

文章编号: 1002-8055(2009)11-2255-06

多级轴流压气机变几何扩稳优化方法研究

吴 虎, 孙 娜

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 选择了一套恰当的跨声速总压损失和落后角模型, 将其与逐排基元叶片模型相结合, 发展出了准一维多级轴流压气机性能预测方法, 该方法进一步与复形调优法相结合, 建立了一种新的多级轴流压气机多叶排调节扩稳工程方法, 应用该方法对某 8 级轴流压气机实施了扩稳优化模拟, 取得了明显扩稳效果, 计算结果进一步表明, 复形调优法中的反射系数对最终优化结果影响明显, 选反射系数为 11.15 能够获得较优的优化结果。

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

文献标识码: A

Method of optimization of a stator vane setting in multistage axial flow compressors

WU Hu, SUN Na

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

Abstract: Appropriate loss and deviation models for transonic axial compressors were selected from detailed investigation. By combining them with the blade row by blade row model, a quasi-one dimensional approach for calculating of design performance of multistage axial compressors was developed. This approach was then combined with complex adjusting optimization algorithm. A new method was thus established for enlarging surge margin in multistage compressors using variable stator stagger setting. The methodology had been incorporated into computer program and validated using data from an eight-stage transonic axial compressor. Results have demonstrated that variable stator stagger setting is a powerful method to rematch stages and can be used to enlarge aerodynamic stability range of multistage compressors. Numerical results also show the effects of reflection coefficient A in complex adjusting optimization algorithm on optimizing results are apparent and $A=11.15$ seems best.

Key words: axial flow compressor; performance; variable stagger; aerodynamic stability; optimization

对于现代多级轴流压气机系统, 当其处于非设计工作状态, 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^[127]。尤其是军机航空发动机的宽飞行包线和超机敏姿态和快速改变状态(急动加、减速)对其压缩系统宽稳定范围要求日趋刻薄^[811]。众所周知, 当多级轴流压气

机处于部分转速状态时, 会出现前重后轻⁰, 而在高转速状态下, 后面级是出现不稳定的关键级。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、静叶排安装角对求其实施气动扩稳。英国和巴西等国的研究者已在这一领域开展了卓有成效研究工作, 已取得了一系列重

收稿日期: 2008-12-27; 修订日期: 2009-02-05

作者简介: 吴虎 (1963-), 男, 安徽合肥人, 教授, 博导, 主要研究领域航空发动机气动热力学。

要成果^[1213]. 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

1.1 逐排基元叶片模型

基于文献[14], 本研究采用了准一维基元叶片法来预测多级轴流压气机特性, 其基本控制方程为

1) 流量连续方程

$$m=QV_zS \tag{1}$$

2) 能量方程

绝对坐标系下

$$L_u= c_p(T_2- T_1)+ \frac{c_2^2- c_1^2}{2}= c_p(T_2^* - T_1^*) \tag{2}$$

相对坐标系下

$$\frac{u_2^2- u_1^2}{2}= h_2- h_1+ \frac{w_2^2- w_1^2}{2}$$

$$h_{2w}^*- h_{1w}^*= c_p(T_{2w}^* - T_{1w}^*) \tag{3}$$

3) 状态方程

$$p= \rho RT \tag{4}$$

具体求解过程为

- 1) 根据转子进口的速度三角形和总温 T_2^* 、总压 p_2^* 及转子进口速度 c 等, 求出转子进口相对速度 w_2 , 相对总温 T_{2w}^* , 相对总压 p_{2w}^* 等;
- 2) 根据所选定的参考攻角模型, 计算出参考攻角 i^* ;
- 3) 假设转子出口轴向速度 $c_{3z}= c_{2z}$, 根据选定的损失、落后角模型, 计算出转子出口的总压、总温等;
- 4) 根据计算出的转子出口的参数, 计算出转子出口处的流量, 判断进、出口流量是否相等, 如果不满足连续, 则回到第 3 步继续计算; 如果满足要求, 则将转子出口的条件作为其下游静子叶排进口的条件, 重复 2), 3), 4) 步, 直至算出该级的压比 P , 效率 G 等;
- 5) 将该级静子的出口参数, 作为下一级转子的进口参数, 继续计算.

