

文章编号: 1000-8055(2023)03-0665-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220412

叶顶间隙和减振阻尼台对多级轴流压气机性能影响的数值模拟

陈 燕^{1,2}, 滕 鑫¹, 楚武利^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 西北工业大学 陕西省航空动力系统热科学重点实验室, 西安 710072)

摘 要: 以某多级轴流压气机为研究对象, 采用数值模拟的方法研究了叶顶间隙和减振阻尼台对压气机气动性能的影响。研究揭示了叶顶间隙变化对叶顶泄漏流动的影响规律, 分析了各级转子叶顶间隙变化对多级轴流压气机性能影响的相对大小。研究发现针对所研究的多级轴流压气机, 第 5 级转子叶顶间隙的变化对压气机性能的影响幅度最大, 当叶顶间隙从 0.390 mm 增加到 1.007 mm 时, 级效率下降了 1.72%; 而其他级的效率下降幅度较少, 最大降幅不超过 0.6%。此外, 研究了第 1 级及第 5 级转子叶片阻尼台对多级压气机性能影响, 分析了阻尼台对流场结构及流通能力的影响, 揭示了阻尼台影响性能的机理。研究结果表明, 当存在阻尼台时, 多级轴流压气机的峰值效率、峰值压比以及堵塞质量流量都会下降, 其中峰值效率下降了 1.6%, 峰值压比下降了 1.2%, 堵塞质量流量下降了 1.2%; 尤其是第 1 级和第 5 级效率明显下降, 第 1 级级效率下降约 5.2%, 第 5 级级效率下降约 1.6%。在阻尼台存在的地方总压损失大, 密流值会降低, 流通能力会下降。

关 键 词: 多级轴流压气机; 叶顶间隙; 减振阻尼台; 气动性能; 流场结构

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical simulation of effect of tip clearance and vibration damper on performance of multi-stage axial flow compressor

CHEN Yan^{1,2}, TENG Xin¹, CHU Wuli^{1,2}

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shaanxi Key Laboratory of Thermal Science in Aero-engine System,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A multi-stage axial flow compressor was studied by numerical simulation to determine the effect of tip clearance and damper table on its aerodynamic performance. The influence principle of tip clearance change on tip leakage flow was revealed, and the relative magnitude of the influence of rotor tip clearance change on the performance of multi-stage axial compressor was analyzed. It was found that for the studied multi-stage axial flow compressors, the change of the tip clearance of the fifth stage rotor had the largest impact on the compressor performance. Stage efficiency decreased by 1.72% when the tip clearance increased from 0.390 mm to 1.007 mm. There was a maximum reduction of 0.6% in other stages. Furthermore, the first-stage and fifth-stage rotor blade damper tables were investigated for their effects on compressor performance. The influence of the damper table on the flow field structure and flow capacity was analyzed, and the mechanism of the damper table affecting the performance was revealed. The results

收稿日期: 2022-06-09

基金项目: 国家自然科学基金(52076179)

作者简介: 陈燕(1975—), 女, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机空气系统和旋转盘腔中的流动换热研究。

引用格式: 陈燕, 滕鑫, 楚武利. 叶顶间隙和减振阻尼台对多级轴流压气机性能影响的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 665-673. CHEN Yan, TENG Xin, CHU Wuli. Numerical simulation of effect of tip clearance and vibration damper on performance of multi-stage axial flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 665-673.

showed that when there was the damping table, the peak efficiency, peak pressure ratio and choke flow rate of multi-stage axial flow compressor decreased; as the peak efficiency decreased by 1.6%, the peak pressure ratio decreased by 1.2%, and the choke flow decreased by 1.2%. Especially, the efficiency of the first and fifth staged decreased obviously, the efficiency of the first stage decreased by about 5.2%, and that of the fifth stage decreased by about 1.6%. As a result of the damping table, the pressure loss was caused, the density flow and flow capacity decreased.

Keywords: multi-stage axial flow compressor; tip clearance; vibration damper; aerodynamic performance; flow field structure

由于在叶片的吸力面和压力面存在压差, 转子叶顶会诱导产生叶顶泄漏流, 叶顶泄漏流会对多级轴流压气机的性能产生重要的影响。研究发现叶顶间隙的增大会导致压气机效率、压比、质量流量(下文简称流量)下降, 由叶顶泄漏流产生的损失约占总损失的 $1/3$ ^[1]。Inoue 等^[2]给出了关于叶顶泄漏流非定常性的解释, 叶顶泄漏流在叶片前缘处有突升并在沿流线方向不断增加, 在小间隙时, 在叶片前缘处存在较强的叶顶泄漏射流, 当叶尖间隙增大时, 叶顶泄漏射流沿流向逐步朝下游移动。Suder 等^[3]发现在激波和叶顶泄漏流的交汇处存在低能流动堵塞区, 当接近失速边界时, 该叶片通道的堵塞区不断变大, 并最终诱发转子进入失速状态。Yamada 等^[4]研究发现叶顶泄漏流的破碎不仅会导致叶顶堵塞区域变大, 而且会增强叶顶泄漏流和叶片压力面之间的旋转扰动, 并且会控制失速过程。Tan 等^[5]发现当某四级低转速压气机转子叶顶间隙大小从 1.38% 到 2.8% 弦长变化时, 压气机的峰值效率会下降 1.5%, 峰值压比会下降 9.7%, 流量范围会降低 11%。还有一些学者关注了轴流压气机转子叶顶间隙泄漏流动结构及其对性能的影响^[6-8]。

对叶顶间隙影响压气机性能的研究相对较多, 但目前针对叶顶间隙影响多级压气机性能的相关研究则相对较少。在多级压气机中, 叶顶间隙的变化是如何影响压气机整机性能的物理规律和流动机制, 哪一级转子叶顶间隙的变化对压气机性能影响比较敏感等问题, 这些至今也没有统一的定论。因此本文以真实运用的某五级轴流压气机为研究对象, 针对每级转子叶顶间隙变化, 探讨了叶顶间隙变化对整机性能的影响, 且定量分析了每级性能变化占总性能变化的比例, 并探索了相关的流动机理。

