

新型变几何导叶试验研究(续)

刘占民 赵凤声 惠兆森 牟尚军

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

3. 气流转折角、损失系数与变尾缘叶栅几何参数的关系

在图7中,表示了 $b_1/b=0.55$ 的变尾缘叶栅在 $b/t=1.0$ 时的气流转折角 $\Delta\beta$, 落后角 δ 、损失系数 ζ , 叶型弯角 θ 与尾缘转角 α 之间的关系。当 $\alpha \leq 10^\circ$ ($\theta \leq 33^\circ$) 时, $\delta = 4.7^\circ$, 当 $10^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ ($33 \leq \theta \leq 68^\circ$) 时, $4.7^\circ \leq \delta \leq 22.7^\circ$, 在设计冲角下的叶背出现气流分离, ζ 和 δ 增大较快。转角 α 继续增大后, 气流分离更甚, ζ 和 δ 急剧上升。

图8至图11表示在不同相对尾缘长度下, 稠度不同时全压损失系数和气流转折角随尾缘转角(或叶型弯角)而变化的情况。图中 $b_1/b=0.75$ 时的曲线最有典型性。 $\Delta\beta$ 和 ζ 随 α 增大而增大, 同时 $\Delta\beta$ 随 b/t 增大而增大, 但 ζ 随 b/t 增大而变得平缓。图中曲线与文献[7]在环叶栅的中径上测出的直型可变尾缘叶栅的 ζ 曲线作了比较, 后者数值明显偏高。图12表示测出的可转导叶的 ζ , $\Delta\beta$ 随 α 和 b/t 而变化的情况, 稠度为 1.25 和 1.50 时情况最好。

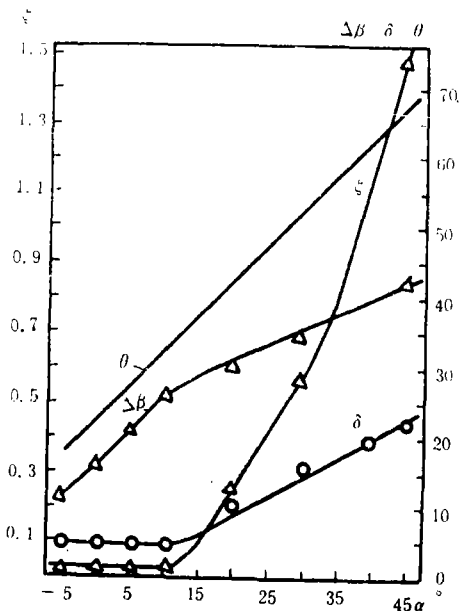


图7 在 $b_1/b=0.55, b/t=1.0, \beta=90^\circ$ $i=-2^\circ$ 条件下, $\Delta\beta, \zeta, \theta$ 与 α 间的关系

