离心压缩机的内蜗壳型线气动设计方法

高科，党凌兮，邓清华，李军
（西安交通大学能源与动力工程学院，710049，西安）

摘要：为缩小离心压缩机蜗壳的径向尺寸、探究内蜗壳中的流动特性并提高其气动性能，基于角动量守恒原理提出了一种内蜗壳气动设计方法，借助全三维数值模拟，采用涡量与熵产理论相结合的分析方法对比分析了角动量守恒法与平均速度法设计的蜗壳熵产率与涡量的大小分布。仿真结果表明，与平均速度法相比，在设计工况下角动量守恒法设计的蜗壳出口静压恢复系数提高了21.8%，总压损失系数降低了 31.6%，速度均匀度增加了 174%，该蜗壳流场整体较好，蜗舌处回流区域较小，保证了下游部件工作的稳定性；在蜗壳的轮盘侧与轮盖侧有两个流动损失较大的二次涡区域，蜗壳 0°～90°的周向流域内有较高的熵产率；在角动量守恒法设计的蜗壳的基础上，通过截面型线优化，使气流流动通畅并抑制二次涡形成，蜗壳内熵产率与涡量均减小，二次涡强度降低，0°～90° 周向流域内流动情况改善，流动损失降低；与角动量守恒法设计的蜗壳相比，在设计工况下优化后的蜗壳出口静压恢复系数增加了 13.7%，总压损失系数降低了 18.1%，速度均匀度基本不变，蜗壳的综合性能得到提升。该研究结果可以为蜗壳的气动设计方法和离心压缩机性能优化提供参考。

关键词：离心压缩机；内蜗壳；角动量守恒；熵产
中图分类号：TK14 **文献标志码**：A
DOI：10.7652/xjtuxb202611016 **文章编号**：0253-987X(2026)11-0179-11

Aerodynamic Design Method for the Internal Volute Profiles in Centrifugal Compressors

GAO Ke, DANG Lingxi, DENG Qinghua, LI Jun
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reduce the radial dimensions of centrifugal compressor volutes, investigate the flow characteristics within internal volutes, and improve their aerodynamic performance, this paper proposes an aerodynamic design method for internal volutes based on the principle of angular momentum conservation. Using full three-dimensional numerical simulations, a combined analytical approach employing vorticity and entropy generation theories is adopted to compare and analyze the entropy generation rate and vorticity magnitude distributions of volutes designed by the angular momentum conservation method and the average velocity method. The simulation results indicate that, compared with the average velocity method, under design conditions, the volute designed by the angular momentum conservation method achieves a 21.8% increase in the outlet static pressure recovery coefficient, a 31.6% reduction in the total pressure loss coefficient, and a

收稿日期：2026-04-19。 作者简介：高科(2001—)，男，硕士生；邓清华(通信作者)，男，教授，博士生导师。 基金项目：国家重点研发计划资助项目(2023YFB4102203)；国家联合基金重点支持项目(U20A20303)。
网络出版时间：2026-07-31 网络出版地址：https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20260731.1458.008

174% increase in velocity uniformity. This volute exhibits a well-organized overall flow field, with a small recirculation zone near the volute tongue, ensuring the operational stability of downstream components. Two secondary vortex regions with significant flow losses exist on the hub and shroud sides of the volute, and a relatively high entropy generation rate is observed within the 0°—90° circumferential flow region of the volute. Based on the volute designed by the angular momentum conservation method, cross-sectional profile optimization is conducted to streamline the flow and suppress the formation of secondary vortices. As a result, both the entropy generation rate and vorticity within the volute are reduced, the secondary vortex intensity is diminished, the flow conditions in the 0°—90° circumferential flow region are improved, and the flow losses are decreased. Compared with the volute designed by the angular momentum conservation method, under design conditions, the optimized volute achieves a 13.7% increase in the outlet static pressure recovery coefficient and an 18.1% reduction in the total pressure loss coefficient, while the velocity uniformity remains essentially unchanged, thereby enhancing the overall performance of the volute. The research findings serve as a reference for the aerodynamic design methodology of volutes and the performance optimization of centrifugal compressors.

Keywords: centrifugal compressor; internal volute; angular momentum conservation; entropy generation

离心压缩机被广泛应用于能源动力、石油化工等领域[1-3]，其性能优劣直接影响整机机组的效率。随着现代能源转换系统向高效率、小型化方向持续发展，对离心压缩机性能的要求不断提升，如何降低流动损失已成为该领域的研究热点。蜗壳作为离心压缩机中连接下游管路的关键部件，承担着收集气体、扩压减速的重要功能，其内部流动的均匀性、次流强度以及静压恢复能力，不仅直接影响压缩机效率[4-6]，还在很大程度上决定了其变工况适应性。

国内外学者针对蜗壳设计方法与优化开展了大量研究。Adjei 等[7]采用任意形状变形方法对离心压缩机的外蜗壳开展了多目标优化，优化后等熵效率和静压恢复系数分别提升了 1.32% 和 67.85%，总压损失系数降低了 10.21%。数据挖掘结果表明，蜗壳喉部面积、扩压器出口锥段及蜗舌半径对畸变指数影响显著。流场分析结果证实，优化方案使蜗壳入口静压分布更趋均匀，改善了叶轮出口径向速度与绝对气流角，从而提升了压缩机稳定性。李伟[8]针对压缩空气储能系统的离心压缩机排气蜗壳，采用角动量守恒法进行外蜗壳的气动设计，并结合 Kriging 代理模型和 NSGA-II 遗传算法建立了多目标优化设计方法，其发现基于角动量守恒理论的设计可使整机等熵效率和压比分别提升 1.55% 和 1.85%，单截面优化后静压恢复系数提高 5.52%、总压损失系数降低 11.24%，整机等熵效率和压比分别提高 0.45% 和 0.36%，多截面优化后整机等熵效率和压比分别提高 0.55% 和 0.45%，优化后的泪滴形截面能减小旋涡中心剪切应力，使蜗壳内部速度分布更均匀。Qiang 等[9]基于角动量守恒定律，采用修正的蜗壳设计方法，设计了 10 种不同蜗壳方案，并通过数值模拟分析了不同几何参数下的流场特性和损失分布，其结果表明，横截面径向半径对蜗壳性能的影响最为显著，入口流的不均匀性也是一个因素。Baloni 和 Channiwala[10]系统回顾了蜗壳的设计理论与内部流动特性，总结了平均速度法与角动量守恒法等方法，分析了截面面积、截面形状等关键参数对蜗壳性能的影响，并指出蜗壳面积过大或过小均会引起压力畸变，切向进口蜗壳性能优于对称进口蜗壳，蜗舌的形状与间隙对损失和噪声有显著影响。Mishina 和 Gyobu[11]通过实验研究了大容量离心压缩机叶轮、有叶扩压器和蜗壳的性能，分析了相对速度分布、扩压比等参数的影响，其发现蜗壳损失主要取决于周向面积分布与中心直径，最优面积分布应使壁面摩擦损失与掺混损失之和最小。吴亚东等[12]设计了一套离心压缩机蜗壳气动优化平台，采用 Pareto 多目标算法针对椭圆截面外蜗壳实施了优化，优化后总压损失系数降低了 11.79%，静压恢复系数提升了 16.97%。