此外, 叶片振动对航空发动机的安全运行有重要影响, 特别对于多级轴流压气机的前面级,

叶片相对较长, 振动对安全性的影响尤为突出^[9]。工程上为了减少叶片的振动, 一般在多级轴流压气机第 1 级转子上安装减振阻尼台, 以起到减振的作用。目前关于减振阻尼台的研究集中在阻尼台减振效果以及阻尼台具体结构的研究, 既有在涡轮上针对阻尼台的研究工作^[10-15], 也有在压气机上关于阻尼台对振动及性能的影响^[16-20]。总体而言, 关于阻尼台对压气机气动性能影响的相关研究很少, 国内苏中亮等^[19]通过对某双级跨声速风扇在带阻尼台和无阻尼台情况下的内部流场进行数值仿真, 发现阻尼台的引入不仅带来了额外的损失, 使得风扇的压比和效率有所下降, 而且对风扇的稳定性也有一定影响。杨薇^[20]以某台高负荷、高转速的单级跨声速轴流压气机为研究对象, 对有无阻尼台分别进行了数值模拟, 指出阻尼台的存在降低了该压气机的性能, 流场分析显示阻尼台增大了动叶中部通道及静叶靠近机匣区域的流动损失。

但目前关于减振阻尼台对多级压气机气动性能影响的研究相对很少, 多级环境下阻尼台影响压气机性能的机理需要进一步探索。因此本文除了研究叶顶间隙变化对多级轴流压气机气动性能的影响外, 还针对减振阻尼台对多级轴流压气机气动性能的影响进行研究, 研究主要包括减振阻尼台对气动性能的影响及影响的物理机制。之所以选择同时研究叶顶间隙及阻尼台的对压气机性能的影响, 是为工程上提高该压气机性能提供一个选择依据。

1 研究对象及数值方法

研究对象为实际应用的航空发动机的五级轴流低压压气机, 如图 1 所示, 图中 R 表示转子, S 表示静子, IGV 表示进口导叶。进口轮毂比为 0.30, 小间隙情况下, 第 1 级转子间隙与叶高之比为 0.30%。该压气机数值计算模型包括进口整流

锥、进口导叶、转子叶片、静子叶片,其中 R1(第 1 级转子)和 R5(第 5 级转子)的叶中位置带有减振阻尼台。该五级压气机设计转速为 8 000 r/min,表 1 是该压气机的相关设计参数。

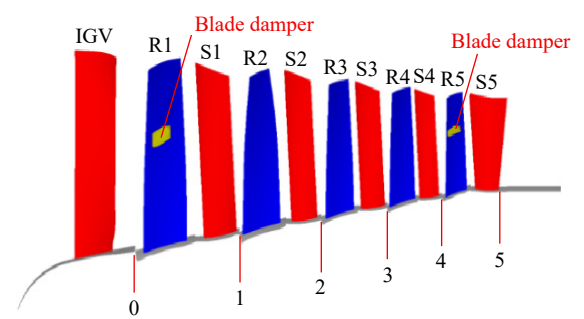


图 1 多级压气机结构示意图
Fig. 1 Schematic diagram of multi-stage compressor structure

表 1 压气机的相关设计参数	
Table 1 Relevant design parameters of compressor	
参数	数值
设计转速/(r/min)	8 000
总压比	2.95
第 1 级压比	1.29
第 2 级压比	1.30
第 3 级压比	1.21
第 4 级压比	1.22
第 5 级压比	1.20
R1 进口马赫数	1.20
R1 轮毂比	0.30

数值计算使用的是 NUMECA 软件中的 FINE/TURBO 模块,采用有限体积法中心差分格式求解相对坐标系下的三维雷诺时均 N-S (Navier-Stokes)方程。叶片通道网格拓扑为 O-4H,叶片周围为 O 型网格结构,H 型网格环顾四周。网格总数约为 560 万,由于第 1 级和第 5 级带阻尼台,进行了局部加密,第 1 级转子网格数约为 106 万,第 5 级转子网格数约 82 万,而其他单排的网格数基本在 40 万~50 万。560 万的网格经过网格无关性验证,当网格数量增加到 700 万网格和 900 万网格时,其性能曲线与 560 万网格时几近一致,故考虑到计算量,选择 560 万网格。所有网格在近壁面处进行加密处理,第 1 层网格距离壁面为 0.005 mm,最大 $y^+<5$ 。图 2 是计算域的叶片网格拓扑结构,由于 R1 和 R5 在叶中上位置存在阻尼台,绕阻尼台处网格被加密。计算过程中,时间离散采用显式 4 阶 Runge-Kuta 法进行定常求解,

空间离散格式采用基于通量差分离散格式的 2 阶迎风格式,并通过采用多重网格法、局部时间步长和残差光顺等措施加速收敛,湍流模型为 Spalart-Allmaras。数值模拟边界条件是与实验边界条件一致的,进气为标准状况:给定总压为 1 个标准大气压(101.325 kPa),总温为 288 K,以及轴向进气,出口给定平均静压,固体壁面设为绝热无滑移边界条件,转静交界面采用混合界面,这样可以确保转静子之间流量、动量以及能量信息的精确传递。

