

環境低負荷型船用推進プラントの研究開発

平成10年度

研究成果報告書

平成11年3月

スーパーマリンガスタービン技術研究組合

般

本報告書は、スーパーマリンガスタービン技術
研究組合が編集著作権を所有するものであり、無
断で複写又は引用することを禁ず。

本研究は、造船業基盤整備事業協会の助成金、
財団法人 日本船舶振興会の補助金及び組合員の賦
課金により実施された。

環境低負荷型船用推進プラントの研究開発

目次

研究の概要

- 1.研究開発の背景
- 2.研究開発の課題
- 3.研究開発の研究計画
- 4.研究開発の効果
- 5.研究組織

研究成果

1章SMGTの全体設計

- 1.基本仕様・基本設計（平成9年度）
- 2.平成10年度成果

2章各要素の研究

- 1.環境負荷低減技術の研究
 - 1.1低NO_x燃焼器の研究
 - a)燃焼器試験装置・燃焼器試験
 - b)バーナー部試験装置・バーナー部試験
 - c)噴霧試験装置・噴霧試験
 - d)流れ模型試験装置・可視化試験
 - 2.燃費改善技術の研究
 - 2.1高効率圧縮機の研究
 - 2.1.1軸流V型圧縮機の研究
 - 2.1.2軸流F型圧縮機の研究
 - 2.1.3遠心型圧縮機の研究
 - 2.2高効率タービンの研究
 - 2.2.1ガスジェネレータタービンの研究
 - 2.2.2V型パワータービンの研究
 - 2.2.3F型パワータービンの研究
 - 2.3小型高効率熱交換器の研究
 - 3.船舶対応技術の研究
 - 3.1負荷変動対応技術の研究
 - a)運転制御システムのシミュレーションプログラムの作成
 - 3.2防食技術の研究
 - 3.2.1防食性能試験装置
 - 3.2.2防食試験用テストピース
 - 3.2.3防食性能試験
 - 3.3 SMGTの内航船への適用調査

研究の概要

1. 研究開発の背景

近年、地球規模の環境問題が大きくクローズアップされている。既に、陸上ではNO_x等の大気汚染物質の排出について厳しい規制がなされている。1997年、国際海事機関(IMO)において、船舶からの大気汚染防止に関するMARPOL条約の新付属書が採択され、2000年以降のNO_x排出量規制が具体的日程となり、その後もより厳しい規制がなされると予想されている。

このような状況のもと、平成5年12月1日運輸技術審議会船舶部会の答申で、今後、取り組むべき重要技術開発課題として、船用ガスタービンシステム研究開発が取り上げられた。この答申を受けて、運輸省はじめ関係機関のご支援のもと、船用エンジンメーカー5社が結集してスーパーマリンガスタービン技術研究組合を設立し、平成9年度から造船業基盤整備事業協会からの試験研究助成金、日本財団からの研究開発補助金を受け、『環境低負荷型船用推進プラントの研究開発』に取り組むことになった。

2. 研究開発の課題

船用推進プラントとしてガスタービンをみた場合、NO_x排出量がディーゼルエンジンに比べて格段に低くなる可能性があり、抜本的な排気ガスのクリーン化(低NO_x化)を図ることが期待できる。また、現在、船舶の高速化、内航船等における船内労働環境の改善が求められているが、ガスタービンはこの点でも高比出力(出力/質量)、船内メンテナンスの軽減、低振動、低騒音という特色を有している。

このような利点を持ちながら、燃費等の経済的な理由から、これまでのガスタービンは、船用としては特殊な用途に限定されて用いられていた。

本研究開発は、次の3点を目標課題として、次世代型船用ガスタービンの開発を行う。

- (1)NO_x排出量が1g/kWh以下(ディーゼルエンジンの約1/10)
- (2)熱効率が38~40%(ディーゼルエンジンと同等)
- (3)燃料としてA重油が使用可能

この目標を達成するための要素研究を行うと共に、その成果を総合して、内航船の主機を想定した2,500kW級の船用推進用のガスタービンを製作し、上記の目標達成の評価を行う。

開発されたガスタービンの実用化においては、実際の船舶に搭載して、長期間にわたる試験を行い、耐久性、経済性、操船性等の評価を行うことが必要であるが、本研究開発は、その部分は含んでいない。

3. 研究開発の研究計画

環境低負荷型船用推進プラント研究開発では、次の研究項目を、平成9年度から平成14年度までの6年間の予定で、目標性能を満足する次世代型船用ガスタービンを開発する。

- (1)環境負荷低減技術の研究
- (2)燃費改善技術の研究
- (3)船舶対応技術の研究
- (4)実験機による陸上試験

(1)~(3)は、ガスタービンの各コンポーネントや個別技術を対象にして行う要素研究

で、(4)は、その結果を総合して製作する、出力 2,500kW 級のガスタービンによる性能評価試験である。

以下に項目順にその研究概要を示す。

(1)環境負荷低減技術の研究

環境負荷低減技術の研究では、低 NO_x 燃焼器を開発するための研究を実施する。

現在、ガスタービンの NO_x を低減する方法として燃焼器に水又は蒸気を注入して燃焼温度を下げる湿式が主流であるが、清水を多量に必要とするので船用には適しない。本研究開発では、乾式の低 NO_x 燃焼方式により、NO_x 排出量を目標値まで低減する計画である。現在のガスタービンに広く用いられている拡散燃焼に代えて、予蒸発・予混合希薄燃焼方式の研究を行う。天然ガス焚きによる同方式の実用例はあるが、本研究では液体燃料焚きの実用化を図る。

このため、燃焼器試験装置による各種試験、コンピュータによる熱流体解析等を駆使して研究する。

(2)燃費改善技術の研究

本研究では燃費を改善するために、様々な観点からガスタービンの熱効率向上の障壁となっている要因を洗い出し、これをブレークスルーする各種の要素技術を開発する。

その主なものは、まず、排気ガスの熱を圧縮機を出た空気に与える再生サイクルを採用することである。このため、再生熱交換器の開発研究を行う。船用エンジンとして成立するには小型の熱交換器でなければならず、コンパクトで大きい伝熱面積を持つプレートフィン形熱交換器を開発研究する。

次に、ガスタービンの熱効率を大きく支配するタービン入口温度 (TIT) は、この出力クラスのガスタービンの最高レベルを超える 1,200 に設定している。このために、小さなタービンのノズル翼、動翼を極めて効率良く冷却できる冷却構造の開発が必要で、このための研究を行う。

さらに、圧縮機、タービンというガスタービンの主要コンポーネントの高効率化を図る研究を実施する。圧縮機は低圧側を軸流段、高圧側は遠心段とする混合形式を採用し、高効率化を図る。この軸流段と遠心段のマッチング、さらに圧縮機とタービンのマッチング等、ガスタービン固有の高度な設計技術が要求されるが、コンピュータによる性能予測や、流れの解析手法を駆使した研究と共に、圧縮機の性能試験を実施し、その性能評価・改良を行う。

また、船用主機エンジンとしては部分負荷での効率改善も大きな課題である、このため、可変静翼型軸流圧縮機と可変ノズル型パワータービンの開発も実施する。

(3)船舶対応技術の研究

燃料として使用する A 重油や吸気に含まれる海水によるガスタービン各部の腐食防止、船用主機としての 2 軸式ガスタービンの運転制御システム、ピッチングやローリング等の船体動揺に対する機器への影響等、ガスタービンを船舶に搭載することにより生ずる問題解決のための研究を実施する。

A 重油対応の課題としては、タービン翼、燃焼器、熱交換器等の防食材料やコーティングの研究及び燃焼器での燃焼の研究を行う。

(4)実験機による陸上試験

上記の各種要素研究の結果を総合して、出力 2,500kW 級のガスタービン (実験機) を製作する。本研究開発では、この実験機の陸上運転試験により、目標が達成された

かどうか評価する。

4.本研究開発の効果

本研究開発は、低 NO_x で、かつ、ディーゼルエンジンと同等の熱効率を有する次世代型の船用ガスタービン（スーパーマリンガスタービン）を開発し、これによって海上輸送における環境負荷の大幅な低減、高速化、さらに、船内の労働環境の改善を図り、ひいては造船業、海運業の活性化に寄与することにある。

5.研究組織

スーパーマリンガスタービン技術研究組合は、平成 9 年 4 月 1 日に設立された団体で、運輸省の指導のもとに、平成 14 年度までの 6 年間で、環境低負荷型船用推進プラント研究開発を行い、設計技術を確立することを目的としている。

組合員としては、下記の船用エンジンメーカー 5 社が参画している。

（五十音順）

石川島播磨重工業株式会社

川崎重工業株式会社

ダイハツディーゼル株式会社

株式会社 新潟鐵工所

ヤンマーディーゼル株式会社

研究成果

1 章 SMGT の全体設計

1.基本仕様・基本設計（平成 9 年度）

SMGT は、船用主機という用途、非常に高い熱効率及び低い NO_x 値を開発目標としているため、研究仕様を明確にしておく必要がある。また、5 社の共同研究であるため、分担するコンポーネント相互間の条件を明確にして研究を行う必要がある。

6 力年計画の初年度にあたる平成 9 年度に次の様な SMGT の基本仕様を設定し、これを基に研究開発を行うこととした。

(1)要素の目標性能，要素形式

軸流圧縮機，遠心式圧縮機，燃焼器，ガスジェネレータタービン，パワータービン，熱交換器等のガスタービンの主要な要素と，要素間及び要素外の効率，損失等について詳細な検討を行い，要素の目標性能仕様，要素形式を設定した。

(2)要素間の性能取り合い

要素毎に各社で分担して研究を行うことから，要素間の取り合い（温度，圧力，流量等の入口，出口条件）を明確に設定した。

(3)設計要求条件

用途が船用であるため，関連規格の調査も含めた検討を行って運転条件，姿勢，設計寿命等の設計要求条件を設定した。

(4)計測・評価方法

研究の基礎となる熱物性，効率等の定義，計測方法，評価方法，語句，用語等について検討を行い仕様を設定した。

開発にあたっては，定格出力での性能を最も重視する用途を想定した F 型 SMGT と，定格点の出力とともに部分負荷での性能も重視した V 型 SMGT の 2 種類の型式を設定した。

また，各要素の基本計画データを基に，基本設計（全体計画図）を行った。この計画図により各要素間の取り合いの問題点，ロータダイナミクス解析結果による構造の問題点等の検討を行い，変更すべき点等を協議し，その結果を各要素の基本設計に反映した。

2.平成 10 年度成果

平成 10 年度は，全体設計に関し，次の事項を実施した。

(1)各要素間の構造上の取合い検討

(2)ガスタービンの装備・支持方法の検討

(3)研究進展に伴う設計仕様の再検討

(4)研究成果を取入れたガスタービンの全体計画図の修正

表 1 に目標設計点性能，表 2 に各部形式を示す。

平成 10 年度の検討結果を反映した全体計画図を，図 1 V 型ガスタービン構造断面図，図 2 F 型ガスタービン構造断面図，図 3 ガスタービン外観図に示す。

表1 目標設計点性能仕様

項目	記号	単位	諸元		注記	
			F型	V型		
出力		kW	2,590	2,530	パワータービン出力軸端の値	
熱効率	t h	%	39.1	38.4	LHV基準	
空気流量	G a	kg/s	9.5		フローノズル<0>での流量	
圧縮機	回転数	N 1	r p m 21,000			
	全段圧力比	C	8.0		= P 3.05 / P 1	
	全段効率	C	84.0	83.7		
	軸流段	圧力比	C A	2.8		= P 2 / P 1
		圧縮機断熱効率	C A	88.6	88.1	
	遠心段	圧力比	C C	2.857		= P 3.05 / P 2
		圧縮機断熱効率	C C	83.5		
熱交換器	圧損	空気側圧損	d P R A	% 3.0		
		空気側配管圧損		% 1.0		
		ガス側圧損	d P R G	% 4.0		
		温度効率(空気側)	R	% 83.0		
燃焼器	燃焼効率	B	% 99.0			
	燃焼器圧力損失	d P B	% 4.0			
G	回転数	N 1	r p m 21,000			
G	タービン入口温度	T I T	1,200			
T	全圧膨張比	GGT	2.47	2.49	= P 5 / P 7	
	タービン断熱効率	GGT	% 87.5			
P T	回転数	N 2	r p m 13,000			
	全圧膨張比	P T	2.746	2.722		
	タービン断熱効率	P T	90.2	89.2		
イグゾーストディフューザ 圧力損失	d P E X	%	4.0		= (P 9 P 9.2) / P 9 × 100	
GGT軸機械効率	mGGT	%	98.0		損失=補機駆動+機械損	
PT軸機械効率	mPT	%	99.0		損失=機械損	
NOx値		g / kWh	1.0		定格負荷条件にて200ppm (O 2 = 0 %) 相当	

注1) 性能は, ISO 2314条件での値である。

(吸排気ダクトなし, 外気温度=15, 外気圧力=1.0332 kg f / cm², 相対湿度60%)

注2) 燃料はA重油

真発熱量=10,100 kcal / kg

密度 =850kg/m³

表 2 各部形式

部 位	形式・仕様		備 考	
	F 型	V 型		
パワーセクション				
形 式	再生開放2軸式			
質 量	約 1.8 t			
出力取り出し方向	排気側			
圧縮機	軸	I G V	あり	
	流	VSV	なし あり	
	段	段数	4段	
	遠心段		1段	
	回転方向		時計回り	回転方向は、PT出力軸端側から見る。
燃焼器	マルチキャン型		DLN仕様	
G	構造・形式	軸流2段		
G	回転方向	時計回り		回転方向は、PT出力軸端側から見る。
T				
P	可変ノズル	なし あり		
T	回転方向	時計回り		回転方向は、PT出力軸端側から見る。
熱交換器				
形 式	プレートフィン型			
質 量	約 2.5 t			

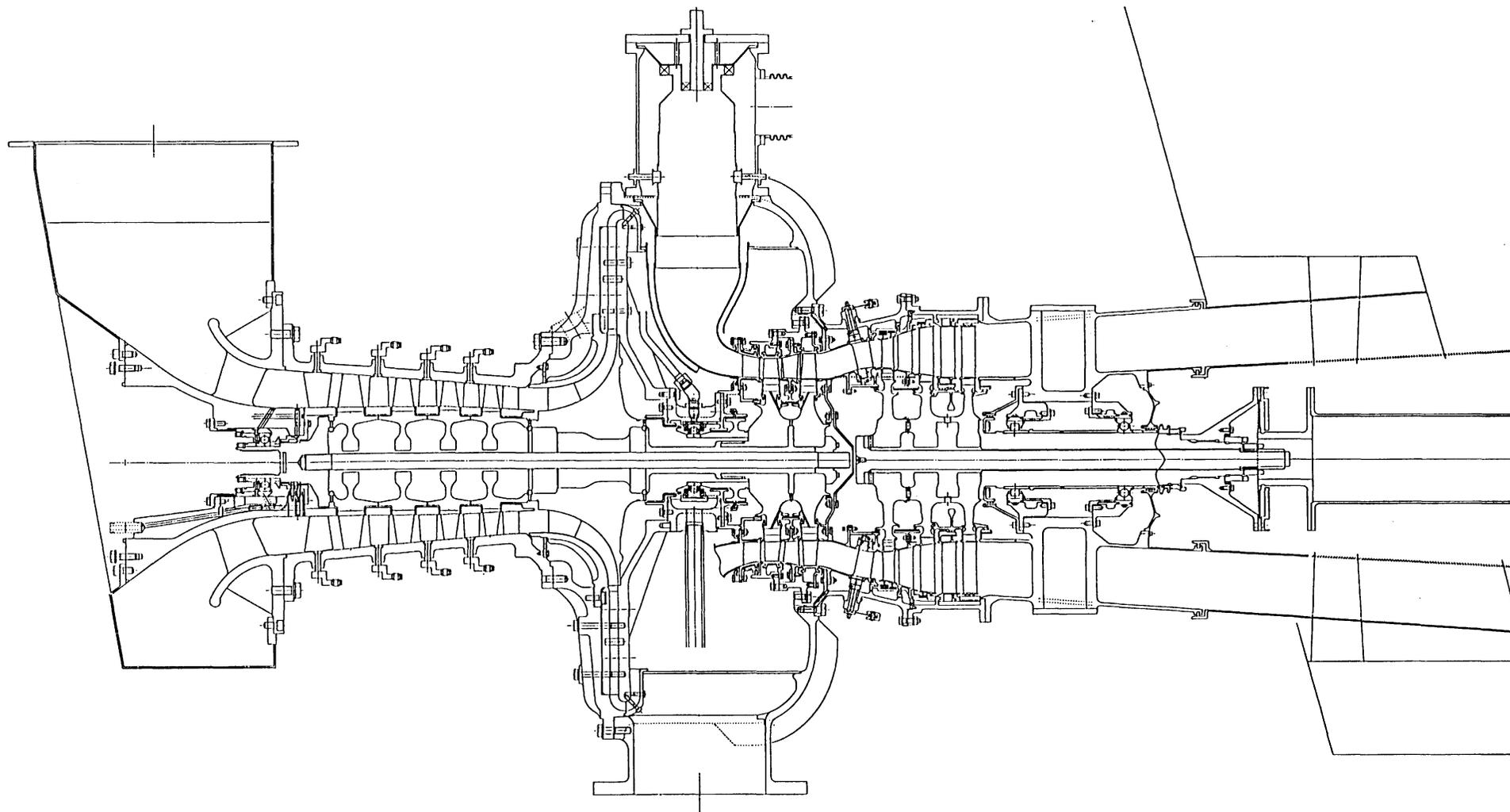


図1 SMGT V型 全体計画図

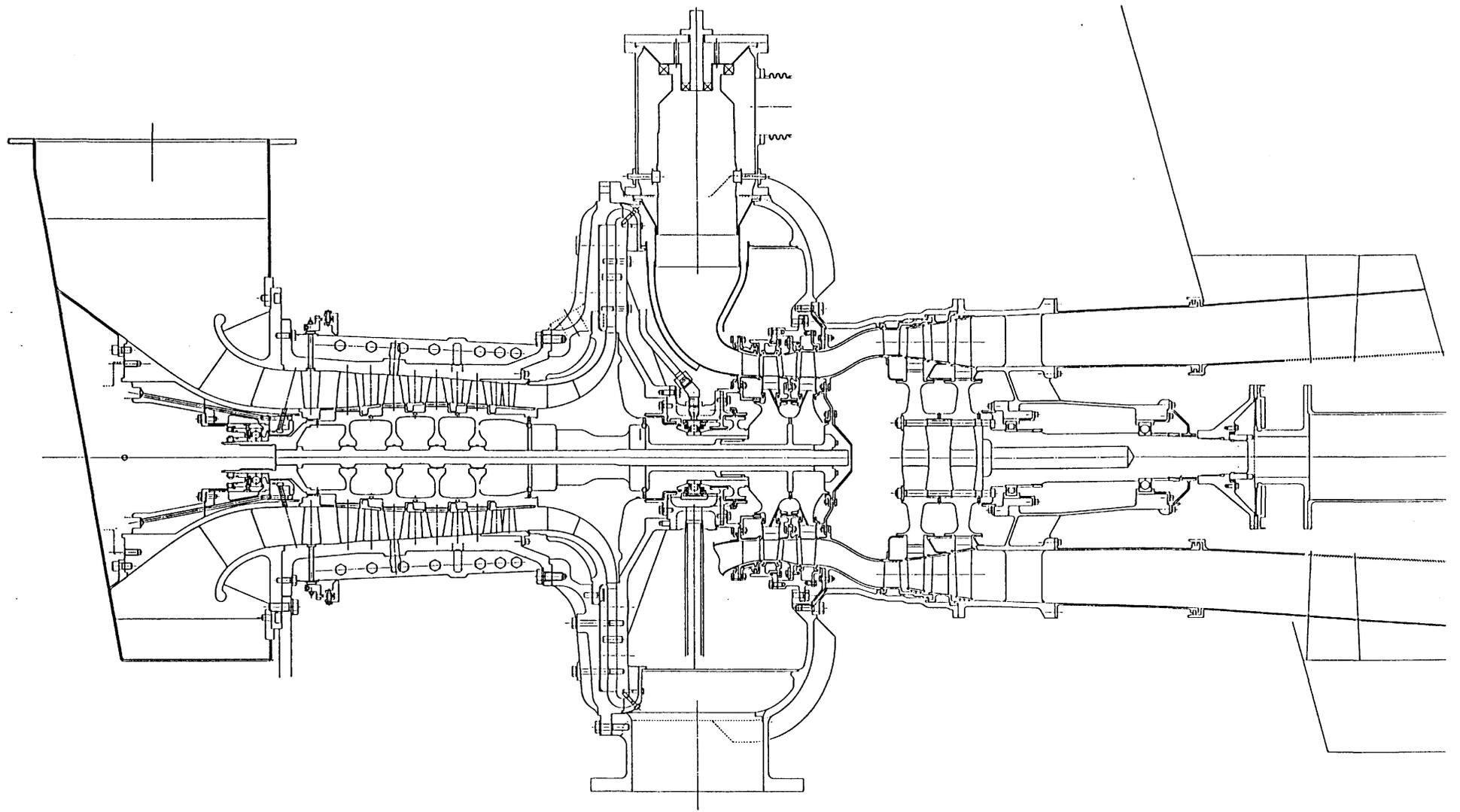


图2 SMGT F型 全体計画图

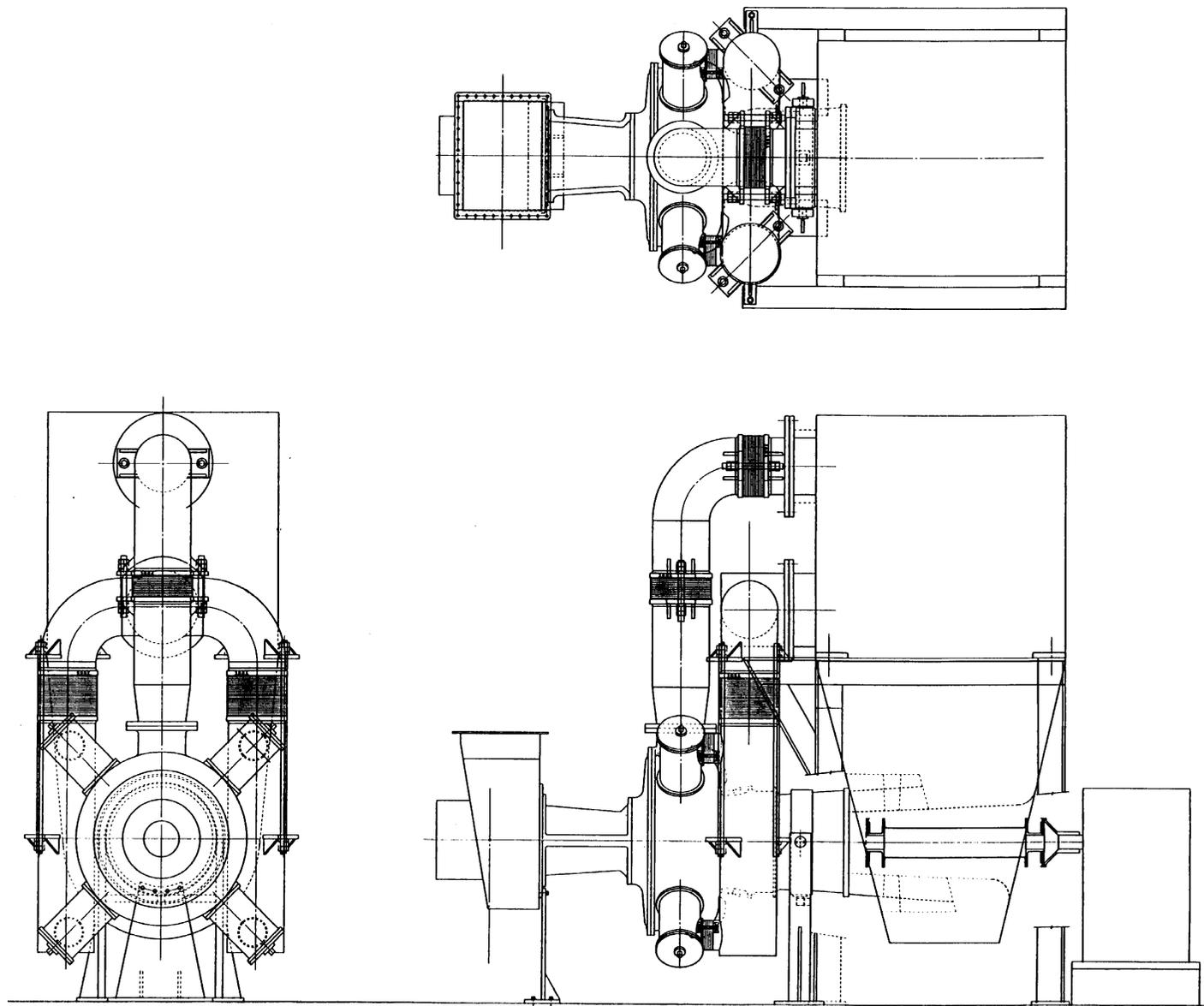


图3 SMGT外觀圖

2 章各要素の研究

1. 環境負荷低減技術の研究

1.1 低 NO_x 燃焼器の研究

a) 燃焼器試験装置・燃焼器試験

1) 目的

低 NO_x 燃焼器の研究を行うため、平成 10 年度は燃焼器試験装置を設計、製作する。また供試燃焼器を設計、製作し、燃焼器試験を行う。

2) 燃焼器試験装置

SMGT の燃焼器は 4 缶のマルチチャン型であるが、燃焼試験による評価は燃焼器 1 缶で行えば良いため、単筒燃焼器による試験装置を設計、製作した(図 1.1-1)。燃焼器入口空気温度や空気流速が燃焼器性能に与える影響が大きいため、できるだけ実機に近い条件で試験できるように設計されている。空気は、空気源によって供給され、空気加熱ヒーターで 600 まで昇温される。加熱された空気は、プレナムチャンバーで静圧を回復した後に燃焼器へと流れる。供試燃焼器部では、プレナムチャンバーからの空気と、別途に制御・供給される燃料が、ライナ内で混合、燃焼する。燃焼ガスは計測ダクトに導かれ、温度分布、排ガス成分等を計測する。燃焼器内での火炎の様子は、冷却塔後方にあるのぞき窓からビデオカメラでモニタすることができる。

3) 燃焼器試験

供試燃焼器(図 1.1-2)の設計、製作を行った。燃焼器は低 NO_x 手法として、希薄予混合燃焼+追焚き方式を採用している。燃料系統は、パイロット、メイン、追焚きの 3 つに分かれている。メイン燃料はラジアル・スワローから入る空気中に噴射し、燃焼領域に達する前に予蒸発予混合を行う。追焚き燃料は一次燃焼領域の後流に噴射され、運転範囲の拡大と NO_x の還元を狙いとする。パイロット燃料は着火、保炎、低負荷用である。

供試燃焼器の燃焼試験を行い、燃空比相対値(100%負荷での燃空比を 1 とする)および燃料配分を変更して NO_x 性能、燃焼安定性に関して調べた(図 1.1-3)。100%負荷において追焚きを使用した場合の NO_x は、追焚きを使用せずにパイロットとメインだけで燃焼させた場合に対して 1/3 以下となり、本燃焼器の特徴のひとつである追焚きの効果が大きいことが確認された。また、追焚きのみでの制御で燃空比相対値が 0.85 ~ 1.15 の範囲を NO_x 一定のまま運転することができる。

さらなる低 NO_x 化をはかるには、予混合燃焼範囲の改良が必要がある。そのためには、メイン燃料のさらなる希薄予混合化、かつ安定燃焼を実現することが、今後の改良点として挙げられる。

4) まとめ

平成 10 年度は、低 NO_x 燃焼器の燃焼試験装置および供試燃焼器を設計、製作し、燃焼器試験を行った。供試燃焼器の基本性能に関するデータを得、燃焼器改良の方向性が分かった。

b) バーナー部試験装置・バーナー部試験

1) 目的

低 NO_x 燃焼器の重要な要素であるバーナー部の研究を行うために、平成 10 年度はバーナー部試験装置の設計、製作を行う。また、供試バーナー部の燃焼試験を行う。

2) バーナー部試験装置

バーナー部は燃焼器において NO_x 性能、燃焼安定性を大きく作用する要素であるが、燃焼器試験では追焚きやライナ冷却等の影響が入るため、バーナー部単体の評価は難しい。

バーナー部のみの評価を行うため、バーナー部試験装置を設計、製作した。図 1.1-4 に装置の概略図を示す。バーナー部試験装置では、供試バーナー部に空気、燃料がそれぞれ流量等を調整して供給され、ダクト内で燃焼させる。計測ダクトでは、燃焼ガス中の排ガス成分、温度分布を測定する。

3) バーナー部試験

供試バーナー部として、エアブラスト・タイプの燃料噴射弁とスワローと組み合わせたものを用いた。エアブラスト・タイプの燃料噴射弁は、微粒化用空気に与える旋回角度を変化させることによって、噴霧の分布を変化させることができる。図 1.1-5 は、噴霧が中空で分布する type A と中実に分布する type B の比較である。微粒化用空気の圧力損失率を横軸にとっているが、3~4%が使用範囲である。圧力損失率が 3.5%以上では type B の方が NO_x が低い。

4) まとめ

平成 10 年度は、バーナー部の性能を評価するバーナー部試験装置の設計、製作を行った。また、供試バーナー部を用いてバーナー部試験を行った。中実、中空の 2 パターンの噴霧分布を試験したが、中実の噴霧分布の方が NO_x は低く、今後のバーナー部への適用を考えていく。

c) 噴霧試験装置・噴霧試験

1) 目的

低 NO_x 燃焼器に用いる燃料噴射弁の性能を評価するために、平成 10 年度は噴霧性能を評価する試験装置を設計、製作する。また、供試燃料噴射弁について、噴霧性能を調べる。

2) 噴霧試験装置

液体燃料焚き低 NO_x 燃焼器において、燃料噴射弁の性能は NO_x 性能に大きく影響する。燃焼器の性能、仕様を満足した上で広い運転範囲（大きなターンダウン比）を確保するため、燃料噴射弁に求められる性能としては、空気との十分な混合を行える良好な微粒化、適切な噴霧角等が挙げられる。以上のような評価を行うため、噴霧試験装置を設計、製作した(図 1.1-6)。噴霧試験装置は、供試燃料噴射弁取付部、測定位置を変更するための可動ステージ、噴霧粒径計測装置からなる。燃料噴射弁に供給される流体の流量、噴射圧力を調整し、試験条件を変化させる。噴霧粒径はレーザを用いた光学計測機器で計測する。

3) 噴霧試験

噴霧試験においては、燃料の代わりに水を代替流体として用い評価を行った。図 1.1-7 は、燃焼器試験に用いたメインノズル、追焚きノズルの噴射圧に対する SMD(ザウター平均粒径)、噴霧角の変化を表したものである。メイン燃料の希薄予混合化を行うにはメインノズルの噴霧粒径ができるだけ小さくなることが望ましい。噴霧粒径の目標値を満足する噴霧を行うためには約 0.8MPa 以上の噴射圧を必要とすることが分かる。また、燃焼器ライナ内壁に微粒化された燃料が付着することは、燃焼空気との混合や壁面へのカーボン付着の点からみて望ましくなく、このためにはメイン燃料の噴射角は 30~40°であることが要求される。今回の噴射弁では噴射圧力が 0.8MPa 以上では約 50°まで噴射角が広がっている。追焚きノズルは低 NO_x 運転範囲を広げるために、十分な微粒化を得られる流量範囲(噴射圧範囲)が広いことが望まれるが、この結果より噴射圧力が 0.5MPa 以上で SMD 目標値以下の噴霧となることが分かる。

4) まとめ

平成 10 年度は、燃料噴射弁の性能を評価する噴霧試験装置の設計、製作を行った。また、燃焼器試験に用いた燃焼噴射弁の性能を調べた。燃焼器形状にあった噴霧角、広いターンダウン比の実現が今後の改良点である。

d) 流れ模型試験装置・可視化部試験

1) 目的

低 NO_x 燃焼器の燃焼器内の流れを評価するために、平成 10 年度は、尾筒部について尾筒内流れ模型試験装置の設計・製作を行い、尾筒内の可視化試験を行うと同時に、シミュレーションによる解析結果との比較を行う。

2) 流れ模型試験装置

燃焼ガスをライナからタービンへと効率的に導くための尾筒部について、流れ模型を用いた可視化試験を実施し、シミュレーションによる解析結果と比較を行った。

図 1.1-8 に尾筒内流れ模型試験装置の概略図を示す。本装置は尾筒模型を実機と同サイズの透明アクリル製とし、実機条件の Re 数による相似条件を保ちながら作動流体に水を使って尾筒内流れをトレーサやレーザ・ドップラ流速計 (LDV) を使って可視化した。

図 1.1-9 に尾筒内流れシミュレーションのメッシュ図を示す。シミュレーションは H 9 年度と同様にシミュレーションソフト「FLUENT」を用いて、設計変更に伴う形状設定変更を行い、実機の尾筒入口ガス条件に対して実施した

3) 可視化部試験

図 1.1-10 に、全体のフローパターンについて、可視化計測結果とシミュレーションによる解析結果を比較して示す。XY 断面 (上図) においては、計測結果と解析結果は良く一致しており、共に、曲がりによる大きなはく離流れは見られず、本設計が適正であることが確認できる。YZ 断面 (下図) においても、計測結果と解析結果は良く一致しており、共に、渦等は見られず、入口から流入した流れがスムーズに出口に広がっていく様子が分かる。

図 1.1-11 に、LDV による出口近傍の流速分布の測定値を、シミュレーションによる解析結果と比較して示す。計測結果と解析結果は定性的な速度分布が良く一致しており、出口付近の断面において流速の均一化がかなり促進されていることが分かる。

図 1.1-12 に、シミュレーションによる出口流速の解析値を示す。出口流速はほぼ均一化しており、本設計が適正であることが確認できた。

4) まとめ

平成 10 年度は、尾筒部について尾筒内流れ模型試験装置の設計・製作を行い、尾筒内の可視化試験を実施して、可視化計測結果とシミュレーションによる解析結果との比較を行った。

可視化計測結果とシミュレーションによる解析結果は良く一致しており、シミュレーションが流れを良く模擬できていることが分かる。また両者の結果から、尾筒内にはく離流れや渦が見られず、出口では流れが均一化していることから、尾筒の本設計形状が適正があることが確認できた。

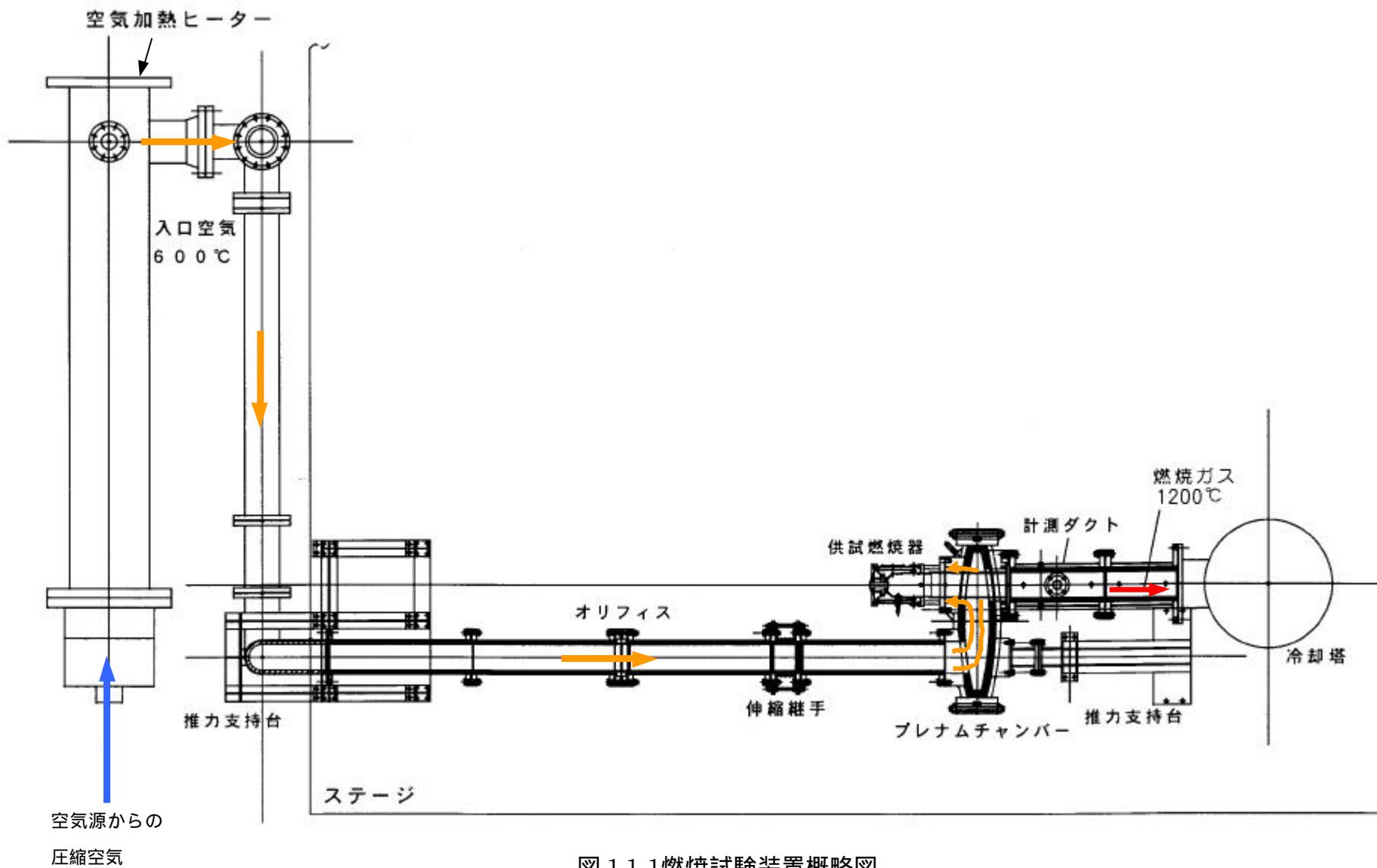


図 1.1-1 燃焼試験装置概略図

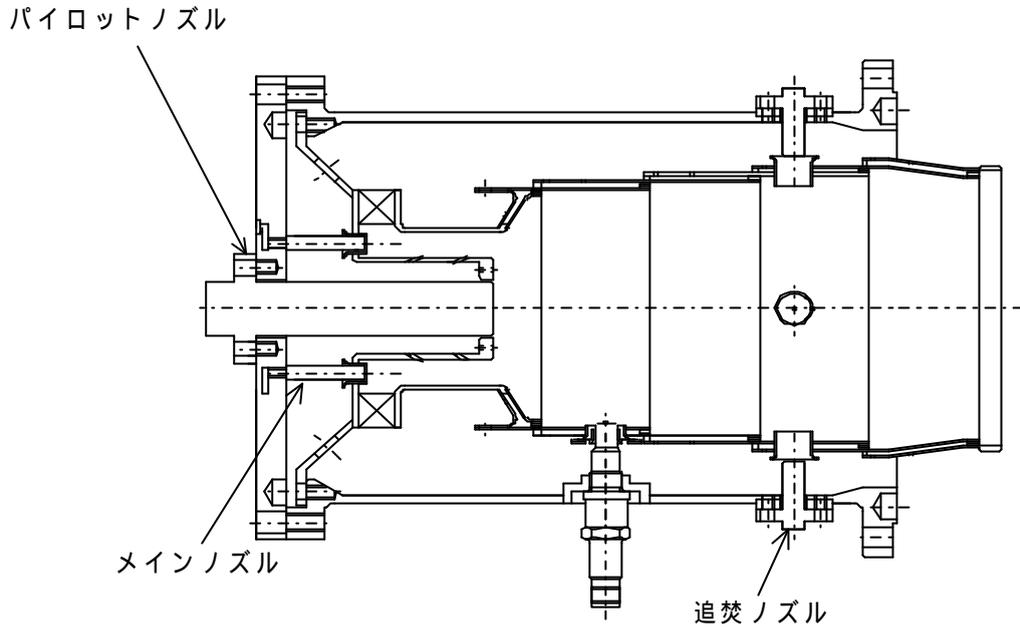


図 1.1-2 供試燃焼器

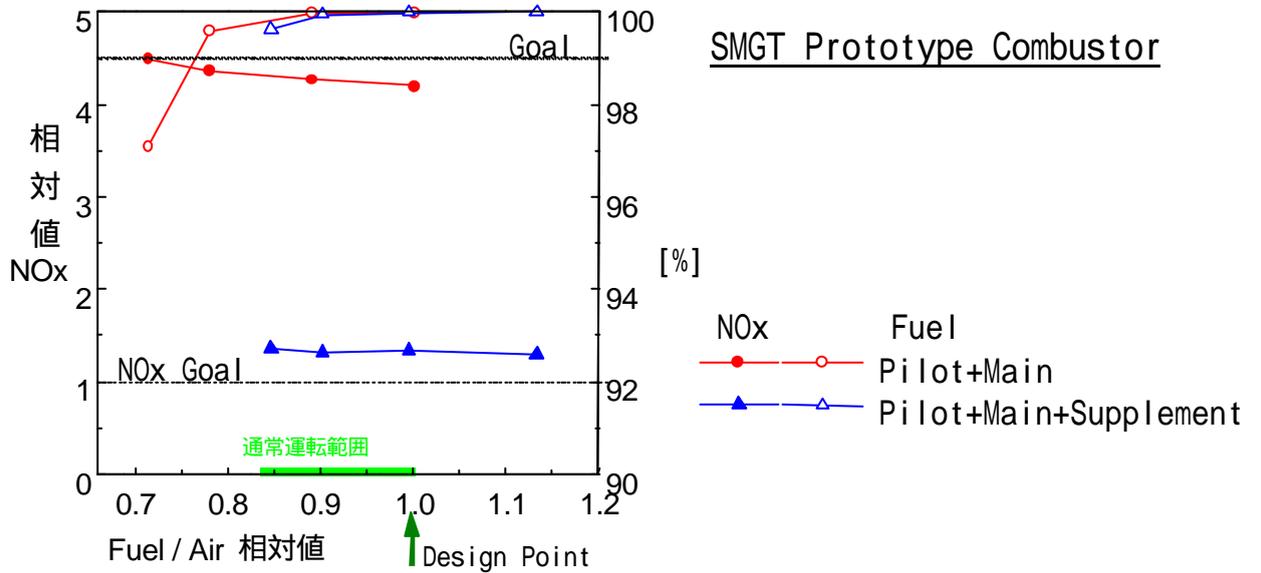


図 1.1-3 SMGT 燃焼器燃焼試験結果

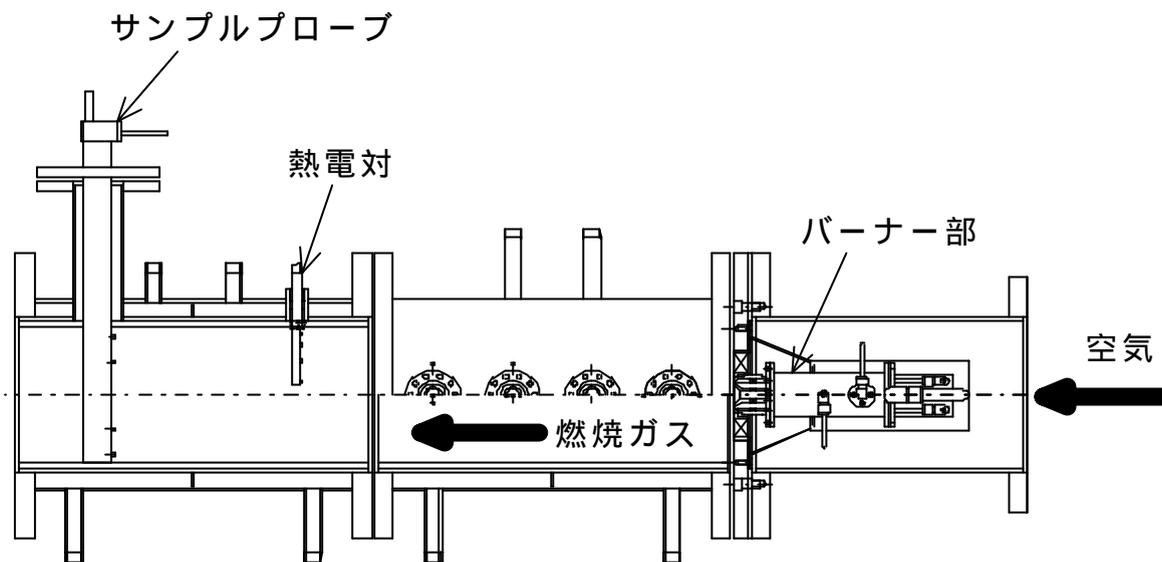


図 1.1-4 バーナー部試験装置概略図

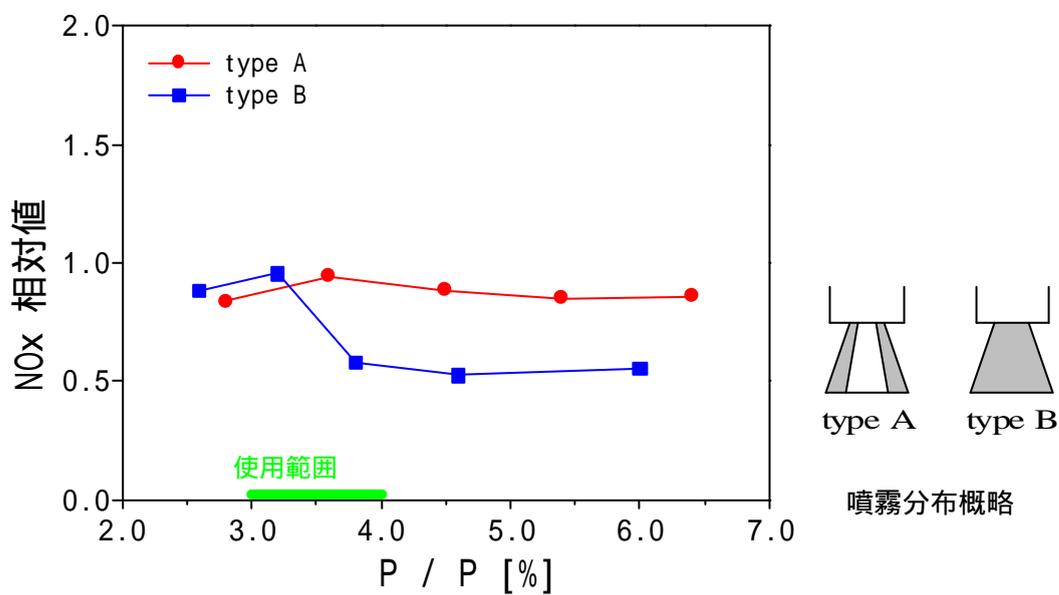


図 1.1-5 バーナー部試験結果

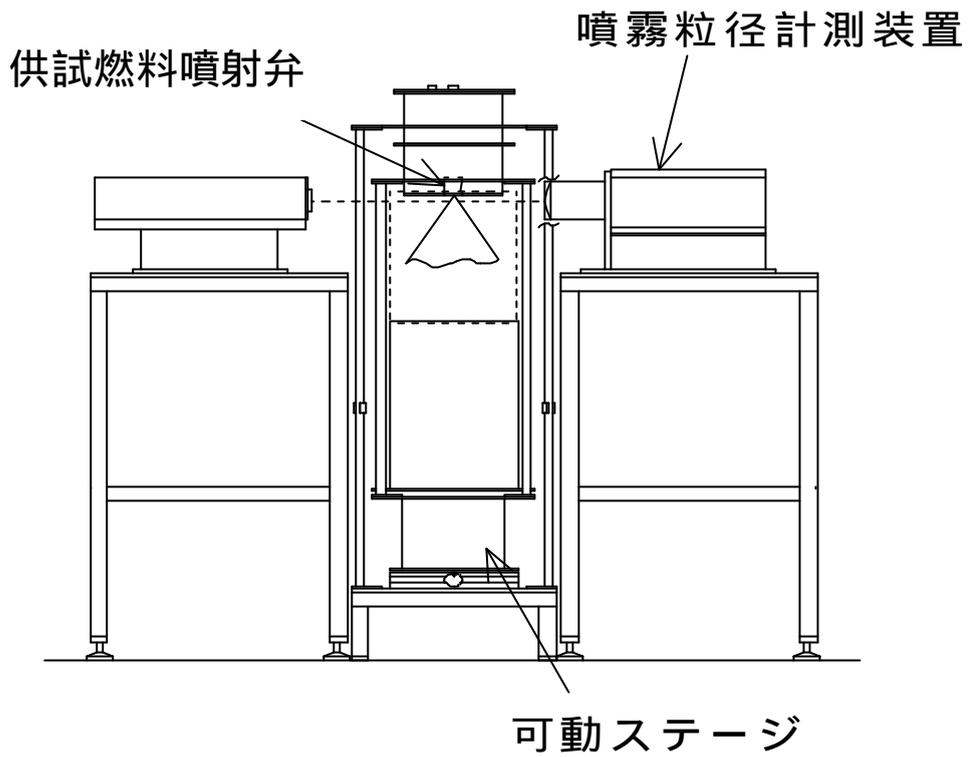


図 1.1-6 噴霧粒径計測装置概略図

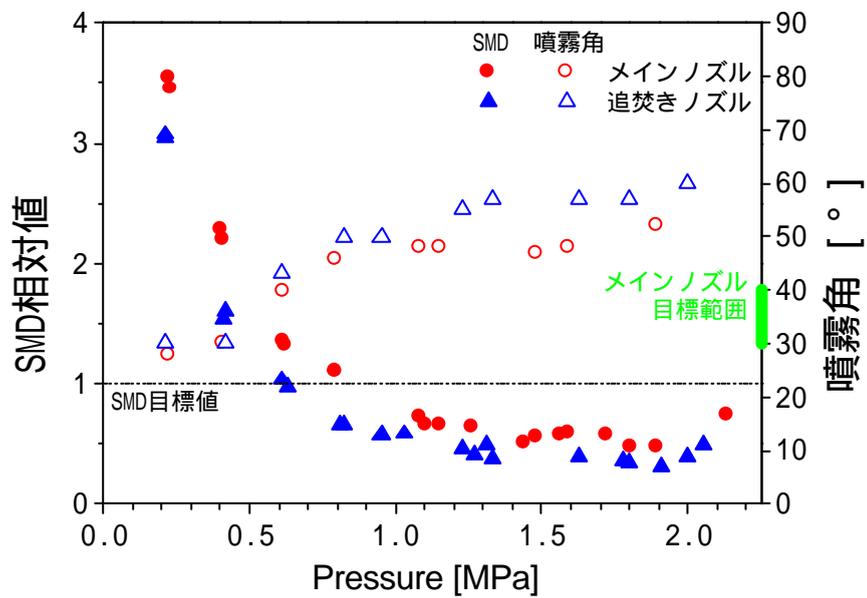


図 1.1-7 噴射圧力と噴霧粒径 / 角度測定結果

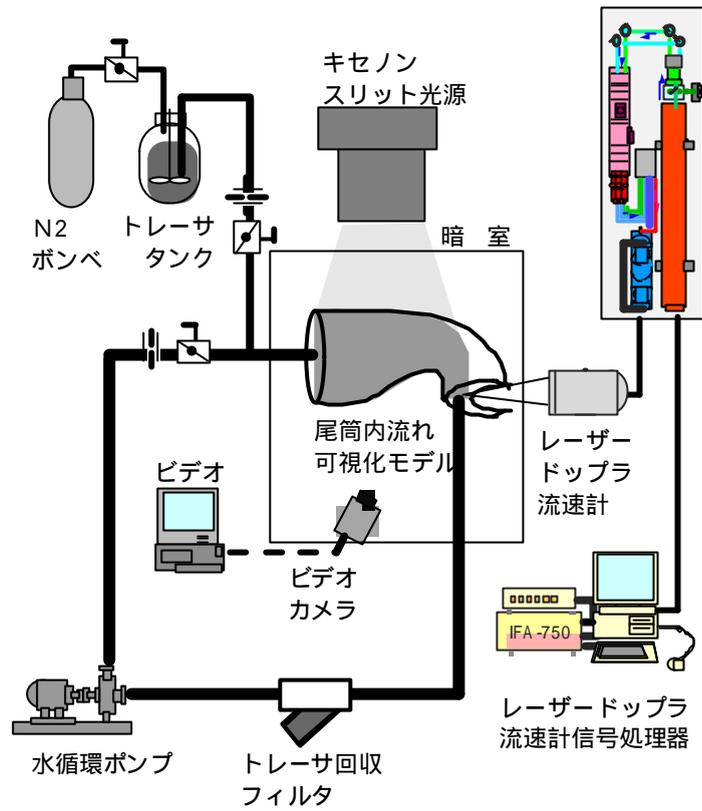


図 1.1-8 尾筒内流れ模型試験装置概略図

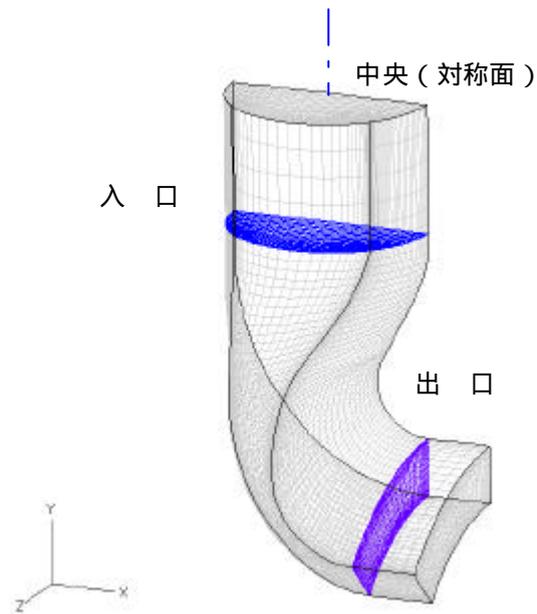
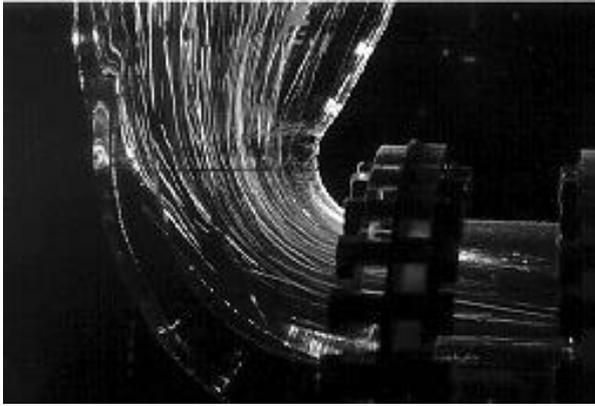
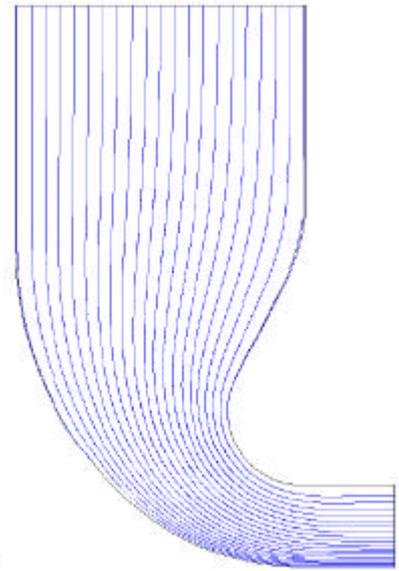


図 1.1-9 尾筒内流れ解析メッシュ

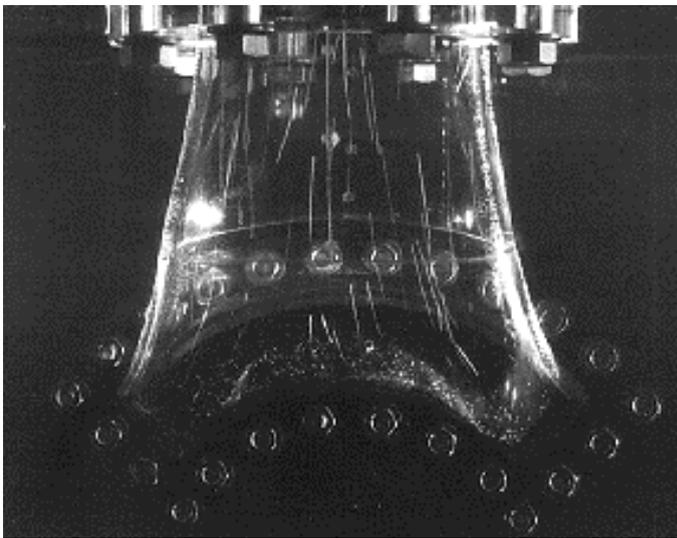


可視化計測結果



シミュレーションによる解析結果

XY 断面



YZ 断面

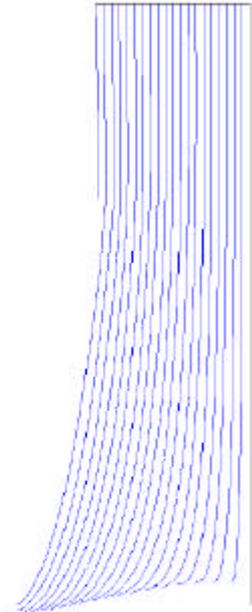


図 1.1-10 全体的なフローパターン

解析値との比較

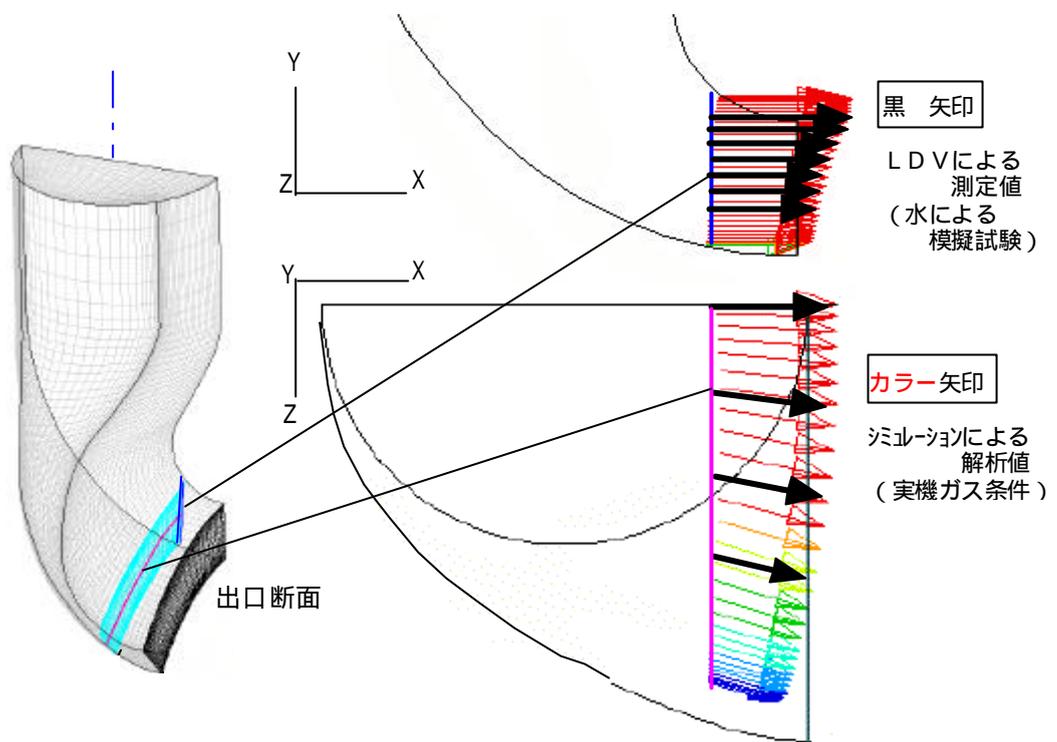


図 1.1-11 レーザ・ドップラ流速計(LDV)による出口近傍の流速分布(ZX 面ベクトル)

