

文章编号:1000-8055(2010)03-0549-08

叶尖间隙分布对内燃机增压压气机性能影响

郭宫达¹, 张扬军¹, 徐建中², 郑新前¹, 诸葛伟林¹

- (1. 清华大学 机械工程学院 汽车工程系 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084;
2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 采用三维 CFD(计算流体力学)方法,对两种相反叶尖间隙分布方式的无叶扩压器压气机级进行了详细流场分析,研究了叶尖间隙分布对跨声速离心压气机叶轮及扩压器性能的影响机理. 结果表明,非均匀分布弦向间隙分布叶轮有较宽的稳定工作范围;出口轴向间隙小于进口径向间隙的压气机级压比和效率明显高于出口轴向间隙大于进口径向间隙的压气机级. 较小的出口轴向间隙削弱了叶轮通道后半段间隙流动,显著提高了叶轮后部做功能力,获得更高的级压比;并使叶轮后部间隙涡强度及涡在叶轮通道和扩压器通道内耗散损失小,压气机级效率更高.

关 键 词: 叶尖间隙; 内燃机; 涡轮增压器; 离心压气机

中图分类号: TK421. 8

文献标识码: A

Research on the effect of centrifugal compressor blade tip clearance distribution on combustion engine turbocharger performance

GUO Gong-da¹, ZHANG Yang-jun¹, XU Jian-zhong²,
ZHENG Xin-qian¹, ZHU GE Wei-lin¹

- (1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Department of Automotive Engineering, School of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Science, Beijing 100190, China)

Abstract: Based on three-dimensional computational fluid dynamics method, the flow fields of two opposite impeller blade tip clearance distribution compressor stages with vaneless diffuser were analyzed. The law and action mechanism of tip clearance distribution effect on the high charging ratio transonic centrifugal compressor impeller and vaneless diffuser performance were researched. This proves that non-uniform chord direction blade tip clearance distribution impellers have wider operating range. The pressure ratio and efficiency of compressor stage whose outlet axial clearance height is smaller than inlet radial clearance height are higher than that of compressor stage whose outlet axial clearance height is larger than inlet radial clearance height. The smaller outlet axial clearance height weakens the clearance flow in aft half of impeller passage, improves the impeller aft passage power input and obtains higher impeller pressure ratio and compressor stage pressure ratio. The smaller outlet axial clearance height gets higher efficiency since it reduces impeller aft blade tip clearance leakage vortices intensity and makes the vortices breakdown and dissipation loss less in impeller passage and vaneless diffuser passage.

收稿日期: 2009-02-23; **修订日期:** 2009-07-18

基金项目: 国家自然科学基金(50806040)

作者简介: 郭宫达(1980-),男,四川彭山人,博士生,主要从事发动机流体力学与涡轮增压研究.

Key words: tip clearance; internal combustion engine; turbocharger; centrifugal compressor

海湾战争后,各国竞相发展无人驾驶机,80%采用活塞式内燃机作为动力,其核心技术之一为涡轮高增压技术^[1].同时,车用内燃机通过涡轮增压技术“缩小排量”,成为节能和CO₂减排的重要战略措施和核心关键技术.由于增压内燃机宽工况范围、大扭矩和功率的性能需求建立在涡轮增压器离心压气机宽流量、高压比和高效率的基础上,高性能跨声速离心压气机作为涡轮增压器核心部件,成为内燃机增压技术研究的主要难点^[2].

高压比使压气机内部流动为跨声速,其工作过程中叶片负荷高,叶片两侧压差大,叶尖泄漏流动强,叶尖间隙高度对叶轮及扩压器内部流场结构、做功能力和流动损失影响大,从而影响压气机稳定工作范围、压比及效率,进而影响与之匹配的内燃机工况特性线.因此,离心压气机叶尖间隙高度对性能影响的研究受到了研究者的广泛重视,已发表文献主要集中于亚声速压气机及均匀叶尖间隙高度对压气机压比和效率的影响:文献[3-8]认为随间隙高度的增加,离心叶轮或整个压气机级压比和效率下降.部分文献描述了轴向或径向间隙分布的影响:文献[9]证明叶轮进口径向间隙对于无叶扩压器压比影响较小,文献[10]通过实验和数值模拟表明叶轮尾部间隙的减小使叶轮通道后部尾迹靠近吸力面.进口径向和出口轴向间隙分布规律对于叶轮和扩压器压比和效率的影响,现有文献较少涉及.本文采用三维CFD(计算流体动力学)方法,研究了不同叶尖间隙高度弦向分布规律对跨声速离心压气机级性能的影响,分析了不同间隙高度分布叶尖间隙泄漏涡生成和耗散的机理,探讨了叶轮和扩压器压比和损失对径向间隙和轴向间隙的敏感性,评价间隙分布其对内燃机工况特性线的影响.

