

离心压缩机密封及空腔流动的一维/三维耦合建模研究

唐永洪, 席光, 金志宏, 王志恒
(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

摘 要: 为了保证数值预测精度的同时降低离心压缩机的建模复杂度,以一维密封泄漏计算替代完整的密封及空腔建模,开展了离心压缩机盖盘密封及空腔流动的源项建模方法研究。结果表明:基于源项方法的密封及空腔简化建模仅需在主流道建模基础上施加泄漏质量流量、总温和摩擦损失源项边界条件,即可较高精度地还原完整的盖盘密封及空腔建模的性能和关键流动细节。与完整建模相比,在全工况下源项建模预测的等熵效率的绝对偏差小于0.65%,总压比和等熵效率的相对性能偏差小于1%。该方法可在满足下游部件匹配设计精度需求的同时,减少50%以上的网格数量,并显著提高计算的经济性和收敛性。泄漏流量的计算精确度是影响源项建模法性能预测准确性的最关键因素,耦合建模可以采用一维计算中推荐的密封泄漏系数值。

关键词: 性能预测; 离心压缩机; 密封; 空腔流动; 简化建模

中图分类号: V231.3; TH452

文献标志码: A

Research on one-dimensional/three-dimensional coupled modeling for seal and cavity flow of centrifugal compressor

TANG Yonghong, XI Guang, JIN Zhihong, WANG Zhiheng

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

Abstract: In order to reduce the modeling complexity of the centrifugal compressor while ensuring the numerical prediction accuracy, a source term modeling method for the seal and cavity flow of the centrifugal compressor was studied based on the one-dimensional seal leakage calculation instead of the complete seal-cavity modeling. The results showed that the simplified seal and cavity modeling based on source term method could accurately reproduce the overall performance and key flow details obtained by calculation of full seal and cavity modeling, allowing only to impose the boundary conditions of leakage mass flow, total temperature and friction loss source term on the mainstream channel modeling. Compared with the complete modeling, the absolute deviation of the isentropic efficiency predicted by the source term modeling at full operating conditions was less than 0.65%, and the relative performance deviation of the total pressure ratio and the isentropic efficiency was less than 1%. The method could reduce the number of meshes by more than 50% while meeting the accuracy requirement of matching design for downstream components, and also significantly im-

收稿日期: 2019-03-09

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB0606102)

作者简介: 唐永洪(1990—),男,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

引用格式: 唐永洪,席光,金志宏,等. 离心压缩机密封及空腔流动的一维/三维耦合建模研究[J]. 航空动力学报,2019,34(9):2038-2047. TANG Yonghong, XI Guang, JIN Zhihong, et al. Research on one-dimensional/three-dimensional coupled modeling for seal and cavity flow of centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 2038-2047.

prove the economy and convergence of the calculation. The calculation accuracy of the leakage flow was the most critical factor affecting the accuracy of the performance prediction for the source term modeling method. The coupling modeling could adopt the recommended seal leakage coefficient value of the one-dimensional calculation.

Key words: performance prediction; centrifugal compressor; seal; cavity flow; simplified modeling

计算流体动力学仿真在压缩机/压气机的气动分析及辅助设计中扮演了重要角色,精细化的建模已成为数值模拟技术发展的重要趋势,准确的性能和流动特征预测极大地降低了研发周期和成本。然而,伴随着建模复杂度和计算规模的提高,三维数值分析消耗的计算资源 and 时间成本也急剧增加,同时兼顾计算速度和高数值精度则对计算能力提出较高的要求,这在一定程度上制约了精细化数值建模在复杂对象中的应用。对细微结构的高精度简化建模是解决这个矛盾的有效方法之一。在保证计算结果精确度且能捕获主要流动特征的前提下,尽量降低建模复杂度、减少网格数量,使计算时间和规模保持在可承受范围之内,在压缩机的优化设计、整周计算、多级串联计算等过程中具有重要的意义。离心压缩机中盖盘密封及空腔流动的建模即是最典型的问题之一。

在离心压缩机中,密封结构对气动性能有重要影响,国内外研究人员针对不同密封类型的流动特性^[1-6]、关键参数敏感性^[7-8]、结构优化设计^[9-10]、泄漏控制^[11]等开展了广泛的研究。不少文献针对性地对比研究了有/无密封结构建模对压缩机性能预测结果的影响^[3-5,12-16],绝大多数研究表明盖盘密封、空腔等细微结构对压缩机的性能和流场结构有较大的影响,特别是对小流量系数离心压缩机的影响更为显著^[14,17-18],因此在离心压缩机的高精度建模中,盖盘侧空腔及密封结构的建模通常不能被忽略。

