ガスタービン排気ダクト系の実験的研究*

犬伏才延**・豊田能章***

概 要

船用主機として航空転用形ガスタービンをとう載するには吸、排気系装置を小形化することによって一層その特徴を生かすことができる。大量、高温の排気ガスをディフューズする排気系を小形化すると局部的に過大流速領域が生じたり、圧力変動を引き起こしたりする。これらの問題点は排気ダクト系の振動、騒音、強度に対して悪影響をおよぼす。そこで、排気ダクト系の小形化という観点からこれらの問題点を明らかにすると共に、その対策の効果を実験により確認した。

Experimental Investigation of Flow in Gas Turbine Exhaust System

By Masanobu Inubushi
Yoshiaki Toyoda

Abstract

In order to fully utilize the advantages small size and lightweight of the aero derived gas turbine, when used marine prime mover, it is necessary to design this associated ductwork and the gas turbine as a complete compact unit.

When the exhaust system, which diffuses a large amount of high temperature exhaust gas, is compact, the disturbed nonuniform flow and pressure fluctuation causes. These cause vibration and noise, and consideration must be given to the effect on the mechanical integrity.

We experimentally clarified problems related to this system, and experimented with countermeasures to be used for this system.

1. 緒 言

近年、船用ガスタービンに関心が集まっており、その特徴については数多く論じられている。筆者らが本論文で対象にしているガスタービンは航空転用形ガスタービンである。この形式のガスタービンは重構造形ガスタービン、蒸気タービン、ディーゼルエンジンと比較して軽量、小形であることが最も大きな特徴である。

ガスタービンを船用主機としてとう載する場合の船内装置の一例を図1に示す。船内装置はガスタービン本体と吸気ダクト、カスケードベンド****の吸気系および排気ポリュート****、排気ダクト（ディフューザ）、排気消音器の排気系から構成される。一般的にガスタービンはディーゼルエンジン、蒸気タービンと比較して約3倍

の空気量を必要とする。また、流速によって決まるダクト損失がガスタービンの出力、効率におよぼす影響は他の機関と比較して非常に大きい。そのため吸、排気系の寸法は必然的に大きくなりがちである。しかし、航空転用形ガスタービンの特徴を十分生かすには吸、排気系の諸装置を軽量、小形化しなければならない。そのためには、これら諸装置内における流れの流体力学的挙動を究明しておくことが是非必要である。

ガスタービンから排出される多量の高温排気ガスを直角に曲げる排気ポリュートを小形化すると、その流路は曲がり広がり流路になる。そのため、その流路内の流れは流速分布が非常に不均一になり、形状によっては離れを生ずる。排気ポリュート後流の排気ダクトはこの不均一な流れをディフューズすることになる。したがって、排気ポリュート、排気ダクトを組合わせた排気系内の流れの状態は非常に複雑であり、その流れの状態が船内装置におよぼす影響をは握することは容易でない。

現在まで、このような流れに関する研究として、曲がり広がり流路の研究、直線流路の速度こう配を有するせん断

*原稿受付 昭和49年5月26日

船用機関国際シンポジウム一般講演（昭和48年11月15日）

**正会員 川崎重工業（株）（神戸市生田区東川崎町2-14）

***川崎重工業（株）（神戸市生田区東川崎町2-14）

****カスケードベンド、排気ポリュートは当社の慣用語を使用した。

図1 舶用主機としてのガスタービンプラント

流の流入するディフューザの研究が報告されている。しかし、これらの研究のほとんどは曲がり広がり流路、ディフューザの効率に関するものであって、流れの状態が装置の振動、騒音におよぼす影響に関する報告は少ないようである。そこで、筆者らはガスタービンの排気系の小形化という観点から、1/10 模型を使用して排気系の圧力損失および振動、騒音におよぼす問題点とその対策例について実験的研究を行なった。

2. 実験装置

実験装置を図2に示す。実験装置は遠心プロア，旋回羽根，1/10 排気ポリュート模型および1/10 排気ダクト模型から構成される。遠心プロアと旋回羽根の間には

図2 実験装置

流量は上述のオリフィスで測定した。全圧損失係数（後述）の基準全圧は旋回羽根前方の検査面Ⅱで測定した。流速分布および圧力損失を求める全圧は排気ポリュート後流の検査面Ⅲ（排気ポリュート出口）と検査面Ⅳ（排気ダクト出口）で測定した。静圧は排気ダクトの軸方向上の10箇所の検査面で、各検査面につき排気ダクトの4面に設けた静圧タップを使用して、水柱マノメータで測定した。圧力変動はこれらの静圧タップを用いて壁面静圧変動として測定した。その変動波形を電磁オシログラフにて記録し、振幅と周波数を測定した。