解析値との比較

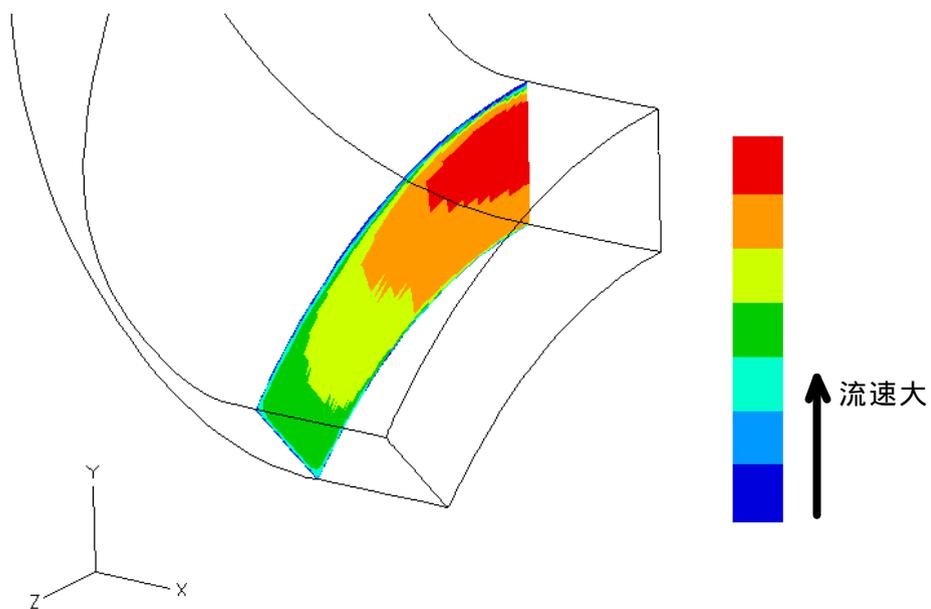


図 1.1-12 シミュレーションによる尾筒出口の流速分布

2. 燃費改善技術の研究

2.1 高効率圧縮機の研究

2.1.1 軸流V型圧縮機の研究

a) 軸流V型圧縮機供試体の設計及び製作

1) 目的

S M G Tの高い目標性能を達成するには、各要素が個々の目標性能を満足しなければならない。V型軸流圧縮機についても、目標効率の高さ、実機試験における詳細要素計測の困難さを考慮すると、組み合わせ試験前に単体での要素試験により性能を確認しておく必要がある。このため、今年度は軸流圧縮機の詳細特性を確認するため、軸流圧縮機単体要素試験用供試体の設計製作を実施した。

2) V型軸流圧縮機供試体の構成と特徴

図 2.1.1-1 にV型軸流圧縮機供試体の構成を示す。供試体は圧縮機吸込ケーシング部、軸流圧縮機部、圧縮機出口計測部、動力回収タービン部より構成される。以下にそれぞれの特徴を示す。

2.1) 圧縮機吸込ケーシング部

吸気ケーシング部については、圧力損失の低減、圧縮機入口流れの均一化を図るため、b) 2) 項に示す改良形状をもとに供試体を設計製作した。

2.2) 軸流圧縮機部

昨年度の基本計画にもとづき圧縮機要素試験供試体を設計製作した。効率向上のために、動翼先端部および静翼ハブ部には、静止体側にアブレイダブルシールを設けクリアランスの最小化を図っている。また、ハウジングには壁面静圧、圧力変動計測等の各種詳細計測が可能となるよう測定孔を設けた。

2.3) 圧縮機出口計測部

圧縮機出口の流れを詳細計測するために、3孔ヨーメータトラバース計測装置を設け、半径方向・周方向のトラバースが可能な構造とした。

2.4) 動力回収タービン部

動力回収タービンのノズルは取付角可変構造となっており、圧縮機の負荷を制御可能としている。動力回収タービンは、供試体駆動源の動力不足を補う目的も兼ねて、圧縮機出口計測部の後ろに設けられている。

3) 部品素材調達と製作

ベーン、ブレード、ケーシング等の主要部品の素材調達を行い、一部の部品の製作を完了した。図 2.1.1-2 に主要部品素材を示す。

4) まとめ

V型軸流圧縮機単体の詳細特性を計測するため、圧縮機要素試験の供試体の設計製作を行なった。平成11年度は、引き続き部品の製作を行い、組立及び要素試験を実施する。

b) 圧縮機吸込ケーシング試験

1) 目的

ガスタービンエンジンの吸込ケーシングは、圧縮機入口の状態を支配している。不適切な形状の場合、圧力損失の増加によるエンジン性能の低下や、圧縮機翼列に対する励振力の発生源となるなど問題を引き起こす。このため吸気ケーシング入口から軸流圧縮機入口翼列部までの流れの最適化（ケーシング部の圧力損失の低減、軸流圧縮機入口流れの均一化等）を図るため、吸込みケーシングのCFD（数値流体力学）解析による形状の検討、試験装置の詳細設計及び製作を行った。

2) 研究内容

2.1) CFD解析を用いた吸込ケーシング形状の検討

吸込みケーシングについてCFD解析を行った。結果を図 2.1.1-3 に示す。初期形状（a）では、ケーシング下部に一部剥離領域が認められたため、ケーシング形状の改良を行なった。これにより（b）に示すように流れの分布を均一化することができた。吸込みケーシング各部の流路形状についても同様の改良を行い、適正な空力性能を有する吸込みケーシング形状を得た。

2.2) 確認試験用モデルおよび試験装置の設計・製作

2.1) 項において得られた吸込みケーシング形状の空力性能を、試験により確認するため、既存の空気源設備を用いた確認試験用モデルおよび試験装置の設計・製作を実施した。既存空気源容量を考慮してケーシングは縮尺比約 0.8 のモデルを採用した。

図 2.1.1-4 に試験装置の全体組立図を、図 2.1.1-5 に製作した軸流V型圧縮機供試体用吸込みケーシングを示す。この試験装置により流路壁面の静圧分布測定、ピトー管トラバースによる内部流れの計測等により詳細な空力性能を把握できる。

また、2.1.1 章にて述べた軸流V型圧縮機供試体用の吸込みケーシングについても、これらCFD解析結果をもとに形状を改良したケーシングを使用する。

3) まとめ

圧縮機吸込ケーシングにおける圧力損失の低減、軸流圧縮機入口流れの均一化を目的として、CFDを用いた吸込ケーシング形状の検討を行ない、最適な形状を選定した。また、解析結果を検証するため確認試験用モデルおよび試験装置の設計・製作を行なった。今後、H10 年度に作成した吸込みケーシングモデルによる要素試験により性能を評価し、必要により形状を修正する予定である。

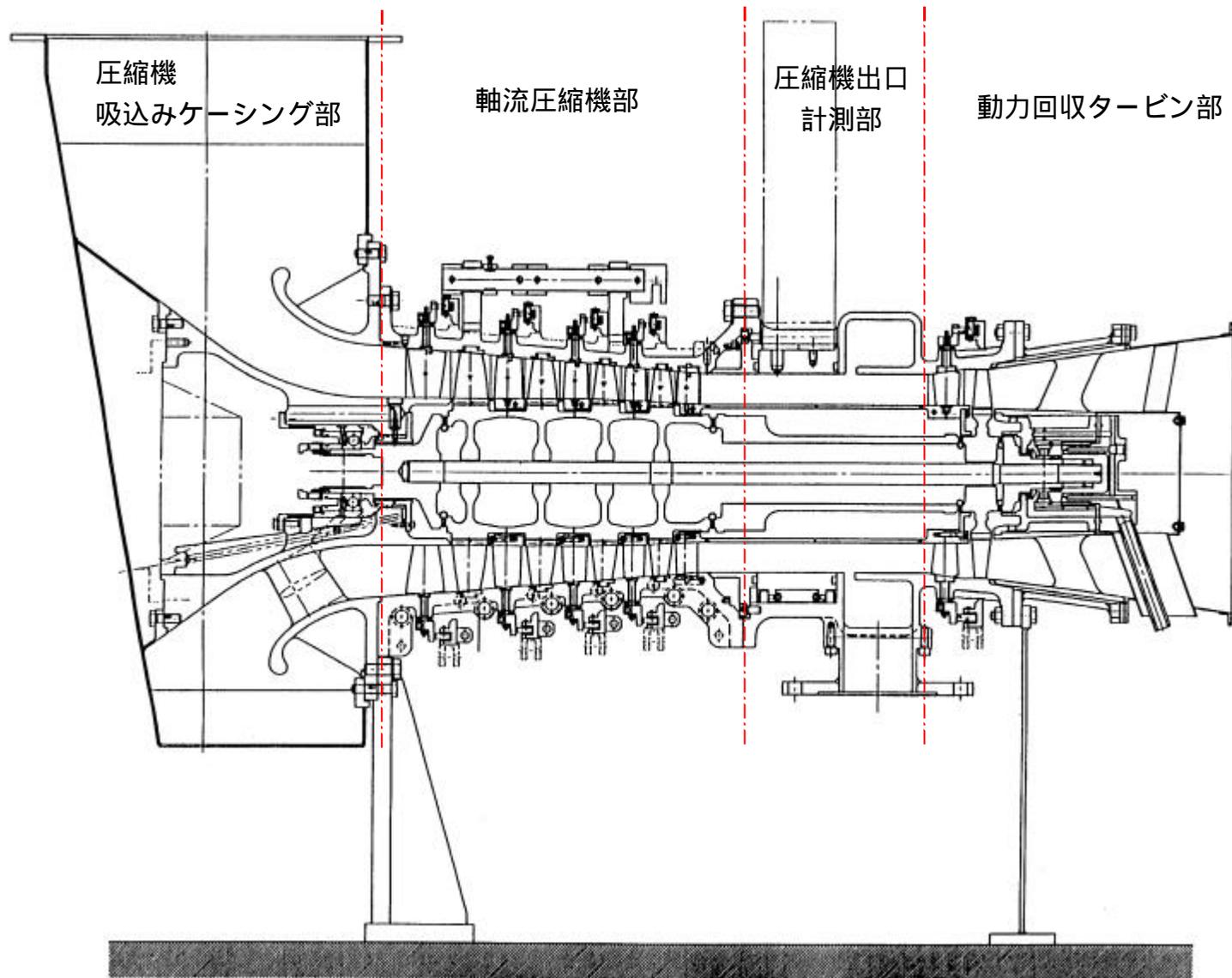


図 2.1.1-1 V型軸流圧縮機要素試験供試体



No.1 ベアリングシャフト素材



コンプレッサディスク(1 ~ 3R)素材

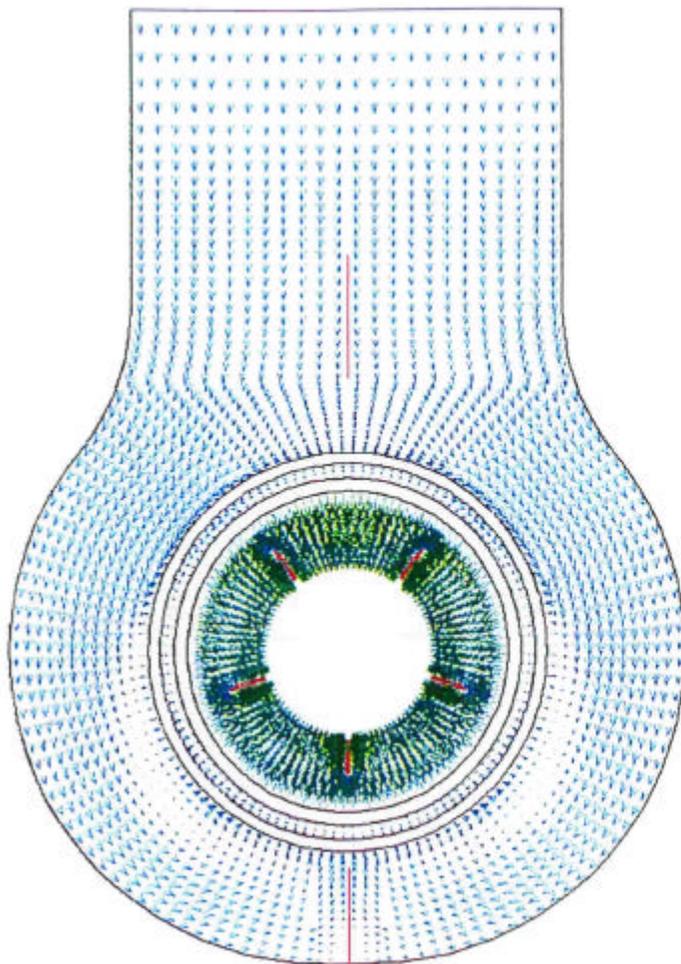


コンプレッサディスク(4R)素材

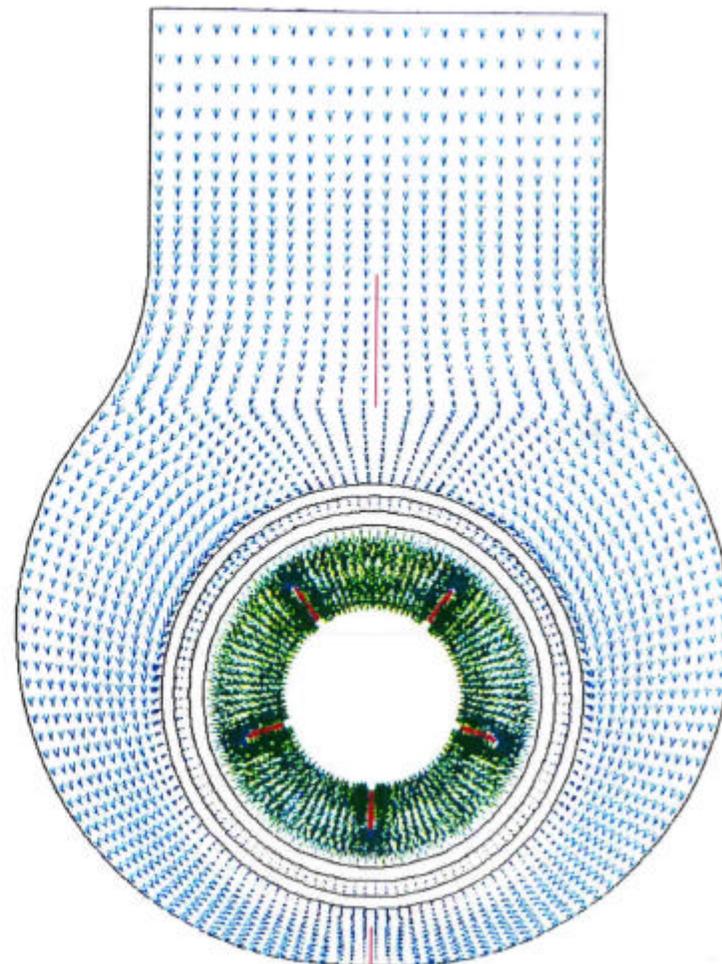


カップリングローター素材

図 2.1.1-2 主要部品素材



(a) 初期形状



(b) 改良形状

図 2.1.1-3 吸い込みケーシング改良案の一例

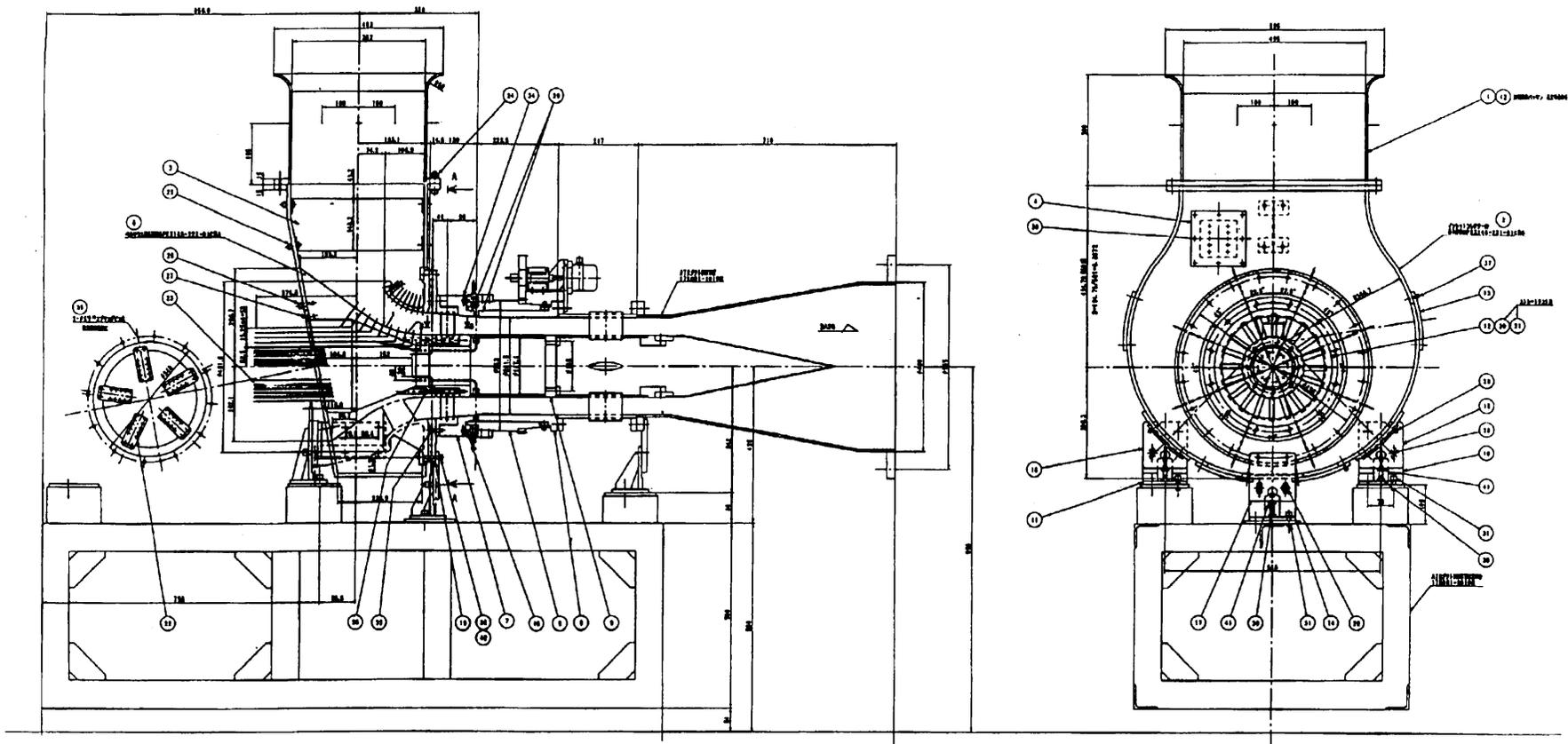


図 2.1.1-4 モデル・試験装置組み立て図

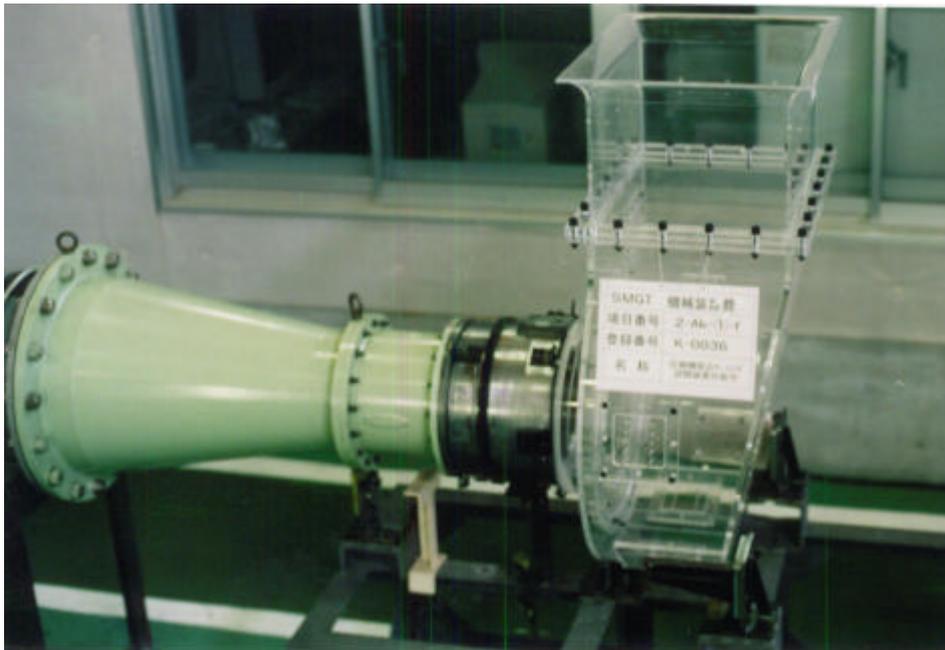
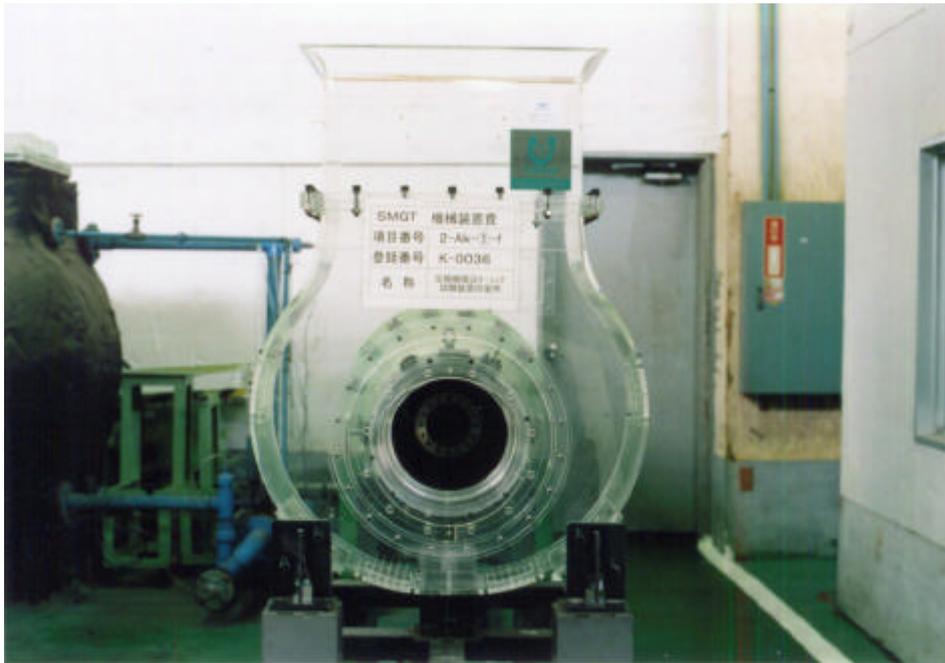


図 2.1.1-5 軸流V型圧縮機供試体用吸込みケーシング

2.1.2 F型軸流圧縮機の研究

本研究では、特に定格点で高効率が得られる F 型軸流圧縮機を開発することを目的としている。要求性能が非常に高いため開発の過程では解析、要素試験等を行い、その成果を改善設計に反映させる。平成 9 年度は a) F 型軸流圧縮機供試体の第 1 次の設計及び解析、b) 圧縮機要素試験装置の配置、系統の検討、c) 翼列試験装置の配置、系統の検討を実施した。平成 10 年度は a) 圧縮機要素試験装置の設計及び製作、b) 翼列試験装置の設計及び製作、c) F 型軸流圧縮機供試体の設計及び解析を実施した。

a) 圧縮機要素試験装置の設計及び製作

本装置は、排気圧力調整弁を含む排気系統、供試圧縮機を駆動する駆動系統、潤滑油系統、計測・制御系統より構成される。なお、排気系統のうち排気圧力調節弁より下流側、動力系統のうち動力源及び増速機の一部、潤滑油系統の主要部品、及び計測・制御システムの一部は既存の設備を使用する。

今年度は装置の詳細設計・製作を実施した。装置の概観を図 2.1.2-1 に示す。増速機(注 1)と供試圧縮機の間に取り付ける動力を伝達する部品である増速機アダプタの構造を図 2.1.2-2 に、主排気圧力調整弁を図 2.1.2-3 に示す。また排気圧力調整弁は大流量用、小流量用、放風用の 3 種類があり、流量の微調整には小流量用を、また供試圧縮機がサージ状態に入った場合には動作速度の速い放風用を使用する。

注 1 既存の駆動源ガスタービンの回転数を供試圧縮機の回転数まで増速する既存の設備

計測系統については各要素試験及び組合せ試験で共通に用いる機器により構成され、図 2.1.2-4 に示す。性能計測項目の主要部分を占めるのは温度及び圧力であるが、温度についてはデータロガーに取り込み、圧力についてはスキャニバルブに取り込み、それぞれデジタル信号に変換し、計測用パソコンにて物理量への変換、性能計算等を行う。計測用パソコンは高速で多数の計測データを処理するため、特殊な仕様となっている。

また、圧縮機の内部の空気の流れ、圧力、温度などの状態量を計測するセンサーを遠隔操作により移動させるトラバース装置を図 2.1.2-5 に示す。計測ソフトは計測内容や供試体モジュールが変わっても柔軟に対応できる様配慮した。表示画面の例を図 2.1.2-6 に示す。

制御システムは回転速度の制御、3 種類の排気圧力調整弁の制御、そしてシステムを安全に運用する為の監視機能から成る。なお、回転数の制御は動力源ガスタービンの制御システムと連携して行い、任意の圧縮機修正速度(吸気温度に応じた標準温度に相当する速度)に制御する機能が盛り込まれている。

b) 翼列試験装置の設計及び製作

この試験では既存の単段軸流圧縮機要素試験装置を利用して、SMGT の軸流圧縮機の中で最も重要な第 1 段動翼を模した供試翼列を試験する。今年度は供試翼及び計

測機器の設計・製作を行った。装置の断面図を図2.1.2-7に、供試翼の写真を図2.1.2-8に、センサーの写真を図2.1.2-9に示す。

c) F型軸流圧縮機供試体の設計及び解析

圧縮機に与えられた仕様，主要寸法，必要な計測項目等を考慮して軸流F型圧縮機の静翼，動翼，ケーシングを含む供試体を設計・製作する。合わせて圧縮機試験装置へ結合する給排気ダクト，潤滑油配管及び計測器を含むモジュールとして設計・製作を行なう。

平成10年度は，平成9年度の性能解析・強度解析・流れ解析の結果を用いて，供試圧縮機の本体部の改善設計及び詳細設計を実施した。断面図を図2.1.2-10に，フローパスを図2.1.2-11に示す。効率改善のために翼負荷を見直した結果，第2段及び3段の平均径を若干増加させた。

昨年度の流れ解析結果を元に第1段動翼について設計見直しした形状に対する3D-CFD解析結果を，チップ部(90%スパン)，ミーン部(50%スパン)，ハブ部(10%スパン)それぞれ図2.1.2-12～2.1.2-14に示す。昨年度の解析結果ではチップ部及びミーン部に減速度合の大きい領域が見られたが，今年度の解析結果ではハブ～ミーンにかけては滑らかな流れにすることができた。チップ部については昨年度の流れよりかなり滑らかな流れになったが，前縁からコード比が約50%の背側面の部分ではまだ減速度合いが大きかった。そこでさらに改善設計を実施し，その後の第1段動翼チップ断面形状を平成9年度と比較して図2.1.2-15に示す。

詳細設計として，増速機アダプター，吸気ケース，及び遠心段との取合い部をV型軸流圧縮機及び遠心段と調整して設計した。さらに供試体動静翼，ディスク，軸，ケーシング，及び要素試験での計測機器及び取り付け部等の詳細設計を実施した。

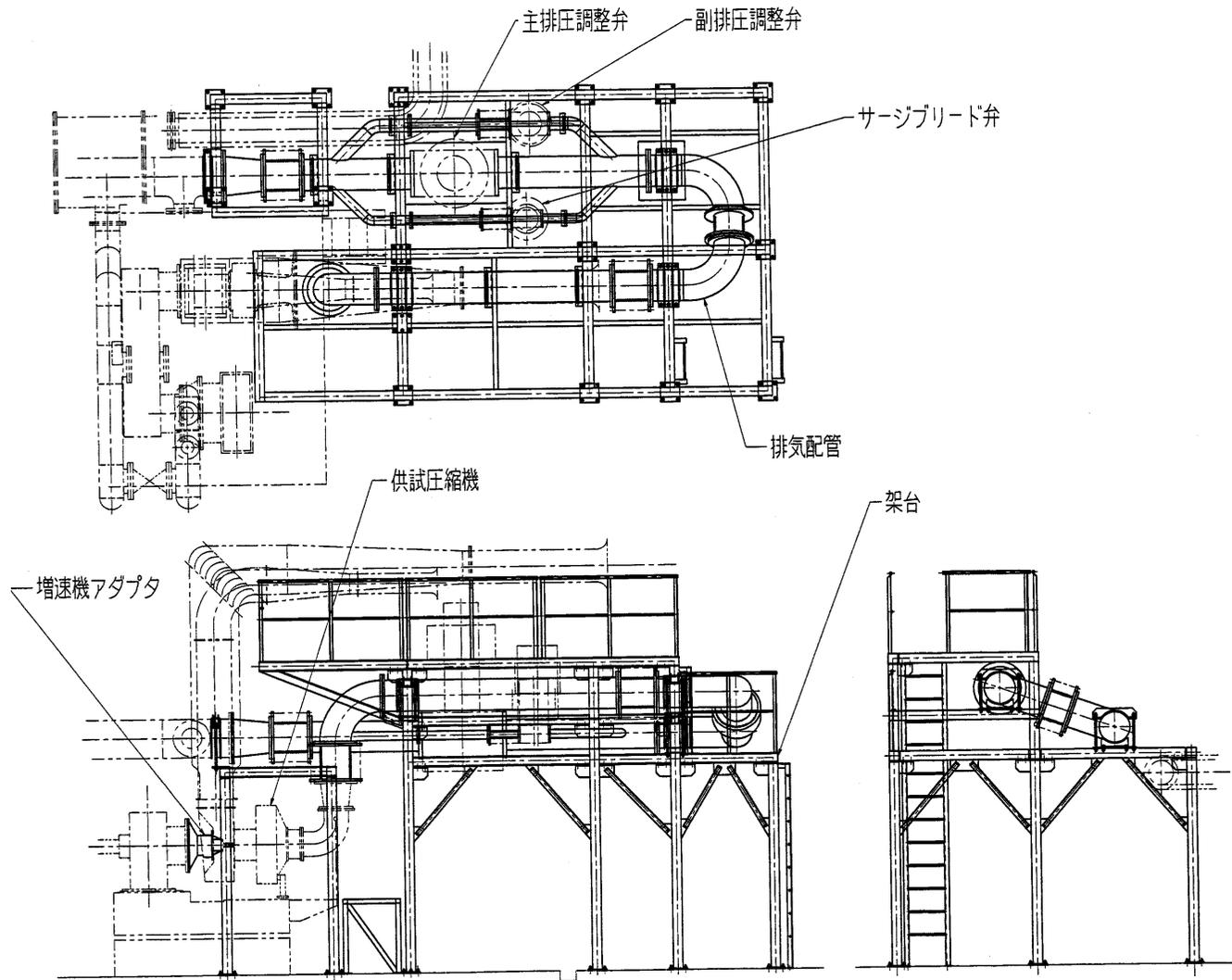


図2.1.2-1 圧縮機要素試験装置概観図

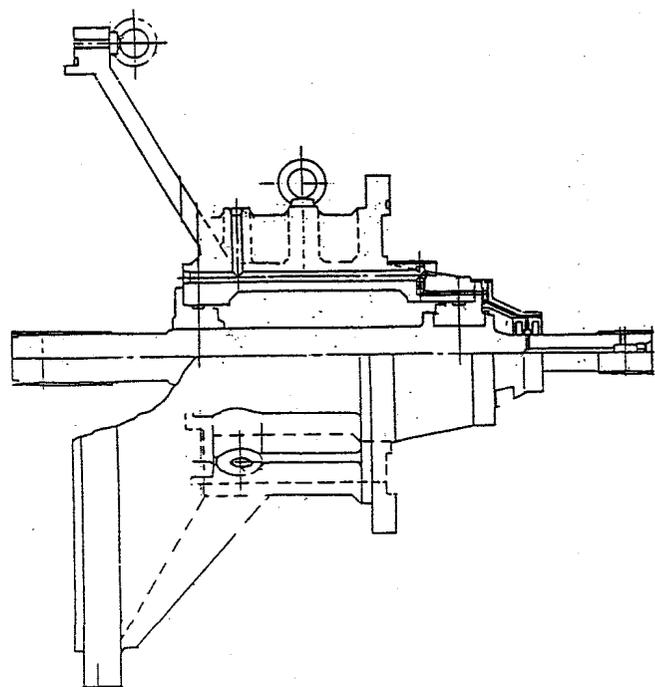


図2.1.2 2 増速機アダプター断面図



図2.1.2-3 主排気圧力調整弁



図2.1.2 5 トラバース装置

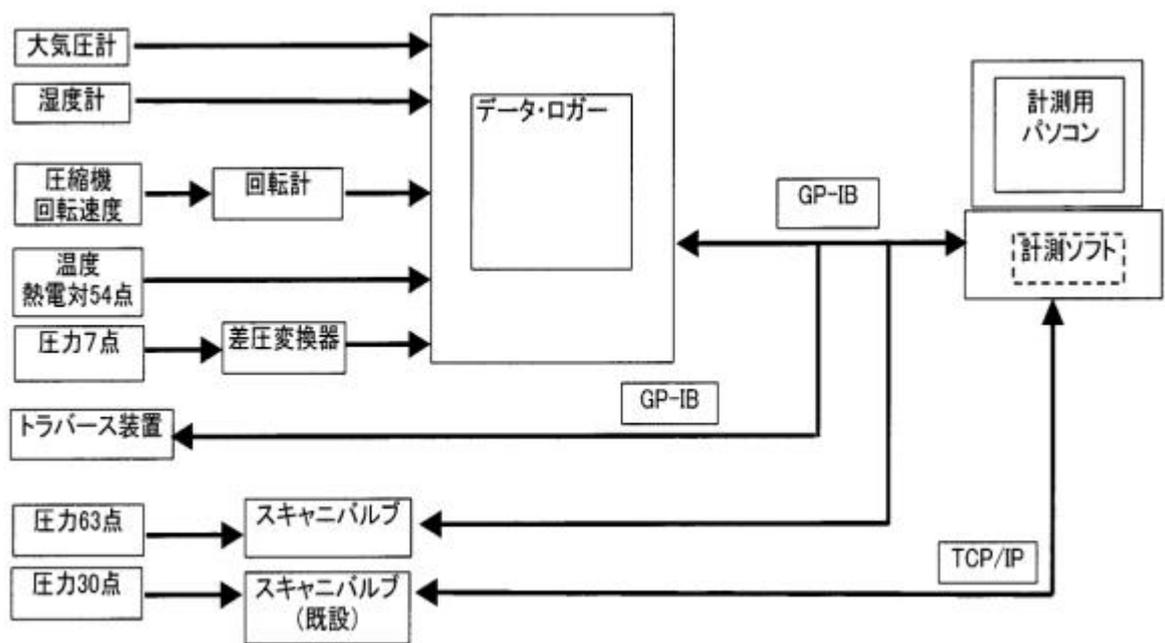


図2.1.2 4 計測システム

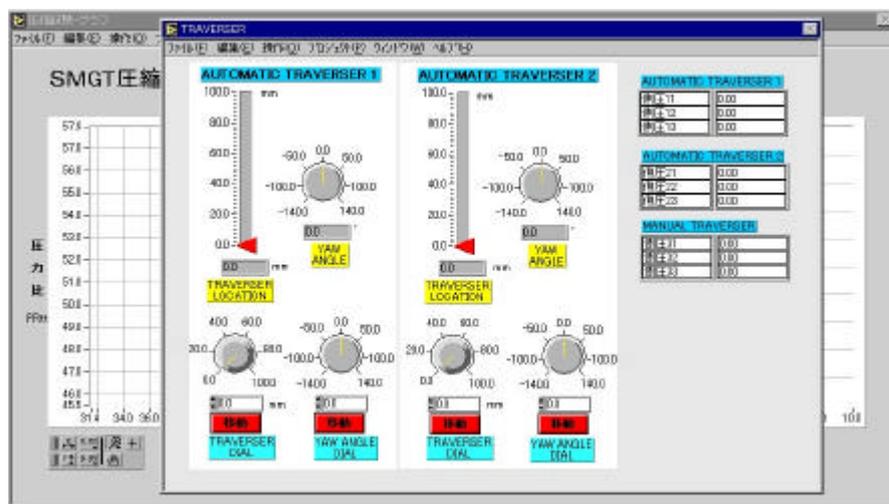


図2.1.2 6 計測ソフト画面サンプル

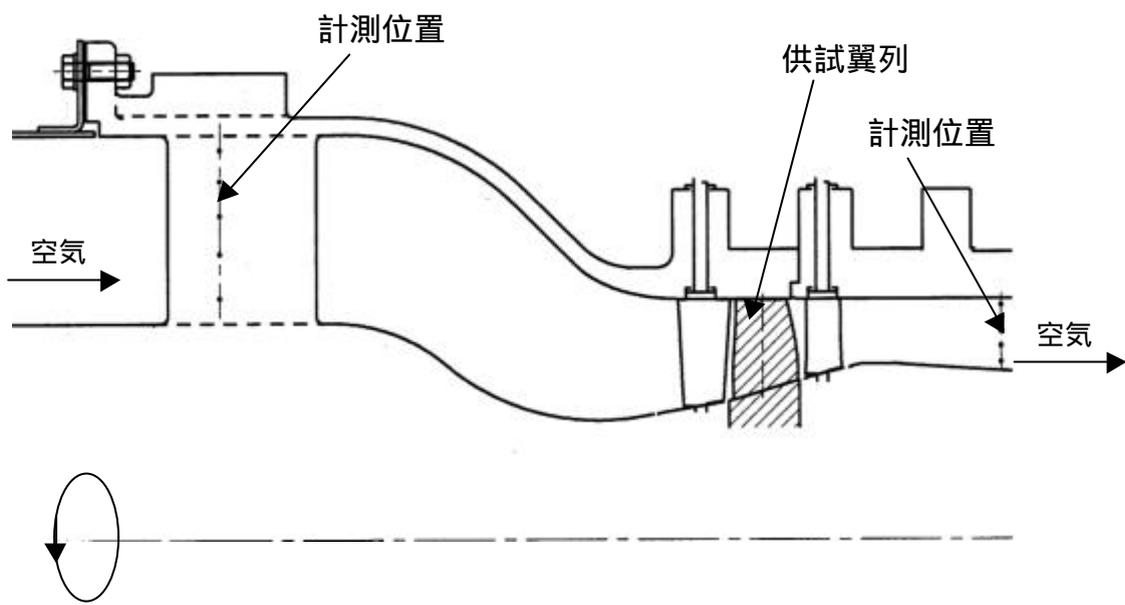


図2.1.2-7 翼列試験装置



図2.1.2-8 供試翼



図2.1.2-9 圧力温度センサー

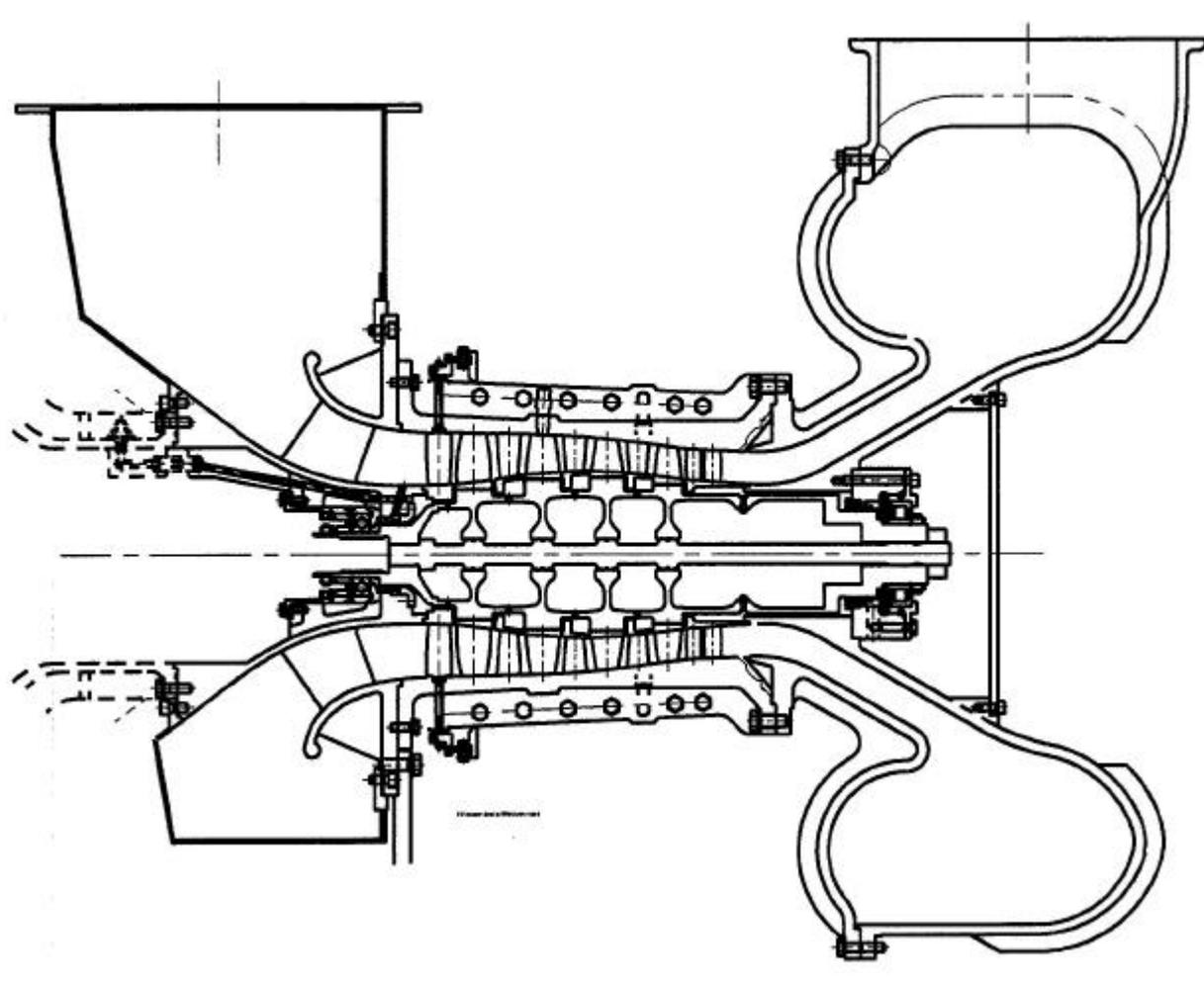


図2.1.2 - 10 F型圧縮機供試体 断面

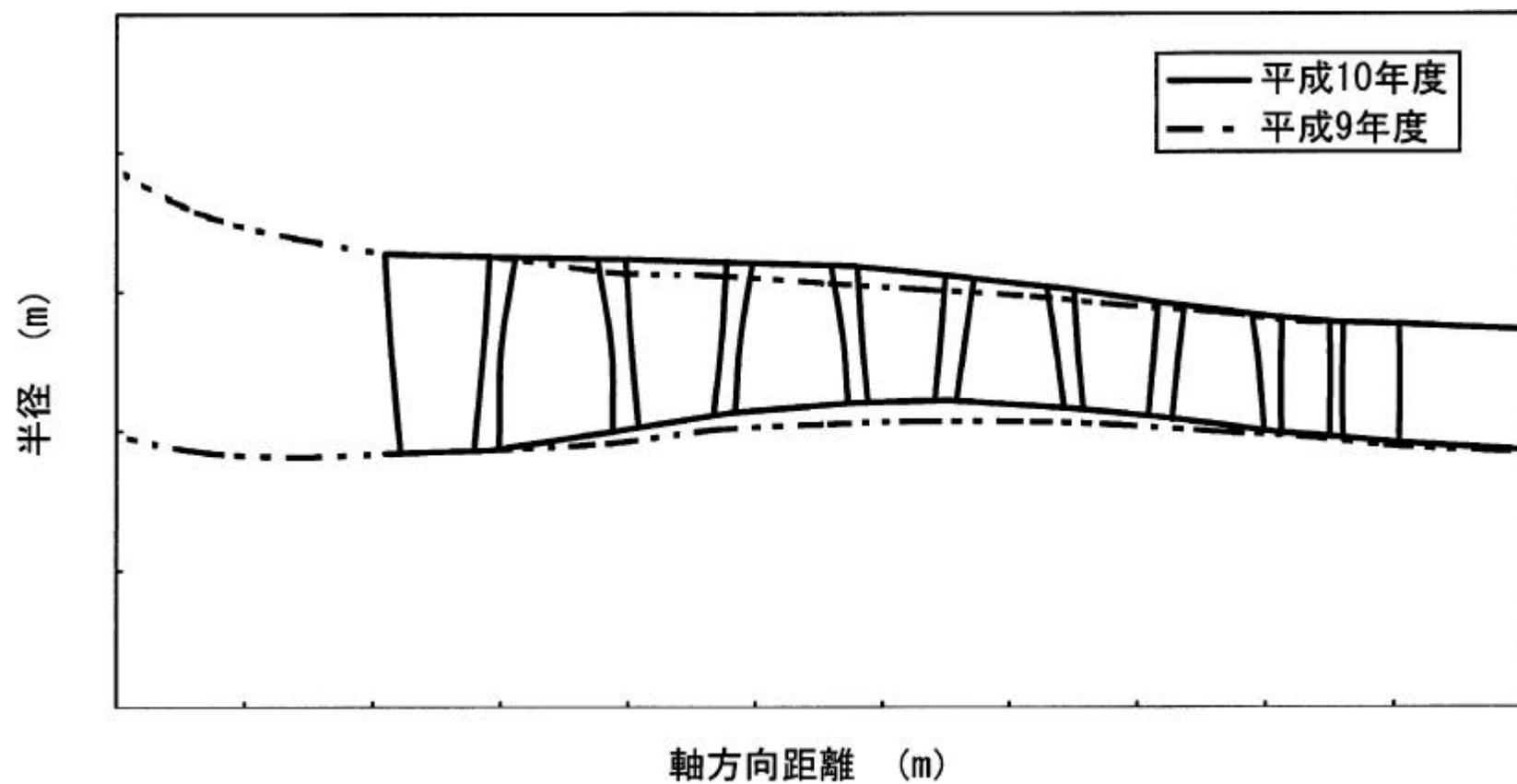


図2.1.2-11 F型軸流圧縮機子午面流路形

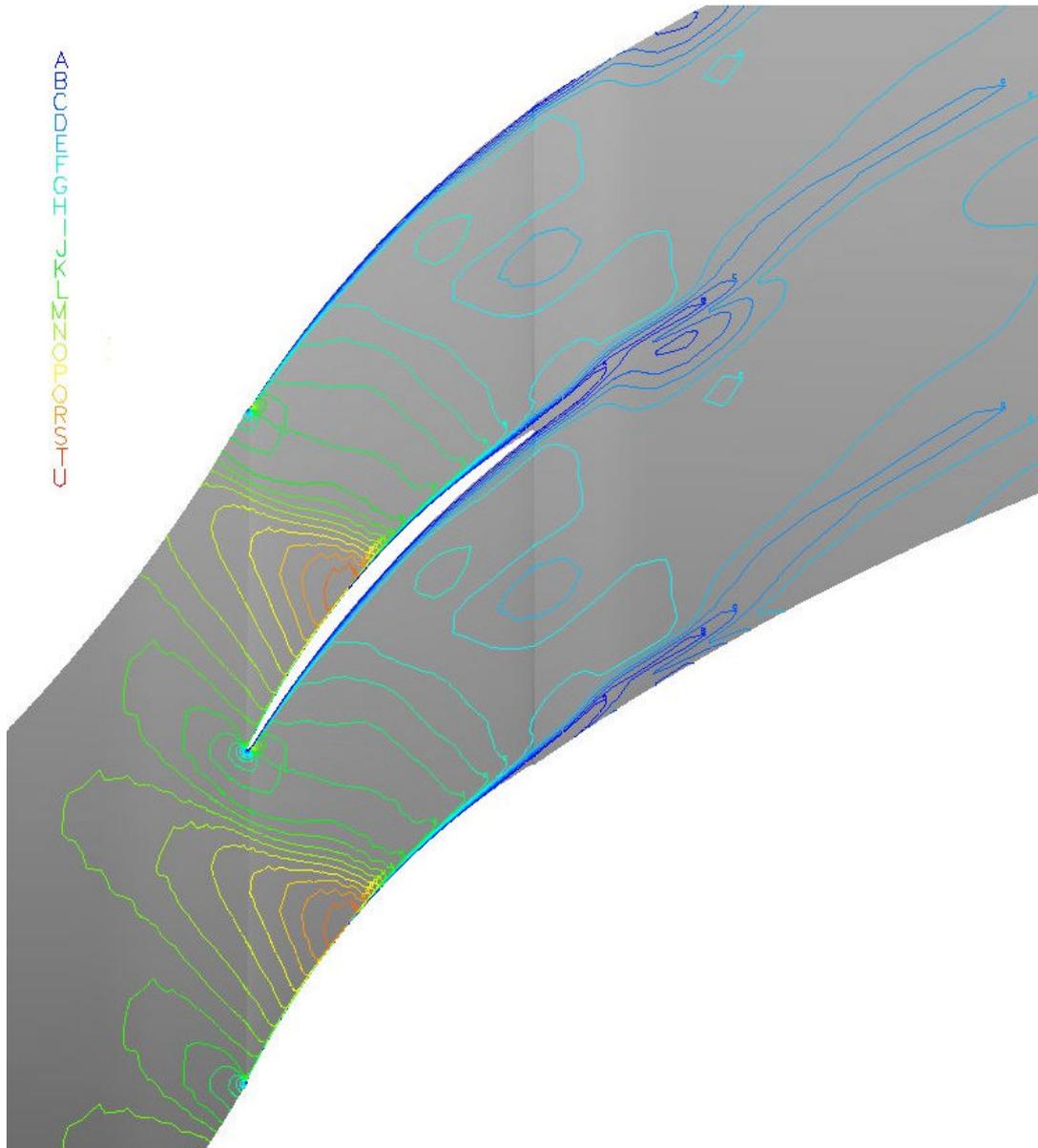


図2.1.2-12 F型軸流圧縮機第1段動翼

チップ部相対マッハ数分布

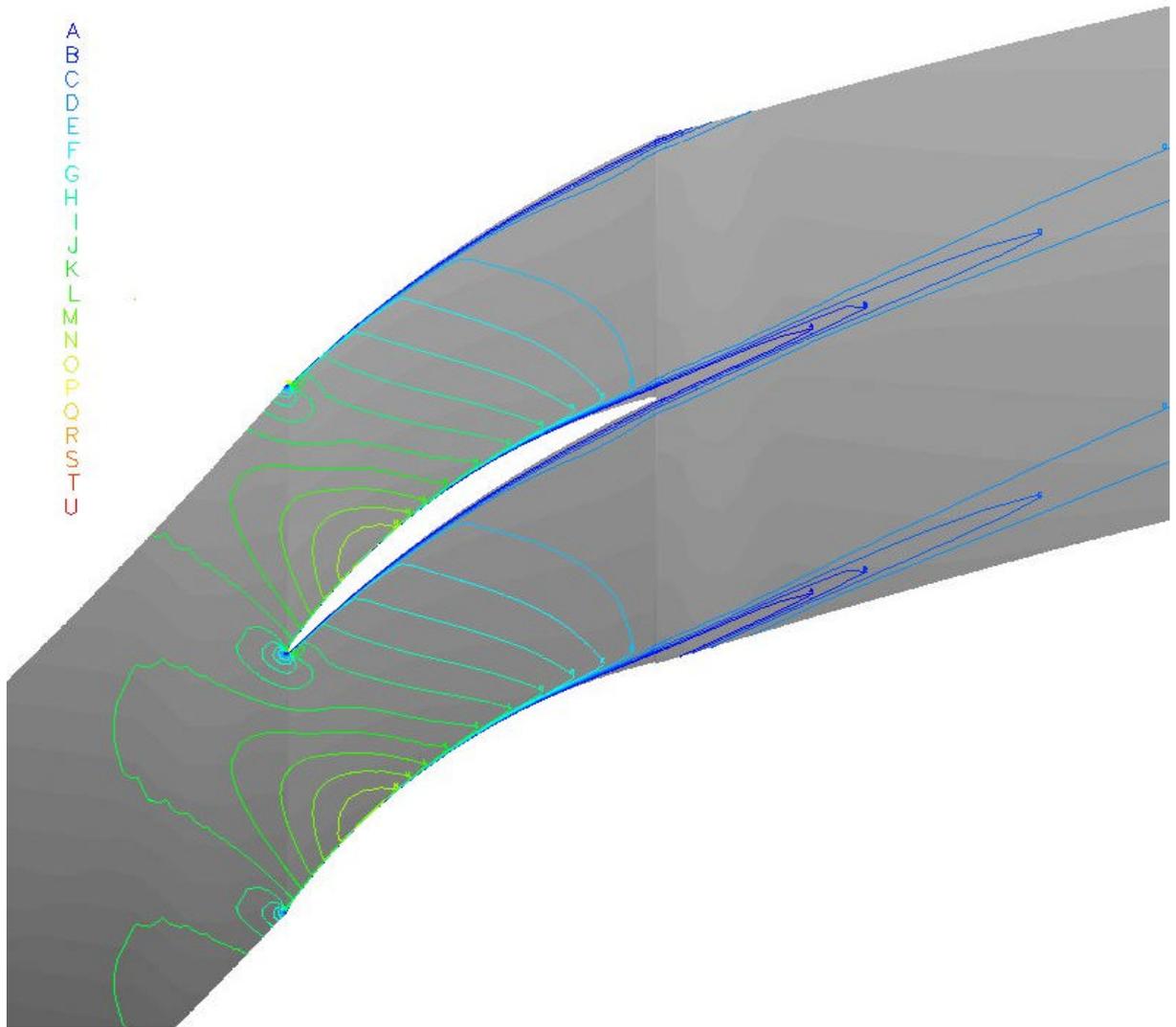


図2.1.2-13 F型軸流圧縮機第1段動翼

ミーン部相対マッハ数分布

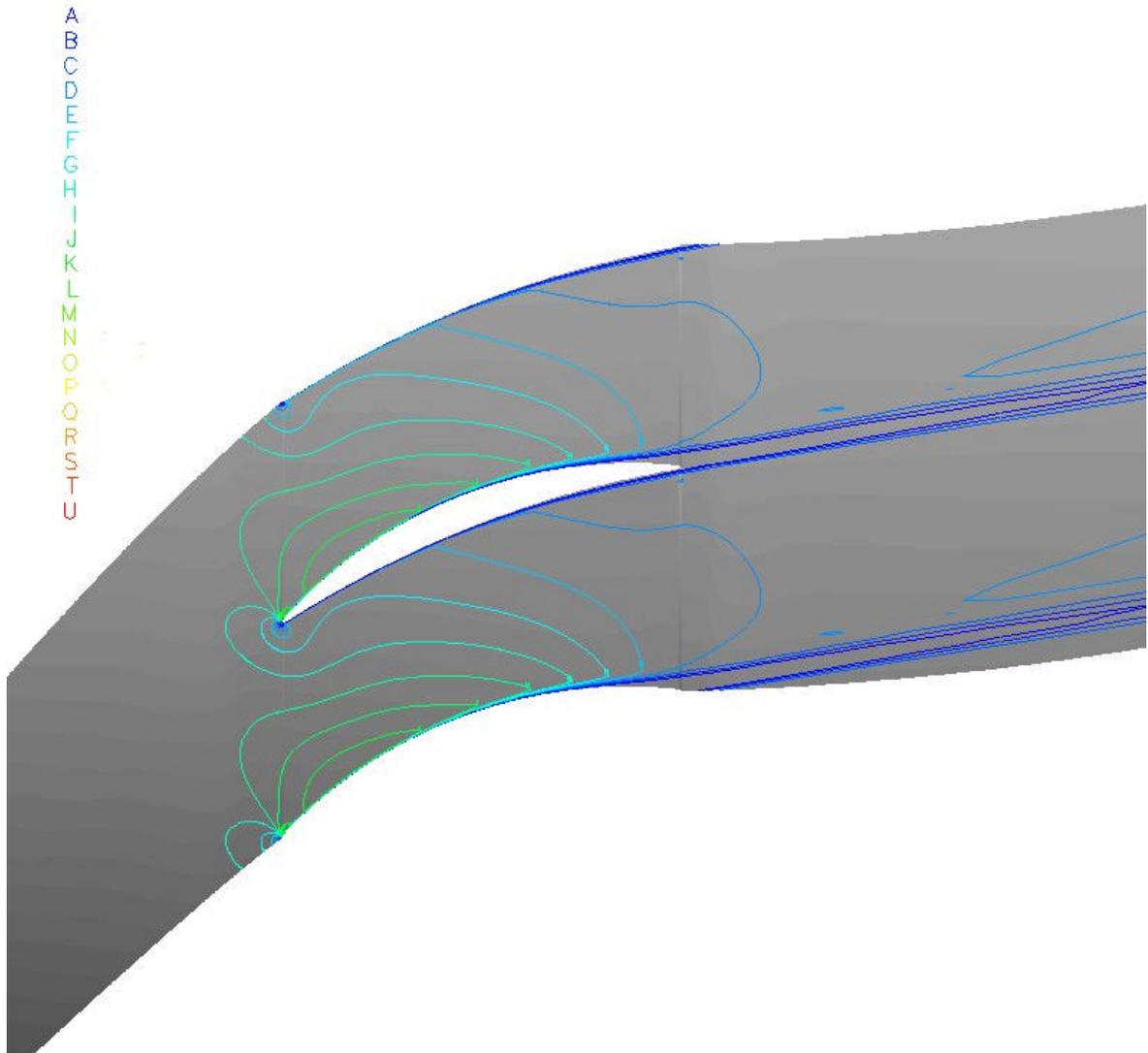


図2.1.2-14 F型軸流圧縮機第1段動翼

ハブ部相対マッハ数分布

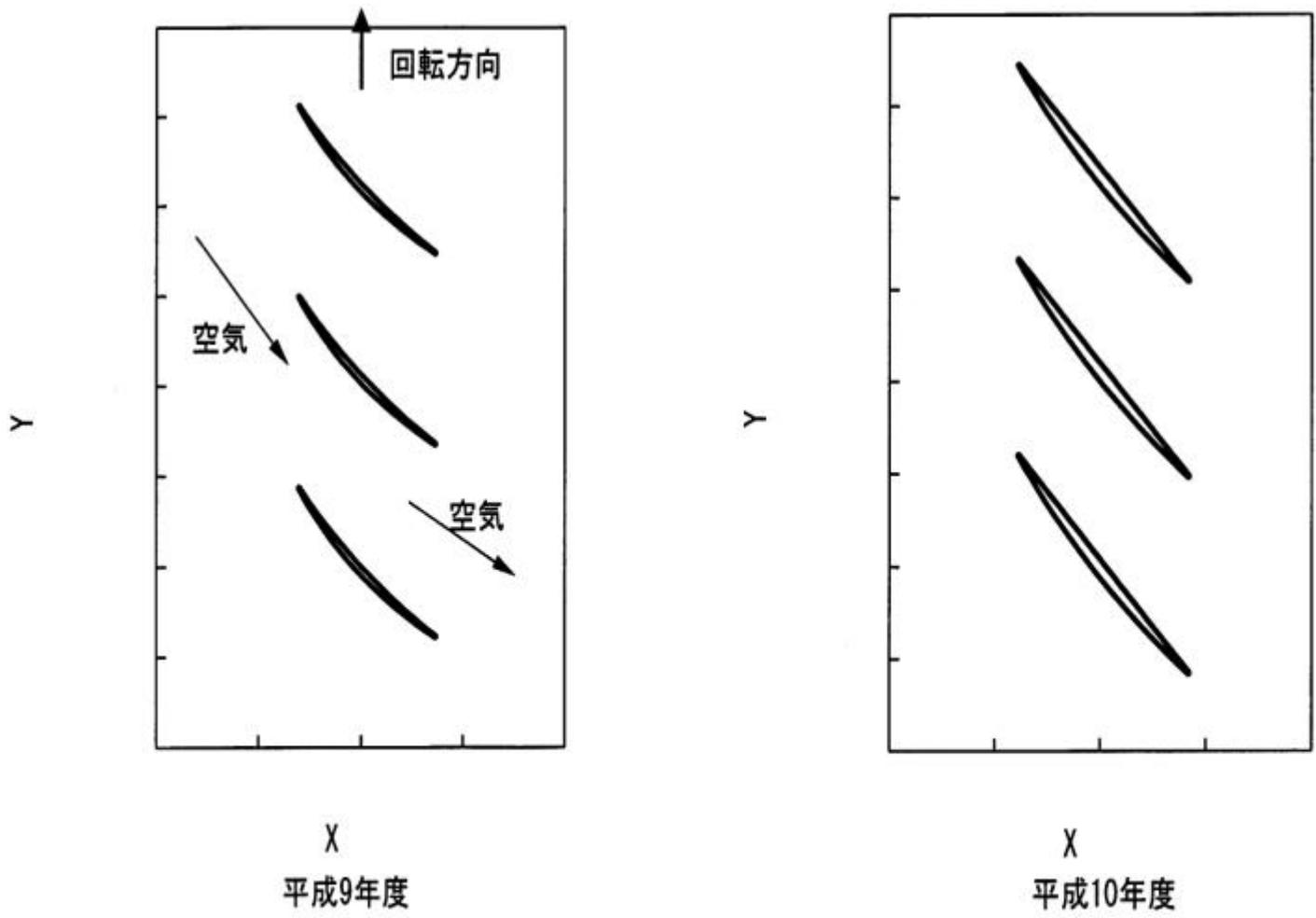


図2.1.2-15 第1段動翼チップ部翼断面形状

2.1.3 遠心型圧縮機の研究

遠心型圧縮機供試体の設計・製作

昨年度(平成9年)に実施した基本設計・解析結果を検討した結果、設計点における効率が目標値より低いと推定された。そのため、入口寸法を除く基本寸法の一部と羽根プロファイルを見直し、性能解析、流れ解析を実施した。その結果改善が確認できたので供試体の製作を実施した。