以上研究大部分是针对离心压缩机的外蜗壳的研究，而对内蜗壳的优化设计与内部流动研究较少，外蜗壳[11]的中心直径大于扩压器出口直径，流道形

状十分突出，而内蜗壳的中心直径较小，形状较为紧凑，径向尺寸小于外蜗壳，这使得离心压缩机整机的尺寸较小。随着离心压缩机的小型化发展，内蜗壳越来越多的应用到离心压缩机中。

诸多学者采用总压损失系数与静压恢复系数对蜗壳进行流动损失分析[7, 9, 12]，但是这两个系数并不能准确反映蜗壳内的流动损失情况。另外，蜗壳内任何的不可逆损失均会导致熵产增加，熵产可以直接反映蜗壳内的流动损失，对损失来源准确定位。Sciacovelli 等[13]系统回顾了熵产分析方法在工程系统设计中的应用，区分了全局分析与局部分析两种研究层次，总结了熵产最小化与熵产分析两种方法，并评述了其在热传递、流体流动、质量传递及化学反应等不同物理过程中的应用进展与局限性。Herwig 和 Kock[14]针对湍流剪切流提出了局部熵产率的系统性计算方法，将熵产分为平均黏性耗散、湍流黏性耗散、平均温度梯度热传导及脉动温度梯度热传导 4 个部分。Tanganelli 等[15]通过三维数值模拟分析了 3 种离心压缩机蜗壳构型（圆形对称理想蜗舌、圆形对称无蜗舌、椭圆形切向无蜗舌）内典型截面处的熵产率与总压分布，评估了设计与非设计工况下的损失机制，发现圆形对称蜗壳中对称双涡结构导致较高的熵产，而椭圆形蜗壳中单涡结构的损失主要集中于蜗舌区域和二次涡，并指出仅采用总压损失分析流场可能产生误导。刘如一等[16]基于熵产理论，采用数值模拟与涡量分析方法，对 150 kW 超临界二氧化碳向心透平开展了流动损失分解与特性研究。利用熵产率对流动不可逆性进行评估，有助于理解各类流动结构造成的损失来源并加以定位，进而对蜗壳的型线进行优化。

为减小离心压缩机的径向尺寸，提高压缩机效率，本文基于角动量守恒原理提出了一种内蜗壳气动设计方法，采用静压恢复系数、总压损失系数与速度均匀度 3 个指标评价了该方法设计出的蜗壳气动性能，同时采用熵产率与涡量分析方法对流动损失进行了分析和定位，最后通过优化局部结构进一步提高了蜗壳性能。本文研究结果对于离心压缩机的内蜗壳气动设计以及结构优化研究具有参考价值。

1　内蜗壳气动设计方法及结果比较

1.1　气动设计方法

相较于外蜗壳，内蜗壳的结构及流动特性更加复杂，如果其设计不当，气动性能将低于预期，影响整机运行效率。平均速度法是内蜗壳的常用设计方法，但是其存在流动损失大，扩压能力弱，甚至静压降低等诸多问题。针对这些问题，本文基于角动量守恒[8,17-18]原理提出了一种内蜗壳气动设计方法。

鉴于蜗壳的气流分配特性，通常蜗壳中的体积流量与周向角度成正比，不计流体密度变化的影响，则蜗壳 θ 截面的质量流量 G_θ 可以表示为

$$G_\theta = G_4 \frac{\theta}{360^\circ} \tag{1}$$

式中：θ 为圆周角；G_4 为进入蜗壳中的质量流量。

内蜗壳的截面示意图如图 1 所示。

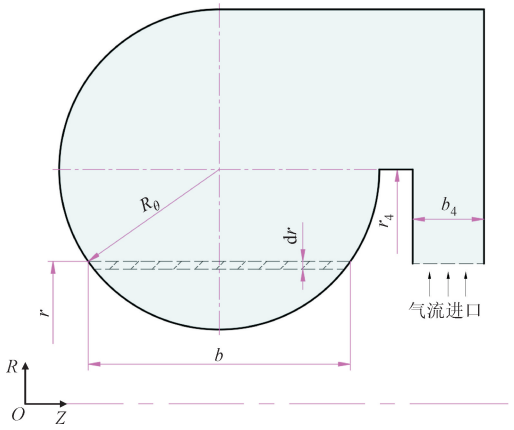


图 1　内蜗壳截面示意图

Fig. 1　Schematic diagram of the inner volute section

在该 θ 角截面下，取距离蜗壳轴线 r 处的微元如图 1 中阴影部分所示，其面积为 $\mathrm{d}A_r$，其宽度为 $\mathrm{d}r$，长度为 b，结合角动量守恒定律得到该微元处的质量流量 $\mathrm{d}G_r$ 为

$$\mathrm{d}G_r = \rho c_\mathrm{u} b \mathrm{d}r = \rho c_{4\mathrm{u}} r_4 \frac{b}{r} \mathrm{d}r \tag{2}$$

式中：c_u 为微元处流体的周向速度；$c_{4\mathrm{u}}$ 表示蜗壳进口的周向速度分量；R_θ 为所求 θ 角截面半径；r_4 为蜗壳进口与轴线的距离，即基圆半径；ρ 为流体的密度。

忽略蜗壳进口段的影响，将蜗壳截面模型简化为圆，从 $r_4 - R_\theta$ 到 $r_4 + R_\theta$ 对(2) 式进行积分，该截面的总质量流量为

$$G_\theta = \rho c_{4\mathrm{u}} r_4 \int_{r_4-R_\theta}^{r_4+R_\theta} \frac{b}{r} \mathrm{d}r \tag{3}$$

式(1)与式(3)联立得

$$\theta = \frac{360^\circ \rho c_{4\mathrm{u}} r_4}{G_4} \int_{r_4-R_\theta}^{r_4+R_\theta} \frac{b}{r} \mathrm{d}r \tag{4}$$

