

文章编号: 1000-8055(2009)06-1372-07

离心压气机周向槽机匣处理方案的对比分析

王庆伟, 刘 波, 宣 扬, 白效慧, 陈云永
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了提高一带小叶片离心压气机 50 % 设计转速下失速裕度, 设计了两套周向槽机匣处理方案, 对实壁机匣和处理机匣压气机流场进行了数值模拟分析. 计算结果表明: ① 第一套方案可以使压气机失速裕度提高 10 %, 并且对压气机压比和效率影响很小, 没有带来较大的压比和效率损失; ② 第一套方案对离心叶轮大叶片 75 % 左右轴向弦长前尖部流场的改善是失速裕度提高的主要原因; ③ 第二套方案没有提高压气机失速裕度, 主要是由于开槽的位置不恰当和周向槽过深的原因.

关 键 词: 离心压气机; 失速裕度; 周向槽; 机匣处理

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Numerical analysis of two circumferential groove casing treatments about a centrifugal compressor

WANG Qing-wei, LIU Bo, XUAN Yang, BAI Xiao-hui, CHEN Yun-yong

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

Abstract: In order to extend the stall margin of a centrifugal compressor with splitter blade, two different circumferential groove casing treatments were designed in this paper. The flow fields in compressor with smooth wall and with treated casing were numerically simulated. The results show that the first circumferential groove treated casing extends the stall margin of the centrifugal compressor by 10 %, and it also has little influence on pressure ratio and efficiency. The main reason of extended stall margin was that about 75 % axial chord of the tip flow field has been improved. The second scheme did not extend the stall margin, because the position of circumferential groove was not accurate, and the groove was too deep.

Key words: centrifugal compressor; stall margin; circumferential groove; casing treatment

周向槽机匣处理可以在较少地降低效率条件下获得失速裕度改进, 同时它还具有结构简单、易于加工等优点, 因此周向槽机匣处理在实际压气机中得到了广泛的应用. 国外许多学者对周向槽机匣处理进行了深入的研究^[1-4], 相比较而言, 国内在这方面进展较慢, 国内对周向槽机匣处理的研究主要是针对轴流压气机和不带小叶片的离心压气机^[5-7], 而对带小叶片离心压气机的研究却很少.

一起动机的离心压气机在 50 % 设计转速下失速裕度较小, 想要通过周向槽机匣处理方法来提高压气机失速裕度. 为了验证采用周向槽处理机匣是否可以提高该压气机失速裕度, 本文设计了两套周向槽机匣处理方案, 对实壁机匣和处理机匣压气机流场进行了数值模拟.

1 研究对象

本文的研究对象是一小型离心压气机, 它由

收稿日期: 2008-05-31; 修订日期: 2008-11-02

基金项目: 航空支撑基金(04B53007)

作者简介: 王庆伟(1982 -), 男, 黑龙江佳木斯人, 博士生, 主要从事气动热力理论与工程研究.

进口导流支板、离心叶轮、径向扩压器和轴向扩压器四部分组成. 其中进口径向导流支板 6 个, 离心叶轮大小叶片各 12 个, 径向扩压器叶片 28 个, 轴向扩压器叶片 54 个. 离心叶轮顶部间隙为 0.3 mm, 且从进口到出口大小保持不变. 设计点主要性能参数: 流量 1.02 kg/s, 转速 61 000 r/min, 压比 3.60. 图 1 给出了该离心压气机示意图.

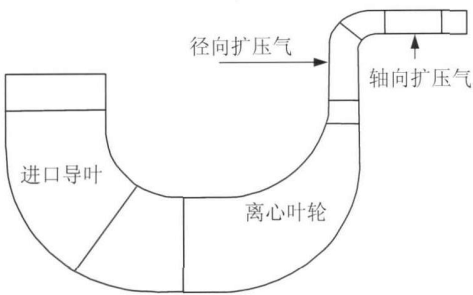


图 1 离心压气机示意图
Fig.1 Scheme of centrifugal compressor

图 2, 3, 4 分别为两套周向槽机匣处理方案示意图, 其中单位为 mm. 第一套方案周向槽后端位于离心叶轮大叶片进口前 1.5 mm 处, 槽宽 1 mm, 槽深 0.7 mm; 第二套方案周向槽后端位于大叶片进口前 2.5 mm 处, 槽宽 1 mm, 槽深 2 mm. 在离心叶轮大叶片前方开槽是由实壁机匣近失速点工况流场决定的.



