

离心压气机进气流场研究及控制

汪陈芳¹, 张扬军¹, 郑新前¹, 王增全², 邢卫东²

(1. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084;

2. 中国北方发动机研究所 柴油机增压技术重点实验室, 天津 300400)

摘 要: 对某车用增压离心压气机进行了三维数值模拟,研究了离心压气机设计点和不同转速下近喘振点进气流场,基于此提出了离心压气机进气轮盖导叶流场控制措施并进行了验证实验.研究表明:离心压气机近喘振点压力面与吸力面压力差异影响到进气流场,导致进气口轮盖附近出现与叶轮转向相反的切向速度;且从低转速到高转速,该与叶轮转向相反的切向速度逐渐增大;离心压气机设计点进气在叶片压力面和吸力面前分别形成与叶轮转向相反和相同的切向速度区域,该区域不限于轮盖附近.轮盖导叶的流动控制方法可以有效抑制近喘振点切向反速度,实验结果表明,轮盖导叶使得离心压气机整体性能得到了提高,在 90 000 r/min 近喘振点压比提高了 3.4%,效率提高了 3.0%.

关 键 词: 离心压气机; 进气流场; 流动控制; 轮盖导叶; 效率

中图分类号: V231; TK413.5

文献标志码: A

Investigation and control of centrifugal compressor inlet flow field

WANG Chen-fang¹, ZHANG Yang-jun¹, ZHENG Xin-qian¹,

WANG Zeng-quan², XING Wei-dong²

(1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy,

Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. Science and Technology on Diesel Engine Turbocharging Laboratory,

China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China)

Abstract: Three-dimensional numerical simulation was conducted on a turbocharger centrifugal compressor to study the inlet flow field of the design point and the points near surge at different rotating speeds; inlet guide vanes on the shroud of centrifugal compressor were presented as a flow control method based on the inlet flow field study and verified by experiment. Investigation shows that the pressure difference of the pressure side and suction side of the blade near surge leads to tangential velocity near shroud in the inlet flow field opposite to the impeller rotating direction, and the tangential velocity increases with the growing impeller speed; at the design point, there are two opposite tangential velocity areas before each blade pressure side and suction side and the area of tangential velocity opposite to the impeller rotating direction is not limited to the area near shroud. Inlet guide vanes on the shroud can decrease the tangential velocity opposite to the impeller rotating direction near surge effectively, and experimental result shows that the centrifugal compressor pressure ratio is improved by 3.4% and the efficiency by 3.0% at 90 000 r/min near surge. The overall performance is improved.

收稿日期: 2013-07-26

基金项目: 国家自然科学基金(51176087); 国家高技术研究发展计划(2012AA110601)

作者简介: 汪陈芳(1985—),男,安徽安庆人,博士生,主要从事发动机流体力学研究.

通讯作者: 张扬军(1967—),男,湖北宜昌人,教授,博士,主要从事发动机流动与增压研究. E-mail: yjzhang@tsinghua.edu.cn

Key words: centrifugal compressor; inlet flow field; flow control; guide vane; efficiency

相对于自然吸气内燃机,增压内燃机具有高功率、低燃油消耗率和低排放等优势.提高压气机的效率,拓宽稳定工作范围是车用增压技术研究的主要难点^[1-2].增压内燃机工况适应性需求,即提高低速扭矩对车用增压离心压气机小流量时的效率提出了更高的要求^[3].另外,我国高原面积辽阔,高海拔运行对增压内燃机离心压气机小流量时的压比和效率提出了更高的要求^[4].

离心压气机进气流动控制是提高其性能的重要方法之一,可调进口导叶(variable inlet guide vane, VIGV)是常见的改变进气预旋角度,从而调节离心压气机性能的方法^[5-7].国内外学者对可调进口导叶调节性能,导叶与叶轮之间的非定常作用,以及相关结构参数对性能的影响等方面展开了广泛的研究.但是这种调节机构系统较为复杂,难以在车用小型增压器离心压气机上广泛应用^[8-10].