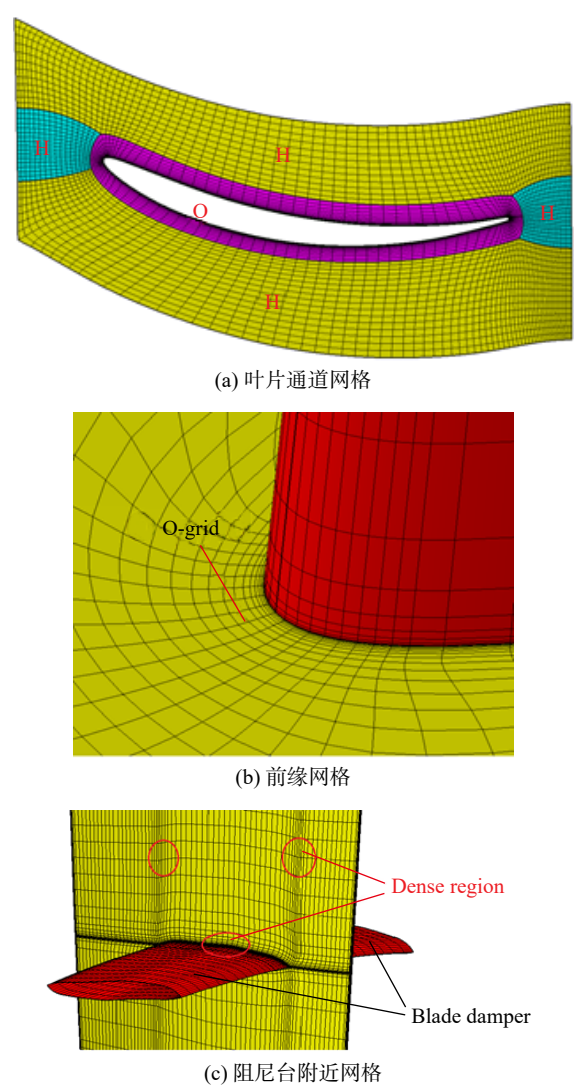


图 2 叶片网格拓扑结构
Fig. 2 Blade grid topology structure

为了验证上述数值方法的准确性,在设计转速 8 000 r/min 下进行数值计算,并将数值计算结果与实验的性能结果(实验结果已经换算为标准进气条件的结果)进行比较。图 3 给出了效率-流量和压比-流量比较图,图中压比利用最大压比进行

无量纲化,流量也相应利用最大流量进行无量纲化。图 3 的结果显示数值计算的值几乎都落在实验的误差带内,数值计算结果与实验结果吻合较好,因此可以用此数值计算方法来开展相关研究。

考虑实际加工限制,实际间隙给出了一个范

围,所以有最大间隙和最小间隙,实际加工出来的叶片间隙在所给的范围内为合格。本文研究叶顶间隙变化对多级压气机性能的影响,相对叶顶间隙(间隙与叶高的比值)及绝对叶顶间隙数值的变化方案如表 2。

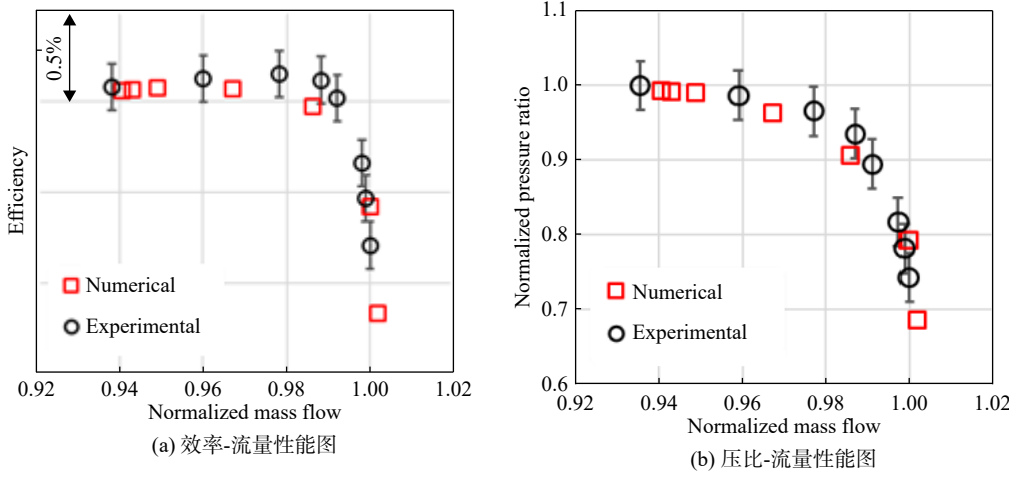


图 3 数值模拟与实验性能曲线比较
Fig. 3 Comparison of numerical simulation and experimental performance curves

表 2 不同方案下各级转子相对和绝对叶顶间隙数值
Table 2 Values of absolute and relative rotor tip clearances at all stages under different schemes

转子级数	叶顶间隙最小值		叶顶间隙最大值		叶顶间隙中间值	
	相对值/%	绝对值/mm	相对值/%	绝对值/mm	相对值/%	绝对值/mm
第 1 级	0.30	0.846	0.45	1.292	0.39	1.092
第 2 级	0.42	0.996	0.63	1.492	0.54	1.292
第 3 级	0.40	0.778	0.70	1.374	0.60	1.174
第 4 级	0.48	0.826	0.87	1.510	0.75	1.310
第 5 级	0.26	0.390	0.79	1.207	0.66	1.007

2 结果分析

2.1 叶尖间隙变化对压气机性能的影响

对最小间隙方案(记为 min)、最大间隙方案(记为 max)以及中间间隙方案(记为 mid)进行三维数值模拟,并给出转子叶顶间隙变化后相应的性能曲线,如图 4 所示。图 4 中流量、总压比及效率均用对应的最大值进行了无量纲化。由五级轴流压气机特性线图 4 可以看出,随着转子叶顶间隙的增大,该五级压气机的效率、压比以及堵塞流量都呈现降低趋势。最小间隙方案与最大间隙方案之间的性能存在较大差异,相比于最小间隙方案,最大间隙方案使得压气机峰值效率降低了 0.69%,最大压比降低了 1.11%,堵塞流量降低

了 0.22%。
为分析哪一级转子对叶顶间隙的变化最为敏感,图 5 给出了最小间隙方案和最大间隙方案下五级轴流压气机各级的效率,可以发现当叶顶间隙增大时,前三级的效率下降幅度较少,分别下降了 0.12%、0.14% 和 0.26%,第 4 级效率下降 0.57%,第 5 级的效率下降幅度最大,效率下降了 1.72%。由此可以得出结论,叶顶间隙的增大会导致多级压气机的第 5 级效率明显减小,第 5 级是整个五级压气机效率降低的主要影响级。
为揭示叶顶间隙变化对多级轴流压气机气动性能影响的物理机制,图 6 给出了最小间隙方案和最大间隙方案的叶顶泄漏流线分布对比。分析