其中

$$b = 2\sqrt{R_\theta^2 - (r - r_4)^2} \tag{5}$$

将式(5)代入式(4)后得

$$\theta = \frac{720^\circ \rho \pi c_{4u} r_4}{G_4}(r_4 - \sqrt{r_4^2 - R_\theta^2}) \tag{6}$$

令

$$B = \frac{720^\circ \rho \pi c_{4u} r_4}{G_4} \tag{7}$$

整理得

$$R_\theta = \sqrt{\frac{2\theta r_4}{B} - \left(\frac{\theta}{B}\right)^2} \tag{8}$$

进入蜗壳中的总质量流量也可以表示为

$$G_4 = 2\rho\pi r_4 b_4 c_{4r} \tag{9}$$

式中：b_4 为蜗壳进口宽度；蜗壳进口气流角 $\tan\alpha_4 = c_{4r}/c_{4u}$；$c_{4r}$ 表示蜗壳进口的径向速度分量，则截面半径表达式为

$$R_\theta = \sqrt{\frac{\theta r_4 b_4 \tan\alpha_4}{180^\circ} - \left(\frac{\theta b_4 \tan\alpha_4}{360^\circ}\right)^2} \tag{10}$$

为与传统的平均速度法设计结果进行比较，平均速度法的截面半径表达式为

$$R_\theta = \sqrt{\frac{2r_4 b_4 \sin\alpha_4}{0.48}\frac{\theta}{360^\circ}} \tag{11}$$

1.2 设计结果比较

在设计条件下，蜗壳进口宽度 $b_4 = 15$ mm，进口气流角 $\alpha_4 = 20^\circ$，基圆半径 $r_4 = 140.5$ mm。采用角动量守恒法与平均速度法设计出的蜗壳各截面 R_θ 如图 2 所示，可以看出角动量守恒法设计的蜗壳截面半径更小，降低了蜗壳径向尺寸。本文蜗壳流体域模型如图 3 所示，其中扩压段长度 $L = 316$ mm。

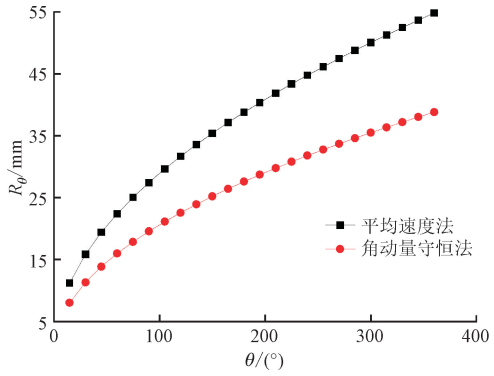


图 2 两种设计方法设计出的蜗壳截面半径比较

Fig. 2 Comparison of the volute section radii obtained from two design methods

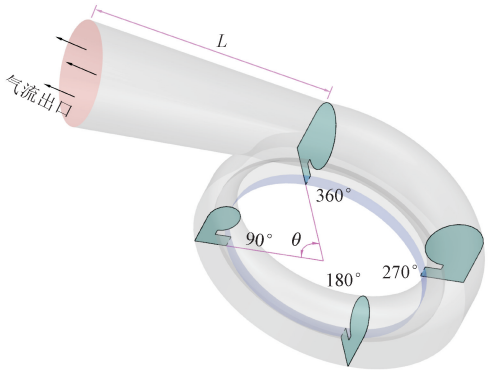


图 3 内蜗壳计算域示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the computational domain of the inner volute

2 数值方法及验证

2.1 边界条件

本文离心压缩机蜗壳的工质为 R245fa，边界条件如表 1 所示。

表 1 边界条件

Table 1 Boundary conditions

参数	数值
进口总压 $P_{t,4}$/kPa	600～625
进口温度 T_4/K	389
进口气流角 α_4/(°)	20
出口静压 $P_{s,out}$/kPa	595
设计质量流量 G_4/(kg·s^{-1})	5

本文的研究对象主要是离心压缩机的内蜗壳气动设计方法，并研究两种设计方法设计的蜗壳的流动损失机理，关注点放在了蜗壳本身，同时也有文献的研究结果表明强制性平均边界条件与耦合边界条件之间的差别很小[15, 19]，而且叶轮与蜗壳的耦合模拟将导致计算成本的显著增加，因此为了简化计算，计算区域仅涉及蜗壳，且假定蜗壳进口整个截面的总压与总温一致，在模拟变工况时，通过改变进口总压调节蜗壳流量。

需要说明的是，在设计条件下，蜗壳进口速度为 40 m/s。

2.2 蜗壳气动性能参数

静压恢复系数定义如下

$$C_{sp} = \frac{P_{s,out} - P_{s,4}}{P_{t,4} - P_{s,4}} \tag{12}$$

总压损失系数定义如下

$$C_{tp}=\frac{P_{t,4}-P_{t,out}}{P_{t,4}} \tag{13}$$

式中：$P_{s,out}$ 为蜗壳出口静压；$P_{s,4}$ 为蜗壳进口静压；$P_{t,4}$ 表示蜗壳进口总压；$P_{t,out}$ 表示蜗壳出口总压。

蜗壳出口气流速度的均匀程度直接影响下游设备的工作性能，本文采用相对标准偏差[20]计算蜗壳出口的速度均匀度。在蜗壳出口截面处布置米字型采样点，如图 4 所示，共 81 个样本点。

出口速度均匀度 C_v 和标准偏差 S 分别定义为

$$C_v=\left(1-\frac{S}{\overline{V}}\right)\times 100\% \tag{14}$$

$$S=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{j=1}^{n}(V_j-\overline{V})^2} \tag{15}$$

式中：S 为标准偏差；V_j 为第 j 个采样点的速度值；$\overline{V}$ 为所有采样点的平均速度；n 为采样点个数。

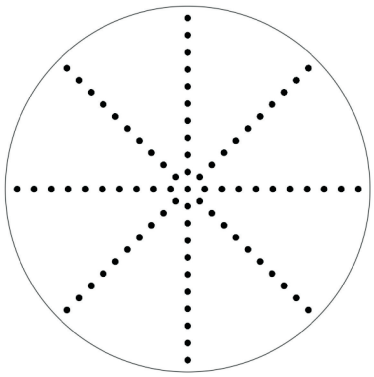


图 4　蜗壳出口截面数据采样点

Fig. 4　Data sampling points on the volute outlet section

不可逆损失会导致熵产增加，熵产包括黏性耗散与温度耗散[13-14,16,21]，由于蜗壳内流体温度变化不大，因此忽略温度耗散引起的熵产，黏性耗散又可分为平均黏性耗散与湍流黏性耗散，为便于分析，本文仅采用平均黏性熵产来表示蜗壳内的不可逆损失，平均黏性熵产率的表达式为

$$s_g=2\frac{\mu}{T}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\frac{\mu}{T}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\right] \tag{16}$$

