{accel}) \quad \cdots (6)$$

$$f_{AS} = \begin{cases} \dfrac{1-0.25\sqrt{2-h/c}}{h/c} & for \quad h/c \le 2 \\ \dfrac{1}{h/c} & for \quad h/c \ge 2 \end{cases} \quad \cdots (7)$$

Fig. 2.1 Configuration of the AMDC+KO Loss Model

This document is provided by JAXA.

２．３　既存ロケットターボポンプ用タービンの再現解析

本節では既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いた 1 次元損失モデルによる再現解析を行い、その結果を試験結果と比較することによって既存の損失モデルを用いた 1 次元設計の有用性を評価する。

２．３．１　解析対象および解析手法

解析対象として用いた既存のロケットターボポンプ用タービン 5 式の諸元を Table 2.1 に示す。タービン A は LE-5 原型エンジン用液体水素ターボポンプのタービン[40]であり、部分挿入ノズルを有する 2 段衝動超音速タービンである。タービン B は同じく LE-5 原型エンジン用液体酸素ターボポンプのタービン[40]であり、亜音速の 2 段衝動タービンである。タービン C は米国 M-1 エンジン用液体水素ターボポンプのタービン[41]であり、2 段衝動超音速タービンである。タービン D および E は LE-7 原型エンジン用ターボポンプで、前者が液体水素ターボポンプのタービン、後者が液体酸素ターボポンプのタービンである。（なお LE-5 原型エンジンとは H-Ⅱロケット上段エンジンである LE-5 エンジンの開発段階のエンジンのことを指す。同様に LE-7 原型エンジンについても H-Ⅱロケットの第一段エンジンである LE-7 エンジンの開発段階のエンジンのことを指す。）Table 2.1 に示すように、体格や圧力比，出力レベルの異なる様々な諸元のタービンを解析対象としているが、これは幅広い範囲で既存損失モデルの有用性評価を行うことを意図したものである。

再現解析には米国 Concepts NREC 社の 1 次元タービン解析ツール AXIAL™[42]を用い、各段における静圧分布及び流出角度が設計値に合うよう解析している。

This document is provided by JAXA.

Table 2.1 Typical Specifications of Existing Rocket Turbopump Turbines

Turbine	A	B	C	D	E
Turbine Type	Supersonic Impulse	Subsonic Impulse	Supersonic Impulse	Subsonic Impulse	Subsonic Impulse
Partiality	Partial Admission	Full Admission	Full Admission	Full Admission	Full Admission
Stage Number	2 Stage	2 Stage	2 Stage	1 Stage	1 Stage
Mean Diameter	0.152 m	0.152 m	0.589 m	0.200 m	0.263 m
Rotational Speed	50,000 rpm	16,500 rpm	13,225 rpm	46,300 rpm	20,000 rpm
Pressure Ratio	4.63	2.25	4.69	1.46	1.47
Stage Loading	6.72	15.9	6.83	2.36	5.59
Shaft Power	440 kW	130 kW	64.3 MW	24.2 MW	6.4 MW

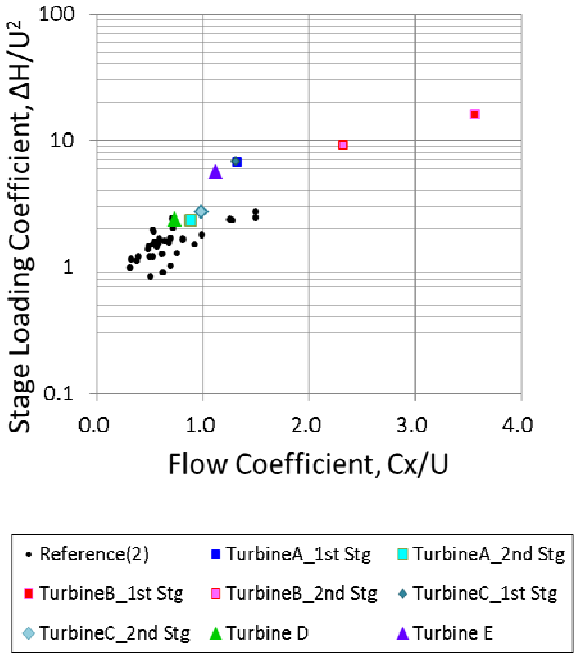
This document is provided by JAXA.

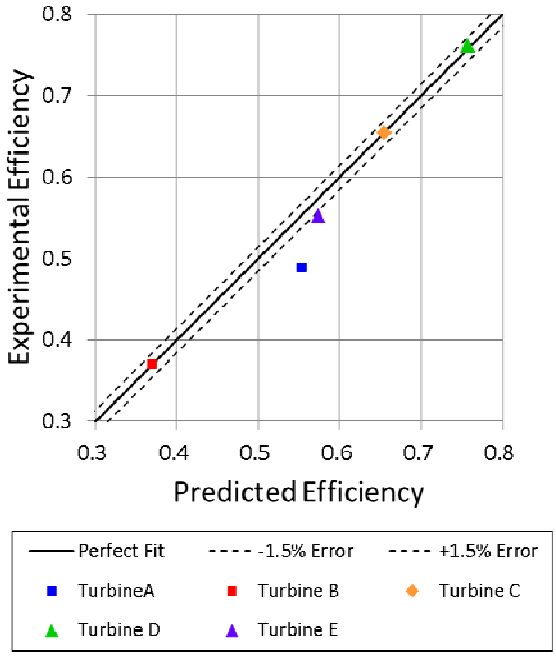
２．３．２　１次元再現解析結果と試験結果との比較

解析結果を Fig. 2.2 に示す。Fig. 2.2（a）は解析対象としたタービンの流量係数と段負荷係数との散布図である。図中には文献[13]にて精度検証が行われた 33 式のタービンも併記しており、これらのタービン効率は 3%以内の精度で予測可能であることが示されている。その一方で今回の解析対象は文献[13]の検証範囲から外れ、高負荷側での作動条件となっている。Fig. 2.2（b）にはタービン効率の予測値と実績値との相関図を示す。図中には予測誤差 3%の幅も示すが、タービン A および E を除き、その予測精度は良好であることが確認できる。

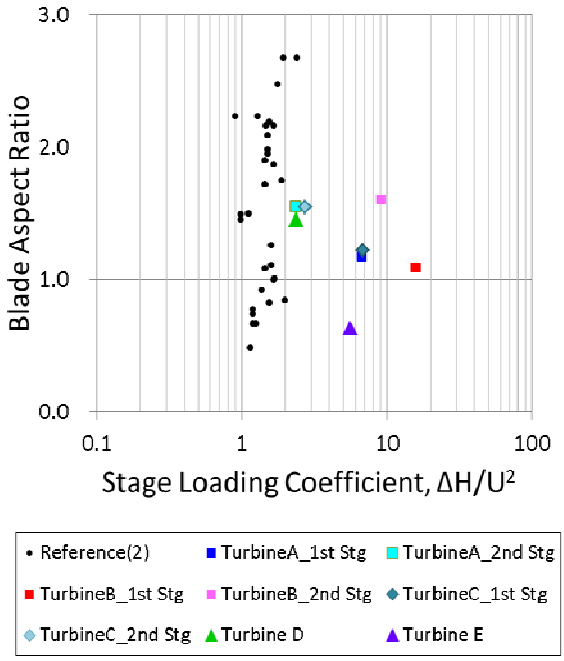
次に予測精度の低かったタービンの誤差要因について以下に検討する。タービンAの誤差要因については文献[43]にて部分挿入ノズルによる影響であることが示されていることから、ここではタービン E に着目する。Fig. 2.2（c）には動翼アスペクト比と段負荷係数の散布図を示す。この図からタービン E の動翼アスペクト比は極端に小さく（< 1.0）、かつ翼負荷が他に比べて高い特異な条件での作動となっている。このことからタービンEでは低アスペクト比（低翼高さ）に伴う損失を過小評価していると考えられることから、次節にて誤差要因を更に詳細に検討するためのパラメータスタディを実施する。

This document is provided by JAXA.





(a) Stage Loading vs. Flow Coefficient (b) Comparison of Predicted Efficiency with Experimental Efficiency



(c) Blade Aspect Ratio vs. Stage Loading

Fig. 2.2 Results of 1D Analysis (AMDC + KO Loss System)

This document is provided by JAXA.

２．４　低アスペクト比翼のパラメータスタディによる誤差要因の検討

前節において、低アスペクト比翼の 1 次元解析では試験結果と比べ損失を過小評価する結果となった。本節では、翼アスペクト比、翼負荷、チップクリアランスを変数としたパラメータスタディを 1 次元解析および 3 次元定常 CFD 解析の双方で行い、両者の差異について考察する。

２．４．１　CFD 解析条件設定のための予備解析

定常 CFD によるパラメータスタディに先立ち、格子品質や乱流モデルの違いが解析結果に与える影響を評価し、解析精度と解析時間とのバランスが取れた適切な条件を選定するための予備解析を実施する。この予備解析には米国 ConceptsNREC 社の PushbuttonCFD®[44]を用いる。解析対象は Table 2.1 のタービン E とし、格子品質（総格子数）の異なる 3 つの解析格子を用いる。タービン流れの数値解析では様々な乱流モデルが用いられている。例えば ASME TurboEXPO 2011 の Axial Turbine Aerodynamics セッションではタービン流れの数値解析の発表論文は 26 件で、その内 1 方程式モデルを使用しているものは 6 件、2 方程式モデルを使用しているものは 20 件である。これを踏まえ、今回の予備解析では Spalart-Allmaras 1 方程式モデル[45]（以下 S-A と称す）と k-ε 2 方程式モデル[46]（以下 k-ε と称す）を用いる。両者とも壁面近傍は壁関数を用いている。Table 2.2 に解析条件を、Fig. 2.3 には解析精度と解析時間の比較結果を示す。

This document is provided by JAXA.

Table 2.2 Computational Conditions

CFD Solver	Pushbutton CFD®		
Operating Fluid	Combustion Gas (Ideal Gas)		
Grid Size	Coarse	Nominal	Fine
	540,000	1,100,000	2,200,000
Y+	174	172	171
Turbulence Model	Spalart-Allmaras 1eq. model		
	k-ε 2eq. model		
Space Accuracy	2nd Order		
Cells in Tip Clearance	12 Cells (Clearance 0.35mm)		

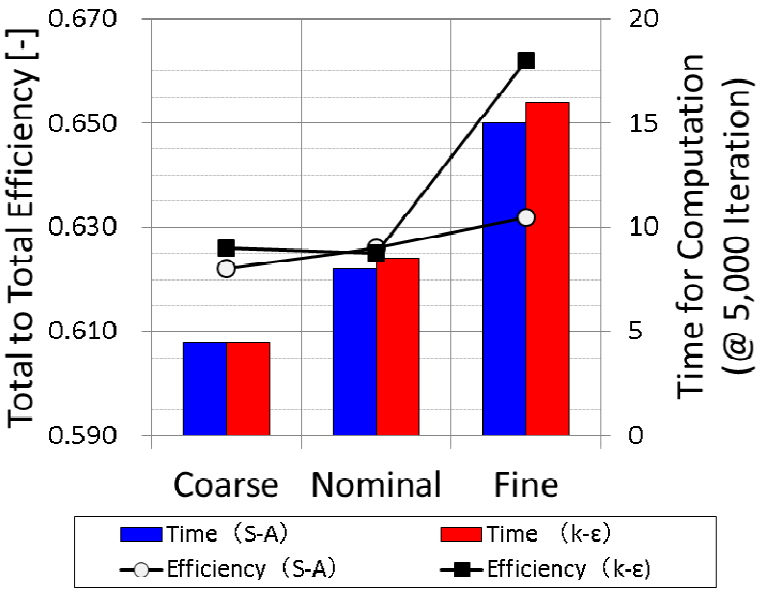


Fig. 2.3 Evaluation for Accuracy and Time of Computation

This document is provided by JAXA.

Fig. 2.3 の棒グラフは汎用ワークステーション（2.93GHz×2CPU）による 5,000 回到達時点での解析時間を示す。格子数の増加に伴い解析時間も増加しており、Coarse/Nominal 格子では 10 時間を下回り Fine 格子では 15 時間程度となった。

次に解析精度について、Fig. 2.3 の折れ線グラフは各ケースの効率値を示している。乱流モデル毎に比較すると、S-A では格子数の増加に伴い効率値も線形的に増加しているが k-ε では非線形な挙動を示している。これは k-ε の Nominal および Fine 格子で数値振動が生じているためであり、k-ε では収束安定性および解析精度の面で難がある結果となった。また S-A の解析精度検証のためには Fine 格子以上の解像度の格子を用いた格子依存性の評価が必要であるが、今回の Nominal および Fine 格子における性能誤差は効率値で 1%以下であること、また本章のパラメータスタディにて議論する効率値は±5%のオーダであること、また解析時間も考慮した上で更なる格子依存性の評価は不要であると判断した。

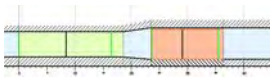
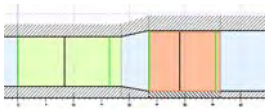
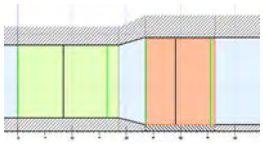
以上の結果から、今回の定常 CFD によるパラメータスタディでは乱流モデルとして S-A を用い、解析格子として Nominal 格子の組合せを選択することにした。

２．４．２ パラメータスタディ条件の設定

パラメータスタディの設計変数として、動翼アスペクト比（翼高さ）、翼枚数（翼負荷）、チップクリアランスを用い、これらを組合せた合計 20 個の形状に対して定常 CFD を行った。設計変数の水準を Table2.3 に、それらの組合せ条件を Table 2.4 に示す。解析格子および乱流モデルは 2.4.1 項の予備解析結果を反映し Nominal 格子と S-A モデルを、その他の解析条件は Table 2.2 を踏襲している。一方、定常 CFD と比較するための 1 次元解析は CFD 解析を包含する範囲で実施し、損失モデルは“AMDC+KO モデル[8][12][13]”と“Craig & Cox モデル[10]”の 2 種類を用いた。

This document is provided by JAXA.

Table 2.3 Design Variables and their Levels for Parameter Study

Design Variables	Level 1	Level 2	Level 3
Aspect Ratio			
	0.4	0.8	1.2
Blade Height	5.3 mm	10.6 mm	15.8 mm
Number of Blades	84	94	115
Tip Clearance	0.3 mm	0.4 mm	0.5 mm

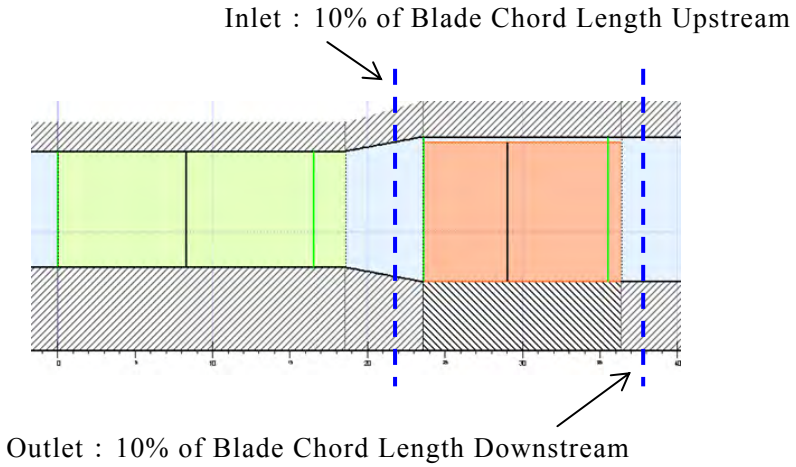
This document is provided by JAXA.

Table 2.4　Combination of Design Variables

No.	Design Variables		
	Number of Blades	Aspect Ratio	Tip Clearance
1	115	0.400	0.300 mm
2		0.800	
3		1.200	
4	94	0.400	
5		0.800	
6		1.200	
7	84	0.400	
8		0.800	
9		1.200	
10	115	1.200	0.400 mm
11		0.400	0.500 mm
12		0.800	
13		1.200	
14	94	0.400	
15		0.800	
16		1.200	
17	84	0.400	
18		0.800	
19		1.200	
20		0.400	0.400 mm

1 次元解析と定常 CFD 双方の解析結果を翼素効率を評価指標として比較する。CFD での評価位置は動翼前縁から 10%上流と動翼後縁から 10%下流とし、双方の位置での全圧および全温の流量平均値により効率値を求める。また、翼枚数に関しては Zweifel の翼負荷係数[47]として整理する。これらの評価式の定義を Fig. 2.4 に示す。

This document is provided by JAXA.



(a) Position for Evaluating CFD Results

$$\eta_{b,T-T} = \frac{1 - T_{t,out} / T_{t,in}}{1 - \left(P_{t,out} / P_{t,in} \right)^{\gamma - 1 / \gamma}}$$

$\eta_{b,T-T}$	: Blade Efficiency	$P_{t,in}$	: Total Pressure at Inlet
$T_{t,in}$	: Total Temperature at Inlet	$P_{t,out}$	: Total Pressure at Outlet
$T_{t,out}$	: Total Temperature at Outlet	γ	: Ratio of Specific Heat

(b) Definition of Blade Efficiency

$$Z = \frac{p\left(W_{mrd,in} W_{\tan,in} + W_{mrd,out} W_{\tan,out}\right)}{0.5 c_x W_{out}^{\ 2}}$$

Z	: Zweifel Factor	$W_{mrd,out}$	: Meridional Velocity at Outlet
p	: Blade Pitch	$W_{\tan,out}$	: Tangential Velocity at Outlet
$W_{mrd,in}$	: Meridional Velocity at Inlet	W_{out}	: Relative Velocity at Outlet
$W_{\tan,in}$	: Tangential Velocity at Inlet	c_x	: Axial Chord Length

(c) Definition of Blade Loading

Fig. 2.4 Definition of Evaluation Items

This document is provided by JAXA.

２．４．３　パラメータスタディ結果

Fig. 2.5 には翼素効率の 1 次元解析と CFD 解析との相関図を示す。図中赤印が“AMDC+KO モデル”と CFD との相関を、緑印が“Craig & Cox モデル”と CFD との相関を表す。解析範囲における翼素効率の変化幅（絶対値として）は、CFD が 16%であるのに対し、“AMDC+KO モデル”は 5%、“Craig & Cox モデル”では 8%となっており、今回用いた 2 つの損失モデルは何れも損失を過小評価する結果となっている。

次に翼素効率に対する各設計変数の影響を比較するため、パラメータスタディの結果を翼素効率を指標とした 3 次元の等高線図で整理する。その結果を Fig. 2.6 に示す。Fig. 2.6（a）が“AMDC+KO モデル”、（b）が“Craig & Cox モデル”、（c）が CFD 解析の結果である。何れも動翼チップクリアランスが 0.3mm の場合の結果を示している。これらの図から、動翼アスペクト比が大きく翼負荷が小さな領域では、1 次元解析と CFD 解析との差異は僅かである一方、動翼アスペクト比が小さく翼負荷の大きな領域においては、1 次元解析と CFD 解析との差異が顕著になることが分かる。

This document is provided by JAXA.

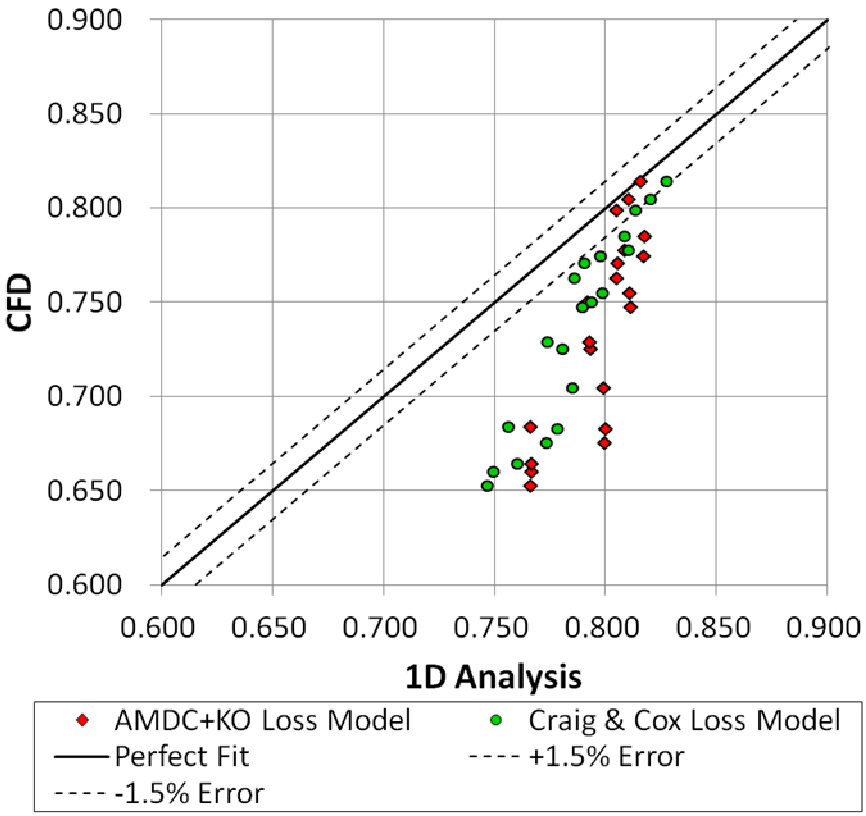
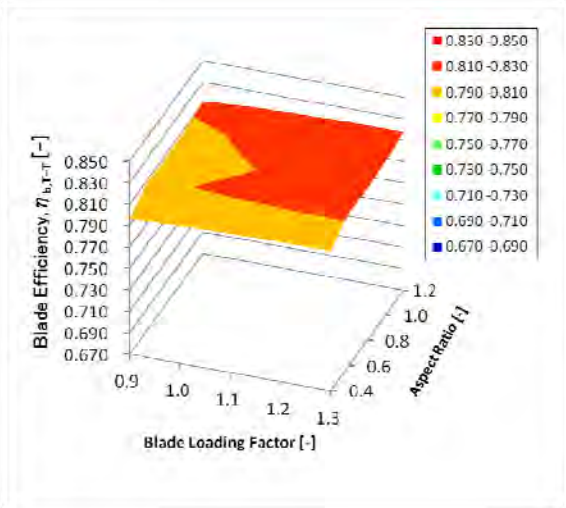
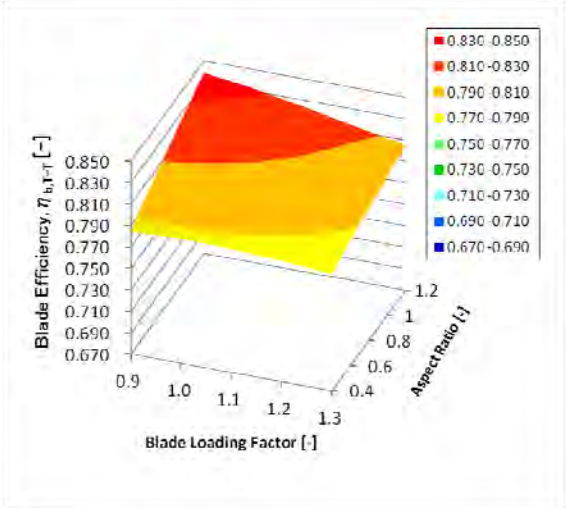


Fig. 2.5 Correlation with 1D Analysis and CFD

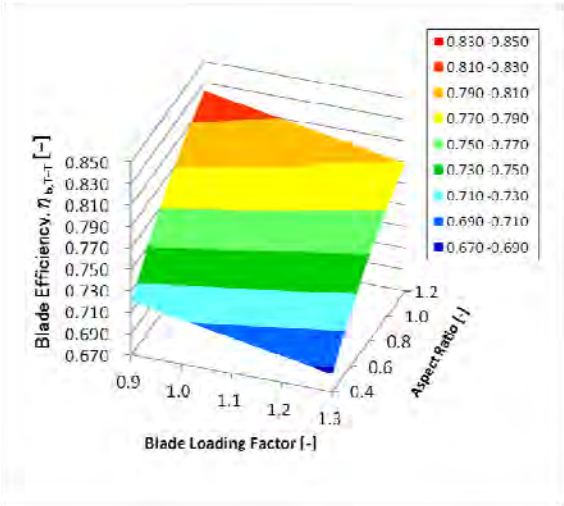
This document is provided by JAXA.