为了有效控制进气流动,论文对离心压气机设计点和近喘振点进气流场进行了深入研究,发现了近喘振点轮盖附近进气口有与叶轮旋转方向相反的速度,并且这一速度随着转速的提高而增大.根据这一研究本文提出了进气轮盖导叶的流动控制方法.

1 数值方法

本文采用 Numeca 软件,对某离心压气机(下文简称压气机)进行数值模拟,求解的控制方程为可压 Navier-Stokes(N-S)方程^[11],采用时间推进法.控制方程的空间离散采用 Jamenson 中心差分格式^[12-13],时间离散采用 Runge-Kutta 4 阶显式时间推进法^[14-15];采用叶轮机械模拟适应性较好的 Spalart-Allmaras(S-A)湍流模型^[16-17].

压气机进口边界给总温、总压,进气方向为轴向进气;出口边界在大流量近堵塞时给定静压,小流量时给定压力自适应的流量边界条件;轮毂以及叶片表面定义为无滑移固壁边界,轮盖定义为静止的固壁边界;转子通道前后区域为周期性边界.

2 进气流动分析

2.1 压气机总体性能

本文研究的车用压气机设计转速为 90 000 r/min,设计点流量为 0.45 kg/s,叶轮进口直径为

67 mm,出口直径为 93 mm,叶轮有 7 对大小叶片.

计算域划分为 14 个网格块,叶片通道采用 H 型网格,间隙采用蝶形网格,网格总数为 $1\,026 \times 584$,展向网格数为 65.叶尖间隙为 0.5 mm,展向网格数为 13.壁面第 1 层网格厚度为 0.003 mm,以保证湍流模型对 y^+ 的要求.

图 1 给出了仿真计算所得的压气机转速为 80 000, 90 000 r/min 时压比随流量变化特性,点 1 为该压气机设计点.从压气机压比特性曲线可以看出,压气机压比从近堵塞向小流量变化时,压比先升高,到某一流速后压比又逐渐降低,然后再次升高;在这里,取小流量区域压比先降低后升高的压比最低点为压气机近喘振点,即如图所示的点 2 和点 3.点 1~点 3 主要参数如表 1,下面将对这 3 个点的进气流场进行分析.

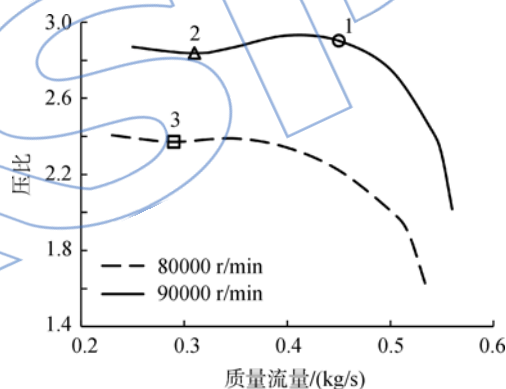


图 1 压气机性能曲线

Fig. 1 Performance curves of compressor

表 1 流场研究点的主要参数

Table 1 Main parameters of investigation points in flow field

研究点	转速/(r/min)	流量/(kg/s)
1	90 000	0.45
2	90 000	0.32
3	80 000	0.29

2.2 进气流场分析

为了分析压气机不同工况下进气流场特征,为压气机流动控制指明方向,论文先分析了 90 000 r/min 近喘振点(点 2)流场特征,然后将 80 000 r/min 下近喘振点(点 3)和压气机设计点(点 1)进气流场与点 2 的流场进行了对比分析.

2.2.1 近喘振点进气流场特征

压气机进气截面示意图如图 2 所示,选取从距离叶片前缘由远到近与主流方向垂直的流场截面(截面 1~截面 4)进行流动分析,图示箭头方向为进气方向.图 3 是不同截面位置切向速度(V_t)云图,均采用相同的图例,数值为正时表示切向速度与叶轮旋转方向相反.

