

一种涡轮排气蜗壳的优化设计

黄恩德¹, 楚武利^{1,2}, 董 玮¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为了改善涡轮排气蜗壳的排气效果,选取一种箱式蜗壳为原始计算模型,通过数值模拟研究了该排气蜗壳的气动性能,揭示了蜗壳内部流动损失的主要来源,在不改变其几何尺寸的前提下,提出了一种蜗壳的分流层改型设计,并与两种一般改型方式的效果作比较.数值计算结果表明:在设计工况下,分流层改型设计可使排气蜗壳的总压损失系数最多降低32.12%,静压恢复系数最多提高48.73%,其效果好于扩压结构弧线改型,但弱于蜗壳壁面轮廓型线改型,在此基础上揭示了分流层设计改善蜗壳气动性能的机理.

关 键 词: 排气蜗壳; 分流层; 改型; 流动损失; 气动性能

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

An optimal design of a turbine exhaust volute

HUANG En-de¹, CHU Wu-li^{1,2}, DONG Wei¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to improve the aerodynamic performance of a gas turbine exhaust volute, a collection-shell type volute was numerically studied and the source of flow losses was presented. Based on that, a flow separation layer design was put forward without changing the geometry size of the exhaust volute, and the comparisons of the effects between this design and two common methods were carried out. The numerical simulation results show that the flow separation layer design can at most decrease the total pressure loss coefficient by 32.12% and increase the static pressure recovery coefficient by 48.73% on the design point; this is better than the result of adjusting arc lines of the diffusing structure, but worse than that of the wall profile modification of the collector. Accordingly, the mechanism of how the separation layer can improve the aerodynamic performance of the volute was revealed.

Key words: exhaust volute; separation layer; modification; flow losses; aerodynamic performance

燃气轮机在舰船和航空动力等方面具有重要应用,与内燃机以及汽轮机相比,燃气轮机具有单机功率大、体积小、起动快等特点^[1].燃气轮机使用轴来连接尾部其他设备,因此其涡轮流出的气

体不是直接轴向排出,而是经过蜗壳将气流排出方向由轴向转变为径向.Mao等^[2]列举了扩压器及扩张角的相关几何参数,运用试验方法选取最优参数组合,发现排气蜗壳总压损失降低,涡轮效

收稿日期:2015-06-03

基金项目:国家自然科学基金(51576162,51236006)

作者简介:黄恩德(1990—),男,硕士生,研究领域为航空发动机流体机械及工程.

引用格式: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.

率增加. LU 等^[3]指出涡轮排气系统总压比改变时, 涡轮效率将随之改变. 燃气轮机气动性能与排气蜗壳内流场的均匀程度密切相关^[4-7], 蜗壳出口流场均匀程度也影响部件性能. 因此降低排气蜗壳内流场损失对提高涡轮效率, 改善燃气轮机整体性能具有重要的现实意义.

排气蜗壳由集气壳和排气管道组成, 对其性能的改善主要集中在这两个结构的几何参数和外形轮廓的改变^[8-10]. 蔡元基等^[11]以 BBC (Brown Boveri Corporation) 公司的 VTR 400 为原型, 在排气管道进口处安装一轴径向扩压器和扩压器四周增加导流叶片两种方式改进蜗壳结构, 结果表明轴向尺寸较短及径向尺寸较大的排气蜗壳, 采用这种改型结构效果较好. 成心德^[12]利用对数螺旋线或渐开线重新设计集气壳壁面型线, 起到了减少流动损失的作用.

近年来, CFD 在蜗壳流场计算中具有广泛应用^[13-14], 采用数值优化算法设计蜗壳外形, 能够达到降低蜗壳排气损失的目的. WANG 等^[15]将蜗壳扩压结构参数化后, 采用 Kriging 代理模型获得了更加合理的扩压器设计参数. Verstraete 等^[16]利用人工神经网络优化蜗壳扩压结构背弧型线, 降低了蜗壳排气损失. 因此, 针对扩压器弧线或集气壳壁面型线的改型均能够改善蜗壳气动性能. 相较而言, 前者提升性能的效果有限, 后者提升性能的效果虽优于前者, 但集气壳壁面型线改型会扩大径向宽度, 蜗壳几何尺寸常受空间限制, 导致其适用性较低. 为了满足在不改变蜗壳尺寸的前提下, 改进蜗壳内的流场流动, 急需探索新的改型方式.

