㈳日本ガスタービン学会名誉会員の紹介

㈳日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方，又は本学会に対し功労のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員になることになっております。

去る平成７年４月21日第20期通常総会において次の方が本学会の名誉会員になられましたのでご紹介します。(生年月日順)

谷　村　輝　治　君　　(大正14年１月９日生)

昭和21年９月　東京大学第一工学部冶金学科卒業

同　年10月　川崎産業株式会社（現川崎重工業）入社

昭和51年７月　ジェットエンジン事業部長

昭和60年６月　常務取締役

平成元年６月　顧問　現在に至る

昭和58年７月より平成３年３月の間　日本ジェットエンジン開発協会　理事

本会関係略歴

昭和52年７月入会

理　事（GTSJ　2，3，6，7，8，9期副会長，10期会長）

監　事（GTSJ　13期）

評議員（GTSJ　11，12，14，16，17期）

現住所

横浜市青葉区新石川 4-6-35

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

平　山　直　道　君　　（大正14年２月11日生）

昭和22年９月　東京帝国大学第二工学部機械工学科卒
昭和39年２月　東京都立大学教授
昭和58年４月　　〃　　工学部長
昭和63年４月　千葉工業大学教授
平成７年４月　　〃　　（非常勤）

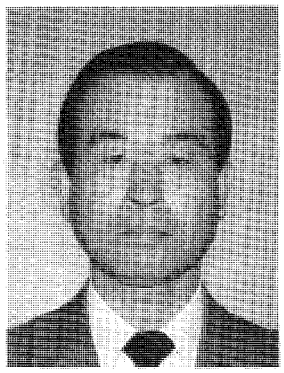
本会関係略歴

昭和47年５月入会
理　事（GTSJ 1，4，5，7，8，10，11期，15期副会長，16期会長）
評議員（GTCJ 1，2，3，4期）
（GTSJ 1，2，3，6，9，12，13，14，17，18，19期）

現住所

横浜市港北区下田町３-17-58

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.



第20期会長就任挨拶

東京大学　**葉　山　眞　治**

この度，4月21日に開催されました通常総会において，会員の皆様のご推挙により第20期の会長を拝命致すことになりました。まことに光栄でありますが，責務の重大さに身の引き締まる思いを感じているところです。ご挨拶に際し，この度の兵庫県南部地震により多大の被害を被られました会員及び関係者の皆様に，遅ればせながら，心からお見舞い申し上げますと共に，一日も早い復興・復旧をお祈り致します。

さて，㈳日本ガスタービン学会は発足以来20年目，その前身である日本ガスタービン会議の発足から数えて24年目に当たります。これまで歴代の会長のご指導のもとに，築き継がれて来ました伝統を守りつつ，新しい時代に向かう本学会の進路を開拓すべく，微力ではございますが全力を尽くしたいと考えております。大槻副会長及び経験豊かな理事や諸委員会委員の皆様のご支援を得まして，第20期の運営に当たる所存でございますので，会員各位のご支援ご協力をお願い致します。

本学会はその目的として定款第4条に「ガスタービンに関する研究発表・調査・知識の交換並びに会員相互間及び関連学協会との連絡・連携を図り，もって学術・技術の発展に寄与すること」と謳っております。本年度もこの線に沿って通常の出版事業や集会事業を行いますが，今年度より新たな企画としてガスタービン教育シンポジウムを計画しております。これは学生会員等の初心者を対象として，ガスタービンの基礎と応用について講義をし，若い人にガスタービンに関心を持ってもらうことを目的としたものです。文部省においても，初心者の教育を目的とした教育シンポジウムの開催を奨励しており，このシンポジウムは本年7月に第1回を勝田市で実施する予定です。さらに，「兵庫県南部地震におけるガスタービン施設の被害及び作動状況」の調査が現在進行しております。特に非常用発電設備の作動状況についての正確なデータを蓄積することに主眼を置いており，その調査結果はまとまり次第会誌に掲載される予定です。学会の活動を活発にすればするほど，一方では財政的支出も増加致します。このバランスが難しいところであり，学会の運営に当たり経費節減に努力致しますが，各種の集会事業が独立採算で実行できますように会員各位の多数のご参加をお願い致す次第です。

ガスタービンに関する関心は国内国外ともにますます高まり，その技術も日進月歩であります。このような背景のもとに本年10月，横浜において，第6回国際ガスタービン会議「IGTC横浜」を開催することになっており，今期はこのIGTC横浜を成功裏に終了することが本学会にとっての大きな課題であります。これについては昨年6月に組織委員会が設立され，実行委員会を中心に鋭意準備を進めているところです。この国際会議の実施に当たり，その経費は参加者の登録費，展示会からの収益と本学会の分担金で賄うことになっております。会員各位の多数のご参加を期待しております。また，本学会の分担金は独自の積立金のほか，賛助会員からの特別賛助会費をお願い致しているところです。世界的な不況に加えて最近の急激な円高により，賛助会員におかれましてはご事情お有りと思いますが，一層のご支援をお願い致します。

さて，陸上用ガスタービンは，非常用発電設備を始め，コンバインドサイクルやコージェネレー

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ション設備等に確固たる地歩を築いていることは衆知の通りであり，会員各位にとってまことにご同慶の至りであります。そこで，次に進展が期待される分野を考えてみますと，それは舶用ガスタービンの分野ではなかろうかと思われます。ご承知のように，舶用ガスタービンの使用は護衛艦や小型の高速船等に限られていましたが，最近になって舶用ガスタービンに関して二つの大きなインパクトが加えられたように思います。その一つは海上の高速物流を目指した超高速船，いわゆる“テクノスーパーライナー(TSL)”の登場とそれに伴う物流のモーダルシフトの機運であり，実用運行船の出現も間近に迫った感があります。かってジェットエンジンが航空原動機の主流となったように，超高速船の主機関はガスタービンとなることは言うまでもありません。もう一つは，地球環境に優しい原動機として，舶用推進機関にも排気ガス規制が課せられようとしております。元もとガスタービンは排気がクリーンであり，脱硝装置を船上に設置しなくても，燃焼技術により容易にこの規制をクリアすることができることはご承知の通りであります。舶用主機関としてガスタービンが採用されるチャンスが間近に迫っている感じが致します。このような状況にありますので，本学会としても舶用ガスタービンをその視野において活動していくことが必要となってきたように思われます。21世紀に向けてますます重要な原動機であるガスタービンに携わっておられる会員の皆様と共に，本学会のますますの発展に努力して行きたいと考えております。

終わりに，濱田会長をはじめとする第19期の役員・委員の皆様方のご尽力にお礼を申し上げますと共に，会員各位のますますのご活躍をお祈り致しまして，会長就任の挨拶と致します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

論説・解説

小特集「環境対応燃焼技術」

小特集号発刊にあたって

日産自動車㈱　佐々木　正　史

先進諸国において動力源からの排気ガス問題は「公害対策」という意識から「地球環境の維持」という，よりグローバルな視野へと変質して来ている。最早環境問題は一地域あるいは一国の課題に収まりきれない広がりで捉えるのが常識となっており，今後の途上国の工業化，モータリゼーションにおける先進国の責任さえとりざたされている。特に世界人口の1/4を占める中国の工業化は隣国であるわが国にとって直接的な影響を受ける問題であるし，また「いつまで経っても30年」とからかわれていた石油埋蔵量にしても，中国のモータリゼーションの進行次第ではまさしく30年後には需要が供給を上回り，各種代替燃料が価格競争力を持ち始めかねない（武石，小林「自動車技術」Vol. 49，No. 1，1995）。地球温暖化問題と石油燃料の枯渇問題は表裏の関係にあり，双方からの高効率化の圧力は高まる一方となろう。米国ではPNGV（Pertnership of New Generation Vehicle）計画が発足，自動車の燃費を従来の1/3にするための技術開発にアポロ（月面着陸）計画を凌ぐ国家予算が投じられる予定である。環境問題とエネルギー問題が同時に，国家的あるいは国際的ビジョンに基づく解決を今日程求められたことはかつて無かった。そこにはまた，図り知れない新技術への要求が潜在している筈なのである。

今回の小特集は，既に6年前にも同様の小特集（第16巻 第64号 平成元年3月号）として取り上げられている内容であることから，編集委員会においても前回との差別化が図れるのかという観点から否定的な意見があった。しかしこの数年間で各国の燃焼技術者らが低エミッション技術開発に注いだ努力の大きさは，当学会の学術講演会を見るだけでも窺い知ることができるのであって，進歩の跡は歴然と認められる。例えば予混合燃焼はガス燃料については研究開発段階を終えて運転実績を累積しつつあり，現在では液体燃料を用いた予混合希薄燃焼技術の開発に焦点は移行している。また触媒燃焼技術についても開発途上とはいえ運転実績を積み重ねつつある。このような技術の進歩を明瞭に示すことができれば本号の小特集を刊行する意味は決して小さくないとの編集委員会の合意が得られた。是非上記既刊号と読み比べながら技術の進歩を味わって頂けたらと切望する次第である。

本小特集では，先ず各分野における規制動向を集約した。船舶や自動車は殆どがレシプロ原動機ではあるが，上記のようなグローバルな観点から敢えて取り上げることにした。また，各分野毎に異なる排気規制値の相互の比較のための付録をもうけた。

次の低NOx燃焼技術はガスタービンに絞り，航空用および定置（産業）用の技術動向を第一線の当事者にまとめて頂いた。

触媒燃焼技術についてはまだ技術課題は多いものの理想的な低NOx技術としてこの数年間の進歩をご覧頂きたい。

脱硝装置も亦21世紀まで活躍が約束された技術手段であり，将来動向を含め紹介して頂いた。

最後に本号の小特集の企画にあたっては荒木編集委員長を始め，各理事の方々にも様々なご指導を賜り，ようやく発刊に漕ぎ着けることができた。この場をお借りして深謝する次第である。

（平成7年4月11日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

排気規制の動向
ー総　論ー

環境庁大気保全局　大田　晋
〃　森本英香

(1) はじめにー大気環境施策の視野ー

元来，大気環境施策は，産業の急速な発展に伴って生ずる激甚な大気汚染ー具体的には四日市ぜん息に代表される SOx やばいじんによる汚染ーをいかにして解決するかという「大気汚染防止施策」として出発した。

しかるに今日では，大気環境に係る環境問題は，その原因においても，また，対策においても複雑・多様化している。

例えば，その原因についてみれば，かつては大規模工場等に起因するものが大きな寄与割合を占めていたのに対し，今日では，自動車等交通に起因するものの割合が増加しており，問題となる物質についてみても，SOx，NOx 等の環境基準物質にとどまらず，種々の有害化学物質が問題化している。

また，それに伴って，対策についても，いわゆる「出口規制」ー工場等の煙突，自動車単体の排気口からの排気量を規制する方式ーにとどまらず，工場等の構造や管理運営，車の流れの規制等の交通流対策，さらには都市構造，社会構造のあり方まで関わるものとなっている。

さらに，従来，「大気質」に着目した対策ー大気中に含まれる有害な汚染物質に対する取組ーに限られていたが，今日では，「大気の状態」，すなわち，温暖化やそれに伴う気候変化，CFC 等によるオゾン層の破壊，局地的なヒートアイランド現象等まで，大気環境保全の視野に入れる必要がある。

こうした大気環境行政の視野の拡大は，一昨年成立した環境基本法の基本思想に整合したものである。

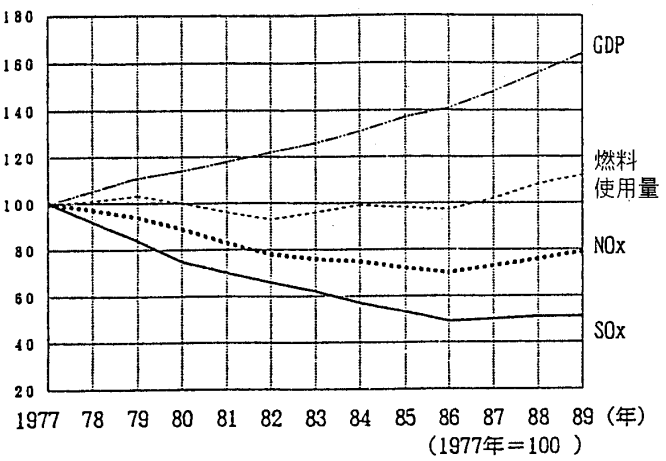
昭和42年に制定された公害対策基本法を抜本

表1　大気汚染に係る環境基準項目の達成状況の推移

汚染因子	目　標	昭和50年度	昭和60年度	平成4年度
①硫黄酸化物	環境基準を達成し，維持する。	環境基準達成状況（SO_2） 80　%（一般局） 52.9%（自排局）	99.6%（一般局） すべて達成（自排局）	99.6%（一般局） 98.7%（自排局）
②窒素酸化物	環境基準を達成し，維持する。 注）昭和53年7月に環境基準改定	環境基準の上限値0.06 ppmを超えた測定局数の割合（NO_2） （S53年度） 7.6%（一般局） 40.5%（自排局）	1.5%（一般局） 23.2%（自排局）	2.6%（一般局） 28.6%（自排局）
③一酸化炭素，浮遊粒子状物質，光化学オキシダント	環境基準を早期に達成し，維持する。	環境基準達成状況 （一酸化炭素） 1局を除くすべてが達成（一般局） 79.8%（自排局） （浮遊粒子状物質） 15.8%（自排局） 0　%（自排局） （光化学オキシダント） ・注意報等発令延回数 21都道府県　266回 ・被害届出人数　46,081人	一般局，自排局ともにすべて達成 52.1%（一般局） 25.8%（自排局） ・注意報等発令延日数 16都道府県　171日 ・被害届出人数　966人	一般局，自排局ともにすべて達成 57.6%（一般局） 33.5%（自排局） ・注意報等発令延日数 16都道府県　164日 ・被害届出人数　307人

（平成7年5月8日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.



(資料) 環境庁

図 SOx, NOx 排出量の推移

的に見直し成立した環境基本法は,「環境への負荷」という概念を確立した。

すなわち，環境基本法では,

① 環境からの恵沢を次世代に継承

② 環境保全型の社会経済の形成

等を柱とし，その実現のための方法として，人の活動による環境への負荷（インパクト）を行政の対象として位置付けている。これは，従来,「公害」という被害が生じることを防止する「事後的措置」にウエイトを置いた行政の視野から，未然防止，更には，環境を良好な状態に維持するという「環境管理」の思想が明確に示されたものといえる。

しかしながら，こうした大気環境施策の基本思想の変化に拘らず，今日においても,「規制」手法はなお有効かつもっとも重要な施策手法の一つである。

(2) 大気環境に係る規制的手法の歩み

大気環境保全施策は大気汚染防止法を主柱として体系化されている。

大気汚染防止法は，その前身であるばい煙規制法に基づく対策が後追い的になったことの反省を踏まえて制定され，数度の改正を経て，全国のばい煙発生施設の7割以上，全 NOx 排出量の95%以上をカバーするに至っている。

① 「ばい煙規制法」の制定

昭和30年代後半には,高度経済成長が進む中で大気汚染が深刻化し，住民の健康の保護の見地からその解決を図る必要性が認識されるようになった。そこで，厚生省，通商産業省を中心として「ばい煙の排出の規制等に関する法律案」がまとめられ，同法は，37年5月成立した。

この法律は，著しい大気汚染が発生している地域を指定し，ばい煙の濃度が規制基準をこえる場合には構造の改善などの規制措置を命令する仕組みになっていた。

本法の施行により，当時大きな問題となった降下ばいじんの量は全国的に減少したが，硫黄酸化物による汚染については無力であり，自動車排出ガスによる汚染にも対応できるものではなかった。

② 「大気汚染防止法」の制定及び主な改正

依然として改善されない大気汚染問題に対し,「ばい煙の排出の規制等に関する法律」による規制措置や地方公共団体の条例による取組等により種々の対策が講じられてきたが，これらは発生した公害問題を後から追う形でなされ，必ずしも十分有効な対策とはなり得なかった。

このため，43年5月，新たに①事前予防の見地からの指定地域拡大，②排出基準の設定方式の合理化，③特別排出基準の設定，④緊急時における措置の強化，⑤自動車排出ガスの許容限度の設定等を盛り込んだ大気汚染対策の総合立法として,「大気汚染防止法」が制定された。

しかしながら，同法は，①規制対象物質及び地域が限定されていること，②排出基準違反に対する罰則等の措置が不十分であること，③大気汚染が著しい場合の工場等の燃料規制等の規定を欠くこと，また，④自動車排出ガス対策としての交通規制の規定に欠けることなどから，必ずしも十分でないことが明らかになってきた。45年12月の第64回国会（いわゆる公害国会）において，これらを全面的に改めた同法の一部改正法が成立した。

さらに，昭和47年，無過失損害賠償責任の制度が，昭和49年には，総量規制が導入され，ほぼ今日の大気汚染防止法が定まっている。

③ 最近の大気汚染防止法の改正

平成元年，アスベスト工場からのアスベストの排出が，周辺住民の健康を害する恐れがあることから，大気汚染防止法を改正し，特定ふんじんという概念を設け，アスベストをこれに指定して，敷地境界線上の濃度規制を開始した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

また，平成7年には，平成8年度から石油の自由化が図られるのに対応して，自動車排出ガスの質の維持改善を図る観点から，自動車燃料の品質に関する許容限度を定めるための改正を行った。具体的には，ガソリンについてはベンゼン等4項目，軽油については硫黄等3項目について許容限度を設定する予定である。

④ 「自動車 NOx 法」の制定

自動車一台毎の排出規制については，大気汚染防止法により，段階的に進められているが，自動車総量の増加が単体規制の効果を上回り，NOx，DEP（ディーゼル排気微粒子）による大気汚染が深刻化するに至ったことから，平成5年12月，首都圏等大都市地域の自動車排出 NOx の総量を抑制するため，「自動車から排出される窒素酸化物の特定地域における総量の削減に関する特別措置法（自動車 NOx 法）」が完全施行されている。

同法に基づき，首都圏及び近畿圏（東京，埼玉，千葉，神奈川，大阪，兵庫の196市区町村）におけるディーゼル車について，最新規制適合車への買い替えを求める車種規制を実施している。

⑤ 「オゾン層保護法」の制定

冷媒，IC等の洗浄剤として用いられるフロン等によるオゾン層の破壊（南極地域のオゾンホールが知られており，北半球でも高緯度地域でオゾン層の減少がみられている。）に対処するため，ウィーン条約が採択されたのは1985年であり，いわゆる地球環境問題のうちで最も早く条約化された。

これを受けて，わが国でも，1988年，「オゾン層保護法」（特定物質等の規制等によるオゾン層保護に関する法律）が制定され，同法に基づきフロン等の生産削減がスケジュール化されている。

⑥ 「温暖化防止行動計画」の制定

CO_2，メタン等温室効果ガス（Green house gas）による温暖化は，IPCC（気候変動に関する政府パネル）では，現在と同程度の増加率で推移すると21世紀末までに3度，海面上昇65 cm（最大1 m）をもたらすと推定しており，その気候変動による影響（生態系，農作物，災害等）は計り知れない。

このため，1992年5月に「気候変動に関する枠組み条約」が採択され，わが国は1993年5月に受

表2 大気環境への負荷低減に関する主な制度

大気汚染防止法	ばい煙排出規制	排出口からのばい煙の排出基準の設定 総量削減計画に基づく総量規制基準の設定
	指定ばい煙総量削減計画	NOx，SOx につき，知事が策定
	燃料使用規制	総量削減地域における燃料使用規制 季節による燃料使用規制
	粉じんに関する規制	一般粉じん発生施設の構造等の規制 特定粉じんの排出規制
	自動車排出ガス規制	自動車排出ガスの許容限度の設定 自動車燃料品質の許容限度の設定 公安委員会への要請→道路交通法上の措置
自動車 NOx 法[1]	自動車排出窒素酸化物総量削減計画	国の総量削減基本方針に基づき知事が策定
	特定地域の自動車排出ガス規制（使用車種規制）	特定地域の自動車排出ガス許容限度の設定
スパイクタイヤ粉じんの発生の防止に関する法律	スパイクタイヤの使用の禁止	指定地域におけるスパイクタイヤの使用禁止
特定物質の規制等によるオゾン層の保護に関する法律	特定物質の製造等の規制	CFC等の製造及び輸出入の規制
	排出抑制・使用合理化指針	CFC等の排出抑制・使用合理化指針の策定等

注1）「自動車から排出される窒素酸化物の特定地域における総量の削減等に関する特別措置法」

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

諾した。

これに先立ち，わが国の温室効果ガス削減のための「温暖化防止行動計画」を1990年10月に制定し，推進している。

(3) 今後の方向と展望

大気環境保全行政は，現在転換期にある。

今後，新たな排出規制が必要となることもあろう。

最後に，大気環境保全に関する当面の主要課題を列記したい。

第一の課題は，「大都市地域を中心としたNOx・DEP対策の継続推進」である。

第二の課題は，「SPM，Ox，酸性雨等の広域汚染問題への対応」である。

第三の課題は，「有害大気汚染物質に対する体系的取組」である。

第四の課題は，「大気環境政策分野における国際的展開」である。

これまで積み重ねてきた経験とノウハウを踏まえつつ，新たな課題に積極的にチャレンジしていく必要がある。

本会協賛・共催行事

会　合　名	開催日・会場	詳細問合せ先
セミナー “蒸気タービンとその応用”	平成7年6月7～8日 化学会館	ターボ機械協会 TEL 03－3944－8002
第16回 日本熱物性シンポジウム	平成7年11月7日～9日 広島県立産業技術交流センター	日本熱物性学会 シンポジウム事務局 TEL 0258－46－6000 内7152
第33回 燃焼シンポジウム	平成7年11月23日～25日 都立科学技術大学	日本燃焼学会 シンポジウム事務局 TEL 0425－83－5111 内3506 3514

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

諾した。

これに先立ち，わが国の温室効果ガス削減のための「温暖化防止行動計画」を1990年10月に制定し，推進している。

(3) 今後の方向と展望

大気環境保全行政は，現在転換期にある。

今後，新たな排出規制が必要となることもあろう。

最後に，大気環境保全に関する当面の主要課題を列記したい。

第一の課題は，「大都市地域を中心としたNOx・DEP対策の継続推進」である。

第二の課題は，「SPM，Ox，酸性雨等の広域汚染問題への対応」である。

第三の課題は，「有害大気汚染物質に対する体系的取組」である。

第四の課題は，「大気環境政策分野における国際的展開」である。

これまで積み重ねてきた経験とノウハウを踏まえつつ，新たな課題に積極的にチャレンジしていく必要がある。

本会協賛・共催行事

会　合　名	開催日・会場	詳細問合せ先
セミナー “蒸気タービンとその応用”	平成7年6月7～8日 化学会館	ターボ機械協会 TEL 03－3944－8002
第16回 日本熱物性シンポジウム	平成7年11月7日～9日 広島県立産業技術交流センター	日本熱物性学会 シンポジウム事務局 TEL 0258－46－6000 内7152
第33回 燃焼シンポジウム	平成7年11月23日～25日 都立科学技術大学	日本燃焼学会 シンポジウム事務局 TEL 0425－83－5111 内3506 3514

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

排気規制の動向
ー航　　空ー

(財)空港環境整備協会航空環境研究センター　柴　田　正　夫

近年，オゾン層破壊，酸性雨被害，地球温暖化問題等の地球規模での環境問題に国際的な関心が高まり，1988年以降，対応のための国際会議が頻繁に行われており，技術立国を掲げる我が国の先導的役割が期待されている。

全地球規模で運航される航空機においては，現状では，ICAO (International Civil Aviation Organization: 国際民間航空機関) などの厳格な国際的基準のもとに，環境影響に充分に配慮しつつ，運航されているものの，将来的な航空需要増に伴う機材並びに燃料消費量の増加，高速化に対応するための超音速輸送計画等において，より注意深く環境影響に配慮する必要がある。

自動車の排出ガスとともに放出される汚染物質が，環境汚染上重大な関心を呼ぶようになって数10年がたつ。その関心が同じ石油系燃料の乗り物である航空機にも向けられ，空港の拡張とジェット化あるいは便数の増加などに関して，公害の主体は騒音が第1義的ではあるが，大気汚染に関しても決して無関心に推移してきてはいない。近年の地球環境問題に対する社会的関心の高まりに伴って，わが国においても自動車に対するのと同様に，航空機に対する排出ガス規制が実施されつつある。

現在，航空機に対して適用されている排出ガス規制としては，米国EPA(Environmental Protection Agency: 環境保護局) の規制と，ICAOの規制が知られている。

1．航空機排出ガスの環境問題

航空機エンジンから排出されるガスで問題になるのは大気汚染に関連する一酸化窒素 (NO)，二酸化窒素 (NO_2)，アルデヒド等の炭化水素 (HC)，浮遊粒子状物質 (SPM: Suspended Particulate Matter) と地球温暖化に関係する二酸化炭素 (CO_2)，一酸化二窒素 (N_2O)，浮遊粒子状物質 (SPM) ならびに水蒸気 (H_2O) がある。また，航空機に装備されている消火剤に使われるハロンと空調用冷媒に使われるフロンも温室効果ガスである。表1に主な大気汚染物質の空港周辺における大気汚染及び地球規模的(高々度大気汚染)な大気汚染の影響をまとめて示す。また，これらに対する空港周辺及び高々度大気におけるそれぞれの大気汚染問題について述べる。

表1　航空機排出ガス等と環境問題

種　類	環境問題	規　模	問　題　点
NO	大気汚染	空港周辺	大気中のｵｿﾞﾝで酸化されNO_2に変化する。
NO_2	大気汚染	空港周辺	環境基準は0.04～0.06ppm
SPM	温暖化	空港周辺 地球規模	対流圏では降水によって除去される 成層圏では寒冷化効果がある。
CO_2	温暖化	空港周辺	350ppmで0.4%／年で増加中
N_2O	温暖化	空港周辺	0.31ppmで0.2～0.3%/年で増加中， CO_2の200倍の温室効果を持つ。
フロン	温暖化	空港周辺	100～200pptで5%/年で増加中，CO_2の 10000倍～20000倍の温室効果を持つ

1.1　空港周辺における大気汚染の問題

ICAO・CAEP (Committee on Aviation Environmental Protection: 航空環境保全委員会) 会議では，各国からの空港周辺における大気汚染の現状報告がなされ，これについて次のような一般的な認識が得られている。

① 空港及びその周辺の大気汚染の状況は，一般の都市地域と大差ないこと。

② 空港及びその周辺における大気汚染源としては，航空機よりむしろ自動車，工場等の方が主要なものとなっており，航空機の排出ガスが及ぼしている影響は全体の数パーセント程度であると考えられている。

③ 調査の多くは，大気保全基準の達成が航空機エンジンの排出ガスによって重大に阻害されていることがないとの結果を示している。

(平成7年4月11日原稿受付)

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

④ ある調査では，空港周辺の大気汚染が大気保全基準を上回っているとの結果も示されているが，このような場合であっても一時間の平均値をとれば，空港全体の排出汚染物が空港周辺の大気汚染に重大な影響を与えていないことが確認されている。

このように，航空機は空港周辺の大気に重大な影響を及ぼしているものではないことが確認されたが，航空機以外の大気汚染源が次第に規制されつつあるので，航空機の排出ガスを規制しなかった場合には，航空機が空港周辺の大気に与える寄与度が相対的に増加していくことも考えられるとして，今後次のような検討作業を継続していくこととなった。

① 航空機が大気に及ぼす影響についてのデータ収集と評価。

② 航空機排出ガスを規制することについての大気保全の面及び経済的側面からの検討。

一方，我が国では，数種の空港における調査結果でも，航空機による大気汚染の割合は，大きくみても全体の5%以下であった。航空機による空港周辺の大気汚染の影響が重大なものとはなっていないものの，特定の空港においては社会的な問題となりつつあり，このような傾向は今後益々強まっていくものと予想されること及び自動車，工場等の他汚染源に対する規制が更に進められていくものと予想されることから，航空機エンジン，とりわけ大型ジェット輸送機用のエンジンについては排出ガスを規制するための基準を合理的な範囲内でできるだけ早期に設定する必要があると考えられる。

1.2 高々度大気汚染の問題

1970年代に入って，高度16～18 kmを飛行する超音速輸送機（SST: Super Sonic Transport）が出現した一方，近年においては，長距離大型輸送機が12～14 kmの高々度を飛行するようになってきている。更に，昨今の燃料需要の逼迫も相まって，商業用航空機が燃料節減のために今後益々高々度運航する傾向が強まっていくものと見込まれている。このような動きの中で，1971年頃より，航空機の高々度運航に伴う高々度大気汚染の問題が世界的に関心をあつめるところとなり，米国，英国及び仏国等の主要航空機製造国を中心に研究が進められている。

これまでの研究結果から，航空機排出ガス中の窒素酸化物（NOx）が成層圏オゾンへ及ぼす影響に関して，その基本メカニズムと量的影響評価の不確定性はかなり小さくなった。最新の影響評価の結果ではSSTの排出ガス中のNOxの成層圏オゾンに与える影響は従来の結果と大きく異なり，軽微とされるようになった。

一方，成層圏と対流圏の界面付近を飛行する亜音速機からの排出ガスの大気環境影響についても研究が進んでいる。航空機排出ガスが地球環境に与える影響は，亜音速機が飛行する上部対流圏においては，排出ガス中のNOxによるオゾン増加と，それに伴う温室効果及び排出ガス中の水蒸気が凝結することによってできる巻雲の気候影響，SST等が飛行する成層圏においては排出ガス中のNOxによるオゾン減少とそれに伴う地表における有害紫外光照射量の増大があげられる。また，亜音速機排出ガス中の水蒸気の凝結とその気候影響については，自然大気中における水蒸気の存在量と循環量からみて無視し得るものである。

亜音速機排出ガス中には，そのほか硫黄酸化物（SOx），HC，一酸化炭素（CO），CO_2等は，地上発生源に比べて排出量は軽微であり，当面その地球環境への影響はほとんど無いとの報告事例もある。

航空機における高々度大気への影響を定量的に知るためにはシミュレーションモデルの構築と解析が必要である。そのためには，シミュレーションの結果の検証を行うことが重要であり，運航経路におけるNOx，オゾン（O_3）等の大気成分や排出ガス成分をサンプリング等の方法で取得するなどのデータの集積を行う必要がある。また，航空機排出ガスの拡散，反応やその影響についての各種の研究のほか，航空機エンジンの低NOx化等，今迄以上に環境影響を考慮した研究開発が望まれる。

2．航空機排出ガス規制の動向

航空機排出ガスに関連した規制動向の変遷についてとりまとめると表2に示すとおりである。

航空機エンジン排出物による大気汚染問題として指摘されたのは，ターボジェットエンジンが定期航空機用エンジンとして採用された1950年代末である。まず視覚的に印象の強い排煙（Smoke

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表2 航空機排出ガス規制の変遷

1960年代	排煙（Smoke Emmision）や排気ガス（Exhaust Pollution）の影響が重視されるようになる。
1970年	EPAが大気浄化法231条に基づき航空機からの大気汚染物質に関する調査を開始。
1973年7月17日	EPA「航空機と航空機用エンジンによる大気汚染物質の排出量規制」に関する法律を制定 ○ ヘリコプターを除くすべての民間航空機に適用 ○ ガス状物質（CO，HC，NOx），排煙，放出燃料を対象とする。
1977年	ICAO「航空機エンジン排出物の管理」のサーキュラを発行 （EPA規制案を技術的側面だけでなく社会・経済面から検討） ・ガス状物質（CO，HC，NOx），排煙，放出燃料
1982年2月18日	「航空機エンジン排出物」発効 ・1986年1月1日以降に新造される機体を規制
1991年12月2日	ICAO航空環境保全委員会 W／G Ⅲが NOx排出基準を20％強化する案を提出，合意された。 1995年12月31日以降に新たに生産を開始する全型式エンジン 1999年12月31日以降に製造される全型式エンジン
1994年2月4日	○ EPAは連邦大気浄化法で求められている大気質実施計画案(FIP)を承認。 例えば，SCAQMD(SouthCoast Air Quality Management District)では排出削減目標を挙げている。 目標を超える排出には PEU(Passenger Equipment Unit) 当りの罰金が課せられる。 ＜例＞150人乗りの航空機で ＄0.70/PEU(乗客1人当たり)、＄150/LTO(着陸から離陸までの1ｻｲｸﾙ) ○ 航空会社に対して1999年末から詳細な日時及び年次報告書の提出を求めている。（ﾀｷｼﾝｸﾞ，ｱｲﾄﾞﾙ時間，APU(Auxiliary Power Unit:補助動力）ｴﾝｼﾞﾝ運用時間，各便の旅客数・貨物量，GSE(Ground Support Equipment:地上支援車両）の型式と数，燃料，ｴﾝｼﾞﾝｻｲｽﾞ，稼働時間など）

Emission)が着目されるようになり，1960年代に入って他の汚染ガス（Exhaust Pollution）についても，自然環境に対する影響が重要視されるようになった。米国では，1970年にEPAが大気清浄法231条に基づき航空機からの大気汚染物質に関する調査を開始した。大気清浄法についての基礎的資料を得るため，主要空港及び空港周辺での大気汚染状況の把握と将来の予測の調査が実施された。これらの調査結果を基にEPAは「航空機と航空機用エンジンによる大気汚染物質の排出量規制」に関する法律を1973年7月17日に最初の規制を制定しており，CO，HC，NOx，スモーク等についての規制基準を制定しその後ICAOも1977年に「航空機エンジン排出物の管理」のサーキュラを発行している。1991年12月2日からモントリオールで開催されたICAOの航空環境保全委員会第2回会議において，NOxの排出基準を20％強化（削減）する提案がなされ，合意された。また，1994年2月に目標を超える航空機排出ガスに罰金を課す計画案が承認された。

現状における航空機排出ガス規制の概要を表3に示す。国際機関ではICAO及びWHO（World Health Organization: 世界保健機関）から勧告が出されている。また，これ以外に米国及び欧州を中心に排出ガス規制基準が制定されている。なお，規制の対象となる排出ガス成分は，CO，HC，NOx及びスモーク等の4種となっている。

3．航空機排出ガス規制の現状

次に，主な国際機関及び主要国の航空機排出ガス規制の現状等について述べる。ここではまず最初に米国EPA規制を紹介する。

3.1 米 国

米国での航空機排出ガス規制は，米国EPA（Environmental Protection Agency: 環境保護局）における規制が制定されている。

米国では，1970年にEPAが大気清浄法(Clean Air Act Amendments of 1970) 231条に基づき航空機からの大気汚染物質に関する基礎的資料を

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表3 現状における航空機排出ガス規制の概要

		概　　要
米国	EPA	EPAは1990年の大気清浄法の施行後，車両の基準，検査，ﾒﾝﾃﾅﾝｽ，ｶﾞｿﾘﾝなどを重視し，航空機からの排出ガスの優先順位は低い
		EPAはICAO・CAEP（1990年）の会議出席を取り止めた
		EPAは毎年，ジェット機による地表レベルの公害（HC，CO，NOx）を試算しているが，測定方法などは1980年以降改訂されず，ここ10年間の技術発展は加味されていない
		ＮＡＳＡでは，超音速機の成層圏への有害な影響について調査
		PEU(passanger Equivalent Unit)に基づく排出ガス規制を検討中(1994年にFIP承認)
		カルフォルニア州等はSCAQMDが独自の規制基準を設定、これはEPAの規制より厳しい
国際機関	ＩＣＡＯ	国際基準と実行勧告：環境保護，国際民間航空機に関するｺﾝﾍﾞﾝｼｮﾝの付属書16項(1981)
		○ 亜音速航空機エンジン認可の際には，煙，HC，CO，NOx規制が必要
		○ 測定方法，公害物質それぞれの取締基準を設定
		○ 燃料，機材別に，ﾃｲｸ･ｵﾌ，ｸﾗｲﾑ，ｱﾌﾟﾛｰﾁ，ﾀｷｼﾝｸﾞの4つのﾓｰﾄﾞのﾊﾟﾜｰと時間を測定
		(備考)・1981年以降，排出ガス基準改正は行われていない
		・空港周辺の地表レベルの公害を配慮し，高度916m(3,000ft)までの排出ガスのみを対象とする
		・法的な拘束力はなく，個々が法制化する
		・1991年の時点では，ｽｳｪｰﾃﾞﾝ,ｽｲｽ,ｲｷﾞﾘｽ,ｱﾒﾘｶ，旧ソ連のみが法制化
		・間接的に航空機からの排出ガスが規制されることもある
		・1991年12月の会議で，航空機環境保全委員会がNOx基準を20％近く引き上げるよう勧告
	ＷＨＯ	1987年に多種の公害物質を対象とする一連のｶﾞｲﾄﾞﾗｲﾝを発表するが，法的拘束力はない
欧州	ＥＵ(EC)	1990年に航空機公害に関する詳細な研究を行うことを決定
	ｽｳｪｰﾃﾞﾝ	○ 国内線でNOx，HCに排ガス税(Kr12/kg)の導入 ○ CO_2に課税（Kr0.25/kg）
	イギリス	Warren Spring Labatoryで政府助成による研究を行ない，排ガス指針を導入、大気中の化学反応について調査(1993年に政府のｺｽﾄ削減のため研究所の閉鎖決定)
	ドイツ	ｽｳｪｰﾃﾞﾝでの実施例に従う
	スイス	ｽｳｪｰﾃﾞﾝでの実施例に従う

ＩＣＡＯガイドライン対象外のもの
○ 油圧系統等から燃料は年間約70kgs(90ℓ)漏れている（Boeing社試算）
○ 事故の際に漏れるオイルは航空機1機当り0.3kg

得るために，主要空港及び空港周辺での調査が実施された。この調査結果をもとに，EPA は1973年に「航空機と航空機用エンジンによる大気汚染物質の排出規制」を制定している。この主要空港における大気汚染状況の調査は，①主要空港の選定 ②航空機から排出される汚染物質と航空機の活動量との解析 ③大気質の解析 ④汚染物質の影響及び将来の具体的計画 ⑤未燃燃料排出物の解析の5項目について行われている。

この排出基準は，ヘリコプターを除くすべての種類の民間航空機に適用されるもので，航空機用ガスタービンからの排出成分の量的規制を航空機エンジンの種別又は出力クラスによって異なることから，エンジンの区分をピストン，ターボプロップ，ターボファン又はターボジェットに定め，放出燃料（Vented Fuel），スモークとガス状物質（CO，HC，NOx）を対象とした。その後，排出ガス清浄化の技術研究開発の進展状況と航空機による大気汚染状態から総合判断をした結果，ピストンエンジン以外のエンジンに対し，放出燃料，スモーク及び未燃炭化水素（HC）のみを対象（CO，NOx は対象外）にした排出ガス量の規制値を示したものである。その規制値は表4及び表5に示したように，HC は1984年1月1日以降に新造される定格推力26.7 kN（6,000 lb）以上の亜音速ターボジェット，ターボファン，JT3Dファミリー及びJT8Dファミリーエンジンと超音速用エンジンを対象とし，スモークは使用エンジンと

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表4 EPA規制値（新製エンジン）

分類	有害成分	適用時期	排出量レベル	適用エンジンサイズ
TF（ターボファン、ターボジェット・T3、T8、TTSを除く）	HC	1984.1.1	19.6	民間用 定格26.7kN以上
T3（JT3Dモデルファミリーエンジン）				
T8（JT8Dモデルファミリーエンジン）				
TSS（超音速用エンジン）			$(0.92)^{rPR}$	民間用
TP（ターボプロップ・エンジン）	スモーク	1984.1.1	$187(rO)^{-0.168}$	定格1000lb以上の全エンジン
TF		1976.1.1	$83.6(rO)^{-0.274}$	定格129kN以上の全エンジン
		1984.1.1	$83.6(rO)^{-0.274}$あるいは50の小さい値	**定格26.7kN以上(注2)
T3		1978.1.1	25	
		1984.1.1	*と同じ	**と同じ
T8		1974.1.1	30	
		1984.1.1	*と同じ	**と同じ
TSS		1984.1.1	*と同じ	**と同じ

（注）1．排出量レベルの単位　スモーク：スモークナンバー　HC:g/kN
　　rPR：基準の圧力比　（rO）：定格出力(kN)
　　2．定格26.7kN未満のTFクラスに対しても適用されているが，適用時期は本規制発効の1年後とされている。

表5 EPA規制値（使用中エンジン）

分類	有害成分	適用時期	排出量レベル	適用エンジンサイズ
TF	スモーク	1976.1.1	$83.6(rO)^{-0.274}$	定格129kN以上
T8		1974.1.1	30	全エンジン

表6 EPA LTOサイクル

	TP		TF，T3，T8		TSS	
	出力設定	運転時間(min)	出力設定	運転時間(min)	出力設定	運転時間(min)
Taxi/idle	*	26	*	26	*	26
Approach	30	4.5	30	4.0	34	2.3
Descent	—	—	—	—	15	1.2
Climbout	90	2.5	85	2.2	65	2.0
take-off	100	0.5	100	0.7	100	1.2

＊ 通常7%設定、ただし特性が著しく異なる場合はメーカーの推奨値

1984年1月1日以降に新造される定格推力1,000 lb以上の亜音速ターボプロップエンジン並びに定格推力26.7 kN以上の亜音速ターボジェット，ターボファン，JT3Dファミリー，JT8Dファミリーエンジン及び超音速用エンジンに適用されることになった。測定は表6に示す設定出力で運転を行い，1サイクル当たりの排出量を求めることとなっている。

また，1990年に発表された大気清浄法（Clean Air Act Amendments of 1990）では，自動車の排出ガスに対しては大幅な規制強化が図られているが航空機の排出ガス対策の優先度は低い。また，EPAでは毎年，地方レベルの大気汚染の実態（HC，CO，NOx）を計測しているが，測定方法などは1980年以降改訂されていない，ここ10年間の技術進展も加味されていない。なお，EPAは現在，ICAOの会議への出席を取りやめている。また，EPAは一層の規制強化を図るため，PEU（Passenger Equivalent Unit）という概念を導入して，ある目標値を超える排出ガス量を排出した場合に，航空会社等に罰金を課す制度を検討しており，航空機排出ガス規制は新しい局面を迎えつ

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

つある。

3.2 ICAO（国際民間航空機関）

ICAO (International Civil Aviation Organization: 国際民間航空機関) では「航空機エンジン排出物委員会」(CAEE) を設置し，EPA 規制案を技術的な面のみならず，社会的，経済的な面からの検討を加え，1977 年「航空機エンジン排出物の管理」と呼ぶサーキュラーを発行し，このサーキューラーには亜音速機用ターボジェット及びターボファンエンジンに対し，放出燃料，スモーク及びガス状排出物（HC，CO，NOx）の管理に対する証明方式の形の，指導資料を含んでいた。その後，1981 年に ICAO 付属書 Annex 16 を「環境保護」と改名し，第 1 巻の「航空機騒音」に加えて，新たに第 2 巻として「航空機エンジン排出物」を発行している。この付属書には第 1 部には定義及び記号が，第 2 部には放出燃料に関する基準が，第 3 部には排出証明（排出基準値）が示されている。また，付属書第 2 巻には航空機エンジン排出物の計測方法や使用計測器の仕様等が詳細に述べられている。その後，さらに航空機エンジン排出物委員会は，1982 年 2 月 18 日発効のガイダンスを提案し，1986 年 1 月 1 日以降に新造される定格推力 26.7 kN 以上の亜音速専用ターボジェット及びターボファンエンジンのみを対象とし，燃料排出証明（航空機は通常の飛行又は地上運航後に続く，エンジン停止の行程から起こる燃料ノズルマニフォールドからの生燃料が，大気中に計画的に放出されることを防止するように設計され，製造されなければならない。）及び排出証明（煙の排出はスモークナンバー，ガス状汚染物質の質量はグラムで測定し報告をしなければならない。）などを提出し，証明当局によって承認を必要とする。表 7 がその規制値で，測定は表 8 に示したように，EPA とほぼ同じ運転モードにおける指示時間により行うこととなっている。

ICAO の規制は，基本的にはエンジンの排出ガス対策についてそれほど積極的ではなく，現状追認型の規制となっている。ICAO では排出ガス規制を対象エンジンをターボジェット及びターボ

表 7 ICAO 規制値

適用エンジン		有害成分	適用時期	排出量レベル	適用エンジンサイズ
民間用ターボジェット、ターボファン	亜音速用	HC	1986.1.1	19.6	定格出力 26.7kN 超
		CO		118	
		NOx		$40+2\pi_{00}$	
		スモーク	1983.1.1	$83.6(F_{00})^{-0.274}$ あるいは 50 の小さい値	全エンジン
	超音速用	HC	1982.1.1	$140(0.92)\pi_{00}$	全エンジン
		CO		$4500(\pi_{00})^{-103}$	
		NOx		$36+2.42\pi_{00}$	
		スモーク		亜音速用と同じ	

（注）1．排出量レベルの単位 HC、CO、NOx:g/kN
スモーク：スモークナンバー
2．π_{00}:基準の圧力比　F_{00} :定格出力(kN)

表 8 ICAO LTO サイクル（出力設定及び運転時間）

運転モード	亜音速用		超音速用	
	出力設定	運転時間 (min)	出力設定	運転時間 (min)
Taxi/groud idle	7%	26.0	5.8%	26
Approach	30	4.0	34	2.3
Descent	—	—	15	1.2
Climbout	85	2.2	65	2.0
take-off	100	0.7	100	1.2

（注）1．基準の大気条件は地上における ISA 条件であること
（ただし絶対湿度は 0.00629kgH_2O/kg dry air）
2．試験条件が基準条件と同一でないときは，定められた方法により補正すること。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ファンエンジンに限定しており，EPA 規制と異なってターボプロップエンジンに対する規制は定めていない。また，この規制では亜音速航空機用エンジンと超音速用航空エンジンに分けて規制値を定めており，このため，両エンジンの認可に際しては，エンジンからのスモーク，HC, CO, NOx が規制値をクリアしなければならない。また，機材別に LTO (Landing and Take off: 航空機の離発着サイクルを模したもの) サイクルを設定している。なお，ICAO の規制は 1981 年以降，排出ガスの基準改正を行っていないが，1991 年 12 月には航空環境保全委員会第 2 回会議において，同委員会 W/G IIIから，1995 年 12 月 31 日以降に新たに生産を開始する全型式エンジン及び 1999 年 12 月 31 日以降に製造される全型式エンジンに対して，NOx 基準を 20%近く強化 (削減) する提案がなされ，合意された。また，高々度における基準制定についても議論されたが合意に達せず，排出ガスが高々度に与える影響をより明確に把握することが先決であり，このための作業を進めることになった。また，ICAO のガイドラインの対象外のものとして，航空機の油圧系統等から漏れる燃料やオイルがある。年間の燃料の漏れは約 70 kgs (90 リットル) (ボーイング社の試算)，事故によって漏れるオイルは航空機 1 機当たりで年間約 0.3 kg となっている。全体としては，それほど大きな値ではない。

3.3 EPA 及び ICAO 排出ガス規制の比較

EPA 及び ICAO では，実際の航空機の運航スケジュールから，航空機の種類別の LTO サイクルの標準運航モードを想定して，1 サイクル当たりに排出する各汚染物質の排出総量で評価することで一般化を行っている。1 サイクル当たりの汚染物質排出量の値は，汚染物質の EI (Emission Index) 値，エンジンの定格推力及び燃料消費率より計算される。ただし，スモークはすべてのモードにわたる最高値で評価し，ろ紙としてワットマンタイプ No. 4 フィルターに捕集された黒色の濃さ (スモーク量) を光の吸収度で示す煙価 (SN: Smoke Number) で表す。規制法を比較すると，

表 9 EPA 規制法と ICAO 規制法の比較

項　目	EPA規制法	ICAO規制法
対象エンジン	ターボプロップ，ターボファン，ターボジェット，JT3Dモデルファミリー，JT8Dモデルファミリー，超音速用（以上分類上，本名称を使っているが，内容はICAOと同じ。）。新規製造エンジン及び現在使用エンジン。	民間用ターボジェット，ターボファンエンジン（ターボプロップには規定がない。）で，一定期日（表7参照）以降に製造されたもの（ただし，1965年1月1日以前に型式証明を受けた型式エンジンを除く。）。
対象有害成分	HC(未燃炭化水素)及びスモーク。	HC(未燃炭化水素),CO(一酸化炭素),NOx(窒素酸化物)及びスモーク。
規制値	表4,表5に示す(26.7kN以上及びTSSｸﾗｽの新規製造ｴﾝｼﾞﾝ対する1984年1月1日以降規制値についてはICAOと同じ。	表7に示す。
排出量算出方法	排出量 $\frac{Dp}{F_{00}} = \frac{\Sigma(EI \times W_f \times 60T)}{\text{定格出力}}$ LTOサイクルは表6に示す。 D_P：LTOサイクルにおける有害物質の排出量(g) F_{00}：定格出力（kN） EI：ｴﾐｯｼｮﾝ･ｲﾝﾃﾞｯｸｽ(g/kg燃料) W_f：LTOｻｲｸﾙ各ﾓｰﾄﾞの燃料流量(kg/s) T：LTOｻｲｸﾙ各モードの時間(min)	EPAと同じ。各運転モードの設定出力における定められた時間での排出量の加算値を定格出力で除した値。各モードのサイクルはLTOサイクル(Landing and Take off Cycle)といわれ，表8に示す。
使用燃料	規定されている。ただし，燃料性状の許容幅がICAOとは若干異なる。	規定されている。
計測法	ICAOと同じ。	Recommended Practiceとして示されている(HCはFID法，COはNDIR法、NOxはケミルミ法、スモークはろ紙法でAIA/SAEスモークナンバーとして知られる。)

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表9に示したように対象エンジンは分類上名称が異なるが，内容は同じである。対象有害成分は一部異なり，EPAではHC及びスモークのみでCO, NOxは対象外である。排出ガス計測方法に関する項目は，EPAはICAOに準拠して同じであるが，エンジン運転に使用する燃料性状が表10に示すようにICAOと比べ，許容幅が少し厳しくなっていることが分かる。

表10 燃料性状

項　目	ICAO	EPA
比重(15℃)	0.78～0.82	0.78～0.82
分留性状(℃)		
10%蒸留温度	155～201	160～201
最終蒸留温度	235～285	240～285
真発熱量(kJ/kg)	42860～43500	42860～43500
ナフタレン分(容量%)	1.0～3.5	1.0～3.0
芳香族分(容量%)	15～23	15～20
煙点(mm)	20～28	20～28
H分(重量%)	13.4～14.1	13.4～14.0
S分(重量%)	0.3%以下	0.3%以下
動粘度 (-20℃、mm²/S)	2.5～6.5	4.0～6.5

3.4 WHO

WHOの排出ガス規制は特に航空機だけに焦点をあてたものではない。1987年に幾つかの公害物質を対象にガイドラインを発表している。ただし，法的な拘束力はない。

3.5 欧　州

欧州ではスウェーデン，英国，ドイツ，スイスなどで排出ガス税を導入（または，導入の検討）している。なお，EU（欧州連合）では1990年に航空機の公害に関する詳細な研究を行うことを決定している。

3.6 日　本

日本における航空機用ガスタービンエンジンに対する排出ガス規制はまだ実施されていない。

4. むすび

以上，航空機エンジン排出ガス規制等について簡単に述べた。

空港周辺における航空機の主な環境問題は，騒音以外では大気汚染であり，地上交通機関や工場からの排出ガスによる影響に比べてその寄与率が小さく，かつ広域的には殆ど問題になっていない。しかし，航空機が高々度で排出ガスを発生する唯一の発生源である。高々度大気は希薄であること，浄化力が小さいことなどのため，汚染に対しては地表付近の大気に比べ敏感であり，その実態やメカニズム，地球環境への影響などもまだ充分解明されておらず，複数のプロジェクトが進められている。すなわち，航空機の排出ガスは，総量的にはその排出量が占める割合はわずかであるが，地球環境問題の観点からは高々度での大気汚染物質の発生源であり，潜在的により大きな影響を与えている可能性がある。このようなことから現在，航空機の排出ガスについて将来にわたる，より詳細な研究が求められている。

航空機に対する大気汚染の低減対策は，燃焼技術の改良，燃料の改質，機体の改善など，今迄以上に環境影響を考慮した研究開発が望まれる。

参考文献

(1) 柴田正夫, 水島実, 柳沢三郎: 航空機による大気汚染対策の研究(1)～(2)産業公害 Vol. 27, No. 12 (1991)

(2) 水島実, 柴田正夫, 柳沢三郎: 航空機エンジン排出物, 航空と環境, Vol. 117, No. 29, 1992

(3) Environmental Protection Agency (1973)「Control of Pollution from Aircraft and Aircraft Engines」, Fed. Reg., Vol. 38, No. 136, pt. II

(4) Environmental Protection Agency (1978)「Control of Pollution from Aircraft and Aircraft Engines」, Fed. Reg., Vol. 43, No. 58. pt. II

(5) ICAO Environmental Protection (1981)「An nex 16, Vol. II, Aircraft Engine Emissions, First Edition」

(6) ICAO Committee on Aviation Environmental Protection (1993)「Emissions Working Group (WG3) Second meeting」

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

排気規制の動向
ー産業・民生ー

機械技術研究所　筒　井　康　賢

1．日本の規制動向

(1)　大気汚染防止法による固定発生源の NOx 規制の経緯

日本においては，NO_2 の環境基準が昭和48年5月に設定され(昭和53年7月改定)，これに続いて，48年8月に大型のボイラー等に対する NOx の第1次の排出規制が実施された。

その後，表1の通り規制対象施設の拡大，規制基準の強化が実施され，第4次規制までで規制対象施設からの NOx 排出量は全ばい煙発生施設から発生する NOx 排出量の95%以上となった。

また，昭和60年9月には，小型ボイラーについて，最小規制規模がそれまでの伝熱面積10 m^2 以上に加え，バーナの燃焼能力50 l /h以上の条件も追加され，さらに昭和63年2月からはガスタービン，ディーゼル機関が，平成3年2月からはガスエンジン及びガソリンエンジンがばい煙発生施設に追加された。

これらの規制は全国のばい煙発生施設に対して，施設の種類と規模ごとに一律に濃度規制として課されたものであるが，これらの規制だけでは環境基準の達成が難しいと判断された地域については地域から排出される NOx の総量を削減すべく NOx 総量規制地域の指定がなされ，総量規制基準が適用された。

(2)　地方自治体の NOx 規制の概要

地方自治体においては，国の環境基準とは別に，独自の環境目標値を設定し，その達成に向けて施策を展開している自治体がある。また，多くの自治体が独自に NOx 削減計画を策定し，固定発生源や移動発生源対策を実施している。

ガスタービン，ディーゼル機関等定置型内燃機関に対しては，東京都，神奈川県等の自治体が指導基準や指導要綱を定め，国の規制より厳しい規制を行っている。また，企業と公害防止協定を結び，その地域の実態に応じた規制を実施している自治体もある。

図1にボイラーとガスタービンに係る国と自治

表1　ばい煙発生施設に係る窒素酸化物規制の経緯

	第一次規制	第二次規制	第三次規制	第四次規制		小型ボイラー規制	固定型内燃機関規制	
	(48年8月)	(50年12月)	(52年6月)	(54年8月)	(58年9月)	(60年9月)	(63年2月)	(平成3年2月)
規制の概要	(i) NOx 排出基準の設定 ……大型ﾎﾞｲﾗｰ，大型加熱炉及び硝酸製造施設	(i) 排出基準値の強化 (ii)規制対象施設の規模の拡大 ……中型のﾎﾞｲﾗｰ及び加熱炉 (iii) 規制対象施設の種類の拡大 ……大型のｾﾒﾝﾄ焼成炉及びｺｰｸｽ炉	(i) 排出基準値の強化 (ii)規制対象施設の規模の拡大 ……小型のﾎﾞｲﾗｰ及び加熱炉，中型のｾﾒﾝﾄ炉及びｺｰｸｽ炉 (iii) 規制対象施設の種類の拡大 ……焼結炉，ｱﾙﾐﾅ焼成炉及び廃棄物焼却炉	(i) 排出基準値の強化 (ii)規制対象施設の規模の拡大 ……小型のボイラー，焼結炉，ｱﾙﾐﾅ煅焼炉，金属加熱炉，廃棄物焼却炉 (iii) 規制対象施の種類の拡大 ……ｶﾞｽ発生炉加熱炉，煅焼炉ばい焼炉等の施設	(iv) 石炭利用の拡大に対応した規制強化 ……固体燃焼ﾎﾞｲﾗｰ (v) 特例扱いを設けておく必要のなくなった施設を整理 ……焼結炉，ばいしょう炉等の一部	〈最小規制規模の拡大〉 伝熱面積10m²以上に加え，ﾊﾞｰﾅ燃焼能力50 /h以上の条件をつけ加える	ガスタービン，ディーゼル機関をばい煙発生施設に追加	ガスエンジン，ガソリンエンジンをばい煙発生施設に追加
規制対象施設数	約 1,500	約 3,400	約 13,000	約 121,000		――	――	――
全ばい煙発生施設から排出されるNOx量に占める規制対象施設からのNOx量の割合	38%	44%	73%	95%		――	――	――

産業と公害（通算資料調査会）等より作成

（平成7年5月8日原稿受付）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

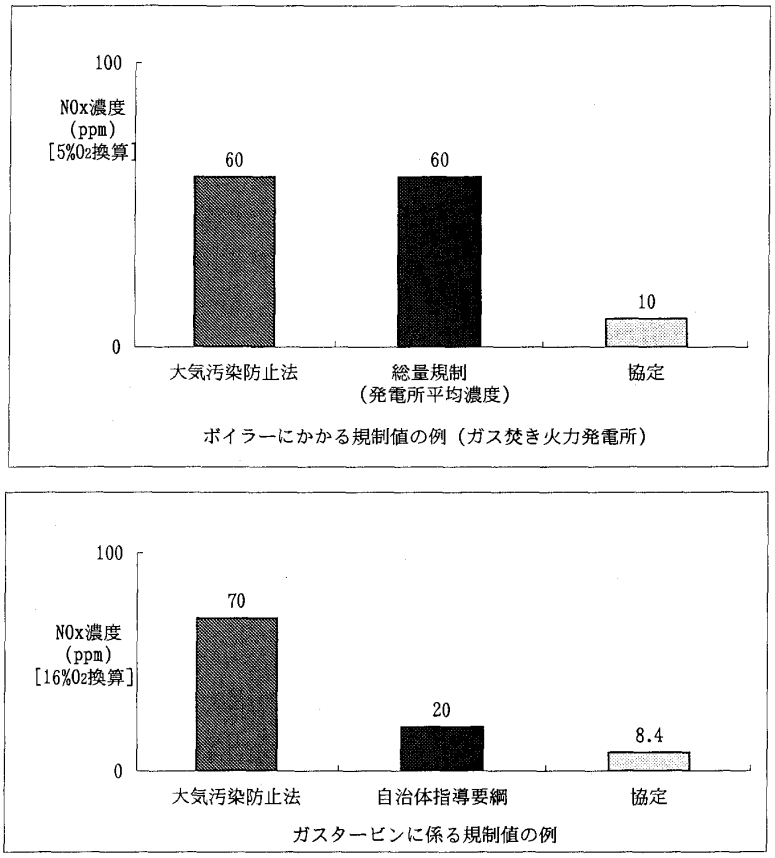


図1 ボイラーとガスタービンに係る国と自治体の規制値（日本）

体の規制値の例を示す。

2．米国の規制

(1) 米国大気清浄法（CAA-Clean Air Act）による規制

米国には，環境基準として健康の保護を目的とした一次 NAAQS（National Ambient Air Quality Standard）及び視程の確保や動植物の保護等を目的とした二次 NAAQS が設定されている。そして，NAAQS を達成するために排出基準が設けられているが，固定発生源対策としては次の4種の排出基準が実施されている。

① NSPS（New Source Performance Standard）

NAAQS 達成地域内に新増設される固定発生源に対して適用される全国的な排出基準

② BACT（Best Available Control Technology）

国立公園など非常に空気の清浄な地域（PSD＝Prevention of Significant Deterioration 地域）内に新増設される固定発生源の排出基準

③ LAER（Lowest Achievable Emission Rate）

NAAQS 未達成地域内に新増設される固定発生源に対して適用される排出基準

④ NESHAP（National Emission Standards for Hazardous Air Pollutants）

アスベストや水銀等指定された有害大気汚染物質の排出源に適用される排出基準

このうち，BACT，LAER は概念を示したもので，具体的な排出基準が定められているわけではない。

全国的な排出基準である NSPS の一例をあげると，火力発電所ボイラーに対しては以下の通りとなる[1]。

NOx 排出基準（新設）	固体 0.5 lb/MMBTU ［290ppm相当（6%O_2換算）］ 液体 0.3 lb/MMBTU ［220ppm相当（4%O_2換算）］ ガス 0.2 lb/MMBTU ［150ppm相当（5%O_2換算）］

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

さらに，1990年のCAA改正により，既設の火力発電所のほとんどに対しても規制が課せられることとなった。規制値は以下の通りである[2]。

NOx 排出基準 （既設）	（1995.1.1 から） ﾀﾝｼﾞｪﾝｼｬﾙ 0.45lb/MMBTU ［石炭の場合： （260ppm相当（6%O_2換算）］ ウォール 0.5 lb/MMBTU ［石炭の場合： （290ppm相当（6%O_2換算）］

また，CFRに記載されている電気事業用ガスタービンの規制は以下の通りである[3]。

$$STD=0.0075\frac{14.4}{Y}+F$$

STD：NOx 許容排出量（vol%, 15%O_2）

Y ：定格運転時のHeat Rate（kJ/Wh）

F ：燃料N分に基づき定義される値

燃料N分（重量%）	F （NOx vol%）
N≦0.015	0
0.015<N≦0.1	0.04(N)
0.1<N≦0.25	0.004+0.0067(N-0.1)
0.25<N	0.005

熱効率約30%の天然ガスを燃料とするガスタービンで試算すると，規制値は約95 ppm（15% O_2）となる。

(2) カリフォルニア州の規制

米国では，州によって独自の規制を設けている場合が多いが，なかでも最も厳しい規制を実施しているカリフォルニア州のサウス・コースト大気質管理区（SCAQMD: South Coast Air Quality Management District-ロサンゼルス近傍の地域）の規制は以下の通りである。

電力ボイラーに対しては，現在年ごとの段階的な規制の強化を実施中であり，1999年12月31までにNOxの排出を0.25 lb/MWh（20 ppm相当）以下に抑えることを義務づけている[4]。

また，ガスタービンに対しては，1995年12月31日までに以下の許容限度を達成しなければならない[5]。

$$\text{許容限度}(15\%O_2,\text{ppm})=\text{参照限度}(15\%O_2,\text{ppm})\times\frac{EEF}{25\%}$$

ここで参照限度は，脱硝装置を有するガスタービン（含コンバインドサイクル）に対して9 ppmとなっており，EFFは高位発熱量ベースで計算した熱効率である。この式で計算すると熱効率30%の脱硝装置を持つガスタービンに対しては，許容限度は約11 ppm（15%O_2）となる。

3．欧州の規制

欧州では，EU指令として環境基準，排出基準が定められており，イギリス，フランスはこのEU指令をそのまま基準として取り込んでいる。新設火力発電用ボイラーに対するEU指令を以下に示す[6]。

EUの NOx 排出基準 （EU指令） （新設5万kW以上）	固体燃料 650mg/Nm³ ［320ppm相当（6%O_2 換算）］ 液体燃料 450mg/Nm³ ［210ppm相当（4%O_2 換算）］ 気体燃料 350mg/Nm³ ［150ppm相当（5%O_2 換算）］

また，ガスタービンに対してはEU指令は定められていないが，規制値を設けている国もある。オランダのガスタービンの排出基準を例として以下に示す。

オランダの ガスタービン NOx 排出基準	65g/GJ ［熱効率約30%のｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝで 30ppm相当（15%O_2換算）］

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

4．まとめ

以上のように，各国それぞれの状況に応じて規制値を定めているが，この中で日本はかなり厳しい規制を実施していることが認められる。

おわりに本稿の作成に多大な協力をいただいた東京電力㈱環境部影山嘉宏氏にお礼を申し上げる。

参考文献

(1) Code of Federal Regulations, Sec. 60.44a (1994)
(2) Fedaral Register, Vol. 59, No. 55 (1994)
(3) Code of Fedral Regulations, Sec. 60.332 (1994)
(4) South Coast Air Quality Management District, Rule 1135 (1994)
(5) South Coast Air Quality Management District, Rule 1134 (1994)
(6) Council Directive 88/609/EEC (1998)

入会者名簿

正会員

遠藤善博（東邦レーヨン）
小西威夫（石川島ジェットサービス）
金子義和（新堀芸術学院）
高橋秀緑（川重）
西浦正和（IHI）
勝田政吾（荏原総研）
打田武史（IHI）
伊藤和行（日立製作所）
坂本靖次（東電）
滝川浩司（放電精密加工研究所）
新保武（IHI）
河北正幸（新潟鉄工）
龍宮寺猛（川重）
岸部忠晴（東大）
土山友博（神戸製鋼）
福島康雄（神戸製鋼）
Rolf Althaus（ジャパンガスタービン）
池上詢（京都大）
金子征夫（東電）
湯本貢（コスモ総研）
関純（日立製作所）
斉藤弘順（東京農工大）
大見厚志（アイシン精機）
原田幸弘（愛三工業）
青木逸郎（日立製作所）
白石文彦（放電精密加工研究所）
塩路昌宏（京都大）
池口隆（日立製作所）

学生会員から正会員へ

章永男（Fluid Flow Group. KRISS）
杉山史一（早大）
高谷拓也（三菱重工）
須田広志（三菱重工）
清水武彦（三菱重工）
倉迫典彦（防衛庁）
寺谷直也（IHI）
古畑朋彦（東北大）
寺沢祐治
松本辰一（東京電力）
三輪隆信（IHI）
細川茂雄（神戸大）
澤村寿明（三菱重工）

学生会員

土屋直木（東大）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

4．まとめ

以上のように，各国それぞれの状況に応じて規制値を定めているが，この中で日本はかなり厳しい規制を実施していることが認められる。

おわりに本稿の作成に多大な協力をいただいた東京電力㈱環境部影山嘉宏氏にお礼を申し上げる。

参考文献

(1) Code of Federal Regulations, Sec. 60.44a (1994)
(2) Fedaral Register, Vol. 59, No. 55 (1994)
(3) Code of Fedral Regulations, Sec. 60.332 (1994)
(4) South Coast Air Quality Management District, Rule 1135 (1994)
(5) South Coast Air Quality Management District, Rule 1134 (1994)
(6) Council Directive 88/609/EEC (1998)

入会者名簿

正会員

遠藤善博（東邦レーヨン）
小西威夫（石川島ジェットサービス）
金子義和（新堀芸術学院）
高橋秀緑（川重）
西浦正和（IHI）
勝田政吾（荏原総研）
打田武史（IHI）
伊藤和行（日立製作所）
坂本靖次（東電）
滝川浩司（放電精密加工研究所）
新保武（IHI）
河北正幸（新潟鉄工）
龍宮寺猛（川重）
岸部忠晴（東大）
土山友博（神戸製鋼）
福島康雄（神戸製鋼）
Rolf Althaus（ジャパンガスタービン）
池上詢（京都大）
金子征夫（東電）
湯本貢（コスモ総研）
関純（日立製作所）
斉藤弘順（東京農工大）
大見厚志（アイシン精機）
原田幸弘（愛三工業）
青木逸郎（日立製作所）
白石文彦（放電精密加工研究所）
塩路昌宏（京都大）
池口隆（日立製作所）

学生会員から正会員へ

章永男（Fluid Flow Group. KRISS）
杉山史一（早大）
高谷拓也（三菱重工）
須田広志（三菱重工）
清水武彦（三菱重工）
倉迫典彦（防衛庁）
寺谷直也（IHI）
古畑朋彦（東北大）
寺沢祐治
松本辰一（東京電力）
三輪隆信（IHI）
細川茂雄（神戸大）
澤村寿明（三菱重工）

学生会員

土屋直木（東大）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

排気規制の動向
ー船　　舶ー

船舶技術研究所　塩　出　敬二郎

1．まえがき

大気環境の悪化は地球規模で進行していて，人類の生存に対しても危険な状況になりつつある。地球温暖化と大気汚染は深刻な問題である。大気汚染は現在の問題であり解決が急がれているものである。従来船舶は，港湾や運河域を除けば人間の生活領域から比較的離れた所を航行するので，陸上で生活する人間にとって直接的な加害者意識はなく排ガス問題に対して，これまでは積極的な取り組みは行われなかった。しかし，船舶から排出される大気汚染物質に関する国外，国内の各種調査結果から，船舶による大気汚染が無視できないレベルにあり，船舶も環境に大きな負荷を与えていることがだんだん明らかになってきた。

そして，これまでは規制の対象外であった船舶にも排気ガス規制を掛けようという動きが出てきた。これも当然の成り行きである。

そのため国際海事機関（International Maritime Organization, IMO）においても大気汚染防止が正式議題として取り上げられ，その規制案が検討されていて，早ければ1997年の実施を目標に作業が続けられている。

一方，機関メーカーを中心として船舶用ディーゼル機関に対する排ガス対策技術の研究開発も盛んに行われるようになり，色々な対策技術が開発されていて中には既に実用段階に達しているものもある。

以下，船舶と環境との関わり，船舶から排出される有害排気ガスの現状，それに対する規制の動き，防止技術などについて述べてみたい。

2．船舶による大気汚染の実態

現在，商業用船舶に使用されている推進用主機関はほとんどが熱効率の良いディーゼル機関である。舶用ディーゼル機関の正味熱効率は，大型2サイクル機関では53%前後にも達している。舶用機関が排出する大気汚染物質でIMOの規制の対象とされているのがNOx，SOxなどである。

船舶からどの程度のNOx，SOxが排出されているかについて，世界中で実態調査が行われている。例えば，ノルウェーがIMOに提出した資料によると，世界の外航船舶が排出するNOxの推定量は年間約602万トンでこれは世界全体で排出される量の約7%に相当するものである。また，SOxでは，船舶からの推定排出量が約634万トンでこれは世界全体で排出される量の約4%に相当している。これは世界の平均値であるが，船舶交通量の多い地域，港湾に近い地域などでは，船舶からの影響がさらに大きくなっている。

例えば，ノルウェーの調査では，国全体の大気汚染物質の中で，船舶からのものが窒素酸化物では40%，硫黄酸化物では14%を占めていると報告されている。

一方，日本国内における船舶からの大気汚染物質の排出量を消費燃料の統計調査と排出係数から推定した報告がある。表1，2には，NOxおよびSOxの排出量の推定結果を示す。この表からも分かるようにNOxでは全排出量の約25%前後，SOxでは約18%程度が船舶からのものである。

船舶の寄与率が世界の平均値に比べて日本で大きいのが分かる。

沢山の船舶が集まるところ，つまり大きな港湾の周囲に於ける大気環境への船舶の寄与率についての調査も行われている。船舶は港に停泊中でも荷役作業，船内作業や冷暖房などのためにボイラーや発電機などを運転するので排気ガスを放出する。東京湾に停泊している船舶から排出されるNOx，SOxの量を消費燃料量から推定した結果を示したのが表3である。

燃料消費量からNOx排出量を推定する方法Aは，NOx排出係数（燃料1kgを消費するときに排出されるNOx排出量g）に各船種毎の燃料使用量（全量主機で使用したと仮定している）を乗じ

（平成7年3月28日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表1 船舶から日本及び世界での NOx 推定排出量

	排出源		推定方法	排出量（比率）	備考
日本国内（万トン/年）（1986年度ベース）	船舶 *1		A 燃料消費ベース	内航 29.5 漁業 29.2 計 58.7(26.7%)	*2
			B 燃料消費ベース	内航 27.6 漁業 29.2 計 56.8(26.0%)	*3
			C 運航量ベース	内航 23.6 漁業 29.2 計 50.4(23.8%)	
	地上発生源	固定発生源		73.2	科学技術政策研究所（1991）
		移動発生源		87.8	
		地上発生源合計		161.0	
全世界（万トン/年）（1987年ベース）	船舶		A 燃料消費ベース	外航 607 内航 151 計 758 (4.7%)	
			B 燃料消費ベース	外航 564 内航 143 計 707 (4.4%)	
			C 運航量ベース	外航 496 内航 − 計 − (−)	*4
	全排出源からの排出量			16200	外岡(1990)

*1 日本国内の船舶には、外航船による日本国内周辺での排出は含まず、内航船舶および漁業からの排出量を対象とした。
*2 漁船での消費は100%ディーゼルで燃焼されたものと仮定した。
*3 漁業の運航総量は統計資料がないため内航船舶のみ運航総量から求めた。
*4 推定Cは世界各国の国内海運量の実態がわからないため、内航分の排出量は推定できなかった。

表2 船舶からの日本及び世界での SOx 推定排出量

	排出量（比率）	備考
日本国内（万トン／年）（1986年度ベース）	固定発生源 ; 85.1 (69.9%) 移動排出源 ; 14.8 (12.2%) 船舶(内航+漁船); 21.8 (17.9%)	科学技術政策研究所（1991） 今回調査
	合計 A 121.7 (100 %)	(外航船舶分は含まない)
	(外航船舶分) B; 36.0 (A + B) ; 158.7	今回調査
世界（万トン／年）（1987年ベース）	船舶(内航+外航); 578 (4%)	今回調査
	総計 ; 13700 (100%)	OECD資料, 1987

表3 東京湾内の停泊船舶からの排出量

	窒素酸化物		硫黄酸化物	
	トン/年	Nm³/H	トン/年	Nm³/H
千葉	1968	109	2770	111
木更津	411	23	599	24
東京	2579	143	1402	56
横浜	4221	235	1973	79
川崎	2630	146	1569	63
横須賀	730	41	765	31

表4 船舶からの排出物質の削減目標及び期日

項目	内容
SOx	2000年までに現状レベルの50%削減
NOx	2000年までに技術的・経済的に可能な範囲内で、かつ他の大気汚染を引き起こさないという前提のもとに現状レベルの30%削減
VOC	2000年までに現状レベルの30%削減
CFCs	1995年までに1986年レベルの50%削減 1997年までに1986年レベルの85%削減 2000年までに全廃
Halons	1995年までに1986年レベルの50%削減 2000年までに全廃
船内廃棄物の焼却	2000年を期限とし、1993年までに策定される基準により焼却炉を設計する

て計算したもので，推定方法Bは方法Aで求めた値を補機（ディーゼル機関またはボイラー）の燃料使用量（主機と補機の燃料使用量を船種毎に調査して）によって補正したものである。

NOx の場合，例えば，東京港では陸上での排出量の約10%強，横浜地区（横浜，川崎，横須賀）では約17%の量を排出しているという推定もある。以上述べたように大気環境に対して船舶が大きな負荷を与えていることが，各種の調査によりだんだんと明らかになってきた。