作者在前期的工作中开展了保留密封空腔、省略密封齿结构的简化建模研究,结果显示简化模型相比于完整密封模型等熵效率下降了 0.59%^[5],其偏差在工程上保持在可接受的范围之内,但这种简化模型仍然较为复杂。Guidotti 等^[16]研究了盖盘密封腔流动的源项建模法,其基本思路是将盖盘密封腔流动简化为源项边界条件施加在主流流道上。这种方法能有效减少三维数值建模的网格数量和复杂性,经与实验测量结果和完整密封建模模拟结果对比,显示出较高的准确性。其局限性主要表现为:对源项计算模型的

准确性依赖较大,针对不同的案例通常需要对一些经验系数进行调整^[13,15];某些参数无法求解,如轴向推力。Guidotti 等认为只有使用精细的几何建模才能获得与实验结果较吻合的数值预测结果^[14-15],因此未对这种源项简化建模方法的预测能力进行深入的分析,也并未给出具体的源项计算方法。作者认为,这种“一维+三维的耦合建模方法”在压缩机大规模计算问题(如整周计算、多级计算)中具有较强的优势,在正确给定源项参数的情况下,这种密封及空腔流动的简化建模方法可以获得足够高的预测精度。

本文对离心压缩机盖盘密封及空腔的源项建模方法进行了深入研究,提出了多种源项给定方法并通过与完整密封建模计算结果对比评估了其预测能力,分析了源项建模关键参数对压缩机总体性能及叶轮进出口流动分布的影响,为提高离心压缩机设计过程的效率、解决大规模计算可行性较差的问题提供一种简单有效的建模方法。

1 研究对象及数值方法

1.1 研究对象

本文研究对象为某闭式离心压缩机,模型包含闭式离心叶轮、无叶扩压器、盖盘密封和蜗壳,其中叶轮盖侧为阶梯型迷宫密封,轴端为平滑型迷宫密封。压缩机设计转速 $N=14\,097\text{ r/min}$,级总压比 $\pi_{\text{t}}=1.79$,质量流量 $q_m=5.08\text{ kg/s}$ 。在文献^[5]基础上对数值模型进行了修正,轮盖密封间隙校正为 0.6 mm。压缩机完整几何模型及截面定义如图 1 所示,密封几何参数如表 1 所示。

1.2 密封流动的源项建模方法

闭式离心压缩机盖、盘侧密封流动的源项建模主要包括密封泄漏量和密封摩擦损失的计算,以及密封通道与叶轮主流通道交界面边界条件的设置。对于亚声速密封流动,泄漏量可采用下述公式进行计算^[19]:

$$q_{m,\text{leakage}} = \bar{\alpha} A \sqrt{\frac{p_{\text{high}}^2 - p_{\text{low}}^2}{Z_s R_g T_{\text{high}}}}$$

(1)

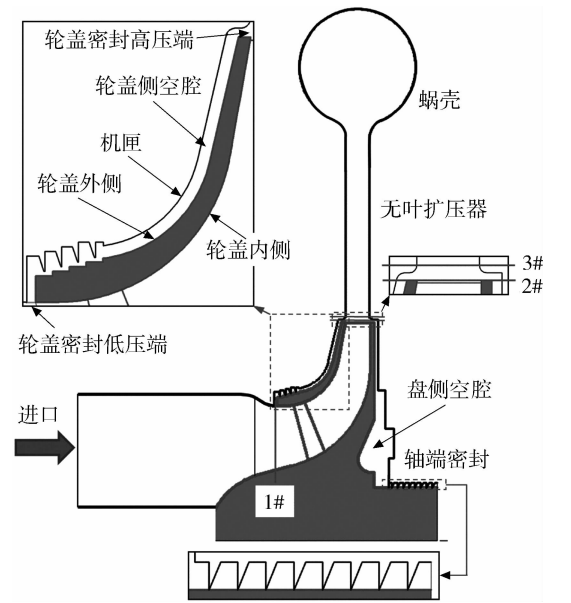


图 1 完整模型级子午剖面示意图及截面定义
Fig. 1 Meridian profile and section definition of the complete prototype model

