

# 涡轮模化试验数据的整理与模型级的推广

力学所 五室透平研究组 执笔人 凌志光

1975年12月

## 内 容 提 要

本文根据涡轮模化试验数据的综合整理与推广应用的要求,提出了包括导叶动叶出口喉部面积比在内的数据整理用准则,藉此可以简便地将单级涡轮模化试验结果有效地推广到不同子午面通道几何形状的应用场合。介绍了应用这些准则使R-250燃气轮机叶片成功地模化作为80系列和其他增压器涡轮叶片的例子。最后对工质绝热指数K的模化修正问题作了讨论。

## 目 录

- 1、引言
- 2、关于模化准则的选用与数据整理
- 3、应用举例
- 4、试验数据的模化应用与模型级推广
- 5、关于K值影响的修正问题
- 6、结论

### 符号表(文中注明者未列入)

- K 绝热指数  
R 气体常数  
 $\mu$  粘性系数  
 $\lambda$  热传导系数  
 $v$  容积流量  
N 功率

$^{\circ}H$  绝热焓降

$G$  流量

$n$  转速

$P$  压力

$T$  绝对温度

$\rho_T$  热力反动度

$\eta_T$  涡轮内效率

$\eta_{T_u}$  涡轮轮周效率

$\varphi$  导叶的速度系数

$\psi$  动叶的速度系数

$\alpha$  导叶出口绝对气流角

$\beta$  动叶出口相对气流角

上标:  $\cdot$  滞止值

下标:  $0, 1, 2$ : 级前, 导叶动叶之间, 级后

$\gamma$  按装角

$K_0$  表示真实工质

## 一、引言

由于叶轮机械三元流动设计理论的发展和高速数字计算机的应用, 目前涡轮设计已达到一个新阶段: 即由简化径向平衡计算加平面叶栅设计进入直接算入叶片通道内在流面上进行计算分析。尽管如此, 在涡轮级内的实际流动是极为复杂的。由于尾迹的影响, 动静叶间流动的相互干扰, 实际上进行的是不稳定流动。粘性影响的考虑, 机壳边界层及二次流发展的计算尚需进行更深入的工作, 在大焓降涡轮设计中准确计算激波间断和阻塞工况还有一定困难。所有这一切说明在气动设计完成以后, 为了更准确地掌握涡轮级的效率, 通流能力, 特别是非设计工况下的性能, 同时验证改进设计方法获取必要的经验数据, 涡轮级的动态模化试验是必不可少的。

在涡轮的气动设计中常集中精力于合理安排选用各种参数以提高级效率, 实际上由于损失估计误差常导致计算通流量与实际通流能力的差异。而在使用涡轮时, 无论是燃气轮机中涡轮、增压器涡轮还是化工过程用燃气涡轮等, 均需和压气机或反应器协调工作, 这就与所设计涡轮的通流特性直接有关。由于计算流量的误差, 实际涡轮流道中常常不能流过(小于或超过)给定的流量, 而造成该涡轮必须在非设计点下工作。此时既不能达到设计点效率, 甚至可能使整个发动机或装置不能很好工作。因此用试验来测定所设计涡轮的通流能力, 经过数据整理分析在试验台上加以调整是模化试验十分重要的内容之一。

此外涡轮叶片的系列化是很多发动机制造部门的迫切要求, 而系列化的实现完全可

以同模化试验结合起来,在结构上考虑可调,同时利用一定的数据整理方法就能为同一系列的不同产品恰当选择模化叶片的结构参数,掌握它们的特性数据,为进一步推广应用创造条件。

## 二、关于模化准则的选用与数据整理

涡轮的工况特性,一般由五个参数定出。从测量方便考虑,常取 $P_0^*$ 、 $T_0^*$ 、 $G$ 、 $P_2$ 、 $n$ 。若考虑工质的不同与粘热传导的影响,尚与工质的 $K$ 、 $R$ 、 $\mu$ 、 $\lambda$ 值有关,根据相似理论对于几何相似的涡轮,只要五个相似准则相同,则涡轮级的工况相同,例如可取:

- 1) 压比 $\Pi_T = P_0^*/P_2$
- 2) 马赫数  $M_a = u/a$  或速比 $u/c_0$
- 3) 绝热指数  $K$
- 4) 雷诺数  $Re$
- 5) 普朗特数  $Pr$

相同。此时对于特定的涡轮而言,特性数据可以整理成下述关系:

$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*} = f(\Pi_T, u/C_0, K, Re, Pr) \quad (1a)$$

$$\eta_T = f(\Pi_T, u/C_0, K, Re, Pr) \quad (1b)$$

实际用空气替代燃气作涡轮模化试验时, $Pr$ 数影响不大。牵涉到工质和试验工况参数条件, $K$ 及 $Re$ 数相同的完全满足有困难。若认为其影响另行修正或可忽略,则(1a)(1b)可简化为:

$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*} = f(\Pi_T, u/C_0) \quad (2a)$$

$$\eta_T = f(\Pi_T, u/C_0) \quad (2b)$$

其中即以 $\Pi_T$ 、 $u/C_0$ 作为自变量。不少文献中对于决定涡轮特性的无因次准则自变量的选用,鉴于应用目的的不同,有不同的选择和看法。例如有 $\bar{\psi} = H_0/u^2/2$ ,  $\varphi = C_z/u^2$

[1], 或 $\lambda c_1$ 、 $\lambda u$  [2] 作为自变量等等。Balje在[3]中曾推荐用比转速 $n_s$ 和比直径 $D_s$ 、其中

$$n_s = \frac{V^{1/2} N \Pi}{(gH_0)^{3/4} \cdot 30},$$

$$D_s = \frac{D(gH_0)^{1/4}}{V^{1/2}},$$

使涡轮计算特性能更好地服务于设计选用。但是其中 $D$ 仅是一个特徵直径尺寸,并不充分表达涡轮的流道几何,对于特定涡轮试验数据的整理及推广使用并不方便。

实践中常遇到这样的使用要求,即要模化使用涡轮叶片但是限于工况参数条件,涡轮通流部分要作适当变动,此外从获取较好效率与满足流量要求,导叶静叶按装角要有所变化;也即从模型级推广使用角度考虑,涡轮的模化试验不仅要校验设计点的效率和流量,同时也要测定非设计工况及不同导叶、动叶按装角和它们间不同叶高(即不同通流部分形状)下的效率、流量特性,在这样的情况,模化试验中准则的选用就要仔细研究。我们分析为了简化试验数据的整理,以便在一定的精确度下,将涡轮叶片推广到不同通流部分尺寸的机组中使用,有必要在自变量准则中引入特征几何面积。

从涡轮级一元流动关系出发,我们有:

$$\eta_{T0} = 2u/C_0 \left[ \varphi \sqrt{1-\rho_T} \cos \alpha_1 + \cos \beta_2 \psi \sqrt{(u/C_0)^2 + \varphi^2(1-\rho_T)} - 2u/C_0 \sqrt{1-\rho_T} \cos \alpha_1 + \rho_T - u/C_0 \right] \quad (3)$$

$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^*} = \sqrt{\frac{2g}{K-1}} \varphi' \sqrt{(1-\rho_T)(1-\Pi_T \frac{1-K}{K})} \left[ \Pi_T \frac{1-K}{K} (1-\rho_T) + \rho_T \right]^{\frac{1}{K-1}} F_1 \sin \alpha_1 \quad (4)$$

其中 $\varphi'$ 为导叶环流量系数。

定义 $\Phi = \frac{F_1 \sin \alpha_1}{F_2 \sin \beta_2} = \frac{F_1'}{F_2'}$ 为导叶环、动叶环出口喉部面积之比,可以推得〔4〕

$$\Phi = \frac{1}{\varphi \sqrt{1-\rho_T}} \left[ \rho_T + \varphi^2(1-\rho_T) - 2\varphi \sqrt{1-\rho_T} \cdot u/C_0 \cos \alpha_1 + (u/C_0)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \frac{1}{\psi} \left[ 1 + \rho_T (\Pi_T \frac{K-1}{K} - 1) \right]^{\frac{K}{K-1} - \psi^2} \quad (5)$$

若近似忽略 $\varphi'$ 、 $\varphi$ 、 $\psi$ 之变化,则(4)、(5)式的变量关系为:

$$\frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^* F_1 \sin \alpha_1} = f(\rho_T, \Pi_T) \quad (4a)$$

$$\Phi = f(\rho_T, \Pi_T, u/C_0, \alpha_1) \quad (5)$$

模化试验时,在同一 $\Pi_T$ 下, $u/C_0$ 之变化主要是转速 $n$ 或园周速度 $u$ 之变化,已有试验表明 $n$ 或 $u$ 之变化对流量影响不大,此外 $\cos \alpha_1 = \sqrt{1-\sin^2 \alpha_1}$ ,故由(4a)(5a)式联合后可知成立:

$$G = \frac{P_0^*}{F_1 \sin \alpha_1} \frac{G\sqrt{T_0^*}}{P_0^* F_1 \sin \alpha_1} = f(\Pi_T, \Phi) \quad (6)$$

