



## 最近の資源化技術におけるガスタービンの応用

東京都立大学工学部 教授 平 山 直 道

### 1. まえがき

廃棄物の処理が科学技術あるいは技術行政上の重要問題として取上げられるようになってから10年以上になるが、問題に対するアプローチは時代と共にある程度の変化があり、また各国ごとに微妙な違いがある。しかし少なくとも最近では、各国とも廃棄物処理を単に環境上の問題としてではなく、資源あるいはエネルギーに関連した問題として促えていることは事実である。

わが国においては、国土も狭く、単位平地面積当りの廃棄物発生量は世界随一という事情もあって、廃棄物の無害化および処理施設よりの二次公害の防止に重点がおかれていることは当然である。しかし、大部分の原料を輸入に頼っている国情から資源化、再利用、エネルギー回収の要求も強く、最近は通産省工業技術院を中心としてハード面の開発援助が軌道に乗り、実証プラントの建設が実現される段階となっている。

一方米国においては、東部の大都市を除いて廃棄物は衛生埋立で解決されており、処理技術上の問題は少ないが、世界の富を集めている国だけに1人1日当りのごみ量も抜群に多く、主として資源の節約、再利用、エネルギー回収という角度から廃棄物を問題としている。特に石油危機以来、資源の節約、再利用も問題的にはそれを作るのに消費されるエネルギーの節約に

なるので、すべてをエネルギー問題の一部と考える傾向が強い。昨年（昭和50年11月）スイスのモントルーにおいて米国機械学会（ASME）をはじめ多くの学会の発議により廃棄物の資源化に関する第1回の国際会議をもち、筆者も日本分科会委員長として参加したが、その会議の名前が1st International Conference on CRE（Conversion of Refuse to Energy）とつけられたのはその辺の事情を反映したものであろう。

本解説で話題にするガスタービンの応用もエネルギー問題と取組んでいる米国において研究されたものであるので、ここで少し米国環境保護庁（EPA）における廃棄物のエネルギー回収に関する研究の動きを説明する。

### 2. 米国EPAにおける研究活動

米国における資源化技術の研究活動はEPAを中心としてなされているといっても過言でない。EPAにおいては基礎研究はOffice of Research and Development（ORD）によって取扱われ実験室的研究からベンチスケールテストまでを対象としている。一方実証プラントとその評価は、Office of Solid Waste Management Programs（OSWMP）によって取扱われている。エネルギー利用関係<sup>(1)</sup>では、ORDにおいては次の三つのアプローチを行っている。

- (1) 種々の型の燃焼装置における色々の形態のごみの燃焼とエネルギー変換
- (2) 熱化学的変換、すなわち、ガス体燃料、

（昭和51年2月20日原稿受付）

液体燃料、アンモニア、メタノールやその他の製品を作る熱分解技術

- (3) 埋立における固形廃棄物の消化やエタノールを作る生化学的反応までを含んだ生物学的変換

本解説で述べるガスタービンの利用は(1)の一部として実施されたものである。

また OSWMP で補助しているプロジェクトは次の6題目(1975年6月現在)である。

- (1) 浮遊燃焼ボイラにおける微粉炭の補助として粉碎ごみを用いる方式 (St. Louis, Missouri)
- (2) 湿式処理でパルプを回収し、同時にガラス、鉄、アルミを回収し、残留物を焼却して蒸気をうる方式 (Franklin, Ohio; わが国でも IHI によって田無、柳泉園に建設稼動中)
- (3) 固形廃棄物の熱分解により発生したガスを燃焼させて蒸気をうる方式 (Baltimore, Maryland; わが国で川重が神戸市にて実験完了)
- (4) 浮遊燃焼ボイラにおいて重油の補助として粉碎ごみを用いる方式 (Wilmington, Delaware)
- (5) ボイラにおいて重油の補助としてごみの熱分解によって生じた液体燃料を用いる方式 (San Diego, California; わが国で三菱重工が熱分解について協同実験中)
- (6) セメント製造において石炭の代りにペレット化したごみを使用する方式 (Palmer Township, Easton の近く, Pennsylvania)

現在米国では年間固形廃棄物量は40億tに達すると言われ、そのうち都市ごみは1億2200万t(1973)をしめる。有機性ごみの総量は8億7600万tでそのうち約2億tはエネルギー回収に使えるといわれている。<sup>(1)</sup>これらは少なくとも米国中の家庭と事務所内の電燈をつけるのには十分の量である。<sup>(2)</sup>

EPA においてはまず ORD において基礎研究を行ない有望なものについてメーカーと実施自治体を募って実証プラントを建設するのが順序である。したがってガスタービンの研究は比較

的大仕掛ではあるがまだ前段の ORD でもんでいる段階と考えてよい。

### 3. ごみ燃焼ガスタービンの開発 (CPU-400)<sup>(3)(4)</sup>

3-1 設備の概要 1967年ごみ処理問題の解決に航空宇宙技術を使う研究が開始された。多くの原案のうち、ごみを高い圧力の流動層で燃焼させ直接ガスタービンを駆動させて発電する方式が決定され、日量400tを目標とし、Combustion Power Unit, consuming 400 t/day から CPU-400 と名づけられた。流動焼却炉の研究がなされ、圧力100 psig ( $7 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ ) において燃焼負荷 900 万  $\text{Kcal/m}^3\text{h}$  が可能であることがわかった。

1970年、70 t/day, 1000KW のパイロットプラントが建設され、現在までこれについて研究が行なわれている。なおこのプラントは Combustion Power Company (Menlo Park, California) に研究依託されている。

全体のシステムは図1、図2に示される。運ばれた都市ごみは床にあげられ、ショベルローダで破砕機 (shredder, 2系統ある) に入る。破砕後空気式分級器 (air classifier) にかけて軽い可燃物は空気輸送で約100m運ばれて貯留槽に入る。分級機で分れた軽い可燃物以外は磁選機にかけて鉄をとり、残りはトロンメル (Trommel; 多数の孔があいた回転ドラム) を用いてガラスをとり、最後にアルミ缶を分離するようになっている。

貯留槽に貯えられたごみは機械的にかきとられ、密封式のごみ供給用ロータリ弁 (図2では feeder valve) を通り高圧空気で流動層式燃焼器 (fluid bed Combutor) に供給される。燃焼ガスは3段の集じん器を通してガスタービンで膨脹する。各段の集じん器で捕集された流動層用砂やばいじんはロータリ弁で排出される。なお発電した電力は抵抗器を用いて放熱される。

3-2 各設備の詳細 まず、粉碎機は堅軸形で56KWと75KWのものをを用いている。風力分級器はジグザグ分級器 (堅形のジグザグの通路の下から風を送り中途からごみを入れて軽いものと重いものに分ける) をを用いている。可燃ごみの貯留槽は直径6m、高さ3.7mで13.6

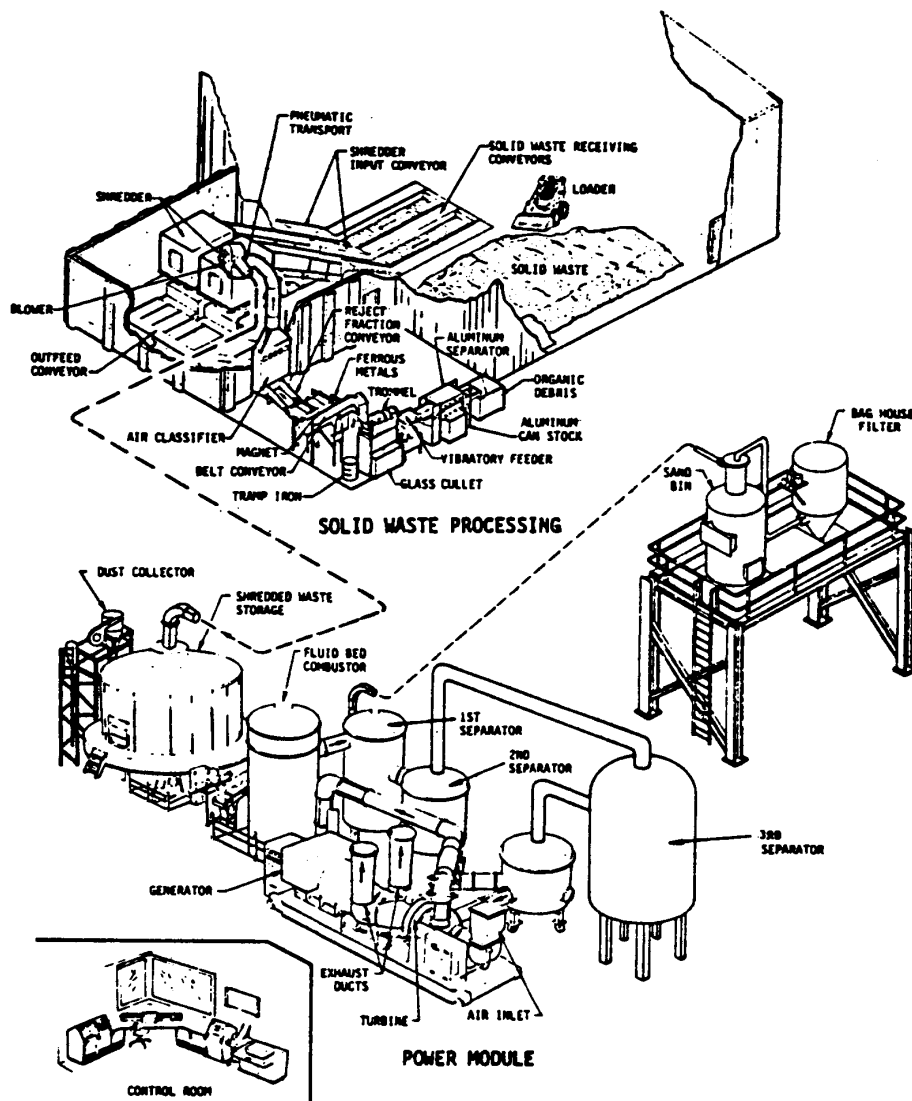


図1 パイロットプラント

t (3～5時間分)を貯える。燃焼器へのごみ供給装置は、直径76cmで13のポケットをもつステンレス製の気密式ロータリバルブで、15KW, 11rpmで駆動され、供給容量は1m<sup>3</sup>/minである。このような供給装置が2個ついている。ごみはこの供給装置から直径15cmの高圧ラインに入り、燃焼器の底部から供給される。

流動床式焼却炉は図3に示す。底部は13cm厚さのB & Wの Kaocrete D 耐火断熱レンガ（キャスト）とその上に13cm厚の B & W 2200 L1 耐火レンガ（キャスト）を用い、これを貫通して161個の空気孔がある。円筒部は11cmのB & W 2600 耐火断熱レンガの内側に23cmのB & W D耐火レンガをおき、めじには Kaowool（岩綿状のもの）を用いる。

頭部はB & W Kaocrete D耐火断熱レンガ（キャスト）を用いる。スタート時は炉頂部の加圧されたコンテナの中にあるバーナの他に全周上6個の燃料油噴射器が炉底のすぐ上の炉壁についている。スタート時は93KW, 135m<sup>3</sup>/minのルーツブロワ（図2）が用いられる。砂の深さは60cm、表面積は3.6m<sup>2</sup>で2つの供給パイプからごみが供給される。図4は砂ベッドの温度と空気の塔内平均速度を軸として良好な流動を示す条件範囲（A）を示している。領域Bでは流動状態が部分的に悪化し、領域Cでは固着がおこり流動は全くおこらない。

米国における特徴として、流動層焼却炉からのふんじんには溶融

したアルミが酸化アルミの被まくで覆われた粒が多く含まれている。一段目のサイクロンで砂と大きいふんじんを落とし、二段目でマルチサイクロンを用いて除去する。元来は三段目もマルチクロンになっており、三段後（測定はタービン排気中）のふんじん量は図5に示すとおりであった。（アルミ化合物は593℃以上でとけるので550°位にするとタービン翼へのアルミの付着は減少する。）それでもタービン翼への付着が多いので図6に示す径2mmの酸化アルミの粒を用いた集じん器が開発された。集じんフィルタ（円筒状）の内径は1.4m、外径は2.4mで高さ4mである。粒は連続的にフィルタ内を流れ（163kg/min）で粒についた粉は上部の流動層式分離器において分離され空送され

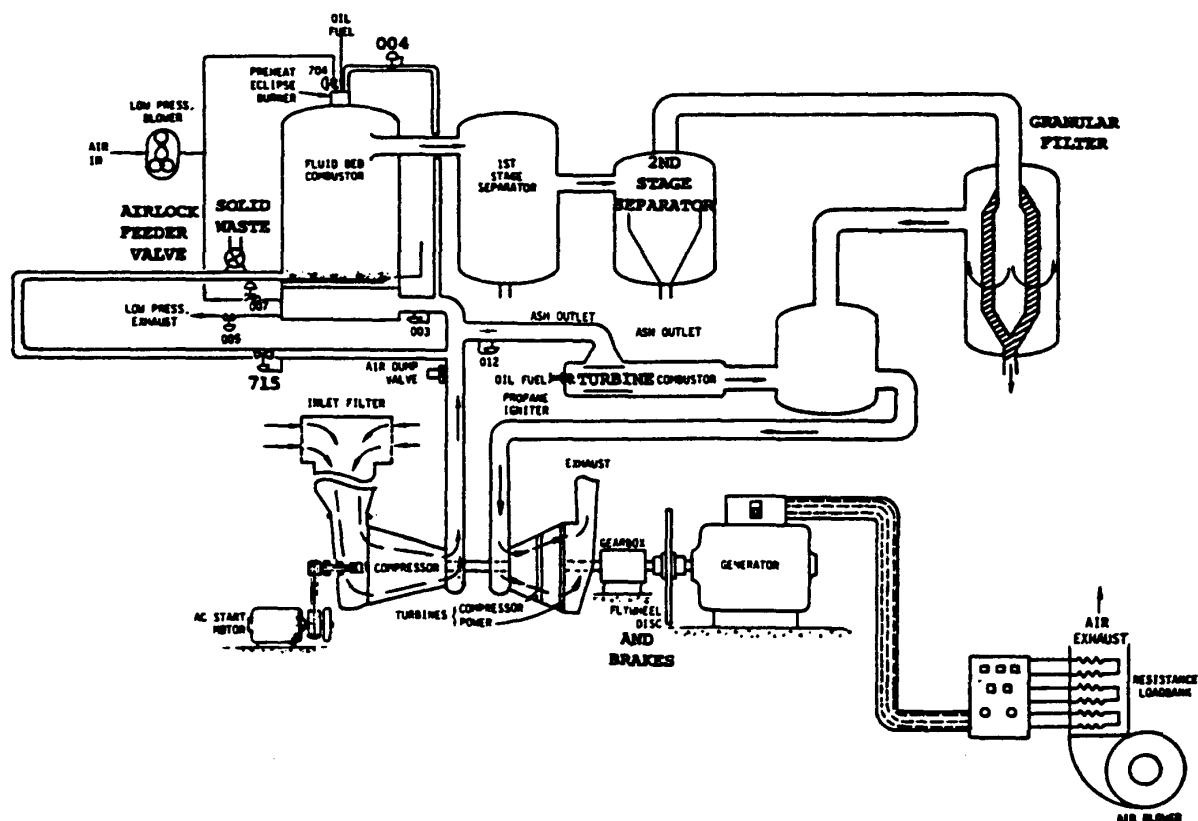


図2 パイロットプラント説明図

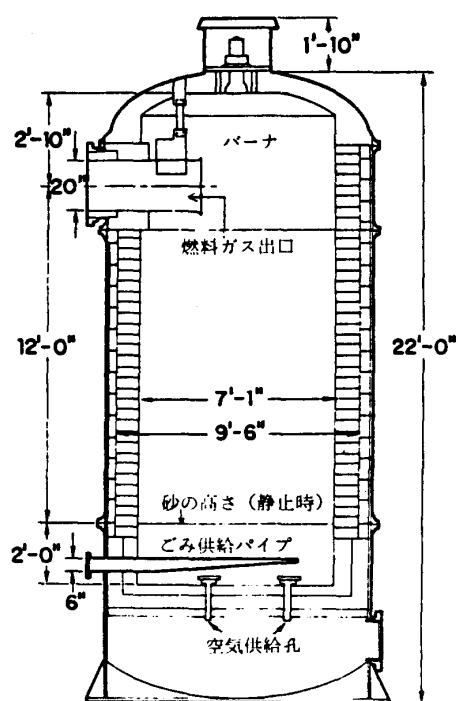


図3 流動床式燃焼器

る。平均粒径  $2\mu$  のとき集じん効率は97%で

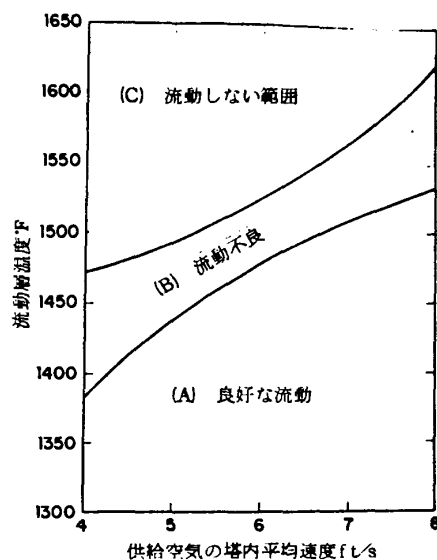


図4 流動が良好の条件

あった。

ガスタービン Ruston Hornsby TA1500 を用いている。圧縮機は軸流13段で11,600 rpm, 流量  $1.02\text{ kg/S}$ , 圧力  $3 \times 10^5\text{ Pa}$  (ゲージ) である。タービンは二軸でガスは730

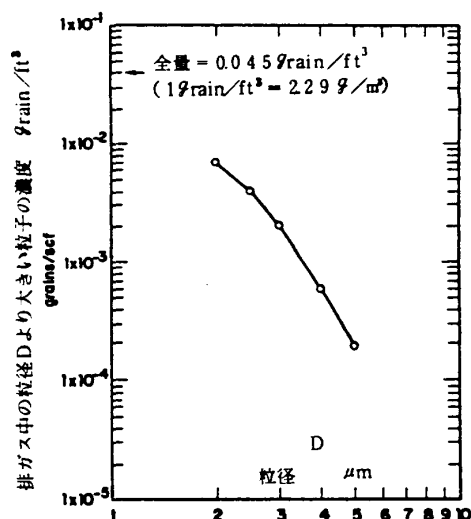


図5 タービン排気中の粒径分布

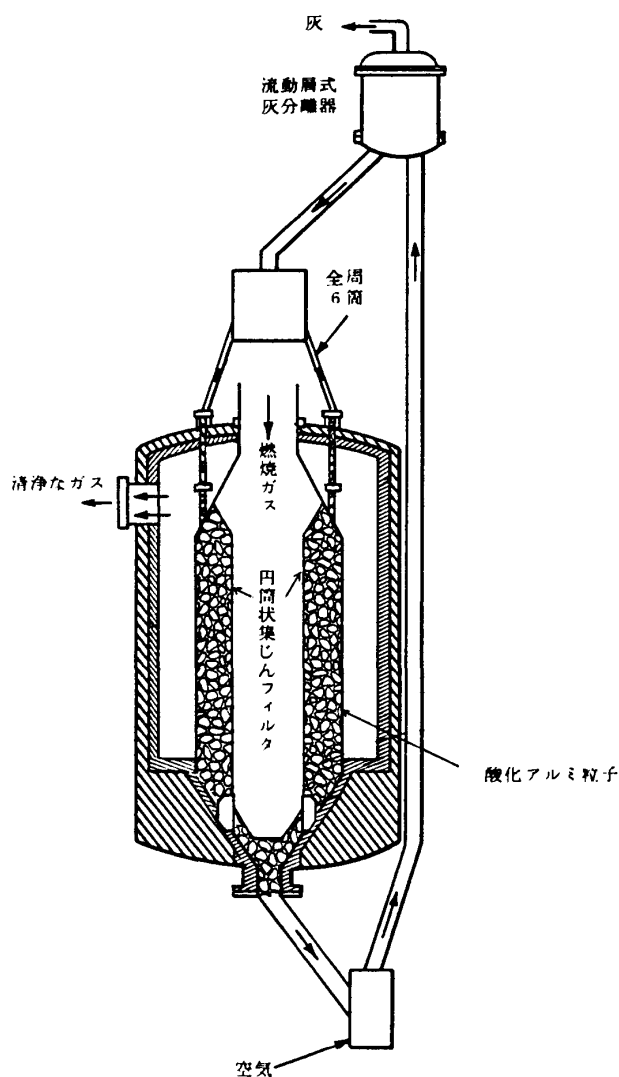


図6 粒子を用いた集じん器

で、 $2.5 \times 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{g}$  の条件で流入する。圧縮機駆動タービンは2段で  $7 \times 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{g}$  まで膨脹する。出力タービンは2段で、6000rpm で1080KW 発生する。歯車で減速して1800 rpmとし1000 KW をうる。

3-3 開発の現状と研究の予定 表1は実験結果の概要である。第3欄の水噴射の実験はタービン入口温度をアルミニウムの熔融温度以下に冷却するために行なわれた。タービン翼にはアルミ化合物はつかなかったが、他の物質が付着した。表1はグラニューフィルタをつける前の実験で最大連続運転時間も50時間以下と短かすぎる。今後1976年6月までの間に、ごみと下水汚泥との混焼ガスの実験タービンの腐食と信頼性の研究、予定されている871℃のプロトタイプのために化学的添加剤によって粒子を用いた集じん器とタービンの腐食を防止する研究等を目的として900時間運転する予定といわれている。

#### 4. ガス化炉におけるガスタービンの応用

焼却炉におけるガスタービンの応用が困難なことから、最近ガス化炉に応用することが考えられている。図7は Adolph Coors 社 (Golden, Colorado) のパイロットプラントをもとにして設計された設備の概念図<sup>(5)</sup>である。流動層で分解されたガスはダストの除去後熱回収されたスクラップにかかる。このガスの一部は再び流動層に返され、他は燃料としてガスタービンを駆動した後排ガスはボイラに入り、いわゆる複合サイクルを形成する。ガスタービンの出力の一部は流動層に圧力空気を送るのに使用される。

#### 5. 結 語

最近資源化技術にガスタービンが応用される研究が始められているが、まだ緒についたばかりである。直接ごみの燃焼ガスを作動ガスとして使う方法は上述のように必ずしも見通しがついている段階とはいえない。しかしこれと平行してガス化した清浄な燃料を用いる方法が考案され、蒸気と複合され鉄、非鉄、ガラス等の回収も同時に行なうようになれば将来性が期待される。日本のガスタービン技術者も一段と関心

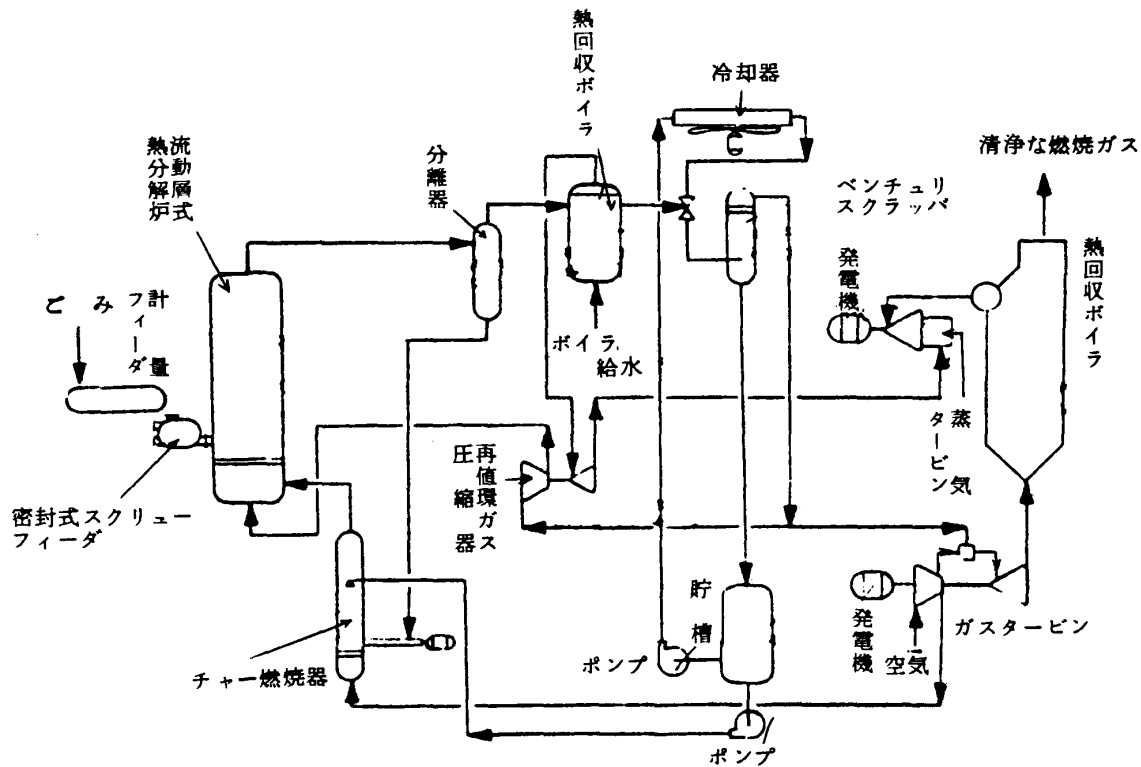


図7 ごみガス化複合サイクル発電所

を高められることを切望する。

## 参考文献

- (1) H. L. Hickman JR., R. A. Lowe, Proc. 1st Int. Conf. on CRE, Montreux, pp. 136~142, 1975.
- (2) N. Humber ; Proc. 1st Int. Conf. CRE, Montreux, pp. 143~148, 1975.
- (3) R. A. Chapman, Proc. National Incinerator Conf. ASME, New York, pp. 347~357, 1974.
- (4) R. A. Chapman, Proc. 1st Int. Conf. CRE, Montreux, pp. 345~348, 1975.
- (5) R. Tolman, Proc. 1st Int. Conf. CRE, Montreux, pp. 337~342, 1975.