式中：μ 为流体动力黏度；T 为流体当地温度；u、v、w 分别为 x、y、z 方向的速度分量。

为便于在不同工况进行比较，将(16)式转化为无量纲熵产率

$$s_g^*=\frac{2T_4 s_g}{\rho_4 v_4^3/b_4} \tag{17}$$

式中：T_4 为进口平均温度；ρ_4 为流体进口密度；v_4 为进口速度；b_4 为蜗壳进口宽度。

2.3　数值计算方法

本研究涉及离心压缩机的内蜗壳内部复杂的三维黏性流动，其流动特征包括蜗壳内部可能出现的流动分离与二次流、以及有机工质 R245fa 在特定工况下的物性变化对湍流的影响。基于此，本研究选用了 Menter 提出的剪切应力输运(SST)k-ω 两方程湍流模型[22]。该模型的核心优势在于其混合函数的设计，在近壁区域采用标准的 k-ω 模型，以捕捉近壁区域的流动特性，在远离壁面的主流区则平滑过渡到 k-ε 模型，以降低其对入口初始条件的敏感性，从而提高模型的鲁棒性。SST 模型能够更好地预测逆压梯度下分离流动的发展，有助于预测蜗室内部可能出现的分离区，为蜗壳优化提供思路。Mojaddam 等[23]针对离心压缩机蜗壳开展了实验与数值模拟研究，采用五孔探针对蜗壳截面流场进行了测量，采用 SST k-ω 湍流模型求解流场，结果显示，数值预测的两种蜗壳的速度分布等与实验数据在主要截面上吻合良好，验证了数值方法的可靠性。该模型在叶轮机械领域的适用性与准确性已得到许多研究的广泛验证[24-27]。

本文蜗壳数值模拟的质量、动量和湍流的均方残差均降至 10^{-6} 以下，进出口流量、速度等监测量的变化不超过 0.1%，认为解已收敛。

本研究采用 Fluent Meshing 软件与四面体非结构化网格进行流体域剖分，对涡舌、轮盖处不规则且流动情况复杂的区域进行局部加密，保证其正交质量，生成网格数为 446 万(网格 1)、695 万(网格 2)和 1 129 万(网格 3)的 3 组网格进行数值计算。图 5 为本文所采用的计算域网格。

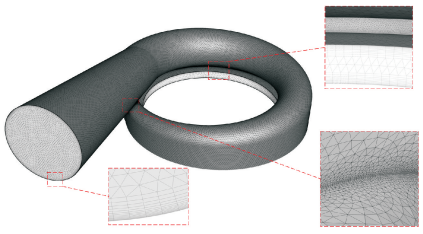


图 5　计算域网格

Fig. 5　Mesh of the computational domain

网格无关性验证采用网格收敛指数(GCI)方法[28]，以蜗壳 270°角截面的速度沿直径分布作为网格无关性验证的目标变量，样本点如图 6 所示。

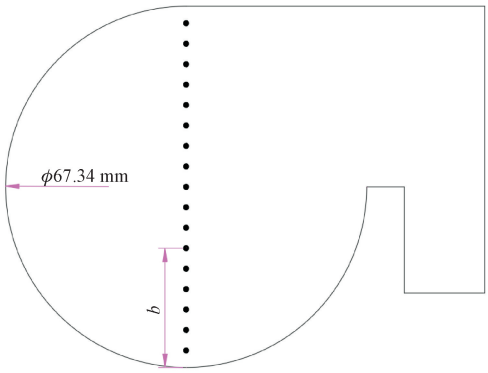
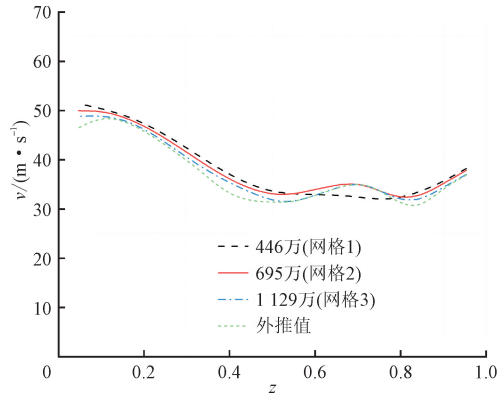


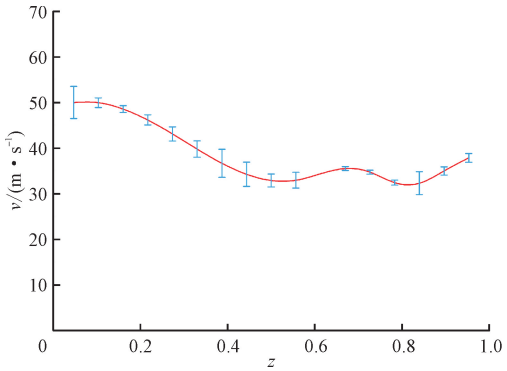
图 6 网格无关性验证的样本点

Fig. 6 Sample points for mesh independence verification

图 7 展示了网格无关性计算结果。图 7(a)为 3 组细化程度不同的网格与 GCI 法外推计算出的气流速度沿 270°截面的分布，横轴 $z = b\phi^{-1}$ 为样本点相对于截面直径的位置，纵轴 v 表示流体的速度，可以看出不同网格计算的气流速度变化趋势一致，其中网格 2、3 和外推值差别较小。图 7(b)为网格 2 的计算结果和离散化误差棒，其最大外推相对误差为 9.21%，满足 GCI 方法相对误差小于 10%的要求。因此，本文网格 2 可以满足网格无关性要求。