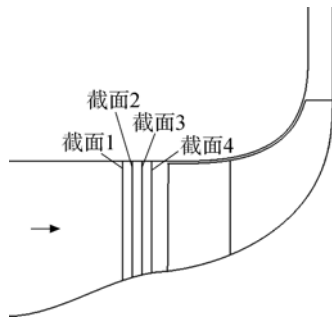


图 2 进气截面位置

Fig. 2 Positions of inlet sections

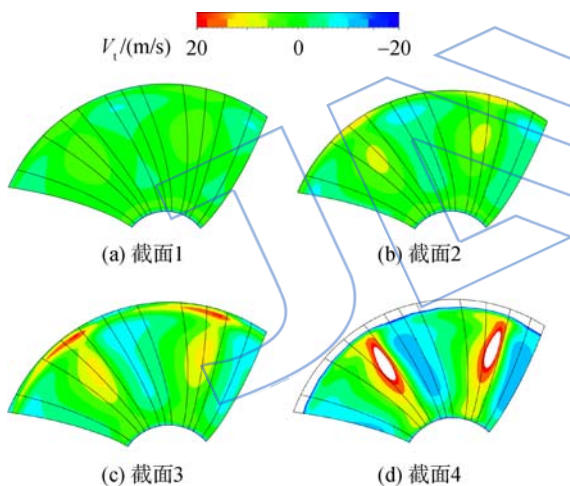


图 3 点 2 不同截面切向速度云图

Fig. 3 Tangential velocity contours of different sections of point 2

由于仿真计算中采用纯轴向进气,不同进气截面切向速度的大小可以反映叶轮对不同截面流动的影响大小.截面 1 切向速度很小,即该截面处流动受叶轮旋转影响较小;截面 2 在靠近轮盖处和径向中间位置出现了小范围与叶轮旋转方向相反的切向速度;而在截面 3 位置,靠近轮盖处的切向速度增加明显;截面 4 处流动受叶轮影响更加强烈,靠近轮盖处切向速度发生突变,与叶轮旋转方向一致,径向中部位置反方向的切向速度则进一步加大.如果将截面 1~截面 4 切向速度云图

联系起来,可以看出随着截面位置的变化,进气靠近轮盖处的切向速度从截面 1~截面 3 逐渐增大,而从截面 3~截面 4 切向速度逐渐减小,变化较为剧烈.

图 4、图 5 分别是该压气机 95% 叶高截面的切向速度和静压分布.结合图 3 可以看出,95% 叶高截面吸力面靠近进气口位置 3 附近出现了一定与旋转方向相反的切向速度.图 4 显示了 95% 叶高截面静压等值线,叶片压力面和吸力面对静压分布影响到了压气机进气口,导致了压气机进口切向速度的变化,与旋转方向相反的切向速度最大位置出现在压力面与吸力面对进口静压影响区域之间,这一位置静压等值线分布密集,且静压增大方向与叶轮旋转方向一致.