图 2 第一套处理机匣 (单位:mm)
Fig.2 First treated casing (Unit:mm)

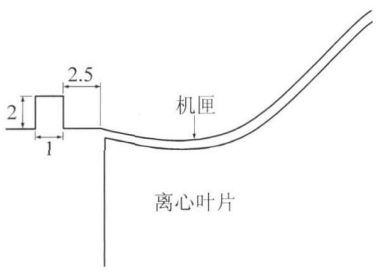


图 3 第二套处理机匣 (单位:mm)
Fig.3 Second treated casing (Unit:mm)

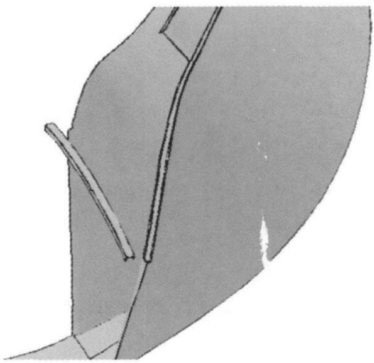


图 4 周向槽示意图
Fig.4 Circumferential groove treated casing

2 数值模拟方法

本文用 Numeca 软件来计算离心压气机内部三维流场, 采用中心差分格式, 并结合 Spalart-Allmaras(S-A)湍流模型来求解 Navier-Stokes(N-S)方程. 为了提高计算效率, 采用了多重网格法和局部时间步长法等加速收敛措施. 用 Auto Grid 软件分别对压气机各部分生成网格, 再在交互式几何建模与网格生成系统(IGG)中实现各部分网格的连接, 在交界面选用混合平面模型. 离心叶轮采用了分区网格技术, 分别在转子通道和处理槽内生成各自的结构化网格. 由于周向槽是轴对称结构, 固结于离心叶轮转子的相对坐标系中, 与转子通道具有相同的周期性, 因此对处理机匣与转子通道之间采用了对接网格方式进行信息传递. 压气机各部分网格生成情况如表 1.

表 1 压气机各部分网格
Table 1 Grid number and type of compressor

部分	周向	展向	流向	类型	总数
进口支板	33	33	129	HOH	15 万
离心叶轮	33	41	181	H-I	25 万
径向扩压器	33	33	177	HOH	20 万
轴向扩压器	49	33	173	HOH	30 万
周向槽	45	25	17	H	2 万

计算中工作介质为空气, 50 %设计转速为 30 500 r/min, 设计点附近离心叶轮进口尖部线速度为 240 m/s. 边界条件: 进口为标准大气, 总温 288.15 K, 总压 101 325.0 Pa, 径向进气; 出口给定平均背压; 轮毂、叶片、机匣以及周向槽壁面、槽底等固壁上给定绝热无滑移边界条件.

3 计算结果分析

3.1 特性分析

根据文献[5-7]可知,采用上述数值方法来模拟计算实壁机匣与带处理机匣的压气机流场是可靠的. 本文对 50 %设计转速压气机流场进行了数值模拟,计算中通过不断调节出口背压得到 50 %设计转速下特性曲线图,数值失速前的最后一个收敛解对应着近失速工况. 这里以近峰值效率点为参考点,失速裕度定义为近失速点流量和近峰值效率点流量的差值与近峰值效率点流量的百分比. 图 5,6 分别给出了离心压气机 50 %设计转速下实壁机匣与处理机匣压比/流量和效率/流量特性图,从图中可以看出:①采用第一套周向槽机匣处理方案后,压气机失速点向小流量方向拓展,失速裕度提高,并且机匣处理对压气机压比和效率的影响很小,没有带来较大的压比和效率损失;②第二套机匣处理方案没有提高压气机失速裕度,压气机近失速点流量与实壁机匣近失速点流量相差很小,几乎相同,压比/流量、效率/流量特性曲线也基本保持不变. 表 2 为实壁机匣与采用第一套机匣处理方案后近失速流量点的参数对比,可看出:①实壁机匣压气机近失速点流量为 0.277,采用第一套机匣处理方案后近失速点流量为 0.248,压气机失速裕度提高了大约 10 %;②实壁机匣近失速流量点压比为 1.489,机匣处理后近失速流量点压比为 1.486,机匣处理前后压气机近失速流量点压比变化不大;③实壁机匣近失速流量点效率为 0.768,机匣处理后为 0.747,压气机近失速流量点效率降低了 2 %,但从整条效率/流量特性线来看,机匣处理后,除流量裕度增加的

