

叶尖间隙对跨音涡轮性能影响的试验研究

沈阳航空发动机研究所 黄忠湖 王月奇
南方动力公司 韩鉴元 燃气轮机研究所 杨锦甫 任汝根

【摘要】 本文对叶尖间隙影响涡轮性能的主要试验结果做了介绍和分析，并与估算叶尖间隙影响的 5 个经验或半经验公式进行了比较。试验结果表明：对跨音速涡轮随着叶尖间隙增大，级输出功率和效率都呈线性降低，影响显著，但对流量的影响则很小。

一、试 验 涡 轮

高压涡轮具有高温、高负荷、短叶片、低展弦比、外径小等特点。它们将导致动叶相对叶尖间隙很大，给级性能带来较大的损失。然而动叶叶尖区域的流动是十分复杂的，它是一种强三元可压粘流。目前试图模拟这种流动，从理论上弄清其相关影响是很困难的，只有依赖于综合试验，进行详细的测量，以便获得综合结果。

为此我们对一台单级高负荷跨音速模型涡轮进行了试验研究。在折合转速 $\bar{n} = 0.8 \sim 1.1$ ，级总压膨胀比 $\pi^* = 2.0 \sim 4.0$ 的宽广范围里，对四个相对叶尖间隙值进行了试验。

试验涡轮为不带冠的单级高负荷跨音速模型涡轮，其缩型比为 1.2。涡轮设计状态的总压膨胀比、折合有效功、折合流量、折合转速和级的滞止效率为： $\pi^* = 3.71$ ， $L\tau/T_o^* = 286.9$ J/kg， $G/T_o^*P_o^* = 0.7505 \times 10^{-3}$ kg/Km²/sN， $n/T_o^* = 425$ r/min K， $\eta_r^* = 0.871$ 。设计状态的其它参数见下表。

	Ma_{c1}	Ma_{w2}	Ma_{c2}	α_1	β_2	α_2	ρ_E
中径值	1.125	1.176	0.616	15.10	26.14	57.36	0.4318
沿叶高平均值	1.115	1.144	0.590	16.33	26.17	59.10	0.4227

模型涡轮流程通道尺寸和测量截面示于图 1。涡轮导叶数为 26 片，动叶数为 47 片。采用去除涡轮外环内径材料的办法来加大动叶叶尖的间隙，而保持叶高不变。

试验的动叶叶尖间隙的绝对值 δ 和相对值 δ （即 δ 与动叶叶高 h 之比）见下表。

	A	B	C	D
δ (mm)	0.42	0.7157	0.915	1.125
δ (%)	1.054	1.80	2.296	2.823

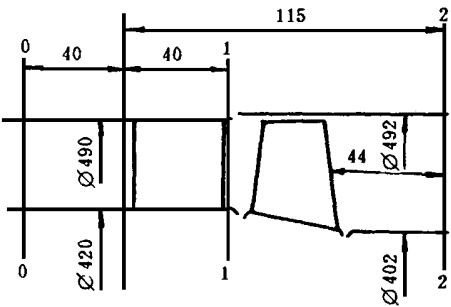


图 1 跨音速模型涡轮级流程通道尺寸和测量位置

试验是在沈阳航空发动机研究所 A203 模型涡轮试验器上进行的。

二、主要试验结果及其简要分析

1. 叶尖间隙对涡轮流量的影响 由图 2 可见在 $\bar{n}=1.0$ 和 $\pi_r^*=2.0 \sim 4.0$ 的范围里, 随 δ 增大, $\bar{G}$ 稍有增大, 而且在不同的 π_r^* 下 $\bar{G}$ 随 δ 增大的量几乎相等。图 3 所示为设计状态下的变化情况。由图可见, 流量随 δ 增大开始增大较快, 而后缓慢增大, $\delta > 2.4$ 后趋于不变。 δ 从 1.054% 增大到 2.823%, 流量只增大 0.52%。

