

DOI: 10.7652/xjtuxb202001015

预旋对燃气涡轮排气蜗壳气动性能影响的数值研究

董雨轩, 李志刚, 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用数值求解三维 RANS 和 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型的方法对排气蜗壳进行计算, 探究燃气涡轮末级叶片造成的进气预旋对排气蜗壳气动性能的影响。数值模拟的排气蜗壳静压恢复系数与实验数据吻合良好。文中研究模型的导叶轴向位置固定, 通过改变导叶的偏转角获得排气蜗壳测量段不同的进气预旋, 进而研究了 7 种进气预旋和 6 种进气流量下, 支撑板与导叶在两种不同轴向间距下的排气蜗壳气动性能和流场特性。研究表明: 在进气预旋为 0.354 9 时, 排气蜗壳的静压恢复系数达到最大值, 这是进出口动压差和总压损失随进气预旋变化的综合结果; 超过该进气预旋后, 静压恢复系数迅速下降, 这是由于此时在支撑板附近产生严重流动分离, 总压损失急剧增加所导致; 增加支撑板与导叶之间的轴向间距, 在预旋小于 0.354 9 的工况下能够提高排气蜗壳的静压恢复系数, 在预旋大于 0.233 8 的工况下能够减弱尾缘附近涡系结构, 从而减小排气蜗壳的总压损失系数, 但也会由于支撑板尾缘到出口距离缩短导致流动发展不充分, 从而减弱排气蜗壳出口截面的流场均匀性; 支撑板与导叶在两种轴向间距下, 总压损失系数均随进气流量的增加呈现降低的趋势。研究工作可为燃气涡轮排气蜗壳设计提供参考。

关键词: 燃气轮机; 排气蜗壳; 预旋; 气动性能

中图分类号: TK269 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)01-0116-09

Effect of Preswirl on the Aerodynamic Performance of the Gas Turbine Exhaust Volutes

DONG Yuxuan, LI Zhigang, LI Jun

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The effect of preswirl caused by the last stage of gas turbine on the aerodynamic performance of the exhaust volute is numerically investigated using three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) and Realizable $k-\epsilon$ turbulence model. The numerical results of static pressure recovery coefficients of the exhaust volute is well agreeable able with the experimental data. The axial position of the inlet vane of the model is fixed, and the inlet preswirl is obtained by means of changing the inlet vane deflection angle. The aerodynamic performance and flow field of the exhaust volute at seven inlet preswirls and six inlet mass flow rates are numerically conducted for two different axial distances between the inlet vane and strut. The obtained results show that the peak performance of the model's exhaust volute corresponds to the inlet preswirl around 0.354 9, which is the result of the change of the inlet and outlet dynamic pressure and the total pressure loss with the preswirl of the intake air. When the inlet preswirl

收稿日期: 2019-08-18。 作者简介: 董雨轩(1995—), 男, 硕士生; 李军(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2017-V-0008-0058)。

网络出版时间: 2019-10-09

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20191009.1331.002.html>

exceeds this value, the static pressure recovery performance drops rapidly due to the severe flow separation near the strut and the sharp increase in total pressure loss, and raising the axial distance between the inlet vane and strut can increase the static pressure recovery coefficient of the exhaust volute when the inlet preswirl is smaller than 0.354 9. When the inlet preswirl is larger than 0.238 8 raising the axial distance between the inlet vane and strut can attenuate the vortex structure near the trailing edge and reduce the total pressure loss coefficient. Due to the shortening of the distance from trailing edge to exit, the flow development is insufficient and the flow field uniformity in the outlet section of the exhaust volute is weakened. The total pressure loss coefficient of the exhaust volute shows a decreasing tendency when the inlet mass flow rate increases at two different axial distances. The present work can provide a reference for the design of gas turbine exhaust volutes.

Keywords: gas turbine; exhaust volute; preswirl; aerodynamic performance

燃气涡轮排气蜗壳的气动性能直接影响其运行的经济性,具有高静压恢复系数和低总压损失系数的排气蜗壳能够有效提高燃气轮机的热功转换效率。在出口环境为大气压力条件下,排气蜗壳进口静压越低,即燃气涡轮末级出口静压越低,燃气涡轮具有越高的做功能力^[1]。

为了提高燃气涡轮排气蜗壳的气动效率,科研人员采用实验测量和数值模拟与优化设计方法开展了相应的研究。Sultanian 等通过实验测量和数值模拟研究了工业燃气轮机排气蜗壳的总压损失和静压恢复性能以及流场形态,指出全三维数值模拟方法能够很好地预测燃气轮机排气蜗壳的气动性能,为排气蜗壳的设计提供参考^[2]。Prakash 等通过实验测量了安装和未安装支撑板结构的燃气轮机排气蜗壳的流场特性,结果表明安装支撑板结构能够提高排气蜗壳的静压恢复系数和出口流场的均匀性^[3]。Vassiliev 等基于进口马赫数、总压分布、气流角和湍流度对排气蜗壳气动性能影响机制进行研究,提出了优化设计的支撑板结构,降低了排气蜗壳的排气损失^[4]。Hirschmann 等利用实验探究了在入口处总压径向分布变化对排气蜗壳性能的影响,发现入口处靠近内壁总压更高时易导致排气蜗壳内的流体在靠近外壁处分离,而入口处靠近外壁总压更高时易导致排气蜗壳内的流体在靠近内壁处分离^[5]。Cunningham 则探究了入口总压周向分布不均匀对非轴对称排气蜗壳带来的影响,结果表明非轴对称排气蜗壳的静压恢复系数随总压周向分布的不均匀性增加而降低^[6]。

