



極限状態での「ネー20」

豊田中央研究所 棚 沢 泰

(1) 忘れもしない昭和19年の夏。

海軍航空技術廠から玉手統大尉が来学され、当時、開発中の燃焼ロケット「ネー10」についての概略を述べ、同機用の燃料噴射弁と燃焼について研究協力を求められた。

私は取るものも取りあえず、空技廠に赴き、同機の発明者であり、開発主任である種子島時休大佐に伴われて、始めて「ネー10」に会見した。

試運転中の同機に近づくにしたがって、低温、青色、不完全燃焼を告げる臭気が鼻をついた。

牧浦隆太郎大尉がアルデヒド量を検出するため Schiff の溶液を用意し始めた。

私も「ネー10」の図面を見た瞬間、燃焼室の高さが低過ぎること、室内の流れに欠陥があること、に気がついた。燃料はガソリンであった。

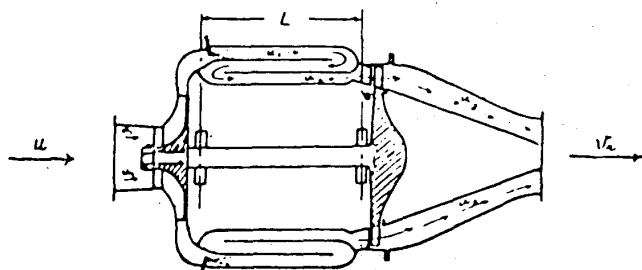


図1 最初に試みられた
遠心圧縮機付きネー10形

(2) 当時、戦況は日に日に不利を告げ、「時すでに遅し」と思ったが、最後の御奉公の決意を固めた。しかし残念ながら機械屋の私には燃焼問題を解決する力はなかった。

早速、化学系の研究者に応援を頼んだが、当時はこの種の燃焼に自信を持っている人は皆無であった。

やむなく、その後の協力を依頼し、空技廠からその日のうちに送られて来た50馬力の変速電動機

を基にして燃焼風洞を作り、宮阪芳喜、梅原正彦、山田四男、各助手、小林清志太学院特別研究生らと研究チームを組み、小形モデルを多数作って、種々の疑問を手早く解いて行くことにした。

私自身も朝6時から夜8時まで研究に従事し、手に入る文献を読みあさり、沈思と研究労働に没頭した。

依頼された燃料噴射弁については、多少経験もあり、測定装置も整備されていたので、最良のものを見出し、さらに今後改良する点を見出すことができた。(11-1)-(11-6)(11-8)

(3) この結果を携えて空技廠を訪ねたところ、廠内は殺気立っていた。

すなわち昭和19年7月19日、駐独監督官であった巖谷英一中佐が Bayerische Motoren Werke 製のターボ・ジェット・エンジンの1枚の断面図を、すでに航空本部に手渡ししておられたからである。

同中佐は滞独中にジェット戦闘機 Messerschmitt Me-262 の機体と、BMW 社のエンジン003 の図面を入手された。

直ちに Adolf Hitler 総統から贈られた伊号第29潜水艦「松」(ドイツの量産形750トンの潜水艦)に便乗し、昭和19年4月16日ロリアン基地を離れ、印度洋を経て、7月14日にシンガポール軍港に到着された。

その後中佐だけ輸送機に乗り、7月19日航空本部に到着して、持参の資料を手渡されたのである。(10-4)

このようにしてキャビネ版のジェット・エンジンの断面図1枚と、簡単な説明書は手に入った。

しかし残念なことに伊号潜水艦はその後東支那海で姿を消したため、原図を手に入れることはできなくなったのである。

(4) 「ネー10」の推力が小さいことを苦慮していた空技廠では、BMW-003エンジンの採用を考えておられ、私も和田操廠長に呼ばれ、一葉の小

(昭和58年2月10日原稿受付)

さい断面図の構成と その原理の調査を依頼された。

とんぼ帰りで帰仙した私は、小形なモデルで燃焼実験をするため、燃料の粒径が細かく、諸特性が良くわかっている気流噴射弁や、気体燃料を使って、環状燃焼器 (annular combustor) の形状、流れの渦による保炎作用、旋回流 (swirl) の効果、燃焼限界や、燃焼室の形状と等圧および等容燃焼の関係を研究した。

また原理については 熱エネルギーが圧力や速度と推力に変る理論を明らかにし、燃焼室の最適の形状を追求した。(11-7)-(11-15)

(5) 昭和19年の末になって BMW-003 を手本とする「ネー20」の試作命令が出され、第一海軍技術廠は全力を挙げて突貫作業に従事した。その後 わずか3か月後、すなわち 昭和20年3月の初旬に完成した。(10-4)

(6) 爆撃を避けるため試験場は神奈川県の秦野町に疎開した。

一見 田舎家風の試験場の中で 私も試運転に立会ったが、この新しい機関は当然 種々の欠陥を あらわした。燃焼についても種々の問題が次々と起きた。

例えば 振動燃焼が発生したが、幸い燃焼室の出口を絞ると 圧力波が feed back され、振動を起す実験を体験していたので、燃焼室の出口の面積を、少し拡大する案を提出したところ、振動燃焼は ぴたりと止まった。(10-1)(10-2)

「ネー20」の地上最大推力は 490 kg であった。

(7) その後「ネー20」は 中島飛行機製作所で試作した機体に積まれて「橘花」と名付けられた。(10-3)

同機は昭和20年8月7日 木更津飛行場で試運転されることとなり、軽負荷のまま、名テスト・パイロット 高岡迪少佐が操縦して、約12分間の飛行に成功した。

しかし続いて8月11日、重装備で公開試験飛行を行ったところ、離陸せず、機は海中に突入した。

このようにして 我国のジェット機第1号はその生涯を閉じ、8月15日の終戦を迎えた。

(8) 終戦後、アメリカ軍は「ネー20」を本国に持ち帰り、修理して、Northrup 工科大学に陳列した。

最近 同機(図2)は石川島播磨重工株式会社に戻り、その なつかしい姿に接することが できるようになった。

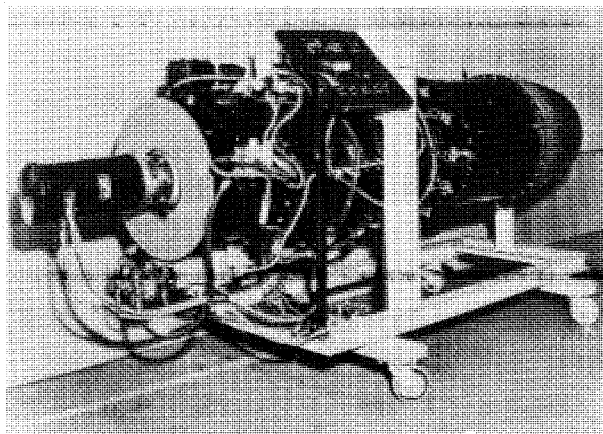


図2 Northrup工業大学から帰って来た「ネー20」

図3、図4は 私が所持している 消えかかった「ネー20」の青図を石川島播磨重工で模写し、整理されたものの一部分である。

今後の我国の航空界の1つの mile stone となればと祈っている。

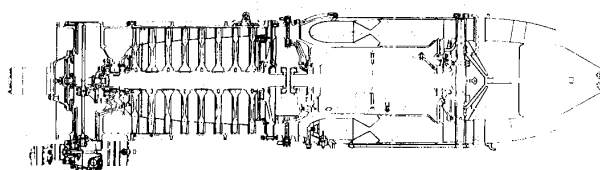


図3 「ネー20」の断面図

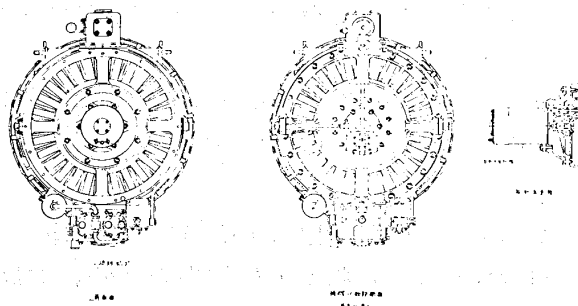


図4 「ネー20」の正面図

(9) この仕事に関係した一員として、私の感慨は深い。

すでに70才の半ばを越した私にも、ジェット・エンジンに一生をかけた種子島時休主任や、技術面を担当された永野治少佐の面影が浮び、Clark Y 断面を持つ翼のピッチを最適化して、軸流圧縮機の圧縮圧力を高められた沼知福三郎教授の風ぼうが思い出される。

それにも劣らず、現在の精巧なジェット・エンジンと根本的には変らない「ネー20」を わずか3か月の間に丹念に、しかも美事に、設計・製作された 和田操廠長を首脳とする海軍技術廠の人々の献身的な努力には深く心を打たれる。

なお不思議なことに ドイツから はるばる印度洋を渡って BMW の図面を運ばれた巖谷英一中佐は、筆者の青少年時代の隣人であり、Junkers社のターボ・ジェット・エンジンの図面を携えて 潜水艦「皐月」(やはりドイツの量産形潜水艦)に乗り込み、印度洋で姿を消した 吉川春夫中佐とは大学で同級であった。

奇縁と言うべきであろうか。

いずれにしろ、研究者として、「ネー20」と共に極限状態で働くことができたことを感謝している。

(10) 参考のため「ネー20」に関する論文と単行本の一部を添えておく。

(10-1) 種子島時休氏の研究の全容は、同氏が Smithsonian Institute の要請によって書かれた “The Technical History of the Development of the Jet Engine in Japan” (1968) に詳しく述べてある。

(10-2) その内容を整理したものが “The Technical History of The Development of The Jet Engine in Japan” という題目で、防衛大学の紀要 Vol. 10, No. 1 (1970), pp. 23-27 に掲載されている。

(10-3) Robert C. Mikesh 著 “KIKKA” (Nomogram Aviation Publications, Mass. 1979) 中には「ネー20」と「橘花」の生立ちと、specification が詳しく書かれている。

ただし 第1ページに the late Dr. of Engineering, Tokiyasu Tanegashima と書いてあるのには驚いた。

いくら良く調べても、外国の事を正しく書くことは困難であることを知らされた。

(10-4) 「機密兵器の全貌(わが軍事科学技術の真相と反省(Ⅱ))」興洋社 昭和27年7月発行。第1章に巖谷英一中佐が書かれた日記風の手記が載せてある。秘密書類を入手されるころから、潜水艦内の苦しい生活を経て、航空本部に到着するまで。身に迫る感じがする。第2章には牧浦隆太郎大尉が 「ネー12」から「ネー20」へ移行する事情を技術的に詳述されており、現在も なお参考になる ところが多い。

(11) 最後に当時 筆者らが行った燃料噴射弁と燃焼に関する研究を添えておく。

この部分は内容が貧弱で 現時点では無意味な存在であるが、筆者ら の淡い夢の記録として御容赦願いたい。論文は いずれも日本機械学会誌に掲載されたものであるから、紙数の関係で、簡略して 筆者名、論文題目、巻、号、年月日、ページ、の順で略記する。

(11-1) 棚沢、小林、各種渦巻噴射弁の微粒化特性比較実験(第1報、ヘッセルマン噴射弁)、49-341(昭21-11, 12) 369-371.

(11-2) 同上、各種渦巻噴射弁の微粒化特性比較実験(第2報、単孔渦巻弁)、49-341(昭21-11, 12), 371-373.

(11-3) 同上、各種渦巻噴射弁の微粒化特性比較実験(第3報、細溝弁)、49-341(昭21-11, 12), 373-375.

(11-4) 同上、各種渦巻噴射弁の微粒化特性比較実験(第4報、長ねじ、および 短ねじ 渦巻弁、結論)、49-341(昭21-11, 12), 375-378.

(11-5) 棚沢、梅原、ユンカース90°衝突弁の微粒化特性、49-341(昭21-11), 379-380.

(11-6) 棚沢、小林、渦巻噴射弁最良形の実験的研究、49-341(昭21-11, 12), 381-383.

(11-7) 棚沢、宮阪、山田、高速気流中におけるガス燃焼器の研究、50-345(昭22-4, 5), 121-122.

(11-8) 棚沢、小林、液体の微粒化特性におよぼす予熱の効果、50-345(昭22-4, 5), 122-125.

(11-9) 棚沢、宮阪、小林、ガス・タービン

内における高負荷燃焼について, 50-349 (昭22-9), 266-267.

(11-10) 棚沢, 宮阪, 気流噴霧単式燃焼法の研究 (第1報, 各種燃焼器の性能), 50-349 (昭22-9), 267-268.

(11-11) 棚沢, 宮阪, 気流噴霧単式燃焼法の研究 (第2報, 冷間混入円錐掩いの諸特性) 50-350 (昭22-10), 316-317.

(11-12) 棚沢, 宮阪, 気流噴霧単式燃焼法の研究 (第3報, 揮発油の管内燃焼), 50-350 (昭22-10), 317.

(11-13) 棚沢, 宮阪, 気流噴霧単式燃焼法の研究 (第4報, アルコール, 軽油, 重油の燃焼),

50-351 (昭22-11), 358-359.

(11-14) 棚沢, 宮阪, 小林, ガス・タービン内における高負荷燃焼について, 15-52 (昭24-12), 4-9.

(11-15) 棚沢, 宮阪, 小林, ガス・タービン用複室燃焼器の研究, 17-58 (昭26-1), 127-131.

(12) 筆をおくにあたり, 本随想を発表する機会を与え, 「ネ-20」の精密な製作図面を復活された, 石川島播磨重工K.K.の西良正, 佐藤幸徳, 山崎恵造, および関係の人々に深甚の謝意を表わす。

電力事業におけるガスタービンの利用と
コンバインドサイクルの導入

東京電力株式会社 火力部長 平山 泰司

1. はじめに

電力事業におけるガスタービンの利用は、これまで主としてピークロード用、あるいは非常電源用としてのものであったが、近年のガスタービンの性能と信頼性の向上を基盤としたコンバインドサイクル発電プラントへの利用等により、我が国でも、事業用発電設備として、普及拡大されつつある。

ここでは、我が国の電力事情の変化と、電力事業におけるガスタービンを含めた火力発電の変遷、コンバインドサイクル発電プラント導入の経緯、及び当社が建設中の富津火力コンバインドサイクル発電プラントの計画概要を紹介する。

2. 電力事業における火力発電設備とコンバインドサイクル発電プラントの導入

近年におけるエネルギー情勢から、我が国の電力会社では、将来にわたるエネルギーの安定確保をはかるため、原子力発電を中心とした新電源の開発と共に、LNG、石炭等のエネルギー資源の多様化とその利用技術の開発を積極的に推進している。またそれと同時に、エネルギー資源のより一層の有効利用を目指し、発電設備の効率向上、省エネルギー技術の開発等にも積極的に取り組んでいる。

我が国の年間発生電力量の約7割を担う火力発電についても、有限な化石燃料を有効に活用するため、熱効率向上のための多くの技術開発が行われてきている。

当社においては、昭和30年、鶴見第二火力発電所に出力66MWの火力発電設備を設置して以来、欧米からの技術導入と、国内での技術開発を進めてきた。火力発電の主体となってきた汽力発電については、再熱、再生サイクルの採用、超臨界圧

プラントの導入、ユニットの大容量化(最大1000MW)などにより、図1に示すように、その熱効率は当初の31%から40%以上にまで飛躍的な向上がはかられてきた。しかし、汽力発電の主要機器であるボイラ、タービンの金属材料の高温域での強度上の制約から、蒸気タービンの入口蒸気条件は現在のもの(246atg, 538℃級)が、実用的、経済的に最適な値に近いものと考えられ、当面、飛躍的な高温高压化によるプラント熱効率の大幅な向上は期待できないものと予想されている。

電力需給の面では、オイルショック以来、需要の伸び率は低下したものの、当社管内の場合、最大使用電力は、昭和30年の257万kwから、昭和56年には、図2に示すように、約3100万kwと増大し、

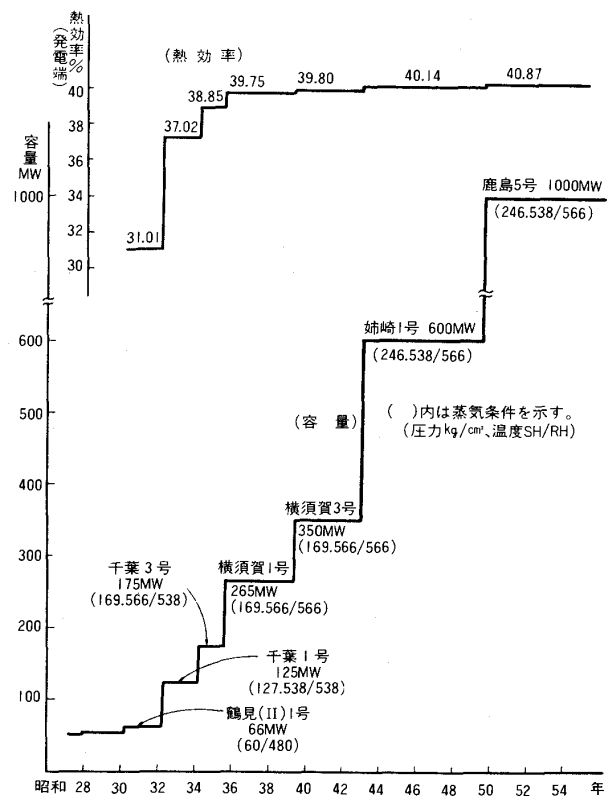


図1. 当社汽力発電プラントの容量及び
熱効率の推移

(昭和58年2月1日原稿受付)

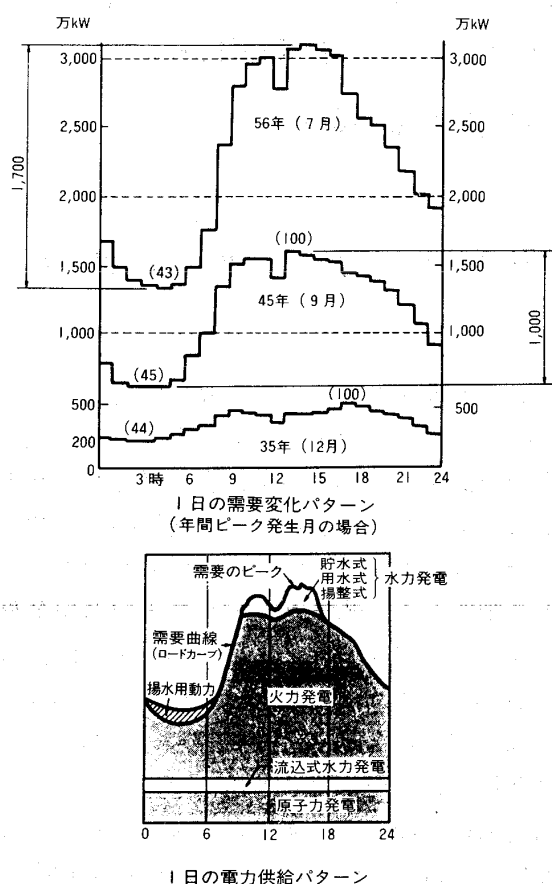


図2. 当社管内における電力の需要と供給パターン

同時に昼夜間、および夏期とそれ以外の期間における格差も大きなものとなってきている。一方、電源については、ベース負荷での一定出力運用を主とする原子力発電が増大してきたため、電力の昼夜間格差等の需要変化を吸収することが、火力発電にとって重要な責務となりつつある。このため、毎深夜停止や大幅な負荷調整を行うことが可能で、また部分負荷においても高い熱効率を維持できる火力発電プラントの必要性がたかまってきた。従来の汽力発電として、こうしたニーズに対応する目的で開発実用化されたのが大容量変圧運転プラントである。

一方、負荷調整機能に富むガスタービンについては、その高温の排気によるエネルギーロスが大きく、従来からの汽力プラントに比べ熱効率が大幅に低く、また、事業用発電プラントとしての国内での実績も少なく、使用燃料に対する制約があるなどの理由により、昭和40年頃までは、発電設備としての利用はほとんどなかった。しかし、その後、1965年の米国東部における大停電の経験に

照らして、又昭和40年代の年間10%台という大幅な電力需要の伸び、さらには、夏期および冬期における需要ピークの尖鋭化に対する対応策として40年代中盤にかけて、ピーク用及び非常用を兼ねたガスタービン発電設備の建設がさかんに進められた。これは、ガスタービンの建設期間が短かく、建設コストが比較的安いこと、起動停止が容易で、起動時間が短いことなどの理由によるものであり、当時の需要ピークの吸収に効果的なものであった。その後、オイルショックという一大経済変動による電力需要の伸びの鈍化に伴い、またさらにその後の経済状況を反映して、汽力プラントと比べ熱効率の低いガスタービンプラントは、その稼働率、新設件数共に急激に低下した。当社の場合、表1に示す各ガスタービン発電設備は、現在のところ、ほとんどが年に数回の定期運転テストのみを行うものとなっている。即ち、ガスタービンについては、その熱効率の向上が一つの大きな課題となっていたといえよう。

コンバインドサイクル発電は、汽力発電の高温高圧化に対する制約を、高温部にガスタービンを利用することで解消し、一方ガスタービンについていえば、その高温の排ガスのもつエネルギーを熱源とする蒸気サイクルを組合せることで、エネルギーロスを低減することにより、2つのサイクルの組合せ熱機関として、熱効率の改善をはかるものである。現状の1100℃級のガスタービンによるコンバインドサイクルでは、その熱効率は、約43%(LNG焚, HHV基準)となり、従来の汽力発電に比べ1割程度、ガスタービン単体によるプラントに比べ3割強の燃料の節約を可能とし、大きな省エネルギー効果をもたらすものである。

また、コンバインドサイクルは、ガスタービンを主体に構成されるため、大容量プラントとする場合でも、小容量の単位機を組合せて構成されることとなる。従って、起動停止や、急速な負荷変化も容易に行うことが可能で、さらに、出力の増減をこの単位機の運転台数の増減で行うことにより、広い出力範囲にわたり、定格出力のときと同等の高い熱効率を維持することができる。こうした迅速な負荷調整能力、及び広い負荷範囲における高い熱効率を備えた本方式は、前述のような火力発電のニーズに合った発電方式といえよう。

表 1. 当社既設ガスタービン発電設備一覧

設置年月	設置場所	出力 (kw)	主 要 仕 様	設置目的等
43年5月	新東京 火 力	7,500 × 1 台	入口ガス温度760℃ 回転数 ^{6087/} ₁₀₀₀ rpm 燃 料 軽 油 効 率 21.8%	非 常 用 発 電 (三菱重工製)
44年10月	川崎火力	15,000 × 2 台 〔大気温度 20℃〕	入口ガス温度760℃ 回転数 ^{3677/} ₃₀₀₀ rpm 燃 料 軽 油 効 率 22%	ピークロード 発電及び 非常用発電 (東芝製)
44年10月	品川火力	30,000 × 1 台 〔大気温度 20℃〕	入口ガス温度815℃ 回転数 ^{3626/} ₃₀₀₀ rpm 燃 料 軽 油 効 率 23.9%	ピークロード 発電及び 非常用発電 (三菱重工製)
46年7月	横須賀 火 力	30,000 × 2 台 〔大気温度 20℃〕	入口ガス温度870℃ 回転数 ^{3626/} ₃₀₀₀ rpm 燃 料 軽 油 効 率 24.4%	同 上
46年9月	同 上	30,000 × 2 台 〔大気温度 20℃〕	同 、 上	同 上

効率は送電端熱効率、HHV基準

コンバインドサイクル発電プラントの主体となるガスタービンは、前述の通り、我が国ではピークロード用あるいは非常用にとどまり、常用の発電設備としての実績は少なかった。しかし、建設が容易で期間も短かく、そのコストが比較的安価であること、大量の冷却水が不要で、設置場所に対する制約が少ないこと、

又運転操作やメンテナンスが汽力発電プラントに比べて容易であり、高水準の運用技術の必要性が低いことなどの理由により、中近東・中南米を中心に数多く建設された。そしてその性能はオイルショック当時の燃焼ガス温度800℃級から、1100℃級にまで改善されると共に、長い運転実績を作り出すこととなり、その信頼性は大幅に向上

してきている。

さらに、コンバインドサイクル発電プラントとしても、これらガスタービンの性能向上に伴ない、欧米を中心に本格的に実用化が進み、現在では全世界で100基余りが運転されるに至っており、ガスタービンを含め、電力供給上からも、その信頼性は十分なものと考えられる。

一方、NO_x対策などの環境対策についても、脱硝技術などの開発により、我国の環境規制条件をカバーできる水準が確立されている。

以上のような背景のもとに、我国でも本格的な大容量発電設備としてのコンバインドサイクル発電プラントの導入基盤が整備されるに至り、当社でも富津火力発電所1, 2号系列として、建設の運びとなったものである。表2に我が国におけるコンバインドサイクル発電プラントの実績と計画を示す。

表 2. 我が国におけるコンバインドサイクル発電プラントの実績と計画

	坂 出 第 1 号機	川 崎 火 力 第1号機	東 新 潟 火 力 第3号系列	富 津 火 力		四 日 市 火 力 4号系列	新 大 分 火 力	
				1号系列	2号系列		1号系列	2号系列
所 属	四国電力	日本国 有鉄道	東北電力	東京電力		中 部 電 力	九州電力	
出 力	22.5万kw	12.5万kw	109万kw	100万kw	同左	56万kw	69万kw	87万kw
型 式	別 置 型 排気再燃式	別置型 排熱 回収式	別置型 排熱 回収式	直結型 排熱 回収式	同左	直結型 排熱 回収式	直結型 排熱 回収式	同左
G/T台数	1 台	1 台	6 台	7 台	同左	5 台	6 台	同左
S/T台数	1 台	1 台	2 台	7 台	同左	5 台	6 台	同左
燃 料	G/Tコークス炉ガス B コークス炉ガス + 重油混焼	灯 油	LNG	LNG	同左	LNG LPG	LNG	同左
運開年月 (予定)	46/7	56/4	(59/12)	(60/9)	(60/ 12)	(61/5)	(62/10)	(63/ 10)

3. コンバインドサイクル発電の概要

コンバインドサイクル発電は、高温域と低温域で作動するサイクルを組合せたもので、高温側のサイクルには燃料の燃焼熱を熱源とするガスタービンのブレイトンサイクルを用い、低温側のサイクルには、高温側のサイクルの作動媒体である燃焼ガス排気の余熱を熱源とするランキンサイクル

を用い、組合せ熱機関としての作動温度域を高温から低温まで広げ、総合熱効率の向上をはかるものである。汽力、ガスタービン及びコンバインド各サイクル系統の比較を図3に示す。

3-1. コンバインドサイクル発電方式の種類

コンバインドサイクル発電方式には、主として表3に示す5種類があり、各方式には各々特徴があるため、プラントの出力、燃料の種類、スペース等設置条件、運用条件等を考慮して、最適な方式を選択する必要がある。

過給ボイラ式や、ガスタービン排気に燃料を追加する方式は、ガスタービンに直接利用しにくい燃料を使用する場合や、ガスタービンとボイラで

異なる燃料を使用する場合、あるいは排気温度の低いガスタービンを利用する場合の性能改善には有効であるが、設備や制御方式が複雑となる。また近年ではガスタービンの作動ガスの高温化に伴う排気の高温化により、比較的高い熱効率が得られることや、設備が単純であること、運用上有利であることなどから、排熱回収式が主流となってきている。

3-2. 排熱回収式コンバインドサイクル発電プラントの構成 現在のガスタービンは比較的小容量であるため、コンバインドサイクルとしても単一システムでは小容量となり、ガスタービン、排熱回収ボイラ、蒸気タービンなどで構成される

表3. コンバインドサイクル発電方式の種類

方 式	系 統	特 徴
排 熱 回 収		<ol style="list-style-type: none"> 1. システムが簡単。 2. ガスタービン出力比が大きい。 3. ガスタービンが高温化するほどプラントの熱効率の上昇割合が大きい。 4. 起動時間が短い。 5. 蒸気タービンの単独運転は不可能。 6. プラント出力当りの温排水量が少ない。 7. 既設プラントのリプレースに適している。
排 気 助 燃		<ol style="list-style-type: none"> 1. 助燃量が多くなる程蒸気タービン出力比が増大する。 2. ガスタービン排ガス温度により最適助燃量が決まり、ガスタービンが高温化する程最適助燃量は少なくなる。 3. 起動時間は排熱回収式に比べやや長くなる。 4. 蒸気タービンの単独運転は不可能。 5. 温排水量は助燃量が多くなるにつれて増加する。 6. 既設プラントのリプレース方式として採用できる。
排 気 再 燃		<ol style="list-style-type: none"> 1. 運転制御系が複雑となる。 2. 蒸気タービンの出力比が大きい。 3. ボイラに使用する燃料はガスタービンと無関係に選択できる。 4. 熱効率はガスタービン排気を最大に利用する蒸気プラント容量とする場合に最高となる。但しガスタービンの高温化により、排ガス中の残存酸素量が少なくなる為、押込通風機によりボイラ燃焼空気を補う必要がある。 5. 蒸気タービンの単独運転が可能(100%容量の押込通風機を設置した場合) 6. 温排水量は従来の汽力よりやや少ない。 7. 既設プラントのリプレースには適用困難。
過 給 ボ イ ラ		<ol style="list-style-type: none"> 1. 蒸気タービン出力比がやや大きい。 2. ガスタービン入口ガス温度を下げる事が出来る(1100℃級のガスタービンが実用化されているため、現状では過去の技術といえる。 3. ボイラ使用燃料はガスタービンによって制約される。 4. 蒸気タービンの単独運転は不可能である。 5. 既設プラントのリプレースには適用不可能。
給 水 加 熱		<ol style="list-style-type: none"> 1. システムが単純である。 2. 蒸気タービン出力を大きくしないと効率向上効果が小さい。 3. ボイラ燃料はガスタービンと無関係に選択できる。 4. 蒸気タービンの単独運転は可能。 5. 既設火力のリパワリングとして適用できる。

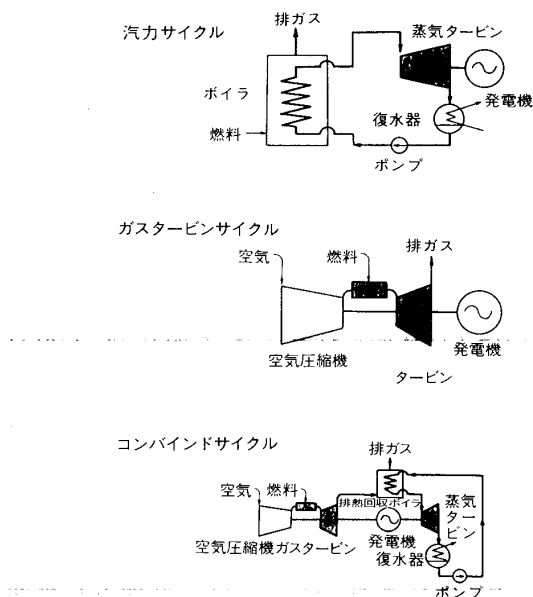


図3. 各サイクルの比較

単一システムをいくつか組合せて、大容量プラントを構成することとなる。このため、組合せたプラントを一つのユニットとして有機的に運転制御し、負荷調整を運転台数の増減で行うことにより、低負荷での熱効率を高く維持することができる、故障の影響範囲が限定されて信頼性が高まる、従来の大容量汽力プラントに比べ起動時間が短いなどの利点を発揮させることができる。

排熱回収式コンバインドサイクル発電プラントにおけるガスタービンと蒸気タービンの出力分担は、燃焼ガス温度1100℃級のガスタービンを利用した場合、ほぼ2対1となる。また合計出力は、ガスタービンの吸込空気温度が低いほど、空気密度が増加する分だけ大きくなるが、熱効率の変化はさほど大きくない。

機器の組合せ方に関しては、ガスタービン1台に対して蒸気タービン1台を対にして、大容量とする場合はこの対をいくつか組合せる直結型（1軸型）と、ガスタービン数台に対して、蒸気タービン1台を用いる別置型（多軸型）とがあり、利用目的、運用方法、設置条件などを考慮して、その型式を選定することが肝要である。直結型と別置型の比較の一例を図4に示す。一般に、部分負荷での効率低下が少なく、運用がしやすい点では直結型が勝っているが、逆に定格負荷での効率は蒸気タービンが大型化する分だけ別置型の方が高い。また既設のガスタービンに蒸気タービンを追

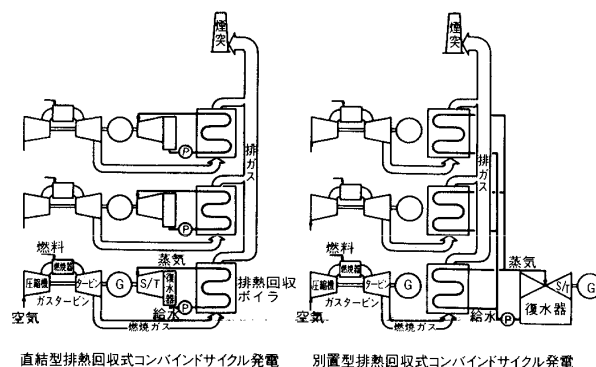


図4. 直結型と別置型の比較一例

設してコンバインドサイクル発電プラントとする場合には、別置型が適している。

4. 富津火力コンバインドサイクル発電プラントの計画

当社においても、前述の如く、エネルギーの有効活用と、中間負荷火力としての負荷調整能力にすぐれたプラントの採用という両観点から、富津火力へのコンバインドサイクルの導入をはかったことはいうまでもないが、近年のガスタービンの信頼性の向上の面で、従来の汽力と同等ないしはそれ以上との評価を確認できたことが大きな要因となっている。

さらに、富津火力における使用燃料がクリーンなLNGであったことは、主体となるガスタービンの性能をフルに発揮させることができること、灰分、硫黄分等による排熱回収ボイラの機能上の制約がないこと、既存の脱硝技術が十分に活用できることなど、コンバインドサイクルにとって有利な条件であった。

富津火力発電所は、房総半島の西側、東京湾に面した千葉県富津市、富津岬の北側に位置し142万㎡の敷地に、LNGの受入れバース、地下式貯槽および冷熱発電を備えた気化設備と共に、ガスタービン、排熱回収ボイラ、蒸気タービン、発電機各7台で構成される100万kwコンバインドサイクル発電設備を2系列設置する計画である。

排熱回収式による本プラントは、蒸気サイクル系に、高低2段の混圧方式を採用し、ガスタービンの排熱回収率を高めている。

機器の構成は、ガスタービン1台に対して蒸気タービン1台を発電機を介して同一の軸に直結す

表4 富津コンバインドサイクル発電
プラント仕様概要

項 目	仕 様
プラント型式	一軸型排熱回収式 コンバインドサイクル
プラント出力	100万kw×2系列
使用燃料	LNG
ガスタービン形式	開放サイクル一軸形
出力	108,800kw*
回転数	3,000 rpm
圧力比	11.6*
入口ガス温度	1085℃*
空気流量	398kg/s*
排ガス温度	522℃*
蒸気タービン形式	混圧単流排気復水形
ガスタービン及び 蒸気タービン合計出力	165,000kw×7軸×2系列
排熱回収ボイラ形式	排熱回収二汽胴式 強制循環形
蒸発量	220T/H×7軸×2系列
発電機形式	回転界磁水素冷却式
容量	184,000KVA×7軸×2系列

*はISOベース

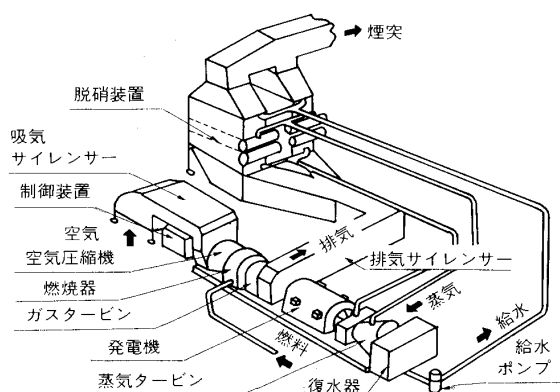


図5 富津コンバインドサイクル発電
プラント単位機システム図

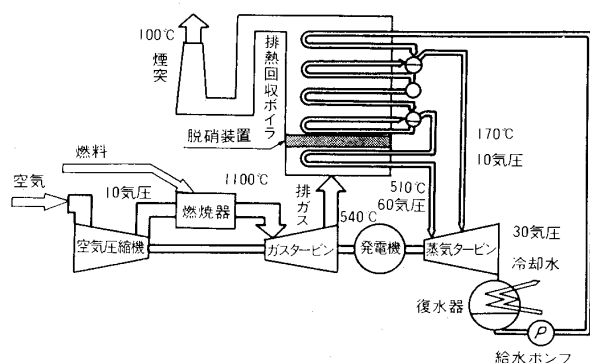


図6 富津コンバインドサイクル発電
プラント系統図

る1軸型としており、これを7軸組合せて1系列としている。1軸当りの性能は、そのベースロード出力が小さくなる夏期を考慮して、外気温度32℃のとき1系列、すなわち7軸合計で100万kw(1軸当り142,860kw)の出力が得られるものとしている。発電電力は、各軸毎に設けられた昇圧変圧器により電圧を1万5千Vから14万7千ボルトに昇圧したのち、1系列に1台設置される主変圧器により50万Vに昇圧する2段昇圧方式を採用している。表4に富津コンバインドサイクル発電プラントの仕様概要を、図5と6に各々1軸分のシステム構成図と系統図を示す。

1軸型の採用は、特に運用面で大きなメリットをもたらすものであり、たとえば、系列として部分負荷時においても、運転中の軸は、軸単位としての定格状態で運用することにより、定格時と同一の熱効率を維持できる。さらに部分負荷時において運転軸の追加を行う場合には、多軸型のように他の運転軸の排熱回収ボイラとの蒸気条件のマッチング等への配慮が不要であるため、運用上の制約が少なく、起動時間が約1時間と短かい上、起動損失も少なく、高い運用効率での運転が可能となる。図7に各負荷における熱効率変化を、図8に起動曲線を示す。

また、年に一度行う定期点検についても、他軸と干渉することなく、一軸ずつ単独に行えるためこれらを一軸ずつ順次行うことにより、年間を通じ、1系列当りの出力は定格出力(100万kw)に近いものが得られると共に(外気温度8℃時の1軸当りの出力は、165,000kw)、定期点検の作業量も平均

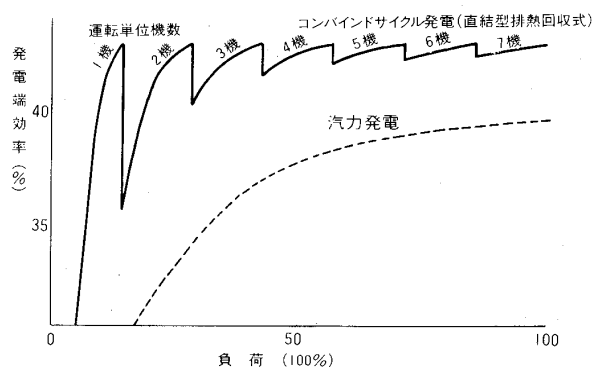


図7 各負荷における熱効率比較
(1000MW級発電設備)

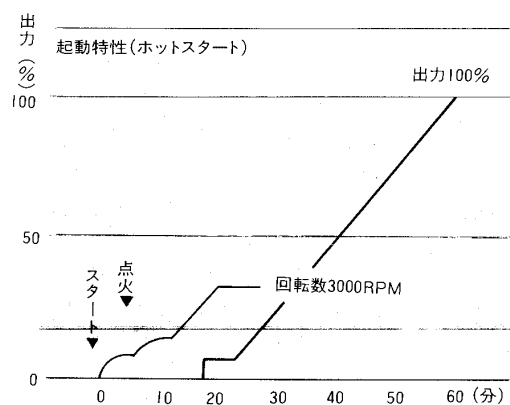


図8. 富津コンバインドサイクル発電プラント
起動曲線

化され、運用面で有利なものとなる。

次に、富津火力では、このコンバインドサイクルの特徴を効率的に発揮させるために、①出力指令に基づく当該系列の最適運転軸数及び最適出力の決定、②運転経歴をとり入れた運転軸優先順位の決定、③LNG基地を含めた事故状況等に対応し

た運転軸と出力分担の決定、などの点を柱に、各系列毎の総合制御システムを計画し、各系列としての運用効率を高める設計としている。

環境性能については、LNGを燃料とするため、硫黄酸化物やばいじんの排出はない。NO_x対策としては、ガスタービン燃焼器への蒸気噴射と排煙脱硝装置（乾式アンモニア接触還元法）の組合せにより、その排出量を100万kw1系列当り70Nm³/h、10ppm(15%O₂換算)以下としている。一方、温排水量は、従来火力発電プラントに比べ、蒸気条件は悪いものの、蒸気タービンの出力分担が少ないため、7割程度となっている。

なお、主体となるガスタービンは、GE社製、MS9001E型を使用し、燃焼ガス温度（ガスタービン動翼入口ガス温度）は、1085℃である。同ガスタービンの組立構造図を図9に示す。

