621.436.054

ディーゼル過給機用排気タービンの特性*

小 泉 磐 夫**

Characteristic Performance of the Exhaust Turbine for Diesel Engine Turbochargers

by Iwao KOIZUMI

The characteristic performance of the exhaust turbine under such cyclic pulsation of flow as in case of exhaust-turbocharging of diesel engines has been studied experimentally by means of a model air turbine driven under the flow-control devices similar to that of the valve gears on the actual engines.

It is concluded that the performance of such a turbine under non-steady flow may well be presumed analogically by the same method as in steady flow, if we assume proper equivalent initial condition before the turbine nozzle, i.e., the same energy level as the mean specific energy of the inflow mass per cycle.

1. 緒 言

ディーゼル機関の過給機用排気タービンのように、周期的に変動する流れの下に駆動されるタービンの特性を明らかにするために、実機に模した空気管制装置によって、圧縮空気を実験用空気タービンを駆動し、その定常流時の性能および変動流時の性能を測定した。これら2組の試験結果を比較検討して、一般的に明らかな前者の特性から、いまだ不分明な後者の特性を類推しようと試みた。

2. タービンの特性式

タービン内の流れを定常流とみなし、第1図のように、噴口出口速度 u_n とタービン動翼入口速度 u_1 との間に、損失係数 λ を導入し、噴口前の初期条件 p, ρ, u によって定まるタービンの流量および出力の関係式を求める。

(i) 記 号

p, ρ, u : 噴口前の圧力, 密度, 速度

p_n, ρ_n, u_n : 噴口出口における圧力, 密度, 速度

p_1, ρ_1, u_1 : 動翼入口における圧力, 密度, 速度

p_2, ρ_2, u_2 : 動翼出口における圧力, 密度, 速度

p_0, ρ_0, a_0 : 噴口入口と同じエントロピを有する大気圧状態での圧力, 密度, 音速

p_0, ρ_0', a_0' : 動翼入口と同じエントロピを有する

大気圧状態での圧力, 密度, 音速

f_n : 噴口内流れの最小断面積

f_R : 噴口前流路の断面積

G : 単位時間の流量 (質量にて)

A : 単位流量当りのタービン翼の仕事

$$y = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{r-1}{2r}}, \quad y_n = \left(\frac{p_n}{p_0} \right)^{\frac{r-1}{2r}}, \quad y_1 = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{r-1}{2r}}$$

$$U = \frac{u}{a_0}, \quad U_n = \frac{u_n}{a_0}, \quad U_1 = \frac{u_1}{a_0'}, \quad \varphi_n = \frac{f_n}{f_R}$$

第 1 図

* 昭和 33 年 9 月 26 日 関西支部第 202 回研究発表講演会において講演, 原稿受付 昭和 33 年 12 月 1 日。

** 正員, 三井造船会社玉野造船所 (玉野市玉 10)。

なお, $p_2=p_0$, $p_n=p_1$ とする.

(ii) 噴口について 噴口を通る流れについて, エネルギー, 連続, 断熱変化の条件式から

$$\left. \begin{aligned} y^2 + \frac{r-1}{2} U^2 &= y_n^2 + \frac{r-1}{2} U_n^2 = \frac{E}{E_0} \\ U y^{\frac{2}{r-1}} &= \varphi_n U_n y_n^{\frac{2}{r-1}} = \frac{G}{a_0 \rho_0 f_n} \\ \text{ここに } E_0 &= \frac{a_0'^2}{r-1} \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

初期条件および流量 G の測定値が得られると, (1) の関係式を用いて, 噴口出口状態 U_n , y_n が求まる.

噴口出口と動翼入口の関係は, 仮定 $u_1 = \lambda u_n$ に従って

$$\left. \begin{aligned} y_n^2 \left(\frac{1}{\mu^2} - 1 \right) &= \frac{r-1}{2} U_n^2 (1 - \lambda^2) \\ \text{ここに } \mu &= a_0'/a_0' \end{aligned} \right\} \dots\dots (2)$$

と書ける.