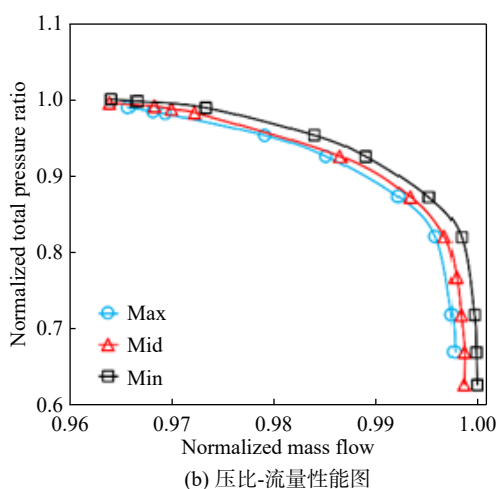
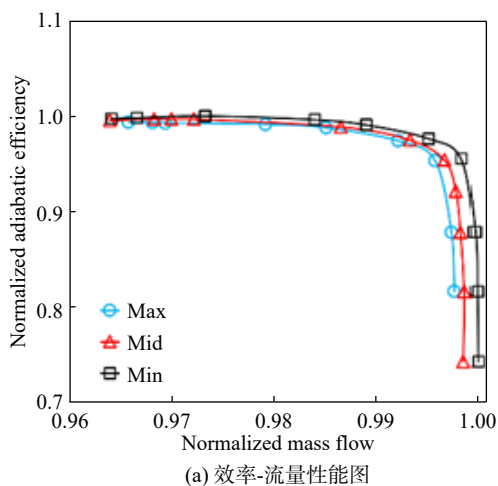
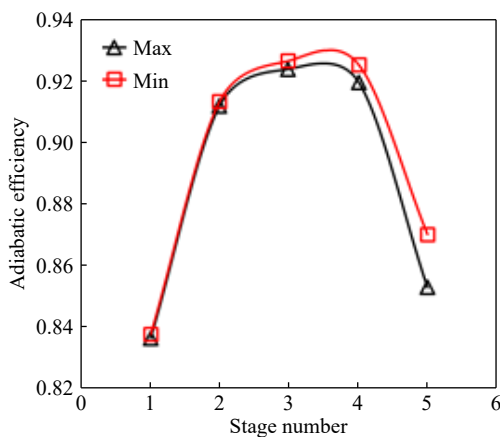


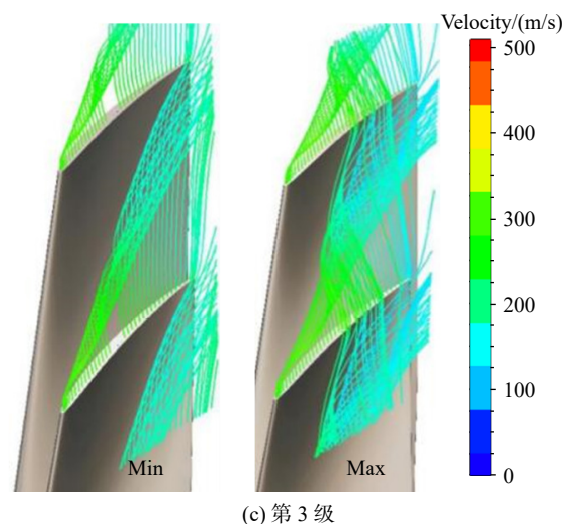
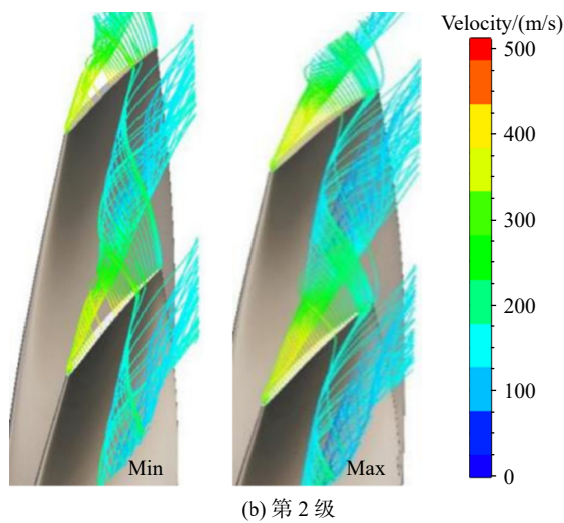
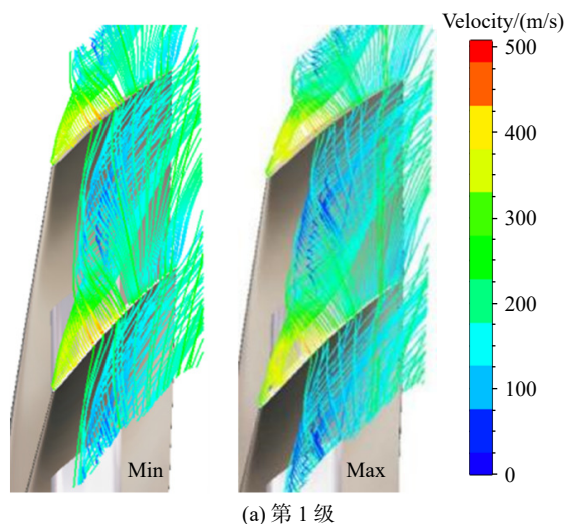
图4 不同叶顶间隙方案的性能曲线对比

Fig. 4 Comparison of performance curves of different tip clearance schemes

图5 最小间隙方案和最大间隙方案下各级效率对比
Fig. 5 Comparison of each stage efficiency between the minimum tip scheme and the maximum tip scheme