基于以上研究, 本文选取应用于飞机环境控制系统中的非轴对称涡轮排气蜗壳为研究对象, 其由弯排气管道及外罩融为一体的集气壳组成. 采用数值模拟方法, 研究排气蜗壳内部流动特征和流动损失来源, 在不改变蜗壳几何尺寸的情况下, 提出了一种分流层改型方案, 并与扩压结构弧线改型、蜗壳型线改型效果分别进行比较, 得出分流层改型的适用性, 通过对改型前后流场分析, 阐述了流场改善机制, 以期更加有效的排气蜗壳改型设计和分析奠定基础.

1 研究对象

本文选取的涡轮排气蜗壳结构为箱体式, 其集气壳的扩压结构由内弧线和背弧线组成, 图 1 (a) 中的三维模型由弯排气管道和与外罩融为一体

的集气壳体组成. 由于蜗壳出口位置固定排气管道弯曲, 导致排气管道呈弯曲状. 集气壳壁面轮廓为带有分流凹槽的圆弧, 分流凹槽偏离角为 $\gamma=24^\circ$. 排气蜗壳的三维模型和主要几何参数如图 1 所示.

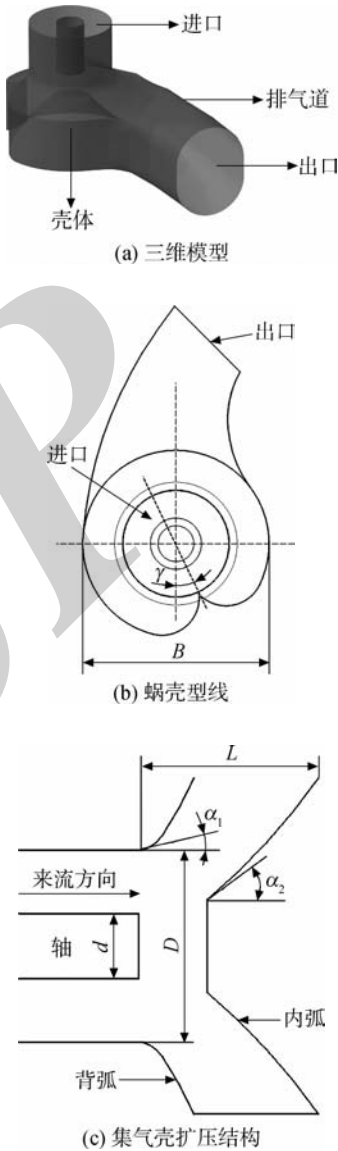


图 1 排气蜗壳几何模型及参数

Fig. 1 Exhaustvolute geometry model and parameters

蜗壳进口外径 $D=120\text{ mm}$, 内径为 $d=40\text{ mm}$, 径向宽度为 B , 扩张比为 n , 即集气壳扩压结构出口壁面面积与进口环面面积之比, 扩张角 α_1 与 α_2 为集气壳扩压结构弧线起始点的切线方向与轴线方向夹角. 为便于分析, 参数采用无量纲方式表示, 相对轴向长度 $\bar{L}=L/D$, 相对径向宽度 $\bar{B}=B/D$, 相对进口直径 $\bar{D}=D/D$, 其主要几何参数值, 如表 1 所示.

本文采用总压损失系数和排气管道出口速度的均匀程度来评价排气蜗壳的气动性能. 总压损失

系数定义为

$$\xi_{\text{loss}} = \frac{\bar{p}_{\text{inlet}}^* - \bar{p}_i^*}{1/2\rho V_{\text{inlet}}^2} \tag{1}$$

排气道出口流场的均匀程度为

$$\delta = \frac{\bar{V}_{\text{inlet}} - \bar{V}_{\text{min}}}{\bar{V}_a} \tag{2}$$

集气壳内相对静压为

$$C_p = \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_{\text{inlet}}}{1/2\rho V_{\text{inlet}}^2} \tag{3}$$

式中 $\bar{p}_{\text{inlet}}^*$ 为进口平均总压, $\bar{p}_i^*$ 为各截面质量平均总压, $\bar{p}_i$ 为各截面质量平均静压, V_{inlet} 为进口速度, $\bar{V}_a$ 为出口截面上的质量平均气流速度, $\bar{V}_{\text{max}}$ 为 $V_i > \bar{V}_a$ 时出口面积加权平均速度, $\bar{V}_{\text{min}}$ 为 $V_i < \bar{V}_a$ 时出口面积加权平均速度, $\bar{p}_{\text{inlet}}$ 为进口平均静压.

