



外国からの技術導入について

三菱重工業㈱ 矢野 巍

私の勤務している技術本部には特許契約部というのがある、国の内外の沢山の会社との間で新しく契約を結んだり、更改したり、契約を打ち切ったりしている。このためもある近ごろ、技術提携の意義といったことについて考えさせられることが多い。

戦後、わが国は外国の一流メーカーから進んだ技術を積極的に導入して、すぐれた製品を次々に国産化して来た。このことが戦時中のわが国の技術的立遅れを急速に回復することに大きな役割を果たし、ひいては戦後のわが国産業発展の原動力となったことは疑問の余地はないように思う。

この時の技術導入のねらいは外貨の節約にあった。敗戦によって国土が荒廃していたわが国にとって外国から輸入したいものは山程あったが外国に輸出するものは殆んどなく、外貨が極めて逼迫していた。したがって、わが国が必要とする機材をすべて輸入するだけの外貨は到底なかった、設計図面だけを購入して、わが国で作れるものは何でも作るという所から始まった。当時の技術で作れない部品は輸入せざるを得なかった。

機械装置全体の価格に対し、国産化した部品価格の比を国産化率と定義されたが、国産化率 100% を目標に懸命の努力が行われた。

このことから技術導入の効果は先ず生産現場における生産技術面にあらわれたのであった。

現場の生産技術者は自からの手で新しい製品を製作しなければならなかったから、提携先から生産技術面でのいろいろな指導を受けるとともに、鋳造、溶接、熱処理、機械加工などの研究を重ね、幾多の失敗を繰り返しながら、外国の進んだ生産技術を身につけることが出来たのであった。そして、ちょうどこの頃、幸いにしてわが国が高度成長時代を迎えたのであった。

高度成長時代の経営者の最大の関心事は急増す

る需要に如何に対応するかであった。このために多額の資金を投下して生産設備を拡充し、多数の生産人員の新規雇用につとめて生産量の拡大に全力があげられたのであった。

しかし需要の急増に見合うだけの生産人員の確保が年を追って困難となって来たので、次の段階として、生産設備の省力化、自動化に懸命の努力がなされたのであった。

しかし生産設備の省力化、自動化に対しては市販されている汎用機械の購入だけでは限界があって、生産現場で長年にわたって生産活動に従事してきた第一線技術者の経験とアイデアが集大成される必要があった。

生産現場における工期短縮、工数低減の効果は比較的定量化し易いために、経営者にとっては資本投下の効率が直接的に把握出来、改善を担当する生産技術者にとってはますますやり甲斐が出てくる。したがって改善の成果が更に成果を呼んで、この間の生産技術の発展は目を見張らせるものがある。

現場における生産技術者の積年の努力によってわが国の生産性は飛躍的に向上し、これによって原材料、エネルギー資源、人件費などの高騰によるコスト・アップの要因が吸収されて、製品価格に転嫁させずに済んだのである。

このようにして、いつの間にかわが国の製品は価格の面からも信頼性の面からも強力な国際競争力をもつようになり、輸出が目ざましく伸長して遂に世界各国から白眼視されるまでになった。

生産現場における生産技術の開発は技術導入と同時に軌道に乗ったのであるが、これにくらべると設計部門を中心とする製品技術の開発はその発足がかなり遅れた。

設計図は技術提携先から支給され、しかも経営部門からは支給された図面通りに製作すべきことがまず第一に要請された。それは製品のトラブルの大部分が未熟な製品技術にもとづく安易な設計

(昭和57年11月9日原稿受付)

変更にあったからである。

したがってこの時代の設計技術者は支給された図面をインチからミリに寸法を書き換え、生産現場の実情に合うよう翻訳するのが仕事であった。したがって開発設計部門は育ちようがなかったし、又その必要もなかった。

これに伴って研究部門には開発設計部門を支援するという役割はなく、その主力は生産技術面での開発支援ないしは完成した製品の性能確認試験を応援する程度にすぎなかった。

現場における生産が軌道に乗り、経営基盤が安定するにつれて、設計、研究要員が徐々に拡充され、製品技術の開発体制が漸くととのって来た。

昭和30年代の終りから40年代の初めにかけて、わが国官民の間に導入技術から自主技術へ、新技術、新製品の開発へ、という機運が非常に高まって来た。政府主導型の大型プロジェクトが次々に発足をみたのはこの頃であった。このような空気を反映してわが国のいろいろな会社で幾多の新製品が開発されたが、経営的に成功したのはそれ程多くはない。

われわれ自身の持っている技術力を動員して新製品をつくり出すこと自体はそれ程難しいことではない。難しいのは売れる新製品をつくり出すことである。

売れる新製品を開発し、経営的に技術開発を成功させるためには、製品技術の開発力を持っているだけでは駄目であることに気付いたのである。

技術導入によって得られたものは生産技術とか

製品技術とかいった技術面だけではない。

それは、製品戦略的な面において、どのような製品が、どのような顧客に対して、どれだけ売れそうであるか、過去の豊富な実績によって実証してみせてくれていることである。

従来は技術導入の成果についてこのことがあまり気付かれていなかったが、新製品の開発はやってみたが、なかなか思ったように売れないという失敗をくり返してみると、経営的には技術の習得以上に大きな意味があったことに気付くのである。

技術導入に依存している間はわれわれ自身が製品戦略策定のための機能を持つ必要がなく、このためそのような能力が育ちようがなかった。このことが開発設計部門の立上りにくらべて製品戦略部門の立上りが更におくれた主たる原因であったと思う。

新製品開発というものを競争他社との間の技術戦争であると考え、製品戦略部門は参謀本部に相当し、開発設計部門を中核とする設計部門は第一線の戦闘部隊に、研究部門はこれら第一線の戦闘部隊に武器、弾薬を提供する兵器廠にたえることができる。

過去における新製品開発が必ずしも経営的に成功しなかったのは、製品技術開発陣の戦力が弱体であったというよりは、参謀本部不在のまゝ実戦部隊が戦闘を開始したところにあったと思う。これでは個々の戦線では善戦することはあっても、戦線全体が有利になることは望めないであろう。

以 上

石川島播磨重工業(株)

山 中 国 雍
佐 藤 幸 徳
藤 秀 実

1. まえがき

近年、航空用ガスタービンに対し、省エネルギーの観点からの燃料消費率の改善と環境保全の観点からの有害排出物の低減の要求が高まってきた。特に航空工業の先導的役割を果たしている米国において、それらに対する研究開発が熱心に行われているのは周知の通りであり、いくつかの解説記事もみられる^{(1),(2)}。また、今年6月の本学会主催によるパネル討論テーマ：燃料の多様化とガスタービンの中でも触れているように⁽³⁾、将来の増大するジェット燃料の供給量確保の点から、現在のジェット燃料規格を拡げることが検討されている。

本稿では、航空用ガスタービンに対するこれらの社会的要求とそれに対応する燃焼器の研究開発の動向について述べる。

2. 燃焼器への要求

将来の航空用ガスタービン（以下航空エンジン）への省エネルギー、環境保全およびジェット燃料の確保の社会的要求に対応する手段のうち、燃焼器の要求仕様に係わる手段と、その要求仕様が燃焼器に与える主な影響をまとめたのが図1である。

省エネルギーの点からエンジンサイクル効率の

社会的要求	燃焼器の要求仕様に係わる手段	燃焼器への主な影響
省エネルギー	高温・高圧化によるサイクル効率の改善	耐久性の低下
環境保全	有害排出物の低減	有害排出物の低減必要
ジェット燃料確保	ジェット燃料規格の拡大	その他 着火および吹消性能・燃焼効率等の低下

図1. 将来燃焼器への要求

（昭和57年11月11日原稿受付）

改善のために高温・高圧化がとられる。図2に現用エンジンの燃焼器入口圧力および出口温度の傾向を示すが⁽⁴⁾、高温・高圧化の方向にあり、出口温度は1,400℃に達し、今後益々高温・高圧化することが予想される。これに伴ない燃焼器としては、燃焼器ライナの耐久性を確保し向上させることが要求される。

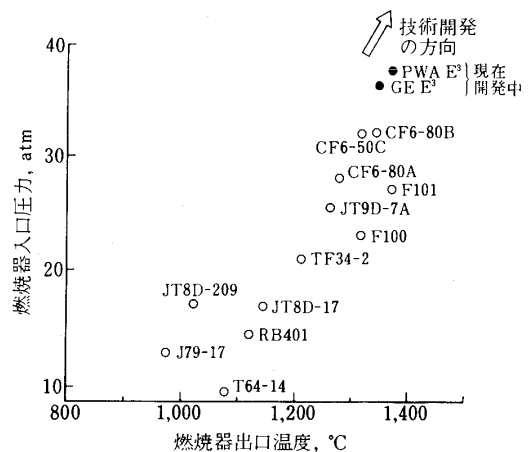


図2. 現用航空エンジンの傾向⁽⁴⁾

環境保全の点から航空エンジンの燃焼器からの有害排出物があげられるが、問題となる有害排出物は大別して、(1)空港および空港周辺地域の低空運航時排出物の一酸化炭素(CO)、未燃焼燃料を含む全炭化水素(THC)、窒素酸化物(NO_x)および排煙と、(2)成層圏内巡航時のNO_xに分かれる。

(1)の有害排出物に対する規制値としては、米国環境保護庁(EPA)が1973年に制定し、その後1980年に改訂した1981年1月1日以後新たに作られる航空エンジンに適用される排ガス規制、および国際民間航空機構(ICAO)排ガス規制のガイドラインが示されている。また(2)のNO_xに対する低減値の根拠については必ずしも明確ではないが、後に述べるNASAを中心に進められているSCERP計画

(Stratospheric Cruise Emission Reduction Program)では、巡航時 NO_x 排出量を現用エンジンの $1/5 \sim 1/7$ に低減することを目的としている。これらのことから今後開発される燃焼器は有害排出物を現状より低減することが要求される。

ジェット燃料確保の点からジェット燃料規格が拡げられると、芳香族成分の増加、燃料揮発性の悪化等により燃焼器ライナへのふく射量の増大、燃料の微粒化特性の悪化等がもたらされる。これらは燃焼器に燃焼器ライナの耐久性低下、有害排出物の増加および着火、吹消え等の性能低下など多大の悪影響を及ぼすので、これらに対応することが要求される。

3. ライナ耐久性

従来の燃焼器ライナの冷却はフィルム・クーリング方式が一般に用いられてきたが、燃焼器入口温度の上昇、それに伴う火炎温度の上昇や有害排出物低減対策から燃焼用空気および希釈用空気を多くとる必要があり、このため利用できる冷却空気流量が抑えられること、あるいは後に述べる規格を拡大した燃料の使用の可能性がある等の理由により、今以上に冷却性能を高める冷却方式が必要となってきた。

代表的な新しい冷却方式について以下示す。図3は米国ゼネラル・エレクトリック社(GE)で使われているインピンジ+フィルムクーリング冷却の例である。フィルムクーリング部は空気導入部に滞留室を設け冷却空気膜を層流状に流し、イン



図3. インピンジ+フィルムクーリング冷却方式(GE)

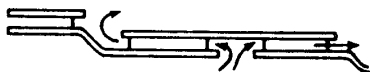


図4. CPF W冷却方式⁽⁵⁾



図5. CFFC冷却方式⁽⁵⁾

ピンジ冷却と合わせて冷却性能を高めている。図4および図5には米国プラットアンドホイットニー社(P & WA)のCounter Pallalel Fin Wall (CPF W), Counter Flow Film Cooled(CFFC)⁽⁵⁾を示すが、CPF W は外側壁から入る冷却空気が内側壁をインピンジ冷却した後、上流側および下流側に分かれ内側壁から流れ出る構造であり、CFFCは内側壁の両面を互いに逆方向に冷却空気が流れる構造になっている。この他図6には英国ロールス・ロイス社(R & R)のトランスプライ⁽⁶⁾を示すが、これは表面に冷却空気通路を設けた板を2枚拡散接合させた構造である。これらはライナ冷却性能の点では優れているが、ライナ壁が2重になるため重量増またコストも増加、冷却空気中に含まれる異物による冷却空気通路の閉塞等の問題もあり、燃焼器の仕様に応じて選択される必要がある。

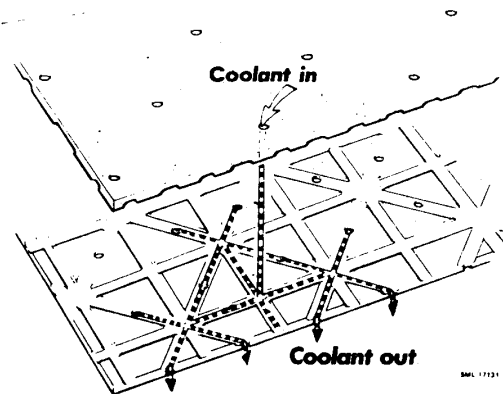
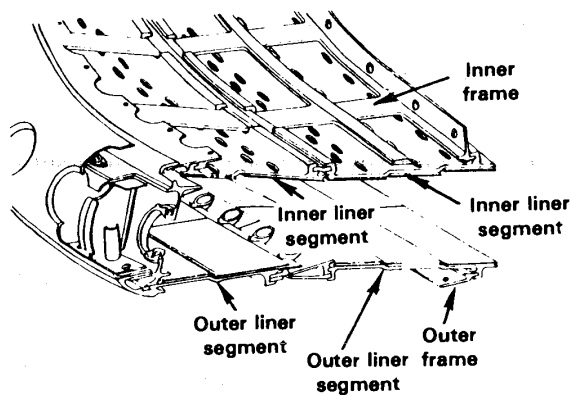
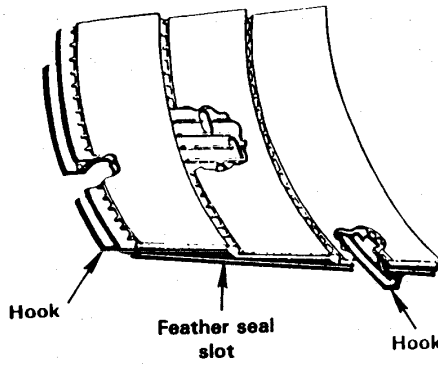


図6. トランスプライ冷却方式(R & R)⁽⁶⁾

一方これらライナの冷却方式の改良に加え、高温時の燃焼器ライナのフープストレスを減少させるため、ライナを長さおよび周方向に分割するセグメント構造がP & WAおよびGEで採用されている。セグメントにすることにより高温で強度を持つ合金が使用できることも併せて、従来構造に比較して4倍の寿命のポテンシャルがあるとしている。このライナセグメント構造⁽⁵⁾を図7に示すが、セグメントはフレームで支持され、セグメント間の漏れはフェザーシールで防止されている。GEのインピンジ+フィルムクーリングとP & WAのCPF Wはそれぞれこれらのライナセグメント構造と合わせて、NASAの援助のもとで1980年後半

図7. ライナセグメント方式 (P & WA)⁽⁵⁾

から1990年前半に実用化予定のGE-, P & WA-E³ (Energy Efficient Engine) に採用されている。

4. 有害排出物の低減

有害排出物としてはCO, THC, NO_xおよび排煙があげられるが、このうち排煙についてはもっとも早く低減対策がとられ、現用燃料を用いる場合燃料の微粒化促進、燃料と空気の均質混合の促進等の対策により低減化技術はほぼ確立されたと考えられている。

CO, THCおよびNO_xについては、排出量の基準制定のためにEPAではEPAPなる量を導入している。これは航空機の飛行をいくつかのモードに分け、それら飛行モードでの排出量と表1に示すモードでの動作時間および推力割合等を使って計算するもので、式(1)で定義される。

$$EPAP = \frac{\sum R_j \cdot T_j \cdot F_N \cdot EI(i)_j \cdot SFC_j}{\sum R_j \cdot T_j \cdot F_N} \quad (1)$$

$$\frac{g(i)}{kg \cdot thrust \cdot hrs/cycle}$$

表1. LTOサイクル(EPA)

作動条件	動作時間(分)			推力割合(%)		
	T1,P2	T2,T3,T4	T5	T1,P2	T2,T3,T4	T5
滑走(離陸時)	19.0	19.0	19.0	*	*	*
離陸	0.5	0.7	1.2	100	100	100
上昇	2.5	2.2	2.0	90	85	65
着陸進入	4.5	4.0	2.3	30	30	34
滑走(着陸時)	7.0	7.0	7.0	*	*	*
降下	—	—	1.2	—	—	15

* : メーカーの定める推奨値

ここで、

R_j : モード j での推力割合 (表1)

T_j : モード j での動作時間 (表1)

F_N : 最大推力 (kg)

SFC_j : モード j での燃料消費率 (kg/kg hr)

$EI(i)_j$: モード j での成分 i の排出指数
($g(i)/kg$ 消費燃料)

これらの有害排出物はエンジンの出力レベルと一般的には図8に示す関係がある。COおよびTHCは低出力時に排出レベルが大きく、出力増加につれて急激に減少してくる。これに対しNO_xの排出レベルはエンジン出力レベルの増加と共に増加する特性を示す。このような特性をもつCO, THCとNO_xを抑制する一般的な方法を表2に示すが、このうちNO_x抑制策に有効と考えられる水噴射方式は実際にJT9Dエンジンで試験され、その結果上昇モードでNO_x排出レベルが約1/20になったと報告されている。しかし航空エンジンの燃焼器に

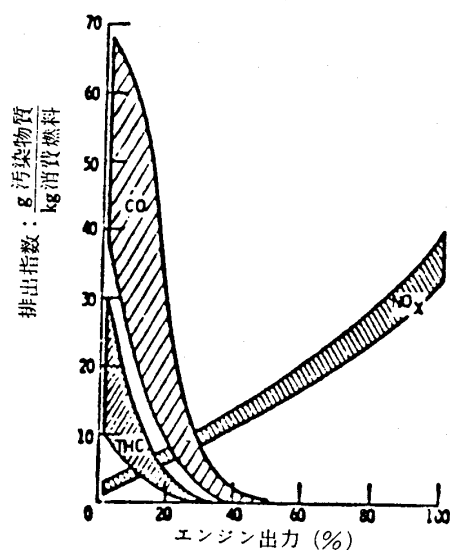


図8. エンジン出力と排ガス特性

表2. 有害排出物の主な抑制方法

有害排出物	排出原因	主な抑制方法
CO, THC	燃料噴霧状態悪化	○気流微粒化方式 ○噴射弁等の採用
	燃焼安定性低下	○一次燃焼領域当量比を1 近辺にする ○燃料/空気の均質化促進
	燃焼反応凍結	○滞留時間の増大(流速遅く) ○燃料噴霧角の調整 ○ライナ壁冷却空気量抑制
NO _x	火炎温度が高い	○燃焼領域当量比を低くす る(0.5~0.7) ○水噴射
	燃料の分散・ 混合不良	○燃料/空気の均質化促進
	滞留時間過大	○燃焼器内風速を増す ○燃焼領域を短くする

この方式を用いるには、使用水の積載上の制限、およびタービン翼などの侵蝕防止のため噴射水の脱塩処理を行う必要があることなどにより、現実的でなく、燃焼技術の改良による方法が一般的である。CO, THCの排出抑制策とNO_xのそれとは、燃料噴霧の微粒化および最適当量比での空気との均質化促進が共通に有効である。当初これら排出物の低減対策として、気流微粒化方式(エアブラスト)燃料噴射弁の採用等がとられてきたが、これらの対策では低出力時の排出物CO, THCの低減にはある程度有効ではあったが、NO_xについては十分でないことがわかってきた。CO, THCおよびNO_x排出物を共にさらに低減させるには、COおよびTHCが多量に排出する低出力時には燃焼領域を、当量比1近辺に、他方NO_xが多量に排出する高出力時には燃焼領域を低当量比に抑える等のエンジン作動条件に合わせた燃焼領域の条件を厳しく制御する必要が生じ、このため複雑な方式が必要となってくる。

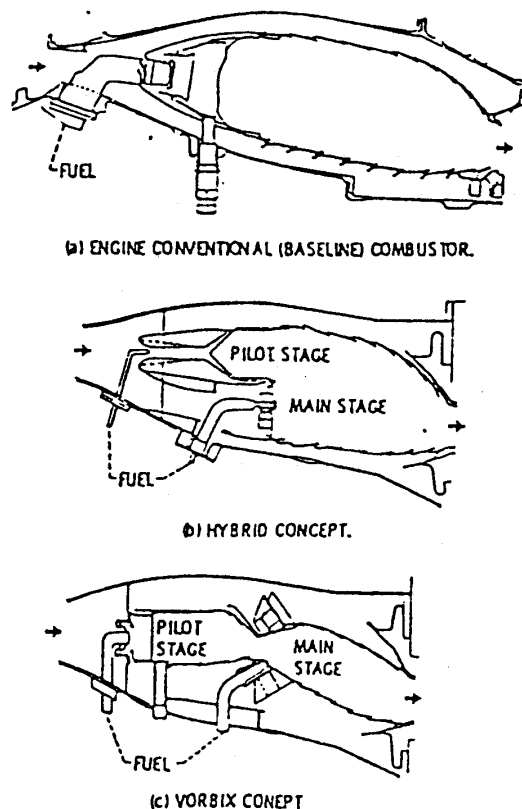
これら有害排出物低減技術の実用化のため世界各方面で研究が行われているが、特に米国においてNASAを中心として広範に行われている。

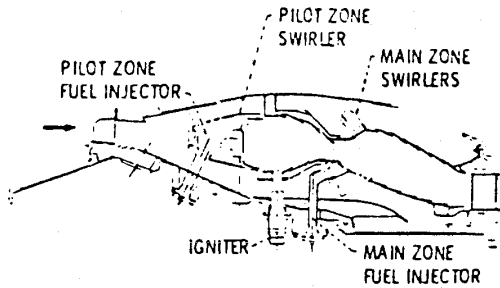
NASAの研究は空港および空港周辺地域の有害排出物低減化技術の実用化をねらったERTP計画(Emission Reduction Technology Program)と成層圏内巡航時のNO_x排出低減化をも含めたSCERP計画に分かれる。

1) ERTP計画

ERTP計画はT2クラス(8000lb以上の大型エンジン)を対象としたECCP計画(Experimental Clean Combustor Program)と、その他のクラスを対象としたPRTP計画(Pollution Reduction Technology Program)に分かれるが、ここではECCP計画について述べる。ECCP計画は1972年に開始され実証試験を行うことまでを目的としこれに用いるエンジンとして、JT9D-7(P&WA)とCF6-50(GE)が選定された。両現用エンジンの構造は異っているが、有害排出物低減型は基本構造として低出力時および高出力時のそれぞれの条件に最適化された2つの燃焼領域を持っている点で共通している。

JT9D-7用の排出物低減型として当初図9に示すハイブリッド型およびボルビックス型両燃焼器が考えられたが⁽⁷⁾、種々の試験の結果ボルビックス型燃焼器が総合的に優れていることがわかった。実証試験に用いられたボルビックス型燃焼器を図10に示す⁽⁷⁾。このボルビックス型は軸方向に2段の燃焼領域を有し、低出力時(アイドル)に最適化されたパイロット段と、高出力時に最適化され

図9. JT9D-7 ECCP計画燃焼器⁽⁷⁾

図10. JT9D-7 ECCP計画実証試験燃焼器⁽⁷⁾

たメイン段がスロート部分で分離されている。低出力時にはパイロット段だけに燃料を供給し、CO、THCの発生を抑える。また高出力時にはメイン段にも燃料が供給され、パイロット段からの燃焼ガス中へ噴射され、燃焼ガスおよび多量の空気と強力かつ速やかに混合される。これにより安定な希薄燃焼が可能となりNO_xの発生を抑えている。

CF6-50 に対しては当初図11に示すラジアル・アクシャル型とダブル・アニュラ型両燃焼器が考えられた⁽⁷⁾。JT9D同様種々の試験により、

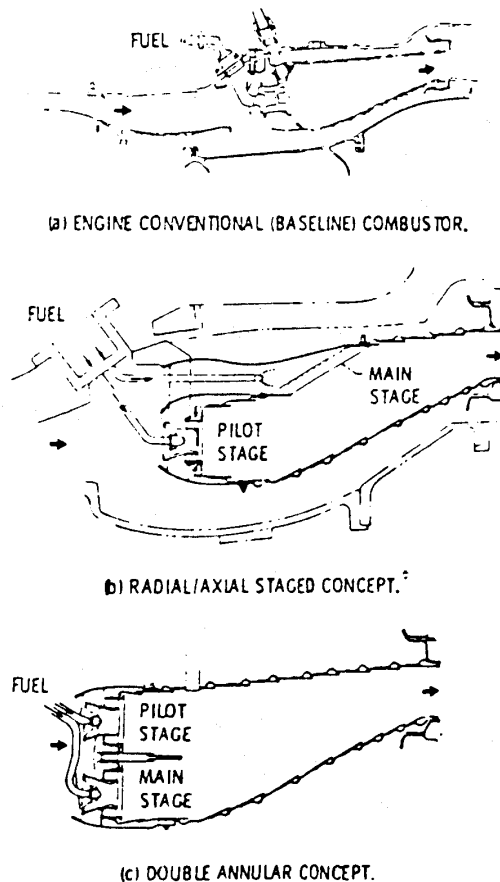
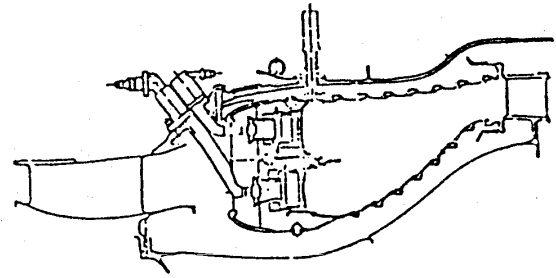
図11. CF6-50 ECCP計画燃焼器⁽⁷⁾図12. CF6-50 ECCP計画実証試験燃焼器⁽⁷⁾

図12に示すダブル・アニュラ型燃焼器が実証試験に用いられた⁽⁷⁾。このダブル・アニュラ型は半径方向に並列に燃焼領域を有し、低出力時には外側パイロット段のみに燃料が供給され、高出力時には内外共に供給される。

これら燃焼器の排ガスを表3および表4に示す⁽⁷⁾。P & WA ボルビックス型燃焼器はCO、THCおよびNO_x共に1979年規制を満足している（改訂された1981年規制も満足している）。煙についてはスモークNo.が30であり、燃焼器のメイン段への燃料供給法に改善の余地が残されている。またGE ダブル・アニュラ型燃焼器ではTHCを除いて規制を満足していないが、各作動条件における、より厳密な空燃比の最適化およびライナ冷却法の改良により排出物の低減が図れるとしている。

表3. ボルビックス型燃焼器の排ガス特性⁽⁷⁾

	CO	THC	NO _x	スモーク
1979 EPA STANDARDS	4.3	0.8	3.0	19
PRODUCTION COMBUSTOR	10.4	4.8	6.5	4
VORBIX IN JT9D ENGINE	3.2	0.2	2.7	30

単位: CO, THC, NO_x…EPAP, スモーク…AIA
スモークNo.

表4. ダブル・アニュラ型燃焼器の排ガス特性⁽⁷⁾

	CO	THC	NO _x	スモーク
1979 EPA STANDARDS	4.3	0.8	3.0	20
PRODUCTION COMBUSTOR	10.8	4.3	7.7	13
D/A IN CF6-50 ENGINE	6.3	0.3	5.6	25

以上ECCP計画について述べたが、これら燃焼器は耐久性などの確認が残されており、現段階では航空機にそのまま搭載可能な実用エンジンには

至っていないが、これらの成果は前述のE³エンジンの設計に取り入れられている。P&WAおよびGEのE³エンジンの燃焼器をそれぞれ図13⁽⁸⁾および図14⁽⁹⁾に示す。P&WAのE³エンジン燃焼器はECCP計画の成果に加え、PRTP計画によるJT8D-17エンジンの研究成果として得られた排煙対策が適用されており、メイン段の燃料供給法に燃料と空気の部分混合方式が採用されている。またGEのE³エンジン燃焼器はECCP計画で得られた成果にライナ冷却方式等の工夫が加えられている。

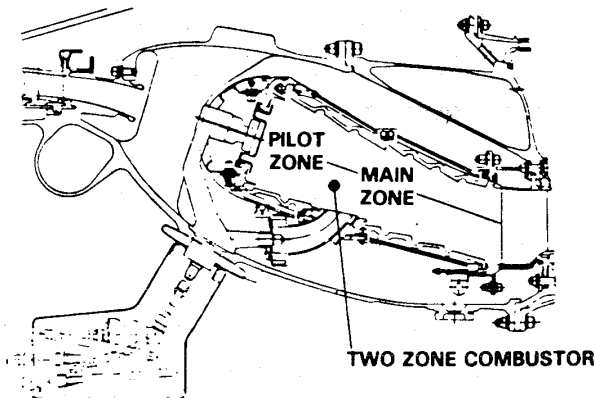


図13. PWA E³ エンジン燃焼器⁽⁸⁾

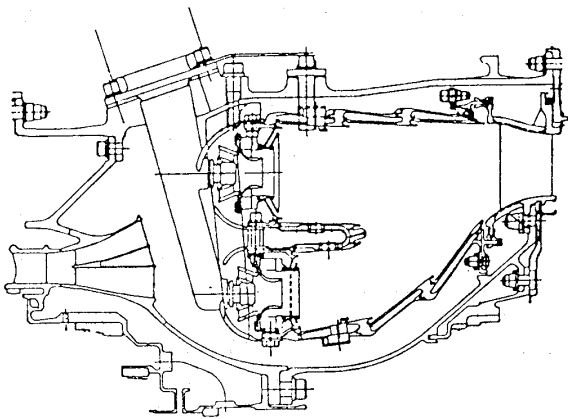


図14. GE E³ エンジン燃焼器⁽⁹⁾

2) SCERP計画

成層圏での超音速あるいは亜音速航空機からのNO_xがオゾンを破壊してこれが人体に悪影響を与える可能性があるということから、現用エンジンの巡航時のNO_x排出レベルを1/5~1/7に減少させることと、空港および空港周辺地域でのEPA規制値がさらに厳しくなることも考慮して、ECCP

計画などで得られた排出レベルよりもさらに厳しく目標設定を行っているSCERP計画は1977年に開始された。

このSCERP計画達成のためには、ECCP計画で得られた技術に加え、特にNO_xに関しては革新的技術が必要である。NO_xの排出量を抑えるには火炎温度を下げ、燃料と空気混合気の均質化の促進および希薄化することが有効である。多孔板保炎器を用いての燃料希薄均質予混合燃焼の基礎的な試験が行われ、希薄燃焼時の種々の燃焼性能が調べられた。その結果を図15に示す⁽¹⁰⁾。この結果によれば希薄燃焼をさせた場合でも滞留時間を十分にとれば、燃焼効率は高く保持されることを示している。また図16には燃料/空気混合の不均質度とNO_x排出指数の関係を示す⁽¹⁰⁾。これによると、NO_x排出指数を抑えるには全体当量比を下げるだけでは不十分で混合の均質度を良くすることにより達成できる。

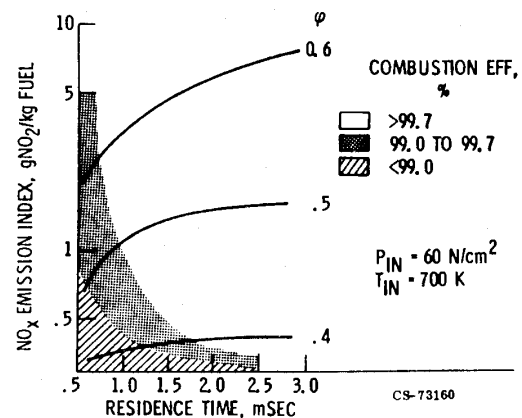


図15. 滞留時間とEI (NO_x)の関係⁽¹⁰⁾

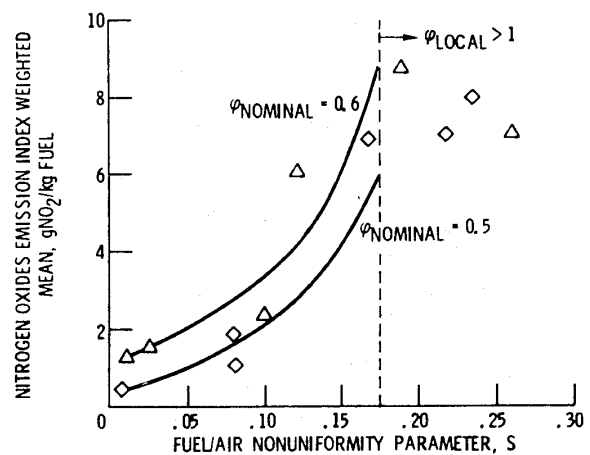


図16. 燃料/空気不均質率とEI (NO_x)の関係⁽¹⁰⁾

このためSCERP計画では燃料希薄均質予混合燃焼方式がとられた。一方この均質予混合方式では、高温・高圧時に自然発火や逆火が生じやすくなるため、これらの防止のための発生条件等についての基礎研究も必要となる。このため SCERP計画では希薄均質燃焼技術、燃料/空気供給法、自然発火および逆火、エンジンとの関係について研究がなされた⁽¹¹⁾。これらを基礎として設計概念の選別がなされた。選別された燃焼器の概念の一例を図17および図18に示すが⁽¹¹⁾、いずれも希薄予混合方式が用いられ、かつエンジンの全作動条件に最適な燃焼条件を得るため、機械的または流体力学的な空気量配分可変機構や、あるいは多段燃焼方式がとられて、安定燃焼の確保と大幅な有害排出物低減を目指している。しかしながら、これら可変機構付燃焼器の実用化までには可変機構の信頼性等解決しなければならない問題が多く残されている。

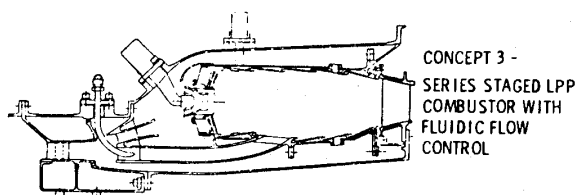


図17. SCERP計画燃焼器(GE)⁽¹¹⁾

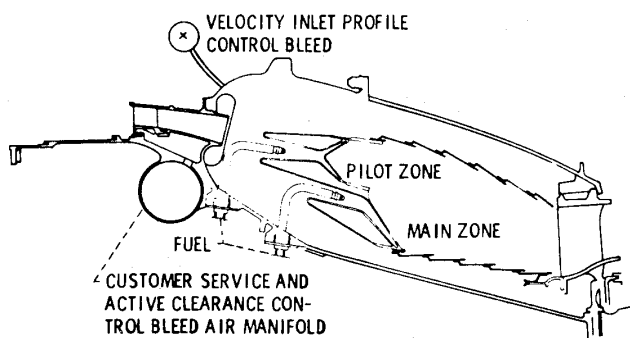


図18. SCERP計画燃焼器(P & WA)⁽¹¹⁾

5. 燃料規格の拡大への対応

現在の航空用燃料規格を拡大することにより、燃料中の水素/炭素比が低下し、燃料揮発性の悪化、粘性の増大および燃料の熱的安定性の悪化等の問題を生じる。図19は燃料成分中の水素含有率と排煙レベルの関係を示したものである⁽¹²⁾。水素

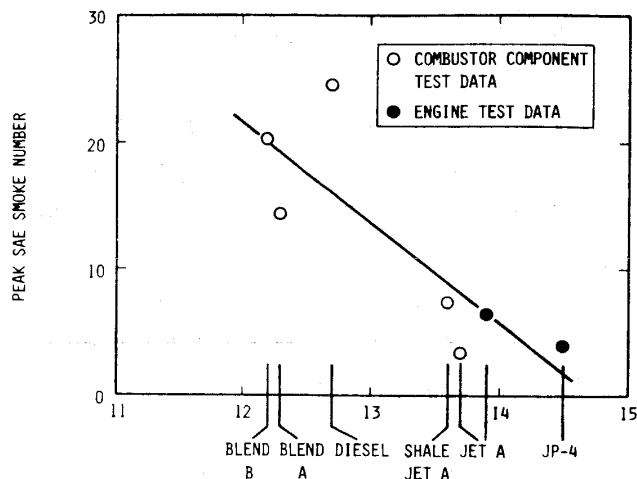


図19. 水素含有率と排煙レベル⁽¹²⁾
(GE, CF 6-50)

成分の減少、いいかえると芳香族成分の増加につれて排煙レベルが増加してくる。またこの他の排出物の水素含有率の依存性についても調べられている⁽¹²⁾。燃料組成は燃焼器からの排ガス量に影響するだけでなくライナ壁温にも影響する。図20はCF6燃焼器での水素含有率とライナ壁温の関係を示したものである⁽¹²⁾。水素成分の減少につれ、ライナ壁温が上昇してくる。これは芳香族成分の増加につれ、燃焼ガスのふく射率が大きくなり、これによりライナ壁へのふく射量が増大するためと考えられている。この他燃料中の芳香族成分の増加による弊害としては着火および高空再着火の悪化および燃料マニホールド内のカーボンの堆積、

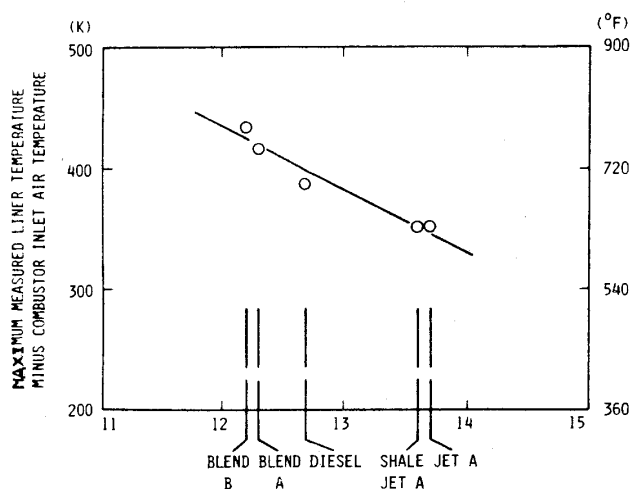


図20. 水素含有率とライナ壁温⁽¹²⁾
(GE, CF 6-50)

噴射弁内のつまり等、燃焼器全体に多大の悪影響を及ぼす。

これら燃料規格の拡大に伴う問題を研究し、エンジンの実証確認までを行う計画がNASAで、Broad Specification Fuel Combustion Technology⁽¹³⁾(BSFCT計画)として1979年に開始され、CF6-80(GE)とJT9D-7(P&WA)が使用エンジンとして選定された。規格を拡大した燃料(ERBS)としては表5に示すものが使われた。また試験にはベース燃料としてJet Aを使用し、水素含有率の影響を調べるため、2種類の異なった濃度の燃料も使用された。BSFCT計画ではGEおよびP&WA共に技術的観点からみて3つのランクに分け、①現用燃焼器の改良、②ECCP計画で成果を得た燃焼器の改良、③革新的な単段可変機構付燃焼器のそれぞれについて試験を行っている。

表5. 拡大規格燃料⁽¹³⁾

Specifications	ERBS jet fuel value	ERBS 12.3	ERBS 11.8	Jet A
Composition :				
Hydrogen, wt %	12.8±0.2	12.3±0.2	11.8±0.2	ASTM D1655- (latest specification) or equivalent
Aromatics, vol %	Report	Report	Report	
Sulfur, mercaptan, wt %	0.003, max	↑	↑	
Sulfur, total, wt %	0.3, max	↑	↑	
Nitrogen, total, wt %	Report	↑	↑	
Naphthalenes, vol %	Report	↑	↑	
Hydrocarbon compositional analysis	Report	↑	↑	
Volatility :				
Distillation of temperature, °F:				
Initial boiling point	Report	↑	↑	↑
10 percent	400, max	↑	↑	
50 percent	Report	↑	↑	
90 percent	500, min	↑	↑	
Final boiling point	Report	↑	↑	
Residue percent	Report	↑	↑	
Loss, percent	Report	↑	↑	
Flashpoint, °F	100, min	↑	↑	
Gravity, API(60°F)	Report	↑	↑	
Gravity, specific (60/60°F)	Report	↑	↑	
Fluidity :				
Freezing point, °F	-20, max	↑	↑	
Viscosity, at -10°F, cS	12, max	↑	↑	
Thermal stability :				
JFTOT, breakpoint temperature, °F (TDR, 13; and P, 25mm)	460 min	↓	↓	↓

これらのうちどれを採用するかは技術上の問題もさることながら、EPA規制の推移や、燃料の規格拡大の程度等に左右されるものである。

6. あとがき

1980年後半から1990年前半に実用化を目指したものを含めて主として欧米にて行われている航空エンジン燃焼器の研究開発について述べた。読者の参考の一助になれば幸いである。将来燃料としては合成燃料、LNGおよび水素燃料等考えられており研究もされているが、これに関しては別の機会にゆずりたい。

尚これらの研究開発は政府の援助のもと、官民一体で組織的に進められている。ここで得られた航空用ガスタービン燃焼器の先進的技術は当然陸船用ガスタービンへの波及効果も期待されている。

最後に本稿をまとめるにあたり、色々御助言頂いた航空宇宙技術研究所、田丸 卓氏に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 鳥崎・松木, 日本機械学会誌, 83-744(昭55-11), 1328.
- (2) 飯島, 航空技術, No 292(昭54-7)~No 299(昭55-2)
- (3) 飯島, 日本ガスタービン学会誌, 10-37(昭57-6), 38.
- (4) 佐藤・柏木, ペトロテック, 5-9(昭57-9), 823.
- (5) Tanrikurt, S., 他, AIAA-81-1354.
- (6) Wassell, A. B., ASME, 80-GT-66.
- (7) Jones, R. E., Prog. Energy Combust. Sci., 4-2(1987), 3
- (8) Gardner, W. B., 他, ASME, 82-GT-271
- (9) Bucy, R. W., ASME, 82-GT-275
- (10) Anderson, D. N., NASA TMX-68220 (1973).
- (11) Mularz, E. J., AIAA/SAE/ASME-79-1318.
- (12) Bahr, D. W., 他, ASME, 81-GT-2.
- (13) Fear, J. S., ASME, 80-GT-65.