结果显示,相比于最小间隙方案,当叶顶间隙变大时,第3级(R3)和第5级(R5)的叶顶间隙泄漏流发生了显著的变化。在最小叶顶间隙方案下,叶顶泄漏流从一个通道进入另一个通道并顺沿着

该通道流到下一级,但当叶顶间隙增大时,第3级转子和第5级转子的叶尖泄漏流从一个流道流到下一个通道的过程中,会有部分泄漏流继续流到下一个通道,产生二次泄漏流,这些泄漏流与主流掺混在叶顶通道中形成低速区。



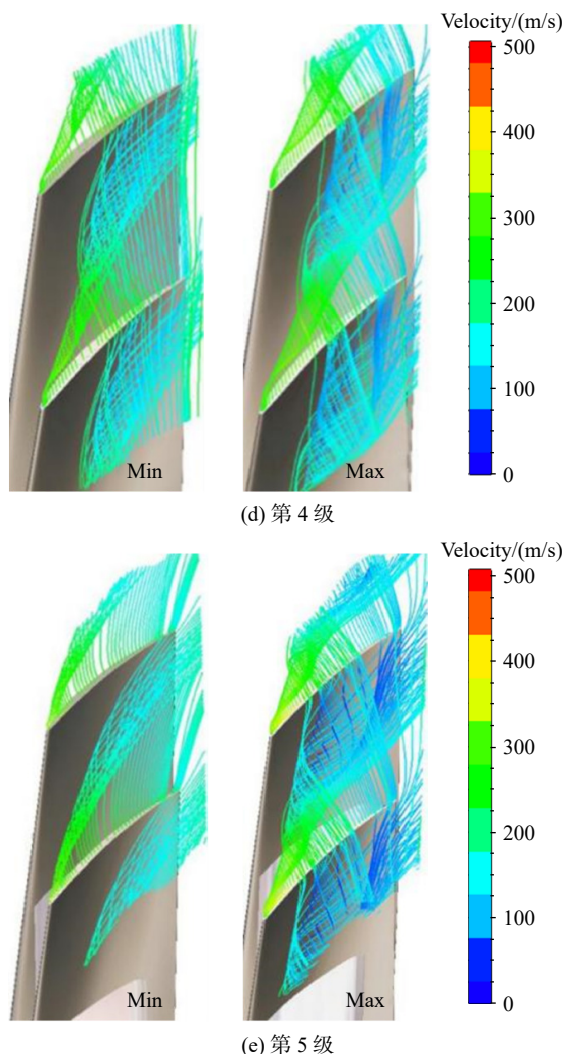


图 6 最小间隙方案和最大间隙方案的叶顶泄漏流线分布对比

Fig. 6 Comparison of tip leakage flow line distribution between the minimum tip scheme and the maximum tip scheme

图 7 为峰值效率工况下, 99% 叶高截面的相对马赫数云图对比。由图可见, 在第 3 级转子和第 5 级转子的通道内, 最大间隙方案和最小间隙方案的相对马赫数云图差异较大, 第 3 级转子和第 5 级转子通道中的低速流动区域较大, 其中第 5 级转子通道内的流场变化最为显著。这是因为多级压气机后面级的气流总压较大, 叶片高度更短, 因此间隙的变化将会使得间隙高度与叶片高度的比值发生较大变化, 即叶顶流场对叶顶间隙的变化较为敏感。由此可以得出结论, 在该多级轴流压气机中, 第 5 级转子对叶顶间隙的变化最为敏感, 叶顶间隙的增大使得通道内低速区域迅速增大, 恶化了通道内的流动状况而使得流动损失增加, 并使得多级压气机的气动稳定性降低。

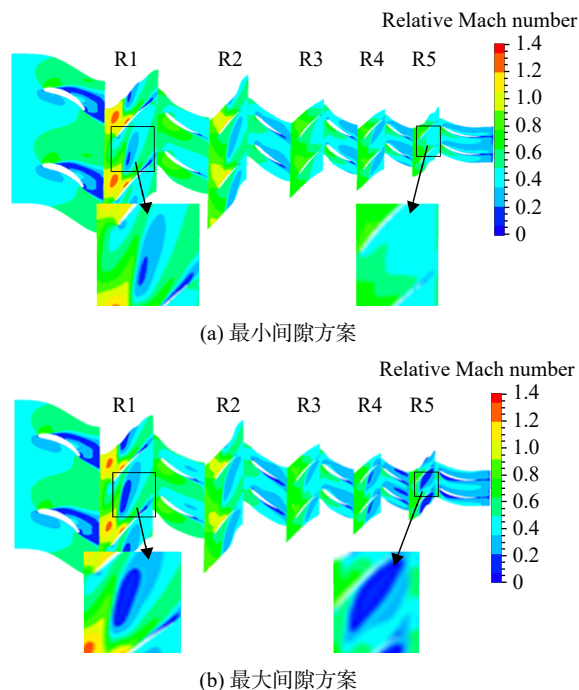


图 7 最小间隙方案和最大间隙方案的相对马赫数云图对比
Fig. 7 Comparison of relative Mach number contour between the minimum tip scheme and the maximum tip scheme

2.2 减振阻尼台对压气机性能的影响

原型压气机在设计时叶片上不存在减振阻尼台, 但在后续使用中发现第 1 级转子和第 5 级转子的振动幅度略大, 这会增加压气机工作的危险性, 因此在第 1 级转子和第 5 级转子的叶中上部安装了减振阻尼台。为探究减振阻尼台对多级压气机气动性能的影响, 对原型压气机和带阻尼台的压气机进行了数值模拟计算。多级轴流压气机带阻尼台 (记为 damper) 及无阻尼台 (记为 no damper) 的性能曲线如图 8 所示, 图中压气机的流量、总压比和效率均用对应的最大值进行无量纲化。从图 8 中看出, 当存在阻尼台时, 峰值效率、峰值压比以及堵塞流量都会下降, 其中峰值效率下降了 1.6%, 峰值压比下降了 1.2%, 堵塞流量下降了 1.2%, 整体性能明显下降, 由此可见阻尼台的存在使得压气机的气动性能下降。