表 1 压缩机密封几何参数
Table 1 Seal geometric parameters of the compressor

参数	数值
叶轮外径 D_2 /mm	450
叶轮进口平均直径 $D_{1,rms}$ /mm	227.66
轮盖密封最小间隙 t_{s1} /mm	0.6
轮盖密封齿数 Z_{s1}	4
轮盖密封间隙平均直径 D_{s1} /mm	300
轴端密封最小间隙 t_{s2} /mm	0.5
轴端密封齿数 Z_{s2}	8
轴端密封间隙平均直径 D_{s2} /mm	116
轴端密封齿间距 Ω_{s2} /mm	6

式中 $\bar{\alpha}$ 为密封泄漏系数; A 为密封腔最小通流面积, $A = \pi D_s t_s$, 其中 D_s 为密封间隙平均直径, t_s 为密封间隙大小; Z_s 为密封齿数; R_g 为气体常数; T_{high} 为密封高压端气体静温, p_{high} 和 p_{low} 分别为高低压端气体静压。

在纯一维计算中, 获得轮盖密封进出口参数较为困难, 且由于实际叶轮出口平均压力一般略高于密封入口压力, 式(1)中采用 p_2 近似替代 p_{high} 时得到的密封漏气量偏大, 因此可采用下述方程替代式(1)进行轮盖密封泄漏量的计算:

$$q_{m, leakage} = \bar{\alpha} A \rho_m U_2 \sqrt{\frac{3}{4Z_s} \left[1 - \left(\frac{D_{1,rms}}{D_2} \right)^2 \right]} \quad (2)$$

式中 U_2 为叶轮出口圆周速度, $D_{1,rms}$ 为叶轮进口平均直径, D_2 为叶轮外径, ρ_m 为密封腔中气体的平均密度, 可通过下式计算:

$$\rho_m = \frac{p_m}{R_g T} = \frac{p_{high} + p_{low}}{2 R_g T_{high}}$$

轮盖泄漏属于内泄漏, 对叶轮的影响主要是在叶轮进口叶顶处注入一股高温流体, 从而影响叶轮做功。假设压缩机绝热, 则轮盖外侧壁面、机匣壁与空腔中气体摩擦产生的热量均通过轮盖密封低压端注入到主流中, 这部分损失可通过 Daily 和 Nece^[20] 盖盘摩擦损失公式进行估计, 则轮盖空腔中由于摩擦生成的比焓为

$$\Delta h_{df} = f_{df} \frac{\bar{\rho} R_2^2 U_2^3}{4 q_{m,0}} \quad (3)$$

式中

$$f_{df} = \begin{cases} \frac{2.67}{Re_{df}^{0.5}} & Re_{df} < 3 \times 10^5 \\ \frac{0.0622}{Re_{df}^{0.2}} & Re_{df} \geq 3 \times 10^5 \end{cases} \quad (4)$$

$$Re_{df} = \frac{U_2 R_2}{\nu_2}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho_{1,rms} + \rho_2}{2}$$

其中 $q_{m,0}$ 为主流质量流量, R_2 为叶轮出口半径, ν_2 为叶轮出口运动黏度, $\rho_{1,rms}$ 和 ρ_2 分别为叶轮进出口平均密度。

考虑摩擦生热时, 轮盖密封低压端注入叶轮进口的流体功率为

$$\Delta H = q_{m, leakage} c_p T_{t, high} + q_{m,0} \Delta h_{df} \quad (5)$$

则摩擦热导致的进口总温升为

$$\Delta T_t = \frac{q_{m,0} \Delta h_{df}}{q_{m, leakage} c_p} \quad (6)$$

1.3 源项建模方案及数值方法

表 2 列举了不同的源项建模方案及其边界条件设置。首先以轮盖密封空腔的建模为例(所有模型的盘侧密封均简化为不包含密封齿的封闭空腔), 研究了不同源项建模参数的敏感性, 其模型示意图如图 2(a) 所示; 其次研究了盖盘两侧密封源项建模的预测能力, 流道示意图如图 2(b) 所示。