与此同时由(4)(6)式联合可知

$$\eta_{T0} = f(\Pi_T, u/C_0, \Phi) \quad (7)$$

若如不同导叶、动叶出口喉部面积的试验结果按上述准则能整理成综合曲线,则说明(6)(7)式的关系是成立的。因此对于涡轮叶片的模化试验,只要进行不同的导叶动叶高度或不同的导叶动叶按装角或单独变几个导叶按装角即可整理成可以模化推广应用(包括系列化推广应用)的试验流量曲线和效率曲线。

### 三、应用举例

兹以R-250燃气轮机涡轮叶片的冷吹模化试验为例，加以说明。该涡轮第Ⅰ级主要参数为： $P_0^* = 1.99$ 公斤/厘米<sup>2</sup>、 $T_0^* = 893^\circ\text{K}$ 、 $\Pi_\tau = 1.943$ 、 $n = 25000$ 转/分、

燃料系数 $\beta = 0.127$ 、 $G = 3.12$ 公斤/秒、叶高 $L_{\text{导}} = 51.35$ 毫米、 $L_{\text{动}} = 56$ 毫米、

根径 $D_k = 202$ 毫米、 $(u/C_0)_{\text{设计}} = 0.58$ 、 $\alpha_1 = 41^\circ 40'$ 、 $\beta_1 = 44^\circ$

在专门设计的模拟空气涡轮上进行试验。试验本体设计上允许调换导叶动叶按装角位置。试验了二档叶高，不同流道扩张角〔5〕。若按(6) (7) 式准则关系可将各次试验数据综合整理成图1与图2。从图1可以看出，不同按装角和叶高的数据能很好综合成一条曲线。从图2效率曲线可以看出涡轮效率随 $\Phi$ 不同而变化且在每个压比下存在 $(\Phi)_{\text{最佳}}$ 值。

### 四、试验数据的模化应用与模型级推广

试验数据经上述准则整理后，对于任一需要模化推广应用该叶片的涡轮设计任务，可以很方便地按如下办法进行核算。

需要满足的准则条件是：

- 1)  $\left( \frac{G \sqrt{T_0^*}}{P_0^* F_1 \sin \alpha_1} \right)_{\text{原}} = \left( \frac{G \sqrt{T_0^*}}{P_0^* F_1 \sin \alpha_1} \right)_{\text{模}}$
- 2)  $(u/C_0)_{\text{原}} = (u/C_0)_{\text{模}}$
- 3)  $\Pi_{\tau \text{原}} = \Pi_{\tau \text{模}}$

其中条件2) 3) 在试验数据范围内是总能满足的。条件1) 以及式(6) 曲线用以恰当选定模化涡轮的流道尺寸(即叶高、根径、按装角等)。在要求的压比下由条件1) 可求得：

$$(F_1 \sin \alpha_1)_{\text{模}} = \frac{\left( \frac{G \sqrt{T_0^*}}{P_0^*} \right)_{\text{模}}}{\left( \frac{G \sqrt{T_0^*}}{P_0^* F_1 \sin \alpha_1} \right)_{\text{原}}} \quad (8)$$

此外无论对于原型涡轮或模化涡轮均成立：

$$\left( \frac{D_{\text{平均}}}{L} \right) = \left( \frac{60 \cdot C_0}{n} \right)^2 \frac{\sin \alpha_1}{\Pi(F_1 \sin \alpha_1)} (u/C_0)^2 \quad (9)$$

$$\text{或 } u/C_0 = \sqrt{\left( \frac{D_{\text{平均}}}{L} \right) \frac{\Pi(F_1 \sin \alpha_1)}{\sin \alpha_1} \left( \frac{n}{60 \cdot u/C_0} \right)} \quad (10)$$

模化计算中有时是已定 $u/C_0$ ，要求决定模化涡轮的 $\left( \frac{D_{\text{平均}}}{L} \right)$ ，或已定 $\left( \frac{D_{\text{平均}}}{L} \right)$ 再复算 $u/C_0$ 值。



当模化推广试验叶片设计新涡轮时,大致计算步骤如下:

- 1) 选定要模化的  $\left(\frac{D_{\text{平均}}}{L}\right)$  值或  $u/C_0$  值;
- 2) 选定几个  $\Phi_i$  值 (一般情况下大的  $\Phi_i$  值对应于大的级反动度);
- 3) 按图 1 及设计  $\Pi_r$  求出对应的  $G_i$  值;
- 4) 按已给初参数由 (8) 式算出  $F_1' = (F_1 \sin \alpha_1)_i$ ;
- 5) 由结构条件定出  $\alpha_1$  或选几个  $\alpha_1$  值;
- 6) 由 (9) 或 (10) 式求取  $(u/C_0)_i$  或  $\left(\frac{D_{\text{平均}}}{L}\right)_i$ ;
- 7) 依据图 2 效率曲线与结构强度条件选定方案;
- 8) 由所定方案的  $\Phi$  值算出  $F_2 \sin \beta_2$ ;

有了  $F_1 \sin \alpha_1$ 、 $\alpha_1$  及  $F_2 \sin \beta_2$  即不难安排定出叶高、按装角和通流部分形状 [6]。

对于某些已定子午面通流部分形状需选用叶片的设计问题或涡轮由老叶片改用新叶片问题,此时可方便地用 (9) 或 (10) 式先按已知  $\frac{D_{\text{平均}}}{L}$  及  $u/C_0$  值算出  $F_1 \sin \alpha_1$ , 然后算出  $\alpha_1$ 。再选几个  $F_2 \sin \beta_2$ , 由图 1 曲线在满足条件 1) 下求取合适的  $\beta_2$  [7]。

按上述方法我们将 R-250 燃气轮机叶片成功地模化推广用于机车柴油机用 80 系列增压器涡轮上和其他船用增压器涡轮上。各种涡轮试验结果说明, 所得  $G$  值符合原叶片试验曲线, 通流量达到设计要求 (见图 1 上各试验点) 具体参数与结果另列于表 1 ( $F'$  为实测值)。

	增压器	D <sub>根</sub> (毫米)	L <sub>导</sub> (毫米)	L <sub>动</sub> (毫米)	$\alpha_1$ (度)	$\beta_2$ (度)	$P_0^*$ (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	$T_0^*$ (°K)	$F_1'$ (厘米 <sup>2</sup> )	$F_2'$ (厘米 <sup>2</sup> )	$\Phi$	$G_{\text{试}}$ (公斤/秒)	$\bar{G}$
1	802	202	46	49	39°40'	40°30'	2.518	846	94	124	0.76	2.936	36.1
2	803	202	~46	47	39°40'	40°30'	1.859	857.5	93.5	123.3	0.759	2.272	35.5
3	804	202	46	49	39°40'	40°30'	2.32	758 <sup>+</sup>	94	125	0.752	2.829	35.9
4	805	202	40	42	39°40'	40°30'	2.056	798	77	107	0.74	2.025	36.3

+ 自循环试验值

## 五、关于K值影响的修正问题

虽然在亚音速范围内工质绝热指数K对叶栅绕流及边界层情况影响不大,也即K对叶栅的 $\varphi$ 、 $\psi$ 影响不大,但对涡轮级而言,K值对级热力过程还是有一定作用的。对于K不能完全模化的影响修正问题。〔8〕中曾根据对空气与氟利昂·12等工质的计算分析与试验提出用  $\Pi_r = f\left(\frac{N}{\sqrt{RT_0^*} P_0^*}, \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}\right)$  准则关系来整理可以基本上忽略K的影

响。问题是这种试验关系并不能包括较大压比和级参数范围，同时单由这一关系尚不能确定其他特性参数如流量、效率等。在没有充分的试验对比条件下，我们认为配合用介析换算的办法来修正试验值也是可行的。这时可通过(5)式根据已知 $\alpha_1$ 、 $u/C_0$ 、 $\Pi_\tau$ 等参数求出真实工质 $\rho_{TK0}$ 之变化，再由(3)式逐点修正效率值。即 $\eta_{TK0} = \eta_\tau \cdot \bar{\eta}_K$ ，修正系数 $\bar{\eta}_K$ 由

$$\bar{\eta}_K = \frac{\varphi \sqrt{1 - \rho_{TK0}} \cos \alpha_1 + \cos \beta_2 \psi \sqrt{(u/c_0)^2 + \varphi^2 (1 - \rho_{TK0}) - 2u/c_0 \rho_{TK0} \sqrt{1 - \rho_{TK0}} \cos \alpha_1 + \rho_{TK0} - u/c_0}}{\varphi \sqrt{1 - \rho_\tau} \cos \alpha_1 + \cos \beta_2 \psi \sqrt{(u/c_0)^2 + \varphi^2 (1 - \rho_\tau) - 2u/c_0 \rho_\tau \sqrt{1 - \rho_\tau} \cos \alpha_1 + \rho_\tau - u/c_0}} \quad (11)$$