(a) AMDC+KO Loss Model



(b) Craig & Cox Loss Model



(c) CFD Results

Fig. 2.6 Response Surface Diagram of Turbine Blade Efficiency

(Tip Clearance: 0.3 mm)

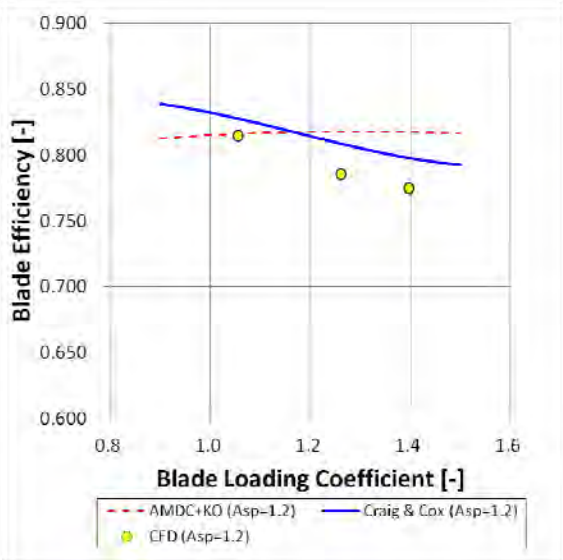
This document is provided by JAXA.

Fig. 2.7 には各設計変数と翼素効率との関係を示す。図中の破線が“AMDC+KO モデル”を、実線が“Craig & Cox モデル”を、プロットが CFD 結果を表す。Fig. 2.7(a)には翼負荷との関係(動翼アスペクト比 1.2、チップクリアランス 0.3mm の条件)を示す。今回の CFD 解析では翼負荷の変化幅に対し翼素効率が 3～4%程度変化する結果となった。翼負荷がタービン効率に及ぼす影響は文献[48]により実験が行われており、翼負荷を 50%増やすことによりタービン効率が 2.5%低下する結果が得られている。文献[48]での供試タービンは今回の解析対象とは仕様や形状が若干異なる(段負荷係数:2.5、動翼アスペクト比:1.6)ものの、両者はほぼ同等の効率低下量を示していることから、今回の CFD 結果が 1 次元解析との差異を定量的に評価するに資するものと考える。1 次元解析同士を比べると、“Craig & Cox モデル”では翼負荷の増加に伴い翼素効率も低下しており翼負荷に対する翼素効率の傾向は CFD 結果に近い。一方の“AMDC+KO モデル”においては翼負荷の増加に対して翼素効率がほとんど変化しておらず、実際の傾向(=高負荷で効率低下)を正しく表現していないことが分かる。

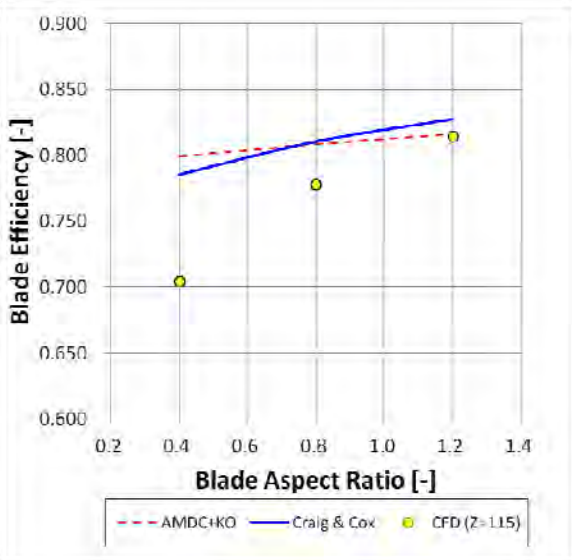
Fig. 2.7(b)には動翼アスペクト比との関係(動翼枚数 115 枚、チップクリアランス 0.3mm の条件)を示す。動翼アスペクト比が大きい領域では 1 次元解析と CFD 解析との差異は僅かであるが、動翼アスペクト比が小さくなるほど 1 次元解析と CFD 解析との差異が大きくなっている。また 1 次元解析同士を比べると、動翼アスペクト比に対する翼素効率の変化量は“AMDC+KO モデル”よりも“Craig & Cox モデル”の方が大きい。

Fig. 2.7(c)にはチップクリアランスとの関係(動翼アスペクト比 1.2、動翼枚数 115 枚の条件)を示す。チップクリアランスの拡大により翼素効率も低下するが、その傾向は 1 次元解析と CFD 解析、また 1 次元解析同士も良く一致している。

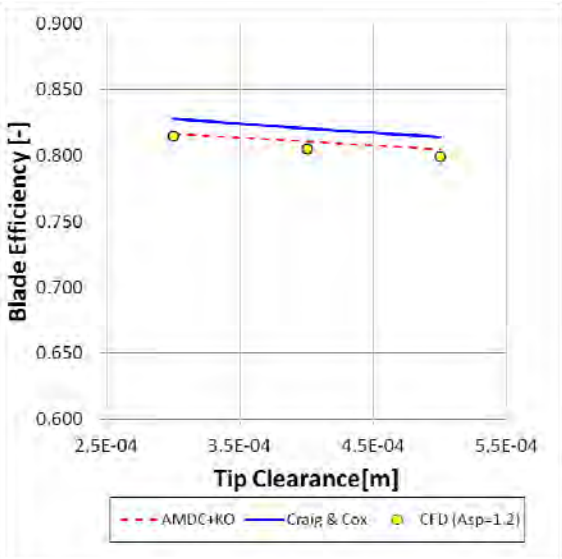
This document is provided by JAXA.



(a) Blade Loading



(b) Blade Aspect Ratio



(c) Tip Clearance

Fig. 2.7 Effect of Design Parameters on Blade Efficiency

This document is provided by JAXA.

２．５ 結論

第2章では、既存ロケットターボポンプ用タービンの 1 次元再現解析と、動翼アスペクト比、翼負荷、チップクリアランスを変数としたパラメータスタディ結果について論じた。本章で得られた結論は次の通りである。

(1) 既存ロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いた 1 次元損失モデルによる再現解析の結果、その予測精度は良好であることを確認した。但し、部分挿入ノズルを有する場合や低アスペクト比（低翼高さ）翼の場合には予測精度が低下する。

(2) パラメータスタディの結果より、翼負荷が大きく動翼アスペクト比が小さな領域において 1 次元解析では損失を過小評価しており、1 次元解析と CFD 解析との差異が顕著になる。

(3) 翼負荷に対する翼素効率の傾向は“Craig & Cox モデル”の方が CFD 結果に近く、一方の“AMDC+KO モデル”では実際の傾向（=高負荷で効率低下）を正しく表現していない。

(4) 動翼アスペクト比に対する翼素効率の傾向は、1 次元解析と CFD 解析とで大きく異なり、これが 1 次元解析と CFD 解析との定量的な差異の要因となっている。ロケットターボポンプ用タービンは、仕様によっては極端な低アスペクト比翼になるため、1 次元解析による予測精度の更なる向上に向けて動翼アスペクト比に対する損失モデルの改良が望まれる。

本章で得られた結果によって、既存の損失モデルを用いた 1 次元設計の予測精度、その予測精度が低下する要因が把握出来た。“Craig & Cox モデル”は極端な低アスペクト比翼の場合を除いて翼負荷に対する傾向を正しく再現している

This document is provided by JAXA.

ことから、これを第４章にて行う最適化計算で用いる損失モデルとして選定することにした。

This document is provided by JAXA.

第3章　品質機能展開による“重要設計パラメータ”の選定

3．1　本章の目的

1章で述べたように、ロケットエンジンの性能および信頼性向上の観点からロケットターボポンプ用タービンの設計技術の更なる向上が望まれている。しかしながら、ロケットエンジンの新規開発自体が限られることや、H-Ⅱおよび H-ⅡA ロケットの開発を知る技術者からの技術伝承が困難になっている等、ロケットターボポンプ用タービンを取り巻く環境は厳しく洗練されたタービン設計技術そのものの獲得が急務になっている。

ロケットターボポンプ用タービンの設計自在性の向上と設計技術の獲得のため、本章では品質機能展開（Quality Function Deployment、以下 QFD と称す）とロバスト設計手法（パラメータ設計）とを組合せた新たな最適化プロセスを提案する。本章ではこの最適化プロセスの全体像と、QFD による設計パラメータへの重要度変換の手順について述べる。この手順により得られる重要度の高い設計パラメータのことを“重要設計パラメータ”と呼び、それらを第4章にて行うタービン最適化における設計変数として用いる。従って本章では、主にロケットエンジン関係者を対象とした QFD によって、ロケットターボポンプ用タービンの“重要設計パラメータ”を選定することを目的とする。

This document is provided by JAXA.

３．２　QFDとロバスト設計手法とを組合せた最適化プロセス

本節では QFD およびロバスト設計手法の概要を説明し、それらを組合せた最適化プロセスの手順および狙いについて述べる。

３．２．１　品質機能展開（QFD）

新製品開発の際、十分品質の高い製品を製造するためには設計段階から品質を考慮することが重要であるが、“どのような品質を高めれば良いか？”、また“品質を高めるために具体的に設計段階で何をすべきか？”、は必ずしも自明ではない。QFD[49]~[51]は、表の行に目的とする品質（要求品質）を、列に直接管理可能な要素（品質要素）を記入した二元表（Fig. 3.1、品質表）を用い、互いの関係付けから重要性の高い品質要素は何か（＝設計段階で何をコントロールすべきか）を明らかにする手法であり、1960 年代に開発された[49]。

QFD は顧客の声を製品開発につなげるための手法として、自動車業界を中心に、大型船外機[52]や変電機器[53]の開発など、“ものづくり”の現場で活用されてきたが、近年ではサービスやソフトウェア開発においても国内・海外問わずに活用されている。また、QFD の作業を効率的に行うためのソフトウエア[54][55]も提供されている。

This document is provided by JAXA.

1st	2nd	efficiency	flow rate	horse power	operating point	mean diameter	blade shape	blade height	Number of Stage
Easy to manufacture	Easy to design	◎	○	◎	○		◎		◎
	Easy to manufacture						◎	◎	○
	Easy to inspect						◎	○	○
	Easy to assemble								◎
Operate Stably	Little change in performance due to changes in operating points		○		◎		◎		
	Reduction of the variation in each product					○	◎	◎	
	Operate on any terms				◎				
	Does not affect the pump system	◎	◎	◎	○				
Operate Safely	Low vibration				○		○		
	Unbreakable								
	Hard to fault								
	Not affected by operating conditions								
To meet the specificat	Gives the required output	◎	◎	◎	○	○	○	○	○
	Fits into a given interface								
	Good performance over a wide range	◎			○	○	○		
	Can quickly start / stop								
	Can be measured easily								

Fig. 3.1 Part of Quality Table

３．２．２ ロバスト設計（パラメータ設計）

ロバスト設計とは、品質工学[56]（タグチメソッド）の中心的な手法の一つであり、様々なノイズ（誤差因子）に対しその製品の特性が変化しにくい（つまりロバストな）設計を行うための最適化設計手法であり、欧米ではロバスト設計、日本ではパラメータ設計と呼ばれている[57]。これ以降、本論文ではパラメータ設計と称することにする。

パラメータ設計では、実験計画法（直交表）を用いて設計パラメータを組合せ、第一段階でノイズに対する影響を最小化した後に目標値に合わせる二段階設計[58]を行う。パラメータ設計による最適化結果の詳細については第4章にて述べる。

This document is provided by JAXA.

３．２．３ 最適化手順とQFDの位置付け

Fig. 3.2 に今回提案する最適化プロセスの手順を示す。最適化を行う上で、“何を目的に最適化を行うのか？”や“設計パラメータとして何を取り上げるか？”については、その設計の核心に関わる最も重要な事項である。例えば Space Shuttle 用ターボポンプの開発は今から約 40 年前であるが、当時もエンジンから要求される出力を最も軽量なターボポンプで実現することを目的とした最適設計によりターボポンプの形態が選定されている[59]。設計目的や設計パラメータの選定では様々な立場からの意見を反映することが重要であり、その手段として市場の声を見える化出来る QFD の適用が有効である。QFD は様々な分野で適用されているが、品質要素や品質特性への変換、つまり製品開発の企画段階での適用が主である。一方のパラメータ設計は設計段階そのものであり、一般的に両者が適用される段階は異なるが、QFD とパラメータ設計との連携がより緊密になれば顧客の要求に合致した最適化を効率よく行うことが可能である。よって QFD を“最適化を行う上で、その対象とすべき設計パラメータを選定するための”手段として位置付け、“要求品質の重要度”を“設計パラメータの重要度”へと変換する。こうすることによって、無数にある設計パラメータの中から目的とする機能を最大限に発揮できるような技術的な設計パラメータの絞り込みが可能となる。これが Fig. 3.2 の STEP1 である。設計パラメータの重要度へと変換されれば、それに続くパラメータ設計（Fig. 3.2 の STEP2）へと容易に繋げられ、QFD とパラメータ設計との連携がより緊密となる。QFD による設計パラメータへの重要度変換の詳細については次節にて述べる。

This document is provided by JAXA.

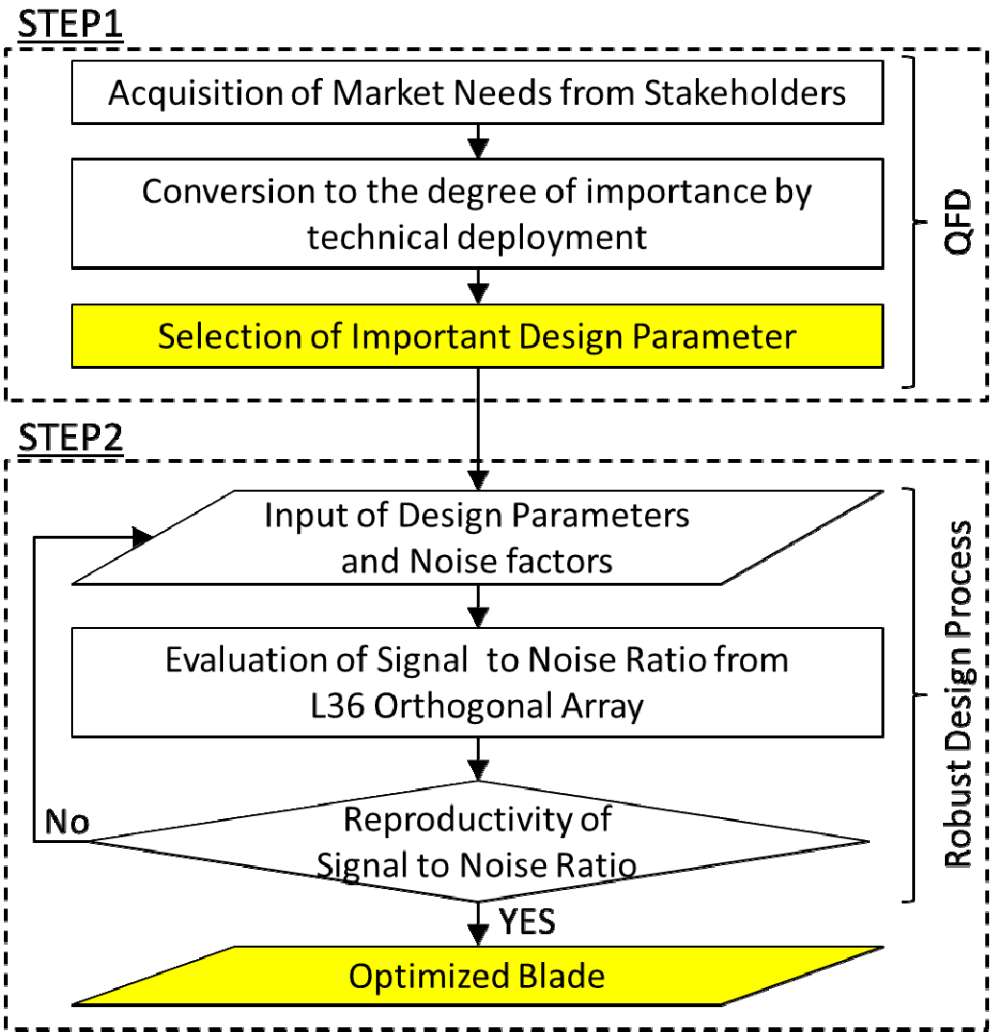


Fig. 3.2 Flowchart of Optimization

This document is provided by JAXA.

3．3　QFDによる設計パラメータへの重要度変換

QFD の検討の流れを Fig. 3.3 に示す。Fig. 3.3 の左上に示す品質表を出発点とし、二元表による重要度の変換を繰返し行うことで設計パラメータの重要度を求めている。今回の QFD では合計 4 つの二元表を作成しているが、その一例として設計パラメータへの重要度変換を行った二元表を Fig. 3.4 に示す。なお QFD の具体的な手順については文献[60]～[62]に詳しく記載されているので、以降では結果を中心に述べ、手順については概略を示す。

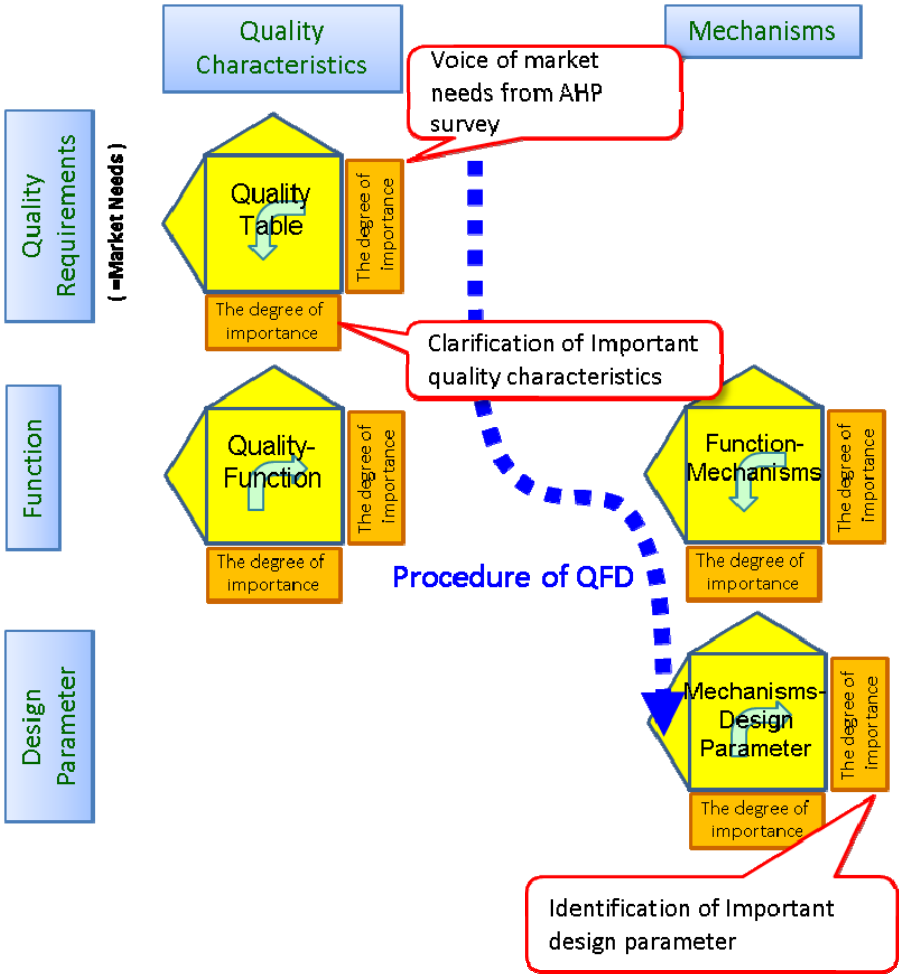


Fig. 3.3　Whole Procedure of QFD

This document is provided by JAXA.

Mechanisms		Design Parameter																																															
		1st Stage nozzle																						Rotor blade																				Turbine disk							
		Blade profile											Meridional shape							Throat area				Blade profile								Meridional shape			Passage area				Shroud shape				Damper shape				Disk shape							
		Maximum blade thickness chord	Turning angle	Pitch chord ratio	Throat exit area ratio	Nozzle length	Nozzle departure angle	Leading edge radius	Leading edge wedge angle	Trailing edge radius	Trailing edge wedge angle	Blade aspect ratio	Partiality	Leading edge tip radius	Leading edge hub radius	Trailing edge tip radius	Trailing edge hub radius	Mean diameter	Blade angle at nozzle exit	Blade height	Blade root radius	Maximum blade thickness chord	Turning angle	Pitch chord ratio	Leading edge radius	Leading edge wedge angle	Trailing edge radius	Trailing edge wedge angle	Blade aspect ratio	Tip clearance	Axial gap between	Mean diameter	Blade angle at rotor exit	Blade height	Blade root radius	Shroud thickness	Shroud length	Shroud width	Damper diameter	Number of dampers	Width of damper groove	Depth of damper groove	Disk thickness	Hub diameter of disk	Disk OD	Diameter of balance land	Seal diameter of stator	Interface of blade root	Number of spline	Spline size
Level 1	**Level 2**																																																
Power Transmission	Shaft/Disk Fixing																																									○						○	○
	Shaft/Disk Connection																																										○						◎	◎
	Blade/Disk Fixing																																							○	○						○		
	Blade/Disk Connection																																					○	○	○	○						◎		
Sealed of Turbine Gas	Shaft Seal																																										◎						
	Static Seal																																												○				
Suppression of Blade Vibration	Suppression of Resonance			◎	○				◎	○	○	◎	◎						◎	○	○		○	◎	○	○	◎	○	◎		◎	○	◎	○	○	○	○	○	○	○	○				○		◎		
	Suppression of Forced vibraton			○					◎	○			○							○	○	○	○	○	○		○		○		○			○				○	○	○	○	○	○	○	◎				
	Damping																																					◎	◎	◎	◎						◎		
Positioning	Axis Holding																	○														○																		○
	Stator Mount																	○														○																		
	Adjusting Axial Distance between the Blades			○		○																		○							◎											◎								
Flow Control	Turbine Inlet Flow	○	○	○				○	○																																								
	Flow at Nozzle Exit	○	◎	◎	◎	○	◎	○	○	◎	○	◎	◎	○	○	○	○	○	◎	○																													
	Flow Turning at Rotor Blade				○		○															◎	◎	◎	○	◎	○	○	○	◎	◎	◎	◎	◎																
	Turbine Outlet Flow																		○											○	◎	○																		
	Stator Seal																																													◎			
	Rotor Tip Seal																						○	○					○	◎						○	◎	◎												
Minimize Damege due to Contact														○		○								○					○	◎				○																
Power Generation	Flow Accelaration at Nozzle	○	○	○	◎	◎	◎			○	○	○		○	○	○	○	◎	◎	◎	○																													
	Impulse Force Loading				○		○															○	◎	◎					○	○	○	◎	○	○						○	○								
	Conversion to Rotation																						○	○						○		◎	○							○	○						◎	◎	◎
Engine I/F	Connection to Inlet																																																
	Connection to Outlet																																																
	Flow Regulation				○								◎					◎	◎	◎	◎											○	○	○	○														

Fig. 3.4 Deployment Table for Turbine Mechanisms and Design Parameter

This document is provided by JAXA.

