随筆

1号ガスタービンの思い出

安全科学研究所会長　中　田　金　市

ガスタービン機関車を作ろうという話がでたのは，昭和２２年の終りか２３年の始め頃だったと思う。中央航空研究所が敗戦によって廃庁になり，相当数の研究者が鉄道技術研究所に移った。この人達にふさわしい研究を探していて，アメリカでガスタービン機関車を試作しようとしている事を雑誌で知った。スイスではすでに動いていることも分った。当時蒸気機関車は燃料が悪かったせいか，蒸気の圧力が上らずトンネル内でエンコして，機関士が人事不省に陥る事故があったりして，新しい機関車を開発する好期だと思った。それに，旧中央航空研究所の職員を預る時に，鉄道技術研究所の中原所長に「今は航空研究は差し止められているが，いつか必ず再開の時が来る。この人達は航空界に取ってはかけがえのない人達だから，将来に備えての研究を考えてやってくれ。決してダダクサに使ってはならない」と言われていたので，この研究はこの人達に取って最もふさわしいものと考えた。蒸気機関車の熱効率は５％程度である上，２時間置き位には水を補給しなければならないので，ガスタービンのように水が不用であるということは大変なメリットであった。強敵は電気機関車の熱効率１７％であるが，この方は架線及び変電設備を所々に設けなければならないというデメリットがあったので，熱効率が１７％ぐらいは簡単に突破できるだろうと思った。

研究には，コンプレッサ，タービン及び燃焼器の３つの部分を単独に研究出来る設備の他に，研究の成果を取り入れて綜合試験ができるガスタービンがどうしても必要であった。新しく設計して作るとなるとどうしても２～３年はかかるので，どこかに適当なものは無いかと探したところ，幸いにも石川島芝浦タービンに１つあることが分った。終戦時工場の一隅に埋めたというのを掘り出して貰ったところ，傷みも僅かで修理可能と分った。この修理と，いろいろの研究設備を作る費用はたしか２００万円だった。勿論鉄研にそんな金がある筈はなかったが，中原所長は「本省から貰ってくるよ」と簡単に引き受けて下さった。その上，「ガスタービンの研究には盲判を押すから何でも持って来てくれ」といわれてめずらしく太っ腹の所長に感心したものだった。

研究には我々だけでなく，全国的に呼びかけて，ガスタービンに興味を持っている方にはやっていただく事にした。そのために，耐熱材料，性能．文献の３つの委員会を作って，それぞれ興味のある分野で連絡を保ちながら知識の交換に努めた。文献は仲々入手し難い時期だったが，各会社には，外国の会社との関係で，我々には入手し難い資料も入って来ていたので，それを提供して貰って複写して分配したので，この委員会は一番人気があり，いつまでも続いた。

試験用のガスタービンの修理は昭和２４年に完了した。日本で最初の陸用ガスタービンなので，潜越ながら１号ガスタービンと名付けた。三鷹の中央航空研究所は賠償地域ということで，床を変更しなければならないような実験は不許

（昭和50年8月25日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

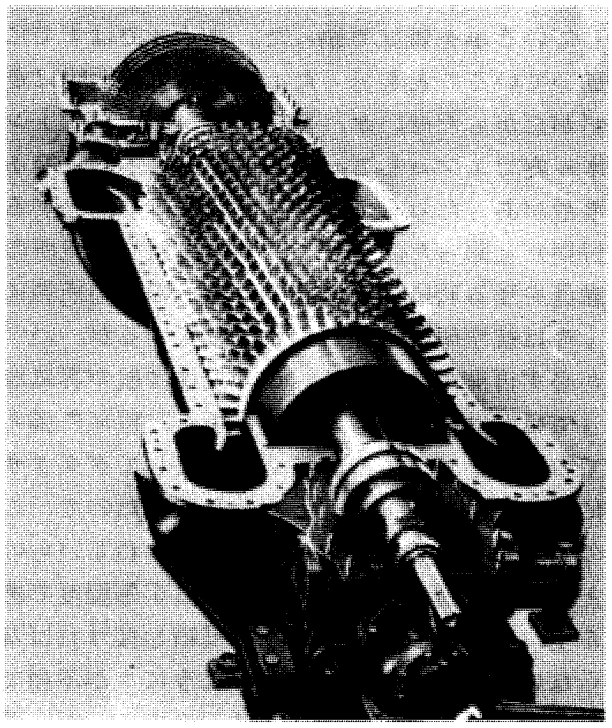
可であったので，石川島芝浦タービンの工場の一隅を貸して貰い，ここで性能運転や耐久運転をやった。むつかしかったのは予想通り燃焼器で内筒はいくつも作りかえた。次に出て来たのはタービン翼に対するバナジウムアタックの問題であった。このためにどんな抵級燃料でも使える筈のものが，蒸溜したものでないと駄目だと分ってガッカリした。おまけに1号ガスタービンの熱効率が12％内外と出て，とても電気機関車に太刀打できないことが分った。どんなに時間がかかっても，出来合いのものでなく，自分等で設計したものを作ってやるべきだったと，誰にも言わなかったが，私一人後悔したのであった。

そのうち，鉄道は国の機関から分離して日本国有鉄道という特殊法人になり，独立採算の立前となったので，ガスタービンのようなものは国の研究機関でやるべきだということになり，昭和25年に発足した運輸技術研究所の原動機部で研究を続けることにきまった。機関車関係の研究は国鉄について行った鉄研でやるから，運輸省としてはむしろ船用のガスタービンの研究をやるべきだということで，2号ガスタービンは舶用のものとすることになったが，これは本題とは関係がないので省く。1号ガスタービンは今三鷹の船舶研究所の一隅で非常電源用として余生を送っている筈である。

後記　末尾にお述べのとおり1号ガスタービンは只今船舶技術研究所に設置してあります。本機は戦時中に高速艇のエンジンとして計画されたもので，終戦時には未完でしたが，手を加えた結果研究用として充分に活用された上，試運転によって発生する電力を工場に供給して当時の逼迫した電力不足を切抜ける一助ともなりました。写真，資料は小茂鳥氏の御提供によるものです。（須之部記）

表1　1号ガスタービンの要目

全　長	11,150 mm	
全　高	1,619 mm	
全　巾	2,074 mm	
重　量	19,800 kg	（発電機共）
回転数	5,500 rpm	（タービン）
	3,000 rpm	（発電機）
出　力	2,200 HP	
空気流量	22 kg／s	
圧力比	3	
燃料消費量	1,000 kg／Hr	
タービン	衝動形4段	
ガス温度	650℃（タービン入口）	
圧縮機	軸流形20段	
燃焼器	直流形2個	
減速装置	マーグ式ハスバ歯車	
発電機	2極3相同期発電機	



空気圧縮機ロータ及びタービンロータ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

論説・解説

窒素酸化物発生の基礎理論

東海大学産業科学研究所　佐　野　妙　子

大気汚染物質として問題になっている窒素酸化物（NO，NO_2 等）は燃料を空気中で燃焼させる限り，その量の多少にかかわらず必ず生成するやっかいな物質である。窒素を含む燃料では，含まれている窒素が酸素と結合して一酸化窒素（NO）となるのはもちろんであるが，窒素を含まない燃料においても，高温の燃焼ガス中で空気中の窒素（N_2）と酸素（O_2）とが結合してNO となる。このような燃焼に伴い生成するNO の生成・消滅挙動，あるいは排出量は燃料の種類，燃焼の状態，排出過程などさまざまな条件によって左右される。これらの問題に対して，実験的には，Meker type バーナ[(1),(2)]やporous plate バーナ[(2)〜(5)]などを用いた火炎構造が比較的簡単な火炎や jet-stirred reactor[(6)]，shock-tube[(7)]などを用いての基礎的な研究から実機[(8)〜(11)]を対象とした実用的な研究に至るまで多くの研究がなされてきている。

理論的には，反応性多成分系混合気体の質量，運動量，およびエネルギ方程式を解くことにより解析出来るが，火炎構造の簡単な火炎と云えども，燃焼過程を流体力学的，反応動力学的に完全に記述出来るまでに至っていない。まして，ガスタービン燃焼器のような実機では，その燃焼過程は非常に複雑であり，不明の要因が多い。そこで，このような実機では，燃焼過程を簡単にモデル化（物理的）して反応動力学的に解析する試みが多くの人々によってなされており[(11),(13)]，多くの問題点もあるが，ある程度の成功を修めている。

火炎構造が比較的簡単な火炎を対象とした場合には，輸送現象を無視して，一次元現象として反応動力学的に解析しても，実際の現象をかなり良く説明し得る場合が多い。この場合は，NO の生成，消滅の反応機構，それらの反応に及ぼす諸因子の影響などについて調べられている。

そこで，ここでは，主に炭化水素燃料の燃焼に伴い生成するＮＯ，NO_2 の挙動についての生成，消滅の反応機構および生産量を求める場合の理論計算法などについて述べることにする。

NO 生成の大体の傾向は熱力学的計算により求められる平衡濃度から知ることが出来る。一例として，図１には正一オクタン（$n-C_8H_{18}$）――空気の定圧燃焼時（$p=1$ atm）におけるNO の平衡濃度を当量比（ϕ）をパラメータとして火炎温度に対して図示してある。図中,$\triangle H=0$％として点線で結んであるのが断熱火炎温度（T_c）における値であり，$\triangle H=10$％，２０％は火炎からの熱損失が１０％，２０％あったと仮定した場合の火炎温度での値である。NO の生成は温度，当量比に非常に依存しており，高温になるほどNO の生成量は増大する。当量比についても，$\phi=0.84$ あたりに平衡濃度の最大値があり，燃料過濃側（$\phi>1.0$）では急激に濃度が減少している。このように,NO の生成をおさえるためには，出来るだけ火炎温

（昭和50年９月１日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

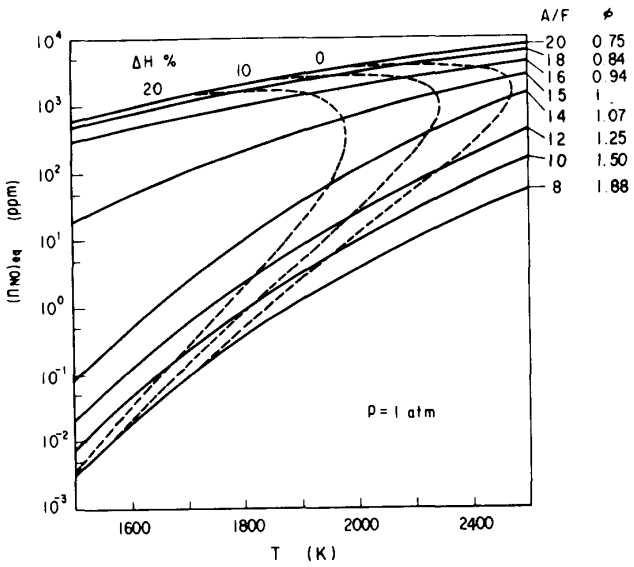


図1 NO の平衡濃度

度を下げることであり，火炎温度を下げるための水噴射，燃焼ガス再循環は有効な方法である。

窒素を含む燃料の燃焼では燃料中のNが燃焼過程でNO へと変換され（Fuel NO とも云われる）るが，窒素を含まない燃料でも，高温の燃焼ガス中で空気中のN_2 とO_2 とが結合してNO となる（Thermal NO とも云われる）。両者の生成の反応機構は異っており，後者の Thermal NO の生成の反応機構はある程度明かになっているが，前者の Fuel NO の生成機構はほとんどわかっていない。

1. 窒素を含まない炭化水素燃料の場合

高温の燃焼ガス中でのNO の生成を考える場合，本来は炭化水素燃料の燃焼の反応機構，すなわち，炭化水素の酸化反応機構を知る必要がある。しかし，炭化水素の酸化反応機構はメタンなど簡単な炭化水素でさえ素反応過程の速度定数に不確かな点があり，もっと複雑な炭化水素にいたっては，単体と云えどもその反応過程はまったくわかっていないと云ってよい。

燃料希薄側での燃焼の場合には，NO の生成はおそく，主要の燃焼反応がほぼ終った火炎後流での反応を考えることにより充分説明出来ることが確められている。燃料過濃側になるにつれて，火炎内あるいは火炎近傍での急速な NO の生成（prompt NO）があることが認められており，この場合には火炎後流のみでNO の生成を考えるわけにいかない。図2には，プロパン－空気燃焼時の火炎内のNO の生成量および

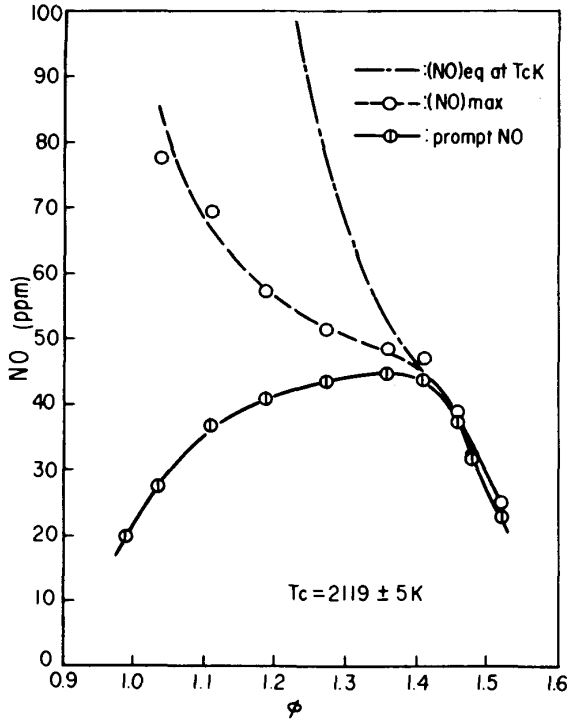


図2 NO の生成挙動

火炎後流でのNO の最大値の実測値，火炎温度における平衡値が示されている。[4] $1 \leq \phi \leq 1.4$ では prompt NO がかなり生成するが，火炎温度に対応する平衡値より低いため，さらに火炎後流でもNO は生成している。$\phi > 1.4$ では，prompt NO が火炎温度における平衡値に等しい量生成するため，火災炎流でのNO 生成がほとんどない。このように，NO 生成は当量比によりその挙動は異り，NO の生成が主に火炎後流で行われる混合領域（$\phi < 1.0$），火炎内あるいは火炎近傍で生成される領域（上図では，$\phi > 1.4$），その両方の生成がある領域（上図では $1.0 \leq \phi \leq 1.4$）に分けられる。火炎後流でのNO の生成と火炎内あるいは火炎近傍での生成とはその反応機構は異ったものであると考えられている。

1. 火炎後流でのNO の生成－反応機構および数値計算法

1－1－1 $\phi < 1$ の場合

燃焼ガス中では，空気中のN_2 とO_2 が高温

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

のため，N原子，O原子に解離し，これらの分子，原子や燃焼生成物であるOH基が次の式で表わされる反応を行いNOが生成すると考えられている。

$$O + N_2 \underset{k_{-1}}{\overset{k_{+1}}{\rightleftarrows}} NO + O \qquad [1]$$

$$N + O_2 \underset{k_{-2}}{\overset{k_{+2}}{\rightleftarrows}} NO + N \qquad [2]$$

$$N + OH \underset{k_{-3}}{\overset{k_{+3}}{\rightleftarrows}} NO + H \qquad [3]$$

この三つの反応を総称して拡大Zeldovich機構と呼び，$\phi < 1.0$では，主に[1]，[2]の二つの反応（Zeldovich機構と呼ぶ）によりNOの生成が充分に説明出来ることが確められている。従って，NOの生成量を理論的に求めようとする場合，各成分濃度（mol／cm³）を〔 〕で表わすと，NOの単位時間あたりの生成量は

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{+1}[O][N_2] + k_{+2}[N][O_2] + k_{+3}[N][OH] - [NO] \times (k_{-1}[N] + k_{-2}[O] + k_{-3}[H]) \qquad (1)$$

で求められる。火炎後流では，炭化水素は完全に燃焼し，その主成分はCO，CO_2，H，H_2，H_2O，N，N_2，NO，O，O_2，OHの11成分と考えてよい。H，N，O，OHなどの原子，遊離基についての実測値はみわたらないが，CO，CO_2，H_2，H_2O，N_2，O_2などの安定成分については火炎帯直後では平衡値から多少はなれているが，後流ではほぼ平衡値に達していることが報告されている。[4] 又，メタンの空気による酸化反応においても，N，NO以外の成分は火炎帯近傍でほぼ平衡に達することが理論的に求められている。[14] 従って火炎後流ではN，NO以外は平衡にあるとしてNOの生成量を求めることが出来る。N原子については，NO同様，火炎帯近傍で平衡に達してはいないが，その濃度が他成分にくらべて10^{-3}～10^{-4}倍ほど低く，Nの初期値のNO生成量に与える影響は初期においては大きいが，後流になるにつれてその差は小さくなることが多く，このような場合には初期値として平衡濃度やN原子の準定常近似を適用することが出来る。N原子濃度の準定常近似は，N原子濃度が他成分濃度より低いこと，N原子の生成，消滅が主に反応[1]，[2]，[3]によっていると考えると，$d[N]/dt = 0$から求められる。N原子濃度に準定常近似を適用することによって，NOの生成量は充分に説明され得ることが報告されているが[4],[5]，計算条件（実験条件）によっては適用出来ない場合もあるので，その適用には慎重な取り扱いが必要である。

火炎後流での温度変化がある場合には，その温度変化に追随して，全成分の組成変化を表1[15],[16]に示した素反応式をすべて考慮し（NO_2，N_2O成分を考える必要のないときには，これらの成分の関与する式を考慮する必要はない）計算すればよい（full kinetics法と呼ぶことにする）。

しかし，すべての組成を反応動力学的に求めていくのでは計算時間が非常にかかるので，実測点ごとに実測温度に対応した平衡濃度を計算し，その濃度を用いてNO生成量をZeldovich機構で計算する方法，各点で，安定成分であるCO，CO_2，H_2，H_2O，O_2，N_2濃度を測定し，表1の素反応式中正逆反応速度の比較的大きい反応，たとえば，$OH + H \rightleftarrows H_2 + O$，$OH + O \rightleftarrows O_2 + H$，$OH + H_2 \rightleftarrows H_2O + H$に平衡を仮定し，O，OH，H濃度を求め（部分平衡近似の適用），拡大Zeldovich機構によりNOの生成量を求める方法などがある。N原子に準定常近似を適用するときと同様，部分平衡近似適用には慎重な取り扱いが必要である。理論計算をする場合，火炎温度として実測温度を使用するとき，温度測定の不確かなため，NO濃度の理論値と実測値とが一致しない場合がある。図3に，$n-C_8H_{18}$－空気混合ガスの火炎後流におけるNOの生成挙動を示す。実線が，断熱火炎温度におけるNO値であり，点線が同じ初期濃度について，火炎温度を±15K変化させて計算した値である。このように，温度測定誤差により，NO生成量に大きな差が生ずるため，温度測定の精度を1％以内にすることが必要である。[15]

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

表1 反応式と反応速度定数 $k_{\pm j}=AT^{n}\exp(-E/RT)$

j	反応	k_{+j}			k_{-j}		
		A	n	E	A	n	E
1	$O+N_2=NO+N$	6.63×10^{13}		75050	1.55×10^{13}	0.0	0
2	$N+O_2=NO+O$	8.98×10^{9}	1.0	6520	1.95×10^{9}	1.0	38440
3	$N+OH=NO+H$	4.20×10^{13}	0.0	0	1.20×10^{14}	0.0	48480
4	$N+O+M=NO+M$	6.44×10^{16}	−0.5	0	7.95×10^{16}	−0.35	150030
5	$N_2+M=N+N+M$	1.89×10^{18}	−0.85	224950	5.65×10^{17}	−1.06	0
6	$H+O_2=OH+O$	2.24×10^{14}	0.0	16800	1.30×10^{13}	0.0	0
7	$O+H_2=OH+H$	1.74×10^{13}	0.0	9450	7.33×10^{12}	0.0	7300
8	$H_2+OH=H+H_2O$	2.19×10^{13}	0.0	5150	8.41×10^{13}	0.0	20100
9	$O+H_2O=OH+OH$	5.75×10^{13}	0.0	18000	5.75×10^{12}	0.0	780
10	$H_2+M=H+H+M$	2.23×10^{12}	0.5	92600	3.24×10^{18}	−1.2	0
11	$O_2+M=O+O+M$	1.78×10^{18}	−1.0	117960	2.62×10^{16}	−0.84	0
12	$OH+H+M=H_2O+M$	8.40×10^{17}	−0.46	0	3.52×10^{17}	0.0	118540
13	$CO+OH=CO_2+H$	5.60×10^{11}	0.0	1080	1.13×10^{14}	0.0	25120
14	$NO_2+M=NO+O+M$	1.41×10^{21}	−1.31	71860	1.88×10^{20}	−1.63	0
15	$NO_2+O=NO+O_2$	7.65×10^{12}	0.0	430	1.90×10^{12}	0.0	46630
16	$NO+NO+O_2=NO_2+NO_2$	7.95×10^{9}	0.0	0	3.23×10^{12}	0.0	26250
17	$NO_2+H=NO+H$	3.50×10^{14}	0.0	1470	5.68×10^{12}	0.0	30950
18*	$NO+HO_2=NO_2+OH$	3.02×10^{12}	0.5	2400	1.55×10^{12}	0.5	6560
19	$N_2O+H=N_2+OH$	7.60×10^{13}	0.0	15100	2.00×10^{12}	0.0	78280
20	$N_2O+O=NO+NO$	5.17×10^{13}	0.0	26310	1.55×10^{12}	0.0	64680
21	$N_2O+O=N_2+O_2$	5.17×10^{13}	0.0	26310	3.27×10^{13}	0.0	107750
22	$N_2O+M=N_2+O+M$	2.00×10^{15}	0.0	61000	4.83×10^{13}	0.0	22540
23	$H+O_2+M=HO_2+M$	1.5×10^{15}	0.0	−990	2.19×10^{15}	0.0	45790
24	$H+HO_2=OH+OH$	2.5×10^{14}	0.0	1900	1.71×10^{13}	0.0	40460
25	$H+HO_2=H_2+O_2$	2.5×10^{13}	0.0	695	6.06×10^{13}	0.0	57910
26	$H+HO_2=H_2O+O$	5.0×10^{13}	0.0	1000	3.55×10^{13}	0.0	56810
27	$OH+HO_2=H_2O+O_2$	5.0×10^{13}	0.0	1000	5.64×10^{14}	0.0	73480
28	$O+HO_2=OH+O_2$	4.8×10^{13}	0.0	1000	5.21×10^{13}	0.0	56230

$M=N_2$, $R=1.98726$ cal/mol·K *: Ref. (20)

1-1-2 $\phi>1$ の場合

図2には，$1.0<\phi<1.4$ では，火炎後流に NO の生成があることが示されている。この領域では O_2 以外の安定成分は火炎帯近傍で平衡濃度にほぼ達しているが，O_2 は平衡濃度以上に存在しているため，[4] O，OH，H なども平衡値からずれていると考えられる。そのため，$\phi<1$ のように，初期値として火炎温度における平衡濃度を用いることが出来ない。小笠原ら[5]は，安定成分の実測値から，部分平衡近似を仮

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

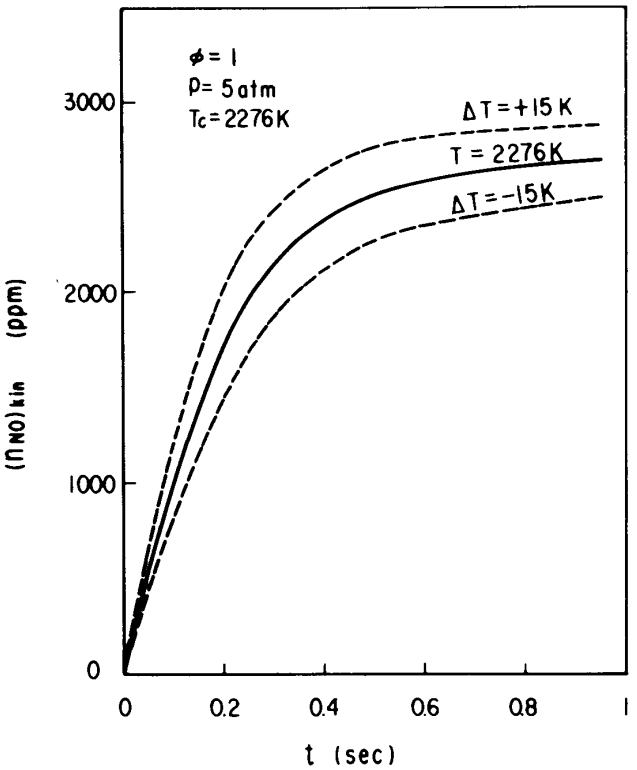


図3　NO の生成挙動（温度による影響）

定して，O，OH，H濃度を求め，N原子については準定常近傍を仮定して，拡大Zeldovich機構によりNO 生成量を求め，prompt NO の値を修正すれば$\phi>1$でも実測値を充分説明することが出来ると報告している。$\phi>1$では，O_2 濃度が小さく，測定誤差も大きくなる恐れがあるので，部分平衡近似を仮定して，O，OH，H濃度を求める際には，O_2 濃度測定精度が重要な因子となる。$\phi>1.0$では反応[3]が重要である。[15][17]

