特別講演

Trend of Gas Turbine Research and Development in Korea

O. Y. Yang[a,*] and T. S. Kim[b]

a Professor Emeritus, Inha University, Korea
b Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Inha University, Korea

1. Introduction

The history of gas turbine in Korea is short compared with other leading domestic industries. It began with the business of repair and maintenance of military aircraft a few decades ago. It developed into a project of localization of engine parts of jet trainers for Korean air force in early 1980's. In 1990's the efforts were more activated with the project of next generation fighters for Korean air force. Through these sequences of projects, manufacturing and production technologies for gas turbines have been developed. Meanwhile, the Korean government recognized the necessity for domestic technology competence to design and develop gas turbines. In early 90's, therefore, a development project for a small industrial gas turbine was initiated as one of the national research and development projects supported by the government. A gas turbine of 1 MW class has been developed by a leading company with the aid of technical supports from various institutions including universities and research institutes. Aside from the R&D efforts for domestic engines, Korea has launched many large-scale gas turbines for combined cycle power plants for the last decades. Now, the combined cycle plants amount to over 20 percent of total electricity generation capacity. On the whole, the research and development interest and competence has grown rapidly in a relatively short span of time. This article summarizes the recent research and development activities in Korea and the future perspective.

2. Research and Development

2.1 Gas turbine development

Effort for developing full-scale gas turbines was set about in early 1990's starting with the 1MW class industrial gas turbine developed by Samsung Techwin (former Samsung Aerospace). Including this gas turbine, most of the development projects have been focused on industrial engines considering relatively low technical risks compared with aeroengines and higher prospect for marketability.

2.1.1 1MW class gas turbine

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

This was the first and the largest gas turbine development project. The engine was developed by Samsung Techwin with technical supports from various R&D institutions. Market investigation and feasibility study revealed that the target of the engine should be emergency and small cogeneration utility for unit buildings such as hospitals, hotels and so on. The full-scale development was set about in 1992. The main specifications of the gas turbine (TG1200) are listed in Table 1. Through this project, various technologies, required in developing gas turbine engines, have been advanced. In addition, considerable portion of the project fund has also been invested to research institutions to set up relevant component test facilities. Most of the engine parts have been developed and manufactured by Samsung Techwin and domestic parts suppliers. In particular, many cooperative companies have been involved including those specialized in investment casting. Therefore, technical basis for domestic supply of engine parts has also been secured. After six years' effort, the test engine was fired, recorded as the first engine developed in Korea's gas turbine history. However, due to the unfavorable economic situation of Korea in late 90's and the immature market situation contrary to the prediction, the engine has not been fully commercialized yet. Even though the goal of the project was not fully realized, it should be pointed out that the technology basis for overall process of gas turbine development including design, manufacturing, assembling and performance test has been established. In particular, design and manufacturing technology for major components such as high temperature turbine blade has been improved much.

2.1.2 Small Gas Turbines

In addition to the development of 1 MW class gas turbine, several more projects have been executed in the area of research and development of small gas turbines. Samsung Techwin also attempted to develop a turbogenerator (small recuperated engine of tens of kW) in mid 90's. The project was related to the worldwide interest in developing Hybrid Engine Vehicles (HEV) since early 90's. The project has not been connected to full-scale engine development but it motivated the R&D activities in the field of very small (micro) gas turbines.

Similar efforts to develop small gas turbines of several tens of kW have also been made by the Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM). It is a national (government-donated, precisely) research institute and is more interested in establishing technology basis rather than product

Table 1 Performance specifications of TG1200

Power*	1200 kW	Compressor	2 stage centrifugal
Efficiency*	27.3%	Combustor	single can type
Shaft speed	27000 rpm	Turbine inlet temperature	1270K
Air flow rate	6.23 kg/s	Turbine	3 stage axial
Compressor pressure ratio	12.1		

* at shaft end, target values

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

commercialization. They have performed the whole process of engine development for a 74kW engine and a 50kW class turbogenerator. They also seem to have initiated a project of developing a micro gas turbine of 20 kW class very recently. The Korea Aerospace Research Institute (KARI), another national research institute, is also performing a project of developing a small gas turbine engine. They are developing a gas turbine engine of 100 kW class, the target of which are military auxiliary power unit (APU) and civil cogeneration utility.

2.1.3 Large gas turbines

Since 1980's, the Korea Electric Power Corporation (KEPCO), the only electric power company owned by the government (now, it is divided into several companies), has constructed many large-scale combined cycle power plants. As of now, more that 50 gas turbines are being operated and the power generation capacity of combined cycle plants is over 20 percent of Korea's total power generation capacity. Almost all of the gas turbines installed in these plants are engines from foreign manufacturers such as General Electric, Westinghouse(current Siemens-Westinghouse), ABB (current Alstom power). Table 2 lists these gas turbines and their capacities. Recently, several more gas turbine plants have been installed by IPPs (Independent Power Producers).

The only domestic company who produces large gas turbines is the Doosan Heavy Industries and Construction (former Hanjung). Before they entered into the gas turbine business in late 80's, they were specialized in manufacturing key equipment for steam power plants such as steam turbines and steam generators. Recognizing the worldwide and domestic market potential, they installed the production line of heavy duty gas turbines of General Electric and have been producing several models. They produce not only gas turbines but also most of key equipment for combined cycle power plants including heat recovery steam generators (HRSG) and steam turbines. They successfully

Table 2 Domestic gas turbine capacity owned by KEPCO*

Plant	Supplier	Model	No. of GT	MW per GT	Total MW
West Inchon	GE	7F, 7FA	16	155.0	2480.0
Pyongtaek	GE	7EA	4	87.9	351.6
Bundang	ABB	GT11N	8	79.4	635.2
Anyang	ABB	GT11N	4	79.4	317.6
Boryung	ABB	GT24	6	150.0	900.0
Buchon	WH	501D5	3	105.2	315.6
Ilsan	WH	501D5	6	105.2	631.2
Ulsan	WH	501D5	2	105.2	210.4
		501F	4	150.0	600.0
Hanlim	GE/Hanjung	6B	2	35.0	70.0
Total			55		6511.6

* as of 2000

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

supplied gas turbine plants for KEPCO in late 90's and are also trying to open up gas turbine and power plant markets abroad.

In mid 90's, another effort of joining an international joint project of developing aeroderivative gas turbines of several tens of MW for combined cycle and cogeneration plants was planned by Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM) and Korean Airlines (KAL). But the project was not fruitful due to the unfavorable situation for the international consortium.

2.2 Parts technology

The parts technology development was concentrated on the high temperature components, in particular turbine blades, which are technically most challenging and may result in high economic effect. The localization of hot section parts also began in 80's and was activated in early 90's with a government supported project as well as the development of 1 MW class gas turbine. Turbine blade development was initiated by KIMM. In the first three years of the national project, they started with the development of multi-crystal hollow blades for air cooled turbines. The technology was successfully applied to the first row vane of the 1 MW class industrial gas turbine. In the second period (mid 90's), development efforts for larger multi-crystal blades for marine propulsion gas turbines were carried out. In the third period, starting from late 90's, the project has been focused on the high temperature turbine blades for even larger gas turbines used in the combined cycle power plants.

Turbine blades are the most important and expensive components and should be replaced periodically all through the life span of the gas turbine. Frequently, expenses due to the replacement and maintenance of engine parts can be as high as the initial installation cost of an engine. Accordingly, the experience of running large capacity of modern high performance gas turbines brought about the necessity for domestic competence to design and manufacture high temperature turbine blades. As a result, several projects have been initiated and are being planned.

2.3 Technology support

2.3.1 Research Institutes

Several national research institutes have been supporting the research and development activities. Most renowned are the Korea Aerospace Research Institutes (KARI) and the Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM). The turbomachinery and propulsion research group of KARI is concentrated their research effort on designing and developing gas turbines and key components. They have various test facilities including Altitude Engine Test Facility (AETF) and Compressor/Combustor test Facility (CCTF). Their recent research includes development of high altitude test technology for aircraft propulsion systems, development of 100 kW class auxiliary power unit (APU) and

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

development of 830 hp gas turbine for helicopters. The turbomachinery group of KIMM has contributed to the technology advance for small size gas turbines. After successful research for engines of several tens of kW, they are performing researches on turbogenerators.

These research institutes have also contributed to international collaborations such as the Russia-Korea Aerospace Research Center and the Korea-UK Research Center for Aerospace Technology. The former is a joint venture between KARI, Samsung Techwin and Russian Central Institute of Aviation Motors(CIAM) and contributes to the transfer of Russian gas turbine technology to Korea. The latter is founded by Rolls-Royce and KARI/KIMM, and aims at transferring British aeroengine technologies (engine performance upgrade technology and component materials technology) to Korea. It also activated several projects such as design and development of high efficiency compressor and low emission combustor, performed by KARI, and technology development for single crystal material, performed by KIMM.

The Korea Electric Power Research Institute (KEPRI) supports the Korea Electric Power Corporation (KEPCO). They are performing projects to solve various problems that KEPCO suffers in running gas turbine power plants. Thus, their works are concentrated mostly on maintenance issues such as hot section components, emission and efficient plant operation.

2.3.2 Universities and societies

As various types of projects regarding gas turbine research and development have been performed, the researches at universities have also been activated. University researchers cover various elementary aspects of key technologies in the fields of turbomachinery, heat transfer, combustor, rotor dynamics and system performance. They usually perform fundamental researches such as numerical analysis and experiments. Recently, they have also actively joined international technology exchanges through various types of activities including the participation in international technical conferences. Examples of current research focuses can be summarized as follows :

- turbomachinery : design and analysis of centrifugal and axial compressors
- heat transfer : hot section heat transfer, turbine blade cooling (film cooling, impingement jet cooling)
- combustor : aerodynamic design, emission reduction
- rotor dynamics : shaft vibration
- system performance : cycle innovation, performance improvement, operating behavior of gas turbines

In addition to the direct research support, research at universities has another importance of training human resources. Through the research activities, many quality researchers have been educated who are now working at the relevant industries and academic institutes.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

No independent domestic gas turbine society has been set up yet, while many of gas turbine related researchers and developers are involved in the Korean Fluid Machinery Association (KFMA). The gas/steam turbine division is one of the five divisions of the association. It is trying to serve technology support for the gas turbine industry collaborating with other divisions including the compressor division.

3. Industry trend

3.1 Users of Gas turbines

Up to now, KEPCO (Korea Electric Power Corporation) has been the biggest gas turbine user. As indicated in Table 2, KEPCO owns over 50 gas turbines, almost of which are for combined cycle power plant. In addition, several more gas turbines are being operated in various industries mainly for combined heat and power generation. The combined cycle plant charges almost 25 percent of total electric power generation capacity and the trend is expected to continue in the future as shown in Table 3. The installation purpose of most of the combined cycle plants is to manage cyclic and peak load. Due to the high operating temperature and the unique load managing pattern, there have occurred several problems, some of which are serious. Therefore, in addition to the technical supports from OEMs, domestic efforts are also required for a more effective plant operation. Operation experience has revealed that both applied and fundamental researches should be performed. In particular, the research and development for relevant technologies is essential in the fields of hot section material technology, life evaluation technique, engine diagnostics, optimal plant operation and performance improvement.

3.2 Manufacturers

Samsung Techwin (former Samsung Aerospace) has been working most actively from aero to industrial gas turbines. They have taken charge of the maintenance of aircraft gas turbines of Korean

Table 3 Distribution of domestic electric power generation facilities

Item	1995		2000		2005		2010	
	GW	%	GW	%	GW	%	GW	%
Nuclear	8.60	26.79	13.70	26.00	18.70	27.54	26.30	33.08
Steam	13.70	42.68	20.90	39.66	27.50	50.50	25.20	31.70
Combined cycle	6.70	20.87	14.20	26.94	16.20	23.86	22.20	27.67
Hydro, etc.	3.10	9.66	3.90	7.40	5.50	8.10	6.00	7.55
Total	32.10	100.00	52.70	100.00	67.90	100.00	79.50	100.00

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

air force. They have also assembled and produced the engines for air fighters. In particular, they localized about 50 percent of components of the gas turbines for the next generation air fighters. Therefore, their efforts for upgrading the domestic manufacturing technology for gas turbine engines should be appreciated. In addition, they have accomplished several international businesses in the area of aircraft gas turbines. Based on the successful experience for aeroengines, they entered into the projects of developing industrial gas turbines, starting with the 1 MW class engine explained in the section 2.1.1. They are trying to commercialize the engine and planning to develop even smaller engines. Doosan Heavy Industry and Construction (former Hanjung) is another manufacturer of gas turbines. They are license producers of General Electric and are marketing abroad as well as domestically. The perspective of domestic engine development must be dependent much on the future plans of these manufacturers.

3.3 Parts suppliers

In both aero and land base engines, the most important component is the turbine blade. The series of projects in the field of aircraft engines have induced the development of parts suppliers. The projects of developing industrial gas turbines, 1 MW class engine of Samgsung Techwin for example, further substantiated the development of component technology. In particular, active technology advances are being made in the area of investment casting.

4. Future prospect

Even though the domestic R&D history of gas turbine is not long enough, various activities have been carried out from development of finished products to parts technologies. The past activities can be summarized as follows: (1) R&D priority has been given to industrial gas turbines rather than aeroengines and (2) most of those projects have been supported by the government. This trend is expected to continue in the future considering the established R&D bases for industrial gas turbines and the importance of gas turbines in the domestic electric power utility. Of course, the activities in the field of aeroengines (parts technology and engine production) should also be continued and upgraded.

In the industrial gas turbine, future activities can be categorized into two streams: full-scale engine development and advancement of parts technology. Industrial gas turbines can be classified into four groups based on their capacities: large (over 100 MW), mid (tens of MW), small (hundreds kW to several MW) and very small (or micro, tens of kW and smaller). In the range of mid to large size, development of full-scale domestic models is hardly to be realized in the near future. Further research and development activities for small engines seem quite possible considering the past development experience and competence. The key factor in developing a full-scale engine must be the economic consideration as well as the technical challenges.

Micro gas turbines have got into the worldwide spotlight recently. As the need for small scale

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－1

マイクロガスタービンエンジンを用いたファン騒音低減技術の研究

（第一報）

＊生沼 秀司，　長井 健一郎，　武田 克巳，　石井 達哉（航空宇宙技術研究所）

１．まえがき

航空宇宙技術研究所では、航空機離着陸時に空港近隣への騒音の影響を低減し、航空エンジンを環境に適合させるために必要な研究、特にファン騒音とジェット騒音に着目し各種騒音低減デバイスの研究を進めてきた。その一つとして、現在、ファン騒音に騒音と逆位相の付加音を加えて消音する「騒音相殺法」を用いた能動騒音制御（アクティブノイズコントロール）技術を実機に適用するための研究に着手している。

本報では、マイクロガスタービンエンジンを用いたファン騒音低減化の実証試験に向けて実施した、能動騒音制御装置設計のための基礎試験結果について報告する。

２．航技研でのこれまでのファン騒音低減化の研究

ファン騒音では，ファン周りの定常圧力場がファンと共に回転するため，ダクト内を圧力場が回転しながら伝播する回転音響モードが発生する。この回転音響モードをアクティブノイズコントロールを用いて相殺するには，制御音として同じ回転音響モードを送出する方法が有効である。これにはダクト円周方向に十分な数の制御用音源を装着して，各音源の出力および位相を制御する必要がある。著者らは、これまでにモデルファン動翼を利用したファン騒音能動制御試験装置を用いて、ダクト内音響モードの発生と計測、ファン騒音計測、単一並びに複数の回転音響モード制御、圧電デバイスを適用した能動制御等の試験を行い、アクティブノイズコントロールによるファンの低騒音化の研究を進めてきた[1],[2],[3]。この研究により制御対象音である１次翼通過周波数音が１０ｄＢ以上低減され，遠距離場放射レベルもほぼ全周に渡り低減できることなどを明らかにした。

図１に、受動的消音法と能動制御法を併用した複合型能動騒音制御の概念を示す。二次音源は、ナセル内部円周方向に配置され、任意の音響モードを発生し、ナセルを伝播する騒音に直接働きかけて音の相殺を起こす。騒音の複合制御では、広帯域周波数音を既存の吸音ライニング等で低減しつつ、能動的騒音低減法を用いて比較的低周波数の翼通過周波数音（特に強い音響モードを有する音）を選択的に除去する。これによって、二次音源の音響出力不足を補い吸音ライニングの使用量を減らし、かつ一層の騒音低減効果を期待できる。

前述の成果に基づき，現在ファン騒音の能動騒音制御実証のため，マイクロガスタービン(以下 MGT)エンジンに着目し研究を進めている。このような小型のエンジンを用いる利点として，空気源や電動機が不要なため大容量の電力を用いずに実験が出来ること，実験室レベルでは実現が容易ではないファンの高速回転数での実験が可能であるこ

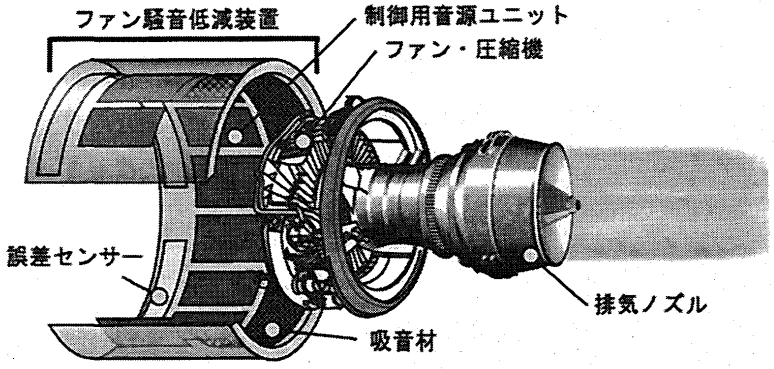


図１．複合型能動騒音制御技術のエンジンへの適用概念

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表1．AMT Olympus（標準仕様）エンジンの主要緒元

直　径 Diameter	130 mm
全　長 Length	270 mm
自　重 Weight turbine	2.4 kg
最大推力 Thrust	190 N(19.3 kgf) at 110, 000 rpm
最高回転数 Maximum rpm	110, 000 rpm
圧縮比 Pressure ratio	4:1 at 110, 000 rpm
流入空気量 Mass flow	24 kg／min at 110, 000 rpm
タービン出口温度 Exhaust temperature	700 ℃ at 110, 000 rpm
燃料消費量 Fuel usage	550 gr／min at 110, 000 rpm
燃　料 Fuel type	Kerosene／Jet A1 etc.

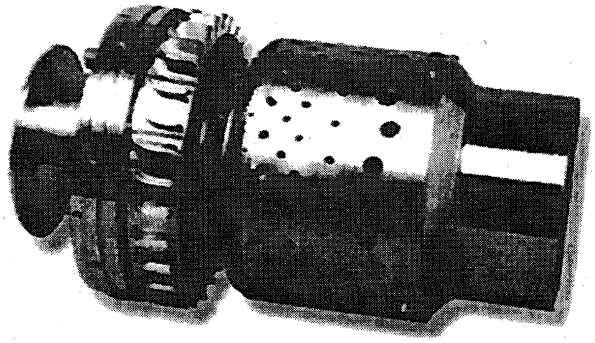


図2．AMT マイクロガスタービンエンジン内部

などが挙げられる。またジェット騒音に関しても，高温ジェットの試験が可能となること，推力計測の際に配管系の較正などの面倒な手間を省略できることが挙げられる。エンジンの起動や運転も容易なため，各種騒音低減デバイスの実証用試験装置として注目している。

3．小型エンジン騒音試験装置

使用エンジン

この試験にはオランダ Advanced Micro Turbines(AMT)社製MGTエンジン(型式Olympus)を用いた。標準仕様エンジンの主要緒元[4],[5]とエンジン内部の様子[4]を、それぞれ表1と図2に示す。エンジン外径130㎜と小型ながら実機のジェットエンジン同様、空気取り入れ部、圧縮機部、燃焼器部、タービン部、ノズル部で構成されたターボジェットエンジンである。燃焼器は環状で、ロータは単段遠心圧縮機と単段軸流タービンからなっている。圧縮機動翼の入口直径は61㎜、翼枚数は6枚であり、圧縮機出口では12枚となっている。使用燃料はJet-A1を用いており、潤滑油は予めメーカー指定の混合比で燃料と混合する。ノズル部はジェット騒音低減デバイスなど種々の試験に対応可能なフランジタイプノズル(特注仕様)となっており、出口径はϕ63㎜である。長ノズル付の供試エンジンを図3に示す。

エンジン制御[5]

エンジンの制御は小型の Electronic Control Unit（以下 ECU）によって行われる。図4に、MGT エンジン制御ブロック図を示す。ECU に、圧縮機入口ケーシング外周に取付けられた非接触磁気センサによって得られたエンジン回転数と、ノズル部に設けられた K 熱電対で得られた排気温度（EGT）の情報が入力され、運転中は、コントローラのスロットル変化量を ECU が燃料ポンプ電圧を変化させ、回転数を制御することができる。

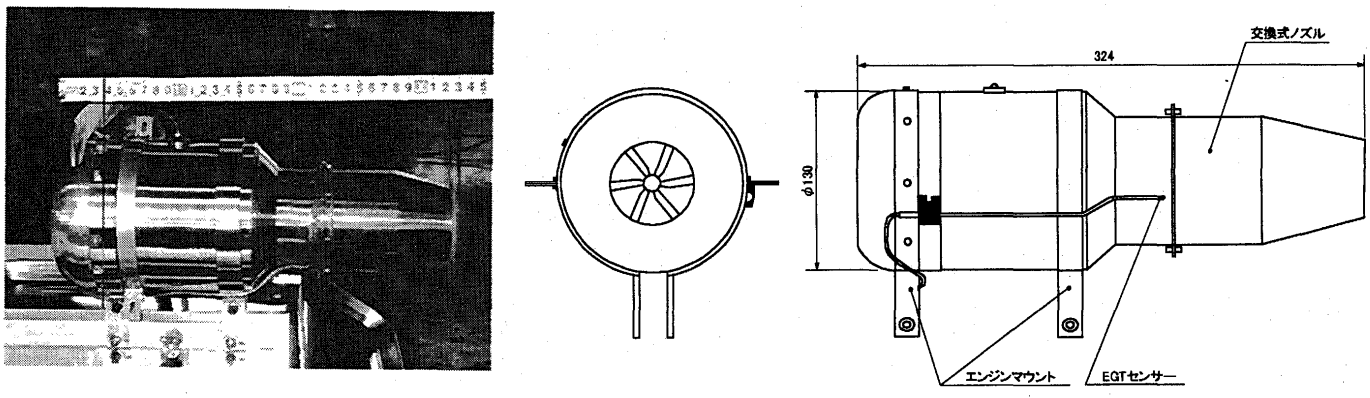


図3．フランジタイプ長ノズル付 AMT Olympus エンジン

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

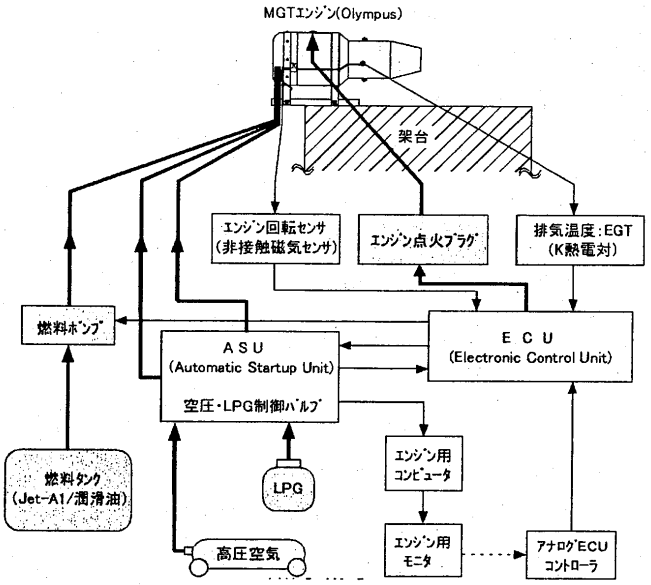


図4．MGT制御ブロック図

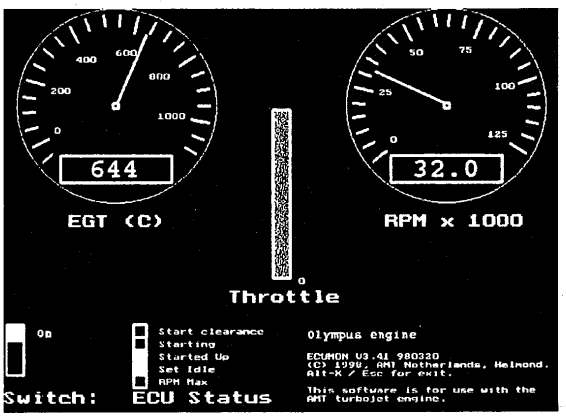


図5．テレメトリーソフトウェアの表示例

ECUには、市販の模型飛行機用デジタル送信機（無線）が利用できるデジタル式ECUユニットと、コントローラとケーブルで接続するアナログ式ECUユニットがある。今回は、各計測機器に影響の少ないアナログ方式を用いた。ECUに内蔵したROMには、約30分間のMGTエンジン運転ログ（エンジン回転数、EGT、スロットル量）を記録しているので、測定後に読み出すことにより異常燃焼等の原因究明に対応することができる。

Olympusエンジンの始動には、約1MPaの圧縮空気源と着火用燃料のLPGが必要である。始動プロセスは、圧縮空気でロータを数秒間回転後LPGを供給し、プラグで着火させ約10,000rpmとなった所で燃料ポンプを始動させ主燃料を供給する。その後、主燃料の供給量を増加させ約30,000rpmを超えた所で圧縮空気とLPGの供給を停止し、約50,000rpmとなった所で約5秒間エンジン回転を維持した後、アイドリング（約30,000rpm）状態に移る。この間EGTは600℃以上にまで上昇する。始動からアイドリング状態で安定するまで、約25秒のシーケンスとなっている。

オプションで用意されているAutomatic Startup Unit（以下ASU）には、これらの複雑なシーケンスが組み込まれており、ECUから得られた情報をもとに圧縮空気バルブ、LPGバルブ、点火装置、燃料ポンプ等をASUが最適制御するので、安全かつ容易に試験を行うことができる。MGTを停止する場合には、ベアリングの焼付きを防止するためエンジン回転数を約50,000rpmまで数秒間上昇させ、潤滑油が混合された燃料をベアリングに供給後、燃料供給を停止する。その後、EGTが130℃以下になるまで圧縮空気でロータを回転させMGTを冷却する。これらも同様にASUが制御する。

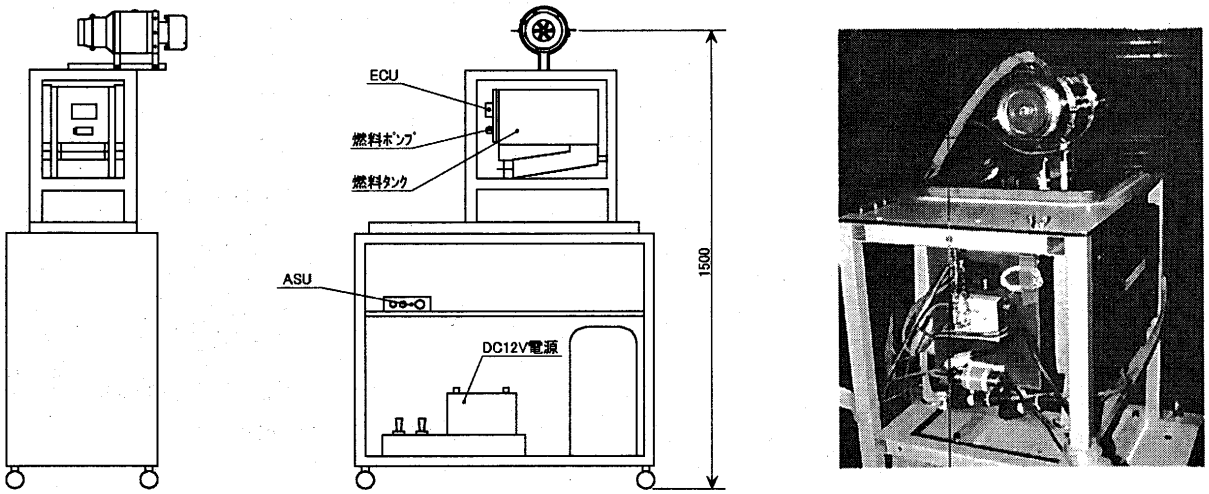


図6．エンジンテストスタンド

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

オプションのMGTテレメトリーソフトウェアは、ASUとシリアル接続されたパソコンで動作する。図5にテレメトリーソフトウェアの表示例を示す。EGT、エンジン回転数、スロットル変化量、ECU の状態、エラーコード、燃料ポンプ電圧、電源電圧等をパソコンのモニタに表示し、MGTの運転状態を常に監視することができる。

テストスタンド

図6にMGTエンジンテストスタンドを示す。テストスタンドは、MGT本体、燃料タンク、燃料ポンプ、ECU、ASU、大容量電池、翼回転検出センサ増幅器などで構成される。燃料タンクは、MGT 付属の燃料ポンプの制約によりMGTの真下に配置されている。これは、ECUが燃料ポンプを制御して回転数を変化させているため、燃料ポンプを他機種へ交換することが難しく、限られた揚程内で配置した結果である。エンジンの排気熱の影響を受けるため、断熱シートを用いてECU等の電子機器や燃料タンクを保護している。騒音制御計測に必要な時間運転可能とするため、大型の燃料タンクに変更し最高回転数時で約４０分連続運転が可能である。

干渉装置

図7にMGTエンジンに干渉装置を取付けた形態を示す。干渉装置内の干渉ロッドは取外し可能である。今回の試験では、動翼6枚に対して動翼上流に取付けた 5 本のロッドにより、動翼とロッドの間で後流干渉を促進し意図した回転音響モードを励起させる。

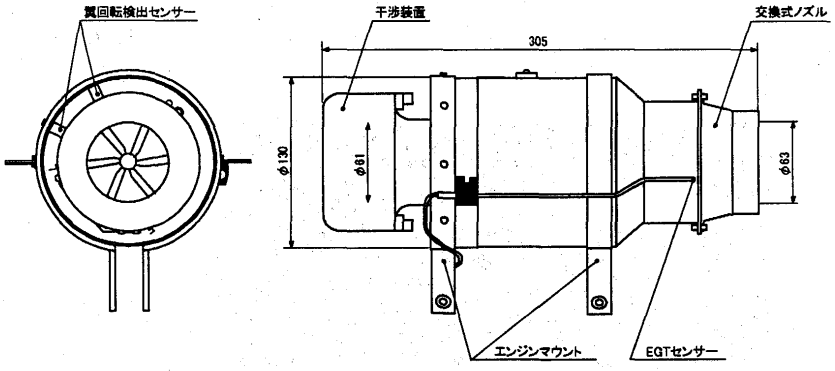


図7． 干渉装置付MGTエンジン

４．実験結果

基準信号検出の確認

翼回転検出センサから得られた信号は、制御信号増幅器を経て波形モニタされる。能動制御の要となる基準信号検出状態の確認のため、エンジン回転数 30,000rpm から 110,000rpm まで 20,000rpm 毎に翼通過信号を測定した結果を図8に示す。図の横軸は時間変化、縦軸は出力電圧である。これより全ての回転数において±1V 以上の信号が検出されており、MGTに追加した翼通過信号検出センサ、増幅器の特性を確認することができた。

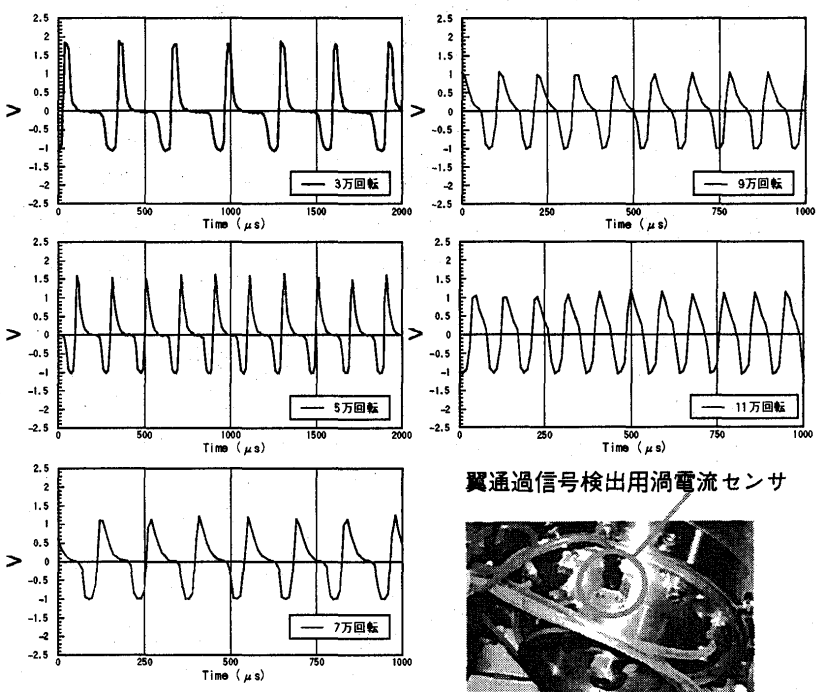


図8． 基準信号検出

エンジン推力

当所の大型エンジンテストセル内で、6分力天秤を用いてエンジン回転数 30,000rpm から 110,000rpm

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

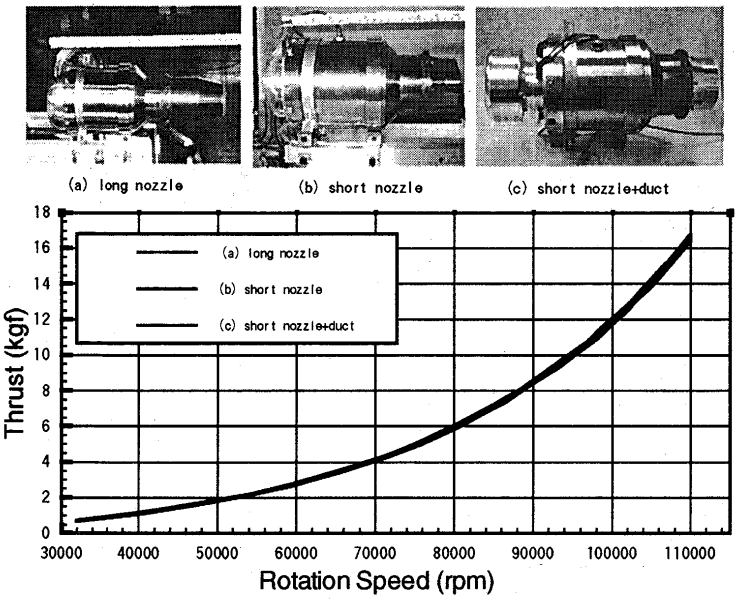


図９．推力測定結果

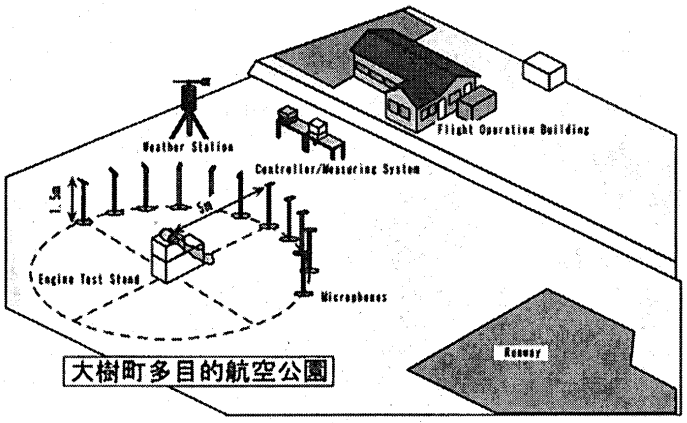


図１０．屋外騒音測定試験概略

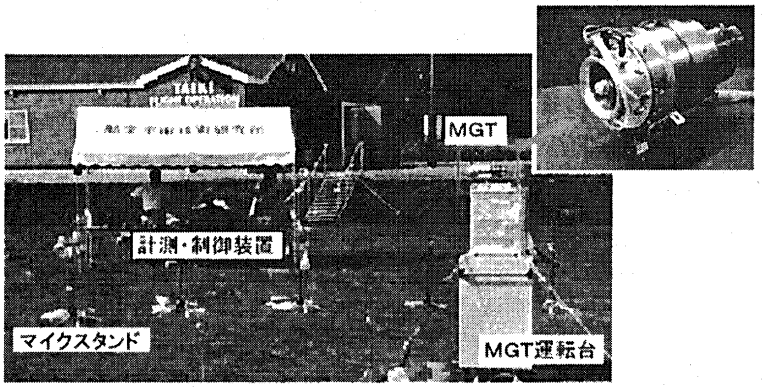


図１１．屋外騒音測定試験の様子

において推力測定を行なった結果を図９に示す。図の横軸はエンジン回転数、縦軸は得られた静止推力である。特殊使用の（ａ）フランジタイプ長ノズル、（ｂ）フランジタイプ短ノズルを取付けた場合、（ｃ）MGT のベルマウス上流に干渉装置（ロッド無し）を取付けた場合の３ケースにおいて、ノズル長や干渉装置の有無の影響を受けず、得られた推力はほぼ同様の結果を得た。

屋外騒音計測

北海道広尾郡大樹町の多目的航空公園で、MGT を用いた屋外騒音計測を実施した[6]。屋外騒音計測の概略と計測の様子を図１０と図１１に示す。滑走路端の緑地帯に MGT エンジンテストスタンド（エンジン中心線地上 1.5m）を設置し、エンジン中心から半径 5m の円周上に0°～150°まで15°おきに12本のマイクロホンスタンドを地上 1.5m に設置した。エンジン回転数を 30,000rpm から 110,000rpm まで 20,000rpm 毎に変化させて、地上 1.5m に設置した騒音測定用マイクロホン（1/4" コンデンサ型）で得られた騒音データと翼通過信号を多チャンネルディジタルレコーダに約 90 秒間収録し、後にスペクトラム解析を行った。同時に、得られたデータを補正するための風向・風速、温度・湿度等の環境データも取得できた。

干渉装置を取付け、干渉ロッドが無い場合と φ5mm 突出し量 12mm のロッドを５本取付けた場合のファン側 60° における屋外騒音測定結果の一例を図１２に示す。70,000rpm 以上ではロッドによって所定の干渉音が励起されていることがわかる。

図１３に各エンジン回転数時の全音圧放射分布を示す。低回転時には 30°～60° 位置でファン側の騒音が顕著であり、回転数が上昇するに従い 90° 以上のジェット側の騒音が支配的となっている。この結果より実機同様の傾向が得られた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

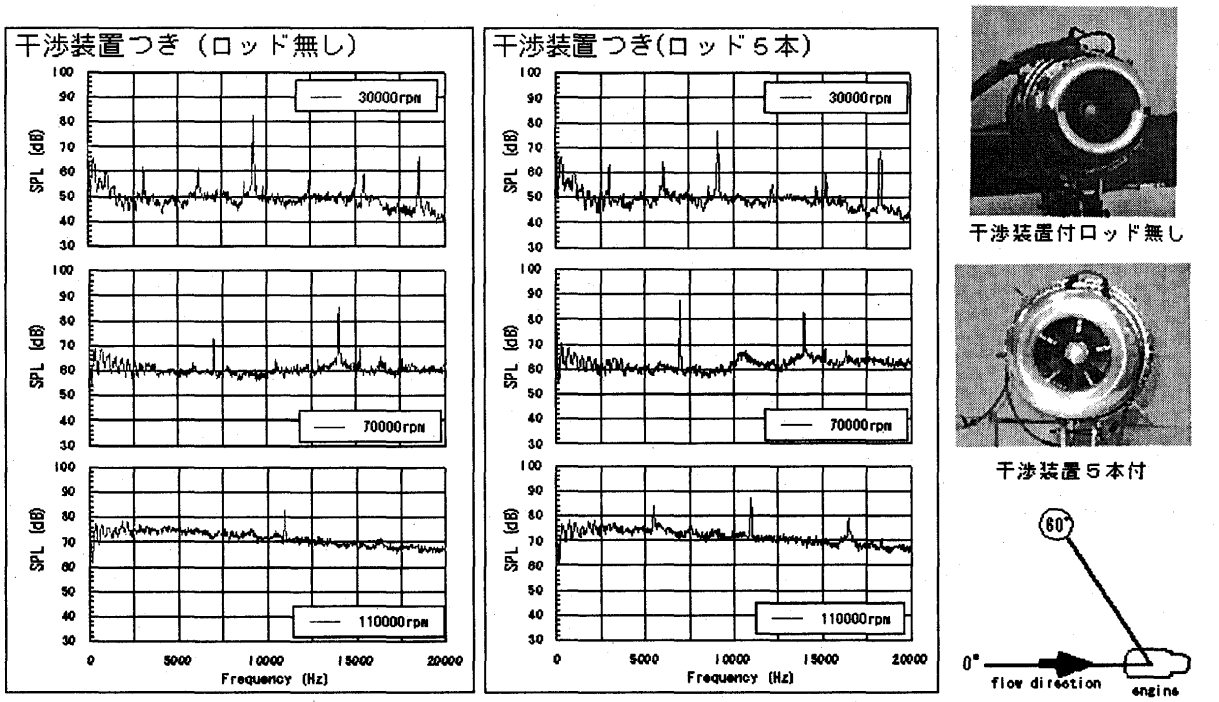


図１２． 屋外騒音測定結果の一例 （ファン側60°、距離5m）

５．まとめ

ファン騒音低減化の実証試験に向けて予備試験を行ない、屋外試験法の検討や計測・制御技術の習得を進めた。この中で、MGTの運転は、大気状態（温度、湿度）による始動条件（圧縮空気圧、LPG濃度）が変化し、最適条件把握に苦労するとともに多くのノウハウを得ることができた。翼通過信号検出方法の妥当性の確認や屋外騒音測定を実施したことにより、MGTを用いた能動騒音制御装置設計のための基礎的なデータを取得することができた。

今後は、計測データを基にして複合型能動制御用ダクトの設計・製作を進める。

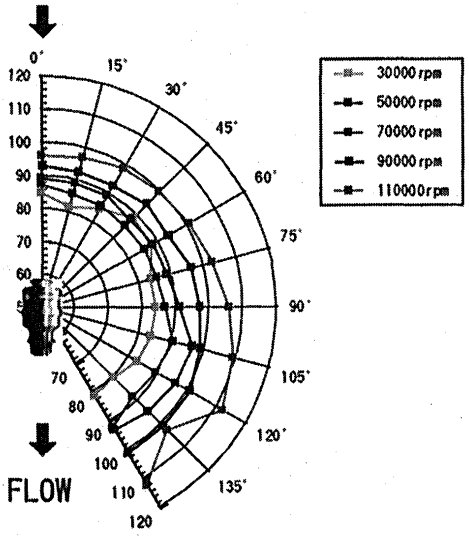


図１３．全音圧放射音分布

あとがき

本試験は、通産省工業技術院の産業科学技術研究開発「環境適合型次世代超音速推進システム技術の研究開発」の中の低騒音化技術の研究の一環として実施された。大樹町の関係者はじめ、関係各位の御協力に深く感謝致します。

参考文献

[1] Ishii, T., Kobayashi, H., and Oinuma, H., Journal of Aircraft, 35-5, (1998).
[2] Ishii, T., Von Karman Institute Lecture Series on Aeroacoustics in Turbomachines, (2000).
[3] Ishii, T., Nagai, K., Oinuma, H., and Takeda, K., Internoise-2001-424, (2001).
[4] AMT NETHERLANDS/USA パンフレット
[5] Olympus Manual Rev.2.05, AMT NETHERLANDS
[6] Oinuma, NAL News Letter, 4-1, (2001)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－2

タービン翼列性能に及ぼす翼の傾きの影響

*朝賀裕一朗 (法政大院), 譚春青 (航技研)
山本孝正 (航技研), 水木新平 (法政大)

1. まえがき

タービン翼列では, 2次流れによる損失が無視できない. 2次流れを制御し翼列損失を向上させる必要がある. 正弯曲翼 (負圧面側の中央スパン部を凹に弯曲させた直線翼列をそう呼ぶことにする) の一連の実験結果によると, 翼端付近の低エネルギー流体 (壁面境界層) が主流へより強く巻き上げられ, ミッドスパン近傍の損失は増加するが, 翼端壁近傍の損失は大幅に減少し, 翼列全体としては＋20度の弯曲角度のときが最も損失が低減されたと報告されている (文献[1]). この結果は, 低アスペクト比の翼列に対して, 特に有効と考えれらている.

本研究では, 文献[1]と異なる形状を有する直線静翼列模型を用いて, 弯曲した翼の流れと性能特性の関係を5孔ピトー管を用いて測定し, 翼の弯曲の損失への影響を実験的に詳しく調べた.

2. 実験装置

図1に本実験で用いた翼列風洞の概略図を示す. 本風洞は, 大気吸入型であり, 実機タービン翼列内で起こりうる様々な三次元流れの現象を模擬することができる. 大気は, 翼列下流に設置された送風機によってベルマウス (①) から吸い込まれ, 入口案内板 (②) によって供試翼列 (③) に導かれる. 試験流速の設定は供試翼列下流に設置されたプラントル型ピトー管 (⑦) により設定した.

①ベルマウス
②入口案内板
③供試翼列
④翼端壁
⑤出口案内板
⑥出口案内板調整具
⑦プラントル型ピトー管

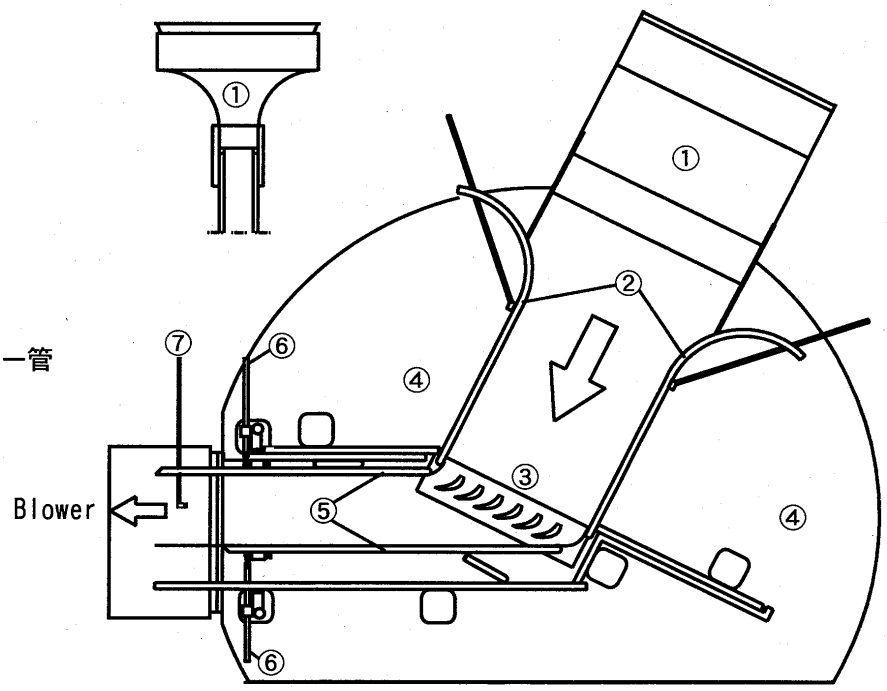


図1. 低速直線翼列風洞

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集, 2001.10, (秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図2, 図3に供試翼の形状および実験に供した弯曲角度をもつ翼の形状図を，また，表1に主な仕様を示す．今日の実験では，直立翼(0°)，負弯曲翼(翼の正圧面側を凹に弯曲させた翼：-10°, -20°)，正弯曲翼(+10°, +20°, +30°)の計6種類を用いた．

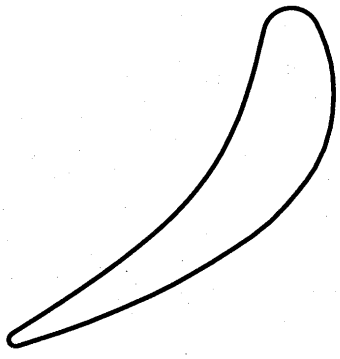
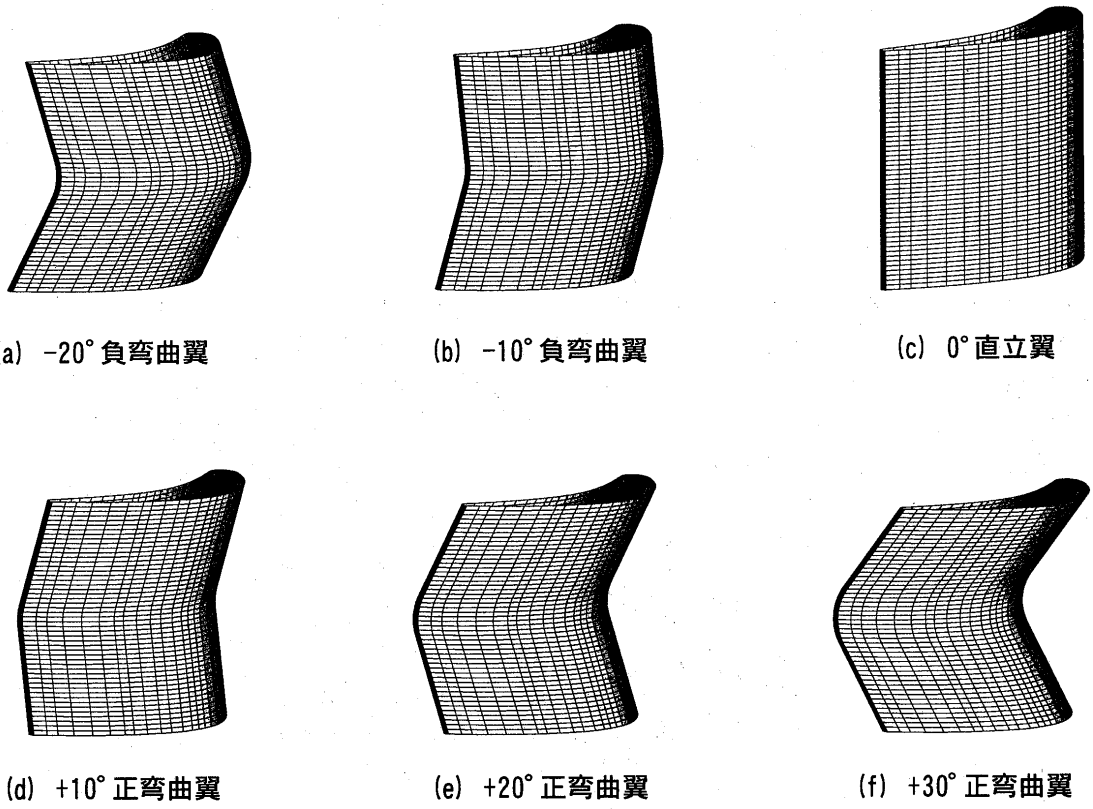


図2. 基本翼型形状図

表1．供試翼の主な仕様

翼ピッチ(S)	70.50 mm
翼弦長(C)	102.04 mm
風洞の翼高さ方向幅(H)	101.00 mm *
軸弦長(Cax)	79.13 mm
アスペクト比(C/H)	0.980
流入角(θ 1)	0 deg
流出角(θ 2)	-68 deg
翼枚数(N)	6枚

* 翼端部のフェルト厚さも含む



(a) -20°負弯曲翼　(b) -10°負弯曲翼　(c) 0°直立翼

(d) +10°正弯曲翼　(e) +20°正弯曲翼　(f) +30°正弯曲翼

図3. 3次元形状図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3．実験方法

翼列前後の流れを5孔ピトー管を用いて完全自動計測した．図4にその測定断面位置を示す．各断面の軸方向位置を，翼前縁からの軸方向(z)距離を軸弦長(Cax)で無次元化した値(z/Cax)で示してある．測定点数は，各断面ともに翼列方向に32点，翼高さ方向に27点，計864点とした．実験での流速は，翼列下流(図1の⑦)に設置したプラントル型2孔ピトー管にて32.75±0.75m/sに設定した．このとき，軸弦長とこの流速を元にしたレイノルズ数は2.2×10^5である．

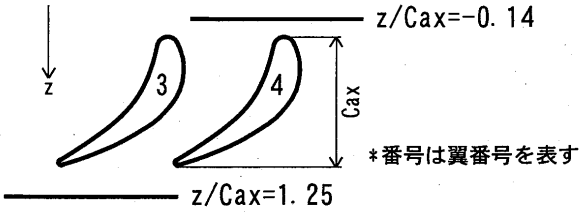


図4. 測定断面位置

4．解析方法

全圧損失係数Cptを以下のように定義する．

$$Cpt = \frac{\overline{\overline{Ptin}} - Pti}{0.5\,\rho\,\overline{\overline{Vmout}}^{2}}$$

ここで，$\overline{\overline{Ptin}}$を上流測定断面(z/Cax=-0.14)での質量流量平均全圧，$\overline{\overline{Vmout}}$を下流測定断面(z/Cax=1.25)での質量流量平均流速，Ptiは各測定点i(i=1～864)での全圧，ρは空気の密度である．

翼列下流でミキシングが終了し，流れが一様になる状態を仮定して，運動量保存則と連続の式から質量流量平均の総全圧損失係数Cptmixを以下のように定義して求めた．なお，右辺第2項は2次流れによる運動エネルギー損失係数を表す．ここで，2次流れベクトルは出口測定断面での質量流量平均流速方向($\overline{\overline{Vmout}}$)に直交する断面に投影した各測定点での流れのベクトル成分と定義する．

$$Cptmix = Cpt + \frac{u^2 + v^2}{\overline{\overline{Vmout}}^{2}}$$

u:2次流れベクトルの翼列方向成分
v:2次流れベクトルの翼高さ方向成分

また，2次流れによる渦度(Ω)は以下のように定義する．

$$\Omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}$$

5．実験結果

5．1　下流断面における全圧損失係数分布と2次流れベクトル分布および翼高さ方向全圧損失分布

図5に下流断面における全圧損失係数分布Cptと2次流れベクトルの分布の様子を示す．また，図6に下流断面における翼高さ方向の損失分布を示す．以下，とくに図6に着目し傾向を述べる．

文献[1]では扱わなかった負弯曲翼の結果では，弯曲角度が大きくなるにつれて，Midspan付近の損失は，0°直立翼より減少し，翼端付近の損失は増加している．

一方，正弯曲翼では，直立翼と比較すると，弯曲角度が増すにつれて，翼端方向およびMidspan方向へ向う2次流れベクトルが強まり，Midspan付近の損失が増加している．一方，翼端付近の損失の急激な低減はみられない．

5．2　下流断面における渦度分布および翼高さ方向ヨー角分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

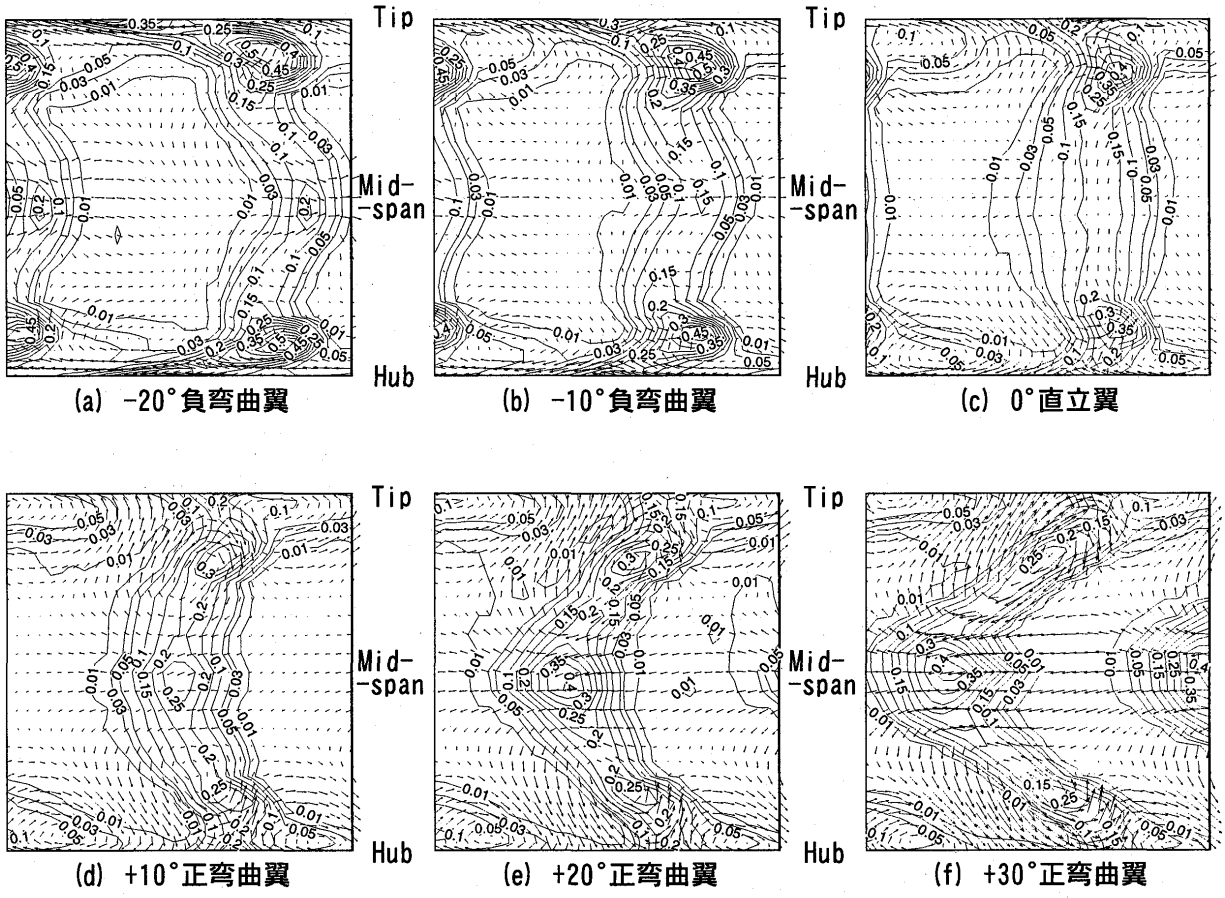


図5. 等全圧損失係数と2次流れベクトル

図7に下流断面における渦度の分布及び2次流れベクトルを示す. 各翼の結果は, 翼端に流路渦 (PV) と後縁渦 (TV) が明確に認められる. これらのPVおよびTVの範囲と強さは, 翼列のエネルギー損失を増加させるだけでなく, 出口流出角にも影響を与える.

負弯曲においては, 弯曲角度によらず, PV, TVともあまり強さが変わらないが, 正弯曲翼においては, 弯曲角度が増すにつれ, PV, TVとも強さを増している.

図8に下流断面における翼高さ方向のヨー角分布 (翼列流出角分布) を示す. 図中の太い破線は-68°を示し, これは静翼列設計流出角度を示す. 図8でわかるように各ヨー角分布の線は, 前述の2次流れベクトルの水平方向成分および後縁渦と流路渦の強さを反映している.

5. 3　翼列全体性能

図9 (a) (b) に各翼の全圧損失およびヨー角の断面全体で質量流量平均をとった値の結果を示す. 横軸は弯曲角である.

図 9 (a) において, 破線に示される Cpt 値の最小は +10°正弯曲翼で得られるが, 0° (直立翼) ～ +20° の正弯曲間では損失に余り大きな差はない. また, 実線で示されるように, 2次流れ運動エネルギー損失を含めた Cpt_{mix} は 0° (直立翼) で最小になる. 2 次流れ運動エネルギーは, 翼の傾斜が増すほど大きくなることが, 実線と破線の差から判る.

図 9 (b) において, 破線は -68° (設計流出角度) を示す. いずれも, -67. 33°と -68. 79°の間にあり, ほとんど一定であり, 弯曲角が翼列流出角度に及ぼす影響は少ないことが判る.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

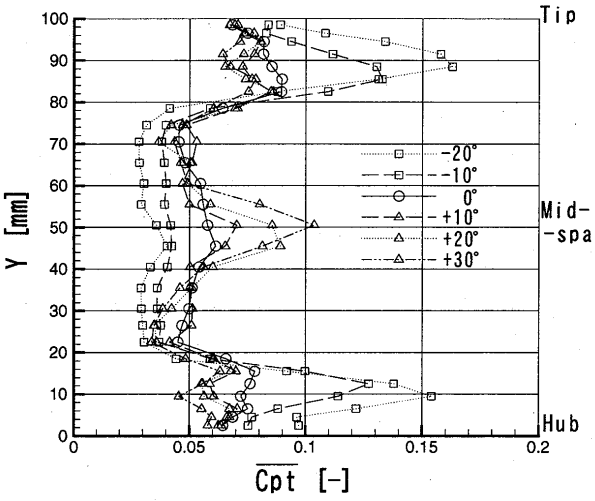


図6. 翼高さ方向損失分布(下流断面)

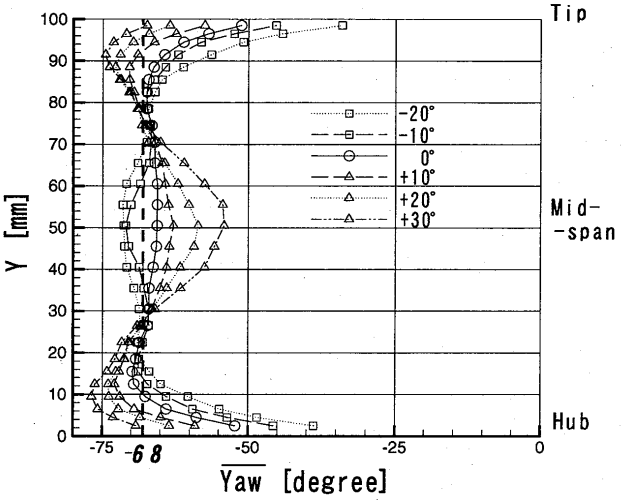


図8. 翼高さ方向ヨー角分布(下流断面)

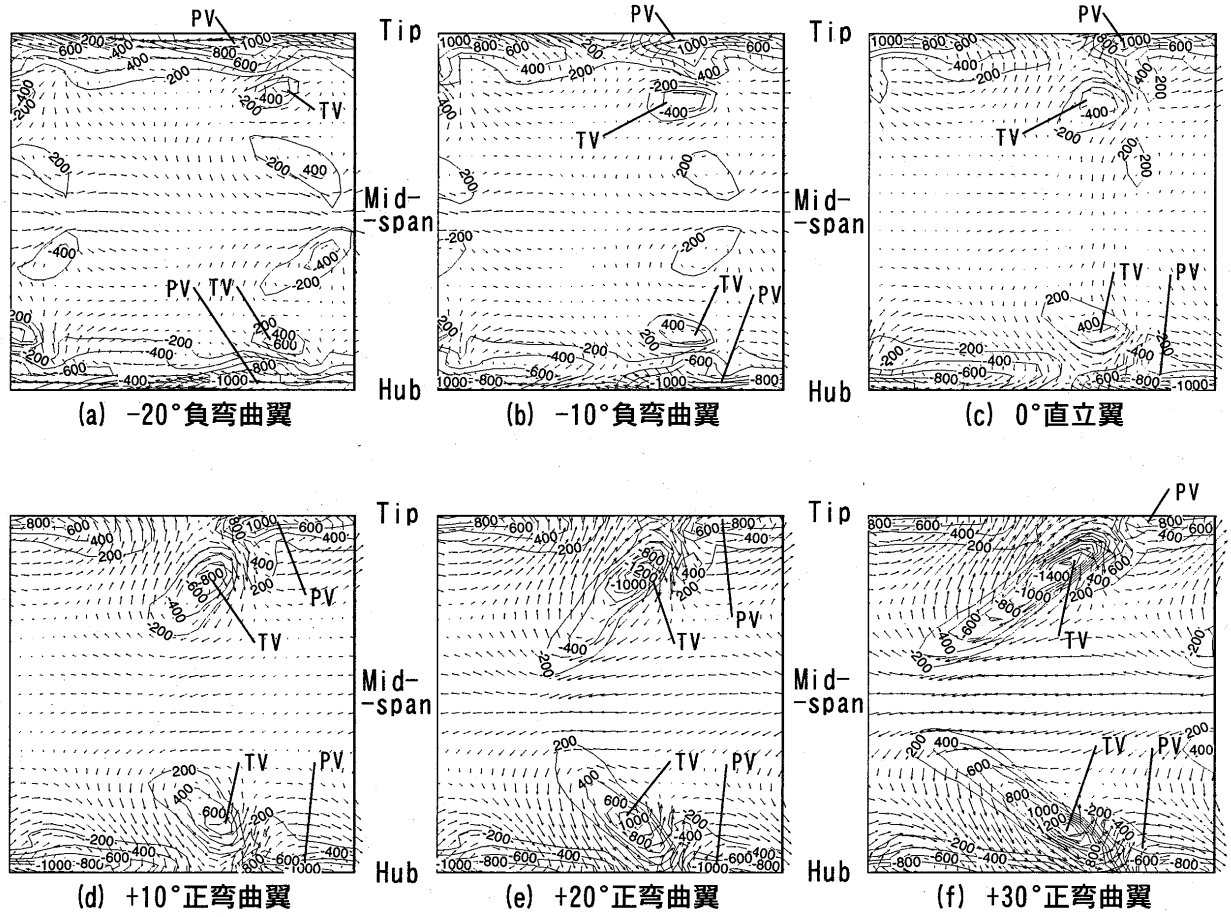
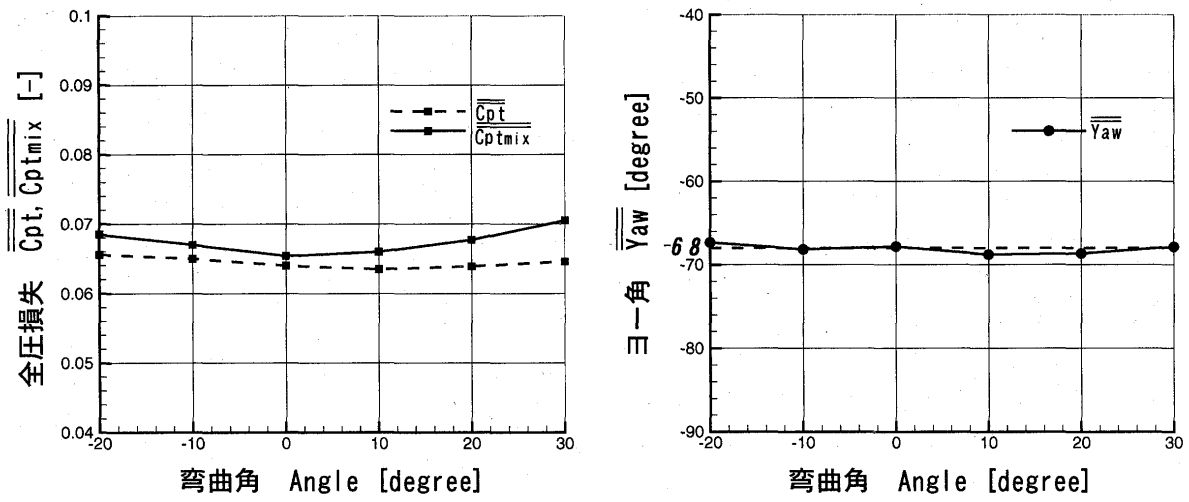


図7. 渦度と2次流れベクトル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) 全圧損失の質量流量平均値　　(b) 翼列流出角の質量流量平均値

図9. 下流断面における質量流量平均値

6. 結論

翼の負圧面あるいは正圧面のスパン中央部を弯曲させた6種の翼型模型を用いて，弯曲翼の弯曲角度と翼列損失への影響を調べた．

1) 翼列出口での全圧損失 (Cpt) は，弯曲角度+10°のときが最小であるが，広い弯曲角度にわたり余り変化がなかった．

2) 翼列出口の2次流れの運動エネルギーを損失と考え，それを含めた総損失 (Cpt_{mix}) は，0° (直立翼) の場合が最小値をとる．弯曲角が大きくなるにつれ，2次流れによる損失は増す．

3) 翼の弯曲角度が，翼列の流出角度に及ぼす影響は少ない．

文献

[1] Wang Z., et al., The Blade Curving Effects in Turbine Stator Cascades with Low Aspect Ratio, 1993, AD-93-02713, pp. 1-10.

[2] Yamamoto A., Production and Development of Secondary Flow and Losses within Two Types of Straight Turbine Cascades, Part I :A Stator Case, ASME Journal of Turbomachinery, 1987, Vol. 102 (2), pp. 186-193.

[3] J. Moore, R. Y. Adhye., Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 107-4 (1985), pp. 961-968.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－3

動静翼干渉による静翼非定常圧力予測

＊山方 章弘 海野 大 児玉 秀和（石川島播磨重工業株式会社）
野崎 理 西澤 敏雄 山本 一臣（航空宇宙技術研究所）

1. まえがき

近年の環境適合性への要求は年々厳しくなる方向にあり、今後開発される航空機用ジェットエンジンには一層の低騒音化が要求されている。ジェットエンジンで発生する代表的な騒音源の一つとしてファン騒音が挙げられるが、その主な要因はファン動静翼の非定常干渉による周期的な圧力変動に起因している。

従来、ファン騒音低減手法として、動静翼枚数の適正化および動静翼間距離の拡大といった方法が適用されてきた。前者は、ダクト内を伝播する音波が急激に減衰する遮断（カットオフ）と呼ばれる現象を利用したもので、動静翼枚数比を適切な値に設定することにより周方向音響モードをカットオフできることが知られている。また後者は、翼列間距離を広げ動静翼の干渉の度合いを小さくすることによって、騒音発生源となる圧力変動を弱めることを狙ったものである。

しかし、これらの低騒音化技術は現エンジンでもすでに導入されている技術であり、更なる低騒音化のためには新たな騒音低減策が必要となってきている。これに対し現在、従来の手法に加えてスイープやリーンといった翼の3次元化によって更なる低騒音化を図る研究が進められている[1]が、3次元翼で発生する騒音を定量的に予測する技術はまだ確立されていない。

一方、CFD（Computational Fluid Dynamics：数値流体力学）による動静翼干渉予測は、近年の計算機能力の飛躍的な進歩によってかなり現実的なものになってきており、翼振動応答解析などのエアロメカの分野では実際の翼設計に組み込まれつつある。

上記のような状況を鑑み、ファン騒音予測技術確立のため、現在研究中である超音速旅客機用エンジンを想定したファン動静翼について、3次元非定常計算による動静翼干渉予測を実施し、翼面に発生する非定常圧力変動の評価を行なった。また翼形状を変更し低騒音化を図った翼についても計算を行ない、オリジナル形状との比較を行なったので、上記について報告する。

2. 内容

超音速旅客機用エンジンを対象としたファンについて、動静翼干渉によって翼面上に発生する非定常圧力変動を評価するため、CFDによる動静翼非定常段解析を実施した。解析を行なったファンの仕様を表1、子午面形状を図1に示す。ファンは動翼1列、静翼1列の1段構成となっている。解析は動翼を同一として、翼中心軸が回転軸に対して垂直となっている標準静翼と、中心軸を翼端に向かって下流に傾斜させ低騒音化をねらったスイープ翼の2形態について実施し、設計点における翼面の非定常圧力変動の評価を行なった。

解析に使用したCFDコードの主な仕様を表2に示す。解析は3次元の非定常粘性計算で、対流項の離散化にはChakravarthy-Osherの TVDスキームを、乱流粘性の評価にはBaldwin-Lomax代数モデルを使用している。

計算に用いた格子形状を図2に示す。計算格子は各翼列ごとのマルチブロックとなっており、H型格子にて生成している。計算対象としたファンは動翼18枚、静翼45枚であるため、実際の解析

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

は動翼 2 枚、静翼 5 枚の 1/9 周期にて実施した。計算格子は動翼間 2、静翼間 5 の計 7 ブロックから構成され、格子点数は全体で約 400 万点である。動静翼の相対位置は時々刻々変化するため、各翼列の接続部での物理量の受け渡しは各格子点において線形補間にて行われる。このとき両翼列格子の半径方向位置を一致させることにより、周方向格子線上での物理情報のやり取りを可能にしている。また翼列の接続部で軸方向の格子を 1 メッシュ重複させることによって、解析精度の向上を図っている。

計算は動翼通過周期の 1/240 の時間刻みで行なった。翼面圧力を始めとする瞬時の流れ場の情報は計算中逐次出力され、後述の FFT 解析等のポスト処理に用いられる。解析の実行は NAL の数値風洞（Numerical Wind Tunnel）と呼ばれる並列計算機にて行なった。各流路の計算は、並列化処理により複数の計算機に分散化して実行され、計算効率の向上が図られている。なお本解析手法は IHI、NAL の共同研究によって開発されたものである [2]。

表1. 解析対象ファン 設計仕様

圧力比	1.6
動翼 翼枚数	18
周速マッハ数	1.18
静翼 翼枚数	45
ボス比	0.55

表2. CFDコードの仕様および解析条件

支配方程式	非定常3次元 Reynolds平均NS方程式
解法	陰解法による有限差分法
対流項の離散化	Chakravarthy-Osher TVDスキーム
乱流モデル	Baldwin-Lomax 代数モデル
格子モデル	マルチブロック H型構造格子
格子点数	約400万点

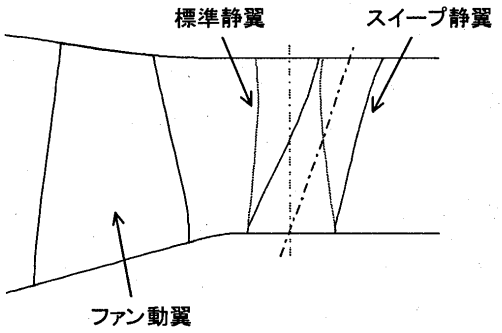


図1. 解析対象ファン 子午面形状

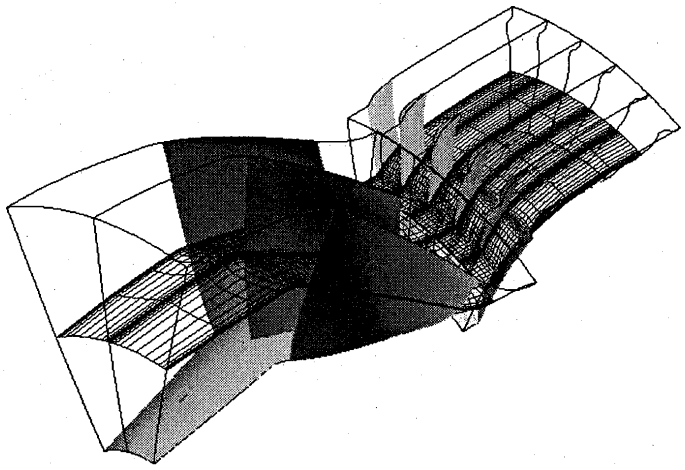


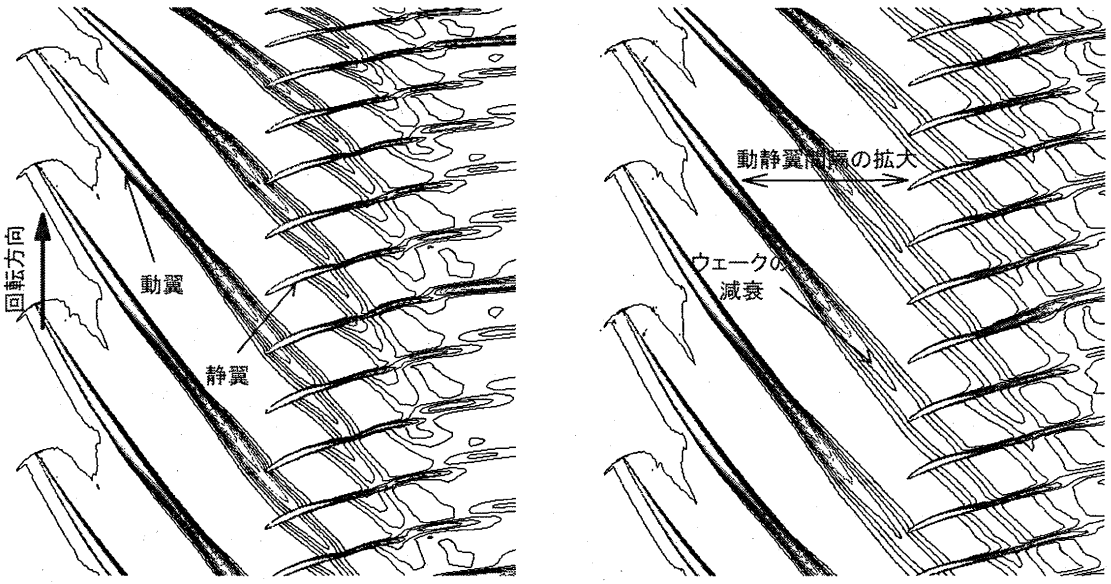
図2. 計算格子形状概観（標準静翼）

3. 結果および考察

CFD 解析によって得られた標準静翼の外径側円筒面（80%スパン）での瞬時のエントロピ分布を図 3 a)に示す。翼の下流で分布が密になっている領域は翼後縁から発生した後流（ウェーク）を示しており、動翼からのウェークが下流に向かって拡散し、静翼を通過していく様子が観察される。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

またウェークが静翼列間を通過していく際、負圧面側は圧力面側より流速が大きいため、負圧面でウェークがより下流に流されていることがわかる。続いて、スイープ翼の 80%スパンでの瞬時のエントロピ分布を図 3 b)に示す。スイープ翼では翼端側の静翼前縁が標準静翼に比べて下流に位置するため、動翼からのウェークがより減衰して静翼へと流入していることがわかる。



a) 標準静翼　　b) スイープ静翼

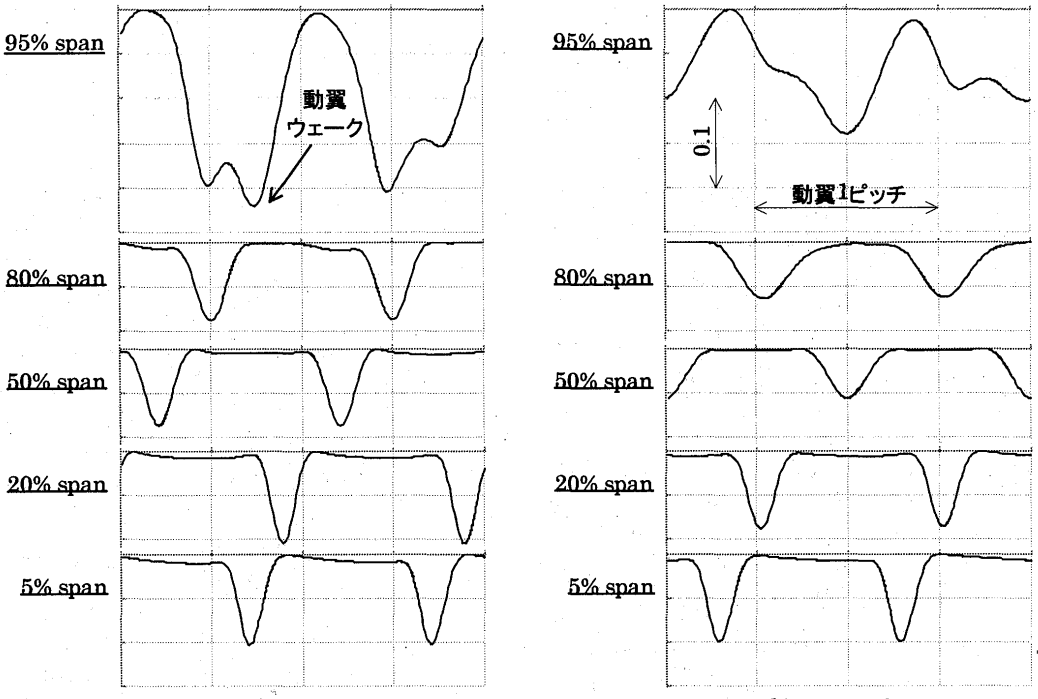
図3. 80%スパン瞬時エントロピ分布

動翼ウェークの減衰度合いを評価するため、標準静翼およびスイープ翼について、前縁から 10%コード上流でのウェークの分布を算出したものを図 4 に示す。グラフの横軸は動翼ピッチで無次元化した周方向位置を、縦軸は動翼 2 ピッチ分の時系列データを時間平均した各スパンでの相対マッハ数を示している。同じく静翼前縁から 10%コード上流位置でのウェークの谷の深さのスパン方向分布を図 5 に示す。図 5 には静翼形状の違いによるウェークの減衰度合いを比較するため、スイープ翼での標準静翼前縁に相当する位置のウェークの分布を追記している。

図 4、5 より、翼端付近でのウェークの分布は他のスパンに比べて非常に大きくなっていることがわかる。これは動翼のクリアランス漏れ流れの影響によるものであると考えられる。一方、スイープ翼において標準静翼前縁位置でのウェークの深さは標準静翼と同じレベルであり、静翼形状の違いが動翼ウェークへ与える影響は小さいと考える。さらにスイープ翼では翼端側で翼前縁が後退していることによって、動翼ウェークは標準静翼前縁の 60%程度まで減衰しており、静翼面に発生する圧力変動の低減につながっている。

同じく静翼前縁から 10%コード上流における動翼ウェークの周方向形状を図 6 に示す。図は、静翼前縁における動翼ウェークの谷のラインと静翼の相対位置を吸い込み側から見たものを示している。標準静翼では動翼ウェークが 3 翼間にまたがって流入しているのに対し、スイープ翼は翼端側での翼間距離の増加によってウェークが周方向に引き伸ばされ、動翼ウェークと静翼の交差角度が大きくなった結果、5 翼間に渡っている。動翼ウェークと静翼の交差回数の増加は、半径方向音響モードの高次化につながり、ダクト内を伝播する音波がカットオフされやすくなるため、低騒音化が見込まれる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



a) 標準静翼　　b) スイープ静翼

図4. 静翼前縁 10%コード上流 相対マッハ数分布

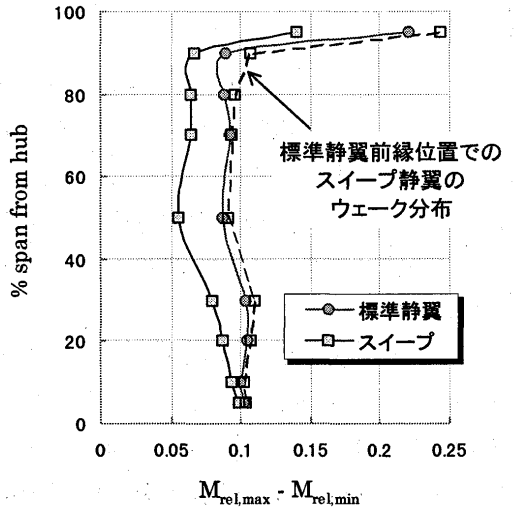


図5. スパン方向ウェーク分布
（静翼前縁 10%コード上流）

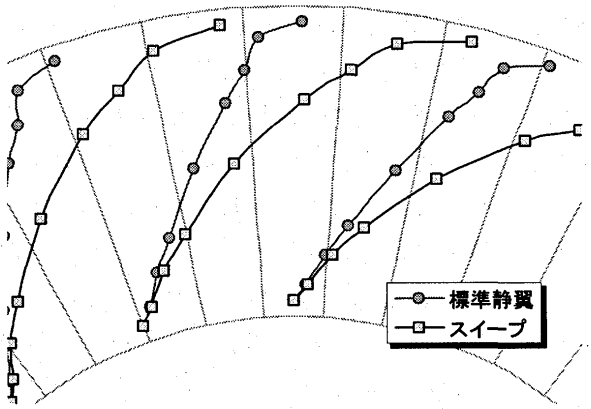


図6. 周方向ウェーク形状分布
（静翼前縁 10%コード上流）

続いて動静翼干渉によって生じる静翼面上の非定常圧力変動の時間変化を図 7 に示す。代表値として翼前縁から 10%コード、ハブ面から 50%スパンでの翼面圧力変動を示している。横軸は動翼の通過周期を表わしており、静翼面上の圧力変動の周期が動翼ウェークの通過周期に依存していることがわかる。さらに上記の翼面圧力変動を FFT 解析したものを図 8 に示す。動翼通過周波数（BPF：Blade Passing Frequency）とその高調波が卓越したスペクトルを発生させており、動翼からのウェークが静翼面の圧力変動の主な励振源となっていることがわかる。またスイープ翼の圧力変動は標準静翼の 1/3 程度となっており、低騒音化が図れる結果となっている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

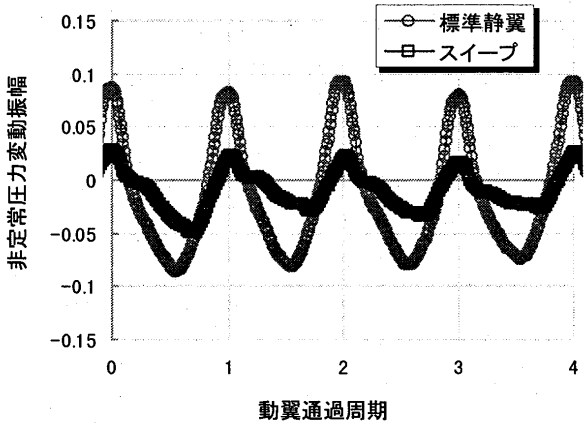


図7. 圧力面側非定常圧力変動
（10%コード, 50%スパン）

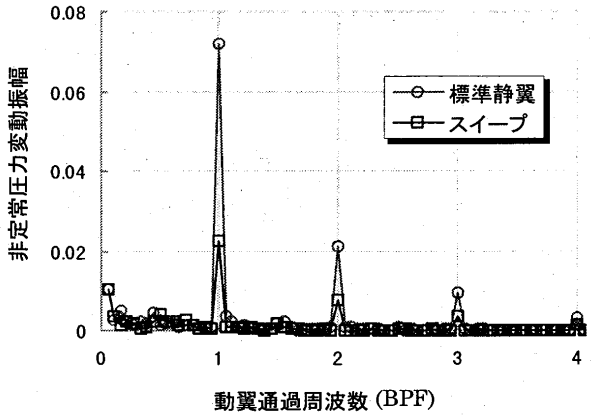
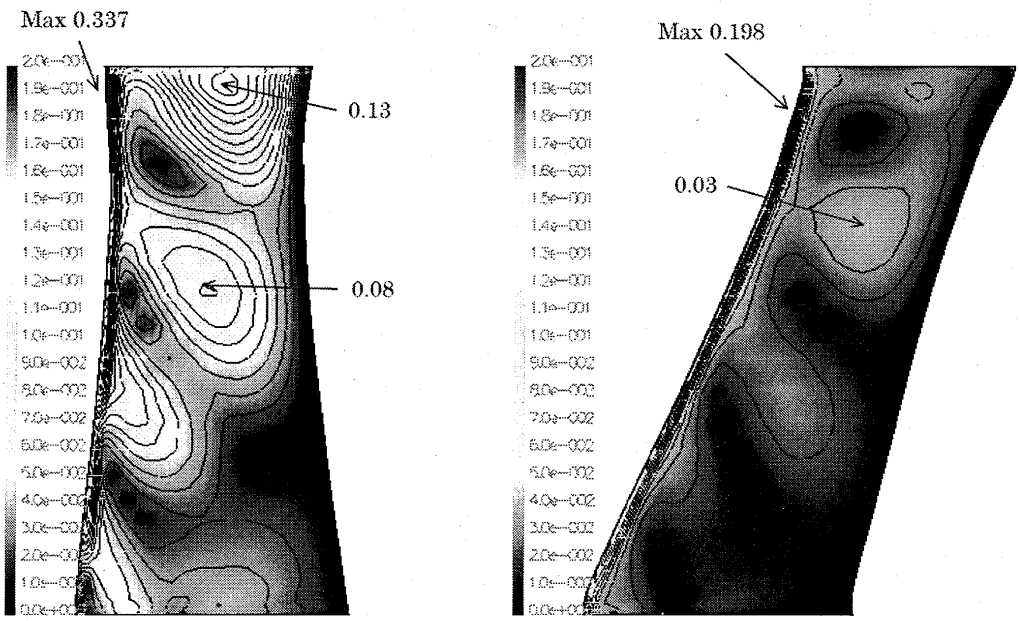


図8. 圧力面側 圧力変動FFT解析結果
（10%コード, 50%スパン）

翼面非定常圧力変動の FFT 解析を翼面全体に施し、標準静翼およびスイープ翼について圧力面の BPF1 次の変動振幅を算出したものを図 9 に示す。クリアランス漏れ流れの影響により動翼ウェークの分布が翼端側で大きくなっていることにより、静翼面に発生する非定常圧力変動の最大値は翼端前縁付近に発生している。静翼前縁でウェークがより減衰して流入するスイープ翼では、標準静翼に比べて非定常圧力変動のレベルが小さく、低騒音化が見込める結果となっている。

また標準静翼では翼前縁の他に翼の中央付近にも圧力変動の大きい領域が観察され、位相の違いによって圧力変動が増幅される領域と相殺される領域が発生していると推定される。スイープ翼では標準静翼と圧力変動の節となっている位置と数に違いが見られ、前述した動翼のウェークと静翼の交差する回数および角度が翼面の圧力変動振幅の分布にも影響を及ぼしていると考える。



a) 標準静翼　　b) スイープ静翼

図9. 静翼圧力面 BPF1次 非定常圧力変動振幅分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4. まとめ

ファン騒音予測法確立のため、超音速旅客機用エンジンを想定したファン動静翼について非定常段解析を行ない、静翼面上に発生する非定常圧力変動を評価した。その結果、得られた知見を以下に示す。

・翼中心軸が回転軸に垂直な標準静翼と翼端側を下流に傾斜させたスイープ翼について解析を行なった結果、スイープ翼に発生する翼面非定常圧力変動は標準静翼よりも小さくなっており、低騒音化が見込まれる。

・翼のスイープ化によって翼面圧力変動が小さくなった要因としては、翼端側での動静翼間隔の増大による動翼ウェークの減衰が支配的である。

・静翼面中央付近で圧力変動が節となる領域が観察されており、位相の違いによって圧力変動の増幅または相殺といった現象が起こっていると推察される。

今後は、流れ場の詳細計測との比較により解析精度の検証を行なうと同時に、低騒音化と空力性能を両立可能な3次元翼形状の探索を行なっていく。

参考文献

[1] Richard P. Woodward et al., NASA/TM-1998-208661, AIAA-99-0479, November, 1998.

[2] K. Hirai et al., 33rd Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA-97-2735, July, 1997.

謝辞

本研究は、経済産業省の新規産業創出型産業科学技術研究開発制度による「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものです。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいた NEDO および多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－4

高速回転ファンの非接触動翼振動計測

＊ 唄野　真（川崎重工業株式会社）
松田 幸雄（航空宇宙技術研究所）
河岸　優（川崎重工業株式会社）

1．はじめに

回転する動翼先端の時間的変位を測定することによって、実機運転中の動翼振動を非接触に計測する方法は、近年国内外の主要なガスタービンメーカから発表されており、現在では特殊な計測法からすでに実用域に達している計測法である[1)~3)]。この計測法に必要な測定装置は、カウンタ、メモリなどを中心とした高速で作動するディジタル回路素子で構成されており、一般に市販されている機器では対応できない[4)]。筆者らは、自社の計算機システム技術と、今回本計測装置のために開発したカウンタボードを使用した、小型軽量で安価な動翼振動計測装置を試作した。本稿ではこの試作した計測装置とこれを用いた高速回転ファンの計測例について述べる。

2．非接触動翼振動計測装置の試作

2．1　非接触振動計測装置の構成

図1に非接触振動計測装置の構成を記す。本計測装置は光ファイバセンサ、光源、計測装置及びデータログ用 PC から構成される。光ファイバセンサは光学ガラス系のバンドルファイバで、長さは6m、先端直径は2φである。計測装置は光電変換アンプとカウンタボード、CPU ボードで構成されており、LAN ケーブルによりデータログPC と接続している。

センサ先端は回転動翼の円周上(以後Sセンサとする)及び回転軸上(以後Pセンサとする)に装着している。ここでSセンサ先端前面を動翼が通過すると、センサからの放射光を動翼先端が反射し、この反射光を同じSセンサで集光する。集光された光は光ファイバにより光電変換アンプに入力され、パルス波形に整形されカウンタボードに入力される。カウンタボードはパルスの入力した時間を記録する。Pセンサについても同様に回転軸上に付けられたマーカが通過した時間を記録する。所定の回転回数のデータ計測が終了すれば直ちにCPUボードにて振動解析が実行され、振動解析が終了するとカウンタボードをリセットし再び計測を行なう。これらの結果はリアルタイムでデータログ PC に表示される。また、カウンタボード上の計測生データも同時にデータログ PC に記録されるので、より計算量の多い複雑な振動解析処理もオフラインで行なうことが可能である。

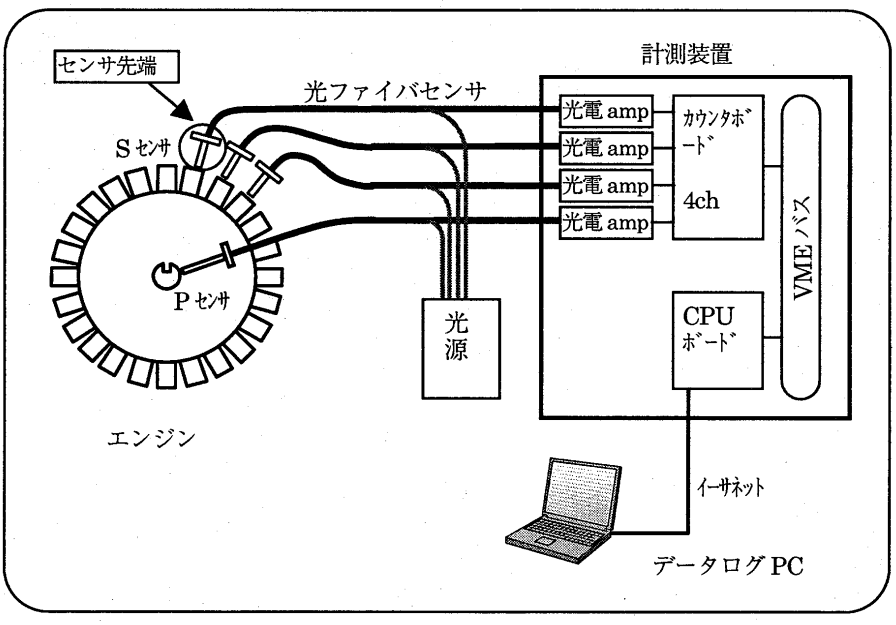


図1　非接触振動計測装置の構成

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

なお、カウンタボードは1枚で4チャンネルのデータ記録が可能であり、センサ数に応じてカウンタボードの枚数を増減させることができる。図2に12チャンネルの計測装置（カウンタボード3枚）を示した。

本稿の計測例ではSセンサ3個、Pセンサ1個であるため、図3に示した4チャンネル計測装置（カウンタボード1枚）を用いた。この計測装置と光源は、後述する高空条件下でのエンジン試験に対応するため耐温ケースに入れている。また図4に光ファイバーセンサを示し、センサ及び計測装置の仕様を表1に示す。

表1．計測装置仕様

1）光ファイバセンサ	
・センサ先端耐熱温度	350℃ 注1
・センサ先端径	2φ 注2
・センサ全長	6m 注3
・光源(ｷｾﾉﾝﾗﾝﾌﾟ)	300W 注4
2）計測装置（カウンタボード）	
・時間分解能	20.833 nsec(48MHzｸﾛｯｸ)
・メモリ4Mbyte	262,144 ｲﾍﾞﾝﾄ／ch
（1処理最大回転回数＝262144/動翼枚数）	

注1）15分間の耐熱試験により確認
注2）光ファイバーのバンドル直径は2φであり外筒のステンレス部は6.71φ
注3）センサ先端←→光源 6m
センサ先端←→光電アンプ 6m
注4）光量調整機構により調整可能
1光源で4センサに対応

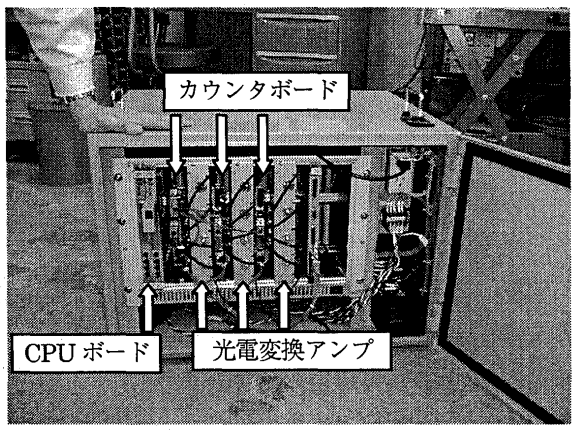


図2　非接触振動計測装置（12センサ）
（寸法：650×450×530(mm)　重量：54 kg）

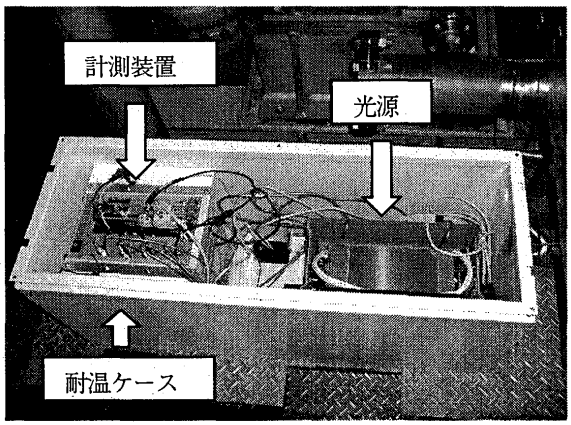


図3 非接触振動計測装置（耐温ケース入り4センサ）
（寸法：1100×450×450(mm)　重量：70 kg）

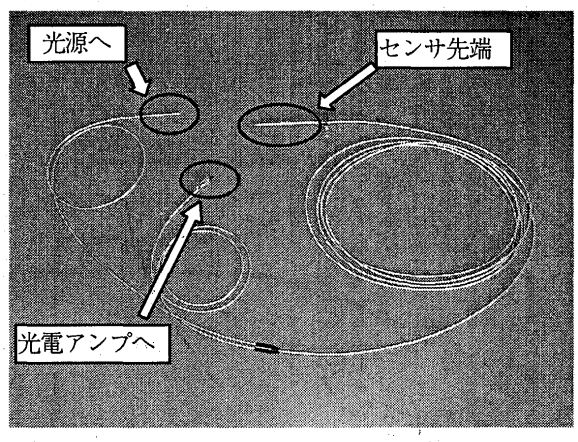


図4　光ファイバーセンサ

2．2　解析方法

本計測手法による動翼変位の一般的なデータ処理方法について説明する。本計測装置で測定するデータは各Sセンサの時系列データTij（iの最大値＝センサ数、jの最大値＝回転回数）である。各SセンサのTijは測定時のPセンサで測定される1回転周期時間で規格化された値としてメモリに蓄積される。

はじめにエンジン低回転時で動翼振動のないデータを基準値（$T_s ij$ とする）として取得する。この

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

基準値はPセンサ、Sセンサと動翼の配置間隔により決まるもので、測定回転回数を多く取り平均化することで基準値の精度を向上させている。次に計測値（$T_m ij$ とする）を測定し各センサ及び各回転時毎に以下の演算を行う。

$$\delta Tij = T_s ij - T_m ij$$

ここでδTijは動翼先端が振動することにより生じる時間差であり、その変位ΔdはUを動翼先端速度とすれば次式で求められる。

$$\Delta dij = \delta Tij \cdot U$$

図5は3個のSセンサにおける振動解析手法を具体的に示したものである。動翼先端の変位（Δdij）を図5下段に示すようにプロットすれば動翼先端の振動を示すことになる。なお、動翼先端速度は回転による速度とし、動翼振動による速度はこれより十分小さいとして無視できる。

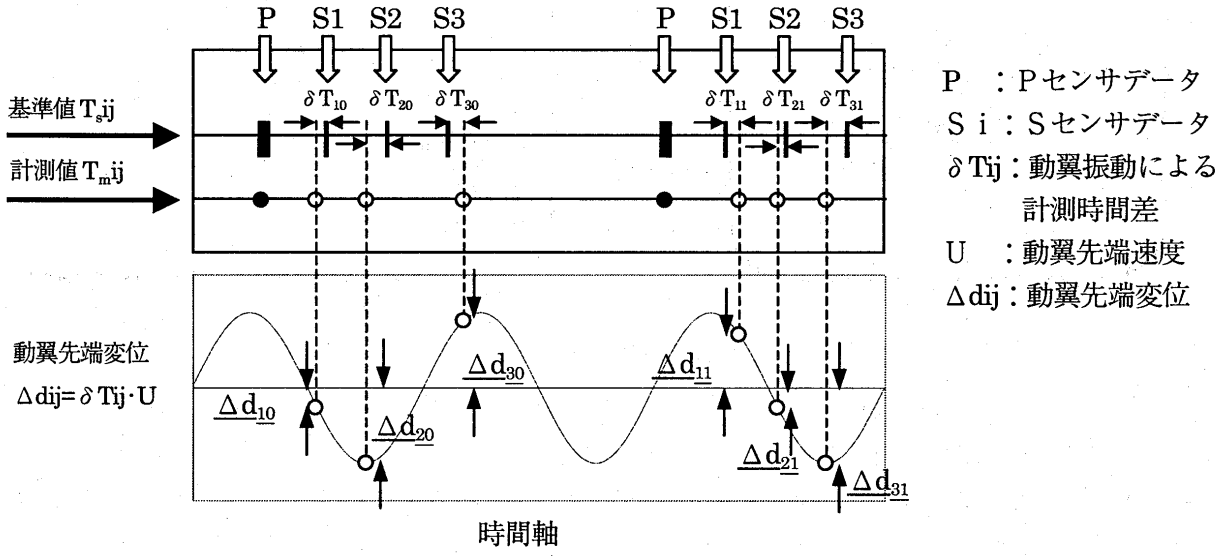


図5　動翼変位計測原理

次に本振動計測で使用した解析方法について述べる。今回の試験ではSセンサ数が測定対象エンジンの制約により3個であった。試験での計測目的は振動振幅をリアルタイムでモニタし異常振動時の情報を出力することである。まずSセンサを3個として振動周波数解析を試みたが、単純な1つの周波数で振動している場合は解析が可能であったが、実機で生じている複雑な振動に対しては、解析結果の周波数誤差が大きかった。そこで今回は振動振幅のみの解析を行なった。

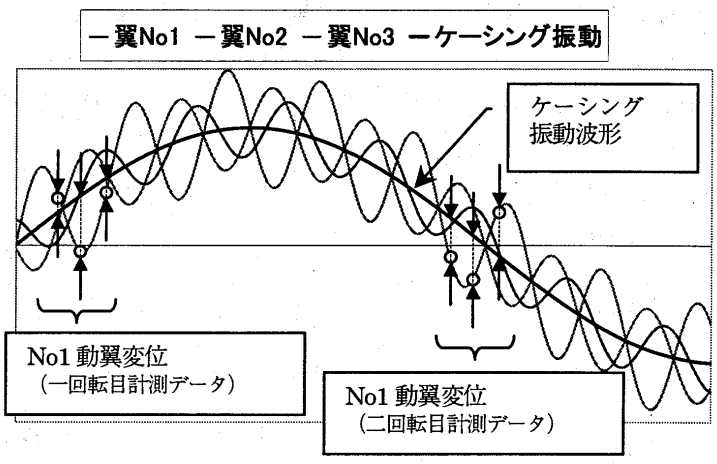


図6　振動図（動翼振動解析手法）

図6に測定対象の動翼先端変位を示す（以降振動図と呼ぶ）。この測定対象はエンジンケーシング自体の大きな振動が重畳された振動であった。そこで、まず全動翼の変位をプロットし、その波形からフィルタリング処理にてエンジンケーシングの振動成分を求め、次にこのケーシング振動成分から各動翼

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

変位を計算する。この処理を１処理分の回転回数データ(50～500回転分程度)について行ない、各動翼の変位の最大値を振動振幅とする。なおここで動翼振動とケーシング振動の周波数は前者が数KHz、後者が数十Hzと大きく異なっている。計測データの振動図の例を図９、１０に示す。この振動図は全翼の計測値を点でプロットし、フィルタリング処理したエンジンケーシングの振動波形を実線で示している。

計測装置で行われる計算処理の流れとデータログPCの振動状態監視画面を図７に示す。本振動解析処理はデータ計測から振動振幅表示まで２sec毎に行なわれる。以上の処理によりケーシング振動に影響されることなく各動翼振動振幅を求めることができた。

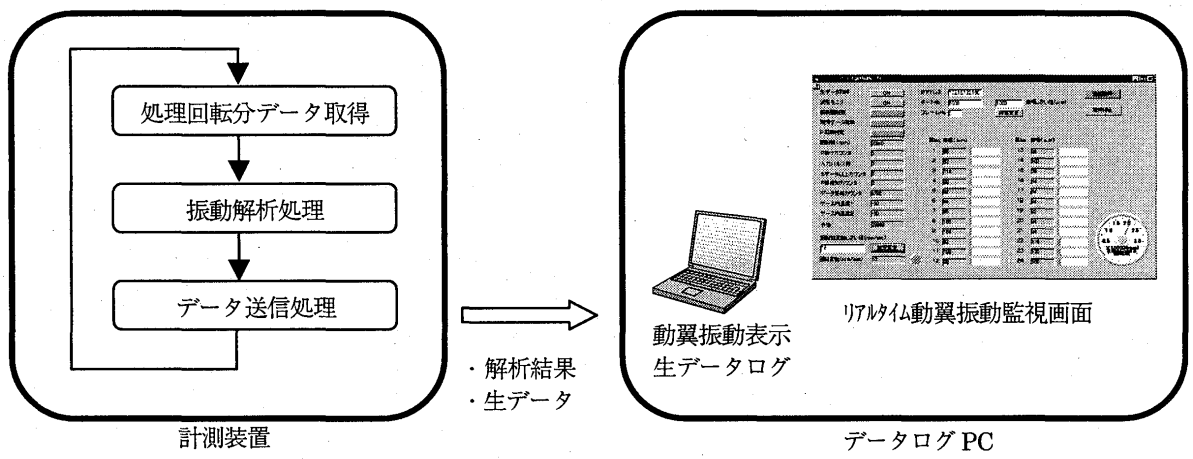


図７　振動解析処理流れ

３．　ファンの動翼振動計測例

３．１　ファン特性試験におけるサージ領域の計測例

本計測装置により航空エンジン用ファンのサージ特性試験時の振動を計測した。ファン特性試験はファンをモータで駆動し、ファン後方のバルブを徐々に閉じてファン出口圧を変化させてファンのサージ特性を計測するものである。本計測装置はリアルタイム処理が行なえるため、動翼振動の振幅も運転条件の制限値として監視項目に入れている。この試験ではサージ状態まで圧力比を上げてサージ領域のデータを取得している。なお、サージ突入後は速やかにバルブを開くため、サージ領域での動作は２～３秒程度である。図８に計測データの一例を示す。動翼振動振幅は全翼の振動振幅の平均値をプロットしている。この試験では３回サージに突入しており、サージ直前に動翼振動振幅が増加し、サージ突入と同時に振幅が通常の値の５～６倍になることが確認できた。

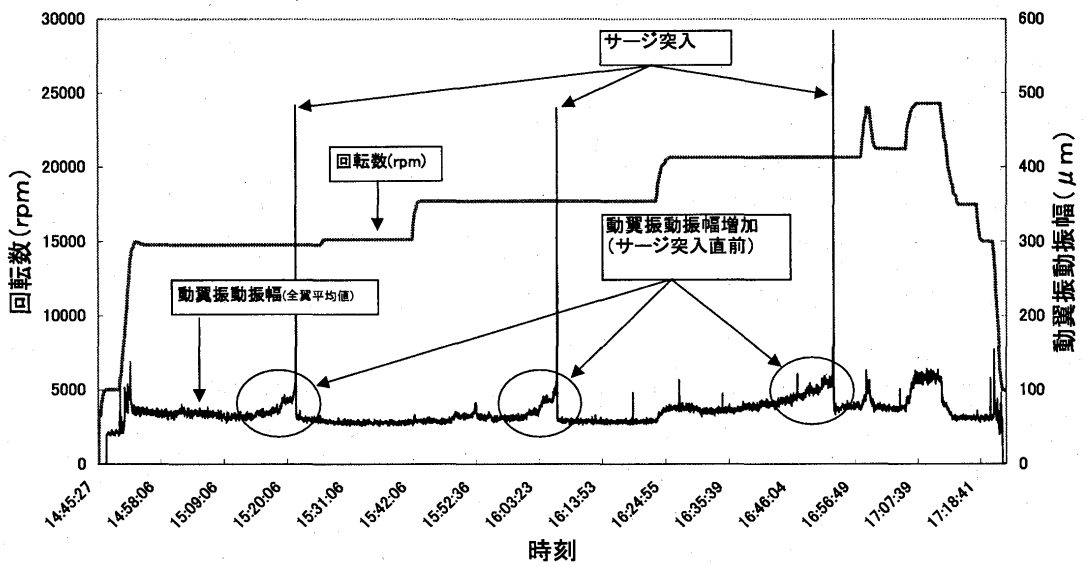


図８ ファン特性試験 動翼振幅（全翼平均値）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図９はサージが生じていない状態の振動図を示す。図１０はサージ以前（図左側）からサージに突入する過程の状態の振動図を示したものであり、サージに突入すると動翼振動振幅が大きくなり、またエンジンケーシングの振動も大きく変動することが分かる。

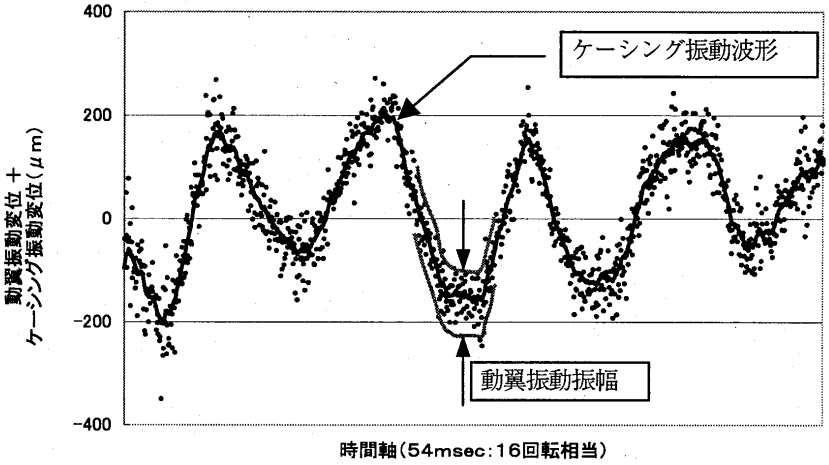


図９　ファン特性試験 振動図（サージ直前）

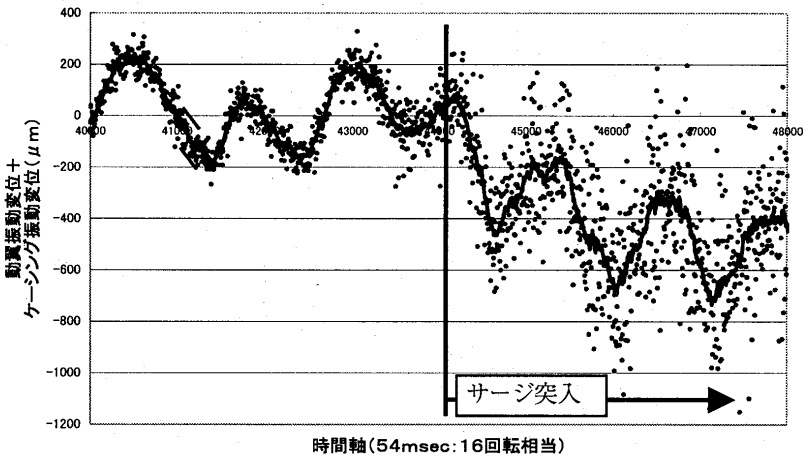


図１０　ファン特性試験 振動図（サージ移行過程）

３．２　高空条件におけるエンジン運転時の計測例

３．１節で計測したファンを組み込んだ試作ジェットエンジンのエンジン試験が高空条件を模擬する環境下で行なわれ、その時に動翼振動を計測した。非接触振動計測装置も高温にさらされるため図３に示すように耐温ケースに電子機器を入れた。エンジンへの光ファイバセンサの取り付けを図

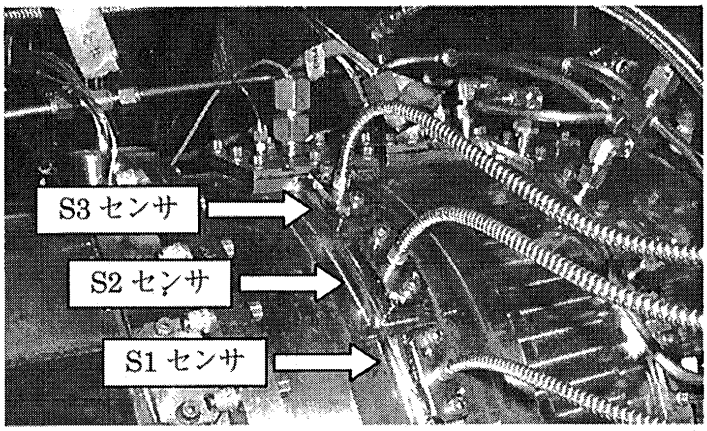


図１１ エンジンへの光ファイバセンサの取り付け

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

１１に示す。この試験ではファン入口の空気温度は 300℃以上となり光ファイバセンサはその温度にさらされることとなる。図１２にエンジン運転時の計測データの一部を示す。

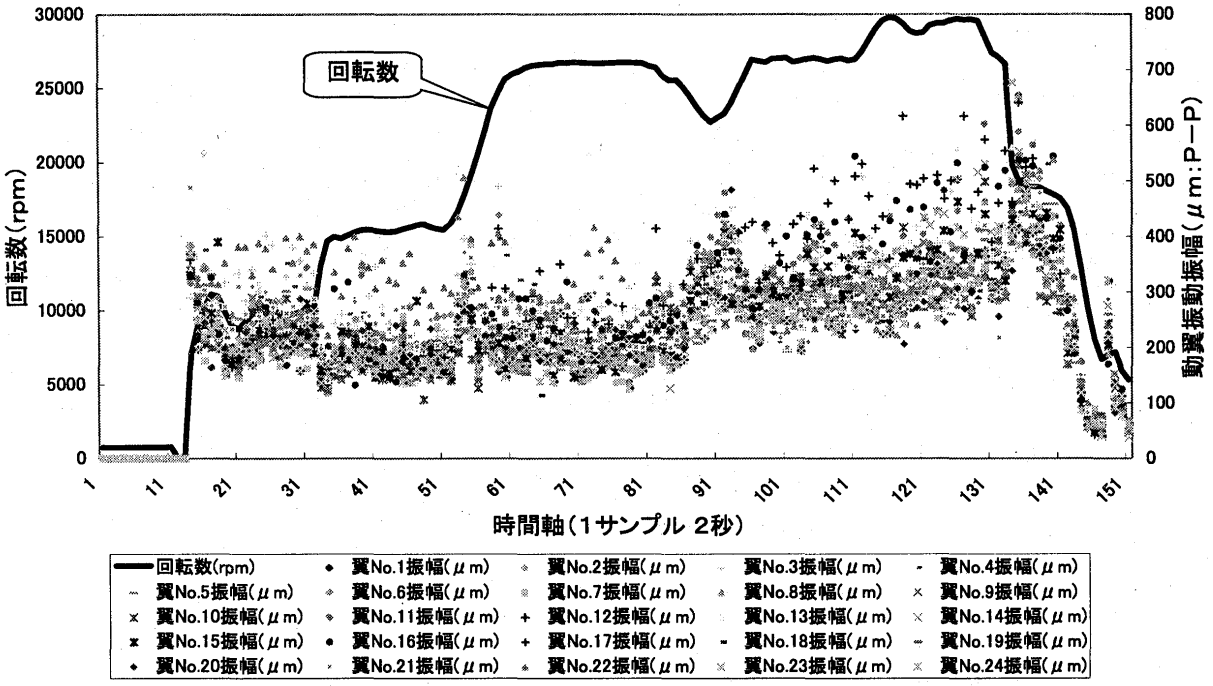


図１２　高温条件におけるエンジン運転時の動翼振動振幅

４．おわりに

当社の計算機システム技術と今回専用に開発したカウンタボードを組み合わせて、小型・軽量かつ高速・高性能な非接触振動計測装置を開発した。そして本計測装置により、航空エンジン用ファンの特性試験及び、試作ジェットエンジンの高空条件下での運転において動翼振動計測を行い、リアルタイムで振動振幅を計測することができた。

なおこれらの非接触振動計測のシステム構築と調整作業、計測作業は川重テクノサービス（株）が担当した。

(1)Endoh M., Matsuda Y. and Matsuki M., 1983, “Non-contact Measurement of Rotating Blade Vibrations”, 1983 International Gas Turbine Congress, Tokyo

(2)松田ほか、特許：「回転動翼振動計測装置」 No.3038382 2000 年 3 月 3 日

(3)S.Heath, "A Review of Analysis Techniques for Blade Tip-Timing Measurements", ASME 97-GT-213

(4)松田ほか、「遠心圧縮機インペラの非接触振動計測」、GTSJ 第 15 回秋季講演会前刷、2000 年 11 月

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－5

三次元線形オイラー手法を用いたスイープ翼の振動特性に関する解析

*藤原達也　(東京大学大学院)
渡辺紀徳　(東京大学工学系研究科)

1.緒言

近年の軸流ファンおよび圧縮機の高負荷化と高速化により、翼間衝撃波の振動に起因する翼列フラッターが重大な問題となっている。負荷を大きく取る一方で、極力軽量で損失の少ない翼を志向することが、必然的に翼の剛性低下を招いており、このような状況のもとで、フラッターの発生予測や発生機構の解明を、実用的レベルで効率的に実施し得る解析手法の確立は、重要かつ緊急の課題と考えられる。従来から流体数値解析を用いて翼に働く非定常空気力を見積もる手段が採用されているが、その中で線形化オイラー方程式を用いた解析法は、非定常擾乱が定常量に比べて小さい条件下でのみ成り立つという制約はあるものの、多くのフラッター現象の解析に適用可能であり、計算負荷が小さいため、上述の要請に対して非常に有効な手法である[1][2][3]。

遷音速流れにおいて翼間衝撃波の振動に関連するフラッターでは、衝撃波構造などの流れ特性や、翼形状および振動形態のスパン方向変化を考慮に入れない限り、その発生機構が解明され得ないと思われるものが認識されている。そこで本研究では、衝撃波の三次元構造と翼振動に伴う非定常空気力の関係に注目し、従来の二次元線形化オイラー解析法[2]を三次元に拡張して、翼の前後方向スイープが振動翼の非定常空気力に及ぼす影響について基礎的な特性を調べた。

2.数値計算法

2.1.基礎式

一般座標系(ξ,η,ζ,τ)でのオイラー方程式(三次元)は以下のように記述される：

$$\frac{\partial \hat{\mathbf{U}}}{\partial \tau}+\frac{\partial \hat{\mathbf{E}}(\mathbf{U})}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{\mathbf{F}}(\mathbf{U})}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\mathbf{G}}(\mathbf{U})}{\partial \zeta}=0 \tag{1-1}$$

$$\hat{\mathbf{U}}=\frac{\mathbf{U}}{J},\hat{\mathbf{E}}=\frac{\xi_t\mathbf{U}+\xi_x\mathbf{E}+\xi_y\mathbf{F}+\xi_z\mathbf{G}}{J},\hat{\mathbf{F}}=\frac{\eta_t\mathbf{U}+\eta_x\mathbf{E}+\eta_y\mathbf{F}+\eta_z\mathbf{G}}{J},\hat{\mathbf{G}}=\frac{\zeta_t\mathbf{U}+\zeta_x\mathbf{E}+\zeta_y\mathbf{F}+\zeta_z\mathbf{G}}{J} \tag{1-2}$$

ここでE,F,Gは: $\mathbf{U}=\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u\\ \rho v\\ \rho w\\ e\end{bmatrix},\mathbf{E}=\begin{bmatrix}\rho u\\ \rho u^2+p\\ \rho uv\\ \rho uw\\ (e+p)u\end{bmatrix},\mathbf{F}=\begin{bmatrix}\rho v\\ \rho uv\\ \rho v^2+p\\ \rho vw\\ (e+p)v\end{bmatrix},\mathbf{G}=\begin{bmatrix}\rho w\\ \rho uw\\ \rho vw\\ \rho w^2+p\\ (e+p)w\end{bmatrix}$

ρ：密度
u、v、w：(x,y,z)方向の速度
p：圧力
e：単位体積あたりの全エネルギー

翼の振動が正弦的なものであるとして、各格子点の座標について以下の式を仮定する：

$$\mathbf{x}=(x,y,z)=(\bar{x}+\tilde{x}e^{i\omega t},\bar{y}+\tilde{y}e^{i\omega t},\bar{z}+\tilde{z}e^{i\omega t})\equiv\bar{\mathbf{x}}+\tilde{\mathbf{x}}e^{i\omega t} \tag{1-3}$$

更に、ξ、η、ζの微分についても一次の変動量について以下のような近似をする：

$$\left(\frac{\xi_t}{J}\right)=\left(\frac{\xi_t}{J}\right)'e^{i\omega\tau}\quad,\quad\left(\frac{\xi_x}{J}\right)=\overline{\left(\frac{\xi_x}{J}\right)}+\left(\frac{\xi_x}{J}\right)'e^{i\omega\tau}\qquad(\xi=\xi,\eta,\zeta、\mathrm{x}=\mathrm{x},\mathrm{y},\mathrm{z}) \tag{1.4}$$

各格子点に於いて、式(1.5)のように、非定常擾乱が定常量に比べ十分小さく、更にその変動が正弦

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

的なものと仮定し、それを用いて式(1.6)のように流束項を展開近似する。

$$\mathbf{U}(\bar{\mathbf{x}},t) = \overline{\mathbf{U}}(\mathbf{x}) + \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x})e^{i\omega t}, (\tilde{\mathbf{u}} << \overline{\mathbf{U}}) \tag{1.5}$$

$$\mathbf{E}(\mathbf{U}) = \mathbf{E}(\overline{\mathbf{U}} + \tilde{\mathbf{u}}e^{i\omega t}) \approx \mathbf{E}(\overline{\mathbf{U}}) + \left.\frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \mathbf{U}}\right|_{\overline{\mathbf{U}}} \tilde{\mathbf{u}}e^{i\omega t} \equiv \overline{\mathbf{E}} + \mathbf{E}'_{\mathbf{u}}e^{i\omega t} \tag{1.6}$$

F、G についても同様に展開する。これらの式を(1-1)に代入し、微小量についてその零次、一次の項をそれぞれまとめると、以下のような式が得られる。簡単のため、(ξ,η,ζ)を(ξ_1,ξ_2,ξ_3)と表記する：

零次: $$\sum_{i=1,2,3} \frac{\partial}{\partial \xi_i}\left\{\overline{\left(\frac{\nabla \xi_i}{J}\right)} \cdot \left(\overline{\mathbf{E}},\overline{\mathbf{F}},\overline{\mathbf{G}}\right)\right\} = 0 \tag{1-7}$$

一次: $$i\omega\overline{\left(\frac{1}{J}\right)}\tilde{\mathbf{u}} + \sum_{i=1,2,3} \frac{\partial}{\partial \xi_i}\left\{\overline{\left(\frac{\nabla \xi_i}{J}\right)} \cdot \left(\mathbf{E}'_{\mathbf{u}},\mathbf{F}'_{\mathbf{u}},\mathbf{G}'_{\mathbf{u}}\right)\right\} + \mathbf{S}_T = 0 \tag{1-8}$$

但し: $$\mathbf{S}_T = \sum_{i=1,2,3} \frac{\partial}{\partial \xi_i}\left\{\left(\frac{\xi_{i_t}}{J}\right)' \overline{\mathbf{U}} + \left(\frac{\nabla \xi_i}{J}\right)' \cdot \left(\overline{\mathbf{E}},\overline{\mathbf{F}},\overline{\mathbf{G}}\right)\right\} + i\omega\left(\frac{1}{J}\right)' \overline{\mathbf{U}}$$

すなわち、時間変動を含む方程式に線形化の近似を行うことによって、流れ場の変動、格子の変形による変動のいずれをも含まない定常の流れ場の式(1-7)と、格子の変形による効果を source term として含む、微小擾乱の複素振幅に関する偏微分方程式(1-8)が得られる。

2.2.境界条件

計算は Fig.1 のような領域をスパン方向に重ねたものを用いる。各境界で以下のような条件を課す。

翼面境界：ある時刻での流れの速度ベクトルを$\hat{\mathbf{V}}(\xi,\eta,\zeta,\tau)$、翼面上の格子点の位置を$\hat{\mathbf{R}}(\xi,\eta,\zeta,\tau)$、法線方向の単位ベクトルを$\hat{\mathbf{n}}(\xi,\eta,\zeta,\tau)$とおくと、流体が翼表面に沿って流れるという滑り境界条件は：

$$\hat{\mathbf{V}} \cdot \hat{\mathbf{n}} - \frac{\partial \hat{\mathbf{R}}}{\partial \tau} \cdot \hat{\mathbf{n}} = 0 \tag{2-1}$$

ここで、翼の振動を考え、また、速度についての線形化を行う。すなわち：

$$\hat{\mathbf{R}}(\xi,\eta,\zeta,\tau) = \overline{\mathbf{R}}(\xi,\eta,\zeta) + \tilde{\mathbf{r}}(\xi,\eta,\zeta)e^{i\omega\tau} \tag{2-2}$$

$$\hat{\mathbf{n}}(\xi,\eta,\zeta,\tau) = \overline{\mathbf{n}}(\xi,\eta,\zeta) + \tilde{\mathbf{n}}(\xi,\eta,\zeta)e^{i\omega\tau} \tag{2-3}$$

$$\hat{\mathbf{V}}(\xi,\eta,\zeta,\tau) = \overline{\mathbf{V}}(\xi,\eta,\zeta) + \tilde{\mathbf{v}}(\xi,\eta,\zeta)e^{i\omega\tau} \tag{2-4}$$

これらの式を、(2-1)に代入し、微小項の、零次、一次の項について整理すると：

零次：$\overline{\mathbf{V}} \cdot \overline{\mathbf{n}} = 0$ (2-5)

一次：$\tilde{\mathbf{v}} \cdot \overline{\mathbf{n}} = -\overline{\mathbf{V}} \cdot \tilde{\mathbf{n}} + i\omega\tilde{\mathbf{r}} \cdot \overline{\mathbf{n}}$ (2-6)

(2-5)式が、翼の振動のない定常解の境界条件、(2-6)式が、微小擾乱振幅に対する翼面での境界条件を示している。振動の振幅である$\tilde{\mathbf{r}} = (\tilde{x},\tilde{y},\tilde{z})$より、$\tilde{\mathbf{n}}$も評価することができる。

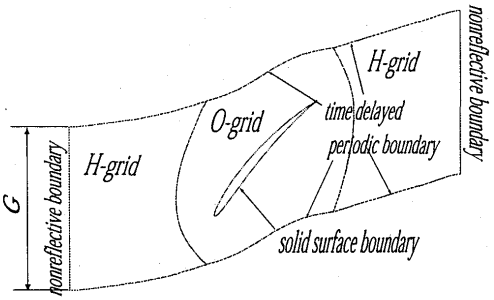


Fig.1：計算領域概略図

側壁境界：三次元の計算を行う場合、翼のハブ側、ティップ側の壁面境界では、翼面境界同様、壁面での流束を与える。壁面では、速度の微小振動に関しても、壁面に垂直方向の成分が 0 になる。それ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

以外の物理量は外挿して流束を与える。

周期境界：隣り合う翼の間の位相差をσとすると、周期境界上では次の関係式が成り立つ：

$$\tilde{u}(x, y+G, z) = \tilde{u}(x, y, z)e^{i\sigma} \quad : (G : pitch) \tag{2-7}$$

入口、出口境界：境界での波の反射を防ぐため、特性波に基づいた二次元的な無反射条件を各スパン断面において適用している。

2.3.計算方法

非定常の解析を行うためには、まず定常流れを計算し、その結果をもとに非定常場の計算を行う。共に仮想時間進行法を用いる。定常場を計算する非線形オイラーコードは空間方向離散化に Upwind TVD を、時間方向積分に陰解法を用いて有限体積的に解いている。微小振動場を解く線形オイラーコードは、空間方向離散化に Upwind TVD を、時間方向積分に陽解法を用いた。共にセル中心法を採用し、Local Time Step を用いている。翼面上の非定常圧力を積分することにより、翼に働く空気力が見積もられる。

2.4.検証

開発した解析法の妥当性を検証する為に、文献[4]に掲載された Namba による三次元平板翼列の振動問題を対象とする理論解析との比較を行った。翼列の詳細と計算条件を、Fig.2 と Table 1 に載せる。アスペクト比 3 の平板翼列が三次元的なねじり振動を行うものである。翼間位相差 180° での計算結果を Fig.3 に載せる。図に示したのはいくつかのスパン方向位置で、各コード方向位置での翼上面と下面での圧力の複素振幅の差を虚数部、実数部でそれぞれ算出した結果である。両者の結果は良く一致していることが分かる。無次元化した非定常圧力係数Δcp、およびスパン方向位置 R は下のように定義した。

$$\Delta cp = \frac{p_{ps} - p_{ss}}{0.5 \cdot \rho_\infty u_\infty^2 \, Amp_{Tip}}$$

Amp_{Tip}：翼端での振幅角[radian]

p_{ps}：翼下面での圧力振幅

p_{ss}：翼上面での圧力振幅

$$R = \frac{Hubからの距離}{翼長さ}$$

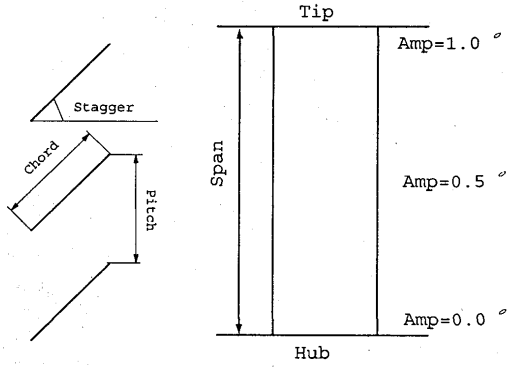


Fig.2：平板翼列概略図

Table1：検証計算主要諸元

stagger	45°
Pitch/Chord	1
Span/Chord	3
振動モード	前縁周りねじり
振動振幅	ティップで 1° R に比例
定常場	定常負荷なし マッハ数 0.7

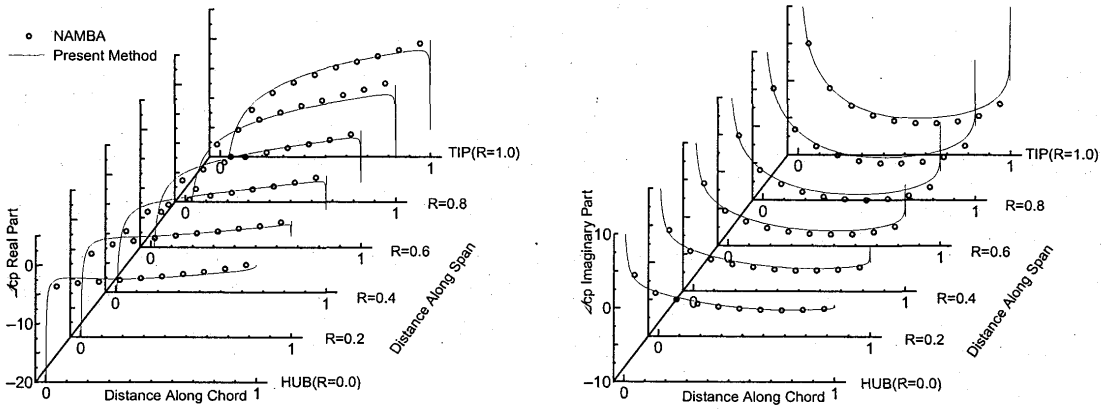


Fig.3：三次元検証計算結果

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3.三次元曲げ振動をする翼列の振動特性解析

3.1.解析対象

計算対象は振動翼列問題の標準モデルから 10th Standard Configuration を採用した。翼型は NACA0006 であり、計算条件には Table 2 の遷音速条件を用いた。格子は HOH 型で、上流下流の H 型格子は翼ピッチ方向に 41 点、流れ方向に 26 点とり、翼周りの O 型格子は翼周り方向に 171 点、翼から離れる方向に 21 点とった。それぞれスパン方向には 13 点とってある。今回の計算で採用したスイープは Fig.4 のように、ティップで翼コード方向に 0.5 コード分後ろにずれるようにしたものを Aft Sweep とする。同様にティップで 0.5 コード分前方にせり出すものを Forward Sweep とする。翼の傾斜はスパン方向に一定である。翼列は直線翼列の状態であり、遠心力の効果などは入っていない。スイープをつけた翼列の場合でも Table 2 の入口、出口条件を変えずに計算を行ったものを定常状態とした。

Table 2：計算諸元

	設定値
入口全圧	$1.0133*10^5$[Pa]
入口全温	273[K]
出口静圧	$0.8724*10^5$[Pa]
流入角	58[°]
流入マッハ数	0.8

非定常計算において、翼の振動は簡単のため片持ち梁の曲げ(コードに垂直方向)、無次元振動数が 1.3 の振動を仮定した。

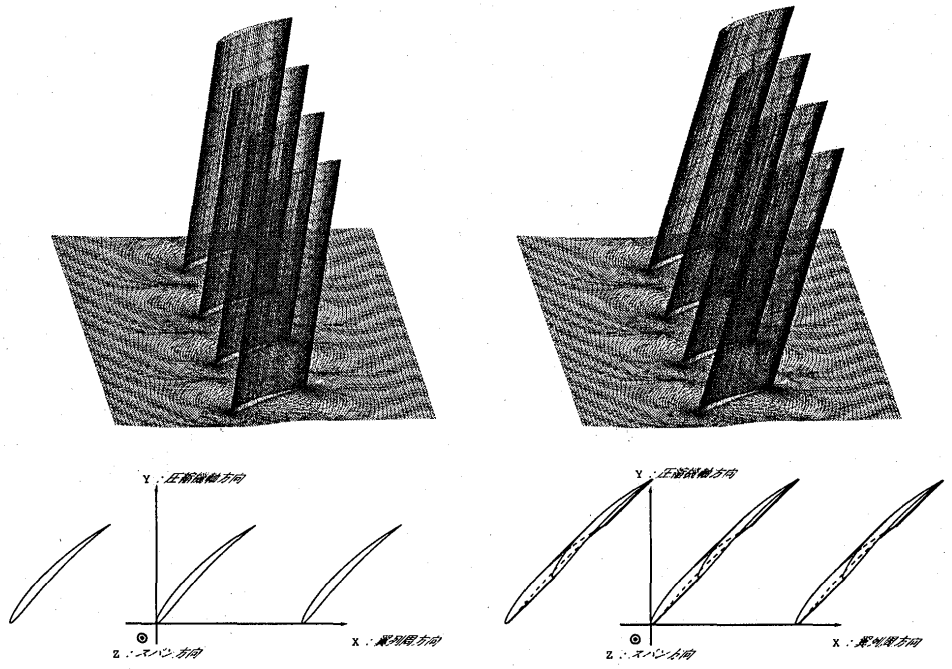
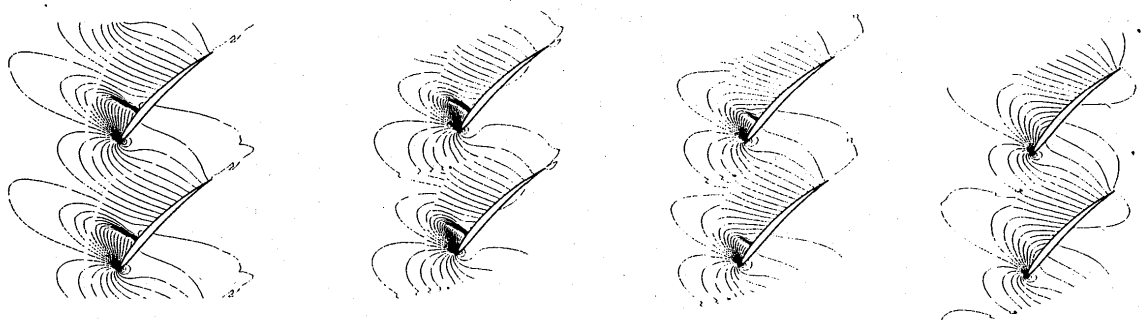


Fig.4：翼列概略図(下)と計算格子(上)

3.2.結果と考察

定常計算より得られた圧力等高線を Fig.5 に載せる(ここでは Aft Sweep のものとしているが、Forward Sweep はこの結果をティップとハブを入れ替えて与えた)。スイープのない翼列では翼面背側前縁近くで一部超音速領域が生じ、その後ろで弱い衝撃波が発生している。スイープを付けることによってティップからハブにかけて徐々に衝撃波が弱まり、ティップではスイープなしの場合と比べ強い衝撃波が生じ、ハブではほぼ全域で亜音速となるような流れ場が得られた。

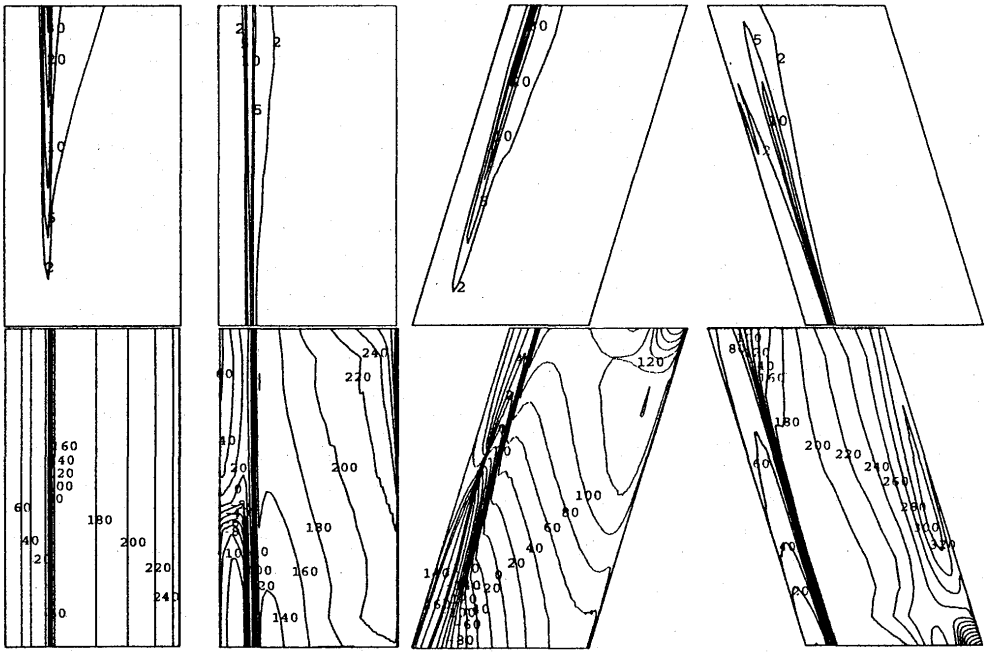
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a)スイープなし　(b)スイープあり Tip　(c)スイープあり Mean　(d)スイープあり Hub

Fig.5：定常圧力等高線

三次元非定常計算の結果のうち、代表的なものを Fig.6 から Fig.8 に載せる。圧力や仕事などの無次元化は計算領域入り口の単位体積あたりの運動エネルギー、翼ティップでの翼の振動振幅、翼コードを用いて行っている。Fig.6 は翼間位相差 0° における翼背側での圧力振幅絶対値(上段)と、翼の振動変位に対する圧力振動位相(下段)の分布を示したものである。位相が 90° 付近で励振、－90° (=270°)で制振の効果が強くなる。定常流れ場での衝撃波形状の変化の影響が見られ、圧力振幅の図では Aft Sweep でティップ側に、Forward Sweep でハブ側に衝撃波による大きな圧力振幅の領域が見て取れる。また、ストリップ理論とスイープなしの結果の比較より、三次元計算では衝撃波付着点付近の圧力振幅がハブからティップにかけて平均化されるという周知の三次元効果が捉えられていることが分かる。位相に関しても三次元計算ではスパン方向に位相差が生じることが特徴的であり、スパン方向への流れ変動の伝播が起こっていることが予想できる。またスイープを付けることで、Aft Sweep ではスパン方向の位相差が大きく、Forward Sweep では小さくなることが見て取れる。



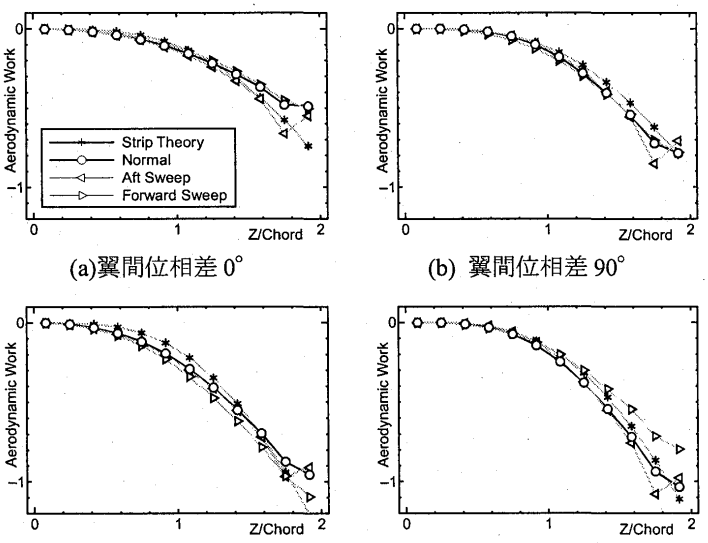
(a)Strip Theory　(b)3D Normal　(c)Aft Sweep　(d)Forward Sweep

Fig.6 翼背側での非定常圧力の振幅分布(上)と位相分布(下)

Fig.7 は各スパン断面において翼に対する仕事を積分したものである。仕事は、その値が正になると振動のエネルギーが増加することになり、振動が不安定になる。図を見ると、全体的にティップ付近での仕事の割合が非常に大きく、翼の安定性に大きく寄与していることが読み取れる。スイープによる変化は翼全体の仕事にはあまり大きくは影響していないようである。Fig.8 のグラフのうち、実線は各翼間位相差において翼全体の仕事を積分したもので、翼の振動安定性を示す。点線は衝撃波近傍(コードの約 25%分の領域)の仕事を積分したものである(衝撃波以外の効果も同時に含んでいること、及び各流

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

れで衝撃波の位置が異なることから、異なる翼列形状間での定量的な比較には適さないことに注意されたい)。このグラフ上で値が正になると振動が不安定であるが、今回の条件ではどの翼間位相差とも安定であり、傾向としては0°(=360°)付近で不安定側に、180°から270°でより安定側にあることが読み取れる。衝撃波近傍に関しては90°から180°にかけて不安定側にあり、その影響で全体の安定領域が180°から270°へシフトしていると考えられる。今回の作動条件では、衝撃波の影響が弱く、衝撃波近傍以外の圧力変化の影響が大きく翼の振動に影響していることがわかる。翼をスイープさせたことによる最も大きな影響は衝撃波形状の変化であったが、その影響を翼の安定性として捉えるまでにはいたらなかった。



(a)翼間位相差0°　(b) 翼間位相差90°

(c) 翼間位相差180°　(d) 翼間位相差270°

Fig.7 各スパン方向位置での翼に及ぼされる仕事

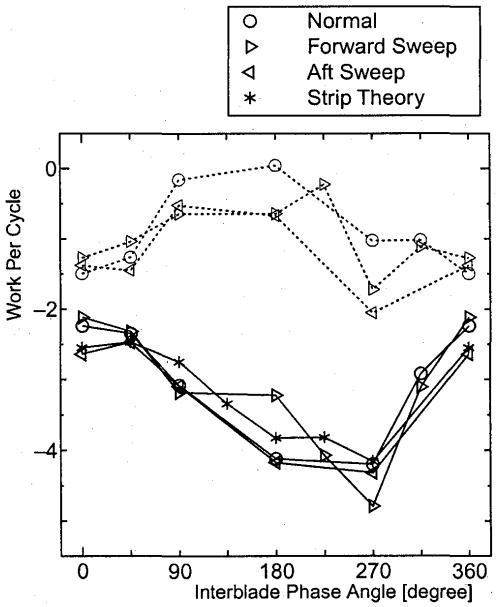


Fig.8：翼の安定性解析

(実線:翼全体　点線:衝撃波近傍)

4.まとめ

三次元線形化オイラー方程式を基礎式とする振動翼列流れの数値計算コードを構築し、衝撃波を伴う遷音速流れ場において、前方向及び後方向のスイープを付けた三次元の翼列について振動特性解析を行った。翼面上の非定常圧力に着目し、翼の振動安定性と流れ場の三次元性の関係について考察を行った結果、スイープを付けることにより、翼スパン方向の衝撃波強度の変化が生じ、それに伴う非定常圧力の変化を捉えることができた。翼の安定性への影響を解明するには今後更なる研究が必要である。

謝辞

本研究には石川島播磨重工(株)より援助を受けた。ここに記して深甚なる謝意を表する。

参考文献

[1]山崎伸彦，難波昌伸，“TVD スキームを用いた振動する翼列翼の線形非定常空気力計算”,日本機械学会論文集B編65巻630号pp.103-110(第一報)，65巻632号pp.30-37(第二報)，1999.