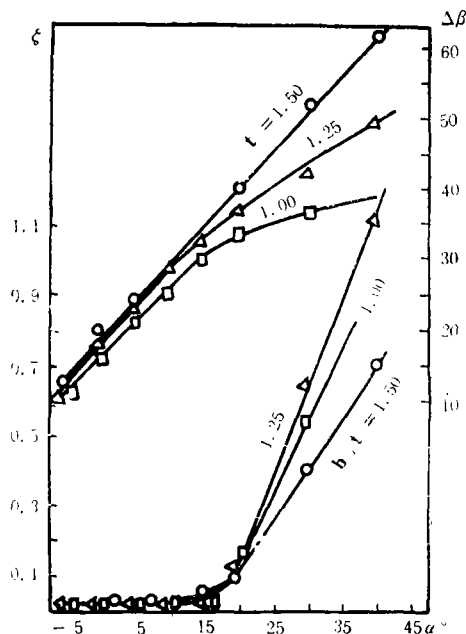


图8 $b_1/b=0.60$ 时, $\Delta\beta, \zeta$ 与 b/t 和 α 间的试验关系

本文上接第1期第4页

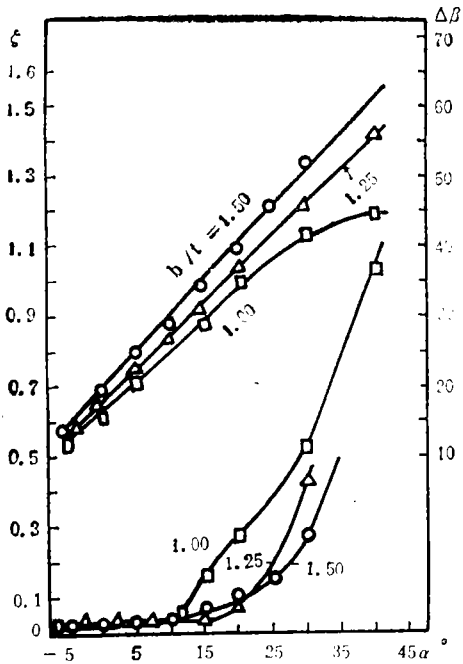


图9 $b_1/b=0.65$ 时, $\Delta\beta, \zeta$ 与 α 和 b/t 间的试验关系

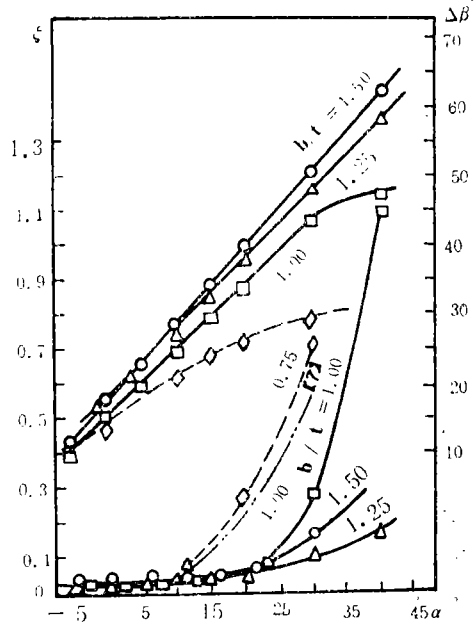


图11 $b_1/b=0.75$ 时, $\Delta\beta, \zeta$ 与 α 和 b/t 间的试验关系 $\beta_1=90^\circ, i=-2^\circ$