F. A. E. Breugelmans

本会は1981年9月の特別講演会で、フォンカルマン研究所（ベルギー）のブレイゲルマンズ教授をお招きして標記の講演をしていただきました。本記事は谷田教授（東大）のお骨折りでその時のお話の内容を寄稿していただいたものです。今回は軸流圧縮機関係についてでタービン関係は次の機会に寄稿していただけることになっています。

（編集委員会）

AERODYNAMIC RESEARCH IN TURBOMACHINES AT VKI

— GAS TURBINE RELATED PROBLEMS, PART I AXIAL FLOW COMPRESSORS —

F. A. E. BREUGELMANS VON KARMAN INSTITUTE FOR FLUID DYNAMICS*

INTRODUCTION

The VKI Turbomachinery laboratory started its activities in January 1960. Those activities have been - and still are - oriented towards the education of R & D engineers, mainly for the industry, and to R & D itself in the fields of propulsion, energy production and transport of chemical process systems.

The research carried out up to now spans a large spectrum of types of investigation. Fundamental simple experiments are intended to provide a better physical understanding of significant flow behaviour, such as base pressure effect, unsteady flow and secondary flow mechanism, as a basis for the development of improved calculation method and optimisation. Studies are made of the complete development of single or multistage machines for specific purposes. In between, analyses and parametric studies of design components such as meridian flow paths and cascade sections are carried out. Even for the most basic

experiments, the emphasis is put on the correct simulation of the industrial operating conditions, as the ambition is to provide data which can be incorporated quickly into industrial design. The following sections will discuss in more detail the achievements in the field of compressors and turbines and the associated theoretical and numerical developments.

In the AXIAL COMPRESSOR FIELD, emphasis has been placed on highly loaded machines, i.e., transonic and supersonic compressors. Significant contributions in blade design optimization, loss correlations and secondary flow reductions have been made, on the basis of several thousand cascade tests and some ten single stage compressor tests. The effort is concentrated on the unsteady flow phenomena such as rotating stall and blade to blade flow variations, for which experimental and numerical techniques are developed.

In the AXIAL TURBINE DOMAIN, emphasis is placed again on highly loaded bladings, with supersonic outlet velocities, and on secondary flow investigations with a view to reducing their effects. A unique experience has

CHAUSSÉE DE WATERLOO, 72

B-1640 RHODE SAINT GENESE, BELGIUM

been acquired in the calculation, the design and the testing of transonic turbine cascades. In the field of axial turbines the main effort is directed to the design and analysis of two dimensional transonic bladings and the detailed investigation of secondary flows in straight and annular cascades. Strong emphasis is put on the development of computer codes for the calculation on non-viscous two dimensional and three dimensional flows.

The HEAT TRANSFER AND BLADE COOLING studies cover a wide variety of basic research of the effects of turbulence, Re number, curvature, boundary layer transition and Mach number on the heat transfer in the presence of film cooling. The application to turbines concerns blade surface and sidewall heat transfer studies in order to optimise cooling flow schemes.

Testing and computational techniques have been used in combination in all four areas. A range of computational procedures have been developed for design and off design analysis of all types of components, for cascade performance prediction over the full Mach number range, for boundary layer development in the incompressible and compressible flow regimes and for the three dimensional analysis of bladed channels [1].

PART I - AXIAL FLOW COMPRESSORS INTRODUCTION

The compressor research can be divided into cascade investigations, axial flow and centrifugal compressors. The emphasis has been on supersonic flow phenomena in cascades and rotors, but gradually shifted to the unsteady aspects of flows in compressors.

1. COMPRESSOR CASCADE RESEARCH

The cascade is the simplest

numbers between [] refer to references

configuration of an axial flow turbomachine. The intersection of a cylindrical stream-surface with the blade row provides the cascade model. This simple model has provided the basic correlations for flow deflection and losses of a large variety of blade shapes and cascade configurations.

It must be kept in mind that the complete force field existing in a rotating blade channel is not correctly represented in a cascade, and the more the radial displacement of the streamlines, the larger will be the discrepancy between cascade and rotor blade section performance. The two dimensional reference conditions in a cascade do not necessarily correspond to the streamtube contraction in a blade row, neither does the blade surface boundary layer. The multiple interference of blade rows cannot be simulated.

These limiting conditions do not prevent the cascade model to be an important tool for flow investigations and study boundary layer evolution, streamtube area contractions, secondary flow, supersonic cascade flow.

The flow around a blade in a cascade configuration is subject to accelerations and decelerations along the blade surface. These velocity distributions, or pressure gradients, influence the development of the boundary layer along the surface, from laminar, transitional to turbulent and separation. An optimum subsonic blade shape for a given loading can be defined in function of an optimum deceleration in which all the stages of the boundary layer are controlled. This optimum scheduling yields a prescribed velocity distribution from which a blade profile is obtained by an inverse method (Fig. 1). The theoretical two dimensional and with area contraction predictions are compared with the experiments [2]. The contraction is naturally developed through the blade channel and influences the deceleration. A controlled wall shaping, simulating the streamtube contraction, will control

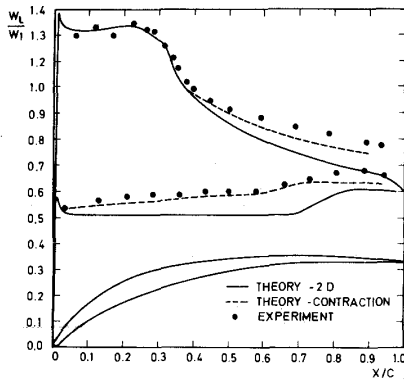


FIG. 1 LOW SPEED CASCADE WITH CONTROLLED BOUNDARY LAYER EVOLUTION

the axial velocity and boundary layer evolution. The variation of the contraction, or axial velocity density ratio, modifies the throat area and location compared to the two dimensional geometry. This effect is obtained by porous walls through which the sidewall effects are eliminated by suction. This wall porosity causes a recirculating flow which is especially strong in transonic investigations, it makes the throat area not well defined and influences the inlet flow (Fig. 2). The control of the velocity distributions and therefore of the flow separation is found back in the minimum loss point. A 45° cambered double circular arc cascade demonstrates a strong dependence of the losses upon axial velocity density

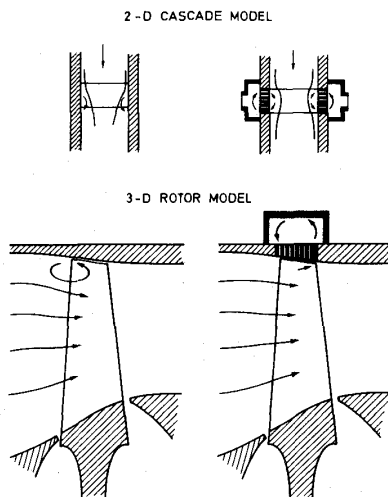


FIG. 2 FLOW RECIRCULATION

ratios at constant inlet flow angle and different Mach number.

The two dimensional loss increases rapidly with the inlet Mach number. The formation of a supersonic pocket, and the following shock wave increase the downstream diffusion [3]. The flow is more subject to a thicker boundary layer and works with an augmented tendency to separation. Losses will increase. This effect can be counterbalanced by a flow acceleration ($\Omega > 1.0$) through the blade row (Fig. 3).

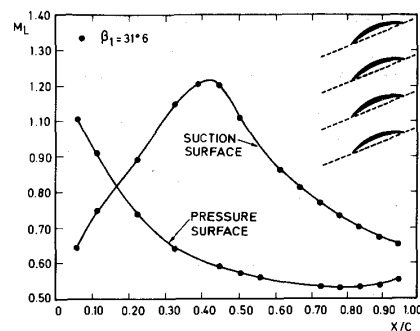


FIG. 3 TRANSONIC CASCADE MODEL

The streamtubes obtained by a through flow calculation at nominal or off-design conditions do not necessarily exhibit a two dimensional ($\Omega = 1.0$) character. The knowledge of the relation between loss, flow turning in function of axial velocity density ratio at the different operating conditions is essential for a successful flow analysis in axial flow compressors. This shows clearly that the knowledge of the two dimensional performance $\Omega = 1.0$ is insufficient for the overall flow analysis and prediction [4].

1.1 SUPERSONIC FLOW IN CASCADE

The increased energy exchange between the fluid and/or higher peripheral speeds. The first method is limited by aerodynamic loading criteria and the second one by the mechanical limitation of blades and rotor-disks. It leads to the study of

supersonic flow in compressor cascades, covering the transonic case where supersonic conditions exist only locally inside the blade channel and the supersonic case where the inlet velocity is supersonic with respect to the blades. The axial component, normal to the blade front, can be subsonic or supersonic in extreme cases. Consider a configuration as encountered in aeronautical and industrial applications (Fig. 4). Two important differences appear when comparing with a low speed cascade, i.e., the independent choice in inlet flow direction is not possible, a very well defined relation between inlet Mach number and flow angle exist and is determined by the front part of the suction surface. The Mach line M_∞ , emanating from the suction surface and not interrupted by two successive shock waves, represents the inlet conditions.

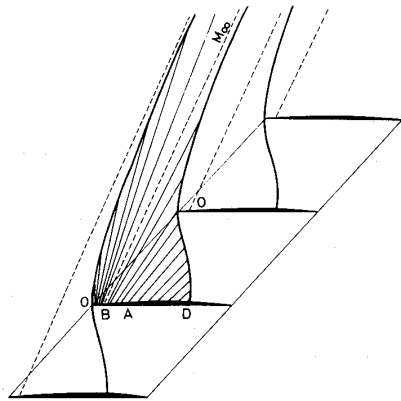


FIG. 4 SUPERSONIC CASCADE MODEL

Secondly, the downstream pressure has to be imposed as opposed to the low speed cascade where the downstream static pressure is a result from flow turning and streamtube contraction for the observed loss. The downstream pressure has to be set by a throttling system which will make the multiple oblique shock system to collapse into a single shock wave in the blade channel as shown in Fig. 5. Further throttling will detach the shock wave from the blade leading edge,

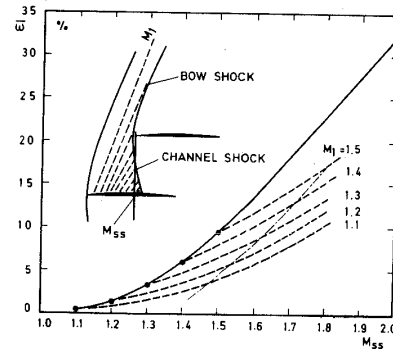


FIG. 5 CHANNEL SHOCK TOTAL PRESSURE LOSS COEFFICIENT

spillage occurs and finally a full unstart with pulsating flow will result.

The losses of a supersonic cascade can be divided in friction, shock wave and interaction losses. Although higher losses do occur, the efficiency can be high due to the large enthalpy increase in a single blade row. By limiting ourselves to that part of the losses due to shock waves, we can distinguish three zones:

- The bow shock, or that part that extends from the leading edge to infinity upstream. The arriving fluid has passed through an infinite number of waves. The strength of these bow shocks and their shape depend on the leading edge thickness. These waves weaken at axial upstream distances through the interaction with the expansion waves and finally tend towards the Mach line of M_∞ as illustrated in Fig. 4. The strength of the bow wave decreases and the pitchwise averaged recovery ratio tends to 1.0 at a sufficient upstream distance. An example of a double circular arc bladed cascade is shown for $M_\infty = 1.58$. The effect of the leading edge thickness is clearly demonstrated, and the losses are larger than those obtained by a single bow wave such as proposed by Moeckel (Fig. 6). The increase in losses due to leading edge thickness has been measured in a rotor test and agrees with the predictions [5].
- A second type of loss is the channel shock which is approxi-

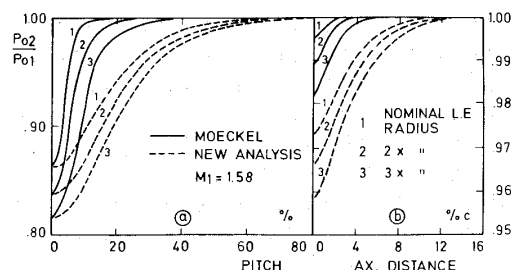


FIG. 6 BOW SHOCK TOTAL PRESSURE RECOVERY

a - PITCHWISE RECOVERY VARIATION
b - PITCHWISE INTEGRATED RECOVERY IN FUNCTION OF AXIAL DISTANCE

mated by a normal shock, a configuration which occurs near the rotor optimum efficiency point. The shock losses can be computed on the basis of an average inlet Mach number or by integration. Minimising the shock loss requires an as low as possible Mach at which the shock occurs. A double circular arc airfoil (Fig. 5) shows a Prandtl-Meyer expansion and the channel shock produces larger losses than the corresponding normal shock at inlet Mach numbers. This blade shape optimisation conducts to the wedge - or reversed camber (S-shape) type of airfoils in the high Mach number regions [6].

- A third aspect of the supersonic flow losses is the shock wave boundary layer interaction. The sudden pressure increase through the shock wave is spaced out in the boundary layer through a multiple shock wave structure. The boundary layer thickening reduces the geometrical throat area and a blockage correction has to be incorporated in order to safeguard against choking. A redistribution of the streamtubes provides some flexibility in the high speed stages. The cascade tunnel walls experience the same shock strength and the wall boundary layer reduces further the effective area. The cascade model will unstart before the maximum static pressure rise is obtained corresponding to the rotor conditions [7].

1.2 SECONDARY FLOW

The curved passage of a blade channel shows a transverse

pressure gradient, which is necessary for the equilibrium of the deflecting flow and results in the curved streamlines. The fluid that does not have the velocity of the core flow will seek another trajectory with a suitable curvature in order to obtain equilibrium with the existing transverse pressure gradient. This is the case for the incoming sidewall boundary layer which will drift towards the suction surface, meet with the suction surface boundary layer and roll up into the corner vortex. This motion (drift) induces the passage vortex (Fig. 7).

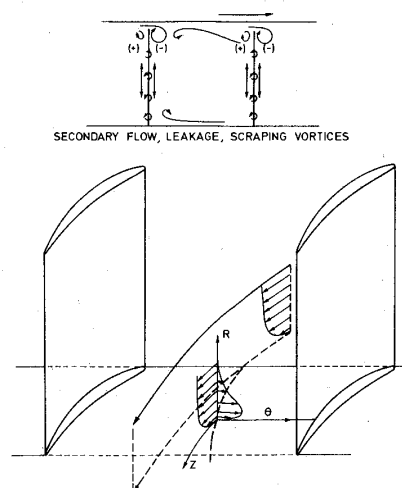


FIG. 7 FLOW IN THE ENDWALL REGION

The two dimensional characteristics, such as exit flow angle and loss, are not constant over the blade height. The relative importance of the secondary flow on the total loss is determined by the aspect ratio and flow turning. Considering the example of a NACA 65-12A₁₀-10 cascade ($AR = 1$, $\sigma = 1.0$) we observe a rapid increase of the pitchwise averaged losses over the last quarter of the blade span. The midspan exit flow angle is $27^\circ 5'$, decrease to 22° at 10% span and tend to 29° at the wall. The presence of the corner vortex is very well illustrated by the ω and θ evolution over 50% of the span. The

sandwise evolution of the outlet flow angle is controlled by the passage vortex, an inviscid phenomenon while the loss distribution is influenced by inlet boundary layer thickness (Fig. 8) [8].

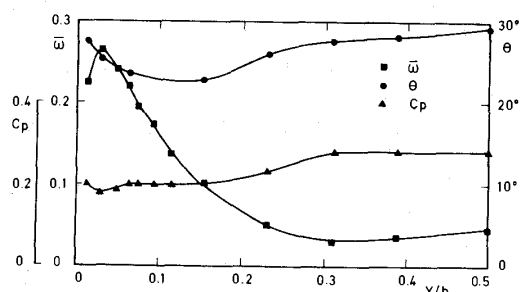


FIG. 8 2-D CASCADE MODEL
- SPANWISE EVOLUTION OF
THE SECONDARY FLOW

The secondary flow aspects become of primary importance in high turning and small aspect ratio bladings. The secondary flow losses ω_s are the major contribution in the total loss ω_T . The performance prediction on the basis of two dimensional information will yield too optimistic results. The midspan contraction by the secondary flow is not known since it is the result of an interaction between the growth, spanwise extension of the endwall boundary layer flow and the midspan pressure field. An iterative procedure is needed in the calculation process [9].

The experimental correlation of Fig. 9 is obtained from compressor cascade investigations with different flow turnings θ and aspect ratios h/c [10].

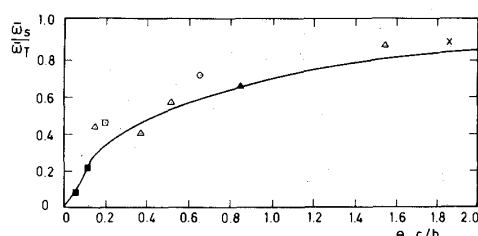


FIG. 9 SECONDARY FLOW LOSS
CORRELATION

The single observation of modified turning and higher

losses in function of cascade parameters can be complemented by a positive action in the blade design. An example is the complete or partial slotting of the compressor blade which can compensate for the detrimental side-wall effect. Such experiments have shown that a beneficial effect is obtainable for highly loaded and small aspect ratio configurations.

2. ROTOR AND COMPRESSOR STAGE RESEARCH

The axial flow compressor research has been focused on two aspects: the transonic-supersonic compressor and the study of the unsteady flow phenomenon.

2.1 TRANSONIC-SUPERSONIC COMPRESSORS

The progress made in transonic and supersonic compressors of the shock-in-rotor type is illustrated in Fig. 10 [11]. The shock-in-rotor transonic-supersonic compressors are an application of one or several systems for supersonic diffusion, i.e., the normal shock, the precompression, the external-mixed or internal compression process using multiple shocks and the pipe diffusion using a pseudo-shock system.

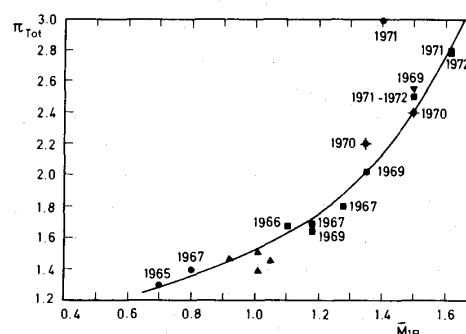


FIG. 10 EVOLUTION OF HIGH SPEED
COMPRESSOR PERFORMANCE

The supersonic flow conditions are encountered in the fan and front stages of aeroengines, in large gas turbine compressors and special industrial applications, such as UF₆ pumping.

A first principle of the shock-in-rotor which was investigated is the pseudo shock pattern in a long channel.

The pseudo-shock diffusion is based on the principle that all supersonic flow will be decelerated in a multiple weak normal shock system, provided that the flow channel is sufficiently long. Such a channel, conforming to a blade passage, causes the generation of a blunt trailing edge for a long slightly divergent channel. The principle of complete shock containment and the influence of the back pressure on the length of the blade passage has been demonstrated on a test prototype. It was recognized that some control over the high exit swirl angle could be gained by a suitable rotor blading. A second prototype demonstrated this capability, the third prototype rotor optimized the leading edge supersonic expansion, the pipe diffusion process, the exit swirl angle and the trailing edge thickness.

A small supersonic compressor intended as a component for a small gas turbine was studied later. The rotor was designed for an inlet Mach number of 1.5 and complete shock containment. The high stage pressure ratio, 2 to 1, imposed a high exit swirl requiring a high speed tandem exit guide vane, with shaped leading edges to provide a closer matching between the flow and blade angles.

A second principle is the precompression obtained by a S-shaped blade. The inlet Mach number is reduced before the channel shock occurs in an attempt to reduce the shock losses. Such a principle can work for a sufficiently high Mach number. A Mach 2 axial flow compressor stage was investigated. The static pressure achieved through the rotor required an important contribution in the meridional plane and serious mismatching occurs at off-design conditions. This can be alleviated by the instalment of a bleed system which increases temporarily the inlet mass flow during

the starting sequence (Fig. 11) [12,13].

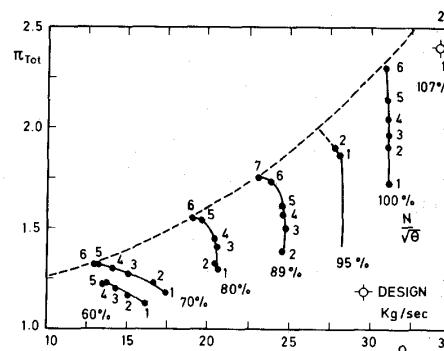


FIG. 11 SUPERSONIC COMPRESSOR PERFORMANCE

The transonic-supersonic compressors have a limited or a non-existent mass flow range as shown in Fig. 11. The phenomenon is linked to the principle of limited incidence angle variation for the blades with supersonic conditions.

The industrial application and the thermodynamics of high speed flight require a wide mass flow range. A variable geometry blading of a variable camber and stagger type can match the flow conditions imposed by the supersonic relative inlet Mach numbers and the variation of the mass flow. The following results were obtained at 88% nominal speed: +35% and -20% variation of the reference massflow, at 98% speed: +13% and -20% respectively. The study of the shock waves in compressor cascades, as shown in the previous chapter, enabled the definition of blade row axial distances to avoid shock wave-blade interference.

The third type of supersonic compressor rotors is one with a supersonic axial inlet component [14].

The current propulsion units for high speed flight require an intake to decelerate the incoming air to subsonic values. The admission of the supersonic flow into the compressor face would simplify and lighten the system. This can be accomplished by a moderate supersonic diffusion in an external compression followed

by a supersonic rotor with a supersonic axial inlet component. Research carried out in this field at VKI includes the analysis of the axial Mach number variation, stability as a function of speed and throttle valve variations and detailed flow field exploration at different stations. The axial Mach number variation is simulated by a variable nozzle in the intake which provided a continuous variation of the axial inlet velocity up to a Mach number of 1.55. The flow field survey confirmed the analysis for the positive incidence angle variations.

The research in the transonic and supersonic compressor field has contributed to: the general understanding of the high speed flow problems at the compressor inlet face; the variable geometry applications; the formulation of the supersonic incidence rules; and the use of a supersonic axial inlet component.

2.2 UNSTEADY FLOW IN AXIAL FLOW COMPRESSORS

The use of a turbocompressor in adverse conditions will affect its performance, the compressor loses surge margin. The mismatching of compressor stages at off-design conditions or excessive aerodynamic loading causes stall of the blades, rotating stall and ultimately surge. Finally, the energy exchange between the mechanical parts and the fluid requires a blade-to-blade variable field which interacts with the downstream field. The three types of unsteady effects: distortion-surge (macroscopic scale), rotating stall (medium scale) and blade-wake interference (microscopic scale), have an aerodynamic and mechanical aspect.

2.2.1 Distortion

The installation of industrial compressors or certain flight conditions do not guarantee the inlet flow conditions as assumed in the design or test cell. Total pressure and/or

total temperature non uniformities do occur and the compressor operates, circumferentially, in different points of the performance map.

A simple approach is to split the compressor into a parallel operation of the distorted and non-distorted sector. Surge occurs when the weakest sector surges and the overall operating point is a combination of the two sectors. Such an approach cannot take into account the unsteady effects: the incidence angle variations going into, or coming out of the distortion sector are different, a series of small circumferential distortions provide a different result from one large one with the same circumferential coverage (Fig. 12).

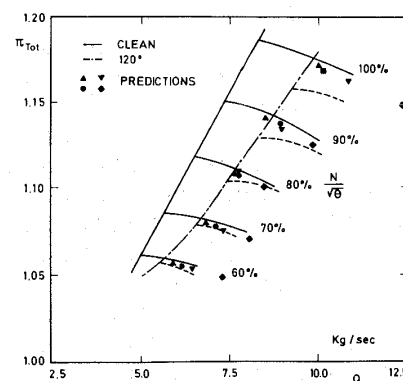


FIG. 12 INFLUENCE OF A 120° INLET DISTORTION

The introduction of the reduced frequency and the splitting up of a distortion in multiple sectors provide a better approach and more successful predictions of surge margin loss are possible [15].

2.2.2 Rotating stall

The "medium type" size of unsteady effect is the rotating stall. One or more cells of stalled fluid rotate in the annular space between two successive blade rows at a fraction of the rotor speed. These cells can occupy the full height and an important circumference of the annular space. The excitation of blade resonant frequencies by these cells poses a very serious

problem. The phenomenon is related to the flow separation on the blades.

The study of rotating stall can define the cell structure, improve the blade design and describe pre-stall phenomena which can be used in the control loop. The total effect leads to a better optimisation of the aerodynamic and utilization of the mechanical parts.

The experimental study of this unsteady event is performed using velocity and pressure sensors in the absolute and relative axis of coordinates with a connection to a digital computer using a 16 channel medium speed (50 kHz) data acquisition system [16].

The non dimensionalized performance map is shown in Fig. 13. This single stage compressor has a diameter of 0.70 m and a blade height of 7.5 cm. Sufficient axial distance is available between the blade rows for detailed flow measurements. Eight cells are observed at the onset of stall, followed by a region where no periodic flow can be observed and finally, by further throttling, the flow is reorganized into one single cell which occupies a large portion of the circumference.

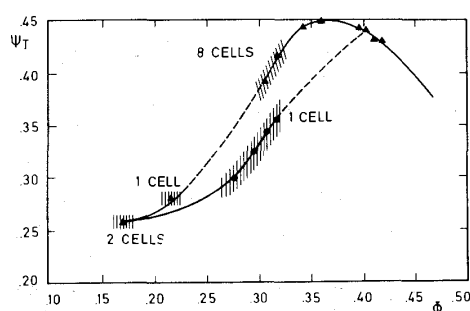


FIG. 13 PERFORMANCE MAP OF LOW SPEED COMPRESSOR

The single rotating stall cell is investigated for the instantaneous velocity field using multiple wire sensors. The bisectrix of the crossed hot wire is directed tangentially in order to solve the ambiguity with respect to one wire. The experi-

ments at different radial and axial positions Fig. 14 showed that return flow exists upstream of the rotor over the upper 80% of the blade height, the flow velocities in the cell approach the rotor peripheral speed with 10° to 20° return flow. This strong return flow decreases towards the mid blade height, while the hub has always an inflow component. The flow relative to the cell demonstrates the "active cell" principle. The rotating stall cell is being fed from the downstream end and a crossflow exists through the perturbed zone. The flow relative to the rotor demonstrates the Stenning model of successive stall of neighbouring blades during the cell propagation (Fig. 15) [17].

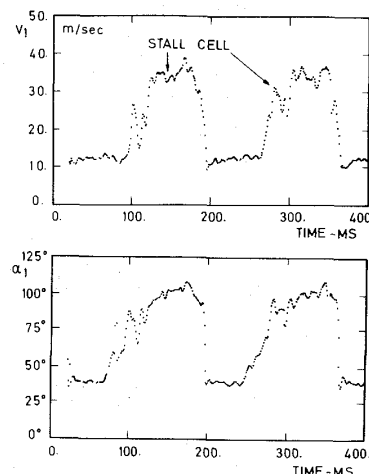


FIG. 14 INSTANTANEOUS VELOCITIES IN A SINGLE STALL CELL

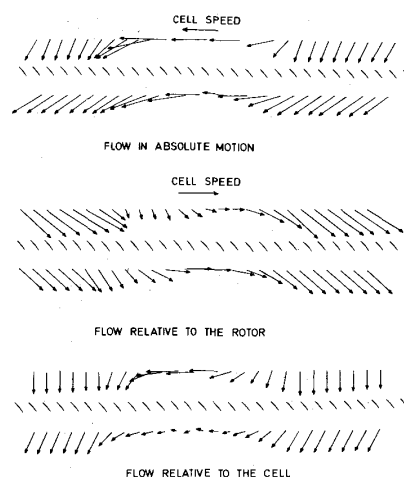


FIG. 15 CELL PROPAGATION

The second step is the investigation of the flow field in the rotating blade channel, using in-channel hot wire equipment and on-blade sensors for velocity and pressure. The blade surface sensors indicate the stall onset and the flow separation with reversal. The radial slip along the blade surface could not be detected by this instrumentation. The observations of the absolute flow field, return flow at the tip radius and incoming flow at the hub has to be found back. The relative velocity in different axial locations and mid-passage was recorded at different operating points using a crossed hot-wire which is corrected for the centrifugal effects on the wires. The leading edge plane velocity field is shown at four radial positions. The velocity and angular presentations have to be combined: most of the reverse flow is measured in the upper half of the passage, the cell does not show the same periodicity at all radii Fig. 16 [18].

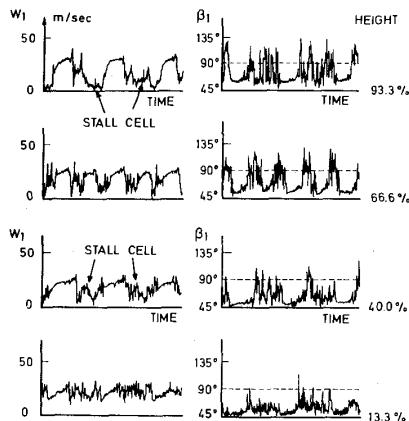


FIG. 16 INSTANTANEOUS VELOCITY FIELD IN RELATIVE MOTION - 1 STALL CELL

2.2.3 Energy transfer

The unsteady character of the absolute flow field is essential in the energy exchange between the rotating blades and the fluid. The presence of a suction and pressure surface produces a blade to blade variable flow field, a cylindrical surface will be wrapped while passing through a blade row.

The averaged steady state expression of the flow equilibrium in a turbomachine simplifies the blade to blade variation of the thermodynamic quantities and the blade wake interference problem.

Fluid particles, having a different velocity than the stream, but subjected to the same static pressure field, will experience a different amount of energy exchange between blading and fluid than the reference free stream particles. The wake fluid therefore gains more enthalpy because of its longer residence time in the rotor than in the freestream fluid, as shown by L.H. Smith in 1966.

The strongly retarded fluid will experience a radial shift with respect to the freestream surface and the resulting temperature difference can amount to 2.3% of the local temperature level Fig. 17.

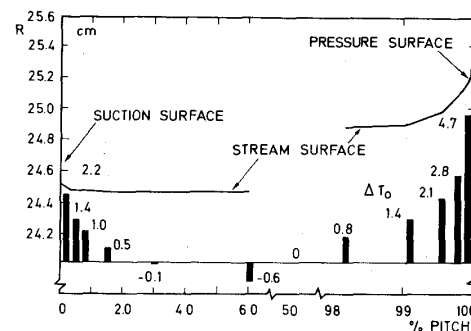


FIG. 17 BLADE TO BLADE T_0 VARIATIONS IN THE ROTOR TRAILING EDGE PLANE

A simplified approach from full three dimensional analysis is taken by considering the quasi three dimensional solution such as provided by the throughflow analysis. This solution defines the pressure field to which each fluid particle is subjected. The reference streamline or trajectory is the one from the mean surface in the blade to blade direction. The fluid with a velocity surplus of defect will shift radially with respect to this reference trajectory and point by point a new trajectory is defined as the fluid, with the

assumed velocity defect, moves radially into a new pressure field.

The twisting or wrapping of a stream sheet is shown to occur through the blading (Fig. 17). The application of the same technique showed the radial migration of the rotor boundary layer and the larger enthalpy addition to these fluid particles.

Such a result can only be obtained by assuming a boundary layer profile evolution in the longitudinal and crosswise (here radial) direction. A realistic profile is obtained by the LeFoll integral method for the streamwise evolution and the Johnston model for the crosswise contribution by introducing a wall shear stress. An infinite slope at the blade surface is avoided and the blade surface streamlines are constructed.

A typical result for a transonic rotor at 90% of the blade height is shown. The area nearby the blade surface is strongly magnified. Pitchwise measurements of the temperature profile indicated the tangential temperature evolution (Fig. 18) [19].

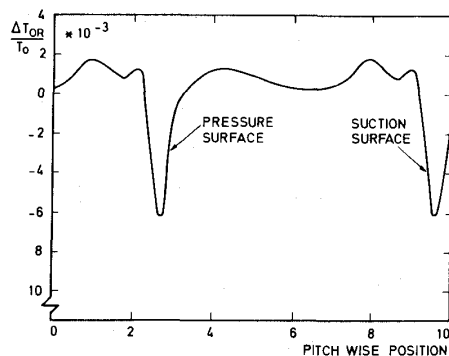


FIG. 18 BLADE TO BLADE T_0 VARIATIONS DOWNSTREAM OF A ROTOR

3. NUMERICAL PROCEDURES

The classical singularity method by Martensen was improved to allow its application to thin profiles and extended to the calculation of tandem cascades by introducing, in the calculation process, a method to consider the viscous effects linked to the

development of the first profile wake in the second blade passage. The results were checked very favourably against experiments [20].

Computer programs for the calculation of compressible subsonic inviscid cascade flows have been developed on the basis of a Martensen type of approach, using the Jansen-Rayleigh theorem. The method also takes into consideration stream tube area variation and, coupled with a mapping, can be applied to radial and mixed flow machine calculation, including the effect of rotation. High precision is obtained near leading and trailing edges, an important fact especially when dealing with cooled blades. The method is very fast, and is currently used coupled with boundary layer calculations [21].

A general time marching method with damping surface technique has been developed for turbine application and later extended to compressor cascades with supersonic inlet Mach number. Due to the different boundary conditions, relations between inlet Mach number and flow angle, a different version had to be developed [22].

The prediction of surge margin decrease, due to inlet flow distortion, was improved by developing a method in which the parallel compressor theory and the reduced frequency approach are combined [23].

REFERENCES

1. Education and research. von Karman Institute 25th Anniversary brochure, 1981.
2. PAPAILIOU, K.: Optimization d'aubages de compresseur à forte charge sur la base des théories de couches limites. Ph.D. Thesis, U. Liège, Septembre 1969.
3. Transonic flows in turbomachines, ed. J. Chauvin. VKI LS 59, May 1973.
4. STARKEN, H.; BREUGELMANS, F.A.E.; SCHIMMING, P.: Investigation of the axial

- velocity density ratio in a high turning cascade. ASME Paper 75-GT-25.
5. BREUGELMANS, F.A.E.: Transonic flow in turbomachines. In: Transonic Flow Problems in Turbomachinery, T.C. Adamson, Jr. and M.F. Platzer, eds., Hemisphere Publishing Corp., 1980, pp 598-607.
 6. SEYLER, D.R. & GOSTELOW, J.P.: Single stage experimental evaluation of high Mach number compressor rotor blading. Performance of rotor 1B. NASA CR 54582, September 1967.
 7. Shock-boundary layer interaction in turbomachines. R. Van den Braembussche, ed. VKI LS 1980-8, June 1980.
 8. SALVAGE, J.W.: Investigation of secondary flow behaviour and end wall boundary layer development through compressor cascades. VKI TN 107, June 1974.
 9. GRIEPENTROG, H.: Introduction to secondary flows in axial turbomachines. VKI CN 72, September 1969.
 10. GRIEPENTROG, H.: Prédiction des performances des grilles d'aubes transsoniques à haute déflexion et faible allongement. Ph.D. Thesis, U. Liège, Novembre 1969.
 11. NEWTON, A.G.: The axial compressor problems of design and applications. VKI Lecture, 12 December 1967.
 12. BREUGELMANS, F.A.E.: The Mach 2 axial flow compressor stage. ASME Paper 75-GT-22.
 13. BREUGELMANS, F.A.E.: The low hub-tip ratio supersonic axial flow compressor. VKI IN 40, June 1972; IN 41, November 1972; IN 42, December 1972; IN 45, August 1973.
 14. BREUGELMANS, F.A.E.: The supersonic axial inlet component in a compressor. ASME Paper 75-GT-26.
 15. COLPIN, J.: Inlet flow distortions in axial flow compressors. VKI TN 122, February 1977.
 16. GYLES, B.; LIGRANI, P.; BREUGELMANS, F.A.E.: Rotating stall in an axial flow single stage compressor. On-blade velocity measurements. AFOSR-80-0119B, April 1982.
 17. BREUGELMANS, F.A.E.; MATHIOUDAKIS, K.; CASALINI, F.: Flow in rotating stall cells of a low speed axial flow compressor. VKI Preprint 1982-27, July 1982.
 18. MANFRIDA, G. & BREUGELMANS, F.A.E.: A survey of the unsteady relative flow in an axial compressor, applied to rotating stall understanding. VKI PR 1981-09, June 1981.
 19. Unsteady flow in turbomachines, ed.: F.A.E. Breugelmans. VKI LS 1979-3, January 1979.
 20. LOUDET, C.: Contribution theorique et expérimentale à l'étude des grilles d'aubes en tandem à forte déflexion et à forte charge. Ph.D. Thesis, U. Libre de Bruxelles, avril 1971.
 21. VAN DEN BRAEMBUSSCHE, R.: Calculation of compressible subsonic flow in cascades with varying blade height. ASME Trans., Series A - J. Engineering for Power, Vol. 95, No. 4, October 1973, pp 345-351.
 22. COUSTON, M.: Time marching finite area method. In: Transonic Flows in Axial Turbomachinery, VKI LS 84, February 1976.
 23. COLPIN, J.: Influences de distorsions d'entrées sur les performances et le comportement aérodynamique d'un compresseur axial. Ph.D. Thesis, U. Liege, Juin 1977.