富津コンバインドサイクル発電プラントは、60年代前半の電源として、現在建設工事が進められており、図10にその1,2号系列の完成予想図を示す。

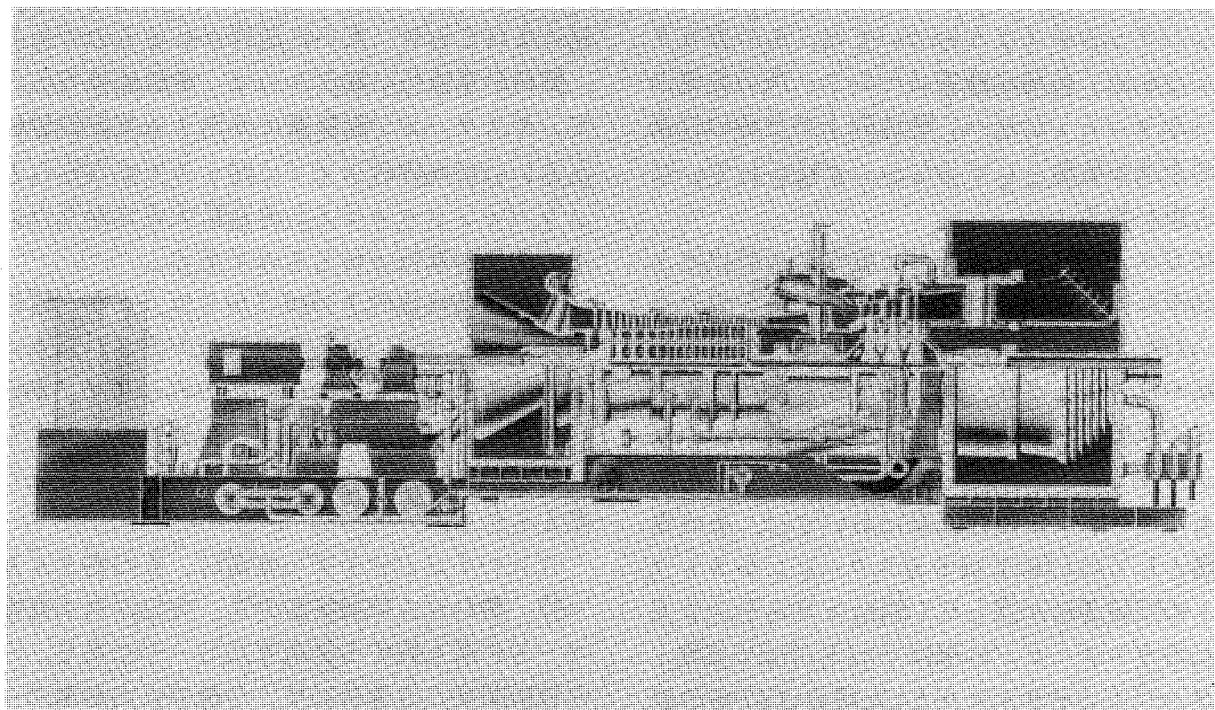


図9. MS9001E型ガスタービン組立構造図

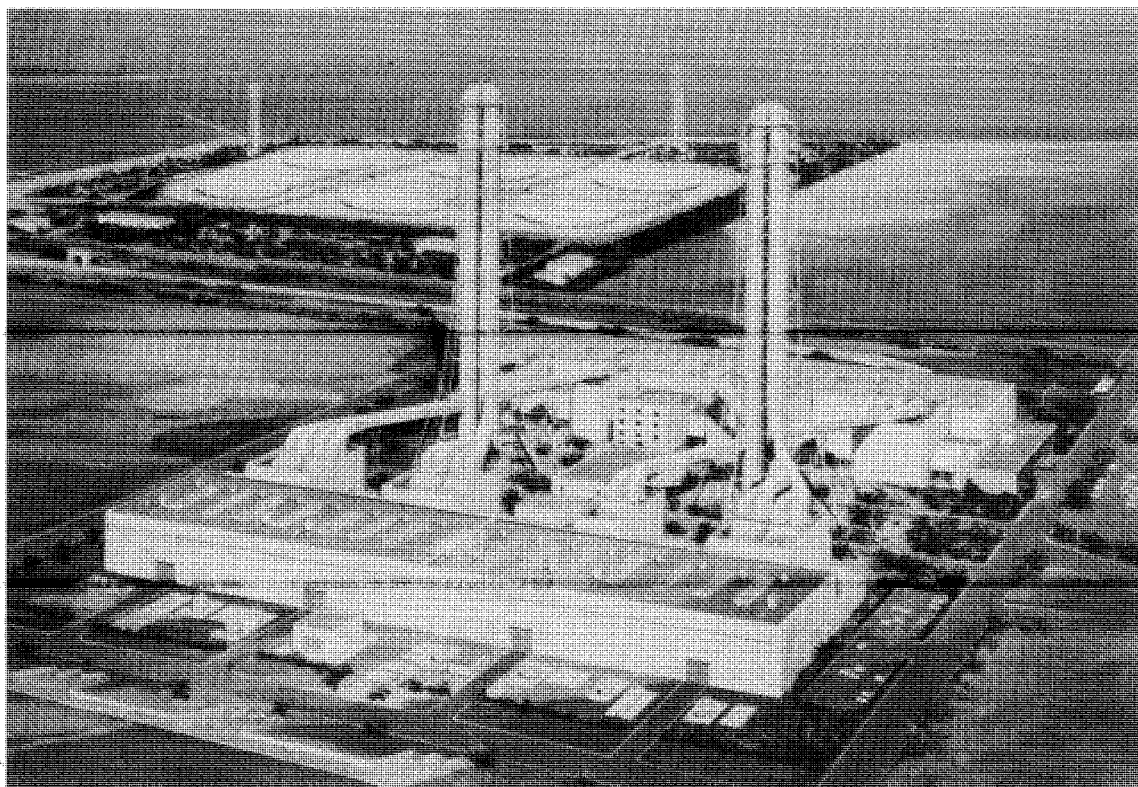


図10. 富津火力1, 2号系列完成予想図

5. おわりに

コンバインドサイクルについては、そのガスタービンを始め、各構成機器について、汽力発電のボイラやタービンに比べ、性能向上のための技術開発の余地が依然として少なからず残されているものと思われる。

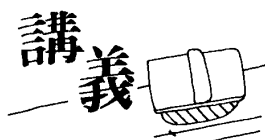
特にガスタービンの燃焼ガス温度の高温化による熱効率の向上については、各方面で研究開発が進められており、ガスタービン高温部への超耐熱性金属やセラミックス、あるいは動静翼への水冷却方式の採用などが待たれるところである。中でも、ムーンライト計画の一環として国が進める高効率ガスタービンの研究開発においては、その第一段階としての1300℃級のガスタービンテストプラントの試験運転が間もなく開始される予定である。このガスタービンは単体で34%(HHV基準) またコンバインドサイクルとした場合は47%の高い熱効率が見込まれ、さらに、同開発計画の最終目標とされている1500℃級のガスタービンによる

コンバインドサイクルでは、50%前後の熱効率が見込まれており、大いに期待されるものである。

燃料の多様化の観点からは、重原油焚対応として、ガスタービン動静翼に使用する高温耐蝕材料、あるいは排熱回収ボイラに関する対応技術など、コンバインドサイクルの普及拡大をはかるため、その開発が期待されるものである。

また環境性能向上の観点からは、より一層の NO_x の低減、あるいは騒音の低減が望まれるものであり、これらは単に環境性能のみならず、熱効率の向上、建設コストの低減、保修性能の向上などへの波及効果が大きく、今後の開発課題の一つと考えられる。

コンバインドサイクル発電は、その省エネルギー性、優れた負荷調整能力等、今日の火力発電のニーズに最も適する発電方式の一つであり、一層の技術開発の推進により、今後の火力発電の一翼として、電力事業において、普及拡大してゆくことを期待するものである。



軸流圧縮機動翼列の流れ (その1 内部流動に現れる諸現象)

九州大学工学部 井上 雅 弘

1. 緒 言

ガスタービンの多様化に伴い、ガスタービン用の軸流圧縮機においても未経験の仕様が要求されることが多々あり、しかも特殊仕様の機種に対しても注文者の要求する性能保証値は厳しくなる傾向にあり、設計者を悩ませている。設計した圧縮機が保証性能を満たさない場合、又は何らかのトラブルが生じた場合、その原因を正確に捉えて適確に対処するためにも、二度と同じ失敗を繰り返さないためにも、軸流圧縮機の内部流動に対する詳細な知識が必要である。

本講義はその点に重点を置き、2稿に分け標題について論じる。本稿では実際の圧縮機の内部流動がどのようなになっているか、次稿ではそのような内部流動を予測するためにどんな手段が使用されるかについて述べたい。紙数の関係で省略する点も多いので、前講義⁽¹⁾⁽²⁾を参照して欲しい。また軸流羽根車の内部流動は遠心羽根車に比べればよく知られているものの、全てが分かっているわけではなく、筆者も全てに精通しているわけではないので、筆者の知識の範囲に限定されることを予め御容赦願いたい。

2. 設計点における流れ

軸流圧縮機の動静翼列の空気力学的設計は、軸対称流れであると仮定して得られる子午面流れの決定と、子午面流れを回転軸の周りに回転して得られる平均流面上における翼列選定の2つの作業に分けられる。子午面流れは各段翼列前後のエンタルピ分布及び渦形式を与えて半径平衡条件式やアクチュエータ・ディスク理論などにより計算され⁽¹⁾、羽根車の翼力や非軸対称性まで考慮に入れてかなり正確に子午面流れを求めることができる^{(3)~(5)}。翼列選定は、翼列資料に基づく経験式や翼素選定線図(カーペット線図)を用いる方法と、翼列流れの

逆問題を解く方法があるが、現在では前者の方が広く利用されている。子午面流れと翼間流れの反復計算により、翼根元や先端付近のいわゆる環状壁領域を除く大部分の流れは正確に求められるので、環状壁効果の評価さえ正しければ、極めて信頼性の高い設計が可能であり、off-design性能の予測も正確にできる。ところが、環状壁付近の流れは後述するように多くの現象が複雑に干渉しており、個々の機種によりそれぞれの現象が現われる度合いや干渉の仕方が異なるので、任意の設計仕様に適用できる環状壁効果の評価方法はなく、さらにoff-design点では環状壁効果の及ぶ領域が広がるので、性能予測や失速点の予測が困難になる。しかし、設計思想が同じ圧縮機では一定の傾向があるので、特殊な設計仕様でない限り、各メーカーが所有している経験的な修正方法が有効である。

設計点における環状壁効果の修正方法にはwork done factor (W. F.) による方法とblockade factor (B. F.) による方法があるが、内部流動を考慮すると後者の方が適切であり、現在ではほとんど後者によっている。理論圧力係数 ψ^* 及び流量係数 ϕ^* が同一(速度三角形が同一)の圧縮機の段落において、W. F.を用いて設計する場合とB. F.を用いて設計する場合の設計点は図1の点A, Bのよ

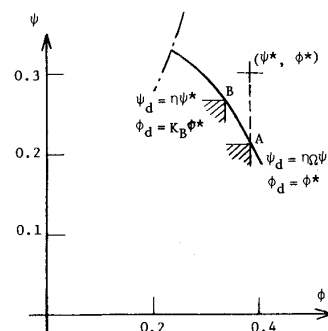


図1 Work done factor とBlockade factor による設計点の比較

(昭和58年2月2日原稿受付)

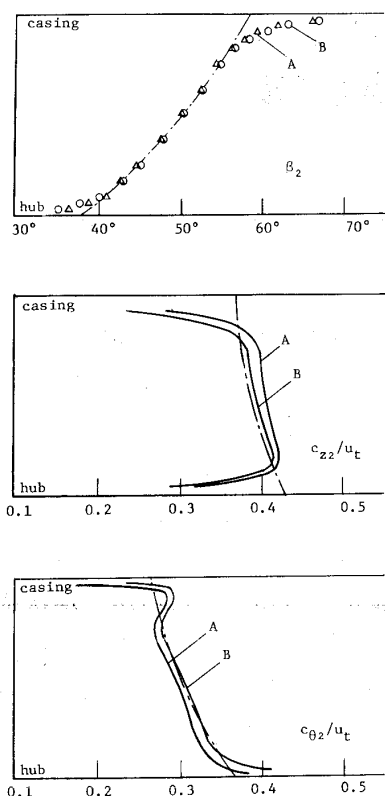


図2 W.F.とB.F.により設計した動翼出口の流れ

うに異なるが、そのときの動翼下流を調べると、平均相対流出角 β_2 の分布は図2(a)に示すように点AとBで大差はないが、軸流速度成分、旋回速度成分に関しては図2(b), (c)に示すようにB.F.による方がハブ及びケーシング付近を除いて設計値とよく一致する。従って設計点においては、翼列内で生じる種々の環状壁効果を考慮した境界層方程式を解いてその排除厚さよりB.F.を求め、境界層のエネルギー損失より段落効率を計算する方法が推奨される^{(6)~(9)}。軸流圧縮機の環状壁境界層の解析方法については次稿に譲り、ここでは動翼列の内部で実際にどのような現象が生じ、図2(a)~(c)に示すような環状壁付近における設計値との差違が生じるのかについて論じよう。

図3(a)及び(b)は動翼直後の実際の流れと設計軸対称流れとの差を表示したもので、(a)は設計相対流れに垂直な速度成分を二次流れとしてベクトル線図で示し、(b)は相対流れの運動エネルギー $\frac{1}{2}w^2$ の設計値 ($\frac{1}{2}w^{*2}$) からの欠損率 $\zeta_D = 1 - (w/w^*)^2$ を等高線で示している。なお動翼内に生じる個々の物理現象が把握し易いように、諸現象

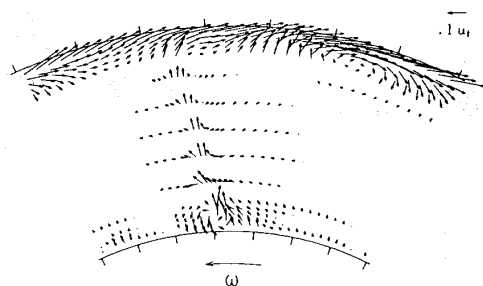


図3(a) 設計点における二次流れベクトル線図

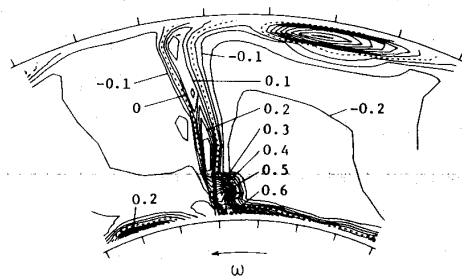


図3(b) 設計点における運動エネルギー欠損率

間の干渉が比較的少い低弦節比(先端0.5, 根元1.0)の場合を例として挙げた。図(b)において中央部の ζ_D の大きい領域が動翼の伴流で、その左が正圧側、右が負圧側である。流れの詳細な現象は文献(10)を参照されたい。図3(a), (b)に示される設計値との差違は、次の諸現象の結果として生じる。

(A) 翼面境界層の遠心流れ 動翼面の境界層においては、図4の速度三角形に示すように相対速度 w' が小さくなるので、絶対速度の旋回成分 c'_u が大きくなり主流より大きな遠心力が作用する。一方境界層内の圧力は主流の圧力とほぼ等しいので遠心力が半径方向の圧力こう配にうち勝ち半径方向の流れが生じる。図3(a)に見られる伴流内の流れも同様の成因による。この遠心流れの結果、翼先端部に低エネルギー流体が集まり、ほとんどの動翼列は翼先端からく離が始まる。遠心流れを

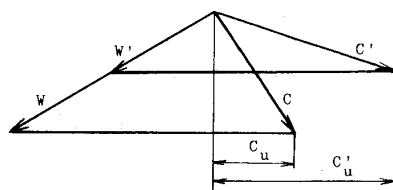


図4 翼面境界層における速度三角形

含む軸流動翼の境界層の計算法は研究されつつあるが、^{(11),(12)} 実際の動翼の設計や性能予測に使用されるまでには至っていない。

静翼面の境界層においては絶対速度 c' が小さくなるので、旋回成分が小さくなり半径方向内向きの流れが生じ、低エネルギーの流体は翼根元付近に集積する傾向がある。

(B) 翼列流路内の二次流れ 曲がり流路を非一様流れが流れるとき二次流れが現れることは周知のことである。この二次流れは流線の曲がりによる遠心力と流れ場の圧力こう配の平衡条件によって生じるものであるから、原理的には(A)と同じ成因によるが、古くから非粘性渦理論によって説明されている。すなわち図5に示すように非一様のせん断流れを渦糸で置き換え渦度の大きさをベクトルで表すと、渦糸は流れとともに移動するので

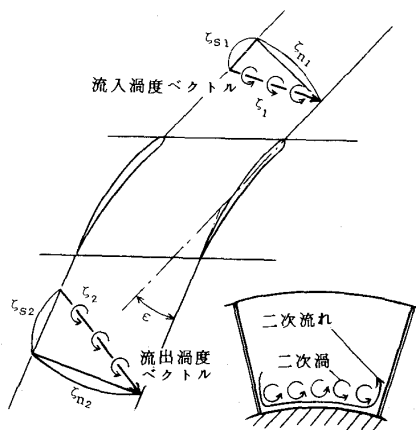


図5 翼列を曲がり流路とみなした場合の二次流れの説明

翼の正圧面と負圧面の速度差により流れ方向の渦度成分（二次渦）が生じ、それが二次流れを誘起する。入口の渦糸が流線方向の渦度成分 ζ_{s1} と流線に垂直な渦度成分 ζ_{n1} を持ち流れが ε だけ転向するとき、出口の二次渦は近似的に

$$\zeta_{s2} = \zeta_{s1} - 2\varepsilon \zeta_{n1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

となり、⁽¹³⁾ ζ_{s1} と ζ_{n1} の大小関係により符号が変わる。例えば動翼列流入前でロータが回転していると、ハブ面の境界層の渦度ベクトルは相対流線と垂直に近い方向を有するので ζ_{s1} が小さく図5と同じ方向の二次流れが生じ、ハブ近傍の転向角を大きくする（over-turning）作用がある。しかし動翼の先端付近では、ケーシング面は固定してい

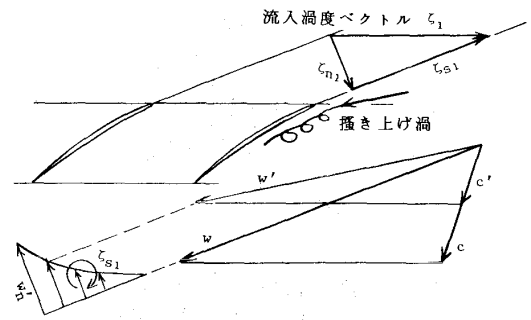


図6 翼先端入口における速度三角形と渦度

るので図6の速度線図で説明されるように ζ_{s1} が大きくなり、翼先端の転向角 ε は一般に小さいので ζ_{s2} の符号が変わり、under-turning になる場合が多い。⁽¹⁴⁾ また翼のスパン高さとピッチとの比によりハブとケーシング側にそれぞれ別個の二次流れが生じる場合と、流路全体に1つの二次流れが生じる場合がある（図7）。図3(a)の場合は後者のタイプである。

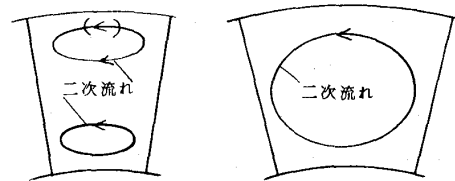


図7 二次流れのパターン

非粘性渦理論による二次流れの解析は30年以上にわたって研究されすでに完成された分野であり、回転翼列に対する適用方法さえ誤らなければ、実際の翼列の二次流れによる転向角の変化量のある程度正しく評価できる。⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾ しかしあくまで単純化された理論であるため、(D)及び(E)で述べるように実際の流れと現象が異なり、図3(b)に示されるような二次流れによる低エネルギー流体が集積する場所の予測や、二次損失の定量的な見積りには不十分である。

(C) 翼後縁における随伴渦 翼の後縁から流出する渦糸で、その成因により流出随伴渦と糸状随伴渦に分けられる。⁽¹⁷⁾ 前者は翼理論で知られるように、翼の循環の強さ Γ にスパン方向の分布がある場合に渦の連続性により後縁から放出される $d\Gamma/dr$ なる強さの渦糸で（図8）、後者は翼列流入前

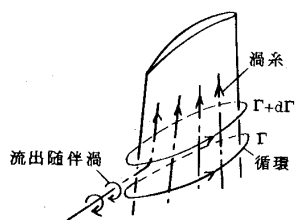


図8 翼後縁から放出される
流出随伴渦の説明図

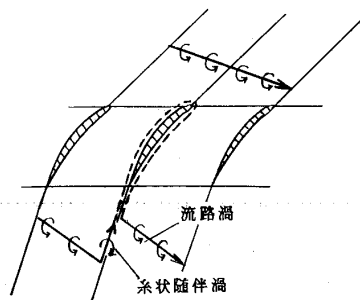


図9 翼後縁から放出される
糸状随伴渦の説明図

に渦糸が存在すると翼列を通過する際に正圧面と負圧面の流れの速度差により図9に示すように後縁の分岐流線上に現れる渦糸である。図3(a)は自由渦巻形の動翼の例であり、ハブ面の境界層と翼が干渉する翼根元付近にのみ顕著な随伴渦の存在が認められる。しかしこの随伴渦は粘性の影響による低エネルギー流体の領域に放出され減衰も早いので、⁽¹⁰⁾プロペラ翼の理論のようにこの随伴渦が翼面に誘起する速度により翼の循環が変化することを考慮する必要があるとする議論には疑問がある。

自由渦以外の渦形式の動翼では翼のスパン全体にわたって随伴渦が生じる。翼数無限の場合にはこの随伴渦が軸対称流れの渦形式の渦度に相当し翼数が有限の場合の随伴渦の影響は、軸対称流れからの流面の振れとして現れる。非粘性渦理論によれば、後縁からの随伴渦面が後方でいかに変形し翼の循環にいかなる影響を与えるかを論じることになるが、⁽¹⁸⁾この計算は非常に面倒な割には、実際の現象を十分説明するには至っていない。この理由は翼の弦節比がある程度以上大きければ、随伴渦による流面の振れが動翼の性能に及ぼす影響はそれほど小さくなく、粘性などの影響がもっと重要になるからである。

(D) 馬蹄形渦と掻き上げ渦 (B)の議論は翼列を曲がり流路と見なし翼列への流入状態は考慮しないが、実際の翼は前縁に厚みがあるのでハブ側に図10に示すような馬蹄形渦が生じる。すなわち翼根元の前縁に衝突したハブ面の境界層内の渦糸は川底の石の後方や電柱の根元に生じる流れのように、翼に巻きつく。図3(b)においてハブ面の翼間にある低エネルギー流体の領域はこの馬蹄形渦による。ハブ近傍における二次流れは馬蹄形渦と(B)のタイプの流路渦が重なって生じる流れであり、弦節比の小さい翼列では低エネルギー流体は翼間と翼の背面側の2箇所に集積する。しかし弦節比の大きい一般の圧縮機翼では馬蹄形渦が隣接翼の背面側に達し、負荷が大きい場合には後述するようなコーナ失速を促進する。

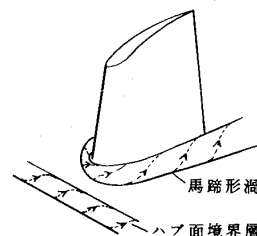


図10 馬蹄形渦

一方、ケーシング面の境界層の翼列入口における相対速度の分布は図6のように振れているので一部分は先端すきまからの漏れ流れとなるが、残りは大きい迎え角で翼に衝突し境界層が掻き取られるように巻き込む。これが翼先端の圧力面に生じる掻き上げ渦である。図3の場合はケーシング面の境界層の厚さに比して翼先端すきまがある程度大きいために掻き上げ渦の存在は明確でないが、局所流線座標系を基準にした渦度の分布を調べれば掻き上げ渦が認められる。⁽¹⁰⁾ 翼先端すきまが小さく掻き上げ渦が顕著な場合の運動エネルギー欠損率の分布を図11に示している。

ところで(B)で述べた非粘性の二次流れの理論において、二次流れは、翼列後方にできる式(1)の二次渦 ζ_{s2} によって誘起される流れがいわゆるトレフツ面の境界(翼面境界に相当する)に適合するように生じる。一方、式(1)の右辺第1項 ζ_{s1} は図6に示すように境界層の振れによって生じたものであり、これが翼面に適合するように翼の圧力面に

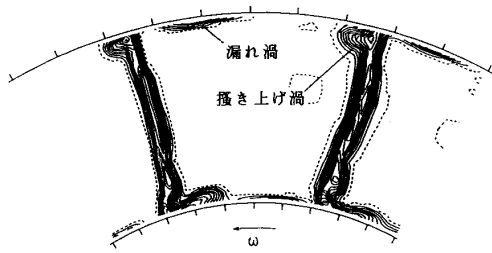


図11 翼先端すきまが小さい動翼後方の運動エネルギー欠損率

生じるのが掻き上げ渦であるから、理論計算において ζ_{s1} の存在により underturning になるという (B) の議論は、掻き上げ渦の効果を理想化した状態で計算する（掻き上げ渦が圧力面に集積するのに対し、理論では ζ_{s1} を含む ζ_{s2} を周方向に一樣に分布させて計算する）ことになると考えてよいであろう。同様の考えはハブ面の境界層が振れている場合にも成り立ち、このとき ζ_{s1} の影響は実際の流れでは馬蹄形渦の形状や強さに及ぶと考えられる。

(E) 翼先端の漏れ流れと漏れ渦 動翼先端のすきまにおいては、圧力側から負圧側への漏れ流れが生じ、流れは翼端から流路中央へ噴出した後、図12のように巻き上がって漏れ渦ができる⁽¹⁹⁾。この巻き上がりの現象は渦理論によって説明される。すなわち、翼の循環は先端で漏れによって減少するが、渦の連続性により循環の減少に相当する渦糸が翼先端から流出して渦面が形成され、ビオサバールの法則に従って渦糸間の互いの誘起速度により渦面が巻き上がり、翼の伴流よりも背面側へ巻き上がる。この現象は航空機翼先端のランチェスターの渦⁽²⁰⁾と同様であるが、圧縮機翼の場合はケーシング面との干渉によって、すなわちケーシング面に対する鏡像渦の誘起速度及びケーシングの相対運動による振れ境界層によって、更に翼面から離れる。Lakshminarayana は漏れ渦の計算モデルを作り、翼先端における転向角の変化及び圧力損失の推定法を提案している⁽²¹⁾。

漏れ渦は、ケーシング面の境界層及び遠心力により先端に集められた翼面境界層内の低エネルギー流体を含むため、図3(b)に示すように運動エネルギーの欠損率は極めて大きい。また、漏れ渦は先端すきまが大きいほど大きく、動翼の背面から離れたところに形成される。図3の例では先端すきま

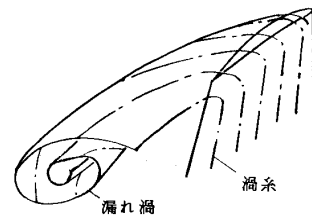


図12 翼先端における漏れ渦

比 (= (先端すきま)/(翼スパン長)) が 0.0133 の動翼であるが、図11は 0.0056 であり、漏れ渦は極めて小さく動翼背面の近くにある。翼先端の弦節比が大きい圧縮機では、先端すきまがある程度大きいと、漏れ流れは巻き上がる前に隣接翼の圧力面に衝突して掻き上げ渦と同様に掻き上げられ、圧力面側に低エネルギーの流体が集積する⁽²²⁾。

動翼先端には上述の理由で低エネルギー流体が集積するので、平均軸流速度比が設計値より著しく減少し効率低下の要因となる。Smith, Jr. は種々の圧縮機のケーシング面付近の平均軸流速度の欠損を境界層の排除厚さで表わし、図13のように先端すきまをパラメータとして整理し、圧縮機効率の推定に使用した⁽⁶⁾。

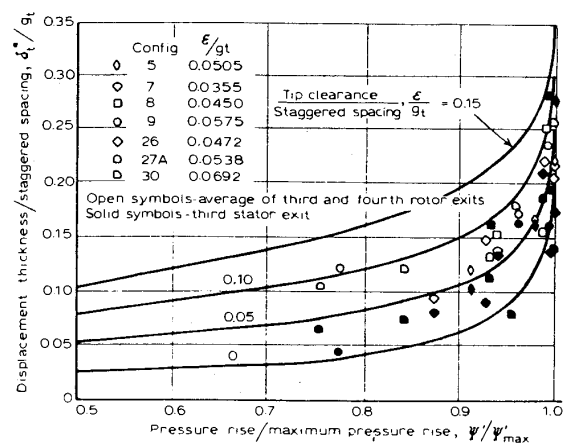


図13 ケーシング境界層の軸流速度欠損の排除厚さ
(ϵ : 先端すきま, g_t : 先端における翼間の流路幅)

先端すきま比が小さく図11のようなパターンを示す動翼は一般に極めて効率がよく、図3のタイプや漏れ流れが巻き上がる前に隣接翼の圧力面に掻き上げられる場合に比べて数%も高い。図14は

先端すきま比が圧縮機効率に及ぼす影響の一例であるが、その影響が極めて大きいことが分かる。従って、高効率の圧縮機を製作するには先端すきまを小さくすることが重要で、ケーシングを熱膨脹させて動翼を挿入するなどの加工法が採用されているほどである。

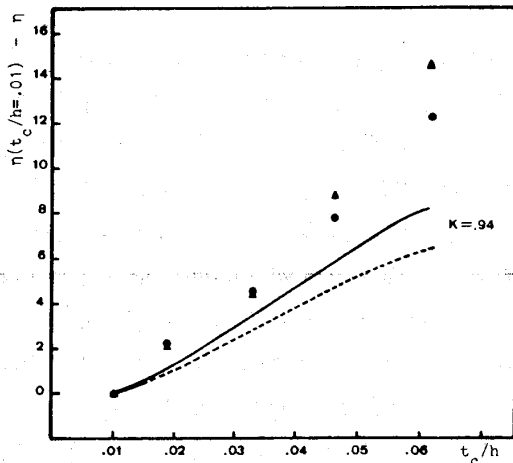


図14 先端すきま比が効率に及ぼす影響
(●設計点, ▲設計流量の85%,
実線と点線は Lakshminarayana²¹⁾
の計算法によるものでそれぞれ●と
▲に対応している)

(F) コーナ失速 (corner stall) 二次流れによりハブ面と翼背面のなす角の領域に低エネルギーの流体が集積し、轉向角が大きく減速率の大きい翼列ではこの部分に失速域が生じる。⁽²³⁾ corner stall が生じると流れが縮流し、翼スパン中央部で平均軸流速度が増加する。図15は直線翼列試験において $\cos \beta_1 / \cos \beta_2$ (β_1 : 流入角, β_2 : 流出角) を横軸にとり、翼スパン中央の軸流速度比を縦軸にとって示したものである⁽²⁴⁾が、 $\cos \beta_1 / \cos \beta_2$ がある程度小さくなると corner stall の領域の増大により軸流速度比が急増している。corner stall 域が広がるとハブ面全体が失速し、いわゆる wall stall の現象が起きる。de Haller はこの限界を $\cos \beta_1 / \cos \beta_2 = 0.72$ としている。⁽²⁵⁾

多段軸流圧縮機において、corner stall が生じするような設計を行ったり、翼先端のすき間を大きく製作すると、ハブ面及びケーシング面近傍の軸流速度が減少して次段以降の流動状況をますます劣化させ、段が進むにつれて軸流速度分布は図16

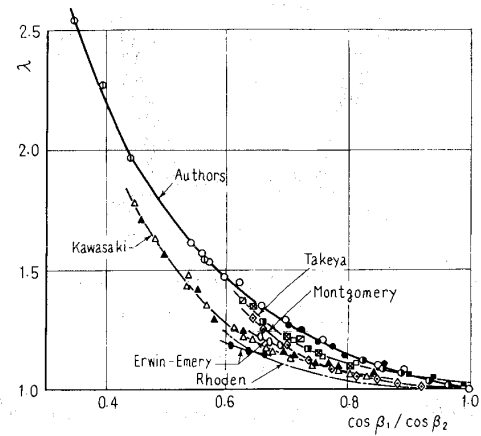


図15 翼列における軸流速度比の変化⁽²⁴⁾

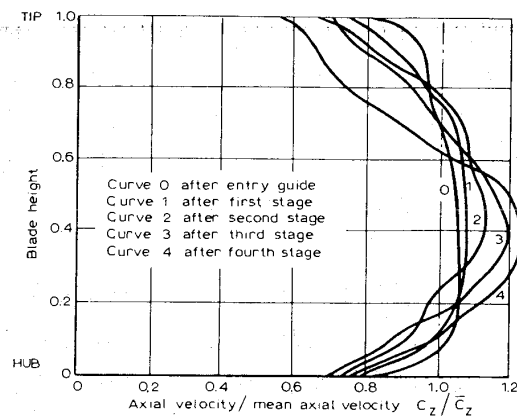


図16 圧縮機における軸流速度分布の発達

のように尖がってくる。ひと昔前の圧縮機はこのような分布を示すものが多く、後段へ行くほど、work done factor を小さくする必要があった。しかし設計技術の進歩により、後段でも速度分布の歪みがほとんど変化しないような圧縮機の設計が可能になっている。

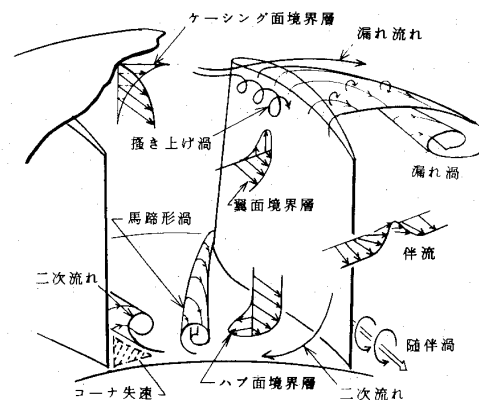


図17 軸流圧縮機動翼の内部流動

以上, (A)~(F)で述べた諸現象をまとめて動翼内の流れを図示すると図17のようになる。

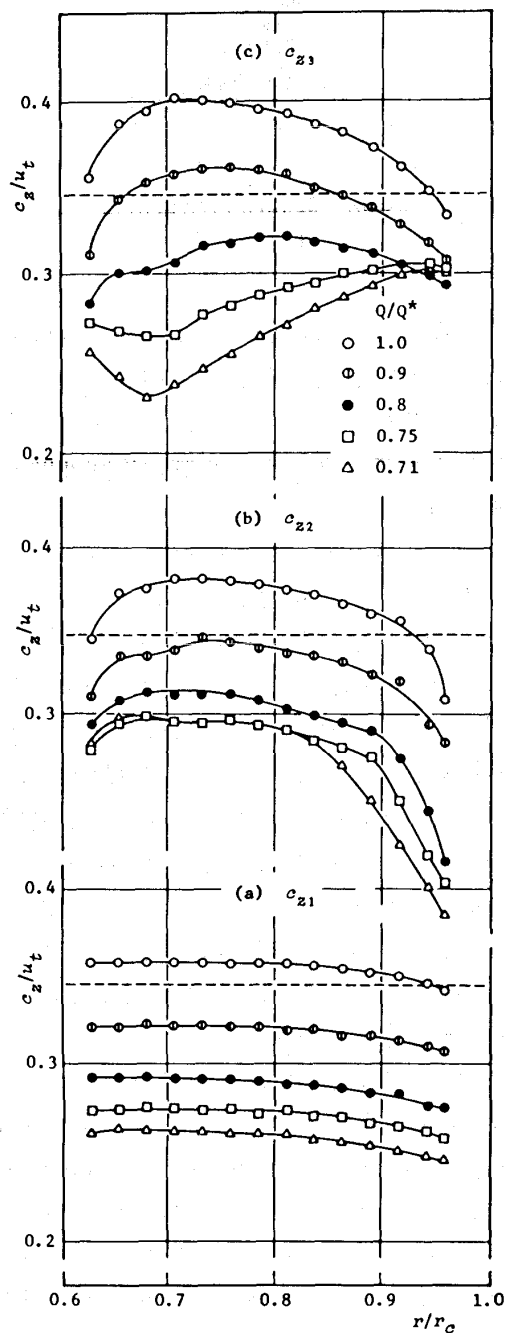


図18 流量を絞った場合の軸流速の変化

3. off-design の流れ

設計点より流量を減じた場合の動翼の流れは、基本的には翼に失速が生じない限り、前節の(A)~(F)の現象が重なりあった流れであるが、個々の現象の効果が異なるので、周方向に平均化した速度分布は変化する。図18~21に work done factor 法を採用して設計したハブ比 0.6 の軸方向流入自

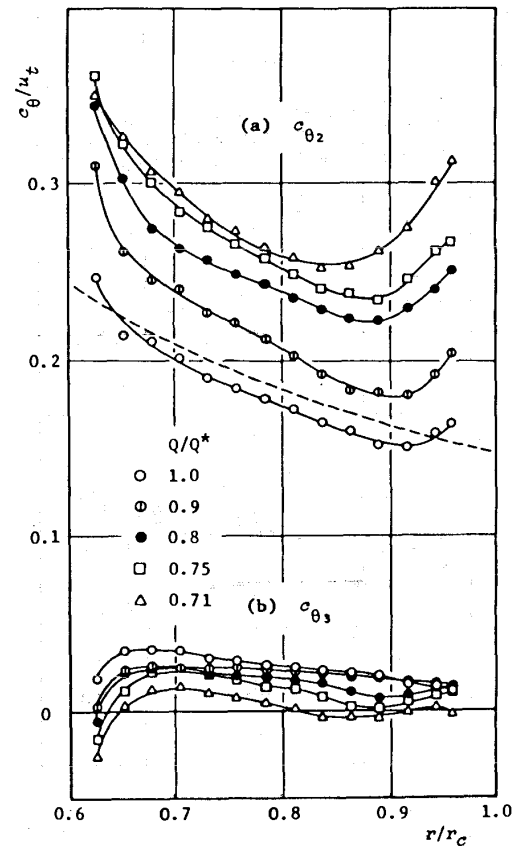


図19 流量を絞った場合の
旋回速度分布の変化

由渦巻形の送風機を例にとり、設計流量から最大圧力まで流量を絞って行く場合の軸流速 c_z , 旋回速度 c_θ , 全圧係数 ψ 及び全圧損失係数 ψ_l の分布を示している。⁽²⁶⁾ 図において添字 1, 2, 3 はそれぞれ動翼流入前, 流出後, 静翼流出後の状態を示し、添字 R, S は動翼及び静翼の値を示している。図3に示した二次流れベクトル線図及び運動エネルギー欠損率の等高線図はこの送風機的设计点 ($Q/Q^* = 1.0$) に対応するものであり、流量を絞った場合 ($Q/Q^* = 0.725$) の対応する線図を図22に示している。

動翼後方においては流量を絞るとケーシング側の軸流速の欠損が大きくなり、特に最高圧力点では先端からスパン中央寄りに欠損の領域が広がる。この理由は流量の減少とともに動翼への迎え角が増大して翼背面の境界層が厚くなり(図22)、遠心作用によって先端側に低エネルギー流体が集積すること、翼先端の漏れ渦が図22に示すように翼背面から離れた位置で巻き上がってケーシングより流路中央側へ移動することによる。これより更

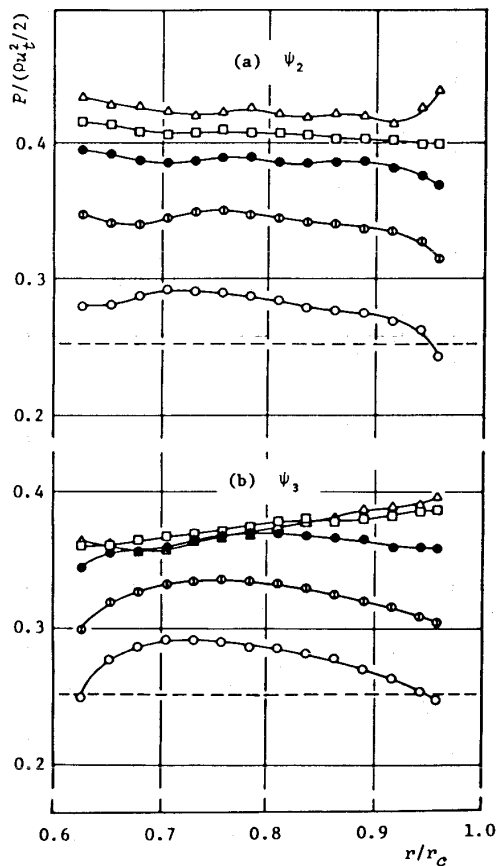


図20 流量を絞った場合の全圧係数の変化

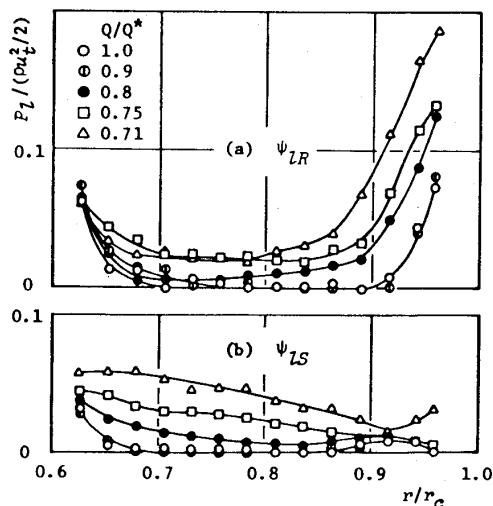


図21 流量を絞った場合の全圧損失係数の変化

に流量を絞ると翼先端で部分的に失速がおこり、ケーシング側の流路全体で運動エネルギーの欠損率が大きくなり漏れ渦は消滅する。この部分的失速はいわゆる旋回失速であることが多く、隣りの翼間流路へつぎつぎに伝播していく。ケーシング側で軸流速度が減少するので、流れはハブ側へ押し

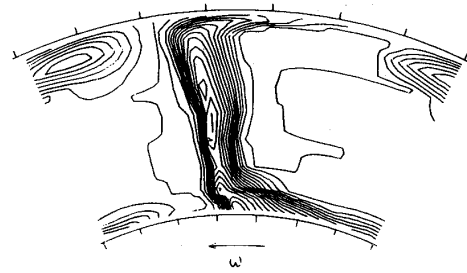


図22 最高圧力点近傍の運動エネルギー欠損率

やられ、翼根元付近の低エネルギーの領域はあまり拡大しない(図22)。動翼が失速しなければ相対流出角の変化は小さいので、速度三角形を描くと明らかなように、ケーシング側の旋回速度 $c_{\theta 2}$ が増大する(図19)。しかし、 $c_{\theta 2}$ が増加するにもかかわらず全圧係数 ψ_2 は増加せずハブ側からケーシング側まではほぼ一様である(図20)。以上のことは図21の全圧損失係数 ψ_{LR} の分布より更に明確になる。設計流量付近 ($Q/Q^* = 1.0, 0.9$) では ψ_{LR} は動翼のハブ及びケーシング付近を除いてはほとんど無視できるが、 $Q/Q^* = 0.8$ では翼面境界層の増大及び遠心作用により、スパン中央付近で半径が大きくなるほど大きくなり、 $Q/Q^* = 0.75$ 以下では流路全体の ψ_{LR} が大きくなる。また、ケーシング付近の ψ_{LR} は流量の減少とともに著しく増大するが、ハブ付近ではあまり変化しない。

一方、後置静翼においては流量が減少するとハブ側の軸流速度の減少の割合のほうが大きくなる。特に $Q/Q^* = 0.8$ 以下ではケーシング側で軸流速度はあまり変化せず、半径の小さい領域のみで軸流速度が小さくなる。この理由は前節の(A)で述べたように迎え角の増加によって厚くなった翼面境界層が根元側へ押しやられ、根元側での動翼とのミスマッチングが促進されることによる。このことは図21において $Q/Q^* = 0.8$ 以下になると半径が小さいほど全圧損失係数 ψ_{LS} が大きくなることから裏付けられる。また、図20において $Q/Q^* = 0.8$ 以下に流量を絞ると、動翼の全圧係数 ψ_2 は増加しつつあるのに対し、静翼では特に根元側ではほとんど上昇せず、ミスマッチングが最大圧力点付近の効率低下の要因になっていることが分かる。

上述のことから動翼先端で失速が始まる多くの圧縮機においては、流量を絞るにつれて流れは動

翼内でハブ側へ、静翼では先端側へ押しやられることが分かる。ところで翼負荷が大きい圧縮機では、特に弦節比が比較的大きく、食違い角が大きい場合、翼の失速が必ずしも圧縮機のサージングの引き金にはならず、前節(F)で述べた corner stall の拡大による wall stall に起因するものもある。どちらが先に生じるかは圧縮機の翼列形状によりまちまちであり、サージング限界の正確な推定には更に詳細な内部流動の研究を待たねばならない。しかし、概略の目安としては、翼の失速に起因するものは Lieblein の相当拡散係数⁽²⁷⁾ wall stall に起因するものは Koch の相当ディフューザの考え方⁽²⁸⁾が現在のところ推奨できよう。

4. 結 言

本稿においては軸流圧縮機動翼内の複雑な流れが、どのような物理的現象に支配されているかについて述べた。実際の流れを理解することにより次稿で述べる軸流機械内部流動の推定法の妥当性や限界が明確になるであろうし、更に進んだ計算モデルの開発の手がかりとなろう。また、スーパーコンピュータの出現により、将来必ずしも不可能でなくなった複雑な三次元流動の解析法を考案するうえで、本稿が役立てば幸いである。

文 献

- (1) 九郎丸・生井・井上, "ガスタービン用圧縮機の空力設計法と性能推定, I. 軸流圧縮機(その1)", ガスタービン学会誌, 5巻17号(昭52.6), 43-53.
- (2) 九郎丸・生井・井上, "ガスタービン用圧縮機の空力設計法と性能推定, I. 軸流圧縮機(その2)", ガスタービン学会誌, 5巻18号(昭52.9), 29-38.
- (3) Smith Jr. L. H., "The Radial-Equilibrium Equation of Turbomachinery", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 88, No.2 (Jan., 1966), 1-12.
- (4) Marsh, H., "A Digital Computer Program for the Through-flow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine using a Matrix Method", R & M, Aeron. Res. Coun., No.3509 (July, 1966).
- (5) Frost, D. H., "Streamline Curvature Through-flow Computer Program for Analysing the Flow through Axial-Flow Turbomachines", R & M, Aeron. Res. Coun., No.3687 (Aug., 1970).
- (6) Smith, Jr. L. H., "Casing Boundary Layers in Multistage Axial-Flow Compressors", Flow Research on Blading, ed. by Dzung L. S., Elsevier, Amsterdam, (1970), 275-299.
- (7) Mellor, G. L. and Wood, G. M., "An Axial Compressor End-Wall Boundary Layer Theory", Trans. ASME, Ser. D, Vol.93, No.2 (June, 1971), 300-316.
- (8) Marsh, H. and Horlock, J. H., "Wall Boundary Layer in Turbomachines", J. of Mech. Eng. Sci., Vol.14, No.6 (1972), 411-423.
- (9) De Ruyck, J., Hirsch, C. and Kool, P., "An Axial Compressor End-Wall Boundary Layer Calculation Method", Trans. ASME, Ser. A, Vol.101, No.2, (April, 1979), 233-249.
- (10) 井上・九郎丸, "軸流回転翼列における渦度の生成と減衰", 機械学会論文集, B編, 49巻439号(昭58-3).
- (11) Thompkins, Jr. W. T. and William J. Usab, Jr., "A Quasi-Three-Dimensional Blade Surface Boundary Layer Analysis for Rotating Blade Rows", ASME, Paper, 81-GT-126, (March, 1981).
- (12) 荒川・田古里・白倉, "軸流ポンプ動翼の三次元境界層に関する研究", 機械学会論文集, B編, 49巻437号(昭58-1), 22-30.
- (13) Squire, H. B. and Winter, R. G., "The Secondary Flow in a Cascade of Airfoils in a Nonuniform Stream", J. of Aeron. Sci., (April, 1951), 271-277.
- (14) Horlock, J. H., "Annulus Wall Boundary Layers in Axial Compressor Stages", Trans. ASME, Ser. D, Vol.8, No.1, (March, 1963), 55-65.
- (15) 井上・九郎丸, "回転翼列における二次流れの理論の適用", ターボ機械, 9巻7号(昭56-7), 421-428.
- (16) 井上・九郎丸, "捩れた回転翼列における二次流れの理論", 機械学会論文集, B編, 48巻435号(昭57-10), 2171-2179.
- (17) 大塚, "翼列の二次流れ序論(4)", 機械の研究, 28巻1号(昭51-1), 70-72.
- (18) 大塚, "翼列の二次流れ序論(7)", 機械の研究, 28巻4号(昭51-4), 103-107.
- (19) Lakshminarayana, B., Pouagare, M. and Davino, R., "Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage — Part 1: Mean Velocity Profiles and Annulus Wall Boundary Layer", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 104, No.4, (Oct. 1982), 760-771.
- (20) Goldstein, S., Modern Developments in Fluid Dynamics, Vol.11, Dover Publications, Inc., New York, (1965), 580-581.
- (21) Lakshminarayana, B., "Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery", Trans. ASME, Ser. D, Vol.92, No.3,

- (Sept., 1970), 467-482.
- (22) Hunter, I. H. and Cumpsty, N. A., "Casing Wall Boundary Layer Development Through an Isolated Compressor Rotor", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 104, No. 4, (Oct. 1982), 805-818.
- (23) Horlock, J. H., Louis, J. F., Percival, P. M. E. and Lakshminarayana, B., "Wall Stall in Compressor Cascades", Trans. ASME, Ser. D, Vol. 88, No. 3, (Sept., 1966), 637-648.
- (24) 生井・井上・九郎丸, "二次元減速翼列の研究 (第1報 翼列における縮流効果)", 機械学会論文集, 37巻 302号 (昭46-10), 1881-1888.
- (25) De Haller, P., "Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und in Windkanal" BWK Bd. 5, Heft 10, (Oct., 1953), 333-377.
- (26) 九郎丸, "軸流回転翼列の内部流動に関する研究", 九州大学学位論文, (昭57-2), 20-25.
- (27) Lieblein, S., "Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades", Trans. ASME, Ser. D, Vol. 81, No. 3, (Sept., 1959), 387-400.
- (28) Koch, C. C., "Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 103, No. 4, (Oct., 1981), 645-656.

