

# 多级轴流压气机多叶排调节扩稳优化分析

吴 虎<sup>1)</sup> 孙 娜

(西北工业大学动力与能源学院, 西安 710072)

**摘要** 整理和归纳出合适的流动损失和落后角模型, 并将其与逐排基元叶片算法相结合, 给出了计算多级轴流压气机特性工程方法; 进一步将其与复合形优化方法相结合, 对多级轴流压气机多叶排调节扩稳进行了优化模拟, 并应用于某 8 级轴流压气机算例计算. 结果表明, 在部分转速工况下, 采用带性能约束的优化调节在不明显降低性能的同时能够显著减小多级压气机不稳定点流量; 在设计工况下, 采用适当的变几何优化调节不仅能明显扩大压气机稳定工作范围, 还能明显提高压气机绝热效率.

**关键词** 轴流压气机, 性能, 变几何, 气动稳定性, 优化

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-0879(2010)02-026-06

## NUMERICAL OPTIMIZATION OF A STATOR VANE SETTING FOR ENLARGING AERODYNAMIC STABILITY MARGIN IN MULTISTAGE AXIAL-FLOW COMPRESSORS

WU Hu<sup>1)</sup> SUN Na

(College of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an, 710072, China)

**Abstract** Practicable loss and deviation models for transonic and subsonic axial compressors are established. They are combined with the blade row-by-blade row cascade model. A method for calculating off-design performance of multi-stage axial compressors is developed, based on those models. Box's optimization technique is then used to optimize the stator vane stagger setting. The methodology has been incorporated into a computer program and is validated by using data from an eight-stage transonic axial compressor. Results show that the variable stator stagger setting is a powerful method to rematch stages, which can be used to enlarge aerodynamic stability range of multi-stage compressors.

**Key words** axial flow compressor, performance, variable stagger, aerodynamic stability, optimization

### 引 言

现代航空发动机采用的新型轴流压气机具有超 / 跨声速、压比高、效率高的特点, 所以设计新型、高效和宽稳定工作范围的轴流压气机, 对于提高整台发动机的性能具有重要意义. 轴流压气机的特性可以用台架实验测量或用分析方法估算出来, 在实验台上直接测量可以得出相当可信的非设计点性能; 然而, 对于现代多级轴流压气机系统, 当其处于非设计工作状态时, 使其始终处于稳定工作状态是新型压气机设计必须解决的重要课题. 因此长期

以来, 在多级轴流压气机使用过程中普遍采用调节压气机导叶、静叶排安装角对其实施气动扩稳. 文献 [1~12] 在这一领域开展了卓有成效研究工作, 已取得了重要成果. 为紧跟国外同类研究最新进展, 本文也作了相应研究, 并取得了明显进展.

### 1 模型方程与计算方法

#### 1.1 压气机特性计算模型

为实施多级轴流压气机多变量变几何扩稳, 首先需要解决多级轴流压气机特性计算问题. 文献 [2] 采用了逐级近似模型技术, 但逐级模型技术明显限制

2009-01-06 收到第 1 稿, 2009-03-24 收到修改稿.