图 9 给出了在峰值效率点原型和带阻尼台的多级压气机的单转子效率和各级效率比较图。所谓单转子效率是仅考虑转子叶片的效率, 没有考虑静叶中的损失, 由图可见单转子效率为 96% 左右, 高于级效率。如图 9 所示, 当在第 1 级和第 5 级转子叶中存在阻尼台时, 第 1 级和第 5 级效率明显下降, 第 1 级级效率下降约为 5.2%, 第 5 级级效率下降约为 1.6%, 而中间无阻尼台的第 3 级效率几乎不变, 这表明了阻尼台的存在会导致级

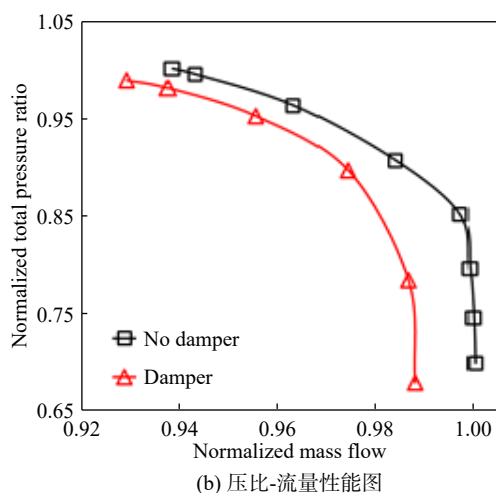
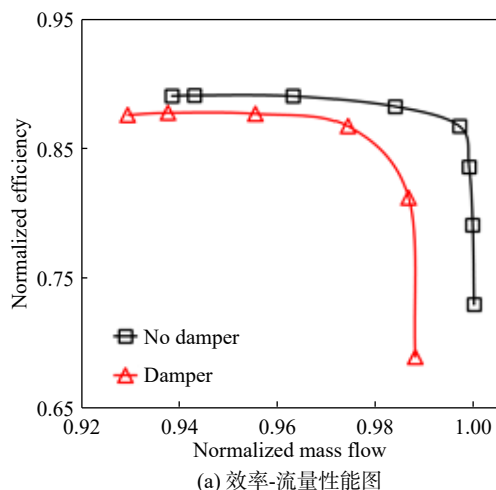


图8 阻尼台对多级压气机性能曲线的影响

Fig. 8 Influence of damper on performance curve of multi-stage compressor

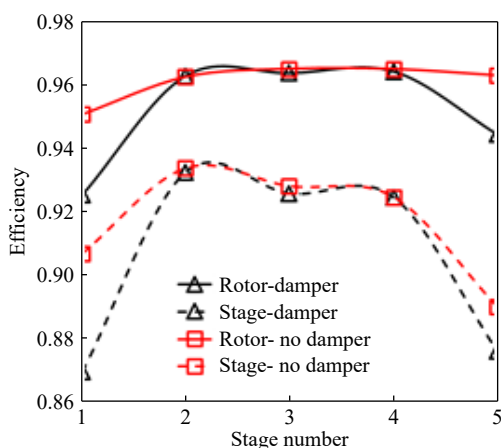


图9 阻尼台对多级压气机的单转子效率和各级效率的影响

Fig. 9 Effect of damper on single rotor efficiency and each stage efficiency of multi-stage compressor

效率的下降, 从而使得整个多级压气机峰值效率下降。

减振阻尼台会使多级压气机的气动性能显著

下降, 因此分析减振阻尼台对压气机气动性能的影响机理极为必要。阻尼台不仅对压气机总体性能产生影响, 对流场结构也有较大的影响, 图10中给出了带阻尼台及无阻尼台的第5级转子叶片表面的极限流线情况。可以看到由于阻尼台的存在, 在阻尼台附近的流场显得混乱, 并且形成了涡流, 这部分涡流的产生影响了流道的实际流通面积, 在叶片设计过程中, 叶中区域的流动理论上应该是最好的, 阻尼台的存在打乱了这部分流动, 对流动产生了不利的影响。

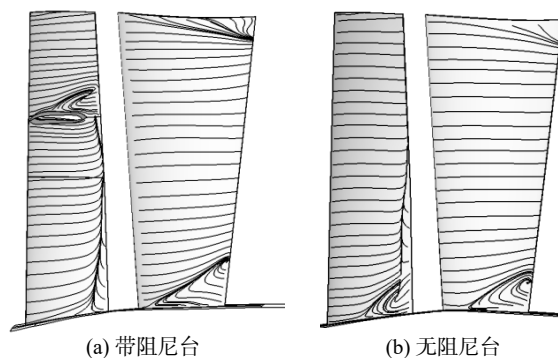


图10 阻尼台对多级压气机第5级转子叶片吸力面极限流线的影响对比

Fig. 10 Comparison of influence of damper on limiting streamline of suction surface of the fifth stage rotor blade of multi-stage compressor

图10的结果表明阻尼台的出现会使得阻尼台附近的流场出现紊乱, 而流场的紊乱必然会使得紊乱区域的流动损失发生变化。为了揭示阻尼台对流场中流动损失的影响, 图11给出了整个五级压气机的熵增分布云图, 熵增分布云图可以显示损失增大情况, 图上显示了在峰值效率点下, 原型和带阻尼台的压气机周向平均后的熵增分布云图。从图11中可以看到, 在第1级转子阻尼台尾部出现了小区域的高熵增值区, 在第5级转子阻尼台处出现了大范围的高熵增区, 且高熵增区域一直延伸至出口。因此进一步证明了阻尼台的存在会导致压气机内部流动损失增加, 从而降低了压气机效率。