３．３．１　市場の定義と要求品質重要度の算出

QFD ではまず第一に市場（=ユーザー）からの要求（=要求品質）を把握することから始まる。ロケットターボポンプ用タービンは製造台数も少なく用途も限定されるため、大量生産品のように一般消費者を対象にすることは出来ない。ロケットターボポンプ用タービンにとって、それが組付けられるターボポンプ自体、更にはその上位システムであるロケットエンジンやロケット機体、それらの開発・製造工程に携わる全ての関係者がユーザーであり、ここではこのようなロケットエンジン関係者を“市場”と定義する。

要求品質（=市場の声）は、「ロケットターボポンプ用タービンとしてあるべき姿」をテーマとしたアンケートによって収集し、それを要求品質展開表に纏めた。要求品質重要度（=市場の声）は、先に定義したロケットエンジン関係者を対象に、階層分析法[63]（以下 AHP 法と称す）によるアンケート調査を行い、その重要度を求めた。AHP アンケート対象者の内訳を Table 3.1 に示すが、JAXA（=独立行政法人　宇宙航空研究開発機構、以降 JAXA と称す）におけるターボポンプやエンジン開発の従事者だけでなく、ターボポンプメーカ、ロケットエンジンメーカの設計、製造、品質保証部門の従事者を対象とし、年齢構成についても、若手・中堅から、開発経験が豊富なベテラン技術者まで、“市場の声”を抜けなく抽出するための人員構成とした。

当然のことながら、ロケットターボポンプ用タービンに対する要求は立場が異なれば違ったものとなる。従ってアンケートの集計方法については、Table 3.1 で示したグループ毎を対象に、各個人より得られた回答を相乗平均することでグループ毎の重要度として整理した。

This document is provided by JAXA.

Table 3.1　Breakdown of the AHP Subjects

Group		Number of Respondents
1	Turbopump Designer of JAXA	15
2	Rocket Engine Designer of JAXA	15
3	Turbopump Manufacturer Design Section	2
4	Turbopump Manufacturer Manufacturing section	3
5	Rocket Engine Manufacturer Design Section	6
6	Rocket Engine Manufacturer Manufacturing Section	6
	Total	47

Fig. 3.5 にはグループ毎に要求品質重要度を比較した結果を示す。図中横軸に要求品質項目を示し、各グループ毎の重要度を棒グラフの高さで表している。Fig. 3.5 に示す通り、要求品質重要度はグループ毎に特徴のある結果となった。“JAXA のターボポンプ設計者”の要求品質重要度は、全ての項目について全体的に高い傾向が得られた。一方で“ターボポンプ製造メーカ”の要求品質重要度は、製造、設計部門共に、「壊れにくい」や「故障しにくい」等の信頼性を重要視する結果となった。この傾向は“JAXA のロケットエンジン設計者”においても見られる。これらの結果は、ロケットの重要な評価指標の一つが打ち上げ成功率であり、エンジン全体の信頼性が開発上最も重要視されることを反映しており、予想通りの結果と言える。同様に“ロケットエンジン製造メーカ”においても信頼性に関する重要度が高いが、それ以上に「個体差が無いこと」を最重要視する結果が得られた。ターボポンプはロケットエンジンにとっての「心臓」であり、特にタービン性能はエンジン全体の性能に大きな影響を及ぼすことから、個体差を抑えることはエンジン全体の性能ばらつきを抑え、信頼性の向上に繋がる。“ロケットエンジン製造メーカ”からの要求はこの点が反映された結果であると考えられる。

This document is provided by JAXA.

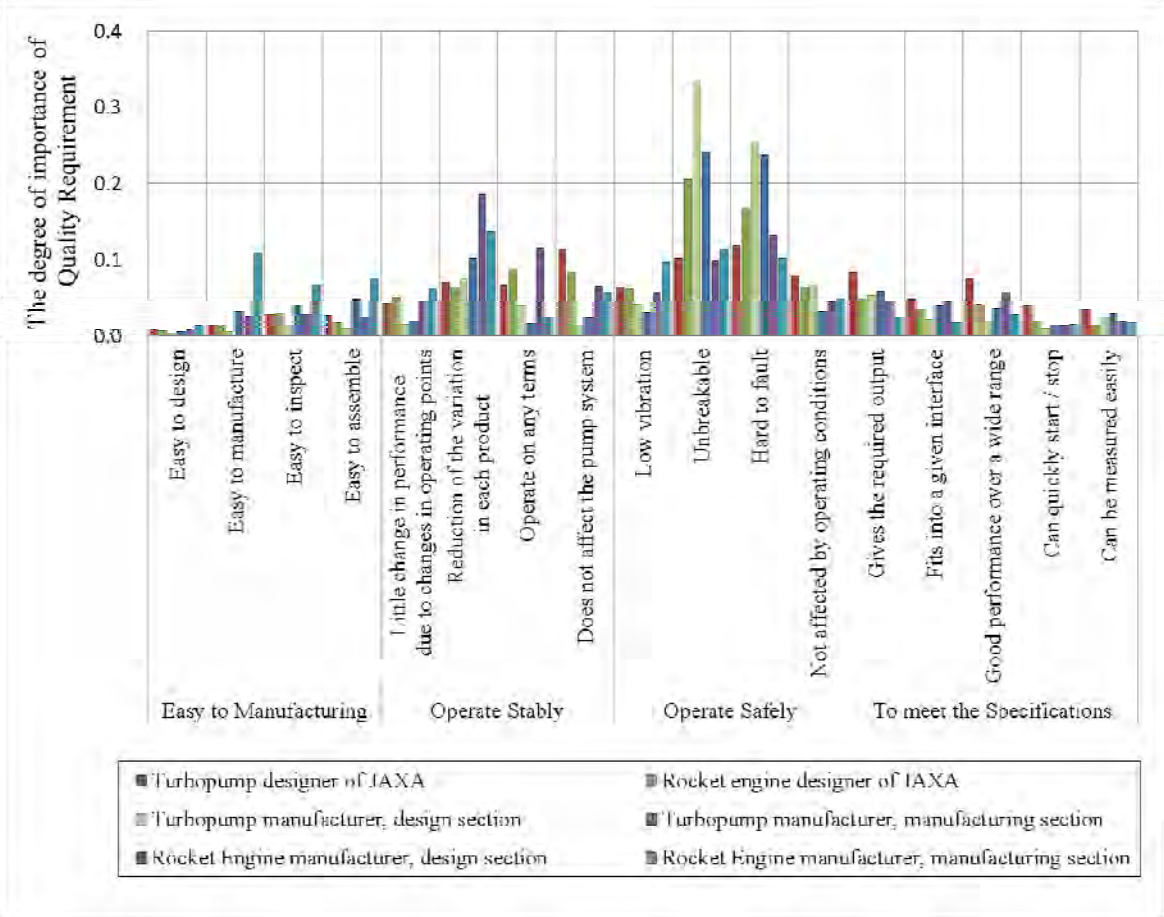


Fig. 3.5 Comparison of the Degrees of Importance of Quality Requirements for each group

This document is provided by JAXA.

３．３．２ 品質要素への重要度変換

技術者が“市場の声”を理解できるよう、要求品質から品質要素へと重要度の変換を行う。品質要素への重要度の変換は要求品質-品質要素展開表（=品質表）により行うが、その重み付け（Fig. 3.1 における◎、○による関連付け）を設計経験が浅い者が行うことは困難であり、その製品をよく知る設計経験が豊富な者の役割が重要である。今回はターボポンプを構成するポンプ、タービン、ロータ、軸受・シールを各専門分野とするJAXA 技術者 6 名によるディスカッションによって品質表の関連付けを行った。またその配点法については、標準的な手法である独立配点法[57]を用いた。

Fig. 3.6 には、グループ毎に品質要素重要度を比較した結果を示す。図中横軸が品質要素の項目であり、各グループ毎の重要度を棒グラフの高さで表している。“JAXA のターボポンプ設計者”の品質要素重要度は、「効率」や「周速」、「変形量」等、ほぼ全ての品質要素が同等の重要度を示している。一方で“ターボポンプ製造メーカ”では製造、設計部門共に、「定常応力」や「変動応力」、「非定常流体力」等の耐破壊性や耐振性を重要視する結果となった。この傾向は“JAXA のロケットエンジン設計者”においても同様である。また“ロケットエンジン製造メーカ”では製造、設計部門共に、「タービン翼型」の重要度が最も高い。また全てのグループで「重量」や「クリアランス」の重要度が高くなっているが、前者は要求品質の多くの項目と関連性が高く、後者は要求品質重要度が高い「信頼性」および「個体差」の両方に関連しているためである。

This document is provided by JAXA.

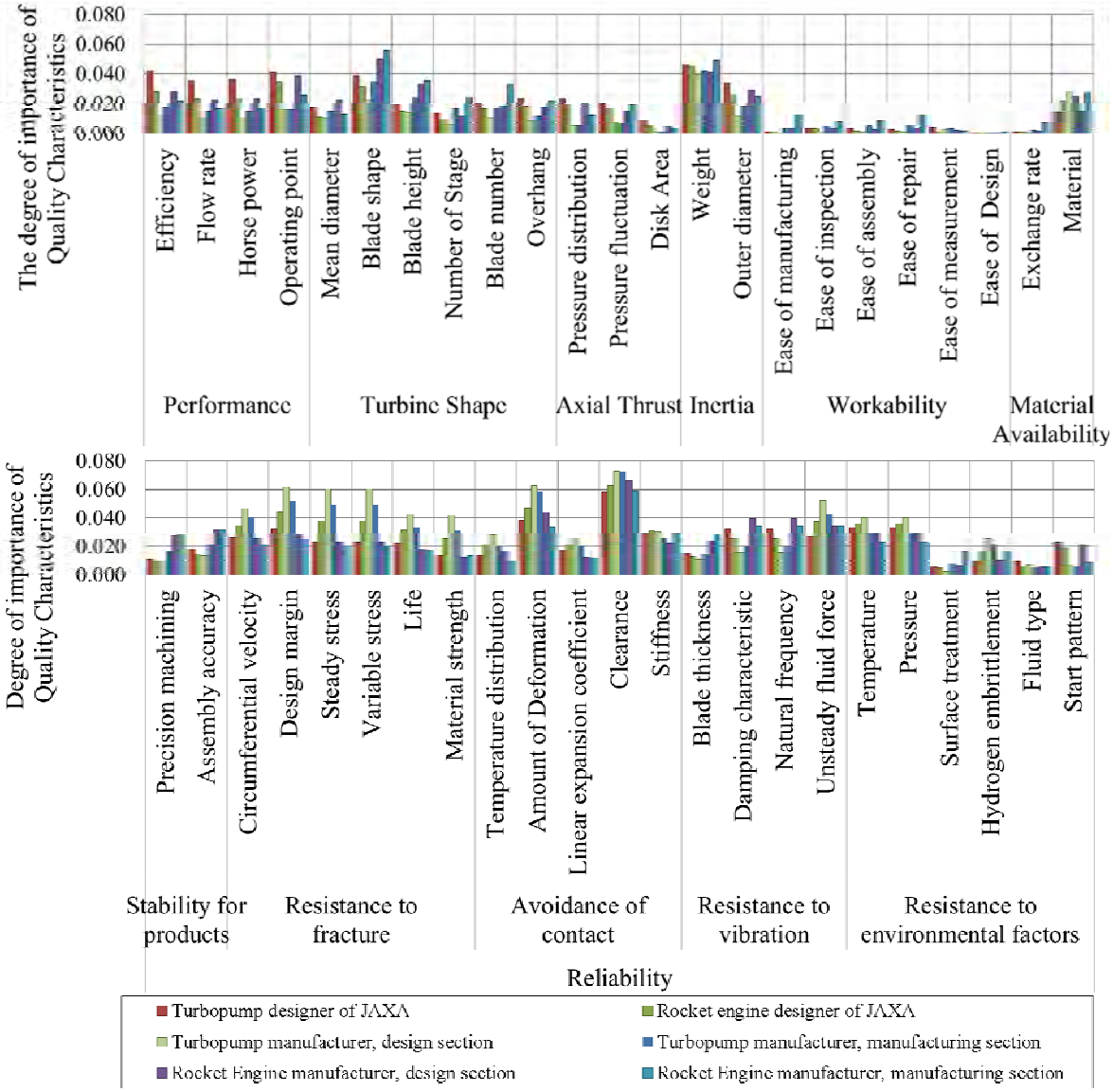


Fig. 3.6 Comparison of the Degrees of Importance of Quality Characteristics for each group

This document is provided by JAXA.

３．３．３　重要設計パラメータの選定

品質表により得られた品質要素重要度の変換には定型化されたやり方は無く、様々な展開の仕方が考えられる。ここでは、重要品質を実現する為の技術に結びつける必要があるため、タービン機能（=働き）を“本来あるべき姿”として、タービン機構（=仕組み）を“現状の技術レベル”として定義し、タービン機能や、タービン機構を媒介として、更に重要度の変換（=技術展開）を行った。その手順は以下に示す通りである。

まず、3.3.2 項に示した「品質要素」を行に、「タービン機能（=働き）」を列に記入した二元表（=品質要素-機能展開表）によってタービン機能の重要度へと変換し、タービンの重要機能を抽出した。次に、「タービン機能」を行に、「タービン機構（=仕組み）」を列に記入した二元表（=機能-機構展開表）によってタービン機構の重要度へ変換した。

次に設計パラメータへの展開方法について述べる。Fig. 3.7 には、タービンの部品展開図を示す。ロケットターボポンプ用タービンは構造がシンプルであるために、タービン機構と部品との対応関係が明確である。機能-機構展開表により得られたタービン機構重要度を整理した結果、その重要機構に対応する部品（=重要部品）として、「1 段ノズル」、「動翼」、「タービンディスク」の 3 部品に絞り込んだ。Fig. 3.7 には上記手順により選定した重要部品も併記している。重要部品が特定出来れば、その部品を構成する設計パラメータの形に整理することは容易であり、Table 3.2 にはその結果（=重要部品に対する設計パラメータ展開表）を示す。

This document is provided by JAXA.

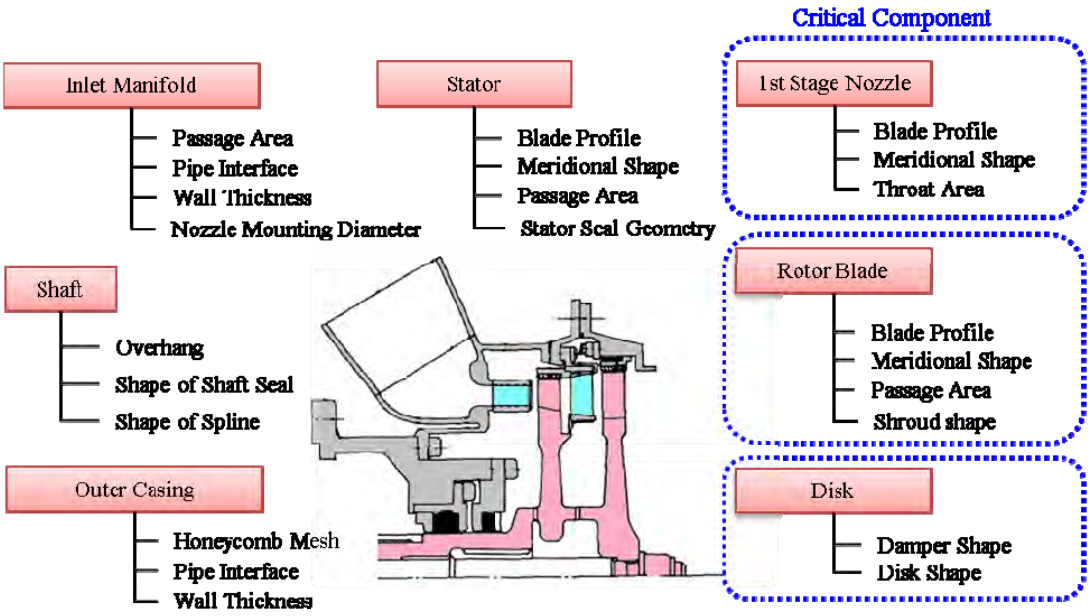


Fig. 3.7 Critical Components from Important Mechanisms

This document is provided by JAXA.

Table 3.2 Design Parameter Deployment

Components	2nd	3rd
Nozzle	Blade Profile	Maximum blade thickness chord ratio
		Turning angle
		Pitch chord ratio
		Throat exit area ratio
		Nozzle length
		Nozzle departure angle
		Leading edge radius
		Leading edge wedge angle
		Trailing edge radius
		Trailing edge wedge angle
	Meridional Shape	Blade aspect ratio
		Partiality
		Leading edge tip radius
		Leading edge hub radius
		Trailing edge tip radius
		Trailing edge hub radius
	Throat Area	Mean diameter
		Blade angle at nozzle exit
		Blade height
		Blade root radius
Rotor Blade	Blade Profile	Maximum blade thickness chord ratio
		Turning angle
		Pitch chord ratio
		Leading edge radius
		Leading edge wedge angle
		Trailing edge radius
		Trailing edge wedge angle
	Meridional Shape	Blade aspect ratio
		Tip clearance
		Axial gap between
	Passage Area	Mean diameter
		Blade angle at rotor exit
		Blade height
		Blade root radius
	Shroud Shape	Shroud thickness
		Shroud length
		Shroud width
Turbine Disk	Damper Shape	Damper diameter
		Number of dampers
		Width of damper groove
		Depth of damper groove
	Disk Shape	Disk thickness
		Hub diameter of disk
		Disk OD
		Diameter of balance land
		Seal diameter of stator
		Interface of blade root
		Number of spline
		Spline size

This document is provided by JAXA.

このようにして抽出した設計パラメータを列に、タービン機構を行に記入した二元表（=機構-設計パラメータ展開表）により設計パラメータへの重要度の変換を行った。Fig. 3.8 にはグループ毎に設計パラメータの重要度を比較した結果を示す。Fig. 3.8 の結果から、重要度の高い設計パラメータについて、代表的なものを部品毎に整理した結果を Table 3.3 に示す。

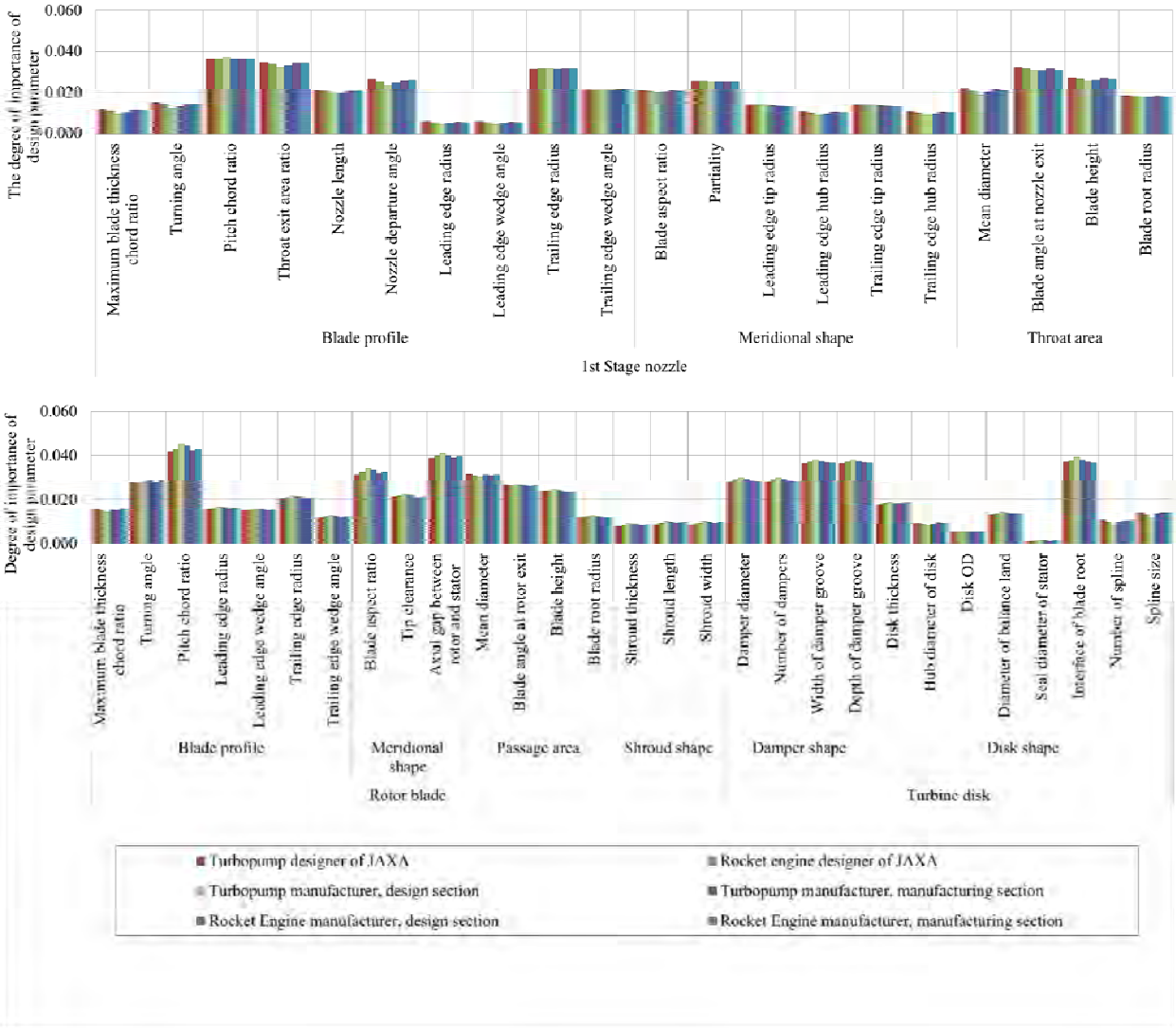


Fig. 3.8　Comparison of the Degrees of Importance of Design Parameters for each group

This document is provided by JAXA.