表 1 排气蜗壳无量纲参数

Table 1 Exhaustvolute geometry parameters

$\bar{L}$	$\bar{B}$	$\alpha_1/(^\circ)$	$\alpha_2/(^\circ)$	$\bar{D}$	n
0.9375	1.75	16.8	40.2	1	1.96

2 计算结果及分析

2.1 数值求解方法

模型计算网格使用 NUMECA 软件 IGG 模块构建,采用结构网格计算蜗壳流场^[17],并在蜗壳进口处设计延伸段,以保证进口气流均匀性.划分网格时,将排气通道采用蝶形网格,集气壳部分用 H 型网格.计算域网格模型,如图 2 所示.

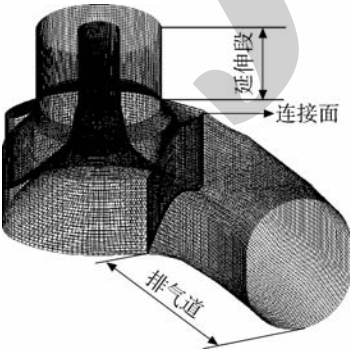


图 2 蜗壳网格

Fig. 2 Grid for exhaustvolute

本文利用 Euranus 求解器求解湍流 Navier-Stokes 方程组,空间上使用 Jamson 有限体积中心差分格式离散,采用 Spalart-Allmaras 湍流模型进行计算,近壁面第 1 层网格 y^+ 取值在 5 附

近,计算过程采用多重网格法、当地时间步长等方法加速收敛.蜗壳进口为设有导流支板的轴向均匀进气,进口雷诺数为 $Re=297\,995$,涡轮排气余速为 47 m/s,总压为 0.1 MPa. 根据工作条件,蜗壳进口以速度和静温为边界条件,其中进气速度 $V_{\text{inlet}}=47\text{ m/s}$,为轴向进气,进口静温 $T_{\text{inlet}}=320\text{ K}$;出口边界条件设置为出口平均静压 $\bar{p}_{\text{outlet}}=91\,450\text{ Pa}$.

2.2 网格无关性验证

为排除网格结构和数目等因素对求解结果的影响,在保证网格拓扑结构完全相同的前提下,分别用不同网格数目求解蜗壳的流场,网格数分别为 60 万、80 万和 130 万,网格数目增加方式为沿每个网格块的 3 个方向均匀增加,取集气壳和排气道连接面(如图 2)中心相同网格线上的静压作比较,横坐标为相对弧长,纵坐标为相对静压 ($\bar{p}=\bar{p}_i/\bar{p}_{\text{inlet}}$),可以看出网格数为 80 万以上可以获得流场网格无关解,因此改型及原型都采用相同网格拓扑结构,网格数目为 80 万.蜗壳计算的网格无关性检验结果,如图 3 所示.

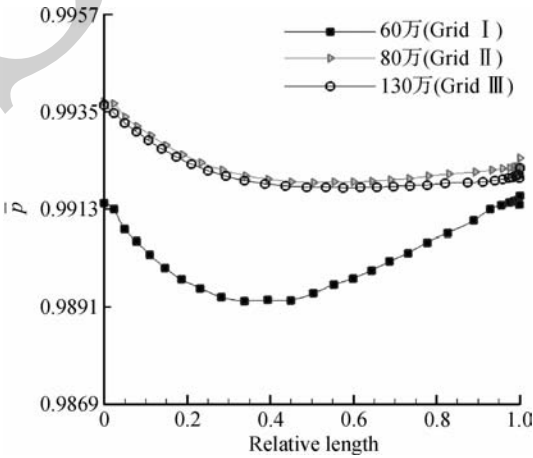


图 3 网格无关性检验

Fig. 3 Grid independence check

2.3 试验和计算结果对比

为了验证计算方法的有效性,本文取文献[11]中 VTR400 改型 II 为研究对象,采用相同的数值模拟方法进行流场计算,其设计工况点蜗壳出口总压损失系数数值计算结果与试验结果,如表 2 所示.试验和数值计算过程中雷诺数为 $Re=5.3\times10^5$,从表 2 可知,数值计算结果和试验结果基本吻合,表明所采用的计算方法是可行的,能够为排气蜗壳流场计算提供可靠保证.

表 2 试验与计算结果对比

Table 2 Comparison of coefficient between experiment and numerical simulations

蜗壳出口参数	试验值	模拟值	相对误差/%
ξ_{loss}	0.5600	0.5456	2.57

2.4 内部损失源

由于排气蜗壳是不规则的非对称结构,均匀气流流入蜗壳内部后因分布位置各异而具有不同特征.本文为了详细分析蜗壳内气流流动,根据进口区域与排气道出口距离,将其分为 A1,A2,B1,B2,C 共 5 个区域.蜗壳进口分区方法、蜗壳内旋流流动及底部分流特征,如图 4 所示.