Schaefer 等通过实验和数值方法研究了进口阻塞工况下燃气轮机排气蜗壳的静压恢复系数,结果表明钝型排气蜗壳结合支撑板设计能够在阻塞工况

下提升静压恢复系数^[7]。钟兢军等通过数值方法研究了收缩段对燃气轮机排气蜗壳内部流场和气动性能的影响,指出排气蜗壳进口前增设收缩段和整流锥对其气动性能影响有限^[8]。黄恩德等针对典型箱式排气蜗壳结构,采用优化设计方法获得了非轴对称排气蜗壳设计方案,相比参考设计方案,优化得到的排气蜗壳总压损失系数降低了 9.82%,静压恢复系数提高了 12.2%,且出口速度分布更加均匀^[9-10]。Guillot 等基于实验测量的燃气轮机排气蜗壳的气动性能影响因素,提出了优化设计的排气蜗壳结构,并通过实验测量验证了优化设计的排气蜗壳的静压恢复系数相比于参考设计提高了 0.07^[11]。Xue 等通过实验研究了进气预旋和支撑板结构对燃气轮机排气蜗壳内部流场和静压恢复系数的影响,指出合适的支撑板结构能够在不同的进气预旋流动条件下有效地提升排气蜗壳的静压恢复系数^[12]。Siorek 等采用实验测量的方法研究了进气预旋和支撑板安装角对排气蜗壳气动性能的影响,并采用油流方法进行了排气蜗壳内部流场的可视化测量,结果表明减小支撑板安装角会影响排气蜗壳近根部区域的气动性能,而对近叶顶区域影响有限^[13]。Mihailowitsch 等采用数值模拟的方法研究了耦合末级结构的排气蜗壳的气动性能,结果表明在 3 种工况下末级动叶叶顶间隙泄漏流动会影响下游排气蜗壳的气动性能,通过减小间隙泄漏流动可提高排气蜗壳的性能^[14]。

排气蜗壳进口条件对其性能有着十分重要的影响,因此进气预旋对排气蜗壳在不同进口流量下的气动性能和内部流场形态影响的研究需要深化。本文基于具有导叶和支撑板结构的燃气涡轮排气蜗壳实验测量模型^[3],通过改变导叶偏转角获得排气蜗壳不同的进气预旋,数值研究了不同进气预旋和进

口流量下排气蜗壳的气动性能,对比分析了支撑板与进口导叶在两种不同轴向间距下排气蜗壳的总压损失和静压恢复系数,旨在为排气蜗壳性能分析和设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

图1给出了实验测量的排气蜗壳几何结构图^[3]。排气蜗壳轴向总长度为300 mm,进出口内径 R_i 均为29 mm,进口外径为50 mm,出口外径 R_o 为87 mm,实验测量模型进口段沿周向均匀布置15个进气导叶,出口段沿周向均匀布置5个支撑板,通过进气导叶偏转角的变化获得不同支撑板上游的进气预旋。实验测量时进气导叶的偏转角为 0° ,即进气预旋为0。实验过程中,在排气蜗壳不同轴向位置、不同周向角度,以及不同径向高度处分别设置了静压与总压测点,测量段长度为 L 。

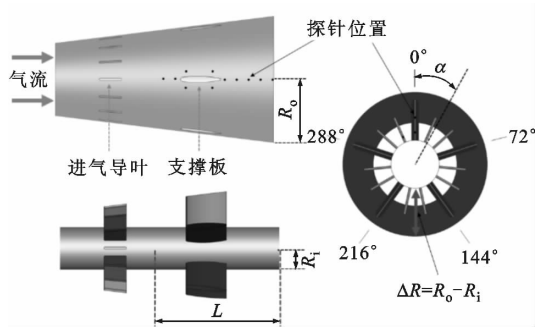


图1 排气蜗壳实验测量模型^[3]

静压恢复系数定义为

$$C_p = \frac{(\bar{P}_{s2} - \bar{P}_{s1})}{(\bar{P}_{t1} - \bar{P}_{s1})} \quad (1)$$

式中: $\bar{P}_{s1}$ 、 $\bar{P}_{s2}$ 分别是排气蜗壳进、出口质量平均静压; $\bar{P}_{t1}$ 是排气蜗壳进口质量平均总压。

采用ANSYS-FLUENT软件计算实验测量的排气蜗壳模型的静压恢复系数和流场特性。图2给出了具有进气导叶和支撑板的排气蜗壳计算模型网格图。数值计算的边界条件与实验相同,进口为速

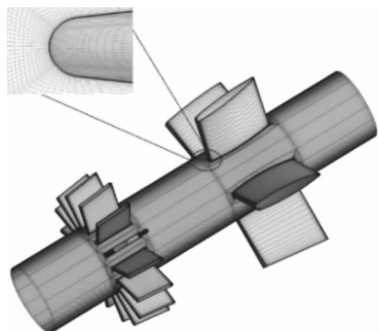


图2 排气蜗壳计算区域网格

度边界条件,进口雷诺数为 2.3×10^5 ,出口为大气压。图3给出了采用标准 $k-\epsilon$ 和Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型得到的静压恢复系数沿轴向分布及其与实验值的对比。相比于标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型计算值与实验值吻合更加一致。因此,采用Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型进行排气蜗壳气动性能和流场特性研究。