(iii) 動翼について 動翼内の流れについて, その前後のエネルギー, 連続, および第2図に示す速度三角形の表示と仕事 A の関係式より

$$\begin{aligned} \frac{A}{u_0^2} + 1 &= \frac{u_1}{u_0} \cos \alpha_1 + \frac{w_2}{u_0} \cos \beta_2 \dots\dots (3) \\ \left(\frac{w_2}{u_0} \right)^2 + \frac{2}{r-1} \left(\frac{a_0'}{u_0} \right) \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1} \frac{1}{U_1 y_1^{2/(r-1)}} \left(\frac{w_2}{u_0} \right) \\ &- \frac{2}{r-1} \left(\frac{a_0'}{u_0} \right)^2 \left[y_1^2 + \frac{r-1}{2} U_1^2 \right] \\ &+ 2 \left(\frac{a_0'}{u_0} \right) U_1 \cos \alpha_1 - 1 = 0 \dots\dots (4) \end{aligned}$$

この関係式を (1), (2) 式のように噴口出口の状態量で書直すためには

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= \frac{u_1}{a_0'} = \lambda \mu U_n \\ U_1 y_1^{\frac{2}{r-1}} &= \lambda \mu \frac{G}{a_0 \rho_0 f_n} \\ y_1^2 + \frac{r-1}{2} U_1^2 &= \mu^2 \frac{E}{E_0} \\ \frac{a_0'}{u_0} &= \frac{u_1}{u_0} \frac{1}{\lambda \mu U_n} \end{aligned} \right\} \dots\dots (5)$$

α_1 : 噴口出口角度
 β_2 : 動翼出口角度
 u_0 : 翼車周速
 $u_1 w_1$: 動翼入口における絶対および相対速度
 $u_2 w_2$: 動翼出口における絶対および相対速度

第2図

したがって噴口出口の状態量がわかれば, (3), (4) 式から周速 u_0 の種々の値に対して未知の w_2 , および仕事量 A が求まる.

近似的にこの計算をするために, (4) 式の各項に数値を入れた

$$\left(\frac{w_2}{u_0} \right)^2 + 2B \left(\frac{w_2}{u_0} \right) - c = 0$$

において, B^2 が c に比して十分大きい場合

$$\frac{w_2}{u_0} \doteq \frac{c}{2B}$$

とみなせる. こうした近似計算を行い, $u_1/u_0 = x$ の表示を用いて整理してみると, (3) はこう書ける.

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{2} (a_0 \lambda U_n)^2 \Psi(x) \\ \Psi(x) &= \frac{2}{x^2} \left[(\cos \alpha_1 + P)x - (Q+1) + \frac{R}{x} \right] \end{aligned}$$

ここに

$$\begin{aligned} P &= \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_2} \cos \beta_2 \frac{E}{E_0} \frac{G}{a_0 \rho_0 f_n} \frac{1}{U_n} \mu^2 \\ Q &= 0.4 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_2} \cos \alpha_1 \cos \beta_2 \frac{G}{a_0 \rho_0 f_n} U_n \lambda^2 \mu^2 \\ R &= 0.2 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_2} \cos \beta_2 \frac{G}{a_0 \rho_0 f_n} U_n \lambda^2 \mu^2 \end{aligned} \dots\dots (6)$$

(iv) 効率 第1図でも明らかなように, 排気管内の有効エネルギーは

$$\Delta E = E - E_0 = \frac{1}{2} a_0'^2 U_n^2 (1 + \varepsilon)$$

ここに $\varepsilon = \left(y_n^2 - 1 \right) / \left(\frac{r-1}{2} U_n^2 \right)$ で $\frac{\varepsilon}{1+\varepsilon}$ がタービンの設計上の反動度になる.

動翼入口での有効エネルギーは $E - E_0'$ でこれはこう書ける.

$$\frac{1}{2} u_1^2 + \frac{a_0'^2}{r-1} (y_1^2 - 1) = \frac{1}{2} a_0'^2 U_n^2 \left(\frac{\varepsilon}{\mu^2} + \lambda^2 \right)$$

よって全効率は

$$\eta = \lambda^2 \Psi(x) / (1 + \varepsilon) \dots\dots (7)$$

翼効率は

$$\eta_b = \Psi(x) / \left(1 + \frac{\varepsilon}{\lambda^2 \mu^2} \right) \dots\dots (8)$$

3. 試験設備および試験要領

一定の初期条件に保たれた圧縮空気源により, 空気の管制装置を通じて供試空気タービン(要目を第1表に示す)を運転し, タービン回転数を停止より無負荷全速状態の間に变えて, その間の回転数と回転モーメントとを測定する.