3．IMO の大気汚染防止対策

3.1 IMO の動向

船舶からの大気汚染防止に関する問題については，国際海事機関の場で具体的な検討が進められてきた。IMO の専門部会の一つである海洋環境保護委員会（MEPC, Marine Environment Protection Committee）の第30回会議（1990年）において，船舶からの大気汚染防止を MARPOL 条約73/78の新付属書（船舶からの大気汚染防止）に加える事が合意された。そして1991年10月の第17回 IMO 総会において表4に示すような削減目標の総会決議が採択された。

IMO において，その後も具体的な検討が行われていて，現在 NOx については規制案の大筋がほぼ出来上がっているが，SOx については燃料中の硫黄分の上限を制限する方向で検討されている。燃料中の硫黄分は，ディーゼル機関内で燃焼するとほぼ全量が SOx に変換されるので，SOx の排出量は燃料中の硫黄含有量に比例する。それ故，NOx のようにディーゼル機関の改良などでは排出量を低減することが出来ない。

IMO の SOx に対する規制方法としては，燃料中の硫黄分の量を制限する方向で検討されているが，制限値についてはまだ結論に至っていない。現在外航船舶が使用している燃料中の硫黄分の平

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

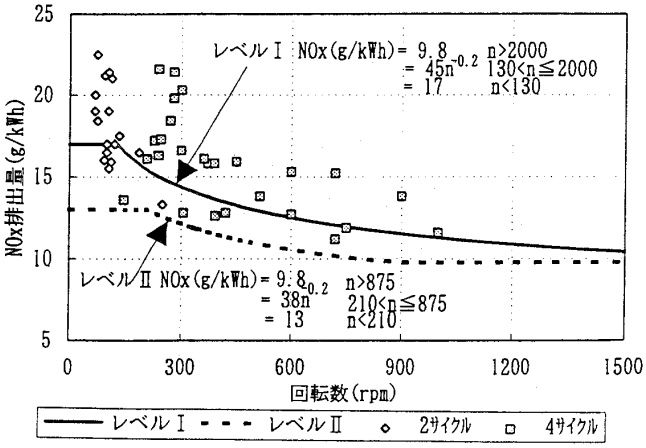


図1 回転数と NOx 排出量の関係

均値は約2.7%前後と言われているのに，今IMO内で検討されている上限値は3%以上のところで行われている。これでは硫黄分の上限値が設定されてもIMOの低減目標はとても達成できない。

今後の成り行きが注目されている。

3.2 IMOの窒素酸化物排出規制（案）

現在IMOでは，船舶からの排気ガス（NOx および SOx）による大気汚染防止の具体的な検討が行われているが，この内 SOx については，前述したように燃料中の硫黄分を規制する方向で検討が行われている。それ故，ここでは排ガス規制の対象を NOx に限って話を進めることにする。NOx については，エンジンの改良等により対処する事になっており，その規制値及び試験・検査・承認に関するガイドラインについて検討されており，ほぼ全ての基本的項目について合意が得られている。NOx の許容総排出量（案）はエンジンの定格回転数により図1の実線で示すようなものである。すなわちエンジンの定格回転数が130 RPM以下のエンジンの許容総排出量は17 g/kW. hr以下であり，定格回転数が2000 RPM以上のエンジンの許容総排出量は9.84 g/kW. hr以下であり，定格回転数が130-2000 RPMのエンジンの許容総排出量は次式で計算する。

$$Ln = 45 \times N^{-0.2}$$

Ln: 許容総排出量 g/kW. hr

N: エンジン定格回転数 RPM

現在国内で生産されている2サイクル及び4サイクル舶用ディーゼル機関の NOx 排出実態を図1に示す。現状でもIMOの規制値（案）を下回っているものもある。

表5 D2サイクル

モード番号 サイクルD2	1	2	3	4	5
トルク%	100	75	50	25	10
重み係数	0.05	0.25	0.3	0.3	0.1

表6 E2サイクル

モード番号 サイクルE2	1	2	3	4
トルク%	100	75	50	25
重み係数	0.2	0.5	0.15	0.15

表7 E3サイクル

モード番号 サイクルE3	1	2	3	4
速度%	100	91	80	63
出力%	100	75	50	25
重み係数	0.2	0.5	0.15	0.15

3.3 窒素酸化物の総排出量

船舶から排出される NOx の濃度や排出量に関する測定方法，試験サイクルや測定装置などについては，基本的にはISO 8178に則って行うことが明記されている。NOx の排出量を決定する試験サイクルはISO 8178. Part 4.［各種エンジン用途の試験サイクル］で定められていて，D2/E2/E3などが適用される（表5，6，7参照）。D2サイクルは，一定速度で運転される間欠負荷のエンジン発電機に適用されるもので，各モードでの負荷トルク及び重み係数は表5に示す通りである。NOx の総排出量（二酸化窒素総量として計算した値）は各試験モードでの排出量に重み係数を乗じたものを全モード加算したものである。この値がそのエンジンの定格回転数における排出許容量以下でなければならない。

E2サイクルは，船舶推進用重負荷定速回転エンジンに適用されるもので可変ピッチプロペラ（CPP）を搭載した船舶が対象となる。各試験モードでの負荷トルクと重み係数は表6の通りである。また，E3サイクルは重負荷船舶用エンジン（固定ピッチプロペラ搭載船）に適用されるもの

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

である。E 3 サイクルの各試験モードでの回転速度，出力と重み係数は表 7 の通りである。

3.4 規制対象船舶

この排ガス規制の対象となる船舶について，94 年 2 月に開催された BCH 中間会合までに，NOx については原則としてエンジン出力 100 kW 以上の舶用ディーゼルエンジンを搭載する新造船，SOx については全船舶とすることで合意されているが，その後 400 GT（総トン数）以上またはエンジン出力の合計値が 1500 kW 以上とする案が出されていて，現在のところまだ決まっていない。

4．あとがき

IMO を中心に進められている船舶からの大気環境汚染の防止を目的とした規制案が具体化してきている。この条約が批准されて効力を発効するのはまだ先のことであるが，これまで放置されてきた船舶による大気汚染防止が議論の段階から実施の段階に近づいて来たことは確かである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

排気規制の動向
ー自 動 車ー

㈶日本自動車研究所　加 地 浩 成

本項では自動車排出ガス規制に係わる日米欧の法的対応措置についての動向を述べる。

1．日本の自動車排出ガス規制の動向

日本の排出ガス規制の経緯を表1に示す。日本の排出ガス規制は，昭和41年の4モード試験におけるCO 4%規制から始まった。昭和47年に中央公害対策審議会（中公審）から答申されたガソリン乗用車の排出ガス許容限度の長期設定方針に沿って，世界で最も厳しいガソリン乗用車の昭和53年規制が制定された。その後，排出ガス規制の焦点はガソリン乗用車以外のトラック・バス等（ガソリン車）及びディーゼル車のNO_x規制強化へ移り，昭和49年度規制から昭和58年度規制まで5段階に分けてNO_x基準値の引下げが実施された。しかし，自動車沿道の測定等でのNO_2のデータの多くが環境基準を達成できなかったことから，中公審は平成元年12月にディーゼル車等のNO_x規制の短期ならびに長期の目標値を示した。ここではNO_x低減と同時に新たにパーティキュレートの規制が導入された。短期目標値は平成4年度規制，平成5年度規制及び平成6年度規制として実施されている。一方，平成4年6月にNO_2環境基準が未達である東京等の特定地域を対象として，NO_x総量抑制方策を進めるための特別措置法が公布された。

2．欧州の自動車排出ガス規制の動向

欧州（EC）の自動車排出ガス規制の経緯を表2，表3に示す。欧州12ヵ国からなる共同体(EC)は欧州統一法規（EEC/ECE）を制定した。自動車の排出ガス規制は，1970年3月にECE-15の規則として制定され，以後逐次，社会的要請にもとづいてECE-01規制，02規制，03規制および04規制と改訂，強化されてきた。排出ガス規制強化の立場をとるドイツと，早期排出ガス強化に反対するフランス，イギリス，イタリアのグループ及び米国並みの規制の立場をとるスウェーデン，スイス，デンマークの3グループ間の長い討議の後に，1985年6月に合意がされ，EEC/88/76規制が決定された。しかし，この規制は米国連邦の1983年規制のに比べるとゆるやかなレベルであった。1989年6月に1,400 cc未満の乗用車について米国連邦並みのレベルの規制をすることで合意がされてEEC/89/458規制が決定された。1,400 cc以上の乗用車についても検討が続けられ，1991年6月にEEC/91/441規制が制定された。重量車の排出ガス基準については，1990年10月にEC委員会が現行基準を改訂する二段階強化規制方針を決定し，EEC/91/542規制として実施されている。

3．米国の自動車排出ガス規制の動向

米国の自動車排出ガス規制の経緯を表4，表5に示す。米国の排出ガス規制は，1963年カリフォルニア州大気資源委員会の7モード試験法によるCO・炭化水素規制から始まった。軽量車（乗用車，トラック）に対するCO・HC・NO_x規制は1980年代の前半で一段落し，1982年からディーゼル車排出ガス中のパーティキュレート規制が開始され，規制強化が行われている。1990年の大気汚染防止法の改正にともない，新しく第一段規制（1994年～）と第二段規制（2003年以降）が制定された。HCについてはTHC値から，メタンを除いたNMHC値に改正されている。また，メタノール燃料車等のクリーン代替燃料車の導入がはかられ，排出ガス基準が示されている。その特徴はノンメタン有機ガス（NMOG）規制値とホルムアルデヒド規制値を設定している点である。ここでNMOGは排出ガス中のメタンを除くC_{12}以下のHC，C_5以下のアルコール類，アルデヒド類及びケトン類の和として定義されている。

（平成7年4月3日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表1　日本の自動車排出ガス規制

①　ガソリン及び LPG の乗用車、トラック・バス（車両総重量2.5t 以下）

規制値は許容限度、（ ）内は規制平均値

年	元号	昭和41-43	44	45	46	47	48·49(注9)
	西暦	'66~'68	'69	'70	'71	'72	'73·'74
試験方法(単位)		4モード(%)					10モード(g/km)
ガソリン車〔4 cycle〕	CO	3.0 (注1)	2.5 (注2)	←	2.5 (1.7)(注6)	←	26.0 (18.4)
	HC						3.80 (2.94)
	NOx						3.00 (2.18)
LPG車	CO				1.5(注5) (1.0)(注6)	←	18.0 (10.4)
	HC						3.20 (2.34)
	NOx			(注3)			3.00 (2.18)
アイドル	CO(%)			新4.5中5.5	←	4.5(注7)	←
	HC (ppm)						
エバポ (g/test)						2.0(注8)	←
ブローバイガス				(注4) デバイスを取付けること			

年			元号	50(注10)	51·52(注12)	53(注14)	54·55(注14)	56~62(注18)	63(注19)	平成元(注20)	3
			西暦	'75	'76·'77	'78	'79·'80	'81~'87	'88	'89	'91
乗用車	10モード(g/km)	CO		2.70 (2.10)	←	←	←	←	←	←	11/1~10·15モードに変更
		HC		0.39 (0.25)	←	←	←	←	←	←	
		NOx		1.60 (1.20)	0.84 (0.60) / 1.20 (0.85)(注13)	0.48 (0.25)	←	←	←	←	
	11モード(g/test)	CO		85.0 (60.0)	←	←	←	←	←	←	←
		HC		9.50 (7.00)	←	←	←	←	←	←	
		NOx		11.0 (9.00)	8.00 (6.00) / 9.00 (7.00)(注13)	6.00 (4.40)	←	←	←	←	
トラック・バス	10モード(g/km)	CO	A(注16)	17.0	←	←	←	←	2.70 (2.10)	←	11/1~10·15モードに変更
			B(注17)	(13.0)					←	←	
		HC	A	2.70	←	←	←	←	0.39 (0.25)	←	
			B	(2.10)					←	←	
		NOx	A	2.30	←	←	1.40 (1.00)	0.84 (0.60)(注17)	0.48 (0.25)	←	
			B	(1.80)			1.60 (1.20)(注16)	1.26 (0.90)	←	0.98 (0.70)	
	11モード(g/test)	CO	A	130	←	←	←	←	85.0 (60.0)	←	←
			B	(100)					←	←	
		HC	A	17.0	←	←	←	←	9.50 (7.00)	←	
			B	(13.0)					←	←	
		NOx	A	20.0	←	←	10.0 (8.00)	8.00 (6.00)(注17)	6.00 (4.40)	←	
			B	(15.0)			11.0 (9.00)(注16)	9.50 (7.50)	←	8.50 (6.50)	
アイドル		CO(%)		4.5	←	←	←	←	←	←	←
		HC (ppm)		1200 3300 (注11)	←	←	←	←	←	←	
エバポ (g/test)				2.0	←	←	←	←	←	←	
ブローバイガス				デバイスを取付けること							

②　ガソリン及び LPG のトラック・バス（車両総重量2.5t 超）

規制値は許容限度、（ ）内は規制平均値

年	元号	昭和48(注1)	49	50·51	52·53(注6)	54~56(注7)	57~63(注8)	平成元(注9)	4(注10)
	西暦	'73	'74	'75·'76	'77·'78	'79~'81	'82~'88	'89	'92
試験方法		6モード							13モード
ガソリン車	CO (%)	1.6 (1.2)	←	←	←	←	←	←	136 (102)g/kWh
	HC (ppm)	520 (410)	←	←	←	←	←	←	7.9 (6.2)g/kWh
	NOx (ppm)	2200 (1830)	←	←	1850 (1550)	1390 (1100)	990 (750)	850 (650)	7.2 (5.5)g/kWh
LPG車	CO (%)	1.1 (0.8)	←	←	←	←	←	←	105 (76) g/kWh
	HC (ppm)	440 (350)	←	←	←	←	←	←	6.8 (5.4)g/kWh
	NOx (ppm)	2200 (1830)	←	←	1850 (1550)	1390 (1100)	990 (750)	850 (650)	7.2 (5.5)g/kWh
アイドル	CO (%)	4.5(注2)	←	←	←	←	←	←	←
	HC (ppm)	—			←	←	←	←	←
エバポ (g/test)		2.0(注3)	←	←	←	←	←	←	←
ブローバイガス		(注4) デバイスを取付けること							

③　ディーゼルの乗用車及びトラック・バス（車両総重量1.7t 以下）

規制値は許容限度、（ ）内は規制平均値

年		元号	昭和61(注3)	62(注4)	63(注5)	平成2(注6)	3	4(注8)	5(注9)	6
		西暦	'86	'87	'88	'90	'91	'92	'93	'94
試験方法			10モード				10·15モード(注7)			
CO (g/km)			2.70 (2.10)	←	←	←	←	←	←	←
HC (g/km)			0.62 (0.40)	←	←	←	←	←	←	←
NOx (g/km)	乗用車	IP(注2) 1250kg以下	0.98 (0.70)	←	←	0.72 (0.50)	←	←	←	←
		IP 1250kg超	1.26 (0.90)	←	←	←	←	0.84 (0.60)	←	←
	トラック・バス		—		1.26 (0.90)	←	←	←	0.84 (0.60)	←
PM (g/km)	乗用車									0.34 (0.2)
	トラック・バス								0.34 (0.2)	←
排気煙(注1)	試験方法		3モード・無負荷急加速							
	不透明度		50%	←	←	←	←	←	トラック・バス40%	乗用車40%

④　ディーゼルトラック（③を除く）

規制値は許容限度、（ ）内は規制平均値

年		元号	昭和49~51(注2)	52~53(注3)	54~56(注4)	57(注5)	58~62(注6)	63(注7)	平成1(注8)	5(注9)	6(注10)
		西暦	'74~'76	'77~'78	'79~'81	'82	'83~'87	'88	'89	'93	'94
試験方法			6モード							10.15モード(2.5t以下)	13モード(2.5t超)
CO (ppm)			980 (790)	←	←	←	←	←	←	2.70 (2.10)g/km	9.2 (7.4)g/kWh
HC (ppm)			670 (510)	←	←	←	←	←	←	0.62 (0.40)g/km	3.8 (2.9)g/kWh
NOx (ppm)	副室式	1.7t~2.5t	590 (450)	500 (380)	450 (340)	390 (290)	←	350 (260)	350 (260)	1.82 (1.30)g/km	
		2.5t超						←			6.8 (5.0)g/kWh
	直噴式	1.7t~2.5t	1000 (770)	850 (650)	700 (540)	←	610 (470)	500 (380)	←	1.82 (1.30)g/km	
		2.5t~3.5t						520 (400)	520 (400)		7.8g/kWh (6.0)
		3.5t超						←			
PM		1.7t~2.5t								0.43 (0.25)g/km	
		2.5t超									0.96 (0.7)g/kWh
排気煙	試験方法		3モード・無負荷急加速								
	不透明度		50%(注1)	←	←	←	←	←	←	40%	←

（出典：自動車産業ハンドブック）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表2 欧州の自動車排出ガス規制（四輪車）

ECE／EEC

（出典：JASIC, 1993）

			'74	'75	'76	'77	'78	'79	'80	'81	'82	'83	'84	'85	'86	'87	'88	'89	'90	'91	'92	'93	'94	'95	'96	'97	'98	'99	2000
適用日			10/1	10/1	3/1		3/1	10/1		10/1	10/1						10/1	10/1						1/1					
TYPE I	試験法		ECEモード＋Total Bag／NDIR									ECEモード＋CVS／FID											ECE＋EUDCモード＋CVS						
	乗用車 6人乗り以下	M／T	ORIGINAL規制値		01規制値		01規制値＋02規制値		03規制値			04規制値						88／76／EEC規制値*					89/458/EEC						
		A／T	ORIGINAL規制値		01規制値		01規制値＋02規制値の25％緩和	01＋02	03規制値の25％緩和	03規制値													91/441/EEC						
	乗用車 7人乗り以上		ナシ									04規制値（HC＋NOxのみ25％緩和）							04規制値										
	商用車		ORIGINAL規制値		01規制値		01規制値＋02規制値の25％緩和		03規制値（NOxのみ02規制値の25％緩和）			04規制値（HC＋NOxのみ25％緩和）							04規制値										
TYPE II TYPE III	乗用車及び商用車	アイドルCO	ﾒｰｶｰ指定ｱｲﾄﾞﾙ回転で4.5％			あらゆる条件で4.5％以下			ECEモード走行後3.5％以下、その他の条件でも4.5％以下																				
		ブローバイガス	完全に再循環されること、又は、放出されるHCは消費される燃料の0.15％以下									完全に再循環されること																	
TYPE IV	エバポ																						2g/Test (SHED法)						

ECE規制値及び適用詳細

単位：g/test

		ORIGINAL規制		01規制		02規制	03規制			04規制	
		CO	HC	CO	HC	NOx	CO	HC	NOx	CO	HC+NOx
規制値	RW≦ 750	100	8.0	80	6.8	10	65	6.0	8.5	58	19
	750＜RW≦ 850	109	8.4	87	7.1	10	71	6.3	8.5	58	19
	850＜RW≦1020	117	8.7	94	7.4	10	76	6.5	8.5	58	19
	1020＜RW≦1250	134	9.4	107	8.0	12	87	7.1	10.2	67	20.5
	1250＜RW≦1470	152	10.1	122	8.6	14	99	7.6	11.9	76	22
	1470＜RW≦1700	169	10.8	135	9.2	14.5	110	8.1	12.3	84	23.5
	1700＜RW≦1930	186	11.4	149	9.7	15	121	8.6	12.8	93	25
	1930＜RW≦2150	203	12.1	162	10.3	15.5	132	9.1	13.2	101	26.5
	2150＜RW	220	12.8	176	10.9	16	143	9.6	13.6	110	28
適用	エンジン	ガソリンのみ					ガソリンのみ			ｶﾞｿﾘﾝ及びﾃﾞｨｰｾﾞﾙ	
	GVW	3,500kg以下（但し、400kg以下の2輪車及び3輪車を除く）					3,500kg以下（但し、Unladder Weightが400kg以下の2輪車及び3輪車を除く）			3,500kg以下	

単位：g/test

		88／76／EEC規制		
		CO	HC+NOx	NOx
排気量2000cc以上	ガソリン	25	6.5	3.5
	ディーゼル	30	8.0	—
1400cc以上2000cc未満	ガソリン	30	8.0	—
	ディーゼル	30	8.0	—
1400cc未満	ガソリン	45	15	6.0
	ディーゼル	89／458／EEC規制		
		19	5	—
エンジン		ｶﾞｿﾘﾝ及びﾃﾞｨｰｾﾞﾙ		
GVW		2,500kg以下		

＊6人乗り以下で、PTW≦2500kgの乗用車のみEEC新規制値が適用。
2500kg＜PTW≦3500kgの乗用及びオフロード車は04規制値。

単位：g/km

91／441／EEC		
CO	HC＋NOx	パティキュレート
2.72	0.97	0.14

表3 欧州の自動車排出ガス規制（HDDV）

ECE / EEC・各国（GVW 3.5トン超え）

（出典：JASIC, 1993）

モデルイヤー		'73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96
ECE	HC										3.5 1)								2.4(2.6) 2)				3)	1.1(1.1) 4)	
	CO										14.0 1)								11.2(12.3) 2)				3)	4.0(4.0) 4)	
	NOx										18.0 1)								14.4(15.8) 2)				3)	7.0(7.0) 4)	
	PM																						3)	0.15 4) (0.15)	
	黒煙	ECE Reg.24																							
EEC	HC																2.4(2.6) 1)			1.1(1.23) 2)			1.1(1.1) 3)		
	CO																11.2(12.3) 1)			4.5(4.9) 2)			4.0(4.0) 3)		
	NOx																14.4(15.8) 1)			8(9) 2)			7.0(7.0) 3)		
	PM																			>85kw 0.36(0.4) 2) ≦85kw 0.61(0.68) 2)			0.15 4) (0.15)		
	黒煙	72 / 306 / EEC																							
スイス	HC															2.1 1)			1.23 2)						
	CO															8.4 1)			4.9 2)						
	NOx															14.4 1)			9.0 2)						
	PM																		0.7 2)						
	黒煙	ECE Reg.24																							

備考

ECE
- ○テストモード,13モード
- ○試験法
  - 注）1）2）ECE49
- ○（　）内はCOP値
- ○単位　g/kw·h

注）1)発効日'82.4.15
2)発効日'90.5.14
3)発効日審議中、規制値はEECの2)に同じ
4)新型車'95.10.1

EEC
- ○テストモード,13モード
- ○試験法
  - 注）1）88/77/EEC
  - 2）3）91/542/EEC
- ○（　）内はCOP値
- ○単位　g/kw·h

注）1)'88.7.1以降メンバ国は不適合車の受入拒否可
2)新型車'92.7.11
3)新型車'95.10.1
4)'94.9.30までに決定

スイス
- ○テストモード,13モード
- ○試験法
  - 注）1）2）ECE49
- ○単位　g/kw·h

注）1)'87.10.1登録車より実施
2)'90.10.1より施行決定
3)測定法はEECで検討中のもの

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表4　米国の自動車排出ガス規制（四輪車）

（出典：JASIC, 1993）

LDV（乗員定員12人以下の乗用車）

モデルイヤー（メーカーの決定する生産年度：1月1日を含む）				'73	'74	'75	'76	'77	'78	'79	'80	'81	'82	'83	'84	'85	'86	'87	'88	'89	'90	'91	'92	'93	'94	'95	'96	'97	'98	'99	2000
連邦	5万マイル認証	低地	HC ①	3.4		1.5					0.41														⑦ 0.25 ((0.31)) ⑥							
			CO	39		15				7.0	② 3.4														低温10.0 ⑧ 3.4 ((4.2)) ⑥						
			NOx	3.0	3.1	2.0					③ 1.0														0.4 ((0.6)) ⑥						
			エバポ	2.0				6.0			2.0																⑨ 新テスト法				
			ディーゼルパティキュレート										0.6					0.2							0.08						
	'94より 10万マイル認証	高地 4,000フィート以上	HC ①					1.5				0.57																			
			CO					1.5				7.8																			
			NOx					2.0				③ 1.0																			
			エバポ					2.0				2.6																			
			ディーゼルパティキュレート										0.6																		
			低地と同一規制値（'84年以降　全高度規制）																												
カリフォルニア州	5万マイル認証		HC ①		3.2	0.9	0.41			0.41 (0.39)	0.41	0.41 (0.39)												⑦	NMOG平均規制 ⑩ 0.25 ((0.31)) ⑥						
			オプション									0.41 (0.39)																			
			CO		39	9.0					3.4		7.0												3.4 ((4.2)) ⑥	低温10.0					
			オプション									7.0																			
			NOx		3.0	2.0		1.5		1.0			0.4												0.4 ((0.6)) ⑥						
			オプション										0.7 ⑤																		
	'93より 10万マイル認証		エバポ			2.0		6.0					④ 2.0														⑨ 新テスト法				
			ディーゼルパティキュレート										0.6		0.4	0.2															
	10万マイル認証 '89年以降ディーゼルのみ採用可。但しオプション2のみ。		HC ① オプション 1								0.41 (0.39)	(0.39)	0.41 (0.39)																		
			HC オプション 2										(0.46)											(0.31)								
			CO オプション 1								9.0	3.4	7.0																		
			CO オプション 2								10.6	4.0	8.3											4.2							
			NOx										1.5					1.0													
			エバポ ④			2.0		6.0					2.0																		
			ディーゼルパティキュレート										0.6		0.4	0.2				0.08											

単位－HC, CO, NOx, ディーゼルパティキュレート－g/mile　エバポ－g/test

注記

1.ブローバイガス
・連邦，カリフォルニアとも放出なき事。

2.ハイウェイNOx（カリフォルニア）
・NOx規制値に下記係数を乗じた値
乗用車：1.33

3.テスト法
・排　気：(～'74)LA－4C, ('75～)LA－4CH
・エバポ：(～'77)カーボントラップ法，('78～)SHED法

4.ディーゼル乗用車への規制適用
・連　邦：'75より適用
・加　州：'79年まで連邦規制，'80年より加州規制適用。
・いずれの場合もエバポ，ブローバイガスは適用されず。

5.メタノール車への規制適用
・連　邦：'90年型より適用（'90年型はオプション）
・加　州：'93年型より適用
・加州メタノール車には，ホルムアルデヒド規制が適用される。

<表の見方>
①HCについては，トータルHC。但し，（ ）内はノンメタンHC。
②'81年のみ7.0gまでの適用が可能（COウェーバー）
③'81～'84年のみ，ディーゼルエンジン及び革新的エンジンに対して，1.5gまでの適用が可能（NOxウェーバー）
④'80年，'81年はバックグラウンドHC1.0gを除いた値。'82年からは，認められない。
⑤'89～'93年は，オプションの適用が制限される。
⑥（（ ））内は10万マイル規制値。'93,'94年（加州），'94,'95年（連邦）は，段階適用
⑦ノンメタンHC
⑧'94,'95年は段階適用
⑨'95～'97年（加州），'96～'98年（連邦）は段階適用
⑩LEVカテゴリーにはホルムアルデヒド規制

表5　米国・カナダの自動車排出ガス規制（HDDE）

（出典：JASIC, 1993）

GVW85001b超え商用車用ディーゼルエンジン

モデルイヤー		'73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98
連邦	HC							1.5				2)	1.3														
	CO		40					25(25)1)				2)	15.5														
	NOx											2)	10.7					6.0	5.0*								4.0
	NOx+HC		16					10(5)1)																			
	ブローバイ												放出なきこと(除、過給)														
	PM																0.6		0.25*(0.1)3)				0.1*(0.07)5)		0.1 (0.05)5)		
	黒　煙	4)	アクセラレーション20，ラグ15，ピーク50																								
カリフォルニア州	HC						1.0		1.5			0.5	1.3														
	CO		40		30			25(25) 1) 2)					15.5														
	NOx						7.5						5.1			6.0			5.0*						5.0 (4.0)4)		
	NOx+HC		16		10		(5.0) 1)		6.0(5.0) 2)			4.5															
	ブローバイ												放出なきこと(除、過給)														
	PM																0.6		0.25*(0.1)3)				0.1*(0.07)4)		0.1 (0.05)4)		
	黒　煙		アクセラレーション20，ラグ15，ピーク50																								
カナダ	HC																1)	1.3									
	CO		40														15.5										
	NOx																6.0										
	NOx+HC		16																								
	ブローバイ																放出なきこと(除、過給)										
	PM																0.6										
	黒　煙		アクセラレーション20，ラグ15，ピーク50																								

備考

○テストモード
'84は13モード，トランジェントサイクル並列
'85以降はトランジェントサイクルのみ
○単位　g/BHP·h
注　1)（ ）内はオプショナルSTD
2) '84は13モード
HC 0.5, CO15.5, NOx 9のオプションもあり
3)（ ）内はアーバンバスに'93年より適用
4) アクセラレーション40%，ラグ20%
＊平均値規制(トラックのみ)
5)（ ）内はアーバンバスに適用

○テストモード
'84は13モード，トランジェントサイクル並列
'85以降はトランジェントサイクルのみ
○単位　g/BHP·h
注　1) 2)（ ）内はオプショナルSTD
3)（ ）内はアーバンバスに'93年より適用
＊平均値規制(但しトラックのみ)
4)（ ）内はアーバンバスに適用

○テストモード
・13モードは'88まで
'89以降はトランジェントサイクルのみ
○単位　g/BHP·h
注　1) 規制実施日は'88.12.1のため，ここでは'89モデルイヤーと記した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

排気規制の動向
付録　規制値単位換算法

編集委員会　佐々木　正　史

1．はじめに

本章に示されるごとく各分野における排気規制値はいずれも総量値であるが，その単位は互いに異なり相互に規制値レベルを直接比較することはできない。航空機，船舶，自動車などの輸送用原動機では使用条件によって大幅に負荷が異なり，こうした使用負荷および頻度を考慮したサイクルあるいはモードでの規制値が定められており，自動車に到ってはそのモードの殆どが過渡状態である。従ってこれらの平均値と定置（産業）用原動機の規制値レベルを直接的に比較して多寡を論ずることはできない。しかし「自動車の規制値はppmにするとどの程度ですか」という類の質問は絶えないどころかむしろ頻発されるようになって来ているように感じられる。各分野の個別事情はどうあれ，低エミッション技術という見地から技術交流が盛んになって来ていることの証左であり，当然のことと受け取ることもできよう。この付録はそうした会員各位の素朴な疑問にお応えしようという試みであり，主に燃焼技術者以外の方々に役立つことを念頭に置いた。ただ，各分野の規制値はそれぞれの特徴的な運転形態に対してより現実的かつ効果的ならしむべく制定されたものであって，換算値はあくまでイメージを把握するための手がかりに過ぎない点を重ねて強調しておきたい。

2．共通単位［エミッションインデックス］

規制値を換算する際の共通単位をここではエミッションインデックス（EI: g/kg－fueℓ）とする。すなわち，1 kgの燃料を消費する際に発生するエミッションの重量（g）で表わされ，燃焼工学の点からも燃焼設備の規模によらず比較できる好都合な総量単位である。

今，排気分析計の成分iの計測値（体積濃度）が（C_i）（ppm）だった時，成分iのエミッションインデックスEI［i］は，次式で算出される。

$$EI[i] = (C_i) \times (M_i / M_{AIR}) \times (A/F) \times 10^{-3} [g/kg - fue\ell] \quad (1)$$

ここでM_iおよびM_{AIR}は各々成分iおよび空気の分子量，A/Fは重量空燃比である。以下，計算例をNOxとし，NOx＝NO_2とすると，M_{NO2}＝46，M_{AIR}＝29である。有効数字は丸めてあるが，精度上は充分である。NOxとしてNO＋NO_2をとる必要がある場合はその比率に応じた平均分子量を用いれば良い。

3．産業用ガスタービン

残存酸素濃度換算の体積濃度（ppm）という総量規制値である。3.3節にも述べられているように，残存酸素濃度x％の時のNOx濃度を(NOx)x ppmとすると，残存酸素濃度y％の時のNOx濃度（NOx)yは，

$$(NOx)y = (NOx)x \times \frac{21-y}{21-x} \quad (2)$$

で換算できる。

＜計算例＞

NOx規制値＝70ppm　16％－O_2を，0％－O_2相当に換算すると，

$$70 \times \frac{21-0}{21-16} = 294(ppm)$$

となる。

これらの値をEI［NOx］に換算するには，式(1)中の（A/F）として残存O_2に対応する値を用いれば良い。すなわち，空気過剰率（空気比）をλとすると，残存O_2＝x％の時，

$$\lambda = \frac{21}{21-x} = \frac{(A/F)x}{(A/F)st}$$

よって，

$$(A/F)x = \frac{21(A/F)st}{(21-x)}$$

ここで（A/F）stは理論空燃比を表わし，例えば

（平成7年4月10日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

石油系液体燃料では大略14.7である。
NOxとして全量NO_2とする場合，式(1)は，

$$EI[NOx] = 23.3 \times \lambda \times 10^{-3} \times (NOx)x$$

となる。
<計算例>
NOx規制値＝70ppm　16％－O_2を，EI[NOx]に換算する。燃料はB重油とし，NOxは全量NO_2とみなすと，

$$\lambda = 21/(21-16) = 4.2$$

だから，

$$EI[NOx] = 23.3 \times 4.2 \times 10^{-3} \times 70 = 6.85$$

となり，約6.9 g/kg－fueℓに相当する。

4．航空機用ジェットエンジン

次式に示すように，元々規制値の中にEIを含むので理解が容易であるが，規制値そのものは単位推力1 kN当りのエミッション排出重量gで表わされ，EIとある種の効率（1 kg燃料当りの推力）との積の形をとる。

$$Dp/F_{oo} = \Sigma(EI \times Wf \times 60T)/F_{oo} \quad (3)$$

DpはLTO（Landing and Take-off）サイクルにおけるエミッション排出量g，Wfは各モードでの燃料流量kg/s，Tは各モードの時間min，F_{oo}は定格出力kNを表わす。ICAOのNOx規制値は40＋2 π_{oo}と，定格圧力比π_{oo}の関数となっている。ここではICAOの各モードにおける各EIの参考例［GTSJ Vol. 16，No. 64，1989 P. 13］を表1に示す。このようにICAOの運転モードではTake-off（100％負荷）とTaxi/idle（7％負荷）の間にはNOxレベルでも数倍以上の開きがあるのが普通で，平均値そのものがあまり意味をなさない。

このエンジンの定格圧力比π_{oo}＝27.1，定格出力F_{oo}＝202.8 kNであるから，NOxの規制値は，

$$Dp/F_{oo} = 40 + 2 \times 27.1 = 94.2$$

となる。

この例では，Climbモード（85％負荷）が最もNOx排出量が多く（式(3)中の（Wf×T）が大きくEIもかなり高い），全サイクルの約半分がこのモード中に排出されている。

5．船　舶

2.4節に紹介されているIMOの規制案に準拠して述べる。この場合も運用負荷とその頻度（重み係数）からなるサイクルが提案されている。単位はg/kWhで，単位出力エネルギー（1 kWh）当りのエミッション重量gで表現される。従ってEIに換算するには1 kg燃料当りの出力エネルギーkWhを乗ずれば良い。この出力エネルギーとは燃料の発熱量Hf（kWh/kg－fueℓ）に機関効率ηを乗じたものに他ならない。
すなわち，

$$EI = Ln \times \eta \times Hf \quad (4)$$

ただしLnは2.4節で述べられる許容総排出量g/kWhである。E2及びE3サイクルでは，75％トルク及び75％出力が0.5と最大の重み係数が付与されており，このモードが総排出量の多くを占めるものと考えられる。

表1　ジェットエンジンの排気例（ICAOモード）

運転モード	出力設定（F_{oo}）	時間（分）	燃料流量（kg/s）	エミッション指数（g/kg）			スモークナンバ
				HC	CO	NOx	
Take-off	100％F_{oo}	0.7	2.126	0.1	0.7	30.6	4.8
Climb	85％F_{oo}	2.2	1.770	0.1	0.8	26.2	4.4
Approach	30％F_{oo}	4.0	0.605	0.7	4.4	10.5	3.0
Idle	7％F_{oo}	26.0	0.202	0.2	19.9	3.9	7.5
排出量Dp/F_{oo}（g/kN）あるいはスモークナンバ（最大）				0.9	35.3	57.7	7.5

定格出力　F_{oo}＝202.8 kN
定格圧力比π_{oo}＝27.1
燃料：JP 5
水素/炭素原子数比：1.92

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

<計算例>

回転数100 rpm，機関効率50%，出力30,000 kWのディーゼル機関の場合，許容NOx排出量Lnは17 g/kWhである。燃料の低位発熱量を12.2 kWh/kg（10,500 kcal/kg）とすると，

$$\mathrm{EI}[\mathrm{NO}x] = 17 \times 0.5 \times 12.2 = 103.7\mathrm{g/kg-fue}\ell$$

となる。

6．自動車

最も厳しいガソリン乗用車を例に挙げる。国内10•15モードは負荷としては全域30%以下という場合も珍しくないが，そのほとんどが過渡状態である点に特徴がある。規制値の単位はg/km(米国ではg/mile）で，単位走行距離（1 km）当りに排出されるエミッションの重量gとして表わされる。従って，走行燃費（km/kg）を規制値に乗ずることによって平均EIに換算することができる。

<計算例>

NOx規制値0.25 g/kmに対し，モード走行燃費10 km/ℓの車両の平均EI換算値を求める。ガソリンの比重を0.84とすると，走行燃費は，

$$10 \div 0.84 = 11.9\mathrm{km/kg}$$

$$\mathrm{EI}[\mathrm{NO}x] = 0.25 \times 11.9 = 3.0\mathrm{g/kg-fue}\ell$$

となる。

7．まとめ

以上各分野における排気規制値をEI［NOx］という形で相互に比較してみた。特に輸送機械分野の規制値が何らかの形で効率の評価をも含んだ姿になっているのは興味深い。これら輸送機械の場合にはかなり強引な換算を余儀なくされていることがよくご理解して頂けたと思う。このように負荷およびその頻度，更に効率を考慮せずに単純に横並びでお互いを比較することは誤りである。自動車のように過渡状態を主体とする運転モードではなおさらである。しかし，こうした基本的な理解を踏まえた上で異分野の低エミッション技術を参照すれば，各技術のもたらす効果を定量的にイメージすることが容易になると思われる。

このような試みに対しては誤解を招きかねないという懸念が委員会の中にもあった。会員各位のご意見・ご指導を仰ぎたい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ドライ低 NOx 燃焼器開発の動向
ー航　空　用ー

川崎重工業㈱　遠　崎　良　樹
〃　　久　山　利　之

1．はじめに

環境保護の立場から，航空機用ガスタービンにおける排気対策への要求は年々厳しくなっており，エアラインへの売り込み競争の切り札にもなっている。

最近では超音速旅客機が高高度を飛行する際の排出 NOx（窒素酸化物）がオゾン層を破壊し，人体に悪いとされる紫外線直射量増加の原因の恐れとなるとして，超音速機については巡航時の NOx 規制も必要とされる論議が有り，現状のような空港周辺の規制だけにとどまらない状況にもなっている。

排ガス低公害化は当初，目に見える排煙が着目され，次に自然環境に対する影響が懸念されるようになり，1970 年に米国の EPA (Environmental Protection Agency; 環境保護庁) が排出基準制定の提案を始めた頃から，本格的に対策がとられるようになった。

しかしながら，研究開発の歩みはけっして順調とは言えず，当初は気流微粒化式燃料噴射弁の採用で排煙低減に効果を挙げたものの，特に NOx, UHC（未燃炭化水素），CO（一酸化炭素）の 3 元低減に手を焼き，1972 年にスタートした NASA (National Aeronautics and Space Administration; 米国航空宇宙局)，PWA (Pratt and Whitney Aircraft) 社及び GE (General Electric) 社による ECCP (Experimental Clean Combustor Program) 計画，それに続いて 1978 年にスタートした E^3 (Energy Efficient Engine) 計画も結局実エンジン搭載という形での日の目は見なかった。これは一つには低公害よりも石油ショックに始まる省エネ優先という時代背景も影響している。が，これらの技術をベースにディジタル燃料制御技術や高効率の冷却構造設計製造技術を得てその後の精力的な研究開発投資により，ようやく今年に入ってダブルアニュラ等のステージング燃焼方式にて実機搭載段階にこぎつけたと言える。

これら低公害化の歩みや状況は既に多くの解説（参考文献(1)等）で述べられているが，ここでは特にデザイン上の低 NOx 化の技術課題と解決のための指針について，航空用固有の設計上のトレードオフファクターも踏まえて触れてゆくものとしたい。

2．低 NOx 化の原理

NOx の生成としては，その発生機構からサーマル NOx，プロンプト NOx フューエル NOx に大別される。最も生成量が多いのはサーマル NOx で，高温の火炎により空気中の窒素の酸化により生成される。その生成は理論的に説明できることが明らかになっている。

このサーマル NOx の生成量に影響を与えるのは，火炎温度と滞留時間である。図 1[2] に火炎温度と NOx 生成量の関係を，図2[3] に滞留時間と NOx 生成量の関係を示す。これより，NOx 生成を減少させるためには火炎温度を下げること，または燃

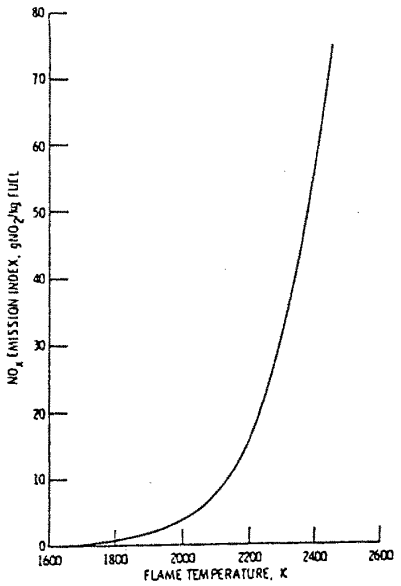


図 1　火炎温度と NOx 生成量の関係[2]

（平成 7 年 4 月 17 日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

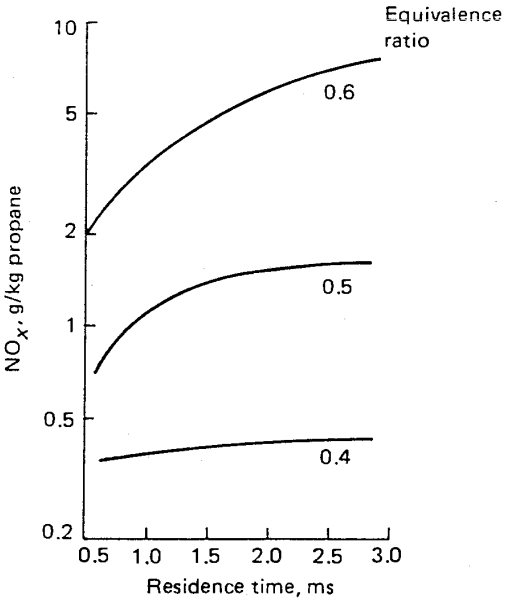


図2 滞留時間と NOx 生成量の関係[3]

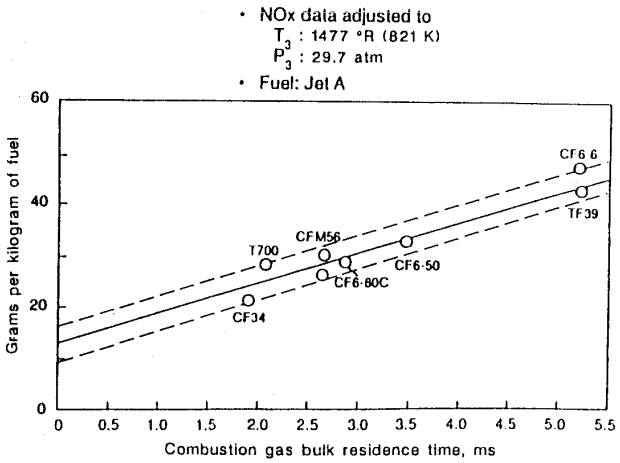


図3 CF 6 エンジンの燃焼器での滞留時間と NOx 値との関係[4]

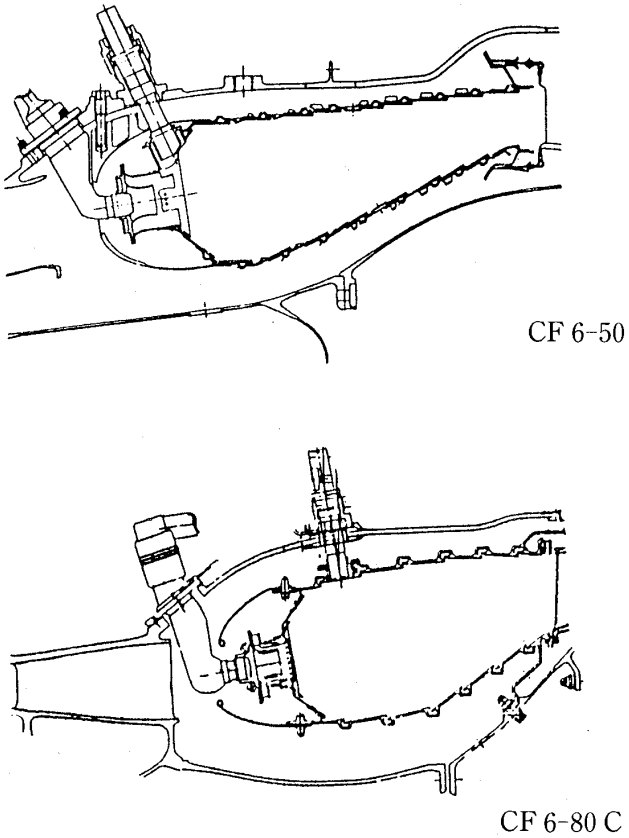


図4 CF 6 エンジンの燃焼器長さの比較[4]

焼器内の滞留時間を短くすることが有効であることが分かる。

3．低 NOx 化の手法

火炎温度を下げるためには，燃焼領域での燃料と空気の流量割合をよく燃える条件（一般には量論混合比と呼ばれる割合）から，燃料を過濃状態にする方法か，燃料を希薄状態にする方法がとられる。さらにこの状態をあらかじめ燃焼前に混合させておく方法をとるかにより，RBQQLB 法（Rich Burn Quick Quench Lean Burn; 過濃燃焼急速希釈法），希薄燃焼法，希薄予混合燃焼法のように分類される。しかし，ここで問題となるのが燃焼効率である。低 NOx 化のために火炎温度を下げすぎると UHC や，CO の排出増加により燃焼効率の低下となる。

また，滞留時間の短縮化の実現方法としては，燃焼器の小型化として具体化される。燃焼器長さや燃焼器高さを小さくすることになる。図 3[4]，図 4[4] に燃焼器長さについて GE 社の CF 6 を用いて行われた評価を示す。CF 6-80 C では，-50 よりも燃焼器長さを短縮することにより滞留時間を減少させ，NOx 値を下げることに効果を上げている。極端に行うと火炎の不安定性や十分な燃焼反応がとれないことから燃焼効率低下等が問題となる。よって低 NOx 燃焼器の実現にはこれらのファクターを適切に選択して適用する必要がある。

また燃焼器の使用条件は着火から設計点まで負荷範囲が広い。一方，NOx が発生しやすいのは高温・高圧の高負荷条件である。この条件で例えば，前述の希薄燃焼を単段の従来型燃焼器で実現した場合，低負荷である着火やアイドル条件ではより燃料希薄状態になって燃焼不安定になってしまう。そのため，この低負荷条件と高負荷条件で燃焼をそれぞれ適切におこなえるように考えられたのが，

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ステージング燃焼である。この燃焼器は低負荷用と高負荷用それぞれの燃焼段を有し，形態としては半径方向または軸方向にステージングするものが代表的である。それぞれの例を図5[4],[5]及び図6[2],[6],[7]に示す。

これらの形態の特徴として，半径方向のステージング燃焼（ダブルアニュラ）方式では軸方向長さが短くとれ，エンジン開発において従来型燃焼

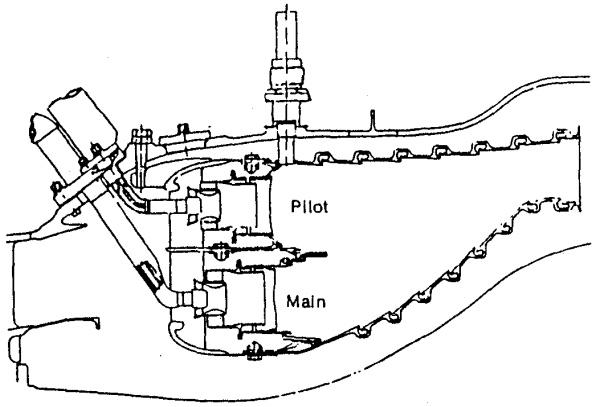


図5a ECCPでのGEのダブルアニュラ型燃焼器[4]

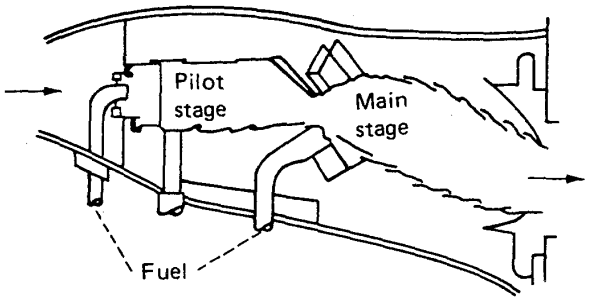


図6a ECCPでのPWAのボルビックス型燃焼器[2]

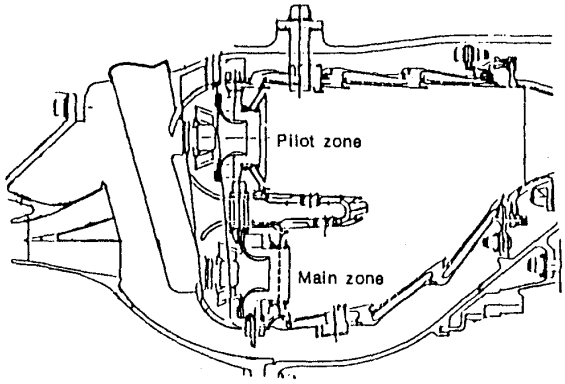


図5b E³でのGEダブルアニュラ型燃焼器[4]

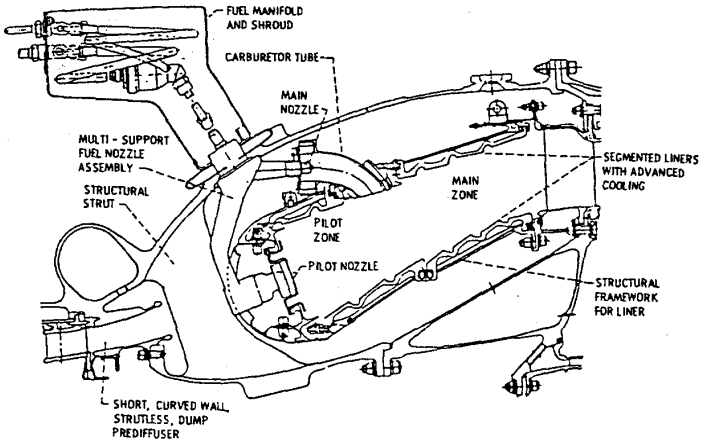


図6b E³でのPWAのステージング燃焼器[6]

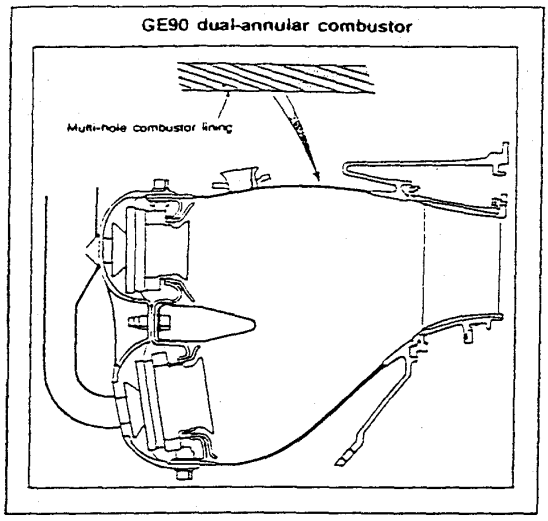


図5c GE 90エンジンのダブルアニュラ型燃焼器[5]

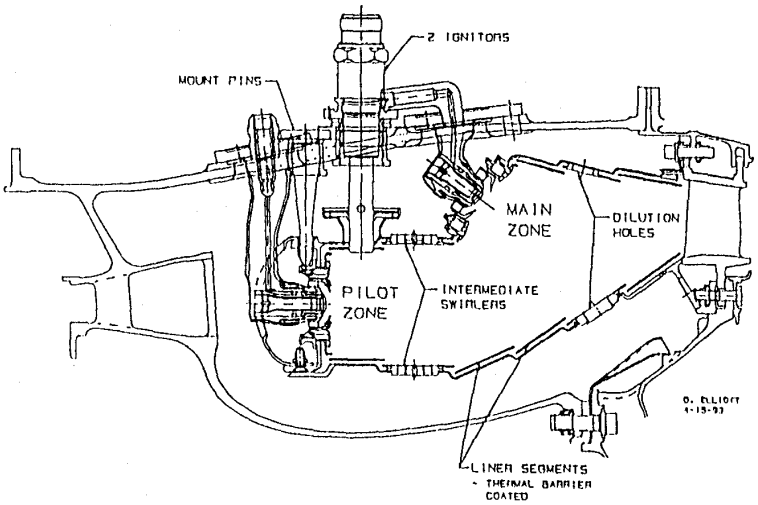


図6c V 2500エンジンのPWAによるASC燃焼器[7]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

器から低 NOx 型燃焼器に換装する場合の影響が少なくてすむ。また一般に，アウタ側ステージを低負荷から高負荷条件で使用するパイロットステージとし，インナ側を高負荷条件だけで使用するメインステージとする。しかし，この方法ではインナ側のメインステージは燃焼に多くの空気を使用するため燃焼器高さを比較的大きくとる必要があり，結果としては燃焼器全体の高さも大きくなる。また，パイロットとメインの各ステージの間を一部分離させる構造をとるため，メインステージの着火はパイロットよりの火炎伝播によることになり若干問題となる。

軸方向ステージング燃焼では上流側をパイロットステージ，下流側をメインステージとして用いる。この方式は軸方向長さが長くなることが欠点であるが，メインステージが下流側にあることから，ダブルアニュラで問題となるメインステージの着火は良好である。また，パイロットステージの火炎を直接受け，保炎が良好であることからメインステージ長さを短くとることができ，滞留時間が小さくなり低 NOx 化のためには好都合である。

さらに低 NOx 化を進める手段としては希薄予混合方式や RBQQLB 法が用いられる。これらの方法は現 ICAO (International Civil Aviation Organization; 国際民間航空機構) 規制値の 70% 以上の NOx 低減のための燃焼器に用いられる。より火炎温度を下げて燃焼させるため，低負荷条件から高負荷条件まで適切な燃焼をさせるには固定形状の燃焼器では対応できなくなる。可変形状を導入する必要がある。この方式は従来から NASA 等で研究されてきているが，可変形状部分の信頼性の問題から実用化までには至っていない。

4．航空用における低 NOx 化の技術課題

航空用のガスタービンは陸用とは燃焼器に関する次のような点において異なった要求を満たす必要があり，その制約のために燃焼器設計上の自由度は狭い。すなわち，

(1) 作動範囲が広い。(高空再着火条件を含む広い燃焼条件)

(2) 人命上，不測の事態での作動停止さえ許されない。(雨水の吹き込み，急な操作等)

(3) 形状の制約が大きい。(空気抵抗上外径に制限等)

(4) 重量の制約が大きい。(特に軸方向に長くできない)

(5) 応答性の良いことが求められる。(急加減速操作に対応要)

更に，低 NOx 燃焼器実現に際しては次のごとくの重要な技術的な問題点がクローズアップされてくる。(参考文献(8), (9)他参照)

(1) エンジンの出力不足

ステージングの場合，火移りの不確実性が考えられる。特に着陸の際，着地から最大推力の逆噴射への推移時にパイロットステージからメインステージへ火移りしないとブレーキ推力が出ず，機体がオーバーランするような事故につながる。図7[10] はフライトの各モードと出力（即ち燃料流量に対応）との関係を示したもので，着地から逆噴射にかけて急激に燃料が増加されるのがわかる。

さらに，エンジン2発の ETOPS (Extended range Twin Operations; 片肺飛行を考慮した双発飛行機の飛行範囲の延長）上も問題となる。

(2) エンジンの操作性の悪化

ゴーアラウンド（アプローチから再上昇離陸）での推力遅れ。燃料システムのヒステリシスによる，加速時の推力遅れや減速時の急激な推力の落ち込みが問題となる。

(3) エンジンの出力降下

激しい雨やひょうによる事故が問題となる。アプローチ時が最大の関心である。特に低 NOx 型

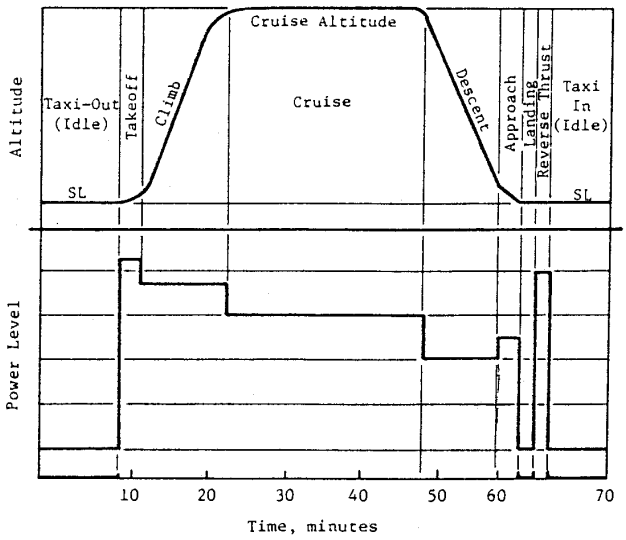


図7 フライトの各モードでの出力の変化[10]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

の導入が検討されているハイバイパス比エンジンにこの事故が多発している。水噴射テストはT/C（Type Certification; 型式承認）上必須だが真のシミュレートは困難である。

(4) エンジン部分負荷での排気臭

部分負荷にてメイン燃料の微粒化に十分な空気が得られず，燃焼効率が悪くなる。NOx について排気ガス規制はクリアしても，UHCにより空港で実際に臭い等で問題となる。希薄側吹消マージンの減少も問題である。

(5) ステージングの場合のライナの耐久性

パイロットステージとメインステージとの仕切壁が加熱されやすく，焼損しやすい。そのため冷却構造に工夫を要する。

(6) 燃料ノズルの燃料のコーキング

メイン燃料を使用しないときに燃料ノズルに残留した燃料が炭化して，メイン燃料通路を閉塞してしまうことになる。

(7) ディフューザとのマッチング

ステージング形態のライナでは入口流入空気の圧力損失の軽減と安定した流れを広作動範囲で実現させるため，ディフューザに工夫が必要である。

(8) 燃料供給システムの健全性

燃料制御システムが複雑になると補機や配管系のトラブルが増える。

(9) 圧縮機のサージング

ステージングによる火移り時の背圧変化の影響で加減速時に圧縮機のサージマージンが減少する。

特に上記(1)項と(6)項が問題の焦点であると文献(8)では述べている。

以上のような航空用固有の技術課題があるため，実機適用に際してはあまり複雑な機構を採用できず，また信頼性確認のための多くのリグ試験及びエンジン試験をクリアする必要がある。

5．従来のアプローチ

NASAとエンジンメーカであるPWA，GE各社と契約研究を行ったECCPが有名である。これは，実証エンジンによる試験までを実施されたもので，PWA社はJT 9 D-7をGE社はCF 6-50をベースエンジンに用いて研究を行った。

GE社はラジアルアクシャル型とダブルアニュラ型の各燃焼器を候補として研究を行い，実証エンジンにはダブルアニュラ型燃焼器を用いた。図5aにこの燃焼器を示す。結果として目標をクリアしたのはUHCだけであった。

PWA社はハイブリッド型とボルビックス型の各燃焼器を候補として研究を行い，結果，ボルビックス型燃焼器を実証エンジンに組み込んだ。図6aにこの燃焼器を示す。結果としては，CO，UHC，NOx とも目標値をクリアしたがスモーク性能が不十分であった。

さらにこれらの成果がE^3エンジンに適用された。図5b，図6bにGE，PWA各社の燃焼器形状を示す。これらの研究は，図5cに示すようにGE社はGE 90のダブルアニュラ型の低NOx 型燃焼器に，図6cに示すようにPWA社ではV 2500のASC（Axial Staged Combustor）として現在に至り実現されている。

6．各社のアプローチの現況

6.1 欧米各社の動向

(1) GE社

GE社はCFM 56，CF 6，GE 90でデュアルドーム（ダブルアニュラ）型を採用しようとしている。CF 6-50，-80 C 2，-80 A，CFM 56の各モデルのNOx レベルはICAO規制値に対して40～60%のレベルである。新しいICAO規制（現行の20%減）でもクリアできる十分低い値の理由は燃費の向上も寄与しているとしている[11]。

平成7年2月，CF 6-80 C 2/E 1用の低NOx 型がFAAのT/Cを取得した。これは平成7年10月，UPSのB 767-300 ER貨物機にて初就航の予定である。ICAO規制値に対し，UHCは12%，COは22%，NOx は49%である[12]。

GE社によるとNOx 低減のポテンシャルは予混合なしの希薄燃焼法で現有技術に対し30～40%減で，亜音速機対象である。希薄予混合燃焼法またはRBQQLB法で共に80～90%で，これは超音速機対象である。ただし技術課題は大としている[4]。

(2) CFMI社

燃焼器はGE社が担当している。

平成7年1月，CFM 56-5 B用で低NOx 型ダブルアニュラを搭載したエンジンとして初のT/Cを仏監督機関から取得し，平成7年1月末，スイス航空のA 321にて初就航した。従来型の-5 Bよりも NOx は45%以上カットされたとしている[3]。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

冷却，燃料ノズル，制御システムの改善を含む別の低減技術のものも平成7年にT/C取得の計画である[13]。

なお，従来のCFM 56-5 Bは現規制値に対し，NOxが約60%である[14]。

(3) SNECMA社

図8に示すように軍用M 88の燃焼器にダブルアニュラを使い，基準型よりも40%のNOx低減を実験的に得ている[15]。

(4) PWA社

平成6年4月にT/Cをとったpw 4084に対して低NOx型ダブルアニュラが計画されている。（図9）これは従来型よりも30%以上のNOx低減の計画である[16]。

PW 2000/PW 4000は規制値の約60%レベルである[1]。JT 9 D-70 Aでは本格的なRBQQLB法ではないが一次領域を過濃にする方法（簡易RBQQLB）でNOxを大きく低減したとしている[17]。

(5) IAE社

IAE (International Aero Engines) 社の燃焼器はPWA社が担当している。

V 2500-A 5/D 5のフェーズ1プログラムでは簡易RBQQLB法を採用し，V 2500-A 1よりもNOxを30%低減したタイプでT/Cを取得した。V 2500-A 1ではICAO規制値の約70%，V 2500-A 5/D 5では50～55%となっている。さらにフェーズ2プログラムではASC (Axial Staged Combustor) を用いた希薄燃焼により30～35%のNOx値を目標とした[7],[18]。結果は，ASCアニュラリグでは39%，ASCデモエンジンでは37%となっている。ちなみに-A 1，-A 5/D 5，ASCアニュラリグ，ASCデモエンジンにおいてCOはそれぞれ，15%，20%，41%，28%であり，UHCは0.9%，0.3%，1.6%，1.4%となっている[9]。

(6) RR社

RR (Rolls-Royce) 社のRB 211は規制値の約90%レベル[1]でやや出遅れている感があるが，TRENTで簡易RBQQLB法を採用し（図10[8]），NOxを約35%低減したとしており，さらに，ダブルアニュラでは約50%低減可能としている報告もある。

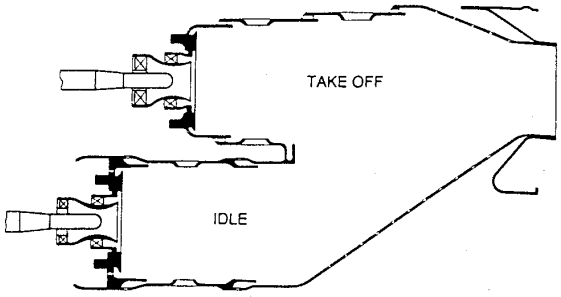


図8 SNECMAによるM 88エンジンでのダブルアニュラ型燃焼器[15]

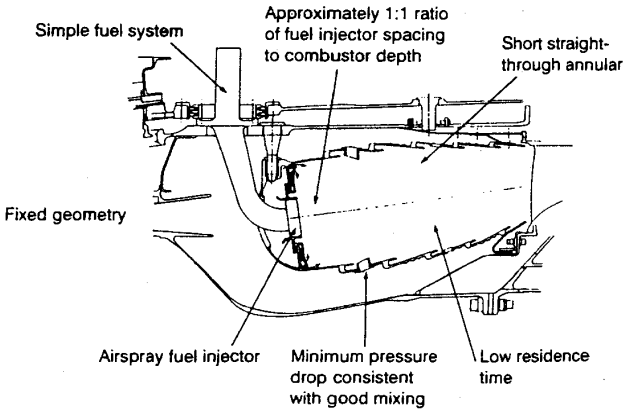


図10 RRによる簡易RBQQLB型燃焼器[8]

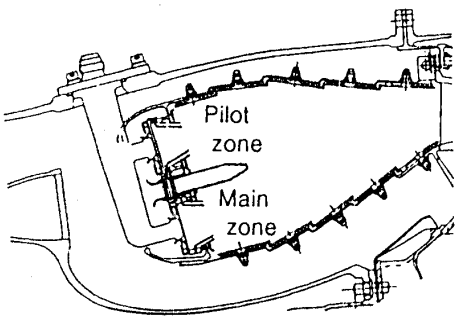


図9 PW 4084エンジンでのダブルアニュラ型燃焼器[16]

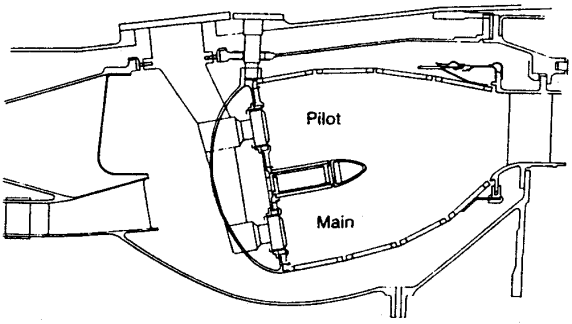


図11 RRによるダブルアニュラ型燃焼器[8]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

文献(8)によれば，空燃比配分主体の現状改良型（簡易 RBQQLB 法）が最新形態であり，十分現規制での運用に耐えられるとしている。また，その次の低減型はダブルアニュラ（図 11）が現実的であるとしている。

(7) BMW/RR 社

BR 700 シリーズは現状，ICAO 規制値の 70% のレベルであるが，さらに約 40% レベルを検討中である。タイプは当初，寸法上の制約から周方向のステージングとしていたが[19]，その後文献(20)等によると半径方向もしくは軸方向のステージングを候補としている。この低 NOx 型は BR 715 に特に必要としているとのことである。

(8) DASA 社（MTU 社）

筆者らが調査した範囲では具体的なデータは入手できていないが，文献(21)によると MTU 社は PWA 社と共同開発しようとしていたターボファンエンジン RTF 180 ではダブルアニュラを採用しようとしていたようである。また，文献(22)によると DASA 社 (Deutsche Aerospace AG; この航空機適用事業部門が MTU 社）は予混合なしの希薄燃焼では現状の 70% の NOx レベル，RBQQLB 法にて 30%，予混合ありの希薄燃焼方式にて 15% にまで削減できるだろうとしている。ただし 20% 以下になるのは 21 世紀になるだろうと述べている。

以上，各社別の動向を述べてきたが，総じてダブルアニュラにて T/C を取得した GE/CFMI 社が一歩先んじているようである。また，従来形式のシングルライナに簡易 RBQQLB 法を適用し，さらに ASC 及びダブルアニュラを次に導入しようとしている PWA/IAE 社，RR 社も技術的にはほぼ同レベルまで達していると見られる。

近い将来を含め，低 NOx 化の達成レベルは総合的にみて ICAO 規制値の 40～60% で，従来型（ICAO 規制値の 80～90% とみられる）の 30～50% 減であり，新しい ICAO 規制への対応は可能とみられている。しかしさらに厳しい規制化の動きも欧州にて議論されており，超音速機用の極端な低減目標（巡航時にて従来型の 10～20%）も併せ，低 NOx 化の要請はとどまるところを知らないと言わざるを得ない。

また，以上の低 NOx 化の達成レベルは中大型ファンエンジン（推力 2 万ポンド以上）のものであり，小型ファンエンジンでは動きがやや鈍いようである。これは小型ゆえに形状の制約でステージングの技術が導入しにくいことも考えられる。

6.2 日本の各社の動向

日本においては民間旅客機の燃焼器の量産段階までの開発には到っておらず，実機による ICAO 規制値レベルの評価は今のところされていない。

しかしながら NAL（航空宇宙技術研究所）における基礎研究を中心として航空エンジンメーカ各社においても低 NOx 研究は精力的に実施されている。現在でも通産省の国家プロジェクトである SST/HST（超音速輸送機推進システムの研究開発），AMG（先進材料利用ガスジェネレータの研究），運輸用高燃焼システム技術調査等のプロジェクトにて低 NOx 型燃焼器を研究中という状況で，各社共その技術をなんとか実機搭載に結び付けるべく鋭意努力している。

7．解決の指針（将来の姿）

今後の低 NOx 化は，入口圧力，温度の上昇の相変わらずの傾向のなかで実現されなければならず，今まで以上に難しい技術課題を克服しなければならない。そのため，特に今後の研究として重要な項目の概略を以下に述べる。

将来の低 NOx 化はテイクオフのような高負荷条件で大幅な低減を目指すだけでなく，エンジンの各負荷に応じて，それぞれで低 NOx を実現す

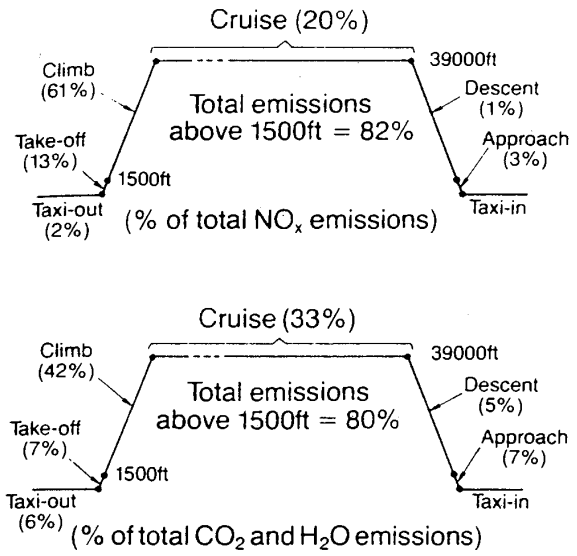


図 12 短距離フライトサイクルにおける排出ガスの割合[8]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ることが望まれる。特に巡航時での低 NOx 化が，注目されるところである。図 12[8] に示す試算例では巡航時の NOx が短距離飛行でも 20%を占めており，長距離飛行では単純モデルでも 70%を占めることになる。

このように，いろんな条件で低 NOx 化を実現するためには，燃料流量配分だけでなく空気流量配分も可変とする燃焼器を実現することが必要である。これは従来から NASA の研究を中心として多くの研究例があり，国内でも実施されているが可変部の十分な信頼性を得るまでには至っておらず，実用化レベルの燃焼器は実現できていない。また，このような燃焼器を実機に適用するためには，なにより小型化が実現される必要がある。さらに，エンジン負荷変化に即応できるように可変部の応答性向上を実現するためには，制御技術（FADEC）の進歩も必要不可欠である。

燃焼方式としては，希薄予混合法や RBQQLB 法が候補となるが，従来から問題とされている逆火，自着火等の不安定燃焼を解決しなければならない。このためには CFD やレーザー計測による流れや燃焼解析を設計に積極的に取り込むことも必要であろう。

また，これらの燃焼方式では，燃焼に必要とする空気が増すため，特に冷却用に利用できる空気はますます減少することから，高性能の冷却構造やさらに将来をにらんで先進材料の実用化が実現される必要がある。

8．おわりに

以上，航空用ガスタービンの低公害化（特に NOx 低減）へ向けた技術動向を述べてきた。今日の時代背景として，地球環境保全は避けて通れない。そのため，低公害化技術の開発に積極的に取り組み，成果を出すことが重要である。

今後日本も環境立国として世界的に貢献してゆくべきであろうし，この低公害化の技術においても，いずれは世界の中でリーダーとなるよう，燃焼器の研究に携わる者一同，努力してゆきたいものである。

参考文献

(1) 田丸　卓, 日本ガスタービンセミナー第 21 回資料集, '93-1 月
(2) Jones, R. E., Prog. Energy Combust. Sci., vol. 4, p73-113
(3) Anderson, D. N., ASME 75-GT-69
(4) Bahr, D. W., ISABE 91-7022
(5) FLIGHT INTERNATIONAL, '91-10-30/11-5, p12
(6) Sokolowski, D. E., NASA TM-82648, 1981
(7) Sevich, G. J. 他, ISABE 93-7085
(8) Metcalfe, M. T. 他, ISABE 91-7021
(9) Segalman, I. 他, AIAA 94-2712
(10) McKnight, R. L., IGTI-Vol. 2, p88
(11) Bahr, D. W., ASME 92-GT-415
(12) AVIATION DAILY, '95-2-16
(13) AEROSPACE PROPULSION, '95-1-19
(14) ICAO CAEP, Working Group 3, 3rd Meeting, Sept. '94
(15) Desaulty, M., ISABE 91-7007
(16) Koff, B. L., ISABE 91-7003
(17) Sturgess, G. J. 他, ASME 92-GT-108.
(18) 石澤和彦, 航空技術, No. 466, '94-1 月, p3
(19) AVIATION WEEK & SPACE TECHNOLOGY, '93-6-7, p67
(20) AVIATION WEEK & SPACE TECHNOLOGY, '93-9-20, p42
(21) FLIGHT INTERNATIONAL, '91-3-27/4-2, p19
(22) AEROSPACE ENGINEERING, '94-1/2 月, p16

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ドライ低 NOx 燃焼器開発の動向
ー 産業・民生用（大型）ー