1)基本設計見直し

遠心型圧縮機の入口径は、上流側の軸流圧縮機及び軸振動解析の観点から変更できない。そのため、入口径以外のインペラ - の羽根形状を含む基本寸法・諸元の見直しをおこなった。図 2.1.3-1 に変更前後のインペラ - の子午面形状、図 2.1.3-2 に子午面曲率を示す。また図 2.1.3-3 にインペラ - 入口、出口の速度三角形を示す。

2)部分負荷性能予測

変更した諸元にて、既存の部分負荷性能推定手法を用い、圧縮機の性能予測をした。この結果を図 2.1.3-4、図 2.1.3-5 に示す。

3)流れ解析

設計変更前後の子午面速度分布を図 2.1.3-6 に示す。曲率の変更によりスムーズな分布とした。

さらに詳細検討のため、三次元粘性流れ解析を実施した。この結果、インペラ - 、ディフュ - ザ - 共にハブからシュラウドの全範囲にわたり大きな損失を生ずるような流れは観察されず、適切な羽根形状が得られた。

ハブ面、平均流れ面及びシュラウド面上の相対マッハ数の分布を図 2.1.3-7 , 図 2.1.3-8 , 図 2.1.3-9 に示す。Full Blade の負圧面上及び圧力面上の相対マッハ数分布を図 2.1.3-10 及び図 2.1.3-11 に示す。羽根付きディフュ - ザ - Mid - Span (翼高さの中央部) の翼間静圧分布を図 2.1.3-12 に示す。

4)強度解析

ガス発生機軸の軸振動解析の結果、遠心型圧縮機インペラ - の重量低減が好ましいと判断された。そのため基本設計の見直しと同時に約 5 kg の重量低減を織り込み、強度解析をおこなった。その結果、強度的には問題はないことが確認された。

4.1)応力解析・寿命評価

インペラ - は軸対称性があるため、全周の 1 / 11 のセグメントについて応力解析をおこなった。結果を図 2.1.3-13 に示す。また、疲労寿命評価を図 2.1.3-14

に、クリープ寿命評価を図 2.1.3-15 に示す。目標寿命に対し十分余裕があることが確認された。

4.2)固有値解析

インペラーのキャンベル線図を、図 2.1.3-16 に示す。回転の 1 次～ 5 次は定格回転付近で共振しないことがわかる。軸流圧縮機最終段出口静翼のウエークに対応する回転 27 次（新潟鉄工業静翼枚数）、33 次（KHI 案静翼枚数）については高次であるため問題ないと考えられる。

このような検討をおこなった後、試作したインペラー外観を図 2.1.3-17 に示す。

5)遠心圧縮機の要素試験(装置)の設計・製作

遠心圧縮機単体性能を把握するため要素試験装置を設計・製作した。圧縮機入口状態を実機に模擬するため、インペラー上流に角度可変翼を設けた。

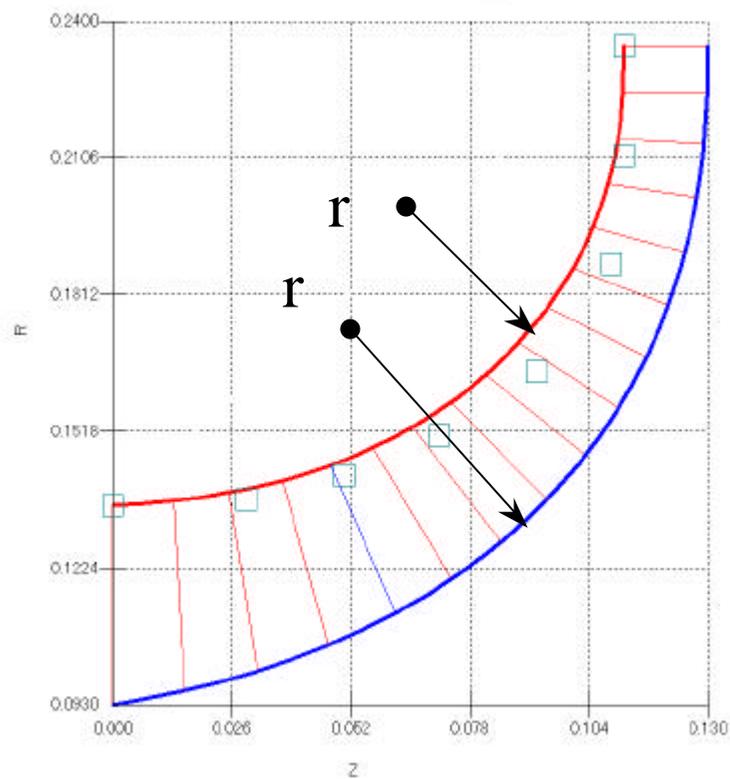
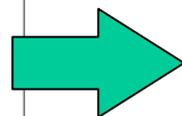
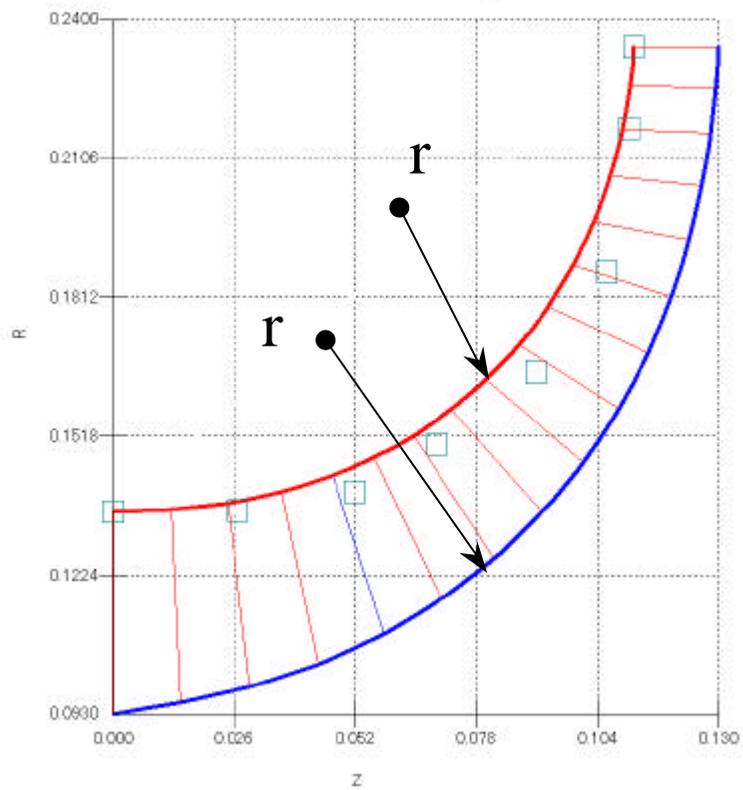
5.1)軸系の危険速度検討

軸系の危険速度線図を図 2.1.3-18 に示す。運転範囲は、軸受モード(1st～3rd)の固有振動数と、軸の曲げモード(free-free)の固有振動数の間にある。軸の曲げモードの固有振動数と、定格回転とは十分離れており、軸の曲げ剛性に問題はないが、振動を監視しながら要素試験をおこなう予定である。

5.2)ケーシングの強度解析

段出口コレクターについて、軸対称性があるため全周の 1 / 6 のセグメントについて強度解析をおこなった。その結果を図 2.1.3-19 に示す。十分低い応力レベルにあり問題ないと考えられる。

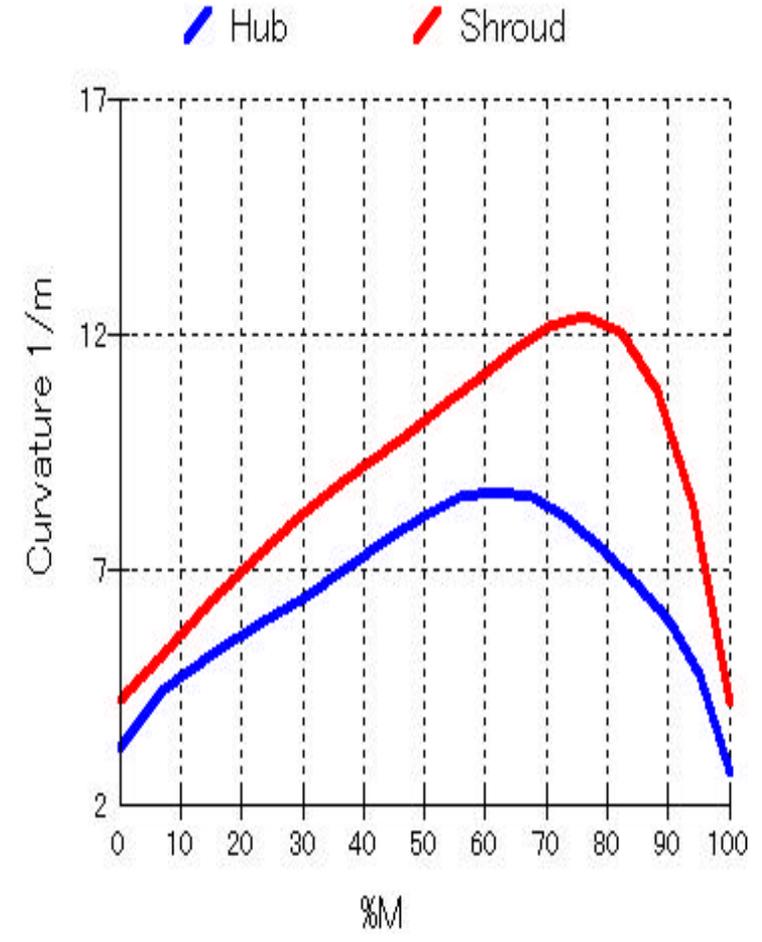
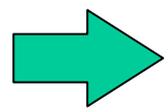
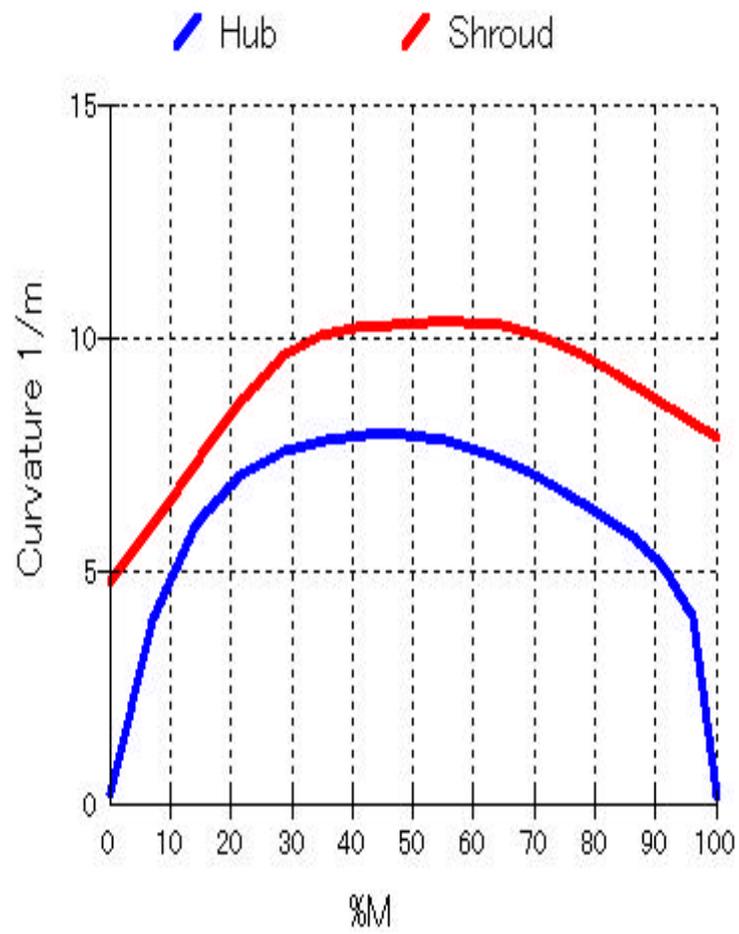
このようにして設計した試験装置の断面図を図 2.1.3-20 に、その外観を図 2.1.3-21 に示す。平成 11 年度はこの試験装置により、要素試験を実施する予定である。計測項目と位置を図 2.1.3-22 に示す。



変更前

変更後

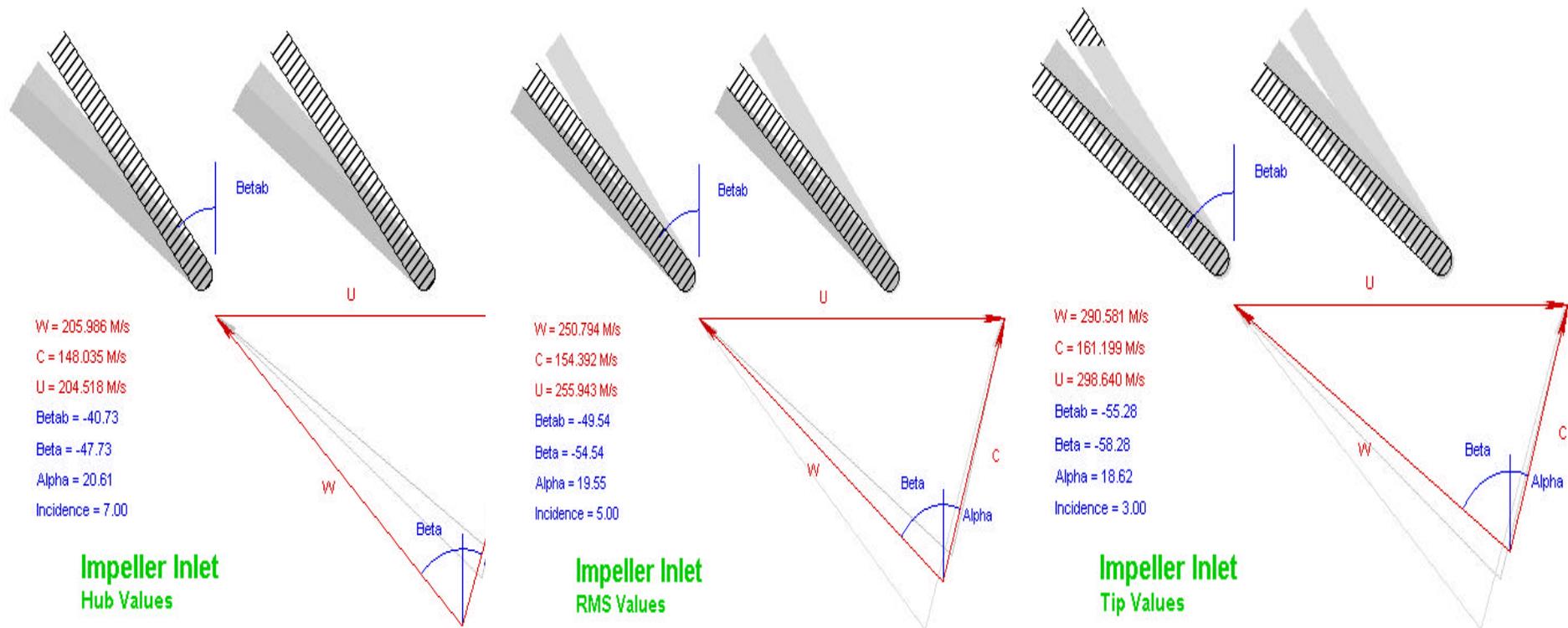
図2.1.3-1 ハブ、シュラウド輪郭(曲率)の変更



変更前

変更後

図2.1.3-2 ハブ、シュラウド曲率の変更



設計条件

- 設計回転数 : $N=21,000\text{rpm}$
(修正回転数 : $N = 17,846\text{rpm}$)
 - 設計空気流量 : $M=9.452\text{kg/s}$
(修正空気流量 : $M / \quad = 3.973\text{kg/s}$)
 - 入口旋回角度 : 20度(一定)
- 但し、
 $T_1/T_{STO} = 399\text{K}/288\text{K}$
 $P_1/P_{STO} = 283.7\text{kPa}/101.3\text{kPa}$

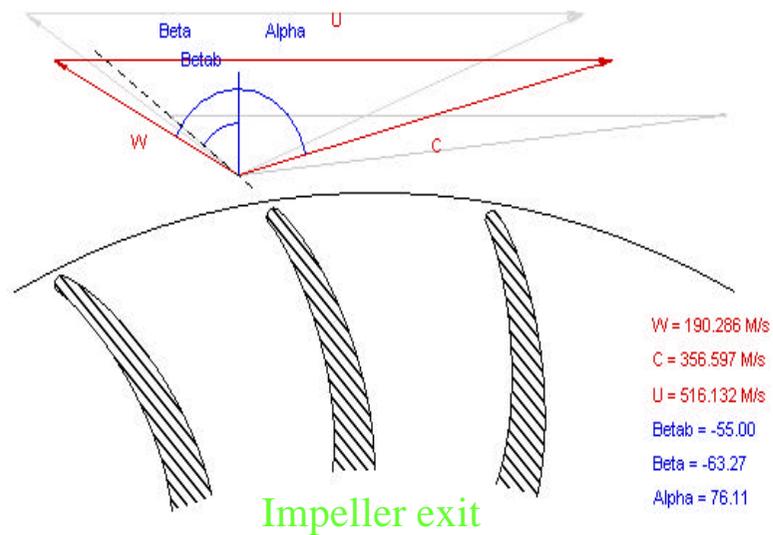


図2.1.3-3 インペラ - 入口、出口の速度三角形

SMGT用高压段(遠心圧縮機)の流量～圧力比特性

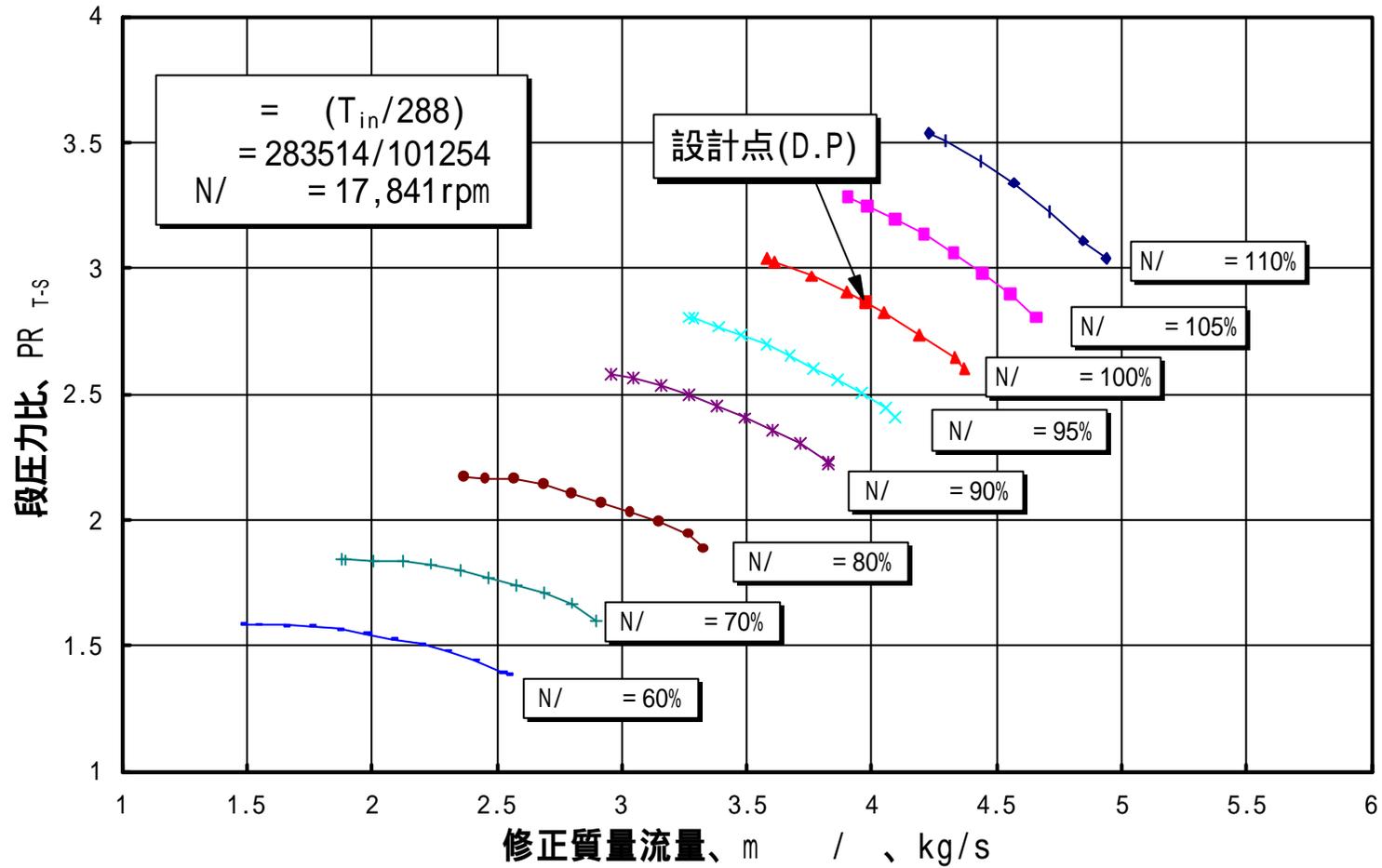


図2.1.3-4 性能予測(圧力比～流量)

SMGT用高圧段(遠心圧縮機)の流量～効率特性

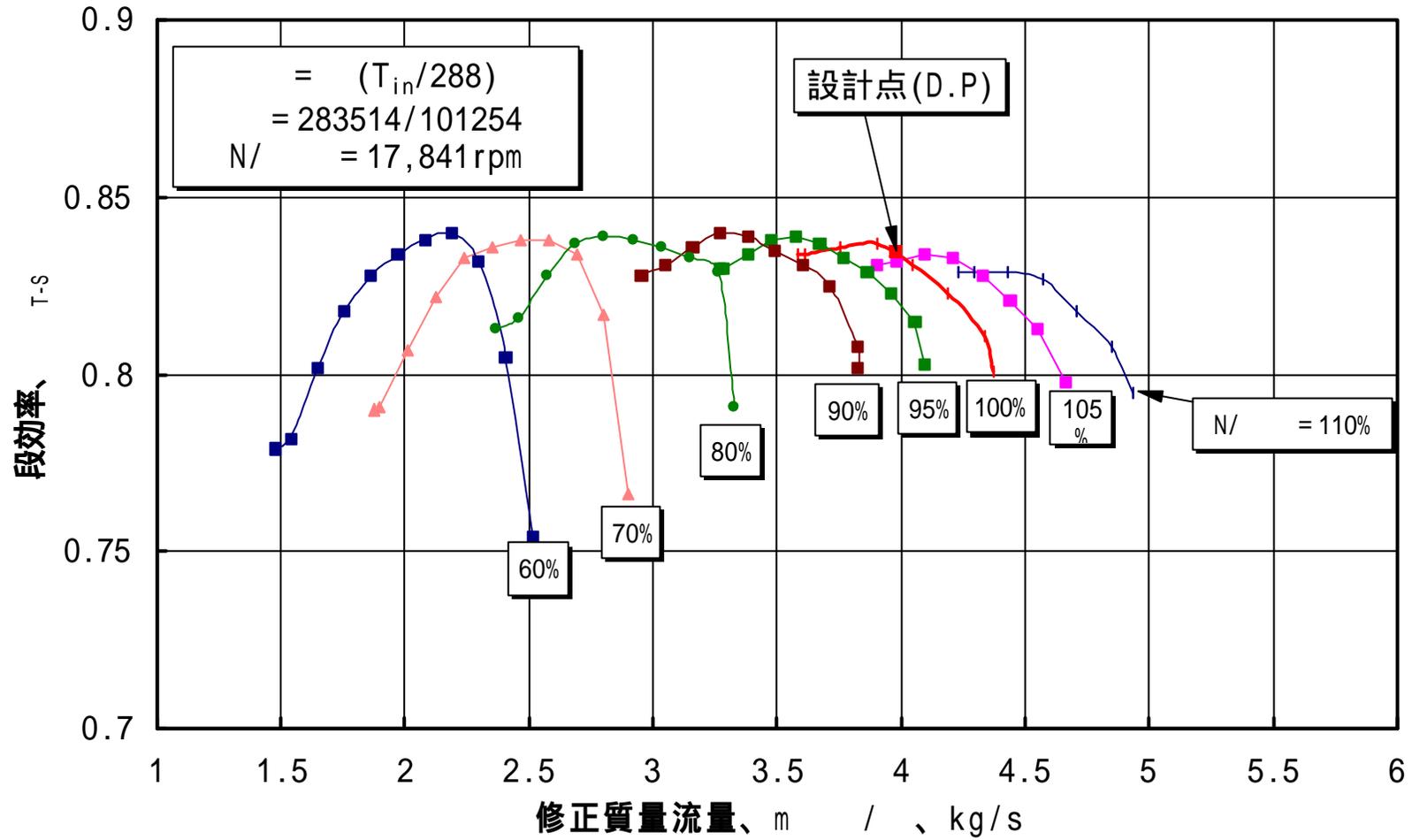
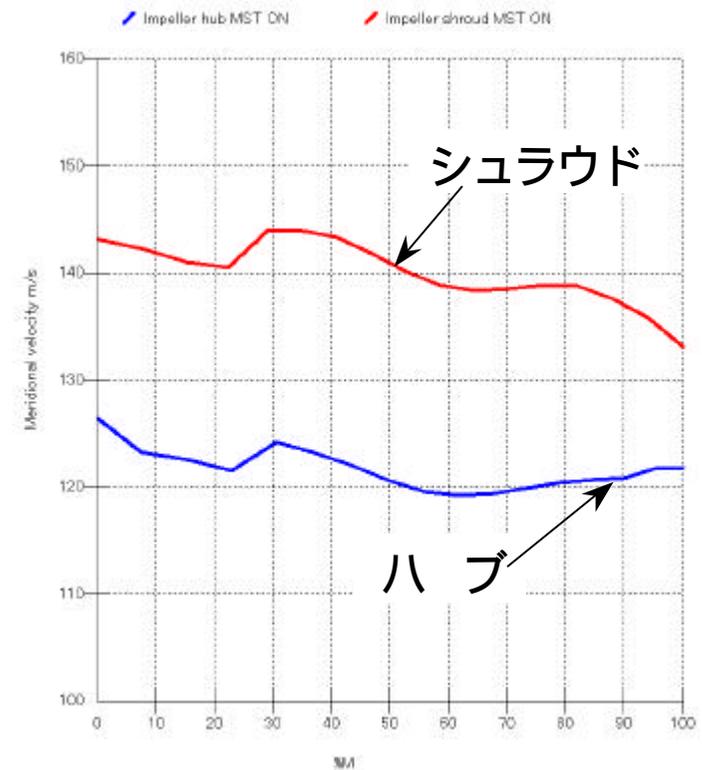
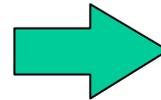
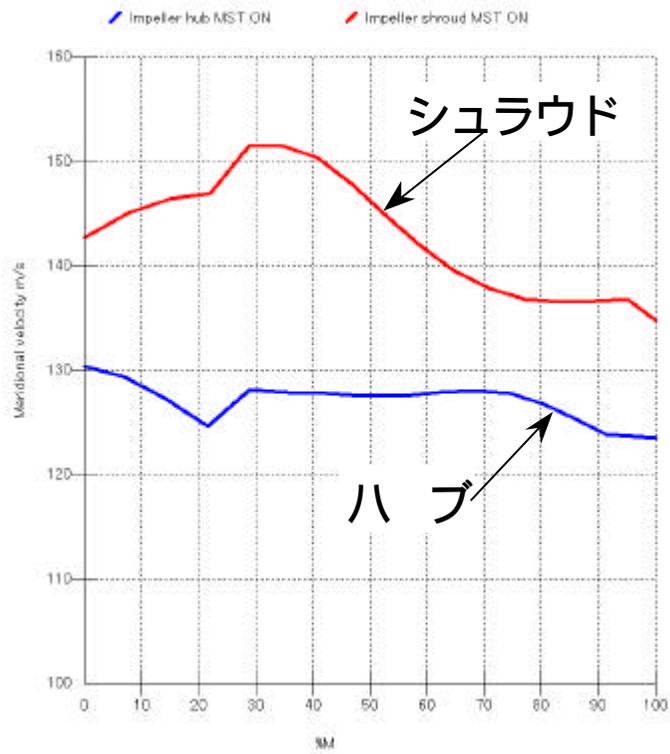


図2.1.3-5 性能予測(効率～流量)



変更前

変更後

図2.1.3-6.ハブ、シュラウド曲率変更による子午面速度分布

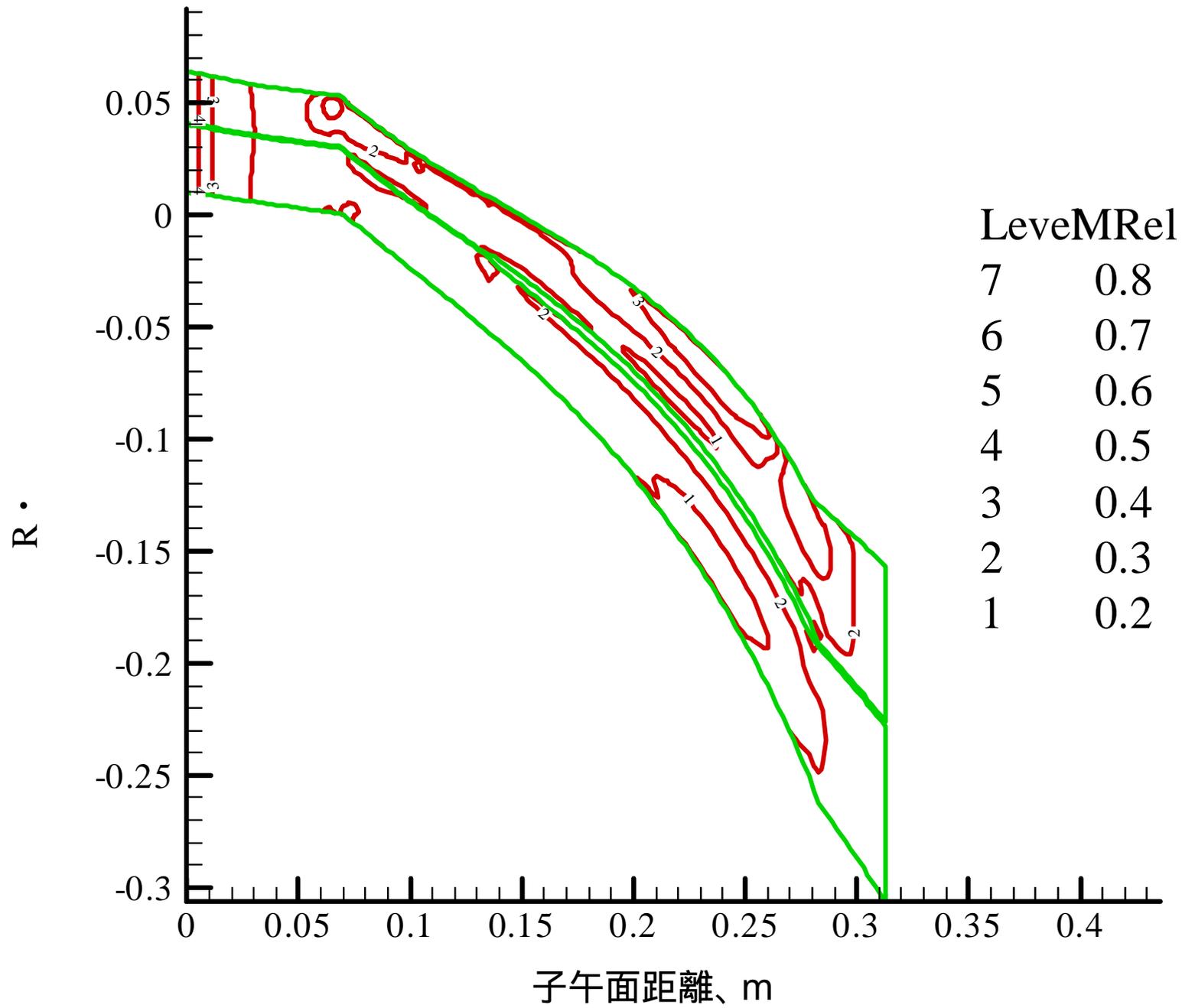


図2.1.3-7 インペラ - ハブ面の相対マッハ数分布

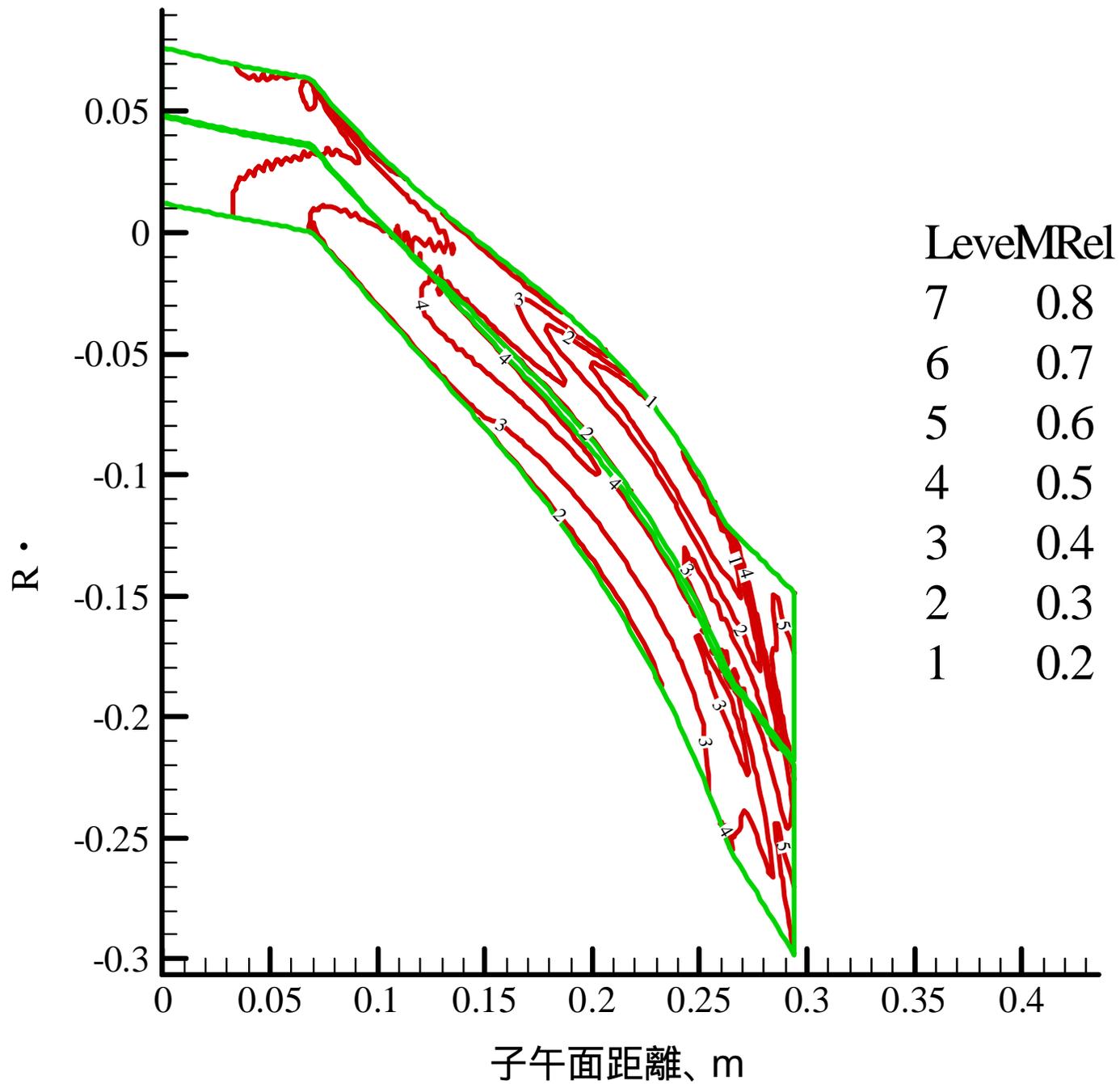


図2.1.3-8.インペラ - 平均流れ面の相対マッハ数分布

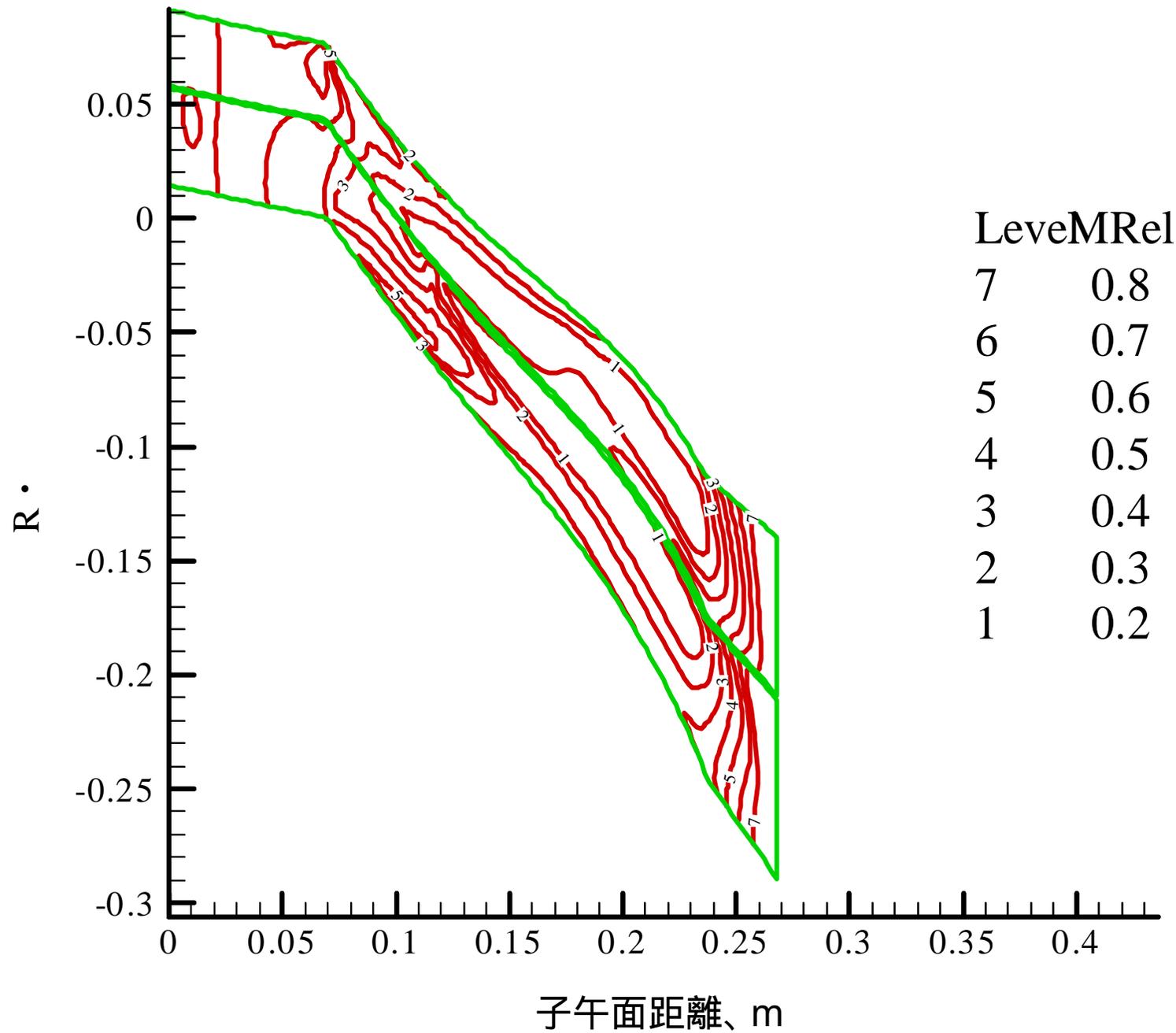


図2.1.3-9.インペラ - シュラウド面の相対マッハ数分布

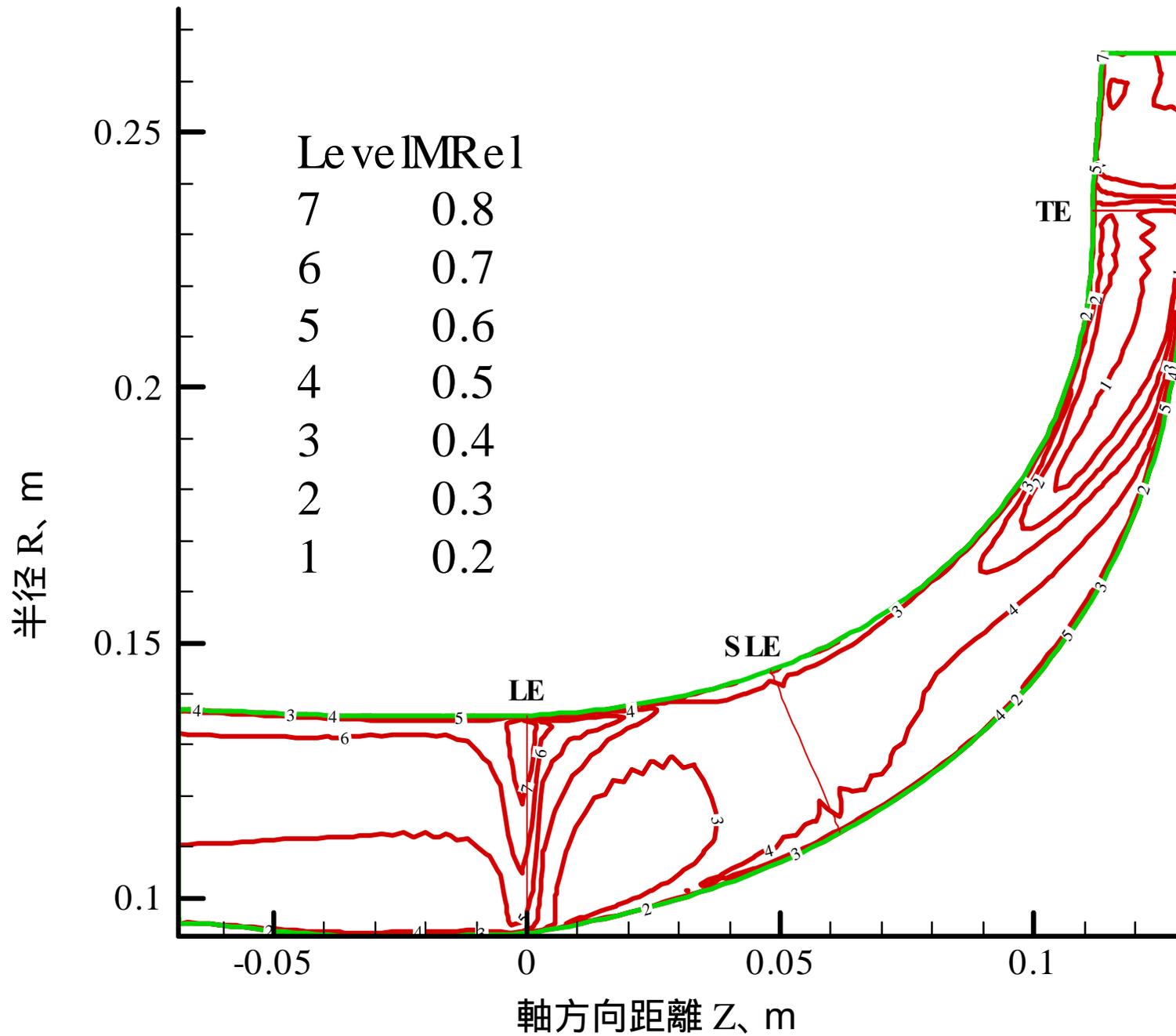


図2.1.3-10.Full Blade負圧面上の相対マッハ数分布

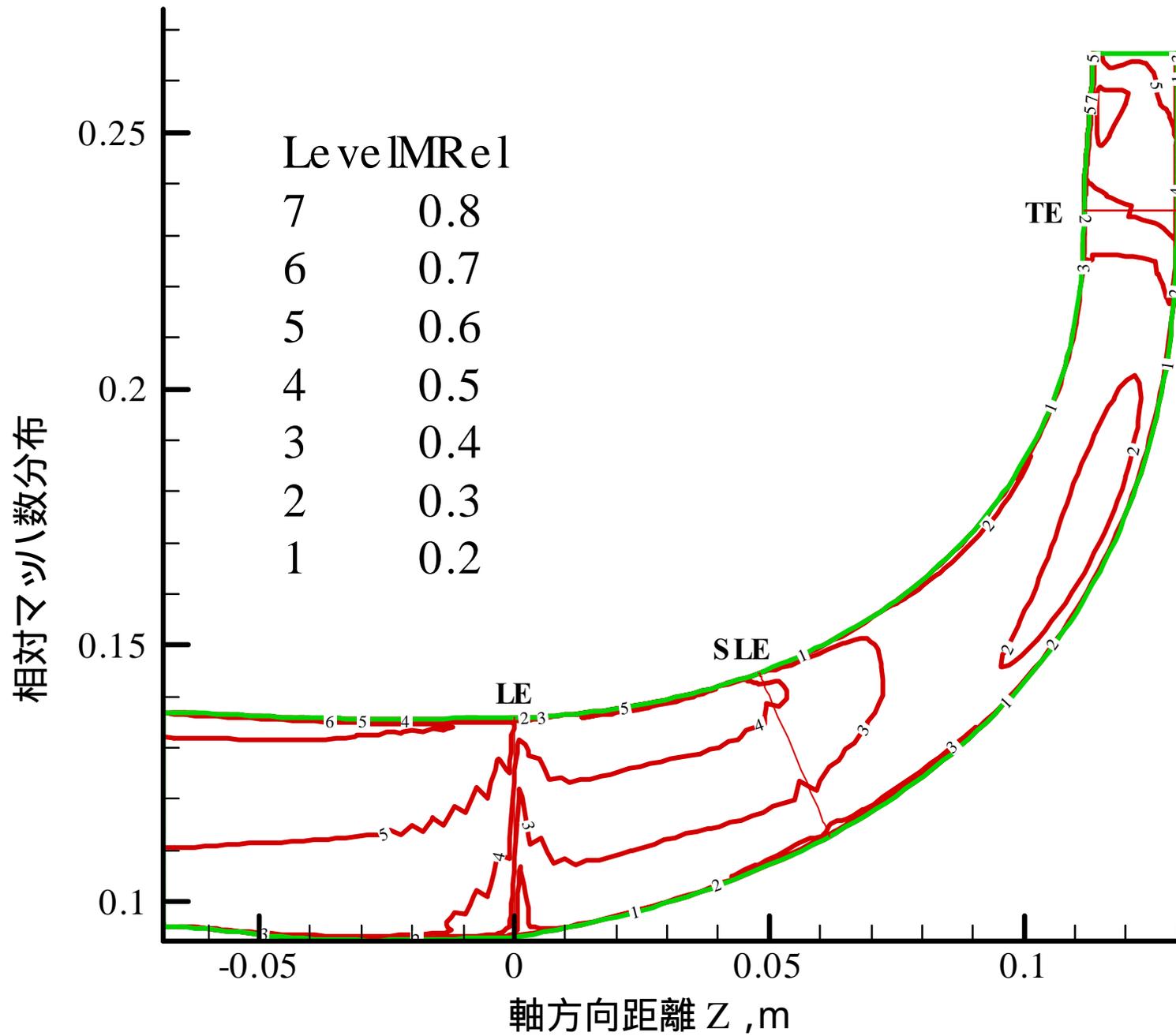


図2.1.3-11.Full Blade圧力面上の相対マッハ数分布

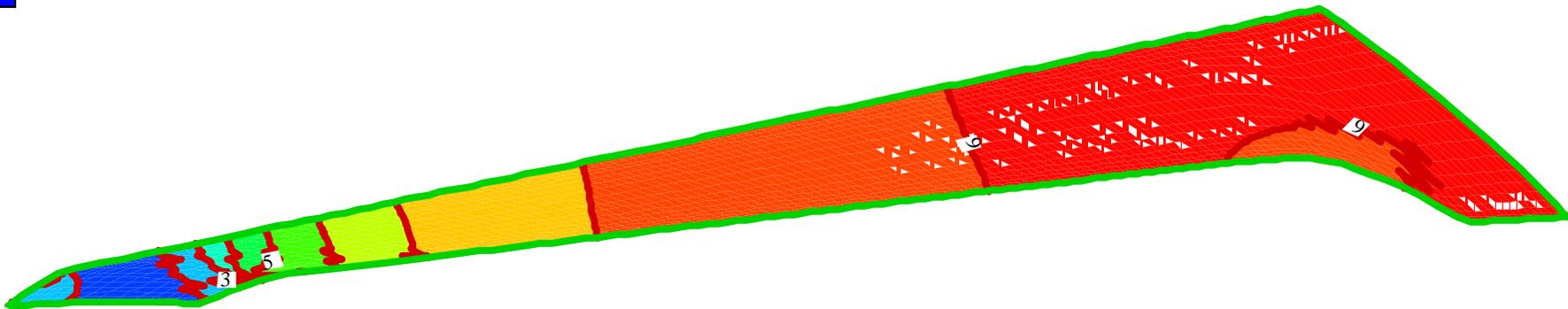
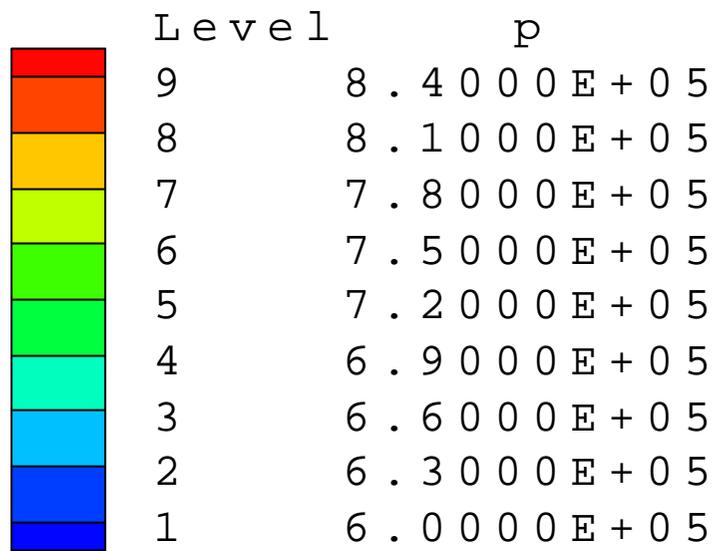