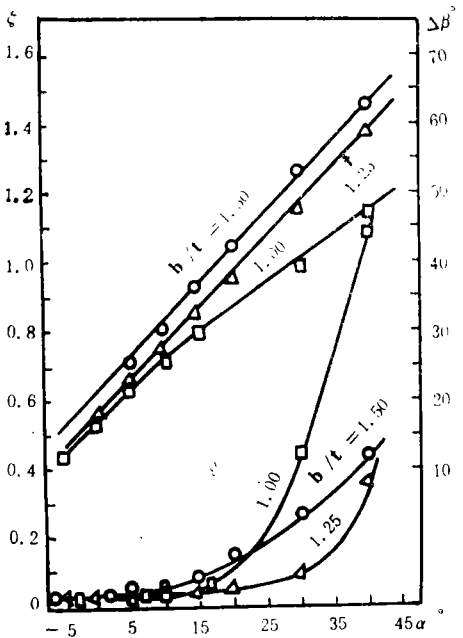


图10 $b_1/b=0.70$ 时, $\Delta\beta, \zeta$ 与 α 和 b/t 间的试验关系

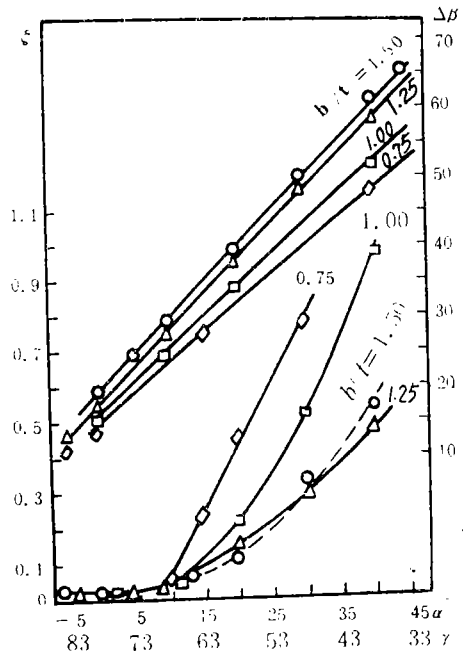


图12 $b_1/b=1.0$ 时, 可转导叶的 $\Delta\beta, \zeta$ 与 α (或 r)和 b/t 间的试验关系

在图13中,对 $b/t=1.25$ 条件下相对尾缘长度 b_1/b 不同时 $\Delta\beta$ 和 ξ 随 α 而变化的曲线作了比较。 ξ 曲线随 b_1/b 增大而变得平缓。 $\alpha > 5^\circ$ 后,变尾缘叶栅的 ξ 越来越低于可转导叶的 ξ 。曲线表明, $b_1/b=0.75$ 的情况最佳。如当 $b_1/b=0.75$ 时的 $\xi=0.16$ 时, $b_1/b=1.0$ 时的 $\xi=0.45$ 。

图14至图16表示在不同稠度 b/t 条件下,相对尾缘长度 b_1/b 不同时的损失系数 ξ 与气流转折角 $\Delta\beta$ 的变化关系。由图可见, ξ 随 $\Delta\beta$ 增大而增大的趋势,随着 b_1/b 的增大而变得平缓, $b_1/b=0.75$ 时的 $\xi \sim \Delta\beta$ 曲线形式较理想。在最佳的 $b/t=1.25$ 条件下的该曲线更为理想,在同一 $\Delta\beta$ 下它的 ξ 最小(见图14)。 $b_1/b \geq 0.7$ 时的变尾缘叶栅的 ξ 小于可转导叶的 ξ , 而 $b_1/b \leq 0.65$ 时的变尾缘叶栅的 ξ , 在较大 $\Delta\beta$ 下, 则大于可转导叶的 ξ 。当 $\Delta\beta > 25^\circ$ 后, 可变尾缘与可转导叶的 ξ 差别越来越大。看来, 宜选用 $b_1/b=0.75$ 的叶栅, 而不应选用 $b_1/b < 0.7$ 的变尾缘叶栅。

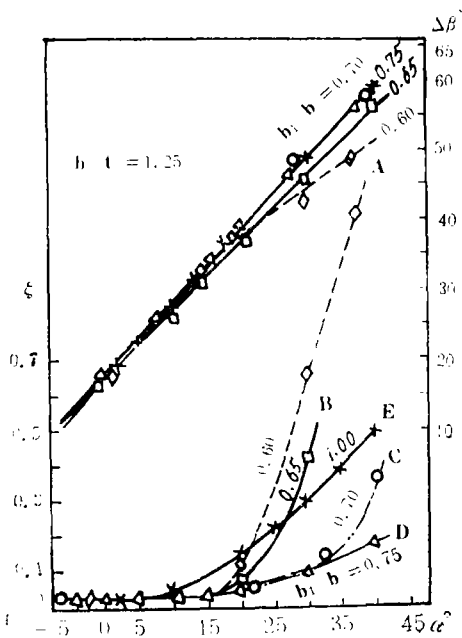


图 13 当 b_1/b 不同时, ξ 和 $\Delta\beta$ 随 α 变化的曲线 $\beta_1 = 90^\circ, i = -2^\circ, M = 0.25$