[2]柴田貴範，梶昭次郎，“遷音速振動翼列の非定常空力解析”,日本ガスタービン学会誌 25(100) pp.44-49 1998.

[3]Hall,K.C.，Lorence,C.B. and Clark,W.S.，“A linearlized Euler analysis of unsteady transonic flows in turbomachinery”, Transactions of ASME，Journal of Turbomachinery，Vol.116 pp.476-488，July 1994.

[4] He, L. and Denton, J.D.,“Three Dimensional Time-Marching Inviscid and Viscous Solutions for Unsteady Flows Around Vibrating Blades”, Transactions of ASME，Journal of Turbomachinery，Vol.116 pp.469-476，July 1994.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－6

遷音速圧縮機動翼における漏れ流れの計算

＊向井　純一（株式会社ヴァイナス）
山本　一臣（航空宇宙技術研究所）

1．はじめに

ジェットエンジンの設計において、ファンや圧縮機の効率の向上は必須問題である。ファンや圧縮機の高効率化を妨げるものとして種々の要因が考えられるが、ハブ面やケーシング面に存在する隙間からの漏れ流れもその１つである。このような隙間が主流へ与える影響を調べるため、NASA 遷音速圧縮機動翼 Rotor35、Rotor37 を用いて動翼上流ハブ面の動翼ディスクとセンタボディ間の隙間を模したキャビティを含んだ解析を行った。

Rotor37 は、設計点での圧力比 2.03、流量 20.19kg/s の高速高負荷圧縮機動翼である。Rotor35 は同じシリーズの動翼で、設計点での圧力比 1.82、流量 20.19kg/sec である。Rotor37 に関しては、1994 年の ASME/IGTI 国際会議ワークショップで CFD コード検証用の題材となり多数の計算結果が報告されている[(1)-(3)]。しかし、ここで報告された計算結果では実験で確認された翼の下流のハブ面付近での全圧の低減が再現できていないことが指摘された。Shabbir ら[(4)]は、このような実験で確認された全圧の低減が動翼上流のハブ面からの漏れ流れによって引き起こされるものと考え、Rotor35 を用いて、隙間の大きさを様々に変えた実験と、ハブ面の隙間にあたる場所で流入境界条件を与えた計算で全圧の低減を示した。また海野ら[(5)]は、Rotor35 についてハブ面の隙間を模したスリット内部にも格子を張り計算することにより、隙間を通して流れが流入出していることを示した。

今回の研究では、Rotor35 においてセンタボディ下部の空間までを模した比較的大きなキャビティを含んだ計算を数ケース行い、隙間からの漏れ流れと衝撃波の干渉が翼下流での全圧分布に与える影響について調べ、さらに、Rotor37 についても同様の計算を行い、実験との比較を行った。

2．解析方法

解析方法は山本ら[(6)]と同様に、航空宇宙技術研究所で開発を進めている CFD 共通基盤プログラム UPACS [(6)(7)など]を用いて計算した。なお、乱流モデルとして Spalart-Allmaras の１方程式モデル[(8)]を用いている。

計算格子はマルチブロックの構造格子で、翼回りを O 型格子で囲み、その外側を複数の H 型格子が囲んだ構造をしている。図１に表面での計算格子を示す。本研究の目的であるハブ面の隙間からの漏れ流れを再現するため、回転している動翼ディスクと動翼上流のセンターボディ内部の空間を簡略化したキャビティをハブ面下部に設けている（図２）。今回は隙間とキャビティのみの影響を見るため、積極的に外部からキャビティへ流れを供給してはいない。また、チップクリアランスからの漏れ流れは、クリアランス内部にもマルチブロック格子を作成して計算を行った。総格子点数は Rotor35 において１５８万点で２７ブロックである。

計算は局所時間刻み法を用いて CFL 数を 1000 とし、SGI Onix3400 の 8 CPU を用いた計算では収束に約 6000 ステップ、24 時間程かかっている。なお、収束判定は流量および渦粘性の最大値が５０ステップの間３桁目までが変化しない時点とした。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

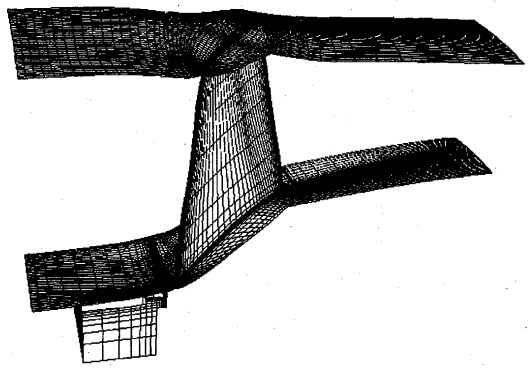


図 1　Rotor35 表面格子全体図

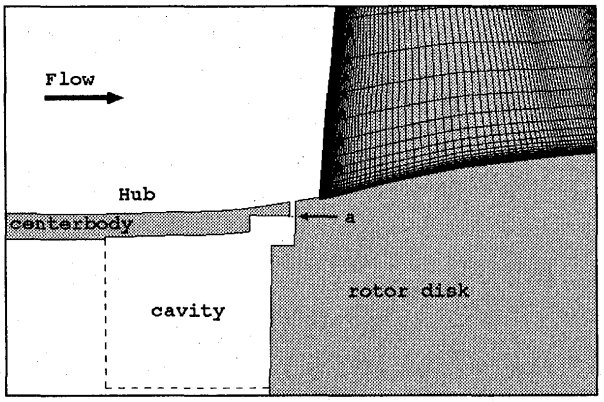


図 2　隙間付近の形状（計算領域は点線まで）

3．圧力比と流量の関係

図 3 は、ハブ面の隙間がある場合での Rotor35 における圧力比と流量のグラフであり、図 4 は、ハブ面の隙間が無い場合での Rotor37 における同様のグラフである。なお、流量はそれぞれのチョーク流量で無次元化している。また、実験では Rotor35,37 とも隙間が存在する。Rotor37 に関しては、圧力比が実験よりも今回の計算の方が最大で 2 %弱大きめに出ているものの、傾向としては概ね合っている。これに対して Rotor35 での計算では、傾向として実験と合っているとはいえない。計算後に調べたところ、格子作成の際にスタッキング位置を誤り、翼形状が若干違ったことが分かっており、これが圧力比のずれの原因であると思われる。しかし、今回の計算の目的であるハブ面での隙間が主流に及ぼす影響の機構を議論する分には問題ないと考えられる。

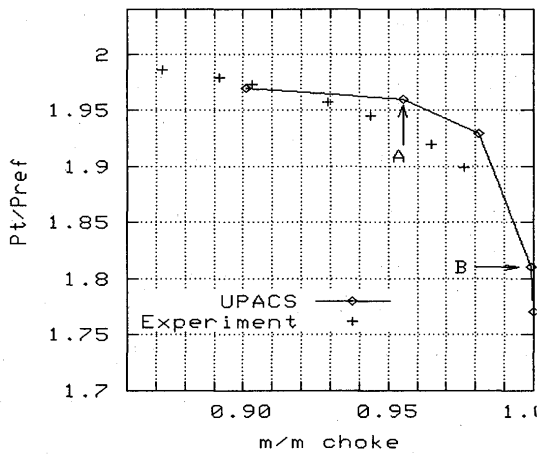


図　3　Rotor35 での流量と圧力比の関係
“A”･･･チョーク流量 95．5%
“B”･･･チョーク流量 99．9%
（実験値は Shabbir 等[4]より）

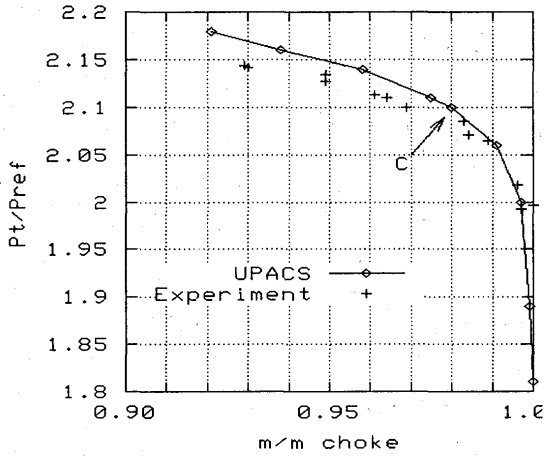


図　4　Rotor37 での流量と圧力比の関係
“C”･･･チョーク流量 98%

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

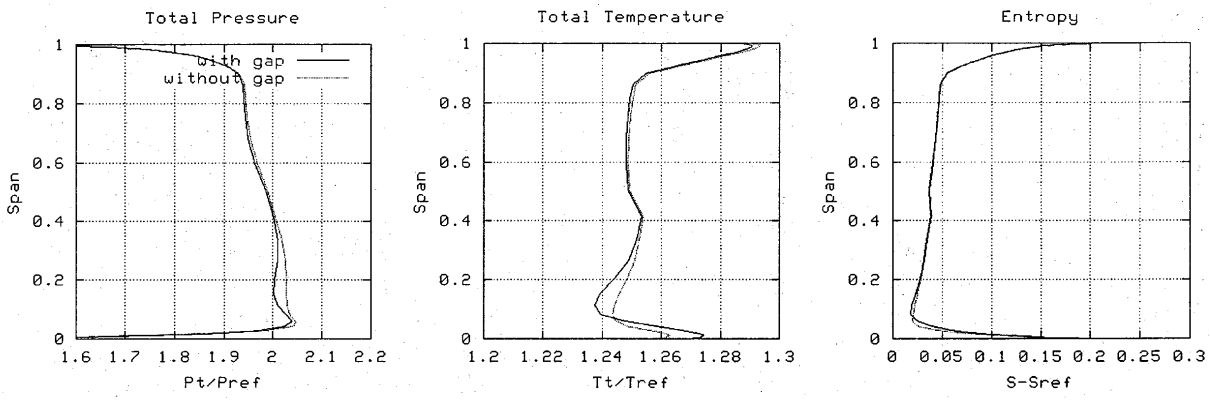


図５　条件Ａでの出口全圧、全温、エントロピ分布

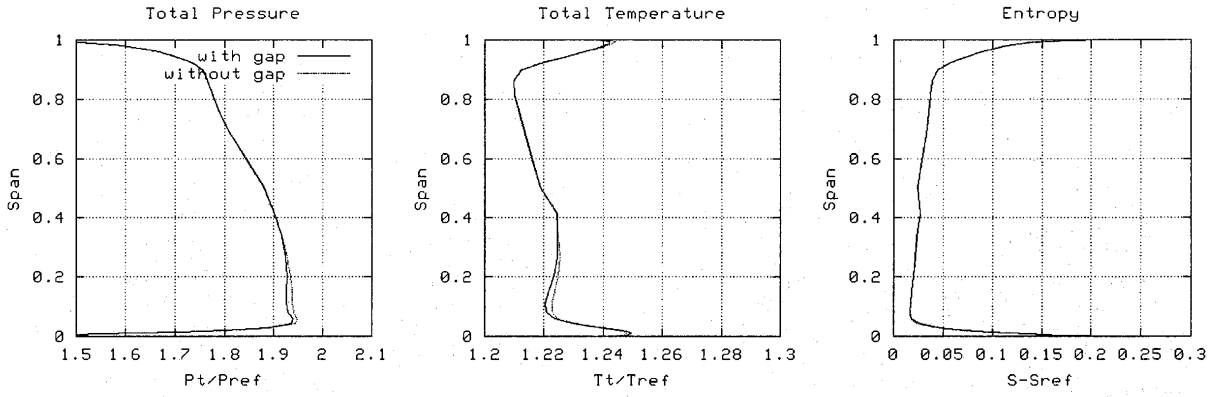


図６　条件Ｂでの出口全圧、全温、エントロピ分布

４．Rotor35 での結果

図５に Rotor35 におけるチョーク流量 95.5％条件（図３の”A”点・以下条件Ａと呼ぶ）での 180％翼弦下流位置（流出境界）での全圧、全温、エントロピー分布をハブ面の隙間がある場合と無い場合について示す。ハブ面付近の全圧分布に、隙間が存在することによる低減が見られる。しかし、全温も全圧の減少とともに低くなっており、エントロピ分布には殆ど差がないことが分かる。よって、このような全圧の低減は主流に対する動翼の仕事量が減ったことが原因だと考えられる。また、チョーク流量 99.9％条件（図３の”B”点・以下条件Ｂと呼ぶ）（図６）でも同様の傾向が見られるが、全圧の減少量は条件Ａの時より小さくなっている。全圧の減少量の違いの原因については後で示す。

図７に条件Ａで隙間が無い場合でのハブ翼弦にほぼ垂直な断面におけるエントロピ分布（値の大きいところのみ）と流入口ハブ面近くからの流線、図８に同じ条件で隙間が有る場合でのエントロピ分布とハブ面の隙間からの流線を示す。図は回転する２枚の動翼の間のハブ面付近を上流から下流方向に眺めたものであり、翼は図の左から右方向へ回転している。隙間がある場合の上流からの流れは、前縁付近でハブ面隙間を通してキャビティ内部へと流入し、再び流出してくる。そして、この流れはハブ面上で剥離した後に縦渦を形成し下流へと流されている。また、剥離した流れの一部は翼の負圧面側へと回りこみ、翼面上をスパン方向に持ち上がり下流へと流されている。この負圧面側へ回りこむ流れにより、翼とハブ面の角の境界層が厚くなるため、翼間に存在する衝撃波と干渉して境界層は翼面より剥離している。この負圧面側での剥離の存在が、図５のハブ面近くでの全圧の低減の原因だと考えられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

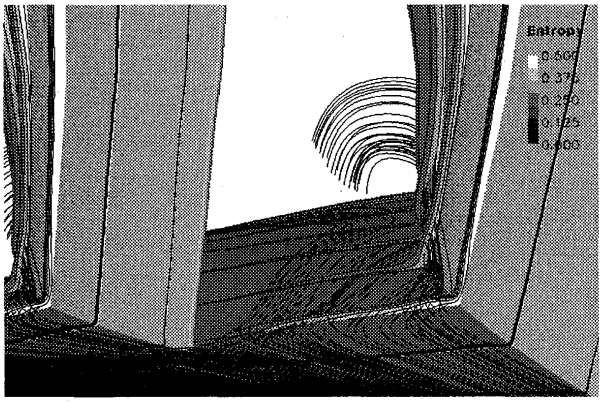


図　7　条件Ａでの流入口ハブ面付近からの流線とエントロピ分布（隙間なし）

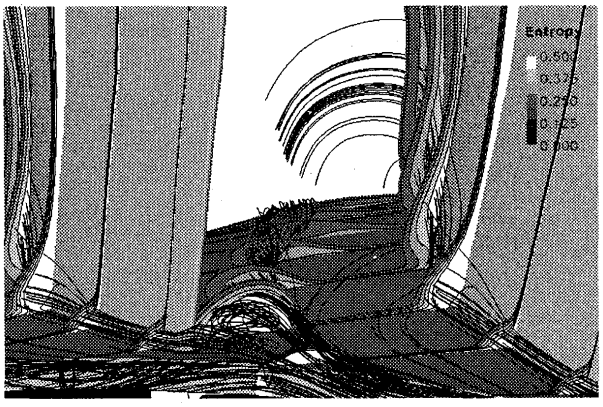


図　8　条件Ａでの隙間からの流線とエントロピ分布（隙間有り）

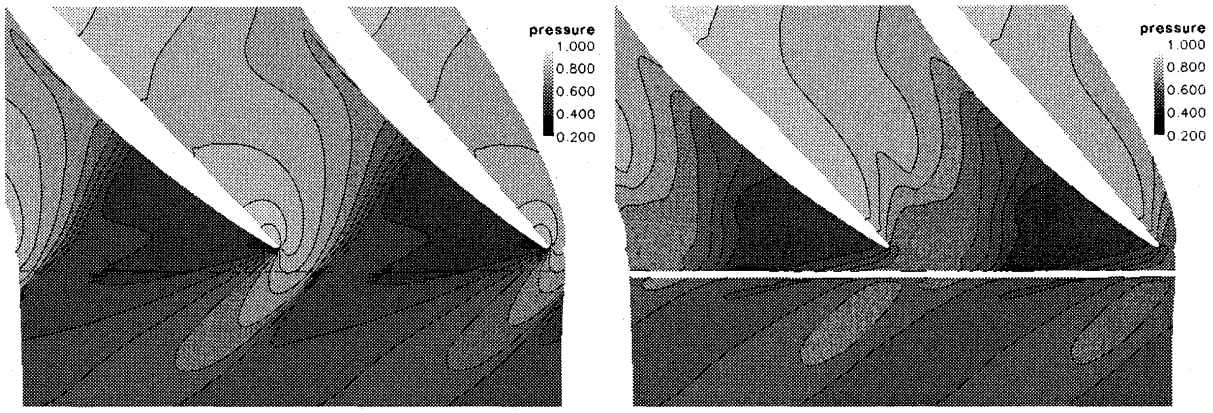


図　9　条件Ａでのハブ面静圧分布（左・隙間なし、右・隙間有り）

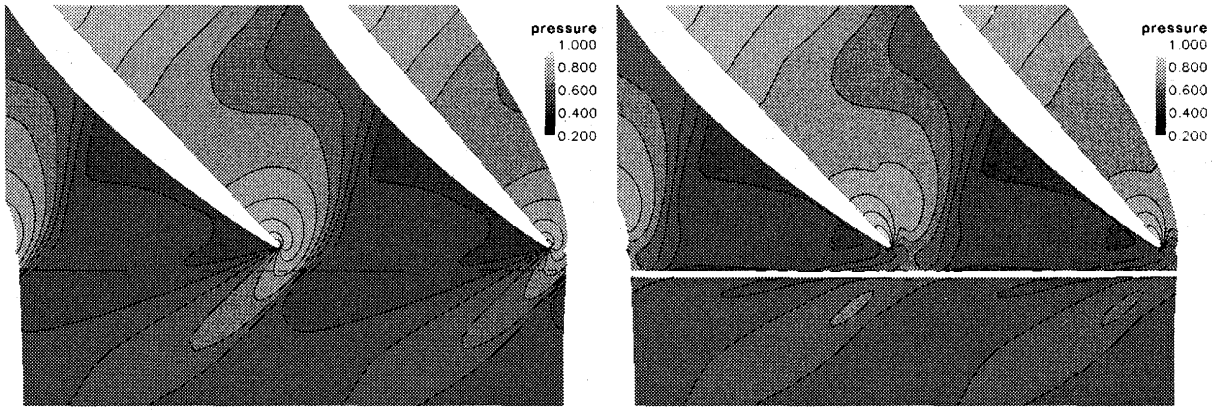


図　１０　条件Ｂでのハブ面静圧分布（左・隙間なし、右・隙間有り）

次に、隙間から流出する流れと衝撃波との干渉の様子を見るため、図９,１０に条件Ａ,Ｂにおいて隙間がある場合と無い場合でのハブ面上の静圧分布を示す。条件Ａ（図９）では、隙間が有る場合には、衝撃波が 1/2 ピッチあたりまで大きく上流へ移動しているのに対し、条件Ｂ（図 10）では、さほど変わっていない。隙間が無い場合の両者を比較すると、条件Ａの方が、衝撃波が若干上流側に存在するために、隙間位置での衝撃波が強くなっている。そのため、図８に示すような剥離を形成しやすく、それが衝撃波と干渉することで、衝撃波位置も大きく変わると考えられる。この現象は、図１１,１２のように、隙間の中央位置で、ハブ面位置とその少し内側（図２で示した断面ａ）での静圧と、ハブ面位置での半径方向速度を、ピッチ方向を横軸としてプロットしてみると、条件

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

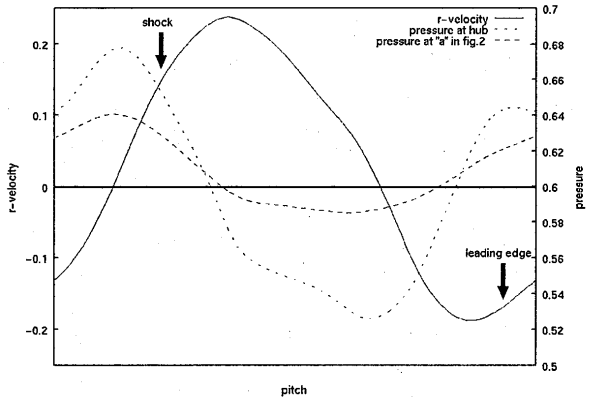


図　１１　条件Ａでの半径方向速度と静圧分布

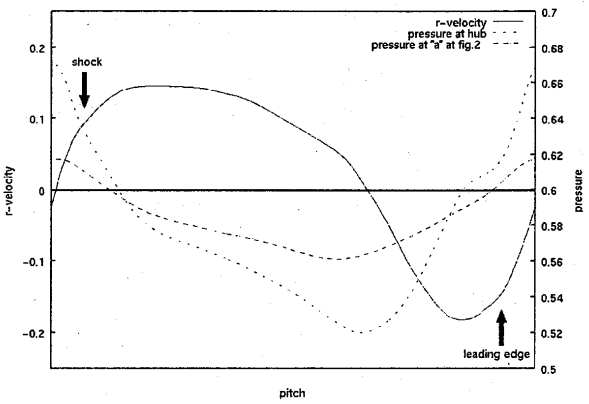


図　１２　条件Ｂでの半径方向速度と静圧分布

A（図１１）の方が衝撃波位置付近での半径方向速度が大きいことからも理解できる。

以上のような衝撃波と隙間からの流れとの干渉により、ハブ面で剥離領域が形成され、その遅い流れが翼負圧面側へと回りこみ、再び衝撃波と干渉することにより、図８のような翼負圧面での大きな剥離を形成している。このような機構が全圧の低減の原因になっている。

５．Rotor37 での結果

Rotor35 における今回の計算を Rotor37 に対しても同様に行い、実験で示されたような全圧の低減が見られるか検証を行った。図１３に、隙間がある場合と無い場合における Rotor37 でのチョーク流量 98％条件（図４の”C”点・以下条件Ｃと呼ぶ）での流出境界の全圧分布、全圧の若干の減少はあるものの、実験で観察されたレベルまでの低減は見られなかった。

図３と図４を比較するとわかるように、条件Ｃの方が全圧比は大きいが、図１４のハブ面上での静圧分布を見ると、条件Ｃでの衝撃波の強さや位置が Rotor35 の条件Ｂのものと非常によく似通っている。したがって、条件Ｃでは条件Ｂ同様に、隙間からの流れと衝撃

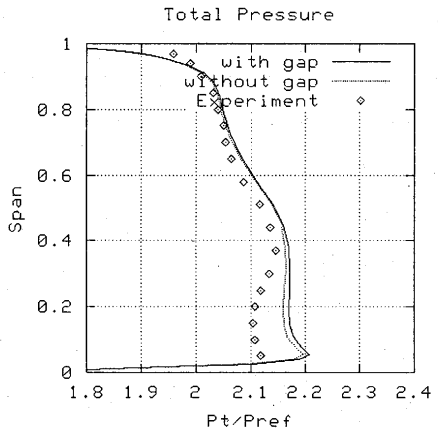


図　１３　条件Ｃでの出口全圧分布

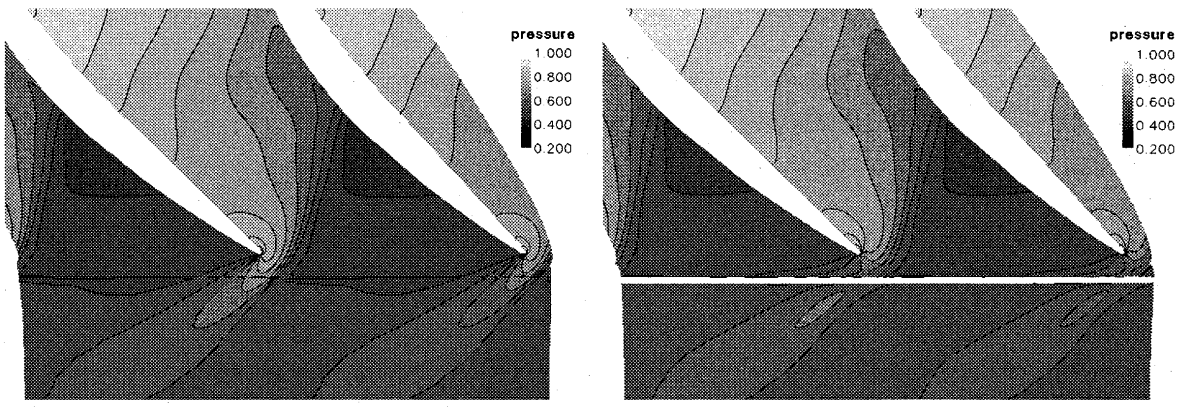


図　１４　条件Ｃでのハブ面静圧分布（左・隙間なし、右・隙間有り）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

波の干渉が弱いため、全圧分布への影響が少なくなっている。

今回の解析では外部からのキャビティ内部への流れの供給は考慮していないが、Rotor35 では外部からキャビティ内部への流れの供給があると更に大きな全圧の低減があることが報告されている[4] [5]。Rotor37 の実験では流量は不明であるが、図１３の実験値のような全圧の低減を生じるためには、そのような外部からの流れの供給があったと推測できる。

6．結論

翼上流ハブ面の回転部と非回転部の間に存在する隙間が主流に与える影響を Rotor35 と Rotor37 について数値解析により調べた。動翼の下流での全圧の低減は、隙間からの漏れ流れとその付近に立つ衝撃波との干渉が原因である事が分かった。Rotor35 では計算条件によっては隙間からの流れと衝撃波の干渉によるハブ面上での剥離領域が大きくなり、その結果として流出全圧の減少が見られた。これに対して Rotor37 の場合は、隙間の存在だけでは実験で示されたような大幅な全圧の低減が得られず、実験では外部からの流れの供給があったと推測できる。

参考文献

(1) Wisler, D. C. and Denton, J. D., “Rotor 37 Blind Test Case,” ASME/IGTI Int. Gas Turbine Conf., 1994

(2) Dunham, J. and Meauzé, G., “An AGARD Working Group Study of 3D Navier-Stokes Codes Applied to Single Turbomachinery Blade Rows,” ASME/IGTI Int. Gas Turbine Conf., 1998

(3) Suder, K.L., and Celestina, M.L., “Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor” ASME Jornal of Turbomachinery, April 1996, Vol.118, 218-229

(4) Shabbir, A., Celestina, M. L., Adamczyk, J. J. and Strazisar, A. J., “The Effect of Hub Leakage Flow on Two High Speed Axial Flow Compressor Rotors,” ASME Paper 97-GT-346, 1997

(5) 海野大, 児玉秀和, "２次空気漏れ流れが翼列性能に及ぼす影響解析", 第２８回ガスタービン定期講演会講演論文集, 2000. 6

(6) 山本一臣, 他, "CFD 共通基盤プログラム UPACS の開発", 第１４回数値流体力学シンポジウム講演論文集, 2000. 12

(7) 山本一臣, 他, ”UPACS のターボ機械流れへの適用”, 第 29 回ガスタービン定期講演会講演論文集, 2000. 6

(8) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows," AIAA-92-0439, Jan. 1992 および La Recherche Aerospatiale 1994, No1

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－7

衝動タービンの静動翼列干渉に関する三次元内部流動解析

*西川智史　（東京大学大学院）
渡辺紀徳　（東京大学工学系研究科）
堤 雅徳　（三菱重工(株)長崎造船所）
平野雄一郎（三菱重工(株)長崎研究所）

1. 緒言

ターボ機械における静翼列・動翼列の干渉流れに関しては、空力損失など翼列性能への影響の観点から、多くの研究が行われてきた。最近では、実験および数値解析により流れの詳細が捉えられるようになってきており、圧縮機・タービンともに三次元流れ場の研究が盛んになされつつある[1],[2]。一方、干渉流れ場により翼には非定常空気力が誘起され、翼の強制振動の問題が生じるが、三次元的にどのような空気力が加わるかについては解明されていない点が多い。

本研究においては、開発した三次元数値解析法を用いて衝動タービン段を対象とする解析を行い、静動翼列干渉における静翼後流の三次元的な挙動や、二次流れの変動を調べた。また、このとき動翼に誘起される非定常空気力に対して、三次元的な検討を行った。

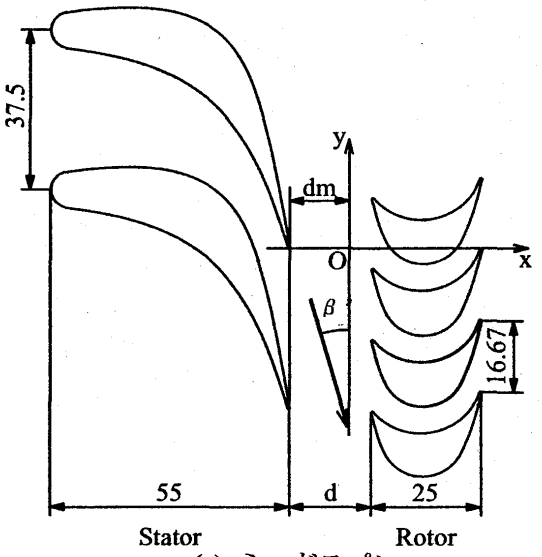
2．数値解析法

図１に解析対象であるタービン翼列段のミッドスパン断面、および子午断面を示す。d(mm)は静翼後縁と動翼前縁との間の軸方向距離で、可変となっている。また d_m(mm)は、静翼後縁から座標原点までの軸方向(x方向)距離である。この翼列については、三菱重工長崎研究所でリグ試験が実施されている。

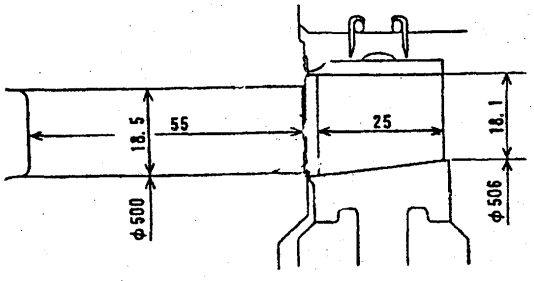
数値解析では、基礎式に三次元 Navier-Stokes 方程式を用いた。数値流束の評価には二次精度中心差分を用い、数値振動を抑えるために Jameson 型の人工粘性を付け加えている。時間進行には、ADI 陰解法を用いた。また、計算領域全域で乱流を仮定し、乱流粘性は Baldwin-Lomax モデルで評価している。

入口境界では、全圧、全温、流入角を固定し、出口境界では静圧を固定し、他の物理量を外挿した。静翼列と動翼列との境界では、動翼列の移動に伴って計算格子がスライドしていくが、各時刻において境界面を通過する数値流束を保存的に評価している。翼面境界ではすべり無しとし、また翼列方向の流路間境界には周期境界条件を課した。

供試タービンには、静翼列に 44 枚、動翼列に 98 枚の翼が使われているが、計算負荷を軽減するために、



(a) ミッドスパン



(b) 子午面

図１ 供試タービン翼列

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

動翼列に 12. 5%の相似拡大を施した。これにより動翼ソリディティがもとのままで翼枚数比が 1:2 となるため、静翼 1 枚につき動翼 2 枚の計 3 流路のみで解析が行える。動翼の軸方向コードは 28.125mm、ピッチは 18.75mm となっている。

図 2 に計算に用いた格子を示す。H 型格子で、1 流路につき、流れ方向 105 点、翼間方向 45 点、スパン方向 25 点の格子点をとった。

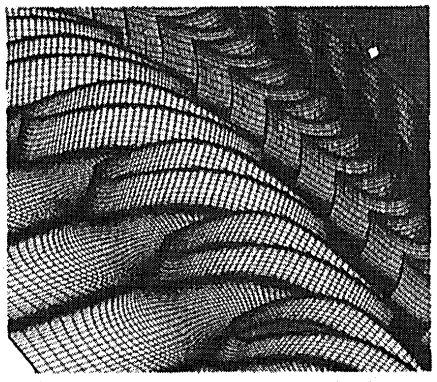


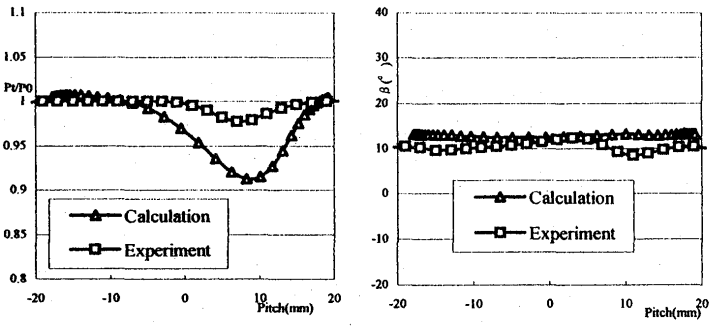
図 2 計算格子

3．結果および考察

3.1 実験結果との比較

リグ試験におけるピトートラバース計測結果と、数値解析結果の比較を行った。試験条件は、段落マッハ数 M_{st}=0.414、動翼回転数 3005rpm である。段落マッハ数 M_{st} とは、流れが段内部で等エントロピー的に膨張すると仮定したときの出口マッハ数を表す(文献[4]参照)。

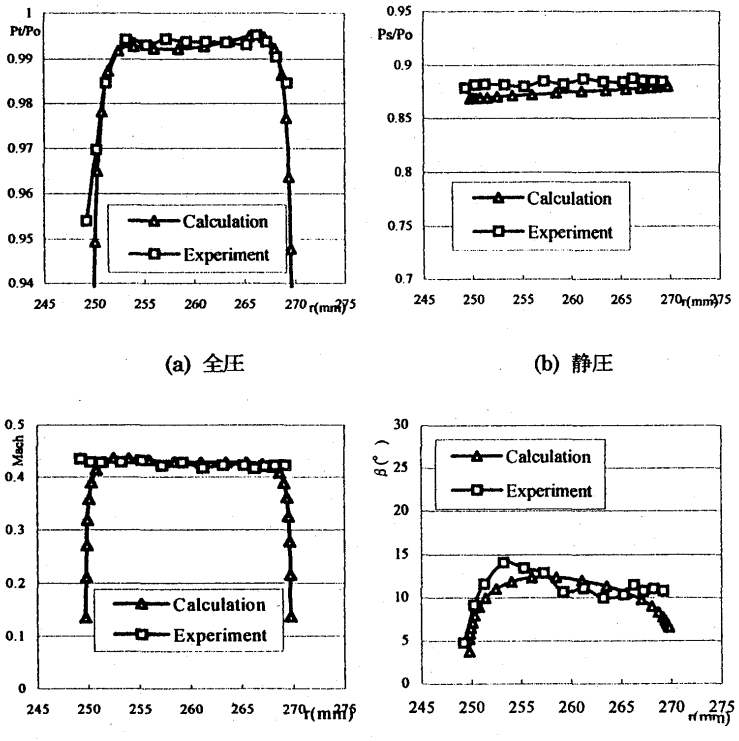
図 3 に、静翼下流における周方向の全圧、流出角の分布を示す。横軸は y 座標、縦軸は入口全圧で無次元化した全圧および流出角である。ここで、d=7.8mm,d_m=2.8mm である。静翼後流による全圧欠損部分は、位置はほぼ合っているが、その深さは数値解析の方が実験結果よりも深い。原因としては、計算領域全域で乱流と仮定したために、全圧損失を大きく見積もった可能性などが考えられる。流出角は細かい変動までは捉えきれていないが、レベルはおおよそ一致している。



(a) 全圧分布　　(b) 流出角

図 3 全圧、流出角の周方向分布

図 4 に半径方向の全圧、静圧、マッハ数、流出角の分布を示す。横軸 r は半径方向位置で、各物理量はその位置における周方向の平均値である。計算結果と実験結果はよい相関を示している。



(a) 全圧　　(b) 静圧

(c) マッハ数　　(d) 流出角

図 4 全圧、静圧、マッハ数、流出角の半径方向分布

以上、本解析法は、静翼後流の位置や形状を定性的に解析するには、十分であり、また、前報[3],[4]の結果から励振力の評価も可能であると判断した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3.2 内部流動解析

段落マッハ数 M_{si}=0.726、回転数 4502rpm の条件で三次元計算を行い、内部流動の様子を調べた。ほぼ定格の条件であり、流れの剥離などの複雑な現象は起こっていない。図 5 に、動翼ミッドスパン近傍流れ場のエントロピー等高線を示す。静翼後流は動翼前縁に当たって切断されると、動翼負圧面に沿うように流れ、流路の広い範囲を覆う。このような流れ場は、前報[3],[4]における二次元数値解析の結果と同様である。



図 5 エントロピー等高線

図 6 に動翼ミッドコード位置の流路軸断面におけるエントロピー分布と二次流れベクトルを、1 周期の 4 分割ごとに示した。*SS* が負圧面、*PS* が正圧面、下側がハブ側壁である。*T* は時間の指標で、ある動翼が静翼列を 1 ピッチ分移動した時間を 1 周期として、*T*=1 とする。 *T*=1/4 においては、負圧面付近に厚く境界層が発達しており、ハブ・ティップ両側にそれぞれ動翼流路渦(図中矢印 V1)が確認される。*T*=2/4 になると流路に静翼後流が現れるが、このとき動翼流路渦とは逆まわりの渦(図中矢印 V2)がハブ・ティップ両側に見られる。これらは静翼後流に付随していることから、静翼流路渦と思われる。この逆まわりの渦は、動翼の流路渦を打ち消すとともに、静翼後流を特にハブおよびティップ付近で大きく変形させており、静翼後流の形状はスパン方向に一様ではなくなっている。*T*=3/4 では、静翼後流が翼負圧面へと移動し、ついには翼負圧面に衝突する。静翼流路渦は弱まり、再び動翼の流路渦が発達し始め、二次流れは複雑な様相を呈する。*T*=4/4 で、静翼後流は流路からぬけ、動翼の流路渦が完全に回復する。以上のように、静翼流路渦と動翼流路渦の干渉により、流れ場に強い三次元的な変動が引き起こされている様子が捉えられた。

図 7 は、動翼流路中におけるエントロピー分布を 1 周期平均し、軸断面ごとに並べて表したものである。図中の *SS* が負圧面、*PS* が正圧面、下側がハブ側壁で、左上が上流方向となっている。*A,B,C,D* 断面は、それぞれ 10,50,70,85%動翼軸コード位置である。分布より、動翼負圧面上境界層が、下流に行くに従って、特にミッドスパンで発達していく様子が観察される。動翼流路渦によって、動翼負圧面付近でミッドスパンへ流れ込む二次流れが生じていることにより、動翼負圧面上境界層がミッドスパンに集められたものと考えられる。図 8 には、図 7 の *D* 断面におけるエントロピー分布を 1 周期の 4 分割ごとに並べた。*T*=1/4 において動翼負圧面側中央スパンに凸状損失領域が確認される。*T*=2/4 になると、

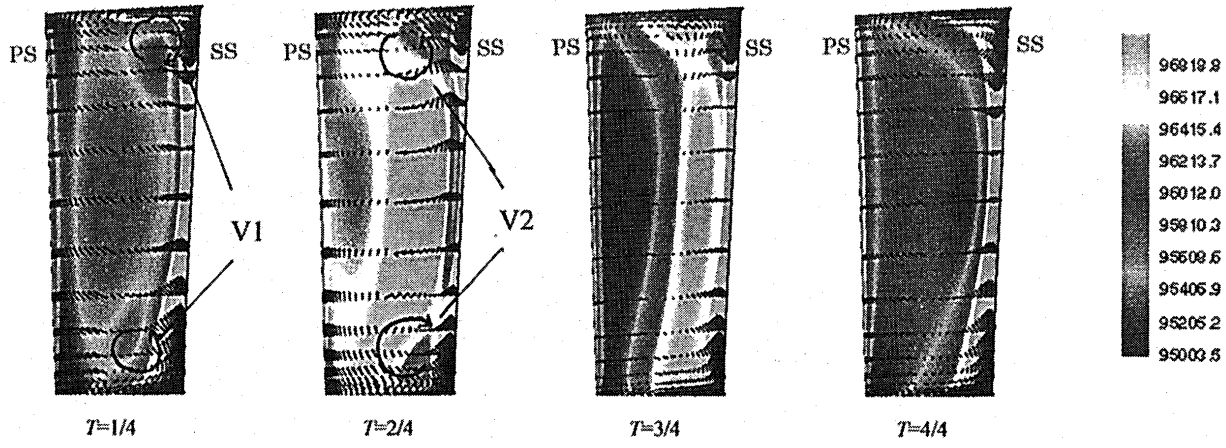


図 6 エントロピー分布と二次流れベクトル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

動翼負圧面付近の境界層が二次流れによって流路中央に吸い上げられ、全体に大きく広がる。T=3/4 では、静翼後流が流入しエントロピーが広範囲で上昇する。ただし、動翼軸コード 85%とかなり下流の位置であるため、既に拡散がすすんでいて、明確な静翼後流の形状は見られない。またこの時、動翼負圧面上境界層がこれまでとは反対の凹状になっているのが見受けられる。これは、図 6 で述べたような動翼流路渦と逆まわりの静翼流路渦によって、動翼負圧面の境界層がハブ・ティップ側に押し込まれたためと推測される。T=4/4 では、凹状だった翼負圧面付近の損失領域は、再び徐々に凸状にもどっていく。図 9 には、図 8 と同時刻、同断面において流れ方向の渦度成分 Ω_n の分布を示した。ここで Ω_n は、流れの速度ベクトル $\vec{V}$ および渦度ベクトル $\vec{\Omega}$ から $\Omega_n = \vec{V}\cdot\vec{\Omega}/|\vec{V}|$ として計算した。図中に示した黒の領域が時計周りの縦渦を、灰色の領域は反時計周りの縦渦を示している。T=1/4 においては、動翼流路渦がハブ、ティップ両方にやや翼負圧面よりに存在しているが、T=2/4 になると、左から逆まわりの静翼流路渦が流入してくる。T=3/4 では静翼流路渦が支配的となり、これは、動翼負圧面の境界層が凹状になる時刻と対応している。T=4/4 では、静翼流路渦がぬけて再びもとに戻っている。

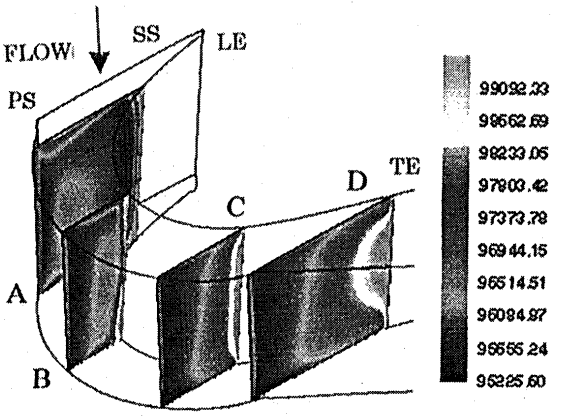


図 7 時間平均エントロピー分布

3.4 動翼に加わる励振力

動翼面上圧力分布の計算結果から、翼に加わる非定常空気力を調べた。図 10 は、静翼の後流が通過するときの動翼面上の圧力等高線を負圧面および正圧面について示したものである。*LE* が前縁、*TE* が後縁、下側がハブ側壁である。中央スパン付近に静翼後流の衝突による目玉状の低圧部(図中 L と記入した部分)が現れ、下流へと移動し散逸していく。前節で述べたように、静翼後流は、ハブおよびティップ付近で静翼流路渦によって変形・拡散しているため、おもにミッドスパンに衝突し、圧力低下が起

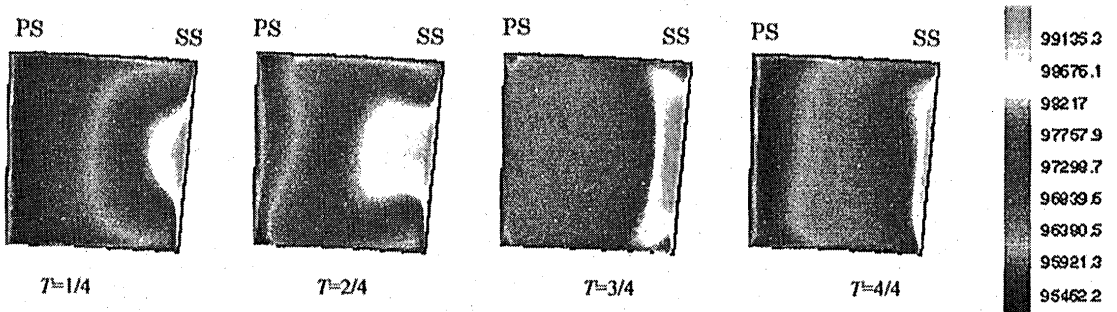


図 8 エントロピー分布(*D* 断面)

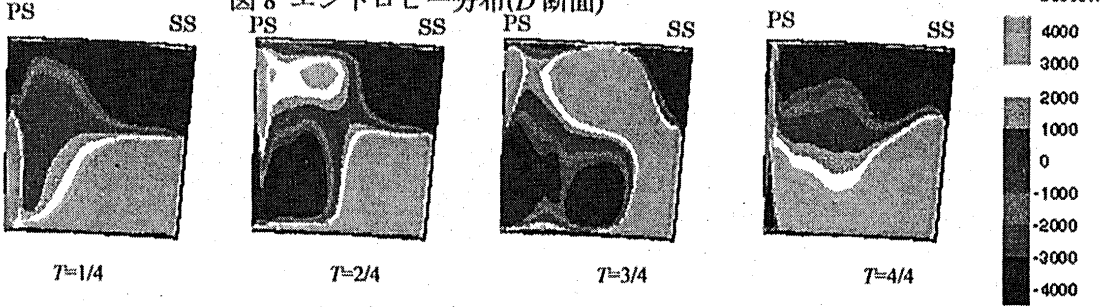
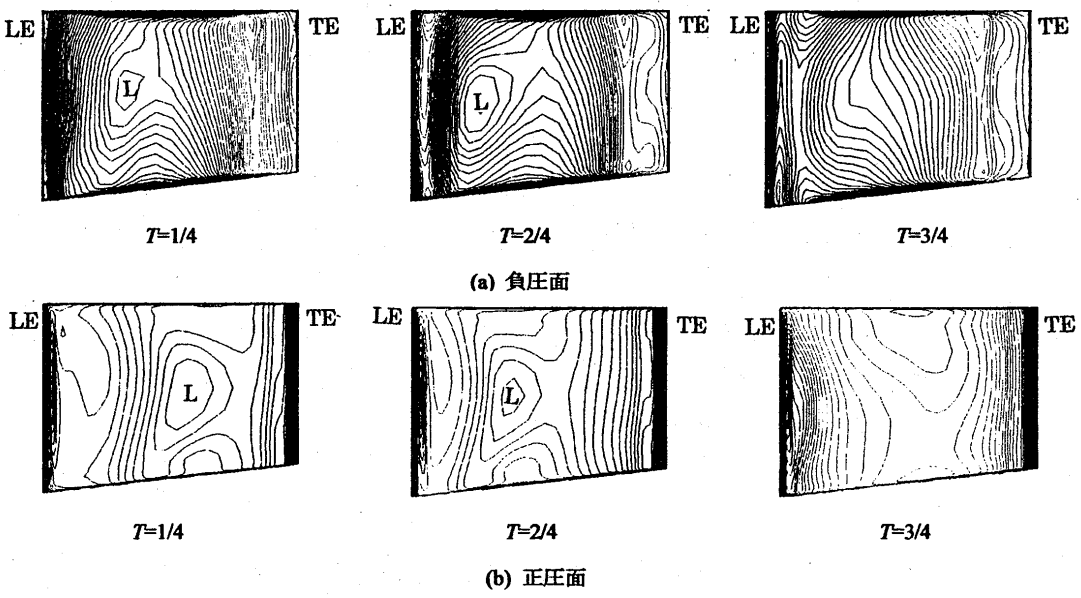


図 9 流れ方向渦度分布(*D* 断面)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

こったものと考えられる。しかし、静翼後流は、動翼流路中で広く拡散し伸びているため、この圧力低下は局所的なものではなく、その周辺においてもなだらかに圧力が低下している。

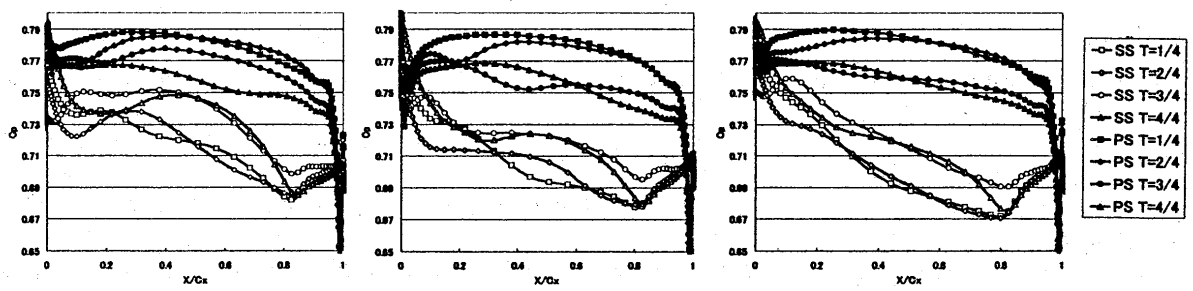
図 11 は、動翼面上圧力分布を 1 周期の 4 分割ごとにプロットし、15%スパン、ミッドスパン、95%スパンの各断面について比較したものである。横軸は、動翼軸コードにより無次元化した軸方向位置、縦軸は圧力係数 Cp で、翼面上静圧を入口全圧で無次元化したものである。正圧面の圧力分布は、15%スパン、ミッドスパン、95%スパンともおおよそ同じである。また、変動に関しては、ミッドスパン以外は、コード方向全体にわたって一様に振動している。これは、内部流動において静翼後流が正圧面側とはあまり干渉していなかった結果と一致する。ただし、ミッドスパンにおいては、図 9 に示した目玉状の低圧部と対応して、圧力低下の落ち込みが移動していく。一方、負圧面側は、5%スパンの場合の X/Cx=0.4～0.6 の圧力分布の高い盛り上がりが、ミッドスパンでは小さくなり、95%スパンではほとんどなくなっている。これは、図 10 に見られるように、ハブ側の壁傾斜により負圧面側の静圧等高線が傾いて、圧力プロファイルが変化したためと思われる。非定常変動については、まずミッドスパンについて見ると、圧力分布は上流から下流へ波打つように変動している。静翼後流が負圧面に衝突し、その後翼面に沿って進むことで低圧領域が移動し、このような変動を引き起こしていると考えられる。5%スパンについては、ハブ側壁傾斜のため、ハブ側壁のごく近傍であっても、静翼後流の衝突の影響が大きく、ミッドスパンと同様に、圧力分布が波打つように変動する。95%スパンの場合は、圧力はコード方向全体にわたってなだらかに変動しているが、これは、流路が静翼出口においてティップ側で急拡大し



(a) 負圧面

(b) 正圧面

図 10 動翼面上静圧等高線



(a) 5%スパン　(b) ミッドスパン　(c) 95%スパン

図 11 動翼面上圧力分布の時間変動

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ており、(図 1 参照)、静翼後流が直接当たらないためである。

図 12 は、動翼面全体にわたって圧力を積分し、回転軸中心まわりのトルクを算出したものである。トルクは 1 周期に 1 回正弦波的に、トルクの周期平均の約 40%変動する。

次に、スパン断面ごとに動翼に加わる揚力を算出したところ、各断面で同じように正弦波的な変動をしていた。図 13 に、動翼の各スパン断面における揚力の平均値とそれに対する振幅の割合を、無次元スパンに対してプロットしたものを示す。平均値がハブからティップへ増加しているのは、前述したように、圧力プロファイルが流路形状によりスパン方向に変化していることによる。これは、流路形状が動翼に加わる力に三次元性を生じさせることを示唆する。しかし、振幅については、低アスペクト比翼であることもあって、スパン方向の差異は大きなものではなく、動翼に誘起される非定常空気力の一次曲げモードに対する三次元性の影響は小さい。ただし、より高次のモードに対して影響する可能性は考えられるので、今後検討の余地がある。

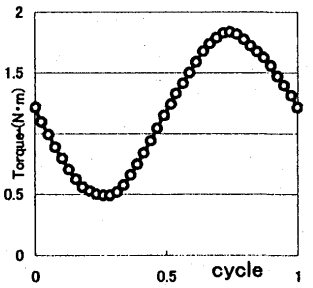


図 12 動翼に加わるトルク

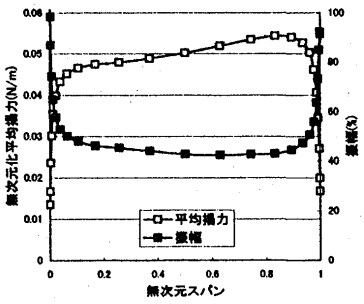


図 13 変動揚力のスパン方向分布

4．結論

衝動タービン段を通る流れを数値解析し、静翼列との干渉によって動翼に誘起される非定常空気力の特性について調べた。流れの条件をパラメトリックに変化させた解析結果から、以下のような知見が得られた。

(1) ノズルから放出された流路渦が動翼の流路渦と干渉し、二次流れの変動を引き起こしており、ミッドスパン付近に集まった動翼負圧面境界層には強い三次元的な変動が起こっている。

(2) 動翼流路に流入する静翼後流は、静翼流路渦によって、特にハブ・ティップ近傍で大きく変形しており、スパン方向に一様ではない。

(3) 動翼面上の圧力変動は、広く伸びた静翼後流による大域的な変動が支配的であり、流れ場の干渉によって動翼に誘起される非定常空気力の三次元性は小さかった。ただし、流路形状による圧力分布とその変動の三次元的な違いは認められた。

謝辞

本研究で用いた数値計算コードの基本部分は、清華大学の Ren Yuxin 助教授により開発された。同助教授に謝意を表する。

参考文献

[1] Dorney D.J., Griffin L.W. and Huber F.W., "A Study of the Effects of Tip Clearance in a Supersonic Turbine", Journal of Turbomachinery , Vol.122, pp674-683, October 2000.

[2] Storace A.F.,et al ,"Unsteady Flow and Whirl-Inducing Forces in Axial-Flow Compressors", Journal of Turbomachinery Vol.123, pp433-452, July 2001.

[3] 西・ほか3名，「大転向角衝動タービン段における翼列干渉の解析」,第 14 回ガスタービン秋季講演会講演論文集,1999,pp7-12.

[4] 渡辺・ほか3名，「高負荷衝動タービンの静動翼列干渉による非定常空気力の解析」,第 15 回ガスタービン秋季講演会講演論文集,2000,pp145-150.

[5] Arnoe A., Liou M.S. and Povinelli,L.A. "Multigrid calculation of three-dimensional viscous cascade flow", Journal of Propulsion and Power, Vol9, No.4, pp605-614, 1993.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A−8

TL10低圧タービン翼列の非定常CFD

Unsteady CFD of the LP turbine TL10 cascade flow

藤原 仁志 (航空宇宙技術研究所)
Peter R Voke (The Univ of Surrey)

1 Abstract and Introduction

The development of the unsteady suction side boundary layer of a highly loaded LP turbine blade, TL10, has been investigated by performing compressible large eddy simulations (for TL10 cf. Schulte(1996); Schulte and Hodson(1996)). In a modern high bypass-ratio civil engine, the Reynolds number of LP turbine blade flow at design condition is very low, thus, laminar boundary layers cover most of the blade surface. In order to increase the aerodynamic load of each blade and decrease the number of blades per blade row, significant diffusion of pressure on suction surface is needed, which inevitably increases the risk of laminar separation. In order to avoid significant reduction in efficiency due to large separation, the concept of controlled boundary layer design is widely used, in which laminar separation on the suction surface is followed by transition and turbulent reattachment. To predict the reattachment is one of the critical issues in designing LP turbine because the laminar separation without any reattachment results in large losses. However, It has been recognized that the conventional CFD using a k–ϵ turbulence model cannot predict the separation and reattachment phenomena well because these phenomena are basically unsteady. In this study, at first, the simulations with a low Reynolds number k–ϵ model were performed. After that, compressible large eddy simulations of the TL10 LP turbine flow were performed for the better prediction of the transition and reattachment on the suction surface. The results of the simulations are compared with the experimental data obtained by Schulte and Hodson(1996). Compressible Navier–Stokes equations with a low Mach number inlet condition are used for the present simulations even though the Mach number of the experimental data is so small that the flows can be treated as incompressible. One of the reasons to use the compressible equations is that the compressible simulation can be parallelized more efficiently than the incompressible counterpart because all the flow variables including pressure are solved by simple time marching integration. In other words, it is not needed to solve the Poisson equation which often causes the reduced efficiency in parallelization.

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

NOMENCLATURE

c_p	specific heat at constant pressure
C_p	non-dimensional static pressure $(= (Pt_{\rm in} - p)/(Pt_{\rm in} - p_{out})$
c_v	specific heat at constant volume
E	total specific energy
H	total specific enthalpy $(\equiv E + p/\rho)$
L	chord length for the axial direction
M	Mach number
p	static pressure
Pr	Prandtl number
Pr_t	turbulent Prandtl number
Pt	total pressure
R	gas constant $(p = \rho RT)$
Re	Reynolds number
t	time
T	static temperature
u	velocity
x	Cartesian coordinate
ρ	density
γ	rate of the specific heats $(\equiv c_p/c_v)$
Δ	length scale of SGS turbulence
Δ_g	length scale of computational grid
μ	molecular viscosity
μ_t	subgrid scale viscosity
ν	kinematic molecular viscosity$(\equiv \mu/\rho)$
$\phi_{\rm in}$	quantity at the inlet
$\phi_{\rm out}$	quantity at the exit

2 simulation target

The simulation target is the TL10 low pressure turbine blade cascade flow(cf. Figure 1). The details of the cascade and the experimental data are provided by Schulte(1995). The Reynolds number based on the axial chode L and the exit speed U_{out} is $Re(\equiv U_{out}L/\nu) = 0.99 \sim 1.76 \times 10^5$. The Mach number of the experimental data is less than 0.01. It usually takes a long time to simulate a very low Mach number flow using Compressible Navier-Stokes equations. In order to save the computational time, a higher Mach number was assumed to save the computational time. The Mach number at the inlet was assumed to $M_{in} \simeq 0.17$, while at the exit $M_{out} \simeq 0.35$ so that the maximum Mach number of the whole flow field became less than 0.4. Compressibility effects at these Mach numbers were assumed to be negligible in this study.

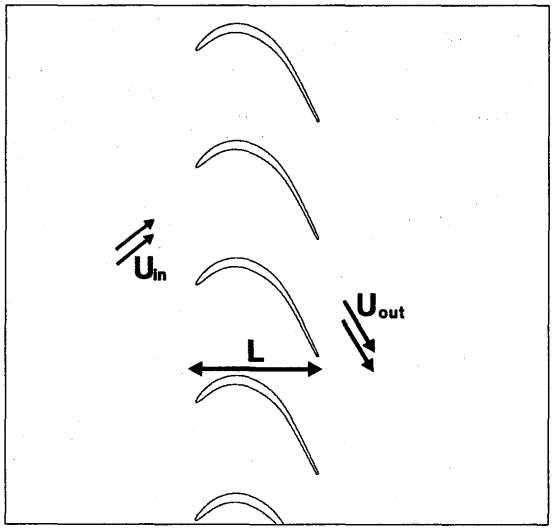


図 1: TL10 LP turbine cascade flow

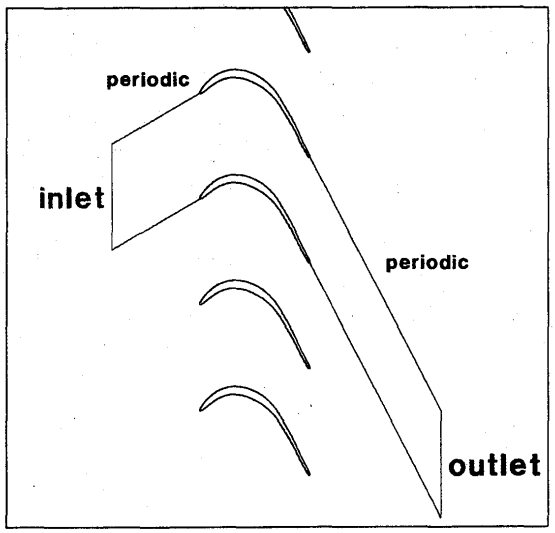


図 2: computational domain and boundary conditions

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3 Numerical methods

3.1 Governing Equations

The three–dimensional compressible Navier–Stokes equations were used for the present simulations. The equations are written by

$$\frac{\partial}{\partial t}\boldsymbol{Q} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\boldsymbol{F}_j - \boldsymbol{G}_j) = 0 \tag{1}$$

where the conserved quantities $\boldsymbol{Q}$, the inviscid flux $\boldsymbol{F}_j$ and viscous flux $\boldsymbol{G}_j$ are given by

$$\boldsymbol{Q} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho\, u_i \\ \rho\, E \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{F}_j = \begin{pmatrix} \rho\, u_i \\ \rho\, u_i u_j + \delta_{ij} p \\ \rho\, H\, u_j \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{G}_j = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{ij} \\ -\tau_{kj}\, u_k + q_j \end{pmatrix} \tag{2}$$

The shear stress tensor τ_{ij} and the heat flux q_j are defined respectively by

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\,\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right), \; q_j = -c_p\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_j} \tag{3}$$

where μ_t is the Subgrid Scale(SGS) viscosity which was calculated by using Smagorinsky model(Smagorinsky 1963)

$$\mu_t = \rho(C_s\Delta)^2(2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \tag{4}$$

$$S_{ij} \equiv \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right) \tag{5}$$

with the Smagorinsky constant $C_s = 0.1$. The dumping function near the wall is given by

$$\Delta = \Delta_g[1 - \exp(\,y^+/26.0)] \tag{6}$$

The turbulent Prandtl number Pr_t was assumed to be 0.8.

3.2 Grid and Algorithm

The computational domain is shown in Figure 2. The width of the computation domain for the spanwise direction is equal to 40 percent of the axial chord L. H–type grids are used to resolve the whole computational region. The number of grid points is 355 for the streamwise direction, 188 for the pitchwise direction and 80 for the spanwise direction. For time advancement, fully implicit method was used for the simulations with a k–ϵ model, while second order explicit Runge–Kutta method was used for the large eddy simulations. The results of the k–ϵ simulations were used for the initial conditions of the large eddy simulations. The time step for the large eddy simulations was equal to 0.0004 times as long as the time needed for the acoustic wave to travel for the axial chord. The convective terms, $\boldsymbol{F}_j$ on the equation (2), were evaluated using a third–order upwind biased Roe scheme(Roe 1981). The viscous terms, $\boldsymbol{G}_j$, were evaluated using a second–order central difference scheme. For the boundary conditions at the inlet, total pressure, total temperature and flow angle are fixed, while static pressure is fixed at the outlet.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4 results

4.1 2D Simulations with a low Re k–ϵ model

Figure 3 compares the result of the simulation with a low Re k–ϵ model with the experimental data(Schulte and Hodson(1996)). The solid lines show the non–dimensional blade surface pressure distributions, $C_p(\equiv (Pt_{\rm in} - p)/(Pt_{\rm in} - p_{out}))$, obtained in the simulations, while the dots correspond to the experimental data. The turbulence model used was developed by Myong and Kasagi(1990). The Reynolds number based on the axial code and the exit speed is $Re = 1.3 \times 10^5$. Schulte and Hodson(1996) reported that strong diffusion on the suction surface leads to laminar boundary layer separation at about 70 percent fractional surface length point from the leading edge followed by the reattachment near the trailing edge. The rapid decrease of the measured C_p near the trailing edge on the suction surface shown in Figure 3 corresponds to the reattachment phenomena. The simulation with the k–ϵ model shows a good agreement with the experiment data on most of the blade surface, however, it does not show any decrease of C_p near the trailing edge on the suction side, which means that the simulated flow contains massive separation with no reattachment on the suction side. This disagreement is believed to be mainly caused by excessive eddy viscosity in the separated region predicted by the k–ϵ model. Another reason may be that two dimensionality and steady state are assumed in the simulation while the real flow is essentially three dimensional and unsteady near the reattachment point. Compressibility effect of the code on the resultant pressure profile seems to be a negligible problem because the overall pressure profile except near the trailing edge in the simulation agrees well with the experimental data.

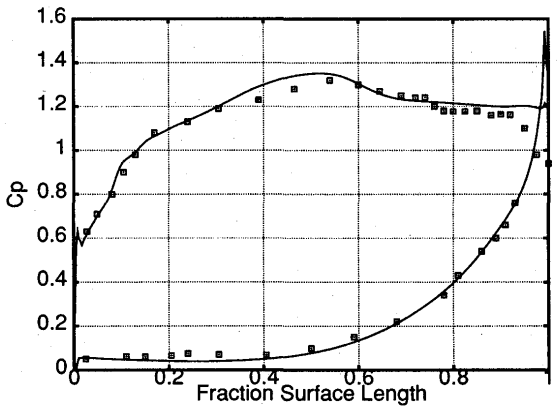


図 3: Blade surface pressure profile for $Re = 1.3 \times 10^5$, solid line : simulation with k–ϵ model ; points : experimental data

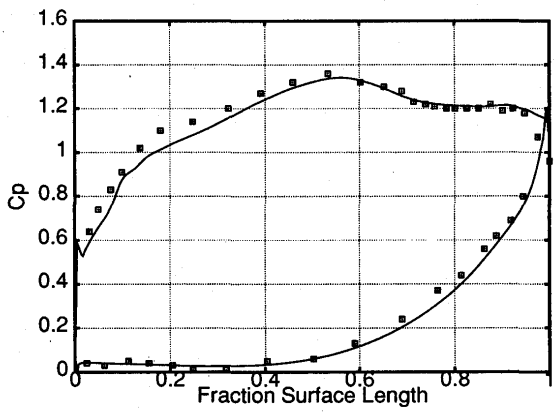


図 4: Blade surface pressure profile for $Re = 0.99 \times 10^5$, solid line : large eddy simulation ; points : experimental data

4.2 3D compressible large eddy simulation

Three dimensional compressible large eddy simulations of the TL10 flow were performed. The time dependent three dimensional flow fields obtained in the simulations were averaged both for time and spanwise direction. Time averaging were done for 33,000

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

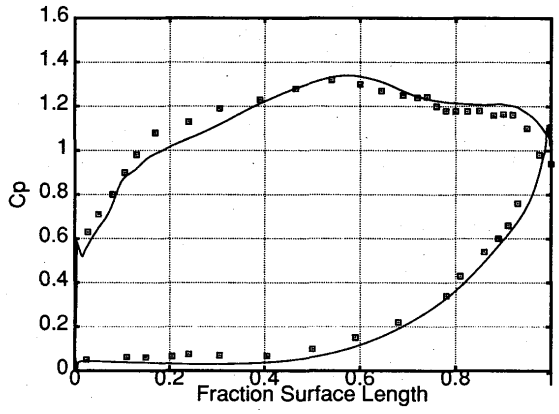


図 5: Blade surface pressure profile for $Re = 1.30 \times 10^5$, solid line : large eddy simulation ; points : experimental data

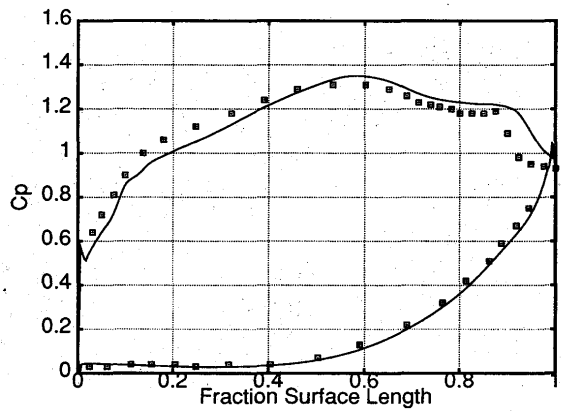


図 6: Blade surface pressure profile for $Re = 1.76 \times 10^5$, solid line : large eddy simulation ; points : experimental data

time steps, which is long enough to obtain the stabilized data. The solid lines in figures 4-6 show the averaged non–dimensional blade surface pressure, C_p, obtained in the large eddy simulations with the Reynolds numbers $Re = 0.99,\ 1.3,\ 1.76 \times 10^5$, respectively. Corresponding experimental data(Schulte and Hodson, 1996) are also plotted with dots. The experimental data show that reattachment occurs in all cases and that the reattachment point moves upstream on the suction surface as the Reynolds number increases. The experimental data is a reasonable one because the transition from laminar to turbulent usually occurs nearer to the separation point as the Reynolds number becomes higher, which causes earlier reattachment of the boundary layer. Figure 4 show that the C_p on the suction surface obtained in the LES slightly decreases (i.e. the surface pressure increases) near the trailing edge, which means the simulated flow field contains a symptom of reattachment. At the higher Reynolds number cases, the suction side C_p distributions obtained in the LESs show a clear reduction near the trailing edge. This means the LESs can predict the reattachment phenomena, even though the reattachment points obtained in the LESs are a little bit downstream than the experimental data. Figure 7 displays the averaged velocity field obtained in the LES with $Re = 1.76 \times 10^5$, where the reattachment after the separation can be clearly recognized.

In order to analyze the reattachment phenomena obtained in the large eddy simulations in detail, the three dimensional instantaneous flow field was also examined Instantaneous suction surface pressure field is shown in figure 8, which is obtained in the large eddy simulation with the Reynolds number 1.76×10^5. The figure shows that the flow is nearly two dimensional just after the separation which gradually becomes unstable and turbulent. Near the leading edge, where the flow reattaches, the simulated flow is completely three dimensional and unsteady implying that the transition from laminar to turbulence occurs. These phenomena cannot be captured by the 2D steady simulation with a k–ϵ model, which fails to predict the reattachment.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

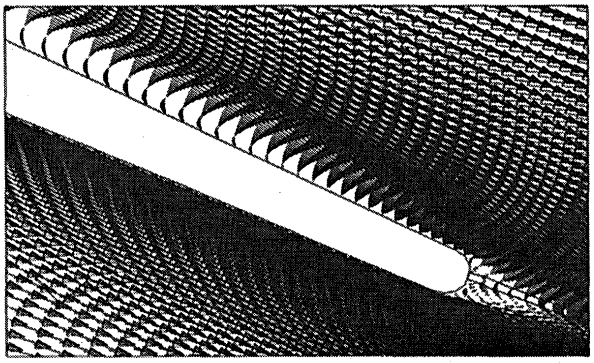


図 7: averaged velocity field for the LES with $Re = 1.76 \times 10^5$

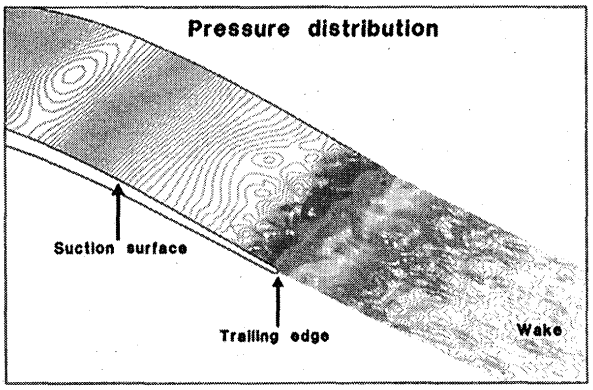


図 8: instantaneous suction surface pressure distribution for $Re = 1.76 \times 10^5$

5 Summary

Some of the resent results of the 3D compressible large eddy simulations of the flow through TL10 cascade with various Re number were shown. The results show that the LES can predict the boundary layer separation and reattachment process and its Re-number dependency while the 2D steady simulation with a k–ϵ model cannot. However, there is still some diversity between the LES and the experimental data on the reattachment point.

References

Schulte, V. (1995), "Unsteady separated boundary layers in axial–flow turbomachinery", Ph.D thesis, Cambridge University Engineering Department. Department

Schulte, V. and Hodson, H.P. (1996), "Unsteady wake–induced boundary layer transition in high lift LP turbines", ASME 96–GT–486

Myong, H.K. and Kasagi, N. (1990), "A new approach to the improvement of k–ϵ turbulence model for wall–bounded shear flow", JSME Int. J. Fluids Eng, vol.109, 156–160.

Smagorinsky, J., (1963), Mon. Weather Rev. Vol 91, p.99.

Roe, P. L., (1981), "Approximate Rieman solvers, parameter vectors and difference schemes", J. of comp. phys. vol.43, pp.357–372.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

多段軸流圧縮機における動翼クロッキングの数値解析検討

＊加藤　大（石川島播磨重工業株式会社）
今成邦之（石川島播磨重工業株式会社）

１．はじめに

近年、多段圧縮機及びタービンにおいて翼型や通路などの設計変更をせずに容易に効率改善を図れる手段として、隣接する段の静翼（あるいは動翼）同士の相対的な周方向位置を調整するクロッキング技術が注目され、ここ数年間で種々の数値的・実験的研究が報告されている。タービンでは、Huberら(1)による２段タービンの実験で、静翼クロッキングにより約0.8ポイントの効率変化（最高効率と最低効率の差）が得られ、Griffinら(2)による同一タービンの数値解析でも、実験と同一クロッキング位置で最高効率が得られた（効率変化は約0.3ポイント）。Arnoneら(3)は、３段ＬＰＴの準３次元非定常粘性ＣＦＤにより、静翼、動翼、両クロッキングで合計約0.7ポイントの効率変化を得ている。

一方、圧縮機では、Gundy-Burletら(4)による２．５段の低速圧縮機の２次元ＣＦＤで、静翼クロッキングにより約0.6ポイントの効率変化が報告され、Dorneyら(5)による中亜音速の１．５段系でも静翼クロッキングにより同程度の効果が報告されている。Sarenら(6)の実験でも、高亜音速の１．５段圧縮機の平均径にて、ＩＧＶと静翼のクロッキングにより約0.8ポイントの効率変化が得られている。タービン、圧縮機を問わず、これらの研究では、上流静翼（動翼）ウェークが下流静翼（動翼）前縁に衝突する場合に最高効率が得られ、ミッドピッチを通過する場合に最低効率が得られている。しかし、これは低速～亜音速での主に静翼クロッキングの解析・実験に基づいた知見であり、高亜音速～遷音速の動翼でも同様の効果を見込めるのか、その場合、最適なクロッキング位置は低速の場合と同一か等、不明な点も多い。さらに立ち返れば、効率改善のメカニズムも十分解明されてはいない。

本研究では、高速・高負荷の多段圧縮機における動翼クロッキングの空力性能に及ぼす影響を、準３次元非定常圧縮性ＮＳ解析により検討した。先進圧縮機の中間段に相当する遷音速の１．５段、及び後段に相当する中亜音速の１．５段の計２種類の翼列系について、下流動翼位置を上流動翼位置に対して周方向に変化させ、効率及び流れ場の変化を調査した。遷音速と亜音速とで最適クロッキング位置が若干ずれること、また遷音速に特有と思われる効率改善の機構について述べる。さらに遷音速系では、圧縮機負荷（絞り）に対するクロッキング効果の感度についても述べる。

２．対象翼列系

表１には、計算した遷音速１．５段翼列系の主要パラメータをまとめる。この系は、ベースとなる多段圧縮機の中間段の平均径を摸擬している。第１段、第２段動翼とも、流れは高亜音速で流入し、翼負圧面に局所的に衝撃波が形成される。静翼を含め高ソリディティになっている点も、これまでの報告事例と異なる点である。設計枚数比通りに５枚、８枚、５枚の翼列

表１　遷音速翼列系の幾何・空力パラメータ

	1st-stage rotor	1st-stage stator	2nd-stage rotor
Airfoil count	5	8	5
Solidity	1.70	1.61	1.77
Inlet Mach number	0.91	0.80	0.85
Pressure ratio	1.62	-	1.47
Reynolds number	$1.53*10^6$	$9.42*10^5$	$2.02*10^6$
Rotor clocking	0%, 25%, 50%, 75% blade-pitch		

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

系で解析を実施する。

表２には、ベース圧縮機の後段平均径に相当する亜音速１．５段系の主要パラメータを示す。このケースでは、各動翼流れは全域亜音速となっている。遷音速、亜音速両ケースとも、第２段動翼の積重点を、第１段動翼の積重点に対し、25%動翼ピッチずつずらし、0%～75%ピッチの計４種類のクロッキング位置で解析する。

表２　亜音速翼列系の幾何・空力パラメータ

	1st-stage rotor	1st-stage stator	2nd-stage rotor
Airfoil count	3	4	3
Solidity	1.64	1.70	1.60
Inlet Mach number	0.76	0.80	0.85
Pressure ratio	1.34	-	1.28
Reynolds number	$1.79*10^6$	$1.22*10^6$	$2.08*10^6$
Rotor clocking	0%, 25%, 50%, 75% blade-pitch		

３．数値解析手法

本解析は圧縮機平均径を対象としており、流れは比較的２次元的であると考えられることから、流管厚みの軸方向変化を考慮した準３次元レイノルズ平均圧縮性ＮＳ方程式を支配方程式とする。乱流モデルには Baldwin-Lomax の代数渦粘性モデル(7)を用いる。数値解法は有限差分法に基づいており、空間差分には対流項に Chakravarthy-Osher の３次精度 Upwind-TVD(8)を適用し、粘性項に２次精度中心差分を適用する。時間方向は Euler 陰解法により離散化し、 Newton-Raphson 反復法により積分する。

図１には解析に用いた計算格子系を示す(9)。境界層の格子直交性を保つため翼周りにＯ型格子を用い、その外側の翼間では境界条件の扱い易さからＨ型格子を用いる。翼面から１点目の格子の y+は約2～3 程度である。格子点数はＯ型格子は１翼あたり 201×21、Ｈ型格子は１翼間あたり第１段動翼が 151×51、静翼が 131×121、第２段動翼が 141×151 で、遷音速翼列系での総点数は約 35 万点である。下流静翼・動翼の周方向格子点数は、上流翼ウェークが鈍化しない格子密度となるよう設定した。

入口境界では全圧、全温、流れ角を設定し、出口境界では背圧を設定する。周方向には周期境界条件を課し、翼列間滑り境界では、各時間ステップで物理量を相互補間する。翼面には滑りなし条件、断熱条件を課し、法線方向の運動方程式により圧力を求める。

４．遷音速翼列系でのクロッキング効果

図２には、遷音速翼列系でのクロッキング位置に対する１．５段全体効率および流量の変化を示す。各位置間で流量は 0.2%程度の変動幅に抑えてある。断熱効率は、次式を用いて算出している：

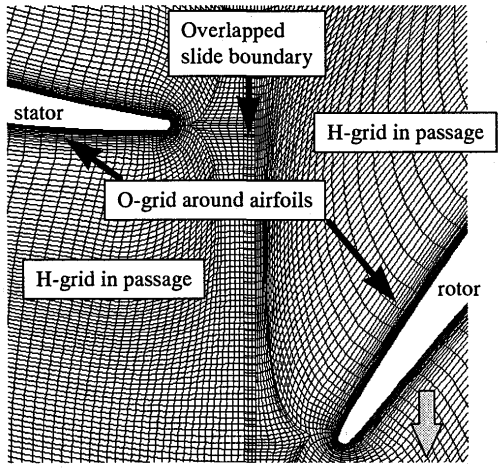


図１　段解析の数値計算格子系

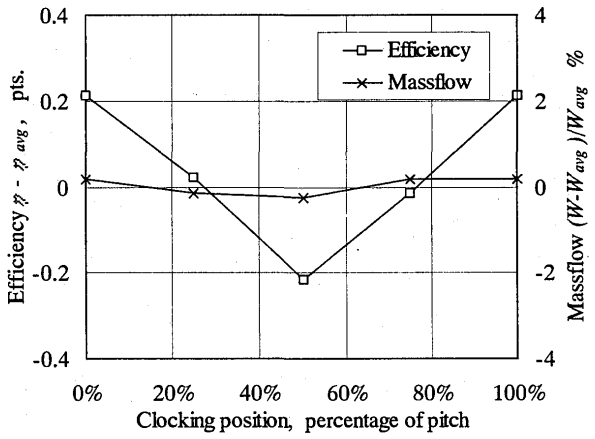


図２　遷音速翼列系のクロッキングによる全体効率変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

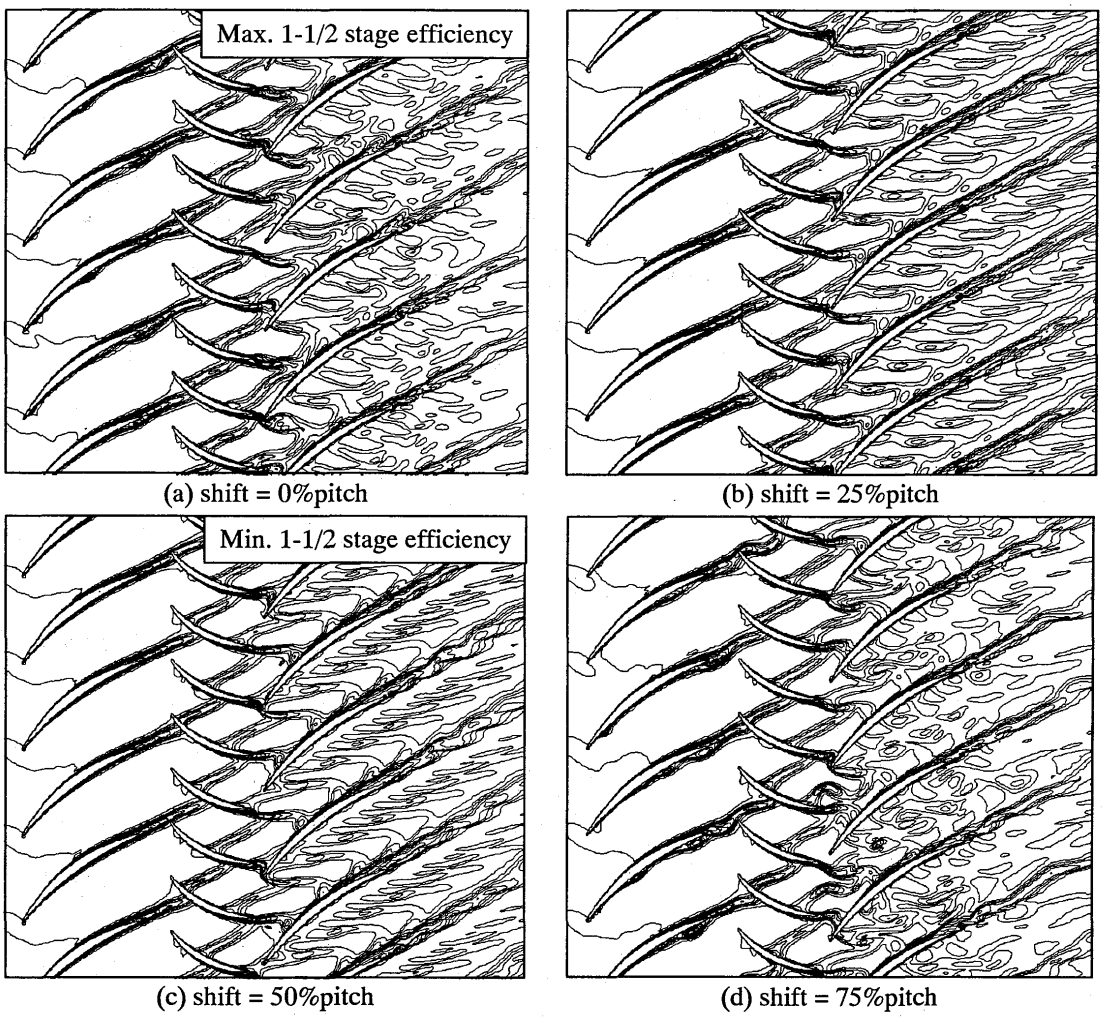


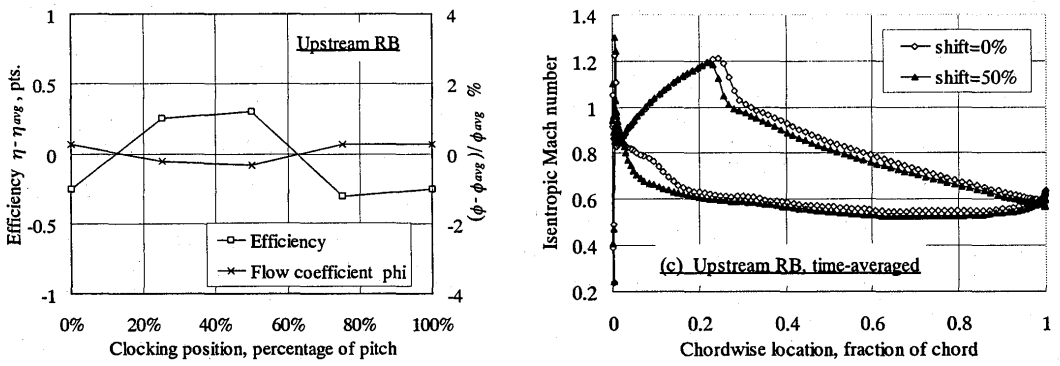
図３　遷音速翼列系の各クロッキング位置での瞬時流れ場（等エントロピ表示）

$$\eta = \frac{\overline{\overline{\left(\frac{P_{t,ex}}{P_{t,in}}\right)}}^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\overline{\overline{\left(\frac{T_{t,ex}}{T_{t,in}}\right)}} - 1} \tag{1}$$

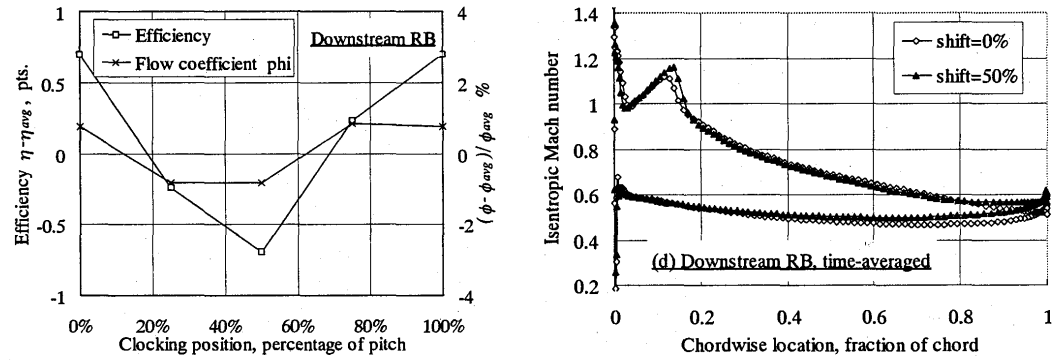
ここで、P_tは全圧、T_tは全温、γは比熱比を、$\overline{(\ )}$は空間平均、$\overline{\overline{(\ )}}$は時間平均を表す。添え字 in は翼前縁から 10%軸コード長上流、ex は後縁から 10%軸コード下流を表す。翼列上流での空間平均には質量流量平均を、翼列下流での空間平均には流れのミキシングによるエネルギ損失を考慮する Mix-out 平均を用いている。この遷音速系では、クロッキングにより１．５段で約 0.4 ポイントの効率変化が得られることが判る。図３に示すように、最高効率は、第１段動翼ウェークが第２段動翼の翼間通路の負圧面寄りを通過する Shift=0%ピッチ時に得られている。一方、最低効率は第１段動翼ウェークが第２段動翼翼間の正圧面寄りを流下する Shift=50%ピッチ時に得られている。上流翼ウェークが下流翼前縁に衝突する際（この系で Shift=25%ピッチ）に最高効率が得られない点は従来の知見と異なる。

図４には、上流、下流の各動翼毎の効率変化、および時間平均した翼面マッハ数分布をまとめる。まず第１段動翼単体では Shift=50%ピッチで最高効率が得られている（同図(a)）。最低効率を示す 0%, 75%ピッチ時と翼面マッハ数分布（同図(c)）を比較すると、50%ピッチ時の方が高負荷側で作動して

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) Efficiency variation of 1st-stage RB　　(c) Time-averaged blade Mach number of 1st-stage RB

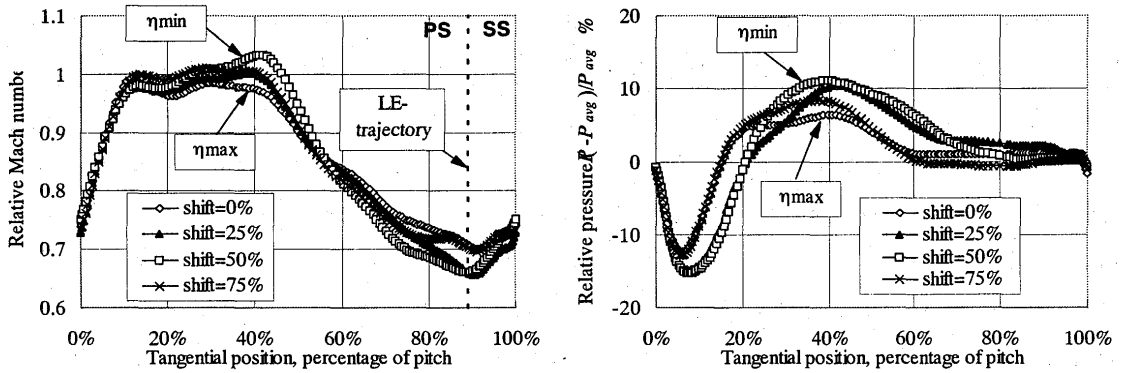


(b) Efficiency variation of 2nd-stage RB　　(d) Time-averaged blade Mach number of 2nd-stage RB

図４　遷音速翼列系のクロッキングによる上流・下流各動翼の効率及び翼面マッハ数分布の変化

おり、図３でも 0%, 75%ピッチ時に第１段動翼正圧面に見られた剥離渦が 50%ピッチ時は消失している。下流動翼とのクロッキングで上流動翼の背圧が絞られ単体効率が改善する興味深い結果である。

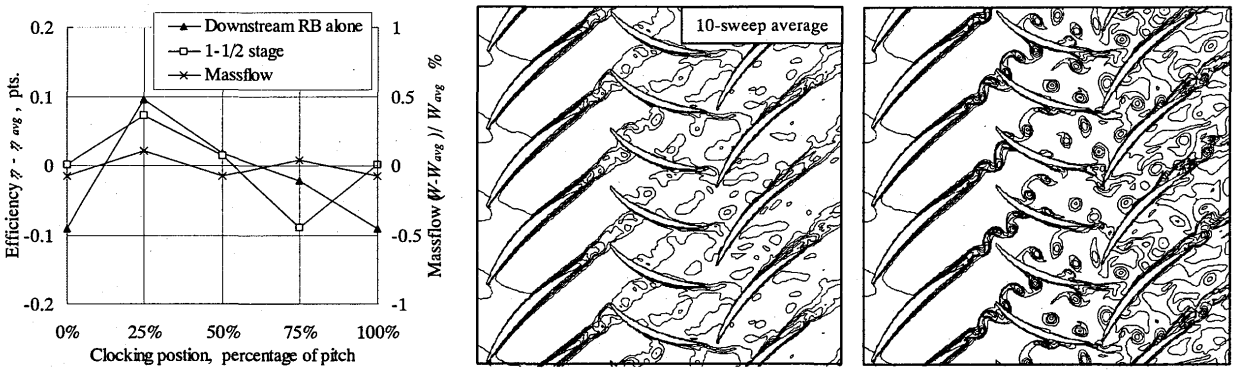
一方、第２段動翼の効率（同図(b)）は、１．５段と同様に、0%ピッチ時に最高、50%ピッチ時に最低で、差は約 1.4 ポイントもある。同図(d)に示すように、50%ピッチ時は、前縁から 15%弦長付近の負圧面衝撃波が 0%ピッチ時に比べ強く、後縁付近では流れが剥離している。図５(a)には第２段動翼入口の相対流入マッハ数を示す。0%ピッチ時には、前述したように第１段動翼ウェークが翼間負圧面側を通過するため、流入マッハ数が低下して負圧面衝撃波が弱まる一方、50%ピッチ時は流入マッハ数が増加し衝撃波が強まり衝撃波損失が最大になると考えられる。さらにピークマッハ数の増加によ



(a) Relative Mach number, 2nd-stage-RB inlet　　(b) Relative total pressure, 2nd-stage-RB exit

図５　遷音速翼列系における下流（２段目）動翼入口・出口での時間平均流れの周方向分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) Efficiency vs. clocking position

(b) Ensemble-averaged entropy field for maximum efficiency (shift=25%)

(c) Instantaneous entropy field for maximum efficiency (shift=25%)

図６　亜音速翼列系での動翼クロッキングによる効率変化及び最高効率時の流れ場

り減速度合いが増すため 50%ピッチ時には後縁付近で剥離が生じ、出口相対全圧の欠損も最大となる（図５(b)）。これらが主な要因となり、第２段動翼及び全体効率の変化が生じるものと考えられる。

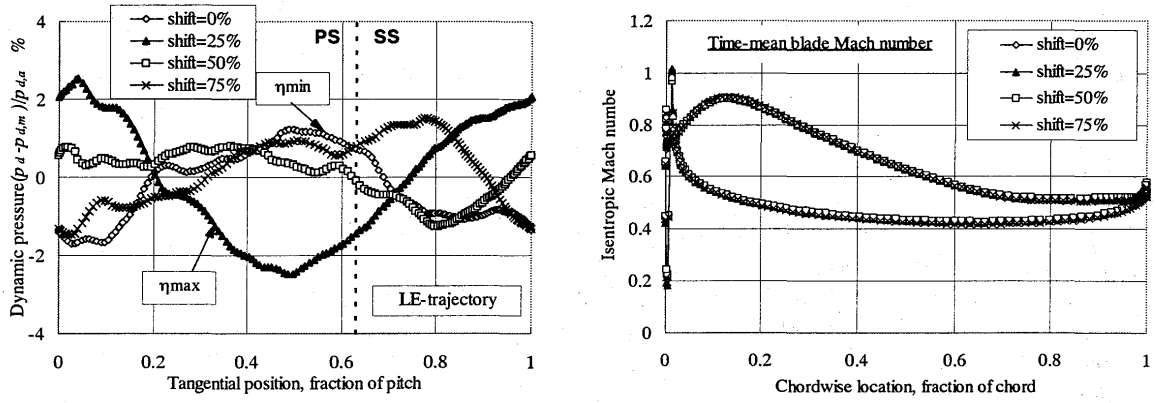
５．亜音速翼列系でのクロッキング効果

図６には亜音速翼列系でのクロッキングの解析結果を示す。全体効率、及び第２段動翼の単体効率（同図(a)）が最高となる Shift=25%ピッチ時は、同図(b)の位相固定平均流れ場（１０周分の平均）では第１段動翼ウェークが第２段動翼前縁負圧面寄りに入射する場合となっている。ただし効率差は約 0.2 ポイントに止まっており、この理由の一つは、同図(c)の瞬時場に示すように、ウェークが蛇行するため下流動翼への流入位置がばらつき、クロッキング効果が鈍るためと考えられる。

図７(a)には、各クロッキングの第２段動翼入口動圧を全クロッキング間の平均周方向分布 $p_{d,m}$ からの変動で示す（ $p_{d,a}$ は $p_{d,m}$ の周方向平均値）。第２段動翼前縁に衝突する動圧は、最高効率となる 25%ピッチで最も低く、最低効率となる 50%ピッチで最も高い。亜音速系では、動圧に比例した損失が発生し効率差が生じている。同図(b)のマッハ数分布には、遷音速で現れたような相違は見られない。

６．負荷の影響

図８には遷音速系で負荷を変えた際の効果を示す。４節で解析した高負荷作動点 **p1** に加え、中負



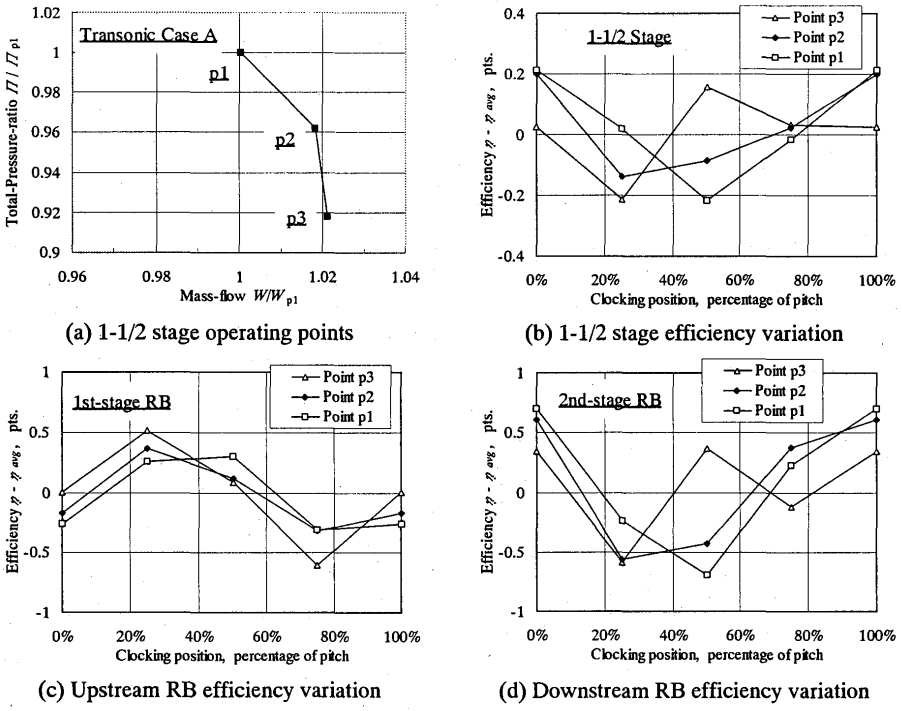
(a) Dynamic pressure variation at 2nd-stage RB inlet

(b) Blade Mach number distribution of 2nd-stage RB

図７　亜音速翼列系における下流動翼入口での時間平均動圧の周方向分布及び翼面マッハ数分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

荷作動点 **p2**、開き側作動点 **p3** での効率を記す。最適クロッキング位置は中程度以上の負荷範囲では変化せず、感度は鈍いと言える。一方、開き側では最適位置がずれる。これは、図９によれば、偏差角等の変化で第１段動翼ウェークの第２段到達位置が高負荷時（図３(c)）に比してずれること、第１段動翼正圧面に剥離渦が発生しウェークが蛇行すること、が原因と考えられる。



(a) 1-1/2 stage operating points

(b) 1-1/2 stage efficiency variation

(c) Upstream RB efficiency variation

(d) Downstream RB efficiency variation

図８　遷音速翼列系での最適クロッキング位置の作動点に対する変化

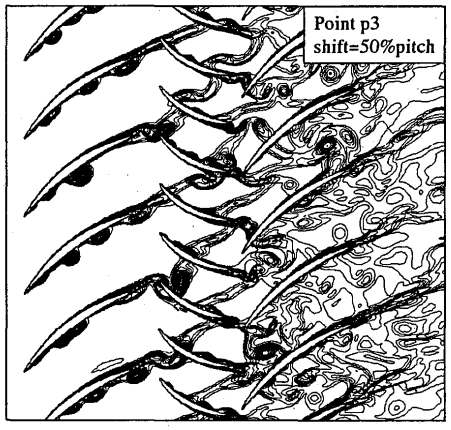


図９　遷音速系の開き側流れ場

７．まとめ

高速圧縮機の遷音速及び亜音速１．５段系につき、動翼クロッキングが空力性能に及ぼす影響を準３次元非定常粘性解析により調査し、以下の知見を得た：

（１）解析した系では、クロッキングによる効率変化は遷音速で 0.4 ポイント、亜音速で 0.2 ポイントとなった。

（２）遷音速では、クロッキングによる上流動翼ウェークの通過位置に応じた下流動翼衝撃波の強弱が、効率変化の新たな要因として判明した。亜音速では、従来の知見と同様、上流動翼ウェークが下流動翼前縁に衝突する際に最高効率が得られた。

（３）遷音速系では、中程度以上の負荷範囲では負荷により最適クロッキングは変化しない。

今後は、流れの非定常成分の分析、及び静翼に作用する空気励振力の変化について調べていく。

参考文献

(1) Huber, F. W., et al, 1995, ASME Paper 95-GT-27.
(2) Griffin, L. W., et al, 1996, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.118, pp.636-642.
(3) Arnone, A., et al, 2001, ASME Paper 2001-GT-0303.
(4) Gundy-Burlet, K. L. and Dorney, D. J., 1997, ASME Paper 97-GT-444.
(5) Dorney, D. J., et al, 1998, ASME Paper 98-GT-82.
(6) Saren, V. E., et al, 1998, AIAA-98-3413.
(7) Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, AIAA-78-257.
(8) Chakravarthy, S. R. and Osher, S., 1985, AIAA-85-0363.
(9) Outa, E., et al, 1994, ASME Paper 94-GT-257.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－10

ターボ機械内の非定常乱流に関する数値シミュレーション

船崎健一（岩手大工）
＊高嶋　亨（岩手大院）

1. 緒言

航空エンジンタービン内の流れは，動静翼列干渉を伴う周期的な非定常流となっている．更に低圧タービンでは，巡航時でのエンジン周囲圧の低下による効果や圧縮機圧力比の低下により，主流レイノルズ数が低下する．レイノルズ数の低下は境界層の遷移を遅らせるため，低圧タービン翼のかなりの部分が層流境界層に覆われていると予想される．層流境界層は逆圧力勾配に対しての抵抗力が弱く剥離しやすいため，境界層の剥離が生じると，剥離と主流との混合による損失が発生するほか、剥離部のブロッケージ効果により流路での抵抗の増加を招く．このため，低圧タービン翼の設計では，大規模な剥離が生じない翼面上圧力分布（翼負荷分布）となるように設計する必要がある．

一方，コスト削減，軽量化を目的として翼枚数の削減が検討されているが，それは翼の負荷を増加させ，より剥離を引き起こし易くなるため，翼枚数の大幅な削減は実現されていない．そのため最近になり，上流側後流との干渉現象を剥離抑制に活用し，翼の高負荷化を実現する技術が多くの技術者の関心を集めている．

本研究は，動静翼列干渉を伴うタービン内での流れの数値解析により，静翼から発生した後流の動翼における流れの挙動を把握することで，動翼での剥離に及ぼす影響を調べ，翼高負荷化の実現につながるタービン段の性能予測をすることが最終目的である．そのためには，境界層の計算精度，剥離を精度良く捕えることが重要であるため，ここでは，壁面近傍の格子密度，直交性に優れた格子を用いて，動翼での上流から流入した後流の挙動，剥離に及ぼす影響について調べた数値解析の結果について報告する．

主な記号

ξ_i：曲線座標成分
t：時間
Re：レイノルズ数
chord：実コード
y＋：無次元壁間距離

2. 基礎方程式

基礎方程式に，一般曲線座標系で表された相対流れの二次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式[1]を用いた．

$$\frac{\partial \tilde{q}}{\partial t}+\tilde{L}(\tilde{q})=\frac{\partial \tilde{q}}{\partial t}+\frac{\partial \tilde{E}_i}{\partial \xi_i}+\frac{1}{\mathrm{Re}}\tilde{S}+\tilde{H}=0 \qquad (1)$$

ここで，$\tilde{q}$は未知変数ベクトル，$\tilde{E}_i$は流束ベクトル，$\tilde{S}$は拡散項，$\tilde{H}$は体積力の項を示す．

3. 数値解法

数値解法[1]として，空間の離散化に Chakravarty-Osher の TVD スキームを適用する．陰的時間進行法に基づき，非定常計算は，⊿型近似因子化法に Newton 反復法と Crank-Nicholson 法を組み込み，各時間刻みに Newton 反復が収束することで時間方向最大二次精度の解が得られる．

乱流モデル

流れの剥離や境界層の発達など壁面近傍での流れの挙動を精度良く捕えるためには，壁面に滑りなし境界条件を与え壁面まで計算する必要がある．従って壁面近傍での粘性の影響が強くなる低レイノルズ数効果が考慮され，壁面まで計算が行える低レイノルズ数型 k-ε モデ

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ルを採用した．本研究では，低レイノルズ数型 k-ε モデルの中で数種類のモデルを用い比較を行ってきたが，現時点において安定して解が得られている Chien の低レイノルズ数型 k-ε 乱流モデル[2]から得られた結果を示す．低レイノルズ数型乱流モデルでは，y+<2 の条件があるが，本研究では，y+<1.2 以下であり条件を満たしている．

計算格子

計算格子は，翼近傍での流れの剥離等を捕えるため，動翼周りでは壁面付近の直交性に優れる O 型格子を採用する．O 型格子の外縁と H 型格子は，各 η 方向の線に対し最小二乗法により 6 次曲線で近似し滑らかにつなぐようにしている．静翼と動翼の格子の接合部では，線形補間により静翼からの情報の受け渡しを行うため，その情報伝達精度や壁面近傍，流路間の格子密度を向上させるため，動翼側では η 方向格子点を増やし，格子点数は，ξ η 方向に静翼側で 71×81，動翼側で 250×161 としている．図 1 に計算格子を示す．

境界条件

境界条件として，翼面上に滑りなし条件，上部下部の外側の境界に周期境界条件を与える．入り口に，全圧 21000[Pa]，全温 373[K]，マッハ数 0.27，流入角 0[°]，出口に静圧 11604[Pa]を与え，出口レイノルズ数は 2.45×10^5 とした．

静翼，動翼の翼枚数比は 1：1 とし，1 つの流路のみ計算対象としている．静翼 1 ピッチの距離を動翼が移動する時間を 1 周期と定義し，1 周期の 4000 分の 1 を時間刻みとしている．

4. 計算結果と考察

後流が動翼面上圧力分布に及ぼす影響

図 2，図 3 に静翼，動翼面上の静圧分布を示す．図 4 には，左から 1/5 周期，3/5 周期，5/5 周期での動翼でのエントロピを示す．静圧分布は，正圧面(P)，負圧面(S)それぞれの

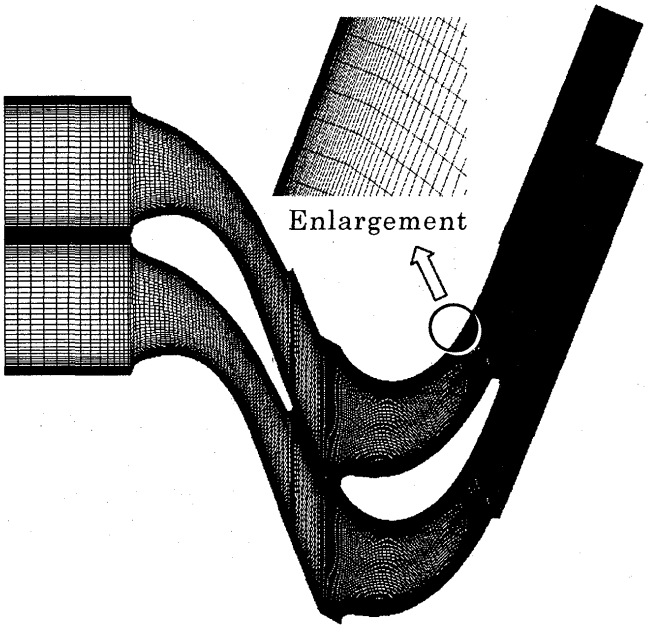


Fig. 1 Computational grid

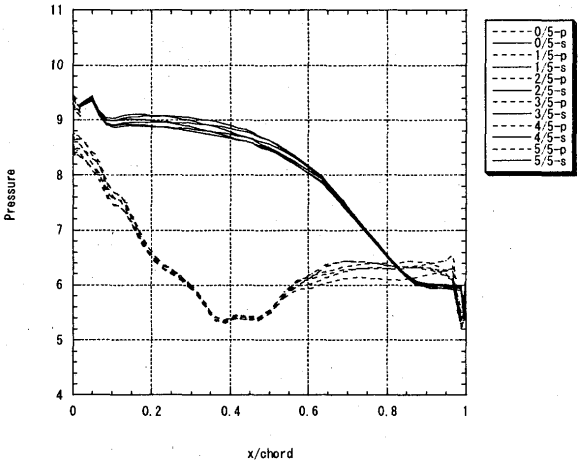


Fig.2 Static pressure distribution on the Stator

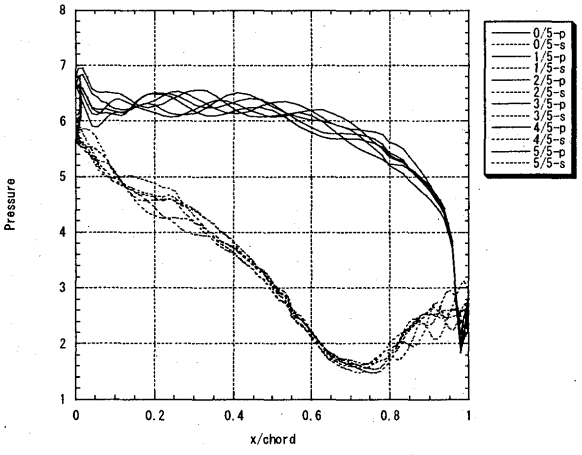


Fig.3 Static pressure distribution on the Rotor

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

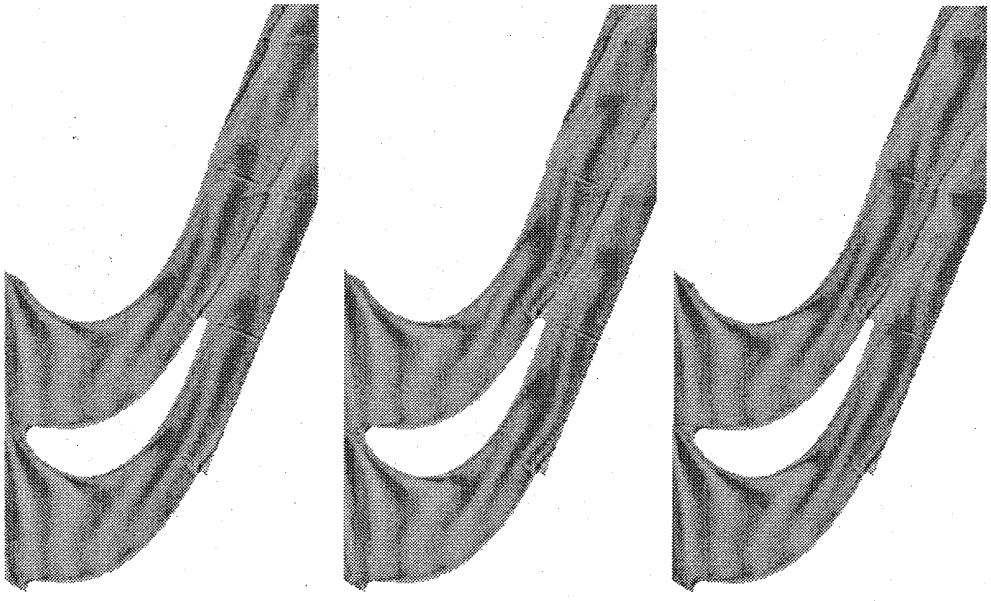


Fig.4　Entoropy Distribution (1/5cycle, 3/5cycle, 5/5cycle)

0/5 周期から 5/5 周期まで 1/5 周期刻みで示したものである．静翼と動翼とで圧力変動の波形の違いが確認された．静翼の負圧面の変動は，動翼前縁周りの圧力場の変動を直接感じるためであり，動翼での変動は静翼からの後流によるものと考えられる．動翼負圧面では x/chord＝0.4 付近から圧力の振動が見られなくなるが，正圧面では全体に見られる．これは，図 4 のエントロピ変化の様子から，動翼負圧面側は静圧面側に比べ流れが速く，流入した後流がスロートに向かって‘く’の字の形に変形しながら，負圧面側から剥離するように流れていくためであると考えられる．そして，静翼からの後流と動翼が生み出す後流とが干渉しながら流れていく様子がわかる．動翼正圧面上約 x/chord＝0.07 から約 x/chord＝0.3 にかけて，負圧面上では約 x/chord＝0.75 以降において剥離をしている．静翼からの後流が翼面上の圧力変動を引き起こすため，剥離の特徴である静圧が一定となる領域は見られないが，時間平均では正圧面の前縁付近の剥離においてはその特徴が確認された．

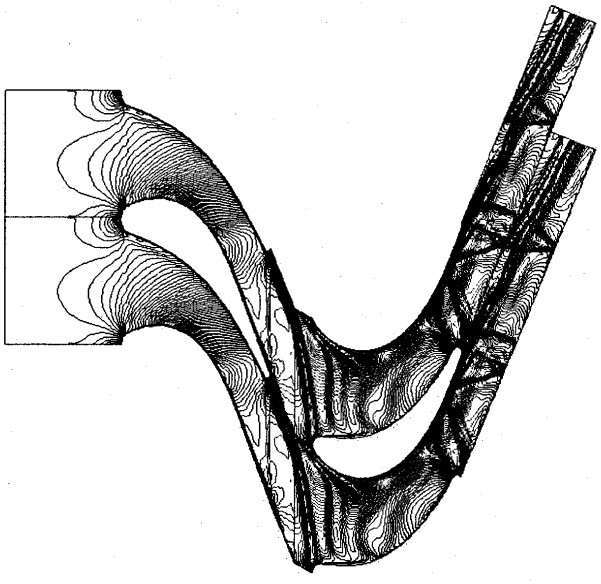


Fig.5　Absolute Mach number contours

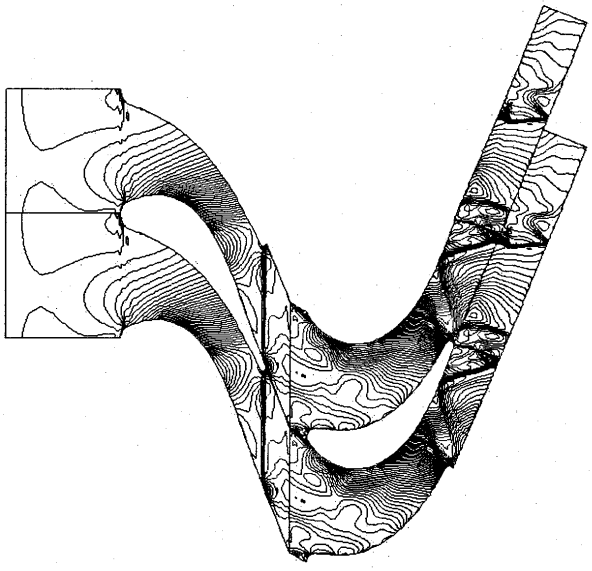
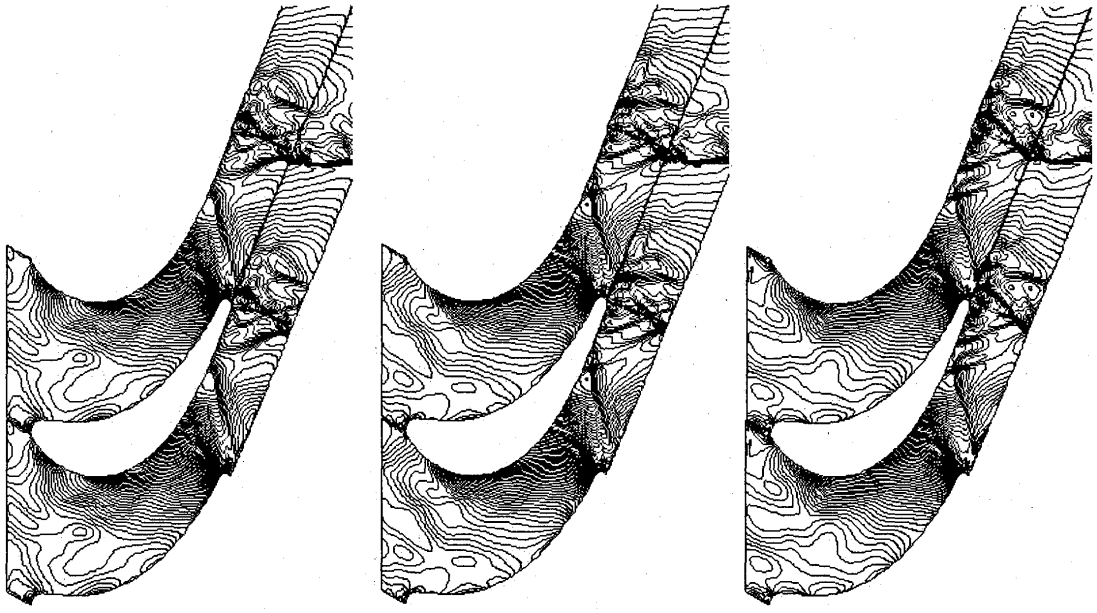


Fig.6　Static pressure contours

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.