排気ポリュートの模型を図3に示す。これは木製であり、その入口と出口の面積比は1.99であり、流路は曲が

図3 1/10 模型排気ポリュームト

り広がり流路である。

排気ダクトは鋼製およびプラスチック製の二つを使用した。鋼製の排気ダクトは全圧、静圧の測定に使用し、プラスチック製のものは内部の流動状態を目視観察するのに使用した。広がり角は図2に示すように、 $5^{\circ}30'$ と 11° である。

旋回羽根は実機のカスタービンのパワータービンロータの位置に相当し、実機と同じ残留旋回 19° を与えるために取付けた。

3. 実験方法

実験は圧力変動を求めるため、特に排気ポリューム入口のマッハ数を実機のマッハ数と合わせるようにした。実験を行なったマッハ数は $M=0.34$ であり、実機のマッハ数 $M=0.32$ とよく一致している。一方、排気ポリューム入口のレイノルズ数は $Re=5 \times 10^5$ であった。これは実機のレイノルズ数 $Re=2 \times 10^6$ と比較して小さいが、排気系内の流れの状態を観察する上ではほとんど影響ない節用である。

実験は最初に旋回のない流れが排気ポリュームに流入する場合の排気系の流動状態を調べた。旋回のない場合

は、実機の状態と異なるが、比較的内部的流動状態の目視観察が容易であり、排気ポリュート形状の良否をみるのに比較的便利な手段である。次に旋回羽根により排気ポリュートに流入する流れに旋回を与え実機の状態を再現した。この実機の状態における問題点とそれに対する対策効果を次の項目について比較検討した。

3.1 目視観察 塗料を図4に示す観察面A, Bに塗り、その流れにより流動状態を観察した。観察Bについては流れの状態がこの面に対して対称である場合についてのみ厚さ0.8mmの板を挿入して観察した。

図4 流れ状態の観察面

3.2 流速分布 検査面Ⅲ, Ⅳの局所流速を次に示す流速比 α_i で表わし、各検査面の流速分布図を描いて流れの状態を比較した。

$$\alpha_i = \frac{w_{iL}}{u_{ia}}$$

w_{iL} : i 検査面の局所絶対流速

u_{ia} : i 検査面の平均流速

また、流れの不均一さを表わすものとして次に示すエネルギー係数 β_i を使用した。

$$\beta_i = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \left(\frac{w_{iL}}{u_{ia}} \right)^3 dA_i$$

A_i : i 検査面の断面積

w_{iL} : i 検査面の軸方向流速

3.3 全圧損失係数 実機のカスタービンの出力損失におよぼす影響をみるものとして次に定義する全圧損失係数 ζ を使用した。各検査面の比体積 ρ_i は一定であるとしている。

$$\zeta_v = \frac{P_{TII} - P_{TIII}}{\frac{1}{2} \rho_{II} u_{IIa}^2}$$

$$\zeta_t = \frac{P_{TII} - P_{TIV}}{\frac{1}{2} \rho_{II} u_{IIa}^2}$$

ζ_v : 排気ポリュートの全圧損失係数

ζ_t : 排気ポリュートと排気ダクトを合わせた排気ダクト系の全圧損失係数

u_{IIa} : 検査面Ⅱの平均流速

ここで、 P_{Ti} はエネルギー平均全圧であり次の式で表わされる。

$$P_{Ti} = P_{Si} + \frac{1}{2} \rho_i \frac{u_{ia}}{A_i} \int_{A_i} \left(\frac{w_{iL}}{u_{ia}} \right)^3 dA_i$$

3.4 圧力変動 排気系の振動、騒音におよぼす流れの影響をみるため、次に定義する圧力変動率を用いた。

$$\xi = \frac{P_f}{\frac{1}{2} \rho_{II} u_{IIa}^2}$$

P_f = 圧力変動幅

4. 実験結果

4.1 小形排気ポリュートに生ずる問題点

(1) 旋回のない流れが排気ポリュートに流入する場合この状態は実機のカスタービン排気系の状態を再現していない。しかし、流れが比較的素直であり、排気ポリュート形状の良否を見るには簡単で便利である。排気ポリュート出口観察面Aの流動状態を図5に示す。この図はダクト中心部から放射状に流れ出る流線を示している。この状態における観察面Bの流動状態を図6に示す。この図のベンド内側にある黒い部分は渦であり、排気ポリュート内で非常に大きな渦を生じていることを示している。

