

ターボ過給機用ラジアルタービンとブロワーのマッチング

Matching of Blower and Radial Turbine for Turbocharger

水 町 長 生

1. ま え が き

ラジアルタービンはジーゼル機関のターボ過給機駆動用として用いられるが、この際タービンの特性とブロワーの特性がよくマッチしていることが必要である。設計点においては容易に matching point が求められるが、部分負荷のときはなかなか困難で、いまだ実験的に求める方法しかない。そこで実験によらず、あらかじめ計算により部分負荷特性を求める方法があれば便利である。筆者がさきに発表したラジアルガスタービンの研究成果⁽¹⁾を用い、ブロワーの特性がわかっている場合、これに幾何学的な寸法がわかっているラジアルタービンを組み合わせたときに、ターボ過給機としてどのような部分負荷特性になるかを、計算から求める方法を述べることにする。なおタービンは静圧方式により駆動する場合である。

2. 計 算 方 法

ブロワーの特性曲線（圧力比対流量）上の任意の一点を使用するとき、タービンの作動状態（タービン入口圧力、タービンガス温度）がどのような状態になっているかを求めることである。このとき満足すべき条件は 3 個である。第 1 はブロワー流量と燃料流量の和がタービン流量になること、第 2 はブロワー駆動馬力と軸受損失馬力の和がタービン発生馬力に等しいこと、第 3 はブロワーとタービンの回転数は等しいことである。

第 1 の条件は次のようになる。

$$G_t = mG_b \dots\dots\dots (1)$$

上式において、 G_t 、 G_b はそれぞれタービン およびブロワーの流量である。

第 2 の条件は

$$\frac{\gamma_0}{g} c_0^3 2 \pi R_1 B_1 \sin \alpha \cdot \xi = \frac{k}{k-1} G_b \frac{R^* T_{a,r,b} k^{-1/k} - 1}{\eta_b} + \text{IP}_f \dots\dots\dots (2)$$

となる。左辺はタービンの発生馬力で、右辺の第 1 項はブロワー駆動馬力、第 2 項は軸受損失馬力である。ただし

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{U_1}{c_0} \\ &= \varphi \frac{p_1}{p_0} \frac{\sqrt{1-s}}{1-\varphi^2(1-s)} \left[\varphi \sqrt{1-s} \cos \alpha - \frac{U_1}{c_0} \frac{\bar{R}_2}{R_1} \left\{ \frac{\bar{R}_2}{R_1} - \varphi_2 \cos \bar{\beta}_r \sqrt{\left(\frac{X}{R_1}\right)^2 + \left(\frac{\bar{R}_2}{R_1}\right)^2} \right\} \right] \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

また

$$\left(\frac{X}{R_1}\right)^2 = \varphi \left\{ \left(\frac{c_0}{U_1}\right)^2 \sqrt{1-s} \right\}^2 \sin^2 \alpha + (1 - \zeta_s)$$

$$\begin{aligned} &\times \left\{ \left\{ \varphi \left(\frac{c_0}{U_1}\right) \sqrt{1-s} \right\} \cos \alpha - 1 \right\}^2 \\ &+ \left(\frac{c_0}{U_1}\right)^2 \left\{ 1 - \varphi^2 (1-s) \right\} (1-s_0) - 1 \quad (4) \end{aligned}$$

(3)、(4) の両式は筆者が求めたもの⁽¹⁾であるが、上式において、 γ_0 はタービン入口におけるガスの密度、 $c_0 = \sqrt{2g J c_p T_0}$ で、 T_0 はタービン入口ガス温度、 R_1 は動翼半径、 B_1 はノズル幅、 α はノズル流出角、 U_1 は動翼の周速、 p_0 はタービン入口圧力、 p_1 は動翼入口圧力、 $s = (p_1/p_0)^{k-1/k}$ 、 φ はノズル速度係数、 \bar{R}_2 は動翼出口の平均半径、 $\bar{\beta}_r$ は動翼出口相対平均流出角、 $s_0 = (p_2/p_0)^{k-1/k}$ 、 ζ_s は動翼入口衝突損失係数、 φ_2 は動翼速度係数である。 φ 、 φ_2 、 $\bar{\beta}_r$ 、 α は部分負荷においてほとんど変化しないので、運転状態が変わっても一定と考えてよく、したがって (3) 式において、 ξ は p_1/p_0 および U_1/c_0 のみの関数と考えてさしつかえない。