程序的流程图如图 1 所示.

本文首先对目前逐排基元叶片模型中所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, 本文的算例压气机为 NACA 8 级轴流压气机^[1216], 该 8 级轴流压气机的前 2 级为跨声速, 转子叶型为双圆弧型, 静子叶型为 NACA65 系列叶型; 后面 8 级为亚声速级, 转子和静子叶型

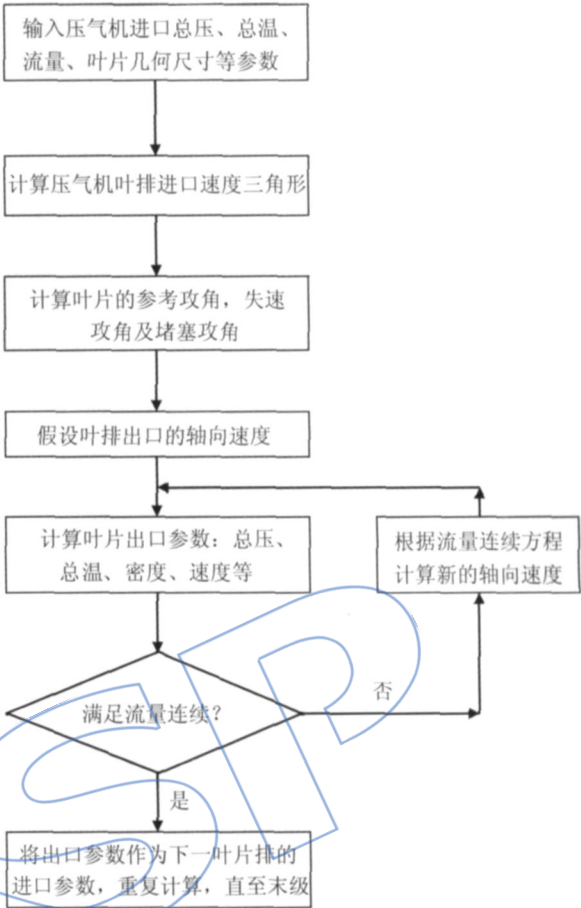


图 1 逐排基元叶片预测压气机特性计算流程
Fig.1 Program structure of row2b2row blade element model for predicting the axial compressor performance

均为 NACA65 系列叶型.

经过详细的计算、分析和筛选, 确定出表 1 中的诸模型, 为了进一步提高模型预测精度, 叶排的非设计总压损失预测选择了 Boyer 在文献[17] 所给出的计算模型. 预测出特性比原来总压损失模型结果要稍好一些. 计算结果与实验值比较如图 2 和图 3 所示, 其中的不稳定工作边界点预测方法采用了 Howell 在文献[18] 所给模型.

由图 2 和图 3 可以看出, 采用表 1 所确定的损失、落后角模型来预估 8 级轴流压气机的整体性能曲线, 结果还是比较满意的, 特别是 100% 和 90% 设计转速时, 计算结果与实验结果吻合的还是比较好的. 尽管如此, 各换算转速工况下的不稳定边界点预测值还是与实验值存在一定差异, 但在 50%~ 100% 换算转速工况范围内, 不稳定点换算流量预测值最大相对误差未超过 81 5%. 如表 2 所示, 超过设计转速 70% 以上工况下其不稳

表 1 8 级轴流压气机性能预测使用的诸模型

Table 1 Models for predicting an eigh2stage axial compressor performance

叶型	参考攻角 i°	参考落后角 D°	最小损失 X°	非设计点落后角 D	非设计点损失 X
圆弧	Miller	Cater modified 1	Swan	Creveling	Boyer
NACA65 转子	Miller	Cater modified 2	Lieblein	Creveling	Boyer
NACA65 静子	Miller	Cater modified 2	Swan	Creveling	Boyer