1 计算方法简介

跨声速离心压气机流场数值求解的控制方程为可压 Navier-Stokes (N-S) 方程,采用时间推进法求解,求解方程建立在旋转坐标系下,并以相对速度的形式表达

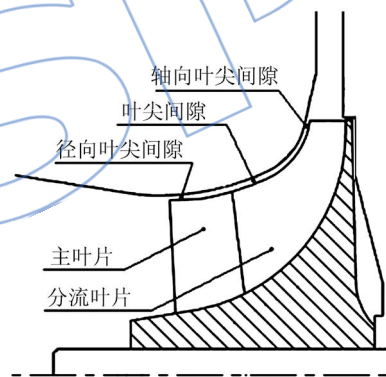
$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{F}_i + \nabla \cdot \mathbf{F}_v = \mathbf{Q} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{U}$ 为守恒矢量, $\mathbf{F}_i$ 和 $\mathbf{F}_v$ 分别代表无黏矢通量和黏性矢通量, $\mathbf{Q}$ 为包含哥氏力和离心力的源

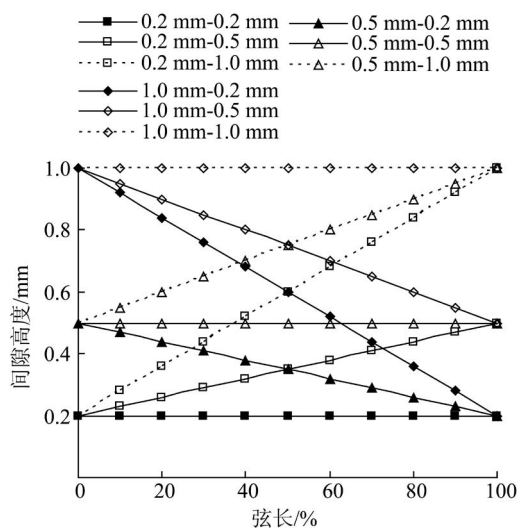
项.控制方程的空间离散采用改进的 Jameson 中心差分格式,以保证较高的激波分辨率和黏性分辨率;时间离散采用四阶 Runge-Kutta 法;采用 Spalart-Allmaras (S-A) 湍流模型封闭控制方程,以适应离心压气机内部流场较强的旋涡分离流动.方程的定解条件和网格划分详见文献[11].文献[11]构建的计算平台,对一台跨声速离心压气机级^[12]算例分析表明:计算的性能与实验吻合好,证明所用的计算方法和软件是可信的.

2 叶轮进/出口叶尖间隙方案选择

叶尖间隙沿弦向变化选用3种类型9个方案,如图1所示.图(a)为离心压气机级计算简图.图(b)为叶尖间隙选择方案.下面具体说明方案选择:



(a) 离心压气机级计算简图



(b) 叶尖间隙选择方案

图1 叶尖间隙高度分布示意图

Fig.1 Blade tip clearance distribution

- 1) 叶轮叶尖间隙沿弦向不变 3 个方案为: 0.2 mm-0.2 mm, 0.5 mm-0.5 mm, 1.0 mm-1.0 mm.
- 2) 叶轮进口径向间隙大于叶轮出口轴向间隙 3 个方案为: 0.5 mm-0.2 mm, 1.0 mm-0.2 mm, 1.0 mm-0.5 mm.
- 3) 叶轮进口径向间隙小于叶轮出口轴向间隙 3 个方案为: 0.2 mm-0.5 mm, 0.2 mm-1.0 mm, 0.5 mm-1.0 mm.

分流叶片前缘叶尖间隙与主叶片 30 %弦长的叶尖间隙相同,分流叶片出口叶尖间隙与主叶片相同. 2) 与 3) 的 6 个方案叶尖间隙沿弦向按线性分布,后文各方案所用符号与图 1(b) 相同.

3 计算结果分析

3.1 叶尖间隙对级性能的影响

文中对 9 个方案叶轮进行了数值模拟以研究间隙分布对性能的影响. 各方案的原型为沿弦向等叶尖间隙 0.5 mm 叶轮,其余几何和气动参数与文献[11]相同,其他方案叶尖间隙在此基础上进行调整. 数值模拟收敛及失速边界的判别标准为残差小于 10^{-4} 且质量流量的波动差值小于质量流量的 0.5 %.

表 1 和表 2 所示分别为不同叶尖间隙弦向分布的各压气机级堵塞边界流量与失速边界流量.

表 1 弦向间隙分布对堵塞边界影响
Table 1 Clearance distribution effect on choke boundary

进口径向间隙 高度/mm	堵塞边界流量/(kg/s)		
	出口轴向间隙高度/mm		
	0.2	0.5	1.0
0.2	1.169	1.168	1.164
0.5	1.173	1.171	1.164
1.0	1.178	1.174	1.163

表 2 弦向间隙分布对失速边界影响
Table 2 Clearance distribution effect on surge boundary

进口径向间隙 高度/mm	失速边界流量/(kg/s)		
	出口轴向间隙高度/mm		
	0.2	0.5	1.0
0.2	0.80	0.75	0.70
0.5	0.75	0.72	0.70
1.0	0.70	0.65	0.65

可以看出,各方案堵塞边界流量差别很小,最大值仅为 0.01 kg/s. 堵塞流量值随出口轴向间隙高度的增加而减小,随进口径向间隙高度的增加而增大,1.0 mm-0.2 mm 弦向分布方案堵塞边界流量较大. 失速边界流量值随进出口间隙高度的增加均减小.

