

## 会長就任にあたって

会長 岡崎 卓郎

先日の総会において第2期の日本ガスタービン学会会長をつとめることを命ぜられました。身にあまる大任で心もとなく存じますが有能な理事諸君の御援助を得てとどこおりなく任務を果たしたいと考えております。

本学会は昨年社団法人となりましたが、ガスタービン会議時代以来第1期にかけて過度的な時代でいろいろ事務的な仕事も多く、また今回の国際会議のために多くの方々に大へん負担をかけました。今期からはいわば定常的な状態に入るわけで、日常的な仕事はなるべくかんたんに、特定の方々に余り大きな負担をかけないでも会の運営ができるように持って行きたいと思っております。しかし今期だけについていえばそのレールを敷くための仕事がさらにふえることにもなりかねません。また比較的小人数で全会員が自分のものだと考えられるようなふんい気は失いたくないと思います。

ガスタービンは基礎工学と実際の技術とが手に手を取りあって進歩してきた典型的な例であります。大型の計算機と高度の測定技術や生産技術の進歩によって昔のような大ざっぱな議論はしにくくなり、微に入り細をうがった研究がふえてそれはそれで成果はあげておりますが、とくに我国では計算機のプログラムに頼る傾向が強すぎてそのもとあるは途中のプロセスにおける現象の本質を見る目がだんだんかすんできているような気がします。

現在のガスタービンは特殊な用途を除けばまだ用途が限られているといわざるを得ません。航空用以外でも有利に使えるような生産技術がまだ成熟していないということもありますが、今まではどちらかといえば既成の技術をシステムとして組み合わせるという点に重点がおかれてきたように思います。全体のシステムをうまく

まとめることはもちろん重要なことですが、根本的には各要素の高性能化が強く望まれますが、これらはいままではどちらかといえば附随的に行なわれたにすぎないように思われます。商品とするまでの距離が遠いこのような分野の実際的な研究はやりにくいには相違ありませんが、これがないとガスタービンが今まで以上に急速に発展することは望むべくもありません。

本学会としてもこの面の一層の進歩に場を提供して、他の分野にも大きな波及効果を及ぼしたいものと考えております。



(昭和52年3月30日原稿受付)



## 川重ガスタービンの開発雑感

川崎重工業株式会社 大槻 幸雄  
ジェットエンジン事業部

### 1. ま え が き

数年来開発を手がけていた150kW級の非常用ガスタービン発電設備カワサキPU200を昨年11月に、東京のプリンスホテルおよび大阪のロイヤルNCB会館にて公開発表したが、これを中心に近年の川重における産業用ガスタービンの開発に関して簡単に述べる。

### 2. ライセンス・エンジンによる 応用研究

ガスタービンが軽量、高出力、更に機械力学的に簡単で将来の原動機として脚光を浴びるであろうとの声は、戦後、幾度か起り、時には恰もガスタービン時代が今にも到来するのではないかと感ずることさえあった。特に昭和40年頃、勝れた低公害性の故に、自動車用として適していると騒がれ、自動車メーカーのみならず建設機械メーカーまで挙って車輛用のガスタービンを開発した。これらに刺戟されて、川重にても、ジェット・エンジン事業部においては、ヘリコプタ用としてAvco-Lycoming社と技術提携して製造しているT-53形ターボシャフト・エンジンを用いて、昭和42年より48年にかけて以下の如く一見華々しい応用研究を行った。すなわち、国鉄との協同によるガスタービン列車の研究<sup>(1), (2)</sup>、防衛庁第4研究所の委託による熱交換器付戦車用ガスタービンの研究、鳴門海峡での掘削作業電源としての定置用ガスタービン発電設備の開発研究等があった。更にBoeing 502-10MA エンジン(300PS, 2

軸、フリータービン式)を用いて、いすゞ自動車と協同でガスタービン・トラックの研究を行った。これらの研究は残念ながら、全て商品化へ到達することなく、主としてコスト高を補うに足る利点を見出し得ず研究を中断した。ただガスタービン列車の研究は、今尚、細々ではあるが続いている。一方、原動機事業部においては、Rolls-Royce社と技術提携を行い、船用TM3Bの全負荷テストを含むレセプションを昭和47年に、発電用SK1D20形(20MW)の一番機の各種テストを昭和48年夏に終了した。

これらの研究を通して、ガスタービンをして、真に脚光を浴びさせるには、ガスタービンは、或る意味では最も馬鹿なエンジンであるという特性をよく弁え、華やかな皮相的な研究ではなく、あせらず地味な研究を行うことが肝要であり、そのためにまず純国産ガスタービンを開発して、着実に技術を蓄積して行く以外にないとの判断に達した。

### 3. 純国産ガスタービンの開発

企業における研究は、量産に移行し事業化される可能性が無いと研究着手が一般には許されない。したがって、開発に先達って米国のガスタービン・メーカー、研究所等のマーケット・リサーチを行い、必ずしも容易に企業化はできないものの可能性のあることを確かめ、特にコストをディーゼル・エンジン並みに近づけるといふ大きな目標条件のもとに300PS級のガスタービンの開発研究が、良き理解者たる吉田専務の支援を得て許可されたのは昭和46年の暮

(昭和52年3月14日原稿受付)

表1 KG72 ガスタービン仕様

要 目	仕 様
形 式	単純開放サイクル二軸式
構 成	
圧 縮 機	一 段 遠 心 式
燃 焼 器	単 筒 缶 形
ガスプロデューサ・タービン	一 段 軸 流 式
パワー・タービン	一 段 軸 流 式
減 速 機	遊星歯車式(減速比1/6.3)
燃 料	灯 油 , 軽 油
諸 元	
全 長 (mm)	1 1 2 1
全 高 (mm)	7 1 9
全 巾 (mm)	9 3 6
全備重量 (kg)	2 5 5
小改造で一軸に改造可	

要 目	設計値	実 績	Max (実績)
出 出 (PS)	300	300	372
燃 費(gr/PS・Hr)	460	460	468
ガスプロデューサ・回転数 (RPM)	38,000	36,500	38,000
パワー・タービン・回転数 (RPM)	38,000	37,700	36,800
圧 力 比	4.0	3.8	4.2
タービン入口温度 (℃)	860	890	980
空 気 流 量 (kg/s)	2.07	2.06	2.16

15℃, 760mmHg

であった。

設計から始めて全て独自の技術で開発するといったことは全く未経験であり、最初に開発したKG72 ガスタービン(1972年に開発したことによる)の設計の基本方針は、性能はとも角所期の回転数で廻すこと、廻し得れば必ず性能向上は計れるし、製品開発に有要な貴重な資料を蓄積できるとの判断のもとに頑丈に、且つ自動車用の過給機のセンスで安価に作ることであった。当然ながらガスタービンの最大の欠点は燃費が多いことであり、熱交換器をつける必要があるのではないかと言った議論もあった

が、構造複雑なものは簡単に商品化できないという強い信念のもとに、熱交換器の無い自動車用として一般的な表1の如き構造を採用した。基本構造の設定に次いで問題になったのは、圧縮機、タービン、燃焼器の各要素の性能テストを行い、これらの性能を把握した後、これらを組み合わせで各要素のマッチングを計るべきや、それともこれらの要素テスト無くいきなりガスタービンを作るべきや大いに議論となった。結局、マッチングを採るための研究部品の手配を用意周到に行えば要素テストを省略してもマッチングさせ得るとの判断のもとに、早期に製品としてまとめるために、いきなり製品設計を行った。かくて昭和47年9月にジェット・エンジン事業部で初の純国産ガスタービンの運転が開始された。2次の危険速度を越えることができなく難行したが、用意された軸受支持部の研究部品による改造によって間もなく解決し、昭和48年1月には、タービン入口温度980℃にて370PSを記録し、昭和48年9月には、表1の如く設計性能を満足し、或る種の応用研究も含めて試験研究を終了し、入社後1~2年を主力とする担当者はガスタービンの自社開発に対して大いに自信を得ることができた。

この自信のもとに引き続き発電用を主とした一軸式の性能的には世界のトップ・クラスをねらう産業用小形ガスタービンS1Aの開発を決定した。すなわち、この設計基本方針としては、世界市場に進出し得るに足る製品とすべく、我々の持てる技術力には無関係に、同クラスの出力のガスタービンに対して、第一に性能(馬力/重量, 燃費)を世界最高, 第二に構造を簡単にし、コストを世界最低とすることを主目標とした。この目標達成のためにはサイクル計算の結果、タービン入口温度950℃近辺にて圧力

表2 S1A ガスタービン仕様

要 目	仕 様
形 式	単純開放サイクル一軸式
構 成	
圧 縮 機	二段遠心式
燃 焼 器	単筒缶形
タービン	二段軸流式
減 速 機	二段平行歯車式
燃 料	灯油，軽油
乾 燥 重 量	86kg

要 目	設計値	実 績
出 力 (最 大) (PS)	300	
出 力 (連 続) (PS)	275	275
* 燃 料 消 費 率 (gr/PS・Hr)	320	340
* タービン入口温度 (°C)	960	960
主 軸 回 転 数 (RPM)	53,000	53,000
空 気 流 量 (kg/s)	1.4	1.49
圧 力 比	8	8.4
圧 縮 機 断 熱 効 率 (%)	75	73
燃 焼 効 率 (%)	98	96
タービン断熱効率 (%)	84	84
燃 焼 器 圧 力 損 失 (%)	3	5
排 気 圧 力 損 失 (%)	5	4
洩れ空気量 (空気流量に対) (%)	3	3

\*印 = 連続出力時

15°C, 760 mmHg

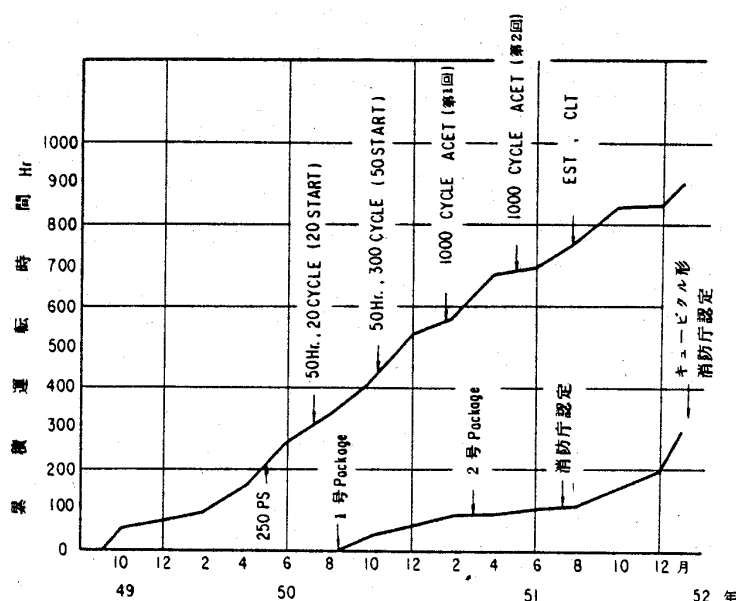


図1 S1A形ガスタービン開発経緯

比は8～10が必要であり，この圧縮機形式を如何にとるかが最大の鍵となった。結局，次の如き理由より遠心二段式を採用することにした。

- 1) 空気流量  $2.5 \text{ kg/sec}$  以下の小容量のものに対しては，多段軸流式は圧縮機出口で幾何学的面積が小さくなり効率を上げることが難かしい。
- 2) 多段軸流式は製造コストが高くなる。
- 3) 軸流+遠心式の組合わせに対しても，遠心段を使う限り，大きさとしてそれ程長所が無く，且つ製造コストが高い。
- 4) 一段遠心式ではサージ・マージンが少なく，始動特性が悪く，安定作動域が少なくなる。また部分負荷における効率が甚だしく悪くなる。

表2にS1Aエンジンの仕様を示す。開発経緯を図1に示すが，昭和49年9月に運転を開始し，昭和52年1月にて総累積運転時間は約1200時間を計上している。運転当初，KG72エンジンで経験したと同じように，振動が大きくなかなか設計回転数まで上げることができず難行したが，主原因として，2段遠心圧縮機，圧力バランサー，2段タービンをカービック・カップリングで結合した構造であるが，この締め付け力不足による軸系の剛性不足であることをつき止めて設計回転数まで上げること成功した。性能面では主として圧縮機の改造を数次にわたり行うことにより，昭和50年5月に250PSに達し，12月には表2に示す如く設計性能をほぼ満足することができた。又5月より起動—急加速—急負荷投入—最大負荷運転—急負荷遮断—急減速—停止といったサイクル試験を1000回2度行い，その他，

表3 カワサキPU200形ガスタービン発電設備主要目

項 目	仕 様
定 格 出 力	連続 150kW/135kW ※
	防災1時間 170kW/150kW
定 格 力 率	0.8遅れ
定 格 周 波 数	50/60Hz
定 格 電 圧	200/220V
相 数	3φ-3W星形中性点非接地引出し
燃 料 消 費 率	530gr/kW-h (150kW出力時)
使 用 燃 料	灯油または軽油
使 用 潤 滑 油	合成基油

※高度150m, 周囲温度30/40℃の数値を示す。

表4 M1A型ガスタービン仕様

要 目	仕 様
形 式	単純開放サイクル一軸式
構 成	
圧 縮 機	二 段 遠 心 式
燃 焼 器	単 筒 缶 形
タ ー ビ ン	三 段 軸 流 式
減 速 機	遊 星 歯 車 列
燃 料	灯油, 軽油, A重油

性 能			
要 目		設 計 値	実 績
出 力 (最大)	(PS)	1,650	1,750
出 力 (連続)	(PS)	1,450	1,600
※燃 料 消 費 率	(gr/PS・Hr)	290	275
※タービン入口温度	(℃)	900	900
主 軸 回 転 数	(RPM)	22,000	22,000
空 気 流 量	(kg/s)	7.2	7.7
圧 力 比		8	8
圧縮機断熱効率	(%)	77	77
燃 焼 効 率	(%)	98	98
タービン断熱効率	(%)	88	90
燃 焼 器 圧 力 損 失	(%)	3	3
排 気 圧 力 損 失	(%)	5	5
洩れ空気量(空気流量に対)(%)		3	3

※印=連続出力時 15℃, 760mmHg

過回転, 過負荷テストを行い, 耐久性の向上確認を行った。一方昭和50年8月には低騒音パッケージ形の発電設備を試作し, 周波数・電圧変動, 起動特性(-15℃の寒冷時を含む)等

の性能試験を行うと共に, 75kW電動機の直入れ起動を1000回繰り返すことにより発電設備の耐久性の確認を行い, 昭和51年7月には, カワサキPU200形ガスタービン非常用発電設備として消防庁より正式の認定を受けた。目下, 昭和52年3月の量産開始を前に鋭意商品としての信頼性向上の諸々の品質保証テストを繰り返している。カワサキPU200形発電設備の主要目を表3に示す。

この他, 発電設備の商品シリーズ化の一貫として, 中形ガスタービンM1Aエンジン(1750PS級, 一軸)の開発研究を昭和49年3月に開始した。これはS1Aエンジンの相似設計であり, S1Aエンジンの試験の成果を逐一応用して開発の確実迅速を期した。昭和50年8月に試作を完了し, 早くも昭和51年2月には表4の如く設計性能を上廻った。同表にその主要諸元を併記する。目下, 発電設備の性能, 耐久テストを続行中であり, カワサキPU1250形ガスタービン発電設備として, 今年中に日本海事協会および消防庁の認定を取得し販売を開始する予定である。更に, 現在, ガスタービン発電設備シリーズ化の開発研究を鋭意続行中である。

これらのガスタービンの研究開発に着手した頃, 中心となって作業を進めた連中は入社後1~2年の新進の若手技術者であり, 彼等が電子計算機を駆使してそれぞれの担当分野で急速に勝れた専門家に育って行く様子を心強く感ずると共に, 明確な開発方針を与えれば偉大な業績を挙げ

得るものと驚歎の到りである。

#### 4. む す び

以上簡単ではあるが当社の近年におけるガスタービン開発の概況を述べた。

ガスタービンは原理的には熱機関の理想的な姿であり、我々ガスタービン屋は、ガスタービンが汎用として普及しなかった理由を謙虚に反省し、過去の経験を生かし、合理的な開発手段により、次の原動機として育成しなければならない。特に鉄鋼、自動車、単車、弱電部門等、世界一流の製品を開発して来た日本において、ガスタービンこそ日本人に最も適した次に挑戦すべき恰好の製品のひとつであると思う。またGNP 2位を謳歌し、EC諸国より輸入規制を受ける工業大国になった現状では、も早や技術提携によって欧米諸国の開発した技術を用いて製品を作る時代は過ぎ、純国産の技術を以て世界のマーケットに進出すべきであると思う。

幸にして、川崎重工にてもこのカワサキPU 200, PU 1250形発電設備の開発に成功

したが、これらを基礎にガスタービンの応用分野を広め、純国産ガスタービンを大いに世界の市場に進出さすべく努力を重ねて行きたいと思っている。

おわりにKG 72, S1AおよびM1Aエンジンの開発に当り、終始、有益な御助言御協力を頂いた技術研究所の各員に本文をかりて感謝の意を表する次第である。

#### 文 献

- (1) 大沢, 内燃機関, 10巻2号(昭46-2), 67
- (2) 阪口, 星野, 川崎技報, 40号(昭46-1), 67





## 耐熱材料の高温疲労強度に関する最近の研究 (高温疲労, クリープと疲労と の相関性, 熱疲労について)

立命館大学理工学部 坂根政男  
同 上 大南正瑛

### 1. はじめに

近年ガス・タービンや蒸気タービン, さらには原子炉などの高性能化に伴い, 高温で使用される構造材料はますます過酷な使用条件にさらされるようになりつつある。たとえば工業用ガスタービンのガス温度は従来850℃~1100℃内外であったが, ここ数年後には1250℃にまで上昇することが予想されている<sup>(1)</sup>。このように構造機器がより高い温度および過酷な負荷条件下にさらされることに伴って使用される構造材料も従来の鉄基の低合金鋼よりニッケル基またはコバルト基の超合金に次第に変化しつつあるが, このような条件下での高温強度はまだ十分に把握されているといい難い現状にある。本稿では, 最近の国際会議<sup>(2)~(5)</sup>にみられる高温強度における高温疲労と熱疲労研究重視の気運と係って, 高温疲労, 高温疲労とクリープとの相関性および熱疲労に関する研究成果について主として力学側面よりのまとめを試みた。金属組織学的な面も高温疲労を論ずる上で欠くことのできない一面であるが, ここでは紙面の都合で割愛した。なお, ガスタービン構造材料の高温強度については引用文献(1)のシンポジウム(1973, スイス)の論文集が大いに参考になる。

### 2. 高温疲労

2-1 寿命予測法 まず始めに主だった寿命予測法について考える。高温疲労におけるひずみ範囲と破壊繰返し数との関係はManson-Coffinの表示

$$\Delta \epsilon_p N_f^m = C \quad \dots\dots\dots (1)$$

が多く金属材料について成立するといわれている。常温においては $m$ は材料を問わず普通 $\frac{1}{2}$ の値をとるが, 高温・大気中においては $\Delta \epsilon_p - N_f$ 曲線におけるこう配はもっと急激になり,  $m$ は $\frac{1}{2} \sim 1$ の値をとるようである。

一方, Mansonは次式で示される universal slope を高温にまで拡張し, 高温においては次式で予測された寿命の10%をとればよいとする, いわゆる“10%則”を提案している。<sup>(6)</sup>

$$\Delta \epsilon_t = \frac{3.5 \sigma_u}{E} (N_f)^{-0.12} + D^{0.6} (N_f)^{-0.6} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに,  $\Delta \epsilon_t$ は全ひずみ範囲,  $\sigma_u$ は材料の引張強さ,  $D$ は $\ln \{100 / (100 - \varphi)\}^*$  (ただし,  $\varphi$ は絞り%), で定義される破断延性,  $E$ は弾性定数である。Mansonは118組の実験結果 ( $D$ の範囲3~99%,  $\sigma_u$ の範囲1.4~127 kg/mm<sup>2</sup>, 温度範囲149~1093℃,  $T/T_m = 0.43 \sim 0.88$ ) について調査し, (2)式で示される予測法を適用したところ, (2)式での予測寿命の $\frac{1}{8}$ をとることによって実験結果の98%が予測寿命内に含まれたと報告している。<sup>(6)</sup>さらに,

(昭和52年3月7日原稿受付)

(2)式での  $\sigma_u$ 、Dに疲労実験と同一ひずみ速度で求めた材料定数を用いることにより、(2)式にはひずみ速度効果も含まれると結論している。

Berling<sup>(7)</sup>らは塑性ひずみ範囲と破壊時間とが両対数目盛上でこう配-1の直線で表わされることより、塑性ひずみ範囲と破壊繰返し数との間に次式が成立するとしている。

$$\Delta \epsilon_p = \frac{\epsilon_f^2}{\dot{\epsilon}_t} (N_f/f)^{-1} \dots\dots (3)$$

ここに、 $f$ はくり返し速度、 $\dot{\epsilon}_t$ は全ひずみ速度  $\epsilon_f$ 、は(2)式におけるDと同じである。一方、(1)式のCは破断延性を表わすものと考えられ、一般的には  $N_f = 1/4$ のときの破断延性をとるとされているが、Berlingらは(3)式を変形することにより  $\Delta \epsilon_p = \epsilon_f / \sqrt{2} \cdot N_f^{-1/2}$ との表示を得、これより  $N_f = 1/2$ のときの破断延性を(3)式ではとるのが正しいと指摘し、実際に  $N_f < 1000$  サイクル以下では実験結果とよい一致を示すと指摘している。<sup>(7)</sup>その後彼らは(3)式を(2)式の第2項の代りに用いて、右辺第一項も  $2 \epsilon_f (N_f/10)^{-m/2}$ 、( $m$ は加工硬化指数)と一部修正し、この予測法の方が(2)式より正確な寿命予測をすると報告している。<sup>(8)</sup>

くり返し速度と破壊繰返し数との関係では、Coffin, Jr. は(3)式を修正して次式のくり返し速度修正法<sup>(9)</sup>を提案している。

$$\Delta \epsilon_t = \frac{AC_2^n}{E} N_f^{-\beta n} \nu^{k_1 + (1-k)\beta n} + C_2 N_f^{-\beta} \nu^{(1-k)\beta} \dots\dots (4)$$

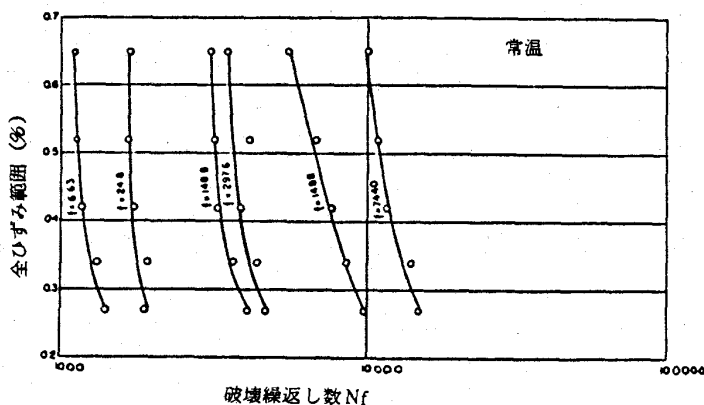


図1 常温における鉛の繰返し速度効果  
( $f$ :くり返し速度回/月, 曲げ)<sup>(10)</sup>

ここに、 $C_2$ 、 $A$ 、 $\beta$ 、 $k_1$ 、 $k$ 、 $n$ は材料定数、 $\nu$ はくり返し速度である。

2-2 くり返し速度効果 2-1の項でもすでに述べたが、高温疲労においてはくり返し速度(ひずみ速度)と破壊繰返し数とは密接な関係がある。図1にEckel<sup>(10)</sup>の鉛を用いた常温中での実験結果を示す。繰返し速度が低下するに従って著しい破壊繰返し数の低下を示していることがわかる。Eckelは繰返し速度 $f$ と破壊までの時間 $t_r$ との間に  $t_r f^m = b$  ( $b$ 、 $m$ は定数)なる関係を見出している。この関係はその後の研究によって確認<sup>(7)~(9)</sup>されているが、単結晶<sup>(11)</sup>やくり返し速度が極端に速い場合<sup>(12)</sup>に

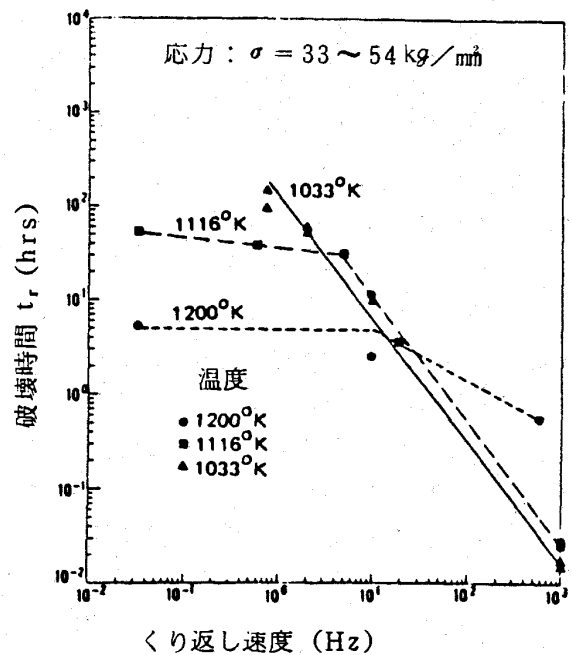


図2 1033, 1116, 1200°K  
におけるMar-M200単結  
晶のくり返し速度と破壊時  
間との関係(片振り引張り)<sup>(11)</sup>

は成立しなくなるものと考えられる。図2にLeverantらの単結晶<sup>(11)</sup>の結果を図3にOrgan<sup>(12)</sup>らの結果を示す。両者ともニッケル基の超合金の結果であるが、図2では1 Hz付近で折線になっており、しかもそのこう配も温度によって異なっていることがわかる。一方、図3のU-700の760℃における実験では、疲労



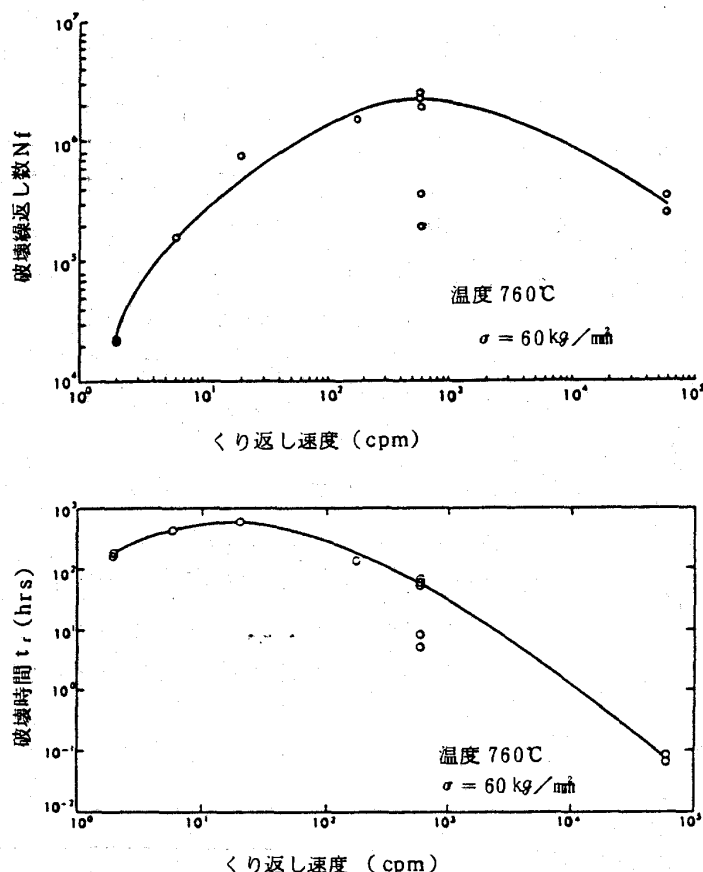


図3 大気中，760℃におけるU700の  
くり返し速度と破壊繰返し数および破  
壊時間との関係（片振り引張り）<sup>(12)</sup>

強度は $10^3$  cpm 付近で最大値をとり，その後くり返し速度が速くなるに従って疲労強度が低下している。また，くり返し速度が極端に速い場合（17000 Hz）での変形機構や破壊機構の温度による相違についても報告<sup>(13)</sup>されており，くり返し速度が非常に速いところでの疲労強度の評価には注意を要する。その他，ひずみ制御の実験を行った場合の応力範囲のくり返し速度依存性は温度によって異なることが報告<sup>(14)</sup>されている。温度とひずみ速度の両者を一括したパラメトリックな取扱いについてCoffin, Jr.は $P_1 = T(7.95 - \log \dot{\epsilon}_p)$ をとれば破壊延性 $\epsilon_f$ との間により相関があると報告<sup>(15)</sup>している。

2-3 き裂挙動 近年の破壊力学の発展と相まって，き裂の発生および伝播挙動より高温強度を評価しようという気運が高まりつつ<sup>(16)~(30)</sup>ある。ここで紹介するものの多くは低サイクル疲労領域\*であるので，線形破壊力学の適

用の可否にも問題があると思われるが，一応代表的な結果だけ紹介する。

図4にJames<sup>(18)</sup>のき裂伝播速度に関する実験結果を示す。応力拡大係数範囲 $\Delta K$ とき裂伝播速度とはくり返し速度の速いところでは両対数目盛上ではほぼ直線で表わされ， $d\ell/dN = A(\Delta K)^B$ が成立することがわかる。しかし，繰返し速度が遅くなるに従って折線になり，しかも静負荷のき裂伝播速度に近づいてくる。このように高温においてもき裂伝播速度 $d\ell/dN$ が $\Delta K$ の指数関数で整理されるという報告<sup>(16)~(22, 24, 25, 27, 28)</sup>が多いが，その中でも，温度やくり返し速度が変化しても定数A, Bの値にそれ程大きな変化は生じないとするもの<sup>(21)</sup>や，温度変化に伴ってAは変化するがBの値に変化はないとするもの等<sup>(22, 25)</sup>がある。一方，図4においてき裂伝播速度はくり返し速度依存性を示しているが，くり返し速度 $\nu$ とき裂伝播速度 $d\ell/dN$ との関係については， $\nu$ が遅くなる程 $d\ell/dN$ が大きくなるという報告

<sup>(21)</sup>があり，次式で示されるくり返し速度修正き裂伝播則<sup>(23)</sup>

$$\frac{d\ell}{dN} = \phi (\Delta \epsilon_p)^\alpha \nu^{k-1},$$

( $\phi, \alpha, k$  : 材料定数) …… (5)

や，その他の伝播則<sup>(24)</sup>，さらには温度とくり返し速度を含めた形での伝播則<sup>(28)</sup>も提案されている。

図5にさらにJames<sup>(16)</sup>らの304ステンレス鋼についての応力拡大係数範囲 $\Delta K$ とき裂伝

\*高温における低サイクル疲労と高サイクル疲労の概念的区別は，たとえば全ひずみ範囲に占める弾性成分と塑性成分とが丁度等しくなるときの繰返し数(transition fatigue life)<sup>(6)</sup>より寿命の短い場合を低サイクル疲労，それより充分長寿命側を高サイクル疲労と呼んでいる。

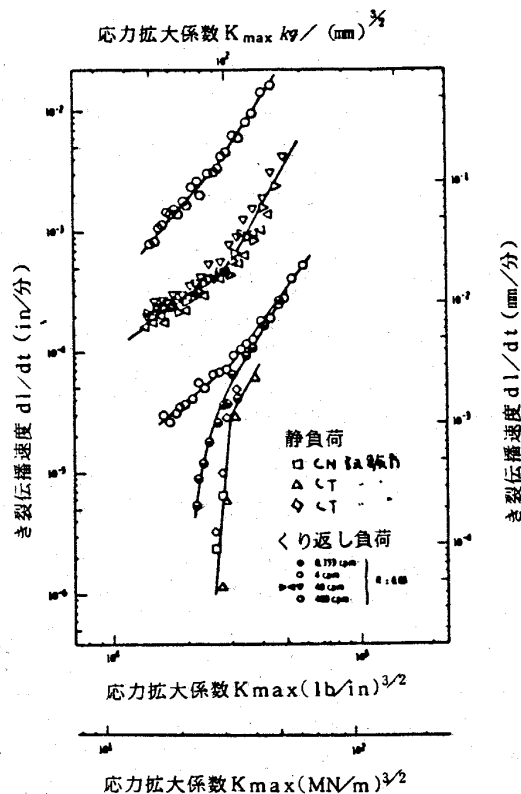


図4 538℃における316ステンレス鋼の応力拡大係数とき裂伝播速度との関係 ( $K_{max} = \Delta K / (1 - R)$ ,  $R = K_{min} / K_{max}$ , 片振り引張り)<sup>(18)</sup>

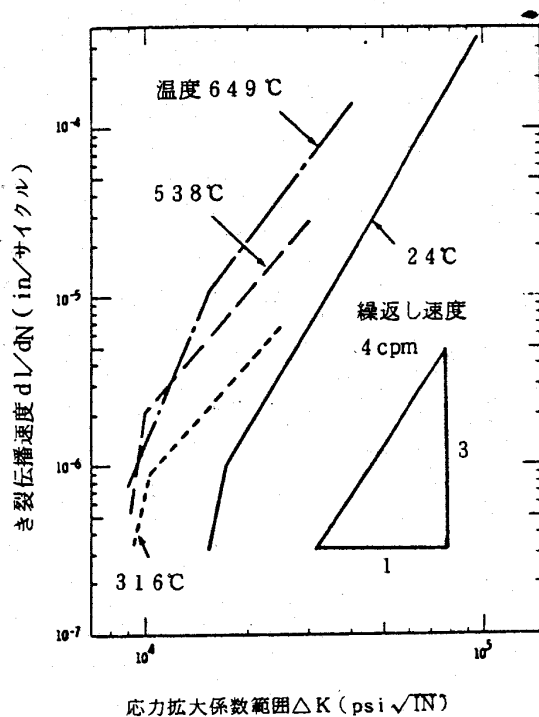


図5 大気中におけるAISI304 ステンレス鋼の応力拡大係数-き裂伝播速度線図 (片振り引張り)<sup>(16)</sup>

播速度との関係線図を示す。図より低  $\Delta K$  において伝播速度線図は折れ曲り、明瞭な  $\Delta K$  threshold の存在を示している。さらに、彼らは24℃と649℃でのこの折れ曲りの  $\Delta K$  の値は同じであると報告している。なお、高温における  $\Delta K_{th}$  の温度依存性<sup>(22)</sup>、平均応力と応力振幅による  $\Delta K_{th}$  の変化<sup>(23)</sup>、エネルギー吸収理論によるき裂伝播則の統一的把握の試み<sup>(27)</sup>や高温におけるき裂伝播則に関する総説等<sup>(29)</sup>がすでに報告されているので詳しくは文献を参照していただきたい。

2-4 環境効果 環境効果、特に酸化の影響は高温強度を考える上で重要な因子である。たとえば、Coffin, Jr.<sup>(31)~(33)</sup>らによれば高温疲労において(1)式の  $m$  の値が  $1/2$  より大きくなるのは酸化の影響であると指摘している。図6に

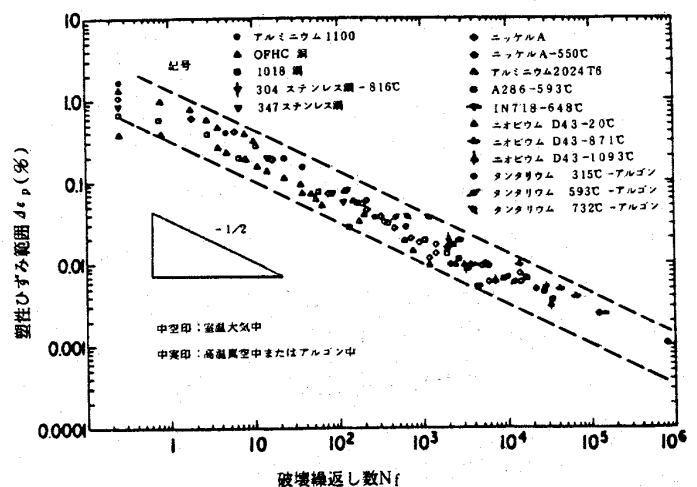


図6 真空中およびアルゴンガス中における各種材料の塑性ひずみ範囲-破壊繰返し数線図<sup>(31)</sup>

その結果<sup>(31)</sup>を示すが、真空中ならびにアルゴンガス中では高温疲労においても常温の場合と同じようにバラツキをもって  $\Delta \epsilon_p - N_f$  線図でこの配が  $-1/2$  のある範囲内に整理されることがわかる。ただし、図6において高温疲労の実験結果はすべて粒内破壊したもののみを集めてあることには注意を要する。高温疲労における真空

中と大気中との破壊繰返し数の比較においては、通例真空中の破壊繰返し数の方が大きくなることが報告<sup>(31)~(36)</sup>されているが、応力条件と温度条件によっては逆の現象<sup>(37)~(40)</sup>が観察されることが報告されている。

一方、破壊繰返し数およびき裂伝播速度に及ぼす真空度の影響については、 $10^{-2} \sim 10^0$  torrの真空において遷移域の存在することが報告されている。図7(a)(b)に Smith<sup>(34)</sup>らの実験結

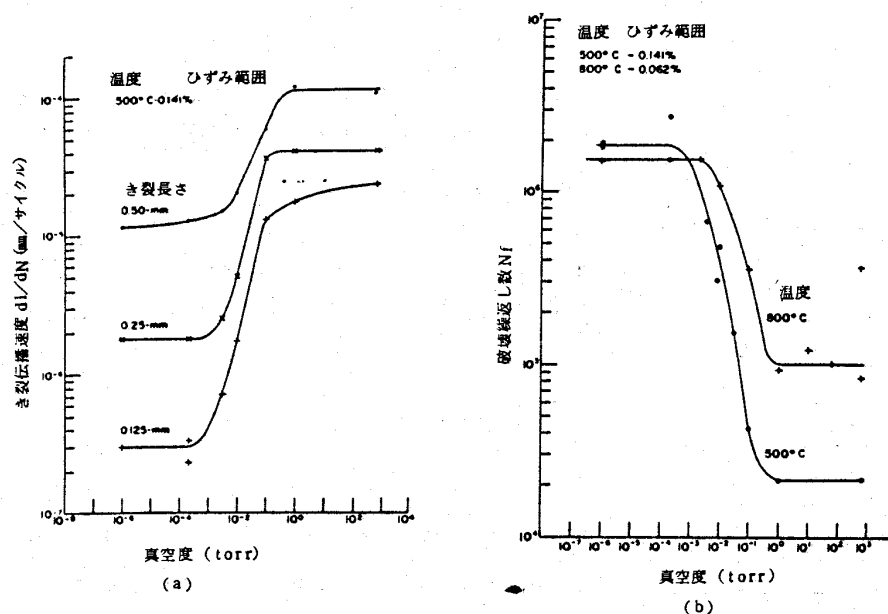


図7 大気中500℃および800℃における316ステンレス鋼のき裂伝播速度ならびに破壊繰返し数と真空度との関係(曲げ試験)<sup>(34)</sup>

果を示す。(a)はき裂伝播速度と真空度との関係、(b)は破壊繰返し数に関するものである。実験結果はAISI 316 ステンレス鋼に関するものであるが、き裂伝播速度に関しては上述したように  $10^{-3} \sim 10^0$  torr において遷移域が観察され、またき裂長さが長くなるに従ってき裂伝播速度に及ぼす真空度の影響が小さくなっていることがわかる。さらに、破壊繰返し数と真空度との関係においては500℃における方が800℃と比べて破壊繰返し数の真空度の変化に伴う変動は大きく、 $10^{-7}$  torr と比べて  $10^2$  torr においては破壊繰返し数が約100倍程度も異なるのは注目値する。

### 3. クリープと疲労との相関性

3-1 一般的現象および寿命予測法 前節では高温疲労の特徴について概観したが、高温で使用される材料が純粋な高温疲労波形のみを受けるとすることはむしろまれで、実際には種々の複雑な実働荷重を受けることが多いものと考えられる。とくに、疲労波形とクリープ波形とが重畳された場合には、クリープと疲労との相関性あるいは相互干渉と呼ばれ最近活発に研究されるようになりつつ<sup>(42)~(46), (2)</sup>ある。

図8にガスタービン翼の起動・定常運転・停止に伴う温度ならびに荷重変動の一例<sup>(1)</sup>を示すが、タービンの起動後、停止に至るまでにタービンブレードがほぼ台形波に近い荷重波形を受けることがわかる。図9にこのような台形波および三角波での AISI 304 ステンレス鋼についての Berling<sup>(47)</sup>らの実験結果を示す。引張保持を伴うことによる破壊繰返し数の減少は顕著<sup>(41)</sup>であり、しかも保持時間が長い程寿命減少の割合が大きく<sup>(48)(49)</sup>、さ

らに保持時間が長い程破面形態も高温疲労の破面からクリープ的な破面へ移行する。<sup>(48)</sup>

このような保持時間の導入に伴う破壊繰返し数の低下現象を2-2で述べた高温疲労のくり返し速度効果(保持時間が導入されたため、1サイクルに要する時間が増大し、くり返し速度が減少するという考え方)としてとらえた研究が Conway<sup>(50)</sup>らによって行われた。図10に彼らの実験結果を示すが、引張り保持時間の長短および保持を伴うか伴わないかにかかわらず1サイクルに要する時間と破断時間との間には両対数目盛上で直線関係が成立することがわかる。このことは保持時間効果をひずみ速度効果と考えることの妥当性を示していると考えられるが、

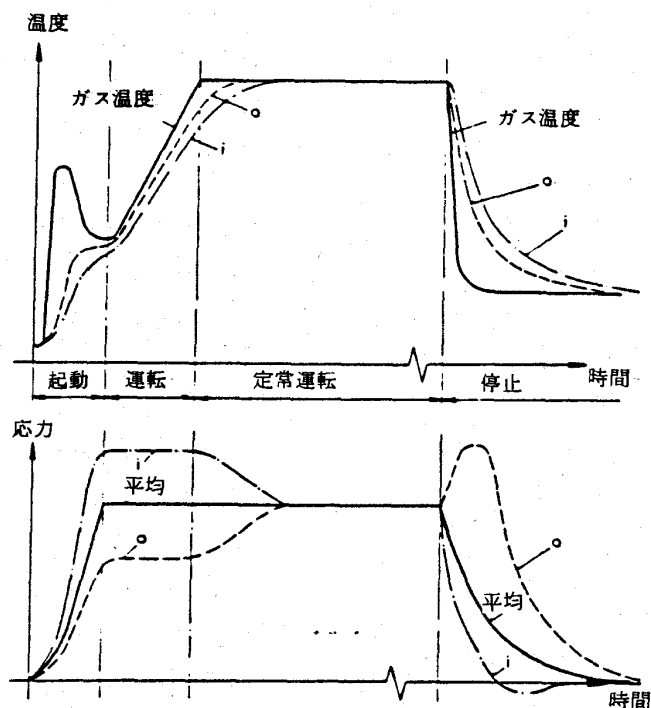


図8 ガスタービンの起動・定常運転・停止に伴う温度および応力の変化 (O : ガス出入口付近のブレード, i : 中央付近のブレード)<sup>(1)</sup>

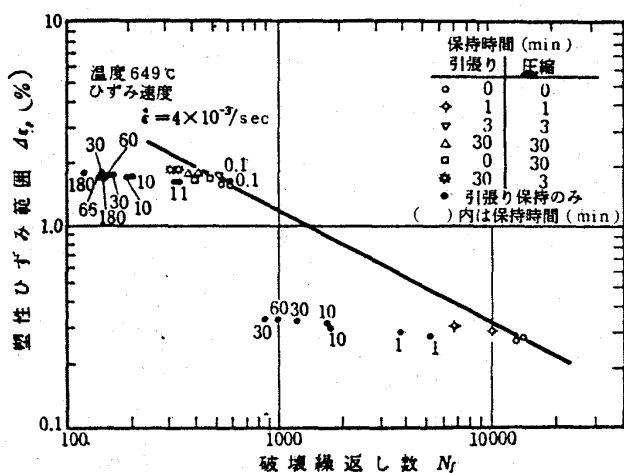


図9 650℃, 大気中における AISI 304 ステンレス鋼の  $4 \times 10^{-3}$  / sec のひずみ速度下の定ひずみ低サイクル疲労破壊繰返し数に及ぼす保持時間およびひずみ波形の影響 (引張・圧縮)<sup>(47)</sup>

その後の Conway ら<sup>(51)</sup> の研究によると両者の間には差があると報告している。

高温における保持を伴う疲労の寿命予測法に

は次式で示される線形損傷則<sup>(52)(53)</sup> が用いられることが多い。

$$\phi_f + \phi_c = D \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに  $\phi_f$  および  $\phi_c$  は疲労損傷およびクリープ損傷と呼ばれるものであり, それぞれ  $\phi_f = \sum_i (n_i / N_f)$ ,  $\phi_c = \sum_i (t_i / t_r)$  で示される。 $N_f$ ,  $t_r$  はそれぞれ  $i$  なる負荷条件下の疲労破壊繰返し数および静クリープ破断時間であり,  $t_i$ ,  $n_i$  は  $i$  なる負荷条件下でのクリープ経過時間および破壊繰返し数である。 $D$  は普通  $D < 1$  の値をとることが多いが, (6) 式で表わされる線形損傷則は簡便で比較的正確な寿命予測を行うことができることより ASME の B & PV Code Case 1592<sup>(54)</sup> にも導入され, 実用面においても大きな成果を挙げて来ている。また, 損傷量を線形和とせず非線形とした寿命予測法<sup>(55)(56)</sup> も提案されている。線形損傷則は上記のような利点を持っているが, 反面負荷順序効果等が考慮されないという欠点を持っている。図 11 にそのことを調べるために筆者らが行った X40 (コバルト基超合金) に対する全ひずみ範囲制御下の実験結果<sup>(57)</sup> を示す。図中の三種類の保持を伴う疲労波形のクリープ損傷と疲労損傷との成分比は同一にしてあり, ただ負荷順序が異なるだけである。従って, (6) 式が負荷順序に関係なく成立すれば種類の波形の破壊繰返し数は同一の値を示すはずである。しかし, 実際には 1 サイクルごとに引張保持を伴う疲労の破壊繰返し数が最も小さく, 負荷順序効果が明らかに存在することがわかる。

なお, ここでは述べる事が出来なかったが, 保持を伴う疲労の寿命予測法にはこれらの外に延性消耗法<sup>(58)</sup> やひずみ分割法<sup>(59)~(61)</sup> も提案されている。各寿命予測法の長短については文献<sup>(43)(44)(62)(63)</sup> を参照していただきたい。

3-2 応力多軸性および切欠き効果 実際の部材には必ずと言ってよい程何らかの応力集中部があり, 切欠き効果は切欠き底での応力多軸性と係って強度設計を考える上で避けて通ることのできない問題である。図 12 に筆者らが SUS316 ステンレス鋼を用いて繰返しねじりおよび引張・圧縮の純粋疲労および保持