(財)電力中央研究所 深田 智久

1. まえがき

世界経済の不況・低迷あるいは各分野での節約の浸透により、近年エネルギー需要の伸びは停滞している。この結果皮肉にもエネルギー源の大半を占める石油資源の有限問題は少なくとも今世紀はもちこたえられる情勢になった。とは言え世界の資源事情・政治情勢を考え合わせると、エネルギー源の多様化・省資源化への努力を緊要な課題として取り組む必要がある。

我が国のようにエネルギー源の大部分を輸入に依存し、国産エネルギー源を持たぬ国ではエネルギー源開発に一層の努力がはられねばならない。しかし至近年度において我が国産業界・電力業界に採用され得る新エネルギーの出現を期待することはできない。無論この問題について我が国はあたら手を拱いている訳ではなく、官民挙げて自然エネルギーである太陽光・太陽熱または海洋温度差エネルギー更には地熱エネルギー等の利用までも積極的に取り組んでいるが、それらが石油代替と成り得るには無理がある。

石油代替エネルギーの主役は原子力である事は明らかである。一方化石燃料としては世界的に埋蔵量が豊富であり、しかも政治的に安定した自由圏に存在している石炭も前述の原子力と肩を並べる有力な候補と言える。石炭利用としては従来の微粉炭火力の増大に加え、石油液化・ガス化更にはメタノール等新利用技術の開発が鋭意行われており、炭種も高品位炭はもとより低品位炭に至る広い範囲までも拡大を図っていく必要がある。

一方省エネルギー化対策において重要な要因を成すものに、エネルギー産業における有効的エネルギー利用即ち高効率化がある。電力事業においては現在の最新鋭火力発電プラントにおいても、効率値は40%程度に止まっており、この値以上の効率向上の必要に迫られている。その確度におい

て最も注目されているものにガスタービンとsteamタービンを組み合わせたガス・蒸気複合発電プラントがあり、近年各電力会社において採用され始めている。複合発電システムが契機と成ったとは言え、我が国電力事業においてガスタービンの位置付けが再認識されムーンライト計画「高効率ガスタービン技術の開発」でも代表されるように、ガスタービンプラントが新たな展開の時代に入ったと言える。複合発電プラントはガスタービン入口ガス温度の高温化により熱効率が向上するため、いわゆるガスタービンの超高温域までも大幅な温度上昇が主要な課題となってくる。

現在の産業用ガスタービンは最新鋭機で入口ガス温度が1,100℃級まで進展して来たが、航空機特に巨額な軍事開発費に支えられ発展した戦闘機のジェットエンジン技術の開発を後追した形で今日に至っている。この傾向は特に高温部冷却技術・材料技術に顕著に現われている。従って高温部冷却には、冷却媒体として圧縮機より抽気した空気を使用する空気冷却方式が採用されている。

この空気冷却方式ではガスタービンおよび複合発電の全体効率を考えた場合ガスタービン入口ガス温度を上昇させても図1-1⁽¹⁾に示すごとく効率は頭打ちになってしまう。更に空冷方式では元来ガスタービンの出力に寄与すべき高圧空気を圧縮

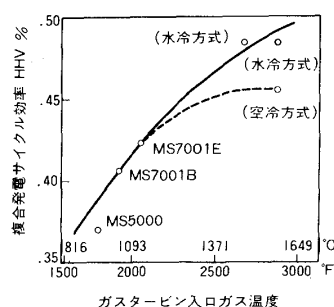


図1-1. ガスタービン入口ガス温度と複合発電サイクル効率（水冷却ガスタービンと空気冷却ガスタービンの比較）

(昭和57年11月30日原稿受付)

機から冷却用に抽気してしまうためガスタービンおよび複合電力の比出力は入口ガス温度の上昇にもかかわらず図1-2⁽¹⁾に示すごとく頭打ちになってしまう。更に空冷方式では実際の運転入口ガス温

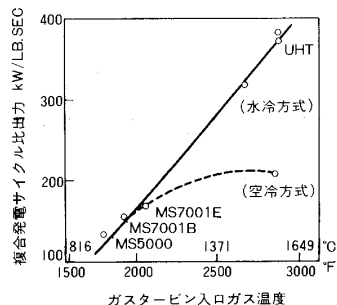


図1-2. ガスタービン入口ガス温度と複合発電サイクル比出力(水冷却ガスタービンと空気冷却ガスタービンの比較)

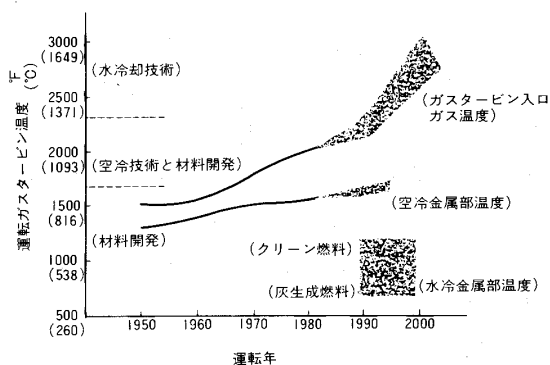


図 1-3. 過去および将来のガスタービン
推移(ガスタービン入口ガス温度と
冷却技術, 金属部温度)

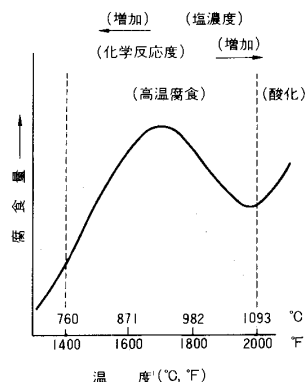


図 1-4. 金属温度と高温・酸化腐食例

度は図1-3⁽¹⁾に示すごとく1,700°F(926°C)程度か

ら 2,300°F (1,260°C) 程度と予想され、この場合主要機器金属部の温度は 1,500°F (816°C) 前後となる。図 1 - 4 に高温域での金属の腐食の 1 傾向を示したが、前述の金属温度レベルでは高温での腐食が非常に活性となり、ガスタービン高温主要機器金属部の腐食対策が大きな問題になってくる事を示唆している。このように空冷方式では、高効率化に限界があり、大容量化も困難であるのみならず耐食・耐久性の面での問題も残される。

一方冷却媒体として水を使用した水冷却方式では、ガスタービン入口ガス温度の上昇とともにガスタービンおよび複合発電の全体効率は図1-1に示すごとく上昇し、かつ比出力も図1-2に示すごとくほぼ直線的に増大している。更に水冷却方式では図1-3に示すごとく冷却金属部温度を、 $1,000^{\circ}\text{F}$ (538°C)以下に保つことが可能で、この場合冷却金属部は高温腐食がほとんど不活性な領域に入っており前述の耐食性の面での問題等も解決されることになる。

以上のように水冷却方式は、高効率化・高出力化のみならず機器の耐食信頼性の向上の面で、産業用・発電用ガスタービンの冷却方式として適性が高い方式と言えよう。当所においてもこの水冷却ガスタービンの特性に注目し図 1-5 に示す冷

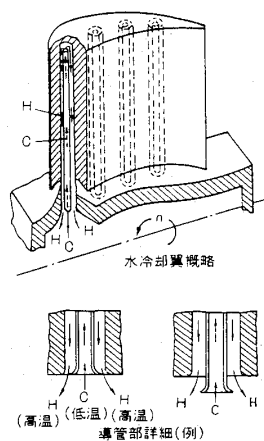


図 1-5. 電力中央研究所方式

却方式を提案し基礎的実験研究および数値解析検討⁽²⁾⁽³⁾を加えるとともに、他の水冷却方式についても各種検討⁽⁴⁾を行っている。

本稿は今後のエネルギー資源の情勢具体的には石炭利用までもの燃料資源の多様化を十分考慮し

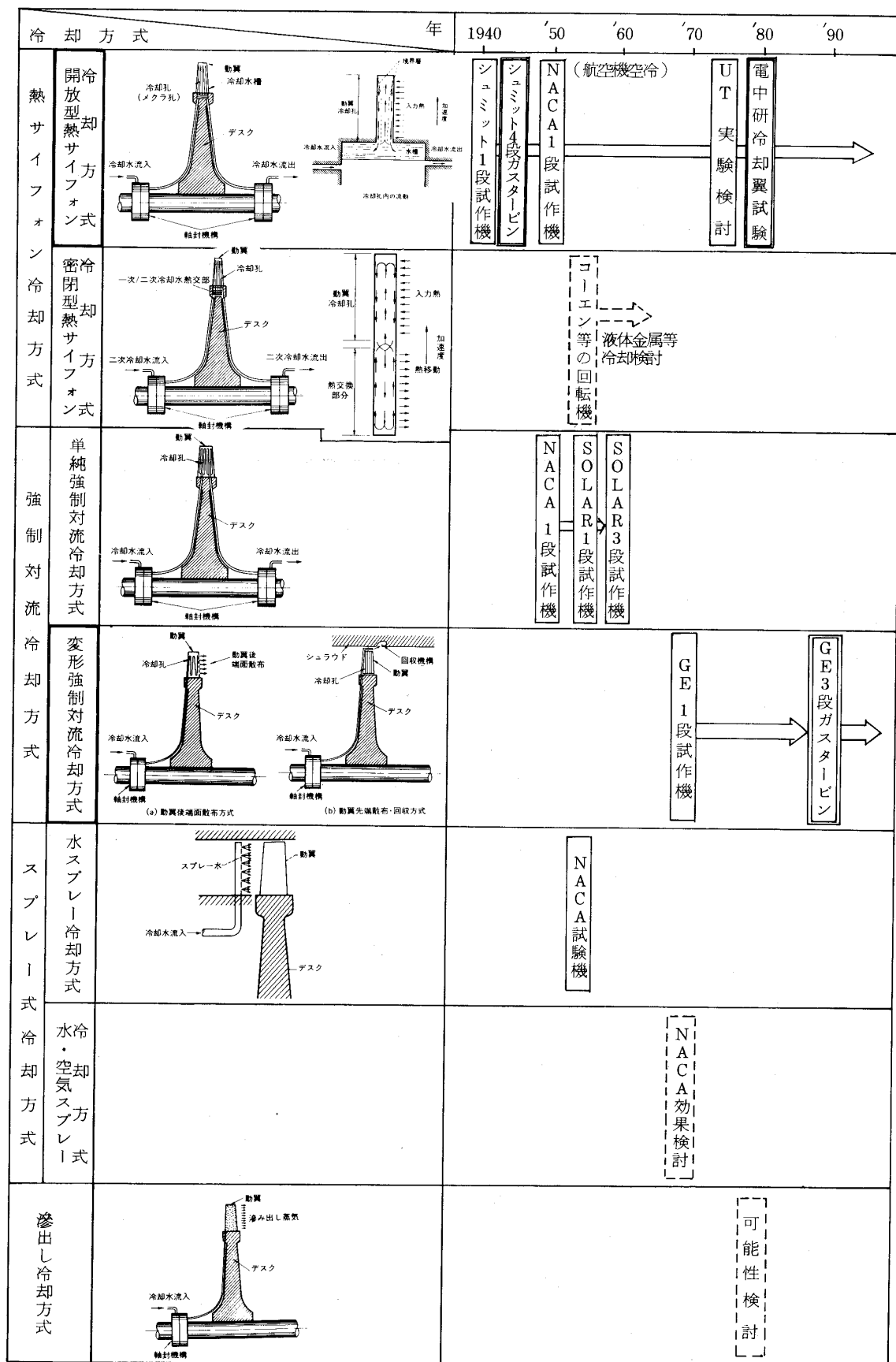


図 2. ガスタービン水冷却方式および各種試験実績

現在発電プラントに要請されているプラント高効率化による省エネルギー対策に対応すべく、前述したような水冷却ガスタービンの特性に注目し、内外の水冷却ガスタービンの試験実績および最近の開発状況等その動向を概略に述べるものである。なお本稿では冷却性能・強度（熱応力・寿命等）・材料（材質・耐食等）等要素技術・材料技術に対する詳細な技術的評価は次なる機会に譲ることにさせていただきます。

2. 各種水冷却方式および試験実績 経過概略

ガスタービンの水冷却要素機器の内でも技術的に最も興味ある課題である動翼の水冷却方式に注目し、その方式とそれを採用した各種の試験研究実績の経過概略を述べる。

水冷却方式は図2に概略を示すように大別して4種類のものが考えられる。

2-1. 熱サイフォン冷却方式 垂直な面に限定された系での自然対流熱伝達を特に熱サイフォンと呼ぶ。熱サイフォンも限定された面の系構造により、熱サイフォンの一端が開いた開放型熱サイフォンと両端を閉じた密閉型熱サイフォンがある。この冷却方式の利点としては外部から特に強制的冷却動力を加えなくとも自然対流による熱伝達が行われ、温度差が大きくなればなる程熱伝達即ち冷却効果が増進されるという一種の自己制御冷却を行うことである。熱サイフォン冷却効果はガスタービン動翼のように高速で回転する場では重力に比べ 10^4 倍もの強力な遠心力の作用により大きな冷却性能が期待できる。また冷却水も強力な遠心力の作用のため非常に高圧になり、冷却効果を増進するだけでなく冷却水の沸騰が起きにくくなり水蒸気酸化の問題も起きにくい。更に冷却構造も簡単であり、冷却水も動翼外部へ散布・飛出することがないため液滴による浸食の問題もない。Bayley等⁽⁵⁾はこの方式での最も適した冷却媒体は水であることを実験的に検証しているが、密閉型熱サイフォンの場合必ずしも冷却媒体として水を選ぶ必要がなく液体金属等の使用も考えられる。他方この冷却方式の欠点は、水冷却方式全般に言えることではあるが冷却水の水質管理が必要で、不純物が混入している場合遠心分離により冷却孔先端部等にたい積し伝熱・流動阻害の原因になる。また冷却孔径が小さ過ぎる場

合冷却性能が低下することが予想される。更に冷却水液面制御の問題もあり、液面状況によっては振動発生も起こり得る。なお密閉型熱サイフォンの場合密閉冷却一次媒体とそれを冷却・除熱する冷却二次媒体の間で十分なる熱交換が必要となりそれにともなう機構および空間が要求されることになる。

開放型熱サイフォン冷却方式を採用した試験はシュミット1段試作機に始まり、シュミット4段ガスタービン⁽⁶⁾、NACAの1段試作機⁽⁷⁾の試験を経て、現在のUnited Technology社実験検討⁽⁸⁾、または当所冷却翼研究⁽²⁾⁽³⁾へとそれぞれ改良・工夫を加えつつ進展して来ている。

密閉型熱サイフォン冷却方式についての試験はCohen等⁽⁹⁾による回転機実験が有るがいずれも実験室規模の検討である。

2-2. 強制対流冷却方式 冷却水を強制的に動翼に給水冷却する方式で、動翼冷却孔を単純に冷却水が通過・冷却する単純強制対流冷却方式と冷却水が動翼冷却後動翼外部へ散布される変形強制対流冷却方式がある。

この方式の利点は冷却方式が単純で冷却構造も比較的簡単であることである。他方この冷却方式の欠点は、冷却水を高圧で給水する必要があること、給水制御が予想以上に困難なこと、冷却孔内での冷却水蒸発による水蒸気酸化の問題が生じることである。更に変形冷却の場合動翼外散布による浸食の問題が起きることである。

単純強制対流冷却方式を採用した試験はNACAの1段試作機⁽¹⁰⁾に始まり、Solar社1段試作機を経Solar社3段試験機⁽¹¹⁾へと発展し一応の成果をおさめている。

変形強制対流冷却方式を採用した試験は動翼先端散布・シュラウド回収システムを採用したGE社1段試作機⁽¹²⁾の成功にもとづき、GE社3段ガスタービン⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁾開発計画へと進展し現在最も先行したものとなっている。この計画の詳細については後述するものとする。

2-3. スプレー式冷却方式 冷却水をスプレー散布し直接に動翼冷却するか、冷却用空気を冷却し間接的に動翼を冷却する方式で、前者を一応水・スプレー冷却方式、後者を水・空気スプレー冷却方式と呼ぶことにする。

この冷却方式の利点は、動翼冷却とはいえ冷却水（スプレー）部が静止部にること、比出力の増大が図れることである。他方、この冷却方式の欠点は前者では特に浸食問題のみならず熱衝撃破損にまで至る心配があることおよび効果に比較し多量の冷却水量を必要とすることが挙げられる。

水スプレー冷却方式についてはNACA⁽¹⁵⁾他でタービン高温化のみならず特に航空機離陸時での推力増大の可能性等につき効果を検討した。更に試験的にタービンに応用したが結果的には熱衝撃による動翼破損を起こしている。

水・空気スプレー冷却方式はどちらかというところプラント全体を考えた冷却法であり、空気冷却方式の効果を上げるものとして既設のガスタービンへの採用も可能でNACA等で効果につき検討されている。

2-4. 滲出し冷却方式 動翼面が無数の細孔を有する構造または多孔質構造を持った空隙を通して冷却水が液体または蒸気となって滲出す冷却方式である。

この冷却方式の利点は滲出し冷却媒体が動翼面全体を蒸気層となり被ってしまい熱の流入を遮断する二重の冷却効果を見積れることである。冷却効果のみに注目すれば理想的冷却方式といえる。他方この冷却方式の欠点は動翼外面部構造が微細な空隙を持たねばならず非常に厳密な水質管理が必要とされ腐食による問題・不純物混入による閉塞の問題が発生することである。また強力な遠心力場においてこの構造で充分強度を持った動翼が製造可能かという実際の問題もある。

滲出し冷却方式での試験研究は可能性検討が行われたのみで全くなされていない。

3. 各種水冷却試験機と実績の代表例

前述の各種冷却方式を具体的に採用したガスタービンまたは試験機につき試験実績および冷却翼仕様を中心にして述べる。

図3に代表的なものを選びガスタービンまたは試作機更には冷却翼概略構造と試験実績を示す。代表例の冷却方式は開放型熱サイフォン冷却方式と単純強制対流冷却方式となっていたが、この他変形強制対流冷却方式もあるが、GE社の水冷却計画において述べる。

概略としてはシュミットガスタービンに代表さ

れるように1,200°C級のガスタービン入口ガス温度が達成されており、冷却翼温度は600°C以下と低く保たれ、心配された熱応力による問題もなく当時の水質管理技術水準を考慮すれば一応の評価を加えてもよいであろう。ただガスタービンが航空機原動機としてあまりにも適合したため水冷却ガスタービンの開発は必然的に中止せざるを得ぬことを更に燃料事情も現在程の制限が無い産業用としての水冷却ガスタービンの必要度が低く現在に至ったのであろう。

なおこれら数多くの試験研究の結びに、冷却孔内の熱伝達率分布・限界熱流束等冷却性能に関する詳しい資料の不足が指摘されており、基礎研究と並行しての詳しい資料の蓄積と段階的研究の必要性が必ず述べられていることは注目すべき事柄である。

4. 最近の水冷却ガスタービン開発の状況

近年水冷却ガスタービンの産業用・発電用用途を目的に本格的開発が行われている。その内でも最も先行的な立場にあるGE社の開発状況を代表的に取りあげ述べることにする。

米国GE社の水冷却ガスタービンの開発は1961年のCRD⁽¹²⁾ (Corporate Research and Development)における水冷却翼の研究の着手に端を発する。1961年から1967年までの社内研究で、変形強制対流冷却方式で流体力学的にも単純な形状をした翼を持つ1段無負荷水冷ロータを燃焼ガス3140°F (1,727°C)の中で回転させることに成功した。なお、燃焼ガス圧力は2atm、バケット高さは19mmであった。この成功を受け1967年からGTD (Gas Turbine Division)も参加し、より実際的な翼形をした小形水冷ロータを運転することになった。この試験は1973年までに行われた。なおロータ外径は246mm、ガス温度は2,850°F (1,566°C)、圧力は16.2atm、ガス流量3.63kg/s、先端周速518m/sであり図4-1に示す。

更にGE社はEPRI⁽¹³⁾ (Electric Power Research Institute)から委託を受け、WCGTDP (Water Cooled Gas Turbine Development Program)の研究計画として水冷ガスタービン開発に本腰を入れた。この開発研究の途中から、DOE (Department of Energy)もHTTT計画 (High Temperature Gas Turbine Technology)として研究に

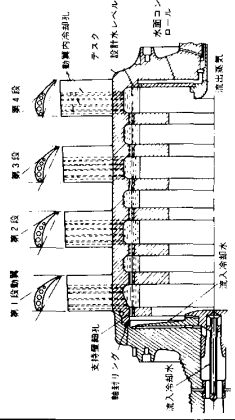
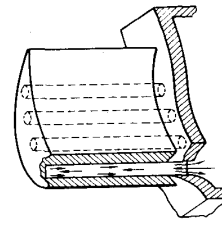
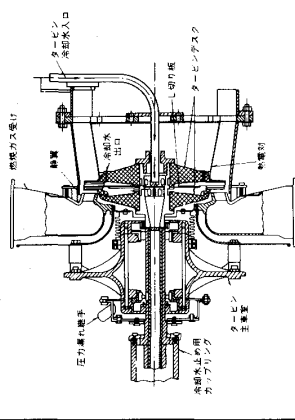
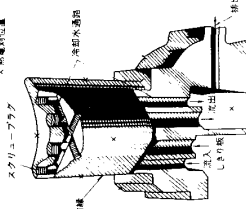
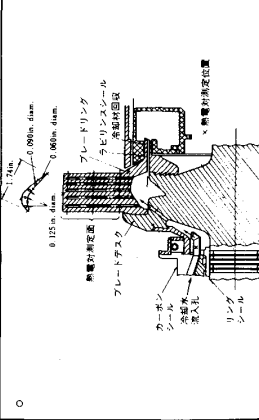
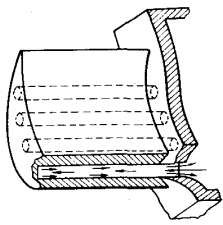
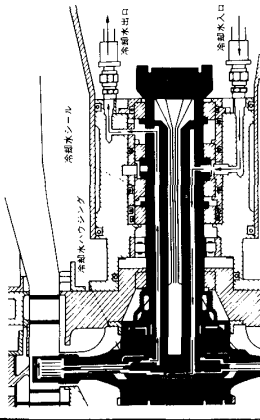
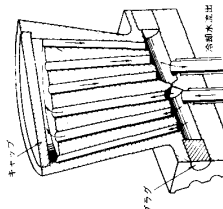
	水冷却試験機およびガスタービン	水冷却翼概略	試験実績	備考
ジェット水冷却 1段型ガスタービン	。第1図は、第2図、第3図、第4図の各部分を示す。 	。低合金鋼熱サイクル用冷却翼 	。1943年製作，1945年独逸戦後英国で運転 。ガスタービン入口温度（TIT）最高1260℃，1100℃50時間連続，翼温度500℃以下 。初期良好成績，後年一水处理技術未熟のため伝熱障害および給水振動発生	。冷却ガスタービンとして世界初 。出力2000 Hp 。回転数（最高）20000 rpm
NACA水冷却1段型試験機（単純強制対流冷却翼形）	。電圧カスケーディング。 	。アルミニウム合金単純強制対流冷却翼 	。1947～51年に運転 。TIT最高1150℃，翼温度200℃ 。約100時間運転 。アルミ水冷動翼は酸化侵食なく健全・有効性を証明。静翼・燃焼器が高温に耐えられず破損	。National Advisory Committee for Aeronautics, Lewis Flight Propulsion Laboratory. 。回転数8000～19000 rpm
NACA水冷却1段型試験機（熱サイクル用冷却翼形）	。熱電計測定位置。 	。ステンレス鋼熱サイクル用冷却翼 	。1948～50年に運転 。TIT最高950℃，翼最高部温度470℃	。National Advisory Committee for Aeronautics Lewis 。回転数（最高）14000 rpm
Solar 水冷却1段型試験機		。Cr-Mo系低合金鋼単純強制対流翼 	。1955～56年 。TIT最高955℃，翼最高部594℃，平均437℃ 。約200時間運転 。溶接部で1部腐蝕跡を見出したが，良好な成績 。3段ガスタービン製作（'60）	。Solar Aircraft Co. 。回転数15000 rpm

図3. 各種水冷却試験機と実績（代表例）

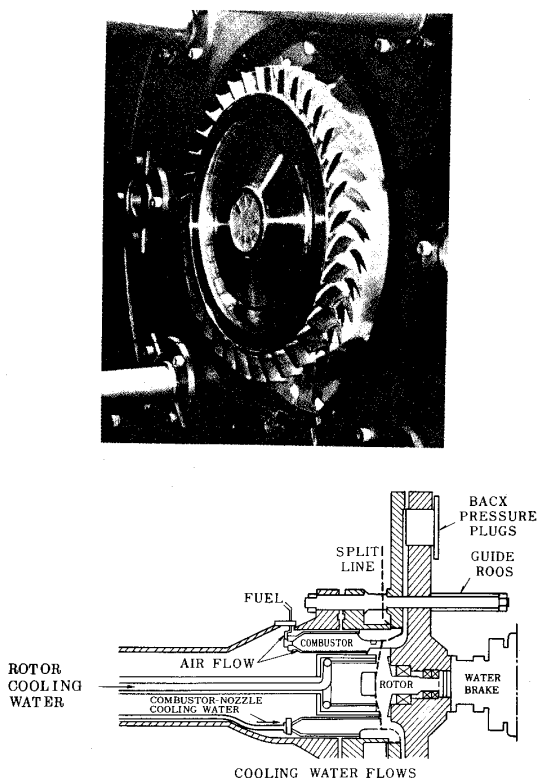


図4-1. GE社動翼および試作機

参加し、いわゆるメーカー・電力事業・国家が一体となり開発が進められることになった(図4-2参照)。なおEPRI, DOEの計画ともに燃料は石炭利用を予定しているのが特徴である。

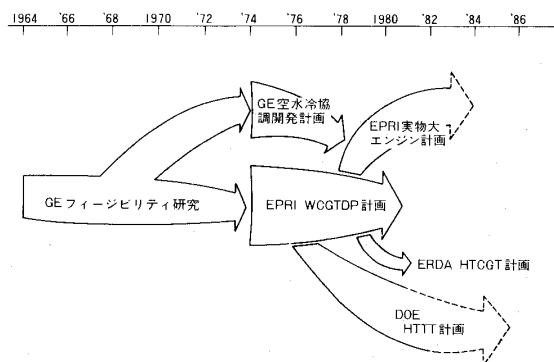
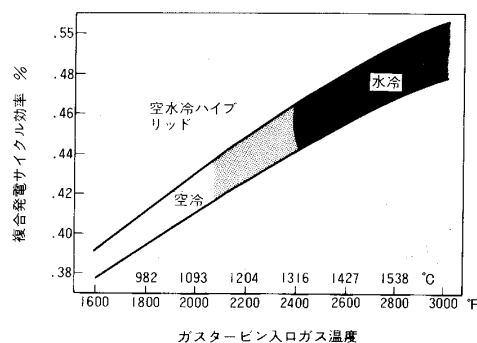


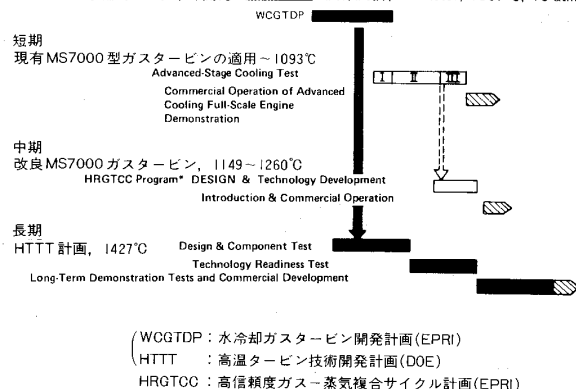
図4-2. GE-EPRI-DOEの開発計画

GE社の水冷却ガスタービン開発は、同社における現時点では発電用の最新空気冷却ガスタービンとの整合, EPRI・DOE等 社外機関との協力体制を組むなど巧な連携を取りつつ進められ, 図4-3にGE社の開発状況をガスタービン入口ガス温度や最新空冷ガスタービンとの協調的関連で示



水冷却技術基礎開発

予備的GE水冷却開発 試作試験(9in Rotor, 1567°C, 16 atm)



(WCGTDP: 水冷却ガスタービン開発計画(EPRI))

(HTTT: 高温タービン技術開発計画(DOE))

HRGTCC: 高信頼度ガス-蒸気複合サイクル計画(EPRI)

図4-3. GEの開発状況

す。短期(～1,093°C)または中期(1,150～1,260°C)の領域では水冷却技術を空冷ガスタービンへと選択的に適用して行く方策を取っていく。例えば静翼等を水冷却する方法, 即ち空冷・水冷のハイブリッド方式を取り水冷却開発を無駄なくしかも不連続を持たせず水冷却技術の開発を進める。長期(1,427°C～)では図4-4の下部に示すプロト機(73 MW級)更には実証機(150 MW級)と全面水冷却機開発へと進展して行く。

現在まで段階的に研究を進め, いく分かの遅れはあるようであるが, サイクル評価に始まり, 冷却性能試験, 給水制御, 排水回収方式, 翼製造・加工技術検討, 腐食・浸食試験, 灰付着問題更には燃焼器試験等各種要素試験・材料研究において順次その成果を発表している。

図4-4に動翼例およびプロト機概略を示しているが, 水冷却ガスタービン要素部の内でも最も重要な部分である動翼につき種々検討が進められており, 翼を単一金属母材で製造する方法や各種金属を複合し製造する方法等がある。図4-5に現在最も有力視されている動・静翼構造と仕様を

示す。

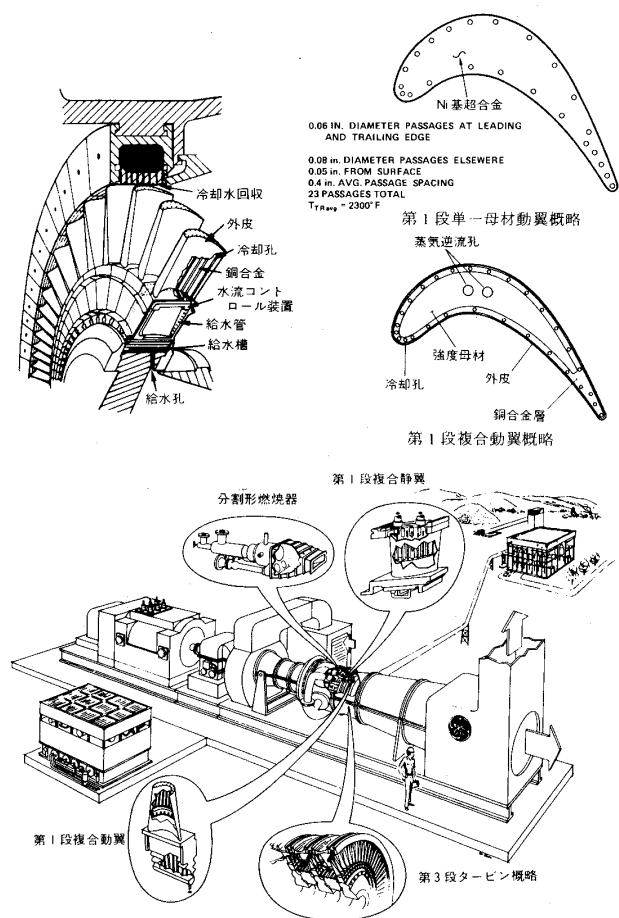


図 4-4. GE 社動翼および試作機概念図

国内においては、全くの基礎検討研究段階であり、当所・東京芝浦電気(株)および(株)日立製作所において、それぞれ特許の出願、冷却性能に関する学会発表がなされている。

5. あとがき

本稿は今後のエネルギー事情に鑑み、プラント高効率化による省エネルギー対策、LNG・軽油等に代表されるクリーン燃料は無論、石炭に代表されるようなダーティ燃料まで、燃料の多様化対策に最も適していると思われる水冷却ガスタービンの動向を概略的に述べたものである。水冷却ガスタービンの開発は多くの解決すべき問題もあり多額の資金も必要とされるが、実用化された暁には産業界・電力事業界での役割は計り知れぬものがあり、是非官民挙げて開発体制を造り上げて、早期の実用化を期待するものである。

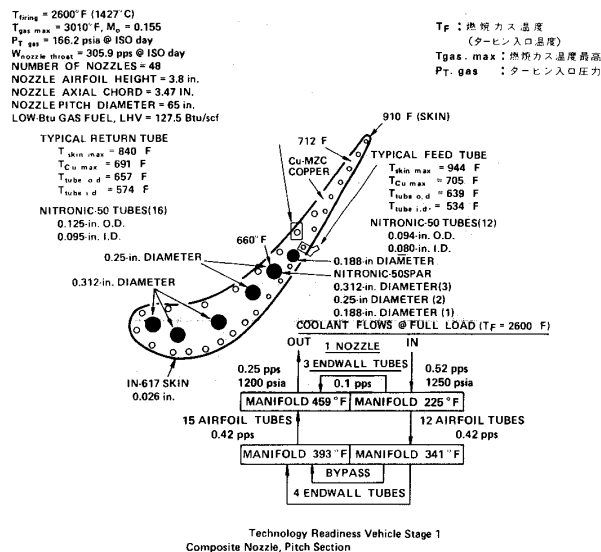


図 4-5. 第1段階・静翼概略

参考文献

- (1) EPRI AP-1889 Report 234-3 (1981).
- (2) 深田・大野, 電中研研究報告 No.280063 (1981).
- (3) 大野・深田・安尾, 同上 No.281049 (1982).
- (4) 深田, 電中研研究報告 No.279057 (1982).
- (5) Bayley, F.J. & Martin, B. W., Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 8 (1971).
- (6) Schmidt, E. H. W., Inst. Mech. Eng. sec N (1971).
- (7) Kottas, H & Sheflin, B.W., NACA RME8D12 (1948).
- (8) Johnson, B.V. ほか2名, ASME paper 77-GT-71.
- (9) Cohen, H & Bayley, F.J., ASME paper 79-GT-71.
- (10) Bartoo, E. R. & Freche, J.C., NACA Conference Nov. 9 (1949).
- (11) Summer, A. ほか2名, Turbine J. Eng. Power

Vol. 82 No.1 (1960).

- (12) Kydd, P. H. & Day, W. H., ASME paper 75-GT-81.
 (13) EPRI AF-234 Report 234-1.

- (14) Garuvana, A. ほか3名, ASME paper 80-GT-112.
 (15) Freche, J. C. & Mckinnon NACA RME54G30 (1954).

第23回航空原動機に関する講演会プログラム

企画：日本航空宇宙学会航空原動機部門委員会
 共催：日本機械学会, 日本ガスタービン学会, 日本航空技術協会, 日本航空宇宙学会
 期日：昭和58年2月25日(金)

会場：川崎重工業㈱, 明石工場教育センター(兵庫県明石市川崎町)
 交通：国鉄西明石駅下車徒歩約20分(タクシー約5分)
 参加費：1,000円(当日会場受付で申し受けます)

プログラム

(講演15分, 討論5分, ○印が講演者)

(講演会の進捗上多少各講演時刻にズレを生ずることがありますので御了承下さい)

- 9:20~10:20 [司会 杉山洋吉君(防衛庁技本三研)] 14:00~15:20 [司会 花村庸治君(東大工, 境界)]
- (1) 航空機ターボファンエンジンの吸音ダクト用吸音構造に関する実験的研究
 ○佐々木良平, 吉橋尊男(防衛庁技本三研)
- (2) ジェットエンジン強度解析への境界要素法(BEM)の応用
 ○安間智子, 船渡川治, 大鍋寿一(石川島播磨重工)
- (3) ジェットエンジン用タービンディスク材の高温疲労強度について
 ○岡田友信, 堀川武, 恒成利康, 和才哲也, 森川美広(川崎重工)
- 10:30~11:50 [司会 青木照幸君(三菱重工)] 15:30~17:10 [司会 吉田豊明君(航技研)]
- (4) 回転を考慮したブレード振動解析
 神保喜一, 青野比良夫, 川嶋鋭裕, ○黒河邦彦(石川島播磨重工)
- (5) ガスタービンノズル用低コバルト合金の選定
 ○宮下卓也, 塩見敦史, 西山幸夫(川崎重工)
- (6) 光学的非接触翼振動計測法(OPTV) その2
 神保喜一, 青野比良夫, 近田哲夫, ○荻原要司(石川島播磨重工)
- (7) 中間冷却器つき圧縮機をもつ再生式ターボファンの性能
 ○三浦安帆, 桜井忠一(都立工科短大)
- 12:50~13:50 [司会 村島完治君(石川島播磨重工)]
- 特別講演 航空用エンジン燃焼器の動向について
 川崎重工株式会社
 ・ジェットエンジン事業部副事業部長 谷村篤秀君
- (8) 高速気流中における燃料分布解析
 山中国雅, 佐藤幸徳, ○柏木武, 中野静嘉(石川島播磨重工)
- (9) 液体燃料, 一次空気予混合化ガスタービン燃焼器の排出特性
 林 茂(航技研)
- (10) ジェットエンジン燃焼器のエアブラスト型噴射弁特性
 山中国雅, 佐藤幸徳, ○藤秀美(石川島播磨重工)
- (11) 燃焼器ライナ冷却構造
 鈴木和雄(航技研)
- (12) 超音速二次元翼列風洞用空気エゼクターの実験
 坂口一, ○高森晋(航技研)
- (13) インレットディストーションがターボファンエンジンにおよぼす影響
 阿部達夫(防衛庁技本三研)
- (14) 高圧力比多段軸流圧縮機の研究(可変静翼取付角度の影響)
 ○菅原昇, 斉藤喜夫, 大山耕一(航技研)
- (15) 二次元反動タービン翼列の最適翼面圧力分布に関する一考察
 川崎泰一, 河嶋敬, 森田清司, ○橋本啓介, 二村尚夫(川崎重工)
- (16) 高負荷タービン翼列の研究・第一報
 ○蓼田光弘, 山崎紀雄, 能瀬弘幸(航技研)

講演前刷集：頒価 1部 1,500円(送料300円)

頒価に送料を添えて昭和58年2月10日(木)までに下記宛お申し込み下されば郵送します。なお, 当日会場でも頒布致します。

前刷集申込先：〒105 東京都港区新橋1-18-2 航空会館分館
 日本航空宇宙学会事務局
 (TEL (03) 501-0463)

Vol. 82 No.1 (1960).

- (12) Kydd, P. H. & Day, W. H., ASME paper 75-GT-81.
 (13) EPRI AF-234 Report 234-1.

- (14) Garuvana, A. ほか3名, ASME paper 80-GT-112.
 (15) Freche, J. C. & Mckinnon NACA RME54G30 (1954).

第23回航空原動機に関する講演会プログラム

企画：日本航空宇宙学会航空原動機部門委員会
 共催：日本機械学会，日本ガスタービン学会，日本航空技術協会，日本航空宇宙学会
 期日：昭和58年2月25日(金)

会場：川崎重工業㈱，明石工場教育センター(兵庫県明石市川崎町)
 交通：国鉄西明石駅下車徒歩約20分(タクシー約5分)
 参加費：1,000円(当日会場受付で申し受けます)

プログラム

(講演15分，討論5分，○印が講演者)

(講演会の進捗上多少各講演時刻にズレを生ずることがありますので御了承下さい)

- 9:20~10:20 [司会 杉山洋吉君(防衛庁技本三研)] 14:00~15:20 [司会 花村庸治君(東大工，境界)]
- (1) 航空機ターボファンエンジンの吸音ダクト用吸音構造に関する実験的研究
 ○佐々木良平，吉橋尊男(防衛庁技本三研)
- (2) ジェットエンジン強度解析への境界要素法(BEM)の応用
 ○安間智子，船渡川治，大鍋寿一(石川島播磨重工)
- (3) ジェットエンジン用タービンディスク材の高温疲労強度について
 ○岡田友信，堀川武，恒成利康，和才哲也，森川美広(川崎重工)
- 10:30~11:50 [司会 青木照幸君(三菱重工)] 15:30~17:10 [司会 吉田豊明君(航技研)]
- (4) 回転を考慮したブレード振動解析
 神保喜一，青野比良夫，川嶋鋭裕，○黒河邦彦(石川島播磨重工)
- (5) ガスタービンノズル用低コバルト合金の選定
 ○宮下卓也，塩見敦史，西山幸夫(川崎重工)
- (6) 光学的非接触翼振動計測法(OPTV) その2
 神保喜一，青野比良夫，近田哲夫，○荻原要司(石川島播磨重工)
- (7) 中間冷却器つき圧縮機をもつ再生式ターボファンの性能
 ○三浦安帆，桜井忠一(都立工科短大)
- 12:50~13:50 [司会 村島完治君(石川島播磨重工)]
- 特別講演 航空用エンジン燃焼器の動向について
 川崎重工株式会社
 ・ジェットエンジン事業部副事業部長 谷村篤秀君
- (8) 高速気流中における燃料分布解析
 山中国雅，佐藤幸徳，○柏木武，中野静嘉(石川島播磨重工)
- (9) 液体燃料，一次空気予混合化ガスタービン燃焼器の排出特性
 林 茂(航技研)
- (10) ジェットエンジン燃焼器のエアブラスト型噴射弁特性
 山中国雅，佐藤幸徳，○藤秀美(石川島播磨重工)
- (11) 燃焼器ライナ冷却構造
 鈴木和雄(航技研)
- (12) 超音速二次元翼列風洞用空気エゼクターの実験
 坂口一，○高森晋(航技研)
- (13) インレットディストーションがターボファンエンジンにおよぼす影響
 阿部達夫(防衛庁技本三研)
- (14) 高圧力比多段軸流圧縮機の研究(可変静翼取付角度の影響)
 ○菅原昇，斉藤喜夫，大山耕一(航技研)
- (15) 二次元反動タービン翼列の最適翼面圧力分布に関する一考察
 川崎泰一，河嶋敬，森田清司，○橋本啓介，二村尚夫(川崎重工)
- (16) 高負荷タービン翼列の研究・第一報
 ○蓼田光弘，山崎紀雄，能瀬弘幸(航技研)

講演前刷集：頒価 1部 1,500円(送料300円)

頒価に送料を添えて昭和58年2月10日(木)までに下記宛お申し込み下されば郵送します。なお，当日会場でも頒布致します。

前刷集申込先：〒105 東京都港区新橋1-18-2 航空会館分館
 日本航空宇宙学会事務局
 (TEL (03)501-0463)

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

福岡大学	山口 住 夫
九州大学	井 上 雅 弘
"	林 秀 千 人
"	生 井 武 文

1. まえがき

大出力の発電プラントにおける複合サイクル化が実用の域に達すると、次にガスタービンの大型化ならびに高負荷化により、タービンノズルの出口流れが超音速域に達することが予想される。しかるに、作動領域を広くするため動翼への相対流入速度は亜音速に抑えることが望ましいので、ノズルの流出角は小さくなり、さらに冷却の必要性から、ノズル翼として後縁が厚い低スロート・ピッチ比の遷音速翼列を採用することになる。このような遷音速翼列の後縁に生じる後縁衝撃波は、下流の動翼に悪影響を及ぼすのみでなく、部分負荷時には隣接するノズル翼の背面に入射して境界層のはく離を促し、タービン効率を著しく低下させる。

従来遷音速翼列に関しては特性曲線法による流れの計算^{(1)~(5)}やシュリーレン写真による流れの観察^{(6)~(10)}、更にマッハ数による翼列性能の変化を定性的に捉えた研究⁽¹¹⁾もあるが、翼形が平板や2円弧翼であったり^{(1)~(4)}、実際の翼形であっても^{(6)~(11)}スロート・ピッチ比が変われば翼形が異なる実験であるために翼形状の影響が分離できず、流動機構と翼列性能の関係が明確でない。また翼列の後縁付近の圧力分布について Sieverding⁽¹²⁾はマッハ数や斜め衝撃波の位置に関連させて報告しているが翼列性能との関係は明確ではない。

筆者らはすでに弦節比の変化が翼列性能に及ぼす影響について調べ⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾後縁圧力が翼列性能に及ぼす影響が大であることを明らかにした。本研究は後縁が厚い低スロートピッチ比の遷音速翼列

において、部分負荷時の性能を含めた効率向上を企図して、特性に及ぼす後縁形状の影響をモデル実験により調べた基礎的研究である。

2. 実験装置及び方法

実験は閉回路連続風洞の測定タンク内に翼列モデルを設置して行うことにした⁽¹⁵⁾。しかし本装置においては流量の制約上翼列のアスペクト比が限定されるので、図1の実線に示すような轉向角の大きい翼列を使用すると二次流れの影響が大きく、

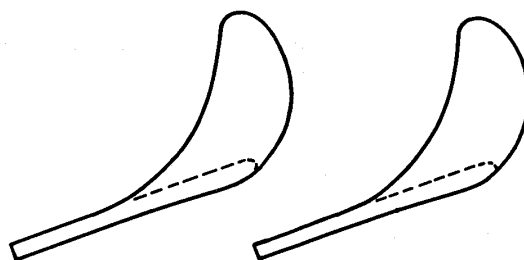


図1. 低スロートピッチ比の遷音速翼列

二次流れを除去するために抽気を行うと、光学的観察が不可能になる。そこで音速線がスロートを横切りチョークした流れでは音速線形状及びその上流の流れは圧力比によってほとんど変化しないことを考慮に入れ、遷音速翼列の後縁形状が翼列性能に及ぼす影響を定性的に調べる基礎的研究として、図1の破線に示すように、スロートより下流部のみをモデル化した轉向角の小さい翼列を使用しても差支えないと思われる。すなわち、図2に示すように負圧面がマッハ数1.3のラバールノズルの形状で、圧力面が直線状の後縁の厚い翼を、最大厚み点と後縁を結ぶ直線が幾何学的スロートを形成するように食違い角70°で配置した。この場合

(昭和57年 月 日原稿受付)

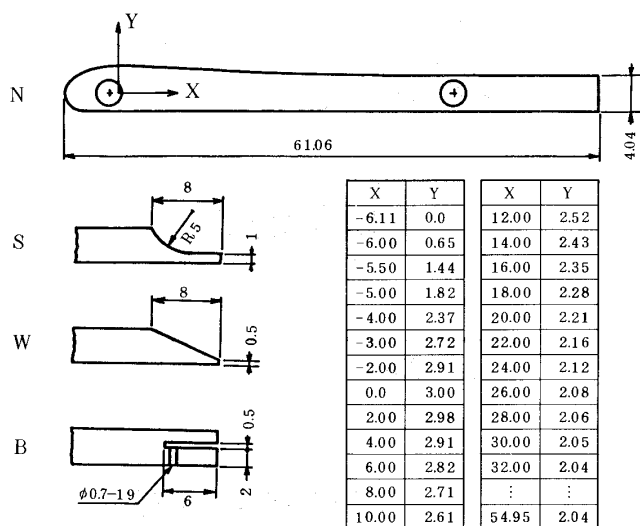


図2. 試験翼座標と後縁処理形状

スロートピッチ比は0.257, 後縁厚さとスロート幅の比は0.269である。因みにこのモデルを翼列と考えた場合の諸元は, 設計流入マッハ数0.503, 設計流入角 160° , 食違い角 70° , 弦節比1.044, 最大厚み比8.2%, 後縁厚み比6.6%である。

この翼形の後縁を翼の圧力面に直角に切り落したものを基準翼 (N翼) とし, これに図2の左下部に示すS, W, B翼のように3種の後縁形状処理を施した。S翼は, 負圧面側を後縁より後縁厚さの2倍の位置から, 最終的な後縁厚さがN翼の1/4になるように, 階段状に切り落したもので, 階段状の領域に形成される圧縮波により後縁圧力を上昇させる効果を期待している。W翼は, 衝動形の超音速タービン翼の後縁形状に採用されているように⁽¹⁶⁾, 負圧面側を斜めに切り落してくさび状にしたもので, くさび角は 24° である。B翼は, N翼の後縁面に幅0.5mm (後縁厚さの $\frac{1}{8}$) のスリットを設け, 翼の圧力面に直径0.7mmの穴を2.5mm間隔で設け, 圧力面の空気をスリットを通して死水領域に導いたものである。

