

文章编号:1000-8055(2013)07-1564-06

商用发动机 10 级高压压气机 一维特性优化设计

史 磊, 刘 波, 张 鹏, 李 俊, 王 雷
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 采用 HARIKA 算法对某商用发动机 10 级高压压气机进行了一维特性预测. 引入遗传算法优化设计手段, 以压气机一维设计参数为优化变量, 设计转速下特性线的峰值效率、裕度为优化目标函数. 与初始特性线相比, 压气机在优化后设计转速时特性线的峰值效率提高了 12.3%, 裕度由 11.7% 提高到 25.13%. 对变几何压气机特性进行了优化分析, 给出不同换算转速下进口导叶及前 3 级静子叶片安装角的最佳调节规律. 优化后的压气机在非设计转速下的效率特性得到了大幅提升, 压比特性得到了提高, 流通能力也得到了加强. 将压气机一维优化的特性线与采用一维优化设计参数得到的全三维计算结果在 1.0, 0.9 倍换算转速下进行了对比, 两者预测出的喘振边界在最大偏差处不超过 6.25%.

关键词: HARIKA 算法; 特性计算; 遗传算法; 变几何压气机; 一维优化设计

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

One-dimensional characteristic optimization design for ten-stage high pressure compressor in commercial engine

SHI Lei, LIU Bo, ZHANG Peng, LI Jun, WANG Lei

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

Abstract: HARIKA algorithm was applied to simulate the characteristic of a ten-stage high pressure compressor. With introduction of genetic algorithm (GA), one-dimensional design parameters were selected as optimum variables, and functions containing peak efficiency and margin were used as optimization objectives. Compared with initial characteristic, peak efficiency of characteristic after optimization at designed speed increased by 12.3%, and its margin increased from 11.7% to 25.13%. Then HARIKA algorithm was used to simulate variable geometry compressor characteristics. Setting angles of inlet guide vane and first three stage stators after optimization at different engine corrected speeds were presented. The performance characteristics of compressor including peak efficiency, peak pressure and flow margin were improved to great extent. Calculation results of compressor characteristics in one-dimensional and three-dimensional were compared at engine corrected speed of 1.0, 0.9. The maximum deviation of their margin was not more than 6.25%.

Key words: HARIKA algorithm; characteristic calculation; genetic algorithm; variable geometry compressor; one-dimensional optimization design

收稿日期: 2012-07-10

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130711.1810.201307.1564_020.html

基金项目: 国家自然科学基金(50976093)

作者简介: 史磊(1988-), 男, 河北唐山人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动设计及其热力学研究.

目前国内自行设计的压气机不多,关于多级高负荷轴流压气机的设计经验更是匮乏.本文开展了商用发动机10级高压级的一维特性优化设计工作.一维气动方案的确立在压气机整个设计过程中起着举足轻重的作用,设计参数的选择大体就定位了整台压气机气动性能的好坏.当压气机设计过程进行到全三维优化时,需要消耗相当多的计算资源和大量的计算时间,而且压气机性能的改善也比较有限.因此,在压气机设计过程的一维初始设计时,对参数进行优化选择往往会发挥事半功倍的效果.

本文采用了遗传算法优化设计手段,通过对设计转速下特性线的优化实现一维设计参数的合理选择.目前压气机常用的变工况计算方法可归纳为3种:基元叶片法;逐级叠加法;整台压气机特性的综合规律法^[1-3].本文采用了俄罗斯的HARIKA算法,该算法优于一级的级叠加法,其在进行平均半径参数计算时沿叶高进行了修正,而且对叶型各特征参数也进行了修正.它基于20多台压气机数据综合分析得出的一系列半经验公式和修正系数,采用级综合特性的统计关系式来确定非设计状态的级参数^[4].