図2.1.3-12 羽根付きディフュ-ザ - 平均流れ面上の静圧分布

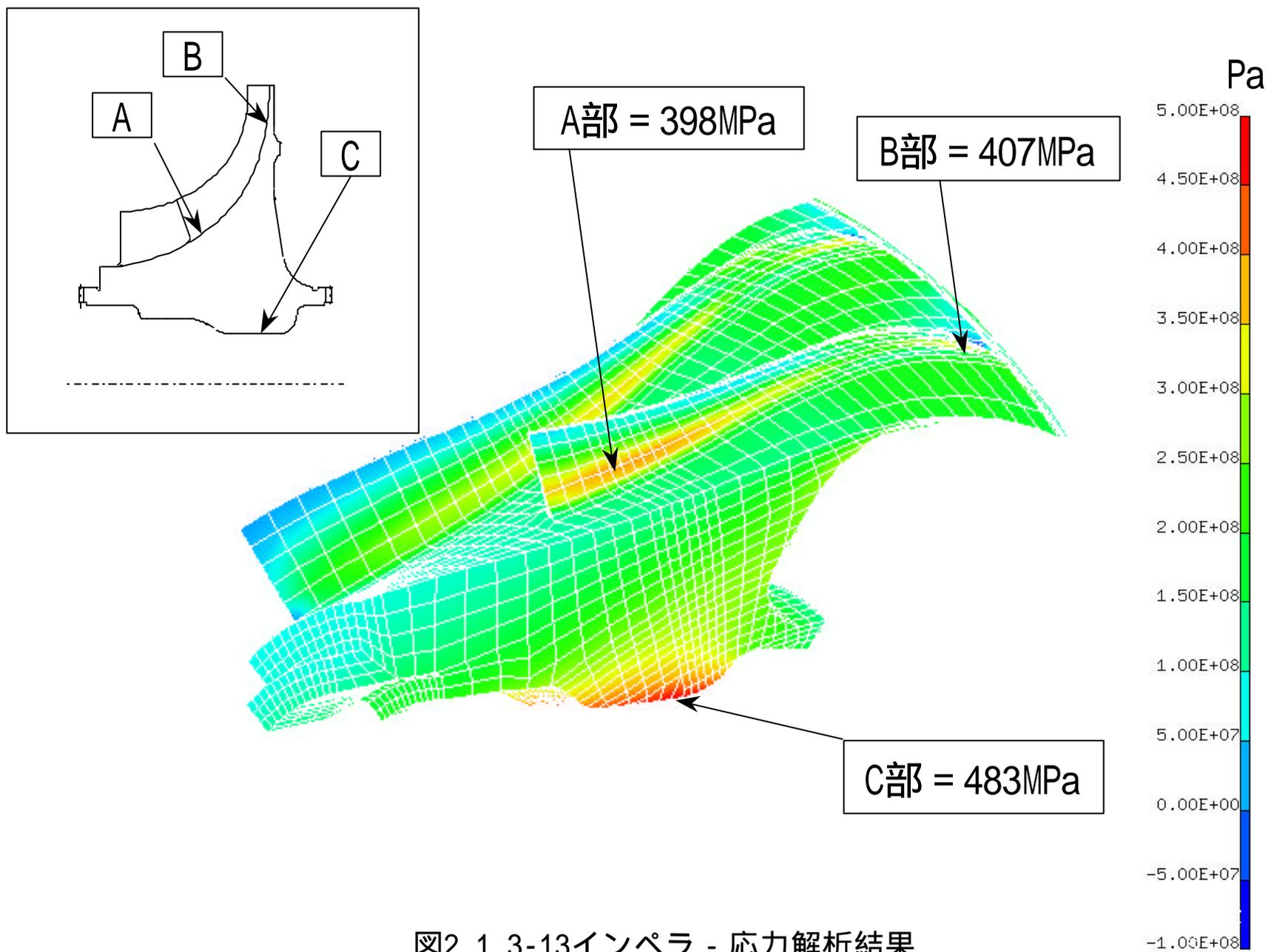


図2.1.3-13インペラ - 応力解析結果

インペラー疲労限度線図

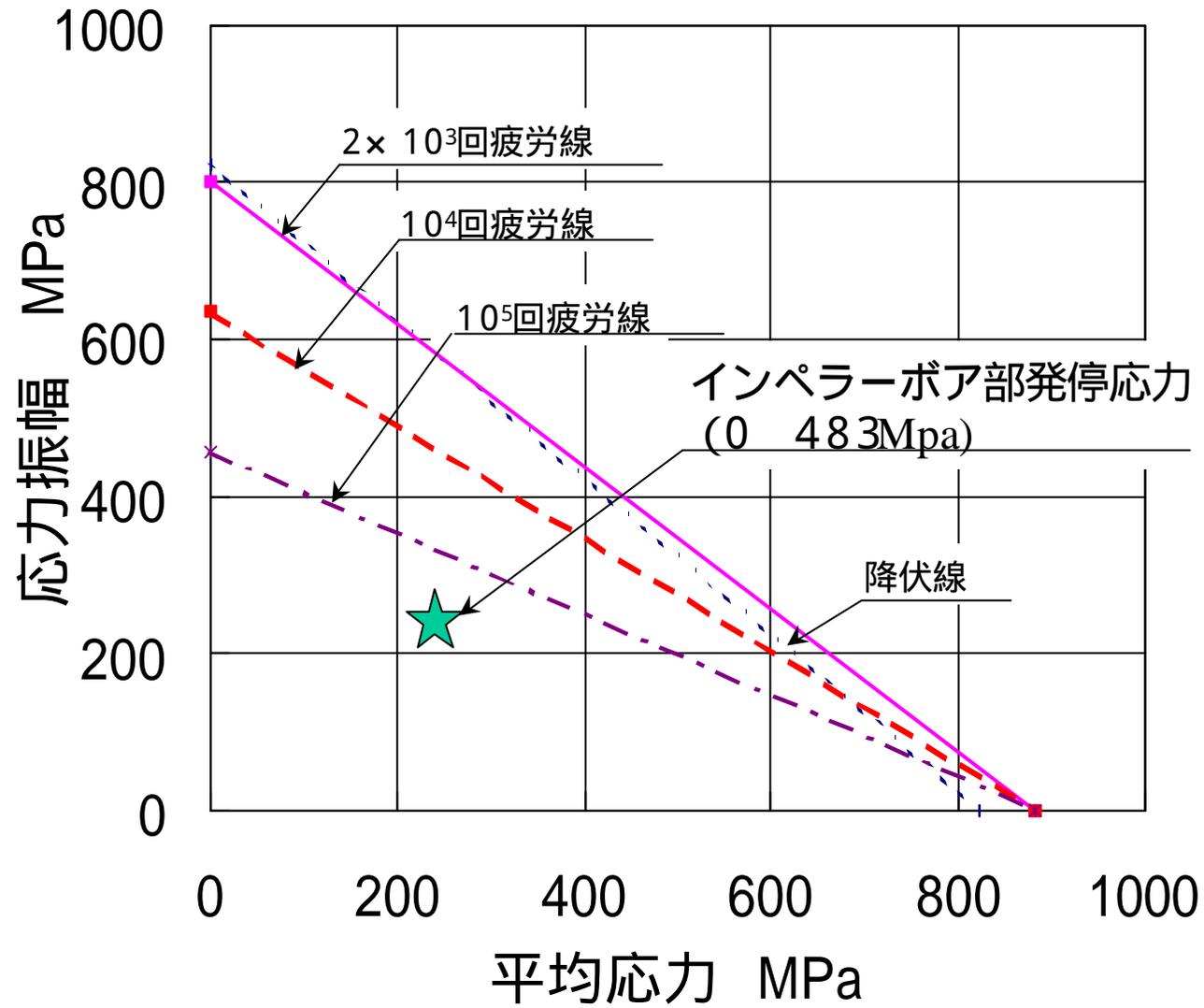


図2.1.3-14 インペラ - 疲労寿命評価

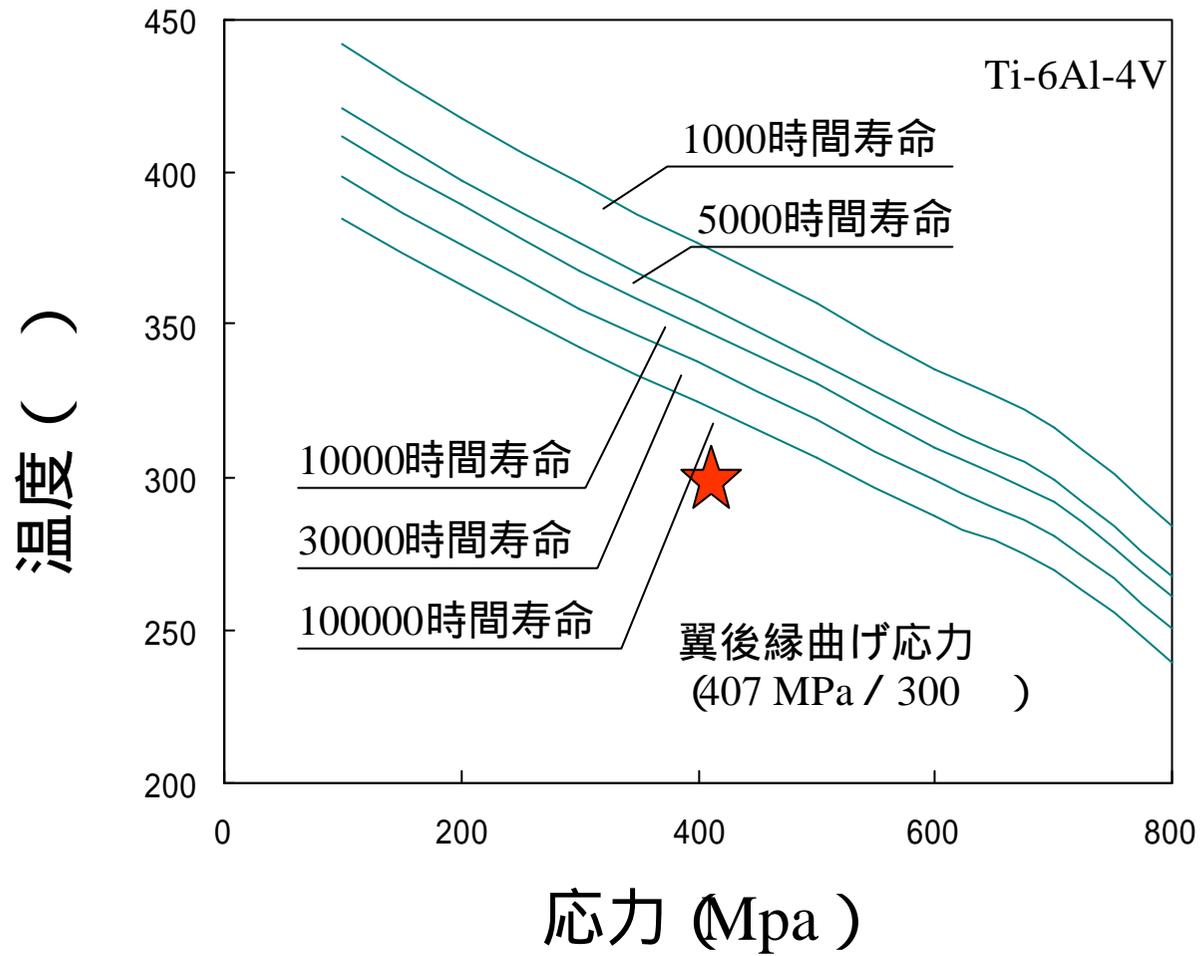


図2.1.3-15 インペラ - クリープ寿命評価

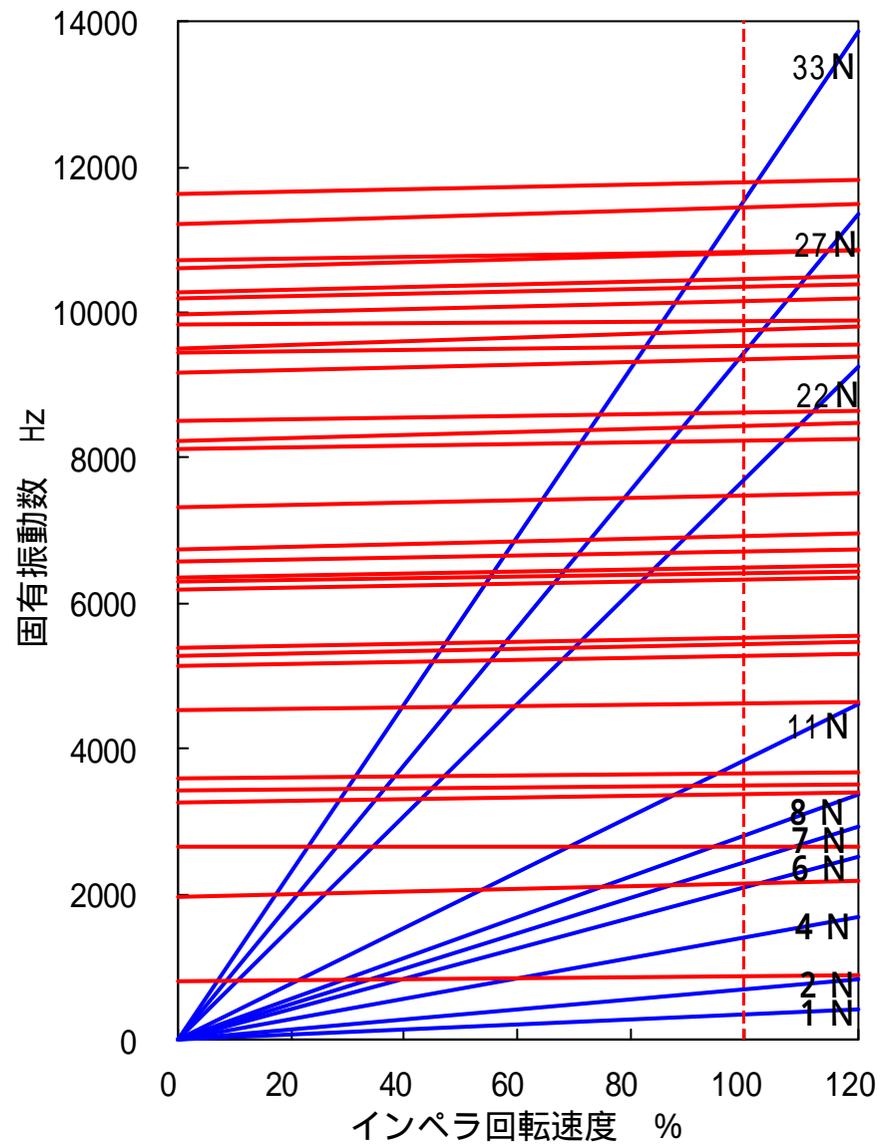


図2.1.3-16 インペラ - キャンベル線図

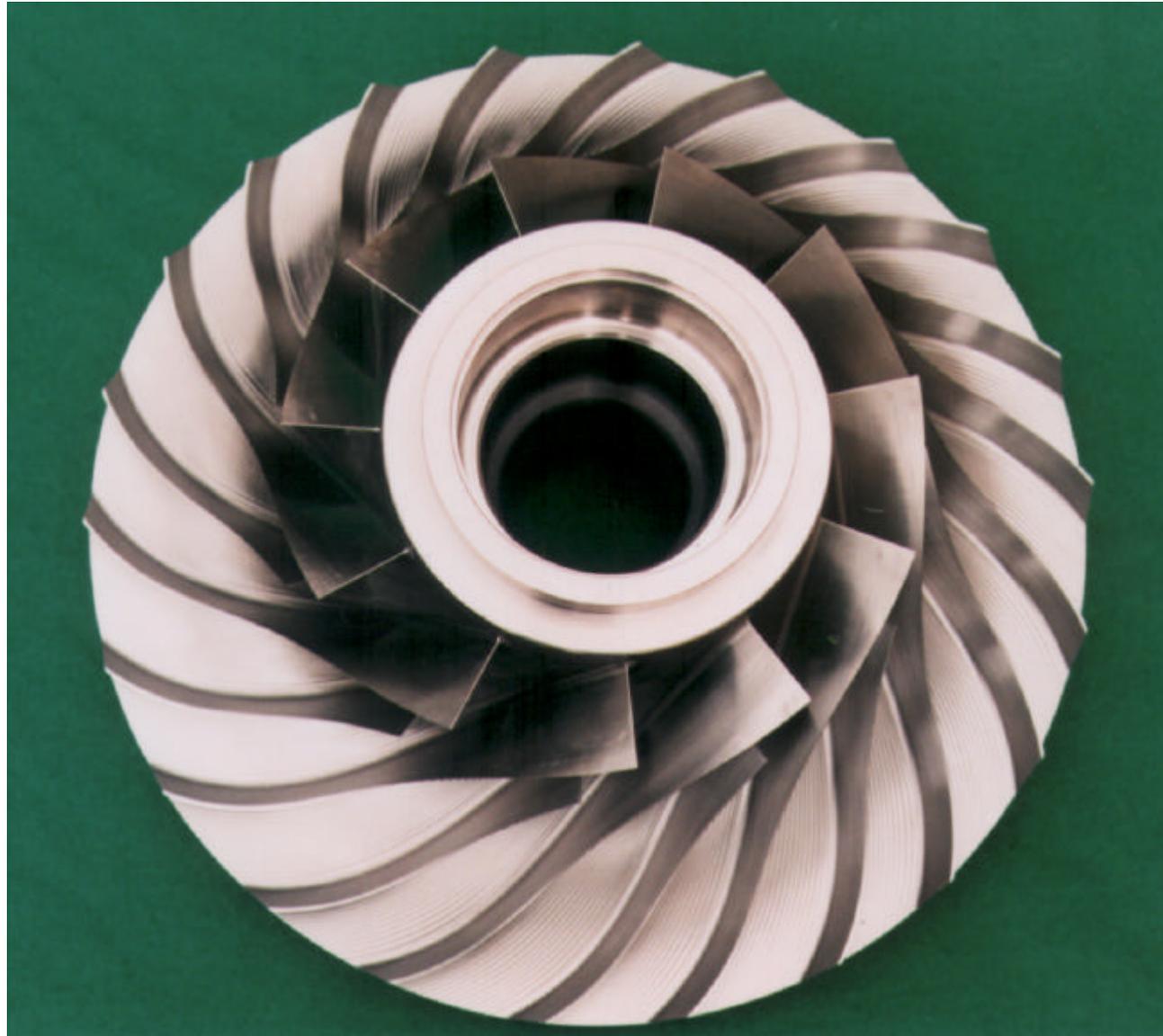


図2.1.3-17.インペラ - 外観

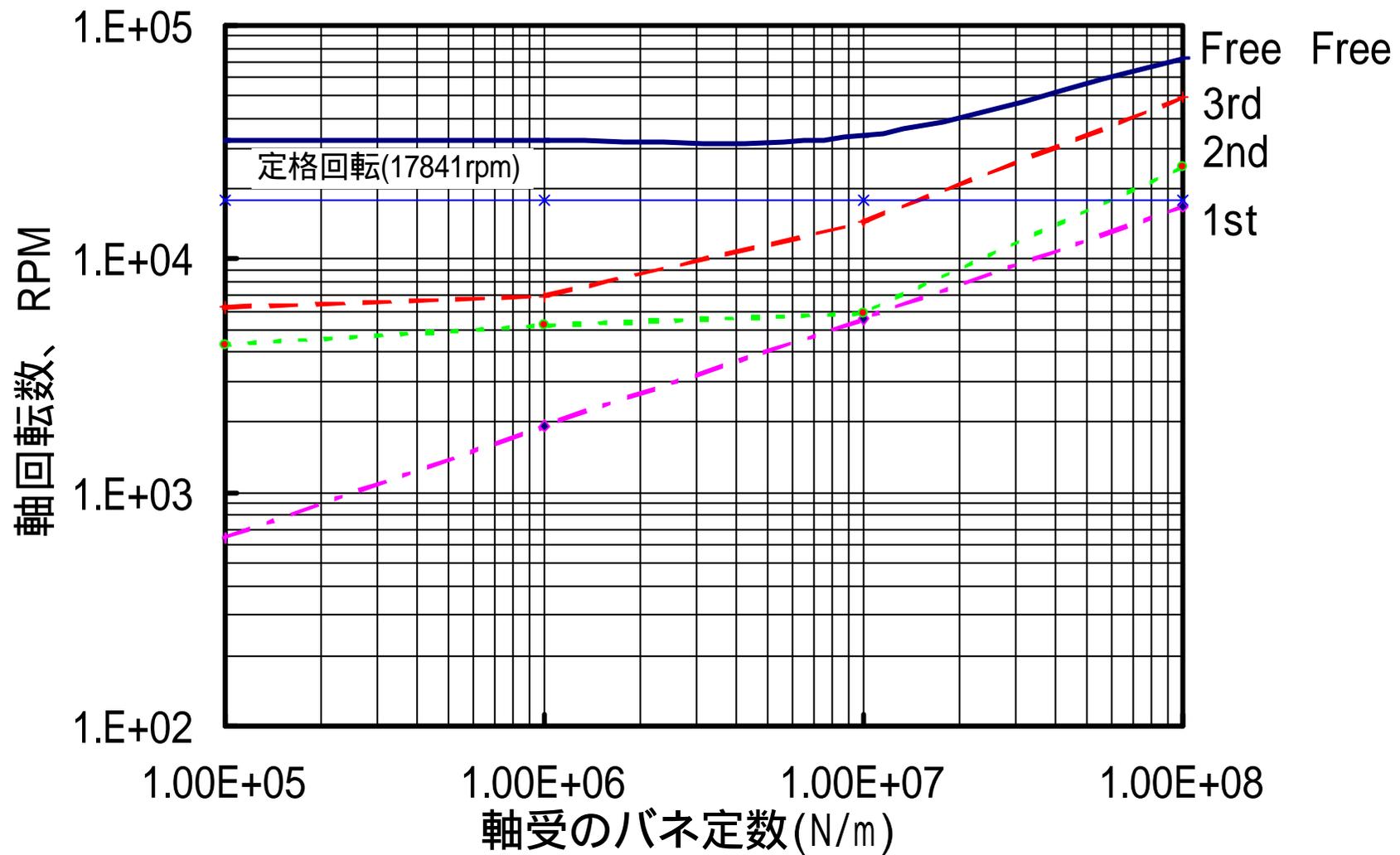


図2.1.3-18 要素試験装置の危険速度線図

r:\gt\SMGT\new\casing.mf1

RESULTS: 2- B.C. 1,STRESS_2,LOAD SET 1
STRESS - MAX PRIN MIN:-3.10E-01 MAX: 1.14E+01
DEFORMATION: 1- B.C. 1,DISPLACEMENT_1,LOAD SET 1
DISPLACEMENT - MAG MIN: 4.96E-04 MAX: 3.18E-01
FRAME OF REF: PART

VALUE OPTION:ACTUAL

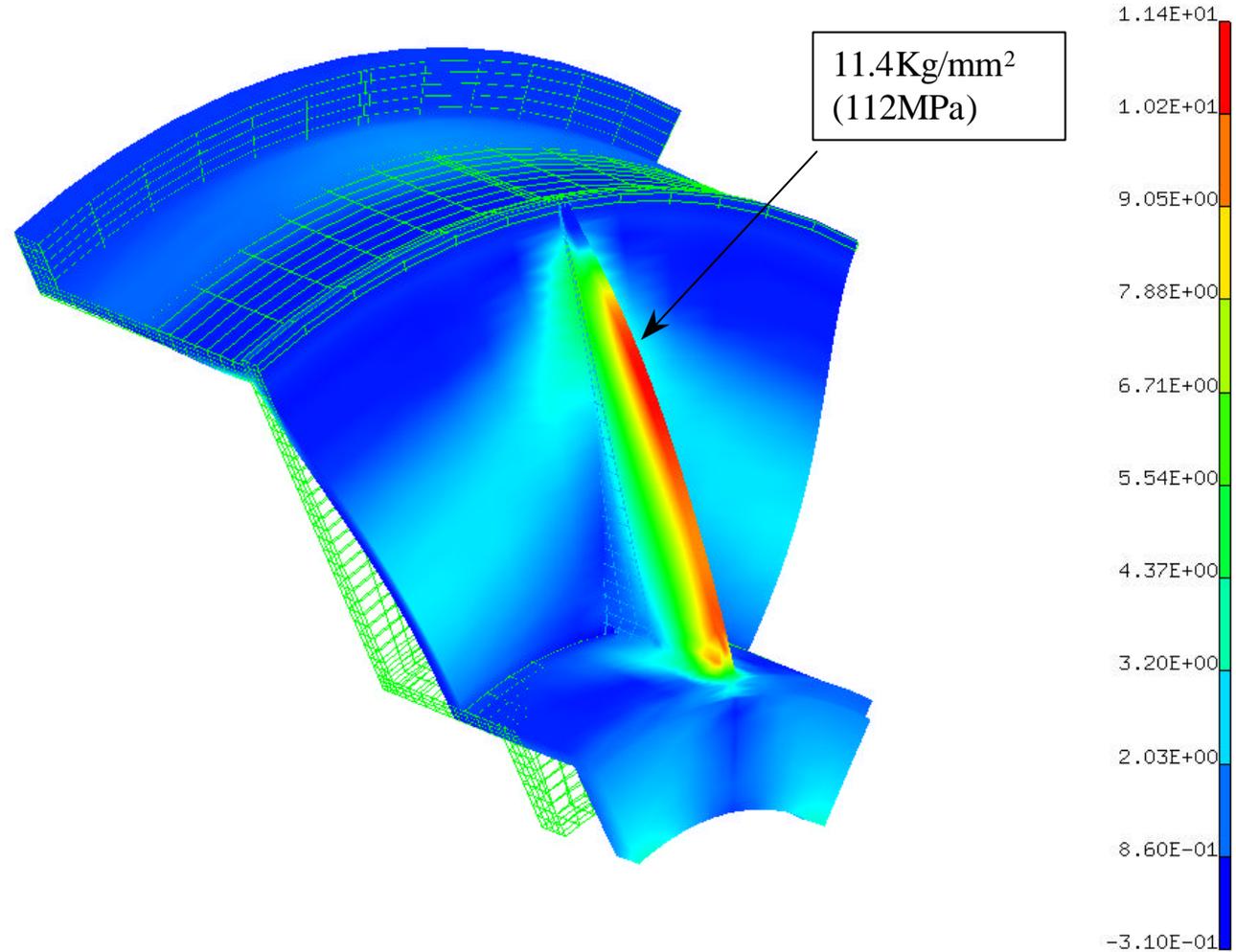


図2.1.3-19 ケーシングの応力解析

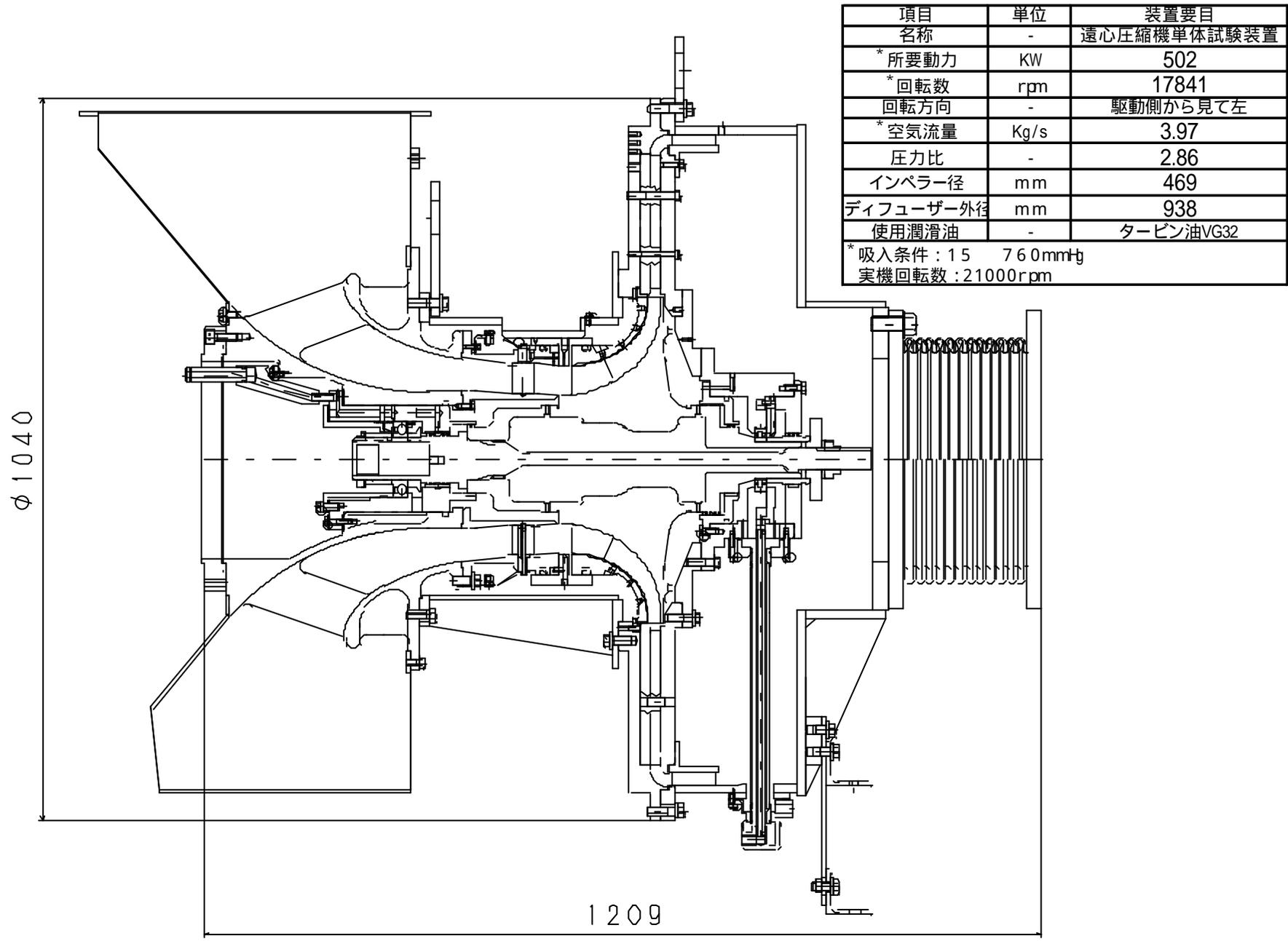


図2.1.3-20 要素試験装置組立図

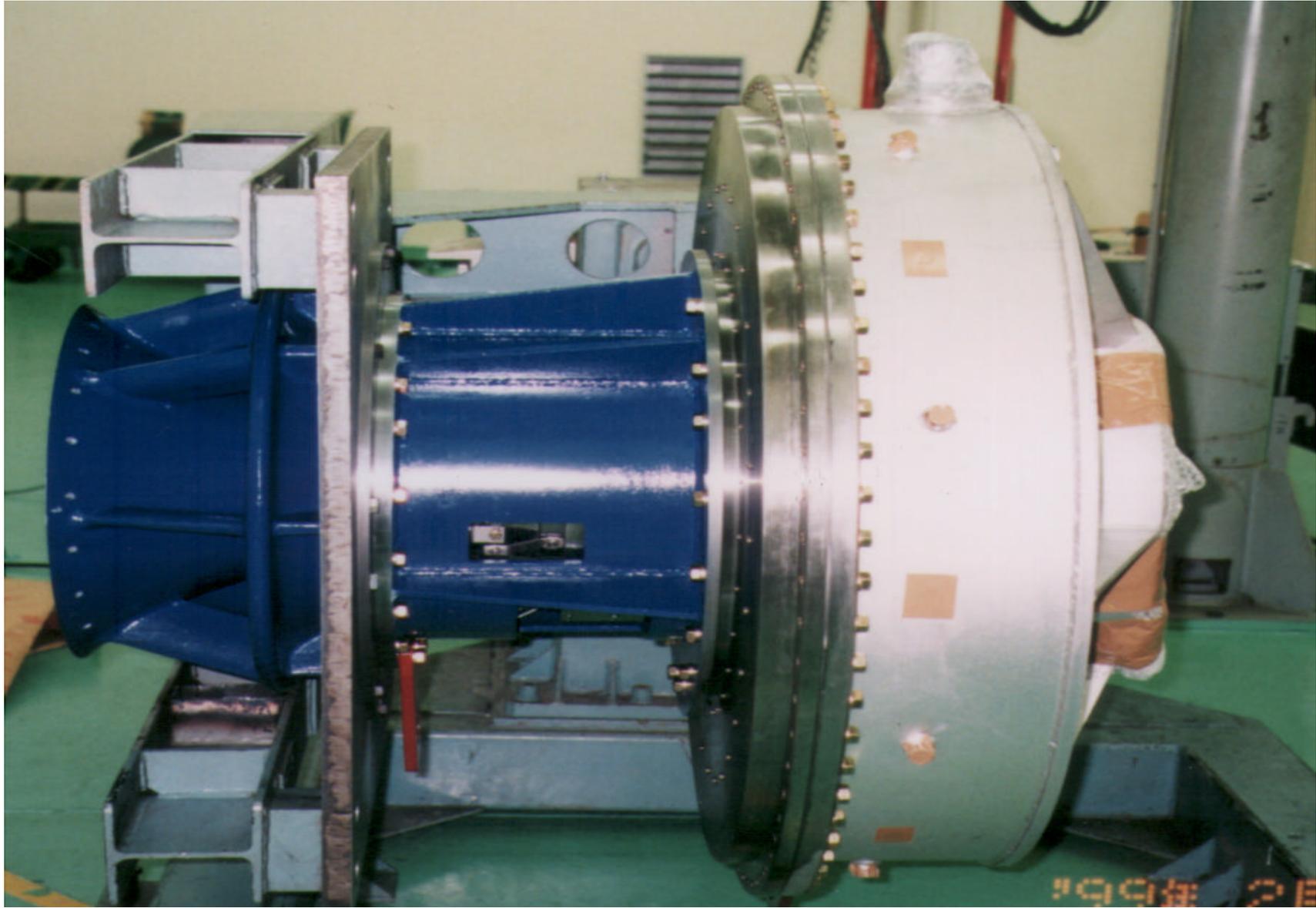


図2.1.3-21 要素試験装置外観

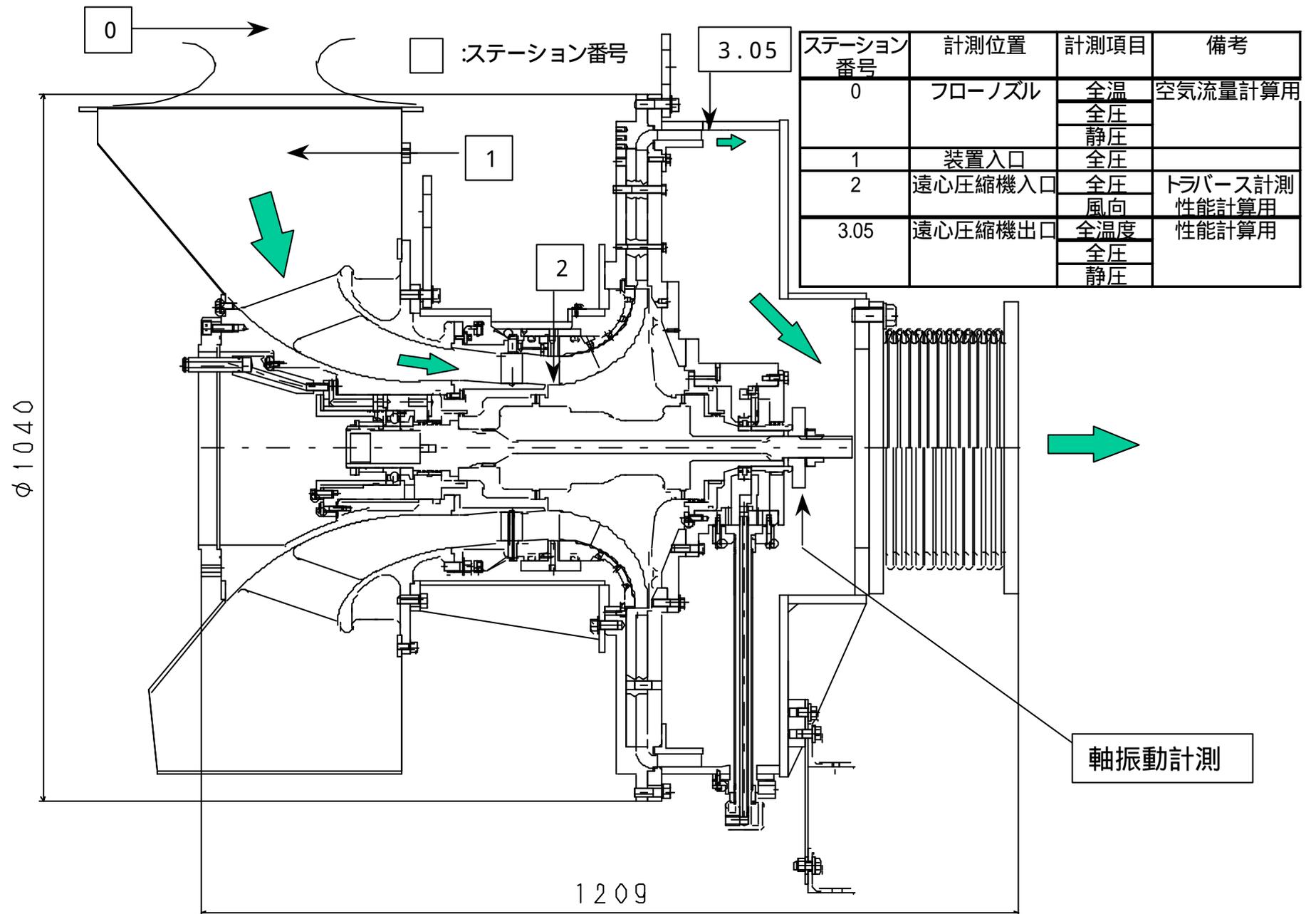


図2.1.3-22 計測項目と位置

2.2 高効率タービンの研究

2.2.1 ガスジェネレータ・タービンの研究

a) タービン冷却翼構造の研究

1) 目的

SMGT の高い目標性能を達成するためには、翼列の空力性能の向上、冷却空気量の低減が重要となる。一方で、冷却空気の低減によって高温部品の温度が上昇するとその寿命も低下することとなり、これらの相反する要求を高度にバランスさせる必要がある。昨年度に試設計したタービン翼列は、従来方式の冷却構造を採用していたため、空力設計上は問題ないものの翼部温度解析において翼面の一部に高温域が認められ目標寿命を満足しないことがわかった。このため本年度は翼部寿命を満足するべく以下の改良研究を実施した。

2) 翼型の見なおし

冷却空気を増加させることなく翼部のメタル温度を低減させるためには次の点が重要な課題となる。

- ・ 翼外面の入熱量を低減する。このため、空力性能を維持した上で各段の翼の全表面積を最小にする。

この点を考慮して翼型を改良した。図 2.2.1-1 に 1 段静翼の、図 2.2.1-2 に 1 段動翼の翼形状と解析結果の比較を示す。いずれも空力性能を悪化させない範囲で翼列ソリディティを小さくしている。翼面マッハ数分布から負荷の上昇にもかかわらず無理な減速域などが生じていないことが確認できる。これらの翼形状を元に翼部温度解析を実施した。

3) 冷却翼温度解析

本年度は見なおした翼型を元に冷却設計を実施した。図 2.2.1-3 に 1 段静翼、1 段動翼のフローネットワークモデル図を示す。1 段静翼については基本構造を昨年と同じとし流量配分の最適化でどこまでメタル温度低減が可能か検討した。1 段動翼については、昨年度の 2 パスに対して 3 パス構造を採用することでメタル温度の低減を図った。

図 2.2.1-4 に 1 段静翼の 2 次元温度解析結果を示す。1 段静翼については主に内部インピッジ冷却の配分を変えることで前縁部にあった高温部の温度を下げる事ができた。今後はフィルム冷却孔諸元の最適化、TBC との組み合わせについても評価し、更に冷却空気の低減を図る。

図 2.2.1-5、図 2.2.1-6 に第 1 段タービン動翼の 3 次元温度解析結果を示す。冷却構造の高度化により最高温度を下げる事ができた。1 段静翼と同様に今後はフィルム冷却孔の追加、空気配分の最適化により更なる冷却空気量の低減を図る。また、構造面で鋳物の製作が容易になるような改良を図っていく。

4) まとめ

本年度は、昨年度設計した翼型の改良をはかり、入熱量の低減、冷却面積の低減、冷却空気配分の最適化、構造の高度化により冷却翼の目標寿命を満足する目処を立てた。今後は更なる性能向上、寿命確保のため、TBC、フィルム冷却の最適化の検討を実施する予定である。

b) タービン冷却性能試験装置の製作

1) 目的

SMGT の目標性能を達成するためには、従来機種レベル以上に冷却空気を低減し、同時に部品の寿命を満足する高度な冷却翼設計が必要となるが、そのためにはタービンの動静翼表面の熱伝達率分布を正確に予測することが重要である。特に第1段静翼に関しては、フィルム冷却の採用を予定しているが、フィルム冷却の高精度な設計には、冷却性能試験装置によるデータの取得、すなわち、実機相当条件でのフィルムと主流の温度比および密度比での冷却性能データの取得、更にはその検証、性能改善が必要である。

本年度は、昨年度の基本計画に基づき、これらの仕様を満足する冷却性能試験装置を製作した。

2) 平成10年度の作業概要

2.1) 装置および供試体の設計製作

平成10年度は、装置および供試体の設計製作、および計測装置の選定と購入をおこなった。装置の仕様を表2.2.1-1に示す。試験条件として、マッハ数、レイノルズ数、空気密度比を実機相似に設定する。試験装置に供給する空気温度は、最大500とするが、冷却空気と主流空気の温度比（密度比）は実機相当の値を確保する。

2.2) 構成

装置の基本構成を図2.2.1-7に、試験設備内の装置の配置を図2.2.1-8に示す。試験装置は、既設の空気源設備に接続して使用する。平成10年度は、テストセクション、空気源および排気設備との接続部分の設計製作を行った。テストセクションの構成を図2.2.1-9に示す。空気の加熱は、精密な温度管理、均一な温度分布を実現するためテストセクション上流に設置した電気ヒータによって行う。

2.3) 供試体

2.2.1.a) 項にて検討した翼形状より、第1段静翼の中央断面を取り出して実物大の2次元供試翼列を作成した。図2.2.1-10に計測翼の断面を、図2.2.1-11にテストセクション内の供試体の配置を示す。供試翼は図2.2.1-12に示すような構成で、温度計測翼、圧力計測翼の2種類を製作し、試験目的に応じて組み合わせ試験を行なう。計測翼、ダミー翼共に放電加工で製作した。

計測翼の温度、圧力計測点の設定を図2.2.1-13に、計測ラインの施工概要を図2.2.1-14に示す。温度計測は翼表面に埋め込んだ熱電対により実施する。温度および圧力の計測配線、配管は、翼プラットフォーム、計測用バルクヘッドを経て、耐圧チェンバ外に取り出す。

2.4) 計測

主な計測項目および計測方法を表2.2.1-2に示す。以下の手法にて、実機相当の乱流強度を発生し、計測を実施するものとする。

- ・ 乱流強度は、装置上流に乱流生成格子を設けることにより調整する。
- ・ 高温ガス流路内部での乱流強度の計測は、熱流束センサによる間接計測とする。

また、試験翼面の温度圧力などの計測、およびセンサー類、流量調整バルブなどの制御は、すべて遠隔制御とした。

3) まとめ

SMGT の高温タービンの設計データを取得するため、実機と等価な条件を再現でき、種々の条件での計測を迅速に行なえる冷却性能試験装置を製作した。H11 年度は、本装置を用いて静翼の冷却性能試験を行う。また、第 1 段動翼についても模型および試験用ダクトの制作を行い、冷却性能試験を行う予定である。

c) 冷却空気可視化試験

1) 目的

翼冷却の有力な手段として、従来より冷却空気流路内面に乱流促進リブを設ける方法があるが、十分な設計データがない。このため、リブ配置と熱伝達率分布の相関を把握するため冷却空気可視化試験を実施した。

2) 試験方法

試験装置概略を図 2.2.1- 15 に示す。矩形断面流路の下壁には箔ヒータを貼っており、その上に感温液晶を接着し、その表面にゴム製リブを固定している。試験は、箔ヒータに通電加熱し主流を流した状態で液晶温度の静定を待ち、液晶の等温線を記録して行なった。

3) 試験条件

試験に用いたリブ配置は図 2.2.1- 16 に示すような、直交リブである。今回の試験は、リブが無いとした場合の流力直径を代表長さとするレイノルズ数 Re が 10 の 4 乗のオーダーであり、実機相当程度の条件である。

4) 試験結果

4.1) リブなしの結果

リブなし面についてのヌセルト数と Re の関係と Kays の実験式¹⁾を図 2.2.1- 18 に示す。図のように本試験装置の結果と Kays の実験式は良く位置しており今回用いた試験方法の精度は十分満足できるものと考えられる。

4.2) 直交リブの結果

直交リブ流路における等熱伝達率線図を図 2.2.1- 19 に、また、その平均値を表 2.2.1- 3 に、流れ方向のヌセルト数分布を図 2.2.1- 20 示す。ヌセルト数はピッチ比 p/e が 5 よりも 10 の方が大きい結果となった。なお、直交リブは 2 次元流れに近く、リブの高さ比 e/B の影響は小さいと考えられる。

5) まとめ

冷却空気可視化試験の結果、実機相当のレイノルズ数 (10 の 4 乗) の場合、以下の事が分かった。

- ・ 滑面の試験では、ヌセルト数は k a y s の式による計算値と良く一致し、試験及び計測の精度を確認できた。
- ・ 直交リブのヌセルト数については、ピッチ比 $p/e = 10$ 、 15 の方が、 5 の場合よりも大きい。

H11 年度は、これらの試験結果を踏まえ、翼前縁、翼面ごとに最適なリブ形状を選定し、冷却空気を削減し得る冷却流路設計を行なう。

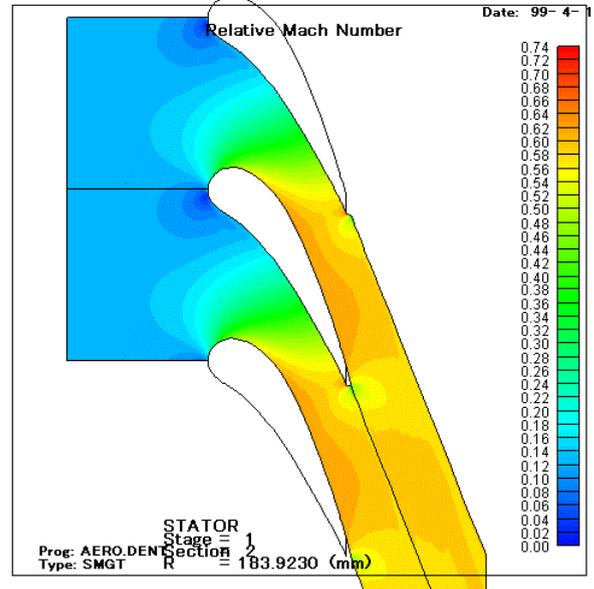
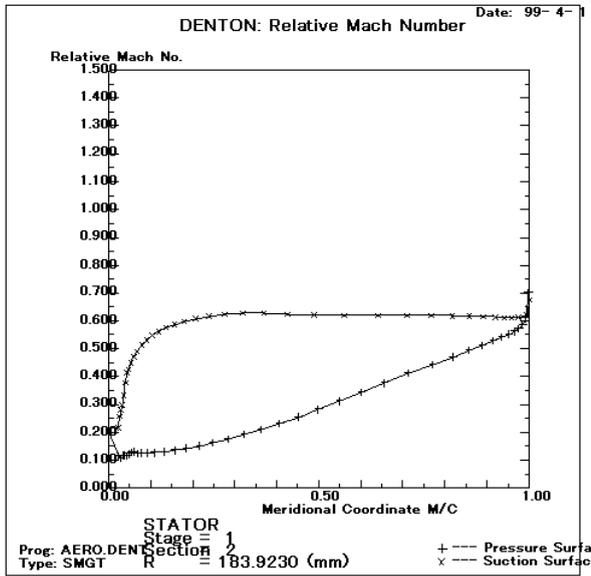
表 2.2.1-1 試験装置の仕様

	実機静翼	試験装置
入り口全温 ()	1200	500
圧力 (Kgf/cm ²)	7.6	5.0
レイノルズ数	1.4x10 ⁵	2.0x10 ⁵ (最大)
入り口マッハ数	0.13	0.18(最大)
入り口流速 (m/s)	100	100
コード長 (mm)	40	40
スパン (mm)	40	40
ピッチ		3 ピッチ
倍率	1	1
冷却空気温度 ()	400	50 ~ 200
冷却空気密度比(最大)	2.34	2.71

表 2.2.1-2 主な計測項目および計測手段

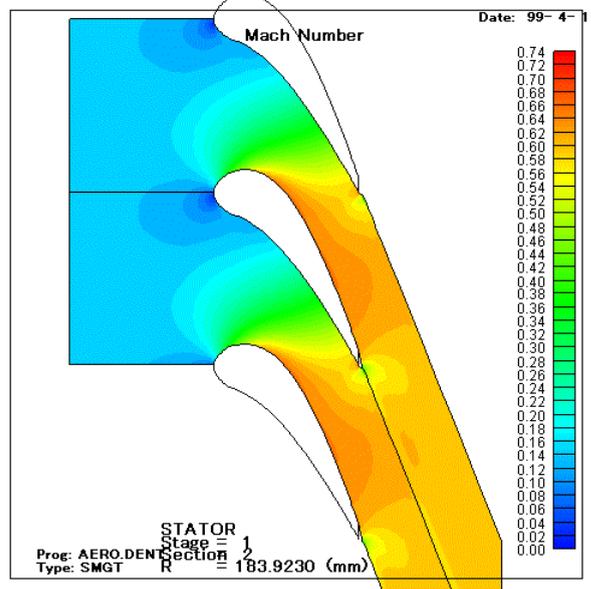
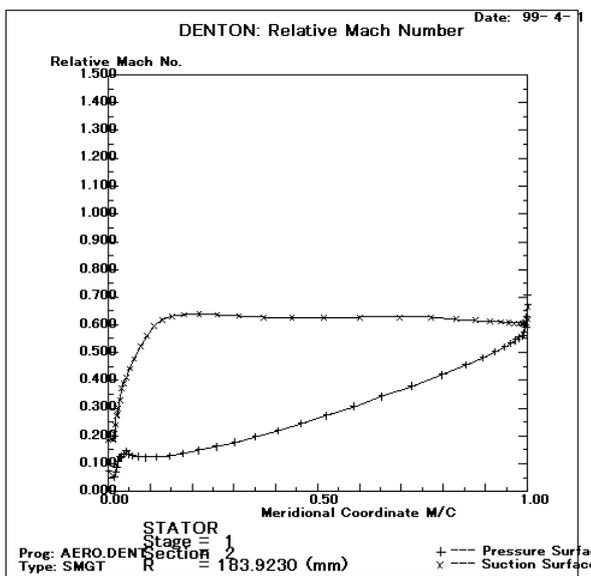
計 測 項 目	計 測 手 段
主流流量	オリフィス
主流入り口全温	熱電対
主流乱れ	熱線風速計 (ヒータ非加熱で使用)
主流流量、主流入り口静圧	静圧タップ
翼面メタル温度	熱電対 赤外線温度計
翼面静圧	静圧タップ
主流出口全温	熱電対
主流出口静圧	静圧タップ
冷却空気圧力	圧力タップ
冷却空気温度	熱電対
冷却空気流量	オリフィス

ソリディティ (ピッチ/実コード長) = 0.75



H9 年度翼型の解析結果

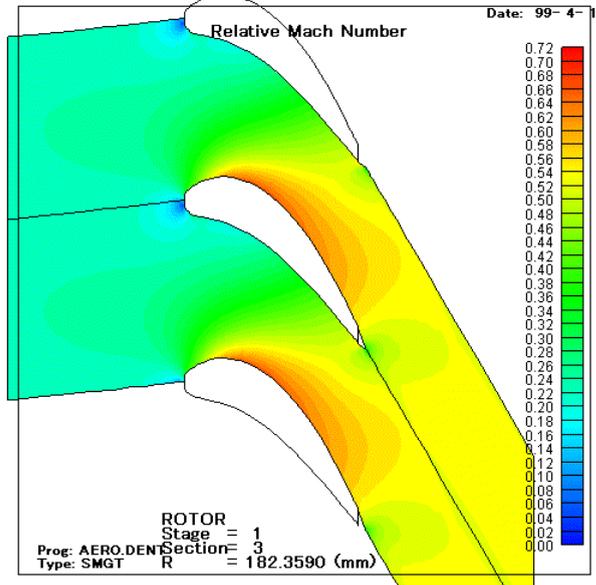
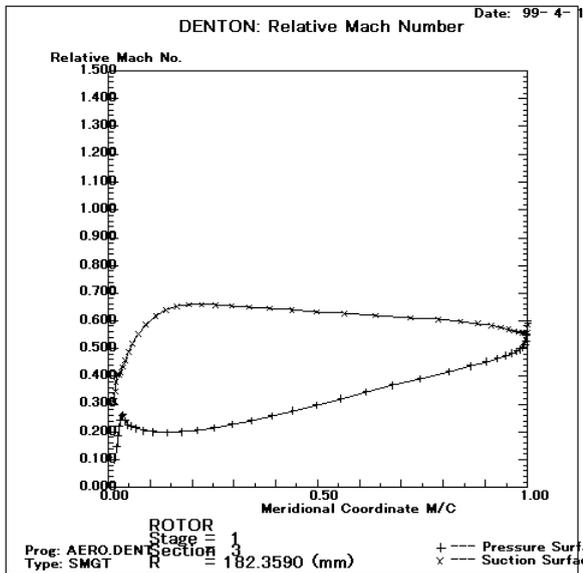
ソリディティ (ピッチ/実コード長) = 0.80



H10 年度翼型の解析結果

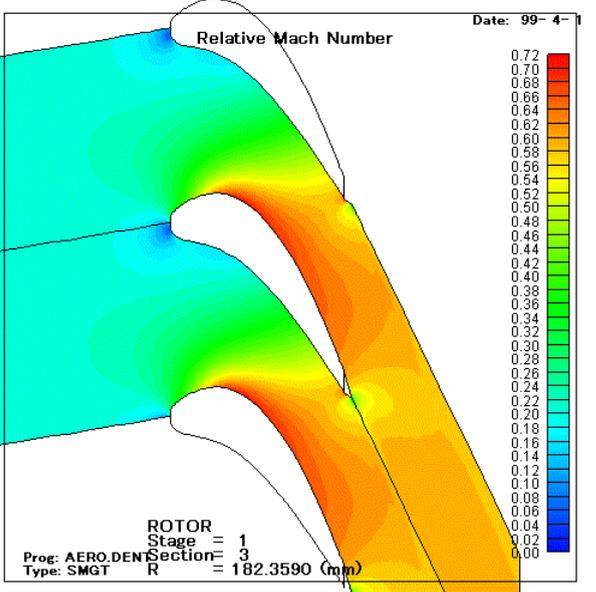
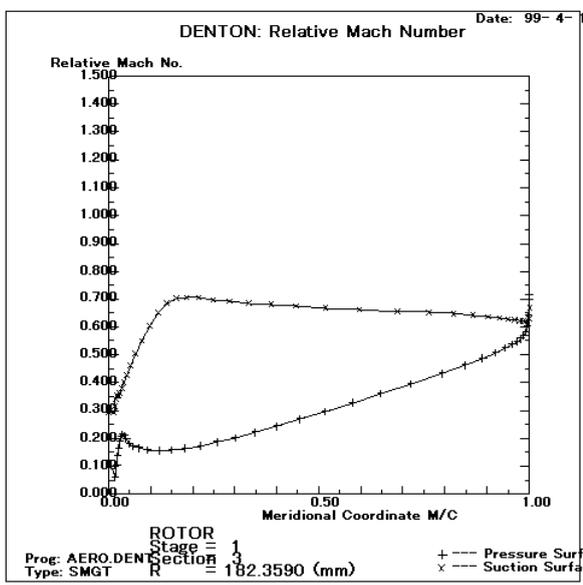
図 2.2.1-1 第1段タービン静翼の空力解析結果 (平均径での流れ)

ソリディティ (ピッチ/実コード長) = 0.82



H9 年度翼型の解析結果

ソリディティ (ピッチ/実コード長) = 0.84

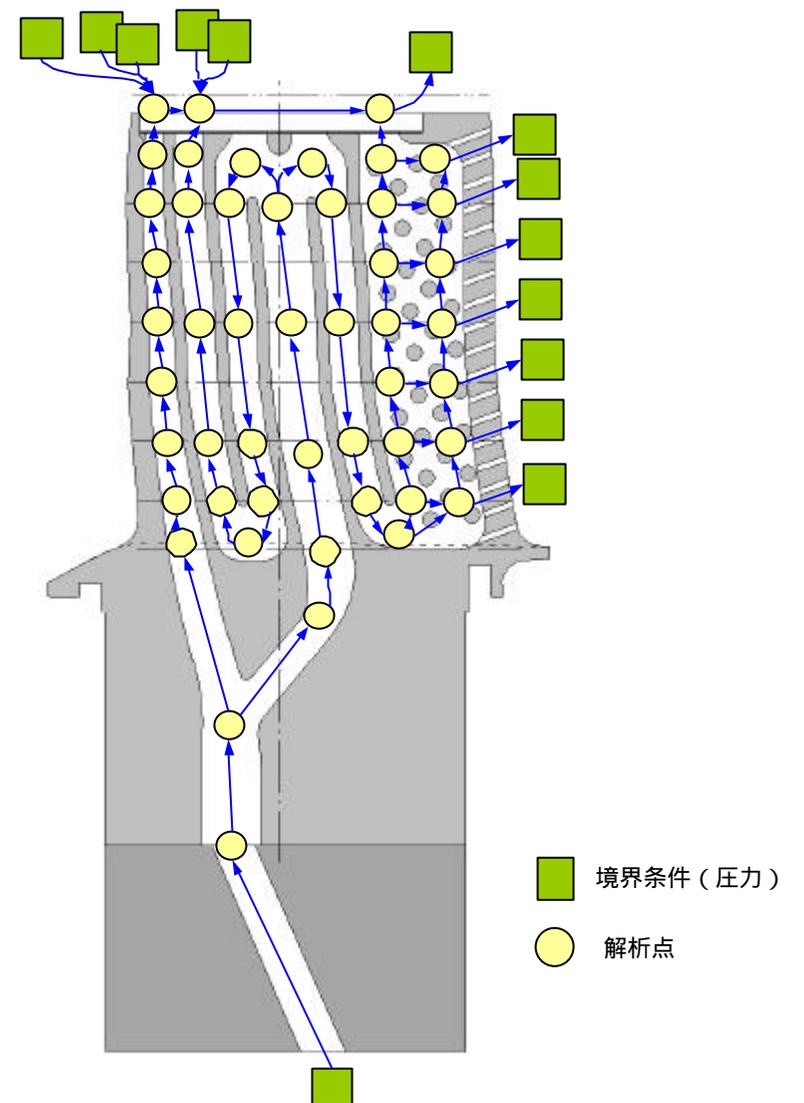


H10 年度翼型の解析結果

図 2.2.1-2 第 1 段タービン動翼の空力解析結果 (平均径での流れ)



第1段タービン静翼のフローネットワークモデル



第1段タービン動翼のフローネットワークモデル

図 2.2.1-3 第1段タービン静翼、動翼の内部冷却計算モデル

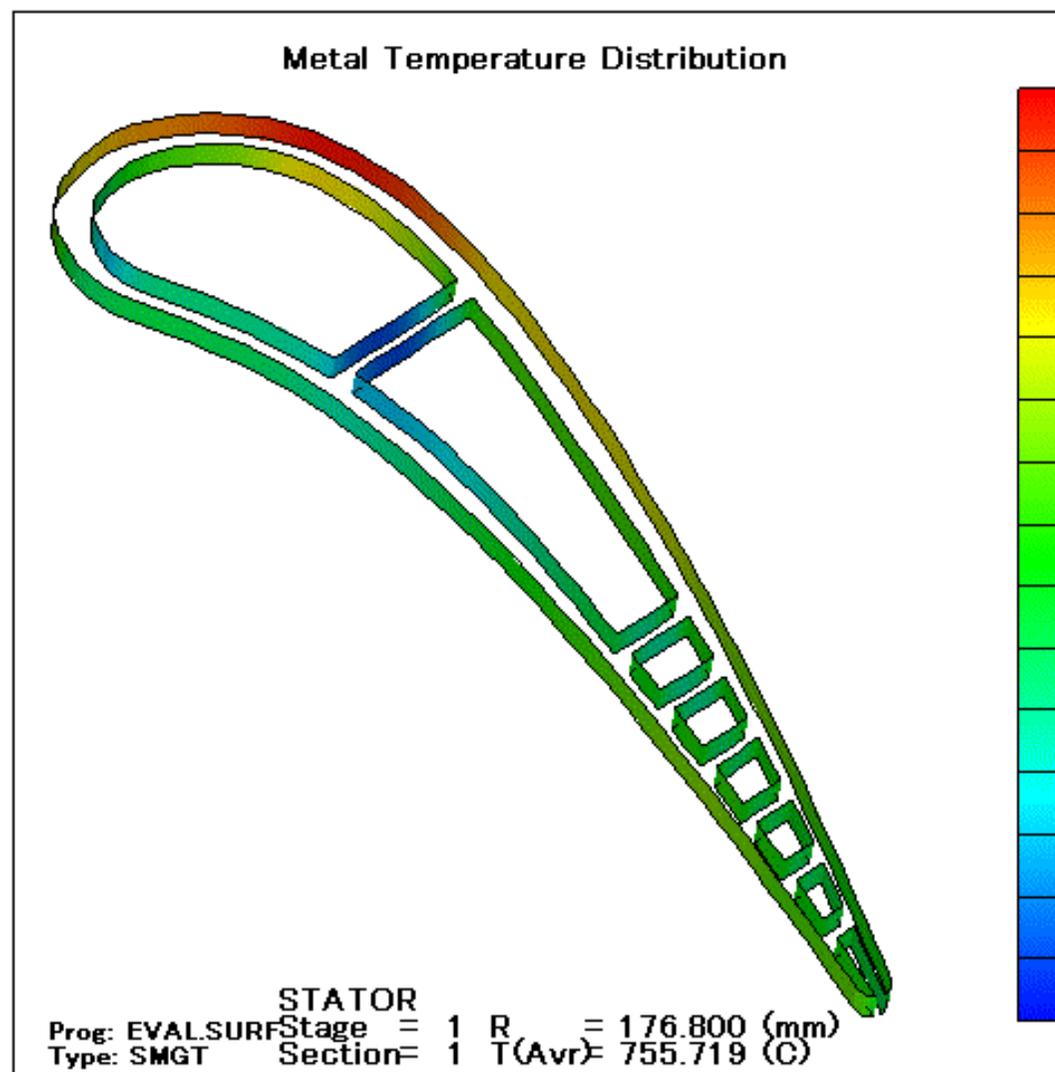
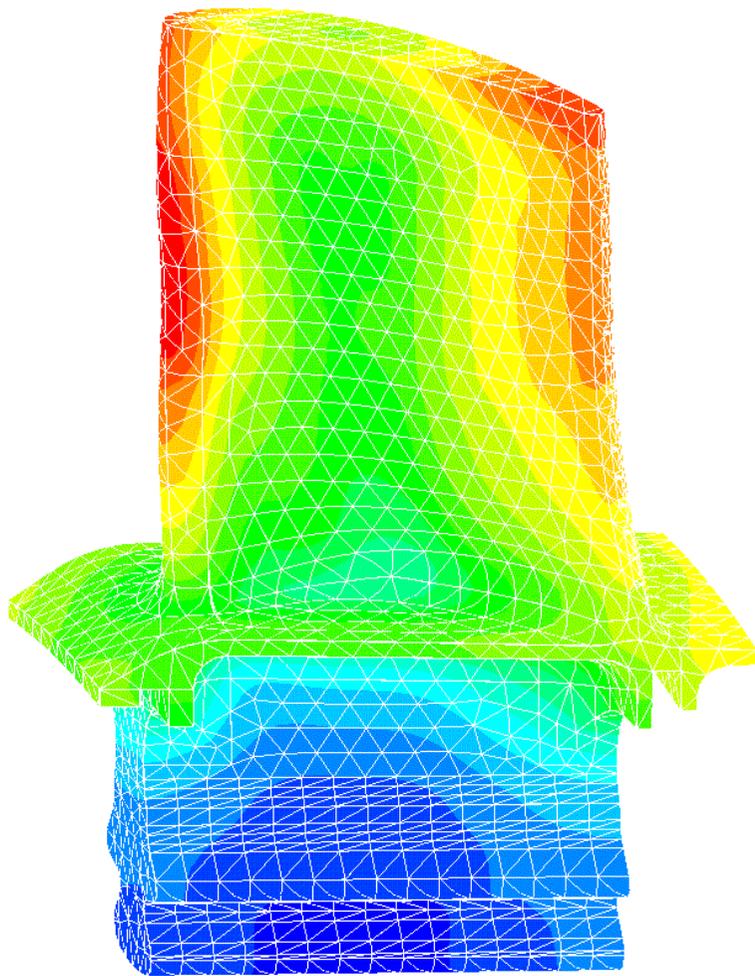


図 2.2.1-4 第1段タービン静翼温度の2次元解析結果

TEMPERATURE



TEMPERATURE

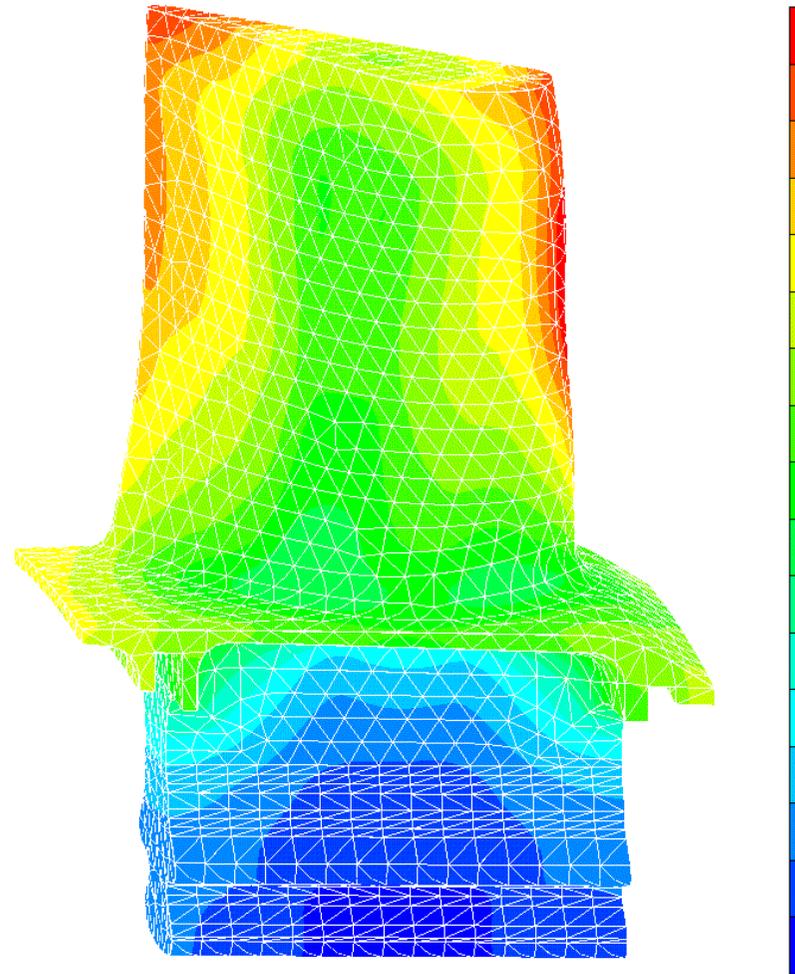


図 2.2.1-5 第 1 段タービン動翼温度の 3 次元解析結果 (外面温度)