第11回液体の微粒化に関する講演会

—— 講演募集 ——

共催 { 日本ガスタービン学会 他9学協会
燃料協会 (幹事学会)

協賛 応用物理学会 他7学協会

テ ー マ

微粒化の過程と機構 (微粒化に至るまでの液体の運動や粒群の挙動, 熱・物質の移動なども含む), 各種アトマイザーの噴霧特性, 微粒化装置, 噴霧特性の表示法と測定法など。

開催要領

- 1) 開催期日 昭和58年8月24日(水), 25日(木)
- 2) 会 場 東京鴻池ビル大会議室 (予定)
- 3) 講 演 講演は前述のテーマに沿ったものとし, 特別講演と普通講演の2つに分けます。(特別講演は運営委員会で企画致します)
普通講演は広く募集しますのでふるって応募して下さい。
普通講演は原則として一題目につき講演15分, 討論5分, 計20分間の予定です。なお内容は未発表のものに限ります。
講演の採否は運営委員会に御一任下さい。

講演申込および前刷原稿の提出

- 1) 用紙の請求 講演希望者は予めはがきに「第11回液体の微粒化に関する講演会, 講演申込用紙および前刷原稿用紙請求」と題記し, ①通信先②所属学協会名③氏名を明記の上, 下記へお送り下さい。送付先: (株)燃料協会 (〒101 東京都千代田区外神田6-5-4 倍楽ビル) TEL03(834)6456~8
- 2) 講演申込 送付された講演申込用紙に所定の事項を記載し, これを昭和58年3月31日(木)までに所属学協会に必着するようにお送り下さい。なお前項記載のはがきによる用紙請求だけでは講演申込みになりませんので, ご注意下さい。
- 3) 前刷原稿の提出 前刷原稿は送付された原稿用紙 (B4版1292字詰) を用い添付の執筆要項に従って4枚または6枚に仕上げて下さい。なお, 原稿はそのままオフセット印刷いたします。前刷原稿は昭和58年5月31日(火)までに(株)燃料協会に必着するようにお送り下さい。

- (Sept., 1970), 467-482.
- (22) Hunter, I. H. and Cumpsty, N. A., "Casing Wall Boundary Layer Development Through an Isolated Compressor Rotor", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 104, No. 4, (Oct. 1982), 805-818.
- (23) Horlock, J. H., Louis, J. F., Percival, P. M. E. and Lakshminarayana, B., "Wall Stall in Compressor Cascades", Trans. ASME, Ser. D, Vol. 88, No. 3, (Sept., 1966), 637-648.
- (24) 生井・井上・九郎丸, "二次元減速翼列の研究 (第1報 翼列における縮流効果)", 機械学会論文集, 37巻 302号 (昭46-10), 1881-1888.
- (25) De Haller, P., "Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und in Windkanal" BWK Bd. 5, Heft 10, (Oct., 1953), 333-377.
- (26) 九郎丸, "軸流回転翼列の内部流動に関する研究", 九州大学学位論文, (昭57-2), 20-25.
- (27) Lieblein, S., "Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades", Trans. ASME, Ser. D, Vol. 81, No. 3, (Sept., 1959), 387-400.
- (28) Koch, C. C., "Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages", Trans. ASME, Ser. A, Vol. 103, No. 4, (Oct., 1981), 645-656.

第11回液体の微粒化に関する講演会

—— 講演募集 ——

共催 { 日本ガスタービン学会 他9学協会
燃料協会 (幹事学会)

協賛 応用物理学会 他7学協会

テ ー マ

微粒化の過程と機構 (微粒化に至るまでの液体の運動や粒群の挙動, 熱・物質の移動なども含む), 各種アトマイザーの噴霧特性, 微粒化装置, 噴霧特性の表示法と測定法など。

開催要領

- 1) 開催期日 昭和58年8月24日(水), 25日(木)
- 2) 会 場 東京鴻池ビル大会議室 (予定)
- 3) 講 演 講演は前述のテーマに沿ったものとし, 特別講演と普通講演の2つに分けます。(特別講演は運営委員会で企画致します)
普通講演は広く募集しますのでふるって応募して下さい。
普通講演は原則として一題目につき講演15分, 討論5分, 計20分間の予定です。なお内容は未発表のものに限ります。
講演の採否は運営委員会に御一任下さい。

講演申込および前刷原稿の提出

- 1) 用紙の請求 講演希望者は予めはがきに「第11回液体の微粒化に関する講演会, 講演申込用紙および前刷原稿用紙請求」と題記し, ①通信先②所属学協会名③氏名を明記の上, 下記へお送り下さい。送付先: (株)燃料協会 (〒101 東京都千代田区外神田6-5-4 倍楽ビル) TEL03(834)6456~8
- 2) 講演申込 送付された講演申込用紙に所定の事項を記載し, これを昭和58年3月31日(木)までに所属学協会に必着するようにお送り下さい。なお前項記載のはがきによる用紙請求だけでは講演申込みになりませんので, ご注意下さい。
- 3) 前刷原稿の提出 前刷原稿は送付された原稿用紙 (B4版1292字詰) を用い添付の執筆要項に従って4枚または6枚に仕上げて下さい。なお, 原稿はそのままオフセット印刷いたします。前刷原稿は昭和58年5月31日(火)までに(株)燃料協会に必着するようにお送り下さい。

日立製作所機械研究所 加藤 文雄
 日立製作所機械研究所 石橋 洋二
 日立製作所機械研究所 佐藤 勲
 日立製作所 日立工場 飯塚 信之

1. 緒 言

産業用ガスタービンの燃焼器は、1)高温高圧化、2)大容量化、3)低公害化、の方向に加えて、最近ではガスタービンと蒸気タービンとのコンバインドプラントの運転も始まり、燃焼器の稼働時間はさらに長くなる傾向にあることから燃焼器の信頼性の確保が重要な要素となってきた。

燃焼器の中でも特に高温となる燃焼器ライナ部（以下ライナと称す）は薄肉円筒構造であるうえに冷却用の空気孔が多数設けられているため、振動や熱応力が問題となり信頼性検討の主要対象部分となっている。

ライナ部の振動は振動燃焼⁽¹⁾との関係において重要視されており、その解析にはまず固有振動数と振動モードの検討が必要である。従来、この固有振動数については、境界条件の単純な薄肉円筒の計算例^{(2)~(4)}はあるが、ライナについて計算された例は見当たらないようである。これはライナ形状が計算にのりにくい、以下の構造的な特質をもつためである。

- 1) ライナ表面部に冷却用の空気孔が多数設けられている。
- 2) ライナ取付部の一端が板バネにより弾性支持されている。

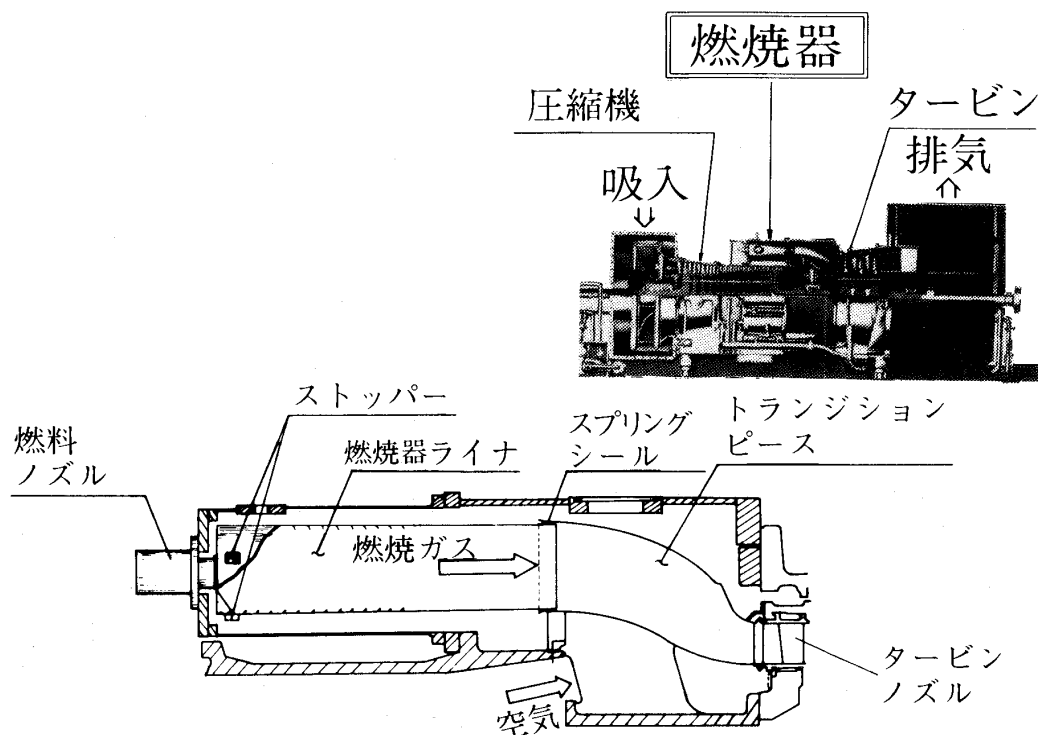


図1 ガスタービン燃焼器の構成

（昭和57年7月8日原稿受付）

本報では、まずライナ固有振動数解析のあい路になっていた上記の点の評価法を明らかにしたうえで、室温におけるライナの固有振動数と振動モードの計算を行い、実験値と比較した。さらにライナの1) ライナ壁温、2) 支持条件、3) 板厚のそれぞれと固有振動数の関係についても検討した。

2. 燃焼器の構成

図1に日立-GE F7B ガスタービン(出力: 60 MW, 回転数: 3,600 rpm)の全体構成と燃焼器周りの概略を示す。燃焼器の形式は逆流-キャン型であり、圧縮機の外側周上に10本配置されている。燃焼器の構成要素の主要なものは、燃料ノズル、ライナ、トランジションピースである。トランジションピースはライナ部で生成された燃焼ガスをタービンに導く役目をしている。

本報で解析を行なうライナ部の構造の特徴について述べる。ライナは図1及び図2に示すように薄肉円筒状の要素で、ライナの上流側と下流側で支持されており、上流側の支持は、120° 間隔に設けた3個のU字形ストッパーをライナを格納している外筒の内壁に設けられた支持部材に挿入することにより行われる。支持条件は単純支持に近い。一方、ライナ下流部はスプリングシールと呼ばれる円弧状の板バネ(図7参照)が周方向に配置され、これをトランジションピースの内側に押し込んで弾性的に支持される。このように弾性支持される理由は、

- (1) 熱膨張に対して自由に変形ができること。
- (2) 振動に対して減衰効果をもたせること。
- (3) 取付け、取はずしが容易なこと。

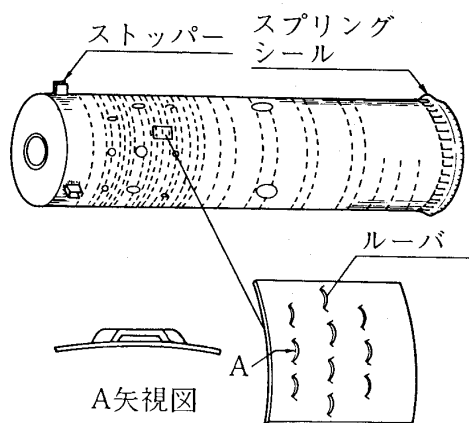


図2 ライナ軸方向のルーバ分析

のためである。

ライナのもう一つの特徴は冷却用のルーバがライナ表面に設けられていることである。写真1はこのルーバをライナの冷却空気流入側より見た状況を示す。さらに図2にルーバの配置及び形状の概略を示した。

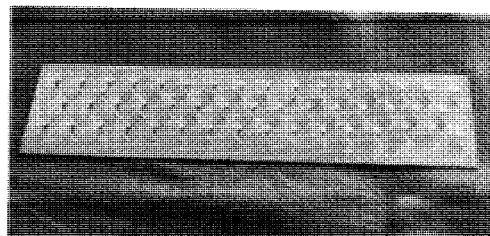


写真1 ルーバの配列

3. 固有振動数解析のための手順

3-1 計算モデル 一般に系の自由振動方程式はマトリックスで表示すると次式のようになる⁽⁵⁾。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $\{x\}$ は次のものを表わす。

$[M]$: 質量マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{x\}$: 変位ベクトル

今、 $\{x(t)\} = \{x_0\} \sin \omega t$ とおいて(1)式に代入すると(2)式を得る。

$$(\omega^2 [M] - [K]) \{x_0\} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

固有振動数解析は(2)式から固有角振動数 ω と固有振動モード $\{x_0\}$ を求めるものである。

本報では有限要素法により固有振動数の計算を行うが、比較的、単純な形状である本ライナについても全体を計算モデルに組むとなると相当な節点数になり、計算時間が飛躍的に増大するため、経済性や解の精度の点で単純化した計算モデルの選定が必要である。幸い、本ライナは軸対称性を有する構造物であるので、ライナの半分の計算モデルを用い、対称性を満足する境界条件を付帯すれば解析が可能と考えられ、付帯すべき境界条件と解の精度について検討した。図3は検討に使用した一端固定一端自由円筒(直径: $\phi 250$ mm, 高さ:

500mm, 板厚: 0.433mm) で, 全体モデルと半円筒モデルについて比較を行った。半円筒に付帯した境界条件は X, Y, Z 軸方向の変位を (u, v, w) また X, Y, Z 軸回りのモーメントを (M_x, M_y, M_z) と表わすと対称性の条件として $\overline{AB}, \overline{CD}$ 線分上で, $v = 0, M_x = M_y = 0$ とした。計算では1次から15次までの曲げ固有振動数を求めたが, 全体モデルと半円筒モデルの振動数は完全に一致する結果が得られ, 低次振動で実用的な計算モデルの選定と計算精度の検証ができた。図3に計算例と

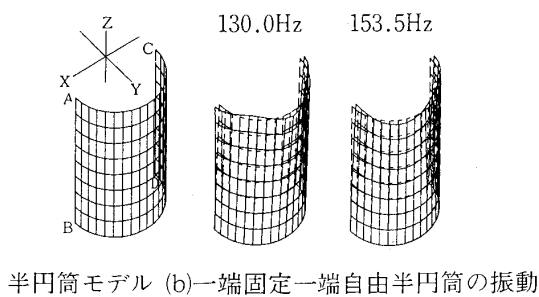
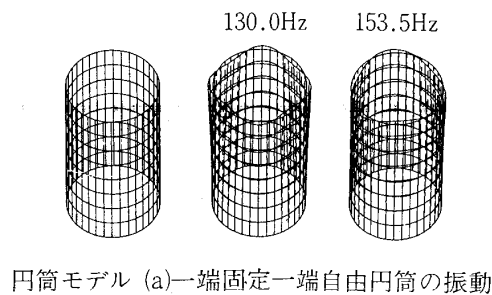


図3 計算モデルと精度

して両モデルの1次振動及び2次振動の結果を示しており, モードについてもよく対応がとれている。この結果から本ライナについても対称軸上で切ったモデルを用いて検討ができる見通しが得られ, 以後の解析には図4に示す計算モデルを使用した。なお, 対称軸上の境界条件は $u = 0, M_y = M_z = 0$ としている。

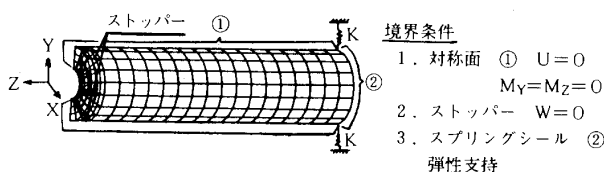


図4 計算モデル

3-2 ルーバ付き板の曲げ剛性 本ライナのようにルーバが設けられているシェル構造物の固有振動数の計算にはまずルーバの等価剛性の見積が必要である。

シェル構造物の剛性としては曲げ, せん断, 引張, 捩れ剛性があり, それぞれについての評価が必要となるが, 捩れについては本研究の対象外であり, また, 引張についても, 強制力下での振動や振動数が一般に高い面内振動を取扱うものではないので除ける。残りの曲げ, せん断剛性であるが, せん断剛性については, ライナが軸方向に梁の振動モードと類似のモード(後述の m 型モード)で振れる場合にはこの剛性の影響は大きいものと考えられるが, 本研究ではルーバ付き板のせん断剛性の測定法や評価法に難点が多かったため検討からはずし, 曲げ剛性のみの検討にとどめた。なお, 計算では, 剛性率 G は, 等方性材質の場合に得られる次式

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

{ E : ヤング率, ν : ポアソン比 }

で近似した。

ところで, ライナ部にはルーバの他に燃焼用空気孔や希釈孔があげられているが, これらの穴の総面積は全ライナ表面積の1.4%にすぎず計算上は無視し, 穴の部分にも板があるものとして取扱った。

さて, ルーバ付き板のみかけの曲げ剛性を評価するために, ルーバ付き板とルーバなし板について簡単な曲げ試験を行い, 両者の比較からルーバ付き板のみかけのヤング率を求めた。以下その結果について述べる。

テストピース(T.P. と略す。)は本ライナから切り出したものを使用するものとし, 図5に示す位

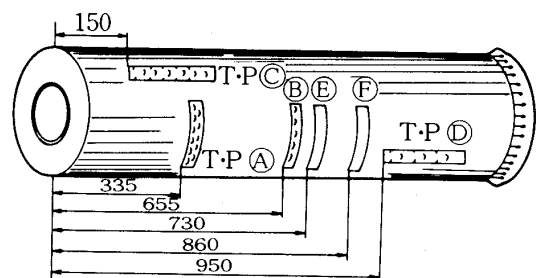
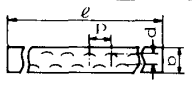


図5 テストピースサンプリング位置

置からライナ周方向に2本(T.P. ㉔&㉕), 軸方向に2本(T.P. ㉖&㉗), さらにルーバのない板のT.P. として2本(T.P. ㉘&㉙)の計6種類のT.P. を採取した。T.P. の詳細形状は表1, 表2に示してある。

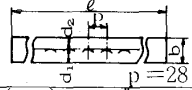
表1 ルーバ板の曲げ剛性「周方向」

T.P. ㉔ 					
荷重 (g)	変位 (mm)			比率	
	T.P. ㉔	T.P. ㉕*	梁理論	$\frac{\delta}{\delta_{Lou}}$	$\frac{\delta_{Bar}}{\delta_{Lou}}$
292	0.28	0.56	0.57	2.00	2.03
515	0.50	0.97	0.98	1.95	1.96
734	0.73	1.42	1.43	1.95	1.95
		平均		1.97	1.98

δ_{Bar} : 梁理論による曲げ変位

δ_{Lou} : ルーバ付き板の曲げ変位

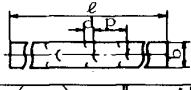
*...ルーバなし板 (350×42×1.6t)

T.P. ㉕ 					
荷重 (g)	変位 (mm)			比率	
	T.P. ㉕	T.P. ㉖*	梁理論	$\frac{\delta}{\delta_{Lou}}$	$\frac{\delta_{Bar}}{\delta_{Lou}}$
292	0.39	0.73	0.75	1.87	1.92
515	0.69	1.27	1.32	1.84	1.91
734	0.98	1.79	1.89	1.83	1.93
		平均		1.85	1.92

*...ルーバなし板 (350×32×1.6t)


試験は切り採ったT.P. をルーバ形状を損なわないように平板に修正した後, T.P. の支持間が300mmになるようにT.P. を両側で単純支持し, 中央部に荷重をかけ, 荷重点での最大曲げ変位を $\frac{1}{100}$ mm目盛のダイヤルゲージで測定する方法で行った。表1, 表2にそれぞれ周方向及び軸方向のルーバ付き板の曲げ試験結果を示す。周方向では1列ルーバ(T.P. ㉕)と2列ルーバ(T.P. ㉔)について試験を行っているが, ルーバなし板の曲げ変位 δ とルーバ付き板の曲げ変位 δ_{Lou} の比 $\frac{\delta}{\delta_{Lou}}$ はT.P. ㉔で1.97, T.P. ㉕で1.85となり, 周方向の剛性が高いことが知られる。また表1には梁理論で求めたルーバなし板の曲げ変位量も示したが実験値と

表2 ルーバ板の曲げ剛性「軸方向」

T.P. ㉖ 			
荷重 (g)	変位 (mm)		比率
	T.P. ㉖	梁理論	$\frac{\delta_{Bar}}{\delta_{Lou}}$
292	0.95	0.86	0.91
515	1.74	1.52	0.87
734	2.46	2.16	0.88
		平均	0.89

δ_{Bar} : 梁理論による曲げ変位

δ_{Lou} : ルーバ付き板の曲げ変位

T.P. ㉗ 					
荷重 (g)	変位 (mm)			比率	
	T.P. ㉗	T.P. ㉘*	梁理論	$\frac{\delta}{\delta_{Lou}}$	$\frac{\delta_{Bar}}{\delta_{Lou}}$
292	0.60	0.56	0.57	0.93	0.95
515	1.07	0.97	1.01	0.91	0.94
734	1.52	1.42	1.44	0.93	0.95
		平均		0.92	0.94

理論値はよく一致している。一方, 軸方向について $\frac{\delta}{\delta_{Lou}}$ を求めると, T.P. ㉖で0.89, T.P. ㉗で0.92となり, ルーバなし板に比べ, わずかに剛性が低下することがわかった。

ところで板の曲げ剛性は $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ { E :

ヤング率, ν : ポアソン比, h : 板厚}で表わされるから, 板厚 h , ポアソン比 ν を一定とすると, ルーバ付き板の等価剛性を評価する場合, ヤング率 E がみかけ上, 変化したものと考えることができる。板の曲げ変位は剛性 D に対して反比例の関係にあるから, ルーバ付き板のみかけのヤング率を E_{Lou} , ルーバなし板のヤング率を E とすると,

$$E_{Lou} = E \frac{\delta}{\delta_{Lou}}$$

の軸方向の配置をみると図2に概略を示したようにライナ上流部のいわゆる1次燃焼領域では密に, 2次燃焼領域から希釈領域にかけては次第に粗になっている。そこでルーバの分布領域を近似的に3領域に分け, ここで検討したルーバ板の曲げ試

験結果から、ライナ周方向及び軸方向等価ヤング率倍数 $\frac{E_y}{E}$, $\frac{E_x}{E}$ を評価するとほぼ図6のように見積ることができる。

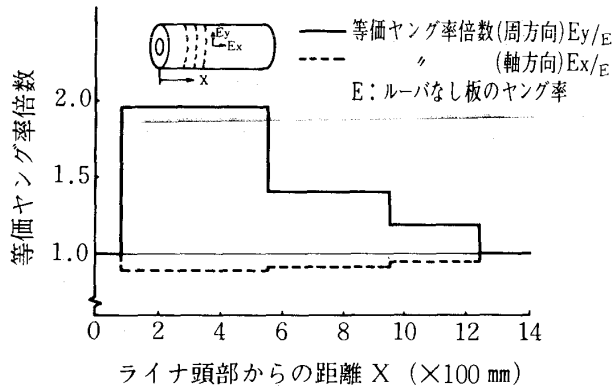


図6 ライナの剛性見積

3-3 境界条件（スプリングシール部のバネ定数） ライナの支持は先に述べたようにライナ上流部のストッパーと下流部のスプリングシールによって行われる。ストッパー部ではライナ軸方向及び周方向の変位が拘束されるのに対し、スプリングシール部はライナ半径方向に支持されるが、それは、円弧状の板バネからなるスプリングシール部がトランジションピースに押し込まれることによってトランジションピースとの間に支持部が形成されるものであり、この点、この部分の支持条件は弾性支持と考えるべきである。ところで、ライナの振動解析を行う場合にトランジションピースの影響をどう考えるべきかという問題がある。本解析においては、トランジションピースの内壁面は固定壁として取扱い、スプリングシール部は板バネのバネ定数に比例した力をトランジション側から受けているものとして計算を行なった。固定壁とした理由は、トランジションピースの板厚がライナに比べ数倍厚いことと、トランジションピースの上流側の支持構造が堅固で拘束が強いためである。

さて、上述のごとくスプリングシール部は、弾性支持と見なされるので、計算に先だってまずこの部分のバネ定数の評価を行う必要があり、実験による検討を行った。図7にその実験方法の概略を示す。すなわち、スプリングシールの中央部にバネ秤を用い集中荷重をかけ、バネ秤軸の変位量を

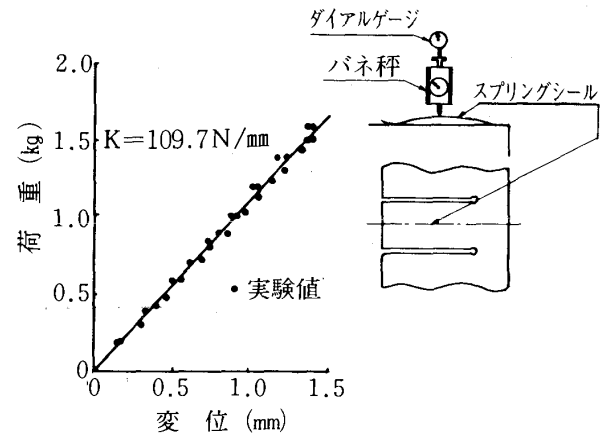


図7 スプリングシールのバネ定数

ダイヤルゲージで測定し荷重と変位の関係を求めた。同図に実験値をプロットしたが荷重と変位はほぼ比例関係にあり、バネ定数として 109.7 N/mm の値を得た。ところで、このスプリングシール部は上述のごとく、トランジションピースに押し込められるが、その際シール部の押込み量は約 1.5 mm であるので、スプリングシール 1 枚当り 164.5 N の力をトランジションピースから受けているものと考えられる。

4. 解析結果及び考察

4-1 固有振動数と振動モード 固有振動数の数値解析を行う前に実験により、室温における本ライナの固有振動数と振動モードを測定した。図8に振動モード計測システム並びに実験状況を示す。本試験ではモード形状を正確に求めるという観点から従来から行われているリサージュ法を採用した。この方法は、供試体を電磁マグネット等により加振し、振動ピックアップからの応答出力と周波数発振器からの加振周波数とをオシロスコープ上に合成して、いわゆるリサージュ図形を描かせ位相判定を行う方法である。実験時の電磁マグネットによる加振位置は、図8の写真にみられるようにライナ上流部端面から 750 mm の最底部で、加振方向はライナ半径方向である。図9に実測モードのうち 105 Hz ($m=1, n=2$), 141 Hz ($m=1, n=3$), 228 Hz ($m=1, n=4$), 234 Hz ($m=2, n=3$) のモードをライナの展開図中に示した。ここに m, n はモードを分類するものとして次のように定義している。 m はライナ軸方向の節数を

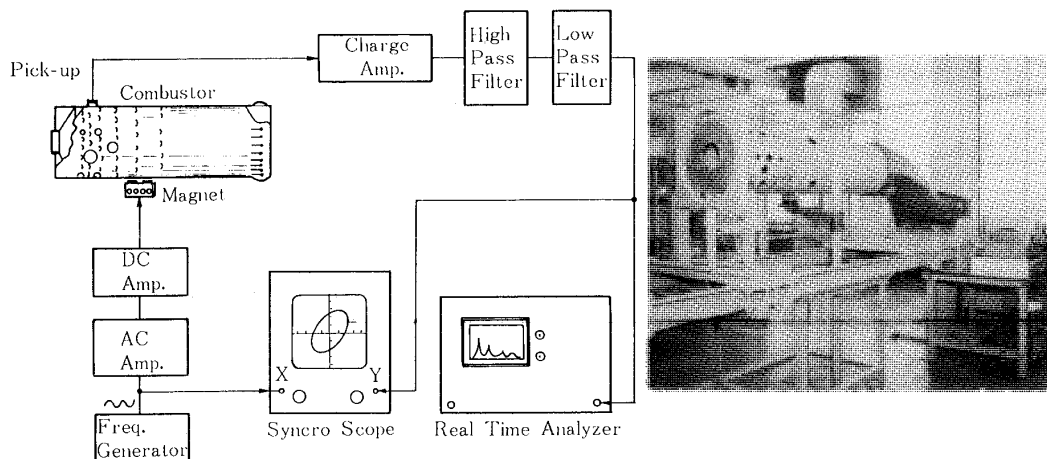


図8 振動モード計測システム

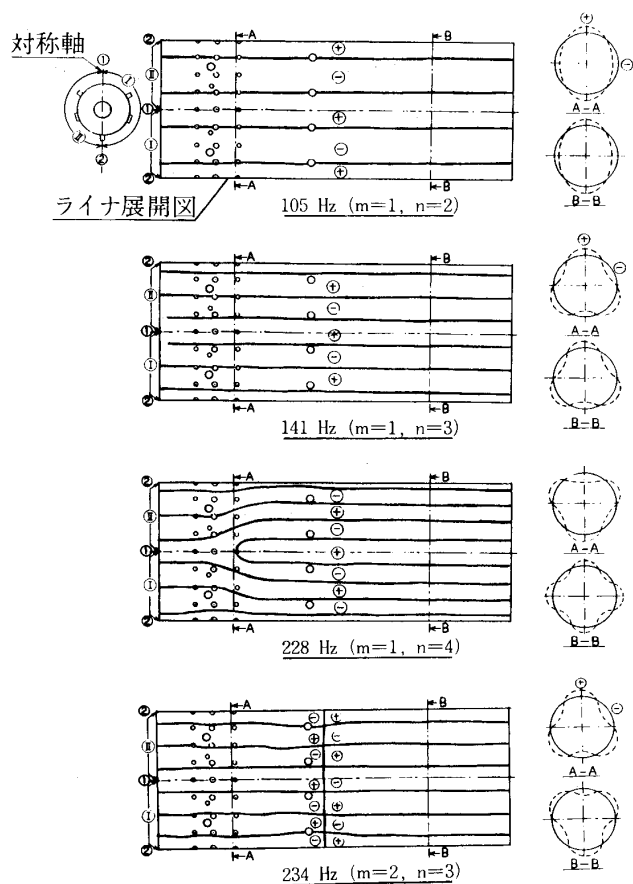


図9 振動モード(実験)

表わし、たとえば $m=2$ は支持部の節も含めて軸方向に振動の節が2個発生するモードである。一方、 n はライナ周方向の半周間に発生する節数で、 $2n$ が全周の節数を表わす。

測定された振動モードの特徴の一つは、すべてのモードがライナの対称軸(図9の①,②)を結ぶ

線)に対し、ほぼ対称な分布となっている。このことは構造の対称性が満足されていることを意味する。特徴の二点目は、ライナの周方向に節のできる振動が低次振動では優位にあることである。

次に図4の計算モデルを用い、先に検討したルーバ板の剛性及びライナの支持条件を考慮に入れて、室温時の固有振動数を計算し、実験値との比較検討を行った。図10はルーバの剛性を考慮した場合と考慮しない場合について、振動数の違いを実験値と共にモード別に示し、図11はルーバの剛性を考慮した場合の振動モードのうち1次～5次

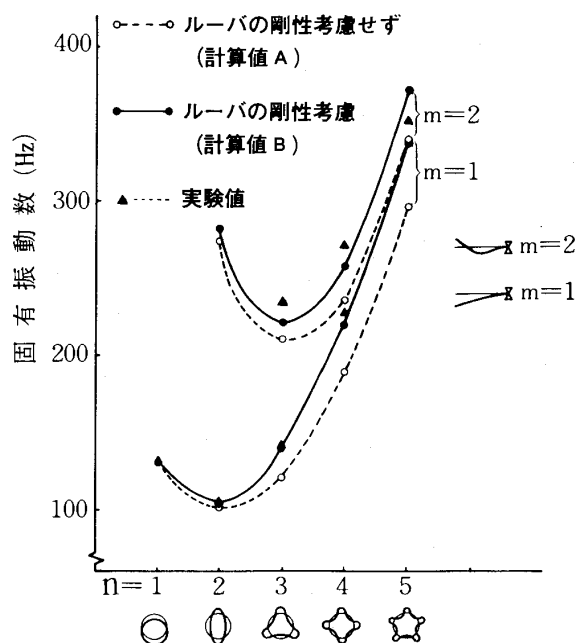


図10 固有振動数(ルーバの効果)

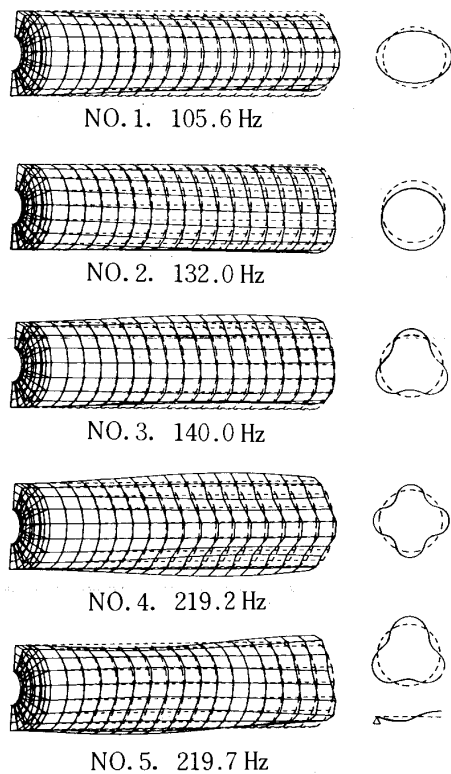


図11 固有振動モード(ルーバの剛性)

のものを示した。また表3に振動数の実験値及び計算値の比較を示しておいた。次にこれらについて考察を行なう。まず振動数の発生順位は、周方向に節のできる振動が軸方向に節のできる振動よりも起こり易いことがわかる。また m 型振動モード(ライナ軸方向に節をもつ振動)に対する最低次の n 型振動モード(ライナ周方向に節をもつ振動)は、 $m=1$ の時 $n=2$ 、 $m=2$ の時 $n=3$ となる。ルーバの剛性の影響はそれを考慮した場合には実験値と比較的よく合うことがわかる。すなわ

表3 ライナの固有振動数「室温」

	$m=1$				$m=2$		
	$n=1$	2	3	4	2	3	4
計算値A	133.9 Hz	101.3	122.0	189.3	274.0	210.2	235.3
計算値B	132	105.6	140	219.2	280.3	219.7	257.0
実験値	131	105	141	228	/		
計算値A 実験値	1.022	0.964	0.865	0.830			
計算値B 実験値	1.007	1.005	0.992	0.961			
						0.898	0.855
						0.938	0.934

A …ルーバの剛性を考慮しない場合

B … “ 考慮した場合

ち105.6 Hz ($m=1, n=2$), 132 Hz ($m=1, n=1$), 140 Hz ($m=1, n=3$)に対しては1%以内の誤差であり、高次の219.7 Hz ($m=2, n=3$), 257.0 Hz ($m=2, n=4$)で約7%の誤差となる。これに対してルーバの剛性を考慮しない場合には101.3 Hz ($m=1, n=2$)で2%, 133.9 Hz ($m=1, n=1$), 122 Hz ($m=1, n=3$)で約4%, さらに高次の210.2 Hz ($m=2, n=3$)で約10%, 235.3 Hz ($m=2, n=4$)で15%と高次になるにつれ誤差は拡大する。このようにルーバ付きライナの固有振動数の計算においてはルーバの剛性の影響が大きいことがわかる。

振動モードについても計算と実測結果を比較してみると、部分的に多少の違いはあるが、全体としてはよく対応がとれている。部分的に違いが認められるのは図9の実測モードのうち228 Hzのモードである。モードは $n=4$ 型が大半を占めているが、ライナ上流部では $n=3$ 型モードも部分的に発生している。このように混成モードになった理由としては228 Hzの6 Hz上に234 Hzの($m=2, n=3$)型モードがあり、その影響が現われているものと考えられる。いずれにせよ固有モードとしては $n=3, n=4$ 型モードに分離されるべきものである。

4-2 ライナ壁温と固有振動数との関係

前節では室温における固有振動数の検討を行ったが、ライナは定格運転時にはその壁温が約600℃前後に達する⁽⁶⁾ため、ライナ壁温と固有振動数との関係を把握しておくことが必要となる。

図12は本ライナの壁温度分布について負荷をパラメータに示したものであり、 $L=0$ は無負荷、

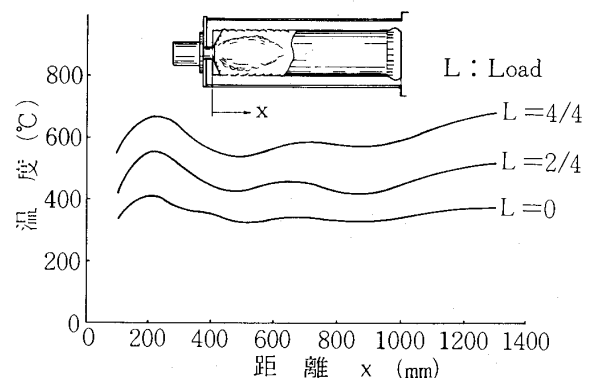


図12 ライナ表面の温度分布

$L = \frac{4}{4}$ は定格負荷を表わす。これらの温度分布をみるとライナ軸方向に多少の凹凸はあるが、平均すると無負荷で 400℃, $\frac{2}{4}$ 負荷で 450℃, $\frac{4}{4}$ 負荷で 600℃ 前後となる。ところで板の曲げ剛性はヤング率, ポアソン比, 板厚によって決まり, ポアソン比の温度依存性を無視すると, ヤング率のみに関係する。本ライナ材ハステロイ X の場合ヤング率は, 室温時で 196 KN/㎟, 600℃ で 157.8 KN/㎟ となり⁽⁷⁾, 600℃ では室温に対し約 20% 低下する。

図13にルーバの剛性を考慮して, ライナ壁温が平均 450℃ と 600℃ の場合の振動数の計算結果を室温時の結果と比較して示した。600℃ の場合についてみると, 振動数の低下は 1 次振動の ($m=1, n=2$) 型モードでは室温時 105.6 Hz に対し 101.3 Hz と 4.3 Hz (4%) の減少であるが, ($m=1, n=5$) 型モードでは室温時 337.6 Hz に対し 291.4 Hz と 46.2 Hz (13.6%) の減少となり, 減少率は低次振動では比較的小さく, 高次では大きくなる。

このように減少率に差がでるのは, 剛性の変化と振動モードが密接に関係するためであり, 本解析例のように異方性材として取扱われる構造物については, 振動モードに対して, 剛性の強弱の位

置関係が重要な要素となる。すなわち剛性変化の振動モードに対する位置関係によって, 振動の剛性効果への寄与率が変わり, その結果として振動数に差を生ずる。

なお, 構造物の全体が一様等方性の場合には振動数はヤング率の比率の $\frac{1}{2}$ 乗に比例し, 任意温度における振動数は次式で求まるが, これについては本計算プログラムで確認を行っている。

$$f_T = f_{RT} \sqrt{\frac{E_T}{E_{RT}}}$$

ここに, f_T, f_{RT} は任意温度及び室温における振動数

E_T, E_{RT} は任意温度及び室温におけるヤング率

を表わす。

4-3 境界条件と固有振動数との関係 構造物の固有振動数はその質量と境界条件によって決まる。励振周波数との関係において, ライナの固有振動数を変えなければならない場合の現実的な対応としては, 境界条件の変更がまず考えられる。本ライナで比較的容易に変更が可能なのはスプリングシール部のバネの強さであり, そこでこ