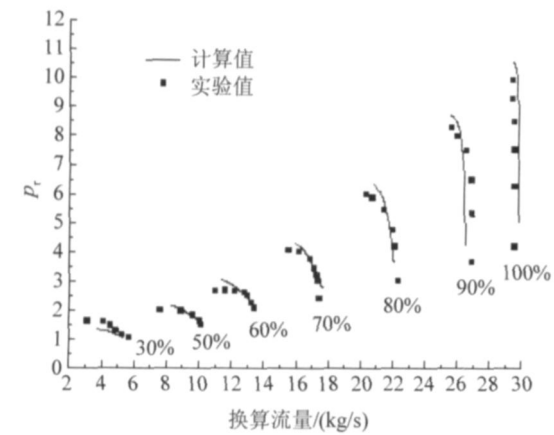


图 2 8 级轴流压气机压比性能曲线

Fig. 2 Characteristics of pressure ratio performance of an eight-stage axial compressor

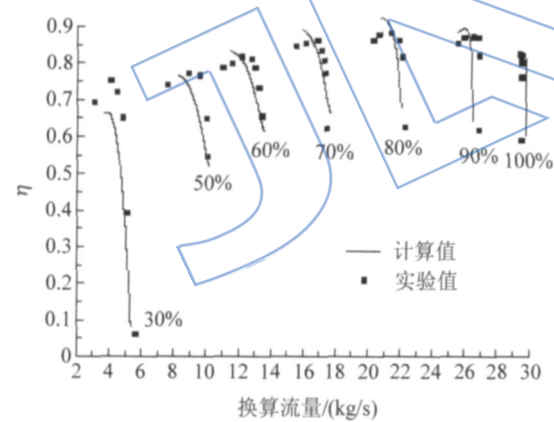


图 3 8 级轴流压气机效率性能曲线

Fig. 3 Characteristics of adiabatic efficiency performance of an eight-stage axial compressor

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满足工程精度要求的. Cranfield University 的 White 等学者在文献[14]中也采用了逐排模型对 4 个多级跨声速压气机算例总性能进行了预测计算, 其计算精度与本文相当, 其不稳定边界点预测值与实验值也有不小差异. 他们发展该模型技术的主要动机也是为变几何扩稳调节提供技术支持, 与本研究目的相一致.

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

Table 2 Comparisons between predicted surge points and experimental data of the eigh2stage axial compressor under different rotor speeds

转速/%	实验值		模型	
	$Q_{stall}/(kg/s)$	p_r	$Q_{stall}/(kg/s)$	p_r
100	29 419.2	9.9	29 429	101.57
90	25 651.0	8.27	25 52	8.70
80	20 384.6	5.97	20 79	6.30
70	15 572.2	4.03	15 94	4.30
60	11 032.2	2.65	11 41	3.02
50	7 627.2	2.01	8 25	2.15
30	3 132.6	1.61	3 66	1.34

2 多变量变几何扩稳模型

现代多级轴流压气机运行过程中普遍采用调节压气机导叶、静叶排安装角来对其实施气动扩稳, 为确定合适的变几何调节规律, 本文采用了如下带约束限制的复形调优法来实施多变量变几何扩稳.

2.1 复形调优法的基本思想

设多变量目标函数为

$J = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ (5)

n 个常量约束条件为

$a_i \leq x_i \leq b_i, i = 1, 2, \dots, n$ (6)

k 个函数约束条件为

$C_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq W_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq D_j(x_1, x_2, \dots, x_n), j = 1, 2, \dots, k$ (7)

求 n 维目标函数 J 的极小值点与极小值.