Table 3.3 Important Design Parameter (Typical)

Component	Important Design Parameters
Nozzle	Pitch Chord Ratio
	Throat Area Ratio at Nozzle Exit
	Trailing Edge Radius
	Blade Aspect Ratio
	Nozzle Partiality
	Mean Diameter
	Blade Angle at Nozzle Exit
	Blade Height
Rotor Blade	Blade Thickness Chord Ratio
	Pitch Chord Ratio
	Trailing Edge Radius
	Blade Aspect Ratio
	Tip Clearance
	Axial Gap between Rotor and Stator
	Mean Diameter
	Blade Angle at Rotor Exit
Turbine Disk	Width of Damper Groove
	Depth of Damper Groove
	Interface of Blade Root

This document is provided by JAXA.

以下に、重要度の高い設計パラメータについての考察を行う。

先ず、ノズルの設計パラメータ重要度を見ると“翼ピッチ/コード比”（Fig. 3.8 上段の左から 3 番目）の重要度が高くなっている。3.3.2 項に示した品質要素では、「効率」や「変動応力」の重要度が高い結果であった。効率の観点から見ると、タービン流体のエネルギの大半をノズルで速度に変換する衝動タービンにおいては、“翼ピッチ/コード比”のような翼プロファイルに関係するパラメータが重要である。同様に変動応力の観点から見ても、“翼ピッチ/コード比”は、ノズルからの励振周波数や非定常流体力との関連が強い。“翼ピッチ/コード比”の重要度が高いのは、このような“市場の声”が反映された結果である。

次に動翼の設計パラメータ重要度を見ると、1 段ノズルと同様に“翼ピッチ/コード比”（Fig.3.8 下段の左から 3 番目）の重要度が高い他、“動静翼間距離”（Fig. 3.8 下段の左から 10 番目）の重要度も高い。動静翼間距離はタービン性能のみならず、非定常流体力の大きさにも影響を及ぼすことから、これは 3.3.2 項にて抽出された「効率」や「非定常流体力」等の重要品質要素に対応した設計パラメータである。

最後にタービンディスクの設計パラメータ重要度を見ると、“ダンパー溝幅”（Fig. 3.8 下段の左から 20 番目）や“ダンパー溝深さ”（同 21 番目）の重要度が高い。これらは動翼-ディスク間の減衰特性に影響を及ぼす設計パラメータであり、「変動応力」等の重要品質要素に対応している。

同様に、その他の重要設計パラメータについても今回用いた 4 種の二元表（=品質表、品質要素-機能展開表、機能-機構展開表、機構-設計パラメータ展開表）での対応関係を辿ることで、どのような“市場の声”が“設計パラメータ”に反映された結果であるかを読み取ることが出来る。

以上に示した QFD を用いる手順によって、“市場の声”が反映された形でのロケットターボポンプ用タービンに対する“重要設計パラメータ”を選定し、設計パラメータ選定の根拠や基準を明確にすることが出来た。また QFD は、その実施により得られる種々の二元表そのものがデータベースとして残るため、“設計経験者の頭の中を見える化する”という技術伝承の観点からも有効なアプローチである。更

This document is provided by JAXA.

にロケットエンジン関係者を“市場”と定義することで、従来のタービンという製品レベルではなく、ロケットエンジンシステム全体から見た“あるべき姿”が明確になり、設計段階においてシステムとしての品質を検討することが可能となった。本章で提案した QFD の実施は、以上の点において、従来の設計に比べて技術レベルの向上に寄与している。

一方、QFD による設計パラメータの選定では、“市場の定義”や“二元表での関連付け”次第によりその選定結果が変わると予想される。今回は「性能」や「信頼性」の観点から設計パラメータの選定を行ったが、今後は「コスト」や「運用性」等、様々な視点から設計パラメータ選定を行うことが重要であり、これらについては今後の課題である。

This document is provided by JAXA.

３．４　結論

第３章では、ロケットターボポンプ用タービンの設計技術の獲得を目的としてQFD とパラメータ設計とを組合せた新たな最適化プロセスの提案を行い、その最適化プロセスの全体像について述べた。QFD とパラメータ設計の連携により市場の要求に合致した最適化を効率よく行うことが可能であるので、QFD を設計パラメータ選定のための手段として位置付け、ロケットエンジン関係者を市場と定義して設計パラメータの重要度へと変換する手順を示した。本章で得られた結論は次の通りである。

（1）　ロケットエンジン関係者を“市場”と定義し、その要求品質に対する AHP アンケートからロケットターボポンプ用タービンに対する“市場の声”が明らかになった。この手法により、従来のタービンという製品レベルではなく、ロケットエンジンシステム全体から見た“あるべき姿”が明確になり、設計段階においてシステムとしての品質を検討することが可能となった。

（2）　QFD の技術展開により、“市場の声”が反映された形での“重要設計パラメータ”を選定した。二元表での対応関係を辿ることで、“重要設計パラメータ”がどのような“市場の声”に基づいたものであるかを読み取ることが出来るため、設計パラメータ選定の根拠が明確になった。

本章で得られた結果によって、ロケットターボポンプ用タービンの重要設計パラメータが明確になった。第４章では、これらの重要設計パラメータを用いたタービン最適化結果を示し、本章で提案した最適化プロセスの有用性について考察を行う。

This document is provided by JAXA.

第4章　ロケットターボポンプ用タービンの最適設計

4．1　本章の目的

前章では、ロケットエンジン関係者を対象としたQFDにより、ロケットターボポンプ用タービンの重要設計パラメータが明確になった。本章では前章で選定した重要設計パラメータを用いて、既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いたタービンの最適設計を行う。

ターボポンプ開発における最重要課題の一つが軸振動問題であり、タービン部に生じるThomas Force[25]を低減することはターボポンプ軸振動低減の観点からも有効なアプローチである。その一方で Thomas Force の低減を目的とした既往研究は少なく、Thomas Force に対するタービン形状の影響については不明な点が多いが、今後のロケットエンジン開発におけるタービン設計の自在性向上の観点から、Thomas Force 自体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。しかしロケットターボポンプ用タービンの最適設計と言っても、単にThomas Force のみを低減させれば良い訳ではない。ロケットターボポンプ用タービンの設計では、タービン単体としての特性評価に加えてエンジンシステムやターボポンプからの制約も考慮し、これらとの整合性を取らなければならない。従って、ロケットターボポンプ用タービンの最適設計では、タービンのみを考慮した単目的ではなく、エンジンシステムやターボポンプ全体までを考慮した多目的最適化を行う必要がある。

本章では上記課題に対するアプローチとして、パラメータ設計と多目的遺伝的アルゴリズム（以下 MOGA と称す）による最適化を行う。第一段階では Thomas Force の低減を目的としたパラメータ設計について、続く第二段階ではMOGA最適化による最適形状の選定結果について述べ、最適化前後のタービン形状や特性について比較検討を行う。

This document is provided by JAXA.

４．２　タービン部に生じるロータダイナミック流体力

タービン部に生じるロータダイナミック流体力は Thomas Force[25]（または Alford Force[26]）と呼ばれる。以下に Thomas Force に起因したロケットターボポンプの軸振動事例、および、Thomas Force の評価方法について述べる。

４．２．１　Thomas Force に起因するロケットターボポンプの軸振動事例

Thomas Force に起因するロケットターボポンプの軸振動事例としては、H-ⅡA ロケットのメインエンジンである LE-7A 液体水素ターボポンプの開発初期に生じた亜同期振動の問題[28][64]がある。

Fig. 4.1 に LE-7A 液体水素ターボポンプを、Table 4.1 に主要諸元を示す。この液体水素ターボポンプでは、開発当初より約 250Hz 帯域の亜同期振動が過大となる問題が生じていた。代表的な軸振動事例を Fig. 4.2 に示す。この 250Hz 帯域はタービン側が大きく振れる 1 次危険速度に近いこと、また比較的広い周波数分布を持つ振動であることから、タービン部に生じる Thomas Force によって軸系の減衰比が低下し、この減衰比の低下が亜同期振動を引き起こしていると推定された。

軸系やケーシングを大幅に改修するような対策は、コスト面やスケジュール面から採用が困難であったことから、この亜同期振動の対策としてタービン側の軸受とタービンディスクとの間に装着されているシールリングの設計変更（Fig. 4.3）が行われた。この対策はシールリングに流入する流体に軸の回転方向と逆方向に予旋回を与え、それによって軸系全体の減衰比を上昇させている。Fig. 4.4 に対策前後の軸振動を比較して示すが、この対策によって 250Hz 帯域の亜同期振動を抑制することに成功した。

This document is provided by JAXA.

Fig. 4.1 Fuel Turbo-Pump (FTP) of LE-7A[64]

Table 4.1 Operating Conditions of LE-7A Fuel Turbo-Pump (FTP) [64]

Pump Side	Inlet Flow rate	kg/s	37.3
	Inlet Pressure	MPa	0.34
	Discharge Pressure	MPa	28.6
Turbine Side	Inlet Pressure	MPa	21.4
	Inlet Temperature	K	750
	Pressure ratio	-	1.54
	Turbine Power	kW	28800
Turbo-Pump	Rotation Speed	rpm	42200

This document is provided by JAXA.

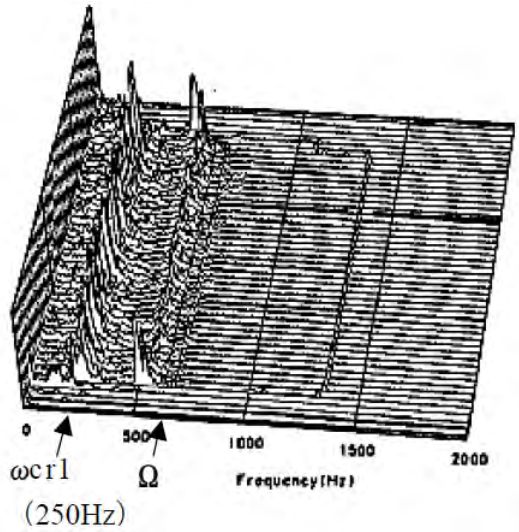


Fig. 4.2 Water Fall Diagram of FTP Rotor Vibration[64]

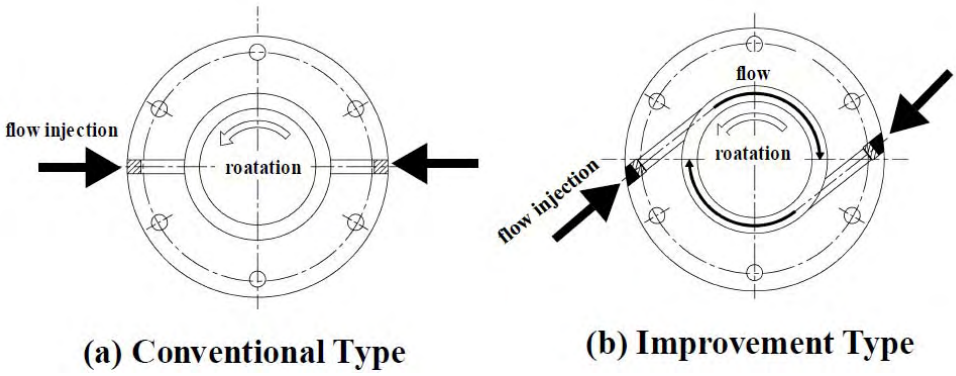
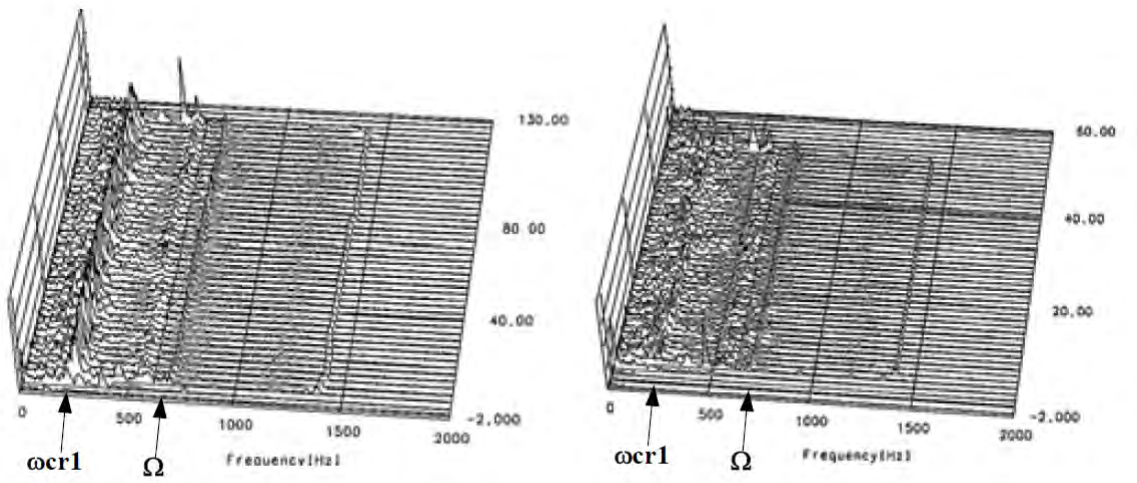


Fig. 4.3 Injecting Direction of Fluid to the Seal[64]

This document is provided by JAXA.



(a) Conventional Type Seal **(b) Improvement Type Seal**

Fig. 4.4 FTP Rotor Vibration (DRF) at Engine Firing Tests[64]

This document is provided by JAXA.

４．２．２ Thomas Force の評価方法

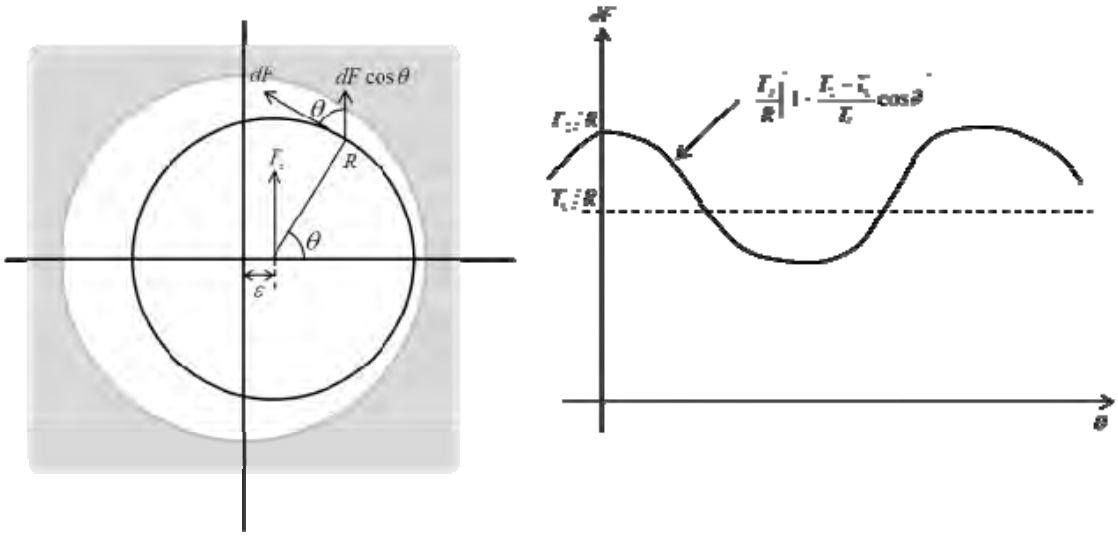
Thomas Force はタービン動翼先端からの漏洩量の周方向不均一によって生じるトルクアンバランス力であり、軸系のふれまわり振動に対して励振力（不安定化力）として作用し、ロケットターボポンプ用タービンや蒸気タービンなどの高負荷翼において大きくなりやすい。

Fig. 4.5 に Thomas Force の評価方法を示す。本章では Thomas によるモデル式を用いる。このモデルは翼を無限枚数と考え、単位周方向長さあたりのタービン翼が受ける力を積分することにより求めており、不安定化力 ; F_t は式(1)、Cross-coupled Stiffness ; K_{xy} は式(2)により与えられる。

一般に Thomas Force は準定常的に扱われることが多いが、その妥当性をローターのふれまわりと翼通過の時間スケールの比較で検討する。4.2.1 項に示したロケット用ターボポンプの事例におけるふれまわり振動数は数百 Hz、その周期は 10^{-3}sec のオーダである。その一方、動翼 1 ピッチ分が周方向に移動する時間は 10^{-5}sec のオーダとなる。これはロケットターボポンプの回転数が高いこと、また動翼の翼枚数が十分多い為である。従ってふれまわりによってクリアランスが変化する時間に対し、翼 1 枚が通過する時間は 1%程度であるため、準定常、すなわち各動翼が通過する際のクリアランスは一定、として考えることが出来る。

従って、準定常と無限翼枚数の仮定に基づき、ふれまわり運動の全周解析をするのでは無く、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 T_0、T_1 を用い、式(1) により Thomas Force を評価する。

This document is provided by JAXA.



$$
\begin{aligned}
F_t &= \sum \frac{T_0}{R}\left(1+\frac{T_1-T_0}{T_0}\cos\theta\right)\cos\theta \\
&= \int_0^{2\pi} \frac{1}{2\pi}\frac{T_0}{R}\left(1+\frac{T_1-T_0}{T_0}\cos\theta\right)\cos\theta d\theta \\
&= \alpha\frac{T_{total}}{2R} \qquad \left(\alpha=\frac{T_1-T_0}{T_0}\right) \quad \cdots \ (1)
\end{aligned}
$$

$$
K_{xy} = \frac{F_t}{\varepsilon} = \beta\frac{T_{total}}{DL} \quad \cdots \ (2)
$$

D : Turbine Mean Diameter [m]

L : Blade Height of Rotor [m]

Fig. 4.5 Thomas Tip Clearance Whirl Model

This document is provided by JAXA.

4．3　設計対象と最適化手順

4．3．1　設計対象

本節では 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設計対象とする。LE-7 原型エンジンとは H-Ⅱロケットの第一段エンジンである LE-7 エンジンの開発段階のエンジンのことを指す。Fig. 4.6 には LE-7 液体水素ターボポンプの断面図を示す。このターボポンプは駆動用タービン（図左側）とインデューサと 2 段の遠心羽根車からなるポンプ部（図右側）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 4.2 に示す。以降の最適化ではこれを“現行翼”と称す。

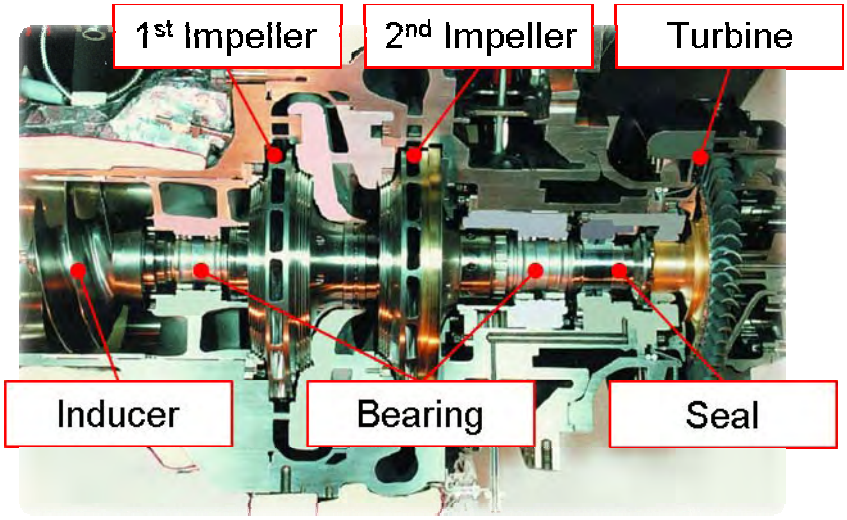


Fig. 4.6　Cross-section View of LE-7 Fuel Turbopump

This document is provided by JAXA.

Table 4.2 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 MPs
Inlet Total Temperature	972 K
Pressure Ratio	1.46
Shaft Power	23.6 MW

４．３．２ 最適化手順と解析手法

Fig. 4.7 に最適化の手順を示す。第3章にて示した最適化プロセスを踏まえ、QFD により選定した重要設計パラメータを設計変数に用いる。

第一段階ではパラメータ設計を用いて Thomas Force の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、次に行う最適化計算に向けて設計パラメータの探索範囲を絞り込む。

続く第二段階では MOGA による最適化を行う。この最適化では Thomas Force に加えて、タービン重量と翼応力を評価項目に加える。計算負荷を軽減するために、タービン重量と翼応力については応答曲面法による近似モデル化を行い、そのモデル式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。

以上の最適化計算では 10,000 点を超える解析により最適翼形状の選定を行うため、1 次元解析を用いることで解析時間の短縮を図る。1 次元解析に用いる損失モデルには、第2章の結果を踏まえ、“Craig & Cox モデル[10]”を用いる。

This document is provided by JAXA.

最適化計算により、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ため、自己組織化マップ[65]（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。

最後の第三段階では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、最適化前後のタービン形状や特性について比較検討を行う。

This document is provided by JAXA.