# 航空用ガスタービンと信頼性活動

石川島播磨重工業(株) 航空宇宙本部 堀井 健 二  
信頼性調査課長

## 1. はじめに

米国において電子系製品を中心とした信頼性研究が開始されて以来約30年に、また機械系製品に信頼性の思想が導入されて以来約20年になる。

しかし、1960年代末までは、主として航空宇宙分野での活動が中心であったが、1960年代末期頃から台頭してきたコンシューマリズム(消費者主義思想)に呼応し、信頼性活動も一般の産業界に広く普及しつつある。

我が国における信頼性活動は、約10年位の歴史しかないと思われるが、ここ数年来コンシューマリズムの波が押し寄せてきており、生産物に対する企業責任の考え方が大きく変わりつつある。

従って、我が国の航空宇宙業界においても、改めてこの製品責任(プロダクト ライアビリティ)の立場から信頼性活動の見直しや体系化を計る必要性に直面しているといえよう。

またさらに、最近のエネルギー問題にも関連して、民需官需を問わず、製品の費用対効果なり費用有効性が増々重視されつつあるので、信頼性問題も製品の全生涯(ライフサイクル)を通じての費用分析から保全や部品補給まで多面的に分析検討して最適化を計っていく必要にせまられている。

そこで、以下に航空用ガスタービンに関する信頼性活動の事例を織り込みながら、信頼性活動の概要と今後の課題についてのべることにする。

## 2. 信頼性活動のポイント

信頼性活動の目的は、製品の出荷時点での機能や品質を管理し保証するだけでなく、出荷後の使用段階での信頼性を望ましい水準に維持し保証していくことにある。

したがって、製品の企画段階から使用段階までのライフサイクルを通して、体系的に故障の予防活動と再発防止活動を実施し、コストや保全などとトレードオフしながら、効果的に管理していく必要がある。

一般に製品の信頼性問題なり故障問題を掘り下げていくと、設計とか材料や加工方法といった固有技術上の問題に帰着することが多いが、例えば或る不具合の原因が設計者の初歩的なミスにあったという場合でも、それを単に特定個人の固有技術の問題として片付けるべきではなく、それを事前に除去する体制なり、教育上の問題や技術情報の有効利用化といった、いわゆる管理技術上の問題として対処しなければ、再発を防止することは不可能であろう。

それだけに、信頼性活動においては、それを効果的に推進するために、管理技術の果すべき役割が極めて大きく、この管理技術と固有技術の双方を融和させ、広範囲に亘る固有技術上の問題を効果的に管理し、衆知を結集して推進する体系を確保することがポイントである。

また、特に開発や設計段階での信頼性活動は、信頼性工学が俗に経験工学ともいわれているように、蓄積された過去の実績や経験を有効に活用し、未経験領域なり実績のない範囲に対しては、十分な試験を事前に実施して、実用段階で発生するリスクを、一件でも多く予防することを基本としたものであり、その主なポイントは、

- 1) 運用環境条件を十分考慮した信頼性設計
- 2) 実績のある部品・材料・構造の採用
- 3) 類似モデルでの実績と経験の活用
- 4) 開発段階におけるより十分な試験の実施
- 5) 不具合をより早期に発見し除去する体系と手段

6) ライフサイクルを通じての予測・モニター・評価・改善・支援活動の実施  
などにあるといえよう。

(昭和51年2月27日原稿受付)

### 3. 信頼性成長とコスト

一般に製品の信頼性は、試験や実用段階で発見される不具合を是正していくことにより、時間や年月に比例して向上していく。

しかし、頭初から実績のある部品・材料・構造を採用し、一連の信頼性活動を適用した製品の場合は、量産の初期から優れた信頼性を発揮しその成長が早い。この基盤のない製品の場合は、図1に示すように信頼性の成長が遅く、その水準を上げるためには莫大な費用と時間が必要となる。

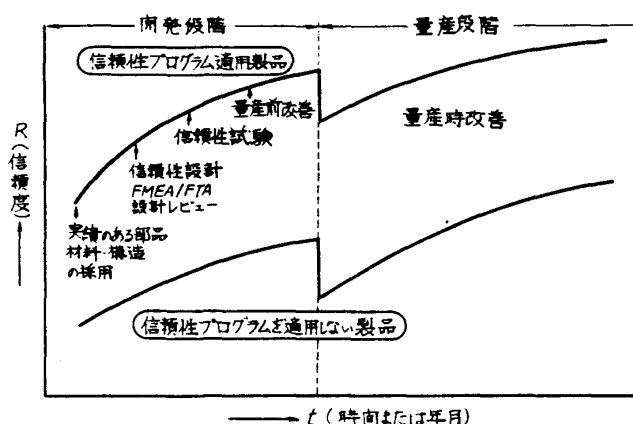
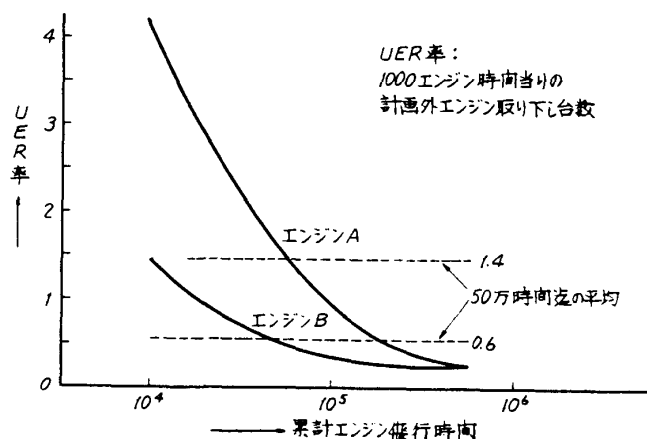


図1 信頼性成長曲線

ここで、この例として、実用後の10年間に250件の改修を実施した結果、計画外エンジン取り下し率(UE R率)が1000エンジン作動時間当たり0.25件(4000時間に1件)となったエンジンAと、量産前に200件の改善や予防を実施し、量産後は50件の改修でより短期間に同水準のUE R率となったエンジン



Bを比較して見よう。

この双方の50万時間(累計飛行時間)までの平均UE R率を、Aでは1.4件/1000時間とし、Bでは0.6件/1000時間とすると、全期間での計画外エンジン取り下し台数は700台と300台とになり、400台の差となる。

1台当りの平均修理費を300万円とすると、この400台分で12億円の差となり、また改修費用についても仮に1件当たり平均500万円とすると、200件で10億となり合計22億円もの差があることになる。

さらに、計画外のエンジン取り下し率が高いと、航空機の可動率が下ったり、予備エンジンや予備部品などより多く準備しなければならないことによるコストも相当な額となろう。

### 4. 信頼性と費用対効果の尺度

一口に信頼性といっても、製品によってその機能が異なるので、信頼性の尺度もさまざまなものが用いられている。そこで、航空機やエンジンなどで一般的に用いられている尺度を下に列記してみよう。

#### 1) 航空機での尺度

##### a) 任務信頼度 (Mission Reliability)

航空機が飛行時にその必要な任務なり機能を完遂する確率

##### b) 離陸信頼度 (Dispatch Reliability)

飛行スケジュール通り離陸ができる確率

##### c) アボート率 (Abort Rate)

軍用機に対して用いられる尺度で、上の任務完遂を阻害する不具合発生による飛行中断 (Air Abort) と、上の離陸を阻害する不具合発生による飛行中止 (Ground Abort) の発生頻度

##### d) 可 (稼) 動率 (Availability)

飛行時間又は飛行可能時間と飛行不能時間 (計画と計画外整備時間) の比率

##### e) 1飛行時間当りの整備工数 (Maintenance Manhour Per Flight Hours)

或る期間での整備マンアワーと飛行時間の比

#### 2) エンジンでの尺度

##### a) 飛行中エンジン停止率 (In-Flight Shut Down Rate)



- b) 飛行中出力低下率 (In-Flight Power Loss Rate)
- c) 計画外エンジン取り下し率 (Unscheduled Engine Removal Rate)
- d) 平均エンジン取り下し率 (Mean Engine Life)
- e) 1 エンジン作動時間当りの整備工数 (Maintenance Manhour Per Engine Hours)
- 3) コンポーネント/部品での尺度
- a) 不具合発生率 (Failure Rate)
- b) 早期取り外し率 (Premature Removal Rate)
- c) 部品寿命 (Parts Life)

次に、費用対効果 (System Cost Effectiveness) はシステム効果 (System Effectiveness) をライフサイクルコストで割ったものとして表わされ、このシステム効果は、アベイラビリティとデペンダビリティとケイパビリティの3者の積で表わされる。

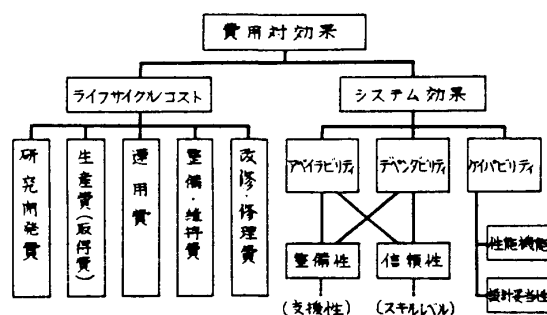


図3 有効性

このシステム効果について、エンジンの場合を考えてみると、上述のエンジン尺度の c), d), e) がアベイラビリティとしては出力重量比や燃料消費率等が当てはまる。

## 5. 信頼性活動の概要

さて、ここでライフサイクルを通じて展開していく必要のある主な信頼性活動をまとめてみると、次の表1に示すような活動が上げられよう。

### 1) 信頼性仕様とプログラム

開発の開始時点で、まずどのようなモデルを

表1 主な信頼性活動

| 主要活動                     | ライフサイクル |      |    |    |    |
|--------------------------|---------|------|----|----|----|
|                          | モデル開発   | 量産開発 | 生産 | 運用 | 整備 |
| 1 信頼性仕様・信頼性プログラム計画・体系の設定 | ○       | ○    |    |    |    |
| 2 信頼性設計                  | ○       | ○    |    |    |    |
| 3 故障解析(FMEA, FTA)        | ○       | ○    | ○  |    |    |
| 4 図面レビュー                 | ○       | ○    | ○  |    |    |
| 5 部品・材料・工程レビュー           | ○       | ○    | ○  |    |    |
| 6 信頼性試験                  | ○       | ○    | ○  |    |    |
| 7 整備・検査方式検討分析            | ○       | ○    | ○  | ○  | ○  |
| 8 予測と実績測定                | ○       | ○    | ○  | ○  | ○  |
| 9 データ・マネジメントシステム設定       | ○       | ○    | ○  | ○  | ○  |
| 10 不具合の分析評価              | ○       | ○    | ○  | ○  | ○  |
| 11 改善対策推進と支援             | ○       | ○    | ○  | ○  | ○  |
| 12 モニタリングと整備・検査方式改善      | ○       | ○    | ○  | ○  | ○  |

開発するかについて、一般にORやMRなどで基本仕様を定めていくが、この段階で基本性能と同様に信頼性や整備性などの仕様なり目標を設定し、これを各モジュールや主要品目に配分するとともに、信頼性活動の方針、体系、実施手順などを定めておく必要がある。

### 2) 信頼性設計

信頼性仕様とプログラムに従って設計段階では、図面に望ましい水準の信頼性を盛り込むための作業として、ディレーティング(負荷軽減)、ストレス対ストレングス解析、冗長方式、フェールセーフ方式、フルプルーフ方式、整備性分析、人間工学設計、加工性・組立性・運搬性、コストや重量などとのトレードオフなどの検討が必要となる。

### 3) 故障解析

次に信頼性設計と平行して、予想される故障モードをもれなくリストアップし、潜在する設計上の問題点や検討不足事項を明らかにし対策の検討を進める作業が行なわれる。これは通常FMEA(故障モードと影響解析)と呼ばれており、基本設計段階での機能FMEA、詳細設計段階での詳細FMEA、開発終了段階での最終FMEAなどがある。

また、部品の故障モードからモジュールやシステムへと下から上へ展開していくこのFME

Aに対して、逆にシステムの重大不具合事象からモジュールや部品へと展開していくF T A（故障の木解析）手法があるが、このF T Aも設計の信頼性を分析していく上で有効な手法である。

#### 4) 設計レビュー

製品の信頼性を高めていく上で、信頼性設計手法や故障解析は極めて重要な作業であるが、設計部門のみでの努力では満足な結果が得られない。

過去のさまざまな経験的知識や情報を、十二分に活用していくために、製造から購買部門に至るまでの衆知を集め、信頼性問題のみでなく開発上の問題点を逐一検討し、対策を講じていく必要がある。

一般的にこの設計レビューで検討される項目としては、性能・機能と構造、費用効果、V E（価値工学）、信頼性、安全性、整備性、部品・材料、製造方法、検査試験方法、日程計画、品質管理方式、補用品、予備品問題、情報システムとサービス、などがあげられ、特に信頼性については前述の信頼性設計内容や故障解析内容のレビューが中心となる。

このようにレビューすべき内容が多岐にわたるため、設計レビューも構想段階から生産段階迄、いくども繰り返して行なわれるものである。

#### 5) その他の活動

以上の各作業の他に、コンフィギュレーション管理からトレーサビリティ・システムなどの情報システムや、実用段階での信頼性モニタリングなどの確立運営が必要であるが、ここでは省略する。

### 6. 信頼性活動の展開例

ここで一つの事例として、エンジンの或る機能品（補機）開発での信頼性活動のべてみよう。

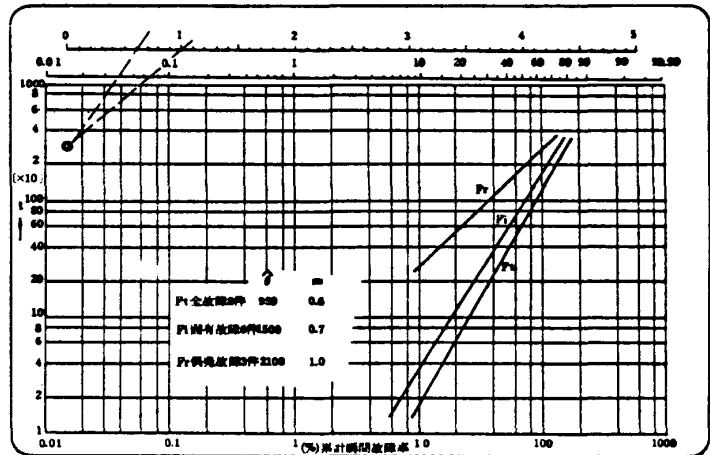


図4 機能部品のフィールドデータ解析例

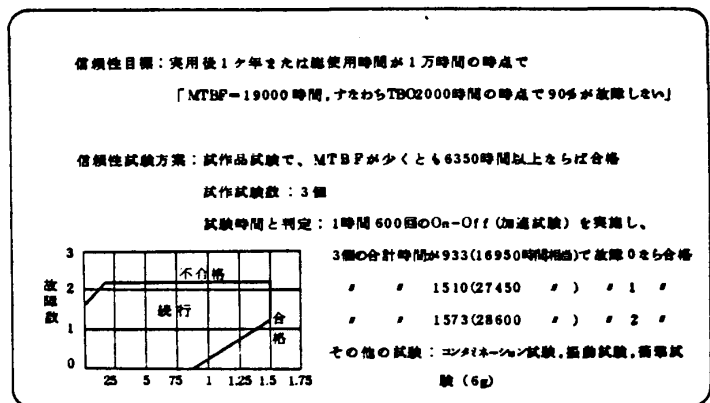


図6 機能部品の信頼性と試験方案例

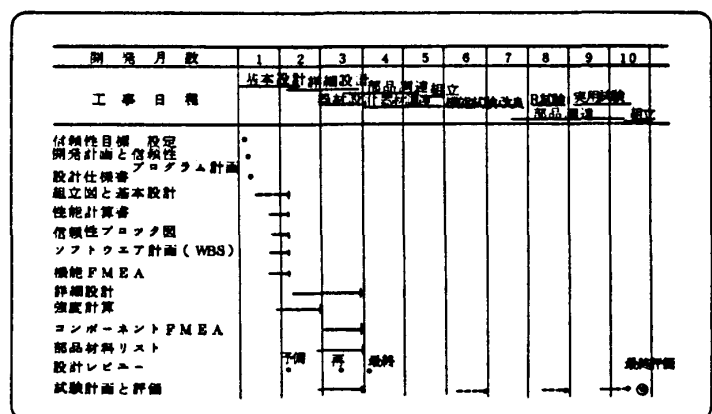


図5 開発段階での信頼性活動例  
(或るエンジンの機能品開発)

まず、この補機は過去の使用実績で8件の故障を起し、次の図4に示すように、950時間

に1件の頻度(MTBF)であり、整備や取扱い原因による2件の故障を別にしても、1500時間に1件の頻度で起っており、運行上大きな問題であった。

そこで全く新しいタイプの開発を計画し、次の図5に示すような、MTBF(固有故障)19000時間という信頼性目標値と、試験方案を設定し、図6に示すような信頼性活動を展開した。

今後の課題

以上極めてマクロではあるが、現在実施されつつある信頼性活動の概要とそのポイントを示したが、具体的な実施上の問題も

- 1) FMEAやFTAの実施は、不具合の発生確率などによる定量的解析が望ましいが、

十分なデータが蓄積されていない。

- 2) ストレス・ストレングス解析に必要な材料強度分布の経時変化データ(材料毎のP-S-N線図など)が十分でない。

- 3) 開発段階での設計部門の信頼性業務量は、米国では一般的に設計工数の約20%位といわれているが、費用や計画面からも、未だその水準に達していない。

などがあり、今後時間を掛けて解決し、内容を充実して行かなければならないと考える。

しかし、信頼性活動の本来の目的である「一件でも多くの信頼性上の問題点を、実用段階での再発防止活動から、開発段階での予防活動へ切り変えて行く」という観点から、着実にこの努力を積み重ねていくことが必要であろう。

| 講習会のお知らせ                                    |                                  | 定員                        |   |
|---|----------------------------------|---------------------------|---|
| 日本ガスタービン会議では下記の講習会を協賛することになりましたのでふってご聴講下さい。 |                                  | 100名、先着順により満員になりしだい締切ります。 |   |
| 題目  | 「流体力学における数値解析の基礎と応用」             | 聴講料                       | 主催及び協賛の4学協会々員12000円(学生員4000円)、会員外25000円(いずれも数材1冊分代を含む)。 |
| 主催  | 日本機械学会(聴講申込先)                    | 申込先                       | 郵便番号151 東京都渋谷区代々木2-4-9 (三信北星ビル5階)                       |
| 協賛  | ターボ機械協会、日本ガスタービン会議、日本油空圧協会       |                           | 日本機械学会  |
| 日時  | 昭和51年7月13日(火)、14日(水)<br>両日共9:00~ | 申込期限                      | 6月28日   |
| 会場  | 家の光会館講堂(東京都新宿区市ヶ谷)               |                           | 詳細は機械学会誌5月号(5月5日発行予定)参照のこと。                             |

# 戦時中における日本のガスタービン物語

防衛大学校 機械工学教室 井 口 泉

GTCJ が発足した頃、ある幹事の方から今のうちに（ノ）戦時中における日本のガスタービンのことを、会誌に書き残しておくよう頼まれたことがある。また筆者は一、二の学校でガスタービンの講義をしているが、学生に戦時中の日本のジェットエンジンのことを話すと、そんなことがあったのかとげげんな顔をし、眠そうな顔が急に生き生きとしてくるのを経験した。今回編集幹事から執筆依頼があったが、日本の戦時中のジェットエンジンについては既に、海軍のものは種子島時休氏の“The Technical History of The Development of The Jet Engine in Japan”<sup>(1)</sup> および永野治氏の「ガスタービンの研究」<sup>(2)</sup>、陸軍のものは岡崎卓郎氏の「ネ 130-軸流圧縮機を中心として」<sup>(3)</sup>にそれぞれ詳しく発表されているので、さらに書き加えることもないようなものであるが、強いていえば三氏は当時海軍、陸軍の技術将校であって、ガスタービン開発の裏方ともいうべき民間会社の技術者による記述がないと思われることである。戦時中ガスタービンを手がけた民間会社は、筆者の勤務していた石川島芝浦タービンのほかに、三菱、川崎航空機、中島飛行機、日立、石川島などで、筆者が今回の執筆適任者であるか疑問であるが、当時どの会社も似たりよったりの状況であったと思うのでこれをお引受けして、当時の民間会社の事情の一端と共に設計や開発の第一線で主として圧縮機を担当していた筆者の貧しい経験を、極めて次元の低いものではあるが述べさせていただくことにした。