复形调优法的基本思想是通过复形各顶点的函数值的计算与比较, 反复进行点的映射与复合形的收缩, 使之逐渐逼近约束最优解^[19,20].

2.2 初始复形的构成

复形调优法的最终点依赖于初始复形的选

择, 而初始复形可以随机产生, 一般方法是:

任取一定顶点 $x^{(1)} \in R$, 其他 $2n-1$ 个顶点 $x^{(j)} (j=2, 3, \dots, 2n)$ 可用下式约束

$$x_i^{(j)} = a_i + r_i^{(j)} (b_i - a_i), \quad i=1, 2, \dots, n; j=2, 3, \dots, 2n \quad (8)$$

其中 $x_i^{(j)}$ 是第 j 个顶点的第 i 个坐标, $r_i^{(j)}$ 是 $(0, 1)$ 内均匀分布的随机数。

显然这些顶点满足常量约束条件 $a_i \leq x_i \leq b_i$, 但不一定都满足函数约束条件。假设前 $j-1$ 个顶点已满足所有的约束条件, 而第 j 个顶点不满足约束条件, 则做如下调整变换 ($j=2, 3, \dots, 2n$)

$$X^{(j)} = (X^{(j-1)} + T)/2, \quad T = \frac{1}{j-1} \sum_{i=1}^{j-1} X^{(i)} \quad (9)$$

该过程一直做到满足所有约束条件为止。最终产生 $2n$ 个顶点, 而构成初始复形 $\{X^{(1)}, X^{(2)}, \dots, X^{(2n)}\}$ 。

2.1.3 复形调优法的迭代步骤

1) 确定初始复形 复形共有 $2n$ 个顶点。假设给定初始复形中的第一个顶点坐标为: $X^{(1)} = (x_1^{(1)}, x_2^{(1)}, \dots, x_n^{(1)})$, 且此顶点坐标满足 n 个常量约束条件与 k 个函数约束条件。在 n 维变量空间中确定出初始复形的其余 $2n-1$ 个顶点。计算各顶点处的目标函数值 $f^{(j)} = f(X^{(j)}), j=1, 2, \dots, 2n$ 。

2) 确定

$$f^{(R)} = f(X^{(R)}) = \max_{1 \leq i \leq 2n} f^{(i)}, \quad (10)$$

$$f^{(G)} = f(X^{(G)}) = \max_{1 \leq i \leq 2n} f^{(i)} \quad (11)$$

其中 $X^{(R)}$ 称为最坏点。

3) 计算最坏点 $X^{(R)}$ 的对称点

$$X_T = (1+A)X_F - AX^{(R)}, \quad X_F = \frac{1}{2n-1} \sum_{i=1}^{2n} X^{(i)} \quad (12)$$

其中 A 为反射系数。

4) 确定一个新的顶点代替最坏点 $X^{(R)}$ 构成新的复形。其方法如下:

如果 $f(X_T) > f^{(G)}$, 则用下式修改 X_T , 直到 $f(X_T) \leq f^{(G)}$ 为止

$$X_T = (X_F + X_T)/2 \quad (13)$$

然后检查 X_T 是否满足所有约束条件。如果对于某个分量 $X_T(j)$ 不满足常量约束条件, 即如果

$X_T(j) < a_j$, 或者 $X_T(j) > b_j$, 则令

$$X_T(j) = a_j + D \quad (14)$$

或者

$$X_T(j) = b_j - D \quad (15)$$

D 为很小一个常数, 一般取 $D=10^{-4}$ 。然后重复第 4) 步。

如果 X_T 不满足函数约束条件, 则用式 (13) 修改 X_T , 重复 4)。

直到 $f(X_T) \leq f^{(G)}$ 且满足所有约束条件为止。此时令

$$X^{(R)} = X_T \quad (16)$$

$$f^{(R)} = f(X_T) \quad (17)$$

5) 重复 2) 到 4) 步, 直到复形中各顶点距离满足预先给定的精度要求为止。

以该 8 级轴流压气机 80% 设计转速下的变几何扩稳优化为例, 对前 4 级的静子安装角作调节优化, 以达到扩稳的目的。因此, 存在有 4 个自变量 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ (分别为前 4 排静叶排安装角调节量), 可归结为数学模型如下:

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

对 4 排静叶安装角调节范围作如下限制

$$20^\circ \leq \beta_1 \leq 27^\circ; \quad 11^\circ \leq \beta_2 \leq 16^\circ;$$

$$7^\circ \leq \beta_3 \leq 12^\circ; \quad 3^\circ \leq \beta_4 \leq 6^\circ$$

函数约束条件

$$p_{r_{\text{stall}}} \leq 51.4, \quad G_{\text{stall}} \leq 0.8$$

其中 $p_{r_{\text{stall}}}$, G_{stall} , Q_{stall} 分别表示喘振点的压比、效率和流量。

在此加上函数约束条件, 是为了在减小压气机喘振点质量流量 (扩稳) 的同时, 确保压气机的性能不至于下降太多。由于复形调优法优化与反射因子 A 和初始复形选取紧密关联, 因此首先给出了反射因子 A 对优化结果的影响, 如表 3 所示。

由表 3 可以看出, 反射因子 A 对优化结果的影响还是相当明显的。从优化角度 (使不稳定点流量最小) 来看, 当 A 分别为 11.15 和 11.5 时, 优化得到的喘振点流量 Q_{stall} 最小, 表明此时达到了实际最优结果。而当 A 取 11.15 时, 优化后喘振点的压比要比 A 取 11.5 时的要高一些。因此最后选取反射因子 $A=11.15$ 来进行优化。设定各静叶安装角调节约束范围如上所述, 得到的结果为

$$\beta_1 = 26.9^\circ, \quad \beta_2 = 15.1^\circ, \quad \beta_3 = 11.3^\circ, \quad \beta_4 = 5.4^\circ$$

$$Q_{\text{stall}} = 161.05 \text{ kg/s}, \quad p_{r_{\text{stall}}} = 51.491, \quad G_{\text{stall}} = 0.843$$

表 3 复形调优法中反射因子 A 对优化结果的影响

Table 3 Effects of reflection coefficient A on optimizing results in complex adjusting optimization algorithm

A	$Q_{\text{stall}}/(\text{kg/s})$	$p_{r_{\text{stall}}}$	G_{stall}
01 5	171 084	51 683	01 873
01 6	171 084	51 676	01 873
01 7	161 986	51 679	01 871
01 8	161 986	51 681	01 871
01 9	161 888	51 612	01 868
11 0	161 264	51 515	01 850
11 05	161 264	51 511	01 850
11 10	161 264	51 526	01 850
11 15	161 05	51 491	01 843
11 20	161 157	51 531	01 847
11 25	161 157	51 520	01 847
11 30	161 359	51 524	01 854
11 35	161 264	51 507	01 851
11 40	161 157	51 489	01 847
11 45	161 359	51 535	01 853
11 50	161 05	51 486	01 843
11 55	161 466	51 572	01 856
11 60	161 157	51 534	01 846
11 65	161 264	51 522	01 849

为揭示扩大第 1 和第 2 级静叶安装角调节范围对扩稳效果的影响,研究中分别放宽了第 1 和第 2 级静叶安装角调节约束范围,即设定自变量约束范围为

$$20^\circ \leq \beta_1 \leq 35^\circ; 11^\circ \leq \beta_2 \leq 20^\circ; \\ 7^\circ \leq \beta_3 \leq 12^\circ; 3^\circ \leq \beta_4 \leq 6^\circ$$

函数约束条件仍设定为

$$p_{r_{\text{stall}}} \geq 51.4, G_{\text{stall}} \geq 01.8$$

达到最优条件时, $\beta_i(i=1, 2, 3, 4)$ 的值分别为

$$\beta_1 = 30.17^\circ, \beta_2 = 11.15^\circ, \\ \beta_3 = 9.18^\circ, \beta_4 = 3.16^\circ$$