三菱重工業㈱　古　賀　　勉

1．まえがき

ガスタービンを用いたLNG焚複合サイクル発電設備は，その高効率および低公害故にここ10年間で急速に需要を伸ばしている。

省エネルギー，環境保護に対する社会的要求は，強くなる一方であるが，それを達成するためには，タービン入口温度の高温化および低 NOx 化が重要な課題である。

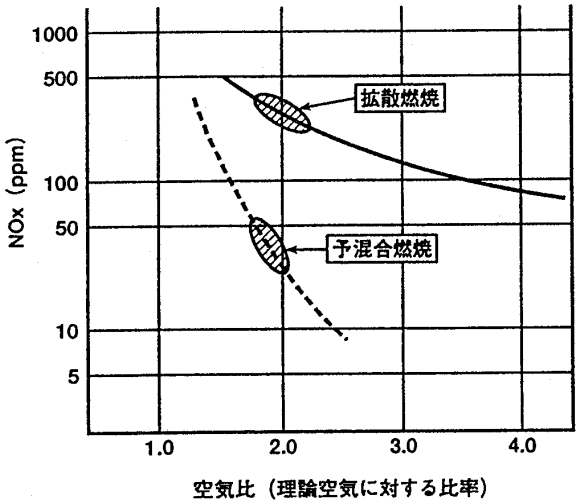
一般には，燃焼温度の上昇に伴い，NOx 排出量は増加傾向にあるため，NOx 排出量を従来並もしくは更に低いレベルにするには，高度な技術が要求される。

ここでは，これまでに実用化されてきた大容量ガスタービン用の低 NOx 燃焼技術について述べると共に，次世代の1500°C級ガスタービンに適用すべく開発を進めているドライ低 NOx 燃焼器の技術課題について言及する。

2．低 NOx 化技術

LNGなどの窒素化合物を含まないクリーンな燃料を使用するガスタービンの場合，NOx の発生は空気中の N_2 と O_2 が燃焼器内の高温燃焼域にて結合してできるサーマル NOx が主体になる。従って，低 NOx 化の基本的な考え方は「低い火炎温度を達成する」ことである。この火炎温度を下げる方法として，拡散型燃焼器に水または蒸気を噴射する方法と，燃料と空気を予め混合する予混合燃焼法とが現在実用化されている。このうち水/蒸気噴射による方法は多くの実績があるものの，サイクル全体の効率が低下するという短所があるため，近年の大容量コンバインドサイクルプラントでは，予混合の低NOx 燃焼器が主流となっている。

図1に拡散燃焼および予混合燃焼の特徴を示す。拡散燃焼は火炎が安定している一方，NOx 発生量が多いという短所がある。予混合燃焼は低



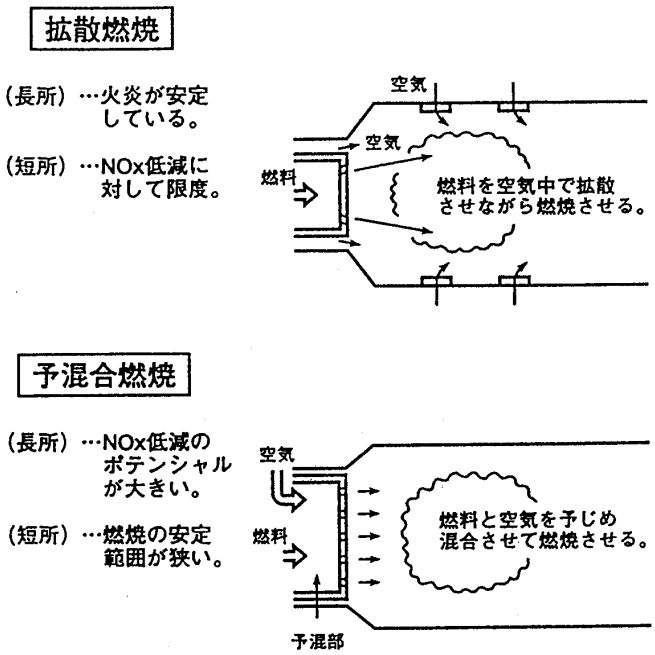


図1　拡散燃焼と予混合燃焼の特徴

（平成7年5月12日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

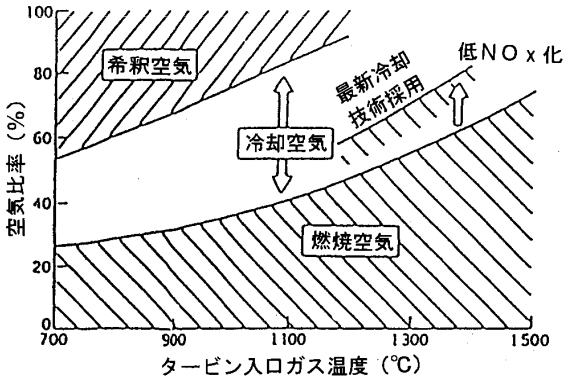


図2 空気の用途割合

NOx化のポテンシャルが高い反面，燃焼の安定範囲が狭く不安定燃焼になりやすいという特徴がある。現在実用化されているドライ低NOx燃焼器（DLNC）の多くは，拡散燃焼および予混合燃焼を混成させ両者の長所つまり拡散燃焼の火炎安定と予混合燃焼の低NOxを生かしたハイブリッドタイプである。この場合火炎の安定を保ちながら拡散燃焼の割合を下げる事が低NOx化技術の要点となる。同様に空気に対する燃料の割合が小さくなる部分負荷領域での火炎安定確保についても工夫が必要となる。

図2にタービン入口温度に対する空気の用途割合を示す。拡散燃焼に対し予混合燃焼はより多くの燃焼用空気を必要とし，それはタービン入口温度の上昇と共にさらに増加する。従って，その分燃焼器壁面冷却に使用出来る空気量が少なくなるので効率の高い冷却構造を開発，採用する必要がある。

3．ドライ低NOx燃焼器の実用

ドライ低NOx燃焼器を採用した大容量ガスタービンの国内実績および建設予定を表に示す。この節では各ガスタービンサプライヤーが供給するドライ低NOx燃焼器の特徴について述べる。

a．三菱重工業

三菱重工業は東北電力東新潟3号系列向1100℃級ガスタービンMW−701において1984年に世界に先駆けてDLNCの実用化に成功した。この燃焼装置は，図3に示す通りDLNC並びにバイパス機構付き尾筒により構成される。この燃焼器は上流側にパイロット燃焼器と，その下流側にアニュラタイプの予混合ノズルを持つメイン燃焼器から成る。前者は，ガスタービンの急激な燃焼負荷変化のある起動時や出力変化時に安定燃焼の確保を担い，後者は，予混合炎により低NOx高負荷燃焼を担っている。圧縮機吐出空気は燃焼器内に流入し燃料と混合して燃焼する。燃焼後の高温ガスは尾筒を通してタービン部に導入される。空気バイパス機構は予混合型燃焼器での適性な燃料/空気の混合比率を確保するように低負荷時は全開となり，圧縮機吐出空気の一部をバイパスして直接尾筒に導入する役割を果たす。負荷上昇の途中まではパイロット燃料のみで運転し，適当な負荷にてバイパス弁を全開とした後，メイン燃料が噴射される。この負荷から定格負荷までは，メイン燃料を増加することにより負荷をとる。この間バイパス弁は徐々に閉じ，定格負荷近辺ではかなり絞った状態となる。このように燃料とバイパス弁を制御することで全負荷帯において安定燃焼可能な画期的なDLNCを完成させた。

1300℃級ガスタービン用のDLNCを図4に示す。この燃焼器は，三菱重工金沢工場向け701F，

表 ドライ低NOx燃焼器を採用した国内大容量ガスタービンの実績

ユーザー	東北電力	中国電力	九州電力	三菱重工業	東京電力	川崎重工業	中国電力	九州電力	中部電力		関西電力	中部電力	関西電力	東京電力		中部電力	
プラント	東新潟火力3号系列	柳井火力1号系列	新大分火力1号系列	金沢発電所	大井発電所	ガスタービン研究所	柳井火力2号系列	新大分火力2号系列	知多火力6号系列	知多第二火力1号系列	姫路火力5号系列	知多火力1,2号系列	姫路火力6号系列	横浜火力		川越火力	
														7号系列	8号系列	3号系列	4号系列
GT形式	MW-701D	F7EA	F7E	701F	F9E	GT13E2	F7F	501F	F7FA	F7FA	501F	501F	F7FA	F9FA	F9FA	F7FA	501F
GT台数	6	6	6	1	1	1	4	4	1	1	6	2	6	4	4	7	7
プラント構成	多軸C/C	一軸C/C	一軸C/C	S/C	S/C	S/C	一軸C/C	一軸C/C	多軸排気再燃C/C	多軸排気再燃C/C	多軸C/C	多軸排気再燃C/C	多軸C/C	一軸C/C	一軸C/C	一軸C/C	一軸C/C
燃料	LNG	LNG	LNG	都市ガス	都市ガス	都市ガス	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG	LNG
運開	84/12 ~ 85/10	90/11 ~ 92/12	91/6	92/6	93/3	94/1	94/3 ~ 96/1	94/2 ~ 95/7	94/9	94/9	95/5	94/8 ~ 96/8	96/7	96/7 ~ 98/7	96/7 ~ 98/7	97/1	97/12
製造社	三菱	日立	日立	三菱	東芝	川重	日立	三菱	日立	日立	三菱	三菱	日立	GE	GE	日立	三菱

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

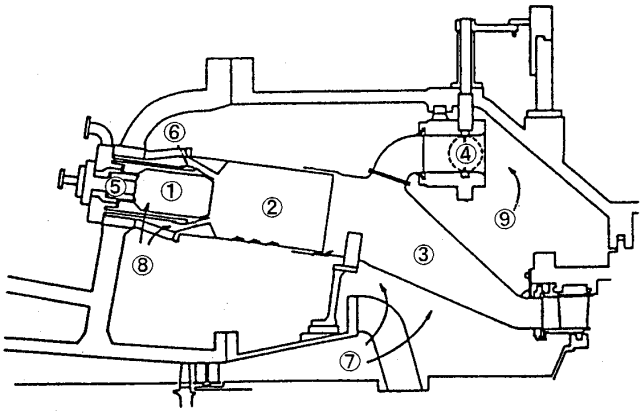


図3　1100°C級燃焼器構造

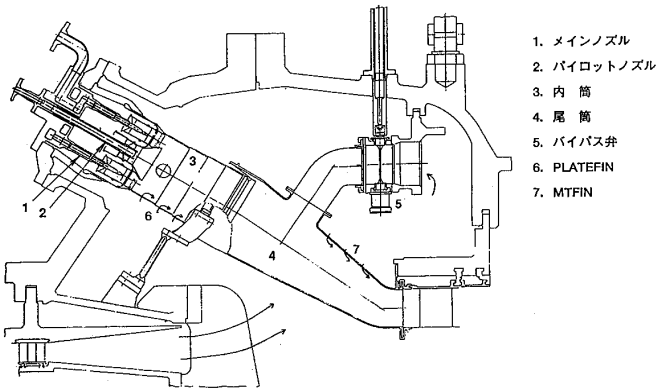


図4　1300°C級燃焼器構造

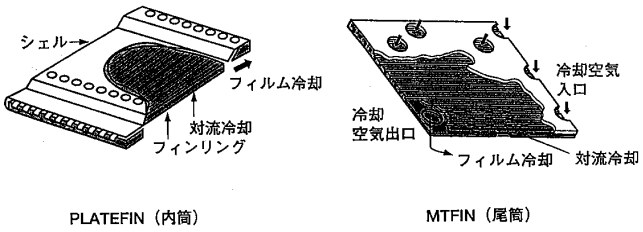


図5　燃焼器壁面冷却構造

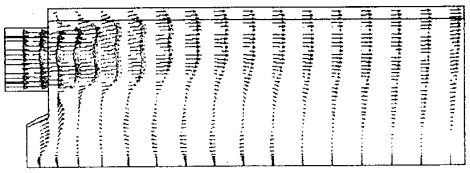


図6　燃焼器内部の流動解析

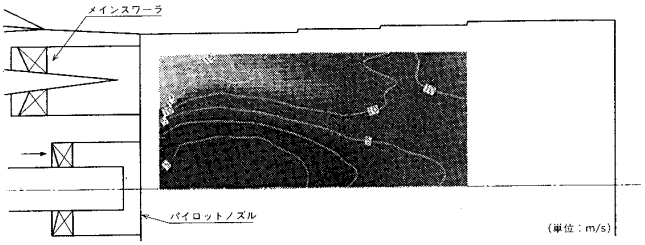


図7　燃焼器内部の気流試験

九州電力新大分発電所2号系列向け501F，関西電力姫路発電所5号系列向け501Fに装着され順調に稼働中である。ノズルの形状は1100°C級用のアニュラタイプからマルチノズルタイプへ変更されている。これによりパイロット燃料量を大幅に削減し，部分負荷時の燃焼安定性も確保することで高温化に対応している。この燃焼器は，中央にパイロットノズル1本と周囲にメインノズル8本を有している。1100°C級にて信頼性が確認できたバイパス機構も採用している。部分負荷時の運用は，パイロットとメインノズルに供給する燃料量とバイパス弁開度を適切に制御することにより，全負荷範囲内で低いNOxレベルを維持することができる。メインノズルは，A，B2つのグループに分けられ，交互に配置されている。起動時と低負荷時はパイロットノズルとメインA，それ以上の負荷では全てのノズルを用いる。燃焼器の壁面冷却は，従来のフィルム冷却方式から，図5に示す積層冷却方式（対流冷却＋フィルム冷却）を採用し冷却効率を高め冷却空気量の減少に対処している。

DLNCにて低NOxを達成するためには，①均一混合気形成→局所的な高温領域の形成防止，②最適流速分布→逆火（フラッシュバック）防止，③パイロット燃料の小容量化→局所的な高温領域形成の防止，④流動・混合の最適化→燃焼の安定化を図ることが重要である。燃焼器内部の流動解析（図6参照）や気流試験（図7参照）によって最適化した燃焼器は大気圧，中圧，高圧燃焼試験により性能を確認されて開発が進められている。

b．日立製作所

1100°C級用の燃焼器構造を図8に示す。この燃焼器は，中国電力柳井発電所1号系列向けF7E，九州電力新大分発電所1号系列向けF7Eに装着され，順調に稼働中である。燃焼器中央部に火炎安定性に優れた拡散燃焼をさせる1段目燃焼部と，低NOx化のための予混合燃焼をさせる2段目燃焼部および2段目燃焼部に流入する燃焼用

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

空気量を調整する装置（IFC）から構成される。2段目燃焼部の上流に予混合器を設け，燃料と空気の混合を促進すると共に，予混合器出口には予混合火炎の安定化のために保炎機構を設けている。また，温度分布を均一化するため，予混合器をアニュラー形状としている。ガスタービンの起動から約40%負荷までは1段目燃焼部のみを使用し，それ以上では1段目燃焼部と2段目燃焼部を使用する。IFCは負荷に応じて2段目燃焼部内の燃料空気比を計画範囲内に維持するよう空気量を調整する。

1300°C級の燃焼器はF7F装着器とF7FA装着器の2型式がある。いずれの型式構造も基本的には1100°C級と同じであるが，後者は予混合燃焼器出口に保炎器を採用している。前者の燃焼器は中国電力柳井発電所2号系列向けF7Fに装着され，順調に稼働中である。図9にF7FAに装着されている燃焼器構造を示す。この燃焼器は，中部電力知多発電所向けF7FAに装着され，順調に稼働中である。基本的な構造は1100°C級と同じであるが，高温化に対応するために燃焼器内の空気量配分の最適化，燃料と空気の混合の促進，予混合火炎の安定化を図り，できるだけ多くの空気を2段目燃焼部に送り込むようにしている。主たる改良箇所は，2段燃焼器部の容量アップによるNOx低減とブラフボディタイプの保炎器の採用，燃焼器壁面の二重ケーシング化による冷却効率のアップ等である。これらの高温化技術の検証のために，図10に示すような保炎部分の流動・燃焼シミュレーション解析技術を開発し，実機条件での試験と比較しながら次世代機開発の解析ツールの研究にも取り組んでいる。

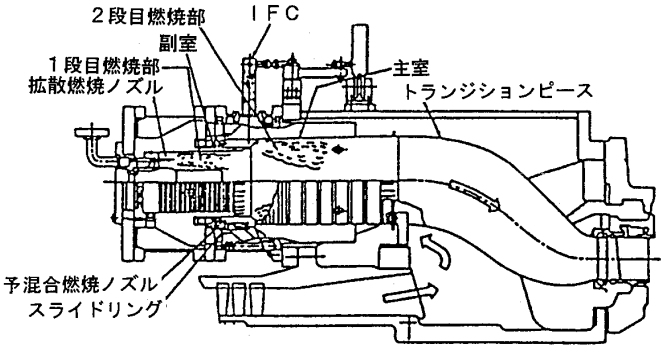


図8 1100°C級燃焼器構造

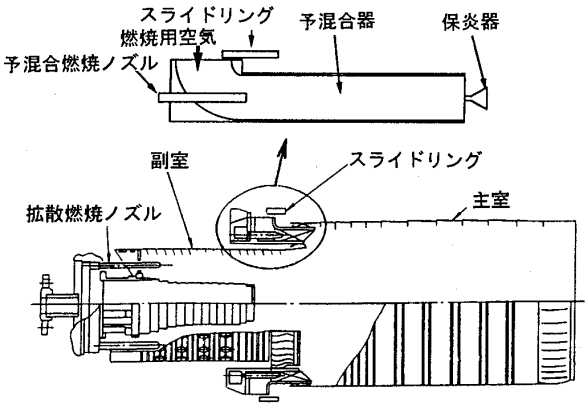


図9 1300°C級燃焼器構造

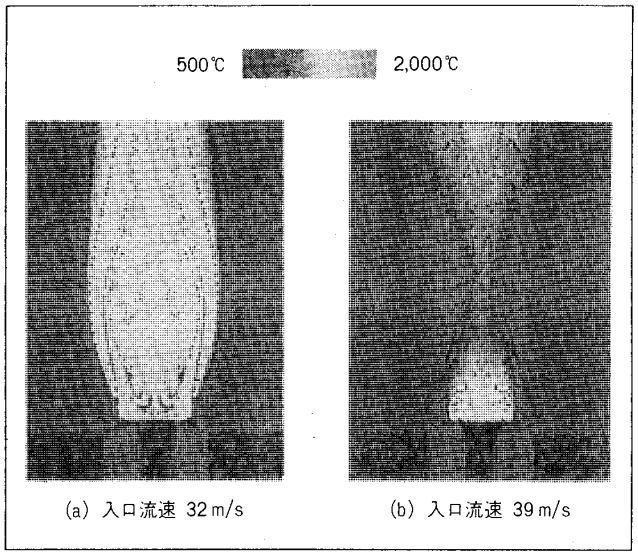


図10 火炎吹き飛びの解析結果

c．東芝

東芝では拡散/予混合希薄燃焼法を最適化することでDLNCを開発した。燃焼器は機械的信頼性の確保を優先させて高温雰囲気中に燃焼空気制御用の可変駆動機構などを設けないシンプルな構造とした。これにより燃焼器を取り付けるガスタービンケーシングに追加加工などを必要とせず，かつ交換や補修も容易な構造となっている。

1100°C級ガスタービン用DLNCを図11に示す。この燃焼器は，東京電力大井発電所向けF9Eに装着され順調に稼働中である。拡散燃焼器に比べ排出NOxを約1/5に低減している。火炎安定化のためにパイロット部を拡散燃焼火炎，低NOx化のためにメイン部を予混合希薄燃焼火炎とする2段・シリーズ燃焼方式とした。パイロット（拡散）燃料ノズルには保炎性に優れたスワラタイプを採

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

用している。メイン燃料は，ライナの周囲に設けられた予混合ダクト内部で空気と充分混合後，可燃混合ガスとなってライナ内部へ噴射され，スワラによる保炎効果を助長しながら予混合希薄燃焼する構造となっている。

1300°C級DLNCの構造を図12に示す。F7FAガスタービンに組み込まれるDLNCは，予混合割合を一段と高めNOx低減率1/10～1/20を目指している。燃焼器の基本構造については，1100°C級DLNCの機械的信頼性と運用性を重視した設計思想や，その研究成果を継承・発展させて開発した。高温化に伴い増加するNOxを低減するには，さらに予混合希薄燃焼割合を増加する必要がある。そのため，拡散燃焼だけでなく予混合希薄燃焼も行える新しいパイロットノズルを開発した。その結果，広い負荷範囲で予混合燃焼割合を大幅に増加させることが可能となった。また，NOx低減には予混合ガス（空気と燃料）の均一化も重要である。そのためパイロットノズルの予混合部にはスワラと燃料噴射ノズルを最適に配置すると共に十分な混合距離を確保して，予混合ガスの均一化を図っている。高温化に伴う壁面の冷却については，ライナとトランジションピースを二重構造化し，インピンジ冷却の採用により冷却性能を向上させて対応している。

DLNCの開発に際しては，予混合燃焼割合の増加と予混合の均一化を目指して試験と解析の両面から工夫を加えている。低NOx化と安定燃焼は相反する性格を持つため，高い予混合割合のもとで安定燃焼を確保することが重要である。そのために，図13に示す燃焼器内部流動解析を用いて，保炎に必要な循環領域の確保を図る一方，負荷遮断を含むさまざまな運転に対応した実機条件で燃焼試験を行い，燃焼器内部の火炎状況を確認するなど信頼性向上に注力して開発を進めている。

d．川崎重工業（ABB）

川崎重工業は協業契約によりABB社のガスタービンおよびそれに装着するDLNCの供給が可能である。ABB社の大容量ガスタービンGT 13 E 2の燃焼室は単一アニュラー設計で，72

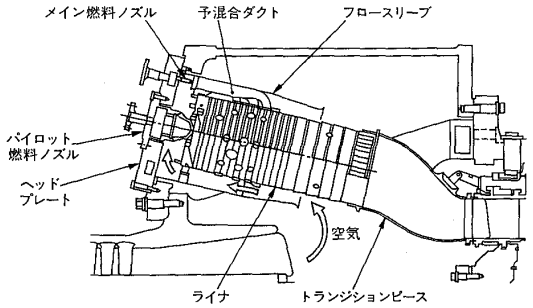


図11 1100°C級燃焼器構造

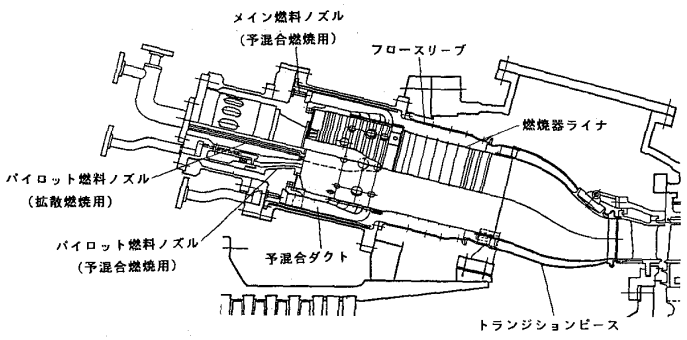


図12 1300°C級燃焼器構造

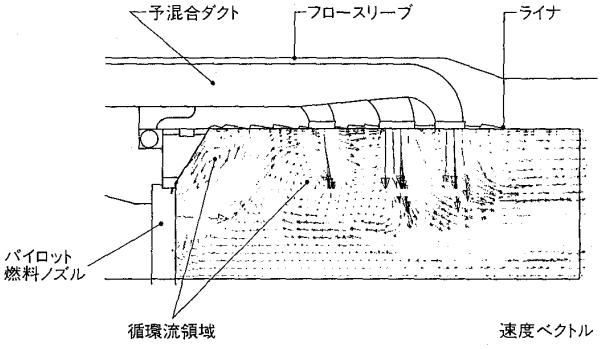


図13 燃焼器内部の流動解析

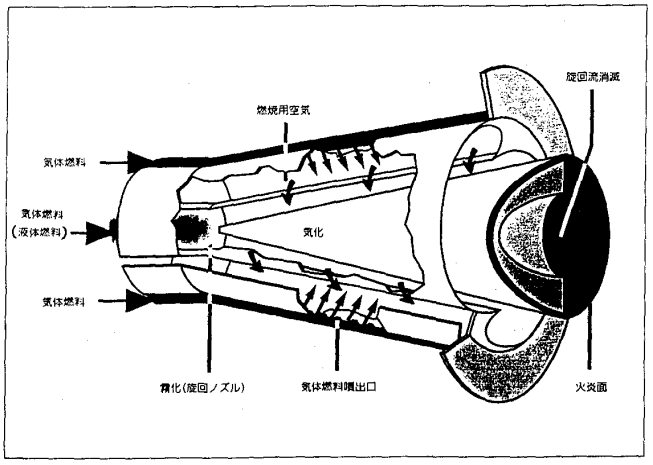


図14 EVバーナ構造

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

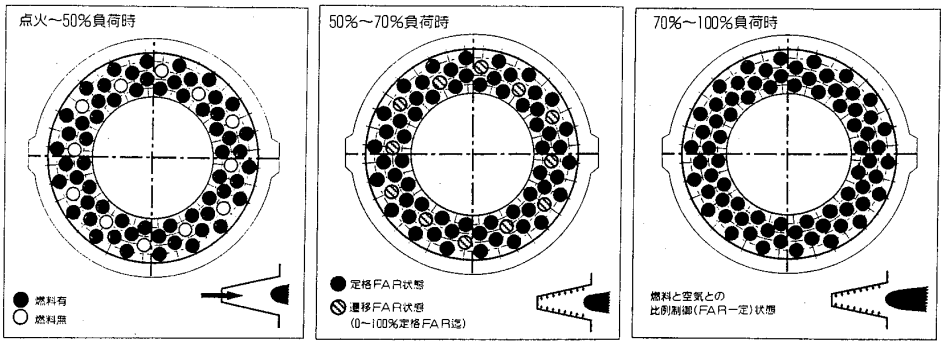


図 15 EV バーナの部分負荷運用

個の二重円錐型希薄予混合 EV バーナを装着する。EV バーナの構造を図 14 示す。基本的には軸方向に軸心にそって分割された円錐形で構成される 2 分割された半円錐形は軸心をずらすことにより，2 つの一定幅の入口スロットを形成する。燃焼用空気はこれらのスロットから入り，ガス燃料運転時はスロットの端に稜線に沿って設けられた燃料管の細い穴より噴射された燃料と混合する。高い軸流空気速度によってバーナ内部での混合気の点火が防止される。バーナの出口では，旋回流がくずれ再循環ゾーンを作り，これが自由空間内で火炎を安定させる。バーナの壁面は旋回しながら流入する燃焼用空気につつまれており，充分に冷却される。EV バーナの特徴は，旋回羽根や保炎器を持たない単純構造であり，パイロット用としての拡散炎を使用しないためいずれの負荷においても充分なる予混合燃焼ができる。

GT 13 E 2 の場合，EV バーナはケーシングの回りに 4 列に環状に取り付けられ，燃料は環状マニホールドを通じ供給される。部分負荷時の運用は図 15 に示す通り使用する EV バーナの数及び燃料量を調整することで，使用中の EV バーナでの燃料空気比を計画範囲内に収めるように行われる。

e．富士電機（SIEMENS）

富士電機は技術提携により，SIEMENS 社のガスタービンとそれに装着可能な DLNC を供給することができる。SIEMENS 社の 1300°C級ガスタービン VX 4.3 は 2 つのサイロ型燃焼器を備え，個々の燃焼器にフレームサイズに応じて複数のハイブリッドバーナが装着される（図 16 参照）。燃焼器の内壁面はセラミックタイルを貼り付けることにより耐熱構造となっている。このバーナの構造は図 17 に示す通り，パイロット用の拡散燃焼ノズルと予混合ノズルから成る。ガスタービンの起動から約 45%負荷までは拡散燃焼ノズルのみ

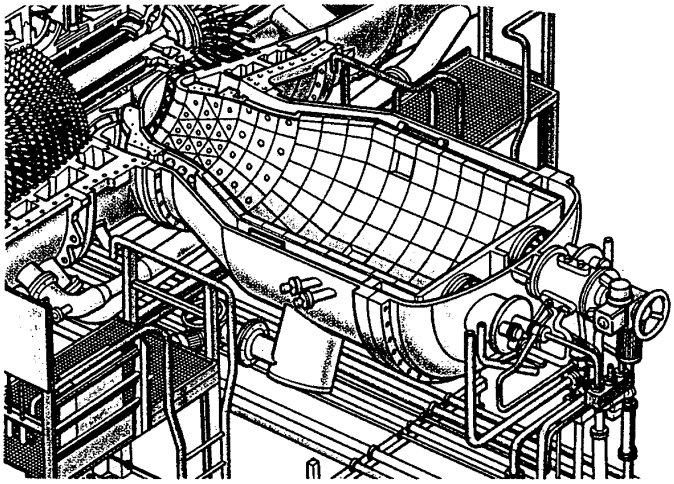


図 16 サイロ型燃焼器構造

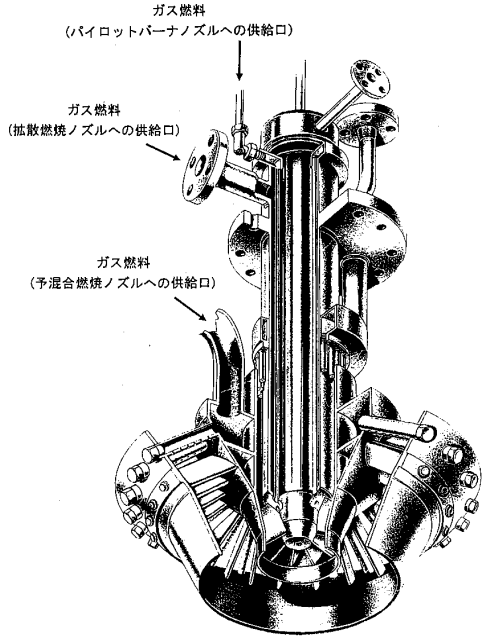


図 17 ハイブリッドバーナ構造

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

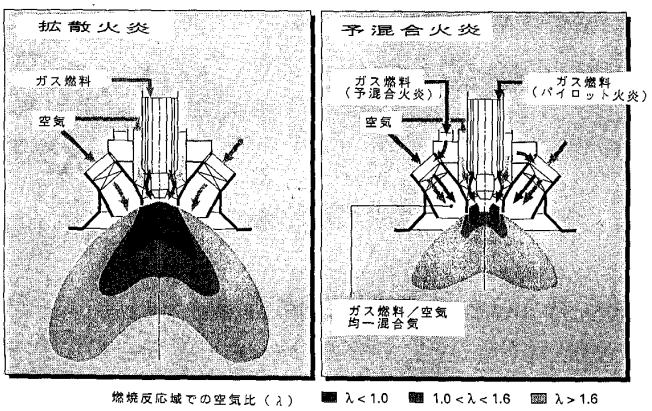


図18 拡散火炎・予混合火炎の燃焼状態

を用いる拡散燃焼モードにて行われ，それ以上の負荷では拡散燃焼ノズルと予混合ノズルを用いた予混合燃焼モードに切り替える。図18は拡散燃焼時と予混合燃焼時の火炎の構成を示す。$\lambda=1$のとき燃焼温度は約2100°Cとなるが，平均では$\lambda=2.1$となり温度は1370°Cである。拡散燃焼では空気過剰率λの低い領域が広く燃焼温度が高いため，高NOx排出量となる。予混合燃焼モードでは高濃度のNOxを発生する低λ領域は火炎安定のためのパイロット炎のみであるため狭い。予混合炎にて発生するNOxは非常に低レベルであるため，NOxを最小化するには安定燃焼に必要なぎりぎりまでパイロット燃料を絞る必要がある。1400°C級ガスタービンVX 4.3 Aは1つのアニュラー型燃焼器を有し，この内部に複数個のハイブリッドバーナが装着されるがバーナー自身の構造は1300°C級と同一である（図19参照）。

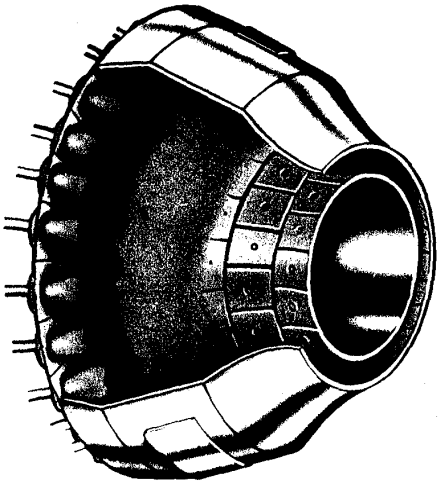


図19 アニュラー型燃焼器構造

4．次世代DLNC

現在1500°C級次世代ガスタービンの開発が進んでおり，それに対応するDLNCの開発も行われている。次世代DLNCの開発における技術的課題は，①均一予混合気の形成，②パイロット燃焼比率の低減もしくは予混合化，③燃焼器の冷却技術である。

予混合火炎の温度は1500～1600°Cであるため，次世代DLNCには燃焼器壁面冷却用空気が殆ど利用出来なくなる。従って燃焼器の壁面は，セラミックス材を用いた耐熱構造とするか，空気以外の冷却媒体によって冷却するかである。コンバインドサイクルプラントでは排熱回収ボイラからの発生蒸気が利用できるので，その冷却媒体として蒸気が有力である。燃焼器の蒸気冷却方式は実機モデルによる燃焼試験が既に実施されており，現在データの蓄積が行われている。

5．結　言

DLNC装着のガスタービンを用いたコンバインドサイクルプラントがこれまでに多く実用化され，省エネルギ・環境保全に大きく貢献しており，同システムの需要は今後ますます増えると予想される。現在世界市場においてはGT出口NOx排出値25 ppm（15%O_2）が，ISO条件・ガスタービン定格負荷におけるガス焚DLNCの場合のメーカ申し出の標準的な値となっている。但し，国内では負荷変動時や比較的広い負荷範囲にわたって制限を課すことが多く前述の値をそのまま適用することは難しい。いずれにしても，今後更に強くなると予想される高効率・低公害への要望に答えられる技術開発が期待される。

最後に，日立製作所の石橋氏，東芝の和泉氏，川崎重工業の岩本氏，富士電機の吉川氏には本稿作成にあたり資料の提供等，多々御助力頂きましたので，ここで改めて謝意を表します。

参考文献

(1) 萬代，青山，ガスタービン学会誌，16－64，1989
(2) 萬代，福江，稲田，谷村，三菱重工技報，Vol. 31 No. 4，1994
(3) Kondo, T., Bulletine of GTSJ, 1994/1995
(4) 池口，加藤，児島，大塚，日立評論，Vol. 76 No. 10，1994
(5) 前田，岡本，芳根，東芝レビュー，Vol. 49 No. 4，1994

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ドライ低 NOx 燃焼器開発の動向
ー産業・民生用（中・小型）ー

三井造船㈱　安部利男
川崎重工業㈱　岩本敏昭

1．まえがき

ガスタービンの高温・高圧化に伴い急激に増大する NOx 排出量を低減することは，ガスタービンの環境対策において重要な課題である。特に小型ガスタービンの場合，運転費や設置スペースの関係から脱硝装置は設けられない。それゆえ，小型ガスタービンにおいては，燃焼改善によって NOx 排出量を減らす必要が有る。

ガスタービン燃焼器の低 NOx 化は，主として水噴射や蒸気噴射（湿式法: Wet type）によって行われている。しかし，これらの方式は熱効率の低下や設備の維持管理等に問題を残している。このため，水噴射や蒸気噴射をしない乾式法（Dry type）の低 NOx 燃焼器の開発が急務になってきている。

本稿では，中・小型ガスタービン（航空転用型ガスタービンを含む）におけるドライ低 NOx 燃焼器の開発状況について紹介する。

2．低 NOx 燃焼の原理と方法

燃焼に伴い発生する NOx は，空気中の窒素ガスが起源となるサーマル NOx と燃料中の窒素酸化物が変換されるフューエル NOx とに分けられる。ここではサーマル NOx の低減方法に限定して述べる。

ガスタービン燃焼器の NOx 低減方法とその特徴を表1に示す。NOx 排出量を減らすためには，火炎温度を下げて，かつ高温領域での滞留時間を短くすることが有効である（図1）。水や蒸気を使わないで NOx 排出量を減らす方法として，燃料と空気を均一に混合し，比較的低い温度で燃焼させる希薄予混合燃焼方式がある。予混合燃焼において安定な燃焼をさせるためには，予混合気の当量比（理論空燃比/空燃比）を所定の範囲内に精度良く調整する必要がある。すなわち，予混合気の当量比が 0.7 以上に大きくなると NOx 排出量が急激に増大する。一方，当量比が 0.4 以下に小さ

表1　ガスタービンにおける低 NOx 燃焼方式の分類と特徴

方式	目的	燃焼方式の分類	特徴
湿式法 (Wet)	サーマル NOxの生成抑制	水噴射	水や水蒸気の噴射により火炎温度を下げる NOx低減効果は大きく、簡便法であり、実用化が容易 出力は増加するが熱効率は低下、純水の消費量が多い
		水蒸気噴射	
乾式法 (Dry)	サーマル NOxの生成抑制	希薄拡散燃焼	従来の燃焼方式において、燃焼領域の空気割合を増やして火炎温度を下げる NOx低減効果は小さく、水・蒸気噴射の併用が必要
		希薄予混合燃焼	燃料と空気を予め均一に混合して希薄予混合燃焼によって火炎温度を下げる方法で、NOx低減効果は大きい 安定燃焼範囲は狭く、空燃比（当量比）制御が必要
		希薄拡散二段燃焼 (Lean-Lean型)	希薄拡散二段燃焼方式により火炎温度を下げる NOx低減効果は中程度 空燃比制御が必要
		希薄拡散・予混合二段燃焼(ﾊｲﾌﾞﾘｯﾄﾞ燃焼)	ﾊﾟｲﾛｯﾄは拡散燃焼、ﾒｲﾝは予混合燃焼の二段燃焼方式 NOx低減効果は大きい 安定燃焼範囲は比較的狭く、空燃比制御が必要
		触媒燃焼	触媒を利用して希薄予混合燃焼の安定範囲を拡大 NOx低減効果は大きいが、空燃比制御が必要 耐熱性と耐久性の高い触媒の開発が必要
	フューエル NOxの生成抑制	拡散二段燃焼 (Rich-Lean型)	フューエルNOxの低減に有効 燃料が過濃な領域でスモークが生成しやすく、内筒壁の冷却性能の向上と空燃比制御が必要

備考：空燃比制御は、Fuel-Staged TypeとAir-Staged Typeの二種類が有り、両者を併用する場合もある。

（平成7年3月29日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

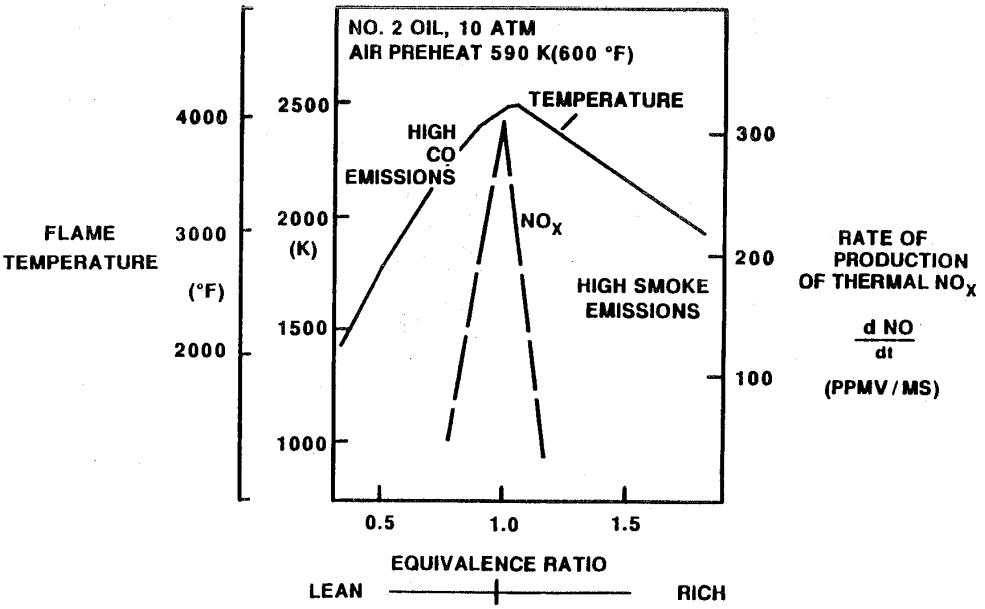


図1 NOx の発生量[1]

くなると，燃焼効率の低下や失火が発生する。それゆえ，予混合燃焼方式のガスタービン燃焼器を開発する場合には，均一な予混合気の当量比を最適化するための制御機構が必要である。ガスタービンの負荷の変化に対応して予混合気の当量比(空燃比)を制御する方法としては，燃料を多段階に供給する方式(Fuel-Staged Type: FS 型)と燃焼用空気の流量を調整する方式(Air-Staged Type: AS 型)，およびこの両方を併用する方式がある(図2)。そして，それぞれのエンジンや燃料に適した制御方式が採用されている。

3．NOx 排出濃度の表示法

通常は百万分の一を単位としている体積濃度(ppm)が用いられている。この場合，空気による希釈の程度を示すため残存酸素濃度を併記する。そして，下記に示す式を用いて各残存酸素濃度に対応した NOx 排出濃度を換算する。ガスタービンにおいては，0，15，16%の残存酸素濃度が比較的よく用いられている。

$$(NOx)y = (21-y)/(21-x) \times (NOx)x$$

(NOx)x: 酸素濃度 x %における NOx 濃度 (ppm)

(NOx)y: 酸素濃度 y %における NOx 濃度 (ppm)

x,y : 排ガス中の残存酸素濃度(%)

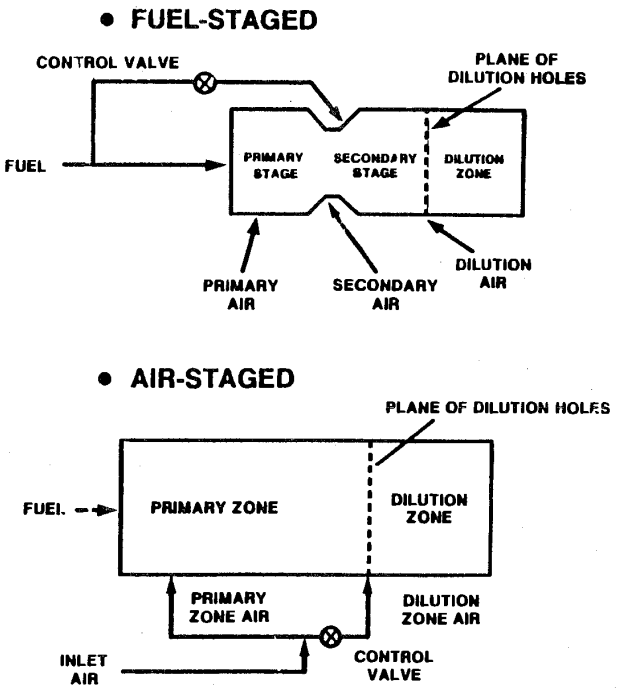


図2 空燃比制御の方式[1]

4．ドライ低 NOx 燃焼器の開発状況

ドライ低 NOx 燃焼器に関しては，これまでに多くの研究や開発の状況が報告されている[2],[3],[4]。図3に示す希薄予混合燃焼方式の低 NOx 燃焼器は，出力 260 kW のガスタービン(AT 360: タービン入口ガス温度 870°C)用として開発されている。燃料は天然ガスである。この燃焼器の特徴は，パイロットバーナとメインバーナの二段で構成されていることと，予混合気用空気と希釈空気の配

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/08/01.

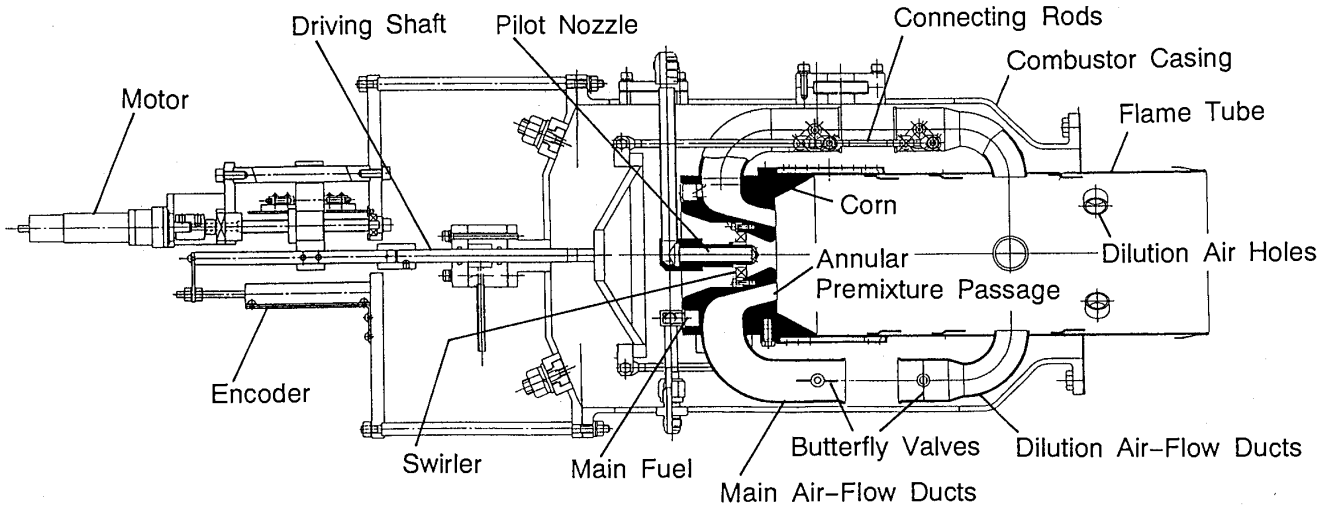


図3 ドライ低 NOx 燃焼器（航技研）[5]

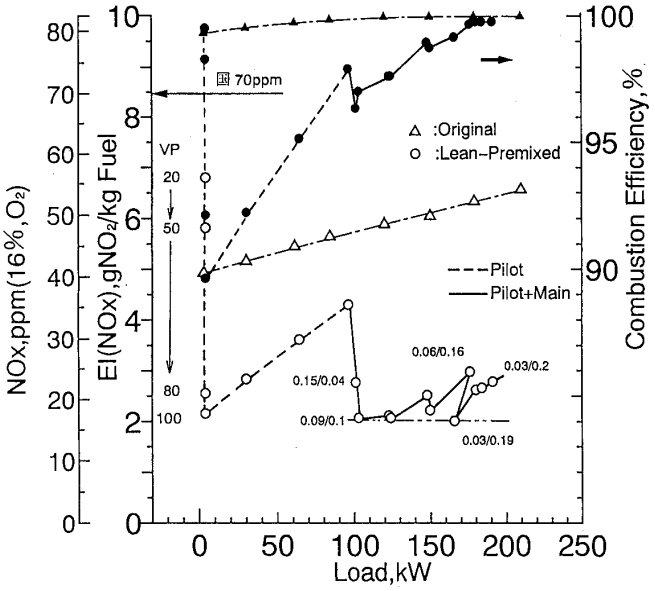


図4 燃焼特性（航技研）[5]

分を可変にする機構（バタフライ弁）を備えていることである（FS & AS 型）。ガスタービンの出力に対する NOx 排出濃度の関係を図4に示す。ガスタービンの起動時は，パイロットバーナだけに燃料を供給する。予混合気用空気ダクトのバタフライ弁を全開とした後に出力を増加させ，100 kW に達した時点でメインバーナにも燃料を供給している。そして，負荷の増加とメインバーナの燃料流量の増加を繰り返して出力を増加させている。このため，NOx 排出濃度は出力に対して鋸歯状に変化している。定格運転における NOx 排出濃度は約 20 ppm（O_2 16%）であり，従来型燃焼器に比べて 1/2 以下になっている。

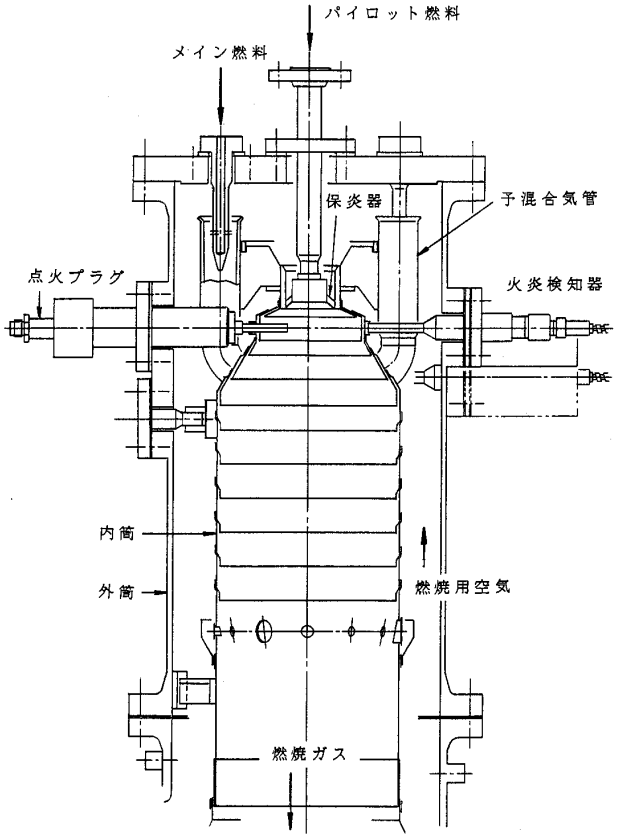


図5 ドライ低 NOx 燃焼器（三井造船）[6]

1000 kW 級ガスタービン（SB 5: タービン入口ガス温度 1000°C）の低 NOx 燃焼器を図5に示す。この燃焼器は，一部のパイロット燃料を保炎用に拡散燃焼させ，大半のメイン燃料を空気と均一に予混合して燃焼させ，火炎温度を下げることにより低 NOx 燃焼を可能にしている。また，ガスタービンの広い運転範囲にわたって高い燃焼効率で，かつ低い NOx 排出量の燃焼をするために，メ

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

インバーナはパイロットバーナの外側の周方向に6本配備しており，負荷に応じてメイン燃料を供給するバーナの本数を2，4，6本と制御している(FS型)。さらにパイロット燃料は，定流量弁により負荷が変化した場合にも一定の流量に保持されている。天然ガス燃料でパイロット燃料の割合が25%の場合，定格負荷付近における NOx 排出濃度は約20 ppm(O_2 16%)である(図6)。本低 NOx 燃焼器は，天然ガス燃料だけでなく，水素ガスを容積割合で50%程度含んだ燃焼速度の速い6B都市ガス燃料にも適用ができる。6Bガス燃料の場合，定格運転付近における NOx 排出濃度は約25 ppm (O_2 16%) である[6]。天然ガス燃料に対して NOx 排出量をさらに減らすため，予混合気をより安定に燃焼させるとともに，拡散燃焼をするパイロット燃料の割合を減らした燃焼器の開発を現在進めている。

1500 kW級ガスタービン (M1A-13: タービン入口ガス温度1020°C) の希薄予混合燃焼方式の低 NOx 燃焼器を図7に示す。燃料は天然ガスである。燃焼器頭部の中央に保炎用として拡散燃焼をするパイロットバーナを設け，その周りに予混合燃焼を行う8本のメインバーナを配備している。負荷の増大に伴い，燃料を供給するメインバーナの本数を2，4，6，8本と段階的に増やす方式(FS型)である。NOx 排出量を減らすため，スワーラ径を大きくし，予混合気をより希薄化するとともに，予混合気の濃度分布を均一化する改善を行っている。また，定格運転時におけるパイロット燃料量は定格燃料流量の約5%程度に減らしている。NOx 排出濃度と燃焼効率を図8に示す。定格運

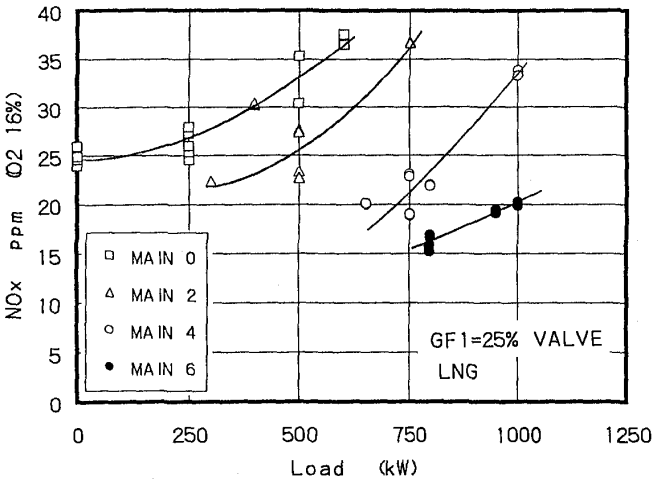


図6 NOx 排出特性(三井造船)[6]

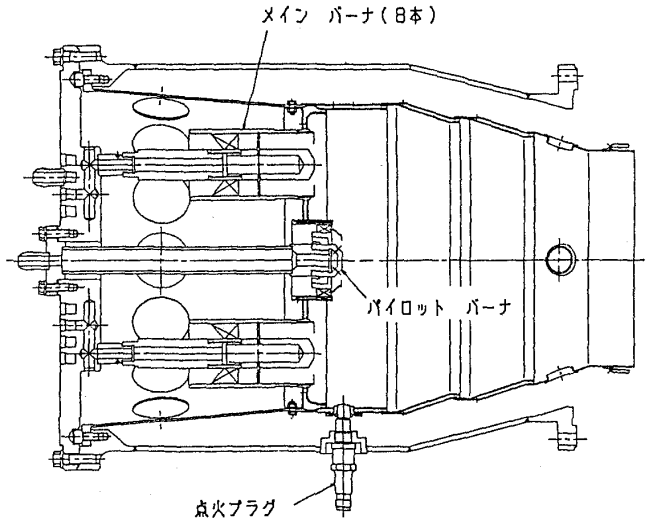


図7 ドライ低 NOx 燃焼器 (川崎重工)[7]

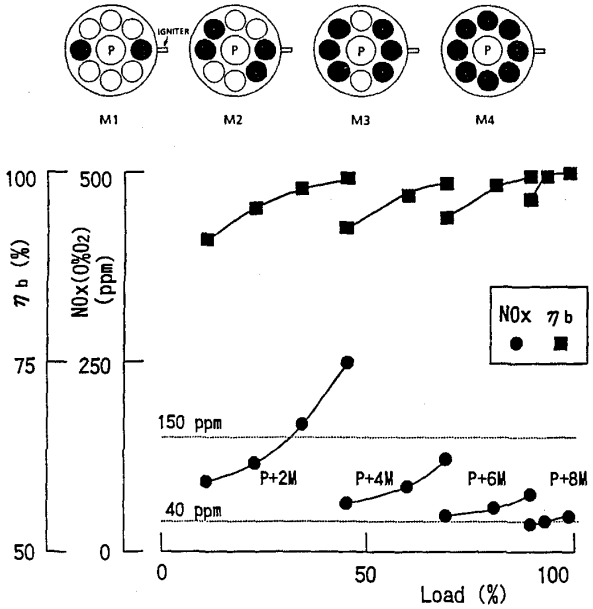


図8 燃焼特性 (川崎重工)[7]

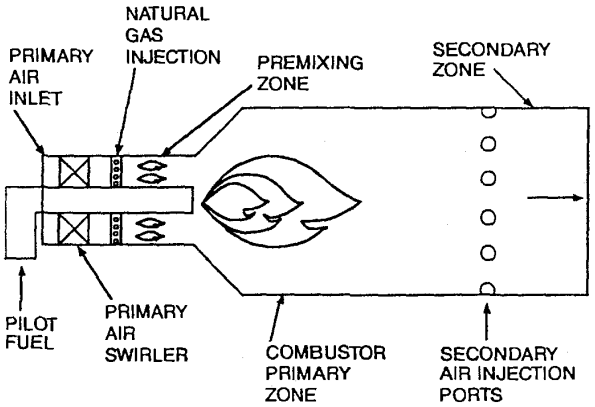


図9 ドライ低 NOx 燃焼器 (Solar)[8]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

転時における NOx 排出濃度は約 50 ppm (O_2 0%) であり，燃焼効率は約 100% である。低 NOx 化を計ったことにより，出力を減少させた場合に燃焼効率の低下が早く，高い燃焼効率で運転できる範囲が狭くなっている。また，NOx 排出量を減らすためには燃焼器に流入する空気の流れを均一化することが重要であると報告されている。

出力が 3 MW 以上のガスタービン (Centaur, Mars) に対して開発された希薄予混合燃焼方式の低 NOx 燃焼器 (SoLoNOx) を図 9 に示す。燃焼器はスワーラ，予混合気形成部，パイロットバーナと空気量の可変機構とで構成されている。低負荷の運転においては，抽気等により燃焼器に流入する空気流量を減らすと共に，約 30% から 50% の燃料量をパイロットバーナに供給している。定格負荷運転付近においては，90% 以上の燃料量をメインバーナから噴射して，低 NOx 燃焼を行っている (FS & AS 型)。天然ガス燃料で全負荷域において，NOx 排出濃度は 25 ppm (O_2 15%) 以下である (図 10)。本燃焼器において希薄予混合燃焼に伴う振動燃焼を防止する場合，予混合気形成部の設計が重要であり，また液体燃料の場合には，燃料の炭化やカーボンの堆積および逆火等の問題があることが報告されている[8],[9]。

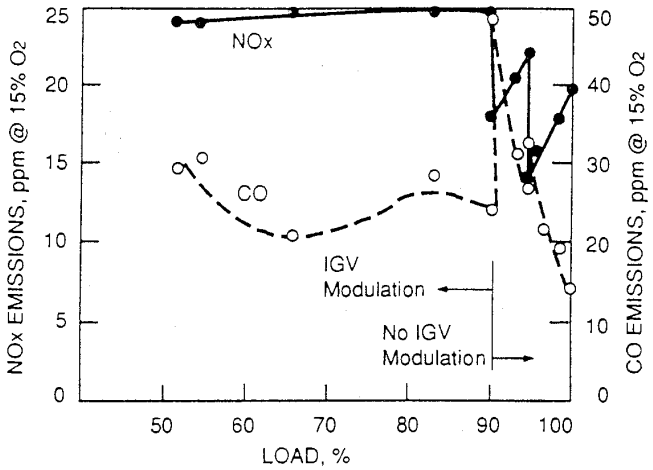


図 10 燃焼特性 (Solar)[9]

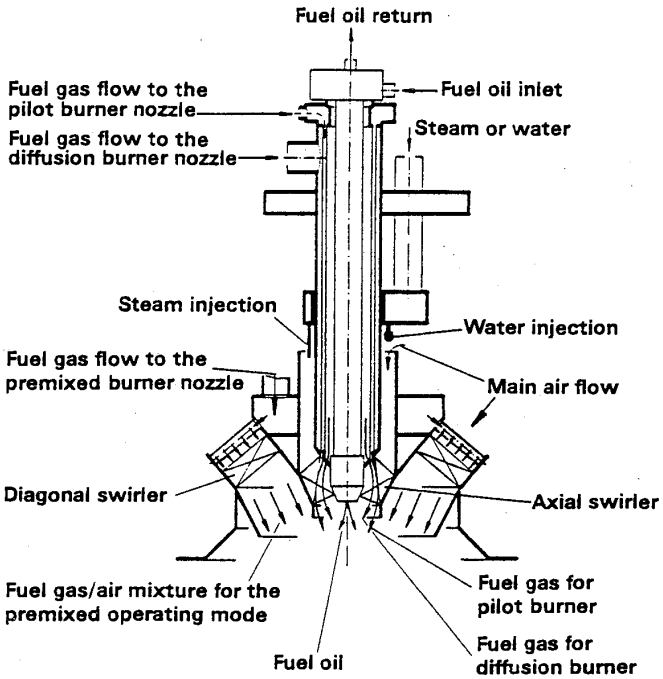


図 11 ハイブリッドバーナ (MAN GHH)[10]

9 MW 級ガスタービン (THM 1304: タービン入口ガス温度 1000°C) の低 NOx 燃焼バーナ (ハイブリッドバーナ) を図 11 に示す。このバーナは 60 MW 級大型ガスタービンにおいて開発されたものである。THM 1304 ガスタービンは，2 缶の燃焼器を V 字形に配備している。そして，それぞれの燃焼器の頂部にハイブリッドバーナが各 1 本ずつ設けられている。このハイブリッドバーナは，天然ガス燃料用として拡散燃焼のパイロットバーナと予混合燃焼のメインバーナおよび予混合燃焼のパイロットバーナの 3 種類が組み込まれている。また，液体燃料も使用できる構造になっている。液体燃料の場合には，水または水蒸気を噴射して NOx 排出量を減らしている。大型ガスタービンの燃焼器と同様に内筒壁面にはセラミックタイルを使用し，内筒の冷却空気量を減らしている。これにより，予混合気をより希薄化するとともに，内筒壁面温度を高くして未燃物 (一酸化炭素 CO やハイドロカーボン UHC) の排出量を減らすことができている。部分負荷運転においては，圧縮機の可変静翼により燃焼器に流入する空気流量を減らし，安定な燃焼範囲を広げている。それゆえ，ガスタービンの負荷に対応して燃料と空気の両方を制御する方式 (FS & AS 型) になっている。NOx 排出濃度と出力の関係を図 12 に示す。出力が 50% から 75% において NOx 排出濃度は 25 ppm (O_2 15%) 以下である。そして，出力が 75% 以上において NOx 排出濃度は約 9 ppm である。

25 MW 級ガスタービンでは，GT 10 (ABB) にドライ低 NOx 燃焼器が搭載されている (FS 型)[11]。この燃焼器には，前節 (大型ガスタービン) で解説されている EV バーナが用いられている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

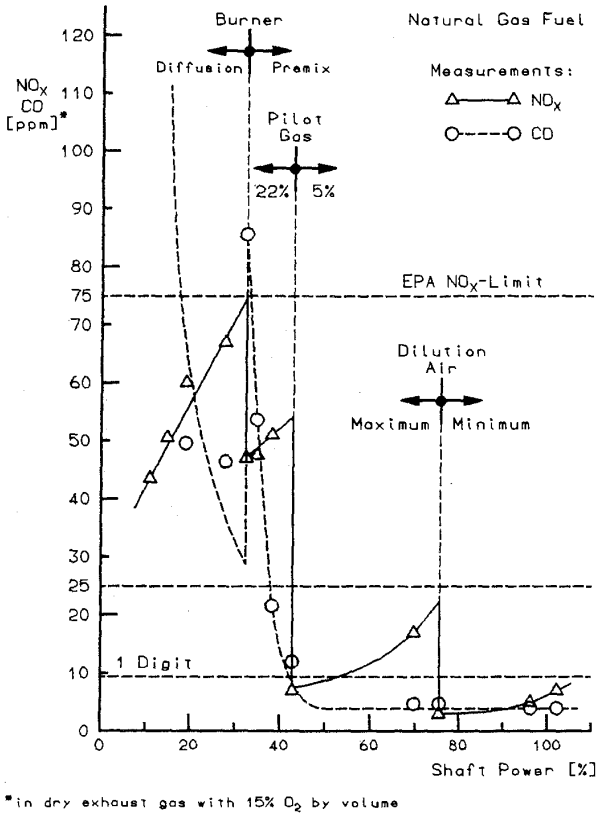


図 12 NOx 排出特性（MAN GHH）[10]

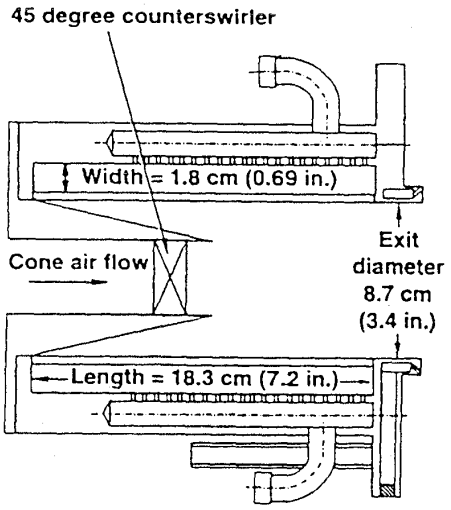


図 13 接線流入式予混合噴射弁（UTC）[14]

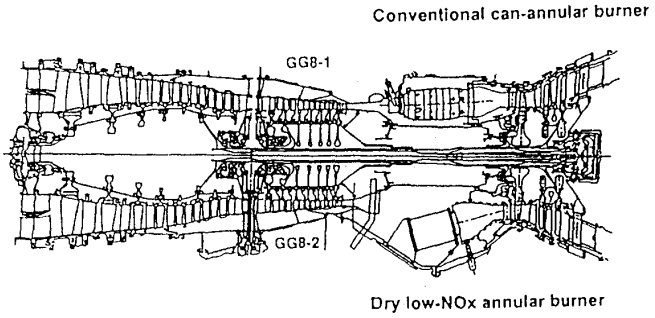


図 14 ドライ低 NOx 燃焼器付き FT 8（UTC）[14]

5．航空転用型ガスタービンのドライ低 NOx 燃焼器

航空転用型（以下航転型と称す）ガスタービンのドライ低 NOx 燃焼器でも，気体燃料による希薄予混合燃焼方式の開発が主流である。RQL（Rich-Quench-Lean）段階燃焼方式や液体燃料対応の研究が行われているが，現段階では製品への適用には至っていないようである。

ここでは，希薄予混合燃焼方式のドライ低NOx燃焼器を開発している航転型ガスタービンとして，米国アリソン社の 501 K，米国ユナイテッド・テクノロジーズ社（以下 UTC）の FT 8，英国ロールス・ロイス社（以下 RR）の産業用 RB 211（コベラ 6000）および米国ゼネラル・エレクトリック社（以下 GE）の LM 6000 の 4 機種について解説する[12]。

4～6 MW 級の 501 K では，希薄予混合方式低 NOx 燃焼器の開発が進められている[13]。501 K の最大出力点を模擬した高圧リグ試験結果から，NOx 排出濃度の目標値 25 ppm (O_2 15%) 以下を達成し得ることが確認されている。また，最大出力から 25%出力まではパイロット火炎なしで安定な燃焼ができる。この低 NOx 燃焼器の実機実証試験は，1994 年後半から開始されている。

25 MW 級の FT 8 では，接線流入式予混合噴射弁を円周状に 16 本装備したアニュラ型燃焼器が用いられている（図 13，14）[14]。高圧リグ試験結果から，実機でも NOx 排出濃度 25 ppm (O_2 15%) 以下を達成できる見通しが得られている。噴射弁の低 NOx 性能および制御性は，燃焼器入口空気圧力および温度に対して鈍感であると報告されている。UTC はこの噴射弁に改良を加えて，1995 年の後半にも実機実証試験を行う予定である。

25 MW 級の産業用 RB 211（コベラ 6000）では，図 15 および図 16 に示すような，直列段階方式の希薄予混合低 NOx 燃焼器が開発されている[15]。この方式では，各段への空気流量配分比は出力にかかわらず一定で，燃料は負荷および入口空気温度に応じて各段に別々に供給される。NOx，CO および UHC の排出量は，部分負荷時にも 25 ppm (O_2 15%) 以下にできる。エンジンには図 17 に示すように，1 台当たり 9 個の燃焼器が放射状

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

に組み込まれている。なお，この低 NOx 燃焼器を搭載した産業用 RB 211 は，実機実証試験を既に完了し，1994 年より商用機で運転が行われている[16]。また，RR で現在開発が進められている 50 MW 級の産業用トレントにも，直列段階方式の低 NOx 燃焼器が採用されている。

40 MW 級の LM 6000 では，図 18 に示す並列配置式の希薄予混合燃焼器（アニュラ型）の開発が進められている[17]。この燃焼器は燃料ノズルを環状平面内に，内，中，外の 3 重に配列している。負荷に応じて 4 つの運転モードが用いられる（①中央部のみ，②中央部＋内側，③中央部＋外側，④中央部＋内側＋外側）。燃料と空気との予混合には，図 19 に示すような二重環状の上下反転スワーラが用いられている。また，この燃焼器は IGV と抽気弁を併用することにより，広い運転範囲で低 NOx を維持できる。他機種にも適用できるように運転条件を考慮して，実機実証試験を進めていることが報告されている。

6．あとがき

天然ガスなどの比較的クリーンなガス燃料に対するドライ低 NOx 燃焼器は，各エンジンメーカにおいて開発がかなり進んできている。今後は，液体燃料に対してもドライ低NOx 燃焼器の開発

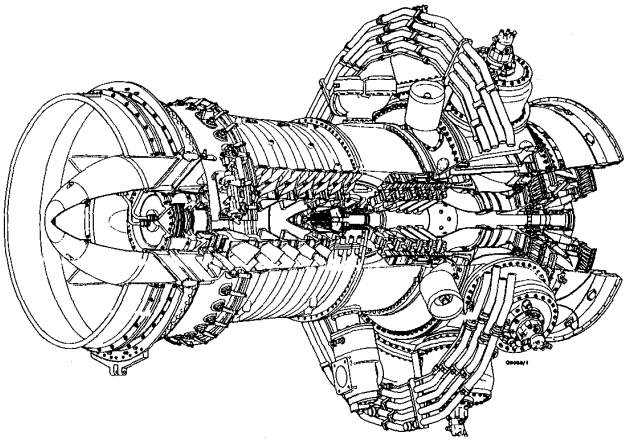


図 17　ドライ低 NOx 燃焼器付き RB 211（RR）

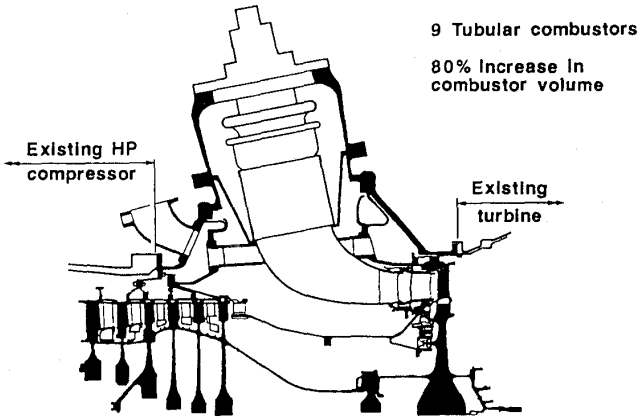


図 15　ドライ低 NOx 燃焼器（RR）[15]

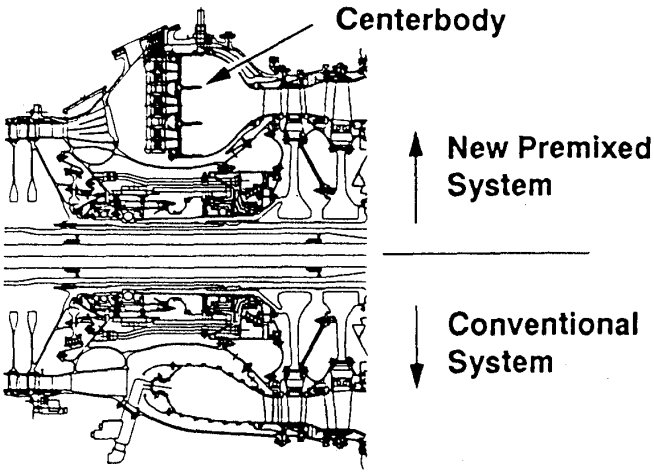


図 18　ドライ低 NOx 燃焼器付き LM 6000（GE）[17]

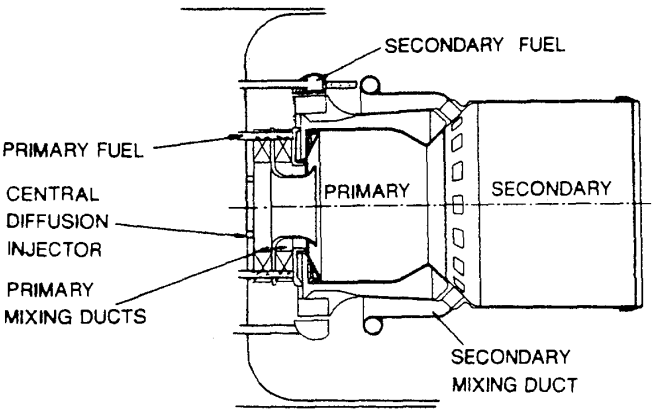


図 16　ドライ低 NOx 燃焼器（RR）[15]

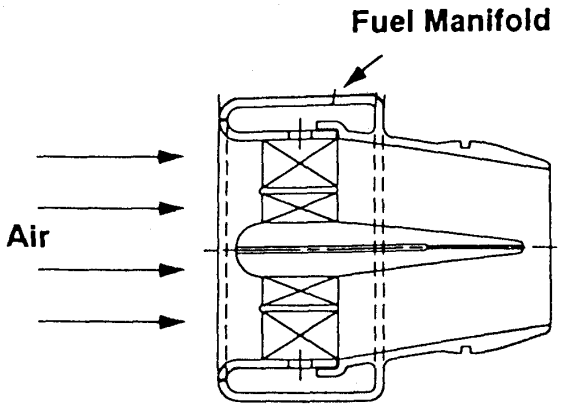


図 19　二重環状上下反転スワーラ（GE）[17]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

が要求されてくる。このためには，噴霧液滴の予蒸発・予混合燃焼に関する研究が必要であり，噴霧の微粒化技術や蒸発特性等に関する基礎研究なども今まで以上に重要になる。また，シンプルな燃料供給装置や燃焼制御システムの開発も必要である。

地球規模での環境保全と省エネルギー対策が強く求められている状況において，ガスタービン燃焼器に向けられる期待と責任は，今後さらに増大するであろうと考える。

参考文献

(1) Davis, L. B., IGTI-Vol. 7, ASME COGEN-TURBO, 1992, 255

(2) 前田, 日本ガスタービン学会 第20回ガスタービンセミナー, (1992), 25

(3) 田丸, 日本ガスタービン学会 第21回ガスタービンセミナー, (1993), 53

(4) Solt, J. C. and Tuzson, J., ASME 93-GT-270

(5) 林ほか2名, ガスタービン秋季講演会（松江）講演論文集, (1994), 111

(6) 安部ほか2名, 日本機械学会 第11回内燃機関シンポジウム講演論文集, (1993), 415

(7) 梶田ほか4名, 日本ガスタービン学会定期講演論文集, ('94-5), 85

(8) Rawlins, D. C., Mod Power Syst (GBR) 14 [5], (1994), 79

(9) 木村, 日本ガスタービン学会誌 VOL. 22 NO. 85 JUN. 1994, 15

(10) Bauermeister, K. J. ほか2名, ASME 93-GT-307

(11) Strand, T., 20th Congress of CIMAC, G13, (1993)