実験は各翼形について風洞圧力比を1.5から2.8まで0.1ずつ変化させてシュリーレン法による流れの光学的観察を行い, 更に圧力比1.6, 1.9, 2.2, 2.5, および2.8においては, 測定部の側壁を, 静圧孔を多数設けたアクリル板と交換して翼間通路の圧力分布を, 又翼面表裏の静圧孔により翼面圧力分布を求めた。これらにより音速線の形状を確認し, 後縁処理部の流れおよび後縁圧力 (そり線

に垂直な面の中央の圧力) の変化を詳細に測定した。また翼列下流200mmの位置で翼列に平行にピトートラバースを行って後流の全圧分布を求めた。装置および実験方法の詳細については文献(13)(15)を参照されたい。なお臨界状態とスロート長さを基準とする実験レイノルズ数は $2.3 \sim 4.6 \times 10^4$ である。

3. 実験結果と考察

3-1. 翼間流れの発達過程 流出角が大きい翼列において, 上流の圧力比を徐々に上げていくと, 翼の弦節比の大小により, ノズル形流動機構と単独翼形流動機構の2つの発達過程がみられるということは文献(13)に詳細に述べた通りである。本研究の翼列の場合には, 翼後縁がスロートに達しているのでノズル形の流動機構となる。後縁処理を施した翼と施さない翼 (N翼) とにおいて流れの基本的な構造の違いはないが, 細かい点での流れの違いが性能に大きな影響を及ぼしていることが明らかになった。

N翼の場合, 翼列前後の圧力比を徐々に高くしていく過程で, 圧力比1.5では翼列内に超音速領域は全くみられないが, 1.6となると翼の最大厚み点と隣接翼後縁を結ぶ音速線が形成され, 局所的な超音速領域ができることがシュリーレン写真および圧力分布測定から観測される (図3-a)。

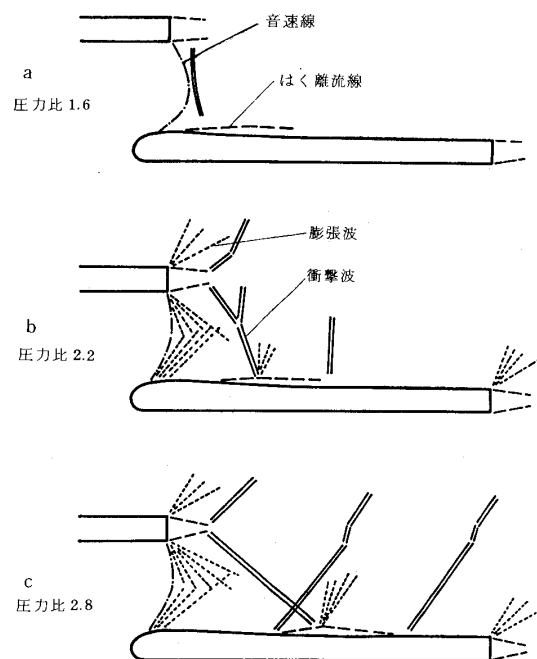


図3. 遷音速流動機構の発達過程 (N翼)

この点を低臨界点と名付ける。超音速領域の終点には衝撃波が形成されており、圧力比が高くなるとこの衝撃波は次第に下流へ移ると共に斜め衝撃波へと変化し、超音速領域は下流に広がる。これと同時に、はじめはほぼ平行な離流線にはさまれて形成されていた後縁死水領域は、後縁での転向角が大きくなるにつれて狭い三角形に変化する。圧力比が2.2になると(図3-b)斜め衝撃波は傾きを増して弱い斜め衝撃波となり、その下流も超音速となる。このとき斜め衝撃波は隣接翼背面でマッハ反射をするため、翼背面上にマッハステムとして垂直衝撃波が現われ、その後方で局所的に亜音速となるが、翼後縁に近づくにつれて再び加速して超音速流れとなる。従って翼列の下流の流れは $M_2 \geq 1$ であり、 $M_2 = 1$ に達する点を高臨界点と名付ける。

高臨界点では翼面に入射したマッハステムは翼面境界層をはく離させている。また翼の中央部に小さい垂直衝撃波が生じる。高臨界点より圧力比が高くなると、この後縁衝撃波の分枝の位置(マッハ反射の三重点の位置)およびその反射衝撃波の傾斜角が変化し、これに応じて下流のマッハ数は高くなるが、音速線近傍および後縁死水領域近傍の流れはほとんど変化しない。すなわち、後流衝撃波は反射形態がマッハ反射から正常反射へ移行する。またこれと同時に翼面のはく離は再付着するようになり、背面中央部の垂直衝撃波ははく離の再付着点からの2番目の反射衝撃波に変化する。そして圧力比2.8になると翼面に入射する後縁衝撃波と翼面層流境界層との典型的な干渉形態が完成する(図3-c)。

3-2. 後縁処理を施した場合の流れ 後縁処理を施した翼列において、流れの本質的な変化はないが、後縁付近のわずかな流れの違いが翼列性能に大きな影響を及ぼす。

圧力比の低い領域では、N翼が圧力比1.6ですでに低臨界点に達するのに対し、処理翼が低臨界点に達する圧力比はいずれもN翼より高い。B翼では圧力比1.7ではじめてスロート直後の衝撃波が明瞭となる。またSおよびW翼は圧力比1.7においてもスロート部に微小じょう乱波がみられるのみで、明白な衝撃波が形成されるのは圧力1.8以上である(図4)。すなわち、N翼からB翼、さ

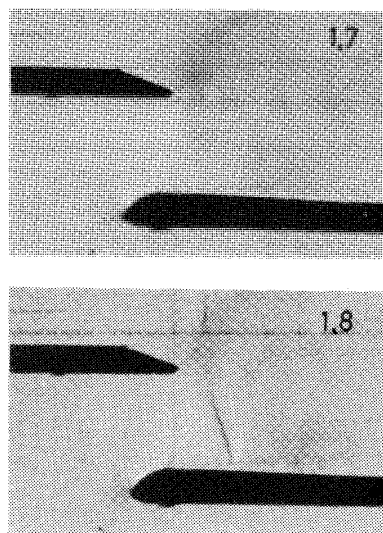


図4. W翼の低臨界点(シュリーレン写真)
数字は圧力比を示す

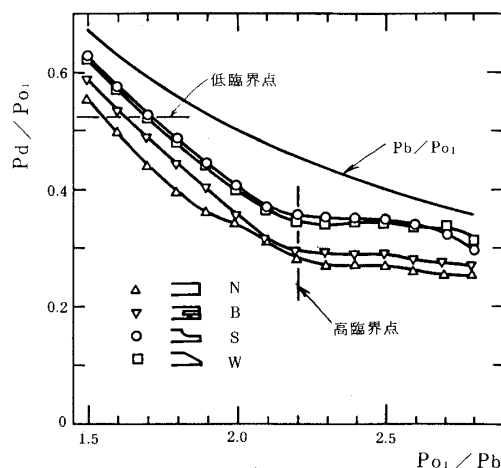


図5. 後縁圧力の変化

らにW翼へと低臨界点圧力比は高くなる。

上述の現象は後縁圧力 P_d の変化に対応している。図5に示す後縁圧力は、後縁処理の方法によって差があり、N翼が最も低く、ついでB翼であり、S翼とW翼の後縁圧力は全領域でほぼ等しく、N翼に比べ20~40%も高い値を示す。さらに圧力比2.7以上でS翼の値がわずかに下がるのに対し、W翼では一定のままである。SおよびW翼とN翼との後縁圧力の差は圧力比が変わってもほぼ一定であり、圧力比2.7近傍では後縁圧力と背圧力との差はSおよびW翼の値がN翼の半以下になる。

また前述の低臨界点はいずれの翼でも後縁圧力とよどみ点圧力の比 P_d/P_{01} がほぼ0.53の値とな

る圧力比に一致している。すなわち、このような低スロート・ピッチ比の翼列の低臨界点においては P_d/P_{01} はほぼ臨界圧力比(0.528)になる。後縁処理を施すと後縁圧力が高くなるので低臨界点に達する圧力比も高くなる。

低臨界点から高臨界点までの流れの発達過程においては、処理翼の後縁圧力はN翼との差が一定のまま低下し、流動機構もN翼よりやや遅れて発達する。しかし高臨界点に達するのはいずれの翼も圧力比2.2であり、これ以上の圧力比では後縁圧力の変化は小さい。この場合音速線形状やスロート直後の膨張領域の流れは図6に示すようになりどの翼でもほとんど変化しない。

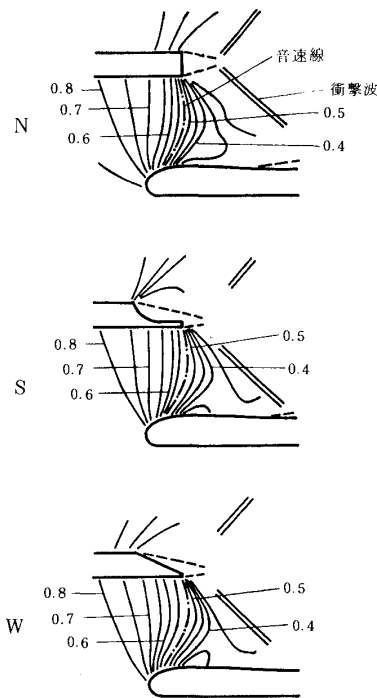


図6. スロート付近の流れ(圧力比2.5)
(数字は P/P_{01} を示す)

図7に一例としてW翼の翼面圧力分布の変化を示す。頭部負圧面の最低圧力は圧力比1.6において0.53より低くなっており、低臨界点以下でもすでに局所超音速領域が形成されていることを示している。圧力比が2.2の高臨界点までは最大厚み点近傍までの圧力は圧力比の増加と共に低下しており、遷音速流動機構が発達していくが、高臨界点を越えるとこの位置までの圧力分布は変化せず、その下流の負圧面の圧力分布のみが変化する。す

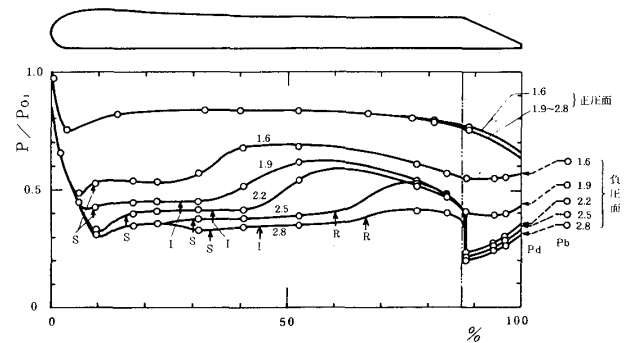


図7. 翼面圧力の変化(W翼)
数字は圧力比, Sは翼面境界層はく離点, Iは衝撃波入射点, Rは再付着点, P_d は後縁圧力, P_b は背圧。

なわち、スロート直後の衝撃波が下流へ移動することにより翼背面へ入射する位置(図にIで示す)が変化し、翼面圧力分布が変化するが、スロート直後の翼頭部および隣接翼後縁付近では流れはほとんど変化しないので、後縁圧力は高臨界点以上の圧力比では変化が小さく、わずかに翼背面のマッハ数と境界層の影響で変化するにすぎない。

3-3. 処理部の流れと後縁衝撃波の変化

処理翼では後縁圧力が高いため後縁のプラントルマイヤ膨張波は弱く、流れの転向は小さい。従ってスロート直後の流れの最大マッハ数はN翼よりも低く、後縁衝撃波はN翼よりも弱い。このことはシュリーレン写真によって確認できる。このことは図8に示すように、S, W翼では隣接翼背面の境界層はく離の厚さがN翼に比べ約 $\frac{1}{2}$ と薄くな

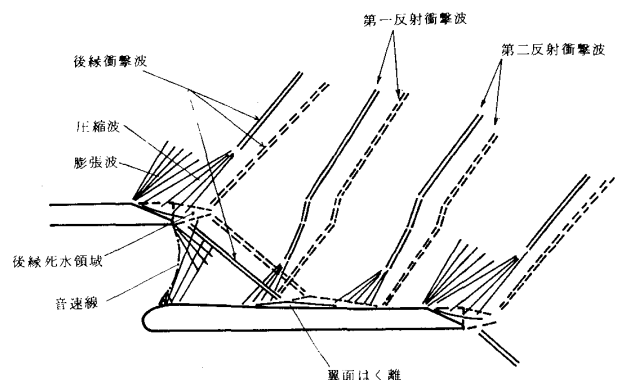


図8. N翼とW翼の流れの比較(圧力比2.8)
実線はW翼, 破線はN翼を示す。

ることに顕著に表われている。また図9に示すように後縁衝撃波の位置はB翼ではN翼と大差ないが、WおよびS翼ではN翼よりもかなり前方に移動しており、このことが後述するように翼列性能に大きな影響を及ぼす。

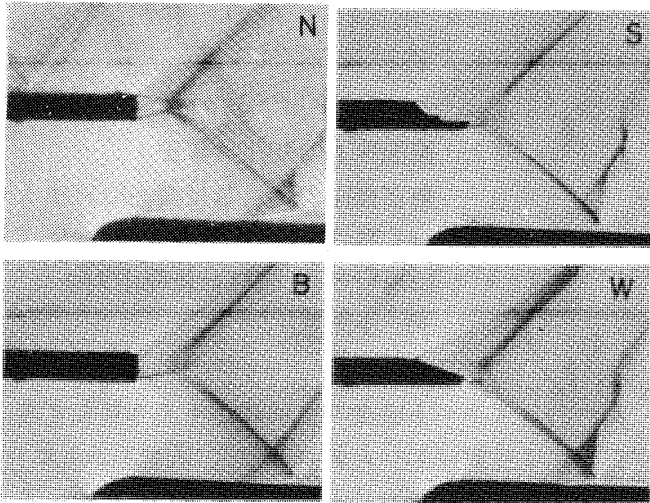


図9. 後縁処理部の流れの比較
(シュリーレン写真, 圧力比2.8)

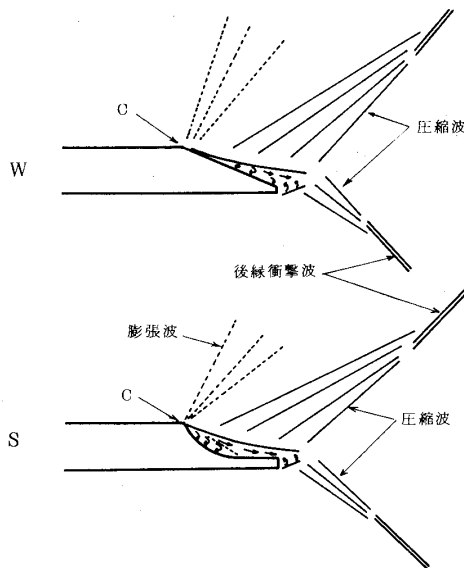


図10. 後縁処理部の流れ

シュリーレン写真および圧力測定の結果より模式化したSおよびW翼の後縁処理部の流れを図10に示す。2つの後縁処理方法で後縁衝撃波の形は類似しているが、処理部の流れはかなり異なっている。S翼では負圧面の流れは処理部の角C点でプ

ラントルマイヤ膨張すると同時にはく離し、処理部に死水領域を形成する。これは典型的な後向き段状壁に見られる流れであり⁽¹⁷⁾、その段直後に形成されるはく離領域の圧力は図11に示されるようにN翼の後縁圧力に等しい。処理部の後部では、主流と死水領域との間に形成される混合層が段底部に達する付近から、流れは再び段底部に平行に転向し始め、上向きに圧縮波が生じることにより段底部の翼面圧力は上昇する。従って後縁に達した時点で翼面の圧力はかなり高くなっており、このことが後縁圧力を高める要因になる。

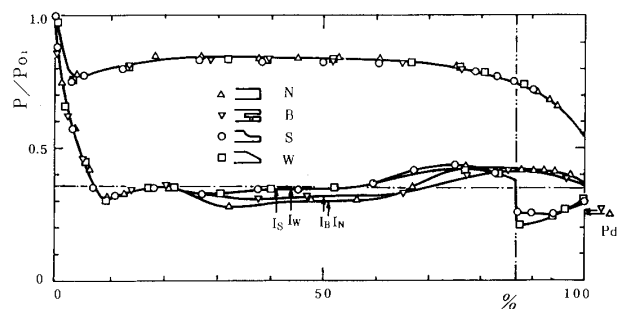


図11. 翼面圧力分布の比較(圧力比2.8)

一方W翼においては後縁処理の始点C点で流れは斜面に沿うように転向するが、やがて徐々に斜面から離れ始める。斜面の圧力分布は図11に示すようにC点直後で最も低く下流へ徐々に上昇しており、流れが連続的に転向し圧縮波を生成していることを示している。平山ら⁽¹⁶⁾は超音速タービン翼の後縁で同様な現象について、流れが壁面に付着する場合と、はじめから完全にはく離する場合および両者の中間の場合に分類した。それによると、本実験で採用したW翼の角度 24° 、マッハ数1.3では完全にはく離する領域に分類されているが本実験の流れは中間の場合に属している。

W翼の場合もS翼の場合と同様に流れの転向によって圧縮波を発生し、後縁に向かって翼面圧力が上昇するために、N翼に比べ後縁圧力が高くなる。

一般に段状壁の角における膨張波は壁面境界層が厚い程弱い⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾が、S、W翼の後縁には処理部から発達する非常に厚い混合層が形成されているため後縁でのプラントルマイヤ膨張はほとんどみ

られない。従ってN翼では後縁圧力が翼面圧力分布とは不連続な低い圧力となっているが、処理翼では翼の負圧面圧力から連続的に変化した値となっている。

一方、後縁圧力が高いので、翼の正圧面側の後縁のプラントルマイヤ膨張はN翼に比べて弱く、また負圧面側の混合層が十分発達しているので衝突点は後縁に近く、死水領域も小さくなり、図8に示すように後縁衝撃波もN翼より前方に形成される。

上述のようにWおよびS翼では後縁衝撃波がかなり弱くなり前方に移動するので翼面圧力分布にはかなりの変化が生じる。図11に圧力比2.8における各翼の翼面圧力分布を示す。翼頭部10%から20%の間に翼面からの膨張波が音速線で圧縮波として反射してくるために生じる圧力上昇領域があり⁽¹⁴⁾、N翼ではこの後再び膨張して65%付近まで低い圧力の領域が続く、その後はく離再付着点付近から圧力がわずかに高い領域が存在して90%点付近から後縁にかけて再び下降する。図に示した鎖線はこの圧力比における背圧 $P/P_{01} = 0.357$ の線である。N翼の場合負圧面中央部の領域はほとんどこの値より低く、また後縁圧力はこれよりもはるかに低いために、後縁衝撃波による背圧までの圧力上昇はかなり大きくなり、翼面はく離に及ぼす影響も大きい。B翼においても30%点付近での膨張過程がわずかに異なるのみでほとんどN翼と同様の変化を示している。

これに対してS翼とW翼では翼弦20~30%領域での圧力の降下が小さく、60%点まではほぼ背圧0.357に等しい圧力領域が存在する。60%以降の領域では圧力は徐々に高くなり、後縁処理部で一旦低くなるが、後縁にかけて再び連続的に上昇し、しかも後縁圧力はN翼に比べて背圧に近い値になる。

SおよびW翼において30%付近の過膨張が解消したのは後縁衝撃波が前方に移動したことの効果である。N翼においては圧力面側後縁で強いプラントルマイヤ膨張を生じ、これが隣接翼負圧面に達して必要以上に翼面圧力を低下させていた(図8)。しかしながらS、W翼では衝撃波が上流にあるため膨張領域が狭められ、過膨張を抑制しているのである。

このように後縁処理翼は、翼負圧面の圧力分布における過膨張や再圧縮が少ない理想的な形状であり、N翼の場合よりも、翼列入口から出口へと流れは滑らかに加速されているので、衝撃波やはく離に起因する損失は小さい。

3-4. 翼列性能 本実験で使用した翼列は轉向角の大きい翼列の、スロートより下流のみをモデル化したものに過ぎないが、参考のためモデルを独立した翼列と考えて翼列性能の比較を行い、後縁形状が翼列性能に及ぼす影響を調べた。

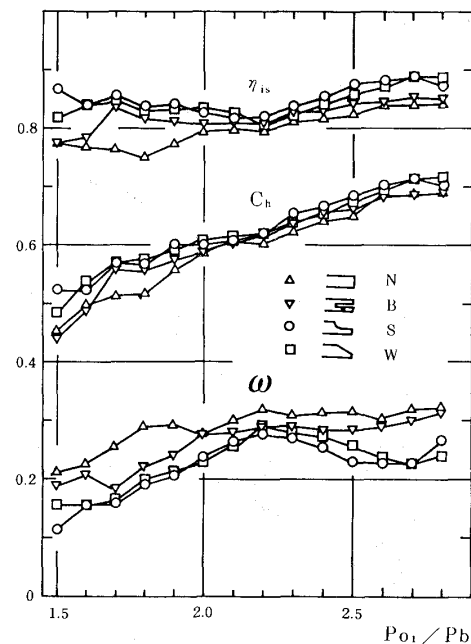


図12. 翼列性能

図12には翼列の等エントロピ効率 η_{is} 、エンタルピー降下係数 C_h 、全圧損失係数 ω の変化を示す。ただし η_{is} 、 C_h 、 ω は次式で定義した。

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}}, \quad C_h = \frac{h_1 - h_2}{\frac{1}{2} u_{2is}^2}, \quad \omega = \frac{P_{01} - P_{02}}{\frac{1}{2} \rho_{2is} u_{2is}^2}$$

ここで h はエンタルピー、 u は速度、 ρ は密度、 P_0 は全圧を示し、添字1は翼列上流、2は翼列下流、 2_{is} は翼列下流の圧力まで等エントロピ的に変化した場合の値を示す。なお P_{02} はピットトラバースにより得た全圧分布を流量平均して求めた。

η_{is} および C_h については全体的に処理翼の値が高く、特に低圧力比でその差が大きい。高臨界点の圧力比2.2において差は最も小さくなり、さらに圧力比が高くなるとSおよびW翼の値とNおよび

B翼との差が大きくなり、圧力比 2.7 以上では W 翼が最も高い値を示す。これに対し B 翼は、 η_{is} がわずかに N 翼よりも大きいが C_h は N 翼とほとんど同じである。

この傾向は全圧損失係数 ω にさらに顕著に表われている。すなわち、圧力比が 2.2 以上の領域で N 翼と B 翼の ω はほぼ一定値となるのに対し、S 翼と W 翼では圧力比 2.7 まではむしろ減少し、2.7 で N 翼より 27% も小さくなる。このように後縁処理を施すことにより ω が減少し η_{is} 、 C_h が高くなる傾向は、前述の後縁圧力が高くなり後縁衝撃波が弱くなった現象と密接に対応している。

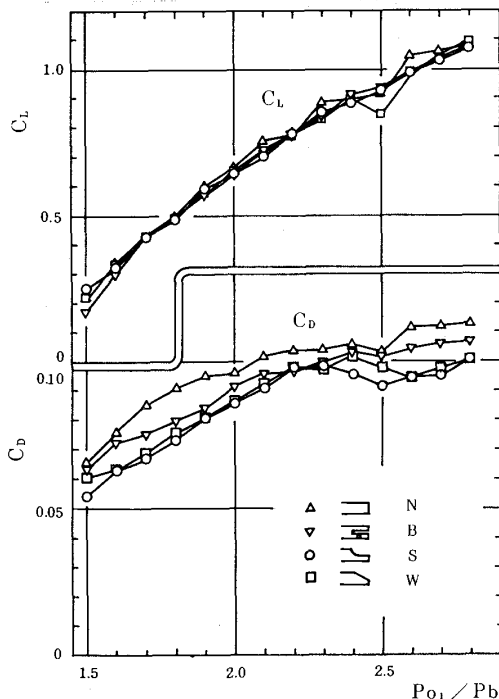


図 13. 揚力、抗力係数

図 13 にはトラバースによる全圧分布の測定値を用い、翼列前後の運動量の式から求めた翼弦方向の揚力、抗力係数であるが、後縁処理の影響は抗力係数が小さくなることに表われるのみで揚力係数の変化は小さい。すなわち後縁処理を施しても翼弦に垂直方向の力はほとんど変化せず翼弦方向の力が変化するのみである。図 11 の翼面圧力分布の比較によれば処理翼負圧面で 30% から処理部直前まで圧力が高く、この領域では翼負荷が小さくなるが処理部において圧力が低くなって翼負荷

が大きくなり、全体としてみれば翼弦に垂直方向の揚力係数の変化はない。

3-5. 上流下流の流れ 後縁処理を施すことにより翼列性能が向上しても上流下流の流れが変化すれば翼列諸元を変更せねばならず、最終的に翼形の変更は後縁部のみに留まらない。従って後縁処理を施しても上流下流の流れが大きく変化しないことが必要である。本研究で施した後縁処理によれば、図 6 に示すようにスロートの音速線形状は全く変化しておらず、図 11 に示すように正圧面の圧力分布も全く同一である。すなわち後縁処理による影響は音速線より上流には達しておらず、翼列の流入条件は変化しない。また下流では損失の減少により出口マッハ数が増加し、轉向角も全圧の変化に対応して処理翼の方が大きくなるが その変化は 0.5° 以内であった。

4. 結 論

1. 音速線が翼後縁に達する低スロートピッチ比の翼列では、翼列がチョークする低臨界点は後縁圧力が臨界圧力に達する点とほぼ一致する。後縁処理を施した場合、翼負圧面で流れがはく離しない範囲で後縁圧力が高くなるので低臨界圧力比は未処理翼より高い。しかし翼列下流が超音速となる高臨界点は後縁処理を施してもあまり変化しない。
2. 後縁処理を施すことにより翼の後縁圧力高くすることができる。この場合、後縁死水領域が小さくなることと相俟って後縁衝撃波は弱くなり、その位置は上流へ移動する。このため処理を施していない翼に比べ翼面圧力分布が著しく変化し、翼列性能はかなり向上する。一方翼に働く力はスロート後方における翼弦方向の抗力が小さくなるのみで翼弦に垂直方向の揚力はほとんど変化しない。
3. 後縁処理を施すことにより翼列性能は向上できるが、スロート付近および翼列上流の流れは全く変化せず、また下流の流出方向の変化も小さい。従って翼列を設計変更することなく厚い翼後縁に後縁処理を施して性能向上を計ることが可能である。

参考文献

1. Lawaczeck.O., "Verfahren zur Ermittlung der Abströmgrößen transonischer Turbinengitter," VDI-Forshungsheft 540 (1970).
2. Lawaczeck.O., "Calculation of the flow pro-

- perties up- and downstream of and within a supersonic turbine cascades." ASME-Paper 72-GT-47.
3. Amecke.J., "Anwendung der transsonischen Ähnlichkeitstregel auf die strömung durch ebene Schaufelgitter.", VDI-Forschungsheft 540 (1970).
 4. Meyer.J.B., "Theoretical and experimental investigations of flow downstream of two-dimensional transonic turbine cascades.", ASME Paper 72-GT-43 (1972).
 5. Rhomberg.F., "Investigations into rotating blade cascades for transonic flow.", the Brown Boveri Review 51-12, (1964).
 6. Carter.A.D.S., 他 "Some fluid dynamic research techniques", I. Mech. E., (1950).
 7. Dvořák.R., "On the development and structure of transonic flow in cascades.", Symposium Transonicum II, 1976-1322-330.
 8. Graham.C.G., 他 "Shock boundary layer interaction on high turning transonic turbine cascades.", ASME Paper 79-GT-37.
 9. Forster.V.T., "Turbine-blading development using a transonic variable density cascade wind tunnel.", P. I. M. E vol.179, pt1, No.6, (1964-65).
 10. Lehthaus.F., "Flow phenomena of transonic flow in two-dimensional cascades.", Symposium Transonicum II, 1976-1322-330.
 11. Lehthaus.F., "Berechnung der transsonischen Störung durch ebene Turbinengitter nach dem Zeit-Schritt-Verfahren.", VDI-Forschungsheft 586, (1978).
 12. Sieverding.C.H., 他 "The base pressure problem in transonic turbine cascades.", ASME Paper 79-GT-120, (1979).
 13. 生井ほか3名, 「遷音速増速翼列の高食違い角領域特性に関する研究(第1報, 遷音速流動機構とその形成過程について)」, 機械学会論文集, 45-395 (昭54-7)。
 14. 井上ほか2名, 「遷音速増速翼列の高食違い角領域特性に関する研究(第2報, 翼弦長が翼列特性に及ぼす影響)」, 機械学会論文集, 45-395 (昭54-7)。
 15. 山口ほか4名, 「閉回路連続風洞による遷音速タービン翼列の試験法」, ターボ機械, 6-9 (昭53-9)。
 16. 平山直道, 「超音速タービン翼列の問題点」, 機械の研究, 23-1 (1971)。
 17. Korst.H.H., "A Theory for base pressures in transonic and supersonic flow." Journal of Applied Mechanics, 23-4 (1956).
 18. Nash.F., "An analysis of two-dimensional turbulent base flow, including the effect of the approaching boundary layer.", ARC. R & M, No.3344 (1962).
 19. McDnald.H., "The turbulent supersonic base pressure problem. A comparison between a theory and some experimental evidence." Aeronautical Quarterly, 17 (1966-5).

航空原動機明石見学会

企 画：航空原動機部門委員会

見 学 先：川崎重工業株式会社 明石工場（兵庫県明石市川崎町）

見 学 内 容：ジェットエンジン／ガスタービンの製造・試験設備

日 時：昭和58年2月24日（木）

14:00～16:30（現地集合・現地解散）の予定

参 加 費：無 料

定員および申込資格：30名（申込先着順とさせていただきます）

日本航空宇宙学会，日本機械学会

日本ガスタービン学会，日本航空技術協会の会員に限る。

申 込 先：日本航空宇宙学会（〒105 東京都港区新橋 1-18-2

航空会館分館，03-501-0463～4）

申 込 方 法：往復はがきに「航空原動機明石見学会」と標記し，

(1) 氏名，(2) 所属学会，会員資格，(3) 勤務先（所在地，部・課，職名，電話番号まで詳細に）を御記入の上お申し込み下さい。記載不備の場合は受付できませんので御留意下さい。

参 加 証：2月始めに勤務先あて郵送いたします。見学会当日御持参下さい。集合場所，時刻等は参加証にて御案内いたします。

- perties up- and downstream of and within a supersonic turbine cascades." ASME-Paper 72-GT-47.
3. Amecke.J., "Anwendung der transsonischen Ähnlichkeitstregel auf die strömung durch ebene Schaufelgitter.", VDI-Forschungsheft 540 (1970).
 4. Meyer.J.B., "Theoretical and experimental investigations of flow downstream of two-dimensional transonic turbine cascades.", ASME Paper 72-GT-43 (1972).
 5. Rhomberg.F., "Investigations into rotating blade cascades for transonic flow.", the Brown Boveri Review 51-12, (1964).
 6. Carter.A.D.S., 他 "Some fluid dynamic research techniques", I. Mech. E., (1950).
 7. Dvořák.R., "On the development and structure of transonic flow in cascades.", Symposium Transonicum II, 1976-1322-330.
 8. Graham.C.G., 他 "Shock boundary layer interaction on high turning transonic turbine cascades.", ASME Paper 79-GT-37.
 9. Forster.V.T., "Turbine-blading development using a transonic variable density cascade wind tunnel.", P. I. M.E vol.179, pt1, No.6, (1964-65).
 10. Lehthaus.F., "Flow phenomena of transonic flow in two-dimensional cascades.", Symposium Transonicum II, 1976-1322-330.
 11. Lehthaus.F., "Berechnung der transsonischen Störung durch ebene Turbinengitter nach dem Zeit-Schritt-Verfahren.", VDI-Forschungsheft 586, (1978).
 12. Sieverding.C.H., 他 "The base pressure problem in transonic turbine cascades.", ASME Paper 79-GT-120, (1979).
 13. 生井ほか3名, 「遷音速増速翼列の高食違い角領域特性に関する研究(第1報, 遷音速流動機構とその形成過程について)」, 機械学会論文集, 45-395 (昭54-7)。
 14. 井上ほか2名, 「遷音速増速翼列の高食違い角領域特性に関する研究(第2報, 翼弦長が翼列特性に及ぼす影響)」, 機械学会論文集, 45-395 (昭54-7)。
 15. 山口ほか4名, 「閉回路連続風洞による遷音速タービン翼列の試験法」, ターボ機械, 6-9 (昭53-9)。
 16. 平山直道, 「超音速タービン翼列の問題点」, 機械の研究, 23-1 (1971)。
 17. Korst.H.H., "A Theory for base pressures in transonic and supersonic flow." Journal of Applied Mechanics, 23-4 (1956).
 18. Nash.F., "An analysis of two-dimensional turbulent base flow, including the effect of the approaching boundary layer.", ARC. R & M, No.3344 (1962).
 19. McDnald.H., "The turbulent supersonic base pressure problem. A comparison between a theory and some experimental evidence." Aeronautical Quarterly, 17 (1966-5).

航空原動機明石見学会

企 画：航空原動機部門委員会

見 学 先：川崎重工業株式会社 明石工場（兵庫県明石市川崎町）

見 学 内 容：ジェットエンジン／ガスタービンの製造・試験設備

日 時：昭和58年2月24日（木）

14:00～16:30（現地集合・現地解散）の予定

参 加 費：無 料

定員および申込資格：30名（申込先着順とさせていただきます）

日本航空宇宙学会，日本機械学会

日本ガスタービン学会，日本航空技術協会の会員に限る。

申 込 先：日本航空宇宙学会（〒105 東京都港区新橋 1-18-2

航空会館分館，03-501-0463～4）

申 込 方 法：往復はがきに「航空原動機明石見学会」と標記し，

(1) 氏名，(2) 所属学会，会員資格，(3) 勤務先（所在地，部・課，職名，電話番号まで詳細に）を御記入の上お申し込み下さい。記載不備の場合は受付できませんので御留意下さい。

参 加 証：2月始めに勤務先あて郵送いたします。見学会当日御持参下さい。集合場所，時刻等は参加証にて御案内いたします。

ガスタービン用燃焼器の排出ガスの研究 (エマルジョン燃料の効果)

船舶技術研究所 熊倉孝尚
船舶技術研究所 羽鳥和夫

1. まえがき

熱機関から排出される有害成分の低減を目ざした研究は数多く行われ、その中のいくつかは既に実用化されている。その一つの水噴射法は窒素酸化物(NO_x)を効果的に低減させる方法であるが、火炎帯に適切に水を分散させないと水が NO_x の低減に有効に作用せず燃焼が不安定となり機関の効率を著しく落とすおそれがある。これに対し、燃料油に水を混入させて乳化したエマルジョン燃料についてその利用が最近再び注目され、ボイラやディーゼル機関で活発に研究が進められている。ガスタービンにおいては当初燃焼改善を目的にしたエマルジョン燃料の利用が試みられたが¹⁾²⁾、排ガス規制が施行されるとともに NO_x 低減が目的になってきた。

エマルジョン燃料を利用する場合、従来の燃焼室構造を変更せずに NO_x 低減が可能であるとともに燃焼の改善あるいはスモークの低減が期待できることである。しかし NO_x の低減と燃焼性との関連についての報告は少ない。そこでエマルジョン燃料による NO_x の低減と燃焼の特性、水の使用範囲などについてガスタービン形の燃焼器を用いて調べることにした。本論は灯油とB重油エマルジョンを燃焼させた場合において、 NO_x 、CO、HC、およびスモークの排出特性と燃焼効率を水添加率、空燃比、空気温度および圧力を変えて調べ、これらの間の関係に検討を加えたものである。

2. エマルジョン燃料とその効果

エマルジョン燃料の燃焼実験に先立ち、これを使用する際に生ずる種々の現象について若干検討してみると次のようなことがいえよう³⁾。

1) 水の蒸発に伴う吸熱作用による火炎温度

の低下。

エマルジョン燃料は水が均一に分散しているため、火炎帯に局所的な高温部ができにくく、かつ水添加を大きくすれば火炎温度はそれに応じて低下するので NO_x の抑制に効果的である。図1に灯油エマルジョンの理論空気比付近の理論燃焼温度を示す。しかし火炎温度を下げすぎると燃焼の悪化が考えられる。

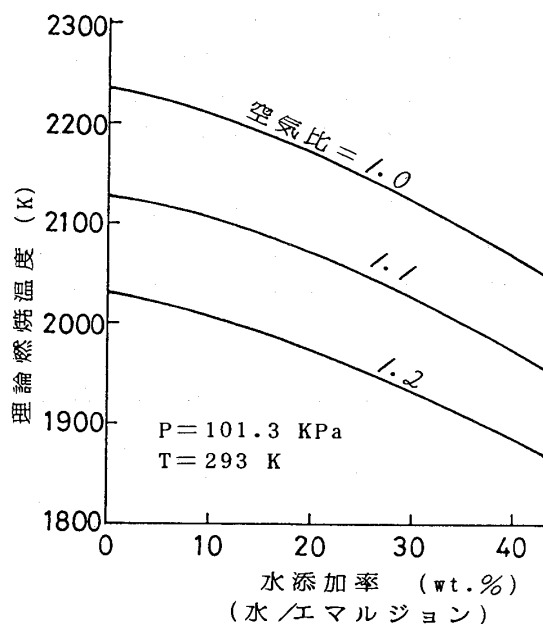


図1. 灯油エマルジョンの理論燃焼温度

他方、高温ガス中では水と炭素との間で水成ガス反応が起こり、火炎温度の低下に作用することもある。

2) 油滴に含まれる水の急激な膨張による油滴の再微粒化

この現象は広義ではマイクロ爆発とよばれエマルジョンの単一液滴の燃焼について多くの報告がある。本研究の過程で灯油エマルジョンについて大

気中で懸垂液滴を燃焼させたところ油単体の燃焼ではみられない Splash 状の火炎が母滴から生ずるのが認められた。このように油滴が再微粒化すると周囲の空気との接触面積が増加し燃焼が促進する。特に噴霧中に大きな油滴が存在する場合に効果が大きいと考えられる。それ故スモークの低減あるいは燃焼の改善が期待できる。

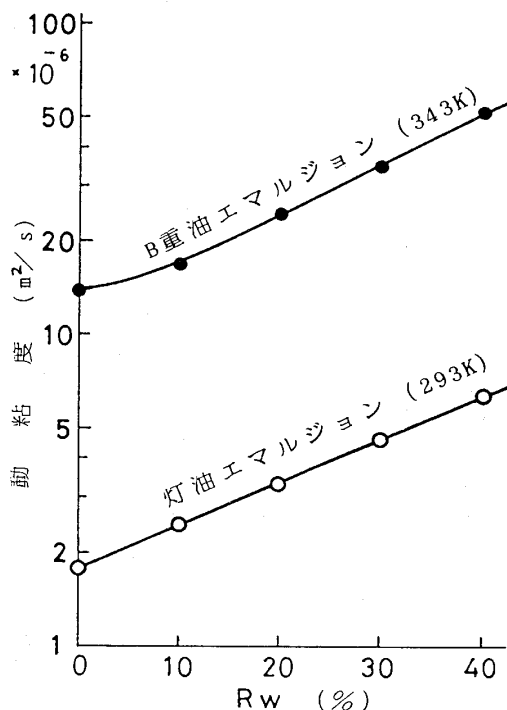


図2. エマルジョンの粘度変化

3) エマルジョン燃料の粘度の増加

エマルジョンは分散相の水粒子の摩擦抵抗のため粘度が上昇する。図2は灯油およびB重油エマルジョン動粘度を、Redwood計(No.1)で測定した結果である。粘度の増加は燃料噴射ポンプ圧を高くし、また噴霧粒径を大きくすることにもなる。

本実験ではYジェット形二流体噴射弁を用いているが、Mullingerら⁴⁾によればこのタイプの噴射

弁からの噴霧の平均粒径 D は次式で表わされる。

$$D \propto \nu_l^{0.5} W^{0.1} \left(1 + \frac{A}{W}\right)^{0.5} h^{0.1} \sigma_l^{0.2} / \rho_g^{0.3} V$$

ここで、 ν_l : 液体の動粘度、 W : 液体の流量、 A : 微粒化用気体の流量、 h : 噴射弁の代表寸法、 σ_l : 液体の表面張力、 ρ_g : 微粒化用気体の密度、 V : 噴射弁の気液混合室における両者の相対速度。

作動条件が大きく変わらない場合、上式は大略動粘度のみの関数で、

$$D \propto \nu_l^{0.5}$$

となる。一方、油滴の燃え切り時間 τ はほぼ次式

$$\tau \propto D^2$$

で表わされるので、この二つの式から、

$$\tau \propto \nu_l$$

となり、油滴の燃え切り時間は動粘度に比例する。即ち動粘度が増加すれば油滴の燃え切り時間は長くなり未燃分の増加が考えられる。

実際の燃焼の間ではこれらの現象が相互に影響しあった結果として現われてくるであろう。

3. 実験装置および方法

図3に実験装置の概要を示す。使用燃料はJIS K2203, 1号灯油とB重油で、表1にB重油の性状を示す。これらの燃料をエマルジョンにするために

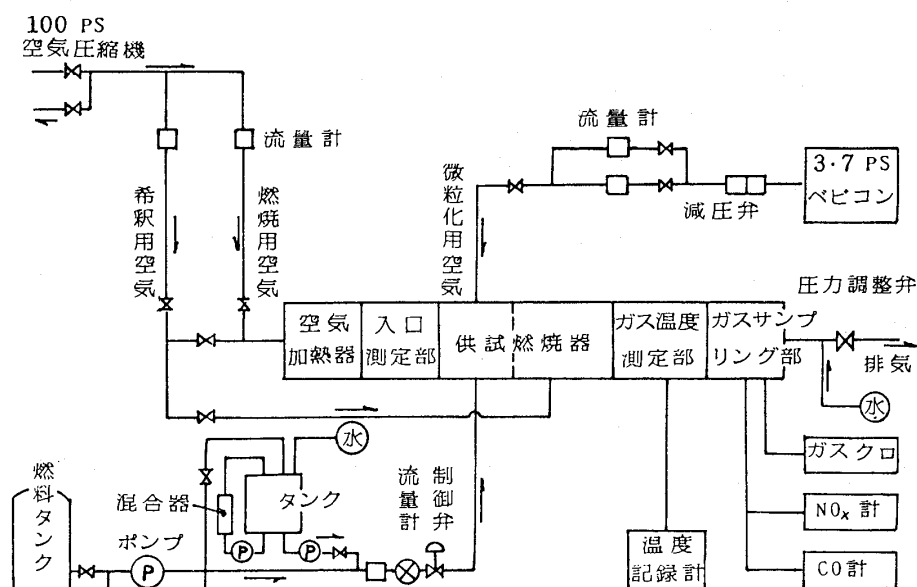


図3. 実験装置

表 1. B重油の性状

比 重 (15/4℃)	動粘度 (50℃) m ² /s	残留炭素 wt %	窒素 wt %	硫黄 wt %	総発熱量 KJ/kg
0.9125	23.3×10^{-6}	6.0	0.29	2.00	44,570