しかし

$$G_t = c_0 \gamma_0 2 \pi R_1 B_1 \sin \alpha \cdot \chi \dots\dots\dots (5)$$

で与えられ

$$\chi = \varphi \cdot \frac{p_1}{p_0} \frac{\sqrt{1-s}}{1-\varphi^2(1-s)} \dots\dots\dots (6)$$

である。すなわち χ は p_1/p_0 のみの関数である。

さらに p_1/p_0 と U_1/c_0 の間には次の関係が成立する。

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\varphi} \frac{U_1}{c_0} \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{1/k} \frac{p_0}{p_1} \frac{1-\varphi^2(1-s)}{\sqrt{1-s}} \\ &\times \left\{ \left[\left(\frac{X}{R_1}\right)^2 + \left(\frac{R_{20}}{R_1}\right)^2 \right]^{3/2} - \left[\left(\frac{X}{R_1}\right)^2 + \left(\frac{R_{21}}{R_1}\right)^2 \right]^{3/2} \right\} \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

この K の値はタービン個有の値であって、運転状態によって変化しない。

また軸受損失馬力は軸受周速の関数、したがってタービン動翼の周速 U_1 の関数であるから

$$\text{IP}_f = f(U_1) \dots\dots\dots (8)$$

で表わされる。

(1)、(5)、(8)、を (2) に代入して整理すると

$$\begin{aligned} &\frac{m}{J c_{p,b} T_b} \cdot \frac{1}{\chi} \left(2 J c_{p,t} T_0 \cdot \xi - \frac{f(U_1)}{c_0 \gamma_0 2 \pi R_1 B_1 \sin \alpha} \right) \\ &= \frac{r_b^{k-1/k} - 1}{\eta_b} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

を得る。上式において、 $c_{p,t}$ 、 $c_{p,b}$ はそれぞれタービンおよびブロワーを流れるガスおよび空気の定圧比熱である。

軸受損失馬力がタービン発生馬力に比べて非常に小さ

研究速報

く、これを無視できる場合には、(9)式は次のようになる。

$$2m \frac{c_{p,t}}{c_{p,b}} \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\xi}{\chi} = \frac{r_b^{k-1/k} - 1}{\eta_b} \dots (9')$$

以上の諸式を満足するという条件からタービンの運転状態が決定されるが、実際の計算に際しては、次の順序で計算すると便利である。

ブロワーの特性曲線上の任意の一点に対して、回転数 N 、ブロワー流量 G_b 、ブロワー圧力比 r_b 、ブロワー効率 η_b が与えられる。したがって(9)式の右辺の値が決定される。またタービン周速 U_1 およびタービン流量 G_t が決まる。

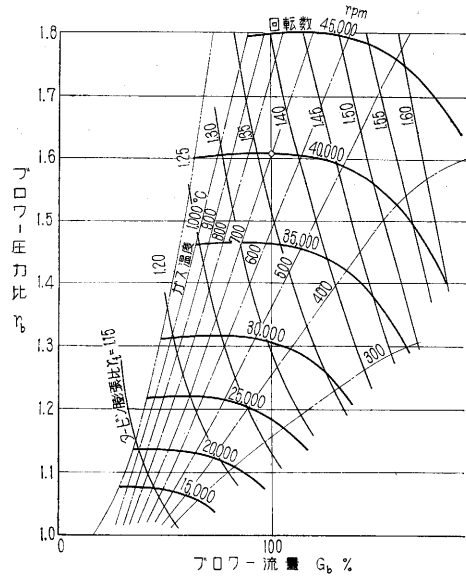
まずタービンガス温度 T_0 を仮定する。そうすると c_0 が求まり、 U_1/c_0 が求まる。