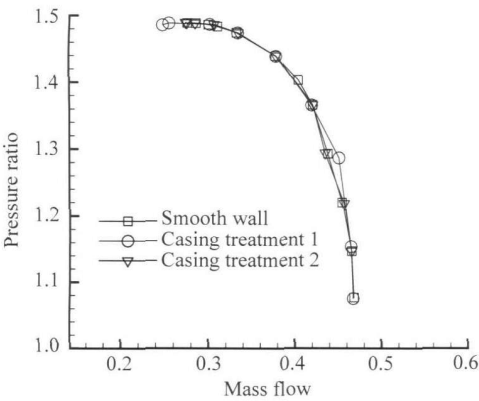


图 5 压比/流量特性图

Fig. 5 Pressure ratio curve at 50 % design rotational speed

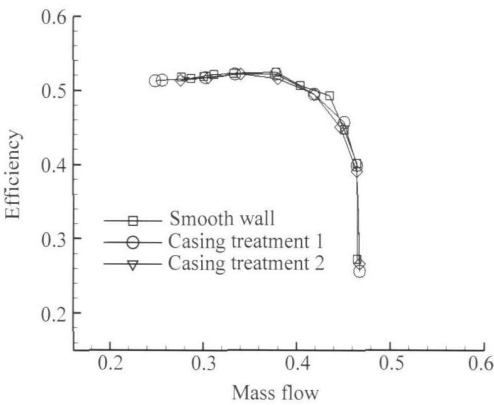


图 6 效率/流量特性图

Fig. 6 Efficiency curve at 50 % design rotational speed

表 2 实壁机匣与第一套处理机匣参数对比

Table 2 Comparison smooth wall with the first treated casing			
参 数	失速点流量	压比	效率
实壁机匣	0.277	1.489	0.768
处理机匣 1	0.248	1.486	0.747
结 论	失速裕度提高了 10 %		

一段流量范围外,其他流量范围压气机效率基本保持不变.

3.2 流场分析

通过特性图可知第一套周向槽机匣处理方案可以使离心压气机 50 %设计转速失速裕度提高 10 %,并且对压气机压比和效率的影响很小,而第二套机匣处理方案没有提高压气机失速裕度. 第一套机匣处理方案对压气机流场的改善是失速裕度提高的主要原因,本节对机匣处理前后在实壁机匣近失速流量点时的压气机流场进行了详细比较分析. 图 7,8 分别为第一套方案机匣处理前后在实壁机匣近失速流量点离心叶轮叶顶间隙泄漏流示意图. 从图中可看出,实壁机匣时,离心叶轮叶顶区域间隙泄漏流的强度比较大,且流动方向比较混乱,对叶片通道内的主流流动的影响比较大,造成叶片通道内的阻塞,这是压气机失速的主要原因. 机匣处理后,叶顶间隙泄漏流的轨迹被梳理得有条理了,并且更加贴近叶片的吸力面,减弱了间隙泄露涡对主流的阻塞. 这是由于在大叶片前采用周向槽机匣处理后,顶部区域附近的气流能够借助流场通道内的压差,将高压区的间隙泄漏流和以边界层形式存在的低能阻塞团抽吸进入处理槽并沿周向输送,减小了低能阻塞团的径向强度,使转子通道的阻塞减缓;同时进入槽内的气

流在处理槽内输送后从低压区射入流场通道,有效地吹除了流场通道内的低能阻塞团,使得间隙泄漏涡产生的原动力减弱,有效地抑制了由间隙泄漏涡导致的阻塞^[7]。压气机流场改善了但效率没有提高是因为被抽吸进入槽内的间隙泄漏流在周向槽内沿周向流动,并在低压区重新射入通道与主流掺混,引起了新的损失。第二套方案没能提高压气机稳定裕度主要有两个原因:一是因为开槽的位置不正确,开槽的位置不是间隙泄漏流和低能阻塞团径向强度较大的位置,因此并没有将大叶片前顶部低能高压气流吸入槽内或者吸入的较少,没有达到减弱或消除间隙泄漏涡发展源的目的;二是因为周向槽过深,使得抽吸到槽内的气流在周向槽内损失很大,射入通道的气流速度很小,并未能起到吹除低能阻塞团、抑制间隙泄漏涡原动力的作用。