1) 吴虎, 男, 教授, 博士生导师, 主要研究领域为: 叶轮机气动热力学、燃气轮发动机总体气动热力学设计. E-mail: wuhu@nwpu.edu.cn

了静叶排安装角调节范围；为此，本文拟采用逐排基元叶片模型。首先对目前逐排基元叶片模型中需要输入的流动损失和落后角参数模拟技术进行了归纳和整理，具体为：

参考攻角  $i^*$  模型有：利柏来因 [15]，利柏来因改进 [16]，米勒 [17]，文献 [18]。

参考落后角  $\delta^*$  模型有：利柏来因 [15]，卡特 [20]，卡特改进 1 [17]，卡特改进 2 [14]。

非设计点落后角  $\delta$  模型有：克来佛林 [13]，强森 [15]，毫威尔 [14]，斯旺 [21]，杰森 [22]。

最小损失  $\omega_{\min}^*$  模型有：考希和施密斯 [23]，利柏来因 [15]，斯旺 [21]，强森 [15]，寇里希 [24,25]。

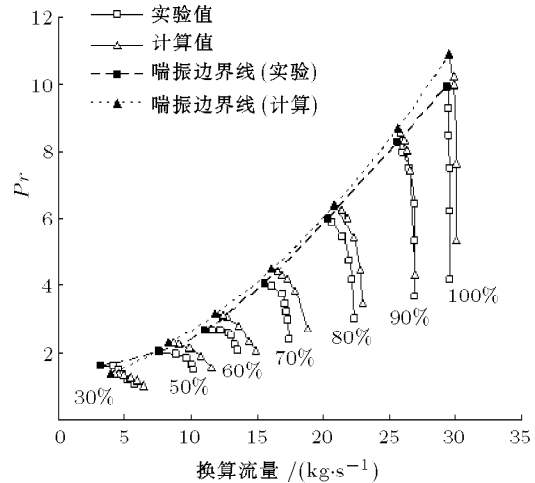
非设计点损失  $\omega$  模型有：克来佛林 [13]，杰森和茅发特 [22]，毫威尔 [14]，克来佛林 [27]，斯旺 [21]，寇里希 [24,25]，卡塞 [15]，包耶 [26]。

本文的算例压气机为 NACA 8 级轴流压气机 (参见文献 [28,29])，该 8 级轴流压气机的前两级为跨音速，转子叶型为双圆弧型，静子叶型为 NACA65 系列叶型；后面 6 级为亚音速级，转子和静子叶型均为 NACA65 系列叶型。经过详细的计算、分析、筛选和整理，确定采用表 1 中的诸模型，计算了该 8 级轴流压气机的总性能曲线，其中喘振点估计方法采用了 Howell 在文献 [30] 所给模型。计算结果与实验值比较如图 1 和图 2 所示。

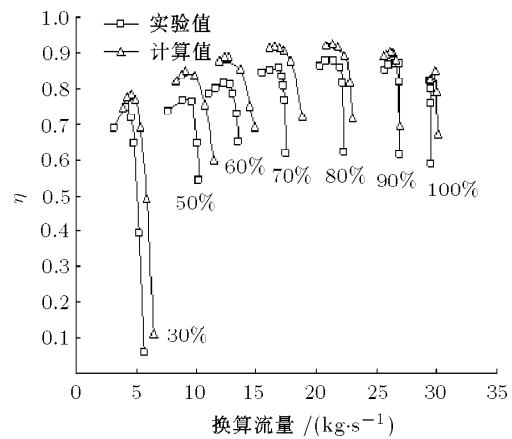
表 1 8 级轴流压气机性能预测使用的诸模型

叶型	参考攻角 $i^*$	参考落后角 $\delta^*$	最小损失 $\omega^*$	非设计点落后角 $\delta$	非设计点损失 $\omega$
圆弧	米勒	改进卡特 1	斯旺	克来佛林	克来佛林
NACA65 转子	米勒	改进卡特 2	利柏来因	克来佛林	杰森
NACA65 静子	米勒	改进卡特 2	斯旺	克来佛林	杰森

由图 1 可以看出，采用表 1 所确定的损失、落后角模型来预估 8 级轴流压气机的总体性能曲线，结果还是比较满意的，特别是 100%，90% 和 80% 设计转速时，计算结果与实验结果吻合的还是比较好的。但是，在 70%，60% 和 50% 设计转速时，压比和效率较之实验值均偏大，尤其是效率特性曲线。这主要是由于部分转速状态偏离设计状态较远，相应的损失和落后角关联关系存在一定的不确定性。另外，由表 2 可以看出，虽然实验值与模型预测值有一定的偏差，但在超过设计转速 70% 以上工况下，



(a) 压比性能曲线



(b) 效率性能曲线

图 1 8 级轴流压气机总体性能曲线

表 2 8 级压气机各转速状态下的喘点预测值与实验值比较

转速 /%	实验值		模型预测	
	流量	压比	流量	压比
100	29.419 2	9.9	29.451 0	10.935
90	25.651 0	8.27	25.621 0	8.694
80	20.384 6	5.97	20.702 4	6.42
70	15.572 2	4.03	15.756 8	4.517
60	11.032 2	2.65	11.567 9	3.18
50	7.627 2	2.01	8.262 8	2.25