北京航空航天大学的陈江教授应用HARIKA算法进行一维气动设计和压气机特性分析,完成了5级轴流压气机的气动设计数值研究,提供了满足性能指标要求的气动设计方案,给出了扩喘导叶调节规律,验证了HARIKA算法的工程应用性^[5].传统的压气机特性模拟方法过于理想化,实际计算表明其计算准确度较差.本文所介绍的方法通过经验修正提高了精度,经计算表明其精度是比较理想的^[6].

1 一维特性优化体系

HARIKA算法的输入文件包含各截面中径处的几何条件、进口条件以及修正系数^[7].这些一维设计参数的选取经验性很强,没有明确的设计准则来依据.大量的试凑试验不仅效率低,也缺乏目的性.本文通过引入遗传算法优化设计手段,提高了压气机一维特性计算的效率,同时也为设计参数的合理选取指明了方向.

遗传算法的选择策略采用轮盘赌模型^[8],基因编码采用了实数编码,交叉概率为0.7,变异概率为0.06,种群数为100,遗传代数为150.特性线计算采用了俄罗斯的HARIKA算法.在参考文献^[7]中,作者分别对该算法进行了详细的介

绍,本文将不再重述.

首先开展设计转速下一维参数的优化.由于待优化参数较多,采用了5次优化来降低每次优化过程中的变量数目,提高遗传算法的优化效率和收敛速度.5次的优化变量分别为第1级转子进气角和攻角附加修正量、叶型中线最大弯度点弦向相对坐标、叶型楔角的一半、转子叶型前缘到喉部的距离以及导叶和前3级静子叶片安装角的角度调节量.

然而多级轴流压气机需具备宽广的工作流量并维持较高的效率.非设计转速时的攻角恶化以及多级连续的旋转失速所引发的喘振现象制约了压气机的正常工作^[9].低换算转速时,压气机前面级出现了严重的旋转失速,后面级伴有阻塞现象的发生;高换算转速时,前面级工作在流动阻塞状态,后面级接近旋转失速状态^[10].改善压气机气动设计技术的重要途径是深入了解多级轴流压气机级间匹配的流动机理,摸索静叶安装角之间的相互影响,寻找可获得最佳性能的各级静叶角度组合^[11].

燃气涡轮研究院的张健等通过实验方式对某3级高性能压气机静叶安装角调节量在设计转速下进行了优化.与参考文献^[12]中提供的最佳静叶角度组合相比,其设计转速下的峰值效率提高了约7.4个百分点,但85%转速以下的性能有所恶化.英国克兰菲尔德大学的Sun和Elder应用级叠加法对一个7级变几何高压压气机进行了特性预测,并采取SWIFT(sequential weight increasing factor technique)算法在100%,84%,70%换算转速下对后4级静子叶片的安装角进行了优化^[13].经过优化,提高了设计转速时的峰值效率以及非设计转速时的流量裕度.

本文在完成设计转速的优化后,也开展了非设计转速下压气机变几何特性调节规律的研究.为了便于机构调节,约束各级可调静叶安装角的改变量遵循线性变化,因此优化过程较上述作者有所不同.最终通过优化分析,得到不同换算转速下压气机进口导叶及前3级静子叶片安装角的最佳线性调节量.

2 压气机特性优化过程

2.1 设计转速特性线优化过程的设定

对压气机在设计转速时的特性线进行了5轮优化,优化次序、变量、空间、个数以及目标函数如表1所示.由于初始设计参数选取的不合理,压气

机的设计点效率在优化前为 0.75, 偏低设计指标 0.847, 在前 4 轮优化过程中将特性线的峰值效率作为优化目标; 设计转速下压气机特性线的工作裕度要求为 25% 以上, 因此第 5 轮优化主要针对特性线的裕度. 为了避免特性线裕度优化给设计质量流量(以下简称流量)点的效率带来负面影响, 第 5 轮的优化目标设定为特性线裕度和峰值效率的加权值.