在轮盖密封的源项建模方法(1D_S)中, 轮盖密封腔高压端与叶轮出口轮盖侧的交界面设置为质量流量出口边界条件, 轮盖密封低压端与叶轮进口轮盖侧的交界面设置为质量流量进口、总温边界条件, 泄漏流均默认简化为垂直于进口面注入到主流, 如图 2 所示。其中, 采用式(1)计算轮盖泄漏流量时, 密封低压端总温 T_t 取轮盖密封空

表 2 不同盖盘密封空腔建模方案

Table 2 Different modeling schemes of shroud and hub seal-cavity

模型简称	模型描述	密封高/低压端边界条件
Full_S	完整的轮盖密封及空腔建模,如图 1	冻结转子交界面(轮盖密封低压端)
None_S	无轮盖密封空腔建模,如图 2(a)	绝热壁面 _O: 采用式(1)计算泄漏量,不含摩擦损失热源 Δh_t _OL: 采用式(1)计算泄漏量,含摩擦损失热源 Δh_t
1D_S	轮盖密封及空腔源项建模,如图 2(a)	_M: 采用式(2)计算泄漏量,不含摩擦损失热源 Δh_t _ML: 采用式(2)计算泄漏量,含摩擦损失热源 Δh_t _A: 进口盖侧泄漏流气流角为实际角度(非垂直入射)
Full_SH	完整的轮盖、盘侧密封空腔建模,如图 1	冻结转子交界面(轮盖密封低压端)
None_SH	无轮盖、轮盘密封及空腔建模,如图 2(b)	绝热壁面
1D_SH	盖盘两侧密封及空腔源项建模,如图 2(b)	_ML: 采用式(2)计算泄漏量,含摩擦损失热源 Δh_t

腔高压端进口处总温 $T_{t,high}$,密封高低压端静温、静压可直接从空腔进出口边界处获得,称为边界参数法,模型记为 1D_S_O;采用式(2)计算轮盖泄漏流量时,密封低压端总温 T_t 取叶轮出口截面平均总温 T_{t2} ,称为平均参数法,模型记为 1D_S_M。当考虑轮盖空腔的摩擦生热时,假设全部热量均集中在密封低压端并持续注入主流道,此时将这部分能量作为额外热源项(Δh_t)施加在边界,如图 2 所示。轮盘侧密封及空腔的源项模型(1D_H)边界条件给定为质量流量出口,如图 2(b)所示,本文压缩机盘侧空腔摩擦生成的热量由轴端泄漏带出压缩机,未对主流造成影响,这与文献[16]中定义为进口边界略有不同。根据文献[19]的推荐值,一维计算中曲折形迷宫密封可取 $\bar{\alpha}=0.67\sim0.73$,阶梯型迷宫密封可参考曲折形密封取值或取得略大一些,平滑形密封 $\bar{\alpha}=E(\bar{\alpha}_{smooth}/\bar{\alpha}_{step})$,其中 $E=0.67\sim0.73$ 。本文轮盖侧阶梯型密封泄漏系数默认取 $\bar{\alpha}=0.8$;盘侧平滑形密封泄漏系数取 $\bar{\alpha}=1.33$ 。

对于有盖盘密封及空腔结构的数值模型,采用 NUMECA Autogrid 模块进行叶轮、无叶扩压器和密封腔的一体化建模,高压端部件连接处为完全匹配网格,如图 3 所示。叶轮-扩压器主流道加密后单流道共包含 140 万网格,蜗壳含 93 万非结构化网格单元,完整的轮盖密封及空腔、轴端密封及空腔分别包含 54 万和 123 万网格,简化的盘侧空腔共 56 万网格。