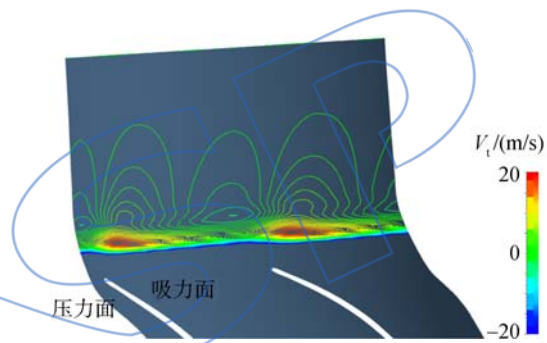


图 4 95% 叶高切向速度等值线

Fig. 4 Isolines of tangential velocity at 95% span

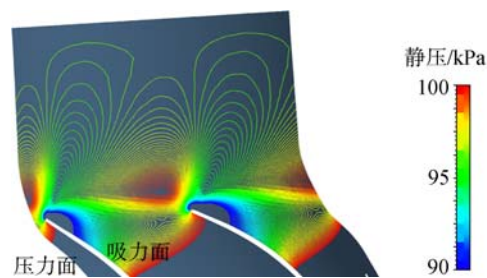


图 5 95% 叶高静压等值线

Fig. 5 Isolines of static pressure at 95% span

2.2.2 不同转速近喘振点对比

点 3 为转速 80 000 r/min 近喘振点,其流量为 0.29 kg/s,该点进气切向速度变化趋势与点 2 类似.图 6 为点 3 截面 3 切向速度分布云图,在靠近轮盖的区域有明显的与叶轮旋转方向相反的速度,但是与点 2 切向速度分布相比,该转速近喘振点反叶轮旋转方向的切向速度较小.这是由于转速较低时压气机压比低,压力面与吸力面之间的压强变化较小,对进气流场的影响也减小.

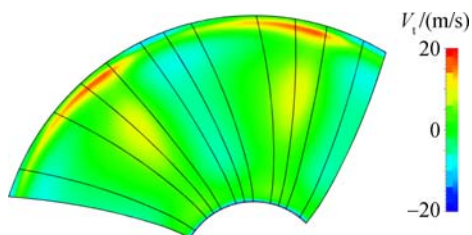


图6 点3截面3切向速度云图

Fig. 6 Tangential velocity contours of section 3 of point 3

2.2.3 设计点流场对比

为了对比近喘振点和压气机设计点进气流场的差异,对压气机设计点(点1),即转速为90000 r/min,流量为0.45 kg/s工况点流场进行了分析.如图7、图8所示,设计点叶轮旋转对进气切向速度存在明显的影响,截面3出现了一个正切向速度和负切向速度区域,截面4两个区域进一步扩展,与近喘振点不同的是:设计点截面3与截面4出现的切向速度从正到负的突变;进气受到影响的区域不局限于轮盖附近,而是在较大的展向范围内在叶片吸力面和压力面分别受到叶轮的影响.

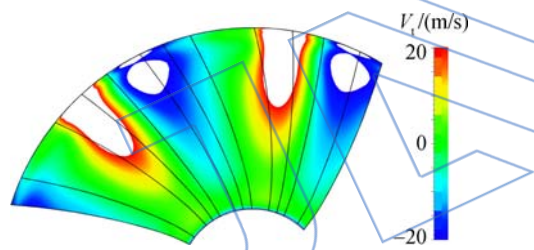


图7 点1截面3切向速度云图

Fig. 7 Tangential velocity contours of section 3 of point 1

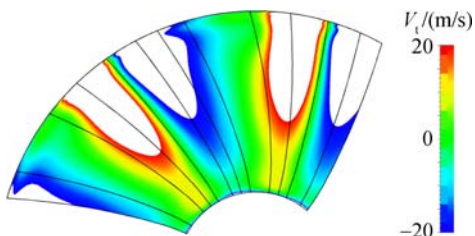


图8 点1截面4切向速度云图

Fig. 8 Tangential velocity contours of section 4 of point 1

3 轮盖导叶流动控制

从对不同工况进气流场分析可以看出,近喘振点切向速度变化较大的区域位于轮盖一侧,为了抑制进气轮盖附近的切向速度变化,本文提出

了轮盖导叶的流动控制措施.其结构如图9,即在压气机进口轮盖上加工沿轴向的小导流叶片;图9右侧是离心压气机进气口A-A'截面图.