1－2　火炎内および火炎近傍でのNOの生成－いわゆる prompt NO の生成機構　炭化水素燃料の燃焼において，火炎内あるいは火炎帯近傍で，O原子の平衡濃度を仮定した拡大Zeldovich 機構では説明出来ない急速なNOの生成があることがFenimore によってみつけられ[2] prompt NO と名付けられた。図2にもみられるように，燃料過濃側で，prompt NO の生成量はϕの増加とともに増すが，この側では，$\phi=1.4$附近で火炎温度における平衡値と等しくなり，それよりϕを大きくしても，平衡濃度とともに減少している。したがって，prompt NO 量の最大値が$\phi>1$にあり，この例では$\phi=1.35$あたりになっている。prompt NO 生成の温度依存性がきわめて小さいことも報告されている。[16] prompt NO の生成量は実験的には，NO の生成量を時間tに対し図示し，得られた曲線をt＝0に外挿して（Intercept NO とも云う）求められる。図4は種々の燃料－空気の予混合火炎で行った実験結果である。[18] 燃料により，Intercept NO のϕに対する挙動が異っている。

prompt NO の生成をO原子の平衡を仮定した拡大 Zeldovich 機構では説明出来ないことは前述したが，火炎内でO，OH，N原子が平衡濃度以上にあることはよく知られた事実である。Fenimore[2]は prompt NO をみつけた際，その生成の径路として，

$$CH+N_2 \rightleftarrows HCN+N$$
$$C_2+N_2 \rightleftarrows 2CN$$

の過程をとおり，N，CN，からNO が生成するのではないかと説明している。Bowman[7]は shock tube の実験からO原子が平衡濃度以上にあると仮定するならば拡大 Zeldovich 機構で充分に説明出来る（O原子 overshoot 説）としている。しかし，Iverachら[19]は，prompt NO の生成を拡大Zeldovich 機構で説明するためには，$\phi>1.2$でO原子濃度が平衡濃度の10^4倍も必要になる場合があり，又，ϕが大きくなるにつれて，火炎後流でほとんど生成しないことを説明するためには，火炎後流での急激なO原子の消滅が必要であり，この消滅を説明するための反応機構はみわたらないことを指摘し，したがって，O原子の overshoot による拡大 Zeldovich 機構のみでは prompt NO の生成を説明することは出来ないとしている。彼等は prompt NO の生成径路として，Fenimoreの提案の他に

$$C+N_2 \rightleftarrows CN+N$$

の反応を加えている。Haynesら[1]は，prompt NO の生成に関与している中間生成物としてNH，NH_2をも提案している。しかし，これらの考えは推量の段階であり，現在，これらの中間生成物の生成およびNOへの酸化過程の

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

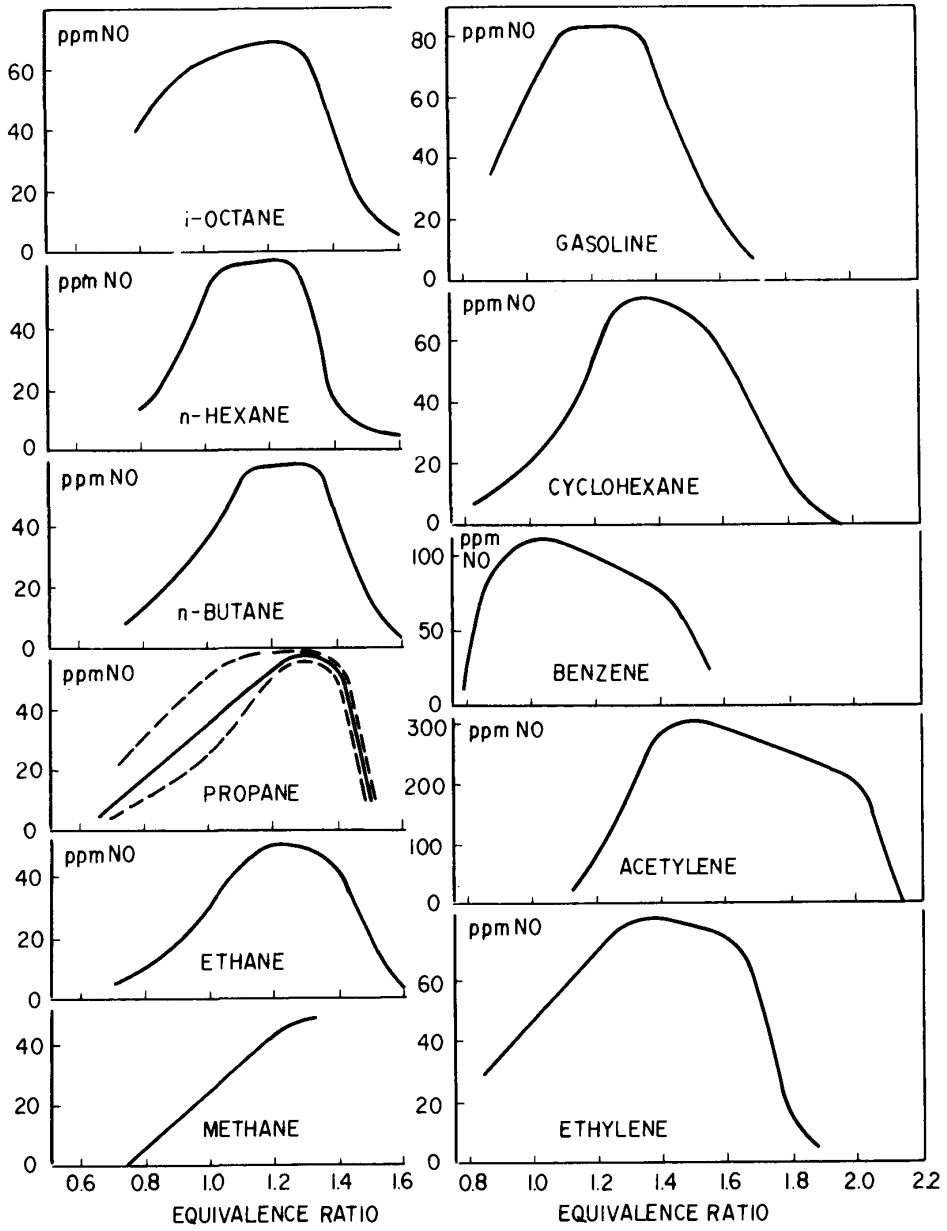


図4　prompt NO の挙動（燃料による影響）

反応機構は充分解明されておらず，今後の問題である。

1－3　NO の生成挙動　前節までに，燃焼に伴い発生する NO の生成機構および理論計算法などについて述べたが，この方法に基づいて計算した NO の挙動が図5である。prompt NO の生成量はもちろんのこと，$\phi>1$ の場合には，初期値として火炎温度における平衡度を用いたのでは NO 量を少く見積ることになることは前述したが，ここでは，NO は火炎後流で生成し，NO，NO_2，N_2O 以外は火炎近傍で平衡濃度になっていると仮定した。n-octane-空気定圧燃焼における燃焼生成物としては NO_2，N_2O，HO_2 を含め14成分を考慮し，表1の28の素反応式を用いた（NO_2，N_2Oについては1－4，1－5参照）。図5は ϕ による NO の生成挙動の違いを，図6は10 msec 後の生成量〔NO〕$_{kin}$ と平衡濃度〔NO〕$_{eq}$ とを各当量比で比較している。NO の平衡濃度の最大値は $\phi=0.84$ あたりにあるのに対し，反応動力学的に求めた NO の生成量の最大値は10 msec，100 msec 後とも断熱火炎温度が最高となる $\phi=1$ の理論混合比附近にある。図5からも明かなように $\phi=0.84$ では t ＝1秒後にはまだ平衡に達していないのに，$\phi=1$ ではほぼ平衡濃度になっている。この計算では，先に述べたように，火炎後流での生成を仮定しているため $\phi>1$ ではprompt NOの生成量を補正して考える必要があり，今までの実測値を参考にしてその値を補正しても〔NO〕$_{kin}$ の最大となる当量比はかわらない。

NO の分解反応速度はきわめて遅く，いったん生成すると触媒反応などの手段を用いない限りほとんどその生成濃度のまま凍結してしまう。したがって，NO の排出量を下げるためには，その生成を抑制することである。図1の平衡濃度，図3，図7においても明かなように，NO の生成を抑さえるためには燃焼温度を下げることである。又，火炎後流での生成が支配的であ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

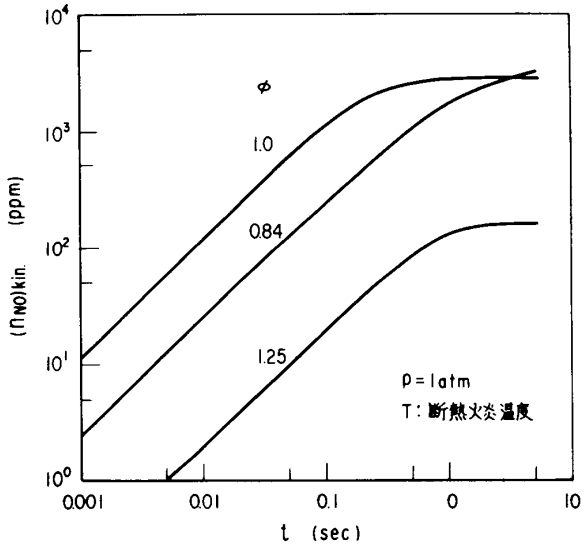


図5　NOの生成挙動（φによる影響）

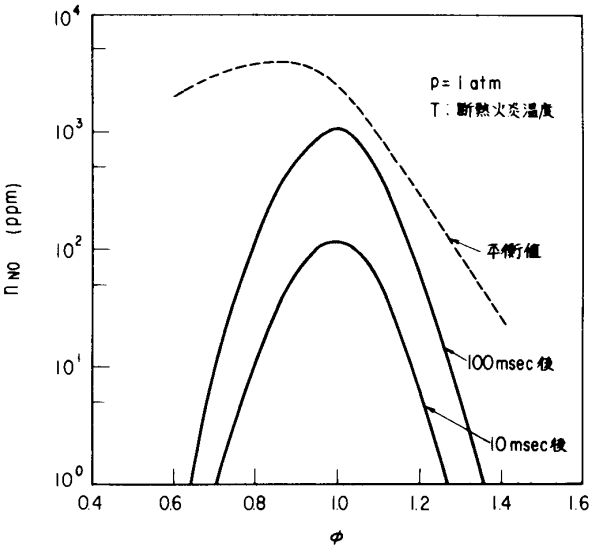


図6　NO の非平衡濃度と平衡濃度（φによる影響）

る混合比では，高温での滞留時間を短くすることであり，そのためには火炎域を短くすることである。

1－4　NO_2 の生成機構　最近，航空機用ガスタービンから排出される窒素酸化物中NO_2の占める割合が多く[11],[20]８０％になるものがあること，燃焼ガスからの試料ガス導入に際し，その導入方法によってはNO_2の割合がかなり多くなること[21]が報告されており，これらの現象は，高温燃焼ガスの未燃焼ガスや二次空気との混合による急冷，試料導入管内の壁面での急冷

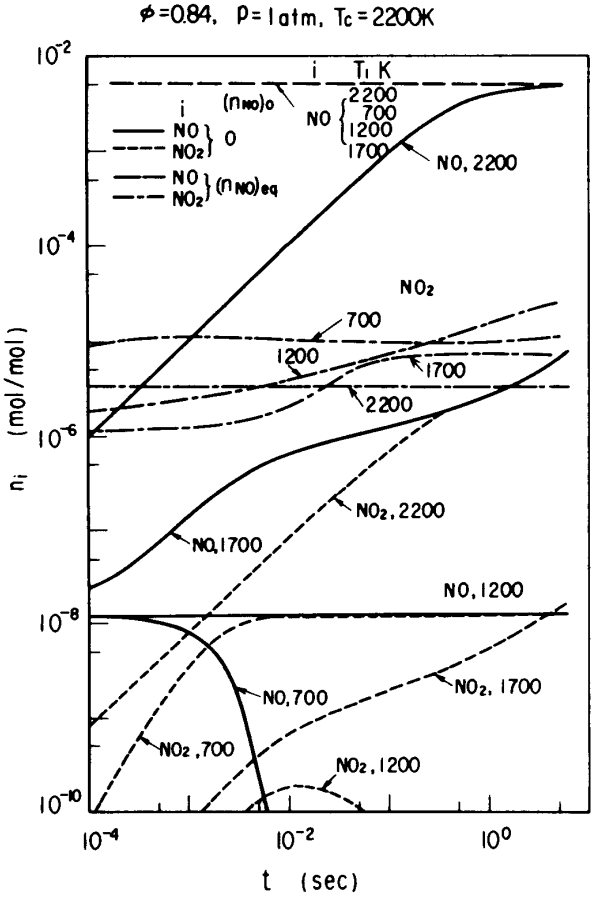


図7　NO，NO_2の挙動

などと関係があるのではないかと考えられている。

NO_2の生成，消滅に関与する式としては表1の式(14)～(18)が一般に考えられており，その中でも式(18)がNOのNO_2への酸化反応に最も重要であることが指摘されている。[20],[22]しかし，この反応を考慮しても急激な温度の下降がない限りNO_2の生成が余り認められないことも指摘されている。[20]図7は前述の１１成分の他，NO_2，N_2O，HO_2成分を考慮し，２８の素反応式を用いてfull kinetics 法により計算したNO_2の生成挙動である。計算条件は，NO_2は火炎後流で生成し，燃焼ガスの急冷と関係あることを考慮して$t=0$で温度がT_cからT_1にステップ状に下り，その後はその温度に保たれる場合を扱っている。NO の初期濃度としては T_c での平衡濃度（n_{NO}）eq（n_i：i 成分のモル分率）と0とを仮定した。実際のNO濃度はこの中間にあると考えられる。NO_2，N_2O の初期値は0，

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

他の成分は T_c における平衡濃度を仮定している。いずれの計算条件でも，NO_2 の生成，分解に最も寄与しているのは Cernansky ら[20] Anderaon ら[22] の指摘のとおり表1の式(18)で HO_2 の関与する反応であった。しかし，NO_2 の生成挙動を調べるために考慮した素反応の中，速度定数の精度の最も悪いのが式(18)であり，HO_2 の生成，分解に関与する反応式(23)〜(28)である。したがって，もっと精度の高い値が得られることによっては，理論的に得られる NO_2 の生成挙動が変化する可能性がある。

1－5　N_2O の生成　NO の生成，分解に関連し，N_2O の生成，分解の素反応式としては，表1の式(19)〜(22)が考えられている。図8は図7

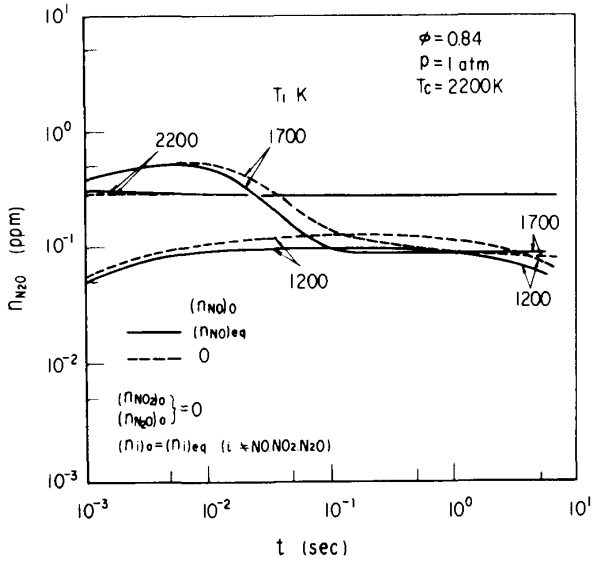


図8　N_2O の生成挙動

と同じ条件で計算して得られた N_2O の生成挙動である。温度の高いほど N_2O の生成量は多く，NO の初期濃度の影響は温度が低いほど大きくなっている。NO の生成挙動を求める際，N_2O を考慮するか否かは計算時間の経済性から問題になる。しかし計算条件によっては，N_2O を考慮するか，否かで NO 濃度が変化している場合もある（図9）。

2. 窒素を含む炭化水素燃料の場合

Fuel NO の生成挙動を調べるために，火炎構造の比較的簡単な火炎を用い，燃料に微量の窒素化合物を加え，中間生成物および NO の生成，消滅挙動から Fuel NO の挙動が調べられ

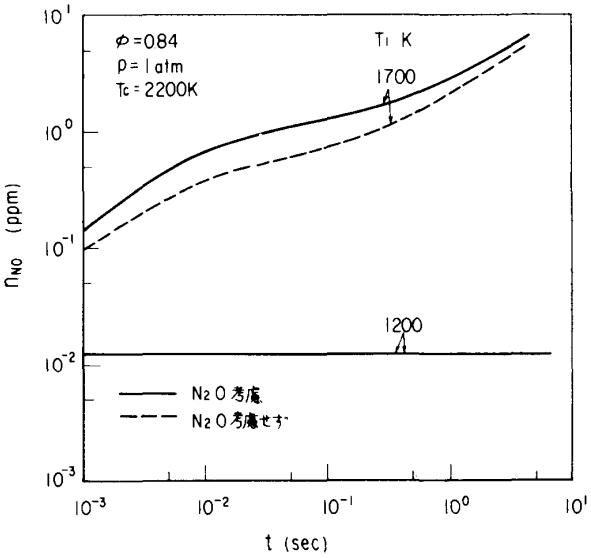


図9　NO の挙動（N_2O による影響）

ている。小笠原ら[23],[16]は燃料プロパンに Fuel N として NH_3 を添加し，火炎近傍，および後流における NO，HCN，NH_3 の濃度分布の測定から，Fuel NO の特性を調べている。その結果，(1) Fuel N から NO への変換は火炎内または火炎近傍で急速におこり，後流では少い。(2) Fuel N の NO への変換は ϕ が大きくなるほど小さくなる。(3) Fuel N の添加量の増大により，生成 NO 量は増すが，Fuel N の NO への変換率は下り，NO 濃度の飽和現象がみられる。(4) NO の飽和値は ϕ が大きいほど小さい。(5) Fuel N の NO への変換率は温度が小さいほど減少する。Fenimore[24] はエチレン燃料に Fuel N として pyridine，methacrylonitride，methylamine，ammonia を添加し，Fuel N による NO への変換挙動は同じであると報告している。Merryman[25] はメタンに Fuel N として methylamine，pyridine，piperidine を添加し，piperidine が他の二つの Fuel N と異った挙動を示すことを述べている。

Fuel N からの Fuel NO への変換の中間生成物としては，-N，CN，NH，NH_2 のような N 原子を含む化学種が考えられるが，これらの中間生成物の生成，分解の反応は火炎内あるいは火炎近傍で行われるものと考えられている。しかし，現在のところ，これらの成分の関与する反応機構はほとんどわかっていない。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

参考文献

(1) Haynes, B.S., ほか2名, 15th Symp.(Inter)on Comb. Abstracts Paper(1974), 206

(2) Fenimore, C.P., 13 th Symp.(Inter)on Comb., (1971), 373, The Combustion Institute

(3) Sarofim, A & Pohl, J.H., 14th Symp(Inter)on Comb., (1973), 739, The Combustion Institute

(4) 森, ほか2名, 機械学会講演論文集740—5 (49-4), 21, および私信

(5) 小笠原ほか3名, 機械学会論文集, 39-326 (48), 3417

(6) Engleman, V.S., ほか3名, 14th Symp (Inter)on Comb., (1973), 755, The Combustion Institute

(7) Bowman, C.T. & Seery, D.J., Emissions from Continuous Combustion Systems (1972), 123, Plennm

(8) Heywood, J.B., ほか2名, AIAA Paper. No.70-115(1970)

(9) Meller, A.M., ほか3名, Comb.Sci. and Technology 6 (1972), 169

(10) Tuttle, J.H., ほか2名, Comb. Sci. and Technology 7 (1973), 125

(11) 鈴木, ガスタービンセミナー第2回資料集(50)

(12) Osgerby, I.T., AIAA J., 12 (1974-6), 743

(13) Mador, R.J. & Roberts, R., AIAA Paper, No.74-1113, (1974-10)

(14) 佐野, 未発表

(15) 燃焼反応に伴う環境汚染物質挙動分科会成果報告書(50-1)

(16) 同上, 印刷中

(17) Lavoie, G.A., ほか2名, Comb. Sci. and Technology 1 (1970), 313

(18) Bachmair, F., ほか2名, Comb. Sci. and Technology 7 (1973), 77

(19) Iverach, ほか2名, 14th Symp. (Inter), on Comb. (1973), 767, The Combustion Institute

(20) Cernansky, N.P. & Sawyer, R.F., 15th Symp (Inter)on Comb Abstracts Papers (1974), 206

(21) Allen, J.D., Comb and Flame, 24, (1975), 133

(22) Anderson, L.B. & Meyer, J.W., AIAA J. 12 (1974), 56

(23) 小笠原ほか3名, 日本機械学会関西支部講演会 (1975-3)

(24) Fenimore, C.P., Comb. and Flame, 19 (1972), 289

(25) Merryman, E.L. & Levy, A., 15th Symp. (Inter)on Comb. Abstracts Papers (1974),

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

自動車用ガスタービンの圧縮機開発とエンジン性能について

日産自動車㈱中央研究所　仲西啓一
同　上　渡辺亜夫

1. まえがき

日産自動車では昭和42年に軸出力300馬力の2軸再生式ガスタービンの設計に着手して以来，要素開発，エンジン実験，車両実験を重ねてきている。

今回はこのうち遠心圧縮機の開発経過の一端を今春GTCJ第3回定期講演会において発表したもの[1]から要約して紹介するとともに，実験段階における設計点エンジンマッチングについて述べることにしたい。

エンジンの概略仕様，断面図および構造作動図を表1，図1，図2として示す。

表1　エンジンの概略仕様

空気流量	2 kg/s
圧力比	3.9
タービン入口温度	920℃
ガス発生機回転速度	40000 rpm
パワータービン回転速度	30000 rpm
出力	280 PS

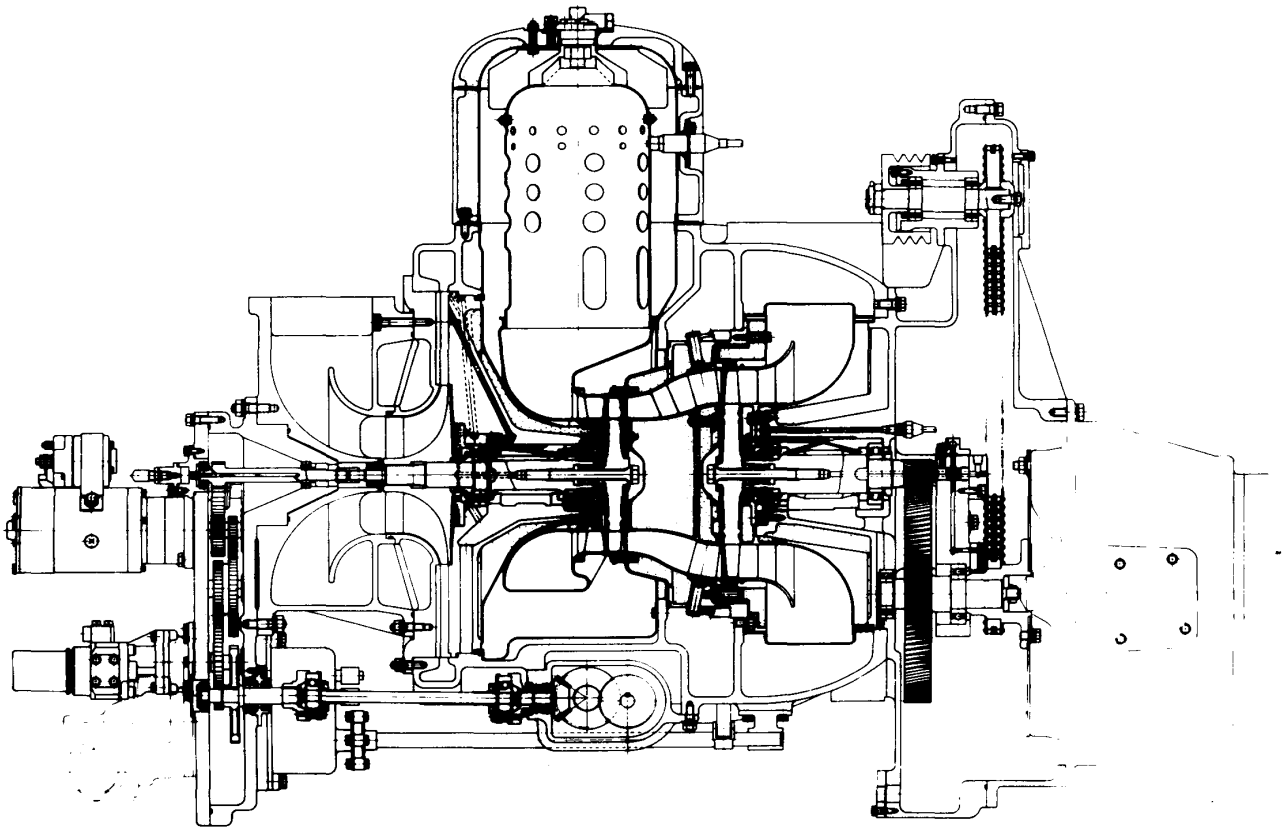


図1　YTP－12エンジン断面図

（昭和50年9月5日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

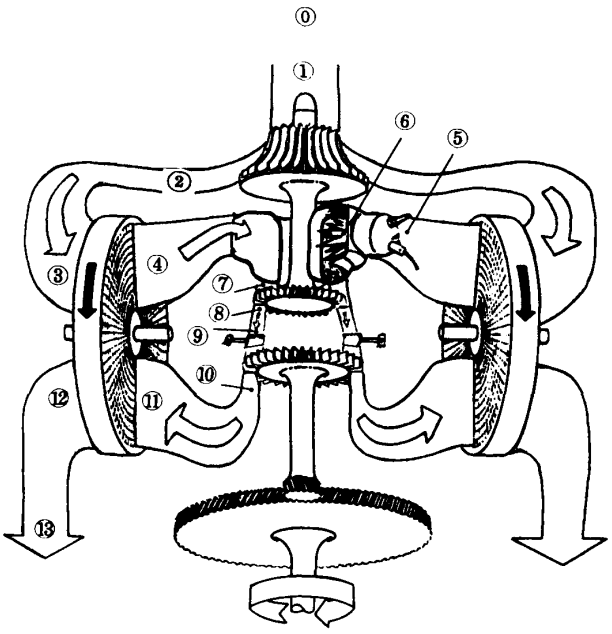


図2　ガスタービンの構造作動図

2. 遠心圧縮機の開発経過

2－1　設計　インペラの設計は大型電子計算機をもちいた流線解析によってインペラ内の相対速度分布が適当な形になるようにしている。図3に中間翼位置をかえた場合の翼間平均の相対速度分布の計算例を示す。