TEMPERATURE

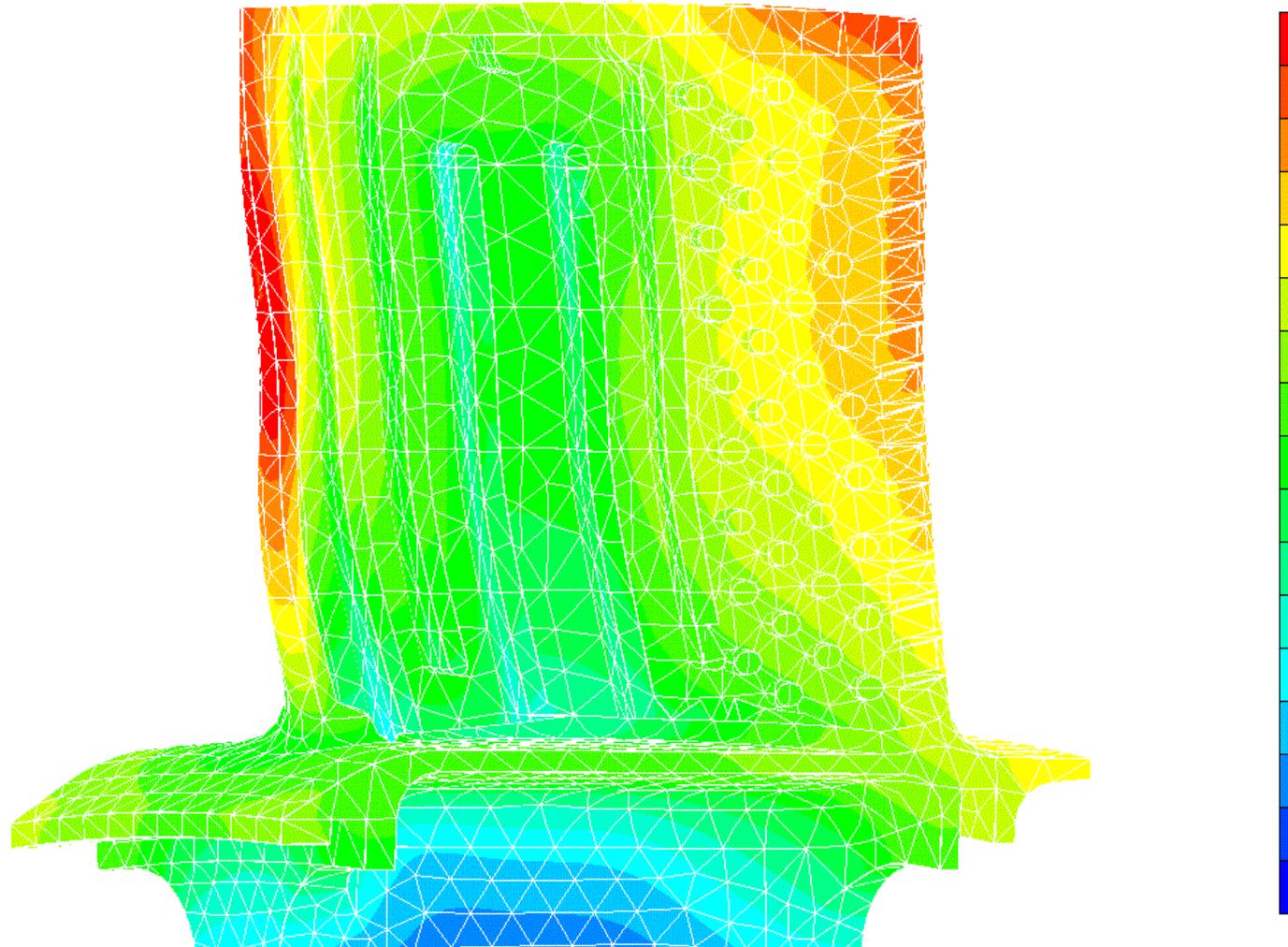


図 2.2.1-6 第1段タービン動翼温度の3次元解析結果(内面温度)

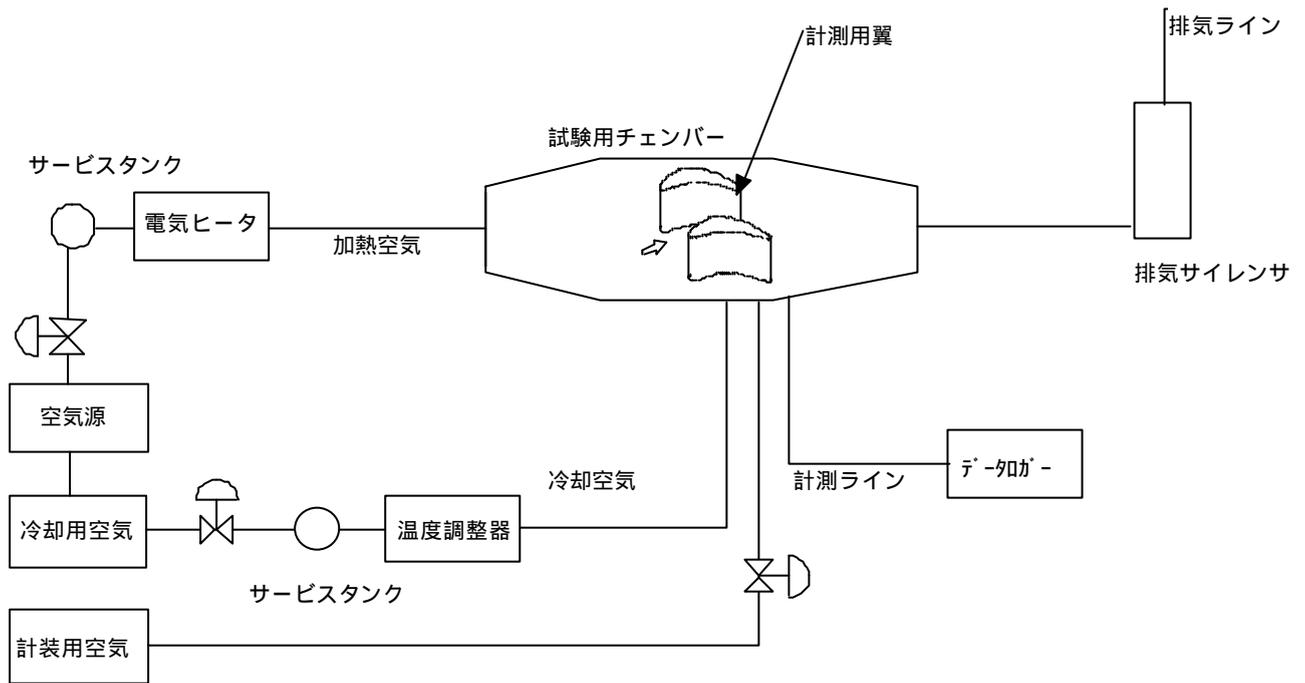


図 2.2.1- 7 タービン冷却試験装置基本構成

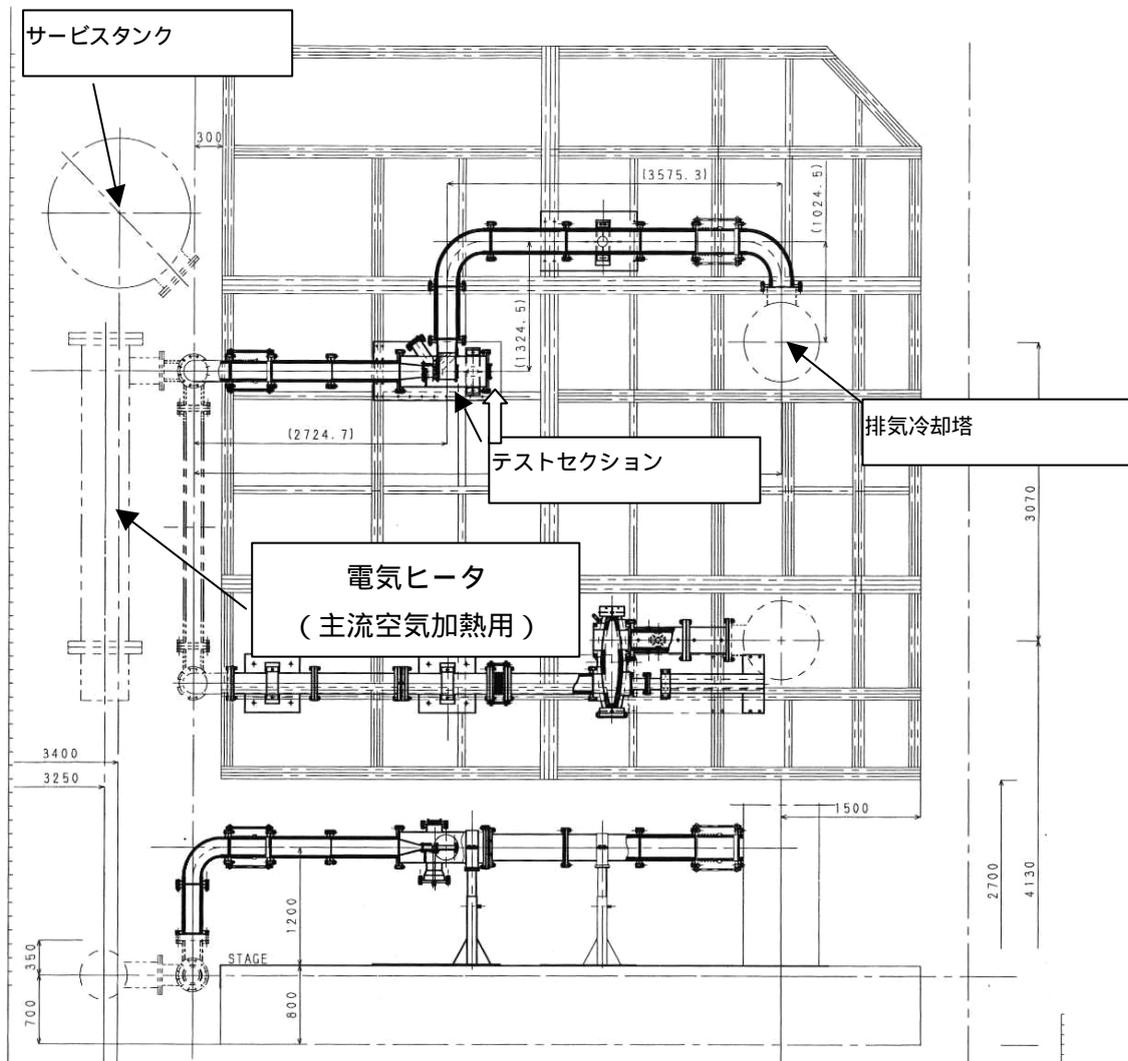


図 2.2.1- 8 試験装置の配置

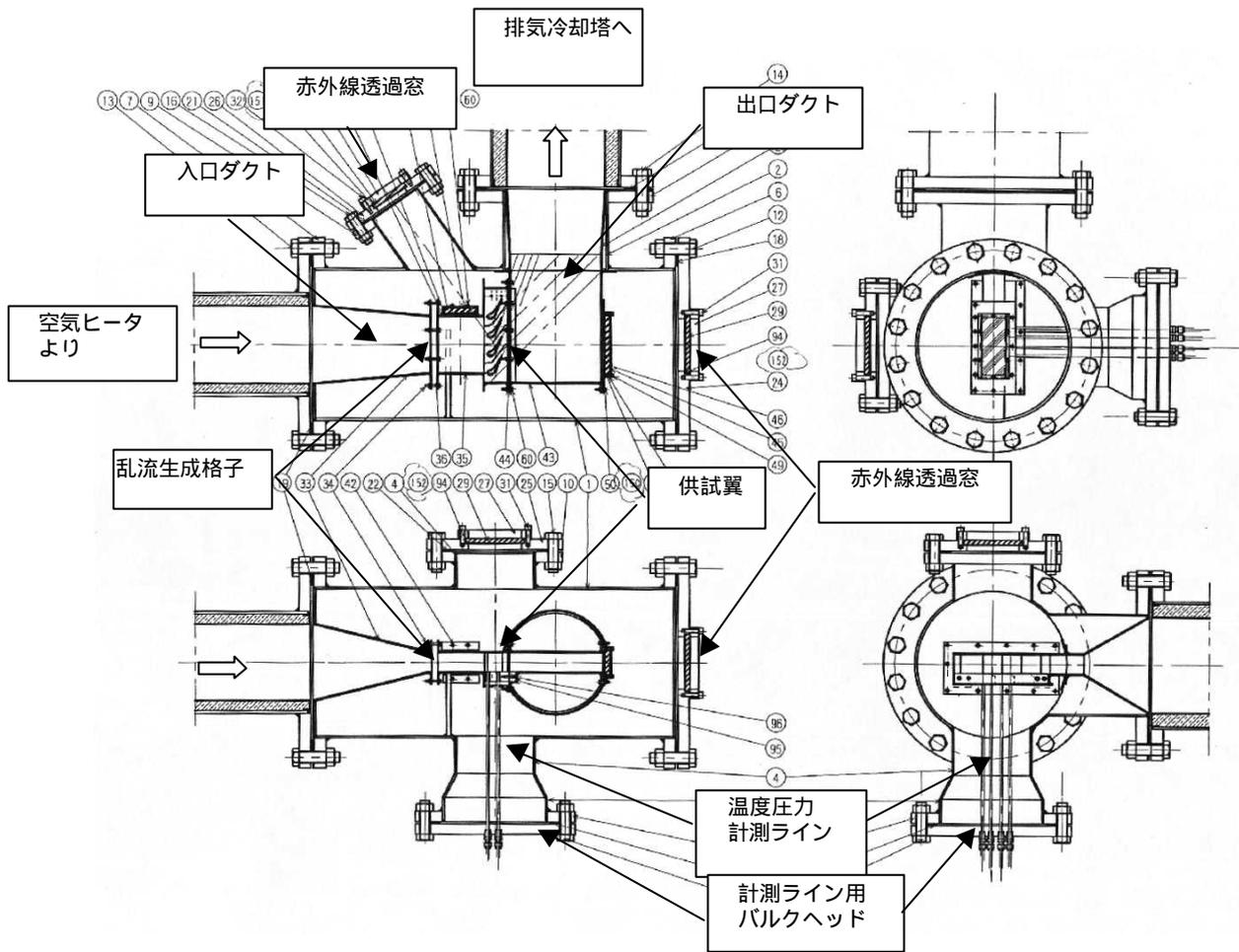


図 2.2.1- 9 テストセクションの構成

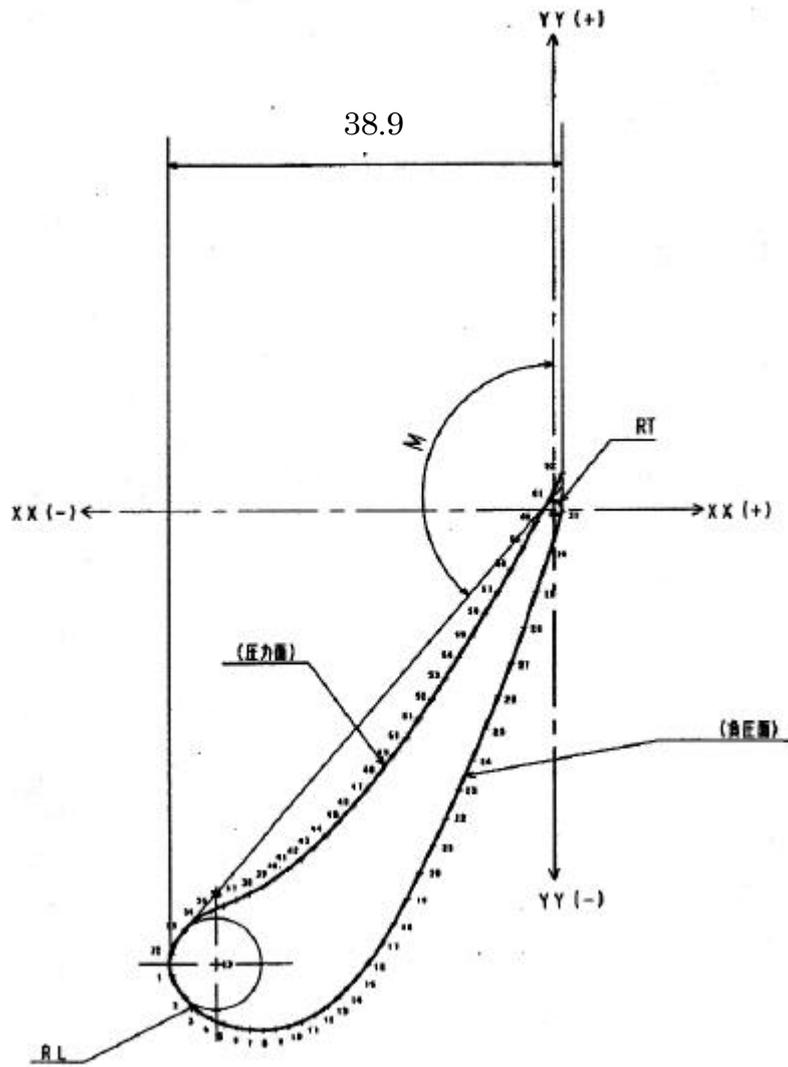


图 2.2.1-10 模型翼断面

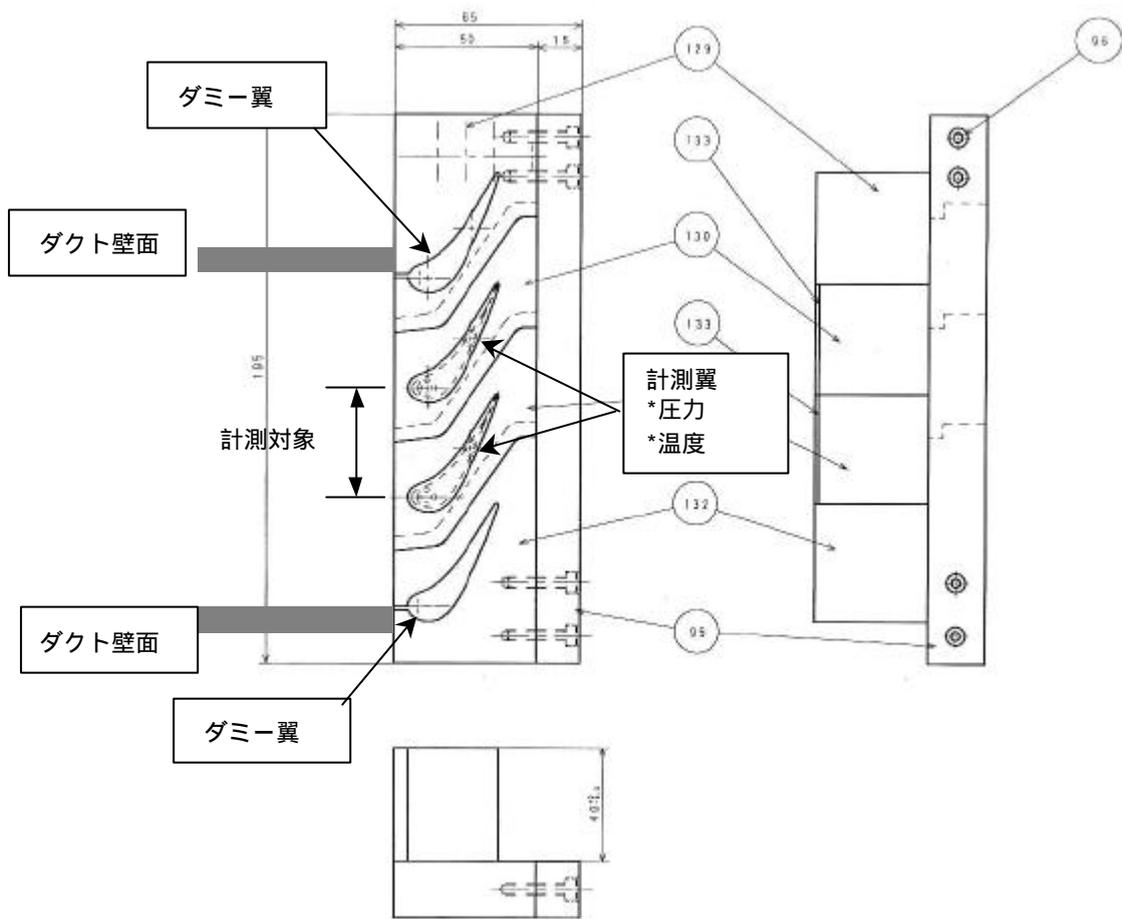


図 2.2.1- 11 計測翼構成 (中央の 2 枚が計測翼)

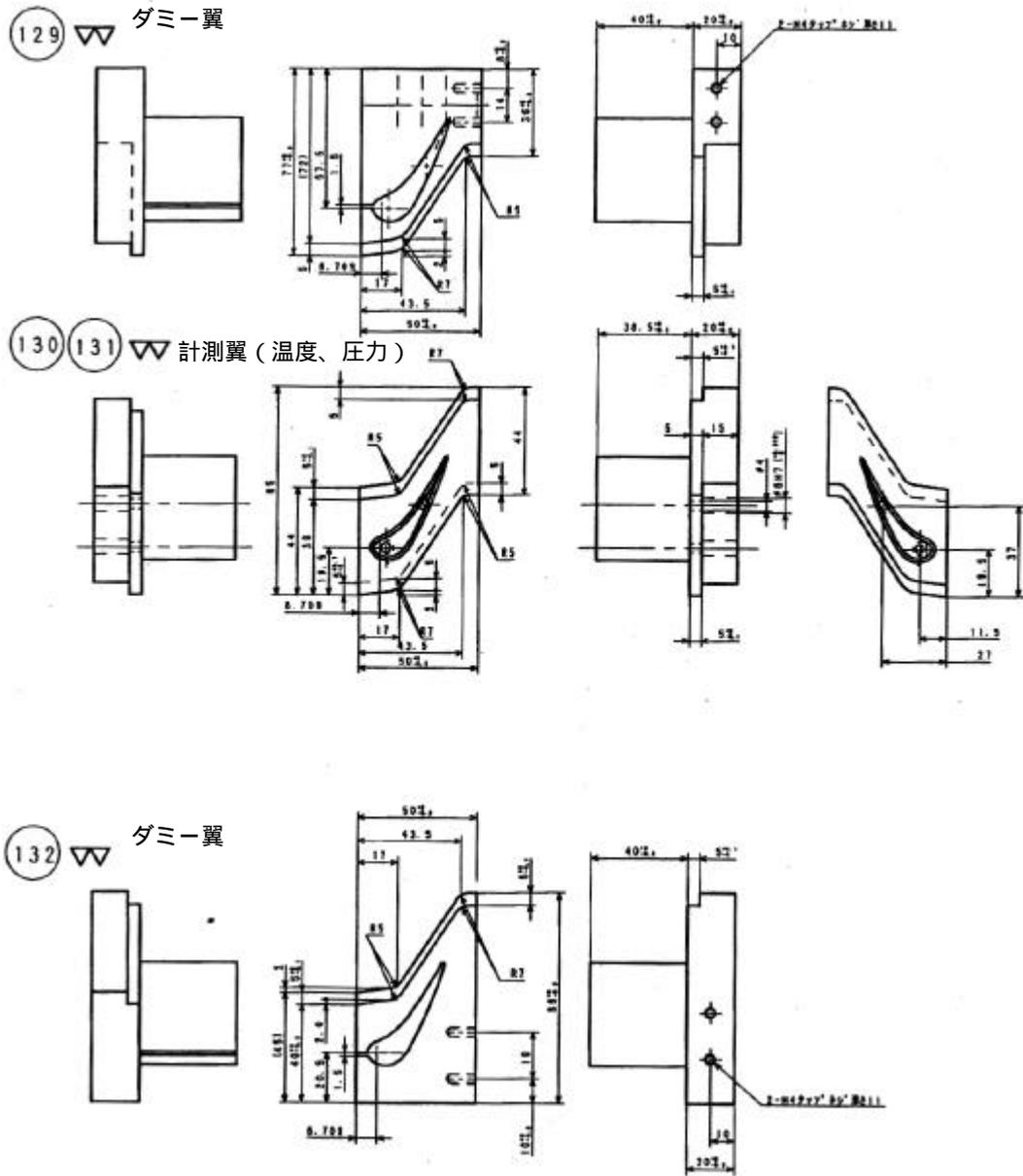


図 2.2.1-12 模型翼の構成

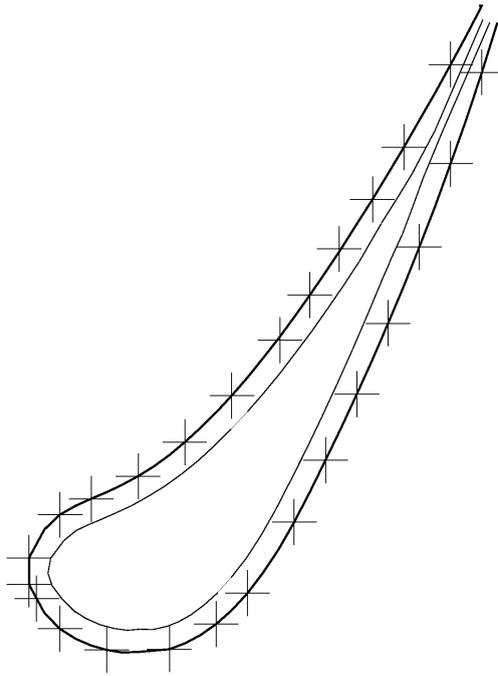


図 2.2.1- 13 翼面温度および静圧計測点の配置

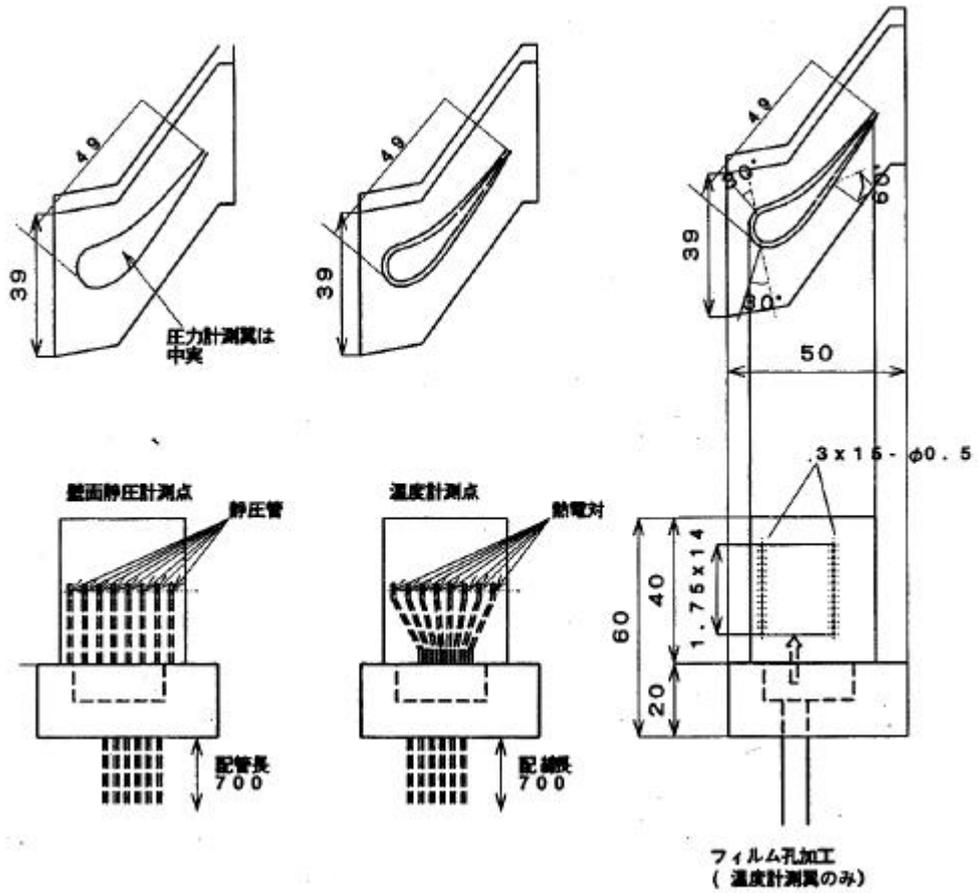
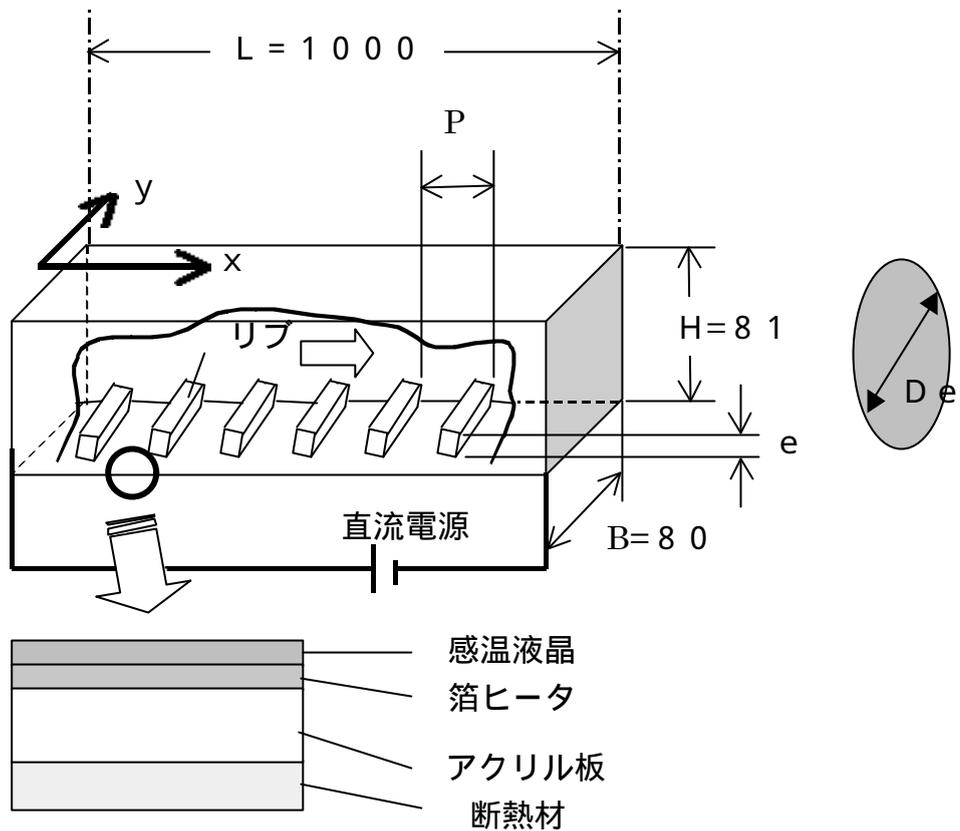


図 2.2.1- 14 計測用供試翼



リブ配置

リブ断面 : 4 × 4 (リブ高さ e = 4 mm)
 リブの高さ比 : e/B = 0.05
 ピッチ比 : p / e = 5、10、15

ダクト形状 :

流路の高さ : H = 81 mm
 流路の幅 : B = 80 mm
 流力直径 : De = 81 mm
 流路長さ : L = 1000 mm

図 2.2.1-15 試験装置概略

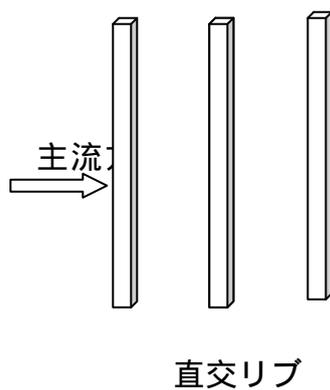


図 2.2.1-16 リブ配置

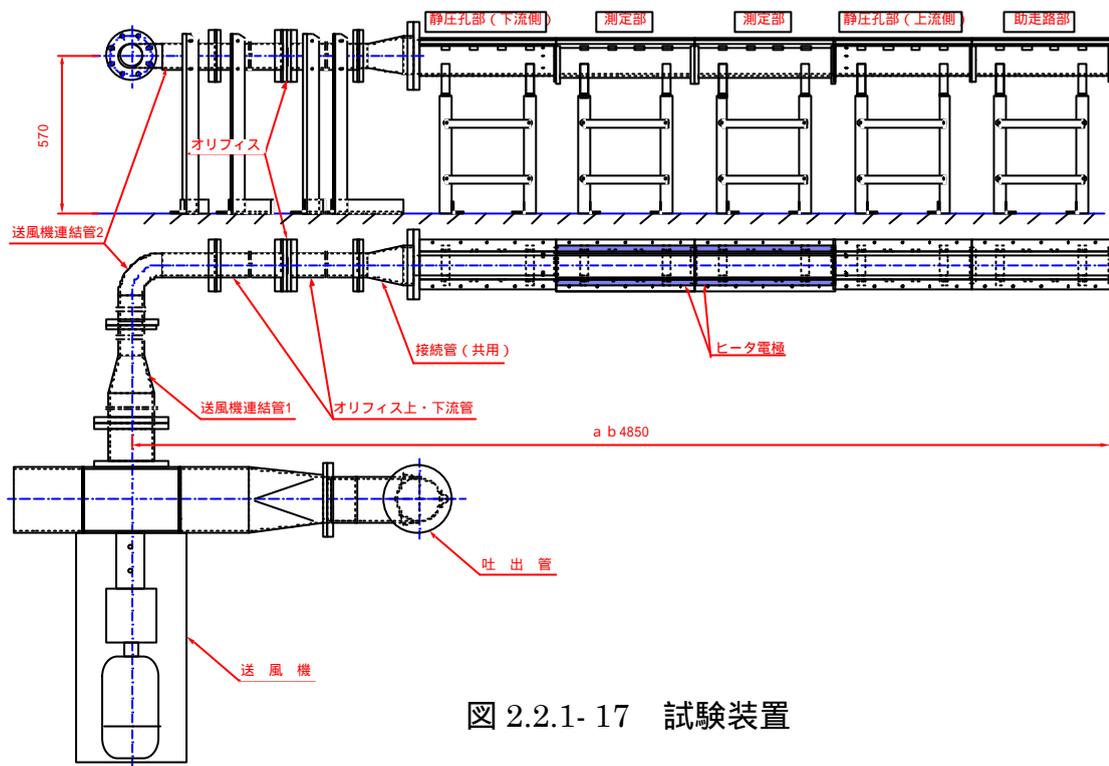


図 2.2.1- 17 試験装置

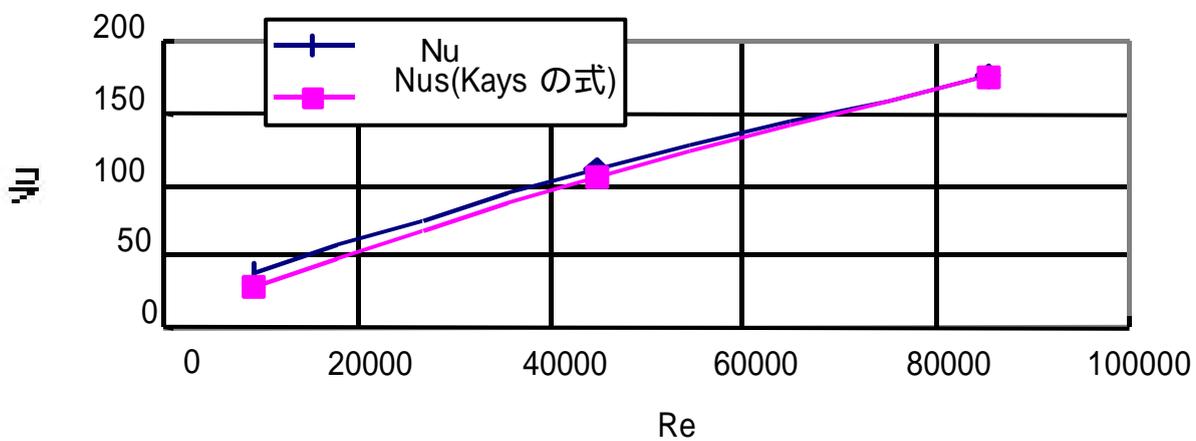


図 2.2.1- 18 リブなし面の Re と Nu の関係(矩形断面)

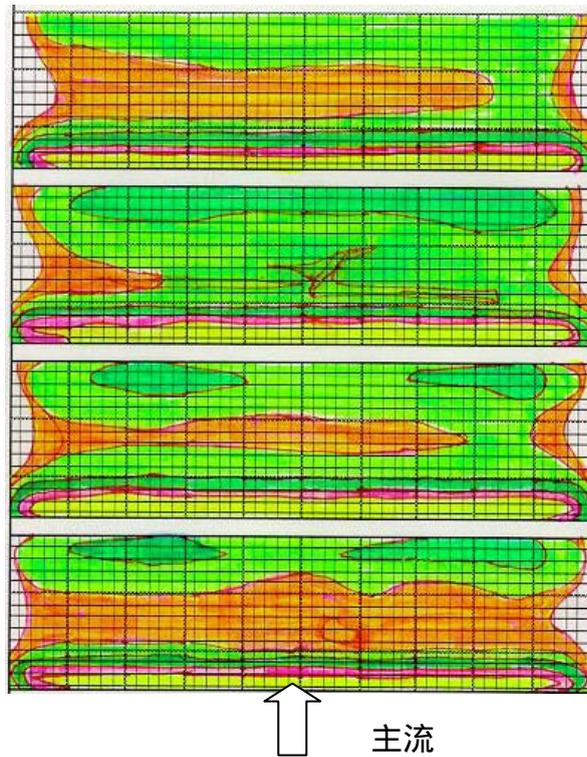


図 2.2.1-19 等熱伝達率のパターン (直交リブ) $\langle Re = 6.0 \times 10^4 \rangle$

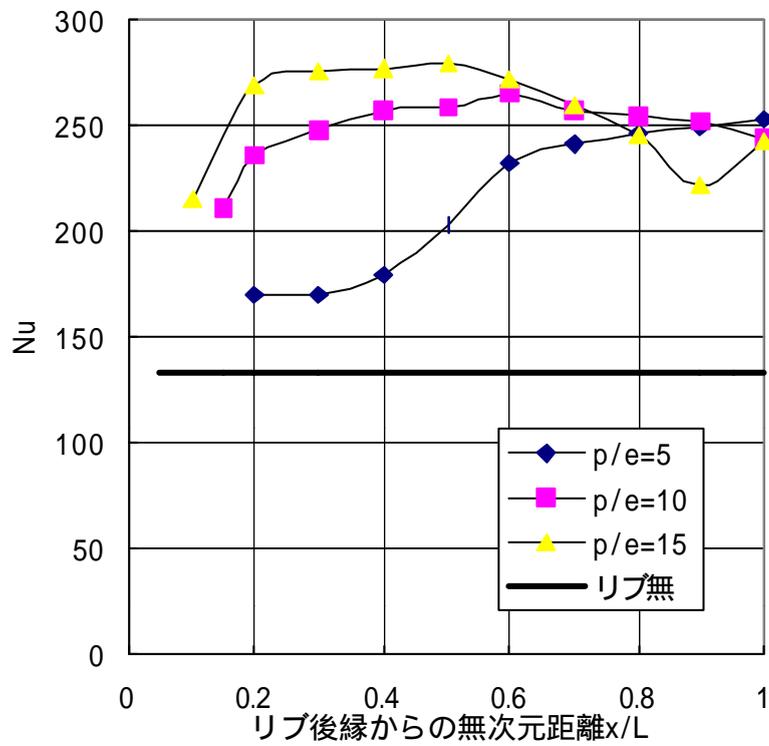


図 2.2.1-20 流れ方向の Nu 数分布 (直交リブ)

2.2.2 V型パワータービンの研究

a) V型パワータービンの可変段試験

1) 目的

ガスタービンは、部分負荷運転における効率（燃料消費率）が急激に悪化する特性が有り、船用としての広い普及のためには、この改善が望まれる。再生ガスタービンでは、パワータービンの容量と熱交換器入口ガス温度を出力レベルに合わせ調整することにより、部分負荷での効率を向上させることが可能となる。このパワータービン容量の調整は、第1段静翼の取付角度を変化させ、ノズル最小面積を変化させることにより行うことができるが、部分負荷での高効率を維持するためには可変タービン特有の課題、すなわち、可変静翼部の翼両端クリアランス損失の定量的予測、及びエンジン定格点から部分負荷までの広い範囲で作動する可変段動翼のオフデザインインシデンスロス予測を解決する必要がある。

平成10年度上期においては、V型パワータービンの実機翼設計に先立ち、上述の2つの課題を解決し、実機タービン設計での性能予測へ反映させるために可変段試験を実施した。

2) 方法

2.1) 可変段静翼クリアランス損失データ取得試験

平成9年度のV型パワータービン基本設計の結果から可変段静翼の平均轉向角及び平均ソリディティをシミュレートした2次元タービン翼設計を実施し、その翼両端のクリアランス量を3種類変化させた試験供試体を設計製作した。2次元タービン翼断面形状を図2.2.2-1に、可変段試験装置断面図を図2.2.2-2に示す。図2.2.2-3に平成10年度に製作した供試翼写真を示す。

試験条件は、翼出口のマッハ数を基本設計値に一致させた条件で実施した。計測は翼出口3ピッチ分を半径方向および周方向に3孔ヨーメータを用いて実施した。

2.2) 可変段動翼オフデザインインシデンスロス試験

可変段動翼のエンジン定格点から部分負荷までの性能予測をするうえで重要なインシデンスロスのデータを取得するため、既存タービン試験装置を用いインシデンスロスデータを取得した。タービン動翼にはV型パワータービン翼に近い翼形状を有するものを使用している。試験は、動翼回転数、及び膨張比をパラメトリックに変化させ、平成9年度の基本設計で得られた可変動翼の流入角度変化に相当する状態を模擬しデータを取得した。計測は動翼出口平均径の半径方向1点について行い動翼のロス係数を求めた。

3) 結果

3.1) 可変段静翼クリアランス損失データ取得試験結果

試験の結果得られた翼の半径方向損失分布の比較を図2.2.2-4に、それらを半径方向に流量平均した値の各クリアランスに対する変化を図2.2.2-5に示す。

これら試験データは実機翼と平均的には等価な速度三角形のもとで得られたもの

であり、この試験データをそのまま用い実機可変静翼のクリアランス損失予測を行うことができる。

3.2)可変段動翼オフデザインインシデンスロス試験結果

試験結果を図 2.2.2-6 に示す。このデータと可変段動翼のインシデンス変化量により可変段動翼のエンジン定格点インシデンス並びに部分負荷時のインシデンスを設定することが可能となる。また、これらインシデンスロスの変化量をもとに部分負荷時のタービン性能を予測することができるようになった。

b)V型パワータービン実機翼設計

1)目的

平成10年度上期に得られた可変段試験データを用いV型パワータービン実機要求仕様を満足するタービン翼設計を実施した。翼設計にあたっては、タービン翼強度も同時に評価し、実機タービン翼が振動強度的にも問題のない翼形状を設計する。また、翼設計の進捗に伴いパワータービン部の全体構造計画の検討を開始する。

2)要求仕様

2.1)定格点仕様

表 2.2.2-1 に、V型パワータービンに対する定格点の要求仕様を、表 2.2.2-2 にガスジェネレータ・タービンとのインタフェース条件を示す。

なお、平成9年度の翼強度解析で遠心応力、温度条件が厳しく、詳細検討を要する第1段動翼について更に解析を進めた。その結果、寿命確保(10,000時間)の上で遠心応力を下げるのが妥当と判断し、定格回転数を14,000rpmから13,000rpmに減じた。

2.2)部分負荷作動点

代表的な部分負荷時における可変段静翼流出角度、及びタービンの作動条件の解析を実施するために想定した部分負荷条件を表 2.2.2-3 に示す。

3)結果

3.1)タービン空力流路設計結果及び速度三角形設計結果

V型パワータービンの定格点要求仕様及び部分負荷条件について検討を行い、V型パワータービンの定格点における空力流路形状設計を行い、その流路形状でのタービン速度三角形を弊社所有の軸対象の流線曲率法プログラムにより設計した。流路形状を図 2.2.2-7 に、ミーン断面の定格点速度三角形を図 2.2.2-8 に、部分負荷条件での速度三角形を図 2.2.2-9 に示す。タービン出口では、排気システムの損失を抑える意味でマッハ数とスワールを小さく抑えた設計としている。

3.2)タービン翼設計結果

3.2.1)翼空力設計結果

上記定格点及び部分負荷条件での速度三角形データを基にV型パワータービン翼の空力設計を実施した。設計の結果得られた翼形状を図 2.2.2-10 から図 2.2.2-15 に示す。また、各翼列のミーン断面位置での翼面マッハ数分布を図 2.2.2-16 から図 2.2.2-21 に示す。翼面マッハ数分布については、エンジン定格点と部分負荷条件の2ケースをそれぞれ示してある。

3.2.2)翼振動強度解析結果

上記定格点における振動強度解析を行った。クリープ強度検討結果と高サイクル疲労(HCF)強度検討結果を図 2.2.2-22 から図 2.2.2-23 に示す。これらより、設計仕様を満足する強度を有することが確認された。

また、詳細構造設計を前に、強度解析プログラムを作成した。強度解析プログラム導入前後の構造設計フローを図 2.2.2-24 に示す。従来の設計では、FEMモデル化を2段階に分けて、しかも、手作業により実施していた。しかし、今回作成した強度解析プログラムの導入により、FEMモデル化は、自動的に行われ、しかも、より実物に近い形状のフルモデルを作成できるようになった。結果として、翼設計全体の時間が短縮され、より高度な最適設計が可能となった。

3.3)V型パワータービン全体計画

V型パワータービン空力流路設計結果、ならびに翼設計結果を基に全体構造計画を行い、V型パワータービンとガスジェネタービン間のローター部、ケーシング部、マウントシステム、2次空気システム等のインターフェイスについて検討、調整し、基本構造が成立することを確認した。これにより、平成11年度からの本格的な構造計画と強度解析作業をおこなうための準備が整った。V型パワータービン部の全体計画図を図 2.2.2-25 に示す。

表 2.2.2-1 定格点要求仕様

P T軸端出力	2530kW
P T入口平均全温	907.0
P T入口平均全圧	3.052kgf/cm ²
P T入口ガス流量	9.419kg/s
P T全圧膨張比 ⁽¹⁾	2.722
P T出力 ⁽²⁾	2555.6kW
P T回転数	13000rpm
P T断熱効率 ⁽¹⁾	89.2%
G G T出口スワール ⁽³⁾	5.85°

注⁽¹⁾ Transition Duct Loss を含む。

(2) P T出力 = P T軸端出力 / P T軸機械効率(0.99)

(3) G G T回転方向に正の向き

表 2.2.2-2 G G Tとの幾何的インタフェース条件

G G T TIP 半径	199.8mm
G G T HUB 半径	152.6mm

表 2.2.2-3 部分負荷作動条件

P T軸端出力	1627kW
P T入口平均全温	870.8
P T入口平均全圧	2.595kgf/cm ²
P T入口ガス流量	7.172kg/s
P T全圧膨張比 ⁽¹⁾	2.361
P T出力 ⁽²⁾	1643.4kW
P T回転数	11224rpm
G G T出口スワール ⁽³⁾	8.98°

注⁽¹⁾ Transition Duct Loss を含む。

(2) P T出力 = P T軸端出力 / P T軸機械効率(0.99)

(3) G G T回転方向に正の向き

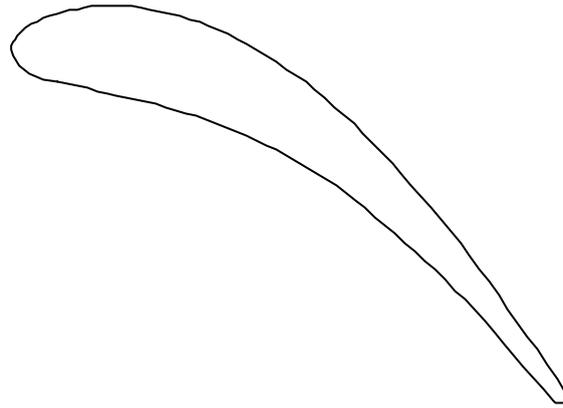


図2.2.2-1 可変段静翼クリアランス損失データ取得試験供試翼形状

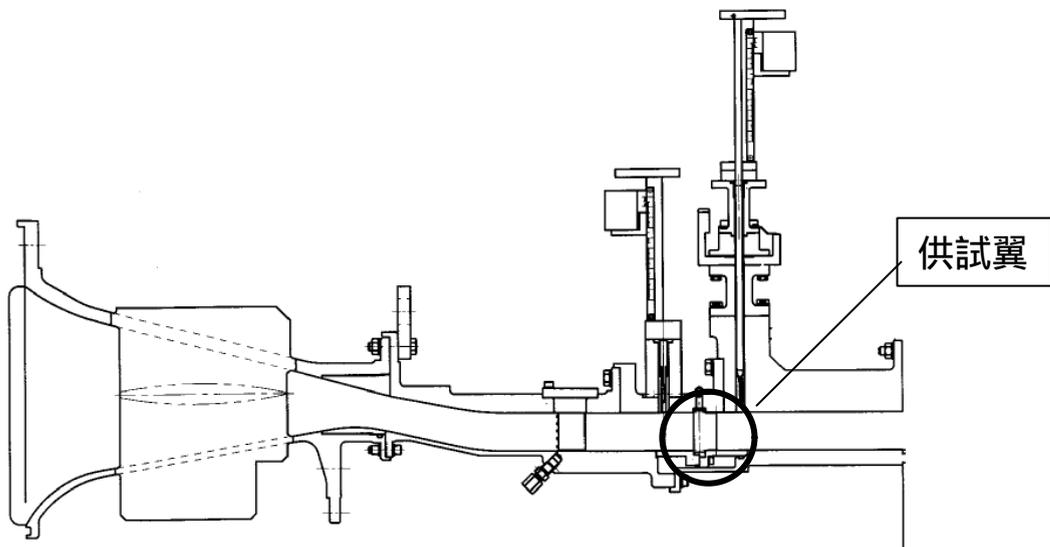


図2.2.2-2 可変段静翼クリアランス損失データ取得試験供試体断面図

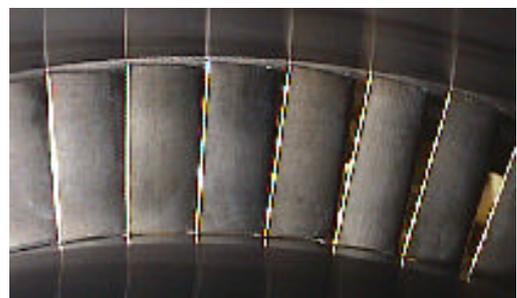


図2.2.2-3 可変段静翼クリアランス損失データ取得試験供試翼形状

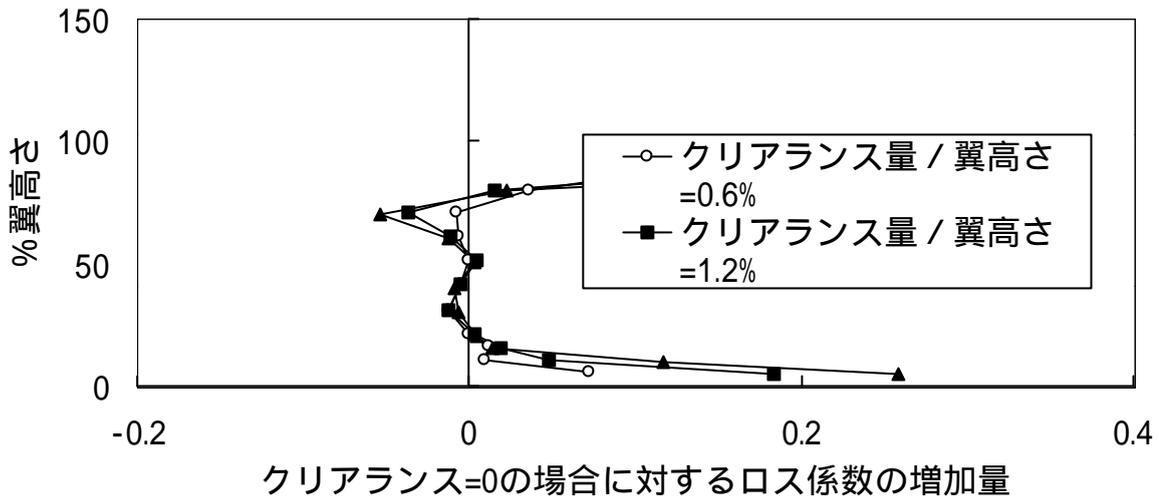


図2.2.2-4 可変段静翼クリアランス損失データ半径方向分布

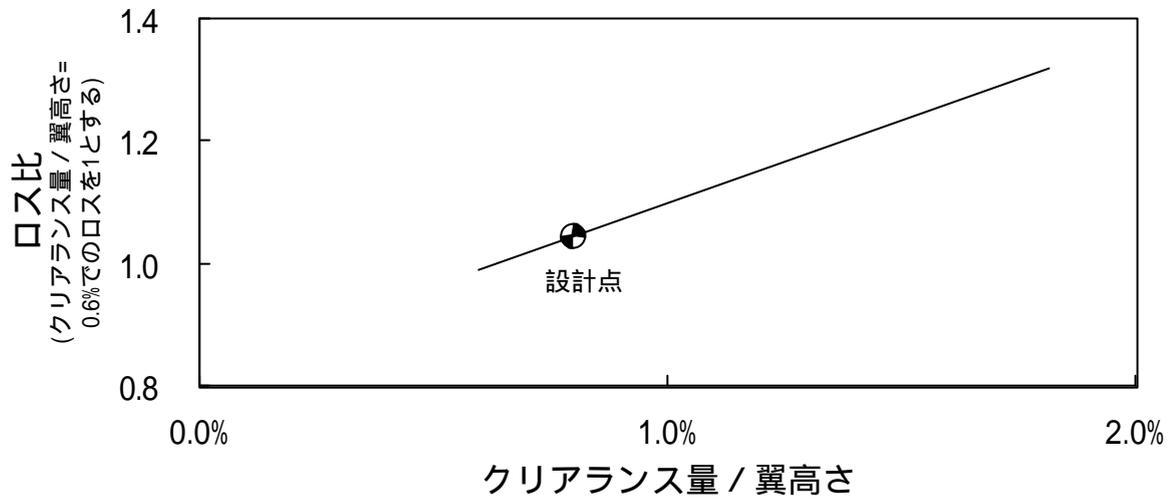


図2.2.2-5 可変段静翼 隙間流れによるロス変化 データ

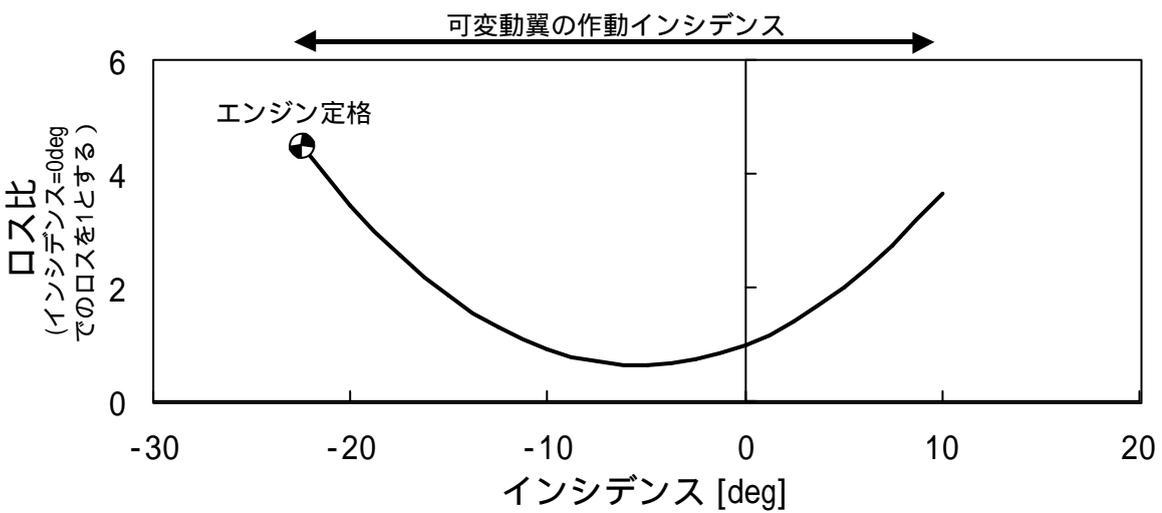
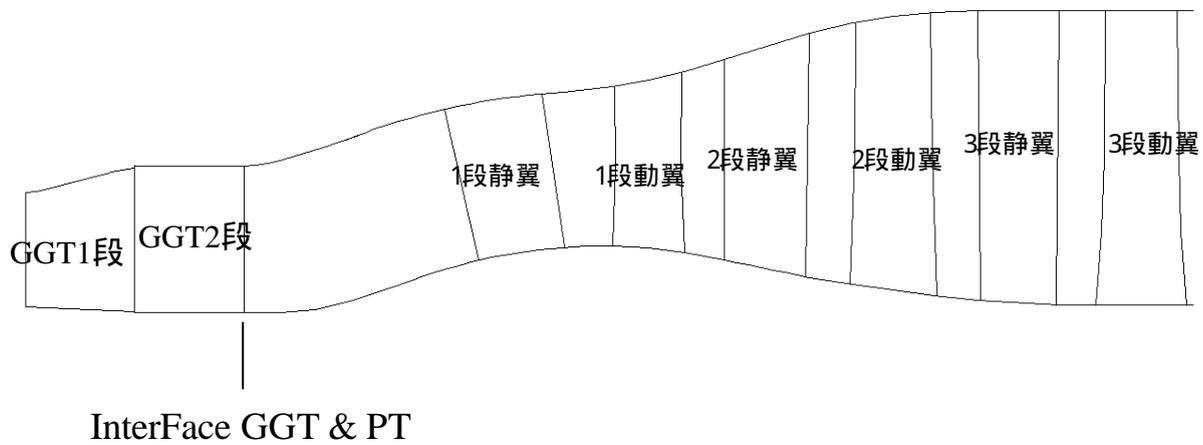
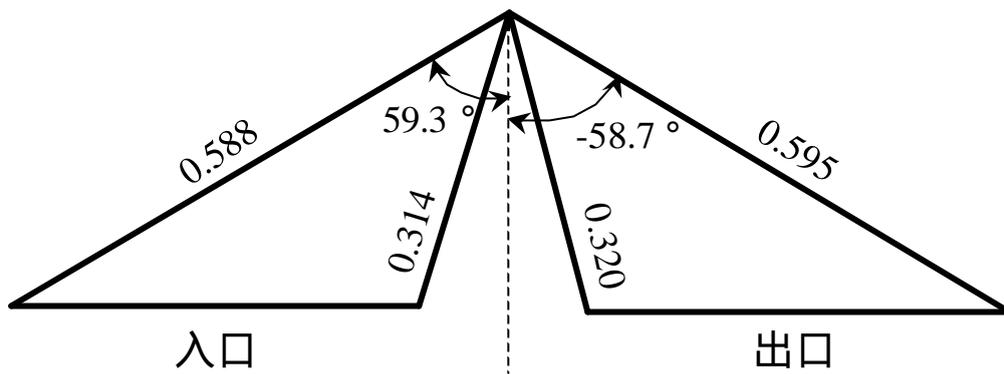