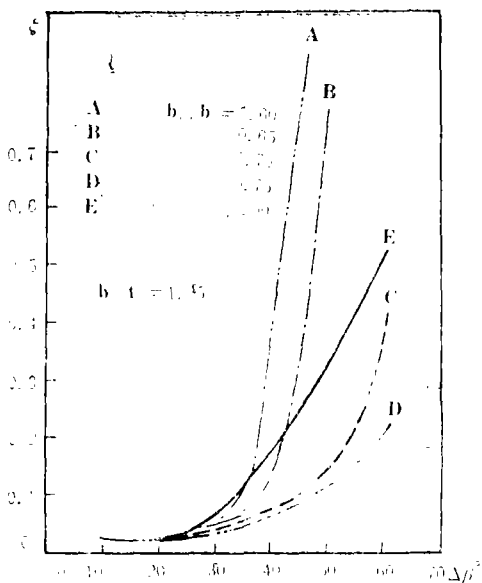


图 14 变尾缘叶栅在 b_1/b 不同时的 ξ 与 $\Delta\beta$ 的变化关系

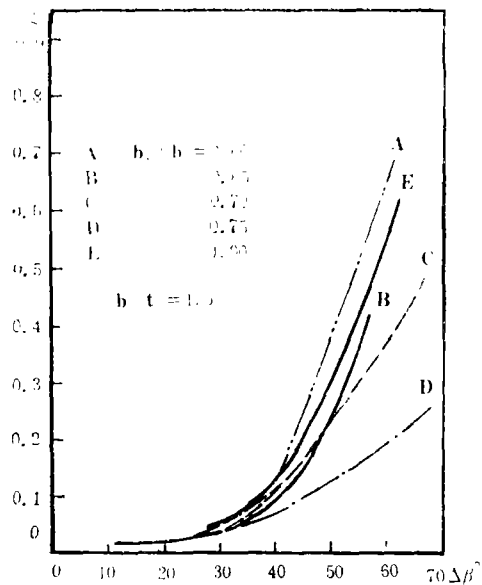


图 15 变尾缘叶栅在 b_1/b 不同时, ξ 与 $\Delta\beta$ 的变化关系

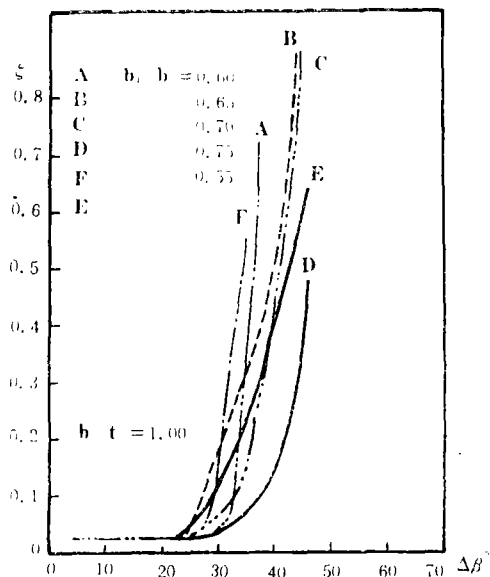


图 16 变尾缘叶栅在 b_1/b 不同时, ξ 与 $\Delta\beta$ 的变化关系

在图 17 中对本试验中最佳结构的叶栅 ($b_1/b=0.75, b/t=1.25$) 与最差结构的叶栅 ($b_1/b=0.55, b/t=1.0$) 的 $\xi, \Delta\beta, \beta_2, \delta, \theta, \beta_{2B}$ 与 α 的关系作了比较。

在图18中将实测的变尾缘叶栅的气流转折角数据与叶型弯角的关系与文献[7][8]中的卡特尔准则所得到的圆弧中线时的数据作了比较。试验数据遵循于通常在压气机设计中按卡特尔准则计算的一般趋势。