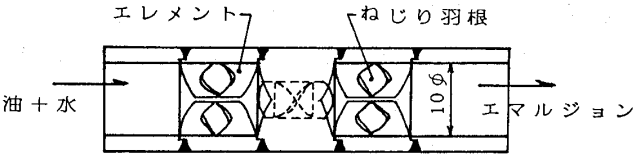
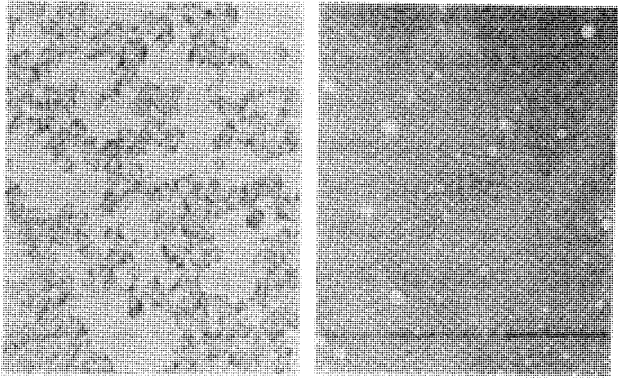


図 4. 管内静止形混合器

管内静止型混合器（東レ製）を用いた。その構造を図 4 に示す。この混合器はねじり羽根を有する数個のエレメントからなり、その数が多いほど水が微細な粒子に分割されるが、圧力損失も大きくなる。本実験では循環ポンプの吐出圧の制約からエレメント数が灯油では 5 ケ、B 重油では 3 ケで組み立てた混合器を用いることにした。まずタンク

に燃料油と乳化剤を入れてかくはんし、ついで所定量の水を注入して循環ポンプで混合器を通過させて乳化させるようにした。乳化剤はエマルジョンに安定性を与えるもので、本実験ではイオネット S（三洋化成工業製）を灯油および B 重油にそれぞれ 1 vol.%, 0.2 vol.% 加えた。

写真 1 は W/O 型のエマルジョンの顕微鏡写真で水粒子径は灯油で 2~3 μm、B 重油では 6~7 μm 以下ではほぼ一様に分散している。しかし、エマルジョンをタンクに長時間貯蔵しておくと油と水が分離するおそれがある。エマルジョンを試験管に入れ放置して調べた結果、灯油エマルジョンでは時間の経過とともに乳白色の濃い相と薄い相に分離していくが 5 日間放置しても水のみが分離することにはなかった。これに対し B 重油エマルジョンでは放置 3 日目で水の分離がみられた。そこで燃



灯油 (水分 38%) B 重油 (水分 19%)

写真 1. エマルジョン

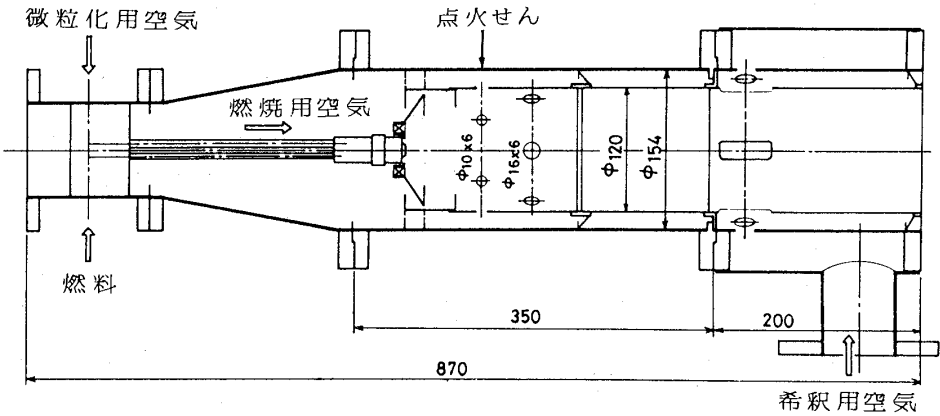


図 5. 供 試 燃 焼 器

焼実験時には予めエマルジョンをポンプで循環させて均一化している。なおエマルジョンに含まれる水分の正確な量は JIS K 2275 による検水器で測定した。

燃焼器はステンレス製の缶形直流式で図 5 に示すように内筒に 2 次空気孔（2 列）と希釈空気孔（4 ケ）を設けた簡単な構造で、燃焼用空気と希釈用空気を別々に供給することができるよう内外筒間に仕切板を付けている。なお内筒には壁面冷却用の空気孔は設けていない。

燃焼器に流入する空気のうち燃焼用空気は電気ヒータ（27 KVA）による空気加熱器を通して燃焼器頭部から流入し、希釈用空気は空気加熱器を通らずに燃焼器側面から流入する。燃焼用空気温度は燃焼器入口で CA 熱電対で検出し電気ヒータを制御する。また排気管の途中に圧力調整弁を設けて

燃焼器内の圧力が変えられるようにした。この調整弁の構造は無冷却式であるため、排ガスに水を噴射しガス温度を773 K以下にした。

使用した噴射弁は空気微粒化式のYジェット形で、噴射弁への燃料供給ラインは油単体とエマルジョン燃料との切り換えが可能である。灯油エマルジョンは常温で供給し、B重油エマルジョンはラインヒータにより343 Kに加熱して供給した。この場合微粒化用空気も同温に加熱している。燃料流量はオーバル式流量計で検出し、所定量に設定した後空気作動弁で自動調整している。なお点火せんは2 Jの低電圧放電方式のプラグを用いているが、エマルジョンの水分量が多くなると直接着火が困難になる。そこで着火時の燃料は灯油を用い、燃焼が安定してからエマルジョン燃料に切り換えた。

ガス採取は燃焼器後流500mmの位置で、NO_x、CO系とHC、スモーク系に分け、いずれもステンレス製4孔付プローブを用い前者は水冷、後者は空冷している。なおステンレス製プローブで燃焼ガスを採取してそれに含まれるNO_xのNOまたはNO₂を正しく見積る必要があるときはステンレスの触媒作用を防ぐためプローブを十分冷却するかあるいは石英製プローブを使うべきである⁵⁾。サンプリングラインはNO_x、CO系はテフロンチューブ(常温)、HC系はステンレス加熱管(473 K)とし、NO_xは化学発光式、COはNDIR式(いずれも東芝ベックマン製)、HCはガスクロマトグラフ(島津製)で分析し、スモークの測定はBacharach式スモークメータで行った。なおHCはシマライトQという担体のみを充填したステンレスカラム(3 mm φ×1 m, 2 m)を用いて個々の成分に分離せずに全炭化水素として一括して求めた。また出口ガス温度は燃焼器後流400mmの位置で二重しゃへい管付PR電熱対(13点)により検出した。

実験にあたり条件を表2のようにした。なお大気圧下、常温における燃焼器最大断面風速は6.6 m/sで、定格空燃比 $n=60$ のときの油単体の噴射量は2.5 g/s、微粒化用空気とエマルジョン燃料との重量比は0.5にした。加圧条件における実験では空気源の容量制約から空気流速は3.3 m/sにした。

次に各特性は次のようにして表わすことにした。

有害成分の排出指数 EI_i : 燃料(単体)1 kg当りに

表2. 実験条件

水 添 加 率 R_w (水/エマルジョン)	0 ~ 40 %
入 口 空 気 温 度 T_1	常温 ~ 523 K
入 口 空 気 圧 力 P_1	103 ~ 290 KPa
空 燃 比 n	45 ~ 120

発生するg数。

$$EI_i = C_i \times 10^{-3} \times \frac{M_i}{M_{\text{exh}}} (n+1) \quad \text{g/kg}_{\text{fuel}}$$

ここで、 C_i : 成分 i をppmで表わした濃度、 M_i : 成分 i の分子量、 M_{exh} : 燃焼ガスの分子量。

なおNO_xはNO₂として、またHCはCH₄基準で表わした。

燃焼効率 η_b : ガス分析から求めることにし、未燃分COおよびHCから燃焼不完全率 η_{in} を算出して求める。

$$\eta_{in} = \frac{10^{-1}}{H_u} (h_{\text{CO}} \cdot EI_{\text{CO}} + h_{\text{HC}} \cdot EI_{\text{HC}}) \%$$

$$\eta_b = 100 - \eta_{in} \quad \%$$

ここで、 H_u : 燃料単体の低位発熱量 KJ/kg

h : COあるいはCH₄の発熱量 KJ/kg

EI : COあるいはCH₄の排出指数 g/kg_{fuel}

NO_xの低減率 θ : 次式で表わした。

$$\theta = \left(1 - \frac{EI_{\text{NO}_x}}{EI_{\text{NO}_x}^0} \right) \times 100 \quad \%$$

ここで、 $EI_{\text{NO}_x}^0$: 水添加のないときのNO_xの排出指数、 EI_{NO_x} : 水添加時のNO_xの排出指数。

4. 実験結果と考察

4-1. 供試燃焼器の燃焼特性 燃焼用空気量 W_{a1} を一定とし、燃焼領域内の空燃比 n_1 を変えて灯油燃焼時の燃焼効率を求めこれを図6に示す。但し空気流速は7.8 m/sの場合である。本燃焼器は燃焼領域内の空燃比 n_1 が30のとき最も燃焼状態がよくなっている。そこで総空気量はそのままとし、 n_1 を30に保つように燃焼用と希釈用空気の配分を変えて求めた燃焼効率も同図に示してあるが、これによると総空燃比 n が大きいところまで良好な燃焼をしていることがわかる。

しかし、実際の燃焼器内における空気配分は空気流入部の開口面積によってほぼ定まるので本実験では燃焼用空気量一定の方式をとった。それ故

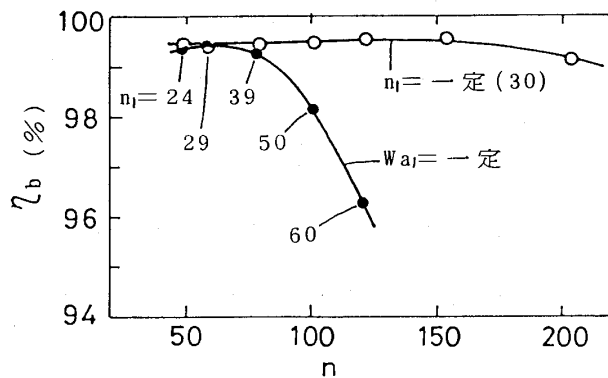


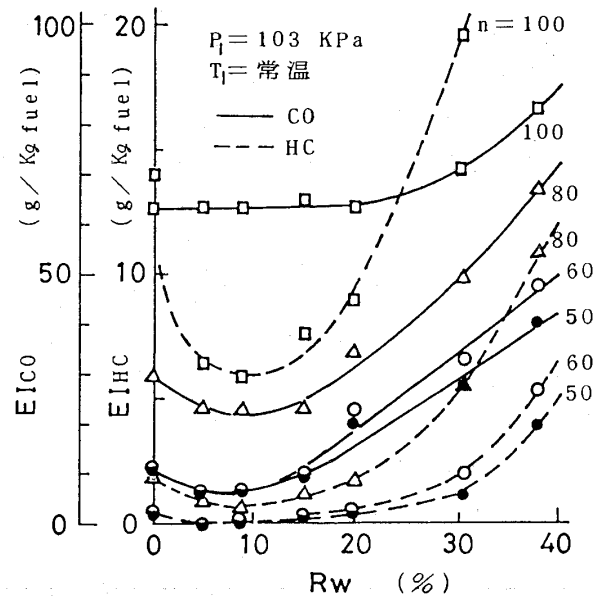
図6. 供試燃焼器の燃焼効率

総空燃比の定格を60とすると燃焼用空気と希釈用空気の流量配分は1:1になり、以後の実験はこの配分で行った。

4-2. 排ガス特性に及ぼす水添加の影響

灯油エマルジョンを燃焼した場合について述べる。大気圧下、常温で空燃比 n と水添加率 R_w を変えたときのCO, HCおよびNO_xの排出指数を図7に示す。COは R_w が5~15%の範囲で水添加をしない場合よりやや低減しており、この傾向は n の小さい方が顕著である。HCもCOと同じ傾向を示しているが、COとは逆に n の大きい方が顕著になっておりまた R_w が大きくなると急増している。NO_xは R_w の増加とともに低減し、 $R_w=30\%$ ではほぼ半減している。 R_w が大きくなると n による影響は小さくなっている。

次に大気圧下で入口空気温度 T_1 を、323, 423, 523 K に変えた場合のCO, HC, NO_xの排出指数を $n=60$ について図8に示す。但しここでは燃焼用空気量を一定にしているので T_1 が上昇すると流速が増す。即ちこの図には空気流速の影響が加味されたものとなっている。CO, HCとも T_1 の上昇とともに低減し、423, 523 K では R_w が40%になっても排出量の増加は非常に少ない。即ち油滴周囲の雰囲気温度が高くなると噴霧粒の蒸発が活発になるとともに油滴の燃焼速度が速くなり燃焼が促進する。出口ガス温度(熱電対による)をみると図8 bに示すように $R_w=20\%$ まではいずれの T_1 においても温度低下は非常に小さくそれ以上で低下が大きくなっている。それ故NO_xを低減するにはかなりの水添加が必要になってくる。図から T_1 が523 K の場合には R_w を40%にして未燃分を



a. COとHCの変化

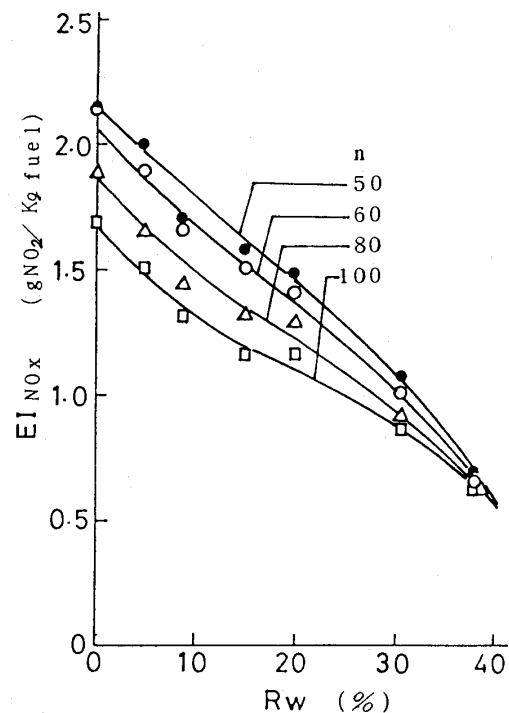
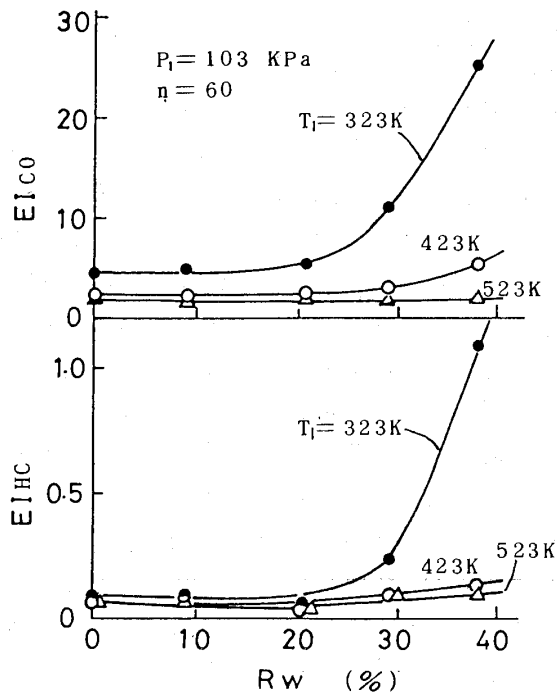
b. NO_x の変化

図7. 排出指数に及ぼす空燃比の影響

増加させずにNO_xを約1/3にすることができる。

空気圧力 P_1 を変えた場合のCOとNO_xの排出指数を図9に示す。ここでは常温で空気流速一定、 $n=60$, $R_w=0$ および21%についてのものである。但し空気流速が図7の場合の半分であるので燃焼器内のガスの滞留時間が長くなり、このため大気圧時の値が図7よりCOは少なく、NO_xは多くなっ



a. COとHCの変化

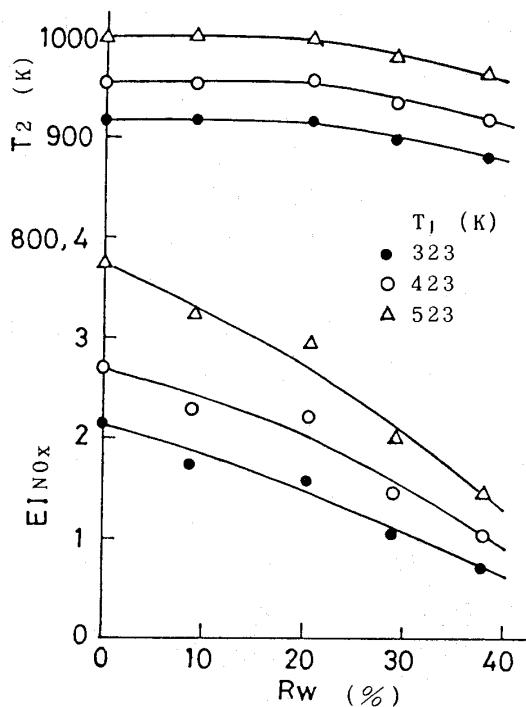
b. ガス温度とNO_xの変化

図8. 排出指数に及ぼす入口空気温度の影響

ている。COは P_1 の上昇とともに低減し、この傾向は水添加をしても同じである。またNO_xは P_1 の上昇とともに増加していくが、NO_xの排出指数と P_1 の間には一般に次式の関係が示されている。

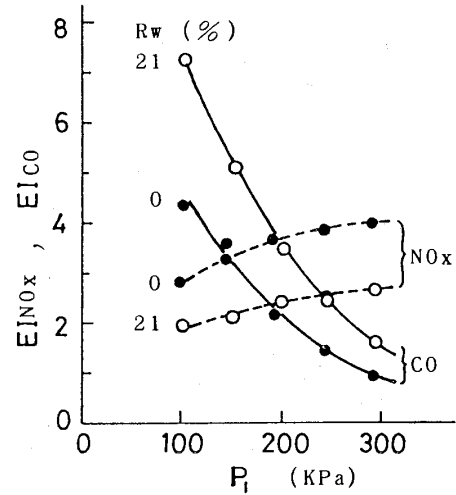


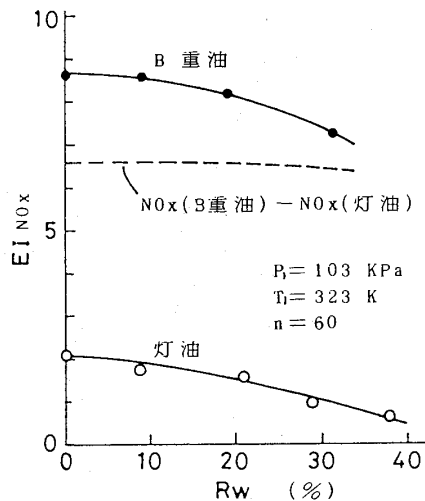
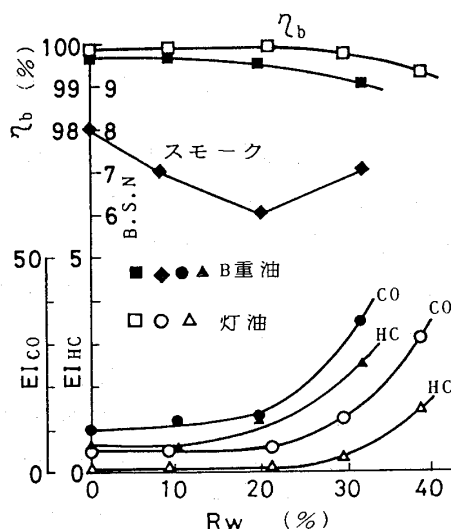
図9. 排出指数に及ぼす空気圧の影響

$$EI_{NO_x} \propto P_1^m$$

ここで、指数 m は0.29～0.63が報告されており³⁾、本実験条件では $m = 0.33$ となっている。

4-3. 灯油エマルジョンとB重油エマルジョンの比較 大気圧下、 $n=60$ 、 $T_1=323\text{ K}$ において R_w を変えたときの特性を図10に示す。灯油を燃焼したときのNO_xの排出指数は約2.1g/kgfuelでこれはほとんどThermal NO_xとみなせる。これに水を添加すると R_w に応じてNO_xは低減し、 $R_w=30\%$ ではほぼ半減している。これに対しB重油エマルジョンの排出指数は高く $R_w=0\%$ で灯油の約4倍となっており、 $R_w=30\%$ にしてもその低減量はわずか1.3g/kgfuelにすぎない。この理由としてB重油中に窒素分が0.29wt.%と多く含まれており、これがFuel NO_xとして生成しているの(B重油中の窒素分がすべてFuel NO_xに変換すれば9.53g/kgfuel生ずる)、全NO_xはThermal NO_xが加わって高い値となっているとみられる。そこでFuel NO_xを推定するのにB重油エマルジョンのNO_x値からThermal NO_x分として灯油エマルジョンのNO_x値を差し引いた値を図10 aに点線で示したが、 R_w のいかんにかかわらずほぼ一定となっている。本燃焼器の燃焼領域における空燃比は30と大きく酸素濃度が高いこともあってFuel NO_xに対して水添加の効果は全くないといえよう。

図10 bに示すスモークは灯油エマルジョンでは検出されないが、B重油ではB. S. N (Bacharach Smoke Number)で8を示し、 $R_w=20\%$ までは

a. NO_x の変化b. スモーク, CO, HC および燃焼効率の変化
図10. 灯油とB重油エマルジョンの特性の比較

水添加とともに減少していき、これを越えると再び増加する。写真2はろ紙に採取したカーボン粒子の顕微鏡写真を示し、粒子径は $R_w=0\%$ で $4\sim 5\mu\text{m}$ 以下、 9% で $2\sim 3\mu\text{m}$ 以下、 19% ではほとんど $2\mu\text{m}$ 以下となっているが $R_w=31\%$ になると $6\sim 7\mu\text{m}$ の大粒子がかなりみられる。本実験では燃料温度を一定にしているので図2からわかるように R_w の増加とともにエマルジョンの粘度は高くなり、噴霧粒径はそれの大略 $\frac{1}{2}$ 乗に比例して大きくなる。にもかかわらず以上の結果が得られたことは、実際の噴霧油滴にも単一油滴と同じく燃焼中に再微粒化が起きているとみるのが妥当と思われる。これが R_w の増加に伴う粒径の増大を防ぎスモークの減少となって現われているのであろう。

CO, HCはいずれも灯油エマルジョンの方が少なく、 $R_w=20\%$ までは灯油、B重油エマルジョンとも排出量はほぼ一定で、 R_w が 20% を越えるとスモークと同様増加する。これは水添加による火炎温度の低下が大きくなりすぎるため、燃焼反応が不活発になることに起因している。燃焼効率をみると $R_w=20\%$ までは低下はみられないが、それ以上では低下していく。しかし空気温度を高くすればCO, HC, スモークは著しく減少し、燃焼効率はあがる。図11aは $R_w=30\%$ の場合である。これをみると $T_1=523\text{K}$ で灯油、B重油エマルジョンともCO, HCの排出量はほぼ同程度になっている。一方、 NO_x は図11bに示すように空気温度の上昇とともに増加する。B重油エマルジョンのFuel NO_x を推定するのに図10aと同じやり方で求め点線で示した。これによるとFuel NO_x の生

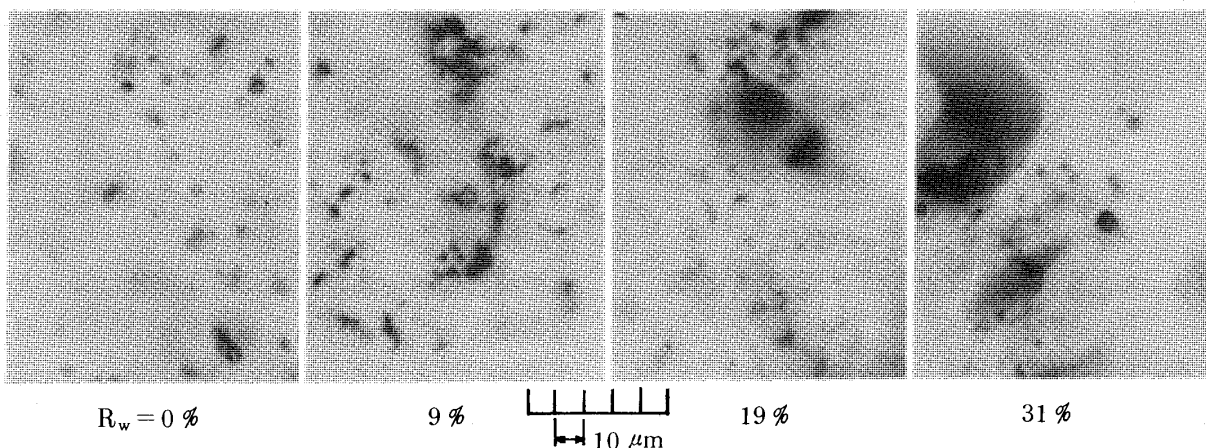
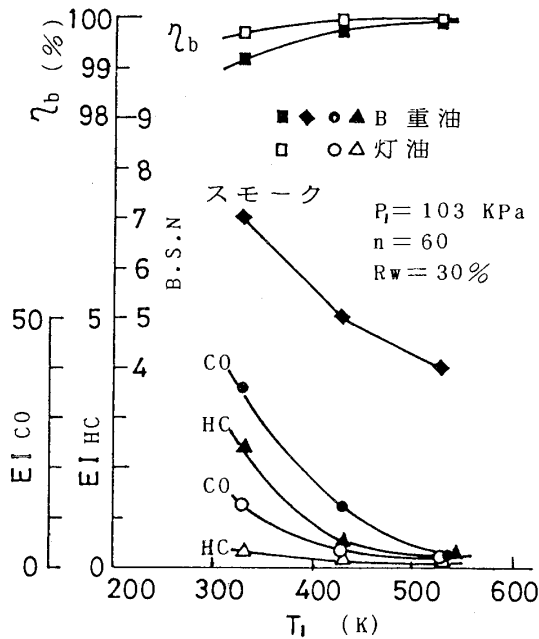
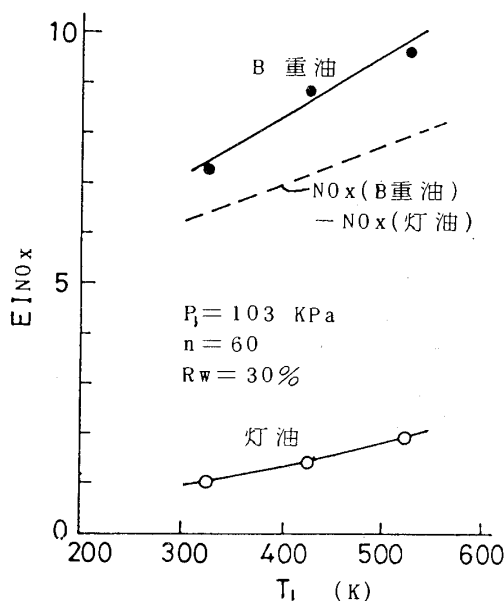


写真2. スモーク中のカーボン粒子



a. スモーク, CO, HCおよび燃焼効率の変化

b. NO_xの変化図11. 空気温度による灯油とB重油
エマルジョンの特性の比較

成は入口空気温度の依存性がかなりあると推測される。これはガス拡散火炎で得られた結果³⁾にくらべて大きく、この理由として本実験では T_1 の上昇とともにB重油中の窒素のNO_xへの変換率が高くなっていることが考えられる。しかしデータが少ないためFuel NO_xの生成について更に検討が

必要である。

4-4. 水添加率と燃焼効率 大気圧下、空燃比60で T_1 をパラメータとした場合について R_w と η_{in} の関係を図12に示す。 T_1 が低いと水添加の影響が大きく、 $R_w=10\%$ で η_{in} は最小となり R_w が更に大きくなると η_{in} の増加が著しくなる。 T_1 が高いと η_{in} の値は小さくなり R_w をある程度大きくしても η_{in} の増加はみられない。 $T_1=523\text{ K}$ のとき灯油エマルジョンでは $R_w=40\%$ 、B重油エマルジョンでは30%にしても燃焼は悪化していない。しかし燃焼ガス温度は低下するので機関にとって燃費がふえることになる。

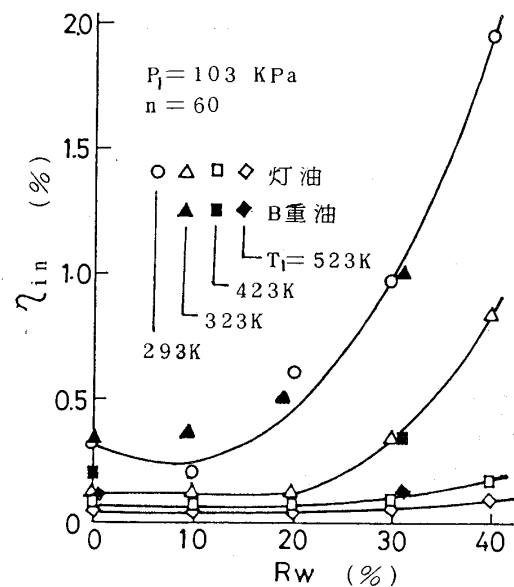


図12. 水添加率と燃焼不完全率の関係

ところで η_{in} を算出する根拠となるCOとHCそれぞれが燃焼効率にどのように寄与しているか種々の条件に対して整理してみると空燃比、空気温度、空気圧力、水添加率いかなる条件においても図13に示すそれぞれの曲線で表わされる。これをみると燃焼が良好な場合にはCOの影響が大きく、燃焼が悪化するとHCの影響が大きくなる。その境界は本燃焼器では η_b が約96.5%である。この結果はToone⁶⁾が示したものにほぼ近い。図13は灯油エマルジョンの場合であるが、B重油エマルジョンについてもこれと同様な傾向を示す。

4-5. NO_xの低減効果 図14は T_1 が325 Kと523 Kの場合のNO_xと η_{in} の関係を示したもので、NO_xと燃焼の良否の関係がかなり明瞭となってい

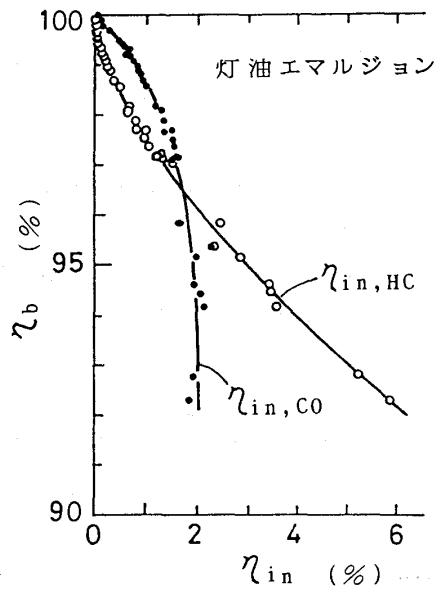
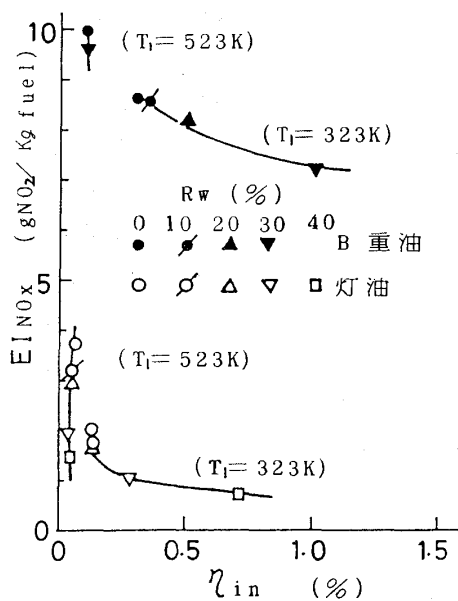
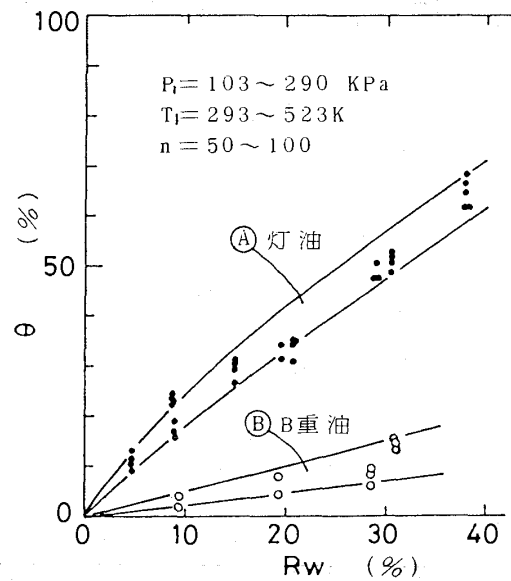


図13. 燃焼効率に及ぼすCOとHCの寄与

る。即ち T_1 が低い場合は R_w が20%を越えると NO_x の低減とともに燃焼が急激に悪化していく。しかし T_1 が高いと燃焼効率を低下させずに、特に灯油の場合は NO_x を大幅に低減することができる。B重油の場合は水添加による NO_x の低減効果は小さいといえる。

図15に種々の条件における NO_x の低減率 θ を示す。この低減率はそれぞれの条件において水添加のないときの NO_x の排出量に対して求めたもので、

図14. NO_x と燃焼不完全率の関係図15. NO_x の低減率

条件により低減率はやや異なるが灯油エマルジョンでは曲線Aの領域、B重油エマルジョンでは曲線Bの領域となっている。

5. ま と め

灯油およびB重油エマルジョンについて種々の条件を変えて排ガス特性および燃焼特性をしらべた結果、マイクロ爆発に起因するとみれる特性を示すことがわかった。これらをまとめて次のことが結論づけられる。

(1) エマルジョン燃料は Thermal NO_x の低減に対して有効で、Fuel Nを含まない軽質油の場合燃焼効率を低下させずに NO_x を低減することができる。入口空気温度が523 Kのときは水添加率40%まで可能で、 NO_x を約1/3にすることができる。これに対し Fuel Nを多く含む重質油の NO_x 低減には効果が少ない。

(2) 重質油のエマルジョン化はスモークの低減に有効で、その場合最適水添加率20%が得られた。軽質油でも燃焼が改善することができ、その時の水添加率は10%程度である。

(3) ガスタービンでは出力が大きくなると高温高压となり NO_x の生成量が多くなるが、CO, HCの生成量は非常に少ない。Fuel Nを含まない燃料を用いればこのような条件では水添加を多くして NO_x を大幅に低減することが可能である。

(4) 本論に述べていないが、エマルジョンを噴射

弁に供給するに際し、特に入口空気温度が高く、燃料供給量の少ないときに噴射弁までの供給管が過熱され、ペーパーロックによる不安定な燃焼が生じた。即ちエマルジョンの供給法に注意を要する。

終りに、本実験を進めるにあたり助言をいただいた佐藤室長ならびに実験に協力された当時卒研学生の古里、米山、磯部、桜井（芝浦工大）君に対し感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Spadaccini, L. J., ほか1名, ACS Preprints, Division of Petroleum Chemistry, Inc., 24-4 (1976), 741.

- (2) Novak, S. M., ほか3名, SNAME, Annual Meeting, 8 (1977).
 (3) 日本機械学会, 技術資料, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980), 135, 185, 96.
 (4) Mullinger, P. J., ほか1名, J. of the Institute of Fuel, (Dec. 1974), 251.
 (5) 熊倉, ほか1名, 第6回日本ガスタービン定期講演論文集 (1979), 1.
 (6) Ducarme, J., ほか2名, Progress in Combustion Science and Technology 1 (1960), 37, Pergamon Press Ltd.

入会者名簿

(昭和57年11月25日現在)

正会員

大須賀睦夫（東京電力） 萩島良則（京都大） 宮内敏雄（東工大） 上村薩男（三菱重工）
 照屋 仁（荏原製作所） 渋谷 剛（石川島播磨重工） 萩原憲明（日立製作所） 大矢多喜雄（明大）
 盧 壽 榮（韓国忠北大学） 虎本利彦（三和工機） 越前谷博二（三和工機） 竹田博光（東芝）
 清水正三（石川島播磨重工） 中村昌雄（石川島播磨重工） 山本孝正（航技研） 後藤哲哉（日大）
 藤田哲男（東燃石油化学） 中井誠一（日立造船） 原田勝国（海上自衛隊） 薄田 寛（三菱重工）
 伊東 眸（三菱重工） 織田紀之（旭硝子） 加藤輝夫（東芝） 安藤弘之（日立製作所）
 紅谷彰一（横浜国立大） 岡 芳彦（三井造船） 石原忠彦（日立エンジニアリング）
 国天道治（日立製作所） 林 省吾（川崎重工） 石原智男（東大） 福谷 格（職業訓練大）
 仁科邦一, 佐々木一夫, 金津和徳（石川島播磨重工） 秀島紀一郎（日本内燃力発電設備協会）
 近藤 弘（日本内燃力発電設備協会） 内田晴記（川崎重工） 岩内和彦（青山特殊鋼）
 戸田忠秀（トヨタ自動車） 鶴飼義雄（荏原製作所） 前川克己（川崎重工） 塩野親一（テクニカルプレス）
 岩井 洸（防大） 金子靖雄（防大） 茅根寛明（防衛庁） 松木成治（防衛庁） 菊池秀勝（防衛庁）
 山崎卓雄（防衛庁） 秋田栄司（三菱重工） 忽那哲也（ユニオンカーバイド） 三原莊一郎（三菱電機）
 坂本 保（防衛庁） 弓削孝史（日本無線） 辻井 一（東芝） 松本 弘（日立製作所）
 山田直之（日立製作所） 前田 明（東芝） 井上善雄（富士通） 石川啓子（東芝）
 丸山次人（富士通） 神本 憲（日本無線） 守田敬太郎（JBA） 田中数馬（日本原子力事業）
 桑原 寛（東芝） 松本靖士（ダイハツ） 天田重康（船舶技研） 橋本正孝（神戸商船大）
 佐藤一男（日立製作所） 石井 博（日立製作所） 菊地勝昭（日立製作所） 大西紘夫（日立製作所）
 原賀久人（小松製作所） 藤村秀和（日立製作所） 林 則行（日立製作所） 小林成嘉（日立製作所）
 河村吉久（川崎重工） 福島 充（日本EAI） 川池和彦（日立製作所） 静谷光隆（日立製作所）
 加藤泰弘（日立製作所） 青木素直（三菱重工） 青木庸治（新潟鉄工所）

学生会員

菅根秀夫（防大） 佐藤秀之（慶応大） 篠原邦彰（慶応大） 大隅正宏（東京理科大）
 熊倉弘隆（東京理科大） 小宮山章（東京理科大） 山田昭夫（東京理科大） 船崎健一（東北大）
 見目章仁（日本文理大） 有田耕治（日本文理大）

賛助会員

極東貿易(株), 日本科学工業(株)

弁に供給するに際し、特に入口空気温度が高く、燃料供給量の少ないときに噴射弁までの供給管が過熱され、ペーパーロックによる不安定な燃焼が生じた。即ちエマルジョンの供給法に注意を要する。

終りに、本実験を進めるにあたり助言をいただいた佐藤室長ならびに実験に協力された当時卒研学生の古里、米山、磯部、桜井（芝浦工大）君に対し感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Spadaccini, L. J., ほか1名, ACS Preprints, Division of Petroleum Chemistry, Inc., 24-4 (1976), 741.

- (2) Novak, S. M., ほか3名, SNAME, Annual Meeting, 8 (1977).
 (3) 日本機械学会, 技術資料, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980), 135, 185, 96.
 (4) Mullinger, P. J., ほか1名, J. of the Institute of Fuel, (Dec. 1974), 251.
 (5) 熊倉, ほか1名, 第6回日本ガスタービン定期講演論文集 (1979), 1.
 (6) Ducarme, J., ほか2名, Progress in Combustion Science and Technology 1 (1960), 37, Pergamon Press Ltd.