(a)气流速度沿 270°截面的分布



(b)695 万网格计算结果与误差分布

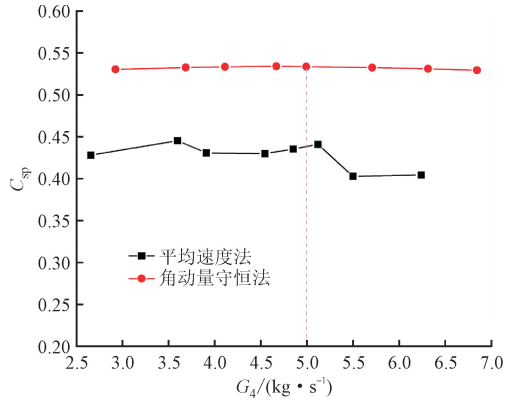
图 7 网格无关性验证结果

Fig. 7 Results of mesh independence verification

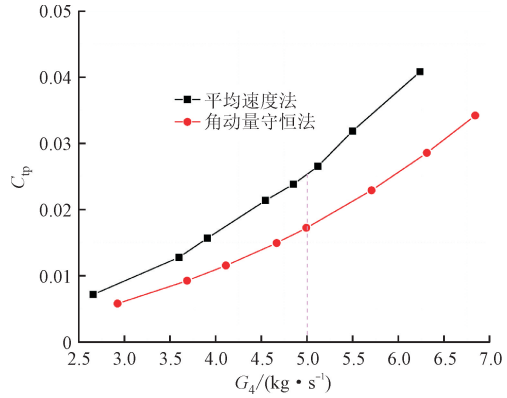
3 结果与讨论

3.1 蜗壳综合性能分析

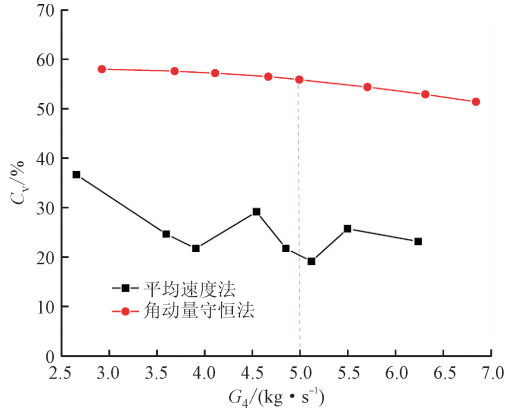
两种设计方法设计的蜗壳综合气动性能如图 8 所示。图中虚线对应于设计质量流量 $G_4 = 5.0$ 下的模拟数据，从总体可以看出，随流量增加，出口静压恢复系数大体不变，出口总压损失系数逐渐增加，出口速度均匀度则总体逐渐减小。



(a)出口静压恢复系数



(b)出口总压损失系数



(c)出口速度均匀度

图 8 两种方法设计的蜗壳综合气动性能比较

Fig. 8 Comparison of comprehensive aerodynamic performance of volutes designed by the two methods

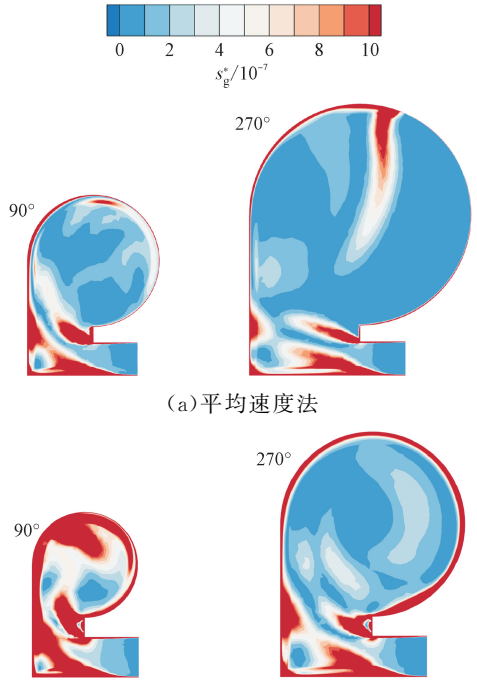
角动量守恒法设计的蜗壳出口静压恢复系数和速度均匀度高于平均速度法设计的蜗壳，出口总压损失系数低于平均速度法设计的蜗壳，在设计质量流量下，角动量守恒法设计的蜗壳的出口静压恢复系数提升了 21.8%，总压损失系数降低了 31.6%，速度均匀度提升了 174%，说明基于角动量守恒法设计的蜗壳具有优良的气动性能。

在小流量工况时，平均速度法设计的蜗壳与角动量守恒法设计的蜗壳的出口总压损失系数相差不大，但在大流量工况时，平均速度法设计的蜗壳的出口总压损失系数增加更快，流动损失陡增。

从以上结果可以看出，角动量守恒法设计的蜗壳的流动损失降低，静压提升效果优良，具有良好的稳定性，综合气动性能优于平均速度法设计的蜗壳。

3.2　蜗壳流场分析

以设计质量流量工况为例，图 9 展示了平均速度法和角动量守恒法设计的蜗壳在两个典型周向截面处的无量纲熵产率。可以看出，相较于平均速度法，角动量守恒法设计的蜗壳在 90°角截面具有较大的熵产率，这是由于该方法设计出的蜗壳截面尺寸整体较小，流动速度高，形成了较大的流动损失。另外，从图 9 还可以注意到两个二次涡，即蜗壳轮盖侧（蜗壳内侧）的分离流动和由于入口气流的冲击而在蜗壳的轮盘侧（蜗壳外侧）形成的涡旋，两个二次涡的尺寸大致随着截面尺寸的增大而增大。

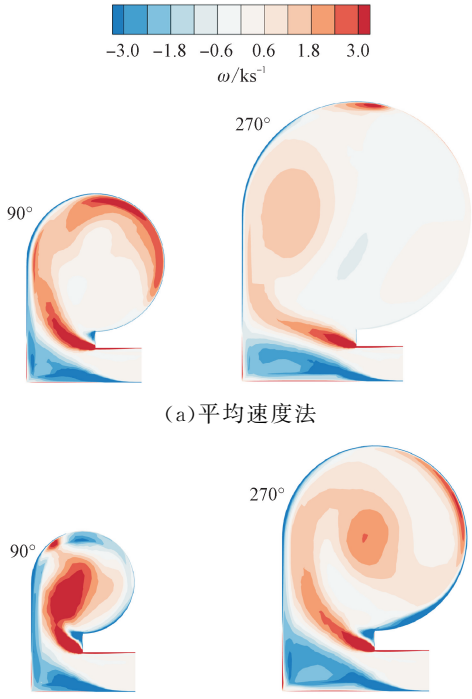


(a)平均速度法　　(b)角动量守恒法

图 9　两种方法设计的蜗壳各截面的无量纲熵产率

Fig. 9　Dimensionless entropy generation rates at cross-sections of volutes designed by the two methods