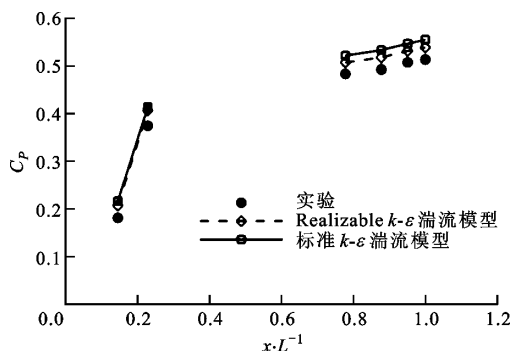


图3 静压恢复系数计算值与实验值的对比

图4给出了不同网格数下的排气蜗壳进出口压差,可以认为计算网格数达到250万时具有网格无关性。图5和图6分别对比了 $\alpha=24^\circ$ 和 $\alpha=36^\circ$ 时沿轴向不同位置和径向不同高度的静压恢复系数计算值和实验值。由图可知,数值计算得到的静压恢复系数与实验值吻合良好,很好地获得了静压沿轴向和径向的分布,进一步验证了数值方法的可靠性。

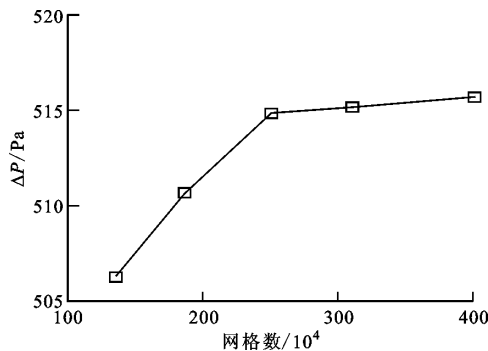


图4 排气蜗壳计算网格无关性验证

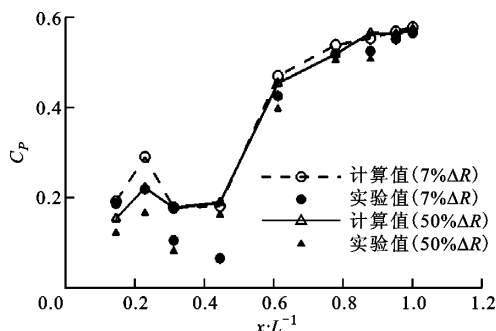


图5 $\alpha=24^\circ$ 时不同径向高度静压恢复系数沿轴向的分布

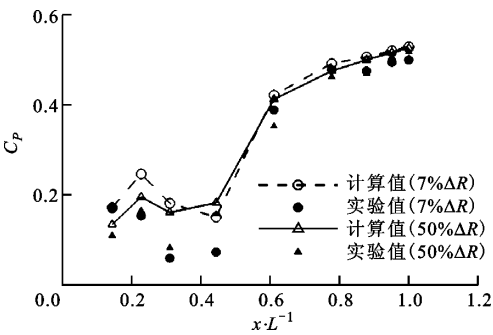


图 6 $\alpha=36^\circ$ 时不同径向高度静压恢复系数沿轴向的分布

在 Prakash 进行实验测量的排气蜗壳模型的基础上^[3],通过改变进气导叶偏转角 β 可获得不同的进气预旋 φ ,图 7 给出了进气导叶偏转角定义。

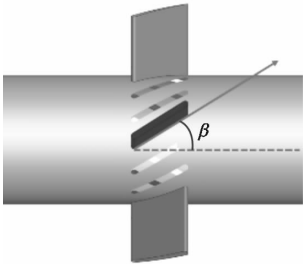


图 7 进气导叶偏转角定义图

进气预旋 φ 定义为

$$\varphi = v/u \tag{2}$$

式中 v 和 u 分别为排气蜗壳测量段 $x/L=0$ 处的切向速度和轴向速度。

图 8 给出了两种结构排气蜗壳计算结构图,分别是实验测量模型结构(结构 1)和增大进口导叶尾缘与支撑板轴向间距的结构(结构 2)。本文研究了进气预旋分别为 0.006 2、0.124 4、0.233 8、0.354 9、0.481 0、0.639 8、1.011 9,相对质量流量分别为 70%、80%、90%、100%、110%、120% 时的排气蜗壳流场特性。

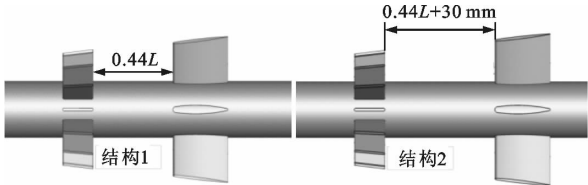


图 8 两种结构排气蜗壳的结构图

2 结果分析

2.1 静压恢复系数

图 9 比较了结构 1 和结构 2 在设计流量下不同进气预旋时的静压恢复系数。静压恢复系数受入口

处马赫数、湍动能、总压和总温分布以及预旋的影响^[15]。由图可知,在两种支撑板位置结构中,受进出口动压差和总压损失的综合影响,在进气预旋为 0.354 9 时静压恢复系数达到最大值,两种结构排气蜗壳静压恢复系数均在进气预旋大于 0.354 9 后迅速下降。这是因为当进气预旋增大时,支撑板前缘处的气流攻角会增大,导致气流在支撑板的一侧发生更严重分离并产生二次流和涡系结构,显著增大流动损失,如图 10 所示,进而减小了静压恢复系数。比较两种结构下排气蜗壳的静压恢复系数可以发现,相比于结构 1,结构 2 的峰值略有增大,在进气预旋为 0~0.4 的范围内,结构 2 的静压恢复系数略高。