表 1 设计转速压气机特性优化过程

Table 1 Optimization of compressor characteristic at design speed

| 优化次序 | 优化变量 | 优化空间 | 变量个数 | 目标函数 |
|------|-----------------------------------|--|------|----------------------|
| 1 | $\alpha_{r1}, \Delta\alpha$ | $\alpha_{r1} (60^\circ, 80^\circ)$ $\Delta\alpha (-3^\circ, 3^\circ)$ | 21 | η_{max} |
| 2 | χ_{max} | (0.4, 0.6) | 20 | η_{max} |
| 3 | $\theta_{1/2}$ | (1°, 6°) | 10 | η_{max} |
| 4 | λ | 0.3b~0.7b | 10 | η_{max} |
| 5 | $\Delta\beta_{(igv, s1, s2, s3)}$ | (-5°, 5°) | 4 | $f(S_m, \eta_{max})$ |

其中 α_{r1} 为第 1 级转子进口绝对气流角(与额线夹角), $\Delta\alpha$ 为各级转、静子攻角附加修正量, χ_{max} 为叶型中线最大弯度点相对坐标, $\theta_{1/2}$ 为转子叶型楔角的一半, λ 为转子叶型前缘到喉部的距离, b 为叶片弦长, $\Delta\beta$ 为安装角调节量, 下标 igv, s1, s2, s3 分别代表进口导叶和前 3 级静子叶片, S_m 代表特性线裕度(SM), η_{max} 为特性线峰值效率, $f(S_m, \eta_{max})$ 代表峰值效率和裕度的加权函数.

2.2 特性线罚函数的引入

上述优化过程虽然能够得到满足要求的特性线, 却容易造成特性线的畸形. 下述两图分别为第 5 轮优化的两组结果: 图 1 中压气机特性线的裕度为 26.5%, 其中流量裕度为 11%, 压比裕度为 14%, 优化得到的特性线峰值压比较低; 图 2 中, 压气机特性线的裕度为 25.1%, 其中流量裕度为 1.5%, 压比裕度为 23.3%, 特性曲线较陡, 流量变化范围很窄, 流量的微小变化就会引起压比巨大的变化, 工作范围较小.

为了避免特性线畸形, 需要在优化过程中控制特性线的流量裕度和压比裕度. 在压比特性线基础上提出“特征斜率法”对特性线的形状进行控制. 所谓“特征斜率法”即是对特性线弯头处的曲率和通过弯头点和设计点的直线的斜率进行约