由于第1级转子和第5级转子效率的降低是使得整个多级压气机效率下降的本质原因, 下面具体分析阻尼台的存在是如何影响内部流场的流动特征。图12给出了峰值效率点第1级和第5级出口截面周向平均后的总压沿叶高方向的分布。从第1级出口总压分布比较图可以看出, 带阻尼台的压气机在第1级出口60%叶高处存在有明显的总压低谷, 而无阻尼台的第1级出口则没有

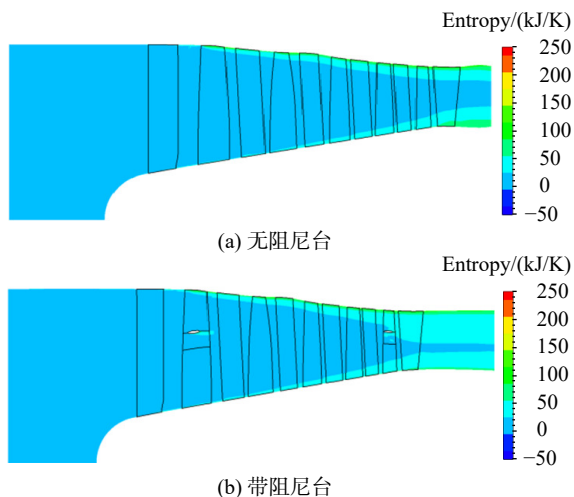


图 11 五级压气机的熵增分布云图

Fig. 11 Contour of entropy generation distribution of five-stage compressor

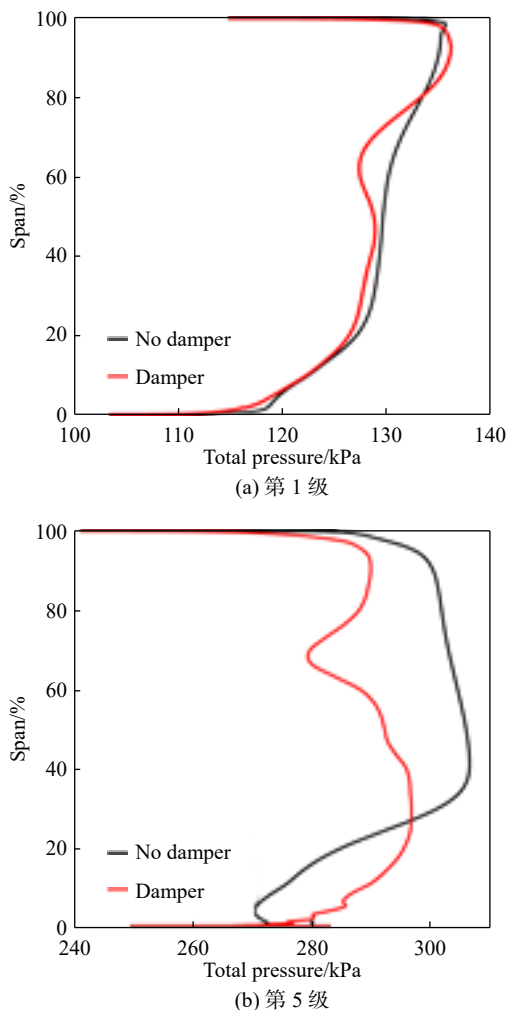


图 12 第 1 级和第 5 级出口截面周向平均后的总压沿叶高方向的分布

Fig. 12 Distribution of total pressure based on circumferential averaging at exit sections of the first and fifth stages along blade height

这一现象,而这个总压低谷处刚好是第 1 级转子阻尼台存在的位置。同样的,原型压气机在第 5 级出口 60% 叶高处存在有明显的总压低谷,与第 1 级不同的是,在 30% 叶高至叶顶整个范围内,带阻尼台的总压都要比无阻尼台的总压要低,而在 30% 叶高以下部分,总压则要比无阻尼台的要高,但是在整个叶高范围内,带阻尼台会使得第 5 级出口总压减小。

为了揭示阻尼台对流通能力的影响,详细分析了转子出口的密流分布。图 13 给出了第 1 级转子和第 5 级转子出口密流分布云图。在第 1 级转子出口,阻尼台的存在使得 60% 叶高处存在有一个低密流区,对应是阻尼台存在的位置,而无阻尼台情况中并没有出现。同样的,阻尼台的存在使得在第 5 级转子出口 60% 叶高处,存在一个明显的相对低的密流区,而无阻尼台时在 60% 叶高处附近则是高密流区。总的来说,阻尼台的存在使得流动中存在低密流区域,降低了压气机的流通能力而使得堵塞流量减小。

从以上分析可以得到,当在多级压气机转子叶片上使用阻尼台时,其性能要比无阻尼台时差。阻尼台的存在,降低了级效率进而降低了整机效

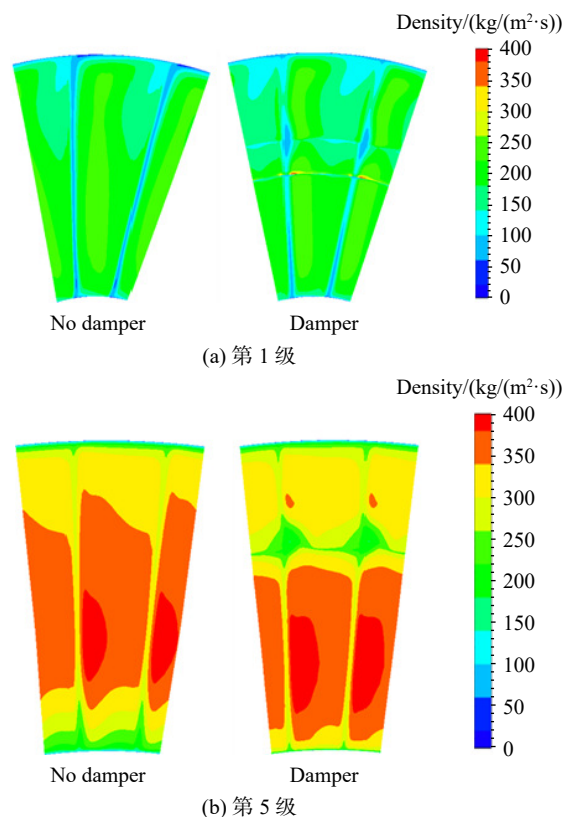


图 13 第 1 级转子和第 5 级转子出口密流分布云图

Fig. 13 Velocity density distribution contours at exit of the first and the fifth rotors