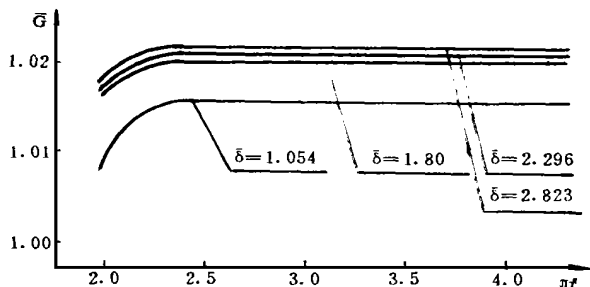


图 2 $\bar{n}=1.0$ 时 $\bar{G}=f(\delta, \pi_r^*)$ 曲线

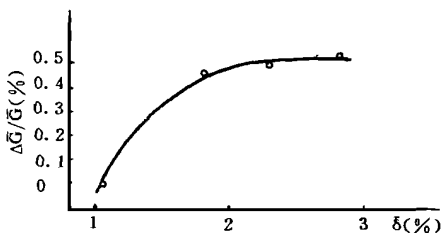


图 3 $\bar{n}=1.0, \pi_r^*=3.71$ 时 $\Delta \bar{G} / \bar{G}$ 随 δ 变化的曲线

亚音速涡轮的试验结果表明, 随 δ 的增大 $\bar{G}$ 呈线性增大, 而且增大的量较大^[5]。这主要是由于 δ 增大时, 叶尖漏流量增大, 而堵塞发生在较大的 π_r^* 状态。

本试验涡轮为跨音速涡轮, 在设计状态下无论导向器和工作轮都已处于堵塞状态。随着 δ 的增大流量稍有增大是由于叶尖区域的流动有较大变化, 这种变化不但影响到叶尖区域本身, 而且其影响还延伸到叶高的相当部分, 因此使导向器出口沿叶高的气流参数有所改变, 从而使导向器的节流特性稍有改变所致。

2. 叶尖间隙对涡轮输出功的影响 由图 4 可见, 在 $\bar{n}=1.0$ 时, π_r^* 越大, 叶尖间隙对作功量的影响越显著。图 5 表明, 设计状态下, 随 δ 的增大, $\Delta L_T / L_T$ 基本上呈线性减小。 δ 每增大 1%, L_T 减小 3.2%。可见 δ 对 L_T 的影响很显著。

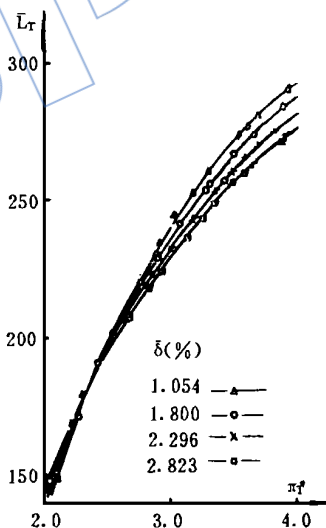


图 4 $\bar{n}=1.0$ 时 $\bar{L}_T=f(\delta, \pi_r^*)$ 曲线

叶尖间隙增大时, 涡轮作功量降低是叶尖间隙增大使下列流动特性恶化所致: (1) 从叶盆到叶背的压差增大, 它导致叶尖处叶盆到叶背的潜流增大, 使叶型的阻力系数增大而升力系数降低, 因而降低了叶尖区域的作功能力。(2) 叶尖间隙增大加大了叶尖处无导流面积, 因而增大了叶尖处的轴向漏流量。(3) 动叶与涡轮端壁附面层之间有相对运动, 它激起在叶尖间隙中从叶背到叶盆方向的射流。叶尖间隙越大, 射流阻力越小, 射流强度越大。(4) 在动叶叶背表面与外端壁构成的角区中有二次旋涡, 它导致叶尖区的气流产生三元分离, 从而使损失增大, 并使叶尖区域中气流的转折不足。

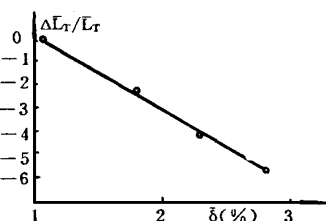


图 5 $\bar{n}=1.0, \pi_r^*=3.71$ 时 $\Delta L_T / L_T$ 随 δ 变化曲线

3. 叶尖间隙对效率的影响 由图 6 可见, $\bar{n} = 1.0$, π_r^* 增大时, 叶尖间隙对级效率的影响越大。图 7 表明设计状态下, 随着 δ 的增大, η_r^* 呈线性降低。 δ 每增大 1%, η_r^* 降低 2.8%。可见 δ 对 η_r^* 的影响很显著。