マッハ数分布と圧力分布

図5に絶対マッハ数分布を示し，図6に圧力分布，図7に3/5周期，4/5周期，5/5周期での動翼圧力分布を示す．図5，図6から，動翼の後縁から上方の負圧面へ向かい膨張波が形成され，翼面で反射し，その反射波が衝撃波と変化している様子が捕えられている．

図5，図6共に見られる静翼の後縁と後縁を結ぶ線は，この部分での格子精度の低さに起因するものである．

図7より，3/5周期以降に動翼負圧面上において，動翼後縁下流から上流へと向かう圧力波が見られる．翼面上静圧分布にもその影響による波形が見られるが，この圧力波に関しては，後縁での格子の歪などにより引き起こされた可能性があるため，更なる検証が必要であると考えられる．

剥離

剥離は，動翼負圧面においては約 x/chord＝0.75 以降，動翼の正圧面前縁部分においては約 x/chord＝0.07 から x/chord＝0.3 付近において確認された．

図7に1/5周期刻みで0/5周期から5/5周期までの動翼での正圧面（P），負圧面（S）上でのせん断応力を示す．せん断応力が正から負へ符号が変わる場所が剥離点であり，負の領域が逆流領域を示している．剥離領域について図9に正圧面上流部，図10に負圧面下流部の拡大図を示す．剥離の位置は，図9より x/chord で約0.1の幅で変動があるが，図10では約0.02程度の幅の変動しか見られず，図3と同様に正圧面の方が後流による影響が大きい．これは，後流による剥離の抑制作用とも考えられるが，解

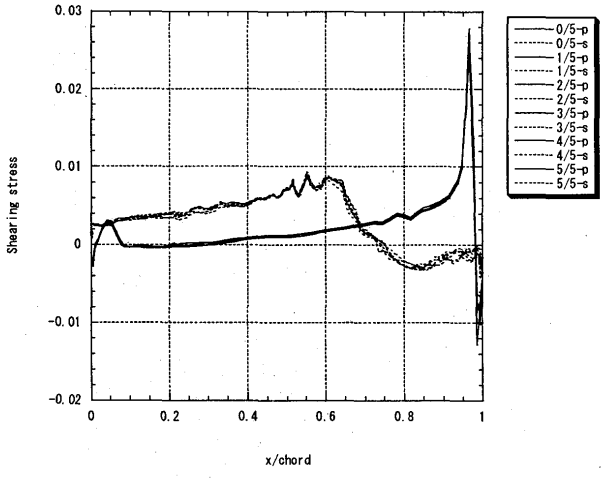


Fig.8 Shearing stress on the Rotor

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

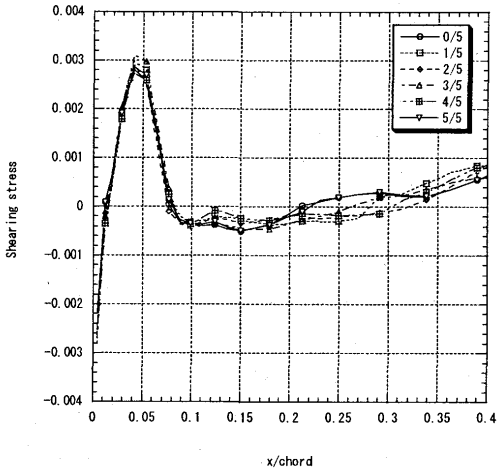


Fig.9 Shearing stress near the Rotor Leading edge pressure side

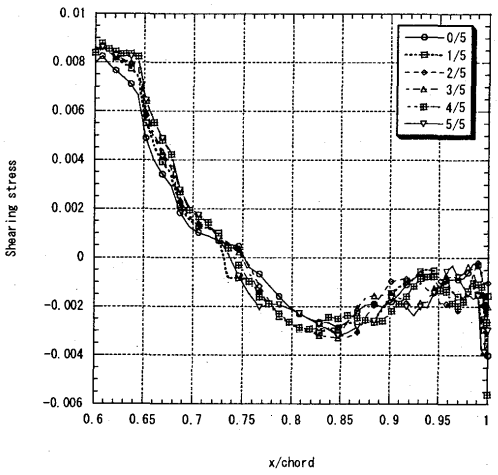


Fig.10 Shearing stress near the Rotor trailing edge suction side

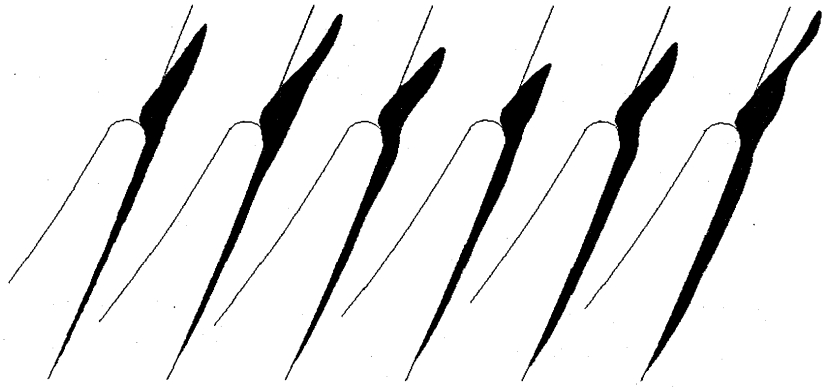


Fig.11 Separation region around the Rotor trailing edge

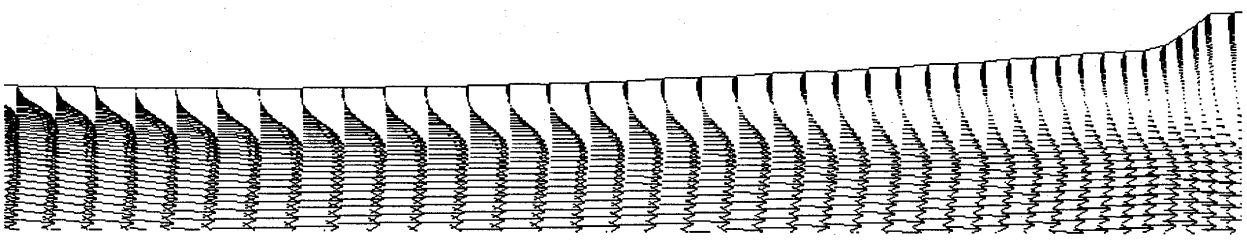


Fig.12 Velocity vector on the Rotor suction side

の誤差が原因とも考えられるので，更なる検証が必要である．

図 11 に，左から 1/5 周期刻みで 0/5 周期から 5/5 周期までの動翼後縁での剥離領域を示す．剥離領域が小さいためか，時間変化による違いは小さい．静翼から流入した後流が境界層の遷移に影響を及ぼし剥離を抑制するという効果は確認され無かった．

図 12 に動翼後縁付近の剥離領域での速度ベクトルを示す．動翼を時計周りに回転させ翼面が水平となるように表示したものである．剥離し逆流している領域が見られ，再付着はし

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ていない.

5. 結言

翼面近傍での境界層の計算精度の向上を図るため格子の直交性，格子密度を考慮し作成した計算格子を用い，タービン段における上流の静翼から流入する後流の動翼での挙動，剥離に及ぼす影響を調べることを目的とした数値解析を行い以下の結果が得られた.

- 静翼からの後流が，動翼の静圧分布に影響を与えていることが確認された.
- 動翼負圧面での剥離を捕えることができた．しかし，流入する後流が境界層，剥離に与える影響をはっきりと確認することはできなかった．その原因として，静翼と動翼の格子接合部での情報の受け渡しを線形補間で行っているが，この補間の際に必ずしも物理的な保存則が満たされている訳ではないため，静翼側からの乱れエネルギなどが十分に動翼側に伝わっていないことが考えられる.
- 壁面近傍における流れの挙動に対する，乱流モデルによる影響が考えられるため，他のモデルとの比較検討が必要である.

謝辞

本研究を進めるにあたり，東北大学 山本悟 助教授には御助言，御激励を頂き深く御礼申し上げます.

参考文献

[1] Yamamoto,S.and Daiguji,H.,"Derivation of the 3-D Compressible Euler and Ensemble-Averaged Navier-Stokes Equation of Contravariant Velocities and Their Numerical Methods",The Report of the Institute of Fluid Science,Tohoku University,Vol.1,1990,pp.103-120

[2] Chien,K.Y.,"Prediction of Channel and Boundary-layer Flows with Low-Reynolds-Number Turbulent Model",AIAA Journal,Vol.23,1982,pp.1308

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

遷音速ファン動翼における翼端まわりの３次元流れ場

＊星野 元亮　高堂 純治　寺村 実 (本田技術研究所)

１．はじめに

航空用ガスタービンエンジンの熱効率向上には、構成要素の性能改善が必要不可欠であり、軸流圧縮機などのターボ機械においては、ケーシング付近の流れ改善が重要な課題のひとつである。特に衝撃波を伴う遷音速圧縮機では、動翼端間隙からの漏れ流れが衝撃波と干渉し、低運動量域が形成、発達することによる効率低下やサージ特性の悪化など、翼端まわりの流れが性能に大きな影響を及ぼすこと[(1)など]が知られている。またNASA Rotor37遷音速圧縮機動翼における２次元Laser Doppler Velocimeter（LDV）を用いた流れ計測[(2)]により、翼端まわりの２次元的な流れ構造が明らかになってきた。しかしながら、翼端まわりの流れは、衝撃波、漏れ流れ、ケーシング境界層の発達などにより３次元性が非常に強く、漏れ流れの挙動など、より複雑な流れ構造に対しては、計測の困難さから数値解析[(3), (4)など]を用いて考察しているのが現状である。そこで、翼端まわりの３次元流れ場を実験的に解明することにより、数値解析コードを検証するとともに、流れ改善のため現象を十分に理解することが必要不可欠である。

本研究では、遷音速ファン動翼における最大効率点とサージ近傍点での３次元LDV計測及び数値解析により、性能に大きな影響を及ぼす翼端まわりの３次元流れ場、特に低運動量域まわりの２次流れ構造や漏れ流れの挙動を、実験的かつ数値解析的に明らかにする。

２．実験装置及び方法

2.1 遷音速ファン実験装置

ファン動翼を DC モータで駆動する大気吸込みの開ループ実験装置[(5)]を使用し、図 1 に示す供試体のファン動翼性能及び翼間流れを計測した。動翼の下流には静翼を設置している。このファンは、設計段圧力比 1.8、設計段効率 88%、動翼端相対流入マッハ数 1.5 の遷音速ファンである。運転時の動翼端間隙は翼端コードの 0.5%である。

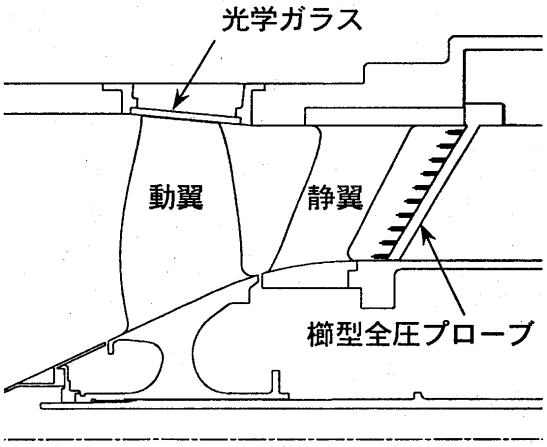


図１．遷音速ファン実験装置

2.2 動翼性能計測

静翼出口でスパン方向 10 点の櫛型全圧プローブ（図 1）を、静翼列 1 ピッチ 10 分割で周方向にトラバースし、各スパンで得られた周方向全圧分布のうち、最大全圧を各スパンでの動翼出口全圧とした（静翼列内主流域での損失なしを仮定）。スパン方向動翼出口全圧分布の流量平均値と入口プレナムチャンバ内全圧の比で、動翼圧力比を求めた（計測精度±0.002）。また動翼効率は、軸トルクメータによるファン仕事から求めた（計測精度±0.7%）。

2.3 LDV 計測

4W アルゴンイオンレーザによる 3 カラー 5 ビーム LDV を用い、翼端まわりの３次元（軸方向

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

／周方向／半径方向）速度ベクトルを計測した。レーザビームはケーシング内壁通路と一致する厚さ 5mm の光学ガラス（図 1）を通し入射された。シード粒子として粒径 1.0μm のシリカ（SiO_2）を使用し、そのエタノール溶液を動翼上流通路内に噴霧した。計測データは 1 回転 1 パルスの基準信号によって同期平均され、動翼列 1 ピッチを周方向 100 分割された速度ベクトル分布が得られる。一般に半径方向（レーザ光軸方向）速度の計測精度は劣るが、動翼列 1 ピッチで約 10 万個のデータを計測し、それを同期平均することにより、ばらつきの少ない半径方向速度を算出した。

3．数値解析方法

3 次元圧縮性レイノルズ平均ナビエ・ストークス式を支配方程式とした自社開発コード[6]を用いて、遷音速ファン動翼の流れを解析した。対流項の離散化には TVD スキームを、乱流モデルには Chein の低レイノルズ型 k-ε モデルを用いている。図 2 に解析領域及び格子を示す。解析は動翼のみを対象とし、翼前縁より動翼根コードの 70%上流から、翼後縁より 140%下流までを解析領域とした。解析格子は翼間及び翼端間隙を同一ブロックとした H 型格子を用い、格子数は流れ方向 141 点、周方向 81 点、半径方向 81 点（翼端間隙内 21 点）であり、総格子数は約 93 万点とした。なお低レイノルズ型の乱流モデルを用いているため、壁面近傍の最小格子幅は壁座標 y^+が 1 以下になるようにした。入口ケーシング境界層が翼端まわりの流れに及ぼす影響が大きい[7]ため、流入境界では、実験装置にて計測された入口全圧分布と一定全温を与え、流れ方向は軸方向流入とした。流出境界では、翼根面静圧を基準とした半径平衡式から得られる静圧分布を与えた。

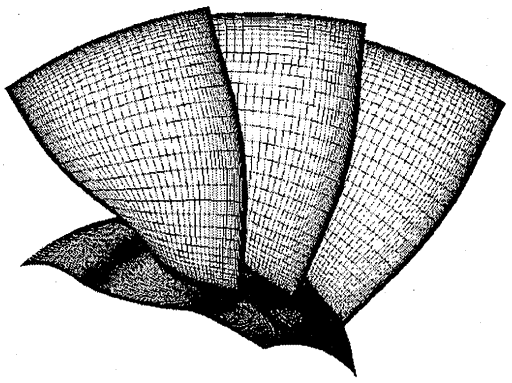


図 2．解析領域と格子

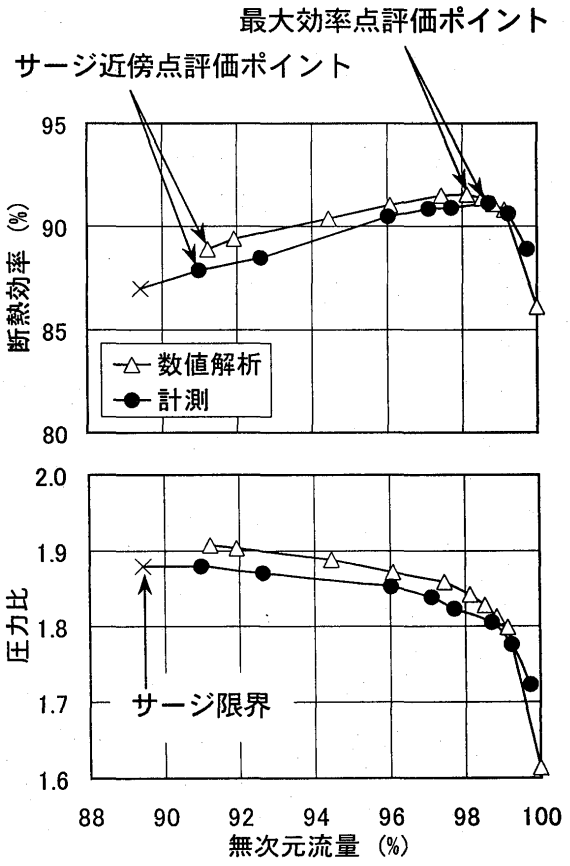


図 3．遷音速ファン動翼性能特性

4．結果

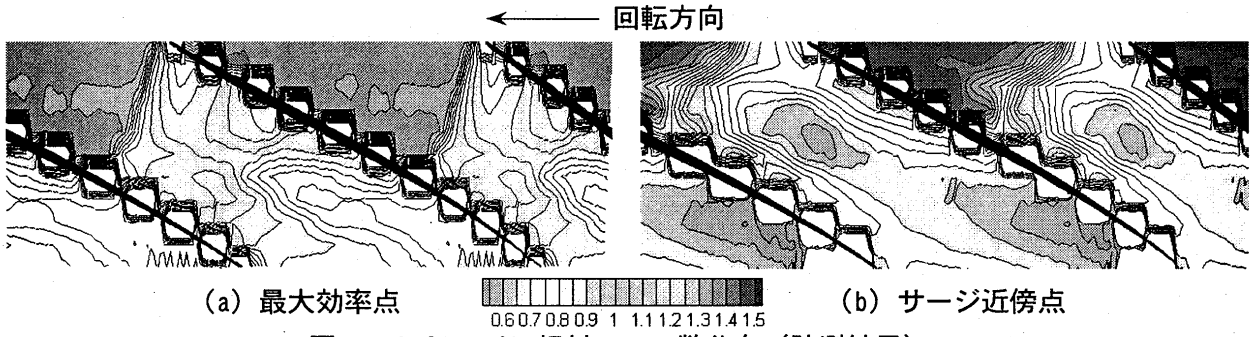
4.1 動翼性能特性

設計回転数での動翼性能特性を、計測結果と数値解析結果を比較し、図 3 に示す。横軸の流量はチョーク流量で無次元化されている。約 99%流量で効率が最大となり、サージは約 90%流量で発生した。数値解析結果は、サージ側で効率、圧力比とも計測結果より若干高いものの、全体的な特性は良く一致している。そこで遷音速ファン動翼における翼端まわりの 3 次元流れ場を明らかにするため、最大効率点（約 99%流量）及びサージ近傍点（約 91%流量）において 3 次元 LDV 計測を実施し、数値解析結果と比較した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

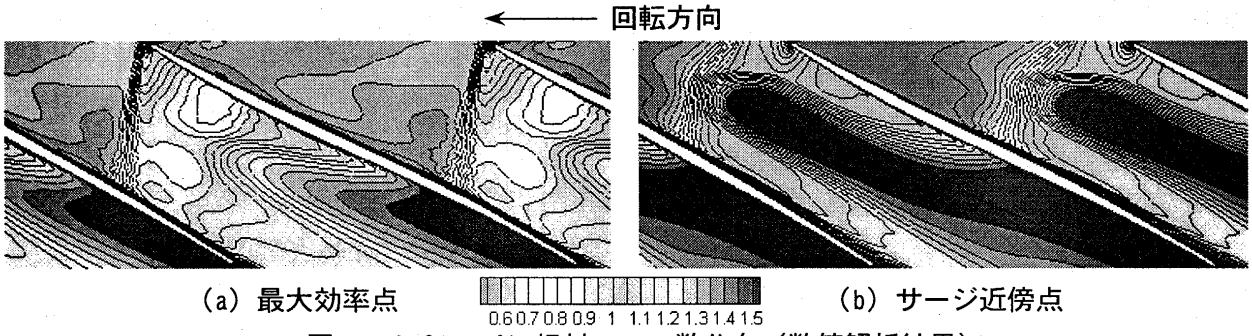
4.2 衝撃波構造と低運動量域

最大効率点及びサージ近傍点での、95%スパンにおける相対マッハ数分布の計測結果を図 4 に示す。最大効率点では、衝撃波が翼前縁に付着した斜め衝撃波構造を示している。また Suder ら[2]の２次元 LDV 結果でも示されているように、衝撃波の下流では、漏れ流れが衝撃波と干渉することによる低運動量域が形成され、発達しながら翼後半部では正圧面側に広がっている。一方サージ近傍点では、低運動量域の発達が著しく、衝撃波直後での低運動量域の発達によって衝撃波が上流に押し出され、離脱した垂直衝撃波となっている。またここでは示されていないが、この衝撃波直後の低運動量域では、95%スパンにおいても逆流が発生している。図 5 に示す数値解析結果においても、上記の衝撃波構造、低運動量域の形成、発達が計測結果と定性的に良く一致している。



(a) 最大効率点　　(b) サージ近傍点

図４．95%スパン相対マッハ数分布（計測結果）

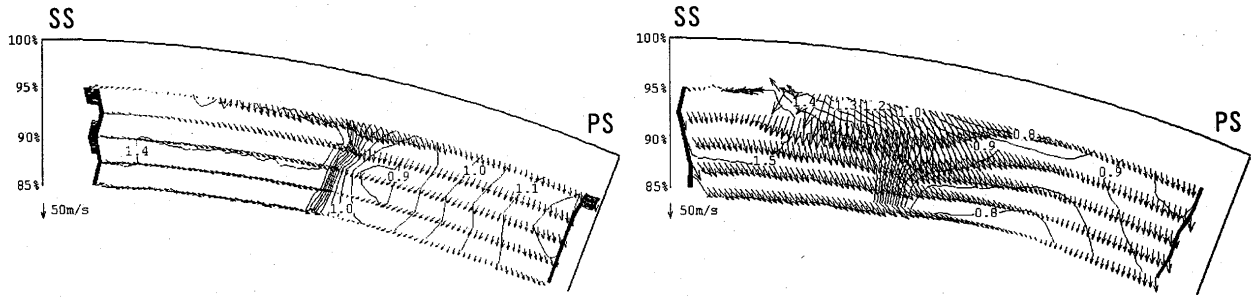


(a) 最大効率点　　(b) サージ近傍点

図５．95%スパン相対マッハ数分布（数値解析結果）

4.3 ２次流れ

衝撃波下流での低運動量域形成に関連した２次流れ構造を明らかにするため、95%～85%スパンにおける相対２次流れベクトルと相対マッハ数分布の計測結果を、%コード一定断面で図 6、7、8 に示す。相対２次流れベクトルの定義は、各スパンにおける翼コード方向と直交する相対速度ベクトル成分とした（図 9 の数値解析結果においても同一）。サージ近傍点では、衝撃波が上流に押し出されているため、最大効率点の評価断面より上流側の断面で両者を比較している。



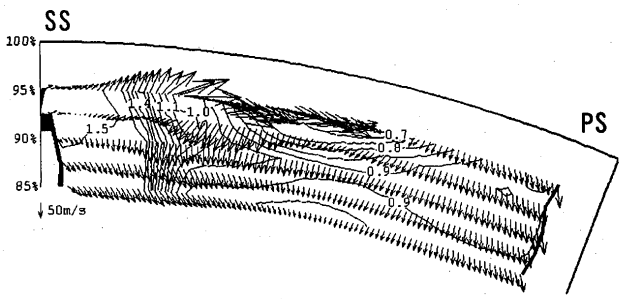
(a) 最大効率点（30%コード）　　(b) サージ近傍点（20%コード）

図６．翼前半部の２次流れベクトルと相対マッハ数分布（計測結果）

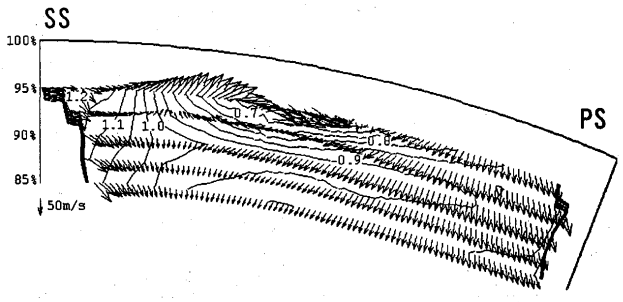
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図 6 に示す翼前半部では、衝撃波下流で形成、発達する低運動量域の排除効果により、衝撃波近傍を中心に主流域を含めたほぼ全域で、翼根方向下向きの流れが生じている。この下向き流れは、低運動量域の発達が著しいサージ近傍点で顕著であることからも、低運動量域の排除効果によるものであることがわかる。

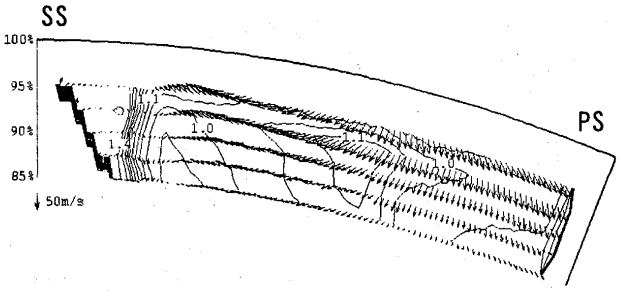
図 7(a)に示す衝撃波と漏れ流れが干渉する領域での最大効率点では、正圧面側で低運動量域の排除効果による翼根方向下向きの流れが生じているのに対し、負圧面側の衝撃波直後では翼端方向上向きの流れが発生している。これは正圧面側から負圧面側へ流れる渦の巻き上がりとして確認することができる。95%スパンまでは低運動量域の広がりはないものの、この巻き上がりを伴う渦は、衝撃波と漏れ流れの干渉後急激に領域を拡大し、90%スパン付近まで広がっている。図 7(b)～(d)に示すサージ近傍点では、95%スパンでも翼間中央部に低運動量域の明確な広がりを確認することができ、低運動量域の負圧面側で渦がより強く巻き上がっている。さらにこの渦は巻き上がった後正圧面側に流れ込み、低運動量域では下向きの流れとなり、低運動量域に取り込まれていく様子がわかる。また下流にいくにつれ、巻き上がりを伴う渦は 85%スパン付近まで広がり、最大効率点同様、低運動量域まわりの主流域まで半径方向、周方向に渦の領域を拡大し、翼間全体を占めるようになる。



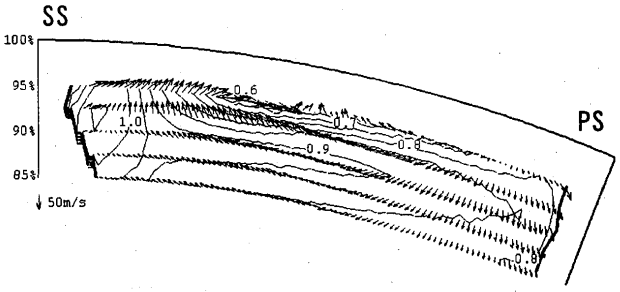
(b) サージ近傍点（30%コード）



(c) サージ近傍点（40%コード）

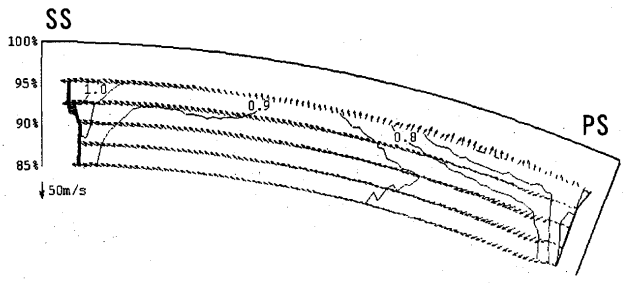


(a) 最大効率点（50%コード）

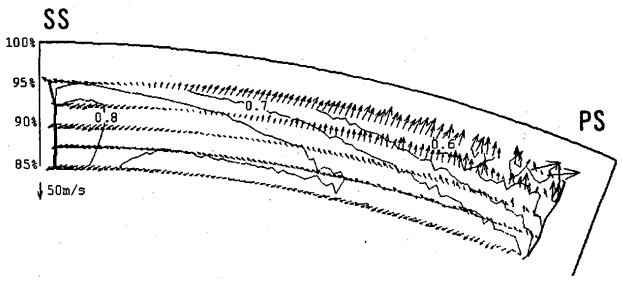


(d) サージ近傍点（50%コード）

図 7．衝撃波/漏れ流れ干渉域の 2 次流れベクトルと相対マッハ数分布（計測結果）



(a) 最大効率点（90%コード）



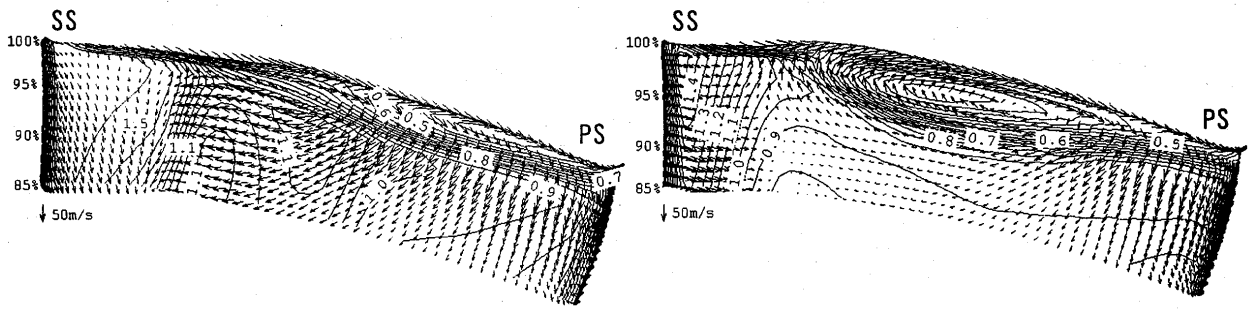
(b) サージ近傍点（90%コード）

図 8．翼後半部の 2 次流れベクトルと相対マッハ数分布（計測結果）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図 8 に示す低運動量域が正圧面側に広がる翼後半部では、図 7 で示した巻き上がりを伴う渦は弱くなると同時に、低運動量域のほぼ全域で翼端方向上向きの流れとなっている。この上向き流れの強さは、低運動量域の発達が著しいサージ近傍点で大きく、これは圧力勾配によりケーシング近傍で発生している逆流に巻き込まれようとする流れと思われる。

次に数値解析による 2 次流れを計測結果と比較するため、顕著な渦構造が確認された衝撃波と漏れ流れが干渉する領域での 2 次流れベクトルと相対マッハ数分布の数値解析結果を、計測不可能であった 95%スパンより翼端側の流れもあわせ、図 9 に示す。最大効率点では、図 7(a)に示した計測結果ほど渦の巻き上がりは少ないものの、サージ近傍点では、低運動量域を形成している渦は、低運動量域内だけでなく低運動量域まわりの主流域まで広がり、低運動量域の負圧面側で巻き上がる様子がわかる。これは図 7 (c)に示した計測結果と定性的に良く一致している。この低運動量域負圧面側での渦の巻き上がりは、Gerolymos ら[3]による NASA Rotor37 における数値解析結果でも捕えられている。また渦の巻き上がりはケーシング近傍まで生じており、漏れ流れとともに正圧面側に流れ込んでいく様子がわかる。



（a）最大効率点（50％コード）　　（b）サージ近傍点（40％コード）

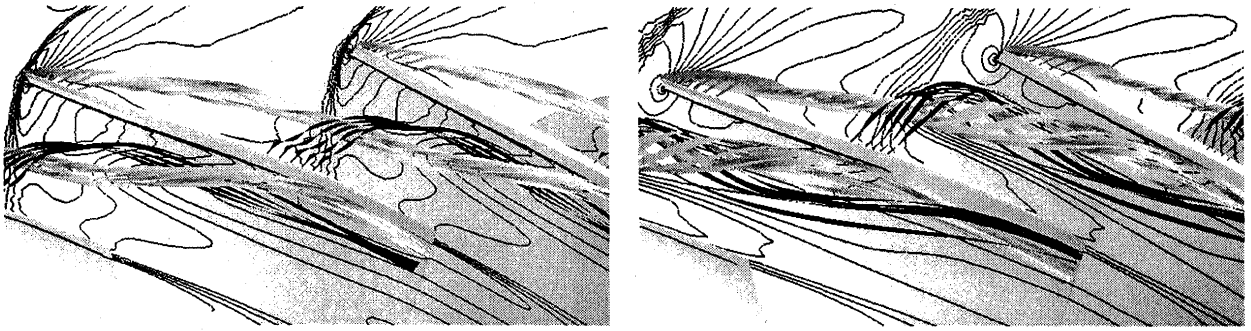
図 9．衝撃波/漏れ流れ干渉域の 2 次流れベクトルと相対マッハ数分布（数値解析結果）

4.4 漏れ流れの挙動

さらに低運動量域まわりの 2 次流れと漏れ流れの関連を明らかにするため、数値解析による漏れ流れの流線を、95%スパン相対マッハ数分布とあわせ、図 10 に示す。漏れ流れによって低運動量域が形成されるメカニズムに関しては、数値解析により諸説が提唱されてきた。例えば山本ら[4]は、衝撃波が翼負圧面に付着するやや上流からの漏れ流れが、衝撃波と干渉して低運動量域を形成し、翼前縁付近からの漏れ渦は低運動量域の下側を流れ、下流で低運動量域に取り込まれるという、NASA Rotor37 における数値解析結果を示した。しかしながら本数値解析結果では、衝撃波が翼負圧面に付着するやや上流からの漏れ流れは、衝撃波と翼前縁付近からの漏れ渦が干渉して形成される低運動量域を取り囲むように流れながら、下流で低運動量域に取り込まれていく様子が捕えられている。また低運動量域の発達や 2 次流れの強さは違うものの、漏れ流れの挙動は最大効率点とサージ近傍点で基本的に同じである。

計測で確認された低運動量域まわりの 2 次流れ構造（図 7）や、数値解析結果における計測結果との定性的一致（図 9）、数値解析による漏れ流れの挙動（図 10）から判断すると、翼前縁付近からの漏れ渦は衝撃波と干渉して、流れ方向逆圧力勾配により低運動量域を形成するだけでなく、低運動量域まわりの主流域まで急激に渦の領域を拡大し、低運動量域負圧面側で巻き上がると考えられる。またこの渦は巻き上がった後、衝撃波が翼負圧面に付着するやや上流からの漏れ流れとともに低運動量域を取り囲むように流れながら、低運動量域に取り込まれていく。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



（a）最大効率点　　（b）サージ近傍点

図１０．漏れ流れの流線と 95%スパン相対マッハ数分布（数値解析結果）

５．結論

遷音速ファン動翼における翼端まわりの３次元流れ場を、最大効率点とサージ近傍点での３次元 LDV 計測、及び計測結果と検証された数値解析により調べた結果、低運動量域まわりの２次流れ構造や漏れ流れの挙動に関し、以下の結論を得た。

(1) 翼前縁付近からの漏れ渦は、衝撃波との干渉により低運動量域を形成しながら、低運動量域まわりの主流域まで急激に渦の領域を拡大し、低運動量域の負圧面側で巻き上がる。

(2) この巻き上がりを伴う渦は、衝撃波が翼負圧面に付着するやや上流からの漏れ流れとともに低運動量域を取り囲むように流れながら、低運動量域に取り込まれていく。

(3) サージ近傍点では低運動量域の発達が著しく、上記の２次流れが強くなるものの、２次流れ構造や漏れ流れの挙動は最大効率点と基本的に同じである。

本研究結果は、今まで数値解析のみで議論されてきた翼端まわりの３次元流れ場を、実験的にも明らかにしたものである。これは、３次元流れ現象を含めた数値解析コードの検証はもとより、ケーシング付近の流れ改善に有益である。

参考文献

(1) Copenhaver, W.W., Mayhew, E.R., Hah, C., and Wadia, A.R.: The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.118, pp.230-239 (1996)

(2) Suder, K.L. and Celestina, M.L.: Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.118, pp.218-229 (1996)

(3) Gerolymos, G.A. and Vallet, I.: Tip-Clearance and Secondary Flows in a Transonic Compressor Rotor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.121, pp.751-762 (1999)

(4) 山本, Eulitz, F., Nurnberger, D., and Schmitt, S.: Rotor37 遷音速圧縮機動翼のチップクリアランス流れと衝撃波の干渉, 日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.5, pp.354-359 (1999)

(5) 星野, 高堂, 寺村: 遷音速ファンの動翼端漏れ流れによる静翼非定常流れ場の実験的研究, 日本ガスタービン学会 第 15 回ガスタービン秋季講演会講演論文集, pp.151-156 (2000)

(6) Arima, T., Sonoda, T., Shiratori, M., Tamura, A., and Kikuchi, K.: A Numerical Investigation of Transonic Axial Compressor Rotor Flow Using a Low-Reynolds-Number k-ε Turbulence Model, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.121, pp.44-58 (1999)

(7) Takado, J., Sonoda, T., and Nakamura, S.: The Effect of the Inlet Boundary Layer on the Tip Flow Field in a Transonic Fan Rotor, ASME Paper No.98-GT-130 (1998)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

静翼ウェークと二次渦により生じるタービン動翼内の非定常流れ

＊ 松沼 孝幸，阿部 裕幸，筒井 康賢（産業技術総合研究所）

1. 緒言

近年開発が盛んに進められている小型セラミックガスタービンやマイクロガスタービンでは，高温化による粘性係数の増加や翼列の小型化によって，タービンのレイノルズ数が低下する。例えば工業技術院で開発を行った300kWセラミックガスタービンのレイノルズ数（入口速度基準）は10^4オーダであり，従来のガスタービンと比較して一桁以上小さい。このような低レイノルズ数域では剥離や二次渦の発生によって翼列性能が大幅に低下すると考えられる。

タービン翼列は一般に10^5～10^7の高レイノルズ数域で作動する増速翼列であるため，これまで数多くの実験[1),(2)]が行われているにも関わらず，レイノルズ数の低下が与える影響に関してはあまり問題とされなかった。しかし近年，低レイノルズ数域での低圧タービンに関する研究[3),(4)]が増加している。これは小型ガスタービンを高空で作動させる場合に，作動流体の密度の低下が起こり，低レイノルズ数化の問題が生じるためである。しかし，それらの研究は，直線翼列を用いた２次元流れの実験である。本研究では，環状翼列を用いて実際のタービンに近い３次元非定常流れを捉えることに取り組んでいる。今回は，計測の難しさから報告例が少ない[5),(6)]動翼内部の流れ場全体を，レーザードップラ流速計（LDV）を用いて測定し，動・静翼干渉によって生じる非定常流れの挙動を把握した。

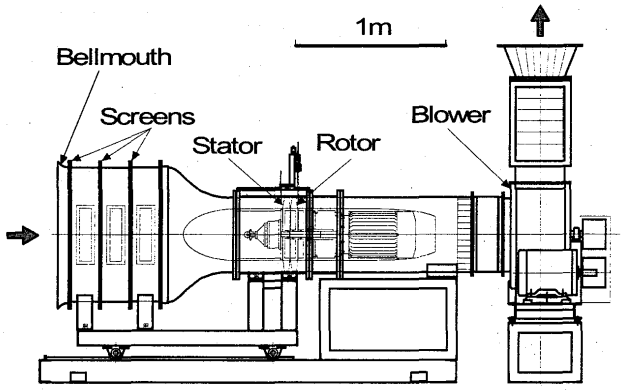


図１ 環状タービン翼列風洞

2. 実験装置と方法

2.1 風洞と翼形状

図１に実験に用いた環状タービン翼列風洞を示す。本風洞は大気吸い込み型で，測定部の最大軸流速度は30m/sである。測定部には１組の静翼・動翼から構成される単段タービンが設置されている。表１に単段タービンの仕様を示す。静翼入口および動翼出口での絶対流れ角 0deg（旋回なし），Midspan での反動度 0.4，流量係数 0.5，負荷係数 1.2 となるように設計した。静翼と動翼の軸方向距離は，

表１ 単段タービンの仕様

	STATOR			ROTOR		
	Hub	Midspan	Tip	Hub	Midspan	Tip
Blade Number, *N*	28			31		
Chord, *C*	66.1 mm	67.6 mm	69.1 mm	58.5 mm	58.5 mm	58.5 mm
Axial Chord, *Cax*	40.0 mm	42.5 mm	45.0 mm	48.0 mm	40.9 mm	32.3 mm
Blade Span, *H*	75.0 mm			74.0 mm		
Blade Pitch, *S*	39.3 mm	47.7 mm	56.1 mm	35.5 mm	43.1 mm	50.7 mm
Aspect Ratio, *H/C*	1.13	1.11	1.09	1.26	1.26	1.26
Pitch/Chord Ratio, *S/C*	0.59	0.71	0.81	0.59	0.71	0.81
Solidity, *C/S*	1.68	1.42	1.23	1.65	1.42	1.15
Inlet Flow Angle, α *in*	0.0 deg	0.0 deg	0.0 deg	51.7 deg	21.8 deg	-16.5 deg
Exit Flow Angle, α *out*	71.1 deg	67.4 deg	63.9 deg	58.7 deg	63.4 deg	63.9 deg
Stagger Angle, ξ	52.7 deg	51.0 deg	49.3 deg	33.4 deg	47.6 deg	49.3 deg
Inner Diameter, *D1*	350 mm			350 mm		
Outer Diameter, *D2*	500 mm			500 mm		
Hub/Tip Ratio, *D1 /D2*	0.7			0.7		
Tip Clearance	---			1.0 mm		

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

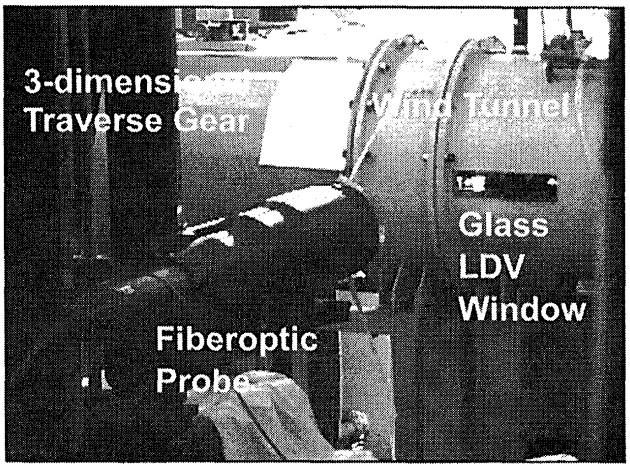


図 2　LDV 実験の様子

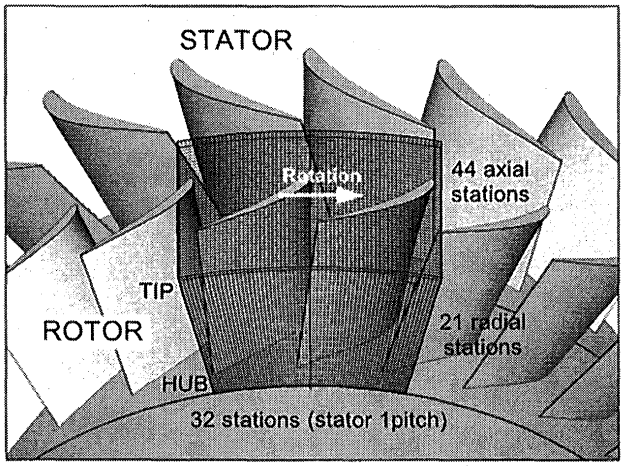


図 3　LDV 計測位置

24.2mm（Hub），27.6mm（Midspan），31.0mm（Tip）であり，Hub 側の間隔が短くなっている。

2.2　実験条件

実験時には，これまでに行ってきた静翼流れの実験[7]との対応を考慮して，静翼入口基準のレイノルズ数 $Re_{in,ST}$ を 2×10^4 に設定した。動翼の入口基準・出口基準のレイノルズ数は，それぞれ $Re_{in,RT}=1.70\times10^4$，$Re_{out,RT}=3.60\times10^4$ となる。このときの軸流速度は 4.46m/s であり，動翼入口の流れが設計状態（設計流入角）となるように，動翼の回転数を調整した（402rpm）。

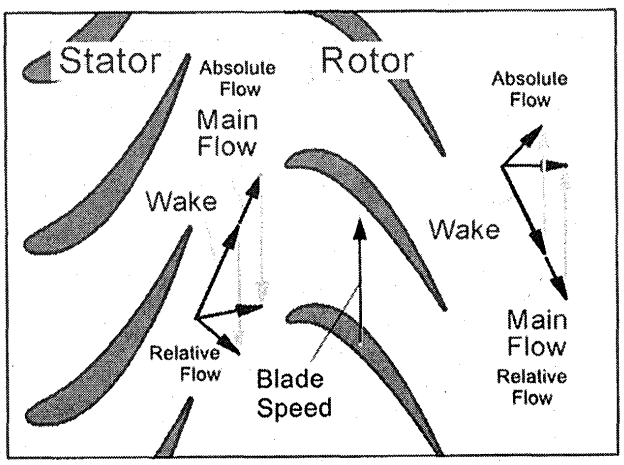


図 4　速度三角形（静止座標系と回転座標系）

2.3　実験方法

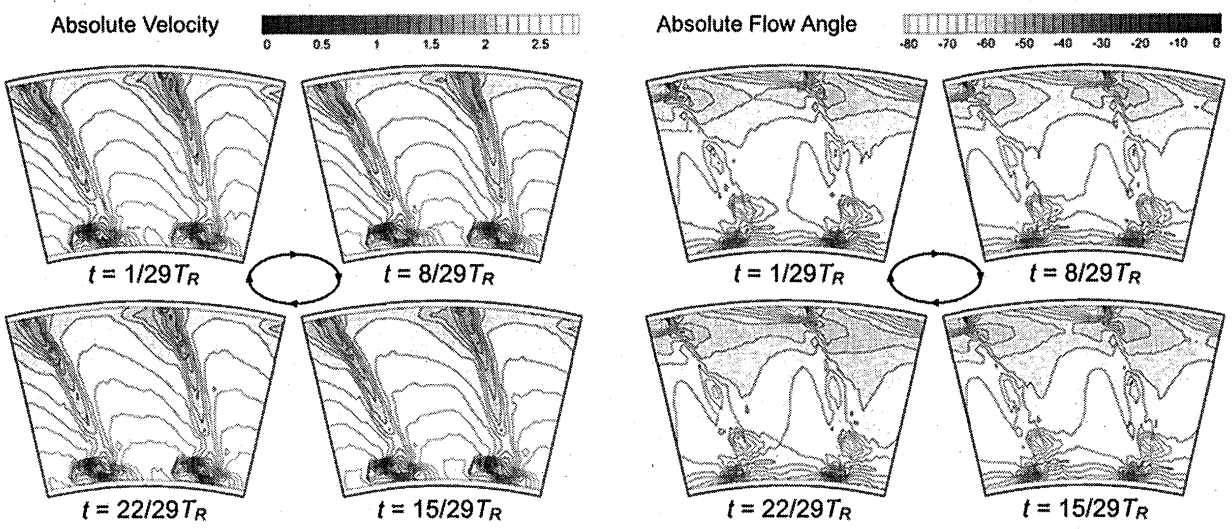
TSI 社製 2 次元 LDV のファイバープローブを 3 次元トラバース装置によって位置制御し，半径方向には Hub 壁面近くから Tip 壁面近くまで，軸方向には静翼出口（動翼上流）から動翼下流まで，動翼まわり全体の非定常流れを測定した[8]。実験の様子を図 2 に，測定位置を図 3 に示す。測定格子は，半径方向（翼高さ方向）21 点，軸方向 44 点（間隔 2mm），周方向 32 点（静翼 1 ピッチ分），計 29,568 点である。なお，周方向へのトラバースは静翼 1 ピッチ分のみで行ったが，以下の解析では流れをわかりやすくするために，静翼 2 ピッチ分（周方向 65 点，図 3）のデータを表示してある。各測定点において，10,000 組の LDV データと動翼位置データ（動翼エンコーダ信号は 1800 パルス／回転）を取り込んだ。動翼 1 ピッチを 29 分割し，それぞれの位置に対してデータを位相固定平均して，静止座標系（回転座標系）から速度，流れ角，乱れ度などを測定し，図 4 に示すように，動翼回転数から求めた周方向速度成分を加えて，回転座標系（相対座標系）での流れを解析した。

3.　実験結果と考察

3.1　静翼出口の非定常流れ（静止座標系と回転座標系）

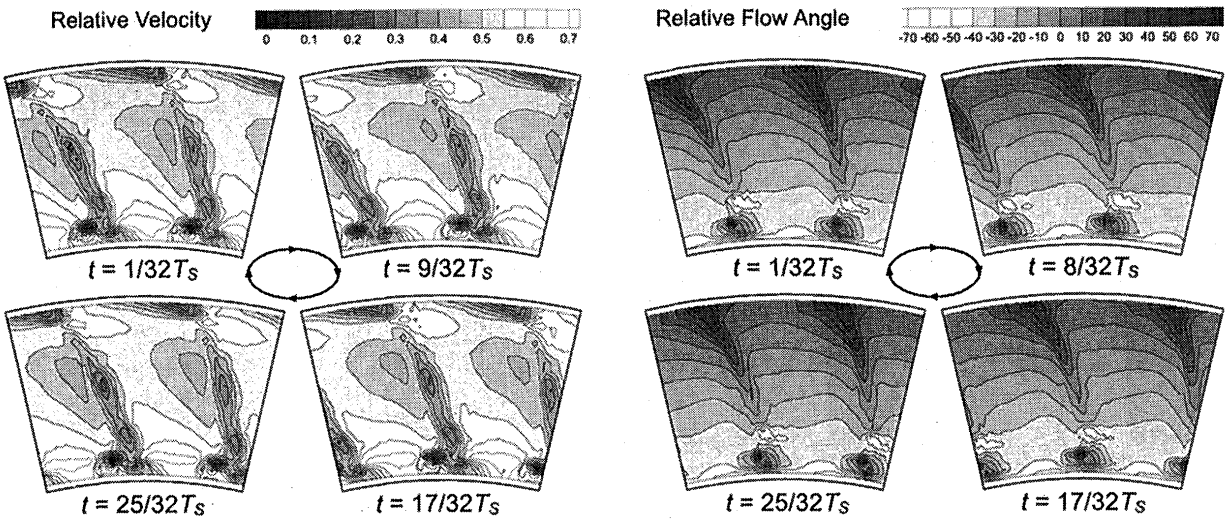
図 5 に，静止座標系から観察した静翼出口の流れ（動翼上流の流れ）を示す。絶対速度は，動翼最下流（断面 44，$Z/C_{ax,RT}=1.459$）での平均絶対速度で無次元化してある。静翼の後縁に沿って低速領域（ウェーク）が存在し，上下壁面の近傍には，翼負圧面側（ウェークの左側）に二次流れ（流路渦）による低速領域が観察される[7]。この断面では，動翼の影響による流れの周期変動は少ない。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

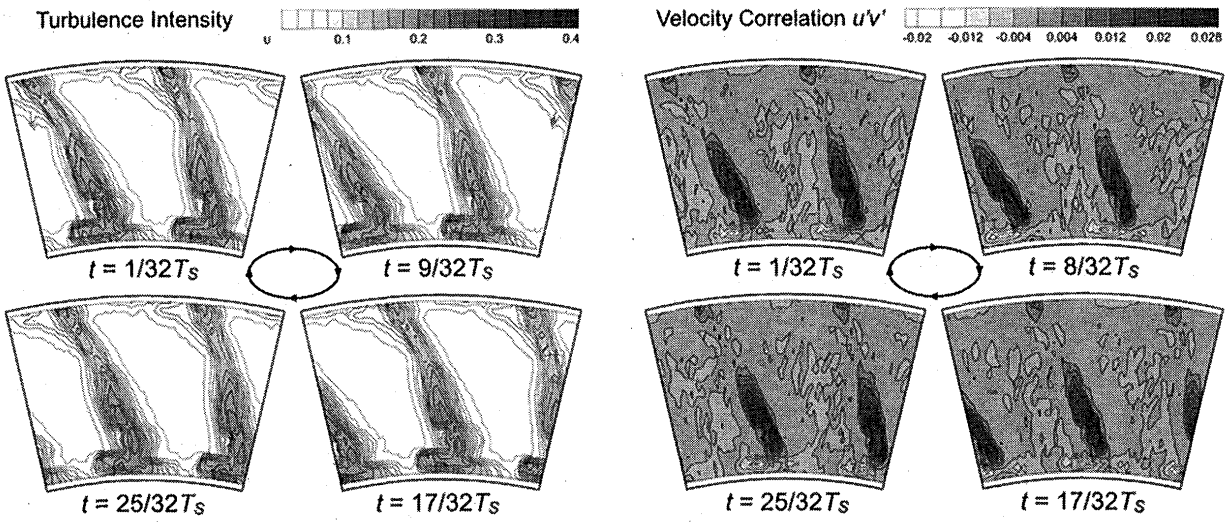


(a) 絶対速度　　(b) 絶対流れ角

図 5　静翼出口の非定常流れ（静止座標系，断面 1，$Z/C_{ax,ST}$ = 1.172，$Z/C_{ax,RT}$ = -0.497）



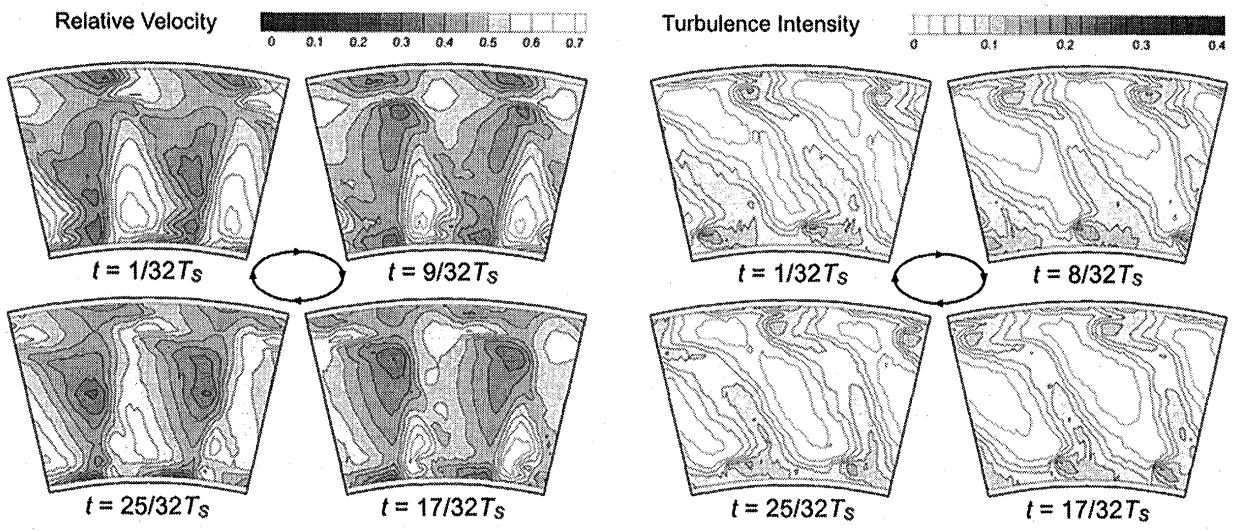
(a) 相対速度　　(b) 相対流れ角



(c) 相対乱れ度　　(d) 速度相関 $u'v'$

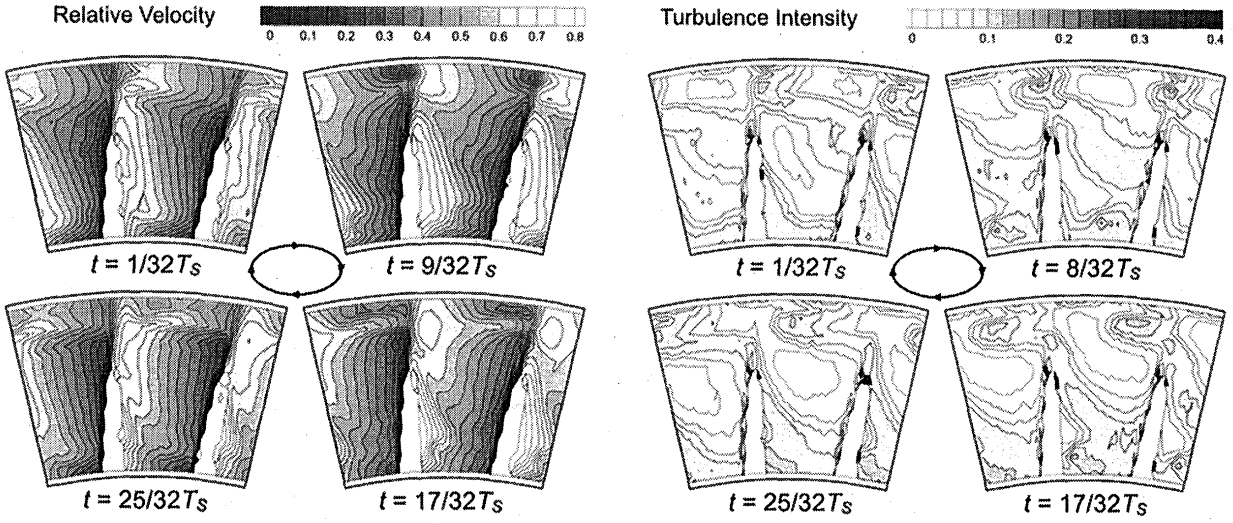
図 6　静翼出口の非定常流れ（回転座標系，断面 1，$Z/C_{ax,ST}$ = 1.172，$Z/C_{ax,RT}$ = -0.497）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



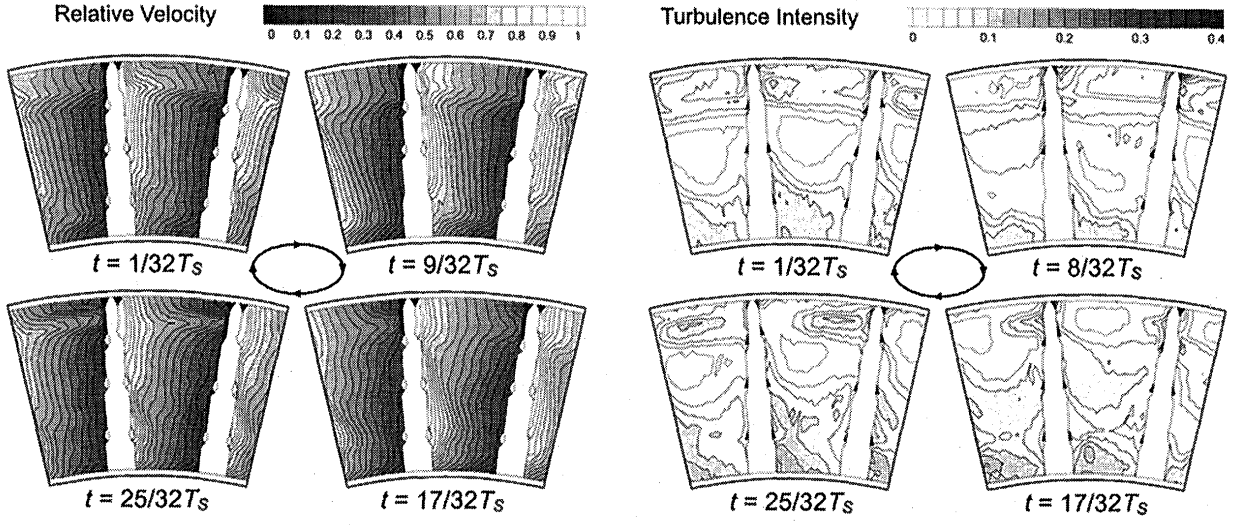
(a) 相対速度　　(b) 相対乱れ度

図 7　動翼入口の非定常流れ（回転座標系，断面 9，$Z/C_{ax,ST}$ = 1.548，$Z/C_{ax,RT}$ = -0.106）



(a) 相対速度　　(b) 相対乱れ度

図 8　動翼入口の非定常流れ（回転座標系，断面 12，$Z/C_{ax,RT}$ = 0.041）



(a) 相対速度　　(b) 相対乱れ度

図 9　動翼内部の非定常流れ（回転座標系，断面 15，$Z/C_{ax,RT}$ = 0.188）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

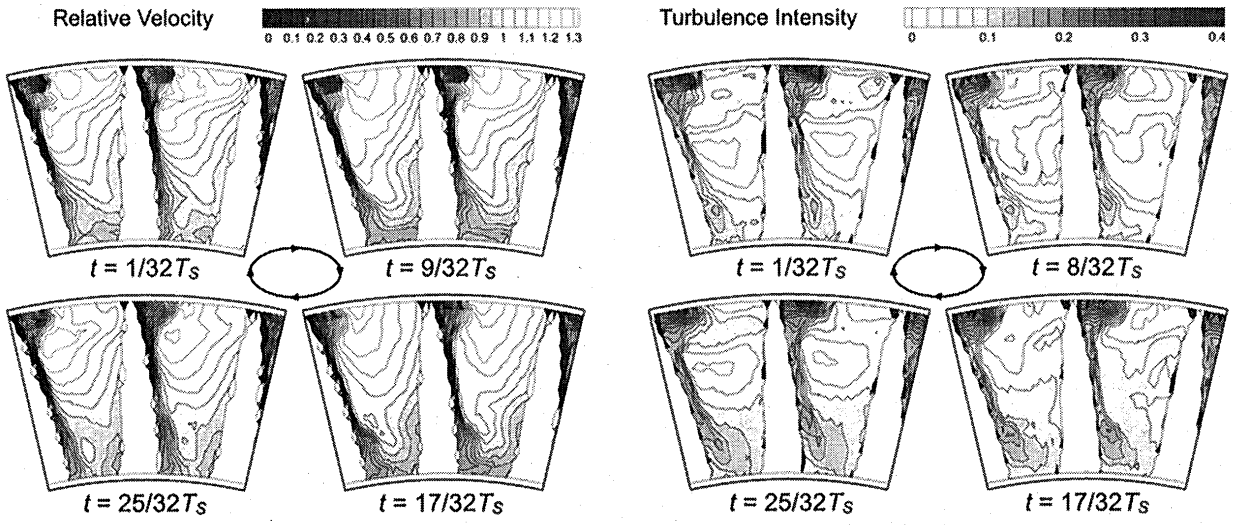
図 6 に回転座標系から観察した静翼出口の流れを示す。相対速度と乱れ度は，最下流の測定位置（断面 44）での平均相対速度で無次元化してある。静止系における主流とウェークの絶対速度の差が，回転系では大きな相対流れ角の差として現れて，動翼入口流れの周期変動の原因となる（図 4 参照）。静翼のウェークと二次渦の領域で，乱れ度と速度相関（レイノルズ応力）が大きくなっている。

3.2 動翼入口の非定常流れ（回転座標系）

図 7～図 9 に，動翼入口付近の非定常流れを示す。動翼入口に近づくと，静翼のウェークおよび二次流れの形が歪み始める（図 7）。これは，動翼の負圧面側と正圧面側で速度が違うこと（周方向）と，翼スパン位置によって静翼出口および動翼入口の速度・角度が違うこと（半径方向）という 2 つの影響が原因である。Tip 壁面近くの二次流れは，流路渦の回転運動により速度と流れ角の変化が大きいため，乱れ度分布の歪みが特に大きい。静翼ウェークと二次流れが動翼前縁近くで急激に変形する様子が，図 8 と図 9 の乱れ度分布に示されている。図 8，図 9 の速度分布では，ウェークと主流の境界部分に沿って，翼スパン方向（半径方向）にも大きな速度勾配が生じている。

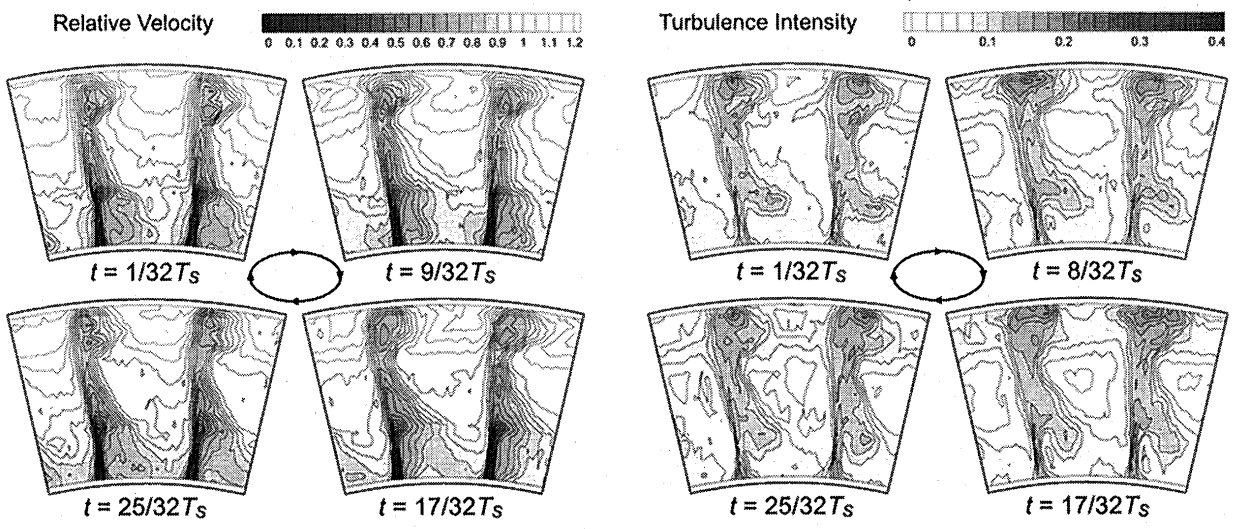
3.3 動翼出口の非定常流れ（回転座標系）

図 10 と図 11 に，動翼出口付近の非定常流れを示す。静翼のウェークと二次流れは，動翼内部を



(a) 相対速度　　(b) 相対乱れ度

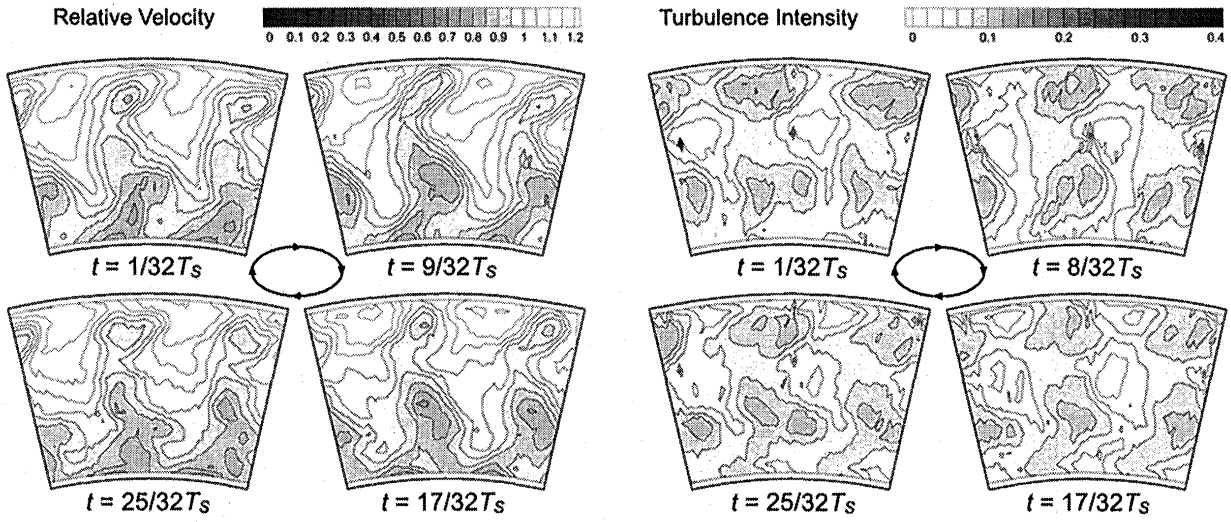
図 10 動翼内部の非定常流れ（回転座標系，断面 29，$Z/C_{ax,RT}$ = 0.872）



(a) 相対速度　　(b) 相対乱れ度

図 11 動翼出口の非定常流れ（回転座標系，断面 35，$Z/C_{ax,RT}$ = 1.166）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) 相対速度　　(b) 相対乱れ度

図 12　動翼下流の非定常流れ（回転座標系，断面 44，$Z/C_{ax,RT}$ = 1.459）

通過することによって，複雑な 3 次元形状に変形する。動翼後半部（図 10）では，Tip 側で漏れ流れが，Hub 側で流路渦が発生し，静翼ウェークと干渉して周期的な変動を起こしている。また，低レイノルズ数の影響で，動翼負圧面の流れが剥離している。動翼出口直後（図 11）では，動翼の漏れ流れ，流路渦，ウェークが，静翼の流れと干渉し合っている。図 12 に，動翼下流の非定常流れを示す。動翼の翼軸方向弦長に対して 50%近く下流の位置でも，動・静翼干渉の影響は残っている。動翼直後（図 11）と比較すると，動翼のウェークと二次流れは Tip 側に移動している。

4. まとめ

低レイノルズ数域において，環状タービン動翼まわり全体の非定常流れを，レーザードップラ流速計によって測定した。静止座標系と回転座標系の両方でデータを解析し，静翼のウェークと二次流れが動翼内部の流れに与える影響を詳細に把握した。

① 静翼のウェークと二次流れは，動翼入口近傍で急激に変形する。

② 動翼後半では，動翼内部で生じた二次流れ（漏れ流れ，流路渦）と静翼の流れが干渉して，複雑な周期変動が発生する。

参考文献

(1) Sieverding, C.H., Hove, W.V., and Boletis, E., 1983, "Experimental Study of the Three-Dimensional Flow Field in an Annular Turbine Nozzle Guidevane," ASME Paper No.83-GT-120.

(2) Sharma, O.P., Butler, T.L., Joslyn, H.D., and Dring, R.P., 1988, "Three-Dimensional Unsteady Flow in an Axial Flow Turbine," *Journal of Propulsion*, Vol.1, No.1, January, pp-29-38.

(3) Stadtmuller, P.S., Fottner, L., and Fiala, A., 2000, "Experimental and Numerical Investigation of Wake-Induced Transition on a Highly Loaded LP Turbine at Low Reynolds Numbers," ASME Paper No.2000-GT-269.

(4) Treuren, K.W., et al., 2001, "Measurements in a Turbine Cascade Flow Under Ultra Low Reynolds Number Conditions," ASME Paper No.2001-GT-164.

(5) Binder, M.A., et al., 1985, "An Experimental Investigation Into the Effect of Wakes on the Unsteady Turbine Rotor Flow," ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol.107, pp.458-466.

(6) Zaccaria, M.A., and Lakshminarayana, B., 1997, "Unsteady Flow Field Due to Nozzle Wake Interaction With the Rotor in an Axial Flow Turbine" , ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol.119, pp.201-224.

(7) Matsunuma, T., Abe, H., and Tsutsui, Y., 1999, "Influence of Turbulence Intensity on Annular Turbine Stator Aerodynamics at Low Reynolds Numbers," ASME Paper No.99-GT-151.

(8) Matsunuma, T., Abe, H., and Tsutsui, Y., 2001, "LDV Measurements of Unsteady Flow within a Turbine Rotor at Low Reynolds Numbers," Proceedings of International Conference on Power Engineering - 2001 (ICOPE-2001), Volume I, pp.890-897.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

第４世代単結晶超合金の高温特性

*小泉　裕，小林敏治，横川忠晴，原田広史（物質・材料研究機構）
青木祥宏，荒井幹也，正木彰樹，筑後一義（石川島播磨重工業）

１．緒言

Ni 基超合金は、高温強度、 延性、 耐酸化性、 耐食性、 製造性など総合特性に最も優れた耐熱材料であり、現状では Ni 基超合金なくしてジェットエンジンやガスタービンはあり得ない。近年、地球温暖化防止のための CO_2 削減を達成する有力な手段の一つとして、コンバインドサイクル発電、コジェネレーション、ジェットエンジンなど各種ガスタービンのいっそうの効率向上と普及に大きな期待が寄せられており、このために必要なより耐用温度の高い Ni 基超合金の開発が世界各国で活発に行われている[1]。

Ni 基超合金は鍛造合金から普通鋳造合金、 一方向凝固合金、 単結晶合金へと開発が進んできた。単結晶合金も初期の第１世代から、レニウム（Re）を 3wt%程度含む第２世代、Re を 5～6wt%含む第３世代合金へと開発が進み、現在、 第３世代合金 CMSX-10、Rene'N6、TMS-75 などが航空機エンジンあるいは発電用ガスタービンの動翼として商用あるいは試験的に用いられている。これら第３世代合金は Re の添加量を増加させることで特に中・低温域で高強度が得られているが、高温長時間での強度は必ずしも高くない。なかでも CMSX10 と Rene'N6 はミクロ組織の安定性に問題点を有している。例えば CMSX-10 の場合 1050℃で約 1000 時間使用すると、有害相とその析出に伴う組織変化の領域が 20%にも達するという報告もあり[2]、改良が求められている。このような観点から、最近では貴金属を添加した合金開発が真剣に行われている。

著者らは、新世紀耐熱材料プロジェクトにおいて第４世代単結晶超合金の開発を進めており、白金属元素添加が組織安定性向上に有効であることを報告した[3]。本稿では、白金族元素のひとつである Ru を添加してミクロ組織安定性を向上させつつ強化元素を増加させることにより、高温強度特性の優れた第４世代 Ni 基単結晶超合金を開発した結果について報告する。

２．実験方法

物質・材料研究機構で開発した合金設計プログラムとクラスター変分法計算プログラムを用いて設計した第３世代 Ni 基単結晶超合金 TMS-75[4,5]をベース合金として用いた。この TMS-75 に Ru を添加した合金、Mo を添加した合金、および Ru と Mo を複合添加した合金の合計４合金を用いた。なお、後２者については高温強度向上に有利なように Co を 6%に半減させている。実験に用いた合金の組成を表１にまとめて示す。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表１　合金の公称組成(wt%)と合金設計による予測値

	Co	Cr	Mo	W	Al	Ta	Hf	Re	Ru	δ (%)*	τ (h)**
TMS-75	12	3	2	6	6	6	0.1	5	0	0.10	100
+Ru	12	3	2	6	6	6	0.1	5	1.6	-	-
+Mo	6	3	3	6	6	6	0.1	5	0	-0.03	292
+Mo,Ru	6	3	3	6	6	6	0.1	5	2	-	-

*δ：格子定数ミスフィット（室温），$\delta=(a\gamma' - a\gamma)/a\gamma \times 100$

**τ：クリープ破断寿命（1100℃、137MPa）

TMS-75 と TMS-75＋Mo の溶製は予め目的の組成に調整されたメルティングストックを用いた。また、 TMS-75＋Ru、および TMS-75＋Mo,Ru の溶製は上記メルティングストックに Ru を添加して得た。単結晶試料は一方向凝固炉でφ10×130mm の丸棒を１合金につき１モールド 10 本溶製して得た。これらの供試材について完全溶体化熱処理条件を求めるために 1280℃から 20℃刻みに 1360℃まで、それぞれ２時間加熱後、空冷処理を行い、組織観察で完全溶体化する条件を求めた。その結果を参考に、TMS-75,TMS-75＋Mo,TMS-75＋Ru の溶体化処理条件は 1300℃,1h→1320℃,5h 空冷とした。また、TMS-75＋Mo,Ru は 1300℃,1h→1340℃,5h 空冷の条件で行った。溶体化処理後すべての合金について 1150℃,4h 空冷＋870℃,20h 空冷の２段時効処理を行った。

クリープ試験は M8 ねじで平行部φ4×20mm ツバ付き形状の試験片を用いた。1000℃までのクリープ試験では金属製治具（いわゆる伸び計）を用いて通常行われている方法により変形量を求めたが、1000℃を越えると金属製治具も変形して正確な測定ができないことから、 試験機メーカーとの共同開発の CCD カメラを用いた非接触タイプの変形量測定装置を用いて実験を行った。クリープ試験は 900℃/392MPa、 1000℃/245MPa、 1100℃/137MPa、 1150℃/98MPa の条件で行った。

組織観察は、溶体化処理条件を求めるための予備熱処理材とクリープ試験前および破断後についてそれぞれ SEM 観察を行った。また、長時間の組織安定性という観点から、1100℃、1000h 加熱後の組織を SEM 観察した。

３．結果と考察

3-１　熱処理後組織

図１に代表的な熱処理後の組織を示す。各合金とも予備的な熱処理と組織観察を行い、γ／γ’ 共晶組織が完全に消失しかつ部分溶融を起こさない温度範囲（溶体化熱処理ウィンドウ）を明らかにしたのち溶体化処理温度を決定した。いずれの合金もウィンドウは 40℃以上と広く、したがって溶体化処理時間は５時間と短く、２段の単純な熱処理で完全溶体化処理が施され、約 0.3μm 程度の立方体状γ’ 相が均一に析出した良好な合金組織が得られた。TMS-75 および TMS-75＋Mo,Ru 他の合金も熱処理後組織は図に示すような組織であった。また、各合金とも熱処理後の組織には TCP 相は確認されていない。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

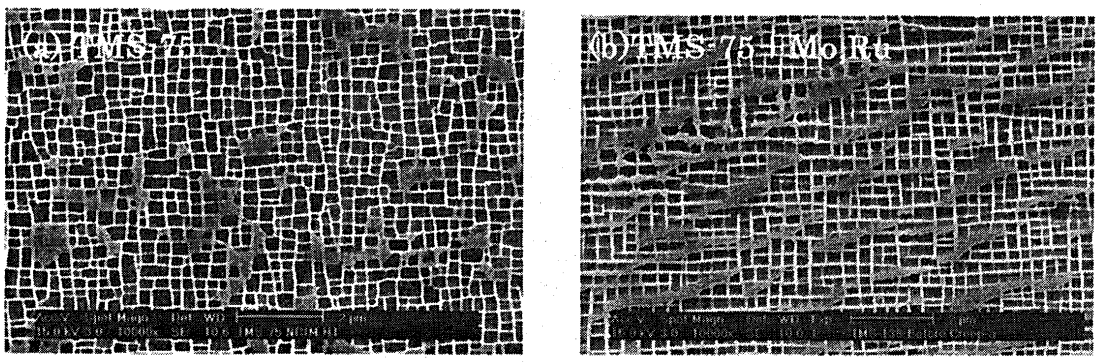


図１　熱処理後組織

3-2 クリープ試験結果

900℃、392MPa におけるクリープ試験結果は図２に示すとおり、TMS-75＋Mo と TMS-75＋Ru はベース合金 TMS-75 に比べクリープ強度が低下した。また、Mo と Ru を複合添加した TMS-75＋Mo,Ru は TMS-75 と同程度のクリープ強度であった。

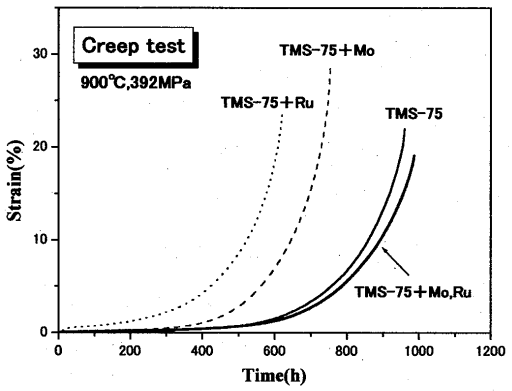


図２　900℃,392MPa のクリープ試験結果

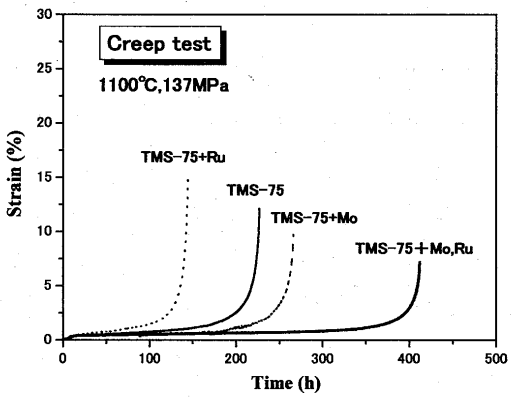


図３　1100℃,137MPa のクリープ試験結果

図３に 1100℃、137MPa におけるクリープ試験結果を示す。TMS-75＋Mo は TMS-75 に比べクリープ強度がやや改善されて Mo の高温側での強度への効果が確認された。しかし、TMS-75＋Ru のクリープ強度は低下しており、900℃の結果もあわせて考えると、白金族元素 Ru はクリープ強度に対して直接的に有効な元素ではないことがわかった。TMS-75＋Mo,Ru は TMS-75 に比べ、約２倍のクリープ寿命となり大幅にクリープ強度が改善された。

3-3 クリープ試験後組織

図４に 900℃、392MPa でのクリープ試験後組織を示す。図に対して左右方向が応力方向であり、組織観察は各合金とも破面から 6mm の場所での縦断面組織である。各合金の試験後組織は応力に対して垂直に、写真では白色に見えるγ’相が連結したラフト組織を形成している。TMS-75＋Mo と TMS-75＋Mo,Ru には、第３期クリープ（加速クリープ）によりラフトが変形した様子が見られる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

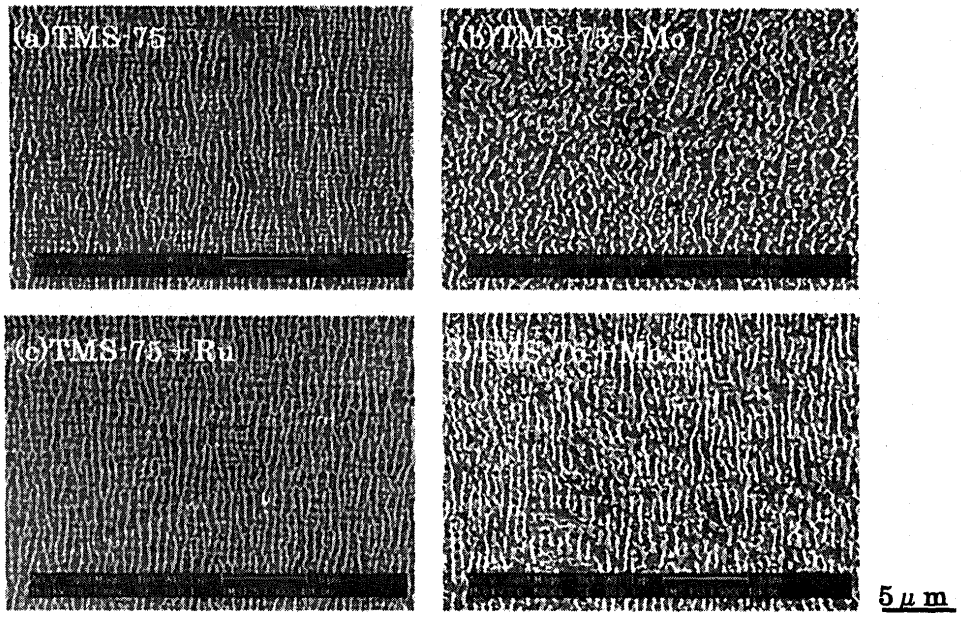


図４　900℃,392MPa でのクリープ破断後組織　(応力軸←→)

図５に 1100℃、137MPa でのクリープ試験後組織を示す。いずれの合金も 900℃、392MPa での試験後組織と比較してγ’相は粗大化している。また程度の差はあるがいずれもラフトが乱れ始めている様子が観察されている。この中で唯一 TMS-75＋Mo は板状の TCP 相が多く析出している。合金設計では TMS-75 の３倍の寿命と計算されていたが、これら TCP 相によりクリープ強度が計算値より短い結果となったものと考えられる。また、TMS-75＋Ru は、TCP 相の析出は全く見られず、TMS-75＋Mo,Ru においても TCP 相はごく少量であった。これらのことから組織安定性という点で Ru が有効に機能していることが確認された。

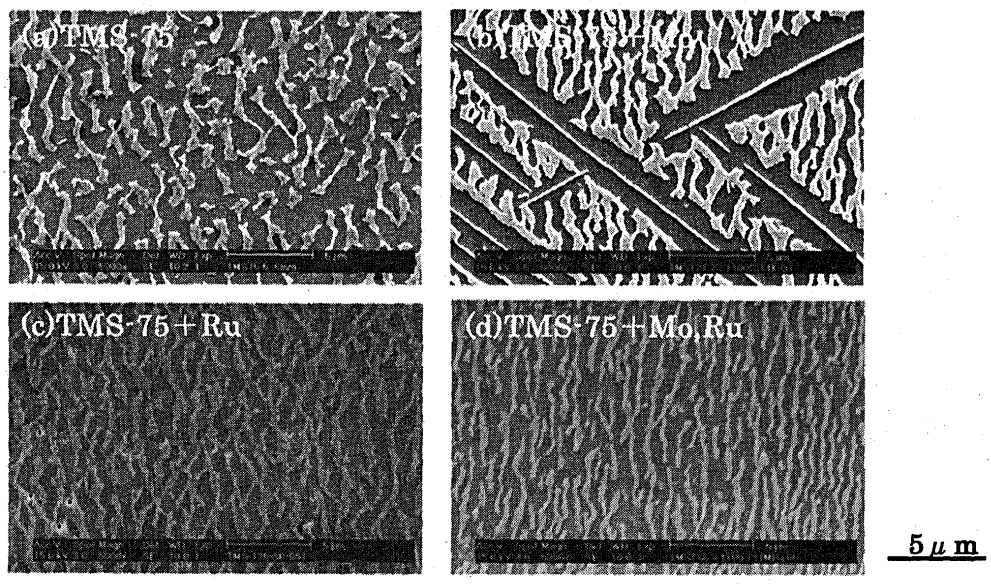


図５　1100℃,137MPa でのクリープ試験後組織（応力軸←→)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3-4 長時間加熱後組織

大気中で 1100℃,1000 時間の単純加熱した組織を図 6 に示す。これら加熱試料は応力を受けずに加熱されたものでγ／γ’相は粗大化して準整合組織となっている。TMS-75＋Mo では 1100℃,137MPa のクリープ試験後組織でも観察されたＴＣＰ相が、この長時間加熱後組織でも多量に観察された。なお、TMS-75＋Ru と TMS-75＋Mo,Ru では小さな穴が多数観察されているが、これらは組織観察のためのエッチングがされにくく時間を要したためのエッチピットである。これは白金族添加を行ったとき特有の現象である。

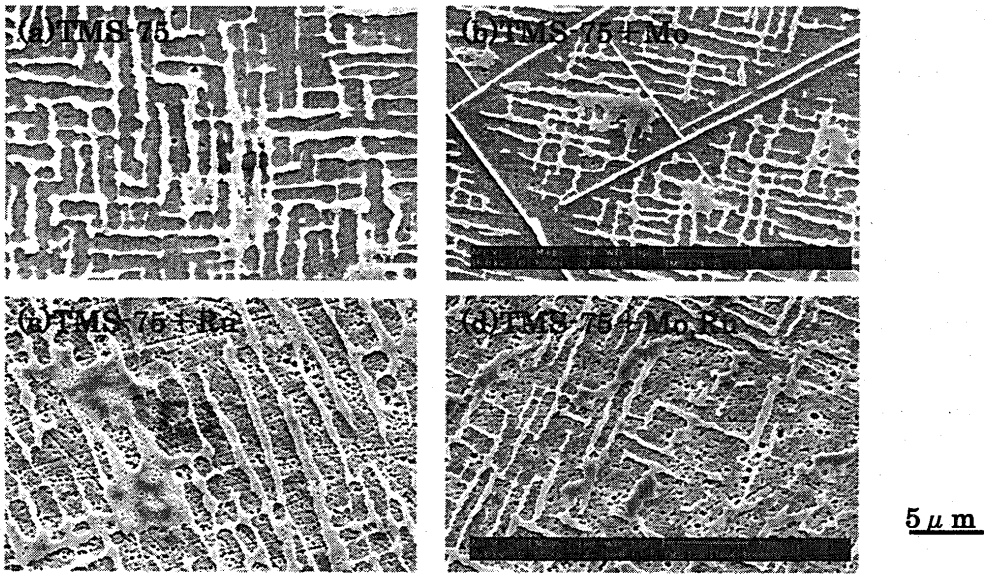


図６　1100℃,1000h 加熱後組織

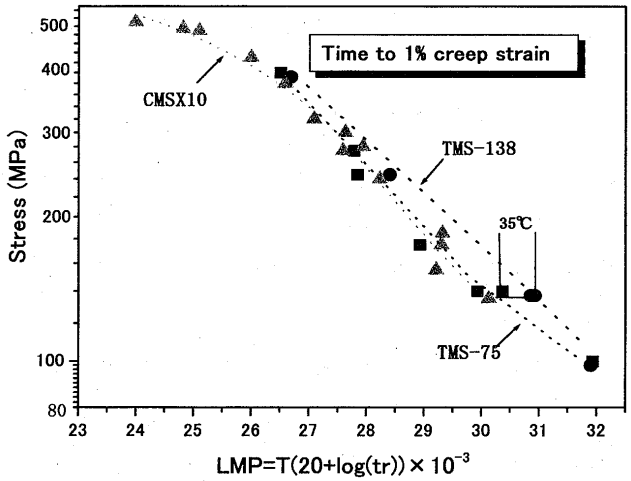


図７　1%クリープ寿命で整理したラーソンミラパラメータ線

3-5 第３世代合金との高温特性比較

図 7 はクリープ寿命をラーソンミラーパラメータで整理したものである。ガスタービン

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

設計で重要な１％クリープ強度で第３世代単結晶超合金 TMS-75、CMSX10 および今回開発した TMS-75＋Mo,Ru(TMS-138)を比較した。開発合金は低温高応力側から高温低応力までの幅広い応力域で優れたクリープ強度が得られており、応力 137MPa, １％クリープ時間 1000h の条件での比較で、第３世代合金に比べ約 35℃のクリープ耐用温度の向上が見られた。１％クリープ時間でこのように大きなメリットが得られた理由は、Mo の増量により格子定数ミスフィットを大きな負の値に設計したことでラフト化が促進されるとともにγ／γ’整合界面の転位網が微細になり、転位の動きを妨げることによって、いわゆる第２期クリープ（定常クリープ）領域が低速で長時間持続するためと考えている。

４．まとめ

第３世代単結晶超合金の問題点である高温側の強度向上を目的として、Ru を含む第４世代単結晶超合金の開発を行い以下の結果を得た。

1) 第３世代単結晶超合金 TMS-75 をベースに合金組成を調整した結果、1100℃,137MPa のクリープ破断寿命が第３世代単結晶超合金の約２倍の高強度合金を開発し、第４世代単結晶超合金 TMS-138 と命名した。
2) TMS-138 は、137MPa／1000h での１％クリープ温度にて、第３世代単結晶超合金より 35℃高い耐用温度を有することがわかった。
3) Ru は組織安定化元素として有効であるが、直接的に単結晶超合金の強化には作用しないことが判明した。
4) Mo は本来強化に有効な元素であるが、固溶せずに TCP 相を生成すると効果を失う。
5) Ru と Mo を複合添加すると、Ru により組織安定性が向上して Mo が TCP を生成せず本来の強化に働き上記のような優れたクリープ特性を発揮する。

参考文献

1) 原田広史, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28,No.4(2000)p14-20.
2) G.L.Erickson, Proc. of 8th International Symposium on Superalloys,(1996),p35-44.
3) Y.Koizumi. T.Kobayashi, T.Yokokawa, and H.Harada, Proc. of the “High Temperature Materials 2001” May.31-June.2,2001,Tsukuba Science City,Japan,p30-31, submitted to Mat. Sci. Eng.A.
4) T.Kobayashi,Y.Koizumi,S.Nakazawa,T.Yamagata and H.Harada,Proc. of the 4th InternationalCharlesParsonsTurbineConference,4-6Nov.1997,Newcastle,U.K.,p766-773.
5) Y.Koizumi. T.Kobayashi, T.Yokokawa, T.Kimura, M.Osawa, and H.Harada, Proc.of the “Materiais for Advanced Power Enginnerring 1998”, Ed. J.Lecomte-Beckers et.al,(1998),p1089-1097.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

遮熱コーティングの高温酸化特性と酸化メカニズムに関する研究

荒井正行（電力中央研究所）,*佐藤仁（東工大院）
岩田宇一，佐久間俊雄（電力中央研究所）
岸本喜久雄 (東工大)

1．緒言

熱効率向上のために発電用ガスタービンの入口温度の高温化が指向されるなかで，遮熱コーティング技術の果たす役割が増大している[1]．遮熱コーティング層には，高温ガス雰囲気から基材を保護することを目的として，低熱伝導率であるセラミックスが用いられ，燃焼器やトランジッションピースなどの静止部品に施されている．最近では，はく離損傷に関する事例[2,3]も報告されるようになり，遮熱コーティング層の損傷管理が重要になるものと考えられる．

著者のひとり[4]は，1173K 一定の温度下で熱時効試験するとともに，熱時効による損傷試験片のはく離強度を調べ，熱時効損傷としてのトップコーティング-ボンドコーティング界面の酸化層 (Thermally Growth Oxidation. 以下，TGO と呼ぶ．) 厚さとはく離強度との間で一対一の対応のあることを見出している．もし，供用中にわたって TGO 厚さの変化を管理することができれば，実機におけるはく離損傷を未然に防止することができるものと期待される．

そこで本研究では，実機燃焼器を念頭において，トップコーティング層を 8wt%Y_2O_3−ZrO_2，ボンドコーティング層を CoNiCrAlY，基材を Co 基超合金 HA-188 とした 2 層コーティング材を対象に，3 種類の温度条件下で最長 1000 時間までの熱時効試験を行い，トップコーティング-ボンドコーティング層界面に生成される TGO 成長挙動を系統的に調べる．また，観察・分析結果に基づいた TGO 生成メカニズムについて検討するとともに，メカニズムに立脚して TGO 成長過程をシミュレーションすることを試みる．

2．試験方法

2.1　供試材及び試験片　本研究で用いた供試材には，基材に燃焼器などに用いられている Co 基超合金 (HA188), トップコーティング層に 8%Y_2O_3-ZrO_2，ボンドコーティング層に CoNiCrAlY を用いた．熱時効試験に用いた試験片形状は，基材の直径が 8mm の中実丸棒であり，その表面に大気プラズマ溶射により厚さ 0.1mm のボンドコーティング，その上にトップコーティングを施工した．なお，トップコーティング層厚さは 0.3mm と 1.0mm の 2 種類を用意し，コーティング厚さが熱時効損傷に及ぼす影響を検討した．

2.2　試験装置および試験条件　電気炉内に置いた試験片を 3K/min の昇温速度のもとで設定温度まで徐々に加熱させた．セラミックのさや管内に挿入した熱電対を試験片のそばに置き，この熱電対によって炉内の温度制御を行った．設定した時効温度を 1173K，1073K，973K とし，時効時間を最短 100h から最長 1000h とした．試験途中で電気炉内を除冷して試験片を取り出し，TGO の生成状態を観察するために試験片を切断・研磨し，観察・分析に供した．観察・分析には走査型電子顕微鏡 (SEM) および X 線エネルギ分散分析装置 (EDX) を使用した．

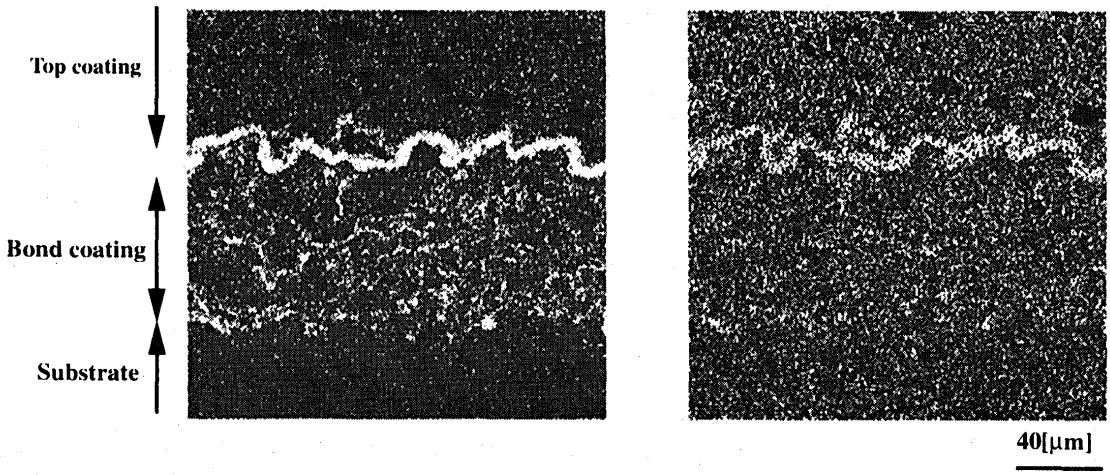
3．試験結果および考察

3.1　観察・分析結果　SEM による断面組織の観察結果によれば，すべての時効試験片において有意な損傷，例えばき裂やはく離は観察されなかった．このため，ここでは SEM による観察結果を省略する．

図 1(a) に 1173K，1000h の熱時効条件下における試験片切断面の EDX による化学分析結果を示す．同図において，うすい領域でアルミニウム元素の濃度が高い状態を示している．この結果から，トップコーティングとボンドコーティングの間でうねりをもちながら帯状の層が析出していることがわかる．図 1(b) には図 1(a) と同じ場所の酸素元素の分析結果を示している．この結果においても，アルミニウム元素が

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) アルミニウム　　(b) 酸素

図 1　熱時効試験後 (1173K，1000h) の界面近傍の化学分析結果

帯状に検出された領域とほぼ同じところに高い酸素濃度の状態が存在していることがわかる．定量分析の結果，このうねりをもった帯状の層は Al_2O_3 であることがわかった．Brindley ら [5] は，トップコーティングが 7%Y_2O_3-ZrO_2, ボンドコーティングが NiCrAlY のコーティング材を用いて熱時効試験を行っており，α-Al_2O_3 がトップコーティングとボンドコーティングの界面に析出していることを明らかにしている．ボンドコーティングの成分は本研究のものにほぼ近いことから，ここで供したコーティング材においても α-Al_2O_3 という硬い TGO が析出しているものと考えられる．また，100h という短時間条件における TGO 厚さは 1000h に比べて薄かったことから，熱時効時間とともに TGO 厚さが増加していったことがこれらの観察結果からわかった．

3.2　TGO の成長挙動　図 2 に TGO 厚さと熱時効時間との関係を示す．ここで，TGO 厚さはトップコーティング-ボンドコーティング界面とおもわれる面に垂直方向に仮想線を引き，帯状の層との交点間距離として定義した．なお，1 つの分析結果につき 10 本の仮想線を引き，それらの平均値を求めた．図より，973K を除いて時効時間とともに TGO 厚さは単調に増加することがわかる．そして，同一温度に対する TGO 厚さの時間変化はコーティング層厚さによらないようである．なお，1073K の熱時効条件においては試験片の加熱開始から 100h の間，TGO の析出が見られない潜伏期間が存在し，さらに 973K においては TGO の析出が 1000h の間認められなかった．

3.3　TGO 成長メカニズム　以上の観察・分析結果から TGO 析出・成長メカニズムとしてつぎのようなことが考えられる．試験結果によればトップコーティング層厚さの影響を TGO 成長過程が受けていないことから，緻密なセラミックス材においてよく知られている酸素イオンのマトリックス中の拡散移動 [6] ではなく (拡散現象によって酸素が移動していたとしても, 酸素拡散係数は浸透係数に比べて極めて低いために, 主として浸透現象によって酸素の移動が律速されて)，トップコーティング層中に含まれる開気孔を通じて酸素がトップコーティング中を浸透し，ボンドコーティングとの界面に絶え間なく酸素が供給された．そして, ボンドコーティング層に含まれるアルミニウム元素と界面での酸素とが結合したことによりうねりをもつ界面上で TGO が析出した．その後，Al^{+3} イオンの外向拡散というよりも酸素の内向拡散によって, あるいは必ずしも TGO 組織が緻密でないので, 粒間を通り抜けるようにして酸素が内部に拡散ないし浸透し,Al_2O_3 の結合濃度に達したところから順次 TGO が成長していったものと推測される．

4．TGO 成長シミュレーション

4．1　解析方法　本研究では，トップコーティング-ボンドコーティング界面に生成する TGO の成長過程についてシミュレーションすることを試みる．

図 3 に示すように，1 次元問題として TGO 成長シミュレーションを行うこととした．トップコーティン

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

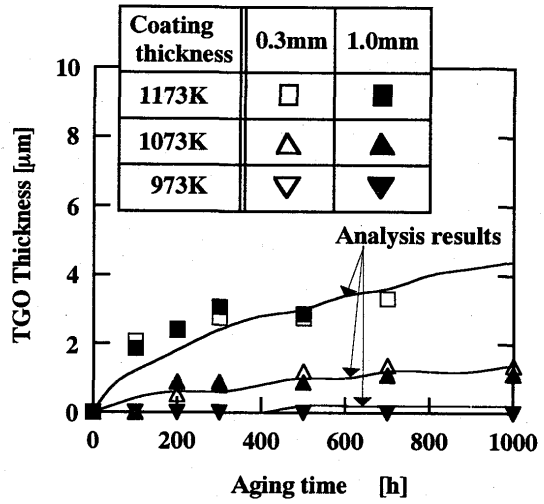


図 2　TGO 厚さと熱時効時間の関係

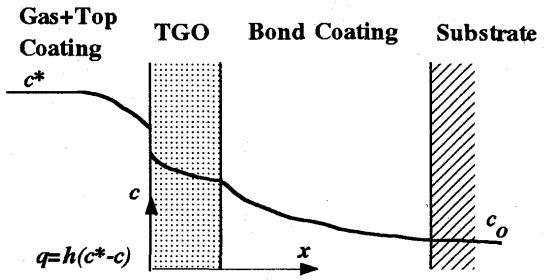


図 3　TGO 成長モデル

グ中での酸素浸透過程は考慮せず，大気中での酸素平衡濃度とボンドコーティング表面に吸着した酸素濃度との差に比例して酸素がボンドコーティング表面から流入するものと仮定した．

ボンドコーティング層中の酸素濃度の時間変化は，フィックの第 2 法則 [7] によってつぎのように表わされるものとする．

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(D(c)\frac{\partial c}{\partial x}\right)-\frac{\partial c}{\partial t}=0 \tag{1}$$

ここで，$D(c)$ は酸素濃度 c によって変化する酸素拡散係数である．

式 (1) の両辺に重み関数 ϕ を乗じ，領域 Γ で積分すると，

$$\int_{\Gamma}\phi\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(D(c)\frac{\partial c}{\partial x}\right)-\frac{\partial c}{\partial t}\right]dx=0 \tag{2}$$

．そして，領域 Γ を部分領域 $\Gamma_i(x_1^i \le x \le x_2^i)$ に分割し，部分積分を施すと，

$$\left[\phi D\frac{\partial c}{\partial x}\right]_{x_1^i}^{x_2^i}-\int_{x_1^i}^{x_2^i}D\frac{\partial\phi}{\partial x}\frac{\partial c}{\partial x}dx-\int_{x_1^i}^{x_2^i}\phi\frac{\partial c}{\partial t}dx=0 \tag{3}$$

．つぎに，本研究では酸素濃度 c の変化をつぎのような一次関数とみなす．

$$c=\phi_1^i c_1^i+\phi_2^i c_2^i \tag{4}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ここで，

$$\phi_1^i = \frac{x_2^i - x}{x_2^i - x_1^i}, \phi_2^i = \frac{x - x_1^i}{x_2^i - x_1^i} \tag{5}$$

で表わされる．

式 (2) の重み関数を ϕ=ϕ_1^i および ϕ=ϕ_2^i とおくと，部分領域 i に対するつぎのマトリックス方程式を得る．

$$[K_i]\{c\} + [D_i]\frac{\partial}{\partial t}\{c\} = [F_i]\{q(t)\} \tag{6}$$

本研究では，この方程式を Crank-Nicolson 差分法に基づいて時間変化に対して酸素濃度の変化を逐次解くことによって求めた．すなわち，

$$\left(\frac{1}{2}[K] + \frac{1}{\Delta t}[D]\right)\{c(t+\Delta t)\} = \left(-\frac{1}{2}[K] + \frac{1}{\Delta t}[D]\right)\{c(t)\} + [F]\{q\} \tag{7}$$

さて，ボンドコーティング層では酸素とアルミニウムとの結合によって生成した TGO が共存するため，酸素濃度変化を考慮して拡散係数をつぎのように定義した．

$$D(c) = (1-f)\tilde{D} + f\tilde{\tilde{D}} \tag{8}$$

ここで，f=c/c_0 は酸素濃度比であり，f=1 になったら TGO が生成するものとみなす．また，$\tilde{D}$ はボンドコーティング中の酸素拡散係数，$\tilde{\tilde{D}}$ は TGO 中の酸素拡散係数をそれぞれ表わす．なお，本研究では拡散係数が温度変化に対してつぎのような式に従うものとした．

$$D = D_0 exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) \tag{9}$$

ここで，D_0 は頻度係数，R はガス定数，T は温度である．

つぎに初期条件を c=0[%] とし，境界条件をつぎのようにした．

$$q = h\left(c^* - c_{wall}\right), \quad onx = 0 \tag{10}$$

$$q = 0, onx = x_\infty \tag{11}$$

ここで，q は酸素流束，h は表面交換係数，c^* は大気中での酸素平衡濃度，c_{wall} はトップコーティング-ボンドコーティング界面で吸着した酸素の濃度，x_∞ は無限遠方をそれぞれ表わす．境界条件の第 1 式は，大気中の酸素がトップコーティング表面からトップコーティング-ボンドコーティング界面へ流入する酸素の流束を表わす．第 2 式は，無限遠方で酸素の出入りがないことを意味している．

以上の初期条件ならびに境界条件を考慮することによって，マトリックス方程式式 (7) を逐次時間に対して繰返し計算することにより，コーティング層中での酸素濃度の時間変化を求めた．

4．2　解析結果　解析条件として，大気中での酸素平衡濃度 C*=20[%]，表面交換係数 h=2.8×10^{-10}[m/s]，TGO 生成のための酸素結合濃度 C_0=12[%]，コーティング-基材界面距離 x_∞=20[μ m]．そして，ボンドコーティング中の酸素拡散係について は，頻度係数 $\tilde{D}_0$=7.6×10^{-16}[m^2/s]，活性化エネルギー Q=2.4×10^5[J/mol] とし，TGO については，頻度係数 $\tilde{\tilde{D}}_0$=6.1×10^{-16}[m^2/s]，活性化エネルギー Q=2.4×10^5[J/mol] とした．

図 4 に 1173K の熱時効条件における酸素濃度の変化を示す．熱時効時間 10h において，約 5[μ m] のごくわずかの部分にのみ酸素の浸透領域が限られるが，熱時効時間とともにコーティング層内部まで酸素が浸透していく様子がわかる．

つぎに TGO 厚さの時間変化を図 2 中の実線で示す．このシミュレーション結果より，TGO 厚さは熱時効時間とともに単調に増加すること，そして 973K から 1173K の熱時効温度条件下における試験結果と実線で示される解析結果はほぼ一致していることがわかる．なお，本成長シミュレーションにおいては，1073K の試験結果において見られた潜伏期間を正確に表現できていないこと，1173K の試験結果は 100 時間程度で急速な TGO の成長が認められるが，シミュレーション結果においては，TGO 厚さが時間とともに単調に増加していることが若干の相違として認められる．はじめの相違は，シミュレーションにおいて表面交換

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

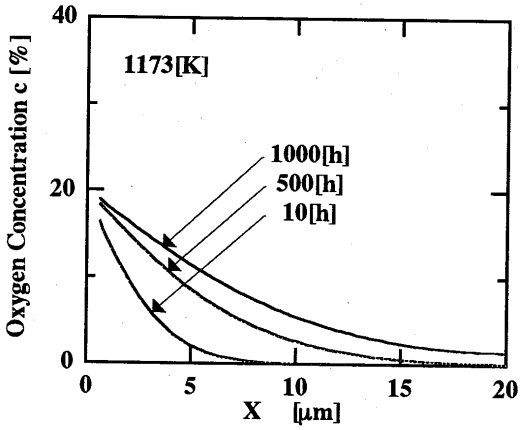


図 4　酸素濃度の変化に関する解析結果の一例

係数をすべての温度領域において一定としているが，現実的には表面交換係数は温度，圧力などの物理量によって変化することが考えられるので，この点によるものと考えられる．つぎの相違は，トップコーティング層中に施工時に多量の酸素を含んでいたため，試験開始数百時間で急速に TGO が成長したことによるのではないかと考えられる．

5. 結言

本研究では, 実機燃焼器を念頭において，トップコーティング層を 8wt%Y_2O_3–ZrO_2，ボンドコーティング層を CoNiCrAlY，基材を Co 基超合金 HA-188 とした 2 層コーティング材を対象に，3 種類の温度条件下で最長 1000 時間までの熱時効試験を行い，トップコーティング-ボンドコーティング層界面に生成される TGO 成長挙動を系統的に調べた. この結果, 熱時効温度が高温から低温になるにしたがって潜伏期間を経たのちに析出する TGO が時間とともに成長し、その成長過程はトップコーティング厚さの影響を受けないことが明らかとなった. また,TGO 成長メカニズムに基づいた酸素拡散シミュレーションを行い, 試験により得られた TGO 厚さの時間変化とシミュレーション結果とがほぼ一致することを示した.

参考文献

[1]K.D. Sheffler, D.K. Gupta, "Current Status and Future Trends in Turbine Application of Thermal Barrier Coatings", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.110(1988), pp.605

[2]Commitee on Coating for High-Temperature Structural Materials,*Coatings for High-Temperature Structural Materials*, Natinal Academy Press(1996)

[3] 荒井, 岩田, 佐久間,"ガスタービン燃焼器に施された遮熱コーティングの損傷状況について", 火力原子力発電, 印刷中

[4] 荒井，岩田，佐久間，斎藤,"遮熱コーティングと基材とのはく離発生強度に及ぼす熱時効の影響", 材料,Vol.49,No.8(2000),pp.912

[5]W.J. Brindley, R.A. Miller,"Thermal Barrier Coating Life and Isothermal Oxidation of Low-Pressure Plasma-Sprayed Bond Coat Alloys",Surface and Coatings Technology,Vol.43,No.44(1990),pp.446

[6] 齋藤, 阿竹, 丸山編訳,"金属の高温酸化", 内田老鶴圃 (1991)

[7]P.G. Shewmon(笛木, 北澤共訳),"固体の拡散", コロナ社 (1989)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

1700℃級ガスタービン用遮熱コーティングの開発

（劣化損傷評価；焼結による遮熱性能低下と損傷に及ぼす影響）

中山 真人、久松 暢（電中研）、安富 義幸（JFCC）
鳥越 泰治（三菱重工）、亀田 常治（東芝）、有川 秀行（日立）

1. 緒言

発電分野における二酸化炭素の排出量を大きく低減させることを目的として、平成11年度から国家プロジェクト「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第Ⅰ期研究開発」が開始された。（財）電力中央研究所は、国内の主要な重電メーカ等と再委託等の研究開発体制をとり、平成11年8月より研究を開始した。この二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン[1]（以下、CO_2ガスタービンと称す）用タービン翼の実機条件は、水蒸気雰囲気あるいは蒸気冷却によって翼外面および内面の熱伝達率が従来のガスタービンよりも高く、また、燃焼ガス温度についても1700℃と高いことから、通過熱流束が2.5～4MW/m^{2}と極めて高くなる。そのため、遮熱コーティング（以下、ＴＢＣ；Thermal Barrier Coating と称す）には表面温度1300℃、内外面温度差350℃の熱的条件、さらに、高温水蒸気雰囲気に対する耐久性が求められている。

そこで、本研究では、従来に比べて高い熱サイクル特性とトップコート材の耐焼結性や耐水蒸気特性を有するＴＢＣの開発を目的として、これらの負荷要因に着目した耐環境性評価試験を実施し、CO_2ガスタービンのＴＢＣに想定される劣化損傷メカニズムと開発課題について検討した。

2. 高熱流束加熱試験

2.1 供試材

図１に、高熱流束加熱試験に供したＴＢＣ試験片の概略図を示す。基材はNi基単結晶超合金TMS-75である。温度測定にはシース径φ0.5mmのＫ型熱電対を用い、基材の厚さ方向の３ヶ所に挿入し温度勾配を測定した。基材の各温度測定孔には両側から２本の熱電対を挿入し、平均値を求め、基材の厚さ方向の温度勾配から熱流束を算出した。表１に、供試材のコーティング材質とその厚さを示す。トップコートの材質は、従来のZrO_2-Y_2O_3（YSZ）に比べて高温における結晶安定性、線膨張係数の安定性、および組織安定性に優れたZrO_2-Er_2O_3（ErSZ）[2]、原料粉末の不純物量を0.023mass%まで低減し、焼結性を抑えた高純度YSZ[3]、および溶融塩腐食環境下での耐食性に優れたZrO_2-Sc_2O_3（ScSZ）[4]の３種類である。ErSZおよび高純度YSZは大気圧

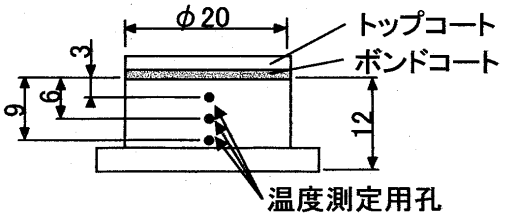


図１　TBC試験片概略図

表１　供試材コーティング材質および厚さ

		A	B	C
トップコート	材質（施工方法）	ErSZ（APS）	高純度YSZ（APS）	ScSZ（EB-PVD）
	熱伝導率（W/mK）	0.7	1.5	2.5
	厚さ（mm）	0.50	0.25	0.20
アンダーコート	材質（施工方法）	NiCoCrAlY（LPPS）	NiCoCrAlY（VPS）	NiCoCrAlY（LPPS）
	厚さ（mm）	0.10	0.15	0.13

※熱伝導率は受入材の値

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，（秋田）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

プラズマ溶射法（APS）で、ScSZ はイオンビーム応用 EB-PVD 法でそれぞれ施工した。成膜厚さは、CO_2 ガスタービン翼の伝熱設計値（ＴＢＣに必要な熱抵抗値）を基に、従来の YSZ に近い高純度 YSZ コーティングの厚さを基準として、ErSZ コーティングを厚くした。これは、厚く成膜することで熱抵抗値を大きくし、トップコートの表面温度を高くすることにより、トップコート表面の焼結がＴＢＣの遮熱性能および劣化損傷メカニズムに及ぼす影響について加速的に評価することを目的としている。一方、ScSZ コーティングに関しては、トップコートの組織構造の影響について検討することを目的とし、厚さは高純度 YSZ コーティングと同程度とした。なお、トップコート材の熱伝導率は受入材の値を示した。

2.2 試験装置および試験方法

ＴＢＣの耐環境性評価試験手法としては、ＴＢＣが曝される実機環境を考慮し、次の要件が必要である。

・ＴＢＣの表面温度および温度差を模擬できる高熱流束加熱が可能である。

・ＴＢＣの周囲雰囲気を模擬できる。

また、これらの要件を試験片で実現できる評価試験手法として、ガス組成を調整可能なプラズマ加熱法を選定し、高熱流束加熱試験装置を製作した。図２に、試験装置の概略図を示す。試験装置は主にプラズマガス発生部、試験片支持部、チャンバ、プラズマガス供給部、電源供給部、真空排気部、および冷却水供給部で構成されている。本装置はガス組成を任意に調整できるプラズマを用い、雰囲気を制御して高熱流束加熱試験を行うことが可能である。本研究では、空気プラズマによる酸化雰囲気中での高熱流束サイクル試験を実施し、ＴＢＣの劣化損傷に及ぼす熱サイクルの影響について検討した。

熱サイクル試験は、図３に示すような熱負荷条件で行った。各ＴＢＣ試験片に対して熱負荷条件を基材表面温度 950℃、最大熱流束 2.3MW/m^2 で統一し、供試材の熱サイクル特性の把握と合わせて、トップコートの遮熱性能についても検討を行った。熱負荷は加熱時間 180sec、冷却時間 120sec で行い、加熱面の冷却は自然放熱で、試験片裏面の冷却は常時水冷却で行った。

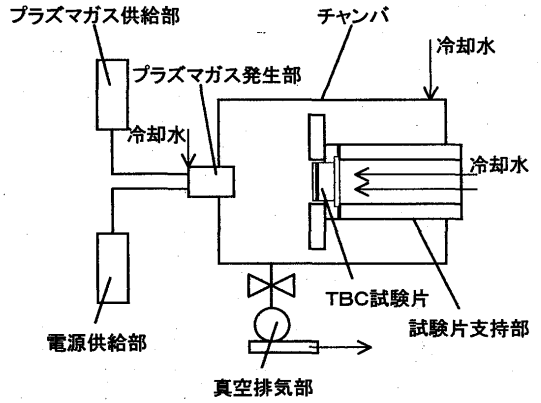


図２　試験装置概略図

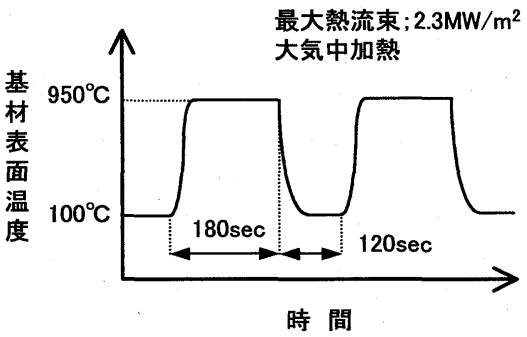


図３　熱負荷条件

3. 試験結果および考察

3.1 トップコートの遮熱性能

表２に、20cycles における基材表面温度およびトップコート表面の推定温度を示す。トップコート表面の温度は熱流束、熱伝導率、および膜厚から推定した。ErSZ(APS)試験片の場合、受

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表２　加熱時におけるTBC試験片の温度

(℃)	ErSZ (APS)	高純度 YSZ (APS)	ScSZ (EB-PVD)
トップコート 表面温度	1580	1340	1140
基材 表面温度	950	950	950
トップコート 内外温度差	630	390	190

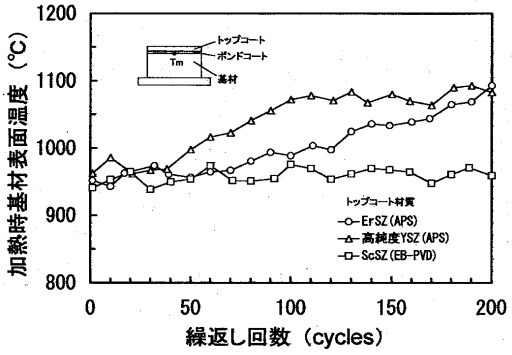


図４　繰返しにともなう基材表面温度の変化

入時の熱伝導率が上昇することを考慮しても、トップコート表面の温度は 1500℃を超えているものと推定される。ErSZ(APS)試験片は熱抵抗値が大きいため、このような加熱条件でも初期段階では基材表面温度を 950℃に保つことができる。一方、EB-PVD 法で施工した ScSZ 試験片では、熱伝導率が高いため、APS 法で施工したトップコートと同程度の膜厚では十分な遮熱性能が得られないことが示されており、厚膜化の検討が必要である。図４に、加熱時における基材表面温度と繰返し回数の関係を示す。本装置は１サイクル毎の加熱条件にふらつきがあり、試験片温度が多少変動する現象が見られた。しかしながら、繰返し毎の加熱時における基材表面温度の変化傾向に関しては温度のふらつきが見られるものの、APS 法で施工した ErSZ 試験片および高純度 YSZ 試験片では、繰返し毎に基材表面温度が上昇した。これは、次節で述べるトップコートの焼結によって熱伝導率が上昇し、遮熱性能が低下したためと考える。EB-PVD 法で施工した ScSZ 試験片では、焼結による熱伝導率の上昇が生じにくいため、基材表面温度の上昇はほとんど見られない。APS 法で施工した ErSZ 試験片および高純度 YSZ 試験片における基材表面温度の上昇は、繰返し 200cycles 時点で約 150℃となった。また、ErSZ 試験片では基材表面温度が繰返し回数に対してほぼ直線的に増加するのに対し、高純度 YSZ 試験片では、繰返し回数 100cycles 程度からは基材表面温度の上昇が飽和する傾向が見られた。これは、両試験片の膜厚と膜厚方向の温度分布の違いによって生じる焼結挙動の違いによるものと考える。

3.2 トップコートの焼結

図５～図 10 に、熱サイクル試験後のＴＢＣ試験片における断面観察結果を示す。図５には、微小き裂および気孔の観察例を示す。微小き裂とは、APS 施工時に溶射粒が基材上で急冷され、凝縮によって発生するき裂や溶射粒同士の未溶着部分が開口せずき裂状になったものを指す。

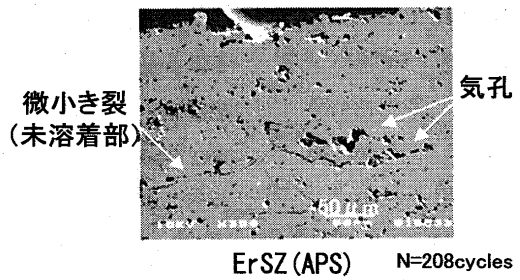


図５　トップコート表面近傍の断面写真

気孔は、施工時に生じる開口した未溶着部分に加えて、熱サイクル試験後に発生した微視的き裂（主き裂のような巨視的き裂は含まず）の開口部分も見做した。図６および図７には、繰返しにともなう微小き裂密度および気孔率の変化をそれぞれ示す。微小き裂および気孔の観察は

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

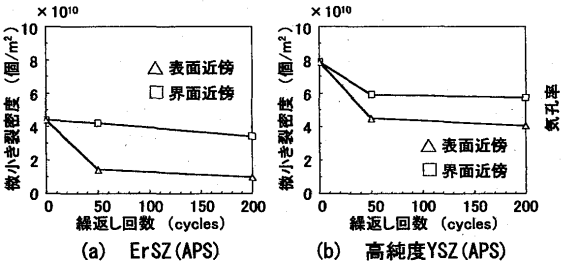


図６　繰返しにともなう微小き裂密度の変化

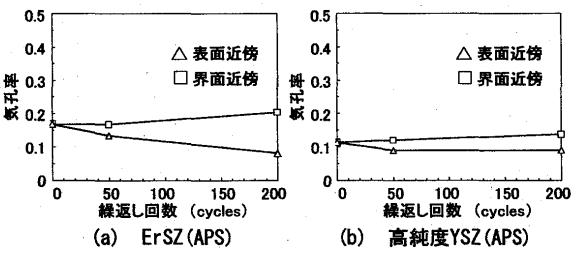


図７　繰返しにともなう気孔率の変化

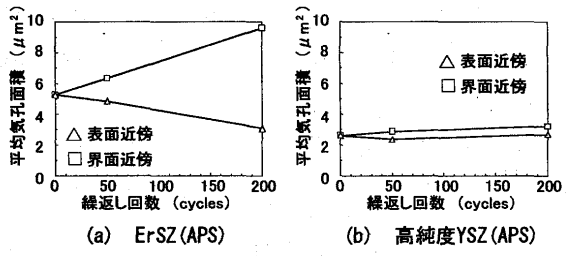


図８　繰返しにともなう平均気孔面積の変化

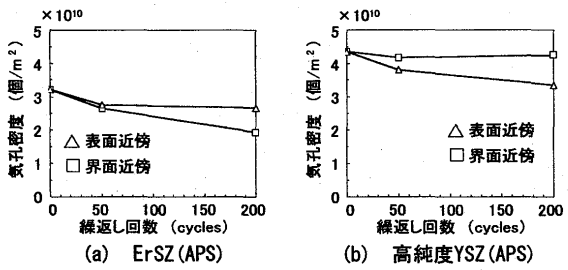


図９　繰返しにともなう気孔密度の変化

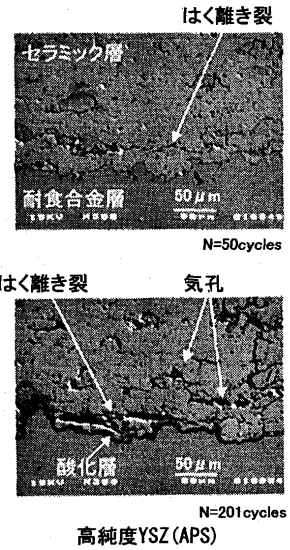


図10　トップコート界面近傍の断面写真

ＴＢＣ試験片の直径を含む断面に対して走査型電子顕微鏡（ＳＥＭ）で行った。微小き裂については、断面に見える個数を計測し、これを全測定面積で除したものを微小き裂密度と定義した。また、気孔については、同様に個数と断面上で観察される面積を計測し、これらを全測定面積で除したものを密度および率と定義した。図６によると、いずれのＴＢＣ試験片においても繰返しとともに微小き裂密度は低下しており、トップコートの表面近傍においてその傾向は著しい。一方、気孔率に関しては、図７からわかるように、トップコートの表面近傍では低下しているものの、界面近傍においては逆に増加している。そこで、気孔の面積と個数の推移を調べ、施工時に生じた開口状の未溶着部分や熱サイクルにともなって発生する微視的き裂の挙動を検討した。図８および図９に、繰返しにともなう平均気孔面積と気孔密度の変化をそれぞれ示す。平均気孔面積とは、測定範囲における総気孔面積を気孔数で除した値である。図８からわかるように、非常に温度の高い ErSZ コーティングの表面近傍を除いて、繰返しとともに個々の気孔面積は増加している。また、図９に示すように、気孔密度は低下傾向にあることがわかる。図 10 には、トップコートの界面近傍における断面写真を示す。繰返しにともなって気孔が大きくなり、また、微視的き裂も成長し開口していることがわかる。図５～図 10 の結果を総合すると、APS 法で施工されたトップコートでは、以下に示す現象が生じているものと考えられる。すなわち、加熱されるにつれて閉口状の未溶着部分である微小き裂は焼結し、その個数は減少する。この挙動は温度の高いトップコートの表面近傍ほど顕著である。また、空隙形状をなす未溶着部分に関しては、熱負荷の繰返しによってき裂形状に進展し、個数は多少減少するが、合体および開口によって個々の面積は増加する。焼結現象のみであれば空隙形状をな

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

す未溶着部分は変化せず、したがって気孔率の変化もあまりないが、熱サイクルによる微視的き裂が新たに発生することによって若干気孔率が増加するものと考える。このように、APS 法で施工されたトップコートでは、焼結と同時に熱サイクルによる微視的き裂が生じるが、ErSZ 試験片の例からわかるように、焼結の進行が著しい場合には焼結挙動が勝り、気孔率はむしろ低下することが伺える。一方、EB-PVD 法で施工した ScSZ 試験片では、柱状組織が明確に見られるが、組織構造の変化やき裂は生じていないことがわかった。

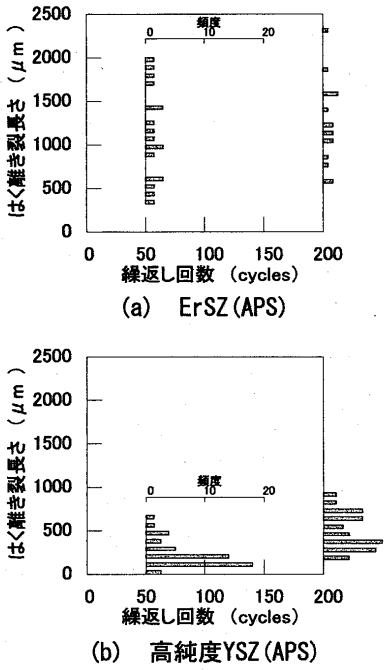


図11 はく離き裂長さと繰返し回数の関係

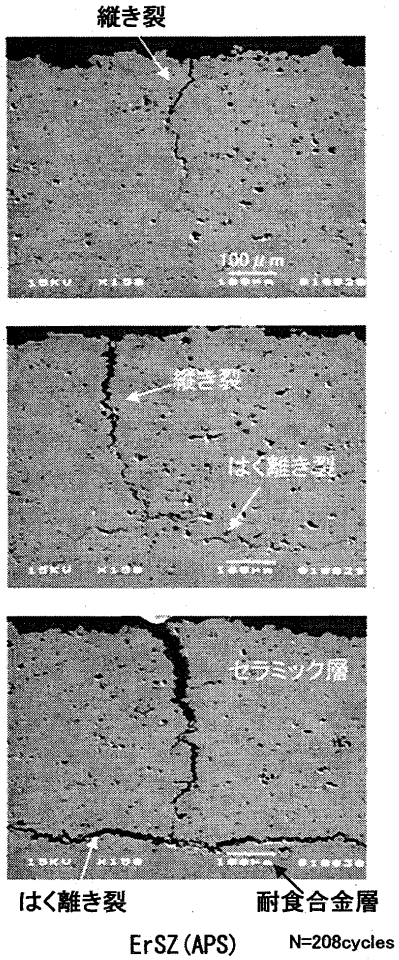


図12 縦き裂の発生と
はく離き裂の進展状況

図 11 に、APS 施工のトップコートに発生するはく離き裂長さと繰返し回数の関係を示す。断面観察の結果、トップコートの界面近傍に発生するはく離き裂は、繰返しとともに進展することがわかった。また、き裂の個数が繰返しとともに減少することから、これらは合体することがわかった。さらに、図 11 のグラフの比較から、トップコート表面の焼結を加速させた場合、繰返し初期の段階ではく離き裂は大きく進展していることがわかった。図 10 に示すように、トップコートの界面近傍に発生するはく離き裂は、表面から進展する縦き裂とは別に存在することが多い。しかしながら、表面を極端に焼結させると、はく離き裂は縦き裂から進展することが断面観察からわかった。図 12 に、トップコートにおける縦き裂の発生とはく離き裂の進展状況を示す。トップコート表面の焼結が著しい場合、前述のような未溶着部分からの微視的き裂の発生は抑えられるが、焼結収縮によって発生した縦き裂が初期段階で大きく進展し、さらに、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

縦き裂で囲まれたセグメントの収縮による反り変形が要因となってはく離き裂が連続的に進展することがわかった。したがって、トップコートの表面が焼結すると、ＴＢＣの遮熱性能が低下するばかりではなく、トップコートの劣化損傷にも大きく影響を及ぼすことが言える。焼結が要因となるはく離き裂の進展速度は非常に速いため、ＴＢＣの耐熱サイクル特性の向上を図るうえで、トップコートの耐焼結性の改善は不可避な課題であると考える。

4. 結言

表面温度 1300℃、内外面温度差 350℃の熱的条件、さらに、高温水蒸気雰囲気に対する耐久性を有するＴＢＣの開発を目的として、熱サイクル特性とトップコート材の耐焼結性の負荷要因に着目した最大熱流束 2.3MW/m^2、基材表面温度 950℃の熱負荷条件による高熱流束加熱試験を実施し、CO_2ガスタービンのＴＢＣに想定される劣化損傷メカニズムについて検討した。その結果、以下の結論が得られた。

1) APS 法で施工した ErSZ 試験片および高純度 YSZ 試験片における熱サイクル毎の基材表面温度の上昇は、繰返し 200cycles 時点で約 150℃であった。これは、トップコートの焼結によって熱伝導率が上昇し、遮熱性能が低下したためである。
2) EB-PVD 法で施工した ScSZ 試験片では、熱伝導率が高いため、APS 法で施工したトップコートと同程度の膜厚では十分な遮熱性能が得られない。
3) APS 法で施工されたトップコートでは、焼結による未溶着部の修復と同時に熱サイクルによる微視的き裂が生じる。
4) トップコート表面の焼結が著しい場合、焼結による未溶着部分からの微視的き裂の発生は抑えられるが、焼結収縮によって発生した縦き裂が初期段階で大きく進展する。また、縦き裂で囲まれたセグメントの収縮による反り変形が要因となってはく離き裂が連続的に進展する。

謝辞

本研究は、新エネルギー産業技術総合開発機構（NEDO）が推進する「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第Ｉ期研究開発」の一環として実施したものである。関係者各位に感謝の意を表する。

参考文献

1) 二宮，阿部，第 15 回ガスタービン秋季講演会講演論文集（2000），P115-120
2) 鳥越，ほか４名，第 16 回ガスタービン秋季講演会講演論文集（2001）
3) 亀田，ほか５名，第 16 回ガスタービン秋季講演会講演論文集（2001）
4) 有川，ほか４名，第 16 回ガスタービン秋季講演会講演論文集（2001）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

１７００℃級ガスタービン用遮熱コーティングの開発 (ZrO_2トップコートの安定化剤の検討)

＊鳥越泰治、森一剛、栗村隆之（三菱重工業（株））
新田明人、久松暢（（財）電力中央研究所）

１．緒言

産業用ガスタービンの更なる熱効率向上を目指して、国家プロジェクト「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率技術期開発」が平成１１年度より開始されている。この二酸化炭素回収対応クローズド型ガスタービン（以下、CO_2ガスタービンと称す)は、タービン入口温度が1700℃と、これまでになく高温であり、遮熱コーティング(以下、TBC:Thermal Barrier Coating と称す)は、必須である。しかし、この 1700℃級 CO_2ガスタービンの TBC の作動環境は、トップコート表面温度が 1300℃以上と苛酷であり、通常の ZrO_2･$8Y_2O_3$(以下、YSZ と称す)トップコートでは、高い熱応力が作用することに加えて、TBC の表層部が高温になることによる相変態の発生や焼結に伴う物性変化によって更に熱応力が増大し、剥離等の不適合を生じる懸念がある。そこで、本研究では、通常の YSZ に比べて高い熱サイクル耐久性と高温結晶安定性を有し、かつ高い遮熱性を有する新規トップコート材料の開発を目的に、ZrO_2安定化剤に関して各種基礎検討を行った。

２．実験内容

２．１　供試材

供試材の TBC のトップコート材料は、通常の YSZ に加えて各種の安定化剤を用いた新規の部分安定化 ZrO_2溶射粉末を新たに試作した。新規の安定化剤としては、これまでほとんど報告例のない重希土類元素（ﾗﾝﾀﾉｲﾄﾞ系元素）の酸化物－Nd_2O_3、Er_2O_3、Gd_2O_3、Sm_2O_3－を用いた。すなわち、新規溶射用粉末として、ZrO_2･Nd_2O_3(以下 NdSZ と称す)、ZrO_2･Er_2O_3(以下 ErSZ と称す)、ZrO_2･Gd_2O_3(以下 GdSZ と称す)、ZrO_2･Sm_2O_3(以下 SmSZ と称す)を製作した。新規溶射粉末は、ZrO_2と各安定化剤の微粉末にバインダを加えてスラリーとしてスプレードライ法により造粒した後、溶射に適した粒径に分級を行うことにより製作した。新規溶射粉末の外観の一例を図１に示すと共に、化学組成を通常の YSZ と共に表１に示す。溶射粉末の外観は、球形を呈している。粉末の化学組成に関しては、相安定性の観点から安定化剤の添加量を約 18wt%(約 6mol%)と YSZ の 8wt%(約 4.5mol%)に比べて多く添加した。また、SiO_2等の不純物含有量は耐熱サイクル性の観点 [1]から 0.01wt%以下と非常に低いレベルとした。溶射粉末は、溶射が充分可能であることを確認した後、熱サイクル試験片、及び各種物性測定試験片への施工に供した。図２に新規溶射粉末を用いた TBC の断面ミクロ組織を示す。

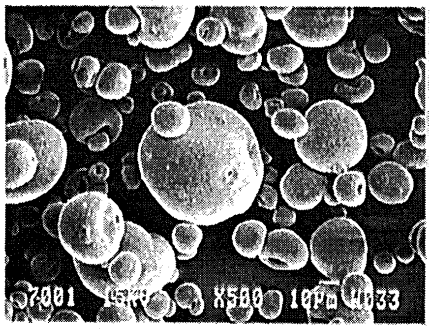


図１　開発した溶射粉末の一例（ErSZ）

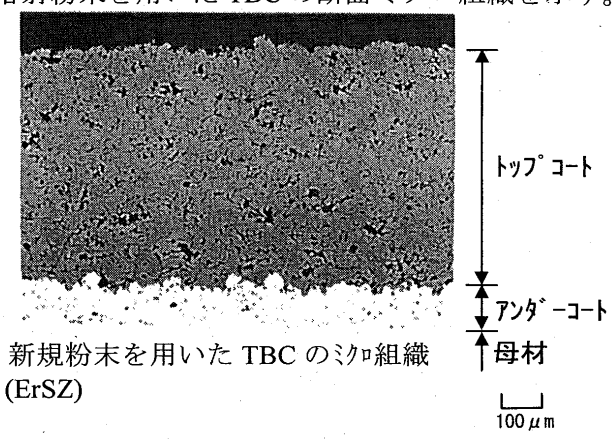


図２　新規粉末を用いた TBC のﾐｸﾛ組織 (ErSZ)

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表１　供試材の化学組成（wt%）

符号	Al_2O_3	Fe_2O_3	HfO_2	MgO	SiO_2	TiO_2	CaO	Y_2O_3	Nd_2O_3	Er_2O_3	Gd_2O_3	Sm_2O_3	ZrO_2
YSZ	0.01	0.03	1.7	0.01	0.3	0.03	0.03	7.5	-	-	-	-	Bal.
NdSZ	<0.05	<0.01	1.6	<0.01	<0.01	<0.01	<0.01	-	18	-	-	-	Bal.
ErSZ	<0.05	<0.01	1.6	<0.01	<0.01	<0.01	<0.01	-	-	18	-	-	Bal.
GdSZ	<0.05	<0.01	1.6	<0.01	<0.01	<0.01	<0.01	-	-	-	18	-	Bal.
SmSZ	<0.05	<0.01	1.6	<0.01	<0.01	<0.01	<0.01	-	-	-	-	18	Bal.