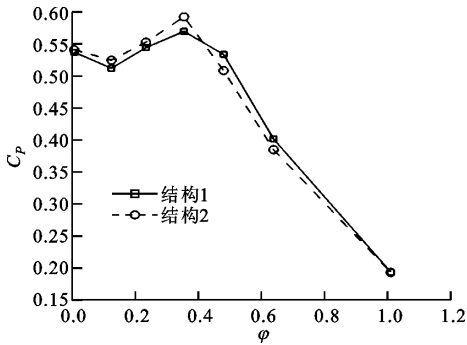
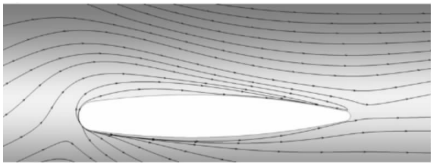
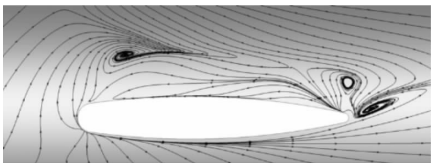


图 9 设计流量下排气蜗壳静压恢复系数随进气预旋的变化



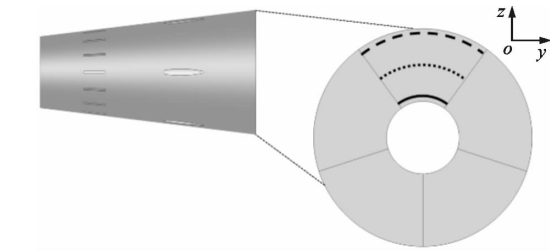
(a) $\varphi=0.3549$



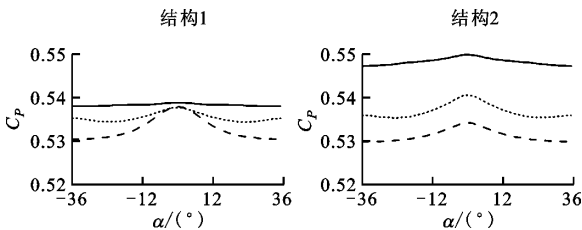
(b) $\varphi=0.6398$

图 10 两种进气预旋下结构 1 的近壁面流线

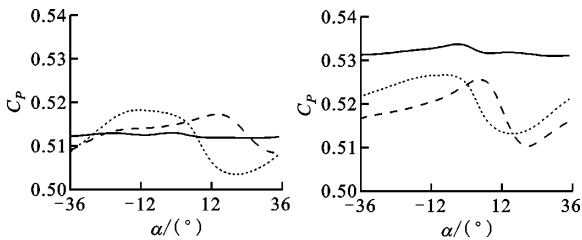
图 11 是两种结构排气蜗壳在不同进气预旋下,出口截面上不同径向高度处的静压恢复系数 C_p 在周向一个周期($-36^\circ \sim 36^\circ$)内的变化曲线。由图可以看出,在进气预旋小于 0.124 4 时,结构 1 的出口截面在不同径向高度上的 C_p 差异更小,而进气预旋大于 0.354 9 后,两种结构的径向 C_p 近似,但结构 1 的 C_p 沿周向分布更均匀,结构 2 的 C_p 在周向



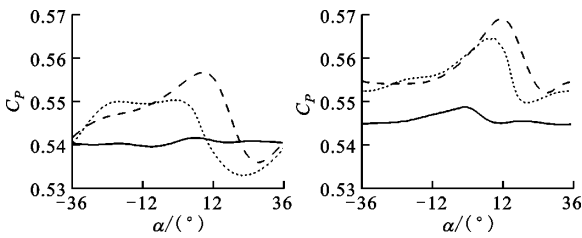
(a) 排气蜗壳出口截面径向高度定义



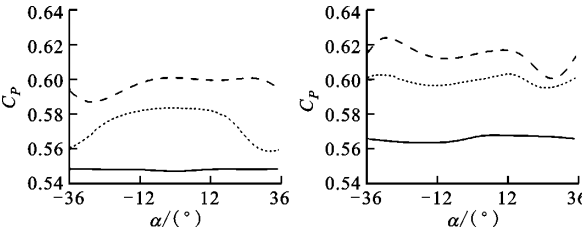
(b) $\varphi=0.006\ 2$



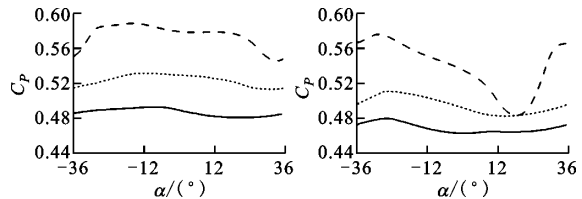
(c) $\varphi=0.124\ 4$



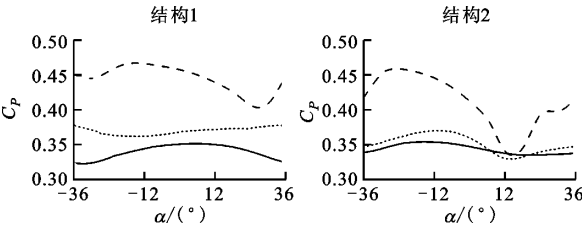
(d) $\varphi=0.233\ 8$



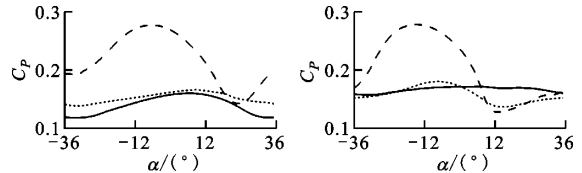
(e) $\varphi=0.354\ 9$



(f) $\varphi=0.481\ 0$



(g) $\varphi=0.639\ 8$



(h) $\varphi=1.011\ 9$

——10% ΔR ;.....50% ΔR ;----90% ΔR 。

图 11 不同进气预旋时两种结构排气蜗壳静压恢复系数在出口截面不同径向高度处的周向分布

角度为 $12^{\circ}\sim 24^{\circ}$ 的范围内存在一个明显的突变。

图 12 给出了设计流量下预旋为 $0.233\ 8$ 时两种排气蜗壳面平均静压恢复系数 $\bar{C}_p$ 沿轴向的分布,图 13 给出了该工况下支撑板附近截面的静压等值线云图,图 14 给出了近壁面的流线图。由图 12 可知,在支撑板的前缘和尾缘附近,静压分布均有突