## 1. 航空発動機過給用排気ガスタービン

どの国でもそうであろうが、日本の場合もガスタービンの由来となると航空用排気タービンにさかのぼらざるを得ない。筆者は会社に入っ

て蒸気タービンの設計をやっていたが2、3年たつうちに、蒸気タービンの技術はほぼ完成し進歩の余地は少ないような気がして、若者に特有な物足りなさを感じ、大ていの会社員が陥るという第一期スランプに悩んでいた頃の昭和14年2月、姉妹会社の石川島航空工業へ行って排気タービンの設計を手伝うよう命ぜられた。さっそく同社へ出向してみると、タービン屋がないのでノズル、動翼や翼車の性能、強度計算を頼むとのことである。航空発動機の本を読んできたが、過給機は機械駆動が大部分でアメリカGEで排気タービン駆動をやっていること、スイスBBCの製品があることなど知った程度で設計資料となるものはほとんど得られなかった。そこで排気ガスの状態については発動機屋に聞いたり熱力学の本を参考にし、翼断面形状は蒸気タービン設計にならい一次元流線理論によってまとめ、また強度計算も蒸気タービン流の考え方でやりようやく図面にしたところ、こんなに頑丈で重くてはとても飛行機に積める品物ではない、いろいろ発動機屋と話してみると排気タービンなどは200～300時間の寿命があれば結構で、とにかく軽くしなければならぬという。たとえばクリープ強度にしても $10^5$ 時間を基準にしている蒸気タービン屋にとっては、まことに驚天動地ともいうべきことであった。また海軍航空技術廠がBBC製航空発動機用の排気タービン過給機を買い、分解切断して各部をスケッチした図面をみせてもらったが、肉厚はすべて薄く危なげであり、翼と翼車の接合も特殊の工夫はあったものの信頼性のないとされていた溶接であったり、ボルト類も細いもので全体としてスマートではあるが頼りない感じを受けた。軽くするため寿命をぎせいにすることは頭では解かったが、重機械に慣れた者にとっては具体的な場合になると、なかなか決断がつかなかった。機械屋にもこんな別世界があるこ

（昭和50年11月28日原稿受付）

とを知りかつ洗脳され、とにかく図面を作り約半年の出向を終えて帰社し航空用をやるには頭のきり変えが必要であることを力説したが、そんな危ない設計はだめだと、なかなか納得してもらえなかった。

こんな弱々しいタービンでは熱変形や振動などで回転部と静止部とが運転中接触する危険が大であり、またタービン入口温度700℃、回転数18000 rpm という値は当時の蒸気タービン屋の経験をはるかに上回るものであって、特に翼車へ動翼を植こむ方法については迷った末、翼を翼車から削り出すことを思い付き工場長に嘆願し、一級の機械工によりフライス、エンドミル加工に手仕上も加えて一体削出しの見込みがついた。耐熱鋼は発動機排気弁に用いられていたNi-Cr-W鋼(1301)を採用したが、鍛造キズが出たり不慣れのため加工も容易ではなかった。こうしてタービンがまとまり過給機と組立て、まず蒸気タービン試運転用の蒸気で回してみることにした。破損飛散しても危険のないように小さな排気タービン過給機の周りに蒸気タービン試運転台に使う大形定盤を積みあげて囲み、蒸気加減弁もはるかに離して設置し遠隔操作で回転を上げていった。その頃蒸気タービンの起動に聴音棒というものが使われていた。これをタービンケーシングに当て、内部の擦過音を耳で確かめながら回転を上昇してゆく習慣になっていたが、今回は聴音棒を使い確認することができず不安であった。規定の18000 rpm まで上げ、空技廠発動機部の加藤定夫中尉の立会を終り、解放点検し異常のないことを確めたのは昭和16年2月のことであった。さらに石川島の発動機工場では排気ガスによる運転も実施された。

石川島はその後排気タービン過給機の製造を取りやめたが、昭和16年末航空本部や陸軍航空技術研究所の方々の来訪があって、翌17年から川崎航空機や中島飛行機と組んで2000 PS 級発動機用のものを進めることになった。昭和17～18年には発動機とのマッチングでタービンノズル面積を調整したり、軸受の耐久性や排油ポンプの問題など克服されていった。

また昭和18年夏、日本軍がフィッピンで捕獲したアメリカ軍ボーイング機用のGE製排気タービンを見たが、動翼は驚いたことに精密鑄造でありまた翼車への植込みは垂鈴形であった。前記の動翼削出し形は量産には不適で溶接形に変ったが、溶接クラックに悩んでいたのも、GE排気タービンにならい植込部は垂鈴形に、また精密鍛造など量産向きに変わっていった。こんな曲折を経て、筆者の勤務会社の例でいうと昭和19年には長野県松本市郊外に専門工場を作り量産を行うようになった。

## 2. 甲7号ガスタービン

排気タービンの試運転が2月に終り一息入れた昭和16年4月、東京東調布にあった陸軍燃料廠の研究所を訪れた。同所ではフードリ法による石油クラッキング装置を計画中で、反応塔内の触媒に付着する炭素を除去し触媒を再生するため圧縮空気を送り炭素を燃焼させる。そうすると500℃のガスができ、これをガスタービンで膨脹させ動力回収し圧縮機駆動用に充て、余分は発電しようという一種の排気タービン装置で圧力比は4であった。もちろん地上定置で蒸気タービンの経験でやれそうであったが圧縮機が問題で、これには既に北海道人造石油用の蒸気タービン駆動7000 PS や第4海軍燃料廠の炭鉱空気源用可動静翼4000 PS など多数実績のあった遠心式を推奨したが、動力回収式なので効率の良い軸流式でなければならぬと遠心式は受け入れてもらえなかった。(これより先陸燃明石少佐、石丸技師が海外に出張BBC製タービンの稼動状況も調査して帰られ、軸流式に限るという結論のようであった。)

さて当時軸流ファンは通風用などに用いられていたが、多段軸流圧縮機というものは日本ではまだ無かったと思う。軸流ファンの設計法や翼列に関して国内でも沼知福三郎教授<sup>(4)(5)</sup>、河田三治教授<sup>(6)(7)</sup>、下山美徳教授<sup>(8)(9)</sup>の論文が発表されていたし、書籍もGrammel<sup>(10)</sup>、Weinig<sup>(11)</sup>のものがあり北海道帝大池田芳郎博士の著書<sup>(12)</sup>もあった。これらには複素関数や等角写像による美しい理論が展開されていて魅力のあるものだったが、実験や実績の裏付けがほとんど無かった

ので実際の設計に使うには、いちまつの不安があった。その頃設計課長から勉強せよと渡されたのが C. Keller<sup>(13)</sup>の本で、これには理論と共に翼列や単段翼車の実験もあり実際にも役立つように思われた。もっと適当なものも無かった当時本書が与えた影響は大であった。今もって本棚に残っているが、多数の註記（その頃は片仮名書き）や赤線が引いてあって当時のことが憶い出される。

C. Keller の本に前置静翼形（反動度 $>1$ ）では後置静翼形（反動度 $<1$ ）に比べて静翼内

表1 甲7号主要目

| 軸 流 圧 縮 機 |             |            |        |
|-----------|-------------|------------|--------|
| 空 気 量     | 3.4 kg/s    | 吐出圧力       | 4 ata  |
| 回 転 数     | 8500 rpm    | 段 数        | 29     |
| 外 径       | 430 mm      | 内径（円胴形）    | 240 mm |
| 軸流速度      | 29 m/s      | 循環一定       | （一定）   |
| H         | 507 kg-m/kg | （4.9℃）     | 各段同一   |
| タ ー ビ ン   |             |            |        |
| 入口温度      | 500℃        | 350 mm ped | × 4 段  |

の流れが加速流であるため、動翼前において健全で一様な流れが得られるとあったので、フローパターンは循環一定で前置静翼形とした。また静翼は加速流であるから多少の設計誤差は許されるものと考え、流線理論に超過角（偏向角）を補正して静翼の角度を決めた。動翼に比べて静翼のことはあまり述べたものもなく静翼をやや軽視した感があった。動翼翼形は飛行機の翼形集を調べ、単独翼の揚力、抗力、反りや厚比が適当と思われる NACA 6409 とした。また効率の推定には抗力が必要であるが、翼列実験が少なく単独翼の約2～3倍にとるのが普通であった。

軸流圧縮機特性曲線を推定するには何の実績も持たず、従って何回転で自力運転に入るかも的確でなく、また圧縮機やタービンの推定効率には不確定要素が多いので、起動電動機は安全をみてかなり大きな容量の

ものとしたように記憶している。

また空気量に対して圧力比が高いため内、外径は小さくなった。今日では余り用いられないが、翼列翼と単独翼との揚力係数の比を翼列干渉係数と称し、当時はこれを用いて単独翼から翼列翼の揚力係数を定めていた。この干渉係数も実験例が少ないので、干渉が著るしくないようなソリディティを選ばざるを得なかったので段数は29となり、全体として極めて細長い回転部となった。動翼の固有振動数を高くするため弦長が大きく翼数が少なくなり、直径と翼数の関係も今から見れば大変不自然である。

設計開始の頃、東京帝大航空研究所に河田三治教授をお訪ねして翼列の話をうかがったり、会社の研究所の者と名古屋帝大下山美徳教授をお訪ねして翼列実験のことをお聞きし、教授が九州帝大で実験に使われた翼列実験装置を見せていただくため、その足で博多まで行き実験室を葛西泰次郎教授に案内していただいた。帰京し研究所で早速簡単な翼列実験装置を作り実験してみたが、測定方法や精度に問題が多くとうとう実際の設計には間にあわなかった。

またガスタービンの書籍には A. Stodola の “Die Dampf- und Gasturbinen”, G. Flügel の “Die Dampfturbinen, ihre Berechnung und Konstruktion mit einem Anhang über die Gasturbinen” や北海道帝大の大賀恵二教授著「蒸気及ガスタ

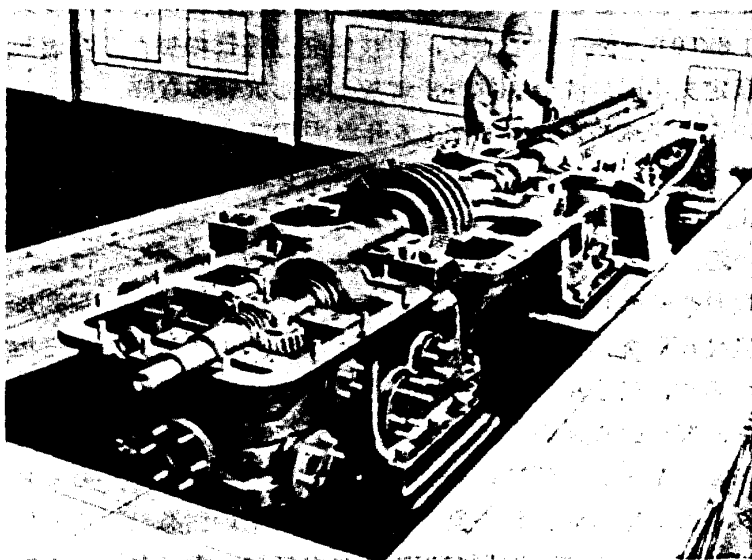


図1 甲7号

ービン」などの名著があったが、何れも蒸気タービンが大部分で巻末にガスタービンのことが少しく述べてある程度であった。

さて製造命令が出たのが16年7月で材料準備や加工も大きな支障なく進み、組立が終り先ず蒸気を通して全体の機械的試験を開始したのが翌17年8月であった。その頃工場では海軍の掃海艇用蒸気タービンを半量産的に製造していて、その試運転が多く蒸気がそちらへ優先的に回られるので、その間を縫って約10日間位かかって規定の8000 rpm に達することができた。始めて聞く何も防音されていない多段軸流圧縮機の発する騒音には驚かされた。試運転を終え解放したところ内部が大損傷を受けていた。翼が軸方向に接触し後縁が一部欠損しているものあり翼先端も接触摩耗していた。また在庫の古い風管を使い不注意にも内部のさび除去を忘れていたため、これが飛び込んで第1段動翼はかなり摩耗を受けていた。軸方向間隙は充分と考えられるにも拘らず接触したことは、旋回失速など解っていなかった当時解決の糸口がつかめなかったが、とにかく間隙を再計測しこれを計画値よりも大きくすることにし、また破損翼を新しい翼と交換するなど対策や補修にかなりの日時を要した。10月に入って化工機部が作っていた日本石油へ納める圧力噴燃器と称していた一種の燃焼器を借用して400℃の燃焼ガスによる試運転も行った。また圧縮機入力を実測する目的でタービンと圧縮機の間に振り動力計を設置した。起動電動機とガスタービンを並用しながら、6500 rpm 以上では振り動力計部の振動が甚だしかったが規定回転8500 rpm までの流量、圧力および入力を測定することができた。この間前記のような翼の接触を一回経験したが今度は簡単な手直しで済む程度であった。

このようにして試験が終ったのが11月、圧縮機の性能を検討した結果規定値を下回っているの、前置静翼の形状や動翼のソリディティを改善すること、さらに基本的にフローパタンを50%反動度形にするなどの改造案を作り、改造日程も決めて設計に着手しようとしていたところ、現地山口県麻里布の燃料廠から現状の

ままで良いから至急送付するよう指示があったらしく改造はお流れとなった。

その後運転立会に現地へ行った技術者の報告によればどうにか使い物になったようで、性能は不足していたが装置とのマッチングがうまくいったこと、起動電動機の容量が大きくなってあったことが幸したものと思っている。

なお満洲国の燃料廠向けに丙7号と称して同じものを何台か納めたが、どのような結果となったかその後戦局ひっばくし調べる余裕もなかった。

甲7号の試運転を行っていた17年後半には技術院、兵器本部、海軍空技廠や陸軍第二航技研など多数の来訪があった。社内でもガスタービン委員会などができて技術院へガスタービンの研究願を申請したり、また空技廠と陸軍航技研から後述の航空用ガスタービン計画の話があって、大変なガスタービン・ブームとなってきた。

こんな情勢で外国雑誌をみてもガスタービンの記事に目を引かれるようになった。その頃の記事で印象に残っているのは、先ずスイスのBBCが1939年(昭和14年)世界最初の実用的ガスタービンに成功したということである。単純サイクル、入口温度540℃で出力4 MW、既に第二次大戦必至とみてスイスNeuenburg (Neu-Châtel) の地下発電所に設置したピークならびに非常発電用である。本機の受取試験はA. Stodola 博士指揮の下に行われ、設計値と測定値を並べた表も発表されていて両者がよく一致しているのに驚嘆したものであった。後日談であるが、筆者が社用で昭和41年10月BBCを訪れたとき、ちょうど同社創立75周年祝日にあい設計部長H. Pfenniger 博士が書いた „Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft der Brown Boveri Gasturbinen” という印刷物をもらったが、その中にA. Stodola 博士がこの受取試験を指揮している写真がのっていた。この大変珍しい写真によって、タービン屋のバイブルといわれるDie Dampf-und Gasturbinenの著者、碩学A. Stodola 博士の往時の姿をしるのんだけだきたい。また別の雑誌にはスイスETHの



図2 B B C 4 MW ガスタービン受取  
試験中の A. Stodola 博士

J. Ackeret, C. Keller 両博士が密閉サイクルを考案して特許をとり、これは両氏の頭文字をとって A-K サイクルともいうことや密閉サイクルの特長などが述べられていた。これによって始めてこのサイクルのことを知った。アメリカの雑誌に B B C の人が書いた同社ガスタービンの宣伝めいた記事の中に、ガス温度やコンポネントの効率をパラメータにして圧力比と熱効率の関係を示す線図が、単純サイクル、再生サイクルや再熱サイクルについて記載されていた。今日ではどのガスタービン教科書にもサイクル論のところにのっている線図であるが、熱効率や比出力にオプチマムがあることを始めて知り、単に線図だけであったので計算式を導き追計算をやって確かめたりしたこともあった。

### 3. GTPR, ネ 201

昭和 17 年 7 月内燃タービン計画のことで追浜の海軍空技廠へ呼ばれた。これは飛行艇用ガスタービンでプロペラ付、今日のターボプロップであって G T 金物と呼称するとのことであった。基本計画をし（軸流圧縮機：外径 800 mm、内径 500 mm、回転数 5300 rpm、軸流速度  $80.3 \text{ m/s}$ 、 $H = 76.6 \text{ kg-m/kg}$ ）計算書、重量表や全体断面図などを作って 10 月持参し説明した。種子島大佐は特に軸流圧縮機を重視しておられたようで東北帝大沼知教授の指導を受けるよう指示され、会社研究所員と一緒に、

またある時は空技廠の田丸成雄大尉や穴戸寿雄中尉と同行して 19 年 6 月まで 6 回仙台へ出張し同教授のご指導を受けた。19 年になると一般の旅行は不急不要として制限され、民間の者は乗車券を買うため長蛇の列をつくり長時間待たねばならなかった。G T 金物はその後も何回か計画変更があり度々空技廠に出頭した。また翌 18 年には名称が GTPR (Gas Turbine Propeller Rocket) と変り GTPR II (800 Km/h, 800 °C) と第二次計画も出たが、18 年 10 月になって始めて製作命令を受けたと聞いた。そして 19 年 6 月に圧縮機ケーシングの木形が出来たが、7 月にドイツ BMW の T L 図面が到着し戦局も急を告げてきたためか、目標をジェットエンジン一本に絞るよう方針が変わったらしく GTPR 工事は立消えとなってしまった。度々空技廠に行くうち、加藤大尉からネ 10、荏原製ガスタービンや田丸、穴戸部員から軸流圧縮機をみせていただいた。

一方陸軍でも同じ頃ターボプロップの計画があって、会社に話があったのが昭和 17 年 9 月のことで、12 月に概略計画が終りさらに翌 18 年 2 月の総合会議ではほぼ基本が決定した。規定高度 8 Km、機速 900 Km/h の試作機ネ 201 に搭載するもので、ジェットの正味推力 582 kg、プロペラ推力 280 kg（ガスタービン有効出力 1870 PS、推進効率 0.5）合計推力 862 kg というものであった。またエンジンは全長 5750 mm、最大直径 1100 mm、全重量 2500 kg で、軸流圧縮機 19 段、吸収馬力 4850 PS、タービン 5 段、出力 6820 PS、ガス温度 800 °C ( $T_m = 770 \text{ °C}$ )、燃料消費量  $1280 \text{ kg/h}$  ( $H_u = 10160 \text{ Kcal/kg}$ )、名称は当初ハタ 1 であったが後にネ 201 と改められた。本計画には陸軍第二航技研が当り東京帝大航研がバックアップしていたようで、第二技研十森大尉、航研栗野誠一所員が担当しておられ、大会議には第二技研所長絵野沢静一少将、航研中西不二夫教授、木村秀政教授の顔もみられた。その後定例会議で技術的問題点をつめてゆき、また工事進行を計るため第二技研主催の促進会議も度々持たれた。空気取入口ディフュザの形状を決めるため風洞試験を計画したり、タービン翼や特



に軽合金鍛造の圧縮機動翼の固有振動数を実測するため振動試験を行った。また圧縮機のケーシング、回転胴も軽合金製で、素材会社でも従来の経験を越える大形の鋳物や鍛造品であったので住友伸銅と、また動翼の精密鍛造については住友金属と何度も会合し検討しあわねばならなかった。なお陸軍第二技研の配慮で18年3月川崎航空機岐阜工場と明石工場を会社の関係者一同で見学する機会を与えられ、航空工業に対する認識を深めることが出来、またプロペラ減速歯車の設計については航研の指導を受けた。

圧縮機ケーシングの木形完成が昭和18年5月で、各素材会社から材料が搬入され、加工、組立と進み、翌19年7月の試運転会議で先ず蒸気を通して全体の機械的試験を行なうことになった。19年7月といえば前述のようにBMW図面が来て、ターボプロップの方は下火になりかけた頃であったにも拘わらず試運転準備を進め、始めて850rpmまで回したのは10月26日海軍レイテ湾突入の発表日であった。さらに29日1000rpmまで上げ圧縮機吸込側に軸受から

表2 ネ201軸流圧縮機

|     |                                    |      |                    |
|-----|------------------------------------|------|--------------------|
| 流量  | 22.8 kg/s (33.8 m <sup>3</sup> /s) | 圧力比  | 4.21               |
| 回転数 | 4200 rpm                           | 段数   | 19                 |
| 外径  | 980~784.5 mm                       | 内径   | 630 mm (一定)        |
|     |                                    | 反动度  | 1 循環一定             |
|     |                                    | 軸流速度 | 78.4 m/s (一定)      |
|     |                                    | H    | 73.9 kg-m/kg(7.2℃) |
|     |                                    | 各段同一 |                    |

| 動翼  |                | 静翼             |       |
|---|----------------|----------------|-------|
| NACA 6409   | 翼数 = 36        | 抗揚比 = 0.03     |       |
| $\Delta C_u$ m/s  | $W_\infty$ m/s | $\theta^\circ$ | $C_z$ |
| 内径 29.1   | 159.2          | 31.5           | 0.692 |
| 外径 18.1   | 229.3          | 21.8           | 0.775 |
| 通路部根本で $\sigma_t + \sigma_B = 2.46 + 3.70 = 6.16 \text{ kg/mm}^2$ |                |                |       |
| 固有振動数(第1段) 160 Hz (静止) 167.5 Hz (回転)                              |                |                |       |

| 静翼      |             | 動翼              |                    |
|---------|-------------|-----------------|--------------------|
| 翼数 = 98 | 最大厚み = 2 mm | 抗揚比 = 0.06      |                    |
| $C_z$   | $l/t$       | $l^{\text{mm}}$ | $\theta^\circ$ 反り% |
| 内径 1.50 | 0.99        | 20              | 86.5 8             |
| 外径 1.04 | 0.92        | 29              | 88.0 6             |

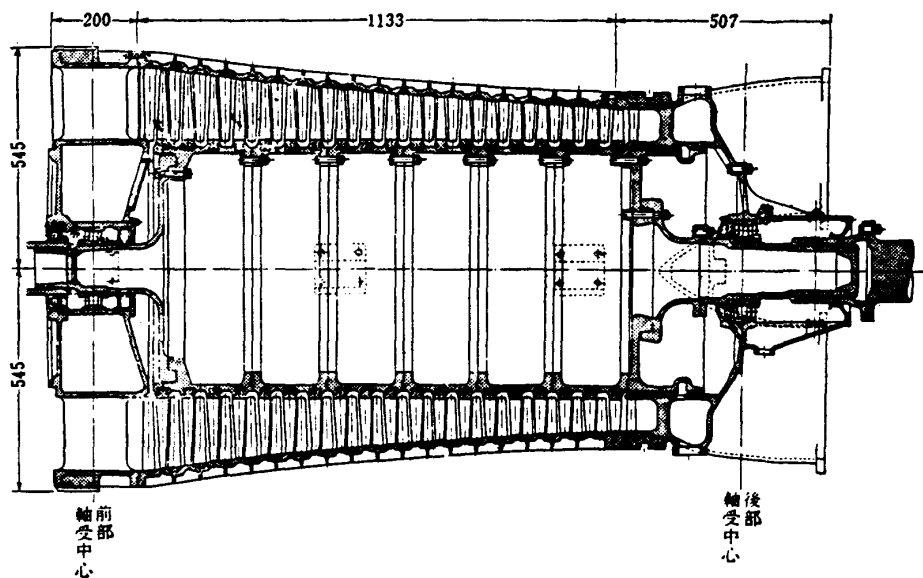


図3 ネ201軸流圧縮機

の油漏れが僅かに認められたが、開放点検の結果も特に異常なくタービン工場から横浜

工場へ移して第二技研所有のアリソン発動機をスタータとし本格的試験を続けることになった。その後12月30日1500 rpmで運転中、圧縮機の軽合金製動、静翼が全段飛散し粉粉となってタービンを出たところにうず高く堆積するという大事故となった。当時の強度計算上では問題となるような点もなく、堆積物中に小鉄片が発見されたこともあって異物の侵入という結論となった。しかし今日考えると特に静翼の縦横比（高さと弦長の比）が大きくしかもシュラウドバンドやレーシングワイヤもないので、原因は異物では無かっただろうと思っている。