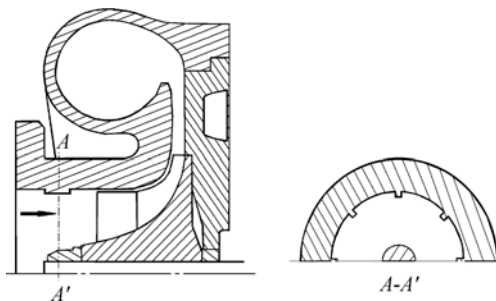


图9 轮盖导叶结构示意图

Fig. 9 Structure of guide vanes on the shroud

对于该型压气机进气轮盖导叶叶片轴向长度为15 mm,轮盖导叶叶片末端距离大叶片前缘为15 mm,叶片径向高度为2 mm,叶片厚度为0.5 mm,叶片数为20,周向均匀分布.

3.1 轮盖导叶数值仿真

本文首先仿真研究了轮盖导叶对压气机进气流动的影响,将轮盖导叶视为1级压气机进口的静子,采用固结转子法处理轮盖导叶与叶轮之间的分界面.为了保证转子和静子周期相等,将轮盖导叶叶片数近似为21(叶轮7对大小叶片),选取3个轮盖导叶和1对大小叶片进行网格划分.轮盖导叶部分网格数为1209681,叶轮部分单通道网格数为905102;壁面第1层网格厚度为0.003 mm.

图10是带轮盖导叶的压气机在90000 r/min

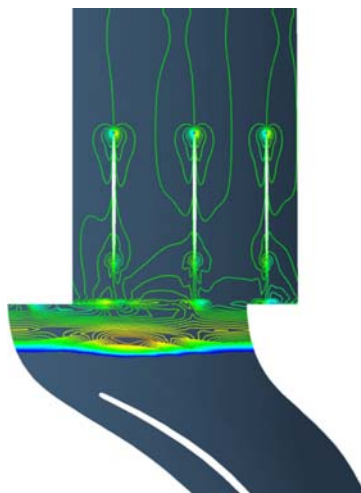


图10 带轮盖导叶压气机95%叶高切向速度云图

Fig. 10 Tangential velocity contours of compressor with guild vane on the shroud at 95% span

近喘振点(点 3)95%叶高切向速度云图,由于轮盖是轴向的,叶轮旋转对轮盖导叶区域进气切向速度的影响受到了抑制.与原型不带轮盖导叶 95%叶高切向速度相比(如图 4),带轮盖导叶的压气机进气口与叶轮旋转方向不一致的切向速度明显减小.

3.2 轮盖导叶性能测试

为了验证轮盖导叶流动控制措施的有效性,本文对进气轮盖导叶进行了加工和实验测试.

图 11 是轮盖导叶的压气机蜗壳实物图,其中图 11(a)是轮盖导叶套筒,轮盖导叶叶片在套筒的内侧,轮盖导叶参数如前所述;图 11(b)为将该套筒安装在原型压气机蜗壳上的实物图,套筒与原型压气机蜗壳之间通过螺纹连接,密封良好.在压气机性能实验台上分别对原型压气机和带轮盖导叶的压气机性能进行了测试.