其不稳定工作点上的压比和流量预测值与实验值的符合程度还是能够满足工程精度要求的。

### 1.2 多变量变几何扩稳模型

众所周知，当多级轴流压气机工作于部分转速工况时，由于流过前面级转子叶排的攻角加大，容易诱发其进入喘振或旋转失速不稳定工况，故常采用调节导叶和前面级静子叶排安装角来扩大其稳定工作范围，如图 2 所示。图 3 和图 4 分别示出调节第 1

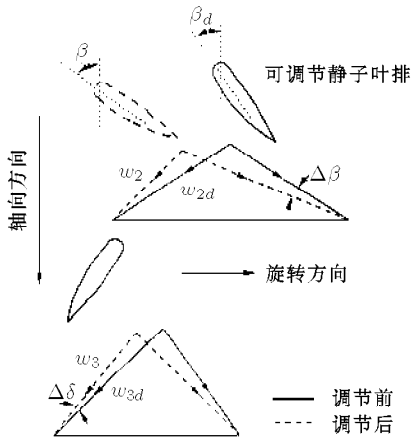


图 2 静叶调节前后转子进出口三角形变化

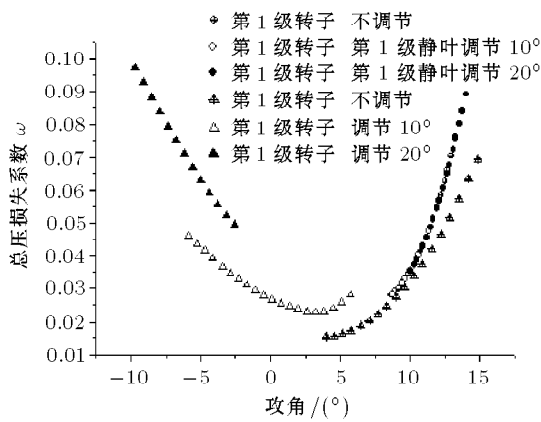


图 3 第 1 级转子 / 静子叶排总压损失特性

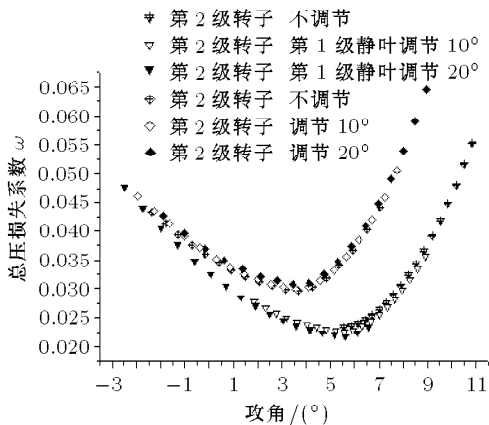


图 4 第 2 级转子 / 静子叶排总压损失特性

级静子叶排安装角对多级轴流压气机上游转子叶排和下游转子、静子叶排总压损失特性的影响规律。

由图 3, 图 4 可以清楚看出, 增大第 1 级静安装角时, 对多级轴流压气机上游 (第 1 级) 转子叶排的流动损失分别规律没有影响, 仅增大了其最大攻角; 随着第 1 级静叶排安装角的增大, 多级轴流压气机上游转子叶排不稳定点攻角增加, 表明其稳定

工作范围增加, 同时可以清楚看出, 多级轴流压气机上游转子叶排总压损失系数随着攻角的增加而增大; 而对于当地调节的静叶排, 调节前, 其总压损失系数随着攻角的增加而增大, 其不稳定点最大攻角达到  $15^\circ$ , 而当增大其安装角后, 不仅进口流动攻角迅速减小, 其总压损失系数随攻角的变化规律也转化到另半部上, 即在当地静叶排上总压损失系数随攻角的增加迅速降低; 静叶排安装角增大  $10^\circ$  时, 总压损失系数随攻角的变化还存在最小值, 当静叶排安装角增大  $20^\circ$  时, 该静叶排的总压损失系数随攻角的增加迅速降低, 并不出现最小值点, 这表明静叶排安装角增加适当量时, 能够完全改变当地叶排总压损失系数随攻角的变化规律. 此外, 随着静叶排安装角的增加, 不稳定点上攻角逐渐减小, 不调节时为  $15^\circ$ , 安装角增加  $10^\circ$  时, 不稳定点上攻角逐渐减小至约  $6.5^\circ$ , 安装角增加  $20^\circ$  时, 不稳定点上攻角逐渐减小至约  $-2.6^\circ$ . 图 3 还明显呈现出, 随着静叶排安装角的增加, 当地叶排总压损失系数明显增大; 进一步如图 4 所示, 随着静叶排安装角增大, 其下游 (第 2 级) 转子叶排总压损失系数随攻角的变化特性也发生了明显变化. 很明显, 虽然下游 (第 2 级) 转子叶排总压损失系数随攻角的变化规律没有发生改变, 但随着上游静叶排安装角的增大, 该转子叶排流动攻角逐渐减小, 其不稳定点攻角也逐渐减小 (由约  $12^\circ$  减至约  $7.8^\circ$ ); 同时, 上游静叶不调节时, 该转子叶排的总压损失系数随着攻角的增加而增大; 上游静叶安装角增加  $10^\circ$  时, 其总压损失系数随着攻角的增加出现了最小值点; 上游静叶安装角增加  $20^\circ$  时, 虽然其总压损失系数随着攻角的增加仍出现了最小值点, 但显著减小了最小值点右段区域, 即是在绝大部分工况下其总压损失系数随着攻角的增加迅速降低.

