

叶片数对跨音速涡轮性能影响的试验研究

南华动力机械研究所 韩鉴元 石靖 燃气涡轮研究所 程信华

沈阳发动机研究所 王月奇 周世英

一、导叶叶片数变化对跨音速涡轮性能的影响

基本级涡轮 A 具有动叶 47 片，导叶 29 片。为了增大涡轮排气面积，将导叶减为 16 片，动

叶叶片数不变，称涡轮 B。将 A、B 涡轮进行试验对比。

1. 在设计膨胀比状态下的试验结果 从表 1 看出，涡轮 A 的效率高出设计值 1.033%，

表 1 主要试验结果 ($\pi_T^* = 3.17$)

	η_T	G	L
设计值	0.871	1.0	29.36
A	0.88	0.954	29.36
B	0.8762	1.0187	29.21

折合功达到设计值，而折合流量比设计值小 4.6%。B 的流量高出设计值 1.87%，效率高出设计值 0.597%，而折合功比设计值低 0.51%。

2. 流量 涡轮的导叶出口马赫数为 1.11，动叶出口马赫数为 1.136，即导叶喉部为堵塞截面。因此，导叶喉部面积的大小，对涡轮的流量起着关键作用。由于 A 导叶喉部面积过小，致使级流量只能达到设计值的 95.4%。

试验得出：B 导叶喉部面积实测值比 A 大 5.9%，流量增加 6.78%，级流量的增加与限流叶片喉部面积的增加基本成比例。

3. 膨胀比和反力度 B 导叶喉部面积变化，不仅使级流量成比例增加，还使导叶后膨胀比下降，动叶后的膨胀比增加。导叶堵塞膨胀比由 $\pi = 2.35$ 降低到 2.25。由图 1 可见，B 导叶膨胀比较 A 的低，而动叶膨胀比高。

表 2 设计膨胀比下的参数值

参数	$\pi_{导根}$	$\pi_{导尖}$	$\pi_{动根}$	$\pi_{动尖}$	$\rho_{根}$	$\rho_{尖}$
设计值	2.4915	1.9622	2.2861	2.363	0.306	0.476
A	3.35	2.20	1.345	1.962	0.159	0.404
B	3.18	2.17	1.46	2.13	0.203	0.435

导叶膨胀比随级膨胀比的增加而增大，到一定程度不再增加，曲线趋平，这标志动叶已处于临界状态。B 导叶根部、尖部最大膨胀比分别由 A 的 3.35 和 2.20 降至 3.18 和 2.17。

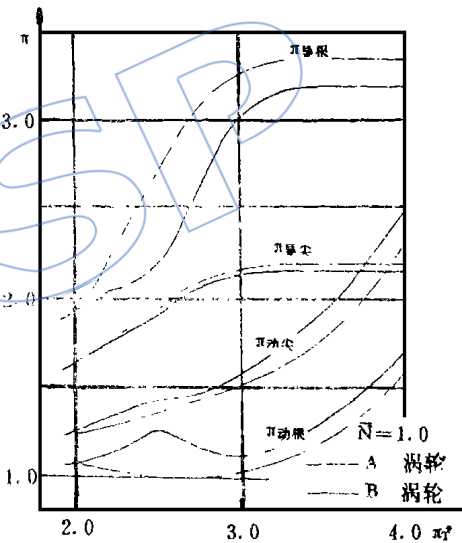


图 1 A、B 涡轮 $\pi = f(\pi_T)$ 曲线

由于导叶喉部面积增大, 导叶膨胀能力减小, 相应的级反力度有所增加 (图 2)。

由表 2 可以看出, A 的膨胀比和反力度与设计值有一定差距。B 导叶喉部面积增大后仍有差距, 根部差别较大, 这可能是导叶根部喉部设计值过小所致。

4. 级效率 在小膨胀比 π_t^* 状态, A 的效率高于 B。随着 π_t^* 的增大, 级效率的差值减小。在 $\pi_t^* = 3.0$ 状态两者相当。在设计点附近, B 的级效率比 A 的低 0.038。

导叶叶片数由 A 的 29 片减为 26 片后, 尾缘堵塞度由原来的 10.4% 降为 9.07%, 尾迹损失减小。但是, 由于叶片喉部位置沿叶背上移 4.5 ~ 6.2 mm, 使叶背尾缘段弯折角由原来的 4.5 升到 9 ~ 11°, 超出了跨音叶栅推荐值 1° ~ 2.5°。使气流在喉部后的叶背段易产生分离, 对性能带来较大的不利影响。大的尾缘弯折角对亚音状态较适应, 叶栅试验证实了这一点。26 片导叶叶栅当 $Ma \leq 0.83$ 时, 损失较低, 而其后则损失较高 (图 3)。