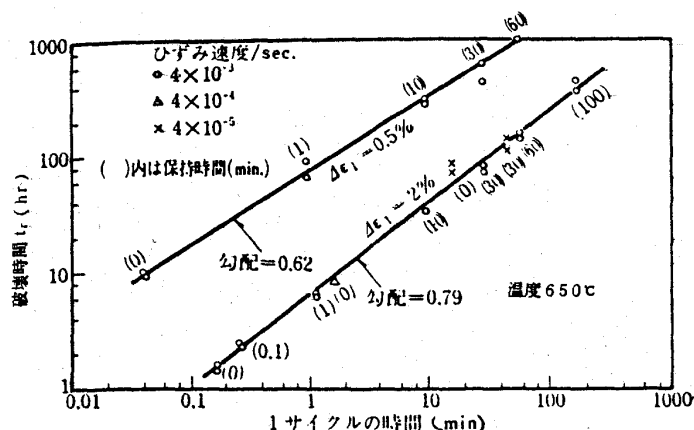


図10 温度650℃、大気中におけるAISI 304ステンレス鋼の定ひずみ低サイクル疲労における引張側保持時間とひずみ速度（1サイクルの時間）との関係線図<sup>60)</sup>

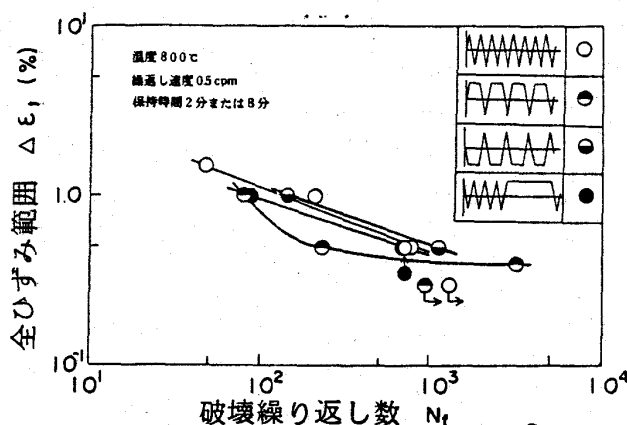


図11 温度800℃、大気中におけるX40の定ひずみ低サイクル疲労破壊寿命に及ぼすひずみ波形効果（引張・圧縮）<sup>67)</sup>

を伴う疲労実験を600℃において全ひずみ範囲制御下で行った結果<sup>64)</sup>を示す。図12はミーゼスの相当全ひずみ範囲を用いて整理してあるが、ミーゼスの相当全ひずみ範囲を用いると保持を伴う疲労ならびに純粋疲労の破壊繰返し数も比較的うまく整理されることがわかる。ただし、保持を伴うことによる純粋疲労と比べての寿命減少の割合は繰返しねじりの方が引張・圧縮と比べてやや少ないようである。一方、き裂の伝播挙動については、モードIの応力状態にき裂に平行にき裂の伝播方向と逆の方向に圧縮応力を負荷するとき、純粋なモードIと比べてき裂伝播速度は加速されることが明らかにされ

ている<sup>64)</sup>。

次に、クリープと疲労との相関性に及ぼす切欠き効果であるが、この点についての特徴的な所は、疲労においては切欠きを付した場合、平滑材と比べて多くの場合弱化現象<sup>65)</sup>を呈するが、クリープ破断の場合には温度および応力が変化することにより弱化および強化が複雑に現れる場合<sup>66)~68)</sup>があり、これらの両者が複合されるところにある。問題はクリープおよび疲労の両者の波形が重畳したときの平滑材に比しての切欠き材の寿命がどの様に変化するかとい

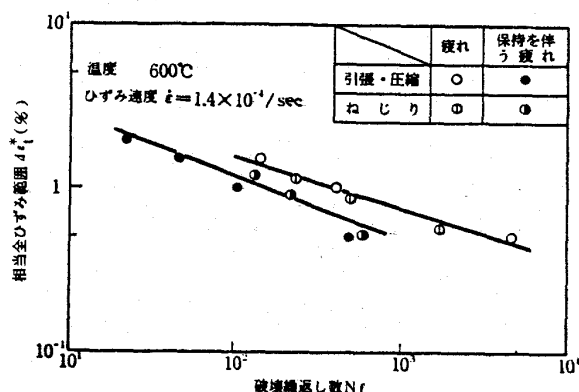


図12 温度600℃、大気中におけるSUS316 ステンレス鋼の引張・圧縮および繰返しねじりにおける定ひずみ低サイクル疲労および保持を伴う疲労についての相当全ひずみ範囲-破壊繰返し数線図<sup>64)</sup>

うことであるが、この方面の研究はその課題の重要性にもかかわらず報告例が極めて少ない<sup>69)~71)</sup>。筆者らは耐熱鋼A286を用いて650℃の温度下でクリープにおいて切欠き強化を示す応力のもとで、保持を伴う疲労寿命と応力集中係数との関係を調べた<sup>70)</sup>。応力集中係数と破断時間との関係を図13(a)に、破断繰返し数との関係を図13(b)に示す。純粋疲労は応力集中係数が大きくなる程大きな弱化を示すが、クリープはすべての応力集中係数の範囲で強化している。保持を伴う疲れにおいてはクリープの切

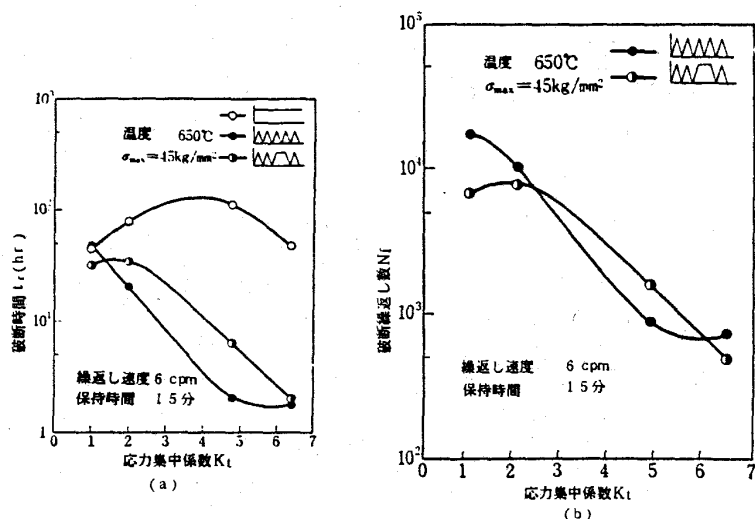


図13 温度650℃，大気中におけるA286の三種の波形での破断時間ならびに破断繰返し数-応力集中係数線図（片振り引張り）<sup>(70)</sup>

欠き強化の影響が残る，完全には弱化とならないで  $K_t = 2$  付近で一部強化を示している。一方，応力集中係数と破断繰返し数との関係では，保持を伴う疲労と純粋疲労とでは応力集中係数の変化に伴って複雑にその大小関係を入れ替える。特に，保持を伴う疲労の破壊繰返し数の方が純粋疲労のそれより大きな領域の存在することは注目に値する。

#### 4. 熱疲労

熱疲労は高温疲労の上にさらに温度変動というパラメータが一つ追加されるため現象は一層複雑になる。熱疲労に関しては今日まで熱疲労試験方法の標準化を含めてすでに多くの研究例<sup>(2)~(5), (45), (72), (73)</sup>があり，熱疲労寿命を支配する因子としては，高温低サイクル疲労と同様塑性ひずみ範囲，全ひずみ範囲，1サイクルごとのひずみエネルギーやふん囲気以外に温度サイクルのみの効果，とりわけ上限温度および温度波形とひずみ波形との位相関係をあげることができる。一方，現在の熱疲労研究においては熱疲労寿命を高温低サイ

クル疲労寿命から推定しようという気運にあり，その多くは温度-ひずみサイクルの疲労損傷則（ひずみ範囲分割法を含む）にもとづく等価（換算）温度について種々な方法が提案されてきた。しかし，現在までのところ熱疲労寿命推定の確定的な方法は見出されていないように思われる。ここでは紙面の都合もあるので熱疲労と機械的強度およびき裂の伝播のみについて述

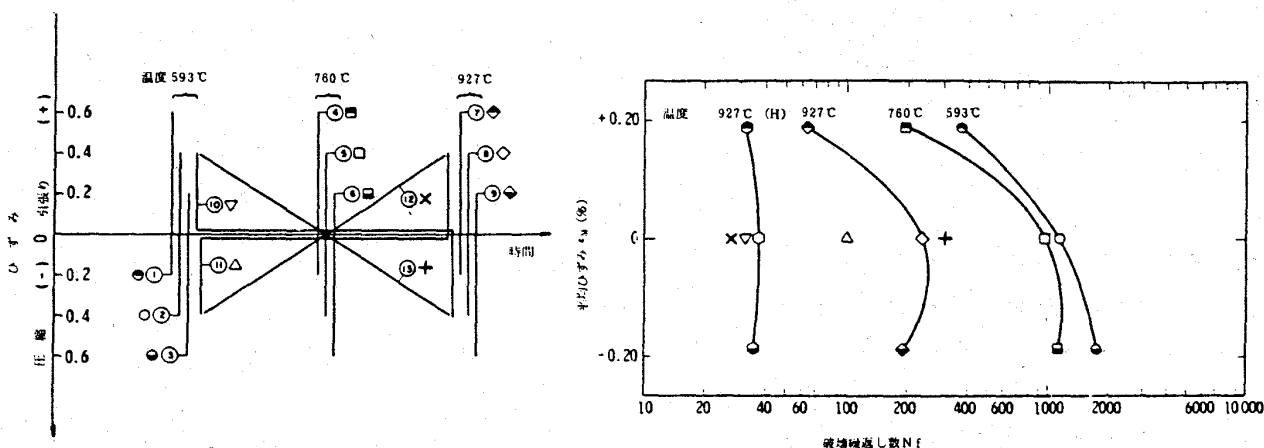


図14 大気中におけるニッケル基合金（8Cr, 10Co, 6Al, 6Mo, 1Ti, 0.1C）の機械的ひずみが重畳した場合の熱疲労強度<sup>(76)</sup>

べることにする。

図14に熱応力と機械的応力とが重畳した場合のLindholm<sup>(76)</sup>らの実験結果を示す。図には熱疲労および高温疲労の実験結果が併記され

ているが，温度が高くなるに従って著しい破壊繰返し数の減少が観察される。また，引張りの平均応力を持つ場合は圧縮のそれを持つ場合より破壊繰返し数が小さい。保持時間を伴う疲労

および逆位相の熱疲労（高温時に引張りひずみを持つ熱疲労）の強度は著しく破壊繰返し数が小さくなっている。

図15にコバルト基合金についての熱疲労き裂伝播に関する Rau<sup>(77)</sup>らの実験結果を示す。全ひずみ範囲  $\Delta \epsilon_t$  が異なっているにもかかわらず、き裂伝播速度はひずみ拡大係数のみで決定

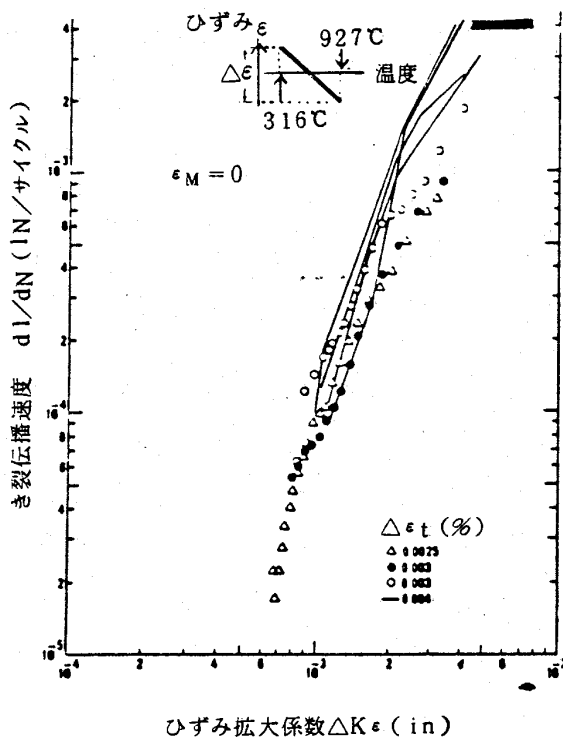


図15 大気中におけるニッケル基合金 PWA1455 (B-1900にHf添加) のにおける熱疲労試験でのひずみ拡大係数—き裂伝播速度線図<sup>(77)</sup>

されることがわかる。しかし、この関係は材料が異なるともはや成立しなくなると報告している。さらに Rau<sup>(77)</sup>らは逆位相（高温側引張り）の熱疲労実験も行い、逆位相の熱疲労のき裂伝播速度は普通の位相（高温側圧縮）の熱疲労より同一ひずみ拡大係数では著しく速くなることを報告している。また、熱疲労き裂伝播速度が応力拡大係数で整理されるという報告<sup>(78)</sup>や酸化の影響を除くために真空中での熱疲労実験の報告<sup>(79)</sup>もある。

## 5. おわりに

高温疲労、高温疲労とクリープとの相関性および熱疲労の最近の問題について実験力学的側

面より概観した。これらの強度性質の研究成果は最近における ASME のコード<sup>(54)</sup>や「原子力製鉄技術研究組合」(大型プロジェクト)における熱交換器 (1.5 Mwt) の設計手法においてかなり活かされつつあるが、現在のところ高温疲労を中心とする設計法は確立されているとはいえない難いようである。今後さらに実際の機器との係わりでの環境効果、応力多軸性や切欠き効果等の研究とその整理が望まれる。

## 参考文献

- (1) W. Endres, "High-Temperature Materials in Gas Turbines", (ed. P.R. Sahn and M.O. Speidel), (1974), 1, Elsevier Pub.
- (2) ASTM STP 520 (1973).
- (3) Proc. Inter. Conf. on Creep and Fatigue in Elevated Temperature Applications (1974), Vol. 1, 2: IME.
- (4) 材料国際会議 (ICM), 高温強度セミナー (1971), 日本材料学会.
- (5) Proc. Inter. Conf. on Thermal Stress and Thermal Fatigue (1971), Butterworth.
- (6) S.S. Manson, Exp. Mech., 8 (1968-8), 349.
- (7) J.T. Berling and J.B. Conway, Trans. Met. Soc. AIME, 245 (1969-5), 1137.
- (8) J.T. Berling and J.B. Conway, Met. Trans., 1 (1970-1), 805.
- (9) L.F. Coffin, Jr., G.E. TIS Report 69-C-401 (1969); 70-C-377 (1970).
- (10) J.F. Eckel, Proc. ASTM, 51 (1951), 745.
- (11) G.R. Leverant and M. Gell, Met. Trans., 6A (1975-2), 367.
- (12) F.E. Organ and M. Gell, Met. Trans., 2 (1971-4), 943.
- (13) W.P. Mason and W.A. Wood, J. App. Phys., 39 (1968-11), 5581.
- (14) L.F. Coffin, Jr., Met. Trans., 2 (1971-11), 3105.
- (15) L.F. Coffin, Jr., Trans. Met. Soc. AIME, 230 (1964-12), 1690.
- (16) L.A. James and E.R. Schwenk, Jr., Met. Trans., 2 (1971-2), 491.

- (17) L.A. James, Proc. 1st ICM (1971, Kyoto) 3, 341.
- (18) L.A. James, Inter. J. Fracture Mechanics, 8 (1972), 347.
- (19) F. Jeglic, et al., ASTM STP 520 (1973), 139.
- (20) L.P. Pook and A.A. Boveridge, ASTM STP 520 (1973), 171.
- (21) H.I. McHenry and A.W. Pense, ASTM STP 520 (1973), 345.
- (22) P. Shahinian et al., ASTM STP 520 (1973), 387.
- (23) H.D. Solomon, Met. Trans., 4 (1973-1), 341.
- (24) J.R. Haigh and C.E. Richards, Proc. Inter. Conf. on Creep and Fatigue in Elevated Temperature Applications, (1974-4), C159; IME.
- (25) E.G. Ellison and D. Walton, 上同, C173; IME.
- (26) A.J. McEvily and C.H. Wells, 上同, C230; IME.
- (27) F. Gillemot, 上同, C236; IME.
- (28) A.E. Carden, 上同, C324; IME.
- (29) M.O. Speidel, "High-Temperature Materials in Gas Turbines", (ed. P.R. Sahm and M.O. Speidel), (1974), 207, Elsevier Pub.
- (30) S. Majumder and P.S. Maiya, Proc. 2nd ICM (1976, Boston), 924.
- (31) L.F. Coffin, Jr., Met. Trans., 3 (1972), 1777.
- (32) H.D. Solomon and L.F. Coffin, Jr., ASTM STP 520 (1973), 112.
- (33) L.F. Coffin, Jr., ASTM STP 520 (1973), 5.
- (34) H.H. Smith, et al., Trans. Met. Soc. AIME, 245 (1969), 947.
- (35) D.A. Woodford, et al., Proc. 2nd ICM (1976, Boston), 893.
- (36) 鶴戸口ほか, "シンポジウム疲労における最近の諸問題", (昭51), 112, 日本材料学会.
- (37) G.J. Danek, et al., Trans. Met. Soc. AIME, 224 (1961), 775.
- (38) M.R. Achter, ASTM STP 415 (1967), 181.
- (39) M. Gell and D.J. Duquette, "Corrosion Fatigue", (1971), 366, NACE.
- (40) D.J. Duquette and M. Gell, Met. Trans., 3 (1972-7), 1899.
- (41) A.J. Kennedy, "Processes of Creep and Fatigue in Metals", (1962), J. Wiley.
- (42) ASTM STP 459 (1969).
- (43) E.G. Ellison, J. Mech. Engr. Science, 11 (1969), 318.
- (44) ASTM STP 489 (1969).
- (45) "熱応力と熱疲労" (平修二編, 昭49), 206, 日刊工業新聞社.
- (46) 大南, 坂根, 機械の研究, 28 (昭51), 499.
- (47) J.T. Berling and J.B. Conway, Proc. 1st. Inter. Conf. Pressure Vessel Technology, 2 (1969), ASME; ASTM STP 489 (1969), 12より転載.
- (48) E. Kremple and C.D. Walker, ASTM STP 459 (1969), 75.
- (49) C.E. Jaske, et al., ASTM STP 520 (1973), 365.
- (50) J.B. Conway and J.T. Berlig, Met. Trans., 1 (1970), 324.
- (51) J.B. Conway et al., ASTM STP 520 (1973), 637.
- (52) 平ほか, 機論, 25 (昭34), 163; 同26 (昭35), 935.
- (53) E.L. Robinson, Trans. ASME, 74 (1959), 777.
- (54) Interpretation of ASME Boiler and Pressure Vessel Code Case 1592 (1974), ASME.
- (55) D.S. Wood, Welding Journal, 45 (1966), 90-S.
- (56) R. Lagnborg and R.A. Attermo, Met. Trans., 2 (1971), 1821.
- (57) 大南, 坂根, 機械論, No 760-13 (昭51-8), 13.
- (58) J.F. Polhemus, et al., ASTM STP 520 (1973), 625.
- (59) S.S. Manson, et al., NASA TMX-6738 (1971).
- (60) S.S. Manson, Proc. 1st ICM (1972, Kyoto), Special Volume, 5.
- (61) S.S. Manson, et al., ASTM STP 520 (1973), 658; 744.
- (62) M.L. Leven, Experimental Mech., 13 (1973), 353.
- (63) E.G. Ellison and E.M. Smith, ASTM STP 520 (1973), 575.
- (64) 大南, 坂根, 機講論, No 750-13 (1975),



- 49.
- (65) ASTM STP 490 (1971).
- (66) 大南, 梅田ほか, 材料, 22(昭48), 278;  
機論, 42(昭51-2), 335.
- (67) 大路, 小倉ほか, 材料, 22(昭48), 258;  
同 23(昭49), 246.
- (68) 大谷ほか, 材料, 22(昭48), 291; 大谷, 伊  
藤, 同 20(昭46), 864.
- (69) W.S. Hyler and W.F. Simmons, Proc.  
ASTM, 78 (1956), 339.
- (70) 大南, 坂根, 材料, 24(昭50), 545.
- (71) 西岡ほか, 第13回高温強度シンポジウム前刷  
集(昭50), 31; 日本材料学会.
- (72) 材料, 20(昭46), 439; 23(昭49),  
219; 24(昭50), 254(いずれも高  
温強度部門委員会報告).
- (73) 「ジェットエンジン用耐熱材料合金研究委員会」  
報告(昭50), 日本鉄鋼協会.
- (74) 平, 藤野, 材料, 25(昭51), 218.
- (75) R.J.E. Glenny, "High-Temperature Mat-  
erials in Gas Turbines", (ed.  
P.R. Sahm and M.O. Speidel),  
(1974), 257, Elsevier Pub.
- (76) U.S. Lindholm and D.L. Davidson, ASTM  
STP 520 (1973), 473.
- (77) C.A. Rau et al., ASTM STP 520  
(1973), 166.
- (78) D.F. Mowbray, et al., ASTM STP 520  
(1973), 416.
- (79) K.D. Sheffler and G.S. Doble, ASTM  
STP 520 (1973), 491.

### 第5回 定期講演会講演募集

日本ガスタービン学会主催、第5回定期講演会を次のとおり開催致しますので講演論文を募集致します。本講演会は例年5月末に開かれていたものですが今回に限り、5月に「1977年国際ガスタービン会議東京大会」が開かれる為延期したものです。何とぞふるってお申込み下さい。

○開催期日：昭和52年9月27日(火)

○場 所：機械振興会館(東京・芝)

○論文内容：(1) テーマは、ガスタービン(排気タービンを含む)及びその応用に関連する理論及び技術を扱ったもの。

(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。

○申 込 者：日本ガスタービン学会会員

○申込方法：(1) 申込者は、はがき大の用紙に「第5回定期講演会申込」と題記し、下記事項を記入し、本会事務局宛申込んで下さい。

(a) 講演題目

(b) 発表者名及び勤務先

(c) 通信先(会社、学校などの場合は所属部所を明記)

(d) 100~200字程度の概要

○申込期限：昭和52年6月11日(日)

○講演論文集：(1) 申込者には本会より講演論文集用原稿用紙をお送りします。

(2) 論文は1,292字詰用紙6頁以内とします。

(3) 原稿提出期限 昭和52年7月30日(土) 事務局必着

(4) 本講演会の全論文をまとめて、講演論文集を発行致します。

○講演時間：一題目につき、討論時間を含め約30分の予定です。

○採 否：講演発表の採否は本会に御一任願います。

○そ の 他：尚、講演会当日は、特別講演、懇親会などを計画する予定であります。

# 離島における発電用ガスタービン

財電力中央研究所 深 田 智 久  
九州電力株式会社 井 上 孝 信

## 1. はじめに

ここ数年来の離島ブームにより離島なるが由の地域的条件に、そのブームの影響が現われ需要負荷の種類・構成も大きく変りつつある。このような折鹿児島県沖永良部島新知名発電所および与論新与論発電所に出力1100kW ラジアル型一軸ガスタービン発電装置が新設され、九州電力株式会社、財電力中央研究所および販売・製造会社である株式会社神戸製鋼所との協力の基に、ガスタービン発電装置新設に伴う技術的・経済的問題を検討するため昭和51年6月6日より12日まで各種試験を行った。

本試験の内当所の目的は、ガスタービン発電装置の熱効率・燃料消費率等静特性の確認および調定率更には系統特性との負荷配分等の動特性の検討および離島と言う地域的条件に対する問題等の検討である。

このような典型的な離島の性格を有する地における新設ガスタービン発電装置の各種試験を通じ、離島における発電用ガスタービンにつき述べたいと思う。

## 2. 地域的条件に伴う発電装置への要請

イ. 冷却水が不用；離島においては水源が乏しく冷却用清水は地下水に頼らねばならず、一方地下水は島民の貴重な飲料水であるため電力確保においても水資源確保の問題を十分考慮しなければならない。従って冷却水の問題は発電装置機種選定に対する重要な問題の一つであり、近年のような離島ブームのため季節的に島人口が急激に増大する場合には尚更重要となってくる。

ロ. 既設発電設備との並列運転が可能；従来離島用発電設備はほとんどディーゼル発電装置を採用しており、十分なる実績を残している。

電力需要の増大に見合って定負荷運転時・負荷変動運転時にいづれも問題なく並列運転が可能でなければならない。

ハ. 省力・遠隔制御が容易；近年の人件費の高騰・離島での人材確保の困難性を考えると、運転要員は極力少なく更には有線または無線による起動・停止、負荷変化の遠隔制御による無人運転が可能な機種が望ましい。このためには機種自体の信頼性が高い事は無論のこと制御量が少なくしかも制御性能が良いことが必要である。

ニ. 定期検査・保守が簡単で無故障；どの発電設備・装置においても定期検査の簡便・短期化、保守点検が容易更には無故障であることは望ましいが、離島のような交通の要害な地においては特にこの要請は強い。今回の対象地について言えば、航空網が発達したとはいえ主要な交通は船に頼っており、鹿児島より通常で2日、悪天候時には3日から4日以上かかる事がある。なお近年の離島ブームによる季節的系統負荷の大きな変化に対しそのピーク時期における保修作業は避けなければならないし、保修期間も最短でなければならない。

ホ. 環境対策が充分；環境への影響、特に公害問題は離島の社会全体へ直接影響を及ぼすものであり、また自然破壊をもたらす要因にもなるものである。温排水の問題・排気ガス中の窒素酸化物・硫黄酸化物・一酸化炭素等の排ガス問題更には機器の騒音公害が十分少ないものでなければならない。

ヘ. 建屋・基礎が簡単で附帯設備少；強大な建屋・基礎を必要としない事は、建設費・工事期間の低減のみならず発電所敷地選定の自由度が増す事になる。また附帯設備が少ない事はとりもなおさず敷地面積の節約・保守の省力化、信頼性へとつながる問題である。

(昭和52年3月1日原稿受付)

### 3. 発電所概略

今回の新設ガスタービン発電装置は九州電力株式会社において比較・検討の結果採用され、鹿児島県大島郡沖永良部島新知名発電所および与論島新与論発電所に設置された。なお機種は2発電所とも全く同一なものであり、詳細は後述する。

沖永良部島では知名発電所（親発電所・ディーゼル発電装置5台；総出力4100kW）より西約0.7KMの地点に新知名発電所が新設され、与論島では与論発電所（親発電所・ディーゼル発電装置6台；総出力2210kW）より北西約2KMの地点に新与論発電所が新設され、出力1100kWのガスタービン発電装置が設置された。

図1に沖永良部島の場合を代表に取り、発電所位置・系統および設置一覧を示す。新設ガスタービン発電装置全体は銀色の屋外エンクロージャで被われ、南国の日差しを受けて紺碧の海と奇妙な対比を見せている。

発電所名	原動力	出力(kW)	発電機			
		常時ピーク	種類	容量(KVA)	電圧(V)	周波数 個数
知名内燃		600	三相交流	750	3,450	60 1
		750	"	937.5	6,600	60 1
		750	"	937.5	6,600	60 1
		1,000	"	1,250	6,600	60 1
		1,000	"	1,250	6,600	60 1
新知名	ガスタービン	1,100	三相交流	1,250	6,900	60 1

発電所設備一覧

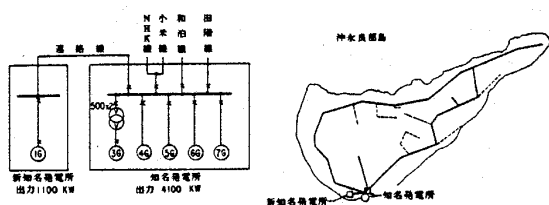


図1 沖永良部島配電図

### 4. ガスタービン発電装置概略

発電装置全体は、騒音防止・塩分対策および強風堅牢設計のため屋内・屋外ダブルエンクロージャ型式になっており排気消音器以外の機器は屋外エンクロージャ内に収容してある。図2

に全体配置および寸法・形状を示す。ガスタービンはコングスベルグ社KG-2型（神戸製鋼所技術提携のもの）であり、図3にその概略を示すが詳細については文献1を参照されたい。

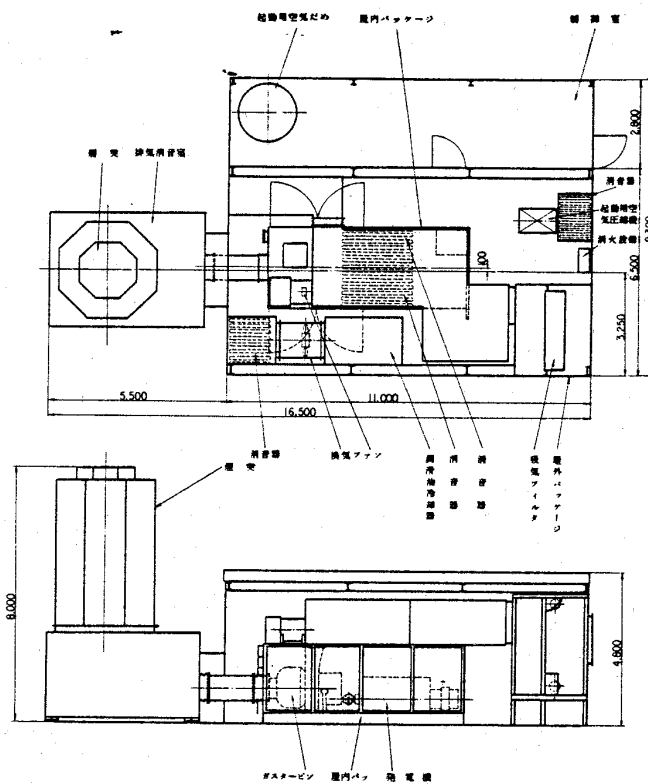


図2 主要装置全体図

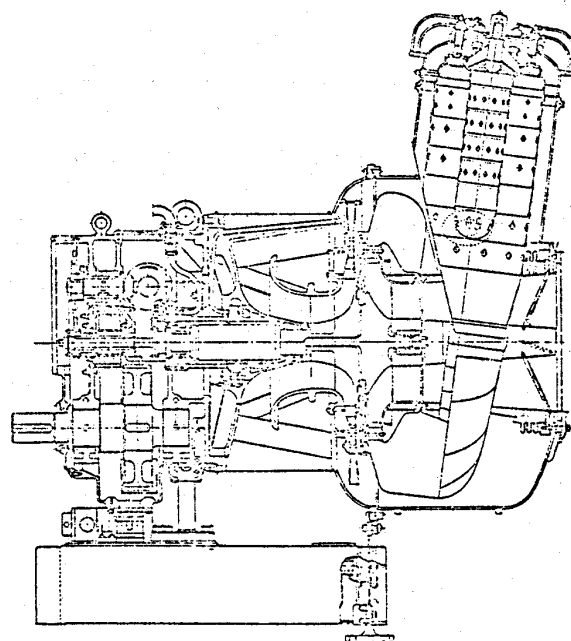


図3 KG2-3ガスタービン断面図

発電装置の主要諸元および各制限値を表1および表2に示す。

表1 主要諸元

設備	項目	仕様	備考
ガス・タービン本体	型式	単純開放サイクル・軸形単段ラジアル式	
	連続馬力	1595 PS	大気温度28.8℃、大気圧力1.033kg/cm <sup>2</sup> 、吸気抵抗100mmAq、排気抵抗250mmAq
	基準馬力	2000 PS	大気温度15℃、大気圧力1.033kg/cm <sup>2</sup> 、吸・排気抵抗0mmAq
	回転数	18000 rpm	
	圧縮機圧力	3.77 kg/cm <sup>2</sup>	常用
	圧縮機出口温度	207 ℃	常用
	ガスタービン入口ガス温度	808 ℃	
	ガスタービン出口ガス温度	575 ℃	
	排ガス流量	1234 kg/s	
	燃料	軽油 (ガスタービン JIS 2号)	比重: 0.832, 低位発熱量 10210 kcal/kg, N成分: 0.03%, S成分 0.43% (各値は実測)
発電機	製造元	ゴングスベルグ社	株式会社神戸製鋼所技術提携
	型式	開放型回転界磁式周波交流型	
	出力	1250 KVA	
	力率	80 %	1100kW保証
	極数	4	
	相数	3 相	
	回転数	1800 rpm	
	周波数	60 Hz	
	電流	105 A	
	電圧	6900 V	
	製造元	神鋼電機株式会社	

表2 主要制限値

名称	単位	計算値	制限値	トリップ設定値	備考
回転数大	rpm	18000		19080	定格の106%
振動大	G		5.0	7.5	
排気温度高低	℃	575		600 200	排気温度低失火
潤滑油圧力低	kg/cm <sup>2</sup>	1.75	1.0	0.8	
タービン軸受温度高	℃	75		97	
点火失敗	sec			20	
タービン入口油温度高	℃	53	55		
起動用空気圧力高低	kg/cm <sup>2</sup>	30	32 20		
負荷大	kW	1100	1130		
電流過	KVA	1250		1790	
電圧高低	V	6900		7800 3770	
地絡	V			870	
逆電力	kW			30	
発電機軸受温度高	℃			80	
発電機巻線温度高	℃		120		

本発電装置の特徴は

イ. 冷却水不要；高温燃焼ガス部分は耐熱材料の使用、圧縮空気の利用により冷却の必要がなく軸受油・潤滑油系統の冷却は空気冷却を採用しているため、冷却水は全く必要としていない。

ロ. 遠隔制御方式可能；省力化および敷地取得難のため親発電所より有線による遠隔制御運転が可能である。なお今回の場合機器性能の監視および法的規制により常時監視を行う体制を取っている。なおこの遠隔制御運転の問題は一に発電装置の信頼性に係わってくるものであり、その内特にガスタービン自身の信頼性が大きな要因でもある。今回のガスタービンについて言えば、当初から連続運転用として設計され、各主要部分の寿命は基本的には  $1 \times 10^5$  時間となっている。またこの機種信頼性の判断基準としての Availability と Reliability を以下の定義により他所での運転実績（燃料：天然ガス、対象：10台）より求めてみると

$$\text{Availability} = \frac{\text{運転時間} - \text{一定修時間}}{\text{運転時間}}$$

$$= 0.86 \sim 0.99$$

$$\text{Reliability} = \frac{\text{運転時間} - \text{事故による休止時間}}{\text{運転時間}}$$

$$= 0.996 \sim 0.997$$

と十分高い数値を示し、発電装置の高い信頼性をうかがい知ることができる。この機種においては、上述の信頼性を示す数値の高さや今回の試験経過より見て遠隔制御・遠隔運転方式を採用しても問題はないものと言える。

ハ. ダブルエンクロージャ型式；機側音に対して1.6mm厚の鋼板に吸音材を貼付けた屋内エンクロージャで発電装置の主要部は被われ、更にその外側を3.2mm厚鋼板に吸音材内貼のパネル構造の屋外エンクロージャで被われている。なおこの屋外エンクロージャは離島の状況を考慮して運搬・再組立が可能な構造となっている。この型式により、後述するように騒音防止対策は完全と言えるまでにどこされており、また潮風による塩分対策も十分と言える。

ニ. 堅牢設計；奄美諸島は台風進路下に位置しているため、風速80 m/sの強風にも耐えられるような堅牢設計がなされている。

ホ. 保守点検が容易；燃烧器は数分で取外し可能であり、取外したスペースよりボリュートとタービンノズルの一部を容易に観察できる構造になっている。更に排気管の取外しによるタービンエクスデューサホイルを直接点検できるだけでなく、ラジアルインペラーの間隙よりファイバ스코ープを用いてタービンホイル全体およびタービンノズルを点検・観察できる。なおコンプレサー部も同様にファイバ스코ープにより内部点検が可能である。

ヘ. 排気ガス対策が充分；排気ガス中の環境影響成分として、ばいじん、NOx、SOx、COが挙げられるが、燃料として軽油を使用していること、空気過剰率が約4.5と大きく、燃烧効率も99%以上と高く、圧力比が3.8以下と余り高くないことから前記成分はいずれも少ない。

## 5. 試験結果

試験は沖永良部島新知名発電所および与論新与論発電所で行なったが、両発電所とも発電装置機種が同一で試験内容も同様なため、新知名発電所におけるものを代表に取り、以下に述べる。

### 5-1 日程および項目 図4に新知名が

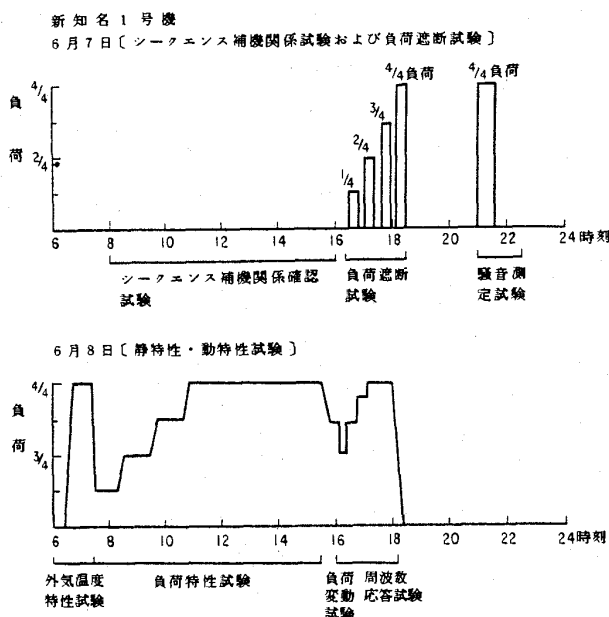


図4 試験日程と項目

スタービン発電装置の試験日程と項目を示す。当所は主に第2日目の試験に参加し、この試験および試験結果の算出はJISB8401 ガスタービン試験方法を参考にして行った。

5-2 静特性試験結果 1. 熱効率・燃料消費率；図5に各負荷における熱効率および

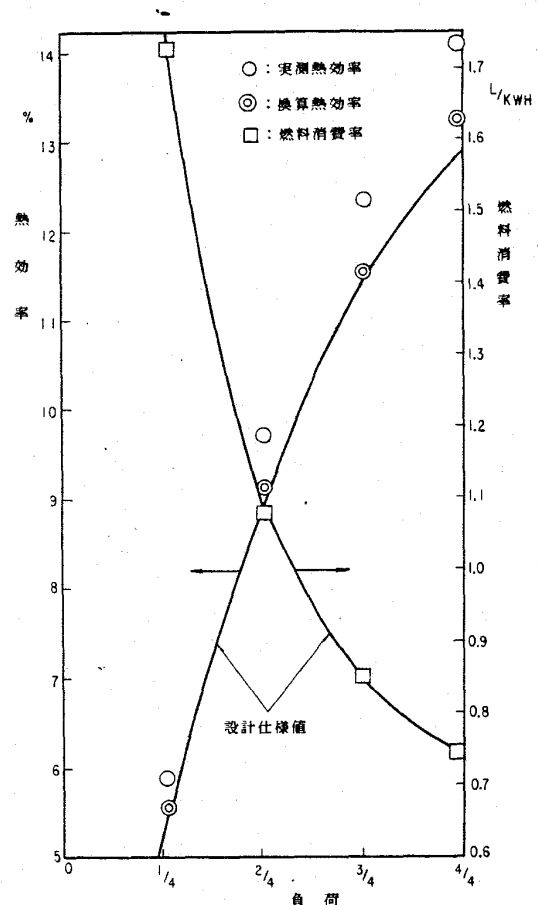


図5 熱効率、燃料消費率

燃料消費率結果を示す。図中の○印は実測結果であり各負荷時での性能試験測定値の平均の値である。◎印は仕様設計値との比較のため、仕様設計における各条件・物性値（外気温度28.8℃、外気圧力1.033 kg/cm<sup>2</sup>、吸気抵抗100 mmAq、低発熱量10310 Kcal/kg、燃料比重0.86）にJIS換算方式を用いて補正・換算を行った値である。□印は燃料消費率の実測値である。実線は仕様設計値を示す。

熱効率に関しては、実線より大きな値となっており特に全負荷においてその傾向が著しく性能上満足すべきものであり、後述するようにガスタービン排気温度が約500℃と仕様値よ

り小さな値であることも考え合わせると、性能上十分余裕があると言える。

燃料消費率は図より明らかなように実測値は各負荷に渡って設計仕様値である実線を上回ることなくよく一致している。

図6に熱精算結果の主要値を設計におけるものと比較して示してある。なお入口空気量・圧

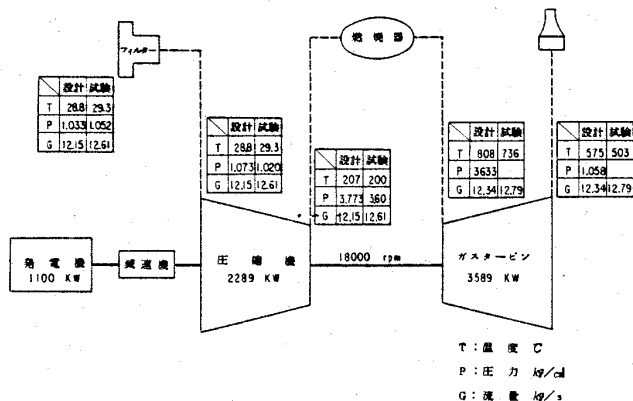


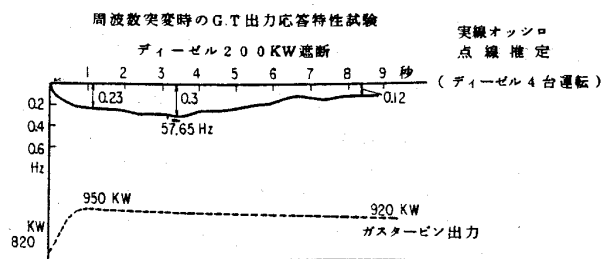
図6 熱精算比較

縮機出口温度およびガスタービン入口ガス温度は計算により求めた。圧縮機出口温度・ガスタービン入口ガス温度およびガスタービン出口温度の算出値・実測値はいずれも設計値より低い値となっているが、一方空気流量は逆に算出値の方が設計値より大きい値となっている。ガスタービン入口ガス温度について言えば算出値が736℃と設計値808℃よりかなり低く、ロータを初めとする各機器部品の寿命等熱的要因上良好な結果をもたらすものであり、離島においては特にこの傾向は望ましいものである。なおこれらの算出において、ガスタービン出口排ガス温度が重要な因子となっており、今回の場合503℃と設計値よりかなり低い値となっている。

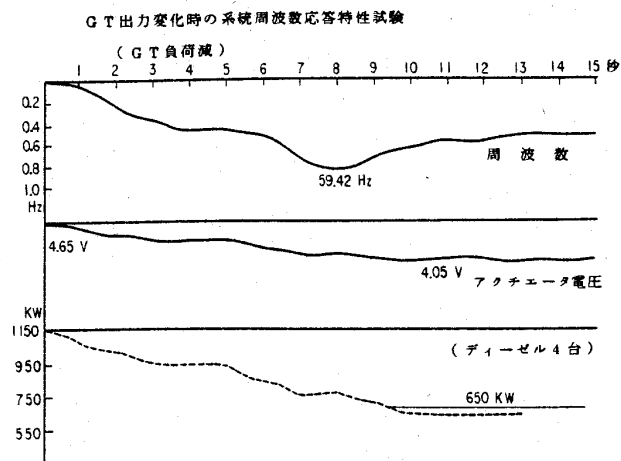
外気温度の変化による全負荷時での性能確認が、一日の外気温度変化が少い事や系統負荷が十分夜間採れぬ事もあり、十分な確認結果は得られなかった。

### 5-3 動特性試験結果 ガスタービン発

電装置の並列運転中における系統特性と負荷分配をガスタービン側にオシログラフを設置、測定した。図7-aは系統負荷突変時におけるガ



(a)



(b)

図7 動特性試験

スタービン発電出力の応答結果で、図7-bはガスタービン発電装置の出力変化時の系統周波数結果を示したものである。図7-aの場合全系統負荷は2800kWでディーゼル発電装置4台、ガスタービン発電装置1台並列運転時にディーゼル発電装置1台200kWを負荷遮断したものであり、ガスタービン側では出力では約1秒後130kWの負荷を取り順次負荷を減じて8秒程度で100kWの負荷を背負って一定となっている。一方周波数変化では約3.5秒でピークが発生しているが、8秒程度で落ち着いている。これは系統の外乱の影響のみと考えられず、ディーゼル発電装置・ガスタービン発電装置それぞれの応答性の違いによる影響とも見られる。詳細な検討は必要ではあるがいずれに

しても系統外乱による極端な負荷のやり取り、周波数変化は見られない。図7-bの場合は、全系統負荷は前者と同程度でありディーゼル発電装置4台ガスタービン発電装置1台並列運転中、ガスタービン側出力を約500kW10秒程度かけ増減した場合の内出力減の結果を示したものである。周波数は約8秒後にピークが発生し、13秒後には落ち着いている。この場合では周波数の極端な変化は見られていない。なお出力・周波数のオシロ指示値に振動があったため、振幅中心の値を代表に取り整理している。

詳細な検討は必要にしても、ディーゼル発電装置・ガスタービン発電装置両者の並列運転は極端な負荷のやり取り、周波数変化が見られぬため動的に問題はないと思われる。

## 6. 環境への影響

### 6-1 排気ガスについて

イ. ばいじん；排気ガスの色は無負荷・全負荷を問わず全く無色であった。またその後の報告によっても排気ダクト内面が煤けていないことも確認され、ばい煙は皆無であると考えられる。

ロ. 窒素酸化物；各負荷時におけるNO<sub>x</sub>の実測値は以下の通りである。

負 荷	0	1/4	2/4	3/4	4/4
NO <sub>x</sub> (ppm)	12.2	24.8	39.6	53.5	67.0

ハ. 硫黄酸化物；燃料中のS成分(0.46%)が全てSO<sub>3</sub>になって排出されるものとすれば、燃料消費量より算出する事ができ、各負荷時における値は、以下のようになり、許容値を大きく下回っている。

負 荷	0	1/4	2/4	3/4	4/4
SO <sub>x</sub> (ppm)	32	39	47	56	63

ニ. 一酸化炭素；各負荷時におけるCOの実測値は以下の通りである。

負 荷	0	1/4	2/4	3/4	4/4
CO (ppm)	110	110	150	200	180

6-2 騒音について 本発電所では、潮騒・砂糖きび葉風音により風速2m/s以下でも暗騒音として45～55dB(A)ある。鹿児島

島県騒音条例施行規制では発電所敷地境界において、昼間65dB(A)以下、朝・夕55dB(A)以下、夜間45dB(A)以下と非常に厳しく、従って今回の場合機械音を暗騒音よりも小さくしなければならぬことになる。ガスタービン発電装置から発生する騒音は吸・排気音・機械音および換気音であるが、本装置は特に騒音対策については配慮し、スプリッタ式消音器およびダクト構造の変化により吸・排気音および換気音を落し、機械音に対しては発電装置全体をダブルエンクロージャ方式により遮断している。この結果境界線上で45dB(A)程度となり暗騒音より低い。事実ダブルエンクロージャより一、二歩出れば潮騒のみが耳に付き発電運転音は全く感知できぬ程である。