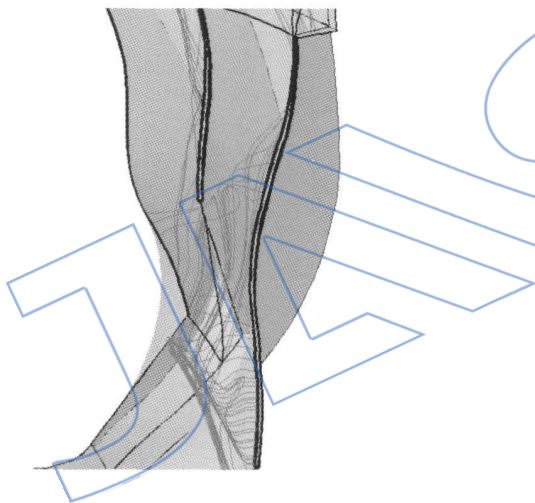


图 7 实壁机匣间隙泄漏流
Fig. 7 Tip leakage flow with smooth wall

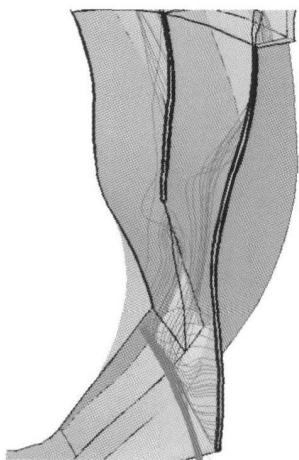


图 8 处理机匣间隙泄漏流
Fig. 8 Tip leakage flow with treated casing

为了说明第一套处理机匣对离心叶轮尖部流场的改善,图 9,10 分别给出了第一套方案机匣处理前后在实壁机匣近失速流量点 98 %叶高 S_1 流面流线图。可以看到经过处理机匣对间隙泄漏流的抽吸作用,减弱了叶顶间隙泄漏流对尖部主流的阻塞,离心叶轮尖部流场得到了改善,尤其是小叶片前方的流场流动变得更加合理。图 11,12 为机匣处理前后在实壁机匣近失速流量点小叶片吸力面附近 S_2 流面流线图。可以看到在 S_2 流面约 40 %轴向处顶部有漩涡产生,机匣处理后漩涡的强度明显地减弱了,漩涡位置略有上移,漩涡影响范围减小,压气机流场得到了改善。通过以上流场分析,可以知道第一套周向槽机匣处理方案有效地改善了离心压气机尖部流场结构,使尖部通道气流流动变得更加合理,提高了压气机失速裕度。



图 9 实壁机匣 98 %叶高 S_1 流面流线图
Fig. 9 Relative streamlines with smooth wall at 98 % span

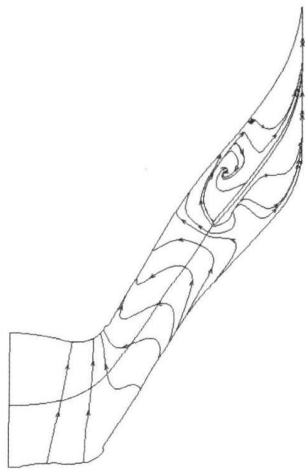


图 10 处理机匣 98 %叶高 S_1 流面流线图
Fig. 10 Relative streamlines with treated casing at 98 % span

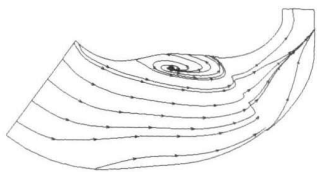


图 11 实壁机匣小叶片吸力面附近 S_2 流面流线图
Fig. 11 Relative streamlines with smooth wall near splitter blade suction surface

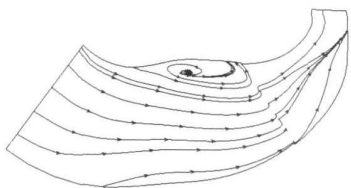


图 12 处理机匣小叶片吸力面附近 S_2 流面流线图
Fig. 12 Relative streamlines with treated casing near splitter blade suction surface