２．２　　熱サイクル試験

TBC の耐久性は、別途、三菱重工業（株）で開発したレーザ加熱式熱サイクル試験装置により評価した。熱サイクル試験片は、IN738LC 合金上に、まず NiCoCrAlY 系のボンドコートを低圧プラズマ溶射（以下：LPPS:Low Pressure Plasma Spray と称す）約 100μm 施工し、次いでトップコートを大気圧プラズマ溶射(以下、APS と称す：Atmospheric Plasma Spray）により約 500μm 成膜した後、拡散熱処理を行い試験に供した。

このレーザ熱サイクル試験装置は、実機と同様に板厚方向で温度勾配を付与した状態で加熱・冷却をおこなうことができる装置である。図３にレーザ熱サイクル試験装置の概略を示す。試験片の TBC 表面を CO_2 レーザにより加熱すると共に、基材裏面を圧縮冷却空気により冷却し、試験片内部に温度勾配を設けた状態で熱サイクルを試験片に付与することができる。なお、今回は、試験片の表面温度を 1420℃とより苛酷な条件で熱サイクル試験を実施した。

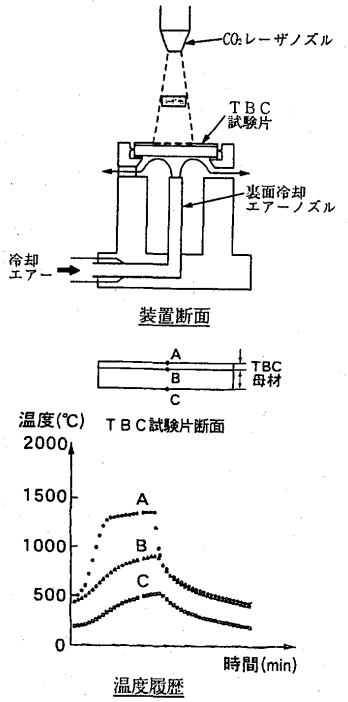


図３　レーザ熱サイクル試験装置の模式図

２．３　高温加熱に伴う材質劣化特性の把握（高温安定性評価）

TBC の高温での長時間使用を考える際には、トップコートの材質変化を考慮する必要がある。そこで、8YSZ を含む新規トップコート材を大気炉中で、1200、1300、1400℃の各温度で 1000 時間の加熱を行い、ミクロ組織観察、X線回折による結晶構造解析、各種物性値の測定を実施した。

３．実験結果

３．１　レーザ熱サイクル試験結果

図４にレーザ熱サイクル試験結果を示す。これから、ErSZ、及び GdSZ が、通常の YSZ に比べると高い熱サイクル耐久性を有していることがわかった。図５に剥離部の断面ミクロ組織の一例を示すが、剥離はいずれもボンドコート近傍のトップコート内で発生し、各材料間で剥離形態に明らか

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

な差異は認められなかった。この剥離形態は、APS で施工されたトップコートとしては、一般的なものである [2]。なお、これら新規材料が、高い熱サイクル耐久性を示すメカニズムについては、現状明確にできていないが、後述するように、特に ErSZ は、YSZ に比べて高い結晶安定性を示すこと、及び、新規溶射粉末の場合、不純物含有量を極めて低く抑えていること [1]等の理由が考えられる。

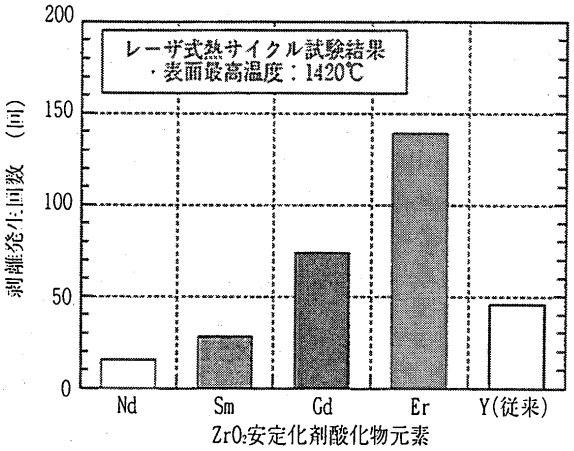


図４　レーザ熱サイクル試験結果

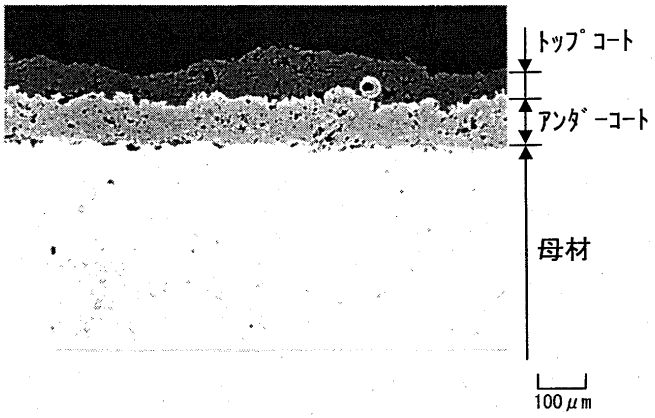


図５　剥離部の断面ミクロ組織(ErSZ)

３．２　高温加熱に伴う材質変化の把握

３．２．１　ミクロ組織

図６に高温加熱前・後の断面ミクロ組織の一例を示す。加熱前では、いずれも APS で施工されたトップコート特有の層状組織を呈すると共に、多数の気孔が認められた。1400℃×1000h 加熱後では、比較的大きな気孔はそのままの形態をとどめるが層状の組織が少なくなる傾向が見られた。これは焼結によるものと考えられた。ミクロ組織観察の結果、ErSZ は通常の 8YSZ に比べて、高温加熱後にも層状組織が認められることから、焼結に対する抵抗性が YSZ よりも高いものと考えられた。なお、別途、加熱・前後に密度測定を行ったが、明瞭な変化が無かったことから、トップコートの焼結は、大きな気孔の収縮というよりも、層状組織（欠陥）の癒着によるものと考えられた。

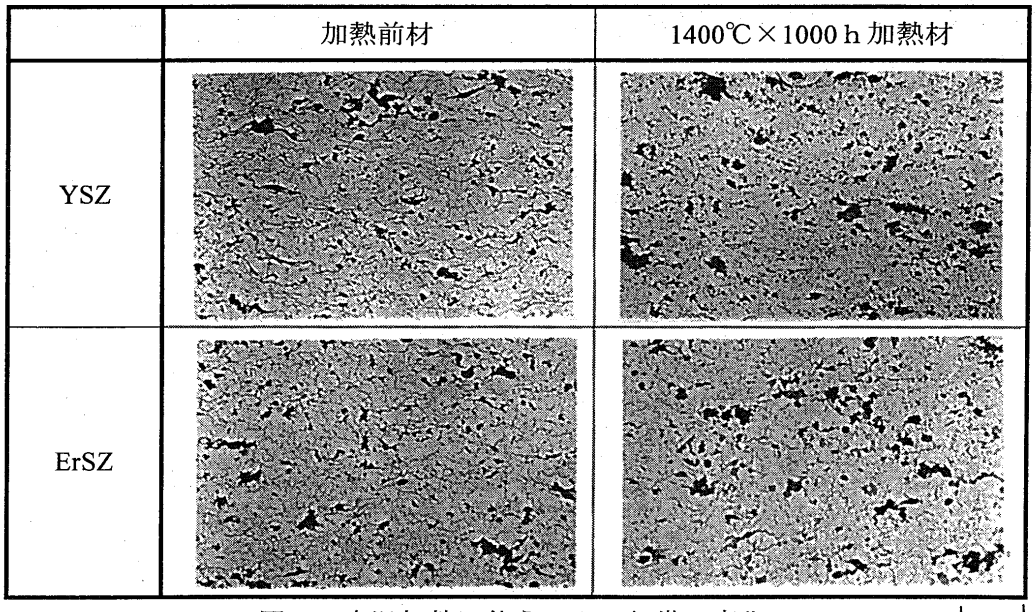


図６　高温加熱に伴うミクロ組織の変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

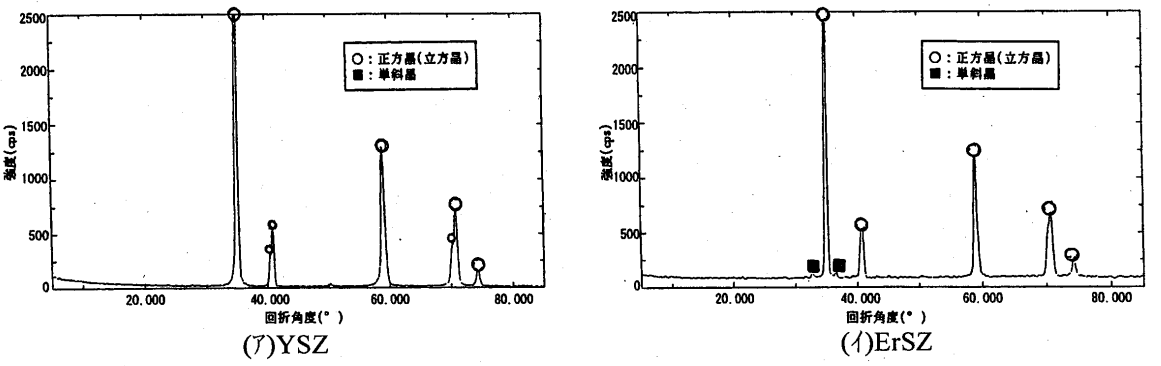
３．２．２　X線回折による結晶構造解析

図７にYSZ及びErSZの高温加熱前・後でのX線回折パターンを示す。加熱前は、いずれも正方晶（t'相と称す：tetragonal prime 相）もしくは立方晶主体(c 相と称す：cubic 相)で、単斜晶は非常に少ないことがわかる。一方、高温加熱材では、ErSZ は、通常の YSZ に比べて、単斜晶（m相と称す：monoclinic 相）のピークが低く、結晶構造安定性が高いことがわかる。X線回折結果から得られたm相の生成傾向を図８に示す。m相の割合は、Jones らの式[3]を用いて求めた。

$$\%\text{monoclinic}=\%\text{destabilization（脱安定化割合）}$$

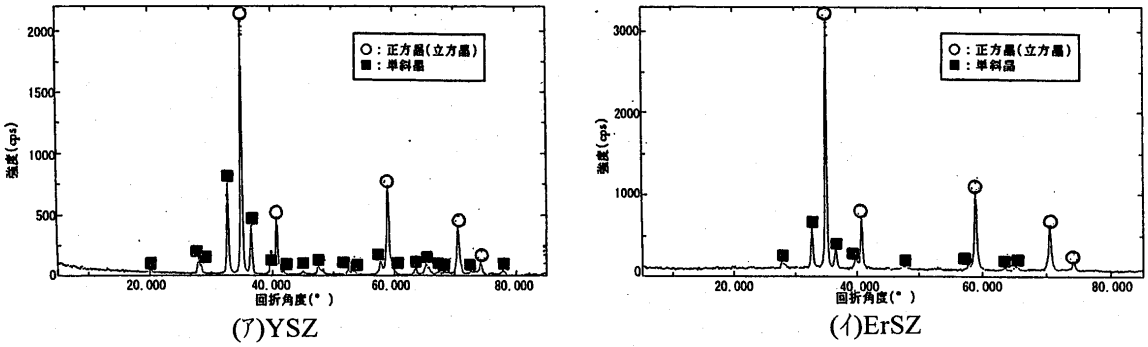
$$=100\times m(\bar{1}11)/\{m(\bar{1}11)+t'(111)\}$$

ここで、$m(\bar{1}11)$はm相の$(\bar{1}11)$面の回折ピーク面積、t'(111)はt'相の(111)面の回折ピーク面積である。この図８より、CO_2ガスタービンとして想定される TBC 表面温度 1300℃以上の温度領域において、本供試材の中では ErSZ が最も結晶構造安定性に優れることがわかった。



(ア)YSZ　(イ)ErSZ

(a)加熱前材



(ア)YSZ　(イ)ErSZ

(b)1400℃×1000h 加熱材

図７　X線回折プロファイル

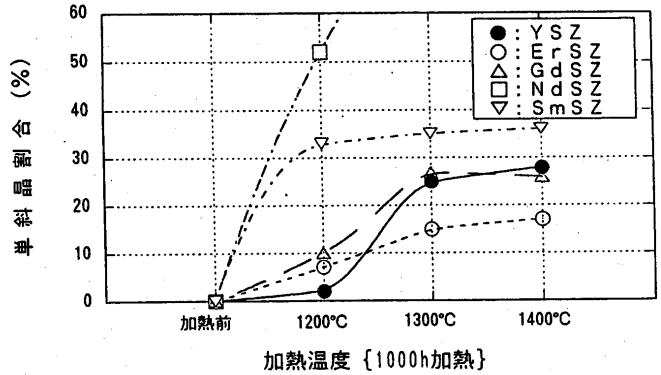
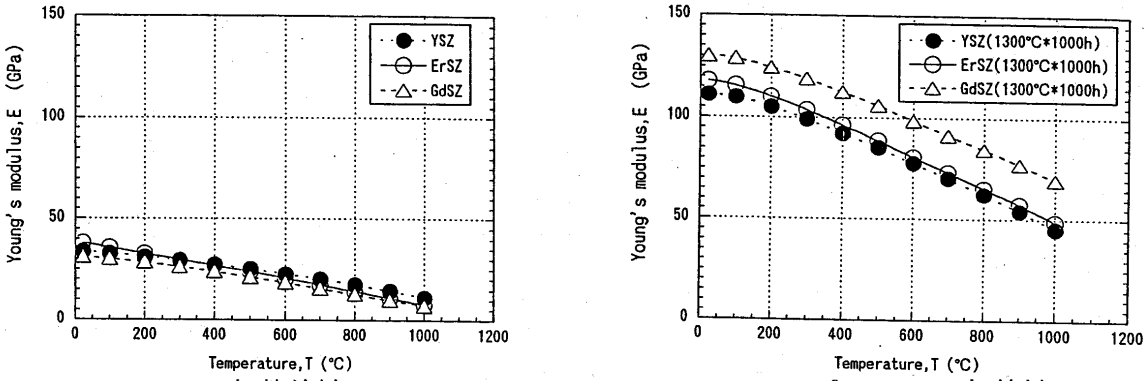


図８　高温加熱に伴うm相の生成状況

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３．３．３　ヤング率測定結果

ヤング率の測定は、JIS R1605 に基づいて、測定温度：常温～1000℃、測定雰囲気：大気中の条件で、横振動法により試験片の固有振動数から求めた。測定の結果、図９に示すとおり、通常の YSZ も新規トップコート材も、高温加熱後にはヤング率が大幅に上昇することが明かとなった。これは、先に述べた溶射組織の焼結現象によるものと考えられ、材質改良の余地があることが明かとなった。

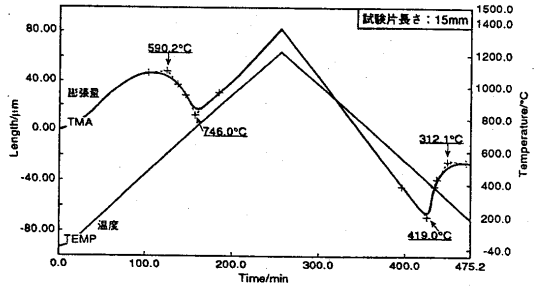


(a)加熱前材　　(b)1300℃×1000h 加熱材

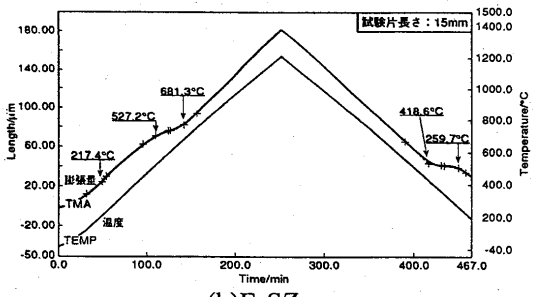
図９　高温加熱に伴うヤング率の変化

３．３．４　線膨張係数測定結果

線膨張率の測定は、自動膨張計を用いて、加熱・冷却過程での試験片の長さ変化を測定し、標準試料（高純度アルミナ）との比較により実施した。図 10 に 1300℃×1000h 加熱材の線膨張曲線の一例を示す。加熱前材では、加熱・冷却過程のいずれも温度の上昇・冷却に伴い直線的に膨張・収縮していたが、加熱材では、通常の YSZ は、加熱・冷却過程で大きな屈曲点が生じていることがわかる。これは、先に述べた結晶構造変化によるものである。ErSZ も YSZ と同様に屈曲点は生じるものの、その変化は非常に少ないことがわかる。図 11 に常温～1000℃までの平均の線膨張係数を加熱条件と共に示す。ErSZ は、通常の YSZ に比べて、1300℃×1000h の加熱条件でも線膨張係数の低下が少ないことがわかった。



(a)YSZ



(b)ErSZ

図 10　高温加熱後の線膨張曲線の変化

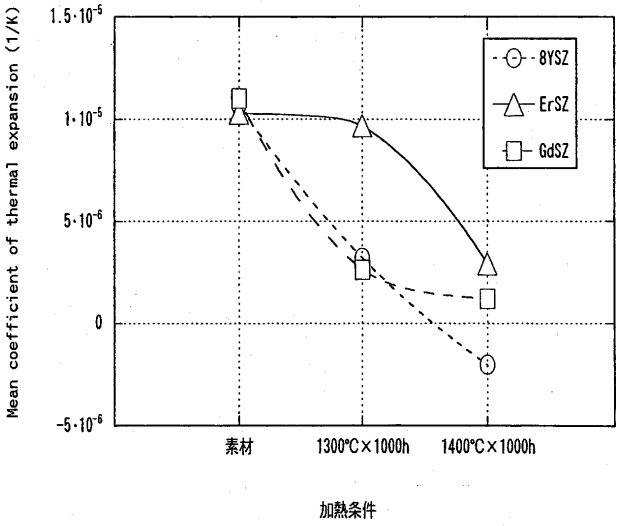
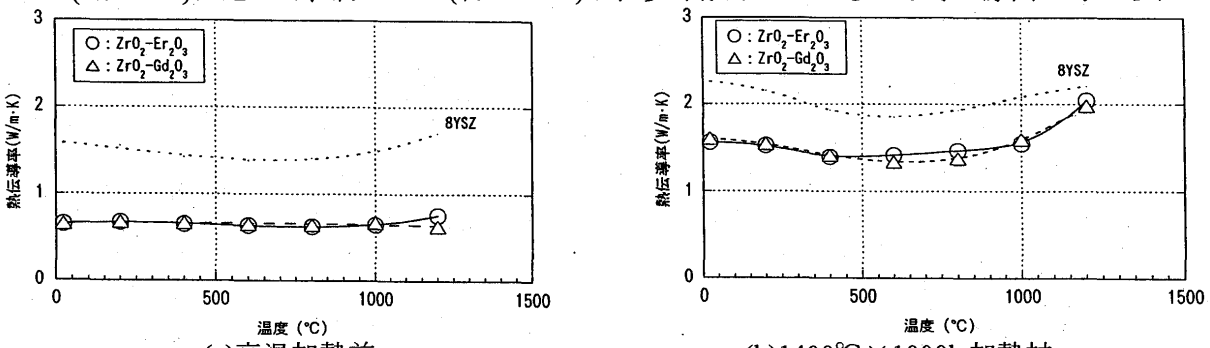


図 11　高温加熱条件と平均線膨張係数（常温～1000h）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３．３．５　熱伝導率測定結果

熱伝導率は、比熱及び熱拡散率をレーザフラッシュ式熱常数測定装置で求め、密度は、ピクノメータ法により求め、それらの積により求めた。図 11 に加熱前及び高温加熱後の熱伝導率の測定結果を示す。加熱前・後共に、通常の YSZ に比べて、ErSZ や GdSZ は、低い熱伝導率を示した。これは、安定化材として原子重量の大きなものを用いていること、及び、安定化剤の添加量が YSZ の 8wt%(4.5mol%)に比べて、約 18wt%(約 6mol%)と、多く添加していること等が原因と考えられた。



(a)高温加熱前　　(b)1400℃×1000h 加熱材

図 12　熱伝導率測定結果

４．まとめ

CO_2回収対応クローズド形ガスタービンに用いられるＴＢＣでは、トップコートが 1300℃の高温になるため、従来よりも高い繰り返し熱応力が発生すること、長時間の運転ではトップコートに焼結や相変態に伴う物性変化が生じて熱応力を増大させること等が懸念される。そこで、本研究では、通常の YSZ よりも高い熱サイクル特性を有し、かつ、高温安定性に優れるトップコート材の基礎開発研究を実施した。得られた結果は次のとおりである。

(1) Nd、Sm、Gd、Erの各希土類（ランタノイド）系元素の酸化物により部分安定化したZrO_2の溶射粉末を製作し、溶射施工が充分可能であることを明らかとした。

(2) レーザ熱サイクル試験装置により、耐熱サイクル性の評価を実施した結果、ErSZ、GdSZが通常のYSZよりも高い耐久性を示した。

(3) ZrO_2･Er_2O_3(ErSZ)は、通常のYSZよりも、高温結晶安定性、線膨張係数の安定性、高温組織安定性等に優れ、超高温用TBCのトップコート材として有望であると考えられた。

(4) 但し、高温長時間に伴うヤング率の上昇傾向は、通常の YSZ と同等であり、今後、ミクロ組織制御などによるヤング率低減に関する更なる改良が必要と考えられる。

５．謝辞

本研究は NEDO が推進する「二酸化炭素回収対応ｸﾛｰｽﾞﾄﾞ型高効率ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ技術研究開発」の一環として実施したものであり、関係者各位に感謝の意を表する。

参考文献

(1)R. A. Miller, W. J. Brindley et al., Proceeding of the 7'th National Thermal Spray Conference 20-24 June 1994, Boston Massachusetts mm, P49

(2)S. Bose et al. Journal of thermal Spray Technology Vol.6(1) (Mar. 1997), P99

(3)R.L.Jones et al., Surface and Coating Technology 82(1996)70-76

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

１７００℃級ガスタービン用遮熱コーティングの開発
（ZrO_2トップコートの高純度化の検討）

＊亀田常治、日野武久、石渡 裕、伊藤義康（株式会社 東芝）
新田明人、久松 暢（財団法人 電力中央研究所）

１．まえがき

地球温暖化問題の高まりに対応し、発電分野における二酸化炭素の排出量を大きく低減させるため、国家プロジェクト「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン第１期研究開発」が平成１１年度から開始されている。これは、天然ガス（メタン）を中心とした燃料の酸素燃焼により、窒素酸化物を排出せずに既存のコンバインドサイクルを大きく上回る発電効率を有し、かつ、システムをクローズド化することにより、二酸化炭素を大気中に排出しない画期的なガスタービンを開発することを目標としたものである。タービン入口温度は１７００℃に設定され、材料面では、１７００℃級タービン翼を実現する新規の遮熱コーティング（ＴＢＣ：Thermal Barrier Coating）技術が必須の重要開発課題になっている。

ＴＢＣ材料としてはこれまでにも種々の材料検討がなされ、その結果、イットリア部分安定化ジルコニア（ＹＳＺ）が、航空機や発電用ガスタービンで実用化されてきた。しかし、本開発の１７００℃級ガスタービンでは、ＴＢＣの表面温度１３００℃、金属結合層の表面温度９５０℃、トップコート層での温度差３５０℃が開発目標特性とされ、こうした高温では、焼結収縮によって遮熱特性が劣化したり、剥離につながるクラックが発生すること、等が適用の限界になることが考えられる。

そこで本研究では、ＹＳＺトップコートの高温における耐焼結性の向上を目的とし、高純度化の効果について検討を加えた。具体的には、高純度の８％ＹＳＺ（８％Y_2O_3－ZrO_2）のインゴット、８％ＹＳＺおよび２０％ＹＳＺの溶射用原料粉末を試作し、ＥＢ－ＰＶＤ法、およびプラズマ溶射法の各々のプロセスにより高純度ＹＳＺ皮膜を作製した。溶射法の皮膜については、１３００℃×１００時間までの加熱処理を行い、その後の寸法変化を測定することで、耐焼結性を明らかにした。また、ＥＢ－ＰＶＤ法、およびプラズマ溶射法で作製した高純度ＹＳＺ皮膜の室温から１３００℃までの熱伝導率を把握した。さらに、短時間熱サイクル劣化特性をバーナー加熱装置で把握した。

２．イットリア部分安定化ジルコニア（ＹＳＺ）高純度皮膜の作製

ＹＳＺトップコートの高温における耐焼結性の向上を目的とし、高純度化の効果について検討した。ＥＢ－ＰＶＤ法については、表１に成分組成を示す高純度の８％ＹＳＺインゴットを作製した。不純物については、その主成分であるSiO_2、Al_2O_3、TiO_2、ＣａＯ、Fe_2O_3の合計で従来品は約０．７％であるのに対して、約０．０２％に低減している。本インゴットを原料とし、ＥＢ－ＰＶＤ法による高純度皮膜を作製した。基材はＩＮ７３８ＬＣで、成膜面には予め減圧プラズマ溶射法により約２００μｍのボンドコート（材質：ＮｉＣｏＣｒＡｌＹ）を形成した。ＥＢ－ＰＶＤの成膜条件は、成膜時の基材温度を８５０℃、酸素を低圧導入し、ＥＢ電流を９００ｍＡとした。ＥＢ－ＰＶＤ法で作製した高純度８％ＹＳＺ皮膜の断面構造を図１に示す。断面には柱状構造が明確に認められ、大きな欠陥、気孔等を含まない、比較的緻密で均一の皮膜が得られた。本試料は柱状に分割された構造を持つため、

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，（秋田）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

基材金属を除去して皮膜のみで形態を保持することが困難であった。そのため、皮膜部分のみを切り出す必要のある以下の高温焼結特性の評価試験は実施していない。

他方、プラズマ溶射法では、溶射原料粉末として共沈法による高純度粉末の造粒粉を試作した。安定化剤Y_2O_3の組成は、８％に加え、より高温まで相変態の影響が小さいと考えられる２０％についても作製した。原料粉末の不純物量を、通常の代表的な溶射原料粉末と比較して表２に示す。不純物は、SiO_2、Al_2O_3、TiO_2、CaO、Fe_2O_3の合計で、従来材が０．５３％（８％ＹＳＺ）および０．４１％（２０％ＹＳＺ）であるのに対して、高純度粉末は０．０２％（８％ＹＳＺ）および０．０１％（２０％ＹＳＺ）である。原料粉末の断面形態を図２に示す。高純度の原料粉末は、いずれも微細な一次粒子を造粒した形態で、一次粒子の粒径は８％ＹＳＺの方が細かく約１μm以下、２０％ＹＳＺでは数μm以上の粒子が存在している。従来の溶射粉も粒子を造粒した形態であるが、より粗い粒子までを含有している。いずれも造粒粉の大きさは約５０μm程度である。ＳＵＳ基材上にプラズマ溶射法で作製した溶射皮膜の断面構造を図３に示す。プラズマ溶射の条件は、プラズマガンにＦ４（ＳＵＬＺＥＲ　ＭＥＴＥＣＯ社製）を用い、プラズマガスを$Ar+H_2$、プラズマ出力４０kW、走査速度８００mm／ｓｅｃ、ピッチ５mm、溶射距離１２０mmとした。得られた溶射皮膜の断面微構造は、気孔と微細クラックを特徴的に含んだもので、試料間で大きな差違は認められない。

表１　８％ＹＳＺインゴットの成分組成

	Y_2O_3 (mass%)	HfO_2 (mass%)	不純物合計(mass%) (SiO_2、Al_2O_3、TiO_2、CaO、Fe_2O_3)
従来品	８．２±0.2	１．５±0.5	０．７
高純度品	８．２±0.2	１．５±0.5	０．０２

表２　プラズマ溶射用原料粉末の組成

No.	原料粉末	不純物合計 (mass%)	SiO_2 Al_2O_3	TiO_2 CaO	Fe_2O_3
1	高純度 造粒粉 （８％ＹＳＺ）	０．０２３	０．００８ ０．００４	０．００２ ０．００４	０．００４
2	従来 溶射粉 （８％ＹＳＺ）	０．５３	０．２ ０．２１	０．１ －	０．０２
3	高純度 造粒粉 （２０％ＹＳＺ）	０．０１２	０．００３ ０．００４	０．００２ －	０．００３
4	従来 溶射粉 （２０％ＹＳＺ）	０．４１	０．２ ０．１０	０．１ －	０．０１

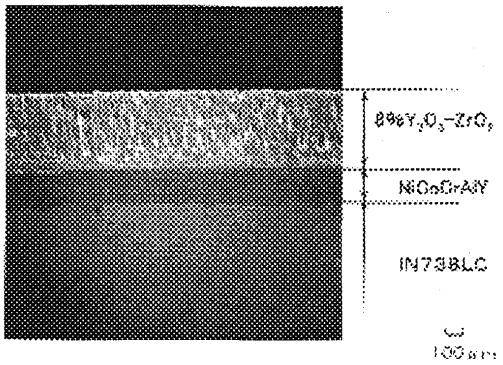


図１　ＥＢ－ＰＶＤ法高純度８％ＹＳＺ皮膜の断面組織

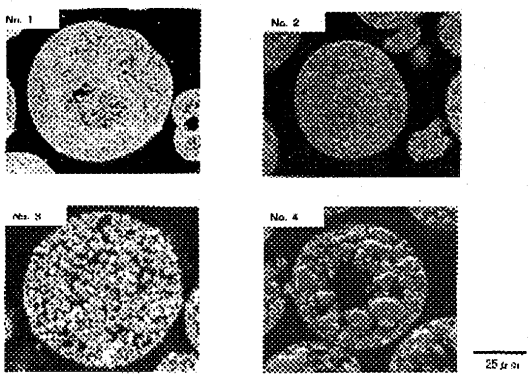
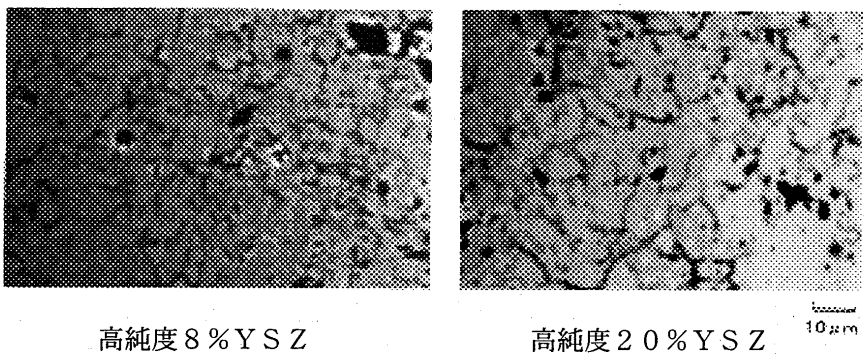


図２　プラズマ溶射用原料粉末の断面形態

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



高純度８％ＹＳＺ　　高純度２０％ＹＳＺ

図３　プラズマ溶射法皮膜の断面構造

３．８％ＹＳＺ皮膜の熱伝導率の測定

熱伝導率は、レーザーフラッシュ法により、大気雰囲気中で２０℃、１１００℃、および１３００℃で測定した。プラズマ溶射法の皮膜については、皮膜部分からφ１０mm×２mmの円板を機械加工し、試験片とした。ＥＢ－ＰＶＤ法の皮膜については、皮膜部分のみの試験片を得ることが困難であったため、基材金属にコーティングした状態での測定と、金属基材のみでの測定を行い、計算からコーティング層の熱伝導率を求めた。

表３　トップコート皮膜の熱伝導率

皮膜種類		測定温度	熱伝導率 (W/mK)
プラズマ溶射	Porous	20℃	1.53
		1100℃	1.20
		1300℃	1.50
	Dense	20℃	1.45
		1100℃	1.40
		1300℃	2.00
EB－PVD		20℃	2.60
	WE－NET第１期設計値		1.75

表３に、評価した皮膜と皮膜密度および熱伝導率の測定値を示す。１３００℃における熱伝導率で比較すると、密度が高くなると熱伝導率が大きくなる傾向が明らかである。これは熱伝導の抵抗となる気孔、あるいは微細クラックが密度の増加とともに減少するためと考えられる。

４．プラズマ溶射法により作製した高純度ＹＳＺ皮膜の高温焼結特性

上述のプラズマ溶射法で作製した溶射皮膜に対して、高温での焼結特性を評価した。試験片は、１０×５０×１００mmのＳＵＳ基材上に約５mmの厚さに溶射皮膜を作製し、溶射皮膜の部分から３×４×２０mmの角棒状試験片を機械加工により切り出して使用した。高温加熱処理には、二珪化モリブデンをヒーターとしたマッフルタイプの電気炉を用い、静止大気雰囲気中で１２００℃、および１３００℃で１００時間までの加熱処理を行った。加熱処理時の昇温速度は３００℃／ｈｒ、降温は加熱停止後炉冷とした。耐焼結性は、室温冷却後に寸法収縮量を測定することで評価した。体積収縮率はマイクロメーターにより厚さ、幅、長さの３方向について計測することにより求めた。

図４、５に１２００℃×１００時間、１３００℃×１００時間加熱処理後の各試験片の体積収縮率をそれぞれ示す。いずれの試験条件においても焼結によると考えられる体積収縮が認められ、またその収縮率は高温ほど顕著であった。しかし高純度原料粉末を用いた試験材では従来材と比較し高温での体積収縮率は小さく、高純度化により耐焼結性が改善されることが明確に確認できた。また不純物が多い従来材での１３００℃×１００時間後の体積収縮率は、２０％ＹＳＺの方が８％ＹＳＺに比較して小さく、高温の使用条件では構成結晶相の安定性の観点から安定化剤を増加させた組成が有効と理解される。しかしながら、高純度の皮膜では、１２００℃×１００時間加熱後の結果と同様、２０％ＹＳＺの体積収縮率は８％ＹＳＺに比べて大きく、安定化剤の増加による耐焼結特性の改善効果は認められない。構成

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

結晶相の安定性に及ぼす不純物の影響についてさらに検討が必要と考えられる。図６に加熱前後の皮膜の断面組織を示す。加熱前は、従来の代表的な溶射原料粉末を用いた皮膜、および高純度原料粉末を用いた皮膜とも、気孔と微細クラックからなる典型的な構造が明確に観察される。１３００℃で１００時間の加熱後では、気孔と微細クラックの減少が認められ、焼結の進行による体積収縮に対応した構造変化と考えられる。この構造変化の観察においても、高純度の原料粉末を用いた溶射皮膜で、高温熱処理後も、より気孔と微細クラックを含む構造に変化が少ないことが確認される。

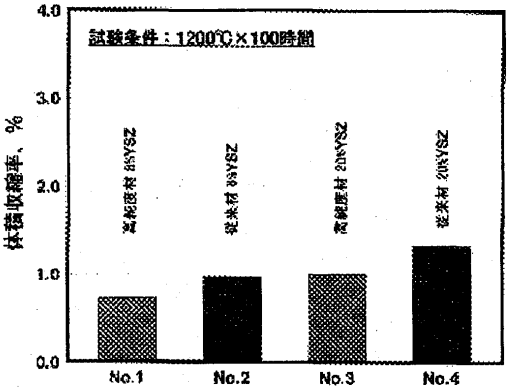


図４　プラズマ溶射法皮膜の 1200℃・100 時間加熱における体積収縮

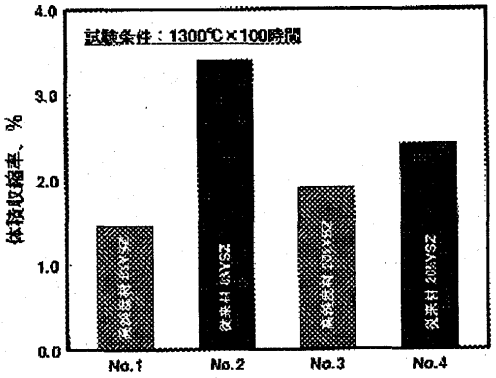


図５　プラズマ溶射法皮膜の 1300℃・100 時間加熱における体積収縮

以上の検討から、溶射原料粉末を高純度化することで、プラズマ溶射法で作製した皮膜の耐焼結性を大幅に改善できることが明らかになった。また、高純度皮膜の場合には、安定化剤の増加は耐焼結性の向上に有効でないことが判明した。一方、従来粉に比較して不純物レベルを約１／５０にした高純度の溶射原料粉末を用いた８％ＹＳＺ皮膜の場合でも、本開発における表面温度の目標設定値である１３００℃という温度では焼結収縮が進行し、１００時間で約１．５％の体積収縮を示した。高温でのより長時間の耐久性を考慮すると、さらに耐熱・耐久性に優れたＹＳＺに代わる新規のトップコート材料の開発も必要と考えられる。

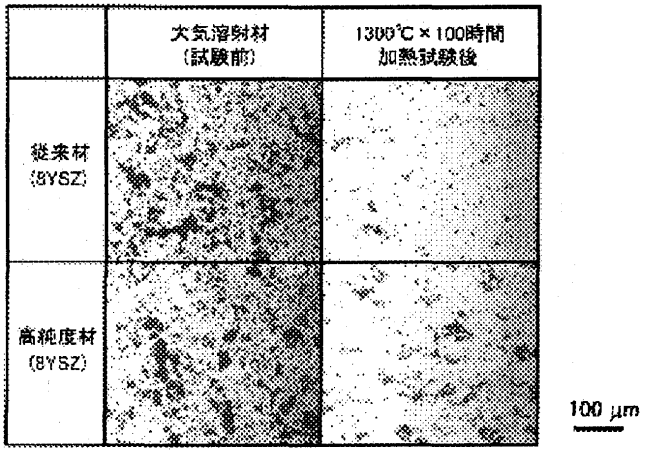


図６　プラズマ溶射法皮膜の加熱前後の組織変化

５．熱サイクル試験

ＥＢ－ＰＶＤ法、およびプラズマ溶射法でＴＢＣ試験片を作製し、バーナー加熱による熱サイクル試験を実施した。試験片はコーティング部分がφ１４mmの円柱状で、基材はＩＮ７３８ＬＣ、ボンドコートはＶＰＳ法によるＮｉＣｏＣｒＡｌＹコーティングを１５０μm、トップコートは前述の高純度８％ＹＳＺを２５０μmコーティングした。

図７にバーナー加熱試験装置の模式図を示す。試験片基材の中心部の温度を、溶射面の側から５mm間隔で３ヶ所について熱電対を用いて測定した。また、トップコートの表面温度を放射温度計により測定した。加熱／冷却サイクル試験の条件は、表面温度を１３００℃に設定し、加熱／冷却を３分／３分

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

の条件で２００サイクル負荷した。５mm間隔で3ヶ所について測定した基材温度から、ボンドコート裏面の温度を１次元近似で推定し、表面温度との関係からトップコートおよびボンドコートを含めた部分の熱伝導率（以下等価熱伝導率と呼ぶ）の経時変化を評価した。

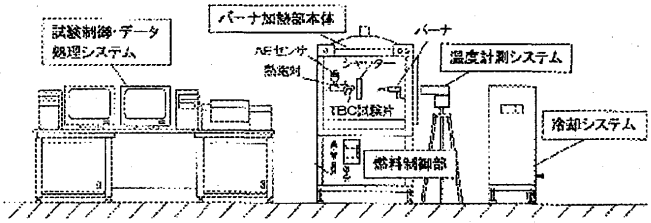


図７　バーナー加熱試験機の概略図

図８に表面温度の計測値の例を示す。昇温では、約７５秒で１２００℃に達し、その後徐々に１３００℃に到達した。降温では、ほぼ６０秒以内に４００℃以下まで冷却された。図９に、トップコートおよびボンドコートを含めた部分の等価熱伝導率の経時変化を示す。但し、縦軸は初期の等価熱伝導率を１とした時の相対値で表した。本試験範囲では、ＥＢ－ＰＶＤ法の試験片では等価熱伝導率にほぼ変化が認められないが、プラズマ溶射法の試験片では、等価熱伝導率が約３０％近く徐々に増加した。

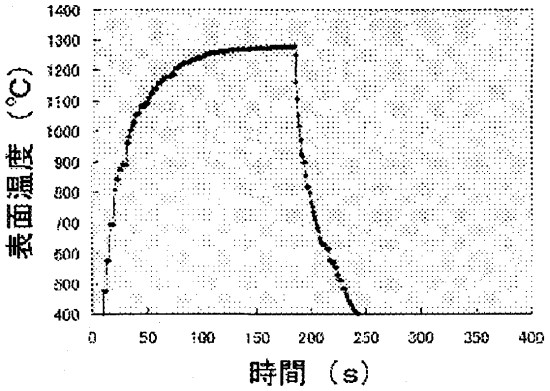


図８　熱サイクル試験における試験片表面温度の計測例

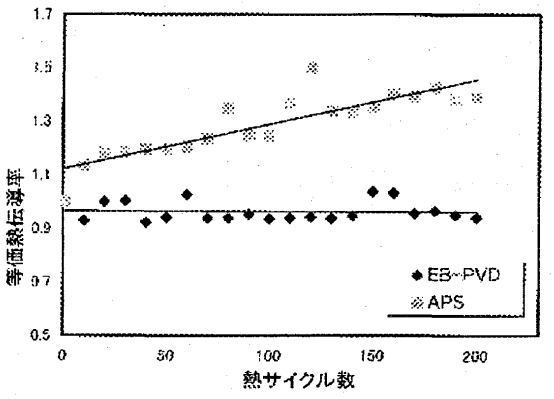


図９　等価熱伝導率の初期値からの相対変化

図１０に熱サイクル試験後の外観写真を、図１１に試験片断面の組織写真を示す。ＥＢ－ＰＶＤ法試験片の試験後外観写真に観察される黒い部分、あるいは周辺の茶色の変色は、熱サイクル試験機のフォルダー金属の一部が溶解・付着、あるいはこすれたものであり、本来の皮膜の欠陥とは無関係である。ＥＢ－ＰＶＤ法、およびプラズマ溶射法のどちらの試験片についても、外観上、剥離・クラック等の大きな欠陥は認められず、本実験条件である表面温度１３００℃×２００サイクルの短時間の試験では健全であることを確認した。試験サイクル数は、現行のガスタービンにおける典型的な定期検査期間中の起動停止回数（約１５０回）を上回るレベルである。断面の観察では、プラズマ溶射法の試験片でトップコートの緻密化の傾向が認められる。熱サイクル試験で見られた等価熱伝導率の熱サイクル回数の増加に伴う上昇の一因は、皮膜の焼結による緻密化の進行によるものと推察される。こうした熱伝導率の増加は皮膜内部の温度上昇をもたらすため、より一層の焼結進行につながり、剥離クラックの発生にまで損傷が加速されていく可能性がある。今後さらに長時間保持での検証試験が必要である。

６．まとめ

高純度のＹＳＺ皮膜をＥＢ－ＰＶＤ法、およびプラズマ溶射法で作製した。各々の製法による代表的な高純度８％ＹＳＺ皮膜の熱伝導率は、約２．６Ｗ／ｍＫ（ＥＢ－ＰＶＤ法）、および約１．５Ｗ／ｍＫ（プラズマ溶射法）であった。目標の表面温度１３００℃、温度差３５０℃は、トップコート膜厚を

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３００μmないし１５０μmとすることで、達成可能なことが判明した。また、プラズマ溶射皮膜の評価から、高純度化が耐焼結特性の改善に有効なことが明らかになった。しかしながら、この高純度皮膜でも、大気中１３００℃では１００時間で約１．５％の焼結収縮を示したことから、さらに耐熱・耐久性に優れた新規トップコート材料の開発も必要と考えられた。熱サイクル試験では、プラズマ溶射皮膜では表面層の焼結進行によると考えられる組織変化とそれに伴った熱伝導率の上昇が確認された。

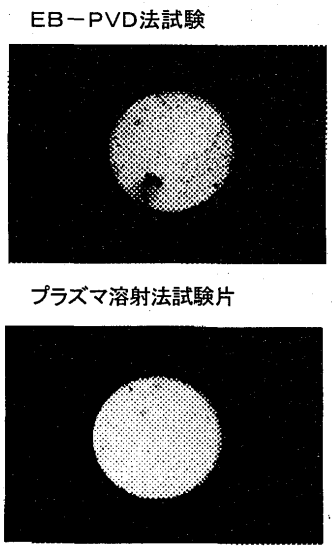


図１０　熱サイクル試験後の外観写真

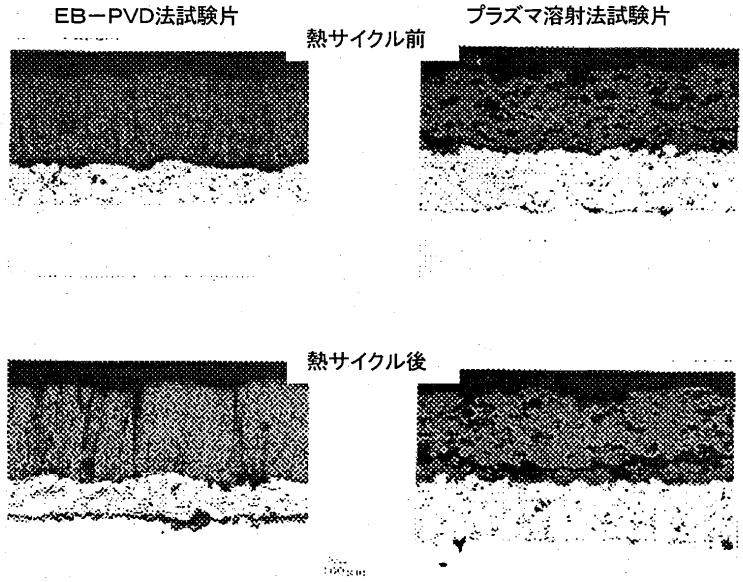


図１１　熱サイクル試験前後の試験片断面の組織

謝辞

本研究は経済産業省が推進する「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術」プロジェクトの一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構から電力中央研究所が委託を受け、再委託先である東芝で実施されたものである。

参考文献

１．「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン第Ｉ期研究開発」平成１１年度成果報告書
２．「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術（ＷＥ－ＮＥＴ），サブタスク８，水素燃焼タービンの開発，超高温材料の開発」平成１０年度成果報告書
３．「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術（ＷＥ－ＮＥＴ），サブタスク８，水素燃焼タービンの開発，超高温材料の開発」平成９年度成果報告書

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

1700℃級ガスタービン用遮熱コーティングの開発 (コーティングの組織および構造の検討)

＊有川　秀行、 西　和也 、児島　慶享 ((株)日立製作所　日立研究所)
久松　暢 、新田　明人 ((財)電力中央研究所)

1. はじめに

平成 11 年 8 月から開始された「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術　第Ⅰ期研究開発」においては、メタン－酸素燃焼 1700℃級超高温ガスタービンを用いたクローズド型システムにより、排ガス中の二酸化炭素を全て回収し、かつ、発電端効率 60%以上の発電システムの開発が行われている。1700℃級ガスタービンの実現に向けては、様々な技術開発課題があるが、その一つとして、動静翼用の遮熱コーティング(Thermal Barrier Coating：TBC)の開発が挙げられている。TBC は翼の表面に、低熱伝導のセラミック(主にジルコニア系)をコーティングすることで、翼表面から内部冷却側への熱流を抑え、翼基材温度を低減するもので、翼の耐熱性向上に有効な技術として注目されている。本稿では、1700℃級ガスタービンに適用可能な TBC の開発に向け、プロジェクトの一環として実施した、TBC の組織及び構造の基礎検討結果について報告する。

2. 開発 TBC の課題

図 1 に開発 TBC の使用環境と構成概念図を示す。1700℃級ガスタービンでは、TBC の表面温度＝1300℃、TBC 内の温度落差＝350℃という、材料的に厳しい熱環境が予想される。さらに、メタン－酸素燃焼ガス中には、多量の水蒸気が含まれるため、TBC には高温･高圧水蒸気に対する耐久性も必要と考えられる。このような厳しい熱環境では、従来の溶射法による TBC に比べて耐熱性に優れる、EB-PVD 法(電子ビーム物理蒸着法)による組織制御(柱状組織)セラミック層を用いた TBC が有望と考えた。しかし，柱状組織セラミック層は環境遮断性が溶射法によるセラミック層に劣るという欠点がある。そこで，この問題を解決する方法として，柱状組織セラミック層 TBC のセラミック層／下地合金層の境界部に，環境遮断のためのバリア層を導入した TBC 構造を提案し、要素開発を進めている。

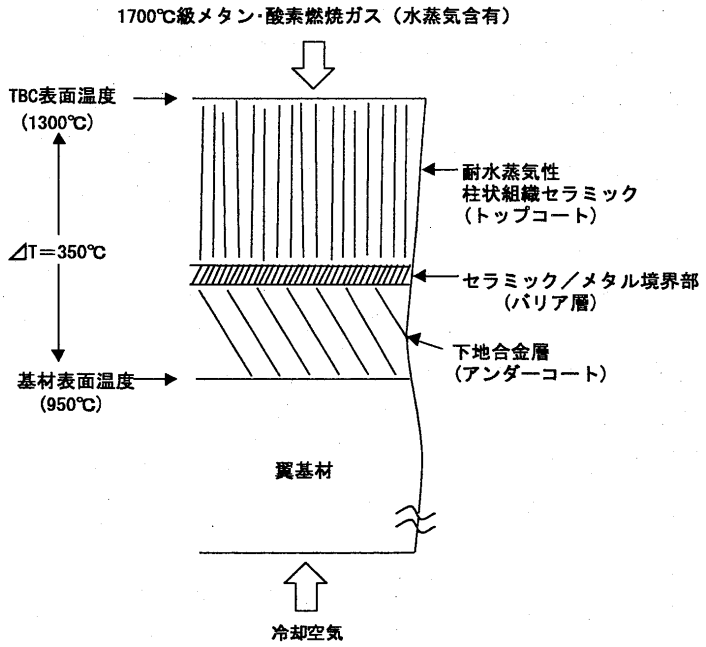


図1　開発TBCの使用環境と構成概念図

本研究では，数種類の安定化ジルコニアセラミックスについて行った、イオンビーム応用 EB-PVD 法による柱状組織セラミック層の成膜条件検討、試作 TBC のプラズマ加熱試験による耐熱サイクル性評価、及びバリア層による耐酸化性向上の検討の結果について述べる。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2. セラミックトップコートの柱状組織化の検討

2.1 実験方法

(1) 成膜方法

図 2 に本研究で用いたイオンビーム応用 EB-PVD 装置の概略を示す。本装置は、真空チャンバー内に 2 台の EB ガンと回転リングハースからなる EB 蒸着系、2 台のガスイオン源、試料回転機構系、真空排気系を備えた設備である。成膜時は EB 蒸着と同時に、試料への酸素イオン照射を同時に行い、密着力の強化と、皮膜成長部への高密度のエネルギー付与による、柱状組織の成長促進を図ることが特長である。

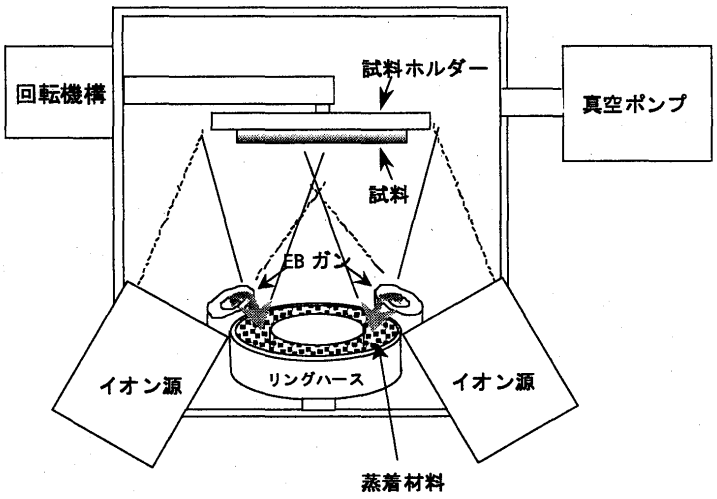


図2 イオンビーム応用EB-PVD装置の概略

本研究では，柱状組織の成長に最も影響の大きいと思われる成膜温度について、イオン照射電流を変化させ、成膜温度：400～500℃、700～800℃、850～950℃の 3 段階について成膜試験を行い、柱状組織の成長を調べた。他の主な成膜条件としては、真空度：<10^{-2}Pa、蒸着速度：約 40μm／h、イオン加速電圧：20kV で共通とした。試験片基材としては、Ni 基合金 IN-738LC を用い、20×40×3mmt の板状とした。試験片は、あらかじめ、アンダーコートとして NiCoCrAlY を 100～200μm の厚さ減圧プラズマ溶射で成膜し、拡散熱処理を施したものを成膜試験片とした。

(2) 蒸着材料

蒸着材料としては，ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、ZrO_2-18wt%CeO_2 及び ZrO_2-8wt%Y_2O_3(従来材）の、安定化元素の異なる安定化ジルコニア 3 種類について検討した。従来材の ZrO_2-8wt%Y_2O_3 は腐食環境下では安定化元素の Y が腐食性分と反応して脱安定化を招き，耐熱性が低下することが指摘されており[1)2)]，高温水蒸気中でも耐熱性の低下が懸念される。このため，溶射法による成膜では従来材に比べ耐熱性では劣るが，溶融塩腐食環境下での耐食性に優れる安定化ジルコニアとして実績のある[1)2)] ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、ZrO_2-18wt%CeO_2についても検討することとした。

(3) プラズマ加熱試験

柱状組織化による耐熱性向上を確認するため、試作した TBC 試験片について、プラズマ加熱試験装置による高熱流束場での熱サイクル試験を行った。図 3 に用いたプラズマ加熱試験装置の概略図を示す。本装置は、加熱源として溶射用のプラズマガンを用い、Ar+H2 プラズマでφ20mm、厚さ 10mm の IN738LC 製円板状試験片の表面を加熱し、同時に裏面を水冷することで試験片表面のコーティングに高熱流束負荷を与えるものである。加熱条件は試験片とプラズマガンの距離で調整する。試験片には側面から 2 本の熱電対を挿入できる穴が加工されており、熱電対の先端を試験片の中心軸上に 6mm の間隔で位

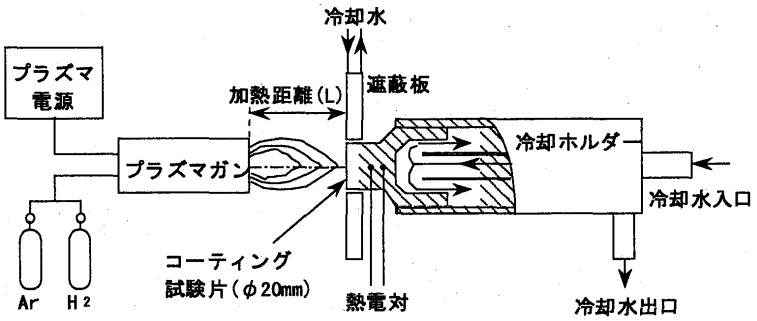


図3 プラズマ加熱試験装置の概略図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

置するように設定し、熱電対の温度差から熱流束を求める。このような試験装置を用いて、前項で得られた条件(成膜温度：850～950℃)で作製した EB-PVD 法による柱状 ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、及び ZrO_2-18wt%CeO_2 トップコート TBC について、プラズマ加熱試験を実施した。なお、比較のため従来材の柱状 ZrO_2-8wt%Y_2O_3 トップコート TBC、及び 3 種類のセラミック材の溶射トップコート TBC についても試験を実施した。試験条件は、プラズマガン出力：約 65kW、加熱距離：70mm で、熱電対の温度差から求めた熱流束：約 2.0MW/m^2、推定表面温度：約 1300℃の条件で、加熱 3min、冷却 3min のサイクルをトップコートの剥離が目視で確認できるまで繰り返した。

3.3　実験結果及び検討

(1)　EB-PVD 法による柱状組織セラミックの成膜結果

図 4 に、それぞれ、成膜温度：400～500℃、700～800℃、850～950℃で、3 種類のセラミック材料を成膜して得られた、トップコートの破断面 SEM 観察の結果を示す。

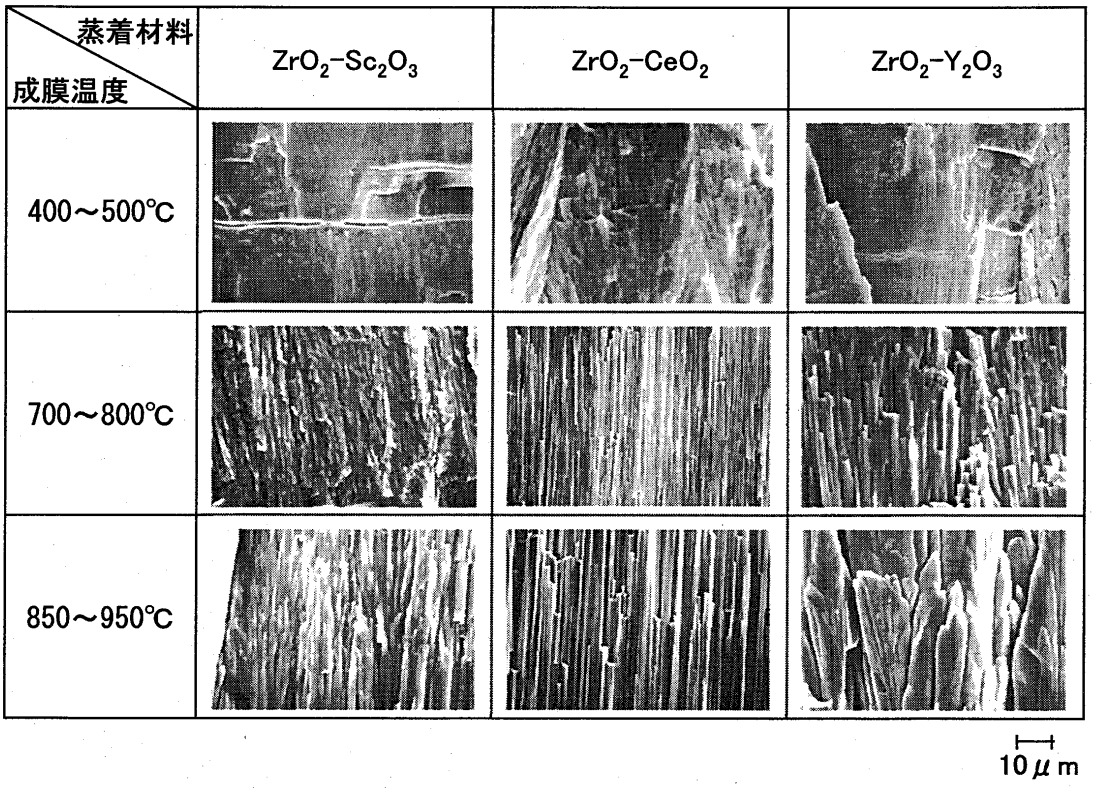


図4　イオン応用EB-PVD法によるトップコートの破断面SEM観察結果

成膜温度 400～500℃のトップコート組織を見ると、3 種類の材料とも、上下に方向性のある組織は認められるものの、個々の柱状組織は明確となっておらず、柱状組織として十分ではなかった。成膜温度：700～800℃では、従来材の ZrO_2-8wt%Y_2O_3 は幅数μm の柱状組織が明確に認められ、個々の柱状組織の分離が期待できる状態となっている。しかし、検討材の ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、ZrO_2-18wt%CeO_2 では十分な柱状組織が得られていなかった。さらに高温の成膜温度：850～950℃では、従来材、検討材共に幅数μm の柱状組織が認められ、個々の組織も明瞭となっており、十分に柱状組織が成長していることが判る。これらの結果から、850～950℃の成膜温度で、検討材の ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、ZrO_2-18wt%CeO_2 についても柱状組織間の分離による熱応力緩和機能が期待できる柱状組織が得られることが判った。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(2)　プラズマ加熱試験による耐熱サイクル試験結果

図 5 に試験結果を示す。柱状 TBC では従来材、検討材のいずれもが 50 回の繰り返しでも剥離は認められなかった。一方、溶射 TBC では、剥離に至るまでのサイクル数は、ZrO_2-18wt%CeO_2 で 2 回、ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3 で 3 回 、ZrO_2-8wt%Y_2O_3 で 6 回であった。以上の結果から、検討材の ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3 、 ZrO_2-18wt%CeO_2 についても、従来材同様に柱状組織化によって応力緩和効果が発現し、溶射 TBC に比べて大幅に耐熱サイクル性が向上できることが判った。

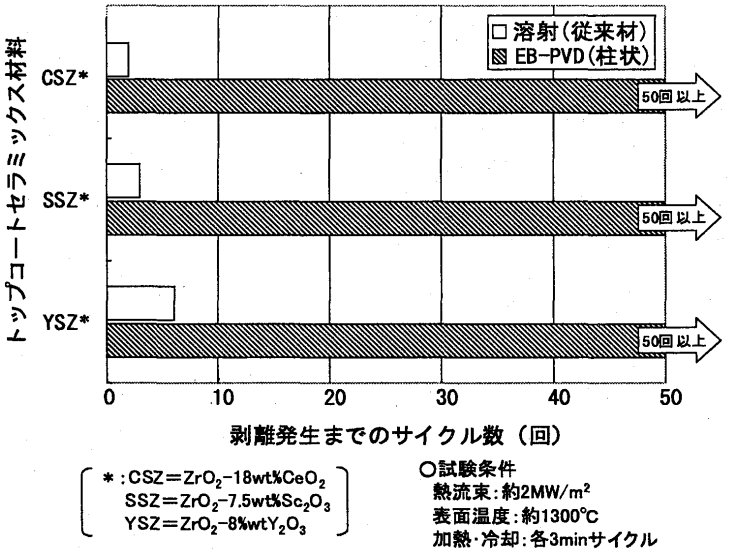


図5　各種TBCのプラズマ加熱サイクル試験結果

3.　バリア層導入の検討

3.1　実験方法

(1)　バリア層材料

バリア層の材料に求められる特性としては、酸素の遮断性が高い、すなわち高温での酸素の拡散係数が小さいこと、及び高温でトップコート、アンダーコートの材料と化学的に安定で、かつ、双方と高い密着力を有すること等が挙げられる。これらの特性について、調査・予備検討を行った結果から、本研究では Al_2O_3 をバリア層に用いた。そして，Al_2O_3 をバリア層として TBC に導入した試験片を試作し、バリア層導入によるトップコート／アンダーコートの密着力の変化と、高温酸化試験によるバリア効果の確認を行った。

(2)　成膜方法

バリア層の Al_2O_3 の成膜は、トップコートのジルコニアの EB-PVD 法による成膜に先立ち、同じ装置を用いてイオンビーム応用 EB-PVD 法にて行った。膜厚は、予備検討の結果から、2～3μm を目標とすることにした。Al_2O_3 の成膜条件は、前述のジルコニアの条件とほぼ同様で、蒸着速度：約 5μm／h のみが異なる。なお、試験片基材には IN738LC、φ25×3t の円板状の試験片を用い、アンダーコートは減圧溶射法による NiCoCrAlY を厚さ約 100μm、トップコートはイオン応用 EB-PVD 法による柱状組織 ZrO_2-8wt%Y_2O_3 を厚さ約 100μm、それぞれバリア層の前後に成膜した。

(3)　大気中高温酸化試験

試作 TBC 試験片について，バリア層の効果を確認するため、大気中電気炉加熱による 1000℃×1000h の高温酸化試験を行った。なお、比較のためバリア層の無い TBC と溶射 TBC についても同様の試験を行った。試験後には断面組織と EPMA による元素分布分析を行った。

3.2　実験結果及び検討

(1)　バリア層導入 TBC の成膜結果

図 6 上段に、試験に供した 3 種類の TBC 試験片の試験前断面組織を示す。Al_2O_3 バリア層を導入した TBC 試験片の断面組織で、トップコートとアンダーコートの間に黒い帯状に見えるのが Al_2O_3

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

バリア層で、厚さは約 2μm であった。Al_2O_3 バリア層はトップコートとアンダーコートに良く密着しており、間隙や空孔等は認められず、良好な組織と考えられる。

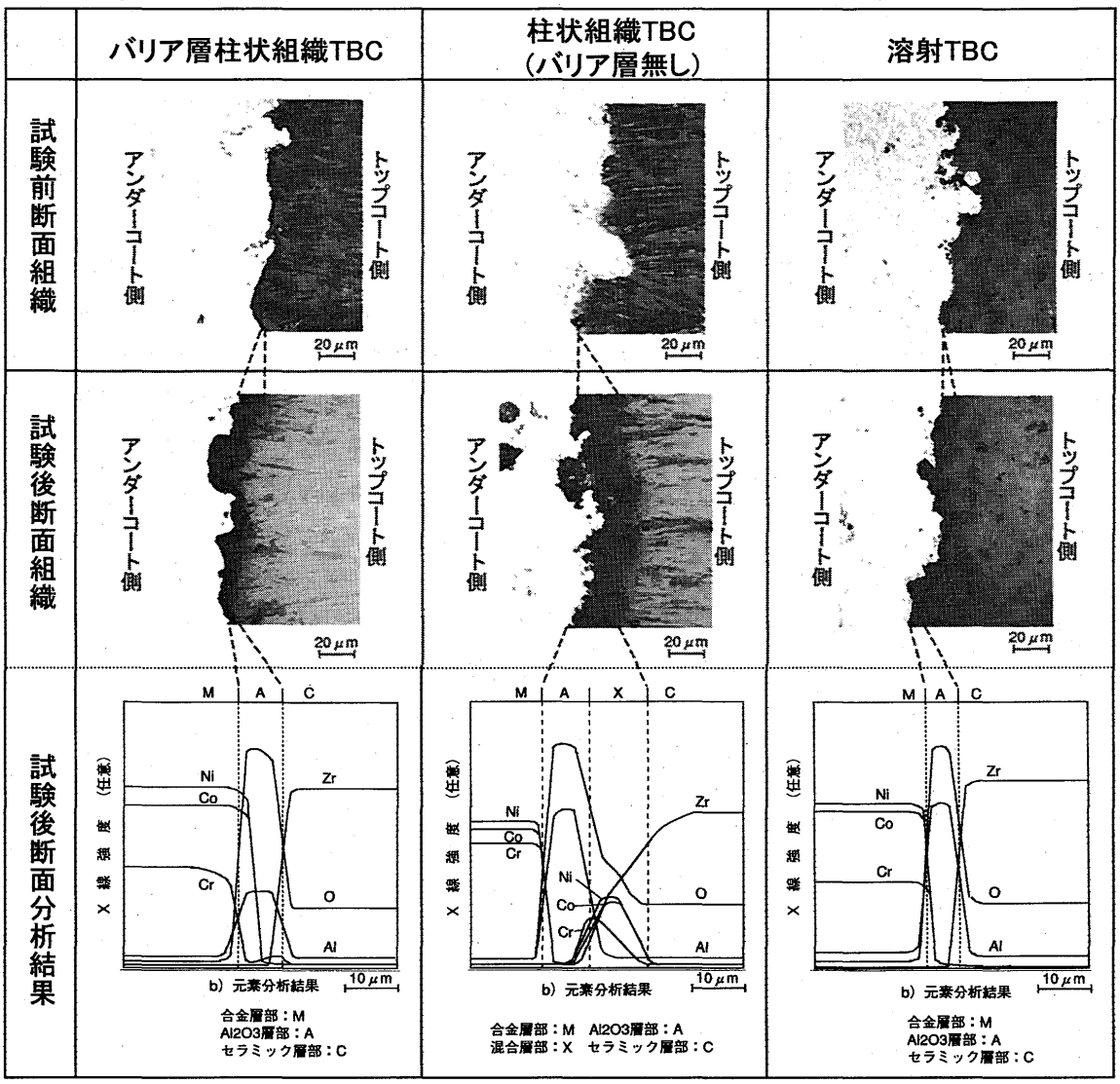


図6　大気中酸化試験前後のTBC試験片の断面組織と試験後の断面EPMA分析結果

(2) バリア層導入 TBC 試験片の大気中高温加熱試験結果

図 6 中段に、各試験片の試験後の断面組織、図 6 下段には試験後の EPMA による断面元素分布の分析結果を示す。Al_2O_3 バリア層柱状 TBC の試験後の断面組織では、トップ／アンダーコート界面に、試験前の Al_2O_3 バリア層(厚さ約 2μm)に比べ、厚い酸化物層が形成され、10～20μm 程度の厚さとなっていた。EPMA 分析の結果、この酸化物層は Al_2O_3 であった。これらの結果から、試験前に 2μm の厚さ Al_2O_3 バリア層を設けたが、Al_2O_3 バリア層だけでは完全に酸化の進行を防止することはできず、Al_2O_3 バリア層の熱応力によるミクロクラック等を通じてアンダーコートの酸化が進行し、トップ／アンダーコート界面に Al_2O_3 酸化物が成長したと考えられる。

一方、比較の為に実施した、バリア層の無い柱状 TBC の断面組織でも、界面には非常に厚い酸化物層が形成されていた。その厚さは 20～40μm 程度の厚さとなっており、バリア層 TBC のほぼ 2 倍の厚さまで増加していた。EPMA 分析の結果、この酸化物層は二層構造となっており、アンダー

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

コート側にはAl_2O_3層が、トップコート側には、Cr、Ni、Coの酸化物層が生じていることが判った。したがって、バリア層の無い柱状TBCでは、酸化が進行しアンダーコート内に含まれるAlがすべて消費され、アンダーコートの主成分であるCr、Ni、Coの酸化が生じているものと考えられる。以上の結果から、Al_2O_3バリア層柱状TBCでは、トップ／アンダーコート界面の酸化を完全に防止することはできないものの、バリア層による酸化抑制効果が認められた。

一方、溶射TBCの試験後の断面組織では、酸化物層の厚さは、約10μm程度の厚さに成長しており、Al_2O_3バリア層TBCよりも若干薄く、また、バリア層の無い柱状TBCのほぼ1/4の厚さにしか成長していない。分析結果でも、酸化物はほぼAl_2O_3のみであった。この溶射TBCの結果と、前述のAl_2O_3バリア層の有無による柱状TBCの結果を比較すると、柱状TBCは、柱状組織の分離による熱応力緩和機能により、溶射TBCに比べ耐熱性に優れるが、長時間の酸化に対する耐久性においては、溶射TBCに劣ると考えられる。従って、柱状TBCを本研究のメタン－酸素燃焼1700℃級ガスタービンに適用するためには、水蒸気等の酸化からトップ／アンダーコート界面を保護するための方策が不可欠であると考えられる。今回検討したAl_2O_3バリア層では、バリア層による酸化抑制効果は認められるが、酸化層の厚さは溶射TBCよりも厚く成長しており、さらに優れた界面の酸化抑制方法を見出す必要がある。

4. まとめ

1700℃級ガスタービンへ適用可能な高性能TBCの開発を目的に、セラミックトップコートの柱状組織化、及び環境バリア層の導入について検討し、以下の知見を得た。

(1) ZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、ZrO_2-18wt%CeO_2について、成膜温度：850～950℃の条件で、応力緩和効果が得られる柱状組織化が可能であることが判った。

(2) 得られたZrO_2-7.5wt%Sc_2O_3、ZrO_2-18wt%CeO_2の柱状組織TBCは、同材料の溶射TBCに比べ大幅に耐熱サイクル性が向上することが判った。

(3) Al_2O_3バリア層を柱状組織TBCに導入した場合、バリア層無しTBCに比べトップコート／アンダーコート界面における酸化層の成長を抑制できることが判った。

今後は、耐水蒸気性も含めた耐久性試験を行い、トップコート及びバリア層の材料・プロセスの改良を進める予定である。

謝辞

本研究は、新エネルギー産業技術総合開発機構(NEDO)が推進する「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術 第Ⅰ期研究開発」の一環として、実施したものである。関係各位に、深く感謝の意を表す。

参考文献

(1) B.A.Nagaraj and D.J.Wortman,"Burner Rig Evaluation of Ceramic Coatings with Vanadium-Contaminated Fuels", 89-GT-270,1989

(2) R.L.jones,"Scandia-Stabilized Zirconia for Resistance to Molten Vanadate-Sulfate Corosion",Surface and Coating Tech.,39/40,89-96,1989

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

IN738LCの低サイクル疲労特性に及ぼすAl拡散浸透処理を施した耐食コーティングの影響

＊根岸　睦　（関西電力（株）総合技術研究所）
香川　裕之（関西電力（株）総合技術研究所）

1．緒言

コンバインドサイクルプラントの熱効率向上への要求は必然的にガスタービン作動温度の高温化をもたらし、高温強度特性、耐食性に優れた材料が構成部材として求められている。しかしながら、これら両方の特性を兼ね備えた材料は現在のところ実用化されておらず、高温強度特性と耐食性を機能分離させ、前者を基材に後者をコーティングに担わせる複合化材料が用いられるようになった。一般にこのような耐食コーティングは、基材と比較して低温変形能に乏しいため亀裂の発生・進展を助長し、動翼の寿命低下の一因となる場合がある[1,2]。このため発電設備の信頼性確保と補修費低減のためにはコーティングの影響を加味した総合的な寿命評価に基づく設備診断が不可欠である。このような観点から耐食コーティングが基材の疲労寿命に及ぼす影響についてこれまで多くの報告がなされているが、コーティングの種類、試験温度等の条件の相違から、その設備診断技術は十分に確立されているとは言い難いのが現状である。

そこで本研究ではAl拡散浸透処理を施した耐食コーティングを対象に、Ni基超合金IN738LCの低サイクル疲労特性に及ぼす影響について調査した。また、得られた結果はAl拡散浸透処理を行わないコーティング材[3]との疲労特性比較を行い、Al拡散浸透処理が機械的性質に及ぼす影響について検討した。

2．供試材および実験方法

2．1供試材

動翼材料である普通精密鋳造Ni基超合金IN738LCを供試材とした。化学成分をTable1に示す。直径30mm、長さ200mmの丸棒を精密鋳造し、HIP処理（1200℃×147MPa×4h）を施した後、Table1に示す所定の熱処理を施し基材に供した。供試材を平行部直径8mm、ゲージ長16mmの中実円筒試験片に機械加工し、表面にCoNiCrAlY粉末を低圧プラズマスプレーでコーティング施工した後、さらに表面にAl拡散浸透処理（真空中1120℃×2h→Ar冷却）を行い疲労試験片に供した。コーティング層およびAl拡散浸透層の厚さはそれぞれ約200μm、約30μmとした。

Table1　Chemical compositions of materials and heat treatment

Materials	Compositions（wt.%）									
	Ni	Cr	Mo	Co	W	Ti	Al	Nb	Ta	Y
IN738LC	Bal.	16.0	1.60	8.46	2.52	3.36	3.46	0.70	1.62	－
CoNiCrAlY	32	21	－	Bal.	－	－	8	－	－	0.5

Heat treatment of IN738LC：HIP　1200℃×147MPa×4h
Solution　1120℃×2h→N_2 cooled
Aging　843℃×24h→N_2 cooled

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，（秋田）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2．2低サイクル疲労試験

低サイクル疲労試験は荷重容量±200kN の電気炉加熱方式の電気油圧サーボ式疲労試験機を用いて実施した。制御方式は歪み制御の完全両振三角波（歪み比：$R_\varepsilon=-1$）とし、試験温度は室温および800℃にて行った。また歪み速度（$\dot{\varepsilon}$）、全歪み範囲（$\Delta\varepsilon_t$）に関する試験条件の内訳は、室温では6%/min の歪み速度で$\Delta\varepsilon_t$ =0.8，1.0，1.3%の3条件で、800℃では6%/min と0.05%/min の二通りの歪み速度でそれぞれ、$\Delta\varepsilon_t$ =0.6，1.0%、$\Delta\varepsilon_t$ =1.0，1.3%で行った。尚、800℃の試験においては、試験片表面温度が800℃に到達した時点から1時間後に試験を開始している。また、コーティング表面に発生する亀裂をレプリカ法により追跡観察するため、任意のサイクル数において試験を中断した。

3．実験結果および考察

3．1　Al拡散浸透処理されたCoNiCrAlYコーティングの影響

Al拡散浸透処理されたCoNiCrAlYコーティング材（以下 $Al_{diff.}$/CoNiCrAlYコーティング材）とIN738LC（以下基材）単体の疲労試験結果をFig.1に示す。まず $Al_{diff.}$/CoNiCrAlYコーティング材の疲労寿命に及ぼす温度の影響に注目すると、室温および800℃では同程度の寿命レベルを示しており、疲労寿命に対する温度依存性は認められなかった。また基材単体のそれと比較した場合、何れの温度においてもコーティング材の方が低寿命であるが、特に室温での寿命低下の割合は大きく、約1/10にまで低下していた。一方800℃における $Al_{diff.}$/CoNiCrAlYコーティング材と基材の疲労寿命に及ぼす歪み速度の影響に着目すると、低歪み速度側（$\dot{\varepsilon}$=0.05%/min）では両者の疲労寿命は僅差であるのに対し、高歪み速度側（$\dot{\varepsilon}$=6%/min）ではコーティング材の疲労寿命は基材単体のそれの約 1/2～1/3 に低下しており、歪み範囲の増大に伴い低下割合も大きくなる傾向を示した。

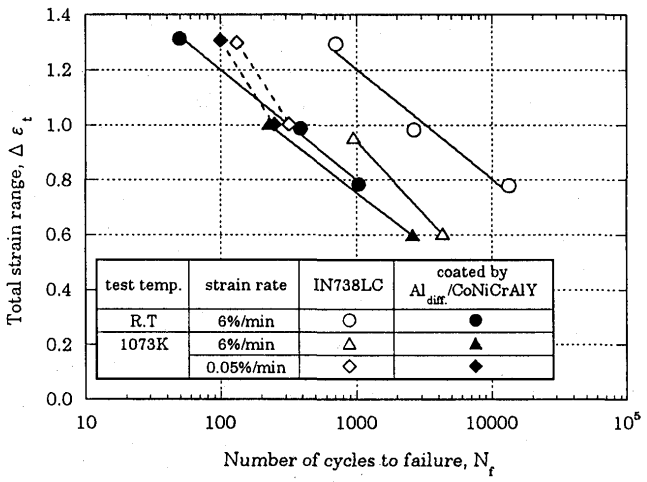


Fig.1 Comparison of failure life between aluminized coated material and substrate cyclically deformed at R.T and 1073K

Fig.2 は上記のコーティング材の疲労破壊後（$\Delta\varepsilon_t$=1.0%一定）の縦断面写真および疲労破面をそれぞれ光学顕微鏡、走査型電子顕微鏡（SEM）にて撮影したものである。何れの温度、歪み速度条件においてもコーティング割れが亀裂の起点となっていた。またその亀裂は粒内を伝播していることが破面観察より明らかとなった。さらに縦断面写真から800℃における試験では、歪み速度に依らず最表面に形成されたAl濃化層（最表面の白く見える部分）付近で多くの微小亀裂が停留しており、その濃化層下のコーティング健全層には主亀裂（破面）以外の亀裂の進展はほとんど見られなかった。IN738LC およびそのコーティング材の低サイクル疲労試験では、基材の鋳造欠陥から亀裂が発生したと報告されている事例もあるが[4,5]、本実験に用いた基材は精密鋳造後HIP処理を行っているため、亀裂の起点となる鋳造欠陥は消滅し、コーティング表面から亀裂が発生したものと推察される。図は省略するが、基材単体の場合もコーティング材と同様に、その亀裂の起点は鋳造欠陥ではなく表面であった。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

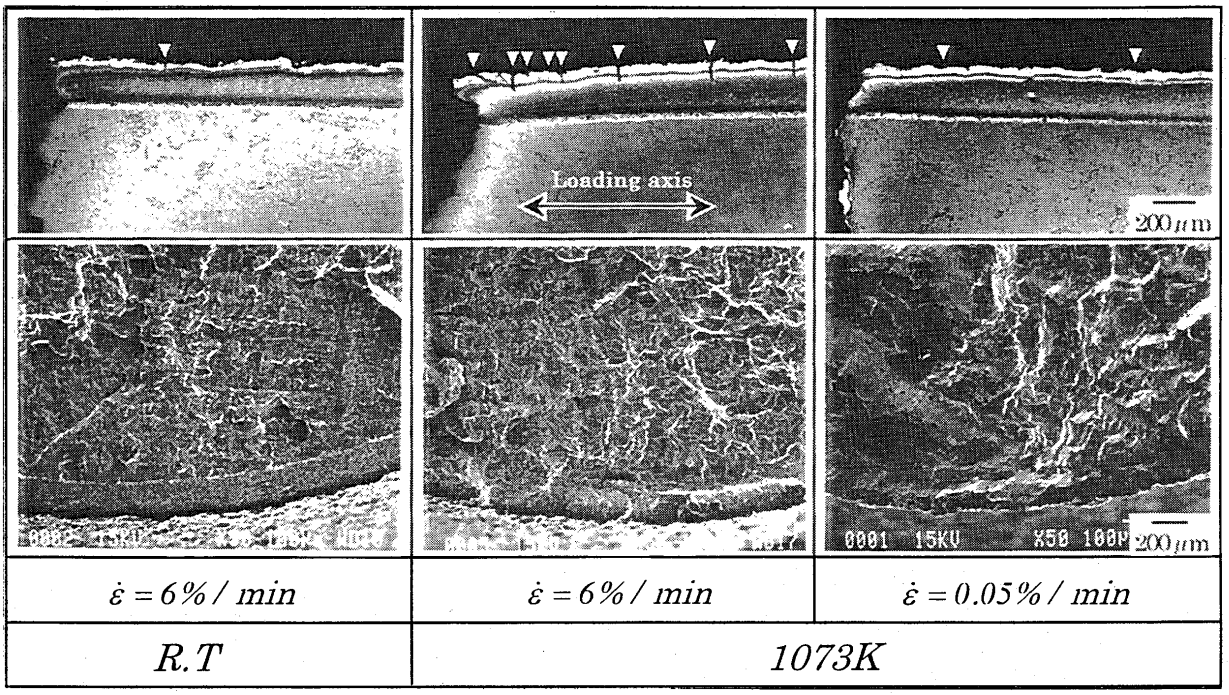


Fig.2 Cracking appearance in axial section and failure surface of specimens cyclically deformed at room temperature and 1073K with various strain rates. ($\Delta\varepsilon_t$ =1.0% constant.)
▽ shows cracking initiation sites.

このように 800℃以下の低サイクル疲労試験において基材単体の場合に対し、$Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材の疲労寿命は低寿命であり、耐食コーティングはマイナスの影響を与えることが明らかとなった。このコーティングによる寿命低下の要因として、繰り返し負荷によるコーティングの局所変形、あるいは変形能不足に起因する引張割れが亀裂の起点となり基材の疲労特性に影響を与えることが考えられる。特に延性が乏しい延性脆性遷移温度（DBTT）以下では、後者の変形能不足による引張割れが疲労試験開始直後に導入されるため、疲労寿命の一層の低下を招く恐れがある。本実験における $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティングの DBTT は定かでないが、Al 拡散浸透処理により最表面に脆性的な（Ni,Co）Al 金属間化合物が形成されるため[6]、CoNiCrAlY コーティングの DBTT である約 700℃以上の温度においても[7]、$Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティングは僅かな歪みで亀裂を発生させることが予想される。

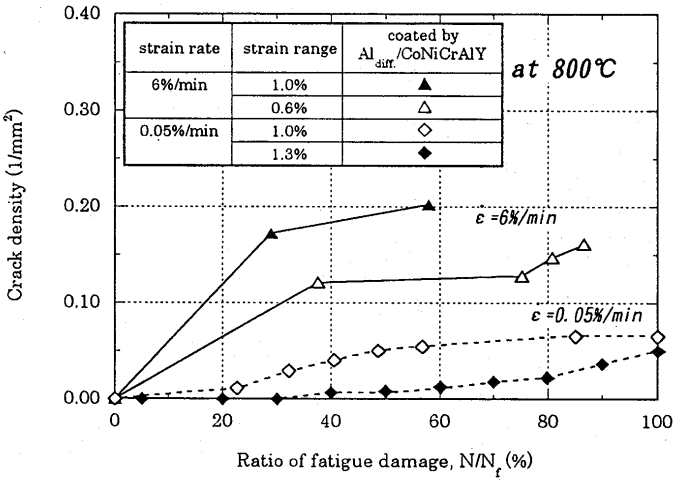


Fig.3 Variation of surface crack density in aluminized CoNiCrAlY coating materials cyclically deformed at 1073K with various total strain ranges and strain rates.

そこで、$Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材の 800℃低サイクル疲労試験中において、コーティング表面に観察された亀裂密度を Fig.3 に示す。観察方法は疲労試験途中で試験を中断し、コーティング表面に発生した亀裂のレプリカ採取を行い、そのレプリカを SEM にて観察した。なお、観察位置は主亀裂近傍の任意の同一位置とし、亀裂密度の定義は切線法により亀裂が

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

切線と交わった交点の総数を観察視野面積で除したものとした。Fig.3 より歪み速度の増大により亀裂密度は増加する傾向を示し、また少なくとも疲労初期（≦0.3N_f）には既に多数の亀裂が発生していることが確認された。Ni 基一方向凝固材に同じコーティングを施した熱疲労試験においても、N=1 で既に亀裂が発生していることが確認されていることから[8]、本試験においても疲労のかなり初期段階から亀裂が発生していたものと考えられる。よって $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材の表面に観察された亀裂は疲労による局所変形に起因して形成されたものではなく、引張負荷時に延性不足により生じた割れであると考えられる。一方、室温におけるレプリカ採取では破断直前まで主亀裂以外の亀裂はほとんど観察できず、亀裂密度も N=N_f までほぼゼロであった。これは初期段階での割れが Al 濃化層にとどまらずコーティング内部まで深く生じ、疲労負荷によるコーティング表層部での歪みがこの深い割れにより緩和され、その後の疲労負荷によっても新たなコーティング割れを生じず、結果としてコーティング亀裂密度が低かったものと推測される。

3．2　Al 拡散浸透処理が機械的性質に及ぼす影響

前節において $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティングが基材の疲労寿命に対しマイナスの影響を与えていること、および亀裂の起点となるコーティング表面には延性に乏しい金属間化合物の形成により、800℃疲労試験ではその開始直後から亀裂は発生していた可能性が高いことなどが示唆された。そこで本節では Al 拡散浸透処理の有無が CoNiCrAlY コーティング材の疲労特性に及ぼす影響について考察する。

Fig.4 は基材、CoNiCrAlY コーティング材[3]および $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材の低サイクル疲労試験を $\dot{\varepsilon}$=6%/min の歪み速度にて、室温および 800℃の大気環境下でそれぞれ実施した疲労寿命結果を図示したものである。室温では、$Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材＜CoNiCrAlY コーティング材＜基材の順にその疲労寿命は長くなり、Al 拡散浸透処理の有無に関わらず CoNiCrAlY コーティングは基材の疲労破断を早期化させる効果のあることがわかった。しかしながらその早期化の程度を比較した場合、Al 拡散浸透処理を施した方がより低寿命となっていた。一方、800℃では $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材＜CoNiCrAlY コーティング材＝基材の順に疲労寿命は長くなり、Al 拡散浸透処理の有無により基材の疲労寿命に及ぼす影響に違いがあることが明らかとなった。そこでまず破断の起点となる亀裂の発生状況を調べるため、800℃，全歪み振幅 $\Delta\varepsilon_t$=1.0%の試験条件で破断した試験片の縦断面を観察した結果を Fig.5 に示す。写真から明らかなように、亀裂の発生間隔は $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材で 200～300 μm と短く、発生箇所数も数十箇所と非常に多いのに対し、CoNiCrAlY コーティング材および基材単体では主亀裂以外の亀裂の存在はほとんど確認されなかった。さらにその亀裂の進展過程を比較した場合、CoNiCrAlY コーティング材と $Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティング材では異なる亀裂進展状況を示していた。前者では、コーティング表面から発生した亀裂は界面の空隙を経由して基材内部まで進展しており、亀裂進展長さもほぼ

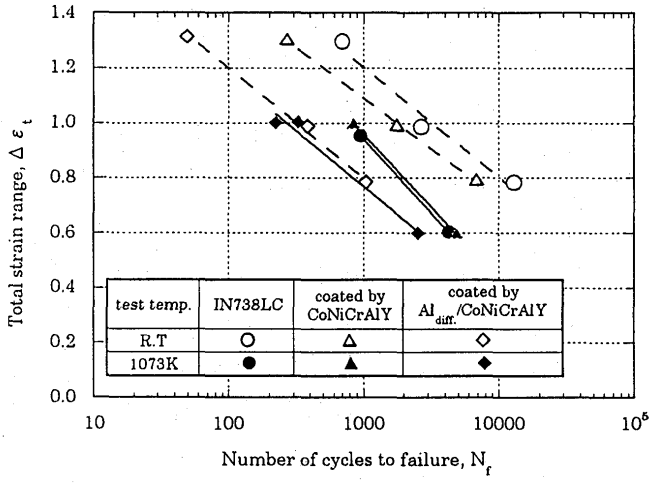


Fig.4 Comparison of failure life among substrate,coated one and its aluminized coated one cyclically deformed at R.T and 1073K with strain rate of 6%/min.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

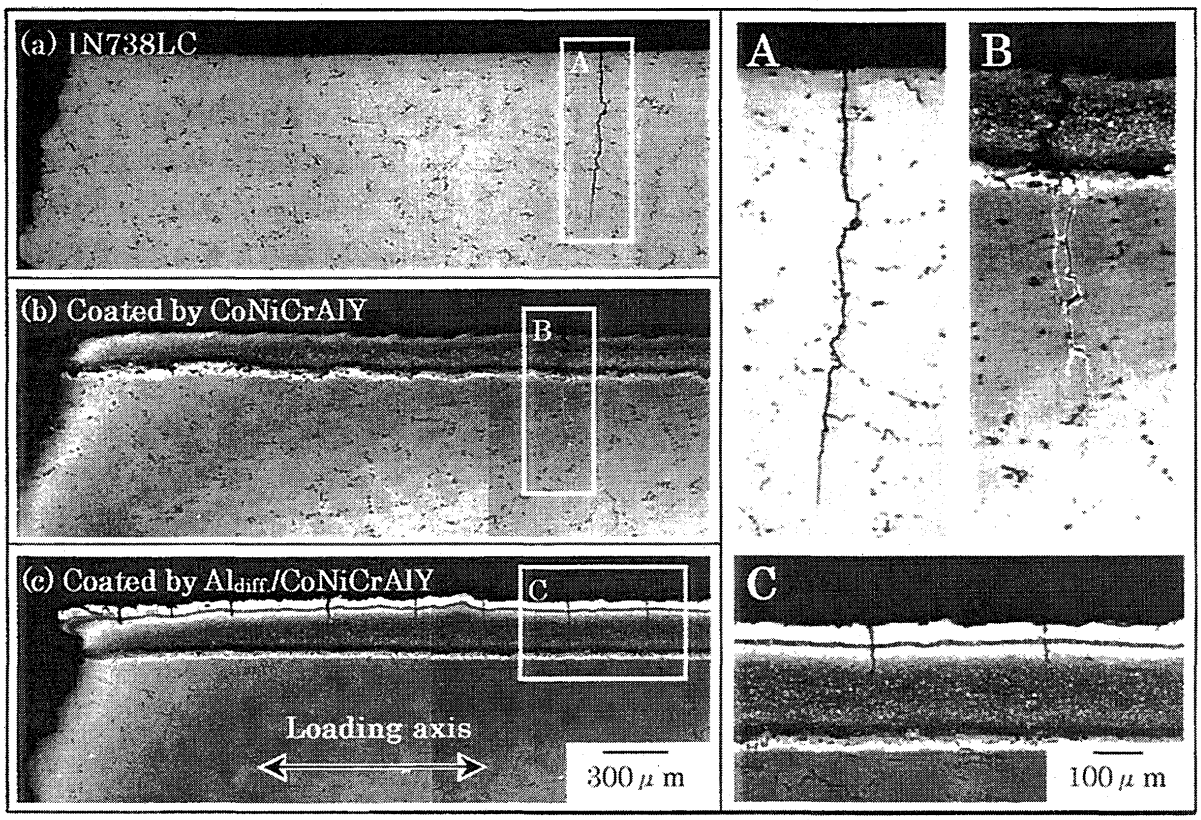


Fig.5 Cracking appearance in axial section of failure specimens cyclically deformed at 1073K with strain rate of 6%/min and total strain range of 1.0%.

基材単体の場合と同等であるのに対し、後者では亀裂の発生起点でもある表面に形成された Al 濃化層で多くの亀裂は停留し、主亀裂以外の亀裂が基材内部に進展している様子は観察されなかった。

これらの結果は Al 拡散浸透処理を施さない CoNiCrAlY コーティングの場合、その DBTT が約 700℃と低く 800℃では十分な延性を示すことができるため、基材同様繰り返し負荷に伴う局所変形により亀裂は発生・進展するのに対し、Al 拡散浸透処理を施したコーティングに発生する亀裂は延性不足に起因した割れであるため、引張負荷時に導入された歪みを解放するため亀裂発生箇所は多くなり、一箇所あたりの亀裂進展も短く済んだのではないかと考えられる。

次に各試験において測定された応力レベルの比較（Fig.6 参照）から Al 拡散浸透処理による疲労破断の低寿命化に至る原因を考察する。なお Fig.6 中縦軸の数値は疲労試験における引張応力と圧縮応力の絶対値に差はなかったので両者の算術平均値を示したものである。Fig.6 に示す応力レベルの大小と Fig.4 に示す疲労寿命を比較した場合、室温および 800℃ともに応力レベルの高い試験片ほど疲労寿命は短く、逆に応力レベルが低いほど疲労寿命が長くなっており、疲労寿命はその応力レベルの大きさに強く依存していることが明らかとなった。

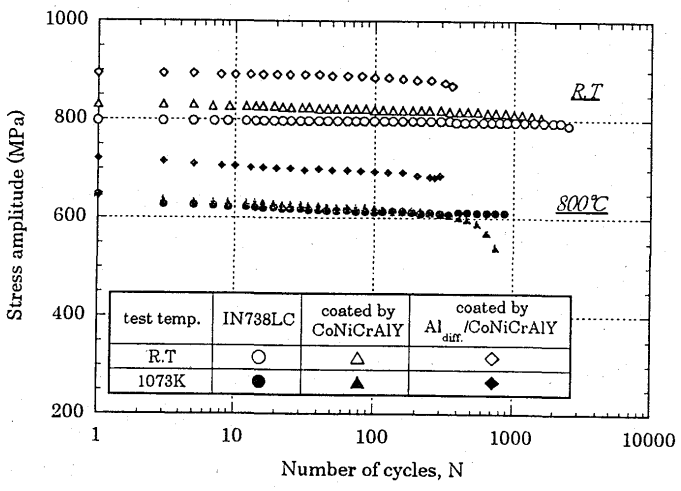


Fig.6 Comparison of stress amplitude among substrate, coated one and its aluminized coated one cyclically deformed at R.T and 1073K with strain rate of 6%/min and strain range of 1.0%.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

本実験で用いた疲労試験片の基材部は全て同素材であることから、疲労寿命に影響を与える応力レベルの増加を招く要因はコーティング層側にあると考えられる。伊藤らは CoNiCrAlY コーティングの室温におけるヤング率は基材のそれより若干低めであるのに対し、$Al_{diff.}$/CoNiCrAlY コーティングの最表面部に形成される Al 濃化層ではその値が約 40GPa 増加し、基材より高くなると報告している[9]。よって同じ歪み量を与えても Al 拡散浸透処理を施したコーティング材の方が処理無しコーティング材より大きな応力負荷を受け、結果として応力上昇の一因となったものと推察される。ただし Al 濃化層は全断面積の約 1.4%ほどであり、応力上昇に至る別要因の存在は否定できない。

以上の結果から Al 拡散浸透処理がコーティング材の疲労特性に及ぼす影響として、表面に低延性な(Ni,Co)Al 金属間化合物が形成されることで割れが発生し易くなるだけでなく、さらに応力負荷の増加によって主亀裂の進展を助長させることが疲労寿命の低下をもたらす要因であると考えられる。

4．結言

IN738LC を基材とする Al 拡散浸透処理を施した耐食コーティング材に、室温および 800℃において低サイクル疲労試験を行い、基材ならびに Al 拡散浸透処理を施さない耐食コーティング材の疲労特性と比較・検討を行った結果、以下の知見を得た。

1．基材単体の場合と比較して Al 拡散浸透処理を施した CoNiCrAlY コーティング材の疲労寿命比は室温で約 1/10、800℃で約 1/2～1/3 と低下し、低サイクル疲労寿命に関して耐食コーティングはマイナスの影響を及ぼしていることが明らかとなった。

2．途中止めレプリカ観察より、Al 拡散浸透処理を施した CoNiCrAlY コーティング材の表面には疲労のかなり初期段階から多数の亀裂発生が認められ、耐食コーティングの延性不足に起因する引張割れが亀裂の起点となっていた。

3．Al 拡散浸透処理の有無による疲労寿命比較では、室温の場合 Al 拡散浸透処理の有無に関わらず CoNiCrAlY コーティングは基材の疲労破断を早期化させるのに対し、800℃の場合、Al 拡散浸透処理を施した試験片のみ基材より早く疲労破断し、処理無しコーティング材の疲労寿命は基材のそれと同等であった。

4．上記原因として、Al 拡散浸透処理によりコーティング最表面に形成される(Ni,Co)Al 金属間化合物層に初期亀裂の導入が促進されるだけでなく、応力レベルの上昇が主亀裂の進展を助長しているものと考えられる。

5．参考文献

1）Schneider,K. and Grunling,H.W.,Thin Solid Films,107(1983),p.395-416

2）伊藤，斉藤，宮崎、日本機械学会論文集A， 60-569(1994),p.141-146

3）井上，香川、溶接構造シンポジウム'99 講演論文集，溶接学会(1999)

4）伊藤，斉藤，石渡、第 124 回溶接構造研究委員会資料，(1996)

5）貞末，岡崎，武藤，伊藤，斉藤、材料， 46(1997),p.32-38

6）伊藤，斉藤，原田，竹内、材料， 45(1996),p.224-229

7）武，加来，岡本，大谷，金澤、日本材料学会学術講演会講演論文集， 46(1997),p.205-206

8）香川、関西電力総研報告， 59(2001)

9）伊藤，斉藤，原田，竹内、材料， 44(1995),p.1361-1366

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

逆対称積層複合材ブレードの回転試験による連成ねじり量評価

*小河昭紀・橋本良作（航空宇宙技術研究所）
周　風華（John Hopkins Univ）

1．はじめに

ジェットエンジン等のガスタービンエンジンは高速回転する多数の動翼により気体を圧縮・膨張させて仕事を取り出している。回転動翼は空力的効率の点から常に気体速度に適した角度に調整される必要があるが，構造上の困難から定格運転時の角度に固定されている。もし，運転状態に応じて動翼が自動的に角度調整できる一種の smart 性能を有すれば，ガスタービンの空力的効率の改善をもたらす有力な技術となり得る。運転状態を規定する重要なパラメータとして回転数がある。回転数が増加すると動翼に掛かる遠心力が増加し翼内の引っ張り応力が増加する。そこで，遠心力と動翼ねじり角度に力学的連成を持たせれば，期待される smart 機能を実現できる可能性がある。良く知られた事であるが，ある積層構成の複合材は軸力とねじりが連成する特性を有する。

筆者らは、この可能性を検討するために、有限要素法（ＦＥＭ）で解析し、逆対称積層複合材ファンブレードは実際の運転状態で１０度前後、翼先端（Tip）がねじれる事を報告した[1-3]。さらに、実験的実証のために、逆対称積層の複合材平板の引っ張り試験を実施し検証を行っている[4]。

本報告では，逆対称積層複合材ブレードモデルを試作して、回転試験や静的試験を行い、ねじれ変形やひずみ計測等を実施した。モデル試験結果を有限要素法（ＦＥＭ）構造解析を援用して解析し、逆対称積層複合材翼の遠心力連成ねじり変形の評価を行った結果を発表する。

2．機能性動翼モデル

Fig.1 に回転試験に供した動翼モデルを示す。回転試験槽の制限により、比較的小型の翼として、長さ 160、幅 40、厚さ 3mm で先端で 10 度のねじれ(pre-twist)を有する翼形状を選択した。この翼をカーボン繊維(T800H)強化エポキシ樹脂（#3631）プリプレグを積層順序 [45(-30)$_{10}$/45 | -45(30)$_{10}$/-45]で 24 枚積層して製作した。Tab.1 にプリプレグの機械的特性を表記する。ダブテール部は中心面に沿って複合材楔ブロックを挿入して厚さ 6mm、ダブテール角度６０度の形状に成形した。通常、逆対称積層で複合材を製作するとオートクレーブ成型から室温に戻す時に著しい熱変形が発生する。今回は更に、ダブテール成型もあるため、熱変形とダブテール部そり変形防止のため上述の積層構成を選択した。その結果、そりや寸法誤差の少ない良好な逆対称積層翼の試作が出来た。

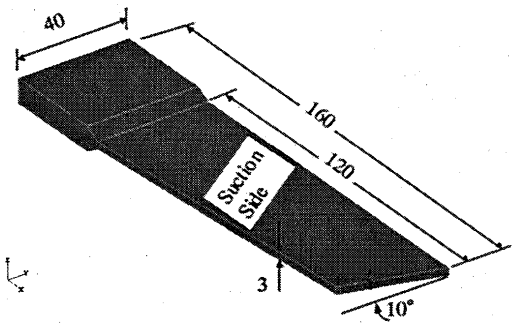


Fig.1　Smart Blade Model

Table　1　UD T800H/#3631 Prepreg Data

E_L (GPa)	E_T (GPa)	G_{LT} (GPa)	ν_{LT}	ρ (Kg/m^3)
152.98	9.02	4.61	0.35	1600

Layup　[45(-30)$_{10}$/45 | -45(30)$_{10}$/-45]

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3．回転試験

回転試験は、エアタービン駆動（最大回転数100,000rpm）のスピンテスターを使用して室温で実施した。その主要部をFig.2に示す。空気抵抗による，浮力や加熱の影響を除くため内部を排気減圧（150Pascal 以下）した後、コンプレッサーからの圧縮空気によりエアタービン駆動で一定割合で回転数を上げ,1,000rpm 増分で所定の回転数までひずみ計測を実施する。Fig.3(a)、(b)に示す様に，ひずみ計測のため，翼モデルの両面に３枚のロゼットゲージ（翼底から72と110mmの位置、Pressure Sideは72mm箇所のみ）（ゲージ長さ 2mm）を各翼に貼付した。Fig.1のモデル翼２枚を180度間隔でFig.4の様にディスクに固定する。ゲージからの最大１２本の細線をスピンドルシャフト内部を通してタービン上部のスリップリング（２８接点）を経由して外部計測器に接続した。スピンドルシャフト内径を通せる信号線は現在、最大12本に限定されているため、６チャンネル以上のひずみ計測は複数回の試験に分けて計測した。

回転中のひずみ計測は最大 8000rpm として、両翼で同じゲージについて以下の手順で実施した。

１．　ゲージＡひずみ($\varepsilon_r, \varepsilon_{45}, \varepsilon_t$)計測

２．　ゲージＢひずみ($\varepsilon_r, \varepsilon_{45}, \varepsilon_t$)計測

３．　ゲージＡ(ε_r)、ゲージＣ($\varepsilon_r, \varepsilon_t$)ひずみ計測

なお、スリップリング摺動部の加熱防止のため、温度制御した冷媒（摂氏７℃）による（フレオンを主成分とする）液体循環で冷却を行う事が必要である。

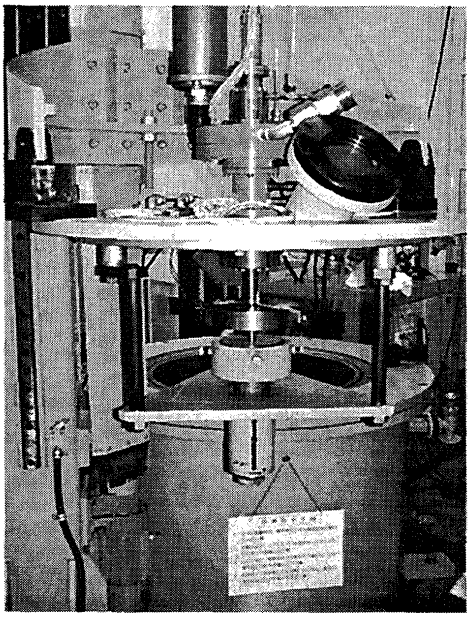
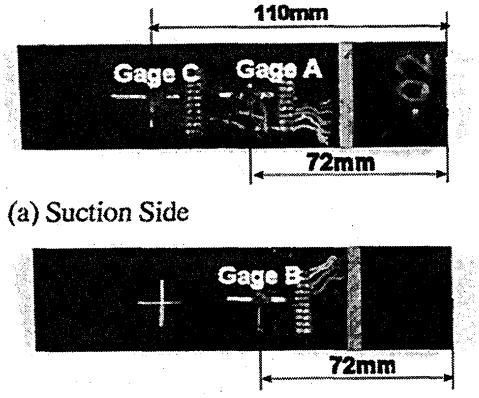


Fig.2 Spin Test Facility



(a) Suction Side

(b) Pressure Side

Fig.3 Strain Gages Arrangement

4．　回転試験結果

回転試験は振動も無い良好な状態で行われ、ロゼットゲージの半径方向のひずみ（ε_r）、円周方向のひずみ（ε_θ）、および４５度方向ひずみ（ε_{45}）とも再現性のある安定した計測値が得られた。

ゲージＡのひずみと回転数の関係をFig.5に示す。

両翼のひずみ値はほぼ等しい。半径方向(Radial)のひずみは8000rpmで約1000μになる。ゲージＡ部分に作用する遠心力は約210kgと見積もられる。横方向(Tangential)ひずみは半径方向と同程度の大きさで符号が異なる。ルート部の拘束の影響を示している。４５度方向のひずみは、ほぼゼロである。Pressure Side面ゲージＢに関する両翼での比較は省略するがほぼ同様なひずみが計測された。

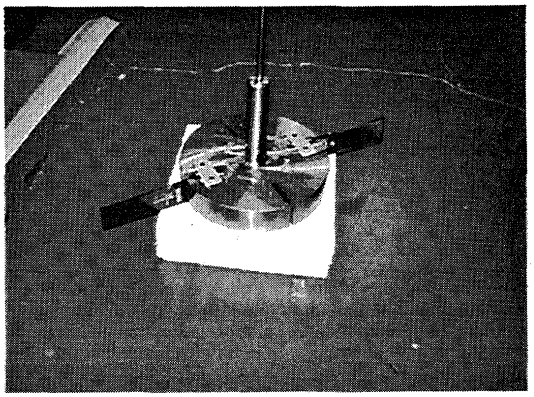


Fig.4 Rotor Arrangement

Disk Diameter　;197ϕmm

Blade Tip to Tip;430ϕmm

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

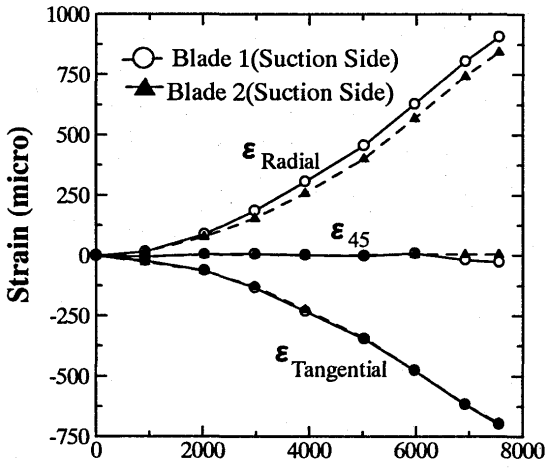


Fig.5 Strains of Gage A vs. Rotating Speed

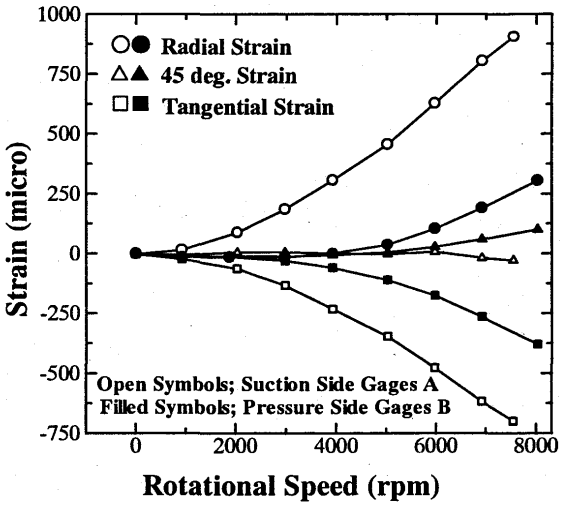


Fig.6 Strains of Gage A and B vs. Rotating Speed

Fig.6 は Blade 1 翼両面のゲージ A, B のひずみの比較を示す。ゲージ A と B は同時に計測していないため、別々の試験結果から合成した。中抜きシンボルは Suction Side、塗りつぶしシンボルは Pressure Side の結果を表す。これから、モデルのねじり形状(pre-twist)は小さいにも拘わらずひずみに大きな影響を与えている事が示される。Suction Side のひずみは Pressure Side のものより倍以上大きい。翼中央に近いゲージ C のひずみをルート近くのゲージ A と比較した結果を Fig.7 に示す。翼端に向かってひずみが急速に減少している事が確認される。

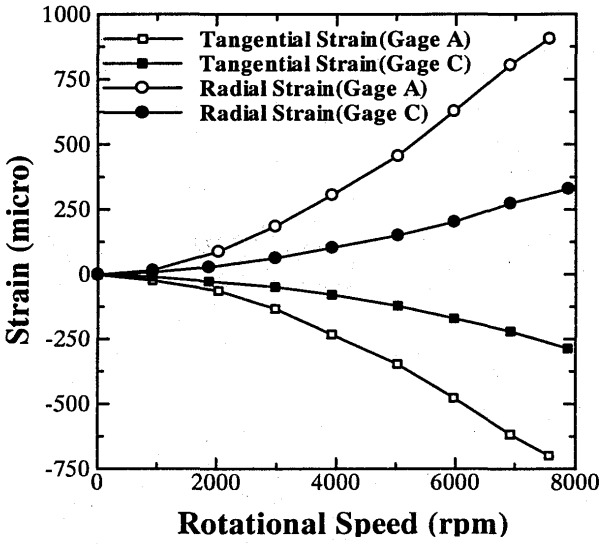


Fig.7 Strains of Gage A and C

5．有限要素解析(FEM)

前述の回転試験結果を有限要素法解析結果と比較する。解析は Tab.1 の機械的特性を使って積層要素を適用して行われた。使用したプログラムは MSC VisualNASTRAN for Windows 2001 である。計算は 8000rpm で行われた。Fig.8 に Suction Surface での半径方向ひずみ分布を示す。ゲージ A と C での実験値と解析値がよく一致している事が示される。Fig.9 は Suction Surface での横方向ひずみ分布、Fig.10 は

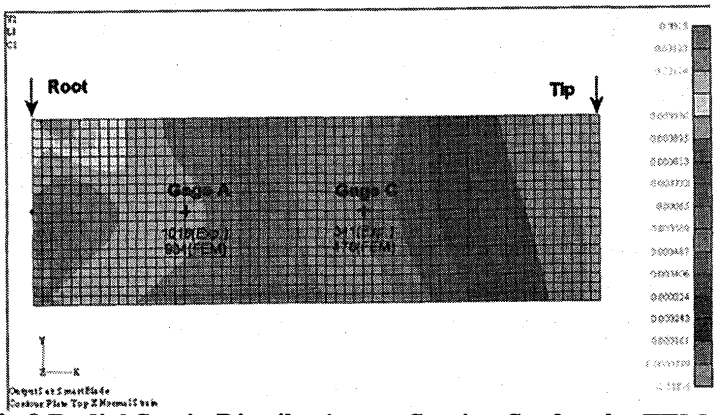


Fig.8 Radial Strain Distribution on Suction Surface by FEM

Gage A:1016(Exp.),934(FEM)

Gage C: 341(Exp.), 478(FEM)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

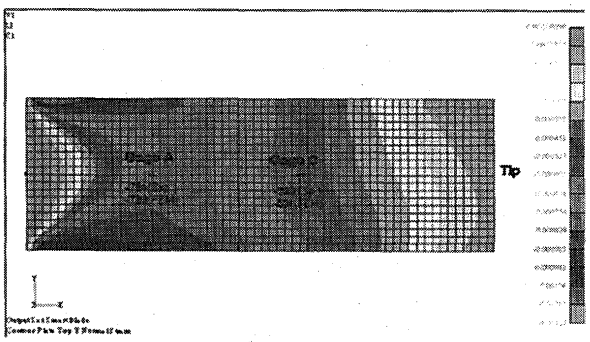


Fig.9 Tangential Strain Distribution on Suction Surface by FEM

Gage A:-784(Exp.),-780(FEM)

Gage C:-295(Exp.),-524(FEM)

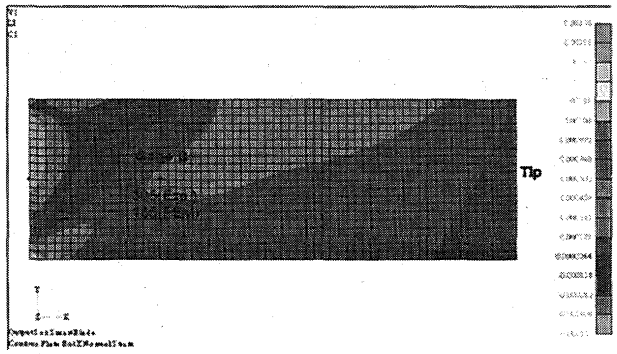


Fig.10 Radial Strain Distribution on Pressure Surface by FEM

Gage B:305(Exp.),185(FEM)

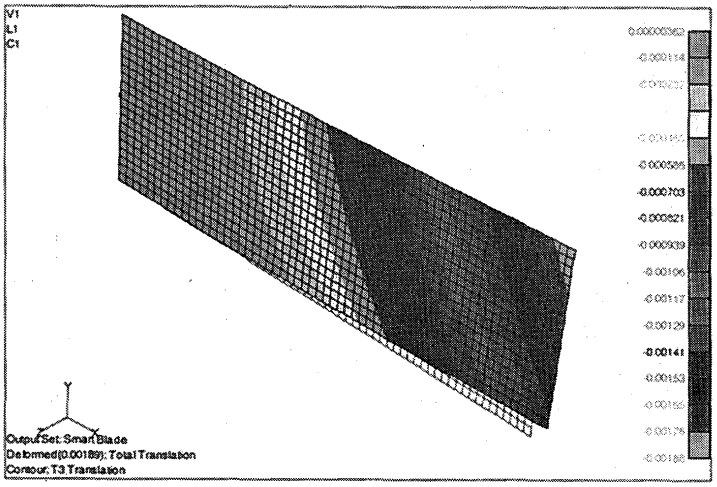


Fig.11 Off-Plane Displacement of Blade by FEM

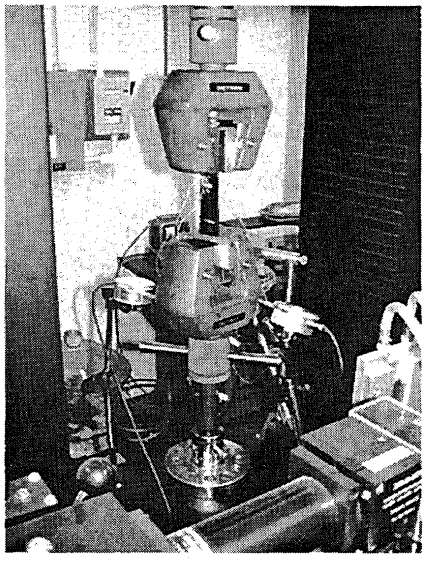


Fig.12 Tensile Tests of Smart Blade

Suction Surface での半径方向ひずみ分布を示す。翼両面でのひずみ分布にかなりの非対称な違いが示されている。Fig.11 に翼表面に垂直の変位（面外変位）を示す。翼端で最大になる。この変位により翼表面のねじれが発生する。当該モデルの様な小型翼では 8000rpm では１度以下のねじり回転しか発生しない事が予想される。

６．連成ねじれ角度の評価

試作翼モデルの回転中の翼先端回転角を実験的に評価する事は困難であると予想されたため、当該モデルの引っ張り試験を実施して、回転試験で計測した同一ゲージのひずみ計測及び翼先端回転量の計測を行い、引っ張り試験結果及び FEM 結果から回転下の翼先端のねじり量を評価する事とした。そのため、通常の引っ張り試験装置を改良して、荷重下の翼モデル

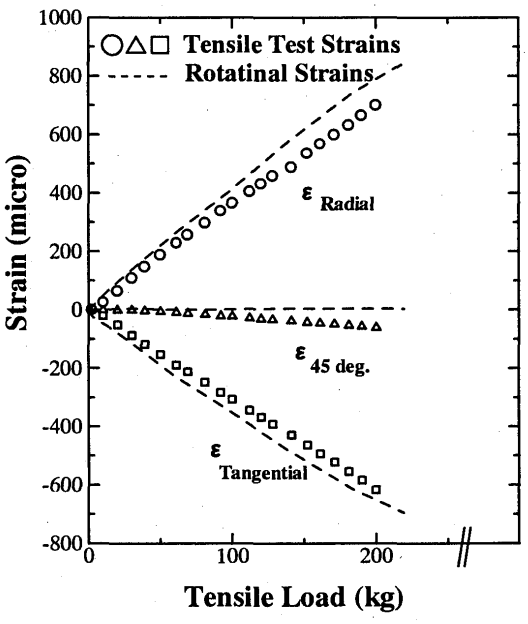


Fig.13 Strains of Gage A at Tensile Test

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

の回転を拘束しない治具を製作した。引っ張り試験の状況を Fig.12 に示す。ダブテールと翼先端をグリップで掴み 8000rpm での遠心力に相当する 210kgf 程度までの負荷を加えた。翼先端の回転は下グリップに取り付けられた２個のダイアルゲージ（支点間隔 100㎜）により計測を行った。引っ張り試験でのひずみゲージＡの出力を Fig.13 に示す。破線は回転試験の結果を比較のために記している。引っ張り試験の結果は若干小さいが、良く回転試験結果と一致している。これより、引っ張り試験と回転試験の変形状態は類似していると考えられる。翼端での面外変形増分とそれから計算されるねじれ角度を Fig.14 に示す。中抜きシンボルは静的試験（引っ張り）結果を、塗りつぶしシンボルは回転試験の FEM 解析結果を示す。FEM 結果は回転数をゲージ A での相当遠心荷重に変換して示している。ダイヤルゲージの読みは荷重の低い範囲では追随遅れが見られるが、次第に FEM 結果に漸近する傾向が示されている。回転試験 FEM 解析値と静的試験結果の一致から、回転試験中での連成ねじり量は 8000rpm において 0.8 度、20,000rpm では 5 度程度のねじれ変形が発生すると評価される。

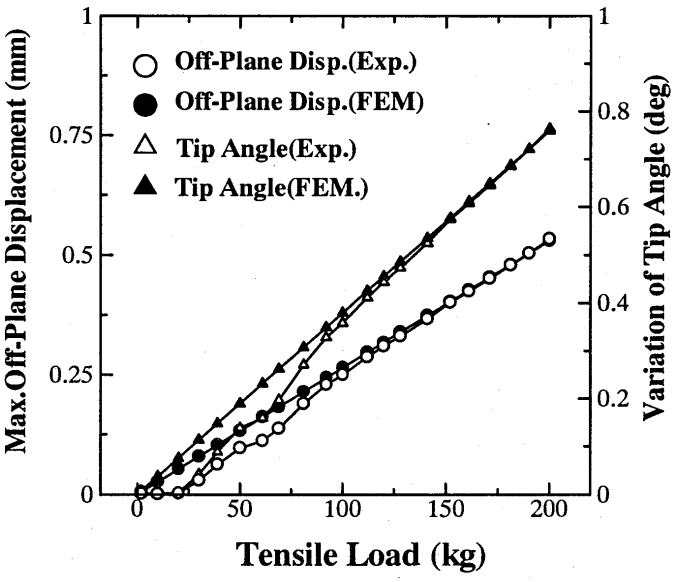


Fig.14 Max. Off-Plane Displacement & Tip Angle Change of Blade Tip for Tensile and Rotating Tests.