## 7. おわりに

沖永良部島新知名発電所・与論島新与論発電所の離島でのガスタービン発電装置における各種試験より

イ. 熱効率は各負荷において設計仕様値を上回り良好といえる。特に全負荷では設計仕様換算値で絶対値で0.4%、相対値で3.1%も大きい値となっている。排ガス温度等より推定したタービン入口ガス温度は736℃であり、設計値808℃より大幅に低い。この事はガスタービン高温部の寿命上は望ましいことであるが、736℃で1100kWを発生するために排ガス流量は12.34kg/sの設計値より約4%多い12.8kg/sと推定される。なおガスタービン入口ガス温度がこのように低く推定されるのは、推定計算の大きな因子である排ガス温度が設計値より70℃も低いためである。従って設計値まで温度を上昇させる事が可能な場合の出力上昇あるいは熱効率上昇を有効に利用することが可能となるため、今後この利用について十分検討の価値があるものと思われる。一方入口ガス温度が設計値より低いにも拘らず熱効率が設計仕様値より高くなった根拠も検討する必要がある。

ロ. ガスタービンの高温部はその寿命上ある時期に交換することが必要であり、その時期は起動回数にも影響するため、起動回数・運転時間等常時適確に記録することにより分解点検お

よび部品交換による休止時間が離島負荷のピーク時期に重ならぬよう運用することが必要と思われる。

ハ. ガスタービン発電装置の起動は簡単かつ迅速であり、遠隔制御による運転も問題ないと思われる。しかしメーカーが推奨する起動時出力75% (850 kW) での10分間の出力保持は手動運転操作では行ないにくいいため、この制約を起動シーケンス中の1つの自動ロックとして制御系に組み込むことが望ましい。なおこの制約はガスタービン入口ガス温度に基因すると思われるが、ガス温度が前述のごとく全負荷でも70℃も低い場合に、この制約をそのまま用いるべきかは検討の余地がある。また負荷上昇速度の制限機構としてフューエルバルブリミッターに幾つかの調整機構が備えられているので、これらの調整の状況を把握することが必要であり、場合によっては再調整も必要であろう。

なお今後更に十分なる運転実績をつむ事により、完全遠隔制御化が行なわれることが望ましい。

ニ. ガスタービン発電装置とディーゼル発電装置とを並列運転した状態での周波数変化試験結果よりみて、周波数・出力の変化に極端な不安定さは見られず7～8秒で安定に達しており、両者の並列運転は動的に特に問題はないと思われる。従って従来離島用発電装置はディーゼル発電装置がほとんどであり十分なる実績も上げているが、今後の離島の観光化等による負荷容

量の増大につれる発電装置の増設の場合の機種選定の自由度が増したものと言える。

ホ. 離島特有の地域的問題である水資源の確保は非常に重要な問題であり、冷却水が不用であることや今回のような余剰出力・排温利用を考え合わせればガスタービン発電装置も有役な発電装置と言える。更に今回のような暗騒音以下までの騒音対策がほどこされている事や排ガス成分がいずれも少ない事を考え合わせれば公害問題の心配もほとんどないものと思われる。

ヘ. 従来ガスタービンの利用という場合、兎角ガスタービンを単体として考えてしまいがちであるが、今回の場合のように発電装置即ちプラントとして、環境への影響の問題や運転・制御の問題等周辺技術も十分考慮した形でガスタービンを採る事が必要である。

終りに当り、今回の試験実施において、九州電力株式会社内燃力課の皆様、試験に誠に心良く協力して下さった株式会所神戸製鋼所中原次長以下の方々および色々御指導・御助言くださった電力中央研究所宮岡次長に、心より御礼申し上げます。

## 文 献

1. ガスタービン学会誌 2-8 '75



# 旧陸軍試作の補助ジェット エンジンの全貌（その2）

名城大学理工学部 林 貞 助

扱て、斯く急ピッチで設計を進めるに当り、各エンジンの各部の寸法を、その構成要素個々の実験結果を待って決める如き時日の余裕無く、燃焼室の長さなどの決定に苦慮したが、結局、エンジンの形態的な成立条件を図面的に検討し、燃焼室入口風速  $50 \text{ m/s}$  内外、収焰距離を含めての燃焼室の長さを  $0.5 \text{ m}$  内外と強引に決め、これを目標に燃焼実験を進めることにした。今にして思えば、この長さを今少し長くし、入口風速をもっと低くした方が燃焼実験条件をもっと楽にし得たと思う。（註：— これ亦戦後に知ったが、Jumo 004やBMW 003ターボジェット、及び、后者に範を執った海軍のネー20などの燃焼室長さは、いづれも  $0.7 \text{ m}$  前後）。

使用燃料としては、補助ジェットエンジンたる関係上、主機のピストンエンジン用の87オクタンガソリンを用いることとし、燃焼実験にもこれを用いた。

燃焼そのものに関しては、最初は何も判って居らず、この問題を軽く考えていたが、筆者等の試作開発をスタートした昭和17年末前后から、二航研、東大航研等で燃焼基礎実験が行われ、これ等の結果から、この燃焼が意想外の難問題であることが判って来、技術者の直感として、この燃焼の解決無くば噴流推進エンジンの成功は無いと感じた。兎角する内、

- (a) 空気流速度を低くした燃焼室内で小渦流域をつくると、この域で焰が定着して安定燃焼する。
- (b) 燃焼室の内周壁に、空気流れに直角に環壁を立て、その壁の下流側の陰に点火栓を置くと、確実に噴霧燃料滴に点火し得る。（后述の吐焰着火器には、この構造様式を採用した。）

- (c) 空燃比が、その理論比  $15:1$  に近く、且、燃料滴の微細化が高くなる程、燃焼状態も良く、焰も短くなる。（これは予想の通り。）
- (d) 燃焼室の出口面積を絞り過ぎると、燃焼振動が起り易い。
- (e) 等断面積燃焼器の場合、燃焼ガスの体積膨脹に依る加速モーメント（燃焼抵抗）が案外大きいこと。

などが、諸方の情報を入れ乍ら逐次手探りに判って来た。更に、二航研での、他の条件不変の俚、燃焼管径を約  $140 \text{ mm}$  より約  $200 \text{ mm}$  に増大しての燃焼実験経験から、燃焼器に於ける燃焼には、サイズ効果が大きく働き、サイズを大きくすると、小型燃焼器とは比較にならぬ程燃焼の困難度が大きくなる（註：— 燃焼室ライナー内面より噴霧燃料滴への輻射熱加熱が激減すること等に依るものと推定される）ことが判り、実物の燃焼器サイズで、確実着火、安定燃焼、火焰の短縮、出口ガス温度分布の均一化等を如何にして成立せしめるかの問題が大きく現われて来た。

先づ確実着火と安定燃焼とを得る方法として、上記(b)の構造原理を採り入れた図28に示す如

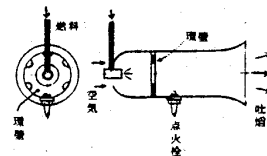


図28 吐焰着火器

き、直径  $50 \sim 60 \text{ mm}$ 、長さ  $80 \sim 100 \text{ mm}$  の吐焰着火器（註：— 今日の所謂 Flame Igniterと全じ構想）をつくり、これを先づ始動点火して、これより吹き出す火焰に依って主燃料噴霧流の燃料滴に着火、この着火器の火焰吐

（昭和51年10月6日原稿受付）

出を継続常在せしめて、主燃料噴霧流の燃焼を安定せしめることにした。

これは、その後のネー0燃焼器の実験で好結果を示したが、燃料をその噴射直前に予熱する、后述の燃料予熱管の採用に依り、燃焼が更に改善された後は、吐焰着火器は、エンジン始動時（燃焼スタート時）以外には、用いる必要が無くなった。

次に、最小の燃焼室圧力損失と、上記の如き、比較的短く決めた燃焼室長さとを前提として、タービン入口前の収焰と、タービン入口での燃焼ガス温度分布の均一化とに対しては、燃焼ガス温度800℃（註：一 補助エンジンの1回の使用時間が短いことを考えて稍高めにしたことは前述の通り。因みに、Jnmo 004-タービン動翼空冷-では、この温度は770℃。ネー20のそれは600℃。）の空燃比約50：1に於て、

(イ) 燃料を、焰長最小、且、燃焼状態最良の理論比15：1に近い空燃比で先づ完全燃焼せしめた后、この燃焼ガスを残余の空気と混ぜる方式。（註：一 原理的には、現在の燃焼器のやり方に等しいが、実験を実施した燃焼器は構造的に現在のものと異り、燃焼ガスを周囲の空气中へ拡散混合せしめる様式となつてゐる。后掲図及び写真参照。（ガス体相互混合方式）。

(ロ) 上記の空燃比約50：1の全空気流量の流れの中へ、燃料全量を噴霧し、燃焼室横断面全面に均一に分布した後、吐焰着火器などに依り、燃料滴個々への確実着火を確保する方式。

の2方式を並列して実験し、この2方式の内いづれを採るべきかを至急確認する為、昭和18年11月半ば頃から、最優先的につくられるネー0用燃焼器に図29に示す如き、およそ考え付き得る各種型式を設計、川航明石工場で作製、昭和18年6月頃から、岐阜から、適宜、出張の形で、明石工場の空冷ピストンエンジン性能運転台（エンジン冷却用送風装置附。）（図25参照）で、約40 m/s（常用風速25 m/sの吹出口径を絞ってこの値にした。）の空気流吹込みの下に、これ等ネー0燃焼器の燃焼実験

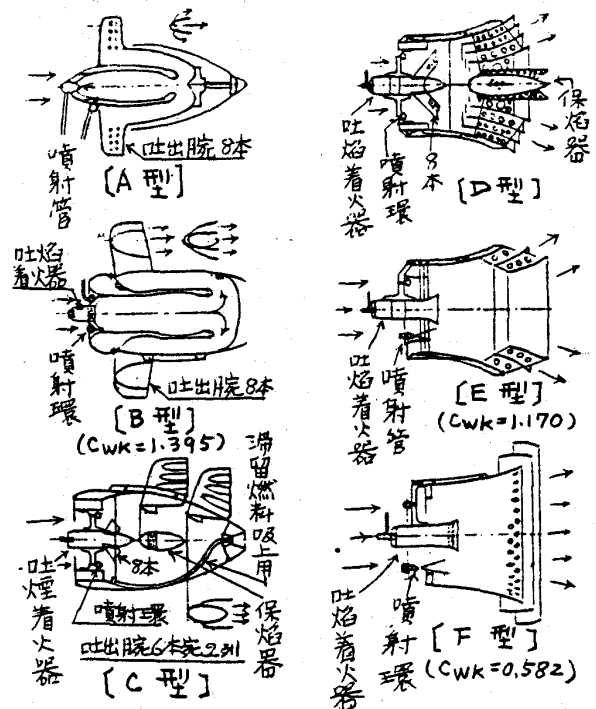


図29 ネー0用燃焼器

を進めた。（図30。）

図29に於けるA, B, C型が上掲(イ)の方式（燃焼済みのガスと残余空気とを混和する方式）のものであり、D, E, F型は、(ロ)の方式（燃料滴の均一分布を先行せしめる方式）に属する。図31にC型の、図32にD型の燃焼器の実物写真を示す。

明石工場での地上燃焼試験用の燃料噴射ポンプとしては、当時の機体用補器たる高圧油ポンプ（ギヤポンプ）を2個並列に電動機駆動し、両者の吐出量を合一して供給した。燃料が87オクタンガソリンで潤滑能力無く、ポンプギヤの焼付防止の為、燃料中に滑油5～7%混入した。燃料噴射圧は、最初、30気圧としたが、後に燃料予熱管を採用して燃焼が楽になった以降は10気圧に低下せしめたが支障は起きなかった。

以上のネー0用燃焼器実験の傍ら、岐阜工場の風洞（2.5 mφ、最大風速60 m/s）で、B, E, F型燃焼器実物の冷態時（非燃焼時）の空気抵抗（形状抵抗）値を調べた。図29の図中に示すあるCwkの値がその実測値である。B型の冷態抵抗が大きいのは予想通りとして、



図30 ネー0用燃焼器実験(川航明石工場)

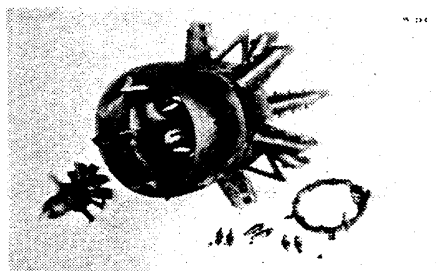


図31 ネー0用C型燃焼器

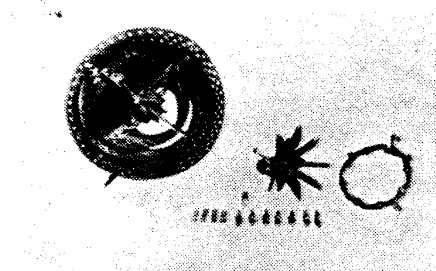


図32 ネー0用D型燃焼器

E型とF型との間の冷態抵抗値の差異は意外のことで興味を残した。勿論、燃焼器の冷態時の空気抵抗と、燃焼時のガス流れ抵抗とは、当然、相当異なる筈だが、この冷態抵抗値調査を、念の為、実施し、燃焼器型式の最終決定への参考にした。

分布燃料滴の確実着火の為には、吐焰着火器を使用することにしたのは上記の通りだが、そのネー0燃焼器への装着状況は図29に示されている。図中、C、D両型燃焼器には吐焰着火器の変り型が示されている(図31、図32参照)。吐焰着火器採用後は、着火は常に確実に行われた。

燃料(87オクタンガソリン)主噴射装置は、図24、29、31、32に示す如く、円管環に等間隔に噴射弁7個(後に14個に増数)を

取付けたもので、噴射弁には、最初、エンジン停止時の燃料洩れを防ぐため発条入り閉鎖型テラー弁を用いたが、発条の存在のため、燃料噴射圧に躍りが発生。又、何かのショックで、一連の噴射弁の内の或る弁の噴射量が急増(又は急減)すると、他の弁(特に隣接弁)のそれが急減(又は急増)し、火炎の静定が難しく、后には、発条を取除いた開放型テラー弁(図33)としたが、停止時の燃料洩れは生じなかった。唯、噴射弁を取付けた円管環入口内部の燃料流速を、最初、 $1\text{ m/s}$ にした所、円管環

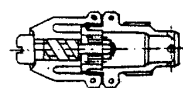


図33 テラー噴射

入口側の弁の噴射量と、環末端の弁のそれとの間に大差を生じ(註：—ベルヌーイの定理的な現象。即ち、入口側流速最大→静圧最小。環端側流速最小→静圧最大となることに依る。)、管径を増大して流速を $0.5\text{ m/s}$ に半減した処、弁間噴射量差はほぼ無くなった。

斯くて、一連のネー0燃焼器燃焼実験で、着火不整(発条入りテラー弁使用時に多発)、燃焼振動に依る燃焼停止(註：—ネー0燃焼器及び后続のネー3、ネー4の燃焼器のライナー後半部に多数の穿孔有るは、燃焼振動時の振幅を不明確化して振動を抑制する為である。)等、あらゆる障害を経験し乍ら、遂次、燃焼に関する知識を集積、結局、燃焼ガス、未燃焼ガス、共に、一旦ガス状となりたるものの、高速空気流中への拡散混合は、長さの短い燃焼器に於ては極めて困難なりとの結論に達し、即ち、上記(i)の設計思想に依る、且は、冷態空気抵抗の大きい図29のA、B、C型の燃焼器型式を棄て、その後は、専ら、(ii)の設計思想のもの(即ち、D、E、F型)を継続追求した。

昭和18年11月頃からネー3用燃焼器の単独燃焼実験を開始。先行のネー0燃焼器実験に依る経験を背景に図34に示す各型が試験され、a型→d<sub>3</sub>型の各型何れも焰長短く、燃焼状況も良かったが、燃焼器熱変歪(a型、b型)、

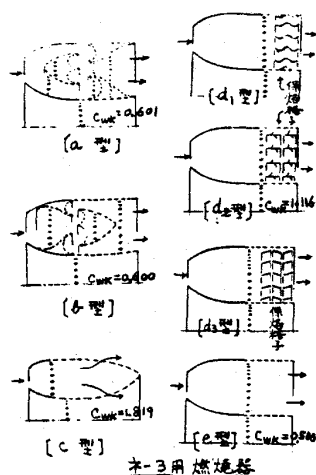


図 3 4

抵抗圧力損失過大 (C型), 保焰格子溶損 ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ 型) 等を惹き起した。但し, 燃焼中, 保焰格子部分に見られた透明青色焰が印象的であった。図 3 4 中には, 岐阜工場風洞で実測した冷態時の形状抵抗係数  $C_{wk}$  の値を示してある。又, 図 3 5 → 図 3 9 に, 夫々, a 型, b 型, c 型及び  $d_3$  型改修前 (軸方向長さ大。保焰格子 2 列) の各燃焼器の実物写真を示す。

斯くて, 連続実施の燃焼実験から, 大きい形状抵抗を前提としなければ, 火焰の 0.5 m 長以内への短縮は望み難いことが判って来たので, 発想を一転して, 燃料の燃焼が, 蒸発, 着火,

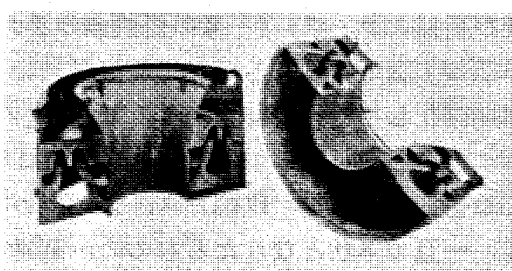


図 3 5 ネー 3 用 a 型燃焼器

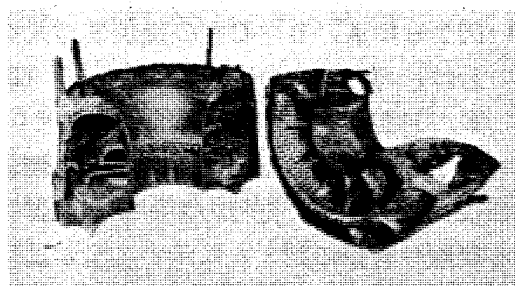


図 3 6 ネー 3 用 b 型燃焼器

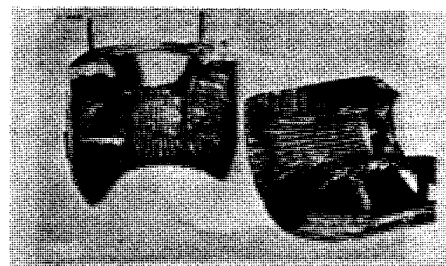


図 3 7 ネー 3 用 c 型燃焼器

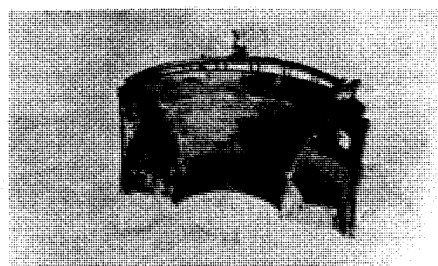
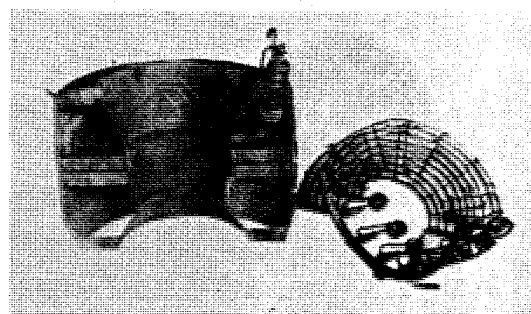
図 3 8 ネー 3 用  $d_3$  型燃焼器

図 3 9 ネー 3 用

燃焼の 3 段階に行われることに着目, 火焰長の短縮には, 噴霧燃料滴の蒸発時間の短縮が最も有効なるべきに考え及び, 燃料を噴射直前に予熱する燃料予熱管 (その管内圧力は燃料噴射圧に等しく, 依ってその高圧に依り管内に於ける燃料蒸発を抑さえ, 噴射弁よりの噴射後, 燃料が直ちに蒸気化する様にする) を噴射燃料系統内に挿入することとし, 個々の噴射弁毎に 1 個の銅管コイルより成る予熱管を取付けた処, 燃焼器内燃焼状態が格段に良化し, 焰長も一挙に 0.5 m 長の燃焼室以内に収まり, 全時に, 燃焼室出口ガス温度の均一度も大きく向上した。結局, ネー 3 用燃焼器は, 燃料噴射前予熱と, 噴射弁数倍加に依る噴霧滴分散の均一化, 噴霧微細化の改善を背景に, 燃焼器最終型の形は, 形状抵

抗を減らす意味も加えて、図14に示す如き極めて簡単なものとなり、后続して昭和19年1月半ば頃から燃焼実験を始めたネー4用燃焼器も、全様の極めて簡単な形(図24参照)となった。予熱管を使い始めて間もなく、予熱管の管内通路の燃料分解炭素に依る閉塞を経験したが、予熱管(裸銅管コイル)を、火焰温度がより低くなっている燃焼室下流側に移置して後は、斯かる故障も起らなくなった。(WhittleがW-1エンジンで、全じ構想の予熱管を試みていたことを戦后知り、彼我全じことをやっていたことに驚いたのは上述の通り。図40に筆者

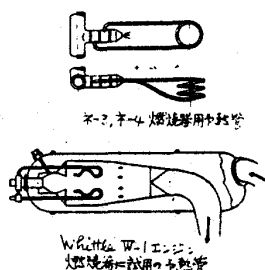


図40 燃料予熱管

の予熱管とW-1エンジンのそれとを対比して示す。)

この予熱管の実物写真及びその装着状況を、図13, 24, 38, 39に示す。この内、図38に示す予熱管で、コイルの、燃焼室上流側に面した管壁の1個所に0.2~0.3mmφの噴出孔1個を穿孔したもので、この程度の簡単なものでも、一応、実用可能性の有ることが判った。

又、予熱管回路中にVapor Lockが発生しない様、その回路の最高点が常に噴射弁の軸中心高さより低く在る様に注意して予熱管を取付ける必要があった。

尚、一連のネー3用燃焼器の実験中、燃焼器ライナー内壁面温度の高低が燃焼にどう影響するかを確かめる為、燃焼器ライナー内壁面全長に互り、7~8mm厚のアスベスト板(700℃以上の温度でその結晶水を失い、脆化することは判っていたが)を張りつけて実験した処、燃料予熱管を使わずに燃焼が青焰化したのに驚いたこともあった。高温壁面からの噴霧燃料滴への輻射熱加熱の増大に依る結果であろう。

以上の、明石工場に於ける燃焼器実験は、昭和19年3月頃迄継続されたが、その合間を縫って、岐阜工場では、ネーエンジンの飛行実験用母機として、頭初希望したキー61単発戦闘機(「飛燕」)、次善案のキー45改型双発戦闘機(「屠竜」)が、共に、入手不能となり、結局、比較的鈍足のキー48Ⅱ型双発軽爆機(機体改修量を最少にするため、ネーエンジンをその機胴下の爆弾架に懸吊して実験実施)となった為、各補助エンジンの性能計算を、キー48Ⅱ型機の機速に合せて、6月頃迄にすっかりやり直し、全時に引続き、井町勇、故北野純その他の諸氏の指導、応援を受け乍ら、ネー0, ネー3, ネー4の外殻の製図及び製作を推進すると共に、キー48Ⅱ型機の改修用製図にも協力した。

飛行実験用の燃料噴射ポンプには、ハー40(DB601)1100HP(公称)水冷ピストンエンジン用に三菱重工が独自に開発したバレル型プランジャーポンプ(プランジャー数12個、1000~1200rpmでの実際吐出量最大650ℓ/hr)計2個を用い、その各1個をキー48Ⅱ型機主機エンジン(ハー115星型14気筒空冷。公称1150HP)の補機筐に夫々装着し、この2個のポンプよりの高圧燃料を合一して、濾過器、主管制弁を経て、被検補助エンジン(ネー0を含む。いずれも上述の如く、機胴下爆弾架に懸吊。)の燃焼器の燃料管環入口に送る様にした。(余剰燃料は、主管制弁=三方弁から機体側主燃料槽へ戻される。)

飛行実験中の補助エンジンの推力は、爆弾架下のエンジン懸吊架(前後揺動式)を押す油圧の読みによって計測する様にし、又、補助エンジン内部各部分に於ける空気又はガスの流れの状況を知るため、計30本のU型硝子細管取付板を機胴内に設置し、更に、ジェット噴流内部の温度分布は、サーモカップルをジェット管尾端部でトラバースして検測することにした。以上の他、機体に取り付けるよう準備した計器類には、燃料流量計、燃料温度計(燃料予熱管用)、大気温度計、飛行高度計が有り、これ等に、補助エンジン始動用の燃料電熱予熱器と24ボルトバッテリーとを加えた。これ等の計測装置は、

昭和19年7月初め、試作中止命令を受けた時点で丁度整備を終えた所であった。

遡って昭和18年秋に、急いでいたキ-48Ⅱ型機の改修及びネ-0の機体への装着を終り（但し計測装置は上記の如く未だ間に合わず未装着。燃烧器は、先づ、形状抵抗多きも着火性良きC型を装着。因みに後にE型燃烧器をも取付けて見たが、これ亦巧く燃烧した。）全年12月23日午前、第1回のネ-0燃烧飛行実験を行う為、各務ヶ原飛行場を、川航テストパイロット、故片岡裁三郎操縦士操縦の下に、筆者と部下の野津君とが全乗して離陸したが、燃烧器の点火栓不良（后刻、点検で確認）の為、燃烧器に点火出来ず、一旦着陸。点火栓手入れ后、午后再飛行。

今回は簡単に燃烧器に点火。高度800～1000m、高巡航機速で燃烧を継続した俛、約10分間飛行。今迄の労苦を想起して機上で涙が出た。その直后、午前の飛行后、工員が機胴内の燃料主管制弁調整中、機胴内に放出していたガソリンが機胴内底部に多量滞留していたのを発見、機胴下で燃烧中のネ-0を考え、一瞬今生の終りかと観念したが、咄嗟に全機窓を満開、吹き込む空気渦流で滞留ガソリンを短時間で蒸発し去った時にはホットした。

この燃烧飛行時、計測装置整備未了のため、燃烧ガス温度及び発生推力の実際値は測定出来なかったが（ガス温度に対しては、燃料主管制弁の開度と送出燃料量との相関関係は実測済みで、この日の飛行時には、この弁開度を適当と想定した一定値にしていた。）、筆者の居た全乗席では、点火時、かなりの衝撃と機体姿勢の変化（一瞬、機首上向き）を感じた。機速は点火后約15km/hr（計器速度）増したかと思うとの操縦士の着陸後の言であった。低機速でのラムジェットネ-0装備とは云え、日本最初の噴流推進実験飛行であった。（海軍側では、TR-10ジェットエンジン地上運転中の時期であった。）

23日午后、更に今1度飛行。随行全型機からネ-0燃烧飛行の16mm映画撮影を行った。このネ-0附キ-48Ⅱ型機は、翌19年1月上旬末、各務ヶ原飛行場で、軍需省の陸海航空

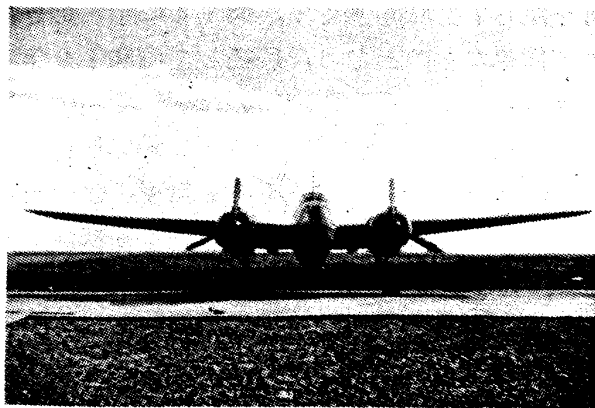


図41 ネ-0を機胴下に懸吊せるキ-48Ⅱ型双発軽爆機  
昭和18年12月23日：第1回ネ-0燃烧飛行成功時撮影

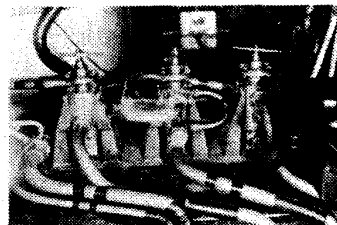


図42 キ-48Ⅱ型機全乗席床面のネ-エンジン用燃料管制

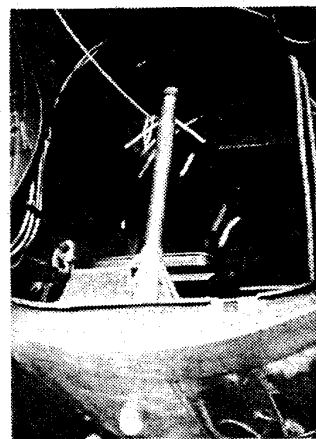


図43 キ-48Ⅱ型機全乗席床面のネ-エンジン燃烧観察用テレスコープ

関係者を前に公開飛行（片岡操縦士の単独搭乗）を行ったが、ネ-0燃烧の俛、上昇反転その他の曲枝を行い、そのためネ-0入口ディフューザーのストールを起こし、燃烧器の燃烧焰が前方に逆流して、デュラルミン製のディフューザー

の上方部分を焼き抜け、その直上の機体側主燃料槽に達せんとしていたことを着陸後発見。ネー0は、水平直線実験飛行を想定して設計していた為、かかることが起きたのだが、飛行前の打合せ不足の為、危く大事故を惹き起こす所であった。続いて、3月上旬末、計測装置調整の為数回飛行した後、その俵放置、爾後はネー3、ネー4完成に主力を転じた。このネー0附キー48Ⅱ型機は、昭和19年7月（補助エンジン試作中止命令を受けた時）立川へ飛行。二航研へ引渡した。本機のその後の消息は、筆者には不明である。

扱て、ネー3は戦時下の種々の障害の為、上記の如く、当初の予定より約8ヶ月遅れの昭和19年3月8日より明石工場性能運転台で地上運転開始。ネー4も亦全じく約8ヶ月遅れの4月中旬頃より地上運転開始。ネー3、ネー4を交番的に運転。実機に於ける燃焼器の再補整、その他のマイナー改修を行い乍ら、逐次回転数を増大、ネー3は約6000rpm迄（正規8300rpm）、ネー4は約8000rpm迄（正規11000rpm）、夫々達し、エンジン入口ディフューザーに於ける飛行中の空気圧縮を伴わざる地上運転に限界有り、これ以上はキー48Ⅱ型機に装着しての飛行実験に俟つしかない様に考えられた。この地上運転の経過を通じて、軸流型圧縮機と遠心型のそれとの間の空気圧縮機構の差を痛感した。即ち、ネー4（遠心型圧縮機附）が、燃料管制の開きに追従して過敏と云える程の加速を示すに対し、ネー3（軸流圧縮機附）の方は、ノロノロ加速しかせず（エンジン始動直后又は加速時、動、静翼ストール気味。圧縮機とタービンとのマッチングも良くなかった。）、補助エンジンとしては実用出来そうではなく、反対に、ネー4は、急加速の可能性も含め、意想外の実用性を示し、その飛行実験に大きな期待を掛け乍らその地上運転実験を継続していた。

然るに、遡って昭和18年頃より、一般軍用機用ピストンエンジンの質及び生産数の低下が次第に重大問題化し、新しい試作開発よりも先づ現用第1戦機の増産並びに整備充実を求める声が次第に強くなり、一方、海軍側が昭和19

年3月頃から交渉していた独逸ジェットエンジンの資料入手が可能の見込みとなり、それ迄の進捗思わしくなかった国内各噴流推進エンジンの試作中止、整理の動きが出、川航に対しても、陸軍二航研から、先に中止になったネー101以外に、補助エンジン全ての試作及び実験停止の内示が5月頃にあり、続いて、陸軍立川航空廠でこれ等補助エンジンの試作及び実験を続ける案も遂に成立せず、7月初め、これ等エンジンの開発一切を中断するに至った。この中断無くば、昭和19年8～9月頃には、ネー4に依る日本最初のターボジェット推進飛行を実施し得たものをと、今以て痛恨に堪えぬ。斯く、川航担当の試作中断には、川航明石工場と立川の二航研との間の距離的疎隔（ネー3、ネー4進捗状況に関する伝達不充分。二航研側の川航実情把握の不足）も多少影響したのではないかとの反省が残る。

この後、国内では、巖谷英一海軍技術中佐に依る、独逸BMW003A型エンジン資料到着（昭和19年7月）后、在東京各社（名古屋三菱を含む）併行に、この到着資料を基にした試作を陸、海協同して指令し、それ等が予期の進捗を見ざる内、昭和19年末、海軍空技廠自ら企画のネー20（地上静止最大推力475kg）の、敗戦目前の昭和20年8月7日の木更津飛行場に於ける「橘花」双発機の最初のジェット飛行につながることは周知の所で、この間の経緯は、海軍側の資料、表2、(4)、(5)に詳しい。

筆者の上記の報告を含めて、いづれも、次第に敗戦に追い込まれて行く情勢最中の、特命を課せられた技術者達の苦闘の報告であり、試作中断命令の為、ネー補助エンジンの、新型エンジンとしての性能を徹底解明する機会を失ったことは心残り乍ら、今にして思えば、新しく未知なる分野に挑んだ闘志の日々は、技術者冥利に尽きるものであったと云い得よう。この機会に、この試作開発に労苦を共にした旧部下（故人となった人も有り）永田、宮下、並河、鎌沢、緒方、石田、島田、野津、谷、后続の山下、川上の諸君に心からなる感謝を表する。又、この報告発表の機会を与えて頂いたガスタービン学会にも厚く御礼申上げる。

最後に、上記補助エンジン各型の性能（計算値）の一端を表1に、又、文中引例の資料名を

表2に、更に、当時入手していた参考資料名を表3に示す。（終り）。

表 1

(A) 飛行実験用母機の性能：キ-48Ⅱ型双発軽爆機（2速過給器附ハー115空冷星型エンジン2基装着）

	高 度 (m)	エンジン出力 (HP)	機 速 (km/hr)
原型機本来の性能	2800	1100×2	459.5
（データ源により、多少の差有り）	4200	930×2	454.5
	5800	970×2	488.0
原型機全機抵抗係数	$C_x \cdot S = 1.382$ （昭和18・11・3 明石、岐阜間飛行に依る実測値） 但し $S = 40 \text{ m}^2$		

				Cx・S			
		(燃焼時)	(非燃焼時)		(1基装着時 外部抵抗)	(内部抵抗)	
ネーエンジン附							
キー48Ⅱ型機の	{	ネー0附： 1.406	1.506	但し	ネー0	0.024	0.100
全機抵抗係数		ネー3附： 1.418	1.570		ネー3	0.036	0.152
Cx・S (推定値)		ネー4附： 1.420	1.576		ネー4	0.038	0.156

(B) 各エンジン性能計算時の仮定条件：

(a) 各エンジンに対する共通仮定：

入口ディフューザー断熱温度効率=80% 燃焼器燃焼効率=90%  
 燃焼室内抵抗：壁面の摩擦抵抗係数  $C_r = 0.15$  燃焼器（冷態）形状抵抗係数  $C_w = 0.5$   
 燃焼器出口（タービン入口）ガス温度=800℃  
 タービン断熱温度効率=75% ジェットノズル断熱温度効率=90%  
 キ-48Ⅱ型機主機プロペラー効率：

高度5800m、機速520km/hrの時のプロペラー効率を8.15%とし、それ以上の機速、700km/hrの時のそれを70%とし、中間の機速に於ては、上記効率両限値の間を直線的に変化すると仮定した。（高度の変化の影響は無視）。

(b) 各エンジンに対する個別仮定：

圧縮機断熱効率：ネ-3（軸流型）80% ネ-4（遠心型）65%

(c) 下掲エンジン性能表中の全効率=「エンジン熱効率」×「ジェット推進効率」

(C) 各エンジンのサイズ及び重量：

ネ-0： 入口ディフューザー前端内径 392mmφ、最大断面内径 600mmφ  
 ジェットノズル出口内径 456mmφ、全長 2100mm、重量 不明  
 ネ-3： 外殻外径 760mmφ、全長 2211mm  
 入口ディフューザー前端内径 380mmφ  
 圧縮機（軸流型）翼車外径 第1段 640mmφ、第3段 600mmφ、全ボス径 450mmφ、  
 燃焼室最大径 600mmφ、全最小径 160mmφ  
 タービン翼車外径 640mmφ、全ボス径 360mmφ  
 全備重量 約309kg+（外殻重量）  
 ネ-4： 外殻外径 750mmφ、全長 1700mm  
 圧縮機（遠心型）翼車入口最大径 362mmφ、全ボス径 118mmφ、平均外径 508.96mmφ、  
 燃焼室最大径 660mmφ（=圧縮機出口最大径）、燃焼室小径 220mmφ  
 タービン翼車外径 496.5mmφ、全ボス径 296.6mmφ  
 全備重量 約270kg+（外殻重量）  
 ネ-1： 外殻外径 760mmφ  
 圧縮機（コントラ2段軸流型）翼車外径 600mmφ、全ボス径 400mmφ  
 翼車後端よりジェットノズル迄の長さ 1050mm、重量 不明。

(D) エンジン性能：

高 度 (m)	空 気 流 量 (kg/s)	入口ディ フューザー 圧 力 比	圧 縮 機 圧 力 比	タービン 膨 脹 比	圧 縮 機 入 力 (HP)	ジェット 推 力 (kg)	主 機 プロペラー 推 力 (kg)	機 速		ジェット エンジン 燃 費 (kg/hr)	全 効 率 (%)
								ジェット 併用時 (km/hr)	ジェット 不使用 (km/hr)		
ネ-0	2800	8.1	1.095	—	—	600	498×2	491	475	593	1.11
	4200	6.8	1.0965	—	—	520	421×2	487	470	506	1.12
	5800	6.0	1.1165	—	—	524	406×2	521	504	452	1.35
ネ-3	2800	14.9	1.067	1.493	1273	348	450×2	534	475	998	4.06
	4200	12.9	1.070	1.504	1267	348	380×2	532	470	886	4.13
	5800	11.6	1.085	1.580	1295	295	365×2	566	504	800	4.65
	(5800)	(11.4)	(1.0645)	(1.579)	(1291)	(694)	(395×2)	(534.5)	(468.5)	—	(4.33)

註1： 本ターボジェットの場合圧縮機入力=タービン出力

2： 空気流入量の10%をタービンその他の冷却に分流

3： ( )内数値はネ-3附全機抵抗を修正して  $C_x \cdot S \equiv 1.418$  とせる場合



高 度 (m)	空気 流量 (kg/s)	入口ディ フューザ 圧力比	圧縮機 圧力比	タービン 膨脹比	圧縮機 入 力 (HP)	ジェット 推 力 (kg)	主 機 プロペラー 推 力 (kg)	ジェット 併 用 時 (km/hr)	ジェット 不 使 用 (km/hr)	ジェット エンジン 燃 費 (kg/hr)	全 効 率 (%)
ネー4: 2800	10.35	1.0235	1.766	1.520	1046.4	276.0	494.5×2	494.0	439.5	705.5	4.31
4200	8.89	1.024	1.780	1.505	881.0	249.8	416.75×2	491.0	435.0	614.3	4.45
5800	8.00	1.0295	1.922	1.573	871.2	240.0	404.6×2	525.5	467.0	554.9	5.07

註1: 本ターボジェットの場合圧縮機入力=タービン出力

2: 空気流入量の10%をタービンその他の冷却に分流

3: 上掲値は、ネー4附全機抵抗  $C_x \cdot S = 1.576$  とせる場合

ネー1: 2800	10.40	1.086	1.136	—	207	185.5×2	388×2	503	473	749×2	1.69
4200	8.93	1.087	1.141	—	178	162.8×2	325×2	500	—	652×2	1.80
5800	8.03	1.105	1.138	—	150	142.3×2	328×2	535	503	598×2	1.96

表 2

## 引 例 資 料

- (1) 「内燃機関展望, 10, ガスタービン」, 中田金市, 日本機械学会誌, 第55巻, 第398号, 昭和27年3月。
- (2) 「戦時中に於ける日本ガスタービン物語」井口泉, 日本ガスタービン会議会報, Vol. 3, No. 12, 昭和51年3月。
- (3) 「ロケット(註: ジェット)推進と組合せた航空用等圧燃焼ガスタービンの熱力学的性能」, 中西不二夫, 栗野誠一, 昭和17年末。
- (4) 「機密兵器の全貌」, 興洋社, 昭和27年10月5日(3版)
- (5) 「航空技術の全貌」, 原書房, 昭和51年2月5日(再版)

表 3

## 当 時 の 参 考 資 料

- (1) "Hervorrufung von Strömungen und Fahrzeuge-Vortrieb" (Rocket理論), Flug-sport, Nr. 26, 1935・12・23
- (2) 「蒸気及びガスタービン」, 大賀恵二, 昭和12年4月12日。
- (3) "Sula Teoria Analitica del Moto-Propulsore Campini", S. Campini, L'Aerotecni-ca, 1938・1
- (4) "Der heutige Stand des Gasturbinenbaues", A. Schütte, Z. VDI, Bd. 84, Nr. 34, 1940・8・28
- (5) I-「一次元理論に依る噴流推進機の性能」, II-「送風機圧縮噴流推進機」, III-「タービン附噴流推進機」, 河田三治, 内田茂男, 大日本航空技術協会, 昭和17年末。
- (6) 「ガスタービンを使用せる反動推進機関」, 田村及志良, 機械と材料, 昭和17年12月。
- (7) 講演テキスト, 「加熱空気推進理論」, 中西不二夫, 昭和17年12月。
- (8) "The Theory and Performance of Axial Flow Fan", C. Keller, 1937
- (9) 「空気力学の軸流送風機への応用」, 河田三治, 日本機械学会誌, 42巻, 264号, 昭和14年3月。
- (10) 「軸流プロペラポンプ主要寸法の決定に就て」, 下山美徳, 日本機械学会論文集, 2巻6号, 昭和11年2月。
- (11) そ の 他

# 150 kW級発電用小形ガスタービンの開発

川崎重工業  
ジェットエンジン事業部  
設計部

星野昭史，大槻幸雄  
長田達男，阪口哲也  
西原義美

## 1. まえがき

元来、ガスタービンは軽量小形で保守がたやすく、また使用燃料の範囲が広い等のレシプロエンジンには見られない多くの長所を持っているにも拘らず、地上用途への普及が遅れている大きな要因として、一つには航空用として発達してきたガスタービンの持っている高級品と云うイメージが災いして、在来ディーゼルエンジン等と価格的に対抗しきれなかったことがあり、今一つには特に部分負荷で顕著に現れる燃費率の悪さが挙げられよう。

既成エンジンに伍して、ガスタービンの広汎な用途拡大を望むものにとって、これらの致命的とも云える欠点を何らかの形で排除することは、その長所を生かす努力と共に是非実行する必要のある事である。

近年ガスタービンで発電機を駆動して、停電時やその他緊急時に非常用もしくは補助用の電源として使用する例が国内においても見られるようになってきた。特に火災その他の災害に備えて一般ビルディング、百貨店、病院等の人の集まり易い建築物に対する防災用電源の設置義務が法定化されるようになり、100～1000 KW級の比較的小さな出力の分野においても、従来のディーゼルエンジンと並んでガスタービン発電装置が使用されるようになってきている。

非常用の発電装置はガスタービンの応用製品として最も適したものの一つであり、これを突破口として用途の拡大を計ることが最良の策と考

えられるが、この需要の多くはガスタービンにとって不利な出力の小さい分野に集中しており、この点特に価格面で難しい課題が残されていると云えよう。

これらの観点から、川崎重工では低価格、高性能を二大目標とする一連の地上用ガスタービン開発研究を行ってきたが、此度これらを基にして発電出力150 KW級のカワサキPU200形発電設備の開発を完了し、その販売を開始した。ここでは、これの駆動源となるS1A形ガスタービンについて記述すると共に、我々の遭遇した技術的な問題に関して若干述べることをする。

## 2. S1A形エンジンの特徴

2-1 仕様 S1A形エンジンは発電機駆動を主目的として開発された出力275 PSの単純開放一軸形ガスタービンで、その主な仕様諸元を表1に、外観形状を図1に示す。

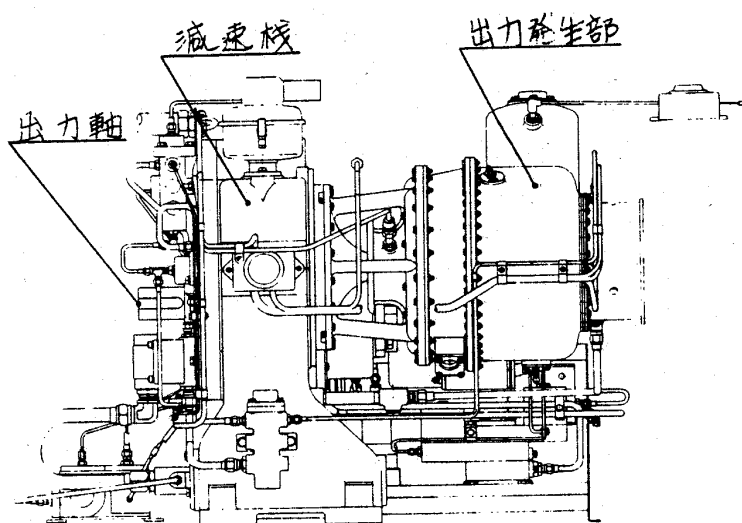


図1 S1A形エンジン外観

(昭和52年3月24日原稿受付)

表1には設計時目標とした値を併記したが、

表1 S1A形エンジン主要諸元  
(標準外気条件)

要 目	単 位	実績値	設計値
出 力	PS	275	275
燃 料 消 費 率	gr/PS・Hr	340	320
タービン入口温度	℃	960	960
主 軸 回 転 数	RPM	53000	
出力軸回転数	RPM	1800又ハ1500	
空 気 流 量	kg/S	1.49	1.4
圧 力 比	—	8.4	8
圧縮機断熱効率	%	73	75
燃 焼 効 率	%	96	98
タービン断熱効率	%	84	84
機 械 効 率	%	96	94
燃 焼 器 圧 力 損 失	%	5	3
排 気 圧 力 損 失	%	4	5
洩 れ 空 気 量	%	3	3
サイクル形式	単純開放一軸式		
圧 縮 機	二段遠心式		
燃 焼 器	単筒缶形		
タ ー ビ ン	二段軸流式		
減 速 機	二段平行歯車式		
使 用 燃 料	灯油, 軽油		
寸 度 (mm)	898L×760W×818H		
重 量 (kg)	315 (全備乾燥)		