その後20年4月の試運転も計器の故障ではかどらず、ネ130の方が超多忙となり成果を得られぬまま終戦となった。

#### 4. ネ3, ネ101

ネ3はプロペラ機に搭載して危急時に推力を増強するガスタービンで補助ロケット呼んでいた。陸軍第二航技研から川崎航空機へ発注されたもので同社の林貞助技師が担当しておられた。川崎航空機からネ3用の軸流送風機とタービンの依頼を受けたのは昭和18年3月で6月に設計が終わり（軸流送風機 段数3, 外径640 mm, 内径450 mm, 軸流速度100 m/s, 回転数7500 rpm,  $H = 1235 \text{ kg-m/kg}$  (各段)), 8月には既に動、静翼が出来、9月川崎明石工場で詳細な分担範囲、納期など打合せした。19年3月明石工場で試運転開始、タービン工場から技術者が出張したが、送風機とタービンのマッチングが悪くてタービンノズル面積を8%狭めるなどのことがあった。

ネ3に関しては林貞助教授から詳しい発表があることになっている。

ネ101はタービンの代わりに発動機を使用して軸流速風機を駆動するもので、イタリーのCampiniが成功したエンジンジェットで当時エンジンロケットと言っていた（発動機はハ40水冷1000 PS, ダイムラ・ベンツ601）。これは陸軍第二航技研三谷大尉が計画しておられ航研八田桂三所員も関係されていたようだった。ネ101も話があったのは昭和18年3月

で軸流送風機は段数1, 外径1550 mm, 内径1070 mm, 軸流速度80 m/s, 回転数2300 rpm,  $H = 618 \text{ kg-m/kg}$  で、ケーシングは8月出来上ったが他工事に圧迫されて進まず19年6月末工事中止となった。

#### 5. 仮称1号

海軍では高速魚雷艇用に小形、軽量の原動機が必須となり、航空発動機を積む計画もあったそうだが発動機はそれでなくても不足していたので、それではガスタービンということになったと聞いた。艦政本部から話のあったのは昭和18年4月で、名称は当初STタービンであったが後に仮称1号ガスタービンに変わった。

甲7号圧縮機の性能不足や試験用単段軸流送風機の成績から、これまでのフローパターンでは静翼の設計がうまくゆかぬことが解り、速度線図を対称にした50%反動度のものにすべきだということに気がついていた。またGTPRやネ201と多段圧縮機を設計し今度仮称1号を計画することになったが、多段の実物は未だ見たこともなくその機会があればと思案していた。海軍舞鶴工廠にスイスBBCから購入した試験用ベロックスボイラがあり、これには軸流圧縮機とガスタービンが付属していることを偶々知り、空技廠に懇願してその見学許可を取りつけてもらった。18年4月下旬種子島大佐に随行して同廠へ行き、あらかじめ圧縮機とタービンの上半ケーシングを解放して広場に並べ調査し易いようにしていただいたものを詳しく調査、スケッチして帰った。圧縮機は内径一定の円胴形で、動翼静翼は対称に配置してあって50%反動度であること明らかであった。これに意を強うして仮称1号は対称速度線図によることとし、また翼列干渉は下山教授の発表<sup>(14)(15)(16)</sup>によって計算した。すなわち平板直線翼列干渉係数を用いて翼列翼の揚力係数を求め、これに厚みと反りを考慮した零揚力角の補正を行って、くいちがい角を定めた。こうして8月には艦政本部へ行って計画主任近藤市郎少将ほかの方に本機の計画を説明し諮問事項にもお答えして工事決定となった。

小形、軽量といっても艦艇用なので軽合金ま

での要もなく素材の入荷や加工も割合に順調に進んだが、圧縮機ケーシングの軽量化のため鑄造方式に代って鋼板溶接とし肉厚を薄くしたので、静翼植込部は特殊の構造となり寸法の狭い溝をエンドミル加工をしたところ、これがすぐ折れてしまうので苦労したことを記憶している。19年11月19日やはり蒸気を通し1100rpmで1時間機械的試運転を行ったが、圧縮機はサージングをしていた。その後ネ201と同様に横浜工場に移してディーゼルエンジンをスタータとして試験を行う準備を進めたが、20年に入るとネ201で述べたと同じ理由からこれまた成果をみることなく終戦となってしまった。

終戦後工場の空地に穴を掘って本機を埋め隠匿したが、昭和24年鉄道技研の要請でこれを掘り出し折れ曲った翼を新製して鉄研1号タービンとして生まれ変わり、詳細な研究が行われ、軸流圧縮機<sup>(17)</sup>、燃焼器<sup>(18)</sup>、タービン<sup>(19)(20)(21)</sup>について発表されている。仮称1号も今日の知識からみれば不備な点が多いのはもちろんのことであるが、この研究結果をみる

と軸流圧縮機も一応の成績をあげているのは、表3のように極く普通の無理のない設計であることからもうなずけると思う。

後日談であるが終戦後GHQから仮称1号ガスタービンの図面を持って設計者が出頭せよとの命令があり、さては戦犯指名かと内心覚悟(?)して行ったところ、予想に反して大変愛想よく迎えられ持参の図面を売ってくれないかと言われ、日本軍人とは余りにも違う庶民的な態度に驚き持参の図面を渡して早々に退散した。

## 6. 試験用単段軸流送風機

前述のように翼列試験は仲々進行しないので、表4に示すようなGTPRの第1段と同じ寸法の単段試験機で5種類の翼について回転翼列試験を進めることになった。この送風機は電動機

表3 仮称1号

| タービン   |  |                            |                           |
|--|--|----------------------------|---------------------------|
| 段数   | 4  | pcd                        | 594~606mm                 |
| ガス温度   | 650℃                                       | 出力                         | 6000 PS                   |
| 燃料消費量  | 1000kg/h ( $H_u = 10500 \text{ Kcal/kg}$ ) |                            |                           |
| 軸流圧縮機  |  |                            |                           |
| 流量   | 22.95 kg/s                                 | 圧力比                        | 3                         |
| 回転数  | 5500 rpm                                   | 段数                         | 20                        |
| 外径   | 747~637mm                                  | 内径                         | 518mm一定<br>(円筒形)          |
| 吸収率力   | 3825 PS                                    |                            |                           |
| 効率   | $\eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_M = 0.875$ |                            |                           |
| 軸流圧縮機第1段   |  |                            |                           |
| 軸流速度   | 82m/s                                      | 翼数                         | 42                        |
|  |  | 弦長                         | $\ell = 39\text{mm}$ (一定) |
| NACA   | 6409                                       | 抗揚比                        | 0.03                      |
|  |  | H                          | 553m (5.4℃)               |
| Dmm  |  | 518 (内径)                   | 750 (外径)                  |
| 循環一定   |  |                            |                           |
| 弦節比<br>(ソリディティ)                                  | $\ell/t$                                   | 1.01                       | 0.695                     |
| 揚力係数   | $C_z$                                      | 0.672                      | 0.548                     |
| マッハ数   | M  | 0.302                      | 0.379                     |
| くい違い角  | $\theta^\circ$                             | 52.7                       | 38.5                      |
| $C_{z0} = C_z / k \cdot (1 - M^2)^{\frac{1}{2}}$ |  | $\alpha = \alpha_0 + \tau$ |                           |
| $\theta = \beta_\infty + \alpha$                 |  |                            |                           |

により増進歯車を介して吐出側から駆動され、吸入側はベルマウス状にし直接大気を吸入するものであった。実験は18年4月から始めて19年8月まで続いたが、電力や騒音の関係から夜間に行わざるを得なかった。また吸入側が負圧となるので軸受油切りからの油漏れに悩まされ、振動も多くて度々翼の先端やラビリンスが接触し、これが原因で一回大損傷を起すなど機械的問題で時間を浪費したが、5種類の翼について4000~5000 rpmの特性を測定することが出来、また3孔ピトー管によって内部の流れの状態も調べることが出来た。

5種類何れも静翼が良くないので、その数や形状(厚み、反り)を種々変更してみたが、Na2とNa3はどうしてもうまく行かなかった。Na

表 4 試験用単段軸流送風機

| 外径 800mm 内径 500mm 軸流速度 80.3 m/s 流量 23.8 m <sup>3</sup> /s |  |                     |      |      |      |      |
|---|--|---------------------|------|------|------|------|
| No  |  | 1                   | 2    | 3    | 4    | 5    |
| 反動度 = 1   |  | 前置静翼 後置静翼 前置静翼 前置静翼 |      |      |      |      |
| 翼形  |  | NACA 6409           | 同 左  | 同 左  | 同 左  | ZC10 |
| H kg-m/kg   |  | 737                 | 977  | 718  | 720  | 830  |
| ℃   |  | 7.2                 | 9.5  | 7.0  | 7.0  | 8.1  |
| マッハ数 M  |  | 0.70                | 0.78 | 0.68 | 0.77 | 0.78 |
| 回転数 rpm   |  | 5300                | 5500 | 同 左  | 同 左  | 同 左  |
| 動 翼 (内径 500 mmにて)   |  |                     |      |      |      |      |
| 揚力係数  |  | 0.68                | 0.69 | 0.70 | 0.79 | 0.62 |
| 弦節比 (ソリディティ)  |  | 1.0                 | 1.0  | 1.05 | 0.70 | 1.0  |
| 静 翼 (内径 500 mmにて)   |  |                     |      |      |      |      |
| 揚力係数  |  | 0.90                | 1.85 | 1.47 | 1.55 | 1.80 |
| 弦節比 (ソリディティ)  |  | 0.84                | 1.0  | 0.85 | 0.87 | 0.88 |
| 実 験 値   |  |                     |      |      |      |      |
| H kg-m/kg (規定流量で)   |  | 670                 | 590  | 520  | 820  | 940  |
| η %   |  | 92                  | 65   | 70   | 88   | 84   |

3でも後置静翼を取り去って動翼だけにするとほぼ予想の性能が得られる。No 1は前置静翼の負荷が約半分なのでやや良い。No 4, No 5はかなり良い値であるが、ピトー管による内部流れからみるとNo 4が勝れているようであった。

昭和19年も後半になるとサイパン島玉砕が報じられてあわたしくなり、さらに実験を続けたりゆっくり検討する余裕など無くなり、決論として負荷H, 揚力係数, ソリディティやマッハ数などNo 4ないしNo 5程度に取れば良さそうだったということになった。

## 7. ネ 1 3 0

昭和19年7月にドイツから来たBMWのTL図面 (Turbinen-Luftstrahl) が会社へも回って来た。図面といってもエンジン全体の断面図を10cm×15cm位に縮小した小さな写真たった一枚であったが、盟邦ドイツで実用になっているというので非常な関心を呼び、小さな図面ではっきりしないところは拡大鏡でのぞき想像を加えながら検討した。例えば燃焼器の頭

に短い一本の線があったが、燃焼器屋はこれは保焰板に違いないという有様でまことに眼光紙背に徹すと称すべき熱心さであった。7月, 8月と9月の3回にわたって空技廠でTL研究会が開催され, TL図面についてお互いの検討結果を発表しまた疑問点を列挙して, 海軍からドイツ駐在武官宛問合せてもらったが, 駐在武官は機体屋とかで用語にしても擬宝珠 (ジェットノズルのテイルコーンのことらしい) というようなものがあり, どうも的確で十分な回答は得られなかったようだ。

なお11月14日の

国内新聞にドイツではV2やロケット式戦闘機が活躍していると報じられていた。

当時, 前述したような種々の形式の航空用ガスタービン研究が並列, 総花的に進められていて, これも平時なら大変楽しいものであろうが切迫した戦局ではどうであろうか, 筆者の会社へも陸, 海軍から試作命令が殺到し, 戦時中で資金は問題無かったようだが限られた人員で定まった納期に完成するには過負荷気味となり, またこれらの試作機の鑄造品や鍛造品などについて素材会社と打合せてみると, こちらはさらに混乱しているようで, 極言すれば素材の奪い合いといった状況のように感じられた。内心何とか整理統合され精力の集中が出来ぬものかと思っていたが, BMWの図面が来てから間もなく目標をジェットエンジンに絞るよう軍の方針が変わったらしく, 海軍からTL140, 陸軍からネ201Ⅱ (後にネ130と改まる) としてジェットエンジンの計画を命ぜられた。しかしその後軍需省の会議に出席した会社の幹部から,

海軍のTL140は取止めとなり陸軍が主務となってネ130を推進するように決まったことを聞いた。

BMW003, スラスト 800 kp, 重量 608 kg, 燃比 1.4 kg/kp/h, 温度 770℃, 軸流圧縮機段数 7, 圧力比 3.1, 回転数 9500 rpm<sup>(2)</sup>

19年11月になるとサイパン島を基地にしてB29が偵察のため侵入するようになり, 24日は東京の荏原方面, 27日に原宿青山方面, 29日は麻布, 神田, 日本橋方面と相継いで空襲され, その後も度々空襲警報が発令されるようになった。ネ130の基本方針決定会議を長野県松本で聞くことになり, その資料準備のため空襲警報発令中の12月9日徹夜し翌朝出発の予定であったが列車開通せず夜行列車となり, しかも信越線回りで車中で何度か警報発令を聞きながら松本に到着した。

第二航技研より絵野沢少将, 小笠少佐, 岡崎大尉ほか, 航研から中西, 木村教授, 栗野所員出席, 13~15日にわたって軸流圧縮機, 燃焼器, タービン, 補機, ロケットや管制器まで検討し基本計画値エンジン重量900 kg, スラスト900 kg, 温度750℃などが決まった。

松本での会議が終わってから翌年の20年2月中旬まで昼間は会社で設計計算や図面と取り組

表5 ネ130軸流圧縮機

|                        |  |                                     |                            |
|------------------------|--|-------------------------------------|----------------------------|
| 流量                     | 第1~4段  | 22.8 kg/s (21.83 m <sup>3</sup> /s) | 地上静止                       |
|                        | 第5~7段  | 22.45 kg/s                          | タービン冷却空気量 1.5%             |
| 圧力比                    |  | 3.01/0.845 = 3.56                   | 地上静止<br>(第10列静翼出口/第1列静翼入口) |
| 回転数                    | 9000 rpm   | 外周速                                 | 306.2 m/s                  |
| 段数                     | 7 (静翼 10列 動翼 7列)   |                                     |                            |
| 外径                     | 650 mm   | 一定                                  | 内径 504~584 mm              |
| 翼長                     | 74.5~34 mm (静翼)  |                                     | 69.0~32 mm (動翼)            |
| 軸流速度                   | 第1列静翼~第7段動翼  | 165 m/s                             |                            |
|                        | 第10列静翼   | 142 m/s                             |                            |
| 吸収馬力                   | 4155 PS  | 効率 83%                              | (ディフュザ効率85%も含めて, 地上静止)     |
| 第1段動翼通路部根本断面の応力        |  |                                     |                            |
|                        | $\sigma_t + \sigma_B = 5.1 + 5.5 = 10.6 \text{ kg/mm}^2$ |                                     |                            |
|                        | $\sigma_B$ は回復モーメントを考慮してある <sup>(2)</sup>                |                                     |                            |
| 第7段円板(翼車)接線方向応力        | $\sigma_t = 12 \text{ kg/mm}^2$                          | (内径)                                |                            |
| 第1段動翼振動数(一次)           | 545 Hz   |                                     |                            |
| 第1段翼車振動数(二次)           | 320.2 Hz (計算)  | 304 Hz (実測)                         |                            |
| 軸方向推力 (回転部推力-釣合ピストン推力) |  |                                     |                            |
| ジャイロ作用力                | 3140 - 3090 = 50 kg                                      |                                     |                            |
| ジャイロ作用力                | 580 kg ( $\omega' = 1 \text{ rad/s}$ )                   |                                     |                            |
| 加速力 (吸込側軸受にて)          | 430 kg (7 g)   |                                     |                            |

み, 夜はほとんど毎日会社のクラブに宿泊して, 第二航技研から派遣された担当官田信助, 岡崎卓郎大尉, 秋山良雄, 中村良夫の諸氏と問題点を, また工場の工作関係者を交えて治具や加工方法などを検討し, まことに昼夜兼行また工場現場はもちろん資材や工務係も突貫工事の連続であった。例えば圧縮機ケーシングの鋳造図が1月13日にでき2月13日には入材するという次

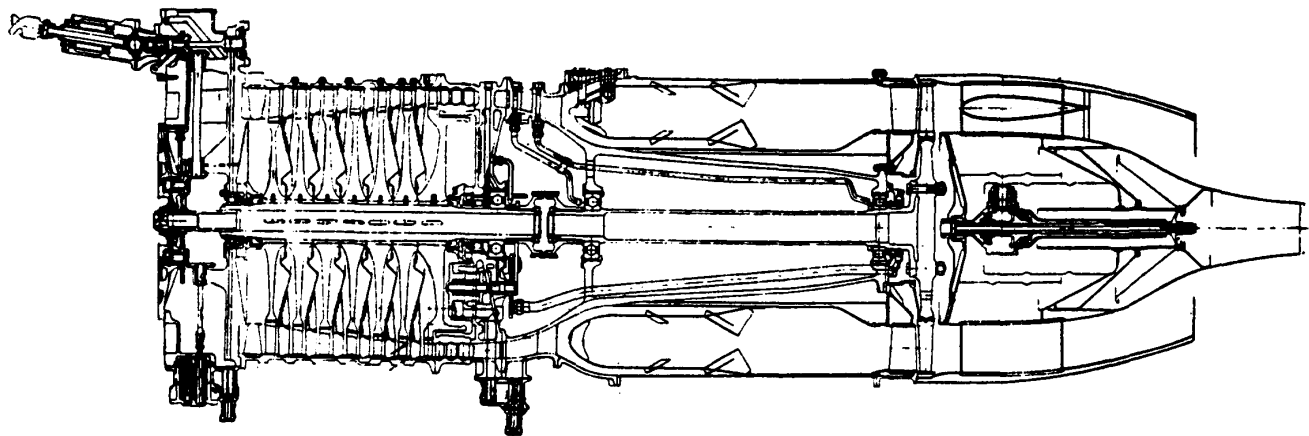


図4 ネ130断面図

第で、3月には第1号機を立川の陸軍第二航技研に納入することが出来た。

BMWのTLは軸流圧縮機静翼の内側に隔板（ダイヤフラム）が付いていた。反動度が高い場合軸推力や漏れ損失を小さくすることが出来るのでネ130でも採用することにした。これを蒸気タービンのように二つ割れにすると圧力差に基づき撓みが大きくなるので一つの円板とし、なお撓みの計算については東京工大津村利光教授に教えていただき、隔板に荷重を乗せて撓み量を実測した。（800kgで1mm）隔板が二つ割れでないため翼車と隔板を軸に交互に入れて組立てることになり、翼車を軸に嵌める方法として組立、取外しが容易でしかも回転中に心を保つことの出来るpin bushingによった。軽合金製の翼車、鋼製のbushや軸の組合せであり焼嵌量について予備試験を行った。

昭和20年になると空襲が日毎に厳しくなり2月には設計室も横浜研究所内に疎開した。工場も爆撃を受けまた従業員の被災者も多くなり出勤率が低下してきた。さらに7月になると設計室は長野県辰野に再疎開するなど空襲に追われて右往左往する有様で仕事の能率は目にみえて低下してきた。また4月1日にはアメリカ軍沖縄上陸開始、5月9日ドイツ無条件降伏など暗い報道が相継いだ。

ネ130のほかに、日立-中島でネ230、三菱でネ330を作っていた。陸軍の世話で三社相互に実物製品を見学しあい、量産化のため主として構造、工作や組立について技術交流を計る量産会議が日立で2回、三菱（名古屋）で1回開催された。（三菱での会議は3月29日で東海道線不通、中央線経由で早朝名古屋駅に着いたが駅は被災者で溢れ、名古屋市内の交通網も寸断されていて大部分歩いて三菱着。昨日の爆弾で惨たる姿、会議にならず工場見学後開散。）また海軍空技廠でネ20の軸流圧縮機の性能やタービンの不調について発表があり、数回にわたって広く軍、学、民の関係者が集合して対策を検討した。

切迫した戦局の中にも上述のような量産会議や検討会など開かれ、軍、学、民の真の挙国体制が盛り上りつつあるように感じた。

さてネ130の1号機は立川の陸軍第2航技研で試験を続けていたが、6月26日8000rpmで約1分間運転したところ圧縮機第1段動翼が飛び後段の翼も損傷するという事故となった。解放、点検したところ幸い燃焼器やタービンには異状は無かった。精密鍛造翼のヘヤークラッ

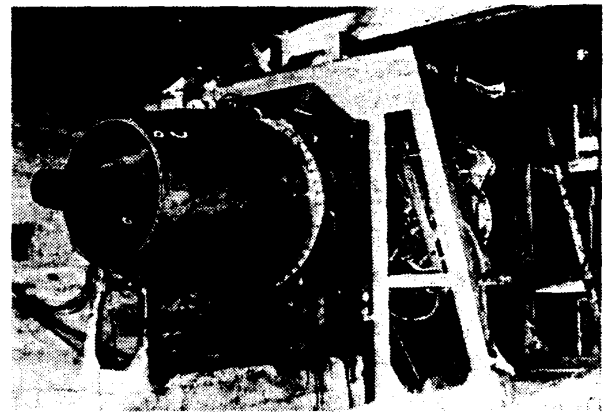


図5 ネ130運転台

クが事故の原因とみられ、翼根本フィレットのRを大きくした応力値を下げ鍛造容易な翼形に変更するなど対策をすることになった。

設計室が辰野に再疎開した頃、立川の第2航技研も松本に疎開したので7月下旬から8月中旬にかけ、何度かネ130の運転を見に行くことが出来た。民間人に対する旅行規制は相変わらずであったが、この頃は陸軍囑託だったので赤線入りの公割がもらえ割合と楽に乗車することが出来た。6000rpmまでの運転は比較的好調であったが、それ以上になると補機駆動歯車軸受不調、滑油漏れ、燃料管の破損やロケットコーンの故障などがあって順調ではなかったが、8月始めには規定の9000rpmに達し、運転中大急ぎでマノメータを見て回ったところ流量はほぼ規定量に達していた。終戦の翌8月16日の運転で異物を吸入し翼が飛び最後となってしまった。

終戦となって東京からの指令でネ130の図図や資料を焼却してしまったが今から考えるとまことに惜しい気がする。

終わりに軸流圧縮機的设计について簡単に振り返ってみると、揚力係数、ソリディティやマ

表6 ネ130軸流圧縮機  
第1段動翼

|   |                |                       |                            |       |  |
|---|----------------|-----------------------|----------------------------|-------|--|
| 翼数 $Z=36$ 弦長 $l=35\text{mm}$ 軸流速度 $165\text{m/s}$ |                |                       |                            |       |  |
| NACA 6409 抗揚比 0.02                                |                |                       |                            |       |  |
|   |                | R mm                  | 256(内径) 325(外径)            |       |  |
| 循 環   | $Z\Gamma$      | $\text{m}^2/\text{s}$ | 120.6                      | 120.6 |  |
|   | $\beta_\infty$ | 度                     | 42.9                       | 39.3  |  |
| 揚力係数  | $C_z$          |                       | 0.792                      | 0.736 |  |
| 弦節比<br>(ソリディティ)                                   | $l/t$          |                       | 0.783                      | 0.616 |  |
| マッハ数  | $M$            |                       | 0.721                      | 0.778 |  |
| 干渉係数  | $k$            |                       | 0.865                      | 0.970 |  |
|   | $C_{z0}$       |                       | 0.634                      | 0.472 |  |
| 迎 角   | $\alpha_0$     | 度                     | 0.3                        | -1.4  |  |
|   | $\alpha$       | 度                     | 1.3                        | -0.5  |  |
| くい違い角   | $\theta$       | 度                     | 44.2                       | 38.8  |  |
| $C_{z0} = C_z / k \cdot (1 - M^2)^{\frac{1}{2}}$  |                |                       |                            |       |  |
|   |                |                       | $\alpha = \alpha_0 + \tau$ |       |  |
| $\theta = \beta_\infty + \alpha$                  |                |                       | $\tau = \text{零揚力角}$       |       |  |