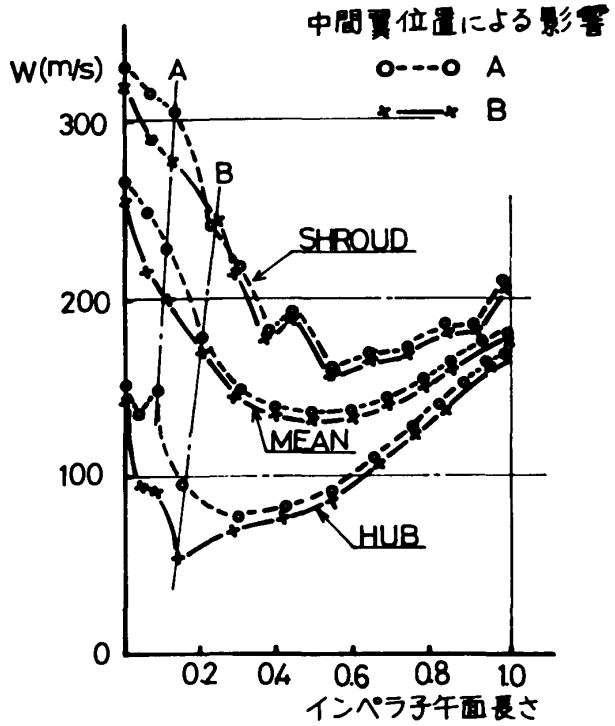


図3　インペラ内相対速度分布
（N＝40000 RPM　G＝2 kg/s）

ディフューザはチャンネルタイプとし，翼枚数，拡がり角，取付位置・角度など過去の実験結果をもとに適当に選んである。

これらのインペラとディフューザを組み合わせて性能測定をおこなったところ，設計目標圧力比3.8に対し，3.6程度と低い圧力比しか得られなかった。以下にこの原因を調べ対策した経過を述べる。

2－2　考え方　圧力比の出ない原因としてつぎのような考え方ができる。

(1)　もともとインペラの性能がわるい。

(2)　インペラの性能はよいがディフューザの性能がわるい。

(3)　インペラ，ディフューザとも単独では性能がよいがマッチングしていない。

これらのうちいずれに相当するかをあきらかにする必要がある。すなわち，何らかの方法によってインペラ，ディフューザの単独の性能がわかることが望ましい。

2－3　インペラの実験　ディフューザの干渉をさけるために，まずベーンレスディフューザをもちいた実験（図4－a）をおこない，インペラの特性を調べた。しかしながら実験データを分析したところ，ベーンレスディフューザがサージの原因になっていると判断された。

このサージをさけるためインペラ出口直後を軸対称の広い室に開放した図4－bの装置に変更し実験したところ，図5に示すように流量範囲が拡がり，これがインペラ単独の流量特性で

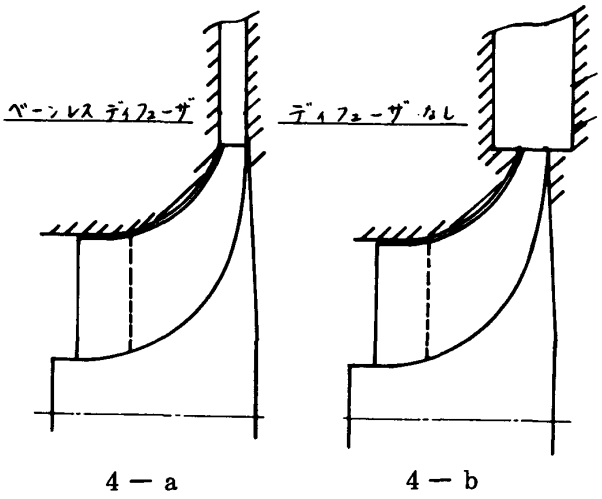


図4　インペラ単独の実験法

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

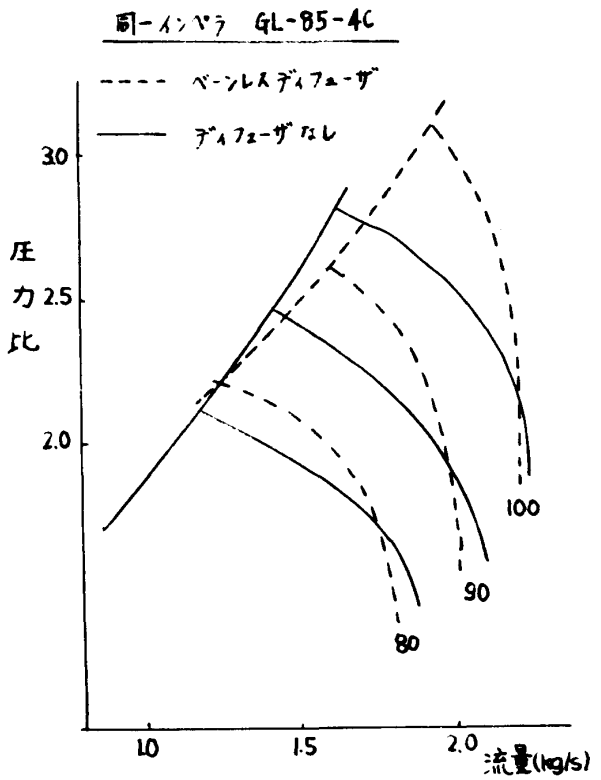


図5 ディフューザの有無による比較

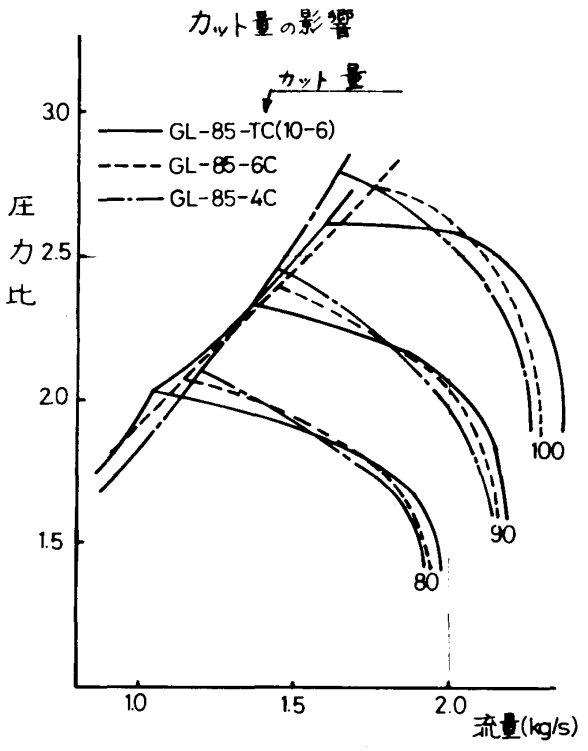


図7 インペラの特性比較

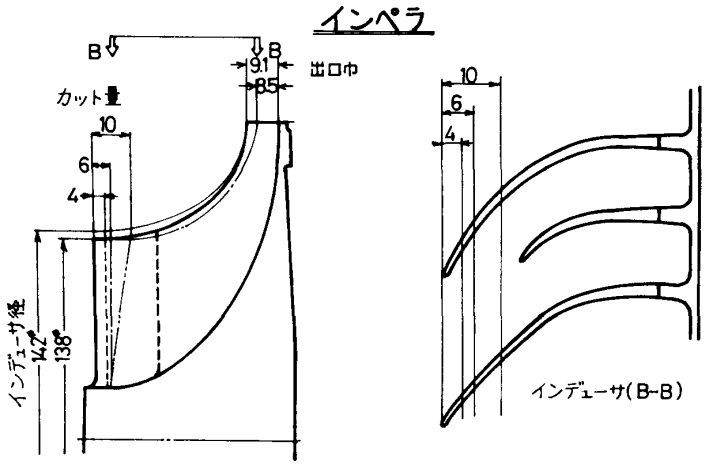


図6 インペラ形状パラメータ

あると判断された。この実験でのインペラサージは通常のサージ現象と異なり，系全体の圧力変動・発生音が小さいため，判定はシュラウドに設けた圧力センサからの出力波形の変化にもとづいた。

以上の方法によって各種のインペラの単独の特性を調べた。たとえば図6のインペラのように同一素材をもとに数種の形状パラメータ（インデューサ外径・インデューサカット量・出口巾）をかえた実験をおこなった。図7にインデューサカット量のみをかえた結果の一例を示すが，カットによりインデューサの角度・スロートなどが変化することによってほぼ全体に流量が増加し圧力比が低下している。

2－4 ディフューザの特性

ディフューザの性能を知りたい場合，高速で旋回をもつ基準となる流れが必要であるが，現在ではまだつくれるに至っていない。したがってあるインペラの出口流れをもちいてディフューザの性能を調べることになるが，インペラが異なればディフューザ特性も異なることになり一般性をもちにくい。

図8の例は同一ディフューザに対して若干インペラのインデューサ部をかえた場合の比較である。インペラの特性は図7に示したとうりであるからサージ・チョークともあきらかにディフューザで決定されているのであるが，インペラが異るとこれらの流量も変化してきている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

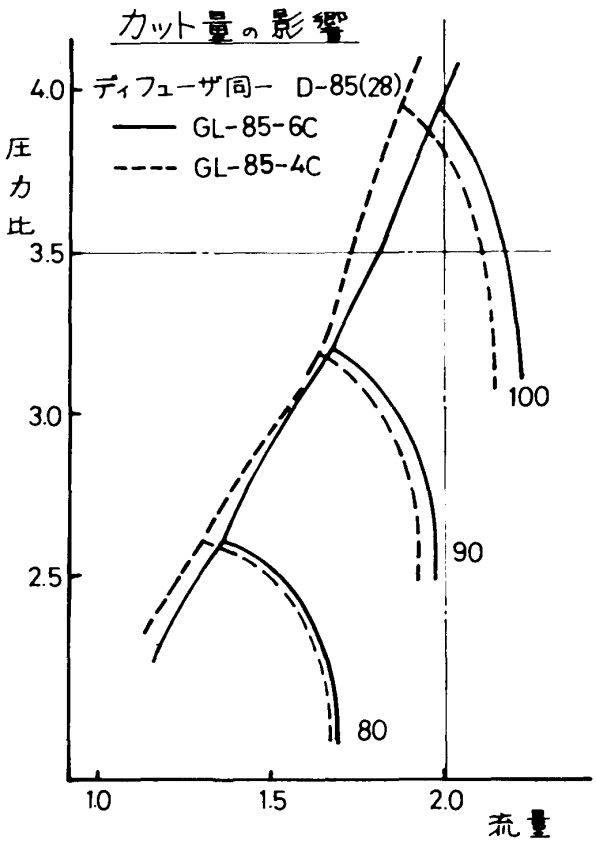


図8　ディフューザつきの性能

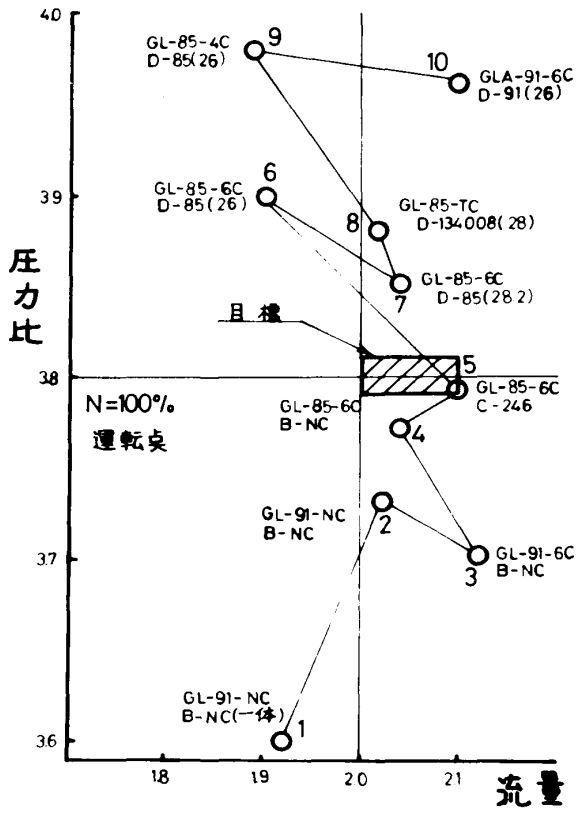


図9　実験経過

インペラについても同様のことがいえる。たとえば低回転ではディフューザを設けることによってサージ流量は図7に示したインペラ単独のサージ流量よりも少なくなる。このようにインペラとディフューザが強い相互関係をもっている。

ディフューザについては各種タイプの設計試作をおこない，インペラにマッチするものを選んできた。

以上に述べたように各種の実験をおこなった結果現在では図9に示すように所期の目標以上の圧力比が得られている。

3.　2軸再生式ガスタービンのマッチング－回転蓄熱型熱交換器使用の場合

実験段階のマッチングは，ガスタービンの主要構成要素がそれぞれの設計点あるいはその近傍で作動しているかどうかを確認するとともに，必要に応じて修正し，全体としてエンジンに所期の性能を発揮させるものと解釈される。

3－1　マッチングに影響する要因　つぎに示すものがマッチングに影響をおよぼすおもな要因になっている。

(1)　主要構成要素の性能（効率・流量特性など）

(2)　主要構成要素を連絡する流路の性能（圧力損失・流れの分布など）

(3)　作動流体の洩れ（とくに熱交換器シール部からの洩れ）

このうち(1)は単体実験においてほぼ把握され，必要があればエンジンに組み込まれる以前に単体において修正開発を受ける。(2)のうちでおもなものはつぎのとうり（⓪～⑬は図2参照のこと）。

(i)　⓪→①　吸気管系（圧縮機）

(ii)　⑥→⑦　ノズルボックス（圧縮機駆動タービン）

(iii)　⑧→⑨　タービンインターステージディフューザ（パワータービン）

(iv)　⑩→⑪　パワータービンディフューザ

(v)　⑫→⑬　エキゾーストダクト

これらのうち(i)，(ii)，(iii)は下流の主要構成要素（カッコの中に記す）の性能に影響をおよぼすという点で重要であるが，この中でも後二者

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

は単体実験においてはそれぞれのエンジンにおけると同等の流入状態（つまり上流のタービンからの流出状態）をつくりにくいために性能を把握しにくい。そこでより正確を期すためにタービン段と結合した形で単体実験をおこないタービンとの合計性能をとりあつかう必要があると考えている。さらにこのほか⑩→⑪の流れ分布はパワータービンの回転速度によって大きく変化するので熱交換器の温度効率に影響をおよぼすという指摘もある。[2]

(3)のうちでおもなものは熱交換器の摺動シール部分からの空気洩れ（③→⑫，④→⑪）であって，おおよその洩れ量は単体実験でわかるとしても，洩れの機構が高温にさらされるばねの押しつけ力・全長数mにおよぶシール面の平面度・熱変形・シール表面の摩耗など計算に乗りにくい要因に支配されているので，エンジンに組み込んだ場合マッチングに支障をきたすほどの差異を生じることがある。洩れの影響をつぎに示す。

(i)　可変ノズルを設計角度に保持する場合，２％の空気洩れ増加に対しタービン入口温度は２０～３０℃上昇する。

(ii)　可変ノズル制御により$T_{⑦}$を一定に保持する場合，２％の空気洩れ増加に対し可変ノズルを開くことにより，出力は６～７％低下し，燃料消費率は５～６％増すことになる。

したがって可変ノズルを設計角度に保持しようとすればサイクル最高温度の限界からガス発生機の回転を上げられず，回転を上げるために可変ノズルを開けばパワータービン効率の低下を無視しても出力の低下と熱効率の低下を招くことになり，しかもその程度はきわめて大きい。

３－２　主要構成要素の運転点の確認　もっとも確認の容易なのが圧縮機であり，他の要素の場合は多かれ少かれ高温度計測・作動流体の流量計測の問題で悩むことになる。

とくに$T_{⑥}$（＝$T_{⑦}$）は実測しようとすれば曲りくねったノズルボックス内の温度分布から如何に流量平均温度を導くか，輻射の影響を如何に処理するか，実測をあきらめて燃焼による温度上昇と熱交換器における熱回収を$T_{②}$に加算して求めようとすれば前述の空気洩れを如何に見積るか（エンジンにおいて洩れ量を実測するのは困難），という問題につきあたる。

そこで我々は以上の方法のほかに，温度・圧力・流量・回転速度などを変数とし，各要素の性能・流量の連続性・各部軸出力のつりあいなどを式とする連立方程式にエンジンを置き換え，既知の変数の値をもとに残りを推定していく電子計算機プログラムも併用している。

３－３　修正　まず圧縮機を設計点で運転することにすると②→⑦の圧力損失・洩れを経由して$G_{⑦}$（流量）・$P_{⑦}$がきまる。ここで$T_{⑦}$を計画値に設定すれば$(G\sqrt{T}/P)_{⑦}$はきまることになる。しかし一方ガス発生機軸のパワーバランスとタービン効率から$P_{⑦}/P_{⑧}$もきまり，タービン単体流量特性より$(G\sqrt{T}/P)_{⑦}$が求まる。このふたつの修正流量が一致しない場合ガス発生機のマッチングがとれないということになり，圧縮機の流量特性あるいはタービンの流量特性の修正をおこなうことになる。

圧縮機の場合にはすでに圧縮機開発の項で述べたような作業がなされ，タービンの場合にはノズル翼後縁カット・ロータ先端径の増減などがおこなわれるが一般に機械構造的には圧縮機を修正する方が容易なことが多い。ここで流量大の方に合わせるのか流量小の方に合わせるのかはつぎの項目を勘案してきめることになる。

(1)　どちらが両要素にとって空力的および機械構造的にやりよいか。

(2)　パワータービンの可変ノズル翼がどちらによってより設計角度に近くセットできるか（パワータービンにとって流量過大の場合ノズルを十分閉じ込めず，効率低下・軸出力低下・ピーク出力回転速度の低下となり，逆にノズルを閉じ込みすぎるとピーク出力回転速度が定格値をこえたり，ロータがサブインパルスになることもある）。

(3)　出力が目標値に一致するか。

以上のうち，(2)，(3)を考慮して可変ノズル翼の仮設定・仮出力試験などもおこなってからガス発生機の修正方法がきめられる。

３－４　その他　本稿では設計点の定常マッチングについてのみ記したが，そのほか部分

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

負荷や過渡状態のマッチングも重要である。

また現実のマッチング作業においては各種のハプニングを経験している。すなわち，順調な定格運転中のエンジンに突然ごく短時間サージが発生し，点検しても原因がわからない。しかしよく調べると洩れた潤滑油が不完全燃焼し炭塊となってタービンノズルに詰まりサージをひきおこし，その圧力変動で炭塊はくだけて飛散したため原因がわかりにくくなっていたことや，別の例ではガスタービン車の高速コーナリング時に遠心力により熱交換器マトリクスがわずかに移動し，一時的に空気洩れ量が変化しマッチングが狂ったことなど，仲々種はつきそうもない。

参考文献

(1) 山崎・渡辺，日本ガスタービン会議講演論文集，第3回定期講演会（昭50－5），61－66

(2) Kutchey，J.A.，ほか1名，SAE Paper，№740164（2～3／74），1－10

"1977年国際ガスタービン会議東京大会"のおしらせ

本会報9月号でもお知らせしましたように，日本ガスタービン会議（GTCJ）は来る1977年5月東京において日本機械学会（JSME）ならびに米国機械学会（ASME）と共催で表記"1977年国際ガスタービン会議東京大会"を開催致すことになりました。

偶々この時期にはガスタービン分野にも関連のある"CIMAC（国際燃焼機関会議）第12回1977年東京大会"も開催されますので，関係者のご便宜も考慮し両者を同一時期に同一場所で並行して開催す可く準備を進めております。実施の詳細につきましては準備が整いました段階で追っておしらせ致しますが，現段階で計画致しております論文募集要領は下記の様なものでございます。御関心をお持ちの方は，今から論文投稿を御計画下さる様御案内致します。

記

1. 日　　時：1977年5月23日～27日
2. 場　　所：東京プリンスホテル
3. 使用言語：論文は英語，口答発表および討論は日英の両国語（日・英の同時通訳予定）
4. 論文内容：ガスタービン（排気ガスタービンを含む）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で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。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

   などで，とくに下記関係の論文を歓迎致します。
   - ○ Environmental Problems
   - ○ Energy Problems
   - ○ High Temperature Turbines
5. 申込方法：論文発表の申し込みはGTCJ，JSMEおよびASMEの三つのルートを通じて行うことができますが，採否の決定，投稿後の論文の取扱，その他に少々相違があります。詳細は追っておしらせ致します。
6. 投稿手続：　GTCJ及びJSMEを経由する場合の論文投稿の手続は次の様なものとなる予定です。
   - a　申込期限：1976年5月31日
   - b　論文概要提出期限：1976年6月30日
     論文概要は日本語可，図表を含め4,000字程度とします。
   - c　英文論文提出期限：1976年10月15日

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

車両用ガスタービンの熱交換器の動向とその開発

㈱小松製作所技術研究所　（エンジン研究室）　吉光利男
㈱　〃　〃　（　〃　）　塩谷治男
㈱　〃　〃　（材料研究室）　古川民雄

1. まえがき

ガスタービンの最低燃料消費率は，タービン入口温度の上昇とそれに見合う最適圧力比の選定，タービンおよびコンプレッサーの効率向上とダクト類の圧力損失低減等の手段によって，ディーゼルエンジンの燃料消費率以下にすることは技術的に可能と見做されるが，部分負荷時の燃料消費率が問題である。一方部分負荷時の燃料消費率の低減は，車両用エンジンにとって不可欠であり，このため車両用ガスタービンにとって熱交換器の装着は必須の条件となる。熱交換器を装着すると，エンジンコスト，重量および容積が増大するが，利点としては燃費の低減のみでなく，排気ガス温度の低下および排気騒音の低減という公害問題にも対処できる。

熱交換器の形式としては，Recuperator（固定式）とRegenerator（回転蓄熱式）がり，Regenerator は小型，軽量および高性能（温度効率９０％）という優れた長所を有する反面，回転部分の空気シール（ダクト側および伝熱面側の両者）の耐久性に問題があり，今後ガスタービンエンジンの高温化に伴い最適圧力比が上昇するので，空気洩れに対する問題解決が更に困難になる。Recuperator は温度効率がRegenerator に比し低い（８０％）が，シール上の問題はないので今後 Recuperator が有力になると思われる。しかし Regenerator に比し，重量および体積は大きくなる。

熱交換器の開発上の問題として，Recuperator（金属，セラミック）に限らず，以下のことが要点となる。

(1) エンジン始動時および急激な負荷変動時に生ずる過渡的な温度変化により発生する熱応力に対処できる構造

(2) 性能（温度効率，圧力損失，熱交換器のcompactness）

(3) コスト（製法，素材）

ろう付構成の場合，ろう材の選定（コスト，強度および耐久性）とろう付方法などの研究が主となり，当社に於てもRecuperatorの開発上のポイントとなった。

2. 車両用ガスタービンの熱交換器の現状と将来

現在各社（フォード社，クライスラー社等）で開発中のガスタービン用熱交換器は，乗用車およびオンハイウェイ車両用としてRegenerator が主である。一般にRegenerator のエンジン装着方法は，両サイドへ２ケのDisk を装着する方法が多いが，レイランド社の２Ｓ／３５０型エンジン（３５０ps）や，最近のクライスラー社のようにエンジン上部へセラミック製Regenerator を１Disk 置いた形式もある。Regenerator はその Disk の径によりエンジン馬力が制限され，Disk 径７１０㎜がほぼ最大であり，２disk 方式で約４００～５００馬力がリミットであろう[1]。熱交換器としての問題点にカーボンによるコアの目づまりがあるが，従来 Regenerator は同一コア面に圧縮空気と高温ガスが交互に流れるのでセルフクリーニング作用があるといわれてきたが，ガスタービン用Regenerator の場合，セルフクリーニングの効果は余り期待できないともいわれている。