从上述图中曲线可见, 当 $\theta=56^\circ, b/t=1.0$ 时, 在 $b_1/b=0.70$ 和 $b_1/b=0.75$ 条件下, $\Delta\beta$ 分别为 42.3° 和 45.5° 。而航空发动机研究所对大弯度叶栅 (5/003 叶型, 抛物线中线, $\theta=56^\circ$) 做的试验表明[9], 在相似条件下光滑弯曲叶型的 $\Delta\beta=43^\circ$, 它们的 $\Delta\beta$ 差别不超过 2.5° 。因此, 采用参数合理的可变尾缘叶栅, 几乎相当于在压气机低工况中引入了所需大弯度的光滑叶型。

在图 19 中, 将 $\Delta\beta$ 与 θ 的关系跟某单级压气机中三节式变弯度叶栅的中径上的试验值[6], 在基本相同条件下作了比较。在同样的叶型弯角下, 本试验得出的 $\Delta\beta$ 比文献[6]中 $\Delta\beta$ 约大 15° 。

本试验所得特性与低压压气机试验中所得特性相比较, 其结果较为吻合。该压气机 (6 级, 压比为 3) 的进口导叶装用 $b_1/b=0.55$ 的变尾缘叶栅试验时, 正如本试验所证实那样, 性能不如可转导叶。装用接近本试验提出的最佳参数的变尾缘叶栅时, 喘振裕度增大 4~6%。证实了两个叶节的变尾缘叶栅是增大压气机稳定运行范围的有效方法之一。