图 13,14 分别为第一套机匣处理前后离心叶轮进口 S_3 流面二次流流线图. 可以看到在实壁机匣进口 S_3 流面左上角有一个明显的漩涡,机匣处理后,漩涡位置向上移动,对主流影响范围明显地减小了,减弱了二次流不稳定流动对主流的影响,改善了流场流动情况;图 15,16 分别为大叶片 75 %轴向弦长处 S_3 流面二次流流线图,中间断开部分为小叶片,可以看到在两个通道右上角都有漩涡产生,机匣处理后第一个通道中的旋涡位置略有上移,第二个通道中的漩涡强度有所减弱,并且位置也向上移动,漩涡影响范围减小了;图 17, 18 为离心叶轮出口处 S_3 流面二次流流线图,可以看到机匣处理前后出口处流面二次流流线变化不大,说明机匣处理对压气机出口附近流场影响

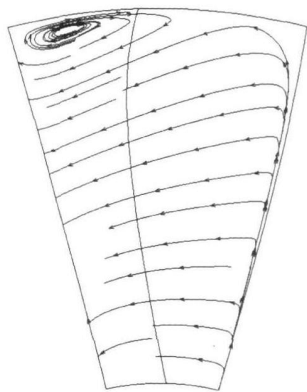


图 13 实壁机匣进口 S_3 流面二次流流线图
Fig. 13 Secondary flow streamlines with smooth wall near the leading edge

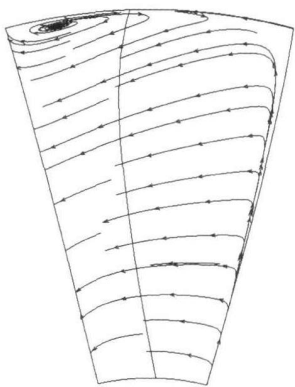


图 14 处理机匣进口 S_3 流面二次流流线图
Fig. 14 Secondary flow streamlines with treated casing near the leading edge

较小.通过对 S_3 流面分析,可看出由于处理机匣抑制了间隙泄漏流的发展,由间隙泄漏流引起的二次流等大量非主流气流流动对主流的影响减弱了,离心叶轮大叶片大约 75 %左右轴向弦长前的尖部流场得到了改善.

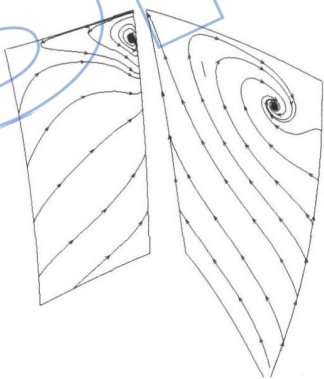


图 15 实壁机匣 75 %轴向弦长处 S_3 流面
Fig. 15 Secondary flow streamlines with smooth wall at about 75% chord

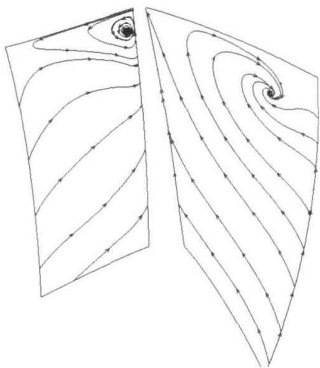


图 16 处理机匣 75 %轴向弦长处 S_3 流面
Fig. 16 Secondary flow streamlines with treated casing at about 75% chord

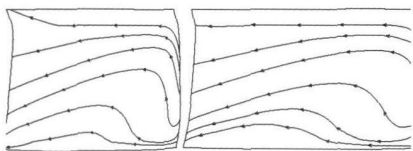


图 17 实壁机匣出口 S_3 流面二次流流线图
Fig. 17 Secondary flow streamlines with smooth wall near the trailing edge

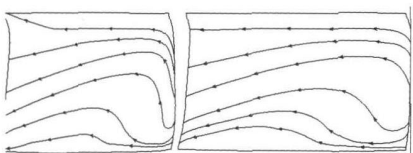


图 18 处理机匣出口 S_3 流面二次流流线图
Fig. 18 Secondary flow streamlines with treated casing near the trailing edge

3.3 100 %设计转速特性分析

在实验过程中发现,该起动机的压气机在起动过程中失速裕度较小,而在高转速下能够满足实际工作要求,采用处理机匣的目的是为了提高 50 %设计转速下压气机失速裕度.但在高转速条件下,需要考虑采用机匣处理后是否会对压气机失速裕度和性能造成负面影响.图 19、20 分别为 100 %设计转速下机匣处理前后压比/流量和效率/流量特性图,从中可以看到机匣处理前后压气机近失速点流量基本相同,说明处理机匣对 100 %设计转速下压气机失速裕度影响很小.还可以看到机匣处理前后的压气机特性线基本重合,在近设计流量点 1.02 kg 处,处理机匣与实壁机匣的压比和效率也基本相同,因此可以说处理机