図2.2.2-6 可変段動翼 流入角によるロス変化 データ

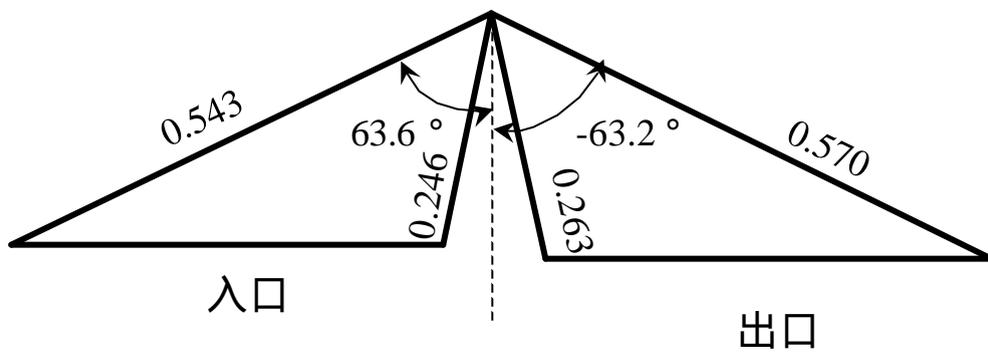


Engine Shaft

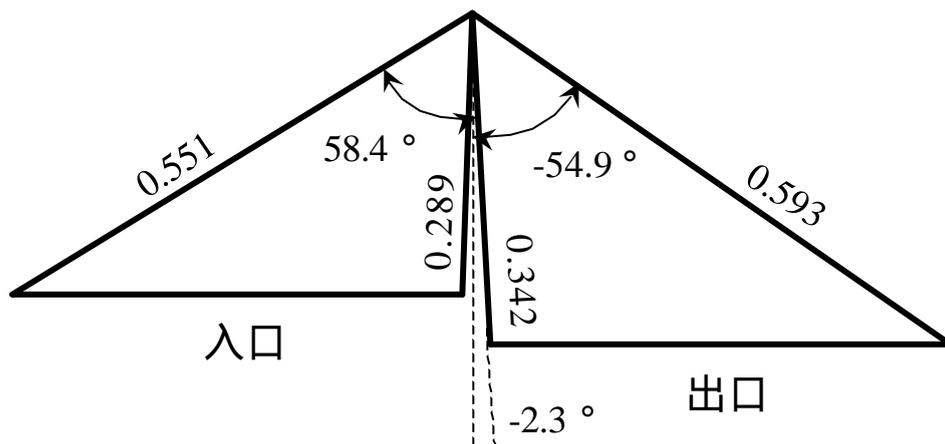
図2.2.2-7 パワ - タ - ビン流路形状



V型 1段パワータービン

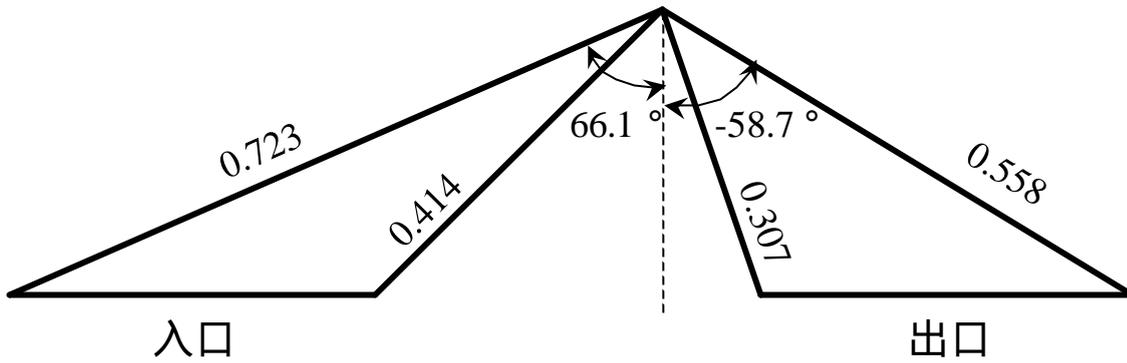


V型 2段パワータービン

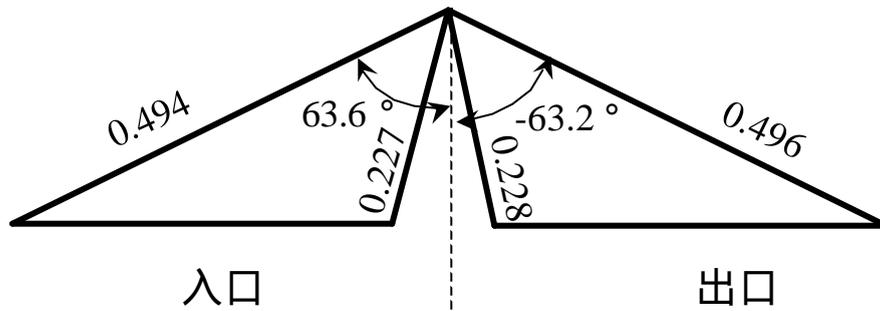


V型 3段パワータービン

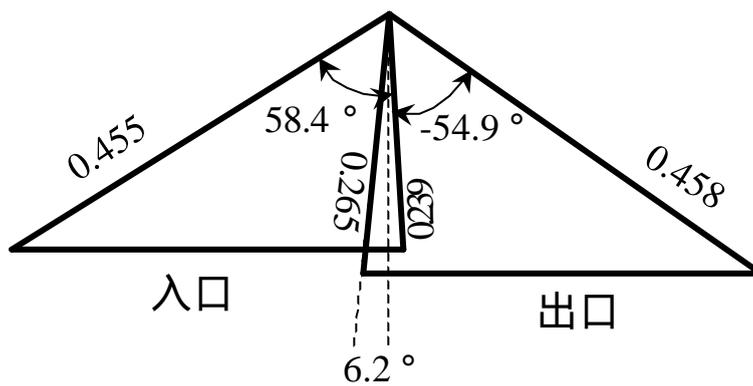
図2.2.2-8 速度三角形 (定格点)



V型 1段パワータービン



入口 出口
V型 2段パワータービン



V型 3段パワータービン

図2.2.2-9 速度三角形 (部分負荷1627KW相当)

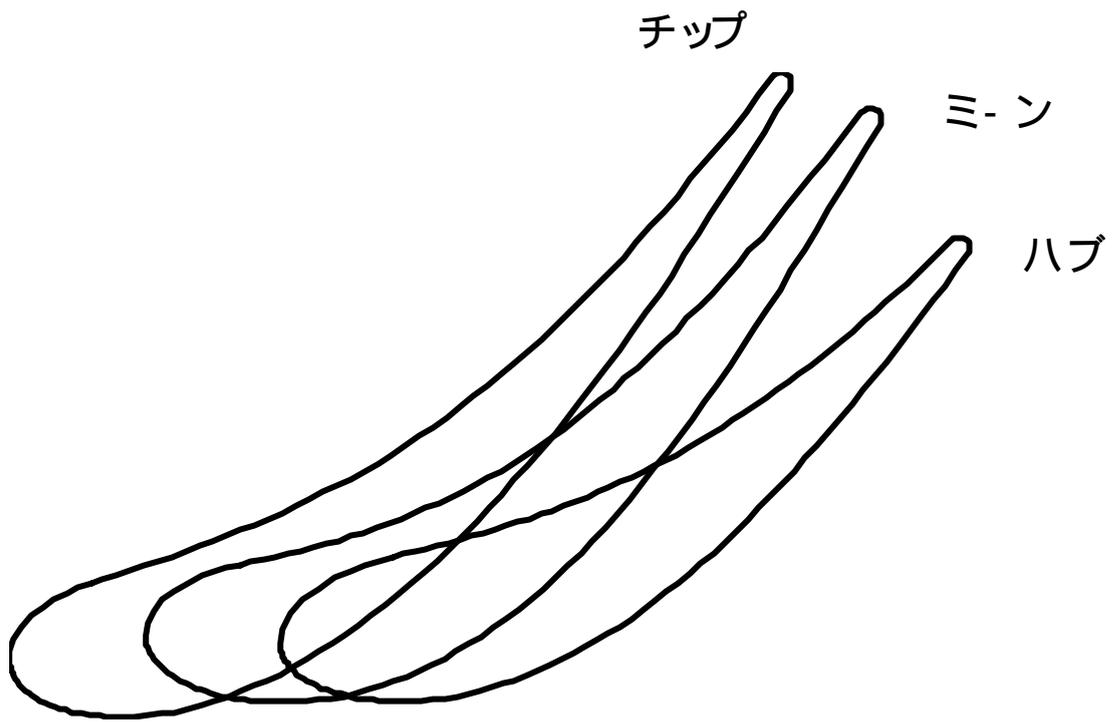


図2.2.2-10 V型パワ-タ-ビン 1段静翼翼形状

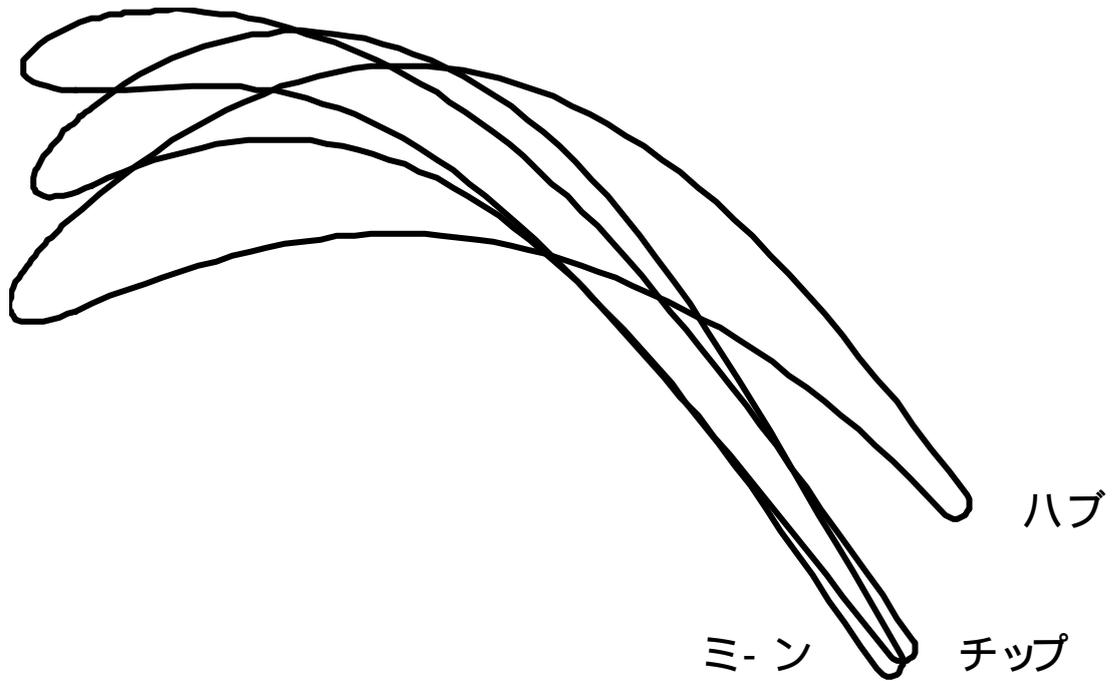


図2.2.2-11 V型パワ-タ-ビン 1段動翼翼形状

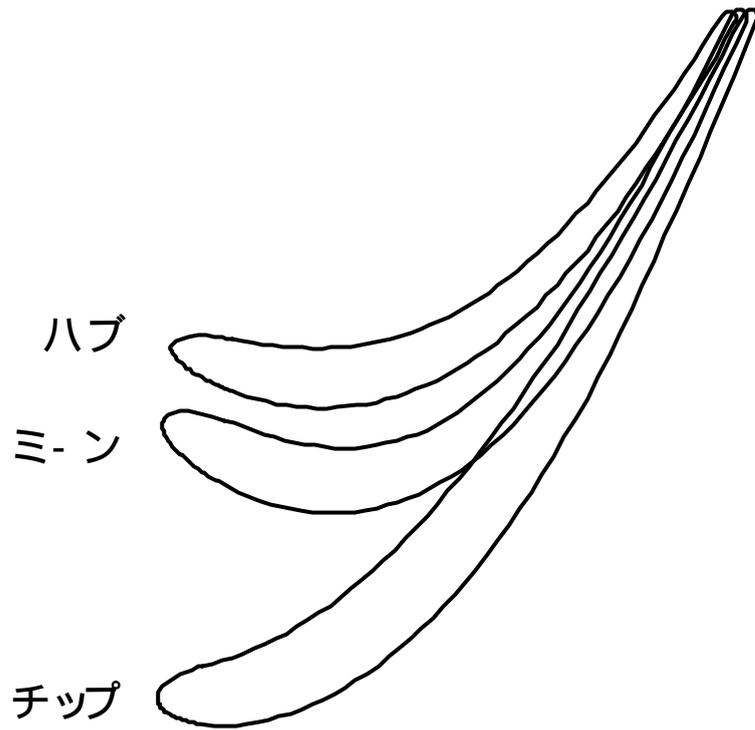


図2.2.2-12 V型パワ-タ-ビン 2段静翼翼形状



図2.2.2-13 V型パワ-タ-ビン 2段動翼翼形状

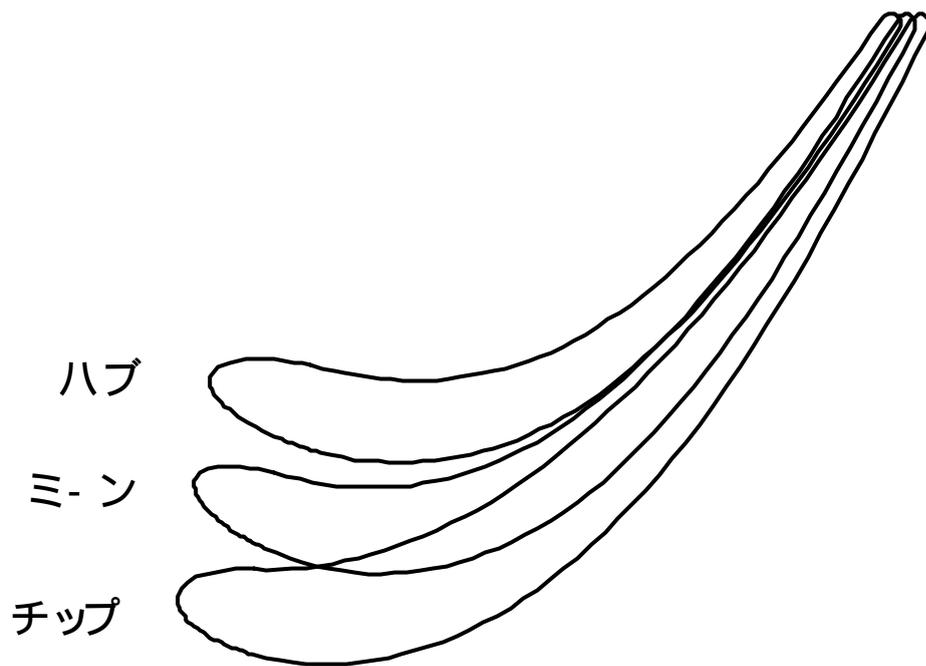


図2.2.2-14 V型パワ-タ-ビン 3段静翼翼形状

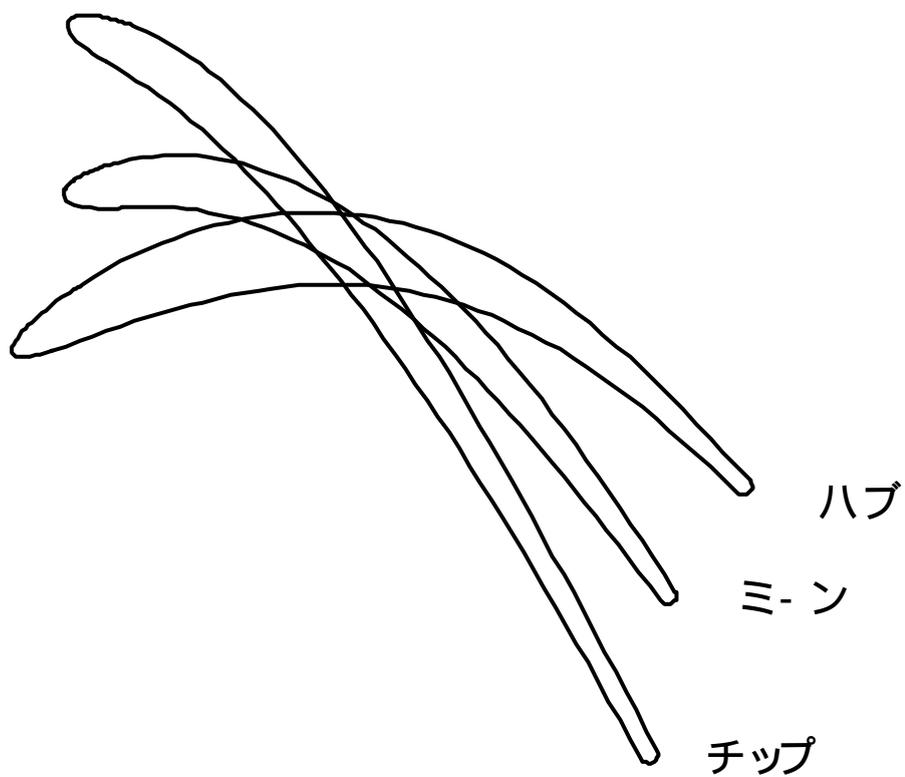
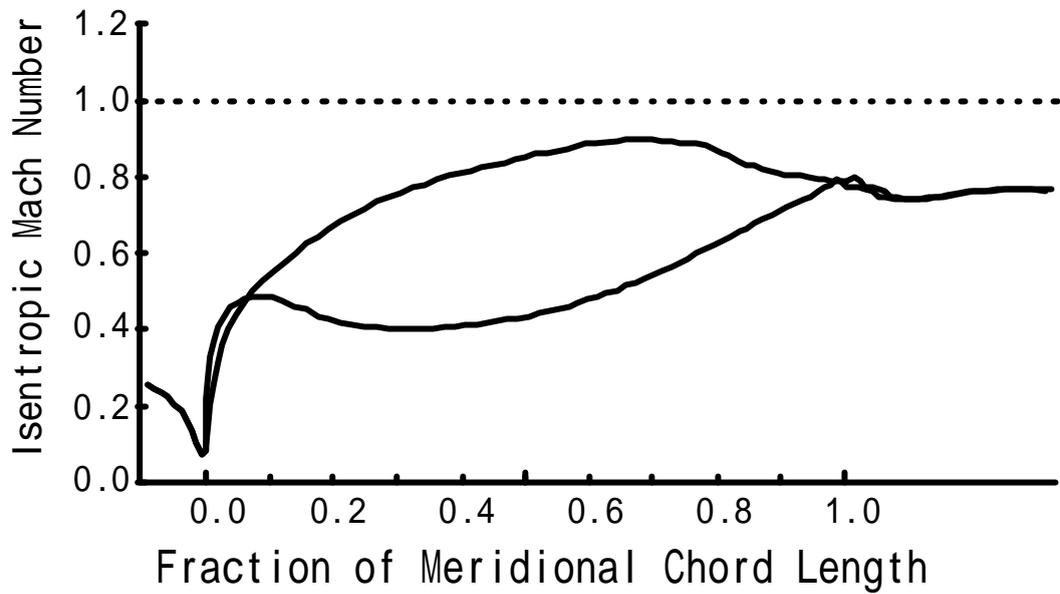
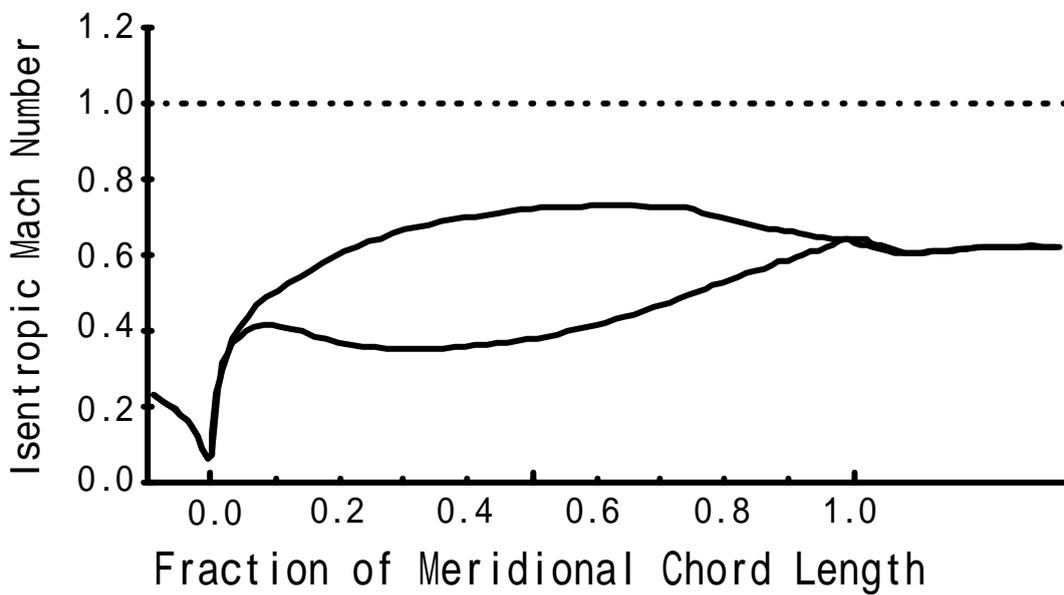


図2.2.2-15 V型パワ-タ-ビン 3段動翼翼形状

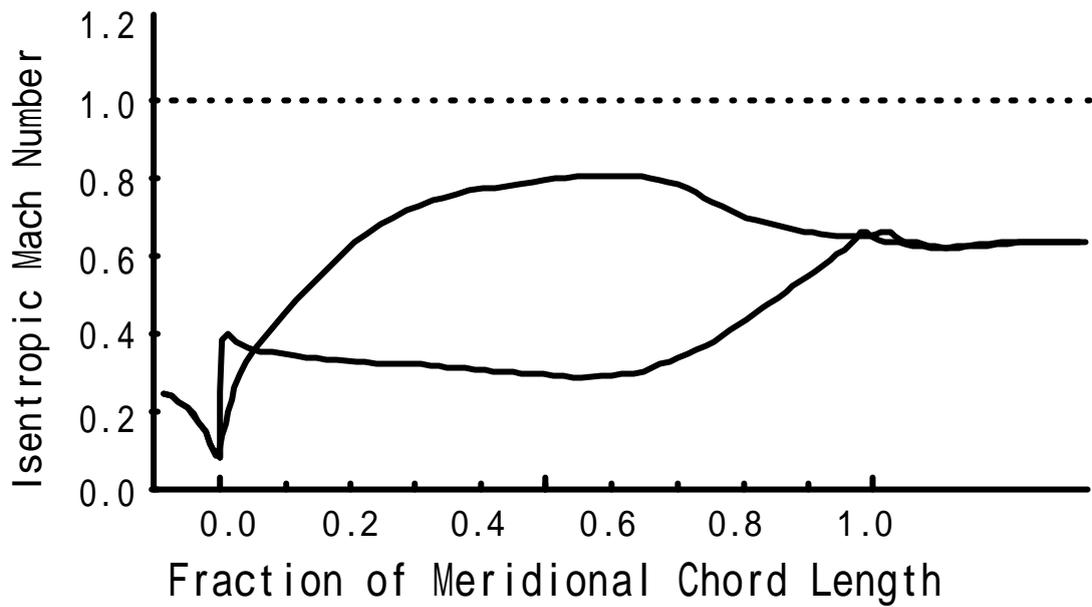


定格点

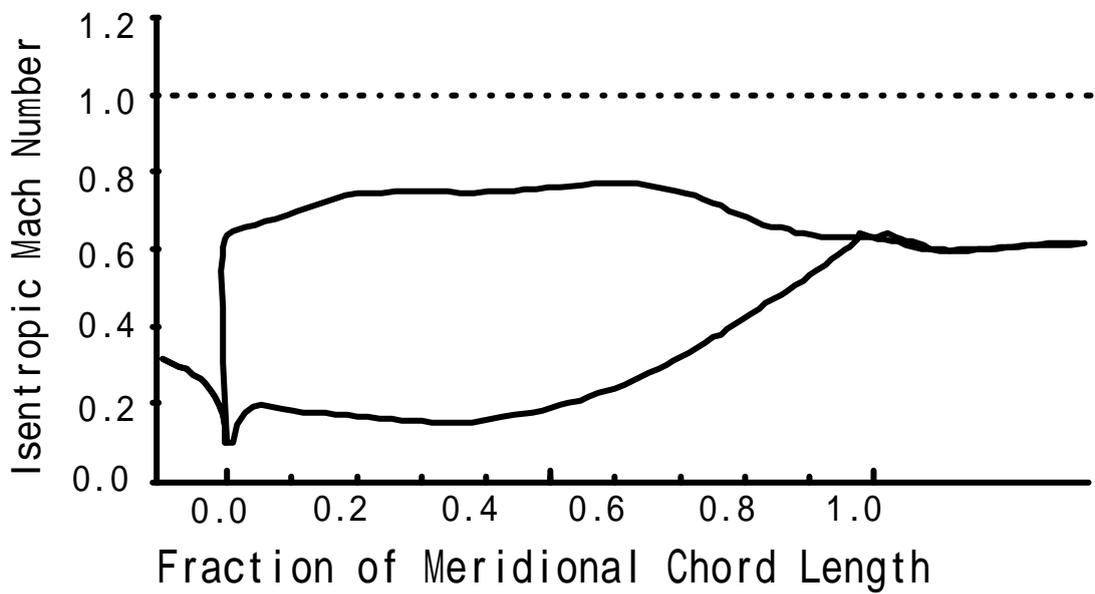


部分負荷1627KW相当

図2.2.2-16 V型タービン1段静翼翼面マッハ数分布

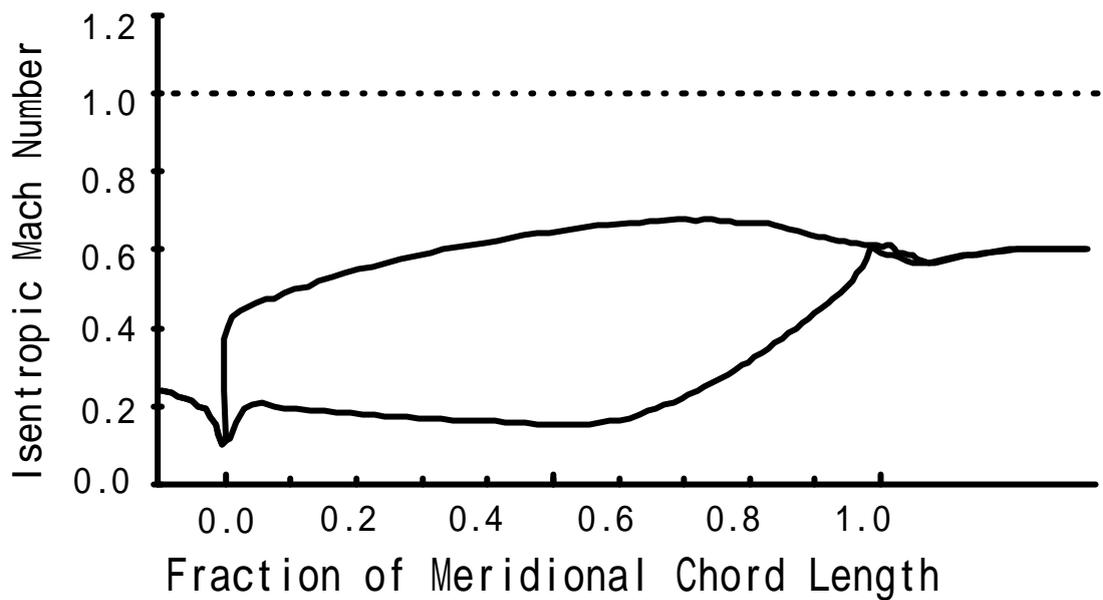


定格点

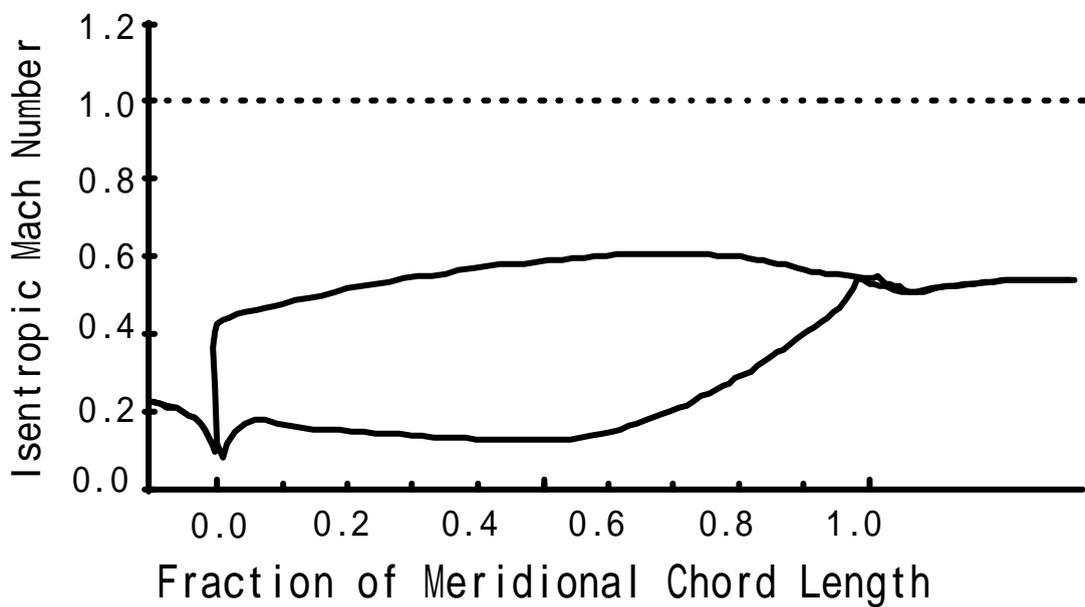


部分負荷1627KW相当

図2.2.2-17 V型タービン1段動翼翼面マッハ数分布

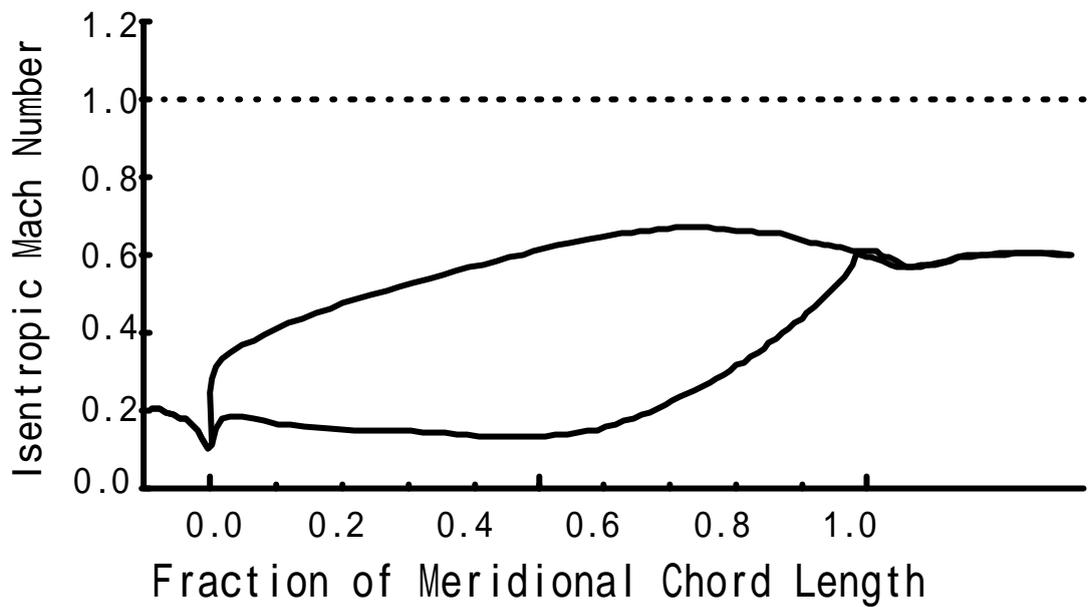


定格点

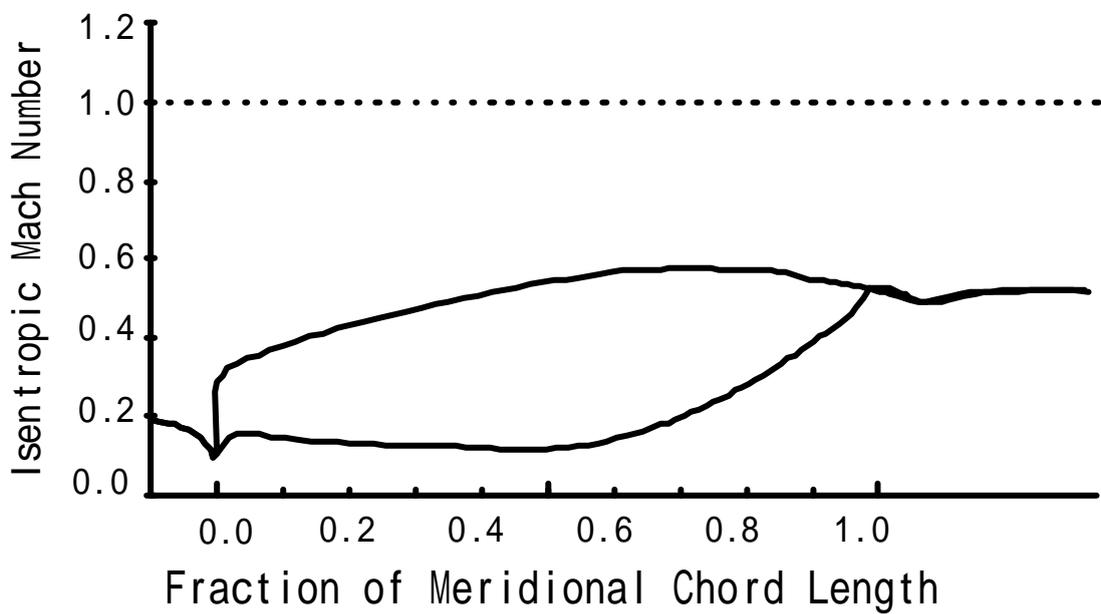


部分負荷1627KW相当

図2.2.2-18 V型タービン2段静翼翼面マッハ数分布

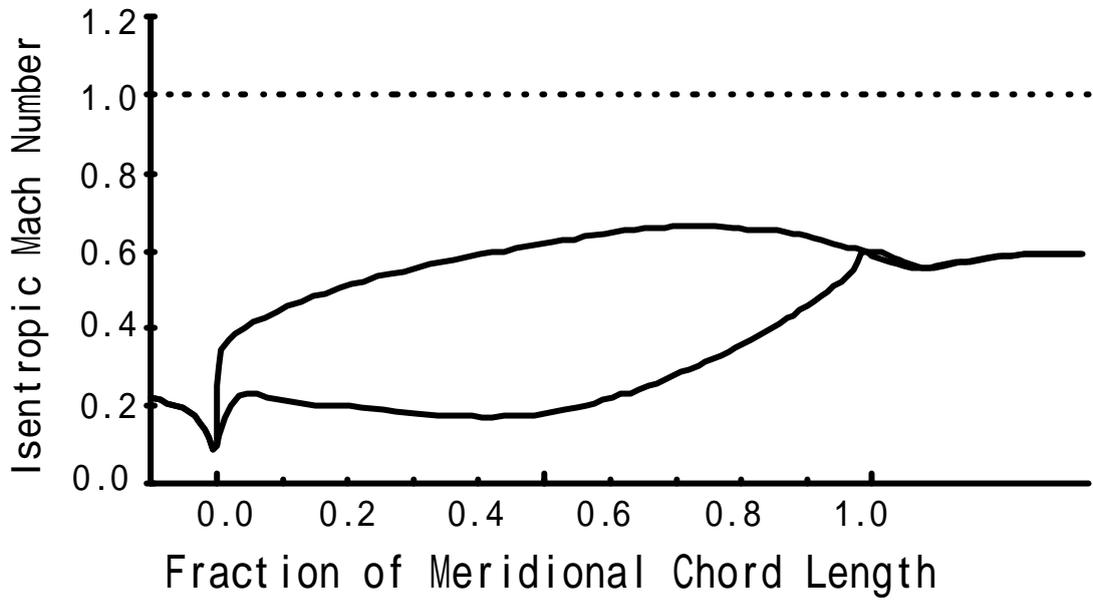


定格点

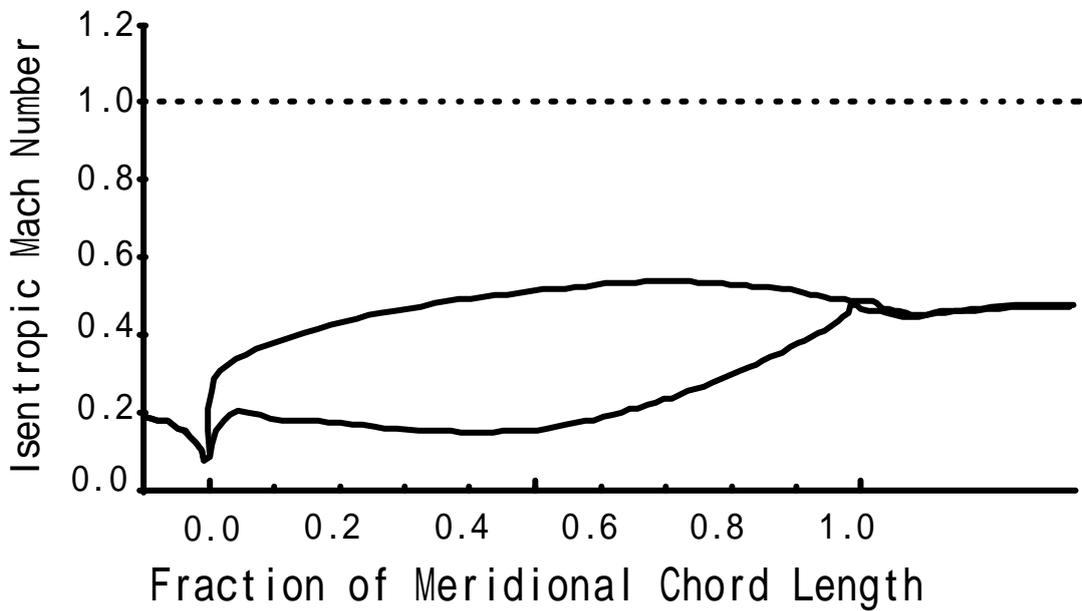


部分負荷1627KW相当

図2.2.2-19 V型タービン2段動翼翼面マッハ数分布

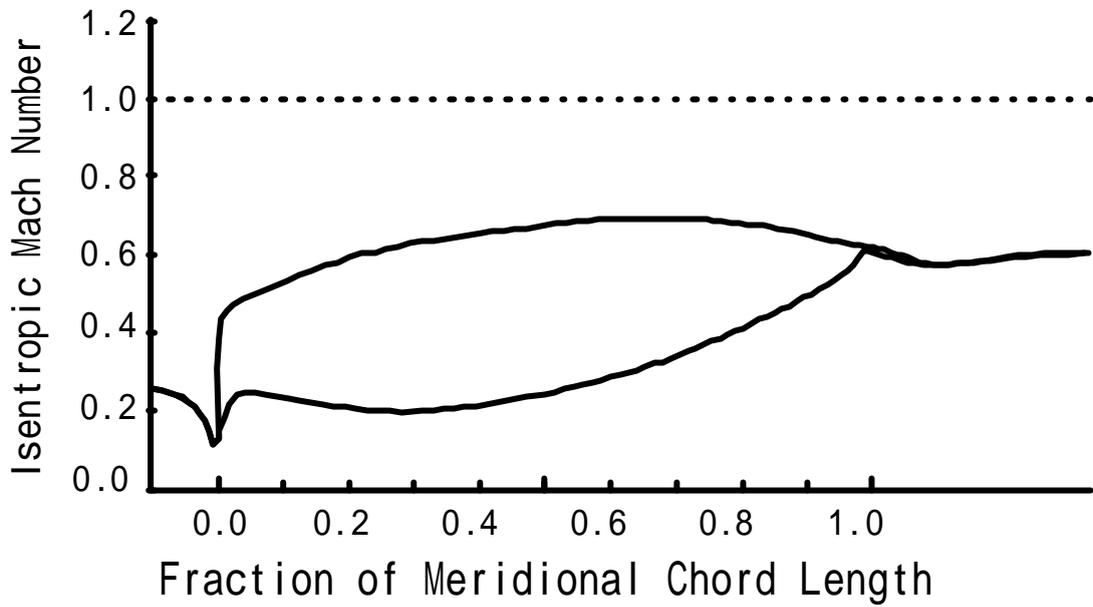


定格点

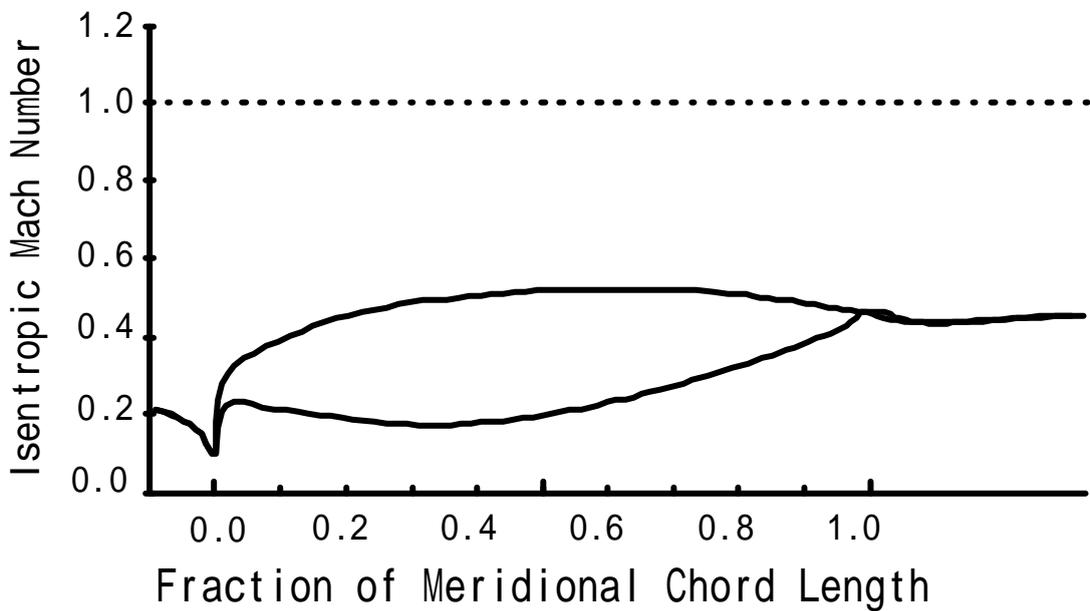


部分負荷1627KW相当

図2.2.2-20 V型タービン3段静翼翼面マッハ数分布



定格点



部分負荷1627KW相当

図2.2.2-21 V型タービン3段動翼翼面マッハ数分布

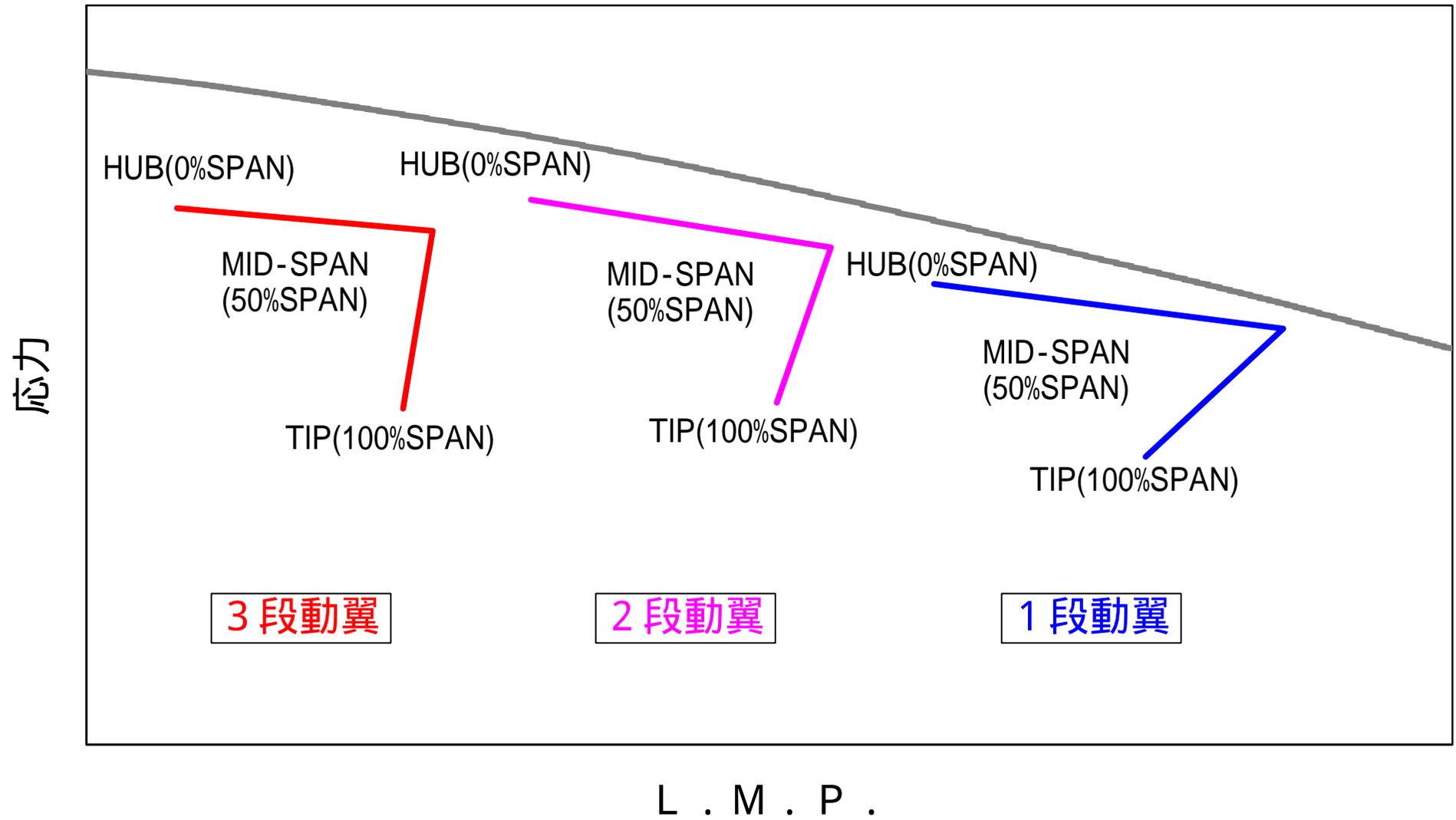


図2.2.2.-22 クリープ強度検討結果

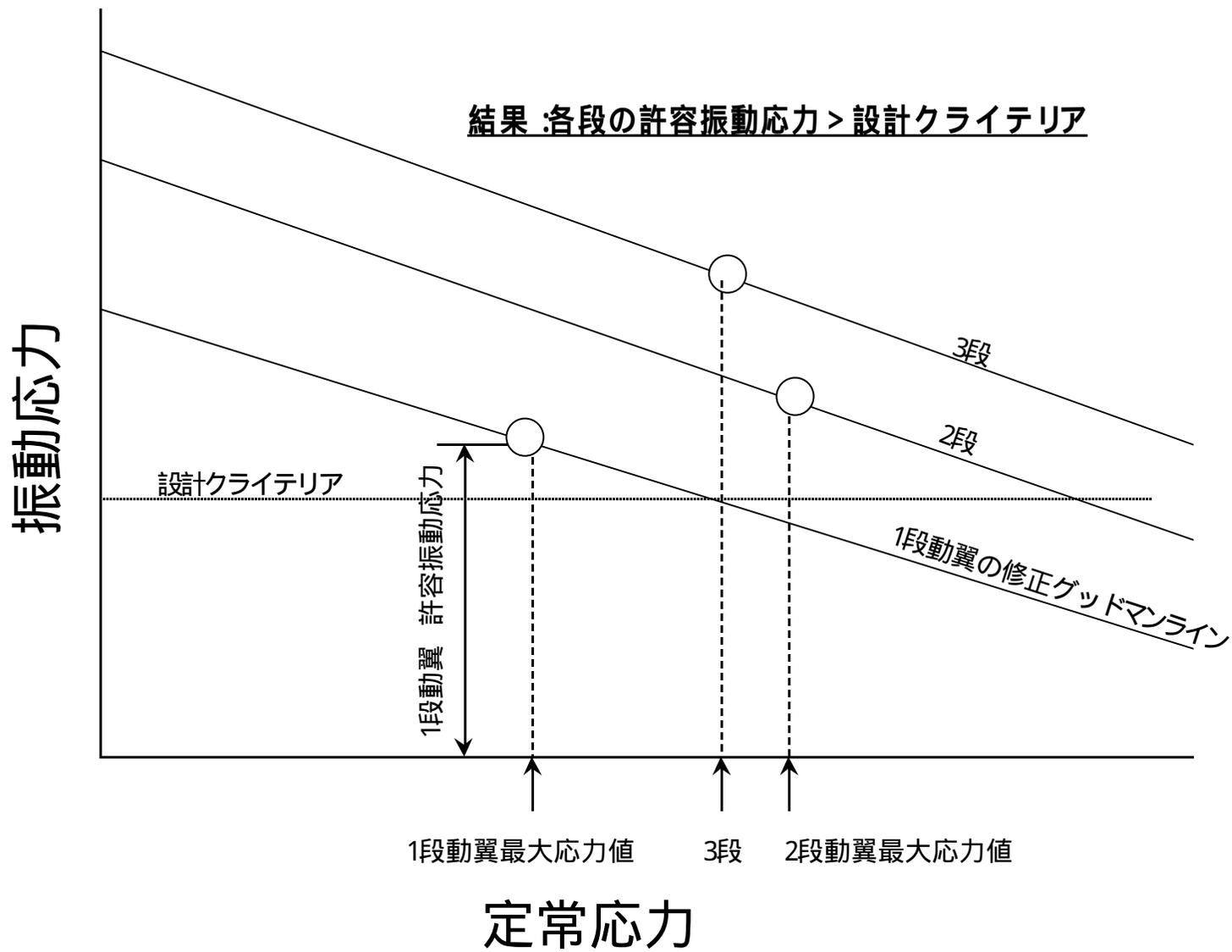


図2.2.2.-23 高サイクル疲労強度検討結果

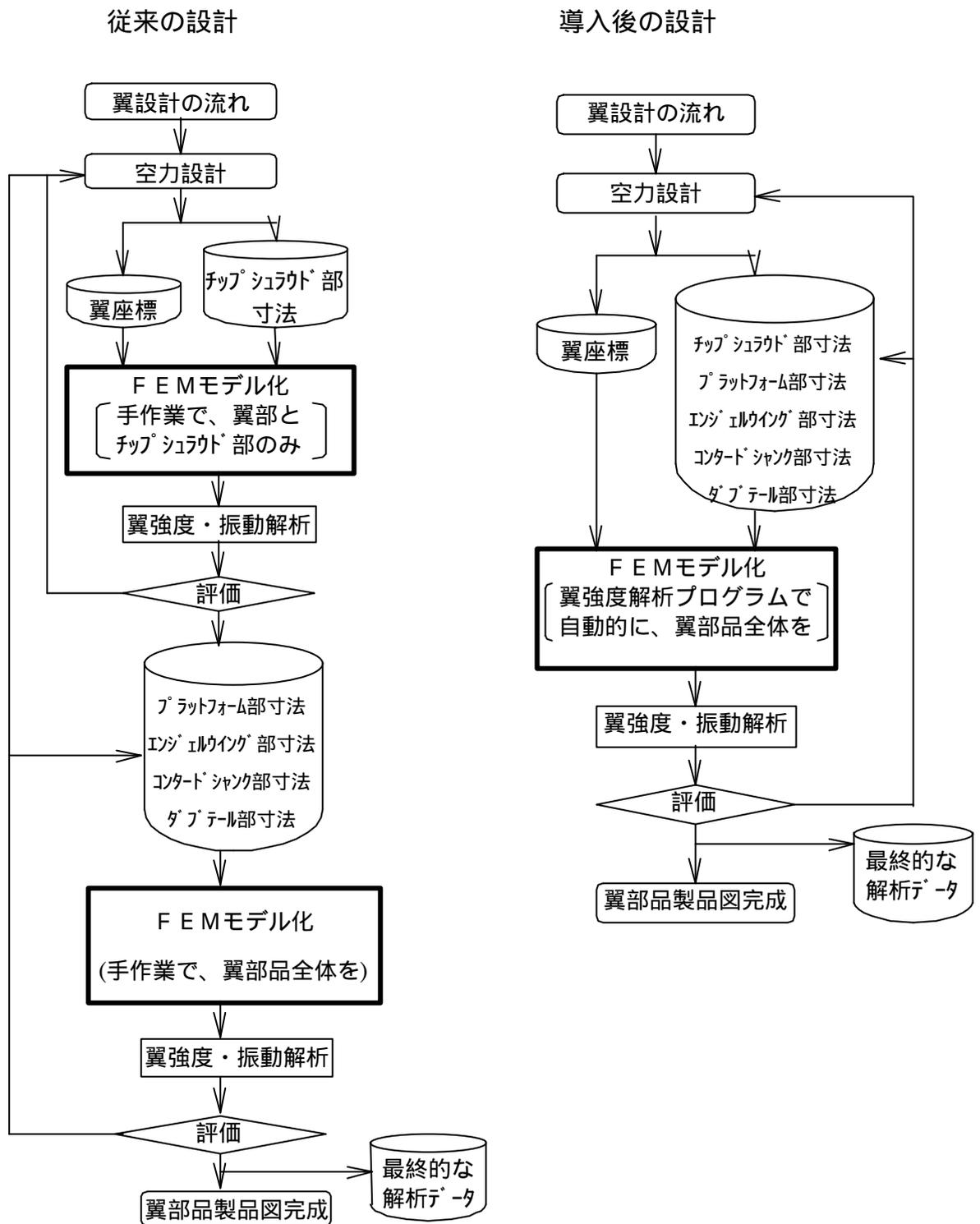


図 2.2.2-24 翼強度解析プログラム作成・導入の効果

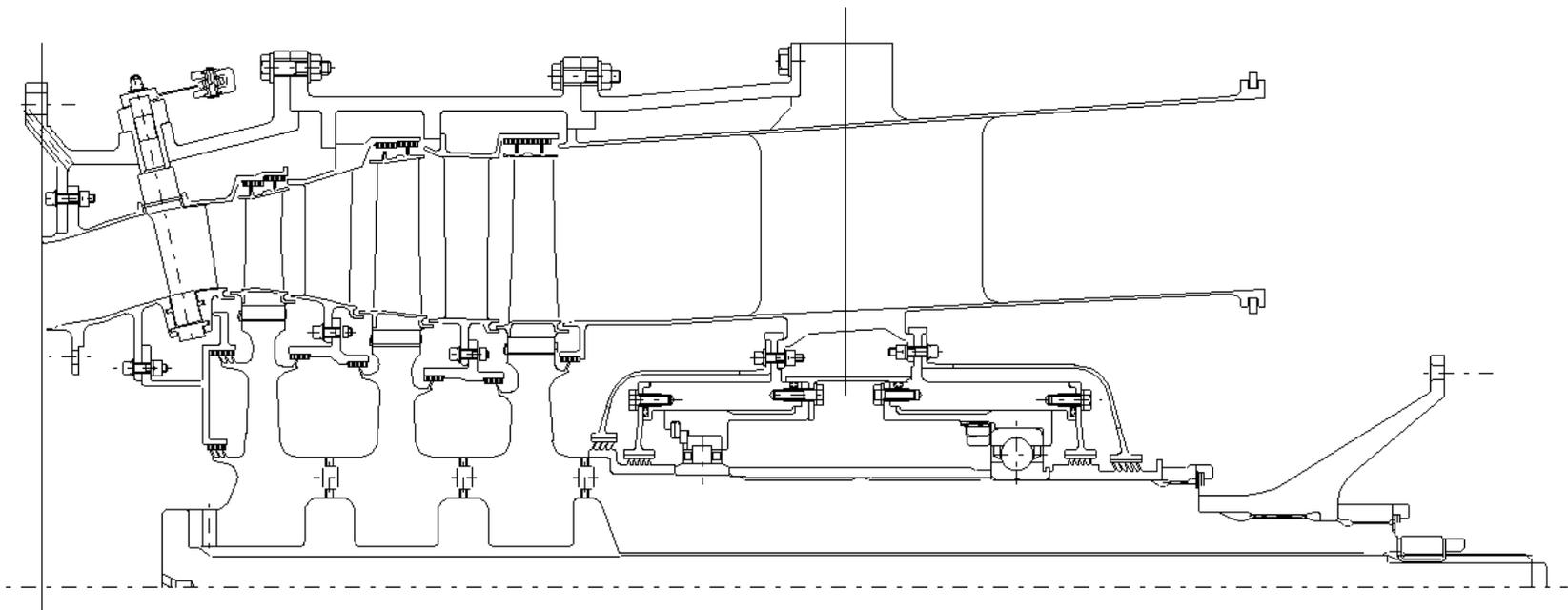


図2.2.2-25 V型パワ - タ - ビン全体計画図

2.2.3 F型パワータービンの研究

a) パワータービンの解析プログラム作成

1) 目的

高効率なパワータービンの目標達成のためには翼型の流れ解析の精度を上げることが必要である。流れ解析の精度を上げるため、空力設計プログラムにおける翼座標を、流れ解析プログラムの解析モデルに変換するプログラムを作成する。

2) 方法

従来の翼列の流れ解析では、翼の前縁、後縁部のモデル形状が解析精度に与える影響が大きく、またモデル作成時間の大半をその作成にかけている。

そこで翼の空力設計プログラムにおける翼座標を、流れ解析プログラムの解析モデルに変換するプログラムにおいて、翼形状（特に前縁、後縁部）をより精度よく、かつ短時間にモデル化出来るようにプログラムを作成し解析精度を高め、形状の最適化を効率的に行えるようにした。

3) 結果

翼座標から解析モデルへの変換プログラムの作成によって従来よりも流れ解析モデルの作成時間が短縮でき、また解析精度も向上することができた。

改良前後の計算格子を図 2.2.3-1 に示す。

また流れ解析により得られた翼面マッハ数分布を図 2.2.3-5～8 に示す。前年度に実施した流れ解析結果と比較して前縁、後縁部における計算格子の歪みの影響は少なくなっている。

b) F型パワータービンの翼設計

1) 目的

前年度に実施した基本設計及び解析の結果を基に実験機用翼型の設計を行う。

2) 方法

パワータービンの設計回転数の変更に伴って、前年度実施した基本設計の見直しを行いガス通路形状及び翼形状の詳細設計を行った。基本設計の見直しを基に、各段各半径位置における速度三角形を決定し、翼型の設計を行い実験機用翼型を決定した。

3) 結果

回転数の変更により周速の低下によって負荷の増加が効率の低下につながるため、周速を変えないようにガス通路形状の変更を行った。図 2.2.3-2 にガス通路形状の比較を示した。

ガス通路形状の変更とともに速度三角形を決定した。図 2.2.3-3,4 に 1 段、2 段の代表径位置における速度三角形を示す。

これらの速度三角形に基づき、翼型設計プログラムを使用し翼型を作成した。（図 2.2.3-9～12）

翼形状の流れ解析は本年度作成した翼型作成プログラムを使用して行った。（図 2.2.3-5～8）

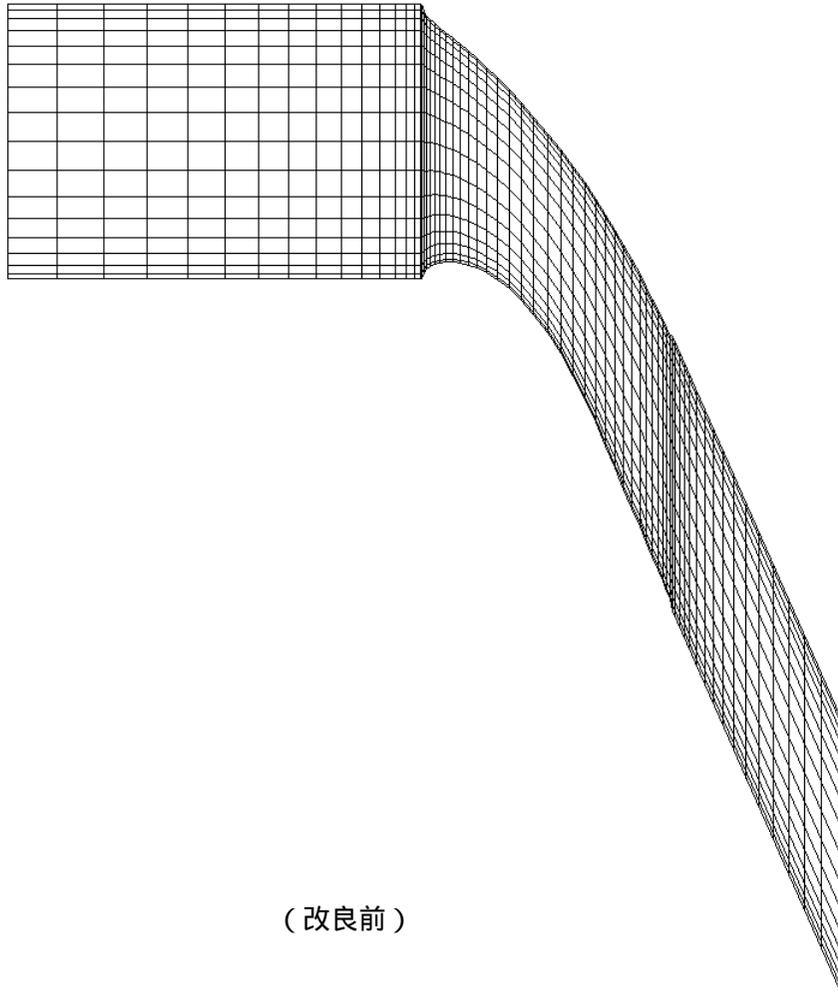
この翼型について、動翼の強度解析をおこなった。図 2.2.3-13～14 に応力分布を示