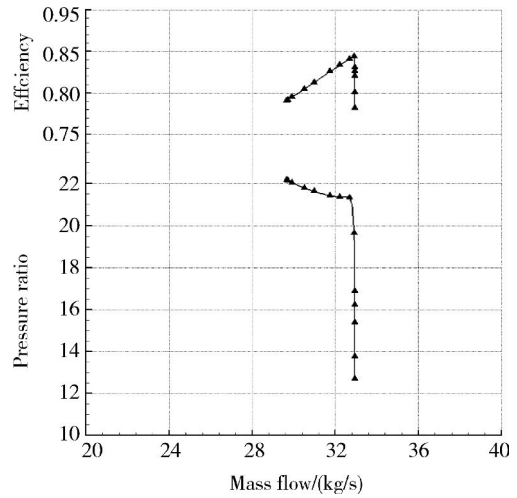


图 1 高流量裕度压气机特性线

Fig. 1 Characteristic of high flow-stall margin compressor

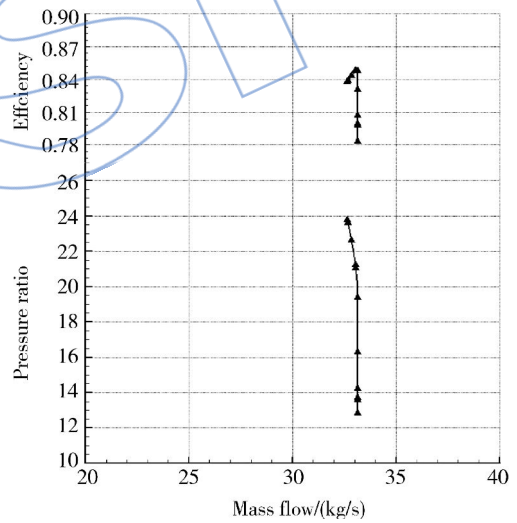


图 2 高压比裕度压气机特性线

Fig. 2 Characteristic of high pressure ratio-stall margin compressor

束. 如图 3 所示, A 点为压比特性线的弯头点, B 点为特性线弯头的下一点, C 点特性线上的设计点, 近似用直线 a 的斜率表示特性线弯头处的曲率. K_1 为直线 a 斜率的绝对值, K_2 为直线 b 斜率的绝对值. K_1 可以反应特性线的流量裕度, 当特性线流量裕度偏大时, K_1 的数值较小; K_2 可以反应特性线的压比裕度, 当特性线压比裕度偏大时, K_2 的数值偏大. 图 1 中, $K_1=0.39, K_2=0.77$; 图 2 中, $K_1=1.385, K_2=8.9$. 通过大量的试验研究发现: 在优化过程中, 当特性线满足 $K_1 \geq 1, K_2 \leq 6$ 时, 特性线的流量裕度和压比裕度分配较合理.

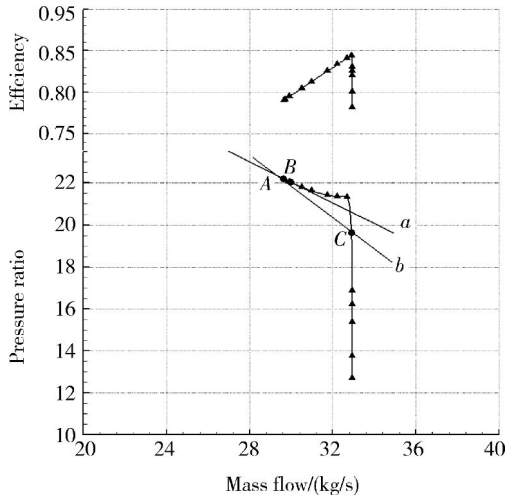


图 3 压气机特性线的特征斜率示意图

Fig. 3 Diagram of significant slope of compressor characteristic line

因此在遗传算法中,加入了上式对个体适应度的影响.当计算得到的特性线个体不满足此式时,个体的适应度被置为一个极小值.

2.3 非设计转速特性线的优化

完成设计转速特性线的优化之后,对非设计转速下压气机变几何特性的调节规律进行了研究,特性计算时的其他设计参数均采用设计转速特性优化后的最终结果.为了便于机构的调节,优化过程中进口导叶和前 3 级静子安装角的调节量呈线性变化.调节量正负的定义取自流量的变化,相同转速的特性线,流量大于设计状态的为正,反之为负.优化变量、空间、个数及目标函数如表 2 所示.

表 2 非设计转速压气机特性优化过程

Table 2 Optimization of compressor characteristic at off-design speed

| 换算转速 | 优化变量 | 优化空间 | 变量数目 | 目标函数 |
|------|-----------------------------------|-----------------------|------|--------------|
| 0.95 | | | | |
| 0.90 | $\Delta\beta_{(igv, s1, s2, s3)}$ | $(-5^\circ, 5^\circ)$ | 4 | η_{max} |
| 0.85 | | | | |
| 0.80 | | | | |

3 特性线优化结果分析

图 4 中黑线为参数优化前的特性线,红线为参数优化后的特性线,蓝点为压气机的设计点.由图可知:经过对设计转速下特性线的 5 轮参数优化,压气机在换算转速 $\bar{n} = 1.00$ 的特性线性能得

到了很大的提升.优化前压气机特性线的流量裕度很低,几乎为一条与流量坐标垂直的线段.同时特性线偏离压气机设计点较远.

