

耦合透平末级的燃气轮机排气扩压器 气动性能研究

闫晨曦¹, 王嘉骏¹, 姚家旭^{2,3}, 苏鹏飞^{2,3}, 孔祥林^{2,3}, 方宇^{2,3}, 李志刚¹, 李军¹

(1. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 东方电气集团东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳; 3. 清洁高效透平动力装备全国重点实验室, 618000, 四川德阳)

摘要: 为探究透平末级出口流动对燃气轮机排气扩压器性能的影响, 获取由透平末级、排气扩压器和收集器组成的完整系统的气动性能, 建立了耦合透平末级的燃气轮机排气扩压器气动性能高保真分析模型。采用数值求解三维 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 方程和 SST $k-\omega$ 湍流模型的方法, 对比研究了不同流量下, 排气扩压器的流场结构和静压恢复系数。结果表明: 随着进口流量的降低, 排气扩压器内流动分离导致的总压损失增加, 排气扩压器静压恢复系数下降。收集器内主要存在两股旋流, 与弯扭段相邻的拐角处涡旋和回流增加了压力损失, 降低了静压恢复系数。设计流量下, 排气扩压器非弯扭段静压恢复系数为 0.645, 110% 设计流量下静压恢复系数增加了 10.2%; 小设计流量导致排气扩压器总压损失增加, 扩压能力降低, 50% 设计流量下扩压器的静压恢复系数为 -0.059。设计流量大于 70% 时, 透平末级动叶叶顶间隙泄漏射流能够抑制排气扩压器机匣的分离流动, 从而降低总压损失。该研究为考虑透平末级出口流动作用下的燃气轮机排气扩压器气动性能研究提供了一定的参考。

关键词: 燃气轮机; 排气扩压器; 透平末级; 气动性能; 静压恢复系数

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubxb202508013 **文章编号:** 0253-987X(2025)08-0134-13

Study on the Aerodynamic Performance of Gas Turbine Exhaust Diffuser Coupled with Last Stage Turbine

YAN Chenxi¹, WANG Jiajun¹, YAO Jiaxu^{2,3}, SU Pengfei^{2,3},

KONG Xianglin^{2,3}, FANG Yu^{2,3}, LI Zhigang¹, LI Jun¹

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Dongfang Turbine Co., Ltd., Dongfang Electric Corporation, Deyang, Sichuan 618000, China;

3. State Key Laboratory of Clean and Efficient Turbomachinery Power Equipment, Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: To investigate the impact of the flow at the last stage outlet on the performance of the gas turbine exhaust diffuser and to obtain the aerodynamic performance of a complete system composed of the last stage turbine, exhaust diffuser, and collector, this paper establishes a high-fidelity analysis model for the aerodynamic performance of the gas turbine exhaust diffuser coupled with the last stage turbine. Using numerical methods to solve the three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes equations along with the SST $k-\omega$ turbulence model, this paper

收稿日期: 2025-02-20。 作者简介: 闫晨曦(2001—), 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(J2019-II-0010-0030)。

网络出版时间: 2025-04-11

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250411.1408.008>

compares the flow field structure and static pressure recovery coefficient of the exhaust diffuser under different flow rates. The results indicate that as the inlet flow rate decreases, the total pressure loss due to flow separation within the exhaust diffuser increases, leading to a reduction in the static pressure recovery coefficient. Two main vortices exist within the collector; the vortices and backflow near the bend increase pressure loss and reduce the static pressure recovery coefficient. At the design flow rate, the static pressure recovery coefficient of the non-bend section of the exhaust diffuser is 0.645, while at 110% of the design flow rate, this coefficient increases by 10.2%. A lower design flow rate results in increased total pressure loss and reduced diffusing capability, with the static pressure recovery coefficient at 50% of the design flow rate being -0.059. When the design flow rate exceeds 70%, the leakage jet from the blade tip of the last stage turbine can suppress the separation flow in the diffuser casing and reduce total pressure loss. This paper provides a reference for studying the aerodynamic performance of gas turbine exhaust diffusers considering the effects of the flow at the last stage outlet.

Keywords: gas turbine; exhaust diffuser; last stage; aerodynamic performance; static pressure recovery coefficient

高端热功转换装备燃气轮机由于其结构紧凑、功率密度大的特点而广泛应用于发电和动力领域。透平末级出口余速损失占整个燃气轮机出功的10%^[1],为了充分利用末级余速动能,燃气轮机排气扩压器的扩张型通道将透平出口的部分动能通过减速扩压转换为静压,导致透平出口的背压降低,透平膨胀比增加,进而提高燃气轮机运行功率^[2]。燃气轮机排气扩压器主要有锥形和环形两种形式,环形扩压器由壳体、机匣以及连接二者的支撑板组成,在扩压器下游设计收集器可以实现径向排气。

燃气轮机运行时透平末级出口流场的旋流效应、动叶叶顶间隙泄漏射流导致的排气扩压器进口非均匀的速度、压力分布和旋流角等对其静压恢复性能具有显著影响^[3]。在扩压器研究中通常关注湍动能、旋流角等进气条件。Stevens等^[4]的研究表明,扩压器进口湍流度的增加有利于抑制流动分离,对静压恢复性能的提升可达20%。Desideri等^[5]进一步验证了透平出口湍流有利于抑制排气扩压器内流动分离的发生,减小流动分离的影响范围,进而提高排气扩压器的静压恢复能力。排气扩压器进口流动速度方向通常不是轴向,Vassiliev等^[6]采用流场可视化技术捕捉到了排气扩压器内的流动分离现象,不同的进气旋流角会导致支撑板附近不同程度的流动分离。徐自荣等^[7]对负旋流角进行了研究,指出当旋流角由0°变化至-32°时,静压恢复系数先上升并在-16°附近达到最大值。徐倩楠等^[8]基于改进的流线曲率法发展了一种环形扩压器性能预测

方法,发现当旋流角小于17°时,静压恢复系数随旋流角的增加而提升。董雨轩等^[9]针对PTG10排气扩压器模型开展了数值研究,当进气预旋较小时,受康达效应影响,流体流经支撑板时能较好地附着在支撑板表面,不易产生流动分离。Kumar等^[10]对排气扩压器静压恢复性能进行了实验研究,结果表明排气扩压器越短,进气旋流对静压恢复性能影响越显著。支撑板能够使排气扩压器出口的气流偏转为轴向并且更加均匀,同时增加排气扩压器的安全性^[11],然而受支撑板尾迹流和进气旋流的影响,排气扩压器的静压恢复系数下降^[12]。

在燃气轮机运行过程中,运行工况的变化会影响上述参数的分布^[13-15]。Sultanian等^[16]通过实验和数值研究了某型燃气轮机的气动性能,结果表明全速无负荷下支撑板下游损失较大,在全速满负荷下排气扩压器静压恢复性能最强。董雨轩^[17]实验研究了进口速度减小过渡态工况下排气扩压器的气动性能,测量结果表明静压恢复系数基本不受来流速度变化的影响。Mimic等^[18]采用数值、实验方法建立了环形排气扩压器静压恢复系数和末级转子的载荷系数、流量系数以及折合转速之间的关系,发现末级转子的载荷、折合转速的增加有利于提升排气扩压器的静压恢复能力。

针对透平末级和扩压器的耦合系统的研究通常关注叶顶间隙泄露流对流动分离的影响。动叶叶顶间隙泄露射流对下游边界层的稳定有重要影响^[19-20]。Willinger等^[21]研究了透平末级叶顶间隙