性能的にはRecuperator の温度効率は７５～８０％であり，Regenerator の温度効率は８８～９０％であるが，図１に示すごとくRe-

（昭和５０年１１月１０日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

generator の空気洩れ量4～6％を考慮するとほぼ同様なエンジン性能となる。Regenerator と Recuperator とは性能には大差ないが，Recuperator は高圧力比に対しても特別な問題は派生しないと思われるので，当社は Recuperator の開発を推進した。

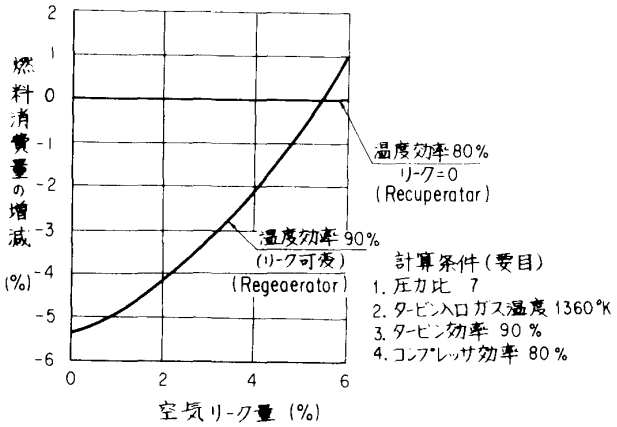


図1　温度効率とリーク量

ガスタービンエンジンが，ディーゼルエンジンと競合し，将来の車両用エンジンとして採用されるためには，タービン入口温度が現状の900～1000℃から1100～1200℃まで上昇することは必須であり，そのため熱交換器のガス入口温度が上昇し，図2に示すごとく最適圧力比も上昇する。

現在の金属コア Recuperator の材料（ステンレス系，例SUS304）はガス入口温度700℃が限度であろう。それ以上ではスーパアロイ（例ハステロイ，インコネル）を用いる必要があるが，コストの面より採用困難である。Regenerator のコアはセラミック製（ただし，GM社は金属製）であり，高温化の方向には対処できるが圧力比の上昇によりシールが困難となる（圧力比5が限度であるといわれている）。これらの問題の解決のため将来はセラミック製の Recuperator が本命になりそうである。現在オーエンス・イリノイス社㈱などが開発を推進しているが，ダクトとのつなぎ，コアのサポート等に問題がありそうである。素材コストはステンレスが薄板で2.2ドル／kgであるが，セラミックは0.4～0.8ドル／kg[1]であると言われている。

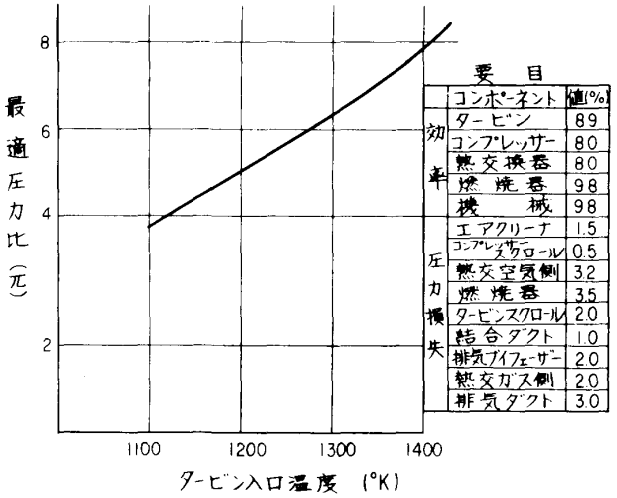


図2　タービン入口温度と最適圧力比

以下に当社のガスタービン用Recuperator を例としてその概要を紹介していきたい。

3. Recuperatorの種類と構造

ガスタービン用熱交換器としては小型，高性能であることが必要である。これを満足するものは一般にコンパクト熱交換器といわれるものであるが，この中でガスタービン用に使えるものとして次の様なものがある。

まず構造により分類すると表1のとおりであり，その概略は図3に示してある。

表1　伝熱式熱交換器の構造による分類

- プレートフィン形
  - バーアンドプレート式
  - ドローンカップ式
  - フォームドプレートフィン式
- チューブラー形

また，これらの伝熱性能を高めるためには種々の形状のフィン，チューブが用いられているが，その代表的なものを図4，図5に示す。

熱交換器の性能は圧縮空気と排気ガスの流し方によっても大きな差が生じるので，性能を高めるため種々なフロー形式がある。その例を図6に示す。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

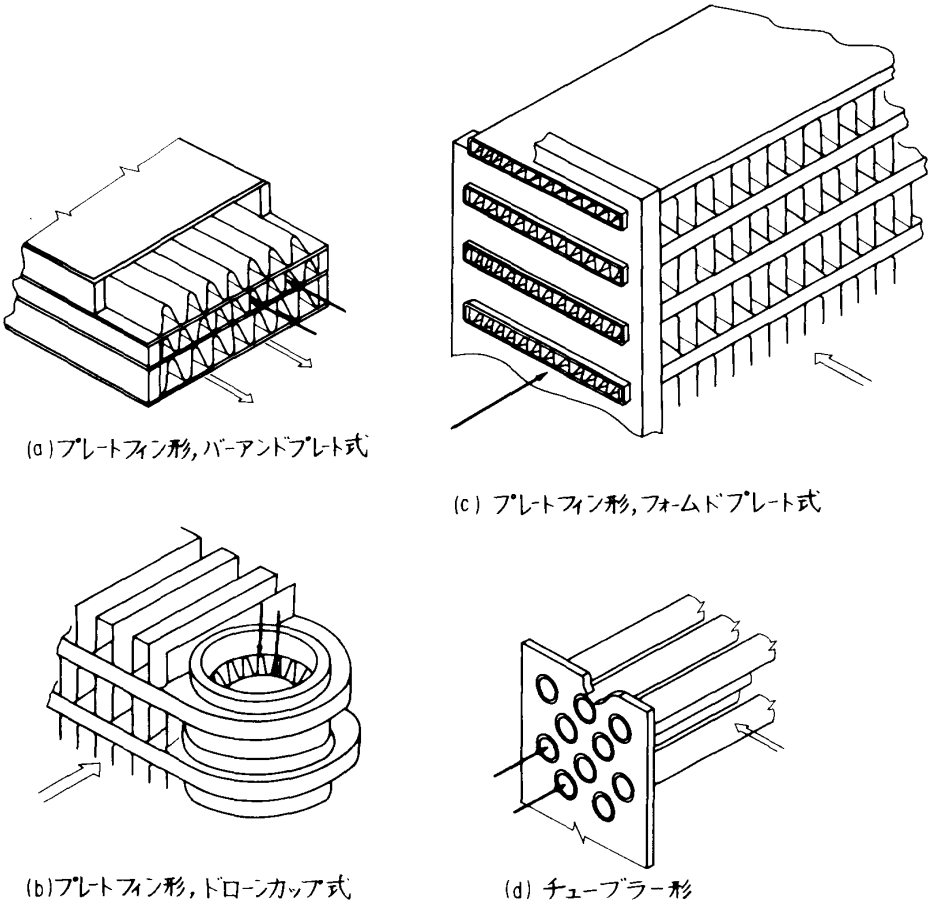


図3　伝熱式交換器の構造

4. 熱交換器（Recuperator）の性能

4－1　プレートフィン形熱交換器の性能

プレートフィン形はフィンの形状（高さ，ピッチなど）を自由に選定できるので，単位体積当りの伝熱面積（β）を可能な範囲で大きくすることができ，高性能な熱交換器を設計するのに有利である。

当社で試作した熱交換器（600PS エンジン用）は空気側がβ＝3600 m²／m³，ガス側はβ＝2100 m²／m³となっている。この値はさらに大きくすることも可能であるが，エンジンへのマウント上の問題などで熱交換器の形状が決定され，圧

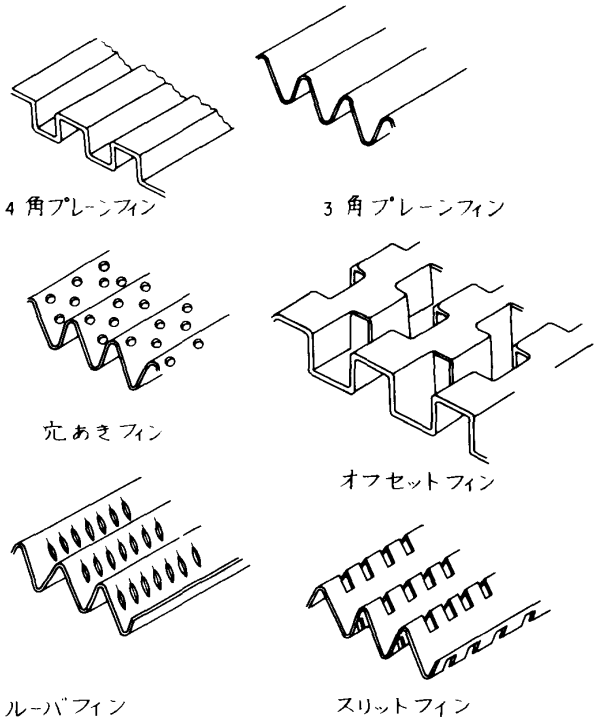


図4　フィンの種類

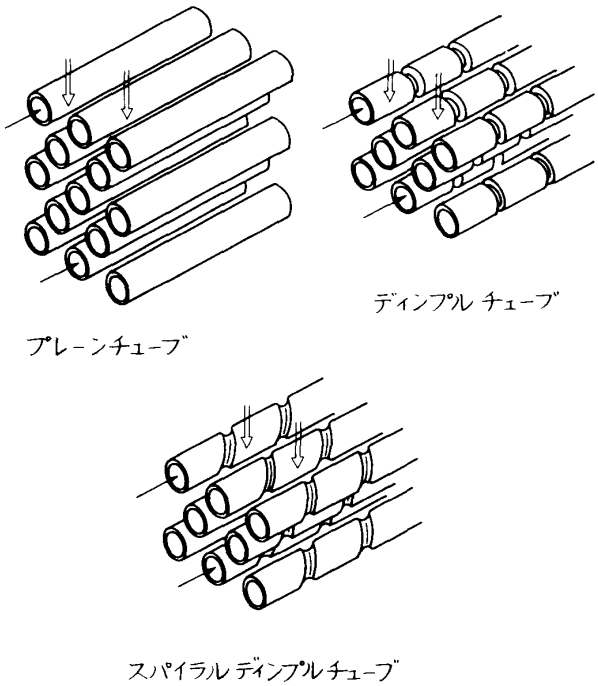


図5　チューブの種類

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

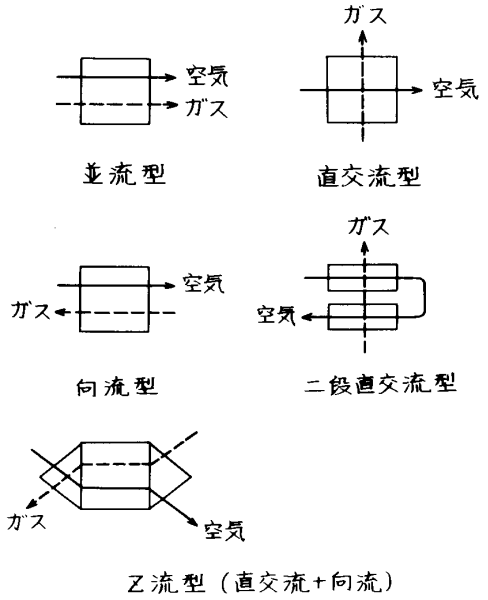


図6　熱交換器のフロー形式の種類

力損失，コストなどを考慮すれば現状では上記の値にβをとどめるのが妥当であると見込まれる。

表2　プレートフィン熱交換器主要諸元

項目＼フロー	空気側	ガス側	備考
フロー形式	Zフロー		
カウンター部流路長さ (mm)	370	370	
フィン高さ・Y (mm)	2.3	6.5（2段）	
フィンピッチ・X (mm)	1.6	3.0	伝熱面積／体積
伝熱密度β (m²/m³)	3600	2100	
フィン代表寸法D (mm)	0.958	1.75	
フィン板厚 (mm)	0.1	0.1	
プレート板厚 (mm)	0.15		

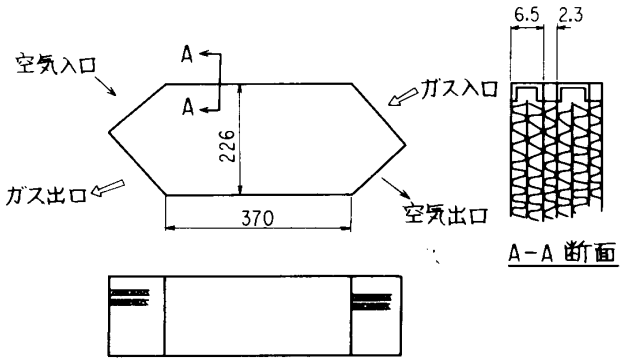


図7　プレートフィン形（バーアンドプレート式）熱交換器の形状構造

プレート・フィン形熱交換器としてバーアンド・プレート式とドロンカップ式の2種類の試作を行ったので，その主要目を表2に，バーアンド・プレート形の形状を図7に示し，その性能の1例を図8に示す。なお当社ガスタービンエンジンの構成を図9に示す。

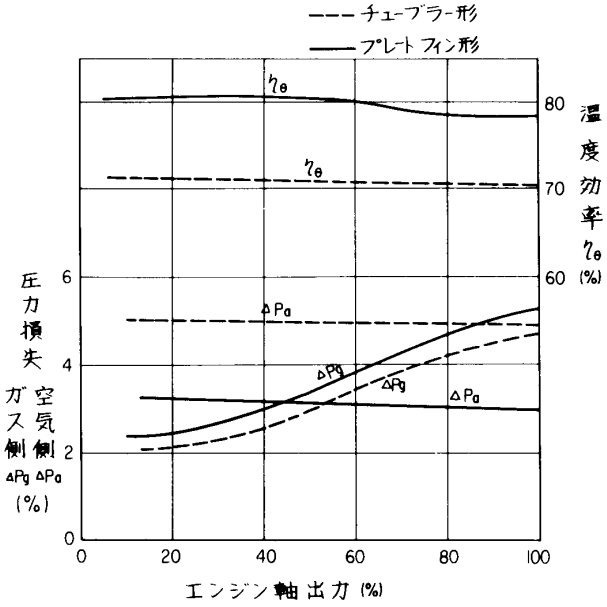


図8　チューブラー形，プレート・フィン形熱交換器の性能（計算値）

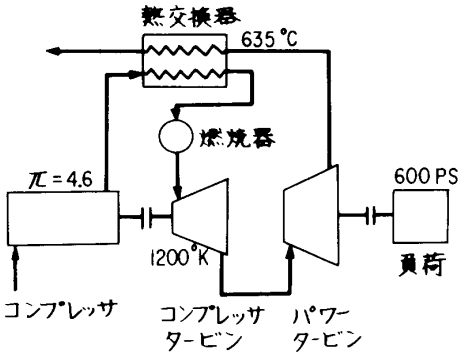


図9　小松ガスタービンのフロー線図

4－2　チューブラー形熱交換器の性能　チューブラー形熱交換器のβはチューブの径により決るので限界が有り，最大でも800 m²/m³といわれており（当社の試作品はチューブ径3.4 mmでβ＝475 m²/m³，チューブ径2.4 mmでβ＝675 m²/m³），プレートフィン式に比較してはるかに少い。しかし構造が比較簡単であるから

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

プレート・フィン形に比し耐久性は優れている。また管板によっていろいろなものが製作可能でエンジン装着に適した形状のものを作れるという長所がある。

なおチューブラー形の性能向上にはチューブの径を細くし単位体積当りの伝熱面積を大きくする方法と，ディンプル加工を施し熱伝達率を向上させる方法などがあるが，まだ加工上の問題も残されており，現在のところかなりコスト高になる見込みである。

試作したチューブラー形熱交換器の計算による性能は図8に示すとおりである。なおフロー形式は空気2段に流す2パスクロスフローである。その構造の概要を図10に示す。

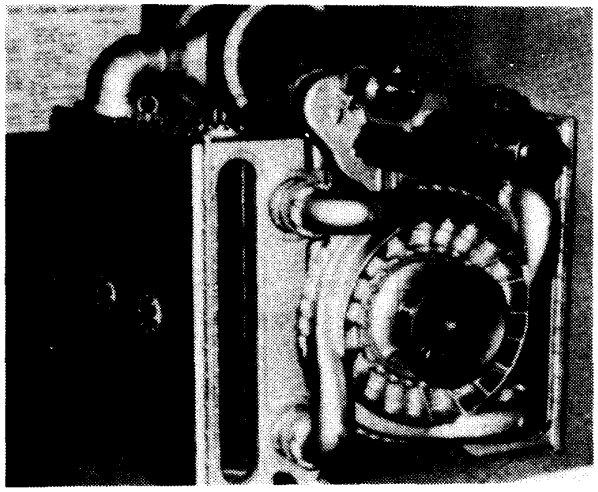


図11　プレート・フィン形熱交換器装着エンジン

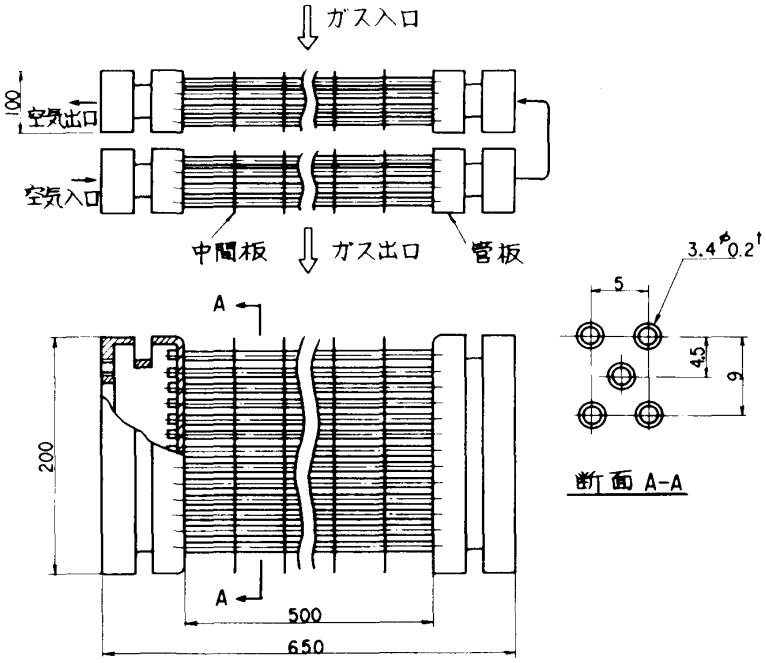


図10　チューブラ形熱交換器の形状構造（2/16エレメント）

5. プレートフィン形熱交換器の試作結果

5－1　形状・構造　バーアンドプレート形とドロンカップ形（いずれもZフロー）の2種類の試作を行ったが，ここではバーアンドプレート形についてのべる。構造は分割型と1体型とあり，分割型は8エレメントよりなり，エンジンの両側へ各4ケづつ装着するようになっている。また，1体型は2エレメントよりなり，エンジン両サイドへ各1ケづつ装着する。材質はステンレスで試作を行った。図11にガスタービンエンジンに装着した状況を示す。

5－2　製造技術の概要

(1)　フィン成型

コルゲートフィンの成形方法には，ギャーロールによる方法，金属プレス加工，連続折り曲げ加工法などがあるが，当社は連続折り曲げ法で行った。

(2)　ろう付方法およびろう付炉

熱交換器の場合（特にプレートフィン形）ろう付箇所が非常に多く，しかも複雑な形状をしているので炉中全体加熱を採用した。炉の雰囲気としては真空，不活性および還元性などが考えられるが，耐熱鋼のろう付には強い還元性が最も望しいので純水素炉を用いることにした。

(3)　ろう材

ろう材としては，銅ろう，ニッケルろう，金ろう，銀ろうなどが使用可能であるが，高温強度，耐酸化性，コストなどを比較して最も優れているニッケルろうを用いることにした。ニッケル系ろう材の1部はAMS，ASTMなどで規格化され，米国のウォールコロモノイ社（商品名ニクロブレーズ）やコーストメタル社にて市販されている。日本では1968年JISに

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

制定された。表3に主なニッケル系ろう材の規格，組成および性質などを示す。当社ではテス

表3　ニッケル系ろう材の規格，組成，性質

ニクロブレーズ		125	L.C.	L.M.	130	135	30	10	50
相当規格	AMS	4775	4776	4777	4778	4779			
	ASTM	BNi-1		BNi-2	BNi-3	BNi-4	BNi-5	BNi-6	BNi-7
	JIS	BNi-1	BNi-1A	BNi-2	BNi-3	BNi-4	BNi-5	BNi-6	BNi-7
標準組成（%）	Cr	14.0	15.0	7.0	—	—	19.0	—	
	Fe	4.5	3.0	3.0	—	—	—	—	—
	B	3.0	3.0	2.9	3.0	2.0	—	—	—
	C	0.7	0.1>	0.1>	0.06>	0.06>	—	—	—
	Si	4.5	4.5	4.5	4.5	3.5	10.2	—	—
	P	—	—	—	—	—	—	11.0	10.0
	Ni	残部	残部	残部	残部	残部	残部	残部	残部
固相線温度(℃)		977	971	971	982	988	1080	877	888
液相線温度(℃)		1038	1078	999	1038	1058	1135	877	888
耐酸化性(℃迄)		1204	1093	982	982	816	1093	760	857

トろう材としてＬＣ，ＬＭ，５０を選び比較テストを行った結果５０を熱交換器用ろう材として選定した。すなわち５０の強度はＬＣ，ＬＭに比較して弱いが，母材（ステンレス）の強度とバランスがとれており，また複雑な部分のろう付に充分な流動性があり，母材への拡散は最も少い。

(4)　ろう付部の品質へおよぼす要因について

(a)　水素ガスの純度

ろう付中ろう付部に存在する酸化物を全て還元する必要があるが特にクローム酸化物が還元されにくい。その還元条件を図１２の酸化，還元平衡図により示す。実際のろう付では水素ガスの分布により完全にろう付を行うためには，酸化還元平衡図より求められる露点よりかなり低くする必要があり，－６０℃以下で良好なろう付が得られた。露点が－６０℃ということは水分が２０ppmに相当する。このため水素配管，ボンベ，マッフルのシールなどに十分注意を払う必要がある。

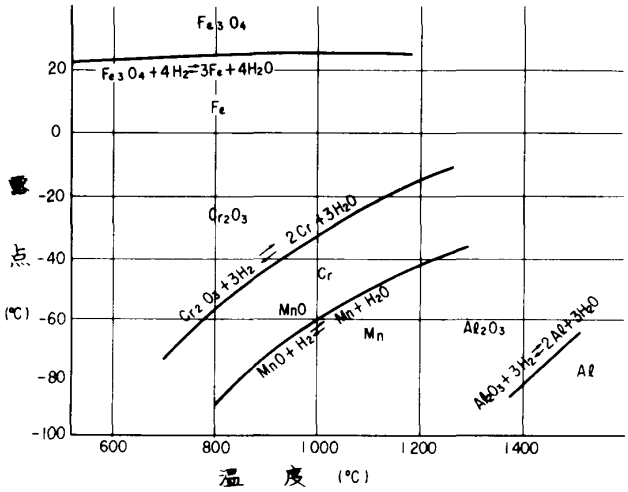


図１２　金属の酸化還元平衡図

(b)　ろう付スキマ

ろう材には種類に応じて最適ろう付スキマが有り，過少でも過大でもろう付されないので，最適ろう付スキマの確保が重要な課題となる。ろう付面のスキマが適正でも巾が広くろう材が十分に流れない場合，ろう付面にろう材の流れるミゾをつけてやると良い。図１３はその例である。