优化后的喘振点性能

$$Q_{\text{stall}} = 151.634 \text{ kg/s}, p_{r_{\text{stall}}} = 51.41, G_{\text{stall}} = 01.827$$

优化后的性能与优化前的对比如图 4 和图 5

可见,放宽静叶安装角调节范围后的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 24.8%,而喘点压比降低了 14.1%,喘点效率降低了 4%。在保持性能约束条件相同下比较两种不同的静叶

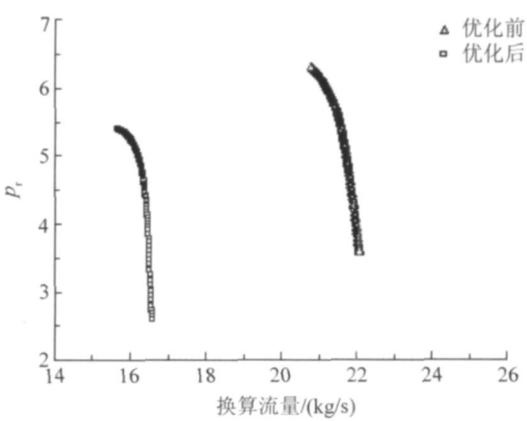


图 4 放宽调节范围优化前后压比特性

Fig. 4 Comparisons of pressure ratio performance by optimizing with different performance constraints

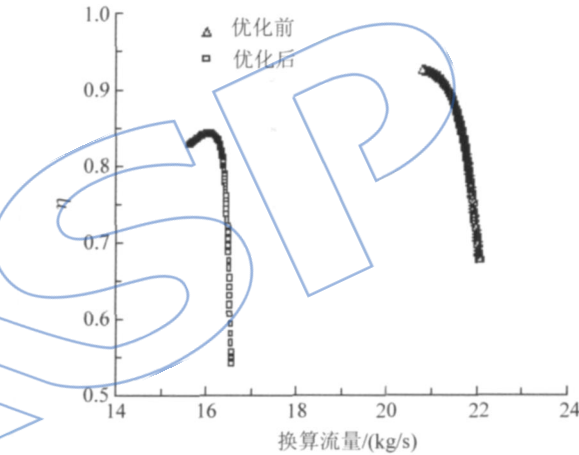


图 5 放宽调节范围优化前后效率特性

Fig. 5 Comparisons of adiabatic efficiency performance by optimizing with different performance constraints

安装角调节约束范围的优化结果可见,一方面随着静叶安装角调节约束范围的扩大,其优化搜寻空间增大,所得到的目标函数极小值也随之减小,优化效果也变得更好;另一方面,伴随着性能指标有所下降,放宽静叶安装角调节范围前,优化后喘点流量减小了 22.18%,喘点压比下降了 12.18,喘点效率降低了 21.2%。两者相比,虽然放宽静叶安装角调节范围优化后的喘点流量进一步减小了 2%,但喘点压比也进一步下降了 11.3%,同时效率也进一步下降了 11.8%。可见,对多级轴流压机实施多变量变几何调节扩稳时不仅要考虑性能损失,同时还必须考虑到结构、质量、可操作性和可靠性等诸方面的限制,这样设计合理的导叶/静叶安装角调节规律扩稳优化才具有现实意义和工程应用价值。

3 结 论

通过对以上算例计算和分析, 本研究得到如下结论:

1) 通过详细整理、分析和筛选, 确定出了某型多级轴流压气机特性预测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, 建立了相应的多级轴流压气机特性预测方法, 应用于某 8 级轴流压气机特性的模拟结果与实验数据还是比较符合的;