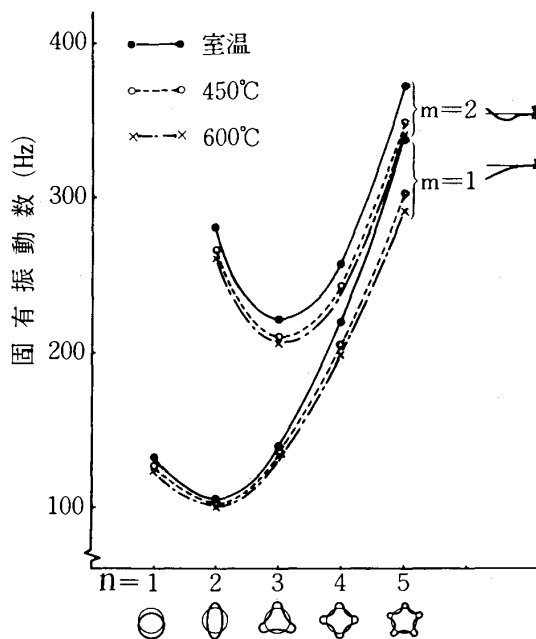


図13 メタル温度と固有振動数との関係

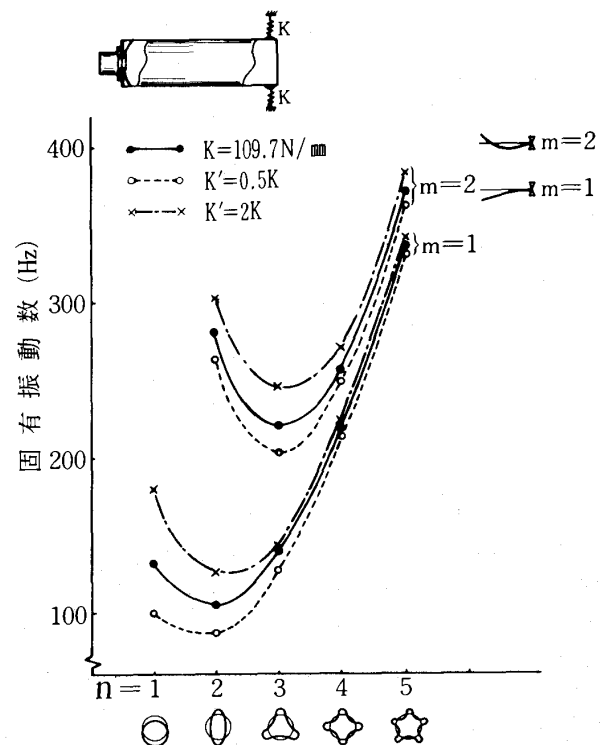


図14 弾性支持条件と固有振動数との関係

のバネの強さと振動数との関係について検討してみた。

バネの強さは、実測の結果バネ定数として $K = 109.7 \text{ N/mm}$ を得ているので、このバネ定数が、2倍 (219.4 N/mm) と $\frac{1}{2}$ (54.8 N/mm) になった場合について計算した。図14に計算結果を示す。一般にバネ定数の低下と共に振動数は低下している。しかしその低下の割合は、 $m=1$, $m=2$ 型振動とも n の小さい振動モード程顕著であることがわかる。すなわち、 $m=1$ 型振動ではバネ定数が2倍と $\frac{1}{2}$ との差は、 $n=1$ モードでは 80 Hz 、 $n=2$ モードでは 39.5 Hz と大きく、 $n=3$ モード以降ではその差は $n=3$ モードで 14.4 Hz 、 $n=4$ モードで 8.6 Hz と減少する。このように n が小さい程振動数の変化が顕著であるのは、ライナ本体の変形に伴う剛性抵抗は n が小さくなるにつれ低くなり、それに伴いバネ定数による剛性抵抗の比率が高まり、バネ定数が振動の剛性効果への影響を強めるためであると考えられる。

4-4 ライナ板厚と固有振動数 固有振動数を決定する因子として境界条件の他に構造の形状がある。ここでは板厚の影響について検討する。本ライナの板厚は 1.6 mm であるが板厚が $\frac{1}{2}$ の 0.8 mm と2倍の 3.2 mm の場合について、ルーバのみかけ

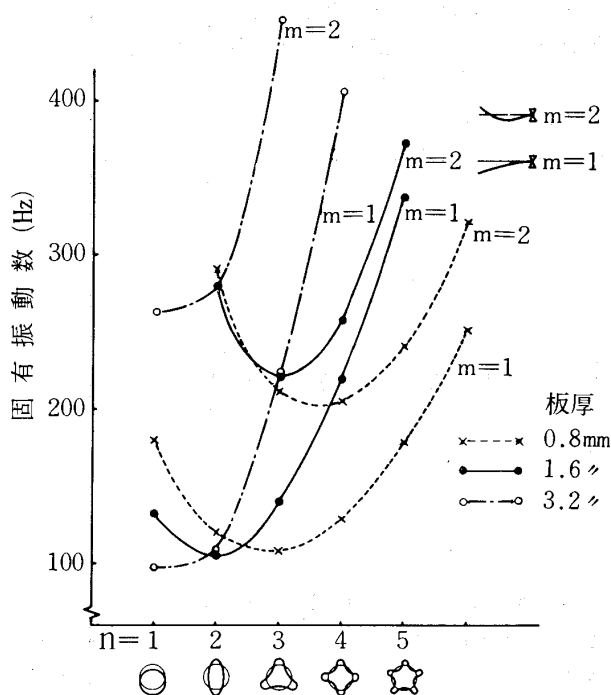


図15 板厚と固有振動数との関係

の剛性は変化しないと仮定し、室温状態での計算を行った。

図15に計算結果を示す。 $m=1$ 型振動についてみれば、板厚が 0.8 mm 、 1.6 mm 、 3.2 mm と厚くなるにつれて、それぞれ $n=3$ 型 (109.1 Hz)、 $n=2$ 型 (105.6 Hz)、 $n=1$ 型 (97.6 Hz) が1次振動モードとなるが、振動数には大きな差はない。また板厚の影響は $n=3$ 以上では振動数を高めるのに対し、 $n=1$ では逆に低める結果となっている。

ところで、1次振動モードがどのモードで発生するかは、 n 型振動モードとそのときの板殻内に蓄えられ総歪エネルギー（垂直力と曲げモーメントによる歪エネルギーの和）に関係し、この歪エネルギーが最小となるモードが、1次振動となる。円筒の場合については、もちろん円筒形状、境界条件、材質によって1次振動モードは変化するが、これについては高橋の研究⁴⁾が参考になる。

$n=1$ 型振動では板厚の増加は振動数を低下させる方に働くが、この理由としては、このモードではライナ横断面内での面内変形はほとんどないので、剛性抵抗は軸方向の曲げ変形のみと考えてよく、剛性抵抗が面内にも存在する $n=2$ 以上のモードに比べて、相対的に振動系に対する剛性効果が低くなる一方、板厚増に伴う質量効果が強く現われるためと考えられる。一般に、振動系における質量増加が、剛性、質量のいずれに影響が大きいかは振動モードとの相対関係によって変わるものであり、質量への影響が大きければ振動数は低下することになる。

5. 結 言

ガスタービン燃焼器の信頼性評価の一環として燃焼器ライナの固有振動数を数値解析する場合の方法について述べ、解析結果について実験値との比較検討を行った。さらに、ライナ壁温度、境界条件、板厚のそれぞれと固有振動数との関係についても検討した。得られた結論は次の通りである。

(1) 冷却用ルーバの剛性を評価するため曲げ試験を行った結果、ライナ周方向はルーバのない板に比べ剛性が高く、軸方向は逆に剛性は低くなる。

(2) ルーバの剛性を考慮することにより、室温における固有振動数の計算値は実験値とよく合い、1次から3次の振動数については1%以内の誤差である。

(3) 本ライナのような薄肉円筒構造物では周方向に節のできる振動モードが優勢であり、高次になると軸方向にも節が発生する。

(4) ライナ壁温と固有振動数との関係は、壁温が高くなるにつれて振動数は低下する。壁温が室温と 600℃ の温度との振動数の差は、1 次振動で 4.3 Hz と小さいが高次振動では差は大きい。

(5) スプリングシール部のバネ定数と固有振動数との関係は、バネ定数の低下と共に振動数も低下するが、周上に節数の少ないモード程振動数の低下は大きい。

(6) ライナ板厚と固有振動数との関係は、板厚が 0.8mm, 1.6mm, 3.2mm と増加した場合、 $n = 3$ 以上のモードでは振動数は増加するが $n = 1$ モードでは逆に減少する。1 次振動については振動モ

ードは変化するが振動数の変化は小さい。

文 献

- (1) A. A. Putnam, Combustion-Driven Oscillations in Industry (1971), Elsevier Publishing Company, Inc.
- (2) R. N. Arnord, Proc. Instn. Mech. Eng. 167 (A) (1953), 62
- (3) G. B. Warburton, J. Mech. Eng. Science, Vol. 7 No. 4 (1965), 399
- (4) 高橋ほか 3 名, 機械学会論文集 35-275 (昭 44-7), 1412
- (5) 谷口, 振動工学ハンドブック (1976), 270, 養賢堂
- (6) Arneloft, CIMAC (1981), GT 22
- (7) The International Nickel Company Inc., NIKEL BASE ALLOYS, (1968), 8

お 知 ら せ

技術情報センター委員会

日本ガスタービン学会技術情報センターでは、ガスタービン関連の技術資料を収集して参りましたが、旧学会事務局に全てを保管するだけの余裕がなかったために、その一部が前委員長等に預けられておりました。今回学会事務局の移転に伴い、資料保管の余裕ができましたので、これらの中から会員に利用していただける可能性が高いと考えられるものを学会事務局に移しました。

現在保管されている資料には、日本ガスタービン学会で発行した会誌、講演論文集、講習会資料の外、下記のようなものがありますので御利用下さい。

- 1) ASME-GT Paper : 1959 ~ 1964, 1966 ~ 1973, 1976
(但し、年度によっては欠損している部分もある)
- 2) Gas Turbine International : 1960 ~ 1976
- 3) Turbo Machinery International : 1977 ~ 1980
- 4) РЕФЕРАТИВНЫЙ ЖУРНАЛ : 1980 ~
- 5) ターボ機械 : 1979/1 ~
- 6) 航空技術 : 1979/1 ~
- 7) 神津正男 航空ガスタービン資料集 : 1936 ~ 1970 (会誌 Vol. 4, No. 15, 1976/12 にその内容が紹介されている)
- 8) Sawyer's Gas Turbine Catalog : 1963 ~ 1976
- 9) 大学の紀要, 研究所の報告等
- 10) 各種カタログ

なお、会員御所持の資料で下記に該当するようなものがございましたら、既存資料のみならず、将来にわたって、その別刷等を学会に寄贈して下さいますようお願い申し上げます。

- 1) 研究所および会社の技報等でガスタービンに関連あるもの。
- 2) 会員が本会以外で発表したガスタービン関連の文献。

(3) 本ライナのような薄肉円筒構造物では周方向に節のできる振動モードが優勢であり、高次になると軸方向にも節が発生する。

(4) ライナ壁温と固有振動数との関係は、壁温が高くなるにつれて振動数は低下する。壁温が室温と 600℃ の温度との振動数の差は、1 次振動で 4.3 Hz と小さいが高次振動では差は大きい。

(5) スプリングシール部のバネ定数と固有振動数との関係は、バネ定数の低下と共に振動数も低下するが、周上に節数の少ないモード程振動数の低下は大きい。

(6) ライナ板厚と固有振動数との関係は、板厚が 0.8mm, 1.6mm, 3.2mm と増加した場合、 $n = 3$ 以上のモードでは振動数は増加するが $n = 1$ モードでは逆に減少する。1 次振動については振動モ

ードは変化するが振動数の変化は小さい。

文 献

- (1) A. A. Putnam, Combustion-Driven Oscillations in Industry (1971), Elsevier Publishing Company, Inc.
- (2) R. N. Arnord, Proc. Instn. Mech. Eng. 167 (A) (1953), 62
- (3) G. B. Warburton, J. Mech. Eng. Science, Vol. 7 No. 4 (1965), 399
- (4) 高橋ほか 3 名, 機械学会論文集 35-275 (昭 44-7), 1412
- (5) 谷口, 振動工学ハンドブック (1976), 270, 養賢堂
- (6) Arneloft, CIMAC (1981), GT 22
- (7) The International Nickel Company Inc., NIKEL BASE ALLOYS, (1968), 8

お 知 ら せ

技術情報センター委員会

日本ガスタービン学会技術情報センターでは、ガスタービン関連の技術資料を収集して参りましたが、旧学会事務局に全てを保管するだけの余裕がなかったために、その一部が前委員長等に預けられておりました。今回学会事務局の移転に伴い、資料保管の余裕ができましたので、これらの中から会員に利用していただける可能性が高いと考えられるものを学会事務局に移しました。

現在保管されている資料には、日本ガスタービン学会で発行した会誌、講演論文集、講習会資料の外、下記のようなものがありますので御利用下さい。

- 1) ASME-GT Paper : 1959 ~ 1964, 1966 ~ 1973, 1976
(但し、年度によっては欠損している部分もある)
- 2) Gas Turbine International : 1960 ~ 1976
- 3) Turbo Machinery International : 1977 ~ 1980
- 4) РЕФЕРАТИВНЫЙ ЖУРНАЛ : 1980 ~
- 5) ターボ機械 : 1979/1 ~
- 6) 航空技術 : 1979/1 ~
- 7) 神津正男 航空ガスタービン資料集 : 1936 ~ 1970 (会誌 Vol. 4, No. 15, 1976/12 にその内容が紹介されている)
- 8) Sawyer's Gas Turbine Catalog : 1963 ~ 1976
- 9) 大学の紀要, 研究所の報告等
- 10) 各種カタログ

なお、会員御所持の資料で下記に該当するようなものがございましたら、既存資料のみならず、将来にわたって、その別刷等を学会に寄贈して下さいますようお願い申し上げます。

- 1) 研究所および会社の技報等でガスタービンに関連あるもの。
- 2) 会員が本会以外で発表したガスタービン関連の文献。

(日立機研) 服部 敏雄, 岡本 紀明
(日立土浦) 森 靖

1. 緒言

ガスタービン、軸流圧縮機等に使われる動翼ダブテール部は、単に動翼の遠心力に対する保持のみでなく、動翼の振動に対する減衰部位としても重要な働きをすることは一般に言われており、種々報告されてきたが、⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾この部分のすべり挙動、それに伴う振動減衰機構については、現象が複雑で従来ほとんど解析されていなかった。また、このすべりとからんで、このダブテール接触部でのフレット疲労についても、特にジェットエンジン等の軸流圧縮機で報告されている⁽⁴⁾が、遠心力、曲げ振動力両負荷を含めた応力解析をもとにした詳細な強度評価についてはほとんどなされていない。このたび、著者らは、このダブテール部に引張力（遠心力に相当）、曲げ力（振動力に相当）両者を複合負荷できる試験装置を製作し、複合負荷下でのダブテール部の変形挙動、すべり挙動を実測した。これらの結果と、接触問題応力解析用 FEM プログラム⁽⁵⁾を用いた変形、すべりの解析結果、及び簡易解析式を用いた解析結果との比較を行い、遠心強度、動翼振動減衰、フレット疲労等を考慮したダブテール形状の最適化に関して考察を行った。

2. ダブテール部引張、曲げ複合負荷試験

2-1 実験装置 図1に本研究のために製作したダブテール複合負荷試験装置の概略図を示す。ダブテール部材、ダブテール溝部材は、それぞれ実機のブレード素材、ロータ素材に対応させ、SUS 403, SNCM 439とした。ダブテール部を溝部に挿入後、ダブテール板状部（ブレード部に相当）の先端をチャックにはさみ、遠心力に相当する引張力は10tのアクチュエータで負荷し、振動力に相当する曲げ力は5tのアクチュエータで負荷する。両負荷は互いに干渉しないように二本の連結ロ

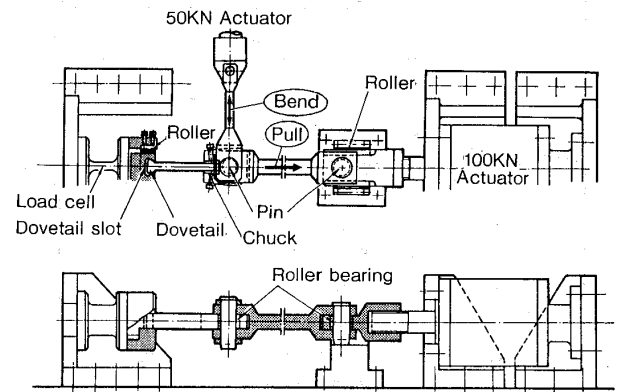


図1 ダブテール複合負荷試験装置

ドを三本のピンで結びつけたリンク機構になっている。この三本のピンはいずれもローラベアリングで受けられており、ピン部での摩擦を極力減らしている。ダブテール溝部試験片の両サイドは、ローラによって横方向拘束、径方向自由の対称軸となるようにした。引張力および曲げ力はロードセルによって検出しており、制御はいずれも閉ループサーボ制御で行っている。変形およびすべりの測定は図2に示す如く、ダブテール溝コーナ部にひずみゲージを貼り、かつ、ダブテール上部A点にギャップセンサーを設けて行った。いずれの位置も後のF

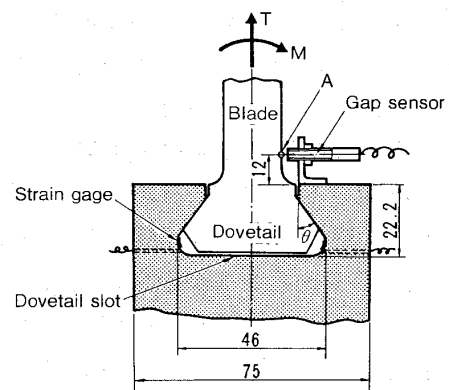


図2 ダブテール応力、すべり挙動測定法

(昭和57年8月26日原稿受付)

EM解析の対象点と一致させた。

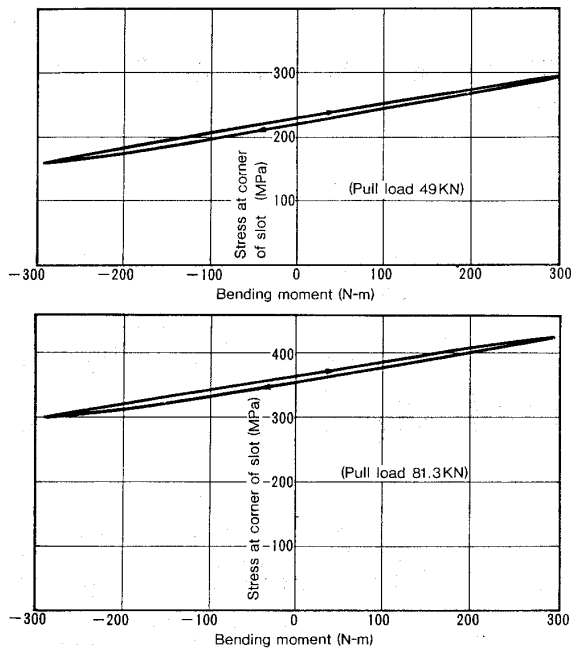


図3 ダブテール溝コーナ部の応力履歴

2-2 ダブテール溝コーナ部応力 図3に遠心力に相当する引張力49 kN, および81.3 kN下での曲げモーメントによるダブテール溝コーナ部の応力履歴を示す。ここで曲げモーメント300 N-mは, ブレード根元に加わる曲げ応力が素材疲労限の半分程度になる負荷条件に相当する。曲げモーメントの負荷により左右のダブテール肩部に加わる負荷に差ができ, 図のように溝コーナ部応力も変動する。また, 繰り返し曲げ負荷を受ける際のダブテールと溝間の接触面での微小すべりによると思われる不可逆現象によりわずかのヒステリシスを描く。この実験結果により, ブレード振動あるいはガス曲げによりブレード根元に加わる曲げ応力に対するダブテール溝コーナ部応力の増分の比は3:1程度となることがわかった。

2-3 すべり挙動及びすべり限界 図4に同様な引張負荷下での曲げモーメントによるダブテール上部A点(図2参照)の変位履歴を示す。いずれの場合も曲げモーメントが小さい間はすべりによるヒステリシスも小さいが, 曲げモーメントがある範囲を越えると, 相対すべりが急上昇し, 大きなヒステリシスを描くようになる。この臨界曲げモーメントは, ダブテールと溝間のすべりが,

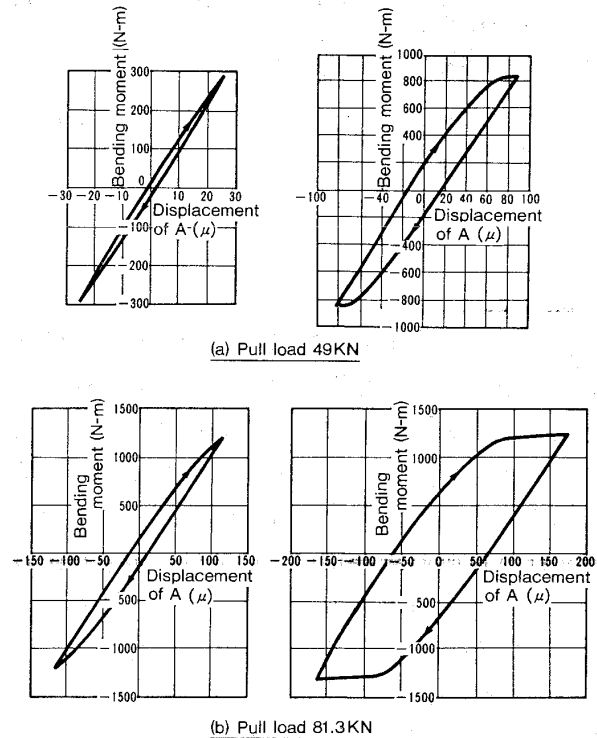


図4 ダブテールすべり挙動

局部すべりから全面すべりに移る点と考えられ, これはブレードの振動減衰にとっても重要な遷移点となるが, 全面すべり領域ではフレットング等の問題もあり, これらの検討も必要となる。図5にこの全面すべり限界曲げモーメント M_s と引張力 T の関係の実測結果を黒丸で示す。全面すべり限界曲げモーメントは引張力に比例することがわかる。

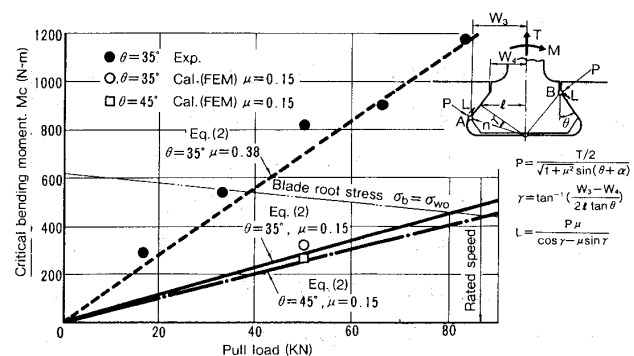


図5 全面すべり限界の実験結果と計算結果の比例

3. ダブテール部の接触問題 FEM解析

前章の実験でダブテール部の変形, すべり挙動

の概略が把握できたが、今後タブテール形状の影響を含めた詳細な検討をするため、接触を考慮したFEM解析を行う。図6にその要素分割図を示す。

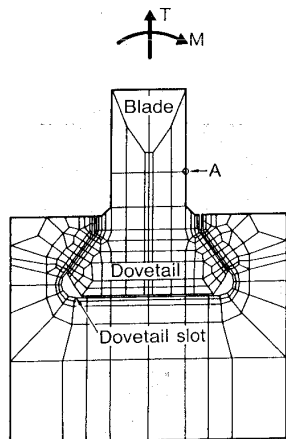


図6 FEM要素分割図

3-1 すべり挙動及びすべり限界 図7～図9に種々のタブテールのすべり挙動のFEM解析結果を示す。いずれも引張力49 kN、曲げモーメント±294 N-mとした。図7は肩角度 θ が 35° の場合の解析結果で、図10に示す実験結果との比較により、摩擦係数 $\mu = 0.15$ を用いた。以後の解析でもこの値を使う。図7には接触面のすべり状況の図も示すが、この(II)の状態の変形の拡大図を

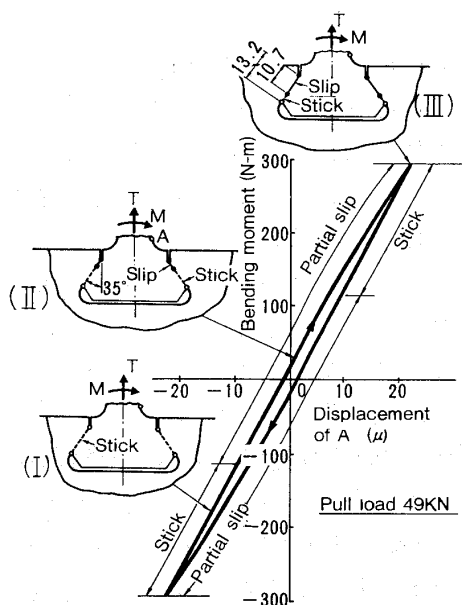


図7 すべり挙動解析結果($\theta = 35^\circ$)

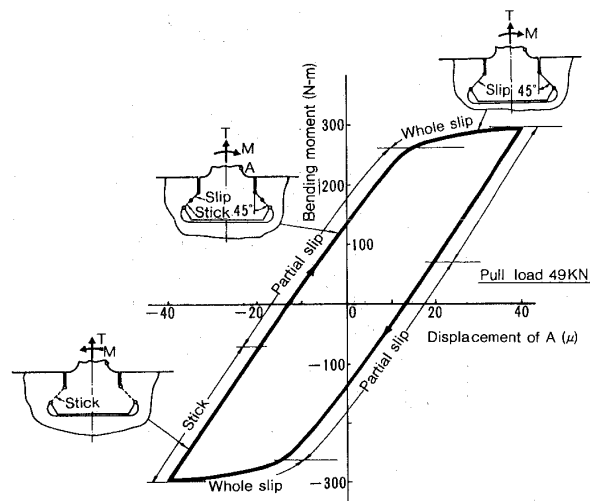


図8 すべり挙動解析結果($\theta = 45^\circ$)

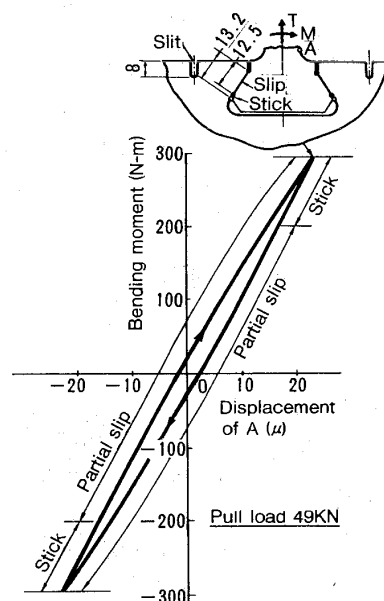


図9 すべり挙動解析結果($\theta = 35^\circ$, 外周スリット)

図11に示す。図8は θ が 45° の場合で、図7と比較して全面すべり限界曲げモーメントが低く、ヒステリシスも大きく、高いブレード振動減衰能が得られることがわかる。その他の形状的な改善によってこのヒステリシスを増大させるべく検討した一例が図9に示すホイール外周にスリットを設けた場合である。このスリットによりタブテール溝部の剛性を下げ、上部接触端部の面圧を下げ局部すべりの発生点を下げるとヒステリシス面積は増

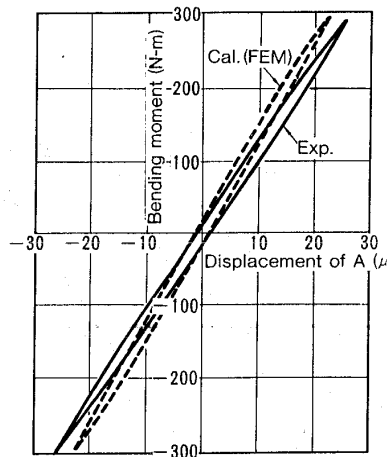


図10 ダブテールすべり挙動
(引張力49KN)

大し(図7に比べ約50%増大)全面すべり発生点も若干低下することがわかった。全面すべりの発生点について肩角度 θ が 35° と 45° の場合の解析結果を図5上にプロットすると○と□の如くなった。解析結果は実験結果に比べかなり低くなっているが、この原因については次章で詳しく述べる。

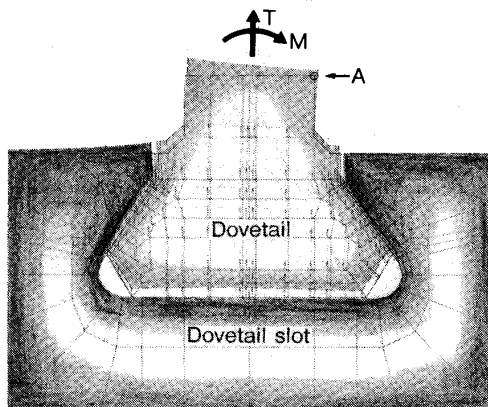


図11 ダブテールの変形, すべり状態

3-2 ダブテール面圧分布及びダブテール溝応力分布 図12, 図13に肩角度 θ が 35° , 45° のダブテールの面圧分布及び溝部応力分布の解析結果を示す。いずれも破線は引張力(49KN)のみ負荷した場合, 実線は引張力と曲げモーメント(294N-m)を複合負荷した場合を示す。 θ が 45° の場合は, 35° の場合に比較して接触端での面圧集中が激しいが, 溝コーナー部での最大応力は大差ない。図には実験結果もプロットしたが, いずれも解析

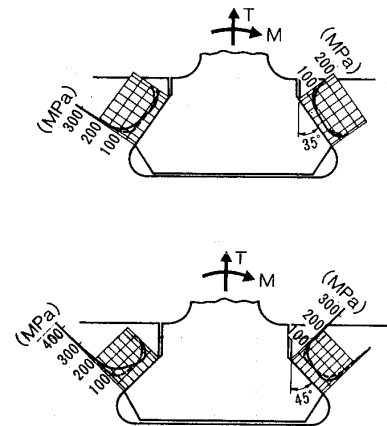


図12 ダブテール面圧分布

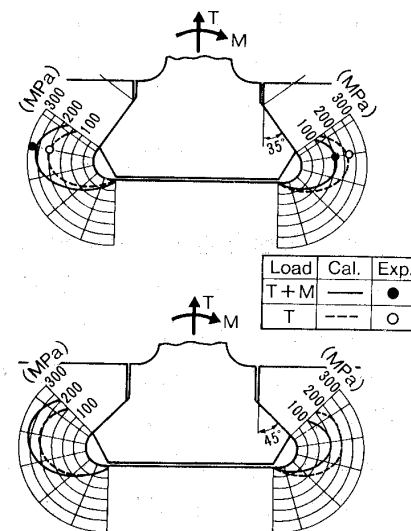


図13 ダブテール応力分布

結果によく一致している。図14はフレットングの最も心配される下部接触端の, 曲げモーメントによる応力変動を示したもので, (b)図のように途中から全面すべり状態になる場合は, その全面すべり発生点でピークを示し, 全面すべり領域では逆の傾きになることがわかる。このため, 曲げモーメントの変動に伴う接触端の応力変動分は, 全面すべりによって大幅に増大することがわかる。本解析結果では約2倍にまで増大している。

4. ダブテール部の変形, すべりの簡易解析法

ダブテール部の応力分布, すべり挙動については先の接触問題FEM解析によってかなり詳細な領域まで解析を行うことができたが, 今後さらに形状の最適化の検討を進めるに際し, ある程度簡単な解析式があると傾向が予測でき非常に都合が

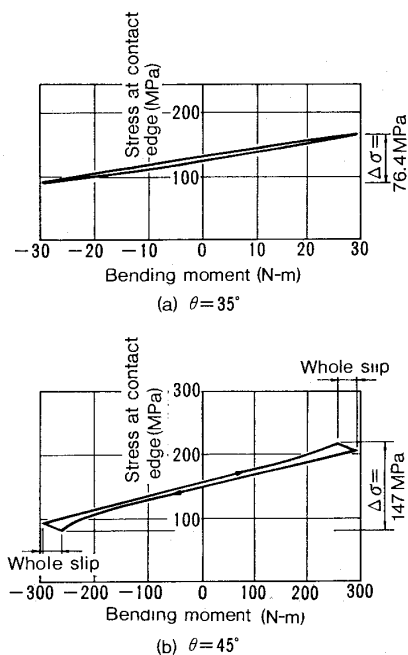


図14 ダブテール溝接触端応力変動
(引張力49 KN)

いい。ここではその第一歩として接触面での接触面圧を集中荷重に置き換えて以下の如く、ダブテール溝コーナ部応力、すべり限界について検討を行う。

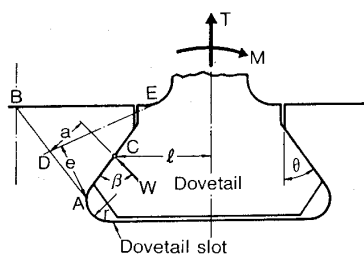


図15 簡易解析用各種パラメータ

4-1 ダブテール溝コーナ部応力 ダブテール溝肩部を厚肉の不均一断面片持梁と考え、Heywood⁽⁶⁾らの導いた厚肉短梁に対する応力計算式を利用する。この計算式は図15に示す形状パラメータを用いて次式の如く求まる。

$$\sigma_A = \frac{W}{t} \left[1 + 0.26 \left(\frac{e}{r} \right)^{0.7} \right] \left[\frac{1.5a}{e^2} + \frac{\cos \beta}{2e} + \frac{0.45}{\sqrt{be}} \right] \dots (1)$$

W; 集中荷重, β ; 荷重線と接触面のなす角, a ; D点から荷重線への垂線の長さ, e ; A点か

ら梁中心線(DE)への垂線の長さ, t ; 厚さ, r ; 溝コーナ部曲率半径, b ; AB間距離, A ; 対象とする最大応力発生位置, B ; 隣接ダブテール間の中心点, この式を先の肩角度 θ が 35° と 45° のモデルに適用した計算結果を図16に破線で示す。実測結果, FEM解析結果(図中実線で示す)に見られるすべりによるヒステリシスについては求まらないが, 曲げモーメントによる変動も含めた溝コーナ部の応力予測は(1)式で充分可能であることがわかる。

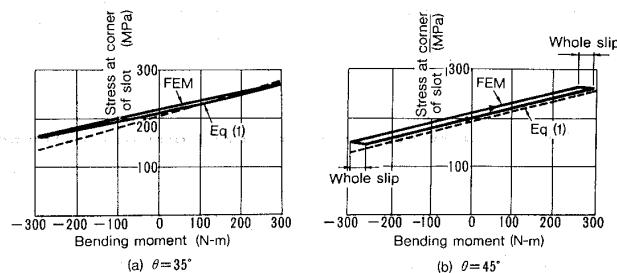


図16 ダブテール溝コーナ応力の
計算結果の比較(引張力49KN)

4-2 すべり限界曲げモーメント 図12からわかるように、ダブテールに曲げモーメントが加わった場合の面圧分布は、曲げモーメントを図示の方向にとると左下部, 右上部の接触端に極端に集中することがわかる。従って、すべり限界の算出に当っては、図17に示すA点, B点に全負荷を集中させて、この点でのすべり条件を全面すべり条件とすると、全面すべり限界曲げモーメント M_c は次式で示される。

$$M_c = \frac{\ell \cdot T \cdot \mu}{\sqrt{1 + \mu^2 \sin(\theta + \alpha) \cdot \cos \theta} \cdot \cos \gamma (\cos \gamma - \mu \sin \gamma)} \dots (2)$$

ℓ ; ダブテール中心線と接触中心点の距離

α ; 摩擦角 ($= \tan^{-1} \mu$)

γ ; 回転中心点とA点(又はB点)を結ぶ直線と、回転中心点と接触中心点を結ぶ直線のなす角

ここで、回転中心点は、接触中心点を通る接触面の垂線とダブテール中心線との交点。

この式を実験及びFEM解析に用いたモデルに適用し、比較した結果を図5に示す。式(2)の計算

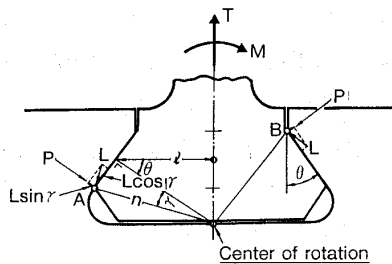
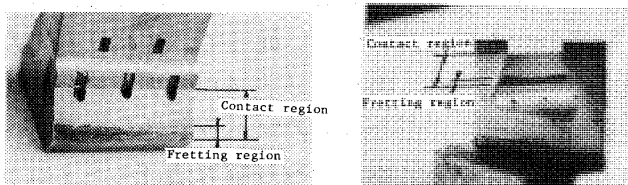


図17 すべり限界算出用モデル

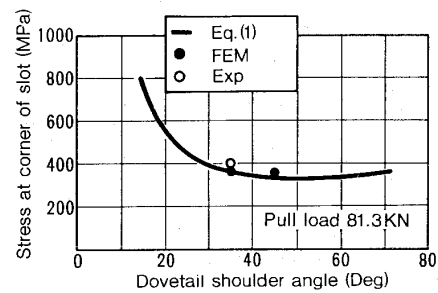
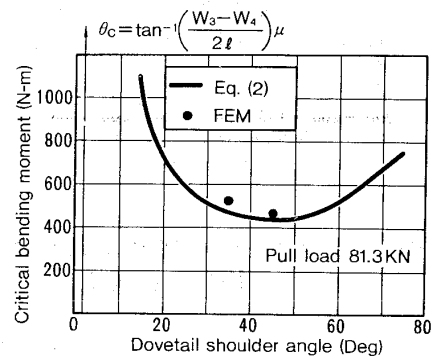
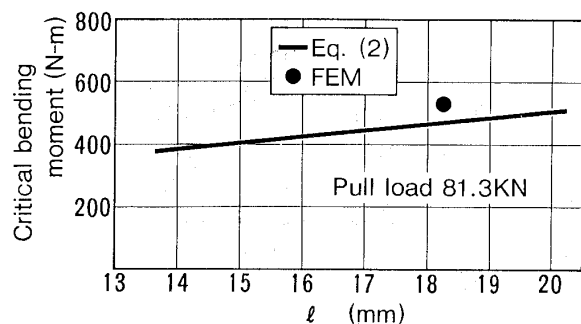
結果はFEM計算結果とよく一致している。これらの計算結果が実験結果に合わない理由は、この実験のすべり限界点が数十回の繰り返しすべり後のヒステリシスループのかなり安定した状態での値であることから、この間に特に面圧の高い最終すべり点になる接触端下部での表面条件の変化（フレットング損傷、表面粗さの増大等）が起きたためと考えられる。写真1にその下部接触端近傍フレットング損傷部の状況を示す。高い面圧下での相対すべりにより摩擦係数は0.7程度にまで上昇するという実験結果もあり⁽⁷⁾⁽⁸⁾本実験結果を式(2)に合わせた場合の摩擦係数 $\mu = 0.38$ （図5の破線）は損傷面の摩擦係数としては充分妥当な値と考える。



(a) ダブテール側 (b) 溝側
写真1 接触面フレットング損傷部

5. 最適化の検討

前章で導いた簡易解析式(1), (2)を用いたダブテール形状の最適化について検討する。図18にダブテール溝コーナ部応力の、肩角度 θ による変化の計算結果を示す。 θ が 35° 以上ではほぼ一定となるがその中でも 50° 程度で最小となることがわかる。また黒丸、白丸で示したFEM解析結果、実験結果ともかなりよく一致している。同様に全面すべり限界曲げモーメントの肩角度 θ およびダブテール中心線から接触面中心までの距離 ℓ による変化

図18 ダブテール溝コーナ応力の θ による変化($\mu = 0.15$)図19 全面すべり限界曲げモーメントの θ による変化($\mu = 0.15$)図20 全面すべり限界曲げモーメントの ℓ による変化($\mu = 0.15, \theta = 35^\circ$)

を図19, 図20に示す。 θ に関しては、 45° 近辺で最小値をとっている。黒丸で示すFEM解析結果とも比較的良好一致している。図の θ_c は、これ以下ではいくら曲げモーメントを増大しても全面すべりが起こらない限界角度を示す。また ℓ に関しては、ほぼ比例関係にあることがわかる。このような形状パラメータの変更によってブレードに加わる振動力（曲げモーメント）がブレード根元応力に換算してブレード材の疲労限度程度になったら全

面すべりになるように調節すれば、これ以上の振動力に対しては急激に減衰能が増大することになり、サージング、ストール等非定常運転にも信頼性の高いブレード——ダブテール構造を得ることができる。フレットングの問題については、本研究に用いたモデルの範囲内では特に問題にはならなかったが、今後、より減衰能を上げるべくすべり限界を下げていった場合に検討が必要になろう。

6. 結 言

動翼ダブテール部の遠心力、曲げモーメント複合負荷下の変形挙動、すべり挙動に関して実験的、解析的な検討を行い下記の結論を得た。

(1)複合負荷下のダブテール溝コーナ部の応力変動を容易に予測できる簡易解析式を誘導し、その妥当性を実験、FEM解析で確認した。

(2)ダブテール接触部のすべり挙動を接触問題FEM解析により予測し、実験により確認した。これによりダブテール部のすべりによるブレード振動減衰の定量的予測が可能となった。

(3)限界すべり曲げモーメントを容易に予測できる簡易解析式を誘導し、その結果を実験結果、FEM解析結果と比較した。これにより、接触端部の面圧の高い領域ではフレットング損傷のため摩擦係数が上昇するが、簡易解析式では見かけ上摩擦係数 0.38 として充分精度よく限界すべり曲げモーメントを予測できることが確認できた。

(4)溝コーナ部応力の簡易解析式、すべり限界曲げモーメントの簡易解析式をもとにダブテール形状の最適化の検討を行い、肩角度 θ が 45° 程度が、溝強度、ブレード振動減衰とも最適であることがわかった。

今後、接触端部の摩擦係数の変化をも加味した接触問題FEM解析を行い、そのすべり挙動、接触応力の予測精度を向上し、ブレードダンピング、フレットング疲労強度の定量的な予測を行う予定でいる。

参 考 文 献

- (1) Shannon, J. F., R. A. F. Reports and Memoranda, No. 2226 (1945)
- (2) Hanson, M. P., ほか 2 名, Proc. Soc. Exp. Stress Analysis 10, 2 (1953) 103
- (3) 宮地, ほか 4 名, 航空宇宙技術研究所報告, TR-218(1970-10)
- (4) Johnson, R. L., & Bill, R. C., NASA TMX-71606 (1974)
- (5) 岡本, 機械学会論文集, 43-374 (昭 52-10) 3716
- (6) Roark, R. J., & Young C. W., Formulas for Stress and Strain, 5th ed. (1975) 187, McGraw Hill.
- (7) 服部, ほか 3 名, 機論 (A 編) 47, 415 (昭 56-3) 264
- (8) 遠藤, ほか 2 名, 機論 39, 326 (昭 48-10) 2915

第 11 回セミナー資料在庫のお知らせ

好評につき第11回セミナー資料を増刷致しました。
残部僅少につきお早めにお申し込み下さい。

1 部 5,000 円 (送料共)

面すべりになるように調節すれば、これ以上の振動力に対しては急激に減衰能が増大することになり、サージング、ストール等非定常運転にも信頼性の高いブレード——ダブテール構造を得ることができる。フレットングの問題については、本研究に用いたモデルの範囲内では特に問題にはならなかったが、今後、より減衰能を上げるべくすべり限界を下げていった場合に検討が必要になろう。

6. 結 言

動翼ダブテール部の遠心力、曲げモーメント複合負荷下の変形挙動、すべり挙動に関して実験的、解析的な検討を行い下記の結論を得た。

(1)複合負荷下のダブテール溝コーナ部の応力変動を容易に予測できる簡易解析式を誘導し、その妥当性を実験、FEM解析で確認した。

(2)ダブテール接触部のすべり挙動を接触問題FEM解析により予測し、実験により確認した。これによりダブテール部のすべりによるブレード振動減衰の定量的予測が可能となった。

(3)限界すべり曲げモーメントを容易に予測できる簡易解析式を誘導し、その結果を実験結果、FEM解析結果と比較した。これにより、接触端部の面圧の高い領域ではフレットング損傷のため摩擦係数が上昇するが、簡易解析式では見かけ上摩擦係数 0.38 として充分精度よく限界すべり曲げモーメントを予測できることが確認できた。

(4)溝コーナ部応力の簡易解析式、すべり限界曲げモーメントの簡易解析式をもとにダブテール形状の最適化の検討を行い、肩角度 θ が 45° 程度が、溝強度、ブレード振動減衰とも最適であることがわかった。

今後、接触端部の摩擦係数の変化をも加味した接触問題FEM解析を行い、そのすべり挙動、接触応力の予測精度を向上し、ブレードダンピング、フレットング疲労強度の定量的な予測を行う予定でいる。