７．結論

ガスタービンエンジンのファン・圧縮機動翼を逆対称積層複合材で製作し、回転試験、静的試験および FEM 解析を実施して、逆対称積層翼の変形、ひずみ解析等を行った結果以下の結論を得た。

１．　回転翼の試験で FEM 解析結果や静的試験と一致するひずみ計測結果が得られた。

２．　逆対称積層による翼モデルの良好な試作結果が得られた。

３．　遠心力（回転数の自乗）に比例する連成ねじり効果が実験的に確認できた。

８．謝辞

実験に協力頂いた祖父江靖主任研究員、FEM 解析を担当して頂いた陳錦祥博士に紙面を借りて謝意を表します。

９．参考文献

1)A. Ogawa, R. Hashimoto, F. Zhou;Cansmart International Workshop on SMART MATERIALS and STRUCTURES,pp149-155,(1999.9),Quebec

2)小河昭紀、橋本良作、周風華；第２８回ガスタービン定期講演会、pp81-86,(2000.6)、東京

3)周風華、小河昭紀、橋本良作；第１５回ガスタービン秋季講演会、pp19-24,(2000.11)、小倉

4) 橋本良作、小河昭紀、周風華；第３０回 FRP シンポジウム、pp289-292,(2001.3)、京都

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

セラミックブレードのFOD解析

＊吉田 博夫（産総研）、李　銀生（富士総研）

1．はじめに

タービンの熱効率を向上させる効果的方法の一つはその入り口温度（TIT）を高くすることである。TITを高めていくにつれてブレードなど高温に曝される部材の冷却について対策を講じなければならない。また高温に耐え得る材料の使用についても検討が必要である。特に小型ガスタービンの場合、小さなブレードの内部に冷却用流路を加工することは極めて困難となるため優れた耐熱材料であるセラミックの使用が強く望まれる。このような背景のもと小型セラミックガスタービンの研究開発が行われてきた[1)]。

セラミックは耐熱性に優れている反面衝撃力に弱く、エンジン内部の異物の衝突による破損（Foreign Object Damages、 FODs）が懸念されている。実際にFODによるものと思われる損傷例もいくつか報告されている[2),3)]。損傷形態は局所的破損(local damage)と構造的破損(structural damage)とに大別される。前者は衝撃点直下ならびに近傍に発生する破損に対応し、後者は衝撃点から離れた箇所での破損に対応する。これまでのところセラミック材料のFOD研究は局所的損傷に関するものが多く[4)－8)]、構造的損傷に関する研究例は比較的少ないように見受けられる[9),10)]。セラミックガスタービン（CGT）の最適設計にはこれら二つの視点に立脚した判断が不可欠と思われる。

2．ブレード後縁側の破損

300kW級CGTの試運転中にセラミックロータブレードの後縁側が破損する事例がしばしば聞かれた[11)]。大半の異物はブレード前縁側に衝突するので、この原因は材料あるいは加工上の問題によるものと考えるのが自然のように見えるが、FODの可能性も否定できない。そこで、同一のブレードを一枚切り出し実験室において粒子衝突試験をおこなったところ図1のような結果を得た[10)]。衝突速度範囲はロータの周速を参考にして決めた。この結果は明らかに粒子衝突によって衝突点とは異なる後縁側が破損するまさに構造的損傷の典型的例を示すものである。実験では衝突粒子として直径1mmのサマリウム・コバルト（Sm_2Co_{17}）球が使用された。実験の詳細は文献12に示した。

このような（構造的）損傷の起こるメカニズムとして、衝撃によって発生する曲げの波や疎密波などの応力波の干渉効果が考えられる。特に疎密波については比較的取り扱いが容易なのでこの干渉効果について図2のt－l線図を用いて考察する。本図ではブレードを二次元の台形に置き換えた。I点に粒子が衝突するとこの点から前縁(左)ならびに後縁(右)に向かって圧縮の波(実線、Comp.w)が伝播する。図中それぞれの波の傾きは媒質中の伝播速度に相当する。これらの波は、自由端である前縁ならびに後縁において反射する際に位相が逆転し[13)]、引っ張りの波（破線、Exp.w）に変えられる。前縁ならびに後縁から反射してきた2つの引っ張りの波がE点で重畳しこの点で強い引っ張りが発生することになる。発生する引っ張り力が材料の強度を超えるとき破損が生じると考えられる。実際の現象では多くの反射波が重なり合い図2に示した場よりさらに複雑なもとのなるであろうが基本的な場の性質は保たれると思われる。その基本的性質の一つとして、簡単な考察により衝突点Iが前縁（後縁）側へずれると干渉点Eが後縁（前縁）側へずれることを注意しておく。

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

以上のような想定の元に弾性数値解析を行った。まず、最初に二次元楔形状の場合について解析を行った。

3．二次元楔形状に対する数値解析

解析モデルの寸法・形状ならびに衝撃位置を図3に示す。実際のロータブレードの最大厚み、コード長さを参考に底辺 h ならびに高さ L をそれぞれ 3mm ならびに 20mm とした。

3．1　解析条件ならびに解析法

実験で使用した Sm_2Co_{17} 球は衝突に際して圧壊するので衝撃力を推定するのに弾性接触理論を適用できない。それ故ここでは ρcv によって衝撃応力 p を見積もることにした[13]。ρ、c、v はそれぞれ、衝突粒子の密度、音速、衝突速度である。衝突点の幅は、実験で使用した Sm_2Co_{17} 球の直径 1mm と同じとした。セラミックならびに Sm_2Co_{17} の機械特性値を表 1 に示す。音速 c は $\sqrt{[E(1-\nu)/\rho(1+\nu)(1-2\nu)]}$ によって与えた[14]。E、ν はそれぞれヤング率ならびにポアソン比である。このようにして計算された音速ならびに衝撃応力はそれぞれ $c=4690$ m sec^{-1}、$p=17.7$ GPa である。ここで粒子衝突速度は $v=450$ m sec^{-1} とした。衝撃応力の時間履歴は、衝突速度と球直径ならびに文献7の粒子衝突時のピエゾ音響センサ出力を参考にして、図5のように与えた。

表1　セラミックならびに Sm_2Co_{17} の機械特性

	ヤング率 E、GPa	ポアソン比 ν	密度 ρ、g cm^{-3}	引張強度、MPa
セラミック	309	0.28	3.4	500*
Sm_2Co_{17}	151	0.26	8.4	—

*4点曲げからの推定

解析は汎用有限要素法解析コード MARC K7.3 を用い、衝突の時刻歴応答解析は Newmark-β法を用いて行った。要素タイプは4節点1次の平面応力要素とし、節点数を 1891、要素数を 1800 とした。要素分割を図6に示す。

3．2　解析結果

衝突位置が A の場合の line-U（図3）に沿う最大主応力の衝突後 1~6 μ sec までの値を図6に示す。正は引っ張り、負は圧縮を表す。各時刻とも衝突点直下 1mm の位置で引っ張りのピークが現れている。また、4.5 μ sec において後縁から 2.8mm の位置でも 0.8GPa の引っ張りのピークが見られる。この場合の干渉効果については前縁側の反射が逐次的になると予想され図2のような単純な二つの波による解釈は当てはまらない。この逐次的な反射の効果は後縁側のピークの幅が後述する B、C 点衝突の場合に比べてかなり広くなっていることに反映されていると考えられる。

衝突位置が B と C の場合の line-U に沿う最大主応力の時間変化を図7、8に示す。位置 B は楔の重心の真横にあり、位置 C は位置 B と楔の底辺との中間にある。それぞれの場合に対する衝突点以外の個所における最大応力発生時刻、発生位置（楔後縁からの距離）、応力の値は図 7 の衝突位置 B の場合、12 μ sec、3.9mm、86GPa（引っ張り）となり、図8の衝突位置 C の場合、23.4 μ sec、2.1mm、16GPa（引っ張り）となる。ここで扱っているタービン候補材料の引っ張り強度は 500MPa 程度（表 1）なので、衝突で発生する後縁付近の応力値は優にこの値を超えている。この部分は肉

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

厚も薄いので破損が図1に示したように見やすい形で現れるものと思われる。さらに、衝突位置のずれと最大応力発生位置のずれが2節で予測したような挙動を示していることから疎密応力波の干渉効果が破損に関与していることが裏付けられたといえる。

4．三次元ブレード形状に対する数値解析

図9に本解析で使用したブレードの三次元要素分割の様子を示す。8節点一次のソリッド要素を用いて三次元形状を定義した。左上にある円は粒子衝突点である。翼の高さ、翼根元の弦長ならびに最大厚さはそれぞれ約12mm、17mmならびに2mmである。粒子衝突速度、衝突荷重時刻歴ならびに最大荷重は二次元楔モデルの場合と同じとした（図4）。応答特性評価に関しても、二次元の場合と同様にNewmark-β法を用いた。

図10にブレードSuction surface（SS）ならびにPressure surface（PS）における最大主応力発生部位を、また表2にその応力値と発生時刻を示す。SSすなわち粒子が衝突する側では後縁側上部D、同根元Cならびに前縁側根元Bで最大応力が発生している。PS側では、SS側で最大応力が発生したB、C、D部に加えて、後縁側E、F部でも最大応力が発生している。この主な原因として3節で議論した衝撃応力波の干渉効果に加えて、衝突によって励起されるブレードの高次の曲げ振動モードによるものと考えられる（図省略）。

表2　各部位の応力の最大値及びその発生時刻

発生位置		発生時刻	最大主応力の最大値
面	位置の記号	(μs)	(GPa)
Suction surface	A1点	16.5	2.00
	A2点	7.45	4.41
	B	36.7	10.9
	C	15.5	4.11
	D	15.5	3.83
Pressure Surface	A1点	25.7	1.96
	A2点	45.7	2.90
	B	45.7	1.01
	C	21.0	4.18
	D	50.7	1.97
	E	50.7	3.63
	F	16.5	3.49

ここで、図10の最大応力発生部位を図1の粒子衝突試験結果と比べると破損の位置が極めてよく対応していることがわかる。一方、衝突点直下・近傍でも表1に示した強度を超える大きな応力が発生しているので、リング、ラディアル、Hertzian他種々の形態のき裂による局所的破損が発生していると思われる。ただし、この部分は肉厚が厚く構造的に強いと考えられるので、肉厚の薄い後縁側でのような視認しやすい大きな欠落は現れにくいであろう。

5．まとめ

セラミックガスタービンの試験運転中にロータブレードの後縁側が欠落する事例がしばしば見られた。FODの視点からこの原因を探るべく、二次元楔モデルならびに三次元ブレードモデルに対し

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

て有限要素法による弾性衝撃解析を行い実験と比較した。得られた主な結果は次の通りである。
（1）二次元楔モデルを用い、前縁部粒子衝突によって発生する応力波の干渉により後縁部に材料の強度を超える強い引っ張り応力が発生し得ることを示した。
（2）三次元ブレードモデルに対する弾性解析により最大応力発生部位を抽出した。衝突点以外の最大応力部位を衝突実験における破損部位と比較すると両者はよく対応していることがわかる。すなわち、数値解析結果は構造的破損の状況を正確に予測しているといえる。衝突点直下においては、セラミックの強度に鑑み、局所的破損が生じている可能性がある。
（3）ブレードなどの設計に際しては数値解析を含め何らかの方法で予め衝突による最大応力発生部位を把握しておくことは局所的破損ならびに構造的損傷に対する対策を講ずる上で極めて重要であると思われる。
以上、翼前縁に異物が衝突した場合にその後縁が破損することの根拠を弾性数値解析の範囲で提示した。現実には、局所的破損が生ずることによって何がしかの衝突エネルギーが吸収されるのでその分だけ構造的破損が軽減される可能性があるが、これらの間の関係については弾性解析で扱える範囲を超える。詳細については今後破壊過程を扱うことのできる解析を行う必要がある。

謝辞
本研究は科学技術振興事業団戦略基礎研究推進事業の一環として契約された「資源循環・エネルギーミニマム型システム技術」研究領域における「超小型ガスタービン・高度分散エネルギーシステム」研究の成果である。産業技術総合研究所機械システム部門長筒井康賢氏には研究全般に対する助言をいただいた。川崎重工業株式会社巽哲男氏ならびに竹原勇志氏には FOD の状況や実際のセラミックブレード形状に関してご教示いただいた。

参考文献
(1)特集・300kW セラミックガスタービン、ガスタービン学会誌 第 27 巻 5 号（1999）
(2)Song,J., Cuccio,J., and Kington,H.:"Impact Design Methods for Ceramic Components in Gas Turbine Engines", ASME paper 91-GT-115 (1991)
(3)300kW 級セラミックガスタービン研究成果集、NEDO・セラミックガスタービン技術開発研究会（1999）p.85
(4)Akimune,Y., Akiba,T., and Ogasawara,T.:"Damage Behaviour of Silicon Nitride for Automotive Gas Turbine Use When Impacted by Several Types of Spherical Particles", J. Materi. Sci. 30 (1995) pp.1000-1004
(5)Hara,Y., Matsubara,K., Mizuno,K., Shimamori,T., and Yoshida,H.:"Development and Evaluation of Silicon Nitride Components for Ceramic Gas Turbine", ASME paper 98-GT-498 (1998)
(6)Tsuruta,H., Masuda,M., Soma,T., and Matsui,M.,:"Foreign Object Damage Resistance of Silicon Nitride and Silicon Carbide", J. Am. Ceram. Soc. 73 (1990) pp.1714-1718
(7)Yoshida,H., Kano,S., Hasegawa,Y., Shimamori,T., Yoshida,M.:"Particle Impact Phenomena of Silicon Nitride Ceramic", Philoso. Mag. A, 74 (1996) pp.1287-1297
(8)Yoshida,H., M.M.Chaudhri, and Hoshi,Y.:"Quasi-Static Indentation and Spherical Particle Impact Studies of Turbine-Grade Silicon Nitride", 2nd Int. Indentation Workshop, July 2001,

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

Cambridge
(9)Yoshida,H., Nakashima,T., Yoshida,M., Hara,Y.,and Shimamori,T.:"Experiment on Foregin Object Damage of Gas Turbine-Grade Silicon Nitride Ceramic", ASME paper 98-GT-399 (1998)
(10)吉田博夫、「300kW 級 CGT プロジェクトにおける FOD 評価試験について」、ガスタービン学会誌 第 27 巻 5 号 pp.329-333 (1999)
(11)巽哲男 (川崎重工)、私信
(12)Yoshida,H., Hoshi,Y., Uematsu,K., and Kitazawa,Y.:"A Single, Small Particle Launch System by electrothermal gun and microsabot", Rev. Sci. Instrum. 68 (1997) pp.178-183
(13)Kolsky,H., "Stress waves in solids", Dover Pub. Inc. New York (1963)
(14)ランダウ・リフシッツ、(佐藤訳)「弾性理論」、東京図書 (1973)

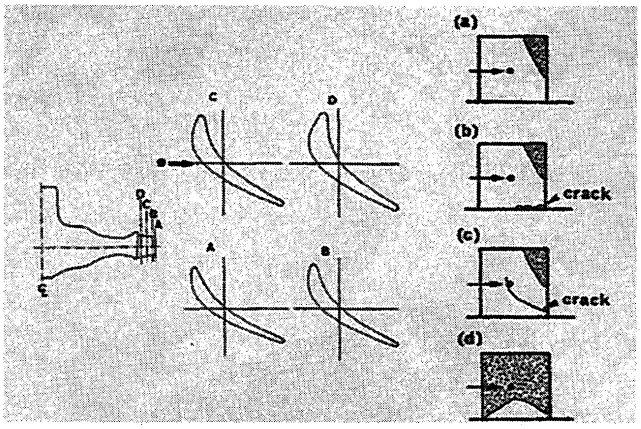


図 1　ロータブレードの粒子衝撃破損[10)]
(a) 545msec^{-1}、室温、(b) 709msec^{-1}、室温、
(c) 714msec^{-1}、1350℃、(d) 778msec^{-1}、室温。

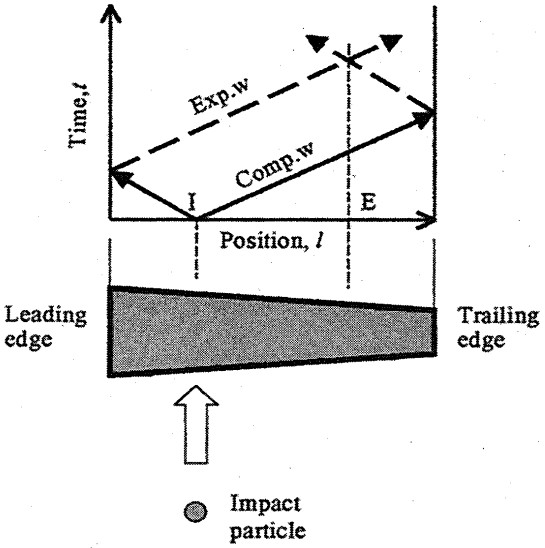


図 2　衝撃応力波の干渉

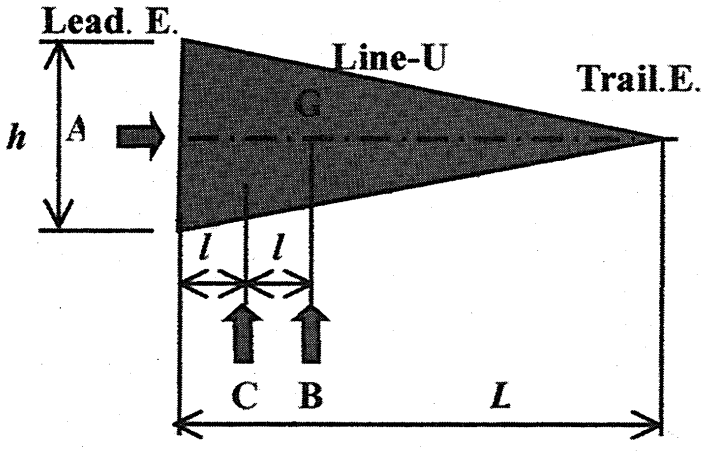


図 3　二次元楔形解析モデルと衝撃位置

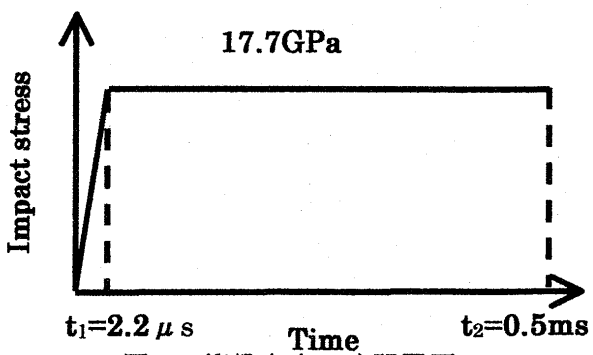


図 4　衝撃応力の時間履歴

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

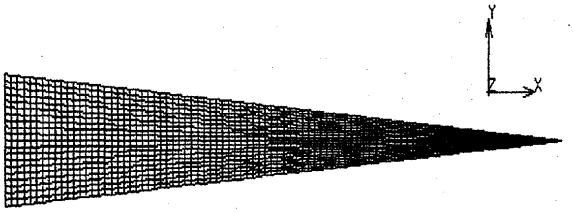


図 5　二次元楔モデルの要素分割

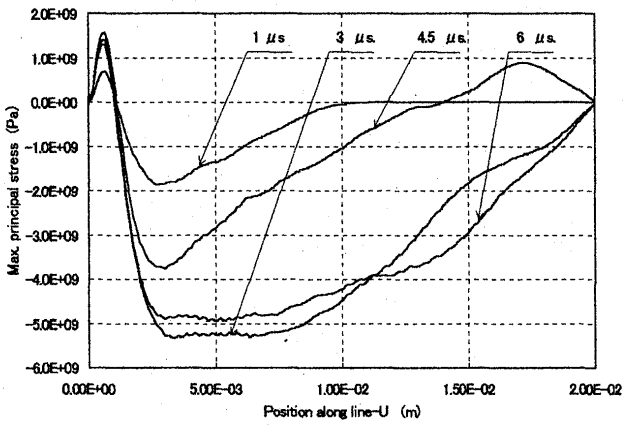


図 6　A 点衝突に対する主応力の時間変化

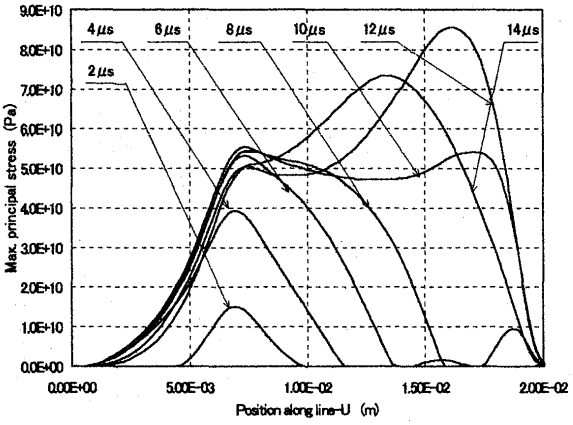


図 7　B 点衝突に関する主応力の時間変化

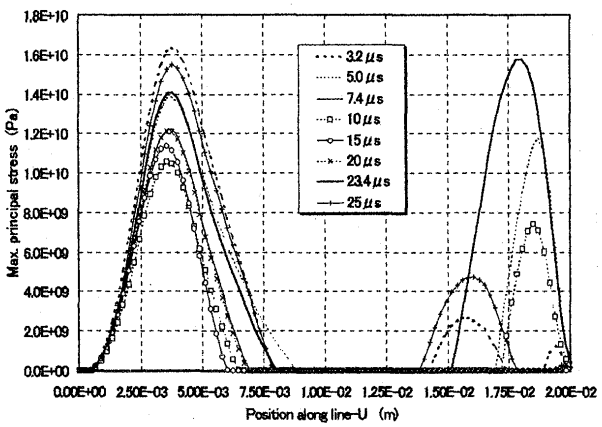


図 8　C 点衝突に対する主応力の時間変化

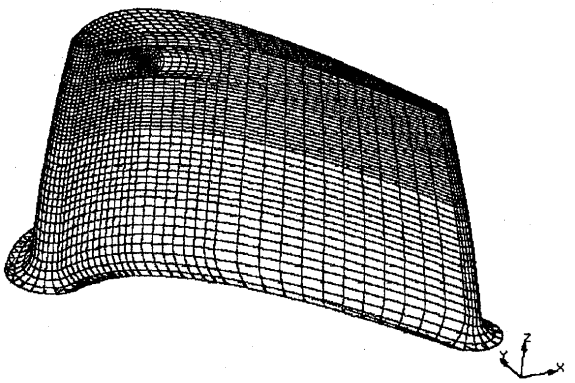
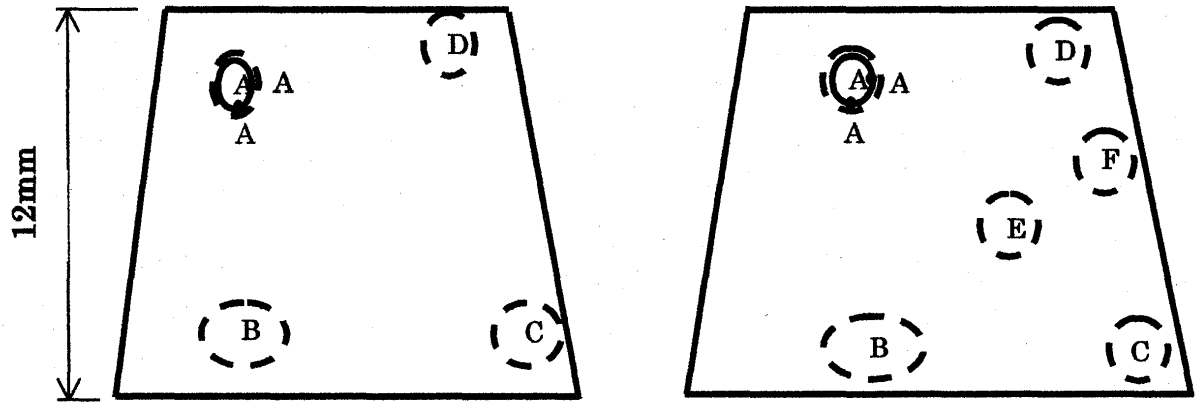


図 9　三次元ブレード要素分割ならびに座標系



(a) Positions on suction surface　　(b) Positions on pressure surface

図 10　ブレード上最大主応力発生部位－A は粒子衝突位置

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

マイクロガスタービン発電機を備えたハイブリッド・ガス・スタンドの提案

"Hybrid Gas Stand" with a micro gas turbine generator

西岡義弘　鈴木重徳　田中淳弥　是松孝治

Yoshihiro NISHIOKA, Shigenori SUZUKI, Junya TANAKA and Koji KOREMATSU
2665-1 Nakano-machi, Hachiouji-shi, Tokyo, 192-0015, Japan

SYNOPSIS: - The lack of batteries charge infrastructure and the short cruising rage have prevented the spread of electric vehicles (EV). In order to solve this problem, we are going to propose a new type of gas station system, called "Hybrid Gas Station" (HGS). The name of this system is analogous to "Hybrid Electric Vehicles". The HGS is equipped with a micro gas turbine (μGT) generator and battery chargers for EV to provide energy to gas engine vehicles and EVs. The HGS with μGT also can run on conventional fuels such as kerosene which are already available through existing gas syndicate networks. It can not only take advantage of μGT's high energy efficiency and low emission but also may be connected with utility power grid. The calculated results of energy and emission evaluations show that the combination of HGS+EV can achieve the significant fuel saving and the CO_2 reduction in comparison to the gas engine vehicles on the assumption that they both go the same cruising distance. Our advanced system can make use of the μGT's waste heat to reduce CO_2. If the HGS becomes a batteries charge infrastructure of the future, it can contribute to the spread of EVs. It can also contribute to energy securities with low emission when it becomes one of the distributed generator systems.

Thus, it is likely that our proposed system will become the migration path for the next generation of energy system for automobiles.

Keywords: Electric Vehicles, Infrastructure of Buttery Charger, Micro Gas Turbine, Distributed Power Generation, Energy Saving, Emission Reduction

1. 緒論

エネルギーの大量消費を伴う高度に技術化した社会に住む我々にとって，この恩恵を持続させたいと望むなら「エネルギー資源の有効利用」と「環境の保全」は常に心がけなければならない課題である[(1)]．

また，我が国においては，最終エネルギー消費の22.1%は自動車によるものであり，自動車におけるエネルギーおよび環境問題改善がこれらの課題の最も重要な鍵となっている[(2)(3)]．

このような状況で，①走行中の車両からの排ガスがない，②電力源の一次エネルギーが多様である，③深夜電力を利用できる，④走行時の騒音が低い，のような特徴をもっている電気自動車（以下EV）は，近年その普及が期待されている[(4)(5)]．

しかし，現実は，①充電インフラが整備されていない，②バッテリーの性能と耐久性が不十分である，③車両価格が高い，のような問題点のためにほとんど普及していない[(6)(7)]．

これらの問題点は普及すれば解決する種類のものであり，真の障害は充電インフラにあると考える．そこで，すぐにでも設置可能なEV充電インフラとしてのハイブリッド・ガス・スタンド（以下HGSと呼ぶ，命名の由来を脚注に示す※）を提案する．

HGSは自動車用の石油系燃料を供給する通常のガススタンド（以下GS）にマイクロガスタービン（以下μGT）で発電した電力をEVに充電できるようにした施設である．もちろん，このμGTの燃料は灯油などの石油系燃料であり，すでに存在するGSのビジネスの障害にはならない．むしろ，GSにとっては新たなビジネスを生み出す芽となる可能性があるため，一気に普及する可能性が期待される．HGSが普及すれば，採算の合わないEV専用の充電スタンドを新たに設置する必要はなく，ユーザーがEVと内燃機関自動車とを自由に選択できることになる．

本論文では，HGSがエネルギーの有効利用と環境保全に資するシステムとなることを明らかにすると共に導入のプロセスも明示する．

※我が国では，ガソリンエンジンで発電した電力を電池に充電しておき，これを巧みに使いモーターを動かして走行する自動車すなわち「ハイブリッド車」が急速に普及している．その理由は燃費がよいからである．HGSは，ハイブリッド車のエンジンをGSに下ろして切り離したシステムであるので，そのアナロジーが命名の由来である．

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2. HGS の基本システム

最も単純な HGS の基本となるシステムを図 1 に示す．現在の GS が備えている給油機（ガソリン，ディーゼル軽油，暖房用の灯油）と洗車機の基本設備があり，事務所と休憩所および設備所がある．HGS はこれに加えて μGT 発電装置と急速充電装置を備える．

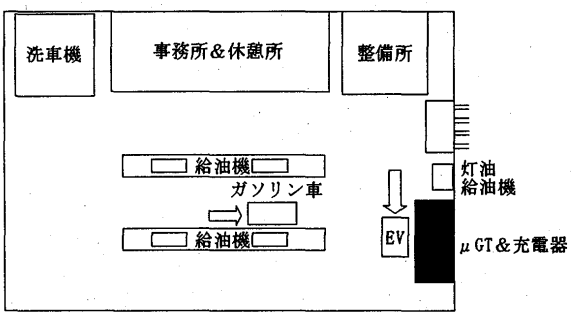


図 1. μGT を使った HGS のシステムモデル

3. HGS の効果

HGS は，二次電池を搭載した EV の普及を目指すものとして提案しているが，同時に電気の源が石油系燃料であることをあからさまにする．これは，走行中に排ガスを出さない ZEV（ゼロ・エミッション・ビークル）の代表である EV の問題点を露呈することでもある．HGS は，自然エネルギーと EV の組み合わせなどの「夢」のシナリオではなく，石油を基軸においた極めて現実的なシナリオである．このような視点から現在の技術レベルでエネルギー資源の節約と環境保全にどの程度効果があるのかを具体的に議論する．

3.1. HGS システムのエネルギーフロー

図 2 に基本 HGS のエネルギーフローを示す．ここでは，議論を単純にするため販売する燃料はガソリンのみで，ディーゼル軽油の販売はしていないとしている．また，μGT の燃料は灯油とする．

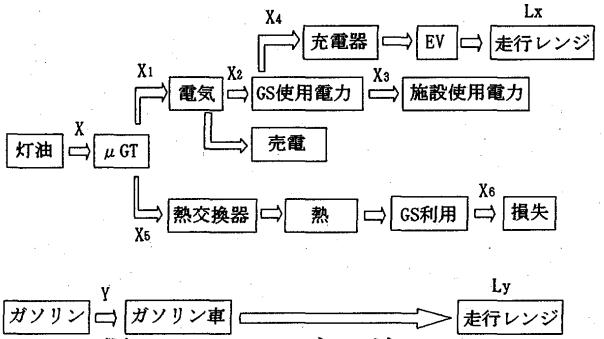


図 2. HGS のエネルギーフロー

灯油が μGT の発電に使用され，EV の電池に充電して販売している．図 2 中の記号 X，Y は灯油およびガソリンのエネルギー（J）を示すがその基準は 1 日当たりの量として表すものとする．灯油は，X が消費され，X_1 の電力量を生み出している．GS 使用電力は X_2 となり，電力消費は施設内での利用 X_3 と EV への充電 X_4 の二つに分かれる．一般に μGT の発電量と HGS の電力使用量は一致しないので，X_1-X_2 の余剰電力は電力会社に売却する（$X_1 > X_2$ の場合）．X_5 は μGT の利用できる排熱であり，X_6 はその時の損失である．一方，ガソリンは Y が給油機から自動車に供給される．

HGS で販売するエネルギーは X_4 と Y である．この値段の決定は EV の走行距離 Lx とガソリン車の走行距離 Ly がひとつのパラメータになる．また，Lx と Ly は EV 普及率を示す大切なパラメータでもある．

いま，HGS の効果を通常の GS と比較して評価する．図 2 で $X_1=X_2=X_3$，$X_5=X_6=0$，$X_4=0$ とすれば，GS となる．すなわち GS では施設内の電力利用は電力会社から供給され，施設内の熱は灯油ボイラー（発電しない μGT に対応）から供給されるわけである．

3.2. HGS システム評価

HGS のポテンシャルを評価するために，図 2 で示したシステムをさらに簡単にし，熱利用と，系統連結による売電は行わないものとする．すなわち，$X_1=X_2$，$X_5=X_6=0$ となる．

ここで，実際に存在する GS の調査データを基にして，以下の計算を行なう．

ある GS 施設内データ（電力消費 924MJ/day，ガソリン販売量 12.1kL/day）より，これを上回る出力をもち，実際に市場で販売されている μGT は表 1 に示すとおりである [8]．

表 1. 販売されている μGT の特性

	Company	出力(kW)	熱効率(%)
Type1	Capstone	28.0	26.0
Type2	Volvo	38.0	28.2
Type3	Elliott	45.0	30.0
Type4	Haneywell	75.0	28.0

まず，μGT の出力から X_1 が求まる．熱効率の値から X が求まる．施設内の使用電力である X_3 は筆者らの調査による GS データを用いる．こうすると X_4 が自動的に決まり，EV の電費から走行レンジ Lx が決まる．電費 be は既存の市販 EV（RAV4EV）の 10・15 モード値（be＝7.86km/kWh）を採用した [9]．

HGS で燃料や電気を補充していく全車輌の一日の総走行距離は EV の普及率と無関係であると仮定する．言い換えれば，Lx の増加分だけ Ly が減少することになる．計算対象の Lx+Ly はガソリンの販売量から算出し，189，280km である．Ly から Y の算出にあたっては EV と対応させて市販ガソリン車（RAV4）の 10・15 モード値（燃費 bf＝15.6km/L）を参考にした [10]．X と Y の値が決まれば一日当たりの CO_2 の発生量は計算できる [1]．すなわち，CO_2 排出量は，μGT からの CO_2 排出量（燃料は $C_{12}H_{26}$ とする）とガソリン車からの CO_2 排出量（燃料は C_7H_{13} とする）との和である．これに対して従来の GS からの CO_2 排出量は，GS での消費電力に対応する発電所での CO_2 排出量とガソリン車からの CO_2 の排出量の和である．このようにして計算された HGS の CO_2 の排出量を図 3 に示す．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

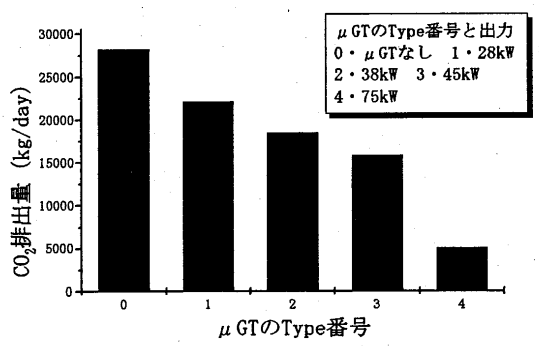


図3. HGS(1－4)と従来のGS(0)のCO_2排出量

横軸の数字は表1のμGTのType番号である．ただし0はμGTがない場合，すなわち従来のGSを表している．明らかにHGSのCO_2削減効果が認められる．μGTの出力が増えればCO_2の排出量が減少することが分かる．この理由は一定状態で運転されるμGTの熱効率は負荷変動を伴う自動車のガソリンエンジン熱効率に比べて高いためである．

次に，HGSで設置したμGTとEV普及率を図4に示す．ここでは，EV普及率をLx／(Lx+Ly)で表す．

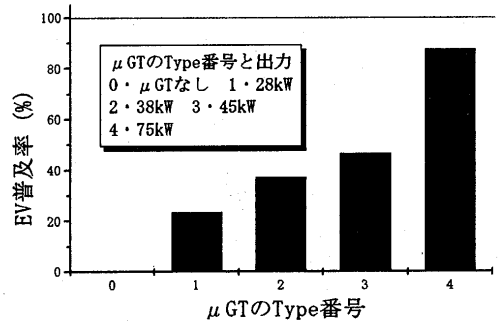


図4. 各Typeのμ GTとEV普及率

図4から明らかなようにEVの普及率は設置したμGTの出力に応じて増える．これは，この計算ではμGTの発電量がHGS内での消費とEV充電のみに使うので当然の結果である．

ここで大切なことは，μGTの出力を増加させると同時にEV普及率を高めるとそれと同じレベルでCO_2排出量が下がることである．ここにHGSを提案する意味がある．石油系の燃料を使ってEVを普及させることはCO_2削減策としても大きな効果がある事を強調したい．この理由は，当然であるが同じ走行距離を確保する為に消費する燃料が少ないためである．

4. 発展型システム

より高いエネルギー効率のHGSを提案するために基本システムを発展させたシステムについて議論する．このシステムは仮にEV普及率がゼロであってもGSにとって魅力あるものであり，HGS導入の口火を切るものと考える．

4.1. 併設施設による排熱利用の効果

μGTは排熱を利用し易いという利点を持っている．そこで，3.2で省いた排熱利用を考慮するとCO_2の削減効果はどのように変化するかを考え次の表2に示す．

表2. 排熱利用によるCO_2削減効果(基準利用熱ε＝924MJ)，－は排熱利用率が100%を超える

熱利用量	CO_2削減量	排熱利用率			
		Type1	Type2	Type3	Type4
0.5 ε	31.2kg	25.8%	19.6%	17.0%	9.9%
ε	62.4kg	51.6%	39.2%	34.0%	19.8%
1.5 ε	93.6kg	77.4%	58.8%	50.9%	29.7%
2 ε	124.8kg	—	78.4%	67.9%	39.6%

当然のことだが，HGSで排熱利用したからといってCO_2量が直接削減されるわけではない．排熱を利用すると本来その熱の利用のために消費した燃料が削減されるわけである．その量を計算したのが表2であり，排熱利用率は$(X_5-X_6)/X_5$である．排熱の利用によるCO_2の削減量は熱利用量とともに増えるのは当然である．そして，タービンの出力が上がれば排熱も増加するので，排熱の利用率が低くてもCO_2の削減ができる．

4.2. 併設施設による電力利用の効果

併設施設による電力利用の効果をCO_2排出量とEV普及率によって考える．ここでは計算例として，併設施設の電力消費は924MJ/dayとする．

併設施設の有無によるCO_2排出量変化を図5に示す．また，併設施設の有無によるEV普及率変化を図6に示す．

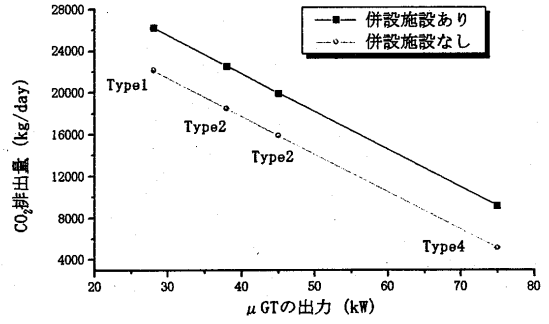


図5. 併設施設の有無によるCO_2排出量変化

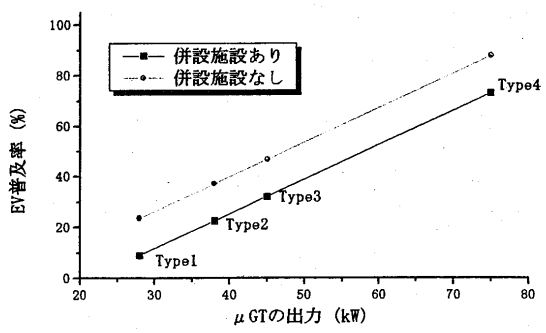


図6. 併設施設の有無によるEV普及率変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図 5，図 6 より，併設施設を設けると CO_2 排出量は上がり，EV 普及率は減少していることが分かる．これは，EV 普及率の減少に伴いガソリン車の比率が増加し，その分の CO_2 排出量が増加したためである．併設施設を設ける意味は，EV 普及率が低い場合に μGT を部分負荷で運転せず，電力を有効利用することにある．

併設施設を設ける意味をさらに検討するために，併設施設の有無による EV 普及率と CO_2 排出量の関係を図 7 に示す．

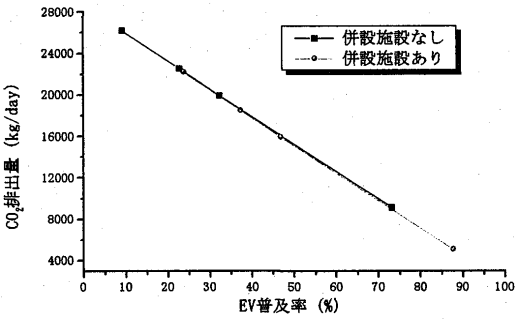


図 7．併設施設の有無による
EV 普及率と CO_2 排出量の関係

図 7 より併設施設の有無に関係なく EV 普及率ごとの CO_2 排出量は，ほぼ同じような変化をしている．併設施設を設けると，EV 普及率が同一ならば μGT の出力は増大する．これにより期待されることは熱効率の増大により CO_2 が削減されることにある．表 1 に示したとおりここで用いた μGT は出力の増大に対して熱効率が改善されない範囲にあるからである．

5．結論

EV 普及による CO_2 削減を速やかに実現するため HGS を提案し，次のような結論を得た．

1. GS で販売している石油系燃料を用いて EV を走行させることで CO_2 の削減が可能である．EV 普及率が高まるとその効果は大きくなる．
2. μGT の排熱を利用すればさらに CO_2 の削減効果は大きくなる．
3. 店舗や娯楽施設などを併設すると μGT の高出力化ができる．
4. HGS で必要な技術や設備はすべて揃っており，今現在でも HGS を立ち上げることは可能である．
5. GS から HGS への転換は EV の普及と共にスムーズに拡大することができる．

付録．EV 普及の道のりに HGS が果たす役割

EV の普及の大きな障害になっているのは，充電施設がないことである．専用充電スタンドは，EV の普及がなければビジネスとして成り立たない．「卵が先か，鶏が先か」の論理である．

国内約 53，000 箇所の GS に相当する充電スタンドを設置するのは相当の期間を要するし，いま存在する内燃機関搭載の自動車も急にはなくならない．

また，国内エネルギー消費の 22.1%を占めている自動車が大規模発電所からの電力を使うことは，新たな発電所設置を伴うので，極めて困難である．

以上の諸点を踏まえ，それを乗り切るために HGS を提案し，その効果について検証した．最後に，予測される HGS 普及の道のりについてまとめ以下の図 8 に示す．

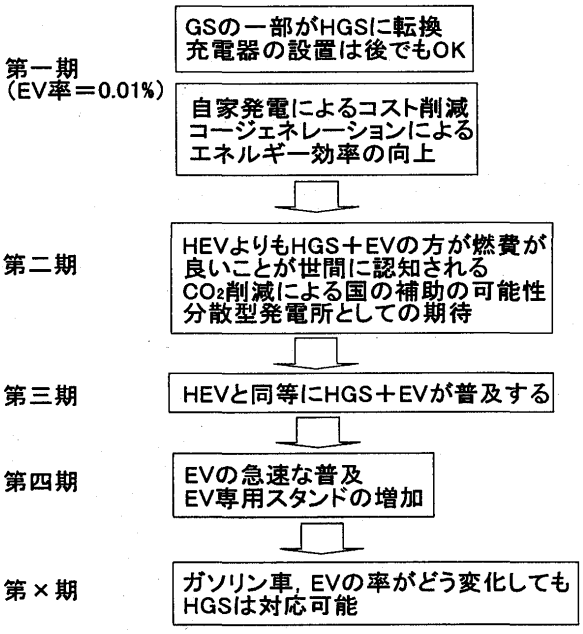


図 8. HGS 導入シナリオ

参考文献

(1) 鍋島，森棟，是松：環境工学入門，12，産業図書 1997
(2) 市川：日本ガスタービン学会誌，vol29，No3，2001.5.
(3) 資源エネルギー庁：エネルギー2001，電力新報社，11-64，2001.
(4) 清水 浩：電気自動車のすべて -第二版-，日刊工業新聞社，1998.
(5) 大川他：電気自動車，丸善，11-38，2000.
(6) 渡辺，吉田：土木計画学研究論文集，939-947，No.13，1996.
(7) 原田，是松：日本エネルギー学会誌，53-58，No.78，1999.
(8) 吉田：マイクロガスタービンの開発動向と将来展望，2001
(9) TOYOTA：RAV4L・EV カタログ
(10) TOYOTA：RAV4L カタログ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

CO_2回収対応高効率クローズドガスタービンシステムの検討

＊幸田栄一、高橋徹（電中研）、上松一雄（三菱重工）、山下勝也（東芝）

ABSTRACT
In WE-NET project Phase I Program, the power generation system with more than 60%(HHV) thermal efficiency had been designed. However, because this system must be fueled by pure hydrogen, commercialization of this system in early stage is thought to be difficult. Therefore, the new project, in which the natural gas fueled system is targeted, has been started since FY1999. In this project, the power generation efficiency is aimed to be 60%(HHV) or higher, with turbine inlet maximum temperature of 1973K. In this report, effects of some parameters are evaluated and the main components are conceptually designed.

1. はじめに

WE-NET 第Ⅰ期における水素燃焼タービンシステムの検討では、タービン入口最高温度 1700℃のもとで発電端効率 60%（HHV）という目標が達成された[1]。しかし、水素を燃料とするシステムを実用化するためには、膨大なインフラの構築が必要となるため、早期の実用化は困難と考えられる。そこで、ここで得られた成果の早期実用化を図ると共に発電分野における二酸化炭素排出量を大幅に低減することを目指し、平成 11 年度より「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術―第Ⅰ期研究開発―」が開始された。このプロジェクトで対象とするシステムは、天然ガスを燃料とする酸素燃焼の 1700℃級超高温ガスタービンを用いたクローズド型システムにより、容易に二酸化炭素全量を回収可能であると同時に、画期的な高効率の達成を目指したものである。本稿では、発電端効率 60%以上を目標として進められている「システム研究」におけるこれまでの研究成果を紹介する。

略号

LCP:低圧圧縮機、HCP:高圧圧縮機、CO_2CP：CO_2排出圧縮機、CB:燃焼器、HTT:高温タービン（HT1:高温高圧タービン、HT2:高温低圧タービン）、LT:低圧タービン、HT:高圧タービン、CP:圧縮機、COND:復水器、RX:再生器、SG:蒸気発生器、DEA:脱気器

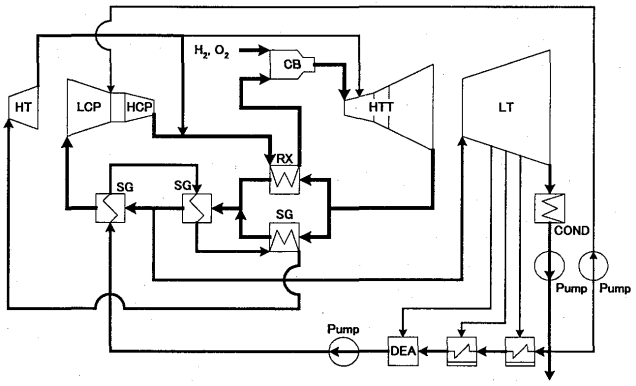


図１　トッピング再生サイクルの構成

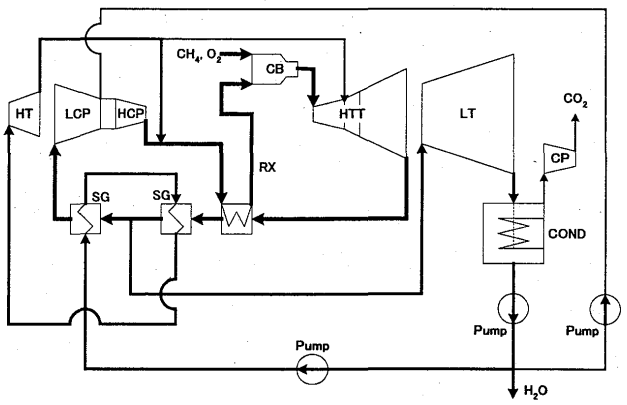


図２　二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービンシステムの構成

2. システムの構成と特徴

2･1　システム構成と特徴

WE-NET プロジェクトにおいて最適システムとして選定されたトッピング再生サイクルの構成を図１に示す。このシステムは純水素と純酸素を当量比燃焼してできる水蒸

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

気を作動媒体としており、トッピング側の閉ループを構成するブレイトンサイクルから作動媒体の一部を分岐して、ボトミング側のランキンサイクルの作動媒体とするもので、発電端効率61.8%と、非常に高い効率を達成可能である。

一方、今回対象とするシステムは図2に示すように、基本的な構成は図1のシステムと非常に似たのもであるが、燃料として天然ガスを用いているため、作動ガス中に非凝縮ガスである二酸化炭素が含まれている。このため、図1のシステムと比較すると、復水器真空度が低下するとともに、復水器から非凝縮ガスを抜き取るための圧縮機の動力が必要となる。

2･2 主要構成機器

(1) 燃焼器

WE-NET第Ⅰ期計画における成果、および燃焼器に供給されるガス中に窒素が含まれていないためNOxの生成がないことなどを勘案し、燃焼器出口温度を1700℃と設定した。しかし、メタンと酸素を当量比で供給すると高濃度の一酸化炭素が発生する恐れがあるので、当量比を0.95に設定し、この条件における平衡濃度の10倍程度の未燃分が残ると考えて、燃焼効率を98%とした。

(2) 高温タービン

高温タービン入口は1700℃と、超高温になるため、膜冷却と蒸気回収冷却を組み合わせたハイブリッド冷却システムを採用することとした。システム全体の熱物質収支計算に用いるタービンモデルでは蒸気回収冷却分についてはタービン出入口で熱量を回収するものとし、膜冷却については、噴出し位置の平均圧力の平均値がタービン入口の0.83倍程度であるとし、この圧力から主流とは別に膨張し、膨張後に合流するとして計算することとした。なお、本タービンは圧力比が約45と非常に高いので、高圧部を高速回転型とし、低圧側との間に中間ダクトを設ける構成とした。

(3) 復水器

本システムでは復水器入口で約10vol%の二酸化炭素が含まれる。このため、復水器については、圧力損失を0.002MPa、出口温度を28℃とし、二酸化炭素排出側の出口における蒸気の分圧が28℃における飽和蒸気圧になるものとしてモデル化した。

3. 各パラメータの影響

3･1 検討条件

システムの最適化に向けたパラメータサーベイや各機器の概念設計のベースとするため、暫定的に表1に示す条件を設定し、マスヒートバランス計算を行った。この結果、図3に示すように発電端効率は59.8%となった。この条件をベースに表1に示すパラメータについてその影響を調べ、システム最適化の検討を行なった。

ここでは紙面の都合上、表中太字で示すパラメータについての検討結果のみを紹介する。その他については文献[2]を参照されたい。

表1 検討したパラメーター覧

	項目		項目
1	LCP入口過熱度／圧力	11	HT出口圧力
2	圧縮機圧力比配分	12	給水加熱温度
3	I.C.出口過熱度	13	COND入口圧力と圧損
4	燃焼効率と当量比	14	COND出口温度
5	燃料加熱の有効性	15	各回転機器の断熱効率
6	酸素加熱の有効性	16	冷却媒体の供給個所
7	HTT吹出し冷却流量	17	CO_2圧縮機の圧力比配分
8	HTT回収式冷却熱量	18	燃料組成
9	高温熱交換器系の温度	19	酸素純度
10	HT入口温度	20	復水器排出ガス中蒸気量

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3･2　解析結果

図４～10 に各パラメータが発電端効率に与える影響を示す。回転機器の断熱効率に関しては、高温タービンの断熱効率のみ大きく影響し、他の断熱効率の影響は小さいことが分かった。CO_2 排出圧縮機の圧力比配分に関しては、中間冷却器で水分が凝縮してガスの流量が減ることから、圧力比を等分するよりも低圧側の圧力比を低めにしたほうが動力を低減できることが分かった。また、酸素純度が低下しても、発電端効率への影響は非常に小さいことが分かった。

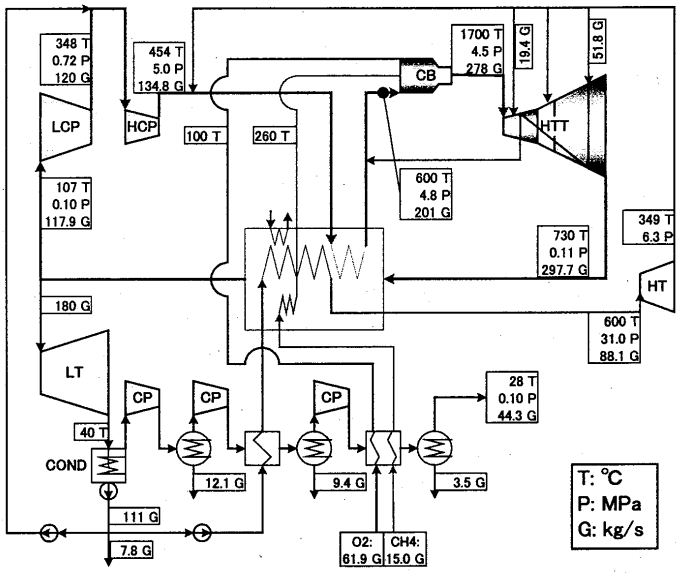


図 3　暫定マスヒートバランス

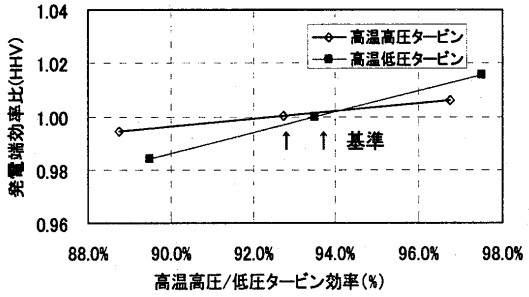


図 4 高温タービン断熱効率の影響

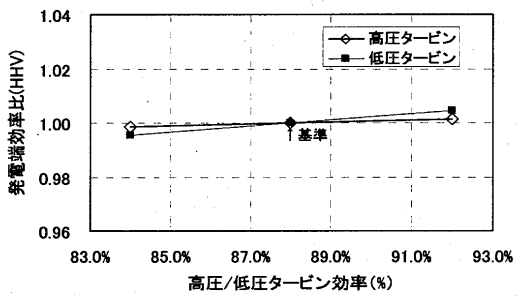


図 5 高圧／低圧タービン断熱効率の影響

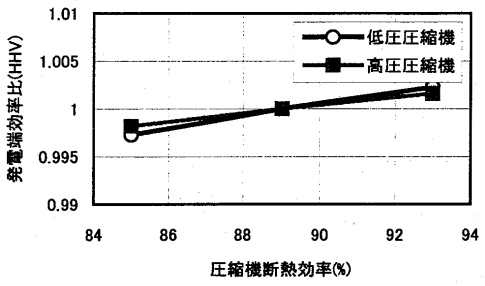


図 6 圧縮機断熱効率の影響

表 2　暫定マスヒートバランス計算条件

各機器設定条件	
CB	燃料／酸素予熱温度：　260℃以下／100℃以下
	入口主流温度／出口温度：　600℃以下／1700℃
	圧力損失：　5%
LCP/HCP	入口条件：　0.1013MPa／露点＋10 度以上
	出口条件：　5 MPa を基準／550℃以下
	中間冷却圧力損失：2%
HTT	翼冷却方式：ハイブリッド翼冷却システム
	オープン冷却媒体流量：燃焼器出口流量の 7%
	回収式冷却（翼） 1)タービン入口単位流量当り回収熱量：0.1247 MJ/kg 2)冷却媒体出口温度：600℃以下 3)冷却媒体圧力損失：5% 4)回収熱量配分：高圧/低圧＝1/1、入口/出口＝6/4
	中間ダクト圧力損失：3%
	出口圧力：高圧側 1.47MPa、低圧側 0.112MPa
HT	入口蒸気条件：　600℃／31MPa 以下
LT	出口湿り度（液相流量／H_2O 流量）：　10%以下
熱交換器	ピンチ温度差：　15℃以上（再循環系は除外）
CO_2CP	中間冷却器の圧力損失：0.002MPa
COND	冷却水温度：　21℃→28℃
	入口圧力／圧力損失：　0.0085MPa／0.002MPa
燃料・酸素	供給条件：　25℃／6MPa
	燃料／酸素組成：　メタン 100%／酸素 100%
所内動力	CO_2 圧縮機動力：　タービン駆動を想定
	ポンプ動力　：　所内動力として扱う
	酸素製造動力　：　所内動力として扱う
	その他：　出力の 1%（相対値）を所内動力とする

機器効率などの設定値					
	断熱効率 (%)	機械効率 (%)		燃焼効率 (%)	当量比
LCP／HCP	89／85	99.5	燃焼器	98	0.95
HT1／HT2	92.5／93.5		発電機効率	99.2%	
HT	88%		ギア効率	98.5%	
LT	88%				
CO_2CP	80%				
ポンプ	78.4%				

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

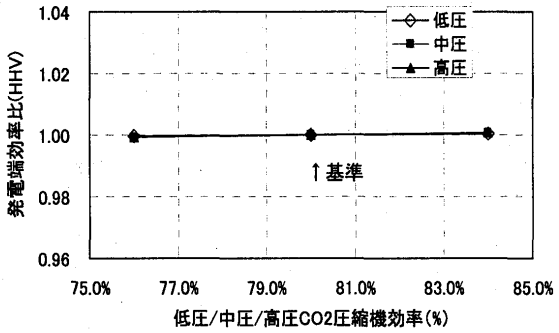


図 7 CO_2 排出圧縮機断熱効率の影響

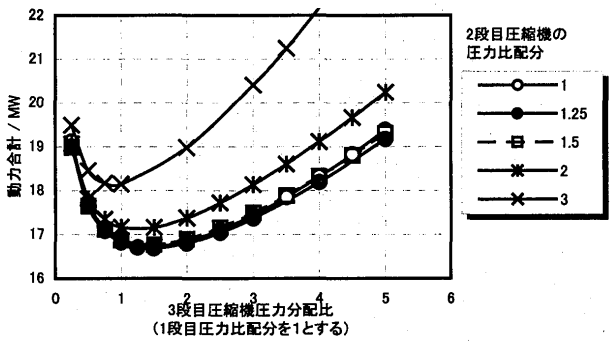


図 8 CO_2 排出圧縮機圧力比配分の影響

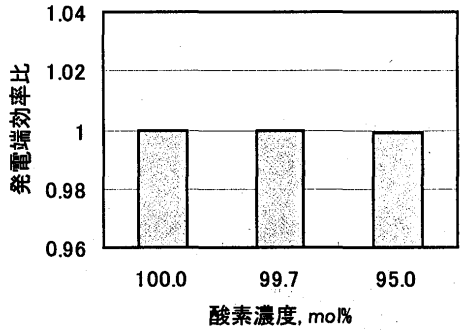


図 9 酸素純度の影響

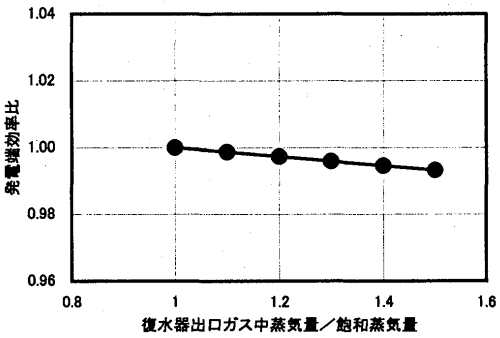


図 10 復水器出口ガス中水分量の影響

4. 500MW 級発電プラントの概念設計

ここでは、図 3 および表 1 に示す条件にしたがって主要構成機器の概念設計を実施し、機器効率などを見直した上でマスヒートバランスを再計算した結果を述べる。

4･1 主要構成機器

(1) 軸構成の検討

先述のように、本システムは圧力比が大きいため、圧縮機及び高温タービンを高圧部と低圧部に分け、高圧部を高速回転型にする必要がある。また、高圧タービンの流量に較べて圧縮機の流量が小さいため、圧縮機に関しては低圧側も高速回転型にする必要がある。そこで、各回転機器の運転の条件と各部の強度、および発電機と減速機の実績等を考慮して図 11 に示す軸構成とした。

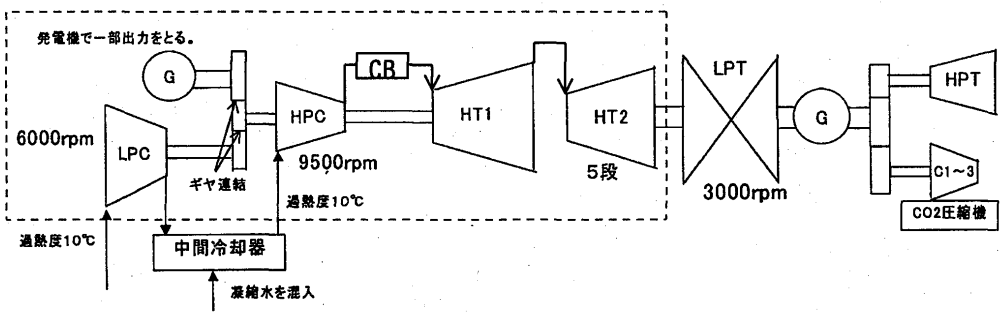


図 11 軸構成

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(2) 高温熱交換器

高温熱交換器の伝熱面配置を図12に示す。圧力損失の値も、高温側の平均温度差が大きく伝熱面積が小さくなるため 10.4kPa となり設計条件である 10.7kPa 以下に抑えられる見通しが得られた。

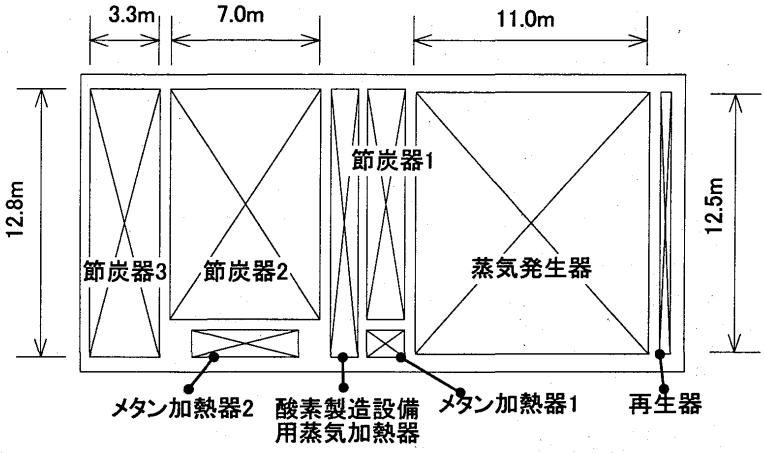


図 12 高温熱交換器伝面配置

(3) 高温タービンと圧縮機

軸構成上は HT1 の出力が LCP と HCP の出力と釣合うようにすることで、発電機を 1 台にすることが可能だが、この場合、HT1 出口の温度が 1400℃以上の高温となるため、中間ダクトの設計が困難となる。そこで、HT1 を 3 段とし、その出力で LPC、HPC、及び発電機を駆動することとした。HT1 と HPC の回転数は、双方の設計の限界として 9500rpm とした。これ以上高速であると、HT1 のディスク径が小さくなりすぎるため冷却媒体の流路を設けると強度が不足し、逆に回転数が低くなると、HPC の翼高さが低くなりすぎるため、実現が困難になる。また、HT2 の断熱効率はシステム全体の発電効率に大きく影響するので、これを 5 段とした。さらに、HPC の断熱効率は発電効率に与える影響が非常に小さいので目標効率を 85%に下げ、段数を 12 段まで減らすこととした。

以上の設計結果をもとに作成した高温タービン軸系統の鳥瞰図を図 13 に示す。なお、この図に含まれているのは図 11 中の点線で囲われた部分である。

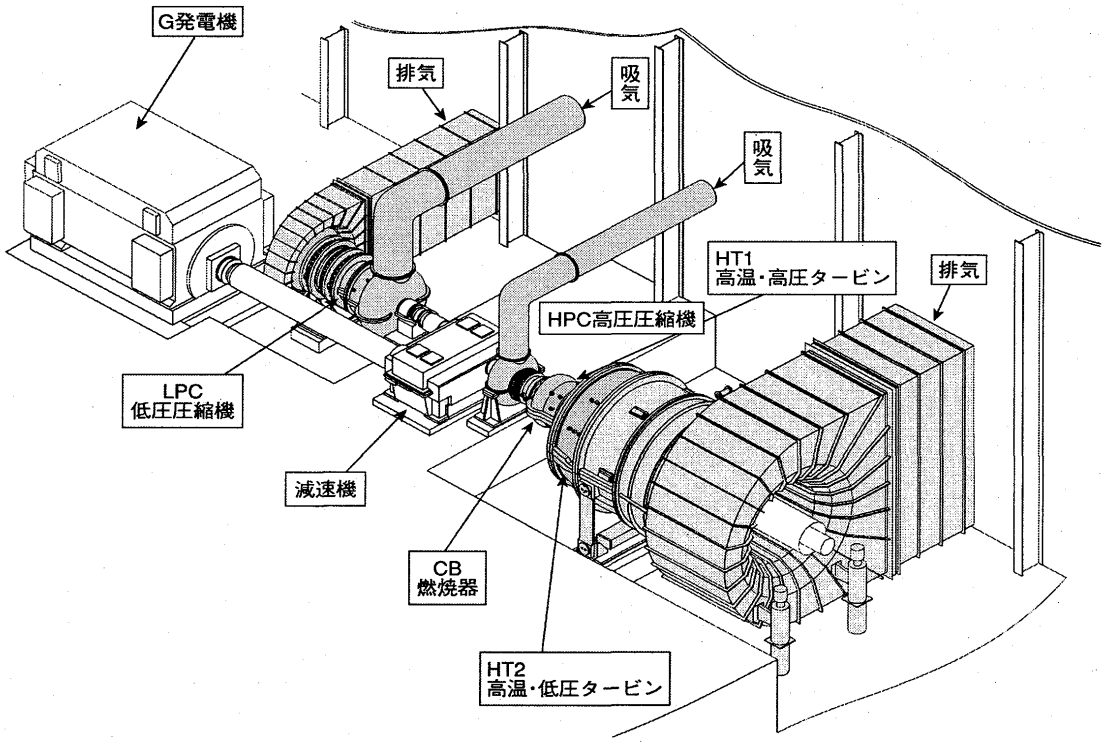


図 13 高温タービン軸系鳥瞰図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4·2 概念設計結果に基づくマスヒートバランス

以上のべた機器の概念設計結果に基づいて表 3 に示すように機器効率などの見通しを行ない、マスヒートバランスの再計算を行った。結果を図 14 および表 4 に示す。

表 3 機器概念設計結果に基づく設定条件の見直し

項目		値
膜冷却媒体流量割合		7.1%
回収式冷却熱量		0.1169MJ/kg
回収熱量配分	入口／出口	0.38／0.62
	HT1／HT2	1.00／0.88
回収式冷却媒体圧力損失		24.0%
HT1 断熱効率		90.8%
HT2 断熱効率		92.9%
酸素製造設備使用蒸気量		10.5MW

表 4 プラント性能概要

項目	値
高温タービン軸出力	553.5 MW
高圧タービン軸出力	35.5 MW
低圧タービン軸出力	50.0 MW
圧縮機軸動力 (LCP + HCP)	114.9 MW
CO_2 排出圧縮機動力	17.5 MW
機械損失	3.2 MW
ギア損失	2.8 MW
発電機損失	4.0 MW
発電端出力	496.4 MW
発電端効率(HHV)	59.5 %

5. まとめ

容易に二酸化炭素全量を回収可能であるとともに画期的に高効率な発電システムの実現を目指したクローズド型ガスタービンシステムについて、システム最適化検討および 500MW 級プラントの概念設計を行なった結果、発電端効率 59.5%という値が得られた。

今後、一層の高効率化を目指すための方策を検討してそのための技術課題を明らかにしていくとともに、酸素製造動力も含めたトータルシステムの最適化を進めていきたい。

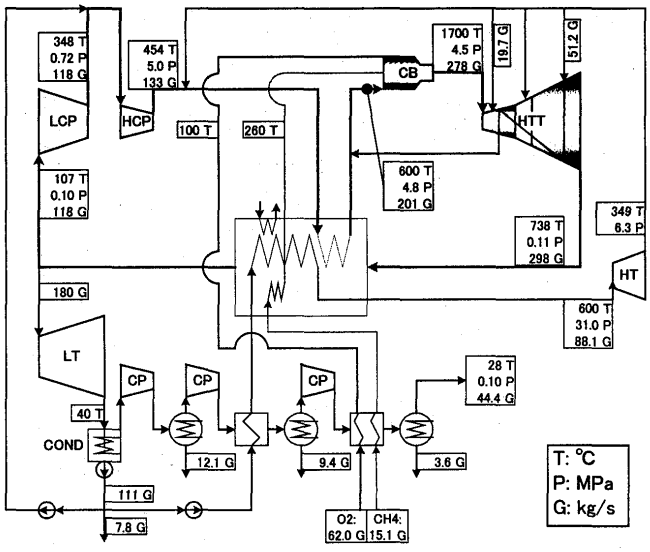


図 14 概念設計結果に基づくマスヒートバランス

謝辞

本研究は経済産業省のニューサンシャイン計画のもとで、新エネルギー・産業技術総合開発機構からの委託を受けて実施したものである。関係各位に謝意を表します。

参考文献

[1] 幸田、「水素燃焼タービン最適システムの検討」、WE-NET 水素エネルギーシンポジウム講演予稿集、pp.223-228、平成 11 年 2 月(東京)

[2] 「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第 I 期研究開発」平成 12 年度成果報告書 (NEDO-CO-TB00)、新エネルギー・産業技術総合開発機構、平成 13 年 3 月

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

CO_2回収のための水素分離型タービン発電システムの提案 －第３報　膜改質器への水蒸気供給方式－

*森塚秀人、土屋陽子（(財) 電力中央研究所）

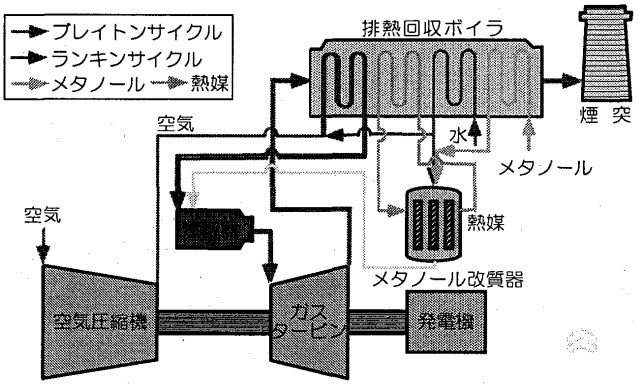
まえがき

著者らは1986年以来火力発電所からのCO_2回収に関する研究を行ってきた[1]が、ボイラ排ガスからのCO_2回収は、発電所の送電端出力の大幅な低下を余儀なくされるため、実用化は困難と思われる。そのため、CO_2の回収を前提とした新しい火力発電システムの開発が望まれる。

CO_2回収のための新しい火力発電システムは燃料の改質等の化学装置とガスタービン等の先端機械技術を組み合わせたものになると思われる。本論文では、ＬＮＧを燃料とするCO_2回収型火力発電システムの一候補の提案を行う。このシステムはCO_2を回収してなお熱効率が向上するおそらく唯一の方法と思われる。この水素分離型タービン発電システムが実現すれば、送電端効率50％以上の高効率で、燃料中の炭素から発生するCO_2の80％以上を回収することが可能になると期待できる。

２．再生サイクルガスタービンについて

提案システムの基本的な概念は再生サイクルガスタービンである。メタノールを燃料とする再生サイクルガスタービンは、中国電力(株)大崎発電所において研究開発が行われた。このシステムにはガスタービン排熱を再生するためのメタノール－水蒸気改質器が設置されている。メタノールは比較的低温(250～350℃)で、水素とCO_2に改質させることが出来る。このメタノール－水蒸気改質反応は吸熱反応であるため、低温の排熱を高温のガスタービンに戻すことが出来、この再生効果により熱効率を向上させることが出来る。[2]

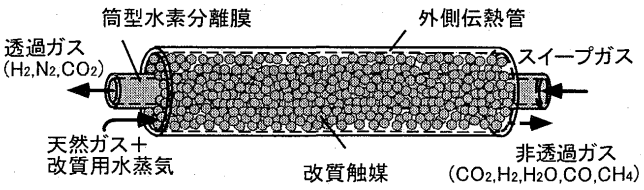


図－１　メタノール改質ガスタービン発電システム

３．水素分離型タービン発電システムの構成

主成分がメタンである天然ガスの場合、メタン－水蒸気改質反応もメタノールと同様に吸熱反応であるが、十分な改質率を得るためには900℃以上の高温下で反応させる必要があるため、ガスタービン排熱が利用できない。

そこで、図－２に示す膜改質器を用いることを考えた。



図－２　膜改質器モジュール

膜改質器は伝熱管に筒型水素分離膜を挿入し、その隙間にメタン－水蒸気改質反応触媒を詰めたモジュールからなり、天然ガスと水蒸気を水素分離膜と外側伝熱管の隙間に供給し、触媒の働きにより、外部伝熱管から反応熱を受け、水素とCO_2に改質され、それと同時に、改質ガス中の水素が水素分離膜を透過する。他のガス特に水蒸気も同様に透過するが、その透過速度は水素に比べて十分に小さい。これが多孔質膜の水素選択分離の原理である。透過ガスを

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

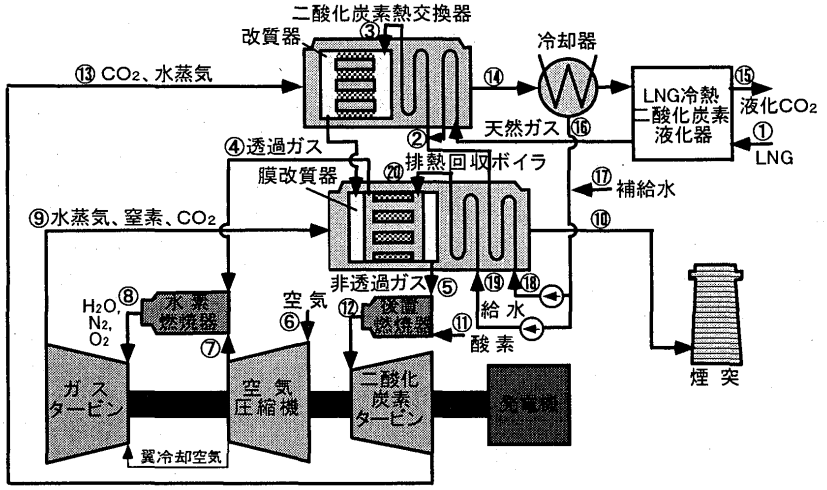
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

流すスイープガスとして水蒸気を中央の水素分離膜に供給する。この水蒸気は、透過側の水素分圧を下げ、供給側と透過側の水素分圧差を大きくする働きがある。さらに水素を効果的に透過させるために、供給ガスと透過ガスとは向流とした。以上により、生成系から水素が透過することにより、メタン－水蒸気改質反応の平衡が右に進むため、550～600℃程度の比較的低い温度でも水蒸気改質が可能となる。この温度レベルであれば、天然ガスでも再生サイクルを組むことが可能となる。著者らは、この膜改質器を排熱回収ボイラ（ＨＲＳＧ）の中に設置した新しい発電システムを考案した。本システムは反応熱の供給と改質用水蒸気の発生の両方ともにガスタービン排熱を用いる。

今回は、ガスタービン排熱回収ボイラで発生する水蒸気を全て、スイープガスとして供給することにより、蒸気タービンを省略した水素分離型タービン発電システムを提案する。

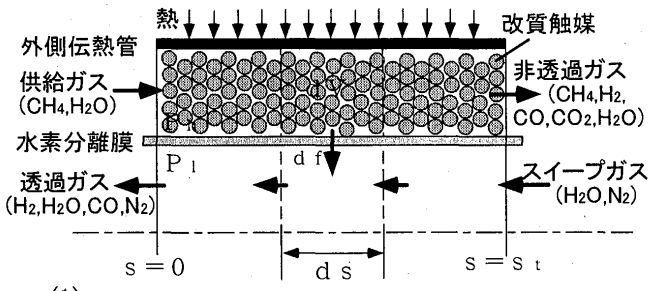
3．熱物質収支

提案の水素分離型タービン発電システムの構成を図－３に示す。図中の番号は表－４の熱物質収支の番号に対応している。この水素分離型タービン発電システムの実現性を検証し、性能を評価するために、熱物質収支計算プログラムを作成した。



図－３ 水素分離型タービン発電システム構成図

本プログラムでは膜改質器の反応を求めるために多層多孔質セラミック膜による向流型膜改質器を想定し、触媒によるメタン水蒸気改質反応の反応速度を求めて、水素分離膜のガス透過計算と連立させて解くプログラムを作成して用いた。なお、ガス比熱等の熱物性は日本機械学会データ集を用いた。[6)]



図－４ 膜改質器計算モデル

メタン水蒸気改質反応、

$$CH_4+S/CH_2O \rightarrow 3H_2+CO+(S/C-1)\,H_2O \quad \cdots(1)$$

および、水蒸気シフト反応、

$$H_2O+CO \rightarrow H_2+CO_2 \quad \cdots(2)$$

は、両式の単位触媒重量(kg_{cat})当たりの反応速度R_1、R_2($mol/kg_{cat}\,s$)を次式で計算して用いた。

$$R_1=k_1\left(\frac{P_{CH4}P_{H2O}}{P_{H2}^{5/2}}-\frac{P_{H2}^{1/2}P_{CO}}{Ke_1}\right)/D^2 \quad \cdots(3)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$R_2 = k_2 \left(\frac{P_{CO} P_{H2O}}{P_{H2}} - \frac{P_{CO2}}{Ke_2} \right) / D^2 \qquad \cdots(4)$$

ここで、

$$D = 1 + k_{CH4} P_{CH4} + k_{H2} P_{H2} + k_{CO} P_{CO} + k_{H2O} (P_{H2O} / P_{H2}) \qquad \cdots(5)$$

(1)式反応量m、(2)式の反応量sは、$m = \rho R_1 f \Delta S$、$s = \rho R_2 f \Delta S$

ただし、ρ：触媒のカサ密度(kg/m³)

$f = (r_o^2 - r_i^2) / 2 r_i$、ここで$r_i$、$r_o$：膜改質器の水素分離膜外径、伝熱管内径

水素分離膜におけるガス透過量は、

$$di = ds \frac{P_{mi}}{l} (p_h x_i - p_l y_i) \qquad \cdots(6)$$

により計算する。

ここで、P_{mi} / l：ガス透過速度(mol/m²skPa)

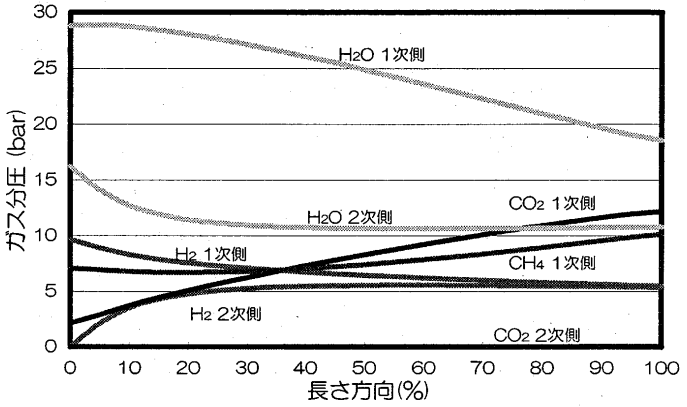
p_h、p_l：1次側、2次側の全圧(kPa)

x_i、y_i：1次側、2次側のモル分率(−)

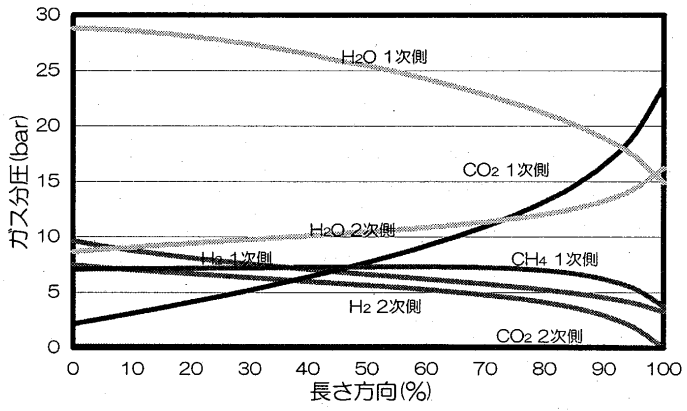
以上の一連の計算を、表−1の計算条件を用いて膜改質器1次側（供給側）入口から出口まで行い、1次側出口、2次側（透過側）入口の物質収支が合うまで繰り返すことにより、向流型膜改質器の性能計算を行った。

表−1　改質器および発電システムの計算条件

メタン水蒸気比	3.5
スイープガス供給比	2.5
H_2透過速度(mol/mskPa)	5.0×10^{-4}
H_2O 透過速度	5.0×10^{-5}
CO_2, CO, N2 透過速度	1.0×10^{-6}
CH_4, O_2透過速度	0
H_2/CO_2 透過速度比	500
H_2/H_2O 透過速度比	10
供給ガス、透過ガス圧力	4.8/1.6 MPa
水素分離膜面積	50,000 m²
改質用水蒸気圧力／温度	5.0Mpa/750℃
スイープ用水蒸気圧力／温度	1.65MPa/450℃



図−5　膜改質器内ガス分圧分布（並流型）



図−6　膜改質器内ガス分圧分布（向流型）

膜改質器の場合、あらかじめメタンを水蒸気改質して、水素を生成させることにより、供給ガス入口（透過側出口）での水素分圧の逆転を防ぐ必要がある。本計算では、供給ガスを前もって改質器で水蒸気改質し、約26%のメタンを改質させてから供給する方式を採っている。並流型の場合の膜改質内ガス分圧を図−5、同じく向流型の場合の膜改質内ガス分圧を図−6に示す。図の通り、並流型の場合は膜改質器出口において1次側と2次側の水素分圧がほぼ等しくなり、それ以上の水素の透過が行われなくなるため、水素分離膜の面積を拡大してもメタン改質率は向上しないのに対して、向流型の場合は1次側と2次側の水素分圧が常に確保できるため、水素分離膜面積の増加に伴いメタン改質率が向上し、膜面積5万m²、透過側出口で600℃の場合、メタンの改質率90%、水素分離率98%、CO_2分離率6%と必要なメタン改質率、ガス分離性能が得られた。

膜改質器以外のシステムは、基本的にはガスタービン複合発電システムと同じである。まず、水素と水蒸気を主成分とする透過ガスは、燃焼によりCO_2の発生がほとんど無いので、ガスタービン燃焼器に

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

供給して燃焼させる。ここでは、広く発電用に使用されている燃焼器出口温度1430℃、圧縮機圧力比15の1300℃ガスタービンを想定した

非透過ガスには改質されなかったメタンと透過されなかった少量の水素およびCOの可燃性ガスが含まれるので、後置き燃焼器で純酸素により焼却する。これにより、燃焼ガスはCO_2と水蒸気になる。この燃焼ガスは高温高圧であるので、ガスタービンとは別置きの膨張タービン（CO_2タービン）により、CO_2液化に適した圧力(0.5MPa)まで膨張させた後、熱交換器により熱回収をして、水蒸気を冷却除去してLNG冷熱を利用した熱交換器を用いて液化CO_2としてCO_2を直接回収する。

膜改質器に必要な反応熱と、改質およびスイープガス用の水蒸気の発生には、透過ガス側のガスタービン排熱回収ボイラおよび非透過ガス側のCO_2熱交換器を用いて排熱回収により賄う。このため、燃料を別に燃焼させる必要が無く、ガスタービンの排ガスを有効に回収して燃料側に戻す再生サイクルとなるため、熱効率的に有効である。ここでは、CO_2熱交換器内に前段改質器を設置し、まず天然ガスを通常の改質器で改質し、熱量は大きいが比較的低温である透過ガス側の排熱回収ボイラ内に膜改質器を設置し、水素を透過しながら改質するようにした。残りの熱交換器により、天然ガス改質用の高温中圧蒸気と、スイープガス用の中温低圧蒸気が必要量発生するように伝熱面を配置している。

非透過ガスの冷却による凝縮水は、必要量を補給してからボイラ給水として繰り返し利用する。LNG冷熱利用CO_2液化器は、−50℃、0.5MPaの液化を製造する。

提案する水素分離型タービン発電システムは以上のような構成のCO_2回収型発電システムである。

4．水素分離型タービン発電システムの熱効率

表－2に水蒸気メタン比3.5における提案システムの計算条件、表－3に出力と熱効率を示す。

表－2　水素分離型タービン発電システムの運転条件

ガスタービン吸い込み空気流量	600 kg/s
圧縮機圧力比	16.0
圧縮機断熱効率	90.0%
低圧／中圧／高圧空気抽気率	8.0/7.6/7.3 %
ガスタービン燃焼器出口ガス温度	1430 ℃
燃焼器圧力損失	5.6 %
ガスタービン膨張比	14.0
後置焼却器出口ガス温度	950 ℃
CO_2膨張タービン膨張比	8.3
CO_2膨張タービン断熱効率	90.0 %
酸素製造動力	36.0 kJ/mol $_{O2}$
酸素圧縮機圧力比	44.7
機械効率	90.0 %
発電機効率	98.5 %
中圧、低圧ドラム圧力	4.9 MPa/1.8 MPa
改質用蒸気圧力／温度	5.0 MPa/ 600 ℃
スイープ用蒸気圧力／温度	1.65 MPa/ 400 ℃
LNG冷熱交換器入口／出口天然ガス温度	-169/30 ℃
LNG冷熱交換器入口／出口CO_2温度	40/-50 ℃

表－3　水素分離型タービン発電システムの出力と熱効率

圧縮機軸動力	-220.4 MW
ガスタービン軸出力	613.7 MW
CO_2タービン軸出力	30.0 MW
発電機出力	417.0 MW
酸素製造動力	-6.9 MW
酸素圧縮機動力	-2.7 MW
その他所要動力	-4.4 MW
所内動力	14.0 MW
送電端出力	403.0 MW
発電端効率	53.1 %高位
所内率	3.4 %
送電端効率	51.3 %高位

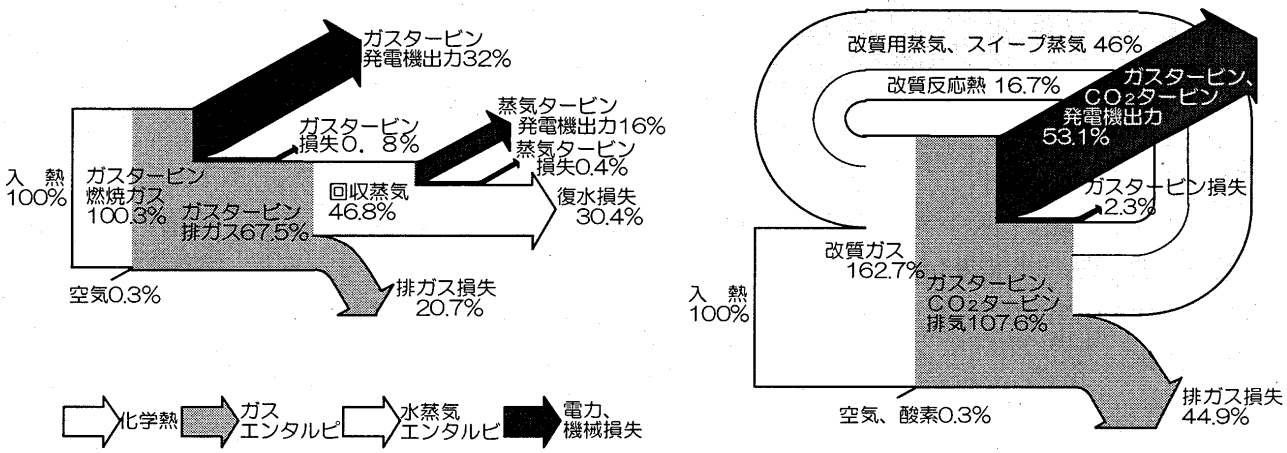
ここで、発電システムの熱挙動を明確に把握する助けになる熱流れ図により、提案システムの熱効率が通常の複合発電システムよりも高くなる理由について説明する。図－7に水素分離型タービン発電システムの熱流れ図を通常のガスタービン複合発電システムと比較して示す。提案システムの熱流れ図にはガスタービン出口から燃料側に戻る流れがあり、これが再生サイクルの特徴である。ガスタービン排ガスの熱量が、燃料側に戻され燃料入熱が大幅に増加する。これにより、サイクル熱効率が向上する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表－４ 水素分離型タービン発電システムの熱物質収支

番　号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
項　目	LNG	NG+S	NG+S	P-G	R-G	Air	Air	H_2O+	H_2O+	H_2O+	O_2	CO_2+
温度(℃)	-169	400	600	600	400	15	398	1430	584	67	250	950
圧力(MPa)	4.9	4.8	4.7	1.59	4.7	0.1	1.6	1.51	0.108	0.103	4.51	4.33
流量(kg/s)	14.1	69.7	69.7	66.7	41.9	600	600	539.6	666.7	666.7	6.1	57.1
CH_4	0.88	0.88	0.88	–	0.09	–	–	–	–	–	–	–
H_2	–	–	–	3.09	0.02	–	–	–	–	–	–	–
CO	–	–	–	–	0.01	–	–	–	–	–	–	–
H_2O	–	3.08	3.08	3.24		0.04	0.03	6.37	6.38	6.38	–	–
CO_2	–	–	–	0.04	0.74	–	–	0.05	0.05	0.05	–	1.12
N_2, Ar	–	–	–	–	–	16.4	12.9	12.9	16.4	16.4	0.01	0.83
O_2	–	–	–	–	–	4.37	43.4	1.9	2.8	2.8	0.19	0.01
(kmol/s)												–
熱量(MW)	785.1	978.1	1012.8	1151.4	126.8	1.8	19.1	1342	520.4	320.7	1.36	128.3

番　号	13	14	15	16	17	18	19	20
項　目	CO_2+	CO_2	LCO_2	H_2O	H_2O	H_2O	H_2O	H_2O
温度(℃)	626	40	-50	38	15	41	40	400
圧力(MPa)	0.59	0.52	0.5	0.52	4.7	5.1	2.1	1.59
流量(kg/s)	57.1	36.9	36.9	20.2	9.1	55.6	39.7	39.7
CH_4	–	–	–	–	–	–	–	–
H_2	–	–	–	–	–	–	–	–
CO	–	–	–	–	–	–	–	–
H_2O	–	–	–	1.12	0.5	3.08	2.20	2.20
CO_2	1.12	0.84	–	–	–	–	–	–
N_2, Ar	0.84	0.01	0.84	–	–	–	–	–
O_2	0.01	–	–	–	–	–	–	–
(kmol/s)	–		–				–	–
熱量(MW)	98.0	0.8	–	0.9	–	2.4	1.7	126.8



図－７　ガスタービン複合発電と水素分離型タービン発電システムの熱流れ図比較

熱物質収支計算の結果、吸い込み空気流量 600kg/s の大型ガスタービンを想定した場合の水素分離型タービン発電システムの発電端出力は 417MW、酸素製造動力等の所内動力を差し引いた送電端出力が 403MW となり、発電端効率は 53.1％（高位基準）、同様に所内動力を差し引いた送電端効率は 51.3％と、50％を越える。通常の 1300℃級ガスタービン複合発電の送電端効率は 48％であるから、約３ポイント向上する。天然ガス改質率は水素分離膜の水素透過性能に強く依存しているが、本ケースでは 90％となり、すなわち本提案システムは、燃料の天然ガスに含まれる炭素から発生するCO_2の 84％を回収しながら、熱効率は通常のガスタービン複合発電システムよりも高くなる。

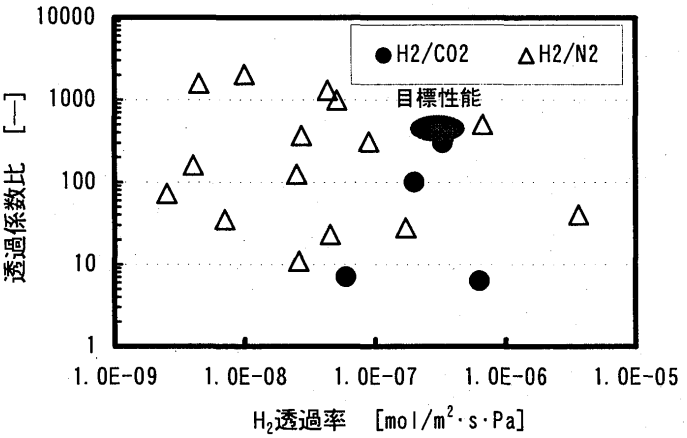
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

5．高温ガス分離膜の開発動向

最後に、提案システムの中で最も重要な技術的開発要素である膜改質器に使用する高温水素分離膜について、その研究開発状況および開発課題の調査[5)6)]について簡単に記す。

調査の結果、CO_2を対象とする高温分離は、単純な分子ふるいでは対応が難しく、拡散メカニズムを考慮した透過機構について検討する必要のある、技術的に難しい課題である。

図－８に発表されている水素分離膜性能と今回の試算で用いた目標性能を記す。これまでのところ、広島大学の淺枝らが開発したシリカ膜が最も高性能である[4)]。ガス透過機構の解明は難しいが、膜の耐水蒸気性やシステム構成上の課題などの研究が進んでおり、近い将来現実的な膜が開発されるものと期待される。



図－８　セラミック多孔質水素分離膜の性能

あとがき

本報告では、膜改質器によりCO_2を回収する新しい発電システムの提案を行った。熱物質収支計算の結果、理想的な運転条件下ではCO_2を 85％以上回収しても、通常のガスタービン複合発電システムより高い熱効率が得られる可能性のあることがわかった。

水素分離型タービン発電システムは、膜改質器におけるメタン改質率を高くとる必要があり、そのためには、水素分離率が高く、逆にCO_2分離率が低い水素分離膜が要求される。前者の水素分離率は、熱効率にとって重要であり、後者のCO_2分離率はシステムのCO_2回収率にとって重要なファクタである。提案システムの実用化にとって最も重要な要素である膜改質器用の高温水素分離膜は、シリカ多孔質膜が高い水素選択透過性能が得られている。今後の実用化にはシリカの耐水蒸気性の向上が必要である。

謝　辞

著者らは本研究を進めるに当たってご助言を頂いた広島大学工学部淺枝正司教授、都留稔了助教授およびプログラムを作成戴いた日本科学技術研修所宮下礼子女史に感謝します。また、膜改質器の定式化その他に協力頂いた(財)電力中央研究所白井裕三上席研究員、幸田栄一主任研究員に感謝します。

参考文献

(1) 森塚他、二酸化炭素回収のための火力発電システムの検討－第１報天然ガス火力の場合－、電中研報告 W89016、1989 年 10 月

(2) メタン改質型ガスタービンの研究開発、中国電力技術報告 1990 年

(3) 森塚、高橋、渡辺、CO_2回収のための水素分離型ガスタービン発電システムの提案、日本ガスタービン学会論文、Vol.27-4、PP26～35、1999 年 8 月

(4)都留、淺枝他；「 Inorganic Microporous Membranes for Nanofiltration in Non-aqueous Solutions」、ICIM PP314～317, 1998 年

(5)安田（土屋)、森塚、伊崎；「Preparation and Evaluation of Inorganic-Organic Combined Membrane for High Temperature Gas Separation」、ICIM PP420-423、1998 年

(6)二酸化炭素高温分離･回収利用技術研究開発、新エネルギー産業技術総合開発機構報告、2000 年 3 月

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

超音速バリアブルサイクルエンジンの定常特性

＊田頭　剛　（航空宇宙技術研究所）
杉山　七契（航空宇宙技術研究所）

１．まえがき

世界的に環境に対する意識が高まっているなか、次世代超音速輸送機（ＳＳＴ）の実現には、騒音削減やＮＯｘなどの排出物削減などの耐環境性と、亜音速輸送機と比較しても太刀打ちできる経済性の両方を同時に満たす必要がある。空港周辺騒音の削減のためには離着陸時の排気ガス速度を落とすことが有効であり、また経済性を高めるためには高空を超音速で巡航する際の推進効率を高めることが有効である。そのためＳＳＴ用エンジンとして、可変バイパス比エンジンは、耐環境性と経済性を両立させる一つの解決策となり得る。そのため、各国でこの種の超音速輸送機用のエンジン研究がなされているが、我が国においても平成１１年度より旧通産省工業技術院（現経済産業省)、新エネルギー・産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）が進める国家プロジェクト「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発（ＥＳＰＲ)」で、ＲＶＡＶＩ（Rear Variable Area Bypass Injector）や可変低圧タービンノズルなどの可変機構を有するＨＹＰＲ９０－Ｔエンジンを用いて低騒音、低ＮＯｘおよび低燃料消費を同時に実現するエンジン技術の研究開発を行っている。このプロジェクトの内で、著者らは制御技術からのアプローチにより、経済性向上及びＣＯ２排出削減を実現するエンジン性能最適制御の研究を行っている[1)]。

エンジン性能最適制御の概念図を図１に示す。本システムでは、ＦＡＤＥＣ（Full Authority Digital Electronic Control）内部にエンジンシミュレータを持つことで、実機エンジンからのセンサ出力だけでなく、直接計測ができないパラメータも含めたエンジンシミュレータからの計算結果を用いて、より高精度にエンジンの制御を行うことができるため、エンジンの経済性、安全性、寿命、耐環境性の面で有利な運用が可能となる。また、実機エンジンからのセンサ出力とシミュレータのパラメータを比較し、エンジンの経年劣化やエンジン毎の特性の違いを検出し、シミュレータを必要に応じて更新することによって、個々のエンジンの性能をその時点での最適な状態に制御することが可能になる。

本報告では、エンジン性能最適制御システムの基礎となるエンジンシミュレータを構築し、各可変機構とエンジン性能の関係を明確にし、多変数制御システム設計の基礎データを得たので報告する。

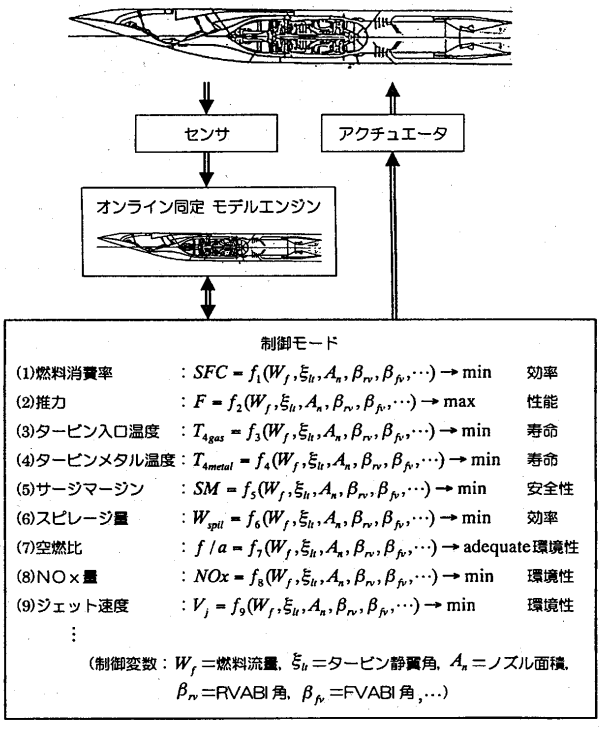


図１．エンジン性能最適制御概念図

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

２．エンジンシミュレータ

２．１エンジンモデル

今回構築したＨＹＰＲ９０－Ｔエンジンシミュレータモデルを図２に示す。ＨＹＰＲ９０－Ｔエンジンはラムジェットと組み合わせて用いられるコンバインドサイクルエンジンのターボエンジンであり、マッハ３までのオペレーティングを想定されて設計されている、２軸の低バイパス比ターボファンエンジンである。本報告で用いたシミュレーションプログラムは航空宇宙技術研究所が開発したもので、過去ＦＪＲ７１０エンジンや高効率ガスタービンなどのエンジン研究開発においてその性能解析、制御法の研究に用いてきたものである[2)]。本シミュレーションプログラムにはＨＹＰＲ９０－Ｔエンジン同様の可変機構である圧縮機ＶＳＶ、可変低圧タービンノズル、ＲＶＡＶＩ面積、燃料流量および排気ノズルスロート面積を忠実に組み込んでいる。排気ノズルは、超音速飛行時にはノズルスロート面積が可変のコンバージェント・ダイバージェントノズルとし、音速以下では出口面積が可変のコンバージェントノズルとして計算を行う。

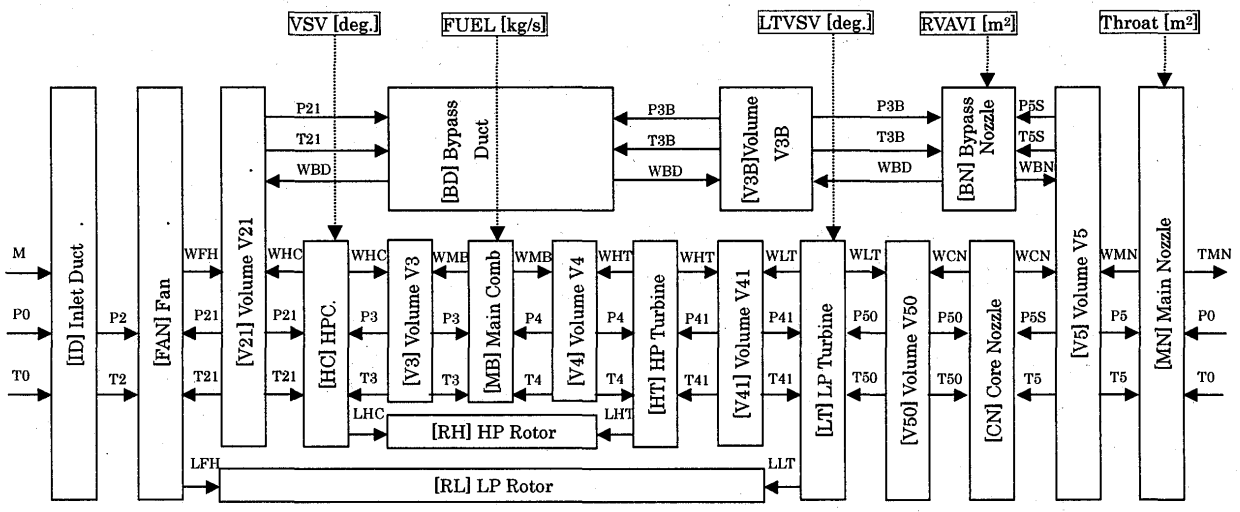


図２．ＨＹＰＲエンジンシミュレーションモデル

２．２実機運転データとの比較

シミュレータプログラムの検証のため、ＨＹＰＲ９０－Ｔエンジンの実機運転データとの比較を行った。図３にシミュレータ計算結果と実機運転定常データを示す。実機運転データは「超音速輸送機用推進システムの研究開発（ＨＹＰＲ）」プロジェクトにおいて、初回運転試験で得られたものである。バイパス比（ＢＰＲ）、高圧系修正回転数（ＮＨｃ）、低圧系修正回転数（ＮＬｃ）では計算結果と実機データは非常によく一致している。ＳＦＣについてはタービン入り口温度（ＴＩＴ）の低いところで計算結果のほうが若干大きくなっているが、定性的には大きな違いはない。

図４は急加減速時のシミュレータと実機との比較で、アイドルからＮＬｃ９２％までの急加減速試験データである。アイドル回転数付近では実機運転データ燃料流量（Ｗｆ）が安定していないため、シミュレータには平均値を与えている。ＮＨｃ、ＮＬｃおよび推力（Ｆｎ）は正規化してある。ＶＳＶ角度はＮＨｃでスケジュール制御を行っている。急減速時にＮＨｃがやや早めに減速してい

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

るが、計算結果と実機データは全般的によく一致している。

以上により、今回構築したシミュレータプログラムは定常特性・過渡特性共に実機によく一致しており、完成度が高いと言えよう。

３．性能計算結果

次にこのシミュレータプログラムを用いて、部分負荷での定常性能の計算を行った。図５は地上静止状態での計算結果である。ＲＶＡＶＩ面積を変化させてもＳＦＣはそれほど大きく変化することはなかったが、バイパス比は面積を増やすほど大きくなる。ノズルスロート面積については、ＳＦＣ・バイパス比とも面積が大きいほど改善され、ＲＶＡＶＩ面積の変化による効果よりも顕著である。可変低圧タービンノズル角度（ＬＴＶＳＶ）を変化させた場合、ＳＦＣは極小値を取り得ることが分かる。この場合、バイパス比は小さくなる傾向があるが、その大きさは比較的小さい。以上により、地上静止状態では、ＲＶＡＶＩとノズル面積を適切に制御することによって、バイパス比を大きく取り得ることが分かる。また、可変低圧タービンノズル角度とノズル面積によって、ＳＦＣを向上させることが可能である。

図６．１～３に高度６０，０００ｆｔ、速度マッハ２．５で巡航することを想定した計算結果を示す。この高度と速度の設定は、ＥＳＰＲプロジェクトで検討している目標エンジンの設定とは異なる可能性が高いが、ＨＹＰＲプロジェクトでの設計点の条件となっていたため、今回はこの条件で計算を行った。ＲＶＡＶＩ面積を増やす（開ける）ことにより、ＳＦＣは減少、推力は増加、ＴＩＴはわずかに増加する。必要とする推力が一定であれば、推力の大きいほうではＴＩＴの限界値の範囲内でＲＶＡＶＩ面積を大きくしたほうがＳＦＣは有利となる。逆に必要推力の小さいほうでは、ＲＶＡＶＩ面積を小さくしたほうがＳＦＣは下がる。よってＳＦＣを下げるためには加減速の状態によってＲＶＡＶＩ面積を適切に制御することが重要となる。ＬＴＶＳＶに関してはＳＦＣ、推力とも大きな変化はないが、ＳＦＣを極小にする最適な角度があると言える。ノズルスロート面積を変化させた場合、面積を絞ったほうがＳＦＣは小さくなるが、推力は大きく減少し、ＴＩＴはわずかに増加する。必要推力一定の場合で考えると、ＴＩＴの許容範囲内でノズルスロート面積を絞ることがＳＦＣで有利となる。

４．まとめ

ＨＹＰＲ９０－Ｔエンジンのダイナミックシミュレーションプログラムを製作し、実機運転データと比較することによって、定常的にも過渡的にも精度のよいシミュレータであることを確認した。また、ＨＹＰＲ９０－Ｔエンジン特有のＲＶＡＶＩ、可変低圧タービンノズルおよび排気ノズルスロート面積の全体性能に及ぼす影響について報告した。地上静止状態ではＲＶＡＶＩ、ノズル面積によりバイパス比を変化させ得、ＬＴＶＳＶを適切に制御することにより、ＳＦＣを最小にすることができることを確認した。巡航状態においてはＲＶＡＶＩは必要推力に応じて制御することが重要であり、ノズルスロート面積はＴＩＴの許容範囲内で絞ることがＳＦＣに有利である。ＬＴＶＳＶの効果はあまり大きくはないが、ＳＦＣを最小にするために制御を行うことが望ましい。

今回得られたデータは、エンジン性能最適制御のための基礎データとなるが、更に高空性能試験時のデータなどとも比較・検証し、シミュレータプログラムの性能予測精度を上げていくことが必要と考えている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

５．謝辞

この研究は、経済産業省の産業科学技術研究開発制度による「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発」の一環として実施したものである。本研究遂行にあたり、設計データ、試験データを提供していただいた関係各位に深く感謝いたします。

文献

１）N. SUGIYAMA, P. PILIDIS, 「A Performance Optimisation of Advanced Jet Engines」 ISABE2001-1168 など

２）N. SUGIYAMA 「Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engines」 ASME90-GT-270

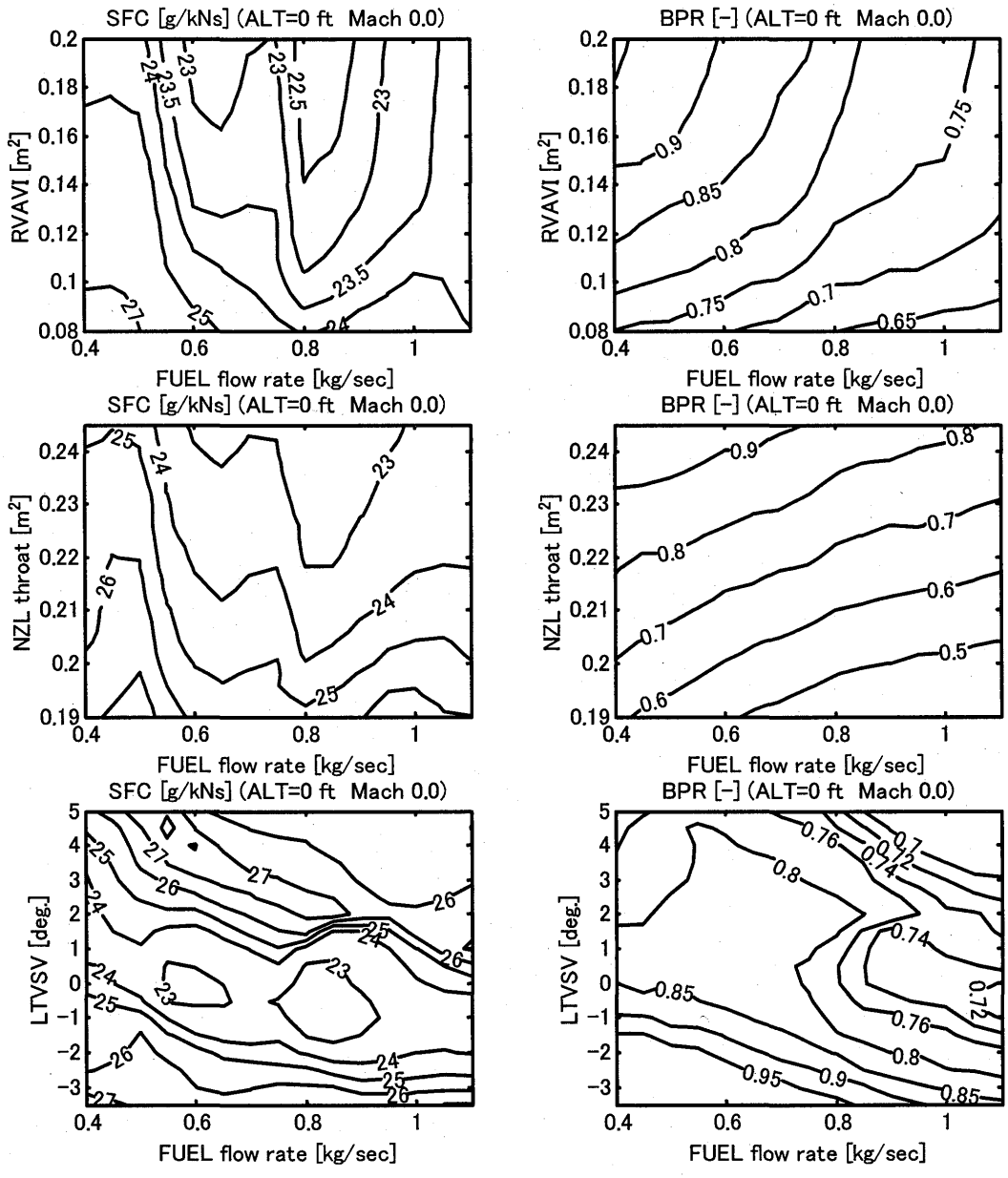


図５．部分負荷計算結果（地上静止）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

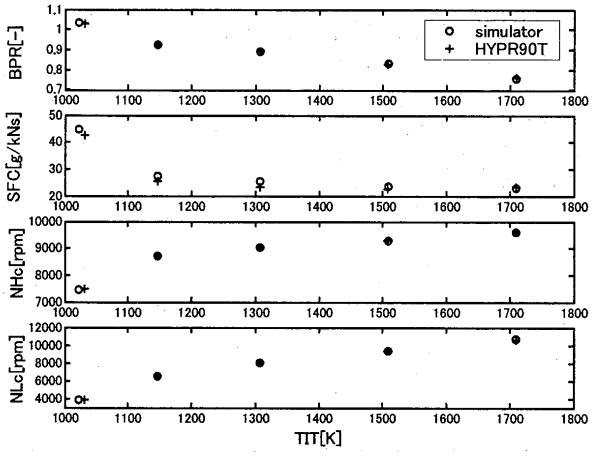


図３．実機運転定常データとの比較

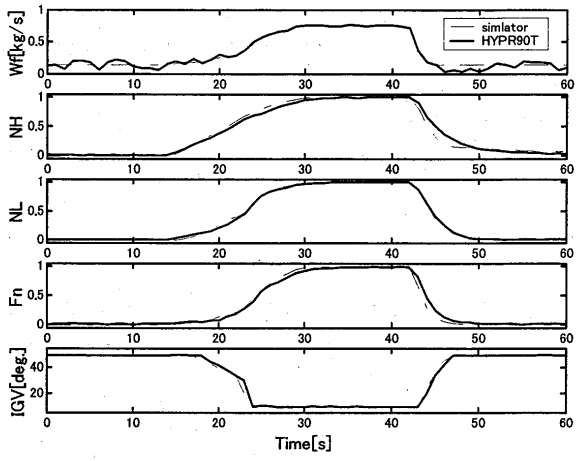


図４．実機運転急加減速データとの比較

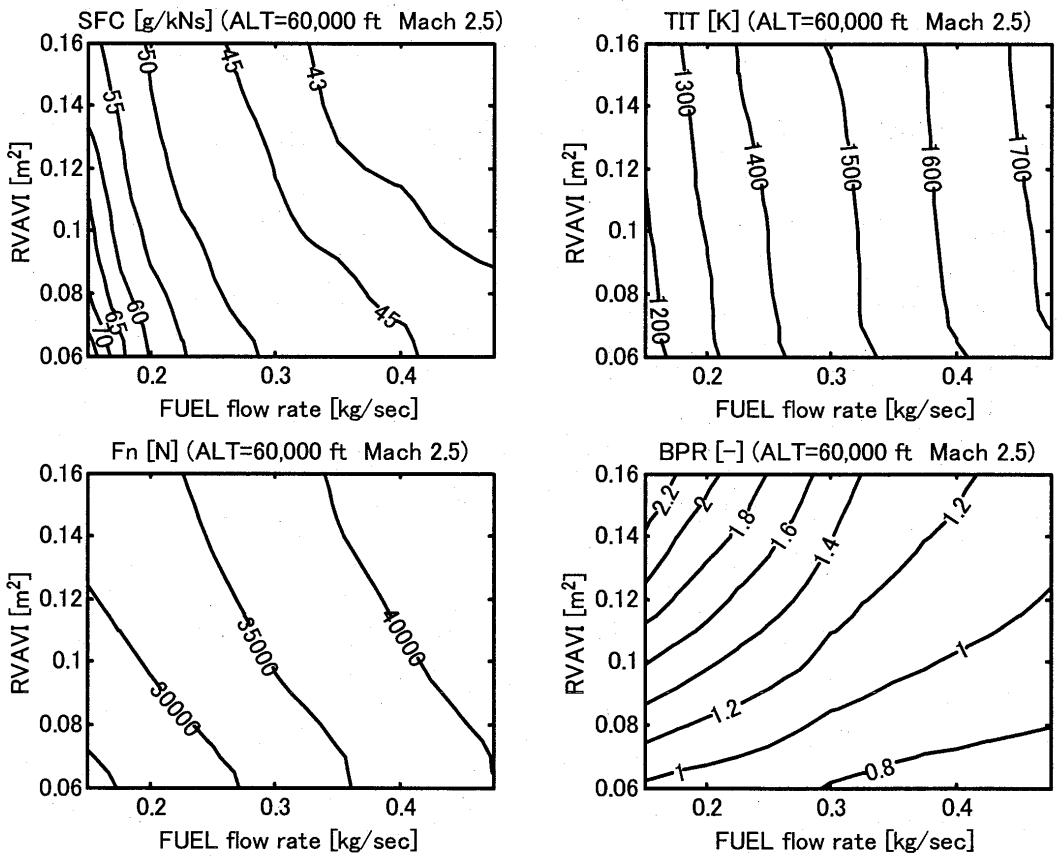


図６．１　部分負荷計算結果（ＲＶＡＶＩ可変、高度６０，０００ｆｔ、マッハ２．５）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

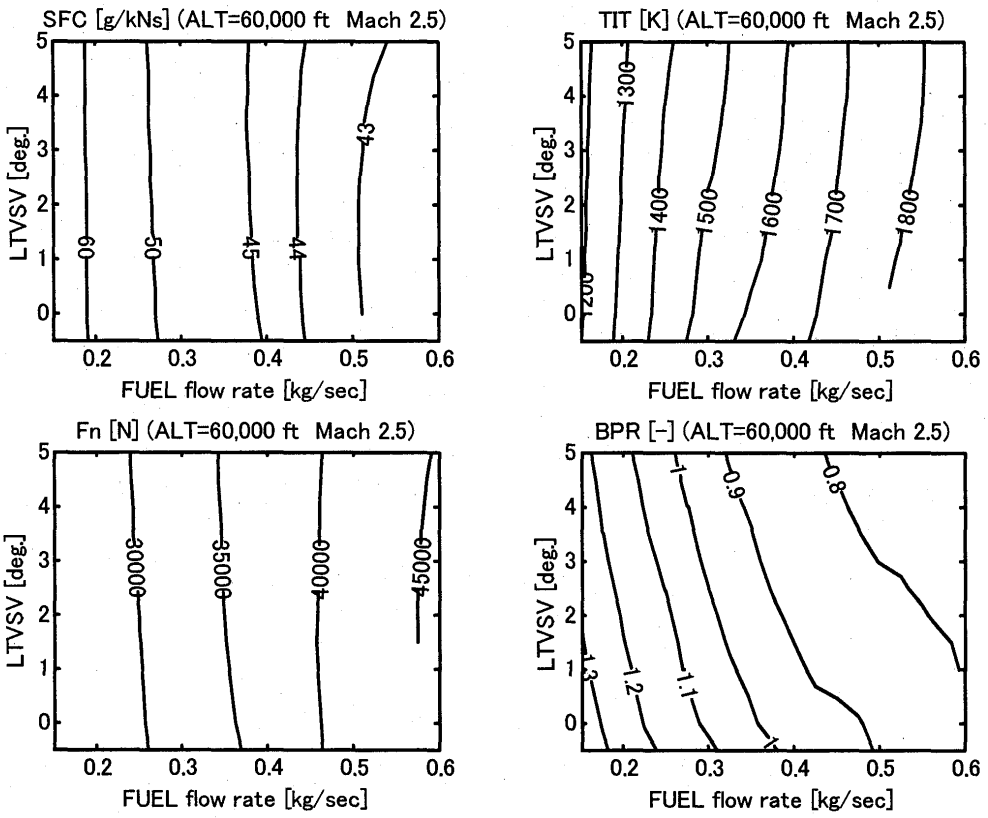


図６．２　部分負荷計算結果（ＬＴＶＳＶ可変、高度６０，０００ｆｔ、マッハ２．５）

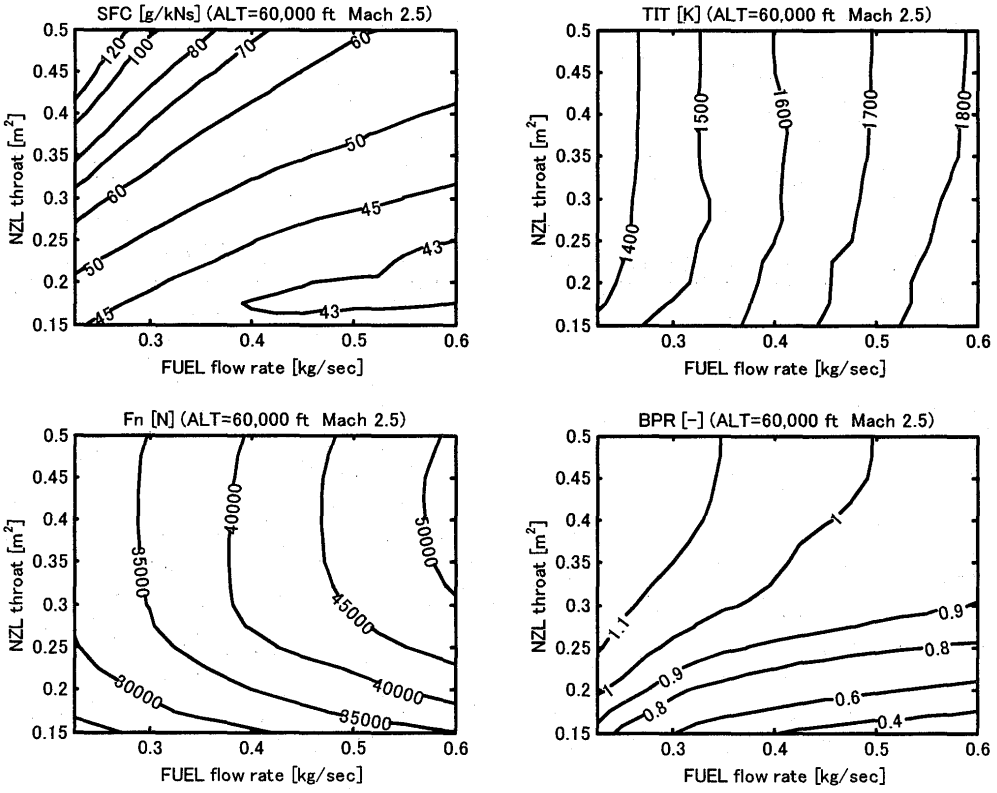


図６．３　部分負荷計算結果（ノズルスロート可変、高度６０，０００ｆｔ、マッハ２．５）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

容積型ガス発生機を有する小型ガスタービンエンジンの性能向上に関する研究（第２報）

A Simulating Study on Thermal Efficiency of a Small Gas Turbine Engine with a Reciprocating Gasifier（Part Ⅱ）

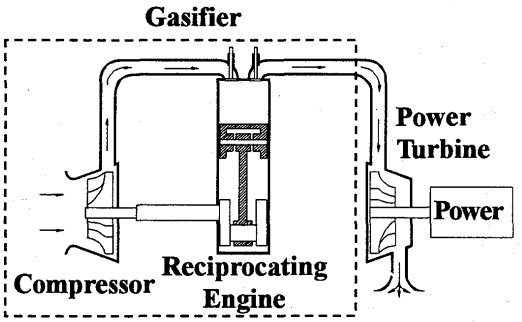
尾崎　正幸　　*宮入　武（東海大院）　　伊藤　高根（東海大工）

１．はじめに

小型ガスタービンにおいて熱交換器を用いずに大型ガスタービン並の熱効率を達成するために，原理的には高温・高圧下での燃焼が容易な容積型エンジンに着目し，これをガス発生機に用いた２軸式ガスタービンの可能性が考えられる．筆者等はシミュレーションプログラムを新たに開発し，性能に及ぼす基本パラメーターの影響及びシステム構成を検討してきた．[1][2] その結果，熱効率 46.5 [%]，比出力 389 [kW/(kgf/sec)]という性能が得られたことは報告した．その後の検討により目標熱効率 50.0 [%] を上回るパラメーターの組合せも存在するが，システムの複雑さ等も考慮すると，さらに簡素化する必要があり，燃焼パターン，吸排気行程に焦点をおきサイクル改善を行った結果，比較的単純なシステムでも大型ガスタービン並の熱効率達成の可能性が得られたのでその概要を報告する．

２．これまでの検討結果の概要

Fig.1 にベースとなる検討対象システムの構成図を示す．過給用圧縮機とそれを駆動する容積型エンジンからなるガス発生機と，出力タービンからなるいわゆる２軸式ガスタービンである．過給用圧縮機部は入口状態，吸気系圧力損失率，圧縮機の圧力比，断熱効率を与えて，駆動仕事，出口の圧力および温度を算出する．ガス発生機部は通常のレシプロ式エンジンを流用する．エンジン吸入空気の状態は過給用圧縮機出口の圧力および温度と仮定し，レシプロエンジン部の諸元とタービン入口圧力を与えてシリンダー内の温度，圧力を時々刻々解くことにより，通常のサイクル計算を行う．吸排気行程における弁部通過流量は喉部の面積が変化するノズルと仮定し計算するが，流量係数は実験値を参考にバルブ揚程の関数とした．また燃焼行程では三角燃焼パターンを仮定し熱発生率をクランク角度に対して与えた．また冷却損失の計算はシリンダー内ガス温度，熱伝達率，壁面温度および伝熱面積より算出するが，壁面温度はほとんど変化しないので一定値として与えた．これらの仮定の下に①質量保存の法則，②状態方程式，③エネルギー保存の法則をシリンダー内ガスに適用しシリンダー内圧力および温度に関する連立微分方程式を導出しクランク角度の変化に応じて時々刻々計算する．与えられた回転数に対し，サイクルごとの吸入空気量，仕事量，燃料供給量，ガス発生機部熱効率，空気過剰率，排気ガス量，排出エンタルピ等を算出し，収束値を求める．出力タービン部はガス発生機部から排気されるガスの温度，圧力，流量を入力データとし，膨張比，断熱効率を与えタービン出力および比出力を求める．タービンは排気溜を有する定圧タービンとして計算した．本システムにおいてレシプロエンジン部は過給用圧縮機を駆動できるだけの仕事を発生すれば良いので，まず通過流量を 1 [kgf/sec]としたときの過給用圧縮機駆動仕事を計算しておく．次に与えられた寸法緒元および回転数に対してレシプロエンジン部のサイクル計算を行い，吸入空気量に見合う圧縮機駆動仕事と同じ仕事を発



Fig．1　Engine Configuration (Type ①)

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

生する燃料供給量を求め，そのときの必要な各種特性値を算出する．さらにガス発生機より排出されたガスの状態量よりタービンの出力を求める．これらの結果からガス発生機部での燃料供給量とタービン部からの出力よりエンジンシステム熱効率を求め，また比出力は，吸入空気量とタービン出力より求める．なお，本システムの熱効率に直接影響すると思われる主なパラメーターは，圧縮機，タービンの断熱効率の値，過給圧力，ガス発生機部の主要諸元である．

以上のような考えに基づき，先ず検討対象システム（タイプ①）に対して性能に影響を及ぼす各パラメーターの最適化をはかった結果，熱効率37.7 [%]，比出力 231.6 [kW/(kgf/sec)]であった．熱効率，比出力ともに期待したほど高くない原因を調べたところ，過給用圧縮機の駆動仕事が少ないためにレシプロエンジン部の行う仕事も小さくなり，燃空比が薄く，燃焼行程においてシリンダー内温度が十分上昇せずタービン入口ガス温度も低下したためと思われたので，次に Fig.2 に示すようにバイパス用圧縮機を導入し駆動仕事を増加させ，最適化を行った結果，過給用圧縮機の圧力比3.0，バイパス用圧縮機の圧力比 8.0，バイパス比 1：1，ガス発生機部の圧縮比 17，エンジン回転数 5000 [rpm]，壁面平均温度 1120 [℃] において，エンジンシステム熱効率 46.5 [%]，比出力 389 [kW/(kgf/sec)] と大幅な改善がみられた．

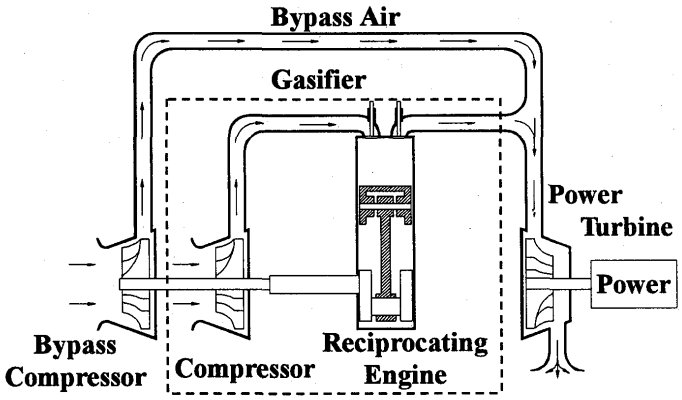


Fig . 2　Engine Configuration (Type ②)

3．燃焼モデルの変更

通常のレシプロエンジンではできるだけ等容度が高いほど熱効率は高くなるが，本システムの出力はタービンのみから取り出されるため，タービンに供給されるガスを高温・高圧にできれば出力は向上し，それに伴って熱効率も向上すると思われる．同じ圧縮比の場合，等圧燃焼の方がより排気ガスの圧力，温度が高くなるので熱発生パターンを変更し等圧燃焼の導入をした場合を検討した．ベースとしてはタイプ②において比較的よい結果の得られているパラメーターの値を用い，過給用圧縮機の圧力比 3.0，バイパス用圧縮機の圧力比 8.0，バイパス比 1：1，ガス発生機部の圧縮比 17，エンジン回転数 5000 [rpm] とし，壁面平均温度は，壁面からの冷却損失がほぼ 0 となる 985 [℃]とした．

（ 1 ）ガス発生機部の圧縮比の影響

Fig.3 に結果を示す．ガス発生機部の圧縮比が大きくなるほどエンジンシステム，ガス発生機部熱効率は共に上昇した．ガス発生機部は圧縮機の駆動仕事のみを行えばよいから発生仕事は一定である．圧縮比が高くなればシリンダー内圧力が上昇するので，燃焼幅は必然的に短くなり，燃料は少なくなる．そのためにガス発生機部熱効率は上昇する．また，供給燃料が減少するためにタービン入口温度も低下し，比出力も低下するがそれ以上に供給燃料が少なくなるためにエンジンシステム熱効率は上昇している．圧縮比 17 の時にシリンダー内最高圧力が 150.0 [kgf/cm^2]となるのでシリンダーの耐久性を考慮すると 17 以上は不適切であると考えられる．