(12) GAS TURBINE WORLD, Jul.-Aug. (1994), 37

(13) Razdan, M. K., ほか2名, ASME 94-GT-439

(14) Snyder, T. S., ほか2名, ASME 94-GT-234

(15) Willis, J. D., ほか3名, ASME 93-GT-391

(16) GAS TURBINE WORLD, Sep.-Oct. (1994), 44

(17) Joshi, N. D., ほか4名, ASME 94-GT-253

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ガスタービン用触媒燃焼器の研究開発の動向

㈶電力中央研究所　小　沢　　靖

1．まえがき

近年，エネルギー資源の有効利用の観点から，ガスタービンを利用した複合発電システムやコージェネレーションシステムの普及が進んでいる。これに伴い，我国では昭和63年にガスタービンに対して窒素酸化物（NOx）の排出濃度規制が設けられ，地方自治体においてもより厳しい規制が設けられるようになった。さらに，総量規制の施行されている大都市では，設備を新設する場合，総NOx排出量の増加を抑えるために，可能な限りNOx濃度を低減することが求められている。

NOx対策としては，従来，排煙脱硝装置の付設，燃焼器内への水/蒸気注入などが実施されてきた。しかし，これらの技術は設備費，運転・維持費の増加，熱効率の低下などの問題があり，現在，希薄予混合燃焼を利用した低NOx燃焼器の開発に加え，触媒燃焼を利用した超低NOx燃焼器の開発が進められている。

触媒燃焼法とは，通常の方法では燃焼しない希薄な燃料と空気の混合気を触媒に供給し，触媒の酸化促進作用によって燃焼させる方法である。希薄な混合気を使用できる結果，局所的な高温部を発生することなく目的の温度を得られるため，サーマルNOxの排出量を極めて低く抑制できる。

2．触媒燃焼法の原理

触媒とは，少量で，それ自身見かけ上ほとんど変化することなく，化学反応を促進する物質をいう。この触媒を燃焼反応に応用したものが触媒燃焼である。触媒の構造および触媒表面での反応の様子を模式化したものを図1に示す。

触媒は，通常耐熱衝撃性が高く，高温でも使用可能なコージェライト（$2\,MgO \cdot 2\,Al_2O_3 \cdot 5\,SiO_2$）などのセラミックスの構造材（担体）上に，反応表面積の増加を目的として，高表面積アルミナ（Al_2O_3）などの活性担体を担持し，その表面に触媒成分を分散担持する構造をとる。なお，ガスタービンなどの高流速条件下では，構造材の形状は圧力損失の少ないハニカム形が最も適している。

触媒を適当な温度に予熱すると，触媒成分の表面が活性化する。この状態になると，反応成分すなわち燃料と酸素が触媒表面に吸着，分解，表面移動をしやすくなり，分解した燃料と酸素の原子が結合して熱エネルギーを放出する（表面反応）。なお，活性化に必要な予熱温度は，メタンとパラジウム触媒の組合せでは350°Cから450°C程度である。次に，温度が上がるとともに，触媒表面からの熱によってハニカム内の流路（セル）を通過するガスが，燃焼（気相均一燃焼）を開始する。なお，より正確には，反応は表面反応支配から表面への（反応成分の）拡散支配を経て気相均一燃焼支配に移行する（図2[1]）。以上の機構により，

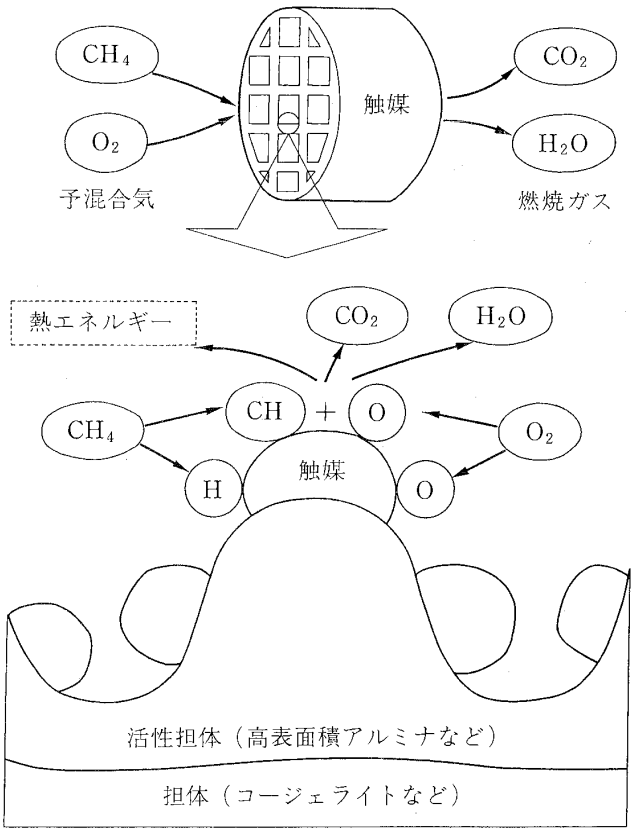


図1　触媒燃焼の原理

（平成7年3月29日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

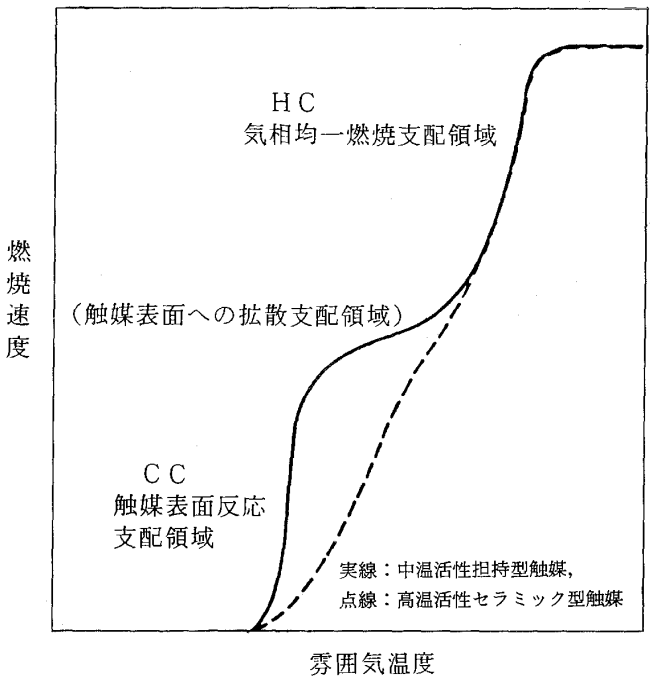


図2 高温触媒燃焼装置における触媒表面反応と気相均一相反応の支配領域の概念図

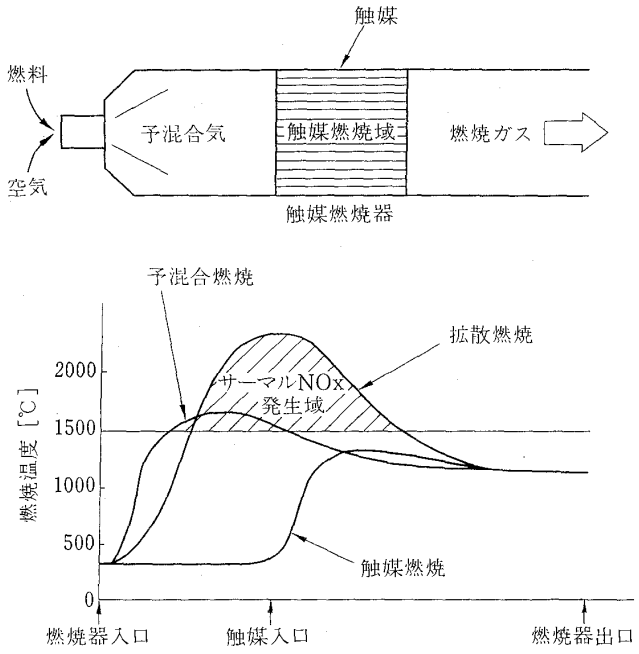


図3 触媒燃焼によるサーマル NOx 抑制の原理

炎燃焼では不可能な低いエネルギーで反応を開始でき，希薄燃料の燃焼も可能となる。

次に，ガスタービン用触媒燃焼器の基本構造，および触媒燃焼による NOx 抑制原理を図3に示す[2]。燃焼器内にハニカム形触媒が固定され，燃料と空気の混合気が触媒に供給される。触媒燃焼法を用いると，空気中の酸素と窒素が高温下で反応して生成するサーマル NOx の抑制が可能である。サーマル NOx の生成は温度依存性が強く，特に1500°C以上で急激に増加する。そこで，燃焼器内での高温域の減少がサーマル NOx 抑制の鍵となる。通常の燃焼方法である拡散燃焼では，燃焼器出口ガス温度が1300°Cの条件でも，火炎内に燃料と空気が当量となる領域が必ず存在するため，1500°C以上の高温域の発生は避けられず，サーマル NOx が多量に生成する。また，予混合燃焼では，安定燃焼が可能な程度の高燃料濃度の予混合気を燃焼し，その燃焼ガスを空気で希釈して所定の燃焼器出口温度を得る。または，保炎源として拡散燃焼式のパイロットバーナを用いて予混合燃焼を安定化させる。このため，1500°Cを超える領域が存在し，サーマル NOx が生成する。これらに対し，触媒燃焼では，所定の燃焼器出口ガス温度に相当する希薄予混合気を均一に燃焼できるので，1500°C以上の高温域が存在せず，サーマル NOx がほとんど生成しないと考えられる。

3．触媒燃焼器の開発状況

触媒の表面反応と表面からの熱による気相均一燃焼を組合せた高温触媒燃焼法は，1971年に William C. Pfefferle によって発明され[3]，以来触媒燃焼法のガスタービンへの適用に関する研究が，米国および我国を中心に進められている[4]。

筆者は1989年に触媒燃焼器の開発動向を本誌で紹介しているが[5]，その後も種々の燃焼システムが提案され，精力的に研究が進められている。以下にその代表例として，近年成果が公表された5件の研究概要を紹介する。

なお，これらは全て天然ガスを対象としている。

3.1 大阪ガス－東洋シーシーアイ－神戸製鋼所の開発状況[6]

大阪ガス㈱は，東洋シーシーアイ㈱，㈱神戸製鋼所と共同で，1500 kW までのコージェネレーション用ガスタービンへの適用を目指し，高温触媒燃焼システムの開発を進めている。図4に燃焼器の基本構成を示す。燃焼器は，部分負荷および触媒予熱を担う予燃焼部，主燃料を触媒に供給する予混合器，主燃焼を行う燃焼触媒部，空気をタービンにバイパスすることによって触媒への空気量

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

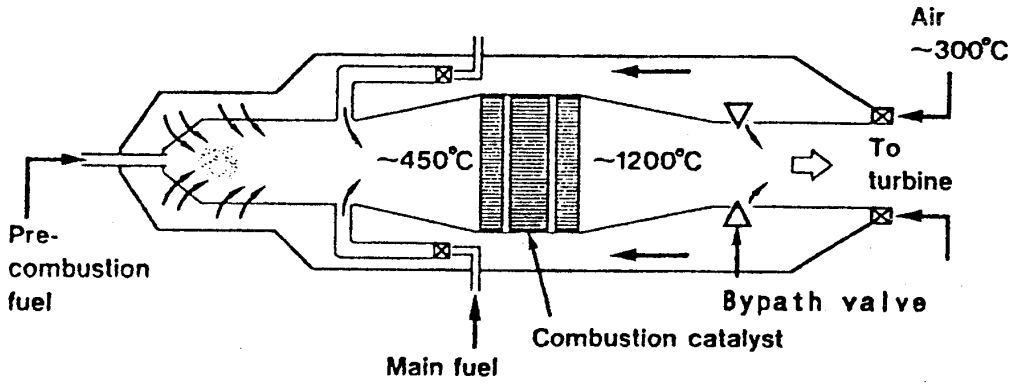


図4 燃焼器の基本構成
(大阪ガス－東洋シーシーアイ－神戸製鋼所)

を調整し,広い負荷範囲にわたって触媒への燃/空比を一定に保つバイパス空気弁により構成される。

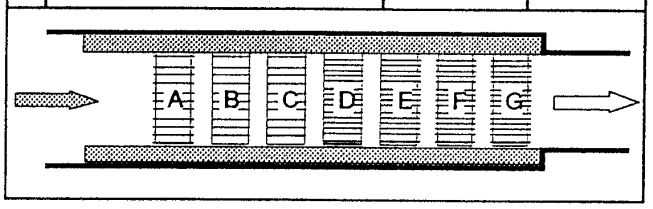
本技術の特徴は，九州大学荒井教授らが開発した高耐熱性触媒を用い，触媒部で完全燃焼させることにある。なお，タービン入口温度は1100°Cを目標としており，触媒は1200°Cに長時間耐える必要がある。

表1に触媒システムを示す。図3に触媒燃焼法における触媒の軸方向温度分布の典型例が示されているが，触媒の入口側は温度が低く，出口側が高温に上昇する。このため，前段に，耐熱性に劣るが反応活性の高い貴金属担持触媒，後段に，反応活性に劣るが耐熱性の高いマンガン置換ヘキサアルミネート触媒を配置している。なお，触媒(ハニカム）に加わる熱衝撃に耐えるために，触媒を分割し，各触媒を支持するホルダーシステム（図5）を採用している。

これらの基本構成による直径220 mmの触媒を用いた燃焼器を，圧力比8.5，定格出力160 kWのガスタービンに装着し，215時間の連続運転試験を実施した結果が報告されている。それによると，燃焼効率99%以上，NOx排出濃度40 ppm（0%O_2換算）以下，触媒温度はほぼ1100°Cを保持，燃焼器圧力損失は4%以下で，触媒および触媒ホルダにクラックは発生していない。なお，NOxはその大部分が予燃焼器から発生していると考えられる。

表1 燃焼触媒システム
(大阪ガス－東洋シーシーアイ－神戸製鋼所)

	Kind of catalyst	Cell number	Height
A B C	Precious metals-carrying cordierite honeycomb	200 cpi	20mm×3
D E	Mn substituted hexaaluminate ceramic honeycomb sintered at 1200℃	300 cpi	20mm×2
F G	Mn substituted hexaaluminate ceramic honeycomb sintered at 1300℃	300 cpi	20mm×2



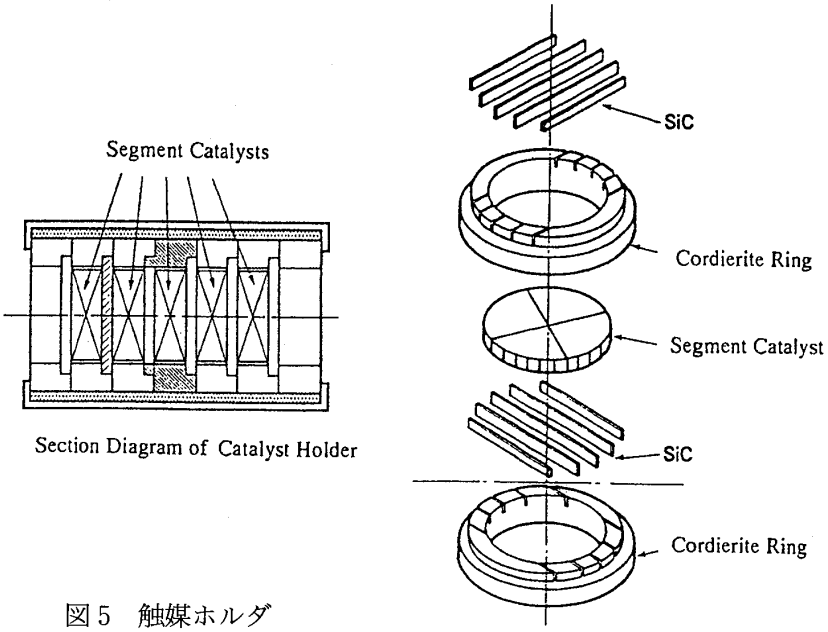


図5 触媒ホルダ
(大阪ガス－東洋シーシーアイ－神戸製鋼所)

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

3.2 キャタリティカー田中貴金属工業の開発状況[7]

Catalytica Inc. と田中貴金属工業㈱は共同で，図6に示すガスタービン用触媒燃焼システムの開発を進めている。このシステムは，入口触媒，出口触媒，気相均一燃焼域の3段で構成される。触媒を二段に分ける考え方は大阪ガス等と同様であるが，根本的に異なる点は，触媒では完全燃焼させず，その下流に，気相燃焼反応に必要な滞留時間が得られる空間を設け，そこで完全燃焼させる点にある。この方法によれば，

1．触媒温度を下げられるため，触媒活性の低下を抑制できる。
2．触媒の構造体（ハニカム）に加わる熱衝撃を軽減できる。
3．ガスタービンの高温化にも適応可能である。

などの長所がある。

本システムによる試験結果の一例を表2に示す。プリバーナ，直径76 mm，全長200 mmの触媒システム，気相均一燃焼域で構成される小型の試験装置を用い，GEのMS 9001 Eガスタービンの運転条件を模擬して試験を行っている。なお，触媒担体には金属担体を適用している。試験の結果，COおよびUHC（未燃炭化水素）は1 ppm以下，NOxは25～4 ppm（15%O_2換算）となり，このうち，触媒システムおよび気相均一燃焼域からのNOxは概ね1 ppm以下と報告されている。

3.3 ソーラータービン－エンゲルハードの開発状況[8]

Solar Turbines Inc.とEngelhard Corp.は共同で，10 MW級ガスタービン等への適用を目指し，図7に示す構造概念に基づいて触媒燃焼器の開発を進めている。燃焼器は，予熱用燃焼器，（触媒用）予混合器，触媒床，部分負荷用インジェクタ，および触媒後流燃焼器により構成される。さらに，燃焼用空気入口部に入口制御弁，部分負荷インジェ

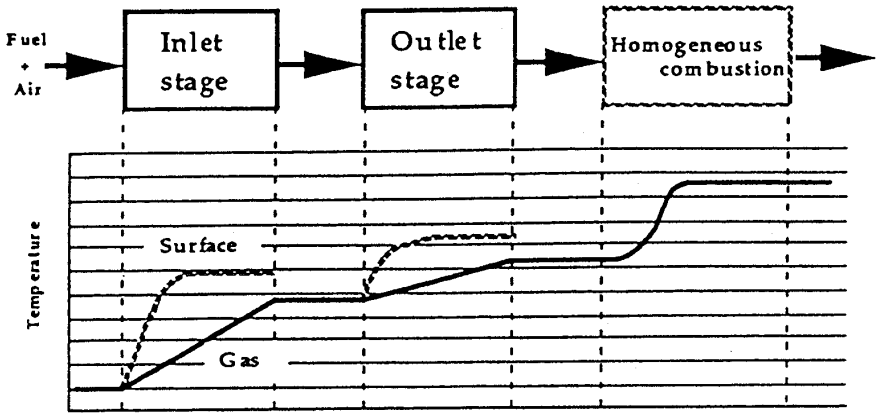


図6 触媒燃焼システム（キャタリティカー田中貴金属工業）

表2 GE MS 9001 Eガスタービンの模擬運転条件における試験結果
（キャタリティカー田中貴金属工業）

Test point	Air flow	Pressure	Preheater exit T	Preburner exit T	Combustor exit T	Catalyst ΔP	ISO NOx @15%02	CO	UHC
	kg/s	psia	°C/°F	°C/°F	°C/°F	%	ppm	ppm	ppm
Preburner only fired									
1	0.46	113	313/595	762/1404	715/1319	3.65	112	~2	~2
Transition of fuel to catalyst									
3	0.46	135	312/594	709/1308	894/1642	2.89	---	>3000	730
Base load operation (with preburner to supply minimum 450°C catalyst inlet temperature)									
6	0.45	147	306/582	567/1053	1166/2131	2.44	24.6	<1	<1
19	0.51	175	361/682	456/852	1198/2189	1.79	14.5	<1	<1
20	0.54	180	400/752	458/856	1196/2185	2.17	4.2	<1	<1

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

クタの先端部にパイロット燃料インジェクタが設置され，触媒後流燃焼器にはセラミックライナが適用される。

本燃焼器の運転方法は，まず部分負荷インジェクタを作動し，負荷が50%に上昇した時点で燃料および空気を触媒床側に転換する。なお，部分負荷インジェクタ先端のパイロットバーナは消火されず，燃料転換時の失火防止用に使用される。また，この時点で予熱用燃焼器が触媒予熱のために着火される。次に，尾筒への希釈空気と触媒床への空気の配分を制御しながら50～100%負荷の運転を行う。なお，触媒床のガス温度の設計点は980°C～1090°C，触媒後流燃焼器のガス温度の上限は1370°Cで，触媒では部分燃焼し，触媒後流で気相完全燃焼させる方式を採用している。

図8に示す，直径10 cmの触媒を用いた小型燃焼器による試験結果が報告されており，圧力9気圧，燃焼器出口ガス温度1399°CでNOx 8 ppm，CO 22 ppm，UHC 4 ppm（全て15%O_2換算），圧力損失4.5%の結果が得られている。なお，触媒後流に2本のSiCチューブをX状に装着し，燃焼安定性の向上を図っている。

3.4 東京電力－東芝の開発状況[9]

東京電力㈱と㈱東芝による1300°C，200 MW級実規模燃焼器の大気圧試験結果が公表されている。燃焼器の概念図を図9に示す。燃焼器は，予燃焼部（Z 1），予混合部（Z 2），触媒部（Z 3），気相燃焼部（Z 4）およびバイパスバルブで構成される。触媒は1000°C以下で使用し，触媒後流の気相燃焼部で完全燃焼させる方式であるが，前述の方式と異なる点は，触媒からの未燃ガス中に燃料を追加して燃焼させることにある。本方式の長所としては，触媒温度と気相燃焼温度を独立して制御できるため，触媒性能の変化への対応がし易いこと等が挙げられる。一方，NOxの増加を防ぐために，触媒からの未燃ガスと追加燃料との混合を十分図った後に気相燃焼させる工夫が必要となり，本燃焼器においてもその対策が施されている。

図10に試験結果を示す。なお，触媒は直径450 mmのパラジウム担持ハニカムを用いている。COが100～200 ppmと若干高いものの，NOxは3 ppm以下に抑制されている。

3.5 電力中央研究所－関西電力の開発状況[10]

最後に，当研究所と関西電力㈱が共同で実施し

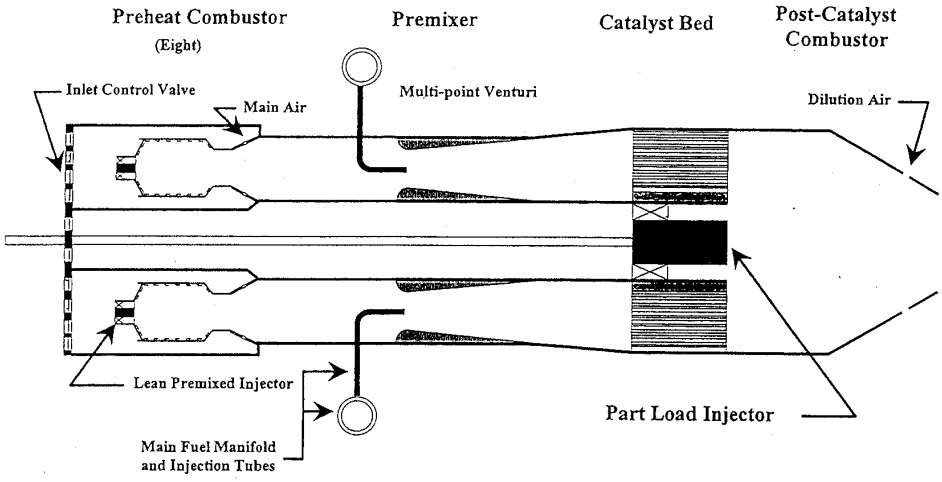


図7 燃焼器の構造概念（ソーラータービン－エンゲルハード）

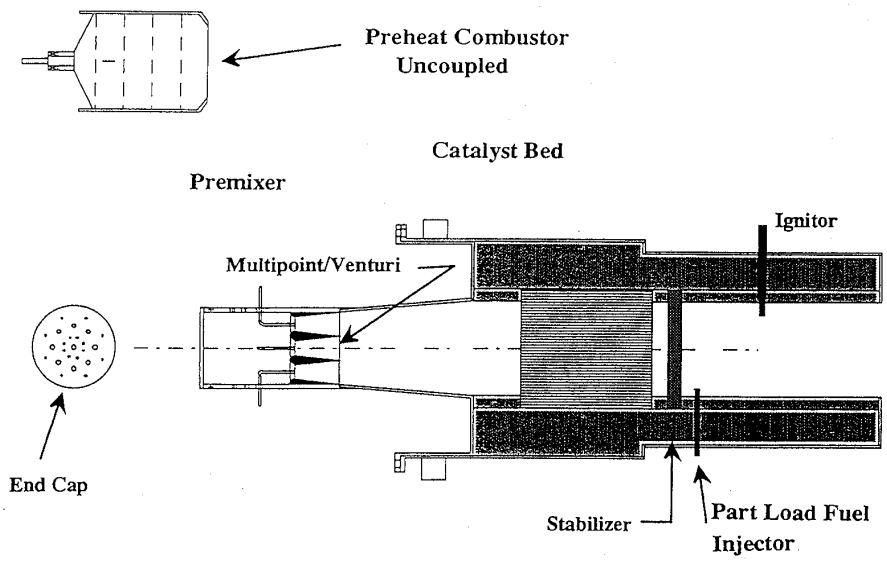


図8 供試小型燃焼器（ソーラータービン－エンゲルハード）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ている，1300°C，20 MW 級燃焼器を用いた研究状況を紹介する。図 11 に燃焼器の構造を示す。燃焼器は環状のプリバーナ，予混合器と触媒で構成される 6 本の触媒燃焼セグメント，6 本の予混合ノズル，予混合燃焼部（セラミック繊維型ライナを適用），およびバイパスバルブで構成される。なお，図11の左図の中心線から上は触媒燃焼セグメントの断面，下は予混合ノズルの断面を示している。本燃焼器の特徴としては，

1．触媒をセグメント化することによって，構造体としての信頼性が高い小型触媒を大型燃焼器に適用できること。
2．触媒燃焼セグメントと予混合ノズルを交互に配置することによって，触媒を 1000°C以下で使用し，触媒燃焼ガスに予混合ガスを追加して，触媒後流で気相完全燃焼を行えること。また，触媒後流にセラミックス製バッフルプレートなどの混合促進構造を設ける必要が無いこと。
3．燃焼用空気の一部が予混合ノズルに分配されるため，触媒の S. V.（空間速度）および圧力損失を低く保てること（触媒の反応条件を緩和できること）。

などが考えられる。

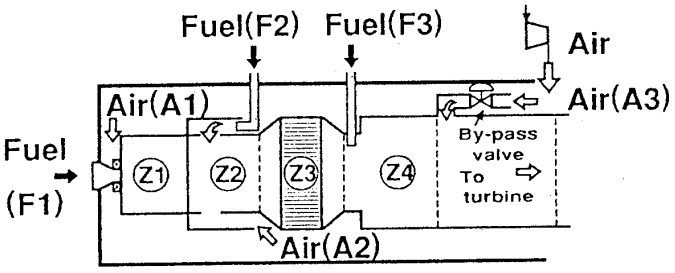


図 9　燃焼器の概念図（東京電力－東芝）

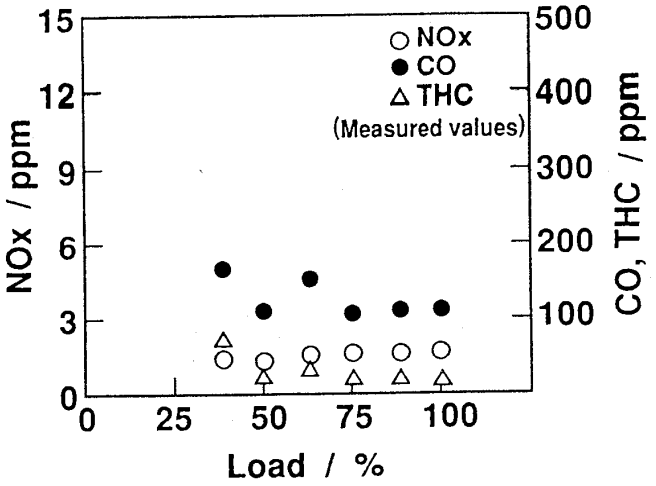


図 10　排気特性（東京電力－東芝）

図 12 に大気圧燃焼試験結果を示す。燃焼器出口ガス温度 1300°Cの条件で NOx 2 ppm（16%O_2換算），燃焼効率ほぼ 100%の性能が得られている。なお，NOx は大部分がプリバーナから発生している。

4．今後の課題

以上に紹介した燃焼器システムを大別すると，

1．触媒で完全燃焼する方式，
2．触媒では部分燃焼し，触媒後流の燃焼域で気相完全燃焼する方式，

に分類できる。さらに，上記 2 の方式には様々なバリエーションが存在する。いずれの方式につい

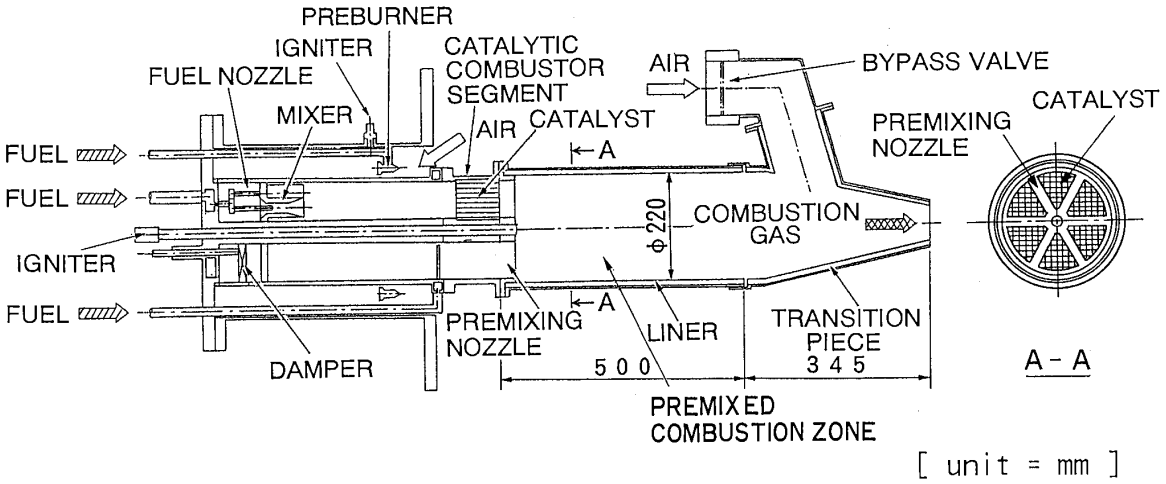


図 11　燃焼器の概略図（電力中央研究所－関西電力）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/25

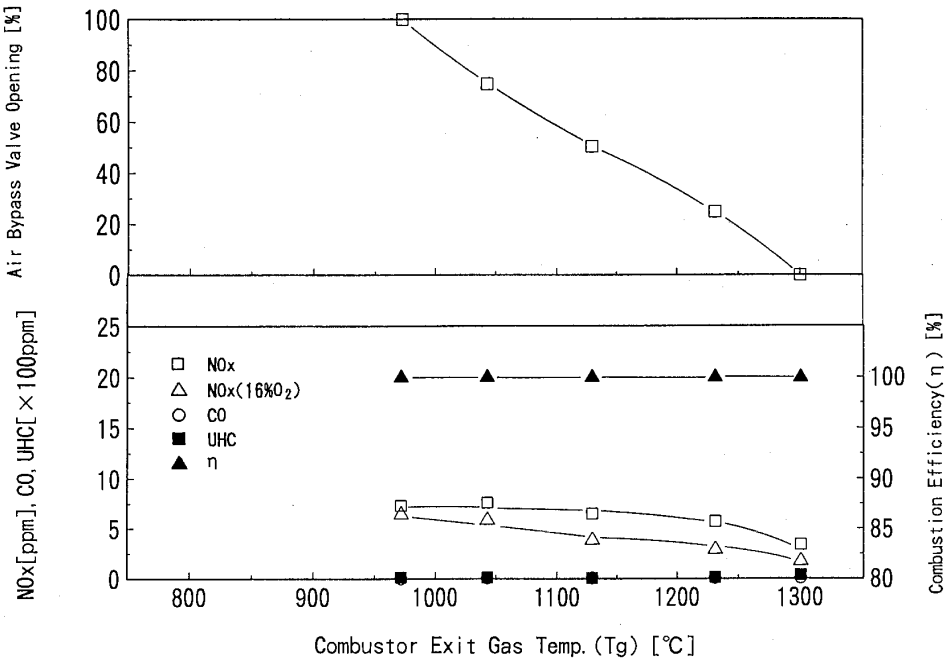


図 12 燃焼特性（電力中央研究所－関西電力）

ても，触媒予熱用バーナから発生する NOx の抑制が課題であり，そのためには，より低温で活性を示す触媒の開発が重要である。

また，特に上記 1 の方式については，触媒の使用温度が高くなることから，触媒の耐熱限界温度を超過しない制御法の確立，上記 2 の方式については，複雑なシステムへ対処できる制御法の確立が必要と思われる。さらに，実用化にあたっては，触媒および燃焼器システムの長期信頼性の確認が今後必要と考えられる。

5．あとがき

触媒燃焼法を利用したガスセンサ，脱臭装置，排ガス浄化装置等は既に実用化されているが，ガスタービン用触媒燃焼器は開発段階の技術であり，実用化はなされていない。しかし，触媒燃焼法は，NOx を 0 ppm に近づけるポテンシャルを有しており，今後の技術の進展が期待される。

参考文献

(1) 乾, 電気化学および工業物理化学, 57-10 (1989), p 949
(2) Decorso, S.M., Mumford, S., et al., ASME Journal of Engineering for Power (1977-4), p 159
(3) Pfefferle, W. C., Belg. Pat.814, 752 (1974-11-8) and U.S. Pat. 3,928,961 (1975-12-30), orig. filing 1971.
(4) ・Pfefferle, W. C., Carrubba, R. V., et al., ASME Paper No.75-WA/FU-1
・Anderson, D. N., Tacina, R. R. et al., NASA TMX-71747, (1975-6)
・Blazowski, W. S. and Walsh, D. E., Combustion Science and Technology, Vol.10, No.5/6 (1975)
・Krill, W. V., Kesselring, J. P. et al., ASME Paper No.79-GT-188
・Fukuzawa, H., Ishihara, Y., Proceedings of a 4th Workshop on Catalytic Combustion, EPA-600/9-80-035 (1980-8), pp 349-364
など
(5) 小沢, GTSJ, 16-64 (1989), 56
(6) Sadamori. H., Tanioka, T. and Matsuhisa, T., Proc. International Workshop on Catalytic Combustion (1994-4), p 158
(7) Dalla Betta, R. A., Schlatter, J. C., Shoji, T. et al., ASME Paper No.94-GT-260
(8) Cowell, L.H., and Larkin, M.P., ASME Paper No. 94-GT-254
(9) Furuya,T., Sakaki, K., Furuse, Y et al., Proc. International Workshop on Catalytic Combustion (1994-4) p 162
(10) Ozawa, Y., Fujii, T., Kikumoto, S. et al., Proc. International Workshop on Catalytic Combustion (1994-4) p 166

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ガスタービン用脱硝装置の技術動向

バブコック日立㈱　渡辺　洸
〃　竹内良之

1．まえがき

近年，電力需要の増加が著しく，これに伴い発電設備の建設も増えてきている。特にガスタービンと排熱回収ボイラ（以下 HRSG と記述）を組合せ，高効率を狙ったコンバインドサイクル発電プラント（以下 C/C プラントと記述）の建設が数多く計画されている。

一方，短工期での出力アップを狙い，既設のボイラにガスタービンを追設し，その排ガスをボイラの燃焼用空気に使用しプラント効率の向上も計った排気再燃型コンバインドサイクルプラント（以下排気再燃型 C/C プラントと記述）や，季節的なピーク電力に対する緊急対応策としてガスタービン単体によるシンプルサイクル発電プラント（以下 S/C プラントと記述）等も導入されてきた。

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$
$$6NO_2 + 8NH_3 \rightarrow 7N_2 + 12H_2O$$

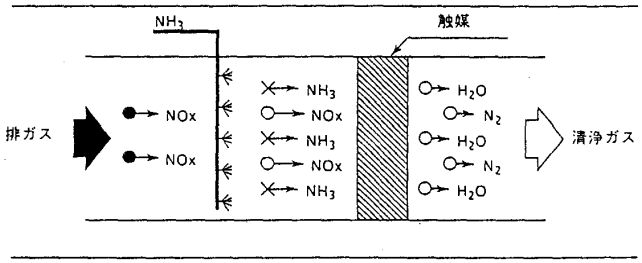


図1　プロセスの原理

いずれのプラントも高い負荷変化率を特徴とするガスタービンを使用するため NOx 濃度はもちろん，燃焼ガスの流量や温度も頻繁に変化する。

また他方では，環境規制値の強化から NOx 排出量を起動時や負荷変化時，停止時を問わず可能な限り低く抑えることが要求され，脱硝装置は図1に脱硝プロセスの基本原理を示す乾式アンモニア接触還元法をベースに，応答性の改善や高活性化，コンパクト化等に取組み急速な負荷変化に対する改善が進められてきた。

以下，これらプラントに採用した脱硝装置の技術について実績等を交え紹介する。

2．C/C プラント用脱硝装置

図2は，C/C プラント用脱硝装置の基本系統を示す。

C/C プラント用脱硝装置は，ガスタービンからの排ガスを処理するもので，通常，HRSG 内に位置する。設置位置は触媒の活性が最適となる温度

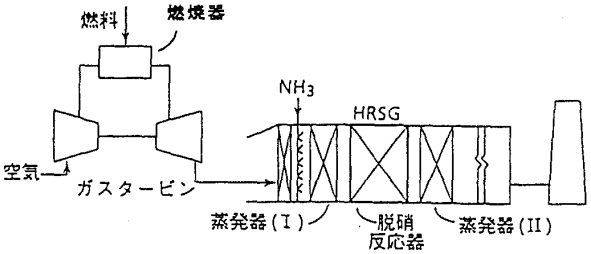


図2　C/C プラント用脱硝装置の基本系統

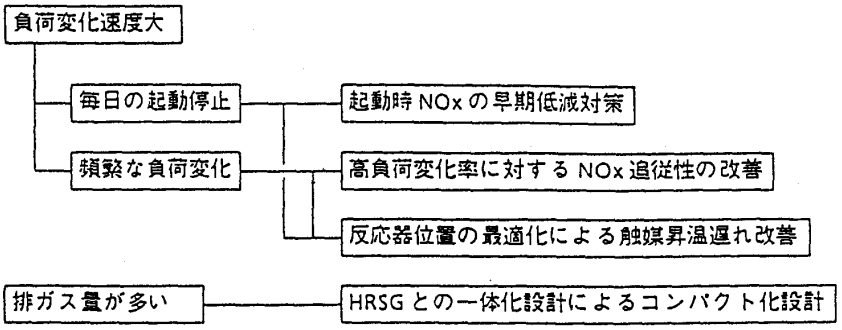


図3　脱硝装置の特徴と新技術

（平成7年3月25日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

域を選定し，一般には，蒸発器の中間または前後に設置する。

2.1 C/Cプラント用脱硝装置の特徴と採用新技術

C/C プラントは，従来の同容量ボイラに比べ処理するガス量が多く，かつ，負荷変化速度が速いため短時間に広範囲の運用が行える特長がある。

C/C プラント用脱硝装置はこれらの運転に対応するため，図 3 に示す各種の最新技術を採用し，取扱いの容易なプラントを構成している。以下これらについて詳述する。

(1) 毎日の起動停止に対する起動時 NOx の早期低減対策

C/C プラントは，その特徴から毎日の起動停止が避けられず，起動時 NOx の早期低減は重要な課題である。

図 4 は，採用触媒の温度特性と起動時 NOx のシミュレーション予測を示す。

使用温度域に適した低温活性の良い触媒を採用すると共に脱硝用 NH_3 の先行注入タイミングおよび，その注入量等を組み合わせ，NOx の早期低減に対し最適化を計っている。

(2) 高負荷変化率に対する NOx 追従性の改善

ガスタービン単体の負荷変化速度は非常に速いため，その変化に追従した瞬時のピーク NOx 低減は重要である。

図 5 は，採用触媒の反応時定数と脱硝反応器出口 NOx のシミュレーションデータを示す。

反応時定数が従来触媒に比較し非常に小さい触媒を採用すると共に NH_3 の先行注入ポイントを適正化することにより瞬時のピーク NOx を所定

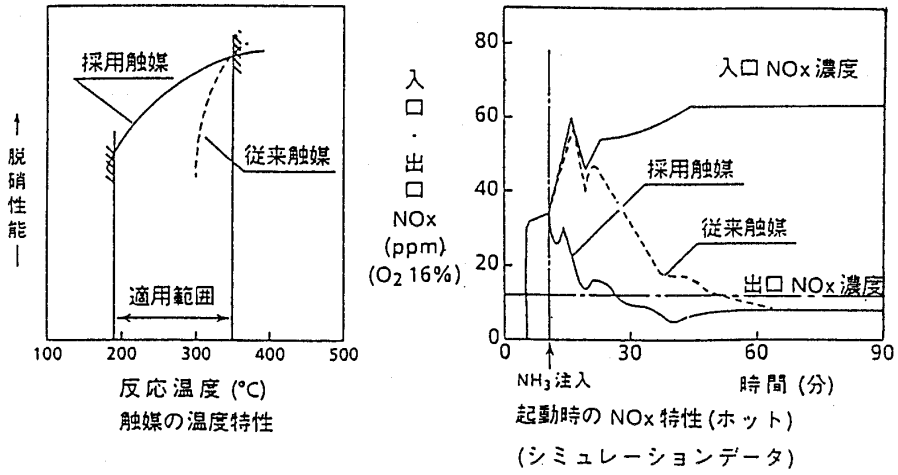


図 4 採用触媒の温度特性と起動時 NOx 特性

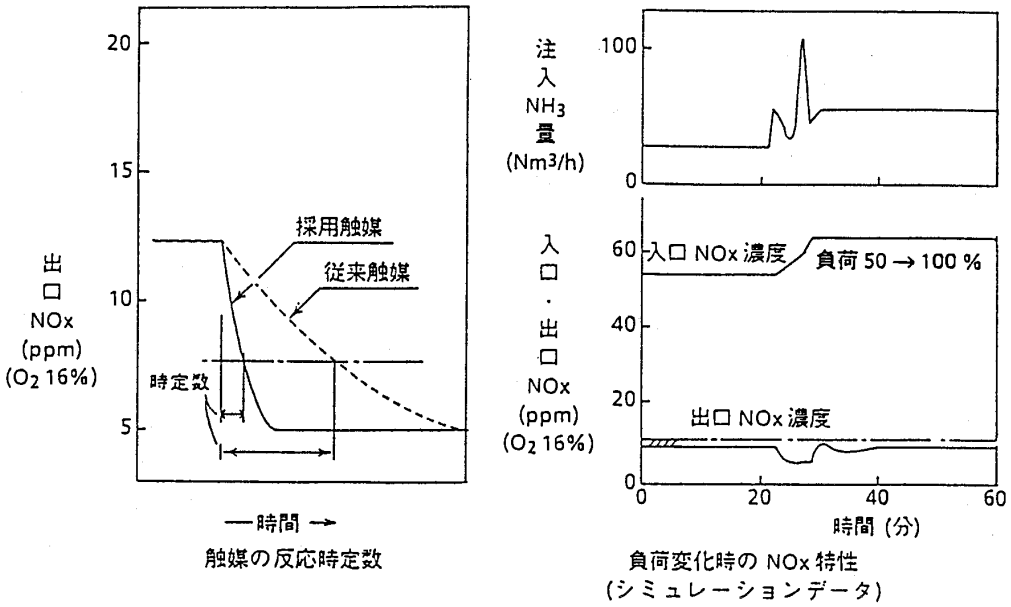


図 5 採用触媒の時定数と負荷変化時の NOx 特性

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

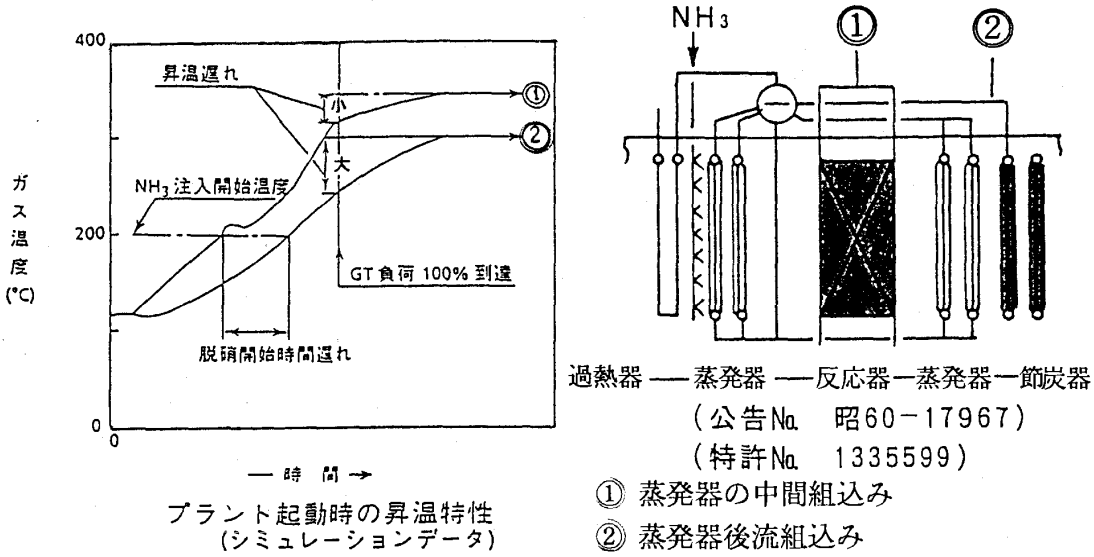


図6 反応器の最適組込み位置と起動時の昇温特性

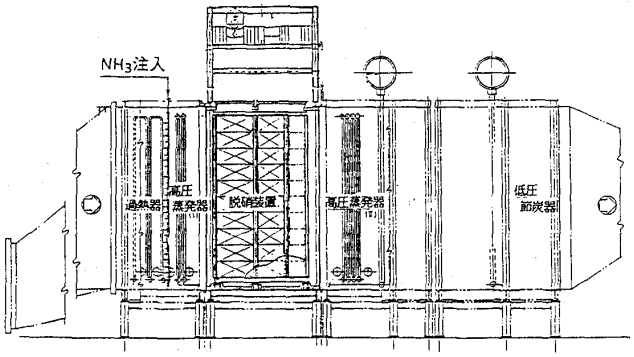


図7 脱硝反応器の配置

の濃度以下に制御している。

(3) 反応器位置の適正化による触媒昇温遅れ改善

触媒の活性はガス温度により左右されるため，いかに早く適正な反応温度に昇温するかが重要なポイントとなる。

図6は反応器の最適組込み位置と起動時の昇温特性を示す。

反応器の組込み位置を蒸発器の中間として起動時や負荷変化時の温度上昇を早め早期の NOx 低減を計っている。

(4) HRSG との一体化設計によるコンパクト化

C/C プラントは従来の同容量ボイラに比べ排ガス量が2～3倍と多いため，HRSG との一体化設計による反応器のコンパクト化が必要で，図7に示す様な触媒層の形状寸法や流路断面の統一および保温構造等細部にわたる協調を計っている。

2.2 運転実績例

図8は，最近のプラントにおける負荷変化時の

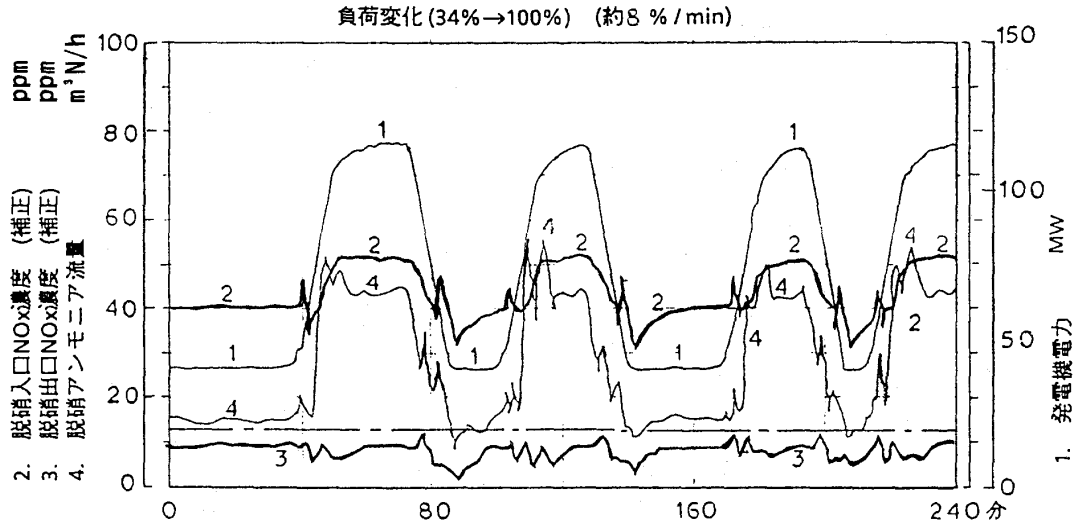
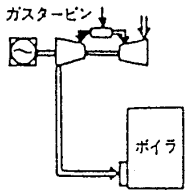
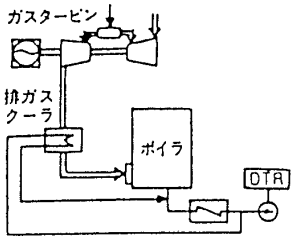
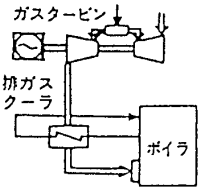


図8 負荷変化時の NOx 特性

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表1 排気再燃型C/Cプラントのシステム

	高温ｳｲﾝﾄﾞﾎﾞｯｸｽ方式	低温ｳｲﾝﾄﾞﾎﾞｯｸｽ方式	
熱回収	ボイラ	給水系	蒸発器
システム構成			

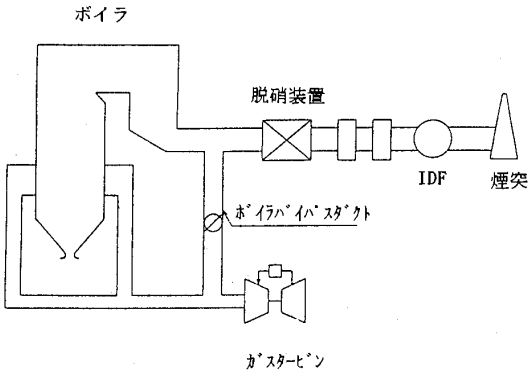


図9 排気再燃型C/Cプラント用高温ウィンドボックス方式脱硝装置の基本系統

運転実績例でガスタービン負荷を約8%/分で変化した場合の出口NOxを示す。

NH_3の先行過剰注入のタイミングと過剰注入量を適正化することにより瞬時のピークNOx抑制に対し良好な結果が得られている。

3．排気再燃型C/Cプラント用脱硝装置

表1は，排気再燃型C/Cプラントの代表的なシステムを示す。

図9は高温ウインドボックス方式用脱硝装置の基本系統を示す。

ガスタービンからの排ガスをクーラー等で冷却せず直接ボイラにて再燃焼させるため他の2方式に比較し温度的に最も厳しいシステムである。以下本方式をベースに排気再燃型C/Cプラント用脱硝装置について詳述する。

3.1 排気再燃型C/Cプラント用脱硝装置の特徴と採用新技術

排気再燃型C/Cプラントは，ガスタービン排ガスをボイラの燃焼用空気として使用することから，起動時にはボイラで発生する蒸気を，蒸気タービンの通気条件にマッチングさせるため，ガスタービン排ガスの一部をバイパス運用することが不可欠で以下の課題を克服する必要がある。

- 温度の異なるボイラ排ガスとガスタービン排ガスを混合するため脱硝装置入口ガス温度の偏差が大きい。
- ボイラ側NOxとガスタービン側NOx双方に対応した脱硝用NH_3注入量制御が必要。

これらの課題に対し採用した技術について以下記述する。

(1) 脱硝装置入口ガス温度偏差対策

プラント起動の都度，ボイラバイパス運用となることから，反応器構成部材の熱伸びにアンバランスが生じその結果として熱応力の局部集中による変形・破損に至ることが予想される。

そのため柱・梁及びブレース等の接合部は，図10に示す脱硝反応器断面の不均等な熱伸を吸収できる構造を採用している。

このことにより反応器構成部材の面内温度差が最大150°C発生した場合でも十分な耐力が確保される。

(2) NH_3注入方式の改善

NH_3注入量制御は，排ガス中のNOx量に見合ったNH_3量を注入することであるが，ボイラ排ガス及びガスタービン排ガス各々へのNH_3注入方式では制御系が複雑になるとともに，反応器入口のモル比（NH_3/NOx量の比）がバラツキ，

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

かえって平均脱硝性能を低下させることになる。

これらに対応するため脱硝装置出口 NOx 一定制御をベースとした NH_3 注入量制御をすることにより，主流のボイラ排ガス系に NH_3 注入した後で NH_3 無注入のガスタービン排ガス系との排ガスを混合させ，モル比の均一化を計るものである。排ガス混合器構造を図 11 に示す。

3.2 運転実績例

図 12 は排気再燃化改造プラントにおける起動時特性（ウォームスタート（32 hr 停止））の運転実績例を示す。

ボイラ点火後にアンモニア注入開始条件が成立し，注入後 10 数分で煙突入口 NOx（＝脱硝出口 NOx）が低下することが確認され，以降全負荷までの起動過程においても環境規制を満足する良好な結果が得られている。

また，反応器部材の温度分布も起動/停止過程および，停止時の特殊操作（炉内パージ等）を含めて予想された温度差内にあり，反応器耐力が十分に確保されている結果が得られた。

4．S/C プラント用脱硝装置

4.1 S/C プラント用脱硝装置の基本系統と特徴および採用新技術

図 13 に S/C プラントの基本系統を示す。

前述した C/C プラント用脱硝装置は HRSG の中程約 300～400°C の温度域で使用されるが，S/C プラント用脱硝装置は約 500～600°C もの高温度域で使用される。従って，S/C プラント用脱硝装

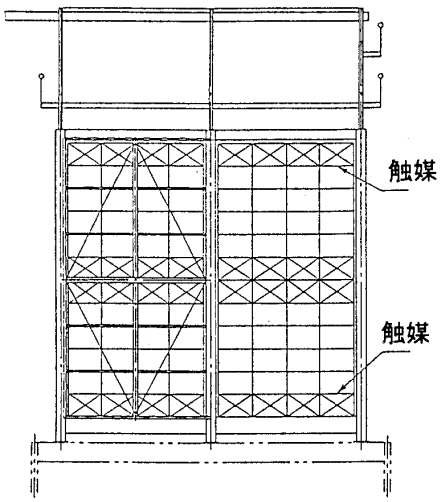


図 10 反応器断面構造図

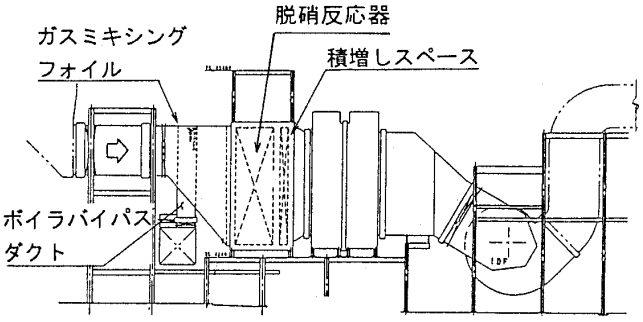


図 11 機器配置図

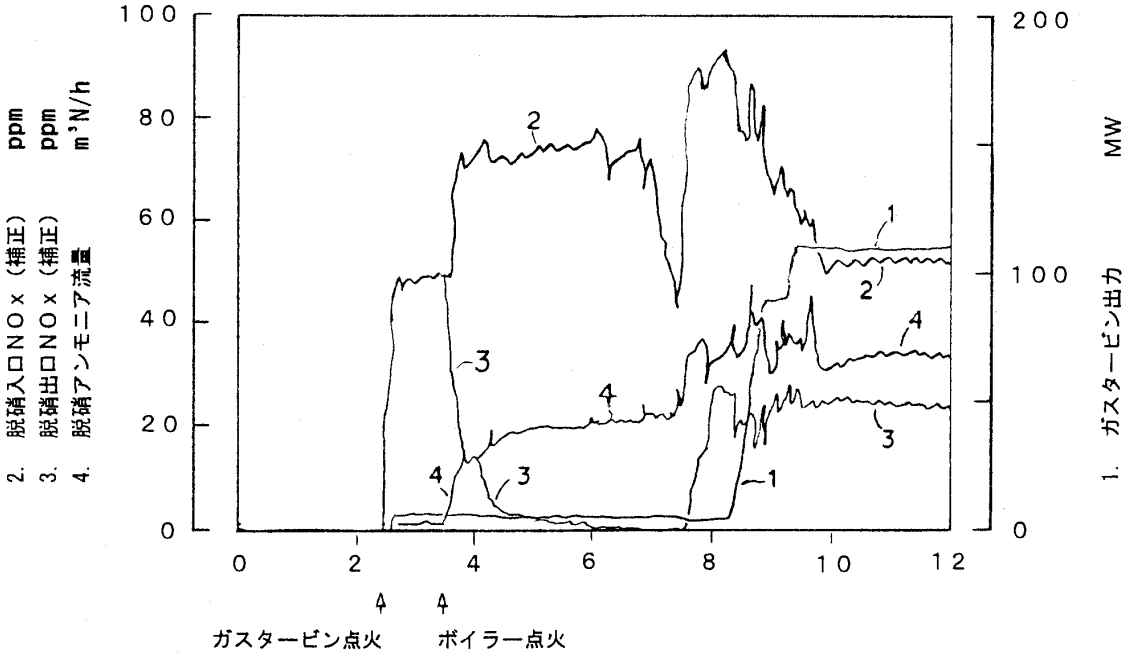


図 12 ウォームスタート時の NOx 特性

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

置の脱硝触媒に要求される主な特性としては

・還元剤として添加されるアンモニアに対する酸化活性が低いこと。

・500°C 以上の高温でも高い脱硝性能を有すること。

・高温下での急激な熱サイクルに対する強度，耐久性に優れ，長時間の運用にも耐え得ること。

等で以下これらの特徴について詳述する。

(1) アンモニアの酸化活性改善対策

C/C プラントに於ける 300～400°C の中温度域では，下記(1)式に示す脱硝反応のみが起こり，排ガス中の NO はアンモニアで還元されて N_2 と H_2O とに分解される。

しかし，500～600°C の高温度域では副次的に下記(2)式に示すような還元剤であるアンモニアの酸化反応が生じ，アンモニアを脱硝反応に有効活用できなくなり，脱硝性能が低下する現象が生じる。

そのため，この反応をいかに抑え込むかが高温脱硝触媒開発のポイントとなる。

脱硝反応: $4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$ ……(1)

NH_3 酸化反応: $4NH_3 + 5O_2 \rightarrow 4NO + 6H_2O$ ……(2)

図 14 は，各種触媒の 550°C におけるアンモニア酸化率の比を示す。

「中温触媒」，「従来型高温触媒」，「改良型高温触媒」の 3 種の触媒を比較したものであるが，改良型高温触媒は格段にアンモニアの酸化活性が低くなっていることを示している。

(2) 触媒の高温度特性改善対策

図 15 は，各種触媒の温度特性を示す。

中温触媒と高温触媒との特性を比較すると，中温触媒では活性のピークが 350°C 近辺にあるのに対し，高温触媒では 500°C 近辺までピークが高温側に移動している。また，改良型高温触媒は従来型高温触媒より，大巾に性能が向上しているが，これは単に触媒自体の脱硝活性を改善したのみならず，先に述べたようにアンモニアの酸化活性を大きく抑え込んだことによるものである。

(3) 高温触媒の耐久性

図 16 は中温触媒と高温触媒に対する高温下での耐久性を調べた結果で，実機の排ガスに挿入されたサンプル触媒の脱硝性能を示す。

中温触媒は 550°C もの高温下では，ごく短時間の運転で活性が大きく低下する。これは主に触媒の熱劣化によるものである。

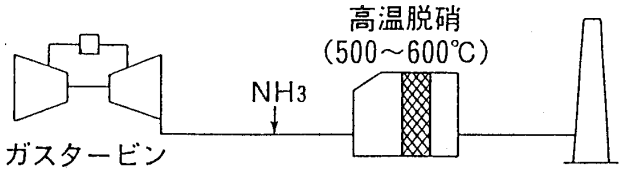


図 13 S/C プラント用脱硝装置の基本系統

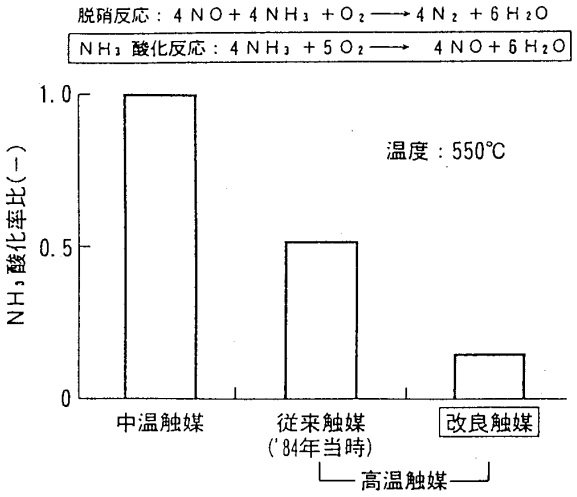


図 14 触媒の NH_3 酸化

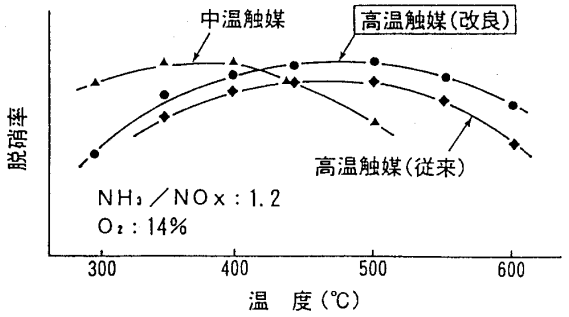


図 15 脱硝触媒の温度特性

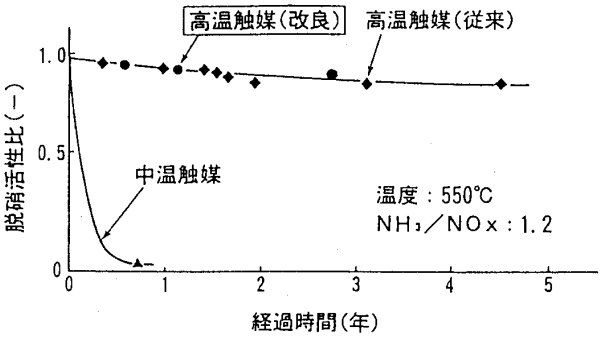


図 16 脱硝触媒の実ガス耐久性試験結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

一方，高温触媒は約5年間におよぶテスト後でも十分な活性を維持しており，高温下での急激な熱サイクルに対し優れた強度，耐久性を持っていることを示している。

また，改良型高温触媒についても，数年にわたる実ガス試験を実施し，従来型の高温触媒と同様の経時変化を示すことを確認している。

4.2 運転実績例

表2は実機プラントの計画仕様を示す。

脱硝入口 NOx は50ppm，出口 NOx は20ppm以下，脱硝効率は60%以上となっている。これら3基の実機プラントの特徴としては

・ピーク対応の発電設備であること。
・負荷変化率が大きいこと。(8～12%/分)
・停止〔待機〕期間の長い設備であること
(ピーク対応ということで稼動率10%程度)
・建設工期が短いこと。(約13ヶ月)

等があげられる。

図17は実機高温脱硝反応器の構造を示す。

脱硝反応器は，ガスタービン排気消音器の後流に配置し横型水平流の自立方式を採用している。触媒は反応器上部より搬入し，順次積み重ね触媒層を形成させている。

特に排ガスが高温であり，しかも起動・停止時

表2 計画仕様

	納入先	Aプラント	Bプラント
ガスタービン	出力 (MW)	41.7	127
	GT NOx対策	水噴射方式	低NOx燃焼器
	燃料	都市ガス	LNG
	員数	2	1
高温脱硝装置	排ガス流量 (m^3N/h)	415,880	1,201,500
	排ガス温度 (℃)	534	551
	入口NOx (ppm)	50 ※	50 ※
	出口NOx (ppm)	20 ※	20 ※
	出口NH_3 (ppm)	20 ※	20 ※
	脱硝率 (%)	60	60

※印は$O_2$16%ベース

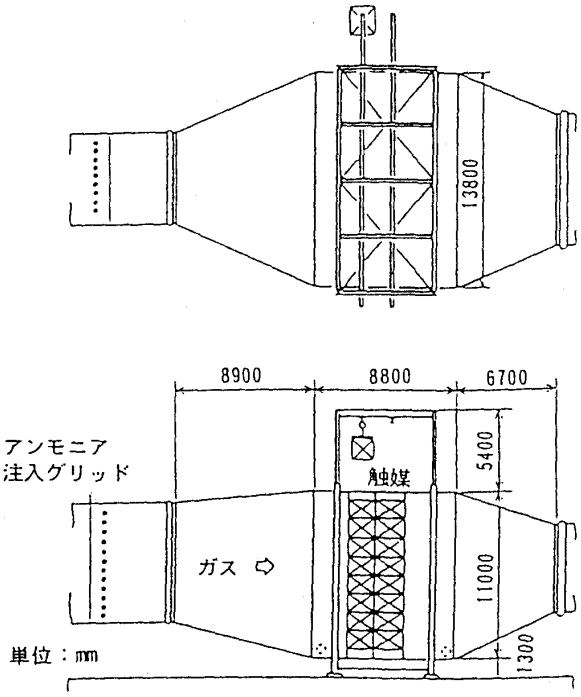


図17 高温脱硝反応器

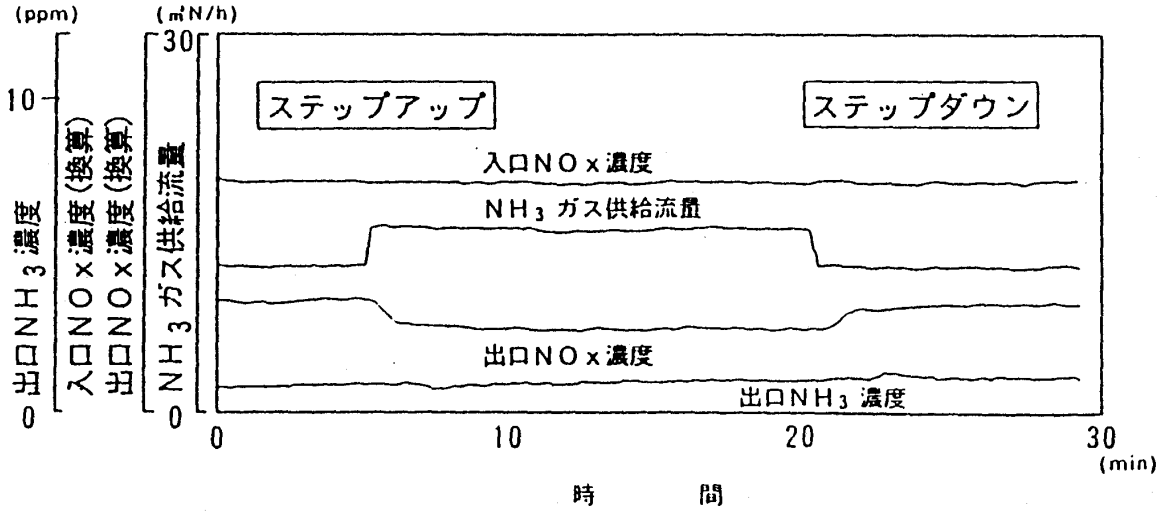


図18 NH_3 流量ステップ変化時の応答性能

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

の急激な温度上昇・降下に伴う熱伸び差を吸収するため，本反応器の設計には特別な配慮を払っている。即ち，

・反応器並びにダクトは内部保温方式とした。
・高温にさらされる部位には，高温強度材料を採用した。
・熱伸び差が予想される部位には，熱伸び吸収構造を採用している。

図18は，高温脱硝装置の反応応答性の一例を示す。

ガスタービン負荷，ガス温度，並びに入口 NOx 濃度を一定にし，アンモニア流量をステップアップ並びにステップダウンした時の応答性を示すものである。

高温触媒の応答性は，中温触媒と同等以上であることが確認でき，また，ガスタービンの急激な負荷変動にも十分対応できることが確認できた。

5．今後の動向

NOx 等の環境規制は今後とも一段と厳しい方向にあり発電設備の立地条件を克服しプラント建設条件をクリアするためには，プラントからの排出 NOx をさらに低減することが要求される。一方，ガスタービンは高効率を目指した高温化にあり出口 NOx は増加の傾向にある。これらは脱硝性能のさらなる向上の必要性を意味し低圧損で，より低いプラント出口 NOx が達成できる高効率脱硝システムの開発と早期の実用化が今後の課題となろう。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

RECENT RESEARCH ON TURBOMACHINERY -VKI TURBOMACHINERY DEPARTMENT (1)

F. A. E. Breugelmans

FOREWORD

This text has been prepared using selected topics presented at a seminar held in the Sanjou Kaikan, the University of Tokyo in November 1994, under the JSPS sponsorship.

The items chosen have a relation to the aerodynamic and thermal problems in gas turbine components.

Four main lines are developed and illustrated in the selection:

-the VKI has an important activity in heat transfer studies for internal and external blade cooling, using linear and annular geometries in facilities of the isentropic compression tube principle.

-the study of unsteady flow behavior at different scales, on the blade surfaces, in the wakes, of the rotating stall and surge type has been the object of a constant effort.

-the development effort in instrumentation is guided by the experimental investigations on one side and pursued as a goal in itself, with long term applications on the other side.

Emphasis is put on the code validation aspects of the planned experiments.

-the recent numerical investigations are concentrated on the development of inverse methods for two and three dimensional blade design and on unsteady flow calculations for interaction effects between rotating and stationary parts.

These research topics are carried out under the supervision of Prof. C. Sieverding, Prof. R. Van Den Braembussche, Prof. T. Arts and the author. Their continuous effort is especially acknowledged.

The sponsorship of JSPS and the hosting of University of Tokyo during the October -November 1994 period are gratefully acknowledged.

(平成7年3月30日原稿受付)

I. HEAT TRANSFER.

The development of efficient turbine cooling mechanisms is today an indispensable part of modern aero-engine turbine design. From the thermodynamic point of view, the performance increases with cycle operating temperatures to higher specific output and increased cycle efficiency. The level of turbine entry temperature nowadays ranges between 1500 and 1800 K. These temperatures are mainly limited by the thermal characteristics of blade, endwall and disk material. One classical way to overcome this limitation is the use of various cooling techniques to maintain the temperature of the different components and therefore their lifetimes within acceptable limits.

The heat transfer studies cover the internal cooling passages with rectilinear and sharp curved channels using the liquid crystal technique. The external heat transfer around turbine blades is studied in rectilinear two dimensional cascade models and three dimensional annular cascade configurations. The nozzle-rotor combination is in preparation. Full simulation of the thermodynamic and aerodynamic parameters can be performed in two isentropic compression tube facilities.

I.a. Aero-thermal optimization of Convective Cooling Channels

The present work contributes to a better understanding of one of these cooling mechanisms, namely the internal forced convection

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

cooling. The research is focused onto rectilinear channels, whose internal geometry is altered by the introduction of ribs, used as turbulence enhancers. A correct Reynolds number similarity is maintained. The aerodynamic investigation is performed with the help of Laser Doppler Velocimetry, Hot Wire Anemometry and Static Pressure Taps, while the Wall Temperature and Convective Heat Transfer distributions are obtained by means of a stationary Liquid Crystal method.

Local aerodynamic measurements of the velocity field, turbulence quantities, Reynolds stresses, shear stresses and turbulence intensity and static pressure distribution on the walls are performed to provide a better description of this type of flowfield. A Reynolds number similarity is maintained by keeping Re=35000 to 65000. The straight channel walls are, in addition, roughened with ribs, or turbulence enhancers, in order to increase the convective heat transfer levels. The influence of different rib configurations, namely, pitch to height ratio (p/e=6, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16), rib height to hydraulic diameter ratio (e/Dh=0.1, 0.05 and special shaped obstacles), the angle of attack of the rib to the main stream flow (30, 45, 60, 90 deg) and the variation of the Reynolds number on the flowfield (between 35000 and 65000) is investigated by means of hot wire anemometry with different probes and by means of surface static pressure taps. The aerodynamic results are compared to the literature and a good agreement was found. This investigation led not only to a detailed characterization of the different flow features but also to the validation of measurement techniques and data reduction procedures as applied to high turbulence intensity flowfields.

The local isotherms are quantified by means of liquid crystal thermometry; it makes use of a liquid crystal solution, sharp bandpass optical filters, a B/W CCD camera and an image processor. As the investigation is conducted with a constant heat flux boundary condition, wall temperatures are directly linked to the heat transfer coefficients. Attention is also paid to the pressure drop induced by the turbulence promoters. Effect of the following geometrical parameters are considered: pitch to riblet height and riblet inclination angle. Two additional configurations are also investigated with respect to heat transfer enhancement and pressure drop, namely 45 deg shaped ribs with rectangular and trapezoidal cross section and 45 deg broken ribs (alternate positioning or "herringbone" configuration). This investigation leads to the conclusion that the highest overall heat transfer rate is obtained for 45 deg V-shaped ribs (in the shape of the letter V) opposed to the flow direction whereas the best thermal to hydraulic performance is obtained for 45 deg broken ribs opposed to the flow direction.

In addition, a careful interpretation of the heat transfer coefficient isolines in conjunction with aerodynamic results in the channel will help to understand the important parameters for appropriate turbulence models and help for the validation of computer codes.

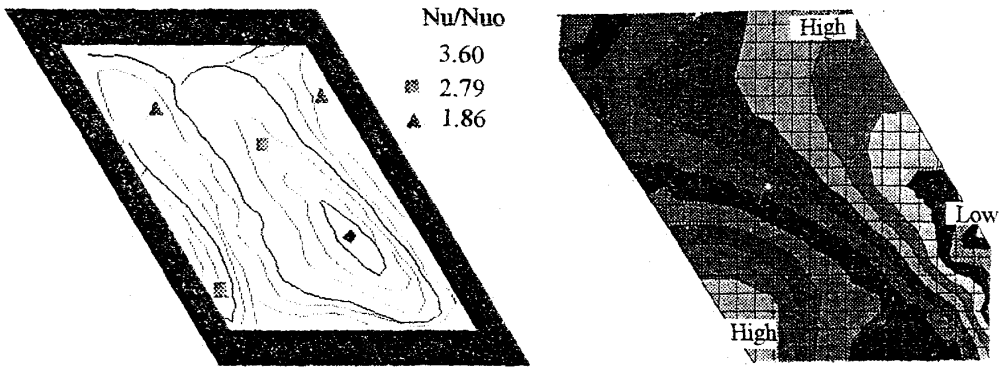
The Nusselt number and pressure distribution in between inclined ribs are shown as example for the aerodynamic and thermal investigation of the multiple geometrical configurations. Important enhancement of the heat transfer is observed (figure 1. a) for square ribs at a Reynolds number of 35000. The aerodynamics of inclined ribs in a V-shape formation does indicate strong vortical motion with large radial velocity components.