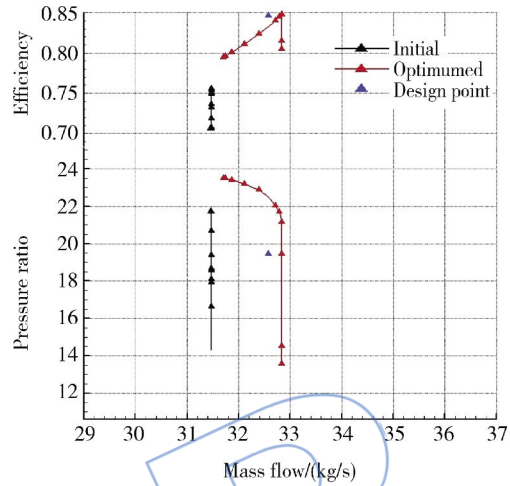


图 4 设计转速下特性线优化前后对比图

Fig. 4 Comparison of characteristics through optimization with original at designed speed

优化后压气机的特性线具备了较大的流量裕度,峰值效率及峰值压比均较之前得到了很大的提升.除了与设计点流量有偏差外,特性线几乎涵盖了压气机设计点.该流量偏差可能是由于流量阻塞系数的设置造成的.特性线的喘振裕度为 25.13%,也符合设计要求的 25%.通过优化,压气机在换算转速 $\bar{n} = 1.00$ 时的特性线完全符合设计要求.

为了验证压气机一维特性预测的准确性,将一维特性计算结果与采用商业软件 NUMECA 计算得到的三维特性结果进行了对比.三维特性计算中,计算模型采用理想气体,湍流模型选择一方程 Spalart-Allmaras(S-A)模型;高压级进口湍流度高,进口即为充分湍流,因此无转淤模型;进口条件为标准大气,转静交界面采用掺混面平均方式;鉴于现有计算条件,21 排叶片的网格点总数为 450 万,10 级高压压气机(含进口导叶)模型如图 5 所示.

图 6 中黑线代表在设计转速时进行参数优化的压气机特性一维计算结果,红线代表采用一维优化设计方案的压气机特性三维数值计算结果,间断线代表不稳定工作边界.由于在压气机设计过程中,一维特性优化结果在后面的二维、三维设计过程中得到了充分的利用,所以图 6 中的红线和黑线具有很强可比性.鉴于全三维特性计算耗时、所需计算资源大,本文中只给出了 1.0, 0.9

倍换算转速时特性线的三维计算结果。

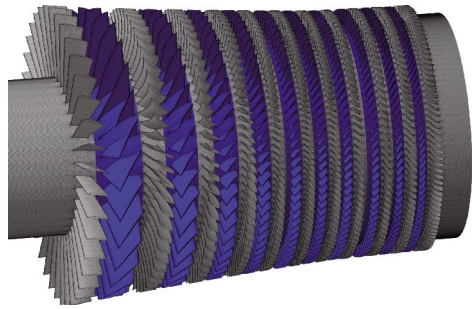


图5 10级高压压气机模型

Fig. 5 Model of ten-stage high pressure compressor

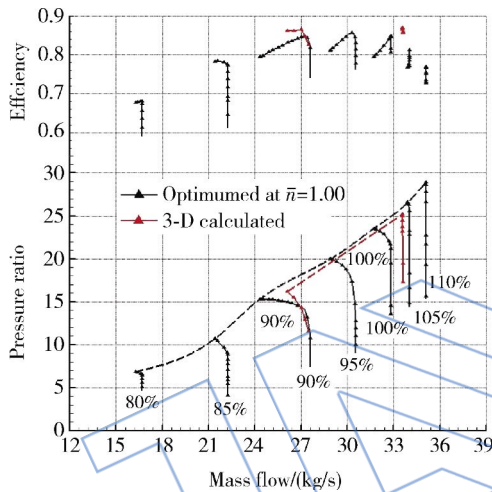


图6 一维与三维压气机特性线对比图

Fig. 6 Comparison of compressor characteristic line in one-dimensional with three-dimensional