图 2 所示为 4 种典型弦向间隙分布方案的稳定工作范围,可以看出:0.2 mm-0.2 mm 流量范围最窄;1.0 mm-1.0 mm 流量范围最宽;0.2 mm-1.0 mm 与 1.0 mm-0.2 mm 流量范围居于前两者之间,1.0 mm-0.2 mm 稍宽. 由于本文各方案的间隙均较小,说明在间隙很小的情况下略微增大间隙且改变其分布规律可在一定程度上提高压气机稳定工作范围.

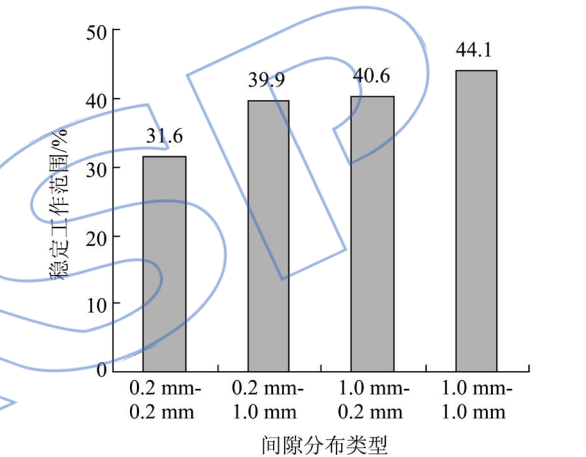


图 2 间隙弦向分布对稳定工作范围影响
Fig. 2 Clearance height distribution along chord effect on operating range

但间隙高度的增大带来了压比下降和效率损失. 图 3 为 9 个方案的压气机级在 0.85 kg/s 至堵塞点流量范围下的性能图(图中数据标记同图 1). 为清晰显示间隙弦向变化对压比和效率的影响,9 个方案的压气机级相对性能曲线(与 0.2 mm-0.2 mm 压气机级相比)如图 4 所示(图中数据标记同图 1).

弦向等叶尖间隙的情况下,0.2 mm-0.2 mm 方案压气机级总压比和总效率最高,随间隙增大,总压比和总效率均下降,这与文献[3-8]表述的趋势一致. 间隙从 0.2 mm-0.2 mm 增为 0.5 mm-0.5 mm,级总压比降低约 0.3,效率降低约 1 %;间隙从 0.5 mm-0.5 mm 增为 1.0 mm-1.0 mm,压比进一步降低约 0.25,效率降低 6 %以上.