入会者名簿

(昭和57年11月25日現在)

正会員

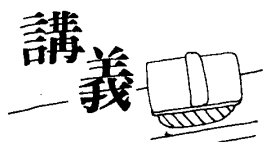
大須賀睦夫（東京電力） 萩島良則（京都大） 宮内敏雄（東工大） 上村薩男（三菱重工）
 照屋 仁（荏原製作所） 渋谷 剛（石川島播磨重工） 萩原憲明（日立製作所） 大矢多喜雄（明大）
 盧 壽 榮（韓国忠北大学） 虎本利彦（三和工機） 越前谷博二（三和工機） 竹田博光（東芝）
 清水正三（石川島播磨重工） 中村昌雄（石川島播磨重工） 山本孝正（航技研） 後藤哲哉（日大）
 藤田哲男（東燃石油化学） 中井誠一（日立造船） 原田勝国（海上自衛隊） 薄田 寛（三菱重工）
 伊東 眸（三菱重工） 織田紀之（旭硝子） 加藤輝夫（東芝） 安藤弘之（日立製作所）
 紅谷彰一（横浜国立大） 岡 芳彦（三井造船） 石原忠彦（日立エンジニアリング）
 国天道治（日立製作所） 林 省吾（川崎重工） 石原智男（東大） 福谷 格（職業訓練大）
 仁科邦一, 佐々木一夫, 金津和徳（石川島播磨重工） 秀島紀一郎（日本内燃力発電設備協会）
 近藤 弘（日本内燃力発電設備協会） 内田晴記（川崎重工） 岩内和彦（青山特殊鋼）
 戸田忠秀（トヨタ自動車） 鶴飼義雄（荏原製作所） 前川克己（川崎重工） 塩野親一（テクニカルプレス）
 岩井 洸（防大） 金子靖雄（防大） 茅根寛明（防衛庁） 松木成治（防衛庁） 菊池秀勝（防衛庁）
 山崎卓雄（防衛庁） 秋田栄司（三菱重工） 忽那哲也（ユニオンカーバイド） 三原莊一郎（三菱電機）
 坂本 保（防衛庁） 弓削孝史（日本無線） 辻井 一（東芝） 松本 弘（日立製作所）
 山田直之（日立製作所） 前田 明（東芝） 井上善雄（富士通） 石川啓子（東芝）
 丸山次人（富士通） 神本 憲（日本無線） 守田敬太郎（JBA） 田中数馬（日本原子力事業）
 桑原 寛（東芝） 松本靖士（ダイハツ） 天田重康（船舶技研） 橋本正孝（神戸商船大）
 佐藤一男（日立製作所） 石井 博（日立製作所） 菊地勝昭（日立製作所） 大西紘夫（日立製作所）
 原賀久人（小松製作所） 藤村秀和（日立製作所） 林 則行（日立製作所） 小林成嘉（日立製作所）
 河村吉久（川崎重工） 福島 充（日本EAI） 川池和彦（日立製作所） 静谷光隆（日立製作所）
 加藤泰弘（日立製作所） 青木素直（三菱重工） 青木庸治（新潟鉄工所）

学生会員

菅根秀夫（防大） 佐藤秀之（慶応大） 篠原邦彰（慶応大） 大隅正宏（東京理科大）
 熊倉弘隆（東京理科大） 小宮山章（東京理科大） 山田昭夫（東京理科大） 船崎健一（東北大）
 見目章仁（日本文理大） 有田耕治（日本文理大）

賛助会員

極東貿易(株), 日本科学工業(株)



熱伝達率の測定法

航技研原動機部 吉田豊明

1. まえがき

近年センサーの製作加工技術、データ処理装置の高度な発達を背景に、熱伝達率の測定法にも注目すべき開発例が見られる。こゝではいくつかの例の紹介を含め、測定法の概要と実施例についてまとめることとした。

熱伝達率 h は次のよく知られた定義式を用いて他の変数を実測し又はこれと数値計算を併用して求めるか、物質伝達と熱伝達の相似性を根拠に物質伝達率の実測から算出する方法がある。

$$q = h(T_{\infty} - T_w) = -K_s(\partial T / \partial n) \dots\dots(1)$$

こゝで q ：熱流束（単位時間、単位面積あたりの熱移動量）、 T_{∞} 、 T_w ：それぞれ作動流体、固体壁の温度、 K_s ：固体の熱伝導率、 $\partial T / \partial n$ ：固体の壁面において表面に垂直方向の温度勾配、符号は作動流体から壁に向う方向を正とする。上式より h を算出するためには q 、 T_{∞} 、 T_w か T_{∞} 、 T_w 、 $\partial T / \partial n$ のセットを既知量とする必要がある。従って計測法としては q 、 T_{∞} 、 T_w 、 $\partial T / \partial n$ それぞれに対し様々な方法が考案されてきたし、又今後さらに優れた計測法を開発できるものと思われる。

伝熱工学の研究において熱伝達率の解析は、最も重要な基本テーマの一つであるから、熱伝達率の測定状況を調査するのに対象となる研究報告の数はぼう大であり、とても短期間にまとめられるものではない。次章以後はガスタービンの伝熱に関して比較的最近報告されたものを中心に、方法の分類をしてその概要を述べる。方法の大半は空間的に割合細かい分布まで把握できるものであるが、対象領域全体の平均値のみを知る方法も含めてまとめた。

2. 物質伝達法

この方法は物質の昇華、蒸発現象を利用し、固体壁面から作動流体への物質移動量を計測して、

物質伝達率を求め、相似則より熱伝達率を求める。

この方法の理論的背景に関する解説はすでに詳しくされている^{1), 2), 3)}。その概要は次の通りである。

$$\dot{m} = h_m(\rho_w - \rho_{\infty}) \quad [q = h(T_{\infty} - T_w)] \dots\dots(2)$$

こゝで \dot{m} ：単位時間、単位面積あたりの物質移動量、 h_m ：物質伝達率、 ρ_w 、 ρ_{∞} ：それぞれの壁面、作動流体における移動物質の密度、一般に ρ_w は昇華、蒸発にさらした時間内の平均値を取り、 ρ_{∞} は0とする。 \dot{m} を試験体全体について重さから算定すれば h_m は全体の平均値が得られ、減った量を局所的に厚さから出せば、局所値が得られる。熱伝達に関しても平均値、局所値は同様に考え得る。なお ρ_w の算式は次式による。

$$\rho_w = P_v / RT_w \dots\dots(3)$$

$$P_v = P_v(T_w) \dots\dots(4)$$

こゝで P_v ：壁面における物質の飽和蒸気圧、 R ：気体定数であり、ナフタリンの場合次の通り。

$$\log P_v = 12.573 - 3,729.4/T_w \dots\dots(5)$$

P_v ：kgf/m²、 T_w ：°K、 R ：6.6158 m/°K、ナフタリン固体の比重量は 1.143×10^3 kg/m³。

熱伝達率の算出は次の相似則による。

$$Sh = h_m L / D = c R e^m S c^n \dots\dots(6)$$

$$[Nu = h L / K = c R e^m P r^n \dots\dots(7)]$$

こゝで Sh ：シャウウッド数、 L ：代表長さ、 D ：拡散係数、 Re ：レイノルズ数 $= uL/\nu$ 、 u ：代表速度、 ν ：動粘性係数、 Sc ：シュミット数 $= \nu/D$ 、 c 、 m 、 n ：定数、 Nu ：ヌセルト数、 K ：熱伝導率、 Pr ：プラントル数 $= \nu/a$ 、 a ：温度拡散係数、 D 、 ν 、 K 、 a は作動流体の値。(6)、(7)式より

$$Nu = Sh(P_r/Sc)^n \dots\dots(8)$$

(8)式より熱伝達率 h は計算できるが、指数 n は試験体の形状、流れの様式（層流か乱流か等）によって異なるので問題とする観測系で適用できる研究結果を調査するか、ない場合は(6)式を求めなければならない。たゞしレイヌ数 $(Le = Pr/Sc =$

(昭和57年11月22日原稿受付)

D/a) が 1 又は 1 に非常に近い時は $Nu = Sh$ となるので換算は大変簡単である。

これらの原理から明かなように、得られる熱伝達率は壁温一定、定常対流熱伝達における値である。またこの方法は空間的に詳細な分布、全体の平均値が比較的容易に得られる。しかし次の注意すべきことがある。イ. 昇華、蒸発による形状の変化を大きくしないこと。ロ. 物体の蒸気圧は温度に強く依存するので表面温度の安定を図り、温度変化に対しては必ず p_w を補正すること。

ナフタリン法 ナフタリンの鑄込み、離型、厚さ測定等にはそれぞれ試験体の形状、大きさに応じた工夫が必要である。試験片の製作は一般的に鑄込法が多いが、ブロックを鑄込みで作り表面を工作機械、カミソリ、サンドペーパー等で仕上げして試験体をセットする例もある。鑄込法の場合は石膏・セメント・黄銅・アルミニウム・ステンレス等の鑄型を用い、熔融ナフタリン（融点 80.7°C ）を流し込んで、凝固した後離型する。ひけす、割れがなくて緻密な表面を得るためには、熔融ナフタリンの温度、離型すべき時の温度、鑄型の予熱方法、シリコングリース等離型材の選択、鑄込み口と押し湯の構造等々に試行錯誤的な工夫を要する。厚さ・重さの測定は実験の前後に行わねばならないが、厚さ測定の場合実験前後で着目する測定位置の一致に注意しなければならない。厚さの測定には 1μ 程度の測定精度を有し、測定点の大きさが $0.1\sim 0.5\text{mm}$ ϕ （測定面の大きさによる）以下であるような厚さ測定器を用いる。この目的にはダイヤルゲージが適切で一般に使われているが、時間と注意を要する。近年非接触方式で厚さの測定ができる方法は種々あるので測定時間の短縮、測定点の増加、測定精度の向上を図ることができるものと思われる。写真 1 にフィルム冷却の基礎研究の平板模型を厚さ測定用台に設置した状況を参考として示す⁴⁾。ナフタリン法による研究報告は古くから多くある。方法に関しては文献 1) ~ 3), 5), 6) 等に有用な情報が含まれている。また比較的最近のガスタービン伝熱に関する研究例としては 7), 8), 9) がある。

高分子法 この方法は 1970 年代初期に開発された “Swollen polymer technique” と呼ばれるもので¹⁰⁾ エチルサリチル酸を十分浸した

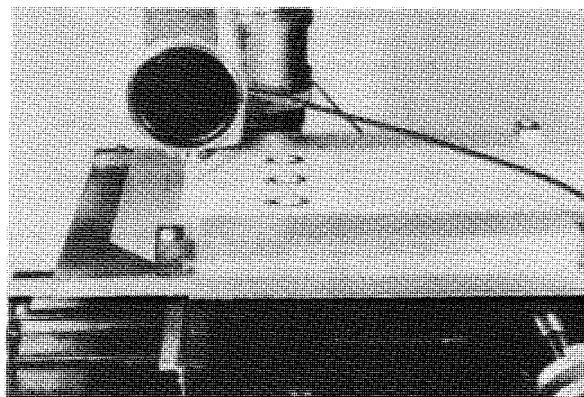


写真1 ナフタリン昇華量の測定状況⁴⁾
(フィルム冷却平板模型)

シリコンゴム層が空気流にさらされると酸が蒸発するので層の厚みが減少し、その量が物質伝達率と比例することを用いた方法である。これを適用した最近のフィルム冷却の研究¹¹⁾では厚さ分布の測定にレーザホログラフィを導入している。試験片の製作から実験解析までの手順はおおよそ次のようである。

イ. アルミニウム製の試験体を作り、その表面の光の散乱性を良くするためカセイソーダに約10分浸してエッチングをする。ロ. 水洗、乾燥の後、位置識別用の格子状細線を刻する。ハ. 上層のシリコンゴムとアルミ板を接合するため透明なバインダ（SS-4120, GE）を塗布し乾燥に約1時間かける。ニ. シリコンゴム（RTV 615, GE）を塗り、完全な乾燥・安定に約1週間放置する。表面の十分な平滑さ、放置中の空気の清浄さに工夫と注意を要する。これで得られた試験板は何回もの使用に供せられる。ホ. エチルサリチル酸に約3時間つけ、後乾燥させる。ヘ. ホログラフィ用に第1露出をはかる（8E75 HZ, Agfa-Gevaert）。ト. 実験に供する（風速 25m/s で約10分間）。チ. ホログラフィ用に第2露出を行って、現像する。リ. 参照光のみあて、フリンジパターンを作り、撮影する。ヌ. 解析をする。次の実験は、上記手順のホ から行えばよい。図1はフィルム冷却の研究における試験部の概要を示す。二次空気側は二系統あって、一方は空気のみ、他方はエチルサリチル酸の蒸気が飽和した空気である。後者は試験板上で前者と別の吹出孔より出してフリンジの0次を観測面上

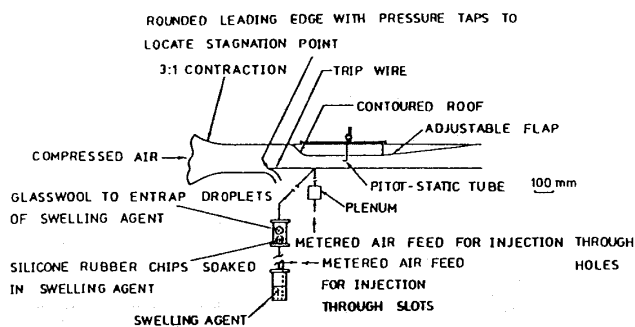


図1 Swollen polymer technique による試験部概要¹¹⁾
(フィルム冷却平板模型)

に作る意味を持つ。またこの試験板には主流の上流から下流に至るまで吹出流の影響が及ばない領域を作り、吹出流のない場合の物質伝達率分布が得られるようにしている。

この方法は実験手順が比較的容易で詳細な分布が得られ、ホログラフィ装置を別とすれば割合安価であるという。筆者の見解ではフリンジパターンの解析以後は様々なデータ処理が、面倒な読み取り、作図を要しないで、画像処理の一環として可能であるという特長があるように思われる。

3. 金属通電法

この方法は極薄の膜からブロックに至るまで種々の形態、材料の金属に通電し、加熱又は温度測定を行うことにより熱伝達率を得るものである。

薄膜法 この方法は極薄の白金箔を用いて、一種の非定常法により、熱流束と温度を同時に求めるもので、後述の熱流束計法、非定常法の範ちゅうにも入るが、1970年代初期にOxford 大で始められたゲージ形成法から解析までの手法は、近年全ヨーロッパ的に適用され、多数の研究例がガスタービン伝熱に見られるのでこゝに別項として述べる。方法の内容調査については文献¹²⁾が適当かと思われる。

薄膜ゲージは機械加工可能なガラスセラミック(コーニング社製MACOR)製の試験模型表面に白金(Liquid Bright Platinum 05-X, Englehard Industries Ltd.)を約0.1 μ の厚さに塗布し、約650℃で加熱して成形する。実験はショックチューブ方式の風洞を用い、定電流方式の回路に組み込まれたゲージの出力電圧、電流の

高速な変化を多数のチャンネルについてPDD11/10を中心とするデータ処理装置で処理する。写真2

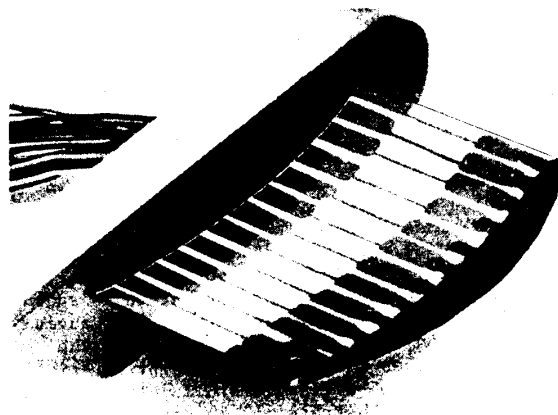


写真2 ガラスセラミック製タービン静翼模型に白金製薄膜ゲージが形成された状況¹²⁾

は無冷却のタービン静翼模型に薄膜ゲージが形成されている状況を示す。

薄膜ゲージによる測定法の理論的背景は例えば文献¹³⁾に説明されているが、基本的には一次元の非定常熱伝導方程式を適用し、ゲージ部の出力電流(回路ではこれに比例する電圧値を作っている)が原理的に熱流束に対応するので、Tを与える方程式の解(熱流束・時間・物性値・定数で表わされる)からTを求めている。なお回路的にゲージ部からの出力電圧は温度に対応しているのでこれを測定すれば温度の計算値がチェックできる。データ処理システムでは1点あたり2チャンネル使うよりもその分計測点数の増倍を図った方がよいので上記のようにしているものと思われる。実験に使用している非定常風洞においては0.3~1.0秒間所期の流れ条件は持続するがゲージの温度は上昇するので(0.5秒で約100℃上昇)、等温壁の条件の熱流束を得るために、ゲージの温度と熱流束の関係を用い、ゲージの温度が変わらない時(初期条件時)の熱流束を外挿により求めている。

この方法の特長は短時間に計測でき、高温、高圧の作動流体にも耐えることである。従ってガスタービンの伝熱においては実機条件と同じレイノルズ数、マッハ数レベルの等温壁条件における熱伝達率を得ることができる。空間的な分解能は写真2に見られる通り、やゝ大きな領域の平均値と

なる。この手法によるガスタービン伝熱の最近の研究例は、Oxford大¹⁴⁾をはじめとし、Rollys Royce¹⁵⁾、ONERA, VKI, Glasgow大¹⁶⁾、NGTE¹⁷⁾、DFVLR¹⁸⁾などヨーロッパに広く見られる。

フォイルヒーター法 この方法は断熱材の基板の上に薄いステンレス箔を貼付け、通電して放熱量を計測すると同時に、ヒーターの裏面に取付けた熱電対等により温度を計測するものである。主としてヒーター貼付用接着剤に制限を受けて100℃を超えるような流れ場では適用例を知らないが、安価で準備もそれほど難しくないので、昔も今も伝熱の基礎研究に広く適用されている。一般には二次元流れ場内で流れと直交する方向に細い巾の短冊型フォイルヒーターを壁面上に間隔をおいて並べて貼付け、各々のヒーターが占める面積での平均値として、ヒーター毎に熱伝達率を得る。この方法は多数のヒーターを電気的には直列につないでヒーター自身の全体の温度範囲を小さくすれば等熱流束条件での熱伝達率が得られ、ヒーター毎に電圧又は電流を制御して、全ヒーター温度を同一にすれば等温壁条件の熱伝達率を得ることができる。加熱法による熱伝達率の計測においては常に誤差となる熱損失を極力なくすよう対処することと、その見積りを行うことが大切であるが、特にフォイルヒーター法では問題となる面積が広く、かつ時間をかけた定常熱伝達での手法だからこれらの検討は重要である。

図2にフォイルヒーター法の試験部の一例を示

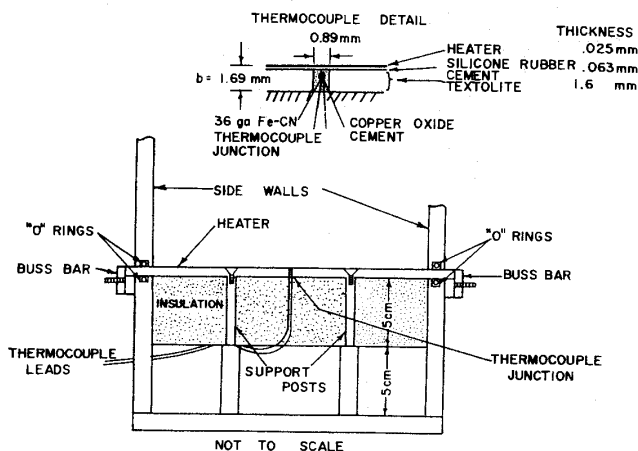


図2 フォイルヒーター法の試験部概要¹⁹⁾
(低速風洞平板測定部)

す。¹⁹⁾この試験部平板はフィルム冷却、インピンジ冷却の研究に供されたもので、1枚のステンレスヒータ有効面積は 5×20 cm、18枚が電気的には直列に接続されている。実験条件は例えば主流風速4.5 m/sでヒータ温度を空気より最高20℃高い条件で制限した時、印加電圧7 V、電流5 A、ヒータの抵抗係数は0.001064/℃である。熱損失の見積りは平板中央部において下方へ伝導、上方、側方へのふく射熱を検討している。さらにこの装置で特徴的なことは一枚のヒータの裏面に複数点(最高7点)の熱電対があり、ヒータ内の熱伝導による影響も考慮していることである。抵抗係数の小さいことから分るようにこの実験ではほぼ等熱流束条件で行われている。

別の例ではフォトケミカルエッチングにより成形した各種の大きさのフォイルヒータ(厚さ20 μ)を硬いスタイロ平面上に貼り、さらにヒータ上には銅の薄板(厚さ80 μ)を接着した試験平板を用いてフィルム冷却の研究が行われている。²⁰⁾ここでは各ヒータの電流を別々に制御して等温壁条件としているが、銅板はこの条件を促進させる役目がある。なお熱損失を防ぎ、見積りの困難さを軽減させるため、試験部の周辺にもガードヒータを設け、試験部と周辺に温度差を作らないよう対策をとっている。

フォイルヒータ法によるガスタービン伝熱の最近の研究例では、翼模型²¹⁾、翼端部模型²²⁾、インピンジ冷却平板模型²³⁾、フィルム冷却模型²⁴⁾等がある。

ブロック加熱法 この方法は“Energy balance technique”と称され、熱伝導のよい銅又はアルミニウムで所要の試験片(短冊、円柱など)を作り、シースヒータ、フィルム状ヒータ等で加熱して、入力した熱量と試験片、流れの温度から熱伝達率を求める。フォイルヒータ法と原理的に同じであり、熱損失に対する注意深い配慮を要すること、等温壁、等熱流束のどちらでも与え得ることも同様である。

この手法は他と比べて空間分布の把握が粗い傾向にあり、むしろ平均値を的確につかむ方に利点がある。図3はフィルム冷却平板模型の試験部概要を示す。²⁵⁾1枚の銅板は2本のヒータ(28 AWGクロメル線)で加熱される。下方への熱移動損失は温水を流す加熱管により補償するよう工夫され

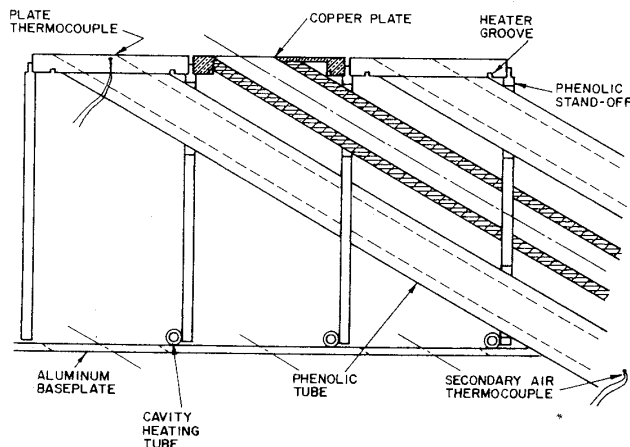


図3 ブロック加熱法の試験部概要²⁵⁾

ている。この方法は試験体の場合多数の冷却空気配管が下面にあり、その着脱をする必要もあるので、断熱材の充てんをするより便利である。

ブロック加熱法による最近のタービン伝熱の研究例では、インピンジ冷却^{26), 27)}、ピンフィン冷却^{28), 29)}、フィルム冷却³⁰⁾等がある。

4. 熱流束計法

ガスタービンの伝熱に必要な熱流束計は形状ができるだけ小さく、厚さが薄いことが必要である。第1章で述べた原理を実現するゲージの作り方は無数にあり、これまで様々なゲージが開発されている。文献³¹⁾は定常熱伝達で適用できる各種のゲージを紹介し、またゲージ特性を検査する較正装置の各種についても構造と検査結果の例を述べていて有用である。一方白金等の薄膜をパイレックスガラス等の基材に形成する方式の非定常型熱流束計もショックチューブを用いた実験ではよく使われている。

非定常型 この方式の形態は上に述べた通りで、“薄膜法”もこの範ちゅうに入るが、1950年代のCornell Aeronautical LaboratoryのVidal³²⁾、Skinner³³⁾の研究開発が発祥のようである。既に述べた通りショックチューブを用いた計測では、タービン伝熱で都合な実機条件（レノルズ数、マッハ数）での値が得られるので、近年益々多くの研究例が見られる。

MITでは直径5mmのパイレックス上に 5×1 mmの短冊型に白金(Hanovia #5 platinum paint)を厚さ $2 \sim 3 \mu$ に塗布し約 650°C で焼成したゲー

ジとA. B. S. plastic 基材上にニッケルをChemical Vapor Deposition法でつけたゲージが開発されている³⁴⁾。ニッケルのゲージは基材表面を試験体の形状（平面、曲面）に合わせて研磨した後作られている。

別の例では上記と同種の白金ゲージで、寸法が小さい（外径約1mm、ゲージ部 0.1×0.5 mm、厚さ 0.1μ 、 0.12μ のフッ化マグネシウム被覆つき）ものを、実機エンジン（TFE 731-2, AiResearch）のタービン動静翼に装着して、ショックチューブ試験設備で実験がなされている³⁵⁾。

さらにGEではゲージ部 1.2×4.8 mm、厚さ 0.025μ 、酸化珪素の被覆つきセンサを用いて、ステンレス製平板模型、アルミニウム製静翼模型について高温空気流での実験解析を行っている³⁶⁾。

定常型 この方法のゲージは常温から 100°C 程度までの温度範囲で使用されるので基礎研究に向いている。最近ではフォトケミカルエッチング等で薄くて小さい測温体を成形し、2つの測温体の間に熱伝導率が既知の断熱材（又はヒータエレメント付断熱材）をはさむ形態が一般的である。エッチング蒸着等の微小加工技術、耐熱性のよい材料開発等の発展に伴ない、今後も小型で耐温度の高いゲージが開発されるものと期待される。

図4は東芝で開発された熱流束計を示す³⁷⁾。断

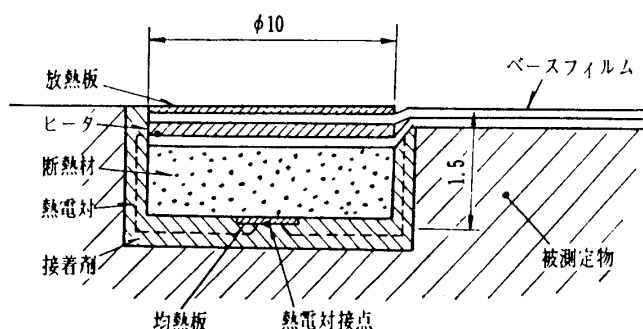


図4 定常型熱流速計の構成³⁷⁾

熱材（1mm厚コルク）の上下面の温度差がゼロとなるようヒータ電力を制御して熱流束を得ているが、同時に壁面と流体温度の差を検知して電子回路でたづちに熱伝達率が得られるようにしている。詳細は文献を参照されたい。

市販の熱流束計でタービン伝熱の研究に供せら

れるものは少ないが、昭和電工社、RdF社の製品は模型と流れ条件の慎重な配慮をすれば使用できるものと思われる。後者は各種のサイズ、各範囲の熱流束で製品がカタログ化されており、単品毎に校正データがつけられて来る。

5. 非定常法

既に薄膜金属を抵抗温度計とした非定常法によるゲージについて述べたが、要するに熱容量のきわめて小さい測温体を用いて作動流体の非定常変化に対する被測定壁温度の応答性が計測できれば後は数値解析により熱流束が求められる。ここでは測温体として熱電対を適用した例等を述べる。

Rolls Royce 社では薄肉のタービン翼で翼材両側の熱伝達率を求める方法として、冷却空気側の温度を正弦波状又はランダムパルス状に変えた時、壁に埋込んだ熱電対の応答性を計測して、一次元非定常熱伝導方程式で境界条件がフーリエ関数的に変化する場合を解いて、結果的に熱伝達率を得ている³⁸⁾。この方法を円筒模型の実験で確認し、静翼模型について実験した結果をOxford 大方式、計算による予測値と比較検討し、全般的に良い一致を得ている³⁹⁾。この手法は開発されたばかりでなお改良が重ねられるというが、大変有用で興味のある研究と考えられる。

無冷却翼のように肉厚の部材について主流ガスの温度をステップ状に上げた時、翼材の温度は一次おくれの応答を示す。熱伝達率はこの間変らないとすれば、時定数を求めることによりその値が求められる。この手法を適用して高亜音速の流れのある動翼スロート部で埋込んである熱電対の計測値から率伝達率を求めた研究例がある⁴⁰⁾。熱疲労試験のできる風洞があればこの方法は大変好都合である。

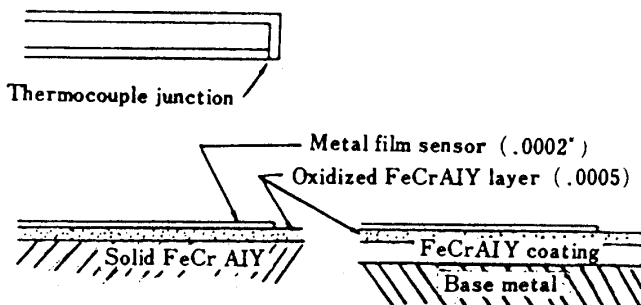


図5 スパッタ法による極薄熱電対の一例⁴¹⁾

熱容量の小さい測温体は、白金抵抗体ばかりでなく熱電対でも開発例が見られるようになっていく。図5に示す例は耐蝕性コーティングが施されたタービン動翼の表面温度を計測するために開発された白金-白金ロジウム熱電対の概要である。

6. あとがき

非定常法についての本稿での分類は測定ゲージの形態により便宜的に分けたものである。

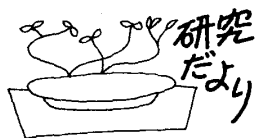
熱伝達率の計測法は多岐にわたっており、材料、加工技術の進歩によって今後も発明・工夫が大いに期待できる。我国も先端技術の一つとして取り組むべき分野ではないだろうか。

なお二次元的に詳細な熱伝達率分布を得る方法として、二次元温度分布の得られる赤外線温度計、液晶等を適用しシート状ヒータとの並用あるいは非定常法によって解析する方法が新しい手法として考えられる。これはレーザホログラフィによる二次元情報等も含め、厄介な読取作業なしに周到な画像処理が応用できるという利点がある。筆者はこれをこれからの技術として展望している。

参考文献

- (1) 福井、森下、日本機械学会誌、65-525 (昭37)、1480.
- (2) 森下・野村、船舶技研報告、5-5 (昭43-9)、169.
- (3) 坂本、日本機械学会第324回講習会教材、(昭45-2)、1.
- (4) 吉田・三村・熊谷、第8回ガスタービン定期講演会講論集、(昭55-6)、87.
- (5) 熊田・馬淵・川島、日本機械学会論文集、38-315 (昭47-11)、2915.
- (6) Taylor, J. R., MS Thesis, Univ. of Minnesota, (1975-12).
- (7) Hiraoka, k., Morishita, T. & Kan, S., Proceedings of 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, (1977), 215.
- (8) Goldstein, R. J., Japan-US Heat Transfer Seminar, (1980-9), 13.
- (9) Kumada, M., Hirata, M. & Kasagi, N., ASME 81-GT-38, (1981-3).
- (10) Macleod, N. & Todd, R. B., Intl. J. Heat Mass Transfer, Vol. 16, (1973), 485.
- (11) Hay, N., Lampard, D. & Saluja, C. L., 7th Intl. Heat Transfer Conf., (1982-9).

- (12) Oldfield, M. L. G., Jones, T. V. & Schultz, D. L., IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems, AES-15-5, (1978-9), 738.
- (13) Eckert, E. R. G. & Goldstein, R. J., Measurements in Heat Transfer (1976), 385, Hemisphere Publishing Corp.
- (14) Loftus, P. J. & Jones, T. V., ASME 82-GT-305, (1982-4).
- (15) Nicholson, J. H. ほか3名, ASME 82-GT-304, (1982-4).
- (16) Consigny, H. & Richards, B. E., ASME 81-GT-146, (1981-3).
- (17) Litchfield, M. R. & Norton, R. J. G., ASME 82-GT-247, (1982-4).
- (18) Oldfield, M. L. G., ほか3名, ASME 80-GT-137, (1980-3).
- (19) Eriksen, V. L., NASA CR. 72991, (1971-8).
- (20) Blair, M. F. & Lander, R. D., ASME 74-HT-8, (AIAA 74-674), (1974-7).
- (21) 佐藤・日浦, 三菱重工技報, 19-2 (昭57-3), 72.
- (22) Granziani, R. A., ほか3名, ASME 79-GT-99, (1979-3).
- (23) Behbahani, A. I. & Goldstein, R. J., ASME 82-GT-211, (1982-4).
- (24) Goldstein, R. J. & Yoshida, T., ASME J. Heat Transfer, 104, (1982-5), 355.
- (25) Crawford, M. E., Kays, W. M. & Moffat, R. J., NASA CR-2786, (1976-12).
- (26) Metzger, D. E. & Haley, S. W., ASME 82-GT-138, (1982-4).
- (27) Hollworth, B. R., Lehmann, G. & Rosiczowski, J., ASME 81-HT-76, (1981-8).
- (28) VanFossen, G. J., ASME 81-GT-75, (1981-3).
- (29) Brown, A., Mandjikas, B. & Mudyiwa, J. M., ASME 80-GT-45, (1980-3).
- (30) Crawford, M. E., Kays, W. M. & Moffat, R. J., ASME 80-GT-43, (1980-3).
- (31) Winter, K. G., Gaudet, L. & Gell, T. G., A. R. C. R & M 3797, (1975-4).
- (32) Vidal, R. J., CAL Rept. No AD-917-A-1, (1956-2), WADC TN 56-315, AD 97238.
- (33) Skinner, G. T., CAL Rept. No 100, (1960-2), American Rocket Society Journal 30-6, (1960-6), 569.
- (34) Louis, J. F., Demirjian, A. M. & Topping, R. F., Progress in astronautics and aeronautics, V34 (1974), 334, MIT.
- (35) Dunn, M. G. & Hause, A., ASME 81-GT-88, (1981-3).
- (36) Kercher, D. M., Sheer Jr., R. E. & So, R. M. C., ASME 82-GT-129, (1982-4).
- (37) 小泉・伊藤, 機械の研究, 32-4 (昭55-4), 473.
- (38) Barry, B., Forest, A. E. & White, A. J., ASME 82-GT-175, (1982-4).
- (39) Beacock, R. J., ほか3名, ASME 82-GT-175, (1982-4).
- (40) Martin, B. W., Brown, A. & Garret, S. E., AGARD CP-229, (1978-2), 32.
- (41) Alwang, W. G., ASME 80-GT-75, (1980-3).



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

三井造船・玉野研究所 長 島 義 悟
手 島 清 美

1. まえがき

三井造船におけるガスタービン開発の歴史は昭和24年に着手された1.5 MWオープンサイクル第1号ガスタービンの試作にはじまる。爾来三十数年間、当社回転機の中核として研究開発が進められて来た。この間SB15A(1.3 MW級、日本機械学会賞受賞)、SB90C(16 MW級)、SB30C5MW級)、SB60C-M(13 MW級)を開発した。又、ガスタービンは多くの技術分野を包括して成り立っている機械であるため、その波及効果も大きく、例えば高炉用軸流送風機、炉頂圧力回収タービンあるいはORCS発電装置(有機媒体によるランキンサイクル発電システム)を開発・製品化している。

本欄では、最近当社が開発した新しいガスタービン及びガスタービンに関連して我々が行っている最近の研究について紹介する。

2. SB60C-Mガスタービンについて

ガスタービン分野における最近の成果としては先般ガスタービン学会賞を受賞したSB60C-Mの開発が挙げられる(図1)。これは52年に開発に着

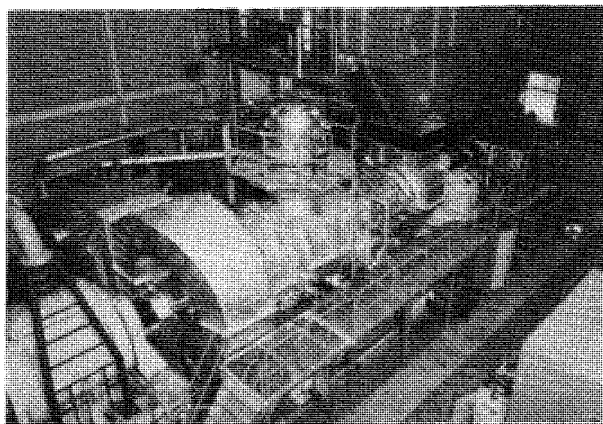


図1. SB60C-Mガスタービン

(昭和57年11月22日原稿受付)

手した単純サイクル2軸形産業用ガスタービンである。定格性能は軸端出力13.07 MW, 燃料消費率2,803 kcal/kw・H(熱効率30.6%), タービン入口温度1,000°C, 排ガス温度466°C, 排ガス流量58.3 kg/s, 出力軸回転数は5,680 rpmである。

このガスタービンの開発は次節に述べるような多くの要素技術に支えられて完成したものであるが、実機試運転計測においてもいくつかの新しい技術を習得している。

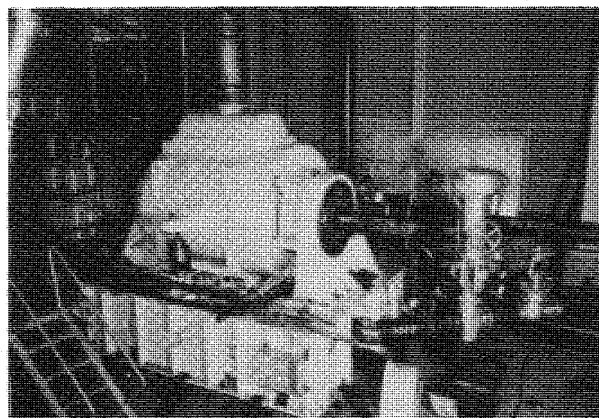


図2. 多板式高速水動力計

その一つに水動力計の自社開発がある(図2)。これは多板式高速水動力計で、最高回転数6,250 rpm, 最大吸収動力は61,500 kwでディスク枚数を増減することによって広い範囲に亘って正確な計測が行えるものである。

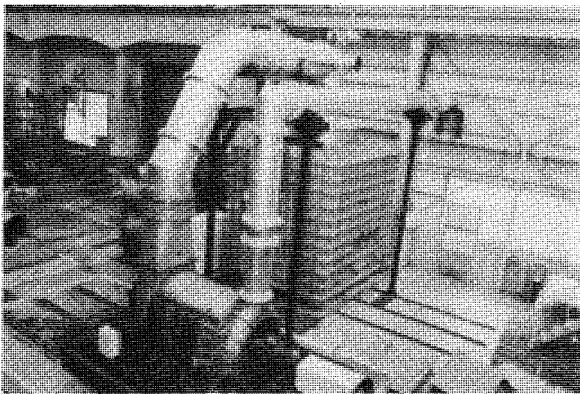
また、実負荷試験において、高温回転部の温度、応力計測をテレメトリ・システムによって実施し、安全性、信頼性を確認するとともに貴重なデータを得ている。

3. 要素技術に関する最近の研究について

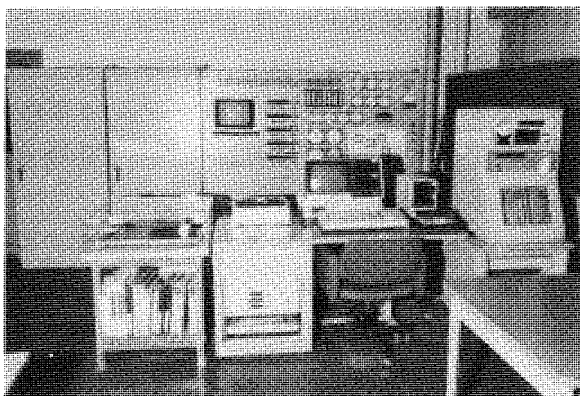
ガスタービンの開発には、圧縮機、燃焼器、タービンといったガスタービンの主要構成要素の研

究は勿論、材料、構造強度・振動解析あるいは計測技術などの基礎技術によってサポートされている。

先ず空力問題については、高効率化、高負荷化の要請に応えるべく圧縮機、タービンとも内部流れの解析技術の確立、翼列の空力性能の向上を目的として研究が続けられている。図3(a)(b)は、当社が新たに設置した翼列風洞である。本風洞は10段軸流圧縮機(600kw)を空気源とする大気吸込形の連続風洞であり、供試翼列は気密の保たれた測定室中に設置されている。吹口寸法は、100mm×400mmで試験は実機相当のマッハ数(0.5~1.3)、レイノズル数($2\sim4\times10^5$)でのデータが収集でき、また測定部の結露防止のために圧縮機出口側空気の一部を風洞入口空気と混合することによって、温度を変えることもできる。更に風洞の運転、データの収集・解析の自動化を計るためにラボ・オートメーション化を行っており、ほとんどの機器



a. 測定室及び空気源装置



b. 制御装置

図3. 高速翼列風洞

はパーソナル・コンピュータでコントロール出来るようになっている。

空力問題と並んで重要な技術は高温化技術である。とりわけ翼の冷却技術は重要で、最近ではピン・フィンおよびインサートを含む強制対流冷却あるいはフィルム冷却に研究の中心が移っている。図4はインサート形対流冷却翼の実物及びその断面を示す。

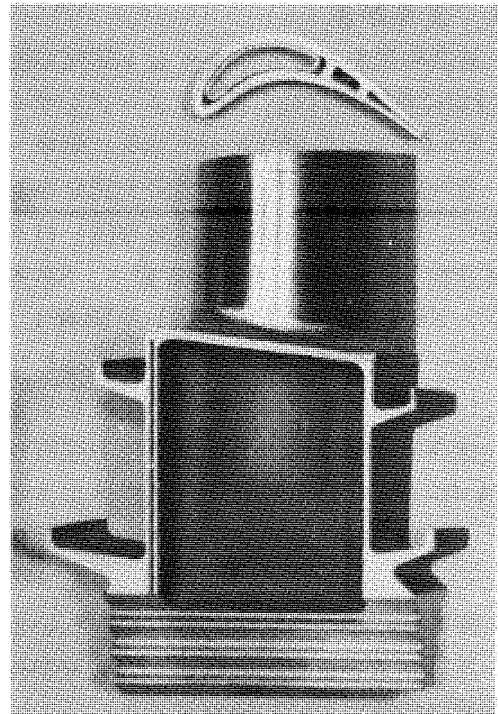


図4. インサート形対流冷却翼

高温化に伴なう別の問題としてはシール技術、ディスク・キャビティへのホット・ガスの混入防止技術の問題があり、これらについても研究が重ねられて来た。

次に、燃焼器については燃料の多様化、低カロリーガス燃焼、低NO_x化の問題がある。図5および図6は大気圧燃焼試験設備である。本設備を用いてガスタービン用燃焼器の開発研究及び各種燃料による燃焼試験を行っている。特に燃料ガスラインにはガス混合システムを有し、低カロリーガス燃焼テストも行えるようになっている。計測システムは自動システムを採用し空気流量、燃料流量、圧力分布、温度分布、排ガス組成等多数のデータを効率的に処理出来る。又燃焼テストに於て重要な火炎観察にはカラーVTRシステムを採用し、数値データと併せて有効な実験データを提供してい

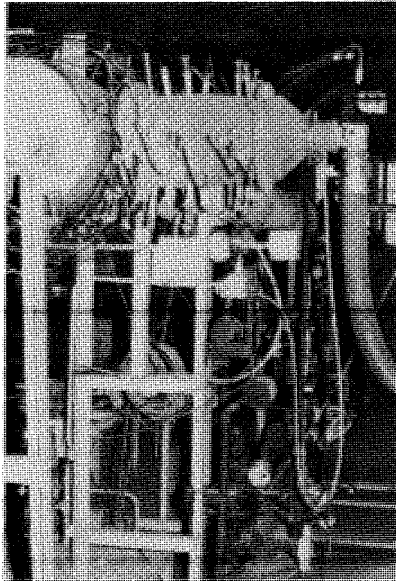


図 5. 逆流形燃焼器テスト・スタンド

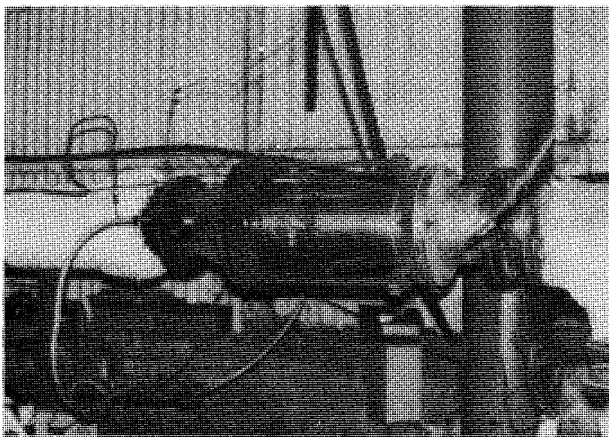


図 6. 直流形燃焼器テスト・スタンド

る。現在は燃料多様化時代に対処すべく新しい燃焼技術の開発を手がけている。又、低 NO_x 化については既に基礎テストを終了し、実機SB30Cでその効果を確認しており、現在は一段と進んだ低 NO_x 化を目指して努力が続けられている。