图 10 展示了平均速度法和角动量守恒法设计的蜗壳在两个典型周向截面处的涡量 ω。可以看出，平均速度法设计的蜗壳在 270°截面主流区有两个旋转方向相反的大旋涡，两个涡相互混合，在这部分区域造成了较大的流动损失，在图 9 的涡量图中可以看到该截面出现了熵产率较大的区域。角动量守恒法设计的蜗壳在 270°截面上的主流区只有一个主涡，其是由旋转导致的，并不是由剪切力影响，所以熵产率较小。



(a)平均速度法　　(b)角动量守恒法

图 10　两种方法设计的蜗壳截面的涡量

Fig. 10　Vorticity at cross-sections of volutes designed by the two methods

图 11 和 12 分别展示了角动量守恒法和平均速度法设计的蜗壳内的流线图以及 4 个典型周向截面的流线图，从图中可以看出，角动量守恒法设计的蜗壳流线较为均匀，低速流线较少，出口速度较均匀；而平均速度法设计的蜗壳流线较为杂乱，低速区域较多，气流回流较多，出口扩压段处出现二次涡，出口速度不均匀，变工况运行时，该蜗壳的综合性能特别是出口速度均匀度会发生较大变化。综合图 10～12 可看出，平均速度法设计的蜗壳在轮盖侧有较大的低速区，这与不合理的面积变化有关。

两个蜗壳内的气流在靠近涡舌处都出现了一定程度的回流，这是由出口处靠近涡舌的低静压区域导致蜗壳出口处小部分气流通过涡舌重新进入蜗壳内，引起回流与主流的混合，增大了流动损失。由于角动

量守恒法设计的蜗壳在 0～90°角截面尺寸较小，从而可以减小蜗壳舌部气流回流到上游，混合程度较小，气流出口速度较为均匀，提高了整体性能。

平均速度法由于采用相同的速度计算蜗壳截面积，忽略了流体速度在径向分布不均匀的特点，使得计算出的蜗壳截面半径和面积较大，从而有较小的涡量，但是由于该蜗壳的截面面积不符合气流的自由流动规律，使得蜗壳的总体熵产率较高，流动损失较大，综合性能降低，而且增加了蜗壳的径向尺寸，不利于离心压缩机的小型化发展。

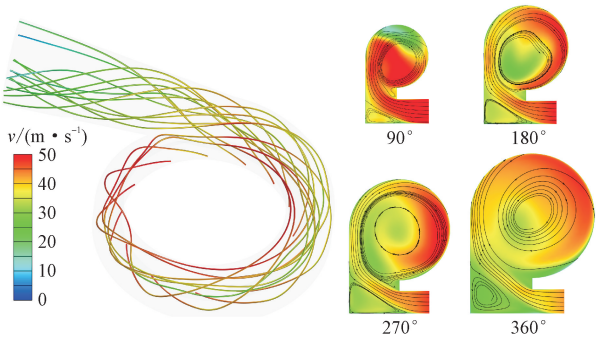


图 11 角动量守恒法设计的蜗壳内部流线

Fig. 11 Streamlines inside the volute designed by the angular momentum conservation method

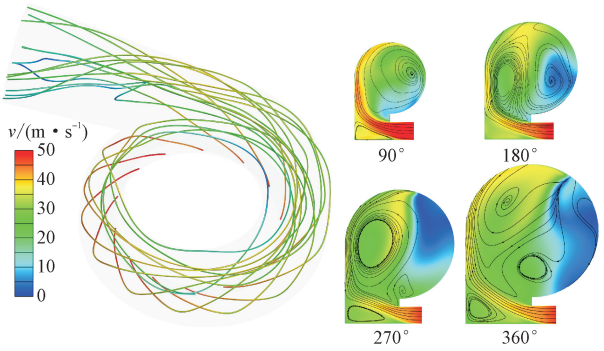


图 12 平均速度法设计的蜗壳内部流线

Fig. 12 Streamlines inside the volute designed by the average velocity method

3.3 蜗壳型线优化

针对上述所说的角动量守恒法设计的蜗壳的两个二次涡，本文对该蜗壳进行了以下 3 个方面优化。

(1)对于蜗壳轮盘侧的流动涡，根据涡的大小，进行了适当的倒圆角处理，以缓和进口气流的冲击与膨胀。

(2)对于蜗壳轮盖侧的流动涡，将上下 90°尖角倒圆，以减小此处流动涡的大小和强度。

(3)对于蜗壳在 0～90°周向角流域内流动损失较大的问题，将蜗壳轮盖侧喉部的距离增加，使气流流动通畅，并减少二次涡的产生。

以 180°角截面为例，优化后蜗壳截面示意如图 13 所示，图中标注(1)、(2)和(3)处的修改分别对应(1)、(2)和(3)3 处优化。

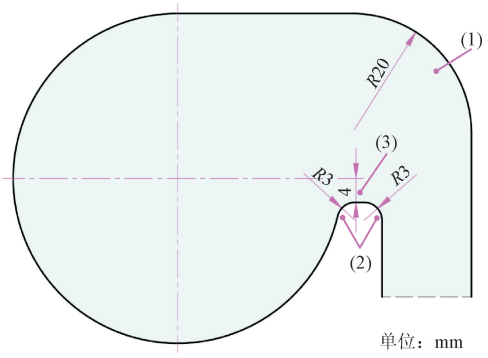
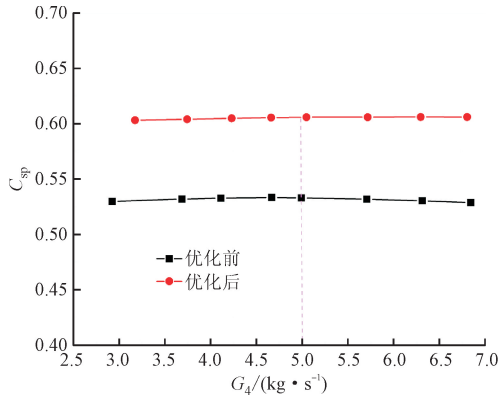