叶轮出口轴向间隙为相同的 0.2 mm,进口径向间隙从 0.2 mm 增大到 0.5 mm 以及从 0.5 mm

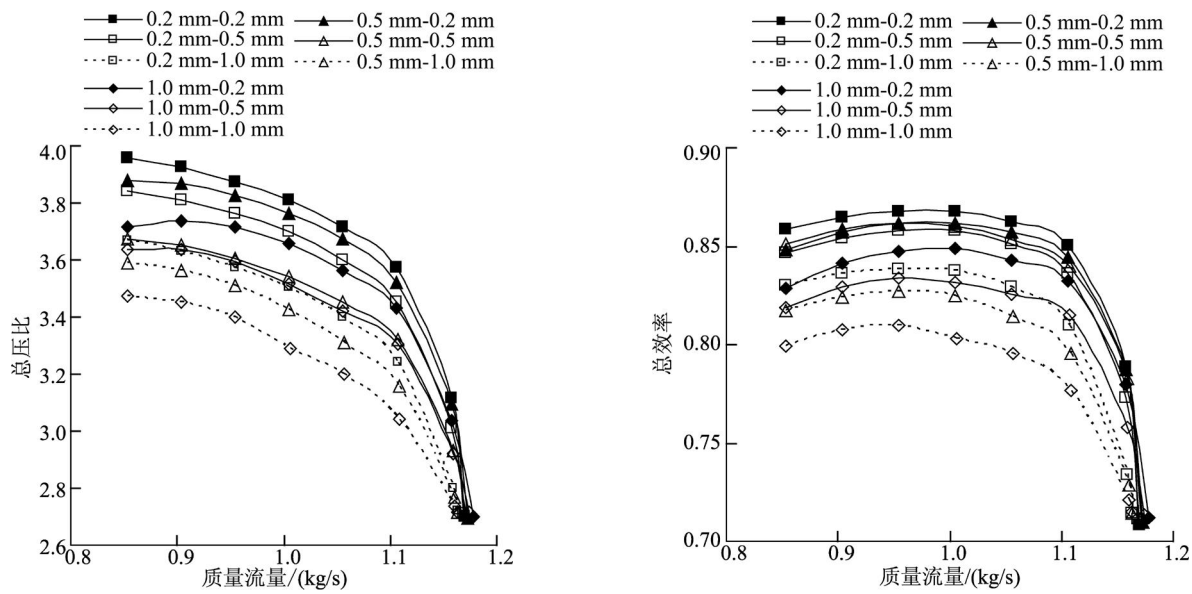


图 3 不同间隙分布压气机级性能曲线

Fig. 3 Compressor stage performance at different clearance distributions

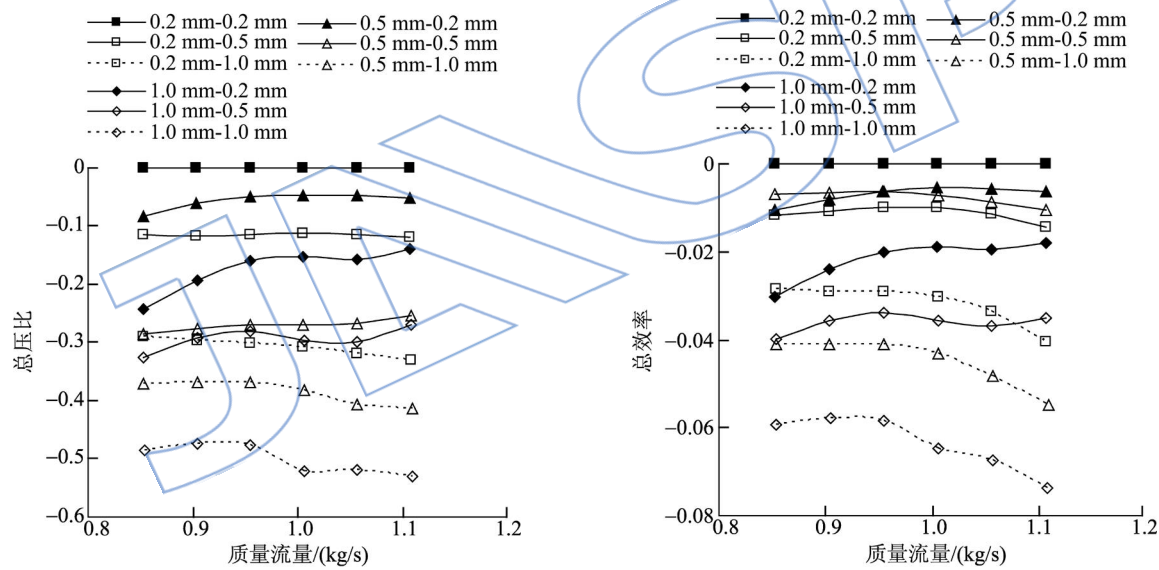


图 4 不同间隙分布压气机级相对于 0.2 mm-0.2 mm 压气机级性能下降曲线

Fig. 4 Compressor stage performance drop at different clearance distributions compared with 0.2 mm-0.2 mm compressor stage

到 1.0 mm,压比和效率大都明显下降,压比下降为 0.05~0.2,效率下降约 1%~3%;进口径向间隙 0.2 mm 不变,轴向间隙从 0.2 mm 增大到 0.5 mm 以及从 0.5 mm 到 1.0 mm,压比下降 0.1~0.3,效率下降约 1%~3%。径向和轴向间隙均为 0.5 mm 的情况较为特殊,其在某些工况下,效率略高于径向或轴向间隙稍小的非均匀分布间隙叶轮,表明间隙非均匀分布对流动场结构有明显的改变,对压气机效率和压比影响较大,进而影响内燃机油耗和排温。

从图 4 可明显看出,在 0.2 mm-1.0 mm 和 1.0 mm-0.2 mm 两种趋势相反的叶轮叶尖间隙弦向分布下,叶轮出口轴向间隙较小的压气机级压比和效率明显高于叶轮进口径向间隙较小的方案,表明在叶轮的不同弦向位置,间隙高度对压气机级做功能力和流动损失分布的影响是不同的。

图 5 所示为额定工况下叶尖间隙分布为 0.2 mm-1.0 mm 和 1.0 mm-0.2 mm 的两个压气机级与 0.2 mm-0.2 mm 叶尖间隙压气机级对应位置的 S_3 截面相对性能图。图中横坐标为弦长,

主叶片前缘弦长为0%,弦长100%处为叶轮出口,弦长200%处为无叶扩压器出口,即弦长100%~200%为扩压器段。纵坐标为相对于0.2 mm-0.2 mm的均匀叶尖间隙压气机级的各 S_3 截面平均压比和效率之差。