第1次試験では, 空気の管制装置として四サイクル機

第 1 表 供試タービン要目

計画流量 (連続流として)	0.77 m ³ /s, 大気圧 0°Cにて
計画噴口圧力	1.70 ata
計画反動度	30 %
計画回転数	16 000 rpm
節円直径	170 mm
噴口高	22 mm
動翼高	28 mm
噴口出口角 α_1	24°
タービン入口角 α_2	56°30′
同 出口角 β_2	31°
噴口総面積	42.8 cm ² 噴口数 38 個
噴口前通路面積	
第 1 次試験時	65 cm ²
第 2 次試験時	118 cm ²

第 3 図

関のシリンダを用いた。すなわち大容量の空気タンクより給気弁を通じてシリンダを一定圧力に充てんし、しかる後排気弁を開いて空気を放出し、これによって空気タービンを運転する〔第 3 図(a)〕。本試験には空気入口が半径方向にある噴口室を用い、使用噴口数は 20 個である。

第 2 次試験では、空気管制装置として二サイクル機関のシリンダを用いた。シリンダは単流式であって、シリンダ下部の掃気孔は全開のまま掃気室を通じて空気タンクに連なり、一定圧の空気はシリンダ頭部上の排気弁によって管制されつつ空気タービンを運転する〔第 3 図(b)〕。本試験に用いたタービン噴口室は空

気入口が軸方向のもので、使用噴口数は 38 個 (全数) である。

タービン回転数の測定には、検定済のストロボ・フラッシュを用いた。動力計は自家製のうず電流式電気動力計で、タービン軸に直結した耐熱鋼製円板を磁場の中で回転せしめ、この時の反作用モーメントを、電磁ヨーク自体をナイフ・エッジ上にささえ、てんびんとして測定したから、摩擦損失はきわめて少い。タービン負荷は磁場の強さを変えることによって調節する。

運転中の平均空気流量は空気タンクに流入する前のオリフィスで測定する。変動する排気管内、シリンダ、掃気室内の圧力は容量形ピックアップを用いブラウン管オシロで記録した。

試験は第 1 次、第 2 次試験とも、空気管制装置を作動させず、圧縮空気を連続してタービンに供給した定常流試験、および空気管制装置を作動させ圧縮空気を断続して空気タービンに供給した非定常流試験より成り、それぞれ空気タンクの圧力を数種に選んである。

なお、排気タービン噴口の有効面積を実測するために、タービン翼車を装備せずに流量試験を行った。また毎回、負荷試験の前後には、同一軸受注油状態において、タービンを無負荷高回転の状態から、急激に空気供給を断して停止にいたらしめ、この間の回転数減衰状態を測定した。この測定結果から得られた回転数減衰抵抗モーメントを、回転数に比例する軸受損失によるもの、および回転数の二乗に比例する風損によるものに分離して取扱い、タービン翼出力の算定に用いた。

本試験におけるタービン回転数、回転モーメントの測定精度は 1 % 以内であるが、上述の方法による諸損失の測定値のばらつきはかなりある。したがって、タービンが高回転で無負荷全速状態に近づくほど、翼出力の算定値の精度不足はまぬがれない。

4. 試験結果

(i) 定常流下の特性

(イ) 流量 与えられたタービンについて流量の無次元表示 $G/a_0\rho_0 f_n$ が (1) の条件式から

$$\frac{G}{a_0\rho_0 f_n} = \left(\frac{2}{r-1} \frac{y_n^{r-1}}{1+\varepsilon} \right)^{1/2} \sqrt{\frac{E-E_0}{E_0}} = k \sqrt{\frac{4E}{E_0}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

の形で得られる。排気タービンのように圧力比の少ない場合では k はタービンの運転条件のかかなりの範囲にわたってもほぼ一定値をとるものと予想される。この関

係は第4図のごとく、使用噴口数が異なった2種の試験結果について成り立つことが示された。したがってこの範囲ではタービンを1個の噴口とみなしてさしかえないし、その等価噴口面積は与えられたタービンについて実験上求めた k から算出される。