マッハ数などは単段試験機の結果によりまた翼列干渉については下山教授の方法によったが、フ

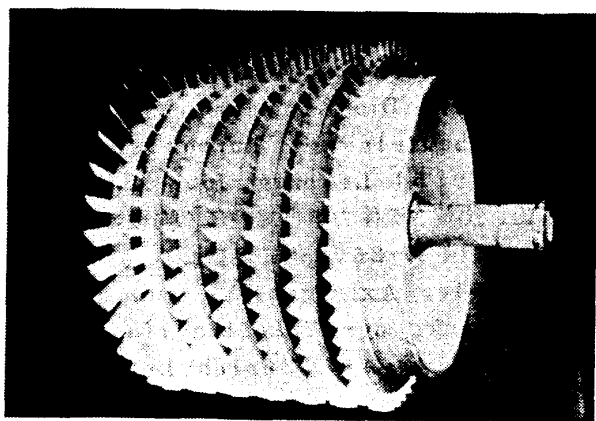


図6 ネ130軸流圧縮機

ローパタンは次のような考えで設計した。甲7号を計算したとき循環一定、前置静翼形式でやると、翼列間において半径方向に静圧差が生じ半径方向の流れが生じないのかと疑問を持っていたが、その後 Ruden の論文<sup>(23)</sup>を読んで半径方向釣合を考えれば良いことが解った。仮称1号の場合50%定反動にすると第1列案内翼は

循環一定とならず半径方向釣合を満足するような補正が必要ではないかと思ったが、調査したBBC機の案内翼にはそのような対策が施してあるようにみえなかった。仮称1号は釣合を無視して設計した。しかし仮称1号のようにいきなり定反動にすると、第1列案内翼の転向角が余りにも大きくなってくるので、ネ130では第1列案内翼は著るしい無理の生じない程度にとどめ、第2列静翼以降で半径方向負荷(仕事量)を調整して、第4段ではほぼ50%定反動になるようにした。<sup>(24)</sup>

戦後昭和25年、運輸技研の試験用多段軸流圧縮機(流量  $10.3\text{kg/s}$ 、吐出圧力  $2.01\text{ata}$ 、回転速  $7000\text{rpm}$ 、後段8、外径  $600\text{mm}$ 一定、翼長  $57\sim 36\text{mm}$ 、軸流速度  $90\text{m/s}$ 、Clark Y)を設計した際、このフローパタンを上述のネ130と同様にしてみた。この運研機の性能試験成績は流量、圧力何れも約5%設計値を下回り(壁面境界層によるWork done factorなどは未だ解っていない)、効率(温度差、動力計両者ほぼ等し)約80%であった。従ってネ130もこの程度の性能であつたろうと思っている。

ネ130にも一つ後日談がある。昭和44年3月西ドイツ Braunschweig 工科大学を訪れ流体機械研究所を見学した折、研究所の出口近くに置いてあるほこりを被った小さなジェットエンジンが目にとまり、側に行き若しやBMWではあるまいかと目を輝やかせてのぞき込み調べていたところ、案内役の R. Rotzoll 博士から何故こんな物に興味を示すのかと聞かれた。そこで実は第2次大戦末期にBMWのTL図面が潜水艦によって日本に到着し、我々のジェットエンジン試作に非常な役割を果たしてくれたことを話したところ、それならば珍しいものを見せてやろうと彼の室に案内された。先刻見たのはJUMO-004であってこれがその設計図であると言いながら、ケント紙に鉛筆書きの全体断面図2枚を広げて見せてくれた。ケント紙というより厚手のわら半紙といった方が良い位の紙質で、戦時中のドイツの物資不足を物語っているようであった。また室にはJUMO-004の写真が掲げてあった。(JUMO-004 軸

流圧縮機 8段、圧力比 3.0、回転数 8700 rpm<sup>(22)</sup> 見学のお礼を述べに Petermann 教授の室に伺ったところ、そこでも JUMO-004 の話が出て教授の話によると、第2次大戦末期のある日同僚と二人で待避して空中戦を見ていたところドイツ機が撃墜された。後でそこへ行って見たところエンジンは小破の状態だったので、これを運び帰り保存して置いたということであった。BMWでなく JUMOであったが、ドイツの戦時中の TLと25年目に始めて対面出来感慨無量であった。

### 8. むすび

多くの貴重な図面や資料を終戦時に焼却してしまったので、筆者の日記帳と偶然残りほこりにまみれた僅かの資料に基づいて当時の状況を記したが、民間会社の一技術者がガスタービンの開発に参加して、頭脳よりも体力でしゃにむにこれを作りあげて行ったつたない物語に終わったことをお許し願ひ、またあれから30年以上も年月が流れ諸事忘却の彼方へと去りつつあり、思い違があるのではないかと恐れる次第である。書き終って感ずることは、定まった納期内にとにかく物を作っていく民間機械技術者の宿命のようなものであって、戦時中のガスタービンはその典型的な例ではあるまいか。

動員学徒や徴用工の人々も含め数多くの方々の力によって、ようやく呱呱の声をあげた日本のガスタービンが何れも短命に終わったことを悲しむものである。

前述のようにGE製の過給機用排気タービン、BBC製の多段軸流圧縮機やBMW図面を見たり調査してからは一段と仕事に地についてきた感じであった。これらは何れも残念ながら外国のものであったが既に実用されているものだけに教えられる点が多かった。このような先進技術を短期間に自ら習得できたのも、これに先達ち多くの苦い経験を経ていたからであろう。同様に、戦時中のガスタービンは何れも未完成に終わったもののこの間に蓄積された技術は、後年昭和30年頃から始まったヨーロッパ、アメリカからのガスタービン技術導入に対して極めて有力な基石となり日本のガスタービン発展に寄与したものと思う。

最後に、ご指導ご鞭達賜わった筆者の旧勤務会社諸先輩に改めてお礼を申し上げる。

なおこの駄文が戦後の方々にとっては当時の状況の一端を知っていただき何かのお役にたつであらうことを念願し、また戦前、戦中の方々には懐しのメロディーともなれば幸である。

### 文 献

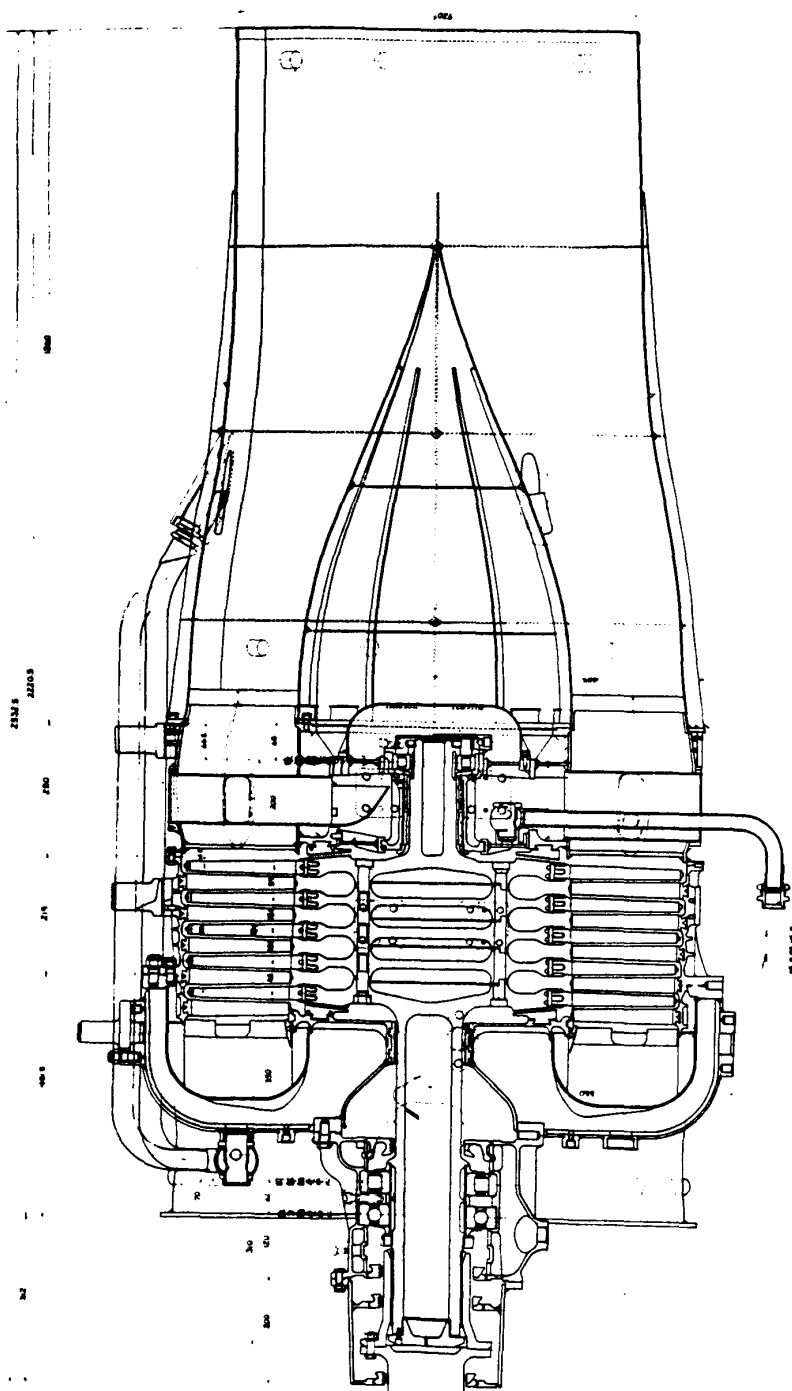
- (1) 種子島: Memoirs of the Defense Academy, Japan. 10-1 (昭45) 29 ~ 54
- (2) 永野: ガスタービンの研究 (昭28) 173 鳳文書林
- (3) 岡崎: 機械の研究, 6-8 (昭29) 6~10
- (4) 沼知: 東北帝国大学工学報告, 8-3 (昭4)
- (5) 沼知: 東北帝国大学工学報告, 9-2 (昭5)
- (6) 河田: 航空研究所集報, 64 (昭4) 719 ~ 734
- (7) 河田: 機械学会誌, 42-264 (昭14) 145 ~ 146
- (8) 下山: 九州帝国大学工学部紀要, 8-2 (昭11)
- (9) 下山: 九州帝国大学工学部紀要, 8-4 (昭13) 281~329
- (10) R.Grammel Die hydrodynamische Grundlagen des Fluges (1917) Braunschweig Vieweg
- (11) F.Weinig Die Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen (1935) Leipzig Joh. A. Barth
- (12) 池田, 加藤: 流体力学と翼並に水力機の理論 (昭4) 257 内田老鶴園
- (13) C.Keller Axialgebläse von Standpunkt der Tragflügeltheorie (1934) 187 Zürich Leemann
- (14) 下山: 機械学会論文集, 7-26 (昭16) 8~15
- (15) 下山: 機械学会論文集, 7-34 (昭18) 1~13
- (16) 下山: 機械及電気, 7- 7 689~693  
7- 8 825~833  
7- 9 941~946  
7-10 1047~1051  
7-11 1162~1167  
7-12 1255~1260  
8- 1 29~32  
8- 2 155~158
- (17) 山内, 重見, 川崎: 運輸技術研究所報告, 1-1 (昭26)
- (18) 須之部, 根矢, 木村: 運輸技術研究所報告, 1



- 9, 10 (昭26) 1~8  
 (19) 須之部, 不破, 三輪: 運輸技術研究所報告, 3  
 -5 (昭28) 1~54  
 (20) 須之部, 熊谷, 池田: 運輸技術研究所報告, 4  
 -6 (昭29) 41~64  
 (21) 須之部, 不破: 運輸技術研究所報告, 1-3  
 (昭26) 8~15  
 (22) J. Kruschik Die Gasturbine (1960)  
 775~779 Wien Springer

- (23) P. Ruden Luftfahrt-Forsch. 14-7,  
 9 (1937)  
 (24) 井口: 機械学会論文集, 17-58 (昭26)  
 88~93  
 (25) 伍賀: 機械学会論文集, 17-58 (昭26)  
 100~102

(おわり)



附図 ネ 201 タービン断面図  
 (本文脱稿後見つけたので  
 余白に掲載します—井口)

# 講義

## 機械部品の疲労強度解析（その１）

日立製作所機械研究所 鯉 淵 興 二

### 1. 緒 言

機械部品の破壊原因の大半は過大な変動応力が作用したため生じた疲労破壊である。したがって、機械の強度を解析するにあたっては、荷重、振動、応力などを解析し、機械に作用する実働応力を正確に把握したうえ、その実働応力に対する機械部品の疲労強度を予測する必要がある。

疲労強度の解析は振動や応力の解析と異なり、方程式で表わしにくい。従来ややもすれば、実験的に疲労現象を追求し、データを集積する方式の研究が多かった。このような疲労のデータは莫大な量に達し、実際の強度設計に適用するに際し、かえって混乱を招いていたように思われる。ところが近年、低サイクル疲労によるき裂発生予測、破壊力学によるき裂伝ば挙動の予測など疲労破壊の力学が現れたこと、電気的計測法や電気-油圧疲労試験機の開発によって、疲労試験技術が格段に進歩したことから、疲労破壊の解析的な取扱いも可能となってきた<sup>1)</sup>。そこで本講では、まず、（その１）において最近の疲労強度の解析手法について紹介し、さらに（その２）において、これらの手法を用いた実際の機械部品の疲労強度の解析について述べる。

### 2. 疲労破壊の過程

図１は疲労破壊を起した軸の破面を示したものである。破面の上方やや平坦な面は疲労破面であり、下方のやや粗な面は最後に静的に破断

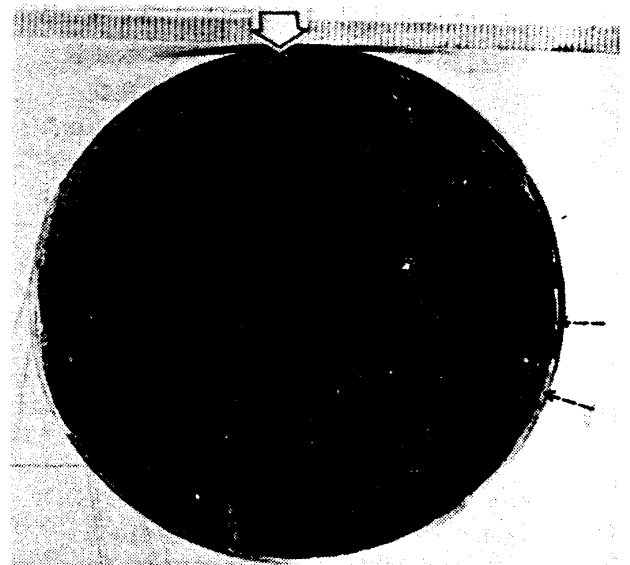


図１ 軸の疲労破面

した面である。疲労き裂は矢印より発生し、負荷の変動に従って、破面に濃淡の目から模様を描きながら、軸の内部に向かって成長し、遂に最終破断に至っている。また、破面の右方にも小さな矢印で示した２つの疲労き裂の発生が見られるが、最終破断には結びついていない。

このように、疲労破壊の過程の中には、１）疲労き裂発生までの過程、２）疲労き裂の伝ば過程、３）最終破断の３過程があることがわかる。

いま、金属材料に応力が加わると、結晶面間にすべりを生じる。さらに、その応力を繰返し与えると、結晶粒内にすべりが繰返されて疲労き裂が発生する。このような微視的な疲労き裂の発生機構については、理論および電子顕微鏡の観察など数多くの研究がなされ、疲労き裂は

（昭和５０年１１月２８日原稿受付）

疲労過程のごく初期に発生することが確められている。しかしながら、実際の機械部品においては、顕微鏡的き裂の発生をもって破壊とするのは極めて不合理であり、その部品の大きさに見合った程度の大きさ、あるいは非破壊検査で発見しうる程度の大きさまでの疲労き裂が成長した時期をもって疲労き裂の発生とした方が实际的である。そこで、機械部品に疲労き裂が発生した要因となった応力集中部と同程度の大きさの疲労き裂を発見した時点に疲労き裂の発生と定義することにする。したがって、疲労き裂の発生は応力集中部の局所の応力一ひずみの挙動と密接な関係がある。いま、疲労き裂の発生までの疲労寿命を  $N_c$  サイクルとする。

応力集中部に発生した疲労き裂は応力を繰返すことによって、機械部品の内部に進展して行く。この疲労き裂伝ばの過程においてアルミニウム合金などの材料では、その破面を走査形電子顕微鏡で拡大すると、図2に示すようなスト

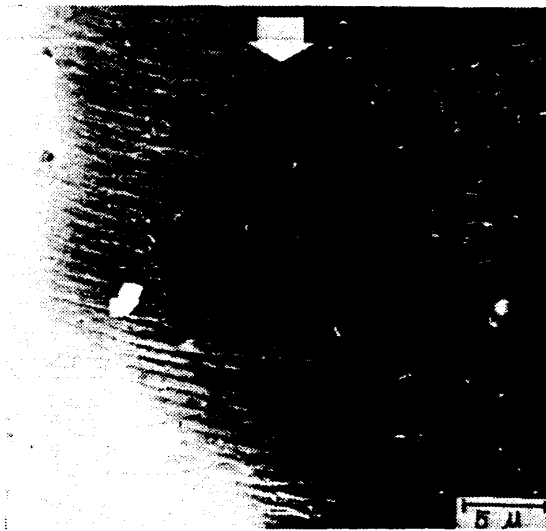


図2 疲労破面において観察されるストライエーション（アルミニウム合金）

ライエーションと言う縞模様が観察される。ストライエーションは疲労き裂が荷重1サイクルごとに進展した跡を示したものであり、いま、き裂長さを  $a$ 、繰返し数を  $n$  とし、ストライエーション間隔を  $da/dn$  で表わすと、 $da/dn$  はき裂伝ば速度と言って、荷重1サイクルによっ

て進展するき裂長さに相当する。き裂伝ばの挙動はき裂先端の応力の強さを表わす応力拡大係数  $K$  と密接な関係がある。いま、疲労過程中、疲労き裂の発生から最終破断に至る疲労き裂伝ば過程を  $N_p$  サイクルで表わすと、疲労過程の破断までの全寿命  $N_f$  サイクルは

$$N_f = N_c + N_p \quad \dots\dots\dots (1)$$

で表わされる。

疲労過程における疲労き裂の発生は応力集中が大きい程、あるいは応力振巾が大きい程早い。溶接継手を例にとると、全寿命の20～30%のところで数mmの疲労き裂を発見することが多く、機械部品における疲労過程の大半は疲労き裂の伝ば過程であるが、強度設計を行なうに際しては疲労き裂発生寿命  $N_c$  を基にすることが多い様である。

未溶着部を有する溶接継手のように最初からき裂状の欠陥を有している機械部品の強度設計はもち論  $N_c = 0$  として、疲労き裂の伝ば寿命  $N_p$  を基にする。

### 3. 疲労強度の解析

疲労破壊の過程は1) 疲労き裂の発生までの過程、2) 疲労き裂伝ばの過程、3) 最終破断の過程の3過程にわけられるが、従来の疲労強度の研究は3過程を分離せず、試験片に与える公称応力振巾  $S_a$  と破壊までの繰返し数  $N_f$  の関係を示す  $S-N$  曲線が多く用いられてきた。 $S-N$  曲線はその試験片個有のものであって、一般性がないため、疲労強度の研究には現象論的研究が多かったように思うので、応力集中部の局部ひずみの挙動を基にした疲労き裂発生寿命の予測、き裂先端の応力拡大係数を基にした疲労き裂伝ば挙動の予測など最近の疲労強度解析に関する諸手法について紹介する。

#### 3.1 疲労き裂発生に対する疲労強度解析

機械部品に変動応力が加わると、その切欠き部に繰返し塑性ひずみが発生して疲労き裂が発生する。このような応力集中部では、たとえ局部的に塑性変形を繰り返していても、その変形挙動は周囲のより低応力の弾性変形に支配されるため、その疲労き裂発生を予測するために、図3に示すように切欠き底に小形平滑試験片を

想定して、その試験片に周囲の弾性変形に応じた変形挙動を与え、局部応力-ひずみの挙動をシミュレートする方法がとられる。

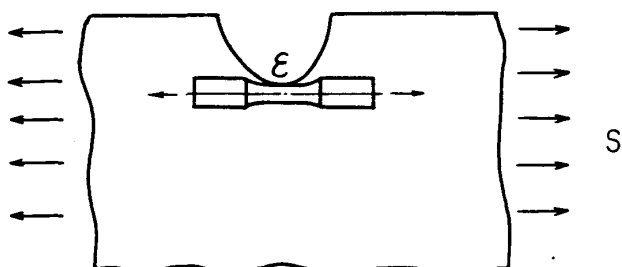


図3 切欠き底における局部応力-ひずみ挙動の小形平滑試験片によるシミュレーション

いま、このような小さな平滑試験片に両振りひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ を加えると、応力-ひずみの関係はある繰返し数の後に図4に示すような安定

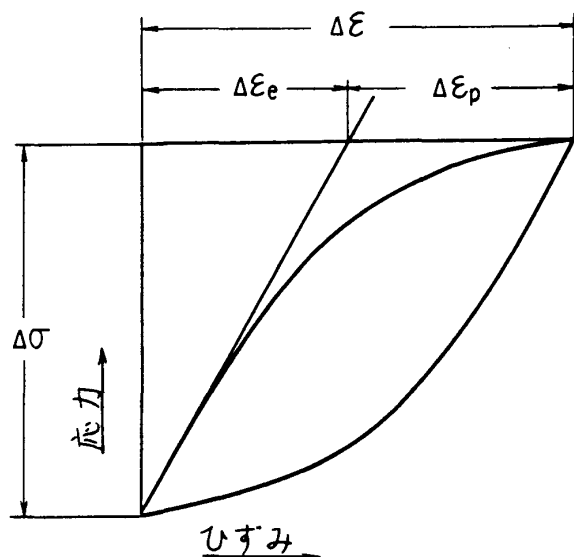


図4 繰返し応力-ひずみ曲線

したヒステリシスループを描くようになる。図に示すように、 $\Delta\epsilon$ を弾性ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_e$ と塑性ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_p$ に分解すると、疲労試験結果は図4の0.45%炭素鋼の例に示したように、 $\Delta\epsilon_e$ と破断寿命 $N_f$ あるいは $\Delta\epsilon_p$ と $N_f$ の間にそれぞれ両対数で直線関係が成立し、

$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} \times \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad \dots\dots\dots (3)$$

したがって

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\epsilon_e}{2} + \frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad \dots\dots\dots (4)$$

$E$  : 材料の縦弾性係数

$\sigma'_f$ ,  $\epsilon'_f$ ,  $b$ ,  $c$  : 材料定数

で表わされる。図5において $\Delta\epsilon_e - N_f$ 曲線と $\Delta\epsilon_p - N_f$ 曲線が交叉する寿命を遷移寿命 $N_t$ と言い、遷移寿命以下では塑性ひずみが弾性ひずみより支配的となり、この領域の疲労を低サイクル疲労と言う。遷移寿命以上では弾性ひずみが塑性ひずみより支配的となり、この領域の疲労を高サイクル疲労と言う。<sup>2)</sup>

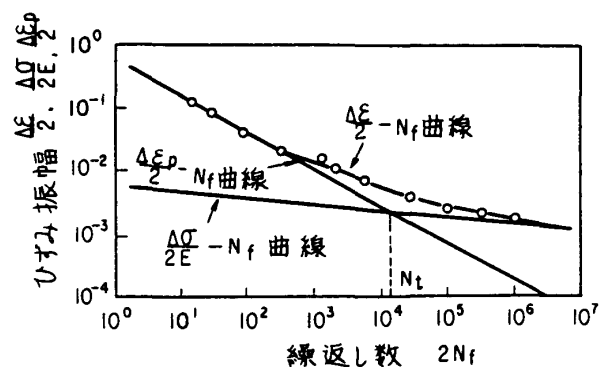


図5  $\Delta\epsilon - N_f$  曲線図 (0.45%炭素鋼)