率,同时降低了阻尼台所在位置处的总压值,产生了一个总压低谷,并形成了一个低密流区,降低了流通能力。因此,当叶片结构振动能够满足要求时,建议不再采用阻尼台,这不仅会减少发动机质量,而且能对压气机的气动性能有一定的提升。

3 结 论

通过研究,本文得到如下结论:

1) 当该五级压气机转子叶顶间隙增大时,压气机的效率、压比以及堵塞流量都呈现下降趋势。当转子处于最大叶顶间隙时,较最小间隙时,该五级压气机的最高效率降低 0.69%,最大压比降低 1.11%,堵塞流量降低 0.22%。

2) 对于该五级压气机,转子叶顶间隙增大时,第 5 级效率下降最多;流场分析发现叶顶间隙的增大,导致第 5 级转子叶尖泄漏流强度变大,同时产生了叶顶二次泄漏流,导致在叶片通道中产生大量低速区域,这是导致该级效率降低的主要原因。

3) 当存在阻尼台时,多级轴流压气机的峰值效率、峰值压比以及堵塞流量都会下降,其中峰值效率下降了 1.6%,峰值压比下降了 1.2%,堵塞流量下降了 1.2%,整体性能明显下降。

4) 第 1 级和第 5 级转子叶片存在阻尼台时,第 1 级和第 5 级效率明显下降,第 1 级级效率下降约为 5.2%,第 5 级级效率下降约为 1.6%,而无阻尼台的第 3 级效率几乎不变。阻尼台的存在使得阻尼台附近总压损失大,密流值会降低,流通能力下降,进而导致了压气机的气动性能下降。

参考文献:

- [1] DENTON J D. The 1993 IGTI scholar lecture: loss mechanisms in turbomachines[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.
- [2] INOUE M, KUROUMARU M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(3): 250-256.
- [3] SUDER K L, CELESTINA M L. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(2): 218-229.
- [4] YAMADA K, KIKUTA H, FURUKAWA M, et al. Effects of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor[R]. ASME GT2013-95479, 2013.
- [5] TAN C S. Three-dimensional and tip clearance flows in compressor[R]. Brussels, Belgium: VKI Lecture Series 2006-06 on Advances in Axial Compressor Aerodynamics, 2006.
- [6] RIÉRA W, MARTY J, CASTILLON L, et al. Zonal detached-eddy simulation applied to the tip-clearance flow in an axial compressor[J]. *Journal of Aircraft*, 2016, 53(4): 2377-2391.
- [7] Chunill H. Effects of double-leakage tip clearance flow on the performance of a compressor stage with a large rotor tip gap[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(6): 1-9.
- [8] SOHAIL M U, HAMDANI H R, PERVEZ K H. CFD analysis of tip clearance effects on the performance of transonic axial compressor[J]. *Fluid Dynamics*, 2020, 55(1): 133-144.
- [9] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993.
- [10] ZHANG C, MA M, LIU D, et al. Influence analysis of blade parameters on damper coefficient of turbine damper[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology*, 2017, 45(11): 98-102.
- [11] KUMAR D, BARAD S, SURESH T N. Gas turbine blade damper: a design optimization study to mitigate high resonance blade vibration[R]. ASME GTINDIA2013-3748, 2013.
- [12] SHORR B, SEREBRIAKOV N, MEL'NIKOVA G, et al. Numerical and experimental estimation of the turbine blade damper efficiency[R]. ASME GT2018-76974, 2018.
- [13] YEN H Y, SHEN M. Development of a passive turbine blade damper using magneto mechanical coating[R]. ASME 2000-GT-0366, 2000.
- [14] SZWEDOWICZ J, SECALL-WIMMEL T H, DÜNCK-KERST P. Damping performance of axial turbine stages with loosely assembled friction bolts the non-linear dynamic assessment[R]. ASME GT2007-27506, 2007.
- [15] SZWEDOWICZ J, SECALL-WIMMEL T H, REGNER Y D, et al. Scaling concept for axial turbine stages with loosely assembled friction bolts the linear dynamic assessment[R]. ASME GT2007-27502, 2007.
- [16] 段连丰, 董宝常, 王兆龙. 凸肩对单级压气机性能的影响[J]. *工程热物理学报*, 1982, 3(2): 123-130.
- [17] 李洪松, 刘永葆, 余义红, 等. 凸肩对单级压气机叶片振动及气动特性影响研究[J]. *热力透平*, 2017, 46(4): 263-304.
- [18] 贾朝波, 陈勇, 侯东旭, 等. 压气机转子带凸肩叶片掉块故障分析[J]. 2020, 46(4): 87-91.
- [19] 苏中亮, 吴艳辉, 楚武利, 等. 减振阻尼台对风扇性能影响的数值仿真[J]. *计算机仿真*, 2010, 27(7): 248-252.
- [20] 杨薇. 阻尼台对轴流跨声速压气机性能的数值研究[J]. *海军航空工程学院学报*, 2010, 25(2): 125-128.
- [21] JIA Chaobo, CHEN Yong, HOU Dongxu, et al. Fracture failure analysis of a shrouded blade of compressor rotor[J]. 2020, 46(4): 87-91. (in Chinese)
- [22] SU Zhongliang, WU Yanhui, CHU Wuli, et al. Numerical simulation of part span shroud effects on performance of a two-stage fan[J]. *Computer Simulation*, 2010, 27(7): 248-252. (in Chinese)
- [23] YANG Wei. Numerical investigation of effect on flow field and performance of a single-stage transonic compressor with damped setting[J]. *Journal of Naval Aeronautical and Astronautical University*, 2010, 25(2): 125-128. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)