材料技術に関しては、大別して高温材料の加工技術と寿命評価技術がある。加工技術としては特に接合技術に関する研究を行っている。即ち耐熱合金を対象とした電子ビーム溶接法及び耐熱ろう接法を改良した溶融拡散接合法を用いて各種基礎試験のみならず実機への応用等も進めている。又、寿命評価技術としては各種高温強度試験のうち特にクリープ寿命評価、高温低サイクル疲労試験等を実施して基礎データ、実用データを蓄積している。

4. あとがき

以上三井造船における最近のガスタービンの開発並びにこれに関連する研究の一端を紹介したが最後に大形国家プロジェクトである高効率ガスタービンの研究開発にも参画し、主要部分の製作および要素研究を行っていることを申し添えたい。

ガスタービンに対する高性能、高信頼性への要求は益々強くなるものと考えられ、これにたずさわる技術者の一員として、今後とも一層の努力を続けてゆきたい。



MIT エネルギー研究所留学記

船舶技術研究所 平岡克英

筆者は科学技術庁長期在外研究員として昭和56年8月より1年間、米国マサチューセッツ工科大学(MIT)エネルギー研究所(E-Lab)に Visiting Scientist として留学する機会を得た。わけのわからぬ間に過ぎた1年ではあったが、その間に得られた見聞等を記させていただく。

MITはハーバード大学とともにボストンに隣接するケンブリッジ市に所在し、キャンパスはチャールズ川に沿って東西に伸び赤レンガの目立つボストンのダウンタウンを望んでいる。MITは5つの School (Architecture and Planning, Engineering, Science, Humanities and Social Science, Management) に23の Department を容し、また多くの Interdepartmental な Laboratory, Center を組織している。E-Lab はこれらのひとつで設立は1972年である。本部はキャンパス東部にあり昨年末新装された。人員構成は専任・併任あわせて上記5つの School, 14 Department から約50名の Faculty member, 約140名の Research Staff, 約300名の学生となっている。予算規模は1981年1,312万ドル(MITの全予算4億7,630ドル、メインキャンパス研究費1億3,800万ドル)でDOE関連予算が47%をしめている。82年度については、レーガン大統領の研究費削減政策の影響をかなり受けたようである。エネルギーに関連する技術的・経済的・社会的問題を研究するという設立目的からその研究範囲は多岐にわたっている。エネルギーマーケットの構造とその働きおよび他の経済活動への影響の研究、化石燃料・合成燃料の使用技術・開発に関する研究、新エネルギーおよびエネルギーの効果的利用のための新材料開発、電力需給システムの効率的利用、排ガス・排熱の環境あるいは健康に及ぼす影響の研究等。

社会科学系の研究は主に E-Lab の本部で行われている。技術的な研究は関連の深い各学科の研

究室・実験室で行われている。

E-Lab のエンジン、燃焼に関連する研究の実験は主にメインキャンパスにある航空工学科の、Gas Turbine and Plasma Dynamics Laboratory (GT-Lab), 機械工学科の Sloan Automotive Laboratory, 化学工学科の Fuel Research Laboratory の3つが集っている3階建の研究棟で主に行われている。筆者が指導していただいた航空工学科教授 J. F. Louis の研究室もここにある。Louis 教授は、E-Lab の Energy Conversion Program の Director として、石炭を燃料とする MHD 発電と蒸気タービンの複合サイクル、水冷却ガスタービン、流動床燃焼の研究を進めている。筆者は水冷却ガスタービンのグループに属し、水・空気・蒸気の3つの冷却方法の違いによるガスタービンのサイクル性能に及ぼす影響を比較検討した。MITの水冷ガスタービンの研究はタービン翼内部冷却孔における伝熱流動特性の把握に主眼がおかれている。閉ループ冷却孔については、1ループそして多ループのチューブを真空中で高速回転し Critical Heat Flux (CHF) の測定が行われた。単なるコリオリ力による二次流れと加熱された時とでは二次流れの様相が異なり、バーンアウトする位置も異なってくるという興味深い結果が出されている。開ループ冷却孔については、傾斜したチャンネルの途中よりポーラスな表面より空気を吹き出し水の薄膜の流動安定性と沸騰現象のモデリング、コリオリ力を受ける薄膜の CHF への雰囲気圧力の影響の理論解析が行われ、現在は回転するダクトで圧力下での薄膜の CHF の測定に入っている。

GT-Lab の Director である E. Covert 教授に実験室を見せていただいた。1段の軸流圧縮機を使用して、Rotor Casing Treatment (Groves) が Stable Flow Range を増すことのメカニズムの解析を進めていた。その隣りで4段の軸流圧縮機を使用して多段軸流圧縮機に応用のできる Rotating

(昭和57年11月22日原稿受付)

Stallの解析を行っていた。GT-Labでは、経済的に実機条件の模擬が可能ということでブローダウン装置を使用している。1つは遷音速圧縮機の性能測定、1つは二次元トランスピレーション冷却タービン翼の空力・伝熱特性測定に使用していた。今1つは建設中であったが、Full Scaleのタービンを使って膜冷却タービンの損失の機構と熱伝達の研究をするということであった。ターボチャージャ用遠心圧縮機の Stall 現象をもっと数量的に理解するための実験も行われていた。

燃焼関係では、化学工学科の J. M. Beér 教授に Combustion Research Facility (CRF) と流動床燃焼器 (FBC) を見せていただいた。CRF は、 $1.2 \times 1.2 \times 10$ m、3 MW の燃焼装置で水冷による炉壁への熱流束の測定、レーザ装置によるすす・液滴の判定、二段燃焼が可能になっている。最近では、高窒素含有石油、SRC II 油の燃焼実験が行われ二段燃焼の NO_x 抑制の有効性を示した。また COM の燃焼実験を行い、伝熱・灰付着・有害排出物の測定が行われた。私が見た時はスラグに傷んだ炉壁の修理を行っている最中であったが、スラグのすごさに驚いた。FBC は $0.65 \times 0.65 \times 4.5$ m の大きさである。排出ガス規制に合致し、しかも高い燃焼効率を得るため、石炭粒子の燃焼と有害物質の生成プロセスのより正確なモデリングが進めら

れている。実験はフリーボードのガス分析が行われていた。FBC の伝熱機構については、機械工学科の Dr. L. R. Glicksman が研究を進めており、スケールアップする時の設計資料とするため 1.2×1.2 m の FBC モデルを製作して実験中である。

以上滞在中に見せて貰った装置を主に述べたが石炭の研究を1つとってみても、E-Labを中心に社会科学的な問題から技術的問題まで幅広い角度から有機的に取り組まれていることにMITのひとつの良さを見た。また、MITへは多くの日本人の方が留学ないしは技術討論に立ち寄られているが、それにもまして印象的だったのは、中国からもソ連からも、その他本当に世界中から研究者が集まり、日常の中の国際的討論がMITの活力であると思った。

最後に、オハイオ州クリーブランドでの第18回 AIAA Joint Propulsion Conference を少しのぞいてくる機会があったが、その記念講演でNASAの Administrator J. M. Beggs 氏が鉄鋼や自動車の日欧と米国との競争力の現状にふれたあとで、「米国のガスタービンも効率的で創造的に進めて行く必要がある」と結んだことが印象に残った。

1年とはいえ貴重な経験を得る機会を与えて下さった関係者各位にこの場をお借りして感謝の意を表する。

三井・SB60C-M型産業用ガスタービン

(株) 三井造船 兼 田 年 光

三井造船では、かねてよりガスタービンの高効率化、多用途化を目標に中容量の産業用2軸ガスタービンSB60C-M型の開発を行って来たが、昭和57年3月、計画された工場試験を全て終了した。その外形、分割状態を写真1,2に示す。

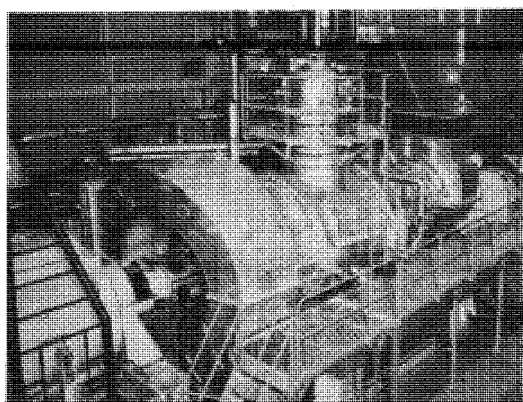
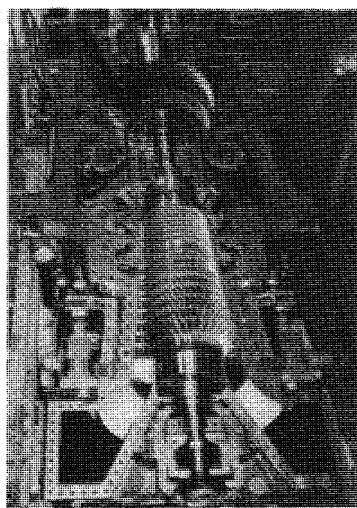


写真-1. SB60C-M型ガスタービン

写真-2. SB60C-M型ガスタービン
(水平分割面)

当社は産業用1軸ガスタービンSB30C型および

(昭和57年11月22日原稿受付)

SB90C型の製作実績を持っているが、SB60C-M型は、出力的にこの両機の間位置し、これにより、3MWから16MWまでの出力範囲をカバーできることになり、顧客のニーズに対応した最適機種種の供給が可能になった。

SB60C-M型ガスタービンの開発に当っては、(SB30C型、SB90C型の経験を生かして、

- 広い用途に利用できる。
- 多様な燃料を使用できる。
- 高性能・高効率。
- 長時間連続運転が可能である。

等を目指した。

以下に、純国産技術によるわが国で最大容量のかつ高効率なSB60C-M型の紹介を行う。

1. 設計概要と特長

本機は、既存のSB30C型、SB90C型の経験の上に高性能化の検討を行い、最適サイクルの選定、要素効率の改善、各種損失の低減等により、サイクル効率の向上を図った。また高い信頼性を得る

表-1. 主 要 諸 元

型 式	SB60C-M	
種 類	2軸, 単純サイクル	
用 途	産 業 用	
定 格	連 続	最 大
出 力 kw	13,070	14,140
熱消費率 Kcal /kwH	2,803	2,768
タービン入口温度 °C	1,000	1,031
タービン排気温度 °C	466	480
排 ガ ス 量 kg/s	58.3	60.6
圧 力 比	12.4	13.2
ガス発生機回転数 rpm	6,780 (定 格)	
出力タービン回転数 rpm	5,680 (定 格)	
圧 縮 機	軸流 16 段, 内径一定形	
ガス発生機タービン	軸流 2 段,	
出力タービン	軸流 2 段,	
燃 焼 器	単缶逆流式	
寸 法 m	13.5(L) × 3.5(W) × 5.5(H)	
重 量 t	55	

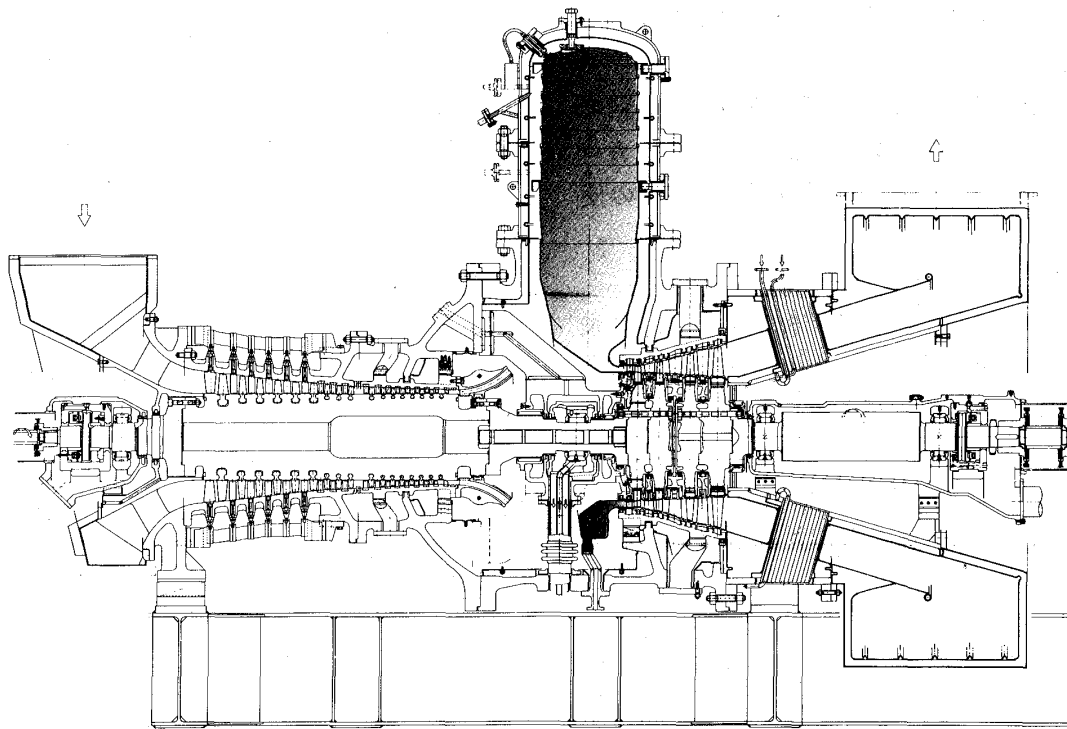


図-1. SB60C-M型ガスタービン（内部構造）

ために特に留意して余裕のある設計としている。

表-1 に主要諸元, 図-1 に内部構造を示す。

本機の特長をあげれば,

- (1) 航空転用型ガスタービンに匹敵する高い熱効率(ISOピーク31.1%)を有す(図-2)。
- (2) タービン1段静翼および1段動翼は冷却中子付空冷翼を採用し, 特に動翼冷却中子は少い冷

却空気量で大きな効果を得るため翼中空部を通し翼根延長部で高温拡散ろう接される構造としている。翼先端部は翼母材と同質の蓋を特別に開発された溶接法により電子ビーム溶接している(写真-3)。

又1段動翼については, 一体精密鑄造翼を併わせて開発している。

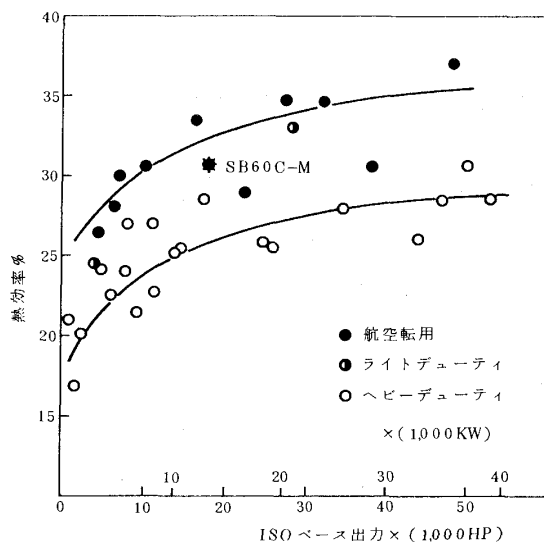


図-2. 中容量ガスタービンの性能比較

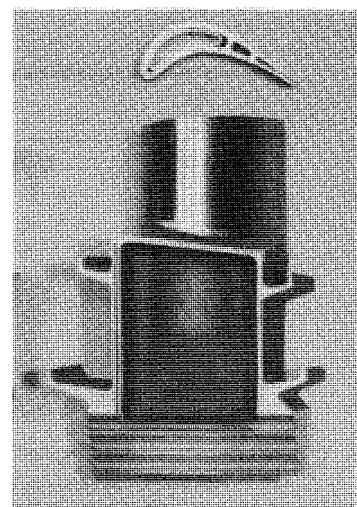


写真-3. タービン第1段空冷動翼

(3) タービン部分は性能や信頼性に大きく影響するので、その構造については要素試験を含め十分な検討を行った。

(4) 単缶式燃焼器を採用しているので、燃料の多様化に対して十分な適応が可能で、特に低カロリーガスについては600kcal/Nm³までのものの使用が可能である。

3. 工場負荷試験

本機SB60C-M型を開発するに並行して、従来のSB30C、SB90Cも同じく全負荷運転できる運転設備を建設し、発電機は水抵抗器で、また動力は水動力計で負荷試験が行えるようにした。

水動力計はガスタービンと併わせ当社で製作した2万馬力、7,200R/Mの多板式高速水動力計である。

運転性能は昭和55年10月の試運転開始以来、各種の性能試験を行い所定の性能が確認された。図-3に実測性能の一例を示す。また部分負荷性能においても出力タービン回転数55~100%で性能計測を行い、十分広い作動範囲を持つことを確認した。

なお、本機は短期間に機械の耐久力、信頼性、安全性を確認する目的で、通常計測に加えエンジン内部の圧力、温度、応力、振動等200点におよぶ特殊計測装置を取付けて性能試験を行い、機械の信頼性確認を行った。

特に高圧タービン、低圧タービンの回転体の挙動を測定するに当り特別な工夫をこらし計測に万全を期した。

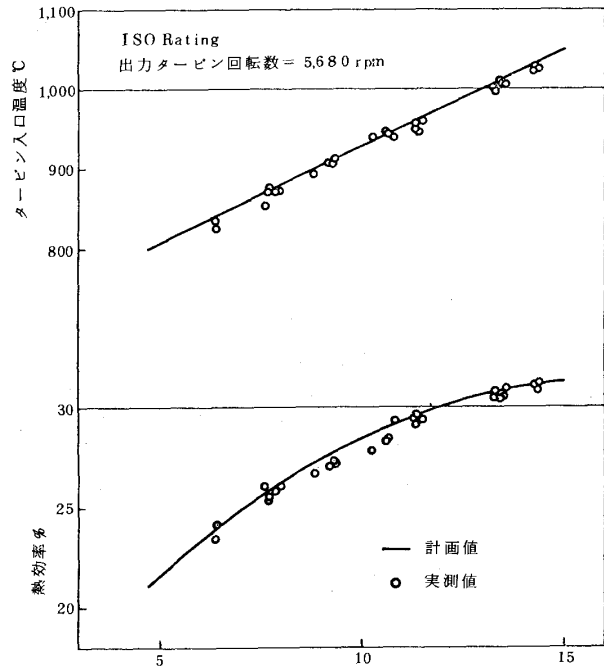


図-3. 実測性能

4. あとがき

本機は運転開始以来、燃焼器の開放点検、自動嵌脱装置の再調整を行った他は負荷運転まで一回の開放もすることなく試験できた。これは十分な検討と製作技術に負うものでエンジンの信頼性の一面を示すものと思われる。

本機が所期の目的である高効率、多様化、低公害と信頼性と言った条件が満され、社会に貢献できることが期待される。

§ 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	10,000円
正会員		3,000円	入会金	5,000円
学生会員		1,000円	入会金	5,000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

(3) タービン部分は性能や信頼性に大きく影響するので、その構造については要素試験を含め十分な検討を行った。

(4) 単缶式燃焼器を採用しているので、燃料の多様化に対して十分な適応が可能で、特に低カロリーガスについては600kcal/Nm³までのものの使用が可能である。

3. 工場負荷試験

本機SB60C-M型を開発するに並行して、従来のSB30C、SB90Cも同じく全負荷運転できる運転設備を建設し、発電機は水抵抗器で、また動力は水動力計で負荷試験が行えるようにした。

水動力計はガスタービンと併わせ当社で製作した2万馬力、7,200R/Mの多板式高速水動力計である。

運転性能は昭和55年10月の試運転開始以来、各種の性能試験を行い所定の性能が確認された。図-3に実測性能の一例を示す。また部分負荷性能においても出力タービン回転数55~100%で性能計測を行い、十分広い作動範囲を持つことを確認した。

なお、本機は短期間に機械の耐久力、信頼性、安全性を確認する目的で、通常計測に加えエンジン内部の圧力、温度、応力、振動等200点におよぶ特殊計測装置を取付けて性能試験を行い、機械の信頼性確認を行った。

特に高圧タービン、低圧タービンの回転体の挙動を測定するに当り特別な工夫をこらし計測に万全を期した。

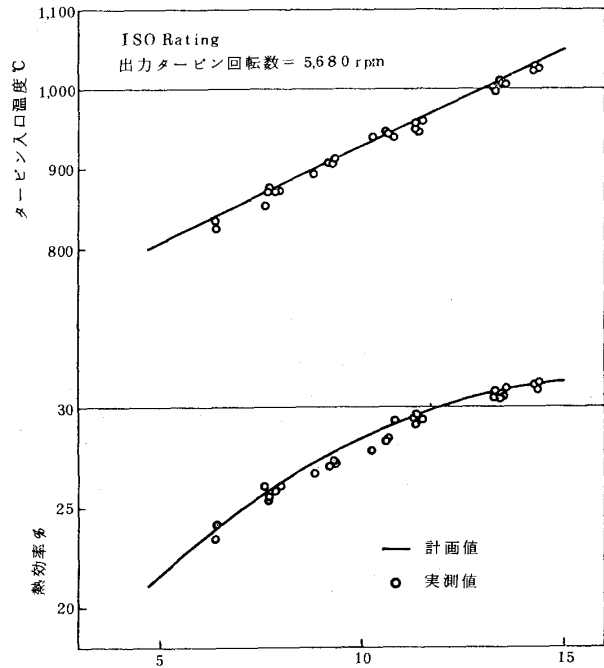


図-3. 実測性能

4. あとがき

本機は運転開始以来、燃焼器の開放点検、自動嵌脱装置の再調整を行った他は負荷運転まで一回の開放もすることなく試験できた。これは十分な検討と製作技術に負うものでエンジンの信頼性の一面を示すものと思われる。

本機が所期の目的である高効率、多様化、低公害と信頼性と言った条件が満され、社会に貢献できることが期待される。

§ 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。

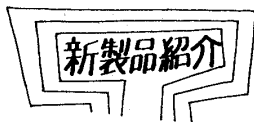
賛助会員	1口	50,000円	入会金	10,000円
正会員		3,000円	入会金	5,000円
学生会員		1,000円	入会金	5,000円

(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



乗用車用IH1-RHB5形ターボチャージャ

石川島播磨重工業株式会社 汎用機開発部 清水正三

1. まえがき

従来大型トラック用ディーゼルエンジンの一部に出力向上のために使用されてきた自動車用ターボチャージャは、現在では省資源、低公害の立場にたち、商用トラックはもちろんのこと、乗用車、モーターサイクル、農業用トラクターの分野にまでターボ化が進んできている。1979年日産自動車が出産ターボチャージャ搭載車を発表して世の中に認知された乗用車の分野では、その後も急速な伸びをみせ、ほとんどの自動車メーカーで、ターボ車が発売されるまでになった。

本稿ではこのような状況に対応するため石川島播磨重工業(株)が、数年来開発を進めてきて最近になり数種の車両に搭載が決まったRHB5形ターボチャージャについて、その概要を紹介する。

2. 開発に対する基本的な考え方

- (1) 対象エンジンの排気量を、ガソリン0.5ℓ～2.6ℓ、ディーゼル1ℓ～3ℓとする。
- (2) 重量、外観形状、コストが設定値を満足すること。
- (3) 150,000km無開放、故障率0.5パーセントの設計品質を満足する耐久信頼性を有すること。
- (4) 自動車メーカーの要求に対し、柔軟に対応できる性能および構造であること。

3. RHB5形ターボチャージャの概要

3-1. 主要諸元 当初の基本的な考え方を網羅するとともに、更に重量軽減を計るため容量別に外形寸法を変え、小容量域をRHB51形、大容量域をRHB52形、と呼称し全体として表1の通りまとめた。

表1. RHB5形主要諸元

最高回転数	最高許容温度	重量(kg)		外形寸法 (W/G付最大寸法)	対象エンジン排気量(ℓ)	
		W/Gなし	W/G付		ガソリン	ディーゼル
r.p.m	℃			全高×全幅×全長	0.5～2.6	1.0～3.0
180,000	950	3.2	4.0	138×211×170		

3-2. 構造 図1にRHB5形の断面形状を示す。

タービン側シール部近辺をオイル冷却し、カーボンブリッジを防止するためのクーリングチャンバを採用し、タービン側、およびコンプレッサ側のシールには独特のオイルシール機構を開発した。また、ターボチャージャの前流にキャブレタを設けるガソリンエンジンに対しては、メカニカルシールを組み込めるようになっている。

ジャーナル軸受はフルフロート式の2ピース軸受で軸受ハウジング側とタービン軸側には窒化処理を施し欠油状態における耐久力向上を計った。

スラスト軸受はテーパランド式の完全動圧軸受を採用した。

コンプレッサインペラはアルミ合金、タービンインペラは超耐熱鋼の精密鋳造品とし、コンプレッサハウジングはダイカスト製組合せ構造とした。

タービンハウジングはウエイストゲートバルブを内蔵したものとバルブなしのものを用意し、前者にニレジストダクタイル鋳鉄、後者に普通ダクタイル鋳鉄を採用した。

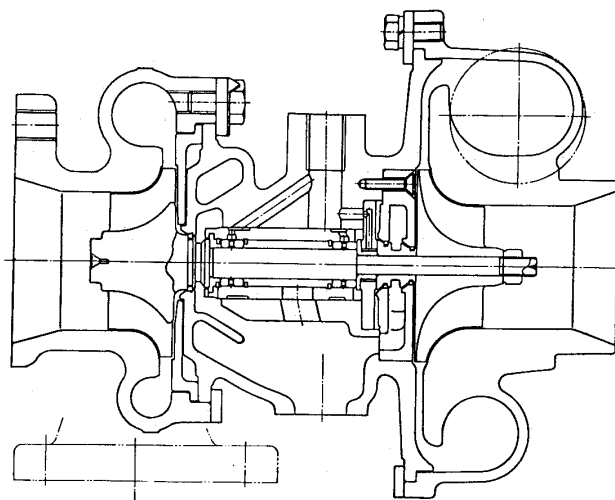


図1. RHB5形断面形状

(昭和57年11月22日原稿受付)

3-3. 空力性能 コンプレッサは乗用車用エンジンの広い作動範囲に対応し高性能を維持するため大きなバックワード角度とレイク角度をつけたインペラを採用し高効率領域の拡大と、サージマージンの増加を計った。

ハウジングは外径一定スクロールとしディフューザをベーンレスとした。

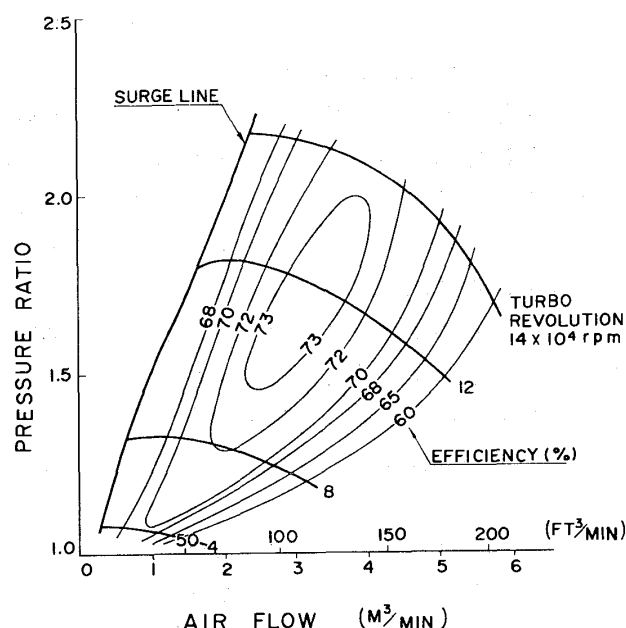


図2. RHB5形コンプレッサ特性例

図2にRHB5形の代表的なコンプレッサマップを示す。最高効率73%を確保しサージマージンの広いものとなっている。

タービンはコンプレッサにバランスしてマッチングするよう子午面形状を変えた2種類のタービン軸と、タービンスクロールA/Rを7種類用意し、これらを最適に組み合わせることにより最高効率78%を確保している。

3-4. オイルシール性能 タービン側をオイルディフェンサ付ピストンリング式ステップボア構造、コンプレッサ側を径ちがいピストンリング式ダブルシール構造、またはメカニカルシール構造としエンジン全作動条件に対してほぼ完全なシール性能を有している。

3-5. 信頼性評価試験 ターボチャージャ本体とウェイストゲート作動機構に対し、ターボチャージャ単独運転装置、およびエンジンベンチを用いて徹底的に評価された。寿命試験5項目、

環境試験4項目、限界試験4項目、特性確認試験9項目について評価し、十分な信頼性を有していることを確認した。

特にウェイストゲート作動機構に対しては、厳しい振動試験を実施し、振動加速度32Gの条件でも耐えうることを確認した。

4. 車両への搭載

4-1. 外観形状決定に関する方針 各種の車両に搭載する場合その用途、エンジンの様式、車両をまとめるための基本的な方針、等が異なるため画一的に外観形状を決めることは難しく状況に応じて対処することが必要である。

RHB5形の場合も基本形状のみ固定し、エンジン側および車両側諸条件にあわせ、全体として最適な形状となるよう部分変更を実施し、とりまとめた。

結果的には数種の様態の異なるRHB5形が誕生したが、生産手段を工夫することにより大きな障害とならずラインアップすることができた。

4-2 車輛搭載例 RHB5形は既に各方面で使用が開始され、乗用車用、モータサイクル用、農業用トラクター用、小型船舶用の多分野にわたっている。

主な例を上げると、乗用車ではホンダシティターボ、富士4WDレオーネターボ、いすゞジェミニディーゼルターボ、マセラッティBI-TURBO、モーターサイクルではホンダCX500ターボ、スズキXN85ターボ、といった一味ちがうターボカーに搭載され市場に出まわりだしている。

写真1~3に、これらに搭載されているRHB5形の外観写真を示す。写真1はシティターボ用RHB51C形、写真2はレオーネターボ用RHB52D形、写真3はジェミニディーゼルターボ用RHB52A形である。

5. ま と め

ここに紹介したRHB5形ターボチャージャは石川島播磨重工業が多年にわたって蓄積してきた技術を結集し完成したもので、開発当初の目標通りのものに仕上がった。

極めて厳しい使用条件にも耐え、車両用から小型船舶用の広い範囲に対応できる柔軟な空力性能を有し、今後多方面にわたって市場の要求に応えていけるものと確信する。

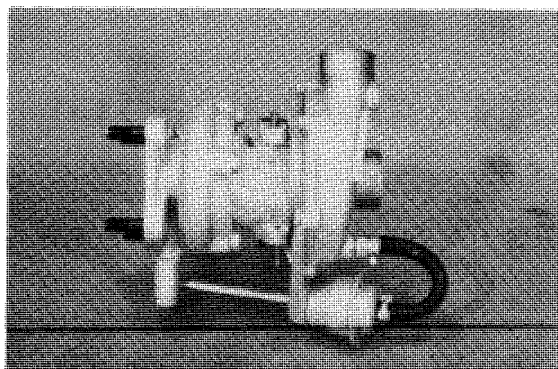


写真1. RHB 51 C形

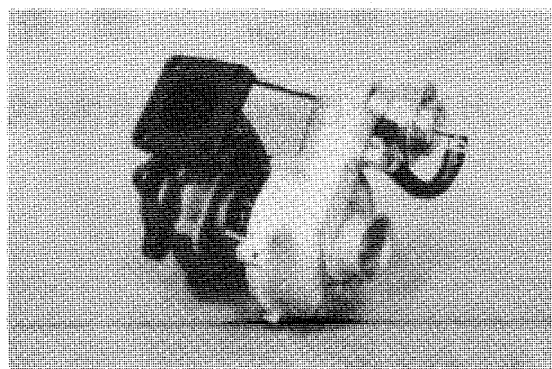


写真3. RHB 52 A形

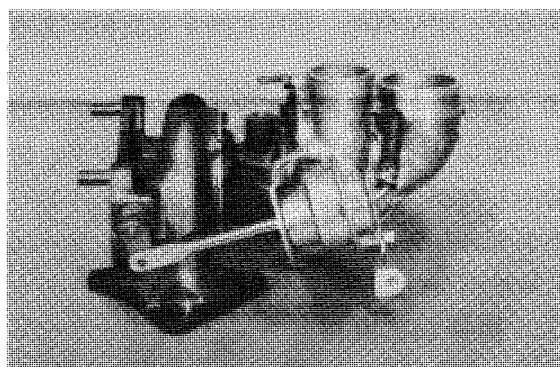


写真2. RHB 52 D形

自動車メーカを始め関係各社の、ご支援のもとに完成できたことを深く感謝するとともに、今後より一層の精進をはかってゆきたい。

第9回ターボ機械講習会

日 時：昭和58年2月3日(木)～4日(金) 9:30～17:00

場 所：家の光ビル 〒162 新宿区市谷船河原町11 TEL 03-260-4791

・ターボ機械の技術動向と展開 (プラント・工場の省エネルギー)

時 間	テ ー マ	講 師 (敬称略)
2月3日(木)		
9:30～10:30	総論(内外の技術動向)	一色尚次(東京工業大学)
10:40～11:40	石油精製石油化学における最近の動向	山田信夫(日揮)
11:40～12:40	エチレンプラント用圧縮機・タービン	土屋洋三(日本石油化学)
13:40～14:40	発電における最近の動向	関 博之(東京電力)
14:50～15:50	LNGプラントの技術動向	斉藤 剛(石川島播磨重工業)
16:00～17:00	火力・原子力プラントにおける機器の省エネルギー	大岩明雄(東京芝浦電気)
2月4日(金)		
9:30～10:30		長谷川博(東京都下水道局)
10:40～11:40	下水道ポンプの最近の動向	四宮伸浩(電業社機械製作所)
11:40～12:40	製鉄における最近の動向	村田裕司(新日本製鉄)
13:40～14:40	酸素プラントにおける機器の省エネルギー	安部嘉明(日立製作所)
14:50～15:50	空調設備におけるヒートポンプ応用の現状と将来	石福 昭(宇都宮大学)
16:00～17:00	ヒートポンプ圧縮機ファンの最近の技術動向	堺田 進(荏原製作所)

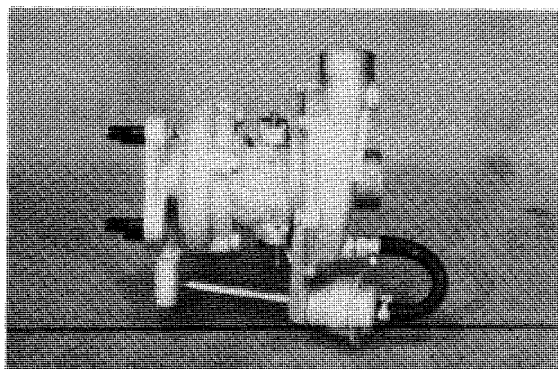


写真1. RHB 51 C形

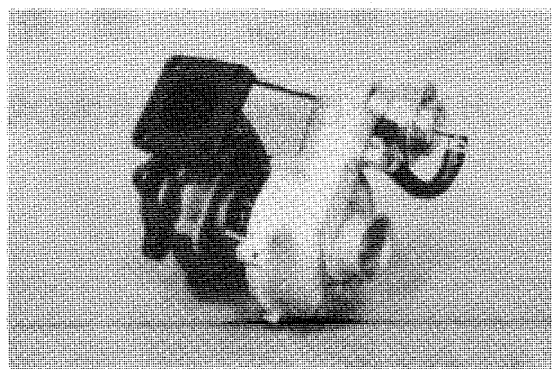


写真3. RHB 52 A形

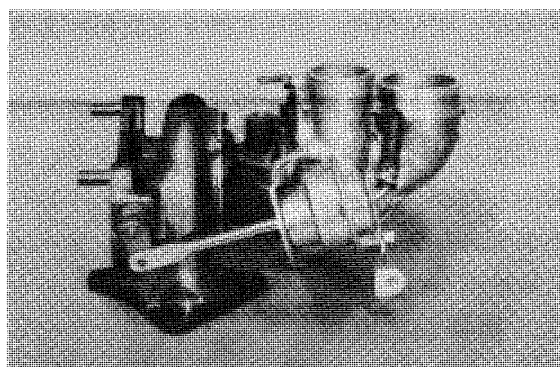


写真2. RHB 52 D形

自動車メーカを始め関係各社の、ご支援のもとに完成できたことを深く感謝するとともに、今後より一層の精進をはかってゆきたい。

第9回ターボ機械講習会

日 時：昭和58年2月3日(木)～4日(金) 9:30～17:00

場 所：家の光ビル 〒162 新宿区市谷船河原町11 TEL 03-260-4791

・ターボ機械の技術動向と展開 (プラント・工場の省エネルギー)

時 間	テ ー マ	講 師 (敬称略)
2月3日(木)		
9:30～10:30	総論(内外の技術動向)	一色尚次(東京工業大学)
10:40～11:40	石油精製石油化学における最近の動向	山田信夫(日揮)
11:40～12:40	エチレンプラント用圧縮機・タービン	土屋洋三(日本石油化学)
13:40～14:40	発電における最近の動向	関 博之(東京電力)
14:50～15:50	LNGプラントの技術動向	斉藤 剛(石川島播磨重工業)
16:00～17:00	火力・原子力プラントにおける機器の省エネルギー	大岩明雄(東京芝浦電気)
2月4日(金)		
9:30～10:30		長谷川博(東京都下水道局)
10:40～11:40	下水道ポンプの最近の動向	四宮伸浩(電業社機械製作所)
11:40～12:40	製鉄における最近の動向	村田裕司(新日本製鉄)
13:40～14:40	酸素プラントにおける機器の省エネルギー	安部嘉明(日立製作所)
14:50～15:50	空調設備におけるヒートポンプ応用の現状と将来	石福 昭(宇都宮大学)
16:00～17:00	ヒートポンプ圧縮機ファンの最近の技術動向	堺田 進(荏原製作所)



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)

日本ガスタービン学会 調査研究委員会

1. はしがき

日本ガスタービン学会調査研究委員会では、昭和55年3月から57年3月までの2年間に下記の調査研究を行ったので、その概要を報告する。

(1) 調査研究の課題 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。

(2) 委員の構成 本調査委員会は、下記の9名をもって組織した。

稲垣 詠一	東京理科大学 理工学部
神津 正男	防衛庁 第3研究所
佐藤誠四郎	運輸省 船舶技術研究所
鈴木 邦男	通産省 機械技術研究所
○須之部量寛	東京理科大学 理工学部
長島 昭	慶応大学 理工学部
林 茂	科学技術庁 航空宇宙技術研究所
葉山 真治	東京大学 工学部
堀 昭史	高効率ガスタービン技術研究組合

(アイウエオ順, ○印 委員長)

(3) 調査研究の範囲 今回の調査においては、開放サイクルガスタービンを対象として、既刊の空気および燃焼ガスに関する熱物性値を集めた。調査の範囲は、国内ガスタービンメーカーの意向を徴したうえ、次のようにした。

(i) 今回の調査では、ガスタービンの熱サイクル計算に必要な資料を集録するが、輸送物性値その他に関する資料があるときは、併せ集録する。

(ii) 燃料の種類は石油系燃料、天然ガスを重点とする。

(iii) 温度の範囲は、現用のガスタービンがあつた温度は最低が航空用エンジンの圧縮機入口における -56°C で、最高は、燃料室内を除くと、タービン入口温度の 1200°C 程度である。これをカバーするため、 -60°C から $1,500^{\circ}\text{C}$ の範囲を対象

とするが、更に低温、高温に関する資料があるときは、これを収録する。

(iv) 圧力の範囲は、 0.1 気圧から 50 気圧を対象とするが、更に低压、高压に関する資料があるときは、これを収録する。

(4) 調査方法 委員の所属する大学、研究機関の所有する文献を各委員が閲覧し、関係ある資料を選出したが、国会図書館その他から入手した資料もある。なお、鈴木委員がコンピューターによる文献検索を行った。

2. 集録した資料

集録した資料は、昭和57年3月現在において、下表のように120件であるが、その後の選択、追加等により、多少の変更がある。

区分	邦文	欧文[I]	欧文[II]	計
一般	4	3	12	19
A			6	6
B	1		16	17
C	10	14	10	34
D	7	18	11	36
E		8		8
計	22	43	55	120

資料を内容により区分すると、次の6種に分けられる。

(一般) 熱物性値の一般的なデータブックなど

(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

(昭和57年11月17日原稿受付)

(E) ガスタービンの熱サイクル, 運転性能の計算法などに関するもの

邦文と欧文〔I〕の資料は, 東理大理工学部機械工学科須之部研究室に保管しており, 欧文〔II〕の資料は慶応大理工学部機械工学科長島研究室にある。

3. 資料の概要

資料の内容を照介するため, 著者, 表題, 発表年月日, 全頁数, 分類記号 (A, B, C 等), 表数, 図数, 原本の所在, 摘要を記す。

3.1 邦文資料

(1) D・R・ストール・H・プロフェット, 熱化学データ表 (上, 下巻), JANAF Thermochemical Tables 2nd Edition (June 1979), 堀越研究所発行, 昭 50-8, 1163 頁, (一般)

(2) エヌ・ベ・ブアルガチフ, 気体と液体の熱物理的性質 (1972) 日本語版を日・ソ通信社 (和歌山市) 発行, 715 頁 (一般), 日立機械研究所

(3) 熱機関データブック編集委員会, 熱機関データブック, 昭 36-2, 日刊工業新聞社発行, (一般)

(4) 伝熱工学資料第 3 版改訂分科会, 伝熱工学資料改訂第 3 版, 昭 50-2, 日本機械学会発行, 351 頁, (一般)

(5) 長島昭, 高温燃焼ガスの物性値とその検索, 日本ガスタービン学会誌 5 巻 19, 20 号 (1977-12, 1978-3), 13 頁, (B)