为了得到一组优化变几何调节计划, 本文采用了复合形优化法. 该方法是 1965 年 Box 把求解无约束优化问题的单纯形法推广到求解如下的约束优化设计问题的一种方法

$$\left. \begin{aligned} \min f(x), \quad x \in R^n \\ \text{s.t. } g_u(x) \leq 0, \quad u = 1, 2, \dots, p \\ a_i \leq x_i \leq b, \quad i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

所谓复合形是指在  $n$  维空间的可行域  $\mathcal{R}$  内, 由  $k$  ( $k = n + 1, \dots, 2n$ ) 个顶点所构成的多面体. 通过对可行域内多面体顶点目标函数值的比较, 不断地

去掉坏点，代之以既能使目标函数值下降又能满足所有约束条件的新点，这样通过顶点的不断更迭而使复合形发生形变和移动，逐渐逼向最优点。由于对复合形不必保持规格图形，顶点数较多，因此可以求解非线性的约束问题，而且计算稳定可靠；但不能用于解含有等式约束的问题。本文采用了文献[30]给出的复合形算法。

以下给出对 8 级轴流压气机多叶排变几何扩稳优化计算结果。

(1) 8 级压气机工作于 90% 设计转速下的扩稳优化

优化目标为

$$\min Q_{\text{stall}}, Q_{\text{stall}} = f(\Delta\beta_1, \Delta\beta_2, \Delta\beta_3, \Delta\beta_4)$$

自变量约束条件  $7 \leq \Delta\beta_1 \leq 10, 3 \leq \Delta\beta_2 \leq 8, 2 \leq \Delta\beta_3 \leq 6, 0 \leq \Delta\beta_4 \leq 5$ 。

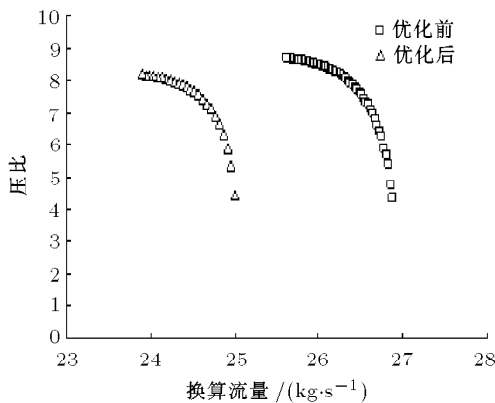
函数约束条件  $Pr_{\text{stall}} \geq 7.5, \eta_{\text{stall}} \geq 0.85$ 。

优化后的最优解为  $\Delta\beta_1 = 8.072, \Delta\beta_2 = 6.936, \Delta\beta_3 = 5.742, \Delta\beta_4 = 3.921$ 。

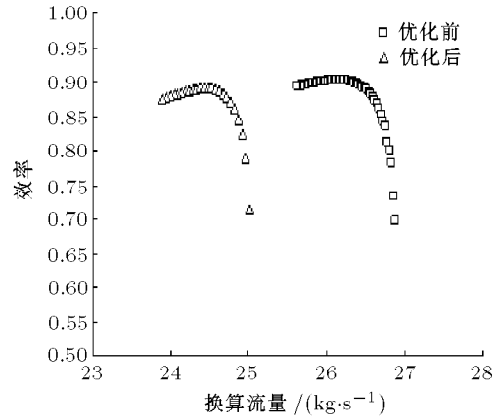
喘振点性能为  $Q_{\text{stall}} = 23.898, Pr_{\text{stall}} = 8.195, \eta_{\text{stall}} = 0.875$ 。