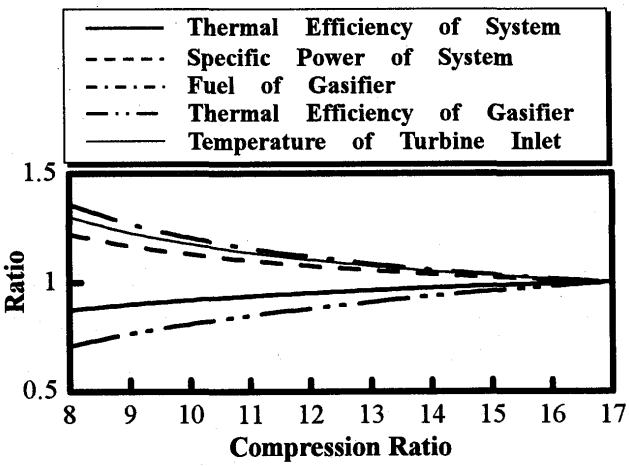


Fig . 3　Effect of Compression Ratio

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

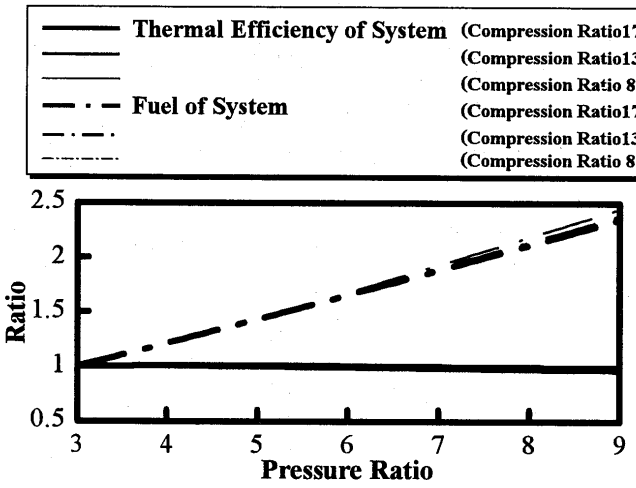


Fig. 4 Effect of Pressure Ratio

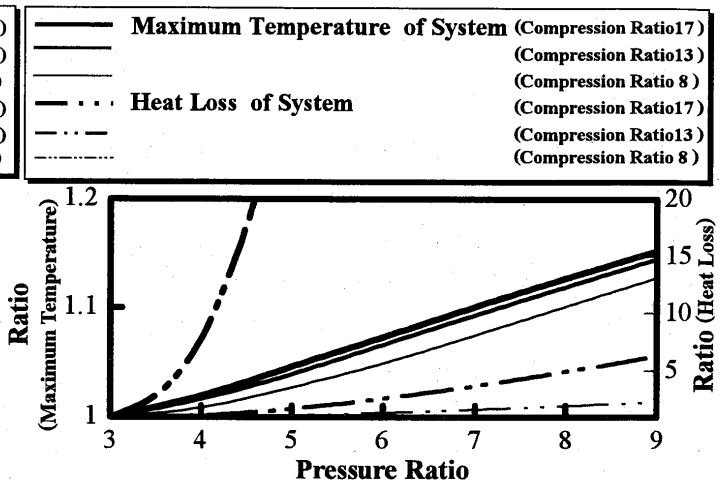


Fig. 5 Effect of Pressure Ratio

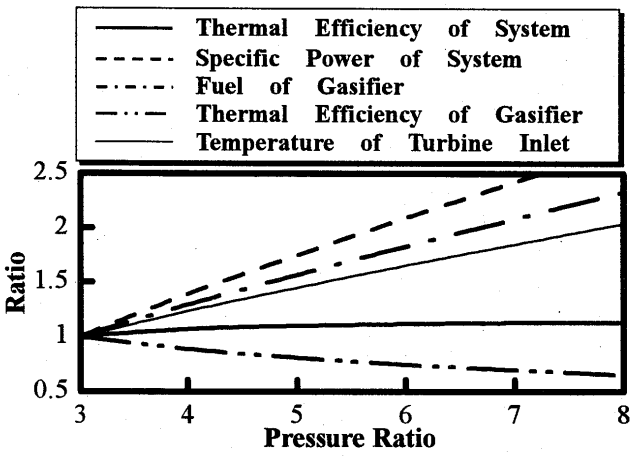


Fig. 6 Effect of Bypass Compressor

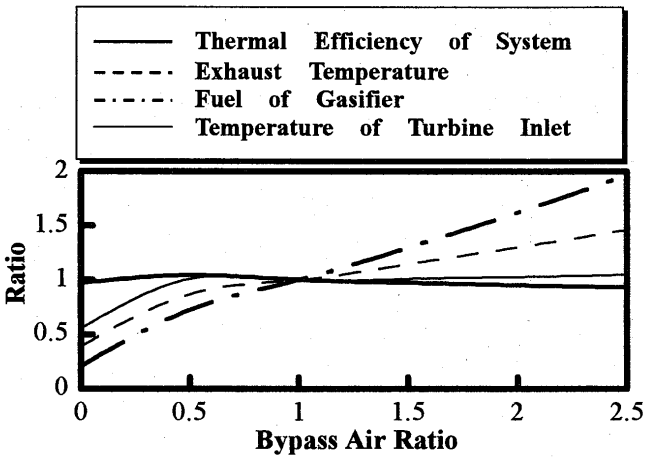


Fig. 7 Effect of Bypass Ratio

（２）圧縮機の圧力比の影響

過給用圧縮機の圧力比を高くすると，シリンダー内最高圧力も高くなる．ベースのレシプロエンジン部の圧縮比 17 における最高圧力は 150.0[kgf/cm^2]であるので，これ以上過給用圧縮機の圧力比を高くすることはできない．そこで最大圧力に影響を及ぼす圧縮比を 13 および 7 と下げた場合について過給用圧縮機の圧力比の影響を調べた．圧縮比一定で過給用圧縮機の圧力比を高くすると，どの圧力比の場合でもエンジンシステム熱効率は若干低下した．その要因は Fig.5 のように圧力比が高くなるほどシリンダー内最高温度も上昇するが，壁面平均温度一定であるので損失熱量も多くなり，熱効率が低下したと思われる．また，圧力比を高くすると最高温度が上昇し排気特性にも問題がでるため過給用圧力比は低くおさえた方が良いようである．バイパス用圧縮機の圧力比を高くすると Fig.6 のようにエンジンシステム熱効率はほぼ一定であるが，比出力は増大した．バイパス用圧縮機の圧力比が高くなるとガス発生機部が行う仕事が増加し，燃料も多くなるためタービン膨張比も高くなる．そのためにエンジンシステム熱効率はあまり変化しないが，比出力は大幅に増大する．

（３）バイパス比の影響

ガス発生機部空気量に対し，バイパス空気量を相対的に変化させた．バイパス空気量が増加するとガス発生機部が行う仕事も必然的に増加するため燃焼が多くなり，最高温度も高くなる．よって排気ガス温度も上昇するが，バイパス空気量が増加すると冷却される度合いが高くなるため，タービン入口温度はほとんど上昇せずエンジンシステム熱効率が若干低下したと思われる．また，バイパス空気量を 2.5 以上に設定するとガス発生機部が圧縮機を駆動させるだけの仕事を行えなくなった．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（４）等圧燃焼パターンの導入による効果

検討対象システム（タイプ②）において熱発生パターンを三角燃焼モデルより等圧燃焼モデルに変更し上記のようにパラメーターを洞察した結果，エンジンシステム熱効率 51.7 [%]，エンジンシステム比出力 464.3 [kW/(kgf/sec)]と大幅に改善された．しかし，タービンは排気溜を有する定圧タービンモデルとしているためシリンダー内最高温度が約 1800 [℃]とかなり高温 にもかかわらず排気溜でバイパス空気との混合により冷却もありタービン入口温度は約 850 [℃] と期待したほど高くないことがわかった．

４．タービンモデルの変更と排気タイミングの検討

これまでのモデルは一定圧吸入，定圧タービンを取り入れていたため空気溜，排気溜が必要となり，システムの複雑さ，排気溜での混合による温度低下などの問題がある．そこでタービンに流入する作動ガスをできるだけ高温，高圧のまま利用するようにタービンは動圧タービンとして扱い，排気バルブとタービンを合わせて１つの等価タービンとしてモデル化した．等価タービン部通過流量の算出にはストドラのだ円則[3]を用いた．また，排気バルブは自由なタイミングで開閉できると仮定した．等価タービン入口圧力，温度はシリンダー内圧力および温度とし，全体膨張比はシリンダー内圧力と排気圧力損失を考慮した圧力から算出する．また等価タービンの大きさは流量係数により決定される．

４．１　膨張行程途中で排気する効果の検討

これまでの検討では排気は燃焼後シリンダー内でガスが膨張し，下死点付近で排気バルブを開き始めるとして扱っていたが，より高温，高圧のガスをタービンに送るためにはシリンダー内最高温度に達する等圧燃焼後できるだけ早く排気を行った方がよい．そこでより簡単なタイプ①のシステムを検討対象とし，圧力比，圧縮比，流量係数，排気バルブ開き始め角度，排気バルブ閉じ始め角度の各パラメーターを変化させ検討を行った結果，エンジンシステム熱効率 49.0 [%]，エンジンシステム比出力 537.0 [kW/(kgf/sec)]と性能が向上した．そのときの諸元を Table.1 に，P－V 線図を Fig.8 に示す．この場合，排気は 228.0 [deg] で開始し，シリンダー内圧力が大気圧になる 308.0 [deg]で１回目の排気を終了し，下死点でシリンダー内に残った燃焼ガスを再び排気する．このようにしてタービンに高温，高圧の排気ガスを送り込むことができたが，上記性能を得るためには圧縮行程において高圧力まで圧縮しなければならず，最高圧力が高くなることと，膨張行程途中で排気バルブを開けると，シリンダー内圧力が一気に低下してしまうためタービンでの発生仕事が持続しないという弱点がある．

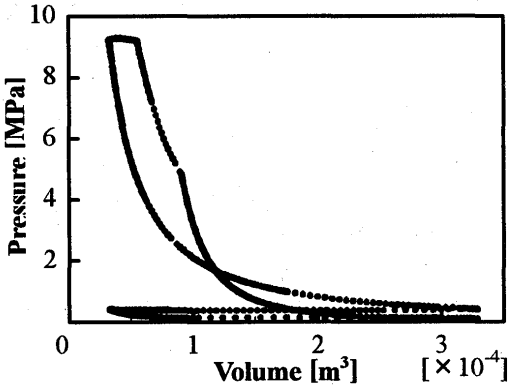


Fig . 8　P - V diagram

４．２　圧縮行程途中で排気する効果の確認

そこで，排気中に圧力が低下することを避けるためさらに排気開始を遅らせてピストンが圧縮行程に入りシリンダー内圧力がタービン 1 段で膨張可能な 1.47 [MPa] に達した時点で排気を開始させることにした．また，排気開始を遅らせることにより Fig.9 に示す P - V 線図のようにレシプロエンジン部の負の仕事が増大すること，過給用圧縮機を用いず自然吸気でも排気ができるので，レシプロエンジン部と出力タービンのみのシステムを対象とした．レシプロエンジン部は外部への仕事は行わず，高温，高圧ガスを生成するのみに使用される．各パラメーターの影響を調べるため Table.1 の値をベースとして Table.2 に示す

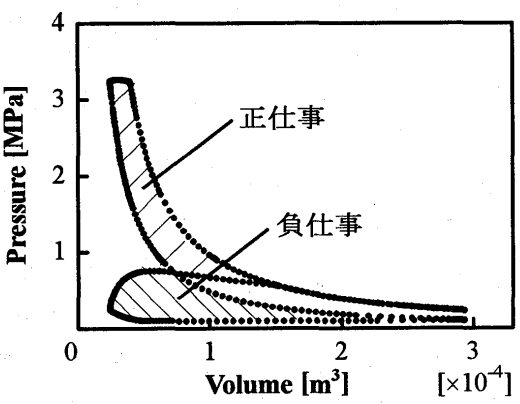


Fig . 9　P - V diagram

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

パラメーターのみを変更し，影響力が大きいと思われる圧縮比，流量係数，排気行程開始タイミングのエンジン性能に及ぼす影響について調べた．また，吸排気バルブは逆流が起こらないような角度で開閉するように選定した．以下に示す．

（１）圧縮比の影響

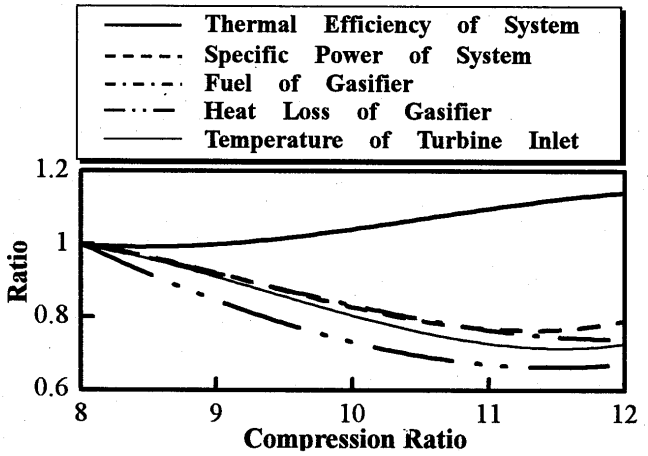


Fig . 10　Effect　of　Compression Ratio

Fig.10 に示すように，高圧縮比になるほど熱効率は上昇する．燃料はレシプロエンジン部において正，負の仕事が釣り合うように供給されるため，高圧縮比になれば圧力が高くなる分燃料供給量は少なくなる．それに伴ってタービン入口温度も低くなり比出力が低下するが，損失熱量が減少しているため熱効率は向上した．

（２）等価タービン流量係数の影響

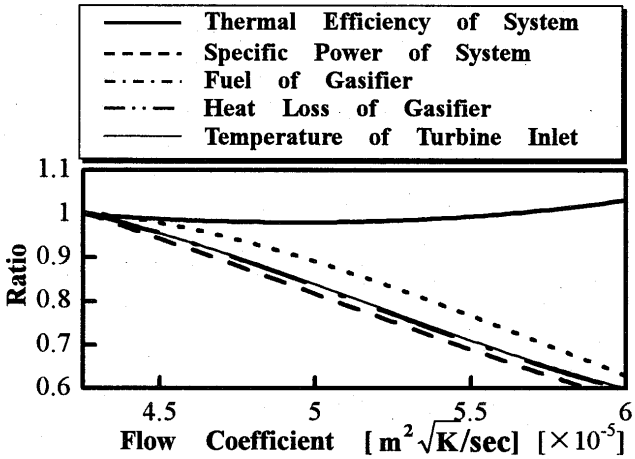


Fig . 11　Effect　of　Flow Coefficient

流量係数を 4.25×10^{-5} から 6.0×10^{-5} まで変化させた．結果を Fig.11 に示す．流量係数が大きくなる程タービンへの排気流量が増えるが，タービン入口温度，圧力が低下し比出力は減少した．負の仕事が減少するため燃料流量が少なくなるが損失熱量も減少したため熱効率は若干上昇した．

Table . 1　Input　Data　or　Output　Data

Output Data		
Parameter	**Unit**	**Value**
Maximum Temperature	K	2007.4
Maximum Pressure	MPa	9.25
Thermal Efficiency	%	49.0
Specific Power	kW/(kg/sec)	537.7
Input Data		
Parameter	**Unit**	**Value**
Intake Duct Pressure Loss	—	0.015
Compressor Efficiency	—	0.81
Pressure Ratio	—	4.0
Compression Ratio	—	10.0
Bore×Stroke	cm×cm	7.0×7.7
Flow Coefficient	$m^2\sqrt{K}/sec$	1.3×10^{-4}
Intake Valve Closing	deg	*-2.0
Exhaust Valve Opening (First)	deg	*228.0
Exhaust Valve Closing (First)	deg	*308.0
Exhaust Valve Opening (Second)	deg	*405.0
Exhaust Valve Closing (Second)	deg	*500.0
Intake Valve Opening	deg	*540.0
Average Wall Temperature	K	976.8
Mechanical Efficiency	—	0.832
Turbine Efficiency	—	0.875
Exhaust Duct Pressure Loss	—	0.015
Gasifier Speed	rpm	5000

*measured　from　BDC

Table . 2　Basic　Specification

Parameter	Unit	Value
Compression Ratio	—	12.0
Bore×Stroke	cm×cm	7.0×7.0
Exhaust Valve Opening	deg	460.0
Flow Coefficient	$m^2\sqrt{K}/sec$	5.75×10^{-5}

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（３）排気行程開始時期の影響

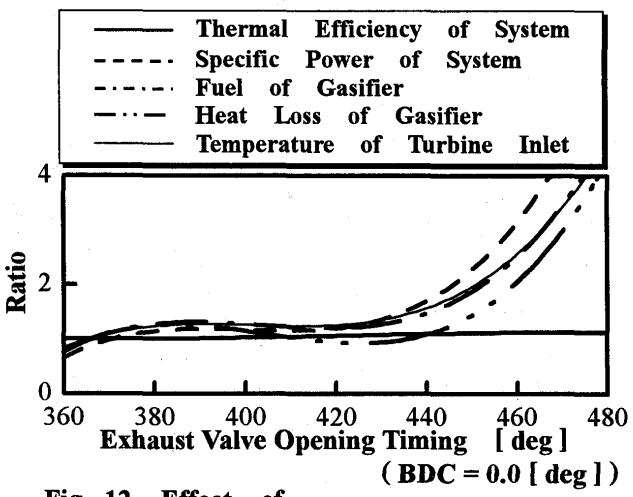


Fig. 12 Effect of Exhaust Valve Opening Timing

排気バルブ開き始めタイミングを遅らせると排出されるガスの圧力，温度，すなわちタービン入口温度が上昇する．またそれに伴ってレシプロエンジン部の負の仕事が増えるため補うための燃料流量が増加し，比出力は上昇した．しかし損失熱量も増えるために熱効率はほとんど一定であった．

５．最適システムの検討

以上の検討を参考にし，現時点で適当と思われるパラメーターを選定しそのときの性能計算結果とともに Table.3 に示す．熱効率は 42.9 [%]で，バイパス用圧縮機を有するタイプ②のシステムに劣るが，比出力は今回の圧縮行程途中で排気を行う場合の方がよい．またシステム構成はきわめてシンプルであり，最高圧力もかなり低くできるため強度の面からも有利で軽量化にもつながる等を考慮して全体的に比較すると，圧縮行程途中で排気を行うシステムは多くの優れた面を持っていると判断される．Fig.13 に本システムにおける最適値の場合の P－V 線図を示す．

Table. 3 Input Data or Output Data

Output Data （ ( ) はタイプ②の最適値 ）		
Parameter	**Unit**	**Value**
Turbine Inlet Temperature	K	1467.7 (1120.1)
Maximum Temperature	K	2199.2 (2093.0)
Maximum Pressure	MPa	3.51 (14.7)
Thermal Efficiency	%	42.9 (51.7)
Specific Power	kW/(kg/sec)	671.3 (464.3)
Input Data		
Parameter	**Unit**	**Value**
Compression Ratio	—	12.0
Flow Coefficient	$m^2\sqrt{K}/sec$	5.75×10^{-5}
Intake Valve Closing	deg	*-7.28
Exhaust Valve Opening	deg	*480.0
Exhaust Valve Closing	deg	*540.0
Intake Valve Opening	deg	*566.3
Average Wall Temperature	K	1307.6
Gasifier Speed	rpm	5000

*measured from BDC

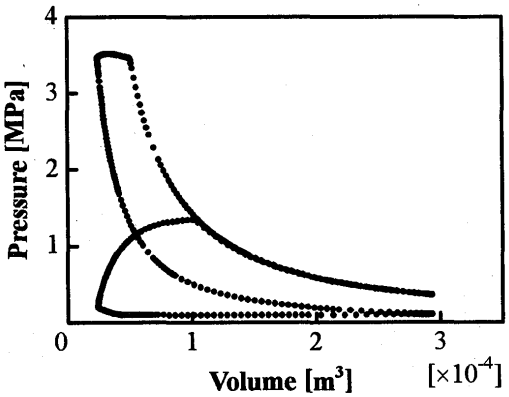


Fig. 13 P - V diagram

６．まとめ

容積型ガス発生機を用い排気を圧縮行程途中で行うユニークな方式を採用することにより，きわめてシンプルな構造でしかも大型ガスタービン以上の熱効率 42.9 [%]，比出力 671.3 [kW/(kg/sec)]を達成することの可能性が認識できた．今後さらに構造的な検討や，より詳細なパラメーターの最適化検討，部分負荷特性などを検討しより現実的な可能性を検討して行く必要がある．

参考文献

（１）伊藤高根・齊藤秀男，東海大学紀要工学部 Vol.37,No2,P153-160,1997

（２）伊藤高根・尾崎正幸・長谷川茂「容積型ガス発生機を有する小型ガスタービンエンジンの性能向上に関する研究」日本ガスタービン学会誌 Vol.27,No.6,P29-34,1999

（３）三輪光砂,ガスタービンの基礎と実際 P125, 1988, 成山堂書店

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

高湿分空気を利用したガスタービンシステムの系統的分析

＊高橋　徹、幸田　栄一、三巻　利夫（(財）電力中央研究所）

1. はじめに

火力発電の分野において、コンバインドサイクルは燃焼温度の高温化により発電効率の向上に寄与してきた。しかし、1500℃級を超える高温化に対しては、NOx 発生量の急激な増加などにより技術的な困難が予想される。そこで近年、熱サイクルを改良して高効率化を図ったシステムが検討されており、その中で、高湿分空気を利用して出力の増加、熱効率の向上、かつ低 NOx 化を図ったガスタービンシステムが多方面で提案されている。しかしながら、それらシステムの熱効率の違いが計算条件の違いによるものなのか、システムの特性によるものなのかを把握することは文献からのみでは非常に困難である。

そこで本研究においては、提案されている 8 つの高湿分空気を利用したガスタービンシステムについて、大気条件や機器効率などを同一条件とした上で熱効率計算を行い比較検討することにより、高湿分空気がガスタービンシステムの熱効率に与える影響を調べると共に、システムの形態、加湿方法の違いが性能に与える影響を系統的に調べた。さらに、パラメータスタディを行い、高湿分空気を利用したガスタービンシステムの特徴を調べた。

2. 高湿分空気を利用したガスタービン

2.1 システムの分類

これまでに提案されている高湿分空気利用ガスタービン発電システムは、システム形態および空気の加湿方法によって次のように大別できる。

<u>システム形態</u>

(1) 単純ガスタービン型・・・単純ガスタービンサイクルで圧縮機内に水を噴霧（SPRINT[1]）

(2) 排熱回収型・・・排ガスにより加湿用水を加熱し燃焼器入口空気を加湿
（CHENG[2]、FLECS[3]、CT-HAI[4]）

(3) 再生サイクル型・・・再生サイクルを形成し排ガスにより加湿用水を加熱
（REVAP[5]、TOPHAT[6]、HAT[7]、AHAT[8]）

<u>空気の加湿方法</u>

(a) 蒸気注入型（CHENG、FLECS）

(b) 水噴霧型（SPRINT、REVAP、TOPHAT）

(c) 増湿塔利用型（CT-HAI、HAT）

(d) 水噴霧・増湿塔利用型（AHAT 注)）

注）ＡＨＡＴは圧縮機入口で水噴霧も行うが、増湿塔での加湿量がはるかに多いため基本的には増湿塔型に分類できる

ここでは、システム形態や空気の加湿方法による熱効率の相違、系統的に把握するために、システム形態の３つのタイプに分けて検討した。

2.2 計算条件

同一条件下で比較するために、またパラメータスタディを行うために共通条件、基準条件を明確にする必要がある。機器効率、大気条件、燃料発熱量については表 1 に示すように共通の値を設定した。また、基準条件として表 2 に示す値を用いた。なお、タービン入口温度（以下、TIT）は、ISO の定義によ

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

りタービンを流れる全作動流体（冷却空気と燃焼ガス）がタービン一段静翼入口を通過すると仮定して計算した理論燃焼温度として 1200℃とし、燃焼器に供給する空気中の湿分量を 14wt％とした。ただし、SPRINT、CT-HAI は既存ガスタービンの改良型であるため、文献値を用いることとした。

圧力比については、HAT、REVAP のように中間冷却を行うサイクルでは 25、TOPHAT、AHAT のように中間冷却を行わないサイクルでは 15 とした。また、排ガス温度の条件として 105℃に、ただし AHAT については節炭器出口の下流に水回収装置を設置しているため、節炭器出口温度を 105℃に設定した。

表 1　共通に設定した検討条件

タービン	断熱効率	92	%	機械効率		99	%
圧縮機	断熱効率	88	%	発電機効率		98.5	%
ポンプ	断熱効率	80	%	大気条件			
熱交換器	圧損	0		温度		15	℃
燃焼器	燃焼効率	100	%	圧力		0.1	MPa
	燃料側圧損	15	%	相対湿度		60	%
	空気側圧損	5	%	燃料（メタン）	高位発熱量	55380	kJ/kg

表 2　タイプ毎の基準条件

		(i)単純ガスタービン型	(ii) 熱回収型			(iii) 再生サイクル型			
	単位	SPRINT	CHENG	FLECS	CT-HAI	TOPHAT	REVAP	HAT	AHAT
TIT (ISO基準)	℃	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
圧力比		2.5/12	15	15	15	15	5/5	5/5	15
加湿量	wt%	0.4	14.0	14.0	8.4	14.0	14.0	14.0	14.0
排ガス温度	℃	-	-	-	-	105	105	105	105

3. 計算結果と考察

3.1 各タイプの基本性能

表 3 に各システムの比出力と熱効率を示す。タイプ毎の結果は以下のとおりである。

(1) 単純サイクル型　（SPRINT）

単純サイクル型システムの加湿した場合としない場合の結果を示す。水を圧縮機に噴霧することにより作動流体が冷却されるため圧縮機動力が低減し、かつタービンの作動流体の流量が増加しタービン出力が増加するため比出力が増加する。しかし、熱効率はほとんど変化がない。これは、燃焼器入口温度が低下したため燃料による入熱が増すためである。

(2) 排熱回収型（CHENG、FLECS、CT-HAI）

排熱回収型システムにおいては、排ガスにより生成した蒸気を用いて加湿するため、40％近い熱効率が得られる。FLECS は蒸気過熱器を削除して設備の簡素化が計られているため、排ガス温度が CHENG と同一であれば蒸気生成量は多くなるが、蒸気の温度は低い。したがって、CHENG と同量の蒸気を燃焼器へ注入し、残りをプロセス蒸気とすると、発電効率は CHENG と比べ絶対値で 3%ほど低くなる。しかしながら、生成した蒸気を全て燃焼器に注入すると、発電効率はほぼ同等の値となる。CT-HAI については、補助圧縮機の動力にガスタービン出力の一部を要しているため、他の 2 つより低い値となっているが、同条件で加湿なしのガスタービンに比べて比出力が 117kJ/kg、熱効率が絶対値で 5％程度向上する。

(3) 再生サイクル型（REVAP、TOPHAT、HAT、AHAT）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

再生サイクル型システムの結果として表 3 と共にヒートマスバランス図を図 1 から図 4 に示す。TOPHAT が他のシステムに比べてやや低い熱効率であるが、このタイプのシステムは 50%に近い高い熱効率を示す。しかしながら、空気の加湿方法の違いによる差は見られず、同一条件下では熱効率に大きな違いはないと考えられる。

図 5 に今回検討した 8 つの高湿分を利用したシステム、および参考として共通の条件のもとで計算した単純ガスタービン、および再生サイクルガスタービンの熱効率の結果を示す。排ガスを使って加湿用水を加熱したシステムにおいて熱効率は向上し、特に再生サイクル型システムにおいて高湿分空気を利用した効果が大きいことがわかる。

表 3　各システムの比出力と熱効率（表 1、2 の条件による）

		(i)単純ガスタービン型	(ii) 熱回収型			(iii) 再生サイクル型			
	単位	SPRINT	CHENG	FLECS	CT-HAI	TOPHAT	REVAP	HAT	AHAT
プロセス蒸気	kg/s	-	0	1.7	-	-	-	-	-
比出力	kW/kg/s	358 (358)	596	600	499	626	684	673	610
熱効率 (HHV)	%	36.5 (36.2)	39.8	36.9 (39.5)	38.1	49.4	50.8	50.8	50.5

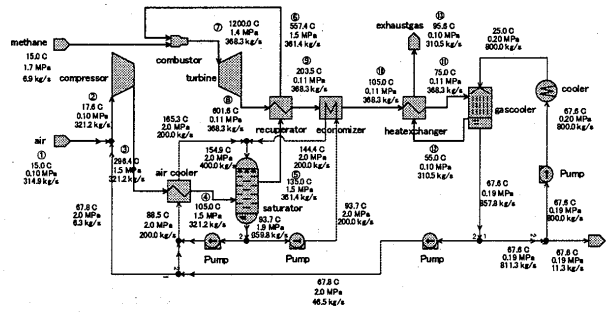


図 1　AHAT のヒートマスバランス

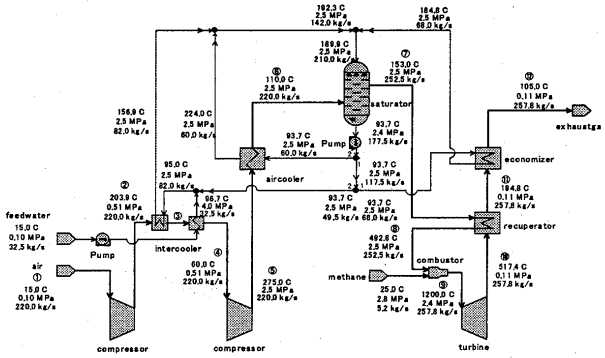


図 2　HAT のヒートマスバランス

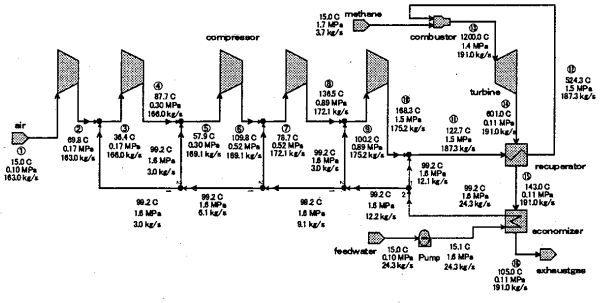


図 3　TOPHAT のヒートマスバランス

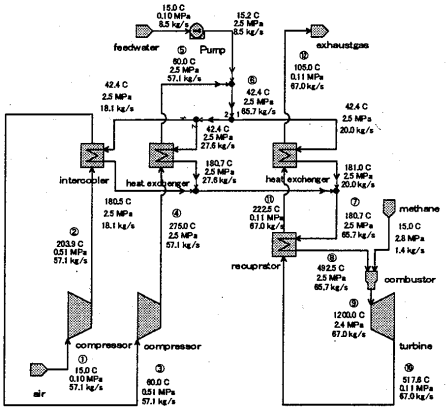


図 4　REVAP のヒートマスバランス

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

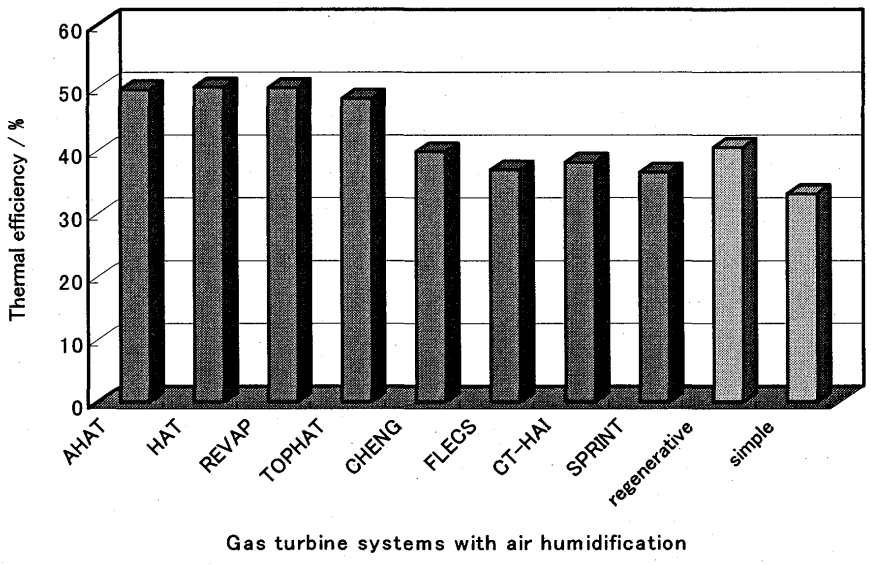


図5　各種高湿分空気利用ガスタービン発電システムの熱効率の比較（表1、2の条件による）

3.2 高湿分空気による熱効率向上のメカニズム

3.1での計算結果を元に各システムを比較することにより、高湿分空気による熱効率向上のメカニズムを考察する。

図6はCHENGサイクルのT-S線図である。ここで、システムの比較を行うため、横軸は各点でのエントロピをそれぞれのシステムの吸気流量で割った値とした。CHENGサイクルのT-S線図は、燃焼器入口に蒸気を噴霧することにより高エントロピ側に引き伸ばされた形となっている。つまり、加湿によるタービン通過流体の増加、タービン作動流体の比熱の増加により出力が増加する。また、排熱回収により生成した蒸気を用いるため、SPRINTのように燃焼器入口温度は下がらず、燃料による入熱は単純サイクルとほぼ同程度である。その結果熱効率が向上する。なお、同じ排熱回収型システムであるFLECSとCH－HAIも同様なT-S線図を示す。

図7にAHATのT-S線図を示す。AHATもCHENGと同様、排熱により加熱された水分で加湿されるため、タービン通過流体の増加ならびにタービン作動流体の比熱の増加により出力が増加し、かつ排熱回収の効果により熱効率が向上する。また、再生サイクルを形成することにより燃焼器入口温度が上昇するため、CHENGに比べ燃料による入熱が低減することが分かる。さらに、AHATの場合、再生器前の加湿過程において圧縮空気の温度が下がるため、再生器での排ガスからの熱回収量が一般的な再生サイクルより多い。図8と図9はHATとREVAPのT-S線図であるが、AHATを含めこれらのシステムは、高湿分空気が再生器で加熱され大気に放出されるまでの過程（AHATでは⑤~⑩、HATとREVAPでは⑦~⑫）において非常に似た挙動を示すことがわかる。したがって、これら再生サイクル型システムにおいては、加湿の効果が大きく影響し、他のタイプに比べ熱効率が高いと考えられる。

また、AHATの場合は吸気への水噴霧、HATとREVAPでは中間冷却、TOPHATでは圧縮機内への水噴霧により作動流体が冷却されるため、圧縮機動力が低減する。以上の理由により、再生サイクル型システムにおいて熱効率は大きく向上すると考えられる。

再生サイクル型システムにおいて、AHAT（またはTOPHAT）とAHATに比べ高圧力比を有するHAT（またはREVAP）を比較すると、前者の方がタービンの熱落差が小さいため、比出力は低い（表3）。しかしながら、タービン出口温度が前者の方が高いため再生器での熱回収量が多く、燃料入熱が少ない。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

この結果、両者の熱効率は同等となる。

最後に、加湿方法の異なる HAT と REVAP を比較する。HAT では加湿用水を節炭器と圧縮機の中間冷却器で加熱し、REVAP では大気温で噴霧した後、排ガスとの熱交換器および中間冷却器で加熱する。したがって、ここでの T-S 線図における挙動（HAT では⑤~⑦、REVAP では④~⑦）に多少違いがあるが、全体的には似た特性を示すことがわかる。

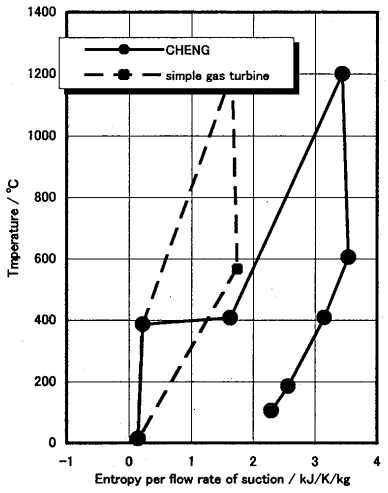


図 6　CHENG の T-S 線図

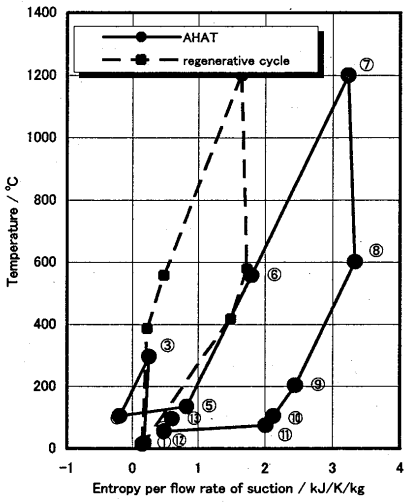


図 7　AHAT の T-S 線図

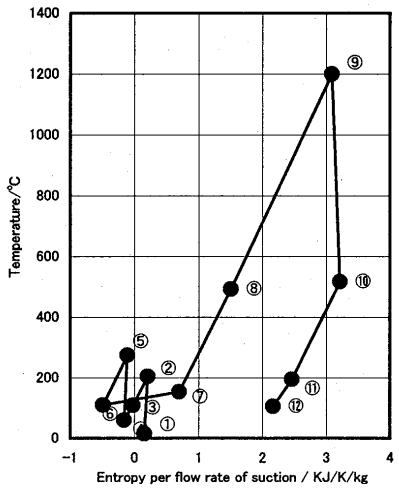


図 8　HAT の T-S 線図

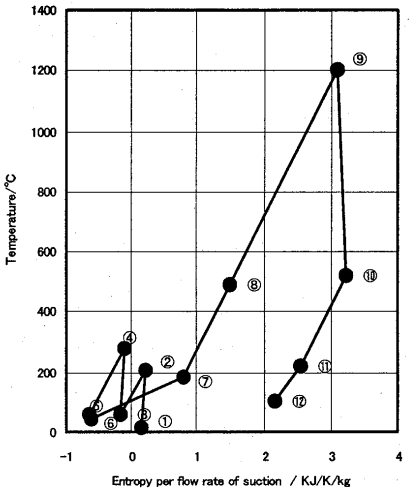


図 9　REVAP の T-S 線図

3.3. 湿分量の熱効率に与える影響

最も熱効率の高い再生サイクル型システムについて、湿分量の変化が熱効率へ与える影響を調べた。その結果を図 10 に示す。なお、制約条件として排ガス温度（AHAT の場合は節炭器出口温度）が 105℃以上、再生器における加熱側流体と被加熱側流体の温度差を 20℃以上とした。

この図から熱効率に対して湿分量の最適値が存在することがわかる。湿分量が最適値より少ない領域では、湿分量が増えるに従い作動流体の流量、比熱が増加しタービン出力が増加するため熱効率は上昇する。しかし、湿分量が最適値より多くなると、節炭器において加湿用水の加熱に必要な熱量が多くなり再生器での熱回収量が少なくなるため、熱効率は湿分量の増加とともに低下する。また、比較的低圧力比の AHAT、TOPHAT は低湿分量側に最適点があり、高圧力比の HAT、REVAP は高湿分量側に最適点があり、最高効率はほぼ同程度である。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

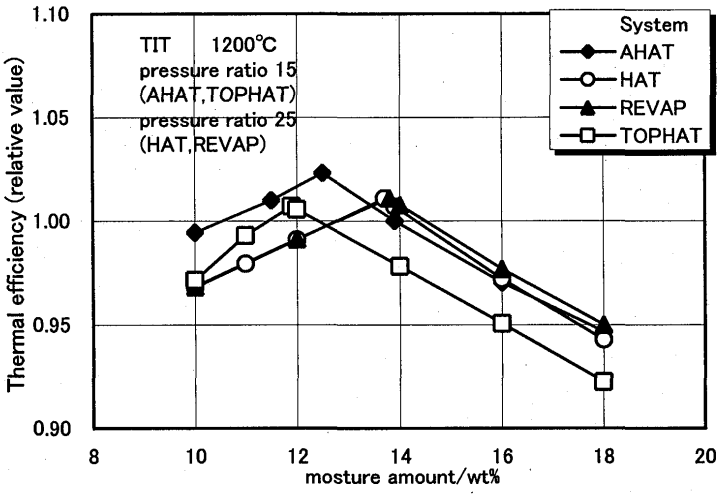


図 10　熱効率に対する湿分量の影響

4. まとめ

高湿分空気を利用したガスタービンシステムについて条件を統一して熱効率の比較を行い、システムの形態、加湿方法の違いが性能に与える影響を系統的に調べた。

- どのシステムも加湿効果によりタービン作動流体の流量、比熱が増加するため出力の増加する。また、排ガスを加湿用水の加熱に用いたシステムでは発電効率が向上する。
- さらに、再生サイクルを形成し再生器入口で加湿を行う REVAP、TOPHAT、HAT、AHAT は特に加湿の効果が大きく、一様に 50%程度の高い発電効率が期待できる。
- 再生サイクル型システムは湿分量の最適点を有し、比較的低圧力比のシステムは高圧力比のシステムより低湿分量側に最適点を持つ。

謝辞

本研究は、平成 11~12 年度に経済産業省資源エネルギー庁から財団法人エネルギー総合工学研究所へ委託された戦略的電力技術開発の対象テーマ「アドバンスド高湿分ガスタービンサイクル発電に関する事前調査」について、株式会社日立製作所とともに実施したものである。関係者各位に謝意を示す。

参考文献

[1] Lee Johnson at el, "LP&L BEGINS THE LM6000 SPRINT", Power Engineering, November 1998

[2] 大曽根, "チェンサイクルシステムコージェネレーション設備", コージェネレーション, Vol. 11, No. 1, 1996

[3] S. UJI at el, "New Type of Flexible Electric Cogeneration System ", IHI report, No. 5, Vol. 38, 1998

[4] Dr. Michael Nakhamkin and Boris Potashnik, ESPC and Ronald H.Wolk, WITS, "Humidified Air Injection Raises Peak Turbine Output", Power Engineering November 1999

[5] J.De Ruyck and S. Bram and G. Allard, "REVAP CYCLE: A NEW EVAPORATIVE CYCLE WITHOUT SATURATION TOWER", International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition, Birmingham, UK, June 10-13, 1996

[6] J. van Liere, "The TOPHAT cycle", IERE workshop, Kobe, JAPAN, October 1998

[7] A. D. Rao and V. J. Francuz and J. C. Shen and E. W. West, "A Comparison of Humid Air Turbine (HAT) Cycle and Combined-Cycle Power Plants", IE-7300 Research Project 2999-7 Final Report, March 1991

[8] S. Hatamiya at el, "Advanced Humid Air Turbine System", The 7th National Symposium on Power and Energy Systems, Tokyo, JAPAN, November 2000

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－1

天然ガス･酸素アニュラ型燃焼器の開発

（二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン用燃焼器）

＊村山 元英、高橋 克昌、皆内 功磨夫、河合 理文（IHI）
二宮 徹、山田 幸夫（電力中央研究所）

1. 緒言

経済産業省と新エネルギー・産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）のプロジェクト「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術の開発」[1、2]の一環として、日立製作所ではマルチカン型燃焼器[3]、ＩＨＩではアニュラ型燃焼器の競合開発を、電力中央研究所取り纏めの下で行っている。図１に本ガスタービンシステムの構成図を示す[4]。この発電システムの特長は、ブレイトン／ランキン複合サイクルをセミクローズドとすることにより、燃焼生成した全二酸化炭素を分離･回収できることである。燃焼器では水蒸気の作動ガス中で天然ガス・酸素燃焼を行うが、高効率化のため高温高圧条件（入口圧力：5MPa、出口温度：1,700℃）であり、セミクローズド化のために天然ガス・酸素は量論比近く（当量比：0.95）で燃焼させる。開発目標は燃焼効率：98％以上、パターンファクタ：15％以下、圧力損失５％以下である。通常のガスタービン燃焼器仕様との大きな違いは、当量比が非常に高く、完全燃焼が困難である点であるが、燃焼器作動条件が高温高圧であり反応は十分に速いと見なせるため、平衡濃度近くまで未燃ガスを抑制するには天然ガスと酸素を十分に混合する技術が重要と考えられる。

本報告では、100MW クラスの発電システムを想定して、アニュラ型燃焼器の 1/10 セクタを試作し、大気圧での性能評価試験を実施した結果を記す。

2．セクタ燃焼器

図２にセクタ燃焼器を示す。カン型燃焼器と比べコンパクトであり、被冷却面積が小さく冷却に有利であることと、フローパターンが単純であり出口ガス温度分布の調整が容易であることから、

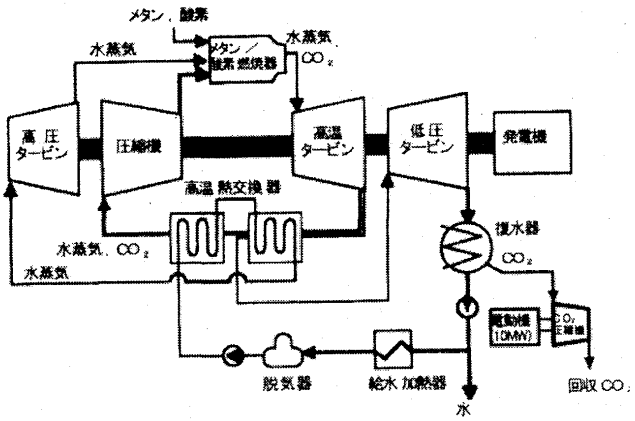


図１　二酸化炭素回収対応クローズド型ガスタービンシステム構成図

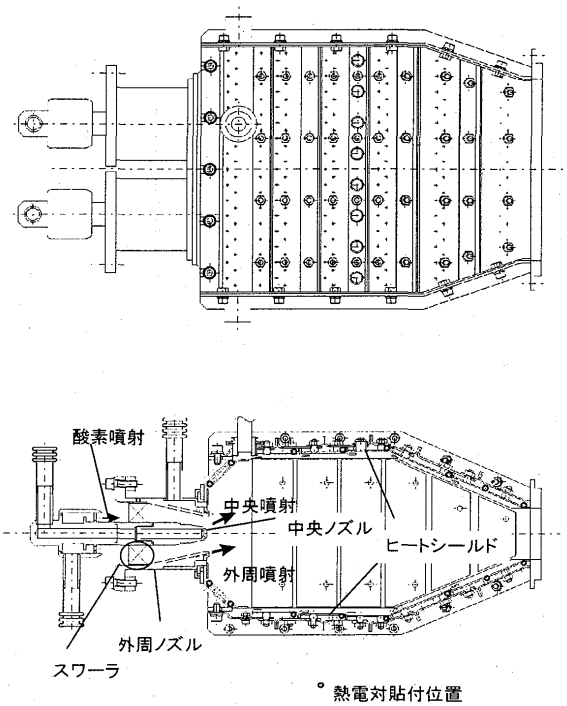


図２　セクタ燃焼器

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，（秋田）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

アニュラ型燃焼器を開発対象とし、セクタモデルを製作した。水蒸気は酸素希釈、ライナ冷却、燃焼ガス希釈に分配する。酸素は、一次燃焼領域の温度抑制と酸素火災を回避するために、スワーラ上流で予め水蒸気の一部と混合して希釈した。酸素・水蒸気の混合気流はスワーラを通り、燃焼室内に安定な再循環域を形成する。天然ガスは分散・混合促進のためバーナ中央および外周のから噴射した。ライナ冷却としては、ライナ内側に分割型ヒートシールドを設け熱遮蔽した。ヒートシールドの冷却はライナ冷却孔からの衝突噴流によるインピンジ冷却と、ヒートシールド内面を冷却水蒸気流で覆うフィルム冷却を併用した。本冷却構造では、ライナ壁の温度上昇はわずかであるので、ヒートシールドの図中の○で示した位置に熱電対シース先端を溶接し、ヒートシールド外側の壁温を計測した。

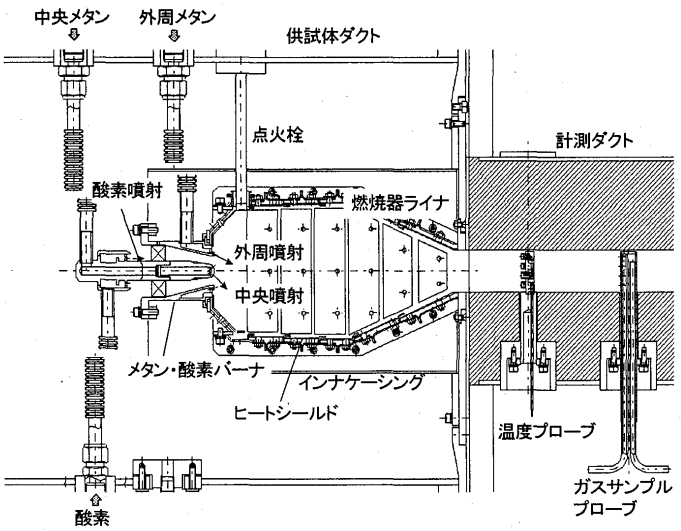


図3 試験装置全体図

3．試験設備および計測方法

図3に試験設備全体を示す。燃焼器出口状態については計測ダクト内に設置したガス温度プローブ、サンプリングプローブにより計測した。計測ダクトのガス流路断面は燃焼器出口断面と同形状であり、高さ 40mm×幅 140mm である。燃焼器出口面下流 62mm に輻射保護管付き無冷却構造の4点式ガス温度プローブを3本、46mm 間隔で設置し、計 12 点のガス温度計測を行った。ガスサンプルプローブは水冷式であり、サンプル孔は4点等間隔に配置されている。これを燃焼器出口面下流 162mm に2本設置した。プローブ出口水温は全ての試験条件において 55℃以下であったことから、サンプルガスはプローブ内で速やかに反応凍結すると考えられる。サンプルガスは水分除去した後、ガス分析を行った。

4．大気圧性能試験結果

試験は、水蒸気流量を定格相当条件に設定し、天然ガスと酸素の流量を変えて当量比 0.95±0.01、燃焼器出口 1,000±20℃、1,250±20℃、1,500±20℃、1,700±20℃の4条件につきデータを取得した。これらはタービン負荷ではそれぞれ、35%、55%、85%、100%に相当する。天然ガス、酸素は常温、水蒸気は 350±10℃で供給した。使用した天然ガスは、メタン 89%、エタン 5%、プロパン 3%、ブタン 3%である。定格相当条件；1,700℃の各流量は水蒸気:0.059 kg/s、天然ガス：0.0052 kg/s、酸素：0.024 kg/s である。残存ガス濃度については、各温度条件において天然ガス流量のみを変えて当量比 0.95 近傍の計測を行った。

4.1 出口ガス温度分布及び壁温

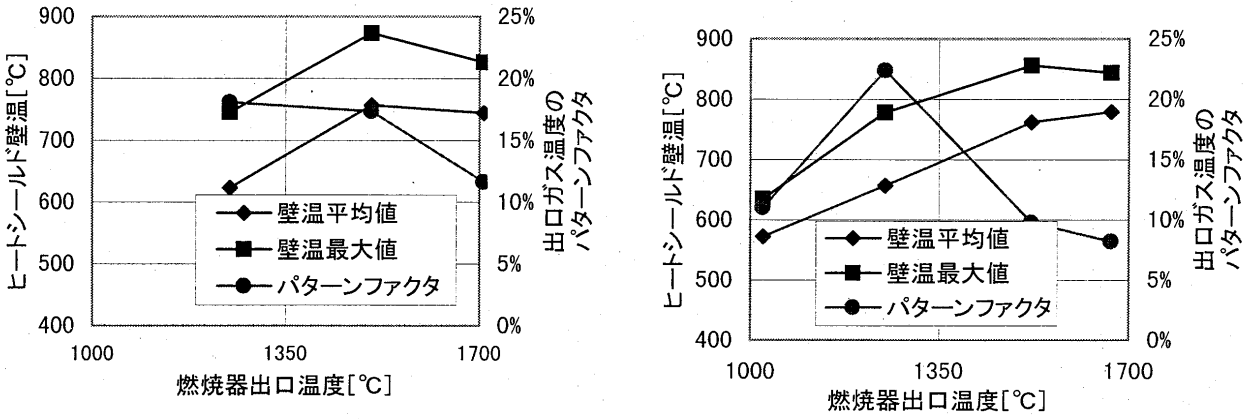
図4 a、b に噴射方法の違いによる壁温および、出口ガス温度パターンファクタの分布を示す。中央＋外周噴射の場合、燃料分配は中央 70%、外周 30%である。中央外周双方より燃料を噴射した場合には、燃料が分散され火炎が広がるため、出口ガス温度のパターンファクタが

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

定格相当条件では10%以下となった。ヒートシールドの壁温はいずれの噴射方法でも許容温度：900℃以下である。

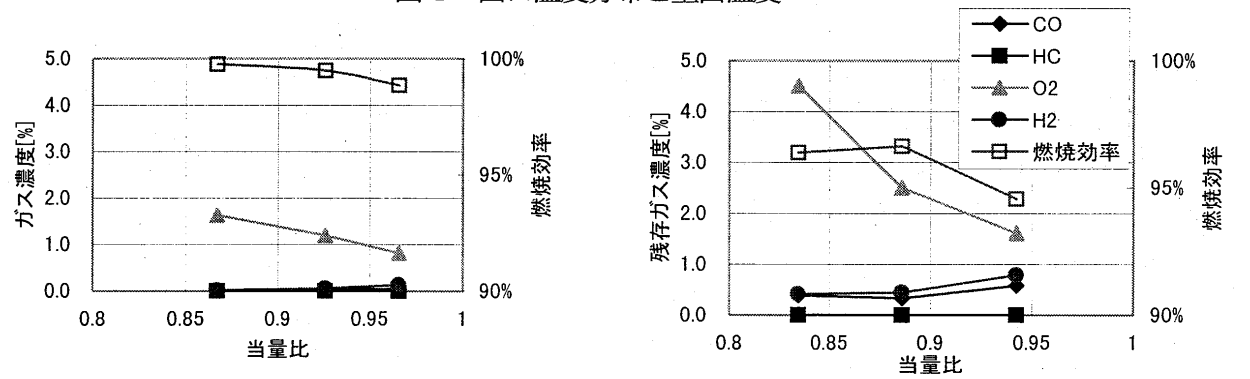
4.2 残存ガス濃度

図5 a、b に中央噴射、図6 a、b に中央外周双方から燃料を噴射した場合の残存ガス濃度、および残存ガスから算出した燃焼効率を示す。中央外周双方から燃料を噴射した場合には、燃料が分散され混合促進されるため、残存ガス濃度は中央噴射よりも低い値となった。しかし、定格相当条件（1700℃、当量比 0.95）では、大気圧条件の CO、H2 平衡濃度はそれぞれ 0.1%、0.2%であるが、残存 CO、H2 の実測値は平衡濃度の数倍であり、燃焼効率も最終目標値に達



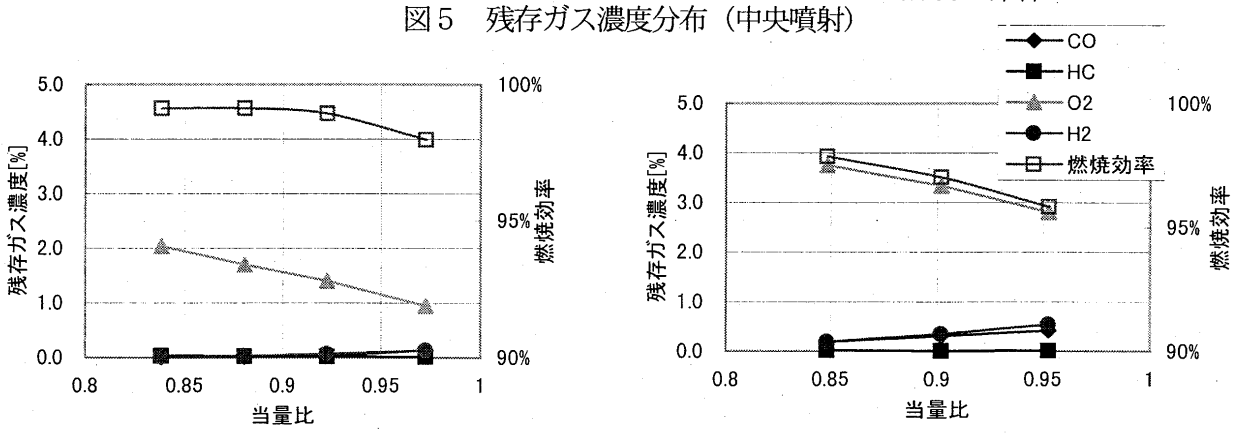
a　中央噴射　　b　中央＋外周噴射

図4　出口温度分布と壁面温度



a　1250℃条件　　b　1700℃条件

図5　残存ガス濃度分布（中央噴射）



a　1250℃条件　　b　1700℃条件

図6　残存ガス濃度分布（中央＋外周噴射）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

していない。高圧条件では燃焼促進されるため、5.0MPa の実条件での燃焼効率は高くなると予想されるが、高圧化による CO、H2 平衡濃度低下分を燃焼効率に加えても、目標値以下である。従って、残存 CO、H2 の内、平衡濃度よりも多い部分は燃料酸素混合が不完全のため残存したと見なせるため、さらに混合促進する改善が重要と考えられる。

5．結言

天然ガス・酸素アニュラ型燃焼器の開発として、セクタモデルを試作し、大気圧試験により基本性能を把握した。

(1) 出口ガス温度分布の偏りは小さく、定格相当条件のパターンファクタは 10％以下である。
(2) ヒートシールド壁温は、許容値に対して余裕がある。
(3) 残存ガス濃度は平衡濃度の数倍であり、燃焼効率も目標値よりも低いため、燃料酸素混合を促進するための改造が必要である。

謝辞

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の産業技術研究助成事業の一部として実施した。関係各位のご協力とご指導に深く感謝致します。

参考文献

(1) Miki Koyama, “Development of the Advanced Closed-Cycle Gas Turbine System,”ASME Paper No.2001-GT-0563, 2001.
(2) 二宮他　第 15 回ガスタービン秋季講演会講演論文集, P115-120, 2000.
(3) 井上他　第 29 回ガスタービン定期講演会講演論文集, P113-118, 2001.
(4) Eiichi Koda, Toru Takahashi, ”Study on the High Efficiency Closed Cycle Gas Turbine System,” ASME Paper No.2001-GT-0562, 2001.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－2

超小型ターボ発電機の燃焼器開発

村山 元英、＊高橋 克昌、皆内 功磨夫、磯村 浩介 （IHI）
田中 秀治 （東北大学）

1. 緒言

マイクロエンジンを用いた小型エネルギ源は、従来の電池に比べ、リチウムイオンやニッカド式などの従来の携帯型蓄電池に比べ、エネルギ密度が１桁以上大きいことが大きな利点であり、自立型ロボット電源、或いは携帯用電源として有望と考えられる。我々はロータ径10mmのターボチャージャを用いた３次元的形状のインペラをもつものと、Massachusetts Institute of Technology（MIT）が提案した、Microelectromechanical Systems (MEMS)を用いて製作する２次元的形状のインペラをもつもの[1,2]と２タイプの超小型ターボ発電機の開発検討を行っており[3,4]、これらに用いる燃焼器の初期モデルの試験結果を報告する。

2. 試作燃焼器

図１に本ターボ発電機のサイクル計算結果[4,5]を示す。概念検討では、タービン径 10mm、出力 100W、流量 2.0g/s である。表１に燃焼器仕様を示す。水素燃料を用いるため、滞留時間を一般のガスタービン燃焼器の 1/10 とし、ライナ体積は 2.0cm^3 に設定した。開発の第１段として、燃焼器形態、バーナ形態の適正化と安定燃焼できる負荷範囲の把握を目的とし、試作・試験計測の容易性を考慮して、ライナ体積 4cm^3 のマイクロ燃焼器をキャン型と、ドーナツ型の２形態について設計した。

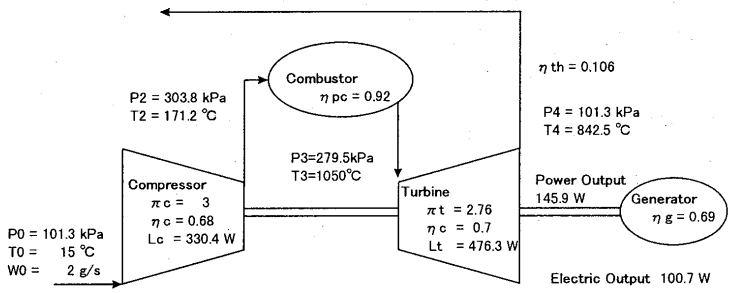


図１　サイクル計算結果

表１　燃焼器仕様

空気流量	g/s	2.0
入口圧力	kPa	304
入口温度	℃	171
出口温度	℃	1050
燃料		水素
当量比		0.276
ライナ体積	cm^3	2.0
滞留時間	ms	0.71

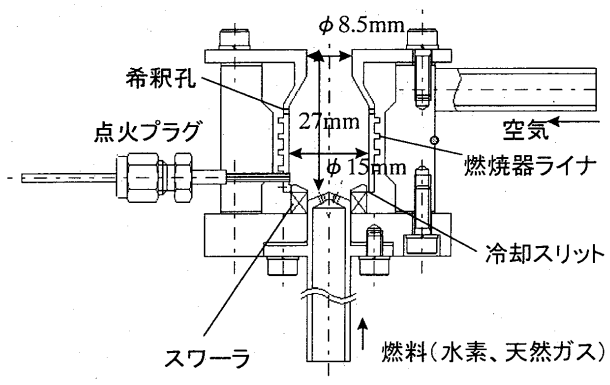


図２　キャン型燃焼器概略図

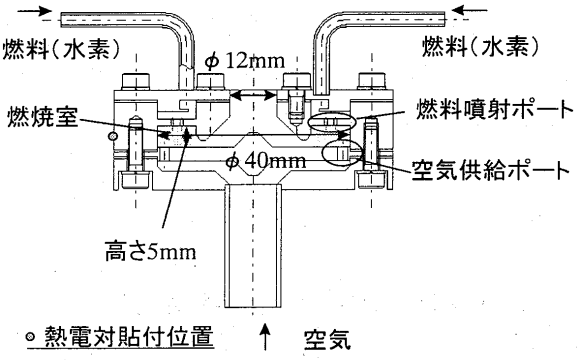


図３　ドーナツ型燃焼器概略図

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

キャン型燃焼器の概略を図２に示す。供給された空気は、ライナ周囲を通過した後、スワーラで旋回を加えられ、燃焼器内に供給される。燃料ノズルは噴射孔数の違うノズルA、Bの２種類を供試した。ライナ冷却は、外壁部の熱伝達と内側のフィルム冷却流により行う。ライナには希釈孔が設けられており、プライマリ領域の当量比の調整が可能である。点火は圧電素子のスパークによって行った。

ドーナツ型燃焼器の概略を図３に示す。予混合燃焼方式である MIT 燃焼器と異なる拡散燃焼方式とし、外周壁に火炎が直接接触しないように噴射孔を設計した。燃料は噴射前に燃料噴射ポート壁面を冷却した後、燃焼室に供給される。点火は燃焼器出口において圧電素子のスパークによって行った。

３．試験設備および計測方法

空気は着火試験以外は電気ヒータにて 171±10℃に予熱し、燃料は常温にて、供試体に供給した。燃焼器出口は大気圧開放であり、空気定格流量は燃焼器内滞留時間が設定値となる様 1.3g/s とした。

温度測定位置は半径方向温度分布を計測する以外において燃焼器出口中央とし、燃焼器出口から 1mm 下流で、R 熱電対を用い計測した。水冷サンプリングプローブを燃焼器出口から 2mm 下流中央に取り付け、燃焼ガスを採取し、ガス分析を行った。

４．試験結果

4. 1 キャン型、ドーナツ型の比較評価

キャン型、ドーナツ型とも、スパークにより安定な着火が達成され、どちらも試験に用いた空気流量計（0.2～2.2g/s）、水素流量計（0.003～0.03g/s）の全流量範囲で安定燃焼可能であった。図４にキャン型燃焼器とドーナツ型燃焼器の出口ガス温度分布を示す。キャン型燃焼器の出口ガス温度の分布は、断熱火炎温度と比較的一致しているのに対し、ライナを持たないドーナツ型燃焼器の温度分布はキャン型燃焼器のそれよりも総じて 300℃程度低い。さらに出口温度の単純平均から熱損失を概算すると、ドーナツ型燃焼器の熱損失率は 20％、キャン型燃焼器は 1.2％となった。また、外壁温は、キャン型で 150℃程度、ドーナツ型で 450℃程度となった。マイクロ燃焼器では、体積に対する表面積が大きくなるため、熱損失の抑制が課題と考えられるが、キャン型ではドーナツ型に比べ、熱損失は微少であることが確認できた。一方、ドーナツ型燃焼器は、２次元構造のため、MEMS 製作技術の適用可能であることが利点であるが、本試作モデルでは、ライナが無いため熱損失、壁温ともに過大である。従って、以下ではキャン型燃焼器について、詳細な評価試験を行った結果を以下に記す。

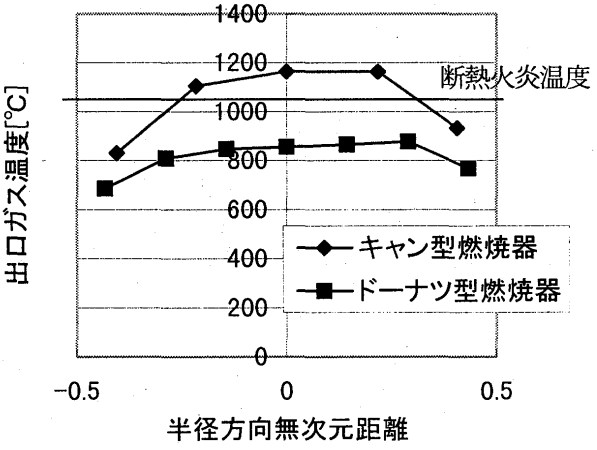


図４　出口温度分布

4. 2 キャン型燃焼器の性能評価試験

図５にスパーク着火した範囲を示す。ノズルBの噴射孔面積はノズルAの６割であ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

るが、ノズルBのほうが着火範囲が広いのは、ノズルBの方が燃料貫通距離が大きく、点火プラグ近傍の燃料濃度が高くなるためと考えられる。

図6に試験定格条件における出口ガス温度の分布を示す。それぞれの分布を比較すると、ノズルBがより分布が少なく、パターンファクタでは、ノズルAは0.29、ノズルBは0.15である。この差は、ライナ内の流れに旋回がかかっているため、燃料噴射の貫通が弱いと、低密度の水素が中心に偏り、高温部分が中心にできるためと考えられる。

図7に各ノズルの残存水素濃度と燃焼効率を示す。貫通距離が短いノズルAの方が前述のように燃料が中心に偏るため、特に当量比が低い条件で燃え易く燃焼効率が高い。しかし、定格当量比近傍では両者とも十分に高い燃焼効率である。

試験後、ライナを検査したところ焼けが見られず健全な状態であり、耐久性は問題ないと考えられる。

以上の結果より、ノズルBでは、着火範囲、出口ガス温度分布、燃焼効率、ライナ耐久性について、通常の燃焼器性能と同レベルを達成した。

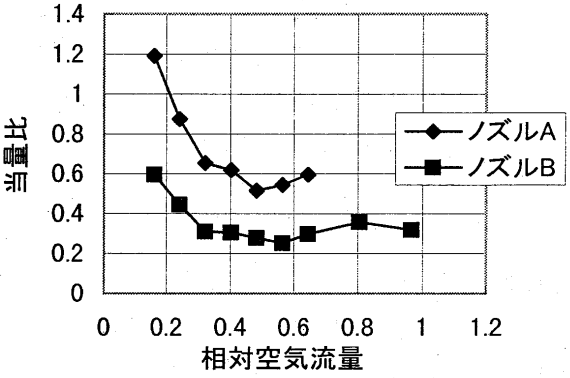


図5　着火限界当量比分布

4.3 天然ガス燃料予備試験

天然ガス燃料用燃焼器を設計する参考データを得るためにキャン型燃焼器で、天然ガス燃料で試験を行った。使用した天然ガス成分

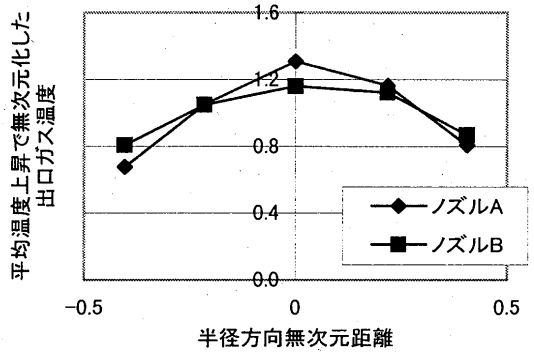


図6　噴射ノズルの影響

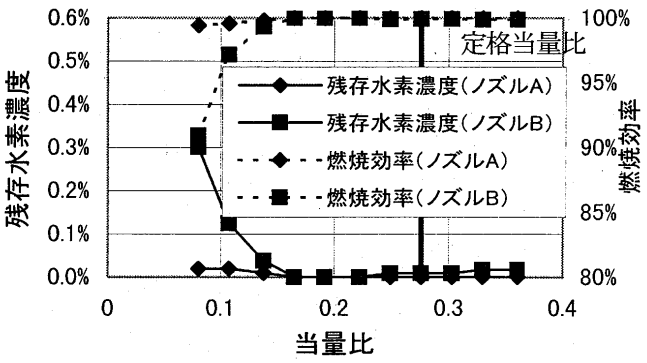


図7　残存水素濃度と燃焼効率

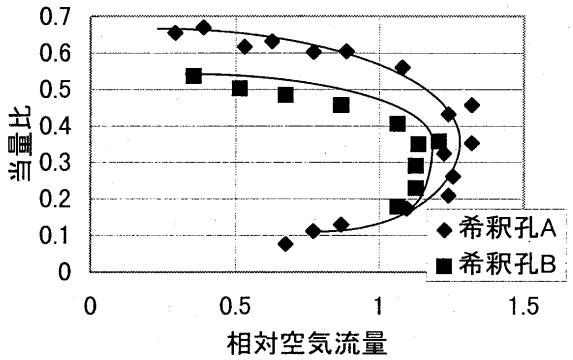


図8　天然ガスの安定燃焼範囲

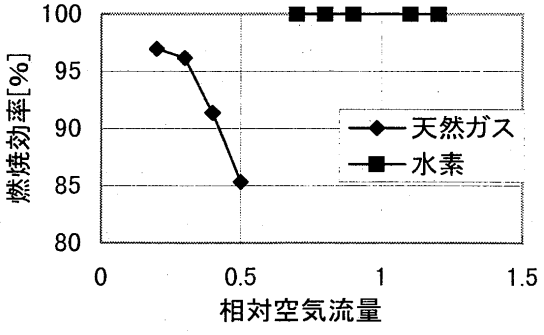


図9　燃焼効率の比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

は、メタン 89%、エタン 5%、プロパン 3%、ブタン 3%である。図 8 に安定に燃焼する範囲を示す。安定燃焼する当量比は水素燃料が試験範囲内全域であったのと比較して小さな領域に制限され、吹き消えが生じたが、滞留時間が 0.7ms 付近まで燃焼可能であった。

図 9 に水素と天然ガス双方について残存ガス成分より燃焼効率を算出した結果を示す。いずれの条件も出口ガス温度は 1050℃である。天然ガスを燃料とした場合、空気流量を試験定格条件の 1/5 とした場合でも燃焼効率は 97％程度であった。

5．結言

ライナ体積 $4cm^3$ の水素用マイクロ燃焼器の開発を行い、大気圧試験により以下の知見を得た。

（1）キャン型燃焼器およびドーナツ型燃焼器共に、水素燃料では広範囲の安定燃焼は達成したが、ドーナツ型燃焼器では外壁温は高温となり、約 20％の熱損失が生じた。

（2）キャン型燃焼器にでは、安定着火、低熱損失、高燃焼効率が達成され、出口温度の均一性も得られた。また、ライナ健全性も確認でき、マイクロ燃焼器成立の目処がほぼ得られた。

謝辞

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の産業技術研究助成事業の一部として実施した。関係各位のご協力とご指導に深く感謝致します。

参考文献

(1) Ian A. Waitz et al, “Combustors for Micro-Gas Turbine Engines,” *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol.120, 1998.

(2) Alan H. Epstein et al, “Shirtbutton-sized Gas Turbines: The Engineering Challenges of Micro High Speed Rotating Machinery,” Technical Digest, Workshop on PowerMEMS, ISRE2000.

(3) Shuji Tanaka, “Research on Micro-energy Source,” Technical Digest, Workshop on PowerMEMS, ISRE2000.

(4) Kousuke Isomura et al, “Feasibility Study of a Micromachine Gas Turbine,” Technical Digest, Workshop on PowerMEMS, ISRE2000.

(5) Kousuke Isomura et al , “Feasibility Study of a Gas Turbine at Micro Scale,” ASME Paper No.2001-GT-101, 2001.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－3

過濃予混合火炎を用いた超小型水素ガスタービン用試験燃焼器の排気ガス特性

＊皆川和大　杉山　怜（都立科技大院）
湯浅三郎　（都立科技大）

1. はじめに

著者らは、水素ガスタービン実用化のための基礎研究の一環として、超小型水素ガスタービンの開発研究を行っている。これまでに旋回予混合気流れ場に形成される再循環領域を利用した希薄予混合型水素燃焼器を開発し、実際に超小型ガスタービンに搭載しての運転を行った[(1)-(4)]。現在は、その次世代型として、過濃な水素／空気予混合火炎を１つの燃焼器内で希薄２段燃焼させる方式の燃焼器の開発研究を進めている。これは、ガスタービンの熱効率を向上させるためにはタービン入口温度の高温化を図ることが重要となるが、我々がこれまでに開発してきた旋回希薄予混合型燃焼器の場合、高負荷性・低 NOx 性には極めて優れているものの、燃焼器の当量比が約 0.4 で高周波振動燃焼に容易に遷移するために、この目的を達成するのが困難と考えられたためである。これを解決するために、一般に希薄予混合火炎よりも安定性の高い過濃予混合火炎を、一つの燃焼器内で２段燃焼させる方式を水素燃焼器に適用することを考えた。これまでに、化学反応速度に基づく数値計算により過濃水素／空気予混合気を燃焼器内で２段燃焼させた場合の燃焼ガス温度と NOx 濃度とを予測し、この燃焼方式が有効である可能性を示した[(5)]。並行して同軸空気流中に形成される過濃水素／空気予混合火炎の基礎燃焼特性を調べ[(6)]、これらに基づいて、本学の所有する超小型水素ガスタービン用に２タイプのインジェクタ（パイプタイプとスワールタイプ）を試作し、前報[(7)]ではこれらを装着した試験燃焼器の火炎安定限界と燃焼筒内に形成される火炎形状とその長さとを大気圧下でそれぞれ調べた。２タイプのインジェクタの結果を比較し、火炎安定性と高負荷性の面で、スワールタイプインジェクタが優れていると判断した。

本研究では、このスワールタイプインジェクタを装着した試験燃焼器を用いて、予混合気および同軸空気（２次空気）の噴出速度を変化させ、これらが NOx 排出濃度と未燃水素排出濃度に及ぼす影響を調べた。また代表的な条件について燃焼器内温度分布を調べ、燃焼場と排気ガス特性との関係について考察した。

2. 実験装置

図 1に実験に使用した試験燃焼器の概略図を示す。本燃焼器は、前報[(7)]で用いたものと同じものである。予混合気はインジェクタ出口のスワラー（形状スワール数 Sgi=0.89）によって旋回を与えられて噴出し、これと同軸に取付けられた空気ノズルから２次空気（以後、これを同軸空気と呼ぶ）が噴出する構造になっている。以後、予混合気当量比をφi、予混合気と同軸空気とで定義される燃焼器全体当量比をφt とする。空気ノズルは内径 Dn が 25mm

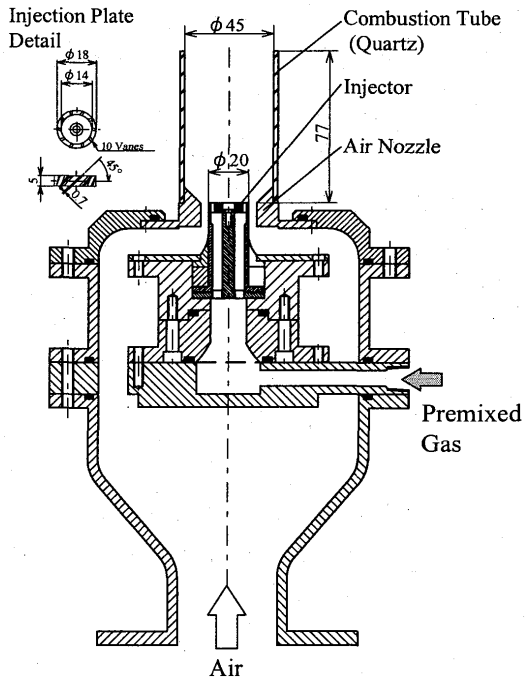


図１　試験燃焼器

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表１　インジェクタと空気ノズル仕様

Injector (Premixture)		
Type	L	H
Port Image		
Port Area [mm^2]	56.3	36.9
Area Ratio (H/L)	-	0.65

Air Nozzle (Secondary Air)		
Type	D28	D25
Diameter [mm]	28	25
Port Area [mm^2]	301.6	176.7
Area Ratio (D25/D28)	-	0.59

と 28mm のものを使用した。予混合気の噴出速度を大きくする場合には、インジェクタの噴出口を一部塞ぐように出口に円板を取付けた。これらインジェクタ及び空気ノズルの噴出口面積ならびに名称を表１に示した。なお本実験では、同軸空気に旋回はかけていない。（これは予備実験の結果、同軸空気に旋回を与えた場合（旋回器の形状スワール数で 5.6 まで）は、無旋回の場合よりも NOx 濃度が高くなることがわかったためである。）

燃焼ガス濃度は、微細オリフィスを有する石英ガラスプローブを用いて燃焼筒出口面における燃焼ガスを採取し、水分を除去した後、NOx は化学発光法によって、水素は簡易水素計（熱線型半導体方式／接触燃焼方式；レンジにより切換）によってそれぞれ測定した。温度計測には、素線径 φ0.2mm の白金ロジウム熱電対（PR/40:20）の表面を二酸化珪素で被覆して用いた。実験は大気圧下で行い、試験燃焼器全体の水素／空気流量及びφt は同じ条件（総空気流量 $\dot{m}$at=16g/s、φt=0.3）に保って、インジェクタ／空気ノズルの組合せとφi とを変化させた。

3. 実験結果と考察

3-1. NOx 排出濃度

図 2 に、インジェクタ Type L・空気ノズル D28 での燃焼器出口面における NOx 濃度の実測値の半径方向分布を示す。NOx 濃度は燃焼筒中心で最大値を示し、半径方向に低くなる山形の分布をしており、φi が小さくなるのに伴ってその値は小さくなっている。φi=1.0 では出口全面で一様な分布となり、その値は約 1ppm で極めて低濃度になっている。

噴出口の面積を狭くしたインジェクタ Type H 及び空気ノズルを用いて、予混合気、同軸空気の噴出速度をそれぞれ変えた場合の NOx 濃度の変化を調べた。結果を図 3 に示す。この図に示した NOx 濃度には、燃焼器出口面における実測値の最大値を用いた。（本来であれば燃焼筒出口面における流速分布と温度分布とから求めた NOx 排出量で比較すべきであるが、本燃焼器の場合、燃焼筒内が旋回流れ場になっており、燃焼筒出口面における流速測定が困難なため、実測値の最大値で比較することにした。）インジェクタのタイプによってその変化の傾向は異なるものの、φi の低下に伴って NOx 濃度は低くなる傾向があることがわかる。

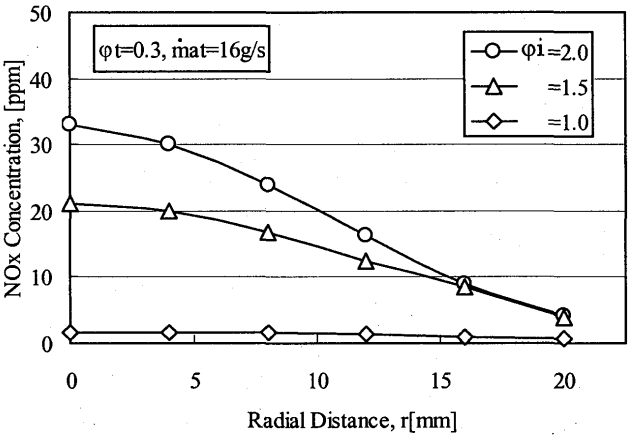


図２　燃焼筒出口における NOx 濃度分布
（ｲﾝｼﾞｪｸﾀ：Type L、空気ﾉｽﾞﾙ：D28）

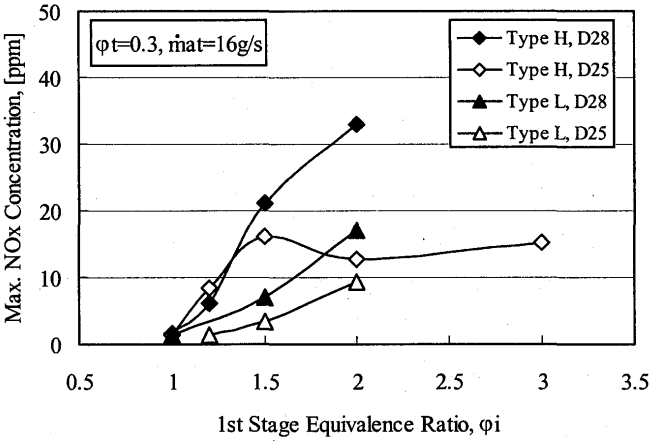


図３　インジェクタ／空気ノズルの違いによる NOx 濃度の変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

φi=1.0 では、どのインジェクタ／空気ノズルの場合でも、NOx 濃度は約 1ppm で極めて低い値になった。過濃なφi においては、インジェクタ Type L・空気ノズル Dn25 でのφi=1.2 の条件の場合のみ異なっているが、それ以外の条件では予混合気の噴出速度を大きくした方が、また同軸空気の噴出速度を大きくした方が、同じφi で比較した場合の NOx 濃度は低くなることがわかる。

3-2. 未燃水素排出濃度

図 4 に、空気ノズル D25 での燃焼器出口面における未燃水素濃度の半径方向分布を示す。インジェクタ Type L でφi =1.5 の条件では、燃焼筒壁近傍以外では未燃水素は検出されず、水素は燃焼筒内でほぼ完全に燃焼していることが伺える。同じインジェクタでφi =1.0 の場合には、中心部ではほとんど未燃水素は検出されなかったが、半径方向に未燃水素濃度が高くなっている。また、φi =1.5 の条件であってもインジェクタ Type H の場合には、燃焼筒壁面側での未燃水素濃度が Type L のそれよりも高くなっている。

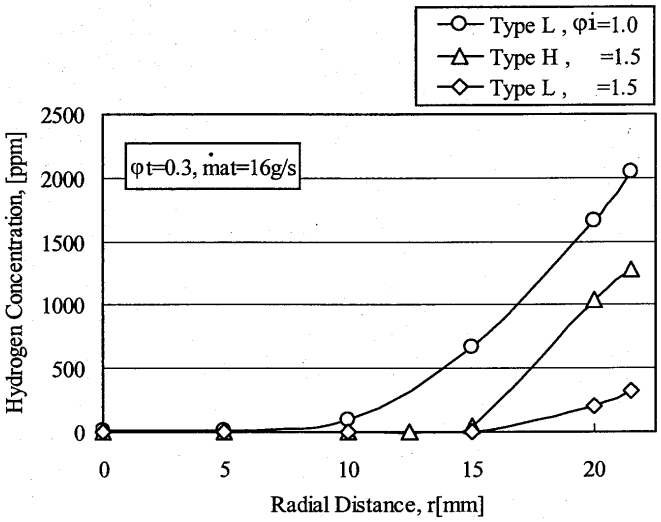


図 4　燃焼筒出口における未燃水素濃度分布（空気ノズル：D25）

実測された未燃水素濃度の半径方向分布から、燃焼器出口面における流速は一様であると仮定して、各インジェクタ／空気ノズル条件での燃焼効率を概算した。実際には、燃焼器出口面における流速には分布があるため、この仮定で求めた燃焼効率の値の精度は高いとは言えないが、そのオーダーとおおよその傾向は見て取れる。図 5 にその結果を示す。これより、φi =1.5 よりもφi =1.0 の方が、Type L よりも Type H の方が燃焼効率は低くなる傾向がある。また、同軸空気流速の違いによる影響はほとんど見られない。インジェクタ Type H・空気ノズル D28 におけるφi =1.0 の場合のみこの傾向から外れているが、この原因については今後調べる予定である。いずれにせよ、どの条件であっても燃焼効率は比較的高いレベルであり、燃焼筒内で十分に燃焼していると言える。

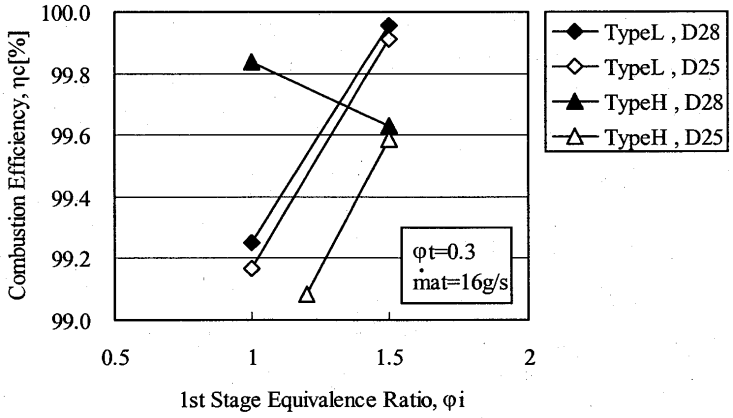


図 5　インジェクタ／空気ノズルの違いによる燃焼効率の変化

3-3. 火炎形状及び温度分布

燃焼筒内の燃焼場と排気ガス特性との関係を明らかにする目的で、各インジェクタ／空気ノズル条件で火炎の直接写真を撮影して火炎形状の様子を観察するとともに、代表的な条件について燃焼筒内の温度分布を測定した。図 6 に火炎形状の代表的な例を示す。図中の(A)は、NOx は低いが未燃水素が比較的多く検出された条件、(C)は NOx が高いが未燃水素は低い条件、(B)は(C)と同じφi でインジェクタが Type H の場合、そして(D)は(C)と同じφi で空気ノズル径が大きい場合をそれぞれ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

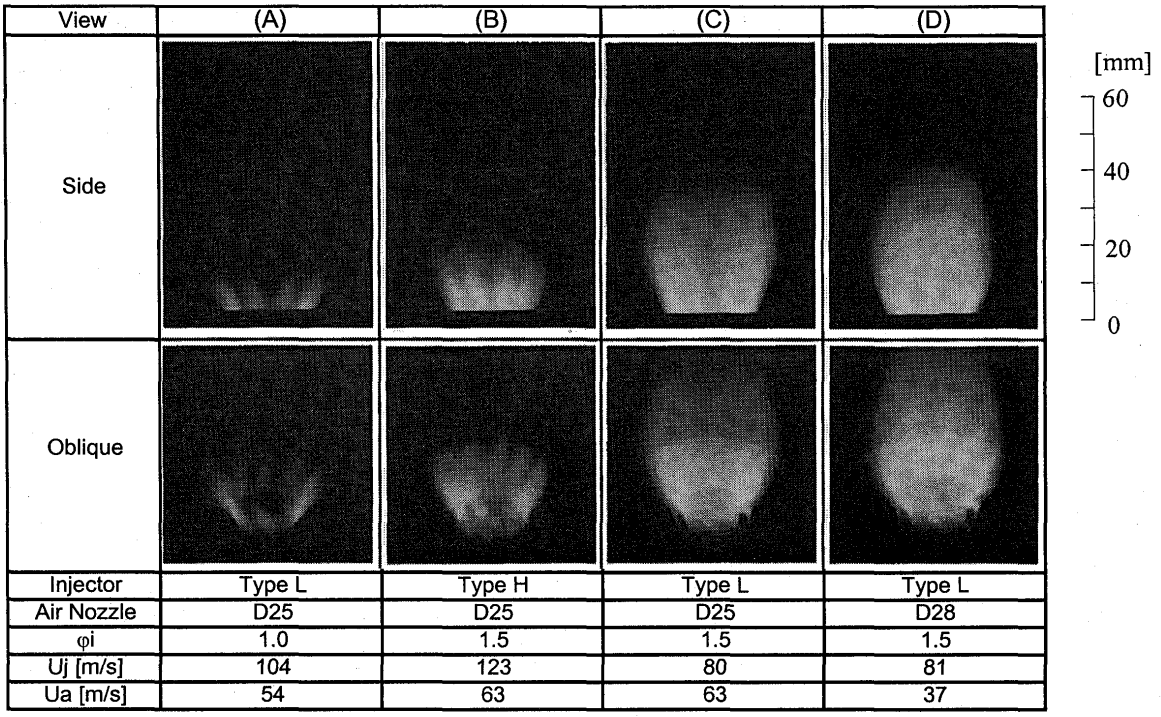


図 6　代表的な火炎形状（φt=0.3, ṁat=16g/s）

示している。（以後、各条件での火炎を単に(A)、(B)、(C)、(D)と呼ぶ。）また、図中の Uj は予混合気の、Ua は同軸空気の平均噴出流速をそれぞれ表している。図 7 には、(A)と(C)の火炎に対応する燃焼筒内温度分布を示した。（(A)のように一つ一つの火炎が離れている場合に火炎帯が存在しない領域を熱電対が通過することの無いように、温度分布の測定断面にインジェクタの噴出口が含まれるようにした。）図中の Tmax は測定された温度の最大値で、これを含めすべての測定値に対して熱伝導や輻射による熱損失の補正はしていない。

(A)の火炎は、10 個の噴出口にそれぞれ予混合火炎が形成されているが、その火炎基部はインジェクタ噴出口の中心側にのみ付着して外側には付着しておらず、火炎が開いた状態になっている。このため、インジェクタから噴出した予混合気はその外側の同軸空気と混合し、燃料濃度が希釈された後に中心側の付着点から伸びた火炎帯を通過することになり、火炎それ自体は、付着点近傍を除いては下流にいくに従って当量比が低い希薄火炎になっているものと推測される。このことは、火炎帯における温度がこのφi 条件における断熱火炎温度 Tad=2110℃を大きく下回っていることからも示唆される。高温領域がインジェクタ噴出口下流の極めて小さい範囲に限られ、かつ燃焼筒内温度が 800℃～1000℃と低いために、NOx 濃度は低く抑えられていると考えられる。しかし、燃焼筒壁面付近や個々の火炎の間を通過する予混合気の一部は火炎帯を通過することなく未燃のまま排出されるため、結果として比較

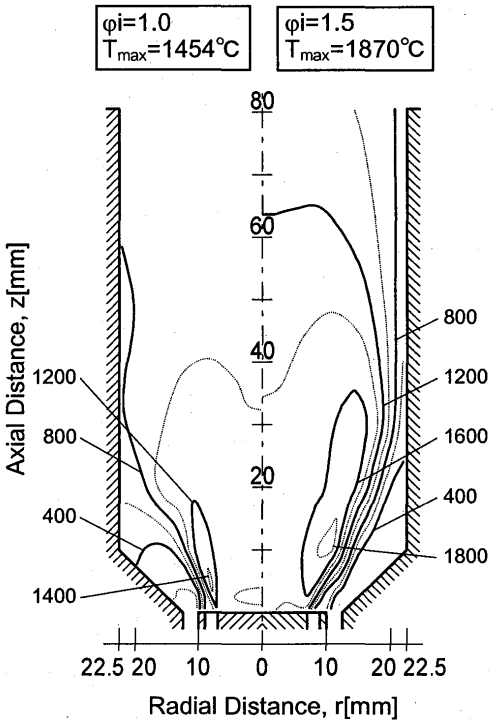


図 7　燃焼筒内温度分布；単位 [℃]
（Type L, D25, φt=0.3, ṁat=16g/s）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

的高い濃度の未燃水素が検出されたものと考えられる。したがって本研究の目標である過濃予混合気の２段燃焼が、この場合はパイロット火炎付き希薄予混合燃焼のような形態となっている。

(C)の火炎は、(A)と同じインジェクタ／空気ノズルであるが、φi が 1.5 と高い場合である。この火炎の基部はインジェクタ外側のリムにも付着が認められる。Tmax は 1870℃であり、温度計測時の熱損失を考慮すればこの条件における断熱火炎温度 Tad=1974℃にほぼ近い値になっていることから、インジェクタには閉じた予混合火炎が形成されていると考えられる。温度分布を見ると、燃焼筒中心部には 1400℃～1600℃以上の大きな高温領域があり、これに対応した火炎発光の強い領域は(A)に比べて長くなっている。過濃予混合火炎を通過した未燃水素は、インジェクタ下流に形成されている再循環領域において同軸空気と拡散燃焼しているものと推測される。このため NOx 濃度は高いが、水素はほぼ完全に燃焼していると考えられる。

(B)の場合は Uj が(C)に比べて大きく、火炎はインジェクタ外側のリムに付着できずに開いているため、同じφi であっても(C)と比較して NOx 濃度はより低く、未燃水素濃度はより高くなったと考えられる。(D)の場合は、予混合火炎は閉じており全体的に火炎が(C)よりも細長くなっているが、これは同じ同軸空気流量であっても(C)より Ua が小さいために、同軸空気と燃焼ガスとの混合の効果が小さく、(C)に比べて拡散燃焼する高温領域（２次燃焼領域）が相対的に大きくなって、NOx 濃度が高くなったものと考えられる。未燃水素濃度は(C)と同様に低くなっている。

化学反応速度に基づいた数値計算では、φi が過濃条件の場合には NOx 濃度は理論混合比付近で最も高く、φi の増加に伴って急速に低下しφi =2 以上ではほぼ一定でかつ十分低い値になる結果を得ていた[5]。しかし本実験データでは、φi に対する NOx 濃度の変化の傾向は計算のそれとは逆になっている。計算における燃焼モデルでは、1 次燃焼後の未燃ガスと２次空気とが瞬時に混合するものと仮定していたが、今回の実験結果は、本試験燃焼器のような予混合気／２次空気の噴出方式では、φi が大きいほど未燃ガスと２次空気との急速な混合が達成されにくいことを示唆している。

4. まとめ

＊ 本燃焼器の場合、燃焼器全体の水素／空気流量及びφt が同じ条件では、φi の低下に伴って燃焼器出口における NOx 排出濃度は低くなり、φi=1.0 では本実験で用いたインジェクタ／空気ノズルの組合せの範囲ではすべて約 1ppm で極めて低くなった。

＊ インジェクタに開いた予混合火炎が形成される条件では、火炎帯を通過する前に予混合気が希釈されるために一種の希薄燃焼となり、燃焼筒内温度は低くなって NOx 濃度が低くなるが、逆に未燃水素濃度は高くなる。

＊ インジェクタに閉じた過濃予混合火炎が形成される条件では、予混合火炎を通過した未燃水素がその下流で拡散燃焼しており、同軸空気との混合が急速ではないため高温領域が大きくなって NOx 濃度が高くなるが、水素は燃焼筒内でほぼ完全に燃焼する。

謝辞　本研究を遂行するにあたって科学研究費（平成 10～年度、基盤研究(B)）の補助を得た。実験に際しては、本学大学院生の天日洋二君の協力を得た。ここに記して感謝の意を表します。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

＜参考文献＞

(1)湯浅三郎, 西田幸一, 繁田政治, 皆川和大, 日本機械学会論文集（B編）, 61-588, 3075-3081, 1995.

(2)Yuasa, S., Shigeta, M., Minakawa, K. and Nishida, K., Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, vol. II (1995),3075-3081, 1995.

(3)Minakawa, K., Miyajima, T. and Yuasa, S., AIAA 97-3388, 1997.

(4)Minakawa, K., Akizuki, W., Goto, N. and Yuasa, S., XIV ISABE, IS-7010, 1999.

(5)皆川和大, 朝日雅博, 天日洋二, 湯浅三郎, 第 28 回ガスタービン定期講演会論文集, 87-92, 2000.

(6)皆川和大, 天日洋二, 湯浅三郎, 第 38 回燃焼シンポジウム講演論文集, 9-10, 2000.

(7)皆川和大, 杉山怜, 湯浅三郎, 第 29 回ガスタービン定期講演会論文集, 95-100, 2001.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－4

燃焼振動の低減法に関する研究（第三報）

＊山中　矢、前田福夫、塩田和則、岩渕一徳（東芝）
土屋利明（東京電力）

1．まえがき

燃焼振動はガスタービン燃焼器やその他の燃焼を伴う種々の機器で経験され、燃焼機器の信頼性を損なう一つの大きな要因となっている。コンバインドサイクル発電（ACC）や石炭ガス化複合発電（IGCC）で使用されるガスタービン燃焼器は、低 NOx 燃焼条件の適用や低カロリ燃料使用のため、燃焼振動が発生し易い運転環境にある。

燃焼振動特性を理解・予測し、その低減法を確立する研究は、ガスタービンの運転信頼性向上や部品の長寿命化、コストダウン等に対して大きな意義を有すると考えられる。今後、設置が増大すると予測される ACC や IGCC においては、特に低 NOx 化や燃料多様化対策が必須となるため、この研究の重要性は益々高まるものと予想される。

本研究では、第一報[1]で予混合割合、スワーラ噴出し速度および燃焼温度をパラメータとして燃焼振動の発生条件を調査した。さらに火炎面への流れに影響を及ぼす手法での振動低減を検討した[2]。第二報[3]では火炎の可視化を行い、火炎変動（光強度、時間・空間的変動）と燃焼振動の相互関係について調べた。さらに燃焼振動低減の一手法として共鳴器を用いた基礎試験を行い、共鳴器が振動低減に有効であることを確認した。今回、共鳴器の適用化検討として、共鳴器内・燃焼管内圧力変動の関係、共鳴器の形状寸法、共鳴器設置箇所等の評価試験、共鳴器による振動低減の制御試験および共鳴器による振動低減の数値シミュレーションを行い有益な知見を得たので報告する。

2．試験装置および試験方法

燃焼振動は火炎の挙動と火炎を取巻く境界条件（形状および作動条件）との相互関係で発生する。そこで、燃焼試験における試験条件と供試体の形状はガスタービン燃焼器をできるだけ模擬した条件で大気圧試験を行った。

2－1　燃焼器

図 1 に燃焼器の概要を示す。バーナ中心部にパイロット燃料ノズル、周囲に予混合ガス流路が配置されている。火炎の安定にはスワーラ（スワール数 0.35）を用いた。燃焼管は内径 220mmの水冷式構造とした。火炎計測はスワーラ下流の燃焼管（500mm）を同サイズの石英管に置き換えて行う。燃焼管出口には実機の静翼を模擬するためオリフィス板（流路絞り 22.7%）を設けた。

2－2　共鳴器

図 1 に共鳴器概要を示すが、容器とスロートから構成される。スロートは内径 27mm 相当で、長さを任意に設定することができるスライド構造とした。容器の内径は 154mm と 81mm のサイズを用い、ピストンの操作により容積を任意に設定することが出来る。

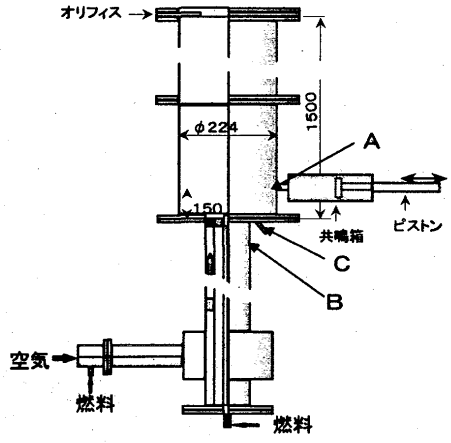


図1　燃焼器概要

共鳴器の設置箇所は図示するように、A（スワーラ下流 150mm）、B(スワーラ上流 130mm)、C（スワーラ面）の3箇所としたが、以下断りのない場合は共鳴器の設置箇所はA点とする。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2—3　計測システム

図2に計測システムを示す。主な計測は圧力変動、燃焼排ガス組成および火炎全体の光強度変動である。圧力変動計測は圧力変動センサ（112A21PCB Piezotronics）を用い、バーナ・燃焼管の軸方向に9箇所、共鳴器に3箇所設置した。圧力変動センサの信号は周波数解析装置により圧力変動レベルおよび卓越周波数を常時モニターすると同時に、後処理のためレコーダに全点の生データを記録した。燃焼ガス組成は燃焼管出口上流200mmで水冷式ガスサンプリングプローブにより燃焼ガスを吸引後、ガス分析装置により計測した。

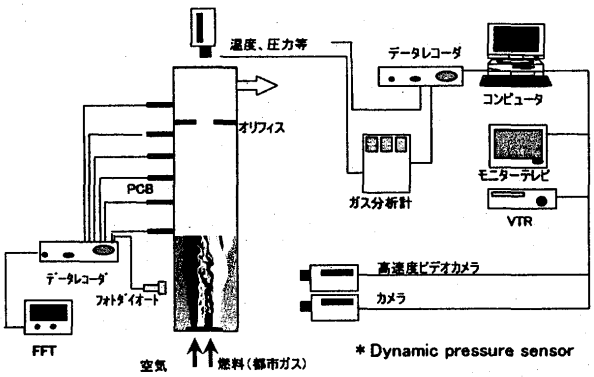


図2　計測システム

火炎の挙動は、第二報[3]において高速度ビデオカメラの画像処理により、火炎の挙動と卓越周波数には関連があることを紹介した。今回はフォトダイオード（S2281-01 浜松ﾎﾄﾆｸｽ(株)）により火炎全体の発光変動を圧力変動データと同時にレコーダに収録し、圧力変動と比較して評価した。

2－4　制御試験装置

制御機構開発に際し、簡単な試験から着手した。装置を図3に示すが、共鳴器、直動機構付サーボモータおよび制御コンピュータから構成される。圧力変動センサからの信号はA/D変換ボードを介して制御コンピュータに取得する。制御コンピュータで卓越周波数とその周波数における振動レベルを算出する。振動レベルが予め設定した値より大きい場合には、エンコーダ出力パルスのカウントによりピストンの現在位置を把握し、共鳴器容積が振動周波数になるよう（後述）ピストンの移動方向および移動量をサーボモータに指示し、振動レベルが許容値以下になるよう調整する。

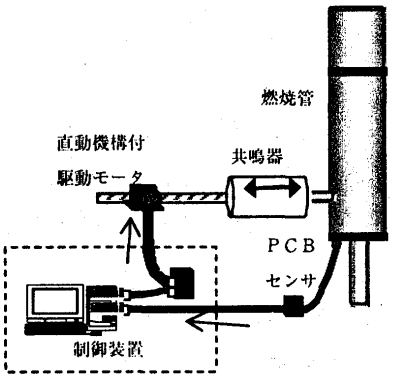


図3　制御試験装置の構成

2－4　試験条件

本試験装置で燃焼振動が発生する運転条件を選定した。図4に2つのスワーラ噴出し速度における燃焼振動レベルを燃焼温度、予混合割合をパラメータとして示す。燃料は都市ガスを用いた。予混合燃料割合75%、燃焼温度1600℃において相対的に大きい燃焼振動が発生することから、この条件を試験条件とした。ここで、スワーラ噴出し速度50m/sにおいては70Hz帯域の卓越周波数が、67m/sにおいては270Hz帯域の卓越周波数が発生し易い状況にある。

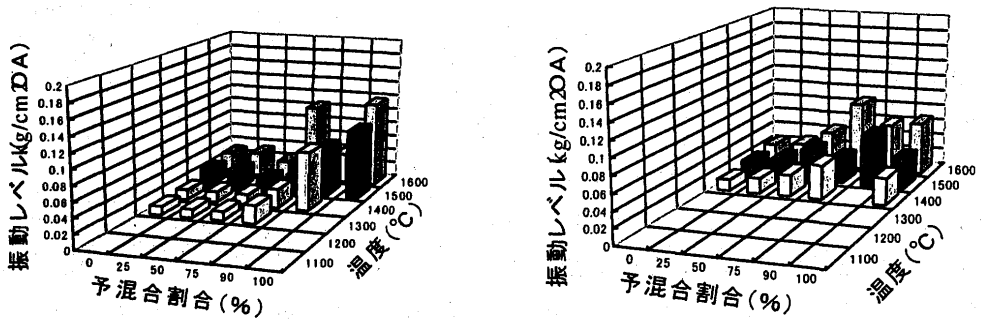


図4　燃焼振動発生条件（スワーラ噴出し速度　左図50m/s　右図67m/s）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3．試験結果

3－1　共鳴器容積の影響

270Hz 帯域と 70Hz 帯域の卓越周波数が発生し、両者は異なった振動形態であり、共鳴器による振動低減特性にも違いが見られる。

1) 270Hz 帯域の燃焼振動　　燃焼管内圧力モードを図5に示す（L はピストン移動距離で0mm が容積0に相当）。燃焼管入口（0mm）と出口(1500mm)近傍に圧力の腹が、燃焼管中央部に圧力の節が観察され、燃焼管入口と出口では位相が逆転している。これは音響学的燃焼振動に相当する。図 6 に振動発生時の共鳴器容積と燃焼管内・共鳴器内の燃焼振動レベル、および燃焼管入口と共鳴器内の圧力変動の位相差を示す。図中、燃焼管内のデータは振動レベルが大である燃焼管入口の値を用いた。なお、共鳴器内の位相差はみられなかった。図6より振動レベル低減に最適の共鳴器容積が存在することが分かる。このときの燃焼管内と共鳴器内の圧力位相差は 180 度より小さい値であった。図5には各共鳴器容積での燃焼管内圧力モードも示すが、振動レベルが小さくなるときは燃焼管全域で低くなっているのが分かる。

なお、270Hz 帯域の振動低減操作時には他の卓越周波数は認められなかった。

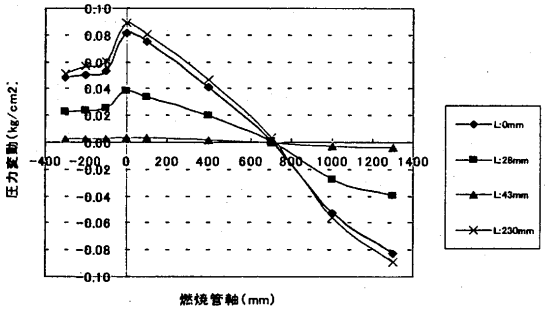


図5　燃焼管内圧力モード

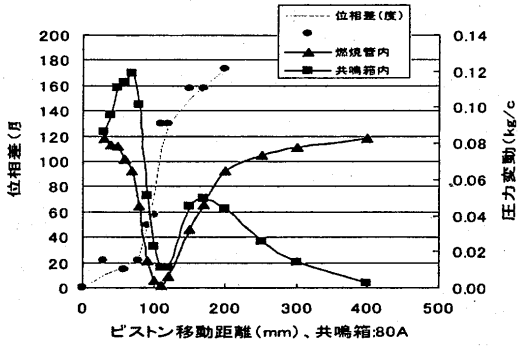


図6　振動低減特性

2) 70Hz 帯域の燃焼振動　　燃焼管内の圧力モードを図 7 に示す。燃焼管内圧力は全て同位相で、圧力の腹、節はない。これはヘルムホルツ燃焼振動に相当する。振動発生時の共鳴器容積と燃焼管内振動レベルの関係を図9に示す。ここで、振動レベルは燃焼管入口のデータを用いた。共鳴器容積増加に伴い 70Hz の振動レベルは低減するが、図 8 に示すように共鳴器容積増大に伴い新たに 275Hz の振動が発生する場合もあり、オーバオールで評価すると大幅な振動低減は期待できそうにない。

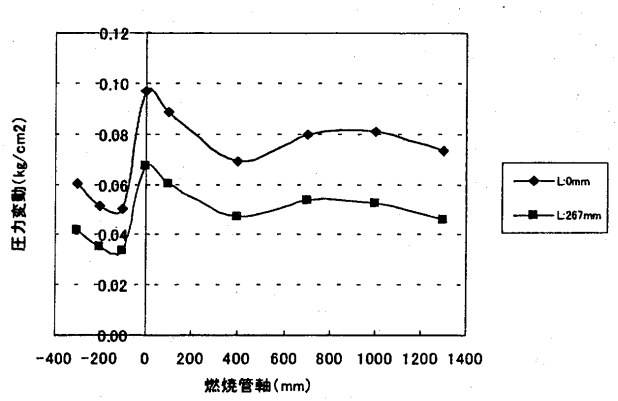


図7　燃焼管内圧力モード

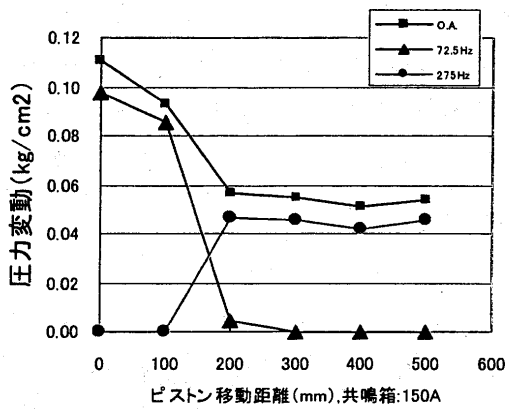


図8　振動低減特性

3－2　共鳴器形状寸法の評価

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

共鳴器の共鳴周波数ｆは次式で表される。

$$f = C \times SQRT(S / L_s V)/2\pi$$

ここで、Ｃはスロートを通過する気体の音速、Ｓはスロートの断面積、Ｌｓはスロートの長さ、Ｖは共鳴器の容積である。　したがって、共鳴器の設計は共鳴器の SQRT(L_s/V)が２πｆ／Ｃ になるようにＳ、L_s、Ｖを選定すれば良いことになる。そこで、270Hz 帯域振動発生条件で、共鳴器の径、スロート長さ、共鳴器容積をパラメータとして収集した試験データを振動レベルと SQRT(L_s/V)で整理して表すと図９になる。図より振動レベルを最低にする SQRT(L_s/V)が存在していることから、音響学的燃焼振動では前述の共鳴周波数の算出式から最適共鳴器を設計ができることを確認できた。

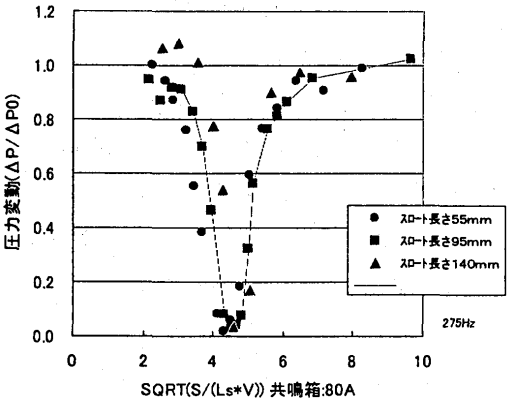


図９　共鳴器形状寸法の評価

一方、70Hz 帯域の振動モードの場合にも同様な傾向が見られたが図９のようには顕著ではなかった。

３－３　共鳴器設置箇所の影響

270Hz 帯域の圧力モードでは、圧力の腹に共鳴器を設置すると振動低減が期待される。そこで、燃焼管入口近辺のＡ，Ｂ，Ｃに共鳴器を設置した場合について評価した。結果を図 10 に示す。図 5 に示すようにスワーラ上流で圧力変動は発生しているものの振動低減の効果が小さく、共鳴器の設置箇所は燃焼管内の火炎面近傍が好ましいことがわかる。点Ａ，Ｃで共鳴器容積の最適値に差があるが、これはスロート部温度による音速の違いによるものと考えられる。なお、燃焼管出口の圧力が腹の位置および燃焼管中央の圧力が節の位置での振動低減効果については今後検討したい。

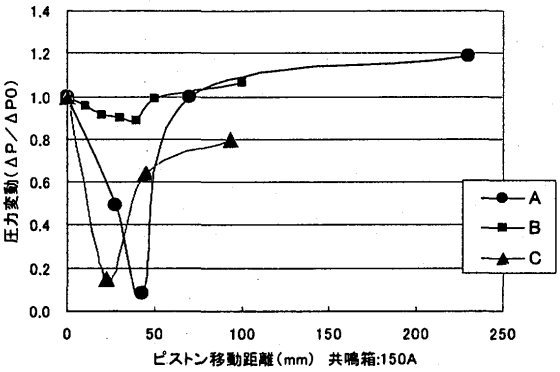


図 10　共鳴器設置箇所と振動低減

３－４　燃焼振動と火炎の発光変動

270Hz 振動発生時の圧力変動センサおよびフォトダイオード信号の経時変化を図 11 に示す。火炎全体の発光強度は燃焼振動の大小に関連し、しかも同位相で変化する。なお、振動レベルが小さい場合にはフォトダイオードの信号は圧力変動と同様変動が小さく、周期的な変動は見られない。図 12 には図 11 のデータを周波数解析した結果を示す。火炎の発光変動の周波数は燃焼振動の周波数と対応している。以上より火炎全体の発光変動は燃焼振動と強い相互関係にあることが確認できた。

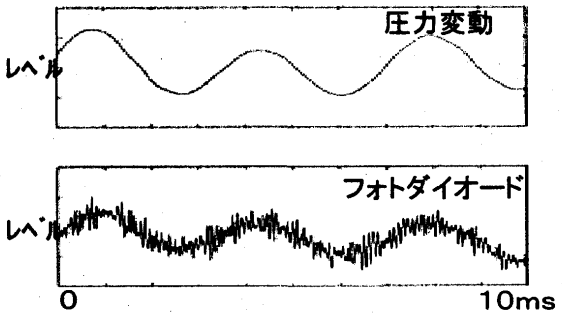


図 11　圧力変動と火炎発光変動

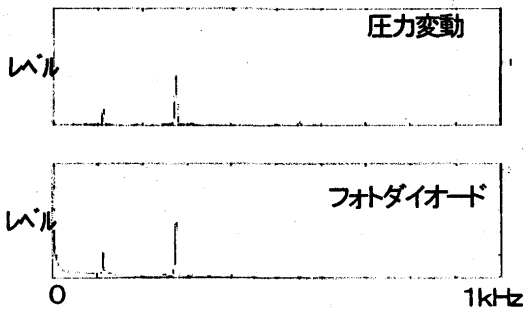


図 12　圧力変動と火炎発光変動の周波数解析

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3－5　制御試験

卓越周波数が 270Hz の振動低減制御試験結果の一例を図 13 に示す。結果の評価として圧力変動データに時間周波数解析手法であるウェーブレット変換を適用した。共鳴器体積の調整によって 270Hz 帯域の振動が低減する時間的変化を確認することができる。

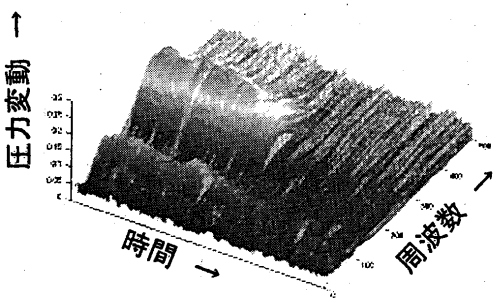


図 13　制御試験結果

4．共鳴器による振動低減の数値シミュレーション

4－1　解析モデル

振動の解析モデルは分布定数モデルと集中定数振動モデルの 2 つに大別されるが、ここでは集中定数振動モデルを適用する。集中定数振動モデル化における主な前提条件は、同位相近似、等エントロピ近似、線形近似である。図 14 に共鳴器による振動制振モデル図を示す。燃焼室はA室、B室を連通管で構成した燃焼管でモデル化した。

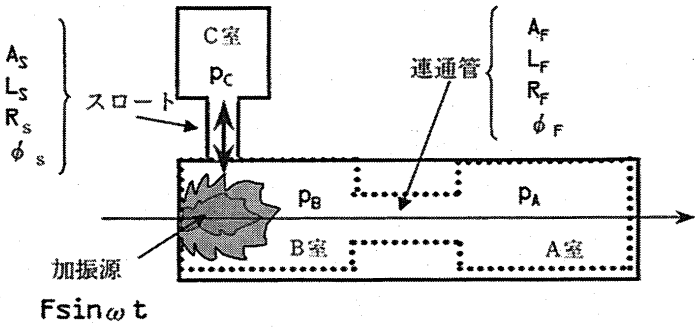


図 14　共鳴器による振動制振モデル

連通管およびスロート内流体に対する運動運動方程式は次式で表される。

$$L_F \frac{d\phi_F}{dt} + A_F R_F \phi_F + A_F(p_A - p_B) = 0$$

$$L_S \frac{d\phi_S}{dt} + A_S R_S \phi_S + A_S(p_B - p_C) = 0$$

ここで、A、L、R、p、ϕは断面積（m^2）、長さ（m）、抵抗（$m^{-1}s^{-1}$）、圧力（pa）、質量流速（kg/s）であり、添字A、B、C、F、Sはそれぞれ、A室、B室、C室、連通管、スロートを表す。

B室内の圧力に$F\times\sin\omega t$なる加振源を付加したとき、A室、B室、C室の圧力変化p_A、p_B、p_Cを計算する。ここで、F、ωはそれぞれ加振源の振幅、周波数である。

4－2　数値シミュレーション

燃焼実験結果に基づいて、燃焼室と共鳴器が共鳴状態にあるとき、スロートの抵抗Rsをパラメータとし、加振周波数ωに対する燃焼B室の圧力応答の計算結果例を図 15,16 に示す。計算結果から下記のことが分かる。

1)　燃焼室へ共鳴器を設置することにより、応答特性を音響周波数から離調させ、それに伴い、燃焼室内の音響振動が制振される。また、燃焼室と共鳴器が共鳴状態のとき、システムの応答特性の離調の程度が最も大きい。

2)　スロートの抵抗Rsの大きさにより、燃焼室の制振効果が異なる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

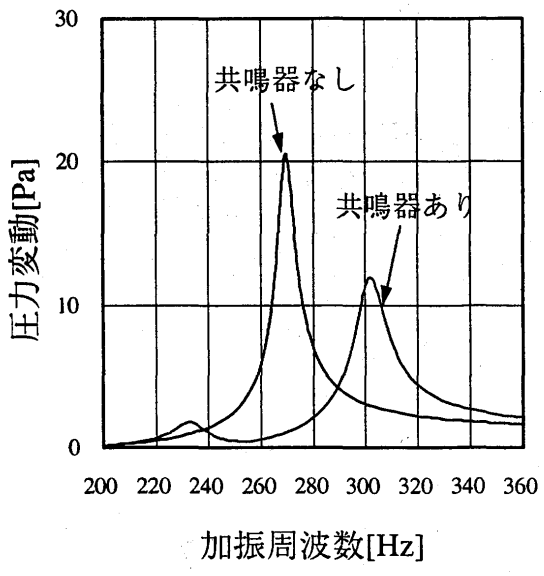


図15　圧力応答（R_S=1E4m^{-1} s^{-1}）

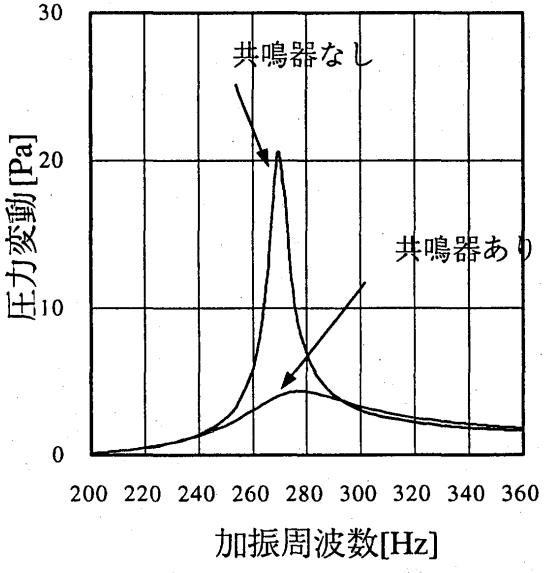


図16　圧力応答（R_S=1E 5 m^{-1} s^{-1}）

5．　まとめ

振動低減を図った共鳴器適用化検討として、共鳴器を用いた基礎試験、振動低減の制御試験および共鳴器による振動低減のモデル解析を行った。以下に、その概要を示す。

(1)共鳴器最適化により音響学的燃焼振動は、振動レベルを大幅に低減することが可能である。

(2)ヘルムホルツ燃焼振動では低減過程で新たな周波数の振動が発生する場合がある。

(3)燃焼器と共鳴器の振動位相差が約130度で燃焼管内振動レベルが最小になる。

(4)共鳴器の設置は火炎近傍が最良である（スワーラ上流は効果低）。

(5)火炎全体の発光変動は圧力変動と同位相で変動し、レベルも対応している。

(6)圧力変動信号をフィードバックし、共鳴器容積を自動調整する制御機構で振動低減を確認した。

(7)燃焼室へ共鳴器を設置することにより、システムの応答特性を卓越周波数から離調させ、燃焼室内の振動レベルが低減することを確認した。

参考文献

1）山中・前田・土屋・清水、燃焼振動の低減法に関する研究（第一報）、ガスタービン秋季講演会論文集、(1998)、PP.131—136.

2）S.Yamanaka, F.Maeda, T.Tuchiya, M.Shimizu, Characterization of Combustion Oscillations in Premix Gas Turbine Combustion, IGTC`99 Kobe, pp801-806.