由图6知,特性线的三维计算结果与一维特性计算在相对应的换算转速下存在一定的差异. 因为一维特性计算只考虑了压气机中径处的参数,而且流动损失的计算需要大量的经验参数来修正;同时,在后续的 S_2 流线曲率计算、叶片造型、CDA (controlled diffusion airfoils) 优化设计^[13]以及 Design 3-D^[14]气动优化过程中,都存在参数的优化;不同设计阶段优化目标的不同可能会使部分参数偏离初始的一维优化设计结果. 上述这些原因都会造成一维计算结果与三维计算结果的不同^[15]. 但是由图6可知:HARIKA 算法预测出的不稳定工作边界与通过三维数值模拟计算出的不稳定工作边界很接近,一维特性计算出的不稳定工作边界具有相当高的准确性和参考性.

表3为非设计转速下,进口导叶及前3级静子安装角调节量的优化结果. 其中IGV代表进口导流叶片, s_1, s_2, s_3 分别代表前3级静子叶片. 在

表3 不同换算转速安装角线性调节量优化结果
Table 3 Optimized results of setting angles' linear adjustments at different corrected speeds

| 换算转速 \bar{n} | IGV | s_1 | s_2 | s_3 |
|----------------|-------|-------|-------|-------|
| 1.00 | -1.53 | -1.13 | -0.73 | -0.33 |
| 0.95 | -1.53 | -1.13 | -0.73 | -0.33 |
| 0.90 | -3.30 | -3.87 | -4.43 | -5.00 |
| 0.85 | -5.00 | -4.90 | -4.80 | -4.70 |
| 0.80 | -5.00 | -1.77 | 1.47 | 4.70 |

换算转速 $\bar{n}=0.95$ 时,安装角调节量的优化结果与 $\bar{n}=1.00$ 时近似. 为了简化压气机的调节过程,换算转速 $\bar{n}=0.95$ 时安装角的调节量与设计转速的调节方案一致.

图7中黑线代表在设计转速时进行参数优化的压气机特性线,红线代表在非设计转速时进行安装角调节量优化的压气机特性线. 由图7可知:经过参数优化,压气机在非设计转速下的效率特性得到了大幅提升,压比特性得到了提高,流通能力也得到了加强.

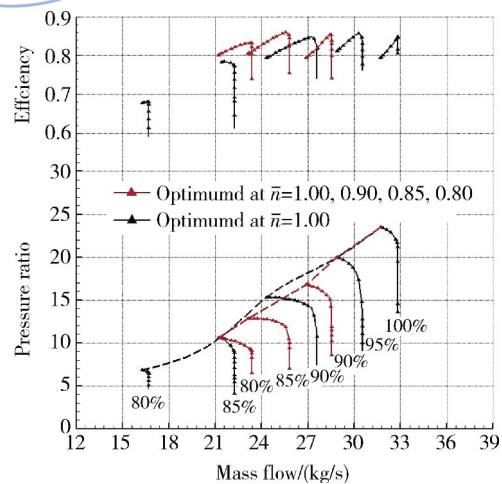


图7 非设计转速下安装角优化前后特性线对比图

Fig. 7 Comparison of characteristic line through optimization in setting angles with original at undersigned speeds

4 结论

1) 将遗传算法优化设计手段引入了压气机一维特性计算中,通过对设计转速下特性线的优化实现了一维设计参数的合理选择,增强了参数选择的目的性.

2) 在特性线优化过程中,为了避免特性线

“畸形”引入了压气机特性线罚函数.通过“特征斜率法”对压比特性中流量裕度和压比裕度进行控制,解决了优化过程中发生特性线“畸形”的问题.

3) 将一维特性计算结果与三维特性计算结果进行了对比.两者在对应的换算转速下存在一定的差异,但一维计算预测出的不稳定工作边界与通过三维数值模拟计算出的不稳定工作边界很接近.说明一维特性计算出的不稳定工作边界具有相当高的准确性和参考性.