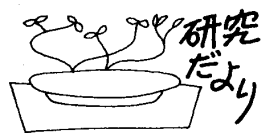
参 考 文 献

- (1) Shannon, J. F., R. A. F. Reports and Memoranda, No. 2226 (1945)
- (2) Hanson, M. P., ほか 2 名, Proc. Soc. Exp. Stress Analysis 10, 2 (1953) 103
- (3) 宮地, ほか 4 名, 航空宇宙技術研究所報告, TR-218(1970-10)
- (4) Johnson, R. L., & Bill, R. C., NASA TMX-71606 (1974)
- (5) 岡本, 機械学会論文集, 43-374 (昭 52-10) 3716
- (6) Roark, R. J., & Young C. W., Formulas for Stress and Strain, 5th ed. (1975) 187, McGraw Hill.
- (7) 服部, ほか 3 名, 機論 (A 編) 47, 415 (昭 56-3) 264
- (8) 遠藤, ほか 2 名, 機論 39, 326 (昭 48-10) 2915

第 11 回セミナー資料在庫のお知らせ

好評につき第11回セミナー資料を増刷致しました。
残部僅少につきお早めにお申し込み下さい。

1部 5,000円(送料共)



「川崎重工における産業用中小型 ガスタービンの研究開発について」

川崎重工(株) ジェットエンジン事業部 杉 本 隆 雄

1. まえがき

川崎重工では昭和46年に産業用ガスタービンの自社開発に着手して以来、昭和51年に発表したPU200発電設備用のS1A型ガスタービンをはじめ30PS級から4000PS級までの12機種をシリーズ化し、現在までの総受注・納入台数は600台を越え事業として確立するに至っている。この間、昭和52年には建設大臣賞、昭和53年には日本機械学会技術賞、昭和57年には日本ガスタービン学会技術賞を受賞している。

現在、当ジェットエンジン事業部では技術研究所と共同で、これらガスタービンの高性能化と信頼性向上に関する基礎及び応用研究として空力、燃焼、材料、振動、潤滑などの広範囲にわたる分野で以下に述べるような研究開発を進めている。

2. 遠心圧縮機の研究

ガスタービンのタービン入口温度は上昇の一途をたどっているが、これを熱効率の向上に結び付けるために高圧力比の圧縮機が要求される。

当事業部では2軸ガスタービンを駆動源とする1400PS/53000rpmの圧縮機単体試験装置(図1)を用いて、遠心2段で圧力比14、空気流量2.2kg/sのモデル圧縮機を試作し(図2)、各種インペラ及びディフューザの組合せによる性能測定を行って、インペラの翼面負荷分布やディフューザ形状が断熱効率やサージ特性に及ぼす影響を評価し、実機設計に反映している。

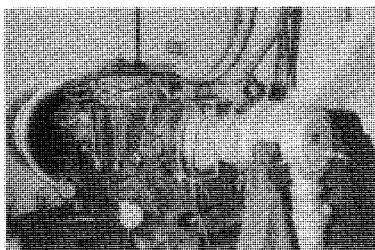


図1 圧縮機単体試験装置

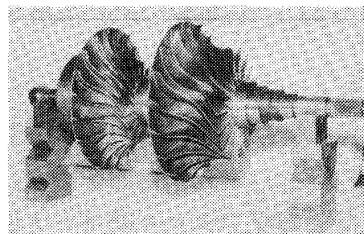


図2 モデル圧縮機のロータ・アセンブリー

また最近ではチタン合金製でインペラ周速が、600m/sに及ぶ圧縮機を試作し、単段で圧力比7を得て将来の一層の高圧力比化に備えている。

3. 空冷タービンの研究

タービンについては空力性能の研究と併せて、要素研究として最高出口温度1300℃の高温風洞実験装置及び2次元翼列試験装置(図3)を使用して翼冷却技術の研究を行っている。

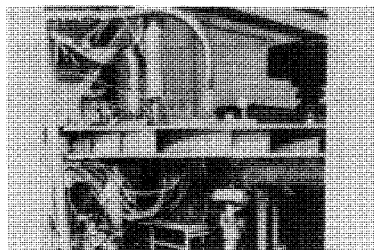


図3 空冷翼の2次元翼列試験

対流冷却による空冷翼は既に新型の2000PS級M1A-03型ガスタービンの第1段動・静翼に実用化されており、現在は一層の冷却効率の向上を目指してインピンジメント及びフィルム冷却の翼の要素研究に取り組んでいる。

4. 燃焼器の研究

燃焼器については燃料の多様化、低NO_x化などが課題となっている。

前者では天然ガス、メタノール、液化ブタンなどについて実機エンジン及び燃焼試験装置を使用して着火性能、燃焼効率、排ガス特性などの評価を行なうと共に顧客の要望に応じて、試験の成果

(昭和58年2月16日原稿受付)

を製品に応用している。

低 NO_x 化については近年排気ガスの総量規制が実施され重要課題となって来ており、当社でも水噴射(図4)、予燃焼室式燃焼器、予混合燃焼器、可変機構による空燃比制御型燃焼器などの研究を実施し、特に水噴射は高い実用性を得ている。

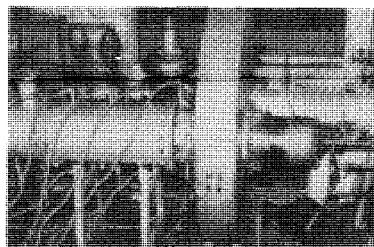


図4 水噴射燃焼試験装置

5. 材料に関する研究

ガスタービンの寿命に関し Na_2SO_4 などアルカリ金属塩による高温部材のホット・コロージョンが重要であり、産業用では特にS分を多く含む低質燃料が使用されるため海上雰囲気では問題となる。この対策としてタービン翼についてアルミニウムを主成分とする拡散被膜コーティングなど各種のコーティングを開発し、ホットリグ試験装置(図5)による $900^\circ\text{C}/1000$ 時間の連続暴露試験を行ってその実用性を評価している。

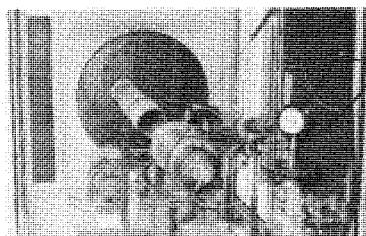


図5 ホットリグ試験装置

またタービン動翼のクリープ・ラプチャー 寿命向上のため一方向凝固、単結晶など鑄造組織制御技術の研究開発を行っている。図6は一方向凝固翼と通常の等軸晶翼のマクロ組織の一例である。

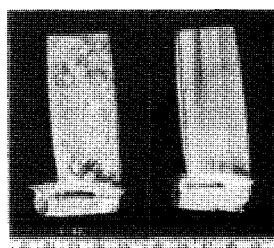


図6 一方向凝固(右)タービン動翼マクロ組織

6. 潤滑・振動に関する研究

高速軸受の負荷能力の向上、長寿命化、損失軽減などのため $40,000$ rpm の軸受試験装置(図7)を使用して、すべり軸受、テーパ・ローラ軸受などの実用化研究を実施しており TBO $30,000$ 時間を必要とする長寿命用途などに実用化している。

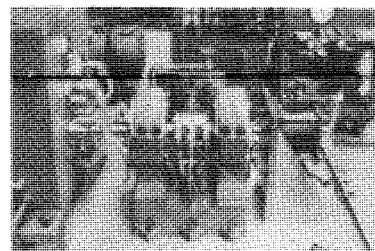


図7 軸受試験装置

また、応用研究の一例として、ガスタービン発電装置の耐震試験を日本内燃力発電設備協会と共同で実施している。図8はPU 250型発電装置を当社の大型加振台で試験したものであり、 180 kwの全負荷出力時に 1G の加速度に耐えることを確認し、地震に対する安全確保と共に設置工事の耐震設計のバックデータに供している。

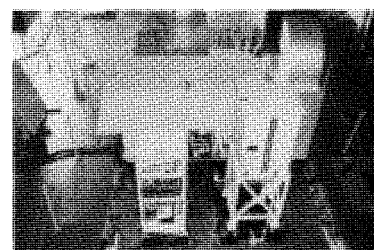


図8 ガスタービン発電装置耐震試験

7. あとがき

以上、川崎重工における産業用ガスタービンに関連する研究を概括的に紹介したが、当社では航空用ガスタービンの開発、船用ガスタービンの応用研究、高効率ガスタービンの開発にも参画しており、それぞれの分野で研究を実施していることを申し添えたい。

ガスタービンの性能及び信頼性の向上には目ざましいものがあり今後共に純国産ガスタービン技術の育成・向上に一層の努力を傾注したい。

出席者 浅野 正 晴(日本国有鉄道) 荒川 光 夫(東京電力)
 糸井 宇 生(川崎重工業) 宇治 茂 一(石川島播磨重工業)
 奥原 巖(東京芝浦電気) 梶浦 和 成(旭化成工業)
 久保田 道雄(日立製作所) 広岡 武 機(東京ガス)
 三 賢 憲 治(三菱重工業) 宮原 睦 夫(新日本製鐵)
 横田 伸 夫(日 揮)
 司 会 表 義 則(三井造船)
 記 録 遠 藤 肇(三井造船) 黒川 英二郎(川崎重工業)
 佐 藤 幸 徳(石川島播磨重工業) 宮 地 敏 雄(航空宇宙技術研究所)

宮地 今期第1回目の編集委員会で、ガスタービンを幅広く一層発展させるために、ユーザーの卒直な意見が聞ける座談会をぜひ開催しようという事が決まりました。今回は交通用を除いた用途について伺う事にしました。今日の座談会の司会は編集理事である三井造船の表氏にお願いする事にしております。

まずそれでは自己紹介をお願いします。

荒川 東京電力 火力部、建設・設計関係を担当しております。

宮原 新日本製鐵 設備技術本部、エネルギー輸送エンジニアリング本部に所属し、省エネ関係のプラントエンジニアリングを担当しております。

梶浦 旭化成、水島コンビナートのプラント建設、合理化工事関係をやっておりましたが、現在は企画管理部で働いております。

浅野 日本国有鉄道 川崎発電所、技術科で働いております。

広岡 東京ガス 工務部、地域冷暖房管理センター、地域冷暖房の運営管理を担当しています。

横田 日揮 デザインエンジニアリング本部 回転機械部、回転機械全部を担当しております。

久保田 日立製作所 火力技術部、国内のコンバインドサイクルを担当しております。

奥原 東京芝浦電気 火力タービン技術部、ガスタービン火力プラント関係をやっております。

宇治 石川島播磨重工業 陸舶ガスタービン事業部、ガスタービンプラントの基本計画、見積関係を主にやっております。

三賢 三菱重工業 タービン技術部、プラントエンジニアリングを主体にやっております。

糸井 川崎重工業 ジェットエンジン事業部 産業ガスタービン総括部、産業用ガスタービンの応用製品、主に発電機をやっております。

表 三井造船のエネルギーセンターでガスタービンを含む各種発電プラントの計画をやっております。今日はガスタービン学会の編集理事として、司会を務めさせて戴きます。

従来、日本のガスタービン市場は比較的小規模だった事もあり、メーカーは輸出指向であったが、近年、非常用の中小型ガスタービン発電機、大型コンバインドサイクル ガスタービン発電設備、製鉄や化学プラントのプロセスへ組み込みなど、ガスタービンの利用される例が国内でも増加して来ました。日頃ガスタービンを使用されているユーザーの方々に、利用者の立場から忌憚のない御意見を戴き、ガスタービンの発展を期したいと思えます。

最初に、現在各ユーザーで使用されていおますガスタービンについて、その概要を御説明戴き、それから議論に入りたいと考えます。

それでは電力業界の利用例について、荒川さんからお願い致します。

国内ユーザにも幅広く使われているガスタービン

荒川 私共は全体で8台使用しております。

30,000 kw が5台、12,000 kw が2台、それに7,500 kwの非常用が1台であります。

設置の動機や時期については、1965年の米国東

部に於ける大停電、昭和40年代の年間10%台の需要増と夏冬のピークが出始めたことにより、ピーク用および非常用を兼ねた発電用として、ガスタービンの投入を行いました。最初が昭和43年で、あとのものを昭和45～46年にかけて導入しております。御承知の様に、建設期間の短い事、建設コストの安い事などガスタービンは当時の状況に適したものとして寄与してくれたと考えています。オイルショックまではピークカット用で年間1,000時間程度の運転はしましたが、オイルショック後は稼働時間も減少しました。昭和50年代の第二次石油ショック後は、予備力として定期的なテスト運転を行っております。

建設を開始したものとしては、千葉県富津市の火力200万kwのコンバインドサイクル(100万kwが2系列)で、計14台のガスタービンを用いています。その運転開始は昭和60年後半の予定です。これは93,000kwガスタービンと50,000kwスチームタービンの1軸型タンデムのプラントで、排熱回収を行い、四国電力坂出の排気再燃を行う型式のものとは異なっています。

表 製鉄所では動力回収タービンやガスタービンが多数利用されておりますが、宮原さんいかがでしょうか。

宮原 高炉の炉頂圧回収タービン(TRT)発電については、全国で34基、鉄鋼業でトータル35万kwの設備容量に到っています。オイルショック直後の昭和49年10月以降普及し、日本の大型高炉にはTRTが設置されるようになっていきます。所謂ガスタービンでは当社の広畑製鉄所に灯油焚きのピークロード用、釜石製鉄所に高炉ガス(BFG)で600 kcal/Nm³の希薄なガスを用いたコンバインドサイクルのものが、鉄鋼業では副生ガスを利用したものとして世界で最初のものと思います。

運転されているTRTは高炉ガス中にミスト、ダスト等が多く、稼働率はおおよそ90%程度で、この種のガスを利用している割には高いと考えております。TRTについては歴史的にも浅く、技術的に確立されたものであるかどうかについて、ユーザーとしては多少疑問を持っております。釜石のコンバインドサイクルのものは昭和56年10月以降使用していますが、目下第2回目の点検中で、希薄ガスを用いるものとしては、ほぼ満足の出来るものと考え

えています。

表 製鉄プラントに続いて、化学プラントでの話を梶浦さんをお願い致します。

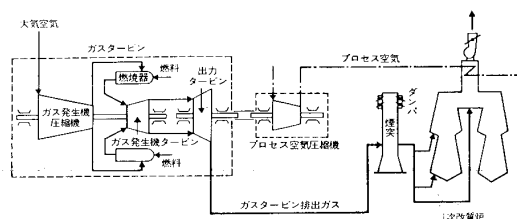


図1 アンモニアプラントの構成

梶浦 水島アンモニア工場では日本で最初にプロセス中にガスタービンを導入しております。昭和52年より計画されたもので、昭和55年3月に設備が完成し、目下稼働中です。御承知の様にアンモニアはN₂とH₂より合成しますが、N₂は空気を35kg/cm²まで圧縮して生成させており、この圧縮機の駆動にガスタービンを用いております。その排気ガスは1次リフォーマーという炉の燃焼用空気として使用し、複合再熱サイクルを構成させ、ガスタービン出力10,200kw(I.S.O.基準)の内8,500kwを圧縮機駆動力として利用しています。

燃料はガスタービンに対し、エチレンプラントのブタジエンを取った後のC₄留分とオフガスであるメタンリッチガスで、いずれも硫黄分や重金属分については問題が無いものです。年間2回運転休止しますが、これまで多少のトラブルがあったものの、これまで2年半使用して来ています。

表 東京ガスの広岡さんの方では沢山使用されておられますので、そのあたりの概要をお話戴きたいと思いますが。

広岡 東京ガスではガスタービン発電設備を都市ガス製造工場と事務所ビルで使用しており、それぞれ利用目的により、常用と非常用に分けられます。概略は表1に示される通りです。

根岸工場では当時都市ガス製造の主力がナフサ改質装置であり、瞬時の停電であっても装置は全面停止し、復電後の再スタートに時間を要したため、都市ガスの供給に支障を生じる恐れがありました。これを解決するためにガスタービン発電装置を導入し、常時買電とパラランする事で保安電力を含めた最低必要負荷に常時給電出来るように

表1 ガスタービン発電装置設置例(東京ガス)

	目 的	設 置 場 所	出 力 (kw)	燃 料	設置年
ガ ス 工 場	常 用	根 岸 工 場	8,230	天 燃 ガ ス	S. 45.
	非常用	袖ヶ浦 (東)工場	1,130	"	S. 48.
	"	"	1,130	"	"
	"	袖ヶ浦 (西)工場	1,500	"	S. 57.
	"	豊 洲 工 場	1,500	灯 油	S. 55.
事 務 所 ビ ル	常 用	浜松町 ビ ル	1,000	都 市 ガ ス 及 び A 重 油	S. 59.
	"	"	1,000	"	"
	非常用	"	1,000	A 重 油	"
	"	横 浜 展 示 場 ビ ル	150	灯 油	S. 55.

計画されました。またガスタービン排ガスによる排熱ボイラーを併設し、ガス化プロセスへの蒸気供給をする事で経済性も十分にありました。ところが都市ガス原料のLNGへの移行が進み、また都市ガスの熱量変更(製造ガス系から天燃ガス系への変更)が進むにつれて、前述のナフサ改質装置の重要度およびクイックスタートの必要性も相対的に低くなりました。さらに排熱利用による蒸気の仕向け先も少なくなったという状況もあって、昭和55年にこの装置は廃止致しました。

次に昭和59年1月完成予定の浜松町ビルで計画中のガスタービン発電設備は、1,000kwが3基あり、2基が常用で排熱ボイラーを併設し、1基は非常用としています。常用2基のうち1基は消防法に定められた非常用を兼ねています。常用発電装置の発生電力は全て同ビルで使用し、蒸気は芝浦地区で計画中の地域冷暖房に利用する事にしており、経済性のあるCo-generationプラントです。

工場および事務所ビルで保有している非常用発電設備は、保安用および、または防災用であり、ディーゼルに替えて使用しています。

運転実績については、いずれも所期の目的がトラブルも無く達成されております。またディーゼルエンジンよりはメンテナンス性も良く、使い勝手が良かったという印象を持っています。

表 次にガスタービンを取扱った経験の多い日揮の横田さん、メカドライブ用も含めてお話を伺わせて下さい。

横田 過去2回のオイルショックを通じて、オイルからガスへの関心が高まり、ガスプロセスおよびガス圧送用としてのガスタービンの応用が急増しました。石油精製においても、これまで常用はスチームタービンが、非常用はディーゼルエンジンが主流でしたが、次第にガスタービンの応用が高まりつつあります、さらに現存するガスタービンのモデルが要求される仕様に良くマッチしているという事実との相乗作用により、最近ではガスタービンの応用範囲が非常に広くなりました。既にメーカーにて開発したガスタービンモデルも大変多く、これらの中でも中心的と考えられるのは、1,000kw級、3,000kw級、6,000kw級、20,000kw級のサイトレーティングのものです。多くのプラントにおいて、燃料として天燃ガスの使用が可能であるという事実も、ガスタービンが推奨される理由の一つと考えられます。

スチームタービンはどちらかと言うと、その構成上、ボイラーとタービンという複雑さから、その運転および保守に職人芸的な要素を含む事も多く、特に開発途上国においては優秀な運転、保守要員の確保が難しく、難点ありとも考えられています。その点ガスタービンは極論すれば、スイッチ操作のみで要求する運転が出来るという事で、スチームタービンより好まれ、その結果として応用範囲が増加しているものと思います。

変わった応用の一例として流体触媒分解(FCC)用エキスパンダーがあります。これまでFCCから出る500~600℃のホットガスは、減圧してCOボイラーで焚いていましたが、この温度と圧力を有効に利用しようとホットガスエキスパンダーを設けて動力を回収し、既設のプラントでは発電機駆動、新設プラントではプロペラを駆動し、余力を発電機用出力にするという新しい傾向が見られるようになった事には注目しておく必要があると考えます。

表 国鉄の浅野さんは如何でしょうか。

浅野 所謂発電所用ガスタービンとしては、コンバインドで排ガスボイラー付きを1台のみ使用しており、関東一円の電車の電力供給用に応用して

います。ガスタービンは単機出力 100,000kw で、これをコンバインドサイクルとした場合の出力は 97,100 kw (ガスタービン) + 44,200 kw (スチーマービン) で総出力 141,300 kw のプラントとなっています。プラント系統図を図 2 に示します。

昭和 56 年 4 月から本格的営業運転をしており、2 回目の定期検査が先日終了したばかりです。運転実績については表 2 に示す通りですが、昭和 56 年度は朝夕のラッシュアワーに使用 (毎日起動停止) し、夜間は停止させました。定期検査時の記録では、昭和 56 年で 296 日に対し 297 回の起動回数と 4,000 時間/年の利用をしています。利用率につ

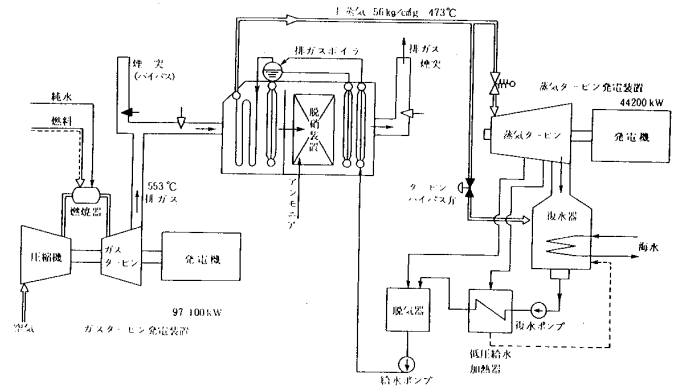


図 2 コンバインドサイクル
系統構成 (国鉄川崎)

表 2 川崎発電所 1 号機運転実績 (日本国有鉄道)

57 年 3 月末現在

項目 月別	発 電 日 数	発 電 時 間	発 電 量 MWH	発 電 量 MWH	所 内 比 率 %	起 動 回 数 回	灯 使 用 油 量 kl	灯 消 費 費 (送電) 油 率 l/KWH	効 率 %	率 %	利 用 率 %
4	29	443	45,949	45,112	1.8	29	11,762	0.261	38.5	37.8	53.7
5	26	305	30,500	29,922	1.9	26	7,919	0.265	37.9	37.2	34.5
6	28	378	38,178	37,462	1.9	30	9,847	0.263	38.2	37.5	44.6
7	28	411	40,597	39,821	1.9	28	10,491	0.263	38.1	37.4	45.9
8	29	400	41,267	40,502	1.9	29	10,522	0.260	38.6	37.9	46.6
9	23	273	26,013	25,495	2.0	23	6,824	0.268	37.5	36.8	30.4
10	19	271	27,490	26,977	1.9	20	7,035	0.261	38.5	37.8	26.1
11	総合機能検査 (10/21~12/4 45 日間)					—					
12	30	425	45,812	45,014	1.7	30	11,772	0.262	38.3	37.7	51.8
57 1	28	426	45,768	44,970	1.7	28	11,738	0.261	38.4	37.7	51.7
2	28	449	49,615	48,769	1.7	27	12,637	0.259	38.7	38.0	62.1
3	28	502	59,485	58,523	1.6	27	14,867	0.254	39.4	38.8	67.2
合 計	296	4,283	450,674	442,567	1.8	297	115,414	0.261	38.4	37.8	43.3

備考: 1. 灯油発熱量 11,000 kcal/kg 2. 定格出力は大気温度 15℃ のベース出力 (118,900 KWH) とした。

いては 15℃ ベースの出力に対し平均 40 数%, 効率については発電機端で約 38.4% を記録しています。これは他の汽力発電機よりも高いものと考えています。

特徴としてはコンバインドサイクルである事、起動停止を毎日 1 回やっており、このため操作員と制御用コンピューターで運転をしています。場所が川崎であるため、公害問題については排煙脱硝装置を排ガスボイラー中間部に用いており、ガスタービンに対してもウォーターインジェクションを行い、NO_x の低減を行っています。燃料は灯油

を用いています。

ガスタービン採用の動機

表 お話を伺いますとガスタービンも色々な用途に使われておりますが、次にその採用動機についてもう少し伺いたいと思います。国鉄では発電所を毎日起動させるというユニークな利用法と思いますが、採用された理由はどんなところにあったのですか。

浅野 初めての経験であったので、国鉄内部でも勿論詳細な検討は行いました。輸送力の増大による電鉄用電力の確保のため、設備更新の問題とし

て計画されました。また限られたスペースでの最大出力の獲得というのも主たる理由でした。建屋、取水路、放水路については既設の設備が利用出来るという点で、プラント自身の自由度もありました。

現在ガスタービンも含め4台の火力発電設備を持っていますが、3台は汽力で125,000kwおよび75,000kw。やはり毎日起動をやっていますが、その起動停止が容易で所要時間が短くて済むという事もガスタービン・コンバインド・プラントについて確認出来ました。効率についても、従来36%台であったものが、このプラントでは40%台が発揮出来るという事も確認出来た事、灯油燃焼、排煙脱硝、少い温排水処理、ウォーターインジェクションなど、公害対策型のプラントたり得た事など総合的にメリットがあったというのが採用理由と考えています。

表 製作者の立場から今のお話に対応し、どの様な点に留意され、このプラントをまとめられたのか久保田さんにお伺いしたいのですが。

久保田 ガスタービン、ボイラーそれぞれ単独の経験については問題が無い訳ですが、これらをコンバインドサイクル化した時に、1時間以内にスタートさせるという事で、制御装置の設計に神経を使い、コンピューターを導入しました。4号機の蒸気タービンの制御もコンピューターでやってはありましたが、このコンバインドサイクルについては、初めての経験ですから、シミュレーションを充分に行いました。実際のプラントでうまく制御出来るかどうかは、やはり心配でした。試験運転期間も長く取って戴き、バイパスダクトを用い、

ガスタービンの確認、そしてボイラーの確認という段取りで行いました。幸い大きなトラブルもなく。60分以内にプラント全負荷まで自動で起動する事が出来ました。また試運転時に各種のデータを取り、設計段階で行ったシミュレーションを検証することが出来たので、今後のこの種のコンバインドプラントのシミュレーションの精度が良くなると期待しております。

表 広岡さんの方は、地域冷暖房と非常用に採用されておりますが、同じ様にその動機についても少し御説明戴けませんでしょうか。

広岡 私共では常用と非常用は色分けして使用しております。常用では都市ガスの製造上、保安電力の確保が必要で、その上総合熱効率の向上のための排ガスボイラーが使用出来た事、また信頼性がディーゼルよりも高く、連続運転時間も長く、そしてメンテナンスが容易である事が採用理由でした。さらには同期発電機を用いる事により、受電力率を高める事も出来ました。大負荷容量起動がディーゼルより遥かに容易で、設置スペースがスチームタービンに比して小さい事などの評価もありました。非常用については経済性が二次的問題であり、買電の停電検出後のブラックアウトスタートの確実性もディーゼルより高いという事を考えれば、十分に評価出来ると考えています。

負荷起動容量については、袖ヶ浦の経験で、1,130kwで1,050kwの海水ポンプの起動が良好に出来るという点も付け加える事が出来ます。

表 中小型非常用のガスタービンを製造されている川崎重工の糸井さん、非常用として特に留意されているのはどのような事でしょうか。

糸井 私共では3,000KVA以下の小型の非常用、常用のものを扱っています。これまで皆様方の述べられた内容からみましても、ガスタービンの特徴をよく理解されて採用されていると考えています。起動信頼性、負荷投入能力、メンテナンスの容易さなどが非常用の分野での主たる採用動機ではないかと思えます。

私共の製品では非常用のものが国内で圧倒的な台数比率を占めていますが、これもユーザーの方々が、ガスタービンの特徴である、冷却水系統、潤滑油系統、その他一般に保守点検が容易という事を、その根拠にされている事は勿論ですが、メ



写真A 左より横田、宮原、荒川、広岡

ーカーとしては起動信頼性が最も重要であると考え、信頼性の向上のため燃料の着火性にポイントを置き、着火エネルギーの大きさは、点火プラグの形状は、燃焼器の大きさや形状は、という研究にも十分なる時間を費やしています。特に影響の大きい外気温についても十分な検討を行い、既に北海道では灯油と簡単な保温システムの採用により、 -39°C でも押ボタン一つで一発着火という様なガスタービン発電装置も納めております。つまりメーカーとしては、非常用に対しては起動信頼性が第一であると考え、起動方式までも含めた燃焼システムを重要点として開発を進めて来ました。

常用のものについては、燃費経済性の観点から日本国内ではCo-generationが採用されるという動向があり、ピークカット用の他、長期無開放運転のガスタービンも準備しております。常用発電所にガスタービンを使用するときは、所謂 NO_x の問題が発生しますが、この対策としては水噴射量を加減して NO_x 低減を図る燃焼システムも完成しています。さらに燃料としては一般に液体燃料(灯油、軽油、A重油)を使用しますが、この他に気体燃料(都市ガス、LNG)を使用出来るものを製作しており、両方の燃料を運転中に切換えて使用出来るシステムもあります。これは都市ガスで運転中、ガス圧が降下したり遮断された場合には自動的にA重油に切換え、運転の継続が出来、発電所としての信頼性を高める事になります。

表 化学プラントのプロセスの中にガスタービンをを用いるというのは、国内ではまだ珍しいケースですが、御使用になった動機はどのようなのでしょうか。

梶浦 私共のアプリケーションに刺激されて、アンモニア業界でガスタービンの使用を検討するところも出て来ました。今回の複合サイクルは既存設備システムの改造であり、ガスタービンの型式が決まっているという点から適用機種が限定されてしまう事になります。つまりプラントシステムとガスタービンとのマッチングが、ある意味で意的に決まってしまうとも言えます。逆に適合するガスタービンが無ければ、この様なアプリケーションは考えられないという事になります。

私共の場合、コンプレッサー用動力8,500kwで、リフォーマーに必要な燃焼用空気量とガスタービ

ンの排ガス流量とがたまたまマッチしたとも言えますが、同業他社の場合には、この様にうまくマッチせずずれるのはないでしょうか。勿論それだけの理由で採用した訳でも無く、別の要素として信頼性(ケミカルプラントでは安定連続運転が命題で、常用信頼性が最大の関心事であり、この種のガスタービンがその意味から、ほぼ技術的に完成域に達しているものと評価しました)、および NO_x 排出量の制限(採用前の値を越える事が許されない状況下にある)という2点がクリア出来た事も重要でありました。

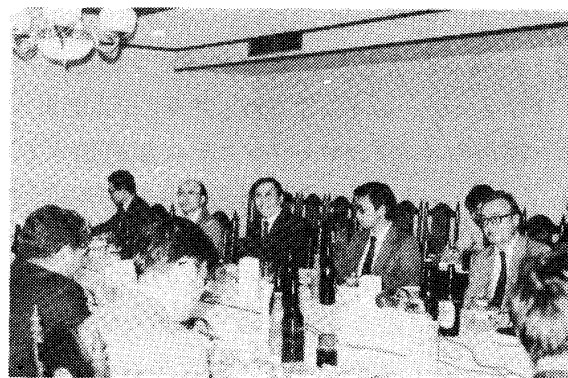
表 つまりガスタービンのあるモデルにたまたま当てはまるものがあって決まるという事になった訳ですね。逆にユーザーとしてはプラントに合わせたガスタービンが欲しいという事になる訳ですね。

梶浦 私共、この種のケミカルプラントのユーザーとしては、フレキシビリティのあるガスタービンの無い事が不満であり、アプリケーションを限定させていると考えていますが、デザインの自由度は無いのでしょうか。

は無いのでしょうか。

表 逆にメーカーとしては信頼性の確立された標準機を使って欲しいというのが本音ではないかと思いますが、この点メーカーの宇治さんの方はどうお考えでしょうか。

宇治 旭化成さんにお納めしたガスタービンは、寒冷地および熱帯地への適応を容易にするため、出力タービンの一段静翼の角度が可変となっており、この機能によって排ガ斯特性の調整が可能となり、先程話の出ましたプラントシステムとガスタービンのマッチングが満足のいく程度に達成さ



写真B 左より奥原、久保田、三賢、宇治、糸井

れ得たと考えております。従ってガスタービン本体そのものは信頼性の確立されたモデルであると言えます。

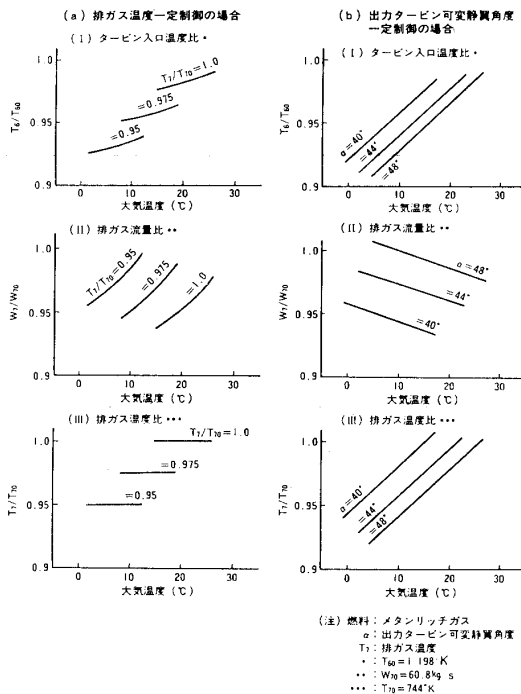


図3 空気圧縮機駆動S7形
ガスタービンの性能

そこで信頼性の向上において特に留意されたものは、本体装着の計装品、燃料装置などの各種付属装置および制御装置であります。それらの装置に対しては、ガスタービン本体の大幅な改造を要する部分を除いて、可能な限り、Two out of three の概念を導入し、信頼性の向上が図られると共に、各付属装置においてはプラント内の装置としての適合性が考慮されました。

制御装置の関係では、インターロックシステムの見直しが成されました。ガスタービンの導入により、リフォーマーのインターロックシステムにガスタービン独自のインターロックシステムが追加される事になり、インターロック項目の増大が逆に信頼性の低下を招く恐れがあるため、ガスタービン側のシステムを非常停止に進展する前の基礎要因段階での警報項目に重点を置いたシステムに変更しました。さらにインターロックシステムの一要素である燃焼器の炎検出器に対しても、信頼性確認がなされています。これは本プラントにおいて使用

される燃料が、発熱量の異なる二種類のガスの混合燃料であること、さらにNO_x低減のため蒸気が燃焼器内に噴射されることなどから、燃焼炎スペクトルの変化が予想され、炎検出器の信頼性の低下が懸念されたため、旭化成さんからの強い要望もあり、当社技術研究所において、実機用燃焼器により燃焼試験を行い、信頼性に問題のない事を確認しました。

なおプラントシステムとガスタービンのマッチングに関しては旭化成さんからもアイデアを戴き、私共の加熱炉担当にても検討した上で最適化が成されており、この様なプラントにおいてはユーザーとメーカーが一体となってシステムの最適化を図ることが重要であると考えております。

表 次に宮原さんに伺いたいのですが、ガスタービン用としてはある意味で特異なガス、即ち発熱量の低いガス、あるいはダーティなガスであるにも拘らず、ガスタービンを採用された大きな動機は何でしょうか。

宮原 先程、二機種について御説明しましたが、炉頂圧タービンについては製鉄所の外部支出の削減、即ち省エネルギーを実現したいことがその動機です。また、釜石製鉄所のコンバインドサイクル ガスタービンは、ここの発電所が昭和初期に建設されたもので、老朽化により設備のメンテナンスにかかる費用がかさむようになったため設備の更新を行うこと、またこの製鉄所の大部分の電力供給は東北電力より受けているが、風雪による送電線の切断に対して、製鉄所としての保安電力を確保するためです。更に、副生ガスを有効利用するため最低 600 kcal/Nm³ という低カロリー燃料を、高カロリー燃料による助燃をできるだけ少なくした高効率な発電をしたいという欲ばった動機でした。表 梶原さんのところではプラントに適合する標準機を有効利用されておりますが釜石製鉄所の場合は従来の標準になかった希薄ガスを燃料に使用するという意味でメーカーとしての信頼性確保等御苦労があったと思います。その辺について三菱重工の三賢さんいかがでしょうか。

三賢 私共は米国 Westinghouse 社と技術提携して5種類の標準生産機種を揃えております。ところが、新日鉄さんからの御要求はこの標準機種から外れるものであり、私共としては、当初尻ごみ

をしました。しかし、たつての御依頼で御引受けすることにし、BFGガスを燃料として如何にして1,000℃以上で安定した燃焼をさせ得るかと言う世界でも初めての技術に挑戦致しました。それで先ず私共はガスタービンの製作に先立って2年前に実BFGガスによる燃焼試験を行いました。この燃焼試験により、あらゆる運転状態で安定した燃焼を得るには他の燃料によるパイロット燃焼が必要だと言うことが分かりましたが、パイロット燃料量をユーザーさんの御希望に沿う所迄低減させるのに苦勞致しました。この様な試験はユーザーさんの御協力により実現できたもので、私共は非常に感謝しております。

このガスタービンは標準生産機種からスケール設計しており、又プラントとしては油燃料によるブラックスタートや運転中BFGガスから油燃料への自動切替等多岐にわたる機能を持たせております。試運転に入って私共が一番心配したのは600 kcal/Nm³の低カロリーBFG燃料での燃焼安定性で、特に、負荷しゃ断試験時に急激にBFG燃料を絞り込んだ時の燃焼安定性でしたが、火は消えずに安定した燃焼を保持できることが確認でき安心しました。本機は今年3月に運開し連続運転に入り、今定検をやっておりますが、良好な結果を得ております。

表 先程、東電・荒川さんのお話しでは当初はピークカット又は保安用として使用され、最近コンバインドサイクルによるベースロード用として使われるようになったとのことですが、今後もこの傾向が続いていくのでしょうか。

荒川 一般論で言えば、採用の動機はニーズとメーカー側がこれに応える製品を持っていることで成立するわけでありまして、ピーク及び非常用については、ガスタービンが正にこれに適合していることは先程お話し申した通りです。

大形コンバインドの部品としてガスタービンを採用するに至った動機については、オイルショック以降の燃料費の高騰、化石燃料の有限性に基づく燃料の有効利用という観点から効率向上の追求というニーズ、並びに、原子力発電の増加に対応した中間負荷、ピークの運用のため、起動停止性能、負荷追従特性が優れている必要性がでて来ておりこれにガスタービンが適するということでありま

す。しかし最も大きいのは、ガスタービンの高性能化——高温化に尽きるが——によりコンバインドサイクルが効率面で、従来汽力に対し大きく差が出てきたことです。更に、それに見合う信頼性に関しては、これまでの皆さんのお話しとは異なりますが、電力業界の信頼性評価の基準に照らしてみても、従来は必ずしも高いものではなかったように思う。それが近来、少くとも良質燃料に対しては確保できるようになってきた。また、近年の厳しい環境問題、特にガスタービンの弱点であったNO_x規制に対してスチームインジェクション・排ガス脱硝装置等コスト要因を含めても対応技術が確立してきたということで、我々も踏み切ったということになるかと思えます。

ガスタービン単体としての今後については、揚水との競合が問題になって来ると思えます。これはもう常識ですけれども、建設単価を高くしないで高性能化をはかる、NO_x対策を強化するといったことを乗り越えていければ、揚水との競合で優位に立つこともできると思えます。

ピーク対応については、汽力の近代化に伴う老朽火力の位置付けが済んでおり、揚水がピーク電力設備として需要増に見合った建設がされている現状であり、そのため、最近ではガスタービンの採用はあまり無いということになっています。

表 今迄のお話しを伺ってみまして、動機は種々ありますが、底流となっているのは定常運転、起動等における信頼性の向上、NO_x等公害対策技術の確立、またこれらを合わせて、回転機本来のメンテナンスの低コスト性が発揮されていると思われま

ユーザの評価と問題点の指摘

表 動機その他について伺ってまいりましたが、次の話題に移りたいと思えます。

実際に使用してみた結果、どう評価されているか、問題点等お話し頂きたいと思えます。また、メーカーとしてはそれにどう対応されていくかといった点についてうかがいたいと思えます。

日揮の横田さん、国内のみならず世界的にはガスタービンの現状の技術レベルがどのように評価されているとお考えでしょうか。

横田 プロセスへの機械の応用で最も大切なのはその信頼性であります。プロセスへ応用されたガ

スタービンは、プロセスを構成する一歯車にすぎません。最近の種々組合わさったプロセスでは、若しガスタービンが故障すると上流から下流まで波及する影響が大きい。それを防ぐためにバッファ効果を持った容量調整装置または予備機を持つと経済的効果を大きく損ってしまう。プラント全体のコストからみるとガスタービンはせいぜい15%程度しかないが、これがプラントの死命を制するのですから信頼性が最も重視されて選択されるわけです。この意味で、ガスタービンがプロセスに組込まれつつあるということは、蒸気タービン等他の動力と同等またはそれ以上の信頼性が認知されてきたと言えると思います。

また、特に強調したいことは、ガスタービンはシステムであって単なる機械ではない。本体は勿論、空気系、燃料系、燃焼系、出力系あり、また制御系、補機、付属装置で成立っている。特にプロト機の場合に、ガスタービン本体には最新技術が応用され細心の注意が向けられるが、他の補機系統がおろそかになり、これが足を引張り、ガスタービンシステムの信頼性を損っているのが現状だと思います。私共が保守的になるのはそこにあって実証された機械を使わざるを得ない理由は、システムの信頼性即ちプラントの経済性に繋がっているからです。

表 浅野さん、毎日起動停止をくり返すことはガスタービンにとっては厳しい条件であります、コンバインドであらゆる機器を含めたプラントとしての信頼性についてどう評価されていますか。

浅野 最初の半年で、第1回定検を行ったところで、その間のことを考えて見ますと、その前の汽力プラントと比較しても、問題は少ない。故障の件数もそうですが、負荷の制限等、その性質からいっても、問題は非常に少なかったですね。着火の失敗のお話がありましたが、私共初めての経験でしたので、特に注意しておりませんでした。運開後、見学者の方々から頻々その質問を受けて、これまでそんな問題があったのかと初めて知ったくらいで、全然それはありませんでした。

私共が意図したことは全て達成されました。これは、効率等、メーカーさんが内輪に見積られたことにもよると思いますが。

問題点というと、装備品の管理を厳しくしな

きゃならないこと、灯油に含まれる金属分、ゴミ等に対し非常に目の細かいフィルタが必要ですし、燃焼用空気についてサイトが川崎コンビナートの真中にあり、石炭ヤードと隣接しているためフィルタの汚れが多く、3ヶ月に1度取換えています。ユーザとしては、そこ迄しなくても多少これらが入っても、カロリーアップするくらいで……(笑)中々そうもいかないようですが。

表 東芝、奥原さんのところでも、大形コンバインドを手がけておられますが、浅野さんのお話についてどのようにお考えですか。

奥原 私共が、現在担当させて頂いています東電さんのプラントについては、幸いにして燃料としては良質なLNGですので、重金属等の問題は楽です。ただサイトが海岸に近いので、Na等の混入、ダスト等の大気からの混入に対し、フィルター関係に気を使っています。

表 燃料や大気の汚れはガスタービンの腐食、性能等に大きな影響があります。宮原さん、TRTの作動ガスはいわば汚れのかたまりであり、また大気についても製鉄所は、どちらかというところ程クリーンでない方だと想像するのですが……。

宮原 製鉄所も最近非常にきれいになっておりますが(笑)、BFGには5 mg/Nm³のオーダのダストを含んでいるし、これは水により直接冷却しますので、ミストがキャリーオーバーしてきます。このようなガスの条件が従来の回転機の常識からはずれた所で、ハードの設計・防蝕等はまだ完全に解決されていない領域です。メーカーさんの研究により、かなり成果をあげてはいますが、ブレードに現状では最上の材質のものを適用しても、尚問題があるように思います。

良かった点については、従来炉頂圧力をバタフライ弁で制御しておりましたが、TRTにより制御することになり、本来の高炉操業に影響がないか心配しましたが、従来のものと変らない成績が得られました。

表 新しい技術を採用するに当たって、事前の検討を充分行えばユーザの信頼が得られるまでに、技術レベルが達していると考えてよいですか。

三賢 確かに燃焼技術に関しては、理論計算や相似則が適用できず、机上の検討を実機に適用した時に裏切られることが多く、実燃料又は模擬燃料

で実機と同一条件下での燃焼試験で確認する必要があります。私共が燃焼器に関連する公害問題、即ち NO_x 、媒煙等の問題に遭遇したのは昭和43年に納入したガスタービンで軽油燃焼の際に黒々とした煙を発生したのが最初で、それ以後燃焼器については特に机上検討と共に実機と同じ条件下での事前検証を実施し、信頼性の向上を図ってきました。