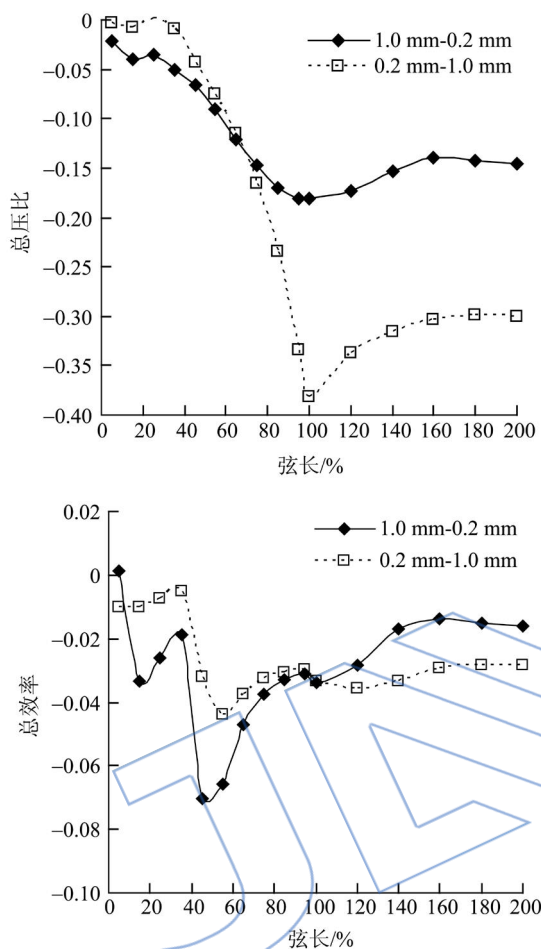


图5 0.2 mm-1.0 mm及1.0 mm-0.2 mm
压气机级 S_3 截面相对性能

Fig. 5 Relative performance drop on S_3 sections of
0.2 mm-1.0 mm and 1.0 mm-0.2 mm
compressor stages

从图5可看出从主叶片前缘至70%弦长处,0.2 mm-1.0 mm叶轮压比高于1.0 mm-0.2 mm叶轮;在70%弦长至叶轮出口处,0.2 mm-1.0 mm叶轮做功能力明显下降,在叶轮出口处压比低于1.0 mm-0.2 mm叶轮约0.2;在扩压器内,0.2 mm-1.0 mm叶轮压比一直低于1.0 mm-0.2 mm叶轮约0.15。相对效率曲线图表明从压气机入口之后至叶轮出口之前各 S_3 截面,0.2 mm-1.0 mm叶轮效率一直高于1.0 mm-0.2 mm叶轮,在约42%弦长处,效率差近3%;在50%弦长后的叶轮通道,1.0 mm-0.2 mm叶轮效率逐渐上升

并接近于0.2 mm-1.0 mm叶轮;在叶轮出口截面上,两个叶轮效率相等;在叶轮出口至140%弦长的扩压器截面,1.0 mm-0.2 mm叶轮效率高于0.2 mm-1.0 mm叶轮达2%;在扩压器后半段,两者效率差保持在1.5%。从图5可看出,对于叶尖间隙沿弦向变化的叶轮,进口径向间隙小对控制叶轮前半段通道流动有利,叶轮出口轴向间隙小对控制叶轮后通道及扩压器的流动有利,从而带来相应通道部分压比和效率的提高。

综上所述,叶片弦向非均匀间隙分布能拓展压气机失速边界,扩大内燃机稳定工作范围;1.0 mm-0.2 mm压气机效率和压比均高于0.2 mm-1.0 mm,能获得更低的燃油消耗率;如图6所示,与1.0 mm-0.2 mm压气机匹配的V10发动机,相对于0.2 mm-1.0 mm,其燃油消耗率约低1 g/(kW·h)。故1.0 mm-0.2 mm是较为理想的间隙分布规律。

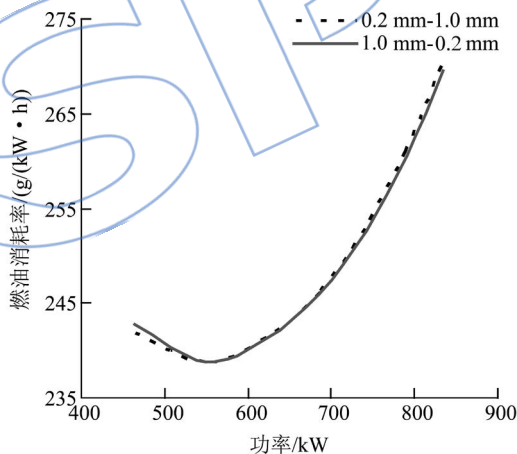


图6 匹配内燃机燃油消耗率

Fig. 6 Brake specific fuel consumption (BSFC) of
the matched internal engine

3.2 流道内涡量和熵增分析

压气机叶尖间隙弦向非均匀分布改变了内部流场涡的分布。图7为额定工况下叶尖间隙弦向分布为0.2 mm-0.2 mm,0.2 mm-1.0 mm和1.0 mm-0.2 mm的3个压气机级 S_3 截面叶片通道内的涡量分布(图上大写PS,SS表示主叶片的压力面和吸力面,小写ps和ss为分流叶片的压力面和吸力面)。如图所示,间隙弦向分布0.2 mm-0.2 mm方案因其进/出口间隙均较小,各 S_3 截面涡量值均低于另两个方案。在40%弦长 S_3 截面,1.0 mm-0.2 mm压气机级在主叶片吸力面侧机匣附近存在一高涡量区,明显强于0.2 mm-