I .b. Aerodynamics and Heat transfer of sharp angle return flow channels

The complete channel of the "serpentine" type shows a series of sharp bends. This effect is investigated in a two channel model.

Velocity and turbulent normal stress mea-

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.



Ribbed wall Nu/Nuo distribution Ribbed wall P_{static} distribution
for 60deg rib inclination
(P/e=10, square ribs, Re=35 000)

Fig. 1.a Rectilinear cooling channel. Nusselt number and static pressure distribution.

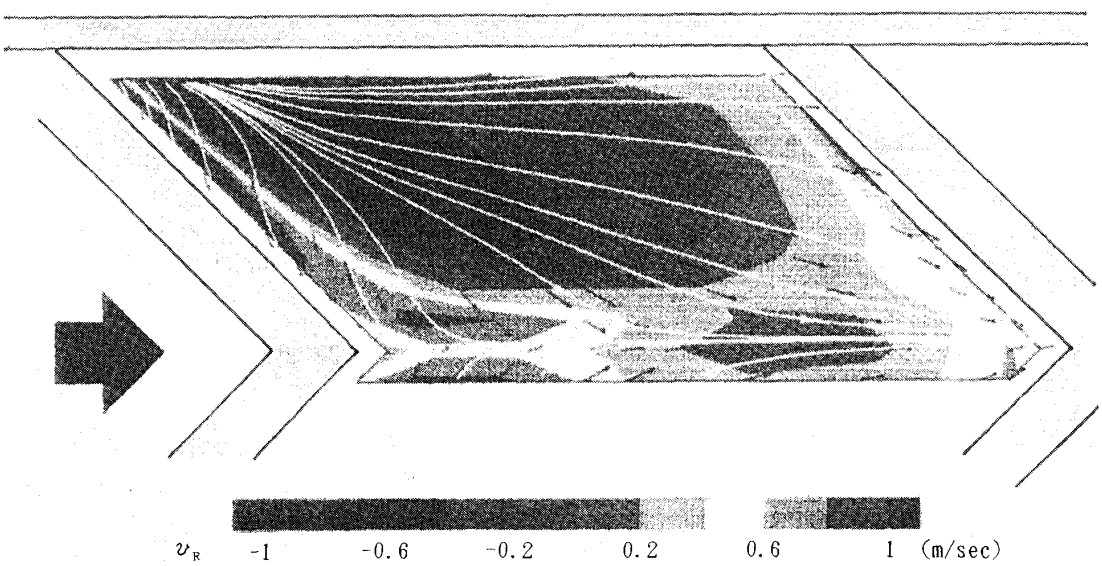


Fig. 1.a′ Rectilinear cooling channel. Near wall radial velocity component (v_R).

surements were made in a two passage return flow channel at a Reynolds number of 35000 using a two component LDV, Fiber Flow System on loan from Dantec. The processed data gave a detailed map of characteristic flow features in this type of channel. The study is extended to different Reynolds numbers and geometrical configurations which are altered by the introduction of ribs as turbulence enhancers. Guidelines for the location and geometry of these ribs were gained from a parametric aerodynamic and thermal study on ribs in a straight square channel.

The development of a new on-line post processing algorithm for the X-hot wire signals and the development of a new rotated slanted hot wire probe was necessary. The X-hot wire probe and the rotated slanted hot wire probe are validated with LDV measurements in the return flow channel equiped with ribs. These LDV measurements for different rib configurations of special interest and additional surface pressure scans will conclude the aerodynamic investigation. The heat transfer coefficients are determined by means of a stationary liquid crystal method. The heat transfer measure-

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

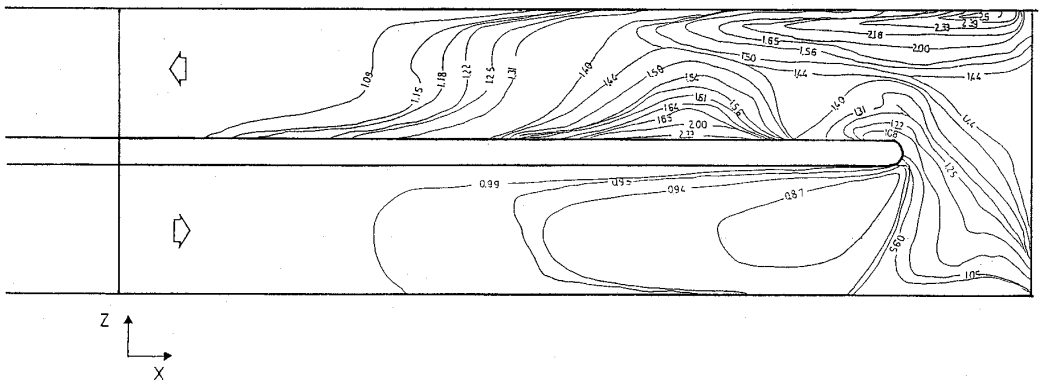
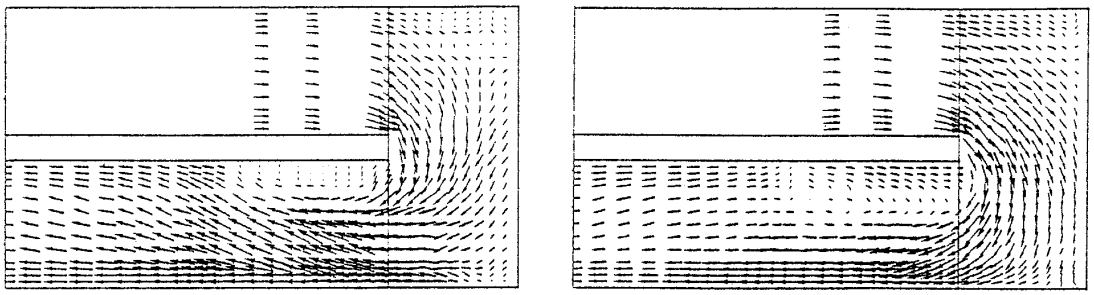


Fig. 1.b Sharp angle return channel. Nusselt number distribution.



Extension of separation bubble close to bottom wall and in midsection
(Presented at AGARD 73rd FDP Symposium on Wall Interference and Flow Field Measurements in Brussels, Oct. 1993)

Fig. 1.b′ Sharp angle return channel. Aerodynamics.

ment on the bottom as well on the side walls of the straight and return flow channel complete the thermal investigation.

The careful interpretation of the heat transfer coefficient isolines in conjunction with the aerodynamic results in the return flow channel will help to understand the important parameters for appropriate turbulence models and will be available for the validation of computer codes.

The flow separation in the 90 degree return channel is illustrated by the velocity field near the bottom wall section and the modified Nusselt number distribution on the bottom wall of the liquid crystal covered channel is shown (figure 1. b).

I .c. Aero-Thermal Performance of a Two-Dimensional Film-Cooled High Pressure Turbine Nozzle Guide Vane

This research program finds its motivation in the development of a reliable and accurate test case for the validation of numerical solvers used for turbomachinery inviscid and viscous flow computations. It is a direct follow-up of the work on the aero-thermal characteristics of a highly-loaded transonic turbine guide vane mounted in a linear cascade arrangement. This investigation was performed in 1994 on an uncooled blade. The blade performance is based on velocity, convective heat transfer, losses and angular deviation measurements. These measurements were performed in the Isentropic Compression Tube Facility CT2. This wind tunnel correctly simulates the free-stream Mach and Reynolds numbers as well as

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

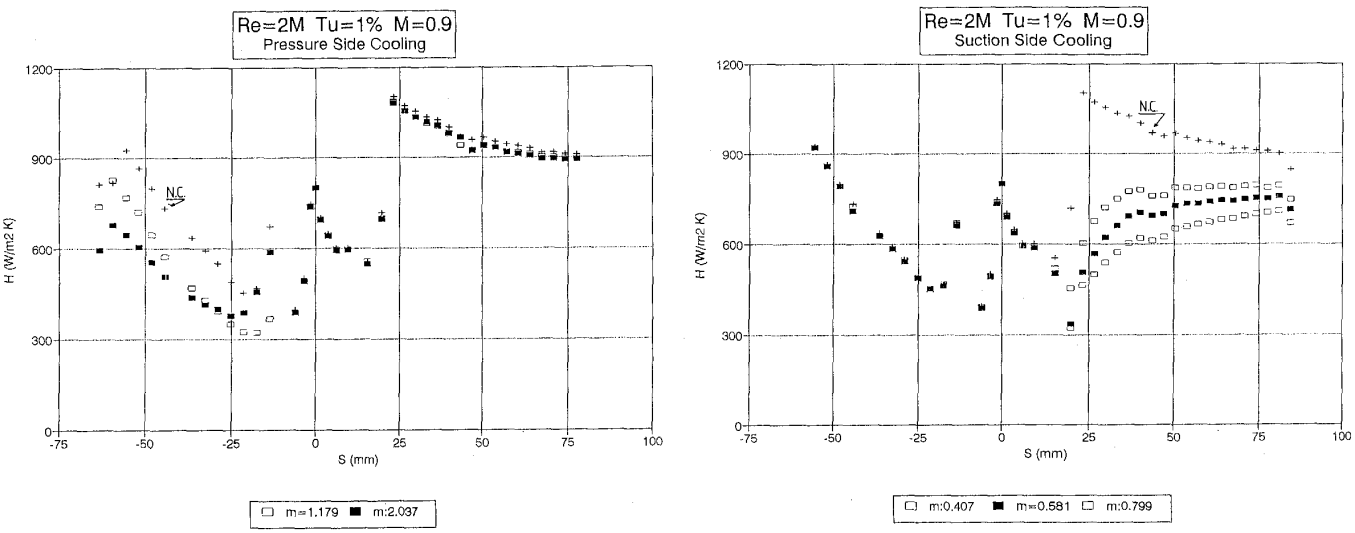


Fig. 1.c Turbine nozzle blade. Film cooling on pressure and suction side.

the gas-to-wall temperature ratio. A number of researchers used this VKI test case in the validation procedure of their inviscid and viscous flow solvers.

The aim of the present effort was to add the effect of film cooling to the already investigated flow parameters. Two independent film-cooling configurations were implemented, two staggered rows of circular holes were drilled on the suction side and two other rows on the pressure side. A complete test program has been planned to quantify in great details the aero-thermal performance of this cooled linear blade row from Schlieren flow visualizations, blade velocity and convective heat transfer distributions, downstream loss and deviation profiles.

The different parameters of this investigation are the upstream turbulence intensity, the mainstream Reynolds and Mach numbers, the coolant mass flow and temperature. The figure 1. c presents the heat transfer distributions obtained along the blade surface, suction and pressure side, for different film coolant mass flow rates varying from 0.407 to 1.179 at nominal freestream conditions. The Reynolds number is two million and outlet Mach number 0.9. The reference case at no film cooling is represented by the curves NC.

I .d. Three Dimensional Heat Transfer and Aerodynamic Characteristics of a Transonic Nozzle Guide vane

This research program was carried out as an extensive collaboration between Industry and VKI to determine the aerodynamic and heat transfer characteristics of annular HP turbine nozzles and endwalls. The tested geometry was selected to be representative of modern aerodynamic designs and considered to be a general demonstration test case. This flow was by definition three-dimensional and the viscous effects in the endwall region considerably augmented the three-dimensional character. The blade velocity distributions were obtained from local static pressure measurements along blades and endwalls, whilst heat transfer evolutions were determined with the help of platinum thin film used in a transient mode. More than 500 measurement points were distributed along 7 sections of the airfoil, as well as along the inner and outer platforms. Upstream gas temperature, pressure and turbulence intensity as well as downstream loss and deviation profiles were determined. Subsonic and transonic flow regimes were considered. More than 1100 runs were performed with this model and extensive

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

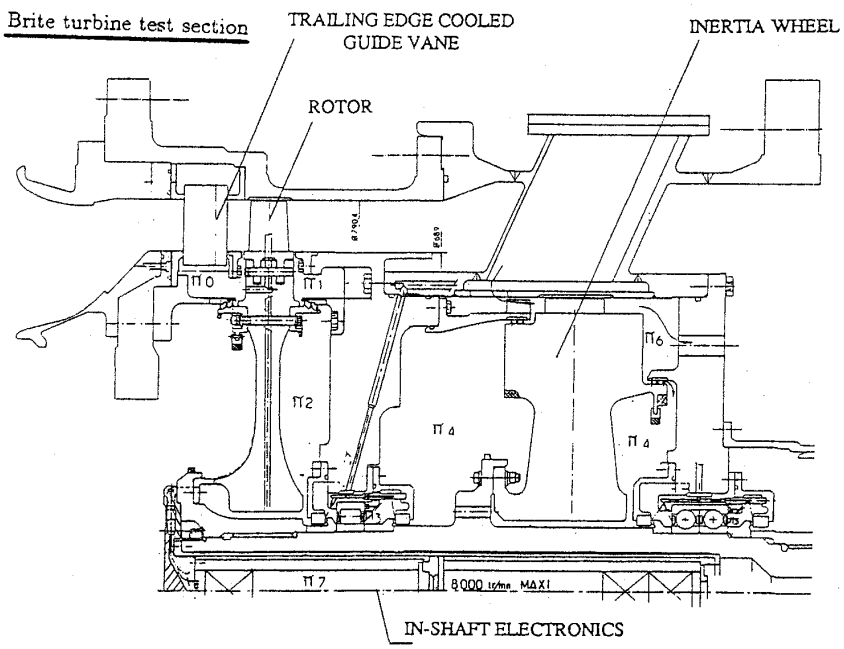


Fig. 1.d Full turbine stage model for heat transfer studies.

comparisons were also made with a 3D Navier-Stokes solver. This facility is currently being equipped with a nozzle-rotor combination for unsteady heat transfer studies and the layout is presented in figure 1. d.

II. MEASUREMENT TECHNIQUES

The experimental research requires a permanent development of techniques for special applications. A selection of different techniques is presented.

II.a. Assessment of the Cold Wire Resistance Thermometer for High Speed Turbomachinery Applications

The work is part of a BRITE-EURAM turbine research project "Wake Blade Interference in Transonic HP Turbines" involving seven European Aircraft Engine Manufacturers and five Research Institutes and Universities. The investigation of the unsteady effects induced by guide vane wakes interfering with the downstream rotor requires, among other quantities, the measurement of the unsteady total gas temperature at rotor inlet and exit. The temperature probe must be able to resolve periodic temperature variations of the order of 4 to 6 kHz.

The feasibility study of the cold wire resistance thermometer for this type of application started in 1993 and was completed during the last year.

The experimental work continued with an investigation of the transfer function of various probes differing by their wire diameter, the length-to-diameter ratio and the wire-prong connection using two simple methods (1) electrical heating of the wire by a sinewave current and (2) a temperature step test consisting of injecting the probe into a hot air stream. The first test provides information on the wire response whereas the second serves to study wire-prong heat conduction effects.

The theoretical work consisted of the complicated heat transfer functions describing both the prong and the frequency response of the wire.

The following conclusions can be drawn:

-The investigation demonstrated that the cold wire resistance thermometry technique is of potential interest for time-resolved temperature measurements in turbomachines with

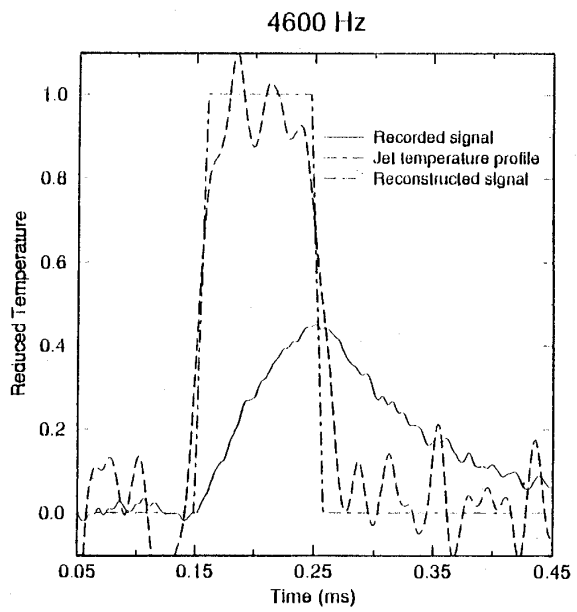
Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

blade frequencies of several kHz. Although the natural frequency bandwidth of the smallest commercially available platinum platedtungsten wire of 2.5 micron hardly exceeds 2 kHz, adequate compensation systems allow to treat temperature signals of frequencies three times as high as the cut-off frequency.

-The accuracy of the measurements depends to a large extent on the accurate determination of the prong-wire transfer function over the entire frequency domain. The transfer function can adequately be described by a numerical system based on N first order schemes. This method lends itself for numerical compensation.

-A probe with a wire diameter of 2.5 micron and 0.4 mm active length (prong-to-prong) was successfully tested in a rotating model test rig at peripheral speeds up to 200 m/s (5000 rpm). The temperature profile of a stationary hot air jet traversed by the probe could be reconstructed with reasonable accuracy at jet passing frequencies up to 6 kHz.

This technique is illustrated by the reconstructed temperature trace in figure 2. a.



Measured and reconstructed (through numerical compensation) temperature profile

Fig. 2.a Cold wire resistance thermometer. Frequency response.

II.b. Hot Wire Anemometry Applied to High Turbulence Flow Fields

For many years the hot wire technique has been one of the only methods available for accurate aerodynamic measurements of velocity and turbulence statistics in flow fields with moderate levels of turbulence. The restriction to these moderate levels of turbulence is principally due to the incapacity of the hot wire technique to resolve the sign of the flow vector. The accuracy of the technique is mainly bounded by the intrusive character of the probe, the spatial extension of the probe volume and the post-processing technique of the signals. The flow inside the cooling channel is very turbulent and that problem stimulated this investigation.

The present method combines the use of a classical hot wire response equation (e. g. the Kings law) with the direct processing of the hot wire signals into instantaneous velocity components. Based on one side on measurements in a low turbulence flow and on the other side on a statistical approach on the orientation of the three-dimensional flow vector in a flow of various turbulence intensities, a semi empirical error analysis was developed. It is based on the assumptions that the statistical distribution of the velocity components is Gaussian, the turbulence field is isotropic and the cross correlations are set to zero.

Measurements were performed in a rectilinear channel with a square cross-section (Dh=100mm). Turbulent flow conditions were simulated (Re=35000) and high turbulence intensities were generated by installing one forward/backward facing step along one of the walls. The turbulence intensities as a function of the distance from the wall obtained by means of a X-hot wire and the results obtained from a 2-D Laser Doppler system agree remarkably well.

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

II.c. Development of a Laser Sheet Probe for the Study of Internal Flows

The study of internal flows can be improved by the use of an optical measurement technique such as Laser Doppler Velocimetry (LDV) or Particle Image Velocimetry (PIV). But in most of the applications, a double optical access is required to implement these methods because it is necessary to illuminate the flow field in one direction whereas the information has to be recorded in another direction. It is not always possible to make a second window for technical reasons. Therefore, to cope with this problem, especially in the frame of the PIV measurement in a compressor rotor, a probe enabling to introduce a laser beam inside the facility was designed, based on ideas proposed by Oxford University. The incident laser beam is deflected by two prisms and goes through a cylindrical negative lens which forms the light sheet.

There is no constraint associated to the location of the laser device because the inlet prism can be rotated and remains at a constant distance from the casing on which it is fixed. The use of such a probe does not affect the non-intrusive characteristic of the measurement technique because it can be implemented away from the field of interest. The optical head can be translated and rotated so as to modify easily the position of the measurement field. Initial PIV pictures have been recorded in a jet using the probe to check its reliability. The next application will be PIV in an axial compressor rotor. By introducing the laser sheet parallel to the blade stagger direction, the shadow region close to the pressure side will be reduced. In the previous set-up, the laser sheet path was parallel to the facility axis which prevented the light sheet from illuminating the pressure side region. This method should allow us to make a slice by slice flowfield investigation over the compressor rotor blade height.

II.d. Development and Application of 3-D PIV in Turbomachinery Flows

The progress in the understanding of the aerodynamics in turbomachines depends heavily on detailed 3-D flow field measurements. To date these investigations rely mainly on pointwise measurements with either pressure probes or laser velocimetry, both techniques requiring often extremely long testing time. Compared to optical methods the use of pressure probes has the additional disadvantage of inducing strong blockage effects in transonic flow fields. The development of the non-intrusive 3-D PIV techniques for quantitative measurements of all instantaneous velocities in one plane is therefore of great interest.

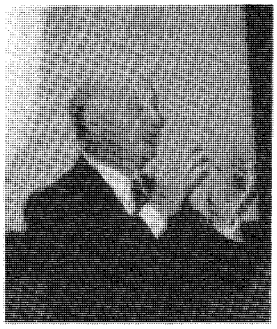
The 3-D measurement system proposed for this project is based on holographic PIV. A double pulse laser sheet in the seeded flow is recorded on a hologram. The particle displacements in the reconstructed image are measured with correlation techniques and the stereoscopic analysis of the image gives the three velocity components.

A small blow-down wind tunnel with a well-controlled seeding system has been constructed for the development of the technique. A simple flow condition is created in the outlet duct. Different hologram configurations are evaluated to record the small seed particles. Particular attention is made to the scattering angle of the particles as well as the observation angles of the analysis. Experiments with the laser sheet parallel and perpendicular to the hologram show that the latter configuration (using forward scattering) is more promising. Elementary analyses of holograms have been made. The analysis step has to be automated and optimised to scan the laser sheet plane as fast as possible. Necessary corrections for the image deformation and aberrations are to be applied.

(次号に続く)

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

筆者の紹介



ブリュッセルからワーテルロー古戦場に向い南へ約10kmの位置にフォンカルマン研究所（VKI）という世界に名高い流体力学研究所が存在する。流体力学をかじった方なら誰でも御存知のTheodore von Karman博士により提唱され，1956年にAGARDの支援で設立された非営利の国際科学機関である。同分野の基礎から応用に至る専門研究のメッカであるばかりか，西側諸国から社会人を含め大学院レベルの人材を受入れ高度な教育を施すなど，国際色豊かな大学院大学を先駆実践している。ガスタービン学会員の中にも多数の方々が訪問の経験をお持ちかと推察する。

ブロイゲルマンス教授は，ご自身もVKIの卒業生であり，1963年に入所されて以来，一貫して，圧縮機やタービンの流体設計，翼列内部の非定常現象や粘性効果の解析および関連計測技術の先端的開発など，回転機械の流体力学の研究を手掛けてこられました。現在，当該部門を統率する職務に励まれ，かつVKI組織の発展と調和に尽くす副所長としての重責をも兼担されています。

幸いにも，そうした激務の間をぬって，昨年（1994年）の9月末から2ヶ月間，日本学術振興会外国人招へい研究者として，私共の所に滞在され，大学や国立研究所そしてガスタービン学会に所属する会社などを活発に訪問され，関連研究者・技術者との新旧交流を深める努力をされました。

本稿は，教授の帰国を前に企画された東京大学山上会館でのイブニングセミナーにおける御発表のうち，学会誌に相応しい内容を集めたもので，教授を中心とするVKI回転機械部門の最近の活動の目標と成果の概略が展望できる貴重な情報といえます。(東京大学工学系研究科航空宇宙工学専攻・教授・長島利夫)

About 10 km away from Brussel, along the motorway towards the south to Waterloo, a historical battle field, there is located the von Karman Institute (VKI), a world-famous institute for fluid dynamics. It is an international non-profit scientific organization which was established in 1956 under the auspices of AGARD and with the leadership of Dr. Theodore von Karman whom anyone having studied fluid dynamics knows of. It is not only the Mecca for research speciality in fundamental and applied fluid dynamics, but is also dedicated to postgraduate teaching for students including industrial experts from international though mostly Western countries. Many of the GTSJ members might have been visited there.

Professor Breugelmans himself is a graduate of VKI, and since his joining in 1963 he has been dedicating to researches in turbomachinery, for instance, flow design of compressors and turbines, unsteady phenomena and viscous effects in cascade blades and relating advanced measurement technologies. Now he is leading that department, as well as in charge of deputy director for the development and harmony of VKI organization.

Fortunately we have an honor to host him while he could manage to find time to be a visiting professor under the sponsorship of JSPS from the end of September for two months last year (1994). He has actively visited universities, national institutes and companies belonging to GTSJ to communicate deeply with new and old research scientists and engineers.

The present article is based upon the materials from his lecture at the evening seminar held at Sanjou Kaikan of the University of Tokyo just before he left for home. It has been arranged for suiting to the interest of GTSJ journal, giving a very good and important information, in a digested way, of the intentions and achievements of the recent VKI activities in turbomachinery.

(Introduction by Prof. Nagashima)

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

技術論文

自動車用セラミックガスタービンの研究開発（第3報）

(財)日本自動車研究所　西山　圜
〃　岩井益美[1]
〃　佐々木正史[2]
〃　中沢則雄[3]
〃　片桐晴郎[4]

ABSTRACT

The seven-year program, designated "Research & Development of Automotive Ceramic Gas Turbine Engine (CGT Program)", which is conducted by Petroleum Energy Center, began in 1990 with the object of demonstrating the advantageous potentials of ceramic gas turbines for automotive use. Engine demonstration project in this program is being adressed by Japan Automobile Research Institute, Inc. team.

The basic engine is a 100 kW, single-shaft regenerative engine having turbine inlet temperature of 1350°C and rotor speed of 110,000 rpm.

This paper mainly describes the activities during the fourth year of the program. The engine components were experimentally evaluated and improved in the individual and various assembly test rigs, and an assembly test including rotating and stationary components, was performed under the condition of turbine inlet temperature of 1200°C.

1．まえがき

ガスタービンは，多様な燃料が利用でき，低公害性に優れ，かつセラミック適用により熱効率の向上を図り得るため，次世代の自動車用エンジンの一つとして期待が寄せられている。通産省資源エネルギー庁の支援の下，平成2年度から(財)石油産業活性化センターにより推進されている自動車用セラミックガスタービン（CGT）開発プロジェクトの中で，(財)日本自動車研究所はCGTエンジンの開発を担当している。

開発のねらい，エンジンの基本設計および一部のエンジン要素の開発に関しては既に報告した[(1)~(6)]。各エンジン要素の単体並びに組み合わせた状態での評価と改良が進められ，平成5年度には各要素毎に中間評価が実施された。本報告では，各要素の開発状況とこれらの要素部品を組み込んだアッセンブリ試験について述べる。

2．エンジンの開発

エンジンの構造を図1に，構成するエンジン各要素の要求仕様に表1に示す。このエンジンは遠心圧縮機1段，ラジアルタービン1段，缶型燃焼器，回転蓄熱式熱交換器で構成される1軸再生式であり，定格点のタービン入口温度1350°C，圧力比5，回転数110,000 rpmである。

このエンジンはサイクル最高温度が高いこと，また高温部に主としてセラミック部品を用いているため特徴ある構造を有しており，これを成立さ

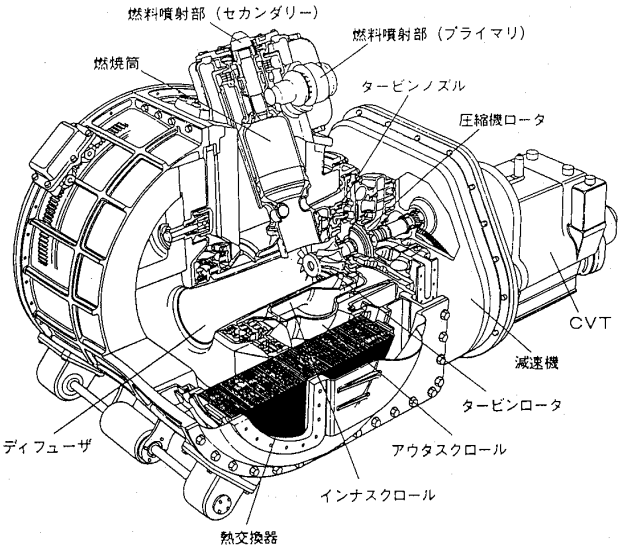


図1　エンジン構造

（平成6年9月22日原稿受付）

(1)トヨタ自動車 (2)日産自動車 (3)三菱自動車工業 (4)豊田中央研究所

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表1 エンジン要素の要求仕様

要素	形式	主要諸元	
エンジン	1軸＋CVT	出力	100 kW
		熱効率	40 %
		圧力比	5.0
		タービン入口温度	1350 ℃
		空気流量	0.445 kg/sec
		空気洩れ率	2.0 %（熱交換器以外）
		圧力損失率	6.7 %（熱交換器以外）
		動力損失	14.6 PS
圧縮機	遠心単段	入口可変案内翼	半径流方式
		出口流路形式	2方向スクロール方式
		断熱効率	81.0 %
タービン	ラジアル単段	入口流路形式	スクロール方式
		出口流路形式	ディフューザ方式
		断熱効率	87.5 %
燃焼器	単缶式	燃焼方式	予蒸発予混合希薄燃焼＋拡散燃焼
		燃焼効率	99.5 %
		圧力損失率	3.0 %
熱交換器	回転蓄熱式	コア個数	2
		支持方式	外周リングギア駆動・外周支持
		温度効率	93.0 %
		空気洩れ率	5.0 %
		圧力損失率	6.0 % ＋0.3 %

せるため以下の部品構造の開発を進めている。

ボルトによる締結が困難なセラミック部品を，部品間からの空気の洩れ防止を図りながら支持するため，各部品を平面で接触させ積み重ねるスタックアップ構造を採用している。高温シール・支持構造体は，コイルスプリングに加え，空気の圧力差を利用したバランスピストンをもち，全ての運転条件で押し付け荷重を適正に保持するとともに，高圧空気の洩れを防止する機能を併せもっている。エンジン相当の高温条件下にて，単体で機能試験の結果，要求値の10分の1以下の洩れであることが確認された。

熱交換器のシールは，回転するセラミックス製ハニカムコアと金属製エンジンハウジングの間に置かれるので，エンジンハウジングの熱変形の影響を受けないよう，セラミックス製のシール座を金属ベローズを介してハウジング本体に締結する構造になっている。このシール座は，タービン入口温度1200℃相当条件で機能試験を行った結果，熱応力による破損が生じたが，最大応力を低減するよう設計変更の結果改善され[4]，これまでに300 hrを超える運転実績を示している。

エンジンハウジングは，内面に断熱材を配置して，金属部材の高温化の防止と放熱損失の低減を図っている。断熱構造にはアルミナ・シリカ系の塗り込み形と成形断熱材を併用している。図2に示す試験装置により，高温ガスを流して評価試験を実施しているが，ガス温度を1200℃まで段階的に上げたところ，表面にクラックが発生した。断熱材の収縮によるものであり予め目地を入れておいてクラックを発生させ，これを補修することにより，1200℃まで使用可能な見通しが得られた。図3は，補修して25 hr試験後の状態を示しているが，新たにクラックの発生は見られない。また構造上断熱材の容積が小さく補修が困難な部分は成形断熱材に置き換えた。

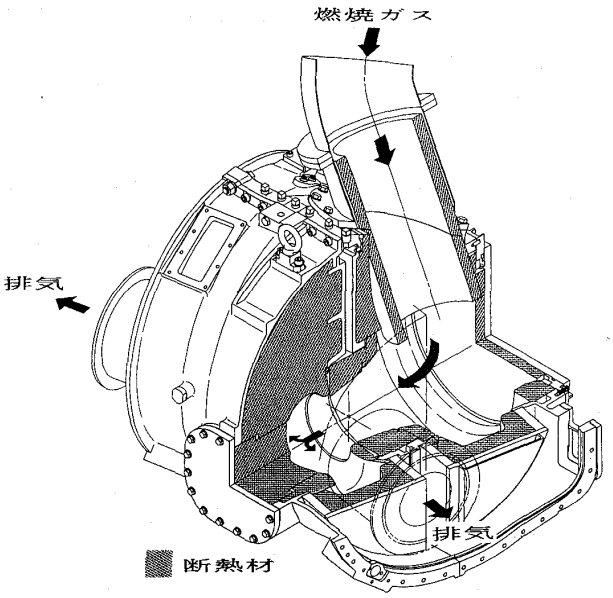


図2 断熱構造機能試験装置

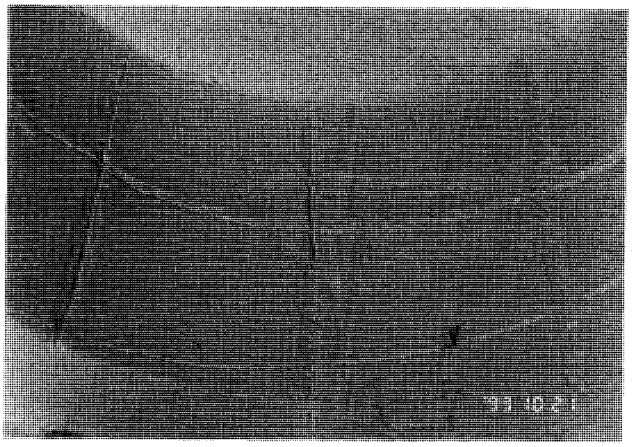


図3 断熱材補修部（試験後）

3．エンジン要素の開発

このエンジンは高い熱効率の実現を目標としているため，各エンジン要素には高い性能が要求さ

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

れており，それぞれ専用の試験装置により評価と改良が進められた。

3.1 圧縮機

1段で大きな圧力比がとれ，少流量に適した遠心圧縮機を採用している。自動車の特徴である大幅な負荷変動に対応できることが重要であるから，インペラは作動範囲の広いバックワード翼とし，さらに可変入口案内翼を備えた構造としている。

外径を95 mmから104 mmへ大きくする改良設計を行った結果，作動範囲が大幅に拡大するとともに効率も向上し，中間目標値79%を達成した。第2次設計圧縮機の性能を図4に示す。ただしこの設計では，インペラ径を大きくしたため，同一回転数での圧力比が高く，100,000 rpmにおいて定格条件に相当する圧力比5になっている[5]。

3.2 タービン

3.2.1 空力性能

1段で膨張比を大きくとれるラジアルタービンを採用している。金属製のロータとノズルを用いて，低温の空気による相似条件での性能評価試験を実施している[2]。翼形状と寸法を変えた改良設計により，図5に示すように，効率は中間目標値86%を達成し，また流量もほぼ目標の特性が得られた。

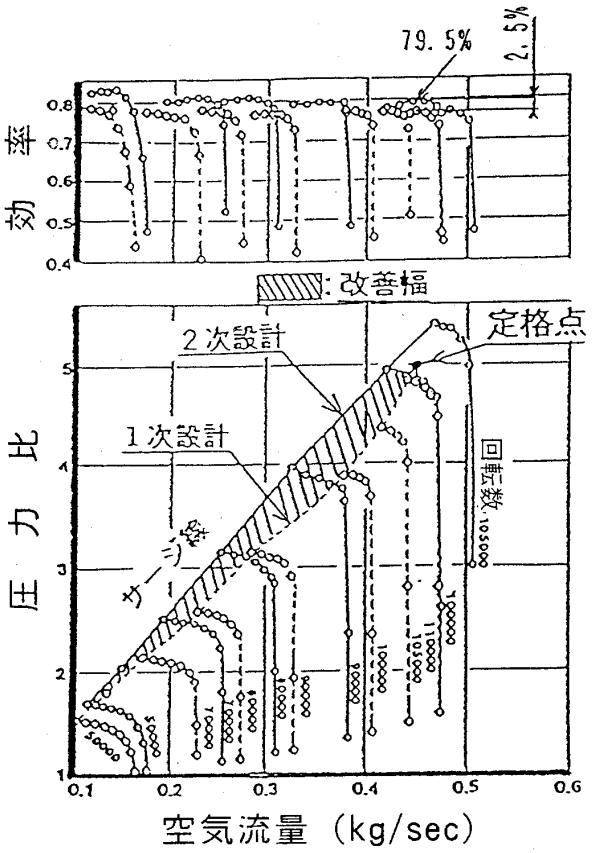


図4 圧縮機の性能[5]

3.2.2 セラミック部品の強度，信頼性

タービン部品は全てセラミック製である。設計に当たっては，可能な限り軸対称に近い単純形状とし，また大きい部品は避けて小形部品に分割するように留意した。静止部品は別報にて報告されるので，本報ではタービンロータのみについて述べる。

タービンロータは，応力解析の結果から，定格110,000 rpmで290 MPa，起動時では40秒後に280 MPaの最大応力が発生すると推定されている。コールドスピンテストおよびホットスピンテストによる過回転破壊試験，さらに高温連続耐久試験を行い，回転強度の評価を進めている[2],[4]。3種類の窒化珪素製ロータが試作，評価された。使用材料はSN 91，SN 253，EC 155であるが，このうち，SN 91はSN 90から，SN 253はSN 252から，EC 155はEC 152から，途中でそれぞれ変更された。

タービン入口温度1200°Cのホットスピンテストの結果を図6に示す。平均破壊回転数118,000～119,000 rpmが得られており，材料および製法の改善の効果が表れてはいるが，定格回転数110,000 rpmに対して強度の余裕が不足している。また，図7にSN 91の例で示すように，現状のタービンロータは高温での強度の低下に加え，ばらつきも大きい。強度のばらつきの低減，定格での長時間運転を保証する強度余裕を確保できるよう材料および製造技術のさらなる向上に期待するとともに，設計面では低応力化と定格回転数の変更を含めた見直しを進めている。

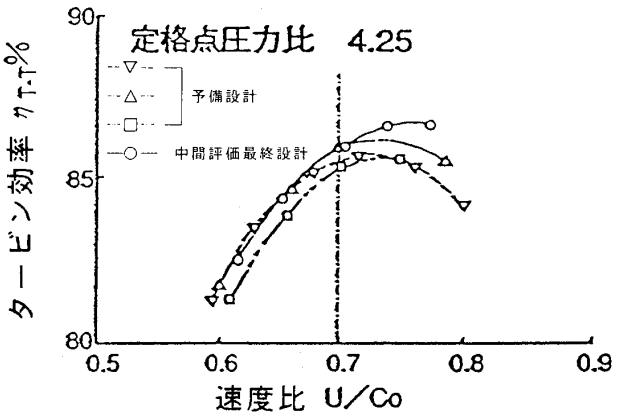


図5 タービン効率

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

さらに，セラミック部品を組み込んだ低温空力性能試験において，ロータが破損した。解析の結果，翼の2次振動モードでの共振が原因と判明した。そこで，高温タービン試験装置を用いて各共振点での翼振動強度評価を行った結果，図8に示すように2次共振点ではタービントルクがエンジン作動時の3倍で，3次共振点では1.2倍で破損した。セラミックロータは，材料の内部摩擦が金属に比べ小さいため，共振時の応力が大きくなるものと考えられるので，振動応力の計測，ノズルウェーク計測による空力加振力の推定等により評価手法の確立を図るとともに，共振に強い設計への変更を進めている。

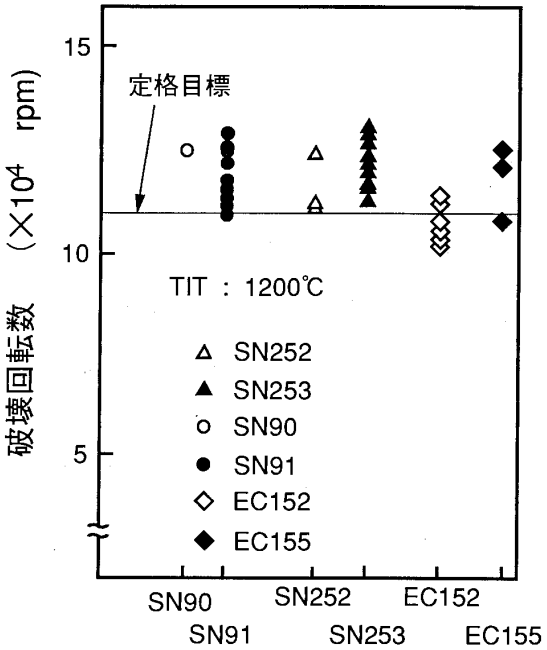


図6 ホットスピンテスト結果

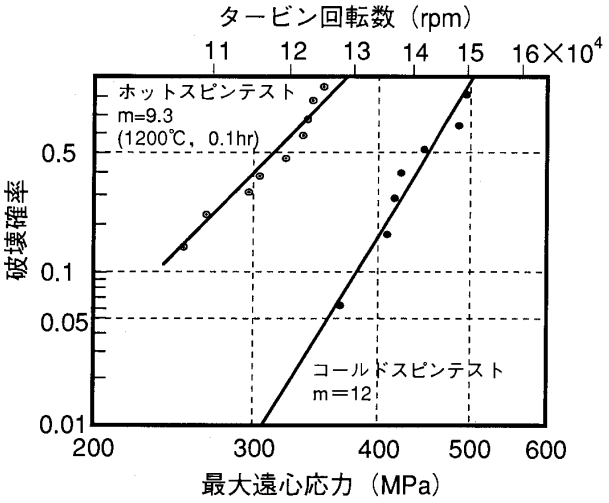


図7 SN 91 ロータの強度

3.3 燃焼器

乗用車の排ガス規制を満たすことを目標にしており，NOx の抑制のため予蒸発予混合希薄燃焼方式を採用している。燃焼器については，別報で報告されるので，詳しくは述べないが，予蒸発部の空気比を一定値以上に保持するよう制御できれば，NOx 排出量が規制値を満たすことが示された[6]。ただし，安定な燃焼範囲が狭く逆火を起こしやすいことが分かったので，逆火を抑制するための改良設計を進めている。

3.4 熱交換器

熱交換器の構造を図9に示す。セラミック製ハニカムコアは，耐熱性のシリコンゴム系材料を介して外周部の金属製駆動用リングギアに接合され，外周3箇所の軸受で支持される。シールは，耐熱合金製のダイアフラムと表面に高温で潤滑性が高く摩耗しにくい溶射層を持つ摺動板で構成される。

コアには，MASコアに比べ伝熱面積が小さいため熱交換器の湿度効率が低いが，チッピングに対する強度に優れるLASコアを用いて性能試験を行っている。LASコアについても，高温で運転中にクラックが発生した。比較的低温の外周部に

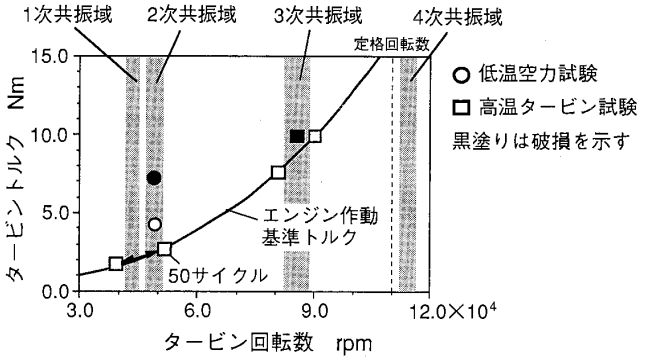


図8 ロータ翼振動強度評価

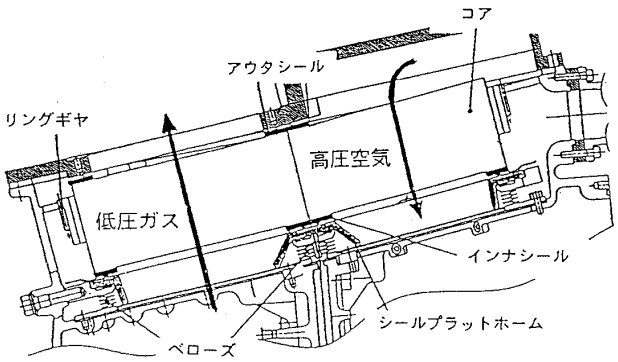


図9 熱交換器の構造

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

熱応力が発生するためであり，外周部にスロットを入れて応力を緩和させる対策をとった結果，ガス入口温度1,000°Cの運転において問題ないことが確認された。

シールについては，インナシールのクロスアーム部の熱変形とこれに起因する摺動面の当たりの不均一が洩れの大きな原因と考えられたので，熱膨張係数の小さい耐熱鋼を採用してシールの熱変形を小さくし，また初期の当たりの不均一に対しては，摩耗し易く摩擦係数の小さい材料を摺動材の最外表面に溶射してなじみを良くするよう改良を行った結果，図10に示すように，ガス温度1,000°Cの条件で洩れが7％以下と，中間目標をほぼ達成した。

3.5 軸系・減速機

高速軸系は，図11に示すように，圧縮機インペラをカービックカプリングを介してタービン軸に結合し，タイシャフトにより締結する構造としている。タービン・圧縮機間に玉軸受，圧縮機入口側にころ軸受を配置し，軸受外輪に油膜ダンパを配置することにより，安定な軸振動特性を確保する設計である。ダミーロータを有する等価軸系を，駆動タービンにより定格回転まで運転し振動特性を計測したところ，特に不安定な振動は発生しないことを確認した。

減速機は，110,000 rpm の高速軸回転から2段の歯車列により減速するもので，出力軸回転数は6,000 rpm である。2台の減速機を高速軸側で連結し，2台の動力計により駆動と動力吸収を行わせる方法で，減速機の機能確認と動力損失の測定を行った。高速軸軸受の保持器の疲労による破損が発生したが，対策を講じた結果，50 hr の耐久試験を終了した。

定格回転における動力損失は，単体にて測定の結果，高速軸系2 kW と減速機5.4 kW で合わせて7.4 kW となり，中間目標を達成している。

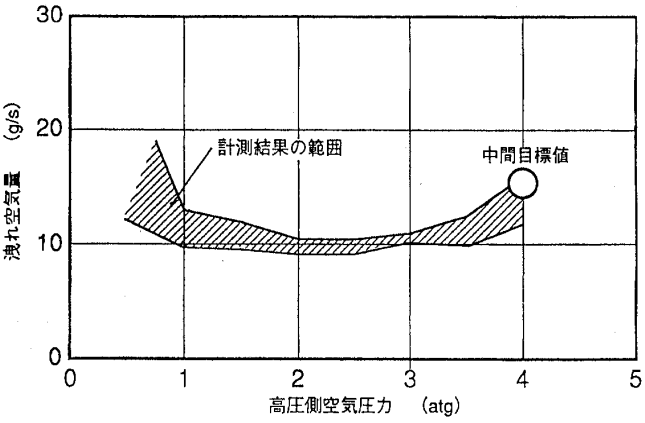


図10 熱交換器の性能（洩れ空気量）

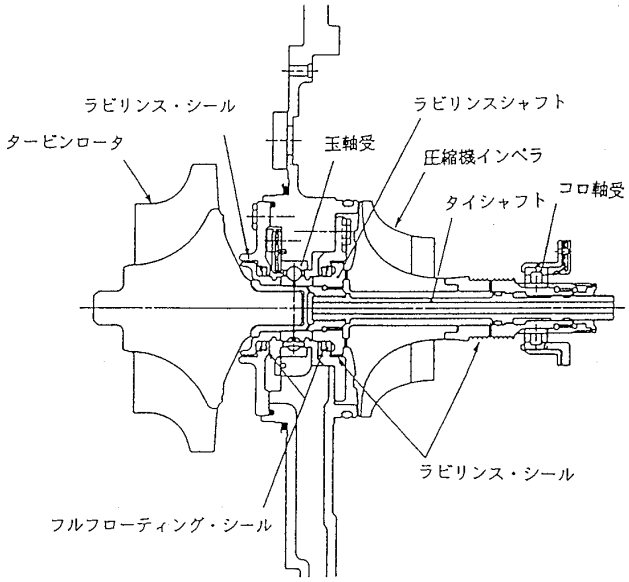


図11 高速軸系の構造

3.6 エンジン要素の開発状況のまとめ

各要素の開発状況をまとめて表2に示す。表には最終目標値，中間評価目標値に対して，達成状況を示している。各要素とも，性能面では，概ね中間評価目標値は達成しており，今後は最終目標値の達成をめざして，さらに開発を進める。

一方，エンジンとして機能させるうえで解決すべき課題も出てきており，前述のように対策を進めている。

4．組合せ試験

各要素部品とも単体での性能評価が進み，改良が行われた。セラミック部品についても，単体並びに組み合わせた状態での強度信頼性評価が進められ，これまでのところ大きな問題は生じていない。そこで，評価を終えた要素部品をエンジンハウジングに組み込んで運転し，エンジンに近いアッセンブリの状態での機能の確認を進めており，以下の2種類の組合せ試験を実施している。

先ず，高速回転部品とセラミック静止部品を組み合わせた，圧縮機・タービン複合試験を実施した。熱交換器と燃焼器を除くほとんど全ての部品をエンジンハウジングに組み込み，試験用の外部燃焼器を用いて運転し，目標の圧力，温度，回転

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/0

表2 エンジン要素開発の現状

要素	最終開発目標	中間評価目標値	開発の現状
圧縮機	定格条件にて 断熱効率 81% 以上 サージマージン 8%以上	左記条件にて 断熱効率 79% 以上 サージマージン 8%以上	断熱効率 79% サージマージン 7% (但し、設計回転数100000rpm)
タービン	定格条件にて 断熱効率 87.5% 以上	左記相似条件にて 断熱効率 86% 以上	低温空力性能試験にて 断熱効率 86%
燃焼器	乗用車排気規制値以下 10・15モードにて NO_x 0.25g/km HC 0.25g/km CO 2.1 g/km	燃焼器単体定常性能試験結果からの計算による排出量にて 左記規制値以下	単体定常性能試験結果からの排出量(10・15モード換算)予測値にて NO_x 0.09g/km (予蒸発部空気比 2.5として)
熱交換器	定格条件にて 温度効率 93% 空気洩れ率 5%以下 駆動動力 0.8PS 以下 但し、ガス温度 1100℃	左記条件にて 温度効率 93% 空気洩れ率 7%以下 駆動動力 0.8PS 以下 但し、ガス温度 1000℃	熱交換器単体性能試験にて 温度効率 91%(LASコア使用、MASコアでは 94%に相当) 空気洩れ率 7% 駆動動力 1.2PS (ガス温度1000℃)
軸系/減速機	定格条件にて 動力損失 6.0kW 以下	左記条件にて 動力損失 7.4kW 以下	高速軸系、減速機各単体試験にて 動力損失 7.4kW 以下

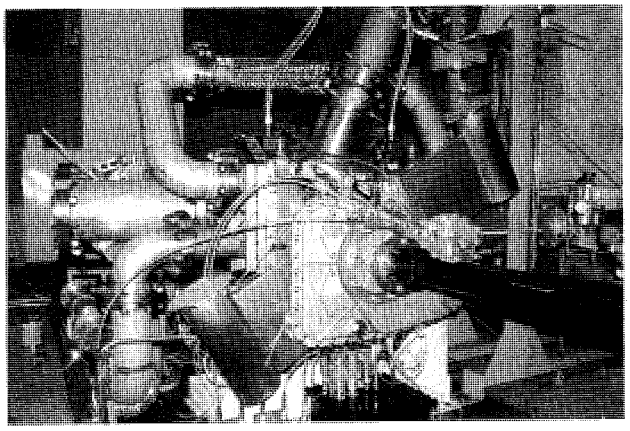


図12 圧縮機・タービン複合試験装置

数までの機能を確認しようとするものである。試験装置を図12に示すが，弁操作により圧縮機とタービンの配管系統を独立させられるようになっており，外部空気源によりタービンを駆動できるので，温度，回転数等の運転条件設定の自由度が大きい。最初は独立の系統で，運転条件を段階的に変えて，タービン入口温度1,200°C，80,000 rpmまで運転した。1,200°Cを含む累積約20 hrの着火運転後に分解点検の結果，特に大きな不具合は認められなかった。その後，圧縮機とタービンとを組み換え，タービン入口温度1,200°C，90,000 rpmまでの自立運転を行った結果，出力59 PS（44 kW）が得られた。

次に，熱交換器と燃焼器を含む全部品を組み込んだアッセンブリ（エンジン）についても運転を開始し，機能の確認を進めている。

5. まとめ

(1) 各エンジン要素の単体での評価と改良が，またこれらを組み込んだアッセンブリでの評価が進められた。各要素部品とも性能面では概ね中間評価目標値を達成できた。

(2) 特徴あるエンジン構造を成立させるためのハウジング周りの部品構造についても，単体での評価の結果，エンジンに組み込める見通しが得られた。

(3) 熱交換器なしのアッセンブリを用い，タービン入口温度1,200°C，回転数90,000 rpmまでの運転を行ったが，エンジン構造に関しては，これまでのところ大きな不具合は認められていない。

(4) タービンロータの強度が，長時間の運転に対して余裕が乏しいことがわかったので，現在の材料の実力に合わせるよう，定格回転数の変更を含めた設計変更に着手した。

参考文献

(1) 伊藤, 他: 自動車用セラミックガスタービンの研究開発（第1報: エンジンの基本設計), ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1991

(2) 中沢, 他: 自動車用100 kW CGTのタービンコンポーネントの開発, ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1992

(3) 佐々木, 他: 自動車用100 kW CGTにおける低公害燃焼器の開発, ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1992

(4) 伊藤, 他: 自動車用セラミックガスタービンの研究開発（第2報), ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1993

(5) 内田, 他: 自動車用100 kW CGT圧縮機の開発, ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1993

(6) 熊倉, 他: 自動車用100 kW CGTにおける低公害燃焼器の開発 第2報, ガスタービン秋季講演会講演論文集, 1993

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/0

技術論文

ガスタービン翼用耐熱超合金の疲労・クリープ寿命評価法とそれに基づく冷却翼の寿命評価の概念について

日立ニュークリアエンジニアリング㈱　松田憲昭
㈱日立製作所　市川国弘
〃　福田嘉男
〃　吉成明
〃　鳥谷初

Abstract

At first, this paper examined strain controlled low cycle fatigue (LCF) and fatigue-creep interaction (FCI) life for superalloys, for examle, single crystal, directionally solidified and conventional cast superalloys of gas turbine blade and vane.

And a frequency-modified total strain energy parameter, obtained from total tensile strain energy and tensile loading time, for evaluating failure life of these Ni and Co based superalloys under LCF and FCI conditions was proposed.

Next, it was shown that temperature and stress-strain behavior for air cooled-blade and vane of gas turbine in the survice condition. Then it was descrived that the utility of life prediction technique was evaluated using frequency-modified total strain energy parameter for air cooled-blade and vane of gas turbine.

1．緒　言

ガスタービンの頻繁な起動，停止に伴って，翼には熱応力と遠心応力が繰り返されて疲労損傷が，また，定格運転中にはクリープ損傷が与えられる。翼の信頼性を向上させるためには，疲労やクリープ損傷が重畳して負荷される場合（FCI）の寿命評価法の確立が急務とされている。

金属材料のFCI寿命評価法については，種々の評価法（例えば，線形損傷則[1]，ひずみ範囲分割法[2]，周波数修正損傷関数則[3]，周波数修正疲労寿命則等[4]が提案されているが，これらでは，高耐力であるために負荷ひずみの大部分が弾性ひずみ成分となる動翼材のFCI寿命評価には適用し難い。また，動翼外表面に発生する圧縮熱応力によるクリープ損傷に対しても適切に評価できなかった。

そこで，著者等は動翼材のFCI寿命評価法を開発するために，普通鋳造にて製作された動翼材（CC材）に対するFCI試験を実施した。その結果，ひずみ保持の有無，保持波形の相違により，引張側最大応力に差が生じるのを見出した。そして，CC材のFCI寿命に対する評価パラメータとして，引張側最大応力値に伴って変化する引張側全ひずみエネルギを採用することとし，これを引張応力作用時間で補正した周波数修正全ひずみエネルギ則[5]~[7]を提案した。

また，CC材で低耐力特性を有する静翼材についても検討を行ったところ，動翼材と同様に，ひずみ保持の有無，種類により，引張側全ひずみエネルギに相違が生じた。そこで，静翼材のFCI寿命についても本寿命則の適用を図り，良好な評価結果を得られることを確認した[8]。

さらに，最近になって，クリープ破壊強度の優れている一方向凝固超合金（DS材）や単結晶合金（SC材）が，動翼材として使用されたり，また，候補材料とされてきたりしている。これらの材料は，機械的性質や強度特性に結晶方位依存性があり，熱疲労やFCI損傷に対して異方性の影響について明確にする必要がある。そこで，DS材のFCI寿命に及ぼす結晶方位の影響について検討を行った。その結果，結晶方位による縦弾性係数の相違のために，同一ひずみでも引張側最大応力に相違が生じるのを観察し，DS材のFCI寿命評価にも本寿命則の適用を試みたところ，結晶方位依存性を統一的に評価することができた[9]。

（平成6年11月1日原稿受付）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/0

以上の経過に基づき，本論文では，既報告[5]~[9]のDS, CC材の動，静翼材のFCI寿命評価に対する周波数修正全ひずみエネルギ則の適用について述べる。さらに，SC材のFCI寿命評価に対しても，本寿命則が適用できることを見出したので，その結果についても示す。

また，実機動，静翼の翼外表面が圧縮熱応力によるクリープ損傷と疲労損傷を受けることを考慮した寿命評価法の検討を行い，熱伝導，熱弾性応力解析，並びにCAEシステムと，提案した周波数修正全ひずみエネルギ則と結合させた冷却翼の熱応力評価システの概要について示す。

2．動，静翼材料の低サイクル疲労，疲労・クリープ寿命評価

2.1 低サイクル疲労（LCF）寿命評価

DSやSC材の全ひずみ範囲にて評価した低サイクル疲労寿命には，以下に示すように，結晶方位依存性が見られる。図1はDS材の全ひずみ範囲（$\Delta\varepsilon$）と破損繰返し数（Nf）の関係[9]を示す。比較のためにCC材[5]の結果も示した。同一$\Delta\varepsilon$に対して，結晶成長方向（100）が直角方向やCC材よりも長寿命であるのが分かる。このようにひずみ範囲を基準にした時，DS材の寿命がCC材よりも，長くなる傾向については，他にも報告されている[10]~[12]。また，SC合金の$\Delta\varepsilon$とNfの関係を図2に示す。これについても，（110）方位より

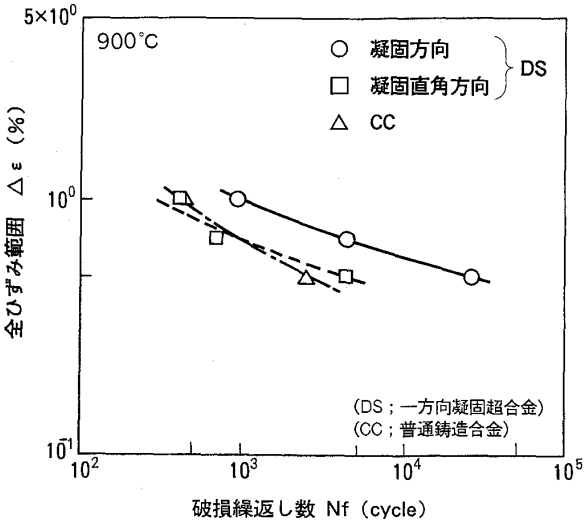


図1 一方向凝固材，普通鋳造材の低サイクル疲労強度（全ひずみ範囲による評価）

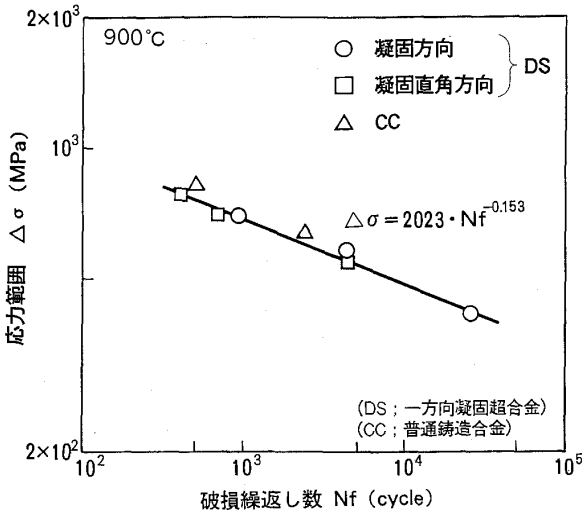


図3 一方向凝固材，普通鋳造材の低サイクル疲労強度（応力範囲による評価）

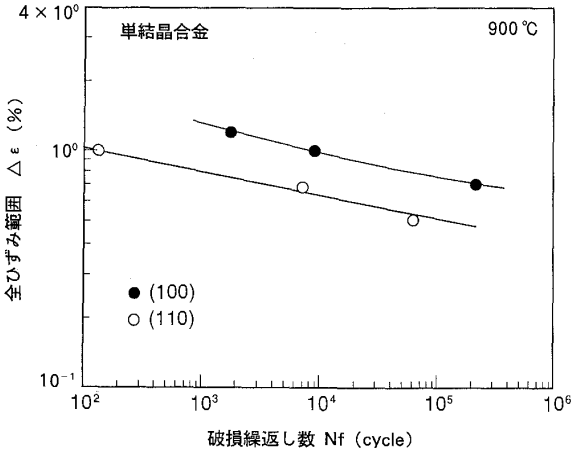


図2 単結晶材の低サイクル疲労強度（全ひずみ範囲による評価）

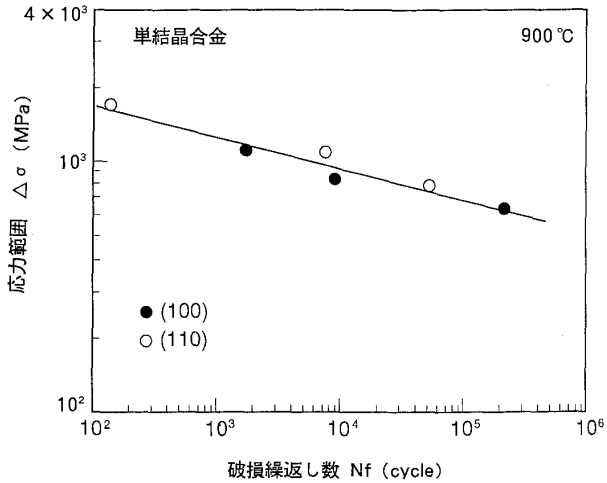


図4 単結晶材の低サイクル疲労強度（応力範囲による評価）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/13

も (100) 方位が破損寿命が長くなっている。このように，LCF 寿命に結晶方位依存性が現れるのは，これらの材料が (100) 方位と他の方位との間に縦弾性係数に相違があり，同一 $\Delta\varepsilon$ でも発生応力に相違があることによるものと考えられる。そこで，$\Delta\sigma$ と Nf の関係で図 1，2 の実験値を再プロットした。その結果を図 3，4 に示す[9]。DS 合金においては，結晶成長方位 (100) と直角方向，SC 合金においては，(100) 方位と (110) 方位の $\Delta\sigma$ と Nf の関係はそれぞれ一本の曲線に表すことができた。この結果より，結晶方位依存性のある異方性材料の低サイクル疲労破損寿命は応力範囲で統一的に評価できることが分かる。

2.2 周波数修正全ひずみエネルギによる疲労・クリープ寿命評価

著者は Ni や Co 基鋳造合金の FCI 下の寿命評価パラメータとして，周波数修正全ひずみエネルギ則を提案した[5]~[9]。それは次式の形で表される。

$$\Delta W_{TT}\cdot(\tau_{TT})^{n}\cdot Nf^{m}=C \qquad (1)$$

ここで，ΔW_{TT} は引張側全ひずみエネルギ (MPa・mm/mm)，τ_{TT} は引張応力作用時間 (min)，Nf は破損繰返し数，m，n，C は定数である。周波数修正全ひずみエネルギの概要について図 5 に示した DS 合金の FCI 試験時のヒステリシスループを用いて述べる。結晶成長，直角方向いずれにおいても，保持がない場合，ひずみ，応力共に完全両振り状態にある。しかし，引張側にひずみ保持がある場合は，保持中に応力緩和が起こり，ヒステリシスループは全体に圧縮側に移動し圧縮の平均応力を生じる。これに対して，圧縮側に保持がある場合は，ヒステリシスループは引張側に移動し，平均応力が引張りとなる。したがって，ひずみ保持の有無，種類によって，$\Delta\varepsilon$ は同じでも σmax が異なることになる。このように，Ni 基耐熱合金は高耐力材料であり，全ひずみ範囲の大部分が弾性ひずみ成分であるために，ひずみ保持に伴う応力緩和の寿命に及ぼす影響は σmax 値に表れ，FCI 寿命を評価するパラメータとして，σmax 値を考えるのが妥当である。しかし，低耐力合金の場合には，比較的早期に塑性変形し，非弾性ひずみが発生し，全ひずみ中に占める弾性ひずみ成分の割合は非常に小さく，応力の増加が伴わないので，σmax を主要パラメータとする評価は精度が悪いことになる。そこで，高耐力材料にも，低耐力材料にも使用できる普遍的パラメータとして，引張側全ひずみエネルギを考案し，これを FCI 寿命評価用パラメータとして採用することとした。さらに，高温雰囲気にさらされる場合には，寿命に及ぼす酸化の影響を考慮する必要がある。そこで，高温低サイクル疲労寿命の大部分がき裂の進展過程であることから，き裂の進展に及ぼす酸化の影響を考慮し，引張応力の作用時間で補正した周波数修正全ひずみエネルギ $\Delta W_{TT}\cdot(\tau_{TT})^{n}$ を定義した。その概念を図 6 に示す。この $\Delta W_{TT}\cdot(\tau_{TT})^{n}$ を用いて，SC，DS並びに

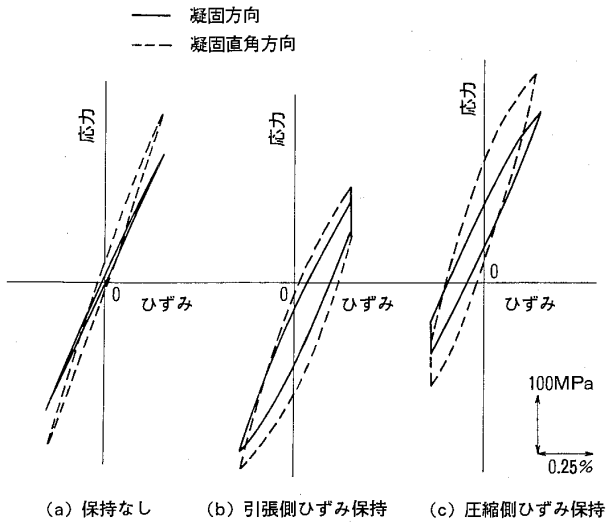


図 5 一方向凝固材の疲労・クリープ試験時の応力－ひずみヒステリシス曲線

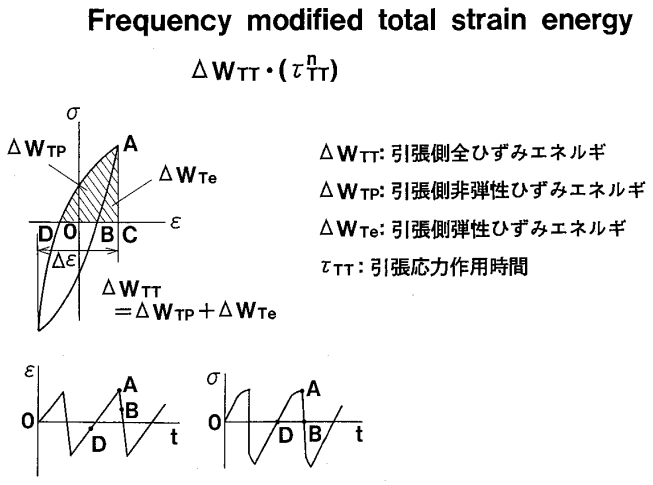


図 6 周波数修正全ひずみエネルギ則の定義

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/03

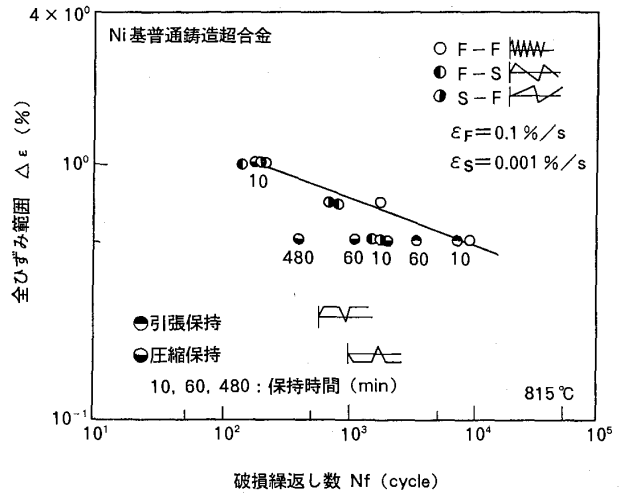


図7 普通鋳造材の疲労・クリープ強度
（全ひずみ範囲による評価）

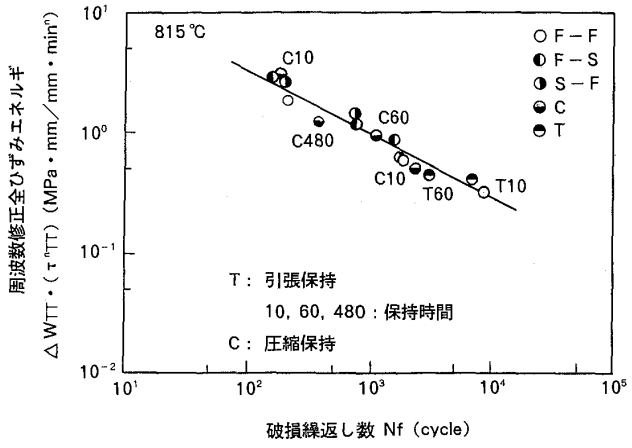


図8 普通鋳造材の疲労・クリープ強度
（周波数修正全ひずみエネルギによる評価）

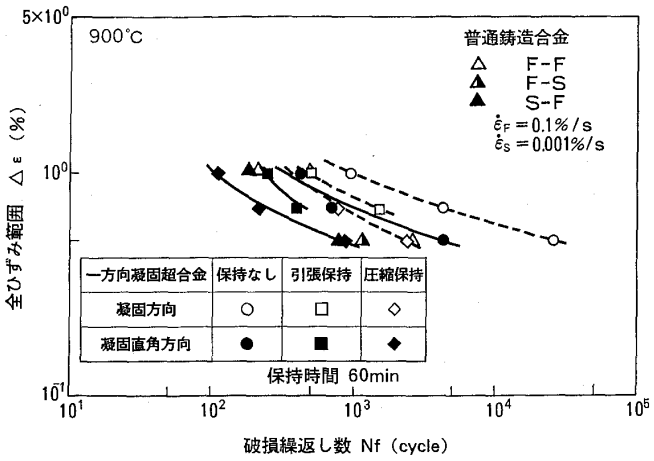


図9 一方向凝固材，普通鋳造材の疲労・クリープ強度
（全ひずみ範囲による評価）

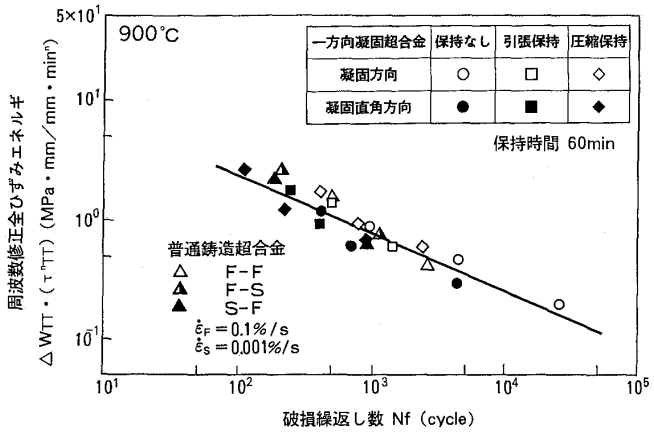


図10 一方向凝固材，普通鋳造材の疲労・クリープ強度
（周波数修正全ひずみエネルギによる評価）

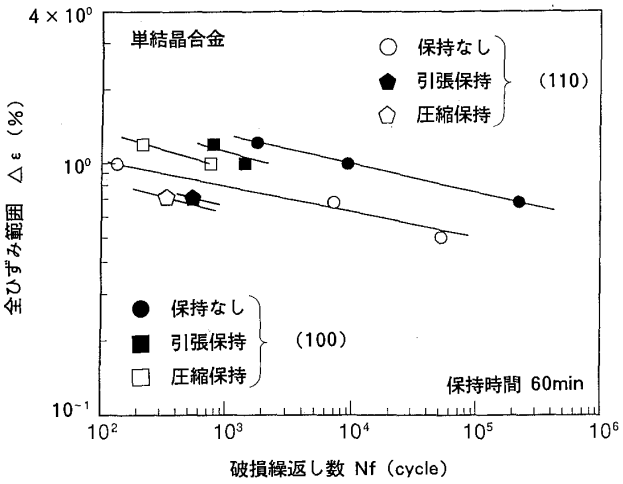


図11 単結晶材の疲労・クリープ強度
（全ひずみ範囲による評価）

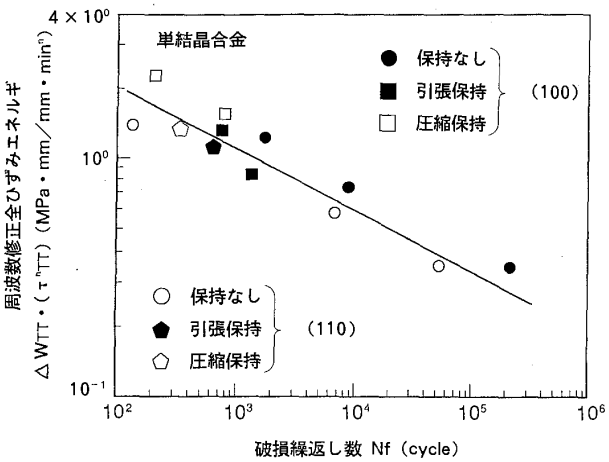


図12 単結晶材の疲労・クリープ強度
（周波数修正全ひずみエネルギによる評価）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/02