图 12、图 13 显示了原型压气机和带轮盖导叶压气机不同转速下的压比特性和效率特性对

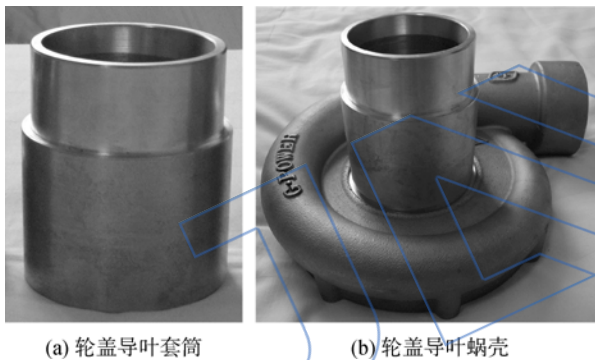


图 11 带轮盖导叶的压气机蜗壳
Fig. 11 Compressor volute with guide vanes on the shroud

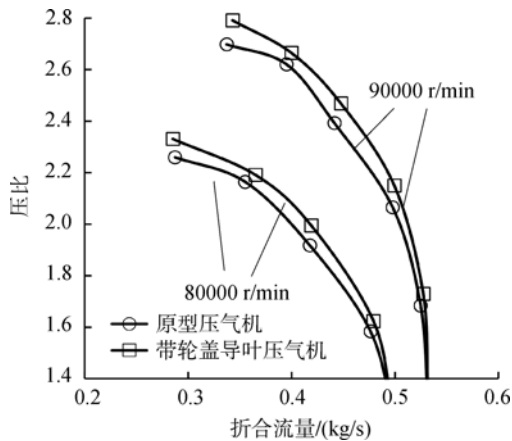


图 12 压气机压比特性对比
Fig. 12 Comparison of pressure ratio characteristics of different compressors

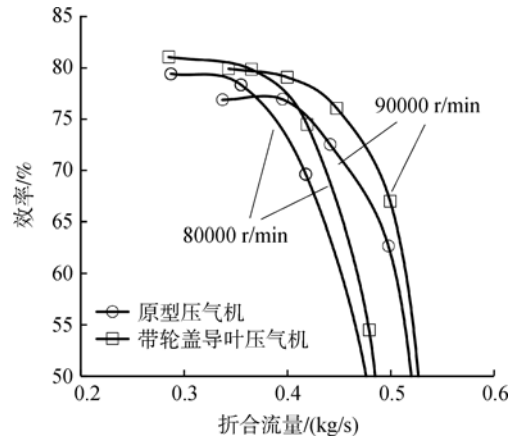


图 13 压气机效率特性对比
Fig. 13 Comparison of efficiency characteristics of different compressors

比,在所有工况下带轮盖导叶压气机的压比和效率均得到了一定的提高,近喘振点性能提高更加明显,但是稳定工作范围变化不明显.表 2 对比了原型和带轮盖导叶压气机近喘振点不同转速下的压比和效率变化情况,90 000 r/min 时近喘振点效率提高了 3.0%,压比提高了 3.4%;80 000 r/min 时近喘振点效率提高了 1.7%,压比提高 3.1%,高转速下近喘振点性能提高更加明显,这仿真分析与不同转速下压气机近喘振点切向速度大小是对应的,即转速较高时近喘振点受到叶轮旋转影响较大,轮盖导叶对流场的控制作用明显.如表 2,压气机设计点效率提高了 3.5%,压比提高了 3.1%,轮盖导叶对进气流动的作用在全工况范围内作用明显.

表 2 压气机性能变化对比
Table 2 Comparison of performance of different compressors

工况点	压比提高/%	效率提高/%
80 000 r/min 近喘振点	3.1	1.7
90 000 r/min 近喘振点	3.4	3.0
设计点	3.1	3.5

4 结 论

本文对某车用内燃机增压离心压气机流场,特别是进气流场进行了仿真研究,提出了一种轮盖导叶流动控制措施,并进行了实验验证,得出了以下结论:

1) 叶轮旋转对压气机进口流动具有明显的影响.在近喘振点,在叶片前缘一定距离内靠近轮

盖处有与叶轮旋转方向相反的切向速度,且随着转速的增加,该切向速度有增加的趋势,靠近叶片前缘,轮盖附近切向速度迅速变化,最终与叶轮旋转方向一致;在设计点,叶轮对叶片前缘进气的影响不限于靠近轮盖区域内,在叶片压力面和吸力面分别有与叶轮旋转方向相同和相反的切向速度。

2) 提出了一种压气机进气流动控制措施,即轮盖导叶流动控制。仿真研究表明轮盖导叶能有效抑制叶轮旋转对进气流场的变化,特别是抑制近喘振点轮盖附近与叶轮旋转方向相反的切向速度。与传统可调进口导叶相比,轮盖导叶流动控制方法在原型压气机蜗壳上进行局部加工即可完成,实施十分方便,便于在车用压气机应用。