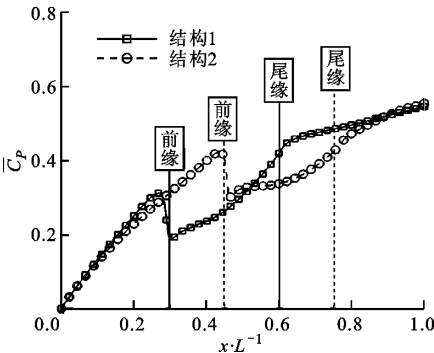


图 12 $\varphi=0.233\ 8$ 时两种结构排气蜗壳面平均静压恢复系数沿轴向的分布

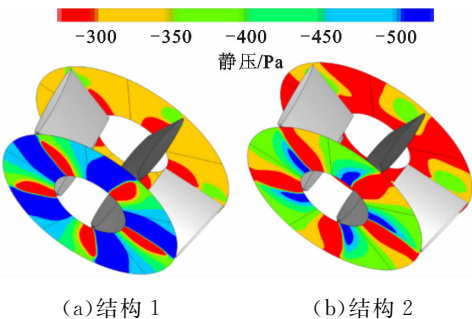


图 13 $\varphi=0.233\ 8$ 时两种结构排气蜗壳支撑板前、尾缘附近截面静压等值线云图

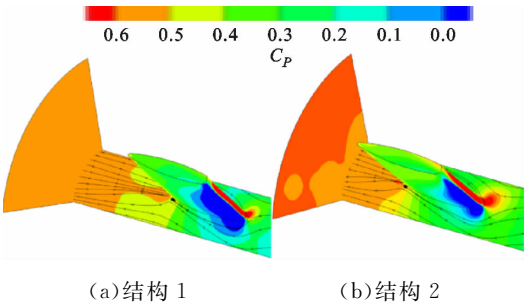


图 14 $\varphi=0.2338$ 时两种结构排气蜗壳近壁面流线及静压恢复系数等值线云图

变。结合图 13、图 14 可以发现,在支撑板前缘附近静压恢复系数较高。这是因为支撑板对前缘附近部分气流的滞止作用,使部分流体在前缘附近的流速迅速降低,动压转化为静压所致。当气流流入支撑板之间的通道时,流通面积相对减小,流速相对增加,动压转化为静压的部分变少,同时由于气流与支撑板的流动分离,增大了流动损失,导致支撑板两侧附近静压恢复系数迅速降低,而气流流过尾缘附近后,通道面积再次相对扩大,流动趋于稳定,静压恢复系数变化减缓。

2.2 总压损失系数

总压损失系数定义为

$$C_{Pt} = (\bar{P}_{t2} - \bar{P}_{t1}) / (\bar{P}_{t1} - \bar{P}_{s1}) \quad (3)$$

式中 $\bar{P}_{t2}$ 是排气蜗壳出口质量平均总压。

图 15 比较了两种结构排气蜗壳在不同进气预旋时的总压损失系数。进气预旋在 $0 \sim 0.2338$ 范围时,两种结构排气蜗壳的总压损失系数近似相同;当进气预旋大于 0.2338 时,相比于结构 1,结构 2 具有更小的总压损失系数。图 16 是进气预旋为 0.0062 和 1.0119 时两种结构排气蜗壳支撑板尾缘处近壁面流线图。由图可以看出,进气预旋为 0.0062 时,两种结构下的流场形态类似,而在高进气预旋 1.0119 时,结构 1 的尾缘后有明显的涡系

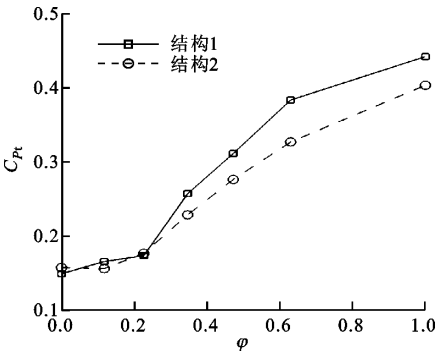
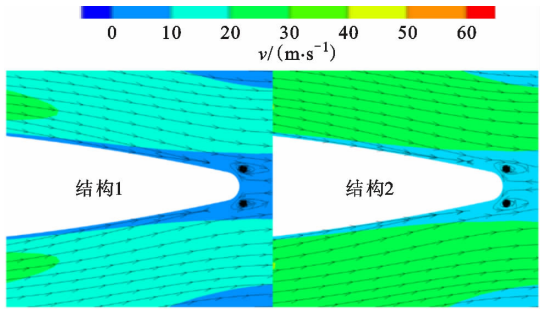
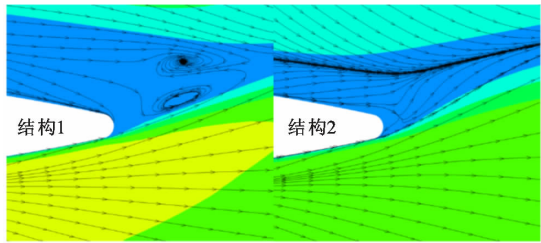