圧縮機効率等の差により燃料消費率等一部目標に達していない部分も残されている。なお表中の性能値はいずれも15℃, 760mmHgの標準大気条件下における値で、この点の性能を定

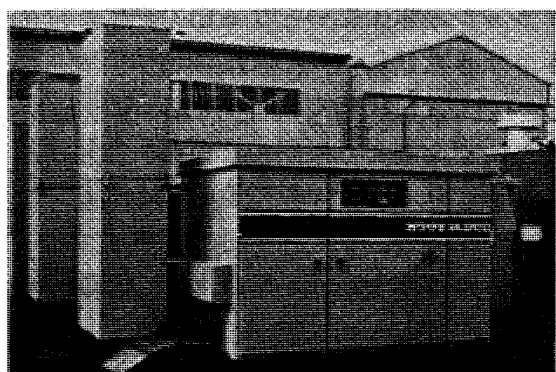


図2 カワサキPU200形発電設備

格性能としている。

定格出力条件におけるエンジンのオーバーホール間隔は1000時間、1000サイクルの使用を想定して設計しており、その耐久性を保証している。

図2に示す写真は本エンジンを使用したカワサキPU200形発電設備の屋外設置例である。

2-2 設計方針 我々の目標はディーゼルエンジンに対抗しうる低価格で、しかも同じクラスの産業用ガスタービンとして充分世界に通用する高性能なエンジンを作ることにあつた。この二つの目標は、併し乍ら、互いに矛盾する面を多く持っており、特にガスタービンとして最少の出力の部類に属する本エンジンに取って、大量生産を誇る自動車用ディーゼルエンジンとの競合を考えると、甚だ難しい課題であることは当然予想されたが、目的を非常用電源に絞り、次の様な方針で設計にあつた。

(1) 構造の単純化 ガスタービンの誇るべき最大の特徴は作動の単純さにあり、複雑な機構は出来るだけ

避けざるべきであると言う考えのもとに、単純開放一軸形と云うガスタービンとしては最もシンプルなサイクル形式を選定した。また構造自体も従来の機械加工、板金加工に換えて精密鑄造を多用し、部品点数の低減に努めた。エンジンの本体部分となる出力発生部は約90種の部品で構成されているが、このうち約三分の一は精密鑄造品を素材としており、工数低減にも役立っている。

(2) 軽量小形 耐熱材料等の高級材を必要とする出力発生部の軽量小形化はコスト低減に対して極めて有効であり、ガスタービンの長所を生かす意味からも積極的な検討を行った。

高性能と云う条件に合わせて材質の低下を出来るだけ避け、高級な材料を使う方針から回転数を高く採ってロータ直径を小さくし、エンジ

ンの軽量化を計った。この結果、出力発生部は軽量小形なものとなり、鑄造品を多用した頑丈な構造にも拘らず85kgの重量に抑えることが出来た。

(3) 高圧力比、高タービン入口温度の採用  
比較的高い圧力比とタービン入口温度(TIT)を採用してサイクルの熱効率を上げ、高性能を目指した。

高いタービン入口温度はタービンブレードの寿命を低下させるが、設計に際して翼根の応力を低くするよう配慮すると共にクリープ強度の高いタービン材の研究を鑄造メーカーと共同で行い、目標寿命に充分余裕のあるものとした。

2-3 性能及び構造 本エンジンの定格回転数における軸出力に対する種々の性能変化を図3に示す。図中に示す黒丸は定格点の性能値である。

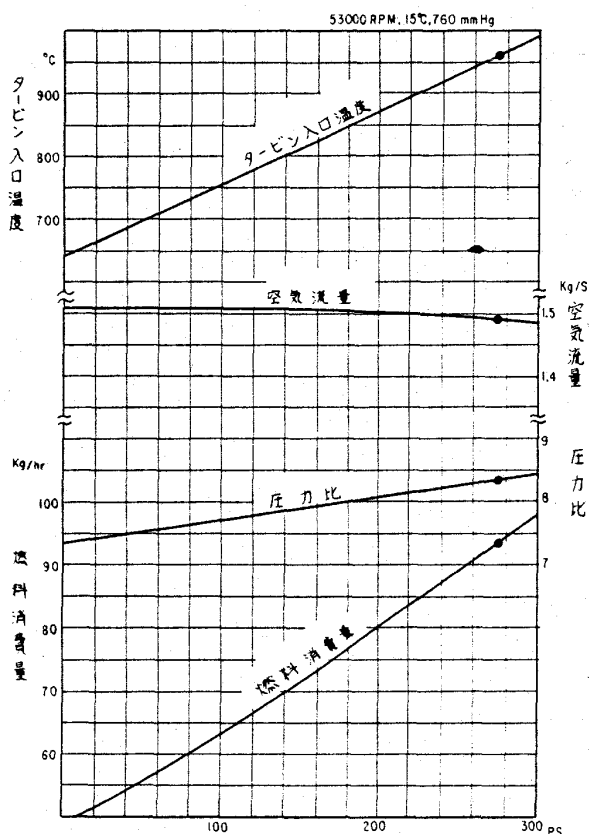


図3 S1A型エンジン性能曲線

本エンジンの主目的とする防災用発電装置の場合、特に起動の確実さ、迅速さが法的にも規制されており、他の用途と幾分異なる苛酷さを持

っている。これは単に起動特性のみならず熱疲労に対する耐久性等強度的な面についても厳しい性能が要求されることを意味しており、設計上の重要な要点となる。防災用の場合、運転は全て自動的に為されるが、本エンジンでは停電を感知して起動した後20～25秒後には定格回転数(53000RPM)に達し、全負荷の投入が出来るよう設計されている。

起動特性の内、特に低温時の着火性については燃料制御系の改善に力を入れた。燃料制御系は本エンジンの開発方針に基づき、定速度制御器の一部を除き、全て自社開発を行っているが、このシステム中に起動時のみ瞬間的に作動して燃料圧力を高める簡単なポンプを主ポンプとは別に取付け、低温着火性を改善した。その他、燃料制御系の作動については、加速中の燃料スケジュール制御と定速度制御があるが、前者はエンジン主軸に直結した高速ポンプによりエンジン回転数を油圧に変換し、直接燃料制御弁の開度を調整して制御しており、後者は減速歯車を用いて電磁的に回転数を感知し、これを同様に油圧に換えて定速度制御をしている。

燃料及び潤滑油の各ポンプ類は減速機に付いており、主歯車を介してエンジン出力の一部で駆動される。

減速機は構造が簡単な二段の平行歯車式を採用しているが、発電周波数の要求に合わせて1500RPMと1800RPMの二種類があり、高速側の二種類の歯車を交換して応ぜられる構造となっている。減速機下部は潤滑油タンクを兼ねており、運転に必要な全油量の貯蔵ができる。

エンジンの本体部分となる出力発生部は図4に示すような構造で、これは減速機に吸気側のフランジで片持状態で取付けられる。

本エンジンのように圧力比が高く空気流量が少い場合、圧縮機は後段で遠心式となることは必然的であるが、我々は構造が簡単でサージに強く、かつ頑丈な長所を生かして、二段遠心式圧縮機を採用した。インペラは図5に示すような形状の一体精密鑄造品で、材質はステンレス系の17-4PHである。前述の如く、防災用の場合、急速に起動することが要求されるが、

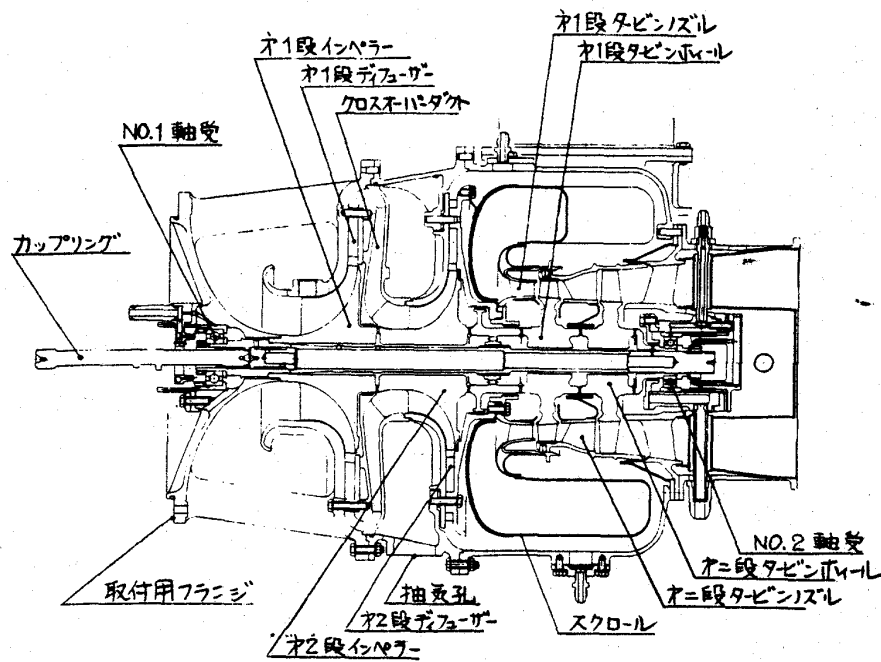
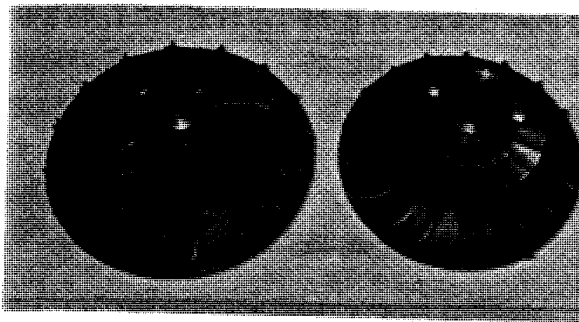


図4 出力発生部断面構造

対して段数が二段しか無いことは単段当りの仕事が大きくなり、高い効率を得ることが難しくなるが、構造の簡素化を優先させ敢えて段数を減らした。

前述の如く、防災用の場合は急激な起動及び負荷投入を行うが、この場合最も影響を受けるのはタービン部分で、特に高い繰返し応力を受けるホイール材の選定には非常に注意を払った。図7にこれらの外観形状を示すが、



☒ 5 インペラー

本エンジンでは圧縮機の間段階より加速中に約10%の抽気を行い、サージングの発生を防いで急加速を容易している。

燃焼器は構造が簡単で、特に本エンジンのように燃料流量が少ない場合有利な単缶式を採用した。その断面構造は図6に示すようなもので、耐熱合金材の薄板で出来た燃焼筒の周囲を圧縮機から出た空気が頂部に向かって流れ、多数の小孔から燃焼筒内部に入って180度反転してタービンに向う逆流缶形式である。燃料ノズルは一本であるから燃焼ガス温度が均一になり易く、タービン入口での温度分布にムラが少なくなる特性を持っている。

タービン強度的制限及び効率面を考慮して軸流形とした。サイクル圧力比 8 と云う値に

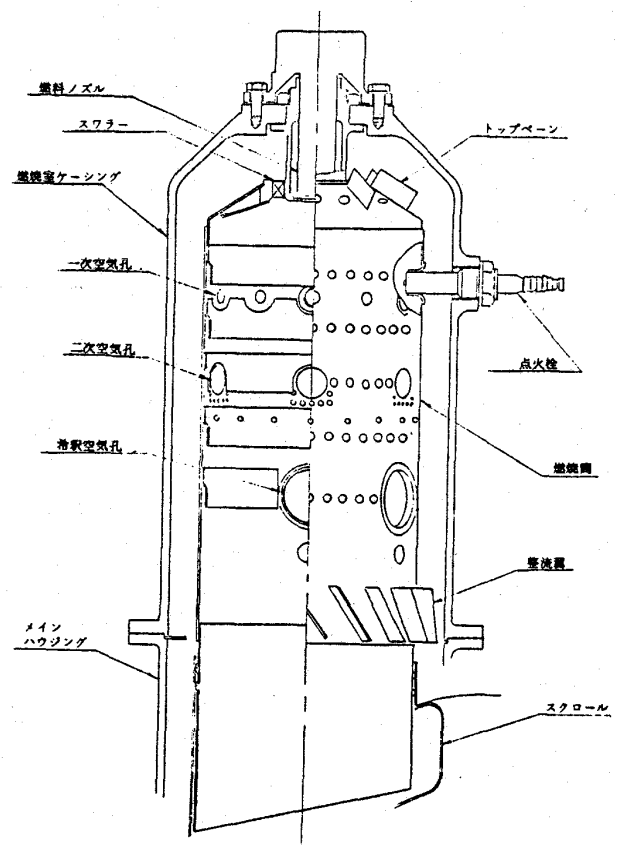


図 6 燃焼器の構成と配置

いずれも Ni 基材の一体精密鑄造品である。

インペラ、タービン等の回転部分は図8のような形に組上った状態で運転されるが、これ

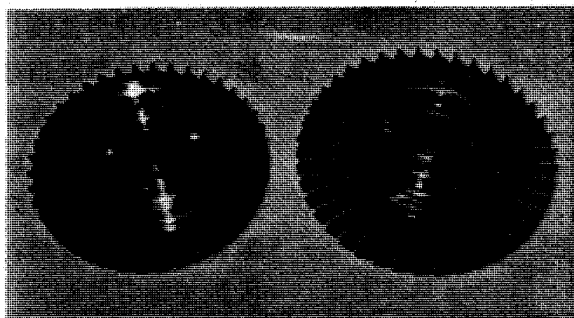


図7 タービンホイール

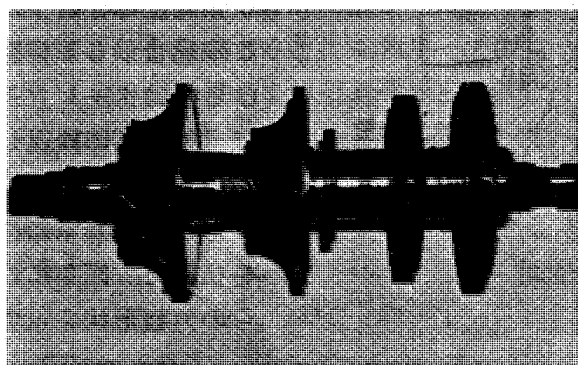


図8 回転部分

らは6個の部分カービックカップリングで結合し中心を通る一本の細い締付軸で締結する構造であるから、組立が非常にたやすくバランスに対しても良好な特性を持っている。

この回転部分の両端は二個の玉軸受で支持されているが、この内インペラ側は推力を受持つ内輪分割形で高温側は深溝形である。これらの軸受はいずれも板バネと潤滑油のスクイズフィルムで柔く支持されており、一次及び二次の危険回転数を低くして運転範囲を二次と三次の間に持ってきている。

圧縮機、タービンの各段間のエアシール及び軸受部分のオイルシールは全て非接触形のラビリンス構造とし、摩擦損失の減少と構造の単純化を計った。軸受部分のシール用及び各部の冷却用空気は第一段圧縮機出口空気を第一段と第二段のインペラをつなぐカービックカップリングの間隙から締結軸内に取入れ、各部に

分配している。

出力発生物の主軸回転数は53000RPMと非常に高い為、出力軸における慣性効果が非常に大きく、発電機駆動用として良好な特性が得られている。これは単に周波数安定性のみならず、モータ負荷投入時の瞬間的な大きいブレーキトルクの吸収に対して有効に働く為、同種のディーゼルエンジンと比較すると大略1.5倍以上のモータ起動能力を持ち、殆ど定格一杯迄負荷を接続することができる有利さを生じる。

### 3. 開発上の技術的諸問題

3-1 圧縮機の性能 圧縮機の性能向上は1400PSのガスタービンを駆動源とする単体試験装置による単段及び全段性能の詳細な解析と、エンジンの実機性能試験の組合せにより行った。

開発当初、各段インペラは出口翼角度を90度にしていた(B形と呼称)が、効率や空気流量の点で所定の性能が得られず、これを30度後方に傾けると共に若干周速を増す設計変更を施した(C形と呼称)。同一タービン入口温度におけるこれら二つの性能比較を表2に示す。

表2 圧縮機諸元

項 目		単位	C 型	B 型
全 段	空 気 流 量	kg/s	1.49	1.37
	断 熱 効 率	%	73	70.9
	圧 力 比	—	8.34	7.35
	回 転 数	RPM	53000	53000
第 一 段	断 熱 効 率	%	72.3	71.8
	圧 力 比	—	3.25	3.45
	インデューサハブ径	mm	44	44
	インデューサシュラウド径	mm	113.5	111.5
	インペラチップ径	mm	173.0	160.6
	インペラ羽根枚数	—	16	24
	インペラ出口翼角度	度	60	90
第 二 段	断 熱 効 率	%	83.0	76.5
	圧 力 比	—	2.56	2.12
	インデューサハブ径	mm	56	50
	インデューサシュラウド径	mm	98	94.5
	インペラチップ径	mm	166.0	146.7
	インペラ羽根枚数	—	18	26
	インペラ出口翼角度	度	60	90

また定格回転数で実測したこれらの性能線図を図9に示すが、図中の黒丸はタービン入口温度が

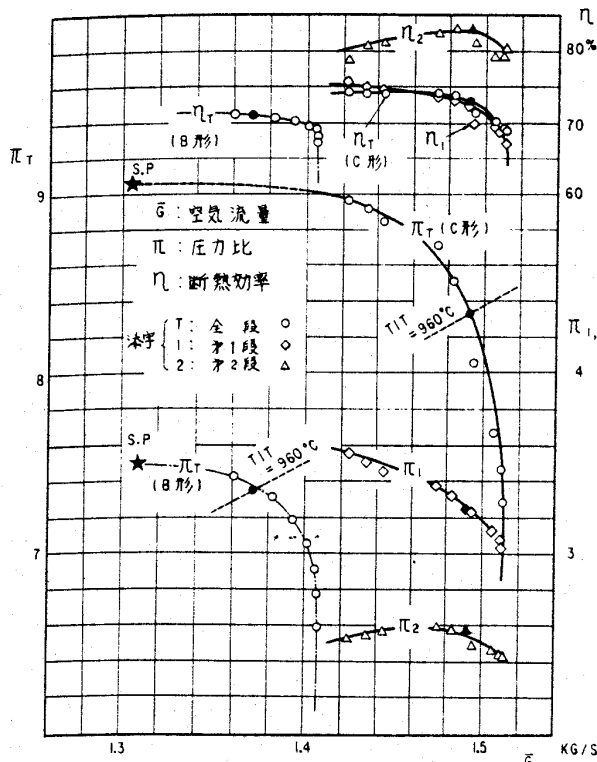


図9 圧縮機性能 (53000 RPM)

定格値である960℃となる点で、これよりC形にしてサージに対する余裕も増していることが判る。

図9にはC形の段当りの性能曲線も掲げているが、第2段に比較して第1段の効率が非常に低くなっていることが判る。圧縮機の構成上、

第1段には両段間を結ぶクロスオーバーダクト出口迄を含めているが、図10に示す第1段の単体試験結果から見ると、クロスオーバーダクトの損失が可成り大きく、単段当り5%以上の効率低下をもたらしている。より詳細な分析によれば、この損失の多くはディフューザ出口から半径方向に180度反転する曲り部で発生しており、この部分の改善が今後の課題として残っている。

発電機駆動の場合、回転数は一定であるから外気温度が例えば40℃になると圧縮機修正回転数は95%近く迄下ることになり、図11に示すように作動点がサージ側に近づく。この為、大容量のモータ負荷の投入によって4~5%一時的に低下する回転数を考慮すると、予め圧縮機の作動ラインは充分サージ領域より離れていることが必要で、特にモータ容量に対して余裕が少くなる小出力のエンジンでは圧縮機効率の非常に悪い位置で使用せざるを得ないことを示している。

3-2 タービン性能 S1A形エンジンの定格出力時の性能を表3に示す。実機運転試験中に得られたデータから、修正回転数をパラメータに効率を図示すると図12の如くなる。これを見ると、定格出力点付近において効率が急激に低下しはじめることが目立つが、これはタービンの単段当りの負荷が大きく、各所でチョークし易い状態になっている為、製作誤差や

見積り以上の有効断面積減少等の理由で各部の閉塞状態が早まっていることが原因と考えられる。

このクラスのエンジンでは、特に効率に大きく影響する因子として、動翼先端の隙間がある。すなわち、工作精度の限界、構造上の制限等によって許容しうる最少間隙はある限界を持つから、出力の小さいもの程大きな影響を受けるようになる。本エンジンの場合、第一段動翼高さは僅か12mm程度しか無く、動翼のスロート面積に対する間隙の割合は10%近くなり、計算上の間隙による損失は第一段動翼全損失の約半分にも

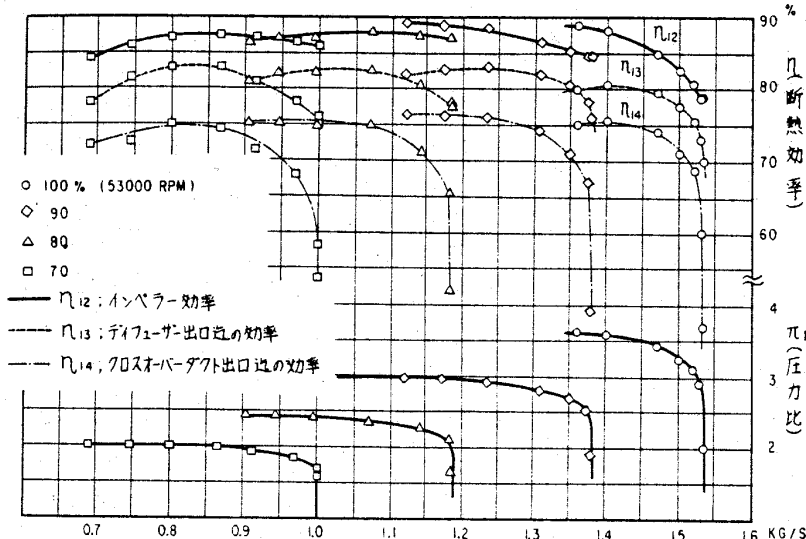


図10 第1段圧縮機性能

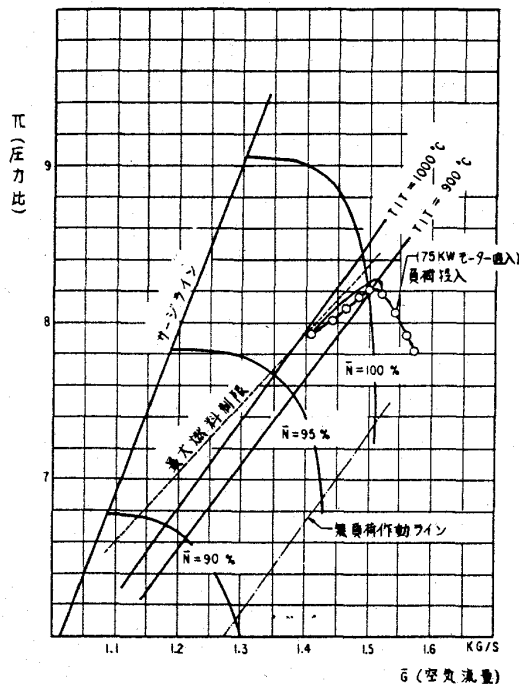


図1.1 エンジン作動ライン

表3 タービン性能

要 目	単 位	性能実績
入 口 温 度	℃	960
入 口 圧 力	kg/cm <sup>2</sup>	8.19
流 量	kg/s	1.47
断 熱 効 率	%	84
回 転 数	RPM	53,000

達している。実際の運転中どの程度の間隙で回っているか計測は困難であるが、温度分布等よ

り推定すると定格負荷においては約1割程度組立時より間隙は増しているものと思われる。併し乍ら、特に急激な減負荷を行った時、回転部分と静止部分の熱容量の差から、一時的に隙間が最少となることが計算及び実験で確かめられ、組立時最少0.4mmの間隙を要することが判っている。

動翼先端隙間を小さく保つ工夫は各メーカーで色々努力されているが、いずれも構造は複雑となり本エンジンに適していない。この為、我々はシュラウドにハニカム材を使用して万一の接触時に安全性を確保し乍ら、全運転範囲で許容される最少の隙間に設定するようにしている。図1.2中に実機運転で間隙の影響を調べた結果を併記しておくが、この場合先端隙間は第一段、第二段共同量づつ変えたもので、0.1mmの増加が1%以上の効率低下をもたらす場合のあることを示している。

3-3 燃焼器の問題 燃焼器の主要諸元は表4に示すようなもので、エンジンに対応して極力小形化を計った為に燃焼負荷率が大きくなっていることが目立っている。

燃焼器を単缶形とした為に、他のコンポーネントと異り、回転軸に対して軸対称な配置とならず、この結果燃焼筒が焼損すると云う問題が開発の初期において発生した。これは圧縮機出口の軸対称流が、回転軸と垂直に立てられた燃焼器部分に入る時に偏流を生じ、燃焼筒外側の

流れが均一にならないことから部分的に冷却不足となり、燃焼筒の一部が熔け落ちる現象で、負荷率が大きいことも重なって対策に手間取った。

我々は先づ偏流の様子を確認る為に、エンジンと同寸法のプラスチックモデルを作り、燃焼器の単体試験装置を利用して、圧縮機出口から燃焼器迄の流れを可視的に調査してみた。この結果、図1.3に示すように、燃焼筒外側の流れが非常に不均一で、焼損する部分はこれらの衝突によって渦が発生していることが観察され、何らかの方法でこの流れを整流する必要があることが判った。この為、

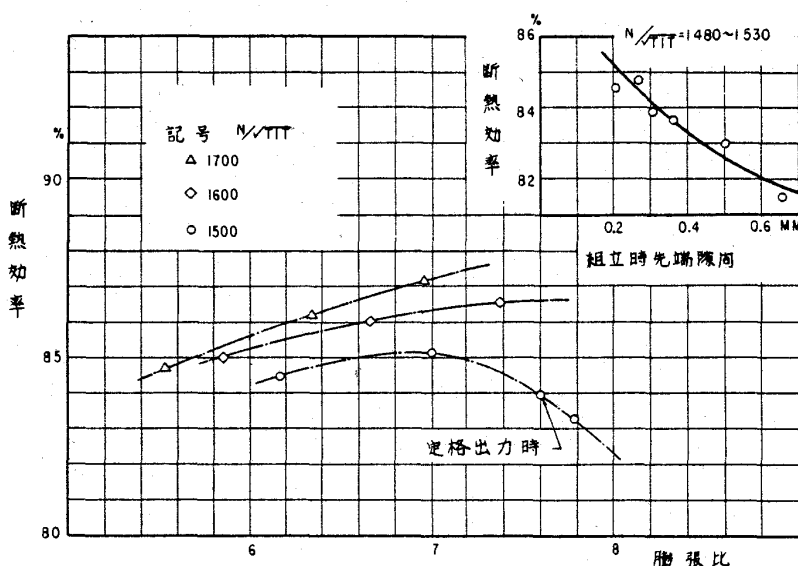


図1.2 タービン全段効率、先端隙間の影響



表4 S1A燃焼器の主要諸元

項 目	単 位	数 値
空 気 流 量	kg/s	1.45
燃 料 流 量	kg/HR	93.5
空 燃 比	—	55.6
圧 力 損 失	%	6
温 度 上 昇 率	—	2.15
燃 焼 負 荷 率	Kcal/m <sup>3</sup> ・h・atm	$3.40 \times 10^7$
最大断面平均風速	m/s	15.6
全 圧 損 失 係 数		40.0
滞 留 時 間	ms	21.5
外 筒 内 径	mm	150φ
ライナー内径	mm	116φ
ライナー全長	mm	335
ライナー容積	m <sup>3</sup>	$3.45 \times 10^{-3}$

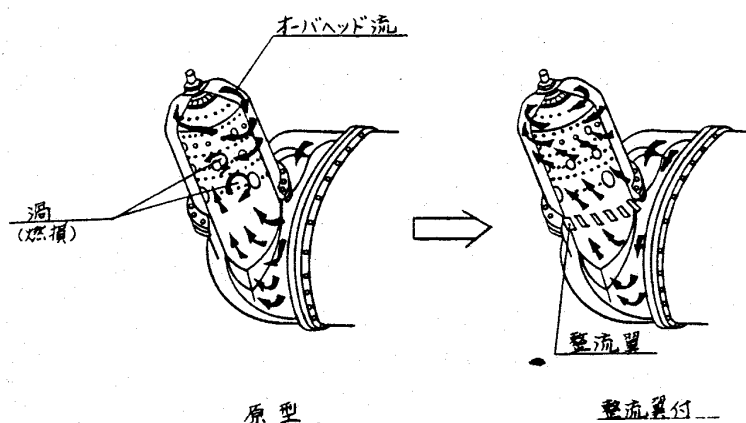


図13 燃焼器内の流れ模様

燃焼器の入口部分にあたる燃焼筒下部の外壁に整流翼を取り付け、流れにわざと旋回を与えて均一化を計った結果、図13に示すように規則正しい流れが得られ、実機試験においても局所的な冷却不良は改善されて焼損問題を解決することが出来た。

3-4 回転体の振動 高速回転体でしばしば問題となる現象の一つに軸系の曲げ振動がある。S1A形エンジンの場合、インペラ、タービンホイール等の回転部分の重量は約12kgあり、これを前後二つの軸受で支持して53000RPMと云う高速で運転する為、特に振動問題については充分注意した。

アンバランス量は軸系の曲げ振動を支配する最も基本的な要因の一つで、先づこの量を出来

るだけ少なくすることが必要であるが、フィールドバランスをとることが困難なこの種の小形ガスタービンにおいてはバランス修正後の再組立時に発生するアンバランス量の増加をいかに少なく抑えるかが重要な課題となる。本エンジンの場合、回転部分は組立上六ヶの部品に分割されるが、これらの結合を全てカービックカップリングで行っている為に組立再現性が非常に良くなっており、あらかじめ仮組立して10g-mm以下程度迄にバランス修正しておけば、エンジン組立時に一旦分解しても、何ら特別な注意を払わず再組立してそのまま運転が可能である。

軸系の振動で今一つ重要なことに軸の剛性がある。本エンジンの場合、使用回転数が高い為に一次の曲げ危険速度以下に運転範囲を持つてくる事が非常に困難であると予め推定されていたので、軸受支持部の剛性を柔らかくして図14に示すように二次と三次の間に運転範囲が来るように設定した。図から判るように、一次二次の危険回転数は軸受支持部のバネ定数が支配的となるが三次は軸の曲げ剛性に左右されるもので、剛性

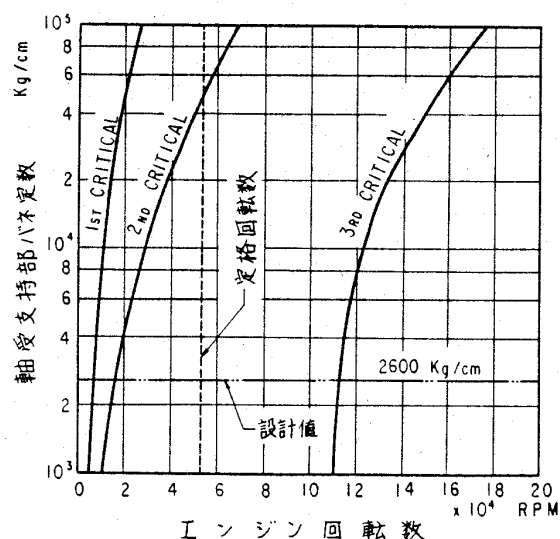


図14 危険回転数

の低下は三次の危険速度の低下につながるから出来るだけ高く採る必要がある。本エンジンの場合、カービックカップリングで結合された六ヶの部品を締付けている細い軸の締付力が回転部分の曲げ剛性を支配する重要な要素となっており、この選定には特に注意を払った。S1A形エンジンの回転部分を使った静止状態での曲げ試験結果から、この締付力と曲げ剛性の間には図15に示すような関係があり、ある一定の締

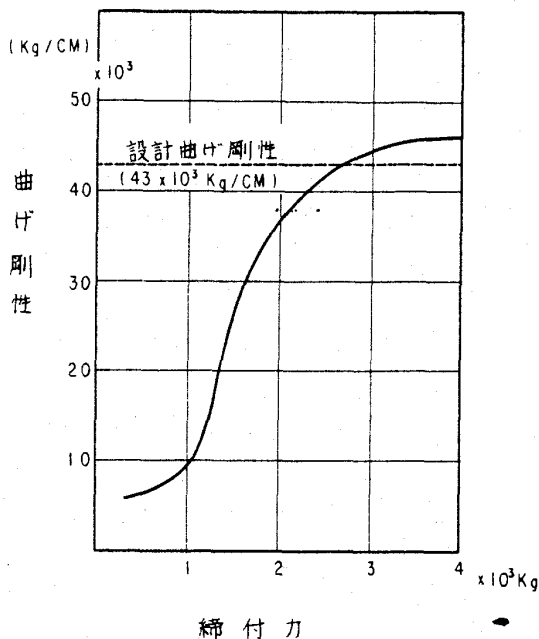


図15 軸締付力と曲げ剛性

付力以下になると剛性が急激に低下することが判った。一方、この力の上限はカービックカップリング歯面の許容面圧と締付軸の応力によって定まるもので、運転条件によってかなりの範囲で変化する締付力をこれらの限界内に収め、出来るだけ一定に保つよう設計しなければなら

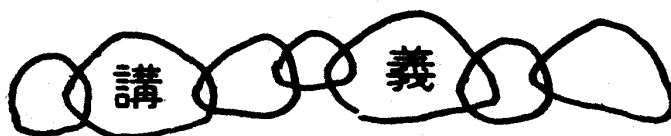
ない。我々の試験した結果では、この範囲はかなりクリティカルなもので、締付力が最大となる最大出力時と最も小さくなる停止後数分経過した時の回転体と締付軸の温度分布を詳細に調査し、締付軸の形状、材質を決定している。形状的には応力の許される範囲で薄肉化を計ってバネ常数を下げると共に、被締付側であるインペラ等の回転部分に見合った熱膨張係数を持つ材質を選んで締付力の変動を極力少くしている。

#### 4. おわりに

以上、川崎重工で開発したS1A形ガスタービンエンジンについて、その概要を述べた。

本エンジンの開発に着手したのは昭和48年の秋で、同49年9月には試作第一号機の運転試験を開始し、以来種々の試験を通じて改良を施して完成させ、昭和52年3月より量産エンジンの販売を開始した。開発期間中、回転体のラビングや出力不足等の様々なトラブルに見舞われたが、相当者各位の非常な努力とガスタービンの理論的に解析しやすい素直な特質が幸いして、比較的短期間で完成することができた。特に本開発の実務上の中心となったのは、入社後1～2年しか経っていない若い人達が殆どで、彼らの負担は非常なものであったが、電子計算機を駆使する彼らの理詰めの検討に柔順に対応するガスタービンの素直さにも改めて感心した次第である。

おわりに、本開発の着手に格別の尽力を頂き、以後何かと積極的な御支援をたまわった吉田専務、谷村事業部長に深く感謝いたします。また材料面で御指導頂いた西山課長、及び技研各位の御支援に対しても紙面をかりて謝意を表します。



## ガスタービン用圧縮機の空力的設計法と性能推定 I・軸流圧縮機（その1）

九州大学工学部 九郎丸 元 雄  
九州大学工学部 生 井 武 文  
九州大学工学部 井 上 雅 弘

### 1. ま え が き

軸流圧縮機と遠心圧縮機は空力的には全く同じ方程式に支配され、現在最も進んでいる準三次元理論による解析法の原理も同じであるが、ガスタービン用圧縮機として考える場合全く別の観点から眺める必要があり、読者層も異なる。

軸流圧縮機は第二次大戦以後、ジェットエンジンの開発とともに驚異的な飛躍を見た。その成果は広く産業用圧縮機に応用され、一世代経た現在では、経済的考慮を払う必要がないならば、これ以上望めそうもないほどの高性能が得られるに至った。しかし近年の技術革新とともにプラントの大容量化、大型化が進み、ガスタービンも今まで経験しなかった仕様が要求されるようになり、しかもこのような特殊仕様の製作に対しても注文者側が要求する性能保証はますます厳しくなる傾向にあって、今日では単に高効率で広い作動領域を持つばかりでなく、どのような設計仕様に対しても、迅速かつ正確な設計が行えること、内部流動の詳細な計算ができ、設計点以外の性能が正しく見積れることなどが大きい課題となりつつある。

一方、遠心圧縮機は、大形産業用、ジェットエンジン用としてはその特性上、軸流圧縮機に太刀打ちすべくもないが、自動車用ガスタービンなどのような、小形で高圧力比の圧縮機の実用化に最大の関心が払われている。この場合高速回転の必要性から、羽根車はインデューサ付

きのラジアル形に限定される。羽根車に対する相対流速は亜音速であるが、出口における絶対流速は必然的に超音速になり、性能向上の鍵は羽根車よりもむしろディフューザにあるといわれ、1972年来日した R. Dean Jr. 氏が「ディフューザ効率はまだ10%近く上昇する可能性がある」と述べて注目されたのは記憶に新しい（GTSJ主催の講演会1972年10月）。

上述の観点から、軸流圧縮機と遠心圧縮機は別々に記述することが望ましく、ここでは主として産業用ガスタービンに広く使用される軸流圧縮機について記述しよう。

### 2. 設計問題と計算問題

圧縮機の性能推定は数学的には流れを支配する偏微分方程式と境界条件（羽根車形状など）を与えて解（内部流動、圧力上昇、効率、軸動力など）を求めるいわゆる直接問題であり、問題の性質として比較的取り組みやすく、従ってより進んだ理論の展開が可能である。これに対し設計問題は与えられた解を満足するように境界条件を定める逆問題である。逆問題においてはある解を与えるための境界条件は無数に存在し（例えば二次元平面内の流れにおいて翼列によって与えた角度だけ転向させる場合、翼列を形成する翼形、節弦比、スタックの組合せは無数にある）、設計問題はそこから最適の条件を選ぶ問題に帰着する。もちろん何が最適かはガスタービンの用途によって異なる。また仮に設計者が一つの解答を選んだとしても、それが最適か否かを証明することはおそらく不可能で

（昭和52年2月7日原稿受付）

あろう。従って設計問題に関しては専ら経験的要素が最優先になりからである。更に最適値を求めるための設計方式もメーカーによって多種多様であるが、経験的要素が優先する現状において、それらの優劣を論じることが極めて困難で、本稿においてもその点に触れるつもりは毛頭ない。

ところで、最近コンピュータの大型化と使用技術の進歩により設計問題に対し、より進んだ計算問題の助けを借りることが可能になった。すなわち設計の過程に計算問題を採り入れ、試行錯誤的に最適解を選ぶ。このような方法によれば、より正確な設計が行えるのみでなく、設計の際に設計点以外 (off design) の性能も考慮でき、今日の軸流圧縮機設計に対する上述の要求が満足できる。

軸流圧縮機の羽根車の一般的な設計手順をフローチャートで示すと図1のようになる。ガス

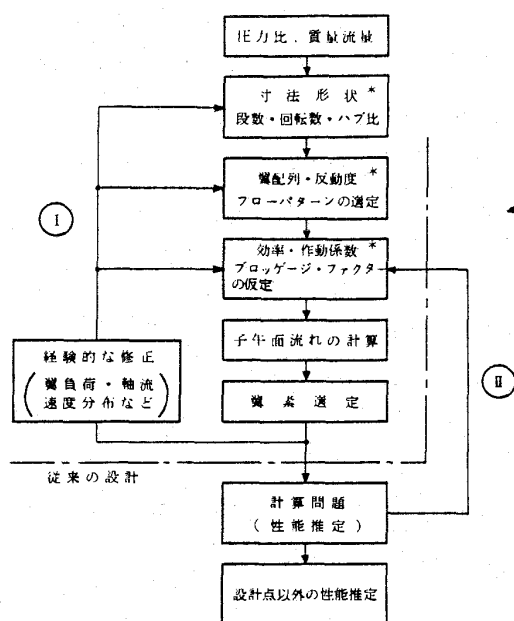


図1 軸流圧縮機の一般的設計フローチャート

タービンの設計仕様に応じて圧縮機の圧力比及び質量流量が与えられると、形式、寸法、段数などの設定、翼配列、設計渦形式の選定を行い、効率やブロッケージファクタなどを仮定して設計圧力比及び流量を補正し、半径平衡条件式に基づく子午面流れの計算により翼列前後の速度三角形を求め、子午面流線を回転して得ら

れる平均流面上（普通は円筒断面上）で翼列を選定する。次いで速度三角形及び翼列形状から主として経験式により翼負荷、効率などの再検討を行い、その結果により図に示すようなループ①の計算手順が繰り返される。従来の設計においてはループ①で完了するが、具体的な計算法については前述のように各メーカーによって異なる。

計算問題の助けを借りるループは図の⑩に示すループである。従ってここでは現在最もよい解析法とされている準三次元理論を用いたループ⑩の諸計算に限定することにしよう。

### 3. 準三次元理論

高性能の羽根車の設計や、高精度の性能推定を行うには、羽根車内での流体の挙動、エネルギー授受、損失の発生機構などに関する正確な情報が必要である。しかし実際のターボ機械内の流れは、壁面境界層、先端スキマの影響、二次流れなどを含み、非常に複雑な非定常三次元粘性流れで、直接解析解を求めることは非常に困難である。このため、いくつかの近似を行い、更に実験資料を導入して研究が進められて来た。

軸流機械では、流れが軸方向より流入し軸方向へ流出するのが特徴で、このため流れは近似的に軸方向と見なされ、一つの流面は、円筒面を形成し、二次元平面への展開がたやすい。初期の解析は、このような二次元平面に展開された無限直線翼列に対して行われ、それに基づいた設計法<sup>(1)(2)</sup>が、発達した。このような設計法では、壁面境界層などの影響を経験的な“Work done factor”，あるいはやや理論的な“Blockage factor”によって補正している。その後半径方向の速度成分を含んだ、より厳密な理論的解析として、準三次元理論がWu<sup>(3)</sup>により提案された。これは流れを軸対称で非粘性の定常流れと仮定し、図2に示すような子午面流れと、子午面上の流線を軸のまわりに展開して得られる回転流面上の翼間流れとに分け、それぞれを二次元的に取り扱い、これらを組合せることにより準三次元流れを得る方法である。もちろん、両流面上の流れは、それぞれ干渉し合うので繰返し計算が必要である。この方法は電子計算機の発達による計算能力の増大と共に設計

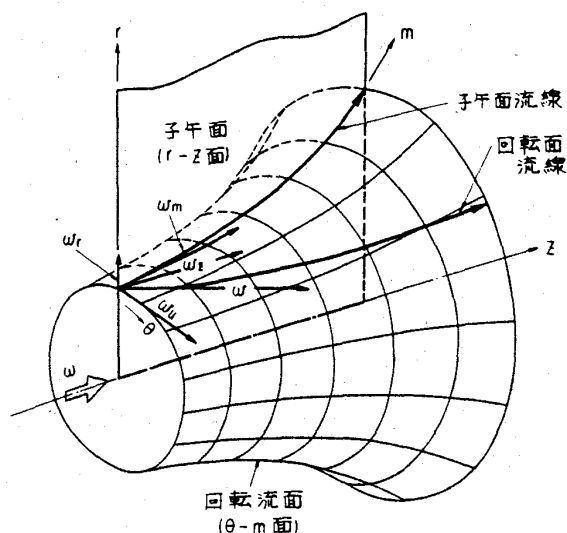


図2 準三次元流れ

問題や、性能推定問題へ応用され、多くの数値計算法が発表されている。一方壁面境界層、先端すきまなどの影響は、修正項として、各流面の計算に附加される。以下に準三次元理論に従って、子午面流れと翼間流れの解析法を述べよう。

#### 4. 子午面流れ

ターボ機械内の流れが軸対称と見なされるならば、図2の  $r-z$  座標（子午面）において、二次元的に取り扱える。この面上へ投影した流線を、一般的に子午面流線と呼ぶ。この子午面流れの理論的解析法の主なものとして、

- (i) Actuator disc 理論
- (ii) パラメータ理論
- (iii) 流線法
  - ・ Novakの方法（ダクト領域半径平衡）
  - ・ Smithの方法（一般的半径平衡）

(iv) マトリックス法（差分法, Marshの方法）がある。

Actuator disc 理論は、翼列を含む子午面流れを解析するため図3に示すように翼列の作用力を無限に薄い一枚の円板（Actuator disc）に集中させ、この円板を流れが通過する際、軸方向及び半径方向の速度成分  $c_z$ ,  $c_r$  は連続的に変化するが旋回方向の速度成分  $c_u$  のみが不連続に与えられると仮定する。いまハブ及びケーシング面が軸に同心の円筒面を形成する場合

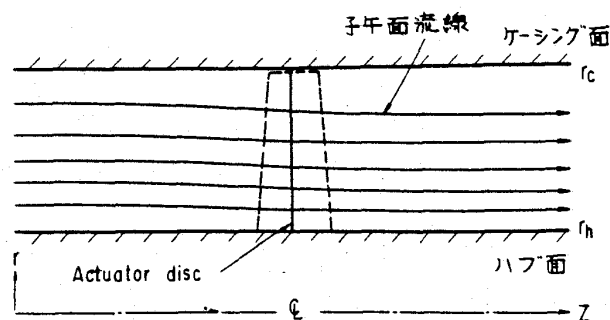


図3 Actuator disc モデル

合を考えると、円板の影響が無視できる無限上流 ( $-\infty$ ) と下流 ( $+\infty$ ) においては、流れが軸に平行となる [ $(c_r)_{-\infty} = (c_r)_{+\infty} = 0$ ]。一方、円板付近すなわち翼列内では  $c_u$  の不連続な変化のため半径方向の速度成分が生じ、その結果  $c_z$  は軸方向に変化する。すなわち、 $c_r$ ,  $c_z$  の変化を  $(c_r)_{-\infty} = (c_r)_{+\infty} = 0$  の境界条件と、円板の前後で流量が連続、運動量も軸方向及び半径方向で連続、周方向にのみ不連続という条件で計算したものである。このように、翼列の代わりに置いた円板の作用により、子午面流れを計算する方法で、円板における  $c_u$  の変化量は、翼間流れの計算または翼列試験の資料より求める。計算法の詳細については、例えば文献(4)を参照されたい。Actuator disc 理論の解は、境界条件によって与えられる未知係数を含む解析解（第1種ベッセル関数）により与えられるので、計算機が発達する以前は数表が使用できる長所があったが、多段圧縮機に応用する際、未知係数の決定が相当繁雑になること、電子計算機の繰返し計算にベッセル関数を含むことは、前述の(ii)~(iv)の方法に比べて有利でない、ことの理由で、徐々に使用されなくなった。

その後、計算機による数値計算に適した方法としてパラメータ理論<sup>(5)</sup>が発表された。この理論は流れを非圧縮、非粘性、軸対称として取り扱い、近似的に軸流速の半径方向分布を二次式で表わし、流線の半径方向移動が小さいという仮定のもとに、軸方向座標のみの関数である一つのパラメータを導入して、運動方程式を常微分方程式へ変換して解き、このパラメータの変化より、子午面における軸流速や流線の移動を求める方法である。更に、この方法を拡張