尽管 B 导叶喉部加大, 出口马赫数下降, 动叶出口相对马赫数上升, 反力度上升, 对级效率产生一些有利的影响。但终因尾缘弯折角加大, 致使级效率低于 A。

小 π_t^* 的效率差距可以认为是测量误差所致。 $\pi_t^* = 2.5$ 左右的出气角高达 130° 左右, 很可能超出总压测头的测量范围而造成较大误差。 $\pi_t^* = 4.0$ 左右的大 π_t^* 状态, 由于反力度上升, B 的动叶出口马赫数超出设计值较 A 的大, 致使损失加大, 从而效率差值有所加大。

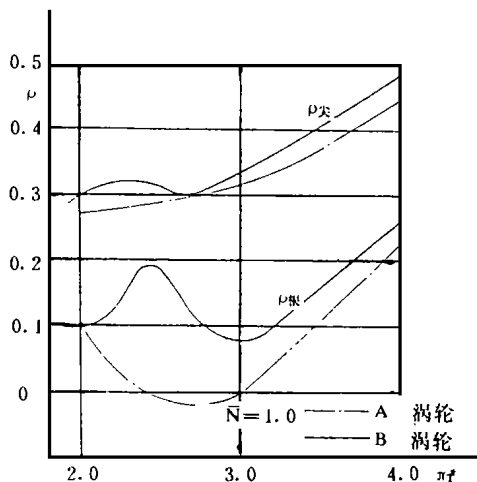


图 2 A、B 涡轮 $p = f(\pi_t^*)$ 曲线

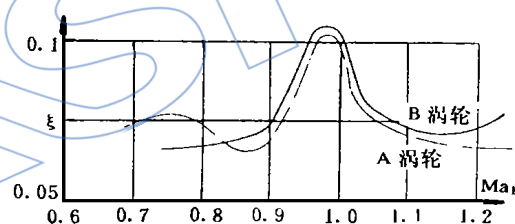


图 3 A、B 涡轮 $\xi = f(Ma_1)$ 曲线

二、动叶叶片数变化对跨音速涡轮性能的影响

该试验是在导叶 26 片不变, 动叶由 47 片分别变为 52 片 (C 涡轮), 42 片 (D 涡轮)。

1. 在设计膨胀比状态下的主要试验结果

表 3 主要试验结果 ($\pi_t^* = 3.71$)

	η_t	$\bar{G}$	$\bar{L}$
设计值	0.871	1.0	29.36
B	0.8762	1.0187	29.21
C	0.869	1.017	28.86
D	0.866	1.023	28.76

从上表可看出, C 和 D 涡轮效率基本相当, 均比 B 低, 而流量基本相同。

2. 流量 B 涡轮导叶喉部为限流截面。改变动叶叶片数, 其喉部值虽有变化, 但变化量不大, 所以导叶仍为限流截面。试验结果流量相当接近, 可认为, 流量未发生变化。B、C、D

涡轮动叶喉部面积计算值 (mm²) 分别为 364.78、372.01、383.88。

表 4 设计膨胀比下的参数值

	$\pi_{\text{导根}}$	$\pi_{\text{导尖}}$	$\pi_{\text{动根}}$	$\pi_{\text{动尖}}$	$\rho_{\text{根}}$	$\rho_{\text{尖}}$
设计值	2.4915	1.962	2.2861	2.363	0.306	0.476
B	3.183	2.17	1.46	2.13	0.203	0.435
C	2.85	2.26	1.57	1.91	0.256	0.398
D	3.13	2.355	1.47	1.68	0.205	0.205

3. 膨胀比和反力度 随着动叶叶片数的减少, 喉部值增加, 动叶达到临界状态推迟。因而对相同的级膨胀比来说, 导叶膨胀比加大。动叶膨胀比减小, 级反力度降低。B、C、D 涡轮中 D 喉部值最大, 其导根、导尖膨胀比最大。而动叶膨胀比最小, 级反力度最低。C 涡轮喉部值最小, 则相反。从表 4 可看出, 仅个别数据因壁面静压的漏气或堵塞外基本上符合规律。