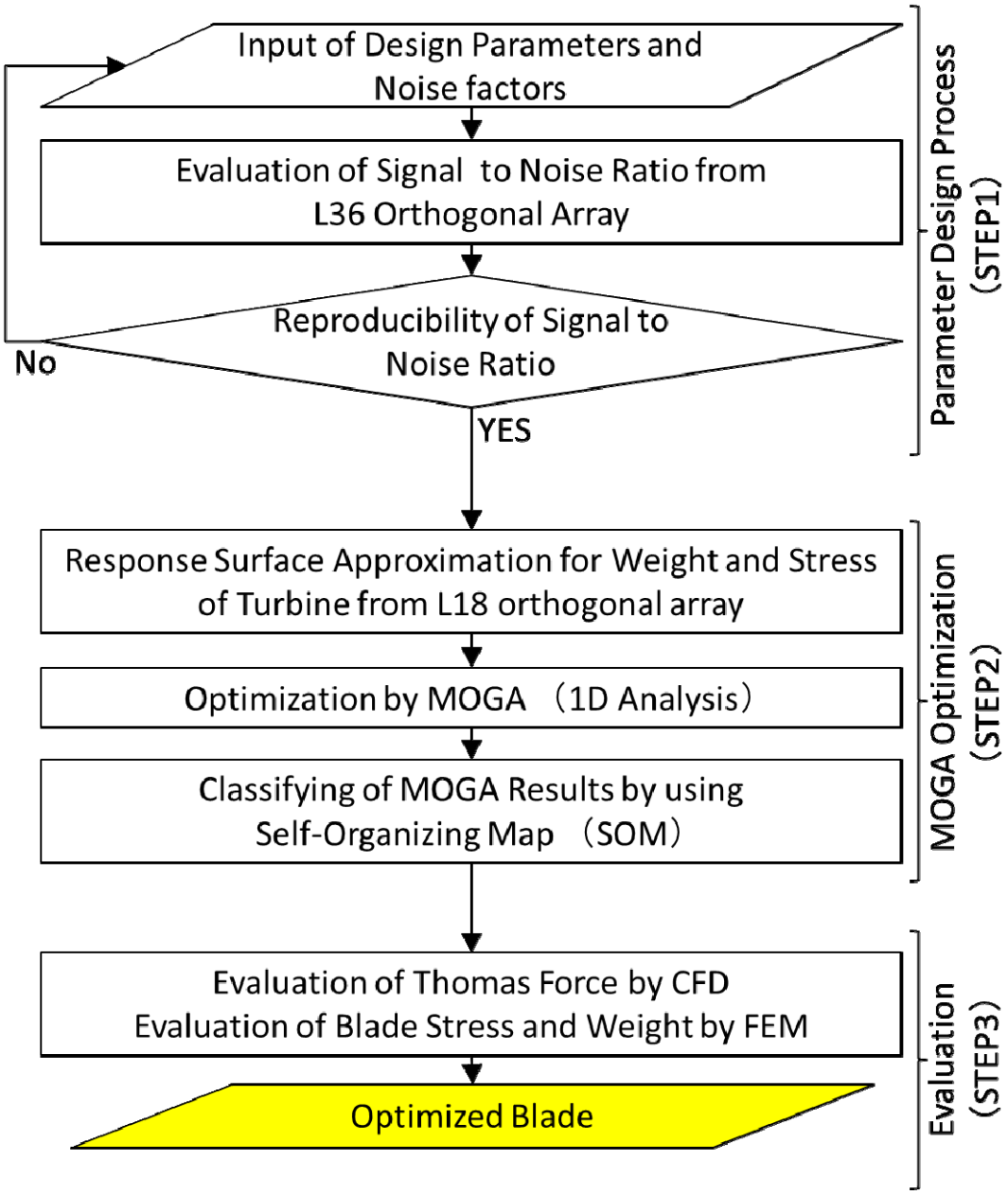


Fig. 4.7 Flowchart of the Present Optimization

This document is provided by JAXA.

４．４　Thomas Force 低減のためのパラメータ設計

４．４．１　タービン機能の定義

ターボポンプ用タービンの機能とは、タービン駆動ガスが持つ流体エネルギーを軸出力に変換し同軸で繋がれたポンプを駆動することであり、これをタービンの基本機能と定義する。

入力エネルギーとして“タービン圧力比”を、出力エネルギーとして“軸出力”とすると、入出力の関係は Fig. 4.8 のように非線形となる。よってここでは、“タービン圧力比”を入力因子とした動特性のパラメータ設計を行い、標準 S/N 比[66]により最適形状を求める方法を用いる。

動特性のパラメータ設計を行う利点は、設計点だけでなくその前後のオフデザインポイントも含め、最適化を行う範囲を広げられること、つまり上記で定義したエネルギー変換システム全体を最適化できる点である。

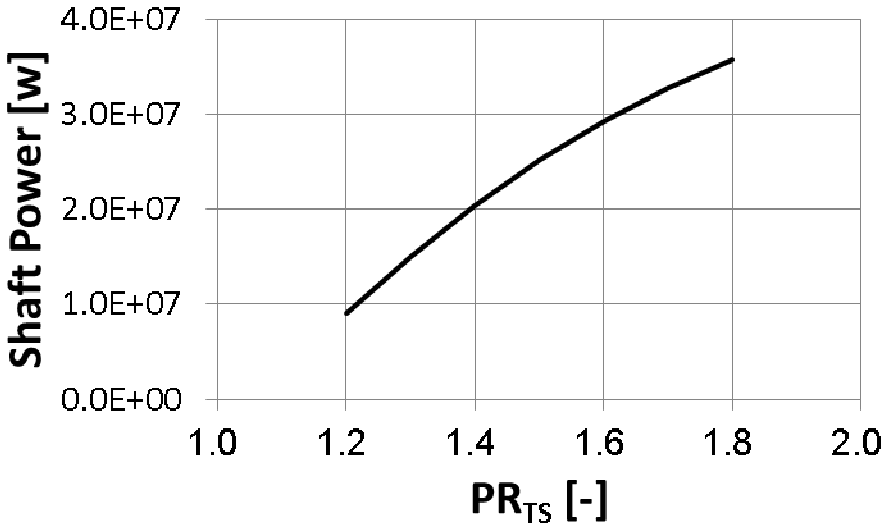


Fig. 4.8　Turbine Output Characteristics against Pressure Ratio

This document is provided by JAXA.

４．４．２ 制御因子の設定

Table 4.3 に制御因子、および、その水準を示す。初期により多くの設計パラメータ(=制御因子)の影響を調査するため、直交表には L36 を用いる。各制御因子として前章で選定した“重要設計パラメータ”を含む 16 変数を用いる。主な制御因子として、動静翼のソリディティや翼出口角度、動翼コード長、チップクリアランス等、チップ漏洩損失と関連がある変数に加え、動翼反動度やタービン平均径等、タービン子午面に関連する変数も選定している。

Table 4.4 には L36 直交表に基づく各制御因子の組合せ条件(表中の数値は制御因子の水準を表す)を示す。この組合せ条件に従い合計 36 式のタービン、すなわちエネルギー変換システムを設計する。この時の設計条件は、タービン入口条件、圧力比、回転数、流量を現行翼と同じにしている。

これら 36 式のタービンの設計結果について、代表的な特性値として軸出力、動静翼のアスペクト比、動静翼の枚数、の各履歴をFig. 4.9 に示す。各制御因子の水準と L36 直交表との組合せにより、動翼アスペクト比では 1.0～2.2 の幅で、動翼枚数では 38～107 枚の幅での設計空間となっている。

This document is provided by JAXA.

Table 4.3 Control Factors and Their Levels for Parameter Design

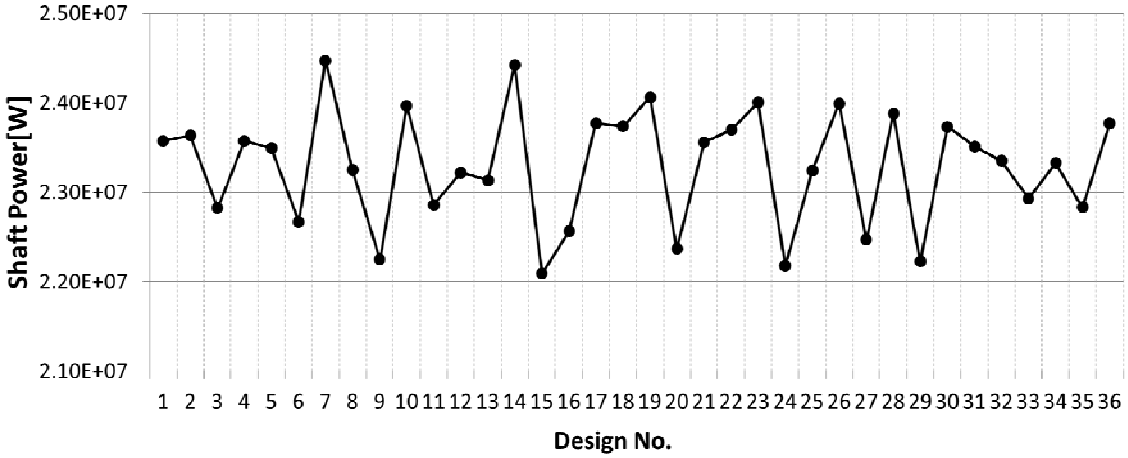
No.	Control Factors		Unit	Level		
				Level 1	Level 2	Level 3
1	A	Thickness Chord Ratio of Nozzle Blade	-	0.180	0.200	-
2	B	Thickness Chord Ratio of Rotor Blade	-	0.160	0.180	-
3	C	Wedge angle of Rotor Blade at Exit	deg.	4.00	5.90	-
4	D	Static Pressure at Nozzle Exit	MPa	17.2	17.6	17.9
5	E	Solidity at Nozzle	-	1.60	1.97	2.20
6	F	Stagger Angle of Nozzle	deg.	35.0	45.0	55.0
7	G	Nozzle Exit Angle	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	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

This document is provided by JAXA.

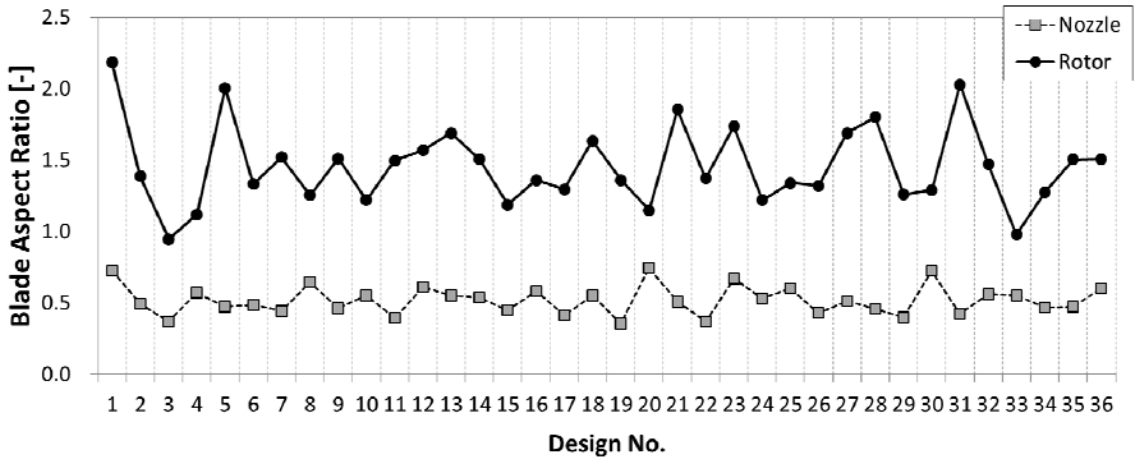
Table 4.4 Combination of Control Factors for L36 orthogonal array

No.	Control Factors															
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1
3	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1
4	1	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	3	3	3	3	1
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1	1
6	1	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1	2	2	2	2	1
7	2	1	2	1	1	2	3	1	2	3	3	1	2	2	3	1
8	2	1	2	2	2	3	1	2	3	1	1	2	3	3	1	1
9	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	1
10	2	2	1	1	1	3	2	1	3	2	3	2	1	3	2	1
11	2	2	1	2	2	1	3	2	1	3	1	3	2	1	3	1
12	2	2	1	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	2	1	1
13	1	1	1	1	2	3	1	3	2	1	3	3	2	1	2	2
14	1	1	1	2	3	1	2	1	3	2	1	1	3	2	3	2
15	1	1	1	3	1	2	3	2	1	3	2	2	1	3	1	2
16	1	2	2	1	2	3	2	1	1	3	2	3	3	2	1	2
17	1	2	2	2	3	1	3	2	2	1	3	1	1	3	2	2
18	1	2	2	3	1	2	1	3	3	2	1	2	2	1	3	2
19	2	1	2	1	2	1	3	3	3	1	2	2	1	2	3	2
20	2	1	2	2	3	2	1	1	1	2	3	3	2	3	1	2
21	2	1	2	3	1	3	2	2	2	3	1	1	3	1	2	2
22	2	2	1	1	2	2	3	3	1	2	1	1	3	3	2	2
23	2	2	1	2	3	3	1	1	2	3	2	2	1	1	3	2
24	2	2	1	3	1	1	2	2	3	1	3	3	2	2	1	2
25	1	1	1	1	3	2	1	2	3	3	1	3	1	2	2	3
26	1	1	1	2	1	3	2	3	1	1	2	1	2	3	3	3
27	1	1	1	3	2	1	3	1	2	2	3	2	3	1	1	3
28	1	2	2	1	3	2	2	2	1	1	3	2	3	1	3	3
29	1	2	2	2	1	3	3	3	2	2	1	3	1	2	1	3
30	1	2	2	3	2	1	1	1	3	3	2	1	2	3	2	3
31	2	1	2	1	3	3	3	2	3	2	2	1	2	1	1	3
32	2	1	2	2	1	1	1	3	1	3	3	2	3	2	2	3
33	2	1	2	3	2	2	2	1	2	1	1	3	1	3	3	3
34	2	2	1	1	3	1	2	3	2	3	1	2	2	3	1	3
35	2	2	1	2	1	2	3	1	3	1	2	3	3	1	2	3
36	2	2	1	3	2	3	1	2	1	2	3	1	1	2	3	3

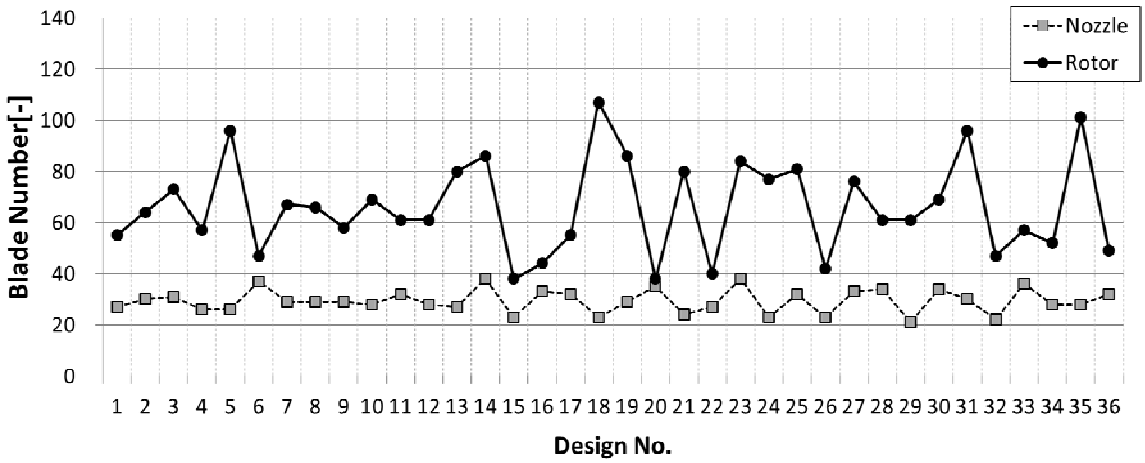
This document is provided by JAXA.



(a) Shaft Power



(b) Blade Aspect Ratio



(c) Blade Number

Fig. 4.9 Characteristics of Designed Turbines by using L36 orthogonal array

This document is provided by JAXA.

４．４．３ 誤差因子の設定

パラメータ設計は誤差因子（＝ノイズ）自体を低減するのではなく、その影響が小さくなるよう設計段階で品質を作り込む設計手法である。従って誤差因子は実際の運転環境を想定して可能な限り多くの要因を考慮する。

Table 4.5 に誤差因子を示す。Thomas Force は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ことから、タービンチップクリアランスを誤差因子に用い、大小 2 水準を与える。それに加え製造誤差や作動中の変形による形状ばらつきの影響を考慮するため、計 15 個の誤差因子を選定し、その水準値には製造誤差や作動中の変形量として想定される一般的な値を与える。

これらの誤差因子の組合せには L16 直交表を用い、その組合せ条件（表中の数値は誤差因子の水準を表す）を Table 4.6 に示す。

This document is provided by JAXA.

Table 4.5 Noise Factors and Their Levels for Parameter Design

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	Nozzle Exit Angle	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	Thickness 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	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

This document is provided by JAXA.

Table 4.6 Combination of Noise Factors for L16 orthogonal array

No.	Noise Factors														
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	2	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1

４．４．４　パラメータダイヤグラムの設定

Fig. 4.10 にパラメータダイヤグラムを示す。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。

This document is provided by JAXA.

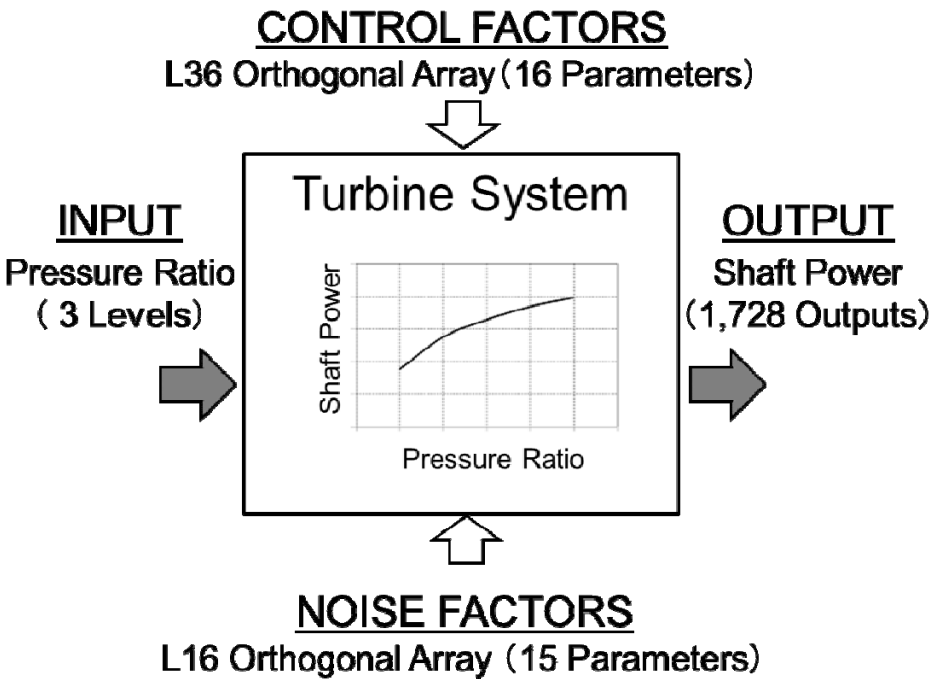


Fig. 4.10 Parameter Diagram of Turbine System

４．４．５　要因効果図と再現性確認

Fig. 4.11 には標準 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。Fig. 4.11 より、標準 S/N 比に対して感度が大きいのは次の 6 つの制御因子である。

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）

This document is provided by JAXA.

Fig. 4.11 には、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しているが、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。

この組合せ条件に対して再現性の確認を行った結果を Table 4.7 に示す。標準 S/N 比の推定利得 4.52dB に対し確認計算結果は 4.18dB、その差は 0.34dB と、得られた利得の 1 割程度であり、再現性を有することを確認できた。上記の約 4dB の利得は、Table 4.5 にて選定した誤差因子に対する軸出力のばらつきが現行翼に比べて約 40%低減することを意味しており、それにより Thomas Force も小さくなる。なお Thomas Force の低減効果については 4.6 節にて実施する CFD 解析によって検証を行う。

以上に示すパラメータ設計によって、Thomas Force の低減に寄与の大きな設計パラメータは、“ノズル翼出口静圧”、“ノズル翼出口角度”、“動翼ソリディティ”、“動翼出口角度”、“動翼コード長”、“チップクリアランス”であることが明らかになった。

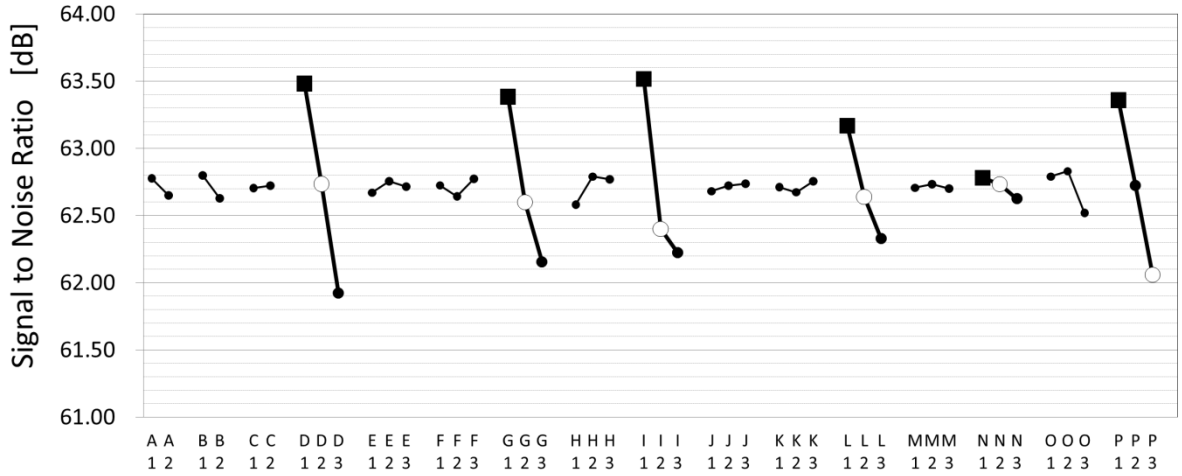


Fig.4.11 Graphs of Factorial Effects for Signal to Noise Ratio

This document is provided by JAXA.

Table 4.7 Confirmation of Reproducibility

	Signal to Noise Ratio [dB]	
	Estimation	Analysis
Optimum	66.12	65.85
Original	61.60	61.67
Gain	4.52	4.18
Reproductivity		0.34

This document is provided by JAXA.

４．５　遺伝的アルゴリズムによる多目的最適化

4.4 節のパラメータ設計によって、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。本節で行う MOGA 最適化では、これら寄与の大きな設計パラメータを Thomas Force が小さくなる範囲に絞り込み、タービン重量と翼応力を評価項目に加えた多目的最適化を行う。

４．５．１　重量および翼応力の応答曲面近似式

MOGA 最適化では、Thomas Force に加えて、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、その近似モデル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、ここ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。

近似モデル作成のためにTable 4.8 に示す制御因子とL18 直交表とを組合せ、Table 4.9 に示す組合せ条件（表中の数値は制御因子の水準を表す）に従いタービンを設計し、合計 18 式のタービン形状（サンプル点）を得る。

これら 18 式のサンプル点に対して、CAD を用いてディスク部も含めた 3 次元形状モデルを作成し、この 3 次元モデルから求めた体積と材料密度からサンプル点のタービン重量を求めている。 翼応力についても同様に、CAD により作成した 3 次元形状モデルに対して FEM 解析を行い、各サンプル点の翼応力を求めている。Fig. 4.12 に FEM モデル図と解析条件を示す。設計対象のタービンは植込み翼であるため、FEM モデルは動翼およびプラットホーム部のみとし、ディスクまでのモデル化はしない。プラットホーム下面を完全拘束し、定格回転数（46,300rpm）での遠心荷重による翼根部の膜力を評価している。タービン材料については、現行翼と同じ材料構成として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））を用い、その材料特性は文献[67]の値を用いる。

This document is provided by JAXA.