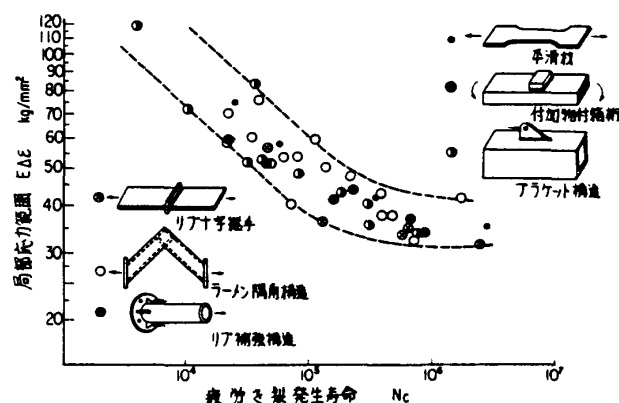


図6 溶接構造物の $E\Delta\epsilon - N_c$  線図

図6は一例として局部ひずみ範囲によって種々の形式の溶接構造物の疲労試験結果を表わしたもので、たて軸に局部ひずみ範囲( $E\Delta\epsilon$ で表わし応力の次元にしてある)、横軸に疲労き裂発生寿命 $N_c$ をとると、種々の溶接構造物の

疲労曲線があるばらつきの範囲で一本の曲線で表すことができ、局部ひずみに基く疲労強度解析が有用であることを示している。<sup>3)</sup>

以下、疲労き裂発生に対する疲労強度解析について、高サイクル疲労、低サイクル疲労にわけて述べる。

3.1.1 高サイクル疲労 高サイクル疲労の領域においては弾性ひずみが塑性ひずみより支配的になるため、疲労強線はほぼ

$$\frac{\Delta \epsilon_e}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad \dots\dots\dots (2)$$

で表わされる。上式において  $\sigma'_f$  は疲労強度係数と言い、材料の静引張試験における真破断応力  $\sigma_f$  とほぼ等しい。また  $b$  は疲労強度指数と言い、 $-0.1 \sim -0.05$  の値をとる。

また、繰返し応力が平均応力  $\sigma_m$  を伴う場合には式(2)において  $\sigma'_f$  が  $(\sigma'_f - \sigma_m)$  になったとし

$$\frac{\Delta \epsilon_e}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} = \frac{(\sigma'_f - \sigma_m)}{E} (2N_f)^b \quad \dots\dots\dots (5)$$

で表わされる。式(4)をたて軸に弾性応力振幅  $\Delta \sigma/2$ 、横軸に平均応力  $\sigma_m$  をとって  $N_f$  をパラメータにして表わすと図7のようになり、た

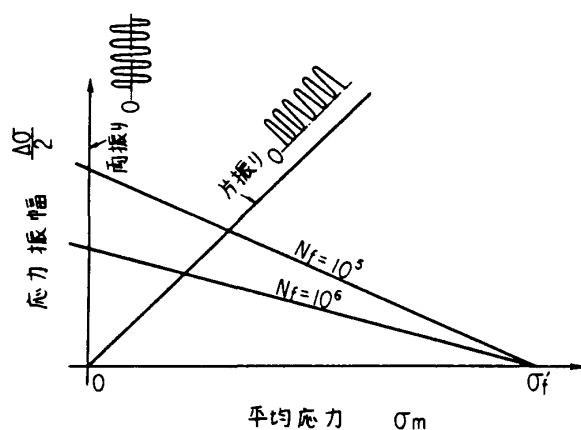


図7 疲労強度の平均応力依存性

て軸の両振り疲労強度と横軸の  $\sigma'_f$  を結ぶ直線で表わされる。

なお、一般に鋼系材料に繰返し応力を加えていると  $S-N$  曲線は  $N_f = 10^6 \sim 10^7$  附近で水

平となり、その応力以下の繰返し応力をいくら繰返しても破断しない。このような応力振巾を疲労限度と言い  $S_w$  あるいは  $\sigma_w$  ( $S$  は公称応力、 $\sigma$  は局部応力を指すことが多い) で表わされる。疲労限度は材料の時効と密接な関係のある現象で、従来無限寿命設計を行なう場合には重要視されていたが、一部の材料にしか現れないため、式(2)には疲労限度を考慮していない。

機械部品に切欠きがあると図8に示すように

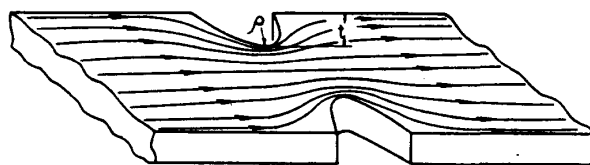


図8 切欠き材と応力の流れ

切欠きによって応力の流れが遮ぎられるため、切欠き先端に応力が集中する。いま、切欠き先端の局部応力を  $\sigma$ 、実断面で計算した公称応力を  $S$  とすると

$$K_\sigma = \frac{\sigma}{S} \quad \dots\dots\dots (6)$$

を応力集中係数と言い、弾性論で計算した応力集中係数を理論応力集中係数と言い、 $K_t$  あるいは  $\alpha$  で表わす。 $K_t$  は種々の形状の切欠きに対して与えられているが<sup>4)</sup> 図8のように深さ  $t$ 、先端半径  $\rho$  のV形切欠きを例にとると理論応力集中係数  $K_t$  は

$$K_t = 1 + 2\sqrt{\frac{t}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

となり、切欠き深さ  $t$  が深い程、先端半径  $\rho$  が小さい程大となる。

つぎに、切欠きを有する試験片に繰返し荷重を与えると、切欠き底に疲労き裂が発生するため、平滑試験片より低い公称応力振巾で疲労破壊する。そこで、

$$K_f = \frac{\text{平滑試験片の疲労限度}}{\text{切欠試験片の疲労限度}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

を切欠き係数と言う。切欠き係数は  $\beta$  で表わすこともある。

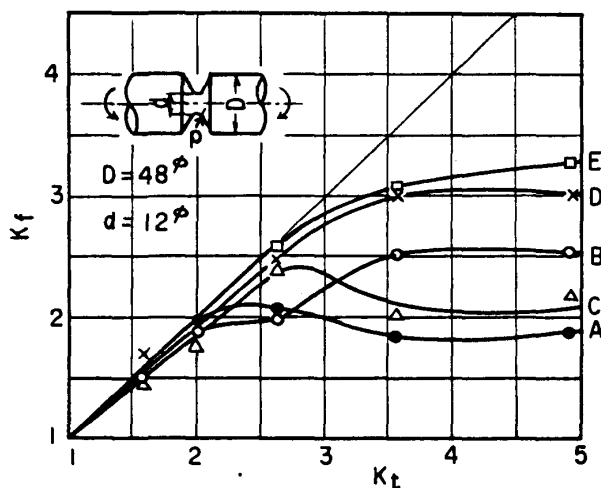
通常、切欠き材の疲労破壊は切欠き先端のある体積の材料が疲労限度以上にならないと起らないため

$$K_f \leq K_t \quad \dots\dots\dots (9)$$

となるが、1) 切欠き先端の半径がある値(1~2mm)以上あるとき、2) 材料の硬度が高いとき、あるいは、3)  $K_t$  がある値(1.5~2位)以下の時は

$$K_f \cong K_t \quad \dots\dots\dots (10)$$

とした方が無難である。一方、切欠き先端半径  $\rho$  の小さい場合には図9に一例を示すように<sup>5)</sup>  $K_t$  の小さい範囲では  $K_f$  は  $K_t$  にほぼ等しいが、ある値以上で飽和する。この飽和点は材料の硬度が増すほど高くなるため、結果的には鋭い切欠きを有する機械部品の疲労強度は素材の強度を増しても、何ら改善されないことが多く、強度設計にあたり注意を要する。なお、非常に鋭い切欠きを有する試験片では切欠き底に疲労き裂を発生しながら破断しないことがある。このようなき裂を伝留き裂と言う。



|   | 化学成分 |      |     |      | 材料的性質      |            |               | 熱処理                  |
|---|------|------|-----|------|------------|------------|---------------|----------------------|
|   | C    | Mn   | Ni  | Cr   | $\sigma_s$ | $\sigma_B$ | $\sigma_{w0}$ |                      |
| A | 0.21 | 0.56 |     |      | 21.2       | 42.2       | 20            | 焼鈍<br>焼入後600℃<br>焼戻し |
| B | 0.25 | 0.64 |     |      | 24.5       | 47.1       | 21            |                      |
| C | 0.38 | 0.87 |     |      | 32.5       | 61.4       | 26            |                      |
| D | 0.76 | 0.56 |     |      | 32.1       | 77.3       | 27            |                      |
| E | 0.36 | 0.42 | 2.8 | 0.69 | 61.1       | 80.3       | 46            |                      |

図9 V形切欠き試験片の回転曲げ疲労試験における  $K_t$  と  $K_f$  の関係<sup>5)</sup>

$K_f$  は疲労限度に対して定義した値であるが、これを時間強度の領域まで拡張して用いると、切欠き材の疲労き裂発生強度 式(5)を用いると

$$\frac{\Delta S}{2} = \frac{\Delta \sigma}{K_f} = \frac{(\sigma'_f - \sigma_m)}{K_f} (2N_f)^b \quad \dots\dots\dots (11)$$

と考えれば良い。

3.1.2 低サイクル疲労 小形平滑試験片にかなり大きな両振りひずみ範囲を与えると、繰返し数とともに軟化して、応力振巾が次第に減少したり(繰返し軟化Cyclic softeningと言う)、あるいは繰返し数とともに硬化して、応力振巾が次第に増加して(繰返し硬化Cyclic hardeningと言う)、ある繰返し数の後に図4に示すような安定したヒステリシスループを描くようになる。このような低サイクル疲労の領域では塑性ひずみ範囲が弾性ひずみ範囲に対して支配的であるから、先に述べたように、疲労曲線は

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} \cong \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad \dots\dots\dots (3)$$

で表わされる。この関係式を Manson-Coffin の式と言う。上式において  $\epsilon'_f$  は疲労延性係数と言い、引張試験における真破断ひずみ  $\epsilon_f$  にほぼ等しい。Cは疲労延性指数と言い、ほぼ-0.6をとればよい。

低サイクル疲労において平均ひずみ  $\epsilon_m$  を伴う場合には式(3)の  $\epsilon'_f$  が  $(\epsilon'_f - \epsilon_m)$  になったと考えれば良い。すなわち

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} \cong \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = (\epsilon'_f - \epsilon_m) (2N_f)^c \quad \dots\dots\dots (12)$$

切欠きを有する機械部品に繰返し荷重を増加させて行くと、切欠底に局部的に繰返し塑性ひずみが発生しはじめ、塑性域が次第に広がって遂に試験片全体に繰返し塑性ひずみが発生し始める。図10は円孔付平板試験片に片振り荷重を加えた時の円孔切欠きに発生する局部応力-ひずみ応答を小形平滑試験片によってシミュレートしたものであり、切欠き底では第1回の

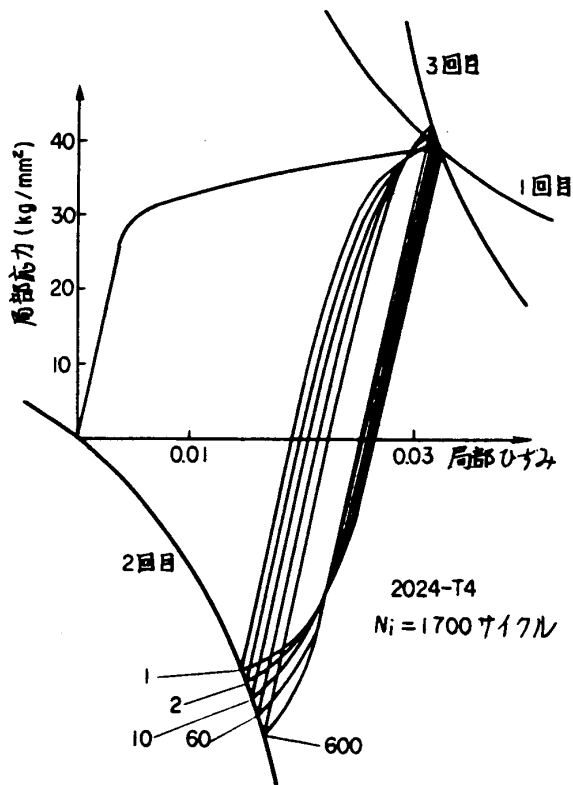


図10 片振り荷重を加えた時の切欠き底の応力-ひずみ応答<sup>6)</sup> (円孔付平板試験片, 材料2024-T4)

負荷で降伏して圧縮残留応力を発生するため、ほぼ両振り応力が繰返されていることがわかる<sup>6)</sup>。そこで、切欠き底の疲労き裂発生を予測するために、次のようにひずみ集中係数  $K_e$  を定義する。

$$K_e = \frac{\Delta \epsilon}{\Delta e} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここに、 $\Delta \epsilon$  は切欠き底の局部ひずみ範囲、 $\Delta e$  は公称ひずみ範囲である。

図11は切欠き試験片に徐々に公称応力振巾を増した時の  $K_e$  の挙動を示したものである。A曲線は平板の両サイドに切欠きを有する板の場合であって、切欠き試験片の疲労限度附近より、切欠き底に繰返し塑性ひずみが発生しはじめると、 $K_e$  は増加しはじめ、塑性域の拡大とともに増加を続けるが、試験片全体に繰返し塑性ひずみが発生しはじめると急速に低下しはじめる<sup>7)</sup>。

Neuber は  $K_e$  と  $K_t$  の間に

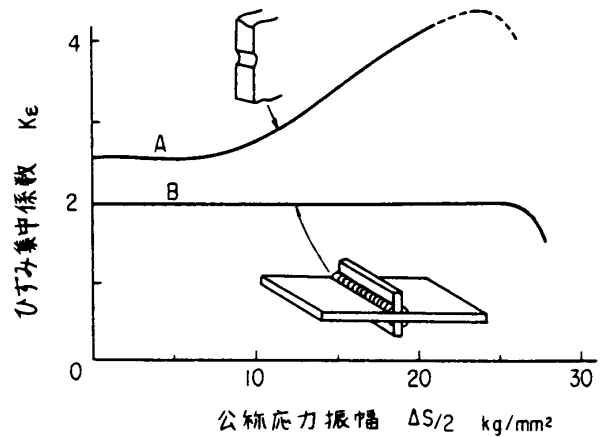


図11 ひずみ集中係数  $K_e$

$$K_\sigma K_e = K_t^2 \quad \dots\dots\dots (14)$$

が成立するとし<sup>8)</sup> 米国を中心に式(14)に基いた切欠き材の低サイクル疲労の解析が行なわれている。しかしながら、機械部品に繰返し荷重を加えると、 $K_e$  がA曲線のような挙動を常に示すとは限らない。図11、B曲線は溶接継手ビード止端の  $K_e$  の挙動を示したものであり、疲労限度以上で、局部的に繰返し塑性ひずみが発生しても  $K_e$  は変化せず、試験片全体に繰返し塑性ひずみが発生しはじめると、急激に低下しはじめる。したがって

$$K_e \cong K_t \quad \dots\dots\dots (15)$$

とすればよい<sup>4)</sup>。

式(15)が成立する場合には、切欠きを有する機械部品の疲労特性は

$$\begin{aligned} \frac{\Delta e}{2} &= \frac{\Delta S}{2E} = \frac{\Delta \epsilon}{K_e} \cong \frac{\Delta \epsilon_p}{K_e} \\ &= \frac{(\epsilon'_f - \epsilon_m)}{K_e} (2N_f)^c \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

で表わされる。なお、式(14)が成立する時の疲労強度の解析についても、いくつかなされているが、ここでは省略する。

3.2 疲労き裂伝ばに対する疲労強度解析  
き裂先端の半径  $\rho$  が0に近づくとき、式(7)でわかるように理論応力集中係数  $K_t$  は無限大になるが、先に述べたように疲労破壊はある体積以上の領域に塑性ひずみが発生しないと破壊しな

いため、き裂先端近傍の応力の強さを知れば十分である。

そこで、き裂を図12に示すように3つのモードに分類し、き裂先端に図13に示すように

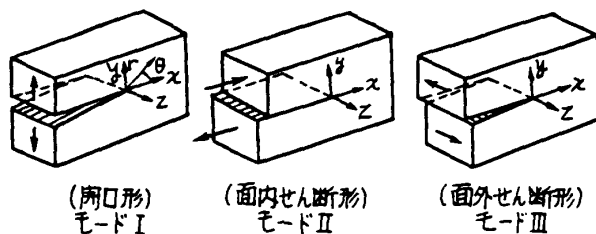


図12 き裂の3モード

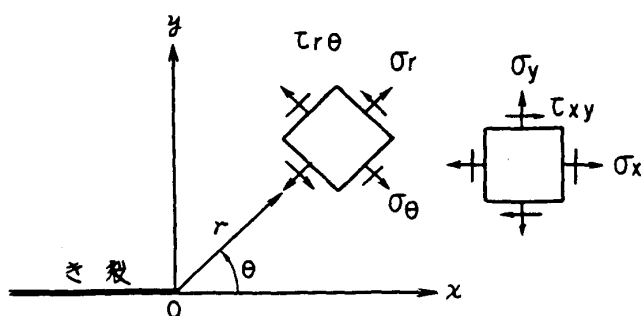


図13 き裂先端の座標と応力成分

座標軸をとって二次元問題としてき裂先端の応力解析を行なうと、座標  $(r, \theta)$  における応力成分  $\sigma_{ij}$  は

$$\sigma_{ij} = \frac{A_1}{\sqrt{r}} f_1(\theta) + A_2 f_2(\theta) + A_3 \sqrt{r} f_3(\theta) + A_4 r f_4(\theta) + \dots \quad (17)$$

で表わされる。ここに  $A_1, A_2, \dots$  はき裂モード、荷重、き裂および機械部品の形状、寸法によって決まる係数であり、 $f_1(\theta), f_2(\theta), \dots$  は  $\theta$  のみの関数で、き裂モードが決まれば一義的に決まる関数である。

式(17)は  $\sqrt{r}$  の特異性を有しているため、き裂先端近傍の応力場のみ考える場合には、

$$\sigma_{ij} \cong \frac{A_1}{\sqrt{r}} f_1(\theta) \quad (18)$$

と近似して良い。

式(18)を疲労き裂伝ばに最も関係の深いモードIについて表わすと、

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \begin{Bmatrix} 1 - \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2) \\ 1 + \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2) \\ \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2) \end{Bmatrix} \quad (19)$$

平面ひずみの場合  $\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$

となる。ここに、 $K_I$  をモードIのき裂に対する応力拡大係数と言い、同様にモードIIのき裂に対する  $K_{II}$ 、モードIIIのき裂に対する  $K_{III}$  が定義されている。

応力拡大係数  $K$  は式(19)より明らかなように、き裂先端の応力の強さを表わす係数であって、種々のき裂形状に対して与えられており、例えば図8のような側面切欠きが鋭くなってき裂となった様な場合には

$$K_I = 1.12 S \sqrt{\pi t} \quad (20)$$

となる。このように応力拡大係数  $K$  は一般に応力  $S$  に比例し、き裂長さ  $t$  の  $1/2$  乗に比例する。

いま、き裂を有する機械部品に繰返し荷重が加わった場合、その疲労き裂伝ば挙動は平板にき裂をつけた試験片に繰返し荷重を与え、応力拡大係数の変動範囲  $\Delta K$  とき裂伝ば速度  $da/dr$

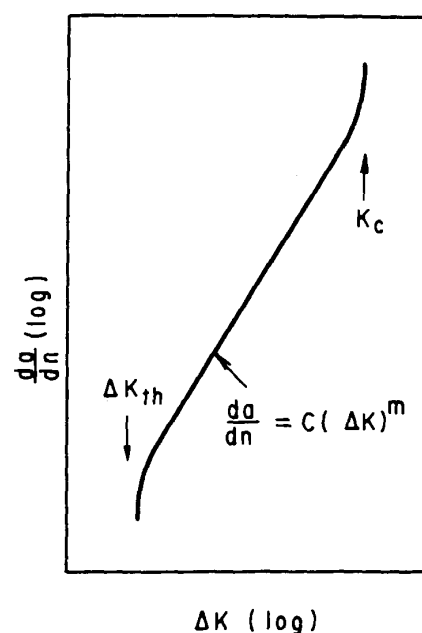


図14  $\Delta K - \frac{da}{dn}$  線図



の関係性を求め、その結果に基づいて解析するのが普通である。 $\Delta K$  と  $da/dn$  の関係は一般に図 14 に示すように両対数線図上で直線関係が成立し、

$$\frac{da}{dn} = C \Delta K^m \quad \dots\dots\dots (21)$$

が成立する。ここに、 $c$ 、 $m$  は材料定数であり、 $m$  は 4 近傍の値が多いと言われている。 $\Delta K$  を次第に小さくして行くと、 $\Delta K = \frac{da}{dn}$  直線が急に折れ曲り、き裂伝ば速度が急激に小さくなる限界の応力拡大係数範囲がある。このような  $\Delta K$  はき裂材の疲労限度に相当し、 $\Delta K_{th}$  で表わす。また、 $\Delta K$  を次第に増して行くと、応力拡大係数の最大値がある限界値に達し不安定破壊に移行する。不安定破壊が移行する時の限界の  $K$  の値を  $K_c$  (平面ひずみ状態で破壊する場合には  $K_{Ic}$ ) で表わし、脆性破壊を解析する上で重要な材料定数である。

高サイクル疲労における鋭い切欠き材の疲労特性で述べたと同様、疲労き裂伝ば特性は同種の材料であれば強度が多少変化してもさほど相違しない。図 15 は 2, 3 の鋼材疲労き裂伝ば特性を示したものである。<sup>9)</sup>

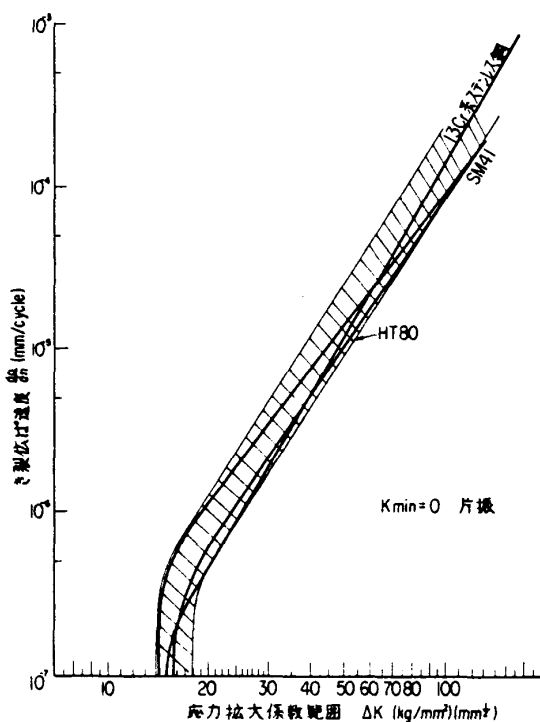


図 15 各種材料のき裂伝ば特性

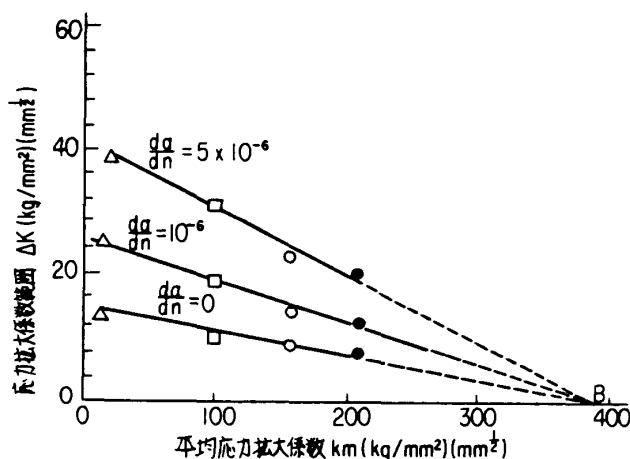


図 16 き裂伝ば速度におよぼす平均応力拡大係数  $K_m$  の影響 (不銹鋼)