して圧縮性を考慮した2パラメータ理論<sup>(6)</sup>がある。

電子計算機の発達とともに、さらに精度の高い解析法として流線を追跡して計算する流線法<sup>(7)(8)</sup>が提案された。その原理を説明するために翼列を含まないダクト内の流れの半径平衡条件に関する Novak の方法<sup>(8)</sup>の詳細について述べよう。

この方法は流線に沿って状態量を求め、翼列の入口と出口に取られたいくつかの計算断面(図4参照)のすべてにおいて、半径平衡条件

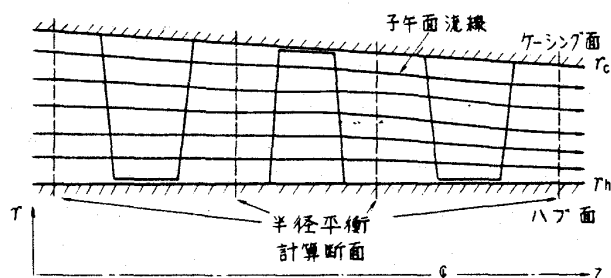


図4 流線法

を満足するように、子午面流れを決定するもので、Actuator disc 理論が、翼列内に置かれた disc により、流れを決定するのに比べて対照的である。翼列内に計算点を設けないので、性能推定問題のみならず設計問題への拡張も容易で、適用性が広い。

ここで流れを決定する平衡条件式を導こう。ターボ機械の流れにオイラーの運動方程式を適用し、

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \nabla \left( \frac{c^2}{2} \right) - \vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{f} \quad (4-1)$$

ここに、 $\vec{c}$ は速度、 $p$ は静圧、 $\rho$ は密度、 $\vec{f}$ は外力を示す。さて平衡条件は流路部へ適用するので外力は粘性による摩擦力のみとなり、定常な軸対称流れと見なせる。式(4-1)に及ぼす摩擦の影響は、せん断摩擦力 $\vec{f}$ と摩擦損失による静圧 $p$ の減少によるものである。半径平衡条件は流線にはほぼ垂直な力のバランスを考えるが、せん断摩擦力は主として流れ方向に作用するので平衡式においては $\vec{f}$ は無視できる。し

かし流線方向への摩擦損失による静圧 $p$ の減少は各流線によって異なるから、ある計算断面で半径平衡条件を考えると、この項を含めなければならない。静圧 $p$ は熱力学の法則より、次式で表わされる。

$$\frac{dp}{\rho} = dh - T ds \quad (4-2)$$

ここに $h$ はエンタルピ、 $S$ はエントロピを示し、断熱流れでは $T ds$ が摩擦損失に相当する。

上述の関係より式(4-1)は次のようになる。

$$-\vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) = -\nabla H + T \nabla S \quad (4-3)$$

ここに、 $H$ は全エンタルピで $H = h + c^2/2$ である。相対座標系に対しては $\vec{c} = \vec{w} + \vec{r} \times \vec{\omega}$ の関係より

$$-\vec{w} \times (\nabla \times \vec{w} + 2\vec{\omega}) = -\nabla H_R + T \nabla S \quad (4-4)$$

ここに、 $r$ は半径、 $\omega$ は角速度、 $H_R$ はロータルピとも呼ばれ、 $H_R = H - r\omega c_u$ で示される。断熱流れであれば静止翼列の場合には流線に沿って $H$ は一定、また回転翼列では $H_R$ が一定である。<sup>(注)</sup>

さて、平衡条件式を導くため式(4-2)の半径方向成分をとれば

$$-\frac{c_u}{r} \frac{\partial (r c_u)}{\partial r} + c_z \left( \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial r} \right) = -\frac{\partial H}{\partial r} + T \frac{\partial S}{\partial r} \quad (4-5)$$

上式の左辺は、図5に示すように子午面流れ

(注) 例えば静止翼列の場合、式(4-1)において $\partial c / \partial t = 0$ とし、流線方向の単位ベクトル $\vec{i}_s$ との内積を取れば $\partial (c^2/2) / \partial s = -(\partial p / \partial s) / \rho + f_s$ 。式(4-2)より $(\partial p / \partial s) / \rho = \partial h / \partial s - T (\partial S / \partial s)$ 。後式を前式へ代入し、流れに沿って積分し、摩擦仕事のエントロピの増加になることを考慮すれば流線に沿って $H = \text{一定}$ が証明される。

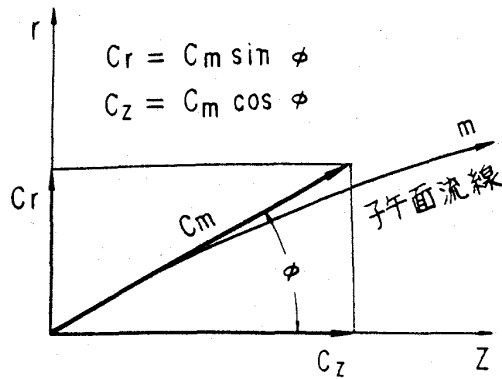


図5 子午面流れの関係

に関する下記の関係式を用い、 $r-m$ 座標へ変換できる。

$$\frac{\partial}{\partial m} = \sin \phi \frac{\partial}{\partial r} + \cos \phi \frac{\partial}{\partial z} \quad \text{又は}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} = \frac{1}{\cos \phi} \frac{\partial}{\partial m} - \tan \phi \frac{\partial}{\partial r} \quad (4-6)$$

$$\frac{1}{r_m} = -\frac{\partial \phi}{\partial m} \quad (4-7)$$

ここに、 $\phi = \tan^{-1}(c_r/c_z)$ で、 $r_m$ は子午面流線の曲率半径を示す。その結果式(4-5)の左辺は

$$-\frac{c_u}{r} \frac{\partial(r c_u)}{\partial r} + c_m^2 \frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} \frac{\cos \phi}{r_m} - \frac{1}{2} \frac{\partial c_m^2}{\partial r} \quad (4-8)$$

次に式(4-5)の右辺について考える。エントロピ $S$ を翼列の全圧損失 $\Delta p_{0l}$ と関係づけるため

$$Q = e^{-S/c_p}$$

の変数を導入し、更に

$$h = c_p \cdot T$$

$$(p/p_0) = (T/T_0)^{r/(r-1)}$$

$$\Delta p_{0l} = p_0^* - p_0$$

(ここに添字0はよどみ値、 $r$ は比熱比、 $p_0^*$ は等エントロピ的に上昇した場合の全圧を示す)の関係を用いて式(4-2)を翼列上流の基準

点 $i$ より任意の点まで積分すれば

$$\frac{Q}{Q_i} = \frac{(p_0/p_{0i})^{r-1}}{T_0/T_{0i}} = \left\{ 1 - \frac{\Delta p_{0l}}{p_{0i}} \left( \frac{T_0}{T_{0i}} \right)^{\frac{-r}{r-1}} \right\}^{\frac{r-1}{r}} \quad (4-9)$$

また

$$h = c_p \cdot T = H - \frac{c^2}{2} = H - \frac{c_m^2}{2} - \frac{c_u^2}{2}$$

で、これらの関係より

$$\begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} &= \frac{\partial H}{\partial r} + \frac{1}{Q} \left( H - \frac{c_m^2}{2} - \frac{c_u^2}{2} \right) \frac{\partial Q}{\partial r} \\ &= \frac{1}{Q} \frac{\partial(QH)}{\partial r} - \frac{c_m^2}{2} \left( \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial r} \right) \\ &\quad - \frac{c_u^2}{2} \left( \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial r} \right) \quad (4-10) \end{aligned}$$

故に、式(4-2)は式(4-8)、(4-10)より求まり、これを整理し次のような線形微分方程式で表わされる半径平衡条件が得られる。

$$\frac{\partial c_m^2}{\partial r} + A(r) c_m^2 = B(r) \quad (4-11)$$

$$\text{ここに} \quad A(r) = 2 \left[ -\frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} + \frac{\cos \phi}{r_m} + \frac{1}{2} \left( \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial r} \right) \right]$$

$$B(r) = 2 \left[ \frac{1}{Q} \frac{\partial HQ}{\partial r} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial(r c_u)}{\partial r} - \frac{c_u^2}{2} \left( \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial r} \right) \right]$$

式中の項 $\left( \frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} \right)$ は、連続の式に軸対称の条件を入れることにより求まる。すなわち

$$\begin{aligned} \frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} &= - \frac{(1 + M_u^2 + \frac{r}{r_m \cos \phi}) \frac{\sin \phi}{r} + \tan \phi \frac{\partial \phi}{\partial r}}{1 - M_m^2} \end{aligned}$$

(4-12)

ここに,  $M_u = c_u/a$ ,  $M_m = c_m/a$ で,  $a$  は局所音速である。

式(4-11)の解は, 電子計算機による数値計算において, ケーシング(半径  $r_c$ ), ハブ(半径  $r_h$ )の間の流路を半径方向に微小区間  $\Delta r$  に区切り

$$c_m^2(r + \Delta r) - c_m^2(r) = [B(r) - A(r) \cdot c_m^2(r)] \cdot \Delta r \quad (4-13)$$

の変化量を順次求め, 計算断面を通過する質量流量  $G$

$$G = 2\pi \int_{r_h}^{r_c} \rho c_m \cos \phi r dr \quad (4-14)$$

が, 与えられた質量流量  $G_d$  と一致するように,  $c_m$  を計算する方法によって求めるのが便利である。設計問題の場合, 軸方向の各計算断面における  $H$ ,  $rc_u$ ,  $Q$  の半径方向分布は, 設計仕様より決まるので, 流線を仮定すれば, 式(4-11)の  $A(r)$ ,  $B(r)$  は容易に定まる。故に, 初め仮定された流線に対し  $c_m$  分布を求め, 更にこの分布より定まる新しい流線に対し再度  $c_m$  分布を求め, 流線が収束するまで, 繰返し計算を行い, 子午面流れを決定する。しかし性能推定問題の場合には, 翼間流れの解または翼列資料により流れの方向の関数として,  $H$ ,  $rc_u$ ,  $Q$  などは求まる。また回転翼列を通過する際は, 相対座標系で表せば, 定常流れとして取り扱える。故に一般性のある相対座標系に対し, 式(4-4)より式(4-11)に相似な半径平衡条件を導くと, 次のようになる。

$$\frac{\partial c_m^2}{\partial m} + A_R(r) c_m^2 = B_R(r) \quad (4-15)$$

ここに

$$A_R(r) = 2 \cos^2 \beta \left[ -\frac{\sin \phi}{c_m} \frac{\partial c_m}{\partial m} + \frac{\cos \phi}{r_m} + \frac{1}{2 \cos^2 \beta} \left( \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial r} \right) + \frac{1}{2} \frac{\partial \tan^2}{\partial r} + \frac{\tan^2 \beta}{r} + \frac{2\omega}{c_m} \tan \beta \right]$$

$$B_R(r) = 2 \cos^2 \beta \left[ \frac{1}{Q} \frac{\partial (H_R Q)}{\partial r} + \frac{\omega^2 r^2}{2} + \frac{\omega^2 r^2}{2} \left( \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial r} \right) \right]$$

なお,  $\beta$  は流れの方向で,  $\beta = \tan^{-1}(w_u/c_m)$  で表される。絶対座標系に対しては,  $\omega = 0$  で,  $H_R$  を  $H$  に,  $\beta$  を  $\alpha = \tan^{-1}(c_u/c_m)$  に置き換えることにより, 容易に変換できる。設計問題と同様に, この半径平衡条件より子午面流れが決定でき, 従って全体性能が求まる。

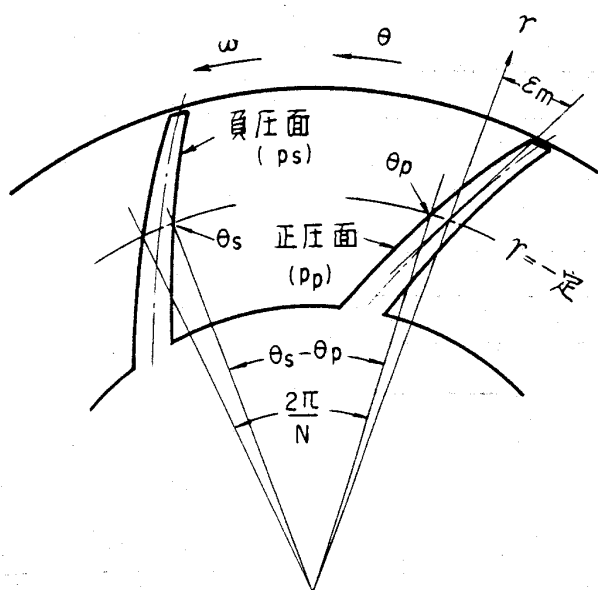
次に翼列が存在する位置における半径平衡条件を考慮する場合を考えてみよう。この場合には翼力(外力)が存在するので, 状態量の周方向の分布がある。このため一般に周方向平均値を周方向へ均一に分布させて軸対称流れとして取扱い, 翼面傾斜による翼力の半径方向への影響や縮流効果の影響を含めて, 半径平衡条件を求める。

この問題に対する解析は, Smith<sup>(9)</sup> により行われ, 半径平衡条件は圧力こう配の形で次のように表されている。

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = & \left( \frac{1-M_z^2}{1-M_m^2} \right) \left( \frac{c_u^2}{r} + \frac{w_m^2}{r_m \cos \phi} \right) \\ & + \frac{w_r}{1-M_m^2} \left\{ w_z \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tan \phi) \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{1}{\lambda \cos \phi} \frac{\partial \lambda}{\partial m} \right] - \frac{q'}{c_p T} \right\} \\ & - F_u \left( \frac{M_r M_u}{1-M_m^2} - \tan \epsilon_m \right) \end{aligned} \quad (4-16)$$

ここに,  $F_u$  は翼力の周方向成分,  $F_u = (p_p - p_s)/\{\rho r (\theta_s - \theta_p)\}$ ,  $\lambda$  は翼厚みによる縮流係数,  $\lambda = (\theta_s - \theta_p)/(2\pi/N)$ ,  $\epsilon_m$  は翼面傾斜角,  $N$  は翼数である(図5参照)。さらに  $q'$  は摩擦による全圧損失に相当する熱量で,  $w (\partial S/\partial s) = q'/T$  で定義される。すなわち翼列内に計算断面を設けると, 翼列形状より定まる  $F_u$ ,  $\lambda$ ,  $\epsilon_m$  の項を付加しなければならない。故に翼列形状の既知な, 計算問題への適用は容易であるが, 設計問題へは非常に困難である。



図6  $z = \text{一定}$ での $\theta - r$ 断面

子午面流れに対する第4の方法は、Marsh<sup>(10)</sup>に代表されるマトリックス法である。これは翼厚みによる縮流係数を含んだ流れ関数 $\phi$ を導入している。これを用いると翼力（外力）を含めた運動方程式は、次のポアソン方程式で与えられる。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = f(x, y) \quad (4-17)$$

これを解くには子午面を図7に示すように、

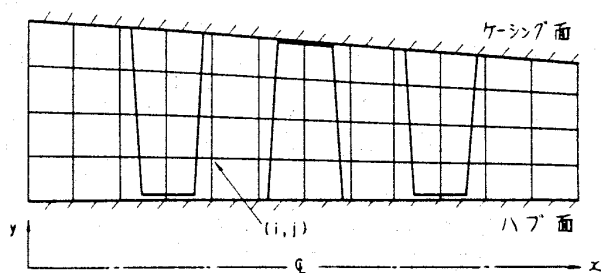


図7 マトリックス法

格子状に区切り、各格子点 $(i, j)$ における $\phi$ に対する差分近似により、式(4-17)を表現させ、これらを組み合わせ最終的に次の行列式を得る。

$$[M] \cdot \vec{\phi} = \vec{B} \quad (4-18)$$

ここに $[M]$ は差分近似式より定まるバンドマ

トリックス、右辺 $\vec{B}$ は、式(4-17)の右辺及び境界条件で定まるベクトルである。この行列式は種々の方法によって解けるが、式(4-18)は $\vec{B}$ に速度の項、すなわち $\phi(x, y)$ を含み、非線形のため、 $\phi$ は繰返し法で解かなければならない。また電子計算機で数値計算を行う際、大きい記憶容量を必要とする欠点がある。この方法も翼列内に計算点を設けるため、設計問題への応用は困難と思われる。

以上の方法について設計問題、計算問題に対する適用、及び翼間流れとの関連をまとめると表1のようになる。

子午面流れの計算問題では、SmithとMarshの方法が優れているように思えるが、翼間流れと組合わせた場合、減速翼列においては、理論によるより実験資料に基づく方がはるかに信頼性が高いので、両者を組合わせる準三次元理論では、翼列資料がある場合はNovakの方法を推奨したい。

## 5. 翼間流れ

上述の方法により求めた子午面流線を回転軸の周りに回転して得られる平均流面上の流れが翼間流れである。従来の軸流圧縮機的设计及び性能推定では、この平均流面を円筒面と仮定し、二次元翼列（直線翼列）の理論ないし翼列試験の資料を使用した。しかし最近の高速回転の圧縮機においては、この方法は不適当で、翼間流れに準三次元的な考えを取り入れる必要がある。その方法に次の二つがある。

- (i) 二次元翼列性能を準三次元的効果を考慮して補正する。
- (ii) 準三次元理論により得られた翼間流れの基礎式を直接解く。

さて子午面流線を軸のまわりに回転して得られる回転流面を、図8(b)に示すように $\theta - m$ 平面へ展開し、流面厚さ（紙面に垂直方向）を $b$ とする。解析は回転翼列へ適用できる相対座標系について行う。いま流れが定常で非粘性であると仮定し、式(4-4)より次の運動方程式を得る。

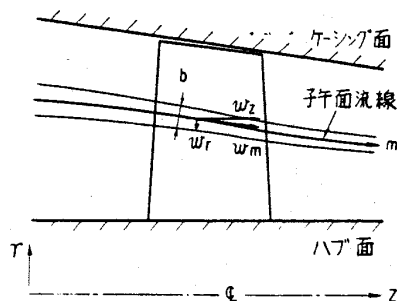
$$\frac{\partial w_m}{\partial \theta} - \frac{\partial(r w_u)}{\partial m} - 2\omega r \frac{\partial r}{\partial m} = 0 \quad (5-1)$$

表1 子午面流れの計算方法

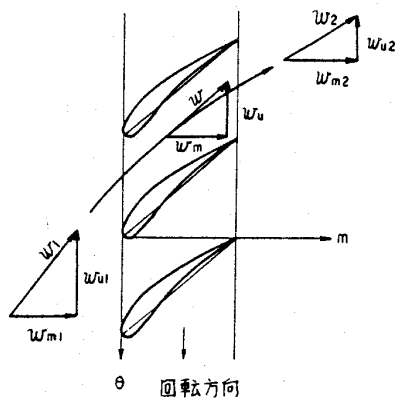
計 算 方 法	子 午 面 流 れ		翼 間 流 れ	
	設計問題	計算問題	翼列問題	翼列資料
(1) Actuator disc 理論	△	○	○	○
(2) パラメータ理論	△	△	○	○
(3) Novak の方法	○	○	○	○
(4) Smith の方法	×	◎	○	×
(5) Marsh の方法	×	◎	○	×

△ : 適用できるが困難, もしくは精度が悪い

○ : 適している ◎ : より高精度



(a) 子午面流れ



(b) 翼間流れ

図8 子午面と回転流面流れ

一方次式で定義される流れ関数 \$\phi\$ を導入すれば, 連続の式は自動的に満足される。

$$\frac{\partial \phi}{\partial m} = b \rho w_u, \quad \frac{\partial \phi}{\partial \theta} = -b \rho w_m \quad (5-2)$$

上式の関係性を式 (5-1) に代入して整理し,

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 \phi}{\partial m^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial \{ \ln(b\rho) \}}{\partial \theta} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \\ & + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial r}{\partial m} - \frac{\partial \{ \ln(b\rho) \}}{\partial m} \right] \frac{\partial \phi}{\partial m} \\ & = -2\omega b \rho \frac{\partial r}{\partial m} \end{aligned} \quad (5-3)$$

上式は翼間流れの支配方程式で, (ii)の方法では式 (5-1) ないし (5-3) を直接数値的に解く。次に, この \$\theta-m\$ 面を流線上のある基準半径 \$r\_0\$ (例えば翼列中心半径) の円筒面を展開した二次元の \$x-y\$ 面へ, 次の関係を用いて写像する。

$$x = r_0 \int_{r_0}^r \frac{dm}{r}, \quad y = -r_0 \cdot \theta \quad (5-4)$$

この関係を式 (5-3) へ代入し次式を得る。

$$\begin{aligned} \nabla^2 \phi &= -2\omega b \rho \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \sin \phi \\ & + \left[ \frac{\partial \{ \ln(b\rho) \}}{\partial x} \frac{\partial \phi}{\partial x} + \frac{\partial \{ \ln(b\rho) \}}{\partial y} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] \end{aligned} \quad (5-5)$$

$$\text{ここに } \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

$$\sin \phi = \partial r / \partial m$$

$$w_x = \frac{1}{b\rho} \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{r}{r_0} w_m$$

$$w_y = -\frac{1}{b\rho} \frac{\partial \phi}{\partial x} = -\frac{r}{r_0} w_u$$

もし流れが非圧縮で子午面流線が回転軸に平行であれば流面は円筒面となり（故に  $\phi = 0$ ,  $b\rho = 0$ ），式（5-5）は

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (5-6)$$

上式はラプラス方程式で， $\phi$  は非回転流れにおける二次元翼列問題を解くことに帰着する。さて式（5-5）は非線形で解を得ることは困難であるが，右辺第1項は流面が傾斜することにより生じる項，また第2項は流面厚さと密度の積  $b\rho$  が変化するために生じる項で，軸流圧縮機の場合には両者は比較的小さいから  $\nabla^2 \phi = 0$  の解に次の2式の特解を線形的に重ね合わせることににより近似解が得られる。

$$\nabla^2 \phi = -2\omega b\rho \left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \sin \phi \quad (5-7)$$

$$\begin{aligned} \nabla^2 \phi &= \frac{\partial \{\ln(b\rho)\}}{\partial x} \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ &+ \frac{\partial \{\ln(b\rho)\}}{\partial y} \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{aligned} \quad (5-8)$$

式（5-7）及び（5-8）の特解がそれぞれ  $\phi$  及び  $b\rho$  の変化に対する修正項で，(i)の方法はこの考え方に基づく。以下に(i)，(ii)の方法について説明しよう。

(i) 二次元翼列に基づく方法 (i)の方法では，まず  $\nabla^2 \phi = 0$  の解，すなわち二次元翼列の解が必要である。二次元翼列問題は，古くより理論的，実験的に解析されている。理論的計算法は，1930年代から非常に多くの研究が行なわれ，その選択にとまどうほどであるが大別すると，Weinig<sup>(11)</sup>に始まり藤本ら<sup>(12)</sup>，Howell<sup>(13)</sup>，Traupel<sup>(14)</sup>，Gostelow<sup>(15)</sup>らに代表される等角写像法と，Schlichting<sup>(16)</sup>，Martensen<sup>(17)</sup>らに代表される特異点法がある。これらの各方法で計算を行えば，翼面圧力分布はある程度実用に供する精度で求められるが，轉向角や揚力係数などの翼列性能に関しては，特に圧縮機の減速翼列では正確でない。これは減

速翼列では境界層の発達著しいためである。もちろん境界層の計算を翼列問題に取入れることは既に行われているが，粘性流体中の後縁に対する，いわゆる Kutta の条件に対しては現在なお理論的に確立されていない点があるので，境界層を考慮してもそれほど精度は上らない<sup>(18)</sup>。このため，現段階では二次元翼列試験の資料に基いて，二次元翼列性能を推定する方法が，信頼性が高く，翼列資料が存在する限り，それを用いる方がよい。しかし，減速翼列の風洞試験を行う際，翼列側壁の境界層の発達は著しいため，この境界層の抽気による制御により，流れの十分な二次元性を確保しなければ，信頼性のある資料は得られないことに注意しておこう。現在公表されている圧縮機用翼列資料としては，N.G.T.E のC系統翼に関するものと，NACA 65系統翼列に関するものがあるが，前者では境界層抽気は行われていない。これらの資料を基にした設計法（翼素選定法）として Howell<sup>(1)</sup>，Lieblin<sup>(19)</sup>，NACAカーベット設計線図<sup>(20)</sup>による方法がある。また性能推定問題では，設計点以外の翼列性能の推定が必要で，このため，NACA 65系統翼については，これを目的としたカーベット線図が与えられているが，C系統翼については，最適状態（設計点）に対する変化量の関係を一本の曲線で近似的に与えるのみである。著者らは，NACA 65系統翼に対するカーベット設計線図を拡張し，そり  $C_{p0}$  が0から2.4，流入角が  $0^\circ$  から  $80^\circ$  の高流入角まで適用できる新しいカーベット線図を作成した<sup>(21)</sup>。これらの線図は，いずれも翼厚比10%に対し作成されたもので，翼列性能は当然，厚み比の影響を受ける。そこでカーベット線図を任意の厚み比の場合にも拡張するため，厚みの影響を理論的に補正する方法が研究されている<sup>(22)</sup>。

いずれかの方法で二次元翼列性能が見出されれば，準三次元理論へ応用できるよう，式（5-7）と式（5-8）に相当する流面傾斜や流面厚さの変化，すなわち軸流速度比の影響を補正しなければならない。式（5-7）の右辺は，回転翼列の相対流れの場合において流面が傾斜するため，流面に垂直な渦の存在を示すものであるから  $x-y$  面において翼間通路に渦度

$$\zeta = 2\omega \left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \sin\phi \quad (5-9)$$

を分布させる。そうすると $\zeta$ は流面の軸対称性より、 $x$ のみの関数となる。この流れを特異点法を用いて解析してみよう。特異点法においては翼形は渦及び吹出しの分布によって構成されている。これに対し式(5-9)を考慮して流路に渦 $\zeta$ を分布させ、その渦による誘起速度を加えた流れが、翼面に沿うように、そり線上に渦、吹出しを付加する。この付加する特異点によって生じる循環量が翼列の循環量の補正值に相当する。詳しい計算方法は文献(23)を参照されたい。式(5-8)の右辺は $x-y$ 面上に吹出しが存在することを示すもので、そのため翼列前後で軸流速度 $w_x$ に差を生じる。これは軸流速度比の影響として知られており、多くの研究がある。理論的方法では、流路内に吹出しを近似的に分布させ、前述の流面傾斜の場合と同様の手法で、補正量が求まる。Shaalan<sup>(24)</sup>は吹き出しを $x, y$ の関数で、Mani<sup>(25)</sup>は、 $x$ のみの関数として、窪田<sup>(26)</sup>、Pollard<sup>(27)</sup>は、一様吹き出しを分布させ、軸流速度の変化を表わしている。そのほか翼列試験の結果に基いたScholz<sup>(28)</sup>、Katzoff<sup>(29)</sup>ら、Hawthorne<sup>(30)</sup>、Erwin<sup>(31)</sup>、生井<sup>(32)</sup>の実験的修正法がある。このうち、簡便で広範囲の翼列形状に有効な著者らの実験式を次に示す。

$$\tan\beta_2 = \frac{2}{(1-\xi)} (\tan\beta_2)_T \quad (5-10)$$

ここに $\xi$ は軸流速度比で $\xi = w_{x2}/w_{x1}$ ，添字 $T$ は二次元翼列資料の値を示す。

これまで述べた補正法は翼列形状が与えられ、二次元翼列性能が得られている場合の補正法で、計算問題(性能推定問題)の場合に適用される。しかし、設計問題では、翼列前後の流れが規定され、これを満足する翼列形状を選定しなければならない。この場合 $x-y$ 面上の速度線図に対して二次元翼列を選定し、流面傾斜及び軸流速度変化を考慮して、選定した翼列のそり及び食違い角を補正する方法が提案されている。<sup>(33)</sup>

(ii) 翼間流れを数値計算により解く方法

流面傾斜が大きい場合は、式(5-1)を直

接解く方法が適切である。この計算法として、流線法を用いたKatsanis<sup>(34)</sup>やWilkinson<sup>(35)</sup>の方法がある。これは回転流面上の2枚の翼の正圧面と負圧面、及び翼列を構成する翼の前縁から上流へ、及び後縁から下流へ向う2本のよどみ点流線(Stagnation stream line)で形成される流路へ、流線法を適用し、子午面の場合と同様の方法で計算する。この流面で用いる運動方程式は、式(5-1)より、次のようになる。

$$\frac{\partial w}{\partial \theta} = \cos\beta \left\{ \frac{d(w_u \cdot r)}{dm} + 2\omega \frac{dr}{dm} \right\} \quad (5-11)$$

ここに $d/dm$ は流線に沿う微分である。なお連続の条件は質量流量

$$G = \int_{\theta_s}^{\theta_p} \rho w_m \cdot b r d\theta \quad (5-12)$$

を与えられた質量流量と一致させる。

この方法が、子午面流れの場合と大きく異なる点は、子午面の場合、ハブとケーシングで流路の境界が完全に定まるのに対し、翼間流れの場合には2本のよどみ点流線は、任意に与えることができ、その形状により速度分布が大きく異なる。このため流れの周期条件よりこの流線を決定しなければならない。この他Braemba-ssche<sup>(36)</sup>は特異点法を用い、補正法の項にて述べたような流路に、渦、吹き出しを分布させた計算法を提案している。なお(ii)で述べた種々の方法は、翼列形状が既知でなければならず、設計問題への適用は困難である。

## 文 献

- (1) Howell, A.R., ARC R&M, 2095 (1942)
- (2) Members of the Compressor and Turbine Research Division, NACA RM, E56B03a (1958)
- (3) Wu, C.H., NACA TN, 2604 (1952)
- (4) Horlock, J.H., Axial Flow Compressors (1958), 106, Butterworths Sci. Pub.

- (5) Whitehead, D.S., & Beavers, G.S., ARC R & M, 3335 (1961)
- (6) 柏原, 機械学会論文集, 32-234 (昭41-2), 274
- (7) Katsanis, T., NASA TN, D-2546 (1964)
- (8) Novak, R.A., Trans. ASME, Ser. A, 89-4 (1967-10), 478
- (9) Smith, Jr., L.H., Trans. ASME, Ser. A, 88-1 (1966-1), 1
- (10) Marsh, H., ARC R & M, 3509 (1966)
- (11) Weinig, F., Die Strömung um die Schaufeln von Turbomachinen (1935), 99, Johann Ambrosius Barth
- (12) Fujimoto, B., ほか2名, Tech. Rep. Eng. Res. Inst. Kyoto, Univ., 1-5 (1951-3), 71
- (13) Howell, A.R., Phil. Mag., 39 (1948), 913
- (14) Traupel, W., Sulzer Techni. Rundschau., 1 (1945), 25
- (15) Gostelow, J.P., ARC CP, 807 (1965)
- (16) Schlichting, H., VDI-Forschungsheft, 447 (1955)
- (17) Martensen, E., Arch. Rational Mech. Anal., 3 (1959), 235
- (18) Gostelow, J.P., ASME Paper, 75-GT-94 (1975)
- (19) Lieblin, S., NACA RM, E56B03a (1958)
- (20) Ferix, A.R., NACA TN, 3913 (1957)
- (21) 生井, ほか3名, ターボ機械, 2-5 (昭49-11), 444
- (22) 生井, ほか3名, 機会学会論文集, 42-362 (昭51-10), 3177
- (23) 井上・森, 機械学会論文集, 40-338 (昭49-10), 2894
- (24) Shaalan, R.A., ARC R & M, 3547 (1968)
- (25) Mani, R., & Acosta, A.J., Trans. ASME, Ser. A, 90-2 (1968-4), 119
- (26) 窪田, 機械学会論文集, 27-183 (昭36-11), 1722
- (27) Pollard, D., & Horlock, J.H., ARC CP, 619 (1962)
- (28) Scholz, N., J. aeron. Sci., 20-11 (1953), 786
- (29) Katzoff, S., ほか2名, NACA TN, 1388 (1947)
- (30) Hawthorne W.R., J. aeron. Sci., 16-4 (1949), 252
- (31) Erwin, J.R., & Emery, J.C., NACA Rep., 1016 (1951)
- (32) 生井, 井上, 九郎丸, 機械学会論文集, 37-302 (昭46-10), 1889
- (33) 井上, ほか3名, 機械学会論文集, 43-367 (昭52-3)
- (34) Katsanis, T., NASA TN, D-2809 (1965)
- (35) Wilkinson, D.H., ARC R & M, 3704 (1970)
- (36) Van den Braembussche, R.A., Trans. ASME, Ser. A, 95-4 (1973-10), 345

# ●●●研究だより●●●

## 船舶技術研究所機関開発部について

船舶技術研究所 村 尾 麟 一

### 1. 沿 革

当部は前身の運輸技術研究所原動機部以来、船用エンジン部門の研究に従事してきた。そのうちでもガスタービンに特に関連が深いのは発足のいきさつに起因している。すなわち、終戦直後に当時の中央航空研究所が鉄道技術研究所に移管された頃からガスタービンの研究がはじまり、昭和25年に運輸技術研究所が設立された際にガスタービン関係の研究人員、設備はそのまま新研究所に引継がれて原動機部となり、昭和38年に船舶技術研究所に改組された時に再び引継がれて現在の機関開発部となった。従って当部のガスタービンの研究は約30年の歴史をもつもので圧縮機、タービンの流体性能研究、タービン高温化の研究、燃焼器燃料の研究などの基礎研究をはじめ、1号ガスタービンによる発電実験、航海訓練所北斗丸に搭載した2号ガスタービンによる航海実験など実用上の諸問題に至るまで広い分野に亘る研究を行ってきた。最近では社会情勢に対応してその信頼性、環境保全性、燃料多様化への適応性等の研究に重点が移行している。

船舶技術研究所にはエンジン関係の研究部門として当部のほかに機関性能部、原子力船部があり、夫々の研究分野を担当している。研究予算は経常研究費をもって一般基礎研究を行うほか、数年に亘る重要課題については運輸省、科学技術庁、環境庁などの関連省庁を通じて特別研究費を予算化し、現時点では「舶用水素機関実用化の調査研究」、「舶用機関の排出ガスに関する研究」等々の特別研究が実施されている。

(昭和52年3月1日原稿受付)

### 2. 現 状

当部は熱力、空力、燃焼、伝熱、構造、材料の6研究室に分れ、人員24名で構成されている。以下に主な研究施設と実施中の研究テーマを紹介する。

2-1 主な研究施設 当部の研究分野には流体を取扱うテーマが多い。さらに応用・実用化研究には現象の基礎的解明だけでは不十分で、機器の性能を定量的に評価する必要がある。

そのため基礎施設として下記のやや大型の各種空気源と風洞を備えている。

空気源名称	空気流量	圧力比	駆動動力
高圧空気源設備	5.5 kg/s	3.5	830 kW
1200PS遠心圧縮機	2.0 kg/s	5	1,300PS
1000PS軸流圧縮機	1.00 kg/s	2	1,000PS
往復動圧縮機2基	(0.2+0.3) kg/s	8	100PS×2

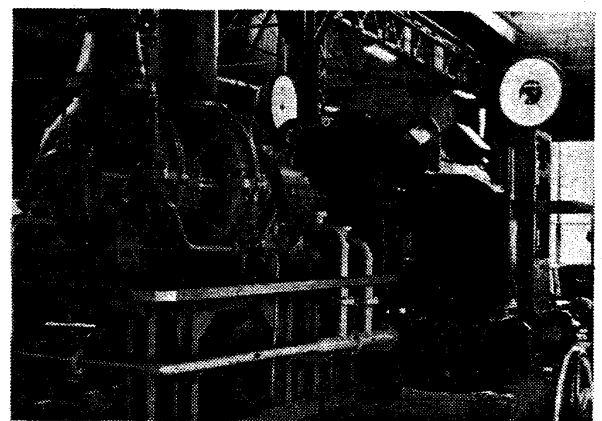


写真1 高圧空気源設備

風洞名称	形式	吹口	最大風速	動力
橋田普通風洞	循環形	1.5×1.0m 方形	35m/s	60PS
普通風洞	"	1.0m 円形	60m/s	100PS
吹出風洞	吹出形	1.0×1.0m 角形	36m/s	50PS

2-2 ガスタービン関係の研究 船用ガスタービンの実用化をめざして、いろいろな角度から可能性が研究されている。

1) タービン関係 ガスタービンの船用化を可能とするためには、低質重油が使用できること、少なくとも蒸気タービンなみの燃費であること、2年毎の定期検査の間無開放でいられることなどを保証する必要がある。その基礎資料を提供するため、空冷タービン翼について、重

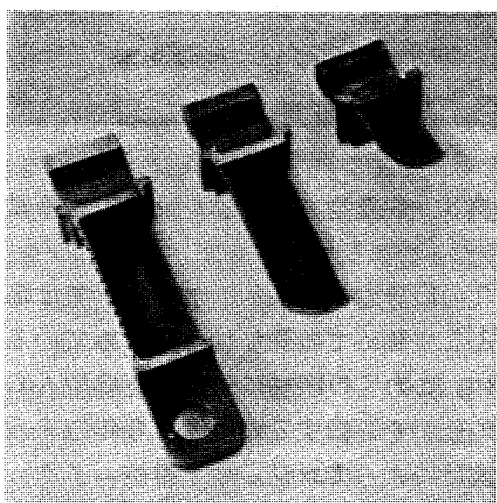


写真2 試作冷却タービン翼

油燃焼による灰付着、熱疲労寿命推定、一部翼破損の影響などの研究が行なわれている。

灰付着の研究では、3気圧、1100℃のC重油燃焼ガス風洞による2次元空冷タービン翼列の灰付着試験を行い、翼面付着物質の分析、翼面付着厚さ分布ならびに付着量と翼温度の関係などをしらべた。冷却タービン翼の灰付着の主要機構は、燃焼ガス中の灰分蒸気の凝縮によるいわゆる蒸気拡散であることを明らかにした。

熱疲労寿命推定の研究では、高温低温の高速気流に翼を交互にさらしてクラックを発生させ、高温疲労試験機による疲労寿命と対応させることを行っている。クリープと疲労の共存の取扱い方が今後の課題である。翼破損の影響の研究では、翼列中の1枚の翼が何らかの原因で破損した場合、隣接翼に働らく空気力や熱伝達率がどのように変化するかをしらべ、連鎖的に破損が進行しないかどうかなどを判断できる方法を示した。一部破損で性能がどう変わるかを明らか

にすることが今後の課題である。

2) 燃焼器関係 この研究は燃焼効率が高く均一な燃焼器出口温度分布をえるための燃焼器内のフローパターンの研究と、噴射弁の噴霧特性の研究に大別され、最近では船用ガスタービンから排出される有害ガス成分の抑制に重点がおかれている。ガス採取方法を改善して燃焼器内部ならびに排出過程におけるガス組成の推移がしらべられるようになった。有害成分の少ない燃焼方式を求めるため、モデル燃焼装置を用いて水噴射、燃料混焼法、内部再循環の効果を検討している。

噴射弁の噴霧特性の研究では有害排ガス低減と燃焼特性の向上を同時に満足させるべく平均粒径10μ以下の微粒噴霧をうる噴射弁の開発を目指し、粒径分布測定にホログラフィの応用を検討している。

3) 軸受・軸封関係 静圧式空気軸受の研究成果をもとに、空気軸受と原理を同じくする非接触型静圧式ガスシールとスパイラルグループ型動圧式ガスシールの研究を行ってきた。現在、静圧動圧複合型の軸封と、LNGやLH<sub>2</sub>用の極低温流体に対する軸封の研究を行っている。

4) セラミックス材料の利用 低質重油使用可能なガスタービンと蒸気タービンの複合機関(等圧エアヒータつきガスタービンサイクルを採用)の主要要素として、加熱用の1500℃重油燃焼ガスと被加熱ガスの間であまり圧力差のない高温熱交換器にセラミックスを利用することが試みられた。セラミックスは耐熱性と耐食性に優れていると考えたが、実験の結果、現在入手可能なアルミナ系・ムライト系・マグネシア系は燃焼ガス中の灰分に侵されるし、高温強度も不足することがわかった。この研究で高温部材にセラミックスを利用する場合の高温強度、耐食性などの適性判定法を確立することができた。現在1500℃位まで強度低下がないといわれている窒化けい素の適性をしらべている。

5) 機関部材の熱応力解析、材料の高温試験 これらの研究は、機関の熱疲労強度解析に必要なデータをえることを目的に行われている。応力解析は、機関への熱負荷から最終的な熱

応力、歪に至るまでを一貫して取扱っている。解析手法は、有限要素法などの理論的手法と光弾性などの実験的手法の両方を用い、その欠点を補うようにしている。ガスタービンへの応用は熱負荷と遠心力を繰返さうけるディスクの弾塑性解析、冷却タービン翼の熱応力の光弾性測定等である。

材料の高温試験は、ニッケル基鋳造合金の高温疲労、クリープ破断試験などを行っている。ガスタービン翼材の基本的性質を提供するほかに、実機における部材がうける応力（歪）、温度、雰囲気条件などをシミュレートした材料試験が主なねらいである。

6) 船用ガスタービンへの水素利用 船用水素機関としてガスタービンを用いる際の技術的問題点を解明する研究を行っている。水素燃焼器による燃焼特性試験、水素ガスの漏洩防止用軸封装置の開発、水素雰囲気下の材料高温強度試験、タービン翼列中で水素を燃焼させる一種の再熱タービンの研究などを行っている。

### 2-3 その他の分野の研究

1) 船用機関に対する水素利用の研究 エネルギー多様化に対する長期的な先行研究の一環として、ガスタービンに対する水素利用の可能性（前記）のほか、ディーゼル機関、ボイラなど来船用機関に対する水素利用の難易度の評価が計画されている。機関性能部との共同によって主として実験的に研究される（50年～54年特別研究）。

2) スターリング機関の研究 船用スターリング機関の可能性を検討するために、実験機関の試作試験と、構造・シール・伝熱面からの要素基礎試験を行う計画である。上記特別研究の一部として主として機関性能部で分担実施されている。

3) 船用機関の排出ガスに関する研究 船舶の有害排出ガスの実態は未知な点が多く、陸上に比べて対策研究がおくれている。そのため機関開発、機関性能、原子力船部の共同によって環境庁予算による特別研究を実施中である（49～52年）。内容は前記ガスタービンのほか船用ディーゼル機関の有害排ガス発生と抑制法の研究、船舶排ガスの拡散モデルによる沿

岸への影響評価法を対象としている。

4) 側壁型エアクッション船の研究 いわゆるホーバークラフトは経済性、乗心地、騒音、

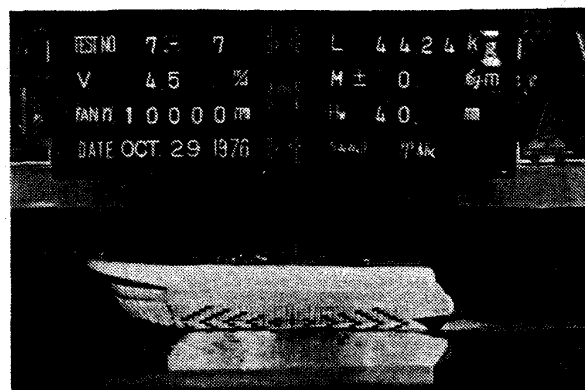


写真3 側壁型エアクッション船水槽試験

大型化の限界などの制約のため現状では海上の乗物として極めて特殊な地位を占めているにすぎない。これらの制約に対する側壁型ACVの潜在的能力を評価するために46年以来水槽・風洞実験によって水ジェット推進エアクッション船の所要動力推定法に重点をおいた研究が行われている。今までに側壁型ACVに特有の複雑な抵抗要因の分析と、水ジェット吸込口の幾何的・流力的最適条件の関係が明らかにされた。従来の静水中の推進特性の研究に基づいて運動性と波浪中の耐航性を解明することが今後の課題である。

### 3. むすび

国立研究所の役割については、大学の学術追求、教育活動とも、企業研究機関の利潤追求の実用化研究とも異って、いわば社会の福祉、国の利益を目標にすべきであるといわれよう。しかし工学的な認識に区別があるはずもなく、社会の要望と研究者の意欲と能力が適合したところでしか成果がえられないことに変わりはない。

民間研究所より長期的な展望に立って技術研究のリスクを進んで負担し、一方息の長い研究に取り組むことによって研究者の能力の向上をはかることが一つの途ではないかと考えている。

多岐・長期にわたる研究内容をとり上げたため、やや主観的見解を含んだ紹介になったかもしれないことをお断りしたい。



# 石川島播磨重工技術研究所 におけるターボ機械の研究

石川島播磨重工 佐藤 昭二郎  
技術研究所

銀座より南東約3Kmの位置に、東京第2、第3工場、豊洲総合事務所に囲まれて当社技術研究所豊洲地区がある。昭和12年研究部が創設されて以来時代と共に発展し昭和33年豊洲地区に集約され、その後横浜地区、瑞穂地区、呉地区、相生地区に研究室、実験棟が新增設され、陸海空に亘る各種の産業部門に関する研究が行われている。次に当社技術研究所で実施されているターボ機械に関する研究の概要を説明する。

## (1) 軸流圧縮機，軸流タービン， 翼冷却の研究

産業用軸流圧縮機を対象として1800KWの研究用3段軸流圧縮機が実験に供されており、性能向上のための翼配備の研究、サージング等の非定常現象の研究および翼振動の研究が行わ

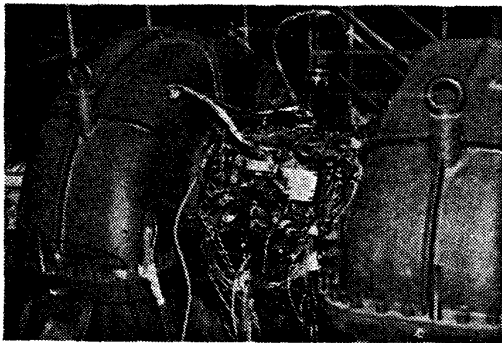


写真1 1800KW 軸流圧縮機試験装置

れている。軸流タービンに関して産業用および過給機用高膨脹比に適した翼型、流路形状の開発が進められている。又ガスタービンの翼冷却に関しては、タービン入口温度1350℃を目標に空気フィルム冷却翼の開発に関する伝熱実験を中心に基礎研究を進めている。

## (2) 遠心圧縮機・ラジアルター ビンの研究

圧縮機，送風機等に関する研究が古くから行われてきており、最近では比速度、マッハ数等による影響、サージマージンの拡大、新インペラの開発等各機種に適した研究を幅広く行っている。それ等の成果はガスタービン、過給機、空気圧縮機、産業用多段圧縮機等に活用されている。タービンについては、超音速域を含めて、ノズル、インペラの性能推定の研究を行っているが、その成果は小型ガスタービン、過給機、空気分離、低熱源回収タービン等に活用されている。