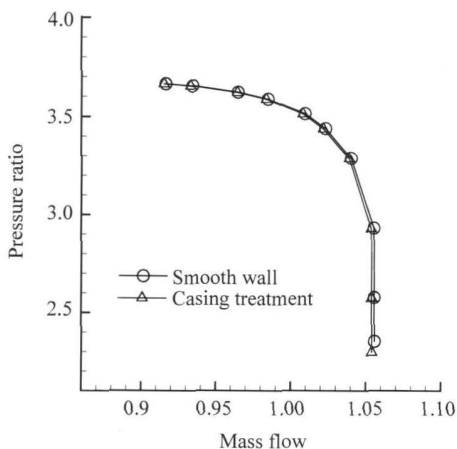


图 19 100 %设计转速压比/流量特性图
Fig. 19 Pressure ratio curve at 100 % design speed

匣对 100 %设计转速压气机性能的影响也很小.从以上分析可知第一套处理机匣提高了 50 %设计转速失速裕度,而对 100 %设计转速失速裕度和压气机性能的影响很小,达到了设计要求.

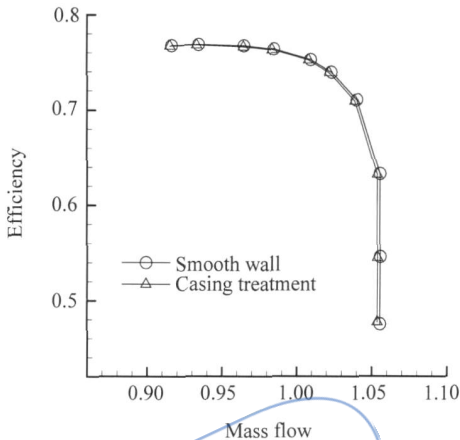


图 20 100 %设计转速效率/流量特性图
Fig. 20 Efficiency curve at 100 % design speed

4 结 论

为了提高离心压气机 50 %设计转速下失速裕度,本文设计了两套周向槽机匣处理方案,对机匣处理前后压气机流场进行了数值模拟分析,计算结果表明:

- 1) 第一套机匣处理方案可以使离心压气机失速裕度提高 10 %,并且对压气机的压比和效率影响较小,没有较大压比和效率损失的负面影响,说明采用周向槽机匣处理方法可以提高 50 %设计转速下压气机失速裕度.
- 2) 第一套机匣处理方案有效地改善了离心叶轮流场结构,主要是离心叶轮大叶片 75 %轴向弦长前尖部流场的改善,这是压气机失速裕度提高的主要原因.
- 3) 第二套机匣处理方案没有提高压气机失速裕度,这主要是由于开槽的位置不恰当和周向槽过深的原因,因此对周向槽开槽位置、槽深等还需要进一步的研究.

参考文献:

[1] Rabe D C, Hah C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor[R]. ASME GT-2002-230641.
[2] Wilke I, Kau H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a HPC front stage[R]. ASME GT-2002-230642.

[3] Behnam H B. Parametric study of tip clearance casing treatment on performance and stability on a transonic axial compressor [R]. ASME GT-2004-53390.

[4] Shabbir A , Adamczyk J J. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors[R]. ASME GT-2004-53903.

[5] CHEN Haixin , HANG Xudong. CFD investigation on stall mechanisms and casing treatment of a transonic compressor[R]. AIAA 2006-4799.

[6] 卢家玲, 楚武利, 张皓光. 轴流压气机周向槽扩稳机理的有效利用[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25 (5) : 620-624.

LU Jialing , CHU Wuli , ZHANG Haoguang. Making circumferential grooves in axial-flow compressor more effective[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University , 2007 , 25 (5) : 620-624. (in Chinese)

[7] 高鹏, 楚武利, 吴艳辉, 等. 带周向槽机匣处理的离心压气机扩稳机理分析[J]. 推进技术, 2007, 28 (4) : 383-387.

GAO Peng , CHU Wuli , WU Yanhui , et al. Mechanism of stall margin improvement in a centrifugal compressor with circumferential grooves casing treatment [J]. Journal of Propulsion Technology , 2007 , 28 (4) : 383-387. (in Chinese)