次にタービン入口圧力 p_0 を仮定すると、タービン入口ガス密度 γ_0 が求まり、(5)、(6)の両式から p_1/p_0 が求まる。次にこの p_1/p_0 は(7)式を満足しなければならない。満足しないときは p_0 の仮定を変えて、この操作をくりかえし、(5)、(6)、(7)を同時に満足する p_0 および p_1/p_0 を求める。したがって χ が求まる。また(3)から ξ が求まる。このようにして求められた χ 、 ξ は(9)式を満足しなければならない。満足しないときは T_0 の仮定を変えて、さらに以上の計算をくりかえし、(9)式を満足する T_0 を求める。このようにして、ブロワーの特性曲線上の任意の点を使用するときのタービン入口温度 T_0 、入口圧力 p_0 、動翼入口圧力 p_1 が決定される。すなわちタービンの反動度が決まる。またこのときのタービンの効率は次の式から求められる。

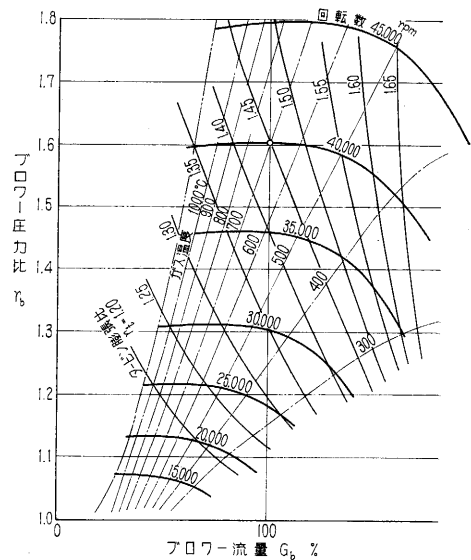
$$\eta_t = 2 \frac{U_1}{c_0} \frac{1}{1-s_0} \left[\phi_1 \sqrt{1-s} \cos \alpha - \frac{U_1}{c_0} \cdot \frac{\bar{R}_2}{R_1} \times \sqrt{\left(\frac{\bar{R}_2}{R_1} - \phi_2 \cos \beta \right)^2 + \left(\frac{\bar{R}_2}{R_1} \right)^2} \right] \dots (10)$$

3. 計算例

設計点において、回転数 40,000 rpm、ブロワー圧力比 1.605、タービンガス 700°C の場合について計算した結果を第1図および第2図に示す。第1図は軸受損失が小さく、これを無視した場合で、第2図は軸受損失が大きく、設計点においてタービン発生馬力の1/4が軸受損失に消費される場合である。タービンの膨張比を細い実線で、使用ガス温度を鎖線で示す。設計点において、軸受損失が無視できる場合のタービンの膨張比は 1.365 であるのに対し、タービン発生馬力の1/4が軸受損失に消費される場合は、タービン膨張比は 1.450 になる。タービンガス温度 700°C で、タービンの回転数が変化したときのターボ過給機の全効率が第3図に示す。軸受損失が無視できる場合およびタービン発生馬力の1/4が



第1図

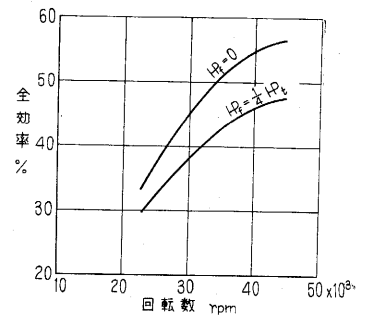


第2図

軸受損失に消費される場合である。

(1962年4月23日受理)

(1) 水町長生, ラジアルガスタービンの研究, 東大生研報告, 第8巻第1号, 1958



第3図