図5 観察面Aの流れ状態 (旋回なし)

図6 観察面Bの流れ状態 (旋回なし)

図7 旋回のない場合の流速分布

表1 実験結果

	流速比の最大値		エネルギー係数		全圧損失係数		圧力変動率 ξ
	検査面Ⅲ $\alpha_{III\max}$	検査面Ⅳ $\alpha_{IV\max}$	検査面Ⅲ β_{III}	検査面Ⅳ β_{IV}	排気ポリュート ζ_v	系全体 ζ_t	
旋回がない場合	1.6	2.6	1.36	3.84	1.15	1.31	± 0.48
実機の状態	1.6	2.0	1.34	1.69	1.35	1.57	± 0.55
整流格子Aをつけた時	1.4	2.8	1.39	3.58	1.66	1.9	± 0.165
整流格子Bをつけた時	1.4	2.8	1.36	3.56	2.05	2.28	± 0.165
偏向板をつけた時	1.4	1.8	1.36	1.64	3.09	3.3	± 0.153

流れが非常に乱れていることが明確になった。この領域の圧力変動率は表1に示すように振幅 $\xi = \pm 0.55$ (実験で $\pm 150 \text{ mmAq}$) であり、その周波数は約 6 c. p. s の低周波数であった。

この状態における検査面Ⅲ、検査面Ⅳの流速分布を図9に

検査面Ⅲと検査面Ⅳの流速分布を図7に示す。検査面Ⅲの流速分布から流量のほとんどがベンド外側に集中していることがわかる。また、ベンド内側からベンド外側へと流速が大きくなる複雑なせん断流であることを示している。この検査面Ⅲの流速分布図に図6に示したく離による逆流域が現われていないのは検査面が排気ポリュート出口から模型の場合 250 mm 離れているためである。検査面Ⅳではその断面積の約 33% が逆流域である。これは排気ダクト入口、すなわち、検査面の流れがせん断流であることに起因している。

検査面Ⅲ、Ⅳにおける平均流速に対する局所最大流速の比 ($\alpha_{i\max}$)、エネルギー係数 (β_i)、圧力変動率 (ξ) および全圧損失係数 (ζ) を以下述べる実験結果と共に表1に示している。

(2) 旋回を有する流れが排気ポリュートに流入する場合、この状態は実機の高タービン排気ダクト系の状態を再現している。以下この状態を原形の排気ダクト系と呼ぶ。排気ポリュート出口観察面Aの流動状態を図8に示す。この図に示されている流れの状態が旋回のない場合の図5と比較して非常に異なった様相を呈しているのは流れの旋回により生じたものである。流線は非常に複雑であり、塗料が集中して多数の黒点がダクト中心部に現われた。この黒点は周期的に飛び散り、この領域の

示す。検査面Ⅲの流速分布の状態が図7と比較して図中の中心線に非対称になっている。これは流れの旋回の影響によるものである。表1に示すようにこの面の流速比の最大は $\alpha_{III\max} = 1.6$ 、エネルギー係数は $\beta_{III} = 1.34$ であり、旋回のない流れとの差はほとんど見受けられなかった。一方、検査面Ⅳの流速分布は図7と比較して大きな相異点は逆流域が存在しないことである。旋回のない場合と同様に排気ダクト入口において流れはせん断流であ

図8 観察面Aの流れ状態(旋回あり)

図9 旋回がある場合の流速分布

るが、排気ポリュート入口において与えた旋回がまだ残っており、はく離が生じなかったためである。表1に示すようにこの面の流速比の最大は $\alpha_{IVmax}=2.0$ 、エネルギー係数は $\beta_{IV}=1.69$ であり、旋回のない場合と比較して流れが非常に均一化している。

排気ポリュートの全圧損失係数は $\zeta_p=1.35$ であり旋回のない場合と比較して約17%の増加、排気ダクト系全体の損失係数は $\zeta_t=1.57$ であり約20%の増加である。