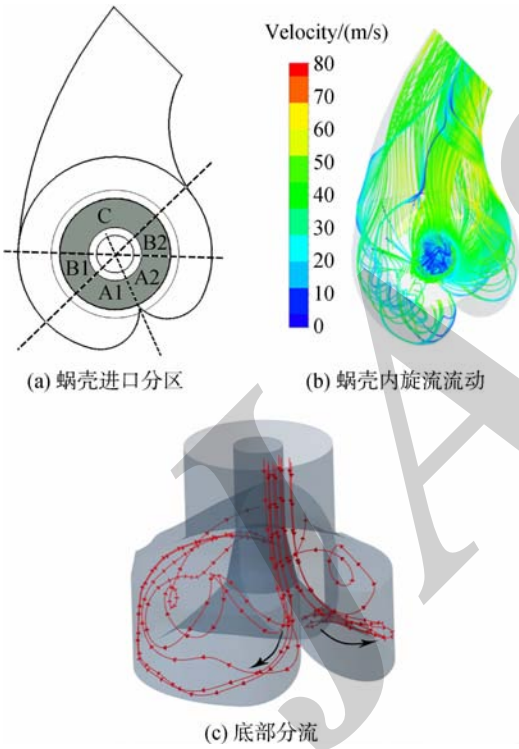


图 4 分区及内部流动特征

Fig. 4 Areaclassification and inner flow characteristic

由图 4 可以看出,各区进入蜗壳的气流在排气道中互相掺混和干扰,形成速度大小不均的分布情况.蜗壳进口流入其底部的气流,在排气道出口远端被分流凹槽分为 A1 和 A2 区两部分,随后气流在蜗壳底面及侧壁的引导作用下形成强烈的旋流,并向出口运动.相比 A1 和 A2 区,较靠近排气道出口的 B1 和 B2 区流入的气流由蜗壳进口中心向两侧展开流动,并在蜗壳壁面引导作用下形成旋流,同时在 A1 和 A2 区气流的冲击作用下,逐渐转向流动.C 区气流经过扩压结构直接由

蜗壳出口排出,从流线分布上较难观测到显著旋流运动.

图 5 给出了原始排气蜗壳子午面速度流场.

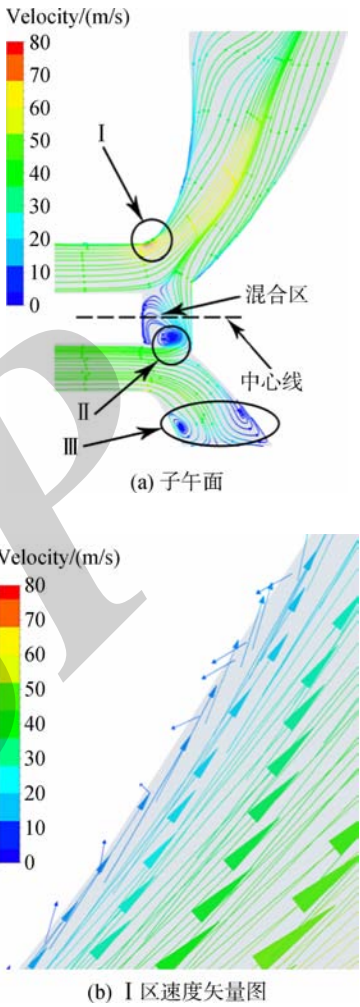


图 5 蜗壳子午面速度流场

Fig.5 Flow field on meridional plane

由图 5(a)可知,中心线以下部分,即蜗壳底部,流场存在面积较大的低速区,低速区的气流由进口 A1 和 A2 区产生,并在Ⅲ区域形成漩涡流动,且两个漩涡的旋流方向相反.在中心线附近的混合区,同样存在较大面积的低速流动,这是由于 A1 和 A2 区进入的气流穿过混合区,且向下游流动,而 B1 和 B2 区气流二次横向流动,造成混合区出现漩涡流动区Ⅱ.在蜗壳扩压结构进口背弧上存在高速区Ⅰ,由Ⅰ区的速度矢量图 5(b)可知,Ⅰ区中的逆压梯度引起区域逆流现象,导致流动分离.漩涡流动和分离流动是导致排气蜗壳内流动损失的主要原因之一^[4],因此要降低流动损失,应该减弱蜗壳内旋流强度.根据蜗壳的设计过程,可以采用蜗壳几何型线改型或增加内部装置

的方法,改变蜗壳内气流流动结构,控制并削弱蜗壳内气流掺混和二次流现象,达到减弱蜗壳内旋流强度的目的.