(ロ) 効率 選んだ空気タンク圧力、換言すれば噴口前の初期条件のおおのについて、まず流量の測定値を用い(1)の関係式から噴口出口状態を求め、ついでタービン翼出力と回転数の実測値を逐次(6)の関係式に適用すると、各速度比 $1/x$ に対応して損失係数 λ が求められ、したがって翼効率も(8)式で

第4図 タービン流量特性[定常流の場合]

第5図 翼効率および損失係数

与えられる。

これらの結果を第5図にまとめた。図において明らかなように第2次試験では前回の試験に比して損失係数 λ は著しく改善され、また翼効率も多少良くあらわれている。本来、 λ は設計状態では噴口内だけの損失であって、ほとんど1に近い値であるべきだが、この解析方法では実際に生ずる噴口円周上の流れの不均一、動翼出口角の偏差等、すべて計画状態と実際の流れとの食い違いから起る損失をもこの中に含んでくる訳で、今回の両者の試験にみられるごとく、噴口前の空気通路設計の変更、あるいは噴口の局部使用と全数使用との相違等が、この改善のもとをなすものと考えられる。

しかし、速度比と翼効率との関係は、両試験を通じて、タービン噴口前の初期条件にかかわらずほとんど同じであり、最高効率点を示す速度比はともにほぼ0.8 ($x=1.25$) で一致しているのは理論的にも首肯できるところである。そしてこの x の値に対する $\Psi(x)$ の値も、近似的には、タービン噴口前の空気状態のいかににかかわらず一定値とみなし得る。

(ハ) 出力 一方(6)式の翼出力を常用単位で書直すと

$$\frac{HP}{M} = \frac{1}{150g} \Psi(x) (\lambda a_0 U_n)^2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

また

$$n = \frac{60}{\pi D} \frac{1}{x} \lambda a_0 U_n \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで

M = 流量毎秒当り kg

HP = タービン翼出力 HP

D = タービン翼車の節円直径 m

n = タービン毎分回転数

○印点は噴口前状態より求めた最高効率点(計算値)
第6図 定常流下のタービン出力特性(実測値)

したがって、タービンの流量当り最高の翼出力を与えるタービン回転数 $n_{\max}$ と、その出力 $HP_{\max}$ との間には

$$HP_{\max}/M = (\text{定数}) \cdot \left(\frac{n_{\max}}{100} \right)^2 \dots\dots\dots (12)$$

が、ほぼタービンの全運転域にわたって成り立つとみなし得る。第 2 次試験の結果求められた $x=1.25$, $\lambda=0.89$ を用いて、その各初期条件ごとに最高出力点を計算した結果と、実測値とを比較して、第 6 図の中に示している。

(ii) 非定常流下の特 性

(イ) 出力 定められた弁開度曲線に従って、周期的かつ間欠的に流れる空気の下に運転した場合でも、タービンの単位流量当りの翼出力と、これに対応するタービン回転数との関係は、タービンの噴口前の初期条件をパラメータとして、先に述べた定常流下の場合と酷似してあらわれ、各最高出力点を連ねる曲線は、回転数の二次曲線を示す(第 7 図の B)。したがって非定常流の場合でも、(10), (11), (12) 式の形で、これらの関係が与えられるとみなせば、実験値から、全出力域にわたって、噴口前の初期条件に無関係に、最高効率点を与える特性値 $\Psi(x)$, したがってその時の x も定まってくる。

よって、この x の値を知ればそれぞれの初期条件に対応した $\lambda a_0 U_n$ がその実験値 $HP_{\max}/M$ から直接求められる。この U_n の値は物理的には、変動する噴口出口速度のエネルギーの平均値を意味するものであり、この $1/x$ はいわばみかけの速度比とも言えよう。すなわち非定常流の場合でも、変動する噴口前の状態を与えられたタービンの噴口について、かような噴口出口速度 U_n を与える等価エネルギー水準に置き換えて考えると、全く定常流の下における場合と同様にとりあつかえる。この等価の条件は (1) および (9) 式を用いた

$$U_n y_n^5 = k \sqrt{\frac{\Delta E}{E_0}}$$

$$y_n^2 + 0.2 U_n^2 = 1 + \frac{\Delta E}{E_0}$$

であり、 U_n が実験上与えられれば、等価値としての y_n , $\frac{\Delta E}{E_0}$ が求められ、噴口前初期条件の等価値 y , U も求めることができる。この場合等価値として求めた熱落差 ΔE は実際の場合タービン噴口前の脈動流が大気圧に対して持つ有効エネルギーの 1 サイクルごとの質量平均値に等しいはずである。