泄漏射流对透平及排气扩压器耦合系统的影响,结果表明,扩压器机匣处的环形射流强度随叶顶间隙的增大而增强,对静压恢复性能影响较弱,同时不会降低耦合系统的效率。Babu 等^[22]研究了 3 种不同结构的排气扩压器下机匣处射流对其静压恢复性能的影响,研究表明存在间隙射流时,初始结构排气扩压器的静压恢复系数提升了 12%,总压损失系数降低了 30%,同时机匣处射流对排气扩压器扩张角增大引起的流动分离有显著影响。吴飞等^[23]通过数值方法研究了末级动叶叶顶间隙大小对排气扩压器静压恢复性能的影响,结果表明叶顶间隙在相对叶高 0.5%~1.5% 范围内静压恢复系数先增加后降低。Mihailowitsch 等^[24]研究了燃气轮机在部分负荷、设计负荷和过负荷工况时 3 种间隙尺寸对排气扩压器气动性能的影响,结果表明,在部分负荷下增大叶顶间隙会增强流动分离。

针对排气扩压器-收集器系统,Xue 等^[25]分别在无支撑板、对称支撑板和翼型支撑板结构下开展了气动性能的实验研究,实验表明,排气扩压器-收集器系统的静压恢复性能相较于没有收集器的扩压器有所下降,但在较低的旋流角下有上升的趋势。Siorek 等^[26]研究了进气旋流对排气扩压器-收集器系统气动性能的影响,结果表明在进气旋流角偏离支撑板安装角很小时,旋流角对排气扩压器的静压恢复系数没有明显影响。

目前,多数排气扩压器的研究建立在实验工况基础上,研究对象仅考虑排气扩压器、排气扩压器-收集器系统或末级动叶及排气扩压器的耦合系统,缺少针对实际燃气轮机工况,包含收集器和透平末级并且考虑叶顶间隙泄露流的排气扩压器气动性能综合研究。本文通过数值研究,探讨了燃气轮机在不同运行流量下排气扩压器的气动性能,重点分析了静压恢复系数的变化规律。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

图 1 给出了某型燃气轮机透平末级和排气扩压器与收集器的数值分析模型,计算模型的收集器实现径向单侧排气。非弯扭扩压段与收集器之间由弯扭通道连接,由于流体在通过弯扭段时存在额外的流动损失,本文将计算模型分为排气扩压器非弯扭段、弯扭段及收集器开展分析。表 1 给出了排气扩压器非弯扭段及支撑板的无量纲几何参数, H 为末

级动叶高度。

表 1 排气扩压器结构几何参数

Table 1 Geometrical parameters of the exhaust diffuser

扩压器非弯扭段参数	数值
轴向长度 $L \cdot H^{-1}$	7.6
进口机匣直径 $D_i \cdot H^{-1}$	5.2
进口轮毂直径 $d_i \cdot H^{-1}$	3.6
出口机匣直径 $D_o \cdot H^{-1}$	8.4
出口轮毂直径 $d_o \cdot H^{-1}$	5.7
支撑板最大厚度 $t \cdot H^{-1}$	0.4
支撑板长度 $C \cdot H^{-1}$	1.7

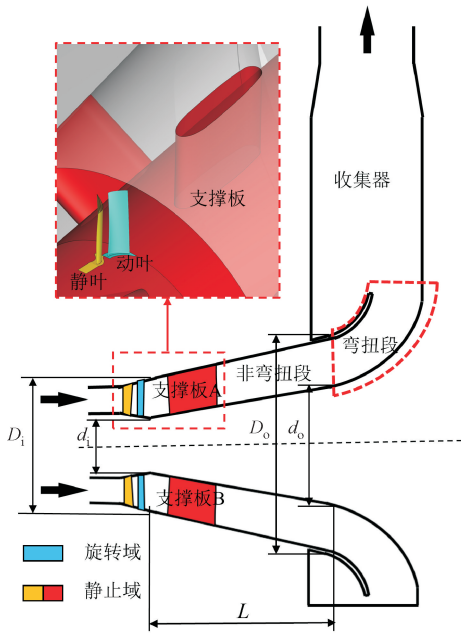


图 1 本文计算模型示意图

Fig. 1 Computational model schematic of this study

透平末级静叶和动叶均为扭叶片,其中静叶数为 80,动叶数为 83,动叶叶顶间隙为 4 mm。扩压段轮毂和机匣由 6 个沿周向均匀分布的直列支撑板连接,图 2 给出了采用 ICEM 生成的计算模型多块结构化网格。为满足 SST $k-\omega$ 湍流模型对 $y^+ < 1$ 的要求,对近壁面网格进行加密。保证边界层网格密度和第一层网格高度不变,通过等比例地改变节点数划分了 5 套计算网格,节点数分别为 333 万、483 万、656 万、956 万和 1 313 万。

定义静压恢复系数为

$$C_p = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{p_{t1} - p_{s1}} \quad (1)$$

式中: p_{s1} 、 p_{t1} 分别为排气扩压器进口静压和总压; p_{s2} 为排气扩压器内某截面的静压。当评估排气扩压器静压恢复性能时,选取排气扩压器出口为该截面。

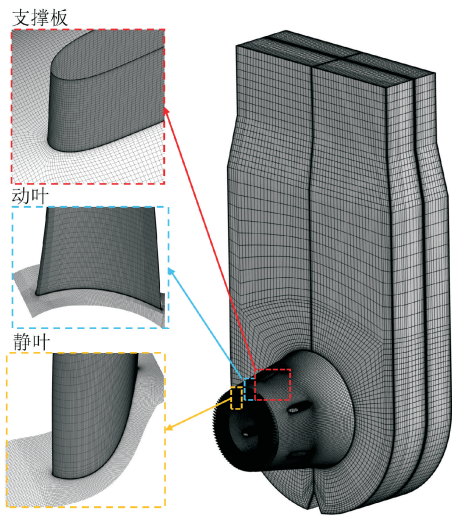


图 2 本文计算模型多块结构化网格

Fig. 2 Numerical computation mesh of this study

图 3 给出了不同网格节点数下排气扩压器非弯扭段出口截面的静压恢复系数。以 1 313 万网格节点数为基准,通过 333 万、656 万节点数的网格计算得到的静压恢复系数分别相差 4.05%、0.59%。当节点数大于 656 万时,静压恢复系数随节点数的增加基本不变,因此本文采用 656 万节点数的网格开展后续数值计算的研究。其中静叶、动叶、排气扩压器和收集器网格节点数分别为 91 万、142 万、277 万和 146 万。

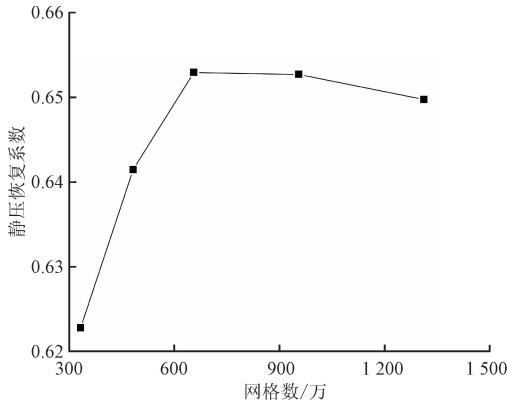


图 3 不同网格节点数下的静压恢复系数

Fig. 3 Static pressure recovery coefficient at different grid-point numbers

1.2 数值方法验证

考虑到计算资源以及排气扩压器非弯扭段与收集器计算域交界面设置,透平末级动静叶采用单通道周期性计算模型,排气扩压器采用全周模型。将静叶叶栅通道、排气扩压器和收集器设置为静止域,动叶叶栅通道设置为旋转域,转速为 6 000 r/min,

其中静叶、动叶以及动叶和排气扩压器计算域之间的动静交界面为混合平面。采用 ANSYS CFX 数值求解三维 RANS 方程。计算工质为理想气体,选择 SST $k-\omega$ 湍流模型,动静叶叶栅通道两侧设置为周期面,壁面设置为光滑绝热无滑移壁面,进口给定总温及速度方向沿径向方向的分布。设计工况下进口质量流量为 1.698 kg/s,收集器出口给定静压为 0.096 MPa。本文选择 110%、100%、90%、80%、70%、60%和 50%设计流量共 7 种工况开展研究。