3) 对轮盖导叶流动控制进行了实验验证,结果表明该措施可以使压气机全流量范围内压比和效率得到提高,但是对稳定工作范围没有明显影响。实验结果显示90 000 r/min近喘振点压气机效率提高了3.0%,压比提高了3.4%;80 000 r/min近喘振点效率提高了1.7%,压比提高了3.1%;设计点效率提高了3.5%,压比提高了3.1%。

参考文献:

- [1] Baines N C. Fundamentals of turbocharging [M]. Vermont, USA: Concepts NREC, 2005.
- [2] Japikse D. Centrifugal compressor design and performance [M]. Vermont, USA: Concepts ETI Inc., 1996.
- [3] 陈涛. 内燃机增压离心压气机多工况通流设计方法研究 [D]. 北京: 清华大学, 2010.
CHEN Tao. Multi-point through-flow design approach of a centrifugal compressor for internal combustion engine turbocharging [D]. Beijing: Tsinghua University, 2010. (in Chinese)
- [4] 杨名洋. 内燃机高压比离心压气机扩稳非对称流动控制研究 [D]. 北京: 清华大学, 2011.
YANG Mingyang. Study of high pressure ratio entrifugal compressor stability improvement by non-axisymmetrical flow control method for internal combustion engine [D]. Beijing: Tsinghua University, 2011. (in Chinese)
- [5] 谭佳健, 毛义军, 祁大同, 等. 离心式压缩机可调进口导叶研究综述 [J]. 风机技术, 2006(3): 44-48, 40.
TAN Jiajian, MAO Yijun, QI Datong, et al. Research overview on adjustable inlet guide vane for centrifugal compressor [J]. Compressor, Blower and Fan Technology, 2006(3): 44-48, 40. (in Chinese)
- [6] 刘天一, 王锐, 谭佳健, 等. 改变进气通道结构提高离心压缩机进口导叶调节性能 [J]. 流体机械, 2011, 39(8): 19-23.
LIU Tianyi, WANG Rui, TAN Jiajian, et al. Improve the regulating performance of centrifugal compressor inlet guide vanes by modifying the geometry of the inlet flow channel [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(8): 19-23. (in Chinese)
- [7] Arman M, Erik G, Rene A, et al. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller [R]. ASME Paper GT2010-23048, 2010.
- [8] Albert J S, Sanford F. An experimental investigation of IGV-rotor interactions in a transonic axial-flow compressor [R]. AIAA 98-3291, 1998.
- [9] Richman M, Fleeter S. Navier-Stokes simulation of IGV-rotor-stator interactions in a transonic compressor [R]. AIAA 2000-3379, 2000.
- [10] 肖军, 谷传纲, 舒信伟, 等. 带可调进口导叶离心压缩机的性能分析 [J]. 动力工程, 2006, 26(6): 804-807.
XIAO Jun, GU Chuangang, SHU Xinwei, et al. Performance analysis of a centrifugal compressor with adjustable inlet guide vanes [J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(6): 804-807. (in Chinese)
- [11] 任玉新. 计算流体力学基础 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [12] Martinelli L. Calculation of viscous flows with multigrid method [D]. New Jersey, USA: Princeton University, 1987.
- [13] Arnone A. Viscous analysis of three-dimensional rotor flow using a multigrid method [R]. ASME Paper 93-GT-19, 1993.
- [14] Jameson A, Schmidt W, Turkel E. Numerical solutions of the Euler equations by finite volume methods using Runge-Kutta time stepping schemes [R]. AIAA 81-1259, 1981.
- [15] Jameson A, Baker T J. Solutions of the Euler equations for complex configurations [R]. AIAA 83-1929, 1983.
- [16] Spalart P R, Allmaras S R. A one equation turbulence model for aerodynamic flows [R]. AIAA 92-0439, 1992.
- [17] Wilcox D C. Turbulence modeling: an overview [R]. AIAA 2001-0724, 2001.