吸気フィルタについて、私共が納入したガスタービンでも、当初グラスウール・ロールマット方式のもので、2~3,000時間足らずでタービンブレードが腐蝕するという問題がありました。良く調査してみると付近に硫酸ソーダ工場があり、それを吸入していることが分り、より高性能なフィルタに変更して解決したことがあります。これはナトリウムの高湿腐食への影響が未だ十分解明されていなかった時の経験ですが、この様にフィルタ一つの選定にも十分注意する必要があります。又フィルタの管理が大変だと言う話がありましたが、やはり、しっかり保守管理して頂き、信頼性の向上に努めて欲しいと思います。

釜石のガスタービンではBFGガス圧縮には静翼可変の軸流圧縮機を採用しておりますが、過去の経験から、BFGガス中のダストを $1\text{mg}/\text{Nm}^3$ 以上に抑えるために、圧縮機入口に湿式EPを設置しており、現在好調に稼動しております。

表 荒川さん、以前のガスタービンの信頼性は高くなかったとのことですが、これ迄の問題点、今後の要注意点等お話し下さい。

荒川 私共がガスタービンを使用したのは、昭和44~46年のことで現在はいろいろ改良されており、またその後厳しい使い方はしていないので、現時点での評価は控えさせていただきますが、過去における問題点を二・三あげますと着火の信頼性が必ずしも100%でなく、夏場のピーク時電力の欲しい時にモタモタする等信頼感を無くしていたように思います。

そのほか、苦労したのは、煙色の問題がありました。油焚き火力における集塵技術が発達して、煙突から排出するガスは何も見えないというのが常識になってしまい、ピーク時にガスタービンを運転すると煙の色が見えるということで、苦情が来るといったことで困りました。

コンバインド サイクルについては、詳細設計をやってみて、一つあげられることは労働環境としての騒音の問題があります。運転に関しては、自動化等で解決されますが、100万kw級の発電プラントでは、大形ガスタービン7台で構成されており、1軸ずつ順次定検を行うとすると年中メンテナンス クルーが作業することになり、これを解決するためには、建屋の中にありながらエンクロージャを必要とする。勿論、敷地境界の騒音対策として建屋の防音設計が合理化されることとなりますが、いずれにせよ、結構大変だという印象を受けます。

表 大形ガスタービンのメーカーとして、その点、どう対応されておりますか。

久保田 ガスタービンのメーカーとしては、信頼性の向上については最も関心を持っているところで、これ迄はピーク電力用等に使用されて来たので、その設備容量も1~2%程度で重要性が低かった訳ですが、今後ミドル負荷の主力として、年間3,000~5,000時間の運転パターンで使用されることになるので、今迄以上に信頼性を上げていく必要があろうと考えています。そのため、例えば補機のための信頼性確認のためのテストスタンドを設けたり、 NO_x の低減等は勿論ですが、更にメカニカルな問題を無くすべく、燃焼器テストを行ったりしているわけです。

信頼性については、どうも日本と外国とでその評価は随分異なるようです。例えば、国鉄さんのコンバインド・プラントの事故率は外国の論文で発表されているコンバインド・プラントよりはるかに低い実績が出ております。日本のユーザさんは格段に厳しい評価基準をお持ちで、また、そのように充分なメンテナンスを行い、高い信頼性を確保されているためと考えております。

ガスタービンの信頼性が高くなったといっても正直言って、まだ蒸気タービンのそれに追いついてはいないのではないのでしょうか。私共も努力しているのですが、何分にも蒸気タービンの入口温度 $500\sim 600^\circ\text{C}$ に対して、ガスタービンは $1,100^\circ\text{C}$ レベルですし、更に燃焼器系統が余分についている訳ですから。

信頼性を重視する場合、システム全体で考える必要があります。例えば、プロセス用に適用した

場合、絶対にシステムとしてのトリップを避ける等の対策を要しますので、かなり慎重を要します。逆に言うと、ガスタービンは、トリップすることがありうるとして、システムを考える必要があります。やはり国内で連続運転しているガスタービンの例で、5～6年運転していますと1～2回程度のトリップはありうるわけで、システムとしてのバックアップを持って頂くのが良いのではないかと思います。

メーカー側はガスタービンの使用状況に応じて、運転及びメンテナンス等の基準をしっかりさせ信頼性を高めていく努力を続けていきたいと思っています。

表 プロセス用の場合、万一のトリップがシステムをディスタurbしないための対策がされていますか。

梶浦 ええ、ガスタービンは、蒸気タービンで言えば、ボイラをかかえていることになるので、インタロックをかけるし、又その数も蒸気タービンより増えるのも当然なわけです。

ところが、それが誤動作しガスタービンを停止させ、プラントを停止してしまうことが一番恐い。そのため、two out of three等多重方式を採用して誤報を避けるようにしています。

プラントは一年間連続の稼動をしなければなりません。信頼性を非常に重視するのは、そのためです。

ガスタービンは回転機械であるだけに、デザイン点で運転するのが最も適切なわけですが、プラントは必ずしも、そのような運転とはなりませんので、それからはずれた点での信頼性の評価が問題であり、これから考えていく必要があるのではないかと思います。

また、既存の設備に最近のエレクトロニクスを駆使した制御装置を無理に組込んだために、雰囲気上の厳しい環境を与えてしまったこともあり十分な検討が必要であったと痛感しています。そのほか、圧縮機の汚れにより能力が低下するため、稼動率の高い時は米を大分注入してやったものですが、最近稼動率が下がり、通気面積の減少と見合って風量が減少したため、これ迄多目だった排ガス量が恰度よくなったということもあります。

表 広岡さんの所では、人の多い場所で使されて

いると思いますが、如何ですか。

広岡 常用のものは現在稼動しておりませんが、ビルの地下に設置し、騒音設計——エンクロージャ吸音材等——を十分配慮しています。

非常用のものも、現在は常用と同様の措置をとっていますが、音は多少犠牲にしてもよいのではないかと思います。

今後の課題としては、ウォーターインジェクション等による低NO_x化ではないでしょうか。

梶浦 ガスタービンをファーンレスと結合した場合、外気と遮断されるため、騒音が全くなりしました。通常は、リフォーマの低周波音がかなり大きかったのですが。

横田 騒音についてですが、原動機に比べて他の補機、モータ・ポンプ等は低騒音機が開発されているのですが、原動機そのものは、わりと騒音に無関心できていると思われます。私共がプラントの騒音マップを作ると、その最たるものがガスタービンです。その対策のためにエンクロージャを使用しますが、保守点検性を大変悪くします。それのみでなく、エンクロージャ内が防爆エリアとなり、ベンチレーションが問題となり大幅なコストアップにつながります。

願わくば、低騒音ガスタービンが近い将来開発されないものかと思っています。

表 航空用ではそういった研究もなされているようですが、産業用では難しいのでしょうかね。

糸井 ガスタービンの騒音の最大のものは流体音で、機体内で空気を切る音が吸気口、排気口から出てくるものですが、そのほかに本体そのものから発生するものがあります。前者は高周波音で、一般に容易に消せますが、後者は、低周波音のため、騒音低減は難しいので、エンクロージャの設計に重点が置かれています。点検の容易さも考慮しつつ、共通台盤も含めて工夫をしております。なお、最近では環境問題として騒音の規制が厳しく、吸排気孔から出る騒音をいかに小さくするかということが、設備設計上の焦点となっていますが、これに対しては消音器や消音チャンバの設計に留意し、また吸排気孔の向きなども考慮しています。

横田 吸排気騒音よりも、ガスタービンの機側から出る騒音が問題で、私共は通常“騒音は点源で消す”としているのですが、ガスタービンは面からで

られるので、エンクロージャがどうしても必要となっています。ところが、ガスタービンを一度メンテナンスで分解すると、どんどん騒音値が上ってくる。どうも騒音はガスタービンのアキレス腱という感じがします。

宇治 旭化成さんにお納めしたスルザ型産業用ガスタービンはケーシングが二重構造となっており、エンジン自身の低騒音化が図られています。

梶浦 そうですね。燃焼器周りは残るけれども。確かに騒音は予想より低かったですね。もっとも私共に先入観があったせいかも知れませんが。また、ファーンレスと結合することによって、バーナーの低周波音が消えたので、減音効果の方が大きく感じました。

ニーズに合わせた特性のガスタービン その1 風量、出力自由のガスタービン

表 梶浦さんはプラント側の容量に見合ったガスタービンがあったことがガスタービン採用の動機の一つであるとおっしゃった。横田さんも標準モデルが需要側の容量に運よくマッチしだしたとのお話でした。それでは今後ガスタービンのモデルを信頼性の点で確立してしまうのが良いか、それとも需要側の要求に調整出来るものが良いのか、この点横田さんどうぞ。

横田 ガスタービン自身は科学の粋を集めていると思う。エレクトロニクスを使ったのはガスタービンが先でスチームタービンはそれを追いかけています。ガスタービンの選定に際しては信頼性を最優先と考え実績のあるモデルをそのまま採用しています。話は少し横道へ入るかも知れませんが、ガスタービンは大気温度に関係なく一定のフルパワーを出せるものがあればと思います。例えば夏場はオーバロードで、冬場はパートロードというようにし、年間を通じてお互いにキャンセルしあい、結果としてフルパワー平均というように。現実にはこうは行かずフレームサイズを一段上げねばならず、熱効率、コストの面で不利となっています。

三賢 圧縮機入口に可変の案内翼を設け、夏場はこれを開き冬場は閉じることによって20%程度の出力調整は出来ます。又効率は若干犠牲になりますが、水噴射や蒸気噴射によっても夏場の出力低下をカバーすることもできます。

糸井 ガスタービンの特性の議論であるが勿論寿命を犠牲にして良ければ出来る。現状では水が入手出来、夏期乾燥する地域では evaporative cooler を吸気に適用するクーリング手法が使える。

横田 私共の経験では冬は -5°C 、夏は $+49^{\circ}\text{C}$ というのがあり、 49°C で設計すると無駄であり、 30°C でやると $+19^{\circ}\text{C}$ 分はオーバロードで使う。トータルで寿命を抑えるということが出来れば良いと思っています。

糸井 それは出来ます。トータルで寿命を抑えることは可能です。

表 温度範囲が広くなるとむずかしい。

宇治 プラントとのマッチングに話が戻りますがタービン入口温度が似かよったガスタービンにおいては単位流量における出力はほぼ似たような値になりますので、プラントにおける要求出力と要求排ガス流量との比率が旭化成さんのプロセスの場合とかなり異なるプロセスにおいては圧縮比に関しほぼ最適設計のなされた標準ガスタービンではトータル効率の低下を余儀なくされます。

梶浦 ガスタービンは一つのモジュールで風量が決ってしまう。 $\pm 20\%$ の範囲でも排ガス量のアローワンスがない。ガス量の変化をとれるように出来ないものか。

宇治 出力タービンの可変静翼の角度を変更することにより若干の対応は可能ですが。

梶浦 それ以上になると機種変更の必要が出てくる。同一機種で出力は一定、風量が変わえられるものは出来ないだろうか。

宇治 同一出力でガス量を下げるとはタービン入口温度を上げることとなり、それほど大きな自由度はありません。

梶浦 そのようなニーズにこたえられるガスタービンは若干オーバスペックなのだと思うが。

三賢 私共はある既設のガスタービン発電プラントで、出力は減らしたいがタービン排ガス温度は保持したいという御要求があり、圧縮機の初段を取去ってマッチさせた経験があります。

梶浦 そういうことです。

広岡 プラント計画をする場合、ピークパワーデマンドで出力を決定するが実負荷は年間平均では70~80%である。このことからサイクル設計において翼列としての最高効率点をこの平均に合わせ、

ピークは限られた時間であるから、その時の効率は少し犠牲にしても良いと考えればアプリケーションによって年間効率が上昇することもあり得よう。負荷形態も考慮し、このような設計思想にメーカーももっと首をつっこんで欲しいと思う。

横田 ガスタービンサイクルのみならず、コンバインドサイクルでもコンプレッサの効率如何で各種のパラメタが変わって来る。今は入口案内翼を付けてフレキシビリティをもたせているが、それだけでは不十分ではないか。可変静翼を多くして効率を良くすることが必要ではないか。例えば気温変化の影響を受ける場合、各場でパーシャルロードとなるから、その状態での効率をあげるためにも可変静翼の導入が必要ではないかとも考えています。

三賢 最近のガスタービンでは圧縮機入口に可変案内翼を装備しておりますが、ガスタービン単独で考えた場合、部分負荷時には入口案内翼で風量を絞って運転しても、風量一定でタービン入口温度を下げて運転しても効率差は殆んどありません。しかし排熱を利用している場合には入口案内翼で風量を絞って運転した方が、総合熱効率は高くなります。

横田 最近の例でコンプレッサ駆動で助燃型の排熱回収ボイラにガスタービンを応用した場合、総合熱効率は風量の少ない方があがる。この意味からもパートロード性能の良いガスタービンが必要と思う。

ニーズに合わせたガスタービン その2 なんでも燃やせるガスタービン

宮原 発電所を設置する場合、一般に自家発か又は電力会社との共同火力という2つの形態をとる。既存設備の更新を行う場合、油の高騰のためオールコックス操業を指向しており、この場合、BFG、COG等の副生ガスに余力を生ずるので、これらを用いコンバインドサイクルで効率の良いユニット容量10万kw程度で2～3台のプラントでパーシャルロードの効率の良いものが出来ないだろうか。コストダウンも含めて今後メーカーとして取組んでもらえないものだろうか。

三賢 私共としては標準のマルチカン形燃焼器が改造だけで使用できればそれ程対応は難しくないと考えております。例えば、BFGにCOGを混合

して1,000 kcal/Nm³程度の発熱量になれば何とかマルチカン形燃焼器が使用出来るのではないかと思います。単筒型の燃焼器となれば標準形ガスタービン本体と同じ程度に大きくなることも予想され開発研究すべき要素も出てくるのではないかと思います。

表 リーンガスというのはガスの発熱量は大きく変動するものですか。

宮原 100 kcal/Nm³程度の変動を生ずることがある。ユーザからするとどんな燃料でも安定して操業できるようにして欲しい。

表 ボイラの様には行かないのか。

荒川 どんな燃料にも対応できるように考えておいた方が良いでしょう。

久保田 米国では1990年以降天然ガスを使ってはいけないというカーター大統領の法律がある。石炭のガス化だと2,000 kcal/Nm³程度のものが酸素酸化ででき、入手できるようになると思うがそれには対応できる。

横田 石炭からガス化されたガスをアルコールの形で輸入するという可能性があります。次の世代は水素とも言われていますがアルコールに対する技術的問題はどうなっているのでしょうか。

久保田 アルコールは可能です。但し粘度の問題があり燃料用にギアポンプは使用できないので遠心式のものをを用いる事になるが、商用実機はありませんが、試作システムの実験結果では既にOKです。水素はもっと楽です。

表 広岡さんの方からユーザとしての要望はありますか。

広岡 都市ガスによるガスタービンのCo-generationは将来ともやってみたい。浜松町ビルが契機です。電力、スチーム、温水というシステムで試算すると熱効率70%のものも可能と考えられています。そのためには小型ガスタービンにもメーカーはもっと力を入れて欲しい。また都市ガスを燃料とする場合、ガスコンプレッサが必要であることが多いが、エアリサーチでは低圧でも可能なモデルを持っている。小型ガスタービンで低圧ガス燃焼可能なものが私共のメーカーへの要求となります。

糸井 確かにガス圧は問題となる。低圧ガス用ガスタービンは私共の目標ではあるが現状では13～

15kg/cm² は必要である。別途開発が必要となろう。
荒川 水冷却やセラミックスは考えられないか。
またガスエンジンのように空気と燃料を一諸に吸うとか。

表 触媒を用いる方法もありますか。

三賢 アルコールを圧縮機入口で液体状態で噴射（蒸発潜熱により空気温度が低下）し吸込み圧縮し触媒を使って燃焼させる方法が考えられます。

ガスタービンの将来展望

表 それではガスタービンの将来展望についてユーザ側からどうぞ。

荒川 電力関係としてはなお一層のNO_xの低減化が望ましいと思うし、スチームタービンと比較してメンテナンス体制の確立も必要と考える。電力におけるガスタービンとしては当面コンバインドサイクルという形で定着するのではないか。長期的にはオイルショック後、石炭ガス化とコンバインドサイクルという図式が期待されていたが現実にはフェーズがずれてしまった。原発も定着しつつあり、ガスタービンの位置付けはむずかしいが、需要端におけるピーク、ミドル負荷用としての検討も必要であろう。コンバインドサイクルでなく再生式でも良いかも知れない。建設の容易さや建設単価、人件費がプラント効率より支配的な要素となるかも知れない。

表 需要端における中規模電力ということで東京ガスさんなんかも関連あると思いますが。

広岡 コミュニティへのCo-generationの適用は燃料電池なども含めてある規模のプラントが普及する可能性はある。電力・ガス両事業の協調によるビル単位またはコミュニティグループへの電力、熱併給システムが今後の課題となるでしょう。

宮原 BFGは先程話した通りです。TRTについては日本、韓国、ソ連、ヨーロッパなどに設置されているが、カナダ、ブラジルのような水力発電の豊富なところではまだ導入されていない。これは設備費がかかるためです。TRTも革新的に安くないか、又苛酷な条件でもある程度の寿命を、特にブレードなどの寿命の延長を期待したい。又メーカーのエンジニアリングおよび製品等のアウトプットの品質管理がコストダウンという名目の下で自主管理に任されているところが多いように思われるがユーザとしては本当に品質管理

かと疑問に思うことがある。

梶浦 現状では新規の化学プラント建設は無く、既設のものに応用するしか無い。他のユーザも興味を持っていて引合いがある筈だが、なかなか実現しないのは組込みのためのデザイン・オプション（ガス流量比など）が無いからではないのか。駆動機の方でも回転方向、風量などの組替えが出来るという選択の自由度が欲しい。エレクトロニクス制御は用途に応じたデザイン・フィロソフィをきちっとして欲しい。炉の燃料も多様化しており、ガスタービンとしても多様な燃料、low B T Uのものなど何でも行けるもの、しかもバーナ交換程度で容易に出来るガスタービンが欲しい。

浅野 高温部の寿命管理の徹底が要求される。また騒音対策のためスペースを取っている。分解時にサイレンサが邪魔であったりして点検工期が長くなるという問題は解決して欲しい。駅の非常用発電に考えられる。ガスタービン車両は騒音問題等でストップした。車両がガスタービン化される可能性は少ないがそれでもローカルの変電所とガスタービン車両とのコスト比較が将来なされることがあるかも知れない。

横田 プラント業界では化学プラントへCo-generation、LNGプラントでは駆動をガスタービン化することが考えられる。ガスパイプラインでも駆動機がガスタービン化し、その他ガスインジェクション、ユーティリティ等根強い要求があると考えています。私共ではガスタービンは出来るだけクリーンな燃料を用い、フルパワーを発生させることが適切なものと考えています。油30年、ガス80年、石炭300年と言われるようなエネルギー事情を考慮すれば高効率化という問題は避けて通れない問題であると考えています。ガスタービン本体の効率を見ても過去7℃/年というタービン入口温度の上昇率もあり、またガスタービンサイクルの変更ということでの効率アップも可能である。例えばTHOMASSEN社のTF-10では46%を、CATERPILLAR社のモデル5650では36%の熱効率をサイクル変更で得ている。他方においてエネルギー資源の枯渇時期と高効率化のテンポがうまく一致しないと必然的にコンバインドサイクルが主流とならざるを得ない。この動向は先進国から口火を切り、既に一部の産油国へ波及していま

す。排気の熱利用の特殊応用例としてはヒータ用、ドライ用など日本でもこの種のものは増加すると考えられる。アルゼンチン等では石油タンパクの製造過程中のドライヤにガスタービンを応用しようとして計画しています。信頼性についてはやはりユーザとしては、ある日突然トリップという事はなくして欲しい。日本はエレクトロニクスも発達しているし自己診断システムの開発が待たれる。

表 メーカ側より今後の研究開発方向についてお話し下さい。

奥原 信頼性の向上、冷却翼の開発(すなわちタービン入口温度の上昇)、メンテナンス技術などガスタービン本体としてはそんなところではないか。またアプリケーションとしては石炭ガス化等将来のエネルギー事情を反映するようなシステム開発を考えている。

久保田 エレクトロニクスの進歩が速いので、経済的に信頼性を向上させるために制御システムを二重系としたり、運転状態の診断機能の向上が今後どんどん採用されつつあります。例えば現在の燃焼器モニタではマイクロプロセッサを使用し、どのバーナが良くないかなどの診断も可能となっています。ガスタービンが使われた動機としてタービン入口温度 1,100℃ クラスと高くなり、汽力プラントよりコンバインドプラントの効率が相対値で 10% も良くなった、という話もありましたが、タービン入口温度の向上の余地はまだありムーンライト計画等の高効率ガスタービン開発で更に性能の向上を図っています。ガスタービンというのはまだ向上が可能で夢のある機械だと考えています。

三賢 現在政府の指導で LNG 導入計画が進み、国内では高効率発電プラントとしてコンバインドプラントのガスタービン用燃料として消費が伸びることが予想されていますが、何時その伸びが停止あるいは供給が停滞するかも知れません。その時の対応としては、石炭ガス化燃料が有望視されており、現在各方面でガス化炉を含む発電プラントの検討と、それと並行して高温化の検討も進んでおりますが。しかしメーカで要素の開発研究は出来ても、最後の実機による検証試験までは負担が大き過ぎて、やはりユーザや関連機関の参入が必要になるのではないのでしょうか。

表 航空転用型も含めて宇治さんどうですか。

宇治 航空転用型はシンプルサイクルで 38% の高効率 (ISO 条件) を達成しているものがあり、ガスタービン技術のトップレベルにあります。タービン入口温度が高いことからトータルエネルギーの観点から見ても有利であり、常用の Co-generation 用として実用に供しているものがあります。又化学プラントのトータルエネルギーシステムの一部としての組込みも種々検討されています。このため信頼性向上の面から制御装置の国産化を促進するとともに、使用燃料の種類及び発熱量の多様化に対応しうる態勢を作りつつあり、現在燃焼器ライナのラインアップが完了しています。例えば機種によっては 1,000 kcal/Nm³ の発熱量の燃料にも適応可能であり、メタノール燃焼の試験も完了しています。最後に先程話の出ました自己診断システムに関しては、艦艇用の航空転用型ガスタービンにおいてトレンドモニタリング方式としてその基礎が確立されており、本格的な自己診断システムへの発展は期待出来ると考えます。

糸井 産業用小型ガスタービンの展望としてはより小型、大出力を達成するためのタービン入口温度の上昇を設計、材料、構造の面から追求出来る余地があります。勿論燃料の多様化については一部実証済みも含め、A 重油、ナフサ、ブタン、メタノール、メタコール等対応を検討して行きたい。用途では Co-generation 等発電機からのアプローチは勿論一軸式ガスタービンで 300 PS のポンプ駆動もテスト完了している。メカドラは将来 1,000 ~ 3,000 PS へもってゆく目処を得たい。長時間の過負荷耐量については吸気温度を何らかの方法でコントロールする方法で進みたい。コントロールシステムで自己診断するものについては客先のニーズもあり目下模索中です。

表 それでは時間も大幅に延びましたのでこれで終りにしたいと思います。お忙しい中、どうもありがとうございました。



第5回アルコール燃料技術 (AFT) 国際シンポジウムに出席して

大阪府立大学 工学部 檀 上 旭 雄

1. まえがき

標記国際シンポジウムが1982年5月13日から18日までの4日間、ニュージーランドのオークランド市にある、オークランド大学で開催された。今回の参加国は31カ国で参加人数は約400人であり、発表論文数は約280編であった。この国際シンポジウム(AFT: Alcohol Fuel Technology)は1976年スウェーデンのストックホルム市で開催されたのが第1回目で、その後1年半に1回の割りで開催されている。以下今回のシンポジウムを中心に概略を述べる。

2. 第5回国際AFTシンポジウムの概要⁽¹⁾

今回の国際シンポジウムの概略は前項で述べた通りであり、日本からの参加者は約20名で、論文10編程が発表された。シンポジウムの部門は次の4つに分かれて行われた。すなわち、A. Resource base, B. Resource conversion, C1, Petrol substitution, C2, Diesel substitution, C3, Lubrication, C4, Field testing, D. Environmental & Social, E. Implementation である。一見して分かるようにアルコール燃料を石油代替燃料として使用していく上での諸問題を、資源・貯蔵、応用・実用化のための技術、環境と社会影響、さらに経済面を含んだ政策的なことまで盛り沢山なことが網羅されている。

シンポジウムの形態は、口頭発表、パネルディスカッションならびにポスターセッションの3つの方式であった。シンポジウムの特徴は、各国のアルコールプロジェクトの責任者が、ナショナルプロジェクトの説明・発表をしたキーノート・アドレスが多く、全体的な把握ができるように工夫されていた。また、これらの中にはかなりのバイオマス関係の発表が多かったのが特徴的であった。ニュージーランドは、代替エネルギーとしてのア

ルコールに対し、積極的に国家が援助しているものと思われ、シンポジウム全体の雰囲気は心地よいものであった。会場と市内の各ホテルをメタノール車の実機バスが連絡していて、シンポジウム参加者のもてなしをしていたのが目をひく。本シンポジウムの国際委員のメンバーは日本代表の国内AFT委員長 平尾 収先生(東大名誉教授)を始め各国の代表22名で構成されていた。

5月12日(水)夜、Registration open に始まり、会議の雰囲気が徐々に盛り上がった。13日(木)の朝は市民会館でオークランド大学の副学長・ニュージーランド液体燃料推進委員長の Maiden 教授が最初に議長となり、シンポジウム・チェアマンの Walker 博士を皆に紹介することから始まった。次にオークランド市長の Colin Kay さんの歓迎の挨拶があり、政府高官による開会宣言がなされた。これに対し、前回のシンポジウム主催国であったブラジルの Trindade 博士のお礼の言葉があり開会の議式が一応終った。次いで前述の4部門に分かれてオークランド大学で論文発表が行われた。14日(金)の夜はシンポジウム Dinner が大きなホテルを借切って開催され、原住民マウリ族の踊りなどのショーがあり大変なもてなしであった。15日(土)16日(日)は会議がなく、それぞれのコースに分かれて一泊2日の Week end sightseeing のツアーが組まれていた。17日(日)は、前日の観光で気分一新し再度会議が開かれた。夜は市内最大級のホテル・コンチネンタルで晩さん会が催された。18日(火)は会議最後の日であり、今回のシンポジウムの締めくくりの Highlights session があり、1週間の行事が無事終了した。

今後の参加者の参考までに、今回のプロシーディングの投稿手続きについて述べる。1981年10月末までに300~400語の Abstract を提出し、それを元に論文の採否と、各セッションの振り分けが行われた模様である。11月始めに、採否の通知と

(昭和58年1月10日原稿受付)

セッションの決定通知を受けた。本論文の締切りは1982年1月30日であり、Abstractを提出し本会議終了まで約半年間を要したことになる。

3. 私のペーパーとDセッションの印象

代替燃料としてのアルコールの必要性については、平尾、鶴賀が詳しく述べている⁽²⁾。また、ガスタービンにアルコール類を用いた時の諸問題について筆者は、航空機用エンジンを含め排ガスに重点をおいてまとめている⁽³⁾。一方佐藤は、アルコール燃料のガスタービンへの適用と題して、幅広く解説している⁽⁴⁾。我々ガスタービン関係者はピストンエンジン技術者に遅れをとらないよう努めねばならぬと思う。

筆者らは、小型ガスタービンにアルコール類燃料を用いた時の排ガス汚染物質と、従来の燃料燈油のそれらと比較検討し、今回のシンポジウムで発表した⁽⁵⁾。各サイクルにおいて、熱効率、比出力ともメタノールが一番良⁽⁶⁾、排ガス汚染物質も少ないことが確認された。我々のペーパーの主なる結論を述べる。(1) NO_x排出指数は燈油に比べアルコール類のそれらは低く、ガス発生機回転数が 3.0×10^4 rpmの時のメタノール、エタノールおよびイソプロピルアルコールのそれらは燈油の0.17, 0.42および0.52倍である。(2) メタノールの場合、アクロレインは全く排出されず、イソプロピルアルコールは燈油の約半分、エタノールのそれは約 $\frac{3}{4}$ であった。(3) CO排出指数は若干ばらつきがあり、THCのそれは燃料の違いによる差があまりないことが分かった。(4) NOのシミュレーションの結果は実測値とかなり良い一致をみた。(5) アルコール燃料は、その粘度が燈油に比べ低いのでそれに適した燃料ポンプの設計が必要である、等である。

次にDセッションの紹介をする。このセッションは前述のごとく環境と社会影響であり、大きく分けると4つになり、1つはアルコールを使うことによる人体影響、2番目は人体以外のもの、例えば土壌や水への影響、3番目はアルコールの蒸発、拡散による影響、最後に燃焼による排ガスのエミッションの問題である。ガスタービン関係のものは筆者らのもの以外はなかった。しかし、第4回の際はBardonのサイクル論と熱効率、比出力の計算結果の報告⁽⁶⁾があり、外国ではかなり研究さ

れているものと思われる。

省エネルギー、脱石油の観点からメタノールを燃料とするガスタービン・蒸気タービンの複合サイクルが注目をひき、外国では盛んに研究されている⁽⁷⁾。実際のモデルプラントの試作も始まっているようである。アルコール類燃料の蒸発潜熱の値が大きいことに注目したリフォーマーも考えられており、学会発表より実用化に努力が払われているように思われ、外国が我が国をリードするのではないかと、私一人心配するものである。

4. ま と め

国際会議にて発表することは、今さら言うまでもなく世界各国の人々に自分の研究を知ってもらい意味で有意義である。帰国後、2, 3の人々から問い合わせの手紙をいただいた。なお、本国際シンポジウムのプロシーディングはAFT国内委員会(委員長:平尾 収 東大名誉教授, 事務局:田中 泰一郎氏, 電話(03) 265-3554)に連絡すれば入手できる。

参 考 文 献

- (1) 平尾 収ほか5名, 第24回AFT国内委員会 議事録, 1982. 6. 15.
- (2) 平尾, 鶴賀, 代替燃料としてのアルコール, 日本機械学会誌第85巻第763号, 昭和57年6月, 593-598.
- (3) 平尾 収監修, 代替エネルギーとしての燃料アルコールの問題(第3集)1982. 6, 71-121, 開発社 檀上旭雄, ガスタービン用燃料としてのアルコール
- (4) 佐藤幸徳, アルコール燃料のガスタービンへの適用, 日本ガスタービン学会誌, vol. 9 No. 35, Dec. 1981, 22-32.
- (5) K. DANJO & T. SAWADA, Pollutant Emissions from a Small Gas Turbine with Metanol, Ethanol, Isopropyl and Kerosene as Fuel, Proceedings Fifth Int. Alcohol Fuel Technology Symposium, Vol. 3, May 13-18, 1982. 3-155-3-162.
- (6) M. F. Bardon, Methanol and Ethanol as Gas Turbine Fuels, Proceedings of the 4th International Symposium on Alcohol Fuels Technology, Vol. 1, 5-8 Oct. 1980, 387-395.
- (7) R. K. Alff, Alcohol and Electric Power, The Alcohol Alternative The Outlook for Alcohol Fuels and Feedstoks Conference, May 7-8, 1981, 1-12.



日立製作所における石炭関連研究設備

日立製作所 日立研究所 菱 沼 孝 夫

日立グループでは、日立製作所、バブコック日立、日立プラント建設が蓄積してきた技術を生かし、通産省、新エネルギー総合開発機構、各電力会社殿等の御指導を受けながら、石炭のガス化・液化及び流体化・直接燃焼・排煙処理などの技術開発を進めてきた。最近さらに、社会的な開発体制を確立し、石炭関連技術の総合的な研究開発を行うため、COTEC (Coal Technology) センターを新設した。

この施設は、日立研究所に所属し、勝田工場(茨城県勝田市)内に設けられ、昭和57年春以来、研究活動に入っている。

COTEC センターでは将来のガスタービン 燃料として注目されている石炭ガス化の研究をはじめ、各種石炭の物性測定・燃焼・排煙処理・液化・流体化など、多角的な基礎技術の開発を、次のような諸設備によって進めている。

(1) 噴流層ガス化研究設備

石炭の転換技術として期待されているのがガス化である。これは微粉炭を高温高压の気流中でガス化する方法であるが、大形化が容易で運転しやすく、幅広い炭種を使用できるうえ、公害をほとんど発生しないという特長がある。この方式で発生する中・低カロリーガスは、ガスタービンと蒸

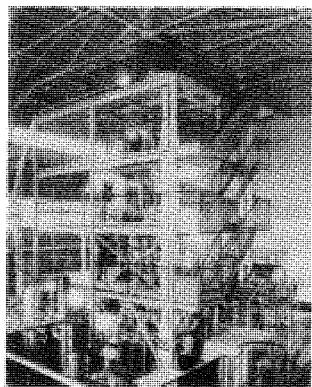


図1 噴流層ガス化テストプラント

気タービンを組み合わせた複合サイクル発電に適しており、またメタノールやアンモニアなどの合成原料にも利用できる。

COTECセンターでは、わが国で初めての加圧噴流層ガス化テストプラント(図1)を完成し、すでに約1,000時間の運転研究を行った。このプラントは石炭処理能力0.5 t/dで、ガス化剤、炭種及び炉構造を変えて各種の検討が可能である。石炭を高効率でガス化し、かつ溶融した灰(スラグ)を安定して抜き出す(図2)新方式を開発中である。

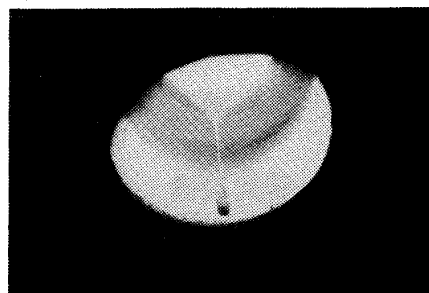


図2 溶融スラグの落下状況

(2) 微粉炭燃焼研究設備

当面まず大量の石炭を必要としているのは、石炭火力発電所であるが、ここでは70ミクロン程度の大きさに粉碎した微粉炭が燃料として使われる。この種の発電プラントは現在でもかなり大形のも

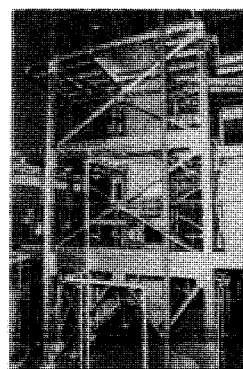


図3 微粉炭燃焼試験設備

(昭和58年2月16日原稿受付)

のが稼働しているが、さらに大容量化や燃焼効率・信頼性の向上が求められている。

COTECセンターでは、石炭処理量 50 kg/h の微粉炭燃焼試験設備（図3）を中心に最適な燃焼方法を確立するための基礎研究を行っており、特に窒素酸化物（ NO_x ）の発生を少なくするクリーンな燃焼技術の開発に力を入れている。各種カメラを使って火炎（図4）の状態をビジュアル化し、コンピュータによる画像処理を行って燃焼状態を監視・制御するという最新技術を採用している。

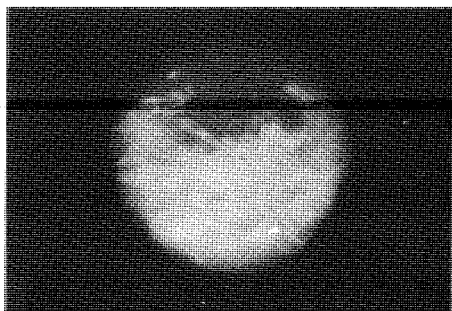


図4 火炎の状態

(3) 水スラリー研究設備

石炭の輸送やハンドリングを容易にするための技術として水スラリーが有望視されている。

COTECセンターでは石炭中の灰分を低減し、ガス化や石炭火力に直接利用しうる脱灰高濃度水スラリーの研究を進めている。

図5は石炭処理量 5kg/h のスラリー連続供給・燃焼試験設備、図6はスラリー物性評価（ゼータ電位測定）装置である。

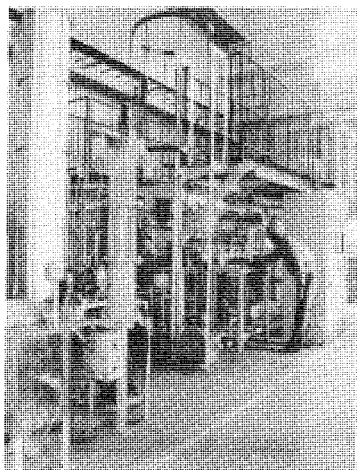


図5 スラリー連続供給・燃焼試験設備

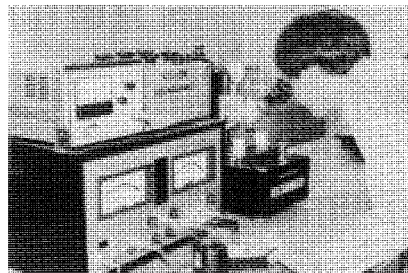


図6 ゼータ電位測定装置

(4) 液化研究設備

石炭液化油は将来の石油代替燃料として注目されている。図7はプラントの低コスト化、効率向上を図るための基礎試験設備で、触媒の開発、前処理法の研究に使用されている。

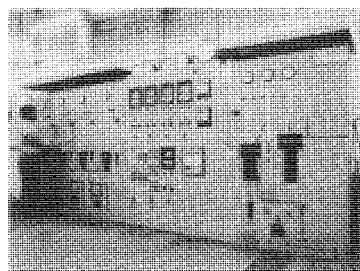


図7 液化研究設備

(5) 基礎試験設備

以上の諸設備に加え、石炭に関連する基礎物性測定及び計測のための設備を持っている。図8はレーザーを利用したガス中のダスト濃度と粒径分布測定器で、燃焼炉及び集塵装置の性能評価、反応炉内の流れ解析などに活用されている。

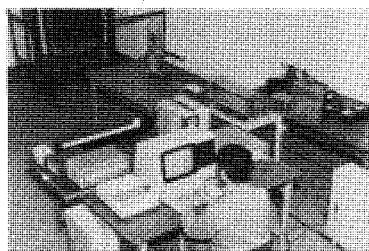


図8 レーザーによるダスト濃度
粒径分布測定器



ガスタービン用動作流体の熱物性値に関する資料の収集(その2)

日本ガスタービン学会 調査研究委員会

前報*に引続き、日本ガスタービン学会調査研究委員会で行ったガスタービン用動作流体の熱物性値に関する資料の収集について、その概要を報告する。

資料の内容を紹介するため、著者、表題、発表年月日、全頁数、分類記号(下記によるA, B, C等)、表数、図数、摘要などを記す。

分類

- (一般) 熱物性値の一般的データブックなど
- (A) 燃焼ガスの組成などに関するもの
- (B) 空気、燃焼ガス、高温ガスの性質などに関するもの
- (C) 燃焼ガス、高温ガスの物性値表、線図、エクセルギなどに関するもの
- (D) 物性値の計算方法、計算式、プログラムなどに関するもの

3.3 欧文資料〔Ⅱ〕

(44) Rossini, F. D.: SELECTED VALUES OF CHEMICAL THERMODYNAMIC PROPERTIES, NBS CIRCULAR 500, US GOVERNMENT PRINTING OFFICE, 1952, (一般)。

(45) Touloukian, Y. S.: THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF MATTER, TPRC DATA SERIES, Vol. 3, THERMAL CONDUCTIVITY-NONMETALLIC LIQUIDS AND GASES, PLENUM, 1970, (一般)。多くのガスと液の熱伝導率について発表されているデータを検討して推奨値表にまとめている。

(46) 同上, Vol. 6, SPECIFIC HEAT-NONMETALLIC LIQUIDS AND GASES, 1970, (一般)。多くのガスおよび液の比熱のデータ検討と推奨値表。

(47) 同上, Vol. 10, THERMAL DIFFUSIVITY, 1973, (一般)。多くのガスおよび液の温度伝導率(熱拡散率)のデータ検討と推奨値表。

(48) 同上, Vol. 11, VISCOSITY, 1975, (一般)。多くのガスおよび液の粘性係数のデータ検討と推奨値表。

(49) Vargaftik, N. B.: SPRAVOCHNIK PO TEPLIFIZICHESKIM SVOISTVAM GAZOV I ZHIDKOSTEI, MOSKVA, 第1版1963, 第2版1972, (一般)。各種ガスと液の熱物性値について広い温度・圧力域にわたり表(一部は図を含む)を与えている。(英訳、和訳も出版されている)。

(50) Stephan, K. Z. and Lucas, K.: VISCOSITY OF DENSE FLUIDS, PLENUM, 1979, 268頁, (一般)。ガスと液の粘性係数について推奨値表を示す。特に高圧域の値を多く記している点に特色がある。

(51) Golubev, I. F.: VYASKOSTI GAZOV I GAZOVYKH SMESEI, MOSKVA, 1959, 375頁, (一般)。純ガスと混合ガスの粘性係数のデータ収集と解説。測定法も解説している。

(52) Vargaftik, N. B.ほか3名: TEPLOPR-OVODNOSTI' GAZOV I ZHIDKOSTEI, MOSKVA, 1970, 155頁, (一般)。ガスと液の熱伝導率のデータ収集と解説。

(53) Vargaftik, N. B.ほか3名: TEPLOPR-OVODNOSTI' ZHIDKOSTEI I GAZOV, 1978, 471頁, (一般)。ガスと液の熱伝導率のデータ収集。

(54) Tsederberg, N. V.: TEPLOPROVODNOSTI' GAZOV I ZHIDKOSTEI, MOSKVA,

1963, 408頁, (一般)。ガスと液の熱伝導率の温度依存性などの解説と一部のデータ記載。

(55) Dymond, J. H. and Smith, E. B.: THE VIRIAL COEFFICIENTS OF GASES, OXFORD, 1969, 231頁, (一般)。純ガスのビリアル係数を広く収集して列記したもの。

(56) Dymond, J. H. and Smith, E. B.: THE VIRIAL COEFFICIENTS OF PURE GASES AND MIXTURES, OXFORD, 1980, 518頁, (一般)。上記に混合ガスのデータを追加し, その後のデータを加えて再編した。

(57) Rivkin, S. L.: TERMODINAMICHESKIE SVOISTVA GAZOV, 第3版, MOSKVA, 1973, 286頁, (一般)。空気, 窒素, 酸素, 炭酸ガス, 一酸化炭素, 水蒸気, 水素について1500℃までの熱力学状態量を計算して表にしてある。

(58) Shashkov, A. G. and Abramenko, T. N.: TEPLOPROVODNOSTI GAZOVYKH SMESEI, MOSKVA, 1970, 288頁, (D)。混合ガスの熱伝導率について, 計算法とそれに必要なパラメータを表で示す。

(59) Rivkin, S. L.: TERMODINAMICHESKIE SVOISTVA VOZDUKHA I PRODUKTOV ZGORANIYA TOPLIV, 第2版, MOSKVA, 1962, 103頁, (C)。空気および燃料の燃焼生成物の熱力学性質について計算したチャートと表。温度1500℃まで。

(60) Luks, K. D., Kohn, J. P. and Banchemo, J. T.: COMPARISON OF EXPERIMENTAL DATA WITH CORRELATION FOR THE WATER CONTENT OF SATURATED COMBUSTION GASES, Ind. Eng. Chem., Process Des. Dev., 18-3, 1979, 564, (A)。79.5% N_2 + 20.5% CO_2 の飽和燃焼ガス中の水分について, 150℃において, 実験値とHeidemannらの式とを比較している。

(61) Csaba, J.: A METHOD FOR THE DETERMINATION OF ADIABATIC TEMPERATURE AND GAS COMPOSITION RESULTING FROM THE BURNING OF SULFUR CONTAINING FUELS, J. Inst. Fuel, 47-393, 1974, 262, (A)。固, 液, 気体燃料を空燃比や空気予熱温度を変えて燃焼さ