基于燃气轮机排气扩压器气动性能实验数据^[17]进行数值方法可靠性验证。图 4 为实验测量的排气扩压器模型。图 5 给出了不同进气旋流角 φ 下排气扩压器机匣处静压恢复系数的实验数据和数值计算的对比。数值计算很好地捕捉到了不同旋流角下支撑板两侧静压恢复系数的分布趋势,但是数值计算结果较实验值整体偏低。本数值方法高估了流动分离的周向发展,低估了在高进气旋流角下的局部静压恢复性能,这与文献[19]实验和数值计算研究得到的结果一致。

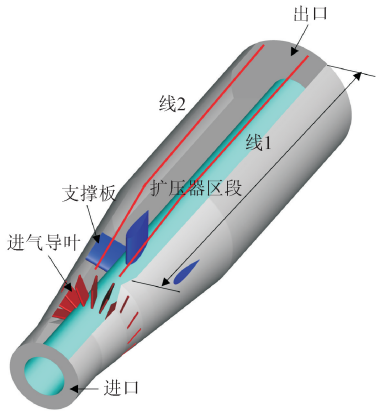
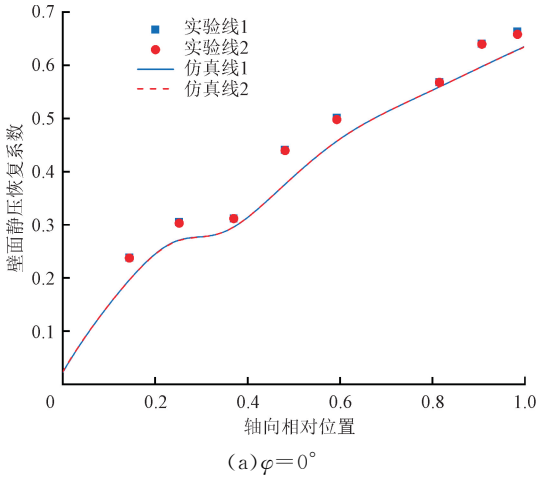


图 4 实验测量的排气扩压模型^[17]

Fig. 4 Experimental model of the exhaust diffuser^[17]



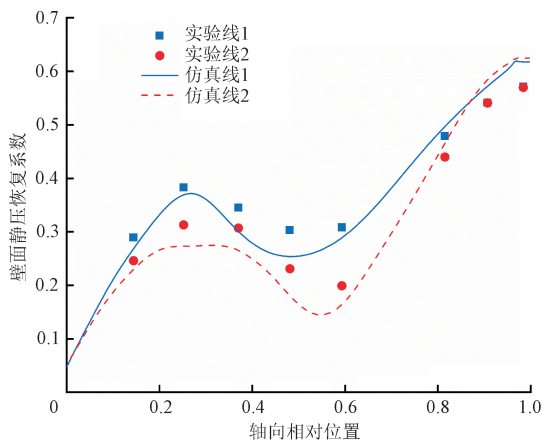
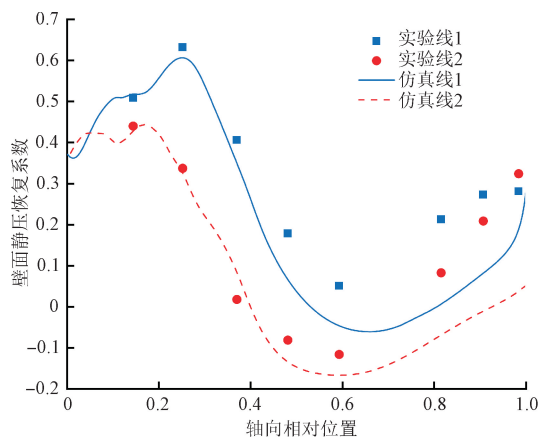
(b) $\varphi = 16^\circ$ (c) $\varphi = 35^\circ$

图 5 实验测量和数值计算的排气扩压静压恢复系数对比
Fig. 5 Comparison of the experimental and numerical results of static pressure recovery coefficient of exhaust diffuser

2 结果与讨论

2.1 排气扩压器流场

排气扩压器的进气条件是影响支撑板和机匣处流动分离程度的关键因素。图 6 给出了不同流量下排气扩压器进气旋流角的径向分布。随着流量的降低,主流通道流体速度的轴向分量减小,排气扩压器的进气旋流角增加,在 50%设计工况流量下进气旋流角最高可达 75° 。进气旋流角沿径向增加,由于存在来自透平末级叶顶间隙泄漏射流,排气扩压器机匣附近流体速度的切向分量较高,进气旋流角增加,同时受到无滑移壁面的影响,机匣处流体速度的切向分量减小,在径向相对位置为 0.97 处形成了进气旋流角先增后减的分布。随着流量的减小,动叶叶顶泄露涡的影响范围减小,削弱了对流动周向发展的抑制,这一分布特征逐渐消失,在 50%流量下机匣处仍具有高旋流角。

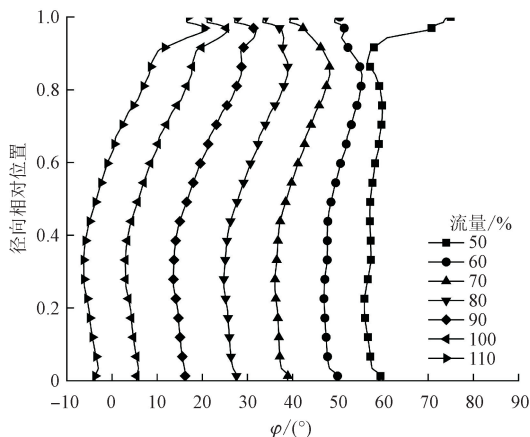


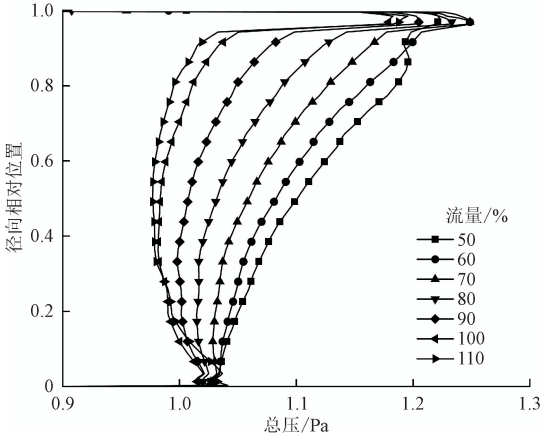
图 6 不同流量下排气扩压器进气旋流角的径向分布

Fig. 6 Radial distribution of inlet flow angle of exhaust diffuser at different mass flow rates

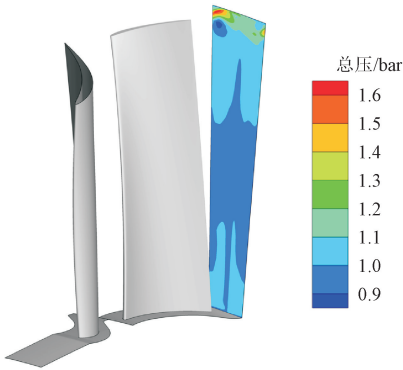
动叶出口总压分布的线图和云图如图 7 所示,叶顶间隙泄露流除了造成旋流角的径向差异,还导致了非均匀总压分布,可以看到,在叶顶间隙下游存在受泄漏涡影响的低总压区域和受叶顶间隙泄漏射流影响的高总压区域。在 110%设计流量工况下,总压沿径向基本不变,受叶顶间隙泄漏射流的影响,在 97%透平末级出口高度附近迅速增加。随着流量的减少,总压沿径向的增加量逐渐增加,在 50%流量下总压由轮毂的低总压区域向机匣的高总压区域过渡。大流量下排气扩压器进口的总压分布更加均匀,在排气扩压器结构不变的条件下,更加均匀的总压分布表明更高的排气扩压器静压恢复性能。