数值分析采用 ANSYS CFX 14.0 软件包和 $k-\epsilon$ 湍流模型求解雷诺时均 Navier-Stokes

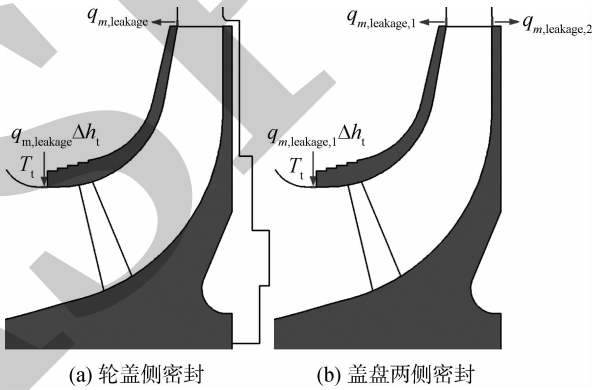


图 2 源项建模流道示意图

Fig. 2 Flow path schematic for the source term modeling

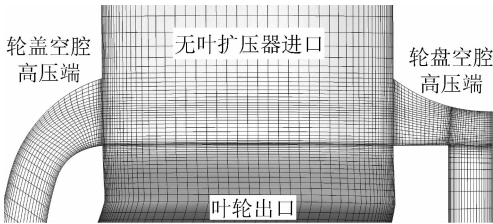


图 3 叶轮出口处的一体化建模

Fig. 3 Integrated modeling at the impeller exit

(RANS)方程,壁面第一层网格 y^+ 值大于 30。在数值计算时,叶轮-扩压器-密封一体化计算域均在旋转坐标系下求解,内部不设交界面,扩压器壁面、机匣等静止件壁面设置为相对静止,减少了叶轮出口采用混合平面带来的插值误差;扩压器与蜗壳之间采用“级”交界面连接。所有固壁均为绝热边界,通过等效表面粗糙度换算关系 $k_s=11.03R_a$ 给定粗糙边界条件,并使用 Kato-Laun-

der 湍流生成限制器避免过度产生湍流能量。以计算残差小于 10^{-5} 且流量、压比和效率迭代波动小于 0.1% 作为收敛标准,压比曲线斜率为正或无法稳定收敛时判定达到失速边界。

图 4 给出了设计转速下完整轮盖密封、完整盖盘密封建模预测的压缩机性能与实验值的对比,两种数值模型的压比基本一致,效率略有偏差,均选定为后续源项建模性能预测能力评估的基准模型。图中 $\eta_{tt,0-8}$ 为级等熵效率, $\pi_{tt,0-8}$ 为级总压比, $q_{m,cor}$ 为修正质量流量。

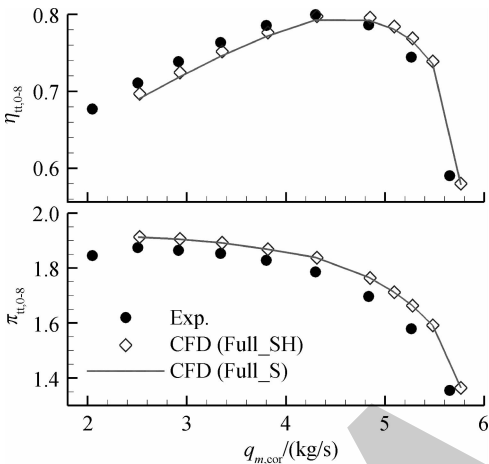


图 4 完整的轮盖/盖盘密封及空腔建模的预测性能与实验性能对比

Fig. 4 Comparison of predicted and experimental performance for complete shroud/shroud and hub seal-cavity modeling

2 结果分析和讨论

2.1 密封泄漏系数对泄漏量和性能的影响

图 5 给出了不同源项建模方案及不同密封泄漏系数下的漏气损失系数对比,其中漏气损失系数 $\beta_{leakage}$ 定义为泄漏流与主流的质量流量之比。结果表明,不同的一维密封泄漏公式预测的泄漏量比完整密封模型预测的泄漏量偏大 50% ~ 100%,其中采用平均参数法(1D_S_ML)计算的泄漏量偏差更小。通过调整密封泄漏系数 $\bar{\alpha}$,可以获得与完整密封建模所得泄漏量一致的预测结果,表明本文一维密封泄漏计算公式具备准确预测泄漏量的能力。从匹配泄漏量的角度看,一维三维耦合建模时,需取比纯一维性能预测推荐值更小的密封泄漏系数值。另一方面,本文压缩机为中等流量系数压缩机,轮盖泄漏流的摩擦热占主流能量的比例很小,密封腔摩擦生热对泄漏量