上述各变量物理意义分别是： $\Delta\beta_i$  为第  $i$  排静叶排安装角变化量(度)， $Q, Pr, \eta$  分别表示换算流量(kg/s)，增压比和绝热效率，其中的下角标 stall 表示喘点值。

图 5 显示了优化后的性能与优化前性能的对比。很显然，变几何优化所得到的各静叶排安装角的调节规律是合理的，优化后计算喘点换算流量减小了 6.7%；而喘点压比仅降低了 5.7%，效率基本保持不变，表明该优化调节具有一定效果。



(a) 压比特性



(b) 效率特性

图 5 压气机 90% 转速下总体特性

(2) 8 级压气机工作于 80% 设计转速下的扩稳优化

自变量约束条件为  $20 \leq \Delta\beta_1 \leq 35, 11 \leq \Delta\beta_2 \leq 20, 7 \leq \Delta\beta_3 \leq 12, 3 \leq \Delta\beta_4 \leq 6$ 。

函数约束条件为  $Pr_{\text{stall}} \geq 5.0, \eta_{\text{stall}} \geq 0.8$ 。

达到最优条件时， $\Delta\beta_i (i = 1, 2, 3, 4)$  的值分别为  $\Delta\beta_1 = 28.090, \Delta\beta_2 = 14.275, \Delta\beta_3 = 9.427, \Delta\beta_4 = 4.527$ 。

优化后的喘振点性能

$$Q_{\text{stall}} = 16.483, Pr_{\text{stall}} = 6.154, \eta_{\text{stall}} = 0.866$$

优化后的性能曲线与优化前的对比见图 6。

可见，变几何优化所得到的各静叶排安装角的调节规律也是合理的，优化后计算喘点换算流量减小了 20.37%；而喘点压比仅降低了 4.1%，最大效率和喘点效率有所减小。很明显，与 90% 设计转速相比，该转速状态下的优化变几何调节更显示出明显的综合优势。

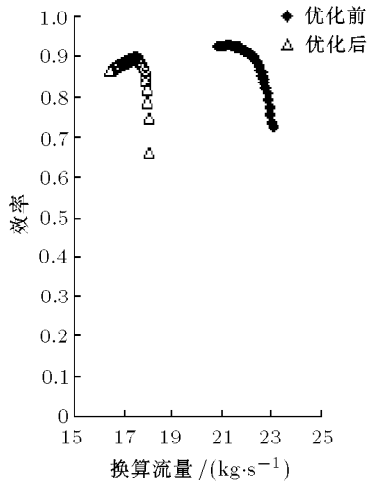
(3) 8 级压气机工作于 100% 设计转速扩稳优化

压气机工作于 100% 设计转速的扩稳优化，与其在部分转速时的扩稳优化不同，主要体现在需要调节的是后面级静叶排的安装角，而非前面级的。因此，对该 8 级轴流压气机的后 4 级静叶排安装角实施变几何调节。类似的，给出如下设置：

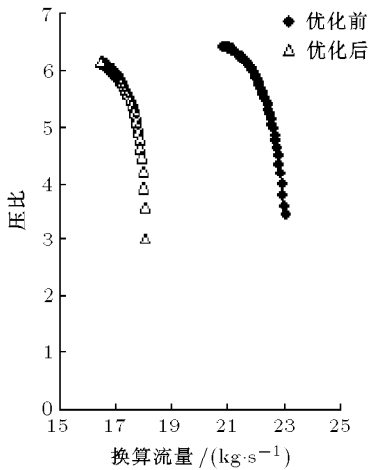
自变量约束条件  $1 \leq \Delta\beta_5 \leq 3, 2 \leq \Delta\beta_6 \leq 5, 3 \leq \Delta\beta_7 \leq 10, 5 \leq \Delta\beta_8 \leq 15$ 。