す。この結果をもとにして平成 11 年度には共試体モジュールの詳細設計を行う。

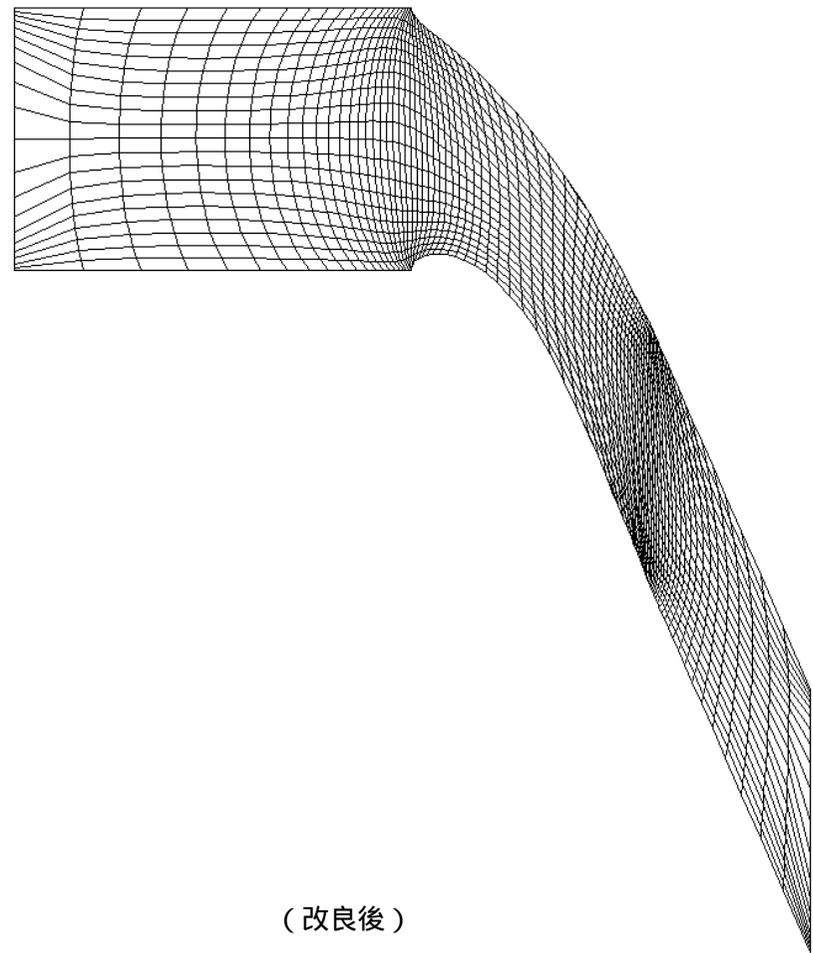
4) まとめ

パワータービンの設計回転数の変更に伴い、基本設計の見直しを実施し、ガス通路形状及び翼形状の詳細設計を行った。

平成 11 年度は翼設計の結果をもとに実験機用 F 型パワータービンの詳細設計を行う。



(改良前)



(改良後)

図 2.2.3-1 計算格子改良の例

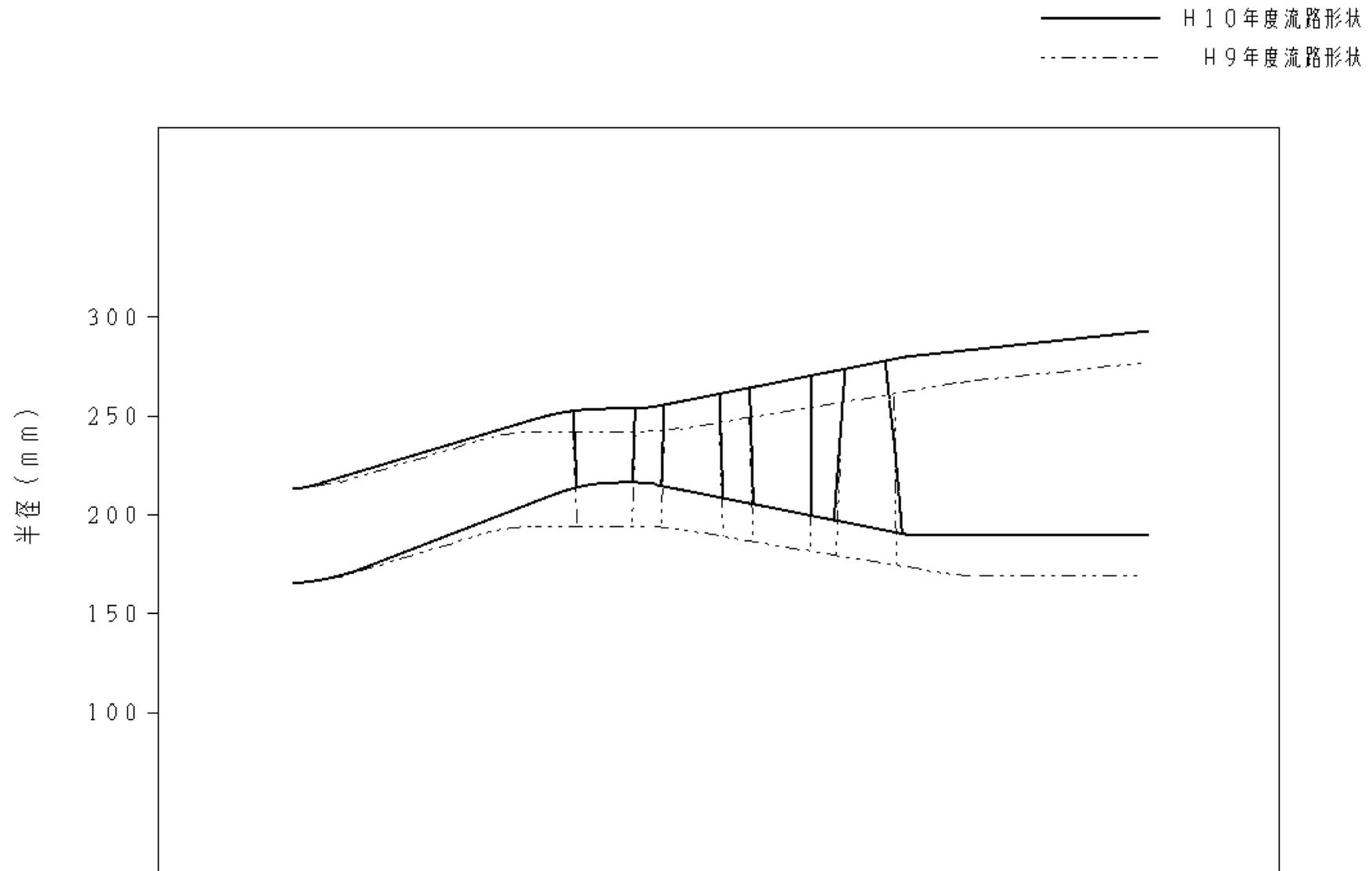


図 2.2.3.-2 F型パワータービンの流路形状

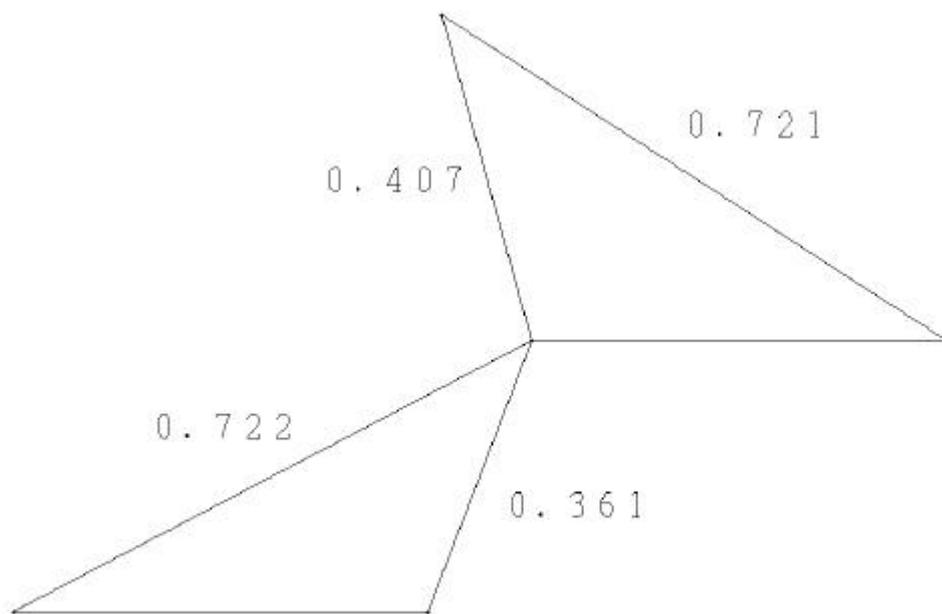


图 2.2.3-3 第 1 段速度三角形

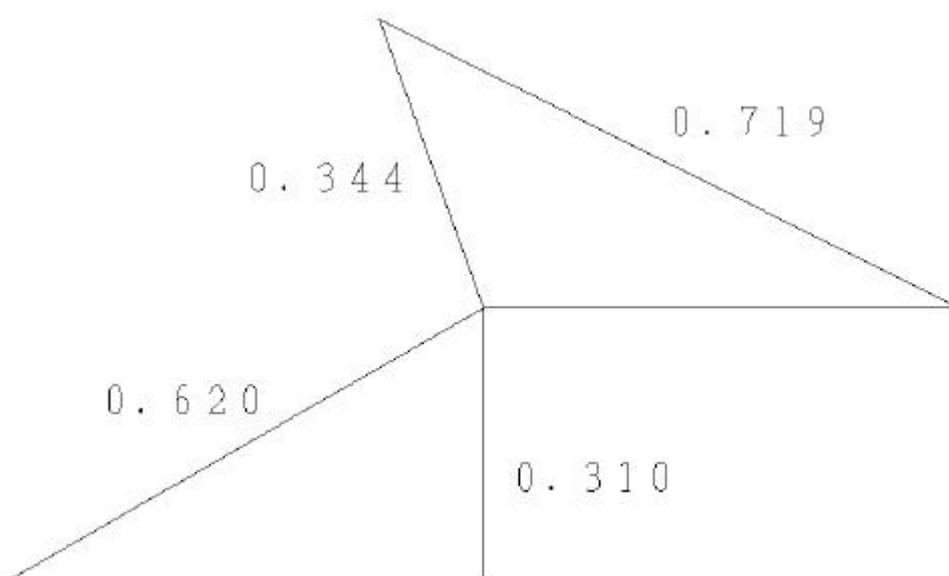


图 2.2.3-4 第 2 段速度三角形

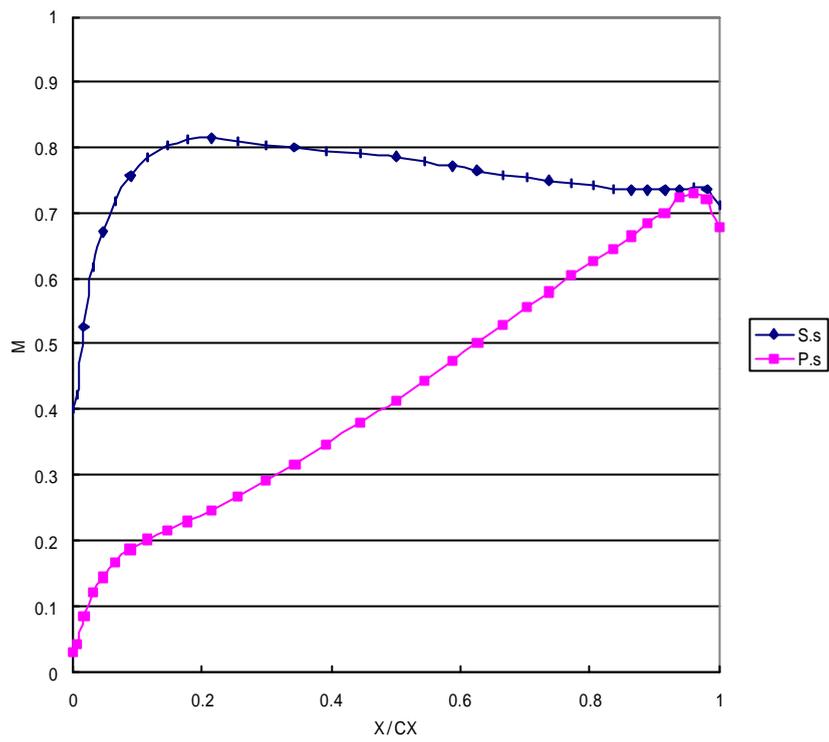


図 2.2.3-5 第 1 段静翼流れ解析結果

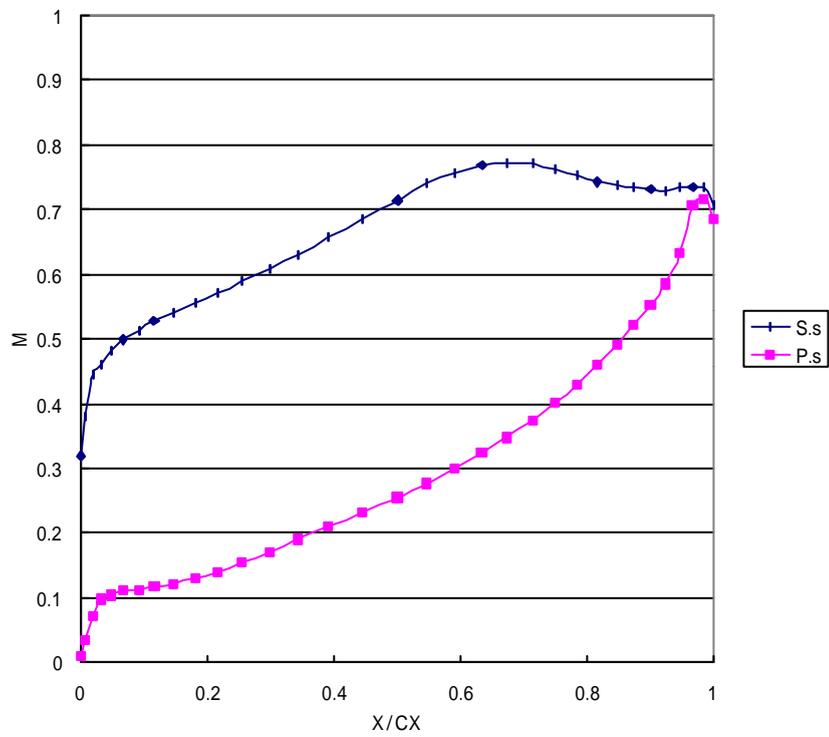


図 2.2.3-6 第 1 段動翼流れ解析結果

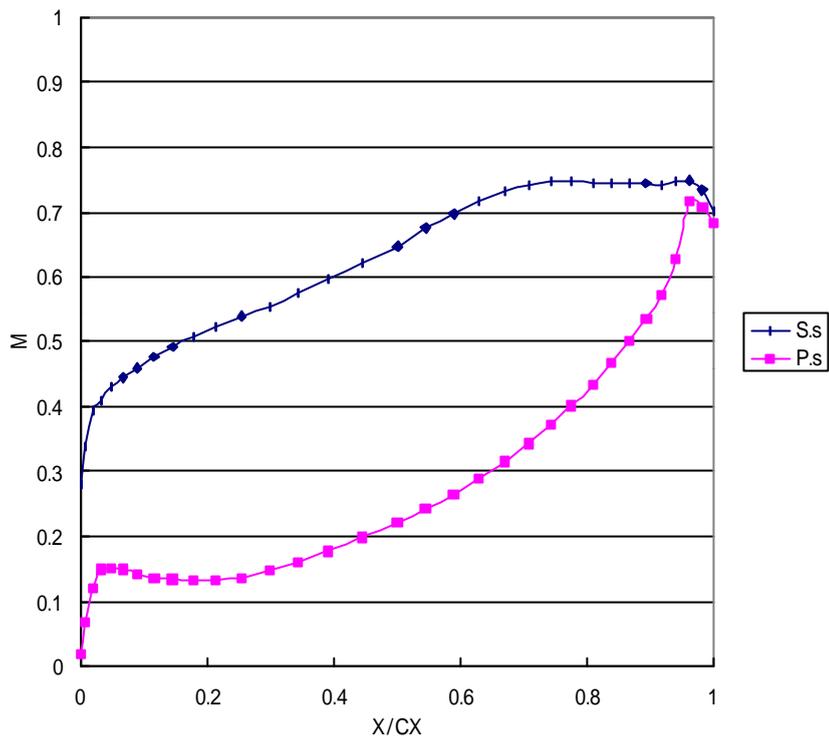


図 2.2.3-7 第 2 段静翼流れ解析結果

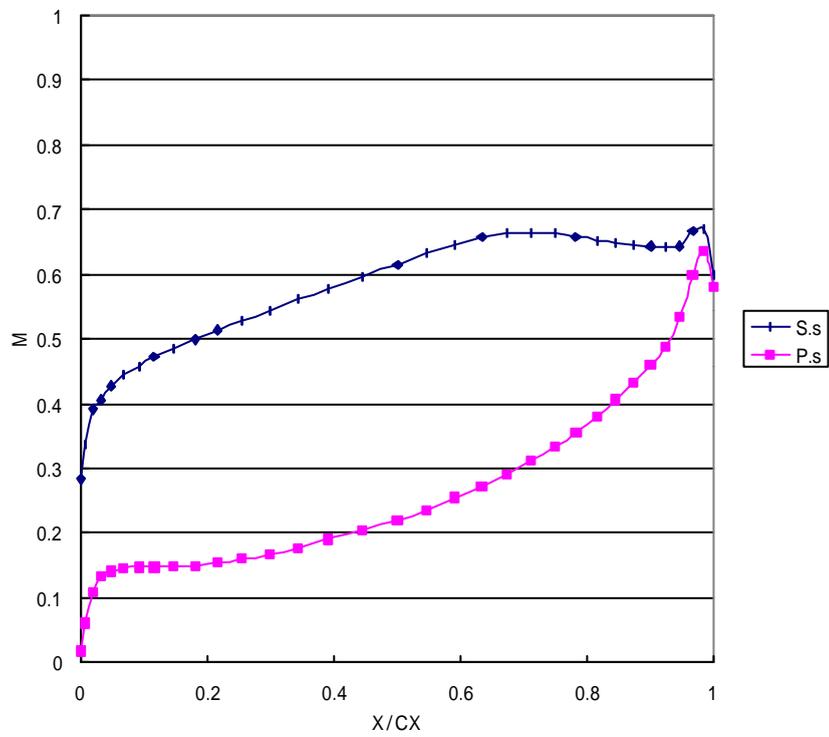


図 2.2.3-8 第 2 段動翼流れ解析結果

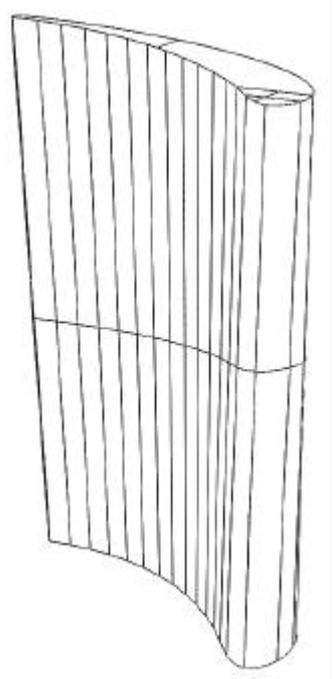
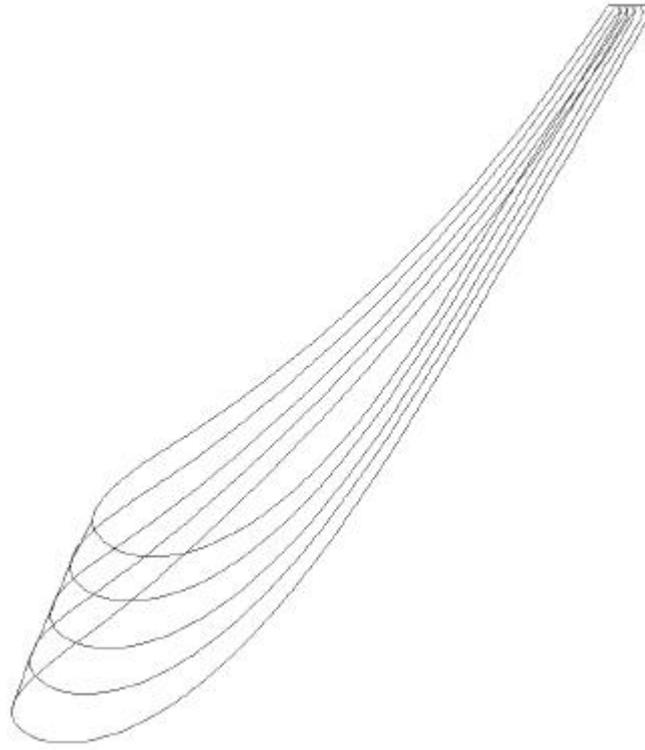


図 2.2.3.-9 F型パワータービン第1段静翼形状

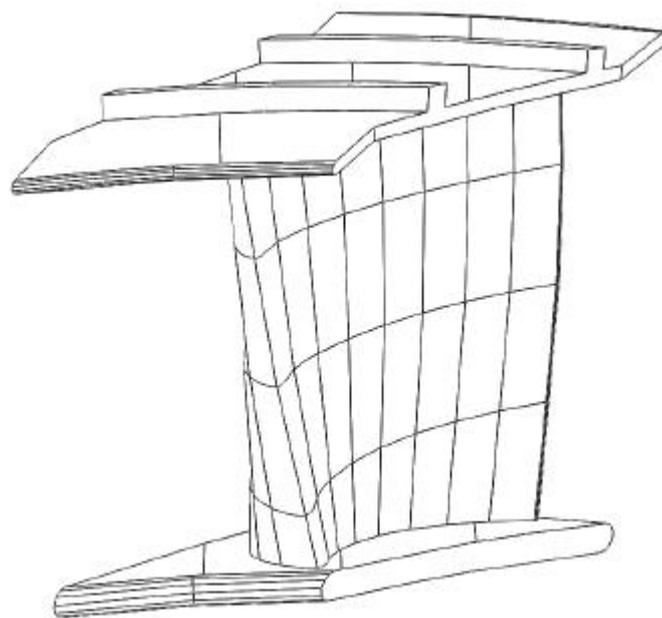
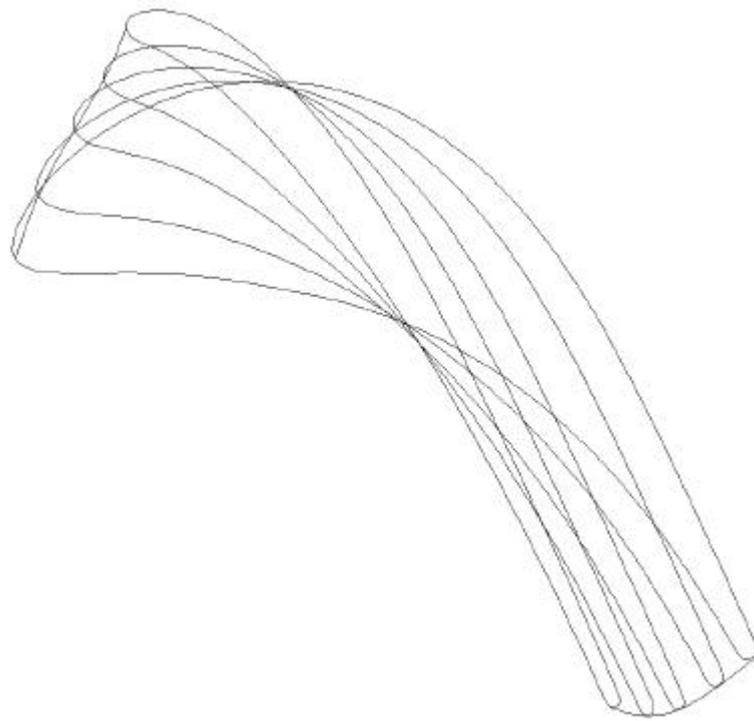


図 2.2.3.-10 F型パワータービン第1段動翼形状

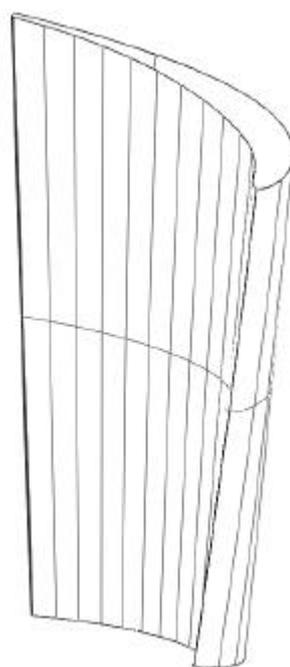
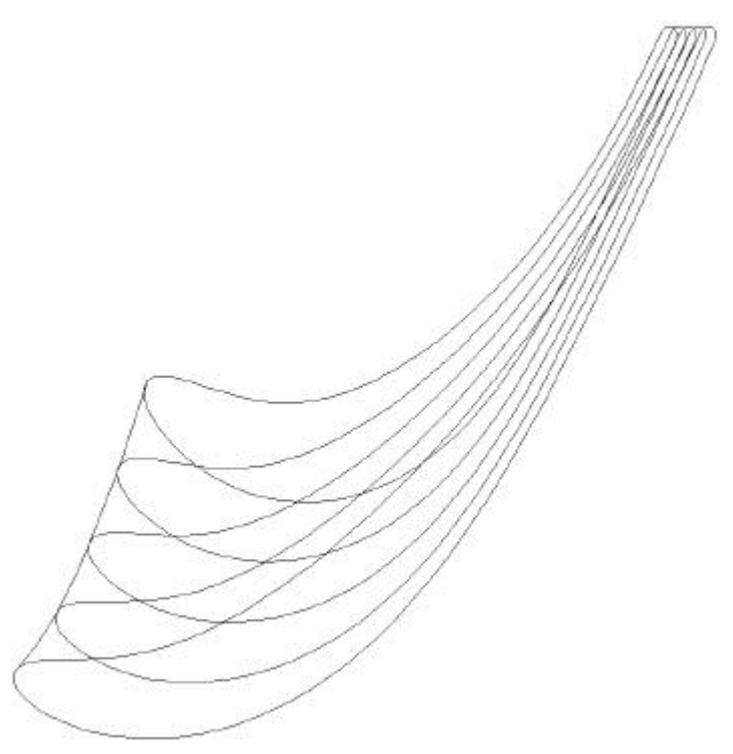


図 2.2.3.-11 F型パワータービン第2段静翼形状

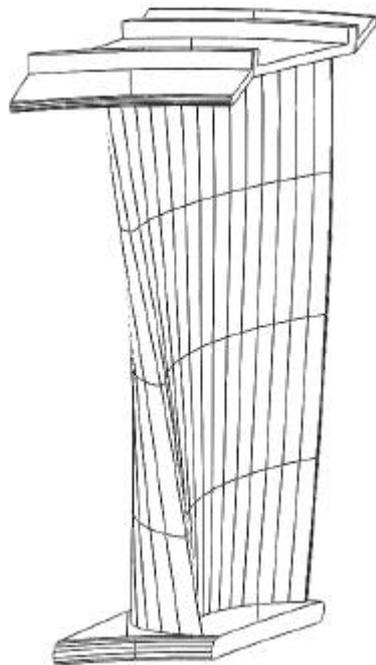
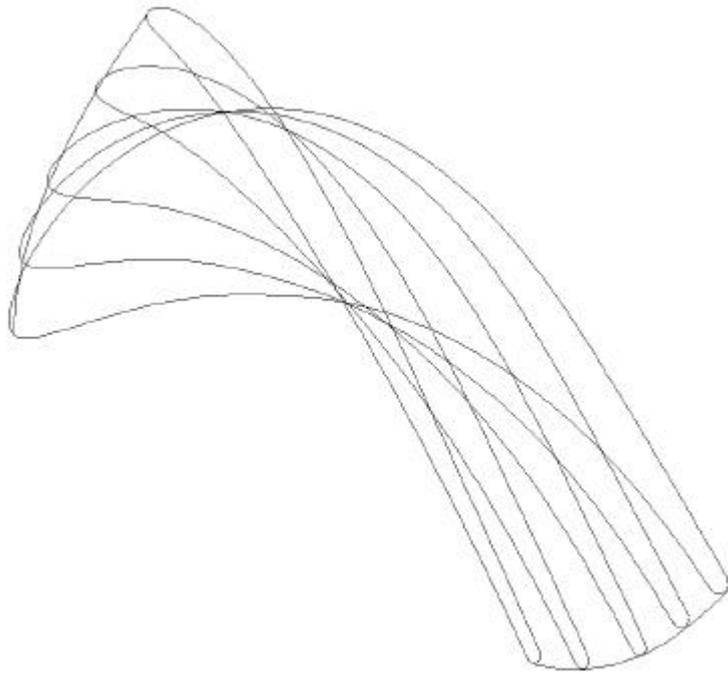


図 2.2.3.-12 F型パワータービン第2段動翼形状

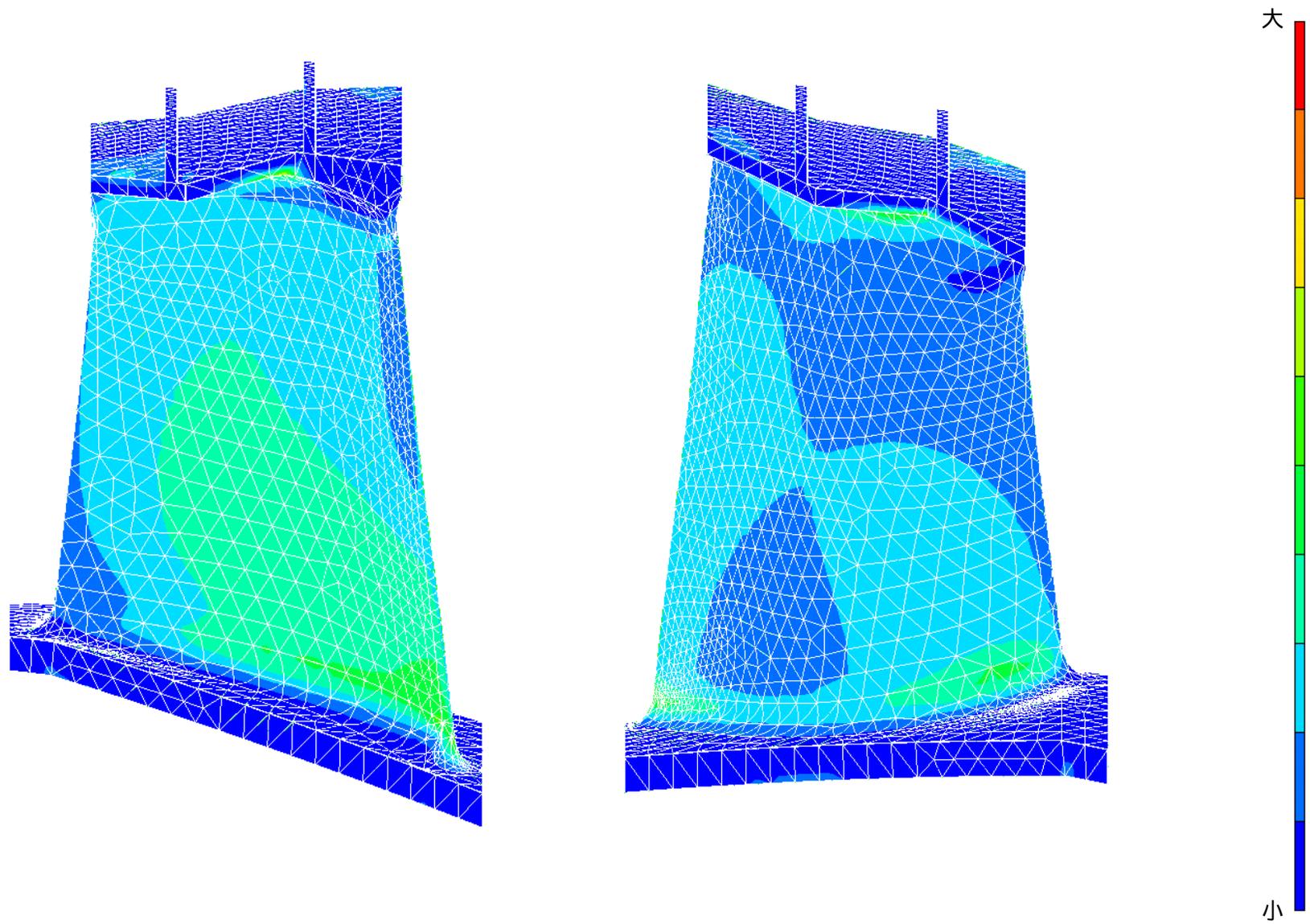


图 2.2.3-13 第 1 段动翼强度解析结果 (应力分布)

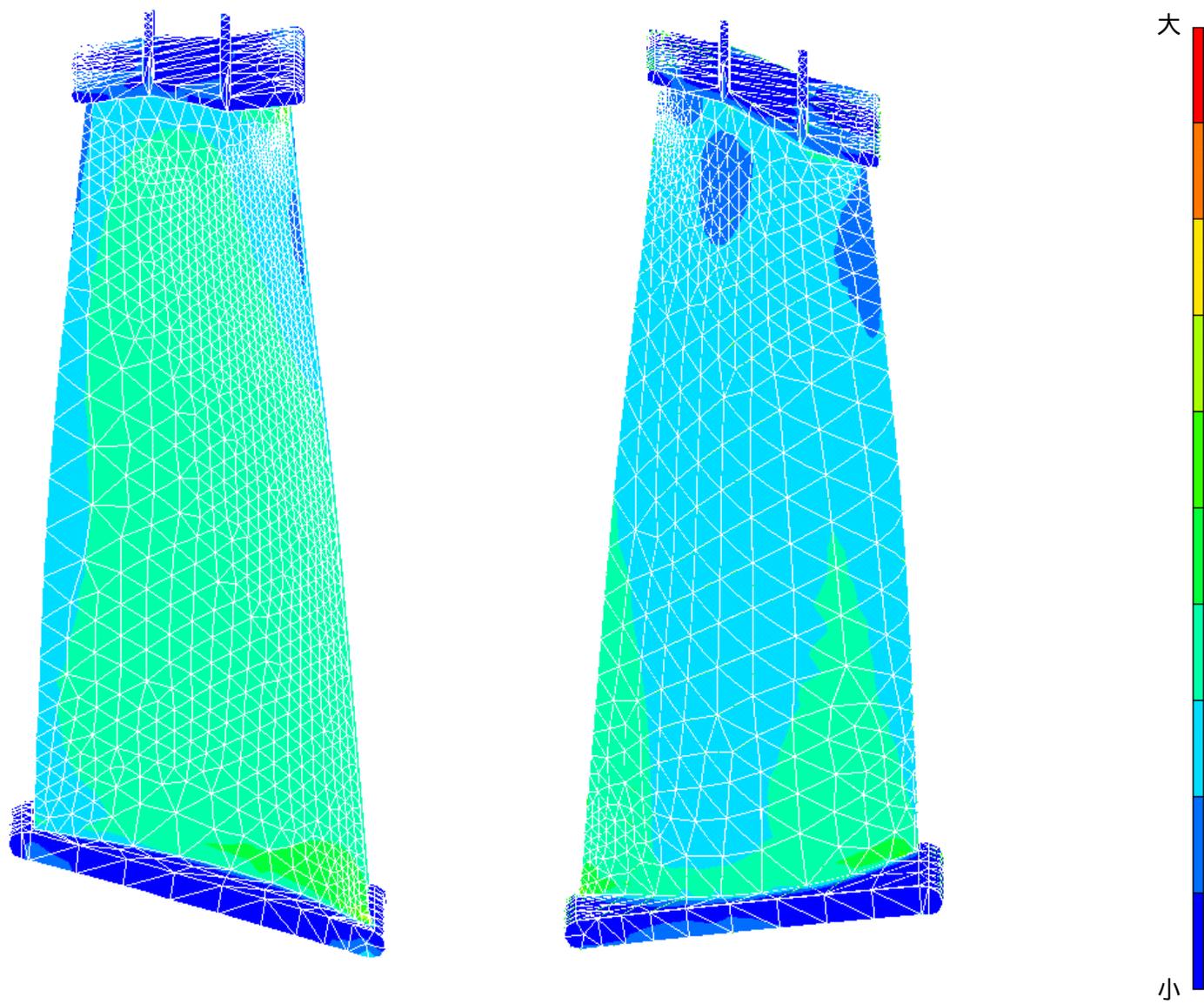


圖 2.2.3-14 第 2 段動翼強度解析結果 (応力分布)

2.3 小型高効率熱交換器の研究

a) 熱交換器性能解析

1) 目的

熱交換器を設計するにあたり、昨年度は SMGT 用再生熱交換器の主に向流部について基本設計を行った。今年度は、ガスと空気の入出口にあたる斜流部を含めた具体的な構造を選定し、さらに支持方法を検討し、性能解析により要求仕様を満足することを確認する。

2) 要求仕様

熱交換器の温度効率 η は83%で、ガス温度は946.2 K (673)から671.65 K (398.5)に低下し、空気側は0.81 MP a (8.27 kgf/cm²)に圧縮された空気が562.8 K (289.6)から881.0 K (607.8)に加熱される。圧力損失は、空気側が3%、ガス側が4%である。

3) 結果

3.1) 熱交換器の全体形状

空気の入出口を、熱交換器のタービン側1方向とする案と側面の2方向とする案を比較検討した。2方向とすることにより、各空気ヘッドを流れる空気量が低減することから、空気ヘッドを含む斜流部を小型化でき、熱交換器全体としても小型化できることがわかった。しかし熱交換器の側面から空気配管が出張するため、空気ヘッドをタービン側1方向とする案を採用した。

熱交換器の支持方法を図 2.3-1 に示す。熱交換器を支持するためには、荷重を分散する必要がある。このため熱交換器は、積層する全ての隔離板の向流部側方に、耳状の張り出しを設け、その張り出しをケースの荷重受け部に載せる方式とした。熱交換器をつり下げる方式もあるが、つり下げ用の穴などの強度の面から、荷重受け部に載せる方式とした。熱交換器の外形を図 2.3-2 に示す。

3.2) 熱交換器の性能解析

熱交換器の小型化のため、空気側フィン高さを、昨年度の2.3mmから2mmに細密化した。

図 2.3-3 に示す条件で、積層高さ H をパラメータとして、性能計算を行った結果、積層高さ H を1.2m以上とすることで、SMGT 用熱交換器の目標温度効率83%およびガス側圧力損失4%以下を満たし、かつ熱交換器の寸法は昨年度に比べ約10%小型化することができた。

次年度は、熱交換器をエンジンに搭載する方法を考慮し詳細設計に着手する。

b) 熱交換器性能試験装置

1) 目的

熱交換器部分段数供試体とケースについて、前項で設定した構造・寸法に基づく詳細設計を行い、製作図を作成する。また、斜流部に使用するフィンの製作を行う。

2) 試験装置の設計

熱交換器部分段数供試体とそのケースの設計を実施した。図 2.3-4、図 2.3-5 に熱交換器部分段数供試体とケースの外形を示す。試験装置の流量から、部分段数供試体は8ペアとした。ケースは水平方向に設置することとした。

3)部品製作

熱交換器部分段数供試体の斜流部に使用するフィンを製作した。次年度は、供試体の部品製作を完了し、組立に着手する。

c) 熱交換器入口流れ試験

1)目的

熱交換器入口におけるガスの偏流により、熱交換器の性能が低下する。またこの偏流によってイグゾーストディフューザ内の排気圧力損失が増加し、目標の4%を越える可能性もある。このため偏流と排気圧力損失に対するイグゾーストディフューザの形状の影響を把握する。今年度は主にベーンとイグゾーストディフューザ下部の絞りの影響を調べる。

2)入口流れ試験装置

試験装置の構成図を図 2.3-6 に、供試体の写真を図 2.3-7 に示す。イグゾーストディフューザのモデルは実機スケールの1/4とし、熱交換器入口でのレイノルズ数を実機条件と一致させた。計測は熱交換器出口での流速を熱線流速計により測定し、パワータービン出口部から熱交換器入口部までの排気圧力損失を測定した。またイグゾーストディフューザのモデルをアクリル製とし、タフトによってフローパターンを可視化した。

3)結果

試験条件と結果を図 2.3-8 にまとめた。偏流の程度は、流速が平均 $\pm 25\%$ となるガス流路面積割合として示した。排気圧力損失は測定値を流速の実機との差異に関して補正した。

3.1)流れ解析と試験結果の比較

流れ解析のモデルを図 2.3-9(a)に示す。熱交換器本体のガス流路は、計 90 流路に分割し、流れ方向を鉛直上向きに拘束した。各流路の圧力損失係数は、圧力損失が流速の2乗に比例するとして調整した。

この流れ解析のモデルに対応した試験を実施した。なお、本比較以外の試験では熱交換器は、斜流部まで含めて模擬した。

流れ解析結果と試験結果の比較を図 2.3-9 に示す。流れ解析、試験結果双方とも壁面近傍と中央部に高速域が存在しており、流れの大まかな傾向は一致していた。

3.2) ベーンの影響

壁面近傍の流速を低減するため、ベーンを設置した試験を行った。ベーンの設定位置は、ベーン1枚設置[図 2.3-10(b)]のときが減速機側壁面のみ、ベーン3枚設置[図 2.3-10(c)]のときが減速機側壁面と左右側の壁面に各1枚ずつである。ベーンを設置することにより、壁面近傍の高速域は内側に広がったが、偏流を低減する効果は小さかった。また排気圧力損失についても基本形状の場合より増加していた。ただし、すべての条件において、左右側の壁面近傍に高速域があり、この対策として左右側の壁面のベーンが効果がある可能性がある。

3.3) イグゾーストディフューザ下部の絞りの影響

イグゾーストディフューザ下部を絞ることによって、偏流と排気圧力損失が低減された。とくにイグゾーストディフューザの減速機側壁面を斜めにした後絞り[図 2.3-

10(d)]では、すべての条件の中で偏流が最も小さく、排気圧力損失も最小であった。またタフトによる可視化の結果、比較的スムーズに流れていることがわかった。なお前絞り[図 2.3-10(e)]と両底絞り[図 2.3-10(f)]では、中央部に低速域ができ、偏流低減の効果は小さかった。

次年度は、ディフューザのイグゾーストディフューザ内へ突き出す長さをパラメータとして試験を行ない、イグゾーストディフューザ形状を決定する。

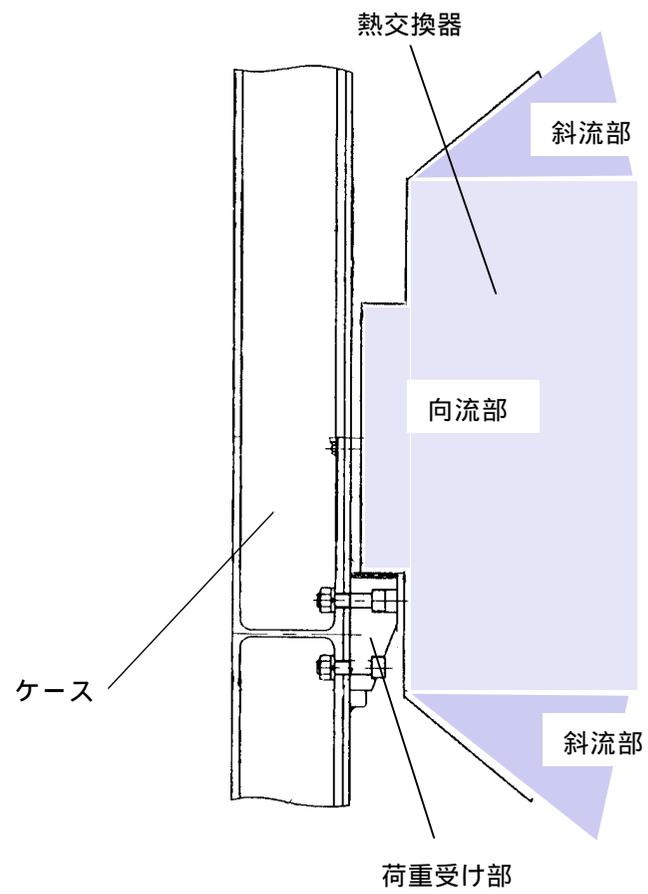


図2.3-1 熱交換器支持方法

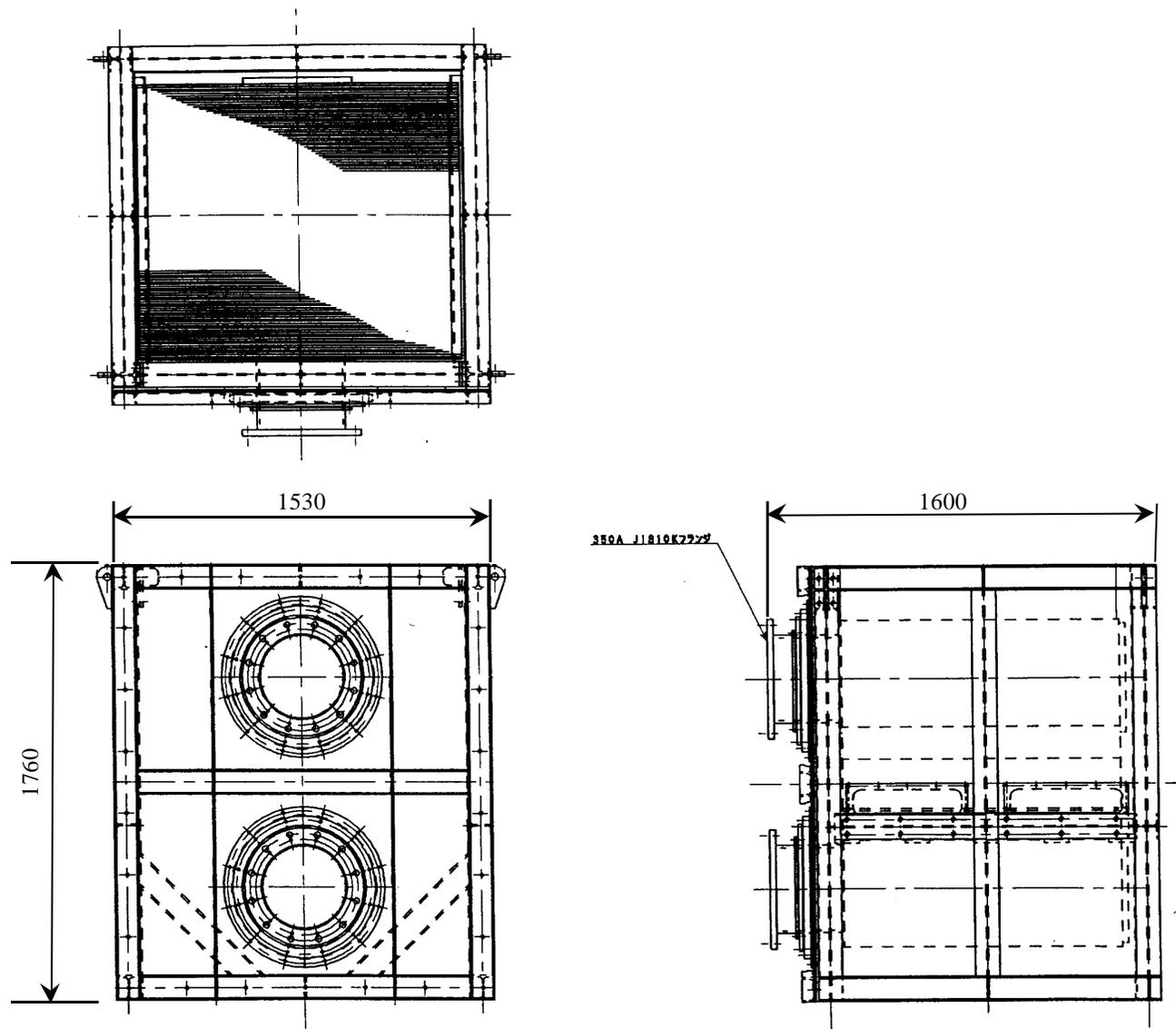


図2.3-2 熱交換器の外形

項目	記号	単位	値
向流部長さ	L	mm	400
ガス側フィン高さ	B_G	mm	約6
ガス側フィンピッチ	P_G	mm	約3
空気側フィン高さ	B_A	mm	約2
空気側フィンピッチ	P_A	mm	約2
想定フィン材質			インコロイ

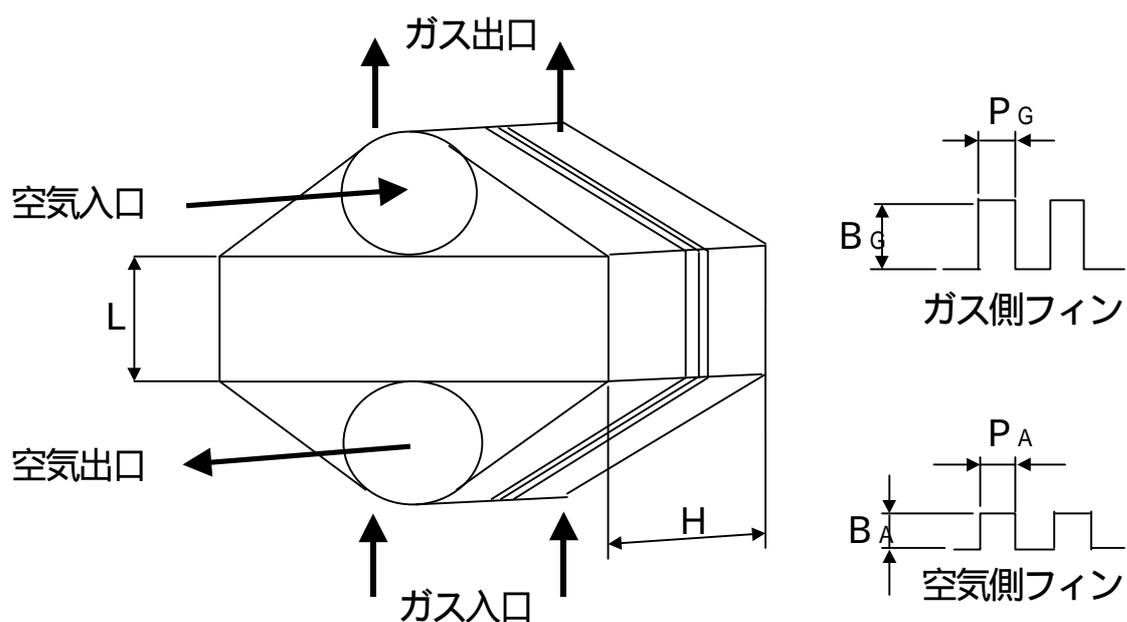


図2.3-3熱交換器性能解析条件

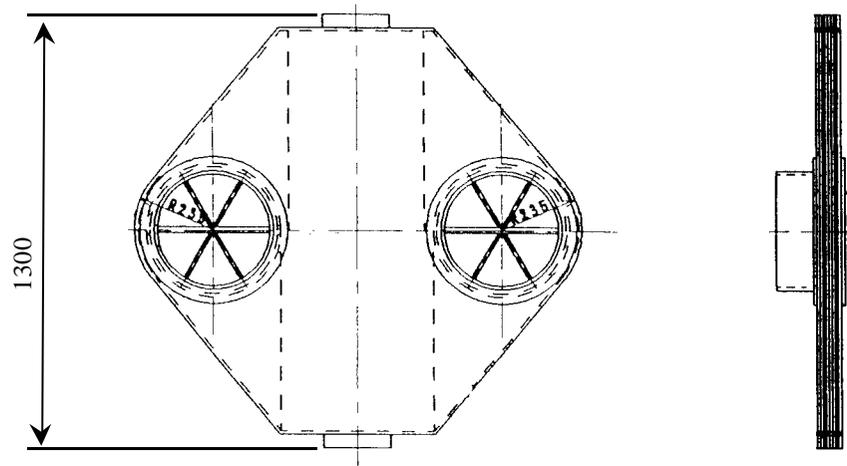


図2.3-4 熱交換器部分段数供試体の外形

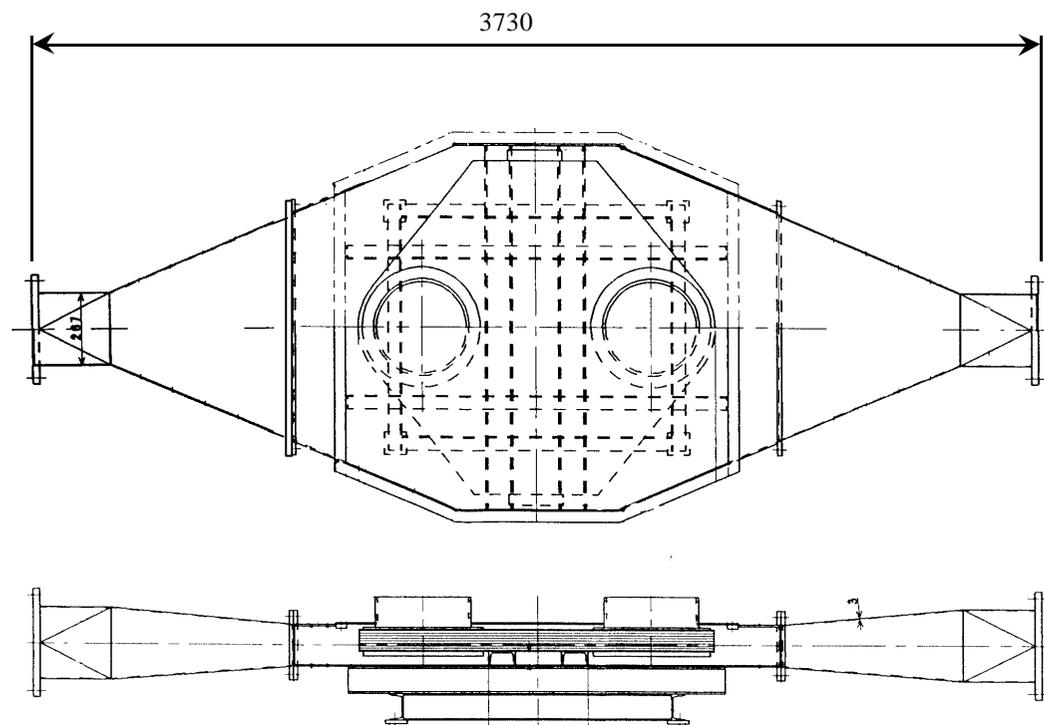


図2.3-5 熱交換器部分段数供試体のケース

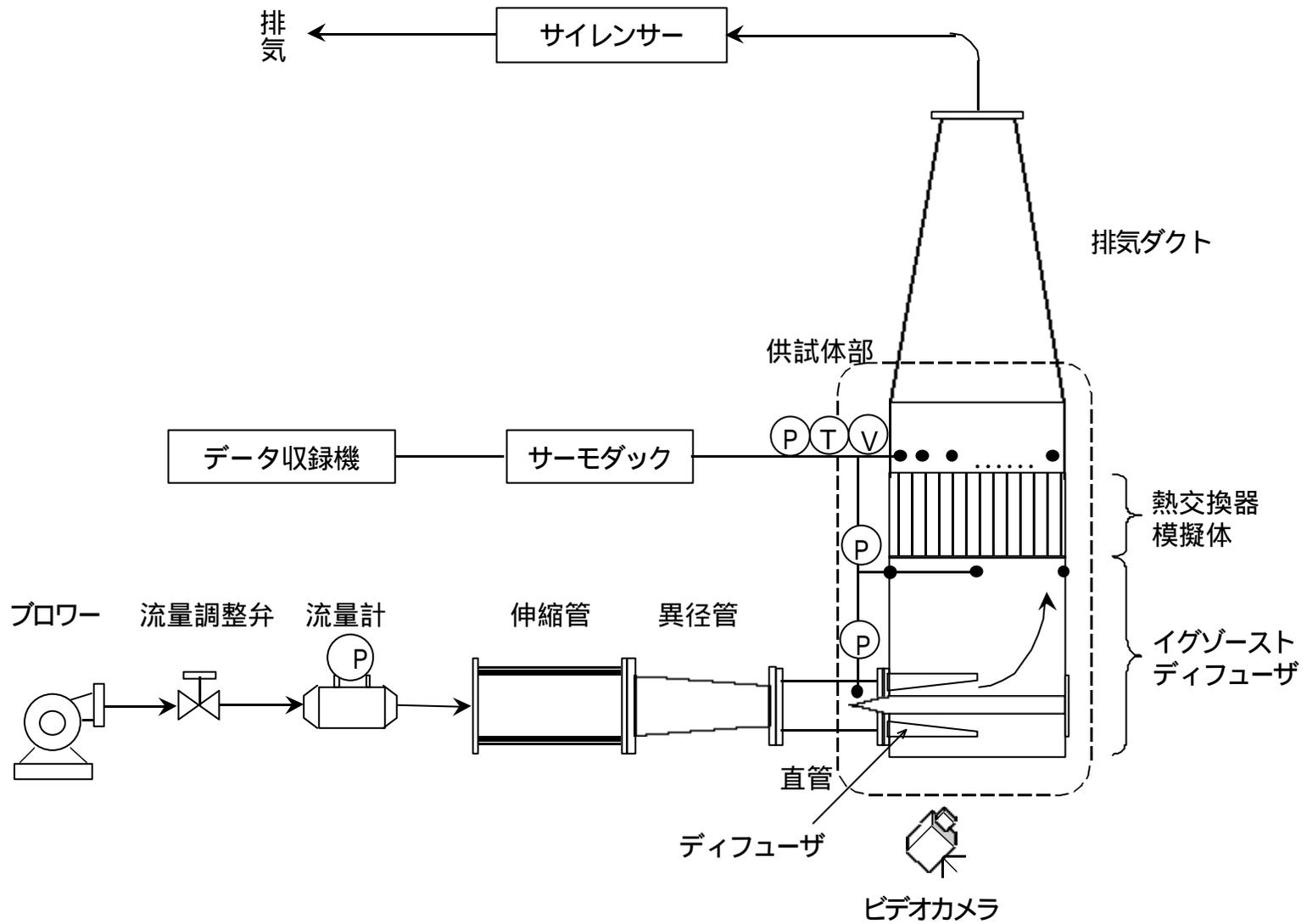
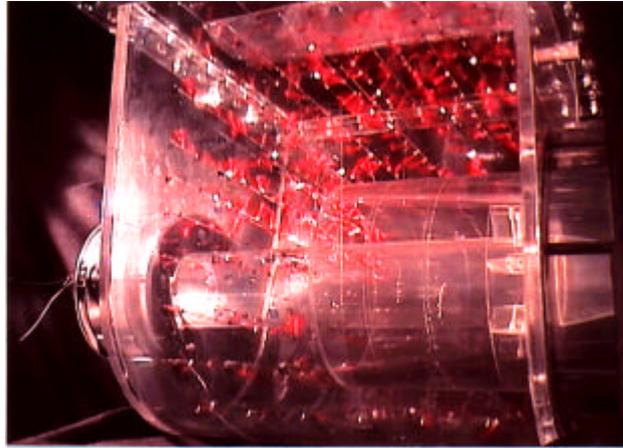


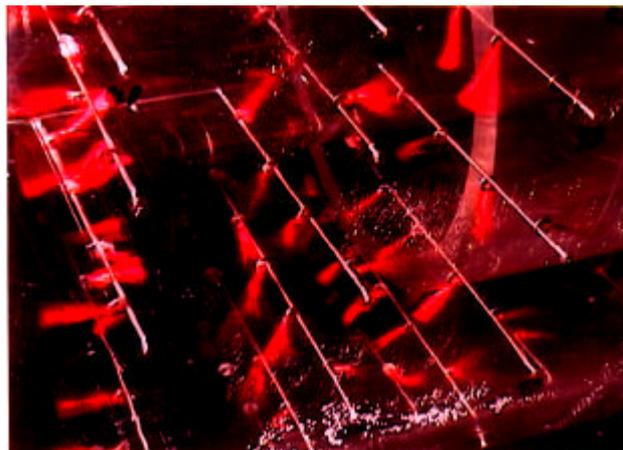
図2.3-6 熱交換器入口流れ試験装置の構成



(a) イグゾーストディフューザ全体



(b) 熱交換器入口近傍



(c) ディフューザ出口近傍

図2.3-7 入口流れ試験装置

	試験条件	平均流速 ± 2.5 % 以内の割合	排気圧力損失
0	流れ解析結果との比較・検証	-	-
1	基本形状	6.4 %	2.3 %
2-1	Λ-1枚設置	6.2 %	2.2 %
2-2	Λ-3枚設置	6.6 %	2.3 %
3-1	イグゾーストディフューザ後底絞り	8.9 %	1.8 %
3-2	イグゾーストディフューザ前底絞り	8.1 %	2.2 %
3-3	イグゾーストディフューザ両底絞り	8.3 %	1.8 %
4	ディフューザカット	8.2 %	2.1 %