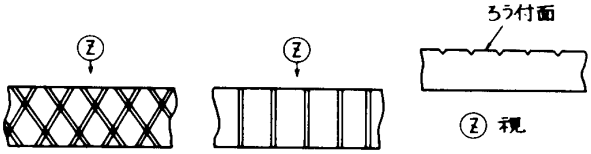


図１３　ローレットダイスによるみぞ加工例

(5)　ろう材

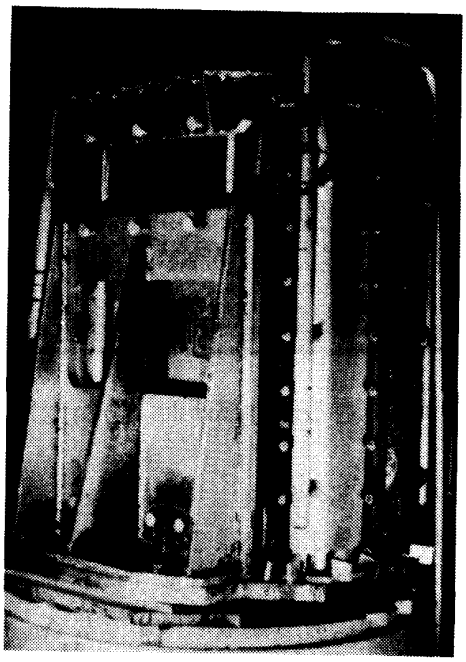


図１４　炉内設置状況（１体型）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

ろう付のための炉内設置状況を図１４に示す。ろう付熱サイクロは図１５に示す通りである。

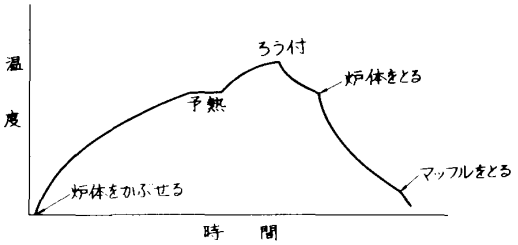


図１５　ろう付熱サイクル

またろう付後の外観を図１６に，ろう付断面を図１７に示す。ろう付はいずれも良好である。

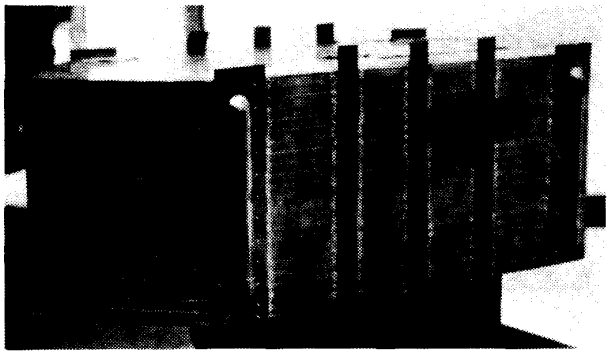


図１６　ろう付後外観（分割型）

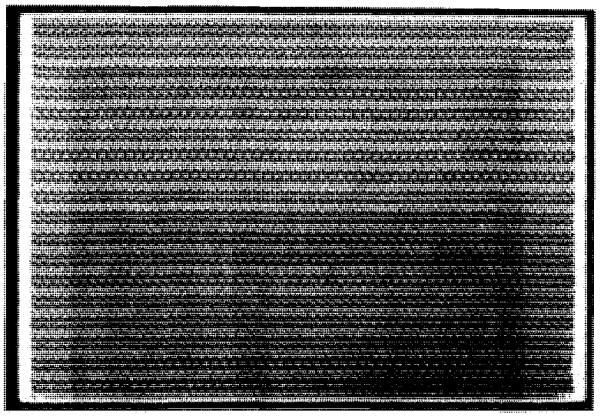


図１７　ろう付部断面（分割型）

(6)　ろう付部の組織

ろう付部のミクロ組織を図１８に示す。ろう付部はろう材の部分，母材部（プレト，フィン）およびその間にある拡散層によりなる。拡散には浸食，固溶体拡散，結晶粒界拡散があるがその程度はろう材の種類，ろう付温度，時間により差がある。熱交換器の場合薄板のため出来るだけ拡散が少いことが望まれる。

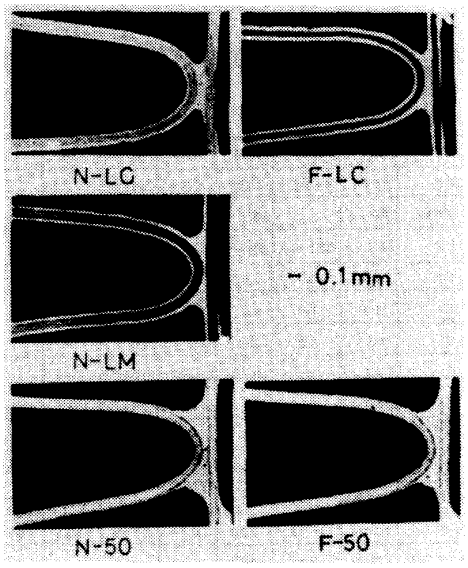


図１８　各種ろう材，ろう付部のミクロ組織

6.　チューブラー形熱交換器の試作結果

６－１　形状・構造　当社のチューブラー形熱交換器のチューブ材質はステンレスが主であり，その他にインコロイでも試作を行った。図１９にガスタービンエンジンに装着した状況を示す。

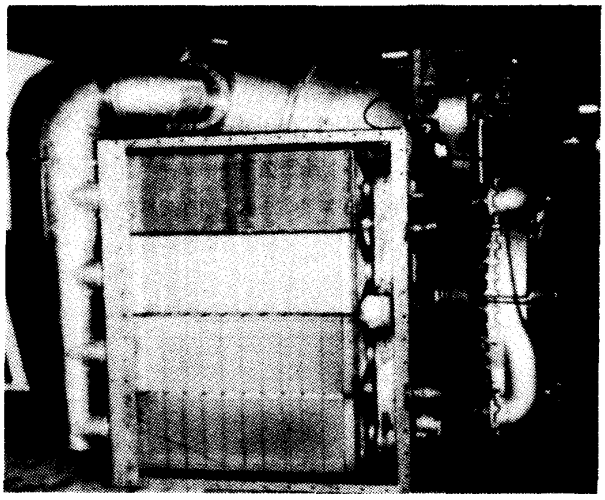


図１９　チューブラー形熱交換器装置状況（エンジン６００PS）

６－２　製造技術の概要　ろう付方法は基本的にはバーアンドプレート形熱交換器の製造方法と同じであり，ろう材もＢNi－７（５０）を用いた。そこで相違点についてのみ述べる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

(1) チューブの製法および問題点

チューブの製法としては圧延と溶接の２つがあり，熱交換器用としては，ティブ溶接後引き抜いて細くしたチューブを用いた。ただし溶接管は溶接欠陥が洩れの原因となるので，洩れの生じない溶接を行うと共に洩れ検査は十分に行う必要がある。図２０にステンレスのチューブに生じた溶接ワレを示す。

図２０　チューブの溶接ワレ

(2) ろう付

ろう付後の外観を図２１に示すがろう付は良く行なわれている。

7. 熱交換器のテスト

試作した熱交換器は空気洩れテスト，性能テスト，熱サイクル耐久テストおよびエンジンに装着してのテストを行い品質確認を行った。

７－１　洩れテスト　ろう付が完了した熱交換器は最高５kg／cm²までの空気圧をかけ，これを水中に入れ洩れ状況をテストした。

７－２　テストベンチ　性能テストおよび熱サイクルテスト用のベンチの回路図を図２２に示す。本ベンチは２台の熱交換器を同時に耐久テストすることが可能である。

７－３　性能テスト結果　性能テストはガス出入口および空気出入口部の温度，圧力，流量を測定し温度効率，圧力損失，洩れ等を求めた。テスト結果の１例としてチューブラー形のものを図２３に示す。図８の計算値と比較すると温度効率は計算通りの値を得ているが，空気側の圧力損失はダクト部の損失が予想より高く計算値より大きくなった。

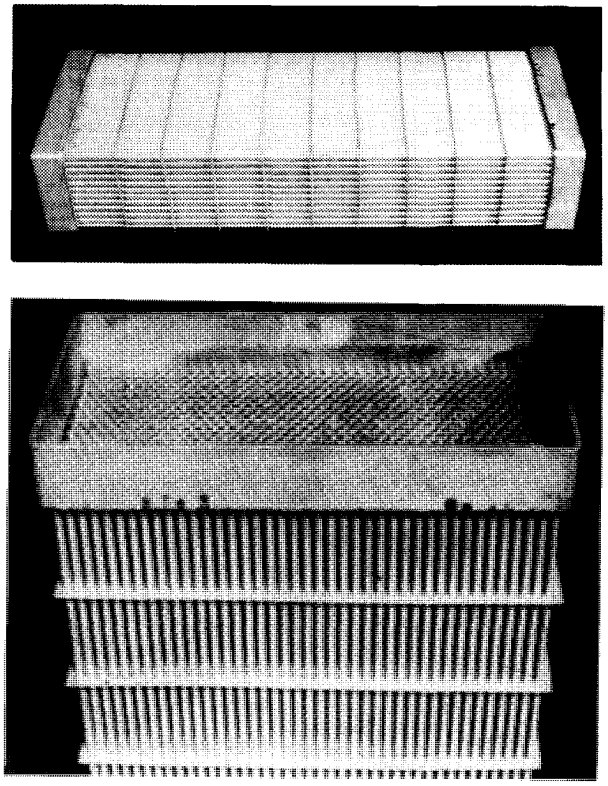


図２１　ろう付後外観

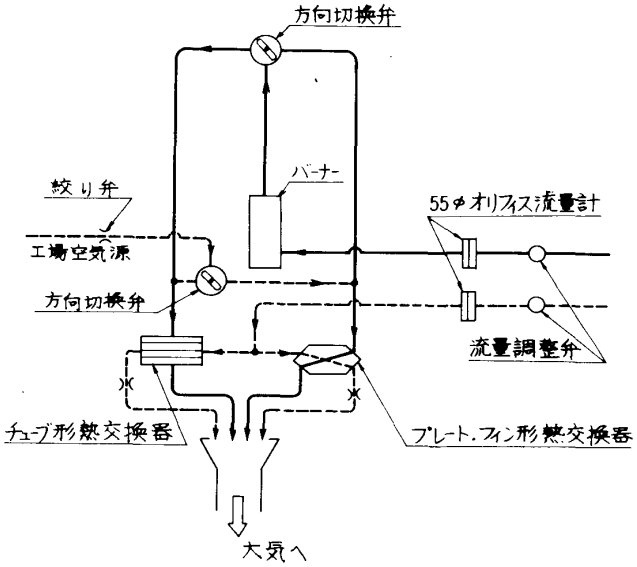


図２２　テストベンチ回路図

７－４　耐久テスト結果　熱交換器はエンジンの始動時および急激な負荷変動時に生ずる熱応力による熱疲労が破損の原因となり，熱交

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

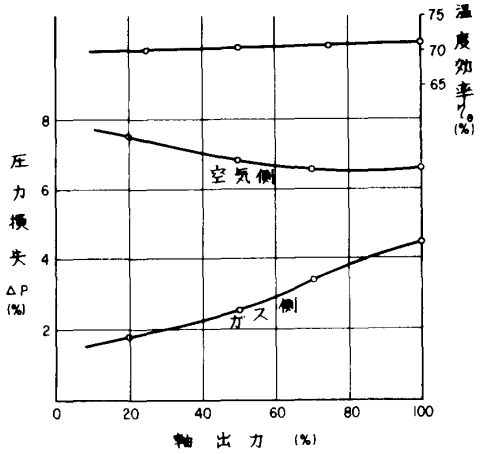


図２３　チューブラー形熱交換器性能テスト結果（プレーンチューブ）

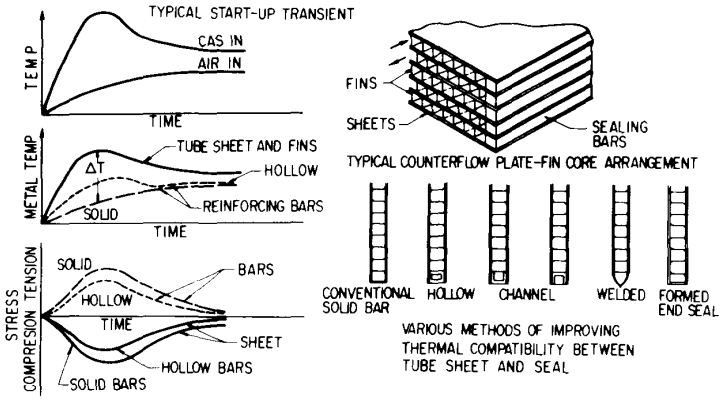


図２４　エンドシールバ部の過度熱応力

図２５　ガスタービンエンジン搭載車両（試験中）

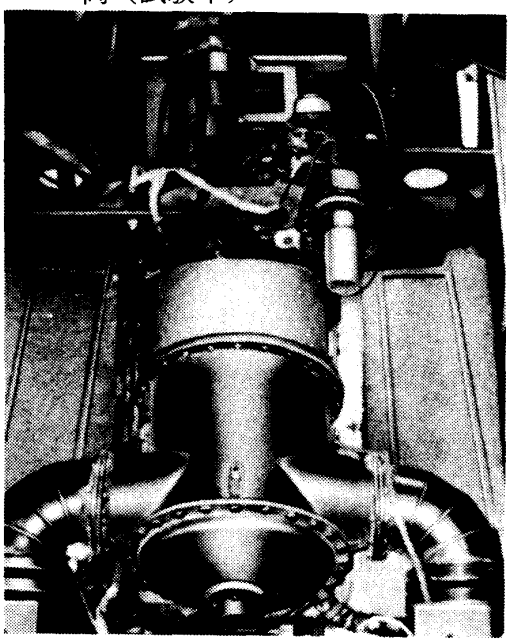


図２６　エンジンルーム

換器の設計の重要なポイントとなっている。図２４に他社のプレートフィン式熱交換器のエンドシール部の例を示す[2]。耐久テストとしては実車搭載テストにより求めた厳しい条件で熱サイクルProfile を設定してその耐久度を確認した。

７－５　ガスタービン装着によるテスト

前記耐久，性能テストを行った熱交換器をエンジンに装着し，エンジンのベンチテストを行い性能の再現性を確認した。またそのエンジンを当社ダンプトラックに搭載し実車テストを行った。岩石積込時に発生する急激な振動（上下約１０.５Ｇ）にも耐えマウント上の問題は特に発生しなかった。図２５はRecuperator 付エンジンを搭載した車両（テスト車）であり，図２６にそのエンジンルーム内を示す。

8.　あとがき

ガスタービン用のRecuperator として現状ではコスト（目標６００円／PS ）；性能ともまだ十分とは言えない。ディーゼルエンジンと競合できるガスタービンの熱交換器の開発には，今後共多大の研究努力が必要であろう。またガス温度の高温化，圧力比の上昇に対処すべく材質，構造面についても耐久性，信頼性を向上すべく更に研究する必要があると思われる。

文　献

(1) C・F・Mcdonald：Recuperator Development Trends for Future High Temperature Gas Turbines：ASME ７５－GT－５０
(2) C・F・Mcdonald：Gas Turbine Recuperator Technology Advancement：ASME ７２－GT－３２
(3) W・M・Kays，A・L・London：Compact Heat Exchanger MC grow－Hill
(4) 坪内，熱交換器（１９６６）朝倉書店
(5) ろう接便覧，産報
(6) Wall colomonoy 社カタログ
(7) Cost Metal 社カタログ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

〝ロールスロイス舶用ガスタービン〟について

伊藤忠商事㈱動力電機部　小　塩　　一

1. まえがき

動力発生源としてのガスタービンは，サイクル圧力比の上昇と高温化による性能向上に伴い，最近になって急速に発電用を主体として広く用いられ，又舶用車両用動力源として見なおされる状勢になってきた。

特に英国ロールスロイス（１９７１）社における航空機転用型ガスタービンの技術的開発先駆的な成果をあげ舶用利用に関しては，７５０トンコルベット艦から16,000トン対潜巡洋艦にいたる範囲の艦艇用主機として，世界１２ケ国海軍に採用されるに至っている。

本論では，同社舶用オリンパスガスタービンについて，その開発経過，構造および性能，モジュールの考え方等について解説する。

2. 舶用オリンパスの開発

推力10,000 lb 航空用オリンパスターボジェットエンジンは，１９５０年初運転された。舶用ガスゼネレータへの改修，開発研究は１９６０年より実施され，主な改修点としては，

1）低圧圧縮機翼材をチタン合金に変更
2）軸受の容量増強
3）タービン翼に新しい材料及び表面処理方法を採用
4）長寿命の無煙運転ができるよう燃焼室を改造
5）圧縮機洗浄装置の取付け

が挙げられる。

その後ガスタービンの舶用装備性に重点をおいた陸上試運転が１９６６年８月より開始された。初期の期間中パワータービンローターに不規則振動が発生したが，ジャーナル軸受中心間距離を大きくすることで解決された。又パワータービンの翼振動が発生し，翼が破損したが，翼単独試験の結果，ある振動モードで応力が高いことが確認され，レーシングワイヤを用いて減衰作用をもたせることで解決した。この間計９５３時間の陸上試運転が行なわれた。

１９６８年初め，疲労によりガスゼネレータ高圧タービン翼に故障が発生した。この現象は，タービン円板の改修，セレーションをゆるくすること，シュラウド先端すきまをゆるくすること及び翼形状の変更により解決された。又吸入空気流れの乱れによる低圧圧縮機翼事故が起ったが，空力モデル，水槽試験用モデルでの実験後，吸気フレアの入口にカスケードベンドを設けるよう改修され，それ以降吸気ダクトの設計が異なってもエンジン吸気の状態がほとんど影響を受けなくなった。

これらの運転期間中，すべての耐久試験はサイクルスケジュール（図１）により実施された。１９６８年中に行なわれた運転の最後の1,000時間は舶用環境をシュミレートするため，吸気中に海水を吹き込むことも行なわれた。

１９６８年ＨＭＳ〝Exmouth〟に最初の舶

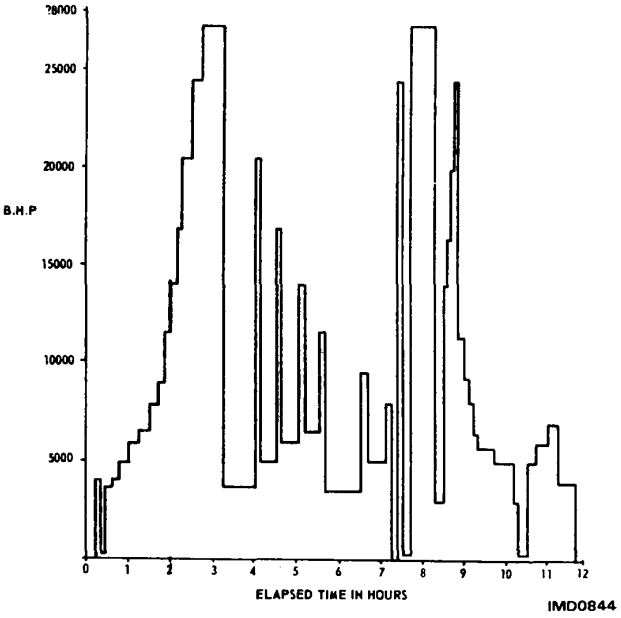


図１　耐久試験サイクルスケジュール

（昭和５０年９月５日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

用オリンパスが搭載され，航空機転用型ガスタービンのみによって駆動され世界最初の大型艦となった。15,000ＳＨＰの蒸気タービンが取り外され，2台の巡航用プロチュウスガスタービン（各3,560ＢＨＰ）及び1台のブースト用オリンパスガスタービンが換装されている。

その改修型として1969年6月より現在まで使用されている舶用オリンパスＴＭ３Ｂ（28,000ＢＨＰ）が開発された。タービン入口温度は1,200°Ｋに上げられた。

又機械室内および隔壁を通して伝わる騒音を減衰させるための研究が行われ，舶用ユニットに"モジュール"の考え方が導入された（図2）。

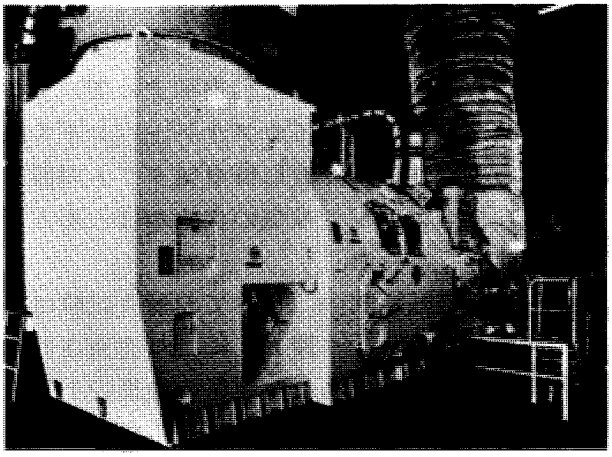


図2　舶用オリンパスＴＭ３Ｂモジュール

内部には，機側制御，換気装置，圧縮機洗浄装置，消火装置が含まれている。

1972年には，モジュールを特殊な試験艇に据え付けて，水中爆発テストが行なわれたが，完全に良好な結果が得られた。

3. 舶用オリンパスの構造

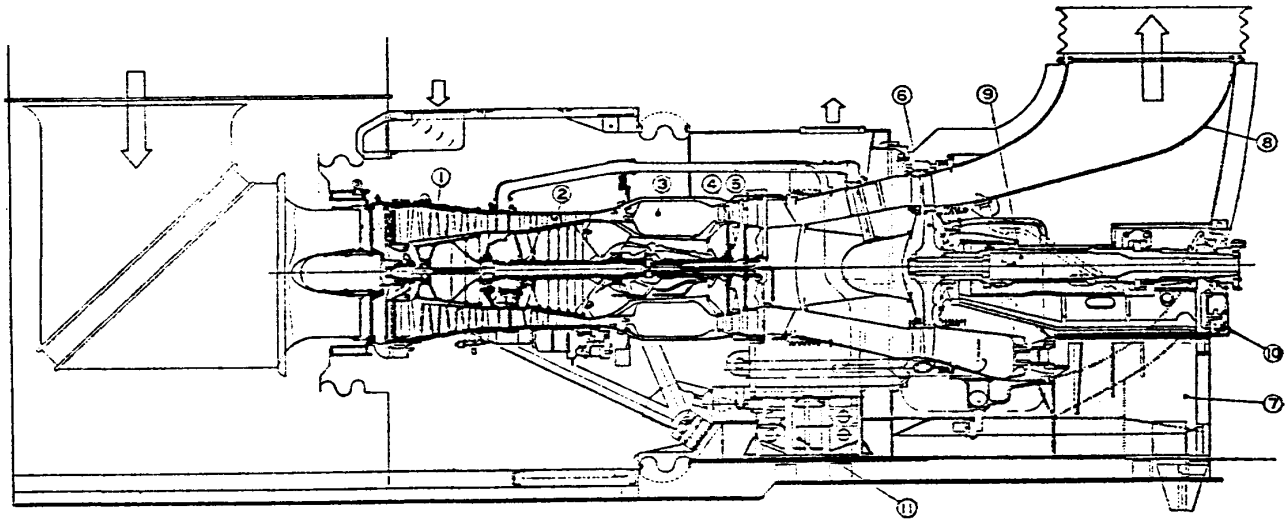
舶用オリンパスＴＭ３Ｂガスタービンは，舶用仕様のオリンパスゼネレータと舶用の用途に適した重構造パワータービンを結合したものでモジュール型式に標準化されている。

表1に主要目を，表2に性能を示す。表2中Ａ～Ｄの各定格は，その出力範囲の運転時間に依存するＴＢＯ（ガスゼネレータのオーバーホール時間間隔）と対応している。図3に舶用ガスタービンＴＭ３Ｂの断面を示す。

オリンパスガスジェネレータは軸流5段の低圧圧縮機と軸流7段の高圧圧縮機を同心軸上で独立に駆動するそれぞれ1段のタービンで構成され，両者の回転速度は自動的に調整されるため，あらゆる出力範囲にわたり安定性と加速性が良好に保たれている。起動時は高圧圧縮機を回転させるだけでよく，起動動力が少なくてすみ，しかも迅速スタートが可能である。主な構成要素として，

a）圧縮機

低圧および高圧圧縮機はそれぞれ上下2つ割れのケーシングを持ち，低圧用ケーシングはア



①低圧圧縮機　③燃焼器　⑤低圧圧縮機タービン　⑦パワータービン支持台　⑨パワータービン軸
②高圧圧縮機　④高圧圧縮タービン　⑥パワータービン　⑧排気ボリウト　⑩補機駆動歯車箱
⑪ガスゼネレータ潤滑油タンク

図3　舶用オリンパスＴＭ３Ｂ断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

表1　主要目表

要　　目	主　要　諸　元
エンジン型式	〔2軸ガスゼネレータ＋パワータービン〕モジュール
軸流圧縮機	12段（低圧5段＋高圧7段）
圧縮機タービン	2段（高圧1段＋低圧1段）
パワータービン	1段
最大定格出力	28,390PS
燃料消費率	214g／PSHr
パワータービン回転数	5,660rpm
ガスタービン概略寸法	長さ9.2m，幅2.6m，高さ3.7m
ガスタービン重量	18,000kg
ガスタービンを含めたモジュール概略寸法	長さ7.3m，幅2.6m，高さ3.7m
モジュールの概略重要	28,000kg
使用燃料	灯油，軽油，重質蒸留油，ガス燃料
使用潤滑油	ガスゼネレータ　合成タービン油 パワータービン　添加タービン油