函数约束条件  $Pr_{\text{stall}} \geq 10, \eta_{\text{stall}} \geq 0.8$ 。

优化后的最优解为  $\Delta\beta_5 = 1.715, \Delta\beta_6 = 4.361, \Delta\beta_7 = 9.549, \Delta\beta_8 = 11.777$ 。



(a) 压比特性

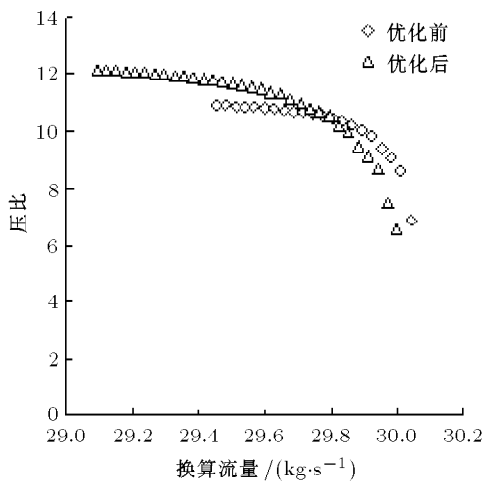


(b) 效率特性

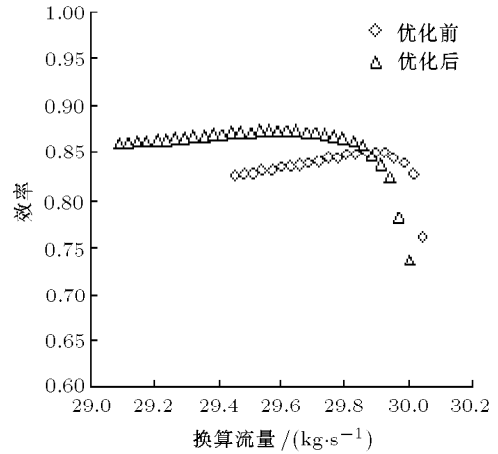
图 6 压气机 80% 转速下总体特性

喘振点性能为  $Q_{stall} = 29.090$ ,  $Pr_{stall} = 12.171$ ,  $\eta_{stall} = 0.860$ .

优化后的性能曲线与优化前的对比见图 7.



(a) 压比特性



(b) 效率特性

图 7 压气机 100% 转速下总体特性

由图 7 可以看出, 经过优化调节, 不仅设计转速下的性能得到明显改善, 稳定工作范围也大大增加了. 优化后的喘振点的流量减小了  $0.361 \text{ kg/s}$ , 压比增大了  $1.236$ , 效率提高了  $0.0346$ , 同时最大效率也提高了大约  $0.022$ .

## 2 结 论

(1) 通过详细整理、分析和筛选, 确定出了计算某型多级轴流压气机特性的损失和落后角模型;

(2) 将合适的损失和落后角模型与逐排基元叶片模型相结合, 给出了相应的多级轴流压气机特性预测方法, 应用于某 8 级轴流压气机算例, 特性计算结果与实验数据比较吻合;

(3) 将逐排基元叶片模型与复合形优化方法进行有机结合, 采用带性能约束的优化调节对多级轴流压气机实施了多变量变几何调节, 并成功地对某 8 级轴流压气机进行了综合性能优化, 取得了明显效果;

(4) 随着压气机换算转速的降低, 前面若干排静叶安装角调节范围逐步增大; 实施多变量优化调节后其性能损失变化不大, 但沿等换算转速线上的不稳定点流量减小明显, 有可能扩大其稳定工作范围;

(5) 在 100% 设计转速下, 实施对后 4 排静叶排安装角独立调节优化, 不仅能够显著扩大压气机稳定工作范围, 而且还能明显提高多级压气机绝热效率.

## 参 考 文 献

1 Orkisz M, Slawomir. Modeling of turbine engine axial-flow compressor and turbine characteristics. *Journal of Propulsion and Power*, 2000, 16(2): 336~339