4) 对非设计转速下进口导叶及前3级静子安装角的线性调节量进行了优化.经过参数优化后,压气机在非设计转速下的效率特性得到了大幅提升,压比特性得到了提高,流通能力也得到了加强.说明压气机在不同的转速段上,各级静子安装角的组合关系对压气机性能的影响趋势是不同的,借助优化手段可以得到一组最佳安装角度.

参考文献:

- [1] Johnson M. One-dimensional, stage-by-stage, axial compressor performance model[R]. ASME Paper 1991-GT-192, 1991.
- [2] 舒士甄,朱力,柯宏龄,等.叶轮机械原理[M].北京:清华大学出版社,1991.
- [3] 胡骏.均匀与非均匀进气条件下多级轴流压气机性能计算:均匀进气及径向畸变的影响[J].航空动力学报,2000,15(3):225-228.
HU Jun. Calculation of off-design performance of multi-stage compressors with uniform and radial distorted inlet flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(3): 225-228. (in Chinese)
- [4] 李立君,黄杰,唐狄毅,等.轴流压气机特性预测[J].西北工业大学学报,2003,21(1):71-73.
LI Lijun, HUANG Jie, TANG Diyi, et al. An accurate method for predicting performance characteristics of multi-stage axial compressor [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2003, 21(1): 71-73. (in Chinese)
- [5] 陈江,刘太秋,李孝堂,等.五级轴流压气机气动设计数值研究[J].工程热物理学报,2010,31(6):943-946.
CHEN Jiang, LIU Taiqiu, LI Xiaotang, et al. Aerodynamic design of five stage axial compressor by numerical simulation[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(6): 943-946. (in Chinese)
- [6] 李志刚,陶增元,丁康乐,等.一种改进的变几何压气机特性计算方法[J].航空发动机,2004,30(4):7-9.
LI Zhigang, TAO Zengyuan, DING Kangle, et al. Simulation of variable geometry compressor characteristics [J]. Aeroengine, 2004, 30(4): 7-9. (in Chinese)
- [7] 唐狄毅,宋文艳.压气机总特性与级特性相关性研究[D].西安:西北工业大学,2001.
TANG Diyi, SONG Wenyan. Research in the relation between total compressor characteristic and single-stage characteristic [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2001. (in Chinese)
- [8] 张琛,詹志辉.遗传算法选择策略比较[J].计算机工程与设计,2009,30(23):5471-5478.
ZHANG Chen, ZHAN Zhihui. Comparison of selection strategy in genetic algorithm [J]. Computer Engineering and Design, 2009, 30(23): 5471-5478. (in Chinese)
- [9] Day I J, Freeman C. The unstable behavior of low and high-speed compressors[R]. ASME Paper 1993-GT-26, 1993.
- [10] Gresh M T. Compressor performance, selection, operation, and testing of axial and centrifugal compressor[M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1991.
- [11] 张健,任铭林.静叶角度调节对压气机性能影响的试验研究[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)
- [12] Steinke R J. Design of 9.271 pressure-ratio five-stage core compressor and overall performance for first three stages [R]. NASA TP-3597, 1986.
- [13] Sun J, Elder R L. Numerical optimization of a stator vane setting in multistage axial-flow compressors [J]. Journal of Power and Energy: Part A, 1998, 212(4): 247-259.
- [14] 刘波,周新海,严汝群.轴流压气机可控扩散叶型的数值优化设计[J].航空动力学报,1991,6(1):9-12.
LIU Bo, ZHOU Xinhai, YAN Ruqun. Numerical optimization program for designing controlled diffusion compressor blading [J]. Journal of Aerospace Power, 1991, 6(1): 9-12. (in Chinese)
- [15] 姜斌,吴晓鹏,王松涛.压气机分层优化气动设计体系研究[J].热能动力工程,2009,24(6):719-724.
JIANG Bin, WU Xiaopeng, WANG Songtao. A study of an aerodynamic design system for the layered optimization of a compressor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(6): 719-724. (in Chinese)