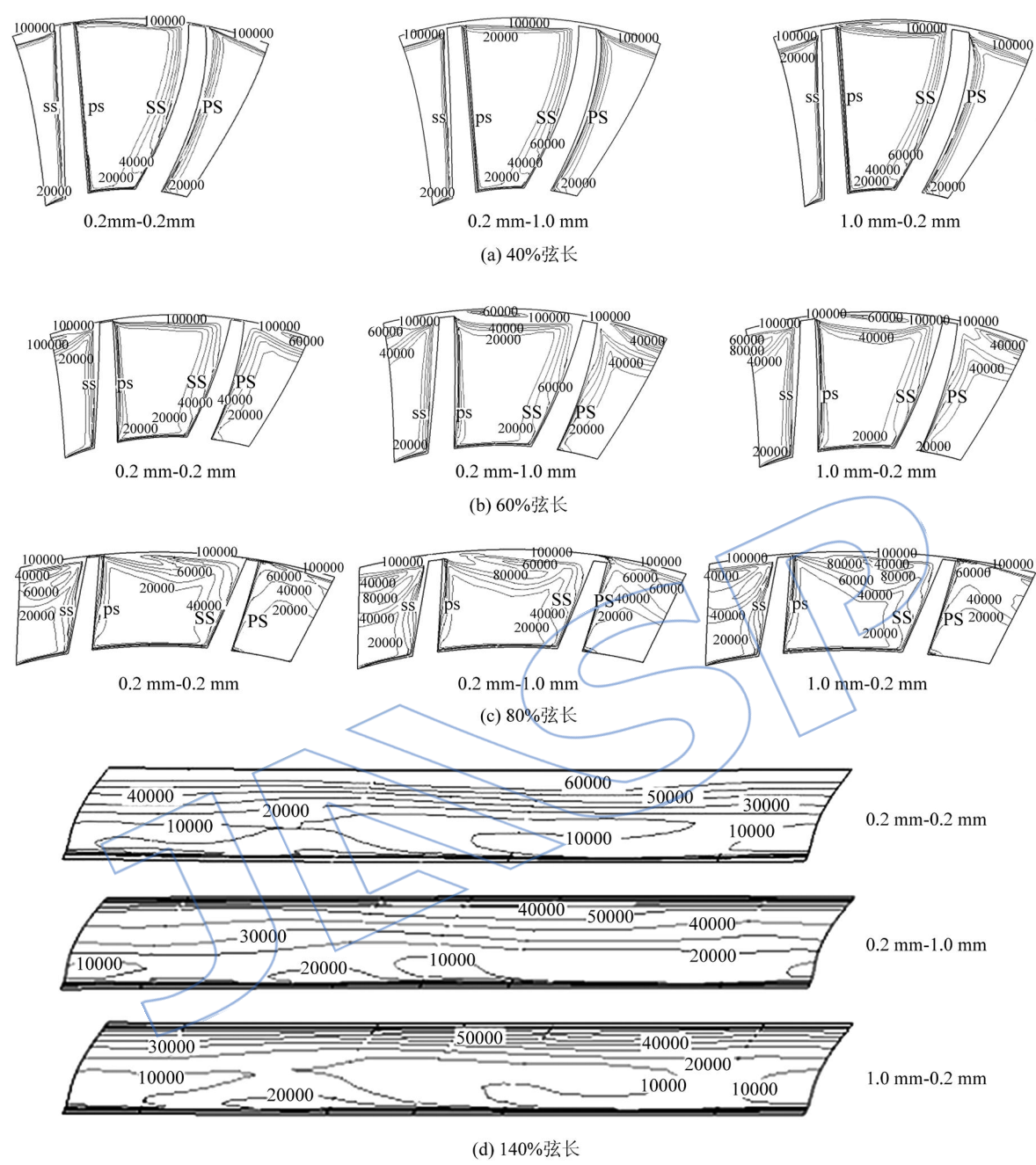


图 7 S_3 截面涡量云图 (单位: s^{-1})

Fig. 7 Vorticity magnitude contour on S_3 sections (unit: s^{-1})

1.0 mm 方案. 在 60 % 弦长 S_3 截面, 1.0 mm-0.2 mm 压气机级在主叶片和分流叶片吸力面侧机匣附近的高涡量区与 0.2 mm-1.0 mm 方案大致相当, 原因在于较大的进口间隙导致前缘间隙涡较强, 其影响一直到达 60 % 弦长截面. 在 80 % 弦长 S_3 截面, 0.2 mm-1.0 mm 方案在机匣附近 80 000 s^{-1} 以上的高涡量区域大于 1.0 mm-0.2 mm 压气机级, 轮盘附近 20 000 s^{-1} 以下的低涡量区域小于 1.0 mm-0.2 mm 压气机级, 0.2 mm-1.0 mm 压气

机级在叶轮出口较高的涡量将在扩压器内掺混和耗散, 增大扩压器流动损失. 0.2 mm-1.0 mm 压气机级在 140 % 弦长的扩压器 S_3 截面上, 沿周向涡量分布趋于均匀, 0.2 mm-1.0 mm 压气机级涡量 30 000 s^{-1} 以上的高涡量区域明显大于 1.0 mm-0.2 mm 压气机级.