Fig. 4.13 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できるので、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。

Table 4.8 Control Factors and Their Levels for Approximation Model

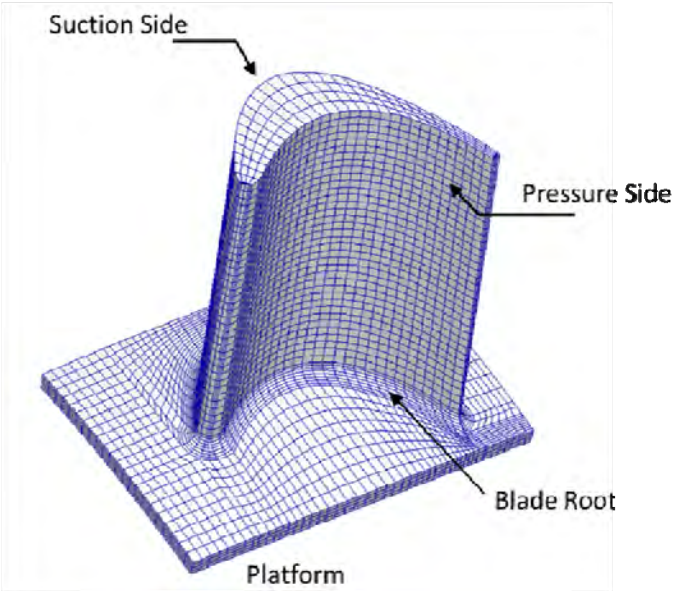
No.	Control Factors		Unit	Level		
				Level 1	Level 2	Level 3
1	A	Incidence Angle at Rotor	deg.	0.00	2.00	-
2	B	Static Pressure at Nozzle Exit	MPa	17.2	17.6	17.9
3	C	Solidity at Rotor	-	1.20	1.65	2.10
4	D	Leading Edge Radius of Rotor	m	0.600	0.711	0.800
5	E	Blade Exit Angle	deg.	24.0	27.1	31.0
6	F	Stagger Angle of Rotor	deg.	12.0	18.0	24.0
7	G	Chord Length of Rotor	m	1.20E-2	1.62E-2	1.90E-2
8	H	Mean Diameter	m	9.50E-2	1.00E-1	1.05E-1

This document is provided by JAXA.

Table 4.9 Combination of Control Factors for L18 orthogonal array

No.	Control Factors							
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

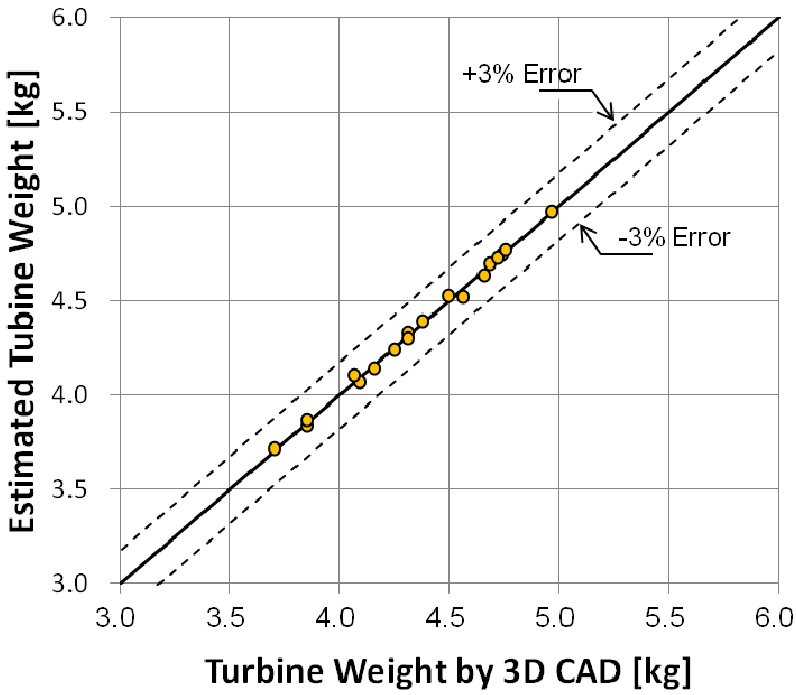
This document is provided by JAXA.



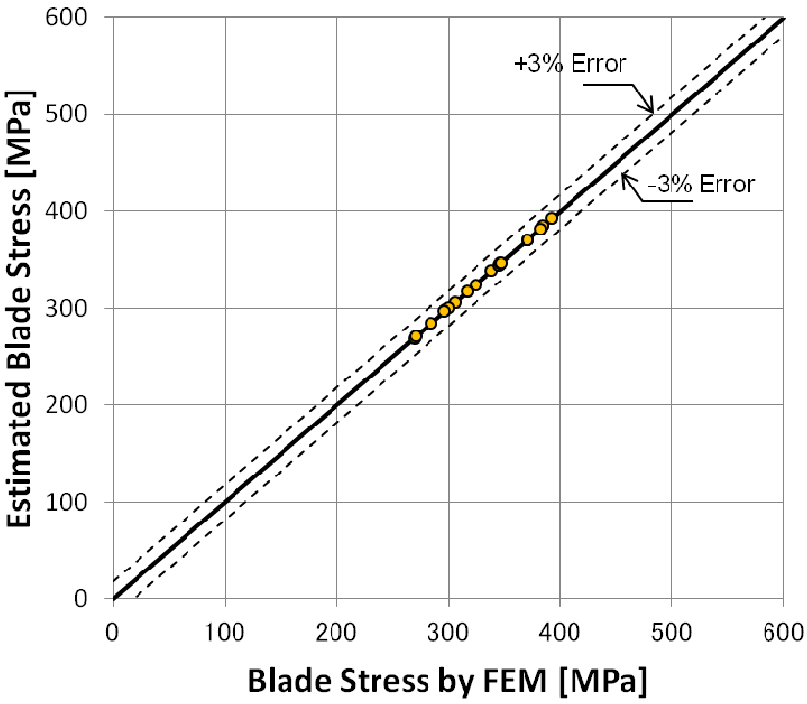
FEM Solver	Pushbutton FEA®
Model	3D Solid Model
Material	MAR-M247 LC DS
Loading Condition	Centrifugal Force (100% Speed)
Constraints	Blade Root Fully Fixed
Model size	11,440 elements

Fig.4.12 FEM Conditions for Approximation Model

This document is provided by JAXA.



(a) Turbine Weight



(b) Blade Stress

Fig.4.13 Accuracy Validation of the Approximation Model

This document is provided by JAXA.

４．５．２ 最適化問題の設定

MOGA は生物の進化過程を模擬した計算手法である。解の探索には 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[68]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 4.10 は目的関数および制約条件を示す。ここではエンジンシステムやターボポンプ全体が最適となる条件を定義する。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。これに加え Thomas Force および翼応力も目的関数とし、これら 3 つの目的関数を最小化する。また制約条件としては、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 4.10 Objective functions and Constraint functions

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

This document is provided by JAXA.

４．５．３ 最適化結果の整理と最適解の選定

MOGA 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[62]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. 4.14 には SOM によるデータ整理結果を示す。Fig. 4.14 上段は目的関数に対する SOM となっており、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. 4.14 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. 4.11 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 4.5.2 項で述べた最適条件の定義を踏まえ、次節では重量最小となるタービンを最適解として選定することにする。

This document is provided by JAXA.

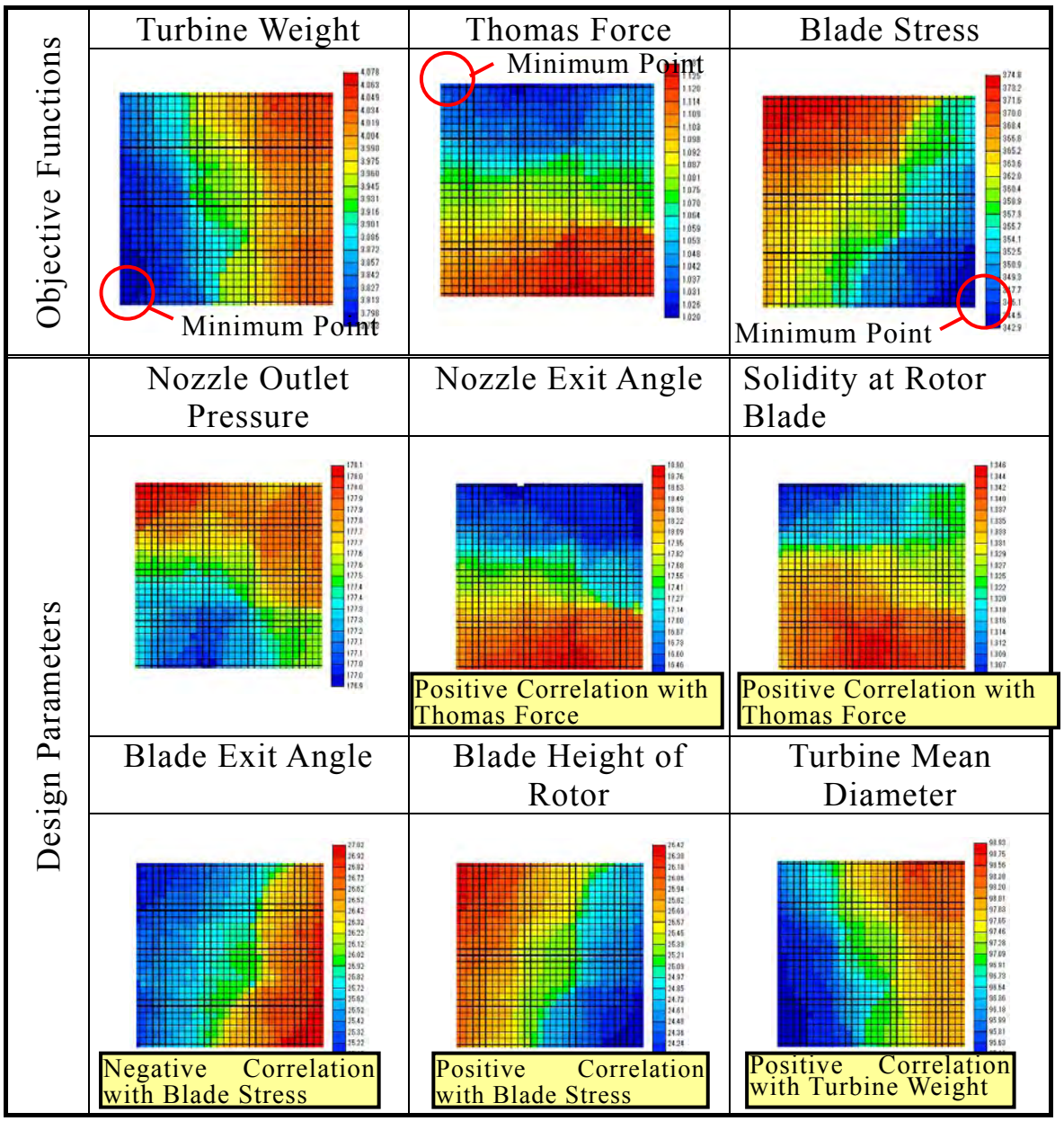


Fig.4.14 The SOM of Objective Functions and Design Parameters

This document is provided by JAXA.

４．６　最適化翼の特性値比較

4.5 節の MOGA 最適化により得られた最適翼について、最適化前後のタービン形状や特性について比較検討を行う。

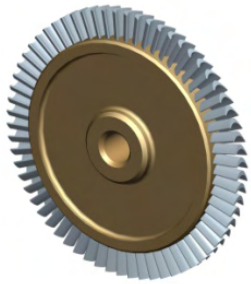
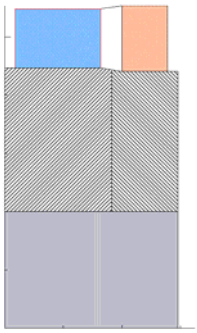
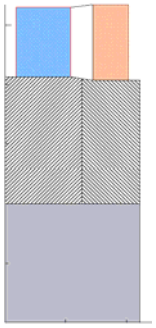
４．６．１　現行翼との特性値比較

Table 4.11 に、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動翼枚数が増える方向に、子午面形状は翼高さが高く翼アスペクト比が大きくなる方向に変化している。

Fig. 4.15 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. 4.15 中には Thomas Force が最小となる翼の特性値（□）も併記する。）なお Fig. 4.15 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 4.6.2 項にて述べる。）最適翼（●）は現行翼（＊）に比べ、重量が 10%、Thomas Force が 20%低減されるが、翼応力は若干（10%）増加する。しかし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 4.6.4 項で考察することにする。

This document is provided by JAXA.

Table 4.11 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

This document is provided by JAXA.

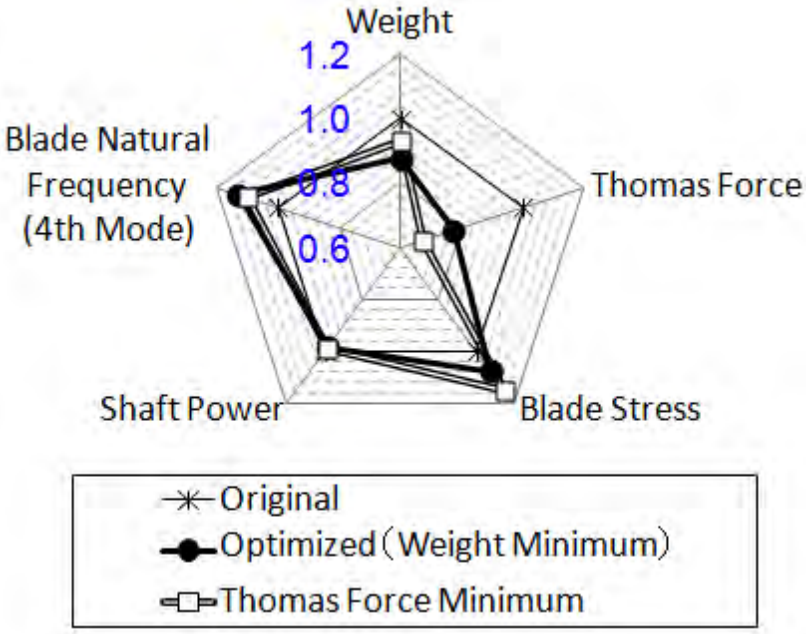


Fig.4.15 Comparison of Blade Characteristics

This document is provided by JAXA.

４．６．２ Thomas Force 低減効果の検証

本項では 4.6.1 項の 1 次元解析により選定した最適翼に対して、CFD 解析により Thomas Force の評価を行う。CFD 解析には汎用コードの圧縮性ナビエストークスコードである Pushbutton CFD®[44]を用いる。本コードはレイノルズ平均されたナビエストークス方程式を差分法により解くものである。乱流モデルは Spalart-Allmaras 1 方程式モデル[45]を使用し、壁面近傍は壁関数を用いる。Table 4.12 には解析条件を、Fig. 4.16 には解析格子を示す。

CFD 解析による Thomas Force 低減効果の検証結果を Fig. 4.17 に示す。Thomas Force は 4.2.2 項に示した Cross-coupled Stiffness（4.2.2 項の式（2）、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（$K_{xy}=8.2\times10^5$ [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%）とほぼ同等であることが確認できる。

Table 4.12 CFD Conditions

CFD Solver	Pushbutton CFD®
Operating Fluid	Combustion Gas (Ideal 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	1,960,000 Cells

This document is provided by JAXA.

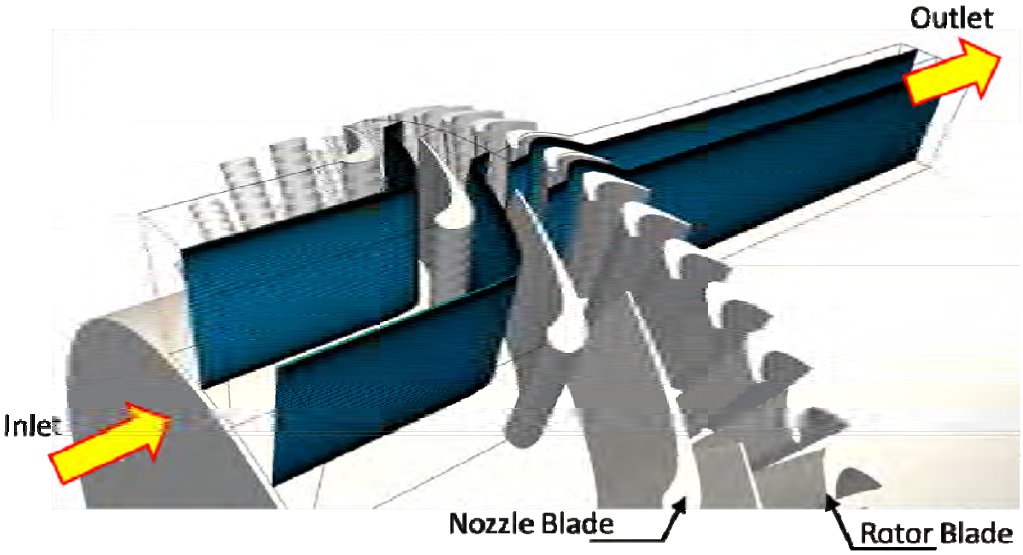


Fig.4.16 Computational Grid

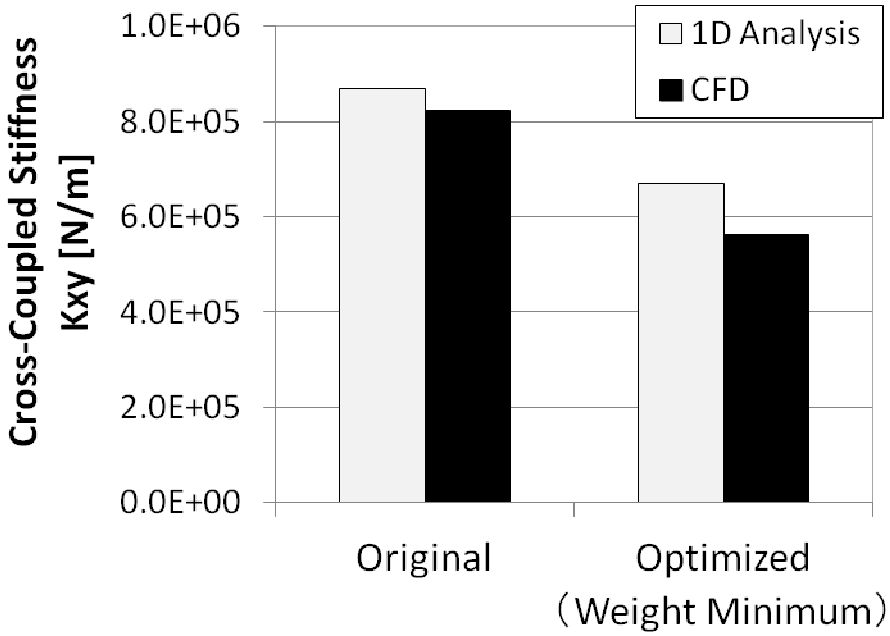


Fig.4.17 Comparison of Thomas Force

This document is provided by JAXA.

4．6．3 翼応力の評価

4.6.1 項より、最適翼の翼応力は現行翼に対して 10%上昇する結果となったが、この影響について検討する。

Fig. 4.12 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[67]（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 4.13 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必要があり、これらについては今後の課題である。

Table 4.13　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

This document is provided by JAXA.

４．６．４ 動翼固有値との共振回避の検討

4.6.1 項より、最適翼の動翼固有値は現行翼に対して 10%上昇する結果となったが、この影響について検討する。

現行翼の開発試験において、回転数 40000rpm 付近での運転時間が長い場合に、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。この対策として、ノズル翼枚数を 33 枚に変更し共振を回避する方策が採られた[69]。

Fig. 4.18 には最適翼および現行翼の代表的な動翼振動モードを、Fig. 4.19 には最適翼および現行翼のキャンベル線図を示す。これらの図中の振動モードや固有値は FEM により求めた解析値である。FEM の解析条件を Table 4.14 に示す。FEM モデルは動翼およびプラットホーム部のみとし、ディスクまでのモデル化はしない。プラットホーム下面を完全拘束し、定格回転数（46,300rpm）での遠心荷重条件下で動翼固有値を求めた。Fig. 4.18 より動翼 1 次曲げモードは翼全体が剛として変形するモード、動翼 2 次曲げモードは動翼後縁が変形し、特に翼高さ 50%スパン位置での変形が大きくなるモードである。

Table 4.14　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

This document is provided by JAXA.

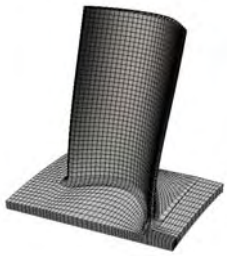
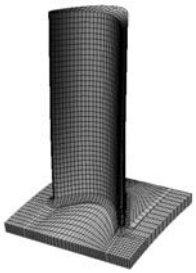
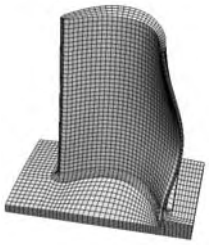
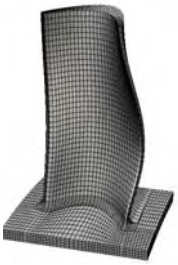
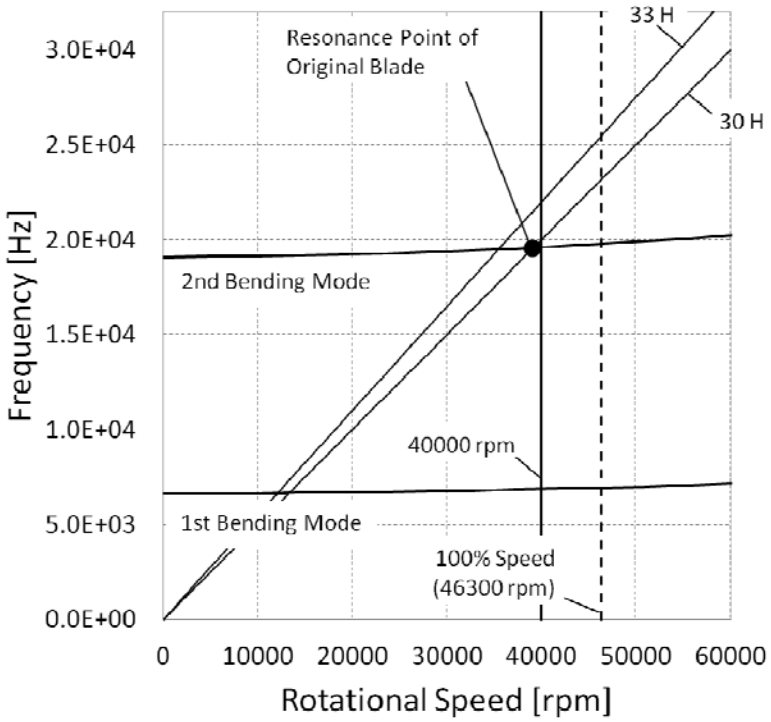
	Original	Optimized
1st Bending Mode		
2nd Bending Mode		

Fig.4.18　Comparison of the Blade Vibration Mode (FEM Results)

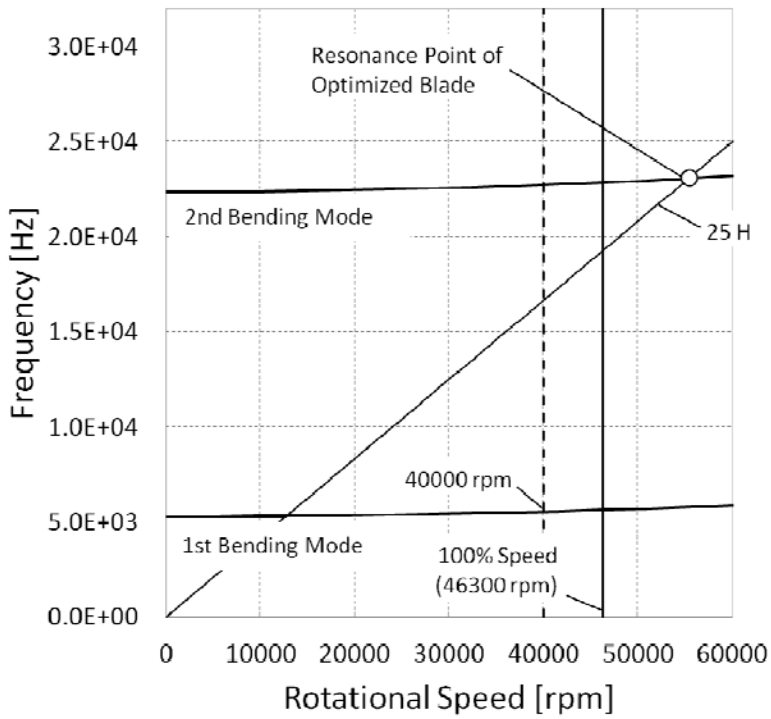
現行翼のキャンベル線図（Fig. 4.19 (a)）を見ると、30 ハーモニック（ノズル翼枚数 30 枚）の場合は 40000rpm 付近で動翼 2 次曲げモードの固有値に近く、開発試験において共振を起こした状況を再現できている。

一方の最適翼のキャンベル線図（Fig. 4.19 (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ことにより、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確認できる。

This document is provided by JAXA.