图 15 两种结构排气蜗壳在不同进气预旋下的总压损失系数

结构,增加了流动损失,结构 2 的支撑板尾缘处没有发现漩涡结构,具有较小的总压损失,这与图 15 中总压损失系数的变化趋势一致。



(a) $\varphi=0.0062$



(b) $\varphi=1.0119$

图 16 两种结构排气蜗壳支撑板尾缘处流线图

图 17、图 18 分别是两种结构排气蜗壳在进气预旋为 1.0119 时, $50\% \Delta R$ 径向高度处的总压损失系数等值线云图及其沿轴向的分布。由图可以看

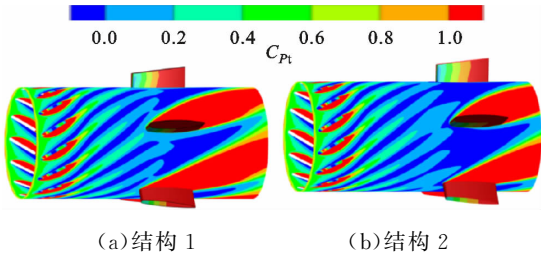


图 17 $\varphi=1.0119$ 时两种结构排气蜗壳 $50\% \Delta R$ 径向高度处的总压损失系数等值线云图

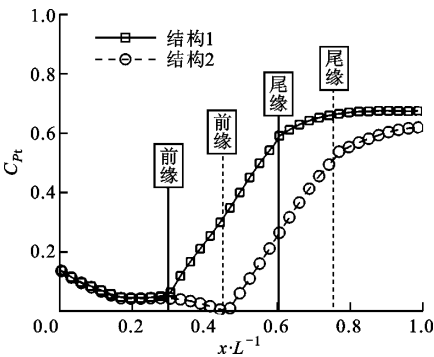


图 18 $\varphi=1.0119$ 时两种结构排气蜗壳 $50\% \Delta R$ 径向高度处的总压损失系数沿轴向的分布

出,总压损失主要是由于支撑板在进气偏斜时对气流的阻挡所导致。这时气流在支撑板附近大量分离,产生二次流和复杂涡系流动,导致在支撑板附近的总压损失增加速率明显变快,而在气流流过支撑板后,总压损失系数几乎不再发生变化。

2.3 出口流场均匀度

采用出口气流速度轴向均匀度和气流速度大小均匀度来分析两种结构排气蜗壳出口流场的均匀度。

气流速度轴向均匀度定义为

$$\vartheta = \bar{V}_x / \bar{V}_A \quad (4)$$

式中: $\bar{V}_x$ 是排气蜗壳出口气流轴向分速度的面积平均值; $\bar{V}_A$ 是出口气流速度的面积平均值。 ϑ 的值越接近1,说明出口气流方向越贴近轴向。

气流速度大小均匀度定义为

$$\chi = (\bar{V}_{\max} - \bar{V}_{\min}) / \bar{V}_A \quad (5)$$

式中: $\bar{V}_{\max}$ 表示 $\bar{V}_i > \bar{V}_A$ 区域上面积加权平均速度; $\bar{V}_{\min}$ 表示 $\bar{V}_i < \bar{V}_A$ 区域上面积加权平均速度。

图19和图20分别给出了两种结构排气蜗壳在不同进气预旋时的出口气流速度轴向均匀度和速度大小均匀度。由图19可知,整体上出口气流速度轴向均匀度随进气预旋的增大而降低。在进气预旋小于0.2338时,两种结构排气蜗壳出口气流速度轴向均匀度无明显差别,而结构1中流体在流过支撑板尾缘后的流动通道更长,流动掺混更加充分,发展的更加均匀,因此在进气预旋大于0.2338后, ϑ 值相比于结构2更接近1,即结构1的出口气流速度的径向分速度更小,气流方向整体更贴近轴向。由图20可知,在进气预旋小于0.2338时,两种排气蜗壳结构出口气流速度大小均匀度无明显差别,而在进气预旋大于0.2338后,结构1的出口气流的速度大小分布也更加均匀。进气预旋在0.3~0.5范围时,两种结构排气蜗壳的出口气流速度大小均匀度都能达到最优的状态。

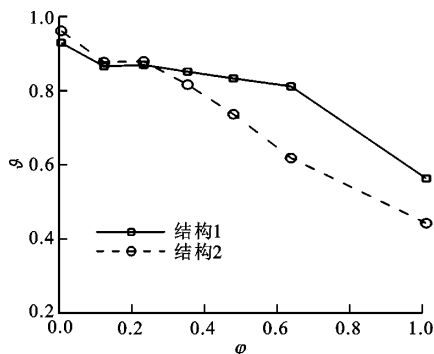


图19 两种结构排气蜗壳在不同进气预旋时的出口气流速度轴向均匀度

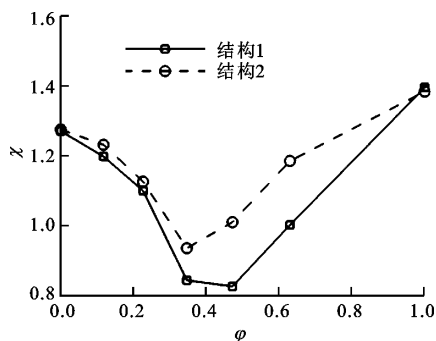


图20 两种结构排气蜗壳在不同进气预旋时的出口气流速度大小均匀度

图21是进气预旋为0.0062和1.0119时,两种结构排气蜗壳不同轴向位置截面上的轴向分速度等值线云图,其中平面1为排气蜗壳测试段入口截面,平面2为测试段出口截面,平面a为支撑板前缘附近截面。由图可以看出,当进气预旋为0.0062时,两种结构排气蜗壳不同轴向位置处轴向速度分布与支撑板的轴向位置无关,两者基本相似。在进气预旋为1.0119时,两种结构排气蜗壳轴向截面上的速度分布出现差异,特别是在出口截面差异尤其明显,这与图19反映的出口气流速度轴向均匀度随进气预旋的变化规律一致。同时,低进气预旋下两种结构在不同轴向位置截面上,近外壳附近均有较明显的低速流体区域;高进气预旋下由于受二次横流的影响,外壳附近的低速区域明显减小甚至消失。