图 8 为额定工况下叶尖间隙弦向分布为 0.2 mm-0.2 mm, 0.2 mm-1.0 mm 和 1.0 mm-0.2 mm 的 3 个压气机级 S_3 截面叶片通道内的熵

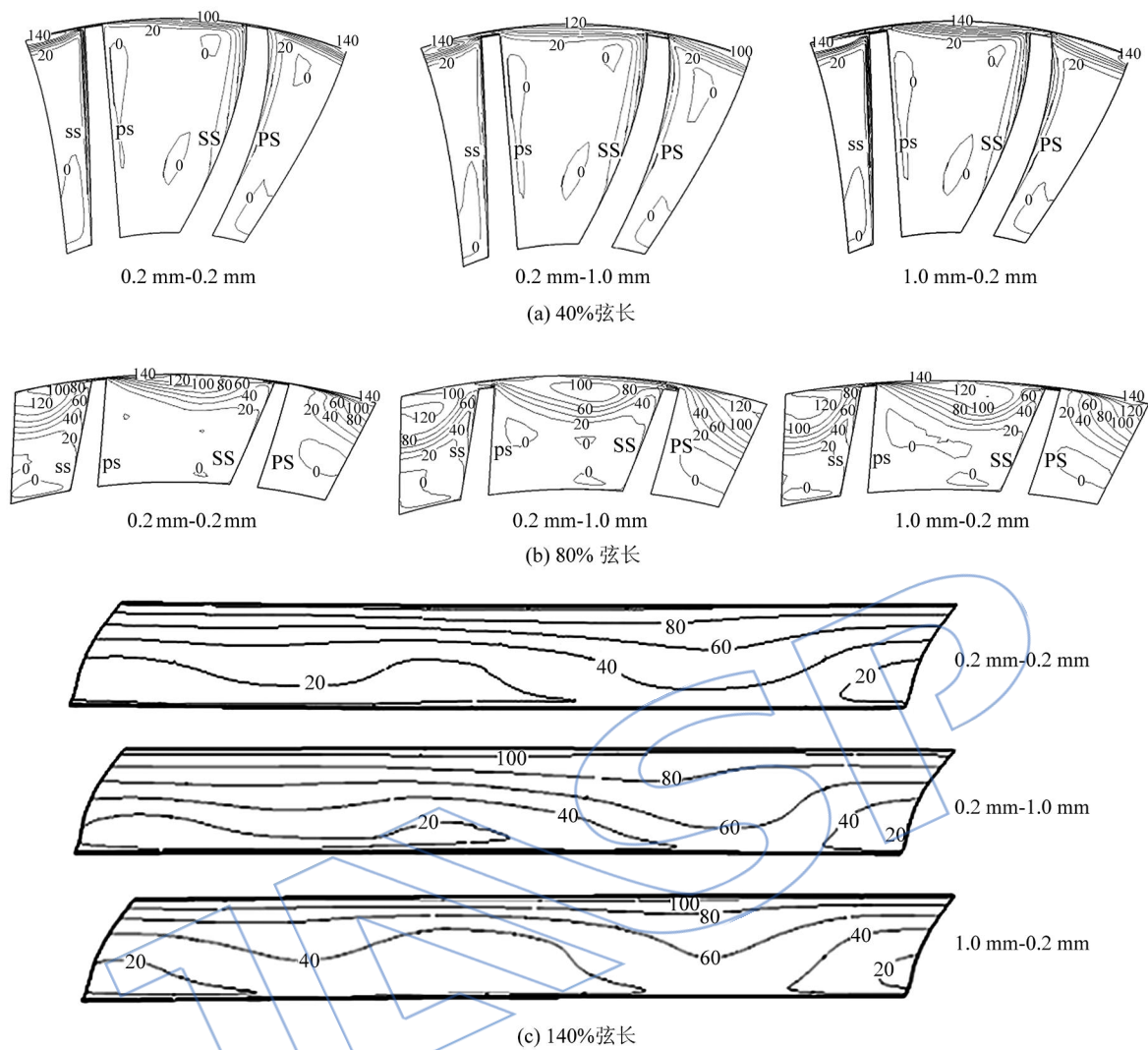


图 8 S_3 截面熵增云图 (单位: $J/(kg \cdot K)$)

Fig.8 Entropy contour on S_3 sections (unit: $J/(kg \cdot K)$)

增分布.各 S_3 截面高熵增区域与图 5 中高涡量区基本一致,具体说明三点:①. 2 mm-0. 2 mm 压气机级泄漏涡最小,高涡量区集中在机匣附面层区,图 6 中高熵增区域亦对应于此处. ②. 2 mm-1. 0 mm 和 1. 0 mm-0. 2 mm 压气机级高熵增区域位于机匣附近,与涡量分布趋势相同;在 80 %弦长 S_3 截面,1. 0 mm-0. 2 mm 高涡量区小于 0. 2 mm-1. 0 mm 压气机级,而熵增大于后者,原因在于前缘泄漏涡在此区与机匣附面层相互作用导致涡量值减少,损失增加;这是图 5 中 1. 0 mm-0. 2 mm 效率在叶轮内部低于 0. 2 mm-1. 0 mm 压气机级,在扩压段才高于后者的主要原因. ③在叶轮出口、扩压器内及扩压器出口,高熵增区对应于高涡量区,从轮毂到机匣熵增和涡量是增大的,周向两者分布较均匀.