图 8 的轴向速度分布反映了上游非均匀流场在扩压段的发展,受支撑板附近流动分离的影响,速度分布分布沿周向存在差异。排气扩压器内轴向速度为 -1 m/s 的等值面示意图如图 9 所示,流动分离主要分为支撑板与轮毂之间形成的角区分离和由于进气旋流导致的支撑板尾迹流分离。在 110%设计流量下支撑板及扩压器壁面未发生明显的流动分离。当流量小于设计流量工况时,支撑板一侧开始发生明显的流动分离,在 80%设计流量时排气扩压器非弯扭段出口附近的轮毂壁面存在两个相邻支撑板流动分离的相互掺混。随着流量的减小,角区分离区域范围增大并与机匣处的流动分离相互连接,流动分离由支撑板机匣处的小范围分离逐渐发展为连接机匣和轮毂的大范围分离,在 50%设计流量下支撑板 A 侧机匣处的尾迹流分离由机匣向轮毂方向发展,最终延伸并与收集器内回流区域的涡旋结构融合成大范围的回流区域。流动分离和支撑板压缩了排气扩压器有效流通面积,流体得到加速,在分

离区域和支撑板之间形成高速流动区域。支撑板沿周向呈周期性分布,高速流动区域与流动分离形成的低速区域同样沿周向交替分布,但轴向速度不符合旋转对称分布。



(a)不同流量下总压的径向分布



(b)总压云图

图 7 动叶出口总压分布的线图和云图

Fig. 7 Total pressure profiles and contour at rotor outlet

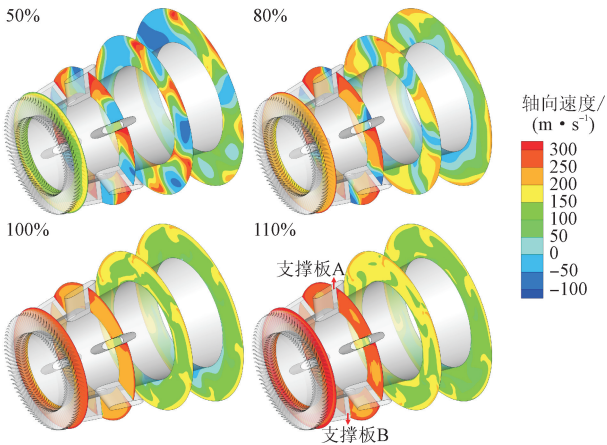


图 8 不同流量下排气扩压器不同轴向位置截面的轴向速度分布

Fig. 8 Axial velocity distribution of exhaust diffuser at different axial position sections under different mass flow rates

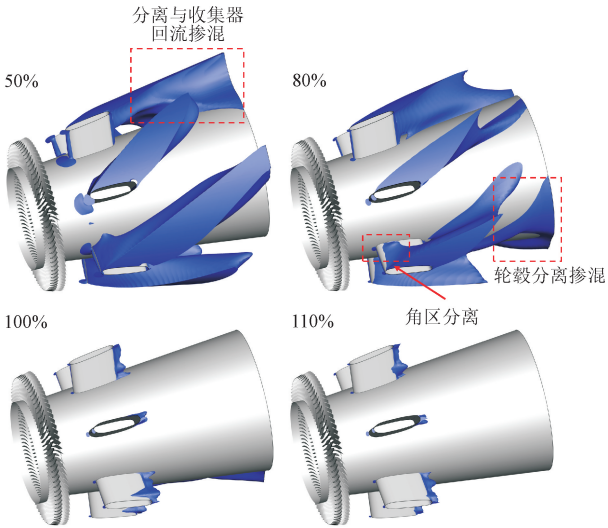


图 9 排气扩压器内轴向速度为 -1 m/s 的等值面示意图
Fig. 9 Isosurface diagram of the axial velocity of the exhaust diffuser at -1 m/s

由于收集器为单侧排气的非旋转对称结构,流体在收集器内沿不同方向的流动阻力不同。在相同流量下,尽管每个支撑板进口旋流角分布相同,支撑板 A、B 以及两侧相邻支撑板的流动分离仍存在较大差异。当流量大于 80% 设计流量时,支撑板 B 及其两侧支撑板更易发生的流动分离,在 100% 设计流量下支撑板 B 下游轮毂处已经开始发生流动分离。当流量小于 80% 设计流量时,支撑板 A 及其相邻支撑板的流动分离更剧烈。图 10、图 11 分别给出了支撑板 A、B 机匣截面的流线和速度分布。随着流量的减小,支撑板一侧的流动分离加剧,排气扩压器有效流通面积减小,高速流动区域增大。在 100%、110% 设计流量下,排气扩压器进气旋流角较小,受康达效应影响,流体贴附并沿着支撑板流动而没有发生流动分离,仅在支撑板尾缘处存在小范围的涡旋。当流量继续减小时,排气扩压器进气旋流角进一步增加,康达效应不再发挥作用,支撑板前缘处开始发生流动分离,在机匣处形成单个或两个涡旋结构,并且流动分离的起始点随着流量的减小发生前移。支撑板 A 一侧的流动分离在小流量下相较支撑板 B 更倾向于沿轴向发展,当流量为 50% 设计流量时,流动分离的影响区域已经延伸至排气扩压器非弯扭段出口,此时下游收集器内涡旋产生的回流区域将与支撑板尾迹流分离融合。图 12、图 13 分别给出了支撑板 A、B 轮毂截面的流线和速度分布。由于机匣处存在动叶叶顶间隙的高速泄漏射流,轮毂处流速相较于机匣偏低。当流量高于 90%

设计流量时,支撑板 A 处未出现流动分离,而支撑板 B 下游轮毂处存在大范围的回流区域。当流量进一步降低时,支撑板 A 一侧开始发生连接轮毂和机匣的流动分离,分离区域逐渐向支撑板前缘发展,最终在轮毂处形成支撑板一侧尾迹流分离区域和支撑板下游回流区域;支撑板 B 一侧流动分离较弱,但相邻支撑板流动分离的影响范围延伸到了支撑板 B 流动分离的尾迹区域并形成掺混。

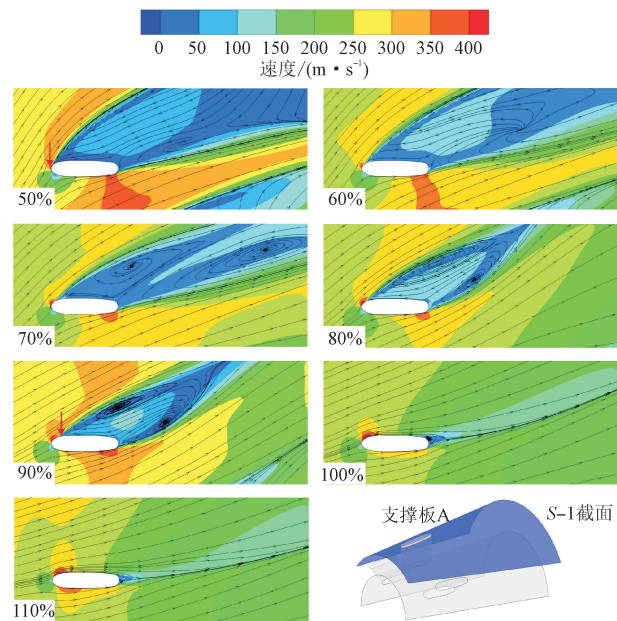


图 10 支撑板 A 机匣处的流线和速度云图
Fig. 10 Streamline and velocity contours of the case near strut A