平均応力のある場合の疲労き裂伝ば挙動の実験結果の一例を図 16 に示す。たて軸に応力拡大係数範囲  $\Delta K$  を横軸に平均応力拡大係数  $K_m$  をとると、引張り領域では、等き裂伝ば速度の大係数範囲  $\Delta K$  を横軸に平均応力拡大係数  $K_m$  をとると、引張り領域では、等き裂伝ば速度の実験点は横軸の B 点に集束する直線上に乗り

$$\frac{da}{dn} = C \left( \frac{\Delta K}{B - K_m} \right)^m \quad \dots\dots\dots (22)$$

で表わされ、高張力鋼の場合には  $B$  は  $K_c$  値にほぼ一致するようである。<sup>9)</sup> なお圧縮領域では閉じたき裂が荷重を負担するため、疲労き裂の伝ば挙動はさらに複雑となる。

#### 4. まとめ

本講は機械部品の疲労強度解析にあたり必要な最近の手法について述べたもので“その 1”にあたる。“その 2”においては、本手法を用いより実際の面より機械部品の疲労強度について述べる。

# ●●●研究だより●●●

## 名古屋大学航空学科原動機研究室

名古屋大学工学部航空学科 大塚 新太郎

### 1. 研究室の沿革

現名大航空原動機研究室は昭和33年大塚が推進工学担当として名大航空学科に赴任したときからはじまった。当時、故田中敬吉教授、藤本義雄助教授（現鳥取大学教授）担当の原動機研究室があったが、田中教授の定年退官に関連する一連の人事移動で、大塚が原動機担当となった。（昭和41年）。戦前にも名大の航空には原動機関係の講座はあったようであるが、兼任教授を以て担当されて居り、はっきりした形をとっていなかったらしい。職員は教授（大塚新太郎）、助教授（杉山善幸）、助手（二日市宅、橋本孝明）、技官3名（内1名は超音速圧縮機担当）、非常勤1名の構成である。

### 2. 主な装置

大塚の赴任後直ちに空気源として190KW可変速誘導電動機駆動の単段遠心ブロアー（圧力比1.6、流量2.2kg/s）が設置され、これを用いてNGTE型高速翼列風洞（吹口250×50、最大Mach数0.8、但し吹口100×50のとき）及び風向計研究用吹出口が設けられ、また最近には船舶技研（村尾部長）から移設されたやはりNGTE型横置高速翼列風洞（吹口200×50）が実験態勢に入りつつある。

空気源について木製横置低速翼列風洞が設置された。これは10HPの超分巻モーター駆動の軸流送風機によるもので吹口は420×300、低乱風洞としても使えるものである。またほとんど同型同性能で金属製の吹出型風洞が更に作

られた。

昭和42年には特別設備費（故田中教授のご尽力による）によって超音速軸流圧縮機が設置された。これは250KWの可変速誘導電動機により240φの翼車を最大38000rpmでまわすことの出来る装置である。

以上が研究用の主な装置であるが、その他に学生実験用として石川島播磨重工製の小型ガスタービン、及び小レシプロエンジン用の小型動力計がある。後者は大塚のレシプロエンジン点火系の研究用にも流用されている。

### 3. 研究項目

当研究室の第一の研究課題は回転機の二次流れである。回転機の二次流れの理論、アスペクト比の小さい翼列の実験研究、転向角の大きい翼列の研究、二次流れ理論の実験的検証、先端すき間の二次流れの研究などが行なわれている。

第二の重要課題は超音速圧縮機の研究である。当研究室の超音速軸流圧縮機は本邦における現在可動中の数少ないものである。計測の結果、効率が思うほど高くない点が問題となり、現在その理由は動翼中の半径平衡、特に垂直衝撃波前後の半径平衡についての考慮が充分でなかったことにありと考え、理論を展開中である。

第三の課題は第二の課題に関連してスペースのせまいところでの高速気流の計測の問題である。当研究室では円柱型三孔ヨーメーターの高速特性を追及し、傾斜特性を明らかにし、またレイノルズ数の影響をも研究中である。

第四の課題は翼列の理論解法であって、過去の種々の理論解法のコンピューター化を研究している。計算が容易になったことにより、昔の手

（昭和51年1月12日原稿受付）

計算では不可能と思われていたやり方とか、計算の精密化などが可能になった反面、計算の経過を目で追うことがやりにくくなったため、思わぬところに問題点があることが発見されておどろくことがある。後縁淀み点の決定と、その附近の風速分布の全性能への影響など面倒なことがらである。

第五の課題は回転機の中の流れ（軸対称流）の流線解析法による研究である。これは第二の課題にも関連があり、又二次流れのベース・フローが軸対称流であることとも関連して重要であると思っているが、まだ緒についたばかりである。

#### 4. 教 育

大学の一つの講座であるので学生の教育指導

を行なう必要がある。学部の卒業研究として3～4名、修士課程毎年2名、博士課程毎年1名程度を引きうけることになるが、現状では人数はかなり少ない。学生は上記何れかの研究課題を教官の指導のもとに担当することになる。

#### 5. そ の 他

当研究室は現状では人員にはかなりめぐまれているが、人員削減方針の影響で学科内には技官が居なくなるというような事態にまでたち到っている研究室もあらわれており、当研究室としても将来のことは何とも言えない。その他一般維持管理費の高騰による研究費の削減に対し、諸物価上昇及び人件費の高騰から非常勤職員を整理をせざるを得ない事態等将来の研究態勢を考えなおす時点に来ており頭をなやませている。

### 日本ガスタービン学会第1回総会のお知らせ

現在、社団法人日本ガスタービン学会の設立手続きが進められており、近く認可される予定であります。同学会が発足しますと定款にしたがい、総会を開催いたすこととなります。したがって目下、下記により同学会第1回総会を下記により予定いたしておりますことをお知らせ申し上げます。

#### 記

開催日時 : 昭和51年6月4日(金)午後1時

会 場 : 機械振興会館

# 慶応義塾大学工学部ターボ機械研究室

有 賀 一 郎  
益 田 重 明

## 1. おいたち

研究室の現状についてご紹介する前に、過去の歴史についても簡単にふれて見たい。昭和21年に渡部一郎名誉教授（青山学院大学教授）が慶応義塾大学工学部に着任されると同時に、現在のターボ機械研究室はうぶ声を上げた。もっとも当時は現在の工学部の前身である藤原工業大学が創設されてから8年後、戦火により日吉校舎を失い、溝の口の工場跡に仮住まいの時代で、わずかな焼け残り物資と少ない人材とでは、研究を行なうこと自体ほとんど不可能な状態だったと聞いている。したがってターボ機械研究室と呼ばれるようになったのは、ずっと後のことである。

昭和24年に武蔵小金井に移転し、これを契機として学部復興も次第に本格化し、同時に研究室の整備も始められた。しかし、当初は限られた資材を用いて、熟といわず材料といわず手近に出来る研究は何でもやるという状態だったようで、過酷な環境の中でかろうじて命脈を保ち続けて来た工学部に、再び研究の火をともしようと努められた先人達の苦労は計り知れない。

渡部教授が前任地の東京大学航空研究所（現宇宙航空研究所）において航空原動機、特に遠心過給機の研究に主に従事されていた関係から、研究環境が整うにつれて空気機械や内燃機関に関連した問題にテーマがしばられるようになった。特に遠心圧縮機やラジアルタービンに関する研究は現在に至るまで一貫して続けられており、研究室の最も特徴的なテーマとなっている。日吉に再移転するまでの23年間にわたる小金井時代に続けられた研究室の整備拡充は、限られた研究費という最大の制約条件のもとでは容易な事業ではなかったが、この時代に現在の研究室の基礎が出来上ったといえよう。

（昭和51年1月18日原稿受付）

空気機械の研究につきものの騒音は、小金井時代の大きな悩みの一つであったが、昭和47年に工学部が長期にわたる放浪生活に終止符を打って、学部発祥の地、日吉に新校舎が完成すると同時に、全ての実験装置は防音室内に収容されることになり、騒音問題から一応は開放された。それでも移転当初は皆、相当神経質になっており、騒音計を手に深夜の街を歩きまわったりしたものだった。同時にそれまで平行して行なわれて来た2サイクル機関、H型ピストン機関、ロータリエンジン、レゾナンスチューブ、ボルテックスチューブ等の研究を切り離し、名実共にターボ機械研究室に生れ変わった。これと相前後して渡部教授が青山学院大学へ移られ日吉移転は研究室にとって、ハード的にもソフト的にも一つの大きな転機となった。

## 2. 現 状

さて、研究室の現状についてご紹介しよう。東横線日吉駅より徒歩15分、矢上台と呼ばれる丘の上の工学部新校舎の一角にある。有賀一郎教授、真下俊雄講師、水木新平兼任講師、益田重明助手、大学院生11名（博士課程2名、修士課程9名）、学部4年生15名よりなっている。学生数には毎年多少の変動はあるが、ここ数年はほこの程度の人員で研究が行なわれている。

主な研究テーマは既に述べたように遠心圧縮機およびラジアルタービンの性能改善であり、この問題を中心にテーマが設けられているが、遠心圧縮機やラジアルタービンに限らず、他の多くの流体機械にも共通して重要であり、現象それ自体流体工学的に見て興味あると思われる問題、例えば乱流境界層におよぼす主流条件や外力の影響、単純な流路内に生ずる二次流れの問題等も積極的に取り上げている。以下にその大要を紹介する。

(1) 実機に近い実験装置を用いて実際に起っ

ている現象を自然な姿で捉え、実機への速やかな応用を目的とする研究。

a) 遠心圧縮機性能特性におよぼすレイノルズ数の影響



写真1 可変レイノルズ数における  
遠心圧縮機性能試験装置

低レイノルズ数の場合に遠心圧縮機性能が低下する現象を解明し、異種ガス間の性能換算の際の資料とする目的で、性能を決定する多くの要素（摩擦損失、もれ損失、衝突損失、二次流れ損失、混合損失等）に対するレイノルズ数の影響を実験的に考察している。現在は特に、羽根車およびケーシングの壁面あらさとクリアランスを変化させて、もれ損失や摩擦損失とレイノルズ数との関係を実機を用いて測定すると同時に、モデルを用いてもれ損失の解明を行っている。

b) 遠心圧縮機翼面負荷に関する研究

羽根車子午面形状の変化やシュラウドの有無によって羽根車内の流れがどのように変化するかを、羽根車にヨーメータを装着して実測し、同時に擬三次元ポテンシャル理論と比較する。さらにこの流れがどのような原因で生じているか、またこの流れと羽根車内での全圧損失とがどのように関係しているかについて考察を進めてい

る。

c) 遠心圧縮機の低流量域における逆流現象に関する研究

遠心圧縮機を低流量域で運転した場合に羽根車入口および出口付近で生ずる逆流をヨーメータおよび熱線風速計を用いて観察し、羽根車内の流れと比較することにより、逆流の発生機構を明らかにする。現在特に入口における旋回失速の測定を行なっている。

d) 遠心圧縮機吸込管に関する研究

遠心圧縮機内の流れが羽根車入口のフローパターンによって大きく影響されることは容易に想像されるし、実際圧縮機の失速限界を改善する一つの方法として入口フローパターンの制御が行なわれている。この研究ではその制御方法の開発および入口フローパターンと圧縮機性能との関

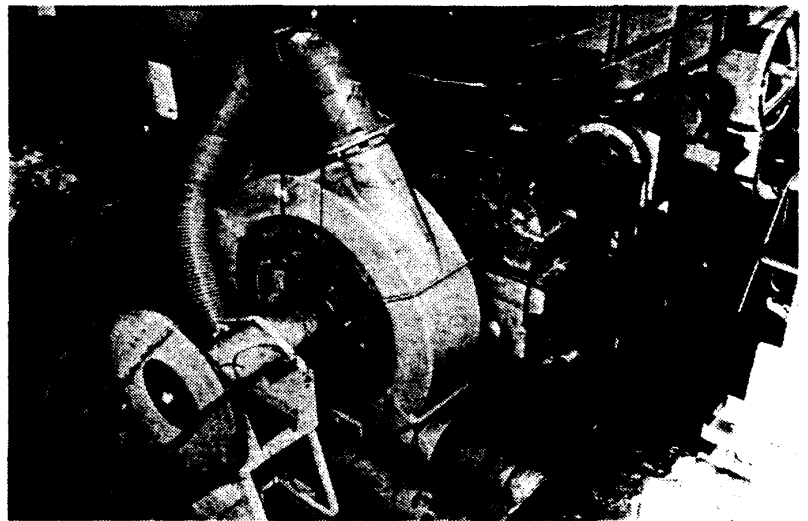


写真2 遠心圧縮機羽根車内の流れ測定装置

係を系統的に解明することを目的としている。

e) 遠心圧縮機ディフューザに関する研究

羽根車出口の不均一な流れがチャンネルディフューザ前縁付近で混合される様子を実測し、半開放部における圧力回復およびディフューザ性能におよぼす影響などについて調べている。

f) ラジアルタービン脈動流下における性能特性に関する研究

排気タービン過給機の脈動時の性能予測を目的として、平均膨張比、脈動数、圧力波形を種々に変化させ、擬定常解析の適用限界を実験的に調べる一方、ラジアルタービンを等価直管あるいはノズルに置き換えて、特性曲線法により過給機を含む排気管系の圧力波形の解析を行っている。

(2) 単純化したモデルを用いて個々の現象のより明確な把握を目的とする研究

a) 二次元せん断流に対する外力の影響に関する研究

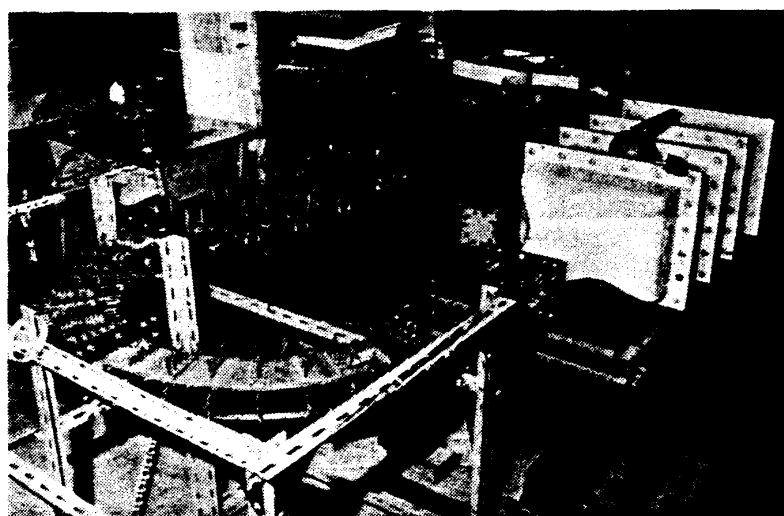


写真3 曲線流路内のせん断流実験装置

回転流路や曲線流路内の二次元せん断流には、流れに直角方向に作用する外力の影響により、流れの安定化および不安定化の傾向が現われる。この研究では回転流路内に十分な二次元性を有する乱流境界層を作り、種々のレイノルズ数と回転パラメータのもとで圧力側および負圧側の壁面附近の流れを実測して比較することにより、境界層特性や乱流構造におよぼすコリオリ力の影響を明らかにしようとしている。これと同時に静止二次元曲線流路内の乱流せん断流に対する遠心力の影響についても研究を行っている。

b) 三次元せん断流に対する外力の影響に関する研究

流れにおよぼす外力の影響としては上述の二次元的な効果のほかに、二次流れの発生という三次元効果も重要である。この研究では、曲線流路内に遠心力の作用によって生ずる二次流れと全圧損失や静圧降下との関係を明らかにするために、断面のアスペクト比、曲率半径等の幾何学的パラメータを固定し、種々の流入速度分布を与えて実験を行っている。

c) 円形翼列に関する研究

減速円形翼列のソリディティ、取付角等の翼列条件を変化させて、その性能解析を行ない、直線翼列に関して従来得られている結果を減速円形翼列に適用することの妥当性やその適用限界について検討している。

### 3. む す び

どんな場合にも流体の運動それ自体を十分に解き明かすことの出来る万能な武器は現在のところ用意されていないし、近い将来手に入る可能性も極めて少い。こうした一般的な事情に加えてターボ機械内の流れに関する問題は一般に三次元であり、しかも境界の形状や境界条件が複雑であること、粘性、圧縮性、非定常性等が問題を一層複雑にしている。このような悪条件のもとで我々は一体どのように問題に対処したらいいのか、実機を用いてこつこつと実験データをたくわえ、実際の現象を素直に促える方法と、実機をいったん離れて単純化された現象自体を見つめる方法との二本立てがはたして良い方法なのか、常日頃自問自答をくり返している。考えようによっては、問題が複雑で手に負えないという威圧感が研究の原動力になっているのかもしれない。

# 新製品紹介

## I H I ミニターボチャージャ (R H 0 6 形)

石川島播磨重工業株式会社 汎用機事業部第1設計部 宮下 猛

石川島播磨重工業株式会社では、図1に示す実用で  
きる最小の過給機R H 0 6 形を開発したので、

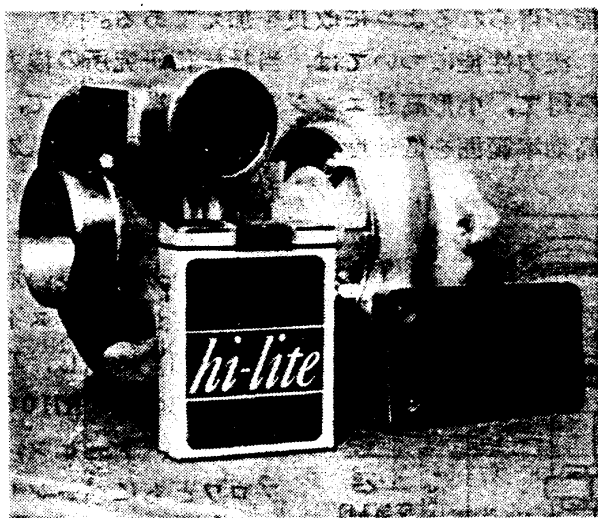


図1 R H 0 6 形過給機

その内容を説明してユーザのご利用の一助にしたい。

近年、ディーゼルエンジンの過給化は、大形は勿論のこと自動車用小形高速ディーゼルエンジンの分野にまでおよび、その普及はめざましいものがある。それは、過給エンジンが、出力

増大により出力当りの重量、容積の軽減ができること、空気量が多くなるため、燃焼が良くなり排気ガス中のハイドロカーボン・一酸化炭素などの公害排気物の防止ができること、エンジンの排気脈動が、過給機タービンで大巾に弱められ騒音も非常に小さくなること、燃焼の向上、機械効率の上昇により燃料消費量の低減、また、潤滑油消費量の低減ができ経済的であること等の多くのメリットを生ずるからである。

小形過給機メーカーの Ai Research 社の予測によれば、小形過給機（エンジン出力が約150 PS～650 PSクラス用）の世界の需要台数は、1974年は70万台あり、1978年には150万台に増大するとしている<sup>(1)</sup>この過給化の傾向は、100 PS クラスの小出力エンジンの分野にも波及しており、エンジンメーカー各社で過給エンジンが検討され、エンジン強度の改良と共に順次進められると考える。

当社では、過給機メーカーとしての長年の経験を生かし、特に高速エンジン用のラジアルタービンを用いた小形過給機を改良してきた実績をもとにR H 0 6 形を開発し、当社R H 形シリー

表1 R H 形過給機の主要目

| 要 目 \ 形式                        | RH07    | RH09    | RH10    | RH12    | RH15    | RH19      |
|---------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|-----------|
| 風 量 範 囲 $\text{m}^3/\text{min}$ | 6.5~21  | 9.5~29  | 9.5~32  | 13~35   | 22~56   | 30~90     |
| 最 高 圧 力 比                       | 3.0     | 3.0     | 3.0     | 3.0     | 3.0     | 3.0       |
| 最 高 回 転 数 rpm                   | 110,000 | 75,000  | 75,000  | 67,000  | 55,000  | 45,000    |
| 最 高 使 用 温 度 $^{\circ}\text{C}$  | 750     | 750     | 750     | 750     | 750     | 750       |
| 重 量 kg                          | 8.3     | 17      | 26      | 45 (29) | 65      | 110       |
| 適 用 エ ン ジ ン 出 力 PS              | 80~260  | 120~360 | 120~400 | 160~450 | 280~700 | 380~1,100 |

(昭和50年12月1日原稿受付)

ズ（表1）に加え、斯界に先きがけ、従来より小出力エンジンの過給化の需要に対応できる態勢を確立した。

RH06形の主要目を表2に示す。総排気量

表2 RH06形主要目

|                                 |         |
|---------------------------------|---------|
| 風 量 範 囲 $\text{m}^3/\text{min}$ | 2.5~10  |
| 最 高 圧 力 比                       | 3.0     |
| 最 高 回 転 数 rpm                   | 150,000 |
| 最 高 使 用 温 度 $^{\circ}\text{C}$  | 750     |
| 重 量 kg                          | 3.5     |
| 適 用 エ ン ジ ン 出 力 PS              | 30~140  |

2~6リットルの車輛用、建設機械用、各種動力用など広範囲の高速エンジンに適合できる。その断面図を図2に示す。全長は約200%

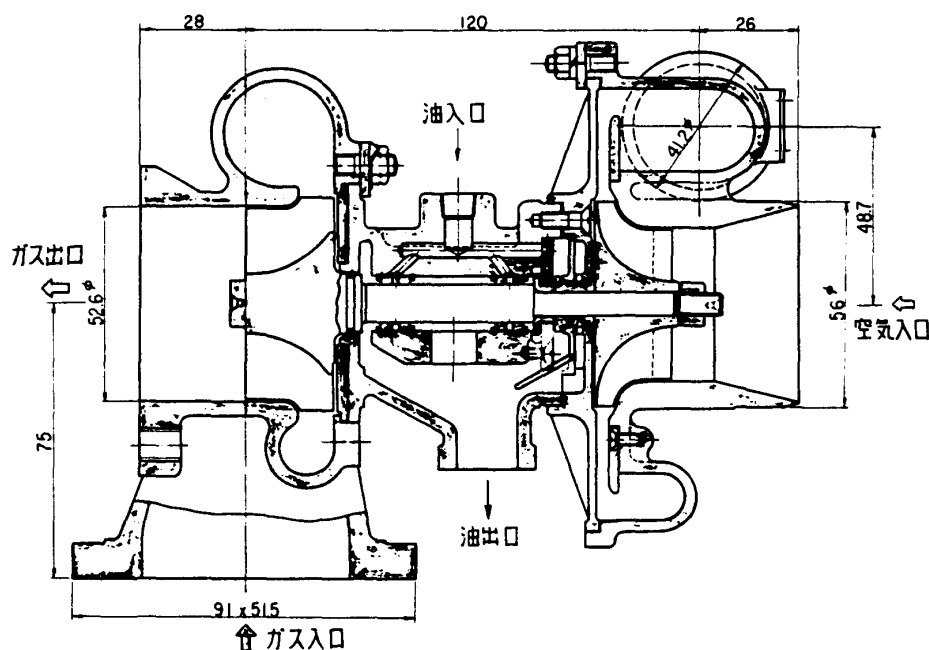


図2 RH06形断面図

重量は3.5kgで、これまで最小であったRH07形に比べても半分以上であり、超小形軽量である。回転部の慣性力も小さくエンジンへの追従性が優れている。また構造が簡単で構成部品数が少なく、容易に分解組立が可能である。