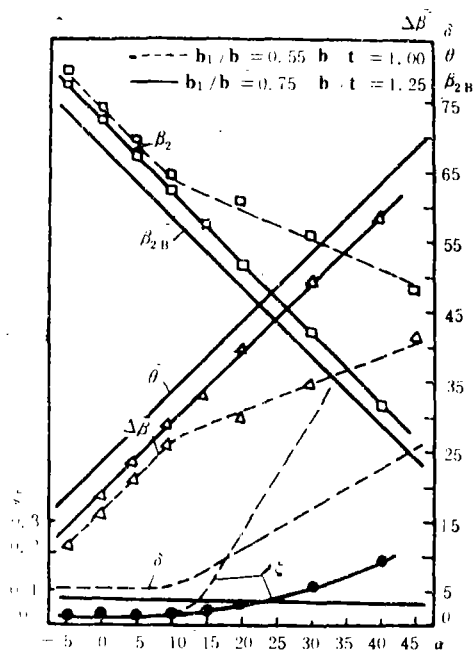


图 17 变尾缘叶栅的 $\xi, \Delta\beta, \beta_2, \delta, \beta_{2B}$ 与 α 的关系曲线

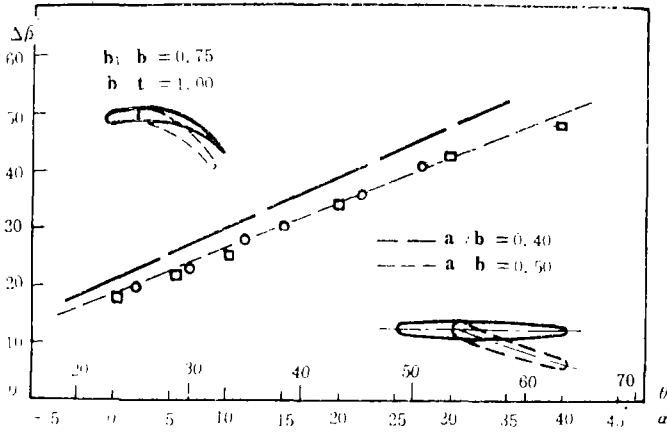


图 18 气流转折角 $\Delta\beta$ 与叶型弯角 θ 的关系，并与平直式变尾缘进口导叶试验值 [7] 和卡特尔准则计算值相比较

- 抛物线中线计算值
- 圆弧中线计算值
- 本试验数值
- [7] 的试验值

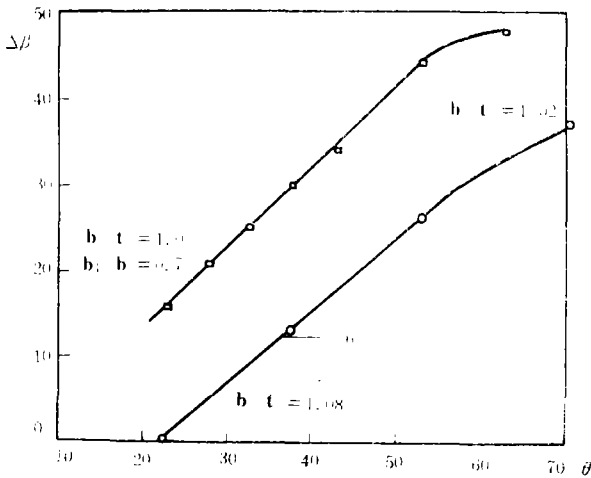


图 19 变尾缘进口导叶叶型弯角 θ 与气流转折角 $\Delta\beta$ 的关系，并与单级试验中三节变弯度进口导叶性能 [6] 相比较

- 本试验值

五、结 论

1. 通过试验给出以可变尾缘叶片作为压气机进口导叶的平面叶栅气动特性。这些特性明显地优于可转导叶, 变尾缘叶栅的最佳相对尾缘长度为 $(b_1/b)_{opt} = 0.75$, 最佳稠度为 $(b/t)_{opt} = 1.25$ 。当几何参数选取不当时, 气动特性较可转导叶差。

2. 本叶型的叶栅适宜在马赫数小于 0.6 的工况下工作, 尾缘转角 α 的有效变化区间为 50° , 可使轴向气流转折 60° 。

3. 气流转折角大于文献中三个叶节的变弯度叶栅的数据。并与卡特尔准则得到的数据趋势基本一致。

4. 本试验数据可直接应用于轴流压气机设计。以变尾缘导叶代替可转导叶作为压气机进口导叶是合理的。低压压气机试验证明本叶栅是扩大压气机稳定运行范围的有效方法之一。

闻雪友总工程师对本文给予很大帮助, 仅致谢意。

(上接第15页)

A Dynamic Characteristics Analysis and Improvement on a Digital Method for measuring Rotational Speed of Steam Turbines

Yu Daren

(Harbin Institute of Technology)

Abstract

A digital method for measuring the rotational speed of steam turbines is analysed and found inapplicable for a feedback control system because of the great amount of its phase delay. After an improvement described in this paper, it is now quite suitable to the said application with almost no phase delay within its working frequency band.

Key Words: steam turbine, dynamic characteristics, rotational speed measurement, digital measurement, mathematic model, method, improvement

参考文献

- [1] Seroy G K, Kavanagh P. Considerations in the Design of Variable-Geometry Blading for Axial-Flow Compressor Stages. NATO Advisory Group for Aerospace Research and Development AGARD CP 1968, (34)
- [2] Jones B A, and others. Single Stage Experimental Evaluation of Variable Geometry Guide Vanes and Stators. NASA CR-54554. Aug. 1968
- [3] 同文献[2], NASA CR-54556, Dec. 1968
- [4] 同文献[2], NASA CR-54557, Dec. 1968
- [5] 同文献[2], NASA CR-54555, Dec. 1968
- [6] 同文献[2] NASA CR-54559, March 1970
- [7] Okishi T H, Junkhan G H, Seroy G K. Experimental performance in Annular Cascade of Variable Trailing Edge Flap, Axial flow Compressor inlet Guide Vanes. ASME Gas Turbine Conference and products show, 1970. Vol 2. 70-GT-106
- [8] Cartre A D S. The Low-Speed Performance of Related Airfoils in cascades. Great Britain ARC C.P. 1950(29)
- [9] 陈刚等. 大弯度扩压叶栅的试验研究. 叶轮机械气动热力计算、设计与试验经验交流会文集, 1977 (续完)