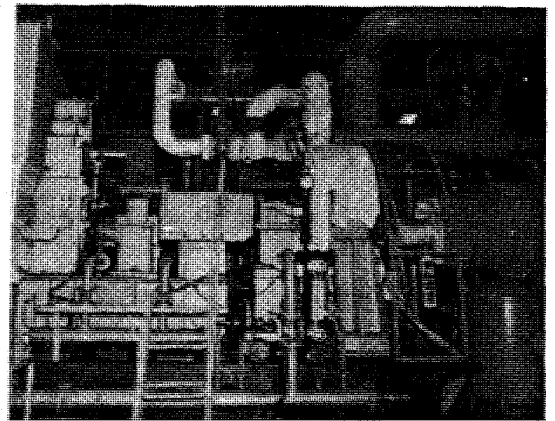


写真2 超音速遠心圧縮機試験装置



写真3 低比速度遠心圧縮機試験装置

(昭和52年2月25日原稿受付)

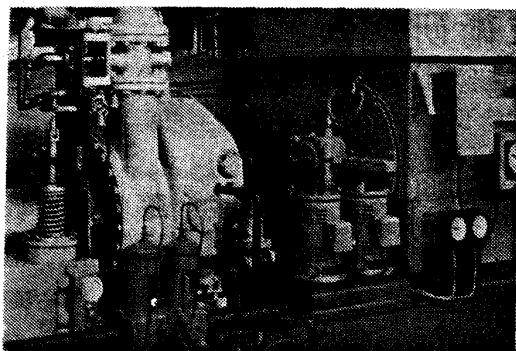


写真4 高膨脹比ラジアルタービン試験装置

### (3) 高速ポンプの研究

各種の高速軸流ポンプの性能研究を始めとして、インデューサ付遠心ポンプに関する基礎研究は、タンカーの荷油ポンプの小型化、あるいは液体ロケット用ポンプ等の設計、開発に応用され、現在液体水素ポンプの研究も進められている。

### (4) 熱交換器に関する研究

ガスタービンプラントのロータリ式リジェネレーター、プレートフィン式レキュペレータの開発を行い、その後船用タービン復水器、冷凍機用蒸発器、凝縮器、ヒートポンプシステム用熱交換器等、ニーズに対応した開発とその基礎研究を行ってきている。最近ではフロンランキン機関に関する集熱器、蓄熱器、熱交換器等の研究も進められている。

### (5) 燃焼器の研究

500馬力のガスタービン用燃焼器の開発にはじまり、J3ジェットエンジン用、IGT-60、90馬力ガスタービン用燃焼器を開発し、その後VTOL用等の高負荷燃焼器の試作研究が行われ、近年は低公害燃焼器の開発研究と燃料転換に伴う諸問題の研究が行われている。

### (6) すべり軸受の研究

ジャーナル軸受およびスラスト軸受の技術を確認するため理論的および実験的研究を進めており、種々の軸受形状の性能計算プログラムを完成し、活用されている。

### (7) 軸シールの研究

古くから接触形軸シールの研究を行うと同時に、非接触形軸シールに関する理論的、実験的研究を進め、その成果はターボ機械の高速化に

活用されている。

### (8) 高速回転体の振動の研究

すべり軸受で支えられた高速回転体の振動に関する実験的、理論的研究が進められ、広範囲に亘るロータ軸受系の振動解析プログラムを完成し、ターボ機械の信頼性を高める設計に役立っている。

### (9) 翼の振動強度の研究

蒸気タービン翼の振動の研究を理論的、実験的に進めて来ており、励振力と振動応答の関係を把握し、これを活用して信頼性の高い翼の設計基準の確立に貢献している。

### (10) 材料に関する研究

ターボ機械の材料について広く研究を行っているが、特に耐熱材料の研究には各使用部材の高温引張強度、疲労強度、クリープ寿命、組織、腐食等の基礎的性質の把握から、各事業部の設計、開発、品質管理部門との密接な協力体制のもとに、表面処理法、加工法、接合法、材料選択等の実機製造に直結する問題が含まれる。加工技術に関する研究の一例として、当研究所で試作された一方向凝固による精密铸造法によるジェットエンジン用単結晶タービン翼を写真5に示す。これは材料の延性と高温強度を飛躍的に改善させるところから、JT9D-59AやF100-PW-100ジェットエンジンに採

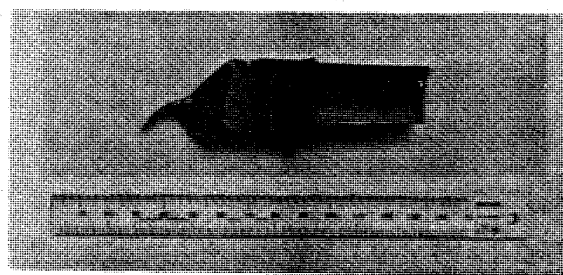


写真5 単結晶タービン翼

用されている。またアルミ合金でつくられる圧縮機インペラの形状はより複雑になり、しかも低コストが要求される。これらの要求を充たすために新しい精密铸造法が開発され、写真6に示すインペラの量産化に成功した。

### (11) 騒音防止の研究

ガスタービンの騒音低減に関して、騒音の発

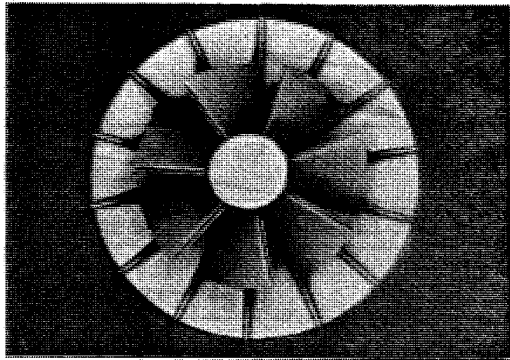


写真6 アルミ合金（AC4C）製インペラ

生機構を究明し、低騒音化しようとする基礎研究を行っている。又当面急がれている実用ガスタービンの吸・排気消音装置、あるいは本体の防音ケーシングによる低騒音化の研究なども平行して進めている。後者については写真7に示すような模擬音源による模型実験、ハニカム吸音板の開発などを、関係事業部と共同で進めている。



写真7 騒音防止の模型実験

## (12) 過給ディーゼル機関のシミュレーションの研究

ディーゼル機関としての最適性能を得るため過給機と機関のマッチング技術の確立のために、過給機と吸排気管系の脈動流に対する基礎的な試験研究と、電算機による性能予測プログラムの改良が進められ、その成果は実機の開発に貢献している。

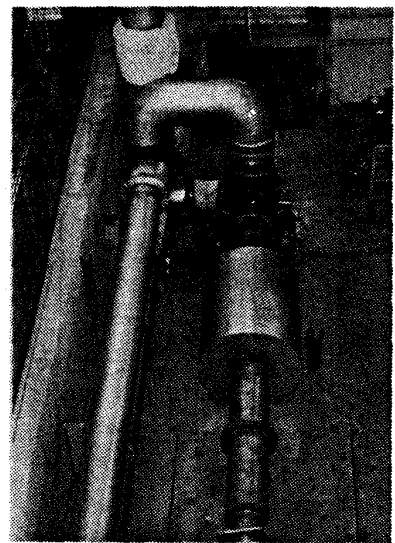


写真8 過給機試験装置

以上、技術研究所豊洲地区におけるターボ機械関連研究の概要を述べたが、当社ではジェットエンジン、ガスタービン、ロケット部門、原子力関連のターボ機械等の研究も巾広く他地区の研究所、研究室等において行われており、全機構が協力して、ターボ機械全般に対する総合研究開発を進めている。

## 1976年ガスタービン生産統計

統計作成委員会<sup>(1)</sup>

### 1. 最近5年間のガスタービン生産推移

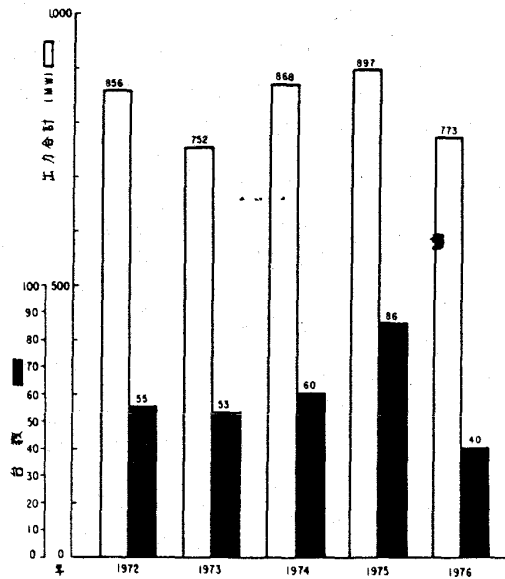


図1 陸船用ガスタービン

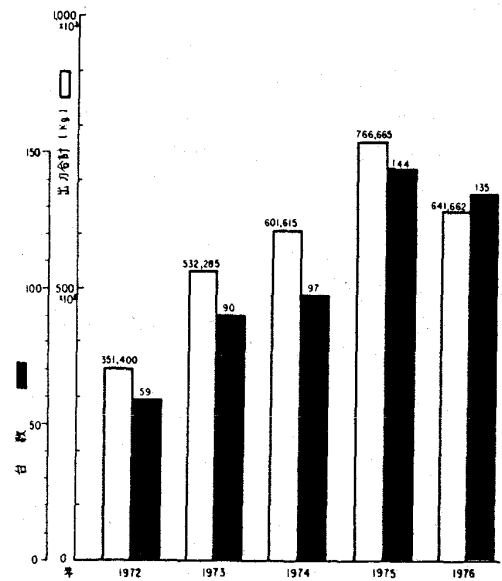


図2 ターボジェット／ターボファンエンジン

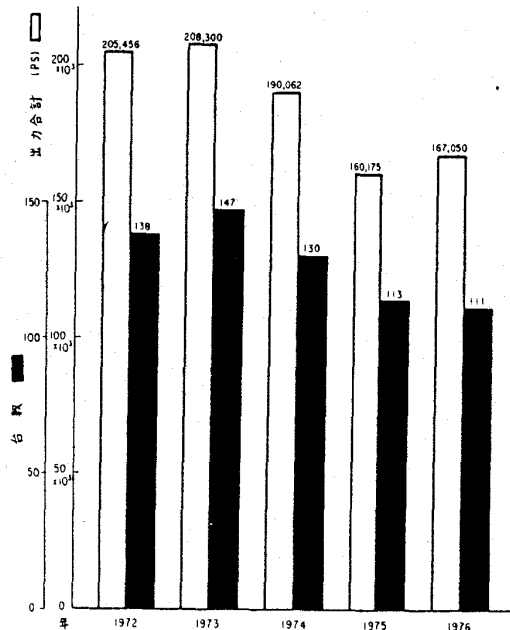


図3 ターボシャフト／ターボプロップエンジン

#### (備考)

- (1) 出力の基準状態は15℃, 760mmHgとし, 常用出力で集計した。
- (2) メートル馬力 (PS), 米馬力 (HP), キロワット (kW) 間の換算は下記によった。

$$1 \text{ PS} = 0.7355 \text{ kW}$$

$$1 \text{ HP} = 0.7457 \text{ kW}$$

$$1 \text{ HP} = 1.0138 \text{ PS}$$

(1) 委員長 浜島操 (IHI), 委員 石沢和彦 (IHI), 村尾麟一 (船舶技研), 村山弘 (日立製作), 森義孝 (三菱重工), 吉織晴夫 (東大生研)

(五十音順)

(昭和52年3月31日原稿受付)

## 2. 陸船用ガスタービン

表1 1976年用途別生産台数及び出力 (kW)

用途別		区 分		1,000PS 未満		1,000PS以上 30,000PS未満		30,000PS以上		全 出 力	
用 途	コード	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
ベースロード 発 電 用	BL	0	0	3	19,346	14	422,590	17	441,936		
尖 頭 負 荷 発 電 用	PL	0	0	1	1,064	11	320,700	12	321,764		
緊急発電用	EM	2	1,030	8	7,686	0	0	10	8,716		
教 育 用	ED	0	0	1	1,306	0	0	1	1,306		
合 計		2	1,030	13	29,402	25	743,290	40	773,722		

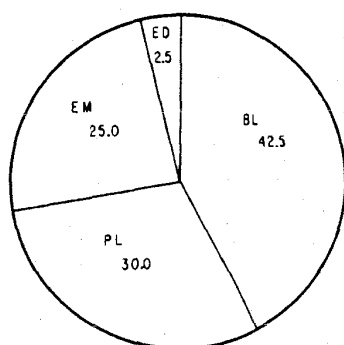


図4 1976年用途別台数割合 (%)

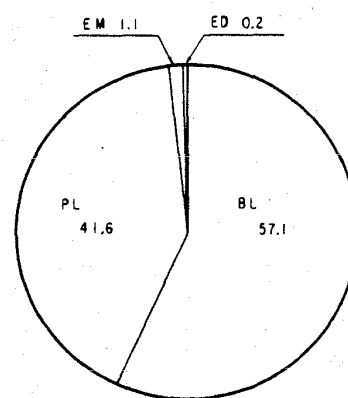


図5 1976年用途別出力割合 (%)

表2 1976年燃料別生産台数及び出力 (kW)

燃料別			区 分		1,000PS 未満		1,000PS以上 30,000PS未満		30,000PS以上		全 出 力	
種 類	コード		台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
ガス燃料	天 然 ガ ス	GNG	0	0	2	18,067	4	150,290	6	168,357		
液体燃料	軽 油	K	0	0	4	4,293	7	242,700	11	246,993		
	灯油あるいは軽油 あるいは重油一種	T or K or H1	2	1,030	0	0	0	0	2	1,030		
	小 計		2	1,030	4	4,293	7	242,700	13	248,023		
混焼	天然ガスあるいは 軽 油	GNG or K	0	0	0	0	14	350,300	14	350,300		
	天然ガスあるいは 灯油あるいは軽油	GNG or T or K	0	0	7	7,042	0	0	7	7,042		
	小 計		0	0	7	7,042	14	350,300	21	357,342		
固 体 燃 料			0	0	0	0	0	0	0	0		
合 計			2	1,030	13	29,402	25	743,290	40	773,722		

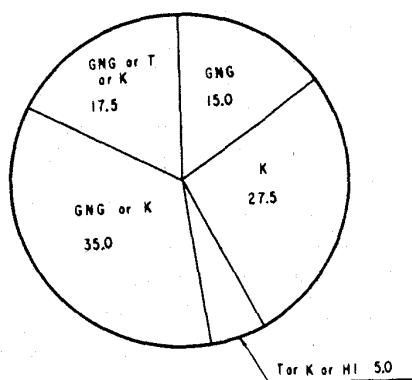


図6 1976年燃料別台数割合(%)

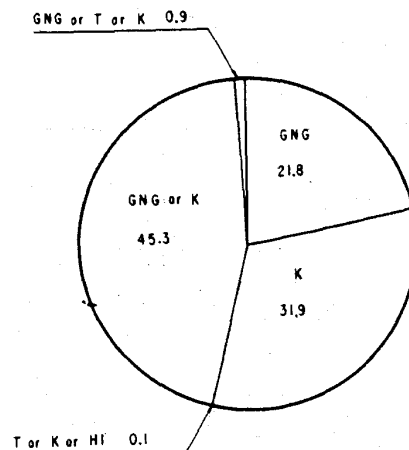


図7 1976年燃料別出力割合(%)

表3 1976年地域別納入台数及び出力(kW)

区 分 地 域 別		1,000PS 未満		1,000PS 以上 30,000PS 未満		30,000PS 以上		全 出 力	
		台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
内 向 け	北 海 道	0	0	1	956	0	0	1	956
	関 東	0	0	4	4,101	0	0	4	4,101
	中 部	0	0	1	956	0	0	1	956
	中 国	0	0	1	956	0	0	1	956
	九州及び沖縄	0	0	4	4,366	1	65,200	5	69,566
	移 動 型	2	1,030	0	0	0	0	2	1,030
	小 計	2	1,030	11	11,335	1	65,200	14	77,565
輸 出 向 け	中 南 米	0	0	0	0	5	124,050	5	124,050
	中 近 東	0	0	1	1,066	10	333,340	11	334,406
	アジア極東	0	0	1	17,000	9	220,700	10	237,700
	小 計	0	0	2	18,066	24	678,090	26	696,156
合 計		2	1,030	13	29,401	25	743,290	40	773,721

表4 1976年被駆動機械別生産台数及び出力(kW)

区 分 被駆動機械別		1,000PS 未満		1,000PS 以上 30,000PS 未満		30,000PS 以上		全 出 力	
		台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力	台数	出 力
発 電 機	G	2	1,030	12	28,096	25	743,290	39	772,416
動 力 計	DM	0	0	1	1,306	0	0	1	1,306
合 計		2	1,030	13	29,402	25	743,290	40	773,722

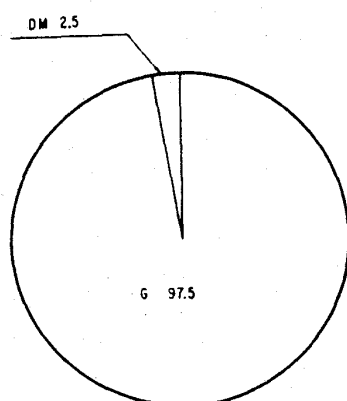


図8 1976年被駆動機別台数割合(%)

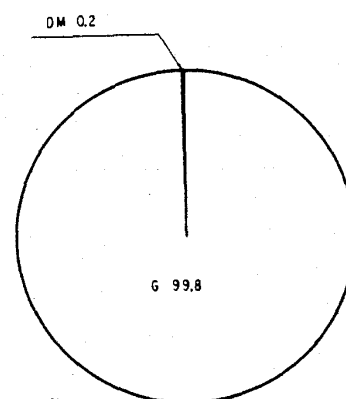


図9 1976年被駆動機別出力割合(%)

表5 1976年出力区分別生産台数及び出力(kW)

出力区分 (PS)		台数	出力
1,000PS未満	0~199	0	0
	200~499	0	0
	500~999	2	1,030
	小計	2	1,030
1,000PS以上 30,000PS未満	1,000~5,999	12	12,401
	6,000~13,999	0	0
	14,000~21,999	0	0
	22,000~29,999	1	17,000
	小計	13	29,401
30,000PS以上	30,000~59,999	22	53,990
	60,000~	3	20,390
	小計	25	74,329
合計		40	77,372

表6 1976年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力(kW)

区分			1,000PS未満		1,000PS以上 30,000PS未満		30,000PS以上		全出力	
発電用途別	用途	コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
事業用	ベースロード	BL	0	0	2	2,346	8	22,490	10	22,724
	尖頭負荷	PL	0	0	1	1,064	11	32,070	12	32,176
	緊急用	EM	2	1,030	0	0	0	0	2	1,030
	小計		2	1,030	3	3,410	19	54,560	24	55,040
自家用	ベースロード	BL	0	0	1	17,000	6	19,769	7	21,469
	尖頭負荷	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	緊急用	EM	0	0	8	7,685	0	0	8	7,685
	小計		0	0	9	24,685	6	19,769	15	22,237
合計			2	1,030	12	28,095	25	74,329	39	77,241

## 3. 航空用ガスタービン

表8 1976年ターボシャフト/ターボプロ  
ットエンジン生産台数及び出力\* (PS)表7 1976年ターボジェット/ターボファン  
エンジン生産台数及び推力\* (kg)

生産台数	135	推力合計	641,662
------	-----	------	---------

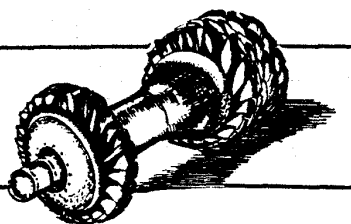
\* 海面上静止最大推力

用途別	1,000PS未満		1,000PS以上		合計	
	台数	出力	台数	出力	台数	出力
固定翼機	0	0	39	98,007	39	98,007
ヘリコプター	23	6,941	45	57,034	68	63,975
補助機関駆動	0	0	4	5,068	4	5,068
合計	23	6,941	88	160,109	111	167,050

\* 海面上静止常用出力

# 報 告

日本ガスタービン学会



## ( 社 ) 日本ガスタービン学会

### 評議員会・総会報告

去る4月25日(月)本学会の評議員会および通常総会が東京、機械振興会館において開催された。

まず第1期第2回評議員会は13時より開かれ、第1期会長入江正彦氏が議長となり議事が進められた。同氏による開会挨拶に引き続き、最初に出席者11名、委任状提出者53名※で評議員会が成立することが確認されたのち以下の議案につき審議が行われ、いずれも承認された。すなわち、第1期事業報告、第1期収支決算報告の諸案を総会にはかることが承認された。同上決算案については山内監事より監査報告が述べられた。引続き13時30分より第2期第1回評議員会が開催され、第2期評議員である入江正彦氏を議長に選出、議事が進められた。まず、出席者10名、委任状提出者53名※※で同評議員会が成立することが確認されたのち以下の議案の審議が行われ、いずれも承認された。すなわち第2期役員候補、第2期監事、評議員選挙結果報告、第2期事業計画、第2期予算などの諸案を総会にはかる件が各々承認された。

同日、14時15分より第2期通常総会が機械振興会館地下2階ホールで開催された。まず前半は第1期に関する諸件の審議が行われた。すなわち、第1期入江会長の開会挨拶のあと、同氏を総会議長に選出し議事が進められた。同総会への出席者23名、委任状提出者277名※※※(会員数1,054名の1/5以上)で総会成立

が確認され、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第1期事業報告、第1期収支決算報告につき、有賀基総括理事(第1期)および阿部安雄総務(財務担当)理事(第1期)より説明があり、承認された。収支決算について山内監事より適正であるむね監査報告が行われた。

次いで後半は第2期に関する諸件の審議が行われた。まず第2期役員選出の件では、別掲どおり議決された。なお、第2期監事・評議員選挙結果もあわせ報告された。以上により第2期会長に岡崎卓郎氏が選出され、就任の挨拶がのべられた。ここで入江議長に代り岡崎新会長が議長となり以下の議事が進められた。総会の成立につき再確認が行われ、第2期事業計画、第2期予算に関し有賀基総括理事(第2期)より説明があり、別掲通り承認された。

最後に、浦田副会長より閉会の挨拶が述べられ、第2期通常総会は無事終了した。(総務理事)。

### 第1期(昭和51年度)事業報告

自昭和51年5月31日

至昭和52年3月31日

1. 役員に関する事項
- 1.1 役員当選者
2. 会務処理に関する各種会合
- 2.1 理事会

会長他25名(内、総務担当6名、企画担当7名、編集担当9名)、開催6回。

会議事項: 第1期総会報告、第1期評議員会報告、第1期諸事業実施にともなう業

※最終時、出席者15名、委任状提出者51名

※※最終時、出席者48名、委任状提出者293名

※※※最終時、出席者14名、委任状提出者52名



務、国際ガスタービン会議準備、第1期事業報告、同決算、第2期総会議案、第2期評議員会議案、同事業計画、同予算案など

## 2.2 評議員会

評議員70名、開催2回〔内訳：第1回評議員会（出席24名、委任状提出者35名）（51.6.4）、第2回評議員会（52.4.25）〕。

会議事項：第1期役員案、定款・細則案、第1期事業計画案、同予算案、第1期事業報告案、同決算案、などの件を審議、承認。

## 2.3 総 会

正会員全員、開催2回〔内訳：第1回通常総会（出席73名、委任状提出者419名（会員数1,040名の1/5以上））（51.6.4）、第2回通常総会（52.4.25）〕。

会議事項：第1期役員、評議員選出、定款・細則、第1期事業計画、同予算案、第1期事業報告、同決算などの件を審議、承認。

## 2.4 部門別理事会

### 1) 総務理事会

主担当理事 梶 山 泰 男 他5名  
開催5回

### 2) 企画理事会

主担当理事 松 木 正 勝 他6名  
開催6回

## 3) 編集理事会

主担当理事 小茂鳥 和 生 他8名  
開催7回

## 3. 調査研究事業

### 3.1 ガスタービン統計作成委員会

委員長 浜 島 操 他5名 開催1回  
会議事項：わが国ガスタービン生産に関する統計用データの蒐集および集計。

### 3.2 定期講演会委員会

委員長 小茂鳥 和 生 他9名 開催2回  
会議事項：講演会の計画、準備

### 3.3 ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長 須之部 量 寛 他4名 開催3回  
会議事項：同センター設置に関する準備打合せおよび資料蒐集

### 3.4 組織検討特別委員会

委員長 井 口 泉 他7名

### 3.5 地方委員会

委員長 村 田 暹 他7名 開催1回  
会議事項：関西地区における見学会、技術懇談会の企画実施、地方行事に関する打合せ。

## 4. 集 会 事 業

特別講演会1回、定期講演会1回、技術懇談会2回、見学会2回、ガスタービンセミナー1回、映画会1回。

回次	名 称	講 師	年月日	場 所	摘 要
1	第1回定期講演会	発表者20名	51. 6. 4	機械振興会館	
2	第1回特別講演会	妹尾 泰利（九州大学） ほか3名	51. 7. 20	同 上	学会創立 記念
3	第1回技術懇談会	木下啓次郎（日産自動車） ほか1名	51. 10. 18	日産自動車 追浜工場	
4	第1回見学会		51. 10. 18	同 上	
5	第2回技術懇談会	永井 康男（三菱重工業）	51. 12. 3	三菱重工業 高砂製作所	
6	第2回見学会		51. 12. 3	同 上	
7	第1回ガスタービン セ ミ ナ ー	森 義孝（三菱重工業） ほか4名	52. 1. 21	日比谷三井ビ ル8 Fホール	
8	映 画 会		52. 3. 4	機械振興会館	The Disp- lay他12本

## 5. 出版事業

## 5.1 会 誌

本期発行した会誌は、Vol.4, No13 (1976-6), Vol.4, No14 (1976-9), Vol.4, No15 (1976-12), Vol.4, No16 (1976

-3) で本文総ページ282, 目次, 行事案内, 会告, 後記など17ページである。

内容は下表のとおりである。(数字はページ数, 括弧内は編数)

	挨拶	論説 解説	技術 論文	講座	資料	随筆	ニ ュ ー ス	見聞記	研究室 だより	新製品お よび新設 備紹介	資 料 報 告	行 事 案 内 会 告	規 程	後 記
4.13 6	1.0 (1)	28.5 (4)		8.0 (1)	23.0 (1)	2.5 (1)		3.0 (1)	2.5 (1)	2.0 (1)	3.0 (1)	0.5 (1)	0.5 (2)	1.0 (1)
4.14 9		43.5 (6)		6.5 (1)		8.5 (2)					24.0 (1)	2.0 (4)	0.5 (2)	1.0 (1)
4.15 12		13.0 (2)	14.5 (2)	11.0 (1)		5.0 (1)			4.0 (1)		4.5 (2)	5.0 (4)	0.5 (2)	1.0 (1)
4.16 3		30.0 (4)	18.0 (2)			3.0 (1)			3.0 (1)			1.5 (2)	0.5 (2)	1.0 (1)

## 5.2 Gas Turbine Newsletter

ASME Gas Turbine Division より発行されている同誌を同部門の了解のもとに4回にわたり複写配布した。

Vol. XVII, No2 (1976-4), PP. 1-12

Vol. XVII, No3 (1976-8), PP. 1-20

Vol. XVII, No4 (1976-10), PP. 1-10

Vol. XVIII, No1 (1977-1), PP. 1-36

## 5.3 日本ガスタービン学会講演論文集

第1回定期講演会の講演論文集(116ページ)が発行された。

## 5.4 ガスタービンセミナー資料集

第1回ガスタービンセミナーのセミナー資料集(72ページ)が発行された。

## 6. 会員数の異動状況

摘 要	正 会 員	学生会員	賛助会員
本期末会員数	1,056	11	68
前期末会員数	1,040	8	69
差 引 増 減	16	3	△1

## 7. 特別事業

## 7.1 1977年国際ガスタービン会議東京大会

同会議のための組織委員会(委員長 渡部一郎), 実行委員長(委員長 水町長生)が準備をすすめた。

## 第1期(昭和51年度)収支決算

自 昭和51年5月31日

至 昭和52年3月31日

## 1. 収 支 決 算

歳 入

一 般 会 計	16,227,378円
特 別 会 計	26,535,084
合 計	42,762,462

歳 出

一 般 会 計	13,617,878円
特 別 会 計	7,167,308
合 計	20,785,186

歳入歳出差引残高 21,977,276 円は翌年度に繰越

一般会計への繰越金 1,909,500円

特別会計への繰越金 20,067,776円

## 2. 一 般 会 計

( 自 昭和51年5月31日  
至 昭和52年3月31日 )

## 2.1 収支計算書

## 歳入之部

科 目	決 算 額	備 考
1. 基 本 財 産 収 入	462,873	預金利子
2. 運 用 財 産 収 入	73,586	預金利子
3. 会 費 収 入	5,125,000	
(1) 正 会 員 会 費	1,869,500	831名分
(2) 学 生 会 員 会 費	5,500	5名分
(3) 賛 助 会 員 会 費	3,250,000	63口分
4. 事 業 収 入	1,185,000	
(1) 定 期 講 演 会 参 加 費	268,800	1回開催
(2) G/T セミナー参加費	775,200	1回開催
(3) 技 術 懇 談 会 参 加 費	50,000	2回開催
(4) アニュアルレポート販売費	53,000	1回配布
(5) 定 期 講 演 会 懇 談 会 参 加 費	38,000	1回開催
5. 広 告 収 入	197,000	
6. 雑 収 入	88,490	
7. 寄 付 金	9,095,429	日本ガスタービン会議からの寄附金(引継金)
合 計	16,227,378	

## 歳出之部

科 目	決 算 額	備 考
1. 基 本 財 産 繰 入 金	6,014,266	基 金
2. 事 務 費	2,842,946	
(1) 給 料	1,398,595	
(2) 諸 費	306,070	
(3) 備 品 費	28,750	
(4) 消 耗 品 費	289,026	
(5) 会 議 費	432,390	
(6) 事 務 所 借 用 料	90,000	
(7) 選 挙 費	144,725	
(8) 会 費	10,000	
(9) 雑 費	143,390	
3. 事 業 費	4,345,049	
(1) 会 誌 費	3,315,050	4回刊行
(2) ニュースレター配布費	304,664	4回配布
(3) 特 別 講 演 会 費	165,090	1回開催(他に映画会1回開催)
(4) 見 学 会 費	36,680	2回開催
(5) 技 術 懇 談 会 費	87,038	2回開催
(6) 定 期 講 演 会 費	219,510	1回開催
(7) G/T セミナー費	422,928	1回開催
(8) 生 産 統 計 作 成 費	10,000	1回実施
(9) 技術情報センター設置費	42,300	
(10) アニュアルレポート費	0	1回配布
(11) 補 助 金	157,406	定期講演会懇親会費
4. 予 備 費	0	
5. 剰 余 金	2,609,500	
合 計	16,227,378	

## 2.2 貸借対照表

(昭和52年3月31日現在)

借 方		貸 方	
科 目	金 額	科 目	金 額
定期預金	6,014,266円	基 金	6,014,266円
普通預金	2,659,327	預 り 金	71,827
振替貯金	22,000	剰 余 金	2,609,500
合 計	8,695,593	合 計	8,695,593

## 2.3 剰余金処分案

剰 余 金		処 分 金	
科 目	金 額	科 目	金 額
剰余金	2,609,500円	一 般 会 計 への繰越金	1,909,500円
		特 別 会 計 への繰越金	700,000
合 計	2,609,500	合 計	2,609,500

## 3. 特別会計 (G/T 国際会議)

(自 昭和51年5月31日  
至 昭和52年3月31日)

## 3.1 収支計算書

## 歳入之部

科 目	予 算 額	備 考
1. 特 別 会 費 収 入	15,400,000	308口
2. 寄 附 金 収 入	4,700,000	94口
3. 会 議 参 加 費	3,725,000	
(1) 会 議 登 録 料	3,725,000	149名分
(2) 論 文 販 売 費	0	
4. 雑 収 入	325,321	
5. 寄 附 金	2,384,763	日本ガスタービン会議からの寄附金(引継金)
合 計	26,535,084	

## 歳出之部

科 目	予 算 額	備 考
1. 事 務 費	4,968,304	
(1) 人 件 費	689,495	
(2) 諸 費	163,580	
(3) 備 品 費	138,150	
(4) 消 耗 品 費	317,966	
(5) 会 議 費	581,348	
(6) 事 務 局 契 約 費	3,200,000	国際会議事務局 業者との契約
(7) 雑 費	2,100	
2. 事 業 費	2,199,004	
(国際会議費)		
(1) 人 件 費	0	
(2) 諸 費	133,000	
(3) 論 文 費	206,064	
(4) 雑 費	0	
3. 予 備 費	0	
4. 繰 越 金	19,367,776	
合 計	26,535,084	

## 3.2 貸借対照表

(昭和52年3月31日現在)

借 方		貸 方	
科 目	金 額	科 目	金 額
普通預金	19,540,776 円	次期繰越金	19,367,776 円
		預り金	173,000
合 計	19,540,776	合 計	19,540,776

## 4. 資産明細

(昭和52年3月31日現在)

銀 行 名	預 金 種 別		計	備 考
	普通預金	定期預金		
富新 土宿 銀 行 店	2,659,327 円		2,659,327 円	一般会計
第一 勤業 銀 行 店	19,540,776	4,201,447	23,742,223	基金(定期預金)及び特別会計(普通預金)
住新 友宿 銀 行 店		1,000,000	1,000,000	基 金
三新 井宿 銀 行 店		812,819	812,819	基 金
振替 貯 金	22,000		22,000	一般会計
合 計	22,222,103	6,014,266	28,236,369	

## 5. 預り金

(昭和52年3月31日現在)

項 目	金 額	預り金の種類
一般会計	71,827 円	昭和52年度会費
特別会計	173,000	国際会議扱い行事費
合 計	244,827	

監査の結果、ここに報告された決算報告書は、適正に表示していることを認める。

監事 永 野 治  
山 内 正 男

## 第2期(昭和52年度)役員および評議員

(敬称略、五十音順)

## 理 事

会 長 岡崎 卓郎  
副会長 浦田 星  
総 括 有賀 基  
総 務 有賀 一郎(主担当), 井口 泉  
(財務), 一井 博夫, 木下啓次郎,  
齊藤 宗三

編 集 鳥崎 忠雄(主担当), 青木 守寿,  
須之部量寛, 鶴見 喜男, 葉山 真  
治, 村尾 麟一

企 画 飯島 孝(主担当), 樗木 康夫,  
竹矢 一雄, 田中 英穂, 谷村 輝  
治, 豊田章一郎

監 事 浅沼 強, 木下 昌雄

評 議 員 青木 千明, 阿部 安雄, 荒木 巍,  
栗野 誠一, 井上 宗一, 伊藤 英  
覚, 伊藤 源嗣, 飯田庸太郎, 生井  
武文, 石谷 清幹, 石渡 秀男, 一  
色 尚次, 今井兼一郎, 入江 正彦,  
円城寺 一, 小笠原光信, 大塚新太  
郎, 大槻 幸雄, 大東 俊一, 近江  
敏明, 岡村 健二, 加藤 正敏, 梶  
山 泰男, 甲藤 好郎, 川合 洋一,  
川島 靖司, 河田 修, 河原 律  
郎, 久保田 道雄, 小泉 磐夫, 小  
島 勇蔵, 小茂島和生, 古山 雪,  
近藤 博, 近藤 政市, 佐藤 晃,  
佐藤 豪, 佐藤玉太郎, 沢田 照  
夫, 塩入 淳平, 上甲 昌平, 妹尾  
泰利, 関 敏郎, 高瀬謙次郎, 高田  
浩之, 土屋 玄夫, 豊倉富太郎, 中  
川 良一, 中村 健也, 難波 昌伸,  
永野 治, 丹羽 高尚, 八田 桂  
三, 浜島 操, 平田 賢, 平山  
直道, 藤江 邦男, 古浜 庄一, 本  
間 友博, 松木 正勝, 三輪 国男,  
三輪 光砂, 水町 長生, 宮岡 貞  
隆, 村田 暹, 森 康夫, 山内  
正男, 山本 巖, 渡辺 哲郎, 渡部  
一郎

## 第2期(昭和52年度)事業計画書

自 昭和52年4月 1日  
至 昭和53年3月31日

## 1. 概 要

昭和52年度は、前年度に引き続き、研究発表会・学術講演会・技術懇談会を開催すると同時に同年度中のわが国におけるガスタービンの生産統計作成を行う。また上記諸事業に関連した資料を刊行するとともに学会誌を定期的に刊行

する。

さらにガスタービンに関する資料を蒐集、保管し、会員の利用に供することを計画する。

一方、同年5月に東京において本学会の主催のもとに国際ガスタービン会議を開催する。

## 2. 研究・調査事業

昭和52年度におけるわが国のガスタービン生産に関する資料を蒐集、集計し統計を作成する。

同事業には、ガスタービン統計作成委員会があたる。その結果は学会誌に掲載発表する。

## 3. 出版事業

### (1) 定期刊行物

学 会 誌：年4回刊行する。

Newsletter：米国機械学会ガスタービン部門発行の Newsletter を配布する。

### (2) 不定期刊行物

講演論文集：定期講演会における講演論文集を刊行する。

セミナー資料集：ガスタービンセミナーにおける資料集を刊行する。

## 4. 附 帯 事 業

(回数)(開催年月)(予定)

(1) 定期講演会の開催 1回 52年9月

(2) 特別講演会の開催 2回 52年4月、9月

(3) 技術懇談会の開催 3回 52年8月、10月  
および53年3月

(4) 見 学 会 の 開 催 3回 52年8月、10月、  
12月

(5) 映 画 会 1回 53年3月

(6) ガ ス タ ー ビ ン  
セ ミ ナ ー 1回 53年1月

(7) 図書、資料の購入

## 5. 特 別 事 業

(1) 国際会議の開催：1977年国際ガスタービン会議東京大会（日本ガスタービン学会、日本機械学会、米国機械学会共催）が本学会の特別事業として開催される。

## 6. 委員会活動

以下の委員会を設け、各事業の実施にあたる。

(1) 総務委員会（常置）

(2) 編集委員会（常置）

(3) 企画委員会（常置）

(4) ガスタービン統計作成委員会（常置）

(5) 定期講演会委員会（常置）

(6) ガスタービン技術情報センター運営委員会（常置）

(7) 組織検討委員会（臨時）

(8) 地方委員会

## 第2期（昭和52年度）収支予算書

自 昭和52年4月 1日

至 昭和53年3月31日

### 1. 総 括 表

事 項 会 計 別	歳 入	歳 出	差引残高	差 引 残 高 の 処 理	
				基 本 財 産 へ 編 入	翌 年 度 へ の 繰 越
一 般 会 計	円 10,829,500	円 8,920,000	円 1,909,500	0	円 1,909,500
G/T国際会議 特 別 会 計	27,567,776	27,567,776	0	0	0
計	38,397,276	36,487,776	1,909,500	0	1,909,500

## 2. 一般会計

( 自 昭和52年4月 1日  
至 昭和53年3月31日 )

## 2.1 収支予算明細書

## 歳入之部

科 目	予 算 額	備 考
1. 基 本 財 産 収 入	460,000	預金利子収入
2. 運 用 財 産 収 入	70,000	預金利子収入
3. 会 費 収 入	6,620,000	
(1) 正 会 員 会 費	2,200,000	1100人
(2) 学 生 会 員 会 費	20,000	20人
(3) 賛 助 会 員 会 費	4,400,000	88口
4. 事 業 収 入	1,380,000	
(1) 定期講演会参加費	450,000	1回開催
(2) G/Tセミナー参加費	770,000	1回開催
(3) 技術懇談会参加費	100,000	3回開催
(4) アニュアル・レポート販売費	10,000	
(5) 定期講演会懇親会参加費	50,000	1回開催
5. 広 告 収 入	300,000	
6. 雑 収 入	90,000	
7. 前 期 繰 越 金	1,909,500	
合 計	10,829,500	

## 歳出之部

科 目	予 算 額	備 考
1. 事 務 費	3,750,000	
(1) 給 料	1,800,000	
(2) 諸 費	390,000	
(3) 備 品 費	40,000	
(4) 消 耗 品 費	370,000	
(5) 会 議 費	550,000	
(6) 事 務 所 借 用 料	240,000	
(7) 選 挙 費	150,000	
(8) 会 費	110,000	
(9) 雑 費	100,000	
2. 事 業 費	4,780,000	
(1) 会 誌 費	3,000,000	4回刊行
(2) ニュースレター配布費	300,000	4回配布
(3) 特別講演会費	300,000	2回開催
(4) 見 学 会 費	150,000	3回開催
(5) 技術懇談会費	150,000	3回開催
(6) 定期講演会費	280,000	1回開催
(7) G/Tセミナー費	430,000	1回開催
(8) 生産統計作成費	40,000	1回実施
(9) 技術情報センター設置費	20,000	
(10) アニュアル・レポート費	10,000	1回配布
(11) 定期講演会懇親会費	100,000	1回開催
3. 予 備 費	390,000	
合 計	8,920,000	

## 3. 特別会計 (G/T国際会議)

( 自 昭和52年4月 1日  
至 昭和53年3月31日 )

## 3.1 収支予算明細書

## 歳入之部

科 目	予 算 額	備 考
1. 寄 附 金 収 入	1,300,000	
(1) 特 別 会 費	600,000	3口
(2) 寄 附 金	700,000	3.5口
2. 会 議 参 加 費	4,175,000	
(1) 会 議 登 録 料	3,775,000	151人
(2) 論 文 販 売 費	400,000	
3. 補 助 金 収 入	2,000,000	
(1) プロシーディングス 製作補助金	2,000,000	万博記念事業協 会からの補助
4. 雑 収 入	25,000	
5. 前 期 繰 越 金	19,367,776	
6. 一般会計からの繰入金	700,000	日本ガスタービ ン学会出資金
合 計	27,567,776	

## 歳出之部

科 目	予 算 額	備 考
1. 事 務 費	4,845,000	
(1) 人 件 費	210,000	
(2) 諸 費	175,000	
(3) 備 品 費	55,000	
(4) 消 耗 品 費	585,000	
(5) 会 議 費	2,020,000	
(6) 事務局契約費	1,600,000	国際会議事務局 業者との契約
(7) 雑 費	200,000	
2. 事業費 (国際会議費)	19,120,000	
(1) 人 件 費	1,320,000	
(2) 会 場 費	4,715,000	
(3) 諸 費	1,065,000	
(4) 論 文 費	687,000	
(5) 同 時 通 訳 費	1,800,000	
(6) 行 事 費	2,850,000	
(7) 雑 費	500,000	
3. 予 備 費	3,602,776	
合 計	27,567,776	

第 2 期監事・評議員選挙結果

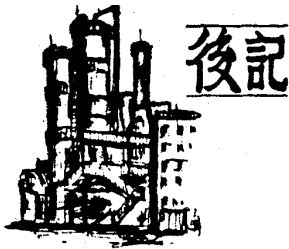
先に行われた標記選挙結果は下記の通りである。

(社)日本ガスタービン学会第 2 期監事・評議員当選者 (五十音順, 敬称略)

氏 名	勤 務 先	氏 名	勤 務 先	氏 名	勤 務 先	氏 名	勤 務 先	氏 名	勤 務 先	氏 名	勤 務 先	氏 名	勤 務 先
(監 事)													
浅沼 昌雄	大 東 日 立 造 船	入 江 正 彦	三 東 船 造	古 山 雪 博	三 航 技 研 工	丹 羽 高 桂	三 東 海 重 工	神 津 正 男	大 衛 行	神 津 正 男	大 衛 行	神 津 正 男	大 衛 行
木下 昌雄	大 東 日 立 造 船	小笠原 光 信	大 東 船 造	近 藤 政 市	日 本 自 動 車 研 究 所	浜 島 操	石 川 島 播 磨 重 工	亀 岡 敏 雄	神 戸 製 鋼 所	亀 岡 敏 雄	神 戸 製 鋼 所	亀 岡 敏 雄	神 戸 製 鋼 所
(評 議 員)													
阿部 安雄	三 菱 重 工	大 東 幸 雄	大 東 船 造	佐 藤 豪 雄	日 本 鋼 管 大	平 山 直 邦	都 立 製 作 所	藤 野 友 爾	三 菱 自 工	藤 野 友 爾	三 菱 自 工	藤 野 友 爾	三 菱 自 工
青木 千明	石 川 島 播 磨 重 工	岡 村 健 二	三 菱 重 工	沢 田 照 夫	大 阪 府 大	古 本 博 勝	武 蔵 工 大	有 効	4 7 3	4 6 2	有 効	4 7 3	4 6 2
荒木 魏	石 川 島 播 磨 重 工	加 藤 泰 敏	日 立 製 作 所	塩 上 昌 泰	三 菱 重 工	三 輪 光 砂	三 菱 重 工	無 効	1 9	1 2	無 効	1 9	1 2
栗野 誠一	日 本 連 北	梶 甲 藤 好	東 防 衛 航 空	妹 関 敏 郎	早 小 松 製 作 所	三 輪 町 長	日 立 造 船	白 紙	0	1 8	白 紙	0	1 8
井上 宗一	日 本 連 北	川 合 島 靖	日 本 航 空	高 瀬 浩 之	東 三 井 造 船 大	宮 岡 貞 康	電 力 中 大						
伊藤 英覚	石 川 島 播 磨 重 工	川 島 靖 司	富 士 電 機	高 瀬 浩 之	東 三 井 造 船 大	村 田 森 夫	東 大 研						
伊藤 源嗣	三 菱 重 工	河 田 修 郎	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						
飯田 庸太郎	東 大 日 本	河 田 修 郎	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						
一色 尚次	大 東 日 立	久 保 田 道 雄	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						
石谷 清幹	日 本 オ イ ル	小 泉 磐 夫	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						
石渡 秀男	九 石 川 島 播 磨 重 工	小 泉 磐 夫	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						
生井 武文	九 石 川 島 播 磨 重 工	小 泉 磐 夫	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						
今井 兼一郎	九 石 川 島 播 磨 重 工	小 泉 磐 夫	東 日 立 製 作 所	中 川 良 一	日 産 自 動 車 工	山 内 正 男	新 技 術 研 究 事 業 団						

なお、下記の方々は評議員に当選されましたが、52年度の役員候補となりましたので評議員を辞退されました。

青木守寿、有賀一郎、井口 泉、飯島 孝、浦田 星、梶木康夫、岡崎卓郎、木下啓次郎、齊藤宗三、須之部量寛、田中英穂、竹矢一雄、鳥崎忠雄、豊田章一郎、葉山真治、村尾麟一



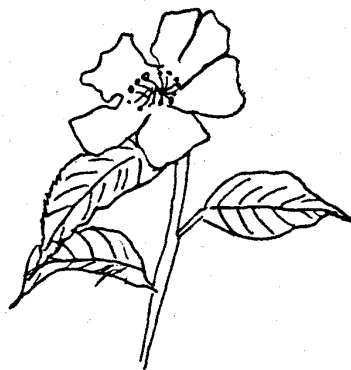
## 後記

編集理事 鳥 崎 忠 雄

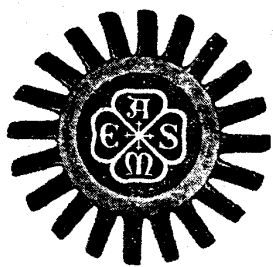
この後記は小茂鳥前編集理事がNo 10 (50年9月号) から執筆され、常に新しい提言、主張をなされてきたが、引継ぎに当り続けるようにとの要望があり、今後は編集理事が交代で執筆することにした。

さて、当学会も発足後満5年を経て、専門学会としての地位を固め、本年5月には日米機械学会との共催で第2回国際ガスタービン会議東京大会を開催するに至った。前回(46年)は多大の成果を収め、これを契機として本学会が発足したことは周知の通りであり、今回も世界のガスタービン関係者が一堂に会し、ガスタービンに関する学術ならびに技術に関する最新の情報を交換し、この分野の今後の発展に大きく寄与することと確信している。しかし、一方我国のガスタービン業界を見ると、生産されたものは陸用ガスタービン、航空用ガスタービン共に大部分は技術導入によるもので、車輻用、中小型発電用および航空用ガスタービンの国産技術による開発は着実に進められてはいるが、今

一步何かものたりないものを感じる。この原因は何であるかを考えて見ると一つには我国がガスタービンに対する切実な需要が少ないことが大きな理由とは思いますが、併し、今までのように他国の開発に依存し、これを応用発展させるだけではもはや適用しないところまで来ており、豊富な基礎研究の上により独創的な研究開発を促進して新しい利用分野を開拓して行かねばならないと思う。ガスタービンは流体力学、熱工学は勿論、材料、加工、制御などの広い分野の工学を網羅する総合機械で、常に時代の先端技術を取り入れて発展し、特に航空用ガスタービンはその最先端を行く原動機である。今後省エネルギー時代に対処してガスタービンも圧縮比の向上、タービン温度の上昇と共に効率の向上をはかり総合熱効率の向上が強く要求され、また一方耐環境性の向上即ち排ガスの清浄化、騒音の低減に努めることが必要となろう。今こそ意欲的に研究開発を推進し、ガスタービンの発展を願うものである。







# gas turbine newsletter

GAS TURBINE DIVISION—THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

VOL. XVIII

April, 1977

No. 2

## THE PHILADELPHIA CONFERENCE — ANOTHER SUCCESS

By IVAN G. RICE, P.E.  
Chairman, Gas Turbine Division, ASME

The long anticipated Philadelphia Gas Turbine Conference, the 22nd Annual International Technical Meeting and Product Show, without doubt, was a great success in many different ways. There were 2782 registrants including the Ladies, Special Guests, and Students so the total stands at about 2800. A total of 289 foreign delegates were there vs. 279 (25 countries) in 1976 and 267 (22 countries) in 1975.