3 改型方案

根据蜗壳内气流流动规律可知,通过改变蜗壳扩压结构弧线,能够使气流更加光顺地从轴向变为径向,起到改善 I 区气流流动的目的.由于原始蜗壳的壁面轮廓型线为圆弧,若将其用螺旋线构建,在一定程度上可以减弱径向流动的气流对集气壳壁面的撞击作用和蜗壳底部气流的旋流强度,达到改善 III 区气流流动的目的.相比文献[1-2]仅给出设计准则和建议,本文给出了具体改型方案,如图 6 所示,方案 1 为扩压结构弧线改型,改型后两扩张角分别为 $\alpha_1=12^\circ$ 和 $\alpha_2=18^\circ$,其扩压结构弧线为圆弧;方案 2 中将壁面轮廓型线由圆弧改为螺旋线设计.其中型线 1 为原始蜗壳型线,型线 2 为改型,并将方案 1 定义为 Model 1,方案 2 定义为 Model 2.

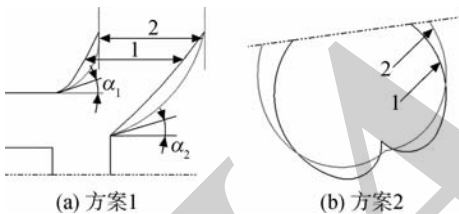


图 6 型线改型方案
Fig. 6 Modification of profile methods

从图 6 可以看出,壁面轮廓型线改型会增加蜗壳径向宽度,若径向尺寸受限,将降低其适用性.

文献[18]针对带外罩的排气蜗壳提出了一种内置导流板方案,使从扩压结构流出的气流分为两层流动,以减弱集气壳中的旋流流动.受这种方式启发,本文提出了一种集气壳分流层设计方案,即在集气壳内置层状分流板,分流层设计位置与几何参数,如图 7 所示.

由图 7 可知,分流层曲面为二维结构,其上的点位于扩压结构内弧线与背弧线相同径向位置的轴向距离的中点.因此,从子午面看,分流层基本平行于扩压结构内弧线和背弧线,并将扩压结构分为两层.本文将该方案定义为 Model 3,各参数如表 3 所示,其中 $\overline{r_1}=r_1/D$,由于集气壳为非轴对称结构,分流层末端由偏转角 θ_1 和 θ_2 控制,宽度由相对半径 $\overline{r_1}$ 控制.

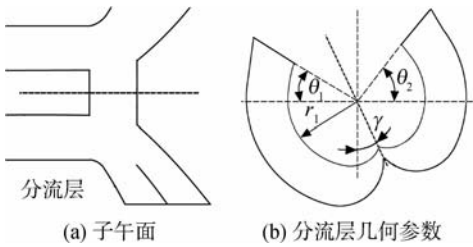


图 7 分流层设计
Fig. 7 Design of flow separation layer

表 3 分流层几何参数
Table 3 Flow separation layer geometry parameters

几何参数	数值
$\overline{r_1}$	1.15
$\theta_1/(^\circ)$	33
$\theta_2/(^\circ)$	51

4 结果对比与分析

4.1 结果对比

本文分别对 3 种改型方案排气蜗壳展开数值模拟,并在原始蜗壳设计流量点 (0.315 kg/s) 测量计算结果.3 种改型蜗壳与原始蜗壳的进口静压结果、出口速度平均不均匀度结果,如表 4 所示.

表 4 各方案性能对比
Table 4 Comparison about the performance of different model

方案	进口静压/Pa	速度平均不均匀度 δ
原始蜗壳	92202.9	0.342
Model 1	91989.0	0.381
Model 2	92246.1	0.223
Model 3	91945.5	0.245

由表 4 中进口静压值对比,扩压结构弧线改型(Model 1)和分流层改型(Model 3)降低了蜗壳进口静压力(即涡轮出口静压力),而壁面型线改型(Model 2)提高了蜗壳进口静压.由气体在涡轮中膨胀做功的原理可知,Model 2 不利于涡轮做功,Model 1 与 Model 3 有利于减少热降损失^[11].