(6) 須之部量寛・池田英正・菅進, 空気および燃焼ガスの熱力学的特性を示す近似式および図表, 運輸技研資料 No. 41, 昭 37-2, 38 頁, (C)

(7) 鈴木邦男, ガステーブル (MEL-ETL), 1980-12, 508 頁, (C), 機械技研, 水素, メタン, ケロシン燃焼ガスのエンタルピを数表で示してある。温度 298~3000 °K, 当量比 0.15~1.6

(8) 「燃焼に伴う環境汚染物質の挙動」出版分科会, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と制御法, 昭 55-12, 日本機械学会発行, 260 頁, (C)

(9) 相波啓朗, 航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究〔II〕, -燃焼ガスの化学平衡計算と NO 濃度の計算-, NAL TM-354, (1975-1), 262 頁, (C), 航技研

(10) 毛呂明夫・鈴木和雄・ロケット燃料の燃焼ガスの輸送の性質, 宇宙科学技術連合講演会講演集 No. 21, (1977), 218

(11) 毛呂明夫・鈴木和雄, JP-4/LOX, JP-4/AIR の平衡組織と燃焼特性値の検討, NAL TM-354, (1978-7), 111 頁, (C), 航技研

(12) 豊川光雄, 鈴木和雄・毛呂明夫, 水素-酸素-空気系燃焼生成ガスの物性値, NAL TM-381, (1979-5), 144 頁, (C), 航技研

(13) 鈴木和雄・豊川光雄・毛呂明夫, 炭化水素-酸素-空気系燃焼生成ガスの物性値, (1980-9), 111 頁, (C), 航技研

(14) 八田桂三・出原清, ガスタービン用として新しく作った空気および燃焼ガス i-s 線図, 17-58, (1951), 25, 8 頁, (C)

(15) 千葉徳男・浅原美則, 燃焼ガス T-S 線図および h-s 線図, 火力原子力発電 32-6, (昭 56), 12 頁, (C), 表 3, 図 30

(16) 田中敬吉・出原清・百合草三佐雄, ジェットエンジンおよびガスタービンの燃焼ガスの状態量に対する新計算法ならびに熱力学的特性, 日本機械学会論文集, (26 巻, 171 号), 10 頁, (D)

(17) 田中敬吉・出原清・石田徳保, ジェットエンジンおよびガスタービンの燃焼ガスの状態量に対する新計算法, 日本機械学会論文集, (28 巻, 186 号), 11 頁, (D)

(18) 田中敬吉・石田徳保・出原清, ジェットエンジンおよびガスタービンの燃焼ガスの状態量に対する新計算法, 日本機械学会論文集, (37 巻, 304 号), 8 頁, (D)

(19) 田中敬吉・石田徳保・出原清, ジェットエンジンおよびガスタービンの燃焼ガスの状態量に対する新計算法, 日本機械学会論文集, (37 巻, 304 号), 8 頁, (D)

(20) 田中敬吉・石田徳保・出原清, ジェットエンジンおよびガスタービンの燃焼ガスの状態量に対する新計算法, 日本機械学会論文集, (38 巻, 307 号), 5 頁, (D)

(21) 柘植盛男, 電卓およびマイコンによるガス表計算, 内燃機関, (18 巻, 219 号), 1979-1, 10 頁, (D)

(22) 齊問厚, 燃焼ガスの粘性係数, 熱伝導率及

びプラントル数について, 日大工研彙報, No. 8, (昭39), 312, 16頁, (D), 慶大理工

3.2 欧文資料〔1〕

(1) Foseph Hilsenrath, Harold J. Hoge, Charles W. Beckett, Joseph F. Masi, William S. Benedict, Ralph L. Nuttall, Lilla Fano, and Yeram S. Touloukian : TABLES OF THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES of Air, Argon, Carbon Dioxide, Carbon Monoxide, Hydrogen, Nitrogen, Oxygen and Steam. PERGAMON PRESS, 1960. 487頁, (一般)。日立中央研究所。空気, アルゴン, 炭酸ガス, 一酸化炭素, 水素, 窒素, 酸素, 蒸気の熱力学及び輸送物性値を表示してある。

(2) Joseph H. Keenan and Joseph Kaye : GAS TABLES THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AIR PRODUCTS OF COMBUSTION AND COMPONENT GASES COMPRESSIBLE FLOW FUNCTIONS. JOHN WILEY & SONS, INC. 238頁, (一般)。空気及び燃焼ガスの熱力学の性質を数値で表示してある。

(3) Kuzman Raznjevic : HANDBOOK OF THERMODYNAMIC TABLES AND CHARTS McGRAW-HILL BOOK COMPANY. 日立機械研究所。固体, 液体, 蒸気, ガスの熱力学の性質のデータ表とチャート。(ガス関係のみコピーあり)

(4) L. Richard Turner and Albert M. Lord : THERMODYNAMIC CHARTS FOR THE COMPUTATION OF COMBUSTION AND MIXTURE TEMPERATURES AT CONSTANT PRESSURE. NACA TN 1086, June 1946. 35頁, (C), 表2, 図7, (GTR-79), 船舶技研。定圧のもとにおいて炭化水素燃料の燃焼を取扱い, 理論混合気をより濃い場合に排気に空気を混入するアフターバーニングにも言及してある。

(5) W. E. Mceckel and Kenneth C. Weston : COMPOSITION AND THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AIR IN CHEMICAL EQUILIBRIUM. NACA TN

4265, April 1958. 39頁, (C), 図4, 航技研。圧力 $10^{-5} \sim 10^4$ 気圧, 温度 15000°K の範囲における空気の熱力学的特性, 音速等について述べてある。

(6) Roger A. Svehla and Richard S. Brokaw : THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES FOR THE $\text{N}_2\text{O}_4 = 2\text{NO}_2 = 2\text{NO} + \text{O}_2$ SYSTEM. NASA TN D-3327, March. 1966. 58頁, (C), 表4, 東大工航空。題記の物質につき, 温度 $300 \sim 1,280^{\circ}\text{K}$, 圧力 $0.01 \sim 100$ 気圧の範囲で熱力学的特性, 粘性, 熱伝導度等のデータを示す。

(7) David J. Piferl, Roger A. Svehla, and Kenneth Lewandowski : THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF AIR AND THE COMBUSTION PRODUCTS OF NATURAL GAS AND OF ASTM-A-1 FUEL WITH AIR. NASA TN D-5452, October 1969. 49頁, (C), 表7, 図27, 東大工航空。天然ガス, ASTM-A-1 燃料ガスの燃焼ガスおよび空気の比熱, 比熱比, 分子量, 熱伝導度, プラントル数を温度 $300 \sim 2,500^{\circ}\text{K}$ 圧力 $3 \sim 10$ 気圧の範囲で示す。

(8) Jeery S. Lee and Percy J. Bobbitt : TRANSPORT PROPERTIES AT HIGH TEMPERATURES OF $\text{CO}_2 - \text{N}_2 - \text{O}_2 - \text{Ar}$ GAS MIXTURES FOR PLANETARY ENTRY APPLICATIONS. NASA TN D-5476, November 1969. 114頁, (C), 表3, 図49, 東大工航空。炭酸ガス, 窒素, アルゴン混合ガスの輸送特性値を温度 $1 \times 10^3 \sim 8 \times 10^3^{\circ}\text{K}$, 圧力 $0.001 \sim 10$ 気圧の範囲について計算, 図示してある。

(9) David J. Piferl and Roger A. Svehla : THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF AIR AND ITS PRODUCTS OF COMBUSTION WITH ASTM-A-1 FUEL AND NATURAL GAS AT 20, 30, AND 40 ATMOSPHERES. NASA TN D-7488, December 1973. 54頁, (C), 表9, 航技研。天然ガス, ASTM-A-1 燃料の燃焼ガスおよび空気につき熱力学的特性と輸送特性を温度 $300 \sim 2,800^{\circ}\text{K}$, 圧力 20, 30, 40

気圧につき計算，表示してある。

(10) George F. Klich: THERMODYNAMIC, AND FLOW PROPERTIES OF GASEOUS PRODUCTS RESULTING FROM COMBUSTION OF METHANE-AIR OXYGEN MIXTURES. NASA TN D-8153, June 1976. 100頁, (C), 表2, 図8, 航技研。メタン-空気-酸素の燃焼生成物につき, 熱力学的特性, 輸送特性等を温度200~300°K, 圧力0.0001~1,000気圧の範囲で示してある。

(11) Groom and Leyhe: THERMODYNAMIC, TRANSPORT, AND FLOW PROPERTIES FOR THE PRODUCTS OF METHANE BURNED IN OXYGEN-ENRICHED AIR. NASA SP-3035, 89頁, (C), 表3, 図16, 東大工航空。メタンを酸素過剰空気中で燃焼させたときの輸送物性値と熱力学的性質を圧力0.0001~1,000 atm, 温度範囲56°K~3,300°Kで計算し, 図示してある。

(12) C. Frederik Hansen: APPROXIMATIONS FOR THE THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF HIGH-TEMPERATURE AIR. NASA TR R-50, 1959. 35頁, (C), 表8, 図11, 航技研。高温空気の熱力学及び輸送物性値の近似式を温度範囲500~15,000°K, 圧力範囲0.0001~100 atm に対して圧縮率, エンタルピ, エントロピ, 定圧比熱, 音速, 粘性係数, 熱伝導率, プラントル数を示してある。

(13) Roger A. Svehla: ESTIMATED VISCOSITIES AND THERMAL CONDUCTIVITIES OF GASES AT HIGH TEMPERATURES. NASA TR R-132, 1962. 120頁, 表4, 図4, 東大工航空。高温における約200種類のガスの粘性係数, 熱伝導率を温度範囲100~5,000°Kで示してある。

(14) PROPERTIES OF COMBUSTION GASES/SYSTEM: C_nH_{2n} -AIR VOLUME I THERMODYNAMIC PROPERTIES. Aircraft Gas Turbine Development GENERAL ELECTRIC COMPANY, 377頁, (C), 防衛庁3研。燃焼ガス(C_nH_{2n} -空気)の熱力学的性質(エンタルピ, エントロピ, 分子量, 密度,

音速, 定圧比熱)を温度範囲2,500°R~5,000°R, 圧力0.01~30.0 atm, 燃空比0.25~4.0の範囲で表示してある。

(15) PROPERTIES OF COMBUSTION GASES/SYSTEM: C_nH_{2n} -AIR VOLUME II CHEMICAL COMPOSITION OF EQUILIBRIUM MIXTURES. Aircraft Gas Turbine Development Department GENERAL ELECTRIC COMPANY. 340頁, (C), 防衛庁3研。燃焼ガス(C_nH_{2n} -空気)の化合物の熱力学的性質を温度範囲2,500°R~5,000°R, 圧力範囲0.01~30.0 atm, 燃空比0.25~4.0で表示してある。
ELECTRIC COMPANY. 340頁, (C), 防衛庁3研。燃焼ガス(C_nH_{2n} -空気)の化合物の熱力学的性質を温度範囲2,500°R~5,000°R, 圧力範囲0.01~30.0 atm, 燃空比0.25~4.0で表示してある。

(16) J. D. Pearson and R. C. Fellingner: THERMODYNAMIC PROPERTIES OF COMBUSTION PRODUCTS Equilibrium Products of $(CH_2)_k$ With Oxygen Enriched Air. Transactions of the ASME, October 1966. 11頁, (C), 表4, 図4。 $(CH_2)_k$ -空気の燃焼生成物の熱力学的性質を温度範囲2,700~6,120°R, 圧力範囲0.01~25 atmでまとめている。

(17) H. Reichert: ENTHALPY CHARTS: FOR DISSOCIATING GAS MIXTURES IN THE TEMPERATURE RANGE 600 deg TO 4,000 deg K. A. R. C. Reports and Memoranda No 3015, August 1950. 24頁, (C), 表4, 図4, (GTR-645), 船舶技研。温度範囲600~4,000°Kでの解離ガスのエンタルピを示す。

(18) Vearl N. Huff and Clyde S. Calvert: CHARTS FOR THE COMPUTATION OF EQUILIBRIUM COMPOSITION OF CHEMICAL REACTIONS IN THE CARBON-HYDROGEN-OXYGEN-NITROGEN SYSTEM AT TEMPERATURES FROM 2,000° TO 5,000°K. NACA TN 1653, July 1948. 43頁, (D), 表2, 図4, (GTR-97), 船舶技

研。炭素、水素、酸素、窒素の混合気の燃焼生成物の化学平衡計算法について述べてある。

(19) Sanford Gordon, Frank J. Zeleznik, and Vearl N. Huff: A GENERAL METHOD FOR AUTOMATIC COMPUTATION OF EQUILIBRIUM COMPOSITIONS AND THEORETICAL ROCKET PERFORMANCE OF PROPELLANTS. NASA TN D-132, October 1959. 161頁, (D), 航技研。

ロケット燃料の熱焼生成物(N, OH, H₂O, NO等)の化学平衡と推進性能をIBM計算機により計算するプログラムが述べてある。

(20) Frank J. Zeleznik and Sanford Gordon: AN ANALYTICAL INVESTIGATION OF THREE GENERAL METHODS OF CALCULATING CHEMICAL-EQUILIBRIUM COMPOSITIONS. NASA TN D-473, September 1960. 35頁, (D), 図2, 東大工航空。Brinkley, Huff およびWhiteの行った化学平衡計算法を理論考察が行えるよう改善拡張してある。

(21) Frank J. Zeleznik and Sanford Gordon: SIMULTANEOUS LEAST-SQUARES APPROXIMATION OF A FUNCTION AND ITS FIRST INTEGRALS WITH APPLICATION TO THERMODYNAMIC DATA. NASA TN D-767, May 1961. 17頁, (D), 表3, 航技研。ガスの熱力学的特性の計算に最小二乗法を適用してある。

(22) E. W. Leyhe and R. R. Howell: CALCULATION PROCEDURE FOR THERMODYNAMIC, TRANSPORT, AND FLOW PROPERTIES OF THE COMBUSTION PRODUCTS OF A HYDROCARBON FUEL MIXTURE BURNED IN AIR WITH RESULTS FOR ETHYLENE-AIR AND METHANE-AIR MIXTURES. NASA TN D-914, January 1962. 103頁, (D), 表5, 図28, 東大工航空。メタン, エチレン, 炭化水素, 燃料の燃焼ガスにつき, 当量比1.0~0.7, 圧力 10^{-4} ~ 8×10^2 気圧, 温度200~3,000°Kの範囲につき計算し, 結果を示す。

(23) Frank J. Zeleznik and Sanford

Gordon: A GENERAL IBM 704 OR 7090 COMPUTER PROGRAM FOR COMPUTATION OF CHEMICAL EQUILIBRIUM COMPOSITIONS, ROCKET PERFORMANCE, AND CHAPMAN-JOUQUET DETONATIONS. NASA TN D-1454, October 1962. 149頁, (D), 表15, 図9, 航技研。燃焼生成物の化学平衡その他の計算をIBM 704又は, 7090計算機で実行するプログラムにつき詳記してある。

(24) Sanford Gordon and Frank J. Zeleznik: A GENERAL IBM 704 OR 7090 COMPUTER PROGRAM FOR COMPUTATION OF CHEMICAL EQUILIBRIUM COMPOSITIONS, ROCKET PERFORMANCE, AND CHAPMAN-JOUQUET DETONATIONS, SUPPLEMENT I-ASSIGNED AREA-RATIO PERFORMANCE. NASA TN D-1737, October 1963. 78頁, (D), 表6, 東大工航空。NASA TND-1454に続き, 燃焼生成物の特性計算をIBM 704又は, 7090で実行するプログラムを述べてある。

(25) Wayne D. Erikson, Jane T. Kemper, and Dennis O. Allison: A METHOD FOR COMPUTING CHEMICAL-EQUILIBRIUM COMPOSITIONS OF REACTING-GAS MIXTURES BY REDUCTION TO A SINGLE ITERATION EQUATION. NASA TN D-3488, August 1966. 24頁, (D), 図1, 東大工航空。ガスの化学平衡計算プログラムにつき述べてある。

(26) Bonnie J. McBride and Sanford Gordon: FORTRAN IV PROGRAM FOR CALCULATION OF THERMODYNAMIC DATA. NASA TN D-4097, August 1967. 129頁, (D), 表8, 図1, 東大工航空。ガスの熱力学的特性の計算プログラムにつき述べてある。

(27) Vincent R. Mascitti: A SIMPLIFIED EQUILIBRIUM HYDROCARBON-AIR COMBUSTION GAS MODEL FOR USE IN AIR-BREATHING ENGINE CYCLE COMPUTER PROGRAMS. NASA TN D-4747, September 1968. 46頁, (D), 図11, 東大

工航空。エンジンの熱サイクル計算を行うため、炭化水素燃料の燃焼ガスモデルを簡易化したプログラムを示し、当量比 1.0 の場合につき計算例を示す。

(28) Vincent R. Mascitti: A PROCEDURE FOR RAPID COMPUTATION OF EQUILIBRIUM CHEMICAL COMPOSITION AND THERMODYNAMIC PROPERTIES OF THE GENERALIZED ARGON-NITROGEN-OXYGEN-HYDROGEN GAS SYSTEM. NASA TN D-5416, September 1969. 30頁, (D), 表3, 航技研。O, N, Ar, H, O₂, N₂, H₂, ON, OH, H₂O の混合ガスにつき化学平衡, 熱力学的特性の計算法を述べ, 温度 1,111 ~ 5,556 °K, 圧力 0.001 ~ 100 気圧の範囲のデータが示してある。

(29) Roger A. Svehla and Bonnie J. McBride: FORTRAN IV COMPUTER PROGRAM FOR CALCULATION OF THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF COMPLEX CHEMICAL SYSTEMS. NASA TN D-7056, January 1973. 174頁, (D), 表9, 図7, 航技研。NASA SP-273 と関連して燃焼生成物の熱力学的物性値, 輸送物性値の計算プログラムを表示してある。

(30) Sanford Gordon and Bonnie J. McBride: COMPUTER PROGRAM FOR CALCULATION OF COMPLEX CHEMICAL EQUILIBRIUM COMPOSITIONS, ROCKET PERFORMANCE, INCIDENT AND REFLECTED SHOCKS, AND CHAPMAN-JOUQUET DETONATIONS. NASA SP-273, 1971. 245頁, (D), 表12, 図5, 航技研。自由エネルギー最小化による化学平衡の計算式と計算プログラムを示す。

(31) Steven A. Hippensteele and Raymond S. Colladay: COMPUTER PROGRAM FOR OBTAINING THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF AIR AND PRODUCTS OF COMBUSTION OF ASTM-A-1 FUEL AND AIR. NASA Technical Paper 1160, March 1978. 52頁, (D), 表1, 図2, 航技研。ASTM-A-1

燃料の燃焼ガスと空気の熱力学的物性値及び輸送物性値を計算するプログラムで温度範囲 250 ~ 2,800 °K, 圧力範囲 1 ~ 40 atm につき計算。

(32) G. Angelino and E. Macchi: COMPUTATION OF THERMODYNAMIC PROPERTIES OF CARBON DIOXIDE IN THE RANGE 0-150 deg C. ASME 69-GT-118, 1969. 8頁, (D), 表9, 図14, 船舶技研。温度 0 ~ 150 °C における CO₂ の熱力学的性質の計算法と精度評価を示してある。

(33) G. Angelino and E. Macchi: COMPUTATION OF THERMODYNAMIC PROPERTIES OF CARBON DIOXIDE IN THE RANGE 0-750 deg C. ASME 70-GT-5, 1970. 8頁, 表9, 図10, 船舶技研。温度 150-750 °C, 圧力 400 ~ 600 気圧における CO₂ の熱力学的性質 (エントロピ, エンタルピ) の計算法。

(34) M. S. Chappell and E. P. Cockshutt: GAS TURBINE CYCLE CALCULATIONS: GENERATION OF THERMODYNAMIC DATA FOR DRY AIR AND COMBUSTION PRODUCTS. National Research Laboratories LR-381, June 1963. 29頁, (D), 表10, 図3, 防衛庁3研。ガスタービンサイクル計算用空気および燃焼ガスの熱力学的データの多項式近似と, 他のデータとの精度比較があり, 計算プログラムを含む。

(35) J. Kestin and A. K. Oppenheim: THE CALCULATION OF COMPRESSIBLE FLUID FLOW BY THE USE OF A GENERALIZED ENTROPY CHART. P. I. M. E. Vol. 159, 1948. 22頁, (D), 表21, 図28, 東大工機械。エントロピチャートを用いた圧縮性流体の計算を示す。

(36) M. S. Chappell and E. P. Cockshutt: GAS TURBO CYCLE CALCULATIONS: THERMODYNAMIC DATA TABLES FOR AIR AND COMBUSTION PRODUCTS FOR THREE SYSTEMS OF UNITS. NRC LR-579, August 1974. 113頁, (E), 防衛庁3研。°R, °K を用いてガスタービン熱サイクルの計算用熱力学的データを示してある。

(37) M. S. Chappell and E. P. Cockshutt: GAS TURBINE CYCLE CALCULATIONS: THERMODYNAMIC DATA TABLES FOR AIR AND COMBUSTION PRODUCTS FOR THREE SYSTEMS OF UNITS. NRC LR-579, August 1974. 173 頁, (E), マンマードーゼル機。3 種類の単位系 (SI 含む) について, ガスタービンのサイクル計算用空気及び燃焼ガスの熱力学的データ。温度範囲 200~2,200°K で多項式近似式と係数が示してある。前記資料(36)と関連あり。

(38) Arthur J. Glassman: COMPUTER PROGRAM FOR THERMODYNAMIC ANALYSIS OF OPEN-CYCLE MULTISHAFT POWER SYSTEM WITH MULTIPLE REHEAT AND INTERCOOL. NASA TN D-7589, March 1974. 65 頁, (E), 表 5, 図 6, 東大工航空。多軸型のオープンサイクルガスタービンの熱サイクル計算プログラムを示し, 中に燃焼に関するプログラムを含む。プンサイクルガスタービンの燃焼に関するプログラムを含む。

(39) M. S. Chappell, E. P. Cockshutt, and C. R. Sharp: GAS TURBINE CYCLE CALCULATIONS: DESIGN-POINT PERFORMANCE OF TURBOJET AND TURBOFAN ENGINES. National Research Laboratories LR-407, October 1964. 135 頁, (E), 防衛庁 3 研。ターボジェット, ターボファンエンジンの設計点性能計算法とプログラムリストにつき述べてある。

(40) D. Fielding and J. E. C. Topps:

THERMODYNAMIC DATA FOR THE CALCULATION OF GAS TURBINE PERFORMANS. ARC Reports and Memoranda No 3099, June 1954. 115 頁, (E), 図 34, (GTR-951), 船舶技研。ガスタービン性能の計算用熱力学データと用法を示す。

(41) T. A. P. S. Appa Rao and E. P. Cockshutt: GAS TURBINE CYCLE CALCULATIONS: THE EFFECTS OF FUEL COMPOSITION AND HEAT OF COMBUSTION. C. A. S. I. Transactions Vol. 3, No. 2, September 1970. 8 頁, (E), 表 4, 図 7, 国会図書館。水素-炭素系燃料を用いたガスタービンのサイクル計算上に及ぼす影響について言及している。

(42) R. J. B. Way: METHODS FOR DETERMINATION OF COMPOSITION AND THERMODYNAMIC PROPERTIES OF COMBUSTION PRODUCTS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE CALCULATIONS. Instn Mech Engrs Vol. 190 60/76, 1977. 11 頁, (E), 表 3, 図 7, 東大工機械。内燃機関の燃焼生成物の熱力学的性質の計算法を示してある。

(43) J. M. Gilchrist: CHART FOR THE INVESTIGATION OF THERMODYNAMIC CYCLE IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES AND TURBINES. P. I. M. E. Vol. 159, 1948. 17 頁, (E), 表 10, 図 13, 東大工機械。内燃機関及びタービンのサイクル計算用チャートと図式解法で, 比熱は温度と圧力で変化するとし, 解離は考慮していない。(続く)



編集幹事 宮 地 敏 雄

早いもので編集委員会の幹事をお引き受けしてから5箇月ほどたち、今期第2号の12月号発刊のはこびとなりました。今まで、ただの読者でしかなかった私が編集幹事となり、慣れない事をやっておりますので、各方面の方々に無理な願いをして、御迷惑をおかけしていることを、このページを借りてお詫びいたします。おかげをもちまして、12月号も充実したものとなりましたことを心から感謝しております。

Breugelmans 氏の論説・解説の掲載にあたっては翻訳するか、原文のままとするか、編集委員会で検討しましたが、ほとんどすべての委員が原文のままとする意見でした。今月号のPart Iに続くPart II Turbines の原稿も現在執筆中とのことですから御期待下さい。

「ガスタービン用作動流体の熱物性値に関する資料(その1)」は調査委員会の方々が長期間にわたって蒐集されたもので、原文献をすべて集め

るとぼう大なものになります。今後、この種の資料を使い易くするには、何らかの形でコンピュータに入れる必要があると考えますが、そのための参考資料として役立つものと思います。

来年3月号には「ガスタービンの利用の拡大とユーザ」と云うテーマのもとに、ユーザとメーカを代表する十数名の方々によって行なわれた座談会の記録を掲載する予定です。従来、学会誌にすることが少なかったユーザの忌憚りの無い御意見、要望などが聞かれると思います。

編集委員会で学会誌にQuestion & Answerの欄を設けてはどうか、と云う意見が出ております。

これについては検討中で、まだAnswerの体制はできておりませんが、ガスタービンに関してお聞きになりたいことがありましたら、学会事務局あてにお手紙をお寄せ下さい。それがきっかけとなって有意義な欄が新設されるかも知れません。

事務局だより

師走に入り、なんとなく世の中がめまぐるしく動きはじめましたが、この事務所に引越してきてからは、デパートや商店のジングルベルに悩まされることなく、静かに12月を迎えることができました。

今年は例年になく、いろいろな出来事があったせいか、本当にアツク思う間に一年が過ぎ去った感じです。

まずその筆頭が、事務所の引越です。長年の懸案だった事務所移転も、慶応工学会からの立退要求を契機にとんとん拍子に話が進み、(何事もこのようにスムーズに運ぶとよいのですが……)、ここ西新宿へ3月初め引越しました。「住めば都」とはよくいったもので、当初の予想より住みやすく、仕事の能率も上がっているようです。

次に十周年記念行事。学会賞授与、記念会典など、とにかくはじめてづくしの事ばかりで、ずい分手間どりました。例えば、学会賞の賞状の判の押し方、賞状を入れるお盆や来賓の胸につける花の手配などはじめてで、今となっては、良い経験をしたと思っています。

そして記念行事も無事に済み、今度は1983年国際ガスタービン会議東京大会の準備です。論文関係と展示関係それぞれ業者に事務委託してありますが、やはり幹事学会である以上、なにやかやと電話も多く、電話の応対で一日すんでしまったというような日もあります。でもおかげさまで、予定していた部屋数では足りなくて、一室ふやすことになった位、論文も予想以上によく集まりました。あとは、海外から一人でも多くの参加者をと願うのみです。

年が明けて1月20日21日には、例年の如く、セミナーが開催されます。毎年盛況のこのセミナーももう今年で11回目となりました。今回は「ガスタービン高効率化技術の現状と将来」がテーマです。企画理事の方々が、かなり前から企画検討し、自信をもっておすすめできる当学会の行事の中でも大きなものの1つです。今回もまた、是非皆様お誘い合わせの上、ご参加下さい。

ニュージャパンの火事をはじめとして、大きな事故の多かった今年ですが、83年は平穏無事の一年でありますように、そしてガスタービン学会にとっては、国際会議が成功裡に終わりますようにと祈らずにはられません。

皆様もどうぞ良いお年をお迎え下さい。

〔A〕



編集幹事 宮 地 敏 雄

早いもので編集委員会の幹事をお引き受けしてから5箇月ほどたち、今期第2号の12月号発刊のはこびとなりました。今まで、ただの読者でしかなかった私が編集幹事となり、慣れない事をやっておりますので、各方面の方々に無理な願いをして、御迷惑をおかけしていることを、このページを借りてお詫びいたします。おかげをもちまして、12月号も充実したものとなりましたことを心から感謝しております。

Breugelmans 氏の論説・解説の掲載にあたっては翻訳するか、原文のままとするか、編集委員会で検討しましたが、ほとんどすべての委員が原文のままとする意見でした。今月号のPart Iに続くPart II Turbines の原稿も現在執筆中とのことですから御期待下さい。

「ガスタービン用作動流体の熱物性値に関する資料(その1)」は調査委員会の方々が長期間にわたって蒐集されたもので、原文献をすべて集め

るとぼう大なものになります。今後、この種の資料を使い易くするには、何らかの形でコンピュータに入れる必要があると考えますが、そのための参考資料として役立つものと思います。

来年3月号には「ガスタービンの利用の拡大とユーザ」と云うテーマのもとに、ユーザとメーカを代表する十数名の方々によって行なわれた座談会の記録を掲載する予定です。従来、学会誌にすることが少なかったユーザの忌憚りの無い御意見、要望などが聞かれると思います。

編集委員会で学会誌にQuestion & Answerの欄を設けてはどうか、と云う意見が出ております。

これについては検討中で、まだAnswerの体制はできておりませんが、ガスタービンに関してお聞きになりたいことがありましたら、学会事務局あてにお手紙をお寄せ下さい。それがきっかけとなって有意義な欄が新設されるかも知れません。

事務局だより

師走に入り、なんとなく世の中がめまぐるしく動きはじめましたが、この事務所に引越してきてからは、デパートや商店のジングルベルに悩まされることなく、静かに12月を迎えることができました。

今年は例年になく、いろいろな出来事があったせいか、本当にアツク思う間に一年が過ぎ去った感じです。

まずその筆頭が、事務所の引越です。長年の懸案だった事務所移転も、慶応工学会からの立退要求を契機にとんとん拍子に話が進み、(何事もこのようにスムーズに運ぶとよいのですが……)、ここ西新宿へ3月初め引越しました。「住めば都」とはよくいったもので、当初の予想より住みやすく、仕事の能率も上がっているようです。

次に十周年記念行事。学会賞授与、記念会典など、とにかくはじめてづくしの事ばかりで、ずい分手間どりが感えました。例えば、学会賞の賞状の判の押し方、賞状を入れるお盆や来賓の胸につける花の手配などはじめてで、今となっては、良い経験をしたと思っています。

そして記念行事も無事に済み、今度は1983年国際ガスタービン会議東京大会の準備です。論文関係と展示関係それぞれ業者に事務委託してありますが、やはり幹事学会である以上、なにやかやと電話も多く、電話の応対で一日すんでしまったというような日もあります。でもおかげさまで、予定していた部屋数では足りなくて、一室ふやすことになった位、論文も予想以上によく集まりました。あとは、海外から一人でも多くの参加者をと願うのみです。

年が明けて1月20日21日には、例年の如く、セミナーが開催されます。毎年盛況のこのセミナーももう今年で11回目となりました。今回は「ガスタービン高効率化技術の現状と将来」がテーマです。企画理事の方々が、かなり前から企画検討し、自信をもっておすすめできる当学会の行事の中でも大きなものの1つです。今回もまた、是非皆様お誘い合わせの上、ご参加下さい。

ニュージャパンの火事をはじめとして、大きな事故の多かった今年ですが、83年は平穏無事の一年でありますように、そしてガスタービン学会にとっては、国際会議が成功裡に終わりますようにと祈らずにはられません。

皆様もどうぞ良いお年をお迎え下さい。

〔A〕

G T S J 第 7 期 委 員

○ 総 務 委 員

有 賀 一 郎 (慶 大) 鈴 木 昭 次 (荏原製作所) 高 原 北 雄 (航技研)
真 下 俊 雄 (明治大学) 吉 本 健 一 郎 (I H I) 青 木 庸 治 (新潟鉄工)

○ 企 画 委 員

伊 藤 高 根 (日 産) 遠 藤 肇 (三井造船) 大 鍋 寿 一 (I H I)
野 村 雅 宣 (船舶技研) 安 井 元 (東 芝) 和 田 正 倫 (日 立)

○ 編 集 委 員

細 谷 泰 雄 (東京電力) 井 上 誠 (小松製作所) 石 野 寿 生 (日 立)
遠 藤 肇 (三井造船) 岡 野 弘 (トヨタ) 黒 川 英 二 郎 (川崎重工)
古 閑 昭 紀 (東 芝) 佐 藤 幸 徳 (I H I) 杉 山 晃 (三菱重工)
益 田 重 明 (慶 大) 宮 地 敏 雄 (航技研)

○ 地 方 委 員

大 塚 新 太 郎 (名古屋大) 表 義 則 (三井造船) 阪 口 哲 也 (川崎重工)
坂 本 雄 二 郎 (神戸製鋼所) 沢 田 照 夫 (大阪府大) 妹 尾 泰 利 (九州大)
永 井 康 男 (三菱重工) 西 村 善 次 郎 (日立造船) 村 田 暹 (豊田工業大)

○ 調 査 研 究 委 員

稻 垣 詠 一 (東京理科大) 神 津 正 男 (防衛庁) 佐 藤 誠 四 郎 (船舶技研)
鈴 木 邦 男 (工業技術院機械技術研究所) 須 之 部 量 寛 (東京理科大)
辻 高 弘 (高効率ガスタービン技術研究組合) 長 島 昭 (慶 大)
林 茂 (航技研) 葉 山 真 治 (東 大) 堀 昭 史 (電力中央研究所)

○ 技 術 情 報 セ ン タ ー 運 営 委 員

酒 井 俊 道 (東京理科大) 鈴 木 邦 男 (機械技研) 平 岡 克 英 (船舶技研)
吉 田 豊 明 (航技研)

○ 統 計 作 成 委 員

石 沢 和 彦 (I H I) 内 田 晴 記 (川崎重工) 佐 藤 玉 太 郎 (日本鋼管)
村 尾 麟 一 (青学大) 村 山 弘 (日 立) 森 義 孝 (三菱重工)
吉 識 晴 夫 (東 大)

○ 組 織 検 討 委 員

阿 部 安 雄 (三菱重工) 有 賀 一 郎 (慶 大) 浦 田 星 (日 立)
久 保 田 道 雄 (日 立) 田 中 英 穂 (東 大) 平 山 直 道 (都立大)
松 木 正 勝 (航技研) 秋 葉 雅 史 (東 芝)

○ 定 期 講 演 会 委 員

石 野 寿 生 (日 立) 古 閑 昭 紀 (東 芝) 佐 藤 幸 徳 (I H I)
森 下 輝 夫 (船舶技研) 宮 地 敏 雄 (航技研)

(社)日本ガスタービン学会
第11回ガスタービン定期講演会講演募集

研究発表申し込み締切 昭和58年2月18日(金)

共催 日本ガスタービン学会(幹事学会), 日本機械学会

- ・開 催 日 昭和58年6月3日(金)
- ・会 場 機械振興会館(東京・芝公園内)
- ・論文内容 (1) テーマはガスタービン(過給機を含む)及びその応用に関連する理論及び技術をあつかったもの全て, ガスタービン本体のみならず補機・付属品, ガスタービンを含むシステム及びユーザー使用実績等も歓迎します。
(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。
- ・募集要旨 (1) 講演者は, 日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし, それぞれ所属学会に申し込んで下さい。1名1題目を原則とします。
(2) 申し込み者は, はがき大の用紙に「第11回ガスタービン定期講演会講演申し込み」と題記し, 下記の事項を記入し, 日本ガスタービン学会(〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13 第三工新ビル402)または日本機械学会(〒151 東京都渋谷区代々木2-4-6 三信北星ビル内)宛申し込んで下さい。
a) 講演題目 b) 発表者(連名の場合は講演者に○印を付して下さい)及び勤務先
c) 所属学会及び会員資格 d) 通信先 e) 100~200字程度の概要
(3) 講演申し込み書と講演論文集原稿に記載の講演題目, 講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更等は受け付けません。
(4) ガスタービン学会会員の研究発表は, 他学協会に投稿する場合〔(5)参照〕を除き, ガスタービン学会誌に投稿できます。
(5) 機械学会へ申し込んだ場合, 講演発表は普通講演あつかいとし, 発表後機械学会論文集またはBulletin of the JSMEに投稿できます。
- ・講演申し込み締切日 昭和58年2月18日(金)必着
- ・講演論文原稿 (1) 講演申し込み者には講演論文集用原稿用紙をお送りします。論文は1292字づめ用紙4ページ以上6ページ以内とします。
(2) 原稿提出期限 昭和58年4月20日(水)
(3) 講演時間は一題目につき討論時間を含め約30分の予定です。
(4) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。

§ 見学会と技術懇談会のお知らせ §

57年度第3回見学会と技術懇談会を下記の通り開催致しますので奮ってご参加下さい。

∞ 記 ∞

1. 日 時 : 58年2月18日(金) 13:30~16:30
2. 見学先 : 防衛庁技術研究本部第3研究所
立川市栄町1-2-10 TEL 0425-24-2411(代)
3. 技術懇談会 : 「第3研究所におけるガスタービンの研究」
講師 神津 正男氏 (第3研究所第2部長)
4. スケジュール : 13:30 第3研究所第3部会議室集合
13:40~14:00 第3研究所概況説明
14:00~14:45 講 演
14:45~16:00 見 学
16:00~16:30 質疑応答

5. 参加要領

- 1) 定員 50 名 (申込超過の場合は抽選, 結果は申込者全員にお知らせします)
参加希望者は下記事務局へハガキで, 氏名・所属・連絡先・TEL明記の上, お申し込み下さい。
(記載不備の場合は受け付けかねます)
ノ切 1月20日(木) 消印有効
- 2) 参加費 1500 円, 当日受付にてお払い込み下さい。

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402
㈱日本ガスタービン学会 TEL 03-365-0095

GTSJ ガスタービンセミナー(第11回)のお知らせ

1. 日時: 昭和58年1月20日(木)21日(金) 9:55~16:30(受付開始9:00)
2. 会場: 日比谷三井ビル8階ホール(千代田区有楽町1-1-2 Tel.03-580-6366)
3. セミナーの内容(詳細は10月末送付資料参照)
 - (1) 軸流圧縮機技術の最近の動向……………東京大学 高田 浩之氏
 - (2) 冷却タービン技術の現状と将来……………航空宇宙技術研究所 高原 北雄氏
 - (3) 大型ガスタービン技術の現状と将来……………三菱重工業㈱ 福江 一郎氏
 - (4) 低カロリーガス燃焼ガスタービンの現状と技術的問題点……………三井造船㈱ 高木 圭二氏
 - (5) 小形ガスタービンの現状と将来……………川崎重工業㈱ 星野 昭史氏
 - (6) 車輛用ターボチャージャー技術の最近の動向……………石川島播磨重工業㈱ 大桑 武雄氏
 - (7) 新形ガスタービンの制御技術の開発と将来……………東京芝浦電気㈱ 安井 元氏
 - (8) 最近の航空エンジン用材料と加工における問題点……………石川島播磨重工業㈱ 西 良正氏
4. 参加要領
 - (1) 聴講会費(資料含む)
 - 主催及び協賛団体正会員
2日間20,000円 1日のみ13,000円
 - 学生員 2日間 5,000円 1日のみ 3,000円
 - 会員外 2日間25,000円 1日のみ18,000円
 - 資料のみ 5,000円(残部ある場合)
 - ※但し当日会場でもGTSJ入会受付(入会金 500円、年会費 3,000円)
 - (2) 申し込み方法: 所属・氏名・加入会名を明記の上、聴講会費を郵便振替・現金書留にて事務局までお送り下さい。

§ 見学会と技術懇談会のお知らせ §

57年度第3回見学会と技術懇談会を下記の通り開催致しますので奮ってご参加下さい。

∞ 記 ∞

1. 日 時 : 58年2月18日(金) 13:30~16:30
2. 見学先 : 防衛庁技術研究本部第3研究所
立川市栄町1-2-10 TEL 0425-24-2411(代)
3. 技術懇談会 : 「第3研究所におけるガスタービンの研究」
講師 神津 正男氏 (第3研究所第2部長)
4. スケジュール : 13:30 第3研究所第3部会議室集合
13:40~14:00 第3研究所概況説明
14:00~14:45 講 演
14:45~16:00 見 学
16:00~16:30 質疑応答

5. 参加要領

- 1) 定員 50 名 (申込超過の場合は抽選, 結果は申込者全員にお知らせします)
参加希望者は下記事務局へハガキで, 氏名・所属・連絡先・TEL明記の上, お申し込み下さい。
(記載不備の場合は受け付けかねます)
ノ切 1月20日(木) 消印有効
- 2) 参加費 1500 円, 当日受付にてお払い込み下さい。

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402
㈱日本ガスタービン学会 TEL 03-365-0095

GTSJ ガスタービンセミナー(第11回)のお知らせ

1. 日時: 昭和58年1月20日(木)21日(金) 9:55~16:30(受付開始9:00)
2. 会場: 日比谷三井ビル8階ホール(千代田区有楽町1-1-2 Tel.03-580-6366)
3. セミナーの内容(詳細は10月末送付資料参照)
 - (1) 軸流圧縮機技術の最近の動向……………東京大学 高田 浩之氏
 - (2) 冷却タービン技術の現状と将来……………航空宇宙技術研究所 高原 北雄氏
 - (3) 大型ガスタービン技術の現状と将来……………三菱重工業㈱ 福江 一郎氏
 - (4) 低カロリーガス燃焼ガスタービンの現状と技術的問題点……………三井造船㈱ 高木 圭二氏
 - (5) 小形ガスタービンの現状と将来……………川崎重工業㈱ 星野 昭史氏
 - (6) 車輛用ターボチャージャー技術の最近の動向……………石川島播磨重工業㈱ 大桑 武雄氏
 - (7) 新形ガスタービンの制御技術の開発と将来……………東京芝浦電気㈱ 安井 元氏
 - (8) 最近の航空エンジン用材料と加工における問題点……………石川島播磨重工業㈱ 西 良正氏
4. 参加要領
 - (1) 聴講会費(資料含む)
 - 主催及び協賛団体正会員
2日間20,000円 1日のみ13,000円
 - 学生員 2日間 5,000円 1日のみ 3,000円
 - 会員外 2日間25,000円 1日のみ18,000円
 - 資料のみ 5,000円(残部ある場合)
 - ※但し当日会場でもGTSJ入会受付(入会金 500円、年会費 3,000円)
 - (2) 申し込み方法: 所属・氏名・加入会名を明記の上、聴講会費を郵便振替・現金書留にて事務局までお送り下さい。

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39号

昭和57年12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