4 结 论

1) 不同弦向间隙分布方案堵塞边界流量相差较小;失速边界流量值随进出口间隙高度的增加略微减小. 0. 2 mm-0. 2 mm 方案流量范围窄,1. 0 mm-1. 0 mm 方案流量范围宽,0. 2 mm-1. 0 mm 与 1. 0 mm-0. 2 mm 方案流量范围居于前两者之间,而 1. 0 mm-0. 2 mm 方案流量范围略大.

2) 在额定工况,从主叶片前缘至 70 %弦长处,0. 2 mm-1. 0 mm 叶轮压比高于 1. 0 mm-0. 2 mm 叶轮;在 70 %弦长至扩压器出口,前者叶轮压比低于后者. 从压气机入口之后至叶轮出口之前各 S_3 截面,前者效率一直高于后者;在叶轮出口截面上,两者效率相等;在叶轮出口至扩压器出口,前者效率低于后者. 对于叶尖间隙沿弦向变

化的叶轮,进口径向间隙小对控制叶轮前半段通道流动有利,叶轮出口轴向间隙小对控制叶轮后通道及扩压器的流动有利,从而带来相应通道部分压比和效率的提高,涡量场和熵增场的分析亦证明了这点。

3) 文中9个方案的计算结果表明,叶片弦向非均匀间隙分布能拓展压气机失速边界,扩大内燃机稳定工作范围;1.0 mm-0.2 mm 压气机效率和压比均高于0.2 mm-1.0 mm,燃油消耗率低约1 g/(kW·h),是较为理想的间隙分布规律。在具体设计中要考虑气动性能,生产和运行等多方面的要求,正确选择叶尖间隙,实现高压比增压器与内燃机匹配性能最佳。

参考文献:

- [1] 陈炳贻. 利用涡轮增压技术提高航空发动机性能[J]. 航空科学技术, 1998, (3): 13-15.
CHEN Bingyi. Improvement of the properties of aero-engine by turbocompressor[J]. Aeronautical Science and Technology, 1998, (3): 13-15. (in Chinese)
- [2] XU Jianzhong, WU Yulin, ZHANG Yangjun, et al. Fluid machinery and fluid mechanics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008: 227-233.
- [3] Senoo Y, Ishida M. Deterioration of compressor performance due to tip clearance of centrifugal impellers[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(1): 55-61.
- [4] Schleer M. Flow structure and stability of a turbocharger centrifugal compressor [D]. Zürich, Switzerland: Swiss Federal Institute of Technology Zürich, 2006.
- [5] Klassen H A, Wood J R, Schumann L F. Experimental performance of a 13.65-centimetre-tip-diameter tandem-bladed sweptback centrifugal compressor designed for a pressure ratio of 6[R]. NASA Technical Paper 1091, 1977.
- [6] Mashimo T, Watanabe I, Ariga I. Effects of fluid leakage on performance of a centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Power, 1979, 101(2): 337-342.
- [7] 杨策, 王航. 小流量离心压气机的设计与流场计算[J]. 内燃机学报, 2003, 21(3): 272-276.
YANG Ce, WANG Hang. Design and numerical investigation on a small mass flow rate centrifugal compressor[J]. Transactions of Csice, 2003, 21(3): 272-276. (in Chinese)
- [8] Schumann L F, Clark D A, Wood J R. Effect of area ratio on the performance of a 5.5:1 pressure ratio centrifugal impeller[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(1): 10-19.
- [9] Backman J L H, Reunanen A. Effects of impeller tip clearance on centrifugal compressor efficiency[R]. ASME Paper GT2007-28200, 2007.
- [10] Weiß C, Grates D R. Numerical investigation of the influence of the tip clearance on wake formation inside a radial impeller[R]. ASME Paper GT2003-38279, 2003.
- [11] 郭宫达, 张杨军, 郑新前, 等. 跨声速离心压气机叶尖区旋涡流动特征探讨[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2008, 48(11): 1804-1808.
GUO Gongda, ZHANG Yangjun, ZHENG Xinqian, et al. Transonic centrifugal compressor blade tip region vortex flow character discussion[J]. J. Tsinghua Univ. (Sci. & Tech.), 2008, 48(11): 1804-1808. (in Chinese)
- [12] 郑新前, 张杨军, 郭宫达, 等. 车用跨声速离心压气机设计[J]. 航空动力学报, 2008, 23(10): 1903-1907.
ZHENG Xinqian, ZHANG Yangjun, GUO Gongda, et al. Design of transonic centrifugal compressor for vehicle[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(10): 1903-1907. (in Chinese)