運転条件：15℃，1,033kg／cm²，吸排気ダクト損失なし。燃料低位発熱量　10,200Kcal／kg

表2　性　能　表

	A定格	B定格	C定格	D定格
定格出力　PS	28,390	25,350	21,800	18,250
燃料消費率　g／PSHr	214	220	228	239
パワータービン回転数　rpm	5,660	5,450	5,180	4,890
低圧圧縮機回転数　rpm	6,360	6,190	6,990	5,790
パワータービン入口温度　℃	654	624	585	544
吸入空気流量　kg／s	106.5	102.8	98.2	93.2
排気ガス流量　℃	464	448	446	402
TBO　Hr	700	3,500	7,000	14,000

運転条件：15℃，1,033kg／cm²，吸排気ダクト損失なし
燃料低位発熱量　10,200Kcal／kg

ルミ合金，高圧用にはステンレス鋼を用いている。塩分による腐食を防ぐために翼材にはチタン合金が用いられ，性能，信頼性の確保が図られている。

b）燃焼装置

上下2つ割れの外部ケーシング，8個の缶形燃焼室，バーナ，タービン入口ダクトなどで構成される。燃焼室は外部ケーシングとタービン軸受支持リングの間に環状に配置され，空気および燃料は燃焼室に取り付けられた点火装置により着火され，他の燃焼室へ伝播するとともに燃焼が継続する。

c）圧縮機用タービン

静翼を取り付けたケーシングとタービンロータにより構成される。静翼は数枚を1組にしたゼクトメントになっている。タービンロータは，円板とこの円板に固定されたシュラウド付動翼および中空軸より成り，低圧タービンは高圧用軸の内部を通る低圧用軸を通じ，前方の低圧圧縮機を駆動する機構になっている。

パワータービンの構成は，タービン軸が，タービン円板後方で2個のスリーブ軸受で支持され，軸方向の推力がミッチェル型スラスト軸受で支えられている。軸支持系の構造が簡単であり，解放点検を容易にしている。出力軸は通常SSSクラッチを介して減速装置に結合される。パワータービン台板は鋼板溶接構造で，ケーシング，軸受台，排気ボリュート，防音外被等を支持している。台板前部にはガスゼネレータを支持するためのパイプ構造の支持フレームが取り付けられており，ガスゼネレータの取付け，取外しを容易にしている。

図4にオリンパスTM3Bの性能曲線を示す。

4. モジュールの考え方

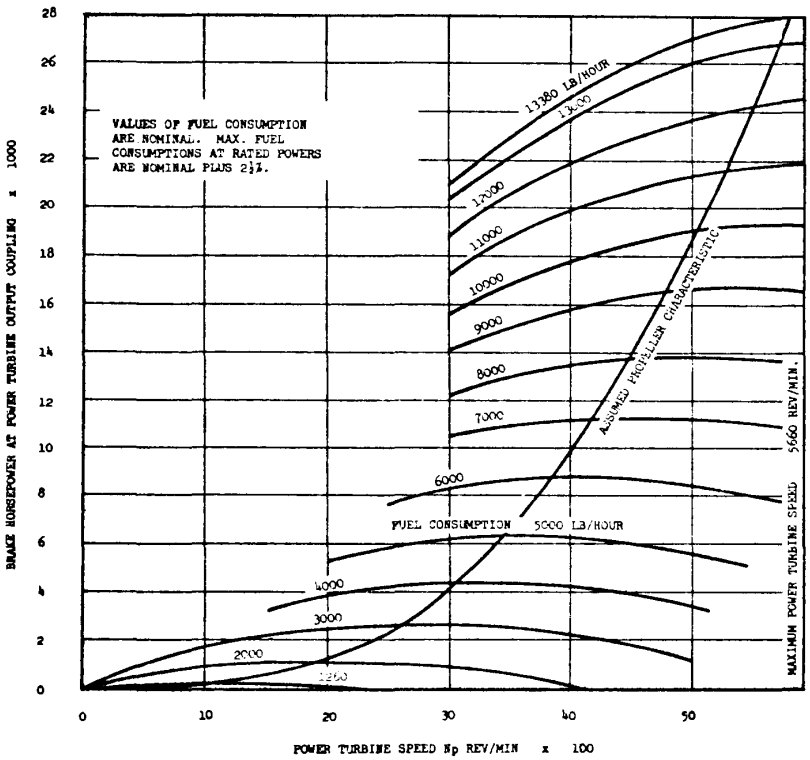
モジュールシステムとは，舶用主機関プラントとしてすべての装備しなければならない一切の部品を1つのパッケージボックスに収納し，機関艤装の簡略化と保守の容易化を図ったものである。燃料，空気および電気の接続点が装着されていて，これらと船内における供給装置をつなぐことにより，運転が可能になる。

モジュール化の利点としては，

1）通常必要とされる機関室設計作業の大部分は，すでにモジュール内部に織り込まれているので艤装設計時間が短縮される。

2）造船所で扱う補器類が減少し，配管配線工事が最少になるので，造船所での艤装作業が

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.



CURVE 3 TS. 5160

VARIATION OF BRAKE HORSEPOWER WITH POWER TURBINE SPEED AT CONSTANT FUEL CONSUMPTION

図4　オリンパスＴＭ３Ｂ性能曲線

容易になる。

3）減速装置との結合配置が容易になる。

4）標準化されているので，保守，整備が容易である。

5）エンジンを動かすのに必要な装置はすべてモジュール内に組み込まれているので，納入前に工場にて，搭載時そのままの状態で運転できる。

等が挙げられる。（モジュール断面図は図３を参照）

5. 複合配置機関

ガスタービンの特性として，部分負荷における燃費率が悪いことから，エンジンの出力を落とすことでは巡航用としての役目は満足されない。そのため別の巡航用エンジンが必要となり，ディーゼルとガスタービンの長所を如何に競合させるかが，艦艇設計者にとって重要な課題となってくる。

巡航用エンジンをブースト用エンジン運転中に運転するか否かによって"ＡＮＤ"又は"ＯＲ"方式となる。組み合わせとしては，

CODAG－ディーゼル
　AND　ガスタービン
CODOG－ディーゼル
　OR　ガスタービン
COGOG－ガスタービン
　OR　ガスタービン
COGAG－ガスタービン
　AND　ガスタービン

それぞれの機関配置例を以下に示す。

＊CODAG

７５０トンのフインランド海軍コルベット艦の機関配置が図５に示されており，巡航エンジンは，まず舷側２本のＫＡＭＥＷＡ可変ピッチプロペラについては，それぞれ独立に制御され，Mercedes Benz ＭＢ８２０Hb 型高速ディーゼル駆動され，巡航用として，又後進用として使用される。また中央に配置された大きなプロペラは，巡航時には，上記と同種の３台目のディーゼルで駆動され，これら３台のディーゼルで１７ノット最大巡航速力が得られ，ガスタービンと併用して運転した場合には，この２倍以上の速力となる。

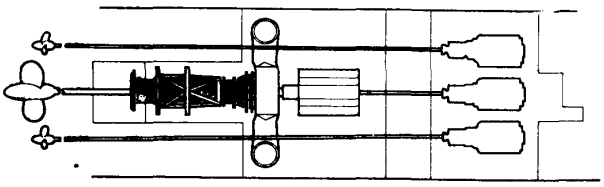


図５　ＣＯＤＡＧ機関配置

他方ガスタービンは，別の機械室に据えられており，オリンパス２０１４シリーズガスゼネレータと単段出力タービンにより構成され，２段減速装置を介してディフューザ・シュラウドのついた中央の大型固定ピッチプロペラを駆動

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

する。この配置によって軸直径を最小限にとどめることが可能となり，またプロペラを船底ラインの上部に置き得ることになる。

ガスタービン吸気は，後部甲板にある大きな吸気フードから供給され，タービンからの排気ガスは，2つの水平ダクトによって船尾方向に排出される。

＊CODOG

1,350トンのイラン海軍MK－5高速フリゲイト艦及び1,650トンのリビア海軍MK－7高速フリゲイト艦の機関配置を図7に示す。

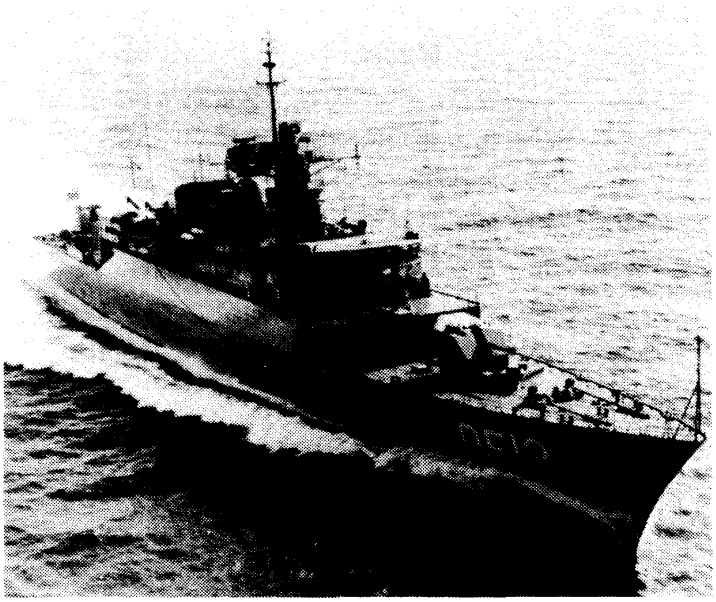


図6　CODOG搭載Vosper Thornycroft Mark 5 高速フリゲート艦

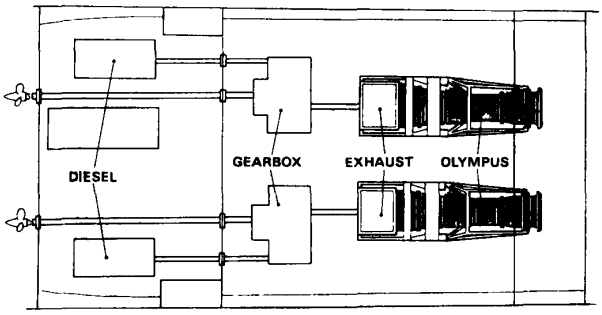


図7　CODOG 機関配置

（両艦の主機は同一故，MK－7では得られる最大速力がいくらか減少する）

2台のオリンパスTM2ガスタービンおよび2台のPaxmanディーゼル駆動され，両者どちらかのエンジンがそれぞれ2つのプロペラ軸を駆動する。エンジンからの出力は，減速装置，プロペラ軸を介して可変ピッチプロペラに伝達される。主機は機関制御室又は艦橋より遠隔操縦され，ディーゼルからガスタービン，又はその切換えは，SSS（自己同期艇腹）クラッチによって行われ，1本のレバー制御およびエンジン選択スイッチによって操作される。

＊COGOG

図8は，英海軍3,670トン42型駆逐艦（2軸艦）で，それぞれの軸にブースト用または全力用としてロールスロイスTM3Bガスタービン，巡航用にタインRMIAガスタービン（4,250BHP）が配置されている。

本艦は，後進のために大がかりな運転ギヤ付の減速装置を用いないで，ガスタービンを最も効率的に運転するために，可変ピッチプロペラが装備されている。

エンジンおよびプロペラピッチの選択，制御は艦橋又は機関制御室より行なわれる。両ガスタービンは，主減速装置との間に配置されたSSSクラッチを介して，自動的に主減速装置に接続され，又は切り離される。

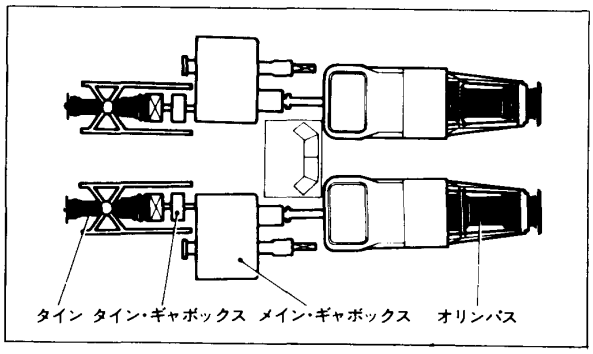


図8　COGOG機関配置

4つの機械室があり，中央に2つの主機室，その前後に補機室が配置され，オリンパスガスタービンは，前部主機室に据えつけられている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

本艦は，オリンパス／タイン主推進機関パッケージ（図9）を使用した最初のものである。

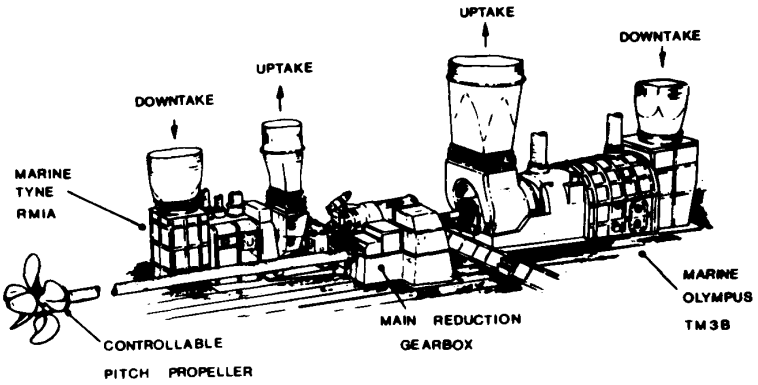


図9　オリンパス／タイン主推進機関パッケージ

＊COGAG

英海軍新型巡洋艦（16,000トン）では，オリンパスTM3Bモジュールを各軸に2台づつ配置し，入力2軸出力1軸の3段減速，運転式減速装置を介して，2つの固定ピッチプロペラを駆動させている。

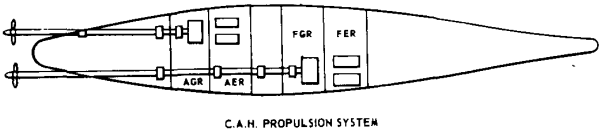


図10　COGAG機関配置

主エンジンは，図10のように配置され，前方部のものが右舷プロペラ軸を，後方部のものが左舷プロペラ軸をそれぞれ駆動する。前部減速装置室と後部エンジン室との間の区画は，倉庫および工作室となる。2つの機械室は，ダメージコントロールのために，又ガスタービン吸排気ダクトの構造を簡単にするために前後に分けて配置されている。

本艦の1軸の推進装置が，アンスティにある陸上運転場（図11）に据え付けられており，2台のオリンパスTM3Bモジュール，駆動軸，カップリングクラッチ，逆転／減速装置，推力軸受，水動力計の順に配置されている。テストは通常の港用運転，巡航および高速前進運転から，戦闘による損傷の結果としての非常事態にいたるあらゆる範囲の運転状態をシミュレートするため，コンピュータ制御又は手動による運転プログラムに従って徹底的に実施されている。

ディーゼル駆動，タービン駆動と比較したガスタービン搭載艦例を表3に示す。

6. あとがき

ガスタービン推進方式の利点を挙げれば，

1）容積，スペース，重量の減少。
2）出力要求に対するすばやい反応。
3）最少限ですむ開発費。
4）低振動。
5）容易な自動化。
6）パワーユニットを内蔵していること。
7）乗組員の削減。
8）艦の利用率の向上。

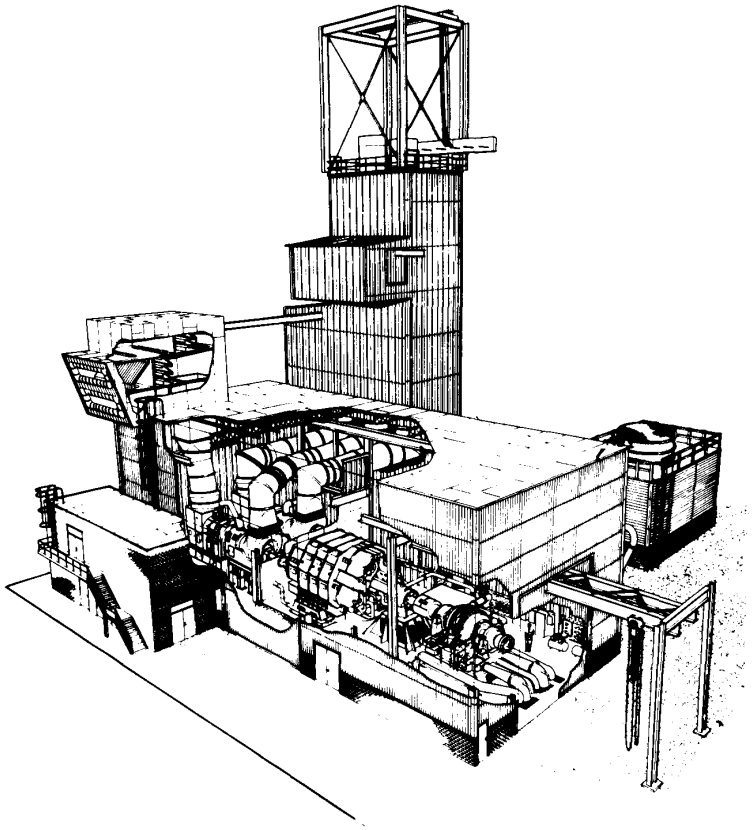


図11　陸上運転場

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

表3 ディーゼルタービン駆動と比較した複合機関搭載例

	イタリア Alpino	ブラジル MK—10	英国 Amazon	英国 Inuinsible	日本 みねぐも	米国 Knox
基準排水量(t)	1,900	3,500	2,000	16,000	2,100	3,075
主機	CODAG	CODOG	COGOG	COGAG	ディーゼル	タービン
出力(HP)	16,800／15,000	54,400／16,000	54,400／8,500	54,400／54,400	26,500	35,000
速力(Kt)	28／22	30／	35／20		27	27

9) 少い潤滑油消費。
10) 乗組員訓練時間の短縮。
11) 居住性，作業環境の改善。
12) 船殻の開口部の減少。（海水取入口はない）
13) 後方支援の改善。
14) 信頼性の改善。
15) 建造期間の短縮。
16) ライフサイクルを通じての機関の近代化。
等である。

航空機業界はそれ自体非常に激しい競争をしているわけだが，それは又エンジン技術をさらに高度にするため多額の投資が行なわれていることも意味する。オリンパスエンジンは，すでに原型の4倍の推力をもつほどに発展してきており，さらにいっそうの成長がはかられている。

他方，造船工業界からすれば，艦艇用の要求が，航空機の要求と両立する限り，すでに航空エンジンとして開発されたものを転用することは，資金的に極めて魅力のあることである。

大戦後，航空機の性能と形状は大巾に変化してきたが，艦艇においても，舶用軽量ガスタービンの出現で，設計性能が大巾に変化してきている。ガスタービン自体もモジュール化され利用しやすくなってきた。

今後ガスタービンが舶用領域でも広範な用途が開発されることを期待したい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

大容量発電用ガスタービンの動向

㈱日立製作所　電力事業本部
火力技術本部　ガスタービン部　久保田　道　雄

1. まえがき

1）大容量発電用ガスタービンの開発状況について寄稿するようにとの御依頼をこの８月に受け，お引きうけしたものの内心このテーマは現在のところ非常に書きにくいものであることが解っていたので困惑しておりましたが幸い，９月末に据付の完了したフランス電力（ＥＤＦ）Bouchain 発電所のALSTHOM社（仏）製９５ＭＷガスタービンを見学する機会を得たのでこの紹介を中心とし，大容量ガスタービンの動向を概説したい。

2）何故このテーマが書きにくいかという一番大きな理由は大容量ガスタービンの開発は厖大な資金を要する事業であり，現在のようなエネルギー，経済，政治環境の不安定な状況にあって各企業のトップマネージメントはマーケットのニーズに対し明確な見通しを立てることが出来ず，多くの開発計画が現在棚上げの状態になっているからである。

例えばＧＥ社の第３世代のガスタービンとして単機出力１５０ＭＷ，６０Hz 一軸機の開発状況をＧＥ社M_R.PATERSOX が１９７３年９月の日本ガスタービン会議特別講演会で紹介し，１９８０年までには完成予定と述べていたが，Advanced designによるモデルＭＳ１０形ガスタービンの開発計画はその後間もなく一時中断となり，現在再開の見通しはまだ明確でない。

米国における電力会社の昨年度のガスタービンの発注量は約3,３００ＭＷでオイルショック前の約半分にしかならず，ガスタービンメーカーの大容量ガスタービン工場は非常に苦しい経営を強いられている。

このようなマーケットの需要が少いときに更に大容量機の開発に大きな投資を行うことの困難さは容易に理解出来る。

（昭和５０年１１月６日原稿受付）

このような状況はＧＥ社のみならず，ＷＨ社でも同様であり６０Hz，１５０ＭＷ機の開発計画は早くから中止されている。

又本年７月３１日付 GAS TURBINE WORLD NEWSによれば Turbopower & Marine 社と Stal-Laval TURBINE 社の共同開発によるＦＴ５０，１００ＭＷ Advanced Design Industrial 形ガスタービンは現在試作機が工場で製作中であるが，これを商用化するためには実に１５０～１８０億円の追加投資が必要であり，この投資を行うとの決定を下すためには電力会社より１９７７～１９８１年にかけて少くとも５０台以上購入するとの Commitment が必要と考えられており，本年度末までに市場調査を行った上で本開発の延期か否かの結論を出す方針とのことである。

Pacific Gas & Elctric 社にて予定されていた Field Test は中止通告が出された。

3）一方米国の電力会社では，ここ数年建設期間の長い原子力発電所や大容量火力発電所の建設計画の多くが中止又は延期されているため，景気が回復し，電力需要が上向きとなった時点でこれら長納期発電設備を発注しても急場には間に合わぬため，ガスタービンが１９８０年初頭までに大量発注される可能性があり，１９７７～１９７８年には少くも年間６０００ＭＷ程度と現在の２倍位までに発注量が回復するものと各ガスタービンメーカーはこれを非常に期待している。

例えば最近 Union Electric 社は１９７７～１９８０に運開するガスタービンとしてＧＥ社にＭＳ７００１ガスタービン２２台，1,200ＭＷ，ＴＰＭ社に６台，３００ＭＷ合計1,500ＭＷの内示発注を行ってこの時期の発電設備を確保している。

このように１９７７年以降になりガスタービンの需要が増加して来れば大容量機の開発気運

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

も促進するものと考えられる。

4）このような状況のもとで政府や民間団体よりの援助を受けながらセラミックスや水冷却などの新技術の開発も行われており，大容量高性能ガスタービンの技術開発の将来は明るいものと期待されるが，これらの商用化の時期は明確に推定し難い要因が多いと考えられる。

以下　イ）６０Hz　大容量機
　　ロ）５０Hz　大容量機
　　ハ）研究開発の動向

について概説する。

2. 60Hz大容量ガスタービン

１９６０年代後半より１９７０年代初頭にかけての米国電力会社におけるガスタービンの伸びは極めて著しく，全発電設備容量に占めるガスタービンの割合は１９６５年にわずか0.５％であったものが，1970年には4.5％，１９７４年には8.８％となっている。このような米国電力会社におけるガスタービンに対する大きな需要に応えるべく１９７０年頃より５０～６０MWクラスの大容量機が導入された。

ＧＥ社のモデルＭＳ７００１ガスタービンについて述べれば１９６６年に設計が開始され，最初の２台が１９７１年ニューヨーク州Long Island Lighting Coに納入された。

これら大容量機は従来の２０～３０MWクラス機より効率が相対値で１０％以上向上しており，KW当りの総建設費もやや有利であったため，広く採用され１９７２年には５１台，1973年には３０台，１９７４年には５７台が運転に入った。

１９７４年１２月末の運転中および製作中の実績を表１に示す。

表１　ＧＥ社６０Hz ＭＳ７００１機の実績
（１９７４年１２月末現在）

用　途	台数	総 容 量	運転時間
電力会社向	232	14,904. MW	336,000H
産業会社向	8	476.7MW	45,000H
合　計	240	15,480.7MW	381,000H

また，図１に２５MWのモデルＭＳ５００１とＭＳ７００１ガスタービンの累積受注容量（MW）の推移を示す。

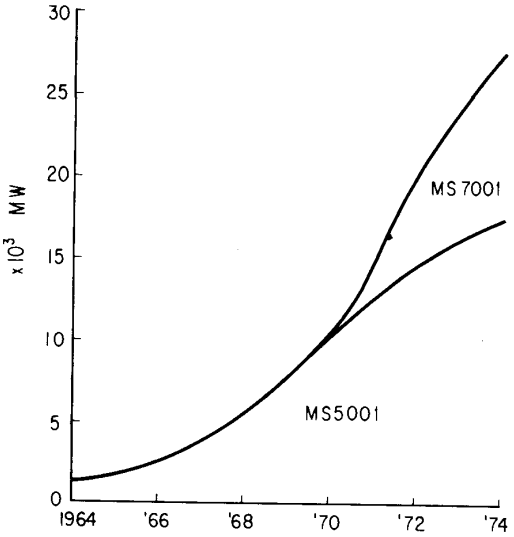


図１　２５MWモデルＭＳ５００１と６０MWモデルＭＳ７００１ガスタービンの累積受注容量（MW）の推移（ＧＥ社）

大容量機への大巾な移行が見られる。

本ＭＳ７００１ガスタービンは基本設計は出力２５MW回転数５１００rpmのＭＳ５００１ガスタービンのスケールアップであり，回転数を３６００rpmとし，発電機と直結し減速ギヤーを不要とし，又空気力学的には流体通路の寸法を５１００／３６００倍とし同一相対速度を保ち実績のある設計を採用している。