基本没有影响,这间接反映了摩擦生热对出口截面流动状态的影响并不显著。

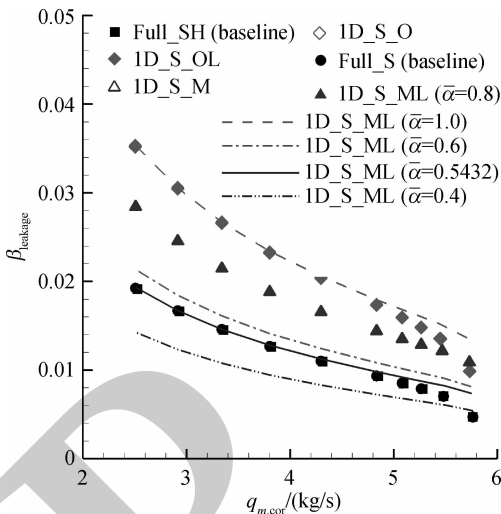


图 5 不同轮盖密封空腔建模预测的漏气损失系数对比
Fig. 5 Comparison of leakage loss coefficients predicted by different shroud seal cavity modelings

图 6 给出了不同密封泄漏系数对压缩机级性能的影响对比。图中 $\eta/\eta_{baseline}$ 为相对效率, $\pi/\pi_{baseline}$ 为相对压比。源项建模的密封泄漏系数越小,压缩机级性能越高,就本文模型而言,最大性能提升不超过 2%。从确保性能预测精度的角度看,密封泄漏系数过大或过小都会导致性能被过度预测,而在一维分析推荐的密封泄漏系数取值范围内,尽管预测的泄漏量相对偏大,但能实现较准确的性能预测,在计算压缩机特性线时不需要特别改变密封泄漏系数。

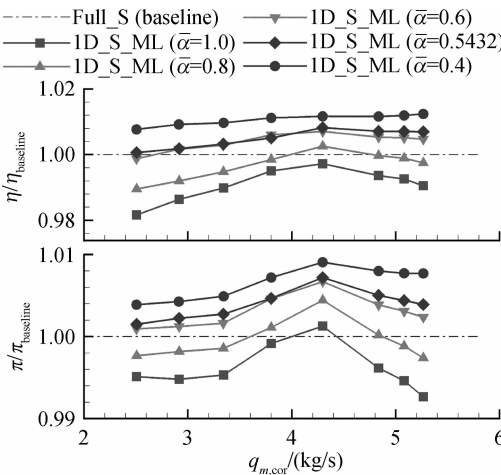


图 6 不同密封泄漏系数对性能的影响对比
Fig. 6 Comparison of the effects of different seal leakage coefficients on performance

2.2 不同源项建模方案对总体性能的影响

图 7 展示了不同轮盖建模方案的数值性能对比。与完整轮盖密封建模(Full_S)相比,无轮盖密封建模时(None_S)压缩机的级总压比和等熵效率分别偏高 1% 和 2% 以上;采用一维三维耦合建模后,性能偏差显著减小。其中,源项建模仅给定轮盖泄漏质量流量和总温边界条件时(1D_S_O/M),两种方案与基准方案的相对性能偏差均在 1% 以内;施加轮盖摩擦损失源项边界条件后(1D_S_OL/ML),平均参数法的平均性能偏差进一步减小,而边界参数法的平均性能偏差略有增大。调整密封泄漏系数使泄漏量与完整密封模型的泄漏量一致时($\bar{\alpha}=0.5432$),平均参数法的性能偏差从负偏差变为正偏差,相对偏差仍控制在 1% 以内。当在边界条件中匹配泄漏流的流动角(入射角)时,对整体性能的影响不显著,但会使非设计点性能偏差更均匀。

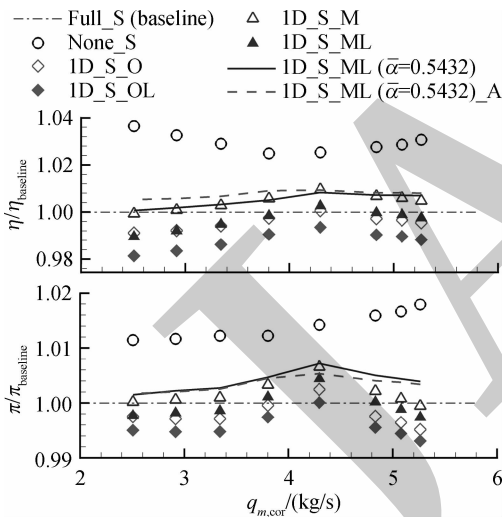


图 7 不同轮盖密封空腔建模的性能对比
Fig. 7 Performance comparison of different shroud seal-cavity modelings