Model 1 的蜗壳出口速度平均不均匀度 δ 升高,Model 2 与 Model 3 方案出口速度平均不均匀度 δ 降低.由速度不均匀程度定义可知, δ 越接近于 0,蜗壳出口速度分布越均匀.因此 Model 2

和 Model 3 方案可以促使排气蜗壳出口流场速度分布更加均匀。

各改型后蜗壳在进口、连接面、出口 3 个流向位置的总压损失系数和静压恢复系数(σ)分布情况,如图 8 所示。

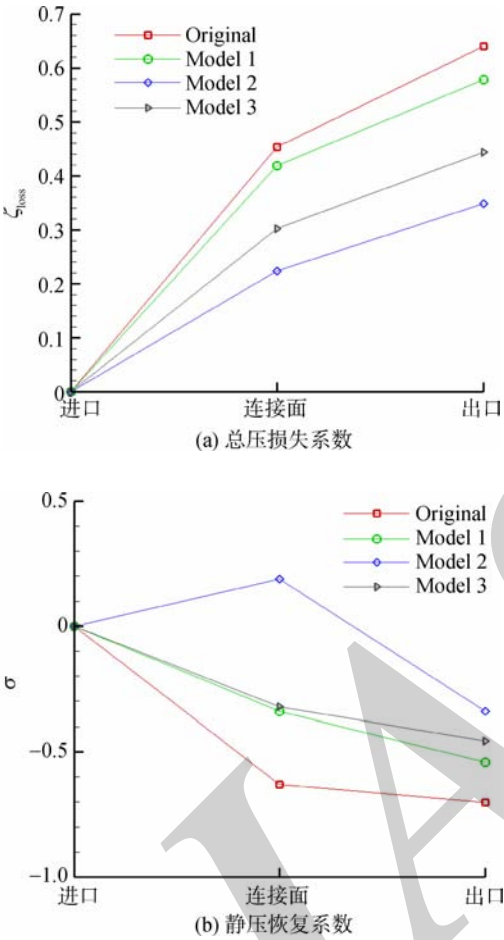


图 8 各改型方案气动性能对比

Fig. 8 Comparison about the aerodynamic performance of different model

由图 8 可知,由蜗壳进口至出口,3 种改型方案(Model 1,Model 2,Model 3)总压损失系数均小于原始蜗壳总压损失系数,且差值逐渐增大,其中在蜗壳出口处差值最大,分别为 9.08%,37.21%,32.12%。但由蜗壳进口至出口,3 种改型方案静压恢复系数均大于原始蜗壳静压恢复系数,其最大差值分别为 42.25%,129.83%,48.73%。因此,分流层改型的效果优于扩压结构弧线改型,但弱于蜗壳壁面型线改型。

4.2 流场分析

为便于对比改型前后漩涡流动结构速度场变化,截取中心线垂直于蜗壳子午面的纵剖面,如图 9 所示。从图 9(a)可知,由于二次流现象较为严

重,导致两侧气流的交汇线倾斜,在扩压结构内右侧存在一个速度较高的漩涡流动,而其左侧漩涡流动速度较低,呈现不对称的速度分布,从而增加下游气流在排气道中的掺混损失,原始蜗壳流场混合区存在不对称的对涡流动。从图 9(b)可以看出,在蜗壳混合区内,对涡流动趋于对称,这是由于改型蜗壳内置了分流层,二次流现象减弱使得交汇线逐渐垂直,改善了 II 区流动,而改型蜗壳扩压结构漩涡流动被分流层打破,旋涡强度减弱,左右两侧气流速度分布亦趋于对称,因此减少了气流在排气道内掺混损失。

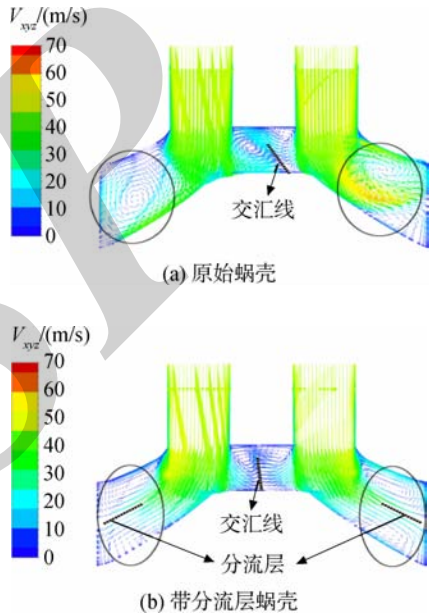


图 9 纵剖面速度矢量分布

Fig. 9 Velocity vector distribution on longitudinal plane

为验证上述推测,本文给出了两种情况下蜗壳子午面的熵分布云图,如图 10 所示。由图 10(a)可知,原始蜗壳底部与混合区内,存在一定面积的较大熵区域,其中在排气道段,熵增明显,且损失较大。由图 10(b)可知,相比原始蜗壳,在蜗壳内置分流层后,蜗壳底部与混合区内,熵值有所降低,由于掺混损失减小,导致较大熵区域面积减少,其中排气道段熵值降低明显,同时验证了分流层对流场具有改善作用。