(a) Original Blade



(b) Optimized Blade

Fig.4.19 Campbell Diagram of Present Optimization

This document is provided by JAXA.

４．７　Thomas Force 低減による軸系振動安定性評価

4.6.2 項より、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。本節では 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。

４．７．１　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[5]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. 4.20 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 4.15 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。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[64]に示される値と一致するように定めた。軸受支持状態での固有振動数の比較結果を Table 4.16 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。

This document is provided by JAXA.

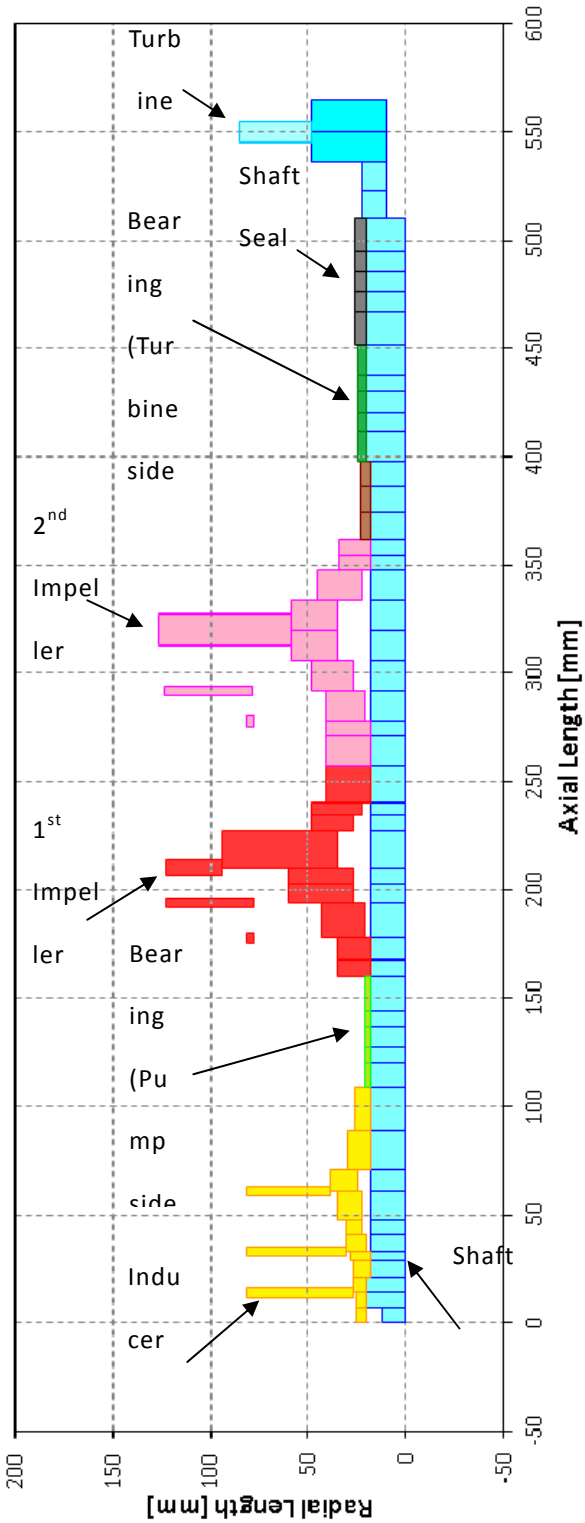


Fig.4.20 FEM Model of Turbopump Rotor

This document is provided by JAXA.

Table 4.15 Material Properties for the FEM Model

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

Table 4.16 Comparison of Lower Three Natural Frequencies of Linear Vibration Model of Turbopump Rotor

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

This document is provided by JAXA.

４．７．２ 解析条件

Table 4.17 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 4.6.2 項で求めた現行翼の 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 4.17 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

This document is provided by JAXA.

４．７．３ 解析結果

Fig. 4.21 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（1F）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。

4.2.1 項にて述べたように、LE-7A 液体水素ターボポンプの開発においてはシールリングの設計変更によって軸系全体の減衰を上げる対策が採られたが、それに加え、Thomas Force 自体を低減することについても 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。

This document is provided by JAXA.

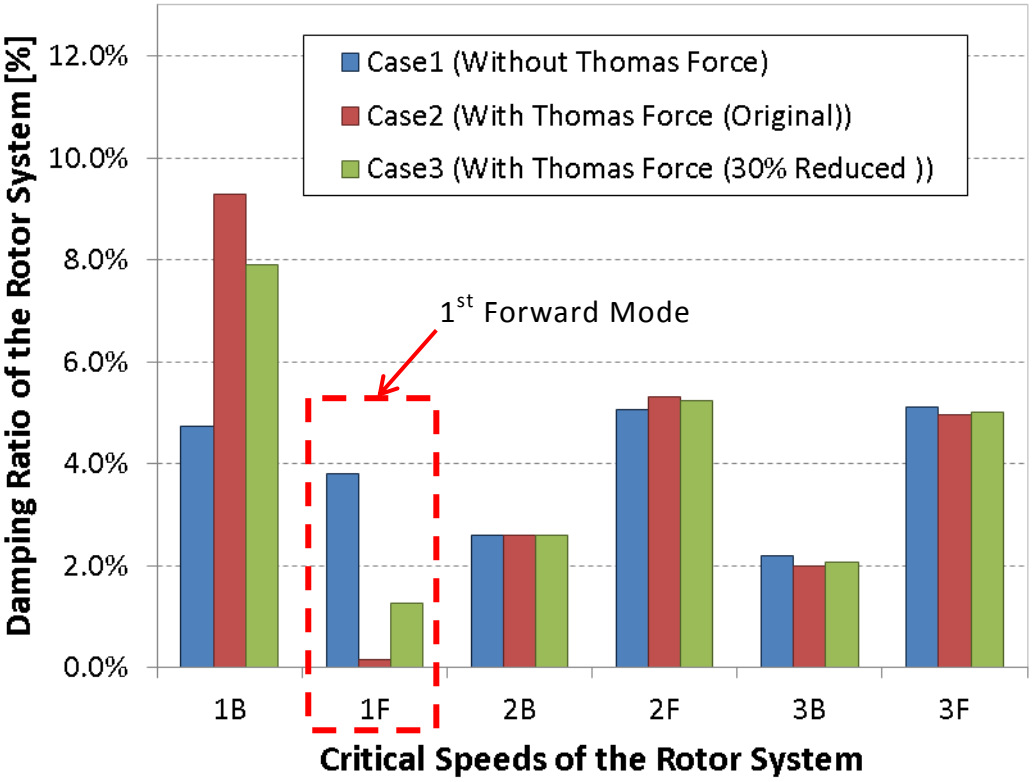


Fig.4.21 Damping Ratio of Each Mode

This document is provided by JAXA.

４．８ QFD とパラメータ設計とを組合せた最適設計プロセスの有用性についての考察

第3章および第4章にて、QFD と 2 つの最適手法（パラメータ設計、MOGA）とを組合せた最適化を行った。ここではその最適化プロセスの有用性について考察する。

今回のパラメータ設計にて S/N 比改善に寄与の大きな設計パラメータは、ノズル出口静圧（因子 D）、ノズル出口角度（因子 G）、動翼出口角度（因子 L）、チップクリアランス（因子 P）等であったが、これらの設計パラメータは QFD の重要度も高く、Table 4.18 に示すようにパラメータ設計と QFD とで選定された設計パラメータの対応関係は良い。ノズル出口角度（因子 G）、動翼出口角度（因子 L）、チップクリアランス（因子 P）は直接の対応関係にある。また、動翼ソリディティ（因子 I）と QFD の“動翼ピッチコード比”も同様である。（ピッチコード比とソリディティとは逆数の関係にある。解析の都合上、パラメータ設計では“ソリディティ”を用いたことによる。）一方、ノズル翼出口静圧（因子 D）や動翼コード長（因子 N）は翼高さを変える設計パラメータであり、QFD の“ノズル翼高さ”や“動翼アスペクト比”と間接的に対応している。（解析の都合上、翼高さやアスペクト比は解析結果として出力される項目としている。）

パラメータ設計と QFD とで選定された設計パラメータの対応関係が良い理由は、QFD における“市場”の定義にあると考えられる。ロケットエンジン関係者を“市場”と定義することにより技術者の視点で重要度の判別が可能となるため、QFD とパラメータ設計との技術的な繋がりが深まり、両者の連携が容易となる。以下にその理由を述べる。

動特性のパラメータ設計（4.4 節参照）において最適解を得る（つまり S/N 比の再現性を得る）ためには、設計対象を入出力システムとして考え、その基本機能を如何に定義するか（機能分析）が重要で、更にその機能分析から特性要因図を用いて設計パラメータの選定を行うやり方が従来より一般的である。しかし経験の浅い者が機能分析や設計パラメータの選定を行うことは容易ではなく、これら

This document is provided by JAXA.

の検討が不十分な場合には最適解が得られないことがパラメータ設計の弱点であった。またパラメータ設計に限らず、最適化を行う上では“何を目的に最適化を行うか？”、すなわち目的関数の設定が重要である。従来の最適化は、どちらかと言えば設計者の視点で目的関数が選定される傾向にあり、結果として得られた最適解が必ずしも“市場の声”を反映していない場合があることが弱点であった。

その一方、第3章に示すロケットエンジン関係者を“市場”と定義したQFDを用いることで、設計者以外の様々な立場の意見を目的関数に反映出来るだけでなく、QFDの技術展開（3.3.3 項）において“機能-機構展開表”と“機構-設計パラメータ展開表”を用いることで、ターボポンプ用タービンの基本機能と重要設計パラメータとを明確にすることが出来る。このように、第3章に示した QFD からはパラメータ設計や最適化の弱点を補強する情報が得られるために、両者の連携が容易となる。従って、この方法は“市場の声”に合致した最適化を効率よく行う上で有用な手法であると考える。

This document is provided by JAXA.

Table 4.18 Correspondence Relationship to the Results of Parameter Design

Component	Important Design Parameters by QFD	Design Parameter for Reduction of Thomas Force	
Nozzle	Pitch Chord Ratio		
	Throat Area Ratio at Nozzle Exit		
	Trailing Edge Radius		
	Blade Aspect Ratio		
	Nozzle Partiality		
	Mean Diameter		
	Nozzle Exit Angle	●	Blade Angle at Nozzle Exit
	Blade Height	●	Static Pressure at Nozzle Exit
Rotor Blade	Blade Thickness Chord Ratio		
	Pitch Chord Ratio	●	Blade Solidity
	Trailing Edge Radius		
	Blade Aspect Ratio	●	Blade Chord
	Tip Clearance	●	Tip Clearance
	Axial Gap between Rotor and Stator		
	Mean Diameter		
	Blade Exit Angle	●	Blade Angle at Rotor Exit

This document is provided by JAXA.

４．９ 結論

第4章では、第3章で選定した重要設計パラメータを用いて、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とした最適設計を行った。パラメータ設計とMOGA 最適化を用いて、Thomas Force の低減と翼体格の成立性を考慮した多目的最適化の手順を示し、最適化前後のタービン形状や特性について比較検討を行った。また、QFD とパラメータ設計とを組合せた最適化プロセスの有用性について考察を行った。本章で得られた結論は次の通りである。

（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り、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す。

（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。

（5） QFD とロバスト設計とを組合せた最適化プロセスは、“市場のニーズ”に合致した最適化を効率よく行う上で有用である。

This document is provided by JAXA.

第5章　結論

本研究では、ロケットターボポンプ用タービンの設計自在性の向上と設計技術の獲得のため、品質機能展開（Quality Function Deployment、以下 QFD）とロバスト設計手法（パラメータ設計）とを組合せた新たな最適化プロセスによって、タービン部に生じるロータダイナミック流体力を考慮したタービンの最適設計を行うことを目的として研究を行った。本研究で得られた成果を各章ごとに以下に示す。

第1章では、本研究の背景として、ロケットターボポンプ用タービンを取り巻く環境と、タービン設計技術の獲得が急務となっている状況について論じた。また、ロケットターボポンプ用タービンの特徴や既往研究について述べるとともに、ターボポンプ軸振動低減の観点から、タービン部に生じるロータダイナミック流体力（Thomas Force）を低減する必要性について論じた。

第2章では、既存の損失モデルを用いた 1 次元設計の有用性を評価するため、既存のロケットターボポンプ用タービンの仕様を用いた再現解析を行った。その結果、1 次元解析によるタービン性能の予測精度は良好であることを確認した。但し、部分挿入ノズルを有する場合や低アスペクト比（低翼高さ）翼の場合には予測精度が低下することが明らかとなり、これを定量的に示した。

また、翼アスペクト比、翼負荷、チップクリアランスを変数としたパラメータスタディを 1 次元解析および 3 次元定常 CFD 解析の双方で行った。その結果、翼負荷が大きく動翼アスペクト比が小さな領域において 1 次元解析は損失を過小評価し、特に動翼アスペクト比に対する傾向が両者の定量的な差異の要因となっていることを示した。

さらに 1 次元損失モデル同士の比較から、翼負荷に対する翼素効率の傾向は Craig & Cox モデルの方が CFD 結果に近く、AMDC+KO モデルでは実際の傾向（=高負荷で効率低下）を正しく表現していないことを示した。

This document is provided by JAXA.

本章で得られた結果によって、既存の損失モデルを用いた1次元設計の予測精度、その予測精度が低下する要因が把握することが出来た。Craig & Cox モデルは極端な低アスペクト比翼の場合を除いて翼負荷に対する傾向を正しく再現していることから、Craig & Cox モデルを第4章にて行う最適化計算で用いる損失モデルとして選定した。

第3章では、ロケットターボポンプ用タービンの設計技術の獲得を目的としてQFD とパラメータ設計とを組合せた新たな最適化プロセスの提案を行い、その最適化プロセスの全体像を示した。QFD とパラメータ設計の連携により“市場”の要求に合致した最適化を効率よく行うことが可能となるので、QFD を設計パラメータ選定のための手段として位置付け、ロケットエンジン関係者を“市場”と定義して設計パラメータの重要度へと変換する手順を示した。

ロケットエンジン関係者を“市場”と定義し、その要求品質に対する AHP アンケートから、ロケットターボポンプ用タービンに対する“市場の声”が明らかになった。また QFD の技術展開（設計パラメータ展開表）により、“市場の声”が反映された形での“重要設計パラメータ”として、“翼ピッチ/コード比”や“動静翼間距離”、“動静翼出口角度”等を選定した。二元表での対応関係を辿ることで、これらの“重要設計パラメータ”がどのような“市場の声”に基づいたものであるかを読み取ることができるようになり、設計パラメータ選定の根拠が明確になった。

第4章では、第3章で選定した重要設計パラメータを用いて、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とした最適設計を行った。パラメータ設計と多目的遺伝的アルゴリズムによる最適化（以下 MOGA）を用いて、Thomas Force の低減と翼体格の成立性を考慮した多目的最適化の手順を示し、最適化前後のタービン形状や特性について比較検討を行った。

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。続いて行った 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%低減する最適翼が得ら

This document is provided by JAXA.

れた。この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）との共振も回避できることを示した。

また、自己組織化マップ（SOM）を用いて MOGA 最適化によって得た多次元データを整理した結果、目的関数と設計変数間の関係が明らかになり、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となることを示した。

また、ターボポンプ軸系の線形振動解析によって Thomas Force が軸系振動安定性に及ぼす影響を評価した結果、最適翼にて Thomas Force の低減（現行翼に比べて 30%低減）を図った場合には、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、Thomas Force 自体を低減することが 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示した。

さらに、QFD とパラメータ設計とを組合せた最適化プロセスの有用性について考察し、この最適化プロセスによって“市場のニーズ”に合致した最適化を効率よく行うことが可能となった。

本研究を通じ、ロケットターボポンプ用タービン部に生じるロータダイナミック流体力（Thomas Force）も考慮した多目的最適設計が行えるようになり、ロケットターボポンプ用タービンの設計自在性が向上できた。その一方で、本研究では対応できなかった事項もあり、今後の研究課題として以下に列挙する。

- ロケットターボポンプ用タービン向けの独自の損失モデル

  本研究では、既存の損失モデルを用いた 1 次元解析によるタービン性能の予測精度は良好であることを確認したが、ロケットターボポンプ用タービンは、その仕様によっては極端な低アスペクト比翼になるため、予測精度が極端に悪くなる可能性がある。ロケットターボポンプ用タービンの性能はロケットエンジン全体の性能に大きな影響を及ぼす要因の一つであるため、1 次元損失モデルを用いた性能予測の精度の更なる向上が望まれる。

This document is provided by JAXA.

- Thomas Force 低減のための閾値の検討

  本研究では Thomas Force を目的関数とした最適設計を行ったが、本来 Thomas Force は最小化を目的とした目的関数とするのでは無く、ターボポンプとして軸振動が過大とならないよう、閾値をもった制約条件とするべきである。ターボポンプの軸振動は、インデューサ、遠心インペラ、軸シール、タービン等の接液部、接ガス部に生じるロータダイナミック流体力が大きな影響を及ぼす。これら個々の要素のロータダイナミック流体力の把握と、精度の高い軸振動解析技術の獲得が望まれる。

今後のロケットエンジンの開発では、限られた開発期間の中で最良なエンジンを開発することが命題とされており、そのためには、ターボポンプや燃焼器など個々の構成要素の設計自在性を向上させること、さらにそれらを統合しエンジン全体として最適化する技術が求められている。ロケットエンジン開発における試験実証の重要性を忘れてはならないが、今後の開発ではシミュレーションやCAE技術の活用が多くの割合を占めるものと予想される。

本研究にて行った最適化プロセスは、本研究で対象とした仕様のタービンに限定されるのではなく、今後設計されるであろうロケットエンジンやその構成要素、更には一般産業用のターボ機械に対しても適用可能で、それらの設計自在性の向上に寄与するものである。今後この最適化プロセスによる技術レベルの向上が、我が国の宇宙航空産業の更なる発展に貢献することを期待する。

This document is provided by JAXA.

参考文献

[1] 上條謙二郎，平田邦夫，ロケットを飛ばす， オーム社, 1994, pp.2-19.

[2] Shimura, T., Yoshida, M., Kamijo, K., Uchiumi, M., and Yasutomi, Y., A Rotating Stall Type Phenomenon Caused by Cavitation in LE-7A LH2 Turbopump, JSME International Journal, Series B, Vol.45, No.1, 2002, pp.41-46.

[3] Uchiumi, M., Kamijo, K., Hirata, K., Konno, A., Hashimoto, T., and Kobayashi, S., Improvement of Inlet Flow Characteristics of LE-7A Liquid Hydrogen Pump, AIAA J. of Propulsion and Power, Vol.19, No.3, 2003, pp.356-363.

[4] 内海政春，吉田義樹，ターボポンプのダイナミック設計（軸振動の抑制をめざしたロータシステムの最適化），ターボ機械，Vol.40, No.6, 2012, pp.324-330.

[5] 安達和彦， 内海政春，井上剛志， 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.

[6] 船﨑健一，次世代ロケット用ターボポンプタービン部の技術課題と取り組み，ターボ機械, Vol.40, No.6, 2012, pp.340-349.

[7] Sack, W. F., Watanabe, J. H., Atsumi, M., and Nakanishi, H., DEVELOPMENT PROGRESS OF THE MB-XX CRYOGENIC UPPER STAGE ROCKET ENGINE, AIAA Paper No. AIAA 2003-4486, 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, July 2003.

[8] Ainley, D. G., Mathieson, G. C. R., An Method of Performance Estimation for AXIAL-Flow Turbines, R&M 2974 Aeronautical Research Council, 1957.

This document is provided by JAXA.

[9] Traupel, W., Die Theorie der Stromung Durch Radialmaschinen, Verlag G. Braun, Karlsruhe, Germany, 1962.

[10] 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.

[11] Stewart, W. L., A Study of Axial Flow Turbine Efficiency Characteristics in Terms of Velocity Diagram Parameters, ASME Paper No.61-WA-37, 1961.

[12] Dunham, J., Came, P. M., Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction, ASME Journal of Engineering for Power, July 1970, pp.252-256.

[13] Kacker, S. C., Okapuu, U., A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency, ASME Paper No. 81-GT-58, 1981.

[14] Thomas, P. M., Design and Experimental Investigation of a Single-Stage Turbine with a Rotor Entering Relative Mach Number of 2, NACA RM E58F20a, 1958.

[15] Willard, R. W., The Design and Cascade Tests of Free-Streamline and Full-Contour 160 deg Turning Supersonic Turbine Blade Sections, NACA RM L57F21, 1957.

[16] Louis, J. G., Analytical Investigation of Supersonic Turbomachinery Blading 2-Analysis of Impulse Turbine Blade Sectios, NASA TN D-4422, 1968.

[17] Horlock, J. H., Axial Flow Turbines, Butterworth, 1966.

[18] NASA SP-8110, Liquid Rocket Engine Turbines, NASA, 1974.

[19] Mohr, D., Turbomachines in Rocket Propulsion Systems, Handbook of Turbomachinery, 2nd ed. Logan, E.Jr., and Roy, R., CRC Press, 2003.