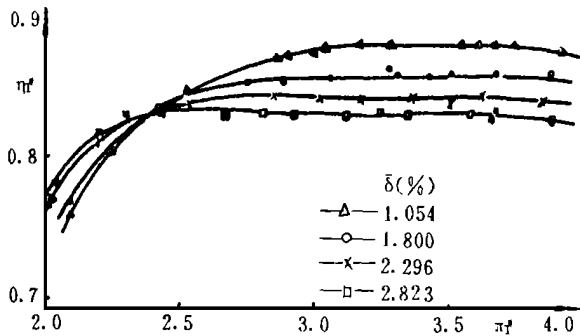


图 6 $\bar{n} = 1.0$ 时 $\eta_r = f(\delta, \pi_r^*)$ 曲线

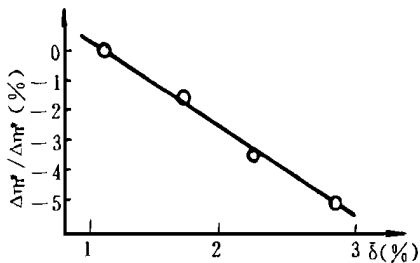


图 7 $\bar{n} = 1.0$ 、 $\pi_r^* = 3.71$ 时 $\Delta \eta_r^* / \eta_r^* = f(\delta)$ 曲线

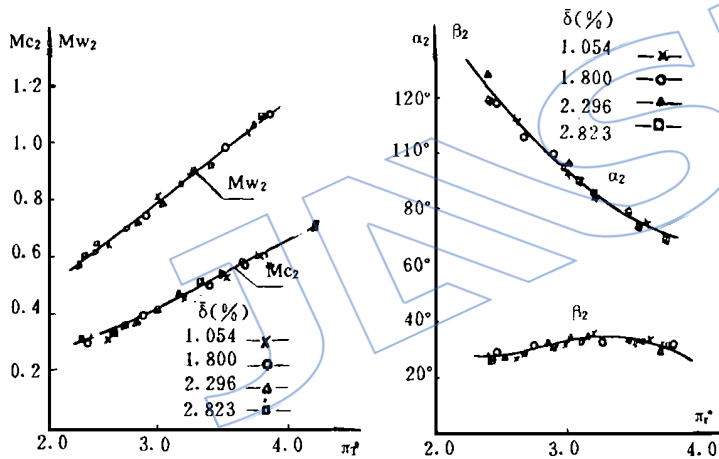


图 8 $Mw_2, Mc_2 = f(\delta, \pi_r^*)$ 曲线

图 9 $\alpha_2, \beta_2 = f(\delta, \pi_r^*)$ 曲线

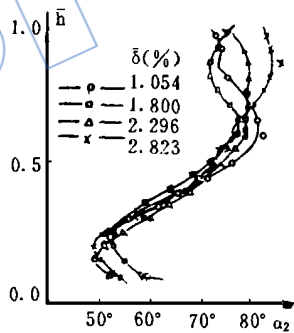


图 10 $\alpha_2 = f(\bar{H}, \delta)$ 曲线

叶尖间隙增大时, 级效率降低主要是由于涡轮级的有效功随叶尖间隙增大而减小。因此级效率降低的原因与上节相同。在相同的叶尖间隙下, η_r^* 和 L_T 降低量有小的差别, 可能是由于数据测量和数据整理误差所致。

4. 叶尖间隙对级出口气流参数的影响 试验结果说明, 叶尖间隙的改变其影响不仅限于叶尖区域, 而且会延伸到叶高的相当部分。我们以叶尖间隙对级出口气流参数的影响来说明这一点。

由图 8 和 9 可以看出在同一条件下 $\bar{n} = 1.0$ 时级出口中径的不同曲线, 叶尖间隙的改变 (δ 从 1.054% 增大到 2.823%) 还没有对级出口中径处的气流参数产生影响。但