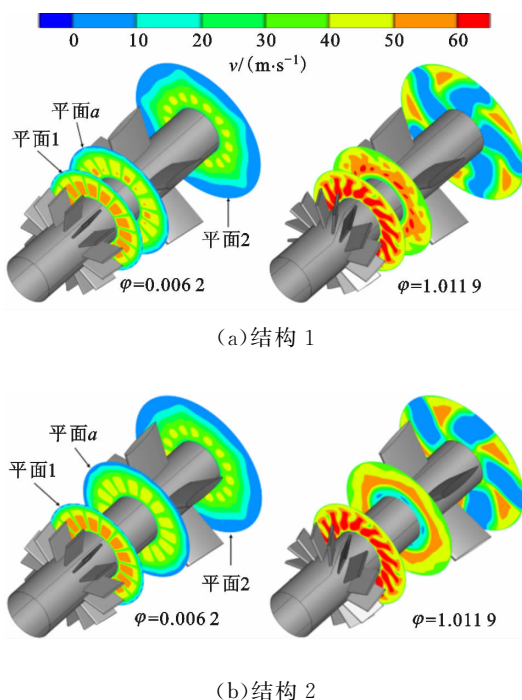
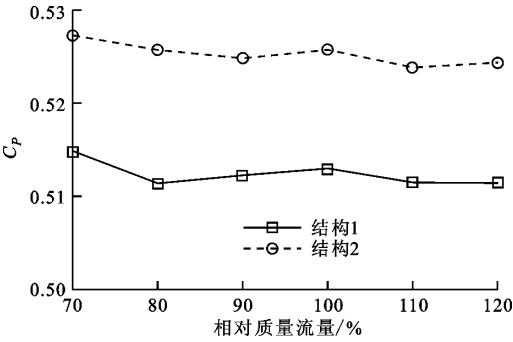


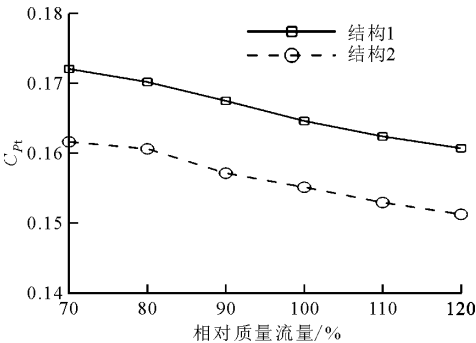
图21 两种结构排气蜗壳3个轴向位置截面上的轴向速度等值线云图

2.4 变工况性能

针对两种结构排气蜗壳开展了 6 种不同质量流量下的静压恢复系数和总压损失系数研究,图 22 和图 23 分别给出了进气预旋为 0.124 4 和 0.639 8 时两种结构排气蜗壳气动参数随流量的变化曲线。



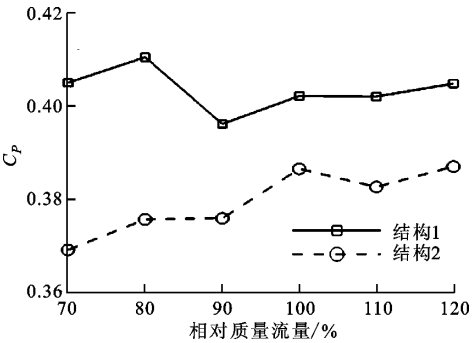
(a) 静压恢复系数



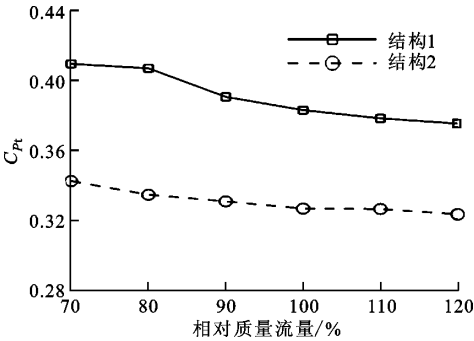
(b) 总压损失系数

图 22 $\varphi=0.124\ 4$ 时两种结构排气蜗壳气动参数随相对质量流量的变化

流量变化范围以实验工况质量流量为基准,计算了 6 种质量流量下的排气蜗壳静压恢复系数和总压损失系数。不同的进气预旋下,流量变化对两种结构排气蜗壳静压恢复系数的影响规律不同,进气预旋为 0.124 4 时,流量的变化对两种结构排气蜗壳 C_p 的影响很微弱, C_p 受流量变化的相对影响在 1% 范围内波动。进气预旋为 0.639 8 时,结构 1 的 C_p 整体上受流量变化影响较小,而结构 2 的 C_p 整



(a) 静压恢复系数



(b) 总压损失系数

图 23 $\varphi=0.639\ 8$ 时两种结构排气蜗壳气动参数随相对质量流量的变化

体上表现出随流量的增加而微弱增加的趋势。不同结构的总压损失系数随流量的变化规律在不同进气预旋下基本一致,即随流量增加,总压损失系数整体上都有减小的趋势。这是因为流速增加对壁面的流动分离有微弱抑制作用所致。