一方初めてタービン初段の動翼内部に空気冷却を行うことによりガスタービン入口ガス温度を１００℃上昇させ高効率化と高比出力化を実現している。[1)]

現在運転中の６０Hz の代表モデルＧＥ社ＭＳ７００１とＷＨ社W５０１とこれらの各々の出力増加を計った up rated モデルの要目を表２に示す。

このように技術進歩に伴い，ガスタービンの入口温度の上昇，圧縮比の向上による比出力の増加により空気流量のそれほど大巾な増加なしに（同一モデルでほぼ同一の機械の大きさで）容量の増加が常に計られている。

3. モデルMS9001, 95MW3000rpm ガスタービンについて

3.1　ＧＥ社とALSTHOM社（仏）は５０

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

表2　運転中の60Hz 大容量ガスタービンと今後のup rated モデル

項目	単位	GE社 MS7001		WH社 W501	
		運転中	up rated	運転中	up rated
1. 出力	KW				
ベース定格		59,000	72,200	62,440	95,450
ピーク定格		65,200	77,600	66,870	103,140
2. 効率(LHV)	%				
ベース定格		30.7	32.1	29.0	31.96
ピーク定格		31.0	32.2	29.33	32.10
3. 入口ガス温度	℃				
ベース定格		1005	1085	924	1130
ピーク定格		1065	1140	954	1190
4. 空気流量	kg/sec	238	267	342	356
5. 営業運転	年	1972	1977	1972	1976

1) ISO条件，2) 燃料は軽油，3) 標準サイレンサーの損失を含む

Hz 大容量機の共同開発を行い，単機出力95MW，MS9001ガスタービンの本年3月無事工場試験をALSTHOM社BELFORT 工場にて完了し，9月に据付を完了した。

本MS9001ガスタービンはすでに実績のある表2の運転中のMS7001，60Hz ガスタービンの設計を出来るだけ流用する方針で寸法比1.2倍にスケールアップしチップスピードを同一とすることにより，空気力学的特性は実証されたMS7001ガスタービンと同一となる。

空気流量と出力は $(1.2)^2 = 1.44$ 倍である。

燃焼器は単純にスケールアップ出来ないし，その開発には長期の燃焼テストが必要となるので60Hz MS7001の燃焼器と全く同一のものを使用することとし，個数を10ケより14ケに増加させることにしている。

これをまとめると表3のような対比となり，比較的容易に開発され，しかもその性能は正確に予想され，しかも4年間にわたるMS7001，60Hz機の運転実績を本MS9001，50Hz機の設計に反影されており，1号機ではあるが"A PROVEN 95 MW HEAVY DUTY GAS TURBINE IS BORN"とCIMAC 1975 論文にA. LOFTが紹介している。[2)]

MS9001ガスタービンの断面図を図2に示す。ガスタービンの重量は

補機ベース　　60 TON
本体ベース　　220 TON
最大吊上重量　　50 TON

尚輸送時は本体ベース上の上部機器の一部をとりはずし160 TON程度として据付サイトへ輸送している。

ALSTHOM社では本MS9001ガスタービンを下記ユーザー向に5台製作中であり，本年9月BELFOT工場を訪問した際2号機は試運転中，3号機は組立の最終段階であった。

1台－フランス国営電力会社（EDF）
（Bouchan PS 屋内式　1975年10月運開）

3台－ベルリン市電力局（BEWAG）
（排熱回収ボイラと組合せ，地域暖房用，屋内式，1976年1月～6月工場出荷）

1台－アイルランド電力局（ESB）
（屋外パッケージ形，1976年末工場出荷）

表3　MS 9001とMS 7001ガスタービンの比較

項目	単位	MS7001	MS9001
1. サイクル	Hz	60	50
2. 回転数	rpm	3600	3000
3. 周速		両機とも同一とする	
4. 寸法比		1.0	$\frac{3600}{3000}=1.2$
5. 断面積比		1.0	$(1.2)^2=1.44$
6. 体積，重量比		1.0	$(1.2)^3=1.73$
7. 出力（ISO，軽油）			
ベース定格	KW	59,000	83,300
ピーク定格	KW	65,200	92,300
8. 効率（ISO，軽油）			
ベース定格（LHV）	%	30.7	30.7
ピーク定格（LHV）	%	31.0	31.0
9. 入口ガス温度			
ベース定格	℃	1005	1005
ベース定格	℃	1065	1065
10. 空気流量	kg/s	238	343
11. 燃焼器本数	本	10	14

3.2　EDF Bochan PS について　筆者は昭和50年9月22日 Elctrcite de France，Bochan PS内のALSTHOM社製モデルMS9001ガスタービンの第1号機を見学する機会を得たのでその概要を紹介する。

Bochan は北フランス Lille 市の近くでパ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

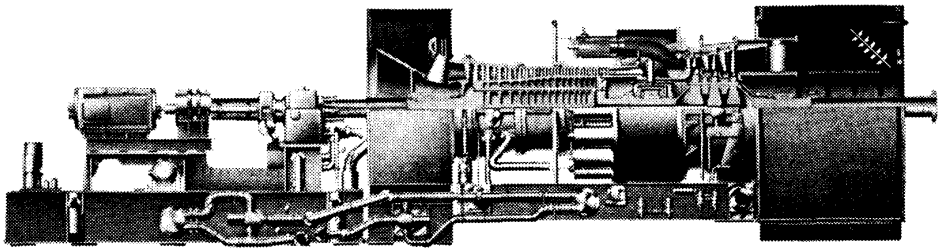


図2　MS9001ガスタービン断面図

りより180Km，車で約2時間の地で，よく整備されたハイウェイが北フランスの美しい田園地帯を通っている。

Bouchan PS には250MW×2台の石炭焚火力発電所が運転中であり，この構内にMS9001ガスタービンが建設されている。

このガスタービンの燃料は軽油，重油，ガスのいずれの燃料でも使用出来るようになっており，1日13時間程度の運転計画であり，火力発電所中央制御室またはパリの中央電力指令所のいづれからでも遠方運転することが出来る。ガスタービンは騒音対策としてコンクリート製の建物の中に設置されており，120m離れた地点での騒音は45dB（A）で設計されている。

図3に機器配置図を，図4に外観写真を示す。

据付に要した期間は50年4月中旬機器が発電所に到着し，50年10月末試運転完了であり，約6ケ月となっている。25MWパッケージ形ガスタービンの据付期間は約2ケ月であるから，容量比よりやや短くなっている。

4. モデルW1101／TG50 100MW 3000rpmガスタービンについて[3)]

WH社とACEC社（ベルギー），FIAT社（伊）の共同開発による100MW50Hzガスタービンもその第1，2号機が本年中に運転する予定でFIAT社とACEC社で建設が進められている。

このモデルの開発もWH社の60Hz機W501をベースとしているが，その具体的手段は前項のMS9001の開発手段とやや異り，3600/3000＝1.2のスケールアップを採用していない。その理由として表2に示される如くW501のup rated モデルが100MWとなる見通であり，この1.2倍の寸法のスケールアップでは出力が150MWクラスとなり，この容量が現在市場に受けいれられるかどうか疑問であったこと，寸法を1.2倍と大形化することにより新らしい治工具などの設備が必要となることを挙げている。

従って本100MW，W1101／TG50モデルの設計に当ってはW501，60Hz用ガスタービンのタービン翼をそのまま使用することとし，ガス流と翼の相対速度がW501，60Hz機と同一となるようにタービンデスクの直径を大きくし，コン

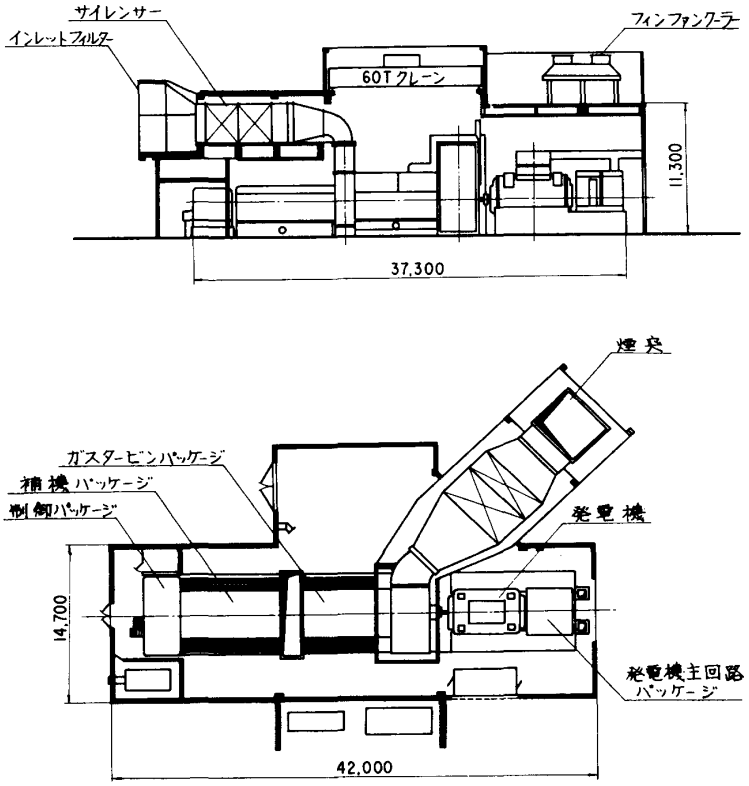


図3　Bouchan PS MS9001 ガスタービン機器配置

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

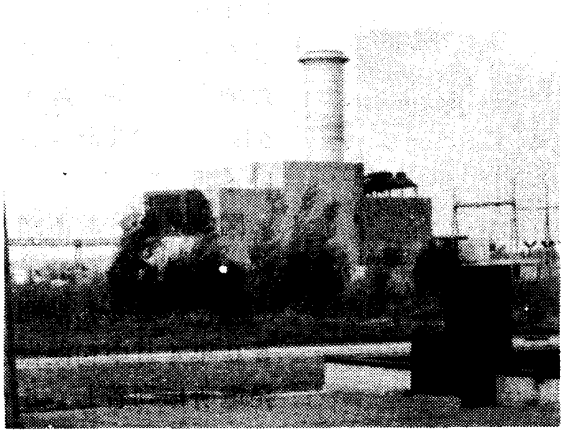


図4　Bouchan PS外観

プレッサーは新らしく設計し直し空気流量をマッチングさせている。

このモデルはFIAT社がイタリー電力局に3地点合計7台，又ACEC社がベルギー電力局に1台納入する予定であり，これら1号機は共に本年末運転開始される予定である。

5. 大容量ガスタービンの研究開発の動向

1960年代より1970年代までのガスタービンの性能の向上の実積を図5では熱効率につき，図6では比出力につき示した。(Sawyr's Catalogより作成)

1960年代のガスタービン（第一世代）に比べ1970年代のガスタービン（第二世代）は熱効率で1.5倍，比出力で2倍と画期的な向上を示しており，その経済性は著しく改善されている。

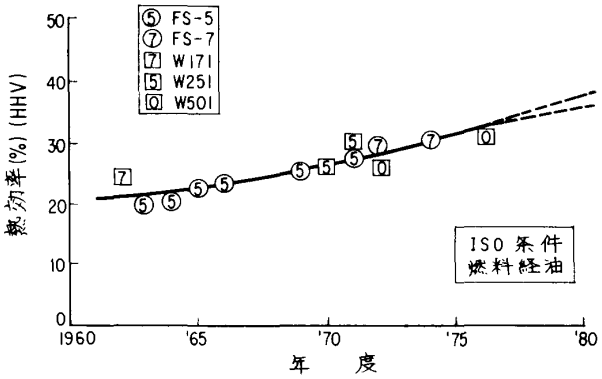


図5　ガスタービン熱効率の推移（単純サイクル）

さらに現在入口ガス温度1300℃クラス（第三世代），1500～1650℃クラス（第四世代）のガスタービン研究開発が行われている。

5.1　セラミックスの開発[4)5)]

FORD社とWH社は米国務省のAdvanced Research

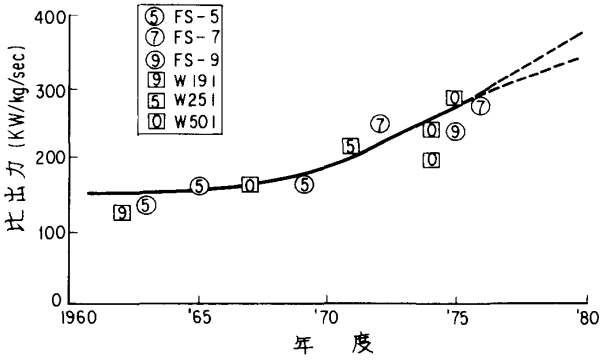


図6　ガスタービン比出力の推移

Project Agency（ARPA）より1,500万ドルの研究委託をうけセラミック製のガスタービンの研究を行っている。

WH社の目標は30MWガスタービンに無冷却セラミックスの静翼を使用し，ガスタービン入口温度2500°Fを1976年までに実現するための研究を行っている。

使用するセラミックスは窒化珪素（Si_3N_4）であり，特に高温強度，耐熱衝撃性，耐酸化性，耐蝕性に優れているので現時点においては最も有望なものと考えられる。Si_3N_4粉末をホットプレス法でセラミックスを製造しており，理論密度に近い値まで緻密化することが出来るため強度は非常に強く常温で100kg／mm²以上の曲げ強度をもつものもつくられている。

更にWH社はセラミックスを動翼に使用する研究を1975年より米国Electric Power Research Instituteより37ケ月217万ドルの資金をうけ進めている。[5)]

WH社ではセラミックスを使用したガスタービンの実用化を1982年完成目標としているが，この実現のためには技術的な問題よりもむしろ今後の開発に必要とされると予想されている3,000万ドルに及ぶ開発費の調達であろうと云われている。[4)]

一方GE社ではシリコンカーバイド（SiC）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

を加圧することなく常圧で焼結する方法を開発し，これをガスタービンに応用することで研究を進めている。

5.2 水冷却動翼の開発　GE社では1966年より中央研究所で２８００℉で運転することを目標とした水冷却ガスタービン動翼の開発研究を行っており，小形ローターの試作，運転が完了していたが，更にElectric Power Research Institute との契約によりタービン静翼にはセラミックスを，動翼には水冷却を使用した２８００℉ガスタービンの開発を継続していたが，その実現の見通しがつき今後この組合せによる高性能ガスタービンの実用化により１９８０年代後半より１９９０年代の米国電力会社の燃料費の大巾節約に貢献出来る画期的成果であると本年１０月１６日ＧＥ社副社長兼ガスタービン事業本部長ＭＲ，John Urquhart が新聞発表を行っている。

この超高温ガスタービンによれば比出力は現在の１０００℃クラスのガスタービンの約２倍となり，単機出力も１８０MWの大容量機となる予定とのことである。

大巾な比出力の増加はkW当りの建設備の低下を意味し，今後共進行するインフレによる建設費の高騰傾向に対する有効な抑制対策である。

又水冷却によればガス温度が著しく高くなってもメタル表面温度は現在のガスタービンのそれより低く保つことが出来るので腐蝕性の不純物を含む原油，重油などの低質，安価な燃料を使用することが出来るメリットがある。

6. 結　言

1）大容量発電用ガスタービンの動向について概説したがまえがきにも述べたように第三，第四世代の高性能大容量ガスタービンの商用化時期を明確に決めるには現在の不況と不安定な環境ではむつかしい。

2）ガスタービンの単独の使用のみならず今後ガスタービンと排熱回収ボイラおよび蒸気タービンとのコンバインサイクルの実用化が進むものと考えられる。例えばガスタービン入口ガス温度３０００℉の第四世代の水冷却ガスタービンによるコンバインドサイクルプラントの熱効率は５２％になる見込みで，蒸気タービンプラントの熱効率が最高でも４０～４２％程度で今後画期的な向上が見込めないことを考えれば，ガスタービンを主体としたコンバインドサイクルの将来は非常に重要となるものと考えられる。

従って石炭ガス化，重質油ガス化等によって得られるクリーンではあるが高価なガス燃料はこのような高効率コンバインドプラントに使用すべきものとして各種の検討がなされている。

これらのコンバインドプラントの容量は４台位のガスタービンの組合せにより４００～６００MWの大容量となっている。

参考文献

1）加藤他，機械設計，17-12(1973-12)41
2）ARNE LOFT, CIMAC 1975
3）G. P. FRIGIERI他2，CIMAC 1975 231
4）BIASI, GAS TURBINE WORLD MAY 1974，12
5）GAS TURBINE WORLD JULY 1975, 34

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

航空機用エンジンに対するＥＰＡの排気規制

航空宇宙技術研究所　原動機部　相　波　哲　朗

1.　まえがき

航空機用エンジンからの排気に対する規制として既にＥＰＡ（米国環境保護庁）の1973年7月に公布された排気規制[1)]があり，ＩＣＡＯ（国際民間航空機構）でも加盟国の事情を考慮した国際的な規制を検討するため，1974年5月と1975年5月に会議が開催されている。以下はＥＰＡの規制内容の概略を紹介したものである。

2.　ＥＰＡ規制の内容

2－1　規制内容の構成　この規制はかなり量が多く，言葉の定義や略号を示す一般的な規定の部分，規制値を各種エンジンや航空機に対して示す部分，気体状汚染成分と排煙の試験方法を示す部分，および，付録から構成されている。規制値は各種エンジンや航空機に対して規制年次別に示されており，次第にその内容は厳しくなっている。対象となる汚染成分を測定する際のエンジンの運転方法，および，排気と排煙の分析や測定に用いる装置と方法についても具体的に示してある。

2－2　規制値の例　規制の対象となるエンジンは表1のように区分され，新規製造と使

表1　エンジンの区分

種　類	クラス	区　分
ターボファンまたはターボジェット	Ｔ1	推力8,000 lb 未満（Ｔ5を除く）
	Ｔ2	推力8,000 lb 以上（Ｔ3，Ｔ4，Ｔ5を除く）
	Ｔ3	ＪＴ３Ｄシリーズ
	Ｔ4	ＪＴ８Ｄシリーズ
	Ｔ5	超音速機用
ピストン	Ｐ1	全てのピストンエンジン（星型を除く）
ターボプロップ	Ｐ2	全てのターボプロップエンジン

表2　漏洩燃料の排出基準

対象エンジンのクラス	1974年1月1日以降製造および使用中のエンジン Ｔ2，Ｔ3，Ｔ4，Ｔ5	1975年1月1日以降製造および使用中のエンジン Ｔ1，Ｐ2
漏洩燃料	大気中への放出禁止	大気中への放出禁止

表3　航空機用新造ガスタービンエンジンの排出基準

製造年次	1974年1月1日以降	1976年1月1日以降	1978年1月1日以降	1979年1月1日以降			1981年1月1日以降
エンジンのクラス	Ｔ4	Ｔ2のうち推力29,000 lb 以上	Ｔ3	Ｔ1	Ｔ2 Ｔ3 Ｔ4	Ｐ2	Ｔ2，Ｔ3，Ｔ4
HC	—	—	—	1.6	0.8	4.9	0.4
CO	—	—	—	9.4	4.3	26.8	3
NOx	—	—	—	3.7	3	12.9	3
煙	SN30	図1	SN25	図1	図1	図2	図1

単位　Ｔ1～Ｔ4；lb／1,000 lb推力・時／サイクル
Ｐ2；lb／1,000 馬力・時／サイクル

（昭和50年7月15日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

用中のエンジンに分けて排出基準が定められている。対象となる汚染成分には漏洩燃料，排煙，HC，CO，NOx がとりあげられている。

漏洩燃料に対しては表2の基準が示され，大気中への放出が全面的に禁止されている。この点に関する合否の判定は設計に基いて行なわれる。

新規製造ターボファン，ターボジェット，お

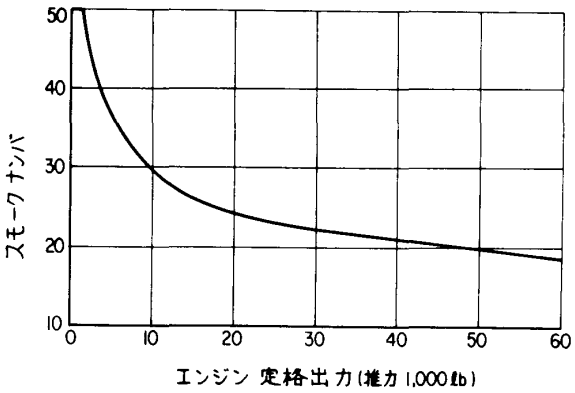


図1　排煙の基準（ターボファン，ターボジェット）

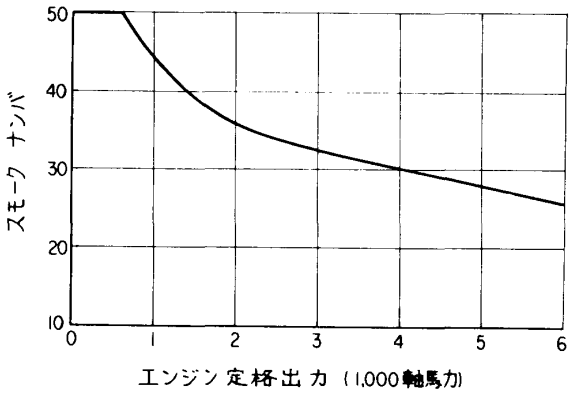


図2　排煙の基準（ターボプロップエンジン）

よび，ターボプロップエンジンに対する排出基準は表3に示すものである。使用中のこの種エンジンは表3の1978年までの排煙規制に合格し，新規製造時点における他の規制にも合格する必要がある。

ピストンエンジンと推進用以外の航空機内積載動力源からの排出に対しては表4の基準が示されている。

表4　ピストンエンジンおよび航空機の排出基準

規制開始期日と対象	1979年1月1日以降製造の使用中のエンジン	1979年12月31日以降製造の新造エンジン	1979年1月1日以降製造の新造航空機	1979年1月1日以降製造の使用中の航空機
エンジンのクラス	P1	P1	—	—
基準値 HC	新造時点の値	0.00190	0.4	新造時点の値
基準値 CO		0.042	5	
基準値 NOx		0.0015	3	

単位　P1　；lb／定格出力／サイクル
　　航空機；lb／出力1,000馬力・時

2－3　試験方法と機器　排気測定のための試験はテストスタンドで行なわれ，航空機の離着陸サイクルをシミュレートした表5のような5種の運転モードに従って行なわれる。各運転モード毎のHC，CO，NOx の測定値からサイクルあたりの値を求める一連の手続きについても定めてある。

ガス分析にはエンジン出口においてステンレス製プローブで最低12点のサンプリングを行ない，ガス分析装置としてHCには水素炎イオン化検出器（FID），COとCO_2には非分散形赤外分析計（NDIR），NOx には化学発光式分光計（CLD）を使用することになっている。排煙に対してはガス分析と同様なサンプリング位置とし，フィルタによって捕集した試料の黒さを反射計によって測定してスモークナンバ（SN）を求めることが定められている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

表5　運転モード

エンジンのクラス	T1，P2		T2，T3，T4		P1	
推力・時間 / 運転モード	推力（出力）比（%）	時間（分）	推力比（%）	時間（分）	出力比（%）	時間（分）
タキシング／アイドル（離陸）	—*	19	—*	19	—*	12
離陸	100	0.5	100	0.7	100	0.3
上昇	90	2.5	85	2.2	—**	5.0
進入	30	4.5	30	4.0	40	6.0
タキシング／アイドル（着陸）	—*	7.0	—*	7.0	—*	4.0

* メーカが設定

** 75～100%でメーカが設定

文　献

(1) Federal Register, Vol. 38, No. 136, July 17, pp. 19088-19103 (1973)；邦訳，日本能率協会公害技術情報センタ；公害技術リサーチ・レポート，Vol. 2, No. 11, pp. 417-426 (1973. 12. 22) およびVol. 2, No. 12, pp. 479-497 (1974. 1. 28)

（47ページより）

記の方々がいずれも大学を出て数年にすぎない若い技術者であった事であり，また戦時中とはいえ僅か一年足らずで設計を完了したという事実である。一方これを製作する側の責任を負っていたのが当時の石川島芝浦タービンにおられた，30を過ぎたばかりの井口氏であった。図面を囲んで討論するこれら技術中尉や少尉達，そのわきを某閣下が通りかかっても敬礼をしないで大目玉をくった話，一方当の責任者であったE閣下はそんな形式を問われず，黙って仕事の進展を見守っておられたという。ここに仕事に打込む若いメンバと，高所からそれを見守るリーダとの信頼関係，あるいはチームワークを見ることができる。一方彼等はやみくもに仕事をしたわけではなく，緻密に勉強し，又柔軟に事に対処していたのである。しかも当時の400万円という巨額の予算さえ彼等数人のエンジニヤにまかされていたという。

恐らく当時の誰もがこんな環境にあったのではなく，彼等はまさしくエンジニヤとしては幸運な人達であつたろう。ただ，この話しの中からくみ取れることは，信頼してまかせれば，十分それにこたえてくれた若い人達が大勢いたということであり，この事は現在でも少しも違っていないであろう。もう一つ，当時これだけのプロジェクトが遂行された裏には，貧しかったとはいえ，やはり技術力の基盤が日本に存在していたということである。