CC材のFCI破損寿命の評価を行った。CC材の結果を図7，8[5]，DS材の結果を図9，10[9]，SC材の結果を図11，12に示す。いずれの材料においても，ひずみ保持無，引張側保持，圧縮側保持の条件での結果を示している。ただし，CC材については，鋸歯状波形（F−S，S−F）の結果も示した。図7，9，11は，$\Delta\varepsilon$で各材料の試験結果を整理したものである。いずれの図においても，保持無，引張側保持，圧縮側保持の順に寿命が短くなり，さらに，DS材においては，同一実験条件において，結晶成長方位（100）の寿命が直角方向のそれより長くなっているのが分かる。このように，全ひずみ範囲で評価したFCI破損寿命には結晶方位依存性と負荷ひずみ波形依存性が現れている。波形により異なる寿命を示す動翼材料のデータに対し，著者等が提案している周波数修正全ひずみエネルギを用いて評価を試みた。その結果を図8，10，12に示す。いずれの図においても，FCI破損寿命に対する結晶方位依存性と負荷ひずみ波形依存性がなくなり，周波数修正全ひずみエネルギと破損繰返し数の関係は，一本の直線で表され，等方性材料であるCC材，異方性材料であるDS，SC材のFCI破損寿命を評価するパラメータとして，周波数修正全ひずみエネルギは適切なパラメータであると言える。

また，低耐力耐熱合金である静翼用Co基合金のFCI破損寿命に対する本寿命則の適用性の検討も行った。その結果を図13に示す[8]。動翼材料の結果と同様に，周波数修正全ひずみエネルギと破損繰返し数との関係は一本の直線でまとめられ，Co基合金のFCI破損寿命にも本パラメータが有効であることが分かる。

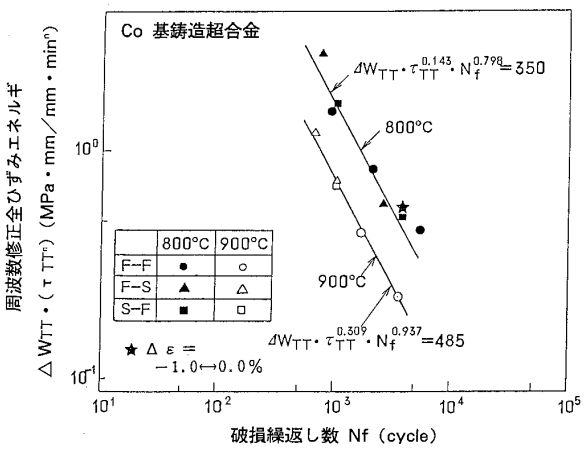


図13 静翼用Co基合金の疲労・クリープ強度（周波数修正全ひずみエネルギ則による評価）

3．冷却翼の疲労・クリープ寿命評価法の概念

3.1 冷却翼の熱応力評価手法について

燃焼ガス温度の高温化に伴って，翼外表面の昇温防止のために，内部を中空構造とした強制冷却構造を有する冷却翼が採用されるようになった。冷却翼の場合には，定格負荷運転条件において，翼の肉厚方向に非常に大きな温度こう配ができ，熱応力（熱ひずみ）が誘起される。したがって，荷重制御型応力の他に熱応力（熱ひずみ）などの変形（ひずみ）制御型応力に対する評価が必要となる。この荷重制御型応力や変形（ひずみ）制御型応力はプラントの頻繁な起動，定格運転，停止によって繰り返される結果，翼には疲労損傷とクリープやリラクゼーションによるクリープ損傷が与えられ，これらの相互作用による寿命評価が必要となる。前章において，動，静翼材のFCI寿命評価法として，周波数修正全ひずみエネルギ則を提案した。この寿命則と熱伝導，熱弾性応力解析，CAEシステムと結合させた冷却翼の熱応力評価システムの概要を図14に示す。翼形状は空力，冷却設計により決定され，自動要素分割プログラムを用いて，3次元要素分割を行い，熱伝導，熱弾性応力解析により，冷却翼に発生する熱応力を求める。一方，LCFやFCI試験により翼材料の基本的な強度データを求め，寿命評価を行うために適切な評価関数を決定し，解析により得られた熱応力値との比較により寿命評価を行う。この時，DS材やSC材のLCF寿命には応力範囲，また，CC材を含めた動，静翼材料のFCI寿命には周波数修正全ひずみエネルギを評価関数として採用すれば，

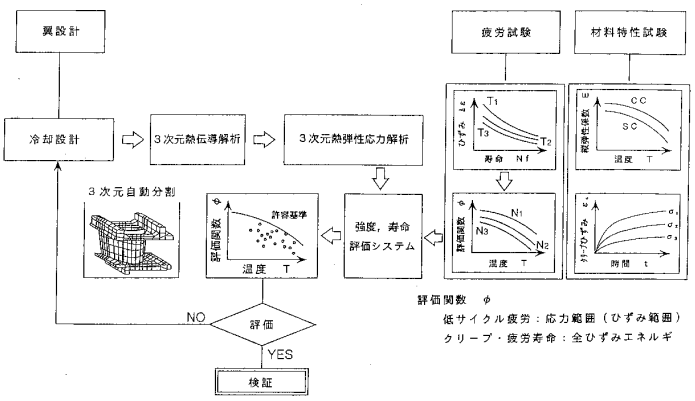


図14 熱応力に対する寿命評価システム

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

結晶方位依存性，負荷ひずみ波形依存性のあるものでも統一的に寿命評価ができることは既に述べた。

3.2 冷却翼に発生する熱応力の挙動

冷却翼の寿命評価を行うためには，冷却翼に誘起される熱応力値を知る必要がある。基本的には，定格運転時において，燃焼ガス温度が最大となり，また，燃焼ガス温度と冷却空気の温度差が最大となる。その結果，金属表面温度が最高となり，また，熱応力が最大となると考えられる。したがって，定格運転状態における評価が重要な位置を占める。図15は，定格運転中における静翼の平均半径断面の内外表面に沿った温度分布の一例を示す。この温度分布に基づいて発生する翼内外表面の熱応力分布を図16に示す。外表面は温度が高温であるために基本的には圧縮応力を示し，翼内表面は低温であるために引張応力を示しているのが分かる。一方，図17は実機プラントより取り出した静翼について，測定した残留応力分布の一例を示す。基本的には，外表面は引張残留応力を示し，内表面は圧縮残留応力を示しているのが分かる。これは，実機運転中に翼外表面は圧縮側で非弾性変形を，翼内面は引張側で非弾性変形を起こした結果，このような残留応力分布が発生したものと考える。これの発生機構の解明には本来ならば，3次元非線形応力解析を実施すべきと考えるが，費用，時間などの総合的な面で得策ではない。そこで，静翼材料を用いた実験により検討を行った。温度分布により発生する応力は変形（ひずみ）制御型応力であり，高温側だけを考えた場合，圧縮ひずみが負荷され，プラントの起動，停止により近似的には圧縮ひずみの完全片振り疲労となる。また，定格運転中には温度分布が保持されるため，圧縮ひずみも保持される。そこで，静翼材料の800°Cにおけるひずみ制御による圧縮完全片振りクリープ・疲労試験を実施した。その結果，得られたヒステリシスループの変化を図18に示す。静翼材料は低耐力であるため，1 cycle目の起動に伴う圧縮側の負荷増大とともに塑性変形を起こし，さらに，ひずみ保持中に応力緩和を起こす。塑性変形と応力緩和が起きなければ，その後の除荷された段階において，応力値はゼロの点にもどるはずであるが，両者が起こったために，応力は引張側に移行し，引張残留応力が発生する。この状態がガスタービンプラントにおいては，停止した状態である。2 cycle目以降においては，起動に伴う圧縮ひずみの増大とともに，応力は引張より圧縮に移行するが，引張残留応力状態より負荷されたために，圧縮側最大応力は1 cycle目より小さくなり，応力緩和量も小さくなる。しかし，各1 cycle毎に，わ

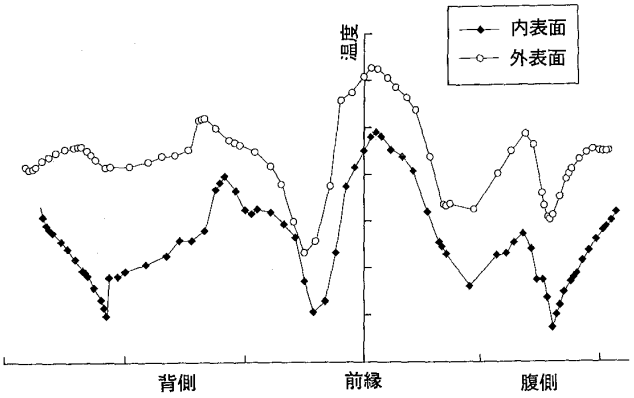


図15 静翼の温度分布の一例

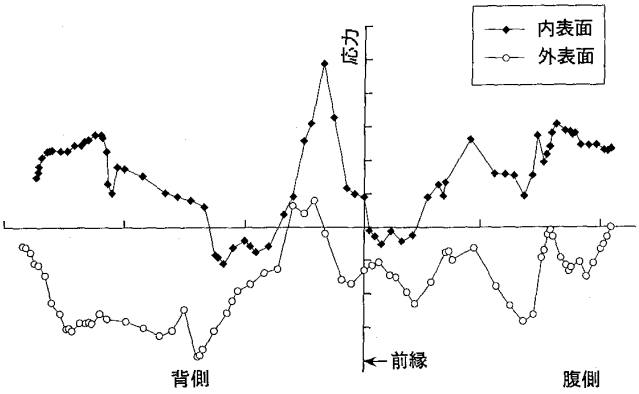


図16 静翼の応力分布の一例

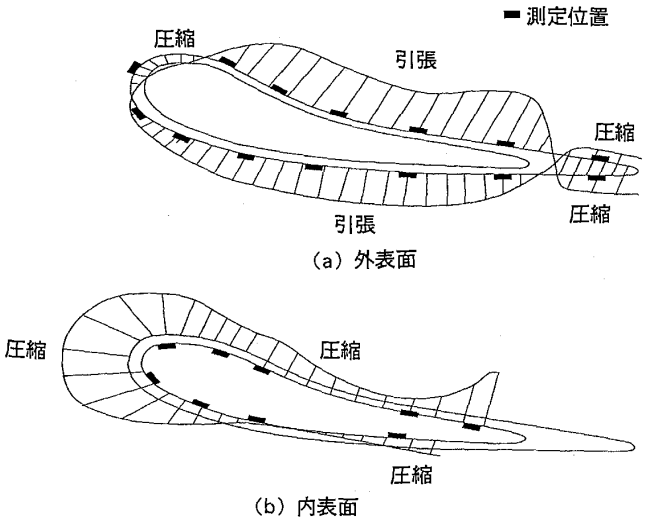


図17 静翼の残留応力測定例

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

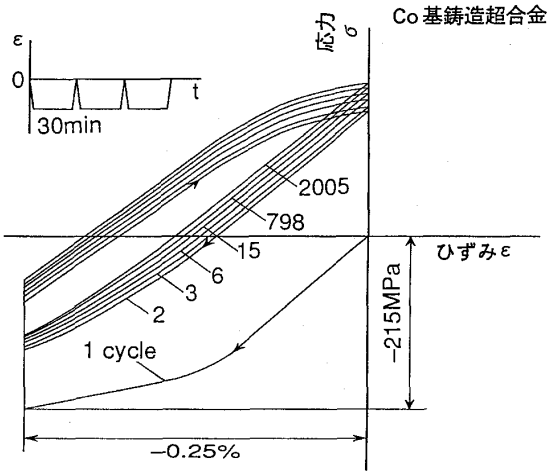


図 18 静翼材料のひずみ制御での圧縮完全片振り疲労・クリープ試験時に得た応力－ひずみ関係

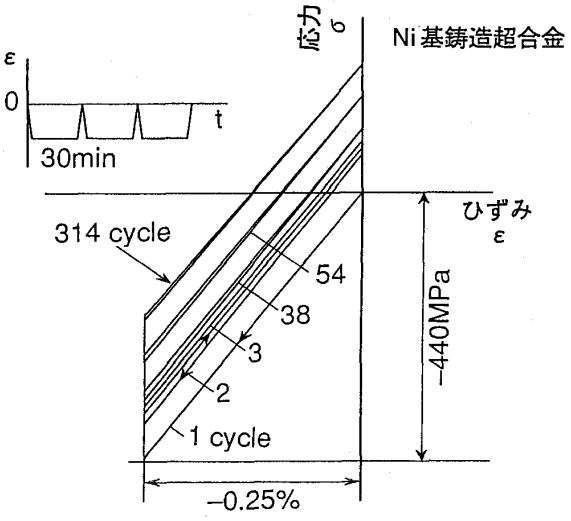


図 19 動翼材料のひずみ制御での圧縮完全片振り疲労・クリープ試験時に得た応力－ひずみ関係

ずかずつでも緩和が起きるために，2 cycle 目以降のヒステリシスループは徐々に引張側に移動し，引張残留応力値が増加していく。この引張残留応力が起動，定格運転，停止に伴って繰り返され，静翼に損傷を与えるものと考えられる。さらに，動翼用材料である Ni 基合金の場合のヒステリシスループの変化を図 19 に示す。高耐力材料であるため，塑性変形は起こらず，応力緩和のみが発生する。その結果，1 cycle 目の応力－ひずみ関係とほぼ平行に，2 cycle 以降の応力－ひずみ関係は移動し，引張側に残留応力が発生する。動翼の前縁部分を模擬した円筒モデルを用い，肉厚方向に温度分布を与えて熱弾塑性クリープ解析を実施し，

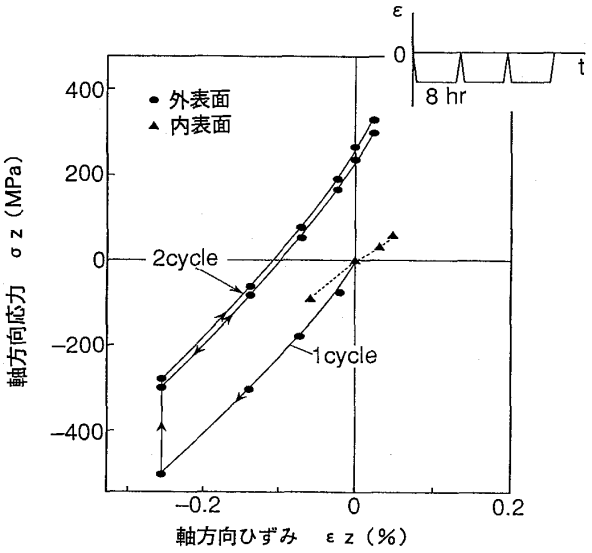


図 20 円筒モデルによる繰返し熱応力負荷時の応力－ひずみ挙動

応力－ひずみ挙動を調べた。その結果，得られた応力－ひずみ関係を図 20 に示す。材料定数の温度依存性を考慮しているために，応力－ひずみ関係は直線を示さないが，図 19 と同じ傾向を示しているのが分かる。

3.3 実翼の寿命評価への本寿命則の適用

以上のように，ガスタービンの起動，停止により，引張残留応力が繰り返され，翼に損傷を与える。そこで，周波数修正全ひずみエネルギ則を用いた翼の寿命評価手法を示す。

翼の各部における引張側全ひずみエネルギを算出するには，3 次元非線形応力解析を実施するのが望ましいが，費用，時間的などの総合的な面で得策ではない。そこで，弾性応力より弾塑性応力－ひずみ，応力緩和挙動の推定を行い，プラント停止時の全ひずみエネルギを求める。この時，前述したように，動，静翼の局部モデルなどによる 3 次元非線形応力解析を併用すると，推定精度を向上させることができる。解析結果より得られた静翼の場合の周波数修正全ひずみエネルギと温度の関係を図 21 に示す。クリープ領域と考えられる高温部分の節点の値を○印でプロットしている。さらに，図 21 には，静翼材料の FCI 破損寿命を併記している。すなわち，周波数修正全ひずみエネルギと温度の関係で FCI 強度（破損繰返し数; 10^n, 10^{n+1}, 10^{n+2} cycle）をパラメータとして示した。各節点の寿命は FCI 強度と比較することにより

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

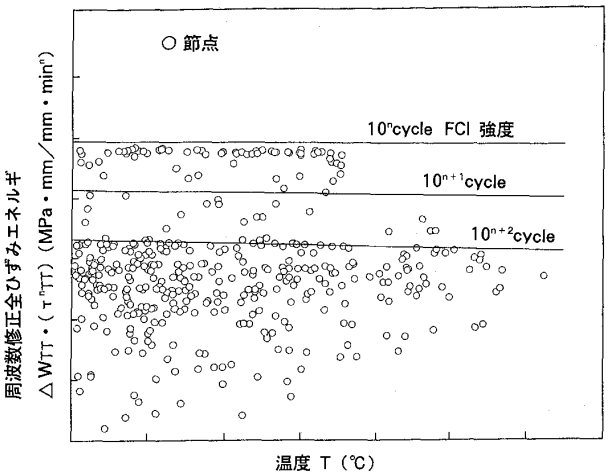


図 21 周波数修正全ひずみエネルギ則による静翼の寿命評価例

解析的に決定される。図 21 の解析による寿命評価結果と実機から取り出した翼の損傷状態とはよく一致した結果が得られているが，その詳細については次報にて述べる。

4. 結 言

単結晶，一方向凝固合金や普通鋳造超合金等の動，静翼材料の低サイクル疲労，FCI 寿命評価法についての検討を行い，さらに，これらの評価法の実機動，静翼の寿命評価への適用性について検討し，以下の結論を得た。

(1) 異方性材料の低サイクル疲労強度は，応力範囲を用いて整理することにより，結晶成長方向とは無関係に評価できる。

(2) 単結晶，一方向凝固合金や普通鋳造超合金等の動，静翼材料のそれぞれの FCI 寿命は，周波数修正全ひずみエネルギ則を用いて整理することにより，結晶方位，負荷ひずみ速度，保持時間とは無関係に統一的に評価することができる。

(3) 熱応力を受け，熱弾塑性クリープ状態にある動翼の非弾性応力－ひずみ応答をモデルを用いて解析した結果，ひずみ制御で実施した完全圧縮片振疲労試験による応力－ひずみ挙動と同様な挙動を示し，解析結果の妥当性が確認された。

(4) 実機動，静翼の翼外表面が圧縮熱応力による熱疲労とクリープ損傷を受けることを示した。さらに，圧縮クリープの FCI 寿命への影響を適切に評価可能な周波数修正全ひずみエネルギ則を動，静翼の寿命評価法として適用できることを示し，この寿命則と熱伝導，熱弾性応力解析，CAE システムと結合させた冷却翼の熱応力評価システムの概要について示した。

参考文献

(1) G. J. Lloyd and J. Wareing, Met. Technol., 8 (1981), 297
(2) S. S. Manson, G. R. Halfold, and M. H. Hirschberg, Design for elevated temperature environment, (1971), 12
(3) W. J. Ostergren, J. Testing and Evaluation, 4-5 (1976), 327
(4) L. F. Coffin, Jr., Met. Trans., 5 (1974), 1053
(5) 松田, 梅沢他, 材料 38-430 (1989), 809
(6) 松田, 梅沢, 材料 39-439 (1990), 419
(7) 松田, 中村, 材料 40-452 (1991), 561
(8) 松田, 梅沢, 材料 39-441 (1990), 730
(9) 松田, 材料 42-472 (1993), 65
(10) 大南, 坂根, 材料学会第 26 回高温強度シンポジウム講演論文集 (1988)
(11) 桑原, 新田, 材料学会第 22 回高温強度シンポジウム講演論文集 (1984)
(12) 北川, 服部, 材料学会第 33 期学術講演会講演論文集 (1984)

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

技術論文

ラジアル翼車の破壊起点解析と強度設計への応用

トヨタ自動車㈱　比　叡　　淳

ABSTRACT

The designing method of the ceramic turbine wheel and the aluminum impeller which meet the recent demands for enhancing the turbine efficiency and the supercharging by increasing rotational speed is described. To determine their optimum configurations which posses high strength without deteriorating their ability in fluid-dynamics, it is necessary in designing process to estimate the wheel strength on the basis of the actual strength which varies at each segments of the component. To this end, the new technique has been developed which makes it possible to locate the fracture origin by means of taking a picture at the fracture moment of the wheel or impeller rotating in high speed by utilizing fractoemission as the trigger of flash bulb. The turbocharger designed in this new method will contribute to the improvement of fuel economy and the reduction of soot emission in diesel engine.

1．序　論

自動車用ターボチャージャー付きエンジンでは，燃焼ガス温度の高温化による燃費改善や，ターボチャージャー回転部品の軽量化による低速からの加速性能の向上を目指している。ターボチャージャーのタービンホイールを従来の耐熱合金から耐熱性と軽量に優れたセラミック材料に置き換えることもその方法の一つである。これは，窒化珪素ホイールとして実用化されている[(1)]。またそれより高温領域で作動するタービンホイールをセラミック化する試みは，ガスタービンにおいてもなされている[(2)~(5)]。さらに最近，ディーゼルエンジンでは，排出ガス浄化と高出力化を同時に満足できる高過給の希薄燃焼運転が検討されている。そのためにはターボチャージャーの高効率化と高速化による過給圧の増加が必要となる。これはホイールやインペラーの流体力学上の性能向上と高速耐久性向上の必要を意味する。しかしこれらホイールやインペラーに，セラミックス等の新素材を適用する場合や高速化する場合に，回転強度の確保と流体力学上の性能向上とをどう両立させるかという点に着目した設計手法の報告例は見当たらない。

タービンホイールやインペラーの設計の際に，回転強度を重視すると，流体力学上の理想形状を変更せざるを得なくなり流力性能が低下する。また逆に流力性能を追求し，流体力学上の理想形状を実現しようとすると，強度不足となる部位が生じ回転強度が低下する。このように高い性能を引き出す流体力学上の設計形状と高速回転に耐える設計形状とを調和させることは困難であった。

従来の設計手法では材料の設計強度は一定とみなし，FEM計算から求めた部品各部の応力値がその値を超えないように形状を決定していた。この方法では流力性能は必ずしも高いレベルにあるとは言えない。これに対し今回，流力性能本位に設計した形状を最大限に生かして，強度を確保する設計手法を開発した。これは実際の部品では表面性状や欠陥の分布が各部位で異なっており，それに起因して強度も部位毎に違ってくることに着目し，各部位の強度に対応して形状設計を行い，全体として贅肉の無い流力性能と強度の両立した設計を目指したものである。この手法の鍵は各部位の強度とその部位の破壊応力値とを結び付ける方法として，高速回転中に実際の部品が最初に破壊する部位の起点を，瞬間撮影及び破片再組立により特定する試験法を開発できたことにある。

2．高速回転体の新設計手法

2.1　新設計手法の基本的考え方

今回開発した新設計手法の基本的考え方を従来の旧設計手法と比較して図1に示す。部品各部の実体強度をx軸に，設計において基準とする設計強度をy軸に，そして部品の破壊回転速度をz軸に表示する。たとえば，限界設計ができたと仮定すれば，各部実体強度と設計強度は同じ値となり，

（平成6年12月21日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/0

x軸とy軸との間に45度直線上に位置し，そのときの各部の破壊回転速度は目標値と一致する。旧設計手法では，設計強度を材料強度から経験的に決めた一定の値として採用し，つまり部品は全て一様な強度にできあがっていると見なしている。ところが実際に製造された部品では各部品の実体強度が異なる。そのため，安全を見て実体強度の最も低いA部の値を設計強度として一律に設計すれば，それよりも実体強度の大きいB，C部の破壊回転速度は目標を上回る。これは贅肉を付けていることに相当するため性能低下の要因となる。一方，新設計手法では，製造肌の面と加工肌の面との表面性状の違いや，部位により欠陥分布が異なることに起因する各部実体強度の違い（A，B，C部）に合わせて，設計強度を設定することから，旧設計手法よりも限界設計に近付けることができる。このことから，実体強度の高い部位ほど流力性能本位の形状を生かすことができ，高速化と高効率化の両立を高いレベルで達成することが可能となる。

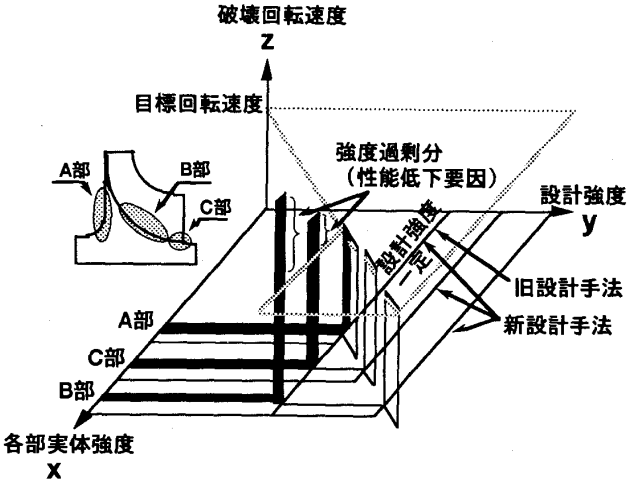


図1 高速回転体強度設計手法の考え方

2.2 新設計手法の手順

図2には，ホイールとインペラーの新設計手法と旧設計手法の仕事の手順を示す。エンジンの目標性能に基づき「①仕様」において回転速度や流力性能等の仕様を決める。その仕様に合うように「②計算」において流力計算を行い，流力性能本位の基本翼形状を決める。次に「③設計」においてエンジン搭載時の寸法制約を満足するようホイールとインペラーの基本形状を決める。この基本形状を用いて「②計算」において遠心力による各部の応力をFEM応力解析から求める。さらに，「④材料」において求めた材料強度を基に「②計算」において経験を加味して設計強度を決め，こ

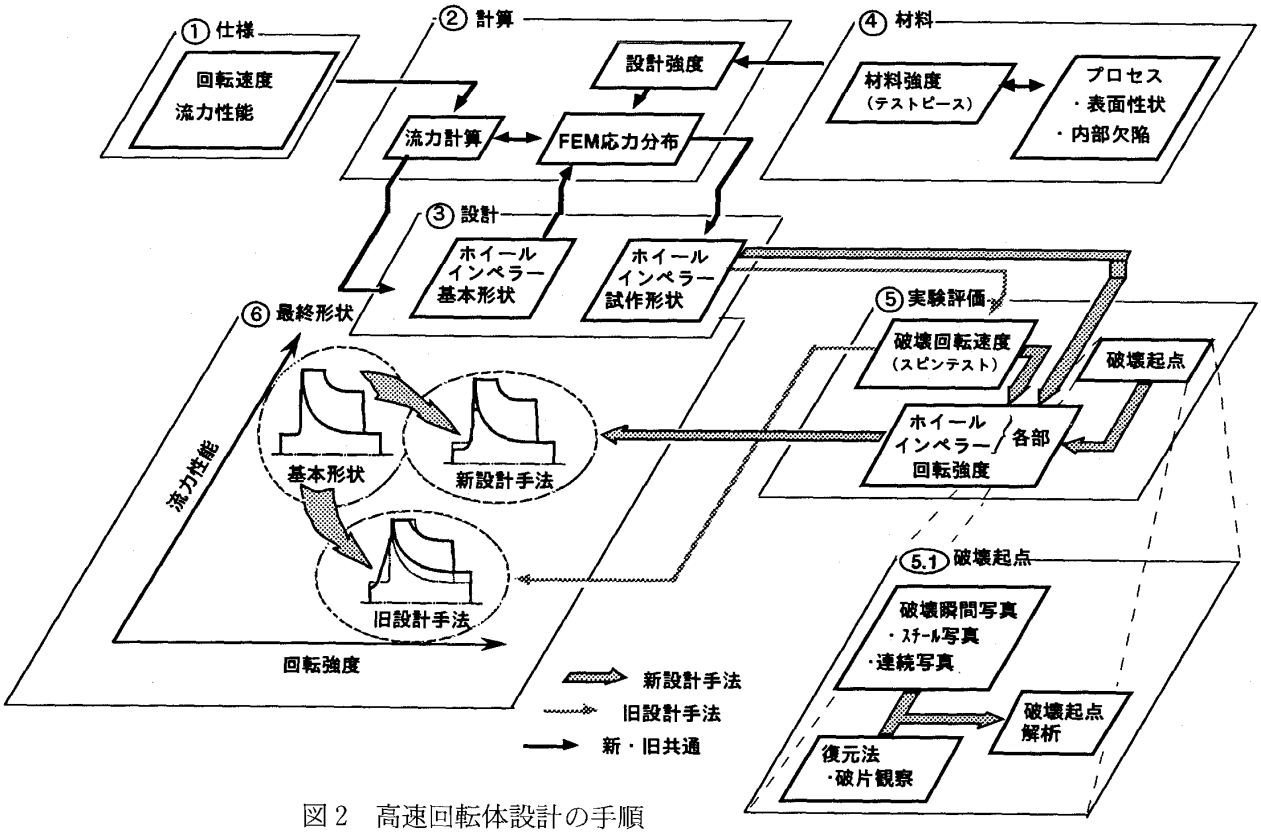


図2 高速回転体設計の手順

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/0

れとFEM応力分布とを突き合わせる。これらの結果を踏まえ「③設計」において破壊回転速度を考慮したホイールとインペラーの試作形状を決めて製作する。この試作品を供試して「⑤実験評価」において破壊回転速度を評価する。この流れ②→⑤を繰り返して，「⑥最終形状」において製品形状を仕上げる。以上が新・旧設計手法に共通の基本手順である。

これに対し，新設計手法と旧設計手法とは「⑤実験評価」が異なる。新設計手法では，各部の強度差を明らかにするために，破壊回転試験に加えて破壊起点解析を行って各部の実体強度を求める。この各部実体強度の求め方が本法のポイントである。すなわち部品そのものを供試した破壊回転試験時の破壊起点を検出し，その部位のFEM応力値をもって実体強度とする方法である。ここで，破壊起点を精度良く特定する技術は，瞬間写真法が有効との報告[6][7]もあるものの，実施例も少なく確立されたものとは言えなかった。そこで破壊起点を特定するために新たな瞬間写真法と破壊状況を3次元的に解析する復元法とを開発した。

この新設計手法を，セラミックス製のホイールとアルミニウム合金鋳物製のインペラーについてそれぞれ適用する場合の方法を以下に示す。

3．新設計手法の適用

3.1 セラミックホイール

3.1.1 セラミックホイールの破壊回転試験法

セラミックスは靭性が低く，き裂進展速度も早い。したがって，回転破壊のように遠心力によってホイール全体に高い応力が発生する破壊では，初期き裂発生の後，瞬時にき裂がホイール全体に伝播し，数ミリ角の破片に分裂して飛散する。これら飛散した破片は周りの容器に衝突して2次破損しさらに細かくなる。したがって，破片から破壊起点を特定することはほぼ不可能である。そこで，これまで瞬間写真法を利用しようという試みがなされてきた。例えば，ホイール周辺にワイヤーを設置し，破片による切断を検知してフラッシュを焚いて，破壊瞬間を捉えるというワイヤー法[6]である。しかしこの方法では，初期き裂発生後の破壊現象である破片飛散をトリガーとしており，ホイール全体にき裂が伝播し破面どうしの間隔が大きく開いた状態しか撮影できなかった。そのためこの方法では破壊起点を特定することは困難であった。

そこで本研究では破壊瞬間から写真撮影までの遅れ時間を短縮するため，ホイールのき裂発生時に起きる発光現象（フラクトエミッション）[8]をトリガーとすることにより破壊起点部を明確に判別できる瞬間写真技術を開発した[9]。

3.1.2 試験装置

図3には，瞬間写真撮影装置を新システムとワイヤー法を比較して示す。最高回転速度240,000 rpmのコールドスピンテスターの真空槽内にホイールをセットし，破壊するまで加速する。スピンテスター周りは一種の暗室であり，瞬間写真の場合ではホイール各部を余さず撮影できるようシャッターを開放したスチールカメラを数台セットする。連続写真ではホイールの破壊起点部位を狙い高速度カメラをセットする。そして初期き裂

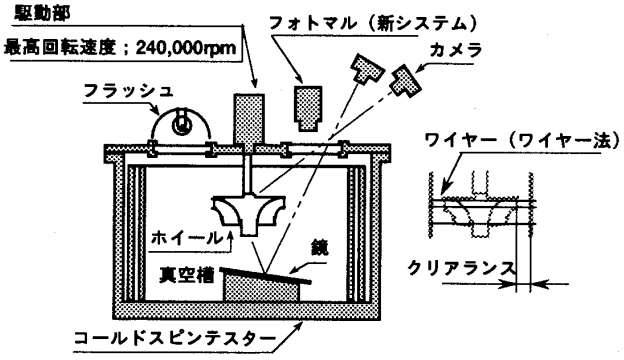


図3 瞬間写真撮影装置

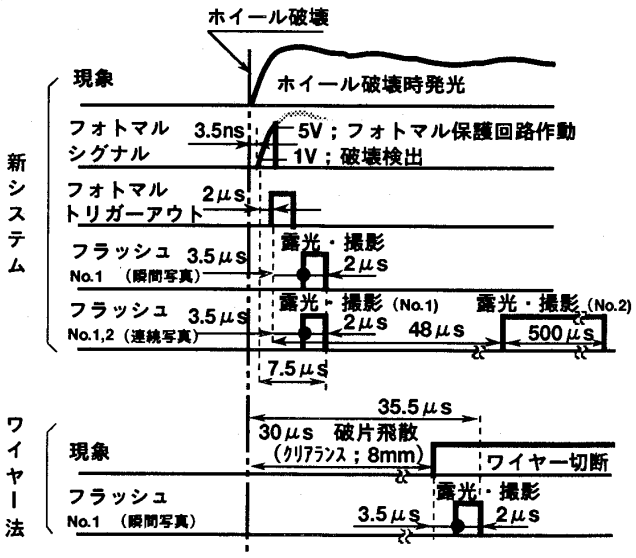


図4 新システムとワイヤー法の時間比較

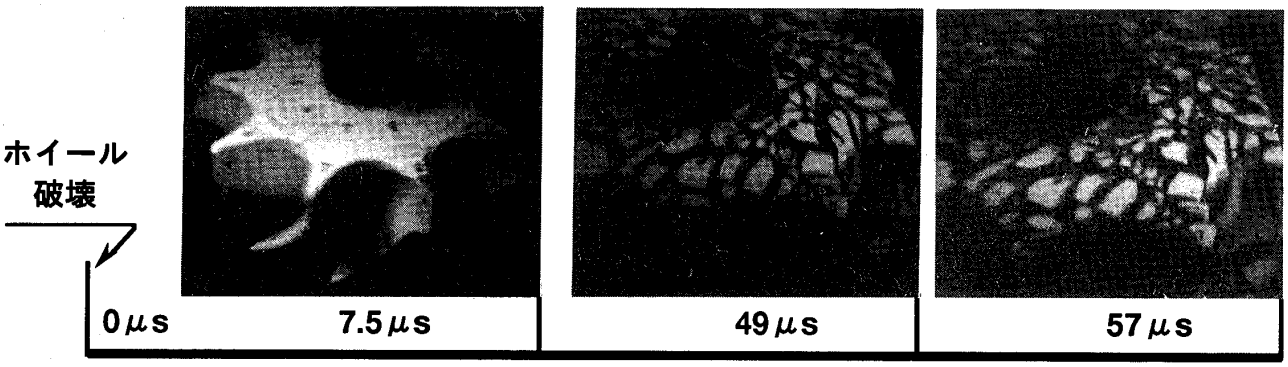
Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

発生時の発光現象をフォトマル（光検出器）で捉え，フラッシュを焚くようにした。

図4には，本研究で新たに開発した新システムとワイヤー法におけるホイール破壊から瞬間写真撮影までの時間を比較して示す。ワイヤー法ではホイールとワイヤーが回転中に接触しないように約8mmのクリアランスが設けられている。ホイールが破壊し，その破片がクリアランスを越えてワイヤーを切断するのに約30μs掛かる。ワイヤーが切断されると，立ち上がり時間3.5μs後にフラッシュNo.1が2μs露光する。従ってホイールが破壊してから撮影が終了するまでの所要時間は35.5μsである。一方新システムではフォトマルによりホイール破壊時の発光現象を3.5ns遅れで検出でき，フォトマル出力が敷居値1Vを越えた2μs後にフラッシュNo.1にトリガーが出力される。このようにホイールが破壊してから撮影が終了するまでの所要時間はフラッシュNo.1の時間を合わせて約7.5μsである。すなわち新システムではワイヤー法の1/4以下に所要時間を短縮することができる。

さらに新システムでは高速度カメラでの連続撮影も可能とした。この時は立ち上がり時間が短く露光時間も短いNo.1フラッシュと立ち上がり時間が長く露光時間も長いNo.2フラッシュを組合せて撮影を行う。こうすることにより瞬間写真と同じタイミングの写真とその後の連続写真を撮影することができる。図5には，新システムを用い高速度カメラで捉えた外径72mmのセラミックホイールの破壊瞬間の連続写真を示す。また図6には，ワイヤー法で撮影した同形のホイールの破壊の瞬間写真を示す。図5と図6を比較すると図5の7.5μs時の写真はき裂がすじのように見えるのに対し，図6では破面間が大きく拡がってしまっている。この状態は，図5の49μs時の写真に近いものであることが判る。

ところで図5の写真では破壊起点がホイールを支える軸の陰になり直接見ることはできない。ま

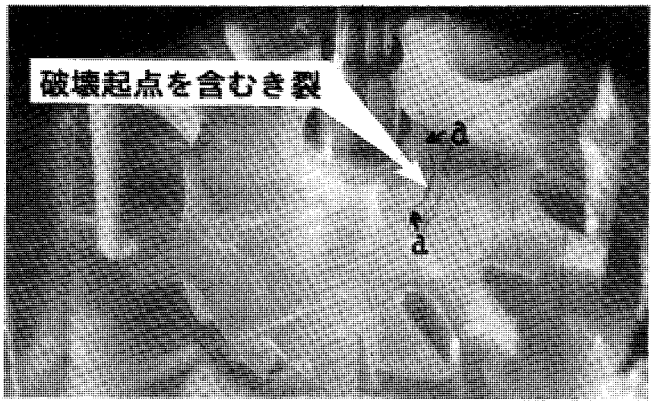


（破壊回転速度：197,000rpm）

図5 新システムで撮影した連続写真

（破壊回転速度；212,700rpm）

図6 ワイヤー法で撮影した瞬間写真



（破壊回転速度；111,600rpm）

図7 セラミックホイールの破壊瞬間

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/09/01.

た破壊起点が翼の間に隠れる場合やホイール内部にある場合も見ることはできない。このような場合に破壊起点の位置を特定する方法として，ホイールの復元法を開発した。これは，瞬間写真を復元地図として用いることで，セラミックホイールでは不可能と考えられていた破損ホイールを復元する方法である。図7には外径132 mmのホイールの破壊瞬間を示す。矢印で示したき裂幅が最も開いており，このき裂を含む破面(a-a)上に破壊起点があることが判る。この破壊したホイールの破面を復元したのが図8である。翼中央根本部の破面に一点を中心とした放射状の模様を観察する事ができ，この点が破壊起点であることが判る。このように復元法では，瞬間写真では捕捉できない内部の破壊起点を特定することができる。

3.1.3 供試ホイール

ホイール各部の実体強度を把握するために表1に示す8種類の窒化珪素製ホイールを供試した。その中の図9に示すモデルI（試料数; 16個）とモデルII(4個)は，ホイールの破壊起点となりやすいA, B, C部の3箇所の実体強度を把握するために用いた。ここでモデルIは外径72 mmのホイール本来の形状であり，A部の実体強度評価に用いた。もう一方のモデルIIは，B, C部の実体強度評価をねらって，モデルIの翼外周部を機械加工により外径59 mmまで削除してA部の応力値を下げ，B, C部の応力値を相対的に高めてB, C部を破壊しやすくしたものである。

残りの6種類のホイール（各5個）は，モデルIとモデルIIより得られたホイール各部の実体強度が，材料強度や形状が異なるホイールの設計に適用できるかどうかの検証に用いた。即ちそれぞれの破壊起点と破壊回転速度を試験により確かめ，モデルIとモデルIIより得られたホイール各部の実体強度を基に推定した結果と比較して，推定結果の精度を検証した。

3.1.4 結果及び考察

図10は，モデルIの瞬間写真を示す。破壊起点

表1 供試ホイール

ホイール	外径 (mm)	材料	材料強度 (MPa)
モデルI	72	窒化珪素 a	680
モデルII	59		
ホイール1	132	窒化珪素 b	615
ホイール2	68	窒化珪素 c	760
ホイール3	60		
ホイール4	60		
ホイール5	59	窒化珪素 d	940
ホイール6	52		

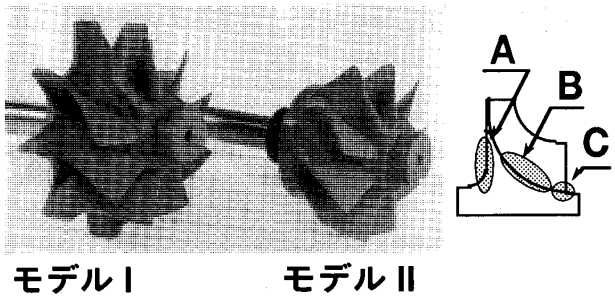


図9 モデルホイール

図8 セラミックホイールの復元結果

（破壊回転速度；184,000rpm）

図10 モデルIの破壊瞬間

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

はA部であることが確認できる。平均破壊回転速度は194,000 rpmであった。図11には，モデルIIの瞬間写真と復元法から特定した破壊起点を示す。モデルIIの破壊起点はB部であり，平均破壊回転速度は205,000 rpmであった。モデルIとモデルIIそれぞれの平均破壊回転速度における各部FEM応力分布を図12に示す。その中からA，B，C各部に対応する応力値を求めた結果を図13左表に示す。このうち破壊起点となった部位の応力値をその部位の実体強度とした。その実体強度に

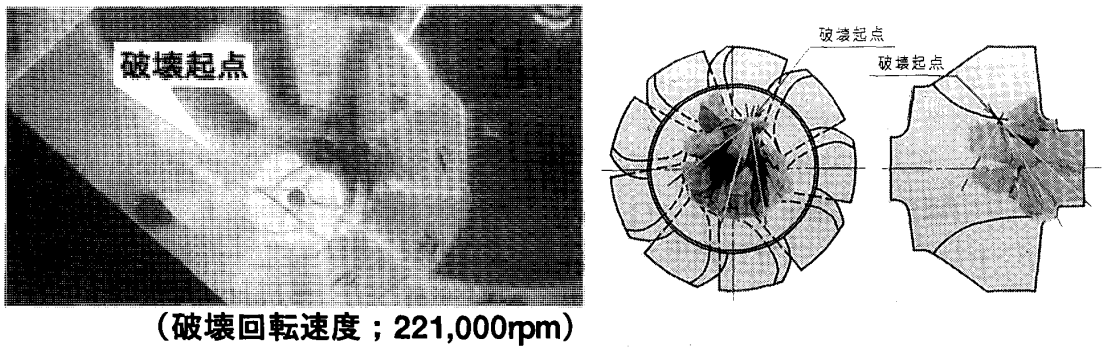


図11 モデルIIの破壊瞬間と復元結果

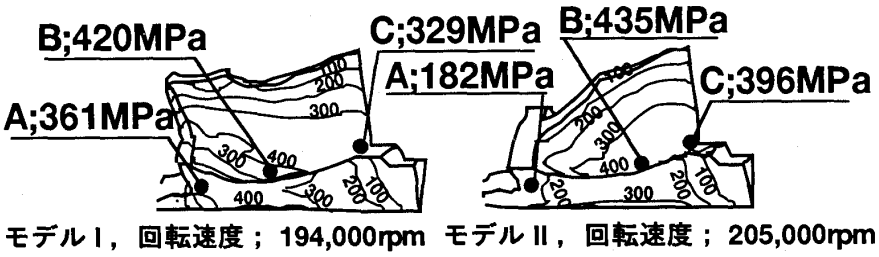


図12 平均破壊回転速度での応力分布

	各部応力(MPa)		
	A	B	C
モデルI	361	420	329
モデルII	182	435	396

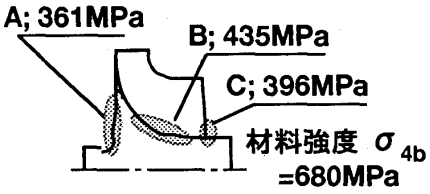


図13 ホイール各部の破壊時応力と実体強度

ホイール	記号	破壊起点部位 推定 A	推定 B	推定 C	試験結果 A	試験結果 B	試験結果 C
モデルI	●	★	〰	〰	☆	〰	〰
モデルII	○	〰	★	〰	〰	☆	〰
ホイール1	⬠	★	〰	〰	☆	〰	〰
ホイール2	□	★	〰	〰	☆	〰	〰
ホイール3	▩	★	〰	〰	☆	〰	〰
ホイール4	◇	〰	〰	★	未確認		
ホイール5	▲	〰	★	〰	〰	☆	〰
ホイール6	△	〰	〰	★	未確認		

★☆；破壊，〰；破壊せず

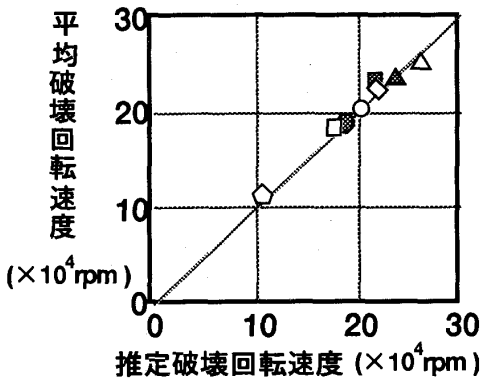


図14 破壊起点部位の推定と実験結果及び破壊回転速度の推定と実験結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

は下線を記した。こうして得られた各部の実体強度を図13右側のホイールの図に示す。A部の実体強度はモデルIの値を，B部の実体強度はモデルIIの値を採用した。C部の実体強度は同部から破壊する供試モデルが無かったので正確な値は不明である。しかし破壊しなかったことは，実体強度が両モデルの計算応力値より高いことを意味するので，大きい方の値を採用した。

こうして求めた両モデルの各部実体強度の値を基にホイール1～6の破壊起点部位と破壊回転速度を推定し，実際の破壊試験結果と比較した。ここでホイール1～6は両モデルと材料強度が異なる。そこでホイール1～6の各部実体強度は，それぞれの材料強度と両モデルの材料強度(680 MPa)の比率で，両モデルの各部実体強度を換算した値とした。図14左表には，推定した破壊起点部位と試験で確認できた部位を示す。全てのホイールで推定部位と試験部位は一致した。さらに図14右図には，推定破壊回転速度と試験から求めた平均破壊回転速度との関係を示す。両者の値は最大でも9%の誤差内で一致した。これらの結果から，図13の各部実体強度を用いた設計が妥当であることが確認できた。図15には新設計手法を用いたホイール4と旧設計手法を用いたホイール2の基本形状からの流力性能の低下割合と破壊回転周速との関係を示す。新設計手法を用いることにより流力性能と破壊回転周速が共に向上したことが判る。

3.2 インペラー

3.2.1 インペラーの破壊回転速度評価法

これまでインペラーの破壊回転速度評価は，実際のターボチャージャーを用い，インペラーに応力がほとんど掛からない低速から目標（最高）回転速度までの加減速を繰り返す片振り相当の応力負荷による疲労試験により行われてきた。この評価法ではインペラーが破壊した場合，破片はコンプレッサハウジングに当たって潰れ，多くの場合，破面観察から破壊起点を特定できなかった。破壊起点を特定するためには，セラミックホイールと同様に瞬間写真撮影装置を使うことにした。

さらにこれまで長時間を要した疲労試験の短縮も試みた。即ちターボチャージャー実機の仕様よりも回転速度を高くしてインペラーへの応力負荷を増やした繰り返し数の少ない試験を行い，その結果から実機使用条件寄りの長時間の寿命を評価する方法を検討した。高繰り返し数の破壊回転速度を低繰り返し数の試験で評価するには，以下の2項目の把握と確認が必要となる。

①高速回転・低繰り返し数の疲労試験でも破壊モードが変化しないことの確認

②従来の高繰り返し数（数十万サイクル）での試験結果を推定するためのインペラー実体疲労強度（S-N曲線）の把握

3.2.2 供試インペラー

試験に供試した2種類の大きさの異なるアルミ鋳物（JIS; AC 4 D-T 6）製インペラーを図16に示す。モデルIIIはA部の実体強度評価をねらったもの，またモデルIVはB部の実体強度評価をねらったものである。モデルIIIではA部をえぐった形状にして応力値を高めてある。

またインペラーの疲労試験はモデルIVで行った。これは同インペラーの破壊がほとんどB部に限られ，しかもインペラー全体が飛散すること無く破壊起点を含む破面をほぼ無傷の状態で回収できるからである。

3.2.3 試験装置

ターボチャージャーの回転速度を上げるとイン

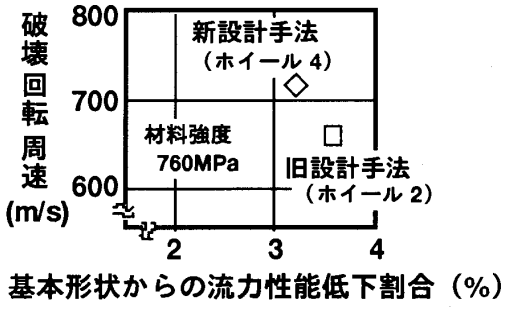
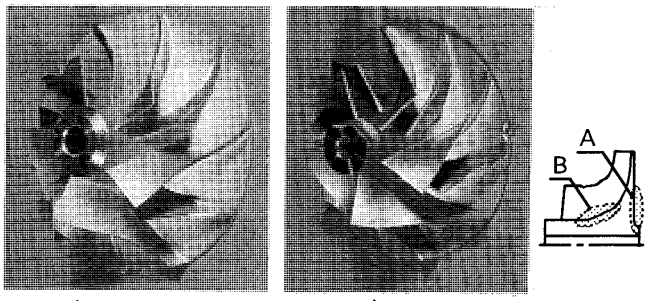


図15 新設計手法の効果



モデルIII（φ65） モデルIV（φ58）

図16 供試インペラー

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

ペラー出口の空気温度は，断熱圧縮及びインペラーと空気との摩擦熱により上昇する。一方インペラーの材料強度は約180°Cを越えると低下し始める。モデルIVは回転速度187,000 rpmでインペラー出口温度が180°Cになった。そこでモデルIVの実体疲労強度を把握するための疲労試験では，インペラーが温度上昇により強度低下しないように，インペラー出口の空気温度により試験装置を使い分けた。即ち180°C以下が保たれる低速高繰り返し数の試験には，ターボチャージャーを試験装置として用いた。180°Cを越える高速低繰り返し数の試験には，真空中で回転させインペラーの温度上昇が無い図3の試験装置を用いた。

破壊起点の把握には，図3の試験装置のうちワイヤー法を採用した。セラミックホイールの場合と異なり塑性変形しやすいアルミインペラーでは，き裂進展速度も遅く破片も細かくならず，同法による破壊検出でも充分破壊起点部を把握できるからである。

3.2.4 結果及び解析

(1) インペラーの破壊モード

図17には，モデルIIIの0.5サイクルでの瞬間写真を示す。破壊起点はA部であることが確認できた。図18には3,431サイクルで破壊したモデルIVの破壊部位を示す。破壊起点はB部である。

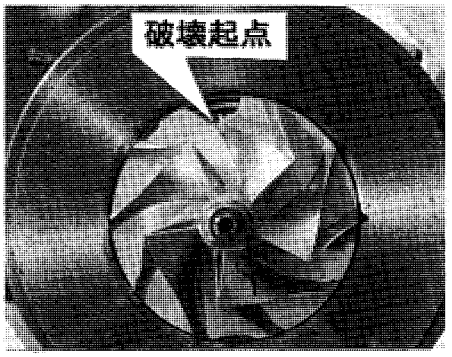
モデルIVの疲労試験では4サイクルから115,000サイクルの範囲の破壊データを得た。破壊したモデルIVの破損形状は全て図18と同じであった。図19にはモデルIVの破壊部位の破面を示す。両破面とも静的破壊の形態であり繰り返し数の大小による違いは無かった。これら破損形状と破面形態の結果から，インペラーの破壊モードは繰り返し数により変化しないと考えられる。

(2) インペラーの実体疲労強度

図20にはモデルIIIとモデルIVの実体疲労強度とモデルIVから切り出したテストピースの片振り引っ張り疲労強度を併せて示す。縦軸の応力値は，モデルIIIとモデルIVでは個々の試験の最高回転速度での破壊起点の応力値を弾塑性解析（FEM）により計算した値である。テストピースの応力値は最大荷重を断面積で除した値である。テストピースのS-N曲線は最小二乗法により求めた直線とした。モデルIVのS-N曲線はテストピースのS-N曲線を直線としたことを参考に，最小二乗法

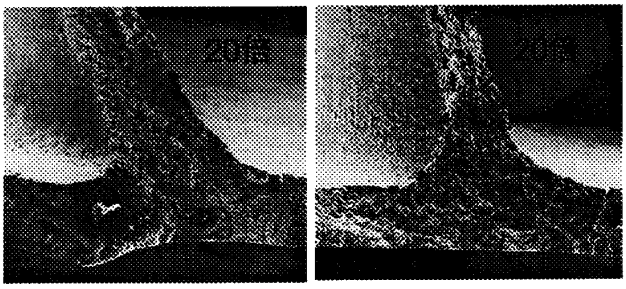
(0.5サイクル、208,900rpm)

図17 モデルIIIの破壊瞬間



(3,431サイクル、185,000rpm)

図18 モデルIVの破壊部位



(3,431サイクル、185,000rpm) (115,000サイクル、139,000rpm)

図19 モデルIVの破面

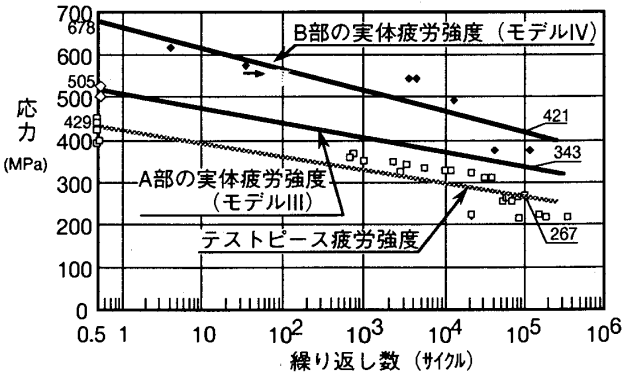


図20 インペラーとテストピースの疲労強度

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/09/01.

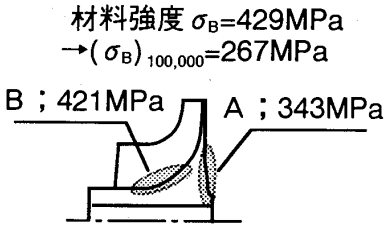


図21 インペラー各部の実体疲労強度
(100,000サイクル)

により同じく直線とした。モデルIIIのS-N曲線は0.5サイクルのデータを起点としてテストピースのS-N曲線に平行な直線とした。これはモデルIIIの破壊起点部位であるA部がテストピースと同じ機械加工面であることから，その強度の低下量も同じであると考えたためである。これによりインペラーの破壊起点となりやすいA部とB部の実体疲労強度が明らかとなった。例えば100,000サイクルでの実体疲労強度を図20から読み取るとA部の実体疲労強度は343 MPaでありB部の実体疲労強度は421 MPaである。図21にはその値をまとめて示す。

旧設計手法では100,000サイクルでの設計強度としてテストピース疲労強度の267 MPaの80%を経験的に用いてきたが，A部，B部ともに強度に余裕のあることが判った。即ち贅肉を削ることにより，さらに流力性能本位の形状に近付けることが可能であることを示している。

4．結　論

(1) ホイールとインペラーの回転強度設計において，強度を確保し且つ流体力学上の理想形状を実現するために，部品の各部で異なる実体強度を考慮する新強度設計手法を提案した。この手法の要となる破壊起点の特定のために瞬間写真法と破面の復元法を新たに開発した。

(2) 新強度設計手法をセラミックホイールとインペラーに適用することにより，各部の実体強度を精度よく求めることが可能となった。

(3) 大きさや材料強度の異なるセラミックホイールについて，上記手法から求めた実体強度を基に推定した破壊回転速度は，試験で求めた値と最大9%の誤差内で一致した。さらに同手法で設計したホイールの流力性能と破壊回転周速は旧手法のものと比べ共に高くなり，新設計手法の妥当性と有効性を確認できた。

参考文献

(1) 高間健一郎，佐々木祥二，清水徹司，神谷信雄: TOYOTA Technical Review Vol. 41 No. 2 (DEC. 1991), 101
(2) M. Stute, H. Burger, M. Grigu, E. Holder, K. D. Morgenthaler, F. Neubrand, M. Radloff: ASME 90-GT-97 (1990)
(3) G. L. Boyd, J. R. Kidwell, D. M. Kreiner: Proceedings of the 24th Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting (1986), 115
(4) S. Sasaki, W. Akai, M. Hiei, H. Okano: 91-YOKOHAMA-IGTC-61 (1991), III-125
(5) 比叡淳: GTSJ 21-81 (1993), 56
(6) N. Kamiya, M. Asai, A. Bessho and S. Wada: ASME 90-GT-383 (1990)
(7) 佐々木正史, 和泉隆夫, 阿知波清次, 伊藤高根: GTSJ 13-50 (1985), 28
(8) 榎本祐嗣: 応用物理第60巻第7号 (1991), 722
(9) 比叡淳, 神谷信雄: セラミックデータブック (1992), 105

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

技術論文

CFDによる遠心圧縮機空力設計

川崎重工業㈱ 須賀信也
〃 橋本啓介
〃 東部泰昌
〃 藤井龍雄

ABSTRACT

The influence of impeller geometry on the relative flow field has been studied by means of three dimensional EULER code. Investigated geometric parameters were shroud/hub meridional contour, splitter blade geometry at the splitter leading edge portion and circumferential location of splitter blade. Effects of these parameters on the impeller flow field were examined by varing one parameter at a time while the other parameters were fixed. And it turned out that sudden change of the impeller inlet relative velocities at shroud/hub could be reduced by appropriate shroud/hub contour modifications, and that relative flow field at the splitter leading edge and subsequent flow field could be improved by setting direction of the leading edge of the splitter blade towards the suction side of the main blade and by locating the splitter blade nearer to the suction side of the main blade.

1．まえがき

ガスタービンには，各要素の高効率化を図る事によって低燃費化を促進すると共に，構造を簡素化し重量・コストを低減する事が求められている。このため，ガスタービンの主要構成要素の一つである遠心圧縮機では一段当たりの圧力比が増大する傾向にあり，インペラの翼面負荷やインデューサ流入部の相対マッハ数が従来のものより大きくなってきている。これらの条件において高効率な遠心圧縮機を設計するには，インペラ内部の複雑な三次元流れを考慮して内部流れに起因する各損失を低減するように幾何形状を決定する必要がある事から，三次元CFD解析（数値流体解析）を適用した形状設計を行った。その結果，内部流れや翼面速度分布の改善のための幾何形状最適化への指針が得られた。

解析には，形状の最適化を図るために繰り返し計算が必要なので，代表的なオイラー手法であるDENTON法による三次元流れ解析コードを適用した[(1),(2)]。

2．インペラ幾何形状パラメータ

インペラの空力性能を決定する主要な形状パラメータには，シュラウド・ハブの子午面形状，翼形状（翼角度分布および翼厚分布）がある。さらに，高負荷，高マッハ数のインペラにおいては，インデューサ部ではシュラウドでの最大相対マッハ数を抑えると共にチョークマージンを確保するために翼枚数を少なくし，出口部分では高負荷に対応するため翼枚数を多くしたスプリッタタイプを採用する事があり，この場合は，スプリッタ翼の翼形状及び設置位置も重要なパラメータとなる。

これらのパラメータの変化は相互に影響し合うため，空力解析と形状修正を繰り返し実施して最適なフローパターンを得る必要がある。

ここでは，一連の形状パラメータの中で一つだけを変化させたときに空力的にどのような影響があるかを調べた。変化させたパラメータは，子午面形状，スプリッタ翼前縁形状およびスプリッタ翼設置位置である。

3．CFD解析結果

3.1 子午面形状の影響

シュラウド・ハブ子午面形状と翼角度分布は，これらの関係によって基本的な流路形状が決まるため，フローパターンに最も大きな影響を与えるパラメータである。

（平成6年12月12日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

インデューサ部での翼角度変化が大きいと，ハブ側では流れが急激に軸方向に曲げられるため流路面積が拡大し相対速度が急減速することがある。一方，シュラウド側では，負圧面側の相対速度が増加するため，入口相対流れが超音速となるような高負荷インペラの場合，衝撃波による損失が増大する。これらを防ぐには，インデューサ部での翼角度の変化を小さくして負荷を減らし流れの急変を抑える事が効果的であるが，ハブ・シュラウドの翼角度分布が相互に密接な関係にあるため必ずしも双方を最適化できない場合がある。これを補う手段として子午面形状の変更が考えられるため，子午面形状の変化によるフローパターンへの影響について検討した。

(1) 解析対象

CFD 解析の対象としたインペラは，当社が新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）より委託を受けた 300 kW 級セラミックガスタービンの研究開発の要素研究として設計されたもので，スプリッタタイプの遷音速インペラである。性能予測計算により求めたインペラの設計主要目を表1に示す。

解析計算格子を図1に示す。格子点数は，周方向，子午面流れ方向，翼高さ方向にそれぞれ 10×75×10 点で，計算回数はいずれの場合もおよそ 4,000 回ぐらいの繰り返しで収束した。

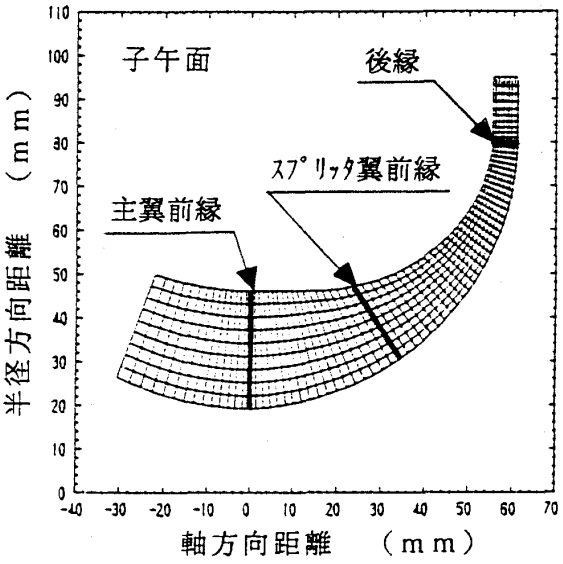
(2) ハブ子午面形状の影響

解析は，図2に示したモデル1−1およびモデル1−2について実施した。モデル1−1の子午面形状は，子午面の曲率とシュラウド・ハブ間の断面積がインデューサ部から出口部まで滑らかに変化するように決定した。モデル1−2はモデル1−1に比べてハブ子午面形状を全体的に絞ったものである。

図3に解析によって得られた主翼の翼面相対マッハ数分布を示すが，モデル1−2の方は流路を絞った影響で中間部分で全体的に相対マッハ数が高くなっており，ハブ側のインデューサ部分の急

表1 インペラ主要目

流量	0.89 kgf/s
回転数	76,000 rpm
インペラ出口静圧	4.5 kgf/cm² abs
インペラ翼枚数	28(主翼14、スプリッタ翼14)
バックワード角	44 deg
インデューサ入口チップ径	92 mm
インペラ出口径	160 mm
インデューサ入口相対マッハ数	1.24



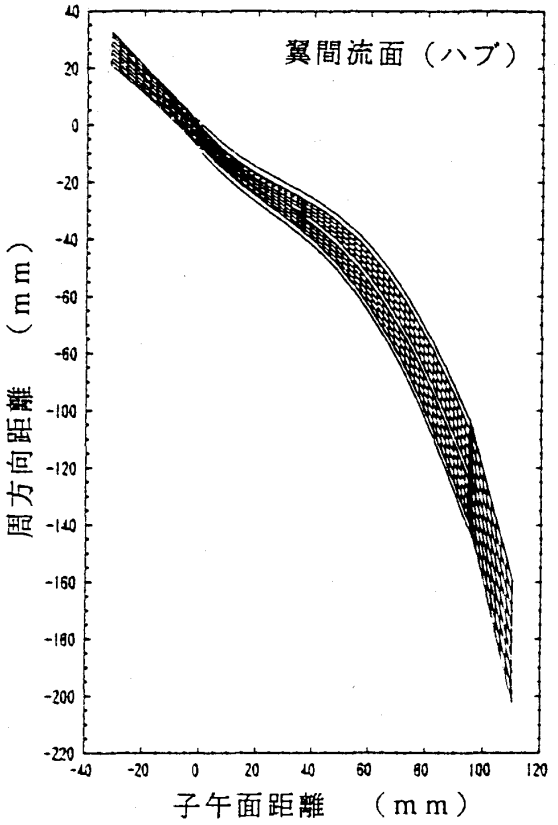


図1 計算格子

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

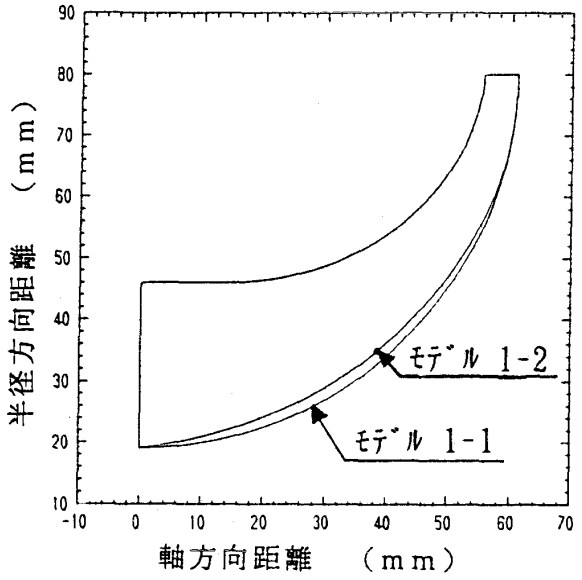


図2 子午面形状

減速も若干緩和されている。一方で，相対マッハ数が一番高くなるシュラウド側のインデューサ部分では二つのモデルでの違いはほとんどなく，ハブ子午面形状を絞ることによる悪影響はみられない。

これらのことから，ハブ側のインデューサ部分の相対速度の急減速に対する対策として，ハブ子午面形状の変更が効果的であることがわかる。ここでは，ハブ子午面形状を全体的に絞ったのでインデューサ部分に対する影響は小さかったが，インデューサ部分のみを絞るとさらに効果がある。

(3) シュラウド子午面形状の影響

図4に解析を行ったモデル2−1およびモデル2−2の子午面形状を示す。モデル2−1のシュラウド子午面形状はインデューサ部の直線部分が比較的短く半径方向への転向が早いのに対して，モデル2−2では直線部分を長くとり半径方向への転向を遅らせることでインデューサ部シュラウド側での速度の急変を防ぐことをねらった。なお，前項のモデル1−1および1−2のシュラウド子午面形状はモデル2−2と同一である。ハブ子午面形状は，前項のモデル1−1に類似した形状とした。

解析によって得られた主翼の翼面相対マッハ数分布を図5に示す。モデル2−2の方は流路を絞った影響で中間部分で全体的に相対マッハ数が高くなっているが，シュラウド側インデューサ部の相対マッハ数分布についてはモデル2−1に見られる局所的な相対マッハ数の増大は無く，最大値も

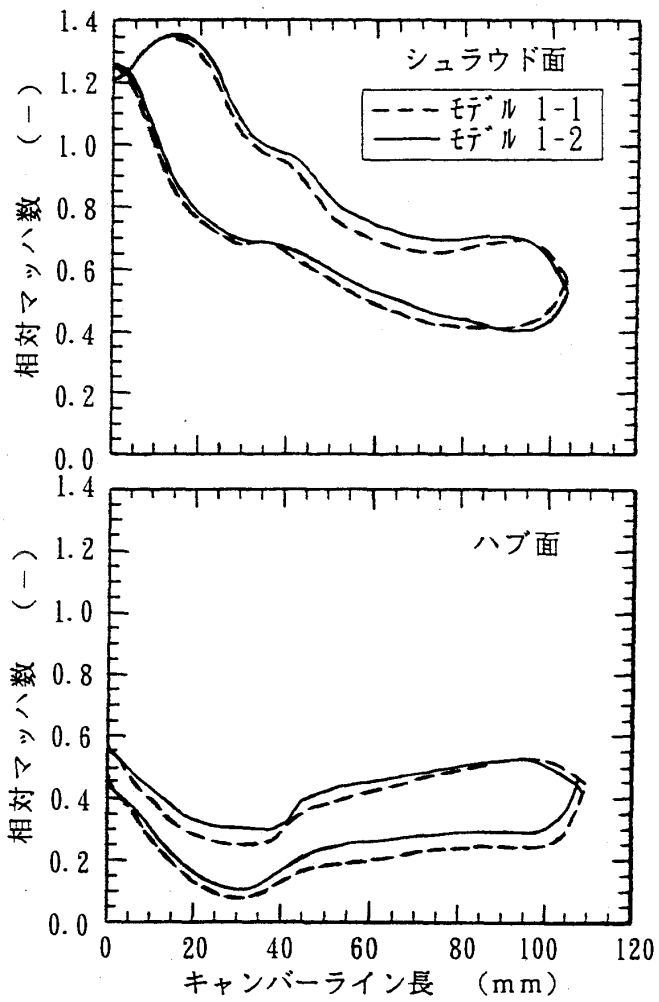


図3 翼面相対マッハ数分布

小さい。また，ハブ側のインデューサ部分の急減速も流路を絞った影響で緩和されている。

このように，シュラウド側インデューサ部分の最大相対マッハ数の局所的な増大を抑える方法として，翼角度分布を変更するだけでなく，シュラウドの子午面形状を変えることも有効な手段であることがわかった。

3.2 スプリッタ翼形状の影響

前述の通り，スプリッタ翼の採用はインデューサ部での損失を抑えつつインペラの負荷を高めるのに有効な手段であるが，スプリッタ翼によって分断される部分の流れは，主翼の入口のような一様流ではなく複雑な流れであり，流れの状態を良く把握していないと損失が大きくなって逆効果になることもある。ここでは，スプリッタ翼の形状によってスプリッタ翼下流の流れがどのように変化するかを解析した。

(1) スプリッタ翼前縁形状の影響

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/04/03

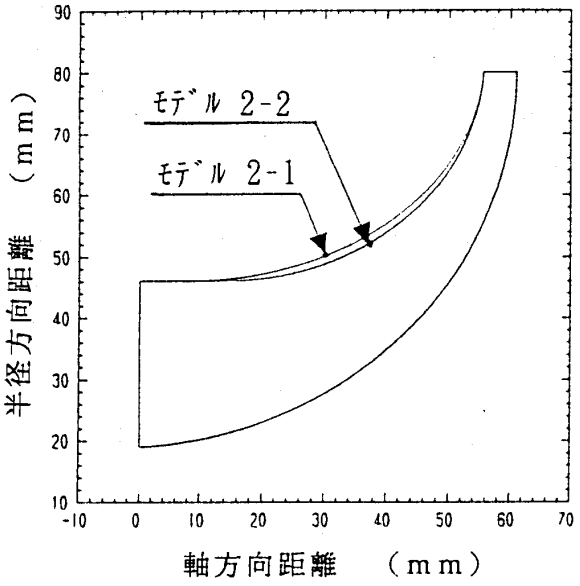


図4 子午面形状

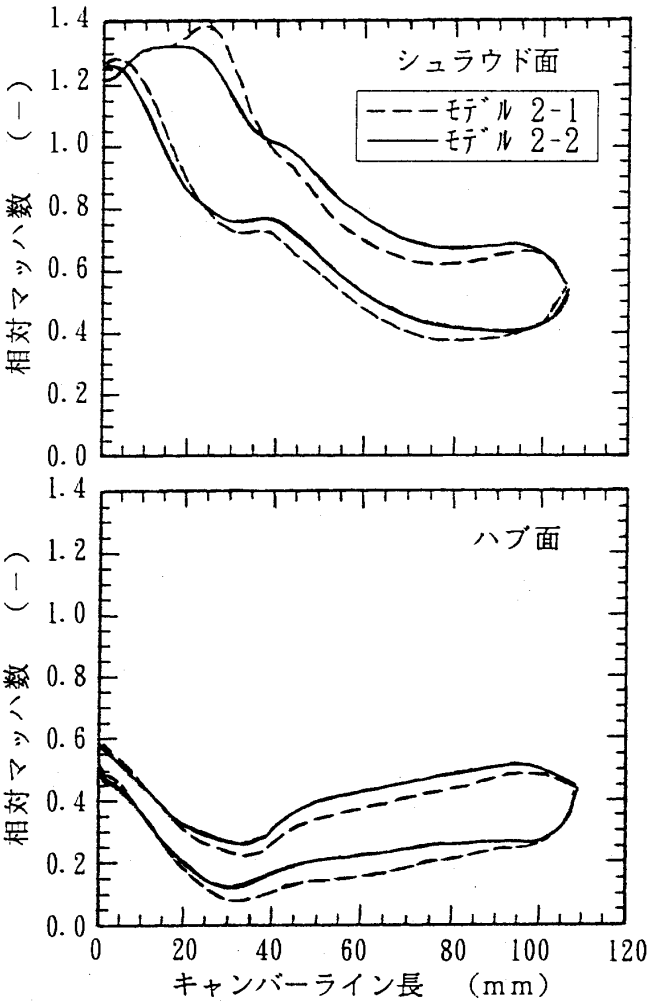


図5 翼面相対マッハ数分布

前項の解析対象インペラにおいて，モデル3−1およびモデル3−2の二つのスプリッタ翼形状を検討した。モデル3−1は通常用いられるスプリッタ翼で，二つの主翼のちょうど中間に位置し，主翼を途中で切断したものと同じ翼厚中心形状を持ち，翼厚分布が違うものである。モデル3−2はスプリッタ翼前縁部分のシュラウド側を主翼の負圧面方向にずらしたものである。図6にシュラウド面での翼形状を示す。

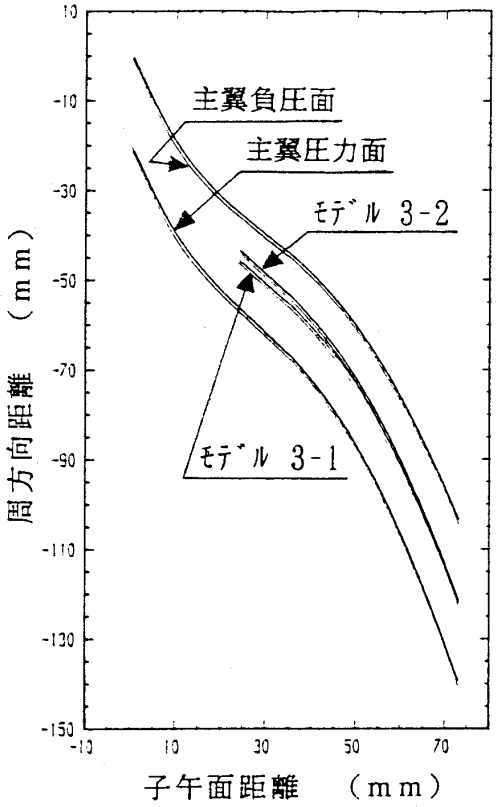


図6 シュラウド面形状

図7に示した解析結果の翼面相対マッハ数分布を見ると，モデル3−1はスプリッタ翼前縁シュラウド側で流れの角度と翼の角度が一致していないため，スプリッタ翼前縁部で局所的に急激な加減速を生じている。また，負圧面側と圧力面側の相対マッハ数の差を翼負荷とみなすと，モデル3−1のシュラウド側ではスプリッタ翼によって分けられる二つの流路の間で翼負荷の分布がかなり異なる。これに対して，モデル3−2ではスプリッタ翼前縁部で流れの角度と翼の角度がほぼ一致しているため，急減速部は見られず，スプリッタ翼によって分けられる二つの流路の翼負荷の分布もほぼ等しい。