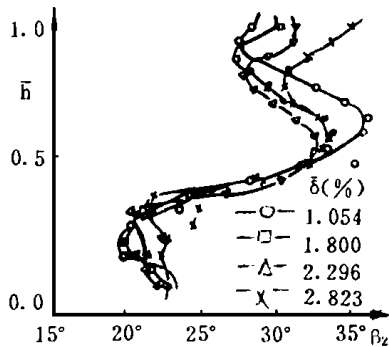


图 11 $\beta_2 = f(\bar{H}, \delta)$ 曲线

图 10 和图 11 说明 δ 增大时都在 $\bar{n} = 1.0$, $\pi^* = 3.71$ 时的不同曲线, 不仅叶尖区域的 α 和 β_2 都明显增大, 还影响到半个叶高的区域。该图也说明, δ 的增大确实使叶尖区域的气流损失增大, 折转不足, 因而使做功量和效率降低。

三、与经验和半经验公式的比较

1. 经验或半经验公式

$$\Delta \eta_r^* = -1.53\delta \quad (1)^{[4]}$$

$$\Delta \eta_r^* = -\{ (1 + h/D_m)(\rho_l/\rho_m) \mathbb{I} + (0.3/\sin\beta_{2l})(b/t)_t \} \delta \quad (2)^{[1]}$$

$$\Delta \eta_r^* = -\{ 0.93 \mathbb{I} / \cos(90 - \beta_{2l}) \} (1 + h/D_m) \eta_{r_o}^* \delta \quad (3)^{[2]}$$

$$\Delta \eta_r^* = -\{ (2.755\rho_{et}^2 + 0.108\rho_{et} + 1.72) \eta_{r_o}^* \} \delta \quad (4)^{[3]}$$

$$\Delta \eta_r^* = -\{ 0.5 \eta_r^* [C_L / (t/b)]^2 \sec^3 \beta_m / (C_{ad} / V_m)^2 (V_m / C_{2a})^2 \} \delta \quad (5)^{[4]}$$

式中 C_L 为叶型升力系数, $C_L \approx (t/b) \{ g(90 - \beta_1) + \operatorname{tg}(90 - \beta_2) \}$, β_m 为叶尖处动叶进出口相对气流角 β_1 、 β_2 的平均角, 定义为 $\beta_m = \arctg \{ [g(90 - \beta_2) - \operatorname{tg}(90 - \beta_1)] / 2 \}$ 。 ρ 为燃气密度, ρ_e 为能量反力度, $\eta_{r_o}^*$ 为动叶叶尖间隙为零时级的滞止效率, C_{ad} 为对应于级的总压膨胀比的等熵速度, 注脚 h 、 m 、 t 分别为根、中、尖参数。以上公式主要是根据大量亚音速涡轮试验结果综合整理的。

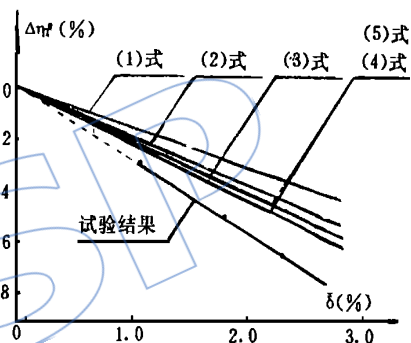


图 12 $\bar{n} = 1.0$, $\pi^* = 3.71$ 时级效率随 δ 变化的试验结果与半经验公式计算结果的比较

2. 计算结果与试验结果的比较 本涡轮的计算结果示于图 12。由图 12 明显可见, 在相同的 δ 值下, (1) 式计算的效率降低量最小, (5) 式计算的最大, 但 (4) 式与 (5) 式几乎相等, (2) 式与 (3) 式很接近, 它们介于 (1) 式和 (4) 式之间。本试验结果明显大于 (5) 式的计算结果。这说明, 叶尖间隙对高负荷跨音速涡轮级效率的影响明显大于对亚音速涡轮级效率的影响。