为进一步解释分流层对蜗壳流场的影响,绘制出蜗壳总压损失系数与相对轴向长度变化关系曲线,如图 11 所示。

由图 11 可知,当 L 增加时,蜗壳出口总压损失系数逐渐降低。这是由于轴向长度增加时,拓展了蜗壳内气体旋流运动空间,漩涡流动更为强烈,导致速度波动与压力波动更加剧烈。由此可知,分

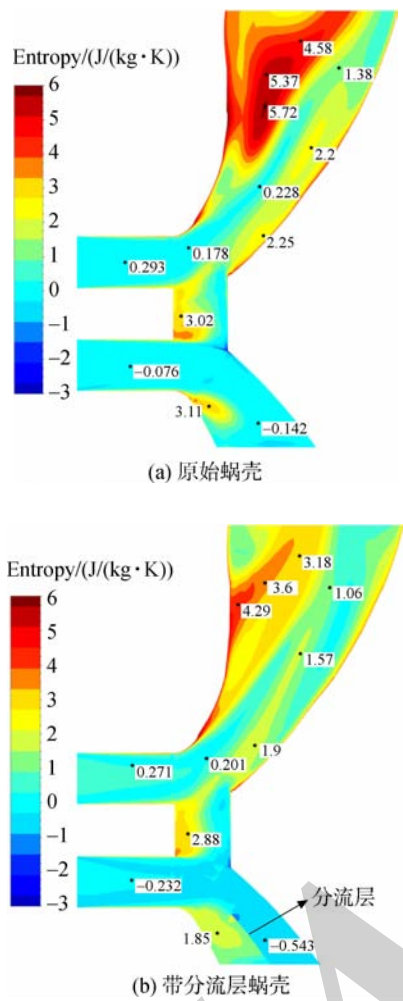


图 10 子午面熵分布

Fig. 10 Entropy distribution on meridian plane

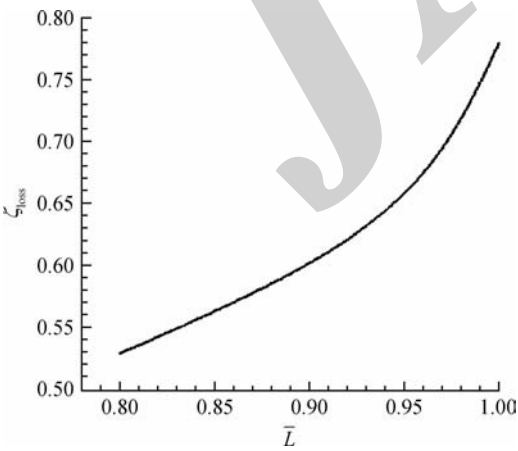


图 11 相对轴向长度与总压损失系数的关系曲线

Fig. 11 Relationship between relative axis length and total pressure loss coefficient

流层的作用机理为压缩蜗壳内气流作旋流流动空间,以减弱其带来的漩涡流动强度,从而减少气流的速度波动与压力波动。

为验证以上论述,本文给出了原始蜗壳和带分流层的蜗壳在进口相同位置处的流体质点沿整个流程的速度变化情况,如图 12 所示。

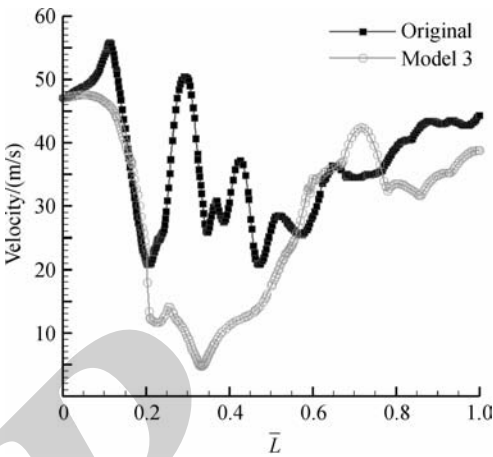


图 12 沿程速度变化

Fig. 12 Velocity change along the flow passage

从图 12 可以看出,在原始蜗壳内,由于存在较大强度的旋流流动,其速度大小变化急剧,且出现多次来回波动,而在带有分流层的蜗壳内,由于减速增压的需要,速度虽然整体上呈现先减小后增大的变化过程,但并未出现多次剧烈振荡,说明分流层削弱了气流作旋流流动的强度。