3 结 论

针对实验测量的燃气涡轮排气蜗壳模型^[3],在验证数值方法可靠性的基础上,开展了进气预旋对实验测量模型和进气导叶与支撑板轴向间距增大的排气蜗壳模型气动性能和流场形态影响的研究,得出如下结论。

(1)静压恢复系数受进出口动压差和总压损失的综合影响。相比于原始结构,进气导叶与支撑板轴向间距增大的排气蜗壳结构在进气预旋为 0~0.354 9 时,静压恢复系数略有增大,但在进气预旋为 0.354 9~1.011 9 时,由于受总压损失增大影响更多,静压恢复系数略有下降。同时,两种结构的静压恢复系数最大值均出现在进气预旋为 0.354 9 附近。

(2)进气预旋在 0~0.233 8 时,两种结构排气蜗壳的总压损失系数无明显差异。在进气预旋大于 0.233 8 时,由于气流攻角明显,两种结构在支撑板的一侧均会出现严重流动分离现象,导致总压损失系数随进气预旋增加而急速上升。同时,进气导叶与支撑板轴向间距增大的排气蜗壳结构减弱了尾缘附近的二次流和尾迹涡系,具有比原始排气蜗壳结构更低的总压损失系数。

(3)进气预旋在 0~0.233 8 时,两种结构排气蜗壳出口气流速度轴向均匀度和速度大小均匀度都无明显差异。进气预旋大于 0.233 8 时,相比于进气导叶与支撑板轴向间距增大的排气蜗壳结构,原

始结构由于支撑板尾缘距出口距离更远,流体流过支撑板后流动发展更加稳定,因此具有更加均匀的出口气流分布。

(4)流量变化在小进气预旋(0.124 4)和大进气预旋(0.639 8)时,对两种结构排气蜗壳的总压损失系数具有类似的影响,因为流速的增大对壁面附近的流动分离有微弱抑制作用,总压损失系数均随流量增加而略有减小。

参考文献:

- [1] 周亚峰, 谢业平, 李泳凡. 航改燃气轮机总体性能与排气装置的一体化设计 [J]. 航空发动机, 2008, 34(1): 7-9.
ZHOU Yafeng, XIE Yeping, LI Yongfan. Integrated design of the overall performance and exhaust device of aero-engine gas turbine [J]. Aircraft Engine, 2008, 34(1): 7-9.
- [2] SULTANIAN B K, NAGAO S, SAKAMOTO T. Experimental and three-dimensional CFD investigation on a gas turbine exhaust system [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(4): 364-374.
- [3] PRAKASH R, SUDHAKAR P, MAHALAKSHMI N V. An experimental analysis of flow through annular diffuser with and without struts [C]//ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. New York, USA: ASME, 2006: 87-92.
- [4] VASSILIEV V, IRMISCH S, ABDEL-WAHAB S, et al. Impact of the inflow condition on the heavy-duty gas turbine exhaust diffuser performance [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2012, 134(2): 041018.
- [5] HIRSCHMANN A, VOLKMER S, SCHATZ M, et al. The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(2): 021017.
- [6] CUNNINGHAM M H, BIRK A M, DI BARTOLO-MEO W. Importance of inlet total pressure conditions in evaluating performance of non-symmetric gas turbine exhaust ducts [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2002. New York, USA: ASME, 2002: 103-109.
- [7] SCHAREER P, GIEB P A, FINZEL C, et al. Some aspects on inlet blockage affecting the performance of a heavy duty gas turbine's exhaust diffuser [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: GT2014-25599.
- [8] 钟兢军, 吴宛样, 陆华伟, 等. 收缩段对燃气轮机排气蜗壳性能影响的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2015, 36(2): 284-287.
ZHONG Jingjun, WU Wanyang, LU Huawei, et al. Numerical investigation on performance impact of the gas turbine exhaust volute by using contraction [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(2): 284-287.
- [9] 黄恩德, 楚武利. 非轴对称涡轮排气蜗壳优化设计 [J]. 推进技术, 2016, 37(10): 1839-1846.
HUANG Ende, CHU Wuli. Optimization design of an asymmetry turbine exhaust hood [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(10): 1839-1846.
- [10] 黄恩德, 楚武利, 董玮. 一种涡轮排气蜗壳的优化设计 [J]. 航空动力学报, 2017, 32(2): 455-462.
HUANG Ende, CHU Wuli, DONG Wei. An optimal design of a turbine exhaust volute [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(2): 455-462.
- [11] GUILLOT S, NG W F, HAMM H D, et al. The experimental studies of improving the aerodynamic performance of a turbine exhaust system [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(1): 012601.
- [12] XUE S, GUILLOT S, NG W F, et al. , An experimental investigation of the performance impact of swirl on a turbine exhaust diffuser/collector for a series of diffuser strut geometries [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(9): 092603.
- [13] SIOREK M P, GUILLOT S, XUE S, et al. A sensitivity study of gas turbine exhaust diffuser-collector performance at various inlet swirl angles and strut stagger angles [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(7): 072602.
- [14] MIHAILOWITSCH M, SCHATZ M, VOGT D M. Numerical investigations of an axial exhaust diffuser coupling the last stage of a generic gas turbine [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(3): 031025.
- [15] VASSILIEV V, IRMISCH S, ABDEL-WAHAB S, et al. Impact of the inflow conditions on the heavy-duty gas turbine exhaust diffuser performance [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(4): 041018.

(编辑 荆树蓉)