以上、小形化した排気ポリュートを有するガスタービン排気系に生ずる問題点の究明をおこなって次の点が明らかになった。

- (a) 排気ポリュート出口付近に振幅の大きい低周波数の圧力変動が生ずる。

これは船内装置の振動および騒音の原因になる可能性が十分考えられる。

- (b) 排気ダクト出口の最高流速が高く、後流にある消音器の設計に際してはこの点を十分考慮する必要がある。

これら二つの問題点は排気ポリュートの小形化から生じたものである。しかし、これらの問題点がなんらかの手段によって解決できれば航空転用形ガスタービンの特徴を十分に生かしたガスタービンプラントが可能になる。

4.2 整流格子の効果 排気ポリュート内で生じたはく離域内の渦の発達を阻止し、流速分布の均一化を計るための方法として排気ポリュート出口直後に整流格子を取付けた。ガスタービンの出力損失がそれほど問題にならない程度のもので図10に示す2種類を原形の排気ダクト系について実験を行なった。整流格子Aは計画全圧損失係数が $\zeta_s=0.2$ 、整流格子Bのそれは $\zeta_s=0.5$ である。この場合の損失を実機のカスタービン出力損失に換算すると整流格子A,Bにつきそれぞれ1.2%と1.3%である。

図10 整流格子

排気ポリュート出口観察面Aの流れの状態を図11に示す。流れの乱れは認められない。この図から明らかに、整流格子が排気ポリュート出口における流れの改善におよぼす効果は非常に大きい。排気ポリュート出口付近における圧力変動率は表1に示すように $\xi=0.165$ である。この値は整流格子を入れない場合の約30%に減少しており、実際の船内装置に対する影響はほとんど問題にならないと思われる。圧力変動が減少したのは初めの目標通り、排気ポリュート内ではく離が始まる点に整流格子が近いので渦の発達が阻止できたためと考えられる。

検査面IIIと検査面IVの流速分布の状態を整流格子Aの場合を図12に、整流格子Bの場合を図13に示す。検査面IIIにおける流速比の最大は両整流格子の場合とも $\alpha_{IIImax}=1.6$ であり、エネルギー係数もほとんど同じである。原形の排気ダクト系の図9と比較すると流速比の最大値が若

排気ダクト側

整流格子側

図 11 観察面 A の流れ状態

干下っている程度でほとんど差は認められない。しかし、検査面Ⅳにおいては逆流域が現われ、流速比の最大は $\alpha_{IV}=2.8$ 、すなわち、原形の排気ダクト系の約 1.4 倍になっている。この流れの状態は旋回のない場合の図 7 に非常に似ている。逆流域は図 7 の場合とほとんど同じで 32% である。このように排気ダクト内ではく離を生じたのは整流格子が流れを均一化する抵抗としてではなく、単に旋回を除く作用をしたことにより、旋回のないせん断流が排気ダクトに流入したためである。

整流格子 A の全圧損失係数は測定の結果 $\zeta_s=0.25$ であり、整流格子 B のそれは 0.65 と両者とも計画値より若干大きくなった。排気ポリュート、整流格子、排気ダクトの系全体の全圧損失係数は整流格子を取り付けた場合が $\zeta_t=1.9$ 、整流格子 B の場合が $\zeta_t=2.28$ である。この値は

図 12 整流格子 A を取付けた時の流速分布

図 13 整流格子 B を取付けた時の流速分布

原形の排気ダクト系全圧損失係数と比較してそれぞれ20%と40%の増加である。この増加のほとんどは整流格子の損失である。排気ダクト内ではく離を生じたことによる損失の増加は原形の排気ダクト系の損失($\zeta_1 - \zeta_0$)に対して整流格子Aを取付けた場合が5%，整流格子Bの場合が3%の増加である。排気系全体からみると排気ダクト内の損失の増加はそれほど問題にならない。

実験を行なった2種類の整流格子により圧力変動を減少することは可能であることが明確になった。しかし、整流格子により旋回を除いてしまうと排気ダクト内ではく離が起り、局部的に流速が大きくなり排気消音器の性能および強度の面で問題が生ずる。この点を十分考慮して整流格子を設計すれば実機に適用可能である。

4.3 偏向板の効果 排気ポリュートを小形化するための、より積極的な方法として偏向板を排気ポリュート内に取付けた。この排気ポリュートの断面図を図14に示す。偏向板の枚数、長さ等によって流動状態は大きく左右されるが、図14に示すものは比較的效果のある偏向板であった。

図14 偏向板をつけた排気ポリュート

図15 観察面Bの流れ状態(偏向板をつけた時)