The number of attendees was a positive indicator, but what took place in the way of technical communication was what counted. In this regard, I would like to share with you some of the Conference happenings and new Conference aspects in this report.

Philadelphia was a fitting location, it provided the atmosphere to pause and reflect just how far gas turbines have come the past 30 years since the Division was founded. It is interesting that today, through leadership, some 50 foreign countries have ASME members who select our Division as a choice. Again this year 29 of these countries were represented at the Conference and new ones such as Argentina, Greece, Oman, Nigeria, Mauritius, Honduras and Iran were represented for about the first time.

Another first was a specific Conference accent on one segment of the industry through an Electric Utility Forum. The Electric Power Research Institute (EPRI) joined our GTD at the Conference for a most successful Forum. The Forum's success will stimulate consideration for similar focus on other industry segments in future Conferences.

The theme of the Conference, "Today's Realities — Tomorrow's Promise" was carried throughout the meeting. Put in another way, we might say "Proven Past — Exciting Future" because 30

(Continued on Page 3)



DR. ARTHUR J. WENNERSTROM

## INTRODUCING ART WENNERSTROM — INCOMING MEMBER OF EXECUTIVE COMMITTEE

It is a pleasure to announce that Dr. Arthur J. Wennerstrom has been appointed "Incoming Member" of the Gas Turbine Division Executive Committee. Here is a brief review of his professional background and experience.

(Continued on Page 11)

## FULL PROGRAM EXISTS FOR 1977 TOKYO JOINT GAS TURBINE CONGRESS AND CIMAC CONGRESS, MAY 22-27

A complete program of new technical papers on a variety of gas turbine subjects will be presented in Tokyo, Japan, next May 22-27, 1977 at the Tokyo Prince Hotel. That will be the site of two Gas Turbine Congresses being held simultaneously. The Joint Gas Turbine Congress includes technical papers raised through ASME GTD, as well as those from the Gas Turbine Society of Japan (GTSJ) and the Japanese Society of Mechanical Engineers. Technical sessions involving over 70 papers will be held in two rooms for a period of four days.

(Continued on Page 6)

## THE 23rd ANNUAL INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE WILL BE AT THE WEMBLEY CONFERENCE CENTER LONDON ENGLAND

Please see page 12.

ASME GAS TURBINE DIVISION

のご好意により複製の許可を得ました。

IVAN G. RICE, *Chairman*  
PAUL F. PUCCI, *Vice Chairman*  
R. A. HARMON, *Editor*  
NANCY POTTER, *Publisher's Secretary*

Official publication of the Gas Turbine Division of the American Society of Mechanical Engineers published quarterly.

PUBLISHED — R. Tom Sawyer, Nauset Lane, Ridgewood, N. J. 07450

SECOND CLASS postage paid at Ridgewood, N. J.

POSTMASTER: In the event magazine is undeliverable, please send Form 33579 addressed to R. Tom Sawyer, P.O. Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423.

## FURTHER COMMENTS ON CURRENT LEGISLATION AND ITS POTENTIAL IMPACT ON COMBUSTION\* TURBINES

By C. SEGLEM and P. HOPPE

### Introduction

Senate Bill S-273 is a bill introduced by Sen. Randolph of WVA and sponsored by Senators Jackson (WA), Humphrey (Minn) and Huddlesen (Ken). The bill had been introduced into the last congress as S-1777 and was re-introduced into the 95th Congress as S-273. Two of these Senators are from major coal producing states.

The bill is intended to mandate by statute the use of coal for all new electric power plants, effective 90 days after enactment into law. It requires that all new plants be constructed with the capability to burn coal or coal derived fuels. Use of natural gas or oil is prohibited. Combined cycle power plants must meet this requirement. Peaking gas turbines, burning oil and operating less than 1500 hours per year, are permitted. Any new power plant that is planned to burn oil must apply for an exemption from the law. The case for an exemption must be pleaded by the applicant utility. The administrator of the law has up to a year to decide whether or not to grant an exemption. (The Senate apparently wants to beat the Carter Administration on the thrust of new energy legislation.)

A national law should not create another obstacle in the already difficult planning process facing utilities today.

The combustion turbine industry could be legislated out of existence by this Bill.

Copies of the Bills can be obtained from your Senator. Please refer also to our article in the January, 1977 Newsletter, page 26, which gives additional background on this proposed legislation.

Bill S-273 is presently in the Senate Public Works Committee (Mr. Richard Grundy); S-977 is in the Committee on Energy and Natural Resources (Mr. Dan Dreyfus, c/o Senator Jackson). We expect that companion House Bills will be introduced shortly and be handled by the Subcommittee for Energy of the House Committee on Commerce (Dr. Rich Roca).

Paul Hoppe suggested that any input for the record be addressed to the appropriate senator, with copies to all sponsors and Committees.

### Background

The philosophy for the bill has been around since the Democratic Caucus of 1973. The OPEC oil embargo demonstrated the need to reduce our dependence on imported petroleum fuel. Since no definite energy policy has emerged from the embargo experience, the people in this country and the politicians have gone back to viewing fuel energy as not in short supply, and the real interest, dedication and momentum for conservation of fuel built up during the embargo was lost. The proponents of this bill are striving to put the country on the track of using coal for electric power energy by legislative mandate. It further places the responsibility for proving **NOT** being able to burn coal in a new power plant squarely on the shoulders of the individual utility. This year, the 95th Congressional leadership clearly intends to pass this bill.

**\*MANY UTILITIES USE THE NAME "COMBUSTION TURBINE" WHEN THEY MEAN "INTERNAL COMBUSTION TURBINE" WHICH IS AN OPEN CYCLE GAS TURBINE THAT BURNS OIL OR GAS. THE CLOSED CYCLE GAS TURBINE (OR STEAM TURBINE) OF COURSE BURNS ANY TYPE OF FUEL AND IS DRIVEN BY THE HOT GASES OR STEAM IN THE BOILER TUBES. THE CLOSED CYCLE GAS TURBINE IS OF COURSE MORE EFFICIENT THAN THE STEAM TURBINE.**

### Impact

For electric utilities, this bill will seriously disrupt and prevent their planning for an economical mix of generation capacity. Utilities must have a mix of peaking, intermediate, and base load duty plants.

It takes away their choice of fossil fuels (oil vs. coal) as a part of their economic evaluation, and their ability to negotiate fuel contracts. If you can only buy coal, your bargaining position is not very strong.

It adds at best a year to their planning cycle which is already too long for generation additions. Today, environmental impact statements, restrictions on use of water and land, waste disposal, air quality standards, etc., add up to bad times of 6-8 years for coal burning power plants, and 8-10 years for nuclear plants. The only alternative utilities have to meet a short time change in generation requirements is to be able to build highly efficient combined cycle power plants with a 3-4 year lead time.

A national law should not create another obstacle in the already difficult planning process facing utilities today.

The gas turbine industry we have today could be legislated out of existence by this bill.

At the same time ERDA and EPRI are supporting several contracts that require development of gas turbine technology and combined cycles to conserve fuel, improve power plant efficiency, and use coal in the most environmentally clean way through coal gasification. Thus, the Government appears to be in serious conflict with itself in trying to develop an energy policy.

### Appropriate Action

Counteracting such legislation requires a cooperative effort of all affected elements of industry and the technical community. This means gas turbine manufacturers, coal companies, architect-engineers, utilities, boiler manufacturers, and consultants. The ASME brought together such a group last Nov. 30 in a joint meeting with the staffs of FEA and Senator Randolph. The arguments against the bad features of the bill were presented, and sincerely listened to, and we were told then the bill would be revised. However, the present version of S-273 indicates they were not able to be very responsive, since the bill still contains all of the most objectionable features.

A series of meetings were held with the Senate staff by manufacturers, industry groups, and

ERDA. It appears that we are getting recognition of our arguments. Hearings on the bill were scheduled for March 21, 22 and 29. Cliff Seglem, former Chairman, ASME Gas Turbine Division has been designated by ASME to be the representative for the Gas Turbine Division of the Society.

It is the belief of the Senate Staff that testimony under the auspices of ASME is evaluated as more objective than if presented by an individual company.

ERDA, ASME and other industry groups are working to make the technical viewpoints fully known to the Congress. If you have comments or inputs, contact either:

• Cliff Seglem, Manager Technical Liaison  
c/o Westinghouse Electric Corp.  
Generation Systems Div.  
Lester Branch P.O. Box 9175  
Philadelphia, PA 19113  
215-595-2298; Home 215-566-1015

or

• Paul J. Hoppe, Chairman Electric Utilities Com.  
c/o Turbodyne Corp., 711 Anderson Ave.  
P. O. Box T, St. Cloud, Minnesota 56301  
612-253-2800, Ext. 366; Home 612-253-7969

### J. KENNETH SALISBURY

Ken died late last year. He was Chairman of the Gas Turbine Division in 1949. He was one of the original members of the Executive Committee when it was formed in 1947. In those years the office of the Executive Committee Chairman was renewed at the Winter Annual Meeting. In 1947 Tom Sawyer was chairman from Sept. to WAM when Dr. Rettaliata became chairman until WAM 1948. Ken Salisbury was the next chairman.

In the January 1977 issue of Mechanical Engineering is a very nice report about Ken Salisbury. His distinguished career began with the General Electric Co., with which he was associated from 1930 to 1953. He resigned his position as manager of their Thermal Power Systems Div. to accept a professorship of mechanical engineering at Stanford University.

In 1956, Salisbury established his own consulting practice, with offices in Atherton which lasted about 20 years. A partial list of his clients includes: U.S. Navy Bureau of Ships, Ramo-Woolbridge Corp., Bailey Meter Co., Duke Power Co., and Aerojet General Corp.

### TO MAKE SURE YOU GET YOUR NEWSLETTER

Mail this change of address notice to your publisher today.

Paste here old address label from copy of publication (if available).

Omit items 1, 2 and 3 when address label is furnished.

OLD

1. No. and Street, Apt., Suite, P.O. Box or R.R. No.

2. Post Office, State, and ZIP Code

3. Show All Additional Dates and Nos. Included in Address Label  
(Necessary for identification)

NEW

4. No. and Street, Apt., Suite, P.O. Box or R.R. No.

5. Post Office, State, and ZIP Code

6. Name of Subscriber (Print or type)

7. Date of Address  
Change

Return this to R. Tom Sawyer, Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423

## Chairman's Report on Philadelphia Conference

(Continued from Page 1)

short years ago there was very little gas turbine experience. There was only enthusiasm, hope, and faith — a dream of a few dedicated engineers. Today, just think of how many gas turbines are operating in airplanes, pipelines, process plants, ships, railroads, peaking power plants, and combined cycles. The gas turbine's ability to continue to meet future requirements in a changing energy situation is today's challenge.

The vital statistics of the Conference are as follows: number of papers — 110, total number of sessions — 57, including 12 panel sessions, number of User oriented sessions — 50%. All of our various Technical Committees were represented with sessions. The Technical Sessions were well attended and the GTD's thrust for more User type panels and paper sessions was evident and well received.

The Product Show was about the same size as last year's with a total of 224 booths. With the Technical Sessions held at the Civic Center it was convenient for the attendees to attend sessions and then pass quickly to the various booths. Jack Sawyer, our Exhibit Director, again did a most professional job putting the show together and managing its set up and operation.

Another significant first for the Philadelphia Conference was Computer Registration. It was used for evaluation by the Division, ASME Headquarters, and the Exhibitors. Registration went smoothly with no problems. Printouts of attendees were posted the next day on a bulletin board. Also handouts were given to the Exhibitors for Sunday and Monday's registrants. The Exhibitors responded favorably and the results of the evaluation will be made known in a later Newsletter.

The Philadelphia Section General Arrangements Committee, headed by Frank Gabriel, hosted the Conference most ably and included numerous local arrangements, Field Trips, local transportation, the Ladies' Program and many other details.

Now let us briefly trace the highlights of the Conference.

- Activities started Sunday afternoon, March 27, with the special course "Introduction to the Gas Turbine" conducted by Ed Wright. After last year's success, this year we had a packed room with 92 in attendance. Consideration will be given to holding it again next year in London.
- Registration started early Sunday afternoon and the Early Bird Reception was well attended. It was great to meet old gas turbine friends, talk about the past and the future, and have the opportunity to introduce our wives to our associates.
- Sunday evening our Technical Committee Dinner Meeting was held. Reports were presented by the various Technical Committee Chairmen, Special Awards of Commendation were presented to the six of our Past Technical Committee Chairmen who were present. (All twelve of our Past TC Chairmen received special recognition at the Awards Luncheon.)
- An overflow house in excess of 500 was at the Opening Session to hear Robert Smith, President of Public Service Company of New Jersey present an excellent Keynote talk on gas turbines. He gave a factual account of his company's gas turbine experience to date and pointed out the effect the energy crunch will have on future Utility gas turbines and the need for fuel flexibility and coal utilization. At this Opening Session, George Kotnick, Region III VP and Frank Gabriel welcomed everyone to the Philadelphia meeting.
- The Exhibitors' Gala Reception, Monday evening was held at the Civic Center in the Exhibit

Area. The marching Mumpers' Band with their colorful plummed costumes added to the festivities.

- The Division was the guest of the Philadelphia Section on Tuesday for the dedication of the Fairmount Water Works as a National Historic Mechanical Engineering Landmark. President Earle Miller presented a bronze plaque to the City.
  - The Structures and Dynamics Committee sponsored two teach-ins on Tuesday. These were very successful and should lead the way to more of this type of session in future Conferences.
  - Wednesday morning a group of some 70 visited the Philadelphia NAVSEC Naval Ship Engineering Center to see the gas turbine propulsion system for the Hazard Perry Class Guided Missile Frigate where two GE LM 2500s, reduction gear and water brake were shown.
  - The Wednesday Awards Luncheon drew the largest attendance to date for any such GTD function. A total of 476 were present. Three local Region III and Philadelphia Awards were presented in addition to the Division Awards. Mrs. William Closs received a standing ovation when she accepted a special Gas Turbine Division posthumous Citation for her husband, Bill Closs for his contributions to the gas turbine industry. The guest speaker, Ed Patton, Chairman of Alyeska Pipeline Service Company gave a thought provoking talk about the Alaskan crude oil pipeline and the challenges encountered not only with the terrain, but also with the various government agencies and environmental groups. Scotty Kezios, ASME President-Elect, presented the Council Gas Turbine Division Best Paper Award to Ed Greitzer and the R. Tom Sawyer Award to Lou London. Cliff Seglem received his Past-Division Chairman's Award from Jack Mangan, Power Department V.P.
  - Wednesday afternoon conferees were guests of the Philadelphia Section for the dedication of the USS Olympia as a Mechanical Engineering Historic Landmark. Scotty Kezios, ASME President-Elect, presented the plaque to the Olympia Society. After the dedication and an inspection of the well restored Olympia steam engines, the group boarded the Coast Guard Cutter Dallas and inspected the control room and P & WA GG-4 gas turbines. It was interesting that the cutter had twice the horsepower in just half the space of the Olympia. One of the gas turbines was started for the group.
  - Wednesday the Process Committee held a special workshop on the principles of economics. Structures and Dynamics conducted an ASTM/ASME/MPC workshop on the properties of metals and super alloys in Coal Utilization systems.
  - Thursday afternoon 68 went on the field trip to visit the Philadelphia Electric Croydon Station and the Public Service Electric and Gas Co. of New Jersey's Burlington Gas Turbine Facilities.
  - Thursday afternoon the GTD Executive Committee met with the General Arrangements Committee for a wrap-up meeting to critique the Conference. The Executive Committee expressed its thanks to the Philadelphia Section and the General Arrangements Committee for a job well done.
- A few other items are of general interest. The Executive Committee is now arranging its meetings so that the Executive Committee members can attend the various Technical Committee meetings and sessions. In this manner we hope to keep in close touch with these vital activities.
- The GTD is most interested in ASME membership development. Earl Madison, ASME Field Director from Washington, D.C., reports that he, with the help of Bob Farmer, our GTD Membership Chairman, handed out 325 coded membership application forms at the Conference. Earl talked

## LAST CALL FOR PAPERS — '77 WINTER ANNUAL MEETING

The 1977 ASME Winter Annual Meeting will be held in Atlanta, Georgia, November 27 through December 2 at the Hyatt Regency and Atlanta Hilton Hotels.

The deadline for submitting your papers for review is upon us—June 1, 1977! Those authors who have special problems should contact their session organizers or the Division Program Chairman, Lester C. Sullivan, Trunkline Gas Company, 3000 Bissonnet Avenue, Houston, Texas 77005; phone: 713-664-3401.

The Structures and Dynamics and the Vehicular Committees are seeking additional papers:

## STRUCTURES AND DYNAMICS COMMITTEE

Papers for two sessions are solicited relating to experimental or analytical determinations of the structural and/or dynamic response of compressor, combustion system or hot gas path (nozzles, buckets, wheels) components. Suitable topics include analytical and experimental stress, fracture mechanics, fatigue and vibration analyses of gas turbine components.

Authors should contact Dr. Herman A. Nied, General Electric Company, Gas Turbine Division, Bldg. 53-330, Schenectady, New York 12345; phone: 518-385-9646.

## VEHICULAR TURBINE COMMITTEE

Papers are sought on vehicular turbine engines, components, applications, forecasts, or cycles. Please contact any one of the following:

- Thomas M. Sebastyan, TMS Engineering Enterprises, 1720 Glastonbury Rd., Ann Arbor, Mich. 48103; Phone: 313-662-2854.
- Roy Kamo, Director of Advanced Engines and Systems, Cummins Engine Company, Columbus, Indiana 47201; Phone: 812-379-5591.
- H. Clare Eatock, Chief Aerodynamics Engineer, Pratt & Whitney Aircraft of Canada, Longueuil Quebec, Canada J4K 4X9; Phone: 514-677-9411.

## TO GET THIS NEWSLETTER REGISTER IN THE GAS TURBINE DIV.

at length with 45 non-members and had short conversations with another 100. Earl signed up two new member applicants on the spot.

Bill Miller, ASME Washington, D.C., Office, attended the Aircraft Technical Committee meeting Tuesday evening. He also met with the Coal Utilization and Utility Technical Committees to discuss the latest bills on the Hill!

The Gas Turbine Society of Japan was well represented at the Conference. Plans for the May 23-27 Conference in Tokyo were reviewed with Ken Teumer, our Tokyo Conference Chairman and Dr. Hideo Tanaka and Dr. Masakatsu Matsuki of Japan.

Plans are progressing for the London Conference next year. We were pleased to have Ron Glynn of IMechE and Derek Rake of the Wembley Center at the Philadelphia meeting to discuss the London Conference. Booth space is being reserved rapidly; it appears that all booths will be sold early.

Let's all get behind the London Conference and help Paul Pucci, John Davis, Jack Sawyer and Tom Sawyer make the London Conference the best overseas Conference ever held!



E. L. Patton is Chairman of the Alyeska Pipeline Service Co. Alyeska was organized by a consortium of oil companies to design, build and operate the 800 mile \$6 billion trans Alaska oil line. He was the main speaker at the banquet luncheon.

#### EDWARD L. PATTON

Edward L. Patton, 59, becomes chairman and chief executive officer of Alyeska Pipeline Service Company effective July 1. He has served as president of the company since its formation in August, 1970. With extensive experience in managing the construction of petroleum facilities both in the United States and abroad, he came to Alyeska after managing the construction and operations of a major new refinery complex at Benicia, California.

A native of Newport News, Virginia, Patton was graduated from the Georgia Institute of Technology in 1938 with a BS degree in Chemical Engineering. He joined an Exxon affiliate in Baton Rouge, Louisiana, the same year and served in several engineering assignments for that company before being called to active duty in the Navy.

From 1941 until 1946, Patton served in the U.S. Navy as commanding officer of several anti-submarine and escort vessels serving in Caribbean, North Atlantic, and Pacific waters. In 1946, he returned to Exxon in Baton Rouge and progressed through a number of management positions before transferring to the Norwegian affiliate for the construction of a refinery. He returned to the United States in 1964 as an advisor for Exxon operations in the Mediterranean, Middle East and Far East.

In 1966, Patton was transferred to Exxon's chief domestic affiliate to assume responsibility for construction and operation of the refining facility at Benicia, near San Francisco.

#### TURBOMACHINERY COMMITTEE 1976 ANNUAL REPORT

The Turbomachinery Committee sponsored seven technical sessions at the 1976 Annual International Gas Turbine Conference in New Orleans, Louisiana. Twenty-seven papers were presented in the areas of Time Dependent Flows in Turbomachinery, Noise Attenuation Within Turbomachines, High Speed Turbomachinery Flow, Application of New Measurement Techniques and Model Testing, Three-Dimensional Flows in Turbomachinery jointly sponsored with the Fluids Engineering Division.

At the 1976 Winter Annual Meeting in New York, the committee sponsored one technical session on General Turbomachinery Technology.

The call for papers published for the 1977 Annual International Gas Turbine Conference in Philadelphia has resulted in sufficient response to commit for six sessions sponsored by the Turbomachinery Committee and one session jointly sponsored by the Turbomachinery Committee and the Structures and Dynamics Committee. Sessions will address Supersonic Flow in Turbomachinery, Off-Design Performance Aspects and Design Procedures



One of the Utility Sessions, they were all well attended.



AN OVERALL VIEW OF EXHIBITS ON THE RIGHT SIDE.

in Turbomachinery, General Topics in Turbomachinery, for Gas Turbine Engines, Performance and Structural Design of Radial Flow Compressors and Turbines, and Cascades and Flow Fields in Turbomachinery. The jointly sponsored session deals with Aerodynamically Induced Vibrations in Turbomachinery.

A Call for Papers for the 1977 Winter Annual Meeting has been submitted to Mechanical Engineering. Papers are being solicited for two sessions related to Aero/Thermodynamic Developments in

Steam and Gas Turbine Systems, and Flow Induced Rotor Whirl in Steam and Gas Turbines. 1 sessions are being jointly sponsored with the Pipes and Related Auxiliaries Committee of Power Division. Sufficient response to fill sessions is expected.

A survey of the entire committee membership was completed during the year, permitting updating of addresses and technical areas of interest for each of the members.

## THE ELECTRIC UTILITY GAS TURBINE — TODAY'S REALITIES, TOMORROW'S PROMISE

### Keynote Address at Conference

By ROBERT I. SMITH\*

President, Public Service Electric & Gas Co.

\*A profile of Robert I. Smith appeared in the January 1977 Newsletter.

It is interesting that an electric utility company can lay claim to being the world's largest non-flying airline—if ownership of jet engines is any criterion. Public Service Electric and Gas Co. owns and maintains 147 jet engines which drive 2634 megawatts of electric generating capacity. Another 157 megawatts of industrial gas turbines brings our total gas turbine capacity to 2791 megawatts, or 32% of our 8741-megawatt electric system.

In introducing my remarks today, I'd like to trace the course of gas turbine history at one electric utility—Public Service Electric and Gas Co.—to bring us up to the point of today's realities.

Our first experience with gas turbines goes back to 1963 when we installed a 30-MW General Electric unit at Essex Generating Station. At the time of initial operation, this machine was the largest simple-cycle gas turbine in the United States although a similar machine had been installed the previous year at Oklahoma Gas and Electric Company's Horseshoe Lake Station as part of a combined cycle.

The latest Public Service gas turbine installation is a Turbo Power and Marine Systems combined cycle unit with a gas turbine capacity of 170 MW and a steam turbine capacity of 35 MW which went into service at Burlington Generating Station in 1974.

Between 1963 and 1974, we added 29 gas turbine units of various sizes and types at 11 different locations on our system. One of the early designs, in which I had a rather intense personal interest was a Turbo Power and Marine Systems unit utilizing eight jet engines driving a single generator. This unit, rated at 124 MW, was the world's largest when installed at Sewaren Generating Station in 1965. Two power modules, each consisting of two jet engines exhausting to a double-flow two-stage expander turbine were located at each end of the generator. Housed in a two-story, reinforced concrete building, the Sewaren unit was the prototype of four similar units constructed during the 1967-1970 period at Mercer, Hudson, and Kearny Generating Stations.

The Northeast blackout of 1965 accelerated the installation of gas turbines with "black-start" capability at all of our generating stations and Pratt and Whitney single-jet engine units were installed at four locations during 1967. As luck would have it, our electric system experienced a complete shut-down on June 5, 1967, and one of these "black-start" units at Burlington, which had been declared available for commercial operation three days earlier was used to return the southern area of our system to service.

Industrial-type gas turbines were installed at Linden and Essex Generating Stations during 1970 and 1971. Four 25-MW Westinghouse units were put in service at Linden in 1970 and a 57-MW Westinghouse unit was first operated at Essex in 1971. A basic change in the original Sewaren design was made with four units installed at Edison and Essex Generating Stations in 1971. Still utilizing eight jet engines, four generators—rather than a single generator—were used. Each generator was driven by two jet engines, one at each end, and each generator module was capable of independent operation although the electrical out-

SEE PAGE 8 FOR  
ROBERT SMITH'S PHOTO

put from the four generators went to a common power transformer. Because of larger jet engines these units have a somewhat higher capacity than the original Sewaren type, 150 MW vs. 124 MW, and they are housed in a single-story rather than a two-story structure. The three units at Edison are designed for remote operation from Sewaren, several miles away.

Further refinements in design were made for four units installed during the 1971-1973 period at Essex, Kearny and Linden. Outputs of 175 to 190 MW were realized because of larger jet engines. Even more important were the substantial reductions in construction, time and cost which resulted from the use of prefabricated metal enclosures rather than concrete structures and the extensive use of factory-wired control panels with plug-in rather than field-wired electrical connections. The combined cycle unit at Burlington utilizes this basic eight jet engine design with waste heat boilers and a steam turbine.

To reinforce the electric system in the area and provide construction power backup, a 38-MW twin-jet unit was located at the site of Salem Nuclear Generating Station on Artificial Island in 1971. A more recent addition to our gas turbine family is a Curtiss-Wright unit driven by two Rolls Royce jet engines at Bergen Generating Station. This unit was initially operated in 1973 at about 35 MW after a period of testing and modification, it was up-rated to 44 MW in 1975.

Political considerations, in addition to capacity requirements, influenced our decision on location of three smaller gas turbine units, two at Bayonne and one at National Park. The Company was interested in obtaining property at these locations as sites for future generating stations. The municipal officials were interested in more tax income than the vacant property would provide. The matter was resolved by installing gas turbines at the sites to provide gross receipts tax income for the municipalities. These units, too, are remotely controlled—the National Park unit from Burlington and the Bayonne units from Essex. Incidentally, we no longer own the National Park site other than the small section on which the gas turbine stands. We exchanged the National Park site with the Corps of Engineers for the Artificial Island site on which Salem and Hope Creek Nuclear Generating Stations are being built.

What has our experience been with gas turbines? Our initial concept of the role of the gas turbine on our system was that of a quick-starting, semi-emergency type of generation which would be pushed to its maximum capability during most of its operating life. We soon learned that we could not afford the maintenance cost associated with that type of operation, and we modified our concept to provide controlled starting and normal operation at less than maximum capability. We experienced turbine blade corrosion and inlet air filters have been installed at some locations to minimize that problem. In November 1975, we established a central maintenance shop to handle maintenance and repair of jet engines and free turbines, and the operation of this shop has resulted in substantial reductions in maintenance costs. Savings of \$750,000 were estimated for 1976, the first full year of operation.

In general, our operating experience has been good. Obviously, the negative load growth which the company experienced in 1974 and 1975 resulted in excess reserve capacity and reduced the anticipated operating time of all of our gas turbine units. However, the units have been operated from time to time when base load units are out of service, and they are used during emergency periods. On December 18, 1975, for example, over

600 MW of gas turbine capacity was put on line in less than an hour and a half when a system deficiency problem arose. Again on February 2, 1976, over 900 MW were on the line within two hours to meet an emergency situation. More recently, during January of this year, when the severe cold weather was responsible for power shortages throughout the country, the gas turbines were used to supply neighboring utilities. As a matter of fact, 219,000 MWhrs, or about 9%, of our 2,524,000-MWhr January output was provided by gas turbines.

To my knowledge, there is no other utility in the country with 2800 MW of gas turbine capacity or with as much as 32% of its total capacity in gas turbines. A brief explanation of how the company arrived at this point may be of interest to both utility people and gas turbine suppliers. Back in the early '60's when our system peak was under 4000 MW and we were growing at the rate of 6 to 7% a year, our system planners presented a program for the future which included nuclear and/or fossil-fueled base load units of 1000 MW capacity with gas turbines and pumped storage for peaking. Our studies showed the optimum mix to be 20 to 30% peaking capacity, equally divided between gas turbines and pumped storage. Studies conducted by others at this time for similar systems showed 20% peaking capacity to be economical with gas turbines being most attractive. As with most of our experience in this business, things didn't quite work out as planned. We did manage to install some pumped-storage capacity, but the Tocks Island Dam which was to provide the lower reservoir for our major pumped-storage project isn't built yet—and probably never will be. The proposed nuclear plants were delayed and capacity reserve margins dropped to dangerously low levels. Gas turbines, with their short lead times and simplicity of installation at existing generating station sites, provided the solution to our capacity shortage problem in the late '60's and early '70's.

The gas turbine has proven itself to be a reliable prime mover for the generation of electricity, but our primary interest today is in the future. What role will the gas turbine play in the future of electric utility systems? There are some who feel that gas turbines should be installed only in an emergency. They should be used as an "ace in the hole" when caught in a capacity bind. There are others who feel that gas turbine installations should be planned. Recent studies have shown that 20 to 25% of system capacity in gas turbines is economic and gas turbines might well be used to provide all of a system's reserve capacity. Our current system plan calls for a minimum peaking capacity of 20% as well as a minimum reserve of 20% between now and 1990.

In the dark days of 1974, when electric utilities were worrying about where their next dollar was coming from, our system planners performed an exercise with an idealized expansion pattern in which gas turbines were used for all capacity additions beyond 1978. Obviously, such a program would provide substantial relief from the burdensome licensing, financing and rate relief needs of a nuclear expansion program. Actually, the cost per Kwhr to the customer was lower for several years than it would have been with a nuclear expansion program but this advantage disappeared, of course, when the nuclear units began to come on line. Nevertheless, there is no question in my mind that the utility systems of the future will require a certain percentage of peaking and/or storage capacity, and gas turbines will be utilized to fill a major part of that requirement. Further, the combined cycle has the potential to provide a substantial percentage of the electric utility intermediate and base loads in the years ahead.

(Continued on Page 10)

## Full Program Exists for 1977 Tokyo Joint Congress

(Continued from Page 1)

At the same time the 12th International CIMAC-GT Congress will be held in another room including 25-30 technical papers. ASME GTD has also raised papers for this Congress.

The program has been coordinated to avoid simultaneous presentation of similar subjects to allow attendees full advantage of the total Congress.

They will also have two speakers. "Present Status of Research and Development of Turbofan Engine FJR710" by Dr. Masakatsu Matsuki, National Aerospace Lab, Japan. Also a "Lecture on Industrial Gas Turbines" by Mr. Ivan Rice, Chairman, Gas Turbine Division.

Ivan Rice is looking forward to seeing you there at this excellent Conference.

In addition to the technical program, some excellent tours of manufacturing plants have been arranged. Also a good ladies' program is available for the wives including some very interesting tours.

The Tokyo Prince Hotel is the headquarters hotel where the technical sessions are held. There are several other hotels where rooms have also been reserved for those who will attend the Congresses.

The Tokyo Gas Turbine Congresses have developed into programs well worth attending. The January Gas Turbine Newsletter did contain more detailed information on the technical program. Hotel reservations, complete program and additional information can be made available by contacting the ASME GTD Program Chairman for the 1977 Tokyo Gas Turbine Congress as follows:

Kenneth A. Teumer  
Manager, Sales & Service  
Engine & Turbine Controls Div.  
Woodward Governor Company  
1000 E. Drake Road, P. O. Box 1519  
Fort Collins, Colorado 80522  
Telephone 303-482-5811  
Telex 45691

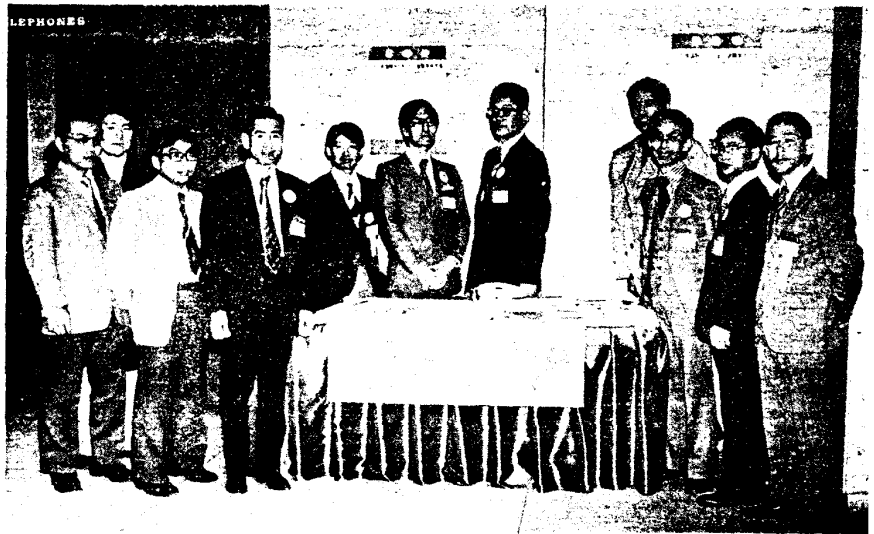
## SAE AUSTRALASIA SYMPOSIUM GAS TURBINE SECTION

Provisional booking has been made for a full day seminar to be held in the Clunis Ross Auditorium No. 1 in Melbourne October 6, 1977.

The Australians are very anxious to have one or two of our men present a gas turbine paper at this symposium. Anyone interested in going, please contact Mr. K. J. Cuming, Chairman, Gas Turbine Section, SAE-Australasia, National Science Centre, 191 Royal Parade, Parkville, Vic. 3052, Australia, and/or R. Tom Sawyer, P.O. Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423.

## PAY YOUR OWN WAY OVER AND BACK TO JAPAN AND/OR AUSTRALIA

We knew a man whose boss said we have a short job for you in Australia, do you want to go and the man said sure. The boss then said I should have said, you will have to pay your own way over and back and the man said O.K. and he went.



A large group of Japanese engineers visited the Gas Turbine Conference. They are looking forward to many Americans visiting their Joint Conference which will have almost as many gas turbine papers as we had in Philadelphia.



Another group discussing the Tokyo Joint Congress. L to R Paul Pucci, Tom Sawyer, Dr. Masakatsu Matsuki, Ivan Rice shaking hands with Prof. Hideo Tanka, Kenneth A. Teumer (who made the arrangements between the Joint Congress and the Gas Turbine Div.) and Glenn Kahle.



Dr. Masakatsu Matsuki, Head Aeroengine Div., National Aerospace Lab, Tokyo. 2. Carolyn Rice 3. Prof. Hideo Tanka, University of Tokyo. 4. Ivan Rice.

## OPERATING EXPERIENCES WITH THE OBERHAUSEN HELIUM TURBINE POWER PLANT

By PROF. DR.-ING. K. BAMMERT,  
Director of the Institute for Turbomachinery  
and Gas Dynamics, Hanover University,  
W. Germany, and  
DR.-ING. G. DEUSTER,  
President of the Energieversorgung Ober-  
hausen A.G. (EVO), W. Germany

The first heating power station employing a helium turbine was erected by Energieversorgung Oberhausen AG from 1972 to 1974. Several reports have been issued in which design, construction and erection of the prototype power plant are explicitly described.

The fossil-fired plant with a net electrical output at terminals of 50 MW and a rating of 53.5 MW for district heating is a part of the fourth Atomic Energy Program of the Federal Republic of Germany. An essential part of the project "High temperature reactor with a helium turbine of large output" is to transmit the know-how and experience gained in building and operating the plant toward design and construction of large helium turbine power plants.

The requirements of a commercially operated power station could be made agreeable with those of the HHT-program with respect to the selection of circuit parameters. On the one hand the plant is to supply electrical power and district heat and on the other hand it is designed to obtain operating results to assist the development of a high temperature reactor with a helium turbine, it is for this reason that the turbomachinery and the heat exchangers were designed to meet the requirements of a nuclear helium turbine plant of large output.

Comprehensive test programs have been formulated and initiated including steady state tests at different loads and operating conditions to study the operational behavior of all essential components as well as over-all plant behavior.

Moreover, dynamic tests are being carried out to verify the control behavior of the plant.

### Operating Experience

The specific tasks pertaining to a helium turbine which can be solved only by building such a plant are:

- Control behavior of the entire plant and auxiliary systems,
- Helium leak tightness and
- Rotor dynamics.

During the design phase comprehensive theoretical studies of the above subjects were performed with essential collaboration with the Institute for Turbomachinery and Gasdynamics (University of Hanover) for the following items:

- Precalculation of the control behavior, the dynamic behavior after disturbances and the behavior at part load operation,
- Assistance and advice during first start up,
- Precalculation of maximum stresses for safety acceptance,
- Computation of the dynamic forces and the clearance loss coefficients of HP-compressor and HP-turbine,
- Calculation of the behavior with circuit parameters differing from layout,
- Computation of measured operating points with determination of possible influences and calculation of their effect on output, gear input and circuit data and
- Calculation of the dynamic behavior at part load conditions.

### Plant Control Behavior

The control behavior has proved to be more

## VERY EFFICIENT COAL BURNING UNITS ARE THE CLOSED-CYCLE GAS TURBINES—LECTURE MAY 9-13, 1977 AT VON KARMAN INSTITUTE

The closed-cycle gas turbine, which can be used over the entire power spectrum, offers the possibility of improved fuel utilisation through the recovery of waste heat.

The first lectures will be devoted to design studies of a GT-HTGR nuclear power plant and the analysis of configurations and performance, with emphasis on component design studies for the turbomachinery, heat exchangers and controls. The application of a binary cycle as the waste heat power plant is discussed. The advanced GT-HTGR studies take into account the optimization and economic incentives as well as plant configurations and component performance.

The smaller power units are encountered in aerospace applications, heat recovery vehicle propulsion and low power engines for residential use. These units call for very advanced turbomachinery component design, compact heat exchangers and special bearings. The cycle operates with special gases or organic fluids.

Finally, the control aspect of a closed-cycle gas turbine will be discussed, and its performance illustrated by considering existing units.

For further information contact: The Director, von Karman Institute, Chaussee de Waterloo, 72 B-1640 Rhode-Saint-Genese, Belgium, or R. Tom Sawyer, Phone 201-444-3719.

than satisfactory. Power and speed control are functioning without trouble. Control adjustments were performed to an optimum by deliberate load dumping.

Start-up and shut-down operation of the turbo-set was easily accomplished from the central control room.

Adjustment to synchronizing speed can be exercised precisely. Control of auxiliary systems was found unobjectionable at the operating conditions to which they have been subjected to date.

### Helium Leak Tightness

Anticipated leakage at horizontal casing joints of the turbines and compressors did not occur.

### Rotor Dynamics

Because of the physical properties of the working medium, a helium turbine requires many stages and therefore slender rotors. Problems of rotor dynamics are therefore of particular interest.

The high pressure rotor of the helium turbine at Oberhausen were accommodated in one casing and supported in two bearings. It is also of slender design and was subject of numerous theoretical studies.

### Summary

In January of 1977, 55.8 MW of district heat was generated, i.e. somewhat above the nominal output which implies that the helium turbine in Oberhausen designed as a heat and power station has attained one of its aims of construction in respect to the generation of district heat.

Above that, as a prototype plant, it supplies valuable information in the field of helium machinery design and operating techniques. The operation experience of about 4500 operating hours acquired thus far indicates that the technique of helium turbine application is basically substantiated.

## SMALL REACTORS WITH HELIUM TURBINES

By CURT KELLER

The following comments were presented at the Closed Cycle II session at Philadelphia for Dr. Keller (who was unable to attend the meeting personally) by R. A. Harmon, Consultant.

"Big nuclear plants of 1000 MWe and larger are built and planned world wide. As the utilities are only interested in power production, they expect a reduction in the cost per MWe installed. This may be true if one considers electric power production only. However, in today's light water reactor plants only 30-35% of fuel energy input is used. The rest must be thrown away in cooling water at low temperatures by cooling towers or rivers and cannot be used."

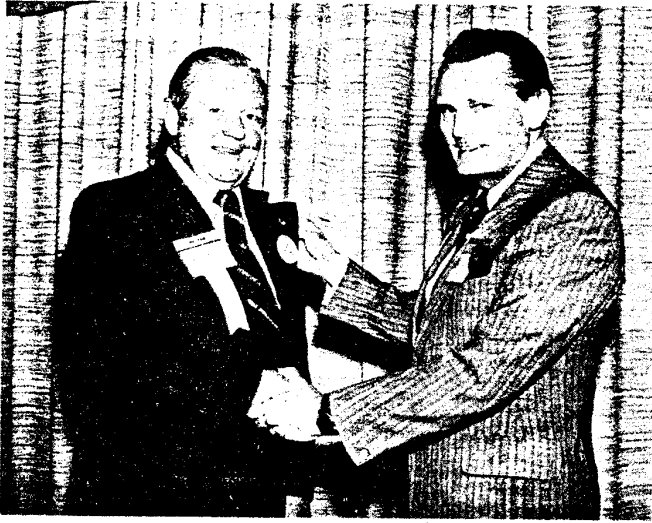
"If one could use the waste heat, an enormous amount of fuel could be saved. In Switzerland, for example, and in other European countries, about 50% of the imported oil is used for heating purposes. Saving in this field would be more efficient than any other energy production alternatives. The coupling of power and heat production in a power plant, either fossil or nuclear, can achieve this. The closed cycle plant, contrary to the usual steam plant can realize this easily because the waste heat is available at a high temperature of 100-200°C. A closed cycle plant can deliver per MWe at least 1.5 to 2 MW of heat without extra cost. For 1 MW of heat about the same price may be collected as for 1 MW of electricity. This contributes to the economy of small plants. This would be an ideal total energy plant. Up to 80% of the fuel energy can be used—an enormous energy saving possibility."

"Today gigantic plants are not the only solution for energy saving. One should realize that a 1000 MW electric plant of today's concepts (that is steam) throws away heat at low temperatures in the cooling water which would satisfy the needs of about 1,000,000 people. The problem is that it is at just too low a temperature (25-35°C) to be useful. Total energy plants producing heat plus power should be decentralized. Many communities would like that, but up to now nobody offers smaller plants. Maybe the building costs of big plants are lower than small plants, but if you add the distribution costs, a Swiss survey shows that the consumer has no advantages compared with the small decentralized plant with short distribution distances."

"I just wanted to draw your attention to the importance of smaller plants in about the 200-300 MWe range. For them all of the components are known and quickly realized. For example, either the reactor for the Fort St. Vrain plant or the Schmehausen plant could be used as a heat source since each are about 300 MWe. Helium turbine designs can be obtained from different U.S. or European firms."

"I have proposed this approach in an article in *Mechanical Engineering*, September 1976, P. 45. All of the articles by U.S., German, Swiss and French show that it is possible to build big plants with today's technology. But I think it would be wise to build a prototype nuclear plant of only 200-300 MWe as soon as possible. Not only would it minimize the investment cost and the risk but it would also provide a working prototype which might find immediate markets in countries outside of the U.S. as well as provide a prototype for future big power plants."





Ivan Rice putting a turbine wheel pin on the key speaker, Monday AM, Robert Smith, President, Public Service Electric & Gas Co.



Prof. A. Lou London of Stanford University receiving the R. Tom Sawyer Award from President Elect of ASME, S. P. Kezios.



John L. Mangan presenting the Retiring ASME Executive Committee Member Award to Clifford E. Seglem.



Dr. E. M. Greitzer receiving the Outstanding Paper Award, presented by S. P. Kezios.

## NEW GAS TURBINE MOVIE AVAILABLE FOR VIEWING

Maurice Jones, ASME's Director of Public Relations, has available copies of the new ASME film dealing with the gas turbine engine for viewing by interested parties. This film was produced by a professional organization with film clips provided by a number of manufacturers. It deals with the fundamentals and applications of the gas turbine in a nontechnical manner suitable for general audiences and would be useful for introducing the subject at meetings, television talk shows, management briefings, social occasions, etc.