これらのことを考えると，最近のあまりにもきっちりと組み立てられている社会の仕組みは，若い力を矯め，固めてしまいすぎてはいないかということが反省される。教育の制度又然りである。ところで経済も技術も足踏みをし始めている現在こそ，そのような枠を抜け出し，自由に，柔軟に若い力を活用すべきときではなかろうか。ガスタービンの技術や，その応用においても，今こそ独創的な技術開発の進展を期待するところ益々大である。

GTCJの若い会員の中からその様な活力の生れることを大いに期待したいし，またそれにこたえるべく力をつけてもらいたいものである。と同時にリーダたる方々は若い力を生かすべき環境を整備して頂きたいし，そのチームワークによつてこそ今後のガスタービンの飛躍が望めるであろう。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

見聞記

欧米の航空機用ジェットエンジンの技術動向

航空宇宙技術研究所　松本正勝，鳥崎忠雄

通産省工業技術院の大型工業技術研究開発制度にもとづく航空機用ジェットエンジンの研究開発の第１期は，昭和５０年度で終了するので，その第２期を５１年度から開始するに当り，ジェットエンジンの海外技術動向を調査するため調査団が編成された。我々はそのメンバーとして６月４日から２１日までの間，仏国，西独，英国，米国の４か国のジェットエンジン製造会社，国立研究機関などを訪問する機会を得た。八田東大名誉教授を団長とし，岡崎東大教授，通産省，さらにエンジン製造会社（石川島播磨重工業，三菱重工，川崎重工）の方々が加わり調査を行なった。

はじめにパリ航空宇宙ショーを見学したが，航空機，エンジン，補機，材料等が世界各国から展示され，世界の大勢を一望することができた。我国からもＦＪＲ７１０ターボファンエンジンのモックアップを出品し推力５０００kgクラスの高バイパスファンエンジンとして注目を集めていた。航空エンジンとしては，ＧＥ－ＳＮＥＣＭＡのＣＦＭ５６（図１），Ｐ＆Ｗ－ＭＴＵ－ＦＩＡＴのＪＴ10Ｄ（図２）は共に，推力10,000kgクラスの高バイパスエンジンとして開発が順調に進展していることを示し，また航空機としては，米国のＦ－１４，１５，１６，仏国のミラージュＦ－１など開発中の戦闘機のデモンストレーション飛行が行なわれ，優れた上昇性，旋回性を誇示していた。さらに英仏が共同で開発を進めているコンコルドは，従来問題とされていた騒音および排煙の点で著しく改善が見られ，実用の近いことをうかがわせた。

欧州の英国，西独，仏国の航空エンジン部門は，ＲＲ－ＭＴＵ－ＦＩＡＴのＲＢ１９９，ＧＥ－ＳＮＥＣＭＡのＣＦＭ－５６，Ｐ＆Ｗ－ＭＴＵ－ＦＩＡＴのＪＴ１０Ｄ，ＲＲ－ＳＮＥＣＭＡのＯＬＹＭＰＵＳ－５９３などのように，米国をも含めた共同開発を強力に進めており，それに平行して各国ともに独自に研究開発を進めている。英国のＲＲでは高圧系のみの実験用エンジンを使い，４か年にわたって研究を進め１４３０～１５００℃で１０時間，１４３０℃までの

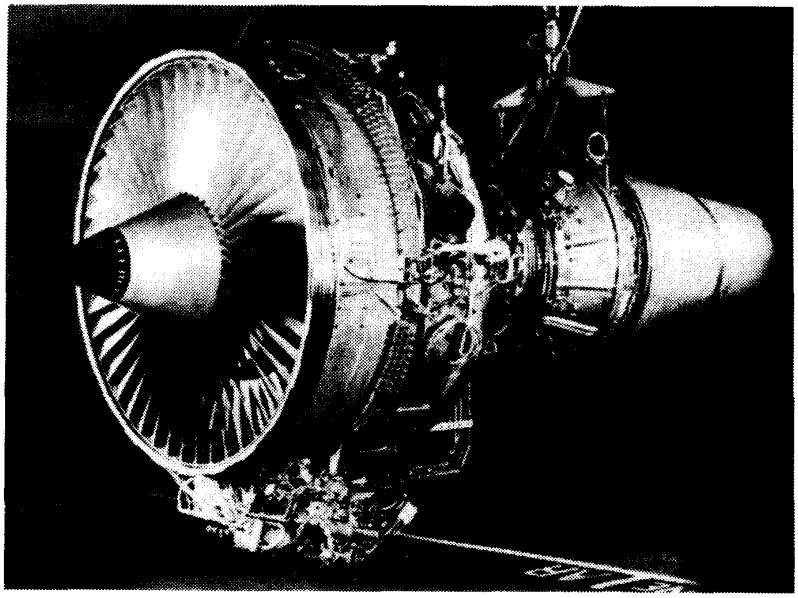


図１　ＣＦＭ５６ターボファンエンジン

（昭和50年9月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

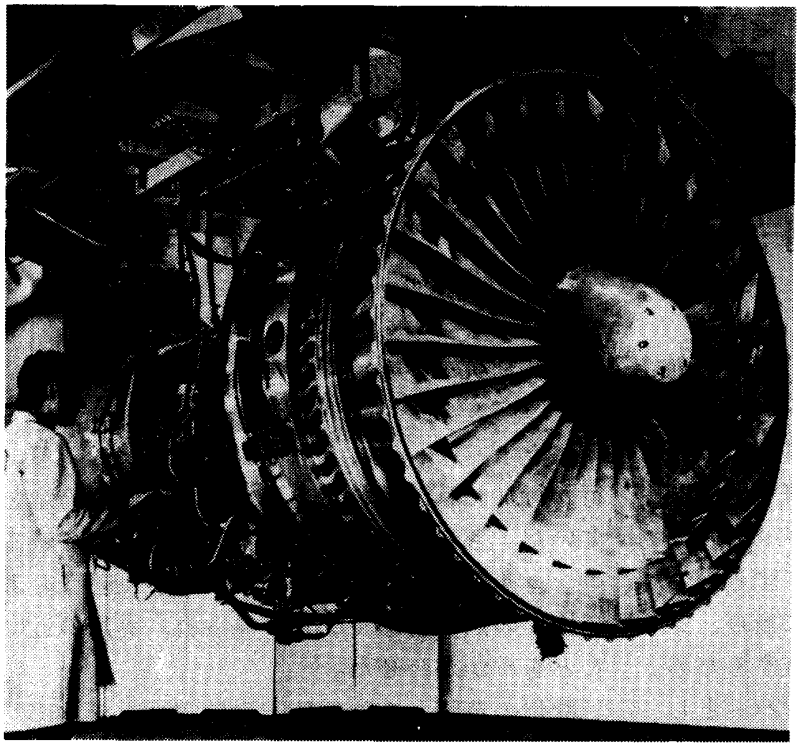


図2　JT10Dターボファンエンジン

自立能力を高めつつある段階で，研究も地道で圧縮機のケーシングトリートメントによるサージマージンの増加の研究，タービンの冷却の研究などを進めている。

米国ではGE，P&W，NASA（Lewis）を訪れた。米国でも世界的規模の不況のため航空機産業は生産規模の縮少に追い込まれている。しかし推力10,000kgクラスの高バイパスファンエンジンとしてのJT10D（P&W），CFM56（GE）の開発は1980年代の低騒音，低燃費の低公害エンジンとして，強力に開発を進めている。

また，推力20,000kgクラスのJT9D（P&W），CF6（GE）は共に25,000kgクラスまで推力を高めている。これはファン，高圧圧縮機，燃焼器，高圧タービンなど各要素の性能向上によるものであり，騒音の低減，排ガスの清浄化の研究，各要素の性能，負荷の向上を目指した研究も幅広く行なわれている。またNASAではQCSEE（Quiet Clean Short-haul Experimental Engine）計画も開始され，可変ピッチファンをもつファンエンジンの騒音の研究も進められている。

300回のサイクルテストを完了し，またFRP（Hyfil）翼，中空チタニウム翼の開発研究も進めている。

NGTEでは，高さ84ft，縦横共に54ftという欧州最大の無響室を完成した。これはジェットとして80kg／sec，700℃程度の排気まで試験できるような排風機を備えている。また2ft×1ftの大型の流路音響試験装置も完成しており，エンジン消音の研究に力を入れている。その他10段で圧力比20を目標とする圧縮機の高負荷化，またタービンの高負荷化，一方向凝固，単結晶精密鋳造など，高温材料の研究が進められている。

仏国のSNECMAはCFM56をGEと共同開発中で，コアエンジン部はGEであるが低圧系（ファン，低圧タービン）を担当し，既に運転研究を進めており，次の中型商用機市場を目指している。研究についてもCFPr（国立エンジン実験研究部門）で大型の無響風胴（エンジン運転可能）を建設しており，また，燃焼器，タービンなどの要素研究も進めている。

西独は，小型エンジンを独力で開発するかたわら，国際共同開発に参加することで，次第に

エンジン技術推移に関する見通しとしてはタービン入口温度の上昇は空冷翼の導入により急激に上昇して大型エンジンでは1350℃に達し，1,500℃に対応する冷却タービン翼の研究も行なわれており，これに対応してサイクル圧力比を将来35程度まで上昇すると想定しNASAでは5段で圧力比9という高負荷圧縮機を計画している。

また，材料および加工法の研究はエンジンのコスト低減と信頼性の向上，寿命の延長を目的として行なわれている。すなわち，現在チタニウム合金，鋼，超耐熱合金を主体とするが，将来，複合材料としてファン，圧縮機の翼材としての炭素繊維強化プラスチック，低応力部材としてのガラス繊維強化プラスチック，ファン圧縮機翼材，ディスク材としてのボロン強化アルミ

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

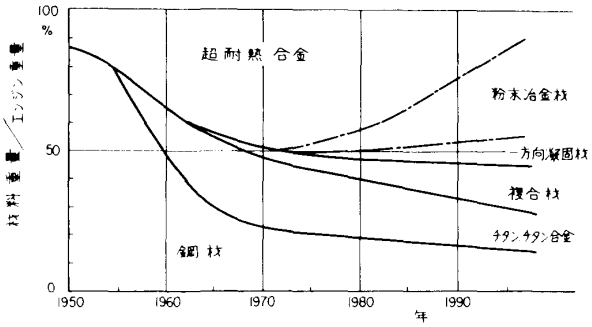


図3　ジェットエンジン使用材料の推移

ニウムおよびボロン強化チタニウムなどが，順次実用段階に向いつつあり，また将来粉末冶金材の圧縮機，タービンの回転部（ディスク，スプール等）への適用が強度の向上と価格の低減の目的で研究が進められている（図3参照）。加工法としてもディスク材の摩擦熔接（Friction Welding），空冷タービン翼冷却用小孔のレーザビーム加工技術なども実用しはじめており，また一方向凝固精密鋳造、共晶金属精密鋳造の研究およびチタン合金，超耐熱合金の拡散接合の研究が積極的に行なわれ，実用段階を迎えつつある。

騒音低減に関する研究としては，吸音パネルとして幅広い周波数範囲の消音のできる吸音構造の研究，ファンの音がナセル前方に伝播しないようにする研究，低騒音ファンの研究などが進められ，現在の航空機騒音規制値より10dB以上下げるための努力を行なっている（図4参照）。

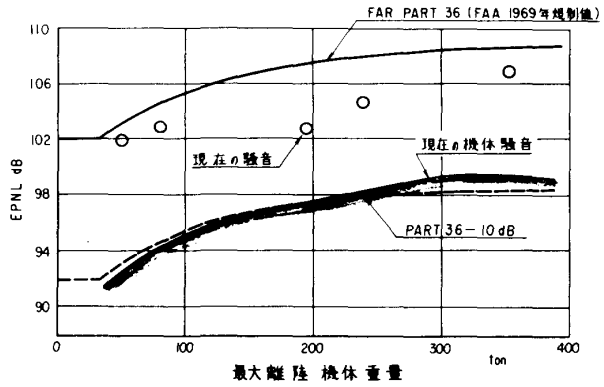


図4　航空機騒音（着陸時騒音）

排ガスについてみると排煙濃度はすでに1979年EPA規制値に対しては，各エンジン共にそれ以下になっており問題はない。併しCO，THC，NOxについてはその規制を達成することは容易でない。CO，THC の低減については低出力時に燃料の微粒化を促進し，燃焼器内の滞留時間を長くしてやることが必要であり，一方NOx は高出力時に排出量が多く燃焼ガスの最高温度と燃焼器内の滞留時間によって支配され，最も有効な低減法は，水噴射であるが，水噴射は部品の寿命，その他に悪影響があり，1次燃焼領域の混合気の稀薄化，燃焼ガスの滞留時間を短縮することが必要で，NASAでも予混合燃焼器，2段燃焼，マルチスワールキヤン型など種々の形式の燃焼器の開発研究を進め，排出ガスの汚染物質の低減に力を入れている（図5参照）。

このように各国の現状は公害対策技術を中心とし，省エネルギーを目指す新しい高バイパス

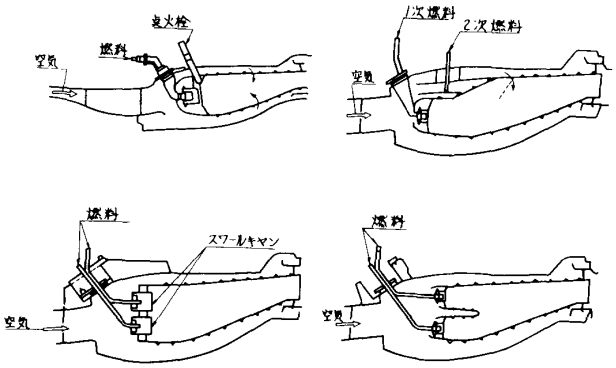


図5　低エミッション各種燃焼器

ファンエンジンの研究開発を進めると共に，広い分野にわたり基礎技術の研究に力を入れており，今後，我国が航空エンジンの分野で発展するためには，基礎の工学を含めた広い分野にわたって技術の向上を図り，研究開発を強力に推進することが必要である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

投稿

国際会議と日本語

大阪府立大学工学部　沢　田　照　夫

最近は我国でも各種の国際会議が数多く行なわれ，７７年には二度目の国際ガスタービン会議が計画されている。筆者も今年の夏には７月中旬に京都で Shock Tube Symposium に，８月中旬には仙台で Inter Noise に参加した。国内での国際会議に出て，何とも納得の行かないのが使用語の問題である。

Inter Noise では講演はすべて英語でなされ，同時通訳を行なっていた。しかし，日本人講演者の英語の半数以上は聞き苦しく，時にはひそかに会場を抜け出すこともあった。このような講演は外人に取っても苦痛であるだろうことは，外人の下手な日本語の講演を聞かされる時の苦しさから推して，容易に想像できる。これらの講演では討論になると日本語が出て来る。外人の質問の意味がわからなかったり，わかっても答が英語で出てこないからである。このような場合には初めから日本語で講演し，通訳がこれを英語に直す方法を取るべきではなかろうか，日本人にも外人にも解らない英語での講演に対し，疑問を持たざるを得ない。

国際会議とは多くの国の人々が集り，情報の交換を行なう場である。この点に立脚すれば，参加者が最も理解し易く，意志の疎通のよい方法を取るべきであり，日本語での講演が行なわれてもよいように考えられる。理解しにくい英語よりは，通訳者の英語の方が外人に取っても有難いであろうし，一方一旦英語になり，これを訳した日本語では，同通を利用する人に取って，講演者の考え方を十分に理解することは困難である。

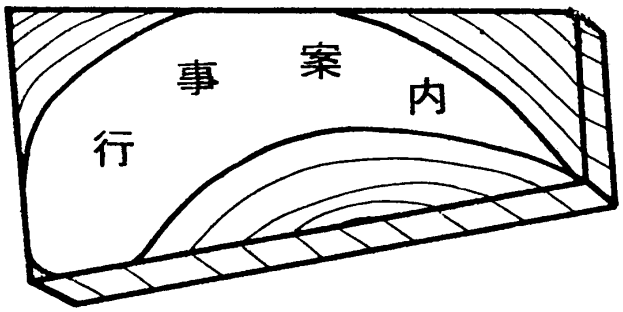
さらに国内で開かれる国際会議の参加者の７割までは日本人である。そして大部分の人々は同通の利用度から判断して，あまり英語にたん能とは思われない。これらの人々は高い登録料を払って，英語を聞きに来るのではなく情報を求めているのである。この点から考えても，流ちょうでない英語はさけて，日本語で講演すべきであろう。

国際会議だから英語にすべきだとする考え方はあまり教条的であり，いずれの国際会議でも痛感するのは，討論になると日本人の発言が極めて少いことである。外人のあまり重要でない討論がながながと続く一方で，日本人の討論が殆んどない場合が多い。遠来の客を迎えながらまた優秀な通訳者が居るにもかかわらず，会議の使用語が英語であるために，情報の交換が損なわれているとすれば実に残念である。

以上は同時通訳の付いた場合であるが，同通のない場合も多い。しかし，たとえ登録料が少し高くなっても，あるいはレセプションが貧弱になっても，あるいはまたイヤホーンが有料になっても，同通は付けるべきで，それが国内参加者への最良のサービスと考えられる。

沢田教授の上掲の御趣旨示はまことにもっともだと思います。来る７７年度第二回国際ガスタービン会議の準備が始められていますが，日本語による発表を可とし，同時通訳をつけるようすでに計画されている事を御伝えします。これまでも，切角通訳がいても使うのを恥じる様な傾向が一部見られたようですが，むしろ大いに活用して，情報交換の実をあげて頂きたいと思います。そして又自からの brȯken の言葉は（これは筆者を含めて少数なことをおことわりします）レセプションの席などで大いに活用したいものです。（編集幹事）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.



第４回定期講演会講演募集

日本ガスタービン会議主催第４回定期講演会を開催致しますので，講演論文を募集致します。

○ **開催時期**：昭和５１年６月４日（金）（予定）

○ **場　　所**：機械振興会館（予定）

○ **論文内容**：(1)最近の研究で未発表のものおよび部分的に既に発表されたものを総括的に発表するもの　(2)テーマはガスタービン（排気タービンを含む）およびその応用に関する諸問題を取扱ったもの　(3)上記の諸問題についての学術論文，技術論文およびガスタービンの開発に際して発生した技術上の諸問題を取扱った論文等

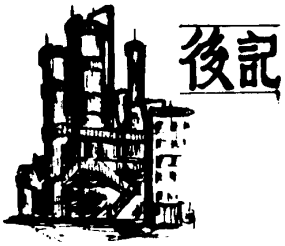
○ **申 込 者**：日本ガスタービン会議会員

○ **申込方法**：(1)論文発表申込者は，はがき大の用紙に「第４回定期講演会講演申込」と題記し，(a)講演予定題目，(b)発表者名（連名のときは講演者に＊印をつける）および勤務先，(c)通信先，(d) 100～200 字程度の概要を記入し，本会事務局宛申込んで下さい。(2)申込期限　昭和５１年１月３１日（土）

○ **講演論文集**：(1)講演者は全部原稿を提出して戴きます。今回の講演会に提出された全論文を１冊に編集した講演論文集を発行致します　(2)講演申込者には本会より講演論文集用原稿用紙をお送り致しますので，執筆の上期限迄に本会事務局へ郵送して下さい　(3)原稿提出期限（事務局到着）昭和５１年３月３１日（水）　(4)頁数　1292 字詰原稿用紙６頁以内

○ **講演時間**：１題につき約３０分（討論時間を含む）

○ **採　　否**：講演発表の採否は本会にご一任願います。



若い力に期待する

編集幹事　小茂鳥和生

昭和１９年から２０年の終戦時にかけて，日本でもジツトエンジンの研究と試作が，陸・海軍を中心として続けられていたが，陸軍でその仕事に直接携わつた５人の方々が先日同窓会と称して歓談のときを持たれた。本会副会長，岡崎教授を始め，何れも現在会社・団体の役員を勤めておられる錚々たる方々であるが，私もたまたまその席に連ることができ，興味深い御話しを伺うことができた。

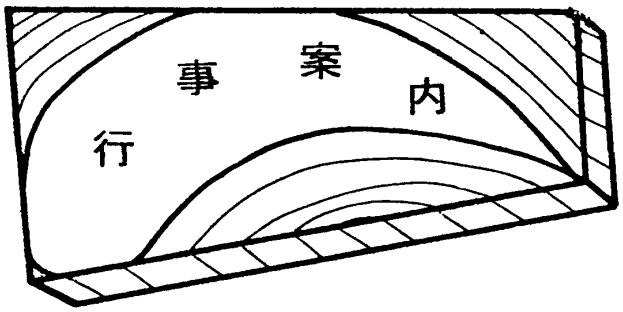
ホイットルより僅かに遅れたとはいえ，日本でも本格的なジェツトエンジンの開発が行なわれた事は，軍の仕事であつたが為に全く秘匿され，設計図は勿論，一切の資料も終戦時に焼きすてられ，一般には殆んど知られていない。しかしながらこの事実をできるだけ正確な形で残しておきたいと考えたのが前記会合を開くに至つた理由である。エンジン開発のいきさつは，当時軍からの注文を受けて，これを製作する会社側の当時者であった井口泉氏に御願してあるから次号でその詳細を御読み頂けるであろう。御期待頂きたい。

信州松本の郊外，美ケ原高原の登り口に，ぶどうや，リンゴで知られる入山辺という部落があるが，そこの一旅館でひそかに軍の主脳が集って試作決定の最終会議が開かれたというスパイ小説もどきの挿話など，外伝とでもいうべき話しも面白かったが，これも井口氏によつて語られるであろう。

ところでこれらの御話しを伺いながら特に感じたことは，当時計画に加わり，活躍された前

（４２ページへ続く）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.



第４回定期講演会講演募集

日本ガスタービン会議主催第４回定期講演会を開催致しますので，講演論文を募集致します。

○ **開催時期**：昭和５１年６月４日（金）（予定）

○ **場　　所**：機械振興会館（予定）

○ **論文内容**：(1)最近の研究で未発表のものおよび部分的に既に発表されたものを総括的に発表するもの　(2)テーマはガスタービン（排気タービンを含む）およびその応用に関する諸問題を取扱ったもの　(3)上記の諸問題についての学術論文，技術論文およびガスタービンの開発に際して発生した技術上の諸問題を取扱った論文等

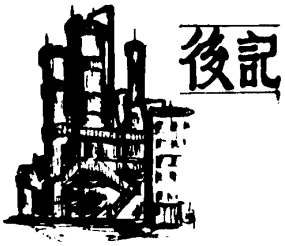
○ **申 込 者**：日本ガスタービン会議会員

○ **申込方法**：(1)論文発表申込者は，はがき大の用紙に「第４回定期講演会講演申込」と題記し，(a)講演予定題目，(b)発表者名（連名のときは講演者に＊印をつける）および勤務先，(c)通信先，(d) 100～200 字程度の概要を記入し，本会事務局宛申込んで下さい。(2)申込期限　昭和５１年１月３１日（土）

○ **講演論文集**：(1)講演者は全部原稿を提出して戴きます。今回の講演会に提出された全論文を１冊に編集した講演論文集を発行致します　(2)講演申込者には本会より講演論文集用原稿用紙をお送り致しますので，執筆の上期限迄に本会事務局へ郵送して下さい　(3)原稿提出期限（事務局到着）昭和５１年３月３１日（水）　(4)頁数　1292 字詰原稿用紙６頁以内

○ **講演時間**：１題につき約３０分（討論時間を含む）

○ **採　　否**：講演発表の採否は本会にご一任願います。



若い力に期待する

編集幹事　小茂鳥和生

昭和１９年から２０年の終戦時にかけて，日本でもジツトエンジンの研究と試作が，陸・海軍を中心として続けられていたが，陸軍でその仕事に直接携わつた５人の方々が先日同窓会と称して歓談のときを持たれた。本会副会長，岡崎教授を始め，何れも現在会社・団体の役員を勤めておられる錚々たる方々であるが，私もたまたまその席に連ることができ，興味深い御話しを伺うことができた。

ホイットルより僅かに遅れたとはいえ，日本でも本格的なジェツトエンジンの開発が行なわれた事は，軍の仕事であつたが為に全く秘匿され，設計図は勿論，一切の資料も終戦時に焼きすてられ，一般には殆んど知られていない。しかしながらこの事実をできるだけ正確な形で残しておきたいと考えたのが前記会合を開くに至つた理由である。エンジン開発のいきさつは，当時軍からの注文を受けて，これを製作する会社側の当時者であった井口泉氏に御願してあるから次号でその詳細を御読み頂けるであろう。御期待頂きたい。

信州松本の郊外，美ケ原高原の登り口に，ぶどうや，リンゴで知られる入山辺という部落があるが，そこの一旅館でひそかに軍の主脳が集って試作決定の最終会議が開かれたというスパイ小説もどきの挿話など，外伝とでもいうべき話しも面白かったが，これも井口氏によつて語られるであろう。

ところでこれらの御話しを伺いながら特に感じたことは，当時計画に加わり，活躍された前

（４２ページへ続く）

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

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。たゞ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11号
昭和50年12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

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

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。たゞ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11号
昭和50年12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

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

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。たゞ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11号
昭和50年12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

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.

GTCJ

日本ガスタービン会議

Download service for the GTSJ member of ID , via 3.133.131.110, 2025/05/06.