排気ポリュート出口観察面Aの流動状態は整流格子を取付けた場合とほとんど同じであった。観察面Bの流れの状態を図15に示す。この図から図5に示すほどの大きなく離は認められないが、偏向板の背面に小さなく離が生じている。排気ポリュート出口付近の圧力変動率は $\xi=0.153$ と非常に小さくなっている。これはく離による流れの乱れが小さくなったためである。

検査面Ⅲと検査面Ⅳの流速分布を図16に示す。この図は偏向板によって流量が排気ポリュート出口断面上に相当均一に配分されている。また、偏向板により旋回がなくなり、断面中心線に対して対称に流れている。表1に示すように検査面Ⅲの流速比の最大は $\alpha_{Ⅲmax}=1.4$ 、検査面Ⅳのそれは $\alpha_{Ⅳmax}=1.86$ である。エネルギー係数は検査面Ⅲで $\beta_{Ⅲ}=1.36$ 、検査面Ⅳで $\beta_{Ⅳ}=1.64$ である。

偏向板を排気ポリュート内に取り付けると、流れを強制的に偏向し、旋回を除くため排気ポリュートの全圧損失係数は増加した。表1に示すように $\zeta_0=3.09$ であり、原形の排気ダクト系の2.2倍である。この値が実機のガスタービンの出力損失におよぼす影響は非常に大きくなる。排気系全体の全圧損失係数は $\zeta_t=3.3$ であり、原形の排気ダクト系の約2.1倍になる。排気ダクトの全圧損

図16 偏向板をつけた時の流速分布

失係数 ($\zeta_1 - \zeta_2$) の値は原形の値とほとんど同じであった。

偏向板は流体力学的問題を解決するにはもっとも効果的であるが、ガスタービンのようにダクト系の損失に出力が敏感なものに対して、本論文に示した方法は出力の犠牲が大き過ぎると思われる。したがって、将来はさらに流体抵抗を減少し、なおかつ、流速分布の均一化した偏向板を設計する必要がある。

5. 結 言

船用主機として航空転用形ガスタービンを考える時、航空転用形の軽量、小形である特徴を十分生かすことが必要である。本論文では大量、高温の排気ガスをディフューズする排気系のうち排気ポリュートの小形化について実験的研究をおこなった。その結果、排気系に生ずる問題点とその対策効果について次の結論を得た。

(1) 小形の排気ポリュートは曲がり広がり流路で大量、高温の排気ガスをディフューズする。そのため排気ポリュート内ではく離を生じ、流れの乱れによって振幅が $\xi = 0.55$ 、周波数が $6 \sim 10 \text{ c. p. s}$ の圧力変動を生じた。また、排気ポリュート出口の流速分布は非常に不均一であることが明らかになった。特に、低周波数の圧力変動は振動、騒音の原因になる可能性があるため、船内装置の設計にあたって十分考慮しなければならないことが明確になった。

(2) ガスタービンの出力をそれほど犠牲にすることな

く、圧力変動を抑えるには整流格子を排気ポリュート直後に取り付けるのが効果的である。但し、整流格子により完全に流れの旋回を除いてしまうとせん断流が排気ダクトに流入し、排気ダクト内ではく離を生じる。そのため、消音器に流入する排気ガスの流速が部分的に大きくなり、消音器に悪影響をおよぼす。この点を十分考慮して整流格子の枚数と配置を設計すればよい。

(3) 排気系の流体力学的諸問題を解決するには排気ポリュート内に偏向板を取り付けるのが最も効果的である。しかし、排気ポリュートの構造上可能であるか否かと出力損失との関係の上で採用を考える必要がある。

以上、ガスタービン排気ダクト系の問題点とその対策効果について述べてきたが、他の分野におけるこの種の問題に対する一助となれば幸いである。

文 献

- 1) Sawyer, W. T., Kelnhoffer, W. J., and Smith, R. A., "Design Considerations for Marine Gas Turbine," ASME Paper 66-GT/M-27.
- 2) 日本機械学会 第334回 講習会教材「流れとエネルギー」
- 3) Masuda, S., Ariga, I., and Watanabe, I., "On the Behavior of Uniform Shear Flow in Diffusers and its Effects on Diffuser Performance," Oct. 1971, P.377.
- 4) Patterson, G. N., "Modern Diffuser Design," Aircraft Engineering, Sept. 1938. P.267.