3）山中・前田・土屋・清水、燃焼振動の低減法に関する研究（第二報）、ガスタービン秋季講演会論文集、(2000)、PP.53—58.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－5

予混合燃焼におけるスワール強さの影響

＊ 黒澤要治、吉田征二、山本　武
下平一雄、五味光男、鈴木和雄（航技研）

１．まえがき

ガスタービンには、環境保全の立場から、温暖化物質のCO_2低減のための高効率化とＮＯｘやＣＯなどの環境汚染物質の排出低減が要求されている。このためには、ガスタービン燃焼器内の燃焼状況を詳細に把握して、燃焼器内部での流れ形成や燃料供給、混合過程をきめ細かく制御する必要がある。

ここでは、ガスタービン燃焼器に広く用いられているスワール火炎について、燃焼器内部での火炎の形成、燃焼進捗等の特性に対するスワール強さの影響を調べ、燃焼制御のためのデータを提供する。燃料供給は低ＮＯｘ性が期待できる予混合方式とした。これまで、非燃焼時におけるスワール流れについてＰＩＶ（ Particle Image Velocimetry ）法を用いその特性を調べ[1][2]、引きつづき燃料供給法の違いとして予混合方式と拡散方式での燃焼時の火炎構造について調べてきた[3][4]。今回、[3] [4]の報告同様に燃焼時にＰＩＶを適用するとともに燃焼に関係する成分の濃度分布を計測することにより、スワール強さが予混合火炎に与える影響を調べた。

航空用ガスタービン燃焼器の多くが、アニュラー型を採用している。アニュラー型は複数のスワーラが配置されその相互干渉があるため、本実験の模型は２個のスワーラを配置した。

２．燃焼試験模型および条件

図１に燃焼器模型の概略図を示す。燃焼室は、箱形で４面とも石英ガラスが取り付けてある。空気と燃料の混合には、静止型予混合管を使用した。静止型予混合管は、管内にねじり方向の異なる板を交互に６枚並べた構造となっている。予混合管下流に整流格子を設けることにより、旋回成分のない予混合気がスワーラに供給される。

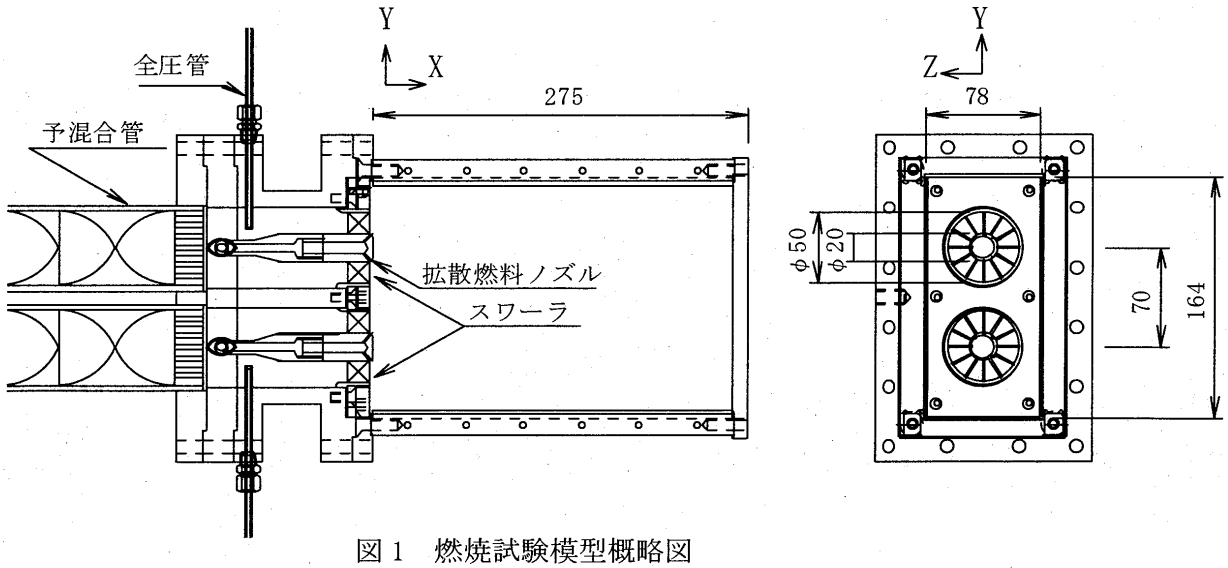


図１　燃焼試験模型概略図

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

実験に用いた２種類のスワーラを図２に示す。２種類スワーラは、ともに外径５０mm、内径２０mmである。旋回角３０度のスワーラ（呼称３０°スワーラ）は厚さ１mmの羽根が１２枚あり、旋回角６０度のスワーラ（呼称６０°スワーラ）は厚さ１mmの羽根が８枚ある。旋回角は、羽根高さ中間位置での傾きを示す。旋回方向は、上下のスワーラともに後視左回りである。形状から求められるスワール数Ｓ′は、それぞれ０．４３と１．２９である。

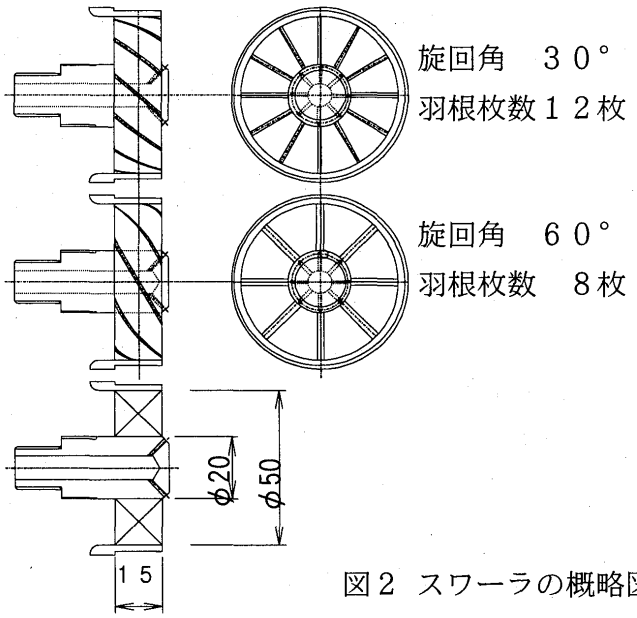


図２　スワーラの概略図

ここで、３０°スワーラ実験時の燃焼室は図１に示す寸法となっているが、６０°スワーラ実験時は燃焼室の寸法が高さ１７０mm、幅８０mmとなり、燃焼室の支柱を無冷却から水冷式に変更した。燃焼室長さ、スワーラ間隔等について変更はない。

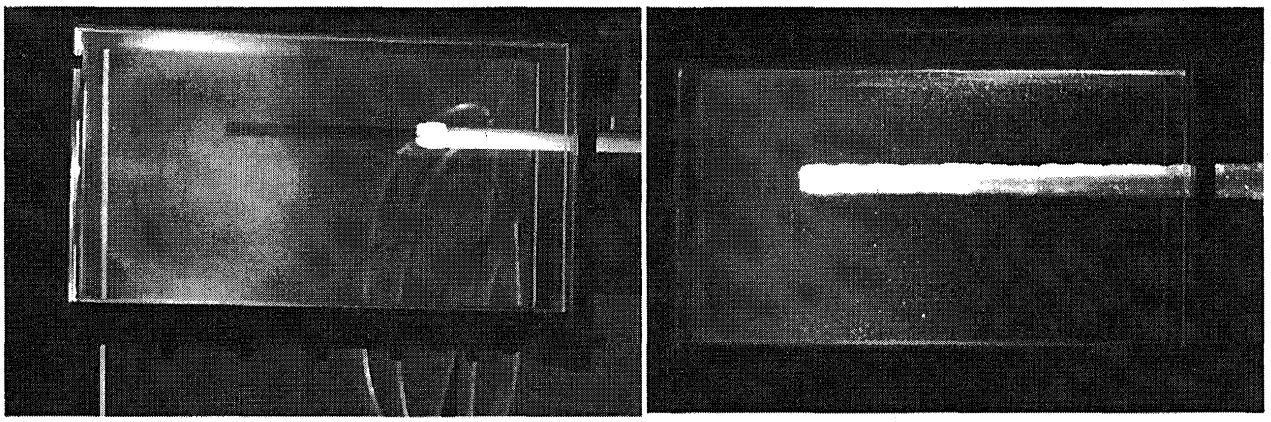
燃料はメタンを使用した。実験条件は、スワーラ入口の予混合気温度を４００Ｋとし、空気流量計からスワーラ出口での軸方向平均流速をもとめ、その値を３０m/ｓとした。当量比は０．７としため、燃料分が付加されることにより、スワーラ出口平均流速は７％増加する。この条件は、３０°スワーラ、６０°スワーラともに、吹き消え等がない安定した燃焼範囲の１つである。また、燃焼時のスワーラの圧損は、３０°スワーラでは１．４ｋＰａ、６０°スワーラでは７ｋＰａあった。６０°スワーラは、３０°スワーラに較べ５倍の圧損を必要とする。

ＰＩＶ計測法および内部ガス濃度分析は、文献[4]の記述と大きく変わっていない。

３．実験結果および考察

３．１　火炎写真

図３に、サンプルプローブによるガス採取中の火炎写真を示す。



（ａ）３０°スワーラ（E.R.＝０.７）　（ｂ）６０°スワーラ（E.R.＝０.８）

図３　火炎写真（Uin＝３０m／ｓ、Tin＝４００K）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３０°スワーラの火炎は、スワーラ羽根内径側から伸びた青炎が円錐を形成し、その長さは１３０mm程度である。スワーラ外周にも青炎が形成されている。

６０°スワーラの火炎は、長さは９０mm程度と３０°スワーラにくらべて短く火炎上流側は円錐がつぶれた形状となっており、スワーラを取り付けた隔壁近傍まで広がっている。ただし、火炎下流側は３０°スワーラで観察されたようなはっきりとした輪郭はない。また、スワーラからの噴流が燃焼する前に側面ガラスの達しているためか、青炎が抜けたように観察された。スワール流れの干渉のため軸対称ではないこと、橙炎が見られないことは３０°スワーラと同じである。

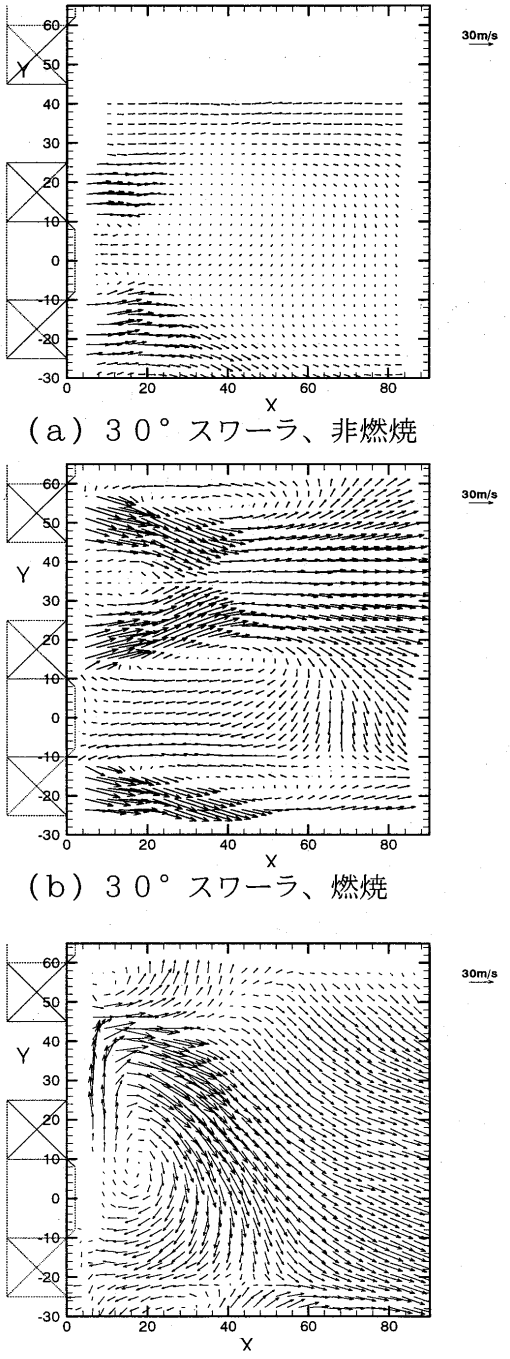
３．２　スワーラ中心位置での速度ベクトル

図４に、スワーラ中心面（Ｚ＝０mm）上の速度ベクトルを示す。１００組の２次元ＰＩＶ計測値の、その平均値を示している。

以下、考察は下部スワール流れについて行う。

３０°スワーラは、スワーラからの噴流は燃焼により速度を増し再循環領域も強く、このため噴流と再循環流の間（Ｘ＝１０～５０mm）で非燃焼では見られない強い剪断がある。ただし、燃焼･非燃焼ともに再循環流終端は７０mm付近にあり変わらない。また、非燃焼時のＸ＝２０mm付近で噴流が一度内径に向かった後半径方向に広がるベクトルがあるが、燃焼時には再循環流が強いためか非燃焼で見られた内径向きのベクトルは見られない。

次に６０°スワーラにおける燃焼時の速度ベクトルを見ると、スワーラからの噴流は壁に沿って半径方向に広がる。その下流のＸ＝２０mmから急激に向きを変え下向きの流れが観察されことから、３０°スワーラはほぼ対称的に見えるのに対し、６０°スワーラではＸ＝２０mmの位置ですでに再循環領域の中心は－Ｚ（面外）側に移動している。ただし、**３．３**で考察する図８の速度ベクトルよりＸ＝８０mm位置の渦の中心はＺ＝－５mm付近にある。このことにより、再循環流の中心はよりスワーラの中心にあることを示唆し、Ｚ＝０mmで観測される逆流の境界(Ｘ＝４５mm)を再循環流長さと考えられる。つまり、６０°スワーラにより形成される再循環流は、３０°スワーラの再循環流長さ７０mmにくらべ短く、半径方向に広がった扁平な形状をしていることになる。このように、スワールが強くすることにより、噴流はスワーラ隔壁に沿って流れ、再循環流は半径方向に広がり、長さは短くなり扁平化することがわかる。



（ａ）３０°スワーラ、非燃焼

（ｂ）３０°スワーラ、燃焼

（ｃ）６０°スワーラ、燃焼

図４　速度ベクトル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３．３　ガス濃度分布

次に、３０°スワーラのガス濃度分布を図５と図６に示す。ＮＯｘ、ＣＯおよびO_2はｄｒｙｂａｓｅ値を示す。図５は中心面（Ｚ＝０ｍｍ）上のＮＯｘ濃度分布であり、２次元ＰＩＶ計測より求めた速度ベクトルを重ねて示した。図６は、再循環流の中心位置であるＸ＝４０ｍｍ断面と再循環流が終わりＣＯ濃度とＮＯｘ濃度のそれぞれのピークが観察されたＸ＝８０ｍｍ断面のガス濃度分布を示す。

Ｘ＝４０ｍｍ断面では、ＮＯｘ、ＣＯ、O_2の３成分どれを見ても、スワーラからの流れは羽根枚数分の１２個の独立した噴流となっていることがわかる。この位置でのO_2濃度は、１７～１８％と予混合気の酸素濃度である１８．７％に近く、未燃の予混合気噴流がＸ＝４０ｍｍまで到達していることを示している。燃焼の中間生成物であるＣＯとO_2の濃度分布を見ると、スワーラからの予混合気噴流は、再循環流との剪断層部分で消費され燃焼が行われている。それに伴いＮＯｘも再循環領域の中心で１２ｐｐｍと、この断面のピーク値となっている。また、ＣＯ濃度分布からスワール流れが干渉する中間

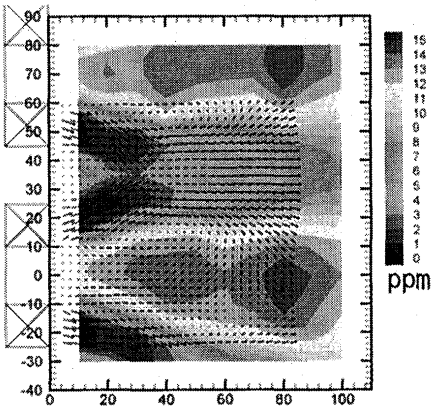
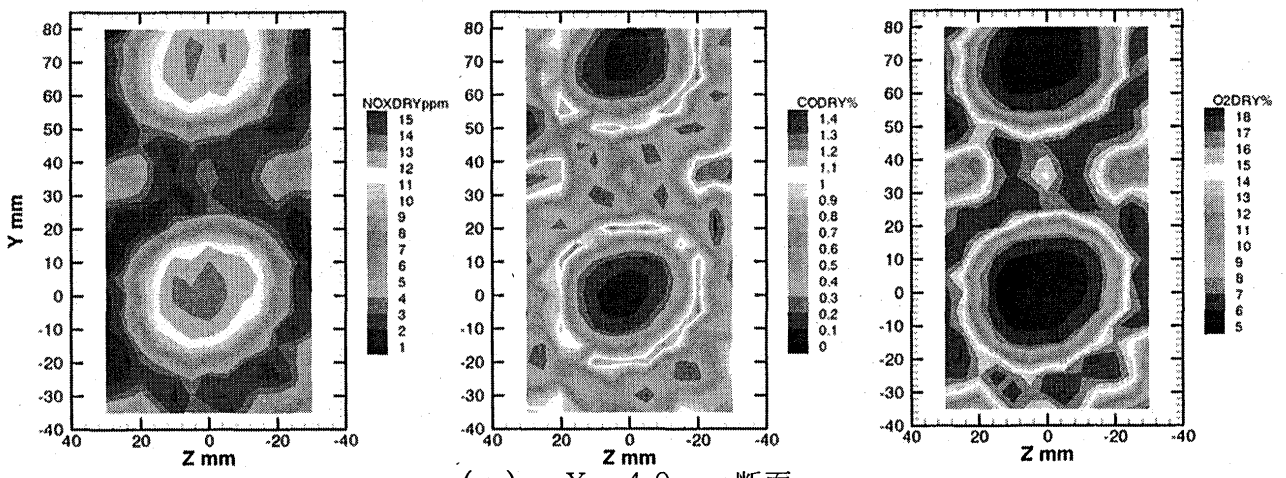
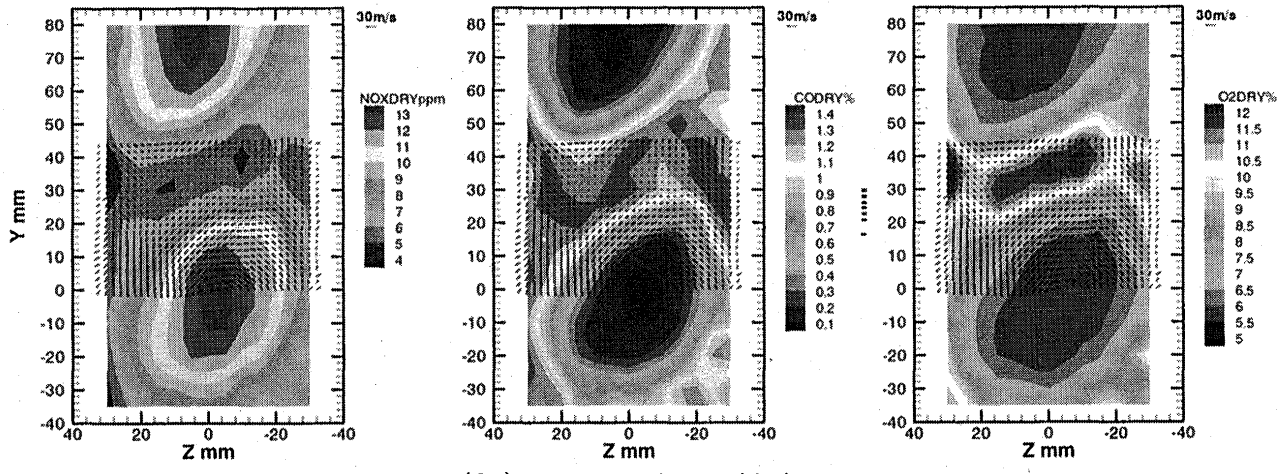


図５　ＮＯｘ濃度分布
（３０°スワーラ、Ｚ＝０ｍｍ）



（ａ）　Ｘ＝４０ｍｍ断面



（ｂ）　Ｘ＝８０ｍｍ断面

図６　ガス濃度分布（３０°スワーラ）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（Ｙ＝３５ｍｍ）のガラス側壁に近い部分で１．２～１．３％と高い値を示しているが、高温時に発生するＮＯｘは５ｐｐｍと低く、燃焼は活発ではない。ただし、実際の燃焼器を考えると、燃焼器ライナの近くに高温領域があることによる燃焼器の耐久性への影響と火炎にくらべて温度の低いライナ壁は燃焼を抑制し燃焼効率への影響から、この領域での火炎の存在は好ましくない。

Ｘ＝４０ｍｍの断面では、スワーラからの噴流とその内側の再循環流により形成されるスワール流れは円形に近いが、Ｘ＝８０ｍｍでは上下のスワール流れが干渉しあい軸対称の分布となっていない。ＣＯ濃度分布からスワール流れが干渉し合う中間位置（Ｚ＝３５ｍｍ）で帯状の高濃度域がありＣＯの酸化が他の領域にくらべ進んでいない。この領域では、ＮＯｘ濃度は７ｐｐｍ以下と低く、O_2は１１％以上の高濃度となっている。この領域の速度ベクトルを見ると半径方向の速度は打ち消し合っており、スワール流れの干渉ある領域では燃焼進捗が抑えられている。しかし、その領域をすぎると急激にＣＯの酸化は進む[4]。

次に、６０°スワーラにおける中心面（Ｚ＝０ｍｍ）上のガス濃度分布を図７に示す。図８には、３０°スワーラのガス濃度分布と比較するため Ｘ＝８０ｍｍ 断面のガス濃度分布を示す。図７は２次元ＰＩＶより計測した速度ベクトルを、図８はステレオＰＩＶにより計測した速度ベクトルをそれぞれ重ねて示す。

図７より、中心面（Ｚ＝０ｍｍ）上ではＸ＝８０～１００ｍｍで燃焼はほぼ完結している。ＣＯ濃度分布を見ると、スワール流れが干渉し合う領域（Ｚ＝３５ｍｍ）では下流まで伸び、

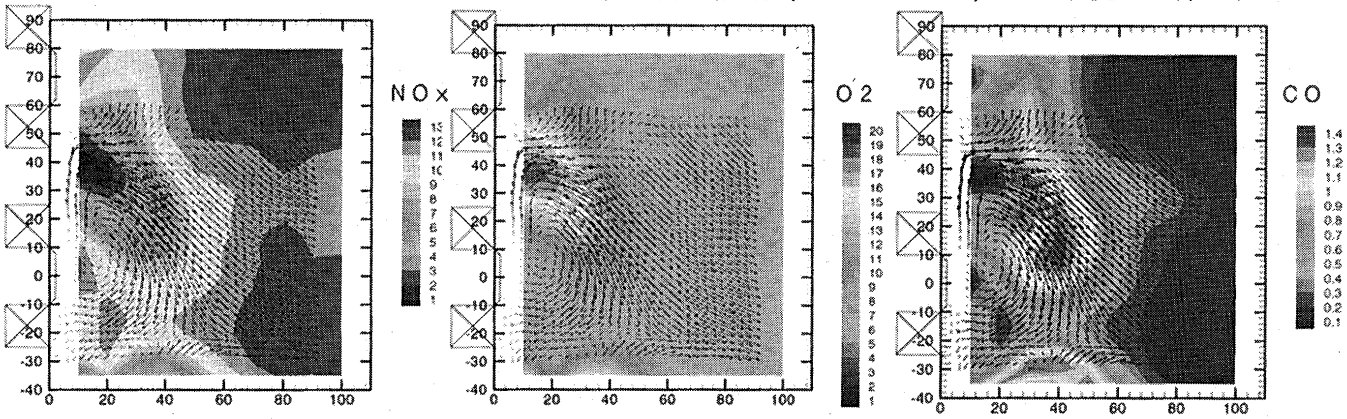


図７　ガス濃度分布　（３０°スワーラ、Ｚ＝０ｍｍ断面 ）

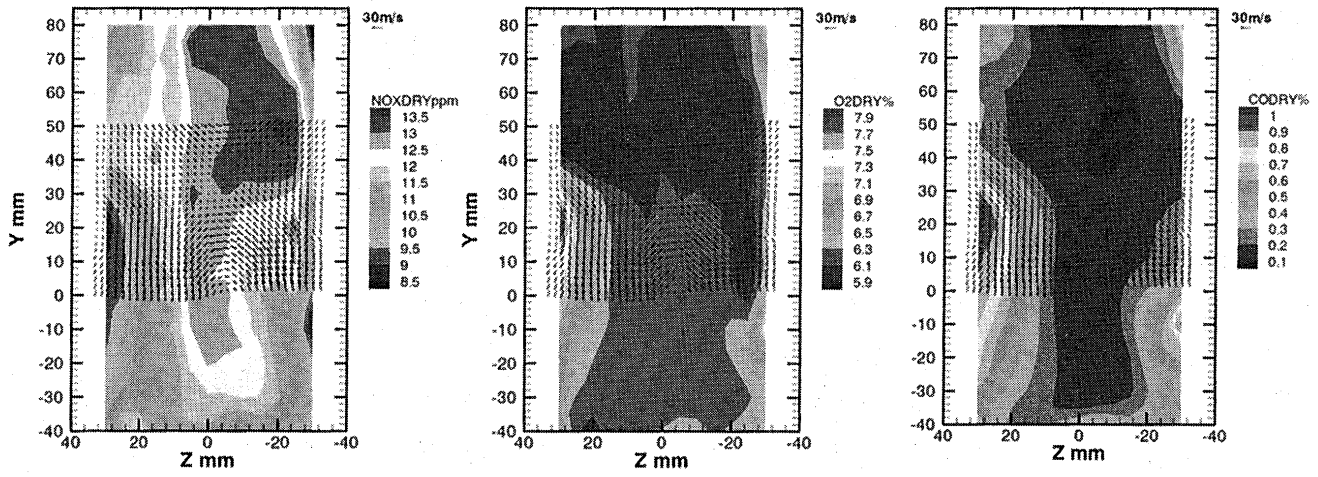


図８　ガス濃度分布　（３０°スワーラ、Ｘ＝８０ｍｍ断面 ）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

燃焼進捗が抑えられているが、３０°スワーラに見られるような高濃度域はない。ＣＯ濃度分布とO_2濃度分布から、Ｘ＝６０ｍｍより上流において広い領域で燃焼が進捗していることを示している。また、ＮＯｘ濃度分布からＸ＝８０～１００ｍｍにある高濃度域の値は１２～１３．５ｐｐｍの値を示している。３０°スワーラのＸ＝８０ｍｍにおけるＮＯｘのピーク値は１５ｐｐｍであり、６０°スワーラでも同程度のＮＯｘが生成されていることがわかる。予混合火炎ではＮＯｘの生成にはスワール強さの影響はなく、燃焼の進捗によりＮＯｘが生成されていることを示している。図７と図８の濃度分布よりスワールが強いことによって燃焼器の中心部では燃焼の進捗はより進むことがわかる。ただし、ガラス壁面に到達した予混合気噴流はガラス壁面に沿って燃焼が進行するため、Ｘ＝８０ｍｍの位置でも１％のＣＯ濃度を示し、まだ燃焼が完結していない。このように壁に沿った火炎があることは、前述のように燃焼器の耐久性と燃焼効率の面から好ましくない。

４．まとめ

スワーラを２個並べた光学計測用燃焼器模型を用いて、燃焼時の流れ速度場を内部ガス濃度分布の計測により、予混合燃焼におけるスワール強さの影響を実験的に調べた。

以下にその結果をまとめる。

１）　スワールが強くなることによって、円錐状の火炎から円錐がつぶれスワーラ隔壁に沿った火炎に変わる。

２）　スワール流れが干渉し合う領域では、燃焼の進捗が抑制される。

３）　スワールが強くなることにより、燃焼の進捗はより進み火炎が短縮化できる。
ただし、火炎が燃焼器ライナに到達しやすくなるため、それを防ぐ対策が必要となる。

４）　ＮＯｘの生成は、スワール強さの影響はなく、燃焼の進捗による。

謝辞

本研究のＰＩＶ計測において、当研究所ＣＦＤ技術開発センター 特別研究員 立花 繁 氏 の協力を得た。ここに謝意を表する。

参考文献

[1] 吉田征二、黒澤要治、山本　武、五味光男、鈴木和雄、“スワーラ燃焼器内の PIV による計測”、日本機械学会 2000 年度 年次大会講演論文集(Ⅳ)、(2000 年 6 月)、pp.455－456.

[2] 吉田征二、黒澤要治、山本　武、五味光男、鈴木和雄、“ステレオ PIV による燃焼器内スワール流れの３速度成分計測”、可視化情報 Vol.20,Suppl. No.2 、(2000 年 10 月)、pp.167-170.

[3] Kurosawa,Y., Yoshida,S., Yamamoto,T., Shimodaira,K., Gomi,M., Suzuki,K., “Structure of Swirler Flame in Gas Turbine Combustor,” Proceedings of the 2nd Symposium on Smart Control of Turbulence,(2001),pp.95-100

[4] 黒澤要治、吉田征二、山本　武、下平一雄、五味光男、鈴木和雄、“スワーラ保炎における拡散燃焼と予混合燃焼の比較”、第１５回ガスタービン秋季講演会講演論文集、(2000 年 11 月)、pp.59-64.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

SMGT用A重油焚き低NOx燃焼器の開発

＊堂浦 康司(川崎重工業)
木村 武清(川崎重工業)

1. はじめに

近年、大気汚染物質の排出量削減に対する要求は厳しくなってきており、海上における船舶からのNOx排出量についても規制がなされようとしている。SMGT(Super Marine Gas Turbine)は、このような状況において『環境低負荷型船用推進プラントの試験研究』というプロジェクトのもと、開発が進められている2,500kW級の船用ガスタービンである[1]。開発目標は(1)NOx排出量が1g / kWh以下、(2)熱効率が38～40%、(3)燃料としてA重油が使用可能、の3点であり、高速ディーゼルエンジンと同等の熱効率を有しながらNOxはディーゼルエンジンの約1/10、という次世代船用推進力源としての期待を担っている。

燃焼器は、A重油焚きかつ低NOxを実現するために重要な要素であり、昨年度まで4年間にわたり要素研究が行われた。本報告では、SMGT用に開発されたA重油焚き低NOx燃焼器について紹介するとともに、燃焼器単缶燃焼試験の結果を示す。また、A重油の性状による燃焼器性能の変化についても述べる。

2. A重油焚き低NOx燃焼器

(1)燃焼器仕様

SMGTにおける100%負荷での燃焼器に関する条件を表1に示す。SMGTはマルチキャン方式が採用されており、4つの缶型燃焼器を有する(図1)。100%負荷における空燃比は55 kg/kgであり、このときのNOx目標値1g / kWhは約200ppm (O_2=0%)に換算される。

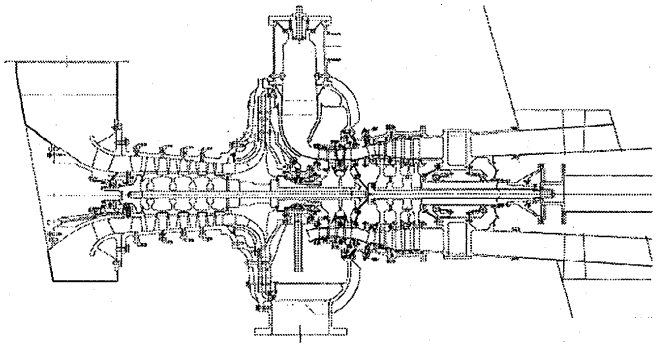


図1 SMGT断面計画図

表1 燃焼器仕様

入口温度	607℃
入口圧力	0.777 MPa
空気流量	8.6kg/s
燃焼効率	99%
NOx排出量	1 g/kWh ≒200ppm(O_2=0%)
燃焼器圧力損失	4%
温度不均一率	0.20
燃料流量	0.156 kg/s
出口温度	1200 ℃
燃料	A重油

(2)低NOx燃焼器

図2に燃焼器概略図を示す。燃焼器はケーシング、ライナ、燃料ノズルから構成される。燃焼用空気はスワーラと追焚き孔(周上4個)の2箇所からライナ内へ流入する。図3はライナ内空気流れについてのCFD結果であるが、スワーラから流入した空気はライナ内で循環流を形成する。燃焼用以外の空気は、ライナ冷却に用いられる。燃料はパイロット、メイン、追焚きの3系統から供給される。パイ

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

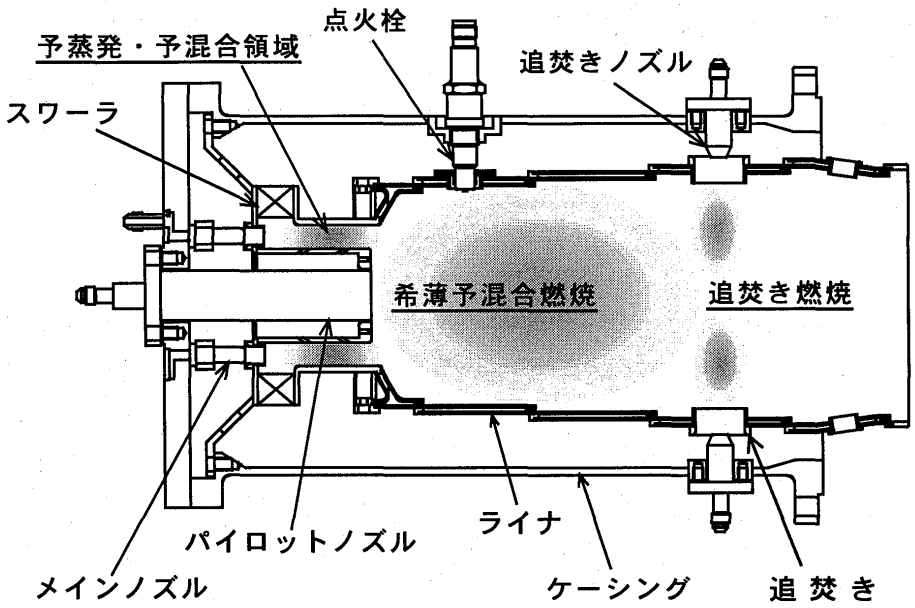


図2 A重油焚き低NOx燃焼器概

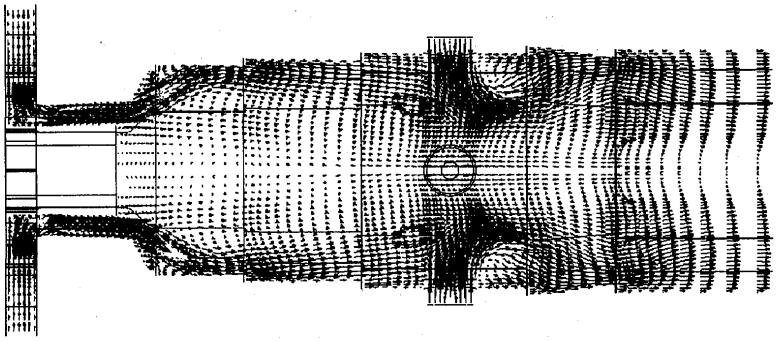


図3 ライナ内空気流れ

ロット燃料は燃焼器中心軸上に配置されたパイロット・ノズルより噴射され、着火、低負荷での運転を担当する。メイン、追い焚き燃料は、次に説明する低NOx運転時に使用する。

本燃焼器は、低NOx化のために予蒸発・希薄予混合燃焼方式と追焚き燃焼方式を採用している。低NOx運転時は、8個のメインノズルから噴射されたメイン燃料とスワーラから流入した空気を予蒸発・予混合した後希薄予混合燃焼を行い、NOx生成を抑制する。火炎は循環流によって保炎される。さらに、希薄予混合燃焼後の燃焼ガスに追焚き燃料を噴射し、追焚き燃焼を行う。追焚き燃料は4本の追焚きノズルからライナ内へ噴射される。"追焚き燃焼"は、NOxを増加させることなく負荷を変化させることができる手法である。

(3)運転制御

本燃焼器の、空燃比に対するNOx、COの変化を図4に示す。スケールは全て相対値である。図中の●、○は、希薄予混合燃焼における燃焼特性を示す。希薄予混合燃焼においては、空燃比が小さくなるにつれNOxは上昇する。逆に空燃比が大きくなると、NOxは減少するがCO等未燃分が増加し燃焼が不安定になる。低NOxかつ燃焼が安定している空燃比が、予蒸発・希薄予混合燃焼作動範囲となる。希薄予混合燃焼を行っているある空燃比から追焚き燃焼を行うと、NOxを増加させることなく空燃比を小さくすることができる(図中▲、△)。

上記の燃焼性能に基づき、負荷に対してパイロット、メイン、追焚きの各燃料系統の制御は、図5

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

のように行われる。着火から低負荷まではパイロット燃料による拡散燃焼運転を行う。希薄予混合燃焼が可能な空燃比まで達すると、メイン燃料を噴射し予蒸発・希薄予混合燃焼による低 NOx 運転を行う。ある負荷から 100%負荷までは、追焚き燃焼による低 NOx 運転を行う。低 NOx 運転時は、保炎のため少量のパイロット燃料を噴射している。

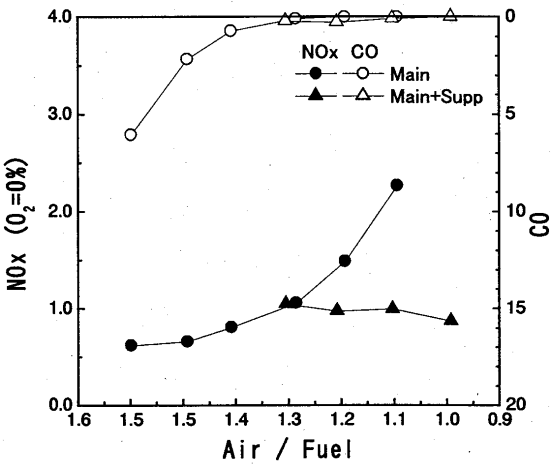


図 4　燃焼器の燃焼特性

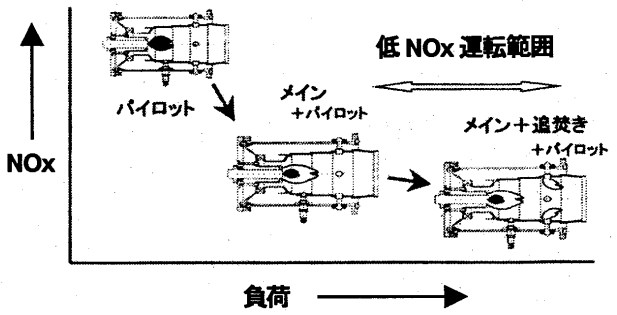


図 5　負荷に対する運転制御

3. 燃焼器単缶燃焼試験

(1)試験装置

要素研究段階において、燃焼器性能の評価は主に燃焼器単缶燃焼試験によって行った。図 6 に試験装置概略を示す。供試燃焼器はプレナム・チャンバーに取り付けられる。圧縮機から供給された圧力 0.29MPa、温度 400℃の空気は、予燃焼器によって 607℃まで昇温され、プレナム・チャンバーを経て燃焼器に流れる。燃料はパイロット、メイン、追焚きの 3 系統がそれぞれ流量調節されて燃焼器に供給される。燃焼器で生成した燃焼ガスは計測ダクトにおいて、NOx、CO 等の排ガス成分、出口温度分布、スモーク等を計測される。スモーク計測にはバッハラッハ・スモークテスターを用いた。また、熱電対によるライナ壁温の計測も行った。

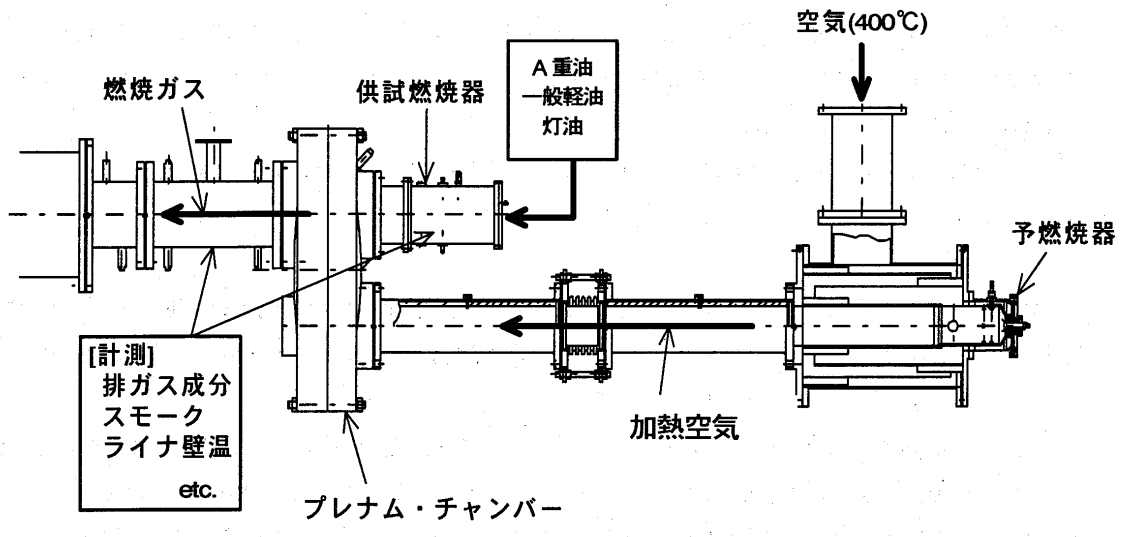


図 6　燃焼試験装置概略

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(2)試験用燃料

標準的なA重油として、10%残炭分が0.24mass%、芳香族分が35vol%の燃料を用いた(AR-1)。燃料性状として10%残炭分、芳香族分に注目し、これらが異なる燃料についても試験を行った。AR-1に対し、10%残炭分を0.36(CCR-2)、0.48mass%(CCR-3)、芳香族分を41.9(AR-2)、49.9vol%(AR-3)と変化させた。また、比較のために灯油、軽油についても試験を行った。表1に各燃料の性状をまとめる。

表2　試験用燃料性状一覧

	A重油						一般軽油	灯油
	AR-1	AR-2	AR-3	CCR-2	CCR-3	JISK2205 1種1号		
芳香族分 [vol%]	35.0	41.9	49.9	35.0	35.0	—	23.3	17.2
10%残炭分 [mass%]	0.24	0.25	0.26	0.36	0.48	0.21～4	0.01	0
動粘度 [cSt. @50℃]	2.75	2.42	2.08	2.78	2.79	～20	2.49	1.03
蒸留終点 [℃]	391.0	384.5	367.5	391.0	392.0	—	366.0	256.5
窒素分 [%]	0.029	0.032	0.036	0.029	0.030	—	0.004	<0.001
図中の記号	●	▲	■	◆	▼	—	▶	◀

(3)燃焼試験結果

(a)NOx、CO

図7に、標準A重油AR-1の燃焼試験から得られたNOx、燃焼効率を示す。図中のプロットは、追焚き燃料によって空燃比を変化させたものである。NOxは目標値(O_2=0%))に対する相対値で示しているが、A重油焚きにおいて目標値をクリアしている。燃焼効率に関しても、目標値99%以上を達成している。

図8は、10%残炭分割合が異なるA重油(AR-1、CCR-2、CCR-3)についてNOx、COの排出特性を比較したものである。NOxはO_2=0%換算値を空燃比55[kg/kg]における灯油焚きの値で相対化している(図9,10も同様)。3種類のA重油のNOx、COはあまり差が無く、燃料中の10%残炭分割合のNOxに対する影響はほとんどみられない。

図9に、芳香族割合が異なるA重油(AR-1、AR-2、AR-3)についてNOx、COの排出特性比較を示す。10%残炭分割合と同様、NOx、COの差は小さく、燃料中の芳香族割合がNOxに与える影響はほとんどみられない。

図10に、灯油と軽油のNOx、COの排出特性比較を示す。灯油と一般軽油の大きな差は、動粘度、蒸留終点である。これらの性状は燃料の微粒化、予蒸発に影響すると考えられるが、灯油と一般軽油のNOx、COの差は小さい。

図8、9におけるA重油と灯油のNOxの差は、燃料中に含まれるN分によるFuel NOxによる差と考えられる。

(b)スモーク

バッハラッハ・スモークテスターによるスモーク計測を行ったが、低NOx運転中はどの燃料においてもスモークはほとんど検出されなかった。希薄予混合燃焼、追焚き燃焼は空気過剰の燃焼であり、スモークは発生しにくいものと考えられる。

しかし、中間負荷で行うパイロット・ノズルによる拡散燃焼運転ではスモークが生じた。20%負荷に相当する条件(拡散燃焼運転)におけるバッハラッハ・スモーク・ナンバーについて、燃料中の10%残炭分、芳香族割合による変化を図11にまとめた。10%残炭分、芳香族のどちらについても、燃料中の割合が増えるにつれスモーク・ナンバーは大きくなる傾向がみられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

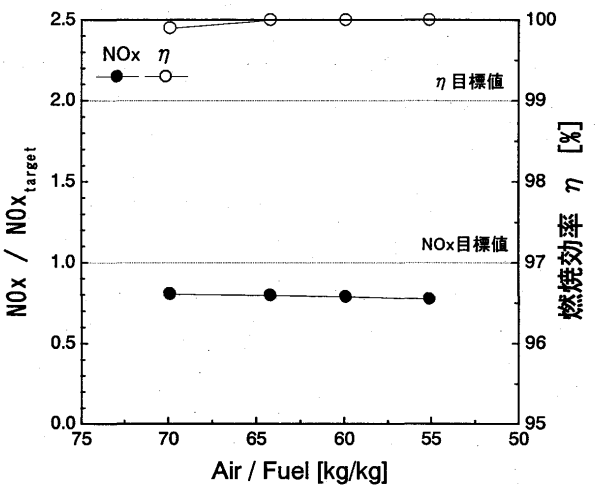


図 7　燃焼試験結果

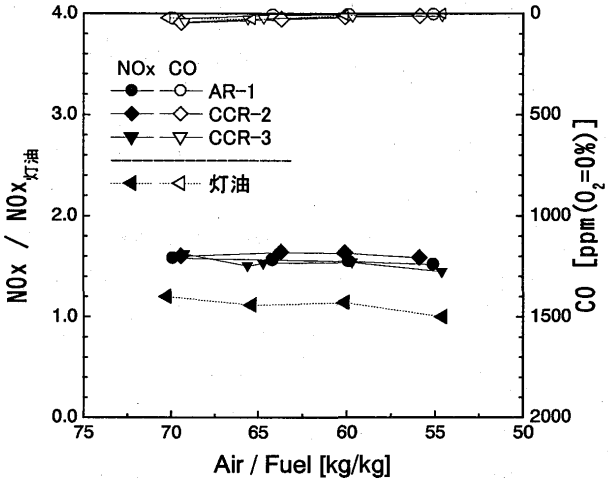


図 8　燃料性状比較(10%残炭分)

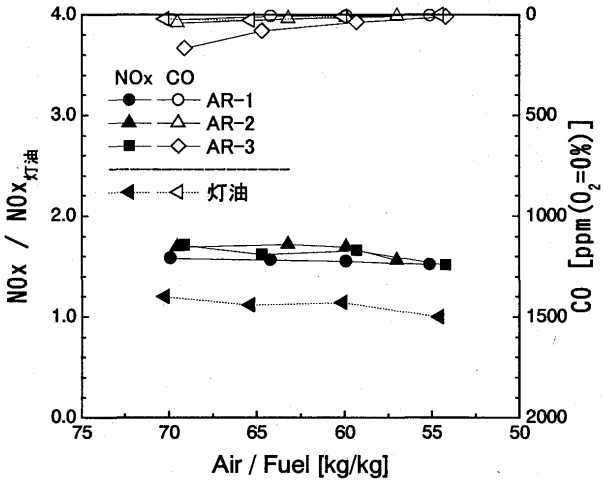


図 9　燃料性状比較(芳香族)

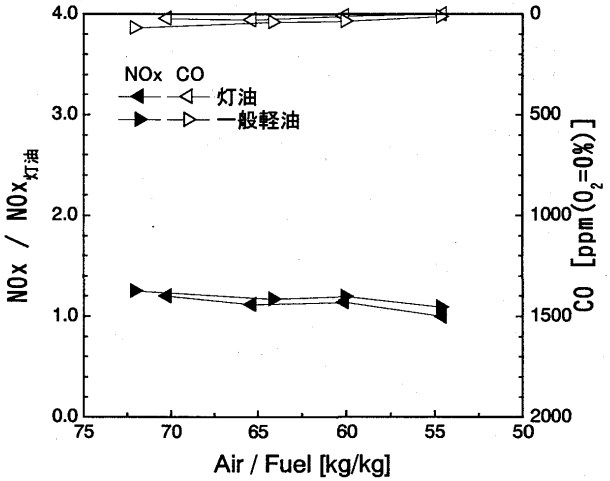


図 10　灯油と一般軽油の比較

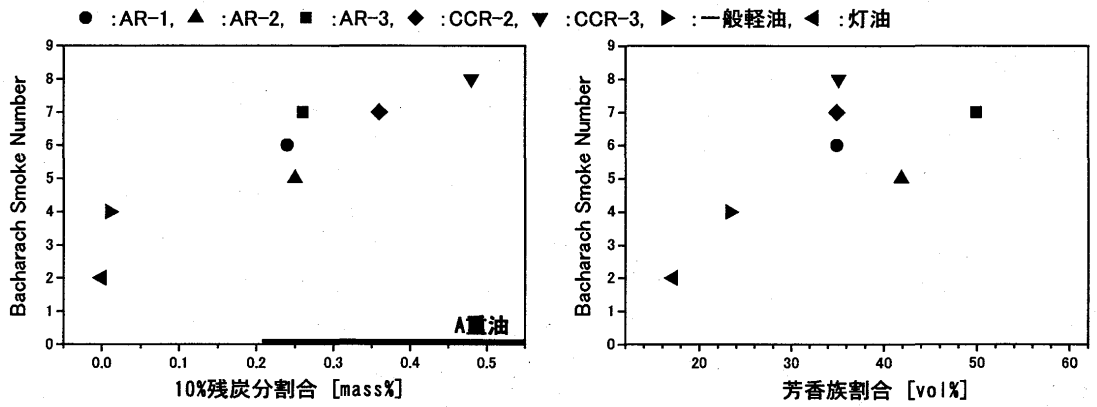


図 11　燃料性状によるスモークの変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(c)ライナ壁温

低 NOx 運転における 2 層目と 5 層目のライナ壁温変化を、図 12 に示す。図中のプロットは、追焚き燃料によって空燃比を変化させたものである。ライナ 1 層目は予混合燃焼領域にあり、追焚き燃料流量による壁温の変化はない。ライナ 5 層目は追焚き燃焼領域にあり、追焚き燃料の増加(空燃比の減少)につれ、壁温が上昇する傾向がみられる。

ライナ 2 層目壁温は、約 750℃と約 650℃の 2 つのグループに分かれている。約 750℃のグループの燃料(AR-3 を除く A 重油)では、燃焼試験中予蒸発・予混合領域出口において輝炎が生じていた。輝炎が生じるのは、メイン燃料ノズルから噴射された燃料液滴が多く予混合部内壁へ衝突し、液膜のまま予蒸発・予混合領域出口へ流れるからである。この現象に大きく影響を与える燃料性状は、燃料微粒化、蒸発に関係する粘性、蒸留終点であると考えられる。

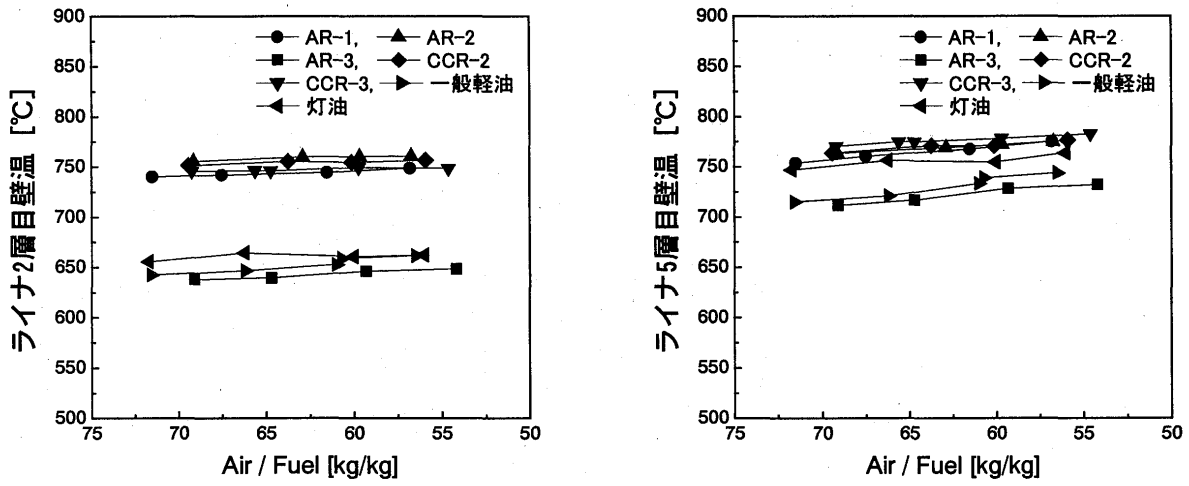


図 12　ライナ壁温の変化

4. まとめ

2,500kW 級次世代舶用ガスタービン SMGT 用 A 重油焚き低 NOx 燃焼器について紹介するとともに、燃焼器単缶燃焼試験結果および燃料性状による燃焼器性能の変化について述べた。要点を以下にまとめる。

1) 本燃焼器は予蒸発・希薄予混合燃焼と追焚き燃焼方式を用いた A 重油焚き低 NOx 燃焼器であり、燃焼器単缶要素燃焼試験において NOx 目標値をクリアした。
2) 性状が異なる A 重油について燃焼試験を行い、燃料性状が燃焼器性能に影響を与えることを確認した。

最後に、本研究開発は、国土交通省、運輸施設整備事業団、日本財団のご指導・ご支援を得て実施したものである。ここに関係各位に深く感謝いたします。

参考文献

[1] 杉本隆雄他、"スーパーマリンガスタービンの要素研究について",
ガスタービン学会誌 Vol.29,No.2,pp.22-27

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－7

航空エンジン用気流微粒化予混合バーナの開発

（大気圧高入口空気温度における火炎安定性・排気特性）

＊武藤　充宏　（法政大工院）
山田　秀志　（航技研）
牧田　光正　（航技研）
林　　茂　（航技研）

1. まえがき

経済的に競争力があり、環境保全の点からも受け入れられる超音速輸送機の実現を目指し、わが国では「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発（ESPR)」がすすめられている。これは新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の研究資金による平成11年度からの5ヵ年間の研究開発プログラムで、その重要課題のひとつが成層圏オゾン層への影響のない低NOx燃焼器技術の確立である。

このプログラムでは、4台で巡航マッハ数2クラス、乗客300人程度の輸送機を推進するターボジェットエンジンが想定されている。巡航時における、NOxの生成に強い影響を与える燃焼器入口温度、出口ガス温度及び圧力は、それぞれ923K、1923K及び1.1MPaである。NOxの排出目標は5EINOxで、このレベルは航空エンジンの場合にはUltra-Low　NOxの範疇に入る。なお、現在実用になっている低NOx燃焼技術を適用した場合には35～40EINOxと推定される。上記のESPRプログラムに先立つHYPRプログラムではターボエンジン燃焼器の入口空気温度は1000K、出口ガス温度は2000Kで、ESPRプログラムのエンジンの温度条件よりも過酷であったが、燃料はメタンであった。ESPRプロジェクトではジェット燃料であるので、予混合気形成がその成否のカギになる。

燃焼器の形態はデュラルアニュラで、外周側にメイン燃焼領域、内周側にパイロット燃焼領域が配置され、燃焼器ライナにはCMCが使用される、計画ではこの燃焼器はHYPRで製作されたエンジンに装着して試験運転に供されることになっているため、その寸法及び形状の制約が大きい。

航空宇宙技術研究所ではパイロットバーナについてはすでに基本形態を決定し、現在、川崎重工業と協力のもと、メインバーナの形態の選定に向けた試験を進めている。コーン状センターボデーを備えたシングルチューブプレミキサーについては高圧の試験が終了し、現在第2形態のセンターボデー無しプレミキサーについての試験を行っている.その高圧試験に先立って行った大気圧における逆火を含めた火炎の安定性及び排気特性試験の結果を報告する。

2. メインバーナ用燃料噴射ノズル

図1に実圧実温排気評価試験に使用する燃焼器模型の概略図を示す。これは技術実証エンジンのデュアルアニュラ燃焼器の1/24シングルセクタに対応する。メイン燃料ノズルとパイロット燃料ノズルは共通のステイに取り付けられており、燃焼器ライナ及びPremixer

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

Tube に脱着できる構造になっている。

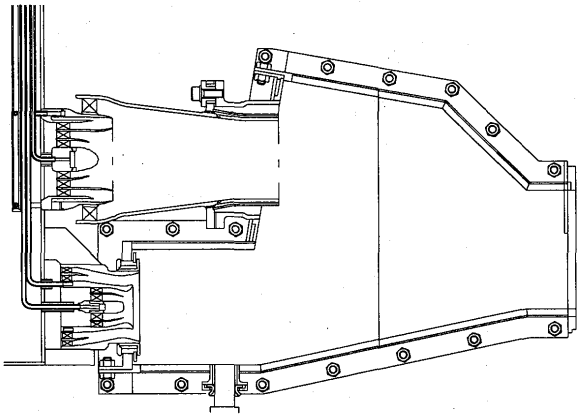


図 1　シングルセクタ用燃焼器の概略図

現在、航空輸送エンジン用燃焼器を開発するにあたって希薄予混合予蒸発(Lean Premix Prevaporized)燃焼器の開発を行っている。この希薄予混合燃焼（以下 LPP）は、理想的には噴霧した燃料を完全に蒸発、空気と混合して均質な予混合気にして燃焼する方法であり、これにより通常の噴霧燃焼に比べて希薄側で燃焼時間を短縮、火炎温度を下げることで Thermal NOx を低減することができる。このことから LPP 燃焼は、航空用ガスタービンや液体燃料焚き産業用ガスタービンの超低 NOx 燃焼法として期待されている。しかし、燃料を完全に蒸発、空気と均一に混合するために混合蒸発時間を長くとると、燃焼器内で火炎あるいは火花などの点火源なしに可燃性混合気に化学反応が起きてしまい自発的な点火を引き起こす可能性がある。また、燃料を蒸発させるために入口温度を高くすると火炎が燃焼領域から上流に伝播してしまう現象である逆火が起こりやすくなり燃焼器の破損などにつながる。それを防ぐ方法としてひとつに微粒化の促進が挙げられる。微粒化を向上させ、自発点火までの遅れ時間よりも蒸発時間を短くできれば、LPP 燃焼を実用化しその利点を最大限に発揮することができる。

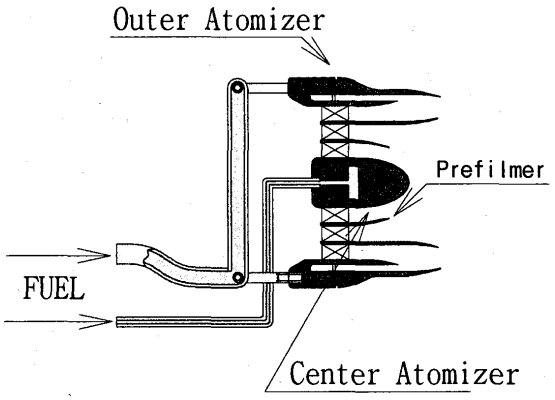


図 2　気流微粒化燃料ノズル

図 2 に、今回使用した気流微粒化燃料ノズルを示す。このノズルには Center Atomize と Outer Atomizer があり、この両方から 燃料を噴霧するようになっている。次に微粒化方式について説明すると Outer Atomizer はスリットから液膜を生成し、内側，外側の旋回流によって微粒化される。Center Atomizer では計 8 個の穴から Prefilmer に向かって燃料が噴射され、そこで液膜が形成され上流より流れてくる旋回流によって微粒化されるようになっている。図 3 は、Center Atomizer 、Outer Atomizer それぞれの噴霧の SMD（ザウター平均粒径）と差圧の関係を示したグラフである。燃料は、灯油を使用した。東日コンピュータアプリケイションズ製のレーザ回折粒径測定装置（LDSA - 1400 型）により燃料噴射孔からほぼ 100mm の距離でレーザービームが噴霧の中心を通るように測定している。また、噴霧がシースのところでも変化がなかった。Outer Atomizer は差圧 1%では測定の際、粒径のピークが複数回来てしまったため非常に大きな値となってしまったが、2～4%は正常な値である。ΔP =2～4%では SMD = 15～30 μm と小さく、SMD $\propto \Delta P^{-n}$ より圧力指数を求めると n =0.85 ～

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

1.09 の範囲である。この範囲は差圧 1%を含む場合 n が大きい値をとるので 2%～4%の範囲である。Center Atomizer においては SMD = 5～15 μm と非常に小さい。また、圧力指数は n＝0.55 ～0.74 の範囲となっている。これを見ると Outer Atomizer と Center Atomizer のそれぞれの最小 SMD では約 3 倍の値になっている事がわかる。従来の液膜式気流微粒化噴射ノズルの SMD 実験式では n=0.5～0.6 となっているのに対して Center Atomizer ではほぼ同じ値を取っており[1]、これから考えても十分細かいことが分かる。

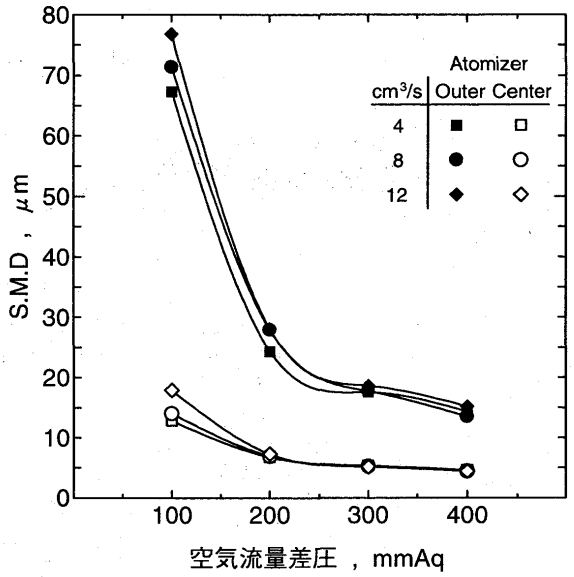


図 3　SMD と差圧の関係

3. 実験装置および方法

図 4 は実験装置のフローチャートである。ターボブロアより送り出された燃焼用空気は電気ヒータによって加熱され、燃焼器に供給される。燃料には灯油を用い、Outer Atomizer と Center Atomizer の個々に燃料ボンベを設置した。燃料は N_2 ガスにより圧送されピストン式流量計を通り、微調整バルブによってその流量を制御している。燃料流量をはじめ、空気流量やバーナの入口温度は、モニターに写る火炎の状態やディスプレイに表示される各種の数値を見ながらコントロールパネルで一括にして操作できるようになっている。

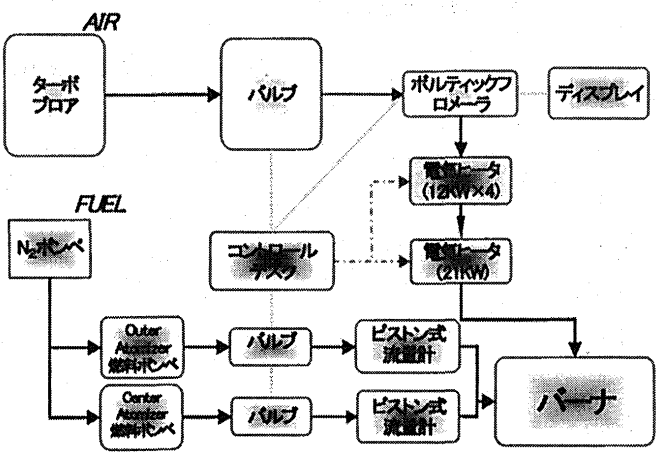


図4 実験装置のフローチャート

実験に用いた燃焼器の概略を図 5 に示す。燃焼筒は全長 230mm、内径 105mm、厚さ 8mm のセラミック管で、出口に内径 80mm の絞りが設けてある。燃焼筒の外周部に熱損失を小さくするために断熱層が設けてある。

表 1 実験条件

	Tin , K	⊿P/P , %
Outer Atomizer only	650	2,3,4
	800	3
Center Atomizer only	650	2,3,4
	785	3
Both	650	3
	790	3

表 1 に実験条件を示す。ヒータの性能の上限により 800K 付近での測定を行った。燃焼ガスは、十字型の温水冷却サンプリングプローブ（32 孔の集合プローブ）をもちいて、ライナード

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

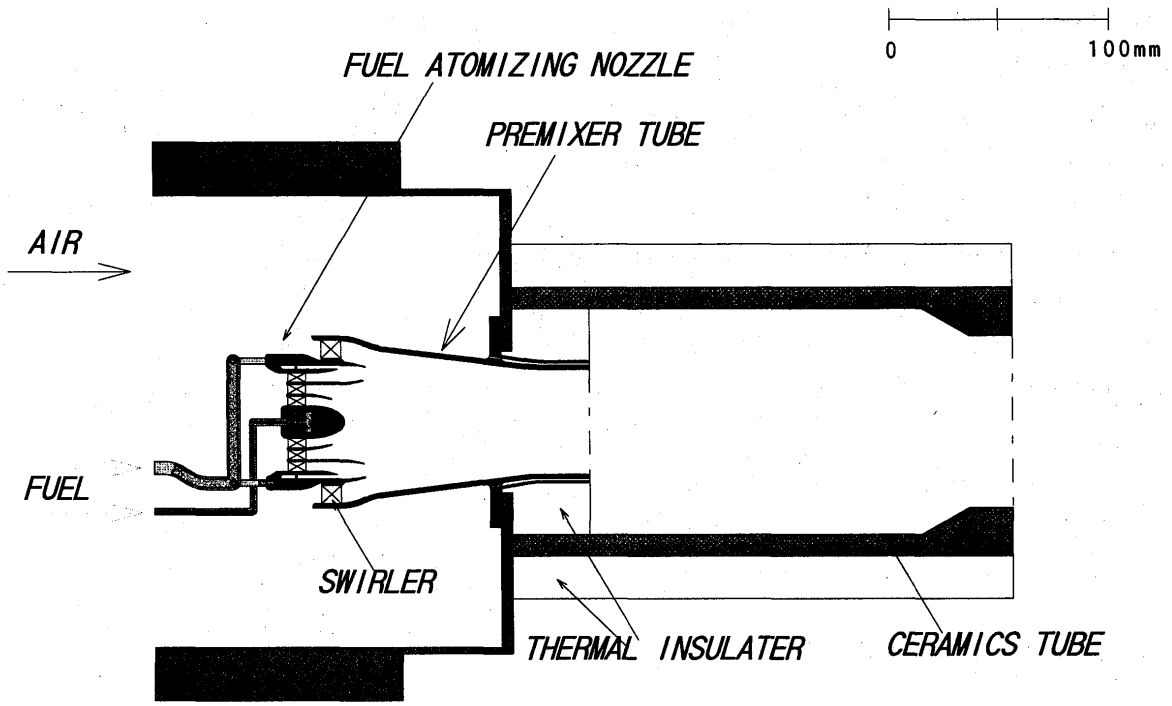


図5　実験に使用した燃焼器

ームから200mm下流で採取し、NO、NOx、THC、CO、CO_2、O_2のそれぞれの濃度を測定した。また、ガス分析計はNOおよびNOxは化学発光法、THCは水素イオン化検出法、CO及びCO_2は非分散型赤外線分析法、O_2は磁気圧力法で各濃度を計測している。当量比ϕ、NOx排出指数EINOx、燃焼効率はガス分析の結果をもとに算出した。空気流量と燃料流量より求めた当量比はガス分析より求めた当量比より約6%大きい値を示した。ここでのグラフはガス分析当量比を使用している。

4. 実験結果および考察

4.1 NOxの排出特性

Outer Atomizer、Center Atomizer単独の時、両方を噴霧した時のいずれの実験条件にわたっても逆火は起こらなかった。

図6,7はそれぞれOuter AtomizerまたはCenter Atomizerからのみ燃料を噴霧したときの当量比に対するNOx排出指数EINOxおよび燃焼効率の関係を示す。

図6を見ると、650Kの時⊿P＝3%と4%ではEINOxの変化は少ないが2%とその他を比べると非常に大きい。これは図2で示したグラフよりOuter Atomizerでは2%のときの粒径が3%と

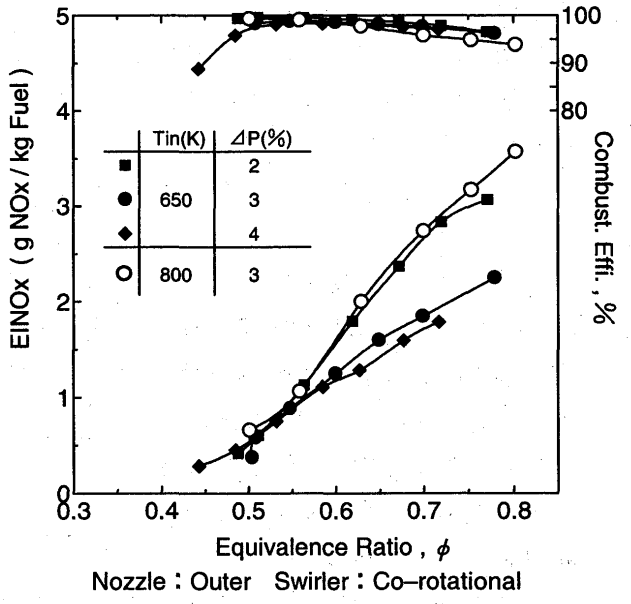


図6　NOx排出特性と燃焼効率(Outer)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4%のときにくらべ大きく、それにより蒸発時間が長くなってしまったためである。また、800Kの時は650Kの同じ⊿Pの場合と比べると非常にEINOxが大きくなっている。650Kで⊿P＝2%の場合と近い値を示している。このことからも微粒化性能の重要性が分かる。また、燃焼効率を見ると当量比0.6がピークでそれ以上では降下しているがこれはOuter Atomizerの構造によりPremixer Tubeの中心部よりも外側が燃料の濃くなった状態になり酸素が不足しているのでCO及びCO_2が増えているためと考えられる。当量比に対するEINOxの増加にも上記した現象が関わり、直線的な増加を示している。この現象は高圧下で試験を行う際には空気密度が大きくなり微粒化も進むため緩和されるはずである。

次に図7を見ると差圧に対する粒径への影響が少ないため顕著には表れていないが、差圧の変化に対しOuter Atomizerと同様に2%の場合は3%と4%にくらべてEINOxの変化は大きくなっている。燃焼効率を見ると、650Kの時は当量比0.6までは低くなっている。これは燃料を中心部より噴霧しているため外側では非常に希薄になっているためと考えられる。また、当量比に対するEINOxの増加は希薄燃焼によく見られる当量比の高いところほど急激な増加を示している。

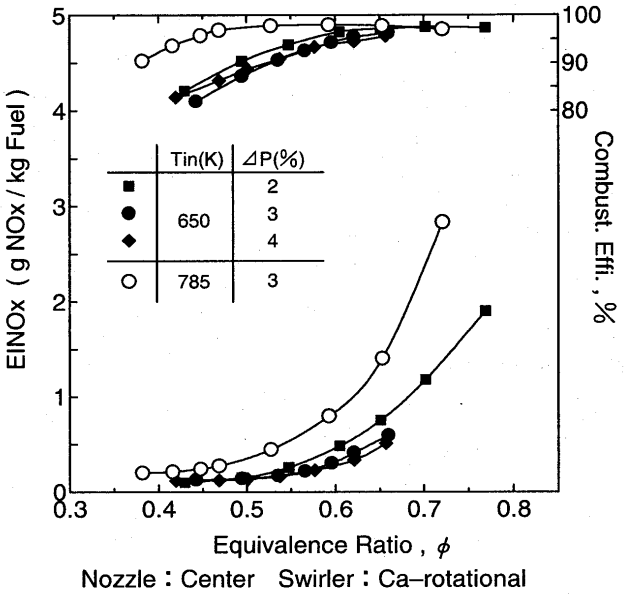


図7　NOx排出特性と燃焼効率(Center)

次にOuter AtomizerとCenter Atomizerを様々な流量割合で噴霧し、Tin=800K、⊿P＝3%で燃焼実験を行った。図8を見ると、Tin＝650K及び800Kどちらにおいても EINOxはほとんどの

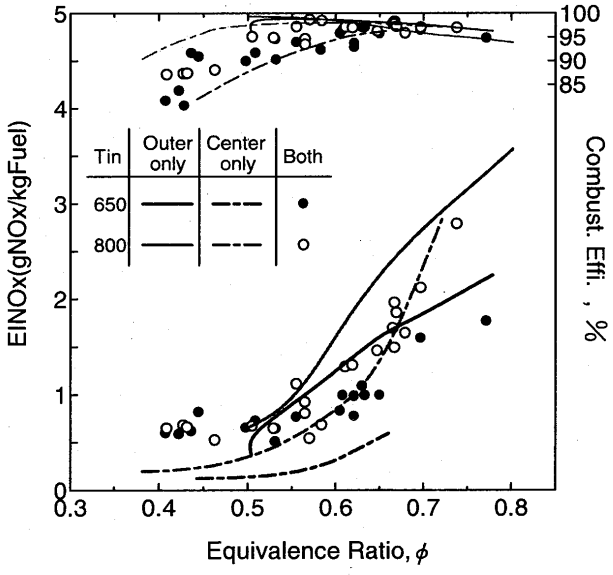


図8　NOx排出特性と燃焼効率(Both)

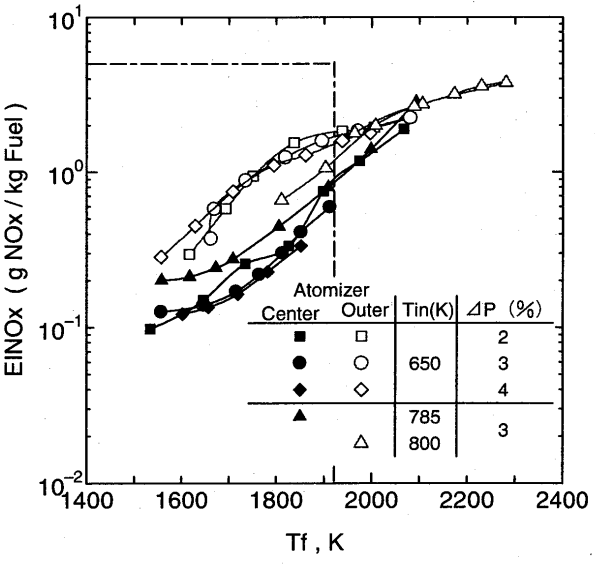


図9　EINOxと断熱火炎温度Tfの関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

点が Outer only と Center only の間の範囲に入っていおり、Outer Atomizer と Center Atomizer 単独で噴霧したときよりも燃焼効率を上げながら当量比のより低いところで燃やすことができた。燃焼効率において当量比 0.6 以下は Outer only と Center only の中間に入っているが、0.6 以上になるとほとんど変わらない値を示している。

図 9 に EINOx と断熱火炎温度 Tf の関係を示す。この図 8 では Outer Atomizer では燃焼器入口温度が高い方が EINOx において低い値を示している。また、燃焼ガス温度の目標値 1923K では EINOx が 1 付近に集まっている。

5. まとめ

(1) 実験で使用したメインバーナは計測した全ての実験条件にわたって逆火しなかった。

(2) 気流微粒化燃料ノズルは Outer Atomizer と Center Atomizer はともに微粒化に優れ、Center Atomizer においては 5μm と非常に小さく、実験結果からも燃料の微粒化が NOx 低減に非常に有効であることが分かった。

(3) 出口ガス温度 1923K では Outer Atomizer と Center Atomizer の双方が 1 EINOx 付近であった。

6. 参考文献

1) Arthur. W. Lefebvre : GAS TURBINE COMBYSTION p.350

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－8

既燃ガス自己循環型バーナの排出特性

＊市原　正臣(法政大学工院)
大久保　厚　(法政大学工)
今野　陽　(法政大学工)
林　茂　(航技研)
山田　秀志　(航技研)

1. まえがき

燃焼によって排出される窒素酸化物(NOx)は、大気汚染防止の観点からその排出が規制されている。ガスタービンについては航空機を対象としたICAOにおける基準や、定置用ガスタービンを対象とした大気汚染防止法による基準及び総量規制地域自治体によるより厳しい基準が設けられている。Thermal NOx の抑制に効果的な希薄予混合燃焼は、これまでの研究開発が実を結び、天然ガス燃焼ガスタービンでは大きな効果をあげている。ガスタービンの作動温度および圧力の上昇は、燃費やコストの削減につながるので、経済原則に沿って今後も続くとみられるが、CO_2の排出削減の観点から積極的に進めなければならない。そのような状況においても一層の排出低減が要求される。

より高い燃焼ガスの温度が要求され、当量比が1に近づくにつれ予混合燃焼によるNOx抑制効果が急に小さくなり、当量比が0.7から0.8を超えると予混合燃焼の方が非予混合燃焼よりもNOx排出が多いということを認識しておく必要がある。そのような場合、滞留時間の短縮がひとつの抑制方法となるが、それ以外にNOx生成の素反応過程を変化させてしまうことが考えられる。既燃ガスを予混合気に混合すると、O_2、CO_2、H_2Oの濃度がかなり変化するのに加え、ラジカルも含まれているので、反応域でのNOx生成に関与するラジカルの濃度にも変化がおきるはずである。この研究では、燃焼器内における旋回流れを利用して既燃ガスを予混合気に混合することによって、NOx生成がどのように変化するか、また、燃焼効率はどのような影響を受けるか調べた。

2. 既燃ガス自己循環型バーナ

2.1 既燃ガス自己循環型バーナの構造

実験に使用した燃焼器の概要を図1に示す。この燃焼器のバーナの特徴は、燃焼室の既燃ガスを未燃予混合気に混入するための通路を中心軸上に形成する循環流ガイドが、スワーラと燃焼室入口との間に設けられていることである。この循環流ガイドは、燃料噴射器端部先端から軸方向に延びた4本の棒により支持され、燃料噴射器端部との間に既燃ガスが環状通路に流入する隙間（スリット）が形成される。バーナに供給される均質な予混合気はスワーラにより旋回が与えられ、循環流ガイドとダクトで形成される環状通路に入る。バーナ内の火炎は循環流ガイドの下流側端部近傍に保炎され、その既燃ガスの一部が循環流ガイドの内側を通りスリットを経て環状通路の未燃混合気と混合する。

この研究では、既燃ガスの誘引量を変える目的で、スリットよりも上流の通路及びスワーラの形態が異なる4通りのバーナについて試験し、それらを図2に示す。

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

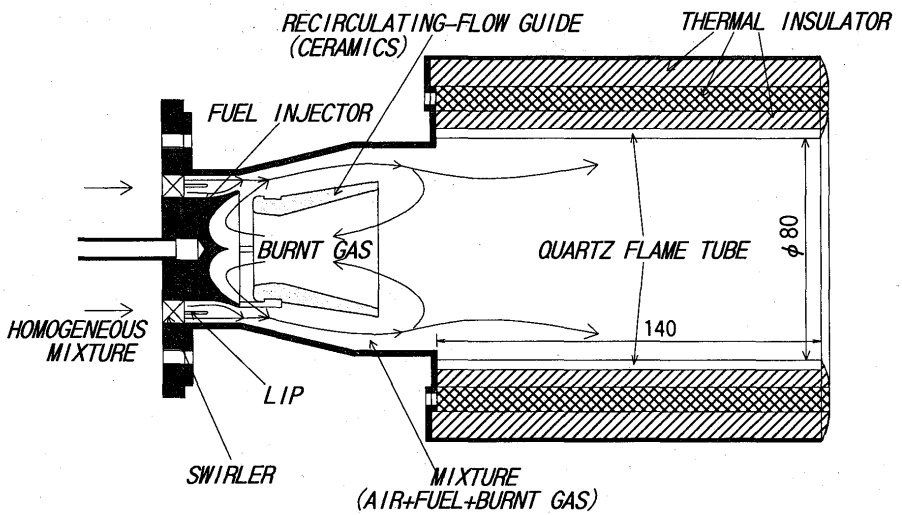


図 1 既燃ガス自己循環型バーナと燃焼筒

MODEL	Ⅰ		Ⅱ	Ⅲ
Type	1	4		
スワーラ羽角度	45°	45°	65°	45°
スワーラ羽枚数	24		8	16
スワール数	0.855	0.855	1.833	0.831
変更事項	標準状態	燃料噴射器先端にリングを付け、リップとダクトの間をブロックし燃料噴射器先端での流速をあげた	燃料噴射器にリングを付けスワーラを変更し旋回の強さ増大	既燃ガスがダクトの外周側で未燃混合気と混ざるようなスワーラに変更

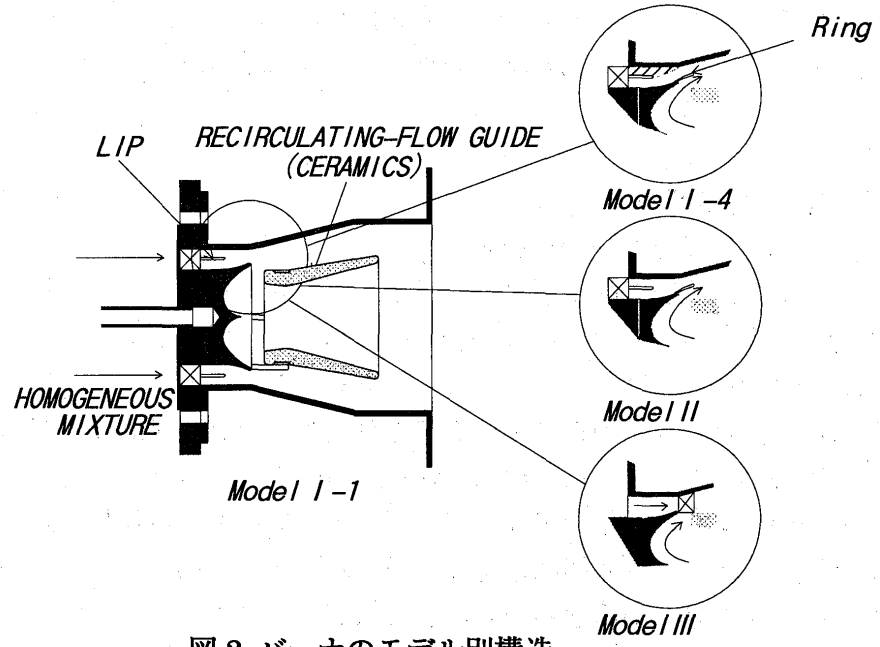


図 2 バーナのモデル別構造

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2.2 EGR と既燃ガス自己循環との違い

既燃ガスを NOx 低減に利用する方法としては、ディーゼルエンジンや一部の工業炉などに用いられている EGR(Exhaust Gas Recirculation)が知られている。この場合にも不活性ガスによる希釈効果もあるが、既燃ガスは温度が下がった状態で混合されているので、NOx 抑制効果の大部分はピーク燃焼ガス温度の抑制によると考えられる。これに対して、この既燃ガス自己循環型バーナでは燃焼室内において温度を下げることなく既燃ガスを混合気に混入するので、顕著な NOx 抑制効果が認められれば、それは反応過程の変化による抑制といえる。

3. 実験装置

図 3 は本実験で使用した実験装置のフローチャートである。燃焼用空気はブロアから送り出され電気ヒータによって加熱される。燃料にはメタンを用い、スワーラよりも上流部にあるスタティックミキサによって燃焼用空気と均質に混ぜられ、バーナに供給される。

燃料流量、空気流量、燃焼器入口温度は、モニターに映る火炎の状態や、ディスプレイに表示される各種の数値を見ながらコントロールディスクでして操作できるようになっている。

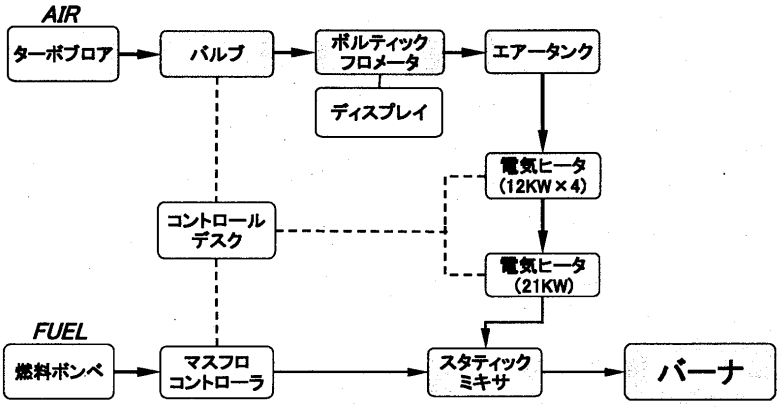


図3 実験装置フローチャート

4. 実験方法

燃焼排気特性試験では循環の有無による影響を調べるため、それぞれのモデルの循環流ガイド内側に断熱材を詰め、既燃ガスが循環しないようにした非循環型(Non Recirculation)でも実験を行った。実験条件はスワーラ出口断面平均流速 Us=21.7 m/s、燃焼器入口空気温度 Tcin＝200℃である。この平均流速は、空気の体積流量をスワーラ軸方向断面積で割ったものである。排出ガスは、十字型温水冷却式サンプリングプローブ(計 32 孔の集合プローブ)を使用し、燃焼室上流端より 140mm 下流の断面で採取した。使用した分析計では、NO および NOx は化学発光法、THC は水素炎イオン化検出法、CO 及び CO_2 は非分散型赤外線分析法、O_2 は磁気圧力法で検出される。分析ガス組成から排出指数(Emission Index)[g/kg fuel]、15%O_2 換算濃度[ppm]、燃焼効率(Combustion Efficiency)[%]、当量比(ϕ_g)を算出した。空気と燃料の質量流量の計測値から計算した当量比(設定当量比：ϕ_m)とガス分析による当量比 ϕ_g との差は ϕ_m＝0.6 で−3.56～1.83%、ϕ_m＝0.75 で−1.9～4%であった。

5. 実験結果

5.1 既燃ガスの混合率

未燃混合気中での既燃ガスの混合率を調べるため、ダクトの側面にあけた穴から単孔プローブ(外径 2mm)を挿入し、半径方向にトラバースすることにより通路内の CO_2 濃度分布を測定した。混合の程度を表すために次式による局所混合率 α(%)を導入した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

α=(混合気中の CO_2 濃度÷既燃ガス中の CO_2 濃度)×100 (%)

図 4 は環状通路における混合率の半径方向変化を示したものである。この図から、既燃ガスが未燃混合気に混入していることは明らかである。環状通路の内周側では既燃ガスの混合率が 50%近くまで達しているのに対して、環状通路の外周側ではほとんど既燃ガスが混入していない。これは内周側に密度の小さい既燃ガスが、外周側には密度の大きい未燃混合気が存在するため、それらの混合が促進されないことが原因である。モデルⅢは特殊なスワーラにより半径方向の分布の一様化を狙ったものであるが、測定は行っていない。図 3 の結果をもとに、環状部の流速分布が一様として全体での混合率を推定すると、スワーラ出口断面平均流速 21.7 m/s で 21.8%、32.6 m/s で 25.6%、43.4 m/s で 29.2%となり平均流速が速いほど増加している。

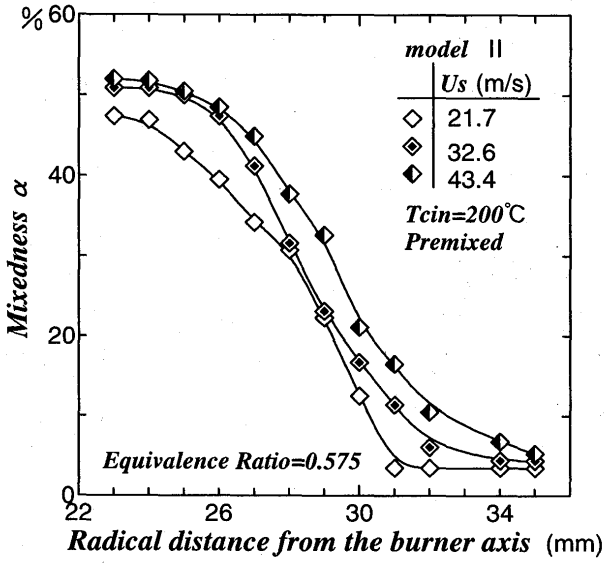


図 4 バーナ軸からの半径距離と混合率の関係

5.2 排気特性試験

排気特性試験の結果を図 5, 6, 7 に示す。

図 5 は分析結果から算出された分析当量比に対する NOx と燃焼効率の依存性示すグラフである。燃焼効率に関しては、モデルにより差はあるものの、既燃ガスの循環により希薄側の燃焼効率は改善され、火炎限界が広がっている。一方、NOx についてみると、モデルⅠ-4 は循環型と非循環型との差が小さいが (10%以下)、他のモデルでは循環型の方が NOx 濃度は当量比全範囲において高いことがわかる。循環型と非循環型の NOx 濃度の比は当量比が大きくなると減少する。NOx 排出がもっとも増加したモデルⅡの場合、$\phi_g \fallingdotseq 0.6$ で約 60%、$\phi_g \fallingdotseq 0.7$ で約 30%である。

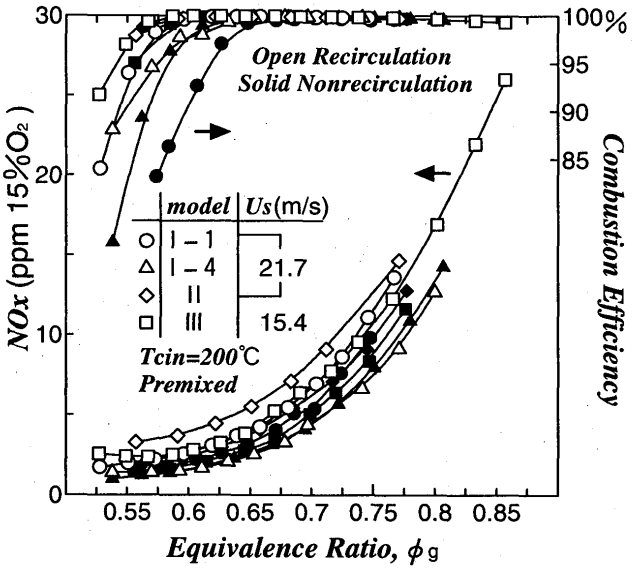


図 5 当量比に対する NOx と燃焼効率

図 6 は燃焼効率と NOx 濃度との関係を示す。希薄側での既燃ガス循環による NOx 増大の一部は、燃焼効率の改善によるものであるが、燃焼効率が 100%付近でも増大が見られることから、既燃ガスの循環が NOx の排出を増加させているといえる。

既燃ガス中に噴射した希薄予混合気の反応による NOx の生成を調べた研究[1]によると、既燃ガスの当量比よりもさらに希薄な予混合気を噴射すると NOx の抑制効果が認められるが、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

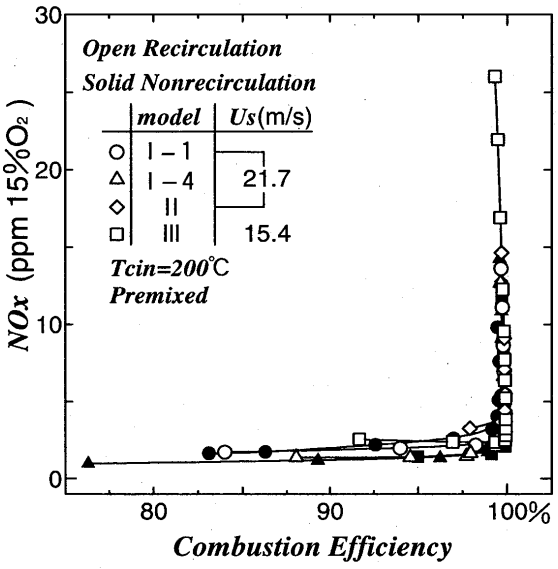


図 6 燃焼効率と NOx の関係

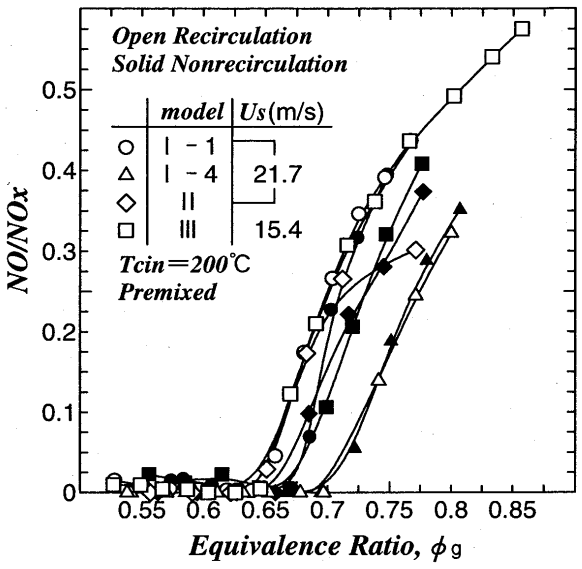


図 7 各当量比での NOx 中の NO の割合

ほぼ既燃ガスの当量比に近づくと抑制効果が見られないという。本研究では、既燃ガスと既燃ガスが同一の当量比であることを考えると、これらの結果には共通点がある。

図 7 は各分析当量比における NOx に含まれる NO の割合を示したグラフである。サンプリングプローブ内の NO が NO_2 の問題があるが、循環型と非循環型で EINOx の変化がもっとも小さかったモデルⅠ－4 ではほとんど一致していること、他のモデルでは循環型の方が NO そのものの増加がみられる。

6. 結論

この研究の主な結果は次のとおりである。

1) 旋回流よって生じる燃焼器内の圧力分布を利用して既燃ガスを上流側に引き戻し、未燃混合気に混入させることができた。

2) 既燃ガスの混合率が２０％程度で、未燃混合気と既燃混合気と混合が一様でないという条件状態での既燃ガスの混合の燃焼効率及び NO x 排出への影響は以下のとおりである。

・燃焼効率が低下するような希薄側では、モデルにより差はあるものの、既燃ガスの混入で燃焼効率の改善が見られ、希薄側まで火炎限界が広がった。

・既燃ガスの混入は NOx の生成を促進させたが、当量比が大きくなると、循環型と非循環型のその差が小さくなった。

参考文献

1) Hayashi. S., and Yamada. H.: NOx Emissions in Combustion of Lean Premixed Mixtures Injected into Hot Burned Gas, *Proc.Combustion Institute*, 28: 2443-2449 (2000)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－9

希薄予混合方式燃焼器のNOx排出特性における メタンガスと13Aガスの相異

＊ 下平一雄　黒澤要治　鈴木和雄（航空宇宙技術研究所）
若林　努　守家浩二　伊藤誠一（大阪ガス株式会社）

1. はじめに

ガスタービン燃焼器から排出される窒素酸化物(NOx)の低減は環境保全面から重要な課題である。天然ガスを燃料とした産業用ガスタービンの燃焼器では、希薄予混合燃焼方式が広く採用され低NOx化されている。希薄予混合燃焼方式は、安定燃焼範囲が狭いため、保炎のためのパイロットバーナを設け火炎を安定させるか、メインバーナを小さく複数個にすることにより出力に応じ燃焼するバーナの数を増減している。しかし、前者の場合低ＮＯｘ化には限界があり、後者の場合早い負荷変動には追随できず不安定燃焼を生じることがある。また、バーナを複数個にすることは、バーナの数だけ燃料供給ラインとその制御が必要となり、コストの面で問題がある。

これまでに、流体素子構造と呼称する燃料ノズルと保炎部を組み込んだ、１つの燃料供給ラインで広い作動条件において安定でかつ低ＮＯｘとなる燃焼方式を考案し、ガスタービン燃焼器に適用して高圧燃焼試験により、その性能を確認し報告してきた。[1)2)3)]

ガスタービンに供給される天然ガスと呼ばれる燃料ガスには、日本国内で産出するもの、輸入された液化天然ガスをガス化したもの、ガス供給会社から熱量調整をされたもの等がありそれぞれ発熱量、比重量に違いがある。本研究ではメタンガスと13Aガスを用いて流体素子構造の燃焼器で８気圧までの燃焼試験を行い、燃料の違いがＮＯｘの排出を含めた燃焼性能に与える影響について報告する。

2. 燃料供給方式

考案した流体素子構造の燃料供給概念を図１に示す。燃料供給部は，低NOx化を目的とした希薄予混合で燃焼するメイン部と，燃焼安定化のため低負荷時に拡散燃焼に近い状態で燃焼し、高負荷時には予混合燃焼となってNOxを低減するパイロット部の２つから成り,燃料供給は１系統である。燃料ノズルの噴射孔（A 孔）と対向位置にメイン部に燃料を通す孔（B 孔）が設けてあり，この 2 連の孔を通ってメイン部に燃料が供給される。この間のスリットにはパイロット部へ供給されるパイロット空気の一部が流れるようになっており，この空気流を貫きB孔に流入した分の燃料がメイン部へ到達し，希薄予混合で燃焼することになる。B 孔に流入できない分は，パイロット部へ導かれる。

低負荷時には燃料流速が小さいため，投入燃料の大部分がスリット部の空気流を貫くことができずパイロット部に流れ込み，燃料を絞った時の火炎の保持が確実にできる。逆に高負荷時にはA孔を出た燃料の流速が大きいため，投入燃料の大部分がスリット部の空気流を貫くことができB孔を通りメイン部にも供給される。対象としている産業用ガスタービンの燃焼条件では，メイン側への燃料分配が最も多い定格時においてもメイン部を希薄にでき低NOx化が可能である。

以上のように，考案した燃料供給方式では，１系統の燃料供給でも，高負荷での低NOx化と低負荷での燃焼安定化を両立させることができる。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

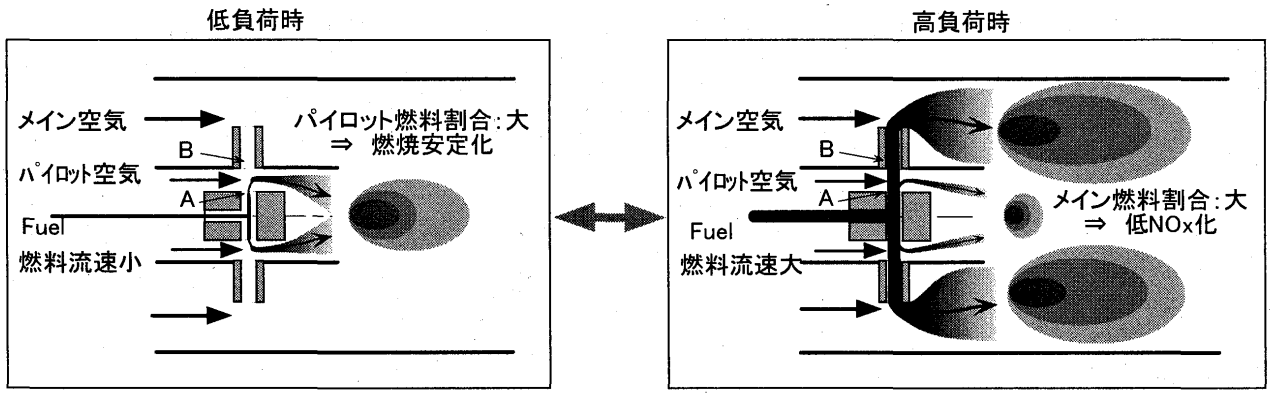


図１ 燃料供給の概念図

3. 供試燃焼器と試験条件

３－１　供試燃焼器

供試燃焼器の概略構造を図２に示す。6 缶構成のカンニュラ型燃焼器（4,000kW）の１缶分を対象とした。上流側から，燃料供給部，ライナ部（長さ約 350mmm　直径約 140mm），尾筒となっている。尾筒後端には、5 点式櫛形 JIS R 熱電対１０本を取付、計 50 点の燃焼器出口温度平均と温度分布を求めた。その後流の水冷ガス採取管から排気ガスを採取連続分析し、NOx 濃度、燃焼効率などを求めた。　また、メイン混合気の混合流路にもガス採取点を設け、メイン混合気の濃度を求めた。

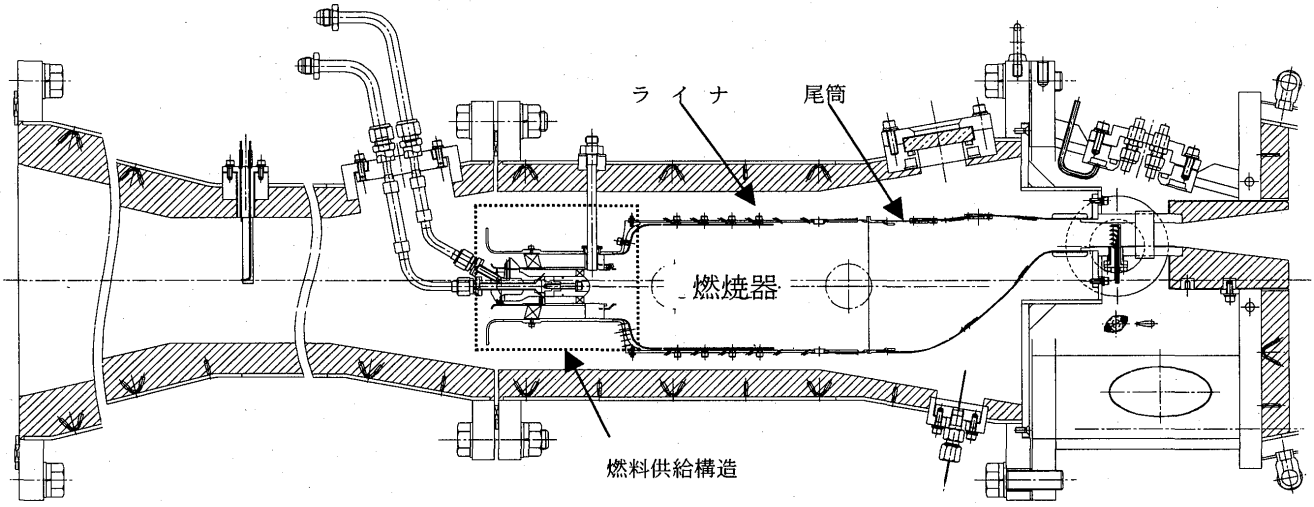


図2 供試燃焼器と燃焼試験用ケーシングの断面図

３－２　試験条件

入口空気圧力(PIa)　１．５～８atm　　入口空気温度(TIa)　３５０℃

燃焼器断面風速(UL)　　２４m/s

当量比(E.R)　　０．１～０．３（燃焼器出口平均温度　１０００℃まで）

燃焼試験は、13A ガスで燃焼効率が高く、かつ窒素酸化物排出濃度が一番低くなるように調整した燃焼器に、メタンガスを投入して燃焼試験を行いその性能差を求めた。

３－３　燃料ガス

本試験に用いた燃料ガスは、千葉県茂原で産出する天然ガスをカードルに充填したもの（メタンガスと呼称し CH4 と略す）とガス供給会社で熱量調整された 13A ガスをカードルに充填したもの（13A ガスと呼称し 13A と略す）の２種とした。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

メタンガスと13Aガスの組成とその性状を表１に示す。図３に、空気圧力８気圧、空気温度３５０℃、燃料温度２５℃における当量比(E.R)に対するCH4と13Aの断熱火炎温度(Tad ℃)を示す。その温度差は少なく、当量比　E.R=1.0で13AがCH4より１５℃ほど高い。

	メタンガス	13Aガス
組成	メタン　９９％ 以上	メタン　８８％ エタン　６％ プロパン　３％ ブタン　３％
比重量 (Kg/Nm^3)	０．７２	０．８４
総発熱量 (MJ/Kg) (MJ/Nm^3)	 ５５．４６ ３９．９３	 ５４．８２ ４６．０５

表１　メタンガスと13Aガスの性状

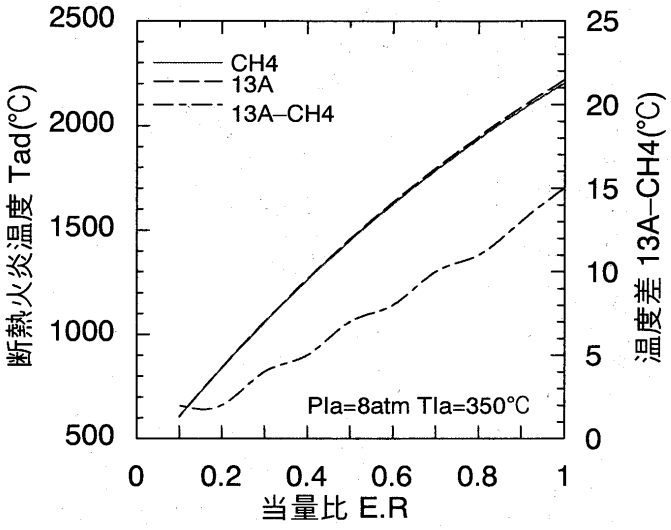


図3　断熱火炎温度の燃料による違い

4. 試験結果と考察

図４に排気ガス分析による燃焼効率(CEg %)の燃料による変化を、図５には窒素酸化物排出濃度(NOx ppm)の燃料による変化を燃焼器入口空気圧力Pla=1.5と8atmについて示す。Pla=8atmの時CH4は13Aに比べ、全ての当量比範囲で燃焼効率が低く特にER=0.2付近では１５％程低く、当量比が上昇したER=0.28でも２％程低くなっている。このためNOx排出濃度も13Aに比べ低くなっている。特に、当量比が上昇したER=0.28でもその差は大きく5～6ppm低くなっている。

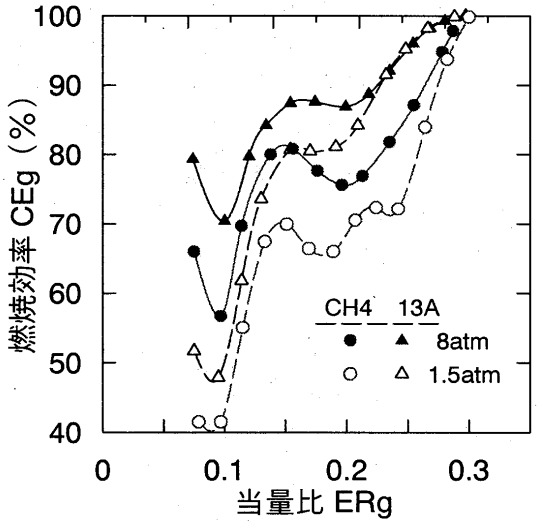


図４　燃焼効率の燃料による変化

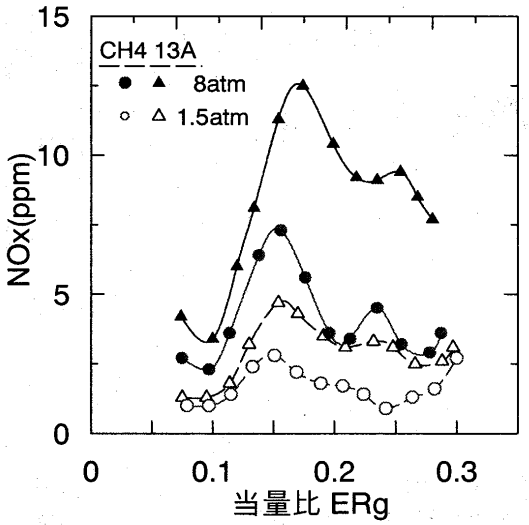


図５ 窒素酸化物排出濃度の燃料による変化

Pla=1.5atmでは、当量比が低いときCH4、13AともにPla=8atmに比べ燃焼効率が低いが、ERg=0.3まで当量比が上昇すると燃焼効率CEg=100%近くに達し、CH4と13AのNOx排出濃度も近い値となっている。これは、図６に示す燃焼器出口平均温度(Teav ℃)の燃料による変化から、Pla=1.5atmではPla=8atmに比べ輻射などの熱損失によって、燃焼器出口温度が上がらず、Pla=8atmに比べ

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

より高い当量比 ERg=0.3 まで試験ができたため、燃焼効率が CEg=100%近くに上昇し、CH4 と 13A の NOx 排出濃度も共に上昇し近い値となったと考えられる。

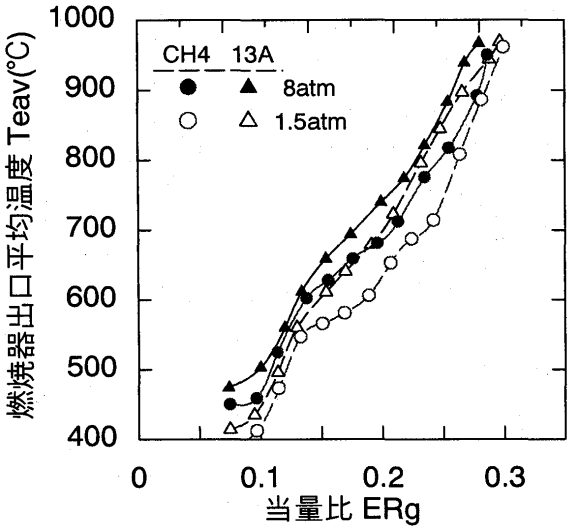


図6 燃焼器出口平均温度の燃料による変化

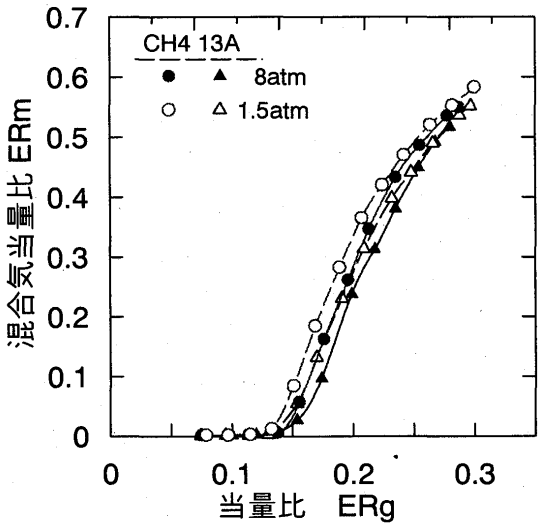


図7 メイン混合気濃度の燃料による変化

図7には、メイン燃料の混合流路に設けたガス採取点で計測した、メイン混合気濃度(ERm)の燃料による変化を示す。メイン混合気濃度は CH4 が 13A に比べて濃い混合気となっている。またどちらの燃料でも PIa=1.5atm では PIa=8atm に比べ濃い混合気となっている。このメイン混合気濃度が濃いにもかかわらず、CH4 と PIa=1.5atm では、燃焼効率が低い。

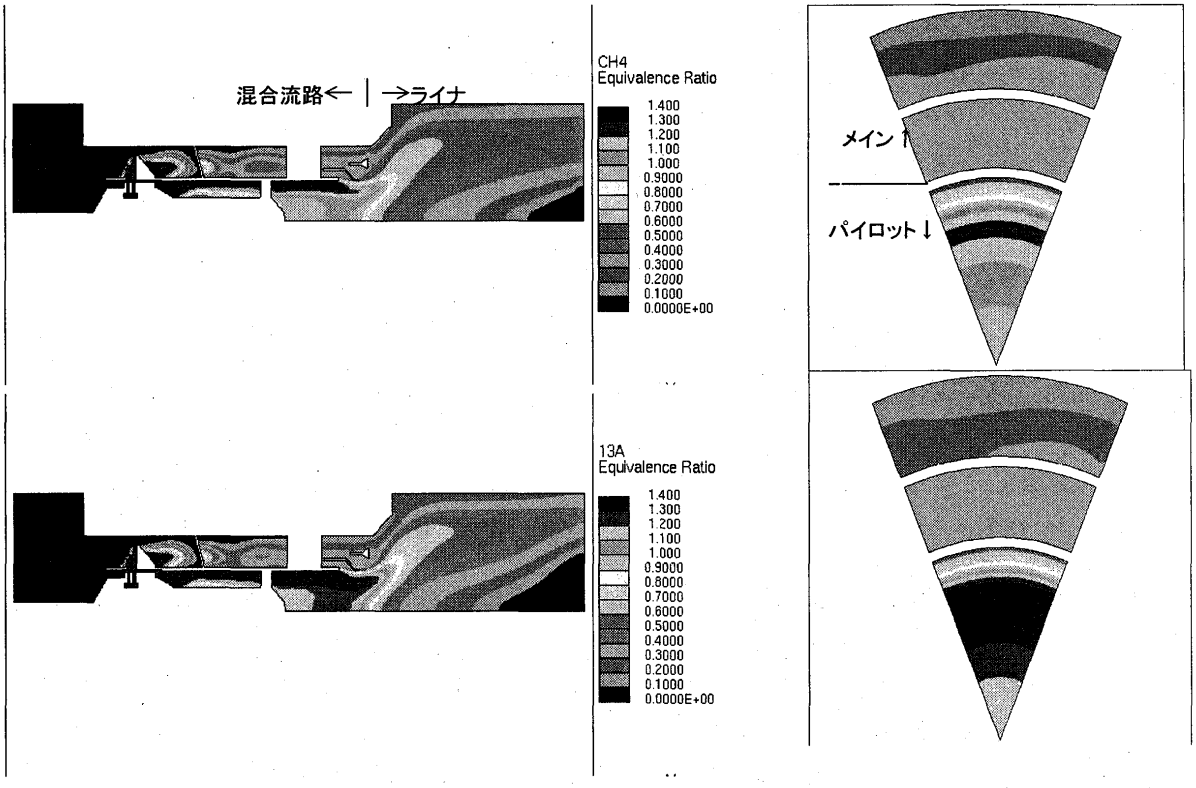


図8 数値計算による燃料配分と混合 E.R=0.2(側視) (混合流路後端 後視)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

そこで数値計算により、流体素子構造による燃料のパイロットとメインへの分配割合変化とその後流での混合の様子を求めた。図８は、その計算結果の一例で、燃料のパイロットとメインへの分配割合差がもっとも大きく表れたE.R=0.2での当量比分布を示す。混合流路終端の当量比分布で、内側のパイロットゾーンの当量比が、CH4が13Aに比べ薄くなっている。外周側のメインゾーンでは、CH4は13Aに比べ外周よりに、当量比の濃い部分が広がっている。

この計算結果から混合流路終端におけるパイロットとメインの平均当量比を求め、その燃料による変化を図９に示す。E.R=0.15を越えると、それまでパイロット側に全て流れていた燃料が、メイン側に流れ始め、パイロットも減少していき、ER=0.3付近ではパイロット、メインどちらの当量比もER=0.６ほどで希薄予混合燃焼となっていることが解る。

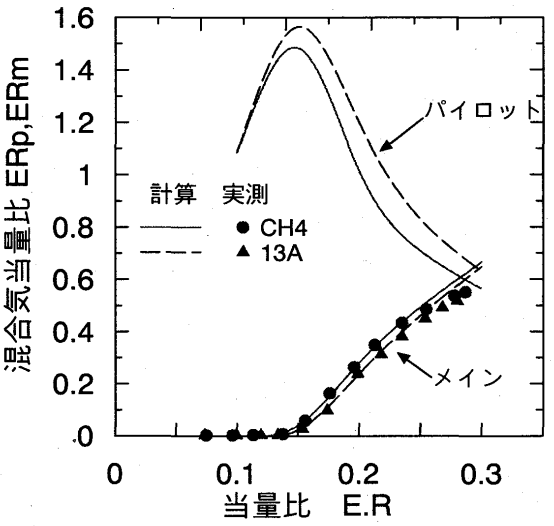


図９ 数値計算による混合気濃度の変化

CH4と13Aを比べると、CH4はメイン混合気濃度が高い分、パイロット濃度が低下し、13AではER=0.3の時 パイロット当量比ERp=0.63であるがCH4では ERp=0.56と薄くなっている。この原因としては、CH4が13Aに比べ比重量が軽いため、同じ燃焼器出口温度を得るには、燃料噴出速度が13Aに比べ総発熱量ベースで１．１５倍（理論空気量ベースで１．１６倍）速くなる。これによって流体素子構造の燃料分配割合が変化したと推測される。このためパイロットゾーンの燃焼ガス温度が低下すると共に、メイン混合気にも外周側に濃く、内周側に薄い偏りができて、パイロット火炎からメイン混合気への火移りが悪化して全体の燃焼効率低下となったと考えられる。この傾向は、NOx排出低減のため高当量比のときパイロットゾーンを希薄予混合燃焼としているためにより顕著に現れたと推測する。

５．まとめ

流体素子構造をもちいたガスタービン用希薄予混合燃焼器において、燃料ガスとしてメタンガスと13Aガスを用いた燃焼試験を行い、次のようなことが明らかになった。

○ 13Aガスに最適化した燃焼器にメタンガスを用いたとき、メタンガスが13Aガスに比べ発熱量あたりの重量が軽いことから流体素子構造の燃料分配割合が変化し、パイロット燃料濃度が薄くなって燃焼効率が大きく低下した。

○ 窒素酸化物排出濃度は、1.5atmの結果から燃焼効率が十分高ければメタンガスと13Aガスの差は少ないと推測された。

流体素子構造を用いた燃料切り替え機構は、燃料ガスの密度、発熱量の違いがその分配性能に大きく影響することがわかり、この機構を採用する燃焼器に対しての的確な設計ができるように、流体素子構造を用いた燃料切り替え機構をより詳細に解析することを今後の課題としたい。

参考文献 (1) 下平　一雄　他，第13回ガスタービン秋季講演会，講演論文集，(1998)，pp.89-93
(2) 下平　一雄　他，第28回ガスタービン定期講演会，講演論文集，(1999)，pp.93-97
(3) 若林　努　他、Performance of a Dry Low-NOx Gas Turbine Combustor Designedwith a New Supply Concept ,ASME2001, ASME Paper No2001-GT-50

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－10

予混合予蒸発管内における逆火・自己着火検出装置の開発

＊柏原宏行　（川崎重工　技術研究所）
小田剛生　（川崎重工　ガスタービン開発センター）
木下康裕　（川崎重工　ガスタービン開発センター）

1. まえがき

希薄予混合予蒸発燃焼方式は、従来の拡散燃焼方式にくらべ、NOx 排出削減に大きな効果が期待でき、現在積極的に研究されている[1]。しかしこの燃焼方式は、燃焼安定性に関して様々な課題がある。その一つとして逆火・自己着火問題があり、予混合予蒸発管内において発生した場合、そのまま放置すれば燃焼器に重大な損傷を与える可能性がある。そこで本研究では、逆火・自己着火による燃焼器損傷を回避するためシステム構築を目指し、そのための第一段階として逆火・自己着火検出システムを試作し実機条件における検出確認試験を行った。

2. 自己着火検出装置

(1)センサおよびプローブ部

従来、逆火・自己着火を検出するためには、熱電対による温度計測が行われていた。しかし高温高圧の燃焼器内における温度計測では、熱電対に速い時間応答製を持たせることが耐久性の点から難しかった。そのため逆火・自己着火の検出に時間遅れが生じ、これが燃焼器に重大な損傷を与える危険性があった。そこで本研究では、光学的センサを用いて時間応答性の優れた逆火・自己着火検出装置の開発を行った。

火炎からの発光は、ブルーフレームと呼ばれる燃料の化学反応に起因する発光と、火炎中に存在する煤などが赤熱されることによって発生する輝炎に分類できる。前者は主に紫外から可視光域にかけて、化学反応特有の波長において観測される。また、後者は反対に長波長側、いわゆる赤外域から可視光域かけての連続スペクトルとして観測される。この輝炎からの発光は、強度的に大変強く検出しやすいが、条件によっては発生しないことがある。さらに燃焼器入口条件が高温高圧であることから燃焼器部材の加熱による赤外域から可視域にかけての発光がノイズとなる懸念がある。一方、燃焼における化学反応からの発光は、強度的に弱いが火炎を検出する際のノイズ光が少ない利点がある。これらのことから、逆火・自己着火センサの開発においては、主に紫外域を対象としたセンシングを行うものとした。

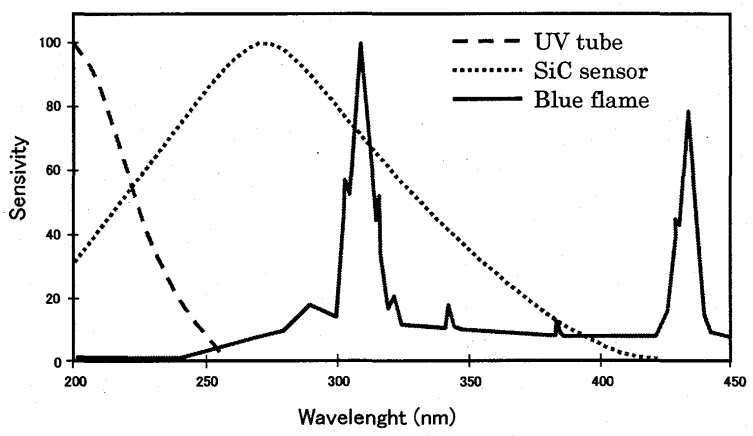


図１　センサの波長感度

従来、紫外域の検出素子としては、その検出感度の高さから UV チューブが用いられることが多かった。UV チューブは図１にしめされるように、190nm から 200nm で高感度である反面、主たる火炎発光スペクトルの１つである 300nm 近域での波長感度が低い。また UV

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

チューブは構造から衝撃にも弱く、出力信号がパルスであり、その取り扱いが難しい。そこで本研究では、紫外域に波長感度があるセンサを調査し、波長感度、感度域、耐久性等に優れたSiCフォトダイオードをセンサに用いることとした。

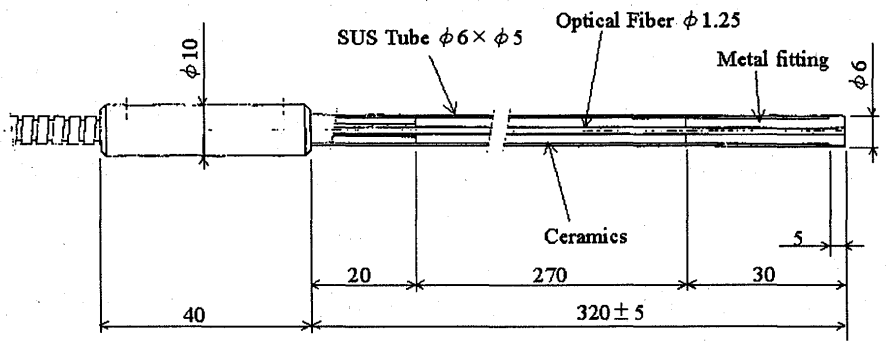


図2　光ファイバプローブ

予混合予蒸発管内の局所的な火炎を検知するため、予混合予蒸発内火炎発光導光用に、耐熱光ファイバプローブを新たに製作した。図2に耐熱光ファイバプローブをしめす。耐熱光ファイバプローブの仕様としては、耐熱温度700℃、耐圧4MPa、耐熱プローブ部以外の許容温度100℃、光ファイバは紫外線が透過可能なUVグレードでコア径1000μmの大口径シングルファイバとした。また、耐熱プローブ部以外のフレキシブル部の長さを3000mm、光コネクタはFCコンパチブルタイプとした。

(2)逆火・自己着火判定・データ収録部

図3にデータ収録システムの構成をしめす。逆火・自己着火検出装置における、逆火・自己着火判定・データ収録部は、ＶＭＥ仕様のＣＰＵボードおよびＡＤボード、ＤＡボードから構成される。センサからの出力はプリアンプにより増幅され、

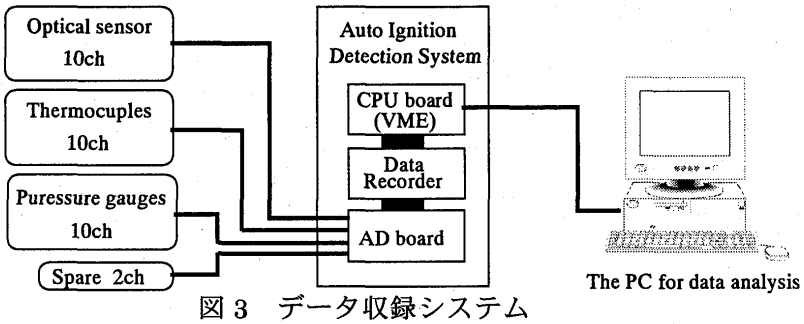


図3　データ収録システム

そこから出力された電圧信号は、ＡＤボードに入力されＡＤ変換される。取り込まれたデータは、メモリ上に書きこまれていき、メモリ容量をこえた場合は、メモリ上の古いデータ部分から順次上書きされていく。このデータ収録部におけるサンプリングレートは1ｋＨｚから100ｋＨｚの可変で、データを保持できる最大時間は前述のサンプリングレートに応じて262秒から2.62秒である。入力信号はあらかじめ設定されたしきい値と常に比較され、しきい値を超えた信号入力があった場合、トリガー信号が発生し、これが逆火・自己着火判定信号となる。トリガー信号の発生時刻前後のあらかじめ設定された時間がデータとして保存される。また同時に熱電対のデータも取り込むようにした。

3. 自己着火検出中圧試験

試験に用いた供試体を図4にしめす。供試体は大きく分けて４つのパーツからなり、上流側から順に、空気の温度・圧力計測用の入口条件計測ダクト部、自己着火の発生を計測するための予混合予蒸発管部、逆火を抑制するためのクエンチ・希釈空気導入部、未燃焼成分焼却用のアフターバー

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

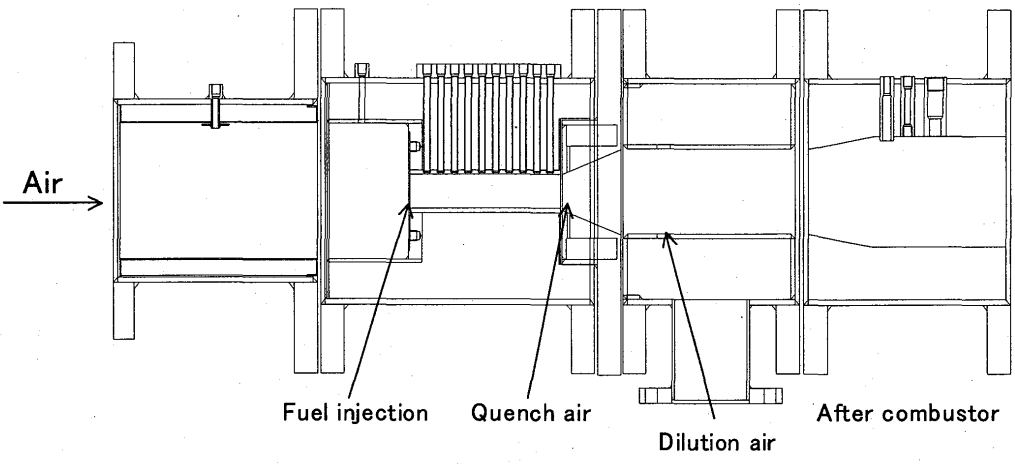


図４　中圧試験用供試体

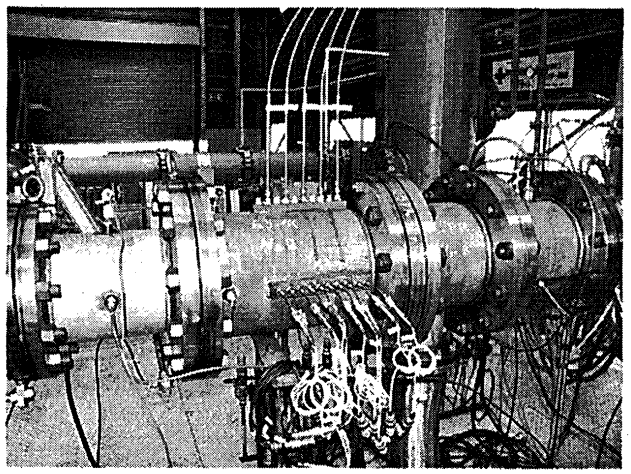


図５　センサ取り付け状況

表１　試験条件と自己着火発生状況

Combustor		Fuel		Fuel Nozzle Type
D=φ40, L=200		kerosene		F/N2.5 90° w-Sw
Memo NO.	Ur	P1	T1	The occurrence of auto ignition
	m/s	MPa	K	
1	48.57	0.659	799.6	○
2	58	0.655	807.9	×
3	52.95	0.636	806.8	×
4	49.95	0.549	800.4	×
5	49.2	0.558	798.3	×
6	44.43	0.652	771.2	○
7	48.64	0.634	770.7	×
8	46.14	0.644	771.7	○
9	47.86	0.653	770.4	○
10	49.73	0.658	773.6	○
11	54.17	0.645	774.4	×
12	48.59	0.635	749.5	×
13	48.6	0.636	750.3	×
14	45.31	0.644	748.1	×
15	42.59	0.636	744.5	○
16	39.65	0.643	720.7	×
17	35.41	0.646	717.4	×
18	34.11	0.652	715.2	×

ナ部である。予混合予蒸発管部には、上流部にスワールおよび燃料噴射装置を取り付けている。予混合予蒸発管は、直径 40mm、長さ 200mm の円筒型であり、この部分に光ファイバプローブが軸方向に 20mm 間隔で 10 本取り付けられるようにした。ただし試験においては、光ファイバプローブを、取り付け座一つおきの 40mm 間隔で、合計５本を取り付けた。図５に光ファイバおよびその他センサの取り付け状況をしめす。

コンプレッサから送出した空気はオリフィスにより流量を測定した後、電気ヒータにより最大600℃まで加熱した。燃料である灯油はポンプにより昇圧され、流量調整バルブ、タービンフローメーターでの流量計測を経て燃料噴射弁に供給した。クエンチ用エアには低温の工場空気を使用し、希釈空気にはコンプレッサ出口で抽気を行い用いた。希釈空気導入部の下流には、メタンを燃料としたアフターバーナを設置し未燃焼成分の焼却を行った。

試験方法は、予混合予蒸発管内での空気流速、圧力、空気温度を一定に保った状態で、燃料流量を０から徐々に増加させて自己着火の発生を観察する方法を用いた。なお試験を行った条件と自己着火発生状況を表１にしめす。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4. 試験結果

図６は、本検出装置による自己着火検知時のセンサ出力を記録したものである。図における各信号は、上から順に上流側から下流側に 40mm ずつの間隔で設置した５本の光ファイバプローブからの信号である。この結果を詳細に検討すると、上流から４本目、５本目のセンサの位置で、最初に弱い発光が検出される。(図中①)。その信号は３本目（図中②)、２本目（図中③)、１本目（図中④）の順に上流側に移動する。その後、今度は１本目のところで強い発光が検出され（図中⑤)、先ほどとは逆に２本目、３本目と下流側に向かってその強い発光が順に検出される。これらのことから、本装置は自己着火検知に関して十分な時間的応答性と感度をもちうることが確認できた。

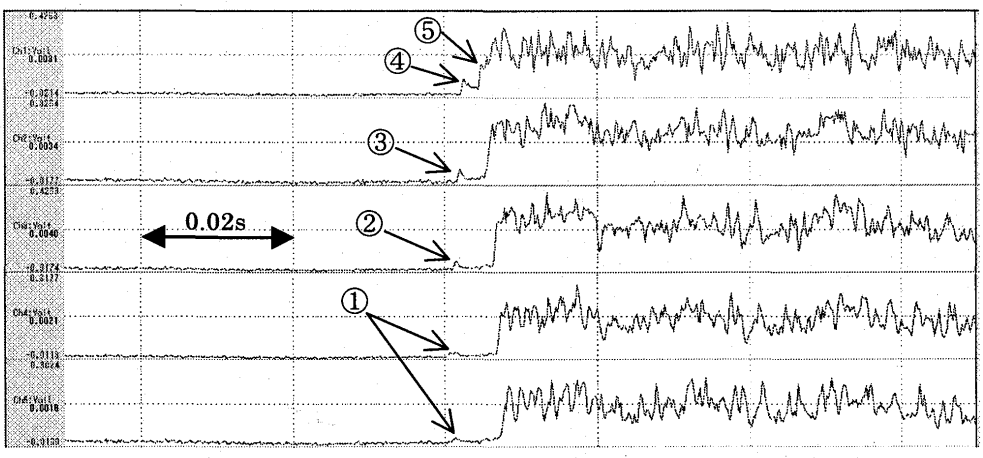


図６　自己着火検出データ

5. 逆火・自己着火実条件試験

先の試験で、基礎特性の確認ができたので、次に、実圧実温度条件での逆火・自己着火検出試験を実施した。図７に、試験で用いた供試体をしめす。供試体は、主に燃料ノズル・予混合予蒸発管

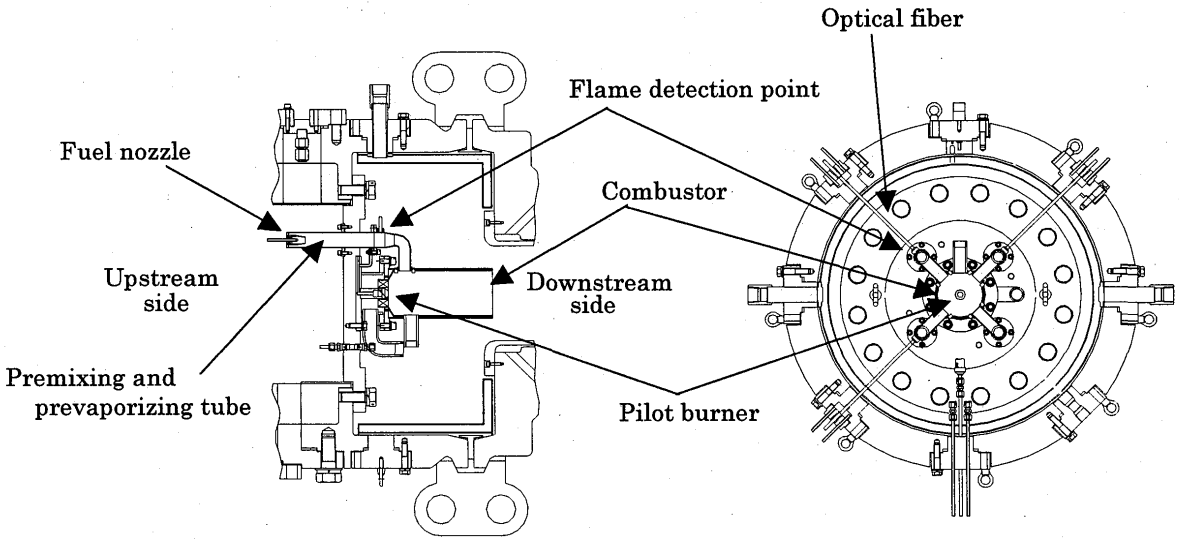


図７　実条件試験用供試体

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

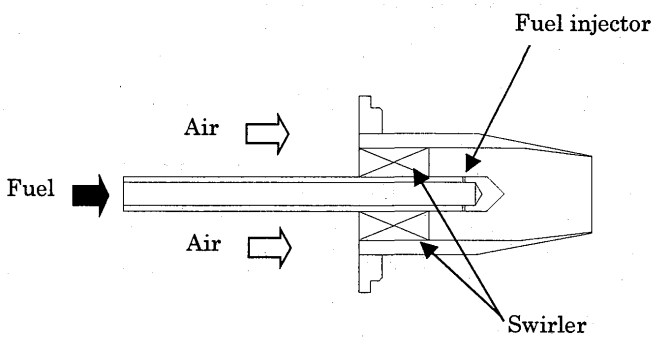


図８　燃料ノズル

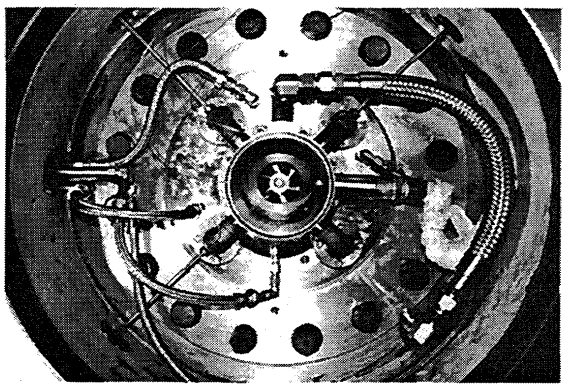


図９　燃焼器部

部、火炎検知部、燃焼器部の３つのパーツからなり、それらが外径 750mm の耐圧ダクト内に納められている。供試体には予混合予蒸発管ならびに検知部を、それぞれ最大で４系統とることができるようにした。

燃料ノズルは、空気ガイドの内側にスワーラを取り付けた形状で、ノズルの中心にもうけられ燃料噴射孔から空気流れに対して直角方向に燃料を噴射する。なお、予混合予蒸発管の内径は 30mm とした。

火炎検知部は予混合予蒸発管の下流側に位置し、曲がりダクトを経て、燃焼器部につながる。曲がりダクト上流部に、カラーが取り付けられており、この部分に光ファイバプローブが挿入される。逆火・自己着火により予混合予蒸発管内に発生した火炎からの紫外線をこの光ファイバにより、供試体外に導光し検出器で検出する。また同時に、この部分の配管外側に熱電対を取り付け温度の計測も行った。

燃焼器には、高圧コンプレッサを出て電気ヒータに入る前の位置で、空気を一部抽気し導入する。燃焼器のパイロットバーナ部では、導入された空気にスワーラで旋回をかけ、燃焼器バーナの中心に設置した圧力噴射型燃料ノズルから燃料として灯油を噴射し、保炎用火炎を発生させる。予混合予蒸発管部で発生した予混合予蒸発ガスは、燃焼器ライナー側壁に組み付けられた火炎検知部下流端から、燃焼器内に導入し燃焼させた。

試験では、予混合予蒸発管における空気流量と圧力を固定したままで、ヒータを作動し温度を上昇させ、逆火・自己着火を発生させ、その動作を確認した。なお、試験条件として、予混合予蒸発管内での空燃比は 25 と設定し、最大圧力は 3.0MPa、最大温度は 960K とした。この試験では、予混合予蒸発管出口に常に火炎が存在するので、先ほどの試験と異なり、自己着火検出では無く逆火・自己着火の検出試験となる。また、本検出本装置により逆火・自己着火を検出した場合は、手動により燃料バルブを操作し、燃料の供給を遮断した。

6.　試験結果

図１０は、逆火・自己着火が発生したときの逆火・自己着火検出装置の光センサからの出力と火炎検知部に取り付けた熱電対からの信号である。光センサは中圧試験の時と同様に、着火・自己着火発生に対して十分な応答性能をもって反応していると思われる。一方比較のために取り付けた熱電対からの出力信号は、光センサが逆火・自己着火を検知してから十分に判定できるレベルに到達するのに約１秒かかっている。また燃料の供給が停止され、予混合予蒸発管内での逆火・自己着火が無くなり、光センサの出力が低下した状態からでも、熱電対の出力信号は上昇を続け、約 1.2 秒