以上のように，スプリッタ翼前縁形状を変えることによりスプリッタ翼前縁部および下流のフローパターンを改善し，損失を低減できる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

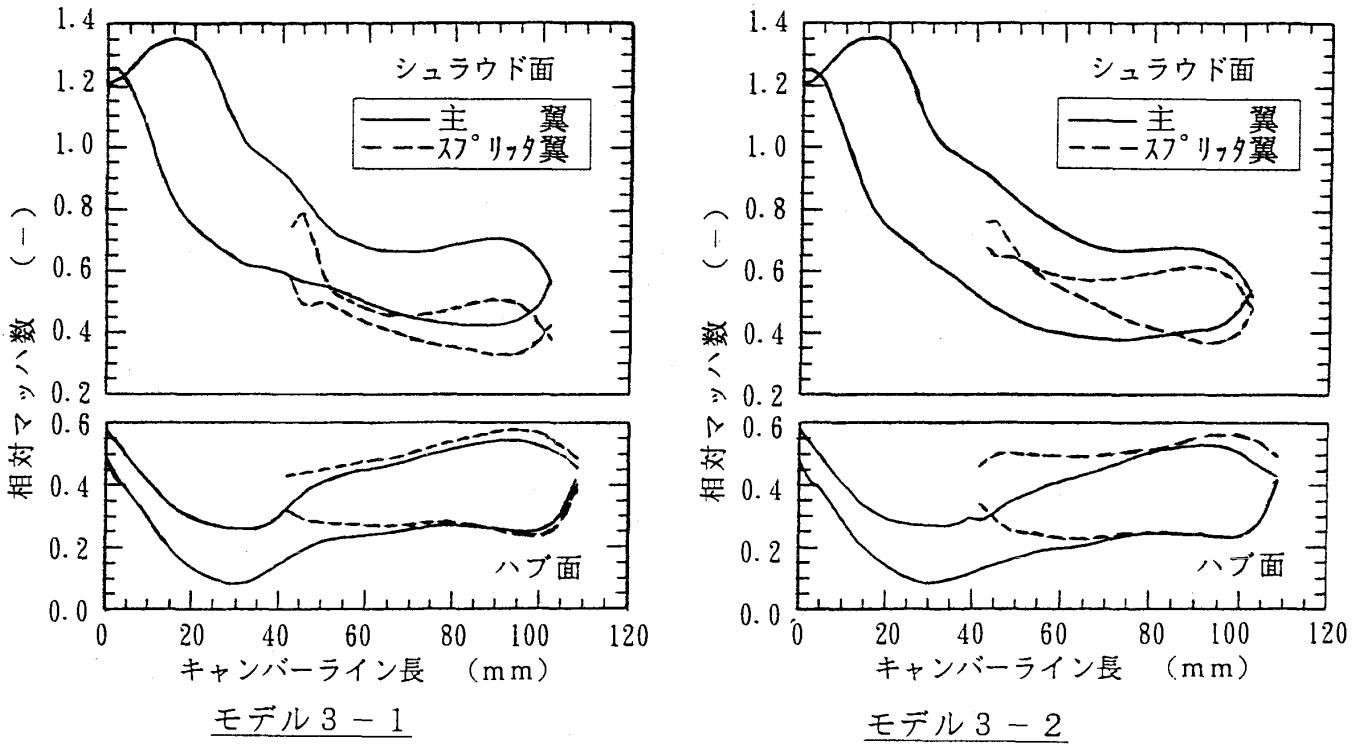


図7 翼面相対マッハ数分布

(2) スプリッタ翼周方向位置の影響

次に，スプリッタ翼の周方向位置が流れに及ぼす影響について解析検討を行った。解析対象は，当社が開発した航空用小型ガスタービンの遠心圧縮機インペラである。このガスタービン用圧縮機は軸流2段と遠心段で構成され空気流量2.5 kg/s，全体圧力比11.5を目標としている。インペラの主要目は，表2の通りである。

表2 インペラ主要目

流量	2.5 kg/s
回転数	49,000 rpm
段圧力比	5.0
インペラ翼枚数	30(主翼15、スプリッタ翼15)
バックワード角	40 deg
平均流入角	25 deg

解析計算は，図8に示す通り隣接する主翼間の周方向位置を負圧面を0.0，圧力面を1.0としたとき0.4（主翼負圧面より），0.5（主翼間の中央），0.6（主翼圧力面より）の各周方向位置にスプリッタ翼を設置したモデル4−1，4−2，4−3の3ケースについて行った。

すべてのモデルで，計算格子点数および主翼・スプリッタ翼形状は同一であり，スプリッタ翼の周方向位置のみを変化させた。図9にモデル4−2の計算格子を示す。格子点

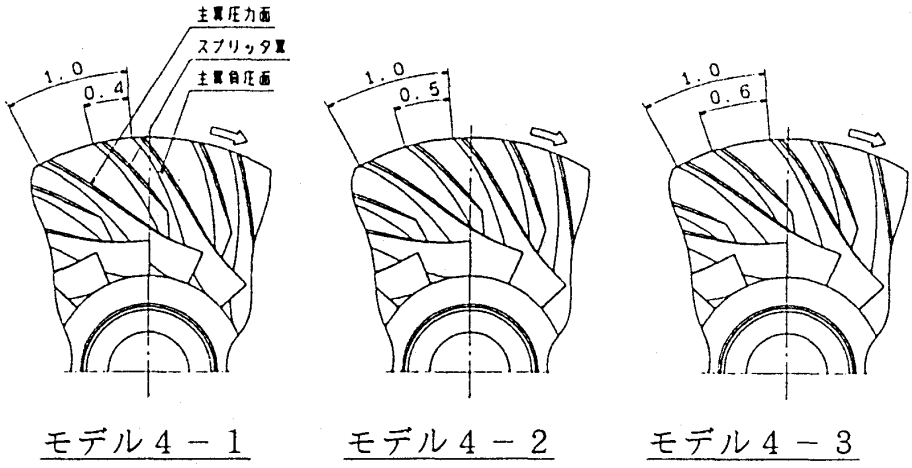


図8 解析モデルインペラ形状

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

数は，周方向，子午面流れ方向，翼高さ方向にそれぞれ13×70×10点である。

解析結果のうちハブ面及びシュラウド面における翼面相対マッハ数分布を図10に，シュラウド面における翼間相対マッハ数分布を図11に示す。

ハブ面については，全体的なフローパターンはいずれのモデルもほぼ類似しており，スプリッタ翼で分けられる二つの流路で同様なパターンを有しインペラ出口直後で周方向にほぼ均等な分布となっている。翼面相対マッハ数分布については図10に示す通り主翼負圧面では入口スロート部近傍でマッハ数が最大となりその後は出口に向かって緩やかに減速している。一方，圧力面では主翼前縁からスプリッタ翼前縁にかけて減速した後，増速しているが，モデル4−1，4−2，4−3の順に減速，増速の勾配が緩やかでより滑らかな流れとなっておりスプリッタ翼位置による相違が見られる。

シュラウド面については，二つの流路でフローパターンが異なり，スプリッタ翼負圧面側流路内では，主翼・スプリッタ翼の前縁部分で流れの急激な増減がある。また，図10の翼面相対マッハ数分布をみると，翼出口部（子午面無次元距離1.0）では負圧面と圧力面との相対マッハ数が一致していない。これは解析上翼出口部の後ろの1格子をカスプとしているためであり，カスプの終端部では同一のマッハ数となっている。しかしながら，不一致の度合いはこれまでの解析に比べて大きく，粘性を考慮した場合，損失を伴う剥離流が発生する可能性もある。これらの現象は，スプリッタ翼

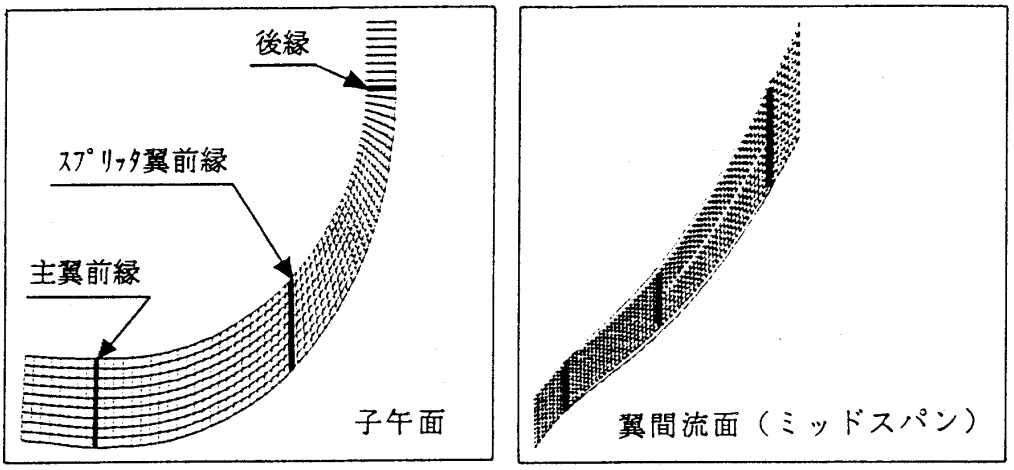


図9 計算格子

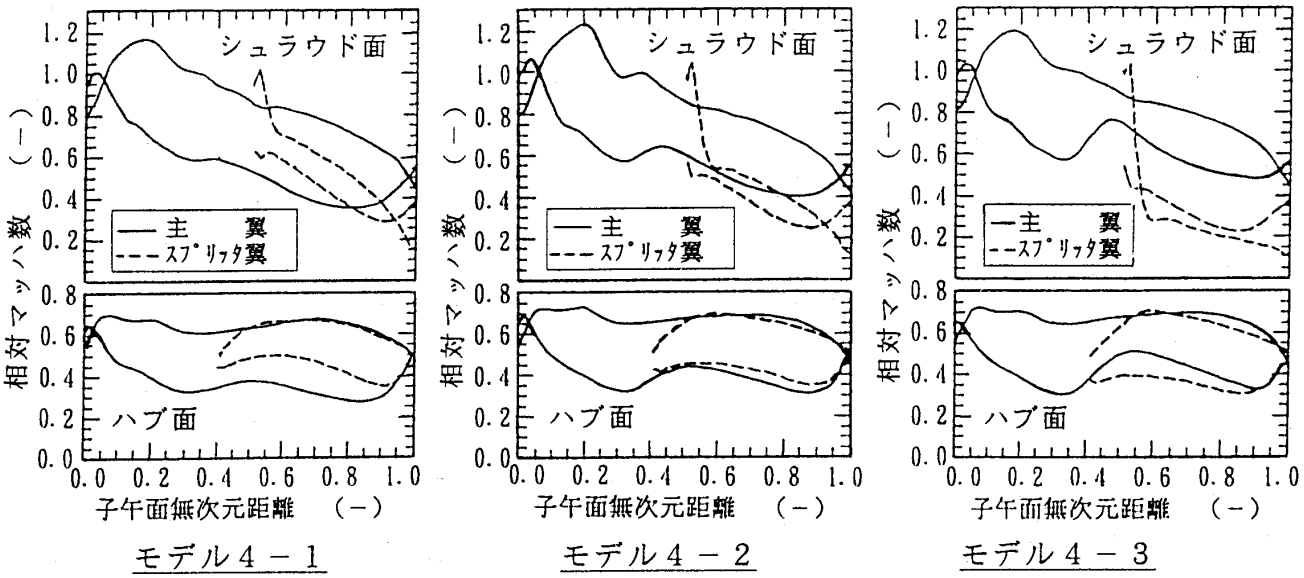


図10 翼面相対マッハ数分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

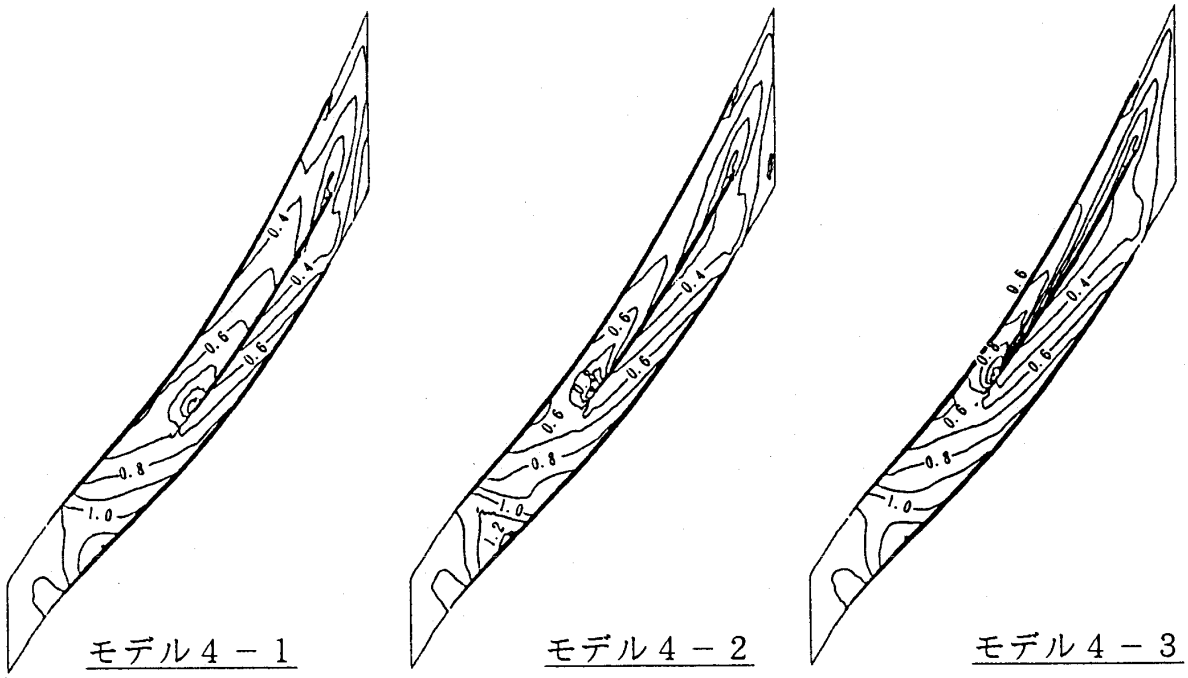


図11 翼間相対マッハ数分布

の周方向位置に関わらず発生している事から，翼形状・子午面形状の変更による改善が必要であるが，ここではスプリッタ翼の周方向位置の変化が翼面負荷分布に及ぼす影響に限定して検討する。スプリッタ翼面マッハ数分布を見ると，図10に示す通り圧力面では各モデルとも比較的類似したパターンで値も近い。しかし，負圧面では前縁部のピークマッハ数はいずれも約1.0と同様な傾向を示しているにもかかわらずモデル4−3, 4−2, 4−1の順にマッハ数が急減しており，特にモデル4−3では圧力面より低いマッハ数となり負の負荷をもたらしている。このため，スプリッタ翼負圧面と圧力面の速度差はモデル4−1が最も大きくスプリッタ翼での負荷が高くなっている。主翼入口負圧面のスロート部では，ハブ面と同様マッハ数が最大となり出口に向かって減速している。一方，圧力面ではスプリッタ翼開始位置でいったん増速された後減速に転じている。これらの相対マッハ数の増減はモデル4−1の場合が最も勾配が緩やかで入口から出口まで滑らかな分布となっており，翼面負荷分布についてもスプリッタ翼開始位置後方における負圧面と圧力面との速度差が大きくスプリッタ翼と共に高負荷となっている。

このように，スプリッタ翼周方向位置を主翼負圧面寄りとすることでも，フローパターンを変化させ，翼面負荷分布が改善できる。

4．結　論

三次元のDENTON法によるインペラ内部の翼間流れ解析を設計に適用して，インペラ幾何形状と内部流れの相関について検討した。三次元オイラー解析を用いることにより，従来の準三次元ポテンシャル解析では不可能な遷音速領域の三次元内部流れが把握でき，内部流れや翼面負荷分布を改善するためのインペラ幾何形状最適化への指針が得られた。

なお，本稿でのCFD解析のうち，2−1および2−2(1)については，新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）より委託をうけた300 kW級セラミックガスタービンの研究開発の要素研究における成果の一部であり，ここに，関係各位に謝意を表します。

参考文献

(1) Denton, J. D., "A Time Marching Method for Two and Three Dimensional Blade to Blade Flow", ARC R. &M. 3775, 1975

(2) Denton, J. D., "An Improved Time Marching Method for Turbomachinery Flow Calculation", ASME Paper No. 82-GT-239.

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/04

研究だより

東京大学工学部航空宇宙工学科 航空宇宙推進学コース

東京大学工学部　渡 辺 紀 徳

東京大学工学部では数年前から大学院重点化に伴う学科改組が進められ，従来の「航空学科」も平成5年に「航空宇宙工学科」への改組・改称を行って，新たなスタートを切った。現在は工学部全体が大学院部局化を完了し，正式には「大学院工学系研究科　航空宇宙工学専攻」が主となり，これに学科が付随する形態となっている。しかし本稿ではカバーする研究室の範囲の関係から，標題に従来の学科名称を用いた。学科は航空宇宙システム学，航空宇宙推進学の2コースより構成されている。ここではガスタービンに関連の深い，また筆者の所属する，航空宇宙推進学コースにおいて，最近行われている研究のいくつかをご紹介する。なお，学科全体の歴史と概要については，文献(1)に紹介されている。

航空宇宙推進学コースは航空用ピストンエンジン，ジェットエンジン，ロケットおよび宇宙機の推進機関に関する研究・教育を行うコースで5研究室から成り，スタッフは現在教授5名，助教授1名，助手10名，技術官3名となっている。学生数は学部3・4年生が各学年26名，大学院は専攻全体で修士定員54，博士定員28であるが，本コースに所属するのは例年修士が各学年15名程度，博士は全学年合わせて15名程度である。

研究は研究室ごとに独立して行われているが，複数の研究室で同分野の研究を行っている例も多いので，内容によって分類し，いくつかの研究を順不同に紹介したい。

1．ターボ機械の内部流れに関する研究

この分野の研究は八田桂三名誉教授，岡崎卓郎名誉教授などの先達から連綿と受け継がれ，特に非定常翼列の研究において成果を上げて来ている。現在は梶教授，長島教授の研究室が関連する研究を行っている。

梶研究室では直線振動翼列風洞を用いて，遷音速圧縮機翼列の不始動フラッタ，遷音速タービン翼列の曲げモードフラッタを対象とする振動翼列実験が行われている。また，長島研究室でも駒場の先端科学技術研究センターに設置されている翼列風洞を用いて，遷音速タービン振動翼列の実験が実施されている。近年，CFDの利用が大変盛んになり，両研究室でも実験に数値解析を組み合わせた研究が大半を占めている。CFDを利用した最近の研究としては，振動翼列実験に対応する数値解析の他，サージ近傍における翼列三次元流れ，翼端間隙流れ，超音速通過流ファンの非定常流れ，斜流タービン翼の境界層流れ，Wave Rotor内部の非定常流れ，などの数値解析が行われている。計算機に関しては，各研究室に数台のワークステーションが設置され，フル稼働しているが，三次元解析など大型の計算になるとスーパーコンピュータが不可欠となり，これについては航技研のシステムをご厚意により利用させて頂いている。このほか低速吸込み風洞を用いて，周期変動流中の翼端渦や振動翼から発生する翼端渦の非定常挙動を実験的に明らかにする研究，回転管内流れの不安定現象に関する研究，なども進行中である。

2．スクラムジェットエンジンの燃焼と流れに関する研究

未来の極超音速輸送に用いられるスクラムジェットエンジンに関する研究は，近年大きくクローズアップされている。スクラムジェットエンジンを実現させるための基幹技術の一つは，燃料の水素を超音速空気流中で安定的に燃焼させる技術であり，このための基礎研究がいくつかの研究室で実施されている。長島研究室では超音速気流中に実際に水素を吹き出し，燃焼を行わせる実験を行っており，安定燃焼に向けて有望な結果を得ている。また，燃焼学を主要分野とする河野教授の研究室では，超音速気流中におけるバックステップによる保炎の研究や，噴流に音波擾乱を与えて混合を促進する研究が行われている。梶研究

（平成7年4月10日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/30

室でもマッハ3風洞を用いて風洞壁やストラットから空気を吹き出し，流れ場の計測を行って噴流の混合状況を明らかにする模擬実験を行っているほか，この風洞にスクラムジェットエンジンモジュールの模型を設置し，流路内に障害物を挿入することによってエンジンの熱閉塞などの状況を模擬して，不始動遷移時の流れ場を解明する研究も行っている。他方，これらの流れや燃焼に関する数値解析も盛んで，反応を考慮したナビエ・ストークス解析，DSMC法による水素燃焼の初期過程の解析，複雑な渦構造による混合促進に関する三次元数値解析などが精力的に行われている。更に最近では長島研究室と，電気推進を主要分野にしている荒川教授の研究室との協力により，プラズマトーチを用いた水素の燃焼促進が試みられている。

3．燃焼現象とその制御に関する研究

河野研究室では前項で述べたスクラム関連の研究の他，燃焼中の火炎に電界をかけてその影響を調べる実験的研究，乱流混合気の点火機構を実験と数値解析で解明する研究などを行っている。燃焼反応場に存在する多数の荷電粒子に電界の影響を積極的に与えることは，燃焼制御に有効な手段となり得ると考えられる。また，燃焼促進と点火阻害という正負の効果を持つ乱流の，火花点火燃焼に対する影響を詳細に解明することは，希薄燃焼技術の基礎研究として重要である。最近では落下塔による実験で得られる微小重力場を利用して，噴流拡散火炎の不安定性，二液滴の干渉，白金触媒の反応機構等の現象を解明する基礎的研究も盛んに行っている。

4．航空宇宙材料に関する研究

塩谷教授の研究室は，航空宇宙用材料に関する諸問題を，特に変形および破壊の機構という力学的性質の解明に主眼をおいて研究している。現在はぜい性破壊の基本過程であるクラック伝播に関して，高分子材料の高速クラック伝播を微視クラックの生成や微視分岐の発生・干渉という視点から理論と実験により解明する研究や，セラミックス材料の高温特性をクラック経路の温度依存性や材料依存性に着目して明らかにする研究，複合材料の破壊に関する理論研究，などを行っている。また，延性破壊についてはその微視過程であるボイドの発生・成長・合体を破面観察や超音波利用により実験的に調べ，塑性変形・破壊のシミュレーションによる理論解析も実施している。更に航空宇宙構造物への異物衝突による変形・破壊に関して，連続体力学の立場からモデル化を行い，解析的研究を行っている。

5．電気推進に関する研究

荒川研究室では宇宙推進の先進的技術の一つである電気推進について，基礎から実用に供するものまで幅広い研究が行われている。最近の研究には次のようなものがある。

- 高出力ホールスラスタ: スラスタ内に静磁場とホール電流を作り，その電磁力によって推力を発生するプラズマ推進機をホールスラスタと呼ぶ。試作したスラスタの推力，ビーム電流，プラズマ密度等を測定する実験と，理論モデルの解析により，推進性能向上のための指針を模索中である。
- アークジェットの性能向上: アークジェット推進は推力密度を大きく取ることができ，応用範囲の広いスラスタであるが，プラズマから電極壁への熱損失が大きいため，この損失の機構を解明する研究を実験と数値解析により行っている。
- イオンエンジンプラズマ: イオンエンジンは実用化の段階にあるスラスタであるが，耐久性について課題を残している。プラズマの数値シミュレーションにより，電極の損耗の評価や低減方法の検討，寿命の推定などを行っている。
- 電気推進ミッションのシステム解析

6．空力音響に関する研究

梶研究室ではジェットエンジンの騒音に関連して空力音響の研究を行って来ているが，近年は超音速噴流から発生する音の研究を実験と数値解析により実施している。一つは超音速スクリーチと呼ばれる超音速噴流から発する離散周波数音の発生機構解明の研究で，無響室内にマッハ数1.5～2.0の噴流を吹き出し，可視化と非定常圧力分布の計測を行って，衝撃波構造の挙動と音圧場との関係を調べ，また，数値解析も合わせて自励的な音波発生の機構を解明しようとしている。このほかミキサーエジェクターの利用など，ノズル部の構造によりジェット騒音を低減する研究を

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

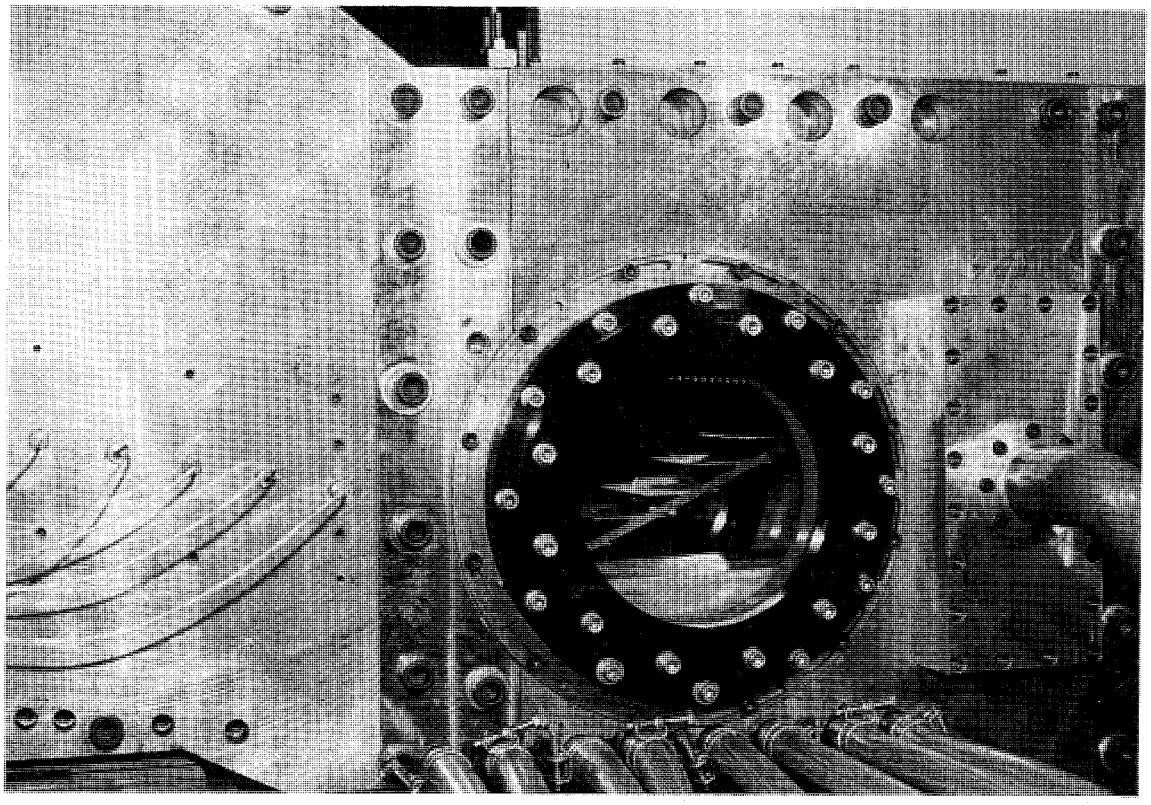
行っている。

7．その他

大学院最先端設備として，「超音速・極超音速機の環境試験設備」の設置が認められ，スペースチャンバー，高温負荷装置，レーザ計測装置等から構成される実験設備が新たに導入された。研究はこれから開始されることになるが，推進コースではスペースチャンバー内に超高層大気環境を模擬し，エンジン排気を導入して反応を調べ，その環境に及ぼす影響を明らかにする研究などが計画されている。

参考文献

(1) 梶, 日本航空宇宙学会誌, 40-457, (1992), 72.



遷音速翼列風洞測定部（梶研究室）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

新製品紹介

三菱　ガスタービン MGUN 500 形 非常用発電装置

三菱重工業㈱　大　橋　義　仁

1．はじめに

非常用発電装置の設置が，消防法及び建築基準法により，病院，庁舎，ホテル等不特定多数の人が集まる場所には義務づけられている。また，コンピュータ等のOA機器を数多く使用している企業など，万一の停電時に備えて非常用発電装置を導入している。

当社では，自社技術によりガスタービン発電装置を提供していると共に，航空用ジェットエンジンの設計製造を行っているが，この度実績のある航空用ガスタービンを転用した，低コスト，小型・軽量の非常用発電装置を完成させシリーズに加えた。

以下内容について説明する。

2．MGUN 500 の特長

本装置の主要要目を表1に示す。

吸気温度40℃でも図1に示すように出力には余裕がある。

本装置の特長は以下のとおりである。

(1)　高信頼性

豊富な運用実績に裏付けされた航空用ガスタービン技術を転用しており，かつシンプルな構造で高い信頼性を有している。

ガスタービン及び減速機の構造を図2に示す。

また，開放状態を図3に示す。

表1　MGUN 500 の主要要目

出　力		500 kVA
起動時間		40秒以内
形　式		長時間形（10時間連続運転可能）
使用燃料		灯油，軽油，A重油
出力電圧		3300／6600V，（210V，440Vも可能）
周波数		50／60Hz
燃料消費量		255L／Hr　（40℃）
ガスタービン	吸気／排気	吸気：310m³/min　排気：690m³/min，420℃（エジェクター型）
	形　式	単純開放サイクル一軸形
	圧縮比	5.2
	回転数	約43,000 rpm
始動蓄電池		HS 300 AH　DC24V

（平成7年3月22日原稿受付）

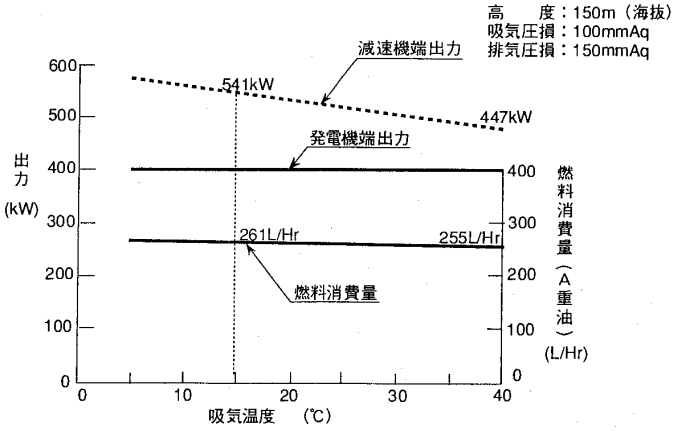


図1　吸気温度に対する出力及び燃料消費量

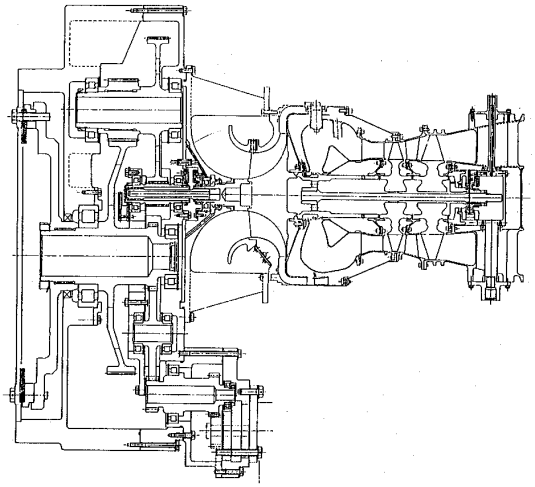


図2　ガスタービン及び減速機構造

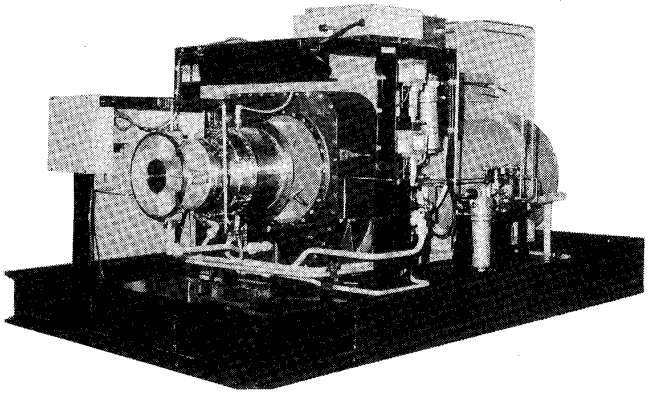


図3　パッケージ開放状態

Download service for the GTSJ　member of ID , via 153.121.55.14 , 2025/06/01

(2) 小型・軽量

・航空用ガスタービンの転用

薄肉構造及びアニュラ型燃焼器の採用により当社産業用ガスタービン寸法の約1/2に小型化した。

部品点数も少なく，低コスト化が図られている。

回転部分の慣性が小さいため，起動時間が短く（停電から遮断機投入まで約30秒）停止時間も短い（定格回転から停止まで約50秒）為再スタートも迅速である。

・減速機直結型発電機の採用

発電機を減速機に胴体直結してパッケージ長さを短縮した。

発電装置標準寸法を図4に示す。

(3) 確実な着火，安定した燃料供給

遠心噴霧方式の採用により，大きな加速度で燃料が押し出され微粒子となって噴霧されるので着火ミスがない。また，燃料ノズルを持たないため構造が簡単で，ノズルのつまりの心配もない。

(4) ニーズに応じた消音設計

航空用ジェットエンジンのサイレンサを製作してきた技術を用い，設置環境毎の消音要求に応じた製品を供給可能である。

(5) 迅速，確実なサポート体制

ガスタービン本体は小型・軽量であり（約98 kg ϕ 350×640）パッケージの点検扉から簡単に着脱できる。

又，永年培ってきたエアライン等のガスタービンエンジンの修理体制を活用した迅速で万全な対応を実施する。

屋外形　本体重量: 4,600 kg　排気消音器: 1,900 kg

注：排気消音器は、85dB（A）仕様の寸法を示します。
屋外形はエゼクター排気方式です。

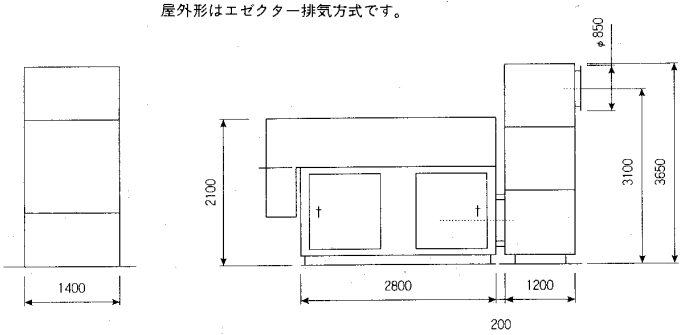


図4　発電装置標準寸法

3．ガスタービン発電装置の特長

非常用発電装置の原動機には，ガスタービンとディーゼルエンジンがある。両者の比較を表2に示す。ガスタービン発電装置は以下に示す特長を有している。

(1) 冷却水不要
(2) 良質な電気
(3) 軽量コンパクト
(4) 電圧確立後100%負荷投入可能
(5) きれいな排気
(6) 単純構造
(7) 低騒音，低振動

先日の阪神大震災では，冷却水が止まって動かなかった非常用発電装置も若干あったとのことだが本装置はすべて空冷式であり断水時も支障はない。

表2　ディーゼル発電装置との比較

	項　目	ガスタービンエンジン	ディーゼルエンジン
性能	負荷投入	100%投入可能	即時全負荷投入不可 (60%～75%投入)
	回転数変動率	変動率小 (瞬時±4%，定常時±0.3%)	変動率大 (瞬時±10%，定常時±5%)
	電圧変動率	変動率小 (定常時±1.5%)	変動率大 (定常時±4%)
	燃　費	劣　る (非常用のため問題でない)	良　い
環境	騒　音	小（75～85dB(A)）	大（100～110dB(A)）
	振　動	小	大きい（防振対策要）
	排気ガス	NOx：45PPM以下	NOx:500～1000PPM 黒煙発生有
設置・設備	設置スペース	小さい	大きい
	冷却水	不　要	要
	建屋防音対策	不　要	必要な場合もある

4．おわりに

現在ツイン化による1000 kVAまでスケールアップした非常用発電装置の確認中であり，今後も航空転用型ガスタービンの利点を生かしたシリーズ化をすすめていく予定である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01

資料

1994年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会[1]

Ⅰ．生産統計の概要

1．統計作成委員会の活動について

(1) 1994年のガスタービン及び過給機の生産統計に関し，統計資料の収集及び集計を行い統計を作成し本号に掲載した。この統計は英文Bulletinにも掲載する予定である。

2．1994年ガスタービン生産統計

2.1 陸舶用ガスタービン

(1) 総台数は前年に比べて約5%増であったが，全出力は36%増加となり前年度の急減から再び増加傾向に転じた。最近5年間の傾向としては，総台数は漸増傾向にあるといえる。

小型（735 kW以下）は台数は前年とほとんど変わっていないが，出力は14%減少した。

中型（22,060 kW以下）は台数，出力ともに若干増加した。

大型は前年に比べて，台数で43%，出力で40%ともに増加した。

(2) 用途別にみると，台数では68%が非常用発電用で，出力では68%をベースロード発電用が占めている。さらに大型のピークロード発電用を加えると，非常用を除く発電用が出力で86%に達した。

非常用の中型は前年より台数，出力とも大幅に減少したが，大型が出力，台数ともに増加したため，発電用の全出力は前年より増加した。

非常用は小型，中型ともに減少し，台数で12%出力で24%減となった。

(3) 燃料の種類別生産台数では，ガス燃料の比率は前年に比べ中型と大型の増加により倍増となった。このうち天然ガスが大幅に台数を増やし，液化天然ガスと都市ガスは中型で激減している。また高炉ガスがなくなり，新たに石油プラントオフガス，プロセスガスとプロパンガスが加わった。一方出力では，ガス燃料の比率が昨年は激減したものの，本年は大型の増加により全体として25ポイント増加し一昨年並の83%にまでなった。ただし液化天然ガスと都市ガスは中型で減少している。

液体燃料の生産台数は，灯油が小型で増加したが，重油が中型で，灯油・軽油が大型で減少した。今回新たにナフサが加わった。

燃料種別の生産台数比率を多い順に並べると，小型では重油1種・灯油・軽油が59・33・7%となり，中型では重油1種・天然ガス・軽油・灯油が36・29・14・12%，大型では天然ガス・液化天然ガス・ナフサが50・33・7%の割合となっている。

一方出力比率では，小型では重油1種・灯油・軽油が63・29・6%，中型では軽油・重油1種・天

（平成7年5月11日原稿受付）

(1) ガスタービン統計作成委員会
委員長　射延　功（川崎重工業）
委　員　秋田　隆（石川島播磨重工業）
臼井　俊一（日本鋼管）
江田　武司（川崎重工業）
清野　隆正（日立製作所）
駒形　正敏（新潟鉄工所）
榊　純一（石川島播磨重工業）
高間　信行（東大生産技術研究所）
塚原　章友（三菱重工業）
長妻　宏（東芝）
西原　昭義（ヤンマーディーゼル）
菱川　明（三菱重工業）
本間　友博（東芝）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

然ガス・灯油が42・20・15・13%，大型では天然ガス・液化天然ガス・プロセスガスがそれぞれ47・44・4%の割合になっている。

(4) 納入地域別では，国内向けは台数で前年比5.3%減の391台で中型の減少が目立ったが，中・大型の容量が増加したため，出力は前年比わずかながら増加した。

国内向けの小型は，台数では関東と中部で増えたが全体ではほぼ同数となり，出力では中部(30%増)を除き全地域で減少し14%減となった。中型は台数では13%減少したが，出力は舶用主機の伸びにより微増となった。大型は台数，出力とも前年とほぼ同じであったが，地域別にみると関東，九州が減り，中部，近畿が大幅に増加した。

輸出は総台数の17%，全出力の49%であった。前年比では台数，出力ともほぼ倍増と大幅に回復した。出力ではアジア向けが前年に引き続き多く，68%をしめた。台数では，中型の大口により北米向けが急増した。

(5) 被駆動機械別ではこれまでと同様に，発電機がほとんどを占め94%であった。推進機用は台数，出力とも約60%という大幅な伸びを示した。水ポンプ用も台数は前年と同じであったが，出力は約3.7倍にもなった。

(6) 表5に示す出力区分は昨年まではPS単位で，200，500，1,000，6,000，14,000，22,000，30,000，60,000で区切っていたが，今年からはkW単位で表示することとした。ただしこれまでのデータと一貫性を持たせるために単に換算するにとどめた。

台数の多い順は，736－4,412，368－735，147－367 kWで前年と変わっていない。一方，出力の多い順では44,130 kW以上のトップは変わらないが，2番目は22,065－44,129 kWが倍増して前年とは変わり736－4,412 kWのクラスを上回った。

(7) 発電用ガスタービンを前年度と比較してみると，事業用では輸出が増加（11台/870 MW → 20台/1,720 MW)した。自家用では国内(386台/540 MW → 344台/380 MW）は減少したが，輸出（29台/70 MW → 61台/95 MW）は増加した。総計では，台数がほとんど同じであったにも拘わらず，出力では輸出向け大型の増加により37%の増加となった。

2.2 航空用ガスタービン

(1) ターボジェット/ターボファン・エンジンは，前年に比べ台数では5%増加したが，推力はほとんど変化がなかった。台数の増加はターゲット・ドローン用の小推力エンジンTJM 3によるものであり，T－4中等練習機用の中推力エンジンF－3と，F－15戦闘機用の大推力エンジンF 100の台数は前年と同じである。なおF 100エンジンは今年の出荷からすべてDEEC（デジタルエンジン制御装置）付きのF 100－220 Eとなっている。

(2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは，台数で34%減，合計出力で41%減と前年に引き続き大きく落ち込んだ。1992年から連続3年の減少である。補助機関駆動用エンジンが台数で33%減，ヘリコプター用エンジンが同じく27%減，固定翼機用エンジンが60%減と各機種がすべて減少しているが，大出力のターボプロップT 56（P－3C対潜哨戒機用）の台数減少が大きい。

(3) 5か国共同開発エンジンであるV 2500ターボファン・エンジンのファン部（日本担当部分）は，70台生産され，1988年の生産開始以来の累計は491台になった。これはエンジンの組立ではないため，生産統計には加えていない。

注: ターボジェット/ターボファン，及びターボシャフト/ターボプロップ・エンジンについては90～93年間の統計に誤りがあったので，統計集（94年版）の作成を機会にこれを訂正した。

3．1994年過給機生産統計

(1) 生産されている形式数は前年よりも31減少し119種類であった。

(2) コンプレッサ翼車外形100 mm以下の過給機の生産台数は前年比約7%増加した。

(3) コンプレッサ翼車外形101 mm以上の生産台数は前年比約3%増加したが，クラス別にみると増加しているのはクラス2のみで，クラス3以上の合計は前年比約14%減少している。

〔備考〕

(1) 暦年（1～12月）に納入されたガスタービンまたは過給機を対象とした。

(2) 出力及びスラストの基準状態は，入口空気条件を101.3 kP_a (1.013 bar)，温度15°Cとした。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

II．統計

1．最近5年間のガスタービン生産推移

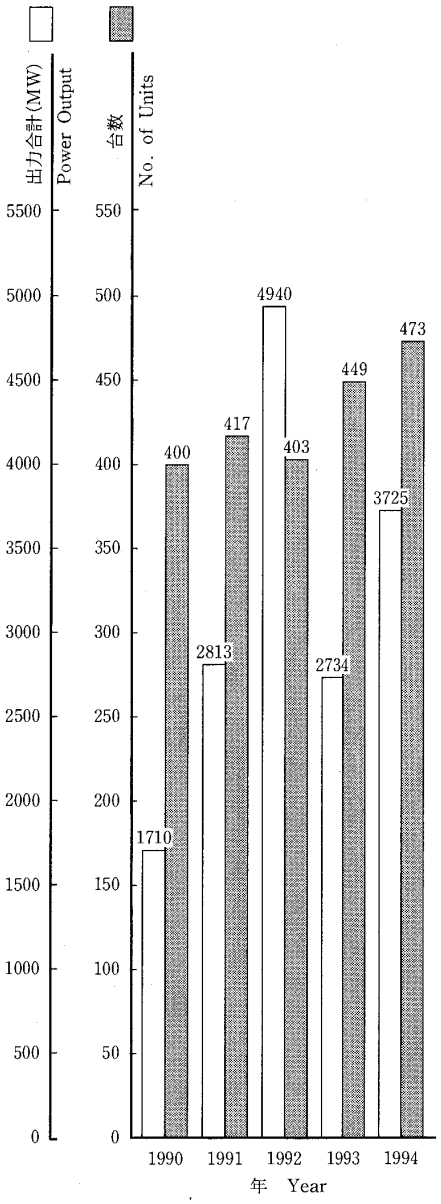


図1 陸舶用ガスタービン

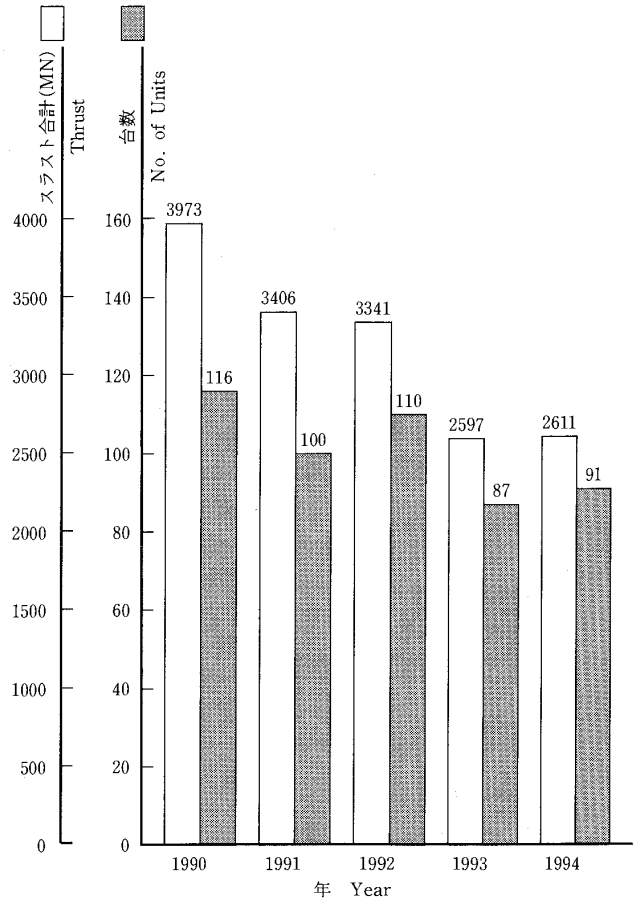


図2 ターボジェット/ターボファン・エンジン

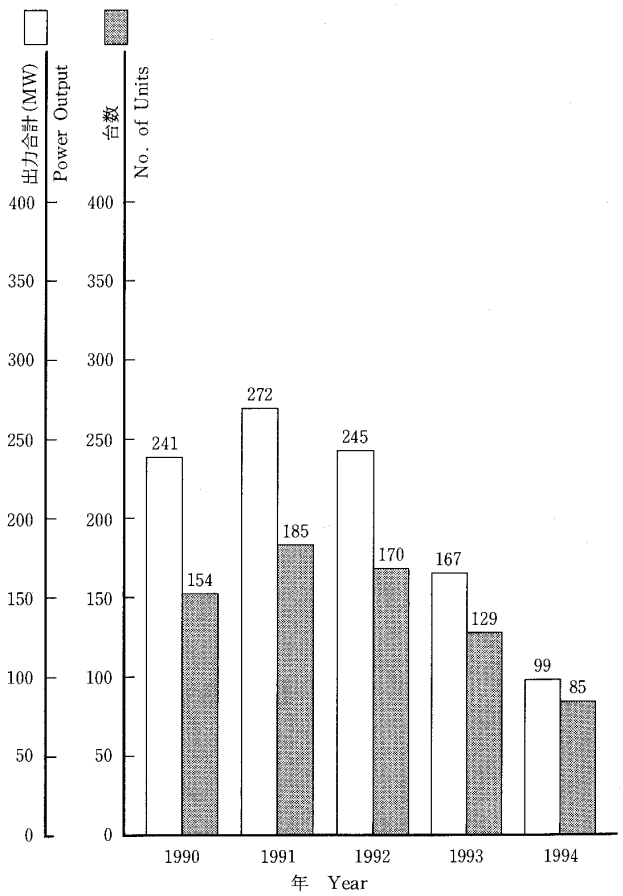


図3 ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

2．陸舶用ガスタービン

表1　1994年用途別生産台数及び出力（kW）

区分 Size		小型 Small Unit 0～735kW		中型 Medium Unit 736～22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW～		全出力 Total	
用途 Application	コード Code	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	1	430	86	183,982	25	2,334,790	112	2,519,202
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	5	682,650	5	682,650
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	215	81,156	105	186,884	0	0	320	268,040
商船用 Merchant Marine	M	0	0	2	41,180	0	0	2	41,180
艦艇用 Military Marine	MM	0	0	15	199,125	0	0	15	199,125
その他プロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	1	12,316	0	0	1	12,316
実験用 Experiment	XP	7	18	0	0	0	0	7	18
その他 Miscellaneous	MC	11	2,472	0	0	0	0	11	2,472
合計 Total		234	84,076	209	623,487	30	3,017,440	473	3,725,003

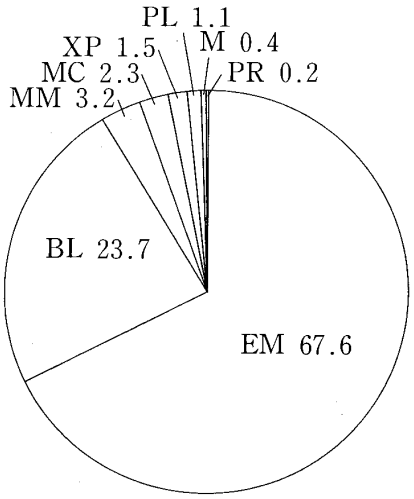


図4　1994年用途別生産台数割合（%）

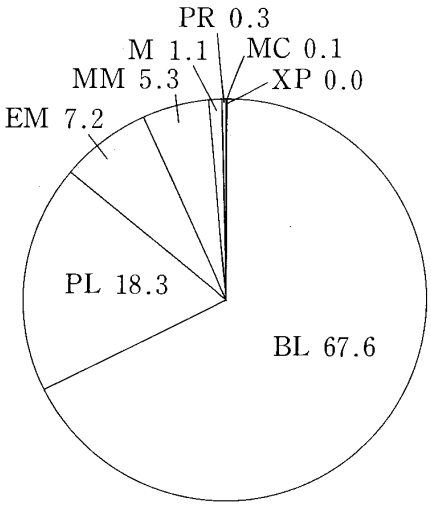


図5　1994年用途別出力割合（%）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表2　1994年燃料別生産台数及び出力（kW）

区分 Size			小型 Small Unit 0～735kW		中型 Medium Unit 736～22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW～		全出力 Total	
燃料種類 Kind of Fuel		コード Code	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0	0	0	0	10	1,334,900	10	1,334,900
	液化石油ガス Liquefied Petroleum Gas	LPG	0	0	3	4,500	0	0	3	4,500
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	60	94,235	15	1,416,150	75	1,510,385
	石油プラントオフガス Plant Off Gas	GOG	1	430	1	5,970	1	40,000	3	46,400
	メタノール（ガス） Methanol Gas	GME	0	0	0	0	1	35,000	1	35,000
	プロセスガス Process Gas	GRF	0	0	0	0	1	128,250	1	128,250
	プロパンガス Propane Gas	GPR	0	0	1	4,100	0	0	1	4,100
	都市ガス Town Gas	GTW	0	0	15	46,377	0	0	15	46,377
	小計 Sub Total		1	430	80	155,182	28	2,954,300	109	3,109,912
液体燃料 Liquid Fuel	灯油 Kerosene	T	78	24,978	25	80,455	0	0	103	105,433
	軽油 Gas Oil	K	16	4,660	29	262,185	0	0	45	266,845
	ナフサ Naphtha	LN	0	0	0	0	2	63,140	2	63,140
	重油1種 Heavy Oil No. 1	H1	139	54,009	75	125,665	0	0	214	179,674
	小計 Sub Total		233	83,647	129	468,305	2	63,140	364	615,092
合計 Total			234	84,077	209	623,487	30	3,017,440	473	3,725,004

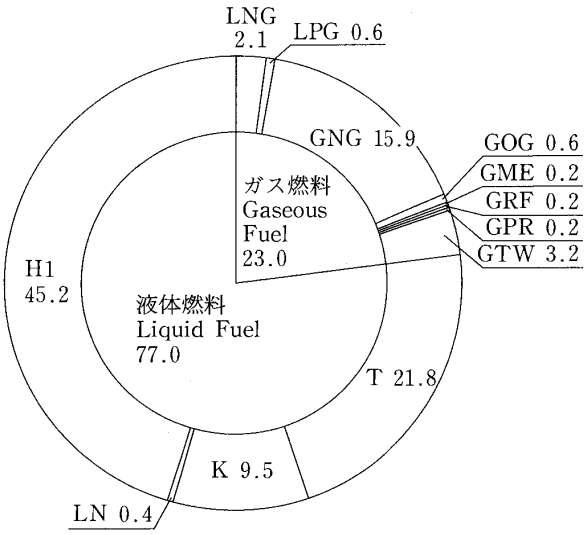


図6　1994年燃料別生産台数割合（%）

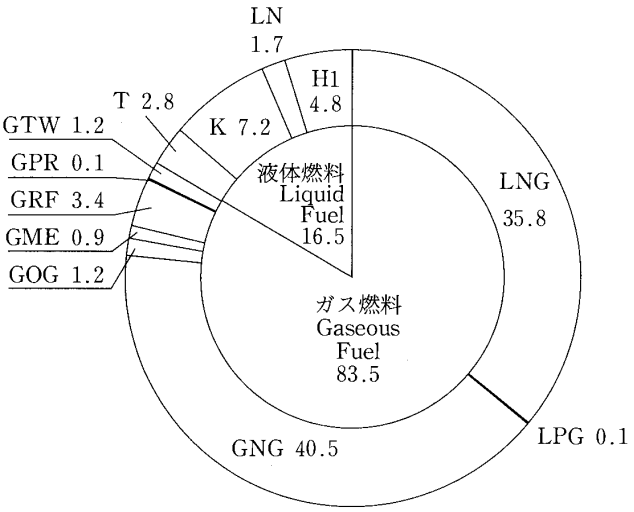


図7　1994年燃料別出力割合（%）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表3 1994年地域別納入台数及び出力（kW）

区分 Size / 地域 Location		小型 Small Unit 0～735kW		中型 Medium Unit 736～22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW～		全出力 Total	
		台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
国内向け Domestic Use	北海道 Hokkaido	11	4,058	7	18,199	1	40,000	19	62,257
	東北 Tohoku	19	6,368	6	8,397	0	0	25	14,765
	関東 Kantoh	90	31,224	55	128,455	1	35,000	146	194,679
	中部 Chuubu	44	17,342	19	39,503	3	470,200	66	527,045
	近畿 Kinki	29	11,560	31	68,996	4	619,900	64	700,456
	中国 Chuugoku	12	4,126	2	1,683	1	128,250	15	134,059
	四国 Shikoku	2	841	1	883	0	0	3	1,724
	九州 Kyuushuu	23	6,905	5	5,006	0	0	28	11,911
	沖縄 Okinawa	3	1,053	1	5,970	0	0	4	7,023
	舶用主機 Marine Propulsion	0	0	16	224,860	0	0	16	224,860
	舶用補機 Marine Auxiliaries	0	0	5	25,445	0	0	5	25,445
	小計 Sub Total	233	83,477	148	527,397	10	1,293,350	391	1,904,224
輸出向け For Export	北米 North America	0	0	50	78,000	0	0	50	78,000
	中南米 South and Central America	0	0	0	0	0	0	0	0
	アジア Asia	1	600	2	3,000	16	1,210,090	19	1,213,690
	大洋州 Oceania	0	0	0	0	0	0	0	0
	欧州 Europe	0	0	9	15,090	0	0	9	15,090
	旧ソ連 Former Soviet Union	0	0	0	0	0	0	0	0
	中東 Middle East	0	0	0	0	4	514,000	4	514,000
	アフリカ Africa	0	0	0	0	0	0	0	0
	未定 Unknown	0	0	0	0	0	0	0	0
	小計 Sub Total	1	600	61	96,090	20	1,724,090	82	1,820,780
合計 Total		234	84,077	209	623,487	30	3,017,440	473	3,725,004

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/11

表 4 1994年被駆動機械別生産台数及び出力（kW）

区 分 Size		小型 Small Unit 0～735kW		中型 Medium Unit 736～22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW～		全 出 力 Total	
被駆動機械 Driven Machinery	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
発 電 機 Electric Generator	G	228	82,373	191	385,553	30	3,017,440	449	3,485,366
推 進 機 Propeller	PRR	0	0	13	214,518	0	0	13	214,518
水 ポ ン プ Water Pump	W	7	2,462	3	10,342	0	0	10	12,804
空 気 圧 縮 機 Air Compressor	AC	0	0	1	12,316	0	0	1	12,316
合 計 Total		235	84,835	208	622,729	30	3,017,440	473	3,725,004

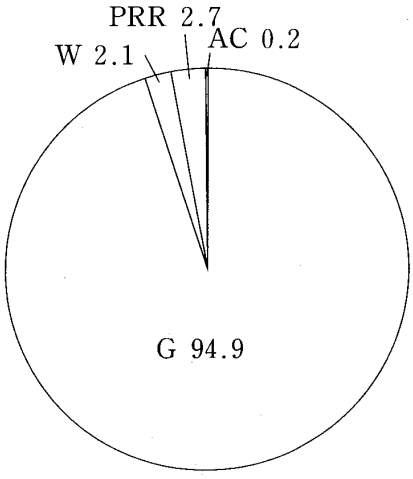


図 8 1994年被駆動機械別生産台数割合（%）

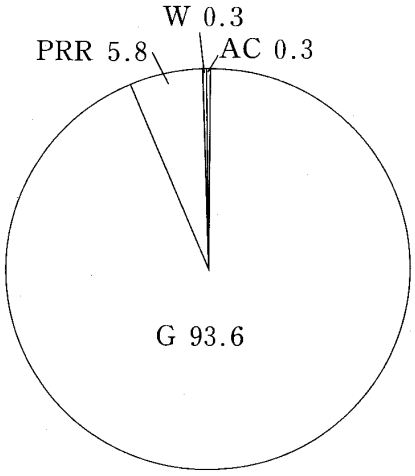


図 9 1994年被駆動機械別出力割合（%）

表 5 1994年出力区分別生産台数及び出力（kW）

出 力 区 分（kW） Unit Output		台数 Units	出 力 Output（kW）
小 型 Small Units 0～735kW	0～ 146	19	829
	147～ 367	100	24,718
	368～ 735	115	58,530
	小 計 Sub Total	234	84,077
中 型 Medium Units 736～22,064kW	736～ 4,412	186	321,691
	4,413～10,296	7	43,017
	10,297～16,180	8	109,159
	16,181～22,064	8	149,620
	小 計 Sub Total	209	623,487
大 型 Large Units 22,065kW～	22,065～44,129	10	357,640
	44,130～	20	2,659,800
	小 計 Sub Total	30	3,017,440
合 計 Total		473	3,725,004

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表6 1994年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力（kW）

区分 Size / 発電用 Generator Drive			小型 Small Unit 0〜735kW		中型 Medium Unit 736〜22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW〜		全出力 Total	
用途 Application		コード Code	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	9	1,253,350	9	1,253,350
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Public Use 小計 Sub Total			0	0	0	0	9	1,253,350	9	1,253,350
国内自家用	ベースロード発電用	BL	1	430	27	87,192	1	40,000	29	127,622
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	214	80,556	101	167,868	0	0	315	248,424
Domestic/Private Use 小計 Sub Total			215	80,986	128	255,060	1	40,000	344	376,046
国内合計 Domestic Use Total			215	80,986	128	255,060	10	1,293,350	353	1,629,396
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	15	1,041,440	15	1,041,440
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	5	682,650	5	682,650
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Public Use 小計 Sub Total			0	0	0	0	20	1,724,090	20	1,724,090
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	59	93,090	0	0	59	93,090
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	1	600	1	1,000	0	0	2	1,600
For Export/Private Use 小計 Sub Total			1	600	60	94,090	0	0	61	94,690
輸出合計 For Export Total			1	600	60	94,090	20	1,724,090	81	1,818,780
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	24	2,294,790	24	2,294,790
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	5	682,650	5	682,650
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Public Use 合計 Total			0	0	0	0	29	2,977,440	29	2,977,440
自家用	ベースロード発電用	BL	1	430	86	180,282	1	40,000	88	220,712
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	215	81,156	102	168,868	0	0	317	250,024
Private Use 合計 Total			216	81,586	188	349,150	1	40,000	405	470,736
総計 Grand Total			216	81,586	188	349,150	30	3,017,440	434	3,448,176

Note : Code Explanation BL : for Base Load PL : for Peak Load EM : for Emergency

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

3．航空用ガスタービン

表7　1994年ターボジェット/ターボファン・エンジン生産台数及びスラスト（kN）

生産台数 No. of Units	91*1	スラスト合計*2 Thrust (kN)	2,611

＊1　V2500ファン部（70台）は含まない。
Excluding 70 Units of V2500 Fan Modules

＊2　海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8　1994年ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン生産台数及び出力（kW）

区分 Size	0～735kW		735～kW		全出力(kW) Total Output	
用　途 Application	台数 Units	出　力*3 Output	台数 Units	出　力*3 Output	台数 Units	出　力*3 Output
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	8	26,037	8	26,037
ヘリコプタ用 Helicopter	0	0	53	71,668	53	71,668
補助機関駆動 Aux.Drive Units	24	1,075	0	0	24	1,075
合　計 Total	24	1,075	61	97,705	85	98,780

＊3　海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

4．過給機

表9　1994年過給機生産台数及び型式数

区　分 Size		台　数 No. of Units	型式数 No. of Models
Class	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	0～ 100	1,743,365	61
Class 2	101～ 200	12,158	21
Class 3	201～ 300	877	14
Class 4	301～ 400	260	7
Class 5	401～ 500	98	2
Class 6	501～ 600	128	5
Class 7	601～ 700	136	6
Class 8	701～ 800	0	0
Class 9	801～ 900	34	3
Class 10	901～1,000	0	0
合　計 Total		13,691*5	58*4
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		12	

＊4　型式はいずれも排気タービン式である。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.

＊5　圧縮機翼車外径100mm を越す分を示す。
The figure shows total number of superchargers over 100mm in impeller diameter.

＊6　圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。
The figure shows the total number of superchargers over 100mm in impeller diameter.

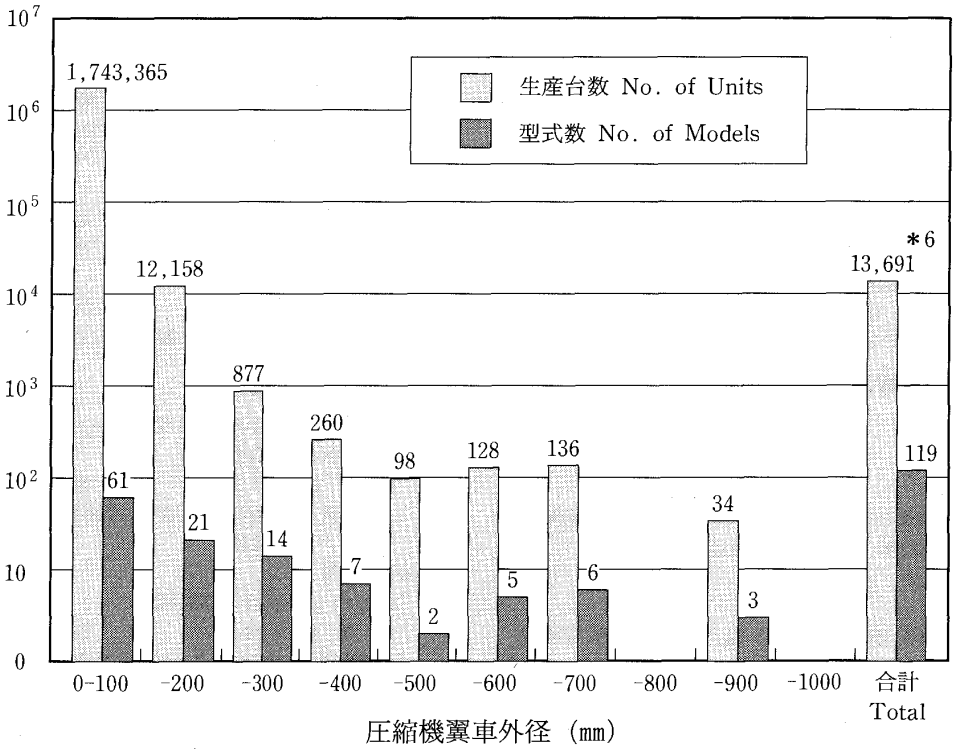


図10　1994年過給機生産台数及び型式数

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

報告
日本ガスタービン学会

㈳日本ガスタービン学会
評議員会・総会報告

総務理事

本学会の評議員会および通常総会が，去る4月21日㈮に東京の機械振興会館において開催された。

第19期第2回評議員会は同会館6階会議室にて10時30分より開かれ，評議員の互選により大田英輔君が議長になり，議事が進められた。評議員会への出席者8名，委任状提出者44名で同会が成立することが宣言された後，第19期事業報告，同期収支決算報告の議案につき審議が行なわれ，何れも承認された。なお，同案については丹羽高尚，三輪國男両監事による監査結果が丹羽監事により報告された。次いで名誉会員推薦案を総会に諮ることが承認された。

第20期第1回評議員会は同日11時20分より同会場で開かれ，評議員の互選により有賀一郎君が議長になり，議事が進められた。最初に，出席者22名，委任状提出者51名で評議員会が成立することが宣言され，以下の議案の審議が行なわれた。すなわち，第20期役員，第20期事業計画，第20期予算などの諸案を総会に諮るとともに第20期評議員・監事選挙結果を同会に報告することになった。

第19期通常総会は，同日13時より同会館の地下2階ホールで開催された。第19期濱田会長の開会挨拶の後，同君を総会議長に選出し，議事が進められた。同総会への出席者28名，委任状提出者621名（会員数1790名の1/5以上）で同総会の成立が宣言された後，以下の議案の審議が行なわれた。すなわち，第19期事業報告，同期収支決算報告につき，川口　修総務（主担当）理事および本間友博総務（財務担当）理事より説明があり，承認された。また，事業報告，収支決算については，丹羽高尚，三輪國男両監事の監査の結果として適正である旨が丹羽監事より報告された。ついで，第20期役員選出の件は別掲通り議決され，第20期評議員・監事選挙結果も併せて報告された。このあと名誉会員推薦につき濱田会長より説明があり，平山直道君，谷村輝治君を名誉会員とすることが承認された。

第20期役員選出により会長に葉山眞治君が選出されたので，濱田，葉山の新旧会長より，退任，就任の挨拶がそれぞれ述べられた。以後，第20期会長の葉山君が議長の任にあたり，以下の議事が進められた。まず，総会の成立につき再確認が行なわれ，第20期事業計画，同期予算に関し，吉識晴夫総務（主担当）理事，本間友博総務（財務担当）理事（いずれも第20期）より説明があり，別掲通り承認された。

引き続き，議事録署名者の件が諮られ，最後に第20期会長の葉山眞治君より閉会の挨拶があり，総会を終了した。

総会に続いて名誉会員推薦状授与式が行なわれ，平山直道君，谷村輝治君に第19期濱田会長より推薦状と記念品が贈呈された。これに応えて平山直道君より挨拶が述べられた。なお，谷村輝治君は所用で欠席のため，別途，推薦状と記念品が贈呈されることとなった。

第19期（平成6年度）事業報告

1．役員に関する事項

1.1　役員・評議員

1.2　監事・評議員の選出

第19期監事・評議員の選出は定款第15条，第16条，細則第20条，第22条，第23条，第24条，第25条，第26条により行われた。

2．会務処理に関する各種会合

2.1　理事会

会長・副会長他18名（内，総務担当5名，企画担当6名，編集担当7名），開催9回。

会議事項; 第19期総会報告，第19期評議員会報告，第19期事業実施に伴う業務，第19期事業報告案，同決算案，第20期総会議案，第20期評議員会議案，同事業計画案，同予算案，などの件の審議，承認。

2.2　評議員会

評議員85名（役員候補者を含む），開催2回［内訳: 第19期第1回評議員会（出席18名，委任状提出者51名）（6.4.22），第19期第2回評議員会（出席8名，委任状提出者44名）（7.4.21.）］

会議事項; 第19期役員案，第19期事業計画案，同予算案，第19期事業報告案，同決算案，などの件の審議，承認。

2.3　総　会

正会員1776名，開催1回［内訳: 第19期通常総会（出席者35名，委任状提出者553名（会員数1776名の1/5以上）（6.4.22.）］

会議事項; 第18期事業報告，同決算，第19期役員選出，評議員選挙報告，第19期事業計画，同予算，などの件の審議，承認。

2.4　部門別理事・委員会

1）総　務

主担当理事　川　口　　修　他13名　開催8回

2）企　画

主担当理事　和　田　正　倫　他17名　開催8回

3）編　集

主担当理事　荒　木　達　雄　他19名　開催9回

2.5　学術講演会委員会

委員長　菅　　進　他10名　開催5回

会議事項; 第22回定期講演会の実施，第9回秋季講演会の企画および実施，第23回定期講演会，第10回秋季講演会の企画。

2.6　地方委員会

委員長　西　　亮　他12名　開催2回

会議事項; 地方における見学会，技術懇談会の企画と実施，地方行事に関する打ち合せ。

2.7　組織検討委員会

委員長　平　山　直　道　他4名　開催1回

会議事項; 学会の財政，活動方針など中期的基本計画に関する会長からの諮問の検討並びに中間答申。

2.8　Bulletin　編集委員会

委員長　田　丸　　卓　他9名　開催7回

会議事項; “Bulletin of GTSJ 1994/1995”の企画，編集，発行。編集基本方針と会員配付等の協議，検討。

2.9　会員委員会

委員長　能　瀬　弘　幸　他12名　開催3回

会議事項; 会員増強対策の検討ならびに会員勧誘の実施。

2.10　選挙管理委員会

委員長　奥　原　　巌　他7名　開催2回

会議事項; 第20期評議員・監事選挙の管理と実施。

2.11　学会賞審査委員会

委員長　有　賀　一　郎　　開催なし

会議事項; 本年度は実施年度ではないので開催せず。

2.12　次期国際会議準備委員会

委員長　有　賀　一　郎　他14名　開催4回

会議事項; 組織委員会発足準備，予算案見直し，行事の計画，展示関係の検討。

3．調査研究事業

3.1　ガスタービン統計作成委員会

委員長　射　延　　功　他12名　開催4回

会議事項; わが国ガスタービン及び過給機生産に関する統計資料の蒐集および集計，その結果を学会誌と Bulletin に掲載。

3.2　ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長　長　島　　昭

会議事項; 技術情報センターの運営と活動方針についての検討。

3.3　調査研究委員会

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

委員長　吉田豊明　他16名　開催1回
会議事項; ガスタービンの冷却技術に関する調査研究の基本方針，課題等の検討。

4．集会事業

学術講演会2回，技術懇談会2回，見学会3回，ガスタービンセミナー1回，特別講座1回，シンポジウム1回，特別講演会2回。

	名称	講師	年月日	場所
1	第1回見学会・技術懇談会	二宮　徹（電力中央研究所）	6. 7. 15	電力中央研究所 横須賀研究所
2	第22回定期講演会	発表者24名	6. 6. 3	機械振興会館
3	特別講座	今村　龍三(IHI) 他5名	6. 9. 13 14	鈴鹿サーキット研修場
4	第2回見学会		6. 11. 25	東京電力・富津火力発電所 荏原製作所・袖ケ浦発電所
5	第3回見学会・技術懇談会	西岡　敏男（電源開発）	7. 2. 10	電源開発
6	第9回秋季講演会（松江）	発表者40名	6. 11. 10 11	島根県立産業交流会館 くにびきメッセ 日立金属・安来工場
7	シンポジウム	西田洋一郎(NEDO) 佐藤　幹夫(電中研) 新田　明人(〃)	7. 2. 16	東京ガス
8	第23回セミナー	千葉　薫(IHI) 他7名	7. 1.19,20	川崎産業振興会館
9	第1回特別講演会	一色　尚次（東京工業大学）	6. 4. 22	機械振興会館
10	第2回特別講演会	J. P. Johnston (Stanford Univ.)	7. 1. 31	航空宇宙技術研究所

5．出版事業

5.1　会誌

本期発行した会誌は22巻85号（1994-6），22巻86号（1994-9），22巻87号（1994-12），22巻88号（1995-3）で内容は下表の通りである。

（数字は頁数、カッコ内は編数）

巻号＼分野	技術論文	講義	解説論説	資料	随筆	見聞記	研究所だより	新製品および新設備紹介	報告	行事案内会告	後記	その他	総頁数
22巻 85号 小特集 1)	27 (4)		57 (9)	10 (1)	2 (1)	2	3 (1)	4 (1)	10 (2)	3 (4)	1 (2)	3 (4)	122
22巻 86号	34 (4)		17.5 (3)		2 (1)	18 (12)	3 (1)	2 (1)	3 (2)	4 (4)	1 (2)	3.5 (6)	88
22巻 87号 小特集 2)	17 (2)		59.5 (8)		2 (1)	2 (1)	2 (1)		2 (2)	5 (5)	1 (3)	3.5 (6)	94
22巻 88号 小特集 3)	21 (3)	8	71.5 (12)		2 (1)	5 (2)	2 (1)	3 (1)	3 (3)	4 (5)	1 (2)	3.5 (7)	124

注　1）　小特集　「ガスタービンの新利用技術分野（中小型ガスタービン）」
　　2）　小特集　「小型セラミックガスタービン」
　　3）　小特集　「圧縮機技術」

5.2　ガスタービン講演論文集

第22回定期講演会の講演論文集（189頁）および第9回秋季講演会の講演論文集（306頁）を発行した。

5.3　ガスタービンセミナー資料集

第23回ガスタービンセミナーのセミナー資料集（87頁）を発行した。

5.4　Bulletin of GTSJ

海外関連機関に国内ガスタービンおよび過給機の情報，並びに本学会と会員の活動状況を紹介する目的で「Bulletin of GTSJ 1994/1995」を発行し，海外へ配布するとともに，全会員に配布した。