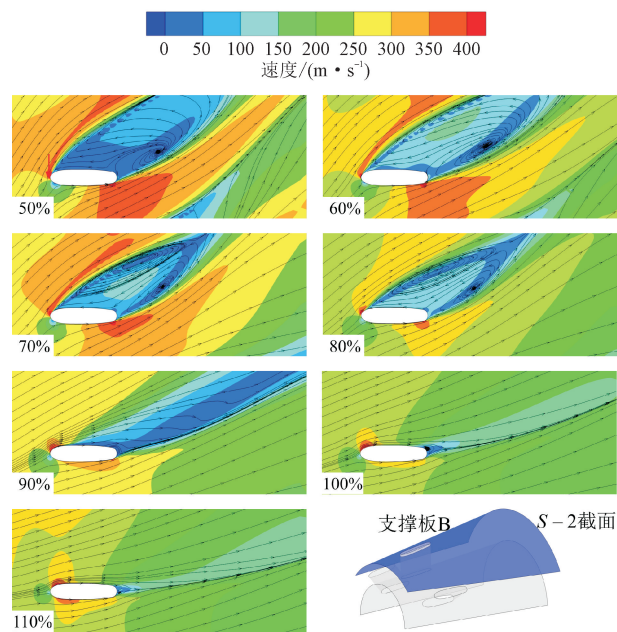


图 11 支撑板 B 机匣处的流线和速度云图
Fig. 11 Streamline and velocity contours of the case near strut B

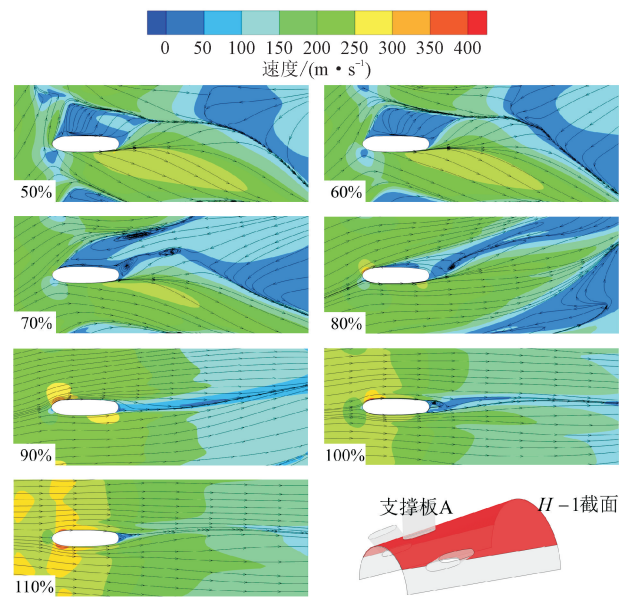


图 12 支撑板 A 轮毂处的流线和速度云图
Fig. 12 Streamline and velocity contours of the hub near strut A

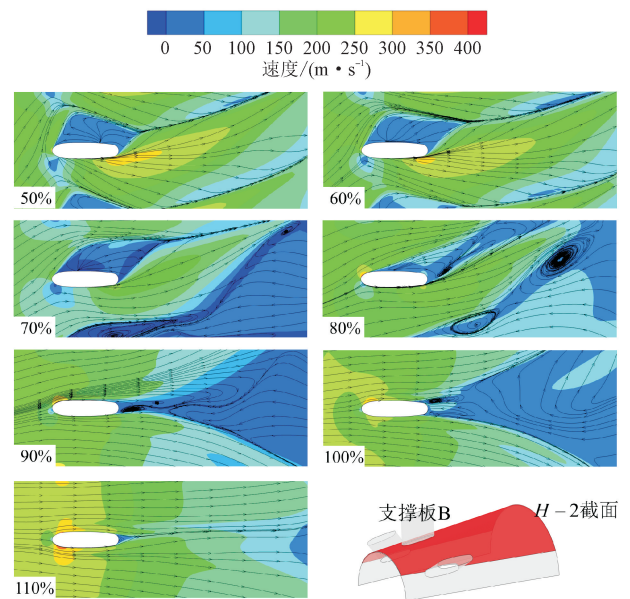


图 13 支撑板 B 轮毂处的流线和速度云图
Fig. 13 Streamline and velocity contours of the hub near strut B

动叶旋转及叶顶间隙的存在造成了排气扩压器进口的非均匀流场,叶顶下游的高旋流角使得机匣处更易发生严重的流动分离,而流量降低导致的高旋流角进一步恶化了扩压器内的减速扩压流动。尽管上游来流条件近似,支撑板的流动分离存在差异,在高流量下流动分离程度近似,但在低流量下相邻支撑板流动分离强度强弱交替分布,其中支撑板 A、B 差异最为显著,支撑板 A 机匣处更易发生流动分离,支撑板 B 轮毂处更易发生流动分离。

2.2 排气扩压器气动性能

静压恢复系数是评估排气扩压器气动性能的核心指标,反映了排气扩压器将进口气流动压转化为出口静压的能力大小,高静压恢复系数意味着排气扩压器拥有较强的利用透平出口余速动能的能力。式(1)可改写为排气扩压器动压转换系数 C_d 与总压损失系数 C_l 之差,即

$$C_p = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{p_{t1} - p_{s1}} = \frac{(p_{t2} - p_{d2}) - (p_{t1} - p_{d1})}{p_{t1} - p_{s1}} = \frac{p_{d1} - p_{d2}}{p_{t1} - p_{s1}} - \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_{s1}} = C_d - C_l \quad (2)$$

式中: p_{d1} 、 p_{d2} 为排气扩压器进、出口动压。

动压转换系数反映了排气扩压器可转化为出口静压的流体动能,总压损失系数反映了排气扩压器内的压力损失。在不考虑压力损失的理想情况下,排气扩压器进口的余速动能可以完全转化为出口静压。总压损失系数的增加并不意味着静压恢复系数的减小,因为压力损失的增加可能导致更均匀的出流,从而减小排气扩压器出口动压,增加动压转换系数,因此需要综合考虑动压转换系数和总压损失系数。

图 14、图 15 给出了不同流量下排气扩压器的总压损失系数分布,在支撑板上游不同流量下总压损失系数基本相同。110%设计流量下支撑板下游轮毂处的流动分离得到抑制,总压损失系数略小于设计流量工况。当流量小于设计工况时,在支撑板一侧发生的流动分离产生的流体掺混和卷积增加了流动损失,阻塞效应增强,部分静压转化为流体动能,总压损失系数随之增加。在支撑板尾缘下游,流动分离影响的范围增加,流体的掺混更加强烈,总压损失系数进一步增加。整体而言,存在严重的流动分离时,更长的排气扩压器轴向尺寸意味着更高的压力损失。

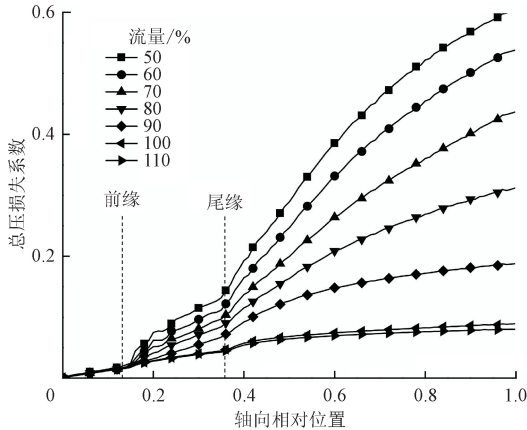


图 14 不同流量下排气扩压器总压损失系数轴向分布
Fig. 14 Axial distribution of total pressure loss coefficient of exhaust diffuser at different mass flow rates

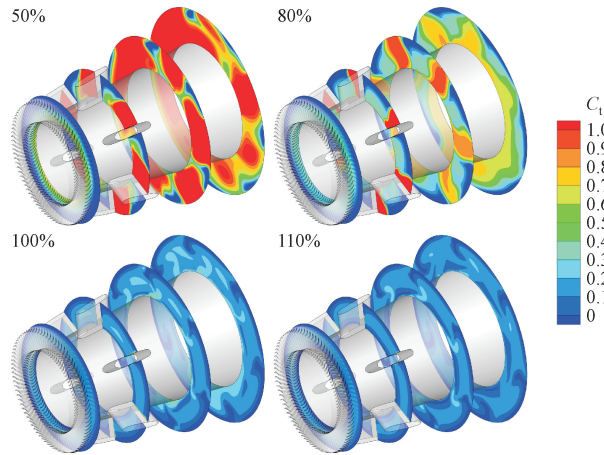


图 15 不同流量下不同轴向位置截面的总压损失系数分布
Fig. 15 Distribution of total pressure loss coefficients at different mass flow rates in different axial sections