回転部の寸法は計算と実績より設計しており、適用回転範囲で安定した回転が可能である。タービン翼車は特殊耐熱鋼の精密鑄造品で、高速

度で750℃の高温ガスに対し十分な強度と耐食性を有している。ブロワインペラはアルミ精密鑄造品であり、十分な強度を有している。軸受構造は、機械損失の小さいフルフロート式であり、軸受材料は、苛酷な使用条件を考慮して銅合金材を採用している。スラスト軸受は、テーパランド軸受を用い高速で発生するスラスト力にも十分耐える構造としている。オイルシール機構は、シールリング式で耐磨耗性を考慮した構造としており、耐久性、シール性能に優れている。特にシール性能については、単独のシールテストを行い小さなスペースで、十分な性能が得られるように改良を加えてある。

流力性能については、当社技術研究所の協力を得て、小形高速エンジンの過給機用として、高効率範囲を低速度まで広範囲に計画した基本

形状をベースに、研究所で性能テストを繰り返し行い効率の良い形状を決定した。テスト装置を図3に示し、写真の下部中央にRH06形がある。タービン、ブロウともにベーンレスノズル、ベーンレスディフューザで最良の効率を得ている。ブロウ空気流量範囲を図4に示す。ブロワインペラは3種類準備しており、対象エンジンに適したブロウ性能の選択が可能である。タービンについても翼車は3

種類あり、各翼車に対し流量を変えるためケーシングを数種類用意しており、エンジンとの良好なマッチングが可能である。

生産は関連会社の石川島汎用機械株式会社で行なっている。自動機械を多く設備した量産品を対象とした工場、とくにRH形の生産ラインは流れ生産の工場レイアウトである。加工ラインの一例を図5に示す。

その他当社では、大形ディーゼルエンジン用





図3 RH06形テスト装置

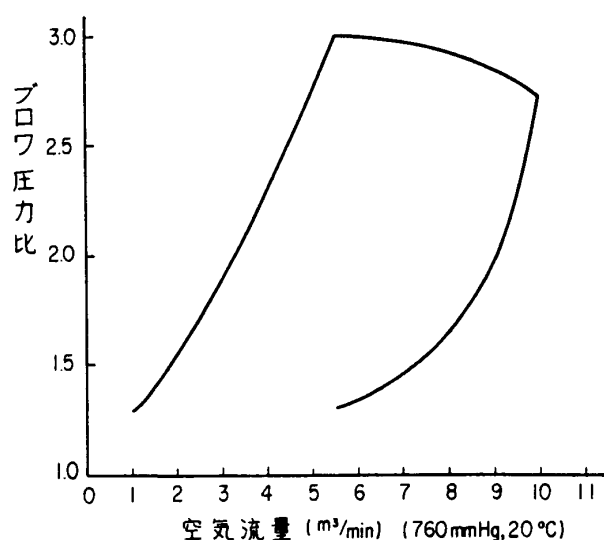


図4 RH06形ブロー空気流量範囲



図5 生産ラインの1例

としてブラウン・ボベリ社と技術提携しているVTR形シリーズを生産、販売しており、業界のすべてのディーゼルエンジンに適用可能な過給機の供給態勢が整っている。

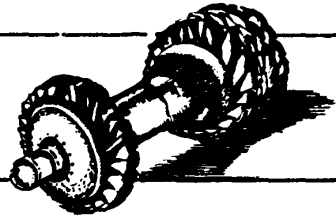
#### 参考文献

- (1) Moon, J., Diesel & Gas Turbine Progress Worldwide, (1975-8), 22

(42頁より)

このほか、とくに昭和52年度には東京において同学会の主催のもとで国際ガスタービン会議を開催することも合せ同計画案に関連し報告された。以上の件を異議なく可決した。次いで第6号議案として収支予算計画の件が議長、有賀基、阿部安雄両氏により上記、事業計画にともなう予算計画につき、資料(社)日本ガスタービン学会予算案にもとづき説明が行われた。すなわち同案では昭和51年度の歳入735万円、歳出710万円および昭和52年度の歳入803万円、歳出778万円となることが述べられた。田中英徳氏より学会発展のため編集関係の予算の増額につき、また松木正勝氏より基本財産から生じる利子の運用方法、繰越金のあり方につき各発言があり、これに対し各々応答が行われたのち、同案を満場一

致で可決した。次に、第7号議案として設立代表者選任の件に移り、同件に関し、設立発起人、渡部一郎氏より入江正彦氏を推薦したいむね提案があり、これを語り同氏を選任し、法人設立にあたっての一切の権限を委任することが満場一致で可決された。第8号議案として議事録署名人選任の件が議され、同日の議事の経過を議事録にまとめるに当り、議事録署名人2名として渡部一郎、水町長生の両氏が選任された。以上で同日の議事を終了し、設立発起人岡崎卓郎氏(日本ガスタービン会議副会長)より閉会の挨拶が述べられ、同総会は終了した。



## 日本ガスタービン会議第4期臨時評議員会

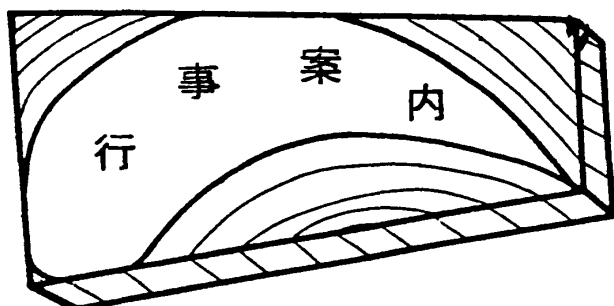
昨年11月28日(金)、東京、日比谷三井ビルにおいて、社団法人日本ガスタービン学会設立総会の開催に先立って、現在の日本ガスタービン会議の移管処置を審議するため、臨時評議員会が開かれた。すなわち同日13時より約1時間、梶山幹事の司会より進められた。まず入江会長の開会挨拶にひきつづき、評議員会の成立が確認された(現評議員70名中、当日出席者、委任状提出者合計64名で会則にしたがい成立)。ついで入江会長が議長となり次の議案が審議された。まず社団法人日本ガスタービン学会設立に関するこれまでの経緯が説明され、同学会認可発足と共に現日本ガスタービン会議を発展的に解散する件が満場異議なく承認された。ついで上記にともない、日本ガスタービン会議の会員および所有財産を新組織に移管する件が審議され承認された。これに関し、昭和50年11月28日現在、個人会員1036名、維持会員71社、学生会員5名および資産8,784,638円であることが説明された。なお学会設立認可までは日本ガスタービン会議としての活動が続くため、文部省へ提出する書類上では若干変更の可能性もあることも合わせて了解された。さらに新組織発足当初の役員に日本ガスタービン会議の現役員が就任することが運営上から必要であるとして承認された。なお任期は昭和51年度末までである。以上で評議員会の議事は終了し、最後に岡崎副会長より閉会の辞が述べられた。

### (社)日本ガスタービン学会設立総会

上記、臨時評議員会に引続き同日14時30分より社団法人、日本ガスタービン学会設立総会が開催された(司会、有賀一郎氏)。当日は折からの国鉄ストにもかかわらず57名の出席者(委任状提出者369名)があった。議事に先立ち、仮議長として同学会設立発起人、水町長生氏を選び、議事が進められた。まず同学会設立発起人代表、入江正彦氏(日本ガスタービン会議会長)より開会の挨拶が行われた。ついで同総会の議長に入江正彦氏が選出され、議長より当日の出席者数などにつき報告された。このあと以下の各議案につき、逐次審議が行われた。

まず第1号議案として(社)日本ガスタービン学会設立の件につき議長よりその趣旨および経緯が説明された。そして文部省との折衝もすすみ、このたび学会発足の機運が熟したため、同学会を設立したい旨が諮られ、満場一致でこれを可決した。ついで第2号議案として、(社)日本ガスタービン学会定款案に関する件が審議された。すでに会員に配布済みの資料にもとづき逐条説明が行われた。席上、木下昌雄氏より同第47条に関し、監事による承認の必要性についての質問があり、今後、文部省の意向を参考に処理することとし、本案を満場一致で可決した。さらに法人設立当初の役員の人選についても同件に関連して諮られ定款記載どおり日本ガスタービン会議の現役員が初年度の学会役員に就くことが承認された。なお同案は今後文部省との折衝過程において部分的に変更しなければならないときは設立代表者に一任することも合せて承認された。第3号議案としては、(社)日本ガスタービン学会細則案に関する件が設立発起人、有賀基氏より資料にしたがい逐条的に説明され、満場一致でこれを可決した。ついで第4号議案、資産の件にうつり、まず議長よりこの法人設立のため、日本ガスタービン会議会長より現金8,784,638円の寄付申込がある旨報告され、これを受入れることが承認された。次にこれを基に構成された本会の財産目録にもとづき、設立発起人、有賀基氏および同阿部安雄氏より説明が行われた。同件につき資料の一部を訂正の上、満場一致でこれが可決された。第5号議案、事業計画の件では、議長および有賀基氏より資料にもとづき昭和51年度、昭和52年度の事業計画として研究発表会・学術講演会・技術懇談会の開催、わが国におけるガスタービンの生産統計作成および学会誌刊行などが予定されているむね説明された。(41頁に続く)

\*同金額は11月28日現在の日本ガスタービン会議の資産であり、日本ガスタービン学会認可発足までは日本ガスタービン会議としての運営に必要な経費が同額中より支出されるため、最終的に変更される予定である。



## 第4回定期講演会プログラム(予定)

日 時 昭和51年6月4日(金)

場 所 機械振興会館

参加登録費 2,500円(事前登録4月末日までは  
2,000円)

### 第1室

〔午前〕 座長 高田浩之

1. ファンエンジン用高圧圧縮機の研究  
\* 大山耕一, 菅原昇, 田村敦宏(航技研)
2. 高過給遠心圧縮機の性能向上の研究  
\* 長田文一, 野村滋郎(三菱重工)
3. Compresx に関する一考察  
筒井康賢(東大大学院)
4. 消音ダクトによるファンエンジン低騒音化の研究  
\* 小林紘, 鳥崎忠雄, 渡辺実, 武田克己(航技研)
5. 高速回転するラビリンスシールの漏れ特性(続報)  
小茂鳥和生, 三宅罔博(慶大)

〔昼休〕

○総会 別記参照

○特別講演 「ファンエンジンの研究開発」  
松木正勝, 鳥崎忠雄(航技研)

〔午後〕 座長 須之部量寛

6. ガスタービン静翼材 Co 基铸造合金の高温腐食抵抗および機械的性質に及ぼすクロム浸透処理の影響  
原田良夫, \*辻一郎, 河合久孝(三菱重工)
7. タービン用セラミック材の高温スピンテスト  
\*佐藤晃(トヨタ), 米屋勝利(東芝)
8. 二軸式ガスタービンシュラウド付動翼の振動強度解析  
日浦治也, \*梅村直, 田中重穂(三菱重工)
9. 超小形過給器の開発  
発表者未定(石川島播磨)

### 第2室

〔午前〕 座長 平山直道

1. ガスタービン燃焼器の燃焼生成ガスに関する研究  
\* 川口修, 佐藤豪, 南清志(慶大)
2. ガスタービン缶形燃焼器の排気特性  
\* 齊藤隆, 鈴木邦男, 山田秀志(航技研), 酒井規行(川重)
3. ガスタービン燃焼器の内部ガス測定結果(Ⅲ)  
\* 鈴木邦男, 齊藤隆(航技研)
4. ガスタービン燃焼器の NOx 低減研究(第4報)  
NOx 生成に及ぼす諸条件の影響  
中原崇文, \*萬代重実, 佐藤亘男, 五良哲雄(三菱重工)
5. 大型車両用ガスタービンの燃焼器の開発  
\* 半田統敏, 田中茂, 阿知波清次(日産)

〔昼休〕

〔午後〕 座長 鳥崎忠雄

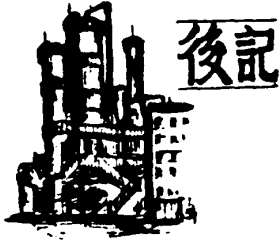
6. リターンフロー形蒸気対流冷却翼の性能計算法  
小幡正一(石川島播磨)
7. 赤外線カメラによる冷却動翼の表面温度分布  
\* 塩田祐次, 長島義悟, 坪井俊雄(三井造船)
8. タービン翼面の熱伝達率  
古閑昭紀, \*相沢協(東芝)
9. プレートフィン付熱交換器の性能  
吉永洋一(日立機研)
10. オフロード用ガスタービン・ダンプトラックのフィールドテスト  
\* 田村武弘, 阿部隆司, 塩谷治雄, 清水保克(小松)

### 懇談会のお知らせ

定期講演会終了後, 会員各位の親睦をはかりさらに講演者を交えて親しくご懇談頂くため, 下記のように懇親会を開催いたします。お誘い合わせの上お気軽にご参加下さい。

### 記

時 間 : 講演会終了後(5:30~7:30)  
場 所 : 機械振興会館 67号室  
会 費 : 2,000円



## 研究発表についての一つの提案

編集幹事 小茂鳥 和 生

本会の研究発表の場である第4回定期講演会が今年も来る6月4日、東京、芝の機械振興会館で開かれる。これが本会の最も重要な行事の一つであることは言うまでもないが、事実第一回以来、全会員の1/4が集るという他の大学会にもめったに見られない盛会が続いていることはまことに喜ばしい。

ところで、これら「研究」の質と量、及びその発表のし方、受け取り方について反省してみることも必要であろう。ここで、前二者については他日取りあげるとして、今回は後の二つ、すなわち研究の発表と、それを受取る場としての学会のあり方について考えてみよう。

筆者は研究する側の一人であるが、研究者として、研究発表は先ず第一に priority の確保というかなり個人的な意味を持つが更に工学の研究である限り実用の場で大いに活用されてほしいという願いが、研究発表の意欲の駆動力であることも間違いない。またそれがあってこそ priority も本来の意味を持つのであろう。とすると学会は研究という seeds を集め、それを蒔く場であるが、同時にそれが芽を出し、育ち、その果実が取り入れられるのをたすけるという機能をも要求されることになる。これは講演会を主催し、論文誌を発行するという学会の事業によってはたされる。

一方 needs を持つ側はその必要とする果実を摘み取るために講演会の席に集るのであろうが、さらにどのような seeds が必要かを研究者の側に伝えることも重要である。すなわち seeds を蒔く側と、needs を持つ側とが一堂に会し、両者が協力して種子の皮を破り、水を与え、陽光にさらすという作業を協同してはたす場が学会の講演会であろう。さらに多くの講演の中から良い seeds をえらび出し、より広く散布する役をはたすのが論文誌であろう。こ

れらの点から見るとガスタービン会議は十分に学会としての機能をはたしているか否かについて若干の疑問が生ずる。

まず論文を集めるという面から考えると、その源流は1000人の会員にすぎず、論文の数も少なく、内容も限定される。そこでこれをもっと広げて、広い意味でのガスタービンに関する研究である限り広く会員外の、また表面的には研究領域の異なる研究者にも開放することを先ず提案したい。そうすることによって、ガスタービン研究により多くの、斬新な着想を持ち込み、類形的研究を打破することが期待できるであろう。ASME や SAE など諸外国ではメンバー外の講演を認める学会が多いのに、わが国ではこれがほとんど無いようである。新しい学会である本会が卒先して「開かれた学会」として、多くの優秀な論文を集めることにふみ切りたいものである。

次に討論について一言したい。講演会での討論、質問はとにかくその場限りになり易い、時間的にも意をつくし難い。そこで学会誌上の論文（これは今後大いに充実させるべきと思うが）は勿論、講演論文に対する討論、あるいは質問の場として本会誌の頁を定常的に提供することを提案したい。普通ある論文に疑問の生ずるのは具体的な必要があって、熟読したときであり、大ていは個人的に質問をすることになる。しかし同じような疑問は大てい複数の読者において生ずるし、又著者も適切な討論により裨益されるところが多い。したがって討論を公開の場で行なうことにより、討論者との共著として当論文の価値も一そう高くなろう。

以上二つの提案はそれ程新しい事ではないが、わが国の諸学会では行なわれること少ないように思われる。御賛同を得てふみ切りたいものである。大方の御意見を是非御聞きしたい。

# “ 1977年国際ガスタービン会議東京大会 ”

## 論 文 募 集

1977年国際ガスタービン会議東京大会  
組 織 委 員 会

日本ガスタービン学会 (GTSJ), 日本機械学会 (JSME) ならびに米国機械学会 (ASME) は, 三者共催で来る1977年5月, 東京において表記“1977年国際ガスタービン会議東京大会”を開催することになりました。JSME ならびに ASME は, 既に1971年10月第1回の“1971年国際ガスタービン会議東京大会”を開催し, 多大の成果を収めており, これを契機として日本ガスタービン会議 (GTCJ) が発足いたしましたことは, 既にご承知の通りで, 今回の東京大会は前回に引続きその第2回に相当します。

本東京大会の目的は, 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の最新情報を交換することにより, この分野の今後の発展に役立てようとするものです。

下記要領によって論文を募集しますので, 奮ってご投稿下さるようお願いします。

### 記

- I 日 時: 1977年5月22日 (日) ~ 27日 (金)
- II 場 所: 東京芝公園, 東京プリンスホテル
- III 論文内容: ガスタービン (排気タービン過給機を含む) に関する基礎から応用までを含めた学術ならびに技術論文, 例えば
  - Aerodynamics in Turbomachinery
  - Fuel, Combustion & Heat Transfer
  - Strength, Vibration & Dynamics
  - Materials & Manufacturing Technology
  - Control & Instrumentation
  - Components & Auxiliaries
  - Performance, Reliability & Maintainability
  - New Application of Gas Turbineなどに関する論文で, とくに下記関係の論文を歓迎します。
  - Environmental Problems
  - Energy Problems
  - High Temperature Turbinesなお論文は未発表のものを原則としますが, 一部既発表のものを含んでも総合的にまとめたものは差し支えありません。
- IV 講演時間: 一論文につき発表20分, 討論20分を予定しています。
- V 使用言語: 論文は英文とします。GTSJ および JSME 経由\*の論文の口頭発表および討論には, 日・英両国語の何れをも使用でき同時通訳を予定しています。〔※Ⅶ項参照〕
- VI 講演申込者: 講演申込者は講演者とし, 講演申込みは1人1題目に限ります。
- Ⅶ 申込方法: 論文発表の申込みは下記のGTSJ, JSME ならびに ASME の3ルートの何れを通じても行なうことができ, 申込み資格の制限はありません。  
(なお申込先の選択についてはX項と関連がありますのでご注意下さい。)

(1) G T C J 経由

a) 申 込 先：日本ガスタービン会議

〒160 東京都新宿区新宿3-17-7

紀伊国屋ビル，慶応工学会内 Tel 03 (352) 8926

b) 申込要領：申込用紙<sup>註)</sup>に必要事項を記入の上1976年5月31日までに上記宛申込むこと。

(2) J S M E 経由

a) 申 込 先：日本機械学会

〒151 東京都渋谷区代々木2-4-9

三信北星ビル5階 Tel 03 (379) 6781

b) 申込要領：申込用紙<sup>註)</sup>に必要事項を記入の上1976年5月31日までに上記宛申込むこと。

(3) A S M E 経由

詳細については下記にお問合せ下さい。

Kenneth A. Teumer

Manager, Sales and Service

Engine & Turbine Controls Division

Woodward Governor Co.

1000 E. Drake Road

Fort Collins, Colorado 80521

U.S.A.

Ⅶ 投稿手続：G T S J および J S M E 経由の論文申込に対しては，添付の申込書受領後直ちに，本組織委員会より論文概要執筆要領および原稿用紙をお送りしますので，図表を含め4000字（和文）程度の論文概要を1976年6月30日までに送付して下さい。A S M E 経由の論文はA S M E の規定に従います。

K 採 否：論文発表の採否は，本組織委員会において，提出された論文概要について審査の上，1976年8月上旬までに第一段階の採否を通知します。第一段階での採用内定論文については，内定通知の際に，本論文執筆要領および同原稿用紙を同封しますので，これに従って1976年10月15日までに所定の英文論文を提出して頂きます。提出された英文論文について組織委員会において最終審査を行い，その結果を1976年12月中に通知します。

X 発表後の論文の取扱い：本東京大会終了後，発表された全論文を収録したProceedings を発行する予定です。そのほか

(1) G T S J 会員のG T S J 経由の論文は，正規の手続を経てG T S J 会報に和文論文として投稿できます。

(2) J S M E 会員のJ S M E 経由の論文は，J S M E の一般の講演会にて発表された普通講演と同様，同学会の正規の手続を経て，J S M E の和文論文集に投稿することができます。ただしBulletin of the J S M E に投稿することはできません。

(3) A S M E 経由の論文はA S M E の規定に従います。

註) 申込用紙の請求及び本件に関する不明の点については，日本ガスタービン会議内，  
“1977年国際ガスタービン会議東京大会”組織委員会宛お問合せ下さい。

## 1977国際ガスタービン会議東京大会組織

### 1) 組織委員会 (1975年10月30日発足)

委員長 渡部 一郎 (青山学院大学)

副委員長 入江 正彦 (三井造船) 永野 治 (石川播磨重工業)  
岡崎 卓郎 (東京大学) 水町 長生 (東京大学生産技術研究所)  
岡村 健二 (三菱開発) 山内 正男 (航空宇宙技術研究所)  
棚沢 泰 (豊田中央研究所)

### 2) 実行委員会

委員長 水町 長生 (東京大学生産技術研究所)

副委員長 井口 泉 (防衛大学校)

|    |           |           |
|----|-----------|-----------|
| 委員 | 阿 部 安 雄   | 佐 藤 玉 太 郎 |
|    | 青 木 千 明   | 妹 尾 泰 利   |
|    | 有 賀 一 郎   | 田 中 英 穂   |
|    | 有 賀 基     | 高 瀬 謙 次 郎 |
|    | 猪 木 恒 夫   | 高 田 浩 之   |
|    | 一 色 尚 次   | 竹 矢 一 雄   |
|    | 大 沢 浩     | 土 屋 玄 夫   |
|    | 梶 山 泰 男   | 平 山 直 道   |
|    | 木 下 啓 次 郎 | 松 本 正 勝   |
|    | 久 保 田 道 雄 | 山 本 巖     |
|    | 小 茂 鳥 和 生 | 吉 識 晴 夫   |
|    | 佐 藤 豪     |           |

## 会 報 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. 会報は刷上り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  
日本ガスタービン会議事務局  
(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。ただし会報への掲載は投稿後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 会 議 会 報

第 3 巻 第 12 号

昭 和 51 年 3 月

編 集 者 小 茂 鳥 和 生

発 行 者 入 江 正 彦

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 会 議

〒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



## 会 報 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. 会報は刷上り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  
日本ガスタービン会議事務局  
(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。ただし会報への掲載は投稿後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 会 議 会 報

第 3 巻 第 12 号

昭 和 51 年 3 月

編 集 者 小 茂 鳥 和 生

発 行 者 入 江 正 彦

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 会 議

〒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

## 会 報 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. 会報は刷上り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  
日本ガスタービン会議事務局  
(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。ただし会報への掲載は投稿後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 会 議 会 報

第 3 巻 第 12 号

昭 和 51 年 3 月

編 集 者 小 茂 鳥 和 生

発 行 者 入 江 正 彦

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 会 議

〒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