- 2 Sun J, Elder RL. Numerical optimization of a stator vane setting in multistage axial-flow compressors. In: IMechE Conference, 1998, 212(Part A): 224~229
- 3 Sieros, G, Stamatis A, Mathioudakis. Jet engine component maps for performance modeling and diagnosis. *Journal of Propulsion and Power*, 1997, 13(5): 665~674
- 4 Orkisz M, Stawarz, S. Modeling of turbine engine axial-flow compressor and turbine characteristics. *Transactions and Polish Institute of Aviation*, 1996, 146(1): 126~138
- 5 Roy Aikins. Considerations for the use of variable geometry in gas turbines. ASME 90-GT-271, 1990
- 6 Ronald J, Steinke. STGSTK-A Computer code for predicting multistage axial-flow compressor performance by a mean-line stage-stacking method. N82-5250, 1982
- 7 Robert D, Sputhwick. A stage-stacking simulation of axial flow compressor with variable geometry. NASA-TP-1927, 1974
- 8 Massardo A, Satta, Marini M. Axial flow compressor design optimization, Part i: Pitchline analysis and multivariable objective function influence. ASME 89-GT-201, 1998
- 9 Massardo A, Satta, Marini M. Axial flow compressor design optimization, Part ii: through-flow analysis. ASME 89-GT-202, 1989
- 10 Garberglio JE, Song JO, Boundreaux WL. Optimisation of compressor vane and bleed settings. ASME 82-GT-81, 1982
- 11 张健, 任铭林. 静叶调节对压气机性能影响的实验研究. 航空动力学报, 2000, 15(1): 27~30 (Zhang Jian, Ren Minglin. Experimental investigation on effect of stator vane angle adjustment on compressor performance. *J of Aerospace Power*, 2000, 15(1): 27~30(in Chinese))
- 12 夏联, 崔健, 顾扬. 可调静叶对压气机低速性能影响的试验研究. 燃气涡轮实验与研究, 2005, 18(1): 31~34(Xia Lian, Cui Jian, Gu Yang. An experimental investigation on the effect of variable stator vane angle on compressor performance at low speed. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2005, 18(1): 31~34 (in Chinese))
- 13 Creveling HF, Carmody RH. Computer program for calculating off-design performance of multistage axial-flow compressors. NASA CR-72427
- 14 Cetin M, Hirsch CH, Serovy GK. Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors. AGARD-R-745, 1987
- 15 Ronald H, Aungier. Axial-Flow Compressor: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. New York: ASME Press, 2003
- 16 Al-Daini AJ. Loss and Deviation model for a compressor blade element. *Heat & Fluid Flow*, 1986, 7(1): 321~329
- 17 Miller DC, Wasdell DL. Off-design prediction of compressor blade losses. In: IMechE Conference, 1987, 279(87)
- 18 Carter ADS, Hughes HP. A note on high speed performance of compressor cascades. NGTE 1960 M42
- 19 Klepper J. Technique to predict stage-by-stage, pre-stall compressor performance characteristics using a streamline curvature code with loss and deviation correlations. [MS Thesis]. Knoxville: The University of Tennessee, 1998
- 20 Davis WR. A computer program for analysis and design of the flow in turbomachinery. *Carleton University Report ME*, 1970, Part B
- 21 Swan WC. A practical method of predicting transonic compressor performance. *ASME Trans J Energy for Power*, 1961. 322~330
- 22 Jansen W, Moffatt WC. The off-design Analysis of Axial-Flow Compressor. *Journal of Engineering for Power*, 1967. 453~462
- 23 Koch CC, Smith LH. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power*, 1976. 411~424
- 24 KÖnig WM, Hennecke DK, Fottner L. Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compressor bladings: Part I—A model for subsonic flow. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(73)
- 25 KÖnig WM, Hennecke DK, Fottner L. Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compressor bladings: Part II: A model for supersonic flow. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 117(81)
- 26 Boyer KM. An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic compression systems. [Ph D Thesis]. Blacksburg: Mechanical Engineering Dept, Virginia Polytechnic Institute and State University. 2001
- 27 Creveling HF, Carmody RH. Computer program for calculating off-design performance of multistage axial-flow compressors. NASA CR-72427
- 28 Charles HV. Investigation of a high-pressure-ratio eight-stage axial flow research compressor with two transonic inlet stage I—aerodynamic design. *NACA RM E53I24*, 1953
- 29 Richard P, Budinger Geyre RE, Charles HV. Investigation of a high-pressure-ratio eight-stage axial-flow research compressor with two transonic inlet stage II- Preliminary analysis of overall performance. *NACA RM E53J06*, 1953
- 30 Howell AR, Calvert WJ. A new stage stacking technique for axial flow computer performance prediction. *ASME* 78-GT-139, 1978

(责任编辑: 张远晖)