由于未发生流动分离,支撑板上游截面流动损失较小,随着流量的减小,流道中央及轮毂附近的总压损失系数增加。动叶叶顶间隙的高速射流能够增强流体湍动能,稳定机匣处边界层,靠近机匣处的总压损失系数基本不变。排气扩压器机匣为扩张型壁面,机匣的附面层更易发生流动分离。支撑板一侧及下游的高损失区域与流动分离区域相吻合,在 80%设计流量下,机匣与支撑板连接处存在高损失区域,当流量进一步减小时,轮毂与支撑板间开始发生流动分离。在排气扩压器非弯扭段出口,由于流动分离的不断发展,高速和低速流动区域流体进一步掺混,总压损失系数分布较支撑板附近更均匀。高损失区域占比随进口流量的减小和轴向相对位置的增加而增加,低损失区域主要集中在扩压器机匣处。

不同流量下排气扩压器出口总压损失系数的径向分布如图 16 所示,低损失区域是叶顶间隙射流的影响范围,总压损失系数分布反映了叶顶间隙射流对流动损失增长的抑制作用。在 110%、100%设计流量下,支撑板下游轮毂面的分离增加了流动损失,总压损失系数在轮毂附近增加。当流量小于设计工况时,由于流动分离的发展,流道中心和轮毂处存在较大的流动损失,并随流量的降低而增加。低损失区域对应动叶叶顶间隙高速泄漏射流的影响范围,尽管叶顶间隙射流较流道中心和轮毂处流动具有更高的旋流角,更易诱导机匣附面层内流体产生分离,但高速射流的存在抑制了高损失区域的扩张。当流量大于 70%设计流量时,排气扩压器非弯扭段出口机匣处的总压损失系数基本一致并保持在 $-0.1 \sim 0.1$ 内,高损失区域被叶顶间隙射流影响的高速流

动区域分割,流动分离的周向发展受到限制,高速流动区域对流动分离周向发展的抑制作用有限。在小流量下,叶顶间隙射流的影响范围被不断压缩并集中在机匣处,机匣处总压损失系数最高可达 0.593,此时支撑板尾迹分离形成的高损失区域与收集器回流区域发生合并,受机匣处高速射流作用的低损失区域被连接收集器和扩压器的回流压缩,对流动损失增长的抑制作用进一步下降。

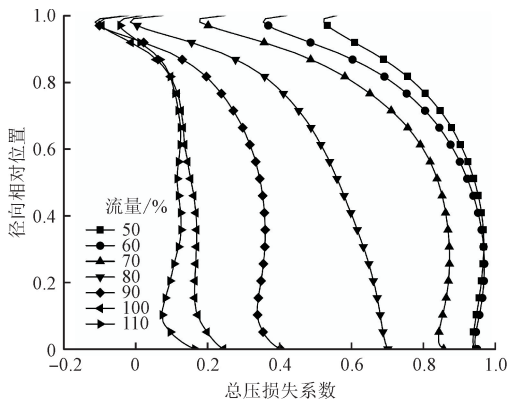


图 16 不同流量下排气扩压器出口总压损失系数的径向分布
Fig. 16 Radial distribution of total pressure loss coefficient at exhaust diffuser outlet at different mass flow rates

动压转换系数的大小取决于排气扩压器进气条件和出口动压,图 17 给出了不同流量下排气扩压器动压转换系数的轴向分布。支撑板上游为减速扩压流动,流体动压下降,动压转换系数增加。在支撑板前缘和流动分离点之间,有效流通面积的减小促使流体加速,动压转换系数下降。在 110%、100% 设计流量下,轴向相对位置大于 0.2 时,排气扩压器厚度基本不变,对流通面积的影响减弱,动压转换系数满足减速扩压流动分布。

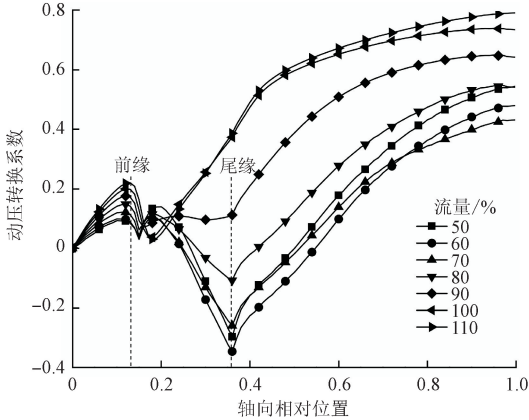


图 17 不同流量下排气扩压器动压转换系数的轴向分布
Fig. 17 Axial distribution of dynamic pressure coefficient of exhaust diffuser at different mass flow rate

当流量小于设计工况时,在分离点与轴向相对位置为 0.2 之间的区域,流体的掺混增加了流动损失,流体速度下降,动压转换系数增加;轴向相对位置大于 0.2 时,流动分离产生的流体掺混进一步减小了有效流通面积,分离区域与支撑板间的流体获得加速,动压转换系数下降。整体而言,进口流量的降低意味着能够转化为静压的流体动能减小,同时流动分离增强了阻塞效应,动压转换系数减小。

50%设计流量下排气扩压器出口的动压转换系数比 70%设计流量高,对比三维流线分布,可以看出,在 70%设计流量下,支撑板 A 侧的流动分离直接影响了扩压器出口,支撑板 B 侧的流动分离尾迹在出口截面形成了低速回流区域,与相邻支撑板流动分离相互掺混。在 50%设计流量下,支撑板一侧存在单个主要涡旋结构(蓝色流线),从支撑板 A 尾缘与机匣间形成并沿逆时针方向向下游发展,出口截面回流在支撑板 A 尾缘与轮毂间形成沿顺时针方法向下游发展的涡旋(红色流线)。在 50%设计流量下,受流动分离影响的出口截面低速区域范围更大,受流动分离挤压而靠近机匣处的高速区域较小,出口流动更为均匀,动压转换系数增加。

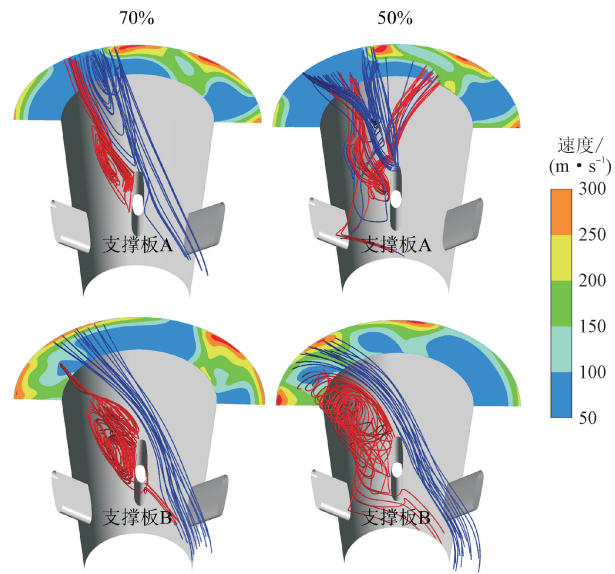


图 18 机匣附近三维流线和出口速度云图
Fig. 18 Three-dimensional streamline near case and velocity contours at outlet section

2.3 静压恢复系数

透平末级下游包括排气扩压器非弯扭段、连接排气扩压器与收集器的弯扭段以及收集器。图 19 给出了排气扩压器非弯扭段不同流量下不同轴向位

置截面的静压恢复系数分布,静压恢复系数轴线分布与动压转换系数分布趋势基本一致。在 50%、60%设计流量下出口动压转换系数大于 70%设计流量,但是流量减小带来的压力损失影响更大,仍表现为静压恢复系数随流量的增加而提高。排气扩压器的静压恢复系数随着排气扩压器面积比的增加而增加,排气扩压器非弯扭段的理想静压恢复系数为 0.821。在设计工况下,排气扩压器存在轮毂壁面的流动分离和支撑板尾缘的微弱分离,具有良好的静压恢复性能,静压恢复系数为 0.645。在 110%设计流量下,排气扩压器内仅存在微弱的角区分离和支撑板尾缘分离,静压恢复系数为 0.711,较设计工况增加了 10.2%。当流量小于 70%设计流量时,排气扩压器非弯扭段出口静压恢复系数为负,出口静压低于进口,强烈的流动分离严重恶化了排气扩压器内的流动状况,排气扩压器减速扩压能力失效。50%设计流量下静压恢复系数为-0.059,较设计工况降低了 109.2%。