定出，同样利用(4)式可求得：

$$\bar{G}_K = \frac{\sqrt{(K_0 - 1)(1 - \rho_{TK0})(1 - \Pi_\tau^{\frac{1-K_0}{K_0}}) \left[ \Pi_\tau^{\frac{1-K_0}{K_0}} (1 - \rho_{TK0}) + \rho_{TK0} \right]^{\frac{1}{K_0 - 1}}}}{\sqrt{(K - 1)(1 - \rho_\tau)(1 - \Pi_\tau^{\frac{1-K}{K}}) \left[ \Pi_\tau^{\frac{1-K}{K}} (1 - \rho_\tau) + \rho_\tau \right]^{\frac{1}{K - 1}}}} \quad (12)$$

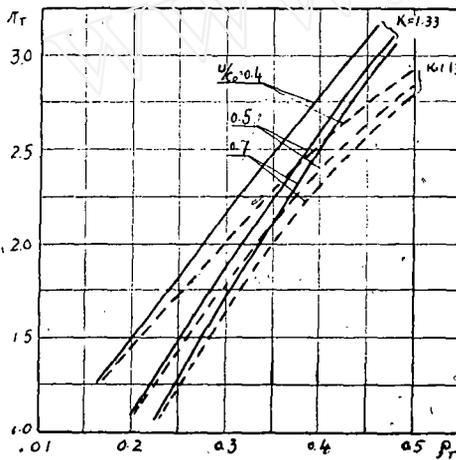


图3不同K与 $u/C_0$ 时 $\Pi_\tau$ - $\rho_\tau$ 关系曲线

而 $G_{K0} = G \cdot \bar{G}_K$

图3上表示了工质分别为燃气 $K=1.33$ 和氟利昂 $K=1.13$ 的同一涡轮的 $\rho_\tau$ 计算结果。由图可知随着压比的增高， $\rho_\tau$ 与 $\rho_{TK0}$ 的差别增大。例如当 $\Pi_\tau=1.5$ 时，二种工质的 $\rho_\tau$ 仅差0.01，而当 $\Pi_\tau=3.0$ 时， $\rho_\tau$ 可差0.1。因此对于大焓降高膨胀比涡轮， $K$ 不能完全模化的影响不可忽视，应对试验数据进行必要的修正。

## 六、结 论

根据以上讨论分析可知：

1. 对于涡轮模化试验应尽可能在试验方案上改变导叶、动叶按装角及不同叶高配合，以求得在不同几何流道形状下该叶片的全面性能数据。

2. 利用文中所述整理准则可将以上试验数据整理成 $\frac{G \sqrt{T_0}}{P_0 F_1 \sin \alpha_1} = (\Pi_\tau, \Phi)$ 及 $\eta_\tau = (\Pi_\tau, u/C_0, \Phi)$ 曲线形式，既便于对该叶片进行流量及效率的调试，又便于推广应用。

3. 利用该准则关系及 § 4 所述步骤可以很方便地实现涡轮级的系列化和使用该叶片的新涡轮的设计。

4. 绝热指数 $K$ 不能完全模化时, 对于大焓降高膨胀比涡轮需进行修正, 此时可根据试验数据先算出反动度的差异, 然后逐点校正流量及效率值。

### 参考文献

1. G. Cordes, "Strömungsfechnik der gasbeaufschlagten Axialturbine"
2. Б. А. 契尔卡索夫, "燃气涡轮的工作过程研究"
3. O. E. Balje "A Study on Design Criteria and Marching of Turbomachines"  
ASME, Trans. Vol 84, Series A, Jan. 1962.
4. "单级透平特性的简捷计算", 科学院力学研究所透平研究组
5. "250瓦燃气轮机透平动态试验总结之一(气动部分)", 一机部汽轮机, 科学院力学研究所等
6. "YL3000-1烟气轮机模化使用R-250叶片的气动热力计算", 科学院力学研究所, 石化部炼油设计院、规划设计院等
7. "45GP802增压器透平热力计算", 铁道部天津机车车辆机械工厂, 科学院力学研究所等
8. В. И. Гаггерс "Влияние свойств рабочего тела на характеристики центробежного компрессора и газовой турбины"