3) 将逐排基元叶片模型与复形调优方法进行了有机结合, 发展了多级轴流压气机多变量变几何扩稳方法, 并成功地对某 8 级轴流压气机进行了扩稳优化, 取得了明显效果;

4) 带约束条件的复形调优化方法中反射因子 A 对优化结果影响较明显, $A=11.5$ 似为最优;

5) 随着静叶安装角调节约束范围的扩大, 优化搜寻空间变大, 优化后的目标函数值也进一步变优, 但其性能指标进一步变差, 因此多级压气机的多变量变几何优化中需要对目标函数和性能指标作折衷考虑。

参考文献:

[1] Garberglio J E, Song J O, Boudreaux W L. Optimization of compressor vane and bleed settings[R]. ASME Paper 82GT281, 1982

[2] Orkisz M, Stawarz S. Modeling of turbine engine axial flow compressor and turbine characteristics[J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 16(2): 336-339

[3] Aikins J E. Considerations for the use of variable geometry in gas turbines[R]. ASME 90GT271, 1990

[4] Gordon C O. Aircraft propulsion systems technology and design[M]. [S. l.]: AIAA, 1989

[5] Kimzey W F. An analysis of the influence of some external disturbance on the aerodynamic stability of turbine engine axial flow fans and compressors[R]. AEDC TR27280, August 1997

[6] Klepper J. Technique to predict stage-by-stage, pre-stall compressor performance characteristics using a streamline curvature code with loss and deviation correlations[D]. Knoxville, TN: University of Tennessee, August 1998

[7] 吴虎, 廉小纯. 轴流压气机稳定性预估的改进模型[J]. 西北工业大学学报, 1995, 13(1): 129-133

WU Hu, LIAN Xiaochun. On improving model for predicting the stability of multistage compressor under inlet dynamic distortion conditions[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1995, 13(1): 129-133 (in Chinese)

nese)

[8] Gill M E, Elder R L. A surge prediction method for multistage axial flow compressors[R]. Institution of Mechanical Engineers, Paper C7484, 1984

[9] Escuret J F, Elder R L. Active control of surge in multistage axial flow compressors[R]. ASME Paper 93GT239, 1993

[10] 张健, 任铭林. 静叶调节对压气机性能影响的实验研究[J]. 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]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 27-30 (in Chinese)

[11] 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[J]. 燃气涡轮实验与研究, 2005, 18(1): 3-4

XIA Lian, CUI Jian, GUO Yang. An experimental investigation on the effect of variable stator vane angle on compressor performance at low speed[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2005, 18(1): 3-4 (in Chinese)

[12] Sun J, Elder R L. Numerical optimization of a stator vane setting in multistage axial flow compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1998, 212(4): 247-259

[13] Brighenti C, Barbosa J R. Methodology for gas turbine performance improvement using variable geometry compressors and turbines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004, 218(7): 542-549

[14] White N M, Touridakis A, Elder R L. Axial compressor performance modeling with a quasione-dimensional approach[J]. Instn. Mech. Engrs., 2002, 216, Part A: 182-194

[15] Charles H V. Investigation of a high-pressure ratio eight stage axial flow research compressor with two transonic inlet stage 1) Aerodynamic design [R]. NACA RM E53124, 1953

[16] Richard P G, Ray E B, Charles H V. Investigation of a high-pressure ratio eight stage axial flow research compressor with two transonic inlet stage 2) Preliminary analysis of overall performance [R]. NACA RM E53J06, 1953

[17] Boyer K M. An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic compression systems [D]. Blacksburg, VA: Virginia Polytechnic Institute and State University, April, 2001

[18] Howell A R, Calvert W J. A new stage stacking technique for axial flow computer performance prediction [R]. ASME Paper 78GT2139, 1978

[19] 徐士良. FORTRAN 常用算法程序集[M]. 北京: 北京清华大学出版社, 1992

[20] Nelder J A, Mead R A. A simplex method for function minimization[J]. Computer J., 1965, 7(4): 308-313