4. 级效率 如图 4 所示, 无论叶片数增加还是减少, 在大部分状态下效率有所下降。

动叶叶片数变化, 其喉部尺寸及其相应的参数也发生变化。叶片数增加, 其尾缘堵塞度由原来的 10.86% 增加到 12.23%, 尾缘损失加大。同时, 喉部尺寸变小, 而喉部位置向叶片槽道内移动。通道型式由纯收敛变为收扩型, 扩张部分达 7mm 左右, 收扩槽道对于 $Ma < 1.2$ 的状态将使动叶内流动损失增加, 这些是对级效率的不利因素。

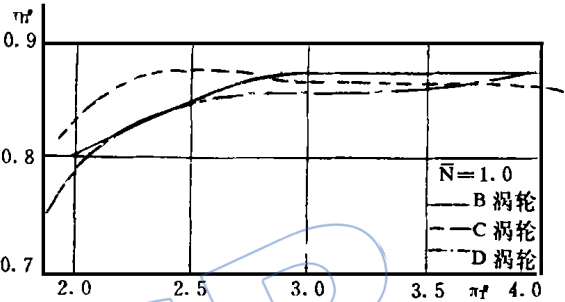


图 4 B、C、D 涡轮 $\eta = f(\pi^*)$ 曲线

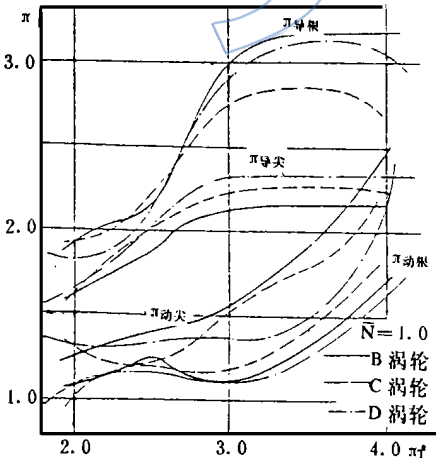


图 5 B、C、D 涡轮 $\pi = f(\pi^*)$ 曲线

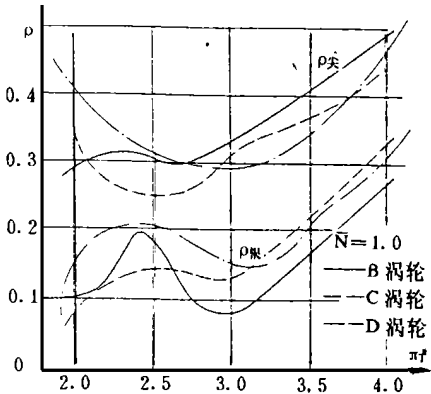


图 6 B、C、D 涡轮 $\rho = f(\pi^*)$ 曲线

另一方面, 动叶叶片数增加, 导叶膨胀比降低, 动叶膨胀比升高 (图 5), 对效率产生有利的影响。对于 $\pi^* < 2.8$ 的小状态, 由于反力度, 特别是根部反力度的显著提高 (图 6), 对

级效率带来较大的收益。因此, D 的效率高于 B。对于 $\pi^* > 2.8$ 的大状态, 反力度已达到一定值, 反力度的收益, 不足以补偿动叶通道型式及尾缘堵塞度升高所带来的不利影响, 致使级效率降低。

动叶叶片数减少的 C 涡轮, 尾缘堵塞度由原来的 10.86% 减至 9.4% (中径), 尾缘损失减小。同时, 喉部位置前移 2.5mm 左右, 叶背尾缘段弯折角由原来的 4.5° 增至 7° 左右, 接近或超过推荐值。气流在叶背上有产生分离的趋势, 损失增加。另有, 动叶叶片数减少, 喉部面积增加, 级反力度降低, 这些都会使效率降低。因此, C 的效率普遍低于 B。

三、结 论

1. 对于导叶为限流截面的跨音速涡轮, 改变导叶叶片数可显著地改变流量。而改变动叶叶片数, 在一定范围内, 其流量不变。
2. 导叶叶片数减少, 喉部面积变大, 导叶膨胀比变小, 动叶膨胀比增加, 级反力度上升。动叶叶片数减少, 则导叶膨胀比增加, 动叶膨胀比变小, 级反力度减小。
3. 对跨音速叶栅, 叶片数改变, 将使其喉部位置发生变化。致使尾缘弯折角加大或使叶片槽道由纯收敛式变成收扩式, 都将使损失加大, 无论是导叶还是动叶都将使级效率下降。

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 Shiyong (*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.