せた時の, 燃焼ガス平衡組成の計算。C, H, Oを含む燃焼ガスにSを加えた時の断熱火炎温度, 平衡組成に与える影響を考察している。

(62) Tsatsaronis, G.: MATHEMATISCHE MODELLE ZUR ANALYSE DER REAKTIONSKINETIK IN GASGEMISCHEN, BWK, 32-10, 1980, 478, (A)。混合ガスの燃焼反応モデルの提案。

(63) Samuilov, E. V. and Tsitelauri, N. N.: SVOISTVA PERENOSA HIMICHESKI REAGIRUYUSHCHIF GAZOV, II, Teplofiz. Vysok. Temp., 8-6, 1970, 1174, (C)。酸素中および空気中でのメタンの燃焼生成物について, 1000 Kから4000 Kまで, 粘性係数, 熱伝導率, 拡散係数などの温度依存性を計算し図示してある。空気等の実験値との比較も示す。

(64) Samuilov, E. V. and Tsitelauri, N. N.: VYAKOSTI I TEPLOPROVODNOSTI PRODUKTOV SGORANIYA METANA, III, Teplofiz. Vysok. Temp., 9-1, 1971, 197, (C)。メタンの燃焼生成物の粘性係数と熱伝導率を酸素過剰率と圧力を変えて1000 Kから4000 Kまで計算した結果を図示。

(65) STOFFWERTE DER VERBRENNUNGSGASE, Gas Wärme Int., 23-9, 1974, 371, (C)。以前発行されたデータブックの続きとして, 温度2000℃まで, 天然ガスの密度, 比熱, 音速, 粘性係数, 熱伝導率, プラントル数その他を計算してある。

(66) Beauseigneur, G.: COMBUSTIBLES ET PRODUITS DE COMBUSTION TEMPERATURE DE COMBUSTION PERTES PAR CHALEUR SENSIBLE, Rev. Gen. Thermodyn., 6-71, 1967, 1435, (C), 図5, 表3。メタン, 炭素, 水素, 一酸化炭素の燃焼生成物のエンタルピーを算出し2500℃までのh-T線図を与えている。

(67) Baehr, H. D. and Schmidt, E. F.: DIE BERECHNUNG DER EXERGIE VON VERBRENNUNGSGASEN UNTER BERUECKSICHTIGUNG DER DISSOZIATION, BWK, 16-2, 1964, 62, (C)。温度1500 K以上を中心として解離燃焼ガスのエクセルギー

を計算した。また炭化水素系などの凝縮エクセルギーや混合エクセルギーも計算した。

(68) Rant, Z. and Gaspersic, B.: EIN ALLGEMEINES ENTHALPIE-EXERGIE-DIAGRAMM FÜR VERBRENNUNGSGASE BIS ZU DRUCKEN VON 100 BAR, BWK, 24-5, 1972, 201, (C), 表3, 図5。燃焼ガスの100 barまでのエクセルギー・エンタルピー線図を作成した。

(69) Rant, Z.: EXERGIEDIAGRAMME FÜR VERBRENNUNGSGASE, BWK, 12-1, 1960, 1, (C), 表2, 図8。燃焼ガスのエクセルギー・エンタルピー線図と温度・エンタルピー線図を0℃から2500℃までの範囲について作成した。

(70) Opman, Ya. S. and Venzel, E. F.: APPROKSIMATSIYA FUNKTSIONALNOI ZAVISIMOSTI TEPLOYOMKOSTI PRODUKTOV SGORANIYA TOPFAOT NEKOTORYKH PEREMENNYKH FAKTOROV, Izd. V.U.Z. Energ., 17-1, 1974, 145, (D), 表0, 図0。ピートの燃焼ガスの比熱を600℃～1000℃の範囲で計算する式を与える。

(71) Baehr, H. D. and Schmidt, E. F.: DIE BERECHNUNG DER GLEICHGEWICHTZUSAMMENSETZUNG CHEMISCH REAGIERENDER GASGEMISCHE INSBESONDERE DISSOZIIERENDER VERBRENNUNGSGASE, BWK, 16-1, 1964, 8, (D), 表2, 図0。12成分の解離した燃焼ガスの平衡定数などの計算方法を示す。

(72) Shchetinkov, E. S.: FIZIKA GORENIYA GAZOV, Moskva, 1965, (D), 739頁。液体燃料の燃焼ガスのエンタルピー・エントロピー線図などと計算方法の解説を含む。

(73) Kovalevski, V. P. and Fedorova, N. I.: RASCHET NA EVM TERMODINAMICHESKIKH I TEPLOFIZICHESKIKH SVOISTV VOZDUKHA I PRODUKTOV SGORANIYA ORGANICHESKIKH TOPLIV, Teploenergetika, No.12, 1978, 86, (C)。空気と燃焼ガス(燃料は薪, ガス, 石炭, 重油など)のエンタルピー, 熱伝導率, 動粘性係数, プ

ラントル数を0～1600℃について計算している。

(74) Anderson, A. D. and Clark, K. J.: CORRELATION FOR THE VISCOSITY OF AIR INCLUDING EFFECTS OF DISSOCIATION, AIAA J., 13-10, 1975, 1406, (D)。Clarkによる空気の粘性係数の計算値(1～200 atm, 1000～30000 K)を, 温度と解離度の関数として別に式化した。

(75) Buchenok, V. I.: EXTRAPOLATION OF THE EQUILIBRIUM COMPOSITION OF COMBUSTION PRODUCTS, (露語), Fiz. Goreniya Vzryva, No.2, 1979, 168, (A)。燃焼のパラメータなどから燃焼生成物の組成を決定する計算法を述べる。

(76) Davies, R. M. and Toth, H. E.: THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF FUEL-OXYGEN COMBUSTION SYSTEMS, Proc. 4th Symp. Thermophys. Prop., ASME, 1968, 350, (C)。水素, メタン, エタン, アセチレン, 一酸化炭素を酸素で完全燃焼させた時の熱力学性質および輸送性質を3500 Kまで計算した。

(77) Gin, W.: CALCULATED VISCOSITY OF A SOLID PROPELLANT ROCKET EXHAUST GAS MIXTURE, Jet Propulsion, 28-2, 1958, 127, (C)。固体ロケット燃料, 燃焼ガスの粘性係数をHirshfelderの方法などにより理論計算した。

(78) Harken, J. H. and Allen, D. A.: THE CALCULATION OF THE TEMPERATURE AND COMPOSITION OF FLAME GASES, J. Inst. Fuel, 42-340, 1969, 183, (A)。炭化水素を酸素で燃焼させた時の平衡組成の計算方法について述べる。

(79) Kestin, J., Khalifa, H. E. and Wakeham, W. A.: VISCOSITY OF THE DRY COMBUSTION PRODUCTS OF CARBON IN AIR, J. Chem. Eng. Data, 23-1, 1978, 80, (C)。炭素の燃焼生成物の粘性係数を, 空気比1.0～5.0, 温度0℃～1000℃の範囲で計算した。圧力は大気圧で, 解離は考慮していない。

(80) Mansouri, S. H. and Heywood, J. B.:

CORRELATION FOR THE VISCOSITY AND PRANDTL NUMBER OF HYDRO-CARBON-AIR COMBUSTION PRODUCTS, Combust. Sci. Technol., 23, 1980, 251, (D)。炭化水素-空気の燃焼ガス粘性係数とプラントル数を温度, 圧力, 空気比, 比熱比の関数として表わした。NASAのプログラム(TND-7056)よりも計算速度が上がる。

(81) Martin, M. K. and Heywood, J. B.: APPROXIMATE RELATIONSHIP FOR THE THERMODYNAMIC PROPERTIES OF HYDROCARBON-AIR COMBUSTION PRODUCTS, Combust. Sci. Technol., 15, 1977, 1, (D)。炭化水素-空気の燃焼ガスの熱力学性質の近似計算法。温度, 圧力, 空気比の関数としてエンタルピー, 密度を計算し, 微係数なども与える。

(82) Rabinen, Ya. P. and Kozlova, S. G.: THERMODYNAMIC PROPERTIES OF PRODUCTS OF ANTHRACEN COMBUSTION IN AIR AT HIGH TEMPERATURE, (露語), Sb. Tr. Gos. Nauchno-Issled. Energ. Inst. Im. G. M. Krzhizhanovskovo, 66, 1978, 150, (C)。アントラセン($C_{14}H_{10}$)-空気の燃焼ガスの組成, エンタルピー, エントロピー, 定圧比熱, 定容比熱, ギブス自由エネルギーを計算している。温度1500~3500 K, 圧力1~40 atmの範囲で燃焼ガスの成分は53種を考慮。

(83) Way, S., Young, W. E., Tuba, I. S. and Chambers, R. L.: FUEL FOR ADVANCED POWER GENERATION SYSTEMS, Trans. ASME, 87A-2, 1965, 125, (C)。コークス, 天然ガス, エタノールその他の燃料と酸素の燃焼ガスにKまたは C_s をシーディングした時の組成, 音速, 密度, 生成熱, 定圧比熱, 定容比熱, エンタルピー, エントロピーを1400~3000 K, 1~4 atmについて計算している。

(84) Avilova, I. V.ほか: OPTICHESKIE SVOISTVA GORYACHEVO VOZDUKHA, Izd. Nauka, Moskva, 1970, 320頁。(C)。温度2000~20000 K, 圧力0.01~100 atmの高温空気の光学的性質を計算したデータ表。

(85) Baehr, H. D.: GLEICHUNGEN UND TAFELN DER THERMODYNAMISCHEN FUNKTIONEN VON LUFT UND EINEM MODELL-VERBRENNUNGSGAS ZUR BERECHNUNG VON GASTURBINENPROZESSEN, VDI-Z., 110-2, 1968, 58, (D), ガスタービンプロセス計算用の燃焼ガスモデルと空気の熱力学諸関数の式と表の紹介。詳細は下記文献にある。

(86) Baehr, H. D.: VDI-Z. Fortschrittsberichte, 6-13, 1967, 77頁, (D)。上記の式と表の全文。

(87) Neumann, K. K.: EIN PROGRAMM ZUR BERECHNUNG VON CHEMISCHEN SIMULTAN-GLEICHGEWICHTEN, Chemiker-Ztg., 97-9, 1973, 492, (E)。化学的な平衡計算のプログラム。

(88) Glebov, V. P., Motin, G. I.ほか: OPREDELENIE SOSTAVA PRODUKTOV SGORANIYA SERNISTOVO MAZUTA S UCHETOM MINERALYNOI CHASTI, Teplo-energetika, No. 7, 1975, 45, (A), 図4, 表0。炭素, 硫黄その他のほかにナトリウム, カルシウムその他の鉱物質を含む重油燃焼ガスについて, 2000 Kまでで気, 液, 固相に分けてその組成を表わす。

(89) Dresvyannikov, F. N. and Mukhachev, G. A.: METHOD CORRELATING DATA ON THE HEAT CONDUCTIVITY OF DISSOCIATING GASES, J. Appl. Mech. & Tech. Phys. USSR, 2, 1965, 109. 原文(露語)は, Zh. Priklad. Mekh. i Tekh. Fiz., 2, 1965, 116, (B)。解離したガスの熱伝導率について, 実験データをもとに式化する方法について述べる。

(90) Jain, P. C.: THE COMPUTATION OF THE THERMAL CONDUCTIVITY OF AIR IN THE TEMPERATURE RANGE 400-1600 K, J. Phys. D, Appl. Phys., 10, 1977, 2389, (C)。高温における空気を窒素と酸素の2成分混合物として, その熱伝導率を計算している。

(91) Korshikov, G. V.: THE COMPO-

SITION AND VISCOSITY OF BLAST FURNACE GAS WITH OXYGEN-ENRICHED BLAST AND HYDROGEN INJECTION, Russian Met. Mining, 4, 1964, 5, (C)。天然ガス, コークオープンガスその他の燃焼ガスの組成と粘性係数を, 大気圧で 250℃～1500℃まで計算している。

(92) Shakin, Yu. N.: RASCHET TERMO-DINAMICHESKIKH SVOISTV GAZOVBRAZNOVO TOPLIVA, EVO PRODUKTOV SGORANIYA I OTDELNYKH SOSTAVLYAYUSHCHIKH KOMPONENTOV TOPLIVA, Tr. Gor'kov In-t Inzh. Vod. Transp., No.179, 1980, 206, (D)。炭化水素系の気体燃料とその燃焼生成物のエンタルピー, エントロピー, 定容比熱などの 2500℃までの計算について記している。

4. むすび

以上の文献を収集したので, 各位の御参考になれば幸である。なお, 本稿の(その1)の文献数の表で欧文[II]を55報と記したが, その後の検討で必ずしもガスタービン計算には参考にならないと思われるものが数篇あることがわかったので, それらは除いてある。また, 文献検索で明らかになった文献は上記のほかにもかなりあるが, 原報入手が難しかったので上記紹介には含めていない。

データの信頼性評価, 利用しやすい計算法の開発などが必要と思われるが, これらは別委員会を設けて行うこととした。

なお, 堀昭史委員の所属は任期中に電力中央研究所に変わった。

(以上)

§ 入会勧誘のおねがい

日本ガスタービン学会では賛助会員, 正会員, 学生会員の入会を呼びかけております。ガスタービン関係の方々に是非ご入会いただきますよう各方面でのご勧誘をおねがいたします。

賛助会員	1口	50,000円	入会金	1000円
正会員		3,000円	入会金	500円
学生会員		1,000円	入会金	500円

(年度は4月から翌年3月まで)

入会申込など詳細は下記事務所へ

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

(社)日本ガスタービン学会事務局 Tel 365-0095

SITION AND VISCOSITY OF BLAST FURNACE GAS WITH OXYGEN-ENRICHED BLAST AND HYDROGEN INJECTION, Russian Met. Mining, 4, 1964, 5, (C)。天然ガス, コークオープンガスその他の燃焼ガスの組成と粘性係数を, 大気圧で 250℃～1500℃まで計算している。

(92) Shakin, Yu. N.: RASCHET TERMO-DINAMICHESKIKH SVOISTV GAZOVBRAZNOVO TOPLIVA, EVO PRODUKTOV SGORANIYA I OTDELNYKH SOSTAVLYAYUSHCHIKH KOMPONENTOV TOPLIVA, Tr. Gor'kov In-t Inzh. Vod. Transp., No.179, 1980, 206, (D)。炭化水素系の気体燃料とその燃焼生成物のエンタルピー, エントロピー, 定容比熱などの 2500℃までの計算について記している。

4. むすび

以上の文献を収集したので, 各位の御参考になれば幸である。なお, 本稿の(その1)の文献数の表で欧文[II]を55報と記したが, その後の検討で必ずしもガスタービン計算には参考にならないと思われるものが数篇あることがわかったので, それらは除いてある。また, 文献検索で明らかになった文献は上記のほかにもかなりあるが, 原報入手が難しかったので上記紹介には含めていない。

データの信頼性評価, 利用しやすい計算法の開発などが必要と思われるが, これらは別委員会を設けて行うこととした。

なお, 堀昭史委員の所属は任期中に電力中央研究所に変わった。

(以上)

§ 入 会 勧 誘 の お ね が い

日本ガスタービン学会では賛助会員, 正会員, 学生会員の入会を呼びかけております。ガスタービン関係の方々に是非ご入会いただきますよう各方面でのご勧誘をおねがいたします。

賛助会員	1口	50,000円	入会金	1000円
正会員		3,000円	入会金	500円
学生会員		1,000円	入会金	500円

(年度は4月から翌年3月まで)

入会申込など詳細は下記事務所へ

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

(社)日本ガスタービン学会事務局 Tel 365-0095

Q. 航空機用のターボ過給機について教えてください。

A. 軍用機や路線航空機を除いたいわゆる General Aviation 用の航空機の生産は年間2万機に達しています。比較的大型の高級ビジネス機用にはタービンエンジンが使用される傾向が強いようですが、座席数の少ない中・小型機では、必要とするエンジンの出力が小さいと、燃料消費の少ないことならびに低価格であることなどの理由から単発機双発機用ともレシプロエンジンが多く使われています。

こうしたレシプロエンジンに排気タービン過給機をつけるいわゆるターボ化は1960年代後半に始まりました。ターボ化はどんどん広がり最近では単発機のターボ化傾向が目立つようです。むろん日本の空でもセスナ210、ビーチクラフト60、パイパーP31、富士700、川崎ベルKH4など単発、双発機、ヘリコプタそれぞれのターボ化機が飛んでいます。

ターボ化の目的は主に高空性能の向上にあります。これにより航空測量の高空写真撮影用やターボ化エンジンと同系統の無過給エンジンを搭載していたヘリコプタの高所作業性の向上などの要求を十分満たすことができました。さらに小型機でも計器飛行方式(IFR)の飛行が増えてきたため高空を高速で飛行する必要が生じエンジンの高空性能の向上が要求されターボ化が促進されています。

図1・aと図1・bは同一系統の無過給及びターボ過給エンジンの出力と高度の関係を示したものです。この場合、海面上出力は無過給の方が高いが、19,000ftでは海面上出力の半分以上の120馬力に低下するのに対し、ターボ過給エンジンでは海面上出力よりやや低い220馬力がえられターボ化による高空性能の向上は著しいものがあります。

表1にターボ過給機付き航空用レシプロエンジンの代表例を示しました。エンジンの名称でTという記号が排気ターボ過給機付であることを示します。数字は気筒容積をin³で表わしたものです。

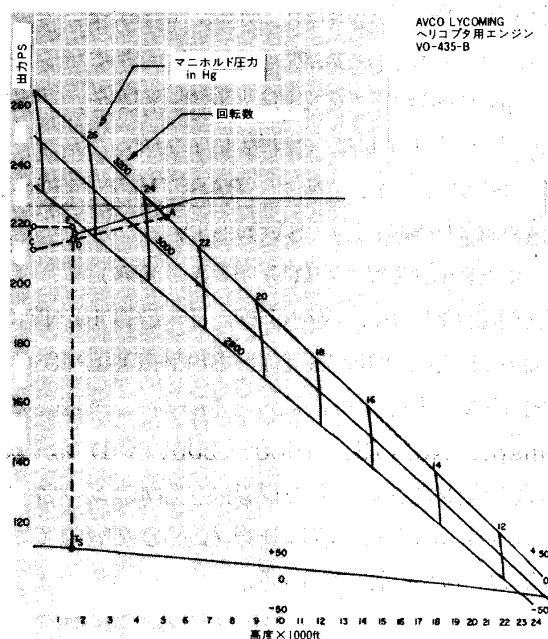


図1・a

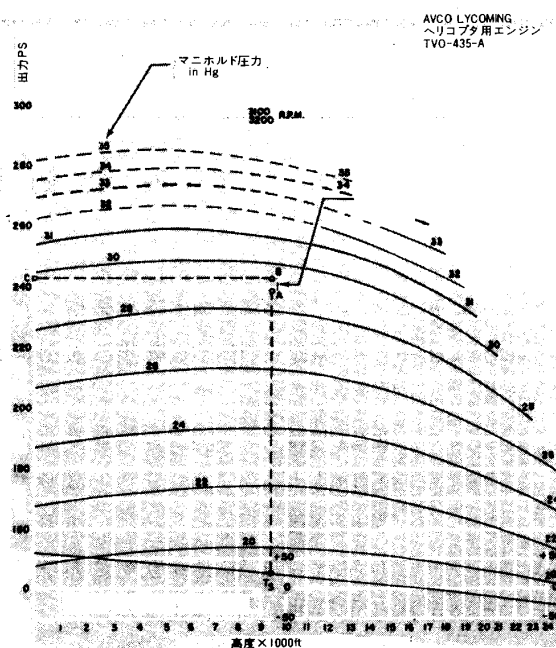


図1・b

過給機付は気筒容積が約6ℓ以上のエンジンで採用され、圧縮比は無過給エンジンでは8.3～8.7程度であるのに対し、約1程度低い7.2～7.5位になっています。気筒容積が4ℓ以下の100～120馬力程度のエンジンには過給機付はありません。

表 - 1

製造会社	型 式 名 称	シリン ダ数	気筒 容 積 ℓ	圧縮比	出力PS	主 な 使 用 機
アプコ・ ライカミング	TO-360	4	5.92	7.3	180～210	ベル 47 パイパアズテク, 同ナバホ ビーチデューク
	TVO-435	6	7.11	7.3	220	
	TIO-540	6	8.86	7.3	310～350	
	TIGO-541	6	"	7.3	425	
テレダイン・ コンチネンタル	TSIO-360	6	5.9	7.5	200～225	セスナスカイマスタ, パイパセニカ セスナ 414, ビーチバロン セスナ 421,
	TSIO-470	6	7.7	7.5	260	
	TSIO-520	6	8.5	7.5	285～310	
	GTSIO-520	6	"	7.5	340～435	

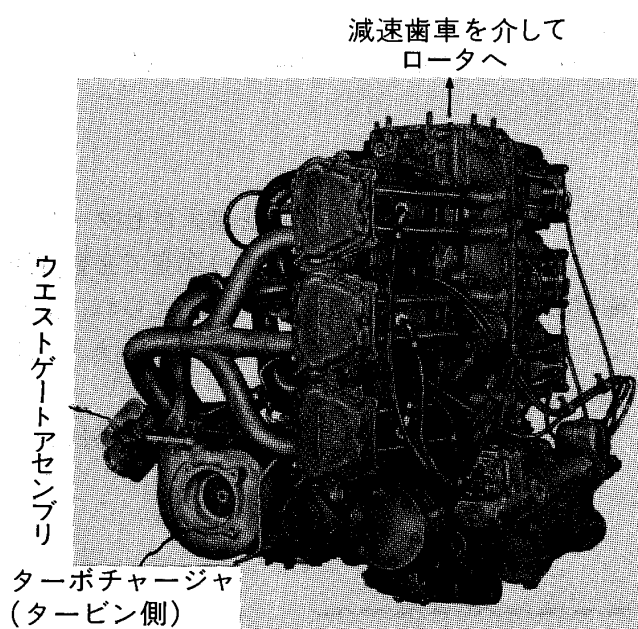


図2

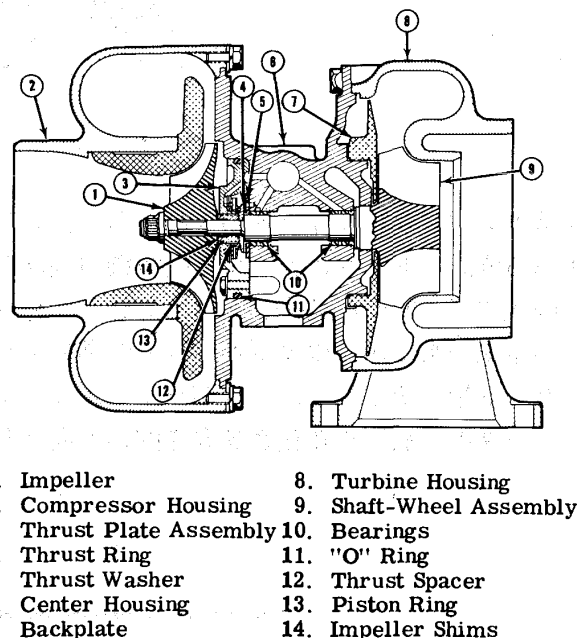


図3

図2はターボ過給機付6気筒対向エンジン（ヘリコプタ用で垂直型）の外観を示したものです。ターボ過給機は一般にエンジン本体から支持腕を出して取り付けられています。図3はターボ過給機本体の断面図です。

ターボエンジンはオーバーホール間隔（TBO）が短いのが難点といわれた時もありましたが、現在は1,600～1,800時間（高出力型では1,200時間というのものもある）ということになっています。

図4は過給機の制御系統の概念図です。圧縮機駆動用の排気タービンの出力はタービンを通る排気ガスの量をバイパス弁（ウエストゲート弁とも

いう）によって調整して制御します。バイパス弁はバタフライ弁および弁とリンクで接続されている油圧駆動のアクチュエータとでできています。アクチュエータにはエンジンから一定圧の滑油が供給されますが、アクチュエータからのブリード量によってアクチュエータ内のピストンに加わる力を変化させバタフライ弁の開度を調節します。油のブリード量はアクチュエータと油圧系統的に直列に結ばれているデンシティコントローラで調節されます。デンシティコントローラは圧縮機から出た空気の圧力と温度を感知するベローとそれに連動するブリード弁で構成されます。デンシティコントロー

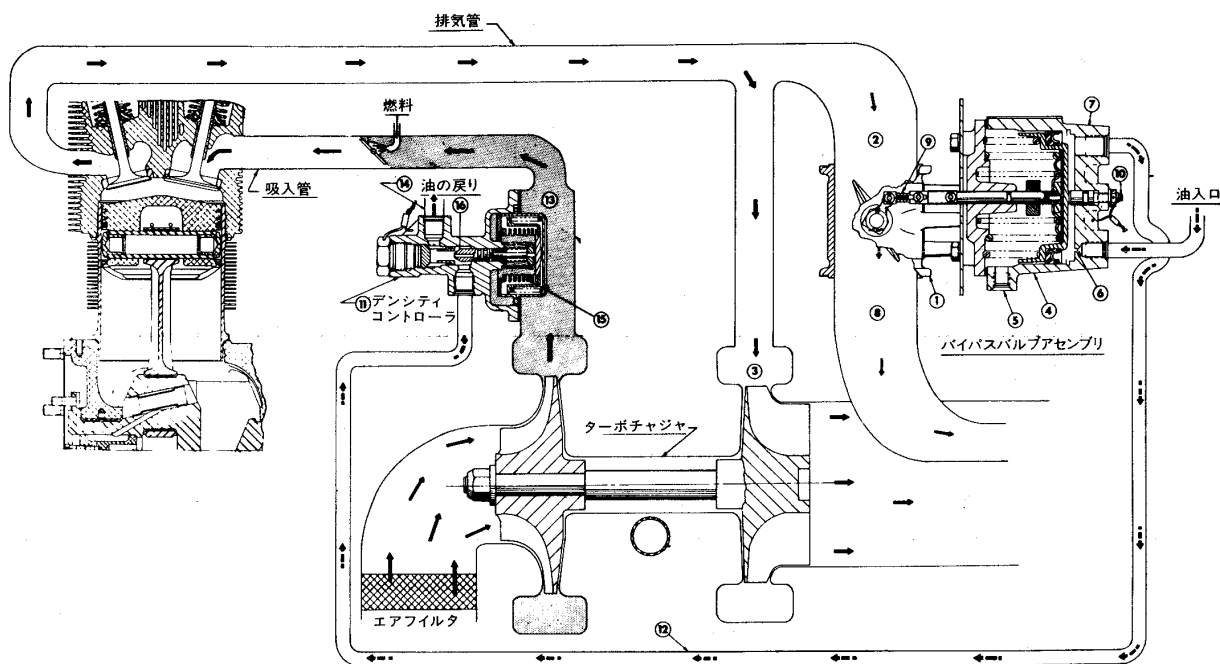


図4

ラはエンジンの絞り弁と連動されており、絞り弁がある位置にセットされますと航空機の高度が上り吸入空気の密度が減少しそれに応じて圧縮機出口の空気の密度が減少するとベローが動いて油のブリード量を変えます。これがバイパス弁のアクチュエータ内の油圧を変化させ弁を閉の方向に動か

しタービンを通る排気ガス量を増大させタービン出力を増加させます。これにより高空で必要な圧縮機出口圧力(マニホールド圧力)がえられ、従ってエンジンの出力が高空まで維持されます。(本稿は航空局の助力をえました)

編集委員会

— 死去会員 —

正会員 竹内貴一郎君 54才 同志社大学
昭和58年2月6日 逝去
ご遺族 大阪府三島郡島本町広瀬5-10-4
竹内徳子殿
本会に関する記事
昭和50年7月入会
謹しんで哀悼の意を表します。

総 目 次

第6巻第21号(53年6月)～第10巻第40号(58年3月)

☆挨拶☆		巻	号	頁
第3期会長就任挨拶	浦田 星	6	21	1
会長就任に当って	山内 正男	7	25	1
会長就任にあたって	円城寺 一	8	29	1
第6期会長就任挨拶	井口 泉	9	33	1
ご挨拶	円城寺 一	10	37	1
十周年にさいして	今井 兼一郎	10	37	2
設立十周年記念式典祝辞	松浦泰次郎・一色尚次 河田幸三・岡村健二 生井武文	10	37	3
☆随筆☆				
ガスタービン開発雑感	渡辺 哲郎	6	22	1
これからのガスタービン技術	松木 正勝	6	23	1
エネルギー問題とガスタービン	岡崎 卓郎	6	24	1
複合サイクルとしてのガスタービン型式	竹矢 一雄	7	26	1
天邪鬼技術論	小茂島 和生	7	27	1
セラミックス雑感	三輪 光砂	7	28	1
世界市場をねらうエンジンメーカーの視点と我国の立場	清水 宏一	8	30	1
勘と研究開発	藤江 邦男	8	31	1
ガスタービンの非定常空力問題研究の発展に奇せて	田中 英穂	8	32	1
若いガスタービン技術者へ	井口 泉	9	34	1
革命期に入った工業と学会の対応	松木 正勝	9	35	1
ジェットエンジン偶感	飯島 孝	9	36	1
ガスタービン人生論	佐藤 豪	10	38	1
外国からの技術導入について	矢野 巍	10	39	1
極限状態での「ネー 20」	棚 沢 泰	10	40	1
☆論説・解説☆				
送風機、圧縮機の試験計測装置	大島 末明	6	21	2
マスフロメータについて	千明 利雄	6	21	11
タービン動翼の温度および応力測定について	神保喜一・青野比良夫 萩原要司・小玉哲博	6	21	18
半導体小型圧力変換器とその応用	西山 園・五十嵐伊勢美	6	22	5
コミュニティ発電システムと高温ガスタービン	平田 賢	6	22	13
遠心圧縮機ディフューザ流れ解析の二つの方法	妹尾 泰利	6	22	20
複合サイクルに関するパネル討論会より	一色尚次・荒川忠男 秋葉雅史・岩田清光 荒木 巍	6	23	3
エンジニアリング会社より見た日本製ガスタービンの評価	横田 伸夫	6	23	20
三菱 SUPER MET 形過給機	山下勝義・野村滋郎 木村淑人	6	23	25
遠心羽根車のすべり係数について	小川武範・村田 暹	6	23	31
高効率ガスタービンの研究開発について	岩田 誠二	6	24	3
大容量ガスタービン発電所の建設と運転特性	木村恵洋・瀬戸 弘	6	24	10
中国電力坂発電所ガスタービンの建設計画と試運転	玉井 誠・堀 湛	6	24	21
炉頂圧エネルギー回収タービンの開発	保坂達二・梅本 進 手島清美	6	24	29

		巻	号	頁
省エネルギーのためのガスタービンの位置と将来	佐 藤 豪	6	24	36
冷熱利用ガスタービン開発とその周辺	秋 山 光 庸	6	24	48
化学プラントにおけるガスタービン	坂 口 順 一	6	24	60
小型産業用ガスタービン燃焼器のNO _x 低減	星野昭史・梶田真市	7	25	3
	森 建二・木村武清			
新・省エネルギーとガスタービン	一 色 尚 次	7	25	11
自動車用ターボチャージャのマッチング解析手法	内山恭一・岡崎 勉	7	26	4
風力タービン	奥 谷 順 一	7	27	3
ガスタービン設計者からセラミックス開発者への注文(I)	真 家 孝	7	28	4
(II)	岡 野 弘	7	28	8
(III)	杉 山 晃	7	28	13
セラミックス開発者よりガスタービン設計者への注文(I)	小 林 和 夫	7	28	17
(II)	落 合 俊 彦	7	28	22
(III)	浜 野 義 光	7	28	31
空冷タービン用高温材料の現状と将来	塩 入 淳 平	8	29	3
空冷タービン翼の精密鋳造	錦 織 徳 郎	8	29	12
空冷翼の製造加工技術	山 口 健 一	8	29	17
JT9Dエンジンにおける空冷タービン翼の変遷	中 井 盛 男	8	29	22
空冷タービン翼の最近の動向	高原北雄・吉田豊明	8	29	33
「エントロピー生成」によるガスタービン翼の冷却方式の評価	中山 恒・鳥居卓爾	8	29	41
	池川昌弘			
高効率レヒートガスタービン	竹 矢 一 雄	8	30	3
FJR710 ターボファンエンジンの研究開発の現状	松木正勝・鳥崎忠雄	8	30	13
RJ500 エンジンの国際共同開発について	伊藤源嗣・谷村篤秀	8	30	19
	宇多小路 豊			
科学技術文献の調査法及び文献入手法	宇 根 初 枝	8	30	25
蓄熱式熱交換器	半 田 統 敏	8	31	3
流動層燃焼とガスタービンへの応用	中 井 誠 一	8	31	10
英国艦艇用ガスタービンの技術概要	犬 伏 才 廷	8	31	20
流体・構造系における振動問題	田 島 清 瀬	8	32	4
圧縮機における非定常空力問題とその対策	永 野 進	8	32	15
高速翼列の振動とフラッタ	難 波 昌 伸	8	32	22
米国に於ける航空機用ガスタービンの非定常空力 に関する研究について	黒 坂 満	8	32	31
ガス産業におけるガスタービンの応用	横 田 伸 夫	9	33	2
航空燃料をとりまく諸問題	松木正勝・鳥崎忠雄	9	33	10
	高原北雄			
大容量ガスタービンによる原油焚10万時間の 運転実績について	石野寿生・西嶋庸正	9	33	22
運航および整備面から見た最近のジェット・エンジン	松尾芳郎・守田正公	9	34	2
ガスタービン用先進素形材技術	中 川 幸 也	9	34	14
高温ガスタービンの高温部材料と高温構造について	川 口 勝 之	9	34	22
高温ガスタービン用耐熱材料の米国における動向調査	西 山 幸 夫	9	34	33
高温ガスタービンをめぐるエネルギー事情	武 田 康	9	35	3
石炭ガス化発電とガスタービン	杉谷恒雄・片寄成美	9	35	10
アルコール燃料のガスタービンへの適用	佐 藤 幸 徳	9	35	22
電力への石炭ガス化とメタノール燃料の利用	深 田 智 久	9	35	34
ガスタービンにおける2, 3の新しい計測法	松木正勝・鳥崎忠雄	9	36	3
	遠藤征紀・田村敦宏			
	齋藤喜夫			
ヘビーデューティ・ガスタービンの制御の動向	神 立 文 夫	9	36	12
航空用・舶用ガスタービン制御の動向	杉 山 佐 太 郎	9	36	19
自動車用ガスタービンの制御	伊 藤 高 根	9	36	29

		巻	号	頁
高効率ガスタービン開発の現状	辻 高 弘	10	37	13
日英共同開発民間航空エンジンRJ500の現状	今 井 兼 一 郎	10	37	20
高性能小型ターボ過給機開発の現状	林 雅一・辻村玄隆	10	37	27
	岡崎洋一郎			
航空用ガスタービン燃焼器の動向	山中国雍・佐藤幸徳	10	39	3
	藤 秀実			
フォンカルマン研究所におけるターボ機械研究の現状	F. A. E. Breugelmans	10	39	11
水冷却ガスタービンの動向	深 田 智 久	10	39	23
電力事業におけるガスタービンの利用とコンバインド サイクルの導入	平 山 泰 司	10	40	5
☆講 義☆				
セラミックスについて(I)	奥 田 博	7	25	19
セラミックスについて(II)	奥 田 博	7	26	12
燃焼器におけるガス流動および燃焼(1)	川 口 修	7	26	21
燃焼器におけるガス流動および燃焼(2)	川 口 修	7	27	13
ガスタービンの制御(I)	遠藤征紀・杉山七契	7	27	23
	西尾健二			
ガスタービンの制御(II)	遠藤征紀・杉山七契	7	28	32
	西尾健二			
ガスタービン燃焼器(1)(実用燃焼器に即して)	田 丸 卓	8	30	32
ガスタービン燃焼器(2)(実用燃焼器に即して)	田 丸 卓	8	31	29
ガスタービン燃焼器(3)(実用燃焼器に即して)	田 丸 卓	8	32	37
空冷タービン翼の伝熱(その1)	能 瀬 弘 幸	9	33	30
空冷タービン翼の伝熱(その2)	能 瀬 弘 幸	9	34	40
ガスタービン-蒸気複合サイクル発電用熱交換器の動特性	中本政志・鶴田 魁	9	36	38
熱伝達率の測定法	吉 田 豊 明	10	39	50
軸流圧縮機動翼列の流れ (その1 内部流動に現れる諸現象)	井 上 雅 弘	10	40	13
☆技術論文☆				
ガスタービン用高圧燃焼器の研究	鈴 木 邦 男	6	22	27
振動する直線放射状羽根車に働く非定常流体力	西 岡 清	6	22	40
冷却動翼の三次元熱伝導計算	塩田祐次・長島義悟	6	23	43
ガスタービンの10万時間運転実績	山本 一・斉藤初雄	6	24	66
	片寄成実			
円柱・平板および二次元翼列によるフィルム冷却の実験 的研究	坂田公夫・吉田豊明	6	24	72
	佐々木 誠・高原北雄			
高圧力比多段軸流圧縮機の可変静翼角 および抽気に関する試験	管原 昇・大山耕一	7	25	29
	斎藤喜夫・田村敦宏			
	小林 紘			
入口案内翼の2次元翼列の実験的研究 (正の大迎角をもつ場合)	蓑田光弘・山崎紀雄	7	26	29
熱電対による高温ガス測定時の温度補正	若井和憲・志水昭史	7	27	33
	高橋 和・太田安彦			
	谷口 博			
円形翼列翼に作用する非定常特性(内向き流れの場合)	西岡 清・河野美登	7	28	43
振動している円形翼列翼の非定常力特性 (内向き流れの実験)	西岡 清・千川一司	8	30	39
ガスタービン用 Co基超合金の長時間加熱後の 機械的性質	福井 寛・樫村哲夫	8	30	48
	佐々木良一・幡谷文男			

	巻	号	頁
35MW高効率ガスタービン発電設備とその運転実績	8	31	37
野 田 廣 太 郎			
可変ノズル付き2軸形ガスタービンの特性 (モデリングと最適制御)	8	31	43
松 本 直 文			
圧縮残留応力のあるロータディスクの脆性破壊強度	8	32	46
梅沢貞夫・佐藤善美			
電気式デミスタの研究	9	34	51
松田憲昭・照沼福寿			
井口 泉・鶴野省三			
白竹盟三・橋本正樹			
鈴木正俊			
セラミック回転体強度の評価	9	36	48
佐々木正史・佐々木直人			
山崎慎一			
プローブモデル計算によるNO-NO ₂ 変換の研究	9	35	44
堀 守 雄			
連続流燃焼器に関する研究 (一次燃焼への二次空気の影響について)	10	37	89
中村 直・伊藤法彦			
川口 修・佐藤 豪			
萩 原 憲 明			
翼と軸系の連成曲げ振動(平板翼での解析と実験)	10	38	2
江口邦久・五味光男			
旋回ジェットの燃焼時および非燃焼時特性	10	38	9
藤井昭一			
低スロート・ピッチ比の遷音速タービン翼列の特性 に及ぼす後縁処理の影響	10	39	32
山口住夫・井上雅弘			
林秀千人・生井武文			
ガスタービン用燃焼器の排気ガスの研究 (エマルジョン燃料の効果)	10	39	40
熊倉孝尚・羽鳥和夫			
ガスタービン燃焼器ライナの固有振動数解析	10	40	23
加藤文雄・石橋洋二			
佐藤 勲・飯塚信之			
動翼ダブテール部の変形, すべり挙動	10	40	33
服部敏雄・岡本紀明			
森 靖			
☆研究所だより☆			
トヨタ自動車工業(株)東富士研究所の紹介	6	23	59
佐 藤 晃			
日産自動車(株)中央研究所の紹介 (ガスタービン開発を主として)	6	24	82
山 崎 慎 一			
防衛大学の紹介(熱工学関連研究室)	7	25	40
井口 泉・鶴野省三			
小松製作所・技術研究所・エンジン研究室	7	26	38
中 西 英 介			
九州大学におけるガスタービン関連の研究	7	27	39
妹 尾 泰 利			
東北大学高速力学研究所の紹介	8	29	51
伊 藤 英 寛			
電力中央研究所 エネルギー・環境技術研究所	8	30	53
水 谷 弘			
航空宇宙技術研究所におけるガスタービンエンジンの研究	8	31	52
松木正勝・鳥崎忠雄			
東京芝浦電気(株)総合研究所 機械研究所の紹介	8	32	52
荒 木 達 雄			
慶応大学における燃焼・伝熱研究	9	33	39
川口 修・溝本雅彦			
大阪府立大学航空工学科航空原動機講座	9	34	59
沢 田 照 夫			
石川島播磨重工業におけるターボ機械の研究	9	35	53
佐 藤 照 二 郎			
船舶技術研究所におけるガスタービンの研究	9	36	54
森 下 輝 夫			
三菱重工・長崎研究所における排気ターボ過給機 の研究状況	10	38	17
辻 村 玄 隆			
三菱重工・高砂研究所におけるガスタービンの要素研究	10	38	20
佐 藤 友 彦			
三井造船におけるガスタービンに関する 研究開発について	10	39	57
長島義悟・手島清美			
川崎重工における産業用中小型ガスタービンの 研究開発について	10	40	40
杉 本 隆 雄			
☆座談会・討論会等☆			
ガスタービン開発の動向と技術的問題点	6	23	50
鶴見喜男・一色尚次			
樗木康夫・表 義則			
竹矢一雄・田辺 清			
星野昭次・安井 元			

	巻	号	頁
セラミックスガスタービン実現をめざして	7	28	52
石川 浩・猪股吉三 大島亮一郎・大塚敬介 岡野 弘・米屋勝利 竹矢一雄・西山幸夫 松末勝利・宮内諄二 山崎慎一・一色尚次 森下輝夫・安井 元			
設立十周年記念行事パネル討論会「21世紀を目指すガスタービン」....	10	37	36
I. 燃料の多様化とガスタービン			
松 本 正 勝 飯島 孝・舟津良行 宇多小路 豊 谷村篤秀・鳥崎忠雄 竹矢一雄・水谷 弘 秋葉雅史・河田 修			
II. 産業とガスタービン			
横田伸夫・大島亮一郎 大槻幸雄・永田有世 岩 井 益 美			
III. 車輛用ガスタービン			
民間航空エンジンの国際共同開発について 今井会長へのインタビュー	10	38	23
ガスタービン利用の拡大とユーザー	10	40	42
大島亮一郎・遠藤 肇 浅野正晴・荒川光夫 糸井宇生・宇治茂一 奥原 巖・梶浦和成 久保田道雄・広岡武機 三賢憲治・宮原睦夫 横田伸夫・表 義則			
☆ニュース・見聞記☆			
ソ連邦科学アカデミー所属研究所訪問記	6	21	53
フランス見聞記	6	22	53
英国見聞記	6	24	85
第24回国際ガスタービン会議(San Diego)に出席して	7	25	42
松木正勝・竹矢一雄 伊藤源嗣・伊藤高根			
空気蓄圧ガスタービン発電所	7	26	41
NASAルイス研究所	7	26	42
"Aeropropulsion 1979 Conference"について	7	27	42
第14回 IECEC会議より	7	27	49
水素ガスタービンを訪ねて	7	28	61
野 村 雅 宣			
第25回国際ガスタービン会議(ニューオーリンズ)に出席して			
I. ユーザ・セッションから(航空用を除く)	8	29	56
II. 自動車用ガスタービンについて	8	29	57
III. 構造および計測に関連して	8	29	58
IV. 製品展示会について	8	29	60
佐 藤 隆 郎			
欧州のガスタービン発電所・メーカーを訪ねて	8	30	55
辻 高 弘			
ターボ機械に於ける空力弾性に関する IUTAM シンポジウムに参加して	8	31	55
荒木達雄・長島利夫			
オーストラリアに於る国際ガスタービン会議の紹介	8	32	54
黒 川 英 二 郎			
Whittle Laboratory 紹介	8	32	55
臼 井 俊 一			
バンガロール Air Breathing Engines シンポジウムに出席して	9	33	42
寛 陽・横井信哉			
第26回 ASME ガスタービン国際会議と展示会 1981年3月8日~12日テキサス州ヒューストン	9	33	46
河 田 修			

	巻	号	頁
スタンフォード大学留学記			
1980-81スタンフォード会議に出席して	9	33	52
第14回CIMAC国際大会に出席して	9	34	61
第20回米国伝熱会議に出席して	9	35	57
超高温耐熱材料(金属及びセラミックス)米国調査団に参加して	9	36	57
レニングラード工科大学に出張して	9	36	59
米国DOE会議に参加して	9	36	63
SWEDISH FIRM REPORTS FIRST ROAD TESTS OF CERAMIC GAS TURBINE ENGINE	10	37	107
MITエネルギー研究所留学記	10	39	60
第5回アルコール燃料技術(AFT)国際シンポジウム に出席して	10	40	57
AUTOMOTIVE TURBINE WORK OF SVEN-OLOF KRONOGARD WINS CHARLES DEUTSCH PRIZE	10	40	75
☆新製品・新設備紹介☆			
三菱30,000kwクラス2軸ガスタービン(MW-252)	6	22	59
10,000kwガスタービン移動発電装置	6	22	61
カワサキPU200形およびPU250形発電設備	6	22	63
カワサキPU1250形ガスタービン発電設備	6	24	89
MW701形50Hz用ガスタービン	6	24	92
ニイガタ・ソーラー・ガスタービン発電装置	7	25	49
日立-GE MS9001E型ガスタービン -50Hz発電用大容量ガスタービン-	7	27	52
航空転用型・大出力・高性能IM5000ガスタービン	7	28	68
三井-超高压遠心圧縮機 ガスインジェクションコンプレッサー	8	29	62
過給機の自動計測実験装置	8	31	58
日立-GE MS9001型大容量ガスタービンの 排熱回収型複合サイクル発電設備	8	32	60
超小型ターボチャージャシリーズ	9	33	55
環状翼列フラッタ実験装置	9	34	66
カワサキSIB-02形ガスタービンエンジン	9	35	59
海洋温度差発電用タービン	9	35	62
三菱・新型大容量ガスタービンMW-701D 及びMW-501D型	9	36	67
カワサキS3A-01形ガスタービン	10	38	29
三井SB60C-M型産業用ガスタービン	10	39	62
乗用車用IHI-RHB5形ターボチャージャ	10	39	65
日立製作所における石炭関連研究設備	10	40	59
☆資 料☆			
1977年ガスタービン生産統計	6	21	29
国産ガスタービン要目一覧表	6	21	33
1978年ガスタービン生産統計	7	25	52
1979年ガスタービン生産統計	8	29	64
1980年ガスタービン生産統計	9	33	59
1981年ガスタービン生産統計	10	37	103

	日本ガスタービン学会 調 査 研 究 委 員 会	巻 号 頁
調査研究報告 ガスタービン用作動流体の熱物性値 に関する資料の収集(その1)	10 39 68	
調査研究報告 ガスタービン用作動流体の熱物性値 に関する資料の収集(その2)	10 40 61	
☆報 告☆		
日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	6 21 50	
(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	7 25 56	
(社)日本ガスタービン学会 臨時評議員会・臨時総会報告	7 27 54	
(社)日本ガスタービン学会 評議員・総会報告	8 29 68	
(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	9 33 63	
ガスタービン学会賞受賞論文・技術の抄録	10 37 6	
(社)日本ガスタービン学会10年の歩み	総 務 委 員 会	10 37 99
設立十周年記念行事経過報告	遠 藤 征 紀	10 37 101
(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	10 38 33	

 ニュース

PRESS RELEASE - January 29, 1983

AUTOMOTIVE TURBINE WORK OF SVEN-OLOF KRONOGARD WINS CHARLES DEUTSCH PRIZE

The Charles Deutsch Prize, instituted by the Monte Carlo International Forum for Auto Technologies, has been won by the Swedish Professor, Sven-Olof Kronogard, for his pioneering inventions and developments in the field of gas turbines and turbomachinery technology.