[20] NASA TM X-2434, Computer Program for Design of Two-Dimensional Supersonic Turbine Rotor Blades with Boundary-Layer Correction, 1971.

This document is provided by JAXA.

[21] Nilay U. Papila, Neural Network and Polynominal-Based Response Surface Technieques for Supersonic Turbine Design Optimization, University of Florida, Doctoral thesis, 2001.

[22] Tani, N., Oyama, A., Okita, K., and Yamanishi, N., Feasibility Study of Multi Objective Shape Optimization for Rocket Engine Turbopump Blade Design, AIAA Paper No. AIAA 2008-4659, 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, July 2008.

[23] 増子仁美, 船﨑健一, 加藤大雅, 瀧田純也, 島垣満, 内海政春, 次世代ロケットエンジン用タービンの高効率化に関する研究, 日本機械学会 2011 年度年次大会(東工大), J051022, 2011.

[24] 徳山雄己, 船﨑健一, 加藤大雅, 瀧田純也, 島垣満, 内海政春, 次世代ロケットエンジン用タービン段動翼に作用する非定常流体力及び振動特性, 日本機械学会 2011 年度年次大会(東工大), J051021, 2011.

[25] Thomas, H. J., Instable Eigenschwingungen von Turbinenlaufern, Angefaucht durch die Spaltstromungen Stopfbuschsen un Beschaufelungen, AEG-Sonderdruck, 1958, pp.1039-1063.

[26] Alford, J. S., Protecting Turbomachinery From Self-Exited Rotor Whirl, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.87, No.4, 1965, pp.333-344.

[27] 桧佐彰一, 北村理, 榊田均, 蒸気励振による軸系の自励振動,ターボ機械, Vol.13, No.6, 1985, pp.329-334.

[28] Motoi, H., Kitamura, A., Sakazume, N., Uchiumi, M., Uchida, M., Saiki, K., Nozaki, O., and Iwatsubo, T., Sub-Synchronous Whirl in the LE–7A Rocket Engine Fuel Turbopump, Proceedings of the 2nd International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA–2), 2003, pp. 160–169.

[29] Urlichs, K., Clearance Flow Generated Transverse Forces at the Rotors of Thermal Turbomachines, Dissertation, Technical University of Munich (English translation in NASA TM-77292), 1983.

This document is provided by JAXA.

[30] Childs, D. W., Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling, & Analysis, John Wiley & Sons, Inc., 1993, pp.359-364.

[31] Colding-Jorgensen, J., Prediction of Rotor Dynamic Destabilizing Forces in Axial Flow Compressors, ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.4, No.4, 1992, pp.621-625.

[32] 横山大造，鶸田　晃，吉田義樹，辻本良信，ふれ回り運動する軸流圧縮機の翼端隙間変化によって生じる流体力の解析，日本機械学会講演論文集, No.974-1, 1997, pp.5.27-28.

[33] Martinez-Sanchez, M., Jaroux, B., Turbine Blade Tip and Seal Clearance Excitation Forces, NASA Phase III report on contract number NAS8-35018, 1992.

[34] Song, S. J., Inviscid Rotordynamic Damping Forces due to Nonaxisymmetric Tip Clearance in Turbines, AIAA Journal, Vol.36, No.12, 1998, pp.2163-2169.

[35] Vance, J. M., Laudadio, E. J., Experimental Measurement of Alford's Force in Axial Flow Turbomachinery, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, No.3, 1984, pp.585-590.

[36] Ehrich, F., Rotor Whirl Forces by Tip Clearance in Axial Flow Compressors, ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol.115, No.4, 1993, pp.509-515.

[37] Martinez-Sanchez, M., Jaroux, B., Song, S. J., and Yoo, S., Measurement of Turbine Blade-Tip Rotordynamic Excitation Forces, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.117, 1995, pp.384-392.

[38] 北村理，桧佐彰一，榊田均，スチームホワールによる軸系の自励振動,日本機械学会講演論文集，No.810-3, 1981.

[39] Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N.C., and Japikse, D., Axial and Radial Turbines, Concepts ETI, Inc. ISBN 0-933283-12-0, 2003, pp.31-63.

This document is provided by JAXA.

[40] 橋本亮平， 上條謙二郎，渡辺義明，長谷川敏，藤田敏彦，液酸・液水ロケットエンジン用タービンの性能，航空宇宙技術研究所報告，NAL TR-691, 1981.

[41] Stabe, R. G., Kline, J. F., and Gibbs, E. H., Cold-Air Performance Evaluation of a Scale-Model Fuel Pump Turbine for the M-1 Hydrogen-Oxigen Rocket Engine, NASA TN D-3819, 1967.

[42] http://www.conceptsnrec.com/Solutions/CAE-CAM-Software/CAE-Software/Axial-Turbines.aspx

[43] 瀧田純也，船﨑健一，河津要，谷直樹，山西信宏，内海政春， ロケットターボポンプ用タービンの空力損失に対するマッハ数の影響， 日本機械学会 2011 年度年次大会（東工大），J051023, 2011.

[44] http://www.conceptsnrec.com/Solutions/CAE-CAM-Software/CAE-Software/CFD-3D-Flow-Analysis.aspx

[45] Spalart, P. R., Allmaras, S. R., A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, AIAA Paper 92-439, 1992.

[46] Patel, V., Rodi, W., and Scheuerer, G., Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review, AIAA Journal, Vol.23, No.9, 1984, pp.1308-1319.

[47] Zweifel, O., The Spacing of Turbimachine Blading, Especially with Large Angular Deflection, Brown Boveri Rev., Vol.32, 1945, p.12.

[48] Moustapha, S. H., Okapuu, U.,and Williamson, R.G., Influence of Rotor Blade Aerodynamic Loading on the Performance of a Highly Loaded Turbine Stage, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, 1987, pp.155-162.

[49] 水野滋，赤尾洋二，品質機能展開 - 全社的品質管理へのアプローチ，日科技連出版社， 1978.

[50] 赤尾洋二，新製品開発のための品質展開活用の実際，日本規格協会，1988.

This document is provided by JAXA.

[51] 赤尾洋二， 商品開発のための品質機能展開，日本規格協会，2010.

[52] Akao,Y., Kamimura,T., QFD and Knowledge Management: A Case Study on the Development of a large outboard motor, 7th – Management International Congress, 2005.

[53] Akao,Y., Takamoto,M., QFD and Knowledge Management: A Case Study on the Development of Substation Equipment, 11th – ISQFD, 2005.

[54] http://www.qfda.jp

[55] http://www.mindjet.com/mindmanager

[56] 田口玄一， 実験計画法 上（第 3 版），丸善， 1976.

[57] 立林和夫，タグチメソッド入門，日本経済新聞出版社， 2009.

[58] 立林和夫，入門タグチメソッド，日科技連出版社， 2004.

[59] Rothe, K., Turbopump Configuration Selection for the Space Shuttle Main Engine, ASME Paper 74-FE-23, Joint Fluid Engineering Conference, Montreal, Canada, 1974.

[60] 赤尾洋二，品質展開入門（品質機能展開活用マニュアル 1），日科技連出版社， 1990.

[61] 大藤正， 小野道照， 赤尾洋二， 品質展開法（1）－品質表の作成と演習（品質機能展開活用マニュアル 2）， 日科技連出版社， 1990.

[62] 大藤正， 小野道照， 赤尾洋二， 品質展開法（2）－技術・信頼性・コストを含めた総合的展開（品質機能展開活用マニュアル 3），日科技連出版社，1994.

[63] 刀根薫，ゲーム感覚意思決定法－AHP 入門－，日科技連出版社，1986.

[64] 坂爪則夫，内海政春，内田優幸，岩壷卓三，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.

[65] Obayashi, S., Jeong, S., and Chiba, K., Multi-Objective Design Exploration for Aerodynamic Configurations, AIAA Paper No. AIAA 2005-4666, 35th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, June 2005.

This document is provided by JAXA.

[66] 井上清和， 中野惠司， 林裕人，芝野広志，大場章司， 入門パラメータ設計，日科技連, 2008, pp.145-184.

[67] 吉田誠，渡辺義明，田島嘉幹，上條謙二郎，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.

[68] Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., and Meyarivan, T., A Fast and Elitist Multi-objective Genetic Algorithm: NSGA-II, IEEE Transactions on Evolutionally Computation, Vol.6, No.2, 2002, pp.182-197.

[69] 太田豊彦，福島幸夫，上條謙二郎，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, Vol.46, No.539, 1998, pp. 705-711.

This document is provided by JAXA.

関連文献

第2章

[1] 徳山雄己， 船﨑健一， 加藤大雅， **瀧田純也**， 島垣満， 内海政春， 次世代ロケットエンジン用タービンの信頼性向上に関する研究， 日本航空宇宙学会北部支部 2011 年講演会講演論文集， 2011, pp.225-228.

[2] 増子仁美， 船﨑健一， 加藤大雅， 内海政春， 島垣満， **瀧田純也**， 次世代ロケットエンジン用タービンの高効率化に関する研究， 日本航空宇宙学会北部支部 2011 年講演会講演論文集， 2011, pp.229-234.

[3] Kato, H., Mashiko, H., Tokuyama, Y., Funazaki, K.,and **Takida, J.**, Robust Aerodynamic Shape Optimization of Supersonic Turbine using Non-Intrusive Polynomial Chaos Expansion, 9th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, June 2011.

[4] **瀧田純也**， 船﨑健一， 河津要， 谷直樹， 山西信宏， ロケットターボポンプ用タービンの空力損失に対するマッハ数の影響， 日本機械学会 2011 年度年次大会講演論文集（東工大）, J051023、2011.

[5] **瀧田純也**， 福田太郎， 宇山遼一， 船﨑健一， 内海政春, ロケットターボポンプ用タービンのチップ漏洩損失に対するパラメータスタディ,日本機械学会 2012 年度年次大会講演論文集（金沢大）, J051022, 2012.

[6] Tokuyama,Y., Funazaki,K., Kato,H., **Takida,J.**, Shimagaki, M.,and Uchiumi,M., Unsteady Flow Field Structural Response in a in a Turbine Stage of a Rocket Engine, The 13th International Symposium on Unsteady Aerodynamics Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines - ISUAAAT13, September 2012.

[7] **瀧田純也**， 福田太郎， 宇山遼一， 船﨑健一， 内海政春， ロケットターボポンプ用タービンの翼損失に関するパラメータスタディ， 宇宙航空研究開発機構研究開発資料， JAXA-RM-12-008, 2013.

This document is provided by JAXA.

第3章

[1] 瀧田純也， 船﨑健一， 内海政春， 島垣満， ロケットターボポンプ用タービン設計への QFD の適用， 日本航空宇宙学会北部支部 2011 年講演会講演論文集（2011）, pp.219-224.

[2] 瀧田純也， 福岡勝， 内海政春， 國枝麿， 船﨑健一, ロケットターボポンプ用タービン設計への QFD の適用, 第 41 回信頼性・保全性シンポジウム発表報文集(2011), pp. 213-218.

[3] **Takida, J.**, Akao,Y., Funazaki,K.,and Uchiumi,M., Application of QFD Method for Design of Rocket Turbopump Turbines, SESSION 3 Case Studies Ⅱ No.2, 17th International QFD Symposium – ISQFD2011, September21-23,Stuttgart,Germany, 2011..

[4] 瀧田純也， 福岡勝， 國枝麿， 船﨑健一， 内海政春， QFD を用いたロケットターボポンプ用タービンの重要設計パラメータの抽出， 宇宙航空研究開発機構研究開発資料， JAXA-RM-11-021, 2011.

[5] 瀧田純也， 福岡勝， 國枝麿， 船﨑健一， 内海政春， ロケットターボポンプ用タービンのパラメータ設計（第一報 QFD を用いた重要設計パラメータの抽出）, ターボ機械協会誌， Vol.40, No.12， 2012, pp. 705-714.

第4章

[1] 瀧田純也， 内海政春， 島垣満， 船﨑健一， 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， 第 66 回ターボ機械協会 宮崎地方講演会， pp.318-323、2011.

[2] 瀧田純也， 内海政春， 島垣満， 船﨑健一， ロバスト設計手法を用いたターボポンプ用タービンのトーマスフォース低減， 宇宙航空研究開発機構研究開発資料， JAXA-RM-11-011, 2011.

This document is provided by JAXA.

[3] 瀧田純也， 船﨑健一， 内海政春， 島垣満，トーマスフォース低減の為のロケットターボポンプ用タービンの最適化， 日本航空宇宙学会北部支部2012 年講演会講演論文集, JSASS-2012-H001, 2012.

[4] 瀧田純也， 船﨑健一， 内海政春， 島垣満， 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.

[5] 瀧田純也， QFD とロバスト設計手法を組合せたロケット ターボポンプ用タービンの最適化， ターボ機械協会第 103 回セミナー;品質工学（タグチメソッドなど）のターボ機械への適用事例（回転機械・構成要素開発とリスクアセスメント・ロバスト性向上）, 2012, pp. 33-40.

[6] 瀧田純也， 内海政春， 島垣満， 藤本良一， 船﨑健一, QFD とロバスト設計手法を組合せたロケットターボポンプ用タービンの最適化, 第 42 回信頼性・保全性シンポジウム発表報文集, 2012, pp.365-370.

[7] 瀧田純也, 福田太郎, 宇山遼一, 船﨑健一, 内海政春, ロケットターボポンプ用タービンのパラメータ設計（Thomas Force 低減のための最適化）, 第68 回ターボ機械協会沖縄地方講演会講演論文集, 2012, pp.19-24.

[8] 瀧田純也, 福田太郎, 宇山遼一, 船﨑健一, 内海政春， 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， 宇宙航空研究開発機構研究開発資料， JAXA-RM-12-007, 2013.

[9] 瀧田純也， 船﨑健一， 内海政春， 島垣満， ロケットターボポンプ用タービンのパラメータ設計（第二報 Thomas Force 低減のための最適化）， ターボ機械協会誌， Vol.41， No.2， 2013, pp. 78-88.

[10] 瀧田純也， 福田太郎， 宇山遼一， 船﨑健一， 内海政春， ロケットターボポンプ用タービンのパラメータ設計（第三報 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）， ターボ機械協会誌， （掲載予定）.

This document is provided by JAXA.

用語集

第1章

H-Ⅱロケット:

純国産開発の大型液体ロケット。使用期間:1994～1999 年

H-ⅡA ロケット:

H-Ⅱロケットの後継機で、打ち上げ費用の削減と信頼性の向上を目的に開発された。使用期間:2001 年～現在

LE-7A エンジン:

H-ⅡA ロケットの第一段メインエンジンで液体水素、液体酸素を推進剤とする。エンジンサイクルは 2 段燃焼サイクルで、エンジン推力は 1,074kN、全長は 3.4m。

ターボポンプ:

ロケットエンジンの主要部品であり、低圧のタンクから推進剤を吸込み、燃焼器へ圧送するターボ機械。エンジン1台につき、液体水素用と液体酸素用の2台のターボポンプが搭載される。

インデューサ:

ターボポンプの構成部品である軸流式の羽根車。吸込性能向上のため、ポンプの主羽根車(遠心インペラ)の手前に取り付けられる。インデューサは常にキャビテーションが生じた状態で運転されるため、キャビテーションに起因する吸込不良や不安定事象が生じる場合がある。

エキスパンダーブリードサイクル:

ロケットエンジンの動作サイクルの1つ。燃焼前の推進剤(液体水素)を燃焼室やノズルの周囲へ巡らせ、熱交換することによって高温の水素ガスを得る。これらの大部分は燃焼室へ送られるが、一部の高温水素ガスはターボポンプのタービン駆動ガスとして用いられ、ターボポンプを駆動した後の水素ガスはノズル内に捨て燃焼に用いないオープンサイクルである。

This document is provided by JAXA.

第２章

翼アスペクト比：

タービン動翼の翼高さ（h）と翼コード長（c）との比（h/c）。

衝動タービン：

静翼（ノズル）から噴出す高速流による衝動力のみを受けて回転するタービン。動翼の前後で静圧は変わらないため、動翼内ではガスの膨張による反動力が生じない。

超音速タービン：

静翼や動翼内での流速が音速を超えるタービン。特にロケットターボポンプ用タービンではタービン圧力比が高く取られるために、超音速タービンとなる場合が多い。

部分送入ノズル：

ロケットターボポンプ用タービンでは、タービン流量が少なく圧力比も高いためにタービン翼高さが極端に小さくなる。適度な翼高さを保つためにノズル流路の一部を封止した部分送入ノズルを採用する場合がある。

動翼チップクリアランス：

タービン動翼翼端とケーシング壁（静止側）との間の隙間。

第３章

品質機能展開（Quality Function Deployment, QFD）：

日本で開発された管理技法で、品質展開（quality deployment:QD）と狭義の品質機能展開（QFD）の総称である。品質展開は、新製品等の開発に当たり顧客の要求する品質を基に設計品質を決定し、これを実現するためその構成機能・部品の品質を細部部品や工程にまで体系的に図式化して展開し、製造開始前に品質保証を行おうとするものである。

This document is provided by JAXA.

ロバスト設計（パラメータ設計）：

品質工学（タグチメソッド）の中心的な手法の一つであり、様々なノイズ（誤差因子）に対しその製品の特性が変化しにくい（つまりロバストな）設計を行うための最適化設計手法。欧米ではロバスト設計、日本ではパラメータ設計と呼ばれる。

市場の要求（市場の声）：

ロケットエンジン関係者を市場と定義し、ロケットターボポンプ用タービンに対する要求（あるべき姿）をアンケートにより収集し、階層分析法（AHP 法）により重要度を求めた。

第4章

動特性のパラメータ設計：

品質特性などのスカラー量ではなく、理想機能（入出力関係）を特性値と考えたパラメータ設計。動特性のパラメータ設計によりエネルギー変換システム全体を理想状態に近づけるため、設計点だけでなくオフデザインポイントを含めた最適化が可能になる。

制御因子：

パラメータ設計において、設計者が任意に設定できる設計変数（設計パラメータ）のこと。制御因子およびその水準によりパラメータ設計によって得られる改善度合いも異なる。

誤差因子：

パラメータ設計において、設計者が自由に条件を求めることが出来ない項目で、その条件が変わると入出力関係が乱れるものを誤差因子（ノイズ）という。パラメータ設計は誤差因子自体を低減するのではなく、誤差因子の存在を認識し、その影響が小さくなるよう設計するための手法である。

パラメータダイヤグラム：

パラメータ設計において、対象とするシステムの入出力関係、制御因子および誤差因子の条件を表したブロック図。

This document is provided by JAXA.

標準 S/N 比：

動特性のパラメータ設計において、標準状態に対するロバスト性を評価するための S/N 比の指標。S/N 比の計算方法は対象とするシステムや目的によって様々存在するが、標準 S/N 比はシステムの入出力関係が非線形となる場合でも適用可能である。標準状態とは基準として決まっている条件のことで、本論文の場合には現行翼のタービン出力特性に相当する。

利得の再現性：

パラメータ設計により得られた S/N 比の利得に対し、実際に制御因子を組合せた条件での確認試験によって両者の利得を比較すること。予測値と確認試験との利得が一致すれば再現性を有している。

自己組織化マップ（Self – Organizing Map, SOM）：

複数の目的関数や制約条件を持った多次元データを可視化するためのデータマイニング手法の 1 つ。SOM は多次元データを 2 次元マップ上の配置として表すことで、目的関数間や設計変数間のトレードオフ関係が明確にすることが出来る。

This document is provided by JAXA.

謝辞

本論文は筆者が社会人学生として岩手大学大学院工学研究科　機械・社会環境システム工学専攻　博士後期課程に在籍中の研究成果をまとめたものである。同専攻教授　船崎健一先生には指導教官として終始懇切丁寧な御指導と有益な御助言を頂いた。ここに深謝の意を表する。先生からは岩手大学と宇宙航空研究開発機構との共同研究を通じて著者がタービンの研究に関わる機会を与えて頂いた。先生の実験と解析の両面を駆使して問題となる現象の本質を追及するという御姿勢は、著者の研究活動の規範となっている。

岩手大学大学院　工学研究科　機械・社会環境システム工学専攻　藤田尚毅教授、柳岡秀樹教授には、副査として多くの御助言を頂くとともに、本論文の細部にわたり御校閲を頂いた。ここに深謝の意を表する。

本研究を実施するにあたり、宇宙航空研究開発機構　主幹研究員　吉田義樹博士、同機構　主任開発員　内海政春博士には、岩手大学との共同研究の機会を与えて頂くとともに、タービンの研究に専念できる環境も与えて頂いた。ここに深謝の意を表する。また吉田博士からは、研究の進め方から投稿論文の書き方に至るまで終始懇切なるご指導を頂いた。吉田博士から「岩手大学の社会人博士課程に入学してはどうか？」と勧めて頂いたことにより、宇宙航空研究開発機構への3年間の出向がより有意義なものとなった。ここに改めて深謝の意を表する。

三菱重工業株式会社　航空宇宙事業本部　誘導・エンジン事業部　エンジン・機器技術部次長　吉川公人氏、同部液体ロケットエンジン設計課課長　恩河忠興氏には、今回の宇宙航空研究開発機構への3年間の出向の機会を与えて頂くとともに、平成14年の入社以来、社会人としての心得から技術的な問題解決法に至るまで多くの御指導を頂いた。更に学位論文をまとめることに対しては暖

This document is provided by JAXA.

かい励ましを頂いた。ここに深謝の意を表する。

本研究の第2章及び第4章のタービン数値解析については、株式会社第一システムエンジニアリング　第3技術部グローバル技術課課長　清水宏純氏、福田太郎氏、宇山遼一氏に御支援を頂いた。本研究の第3章の品質機能展開（QFD）および第4章のロバスト設計については、宇宙航空研究開発機構　安全・品質保証室主催の応用研究の場を通じ、QFDでは赤尾洋二博士、福岡勝先生、國枝麿先生に、ロバスト設計では藤本良一先生に御指導頂くと共に、同機構安全・品質保証室の事務局担当各位に御支援を頂いた。各位に対し、ここに感謝の意を表する。

岩手大学大学院工学研究科　機械・社会環境システム工学専攻　助教　谷口英夫先生、同専攻　助教　加藤大雅先生を始めとする船崎研究室の関係各位、宇宙航空研究開発機構の“ターボポンプのダイナミック設計”の研究の関係各位、同機構　角田宇宙センターの職員各位、並びに三菱重工業株式会社の関係各位には、本研究ならびに論文執筆に際し多くの御助言と御支援を頂いた。ここに感謝の意を表する。

最後に社会人博士課程で学ぶことを応援し励ましててくれた、今は亡き父、母と姉に感謝する。また、育ち盛りの子供がいるにも関わらず社会人博士課程への入学を快諾し、平成23年3月の東日本大震災以降単身赴任となってからも、遠く離れた愛知県で家や子供達を守り続けてくれた妻、ぼんやりとながら父の仕事を理解し、いつも笑顔でいてくれた子供達に感謝する。家族の理解と支え無しでは研究を続けられなかった。本当にありがとう。

平成25年3月

瀧田　純也

This document is provided by JAXA.