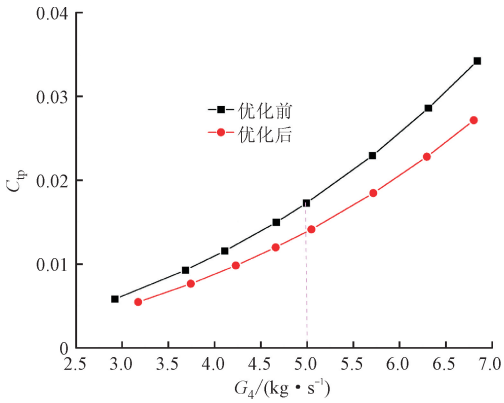
图 13 优化后蜗壳截面示意图

Fig. 13 Schematic diagram of the optimized volute section

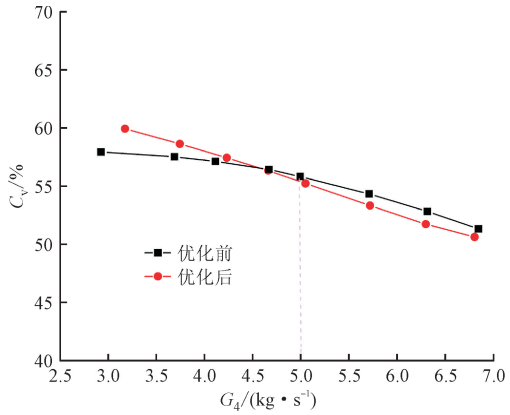
优化前后蜗壳的综合性能如图 14 所示。可以看出：在设计质量流量下，与优化前蜗壳相比，优化后蜗壳的出口静压恢复系数增加了 13.7%，出口总压损失系数降低了 18.1%；在小流量时，出口速度均匀度略有增加，大流量时，均匀度稍有减小。整体来说，优化后蜗壳的性能得到了提升，流动损失有所降低。



(a)出口静压恢复系数



(b)出口总压损失系数

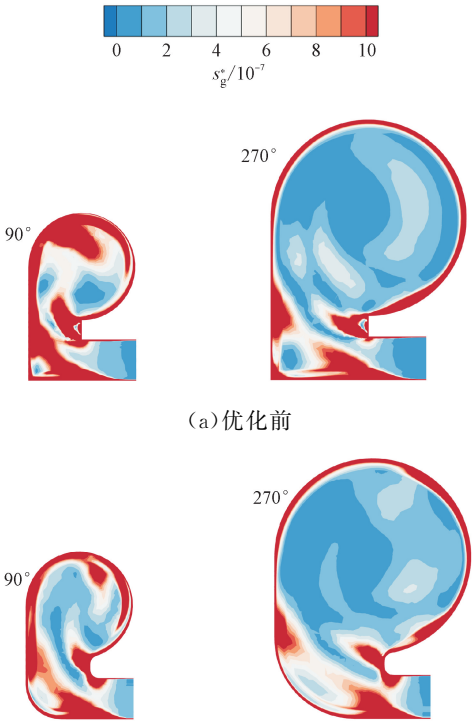


(c)出口速度均匀度

图 14　优化前后蜗壳综合气动性能比较

Fig. 14　Comparison of comprehensive aerodynamic performance of volutes before and after optimization

以设计质量流量工况为例，图 15 展示了优化前后蜗壳在两个典型周向截面处的无量纲熵产率，可以看出：优化后的蜗壳在 90°圆周角截面处的熵产率降低，可以反映出该蜗壳在 0°～90°圆周角的流域内流动损失减小，蜗壳蜗舌部分的流动情况较好；蜗壳轮盖侧与轮盘侧的二次涡熵产率均降低，流动损失减小，说明对蜗壳的优化取得了一定的效果。



(a)优化前

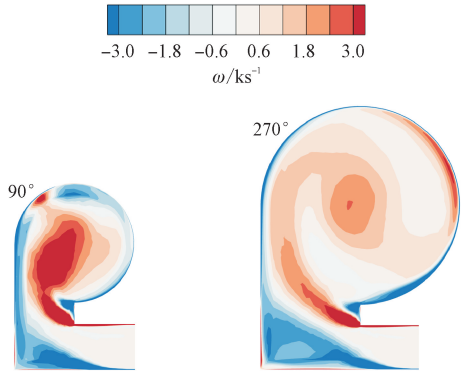
(b)优化后

图 15　优化前后蜗壳各截面无量纲熵产率

Fig. 15　Dimensionless entropy generation rates at cross-sections of volutes before and after optimization

图 16 展示了优化前后蜗壳的涡量图，从图中可以看出，优化后的蜗壳在 90°角截面处的涡量减小，轮盖侧与轮盘侧二次涡的涡量也减小，说明其中的流动损失减小，与熵产率云图的分析一致。

图 17 展示了优化后蜗壳内的流线图与 4 个典型周向截面的流线图，从图中可以看出，与优化前相比，优化后蜗壳的出口速度较均匀，回流较少，流场较好。



(a)优化前

(b)优化后

图 16　优化前后蜗壳各截面涡量

Fig. 16　Vorticity at cross-sections of volutes before and after optimization

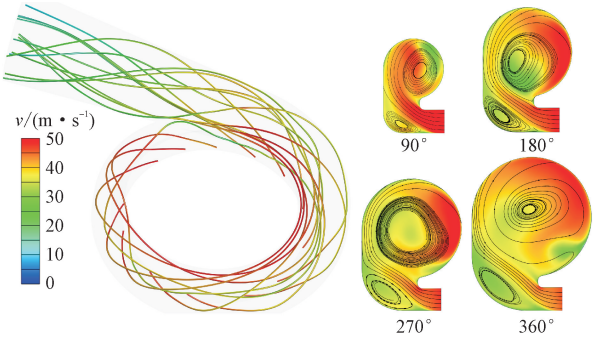


图 17　优化后蜗壳内部流线

Fig. 17　Streamlines inside the optimized volute

综上所述，优化后的蜗壳性能明显提升，流动损失得到降低。

4 结 论

本文采用角动量守恒法与平均速度法分别设计了离心压缩机的内蜗壳外周型线，采用数值方法比较了两种蜗壳的综合性能，限于涡量分析的局限性，本文将其与平均黏性熵产率结合，共同对蜗壳各截面处的流动情况进行分析；并据此对角动量守恒法设计的蜗壳进行优化，与原蜗壳进行比较与分析，主要结论如下。

(1)针对平均速度法设计的内蜗壳径向尺寸大、性能差等问题，本文基于角动量守恒原理提出了一种内蜗壳气动设计方法，比较了两种设计结果的差异。结果表明，新设计的蜗壳径向尺寸减小，气动性能显著提升，在设计质量流量下，出口静压恢复系数增加了 21.8%，总压损失系数降低了 31.6%，速度均匀度增加了 174%。因此，角动量守恒的内蜗壳设计方法为离心压缩机的小型化、高效运行提供了新思路。