综上所述得出如下结论: 1. 叶尖间隙对跨音速涡轮级效率和输出功有很大影响, 而且大于对亚音速涡轮的影响。本涡轮在设计状态下, δ 每增大 1%, η_r^* 降低 2.8%, E_T 减小 3.2%。此外随 δ 增大二者都呈线性降低。2. 叶尖间隙对跨音速涡轮级的流量影响不明显。3. 叶尖间隙对流动参数的影响区域达叶高的 40% 左右。4. 在进行跨音速涡轮气动设计计算时, 如果采用 (5) 式来估算动叶叶尖间隙使级效率的降低量时, 其计算结果可能偏小。当 δ 为 1.0% 时, 其偏小量约为 0.5%。

参 考 文 献

- [1] В. Ф. АБИАНЦ, "ТЕОРИЯ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН", Москва Машиностроение, 1979.
- [2] S. C. Kacker, et al., "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency", ASME 81-GT-58, 1981.
- [3] J. H. Haas, M. G. Kofskey, "Effect of Rotor Tip Clearance and Configuration on Overall Performance of a 12.77-Centimeter Tip Diameter Axial-Flow Turbine", ASME 79-GT-42, 1979.
- [4] A. Yamamoto, et al., "An Experimental and Analytical Study of Blade Tip-Clearance Effects on an Axial-Flow Turbine Performance", NAL TR-466T, 1982.
- [5] Edward M. S, et al., "Research Turbine for High-Temperature Core Engine Application. -Effect of Rotor Tip Clearance on Overall Performance", NASA TND-7639, 1974.

AN EXPERIMENTAL STUDY OF TIP CLEARANCE EFFECTS ON THE PERFORMANCE OF AN AXIAL TRANSONIC TURBINE

Huang Zhonghu, Wang Yueqi (*Shenyang Aeroengine Research Institute*)

Yang Jingfu, Ren Rugen (*Gas Turbine Establishment*)

ABSTRACT

In order to investigate the effects of the rotor blade tip clearance on the performance of a highly-loaded axial turbine, a single-stage axial transonic scaled-down turbine with low aspect has been tested with four rotor tip clearances. The reduced revolutions of the turbine vary from 80% to 110% and the turbine total pressure ratios vary from 2.0 to 4.0.

The experimental results are presented and analysed in the paper. The tip clearance effects on the turbine efficiency are predicted with five empirical and semiempirical and the results predicted formulas are compared with the present experimental results. The experimental results show that the effect of tip clearance on the turbine efficiency is significant, but that on the turbine inlet mass flow is small. When tip clearance increases from 1.054% to 2.823%, the turbine efficiency decreases by 5.0% at the design point, but the mass flow increases only by 0.54%.

EFFECT OF VANE AND BLADE NUMBERS ON PERFORMANCE OF TRANSONIC TURBINE STAGE

Han Jianyuan and Shi Jing (*Nanhua Powerplant Research Institute*)

Cheng Xinhua (*Gas Turbine Research Institute*)

Wang Yueqi and Zhou Shiying (*Shenyang Engine Research Institute*)

ABSTRACT

The parameters, such as throat area, trailing edge block ratio and profile turning angle at trailing edge, has been investigated with change of vane and blade number, namely 29, 26 vanes and 47, 52, 42 blades. The results of the effect of the vane and blade numbers on the mass flow, reaction and efficiency of transonic turbine stage are analyzed.

DESIGN OF AN APPROXIMATELY CONSTANT DEGREE OF REACTION TURBINE STAGE

Cui Jiya, Lin Pingji, Li Yuchun

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

This paper is a successful trial of an approximately constant reaction stage designed by through-flow streamline curvature method for the first time tension splines. The tip to root reaction difference within 0.1 is attained mainly by the nozzle vanes with positive lean angle of 15° at leading edge and a reverse to usual exit angle twist of 11.6° . To avoid undesirable tip clearance increase in hot running state which would lead to excessive leakage loss, the shroud diameter is kept essentially constant with only a slight taper from nozzle inlet to axial clearance mid-section and then turning outward to the rotor shroud diameter. The variations of main gasdynamic parameters, total pressure loss coefficients and stage efficiency along the blade height are shown in figures together with those for a corresponding conventional stage of same meridional geometry for reference purpose which is seen giving even a little (0.20%) higher efficiency. Nevertheless, owing to lack of accurate loss model, especially in regard to leakage loss and shock loss, the efficiency results including their comparison are subject to experimental verification, although the design of constant reaction in general is credible.