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

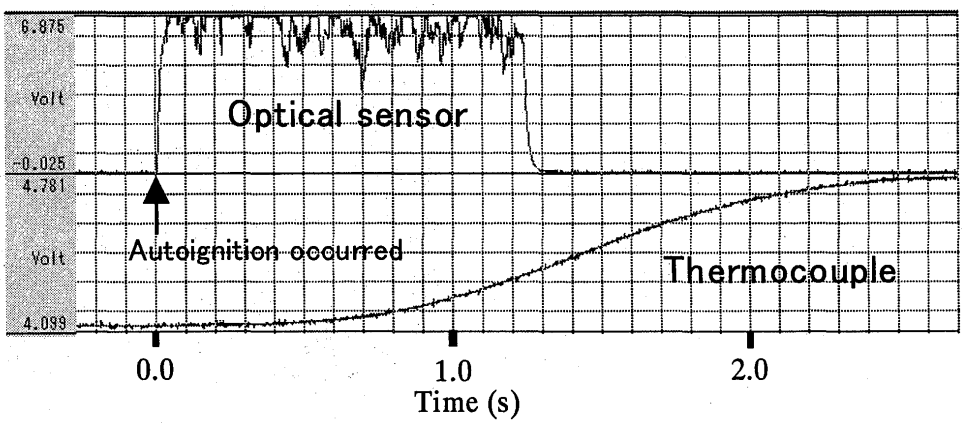


図１０　逆火・自己着火検出結果（上段：光センサ、下段：熱電対）

後に出力の上昇が停止している。

7.　まとめ

従来の UV チューブに換えて、火炎の自発光が強い 300nm 付近のみに感度があるフォトダイオードを用いることにより、従来の UV チューブでは使用が難しかった光ファイバを用いた火炎検出装置が開発できた。また光ファイバを使用することにより、ケーシング内の予混合予蒸発管内部での局所的な逆火・自己着火現象を検出できるようになった。さらに実条件試験により、高温高圧の環境下でも十分なＳＮ比ならびに応答性を持つことが確認できた。

今後は、逆火・自己着火検出信号から燃料制御装置にフィードバックをかけ、自動的に逆火・自己着火を制御するシステムを構築していく予定である。

謝辞

本逆火・自己着火実条件試験の実施においては、航空宇宙技術研究所の林室長をはじめ多くの方々にご助言、ご指導をいただきました。ここに深く感謝いたします。

本研究は、経済産業省新規産業創出型産業科学技術研究開発制度による「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝いたします。

参考文献

[1]木下康裕、小林正佳、木村秀雄　「次世代超音速機環境適合型燃焼器の研究開発」　第１５回日本ガスタービン学会秋季講演会（北九州）講演論文集，2000，pp71-76.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－11

ステージング燃焼器内火炎伝播の数値解析に関する研究

＊今村 亮、都留 智子、木下 康裕(川崎重工業(株))
伊藤 裕一、谷口 伸行(東京大学生産技術研究所)

1. はじめに

近年、低NOx化のために希薄燃焼方式を採用する燃焼器が増えており、その設計開発過程で燃焼振動や低負荷時の火炎の吹き消えが課題となっている。また、吹き消えに対応するためにステージング燃焼方式を採用する燃焼器も増えているが、この場合には速やかな火炎伝播性能が求められる。

このような低NOx燃焼器を効率的に設計する上で、CFD(Computational Fluid Dynamics)が欠かせなくなってきているが、実用燃焼器の設計に従来用いられているk－ε乱流モデル等は、時間平均に近い性質を持つアンサンブル平均を施した Navier-Stokes 方程式を解くため、火炎伝播のような非定常現象の計算には適さない。一方、LES(Large Eddy Simulation)は、流れ場へ影響のある大きい渦を直接計算し、普遍性のある小さな渦のみモデル化する計算方法であり、時間平均を施さないため非定常現象の計算に適しているが、格子間隔を小さく取る必要があるため、実用的な燃焼器内の計算に適用された例は少ない。そこで、LESを用いて実用的な燃焼器内の数値解析を行い、試験結果と比較することによりその設計開発への適用の可能性を調査した。

2. 検証用モデル燃焼器

航空用の GE90 や産業用の LM6000 の燃焼器に見られるように、低NOx燃焼器として、広い負荷範囲内で常に理想的な燃焼状態を保てるステージング燃焼器が増えている。そこで、検証用の燃焼器として図1に示すアニュラ型のステージング燃焼器を選定した。インナ側に比較的燃料の濃い条件で保炎を受持つパイロットステージを配置し、その下流、アウタ側に希薄予混合燃焼を行うメインステージを配置している。乱流モデルに着目するため、燃料としては特性が比較的よく分かっているメタンを選択した。

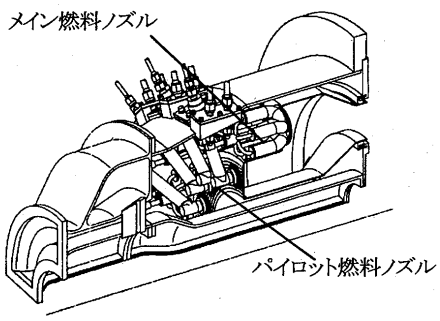


図1 モデル燃焼器概略

LESの採用により非定常現象を計算できることを確認するために、火炎伝播を解析・評価対象とした。なお、乱流燃焼では流れの持つ乱れが火炎伝播速度に影響を及ぼすため、燃焼試験および解析に先立って非燃焼試験および解析を行い、乱れ場の検証を行った。

3. 検証データ取得試験

3・1. 供試体

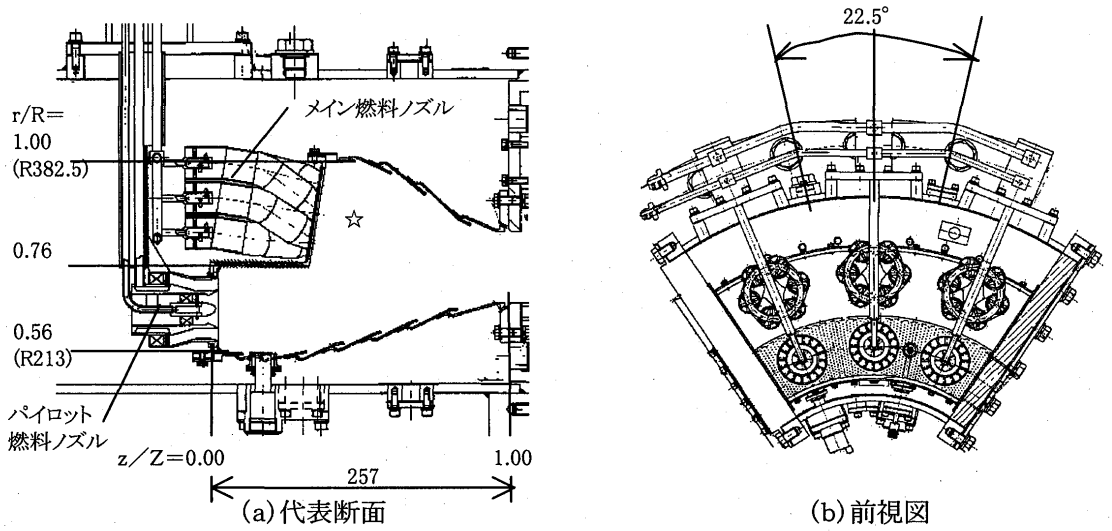
検証試験用に製作したモデル燃焼器を図2に示す。想定している燃焼器では周方向に 16 個ずつのパイロットおよびメイン燃料ノズルを配置しているが、試験用にはその内の3個を取出した3/16セクタ燃焼器を製作した。パイロット燃料ノズルは2重スワーラ型とし、メイン燃料ノズルは予混合距離を長く取るためにマルチチューブ型とした。ライナはフィルム冷却を行っており、設計空気流量配分は、メイン燃料ノズルに 54.6%、パイロット燃料ノズルに 29.4%、冷却用空気に 16%とした。なお、計測対象は側板の影響の小さい中央の1セクタのみとした。

3・2. 非燃焼試験結果

試験条件を表1に示す。計測の簡便性を優先し、非燃焼試験はレイノルズ数を燃焼試験と合わせた常温・常圧で行った。X型の熱線流速計を用いて軸方向、周方向速度を同時計測した。サンプリング周波数は 1kHz であり、1回の計測で 2,048 点(約2秒間)のデータを取得した。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a)代表断面　　(b)前視図

図2　モデル燃焼器供試体

表1　試験条件

	空気流量*1 (kg/s)	入口圧力 (MPa)	入口温度 (K)	修正空気流量*1 (kg/s)	レイノルズ数*2
燃焼試験	0.217	0.1	623	0.319	5.96×10^4
非燃焼常温試験	0.133	0.1	313	0.139	5.96×10^4

＊1:1／16セクタ当りの値

＊2:代表長さとしてアウタライナ最大径とインナライナ最小径の差を、代表速度としてライナ内平均断面流速を用いた。

図3に平均速度分布を示す。パイロット領域には逆流領域が存在するが、メイン領域には明確な逆流領域を確認できなかった。パイロット領域の逆流領域の軸方向の大きさはz／Z＜0.27であった。

$$\text{乱れ度.} = \sqrt{\frac{\overline{u'^2}+\overline{w'^2}}{2}} \Big/ \overline{V} \times 100 \qquad \cdots\text{式(1)}$$

図4に式(1)で定義した乱れ度の分布を示す。ここで、u'、w'はそれぞれ軸方向、周方向の変動速度であり、$\overline{V}$には本試験条件でのライナ内平均断面流速$\overline{V} = 5.6m/s$を用いた。パイロット燃料ノズルから流入する旋回流と壁に沿って発達する境界層との間や、パイロット領域とメイン領域の境界のような強い剪断がはたらく位置で乱れが大きいことが分かる。

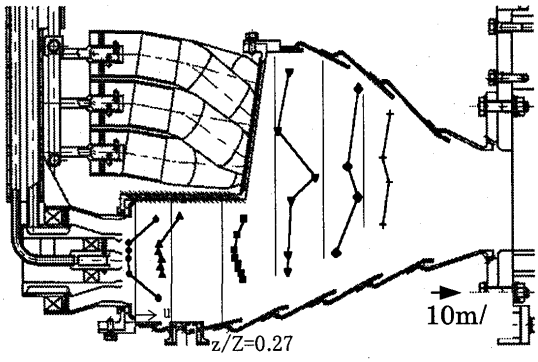


図3　軸方向平均速度分布
(燃料ノズル中心軸を含む断面)

3･3. 燃焼試験結果

燃焼試験条件は表1の通りである。実機で火炎伝播させる時に想定される条件と修正空気流量を合わせた。

燃焼試験では、パイロット領域へ供給する燃料流量を固定し、メイン領域へ供給する燃料を徐々に増やして火炎伝播する時のメイン燃料流量を計測した。火炎伝播は、メイン燃料ノズル出口中心より軸に沿って 44mm 下流(図2中の☆印)に取付けた熱電対出力の急上昇に基づいて判定した。

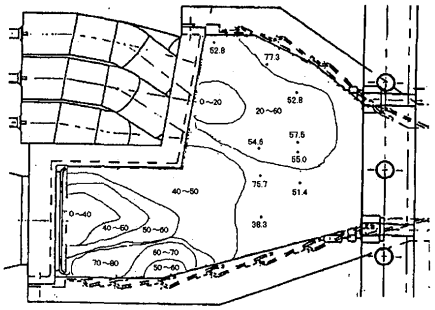


図4　乱れ度分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

6通りのパイロット燃料ノズル出口当量比ϕ_pに対して、火炎伝播した時のメイン燃料ノズル出口当量比ϕ_mの範囲を図5に示す。火炎伝播は図中の実線と破線の間のϕ_mで起こった。ϕ_pが大きいほどパイロット火炎の温度が上がりメイン混合気への熱供給量が大きくなるため、小さいϕ_mで火炎伝播が起こるようになっていると考えられる。

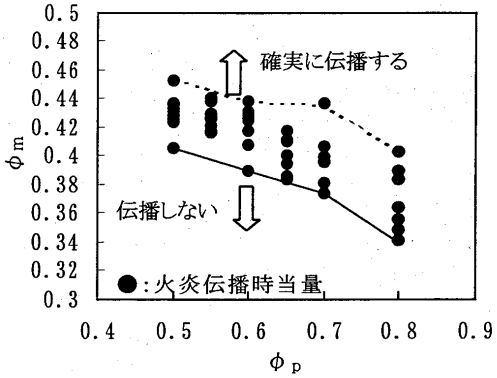


図5 火炎伝播の起こる当量比範囲

4. 数値解析

4・1. 解析方法

①方程式

LESでは、速度分布$\boldsymbol{u}$を解析格子スケールより大きな成分$\bar{\boldsymbol{u}}$（GS成分）と小さな成分$\boldsymbol{u}'$（SGS成分）とに分ける。GS成分は$\boldsymbol{u}$に対して空間平均を施すことにより得られる。このような仮定のもと、SGS成分による効果をモデル化し、格子サイズで空間平均化したGS成分に対して非定常計算を行うことにより解析を行う。

スケール分離により非圧縮粘性流体のGS成分に関する方程式は式(2)に示すようになる。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{u}_i \bar{u}_j\right) - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \upsilon \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}\right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \qquad \cdots式(2)$$

数式中の下付添字i、jはアインシュタインの総和規約に従う。τ_{ij}はSGS応力と呼ばれ、SGS成分の変動の効果を表す。この方程式を閉じたものとするにはτ_{ij}をモデル化する必要があり、本解析では Boussinesq の渦粘性近似に基づいたモデルである Smagorinsky モデルを用いた。

燃焼計算は Flamelet Concept に基づき、火炎面に垂直な方向へ燃焼速度（層流火炎伝播速度）S_Lで伝播するスカラー量Gの輸送方程式を解くG方程式モデルを用いた。S_Lをそのまま用いることは格子サイズより小さいスケールの火炎面の皺を無視することになるため、これらの影響を考慮するために Yakhot et.al[1]に従って乱流火炎伝播速度S_Tを導入した。なお、S_Lの値には参考文献[2]よりメタン－空気予混合気の値を用いた。火炎伸張に伴い起こる消炎を考慮して、消炎モデルを組み込んだ。

②燃焼器モデル（解析格子）

図6に解析格子を示す。計算領域を1セクタとし、周方向に周期境界条件を与えることでアニュラ形状を模擬した。格子点数は合計約 59 万点である。

③境界条件

境界条件を表2に示す。メイン燃料ノズルは各チューブ出口に一様流入条件を与えた。パイロット燃料ノズルは出口近傍の流れ場をPIVにより計測し、その計測結果（図7）に相似な流入条件とした。ライナ壁面境界は Free-slip 条件を用いた。これは、境界面の数箇所から冷却空気が面と平行に流入しているため、境界層が解析領域外にあると仮定して解析を行うものである。そのため解析領域はライナを簡素化したものとなっている。

④解法

非燃焼解析では、空間差分として二次精度差分スキームである森西の差分スキーム[3]を一般座標化したも

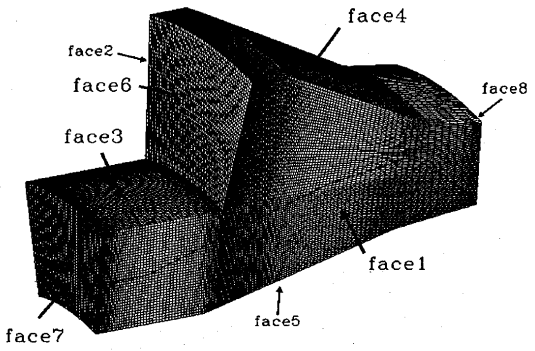


図6 解析格子

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表2 境界条件

境界面	条件
円周方向境界面(face1,2)	周期境界条件
上面(face3,4)および下面(face5)	Free-slip
流入境界面(メイン燃料ノズル:face6)	一様流入を仮定しノズル部に速度を与える
流入境界面(パイロット燃料ノズル:face7)	PIV により測定された速度分布と相似な速度分布
流出境界面(ライナ出口:face8)	対流流出境界

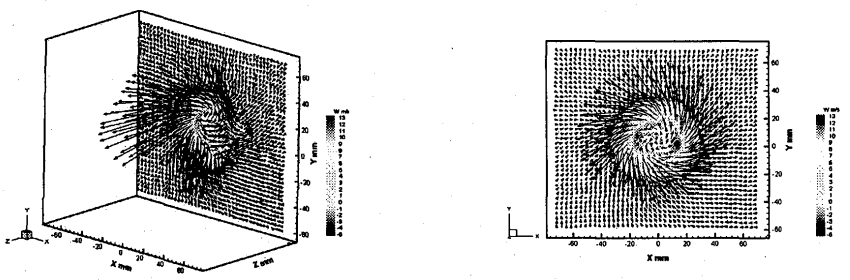


図7 パイロット燃料ノズル出口平均速度場

の[4],[5]を用いた。時間進行法としては、対流項に Adams-Bashforth 法、拡散項に Crank-Nicolson 法を用いた半陰解スキームとし、MAC型フラクショナルステップ法により解いた。燃焼解析では非燃焼解析結果の一つの流れ場に固定してGの輸送方程式のみを進行させた。計算の安定化のために対流項には QUICK スキーム、他の空間微分には二次精度中心差分を用い、時間進行には Adams-Bashforth 法を用いた。

4・2. 非燃焼解析結果

非燃焼解析は、結果をそのまま燃焼解析に用いるために、表1に示す燃焼試験条件に合わせて行った。

図8に平均速度ベクトルを示す。平均値の算出には 15,000 ステップ(30msec)分の平均値を用いた。パイロット領域には試験結果同様に逆流領域が形成されているが、その軸方向長さはz／Z≒0.46 と試験結果に比べて長い。メイン燃料ノズルの各チューブから流入する空気は互いに独立しており、メイン燃料ノズル中心の下流には逆流領域が形成されている。

図9に式(1)で定義した乱れ度の分布を示す。ここでは、非燃焼試験条件と空気条件が異なるため、ライナ内平均断面流速は$\overline{V} = 19.3m/s$である。燃料ノズルから流入する空気がライナ壁に衝突する近辺およびパイロット領域とメイン領域の境界で乱れが強い。

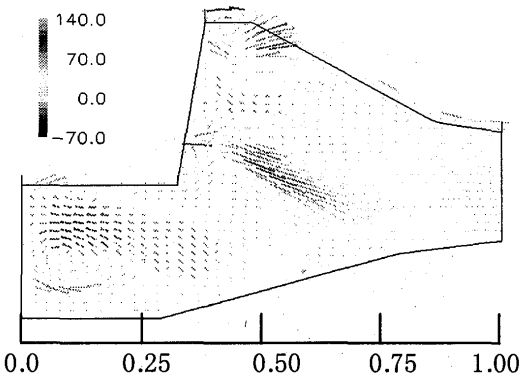


図8 平均速度ベクトル
(燃料ノズル中心軸を含む断面)

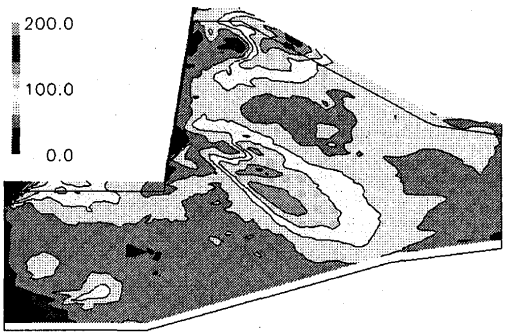


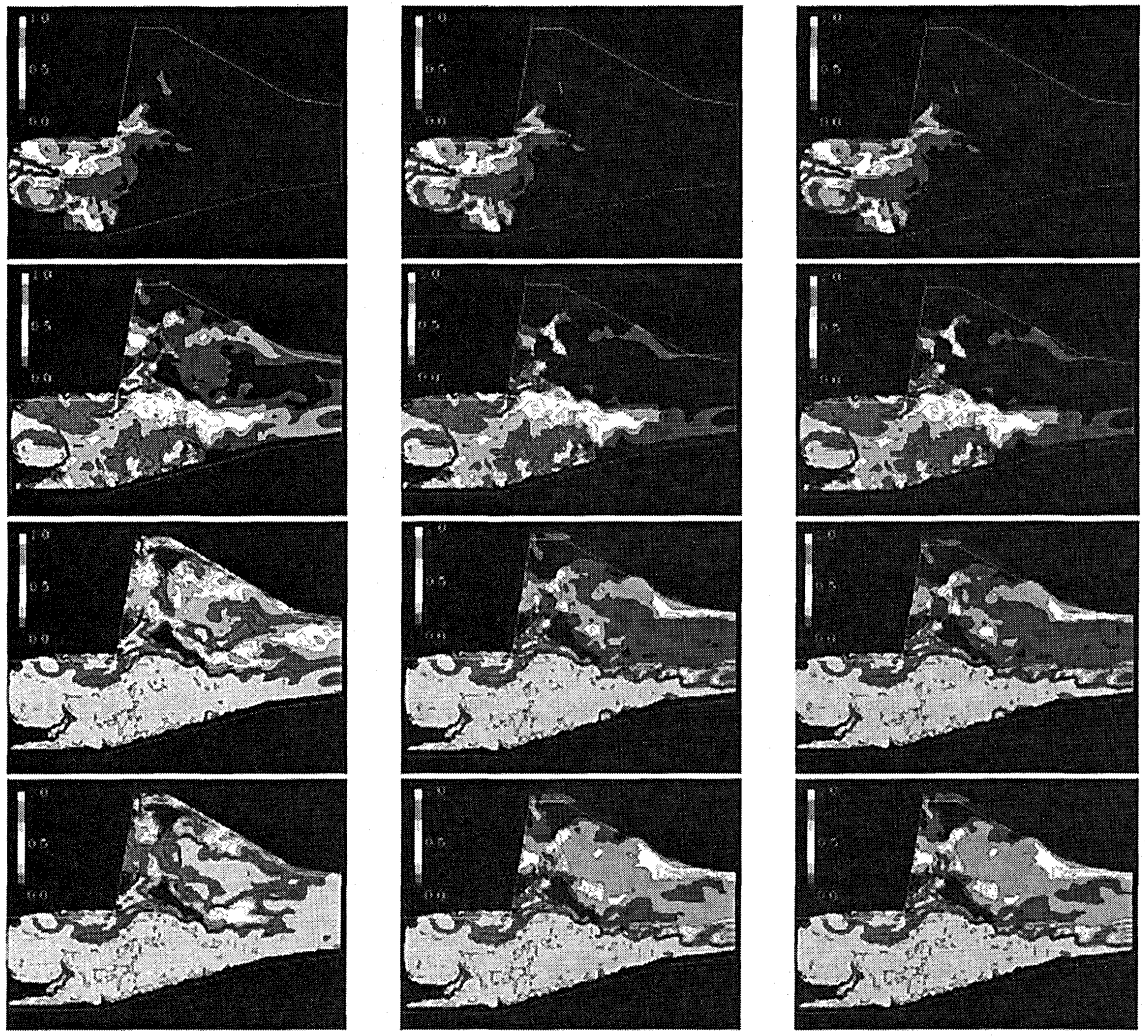
図9 乱れ度分布
(燃料ノズル中心軸を含む断面)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4・3. 燃焼解析結果

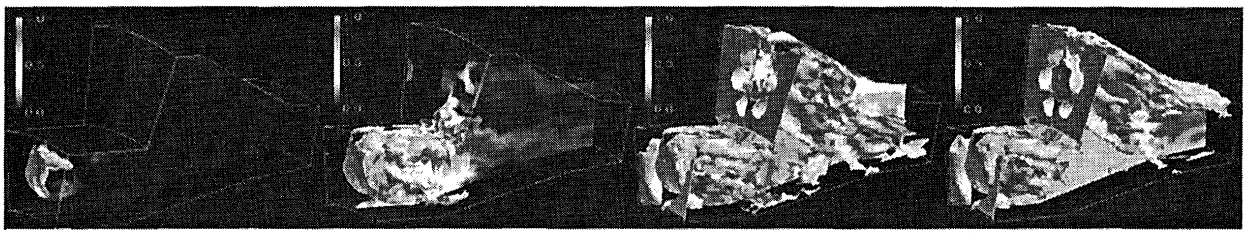
図10にϕ_p=0.7 として3通りのϕ_mで火炎伝播計算を行った結果を示す。図中、G<0.5 が未燃混合気、G=0.5 が火炎面、G>0.5 が既燃ガスを表す。いずれのケースにおいてもパイロット燃料ノズル出口付近の逆流域に既燃ガスが滞留しており、この部分で保炎されている。ϕ_m=0.7 ではメイン領域への火炎伝播が認められ、燃焼器出口が既燃ガスで満たされた。ϕ_m=0.4 および 0.2 ではメイン領域への火炎伝播は起こらなかった。

図11に、ϕ_m=0.7 の条件での火炎伝播の様子を示す。火炎は点火源より逆流にのってパイロット燃料ノズル出口付近に上った後、パイロット領域全体に広がっている。その後、メイン混合気噴流群の周囲に着火し中心へと伝播している。メイン領域では既燃ガスに未燃ガスが吹き込まれ、円錐状の火炎面を形成している。



ϕ_m=0.7　　ϕ_m=0.4　　ϕ_m=0.2

図10　火炎伝播計算結果(燃料ノズル中心軸を含む断面、上から順に 4000step 毎の結果)



(a) 0 step　　(b) 4000 step　　(c) 8000 step　　(d) 12000 step

図11　ϕ_m=0.7 での火炎伝播の様子

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

5. 比較検討

5・1. 非燃焼流れ場の比較検討

図3および9の速度分布を比較すると、解析結果ではパイロット領域に形成される逆流領域を試験結果よりも過大評価している。その原因としては、パイロット燃料ノズルからの流入条件が周方向に不均一であり、また、格子密度が不適切であったことにより、流入速度が一部で過大評価され、この伴流として生じる逆流成分も過大評価されたと考えられる。その結果、逆流領域の大きさが過大評価されたと考えられる。

メイン燃料ノズルから流入する流れを見ると、解析結果ではチューブから流入する噴流のインナ側への貫通力が大きくなっている。これに関しては、チューブをモデル化せずに、屈曲したチューブに沿って理想的に流入する場合の一様な速度分布を与えたため、流入条件が実際のものと異なったことによると考えられる。

図4および9を比較すると、乱れ度の大きい箇所(パイロット領域とメイン領域の境界等)はほぼ的確に捉えられているが、パイロット領域の乱れ度は同程度であるのに対してメイン領域の乱れ度は解析結果の方が2倍にも及ぶ値を示している。これは、試験で用いたプローブが剪断層の厚さに比較して大きく、剪断層内の速度勾配を過小評価したためと考えられる。

5・2. 燃焼流れ場の比較検討

パイロット領域からメイン領域への火炎伝播解析では、$\phi_p=0.7$ の条件で $\phi_m=0.7$ では火炎伝播し、$\phi_m=0.4$ および 0.2 では火炎伝播しなかった。この結果を図5と見比べると、$\phi_m=0.7$ および 0.2 での結果は試験結果と一致している。試験で火炎伝播が起こることもあった $\phi_m=0.4$ の条件では火炎伝播は起こらなかったが、これはこの条件が火炎伝播が起こる当量比の下限近くであり、流れ場を固定して計算を行ったためと考えられる。

6. まとめ

LESを用いて乱流燃焼解析を行い、以下の知見を得た。

(A) 非燃焼流れ解析では、乱流燃焼場に重要な乱れの強い領域を的確に捉えており、LESが乱流解析に有効であることが確認できた。

(B) 非定常現象を詳細に計算できるLESと flamelet concept に基づく火炎モデルを組み合わせることにより、従来の時間平均型モデルを用いた計算の適用が非現実的であった火炎伝播現象を計算することができ、そのメカニズムを明らかにすることができた。

(C) LESの予測精度向上には流入条件や格子解像度の最適化が必要であることが分かった。

今後、燃焼生成物を含めた解析精度向上のためには、最適な燃焼反応モデルを導入する必要がある。

本研究はNEDOからの委託により実施した。この場を借りてNEDOに謝意を表する。

参考文献

[1] V. Yakhot, "Propagation Velocity of Premixed Turbulent Flames", Combustion Science and Technology, Vol.60, 1988.

[2] 本田尚士 監修, "環境圏の新しい燃焼工学", フジテクノシステム, pp. 15, 1999.

[3] 森西洋平, "コロケート格子系差分のエネルギ保存特性の改善方法", 第 13 回生研NSTシンポジウム講演論文集, pp.15-19, 1998.

[4] 小垣哲也他, "非圧縮性乱流数値解析に適した一般座標系差分スキーム(第1報, 座標変換後の基礎方程式の解析的保存特性と適切な差分スキームの一般座標系への拡張)", 日本機械学会論文集, 65-633, B, pp.1559-1567, 1999.

[5] 小垣哲也他, "非圧縮性乱流数値解析に適した一般座標系差分スキーム(第2報, 一般座標系差分スキームの検証)", 日本機械学会論文集, 65-633, B, pp.1568-1576, 1999.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－12

超高温タービン静翼の翼材温度分布解析

*松下政裕（航技研）
吉田豊明（航技研）

1　まえがき

ガスタービンの高効率化、高出力化には、作動流体としての燃焼ガスのタービン入口温度を高めることが最も有効な方法である。そのため、ガスタービンの発明以来、タービン入口温度は上昇を続け、今日では1700℃レベルの超高温タービンが想定されている。このような超高温タービンでは、高温ガスや翼表面間の熱放射が翼材の温度に及ぼす影響が大きくなると考えられ、これらを定量的に検討することが必要となる。熱放射についての研究では、工藤ら[(1)]がモンテカルロ法を用い、燃焼室を中心とした三次元熱解析を行った例などがあるが、今後は翼材の熱伝導解析まで含めた熱放射の解析も必要となると思われる。

そこで、本研究では、タービン静翼の翼間流路を簡単化した二次元流路として熱伝導解析を行い、遮熱層の有無、タービン入口温度の違い、翼面の熱放射率、ガス放射率に対する翼材温度分布の変化を評価することを目的とした。

2　計算対象および条件

図1は解析を行った対象の概略を示しており、図のようにガスタービンの第一段静翼スロート部を二次元的に取り出した部分について数値解析を行った。寸法などの条件は、HYPR（超音速輸送機用推進システムの研究開発[(2)]）コンバインドサイクルエンジンの目標エンジン条件を参考に設定し、スロート部アスペクト比(翼高さ/スロート)は4.0、翼高さ68mm、厚さ2mmとした。金属材料としてCMSX-4を想定し、遮熱層（PSZ, NiCrAlY）のある場合とない場合の両方の解析を行い、その際、遮熱層のない場合は金属部の厚さを遮熱層分だけ厚くし、全体の厚さを同じにした。

放射伝熱が温度分布に及ぼす影響をみることを主な目的としているため、境界条件において、熱伝達率、冷却空気温度は固定し、気体温度、表面放射率、ガス放射率を変化させ、その効果を調べた。設定値の一覧を表1に示す。ここで、表面放射率は様々な可能性を考え網羅的に与え、ガス放射率は0.04～0.09であると推算し[(3)]、設定した。

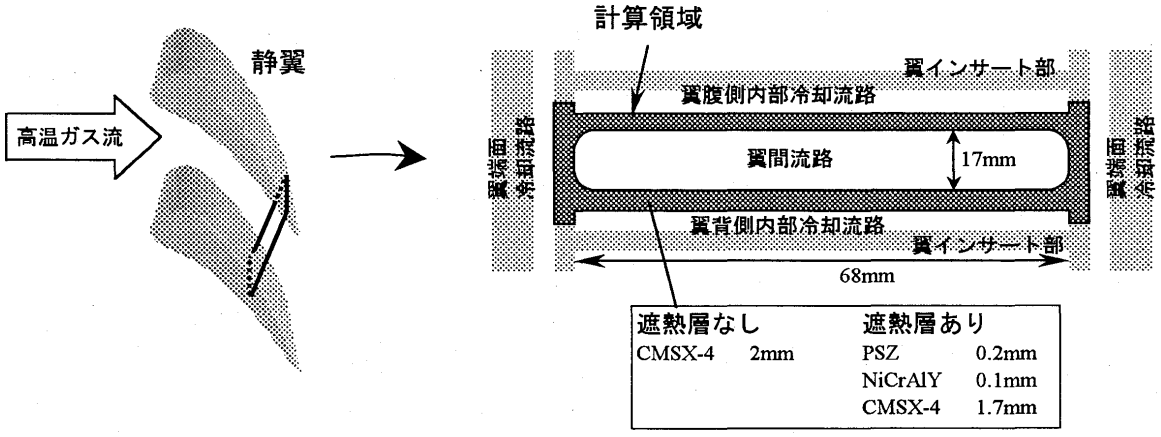


図1　第一段静翼における計算領域

第16回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，（秋田）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表 1　　設定値

気体温度	Tg	1500℃, 1750℃
表面放射率	ε	0, 0.1, 0.25, 0.5, 0.8, 1.0
ガス放射率	ε g	0, 0.05, 0.08

3　解析手法[4]

3･1 定常二次元熱伝導

解析に用いた支配方程式は、式(1)で表される定常二次元熱伝導方程式である。

$$\frac{\partial F}{\partial x}+\frac{\partial G}{\partial y}=0 \qquad F=\lambda\frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{and} \quad G=\lambda\frac{\partial T}{\partial y} \tag{1}$$

解析は差分法によって行った。熱流束の各方向成分F,Gを差分し、コントロールボリュームの各境界面を通過する熱量Q_kをもとめ、式(1)を積分して得られる次式により、コントロールボリュームの温度を求めた。

$$\oint\left(Fdy-Gdx\right)=\sum_k Q_k=\sum_k\left(F_k\Delta y_k-G_k\Delta x_k\right)=0 \tag{2}$$

また、境界においては

$Q_k=Q_f-Q_R$　　Q_f：熱伝達による熱量　　Q_R：放射伝熱による熱量

として壁面の温度を代入し消去した。（Q_Rは線形化して代入）

3･2 熱伝導率

熱伝導率は各材料に対し、温度依存性を考慮し、各コントロールボリュームの代表値を温度の関数として計算し、境界を通過する熱流束の計算には、調和平均を用いた。

図２に各材料の熱伝導率の温度依存性と、計算に使用した近似式を示す。

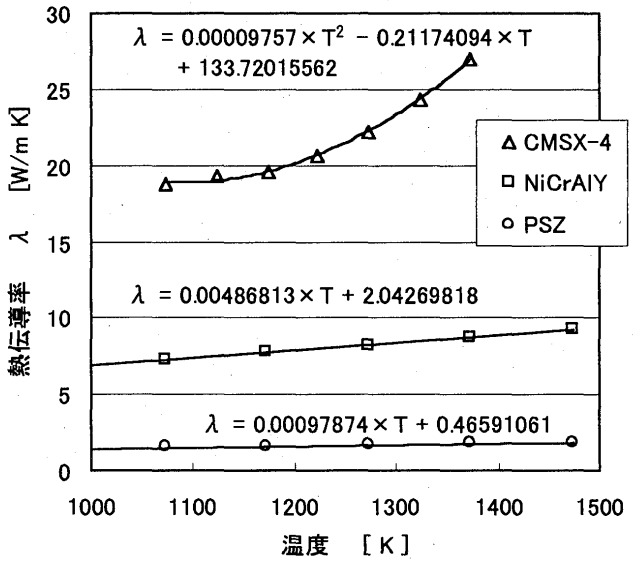


図 2　熱伝導率

3･3 放射伝熱

高温流路表面における、放射伝熱による熱量は、翼表面、端面を灰色面とし、以下の式によって求めた。

$$Q_{Ri}=\left(\sigma T_i^4-G_i\right)\frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}A_i \tag{3}$$

T_i：壁面温度　σ：ボルツマン定数

G_i：射度　ε_i：表面の放射率　A_i：表面の面積

その際、ガス放射率は平均的な値を１つ使用し以下の式を、連立して計算を行った。

$$G_i\left(\varepsilon_g+\sum_k F_{ik}^{\circ}+\frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}\right)-\sum_k G_k F_{ik}^{\circ}=\sigma T_i^4\frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}+\sigma T_g^4\varepsilon_g \tag{4}$$

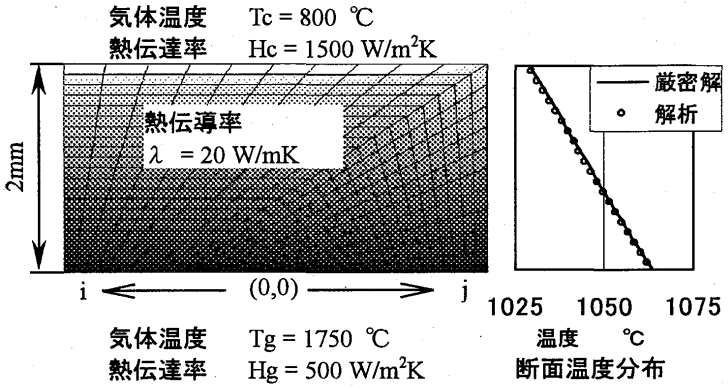
T_g：気体温度　F_{ik}：形態係数　ε_g：ガス放射率

F_{ik}°：ガス放射を考慮した形態係数　　$F_{ik}^{\circ}=F_{ik}\left(1-\varepsilon_g\right)$

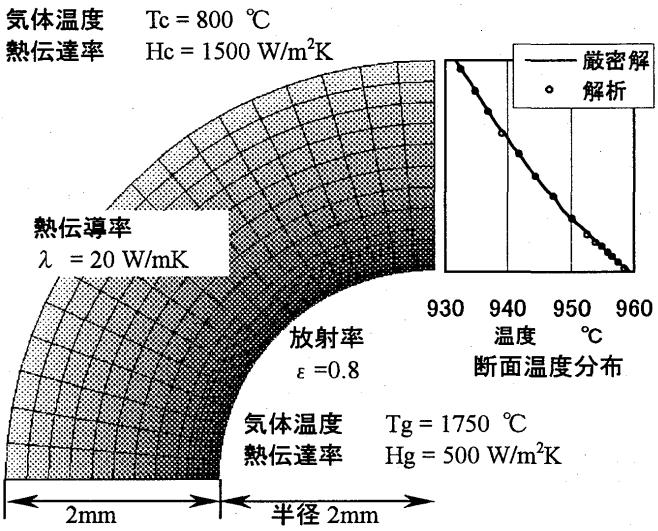
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3･4 検定解析

解析方法および計算コードの評価のため、いくつかの検定を行ったので、その結果の一部を図 3 に示す。なお、ここに示した解析では熱伝導率の温度依存性は考慮せず一定とした。まず、角部の温度解析の検定をするため、図 3(a)のような格子配置を用い、平板の両面に熱伝達がある場合についての解析を行った。図のように、断面での温度分布は厳密解に一致しており、各境界面での熱流束が正しく計算できていると思われる。次に、放射伝熱を含む計算を検定するため、図 3(b)のような円管内部に放射伝熱がある場合の解析を行った。円管内壁の温度分布を一様としたとき、放射による影響がなく、放射を考えない厳密解と一致している。



(a) 平板の温度解析結果



(b)円管の温度解析結果（1/4 部分）

図 3 検定解析

4 結果

4･1 翼材温度分布

まず、図 4 に気体温度 1500℃、遮熱層あり、放射伝熱なしにおける解析結果を示す。境界条件は図中に示した値

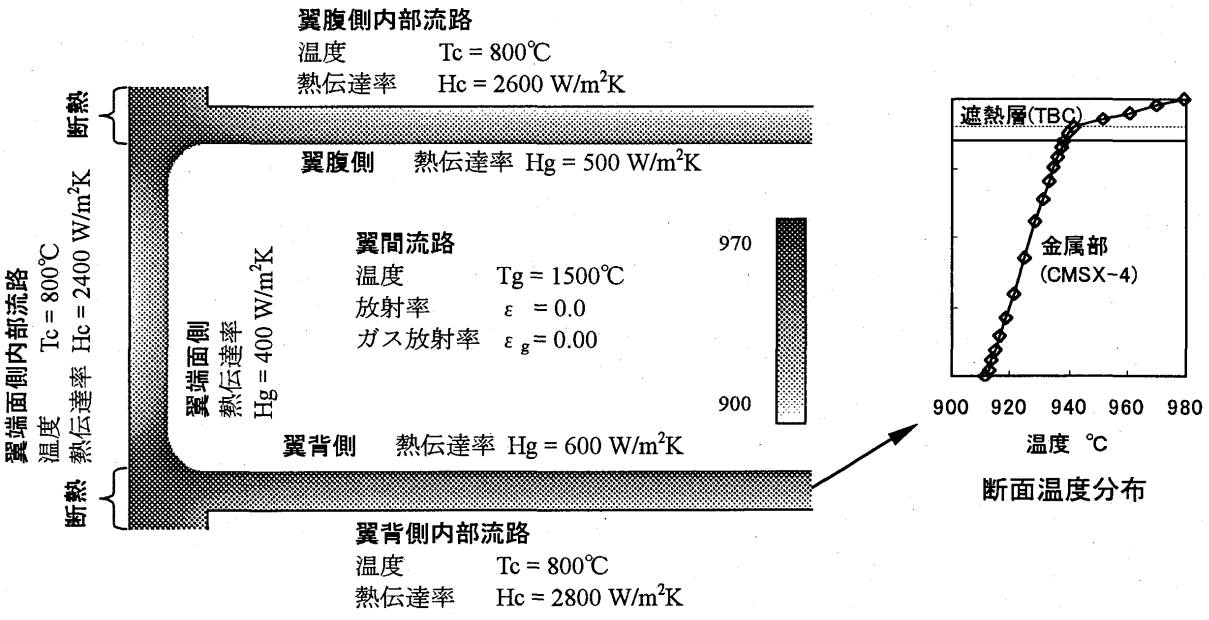


図 4 境界条件および温度分布（1/2 部分）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

を与えており、解析結果が冷却効率 0.8 程度になるような設定になっている。ここで、高温側の熱伝達率が少し低くなっているが、これはフィルム冷却による効果も含めて与えているためである。また、図 5 にこのときの翼間流路の内壁(遮熱層表面)の温度分布と、金属が遮熱層と接している面（金属部表面）における温度分布を示す。この境界条件では、翼背側、翼腹側、端面側の値をそれぞれ少し変えてあり、図のように、各面の表面温度に若干の差が生じ、角部で温度が高くなるような温度分布となる設定となっている。この結果を基準とし、全ての解析において熱伝達率、冷却空気温度はこの値を使用した。

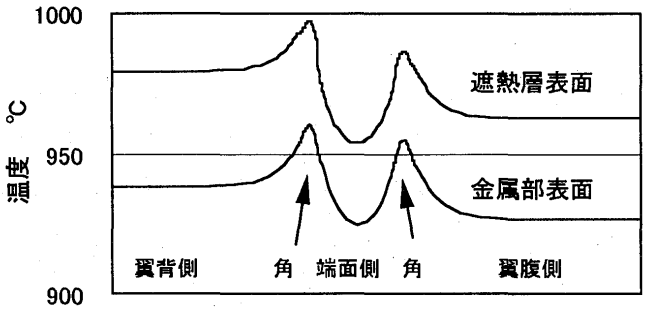
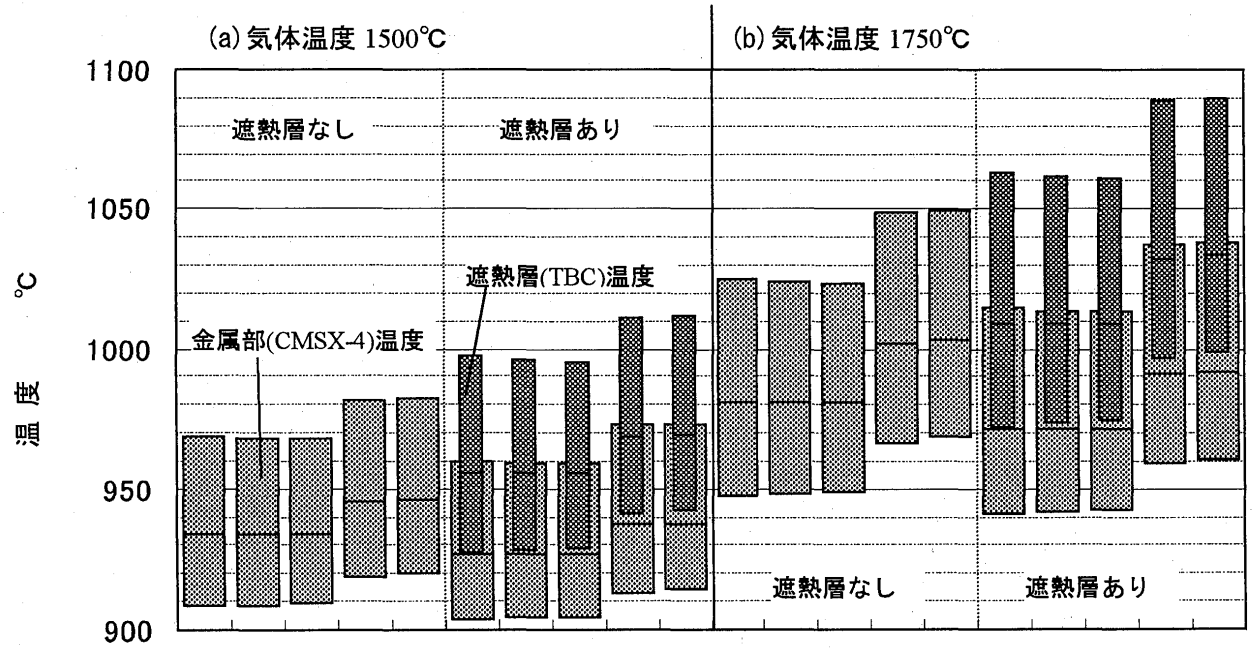


図 5　翼間流路表面温度分布

図 6 にいくつかの設定における解析例を金属部、遮熱層の温度範囲として示す。代表例として、表面放射率は金属の放射率に相当する 0.8 と遮熱層の放射率に相当する 0.5[5]、ガス放射率は 0.08 の結果を示してある。図は、計算領域全体での最低、平均、最高温度を示しており、先ほど示した図 3 の結果は(a)-6 に相当する。

まず、放射伝熱を考えない場合の結果を比較してみる。気体温度が 1500℃の場合(a)-1 に対し、1750℃の場合(b)-1 は金属部の最高温度で約 55℃、平均温度で約 45℃の上昇がみられ、これは、気体温度の上昇に対する熱伝達による温度上昇分と認識できる。また、遮熱層がある場合[(a)-6, (b)-6]の比較でも、気体温度の上昇に対し、ほぼ同等の温度上昇がみられる。

次に、ガス放射を考えない、表面の放射のみを考慮した解析結果について比較してみる。気体温



放射率 ε	0.00	0.50	0.80	0.50	0.80	0.00	0.50	0.80	0.50	0.80	0.00	0.50	0.80	0.50	0.80	0.00	0.50	0.80	0.50	0.80
ガス放射率 εg	—	—	—	0.08	0.08	—	—	—	0.08	0.08	—	—	—	0.08	0.08	—	—	—	0.08	0.08
Data No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

図 6　各設定における金属部および遮熱層の温度範囲

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

度 1500℃、遮熱層なしの(a)-1,2,3 を比較すると、表面放射率が大きくなるに従い、部材の温度が平均化される傾向にあることがわかる。しかし、その温度の変化量は 2℃以下であり、非常に小さい値である。また、気体温度 1500℃、遮熱層ありの(a)-6,7,8、気体温度 1750℃、遮熱層なしの(b)-1,2,3、遮熱層ありの(b)-6,7,8 のそれぞれの比較においても同様の結果が現れている。そのため、表面放射のみを考えた場合、遮熱層と金属表面との放射率の違いは、温度分布に大きな影響を与えないと思われる。

さらに、ガス放射も考慮した解析結果について比較してみる。気体温度 1500℃、遮熱層なしの(a)-4,5 はガス放射なしの(a)-1,2,3 に対して、金属部の最高温度で約 15℃、平均温度で約 10℃の上昇がある。また、遮熱層がある場合[(a)-9,10 と(a)-6,7,8]も同様の結果となっている。一方、気体温度 1750℃では、遮熱層なしの場合[(b)-4,5 と(b)-1,2,3]と遮熱層がある場合[(b)-9,10 と(b)-6,7,8]のどちらも、金属部の最高温度で約 25℃、平均温度で約 20℃のガス放射による温度上昇があり、気体温度 1500℃の場合より温度上昇量が大きくなっている。また、表面放射のみを考えた場合、放射率が大きくなるに従い、部材温度は平均化される傾向のみを示していたが、ガス放射まで考慮した場合では、全体の温度上昇の傾向も現れている。

つまり、気体温度が上昇することによる放射伝熱による影響は、ガス放射によるものが主であり、気体温度が 1500℃から 1750℃に上昇にした場合、熱伝達による温度上昇量（最高温度で約 55℃、平均温度で約 45℃）に対し、ガス放射による温度上昇量（最高温度で約 25℃、平均温度で約 20℃、気体温度 1500℃のガス放射に対する増加分で約 10℃）は無視できないほどの割合となっている。

4･2 放射率による冷却効果

ガス放射による温度上昇量が大きくなる場合に、表面の放射率を変えることにより冷却効果が期待できるのではないかと考え、表面放射率の違いに対する温度上昇量の変化について解析結果を評価してみた。

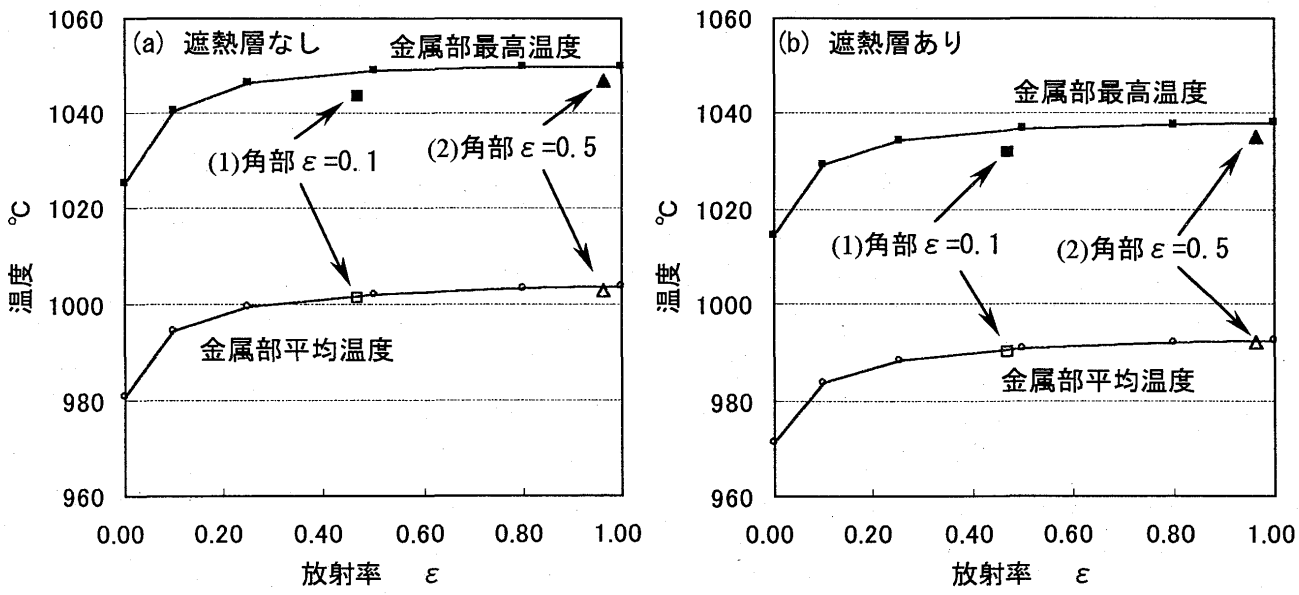


図 7　放射率に対する金属部平均温度と最高温度
（ 気体温度 1750℃、ガス放射率 0.08 ）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図 7 は気体温度 1750℃、ガス放射率 0.08 の場合の表面放射率に対する金属部平均、最高温度の変化を示したものである。線で結んだものは表面放射率が均一であるとして解析を行った結果であり、放射率が大きくなるに従いガス放射による温度上昇量が大きくなる事がわかる。しかし、放射率が比較的大きいところでは変化量が小さいため、放射率による大きな冷却効果を期待するには、約 0.2 より小さな値にする必要があると思われる。

また、温度が高温になる部分のみの放射率を変えることで冷却効果を与えることができるのではないかと考え、以下のような二つの計算を行った。

(1) 角部 放射率 ε =0.1、他 放射率 ε =0.5

(2) 角部 放射率 ε =0.5、他 放射率 ε =1.0

図 7 にその結果も示した。ここで、横軸の放射率は平均放射率として示してある。

結果として、高温になる部分のみの放射率を変えることは、部材としての平均温度はあまり変わらないものの、最高温度を下げる効果はあり、全体の放射率を変えたのと同等の効果があることがわかる。

しかし、今回の解析では簡単化した解析であり、放射率による冷却効果を定量的に考える上で、実際には 3 次元的な放射になることなどの検討も必要であろう。

5 まとめ

本研究では、タービン静翼の翼間流路を簡単化した二次元流路として熱伝導解析を行い、遮熱層の有無、タービン入口温度の違い、翼面の熱放射率、ガス放射率に対する翼材温度分布の変化の評価を行った。以下に得られた結果をまとめる。

- 気体温度の上昇に伴う放射伝熱の影響は、ガス放射によるものが主であり、その温度上昇量も気体温度が 1750℃の場合で約 25℃と大きな値である。
- 表面放射率が低くなるに従いガス放射による温度上昇量は小さくなり、表面放射率を約 0.2 より低い値にしたときに大きな冷却効果が期待できる。
- 表面全体の放射率を変えなくても、高温となる部分の表面放射率を低くすることで、ガス放射による温度上昇をおさえ、冷却効果が期待できる。

参考文献

(1) 工藤一彦、小幡正一：「航空用ガスタービン静翼への三次元輻射伝熱解析」, *ガスタービンの高温化と冷却技術　第 21 期調査研究委員会　日本ガスタービン学会*, 1997.

(2) Yamawaki, S., Hamazaki, H. and Maya, T., : "Research and Development of High Pressure Turbine.", *Proceedings of Third International Symposium on Japanese National Project for Super/Hyper-sonic Transport Propulsion System*, 1999.

(3) Thomas, L.C. : "Heat Transfer professional version.", *Prentice Hall*, 1993.

(4) スハス V. パタンカー：「熱移動と流れの数値解析」, *森北出版*, 1980.

(5) Ruckle, D.L. : "Plasma-Sprayed Ceramic Thermal Barrie Coatings for Turbine Vane Platforms.", Thin Solid Films, vol.73, No.2, 1980.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－13

複合型インピンジ冷却構造内における流れ解析と熱伝達特性

船崎健一（岩手大工）
＊工藤俊光（岩手大院），
松野伸介，山脇栄道，仲俣千由紀（石川島播磨）

1. 緒言

超音速輸送機推進システムの実用化へ向けて解決すべき課題は多いが，その一つとして，タービン入口温度(TIT, Turbine Inlet Temperature)の上昇への対応が挙げられる．次世代の超音速輸送機推進システム用のタービンは極めて高温の状態で使用されるため，高効率な冷却構造が必要とされている．その候補の一つとして，インピンジ冷却とピンフィン冷却を組み合わせた冷却構造があげられる．

Funazakiら[1]は，感温液晶による非定常計測法を用いて，前述の冷却構造を模擬した試験装置によって得られる熱伝達特性を計測した．また，樽川[2]らは，この冷却構造においてピン長(有効部長さ)が冷却性能に及ぼす効果について感温液晶による計測を行った．

本研究では，CFDを用いた流れ解析により，Funazakiら[1]が用いた冷却構造において，流れ場が熱伝達特性にどの様に影響を及ぼしているか，また，計算格子への依存性について議論する．

記号の説明

c_{air}	:空気の比熱
d	:インピンジ孔の直径
H	:インピンジ板とターゲット板の間隔
h	:熱伝達率
Pr_t	:乱流プラントル数
q_w	:壁面上の熱流束
Re	:レイノルズ数
T_g	:主流温度
T_w	:壁面表面温度
U_{in}	:インピンジジェットの平均流速
λ_{air}	:空気の熱伝導率
ν,ν_t	:動粘度，乱流動粘度
ρ_{air}	:空気の密度

2. 解析方法

2.1 解析ツール

本研究では，CFX4.4(AEA Technology)を用いている．これは，レイノルズ平均ナビエ-ストークス方程式，連続の式，エネルギー方程式を有限体積方で解いている．乱流モデルに関しては，Launder & Sharmaの低レイノルズ数k-εモデルを用いている．格子に関しては，BFC型構造格子を使用しており，壁面近傍において，格子点が密になるように格子を生成している．

2.2 境界条件

図1に計算領域を示す．解析対象は，直径dのインピンジ孔が開けられたインピンジ板と，直径dの排気孔が開けられたターゲット板により，高さH，直径dのピンを挟み込んでいる形状となっている．インピンジ孔，排気孔，ピンの水平方向のピッチはそれぞれ$2.5d$，垂直方向のピッチは，インピンジ孔と排気孔が$5.0d$，ピンが$2.5d$となっている．インピンジ板，ターゲット板の厚さは$0.375d$である．

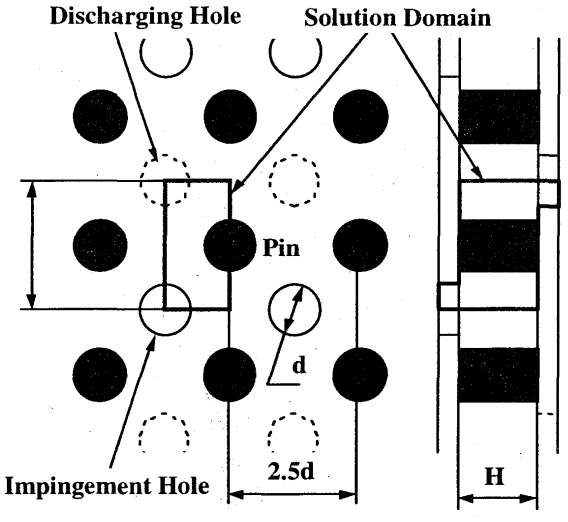


図1　計算領域

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，.2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

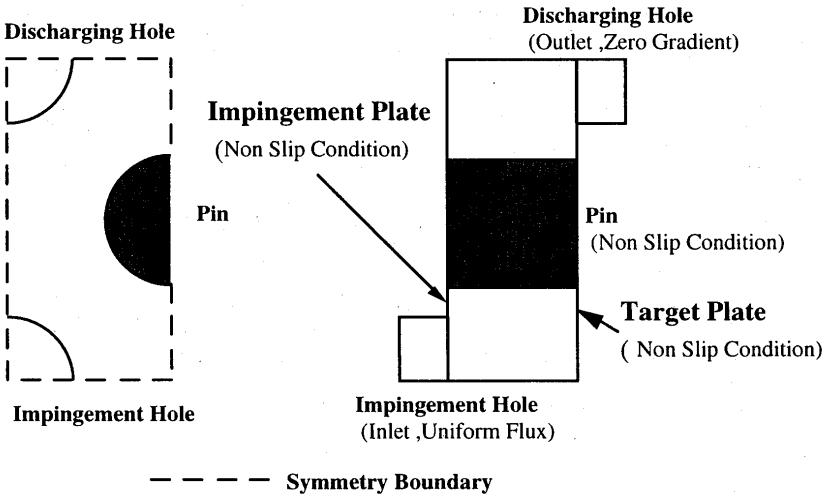
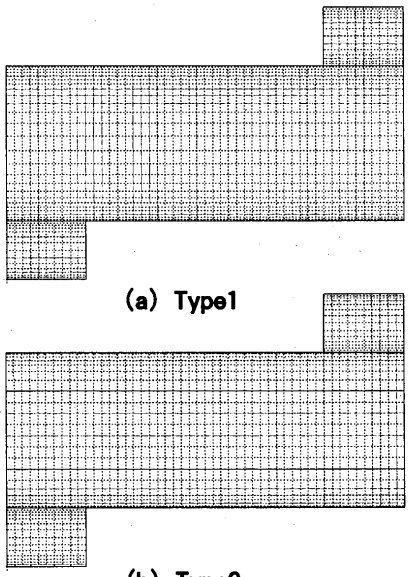


図 2　境界条件



(a) Type1

(b) Type2

図 3　z 方向の格子の種類

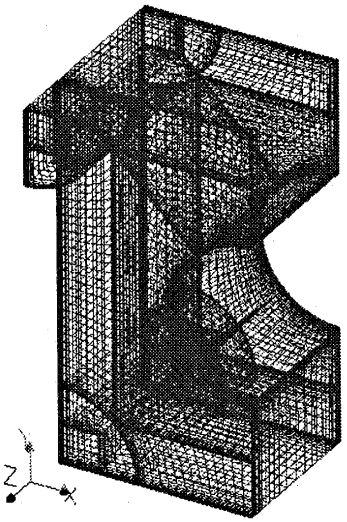


図 4　格子(Type1-b)

図 2 に境界条件を示す．入口レイノルズ数 Re は 10，000 であり，入口となるインピンジ孔に均一に質量流束を与えている．また，入口乱れ運動エネルギー k_{in} を，$0.001U_{in}^2$ としている．

インピンジ板，ターゲット板，ピン表面には，滑り無し条件，破線の部分には対称条件を適用している．

流入空気温度は，323K となっており，壁面温度は，303K に固定している．

熱伝達率 h は，次式で定義される

$$h = q_w / (T_g - T_w)$$

$$q_w = -\left(\lambda_{air} + \frac{c_{air}\rho_{air}\nu_t}{\mathrm{Pr}_t} \right) \frac{dT}{dn}$$

ここで，dT/dn は壁面上での空気の温度勾配である．

2.3 計算格子

本研究では，5 種類の格子を作成して計算を行った．格子は，大別すると 2 種類であり，インピンジ板とターゲット板の間を 1 層のブロックで構成したものと，3 層のブロックで構成したものである．前者を Type1，後者を Type2 と呼ぶ．図 3 に，Type1， Type2 の模式図を示す．Type1 では，最大格子間隔が，$0.2d$，$0.1d$，$0.05d$ の 3 種類であり，Type 2 では，中間層の格子間隔が均等になっており，最大格子間隔が，$0.1d$，$0.05d$ の 2 種類である．

図 4 に，H/d =1.0 での Type1-b の格子を示す．

図 5 に，各格子での z 方向の格子の間隔を示す．縦軸は，z 方向の無次元距離，横軸は格子点を示している．Type1-a，Type1-b，Type1-c の格子点数はそれぞれ，19，30，50 であり，Type2-a，Type2-b の格子点数は，30，40 である．インピンジ板，ターゲット板ともに厚さ $0.375d$ であるの

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

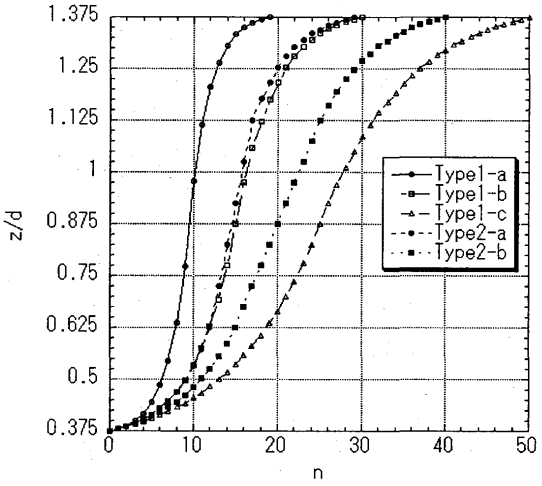


図5　z 方向の格子間隔

で，インピンジ板表面が z/d =0.375，ターゲット板表面が z/d =1.375 の位置になる．

3. 実験

3.1 感温液晶法

感温液晶法とは，温度に対して色を変える温度による選択的反射という液晶の特性を応用し，温度分布を視覚的に捕らえ，定量的な分布として計測を行なう方法である．

色の定量化は，色の分類法である RGB(R：赤，G：緑，B： 青)，HSL(H：色相，S：彩度，L：明度)等の値により可能であるが，本研究では，HSL 形式により定量化を行なった．

3.2 実験装置

図 6 に実験装置の概略図を示す．ヒーターにより加熱された主流は送風機から風洞部へと流れ，その後，オリフィス板を通り供試部に流入する．供試体の外形は 15.0d ×15.0d の正方形で，二枚の板厚は 0.375d である．ターゲット板には，直径 d の排気孔が 10 個，インピンジ板には，直径 d のインピンジ孔が 15 個あけられている．二枚の板の孔位置はオフセットされている．ピン直径は，d である．

4. 結果と考察

図 7 に，実験より得られたターゲット板の熱伝達率分布を示す．破線で囲まれている部分が，今回計算を行った領域である．インピンジ領域内(①)では高い熱伝達率となっており，その中心部では周囲より低い値となっている．これはインピンジジェットの中心部にポテンシャルコア領域が存在していることを示している．隣り合うインピンジ領域の中央部(②)に筋状の熱伝達率の高い領域が存在している．また，ピンの付け根の部分(③)でも高い熱伝達率を示している．

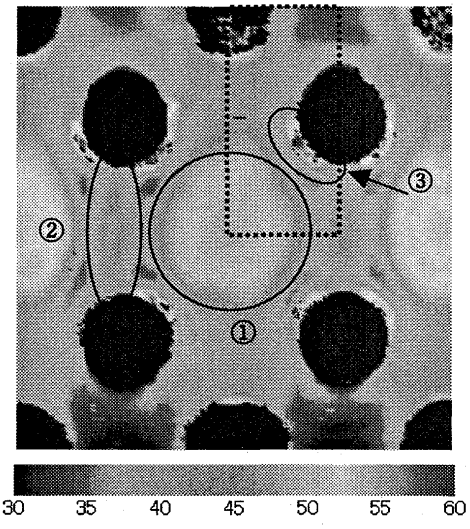


図7　ターゲット板表面の熱伝達率分布（実験）

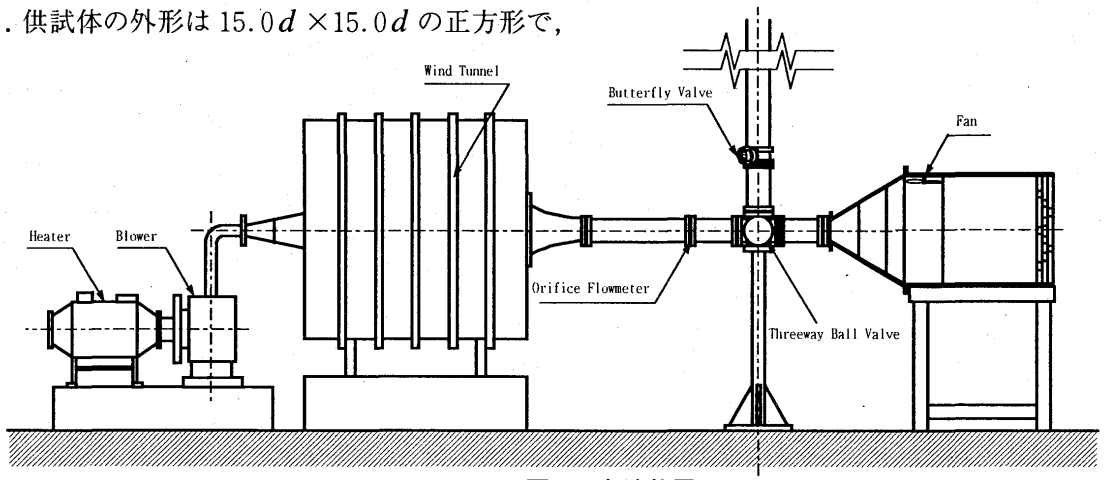
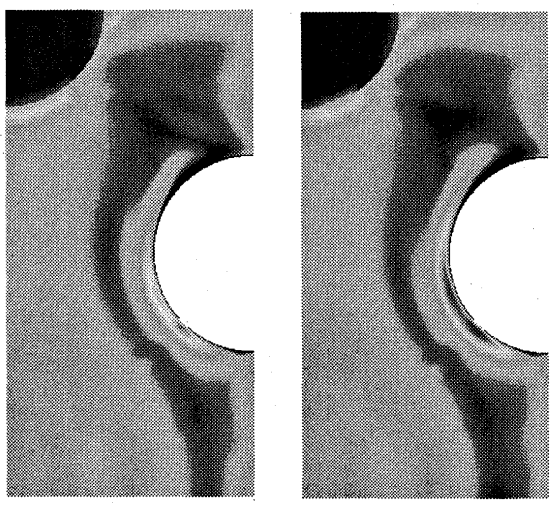
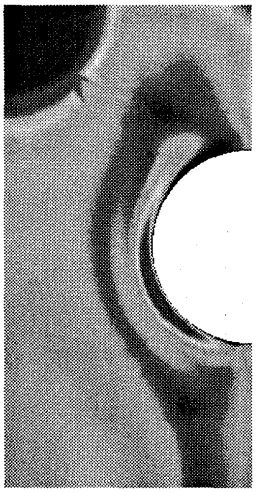


図6　実験装置

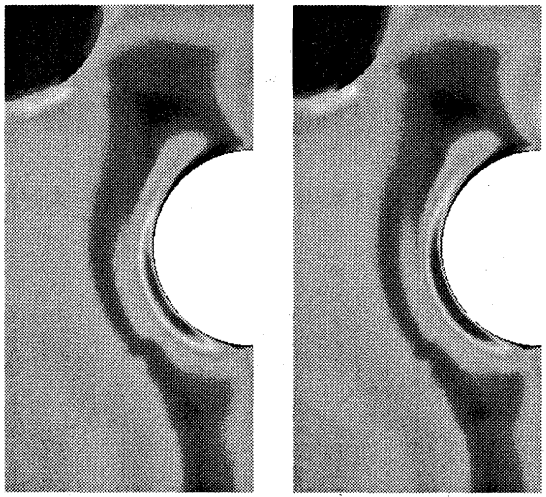
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a)Type1-a (b)Type1-b



(c)Type1-c



(d)Type2-a (e)Type2-b

図 8 ターゲット板表面の熱伝達率分布（解析）

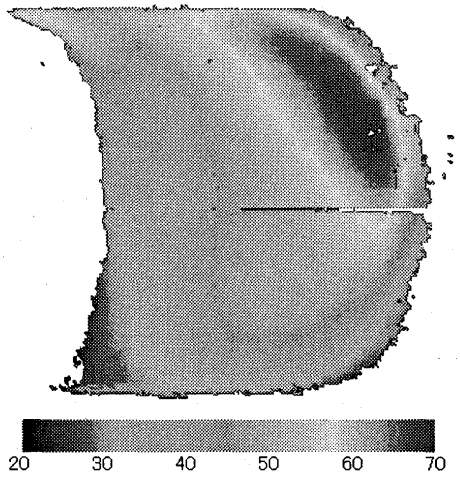
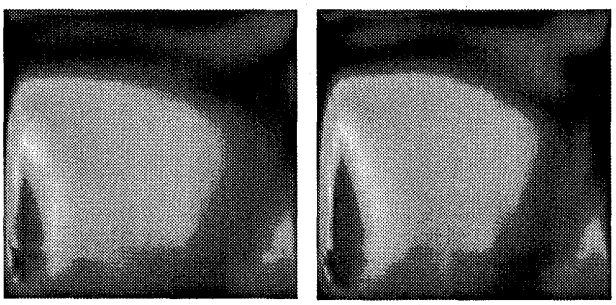
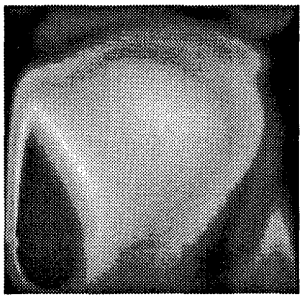


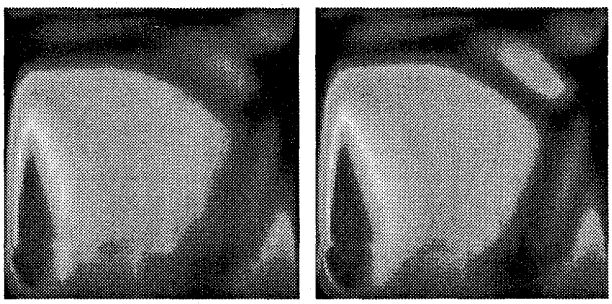
図 9 ピン表面の熱伝達率分布（実験）



(a) Type1-a (b)Type1-b



(c)Type1-c



(d)Type2-a (e)Type2-b

図 10 ピン表面の熱伝達率分布（解析）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

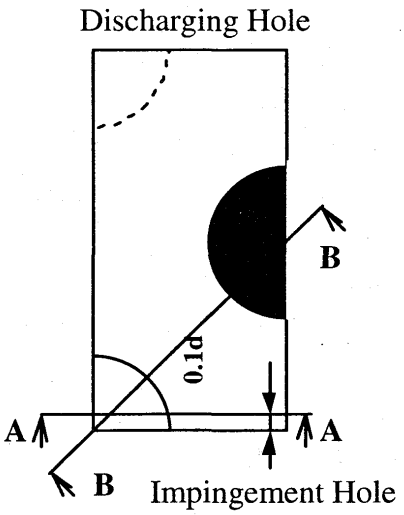
図 8 に，CFX4. 4 による解析により得られた，各格子でのターゲット板の熱伝達率分布を示す．どの格子においても，実験と同様に，インピンジ領域，隣接するインピンジ領域の中央部分，ピンの付け根で高い熱伝達率を示している．若干ではあるが，実験で確認された．ドーナツ形の分布も見られる．Type1 では，インピンジ領域(①)に於いては大きな違いが見られないが，他の高熱伝達領域（図 6 の②，③）では，格子点が多くなるにつれて，つまり，a，b，c の順に，熱伝達率を大きく予測する傾向にある．Type1 でも同様の傾向にある．

図 9 に実験より得られたピン表面の熱伝達率分布を示す．ターゲット板側のインピンジ孔に近い部分で熱伝達率が高くなっている．また，インピンジ板側上部にも熱伝達率の高い部分がある．

図 10 に，CFX4. 4 による解析により得られた，各格子でのピン表面の熱伝達率分布を示す．Type1，Type2 共に，格子点が多くなるに連れて，つまり，a，b，c の順に，全体的に熱伝達率を大きく予測する傾向にある．

表 1　平均熱伝達率

		ターゲット板	ピン	平均
実験		40.61	41.49	40.82
解析	Type1-a	35.89	32.84	34.73
	Type1-b	37.99	37.18	37.68
	Type1-c	42.62	48.85	45.00
	Type2-a	37.79	36.68	37.37
	Type2-b	38.71	39.13	38.87



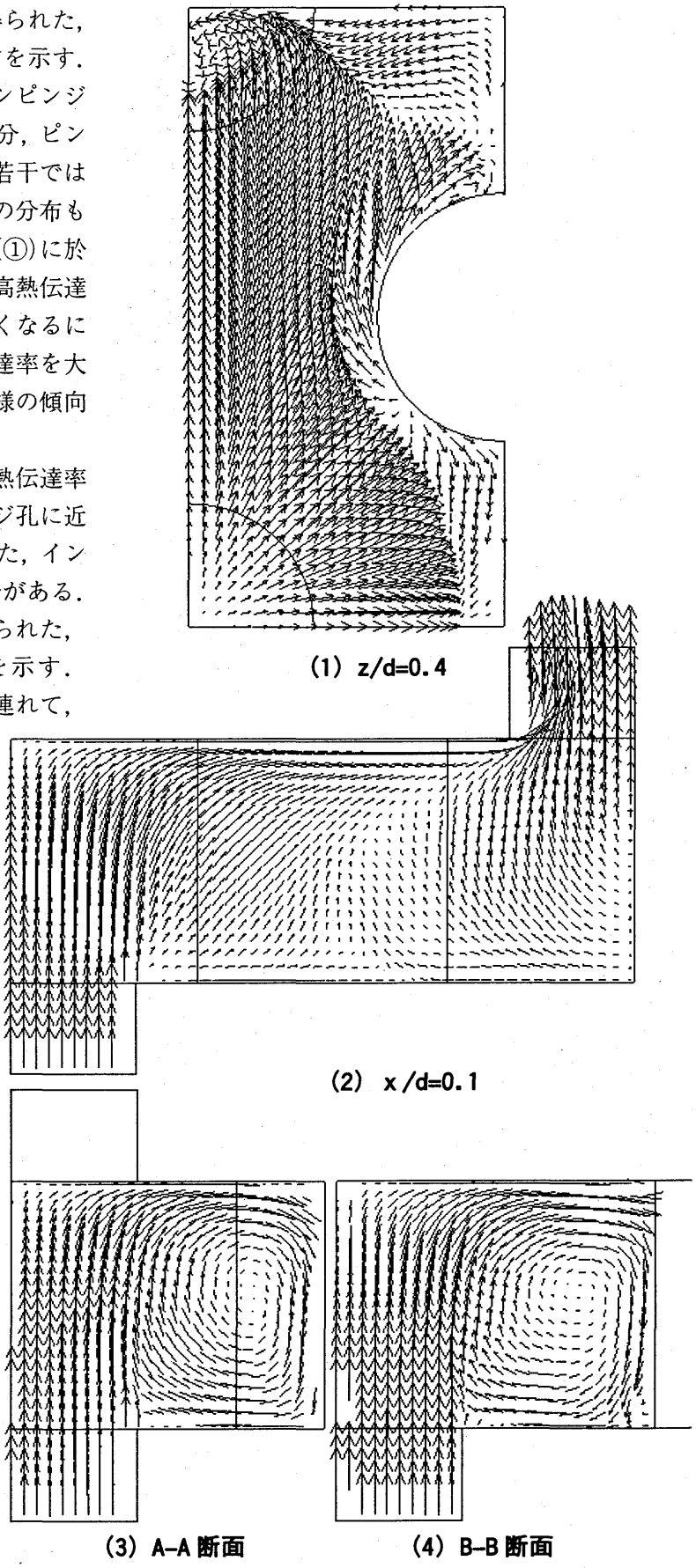


図 11　速度ベクトル（Type2-b）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

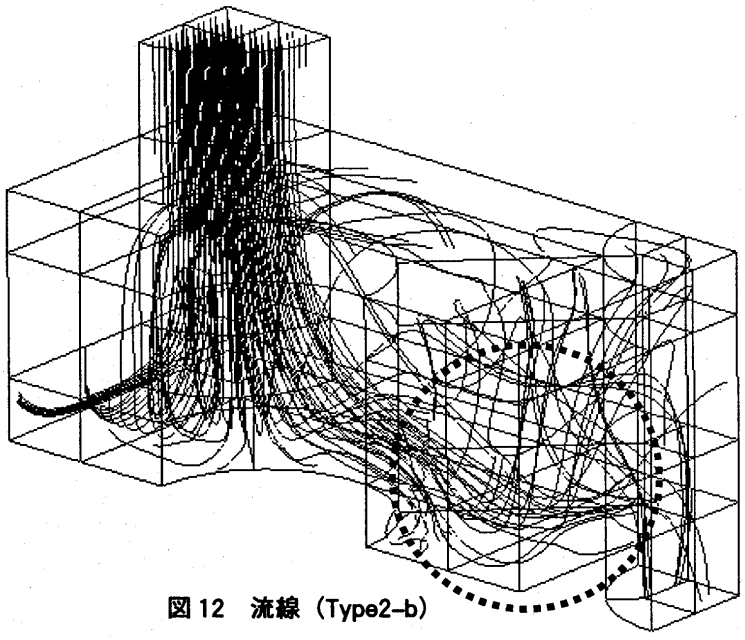


図 12　流線（Type2-b）

表 1 に実験，計算より得られたターゲット板，ピンの平均熱伝達率を示す．表中の平均は，ターゲット板とピンの平均を示している．ターゲット板，ピンターゲット板とピンの平均の全てにおいてに，Type2-b が実験値に最も近い結果となった．

図 11 に計算格子 Type2-b における速度ベクトルを示す．図 11(1)は z/d =0.4，つまり，インピンジ板から，$0.025d$ の位置での分布となっている．図 11(2)は x/d =0.1 の断面での分布である．図 11(3)，(4)は，図中の A-A 断面，B-B 断面での分布となっている．図 10(1)，(4)より，インピンジジェットがターゲット板に衝突した後に，放射状に広がりピンにあたっている様子が見て取れる．このため，ピンでは，ターゲット板側で高い熱伝達になっている．図 11(3)より，インピンジジェットがターゲット板に衝突した後に，放射状に広がった x 方向に隣接する壁面噴流が衝突し，インピンジ板側へ吹き上がっている様子がわかる．

図 12 に流線を示す．この図からも，インピンジジェットがターゲット板に衝突した後に，放射状に広がりピンにあたっている様子や，x 方向に隣接する壁面噴流が衝突し，インピンジ板側へ吹き上がっている様子が見て取れる．また，図中の破線の部分では，y 方向に隣接する壁面噴流が衝突し，インピンジ板側へ吹き上がっている事がわかる．

5. 結言

CFX4.4(AEA Technology)を用い，インピンジ冷却とピンフィン冷却を組み合わせた冷却構造での流れ解析を行い，熱伝達特性を調査した．
以下の知見を得た．

1. ターゲット板において，ポテンシャルコア領域を示すドーナツ型の分布や，壁面噴流の衝突により熱伝達が高くなる領域が確認された．
2. ピンにおいて，ターゲット板側の壁面噴流が衝突する部分で高い熱伝達率を示した．
3. 5 種類の計算格子を用いた結果，Type2-b が実験値の平均熱伝達率に最も近い結果となった．

6. 参考文献

(1)K. Funazaki, N. Imamatsu and S. Yamawaki, Heat Transfer Measurements of an Integrated Cooling Configuration Designed for Ultra-High Temperature Turbine Blades, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, IGTC'99Kobe TS-78, 833-839
(2)樽川，超音速輸送機推進システム用タービン翼の革新的冷却法に関する研究，平成 11 年度岩手大学卒業論文

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－14

リブ付き矩形流路における伝熱流動場の計測

*渡辺　和徳、高橋　俊彦（(財)電力中央研究所）

1. まえがき

ガスタービン(以下 GT)を用いた LNG 複合発電設備は、起動・停止が容易で負荷変動に対応可能であると同時に、高効率でクリーンなことから、火力発電における主要な電源設備として位置付けられている。一方で、高温部品と呼ばれる高温の燃焼ガス流に直接曝される燃焼器や動静翼は、過酷な使用環境のため寿命が短く、修理や取替えを頻繁に余儀なくされるため、効率向上分が補修コストに相殺されかねない、大きな問題となっている。補修や取替えに関する基準の根拠は公表されないことから、ユーザの立場として、正確な寿命評価手法の早期確立が望まれている。寿命評価には、部品の温度分布を精度良く求めることが必要となる。筆者らは、これまで 1100℃級 GT 初段動翼を対象に、CFD による翼周りの熱流動解析と翼の熱伝導解析を連成させ、3 次元翼温度分布を明らかにした [1]。緒方らは、それらのデータを用いて応力解析を実施し [2]、実機翼損傷状況と材料試験結果を考慮することにより、1100℃級初段動翼の解析的な寿命評価を可能にしている [3]。

今日では、全 LNG 複合発電設備における約 7 割が、1300℃級 GT によるものである。1300℃級 GT には、高温化による高効率を実現するため、1100℃級 GT に比べ複雑な冷却構造が採用されている。初段動翼にもさまざまな冷却技術が用いられているが、リブ付きサーペンタイン流路は、GT の機種によらず共通に採用されている内部冷却構造となっている。解析的な寿命評価への反映を念頭に、部品温度を精度良く求めるためには、冷却特性を正確に把握し、解析モデルを構築することが求められる。本報告は、1300℃級初段動翼の温度解析モデル構築に反映させるため、直交リブ付き矩形流路を対象に、実機で想定される 10^5 オーダーのレイノルズ数(以下 Re 数)における熱流動現象について、流れ場と温度場の計測を行ったものである。

2. 記号

h：リブ高さ、U：X 方向速度成分、V：Y 方向速度成分、X：主流の流れ方向、Y：主流に直交する方向

3. 実験方法

3･1 実験装置の概略　精度良い解析モデルの構築に資するためには、実験と解析ができるだけ同じ条件を満たしていることが必要である。そのことを意識して、実験装置を設計・製作した。図 1 に実験装置の概略図を示す。作動流体は常温常圧の空気であり、ブロアにより吸引されて装置に導かれる。吸気口には整流格子として 20 メッシュの金網 2 枚を配置した。流入した空気は、縮流部で流路断面積が 1/8 に絞られて加速され、300mm の助走区間を経て試験部に至る。試験部の詳細を図 2 に示す。流路は幅 100mm×高さ 50mm の矩形断面であり、上下壁に 50mm 間隔で高さ 5mm、幅 5mm のリブを主流流れに直交して各 10 ヶ設置した。伝熱面となる下壁は厚さ 20mm のベークライト製、下壁以外は厚さ 10mm の透明なアクリル製である。解析条件としてリブ表面まで含めた等熱流束加熱条件を実現するため、リブを含む下壁の流路表面全面に厚さ 0.05mm の SUS304 製箔を貼付し、直接通電加熱することにより伝熱面とした。

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

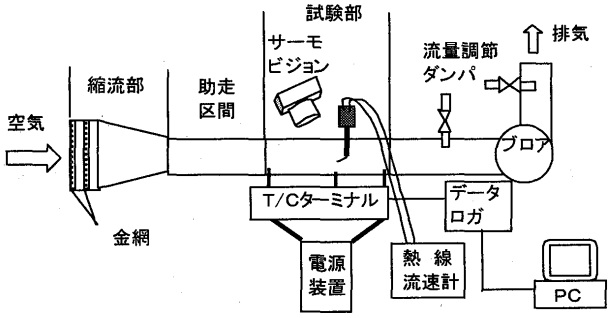


図1　実験装置概要

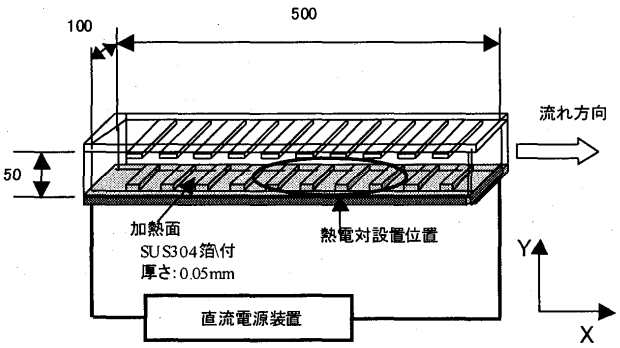


図2　試験部詳細

3・2　流れ場の計測手法　解析の境界条件として、リブの出入り口で周期境界条件が適用できるよう、流れ場、温度場とも、十分流れが発達した、上流から6番目と7番目のリブの間を計測位置とした。流れ場の測定は、はく離/再付着を伴う壁面近傍での非定常性の強い流れの計測に適し、LDVやPIVに比較して安価で手軽な計測装置である熱線流速計(日本カノマックス(株)製熱線流速計システムIHW-100およびSYSTEM7000)を用いて行った。プローブは、長時間にわたる計測性能の安定性を考慮してホットフィルムプローブとし、主流方向成分と主流に垂直な成分を同時に計測可能な上流計測用Xプローブ(TSI社製Model1249A)と、逆流の計測が可能であるスプリットフィルムプローブ(TSI社製Model1288、Split Film Probe；以下SFP)を用いた。

3・2・1　プローブの校正　熱線流速計による計測精度を確保するためには、プローブを精度良く校正することが重要である。Xプローブの校正は、校正風洞を用い、IHW-100システムの校正プログラムに従って行った。その結果、速度誤差は各成分とも±2%以内に収まることを確認した。一方、SFPの場合は、流速と流入角度の両者についての校正が必要になる。ここでは、角度特性の算出方法を一部修正したうえで、佐々木らの方法[4]に基づき校正を行った。すなわち、SFPが持つ二つのチャンネルの出力特性が異なることから、それぞれのチャンネルにおいて角度特性の算出に必要となる出力比の最大値Cmの値を個別に定めて適用した。その結果、流速については流入角度により若干の差があるものの、2.5m/s以下の低速領域を除き±5%以内、流入角度に関しては±5°以内の不確かさで計測できることを確認した。

3・2・2　計測時の諸設定　流れ場の計測にあたっては、計測ポイント1箇所につき、10kHzの周期で0.3秒間、計3072点のデータを収集し、平均流速や乱流強度等の乱流統計量を求めた。プローブは250℃の一定温度に保たれることから、壁面近傍の測定に際し壁面に近づきすぎると、輻射による熱放出に起因して過剰電圧がかかるため、測定誤差が生じる。その影響が生じない測定距離として、壁面から最も近い計測位置を0.5mmとした。

3・3　温度場の計測手法　伝熱面温度は、箔裏面に接着したφ0.2mmの素線K型熱電対29本により計測した。さらに、伝熱面全体の温度分布を把握するため、サーモビジョン(日本電子(株)製JT-6300)を用い、箔表面温度分布の計測も合わせて行った。そのため、箔表面には黒体スプレーを塗布した。主流の温度は、助走区間の出口部に設けた挿入孔よりφ0.2mmの素線K型熱電対を流路内に挿入し、計測した。また、乱流熱流束を求めるため、定電流型流速計(TSI社製Model1745)を用い、W型熱線プローブ(日本カノマックス(株)製Model0254R-T5)を使用することにより、温度と流速の同時計測も行った。流れ場、温度場それぞれの計測位置を表1にまとめて示す。なお、測定はいずれも流路のスパン方向中央で行った。

3・4　実験条件　空気の流速は、ブロアの出入り口に取り付けたダンパの開度調整により決定し、バ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ルク速度基準で Re 数 1.17×10^5 とした。このとき試験部に流入する流速分布は、壁面近傍を除きほぼ一様であることを、ピトー管を用いた測定により確認している。伝熱面の加熱条件は、熱電対と箔との接着剤の耐用温度を考慮し、熱電対指示の最高温度が 70℃以下に抑えられるよう調整した直流電源装置の出力とした。下壁裏面の温度を熱電対により測定することにより裏面からの熱ロス分を補正し、結果として 5528.9 W/m^2 を熱流束値として設定した。

表1　測定位置一覧

流速計測	X プローブ	リブ中央からの距離(mm)	(0), 2.5, 5, 7.5, 10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5, 25, 30, 32.5, (40, 42.5, 45, 47.5) ※;( )は高さ 6mm 以上の位置のみ計測
		伝熱面からの距離(mm)	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7.5, 10, 12.5, 15, 25
	・SFP ・W プローブ	リブ中央からの距離(mm)	4, 5, 7.5, 10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5, 25, 30, 32.5, 40, 42.5, 45, 46
		伝熱面からの距離(mm)	0.5, 1, 2, 3, 4, 5, 7.5, (10, 15, 25) ※;( )は W プローブのみ計測
温度計測	熱電対	リブ中央からの距離(mm)	0, 5, 7.5, 12.5, 17.5, 22.5, 27.5, 32.5, 42.5, 50

4. 結果と考察

4･1　流れ場の計測結果　図 3 に、スパン方向中央断面における X 方向速度 U の分布を示す。横軸は 6 番目のリブ中央を X=0 としたときの X 方向距離、縦軸は底面を 0 としたときの Y 方向距離であり、バルク速度で無次元化した流速を表している。リブ高さ以下の位置では SFP による計測値、その他の位置では X プローブによる計測値を用いた。リブ後流側の逆流領域が特定されており、破線で示す U=0 の線と下壁面が交わる点を再付着点と考えると、20~22.5mm の間、X/h で 4 を少し過ぎた位置にあると予想される。このような場における再付着点位置は、文献では 4～6 と報告されており[5]、ほぼ妥当な結果が得られているといえる。

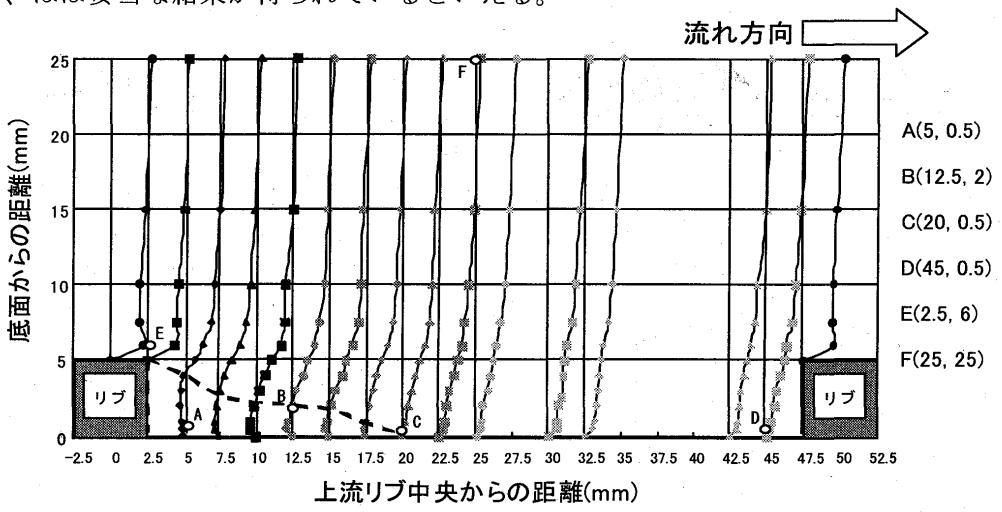


図 3　X 方向速度分布

図 4 には、図 3 中に示した A～F の各位置における U の時系列データと FFT 解析結果を示す。これより、比較的大きな速度変動成分を確認することができ、強い乱流場であることが示されている。リブ高さ以下の各位値(A～D)はいずれも平均流速がほぼ 0 であるが、リブの根元に近い部分(A と D)は流速自体が遅い場であるのに対し、B と C については、順流逆流を繰り返す大きな速度変動

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

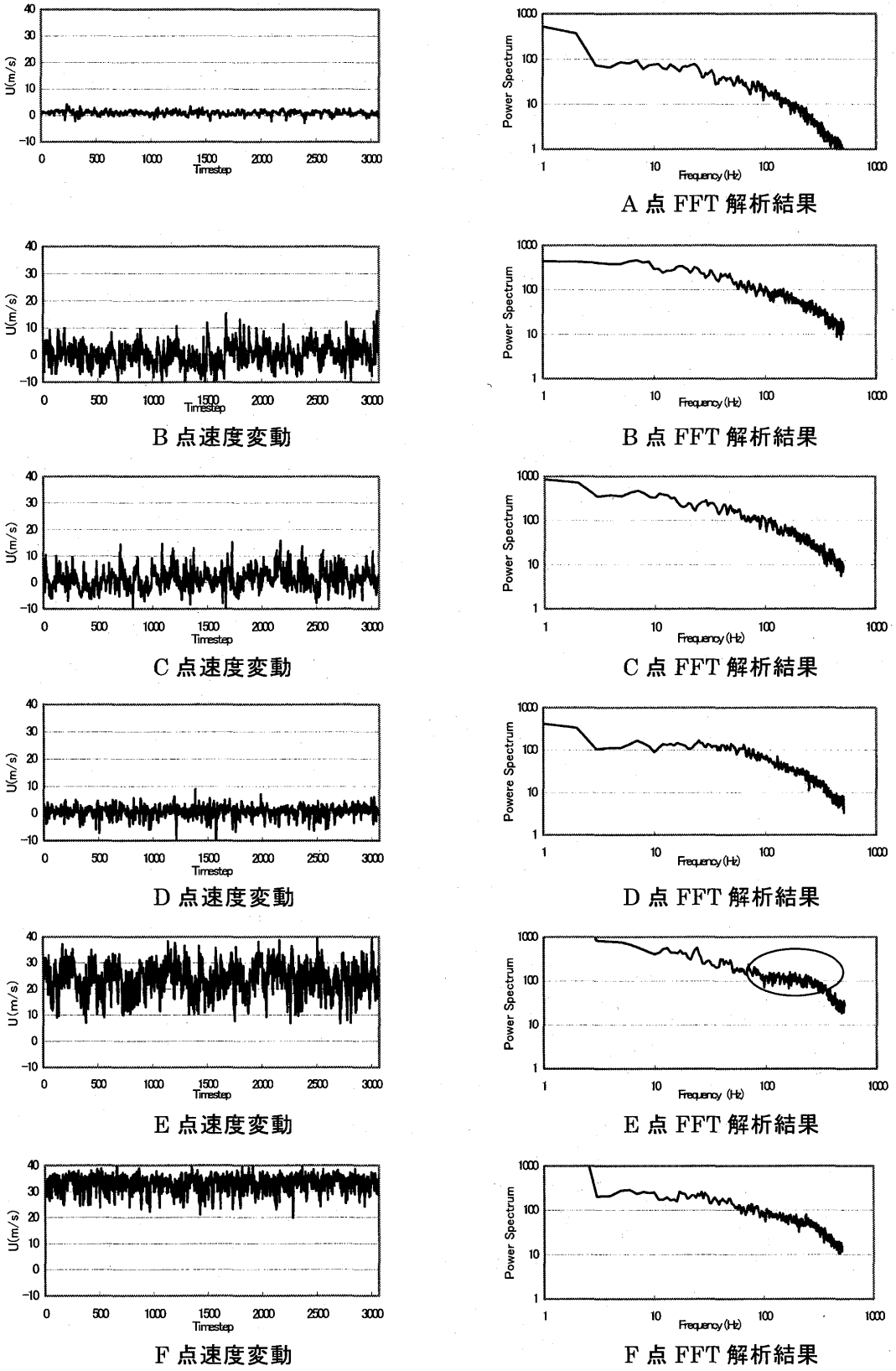
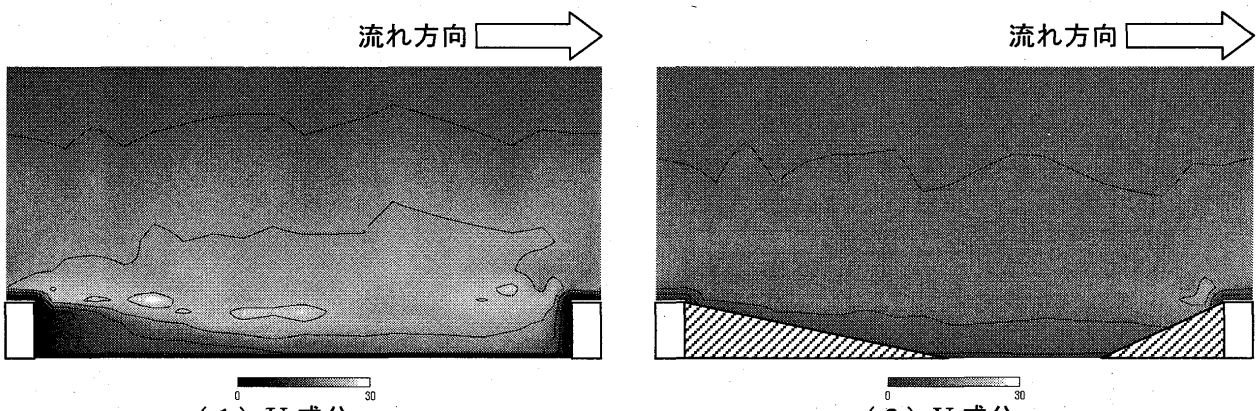


図 4　U 成分時系列データと FFT 解析結果

が生じた結果として、平均流速がほとんど 0 になっていることが示されており、流動状態がまったく違うことがわかる。リブ上部に相当する E 点では、渦放出に起因すると思われる周期的な速度変動が顕著に観察されている。それと比較すると、主流部である F 点では、変動成分が比較的小さい。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

これらの点における FFT 解析結果は、エネルギーカスケードから基本的に右下がりの傾向になるものの、E 点では○で囲んだ数 100Hz 帯においてパワースペクトルの下がり方が小さく、平らな分布になっていることがわかる。ピークといえるほど明確ではないが、この周波数帯がリブにより生じる組織的な流れの特徴を示すものと思われる。図５にU成分、V成分の乱流強度(局所における標準偏差／バルク流速で定義)分布を示す。ここで、V成分については、SFP による計測では±の特定ができないこと、逆流領域内では X プローブによる計測が不可能なことのため、斜線領域は除く。これより、乱流強度はリブ高さ h に相当する位置で大きくなっていることが分かる。



（１）U 成分　　（２）V 成分

図５　乱流強度分布

4･2　温度場の計測結果　図６に、流体の空間温度分布を示す。ただし、プローブ挿入可能領域の関係で系全体の分布は求められないため、斜線の領域は除く。逆流域内とリブ高さ以下に相当する壁面近傍では流体温度の上昇が見られるが、ほとんどは主流温度のままである。図７に乱流熱流束分布を示す。図中白く見える h から 2h の高さに相当する領域が乱流熱流束の大きい領域であり、傾向的には乱流強度が大きい領域と一致する。すなわち、乱流による熱移動はリブ高さ付近において支配的であり、この非定常性より伝熱促進効果が図られていることが示唆される。図８に伝熱面における温度分布、図９に Nu 数分布を示す。これより、逆流領域では伝熱面の温度が高く熱伝達率が低い傾向にあり、それに続く再付着点近傍で Nu 数がピークとなることが分かる。また、リブ面の熱伝達率が最も高いことが示されており、上記乱流熱流束との相関関係が伺える。ここで、本実験の流路を等価円直径に変換して求められる、発達した円管内流れの Nu は、実験式[6]より約 210 であり、2 から 3 倍の伝熱促進効果が確認できる。図１０にサーモビジョンによる温度分布の一例を示す。これより、熱電対では計測できなかったリブ直前部に低温領域が確認できる。すなわち、リブ直前部に高 Nu 数領域が存在することが示されており、これまでに多く報告されている現象と一致する[7]。

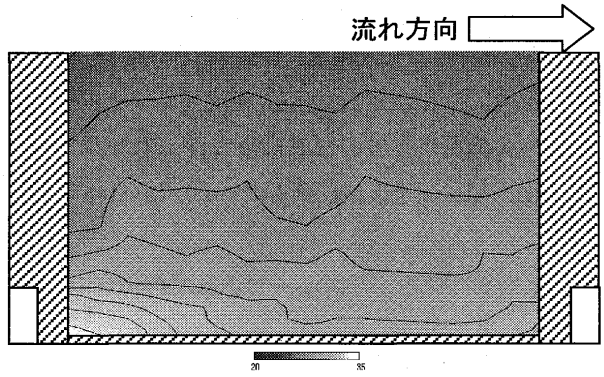


図６　空間温度分布

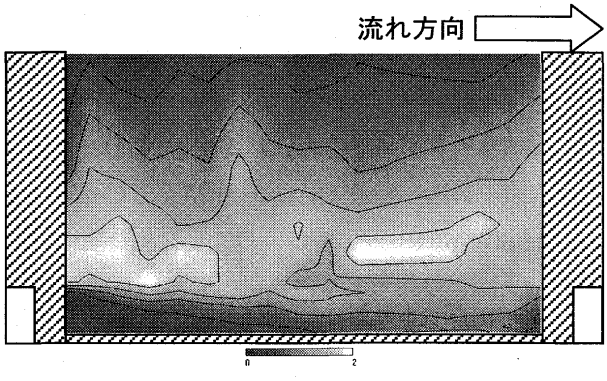


図７　乱流熱流束分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

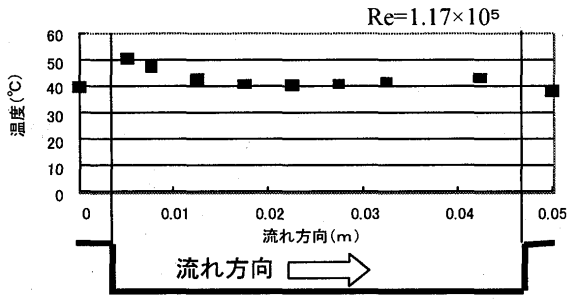


図 8　伝熱面温度分布

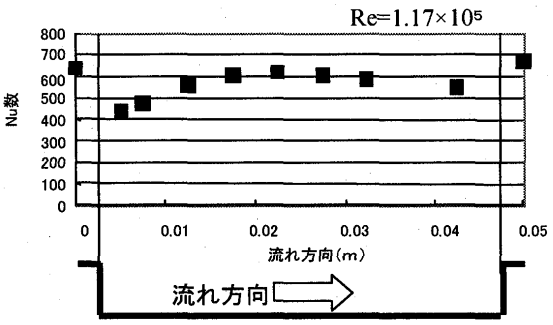


図 9　伝熱面 Nu 分布

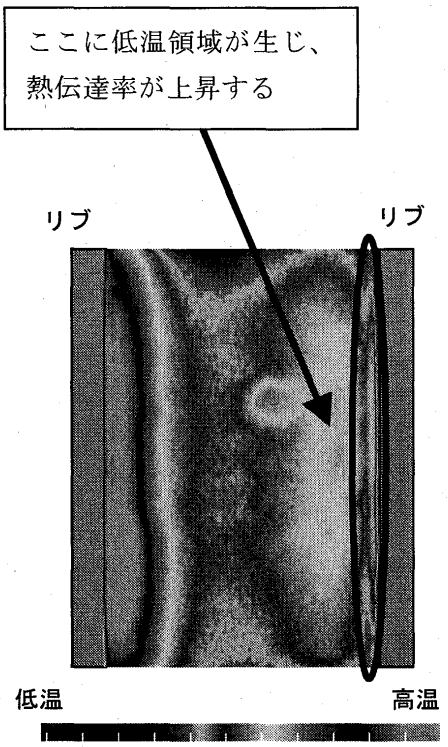


図 10　サービジョンによる計測結果の一例

5.　あとがき

1300℃級初段動翼の内部冷却構造を単純にモデル化した、片面加熱した直交リブ付き矩形流路を対象に、実機動翼の内部冷却空気流路で想定される 10^5 オーダーの Re 数で熱流動実験を行い、空間における速度分布、乱流強度、温度分布、乱流熱流束、伝熱面の熱伝達率分布等を明らかにした。今後は、今回の実験条件を境界条件とする数値解析を行い、計測データを解の検証に用いることにより、翼温度分布の解析モデル構築に反映させる。

文献

1) 高橋俊彦・渡辺和徳・高橋毅、ガスタービン初段動翼温度の連成解析、機論、66-647、B(2000)、1772-1779

2) 酒井高行・緒方隆志・野本明義・渡辺和徳、発電用ガスタービン定格運転時における初段動翼の熱・応力/クリープ解析、電力中央研究所報告、T98075、(1999)

3) 緒方隆志・屋口正次・山本真人、ガスタービン動翼材 Incone1738LC の高温強度評価法の開発-第 5 報-、電力中央研究所報告、T99052、(2000)

4) 佐々木久郎・木谷勝、スプリットフィルムプローブによる逆流領域の乱流測定、機論、51-465、B(1985)、1615-1618

5) ガスタービンの高温化と冷却技術、(社)日本ガスタービン学会調査研究委員会成果報告書、(1997)、36-69

6) Kays,W.M. and Crawford,M.E., Convection heat and Mass Transfer(2nd ed.), McGraw-Hill, (1980) ,p243

7) 例えば、村田章・望月貞成、管軸に垂直な軸周りに回転するリブ付き矩形断面直管内乱流熱伝達の LES、機論、64-628、B(1998)、4129-4136

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－15

高ブロッケージ比リブ流路内の非定常温度場

＊木上洋一（佐賀大学）　T. ARTS (Von Karman Institute)　M. T. ABAD-LOZANO (Volks Wagen)
S. PIERRET (Numeca International)　瀬戸口俊明（佐賀大学）　金子賢二（佐賀大学）

1．緒言

ガスタービン性能の向上には、各コンポーネントの最適化が必要であるが、その中でも高い熱負荷にさらされる高圧タービンの最適設計は重要である。その際、翼やケーシング、ディスクなどの寿命を見積もるために、メタル温度や熱伝達を予測するための数値解析の発展とその検証が必要である。このような領域の数値シミュレーションの複雑さを考えると、この分野では実験的アプローチによりいまだに多くの知見が得られるといえる。その知見は直接的にコンポーネントの設計プロセスに用いられるほか、CFD コード検証のデータベースとして活用できる。

ガスタービンサイクルの熱効率を上げるための古典的な方法は、タービン入口温度を上げることである。近年のタービン入口温度は、メタル許容温度を大きく超えている。そのため何らかの冷却が不可欠である。よく用いられる方法のひとつが内部冷却である。内部冷却では、冷却空気が静翼と動翼内の直線またはサーペンタインの流路を通り、いくつかの位置で主流へ吹き出される。その通路には、熱伝達を促進するために、リブやピンフィンといった乱流促進体が導入される。製作的な制約により最小リブ形状は自ずと限度があるため、内部冷却通路では近年ますます高ブロッケージ、すなわち小さな流路に大きなリブという形状になっている。

冷却通路内の流れは乱流であり、その熱流動現象を理解するために、温度変動強度や乱流熱流束などの乱流温度場が詳細に調査される必要がある。Hirota ら(1997)は平滑面からなる正方形流路について実験的に調査している。しかしリブ流路、とりわけ高ブロッケージの場合について調査した報告は見当たらない。Han ら(1984)はブロッケージ比が低い場合(e/D_h=0.0625)に対する壁面熱伝達を予測する簡便な整理式を得ている。しかし Rau ら(1998)の測定によると Han らの整理式は高ブロッケージの場合には適用できないことが明らかとなっている。同様のデータが Taslim ら (1994)(e/D_h=0.167)、Taslim & Wadworth(1997)や Korotky(1996)(e/D_h=0.133~0.25)および Cakan(2000)(e/D_h=0.3)により得られている。このような流れ場では、流れの三次元性の重要度が大きく増加している。リブの前面、上面および背面にはく離による循環域が存在し、流路全体に渡り、主流方向に向かって反対方向に回転する渦対が生じることが見出されている。しかしながら高ブロッケージ比の場合の温度場はまだ調査報告がない。そこで本報では、高ブロッケージ比の内部冷却通路の熱及び空力特性を実験的に調査した結果について述べる。

2．実験装置および方法

図１に実験装置の概略を示す。常温常圧の空気はブロアにより、0.1×0.1m の正方形断面を有する直線流路(長さ３m)内を流れる。平均速度は 6m/s であり、流路の水力直径 D_h(=0.1m)に基づくレイノルズ数は 3×10^4 である。流路は上流側 1m の非加熱部と下流側 2m の加熱部から成る。加熱は片側の壁面に接着されたインコネルシート(厚さ 25μm)により行われた。この方法により壁面熱流束一定の条件を課すことができる。熱流束の値の評価には、伝導と放射による熱損失を考慮に入れた。実験装置の詳細は Rau(1998)や Cakan(2000)に述べられている。plexiglas 製のリブは、0.03×0.03m の断面形状を有し(ブロッケージ比 e/D_h=0.3)、主流に垂直方向に設置されている。流路全体に 6 つのリブが設置され、その表面もインコネルシートで覆われている。すべての計測は 4 番目と 5 番目のリブの間で行われた。その区間では、流れの条件が周期的であることが Rau(1998)により見出されている。

主流の時間変動温度を冷線温度計により計測した。冷線では、Deno＆Sieverding(1997)が示すように、ワイヤとプロング間の非定常熱伝導を修正するための周波数補償が必要である。ワイヤからの信号は 20kHz でサンプリングされた。また速度は熱線流速計により測定した。冷線と熱線の単一プローブに加え、両者を組み合わせたデュアルプローブ(両者を平行に設置)も用いた。それぞれのワイヤの特性値を表１に示す。また、計測の信頼性を検証するために、平滑壁

第１６回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2001.10，(秋田)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表１　ワイヤの特性値

CHARACTERISTICS	Single Cold Wire	Single Hot Wire	Dual Probe	
			Cold Wire	Hot Wire
Wire Diameter [μm]	2.5	9	2.5	9
Distance prongs [mm]	0.73	1.9	0.85	1.5
Active Length [mm]	0.73	1.9	0.85	1.5
Dynamic response [kHz]	1	15	1	15
Resistance [Ω]	~7.0	~2.4	~6.8	~2.3

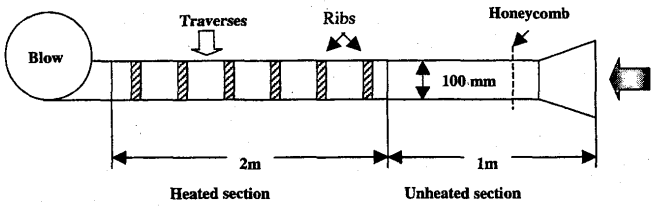


図１　実験装置

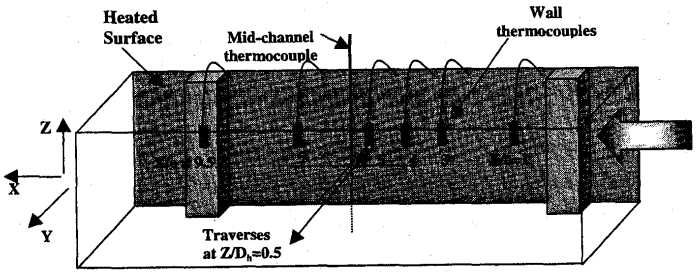


図２　測定部

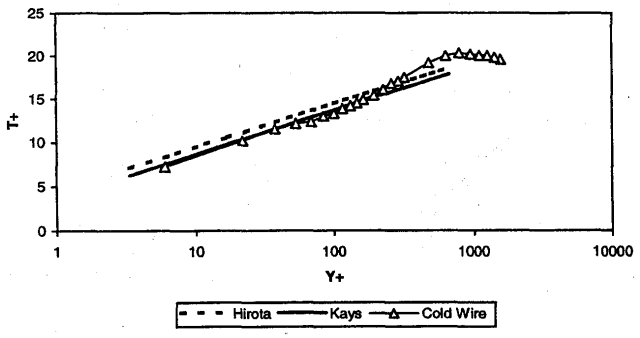


図３　平滑壁面流路内の平均温度

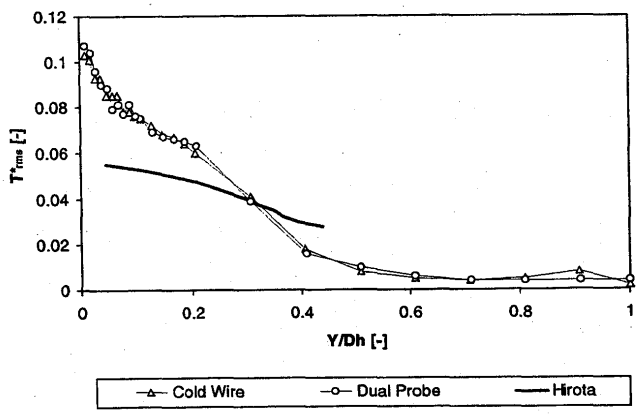


図４　平滑壁面流路内の温度変動強度

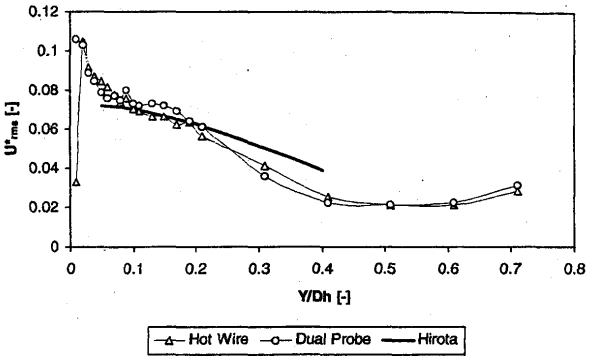


図５　平滑壁面流路内の速度変動強度

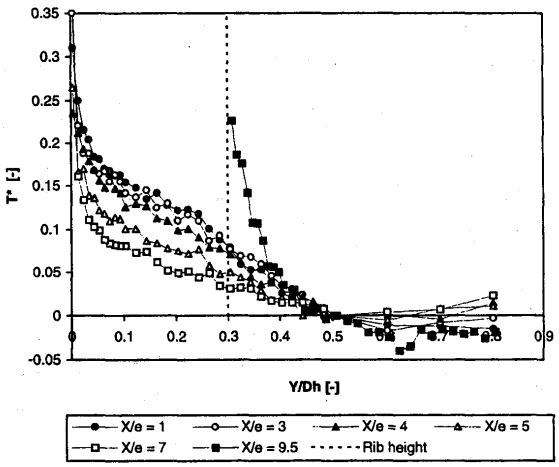


図６　平均温度

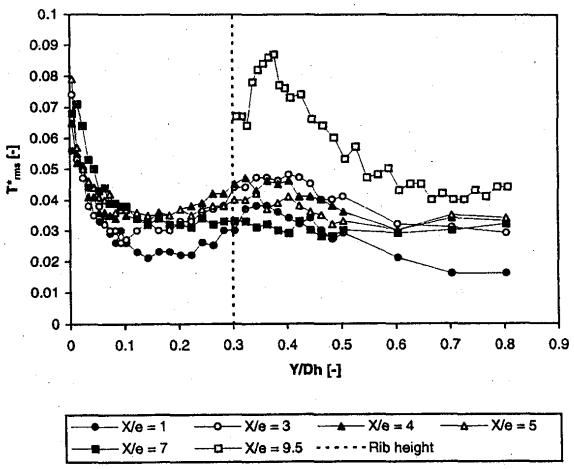


図７　温度変動強度

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

面(リブ無し)流路における計測も行った。

速度と温度のトラバースは、流路の主流方向の対称面内(Z/D_h=0.5)において、片側加熱された平滑壁面またはリブ面に垂直に行われた。図２に測定部の概略を示す。測定面は 4 番目のリブの後縁から下流へ1,3,4,5,および 7 リブ高さの面に設定した。5 番目のリブの上面(X/e=9.5)においても計測を行った。壁面と通路断面中心に熱電対を設置し、冷線のデータを無次元化するのに用いた。

温度の平均値と変動強度の測定の不確かさは 0.35 度と 0.61 度であり、速度変動強度については 0.33m/s である。

３．実験結果および考察

３．１　平滑壁面流路

図３、４および５は平滑壁面流路内の平均温度、温度変動強度、速度変動強度を示している。図 3 中の直線は、Hirota ら(1997)と Kays&Crawford(1980)による温度分布であり、$y^+=Yu^*/\nu$、$T^+=-\rho C_p u^*(T-T_{wall})/q_{wall}$で定義されている。Hirata ら（1997）は壁面温度一定の条件での加熱であるが、本実験データは Hirata ら(1997)および Kays&Crawford(1980)の式と良く一致している。

図 4 と図５の温度と速度の時間変動強度についても Hirota ら（1997）の実験値とほぼ一致している。それぞれの変動強度は $T_{RMS}^*=T_{RMS}/(T_{wall}-T_{mid})$、$U_{RMS}^*=U_{RMS}/U_{mid}$で無次元化されており、mid と wall の添字は壁面と流路中心における測定値を意味している。

３．２　リブ流路

３．２．１　平均温度と温度変動強度　図６は６つの測定面における平均温度の分布を示している。図中の破線はリブ高さの位置を示している。また温度は$T^*=(T-T_{mid})/(T_{wall}-T_{mid})$で無次元化されている。

平均的な流れ場は、リブ下流のはく離循環域、再付着、境界層の再発達、次のリブ上流側のはく離およびリブ上面におけるはく離により特徴づけられる(Rau ら、1998)。最初のはく離循環域を含む X/e=1 の面において、平均温度の分布は次のような特徴を持っている。すなわち加熱面の近くで最も大きな温度勾配を有するだけでなく、リブ高さの位置付近にも大きな温度勾配を有している。X/e が 3 と 4 の面においても同様のことがいえる。X/e が 5 と 7 の面においてはリブ高さの位置付近に大きな温度勾配は見られない。また X/e=9.5 の面においては、リブ上面付近に高い温度勾配が見出される。

図７に温度変動強度の分布を示す。X/e=1、3 および 4 の面において温度変動強度は壁面付近で高い値を示すのみでなく、y/D_h が 0.35、すなわちリブ高さより少し高い位置で極大値をとる。これは図 6 中の温度勾配が大きい部分、すなわちはく離循環域外縁のせん断層の部分と対応しているようである。また温度変動強度が極大値をとる高さは主流方向にほとんど変化していない。X/e が 5 と 7 の面は再付着点の下流に位置しているため、極大値は存在しない。X/e=9.5 の面ではリブ上面のはく離域に関連した極大値がみられる。

３．２．２　温度と速度の変動強度の分布　冷線と熱線それぞれ単一プローブにより測定された温度と速度の変動強度分布を図８，９および１０(それぞれ X/e が 1,3 および 4)に示す。速度の変動強度が最大値をとる位置は X/e=1 の場合は、ほぼリブ高さ(Y/D_h=0.3)の位置であるが、X/e=3,4 の下流側ではリブ根元の壁面の方へ移動する。これは平均的なせん断層のふるまいから予期される通りである。一方温度変動強度は、X/e が 1,3 および 4 のすべての場合について Y/D_h=0.35 付近である。温度はパッシブスカラーであるが速度と同じふるまいをしていないようである。Hishida ら(1986)は平滑円管内の流れについて同様の実験データを得ている。

３．２．３　冷線と熱線の相互干渉　図１１、１２および１３は冷線計測データに及ぼす熱線の影響を示したものである。図中、CW は単一冷線の場合、A は非加熱の場合、B は冷線を上流に配置した場合そして C は熱線を上流に配置した場合である。A~C はデュアルプローブによる計測である。図より、冷線が熱線の下流に置かれた場合、また流れが順流と逆流を繰り返す変動の大きな状態の場合には、冷線は熱線の発熱の影響を受けることがわかる。その影響を受ける様子により、リブ下流のはく離循環域の様子を知ることができる。B の場合のデータを見ると、X/e=1 の場合にははく離循環域が大きく存在するが、X/e=3 の場合にはやや小さくなり、X/e=4 ではもはや存在しないことがわかる。

なお、熱線データに冷線の影響は見られなかった。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

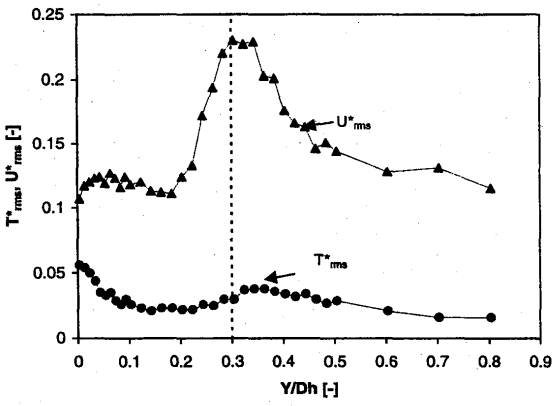


図８　温度と速度の変動強度分布(X/e=1)

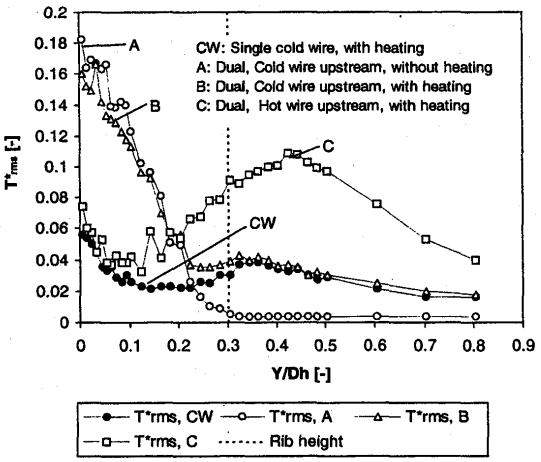


図１１　温度と速度の同時計測(X/e=1)

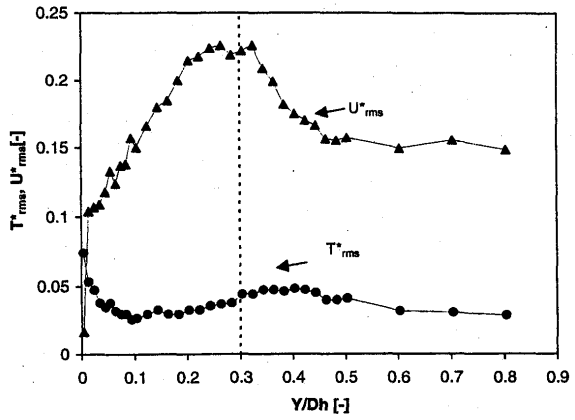


図９　温度と速度の変動強度分布(X/e=3)

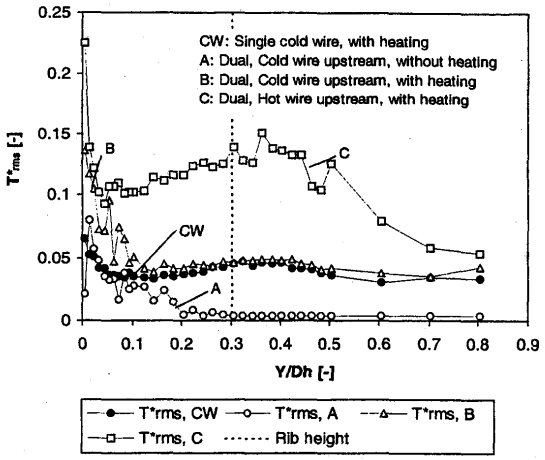


図１２　温度と速度の同時計測(X/e=3)

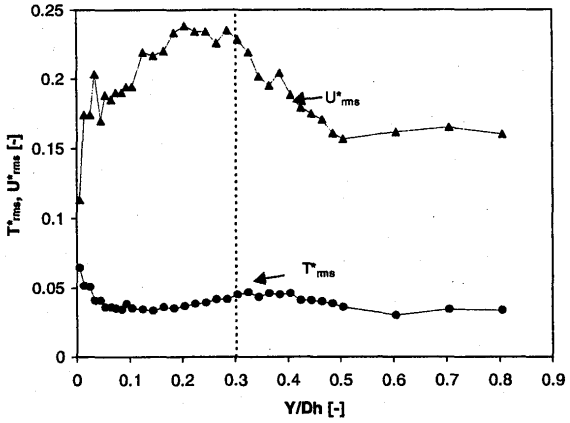


図１０　温度と速度の変動強度分布(X/e=4)

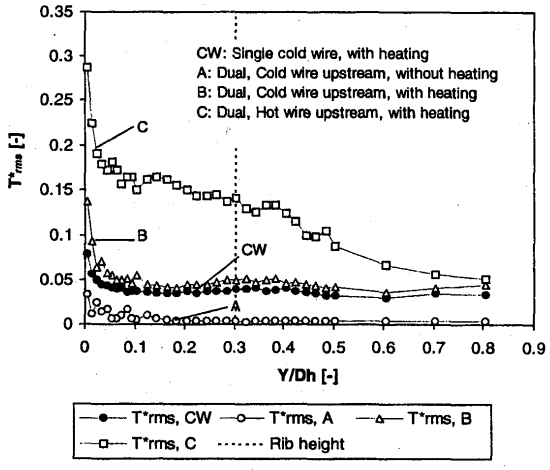


図１３　温度と速度の同時計測(X/e=4)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4．結論

正方形断面を有する直線流路に対して、平滑壁面とリブ面の場合について冷線と熱線を用いた計測を行った。得られた結論は以下の通りである。

（1）平滑壁面の場合、壁面熱流束一定の本データと壁面温度一定の Hirota らのデータとほぼ一致した。

リブ流路に対して、

（2）リブ下流のはく離循環域を含む面内の平均温度分布は特徴的であり、加熱壁面付近で大きな温度勾配を持つだけでなく、リブ高さの位置付近でも大きな温度勾配が見出された。

（3）温度変動強度もリブ下流のはく離循環域で特徴的であり、加熱壁面近くで最大値をとるだけでなく、リブ高さの位置付近でも極大値が見出された。温度変動強度が極大値をとる位置はリブの後縁直後からはく離循環域の下流端付近まで一様にリブ高さ付近であった。

（4）速度変動強度はリブ後縁直後の位置ではほぼリブ高さの位置で最大値をとるが、下流側ではその位置が加熱壁の近くへ移動する。

（5）デュアルプローブによる速度と温度の同時測定により、本実験では X/e が 3 と 4 の間で流れが再付着していることが明らかとなった。

謝辞

本研究は第一著者が Von Karman Institute にて在外研究中に行ったものであり、本在外研究に便宜をおはかり頂いた九州大学工学研究院井上雅弘教授、Von Karman Institute F. BREUGELMANS 名誉教授および C. H. SIEVERDING 教授に深く感謝いたします。

参考文献

Cakan, M., 2000, "Aero-Thermal Investigation of Fixed Rib-Roughened Internal Cooling Passage", *PhD thesis of Universite catholique de Louvain*

Denos, R., Sieverding, C. H., 1997, "Assessment of the Cold-Wire Resistance Thermometer for High-Speed Turbomachinery Applications", *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 119, January, pp.140-148.

Han, J. C., 1984, "Heat Transfer and Friction on Channels with Two Opposite Rib-Roughened Walls", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 106, pp.774-781.

Hirota, M., Fujita, H., Yokosawa, H., Nakai, H. and Itoh, H., 1997, "Turbulent Heat Transfer in a Square Duct", *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 18, pp.170-180.

Hishida, M., Nagano, Y. and Tagawa, M, 1986, "Transport Processes of Heat and Momentum in the Wall Region of Turbulent Pipe Flow", *Proc. of Int. Heat Transfer Conf.*, San Fransisco, Vol. 3, pp.925-930, Hemisphere.

Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1980, "Convective Heat and Mass Transfer, 2nd Edition", *McGraw-Hill.*

Korotky, G. J., Taslim, M. E., 1996, "Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Rib-Roughened Square Passage", *ASME GT paper*, 96-GT-356.

Rau, G., Cakan, M., Moeller, D. and Arts, T., 1998, "The Effect of Peridic Ribs on the Local Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Straight Cooling Channel", *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 120, April, pp.368-375.

Taslim, M. E., Li, T., Kercher, D. M., 1994, "Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angled, V-Shaped and Discrete Ribs on Two Opposite Walls", *ASME GT paper*, 94-GT-163.

Taslim, M. E., Wadsworth, C. M., 1997, "An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib Roughened Square Passage", *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 119, April, pp.381-388.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

編集・発行　©　(社)日本ガスタービン学会 200　2001.10

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.