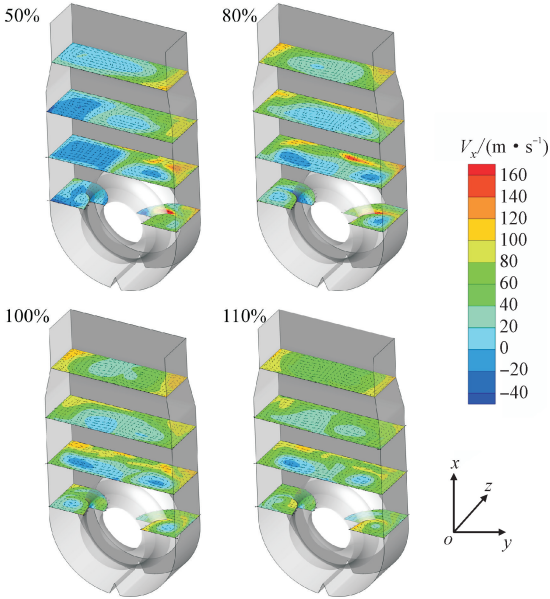


图 20 不同流量下收集器内速度分布
Fig. 20 Velocity distribution in collector at different mass flow rates

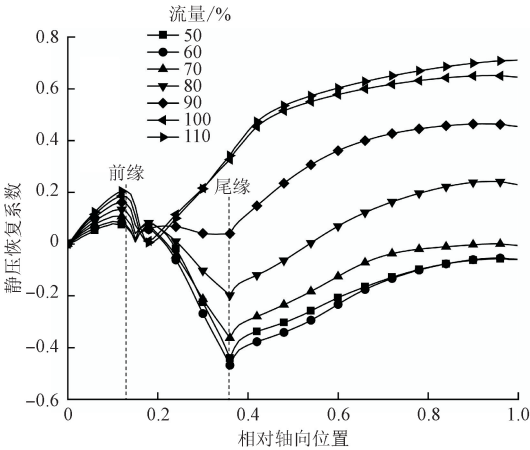


图 19 不同流量下静压恢复系数的轴向分布
Fig. 19 Axial distribution of static pressure recovery coefficient of exhaust diffuser at different mass flow rate

排气扩压器非弯扭段基本反映了扩压段的静压恢复性能,需要进一步关注收集器内的流动和静压变化。不同流量下收集器内速度 V_x 分布如图 20 所示,不同质量流量下收集器内压力 p 分布及三维流线如图 21 所示,图 20 中收集器内存在两处回流区域,回流位于图 21 所示的旋流中心。收集器内存在左右两个主要涡旋结构,收集器底部挡板将排气扩压器弯扭段出流流体向两侧分为左右两股旋流,旋流对应收集器中心低速出流区域,旋流的作用范围沿排气方向不断增大,将位于收集器背侧壳体附近的高速出流区域挤压至左右两侧壁面处。

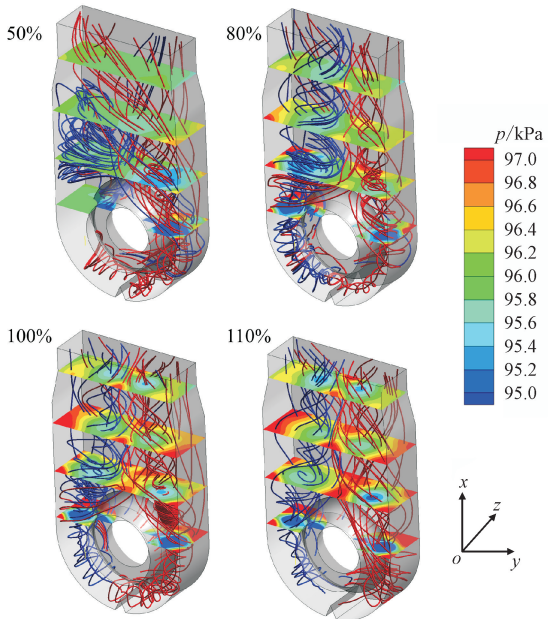


图 21 不同质量流量下收集器内压力分布及三维流线
Fig. 21 Pressure distribution and three-dimensional streamline in collector at different mass flow rate

当流量大于 80%设计流量时,由于排气扩压器内流动分离程度较轻、流量较高时,回流集中在收集器前侧壁面附近的涡旋中心,仅在收集器内发展,未与排气扩压器内的支撑板尾迹流相互作用,但是排气扩压器左侧与右侧出口的出流流体在收集器内的流动阻力不同,左侧流体倾向于向收集器底部流动,

右侧流体倾向于向收集器出流方向流动,因此排气扩压器非弯扭段内流动呈非旋转对称分布。随着流量的降低,右侧旋流向左侧发展,左侧旋流出流面积不断减小,当流量降至 50% 设计流量时,收集器出口几乎只受右侧旋流影响。在 50% 设计流量下,排气扩压器左侧出口的出流流体越过收集器底部挡板汇入右侧旋流,右侧旋流中心的回流区域影响范围基本不变。左侧旋流发展为收集器内部大范围回流,流线起始点对应支撑板 A 下游尾迹流分离,收集器内回流与支撑板下游分离的相互作用造成了排气扩压器非弯扭段内的支撑板流动分离的差异。

图 22 给出了不同流量下透平末级-排气扩压器-收集器系统内不同截面的静压恢复系数。排气扩压器弯扭段出口的静压恢复系数均高于非弯扭段出口,这是由于弯扭段为扩张型通道,尽管弯管的存在增大了流动损失,压力恢复性能仍得到了加强。排气扩压器弯扭段与收集器之间为突然扩张的通道,流体将继续沿收集器背侧壁面流动,一部分流体将在收集器通道中心产生回流并在拐角处产生涡旋,分别与图 20 中收集器内高速出流区和回流区对应;另一部分由弯扭段出口向收集器两侧及底部出流的流体将在收集器两侧和前侧壁面构成的拐角内形成涡旋,并以左、右两股旋流的形式沿收集器方向出流。

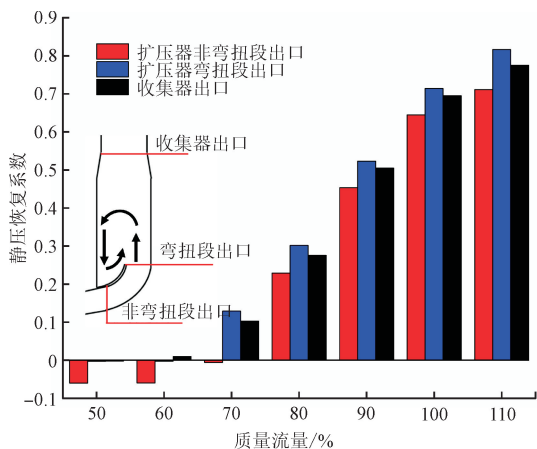


图 22 不同流量下扩压器及收集器内静压恢复系数

Fig. 22 Static pressure recovery coefficient of exhaust diffuser and collector at different mass flow rates

收集器不具备扩压能力,同时拐角处的流体掺混增加了压力损失,整个系统出口的静压恢复系数较弯扭段出口有所下降,在排气扩压器失去扩压能力前,收集器内流动结构相似,不同流量下静压恢复系数的减小量均在 0.03 左右,流量的变化几乎不影