Members desiring the loan of a copy of the film should contact Maurice directly at the following address. Copies are also for sale at \$100 each. The film is 16mm, color, and is in sound. Running time is eight minutes.

Mr. Maurice Jones  
Director of Public Relations  
ASME  
345 East 47th St.  
New York, N. Y. 10017

## DR. EDWARD GREITZER RECEIVES GAS TURBINE DIVISION AWARD

Dr. Edward M. Greitzer, a research engineer in fluid dynamics for United Technologies Research Center, has been awarded the Gas Turbine Power Award of The Gas Turbine Division of ASME. The award is given in recognition of an outstanding individual or multiple-author contribution to the literature of combustion gas turbines or gas turbines thermally combined with nuclear or steam power plants. The award was given to him for his two-part paper "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors."

The award was presented at the 22nd International Gas Turbine Conference and Products Show, held in Philadelphia, PA, March 27-31.

Dr. Greitzer is currently conducting research in the field of turbomachinery dynamics at United Technologies. In 1975 he was an Industrial Fellow Commoner at Cambridge University in England on the invitation of Professor Sir William Hawthorne. He worked at the University's Whittle Laboratory on several projects related to axial compressor aerodynamics.

Previously, Dr. Greitzer worked as a research

engineer for Pratt & Whitney Aircraft's Compressor Group.

He graduated from Harvard University, where he earned his Bachelors Degree (1962), Masters Degree (1964) and his Ph.D. (1970) from the Division of Engineering and Applied Physics.

Dr. Greitzer is a member of ASME. The Society has over 75,000 members. Founded in 1880, its principal aim and objectives are to: provide for the dissemination of technical knowledge and to encourage the personal and professional development of practicing and student engineers.

Dr. Greitzer is a resident of Wethersfield, Connecticut.

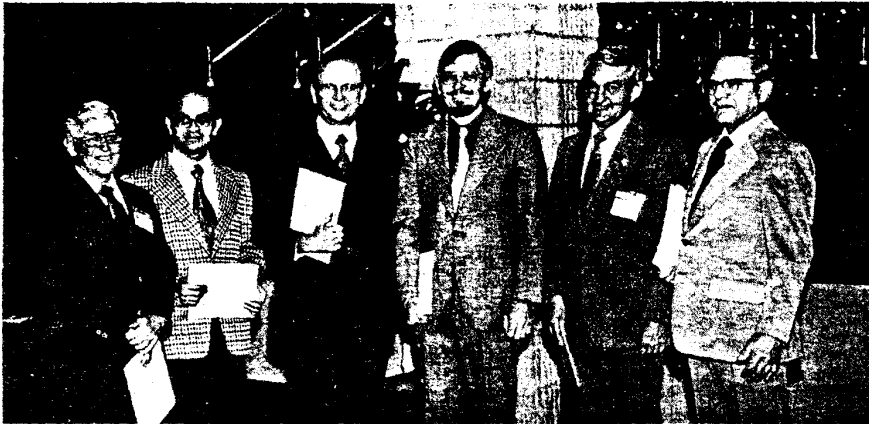
## RECIPIENTS OF DIVISION SCHOLASTIC AWARD

As a result of our Conference in New Orleans a \$500 scholarship fund was awarded to the New Orleans Section.

Mr. Charles E. Prewitt, Chairman of the Local Arrangements Committee for the 1976 Conference has advised us that two \$250 scholarships were awarded to deserving engineering school seniors in the New Orleans area. The recipients are:

Mr. William H. Frankel — Tulane University  
Mr. Edmond Stier — University of New Orleans





L to R - L. C. Sullivan, K. M. Kulkarni, A. A. Mikolajczak, John Siemietkowski, James J. Watt & R. W. Foster-Pegg received awards as Committee Chairmen.



Ivan Rice presenting the Gas Turbine Division Special Citation Posthumous to William J. Closs and accepted by Mrs. Closs.

April 2, 1977

Dear Mr. Rice:

I wish to thank you and the Gas Turbine Div. of the ASME for the citation presented to me in my husband's name.

I had planned to say a few words but was overcome by the standing ovation. It was a wonderful tribute to his memory and his efforts.

I am planning to have the scroll framed and hang it with his other awards. However, this is a special one and I am very proud of it.

Sincerely your,  
MRS. WM. J. CLOSS

**A CHANGE OF ADDRESS  
SHOULD BE IMMEDIATELY  
REPORTED TO HEADQUARTERS  
345 EAST 47th STREET  
NEW YORK, N. Y. 10017**

and

**R. TOM SAWYER  
BOX 188, HO-HO-KUS, N. J. 07423**

#### WILLIAM J. CLOSS

William J. Closs was an outstanding pioneer in the melding of aviation derived technology into the marketplace of the industrial gas turbine. He conceived and directed United Technologies Corporation's activities in the engineering, marketing, and installation of aircraft derivative industrial gas turbines for such applications as electrical power generation, pipeline pumping, and marine propulsion.

#### STANFORD UNIVERSITY PROF. A. L. LONDON RECEIVED R. TOM SAWYER AWARD

Professor Alexander L. London, of the Mechanical Engineering Department, Stanford University, California, was the recipient of the R. Tom Sawyer Award. It was given at the 22nd International Gas Turbine Conference and Products Show, held in Philadelphia, PA, March 27-31 and sponsored by the Gas Turbine Division of ASME.

The award is bestowed upon an individual who has made important contributions to advance the purpose of the gas turbine industry and to the ASME Gas Turbine Division.

Professor London, born in Kenya, Africa, received his Bachelors and Masters Degrees from the University of California, Berkeley, in 1935 and 1938, respectively. In 1936 he joined Standard Oil of California. Then, in 1937, he joined the Mechanical Engineering Department at the University of California. He joined the staff at Stanford University in 1938.

Professor London first became involved in gas turbines during World War II when, while working at the Bureau of Ships, he was part of an effort to develop new ship propulsion systems. His area of work was improving the fuel consumption of gas turbine engines by designing lightweight heat exchangers. As a result, a research program to generate heat transfer and flow friction design data was started at the U.S. Naval Engineering Experiment Station at Annapolis. After the war, this program was continued for 24 years at Stanford University. Among his other activities, Professor London has taken leaves of absence to work with Argonne National Laboratory and the General Motors Technical Center.

A Fellow of ASME, he also belongs to the American Society of Nuclear Engineers, the American Society of Electrical Engineers and the American Association of University Professors. In the past he has won the ASME Heat Transfer Division Memorial Award and the ASME Gas Turbine Power Award.

Professor London is a resident of Palo Alto, California.

**TO GET THIS  
NEWSLETTER  
REGISTER IN THE  
GAS TURBINE DIV.**

Mr. Closs joined Pratt & Whitney Aircraft in 1938 as a test engineer. In 1947, he directed design and construction of the Willgoos Gas Turbine Laboratory in East Hartford, the largest privately owned gas turbine test facility in the world. The Willgoos Laboratory was instrumental in P&WA's subsequent rise to world leadership as a designer and builder of gas turbine engines for commercial and military aircraft. Bill was promoted to chief of all the company's experimental test laboratories in 1951 and remained in that post until 1960 when he was named general manager of P&WA's Turbo Power and Marine Systems Department, which is, today, a subsidiary of United Technologies Corp.

A native of Pittsburgh, Pennsylvania, Mr. Closs received both his bachelor's and master's degrees in mechanical engineering from Carnegie Institute of Technology. In 1973, he was named a Fellow of the American Society of Mechanical Engineers in recognition of his engineering achievements.

By means of this citation, the Gas Turbine Division salutes the accomplishments of William J. Closs. We will miss a good friend.

**PEOPLE HAVING PAPERS  
OR INTEREST  
IN ANY COMMITTEE  
OF THE DIVISION  
PLEASE CONTACT  
THE CHAIRMAN  
OF THAT DIVISION  
OR THE EXECUTIVE SECRETARY**

**THOMAS E. STOTT, Pres.**  
Stal-Laval, Inc.  
400 Executive Blvd.  
Elmsford, N. Y. 10523  
Office: 914-592-4710  
Home: 413-528-2679

**IF YOU'RE READING THIS  
NEWSLETTER YOU OUGHT  
TO BE A MEMBER OF THE  
GAS TURBINE DIVISION  
And We Would Like To  
Have You Join Us**

It's that simple. If you are interested enough in the gas turbine industry to be reading this newsletter, you should be interested in joining and participating in the Gas Turbine Division.

Our Newsletter covers only the highlights of what's going on in the industry. And what's going on with the Gas Turbine Division.

To get a more complete industry picture, you have to be there. And that kind of participation is best obtained through active membership in GT Division programs.

Division membership brings you in closer contact with the industry—with benefits such as technical information updates, career and technical stimulation, participation in Division activities.

It also provides tangible benefits. Like reduced fees at conferences, discounts on technical papers, substantial savings with group life, health and accident insurance programs. To mention only a few.

Why not take a few minutes now to fill in the form attached and send it along to us. We'll respond with a free booklet outlining ASME GT Division membership benefits, information on how you qualify for membership and an application form.

We would like to have you join us.

**GLIMPSE OF  
TURBINE TRAIN STATUS**

The following information was sent in by C. A. M. Blizzard, Assistant Project Controller, Industrial Engines, UACL. These interesting statistics indicate that turbines are demonstrating their potential in railroad applications.

These are statistics on ST6 engines in train operations

• **Canadian National (CN) Operations ST6K-771 Engines**

—Rating 600 SHP (447kW) @ 14.7 PSIA (101kPa) and 95°F (35°C) air inlet. An efficient mechanical drive is used.

—Torque available at zero output shaft speed = 900 lb.ft. This rating is maintained to 1000 ft. (305m) Pressure altitude and 80°F (27°C) with intake and exhaust duct total pressure losses of 4.0 & 6.0" H<sub>2</sub>O respectively.

—This series engine has now completed over 106,000 hours with an average running time (R/T) on each engine of 5330 hours.

—Several High time engines have exceeded 6500 hours.

—Total mileage on CN trains is in excess of 1,677,000 miles of which 1,293,000 have been carried out with ST6K-771 engines.

—This gives an average of 60.733 miles/individual engine operating hour (including APU hours). A reason for this significant statistic is that the APU engine is only started up 5 minutes and the traction engines only require starting 3 minutes prior to the train leaving the station.

• **Amtrack Trains to July 7th 1976**

—TMT 4 with ST6K-771 engines = Over 20,000 Hrs.  
Ave R/T per engine = 2,604 Hrs.

—TMT 5 with ST6B-65 engines = Over 148,000 Hrs.  
Several high time engines = Over 10,000 Hrs.  
Ave R/T per engine = 8,217 Hrs.

—Total mileage for all Amtrack trains 1,941,811 miles

—This gives an average of 46 miles/individual engine operating hour (including APU hours).

—Total engine hours (all Turbo Trains) = 274,000 hours.

• **General Electric GT-E Commuter Cars ST6K-77**

—approximately 500 hours total

—total mileage not available

**The Electric Utility Gas Turbine**

(Continued from Page 5)

As we look into our crystal ball, what do we see as the research and development needs of gas turbines for the future? As a director of EPRI (Electric Power Research Institute), I know that electric utilities are planning to spend some \$42 million between now and 1982 on 26 gas turbine research projects. This research will cover the general areas of reliability and efficiency improvement, increased fuel flexibility, emission monitoring and reduction, and studies designed to optimize the application of gas turbine cycles to utility operations. Much of this research will be done in conjunction with gas turbine manufacturers. Additional financial support will come from ERDA (Energy Research and Development Administration).

I asked representatives of three of the gas turbine manufacturers to tell me what they thought about directions for the future. Fuel flexibility was a primary concern of all. Most of the gas turbines in utility operation today are burning some form of light oil—kerosene or jet fuel. Those that are burning natural gas will not be able to do so much longer because of the limited availability of this resource. Legislation has been proposed which would prohibit the use of petroleum fuels except in peaking service, and any plans, therefore, to utilize combined cycle gas turbine units in base load or intermediate load service should be based on the burning of coal-derived fuel. A preliminary step toward this goal may well be the satisfactory utilization of residual or heavy fuel oil.

Continuing research in turbine cooling technology as well as further development of better materials and coatings for hot section parts are also necessary for tomorrow's gas turbines. Efficient burning of coal-derived fuels will require elevation of turbine inlet temperatures to at least 2600°F and intensive research will be required to provide equipment for long-life base-load operation. The combination of a coal gasification system producing low BTU (100-200 BTU/cu ft) gas with a combined cycle power plant offers promise for the future. Capability to operate on this type fuel has already been demonstrated, and it is anticipated that such a system can generate power at high efficiency while handling a wide range of coals.

The use of ceramic materials in high temperature areas offers the promise of reduced cooling requirements and higher cycle efficiencies. The role of additives in reducing corrosion from various fuel contaminants should be more effective and find wider use as research continues.

Future years may well see the use of gas turbines in co-generation applications with equipment located at industrial plants but owned, serviced and operated by the electric utility. With waste heat utilized to provide process steam, such installations could show economic benefits.

As we in the utility industry contemplate the future of the gas turbine in our systems, I am sure that a rather hazy picture emerges. The events of the past few years have made the accurate forecasting of electric demands an almost impossible task. Loads may develop rapidly and with continuing delays in long lead-time projects, a crash program utilizing gas turbines may be necessary. The combined cycle gas turbine offers promise for base load capacity but we must recognize that the days of operation on petroleum fuels, except perhaps for peaking operation, are numbered. The development and application of coal-derived fuels are a must if the gas turbine is to remain a viable generation option. As this conference proceeds, I'm sure you will be hearing more specific descriptions of the problems—and of the promise—which lie ahead.

There's a tremendous amount of difficult work to be done, but with the cooperation of the utility industry, the turbine manufacturers, and the Federal agencies, I am confident that it will be done.

Clip and mail to: **THE EXECUTIVE SECRETARY, THOMAS E. STOTT, Pres.**  
Stal-Laval, Inc., 400 Executive Blvd., Elmsford, N.Y. 10523

I'm interested in joining the Gas Turbine Division of ASME.

..... Send me your free booklet on ASME membership.

..... Enclose a membership application form.

Name .....

Title ..... Company .....

Company Address .....

City ..... State ..... Zip Code .....

Company Phone ..... Extension ..... Country .....

Home Address, if desired .....

Zip Code .....



AN OVERALL VIEW OF EXHIBITS ON THE LEFT SIDE.



A CENTRAL VIEW OF EXHIBITS INCLUDING THE HEAD OF THE PARADE OF THE GALA PARTY ORCHESTRA.

## Art Wennerstrom

(Continued from Page 1)

After receiving a B.S. in Mechanical Engineering from Duke University in 1956 and an M.S. in Aeronautical Engineering, from Massachusetts Institute of Technology in 1958 (specialized in aircraft propulsion, particularly windage losses in partial-admission gas turbines) he went on to the Swiss Federal Institute of Technology in Zurich. There, he specialized in gas turbines and wrote his thesis on design of transonic axial-flow compressors receiving a Doctor of Science in 1965.

Art's early work experience from 1958 through 1965 included aerodynamics at AAI, transonic compressor design and test at Sulzer, and compressor design and contract management as an officer in the U.S. Air Force at Wright-Patterson Air Force Base. At Northern Research and Engineering Corp. (1965-67), he was responsible for leadership of several programs including design of a high by-pass supersonic fan and preliminary design of a 400 HP gas turbine for off-road vehicle propulsion.

From 1967 to date he has been a leader in aerodynamic activities at WPAFB, which included being in charge of research programs concerning aerodynamics of axial-flow compressors, development of design theories, design of research stages, testing, and analysis. The research program produced a new performance landmark during 1975 in terms of flow per unit area, pressure ratio, and efficiency for a transonic turbopan or turbojet inlet stage using internally developed design concepts. At present Art is Chief, Compressor Research Group, Components Branch, Turbine Engine Division, AF Aero Propulsion Laboratory, Wright-Patterson AFB.

Art has 21 publications, 1 patent awarded, and 3 patents pending. He belongs to American Institute of Aeronautics and Astronautics and the Propulsion and Energetics Panel, NATO Advisory Group for Aerospace Research and Development, (AGARD). His ASME Gas Turbine Division activities include service on the Turbomachinery Committee as Member, 1968 to date, Vice Chairman, 1960-72 and Chairman, 1972-74. He was Technical Program Chairman for the 1976 International Gas Turbine Conference in New Orleans.

## "GASOLINE"

Why use gasoline when diesel or jet fuel is excellent for the gas turbine car—not a dangerous fuel car!!

**"GASOLINE IS DANGEROUS—** Is it worth risking your life and your car. Motorists who carry an extra 5 gallons of gasoline in the car trunk, are exposing themselves to the danger of explosion and fire."

Quoted—Fire Dept.

## 1977 JOINT POWER GENERATION CONFERENCE SEPTEMBER 19-21, LONG BEACH, CALIFORNIA (Queen Mary Hotel)

By P. J. HOPPE

The theme of this year's conference is "Energy — The Backbone of the Economy." The Electric Utilities Committee of the Division is sponsoring three paper sessions and one panel discussion.

Because of the present uncertainty of the impact of coming coal utilization legislation and en-

ergy policy proposals, the Committee has decided to devote the panel session to this subject. Those readers, who attended the Electric Utilities Panel session, "The Role of Gas Turbines in the Future" at the 1976 JPGC in Buffalo and the March 31st "Utilities Forum — The Government's Viewpoint" panel at the 1977 Gas Turbine Conference will appreciate the importance of continuing our exposure to the thinking of governmental and regulatory agencies.

As far as the paper sessions are concerned, Jack Hoeflich (Energy Services) is organizing a session related to **Emissions Measurements and Related Environmental Matters**; Peter Gilson (Gibbs & Hill) will put together a session on **Present and**

**Future Combined Cycle Experience and Technology** and Dick Adelizzi (Westinghouse) is working on a session on **Planning with Gas Turbines**.

Offers for papers which may fit into these categories should be addressed to Paul J. Hoppe, Chairman of the Committee, c/o Turbodyne Corporation, 711 Anderson Avenue North, St. Cloud, Minnesota 56301 (Telephone 612-253-2800). Green sheets are required now; completed papers should be transmitted for review by May 1, 1977.

On Thursday, Southern California Edison Company has invited all to visit their Long Beach Combined Cycle Station which features seven gas turbine and waste heat boiler systems in the largest repowering project in the United States to date.

**Wembley Conference Center  
London, England  
April 9-13, 1978**

This is the preliminary travel notice of the 1978 Gas Turbine Conference scheduled for London April 9-13, 1978.

The ASME Travel Coordinators have planned a basic program in London which will include air transportation, hotel accommodations, transfers, breakfast, service charge and a sightseeing tour of London.

In addition to the basic Congress program there will be offered post Congress tours to Great Britain and the Continent as indicated in the survey below.

In order to help us plan the most convenient and economical travel arrangements, please indicate your travel interest on short survey below and mail it to us as soon as possible.

**ASME TRAVEL COORDINATORS**

International Congress and Convention Association

25 West 43rd Street

New York, New York 10036

Tel: 212-239-1555 or 212-239-0043

I would like to receive more information on:  
Post Congress Program:

.....Scotland & Wales .....Ireland  
.....France — Paris & Chateaux de Loire Valley  
.....Germany — Cologne, Rhine River, Heidelberg, Romantic Road, Munich  
.....Austria-Switzerland — Vienna, Salzburg, Zurich  
.....Scandinavia — Bergen, Oslo, Stockholm, Copenhagen  
.....Independent travel (F.I.T.). I am interested in visiting the following cities:

.....  
.....  
.....

.....Self-drive car/train tours in Britain

Please return this survey with the previous request at your earliest convenience to:

International Congress and Convention Association (ICCA)

25 West 43rd Street

New York, New York 10036

Name .....  
Address .....  
City .....  
State ..... Zip .....  
Telephone (Home) .....  
(Office) .....

Number of persons expected to travel:

Adults ..... Children .....

I want to stay a total of ..... days on this trip.

I would like to receive more information on:

.....Basic program—April 9-13, 1978.

My gateway for transatlantic flight will be:

New York Boston Philadelphia Washington Miami

Chicago Detroit Los Angeles Montreal Toronto

(Please circle.)

**THE AMERICAN SOCIETY  
OF MECHANICAL ENGINEERS  
and**

**THE INSTITUTION  
OF MECHANICAL ENGINEERS  
cosponsor**

**THE 23rd ANNUAL  
INTERNATIONAL GAS TURBINE  
CONFERENCE**

**CALL FOR PAPERS —  
'78 CONFERENCE  
IN LONDON, ENGLAND**

The 1978 International Gas Turbine Conference and Products Show will be held on April 9-13 at Wembley Conference Center in London, England. This Conference is being co-sponsored by the Gas Turbine Division of ASME and the Institution of Mechanical Engineers, England. Papers are invited concerning all aspects of gas turbine technology including research and development, system concepts, applications, and operational experience. Papers of potential interest to gas turbine users are particularly encouraged.

Authors should submit abstracts of the papers directly to appropriate technical committees or to the Program Chairman, Dr. A. A. Mikolajczak, Pratt & Whitney Aircraft Group, 400 Main Street, Adm. 1N, East Hartford, Connecticut 06108; telephone 203-565-4174. Abstracts of the papers should be received about 1 June and final manuscripts by 1 September 1977.

Special interests and contacts for the Closed Cycle and Turbomachinery Committees are:

**CLOSED CYCLES COMMITTEE**

The Closed-Cycles Committee will sponsor two technical sessions at the 1978 Gas Turbine Conference in London, England, April 9-13, 1978. The following sessions are planned:

**Session 1. Nuclear Closed-Cycle Gas Turbines**

Session Organizer:

Colin F. McDonald  
General Atomic Company  
Advanced Concepts Division  
P. O. Box 81608  
San Diego, California 92138  
714-455-2854

**Session 2. Fossil-Fired Closed-Cycle Gas Turbines  
(In conjunction with the Coal Utilization Committee)**

Session Organizer:

George B. Manning  
3705 S. George Mason Dr.  
Falls Church, Virginia 22041  
202-376-9340

These sessions will cover analytical and system studies, optimization, control, maintenance, and economic aspects for closed-cycle gas turbines. Plant design considerations in the areas of turbomachinery, heat exchangers and other major components, as well as plant construction and operating experience, will be included.

Authors are invited to submit abstracts or address inquiries to the above session organizers. Green sheets are requested by June 1, 1977 and final manuscripts will be due by September 1, 1977.

**TURBOMACHINERY COMMITTEE**

Technical sessions are being organized in the following areas. Green sheets and abstracts may be submitted directly to the session organizer, as indicated below, or to the committee chair-

man, Mr. Robert A. Langworthy, Eustis Directorate, USAAMRDL, Attention: SAVDL-EU-TAP, Ft. Eustis, VA 23604.

- Geometric Effects in Turbomachinery: includes scaling and factors such as leading and trailing edge radii, sealing, operating clearances, and the like. Dr. D. Japikse, Creare, Inc., Hanover, NH 03755.
- Non-Steady Flow Measurements: Emphasis is on the interpretation of data: Dr. B. Lakshminarayana, The Pennsylvania State University, 233 Hammond Building, University Park, PA 16802.
- Radial Turbomachinery Development 1950-1978: Part 1, Development of Past Successful Designs; includes previously unpublished work concerning successful stages and should include geometry, data and overall component performances so as to be useful to the industry. Part 2, Current and Future Development; emphasis is on aerothermal and applied mechanical design techniques, test methods and performance predicting and correlating procedures: Mr. Colin Rodgers, Engineering Technical Consultant, Solar Division, International Harvester Company, P. O. Box 80966, San Diego, CA 92138.
- Instabilities in Turbomachinery; emphasis is on aero-thermodynamic phenomena such as inlet distortion and rotating stall: Mr. F. O. Carta, Supervisor, Aeroelastics, United Technologies Research Center, Silver Lane, East Hartford, CT 06108.

**COMBUSTION & FUELS  
COMMITTEE**

Areas of particular interest are:

- Emissions—failure analysis of clean combustors, technology survey for meeting fixed source emission standards, fuel nozzle effects, and control systems.
- Energy—combined cycle operations including fluidized beds, combustion with regenerators, non-standard and non-conventional fuels.
- Fundamentals—statistical analysis as applied to: engine certification, emissions and pattern analysis; afterburners (for aircraft); and aerodynamic and mechanical design.

In the Western Hemisphere contact:  
C. W. Kauffman, Dept. Aerospace Engineering,  
University of Cincinnati, Ohio 45221  
Phone: 513-475-6287

In the Eastern Hemisphere contact:  
Eric Hughes, Rolls-Royce, Industrial and  
Marine Div., P. O. Box 72, Ansty, Coventry,  
England, CV79JR  
Phone: 61-3211, Ext. 438

**PIPELINE OPERATIONS &  
APPLICATIONS COMMITTEE**

The Pipeline Operations and Applications Committee will sponsor technical sessions at the 1978 Gas Turbine Conference in London, England, April 9-13, 1978.

The committee will be developing technical sessions on the following subjects: Evaluation Practices for the Selection of Gas Turbines; Considerations for Arctic Pipeline Design; Gas Gathering, Recompression, and Line Applications; Power Recovery; International Pipeline Installations and Operating Experiences; and a panel discussion on Gas Turbine Maintenance on Pipelines.

Authors are invited to submit abstracts or address inquiries to Don B. Johnson, Tennessee Gas Pipeline Co., P. O. Box 2511, Houston, TX 77001, or Trevor Albane, Polar Gas, P. O. Box 90, Commerce Court West, Toronto, Canada M5L 1H3.



Headquarters for the London Conference at the Wembley Conference Center for all Exhibits and all Technical Papers.



A group of Germans with Tom Sawyer. On the right is Prof. N. Gasparovic and next to him is Prof. Dr.-Ing K. Bammert.

## ELECTRIC UTILITIES COMMITTEE

This Committee will sponsor three paper sessions and one panel discussion at this Conference. Address all correspondence to the incoming Vice-Chairman of the Committee, Dennis L. Cox, c/o Southern California Edison Company, P. O. Box 800, Rosemead, California 91770.

## AIRCRAFT COMMITTEE

Six sessions are planned; the titles and general topics are:

- **VSTOL Propulsion Systems:** Subsonic, Supersonic.
- **Advanced Technology to Meet the Energy Needs of the Future:** NASA Overview, Turbofan Engines, Turboprop Engines, Related Technology.

- **International Propulsion Technology:** International Cooperative Programs.
- **Propulsion System Integration:** Inlet/Engine Compatibility, Nozzle/Engine Interaction, Controls, Instrumentation and Diagnostics, Noise Reduction.
- **Propulsion Maintenance and Overhaul Systems:** Life Cycle Costs.
- **Advanced Propulsion Systems:** General Aviation, Missiles and RPV's, Helicopters.

If you are interested in presenting a paper for consideration in any of these sessions please contact:

Mr. Peter Kiproff  
Propulsion Branch (Code 3014)  
Naval Air Development Center  
Warminster, Pennsylvania 18966  
215-441-2344, Ext. 2568 or 2166

## FUTURE CONFERENCES

The following is an up-dated list of the gas turbine conferences and the conferences wherein the Division plans and supports one or more sessions on gas turbine technology. Please note that papers must be in for review by the date listed below as \* or \*\*.

**1977**—Joint Conference with GTSJ & CIMAC at Tokyo, Japan, May 23-27.

—Joint Power Generation Conference, Los Angeles, Sept. 18-21, Queen Mary Hotel.

—ASME Winter Annual Meeting,\* Atlanta, Ga., Nov. 27 to Dec. 2, Hyatt Regency and Atlanta Hilton Hotels.

**1978**—23rd Annual International Gas Turbine Conference\*\* and Products Show, London, England, April 9-13, Wembley Conference Centre.

—American Power Conference, April 17-19, Chicago, Ill., Palmer House.

—Joint Power Generation Conference, Dallas, Texas, Sept. 10-14, Sheraton-Lincoln.

—ASME Winter Annual Meeting, San Francisco, Dec. 10-15, San Francisco Hilton.

**1979**—24th Annual International Gas Turbine Conference\*\* and Products Show, San Diego, Cal., Feb. 18-22.

—American Power Conference, April, Chicago, Ill., Palmer House.

—Joint Power Generation Conference, Sept., Raleigh, N.C.

—ASME Winter Annual Meeting,\* New York, N.Y., Dec. 2-7, Statler Hilton.

\* Submit paper before June 1st for review. The green sheets should have been sent in before Feb. 1st.

\*\* Submit paper before October 1st for review. The green sheet should have been sent in before June 1st.

## FOR FURTHER DATA ON 1977 AND FUTURE CONFERENCES CONTACT

### Executive Secretary

THOMAS E. STOTT, Pres.  
Stal-Laval, Inc., 400 Executive Blvd.  
Elmsford, N.Y. 10523  
Office: 915-592-4710  
Home: 413-528-2679

## JOHN W. SAWYER RECEIVES AWARD FROM OHIO STATE UNIVERSITY

Ivan Rice recently received a letter from Dean Donald D. Glover stating that Mr. John W. Sawyer will receive their Distinguished Alumnus Award at their 1977 ACE Day Awards Luncheon on Friday, May 20. The Awards Luncheon and Alumni Reunions will be held in the ballrooms of the Ohio Union from 11:00 a.m. until 2:00 p.m. The faculty and Dean Glover deem it a privilege to extend this honor to Mr. Sawyer in recognition of his many achievements.

## CONGRATULATIONS TO FRANK K. GABRIEL

We would like to emphasize that Frank K. Gabriel, Chairman of the Local Committee, did a fine job. He was of course assisted by the local committee but as he works for Westinghouse, he was right in the area and before the meeting he and his committee were able to line up everything.



# 23rd ANNUAL INTERNATIONAL



## GAS TURBINE CONFERENCE

# WEMBLEY CONFERENCE CENTRE LONDON, ENGLAND, APRIL 9-13, 1978

THIS IS YOUR PRIME OPPORTUNITY TO DISPLAY YOUR FIRM'S  
LATEST ADVANCES IN GAS TURBINES AND RELATED PRODUCTS  
AND SERVICES TO AN EXPECTED ATTENDANCE OF.....  
**3000 KEY PERSONNEL OF THE GAS TURBINE INDUSTRY**  
INCLUDING USERS, DESIGNERS, CONSULTANTS, CONSTRUCTORS  
AND OTHERS!

**HURRY!!**  
RESERVE YOUR  
SPACE TODAY!!

Here are some  
of the products  
and services  
being exhibited —

Accessories	Cooling	Lubricants	Seals
Air Filters	Design	Maintenance Services,	Starters
Auxiliaries	Discs	Instruments & Equipment	Testing Instruments
Batteries	Ducts	Materials	& Equipment
Bearings	Exhaust Silencers	Monitoring Systems	Tools
Blades	& Systems	Noise Measuring & Control	Training-Operators,
Boilers	Fuels	Petrochemicals	Mechanics & Maintenance
Castings	Fuel Filters	Pipeline	Transmissions
Cleaning Products	Gas Generators	Pollution Measuring	Turbines
& Services	Gearing	& Control	Utility, Electric
Combustors	Governors	Protection	Vibration Monitoring
Components	Heat Exchangers	Pumps	
Compressors	Ignition Systems	Refrigeration	
Consulting Services	Inspection Services,	Repair Services	
Control Instruments	Instruments & Equipment	Rotors	
& Systems	Instrumentation	Screens	

We want to send you our latest information brochure, floor plan and list of current exhibitors.

**PLEASE COMPLETE THE COUPON BELOW...DETACH...AND MAIL IT TO:**

J.W. SAWYER, EXHIBIT DIRECTOR  
GAS TURBINE DIVISION, ASME  
4519-18th Street, North, Arlington, VA 22207 USA  
Telephone: (703) 527-6853 Telex: 899133 WHITEXPO  
Cable: JACSAWYER, Washington, D.C.

Please send me information on exhibiting at the  
23rd ANNUAL INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE.

MY NAME: \_\_\_\_\_

TITLE: \_\_\_\_\_

COMPANY NAME: \_\_\_\_\_

MAILING ADDRESS: \_\_\_\_\_

CITY: \_\_\_\_\_ STATE: \_\_\_\_\_ ZIP CODE: \_\_\_\_\_

COUNTRY: \_\_\_\_\_ TELEPHONE (include Area Code): \_\_\_\_\_

## SPECIAL COURSES AND SEMINARS

### • Three Day Seminar on Turbomachinery Vibrations June 28-30, 1977

Mechanical Technology Incorporated will present a three-day seminar covering the basic aspects of rotor-bearing system dynamics. The course provides:

- A fundamental understanding of rotating machinery vibrations.
  - An awareness of available tools and techniques for the analysis and diagnosis of rotor vibration problems.
  - An appreciation of how these techniques are applied to correct vibration problems.
- The specific course topics include:

#### DAY 1

Fundamentals of vibration theory will be reviewed and their relevance to rotor vibrations demonstrated. The particular significance of bearings as elastic and dissipative elements in the vibrating system will be identified. Fluid-film bearing design will be covered in detail, including performance data for common bearing geometries.

#### DAY 2

A description of torsional vibrations, their causes, analysis and prevention will be reviewed. Rolling element bearing design and performance will be covered. The complete rotor-bearing system will be emphasized. The sources of lateral excitation will be identified and rotor response to these mechanisms will be described. The subject of rotor instability will be presented. Techniques for rotor balancing will be covered.

#### DAY 3

Concentration will be on the subject of vibration instrumentation. Instruments for sensing vibrations will be described, followed by a demonstration of instruments utilized by MTI for the analysis of vibration data. Signature analysis will be covered and the course will conclude with a discussion period devoted to trouble-shooting procedures.

The seminar will be presented at Mechanical Technology Incorporated. Further information on fees, housing, etc., can be obtained from: Mr. Paul E. Babson, Marketing Manager, Machinery Diagnostics, MTI at 968 Albany-Shaker Road, Latham, NY 12110. Phone: 518-785-2371.

### • Three Day Turbomachinery Blading Seminar

May 3-5, 1977

The Vibration Institute in cooperation with the Rochester Institute of Technology is presenting this seminar at Rochester to introduce the vibration technology involved in the design and operation of turbomachinery blades. Methods and instrumentation used to measure and analyze blade vibration will be described. Industrial experts and consultants will present theoretical background material and case histories. Lectures on the following topics have been scheduled: utility evaluation procedures, unsteady flow in turbine stages, structural problems of bladed disk assemblies, stress and vibration analysis of turbine blades, telemetry and strain measurements in turbomachinery, field testing of generator sets, transient torsional measurements, metallurgical aspects, and stress corrosion and cracking of disks and blades. Panel sessions dealing with gas and steam turbine blading problems and their solutions will also be conducted. In addition, the new turbine stage hydraulic analogy (water table) facility at Rochester Institute of Technology will be demonstrated.

Contact Dr. R. L. Eshleman, Director, Vibration Institute, Suite 206, 101 W. 55th Street, Clarendon Hills, IL 60514 for further information about the seminar and the availability of Proceedings. Phone: 312-654-2254/654-2053.

### • One Week Conference on "Applications of New Signature Signal Analysis Technology" July 24-29, 1977

The Engineering Foundation will hold this conference at Franklin Pierce College, Rindge, New Hampshire. Professor Larry D. Mitchell of Virginia Polytechnic Institute and State University and Dr. Ronald L. Eshleman of the Vibration Institute will act as co-chairmen of the conference, which is co-sponsored by the Vibration Institute. Signature means the process of signaling the noise, vibration or other system processing.

The conference has two principle objectives. First, the morning sessions are structured to stimulate discussion and exchange of ideas on the use and application of Signal Analysis Techniques. The emphasis will be on the emerging new uses of Signature Analysis.

Second, the evening sessions will be focused upon the promotion of communications between established users and the potential users of Signature Analysis. This communication helps prevent lost motion in the acquisition and use of data loggers, spectrum analyzers, FFT machines, etc.

Moreover, communications between the equipment manufacturers and the equipment users will be established. This will help improve the advancement of the state-of-the-art in Signature (Signal) Analysis. This will come about through the vendors and the new users learning how their systems are being used or will be used in the future.

Vibration Institute is currently planning to publish proceedings from the conference. Participants will receive a copy as part of the conference fee. The Engineering Foundation has some copies of the proceedings for its 1975 conference on Signature (Signal) Analysis, available at a cost of \$10 prepaid.

For further information and applications contact the Engineering Foundation 345 East 47th Street, New York, NY 10017. Phone: 212-644-7835. Cable: ENGFOUND NEW YORK.

### • Sixth Turbomachinery Symposium December 6-8, 1977; Sponsored by Gas Turbine Laboratories, Texas A&M.

This year the meetings and exhibits will be at the Hyatt Regency Hotel in Houston, Texas.

The Symposium will consist of lectures, discussion groups, and tutorials. Each attendee can attend all of the lectures and six out of the eight discussion groups or tutorials.

The object of the Symposium is to provide interested persons with the opportunity to learn the applications and principles of various types of turbomachinery, to enable them to keep abreast of the latest developments in this field, and to provide a forum wherein those who attend can exchange ideas. In this exchange of information, users, manufacturers, basic design engineers, and technicians will get together and discuss problem

areas. They will also attend lectures that will inform them of the latest developments in the area of turbomachines and related equipment.

The Fifth Symposium attracted over 700 engineers and technicians from all over the states and different foreign countries. A product show with 60 exhibitors was part of the Symposium. The exhibits ranged from large turbomachinery parts to various types of monitoring and maintenance devices. The majority of the attendees were large users of turbomachinery. Sixty (60) exhibitors are expected to take part in the product show. Early registration is suggested to ensure room reservation and participation in the discussion group desired.

The lectures and discussion groups will include the following:

#### Lectures:

- Torsional Analysis of High Speed Rotating Equipment
- Survey of Torque Measurement Devices
- Dynamic Simulation of Centrifugal Compressor Systems
- Design and Selection of Large Fans
- Large Fans for Corrosive Services
- High Speed Gearing Design and Selection
- High Efficiency Thrust Bearing Design
- Pivotal Shoe Journal Bearing Dynamic Characteristics
- Reliability of Lube Oil Supply and Control Fluids in Industrial Steam Turbines
- Design Characteristics of a New High-Pressure Gas Compressor
- Economics of Machinery Surveillance
- Failure Investigation in Preventive Maintenance
- Case Histories of Turbomachinery Problems
- Pump Selection and Design
- Design of Supporting Structures for Centrifugal Trains
- Concrete Foundation Repair Techniques

#### Discussions:

- Tutorial on Mechanical Seals for Compressors and Turbines
- Tutorial on Mechanical Seals for Pumps
- Tutorial on Fluid Film Bearing Design
- Pump Selection, Operation and Maintenance
- Compressor Maintenance and Operation
- Gas Turbine Operation and Maintenance
- Steam Turbine Operation and Maintenance
- Shop Techniques for Repair and Maintenance of Turbomachinery

The above is a tentative program and subject to change. A final program will be mailed to the registrants by September 1, 1977.

For further information, registration forms, etc. contact:

Dr. M. P. Boyce  
Gas Turbine Labs. (Turbomachinery Symposium)  
Department of Mechanical Engineering  
Texas A&M University  
College Station, Texas 77843

## NO CHARGE TO COMMITTEE CHAIRMEN, VICE CHAIRMEN AND EXHIBITORS

Please Send me  
Gold Lapel Button

Yes ☐ No ☐  
\$15.00

Type Member  
For Lapel Button



No ☐ "Onward and Upward With Gas Turbines".  
Yes ☐ Please send me a 45 RPM record — \$1.00,  
the official Gas Turbine Division Song.

Name.....

Company.....

Address.....

City..... State..... Zip.....

Mail to: R. Tom Sawyer, Box 188, Ho-Ho-Kus, N. J. 07423

— EXHIBITORS —  
1978 LONDON  
PRODUCTS SHOW

A.E. Turbine Components Ltd.  
American Cystoscope Makers, Inc.  
ACMI Industrial Div.  
The American Society of Mechanical Engineers, Mech. Engr. Mag. Dev.  
The American Society of Mechanical Engineers, Membership Dev.  
The American Society of Mechanical Engineers Paper Sales  
BEAMA—British Electrical and Allied Manufacturers' Association Limited  
Brush Electric Machines Ltd.  
Chemtree Corp.  
Curtiss-Wright Corp. Power Systems  
Dana Corp.—Turbo Products Div.  
Diesel and Gas Turbine Progress  
Doncasters Monk Bridge Ltd.  
Environmental Elements Corporation (Subsidiary of Koppers Company, Inc.)  
Firth Brown Ltd.  
The Firth-Derihon Stampings, Ltd.  
The Garrett Corp. AiResearch  
Manufacturing Co. of Arizona Div.  
Gas Turbine Publications, Inc.  
General Electric Co.,  
Gas Turbine Products Div.  
General Electric Co.,  
Marine & Industrial Projects Dept.  
Gilbert Gikes & Gordon, Ltd.  
Harrison Radiator Div. GM Corp.  
High Duty Alloys Forgings Ltd.  
Industrial Acoustics Co., Inc.  
IRD Mechanalysis, Inc.  
The Institution of Mechanical Engineers  
Lucas Aerospace Ltd.  
Metrix Instruments Co.  
River Don Stampings, Ltd.  
Rolls-Royce Limited  
Industrial and Marine Division  
Solar, A Division of  
International Harvester Co.  
SSS Gears Ltd.  
Stal-Laval Turbin AB  
TRW Defense & Space Systems Group  
Ultra Electronics, LTD, Control and Instrumentation Div.  
Utica Division Kelsey-Hayes Co.  
Westinghouse Generation Systems Div.,  
Westinghouse Electric Corp.  
Woodward Governor Company

**AWARDS AT THE PHILADELPHIA  
GAS TURBINE CONFERENCE**

- **Philadelphia Section Awards** by Joseph J. Santoleri, Chairman ASME Philadelphia Section  
Certificates of Appreciation to:  
—Dr. Eugene F. Brady, Engineering Specialist, Litton Industries Inc.  
—Frank K. Gabriel, Fellow Engineer, Westinghouse Electric Corp.
- **Region III Award** by George Kotnick, Vice Presi-

# 1978 INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE and invites your firm PRODUCTS SHOW to participate at WEMBLEY CONFERENCE CENTER LONDON, ENGLAND, APRIL 9-13, 1978

For information on the Products Show please contact:

J. W. Sawyer, Exhibit Director, Gas Turbine Division, ASME

4519 18th STREET NORTH, ARLINGTON, VA. 22207 USA

Telephone 703-527-6853

Telex: 899133 WHITEXPO

Cable JACSAWYER, Washington, D.C.

## VEHICULAR GAS TURBINE FORUM C/VI IMPACT OF CERAMIC MATERIALS APPLICATION ON ENGINE DESIGN

At ASME Gas Turbine Conference  
New Orleans — March 23, 1976

Sponsored by Ceramics and Vehicular Committees  
J. G. LANNING — Corning Glass Works  
L.B. MANN — Chrysler Corp.

This Forum explored the effects of applying ceramics to vehicular gas turbines operating at increasing turbine inlet temperatures. The objec-

dent for ASME Region III

Certificate of Appreciation to:

—Adolph T. Molin, Consulting Engineer, United Engineers & Constructors Inc.

- **Gas Turbine Division Awards** by Ivan G. Rice, Chairman, Gas Turbine Division  
Outgoing Committee Chairman Citations: Acknowledgement of Gas Turbine Division Appreciation to Outgoing Committee Chairmen for the years 1974-1976:

—Arthur F. McLean—Ceramics Committee

—Urban Floor—Awards Honors Committee

—R. W. Foster-Pegg—Combined Cycles (ad hoc) Committee

—Paul E. Clay—Controls & Auxiliaries Committee

—Maido Saarlus—Education Committee

—James J. Watt—Heat Transfer Committee

—Kishor M. Kulkarni—Manufacturing Technology Committee

—John S. Siemietkowski—Marine Committee

—L. C. Sullivan—Pipelines & Process Applications Committee

—Hans Stargardter—Structures & Dynamics Committee

—Meherwan P. Boyce—Technology Resources Committee

—A. A. Mikolajczak—Turbomachinery Committee

- The others receiving Awards are shown in the photos on pages 8 and 9.

tive was to identify areas requiring further development and direction by seeking an open exchange of comments among members of the audience. In order to create a sound basis for subsequent discussion of the related subjects, we asked several knowledgeable individuals to prepare short presentations. A limit of 5 minutes was requested.

Mr. Tom Sebestyen, Project Officer — Division of Transportation Energy Conservation of the Energy Research and Development Administration at Ann Arbor, Michigan, acted as the Forum moderator and guided the presentations and discussions.

Many individuals spent considerable time in developing their presentations. We would like to thank them all:

Al Bell, G.M. Engineering Staff; Don Beremand, NASA—Lewis; Glen Colvert, PWA—Florida; John Collman, G.M. Research; Robert Harman, Consultant; W. H. Hucho, Volkswagen; Arnold Heitmann, Northern Research; E. Leno, AMMRC; Art McLean, Ford Motor Co.; Wm. Edmiston, JPL; Stan Nelson, Detroit Diesel Allison; Giovanni Savanuzzi, Consultant; Eric Silverstone, Noel Penny Turbine; Stan Gray, Mechanical Technology Inc.; E. Tiefenbacher, Daimler Benz and E. Van Reuth, ARPA.

Since the subject matter was so broad, time ran out and some of these individuals did not have an opportunity to make their presentation, yet they had significant things to say. We offer them our sincere apologies and our thanks for contributing to the technical summary.

A review of the Forum highlights was reprinted in Mechanical Engineering. It is interesting to note that Editor, Fritz Hirschfeld, must have written most of page 35, but it is good to see that he made the statement, "the positive displacement Brayton engine having long since been discarded," because the vehicular gas turbine was derived by many gas turbine patents prior to the Brayton piston engine of 1873. The first patent was in 1791 in England and others in France, Switzerland and Germany and by 1895, there were several gas turbine patents in the USA.

## Recent Exhibits in U.S. and Overseas

Location	1971 Tokyo	1972 San Francisco	1973 Washington	1974 Zurich	1975 Houston	1976 New Orleans	1977 Philadelphia
Number of Exhibitors	40	111	121	106	122	100	102
Number of Booths	60	267	277	260	259	230	224
Attendance	3630	2210	2556	3210	2836	2800	2782
Number of Companies Represented	566(67) <sup>b</sup>	674(93) <sup>a</sup>	663(94) <sup>a</sup>	714	802(124) <sup>a</sup>	774(170) <sup>a</sup>	
Number of Countries Represented	17	17	21	43	24	22	29
a. Organizations Outside U.S.A.      b. Outside Japan							



## 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400字詰のものを使用する。
5. 学会誌は刷上り1頁約1800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 東京都新宿区新宿3-17-7、  
紀伊国屋ビル、財団法人慶応工学会内  
日本ガスタービン学会事務局  
(Tel 03-352-8926)

## 自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集幹事会で決定する。
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。

### 日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第 5 巻 第 17 号

昭 和 52 年 3 月

編 集 者 鳥 崎 忠 雄

発 行 者 入 江 正 彦

(社)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7

紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内

TEL (03)352-8926

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

非 売 品