5.5　GTSJ ニュースレター

会員の間の情報交換を中心とした，ニュースレターを発行した。

6．会員数の移動状況

摘要	正会員	学生会員	賛助会員
本期末会員数 95.3.31現在	1，790	37	149（207口）
前期末会員数 94.3.31現在	1，776	51	149（208口）
差引増減	14	△14	0（△1口）

第19期（平成6年度）収支決算

1．収支計算書総括表

自　平成6年4月1日　至　平成7年3月31日

科目	合計	一般会計	特別会計
（収入の部）	円	円	円
基本財産運用収入	168,715	168,715	0
入会金収入	48,500	48,500	0
会費収入	24,450,511	24,450,511	0
事業収入	11,465,978	9,989,038	1,476,940
雑収入	2,153,652	1,740,067	413,585
当期収入合計	38,287,356	36,396,831	1,890,525
前期繰越収支差額	44,264,631	32,185,769	12,078,862
収入合計	82,551,987	68,582,600	13,969,387
（支出の部）			
出版事業費	10,302,578	7,185,304	3,117,274
集会事業費	4,853,356	4,853,356	0
調査研究事業費	235,440	235,440	0
表彰事業費	0	0	0
予備費	0	0	0
管理費	19,328,394	18,468,832	859,562
特定預金支出	2,400,000	2,400,000	0
国際会議貸出金	5,000,000		5,000,000
当期支出合計	42,119,768	33,142,932	8,976,836
当期収支差額	△ 3,832,412	3,253,899	△ 7,086,311
次期繰越収支差額	40,432,219	35,439,668	4,992,551

2．正味財産計算書総括表

平成6年4月1日から平成7年3月31日まで

科目	合計	一般会計	特別会計
（増加の部）	円	円	円
資産増加額	5,653,899	5,653,899	
増加額合計	5,653,899	5,653,899	
（減少の部）			
負債増加額	2,400,000	2,400,000	
減少額合計	9,486,311	2,400,000	7,086,311
当期正味財産増加額	3,253,899	3,253,899	
当期正味財産減少額	7,086,311		7,086,311
前期繰越正味財産額	65,010,897	45,932,035	19,078,862
期末正味財産合計額	61,178,485	49,185,934	11,992,551

3．貸借対照表総括表

平成7年3月31日現在

科目	合計	一般会計	特別会計
（資産の部）	円	円	円
流動資産	44,821,101	35,868,950	8,952,151
固定資産			
基本財産	6,014,266	6,014,266	
その他の固定資産	25,732,000	18,732,000	7,000,000
固定資産合計	31,746,266	24,746,266	7,000,000
資産合計	76,567,367	60,615,216	15,952,151
（負債の部）			
流動負債	429,282	429,282	
固定負債	11,000,000	11,000,000	
負債合計	11,429,282	11,429,282	
（正味財産の部）			
正味財産	61,178,485	49,185,934	11,992,551
負債及び正味財産合計	76,567,367	60,615,216	15,952,151

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

4．一般会計の部

4.1　収支計算書

平成 6年 4月 1日から平成 7年 3月31日まで　（単位：円）

科目	予算額	決算額	差異	備考
（収入の部）				
基本財産運用収入	240,000	168,715	71,285	
預金利息	(240,000)	(168,715)	(71,285)	
入会金収入	58,000	48,500	9,500	
正会員	(50,000)	(41,000)	(9,000)	
学生会員	(5,000)	(4,500)	(500)	
賛助会員	(3,000)	(3,000)	(0)	
会費収入	23,290,000	24,450,511	△ 1,160,511	
正会員	(8,500,000)	(9,984,879)	(△ 1,484,879)	
学生会員	(90,000)	(151,250)	(△ 61,250)	
賛助会員	(14,700,000)	(14,314,382)	(385,618)	
事業収入	8,412,000	9,989,038	△ 1,577,038	
（集会事業）				
定期講演会	(900,000)	(970,000)	(△ 70,000)	
見学会技術懇談会	(300,000)	(404,000)	(△ 104,000)	
シンポジウム	(150,000)	(110,000)	(40,000)	
GTセミナー	(2,000,000)	(2,146,000)	(△ 146,000)	
特別講座	(750,000)	(1,679,510)	(△ 929,510)	
秋季講演会収入	(752,000)	(1,555,000)	(△ 803,000)	
小計	4,852,000	6,864,510	△ 2,012,510	
（出版事業）				
会誌広告	(3,560,000)	(3,124,528)	(435,472)	
小計	3,560,000	3,124,528	435,472	
雑収入	1,790,000	1,740,067	49,933	
（受取利息）				
運用財産定期預金	(1,000,000)	(1,004,124)	(△ 4,124)	
運用財産普通預金	(10,000)	(6,654)	(3,346)	
表彰事業基金定期預金	(280,000)	(189,000)	(91,000)	
小計	1,290,000	1,199,778	90,222	
（雑収入）				
雑収入	(500,000)	(540,289)	(△ 40,289)	
小計	500,000	540,289	△ 40,289	
当期収入合計(A)	33,790,000	36,396,831	△ 2,606,831	
前期繰越収支差額	32,185,769	32,185,769	0	
収入合計　(B)	65,975,769	68,582,600	△ 2,606,831	
（支出の部）				
出版事業費	7,187,000	7,185,304	1,696	
（会議費）				
編集委員会	(160,000)	(104,420)	(55,580)	
小計	160,000	104,420	55,580	
（通信運搬費）				
会誌発送費	(685,000)	(629,616)	(55,384)	
ニュースレター	(142,000)	(189,771)	(△ 47,771)	
小計	827,000	819,387	7,613	
（印刷製本費）				
会誌	(5,500,000)	(5,558,718)	(△ 58,718)	
ニュースレター	(180,000)	(153,470)	(26,530)	
小計	5,680,000	5,712,188	△ 32,188	
会誌原稿料	(500,000)	(536,980)	(△ 36,980)	
ニュースレター原稿料	(20,000)	(12,329)	(7,671)	
集会事業費	4,978,000	4,853,356	124,644	
（会議費）				
学術講演会委員会	(100,000)	(41,821)	(58,179)	
企画委員会	(170,000)	(143,751)	(26,249)	
地方委員会	(150,000)	(201,630)	(△ 51,630)	
小計	420,000	387,202	32,798	
（臨時雇賃金）				
GTセミナー	(0)	(24,000)	(△ 24,000)	
小計	0	24,000	△ 24,000	
（旅費交通費）				
定期講演会	(20,000)	(0)	(20,000)	
GTセミナー	(40,000)	(0)	(40,000)	
特別講座	(40,000)	(0)	(40,000)	
秋季講演会	(100,000)	(65,780)	(34,220)	
小計	200,000	65,780	134,220	
（通信運搬費）				
特別講演会	(11,000)	(0)	(11,000)	
見学会技術懇談会	(100,000)	(20,000)	(80,000)	
シンポジウム	(33,000)	(0)	(33,000)	
定期講演会	(50,000)	(70,000)	(△ 20,000)	
GTセミナー	(154,000)	(157,315)	(△ 3,315)	
特別講座	(11,000)	(5,500)	(5,500)	
秋季講演会	(10,000)	(0)	(10,000)	
小計	369,000	252,815	116,185	
（印刷製本費）				
定期講演会	(450,000)	(467,002)	(△ 17,002)	
GTセミナー	(190,000)	(192,816)	(△ 2,816)	
秋季講演会	(400,000)	(433,630)	(△ 33,630)	
特別講演会	(20,000)	(0)	(20,000)	
特別講座	(150,000)	(80,340)	(69,660)	
シンポジウム	(20,000)	(44,702)	(△ 24,702)	
見学技術懇談会	(45,000)	(0)	(45,000)	
小計	1,275,000	1,218,490	56,510	
（貸借料）				
特別講演会	(20,000)	(0)	(20,000)	
シンポジウム	(40,000)	(0)	(40,000)	
定期講演会	(150,000)	(167,209)	(△ 17,209)	
GTセミナー	(200,000)	(102,250)	(97,750)	
特別講座	(60,000)	(60,000)	(0)	
秋季講演会	(100,000)	(125,454)	(△ 25,454)	
小計	570,000	454,913	115,087	
（諸謝金）				
特別講演会	(30,000)	(34,286)	(△ 4,286)	
技術懇談会	(15,000)	(0)	(15,000)	
シンポジウム	(45,000)	(33,333)	(11,667)	
GTセミナー	(300,000)	(194,439)	(105,561)	
特別講座	(140,000)	(66,666)	(73,334)	
定期講演会	(25,000)	(11,111)	(13,889)	
秋季講演会	(25,000)	(22,222)	(2,778)	
小計	580,000	362,057	217,943	
（雑費）				
特別講演会	(10,000)	(0)	(10,000)	
見学会技術懇談会	(20,000)	(112,993)	(△ 92,993)	
シンポジウム	(30,000)	(5,000)	(25,000)	
定期講演会	(330,000)	(282,907)	(47,093)	
GTセミナー	(124,000)	(35,070)	(88,930)	
特別講座	(300,000)	(939,566)	(△ 639,566)	
秋季講演会	(750,000)	(712,563)	(37,437)	
小計	1,564,000	2,088,099	△ 524,099	
調査研究事業費	476,450	235,440	241,010	
（会議費）				
生産統計委員会	(120,000)	(65,000)	(55,000)	
技術情報センター委員会	(10,000)	(0)	(10,000)	
調査研究委員会	(150,000)	(157,240)	(△ 7,240)	
小計	280,000	222,240	57,760	
（通信運搬費）				
生産統計発送費	(60,000)	(13,200)	(46,800)	
技術情報センター通信費	(6,450)	(0)	(6,450)	
調査研究通信費	(20,000)	(0)	(20,000)	
小計	86,450	13,200	73,250	
（雑費）				
生産統計関係	(30,000)	(0)	(30,000)	
技術情報センター関係	(30,000)	(0)	(30,000)	
調査研究関係	(50,000)	(0)	(50,000)	
小計	110,000	0	110,000	
表彰事業費	10,000	0	10,000	
通信運搬費	(10,000)	(0)	(10,000)	
管理費	21,283,500	18,468,832	2,814,668	
給与	(10,400,000)	(9,314,768)	(1,085,232)	
手当	(111,000)	(100,600)	(10,400)	
事務委託費	(1,200,000)	(900,000)	(300,000)	
社会保険費	(1,000,000)	(722,080)	(277,920)	
（会議費）				
理事会	(500,000)	(490,423)	(9,577)	
評議員会	(150,000)	(137,070)	(12,930)	
総会	(250,000)	(392,737)	(△ 142,737)	
総務委員会	(170,000)	(86,491)	(83,509)	
組織検討委員会	(30,000)	(5,000)	(25,000)	
会員委員会	(20,000)	(30,000)	(△ 10,000)	
選挙管理委員会	(30,000)	(12,000)	(18,000)	
小計	1,150,000	1,153,721	△ 3,721	
評議員選挙費	(420,000)	(434,071)	(△ 14,071)	
旅費	(350,000)	(252,042)	(97,958)	
交通費	(100,000)	(66,230)	(33,770)	
什器備品費	(10,000)	(0)	(10,000)	
図書費	(5,000)	(2,300)	(2,700)	
消耗品費	(1,800,000)	(1,731,240)	(68,760)	
印刷費	(350,000)	(109,427)	(240,573)	
通信運搬費	(1,096,500)	(866,342)	(230,158)	
事務所借用費	(2,600,000)	(2,361,000)	(239,000)	
光熱水料費	(170,000)	(134,943)	(35,057)	
諸謝金	(35,000)	(38,600)	(△ 3,600)	
日内連会費	(140,000)	(140,000)	(0)	
共催分担金	(10,000)	(0)	(10,000)	
日本工学会会費	(36,000)	(33,400)	(2,600)	
雑費	(300,000)	(108,068)	(191,932)	
特定預金支出	800,000	2,400,000	△ 1,600,000	
退職給与引当預金支出	(800,000)	(2,400,000)	(△ 1,600,000)	
当期支出合計(C)	34,734,950	33,142,932	1,592,018	
当期収支差額(A)-(C)	△ 944,950	3,253,899	△ 4,198,849	
次期繰越収支差額(B)-(C)	31,240,819	35,439,668	△ 4,198,849	

4.2　正味財産増減計算書

平成６年４月１日から平成７年３月３１日

科目	金額		
	円	円	円
（増加の部）			
資産増加額			
当期収支差額	3,253,899		
退職給与引当預金増加額	2,400,000	5,653,899	
増加額合計			5,653,899
（減少の部）			
負債増加額			
退職給与引当金繰入額	2,400,000	2,400,000	
減少額合計			2,400,000
当期正味財産増加額			3,253,899
前期繰越正味財産額			45,932,035
期末正味財産合計額			49,185,934

4.3　貸借対照表

平成７年３月３１日現在

科目	金額		
	円	円	円
（資産の部）			
流動資産			
現金預金	35,868,950		
流動資産合計		35,868,950	
固定資産			
基本資産			
基本財産引当預金			
基金たる資産	6,014,266		
基本財産合計	6,014,266		
その他の固定資産			
第３工新ビル敷金	732,000		
退職給与引当預金	11,000,000		

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

表彰事業基金たる資産			
三井貸付信託	7,000,000		
その他の固定資産合計	18,732,000		
固定資産合計		24,746,266	
資産合計			60,615,216
(負債の部)			
流動負債			
前納会費	384,100		
その他預り金	12,000		
雇用保険預り	33,182		
流動負債合計		429,282	
固定負債			
退職給与引当金	11,000,000		
固定負債合計		11,000,000	
負債合計			11,429,282
(正味財産の部)			
正味財産			49,185,934
(うち基本金)			(6,014,266)
(うち当期正味財産増加額)			(3,253,899)
負債及び正味財産合計			60,615,216

4.4　会計方針

1．(1)　引当金の計上基準について

退職給与引当金……期末退職給与の要支給額に相当する金額を計上している。

(2)　資金の範囲について

資金の範囲には，現金預金，前受会費，預り金を含めることにしている。なお，前期末及び当期末残高は，2．に記載する通りである。

2．次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

科目	前期末残高	当期末残高
現金・預金	円 33,163,338	円 35,868,950
前受会費及び預り金	977,569	429,282
次期繰越収支差額	32,185,769	35,439,668

3．前受会費及び預り金は下記の通りである。

科目	金額	預り金の種類
前受会費	円 396,100	7年度会費、その他
雇用保険料	33,182	6年度雇用保険料
合計	429,282	

5．特別会計の部

5.1　収支計算書　平成 6年 4月 1日から平成 7年 3月31日まで　(単位：円)

科目	予算額	決算額	差異	備考
(収入の部)				
小計	0	0	0	
出版事業収入	1,700,000	1,476,940	223,060	
プレティン広告収入	(800,000)	(938,043)	(△ 138,043)	
プレティン販売収入	(500,000)	(538,897)	(△ 38,897)	
英文論文掲載料	(400,000)	(0)	(400,000)	
雑収入	651,200	413,585	237,615	
普通預金受取利息	(1,200)	(1,916)	(△ 716)	
定期預金受取利息	(400,000)	(222,669)	(177,331)	
国際交流基金受取利息	(250,000)	(189,000)	(61,000)	
当期収入合計(A)	2,351,200	1,890,525	460,675	
前期繰越収支差額	12,078,862	12,078,862	0	
収入合計　(B)	14,430,062	13,969,387	460,675	
(支出の部)				
出版事業費	3,990,000	3,117,274	872,726	
プレティン製作費	(2,200,000)	(2,266,000)	(△ 66,000)	
プレティン発送費	(1,650,000)	(718,204)	(931,796)	
プレティン原稿料	(80,000)	(64,590)	(15,410)	
プレティン編集委員会費	(60,000)	(68,480)	(△ 8,480)	
管理費	1,879,000	859,562	1,019,438	
給与	(750,000)	(762,038)	(△ 12,038)	
会議費	(300,000)	(48,880)	(251,120)	
印刷費	(350,000)	(0)	(350,000)	
通信費	(179,000)	(46,770)	(132,230)	
雑費	(300,000)	(1,874)	(298,126)	
小計	0	0	0	
国際会議貸出金	5,000,000	5,000,000	0	
国際会議貸出金	(5,000,000)	(5,000,000)	(0)	
当期支出合計(C)	10,869,000	8,976,836	1,892,164	
当期収支差額(A)-(C)	△ 8,517,800	△ 7,086,311	△ 1,431,489	
次期繰越収支差額(B)-(C)	3,561,062	4,992,551	△ 1,431,489	

5.2　正味財産増減計算書

平成6年4月1日から平成7年3月31日

科目	金額		
(減少の部)	円	円	円
資産減少額			
当期収支差額	7,086,311		
減少額合計			7,086,311
当期正味財産減少額			7,086,311
前期繰越正味財産額			19,078,862
期末正味財産合計額			11,992,551

5.3　貸借対照表

平成7年3月31日現在

科目	金額		
(資産の部)	円	円	円
流動資産			
現金預金	8,952,151		
流動資産合計		8,952,151	
固定資産			
その他の固定資産			
国際交流基金積立預金			
三井貸付信託	7,000,000		
その他の固定資産合計	7,000,000		
固定資産合計		7,000,000	
資産合計			15,952,151
(負債の部)			
流動負債			
預り金	3,959,600		
流動負債合計		3,959,600	
負債合計			3,959,600
(正味財産の部)			
正味財産			11,992,551
(うち当期正味財産減少額)			(7,086,311)
負債及び正味財産合計			15,952,151

5.4　会計方針

1．資金の範囲について

資金の範囲には，現金・預金・預り金を含めることにしている。なお，前期末及び当期末残高は，2．に記載する通りである。

2．次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

科目	前期末残高	当期末残高
現金・預金	12,078,862 円	8,952,151 円
前受会費及び預り金		3,959,600
次期繰越収支差額	12,078,862	4,992,551

3．前受会費及び預り金は下記の通りである。

科目	金額	預り金の種類
前受会費	3,959,600 円	特別賛助会費

6．財産目録

平成7年3月31日現在

(資産の部)

1．　銀行預金

貸付信託	三井信託銀行新宿西口支店（注1）	20,000,000円
定期預金	三井信託銀行新宿西口支店（注2）	14,266円
普通預金	第一勧業銀行西新宿支店（注3）	582,093円
	第一勧業銀行西新宿支店（注4）	1,711,159円

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

2．中期国債ファンド　野村證券（注3）	45,146,857円
中期国債ファンド　野村證券（注4）	7,240,992円
3．振替預金（注3）	0円
4．権利金（注5）	732,000円
5．本工学会年金（注3）	1,140,000円
	計76,567,367円

（負債の部）

1．預り金	4,388,882円
2．退職給与引当金	11,000,000円
	15,388,882円
差引正味財産計	61,178,485円

（注1）基本財産たる資産（600万円）
国際交流基金たる資産（700万円）
表彰事業基金たる資産（700万円）
（注2）基本財産たる資産
（注3）一般会計運用財産たる資産
退職給与引当金たる資産（1,100万円）
（注4）特別会計資産
（注5）第3工新ビル4F402号室敷金

監査の結果，ここに報告された決算報告書は，適正に表示されていることを認めるものである。

平成7年4月18日

監事　丹羽高尚
　　三輪國男

第19期（平成6年度）役員および評議員

理　事

会長　濱田邦雄
副会長　葉山眞治
総務　川口修（主担当），本間友博（財務担当）
伊佐治強彦，酒井俊道，山根隆一郎
企画　和田正倫（主担当），秋葉雅史，岩井益美
阪口哲也，日浦治也，古瀬裕
編集　荒木達雄（主担当），岡本洋三，佐々木正史
田丸卓，筒井康賢，永野三郎，永野進
監事　丹羽高尚，三輪國男
評議員　青木千明，荒木巍，伊藤源嗣，石沢和彦，水谷幸夫
大槻幸雄，山本肇，森建二，長谷川聰，星野昭史
酒井善正，谷村篤秀，井上雅弘，難波昌伸，益田重明
有賀一郎，大橋秀雄，蓑田光弘，吉田豊明，佐々木誠
坂田公夫，林茂，表義則，平田賢，藤江邦男
高原北雄，平山直道，村島完治，酒井逸朗，石川浩
水谷弘，佐藤幹夫，佐野妙子，高田浩之，谷田好道
伊藤高根，梶昭次郎，吉識晴夫，宮地敏雄，伊藤文夫
池田隆，安井元，大宮司久明，竹矢一雄，山崎慎一
藤川泰雄，倉田公雄，甲藤好郎，鳥崎忠雄，樗木康夫
黒田倫夫，石野寿生，乾泰二，久野勝邦，川池和彦
大田原康彦，神津正男，石井恭之助，手島清美，中沢則雄
佐藤友彦，長谷川清，高橋進，辻村玄隆，永井康男
福江一郎，浜田義次，大田英輔

第20期（平成7年度）事業計画

1．概要

前年度に引き続き，学術講演会，特別講演会，技術懇談会，見学会，セミナーなどを開催すると共に学会誌の定期的刊行並びに上記諸事業に関連した資料を刊行する。

また，わが国におけるガスタービン及び過給機の生産統計の作成，並びにガスタービン及び過給機に関する特定課題の調査，研究を行なう。

上記の他に，国際ガスタービン会議横浜大会の準備を実行委員会を中心として進め，開催する。

2．調査・研究事業

(1) 平成7年におけるわが国のガスタービン及び過給機の生産に関する統計資料を蒐集，集計し，その結果を学会誌およびBulletin of GTSJ等に掲載発表する。平成元年から平成5年までの統計資料をまとめた「国産ガスタービン・過給機資料集」を発行する。

(2) 調査・研究に関しては，ガスタービン及び過給機に関する特定課題として，前年度に続きガスタービンの冷却技術に関する検討を行なう。

3．出版事業

(1) 定期刊行物
学会誌: 年4回刊行する。

(2) 不定期刊行物
講演論文集: 講演会における講演論文集を刊行する。
セミナー資料集: ガスタービンセミナーにおける資料集を刊行する。
GTSJニュースレター: 会員の間の情報交換を目的に，ニュースレターを刊行する。
Bulletin of GTSJ: 学会の活動状況を海外に紹介するためのBulletinを刊行する。
国産ガスタービン・過給機資料集［1994年版］: ガスタービン及び過給機の生産に関する5年間の統計資料の発行を行なう。

4．集会事業

以下の集会を行なう。

	（予定回数）	（予定開催年月日）
(1) 学術講演会	2回	平成7年6月，9月
(2) 特別講演会	1回	〃 4月
(3) 見学会・技術懇談会	3回	〃 7月，10月，11月
(4) 教育シンポジウム	1回	〃 7月
(5) セミナー	1回	平成8年1月
(6) シンポジウム	1回	〃 2月

5．国際ガスタービン会議開催準備

1995年国際ガスタービン会議について組織委員会のもとに設けられた実行委員会においてその準備を進め，開催する。

6．委員会活動

以下の委員会を設け，各事業の実施にあたる。

(1) 総務委員会（常置）
(2) 企画委員会（常置）
(3) 編集委員会（常置）
(4) 学術講演会委員会（常置）
(5) 地方委員会（常置）
(6) ガスタービン統計作成委員会（常置）
(7) ガスタービン技術情報センター運営委員会（常置）
(8) 組織検討委員会
(9) Bulletin編集委員会
(10) 会員委員会
(11) 選挙管理委員会
(12) 学会賞審査委員会
(13) 調査研究委員会

第20期（平成7年度）予算書

1．予算書総括表

自　平成7年4月1日　　至　平成8年3月31日

科目	合計	一般会計	特別会計
（収入の部）	円	円	円
基本財産運用収入	240,000	240,000	
入会金収入	48,000	48,000	
会費収入	41,175,000	23,175,000	18,000,000
事業収入	12,590,000	11,340,000	1,250,000
雑収入	2,061,000	1,685,000	376,000
繰入金収入	8,500,000		8,500,000
当期収入合計	64,614,000	36,488,000	28,126,000
前期繰越収支差額	42,032,219	37,039,668	4,992,551
収入合計	106,646,219	73,527,668	33,118,551

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

（支出の部）			
出版事業費	12,479,000	9,439,000	3,040,000
集会事業費	5,397,000	5,397,000	
調査研究事業費	390,000	390,000	
表彰事業費	160,000	160,000	
管理費	22,482,000	20,353,000	2,129,000
特定預金支出	1,600,000	1,600,000	
国際会議分担金	18,000,000		18,000,000
当期支出合計	60,628,000	37,459,000	23,169,000
当期収支差額	△ 5,928,000	△ 971,000	△ 4,957,000
次期繰越収支差額	46,018,219	36,068,668	9,949,551

2．一般会計

2.1　収支予算書

平成 7年 4月 1日から平成 8年 3月31日まで　（単位：円）

科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
（収入の部）				
基本財産運用収入	240,000	240,000	0	
預金利息	(240,000)	(240,000)	(0)	
入会金収入	48,000	58,000	△ 10,000	
正会員	(40,000)	(50,000)	(△ 10,000)	
学生会員	(5,000)	(5,000)	(0)	
賛助会員	(3,000)	(3,000)	(0)	
会費収入	23,175,000	23,290,000	△ 115,000	
正会員	(8,750,000)	(8,500,000)	(250,000)	
学生会員	(75,000)	(90,000)	(△ 15,000)	
賛助会員	(14,350,000)	(14,700,000)	(△ 350,000)	
事業収入	11,340,000	8,412,000	2,928,000	
（集会事業）				
定期講演会	(900,000)	(900,000)	(0)	
見学会技術懇談会	(300,000)	(300,000)	(0)	
シンポジウム	(150,000)	(150,000)	(0)	
GTセミナー	(2,200,000)	(2,000,000)	(200,000)	
特別講座	(0)	(750,000)	(△ 750,000)	
秋季講演会収入	(1,160,000)	(752,000)	(408,000)	
フォーラム	(250,000)	(0)	(250,000)	
小計	4,960,000	4,852,000	108,000	
（出版事業）				
会誌広告	(3,560,000)	(3,560,000)	(0)	
統計資料集販売	(720,000)	(0)	(720,000)	
統計資料集広告	(2,100,000)	(0)	(2,100,000)	
小計	6,380,000	3,560,000	2,820,000	
雑収入	1,685,000	1,790,000	△ 105,000	
（受取利息）				
運用財産定期預金	(1,000,000)	(1,000,000)	(0)	
運用財産普通預金	(10,000)	(10,000)	(0)	
表彰事業基金定期預金	(175,000)	(280,000)	(△ 105,000)	
小計	1,185,000	1,290,000	△ 105,000	
（雑収入）				
雑収入	(500,000)	(500,000)	(0)	
小計	500,000	500,000	0	
当期収入合計(A)	36,488,000	33,790,000	2,698,000	
前期繰越収支差額	35,439,668	32,185,769	3,253,899	
収入合計　(B)	71,927,668	65,975,769	5,951,899	
（支出の部）				
出版事業費	9,439,000	7,187,000	2,252,000	
（会議費）				
編集委員会	(160,000)	(160,000)	(0)	
小計	160,000	160,000	0	
（通信運搬費）				
会誌発送費	(685,000)	(685,000)	(0)	
統計資料集発送費	(72,000)	(0)	(72,000)	
ニュースレター	(142,000)	(142,000)	(0)	
小計	899,000	827,000	72,000	
（印刷製本費）				
会誌	(5,500,000)	(5,500,000)	(0)	
学会広報資料	(180,000)	(0)	(180,000)	
ニュースレター	(180,000)	(180,000)	(0)	
統計資料集	(2,000,000)	(0)	(2,000,000)	
小計	7,860,000	5,680,000	2,180,000	
会誌原稿料	(500,000)	(500,000)	(0)	
ニュースレター原稿料	(20,000)	(20,000)	(0)	
集会事業費	5,397,000	4,978,000	419,000	
（会議費）				
学術講演会委員会	(100,000)	(100,000)	(0)	
企画委員会	(170,000)	(170,000)	(0)	
地方委員会	(280,000)	(150,000)	(130,000)	
小計	550,000	420,000	130,000	
（臨時雇賃金）				
定期講演会	(10,000)	(0)	(10,000)	
秋季講演会	(10,000)	(0)	(10,000)	
GTセミナー	(24,000)	(0)	(24,000)	
小計	44,000	0	44,000	
（旅費交通費）				
定期講演会	(0)	(20,000)	(△ 20,000)	
GTセミナー	(40,000)	(40,000)	(0)	
特別講座	(0)	(40,000)	(△ 40,000)	
秋季講演会	(0)	(100,000)	(△ 100,000)	
特別講演会	(50,000)	(0)	(50,000)	
教育シンポジム	(100,000)	(0)	(100,000)	
小計	190,000	200,000	△ 10,000	
（通信運搬費）				
特別講演会	(11,000)	(11,000)	(0)	
見学会技術懇談会	(80,000)	(100,000)	(△ 20,000)	
シンポジウム	(33,000)	(33,000)	(0)	
定期講演会	(50,000)	(50,000)	(0)	
GTセミナー	(154,000)	(154,000)	(0)	
特別講座	(0)	(11,000)	(△ 11,000)	
秋季講演会	(20,000)	(10,000)	(10,000)	
フォーラム	(50,000)	(0)	(50,000)	
教育シンポジム	(150,000)	(0)	(150,000)	
小計	548,000	369,000	179,000	
（印刷製本費）				
定期講演会	(400,000)	(450,000)	(△ 50,000)	
GTセミナー	(190,000)	(190,000)	(0)	
秋季講演会	(420,000)	(400,000)	(20,000)	
特別講演会	(20,000)	(20,000)	(0)	
特別講座	(0)	(150,000)	(△ 150,000)	
シンポジウム	(20,000)	(20,000)	(0)	
見学技術懇談会	(42,000)	(45,000)	(△ 3,000)	
フォーラム	(30,000)	(0)	(30,000)	
教育シンポジム	(210,000)	(0)	(210,000)	
小計	1,332,000	1,275,000	57,000	
（貸借料）				
特別講演会	(20,000)	(20,000)	(0)	
シンポジウム	(40,000)	(40,000)	(0)	
定期講演会	(180,000)	(150,000)	(30,000)	
GTセミナー	(200,000)	(200,000)	(0)	
特別講座	(0)	(60,000)	(△ 60,000)	
秋季講演会	(210,000)	(100,000)	(110,000)	
教育シンポジム	(20,000)	(0)	(20,000)	
小計	670,000	570,000	100,000	
（諸謝金）				
特別講演会	(30,000)	(30,000)	(0)	
技術懇談会	(118,000)	(15,000)	(103,000)	
シンポジウム	(45,000)	(45,000)	(0)	
GTセミナー	(300,000)	(300,000)	(0)	
特別講座	(0)	(140,000)	(△ 140,000)	
定期講演会	(25,000)	(25,000)	(0)	
秋季講演会	(25,000)	(25,000)	(0)	
フォーラム	(70,000)	(0)	(70,000)	
教育シンポジム	(80,000)	(0)	(80,000)	
小計	693,000	580,000	113,000	
（雑費）				
特別講演会	(10,000)	(10,000)	(0)	
見学会技術懇談会	(60,000)	(20,000)	(40,000)	
シンポジウム	(10,000)	(30,000)	(△ 20,000)	
定期講演会	(320,000)	(330,000)	(△ 10,000)	
GTセミナー	(100,000)	(124,000)	(△ 24,000)	
特別講座	(0)	(300,000)	(△ 300,000)	
秋季講演会	(690,000)	(750,000)	(△ 60,000)	
フォーラム	(70,000)	(0)	(70,000)	
教育シンポジム	(110,000)	(0)	(110,000)	
小計	1,370,000	1,564,000	△ 194,000	
調査研究事業費	390,000	476,450	△ 86,450	
（会議費）				
生産統計委員会	(40,000)	(120,000)	(△ 80,000)	
技術情報センター委員会	(30,000)	(10,000)	(20,000)	
調査研究委員会	(150,000)	(150,000)	(0)	
小計	220,000	280,000	△ 60,000	
（通信運搬費）				
生産統計発送費	(20,000)	(60,000)	(△ 40,000)	
技術情報センター通信費	(20,000)	(6,450)	(13,550)	
調査研究通信費	(20,000)	(20,000)	(0)	
小計	60,000	86,450	△ 26,450	
（雑費）				
生産統計関係	(10,000)	(30,000)	(△ 20,000)	
技術情報センター関係	(50,000)	(30,000)	(20,000)	
調査研究関係	(50,000)	(50,000)	(0)	
小計	110,000	110,000	0	
表彰事業費	160,000	10,000	150,000	
委員会費	(50,000)	(0)	(50,000)	
通信運搬費	(10,000)	(10,000)	(0)	
雑費	(100,000)	(0)	(100,000)	
管理費	20,353,000	21,283,500	△ 930,500	
給与	(10,000,000)	(10,400,000)	(△ 400,000)	
手当	(111,000)	(111,000)	(0)	
事務委託費	(1,200,000)	(1,200,000)	(0)	
社会保険費	(800,000)	(1,000,000)	(△ 200,000)	
（会議費）				
理事会	(500,000)	(500,000)	(0)	
評議員会	(150,000)	(150,000)	(0)	
総会	(250,000)	(250,000)	(0)	
総務委員会	(170,000)	(170,000)	(0)	
組織検討委員会	(30,000)	(30,000)	(0)	
会員委員会	(30,000)	(20,000)	(10,000)	
選挙管理委員会	(30,000)	(30,000)	(0)	
小計	1,160,000	1,150,000	10,000	
評議員選挙費	(420,000)	(420,000)	(0)	
旅費	(350,000)	(350,000)	(0)	
交通費	(100,000)	(100,000)	(0)	
什器備品費	(10,000)	(10,000)	(0)	
図書費	(5,000)	(5,000)	(0)	
消耗品費	(1,800,000)	(1,800,000)	(0)	
印刷費	(350,000)	(350,000)	(0)	
通信運搬費	(950,000)	(1,096,500)	(△ 146,500)	
事務所借用費	(2,400,000)	(2,600,000)	(△ 200,000)	
光熱水料費	(170,000)	(170,000)	(0)	
諸謝金	(40,000)	(35,000)	(5,000)	
日内連会費	(140,000)	(140,000)	(0)	
共催分担金	(10,000)	(10,000)	(0)	
日本工学会会費	(37,000)	(36,000)	(1,000)	
雑費	(300,000)	(300,000)	(0)	
敷金・保証金支出	120,000	0	120,000	
敷金支出	(120,000)	(0)	(120,000)	
特定預金支出	1,600,000	800,000	800,000	
退職給与引当預金支出	(800,000)	(800,000)	(0)	
事務所移転準備金支出	(800,000)	(0)	(800,000)	
当期支出合計(C)	37,459,000	34,734,950	2,724,050	
当期収支差額(A)-(C)	△ 971,000	△ 944,950	△ 26,050	
次期繰越収支差額(B)-(C)	34,468,668	31,240,819	3,227,849	

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025.06.01.

3．特別会計

3.1　収支予算書

平成 7年 4月 1日から平成 8年 3月31日まで　　（単位：円）

科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
（収入の部）				
会費収入	18,000,000	0	18,000,000	
特別賛助会費収入	(18,000,000)	(0)	(18,000,000)	
出版事業収入	1,250,000	1,700,000	△ 450,000	
プレティン広告収入	(950,000)	(800,000)	(150,000)	
プレティン販売収入	(300,000)	(500,000)	(△ 200,000)	
英文論文掲載料	(0)	(400,000)	(△ 400,000)	
雑収入	376,000	651,200	△ 275,200	
普通預金受取利息	(1,000)	(1,200)	(△ 200)	
定期預金受取利息	(200,000)	(400,000)	(△ 200,000)	
国際交流基金受取利息	(175,000)	(250,000)	(△ 75,000)	
繰入金収入	8,500,000	0	8,500,000	
国際会議作業受託金	(3,500,000)	(0)	(3,500,000)	
国際会議返済金	(5,000,000)	(0)	(5,000,000)	
当期収入合計(A)	28,126,000	2,351,200	25,774,800	
前期繰越収支差額	4,992,551	12,078,862	△ 7,086,311	
収入合計　(B)	33,118,551	14,430,062	18,688,489	
（支出の部）				
出版事業費	3,040,000	3,990,000	△ 950,000	
プレティン製作費	(2,200,000)	(2,200,000)	(0)	
プレティン発送費	(700,000)	(1,650,000)	(△ 950,000)	
プレティン原稿料	(80,000)	(80,000)	(0)	
プレティン編集委員会費	(60,000)	(60,000)	(0)	
管理費	2,129,000	1,879,000	250,000	
給与	(1,000,000)	(750,000)	(250,000)	
会議費	(300,000)	(300,000)	(0)	
印刷費	(350,000)	(350,000)	(0)	
通信費	(179,000)	(179,000)	(0)	
雑費	(300,000)	(300,000)	(0)	
国際会議分担金	18,000,000	0	18,000,000	
国際会議分担金	(18,000,000)	(0)	(18,000,000)	
国際会議貸出金	0	5,000,000	△ 5,000,000	
国際会議貸出金	(0)	(5,000,000)	(△ 5,000,000)	
当期支出合計(C)	23,169,000	10,869,000	12,300,000	
当期収支差額(A)-(C)	4,957,000	△ 8,517,800	13,474,800	
次期繰越収支差額(B)-(C)	9,949,551	3,561,062	6,388,489	

第20期（平成７年度）監事・評議員・役員候補者選挙結果

・監事

（氏名：五十音順・敬称略）

番号	氏名	勤務先
1	安達　勤	筑波大学
2	平山　直道	千葉工業大学
3		
4		

・評議員・役員候補者

（勤務先：五十音順・敬称略）

番号	氏名	勤務先
1	荒木　巍	石川島播磨重工業(株)
2	伊藤　源嗣	石川島播磨重工業(株)
3	斎藤　正泰	石川島播磨重工業(株)
4	永野　進	石川島播磨重工業(株)
5	永盛　和夫	石川島播磨重工業(株)
6	宮下　和也	石川島播磨重工業(株)
7	佐古　光總	大阪ガス(株)
8	大槻　幸雄	川崎重工業(株)
9	酒井　普正	川崎重工業(株)
10	阪口　哲也	川崎重工業(株)
11	星野　昭史	川崎重工業(株)
12	森　建二	川崎重工業(株)
13	山本　章	川崎重工業(株)
14	外山　浩介	(株)小松製作所
15	藤江　邦男	新明和工業(株)
16	大原　久宜	中部電力(株)
17	岩井　益美	トヨタ自動車(株)
18	北川　三郎	東京ガス(株)
19	宮川　建男	東京ガス(株)
20	伊藤　文夫	東京電力(株)
21	吉瀬　裕	東京電力(株)
22	池田　隆	(株)東芝
23	岡村　隆成	(株)東芝
24	小林　正	(株)東芝
25	本間　友博	(株)東芝
26	安井　元	(株)東芝
27	山田　修義	(株)東芝
28	一井　博夫	東芝エンジニアリング(株)
29	佐々木正史	日産自動車(株)
30	高村　東作	日産自動車(株)
31	丹羽　高尚	日本鋳鍛鋼(株)
32	樗木　康夫	(株)日立エンジニアリングサービス
33	乾　泰二	(株)日立製作所
34	大田原康彦	(株)日立製作所
35	川池　和彦	(株)日立製作所
36	濱田　邦雄	(株)日立製作所
37	久野　勝邦	(株)日立製作所
38	和田　正倫	(株)日立製作所
39	伊佐治強彦	三井造船(株)
40	石井泰之助	三井造船(株)
41	高木　俊幸	三井造船(株)
42	手島　清美	三井造船(株)
43	佐藤　友彦	三菱重工業(株)
44	高橋　進	三菱重工業(株)
45	辻村　玄隆	三菱重工業(株)
46	永井　康男	三菱重工業(株)
47	長谷川　清	三菱重工業(株)
48	日浦　治也	三菱重工業(株)
49	浜田　義次	ヤンマーディーゼル(株)
50	水谷　幸夫	大阪大学
51	筒井　康賢	機械技術研究所
52	井上　雅弘	九州大学
53	難波　昌伸	九州大学
54	有賀　一郎	慶応義塾大学
55	安藤　常世	慶応義塾大学
56	川口　修	慶応義塾大学
57	長島　昭	慶応義塾大学
58	益田　重明	慶応義塾大学
59	大橋　秀雄	工学院大学
60	坂田　公夫	航空宇宙技術研究所
61	佐々木　誠	航空宇宙技術研究所
62	田丸　卓	航空宇宙技術研究所
63	吉田　豊明	航空宇宙技術研究所
64	平田　賢	芝浦工業大学
65	村島　完治	超音速輸送機用推進システム技術研究組合
66	佐藤　幹夫	(財)電力中央研究所
67	伊藤　高根	東海大学
68	佐野　妙子	東海大学
69	高田　浩之	東海大学
70	山根隆一郎	東京工業大学
71	荒川　忠一	東京大学
72	梶　昭次郎	東京大学
73	長島　利夫	東京大学
74	永野　三郎	東京大学
75	葉山　眞治	東京大学
76	吉識　晴夫	東京大学
77	宮地　敏雄	東京電機大学
78	酒井　俊道	東京理科大学
79	大宮司久明	東北大学
80	高原　北雄	高原総合研究所
81	倉田　公雄	(財)日本航空機エンジン協会
82	鳥崎　忠雄	日本大学
83	神津　正男	防衛大学校
84	秋葉　雅史	横浜国立大学
85	大田　英輔	早稲田大学
86		
87		
88		
89		
90		
91		
92		
93		
94		
95		
96		
97		
98		
99		
100		

次点者

1	藤川　泰雄	日産自動車(株)
2	綿貫　一男	石川島汎用機械(株)
3	磯部　信一	三井造船(株)

投票総数　827 票

	評議員	監事
有効票	812	808
無効票	13	5
白票	2	14

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/02.

報告
日本ガスタービン学会

平成6年度シンポジウム報告

ヤンマーディーゼル㈱　中　野　博　文

平成6年度シンポジウムが2月16日に，44名の受講者を得て盛大に開催されました。会場は東京ガス㈱殿のご厚意により，本社の大会議室を借用させていただき，JRの浜松町の駅からも近く，交通の便の良い会場を得ることができました。

今回のテーマはクリーンなエネリギー源として注目を集めている水素に関する話題を取り上げました。地球環境問題から世界的な規模でクリーンなエネルギー導入の開発を目指して，1993年度よりニューサンシャイン計画の一環である『水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術の開発研究（WE－NET）』が国際大型共同研究としてスタートしています。本年度のシンポジウムはこの研究を取り上げ，その全貌ならびに中核技術と位置付けられている水素・酸素燃焼ガスタービンについての理解を深め，高温ガスタービンの将来の技術展望の一助となる講演を企画しました。

下記テーマごとに，研究開発の第一線でご活躍の3名の方々を講師に迎えました。

1）『WE－NET計画の概要』について
　新エネルギー・産業技術総合開発機構
　水素・アルコール・バイオマス技術開発室
　総括主任研究員　西田洋一郎氏

2）『水素・酸素燃焼タービンの開発』
　－サイクルの検討および燃焼技術の開発等－
　㈶電力中央研究所　横須賀研究所
　発電システム部　燃焼グループ
　グループリーダー　佐藤幹夫氏

3）『水素・酸素燃焼タービンの開発』
　－超高温材料の開発－
　㈶電力中央研究所　狛江研究所
　金属材料部　次長　新田明人氏

通常のガス燃焼ガスタービンの燃料とは異なる水素に関する興味深い講演をしていただきました。世界に偏在する太陽エネルギーからの製造と貯蔵輸送方法，コストをかけて製造した水素最適利用システム，サイクル効率上昇のための高温化技術についてお話いただき，また質疑応答が制限時間を越えて活発に行われたことが印象に残りました。

最後にシンポジウムの講師を快くお引き受けいただき，年末年始のお忙しい中で，テキストの作成，OHP資料の準備をしていただいた講師の方々，また会場を快くご提供いただいた東京ガス㈱の方々に深く感謝申し上げます。

（企画委員）

（平成7年5月17日原稿受付）

会費納入・自動振替のお願い

今年度会費（正会員5000円　学生会員2500円）を未納の方は，至急事務局宛お送り下さいますようお願い申し上げます。又，以前よりお願い致しております「会費の自動振替制度」につき再度お願い申し上げます。未だ手続きをされていない方は，過日お送りしました振込依頼書又は巻末の会誌のとじ込み用紙にご記入の上，事務局宛お送り下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

追 悼

Bob Harmon 氏逝去

米国機械学会ガスタービン部門（現 IGTI: International Gas Turbine Institute）の発展・維持に色々の面で貢献された Robert A. Harmon 氏が昨年 12 月 27 日に逝去されました。親日家で日本ガスタービン学会員に知り合いの多い同氏はこの 5 年間，骨がんとの長い闘病生活を経て不帰の客となった訃報を奥様の Mrs. Betty より連絡をうけました。

同氏は青年時代より ASME ガスタービン部門創立者の Tom Sawyer 氏を支え，1965－66 年に部門委員長を務め，Gas Turbine News Letter の編集長として又，車両用ガスタービン，セラミックエンジン，戦車用エンジン等の記者としてガスタービンの発展に寄与されました。日本の会社，研究所ではコンサルタントとして指導され，気軽に明るく接してくれる人でした。

5 年前に会った時に，自分に襲っているがんのことをいつもの明るい表情で話す氏に，言葉の聞

Thursday, December 29, 1994

TIMES UNION

CAPITAL R

Sax man's song is over, but his

BY CHRISTOPHER RINGWALD
Staff writer

COLONIE — When Bob Harmon died Tuesday after a five-year bout with bone cancer, his wife, Betty, found it easy deciding not to have a funeral or memorial service.

"He had it while he was still living," she said, recalling the "living wake" Bob organized for himself in September 1993 and at which he played the saxophone with his big band.

As Harmon said at the time, "I wanted to have a Dixieland funeral, but I decided to have it beforehand rather than after." The invitation to the soiree, held at a hotel on Wolf Road, discreetly labeled the event a "semiretirement" party.

"That was to keep people from getting upset or sad," explained Harmon's son Donald during an interview in the kitchen of the Harmon home on Schalren Drive in North Colonie.

Like most people, Bob Harmon knew he would one day die. Unlike most people, however, Harmon made use of a terminal diagnosis to plan the fullest life possible, including the big-band memorial service, trips to Michigan and Hawaii and visits from relatives. Most of all, Harmon gave his family and friends the chance to confront his impending and then actual demise. While sad but stoic a year ago, Betty and her children — Donald of Schenectady; another son, Thomas, of Latham; and a daughter, Nancy Fleury of Berkley, Mich. — seemed full of quiet joy and appreciation the day after the death in the family. Betty Harmon wore a brightly colored suit and smiled warmly while discussing her husband, who also is survived by two grandchildren. Perhaps it was his manner of living that prepared them for his death.

Of death, Bob Harmon said more than a year ago, "I'm two blocks ahead of it — playing for today and the hell with tomorrow."

Earlier this month, Betty informed friends that Bob was nearing the end of his life. With each Christmas card, she enclosed an engraved note saying, in effect, that Bob is now terminal, but apologizing for "such depressing news."

Harmon was 68.

Just last year, he was still playing sax with the Spectrum Dance Orchestra, working as a consulting engineer and traveling.

Harmon, a native of Glen Ellyn, Ill., and a musician since the sixth grade, moved to the Capital Region in 1967. He and Betty met in 1944 at a USO dance while both were in the Navy. They married two years later.

"This is when we first met," said Betty, holding out a framed photo of the young, smiling, dewy-eyed couple in uniform. "We were dancing and my friend came over and asked Bob if he wanted to go to a movie. And that was our first date."

Harmon earned bachelor's and master's degrees in mechanical engineering from the Illinois Institute of Technology. He started a business, Robert A. Harmon Inc., and was an engineering consultant specializing in gas turbines. He operated the company from 1970 until he retired in 1993. He was a member of the Society of Automotive Engineers, and was a life member of the American Society of Mechanical Engineers.

Harmon was diagnosed with prostate cancer in 1990. The disease spread to his bones, and by 1993 he knew he would soon die. Of death's proximity, Harmon said, "I might as well embrace it." He credited "a quiet faith that you're being taken care of by God" for his attitude.

Aside from 1993's reception and dance, attended by 100 friends, Harmon tucked in trips to his 50th high school reunion, to

Please see HARMON B-7

（平成 7 年 4 月 27 日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

き違えではないかと複雑な気持ちで接したことを覚えています。昨年2月デトロイトでのSAE学会に車椅子で出席して多くの友人に別れをつげた由，又，93年9月には近くのホテルで彼が率いるDixielandジャズ楽団とともに，サキソホンを吹奏して（写真）“生前通夜Living Wake”を催し，家族・親戚・友人と一夜を楽しく過ごされたことを新聞記事とともに奥様から知らされました。日本ガスタービン学会の催しに彼がサックスを吹奏し名奏者であったことは聞きおよんでおりましたが，淋しい限りです。同氏の御冥福をお祈り申し上げます。

（記: アライドジグナルアジア㈱　髙瀬謙次郎）

ALBANY, NEW YORK

EGION

★★B SECTION

melody lingers on

Times Union

December, 1994

Dear Friends,

I hate to add such depressing news on my Christmas card, but after five years of battling cancer, Bob is now terminal. Hospice is giving us much support. This will be our last Christmas together after 48 years of marriage.

We had lots of company last summer while Bob was able to enjoy it. Now he sleeps most of the time and he doesn't have much pain.

BOB HARMON plays the saxophone at his "living wake" in 1993, left. Above, the Christmas card Betty Harmon sent to friends this year.

Continued from B-1

HARMON: Held his own 'living wake'

Detroit for his first Christmas with the grandchildren, and to Hawaii, where Betty plans to spread his ashes at the couple's favorite fishing and snorkeling spot.

Not that he got to close out everything. A model ship Harmon was carving last year and hoped to finish remains incomplete, still locked in a vise on his workbench.

When walking became impossible for him, Don and Tom built a wheelchair ramp at the house. The past year was full of trips to medical offices and insurance headaches. By November, the doctor told the Harmons that there was little left to do for Bob except keep him comfortable. He stayed at home with help from aides and the hospice program at St. Peter's Hospital in Albany, which, along with the American Cancer Society, is the charity selected for contributions in his memory.

After he died Tuesday morning, Betty said the nurses who were preparing his body for the Gleason Funeral Home suggested playing some of the big band music Bob loved.

"I put on Pete Fountain, a Dixieland clarinetist Bob loved," said Betty. "But then I put on the tape of Bob and the band at the party last year. That's his favorite, when he's playing."

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

後記

「きのうより一回だけ多く　きょう　笑いがきみの顔に広がるように」，阪神大震災の後，小学生に送られた心温まる励ましの詩の一節です。

この編集後記を書いている時点で，地震発生後，丁度2ヶ月になります。この間，危機管理，行政の対応の遅れ，自衛隊の出動等について，新聞紙上等でいろいろな意見が出されました。ガスタービン技術者にとって，この様な状況は事の大小はあるものの，思いがけない事故発生時が当てはまるのではないでしょうか。適確な情報収集，素早い初動，事故対策体制の確立等，特に，幹部技術者の力量が問われるところです。技術者の良心と，学識あるいは経験に基づく判断力を重ね合わせながら，最善の処置を見い出していくことになるのではないでしょうか。常日頃の研鑽と内外上下左右の信頼関係がものを言うのではないのかと思っています。

さて，この6月号は小特集として，「環境対応燃焼技術」を採り上げています。平成元年に同様な小特集が組まれていたこと，又，本学会の講演会やシンポジウム，他の学会等でも同様な話題が出されいることもあり，立ち上がり時，本小特集が一時，発散しかかりましたが，いくつか工夫を凝らすことにより何とかまとめ上げるできました。

環境規制の動向については，官あるいは公的機関の方々に執筆をお願いしました。ドライ低 NOx 燃焼器等については，各メーカの若手あるいは中堅の方々にお願いしました。航空用，産業用，舶用，自動車用について，いろいろな角度から解説がなされています。皆様のお役に立てればと思っています。

前号より連載となりました講義「CFD による乱流解析(2)」は都合により次号掲載となりました。著者小林敏雄氏および読者の皆様に御迷惑をおかけしましたことをお詫び申し上げます。

年度末で御多忙のなか，原稿執筆を快く引き受けて下さいました執筆者の方々に対し，心より御礼申し上げます。

最後に，この6月号は佐々木編集理事以下，担当編集委員の労を惜しまない編集作業により，発行に漕ぎ着けられたことを付記しておきます。

（編集委員　岩本　敏昭）

〔事務局だより〕

青葉が目にしむこの頃，ここ新宿のビルの一室にもさわやかな風が流れ込み一年の中で一番気持ちのよい季節となりました。（とはいうものの今年は花粉症がまだ続いています。）

年度がわりの行事も無事終了し，新しい年度が順調にスタート致しました。今年度は秋に横浜での国際会議を控えていますので学会通常の行事にも少々変更があります。又新しい試みとして7月に学生会員対象の“教育シンポジウム”も開催予定ですのでどうぞ学会誌の会告等学会からのご案内をお見逃しなきよう。

毎回お願い申し上げておりますように“銀行自動引落し”の手続きがまだの方は巻末の“預金口座振替依頼書”にご記入の上，事務局迄ご返送下さい。

尚，既に手続き済みの方については6月23日に今年度分を貴預金口座より引落させていただきます。

この学会誌が皆様のお手元に届く頃には，定期講演会，フォーラムが無事盛会裡に終了していることを願いつゝ筆をおきます。　[A]

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

第10回ガスタービン秋季講演会・見学会（新潟）のお知らせ

日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による第10回ガスタービン秋季講演会・見学会（新潟）を下記のように開催します。会員多数の方々の参加をお願い致します。

開 催 日　1995年（平成7年）9月7日㈭（講演会）・8日㈮（見学会）

開 催 地　新潟市

講 演 会

開催日時　9月7日㈭　9時－17時

会　　場　オークラホテル新潟　　新潟市川端町6－53　Tel　025－224－6111

・プログラムは次ページをご覧下さい。

・講演会終了後に懇親会を開催します。参加登録者は無料ですのでお気軽にご参加下さい。

見 学 会

開催日時　9月8日㈮　8時30分－17時（予定）

見 学 先　㈱新潟鉄工所新潟ガスタービン工場，北方文化博物館，石油の里

・見学会の参加は講演会参加登録者に限ります。定員は50名，先着順。

参加登録費（講演論文集代金を含む）および見学会参加費

共催学会正会員　9,000円　　学生会員　4,000円　　会員外　12,000円

見学会参加費　6,000円

参加申し込み方法

往復はがきに「秋季講演会参加申込み」と標記し，(1)氏名，(2)所属学会・会員番号・会員資格，(3)勤務先，(4)連絡先，(5)見学会参加を希望する場合は見学会参加希望と記し，(6)送金額・送金方法および送金予定日を記入して，下記あてにお送り下さい。講演者も参加登録をお願いします。

・申込先　160　東京都新宿区西新宿7－5－13　第3工新ビル402

㈳日本ガスタービン学会　Tel　03－3365－0095　Fax　03－3365－0387

・準備の都合上，講演会，見学会とも8月20日までにお申し込み下さい。

・講演会については当日の参加登録も受け付けます。

参加登録費の送金方法

参加登録費は現金書留または下記により8月25日までにご送金下さい。会社名にて銀行送金される場合は，お手数でも送金日および送金内訳を電話またはFAXにて御一報下さい。

・郵便振替　00170－9－179578　㈳日本ガスタービン学会

・銀行振込　第一勧業銀行西新宿支店　普通　No. 067－1703707　㈳日本ガスタービン学会

講演論文集

講演論文集は講演会当日，会場でお渡しします。講演会終了後に残部を実費（4000円）にて頒布いたしますので，論文集のみをご希望の方は学会事務局までお問い合わせ下さい。

宿泊予約について

オークラホテル新潟では本講演会参加者のために特別料金で宿泊予約を受け付けています。問い合わせおよび予約に際してはガスタービン秋季講演会参加と伝えて下さい。

・連絡先　オークラホテル新潟・東京サービスセンター　　担当：小野田学

Tel　03－3562－4066　Fax　03－3563－5544

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

第１０回ガスタービン秋季講演会（新潟）プログラム

（一般講演　講演時間15分　討論10分、　＊印　講演者、　連名者の所属が省略されている場合は後者と同じです。）

第１室

9:00 《オーガナイズドセッション》
次世代ガスタービン技術 Ⅰ

A-1　高効率ガスタービン用蒸気冷却静翼の開発
＊伊藤勝康、古閑昭紀、大友文雄、福山佳孝
渋谷幸生（東芝）、佐藤　実、小林雄一、
松崎裕之（東北電力）

A-2　高効率ガスタービン用空冷動翼の開発
＊大友文雄、福山佳孝、中田裕二、伊藤勝康
渋谷幸生（東芝）、佐藤　実、小林雄一、
松崎裕之（東北電力）

A-3　１７００℃級航空エンジン用冷却タービンの研究
＊大山千由紀、山脇栄道、真家　孝
（石川島播磨）

10:15

10:25 《オーガナイズドセッション》
次世代ガスタービン技術 Ⅱ

A-4　次世代高温高効率ガスタービンにおけるキーテクノロジーの開発
佐藤　実、松崎裕之（東北電力）、青木素直、
佃　嘉章、＊秋田栄司（三菱重工）

A-5　次世代ＬＮＧ複合発電設備の計画
須藤義悦、森國　稔、佐藤　実、小林雄一、
＊松崎裕之（東北電力）

A-6　先進材料利用ガスジェネレータの概念研究
弘松幹雄、横井信哉、宮川　浩、＊関　修一
（ＡＭＧ）

A-7　超音速機用推進システムの試作試験
識名朝春、仲田　靖、＊宮川　浩
（石川島播磨）、高木俊治（川崎重工）、
鈴木理之（三菱重工）、森田光男（航技研）

12:05

第２室

9:00 《一般講演》 燃焼 Ⅰ

B-1　燃料噴出型保炎器周り燃焼流の数値シミュレーション
＊山本　武、黒澤要治、田丸　卓（航技研）

B-2　希薄予混合火炎の保持
＊佐久間俊一、青柳哲二、畦上　修(慶応大院)
川口　修（慶応大）

B-3　低カロリー燃料の燃焼安定性に関する検討
＊岩井一躬、和田克夫、前沢一弘、小泉浩美
猪瀬　博（日立）

B-4　石炭ガス化用１５００℃級ガスタービン燃焼器の高圧燃焼器特性
＊二宮　徹、長谷川武治、佐藤幹夫（電中研）

10:40

10:50 《一般講演》 燃焼 Ⅱ

B-5　ターボジェット高温燃焼器の低ＮＯx化の研究
ー排出に及ぼす燃料噴射方式の影響ー
＊待田　徹（法政大院）、山田秀志、林　茂
（航技研）

B-6　コジェネ用ガスタービン低ＮＯx燃焼器の研究開発
＊細井　潤、渡辺　猛、藤　秀実
（石川島播磨）、森　雅晶、佐藤　浩
石塚敦之（東京ガス）

B-7　メタンを燃料とするラム燃焼器のＮＯx排出特性
＊木下康裕、小田　剛生、北嶋潤一（川崎重工）

12:05

第３室

9:00 《一般講演》 再生・再熱・特殊サイクル

C-1　ガスタービン用プレートフィン熱交換器の非定常加熱特性に関する研究
（その２　実環境模擬試験結果）
＊永盛和夫、堀　政義、大矢弘史（石川島播磨）

C-2　等温圧縮過程を用いたガスタービンサイクルの性能
＊西　亮（宮崎大）

C-3　タービン内再熱水素燃焼ガスタービンの研究
（第４報）
＊春海一佳、菅　進、平岡克英、井亀　優、
城田英之、森下輝夫（船舶技研）

C-4　水蒸気循環型水素燃焼タービンシステムに関する基礎研究
＊壹岐典彦、濱　純、古谷博秀、高橋三餘、
（機械技研）、山下　巌（東京電機大）

10:40

10:50 《一般講演》 セラミックガスタービン Ⅰ

C-5　セラミック／金属嵌合構造におけるチッピングの発生とその破壊機構
＊岡村隆成、土方常夫、古閑昭紀、岡部永年、
平田英之（東芝）

C-6　ハイブリット式セラミックガスタービンの研究開発
＊三上隆男、田中真也、岡村淳輔、田頭浩一郎
（石川島播磨）

C-7　３００ｋＷ級再生式２軸セラミックガスタービンの研究開発，ＣＧＴ３０２（第２報）
＊竹原勇志、市川善浩、巽　哲男（川崎重工）

12:05

（続き）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

13:10 14:10	「水都にいがたの源流」　三村　哲司（前新潟市郷土資料館長）				
14:20 15:35	《オーガナイズドセッション》 耐熱材料・先端材料 Ⅰ A-8　チタンアルミナイド の航空機エンジン部品への適用 ＊荒井幹也、正木彰樹、今村龍三、松田謙二、中川幸也（石川島播磨） A-9　高温ガスタービンディスク用高強度１２Ｃｒ鋼の開発 ＊福井　寛、志賀正男、日高貴志夫、中村重義（日立） A-10　カーボン／カーボン複合材の高温回転強度試験 ＊小河昭紀、橋本良作（航技研）、米内山誠（都立航空高専）	14:20 15:35	《一般講演》　圧縮機・空力音 B-8　ターボ機械設計への非線形最適化手法の適用（第１報）軸流圧縮機の通路部設計 ＊小林　正、新関良樹、奥野研一（東芝） B-9　ターボ機械設計への非線形最適化手法の適用（第２報）多重円弧翼型の設計 ＊新関良樹、福山佳孝、岡　明男（東芝） B-10　気体中の二次元柱状体から発生する空力音の低減手法 ＊丸田芳幸（東工大精研）、藤田　肇（日大） 槙　浩幸（ＪＲ東日本）	14:20 15:35	《一般講演》　セラミックガスタービン Ⅱ C-8　小型セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムの研究（第１報） ＊伊藤高根、石谷　久（東海大）、住江　新（日本自動車研）、伊藤卓爾、半田統敏、（石油産業）、蓮池　宏（エネルギー綜研） C-9　自動車用セラミックガスタービの研究開発（第４報） ＊西山　圜、岩井益美、中沢則雄、佐々木正史、片桐晴郎（日本自動車研） C-10　自動車用セラミックガスタービンの遮熱構造の開発（第１報） ＊近藤真吾、小池哲也、市川浩之（日本自動車研）、　伊藤高根（東海大）
15:45 17:00	《オーガナイズドセッション》 耐熱材料・先端材料 Ⅱ A-11　１５００℃級高効率ガスタービン用結晶制御合金翼の開発 ＊岡田郁生、河合久孝、高橋孝二（三菱重工）佐藤　実、小林雄一、松崎裕之、下村慶一（東北電力） A-12　組織変化に基づく燃焼器トランジションピースの温度解析法の検討 ＊吉岡洋明、斉藤大蔵、藤山一成、岡部永年（東芝） A-13　高温耐食コーティング部材の強度特性（第二報） ＊斉藤正弘、伊藤義康、村上俊明（東芝）	15:45 17:00	《一般講演》　空力 B-11　前縁剥離を伴う翼列フラッタに及ぼす翼固有振動数の不均一化の影響 藤本一郎、＊平野孝典（拓殖大）、田中英穂（東海大）、石井　進、長井　浩（日大） B-12　前縁から吹き出しのあるタービン翼列の三次元流動 山本孝正、臼井　弘（航技研）、＊富永純一（早大院）、大田英輔（早大）、池羽貴之、村尾麟一（青山学院大） B-13　タービン翼前縁膜冷却に及ぼす主流乱れ及び周期的後流の効果に関する研究（熱伝達分布及び熱負荷分布につい） ＊船崎健一（岩手大）、山脇栄道（石川島播磨）横田雅樹（岩手大院）	15:45 17:00	《一般講演》　セラミックガスタービン Ⅲ C-11　自動車用１００kWＣＧＴ燃焼器の特性その１予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎観察と火炎安定範囲の評価 ＊大久保陽一郎、井戸田芳典（日本自動車研） C-12　自動車用１００kWＣＧＴ燃焼器の特性その２　予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼のＮＯｘ排出特性 大久保陽一郎、＊井戸田芳典（日本自動車研） C-13　自動車用１００kWＣＧＴにおける低公害燃焼器の開発（第４報） 佐々木正史、熊倉弘隆、鈴木大志、＊市川浩之（日本自動車研）

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/03.

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切: 平成7年11月30日

日本ガスタービン学会では下記により，2年毎に学会賞（論文賞，技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。つきましては，今年度下記要領により第8回目の学会賞の募集を行うことになりましたのでお知らせ致します。

応 募 要 領

1．日本ガスタービン学会賞

本会はガスタービンおよび過給機に関連する工学および技術の発展を奨励することを目的として，優れた論文，技術ならびに新進会員個人の業績に対してそれぞれ日本ガスタービン学会論文賞，技術賞，奨励賞を贈り，表彰を行う。

2．対象となる業績

(1) 論文賞　日本ガスタービン学会誌に平成3年11月以降平成7年10月迄に公表した論文および1995年国際ガスタービン会議横浜大会 Proceedings に掲載された論文で，独創性があり工学および技術に寄与したもの。

(2) 技術賞　ガスタービンおよび過給機に関連し，同上期間に完成した新技術（画期的な新製品の開発，製品の品質または性能の向上あるいは生産性の向上，材料開発，制御計測および保守技術の向上等に寄与したもの）。

(3) 奨励賞　日本ガスタービン学会誌に平成3年11月以降平成7年10月迄に公表した論文および1995年国際ガスタービン会議横浜大会 Proceedings に掲載された独創的な論文（いずれも本人が中心的役割を果したもの）で萌芽的研究を含む。

3．受賞候補者の資格

(1) 論文賞　受賞候補者は本会会員（正会員，学生会員）とする。

(2) 技術賞　受賞候補者は本会会員（正会員，学生会員，賛助会員）とする。

(3) 奨励賞　受賞候補者は本会会員（正会員，学生会員）で，昭和35年4月2日以降生まれた個人とする。ただし論文賞，技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞，技術賞内定者は奨励賞を受けることはできない。

4．受賞件数　論文賞5件以内，技術賞2件以内，奨励賞2名程度とする。

5．表彰の方法　審査の上，表彰状および賞牌を授与する。

6．表彰の時期　表彰は，平成8年4月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

7．応募の方法　公募によるものとし，論文賞，技術賞は推薦または本人よりの申請，奨励賞は推薦による。尚，一度申請して受賞しなかったものでも，再度応募して差し支えない

8．提出書類　推薦または申請には，本会の所定用紙に必要事項を記載して，1件につき正1通，副2通（コピーで可）の計3通を提出する。

9．提出締切日　平成7年11月30日㈭　17時までに必着

10．提出先　〒160　東京都新宿区西新宿7−5−13　第3工新ビル402
㈳日本ガスタービン学会　学会賞審査委員会宛

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

平成7年度　第1回見学会のお知らせ

平成7年度　第1回見学会を下記の要領で開催いたします。今回は，航空転用型ガスタービンのなかで，現在単純サイクルで世界最高効率・単機出力最大であるLM 6000型ガスタービン発電設備を中心に見学を行ないますので奮ってご参加下さい。

1．日　　時：平成7年7月14日㈮　13：00～16：00
2．見　学　会：石川島播磨重工業㈱航空宇宙事業本部
　　瑞穂工場ガスタービン発電研究所（LM 6000）
　　（東京都西多摩郡瑞穂町殿が谷229，最寄り駅はJR青梅線羽村駅）
3．スケジュール：13：00　　集　合（JR青梅線羽村駅の予定）
　　13：30～14：00　概要説明
　　14：00～15：10　見学
　　15：10～15：50　質疑応答
　　16：00　　解　散
4．参 加 要 領：
　1）定員50名（申込超過の場合は抽選。結果は応募者全員にご連絡致します。
　2）参加ご希望のかたは「IHI見学」と書き，氏名・会員番号・所属・連絡先住所・電話番号・FAX番号を明記の上，往復ハガキあるいはFAXにて学会事務局へお申し込み下さい。記載漏れのないようにご注意下さい。（締切り　平成7年6月16日）
　3）参加費3,000円（当日受付けにてお支払い下さい。）

訃　　報

終身会員　近藤　市郎君　100才　平成7年5月21日逝去

ご 遺 族　東京都世田谷区下馬6－48－14　近藤　　洋殿

本会に関する記事　昭和47年6月入会

謹しんで哀悼の意を表します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

平成7年度　第1回見学会のお知らせ

平成7年度　第1回見学会を下記の要領で開催いたします。今回は，航空転用型ガスタービンのなかで，現在単純サイクルで世界最高効率・単機出力最大であるLM 6000型ガスタービン発電設備を中心に見学を行ないますので奮ってご参加下さい。

1．日　　時：平成7年7月14日㈮　13：00～16：00
2．見　学　会：石川島播磨重工業㈱航空宇宙事業本部
　　瑞穂工場ガスタービン発電研究所（LM 6000）
　　（東京都西多摩郡瑞穂町殿が谷229，最寄り駅はJR青梅線羽村駅）
3．スケジュール：13：00　　集　合（JR青梅線羽村駅の予定）
　　13：30～14：00　概要説明
　　14：00～15：10　見学
　　15：10～15：50　質疑応答
　　16：00　　解　散
4．参 加 要 領：
　1）定員50名（申込超過の場合は抽選。結果は応募者全員にご連絡致します。
　2）参加ご希望のかたは「IHI見学」と書き，氏名・会員番号・所属・連絡先住所・電話番号・FAX番号を明記の上，往復ハガキあるいはFAXにて学会事務局へお申し込み下さい。記載漏れのないようにご注意下さい。（締切り　平成7年6月16日）
　3）参加費3,000円（当日受付けにてお支払い下さい。）

訃　　報

終身会員　近藤　市郎君　100才　平成7年5月21日逝去

ご 遺 族　東京都世田谷区下馬6－48－14　近藤　　洋殿

本会に関する記事　昭和47年6月入会

謹しんで哀悼の意を表します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

平成7年度教育シンポジウム開催のお知らせ

近年ガスタービン技術の発展には目ざましいものがあります。航空機に搭載されるジェットエンジンをはじめ大規模発電用やコジェネ用としても用途が拡がっております。

ガスタービンは高効率である事，NOx 排出を抑える事が比較的容易である事等の理由で，環境に優しい原動機として，将来の人類のエネルギー問題の解決に寄与する大変重要な役割を担っております。

一方，ガスタービンはまだまだ発展途上にあると言われており，急激な高効率化・大容量化等多岐に亘る研究・開発分野で若いエンジニアの活躍が期待される分野です。

そのような状況下で，学生を対象としたガスタービンシンポジウムを，実際の研究開発や製造工場の見学と併せ計画いたしましたので，奮ってご参加下さい。

1．日　　時: 7月20日㈭　9：40　集合
9：45〜17：00　シンポジウム
17：30〜　懇親会
7月21日㈮　9：00〜14：30　見学会

2．場　　所: (1)　シンポジウム・懇親会　勝田厚生年金会館（JR常磐線勝田駅徒歩5分）
(2)　見学会　ガスタービン開発センタ，タービン工場・ガスタービン試験設備・コジェネセンタ・ブレード製造工場
（日立製作所　日立工場，勝田工場）

3．シンポジウムプログラム:
概　　論　：竹矢一雄氏（元徳島大学）
ガスタービンと流体力学: 川地和彦氏（日立製作所）
ガスタービンと伝熱工学: 吉田豊明氏（航空宇宙研究所）
ガスタービンと燃焼工学: 前田福夫氏（東芝）

4．参加要領
(1)　定員50名: 申込み超過の場合は抽選，応募者全員にご連絡します。
(2)　対　　象: 工学系大学，大学院，高等専門学校，工業高校在籍者
(3)　費　　用: シンポジウム　無料（テキスト付き）
懇親会　3,000円
工場見学会　無料
（宿泊費（5,000円）自己負担）
(4)　申し込み方法: 1）学校名・学部（専攻），2）氏名，3）懇親会・7/20夜の宿泊・見学会参加の有無，4）連絡先住所・TEL・FAXを明記の上，「教育シンポジウム」と書き，事務局あてに**6月30日㈮までに**往復はがき又はファックスにてお申込み下さい。

㈳日本ガスタービン学会事務局
〒160　新宿区西新宿7−5−13　第3工新ビル402
TEL 03−3365−0095　FAX 03−3365−0387
郵便振替番号 00170−9−179578

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.

学会誌編集規定

1．本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿，自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。

2．原稿の内容は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説，解説，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書，随筆，見聞記，ニュース，新製品の紹介及び書評などとする。

3．原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また，用済み後は執筆者に返却する。

4．原稿用紙は，原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。ワードプロセッサーを使用する場合はA4版用紙に横書きで22字×20行とする。

5．刷り上がり頁数は1編につき，図表を含めてそれぞれ次のとおりとする。論説4～5頁，解説及び技術論文6～8頁，見聞記，速報及び寄書3～4頁，随筆2～3頁，ニュース，新製品紹介，書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。

6．依頼原稿には規定の原稿料を支払う。

7．自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。

8．自由投稿原稿には原稿料は支払わない。

9．本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。

10．原稿は下記宛に送付する。

〒105 東京都港区西新橋1－17－5
ニッセイエブロ株式会社 制作部 編集室
ガスタービン学会誌担当（越司）
TEL 03-3508-9061 FAX 03-3580-9217

技術論文投稿規定

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1）投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で，ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。

2）投稿原稿は，一般に公表されている刊行物に未投稿のものに限る。ただし，要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2．投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷り上がり8頁以内とする。ただし，1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。

3．投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し，正原稿1部，副原稿（コピー）2部を提出する。

4．投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で決定する。

5．本学会誌に掲載される技術論文の著作権は原則として本学会に帰属する。

日本ガスタービン学会誌
第23巻 第89号
平成7年6月10日
編集者 菅 進
発行者 葉山眞治
㈳日本ガスタービン学会
〒160 東京都新宿区西新宿7－5－13
第3工新ビル402
TEL (03) 3365-0095
FAX (03) 3365-0387
振替 東京7－179578
印刷所 ニッセイエブロ㈱
東京都港区西新橋2－5－10
©1995㈳日本ガスタービン学会
本誌に掲載したすべての記事内容は㈳日本ガスタービン学会の許可なく転載・複写することはできません。

複写をされる方に

本誌（書）に掲載された著作物を複写したい方は，著作権者から複写権の委託をうけている次の団体から許諾を受けて下さい。

学協会著作権協議会
〒107 東京都港区赤坂9－6－41
社団法人日本工学会内
Phone: 03－3475－4621
Fax : 03－3403－1738

Download service for the GTSJ member of ID , via 153.121.55.14, 2025/06/01.