(2)通过与平均速度法设计的蜗壳的比较，分析了角动量守恒法设计的蜗壳的流动特性，结果表明，角动量守恒法设计的蜗舌区域回流减少，避免了平均速度法设计的蜗壳的主流区流动混乱，流体相互掺混现象，使得新设计蜗壳主流区仅有一个主涡，流动损失显著减小。然而，蜗壳轮盖侧和蜗壳轮盘侧两处有较强烈的二次涡，流动损失相对较大。

(3)针对初始设计的角动量守恒法设计的蜗壳，进一步优化了蜗壳的截面型线和分析了流动特性，结果表明，通过对蜗壳轮盖侧和蜗壳轮盘侧等进行了型线优化，减小两处流体的混合强度，减小了蜗壳的熵产，优化后蜗壳内二次涡强度均降低，在圆周角 0°～90°部分的流域内流动损失减小，使得蜗壳出口静压恢复系数增加了 13.7%，总压损失系数降低了 18.1%，速度均匀度基本不变。

参考文献：

[1] Hosseinpour J, Howard J, Chen Jinbo, et al. Challenges for developing and marketing a Brayton-cycle-based power genset gas turbine using supercritical CO_2 and a compressor design for simple recuperated cycle [J]. Journal of Energy Resources Technology, 2022, 144(3): 032101.

[2] Xu Cheng, Amano R S. Integral design of a turbocharger for internal engine energy saving: centrifugal compressor design [J]. Journal of Energy Resources Technology, 2022, 144(5): 052103.

[3] Liang Ertang, Yao Yingxue. Blade design and analysis of centrifugal compressors for the transcritical carbon dioxide refrigeration cycle [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 45: 102884.

[4] Van den Braembussche R A, Hände B M. Experimental and theoretical study of the swirling flow in centrifugal compressor volutes [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 38-43.

[5] Yu Lei, Cousins W T, Shen Feng, et al. Numerical investigation of the effect of diffuser and volute design parameters on the performance of a centrifugal compressor stage [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V02DT42A024.

[6] Kim S, Park J, Ahn K, et al. Improvement of the performance of a centrifugal compressor by modifying the volute inlet [J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(9): 091101.

[7] Adjei R A, Fan Chengwei, Ijaz S, et al. Aerodynamic optimization for stability improvement of a centrifugal compressor using arbitrary-shape volute design [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2025, 73: 106654.

[8] 李伟. 离心压缩机排气蜗壳三维气动优化设计方法研究 [D]. 北京：中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所)，2021：60-63..

[9] Qiang Xiaoqing, Teng Jinfang, Du Zhaohui. Influence of various volute designs on volute overall performance [J]. Journal of Thermal Science, 2010, 19(6): 505-513.

[10] Baloni B D, Channiwala S A. Design and analysis of volute casing: a review [C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2012: 657-664.

[11] Mishina H, Gyobu I. Performance investigations of large capacity centrifugal compressors [C]//ASME 1978 International Gas Turbine Conference and Products Show. New York, USA: ASME, 1978: V01AT01A003.

[12] 吴亚东，曹安国，刘鹏寅，等. Pareto 多目标算法在离心压缩机蜗壳优化中的应用 [J]. 航空动力学报，2016，31(1)：92-99.
Wu Yadong, Cao Anguo, Liu Pengyin, et al. Application of Pareto multi-objective algorithm in centrifugal compressor volute optimization [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(1): 92-99.

[13] Sciacovelli A, Verda V, Sciubba E. Entropy generation analysis as a design tool: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 43: 1167-1181.

[14] Herwig H, Kock F. Local entropy production in tur-

bulent shear flows: a tool for evaluating heat transfer performance [J]. Journal of Thermal Science, 2006, 15(2): 159-167.

[15] Tanganelli A, Balduzzi F, Bianchini A, et al. An investigation on the loss generation mechanisms inside different centrifugal compressor volutes for turbochargers [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(2): 021004.

[16] 刘如一，刁安娜，迟志男，等. 超临界二氧化碳向心透平流动损失分解及损失特性研究 [J]. 西安交通大学学报，2025，59(10)：96-105.
Liu Ruyi, Diao Anna, Chi Zhinan, et al. Research on flow loss decomposition and loss characteristics of supercritical carbon dioxide centripetal turbine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(10): 96-105.

[17] 李燕生，陆桂林. 向心透平与离心压气机 [M]. 北京：机械工业出版社，1987：1-357.

[18] 徐忠. 离心式压缩机原理 [M]. 北京：机械工业出版社，1990：1-261.

[19] Hagelstein D, Hillewaert K, Van Den Braembussche R A, et al. Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 22-31.

[20] 李坦，靳世平，黄素逸，等. 流场速度分布均匀性评价指标比较与应用研究 [J]. 热力发电，2013，42(11)：60-63.
Li Tan, Jin Shiping, Huang Suyi, et al. Evaluation indices of flow velocity distribution uniformity: comparison and application [J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(11): 60-63.

[21] Zlatinov M B, Sooi Tan C, Montgomery M, et al. Turbine hub and shroud sealing flow loss mechanisms [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 061027.

[22] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.

[23] Mojaddam M, Hajilouy-Benisi A. Experimental and numerical flow field investigation through two types of radial flow compressor volutes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, 78: 137-146.

[24] 刘如一，刁安娜，邓清华，等. 超临界二氧化碳向心透平热流固耦合特性研究 [J]. 核动力工程，2025，46(增刊 2)：14-23.
Liu Ruyi, Diao Anna, Deng Qinghua, et al. Thermal-fluid-structure coupling characteristics in radial inflow turbines with supercritical carbon dioxide [J]. Nuclear Power Engineering, 2025, 46(S2): 14-23.

[25] 刘洲洋，廖健鑫，邓清华，等. 工质与叶轮传热对超临界二氧化碳向心透平气动性能与流动特性的作用机制 [J]. 西安交通大学学报，2025，59(5)：156-167.
Liu Zhouyang, Liao Jianxin, Deng Qinghua, et al. Action mechanism of heat transfer between the working medium and the impeller on aerodynamic performance and flow characteristics of radial inflow turbines with supercritical carbon dioxide [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(5): 156-167.

[26] Keep J A, Jahn I H J. Numerical loss investigation of a small scale, low specific speed supercritical CO_2 radial inflow turbine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(9): 091003.

[27] Shojaeefard M H, Saremian S. Effects of impeller geometry modification on performance of pump as turbine in the urban water distribution network [J]. Energy, 2022, 255: 124550.

[28] Celik I B, Ghia U, Roache P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications [J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.

（编辑　武红江）