Sven-Olof Kronogard is the founder and President of United Turbine in Malmo, Sweden which now is a Volvo subsidiary company. Professor Kronogard is also Chairman and owner of Turbokonsult, a separate research company in Malmo wherein United Turbine originated.

During the past decade Sven-Olof Kronogard has been mainly engaged in the development of a new vehicle power-plant which integrates the turbine and transmission into one compact package called the KTT (Kronogard Turbine Transmission) system. This system offers a considerable improvement in efficiency as well as an important simplification in design that enables manufacturing costs to be reduced.

The Charles Deutsch Prize is considered to be one of the most outstanding automotive technology awards. It is bestowed by a jury of leading engineering experts from the "elite" of the world automotive industry.



Sven-Olof Kronogard, President of United Turbine, Malmo, Sweden and the KTT, Mark I Automotive Turbine Engine.

	日本ガスタービン学会 調 査 研 究 委 員 会	巻 号	頁
調査研究報告 ガスタービン用作動流体の熱物性値 に関する資料の収集(その1)	10	39	68
調査研究報告 ガスタービン用作動流体の熱物性値 に関する資料の収集(その2)	10	40	61
☆報 告☆			
日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	6	21	50
(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	7	25	56
(社)日本ガスタービン学会 臨時評議員会・臨時総会報告	7	27	54
(社)日本ガスタービン学会 評議員・総会報告	8	29	68
(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	9	33	63
ガスタービン学会賞受賞論文・技術の抄録	10	37	6
(社)日本ガスタービン学会10年の歩み	10	37	99
設立十周年記念行事経過報告	10	37	101
(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告	10	38	33

 ニュース

PRESS RELEASE - January 29, 1983

AUTOMOTIVE TURBINE WORK OF SVEN-OLOF KRONOGARD WINS CHARLES DEUTSCH PRIZE

The Charles Deutsch Prize, instituted by the Monte Carlo International Forum for Auto Technologies, has been won by the Swedish Professor, Sven-Olof Kronogard, for his pioneering inventions and developments in the field of gas turbines and turbomachinery technology.

Sven-Olof Kronogard is the founder and President of United Turbine in Malmo, Sweden which now is a Volvo subsidiary company. Professor Kronogard is also Chairman and owner of Turbokonsult, a separate research company in Malmo wherein United Turbine originated.

During the past decade Sven-Olof Kronogard has been mainly engaged in the development of a new vehicle power-plant which integrates the turbine and transmission into one compact package called the KTT (Kronogard Turbine Transmission) system. This system offers a considerable improvement in efficiency as well as an important simplification in design that enables manufacturing costs to be reduced.

The Charles Deutsch Prize is considered to be one of the most outstanding automotive technology awards. It is bestowed by a jury of leading engineering experts from the "elite" of the world automotive industry.



Sven-Olof Kronogard, President of United Turbine, Malmo, Sweden and the KTT, Mark I Automotive Turbine Engine.



ユーザーを中心とする座談会を開くことは前期からの懸案だったのですが、やっとのことで昨年10月22日に開くことができました。そして、その記録を今月号に載せることになりました。このような座談会が成功したのは、学会からの面倒なお願いをこころよくお引き受け下さったユーザー、メーカーの方々の御協力のたまものです。また、座談会当日の記録と原稿の作成については遠藤、黒川、佐藤の三編集委員に大変な努力をしていただきました。この記事を書けるにあたり、関係者の方々に心から感謝する次第です。座談会に加えて東京電力の平山さんに解説を寄稿していただいたので、今月号はユーザー特集号と云っても良いようなものになりました。

講義には今月号と次号の2回連続で、軸流圧縮機の内部流動に関するものを載せます。最近の数年に燃焼器に関するものとタービンに関するものは、それぞれ2～3回連続の形で出ております

から、これでガスタービンの主要な3要素が出そろったことになります。今後どのようなテーマの講義を掲載するか、編集委員会でも検討しておりますが、読者の皆様の御要望をお聞かせいただければ大いに参考になると思います。

今月号に初めてQ & Aコーナーを設けました。これは読者からの質問がきっかけで作られたものですが、有意義なものに育てて行きたいと考えておりますので、どしどし御質問をお寄せ下さい。学問的なこと、技術的なことに限らず、どんな問題でもけっこうです。また、質問だけでなく、学会誌に対する御批判、御意見などがございましたら、はがきで学会事務局あてにお送り下さい。

さて、次号は高温技術特集を企画しております。ガスタービン開発のための基礎的、共通的な技術である高温ガス、高温の固体表面などの温度測定技術に関する記事がおもな内容となると思いますので、御期待下さい。

事 務 局 だ よ り

東京地方は、春一番が吹いたと思ったら大雪が降り、庭の木の芽もとまどっていることでしょう。

こちらへ越して来てから、ちょうど一年たちました。当初の予想よりは住みやすく満足していたのですが、年があけてから、この事務所のごく近所で2度も火事がありましたので、最近は少々不安な日を送っています。

1月20日、21日に開催されました第11回セミナーの参加者も140名をこえ、2月中旬の防衛庁の見学会も好評のうちに終了し、これで今年度の行事は一応すべて完了です。

また年度末が近づき、決算やら、総会の準備であわただしい毎日となりますが、今年というか、来年度のメインイベントは、なんといっても秋の国際会議。着々と準備は進行中ですが、予想外の論文の集まりにうれしい悲鳴をあげています。

機器展の方も出展会社が多く盛況となりそうです。いざ幕が上がらなければ分かりませんが、今のところは、だいたい順調に進んでいるようです。

今年もまた行事案内などの会告は、経費節減の為、ダイレクトメールよりも学会誌に載せることが多くなると思います。とかく会告のページ(ピンク色です)は見逃がす方が多いようですので、くどいようですが、くれぐれもご注意ください。

梅・桃・桜とだんだん良い季節が近づきつつありますが、花粉アレルギー症の方はこれからが大変です。どうぞお大事に。

[A]



ユーザーを中心とする座談会を開くことは前期からの懸案だったのですが、やっとのことで昨年10月22日に開くことができました。そして、その記録を今月号に載せることになりました。このような座談会が成功したのは、学会からの面倒なお願いをこころよくお引き受け下さったユーザー、メーカーの方々の御協力のたまものです。また、座談会当日の記録と原稿の作成については遠藤、黒川、佐藤の三編集委員に大変な努力をしていただきました。この記事を書けるにあたり、関係者の方々に心から感謝する次第です。座談会に加えて東京電力の平山さんに解説を寄稿していただいたので、今月号はユーザー特集号と云っても良いようなものになりました。

講義には今月号と次号の2回連続で、軸流圧縮機の内部流動に関するものを載せます。最近の数年に燃焼器に関するものとタービンに関するものは、それぞれ2～3回連続の形で出ております

から、これでガスタービンの主要な3要素が出そろったことになります。今後どのようなテーマの講義を掲載するか、編集委員会でも検討しておりますが、読者の皆様の御要望をお聞かせいただければ大いに参考になると思います。

今月号に初めてQ & Aコーナーを設けました。これは読者からの質問がきっかけで作られたものですが、有意義なものに育てて行きたいと考えておりますので、どしどし御質問をお寄せ下さい。学問的なこと、技術的なことに限らず、どんな問題でもけっこうです。また、質問だけでなく、学会誌に対する御批判、御意見などがございましたら、はがきで学会事務局あてにお送り下さい。

さて、次号は高温技術特集を企画しております。ガスタービン開発のための基礎的、共通的な技術である高温ガス、高温の固体表面などの温度測定技術に関する記事がおもな内容となると思いますので、御期待下さい。

事 務 局 だ よ り

東京地方は、春一番が吹いたと思ったら大雪が降り、庭の木の芽もとまどっていることでしょう。

こちらへ越して来てから、ちょうど一年たちました。当初の予想よりは住みやすく満足していたのですが、年があけてから、この事務所のごく近所で2度も火事がありましたので、最近は少々不安な日を送っています。

1月20日、21日に開催されました第11回セミナーの参加者も140名をこえ、2月中旬の防衛庁の見学会も好評のうちに終了し、これで今年度の行事は一応すべて完了です。

また年度末が近づき、決算やら、総会の準備であわただしい毎日となりますが、今年というか、来年度のメインイベントは、なんといっても秋の国際会議。着々と準備は進行中ですが、予想外の論文の集まりにうれしい悲鳴をあげています。

機器展の方も出展会社が多く盛況となりそうです。いざ幕が上がらなければ分かりませんが、今のところは、だいたい順調に進んでいるようです。

今年もまた行事案内などの会告は、経費節減の為、ダイレクトメールよりも学会誌に載せることが多くなると思います。とかく会告のページ（ピンク色です）は見逃がす方が多いようですので、くどいようですが、くれぐれもご注意ください。

梅・桃・桜とだんだん良い季節が近づきつつありますが、花粉アレルギー症の方はこれからが大変です。どうぞお大事に。

〔A〕

＜第 8 期通常総会開催のおしらせ＞

標記，総会を下記により開催いたします。ご多忙中とは存じますが，正会員の皆様のご出席をお願い致します。



開催日時： 昭和 5 8 年 4 月 2 8 日（木） 1 3 時～1 4 時

会 場： 機械振興会館地下 2 階ホール

議 事： 主な議案は以下の通りです。

1. 昭和 5 7 年度事業報告の件
2. 同 決算報告の件
3. 昭和 5 8 年度役員選出の件
4. 同 事業計画の件
5. 同 予算の計
6. 名誉会員推薦の件など

尚，総会終了後特別講演会を予定しております。



§ 見学会・技術懇談会の予定 §

見学会・技術懇談会を下記の様に予定しております。
詳細につきましては，後日ご連絡致します。

日 時： 昭和 5 8 年 6 月下旬頃

場 所： 三菱重工業㈱相模原製作所

＜第8期通常総会開催のおしらせ＞

標記，総会を下記により開催いたします。ご多忙中とは存じますが，正会員の皆様のご出席をお願い致します。



開催日時： 昭和58年4月28日（木） 13時～14時

会場： 機械振興会館地下2階ホール

議事： 主な議案は以下の通りです。

1. 昭和57年度事業報告の件
2. 同 決算報告の件
3. 昭和58年度役員選出の件
4. 同 事業計画の件
5. 同 予算の計
6. 名誉会員推薦の件など

尚，総会終了後特別講演会を予定しております。



§ 見学会・技術懇談会の予定 §

見学会・技術懇談会を下記の様に予定しております。
詳細につきましては，後日ご連絡致します。

日時： 昭和58年6月下旬頃

場所： 三菱重工業㈱相模原製作所

第11回ガスタービン定期講演会

共催 (社)日本ガスタービン学会 (社)日本機械学会

期日 昭和58年6月3日(金)

会場 機械振興会館 地下3階研修1, 2号室
東京都港区芝公園3-5-8, 東京タワー前
TEL 03-434-8211

地下鉄 日比谷線 神谷町駅下車, 徒歩5分

次第 (講演時間25分, 討論時間5分。 ※印講演者。
発表者の所属が筆頭者と同じ場合は, これを省略しました。)

第1室(研修1号室)		第2室(研修2号室)	
10:00	座長 宮地敏雄(航技研) A-1 ガスタービンエンジンの実時間シミュレーション (シミュレーション専用言語によるプログラミング) ※越沼威, 西尾健二, 杉山七契(航技研) A-2 小型ガスタービンの送風起動の研究 須之部量寛, 稲垣詠一(東京理科大), ※熊倉弘隆(東京理科大院)	10:00	座長 佐藤幸徳(石川島播磨) B-1 三次元空冷タービン静翼の後流測定 ※山本孝正, 臼井弘, 柳良二(航技研) B-2 入口案内翼の2次元翼列の実験的研究第2報(偏差角制御の試み) ※森田光弘, 山崎紀雄, 大山耕一, 松本正勝(航技研)
11:00	A-3 タービン翼の蒸気冷却実験その1 ※柳良二, 熊谷隆王(航技研) A-4 高圧タービン動翼の高温翼列試験 ※安部利男, 河口岳志(三井造船) 熊谷隆王, 吉田豊明, 高原北雄(航技研)	11:00 11:10	B-3 遠心圧縮機のディフューザに関する実験的研究(性能におよぼす羽根車直後の混合過程の影響について) ※太田浩二(慶大), 片岡一之(東芝), 有賀一郎, 益益田重明(慶大) B-4 円柱型風向風速計の特性に対する流れの状態と寸法の影響および補正方法の研究 大塚新太郎, ※二日市宅, 加藤勇夫(名大工)
12:10		12:10	
13:30	座長 森下輝夫(船研) A-5 東新潟火力発電所第3号系列 複合発電設備の計画概要について ※矢吹雅男(東北電力) A-6 メタノールガスタービンサイクルの熱効率 金子靖雄, ※鶴野省三(防大) A-7 ガスタービンにおける水素燃料の利用に関する研究 (第3報 中間冷却器と水素ヒータを併用した場合) ※辻川吉春, 沢田照夫(阪府大工)	13:30	座長 石野寿生(日立製作所) B-5 エアブラスト型燃料噴射弁の燃焼特性 山中国雅, 佐藤幸徳, ※藤秀実(石川島播磨) B-6 燃焼筒内における燃焼場と燃料拡散との関係 ※佐藤秀之, 中村直(慶大院), 川口修(慶大) B-7 希薄予混合予蒸気燃焼法によるガスタービン燃焼器からのNO _x 排出低減の研究(第2報) ※林茂, 堀内正司, 斉藤隆, 山田秀志(航技研)
15:00		15:00	
15:10	座長 古閑昭紀(東芝) A-8 ガスタービンの軸系振動解析 ※神吉博, 稲垣泰一, 日浦治也, 灘井義和(三菱重工) A-9 多層ディスクロータの最適スタッキング法 ※瀬川頼英, 黒沢宗一(日立製作所) A-10 高速遠心圧縮機インペラの応力 ※三上隆男, 岡村淳輔, 上遠野紘一(石川島播磨)	15:10	座長 杉山 晃(三菱重工) B-8 ガスタービン燃焼器の出口温度分布予測 山中国雅, 佐藤幸徳, 藤秀実, ※中野静嘉, 渡辺猛(石川島播磨) B-9 ガスタービン燃焼器の特性計算 ※前田福夫, 藤田貞司, 松井宏, 芳根俊行, 坂入幸夫(東芝) B-10 新設高圧燃焼試験装置と筒形燃焼器の試験結果 ※田丸卓, 堀内正司, 下平一雄, 黒沢要治, 斉藤隆 山田秀志(航技研), 久山利之(川崎重工)
16:40		16:40	

＜参加登録について＞

事前申込締切 5月13日(金)

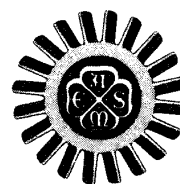
- 参加登録費 事前登録 4,000円(学生員 2,000円)
当日登録 5,000円(学生員 2,000円)
会 員 外 10,000円
- 事前登録の方法 はがきに「第11回ガスタービン定期講演会申込」と標記し, (1)氏名(2)所属学会(3)会員資格(4)勤務先(5)連絡先(6)送金方法と送金予定日を記入して, 下記あてお送り下さい。なお, 著者も参加登録をお願いします。
- 事前申込先 〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル
日本ガスタービン学会
- 送金方法 次のいずれかをご利用下さい。
・現金書留
・郵便振替 (東京7-179578, 社団法人日本ガスタービン学会)
・銀行振込 (富士銀行新宿支店 ①No-503141, 社団法人日本ガスタービン学会)
- 講演論文集配布
5月13日(金)までに入金の方には事前にご送付します。その他の方には当日会場にてお渡しします。
なお, 当日会場でも, 入会申し込み, 参加登録を受け付けます。準備の都合上, なるべく期日までにお申し込み下さい。

＜懇親会案内＞

第11回定期講演会終了後, 会員各位の親睦をはかり, 懇談いただくため下記のような懇親会を開催いたすことになりました。
お誘いあわせの上お気軽にご参加ください。

日 時 昭和58年6月3日(金) 17:00~19:00
会 場 機械振興会館 6階67号室
参 加 費 無料 (登録者に限る)

the gas turbine division newsletter



November, 1982

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

N.R. Dibelius: Chairman's Report on the Industry and Division



The ASME Gas Turbine Division is concerned with the understanding of design, operation, and application of all types of gas turbine machinery. One of the Division's objectives is to cooperate with other national and international organizations in the areas of standardization, research, education and participation in other conferences and meetings.

We have sponsored or participated in conferences in Switzerland, Belgium, England, Japan, Australia, and other countries, in addition to holding conferences in the United States. The 1983 Conference will be in Phoenix, Arizona, USA. Also, in 1983 The Gas Turbine Society of Japan is holding a conference in Tokyo. We are participating in that Congress by contributing technical papers and printing calls for papers and articles in our Newsletter. Our 1984 Conference is planned to be held in Amsterdam, The Netherlands.

In October, 1982, a symposium on gas turbines was held in the Peoples Republic of China. I was privileged to be one of eight speakers who presented talks in three different cities on the subjects of compressor design and testing, turbine cooling, marine applications, and fuels availability. Over the past half dozen years, scientists and engineers from the Peoples Republic of China have enriched our Gas Turbine Conference with high quality papers and we hope they will continue to present papers and participate in future conferences. Also, we hope there will be an opportunity for many more meetings on gas turbines in China.

The global scope of the gas turbine industry and, hence, the resulting international activities of the ASME Gas Turbine Division are apparent from the following brief outline of industry trends. The gas turbine has many applications including those of aircraft, marine, automotive, pipelines, industrial, chemical plants, and electric utilities. Gas turbines can burn a large variety of fuels

including high and low heating value gas and crude, distillate, and residual oil. Future research is needed to improve all component efficiencies, materials and fabrication techniques, corrosion resistance, and the burning of coal. The combined cycle gas turbine is the most efficient fossil fuel-fired power generator in the world.

Prior to the 1940's, oil and gas exploration was carried on in many countries of the world. In the late 1940's and '50's, great quantities of oil supplies were developed in the Middle East at very low cost and marketed at a very low price. The price was so low that exploration in most other countries came to a halt. However, in the 1970's, it all changed. The price of oil rose sharply to the level where it became economically attractive to resume worldwide exploration for oil and gas. The oil was used as transportation and heating fuel and the gas was flared or used locally for power generation, heating, and chemical feed stock. At present, the flaring of gas is considered to be extremely wasteful.

... continued next page

INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER'S FIRST HOME STUDY COURSE SENT TO PILOT PROGRAM PARTICIPANTS

ASME Gas Turbine Division opened the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta in 1978. The Division sponsors the Center, pays staff salaries, office rent and other expenses with income received from Division activities such as the International Gas Turbine Exhibit held in conjunction with its annual Gas Turbine Conference. Despite worldwide recession, the annual exposition of gas turbine equipment has continued to be successful and, therefore, the member services of the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER are expanding.

For example, in January 1981, Gas Turbine Division sponsored a contract for over \$42,000 for development of a home study course on basic gas turbine engine technology by Arizona State University. During development by Arizona State, the course was reviewed by volunteers in Gas Turbine Division and the completed course was received in Atlanta in May, 1982.

A publicity campaign for the course was initiated by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER and over 400 inquiries have been received. The inquiring parties were sent a questionnaire and pilot program participants were selected. The students participating in the pilot program and others in ASME will critique the course so that final changes can be made before the course is released to the public.

To receive additional information on the Home Study Course: Basic Gas Turbine Engine Technology, contact the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER in Atlanta.

GAS TURBINE DIVISION
The American Society of Mechanical Engineers



International Gas Turbine Center
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, Georgia 30341 USA
Telephone: (404) 451-1905

continued from page 1 . . .

Attempts at natural gas conservation now and in the future include reinjection, conversion to liquified natural gas, chemical feed stocks and greatly expanded conversion to methanol fuels. The quantity of gas that can be re-injected is limited, and eventually the gas must be converted to other forms.

Liquid hydrocarbon fuels can be produced directly from coal, but the low hydrogen content produces poor transportation fuels. Alternatively, coal can be gasified first and then converted to a large variety of hydrocarbons including transportation fuels. This produces higher quality fuels and is done in the Sasol plants, but at high cost.

Work is presently proceeding on combined cycle coal gasification plants which are complex and require a high capital investment compared to natural gas or oil plants. The complexity and capital investment could be reduced considerably if a method could be developed to burn coal directly in a gas turbine combined cycle. Coal gasification projects should proceed, but research and development work on the direct firing of coal should also be carried out simultaneously. This should start as a small effort concentrating on combustion and erosion. Some work has been done in the past (mostly in the 1950's) on direct firing of coal in gas turbines but problems of corrosion and erosion, and the lack of economic incentive, have prevented its further development and general use. However, in those parts of the world where coal is plentiful such as China and the United States, it would be beneficial to develop a direct fired coal burning combined cycle. Such a cycle has the promise of producing power at the lowest possible cost.

Of course, direct coal firing must be compared to the cost of exploring for and producing deep gas. Historically, natural gas has been a by-product of petroleum production from shallow wells. In the past few years, geologists have predicted the existence of vast quantities of natural gas in the overthrust regions of the world in deep pockets below about 5000 meters. At these depths, the gas is not accompanied by oil. New techniques in seismology involving telemetering of seismic signals to miniaturized computers for signal processing have resulted in the location of gas fields with greater accuracy than was possible only a few years ago. Also, improved drilling techniques have permitted the produc-

tion of natural gas from deep wells. It is suspected that deep gas occurs in most regions of the world, including China, and since natural gas is the prime source of raw materials for chemical and ammonia fertilizer plants. It is expected that combined cycle gas turbines will be used in new locations to provide electric power and steam for such plants and the surrounding communities. (Sometimes these are called cogeneration plants.) Because of the increased availability of natural gas, gas turbines are being used in ever increasing numbers worldwide.

Reflecting this worldwide scope of the gas turbine industry, the ASME Gas Turbine Division continues to increase its international activities. The latest indicator of this trend is the increasing frequency of overseas conferences from every fourth year to every second year.

Profile: George Opdyke, Jr., Incoming Member of GTD Executive Committee



George Opdyke has been involved with gas turbine combustor design and development during most of his professional career beginning with a powdered coal burning combustor program at the Westinghouse Research Laboratories in 1949. He participated in combustor component development for the J40 and J46 engines at the Westinghouse Aviation Gas Turbine Division, after which he joined the newly formed Avco Lycoming Division in Stratford, Connecticut in 1953 as a development engineer in the Combustor Section. He is currently the manager of that Section.

At Avco he had participated in, or been responsible for, the design and development of the combustors used in all of the Avco Lycoming gas turbine engines. These have included the several reverse flow annular combustors for the ubiquitous T53 engine models using vaporizing, pressure atomizing and air-blast fuel injection, plus similar combustors for the T55 family of engines. These combustors have been adapted for

a wide variety of aircraft, marine and industrial applications using many types of fuel. He has been active in studies of fuels, fuel injection techniques and multi-fuel combustion, particularly for the AGT1500 engine used in the U.S. Army Abrams Tank, and is currently actively engaged in the application of modern combustion modeling techniques to the design of practical combustor systems.

Opdyke is a longtime member of ASME, has been active in Gas Turbine Division's Combustion and Fuels Committee for many years and is currently serving as chairman of that Committee. He has also served on CRC and ANSI committees related to fuels and emissions.

Personal interests include gardening, cabinet making and painting. He is also interested in the functions of a library, and because of that interest is a member of the Board of Directors of the Stratford Library Association.

New Gas Turbine Book

The use of turbomachinery in the petrochemical, power generation, and offshore industries has greatly increased in recent years. Accordingly the **Gas Turbine Engineering Handbook** by Meherwan P. Boyce is available for the users and designers of gas turbines.

Chapters on optimizing turbine efficiency and reliability reveal information about avoiding downtime and lowering operating cost. Technical details on sizing, layout, fuel selection, types of drives, lubricating practices, rotor balancing techniques, performance characteristics, coupling alignment, and spectrum analysis help field engineers achieve maximum gas turbine performance. For design engineers, there is coverage of cycles, rotor dynamics, bearing and seal design, vibration, gears, materials, combustion, control systems, and other instrumentation.

The **Gas Turbine Engineering Handbook**, 1982, 604 pages, is available in bookstores or directly from the publisher: Gulf Publishing Company, Book Division, P.O. Box 2608, Houston, Texas 77001.

Editor's Note: Readers are asked to send details of other new gas turbine books to the International Gas Turbine Center.

New GTD Committee

Eugene W. Zeltman is the Chairman of Gas Turbine Division's new Technical Committee on Legislative and Regulatory Affairs. At a recent meeting with the GTD Executive Committee in Denver, Zeltman reviewed the current status of proposed Clean Air Act Amendments, the Gas Turbine New Source Performance Standards and the Powerplant and Industrial Fuel Use Act. It is doubtful much action will occur on the Clean Air Act this year and little activity is anticipated in the New Source Performance Standards arena. Also, although there is potential action in the areas of acid rain and hazardous waste, these topics do not appear to relate very closely to gas turbine users.

The Executive Committee and Dr. Zeltman agreed his Committee should have the benefit of input from other Gas Turbine Division Technical Committees with regulatory and legislative interests. To that end, Dr. Zeltman's Committee will have several ex-officio members from other GTD Technical Committees serving in that capacity. He also hopes to join with existing Technical Committees with common interests in the sponsorship of pertinent sessions or panel discussions at future ASME national meetings.

Those interested in serving on Dr. Zeltman's Committee should contact him at General Electric Company, 1100 Western Ave., MZ60, Lynn, Massachusetts 01910, (617) 594-4387.

GTD Participation at 1982 JPGC

The broader participation of the ASME Gas Turbine Division in the recent Joint Power Generation Conference in Denver was well received. There was good committee representation as follows:

Participating Committee	Sessions	Papers
Electric Utilities	3	13
Turbomachinery	1	4
Coal Utilization	1	4
Combustion & Fuels	4	20

A.L. Steinlen, Program Chairman for GTD, said the sessions were generally well attended. This is expected to be a growing sector of the industry as the economy begins to recover from the recession.

Deadline Extended for Technology Reports

The ASME Gas Turbine Division's INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER has extended the deadline to December 15, 1982 for receipt of submissions to the GTD 1983 GAS TURBINE TECHNOLOGY REPORT.

Companies and organizations involved in gas turbine technology are invited to submit a report on activities and accomplishments during the past year. The reports are to be of an engineering nature and significant material in the following areas is encouraged: research and development; operating experience summary; new installations of significance; problems encountered and solutions; test results and new designs. The Technology Report is widely distributed; therefore, any material submitted must be unclassified and non-proprietary. Further, when the material is submitted, the ASME Gas Turbine Division accepts it with the understanding that it is open for publication with no restrictions.

The format of the report submitted should be as follows: (1) List at the top of the first page the company or organization and the author's name and address. The company name should not be used throughout the text but referred to as "the company". (2) Length must not exceed 600 words. (3) No illustrations, tables or photographs are permitted.

The information must be received in the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER by no later than December 15, 1982 in order to be included in the Technology Report.

A.F. McLean Elected to ASME Fellow Grade

Arthur F. McLean, P.E., manager of ceramics research, Ford Motor Co., Dearborn, Mich. has been elected to ASME Fellow Grade. McLean holds 16 patents for developments and applications in ceramics technology involving turbine engines, engine and system modeling, and hydraulic and pneumatic control systems.

The founder and first chairman of the Gas Turbine Division's Ceramics Committee, McLean has also been Chairman of the Division's Vehicular Committee and a member of the Division Objectives and Long Range Planning Committee.

CALL FOR PAPERS 1983 JPGC

● The Electric Utilities Committee of the ASME Gas Turbine Division is interested in receiving papers for presentation at the 1983 Joint Power Generation Conference, Indianapolis, IN, September 25-29.

Papers on the following subjects are of particular interest: operation and maintenance, combined cycle plans and operational experience, coal gasification, cogeneration, and forecast and legislative considerations.

Please submit green sheets (M&P 1903) 4/82 "Offer of a Technical Paper" by January 1, 1983 to: Mr. Andrew J. Auld, Jr., Westinghouse Electric Corp. (Ret.), P.O. Box 251, Concordville, PA 19331, (215) 358-4511.

● The Combustion and Fuels Committee of the ASME Gas Turbine Division will sponsor technical sessions at the 1983 Joint Power Generation Conference.

Four technical paper sessions are currently being organized around the following subjects: low emission industrial engine combustors, alternative fuel effects on combustion, catalytic combustion, and fuel injection and vaporization.

Green Sheets and abstracts are requested by January 4, 1983, with papers submitted by March 15, 1983. Send Green Sheets and abstracts to: Donald W. Bahr, General Electric Company, Mail Drop K-64, Cincinnati, Ohio 45215.

1983 Tokyo Gas Turbine Congress

The following are deadlines for ASME Gas Turbine Division papers for the 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, sponsored by the Gas Turbine Society of Japan, October 24-28, 1983:

1. Submit paper for review no later than Jan. 1, 1983
2. Acceptance of paper - April 1, 1983
3. Complete, camera-ready copy submitted for transmittal to Japan, June 30, 1983.

For those who have not submitted a Green Sheet or an abstract, please do so immediately.

For more information, contact: Roy Kamo, MS50165, Cummins Engine Company, Inc., Columbus, Indiana, 47201, (812) 378-7339.

Services Available From THE INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER

- The 1982-1983 Committee Roster is a directory of all administrative and technical committee members of the ASME Gas Turbine Division. It is published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER and contains an alphabetical listing with the committee member's name and address. The Roster has been sent to everyone listed in it.
- The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER produced a Directory of Technical Papers from ASME Gas Turbine Division Conferences dating back to 1957. The Directories are available without charge and individual papers may be purchased for \$5.00 each prepaid.
- The 1983 edition of ASME Gas Turbine Division's International Gas Turbine Technology Report will be available for distribution by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER after the first of the year. The Report will be sent to ASME Gas Turbine Division's Technical Committee members, exhibitors and contributors to the Report. Others may reserve a free copy.
- Initial development of the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER'S correspondence course on Basic Gas Turbine Engine Technology has been completed and sent to pilot program participants. The course should be available to the public in 1983.
- The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER sponsors the ASME Turbomachinery Institute's Fluid Dynamics of Turbomachinery program. The next program will be held in Ames, Iowa, July 18-28, 1983. Complete details of the program are contained elsewhere in this edition of the ASME Gas Turbine Division's Newsletter.
- The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER has available without charge a quantity of Advance Programs containing information on the preliminary technical program, lodging, and advance registration for the 28th International Gas Turbine Conference and Exhibit to be held at the Civic Plaza, Phoenix, Arizona, March 27-31, 1983.

The INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER is sponsored by the ASME Gas Turbine Division and funded primarily with income received from Division activities such as the annual INTERNATIONAL GAS TURBINE EXHIBIT.



GAS TURBINE DIVISION
The American Society of Mechanical Engineers



International Gas Turbine Center
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, Georgia 30341 USA
Telephone: (404) 451-1905



FUTURE ASME GAS TURBINE DIVISION CONFERENCES and EXHIBITS

1983 MARCH 27-31
Civic Plaza
Phoenix, Arizona

1984 JUNE 3-7
International Exhibition and
Congress Centre RAI
Amsterdam, Netherlands

1985 MARCH 17-21
Albert Thomas Convention
Center
Houston, Texas



Phoenix
March 27-31, 1983

GAS TURBINE DIVISION The American Society of Mechanical Engineers EXECUTIVE COMMITTEE 1982-83

CHAIRMAN
NORMAN R. DIBELIUS
General Electric Co.
1 River Road, Bldg. 53-322
Schenectady, N.Y. 12345
518-385-9674

VICE-CHAIRMAN
A. A. MIKOLAJCZAK
Rohr Industries, Inc.
P.O. Box 878
Chula Vista, CA 92012
714-575-2478

CHAIRMAN OF CONFERENCES
GEORGE K. SEROVY
Mechanical Engineering Bldg.
Iowa State University
Ames, IA 50011
515-294-2023/1423

REVIEW CHAIRMAN
H. CLARE EATOCK
Pratt & Whitney Aircraft
P.O. Box 10
Longueuil, Quebec J4K 4X9
Canada
514-647-7574

FINANCE COMMITTEE & PAST CHAIRMAN
KENNETH A. TEUMER
Woodward Governor Company
1000 E. Drake Road
Fort Collins, Colorado 80525
303-482-5811

DIRECTOR, OPERATIONS
DONALD D. HILL
International Gas Turbine Center
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, GA 30341
404-451-1905

MANAGER, EXHIBIT AND INFORMATION SERVICES
DAVID H. LINDSAY
International Gas Turbine Center
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, GA 30341
404-451-1905

TREASURER
R. TOM SAWYER
P.O. Box 188
Ho-Ho-Kus, N.J. 07423
201-444-3719

ASSISTANT TREASURER
THOMAS E. STOTT
Stal-Laval, Inc.
525 Executive Blvd.
Elmsford, N.Y. 10523
914-592-4710

NEWSLETTER EDITOR
ROBERT A. HARMON
25 Schalen Drive
Latham, N.Y. 12110
518-785-8651

ADMINISTRATIVE ASSISTANT
SUE COLLINS
404-451-1905

the gas turbine division newsletter

Volume 23, Number 4, November, 1982

Published by the INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER, Gas Turbine Division, A.S.M.E., 4250 Perimeter Park South, #108, Atlanta, Georgia 30341, USA, (404/451-1905). Donald D. Hill, Director of Operations; David H. Lindsay, Manager, Exhibit and Information Services; Sue Collins, Administrative Assistant.

Chairman:

Norman R. Dibelius
General Electric Co.
Schenectady, New York

Vice Chairman:

A.A. Mikolajczak
Rohr Industries, Inc.
Chula Vista, California
Robert A. Harmon
Consulting Engineer
Latham, New York

Editor:

R. Tom Sawyer
Ho-Ho-Kus, New Jersey
Donald D. Hill
International Gas Turbine
Center
Atlanta, Georgia

Publisher Emeritus:

Publisher:

INTERNATIONAL GAS TURBINE CENTER
Gas Turbine Division
The American Society of Mechanical Engineers
4250 Perimeter Park South, #108
Atlanta, Georgia 30341 USA

NON-PROFIT ORGANIZATION
U.S. POSTAGE
PAID
ATLANTA, GEORGIA
PERMIT NO. 2685

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複写の許可を得ました。

T.C. Heard: Technical Program for 1983 Gas Turbine Conference in Phoenix

Program plans for the 28th International Gas Turbine Conference give strong assurance that this annual event will continue to be the world's leading forum for gas turbine technology. A large contingent of gas turbine designers, manufacturers, users, consultants, and engineering contractors are expected to attend the Conference in Phoenix, Arizona, March 27-31, 1983, to describe and hear about the leading edges of gas turbine development, manufacture, and application. The setting for the Conference is the excellent facility of the Civic Plaza in the heart of Phoenix.

The Technical Committees of Gas Turbine Division started early this spring to develop the technical content for the 1983 Conference and the preliminary program shows approximately eighty technical sessions including ten panel sessions and over 275 technical papers.

The program has a strong content of user and application oriented papers and panel sessions. The Aircraft, Marine, and Vehicular Committees are sponsoring a total of thirteen wide-ranging sessions covering propulsion, integration of gas turbines with carrier, components and testing. The Pipelines, Process, and Electric Utility Committees plan a total of twelve sessions, including three panels on new applications and installations, installation and operating problems and experience, peripheral and associated equipment, and cost improvements. The Closed Cycles, Coal Utilization, Controls, and Technology Resources Committees are also sponsoring a total of 17 sessions with a high content of user interest.

Those Technical Committees heavily focused on the disciplines of analysis, design, development, manufacture, and testing also have a strong program which addresses many advanced concepts and accomplishments. The Turbomachinery Committee has thirteen sessions covering different aspects of turbomachinery unsteady flow, fluid dynamics, and aerodynamics. The Structures and Dynamics Committee has eight sessions on component vibration, rotor dynamics, stress analysis, and fracture mechanics. The Combustion and Fuels Committee is also sponsoring eight sessions to report on fuels, com-

bustion fluid mechanics, fuel injection and atomization and combustion. The Ceramics, Education, Heat Transfer, and Manufacturing, Materials and Metallurgy Committees are sponsoring 13 wide-ranging sessions on the use and manufacture of a variety of ceramics and other materials, and on gas path and component heat transfer analysis and practice.

The program shows a continuation of the trend toward increasing international participation, listing authors and participants from user companies, manufacturers, and universities from many European countries, the Mideast, Japan and Asia.

The 1983 Conference will include some innovation directed at increasing the depth of communication between authors and audience. A few selected papers from sessions sponsored by the Turbomachinery Committee will also be presented in a pilot "Poster Session". This Poster Session will be held near the exhibit area and authors will be available to hold open discussion on the paper subject with attendees.

In summary, the 1983 Gas Turbine Conference technical program provides a significant coverage of basic gas turbine and associated turbomachinery technology; a wide range of the newer concepts and explanations of the many basic disciplines involved with gas turbines; and increasing communication on the application of gas turbines. This Phoenix Conference will not only present and review a new large library of gas turbine progress, but it will be a time and place for face-to-face exchange with individuals and representatives of those organizations most deeply involved with all aspects of gas turbine and associated apparatus progress.

CIMAC Preliminary Program Available

The XVth International CIMAC Congress on Combustion Engines will be held at the Palais des Congres in Paris, France from June 13 to 17, 1983. In addition to the papers about diesel engines, there will be a very interesting gas turbine program with some twelve sessions on various gas turbine subjects.

The Preliminary Program and details about the Congress can be obtained from: PMV-XVe Congres CIMAC, BP 246, 92205 Neuilly-sur-Seine, FRANCE, Telex: PM610 430F.

Thru The Years - With R. Tom Sawyer



It was very nice to attend the Joint Power Generation Conference in Denver, Colorado this October 17-21. They had 25 gas turbine papers you could buy which was more than ever before at the JPGC. The total

papers were 110 ready for sale which means over 22% were gas turbine papers.

It is interesting that DOE/METC (Morgantown Energy Technology Center) is opening a new thrust for direct combustion of coal in open cycle gas turbines. Hopefully, some of the new technologies for coal treatment will make it possible for them to pick up where the Locomotive Development Committee terminated in the 1950's. John Yellot had charge of all testing assisted by Bill Meyer and the late Pete Broadley. Fly ash erosion was the key problem of the blading. The Australians did some interesting subsequent work with brown coal which showed progress before they were engulfed with oil and gas discoveries. It does seem this new thrust still falls in the category of long term, high risk endeavor.

On the other hand, the direct firing of coal in a proven closed cycle gas turbine system has been very successful as demonstrated by special German plants. A similar plant in the U.S.A. to prove the economics of present advanced technology would answer a lot of questions and quantify the capital costs.

1983 ASME Winter Annual Meeting

A Symposium on Performance Characteristics of Hydraulic Turbines and Pumps will be held at the 1983 ASME Winter Annual Meeting, Boston, MA, November 13-18. The Symposium is being organized by the Fluids Engineering Division.

Abstracts and author identification should be transmitted immediately to: Mr. Walter L. Swift, Creare R&D, Inc., P.O. Box 71, Hanover, NH 03755, (605) 643-3800.

学 会 誌 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、ニュース、新製品の紹介および書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。
4. 原稿用紙は横書き440字詰のものを使用する。
5. 学会誌は刷上り1頁約1900字であって、1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。
論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内
6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13,
第3工新ビル
(Tel. 03-365-0095)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし学会誌への掲載は投稿後6～9ヶ月の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

技 術 論 文 投 稿 規 定

1. 投稿原稿は次の各項に該当すること。
 - 1) 投稿論文は著者の原著で、ガスタービン技術に関するものであること。
 - 2) 投稿論文は日本文に限る。
 - 3) 投稿論文は本学会以外の刊行物に未投稿で、かつ本学会主催の講演会（本学会との共催講演会を含む）以外で未発表のものに限る。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として8頁以内とする。但し1頁につき10,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は正1部、副2部を提出すること。
4. 投稿原稿は原稿執筆要領に従うこと。尚、投稿論文の採否は本学会に一任願います。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第10巻 第40号

昭和58年3月10日

編 集 者 森 下 輝 夫

発 行 者 今 井 兼 一 郎

(社)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

TEL (03) 365-0095

振替 東京179578

印刷所 日青工業株式会社

東京都港区西新橋2の5の10

TEL (03) 501-5151