5 结 论

通过对一种分流层改型设计的探索,本文得出如下结论:

- 1) 蜗壳内部分流层设计能有效降低流动损失,改善流场流动,其中设计点可将蜗壳总压损失系数降低 32.12%,静压恢复系数提高 48.73%,效果要优于扩压结构弧线改型,但弱于螺旋线改型。
- 2) 在设计工况点,不减少涡轮做功和不增加蜗壳径向尺寸的前提下,内置分流层相比一般改型方式,可以有效减少涡轮排气损失。
- 3) 分流层的作用机理为减弱流场不对称性流动,压缩蜗壳内气流旋流流动空间,减少速度与压力急剧波动次数,达到降低蜗壳内流动损失的目的。

参考文献:

[1] 初曙光. 船用燃气轮机排气蜗壳性能分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
CHU Shuguang. Performance analysis of marine gas turbine exhaust hood[D]. Harbin: Harbin Engineering Uni-

- versity, 2013. (in Chinese)
- [2] Mao S K, Wei Y Z, May Y L. Aerodynamic characteristics optimization of an axial turbine exhaust hood by tests based on an orthogonal design approach[R]. ASME Paper 1987-GT-149, 1987.
- [3] LU Xingsu, PAN Kunyuan, WU Zuomin. Aerodynamic design and experimental study of marine gas turbine exhaust hoods[R]. ASME Paper 1981-GT-143, 1981.
- [4] Burton Z, Ingram G L, Hogg S. A literature review of low pressure steam turbine exhaust hood and diffuser studies[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013(135):062001. 1-062001. 9.
- [5] Zhou S, Liu J, Fu J. Experimental and numerical investigation of interaction between turbine stage and exhaust hood[J]. Journal of Power and Energy, 2007, 221(7):991-999.
- [6] FU Jinglun, LIU Jianjun, ZHOU Sijing. Unsteady interactions between axial turbine and nonaxisymmetric exhaust hood under different operational conditions[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(4):041002. 1-041002. 11.
- [7] 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 aero-derivative gas turbine and exhaust system[J]. Aeroengine, 2008, 34(1):7-9. (in Chinese)
- [8] Pradeep A M, Bhaskar R, Vaibhav V. Study of gas turbine exhaust diffuser performance and its enhancement by shape modifications[R]. ASME Paper 2010-GT-22088, 2010.
- [9] 谢翌, 刘友宏. 中心锥对波瓣强迫混合排气系统气动热力性能的影响[J]. 航空动力学报, 2012, 27(7):1523-1531.
XIE Yi, LIU Youhong. Effect of central plug on performance of forced mixing exhaust system[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(7):1523-1531. (in Chinese)
- [10] ZHOU Daiwei, LIU Bo, ZHU Xiaocheng. Aerodynamics prediction and design of a steam turbine exhaust hood[R]. ASME Paper 2014-GT-26114, 2014.
- [11] 蔡元基, 向一敏. 增压器涡轮排气道改进的试验研究[J]. 西安交通大学学报, 1980, 14(3):67-78.
CAN Yuanji, XIANG Yimin. An experimental investigation to improve the turbine exhaust performance of a turbo-supercharger[J]. Xian Jiaotong University Proceedings, 1980, 14(3):67-78. (in Chinese)
- [12] 成心德. 离心通风机[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [13] 冯冬民. 涡轮排气蜗壳三维流场的数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2005.
FENG Dongmin. Numerical research on three-dimensional flow of a turbine exhaust hood[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2005. (in Chinese)
- [14] 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, 1998, 359(5):345-359.
- [15] WANG Hongtao, ZHU Xiaocheng, DU Zhaohui. Aerodynamic optimization for low pressure turbine exhaust hood using Kriging surrogate model[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37(8):998-1003.
- [16] Verstraete T, Prinsier J, Santé A D. Design optimization of a low pressure steam turbine radial diffuser using an evolutionary algorithm and 3D CFD[R]. ASME Paper 2012-GT-69515, 2012.
- [17] 郭然, 贾力平, 樊小莉. NUMECA 系列教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [18] Shunsuke M, Kouji I, Yasuaki S. Steam turbine exhaust hood with swirl flow separation ducts[R]. ASME Paper 2012-GT-68315, 2012.

(编辑: 叶 青)