响收集器内静压恢复系数的减小量。在设计工况流量下收集器出口静压恢复系数为 0.694,较弯扭段出口减小了 2.9%,压力损失仍主要集中在排气扩压器支撑板所在的区段。当流量小于 70% 设计流量时,收集器内回流与支撑板尾迹流分离合并,收集器内回流的影响范围显著增加,流体掺混更加强烈,静压恢复系数较弯扭段基本不变。

3 结 论

本文建立了耦合透平末级的燃气轮机排气扩压器气动性能数值分析模型,研究了不同进口流量下的透平末级出口流场对下游排气扩压器气动性能的影响特性,对比分析了不同流量下排气扩压器的静压恢复系数和总压损失系数。

(1) 末级动叶旋流效应以及动叶叶顶间隙泄漏流导致的排气扩压器进口非均匀压力分布和旋流角等对静压恢复性能具有显著影响。动叶出口旋流角随流量的减小而增加,旋流角的增加增强了支撑板的尾迹流分离。靠近机匣的旋流角一般高于轮毂,导致机匣处更易发生严重的流动分离。叶顶间隙的存在造成了非均匀的总压分布,同时叶顶间隙泄漏射流能够稳定机匣壁面附面层,支撑板上游靠近机匣处的总压损失系数随着进口流量的减小基本不变,并维持在 0.1 以下。

(2) 收集器的非旋转对称结构以及小流量下收集器左侧回流造成了排气扩压器支撑板流动分离的差异。支撑板 B 及其两侧支撑板下游轮毂处更易发生流动分离,支撑板 A 机匣处更易发生流动分离。当流量进一步降低时,机匣处的尾迹流分离向轮毂处发展,形成连接机匣和轮毂的大范围流动分离,最终与收集器内回流区域合并,而且增强了阻塞效应。

(3) 随着流量的减小,流动分离增强,排气扩压器非弯扭段静压恢复系数下降,小流量会严重恶化排气扩压器的扩压性能。流量的减小增加了排气扩压器进口旋流角,支撑板一侧的流动分离增强,由支撑板尾缘处的微弱分离发展为连接机匣和轮毂的大范围流动分离。当流量降低至 50% 设计流量时,静压恢复系数较设计工况降低了 109.2%,排气扩压器非弯扭段出口静压低于进口,排气扩压器扩压能力失效。

(4) 相较于轴向排气扩压器,扩压器-收集器系统中的扩张弯扭段能够进一步提高系统的静压恢复性能,收集器内拐角处的涡旋及回流增加了压力损失,静压恢复系数有所下降。在大于 70% 设计流量

时,收集器对静压恢复系数的改变量几乎不随流量而变化。

参考文献:

- [1] 郑露霞,张士杰,王波,等. GE公司重型燃气轮机透平冷气量和燃气初温推测 [J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(23): 6934-6943.
ZHENG Luxia, ZHANG Shijie, WANG Bo, et al. The cooling air and firing temperature estimation for GE's heavy duty gas turbines [J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(23): 6934-6943.
- [2] DOBHALL S, PRADEEP A M, ROY B. Effect of geometry changes in an aggressive turbine exhaust delivery system [C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2013: V06AT36A005.
- [3] KLEIN A. Review: effects of inlet conditions on conical-diffuser performance [J]. Journal of Fluids Engineering, 1981, 103(2): 250-257.
- [4] STEVENS S J, WILLIAMS G J. The influence of inlet conditions on the performance of annular diffusers [J]. Journal of Fluids Engineering, 1980, 102(3): 357-363.
- [5] DESIDERI U, MANFRIDA G. Flow and turbulence survey for a model of gas turbine exhaust diffuser [C]//ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 1995: V003T06A030.
- [6] 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.
- [7] 徐自荣,袁浩,初鹏,等. 入口旋流角对排气扩压段气动性能影响的数值研究 [J]. 燃气轮机技术, 2018, 31(1): 30-34.
XU Zirong, YUAN Hao, CHU Peng, et al. Numerical investigation of the impact of inlet swirl on the performance of gas turbines exhaust diffusers [J]. Gas Turbine Technology, 2018, 31(1): 30-34.
- [8] 徐倩楠,吴虎. 基于改进流线曲率法的环形扩压器数值分析 [J]. 航空计算技术, 2012, 42(4): 28-31.
XU Qiannan, WU Hu. Numerical analysis of annular diffusers for turbomachinery [J]. Aeronautical Computing Technique, 2012, 42(4): 28-31.
- [9] 董雨轩,李志刚,李军. 预旋对燃气涡轮排气蜗壳气动性能影响的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(1): 116-124.
DONG Yuxuan, LI Zhigang, LI Jun. Effect of pre-swirl on the aerodynamic performance of the gas turbine exhaust volutes [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(1): 116-124.
- [10] KUMAR D S, KUMAR K L. Effect of swirl on pressure recovery in annular diffusers [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1980, 22(6): 305-313.
- [11] FRIC T F, VILLARREAL R, AUER R O, et al. Vortex shedding from struts in an annular exhaust diffuser [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(1): 186-192.
- [12] 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, NY, USA: ASME, 2006: 87-92.
- [13] 邹东,刘杨,张喆. 基于 V94.3A 型燃气轮机排气扩压器数值模拟研究 [J]. 电力科学与工程, 2016, 32(4): 75-78.
ZOU Dong, LIU Yang, ZHANG Zhe. Study on numerical simulation based on V94.3A gas turbine exhaust diffuser [J]. Electric Power Science and Engineering, 2016, 32(4): 75-78.
- [14] OPILAT V, SEUME J R. The effect of the operating conditions of the last turbine stage on the performance of an axial exhaust diffuser [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2011: 695-704.
- [15] SCOTTI DEL GRECO A, JUREK T, MICHELASSI V, et al. Design, testing, and performance impact of exhaust diffusers in aero-derivative gas turbines for mechanical drive applications [J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(6): 061016.
- [16] SULTANIAN B K, NAGAO S, SAKAMOTO T. Experimental and three-dimensional CFD investigation in a gas turbine exhaust system [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(2): 364-374.
- [17] 董雨轩. 燃气轮机排气扩压器气动性能和结构优化的实验及数值研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2023.
- [18] MIMIC D, DRECHSEL B, HERBST F. Correlation between pressure recovery of highly loaded annular diffusers and integral stage design parameters [J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(7): 071002.
- [19] HUMMEL S, BAUER M, VOGT D M. Study of gas turbine exhaust diffuser flow and performance characteristics at off-design conditions [C]//14th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. [S. l.]: European Turbomachinery

- Society, 2021: 22088.
- [20] BACK L, CUFFEL R. Experimental investigation of turbulent wall jets in the presence of adverse pressure gradients in a rectangular diffuser [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, 25(6): 871-887.
- [21] WILLINGER R, HASELBACHER H. The role of rotor tip clearance on the aerodynamic interaction of a last gas turbine stage and an exhaust diffuser [C]// ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, USA: ASME, 1998: V001T01A030.
- [22] BABU M, BHATIA D, SHUKLA R K, et al. Effect of turbine tip leakage flows on exhaust diffuser performance [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2011: 609-618.
- [23] 吴飞, 戴斌, 艾松, 等. 透平末级动叶顶部间隙变化对排气扩压器气动性能的影响 [J]. *东方汽轮机*, 2017(4): 24-29.
- WU Fei, DAI Bin, AI Song, et al. Influence of last stage rotor tip clearance' variation on aerodynamic performance of exhaust diffuser [J]. *Dangfang Turbine*, 2017(4): 24-29.
- [24] MIHAILOWITSCH M, SCHATZ M, VOGT D M. Numerical investigations of an axial exhaust diffuser coupling the last stage of a generic gas turbine [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(3): 031025.
- [25] XUE Song, 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]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(9): 092603.
- [26] SIOREK M P, GUILLOT S, XUE Song, et al. A sensitivity study of gas turbine exhaust diffuser-collector performance at various inlet swirl angles and strut stagger angles [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(7): 072602.

(编辑 赵炜)