(ロ) 効率 周期的、間欠的な非定常流の場合の翼効率とみかけの速度比との関係も、定常流の場合と

第 7 図 非定常流下の出力特性 (その 1)

第 8 図 非定常流下の出力特性 (その 2)

同様、タービン噴口前の等価エネルギー水準に左右されるところは少いことが以上の実験でも明らかである。しかし最高効率点を与える x , したがって $\Psi(x)$ の値は必ずしも定常流の場合の値と同一ではない。それは、たとえ平均値的には同一の熱落差で駆動されても、変動流の1サイクルを構成する流れの時間的な速度分布、質量分布のいかんによって、翼車の時々刻々の翼効率、したがって翼出力には相違があり、その1サイクルの総和も異なってくるからである。

(ハ) 脈動周期の影響 同一の開閉度曲線に従って、ただ管制装置の回転数を3種に変えて行った試験結果を第8図に示す。各群のパラメータの数字はそのときの空気タンク圧力である。

本図で明らかのように、各群(噴口前の初期条件の相違)、各回転数(脈動周期の相違)を通じて、最高翼出力とこれを与えるタービン回転数との関係は、先に示したものと同一であって、最高効率点をあたえる x の値は、脈動周期には影響されていない。

しかして、同一の空気タンク圧力の下における一群の実験中、脈動周期の高い場合に HP/M が小さく、周期のおそい場合に HP/M が大きく表われているが、これは噴口前の有効エネルギー、すなわちタービンへの入力が脈動周期によって変化した結果であって、タービンの翼効率はたいして変化してはいないとみられる。第9図にタービン噴口前における1サイクルの変動圧

第9図 タービン入力-タービン出力

力の測定記録から求めた脈動流の有効エネルギー量、最大翼出力、および両者の比として与えられるタービンの内部効率の関係を図示した。結果は脈動流の有効エネルギーの測定法の精度上、この程度の効率の値のばらつきはやむをえないものとして、ほぼ上記の推論を立証したものといえる。

5. 結 び

以上の実験結果にもとづく推論の結果は次のように要約できる。すなわち

ディーゼル機関に併置される過給機用排気タービンのように、一定した開閉曲線にしたがって、周期的、間欠的にタービンが駆動される場合でも、そのタービンの翼出力の最高の効率点は、定常流の場合と同様に、ある特定の「みかけの速度比」のときにあらわれる。この「みかけの速度比」とは、物理的にはそのときのタービン翼車の周速度と、タービン噴口出口速度のエネルギー的平均値との比であるが、最高翼効率点をあたえるその値はタービンおよび脈動流管制装置について定まった値となり、タービン噴口前の状態、あるいは流れの管制装置の回転数等の影響は実用的には無視してさしつかえない事がわかった。

おそらく本実験、もしくは実際の機関に併置された排気タービンが駆動される程度のおそい周期を持つ変動流の下では、タービン噴口前の状態変化に即応して、タービン前後の流れの平衡が時々刻々成り立つものと考えて良く、翼効率や平均噴口速度、みかけの速度比等は、噴口前の有効エネルギーの1サイクルを構成する間の分布いかんによって左右されることはあっても、その周期には無関係なのであると思われる。

ゆえに特定のタービンおよびこれと結合する機関について、最高効率点を与える「みかけの速度比」の値 $1/x$ を実験あるいは適当な方法で推定すれば、脈動流の場合でも定常流の場合と同様の手法によって、最適条件のタービンを設計する事ができ、またその種々の運転条件下の性能を推算する事ができる。すなわち、脈動流の1サイクルの有効エネルギーの質量平均値をもって、等価のエネルギー落差と考え、この落差の下で定常流として、タービンの持つ流量特性を満足するようにタービンが運転しているものと考えて、その効率、あるいは単位流量当りの出力-回転数等の特性を論じ得ることがわかった。