: 基本形状より大変良い
 : 基本形状より良い
 : 基本形状と同じ
 : 基本形状より劣る

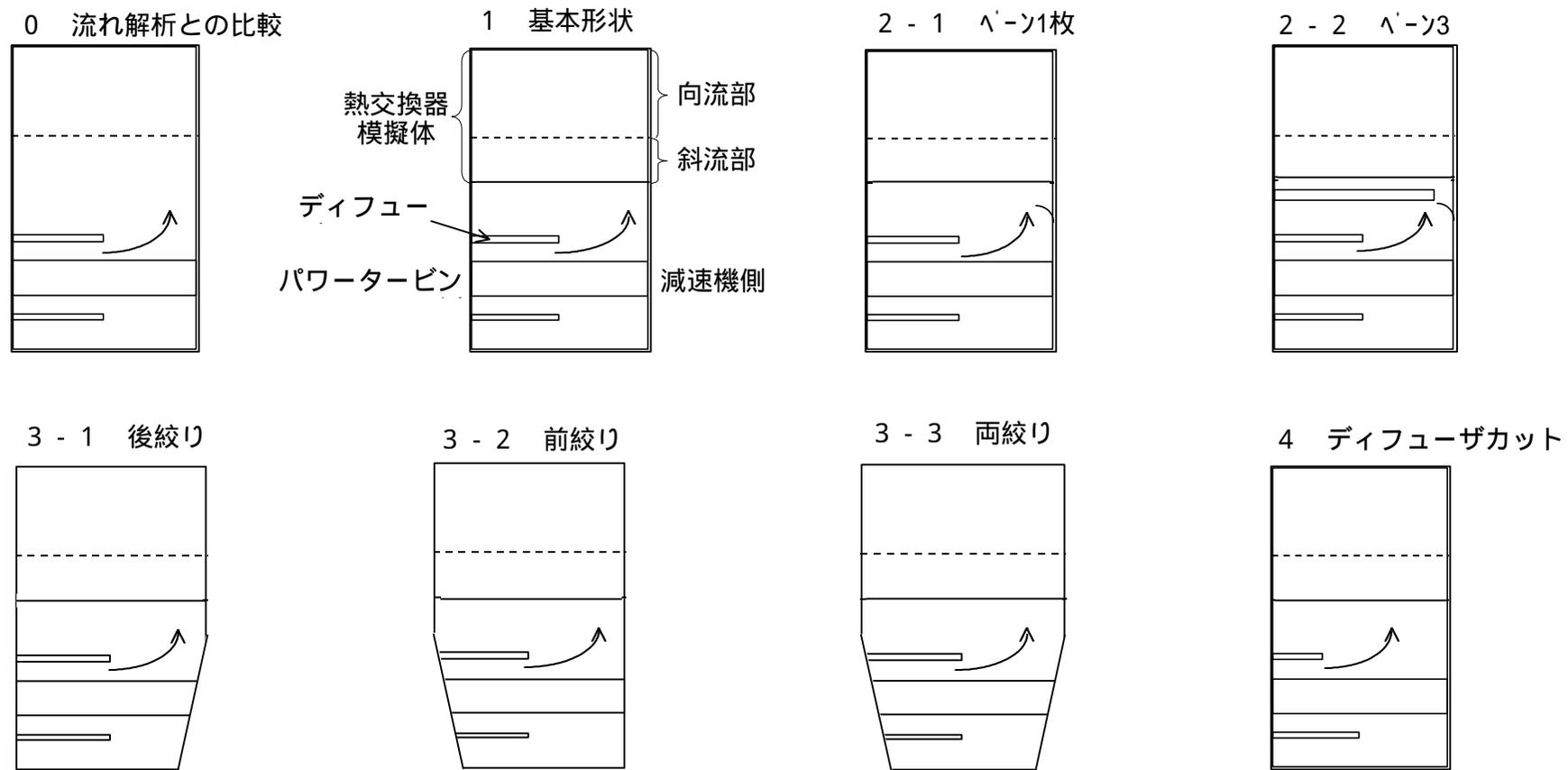
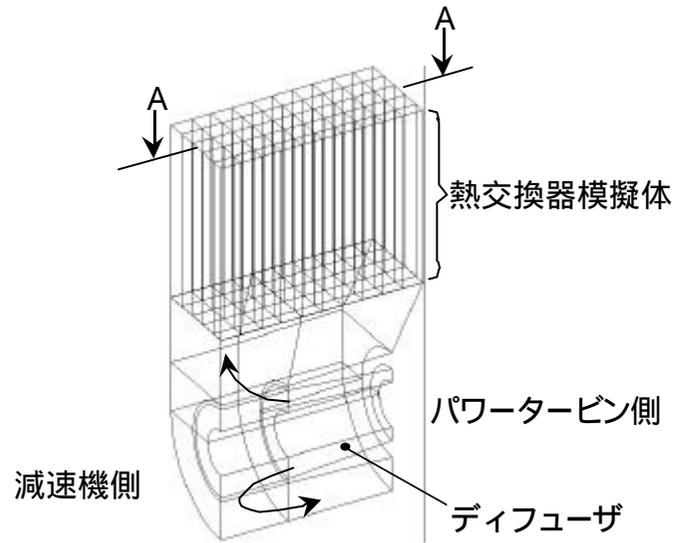
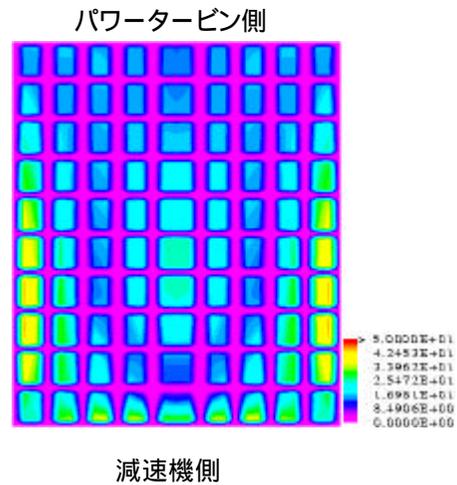


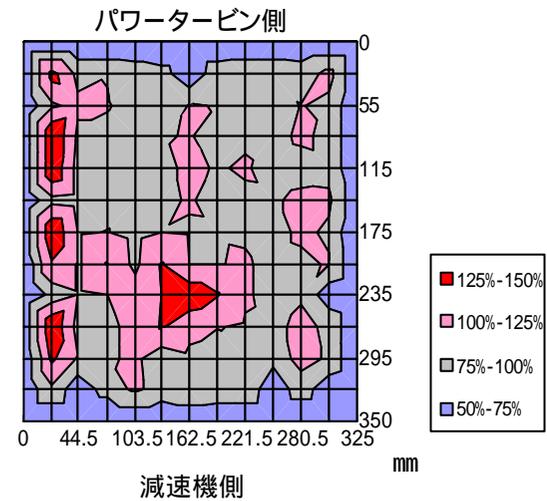
図2.3-8 流れ試験の条件と結果



(a) 流れ解析のイグゾーストディフューザ半形状

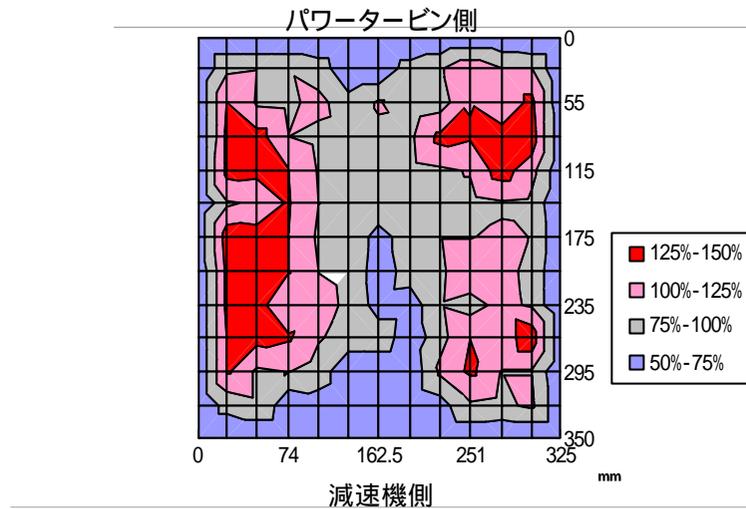


(b) 流れ解析結果 (A - A 矢視)

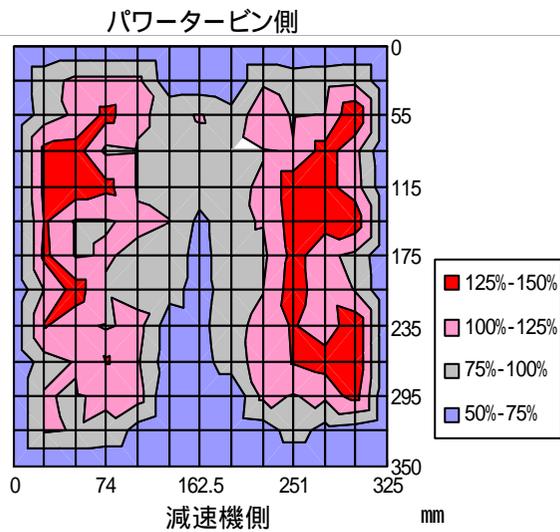


(c) 試験結果 (A - A 矢視)

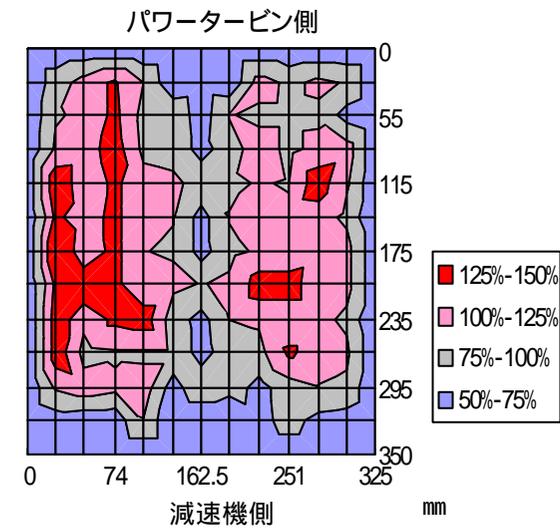
図2.3-9 流れ解析結果と試験結果の比較



(a) 基本形状

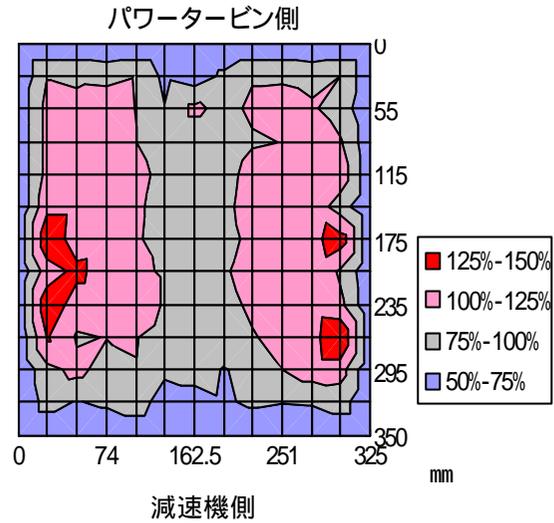


(b) ヴォルテックス1枚

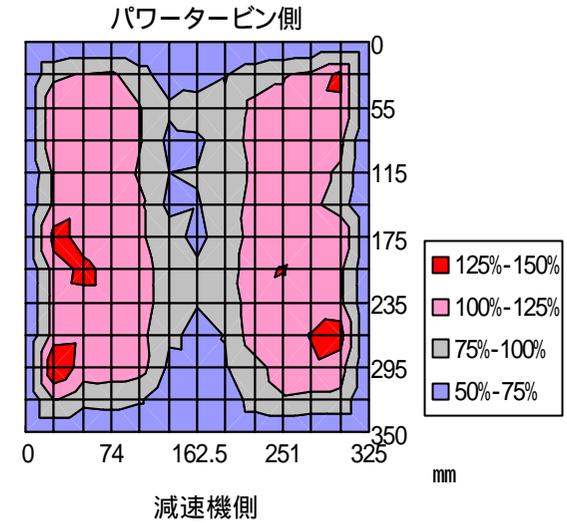


(c) ヴォルテックス3枚

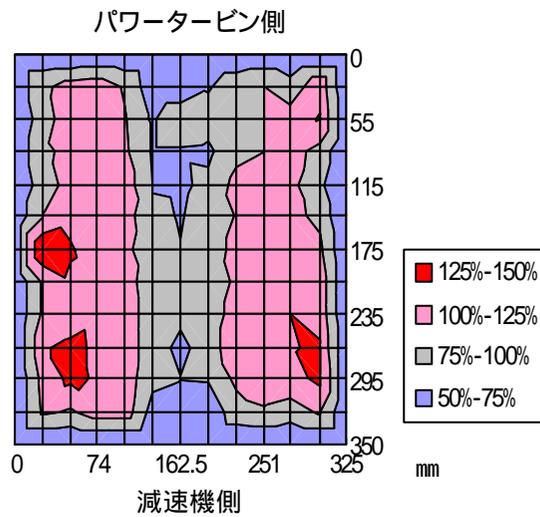
図2.3-10 熱交換器入口流速分布の詳細 (平均流速に対する割合)



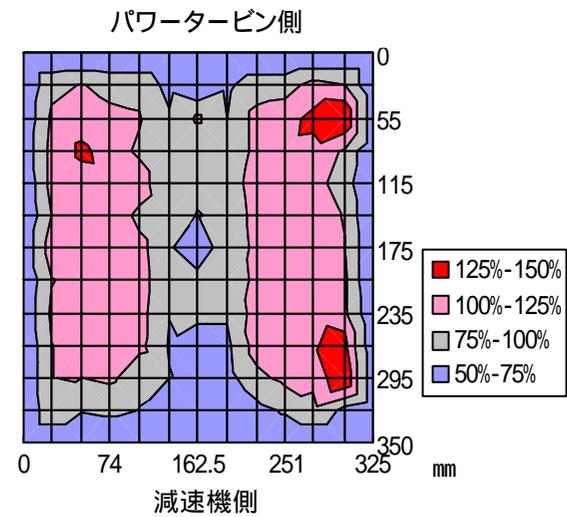
(d) 後絞り



(e) 前絞り



(f) 両絞り



(g) ディフューザカット

図2.3-10 熱交換器入口流速分布の詳細（平均流速に対する割合）（続）

3.1 船舶対応技術の研究

3.1.1 負荷変動対応技術の研究

a) 運転制御システムのシミュレーションプログラムの作成

1) 概要

船用主機として使用されるガスタービンの制御システム開発を目的として、制御方式の検討を行うためのシミュレーションモデルを開発した。また、制御系の基本設計を行うとともに、制御系シミュレーションによる基礎検討を実施した。

2) シミュレーションモデルの開発

ガスタービンのシミュレーションモデル開発は平成9年度より着手しており、再生器および船体を除いた2軸式ガスタービンの基本構成モデルについては、平成9年度に要素モデルの基本設計および結合シミュレーションを実施している。

平成10年度は、設計データなどをもとにシミュレーションモデルの精度を高めると共に、未着手であった再生器モデルと船体モデルの作成を実施した（図3.1-1、図3.1-2参照、図3.1-3参照）。

3) 制御系の基本設計

2軸式ガスタービンに最適な制御方式を研究・開発するにあたり、制御系の構成について検討し基本設計を実施した。

ガスタービン制御系の主制御量は出力軸（パワータービン軸）の回転数であり、そのフィードバック制御器を主制御部に設けた。また、2軸式ガスタービンでは負荷の増減に対しガスジェネレータ軸の回転数が増減するため、負荷の急増・急減時には制御系はガスジェネレータ軸を急加速・急減速させようと燃料弁開度を急変させるため、サージング・吹き消えを引き起こす。これを防止するために、ガスジェネレータ軸に対する加速制限・減速制限を行うための制御器を設けた。さらに、ガスジェネレータ軸回転数・排ガス温度を運用の許容範囲内に制限するための制御器を設け、これらの低位選択・高位選択により燃料弁開度指令を決定する構成とした。

4) 制御系シミュレーション検討

上記制御系をシミュレーションモデルに組み込み、その制御特性について検討するための制御系シミュレーションを実施した。

図3.1-44、図3.1-5、F型ガスタービン+固定ピッチプロペラの場合について、負荷の急増・急減に対する制御特性をシミュレーションした例である（固定ピッチプロペラの場合には、出力軸回転数を変えることにより負荷の増減が行われる）。シミュレーション結果から、サージング・吹き消えを発生させるような急激な燃料変化を起こさないように、ガスジェネレータ軸を加速・減速させていることが確認された。

今後は、部分負荷効率の最適化なども考慮した制御系へと発展させるとともに、ガスタービン本体の設計情報を反映して制御系の各種パラメータの調整を行う。

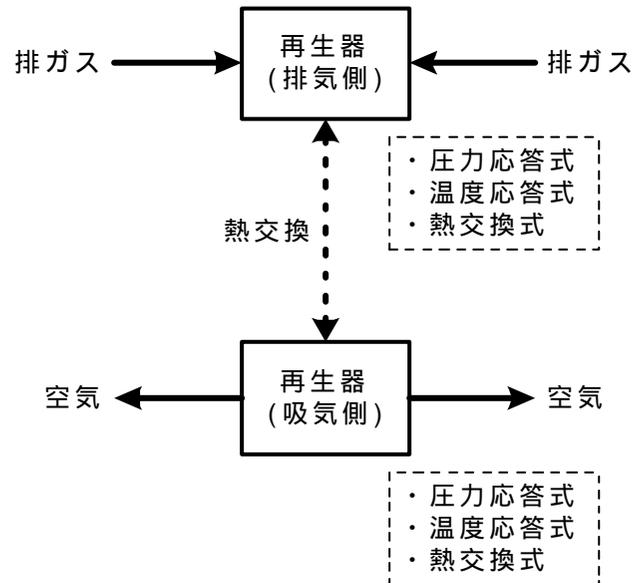
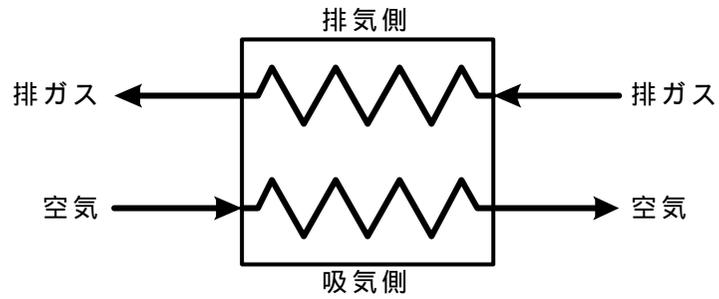


図 3.1-1 再生器モデル概念図

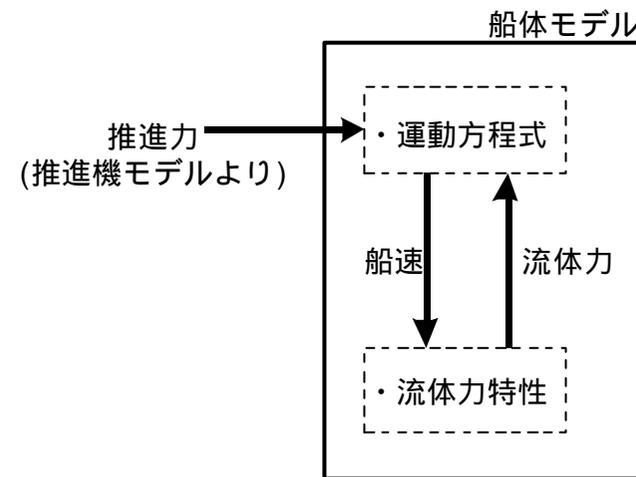
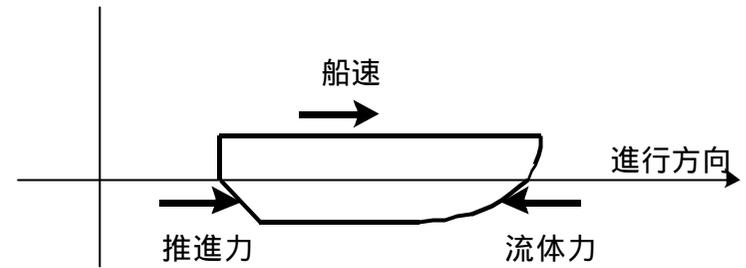


図 3.1-2 船体モデル概念図

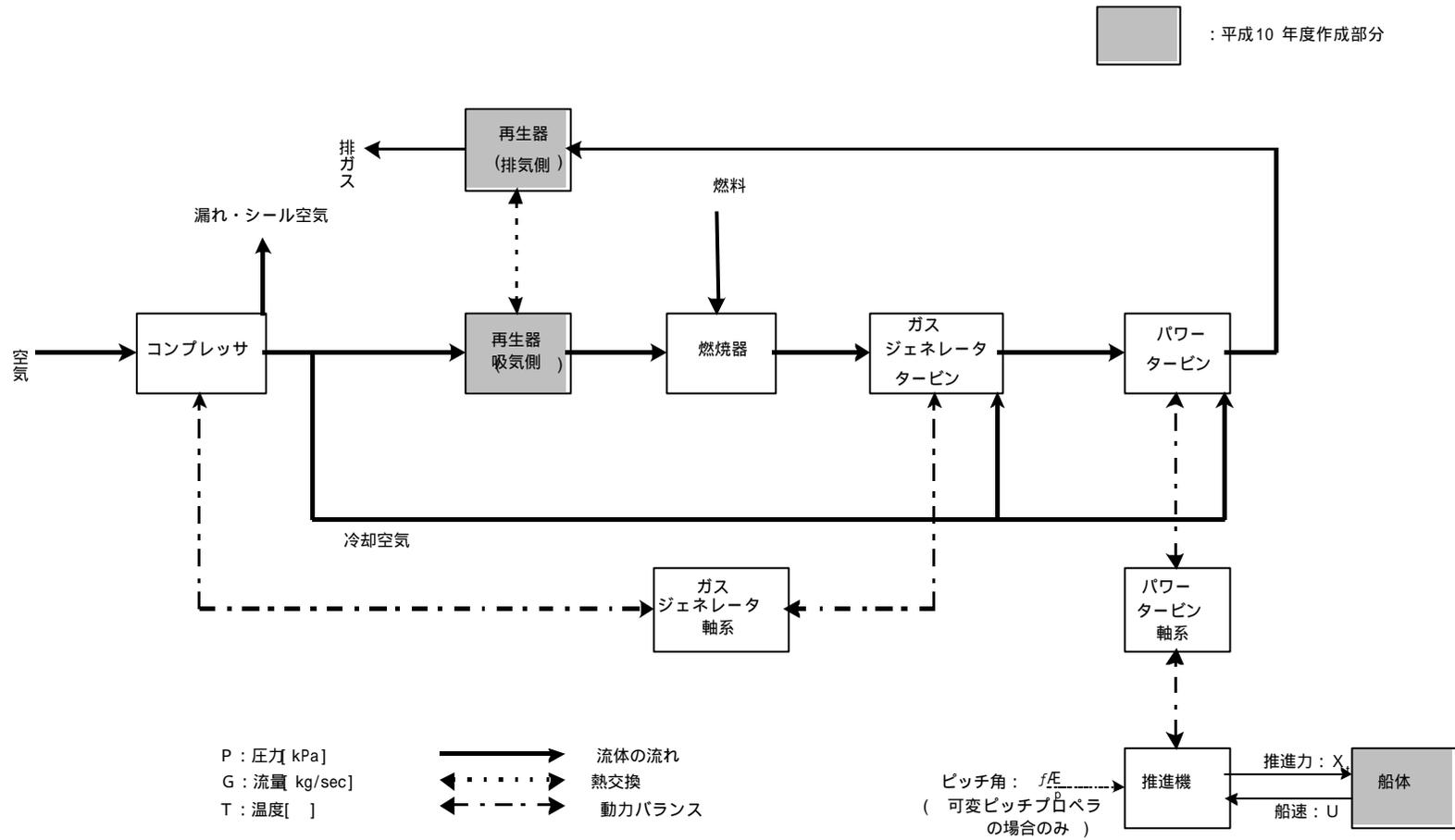


図 3.1-3 全体シミュレーションモデル図

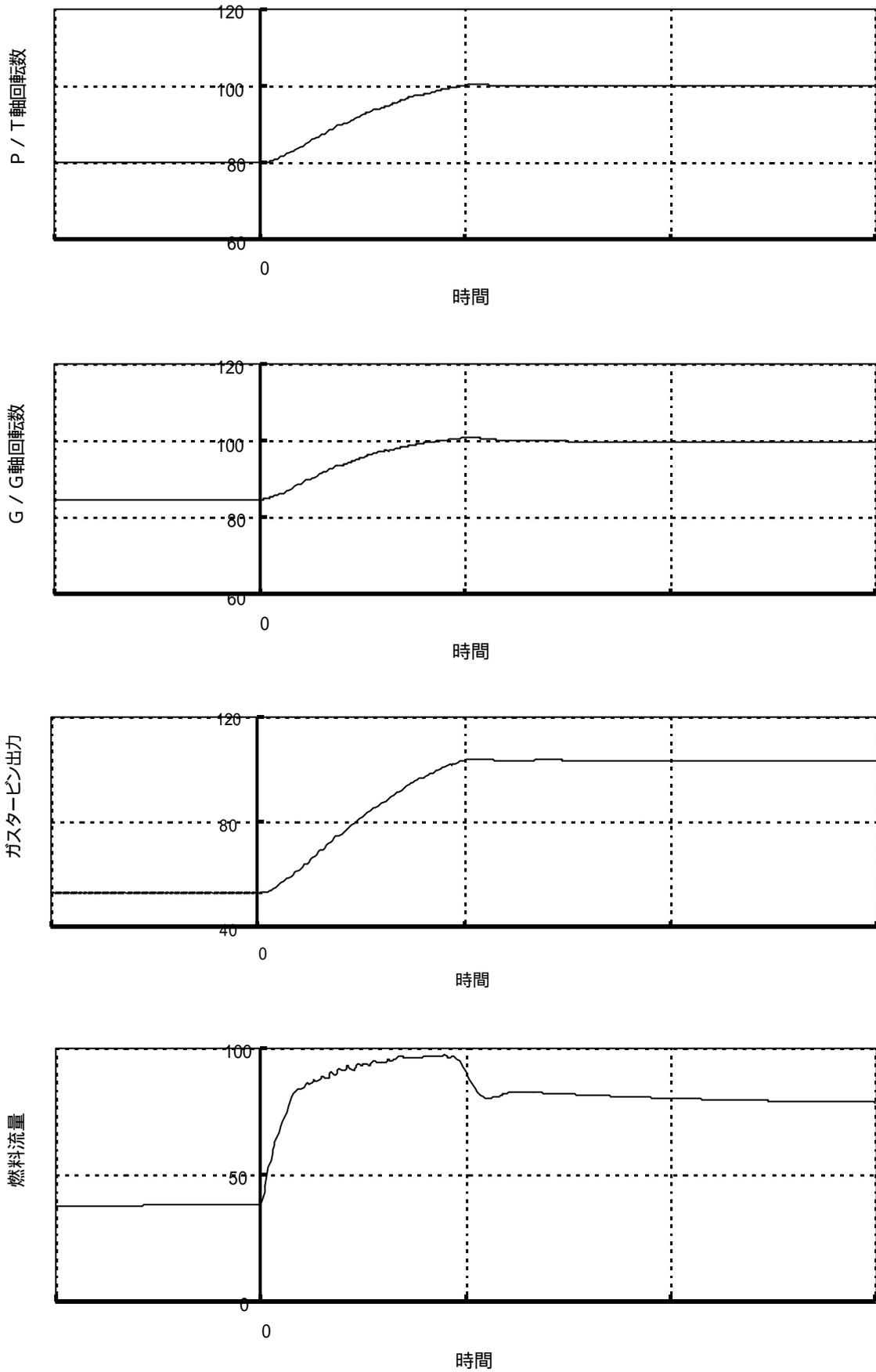


図 3.1-4 制御系シミュレーション例(中間負荷からの急加速: F 型 + 固定ピッチ)

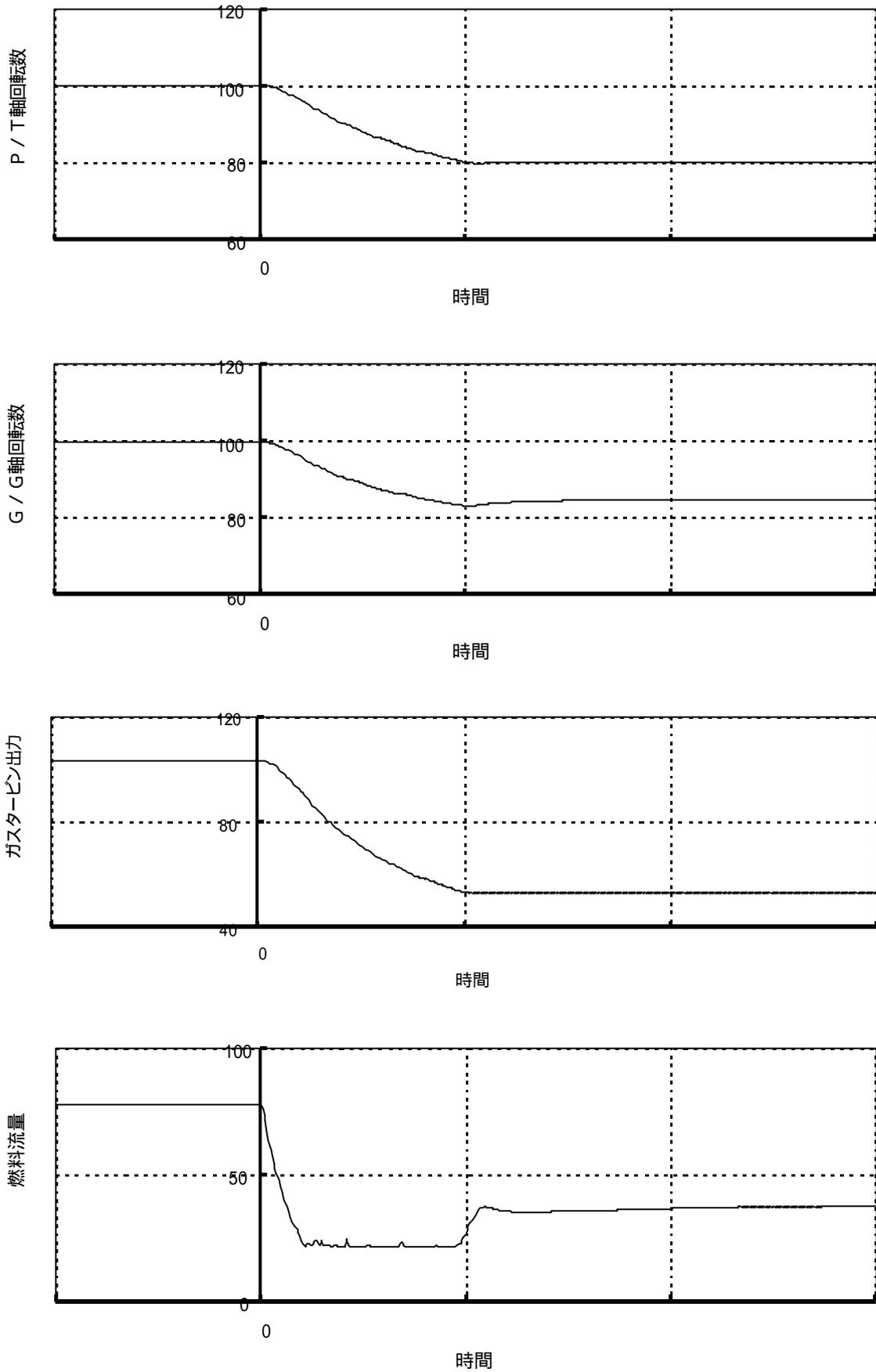


図 3.1-5 制御系シミュレーション例 (中間負荷への急減速: F型 + 固定ピッチ)

3 船舶対応技術の研究

3.2 防食技術の研究

3.2.1 防食性能試験装置

平成10年度は各要素の材料について防食性能の評価を行うことができる防食性能試験装置(平成9年度に設計)を製作した。製作部分はナトリウム・カリウム等添加系、亜硫酸ガス添加系、試験片ホルダーである。図3.2-1に防食性能試験装置の概略図を示す。本試験装置の特徴は、実機と同等の組成、温度の燃焼ガス中において、実機と同等の試験片温度を再現できることにある。試験片近傍の燃焼ガス温度は、熱電対により計測し、燃料の流量制御装置を用いて制御する。また、試験片の温度は試験片表面に取り付けられた熱電対により計測され、冷却用空気流量調節器を用いて所定の温度に保持する。

3.2.2 防食試験用テストピース

平成10年度はニッケル基耐熱合金(Rene80H, IN738LC, IN792Hf, CMSX-11, INCO713LC)及びコバルト基耐熱合金(FSX-414)の防食性能試験用テストピースを作製した。

3.2.3 防食性能試験

a) 防食性能試験

1) 概要

重油を燃焼するガスタービンにおいては、燃焼ガス中に存在する灰分が高温部材に付着する。この灰分に溶融相が含まれているとき、高温部材の腐食損傷が加速されることが知られている。この腐食形態は、高温腐食または溶融塩腐食と呼ばれている。溶融塩腐食による腐食速度は、合金表面の保護性酸化物皮膜の溶解を伴うために通常の腐食(溶融相の付着を伴わない腐食)の場合と比較して著しく増大する。

重油燃焼ガスタービンの高温部材に付着する溶融塩 Na_2SO_4 は熱力学的に安定な物質であり、主に海塩粒子として取り込まれた NaCl と燃料中の硫黄分の燃焼により生成した SO_2 や SO_3 との化学反応によって生成するものと考えられている。

一般的に高速燃焼ガスが燃焼器からタービンの動静翼部を通過する時間は短いため、化学反応が完了できず、 NaCl が一部残存する可能性もあると言われている⁽³⁾。

したがって、海洋環境において運転される重油燃焼ガスタービンでは Na_2SO_4 - NaCl 系溶融塩による腐食が問題となる。

平成10年度はガスジェネレータタービン及びパワータービンの動翼、静翼材料を対象にして、基材の耐高温腐食性を相対評価することを目的として、S、Na、K等の腐食成分を添加した燃焼ガスによる防食性能試験を行った。

2) 試験方法

2.1) 供試材

供試材を表3.2-1に示す。

2.2) 試験条件

試験装置は平成10年度に製作した防食性能試験装置(図3.2-1)を用い、試験条件はA重油を燃料とする実機を想定し、以下のように設定した。

- ・ 燃焼ガス温度 1300
- ・ 試験片表面温度 900 (INCO713LC については 750 も調査)
- ・ 燃料 灯油
- ・ 雰囲気 A 重油模擬及び海上雰囲気模擬
- ・ 試験時間 100 時間

3) 試験結果及び考察

各供試材の腐食深さ及び外観状況を評価した。図 3.2-2 に試験片の外観を示す。図 3.2-3 に防食性能試験結果を示す。試験片表面温度を 900 に設定し、100 時間試験した場合の各供試材の侵食深さを比較している。図 3.2-3 及び外観状況から評価すると、IN738LC、IN792Hf、CMSX-11 及び FSX-414 はほぼ同等の耐食性を示し、Rene80H はそれらよりも良好な耐食性を示した。また INCO713LC は試験片表面温度 900 では IN738LC 等よりも耐食性が劣る結果となったが、750 においてはほとんど減肉は見られず、優れた耐食性を示した。

4) まとめ

ガスジェネレータタービン及びパワータービンの動翼、静翼材料を対象に燃焼ガス温度 1300 の条件のもとで高温腐食試験を 100 時間行い、次の結果を得た。

試験片表面温度 900 において、腐食深さ及び外観状況から評価すると、IN738LC、IN792Hf、CMSX-11、FSX-414 はほぼ同等の耐食性を示し、Rene80H はそれらよりも良好な耐食性を示した。また INCO713LC はこの試験片表面温度では IN738LC 等よりも耐食性が劣った。今後、防食コーティングを施した場合の防食性能の評価を実施する予定である。

INCO713LC は試験片表面温度 750 において、ほとんど減肉は見られず良好な耐食性を示した。

b) 塩水噴霧試験

1) 概要

スーパーマリンガスタービンは海上で使用されることからデミスター使用を想定しているが、デミスターの故障等により、低温で使用される金属部材に塩水粒子が付着する可能性も考えられる。一般にはステンレス鋼やアルミニウム、チタンなどのように、不働態化し表面の保護性酸化皮膜により耐食性が保たれている金属が、環境中に含まれているハロゲンイオンなどにより、保護皮膜が局所的に破壊されて孔食等の腐食を生ずることがある。この試験では、デミスターの故障等の状況を想定して、候補材料の塩水付着環境における耐食性を調査することとした。

平成 10 年度は、比較的低温で使用される圧縮機用材料について海塩粒子付着環境での耐食性を評価するため、塩水噴霧試験 (90 日) を実施した。

2) 試験方法

2.1) 供試材

供試材は、圧縮機動・静翼及びディスク材等の候補材料 (表 3.2-2) を用いた。

2.2) 試験条件

試験条件は JIS Z2371 に準拠した。

- ・ 試験温度 35
- ・ NaCl 水溶液濃度 5%
- ・ 試験期間 90 日

3) 試験結果及び考察

各供試材の 90 日塩水噴霧試験後の外観写真を図 3.2-4 に示す。

各供試材とも、試験後に腐食スケール除去を行い、重量計測を行った。各供試体の腐食量を図 3.2-5 に示す。一般に全面腐食時の減肉量が 0.05mm/y 以下の腐食速度の材料は耐食材料として使用することができると言われている。Custom450、SUS630、SCS24、SUS410、FV535、6Al-4V-Ti については、減肉量が 0.05mm/y (90 日で腐食量が約 19mg/cm² に相当) よりも少ない。SUS403 については、腐食減肉量が多く、また外観状況から孔食も多数発生している。また FV535 については、試験後の写真からは若干錆が発生しているが、腐食減肉量は少なく、腐食スケール除去後の写真から孔食は認められなかった。

4) まとめ

圧縮機材料を対象に、90 日間の塩水噴霧試験を、NaCl 濃度 5%、温度 35 の条件のもとで行い、次の結果を得た。

Custom450、SUS630、SCS24、SUS410、FV535、6Al-4V-Ti については、良好な耐食性が得られた。

SUS403 については減肉量が多く、孔食が多数発生していた。

平成 11 年度はケーシングなど主要構造部材についても同様に耐食性の評価を行なう予定である。

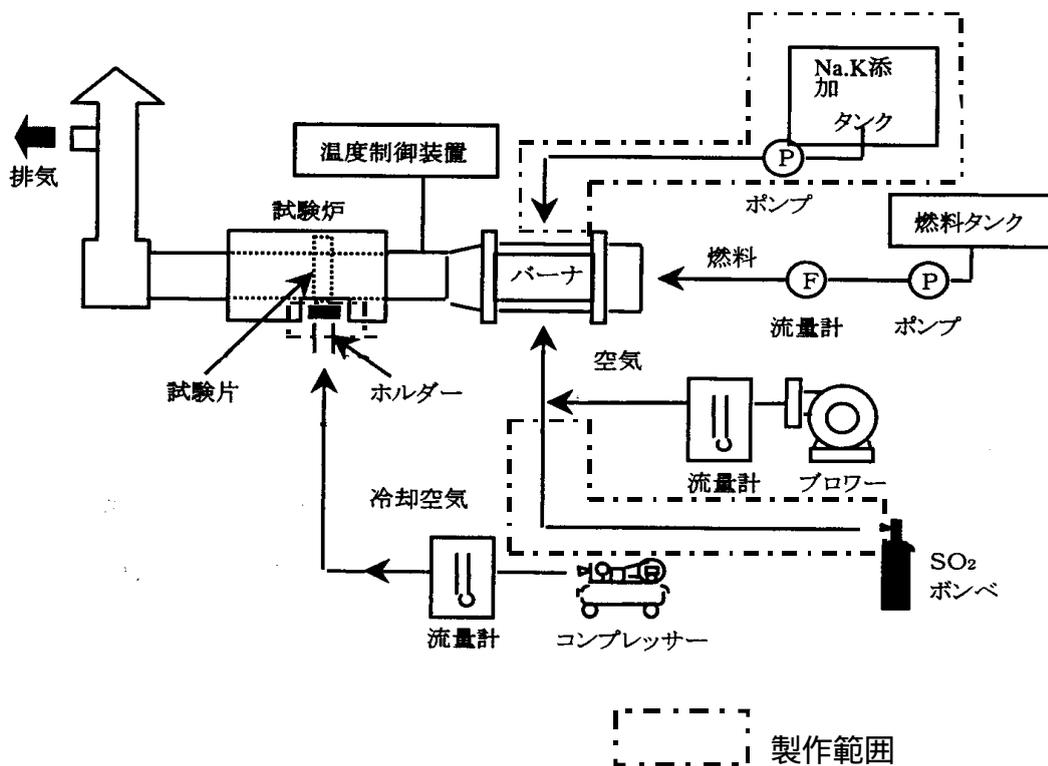


図 3.2-1 防食性能試験装置配置・系統図

表 3.2-1 防食性能試験供試材

供試材		使用候補箇所
Rene80H	ニッケル基耐熱合金	ガスジェネレータタービン動翼, パワータービン動翼(高温側)
IN738LC	ニッケル基耐熱合金	比較材
IN792Hf	ニッケル基耐熱合金	比較材
INCO713LC	ニッケル基耐熱合金	パワータービン動翼(低温側)
CMSX-11	ニッケル基耐熱合金 (単結晶合金)	ガスジェネレータタービン動翼
FSX-414	コバルト基耐熱合金	ガスジェネレータタービン静翼, パワータービン静翼

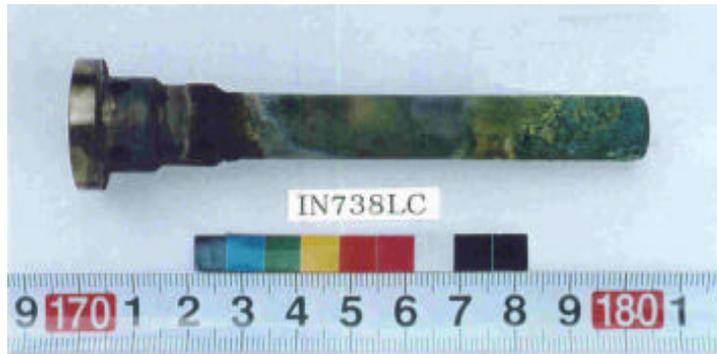
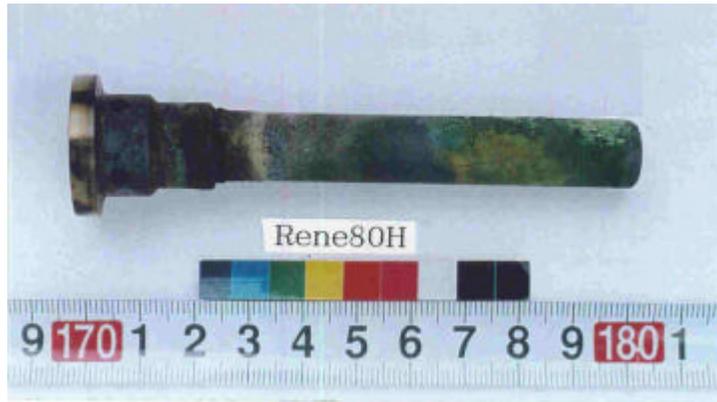


図 3.2-2 防食性能試験 試験片の外観

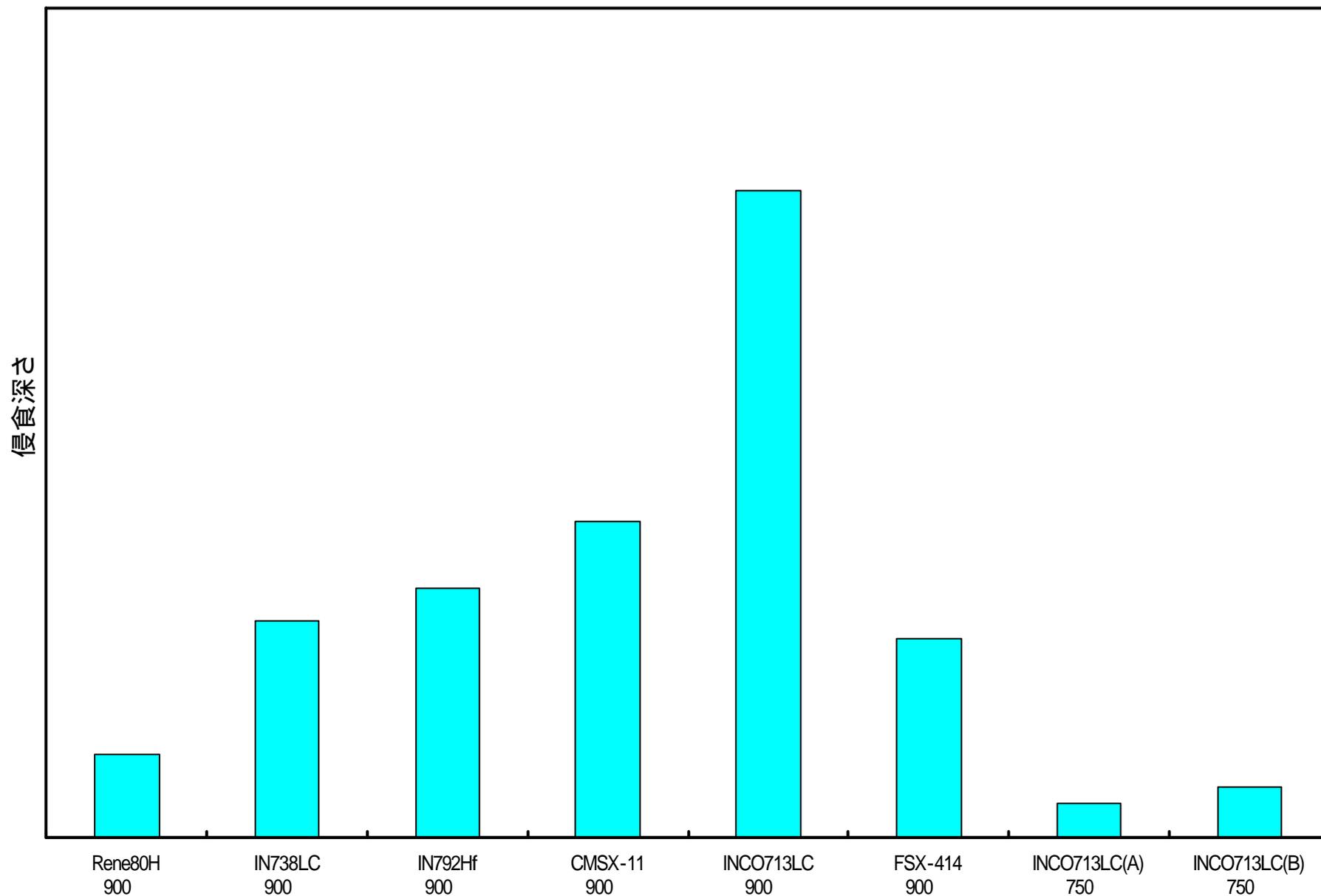


図 3.2-3 防食性能試験結果

表 3.2-2 塩水噴霧試験供試材

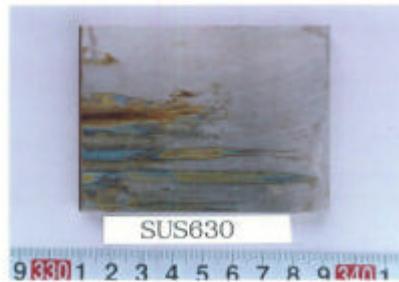
Custom450 (15Cr-6.5Ni)	析出硬化型マルテンサイト系ステンレス鋼
SUS630 (17-4PH)	析出硬化型マルテンサイト系ステンレス鋼
SCS24 (17Cr-4Ni)	析出硬化型マルテンサイト系ステンレス鋳鋼
SUS410 (13Cr 鋼)	マルテンサイト系ステンレス鋼
SUS403 (13Cr 鋼)	マルテンサイト系ステンレス鋼
FV535 (12Cr 鋼)	マルテンサイト系ステンレス鋼
6Al-4V-Ti	チタン合金



Custom450 の外観写真



SCS24 の外観写真



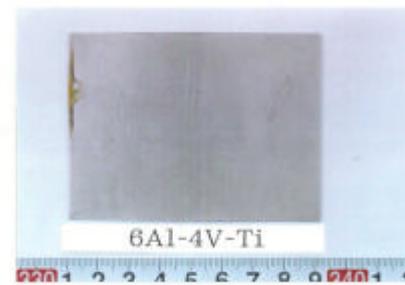
SUS630 の外観写真



SUS410 の外観写真



SUS403 の外観写真



6Al-4V-Ti の外観写真



FV535 の外観写真

図 3.2-4 90日塩水噴霧試験後の外観写真

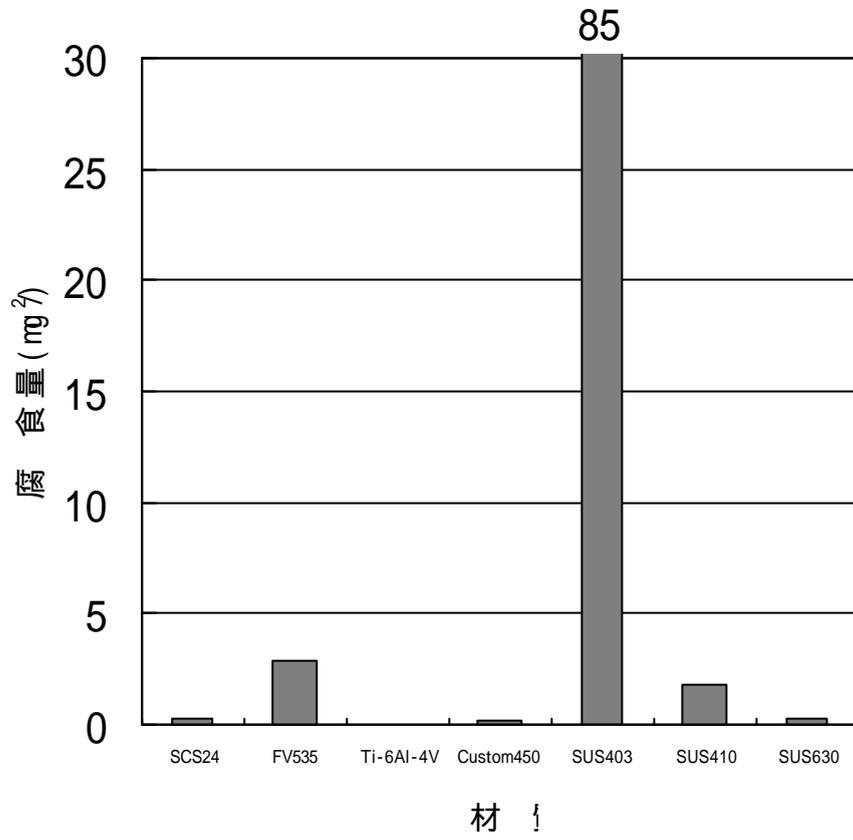


図 3.2-5 塩水噴霧試験結果

3.3 SMGT の内航船への適用調査

a) 目的

本研究は、平成 9 年度に基本設計した SMGT 本体のみでなく周辺機器を含む機関システム全体及びその機器配置を検討して、SMGT 全体構造の詳細設計の基礎資料を得ることを目的とした。

b) 対象の船舶

SMGT の出力に見合った、高速旅客船（約 300G/T）、貨物船（約 750G/T）及びカーフェリー（約 1,500G/T）を検討対象船舶とした。

c) 機関室配置

高速旅客船においては、上甲板から下に配置される機関室に SMGT の熱交換器、給排気系含め最適に配置するためには、出力軸、推進軸を減速機を介してコの字型としたほうがよいことがわかった。

一方、貨物船及びカーフェリーについては、直列配置でも問題なく配置することが可能とわかった。いずれにしても従来の機関室より遙かに小さいスペースに配置することが可能であることが明らかになった。

機器配置の例を図 3.3-1、3.3-2 及び 3.3-3 に示す。

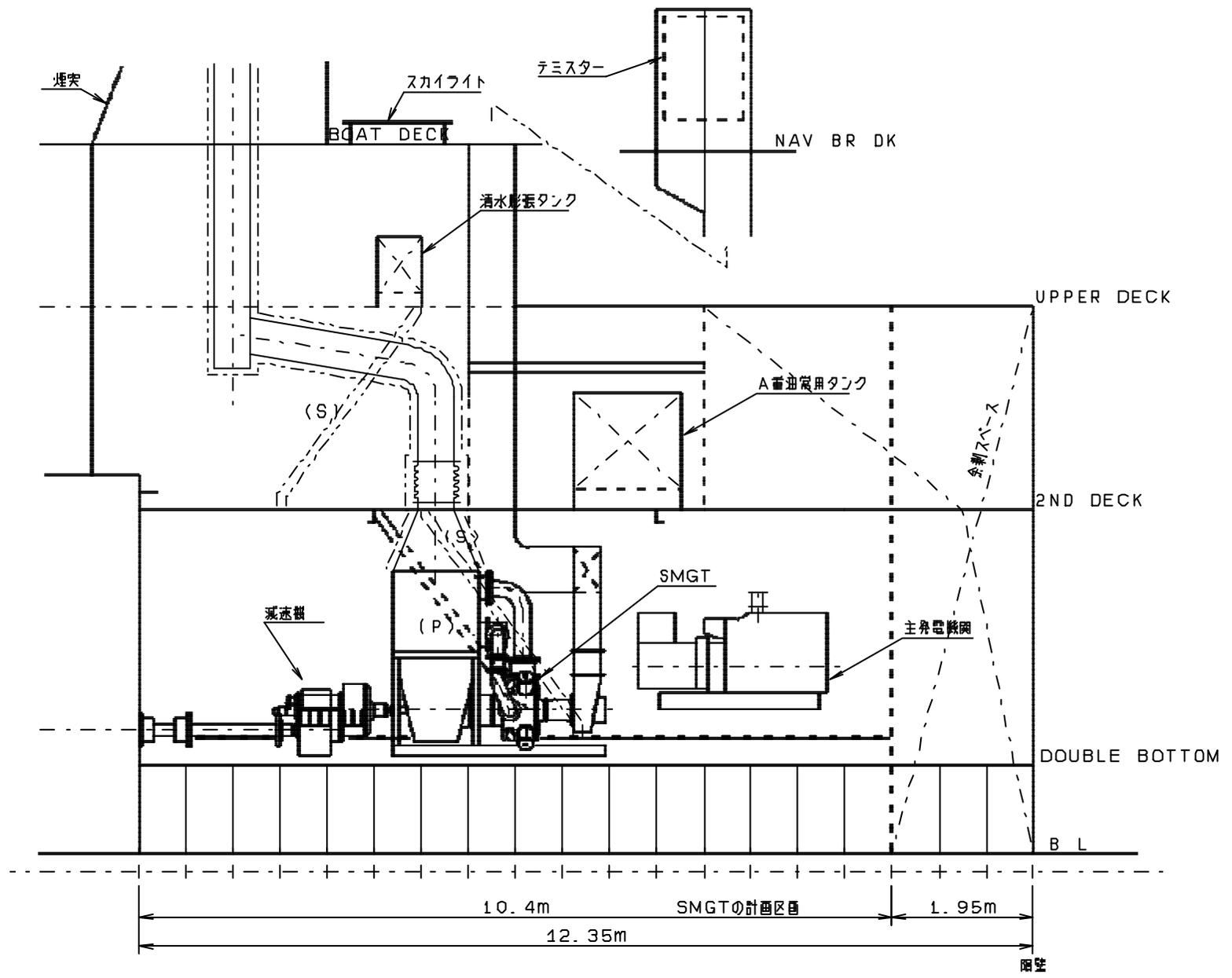


図 3.3 - 2 SMGT 機関室配置図 (貨物船)

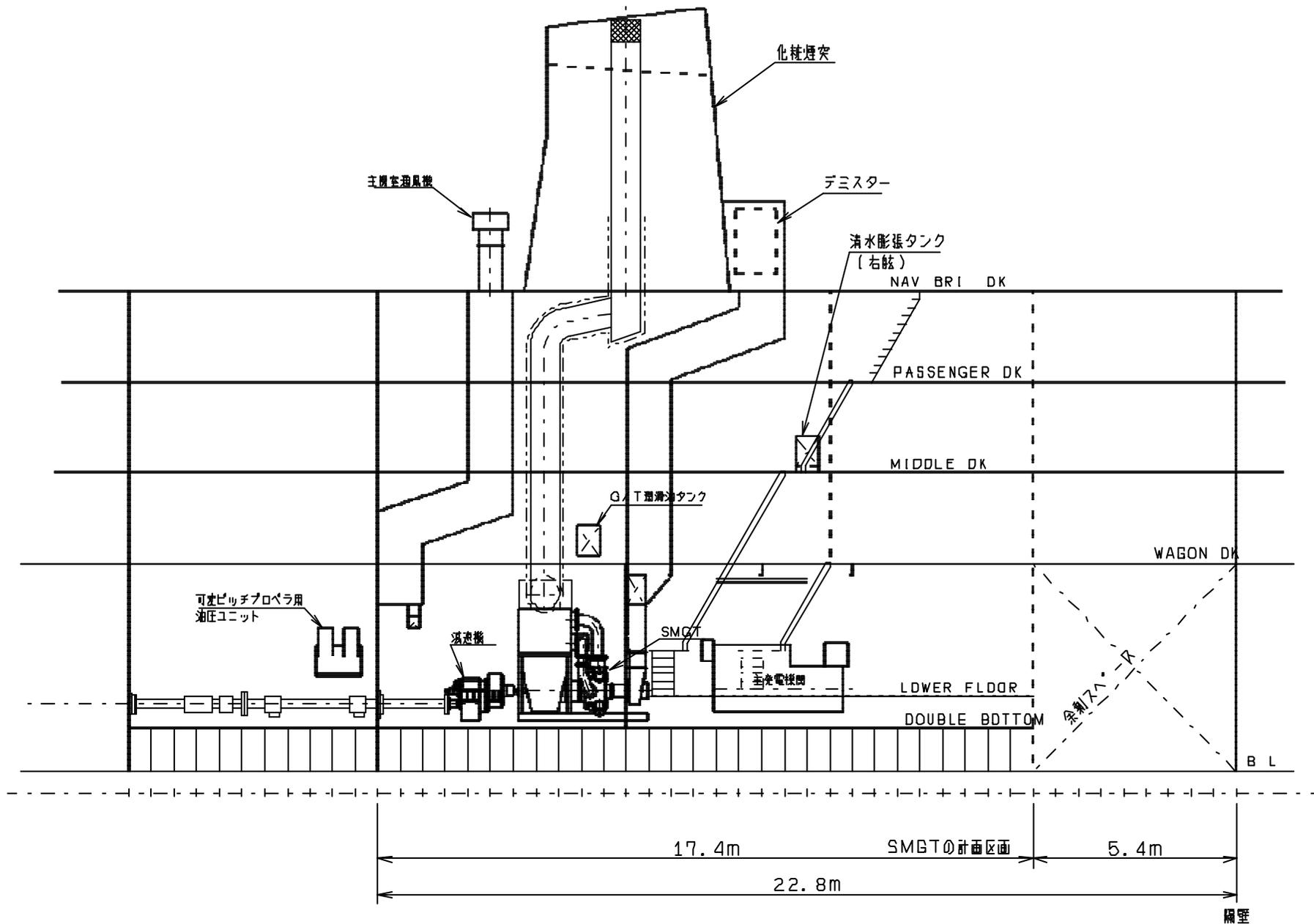


図 3.3 - 3 SMGT 機関室配置図 (カーフェリー)

本組合では、インターネットで事業内容の紹介や最新情報を提供しておりますので、ご覧ください。

<http://plaza18.mbn.or.jp/~smgt/>

SMGT

スーパーマリンガスタービン技術研究組合

〒105-0003 東京都港区西新橋1丁目5番14号 信栄堂ビル6階

TEL 03-3593-3875 FAX 03-3593-3878 E-mail smgt@a1.mbn.or.jp