图 8 给出了不同建模方案预测的轮盖密封高低压端总温差的对比(图中 $\Delta T_t = T_{t,low} - T_{t,high}$)。由结果可知,在轮盖密封低压端施加摩擦热源项后,源项建模与完整建模的总温差偏差减小了近 1/2,其中采用平均参数法布置的摩擦热源项边界条件获得的密封腔总温差与实际完整建模的总温差分布趋势吻合更好,但由图 7 结果可知摩擦热随流量的分布趋势差异对总体性能的变化趋势的影响不大。

综合对比发现,轮盖摩擦热导致的总温升与泄漏流量密切相关,泄漏量计算越准确,摩擦热导

致的温升也越接近于完整建模。因此,泄漏流量是轮盖源项建模中最重要的影响因素,附加损失/低压端进口总温为次要因素,泄漏流气流角对性能的影响最小。但耦合建模预测性能的准确性并非随泄漏量预测准确性的提高而提高,预测性能受密封泄漏量和摩擦损失的共同制约,两者的影响相反。综合来看,平均参数法(1D_S_ML)体现出最好的准确性。若确保源项建模的泄漏量与完整建模一致,则其压比和效率偏差均保持在 1% 内,如图 7 所示。

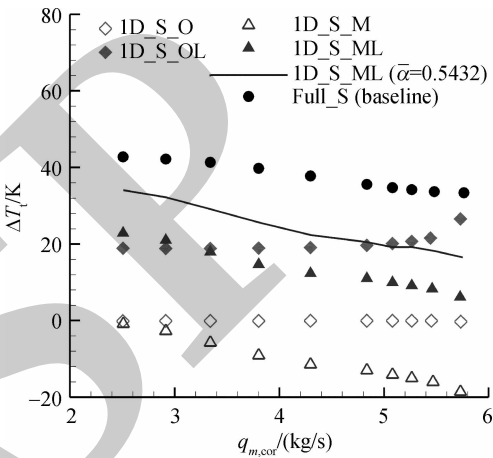


图 8 不同轮盖密封及空腔建模预测的进出口总温差对比
Fig. 8 Comparison of total temperature difference between inlet and outlet predicted by different shroud seal-cavity modelings

2.3 叶轮进出口截面关键流动参数分析

图 9 给出了不同轮盖源项建模方案在设计点计算的叶轮进口截面(1#)周向平均总温、总压的展向分布对比。从进口总温和总压分布看,相比于无密封模型,所有源项建模模型均与完整密封模型所得结果趋势更一致,表明源项建模能够捕捉到由轮盖密封中高温气体注入导致的叶轮进口叶尖侧温度和压力的大梯度畸变。具体地,各源项建模方法预测的总压分布差异不大;平均参数法显示出比边界参数法更准确的总温畸变模拟结果,增加摩擦损失源项后,沿叶高 92%~100% 区域内的峰值总温更接近完整建模实际值;提高泄漏量的预测精度,能使进口叶尖总温总压畸变与实际情况更吻合;通过控制泄漏流气流角,能进一步使温度场和压力场与完整建模一致。

图 10 给出了叶轮进口截面相对气流角的展向分布(本文所有角度均定义为与圆周速度正方向的夹角)。在叶根至 94% 叶高之间的主流区,

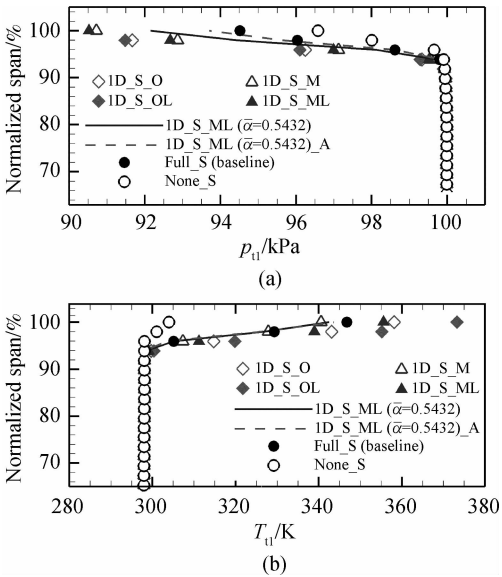


图 9 叶轮进口(1#)的周向平均总温、总压的展向分布
Fig. 9 Spanwise distribution of the circumferentially averaged total pressure and total temperature at the impeller inlet (1#)

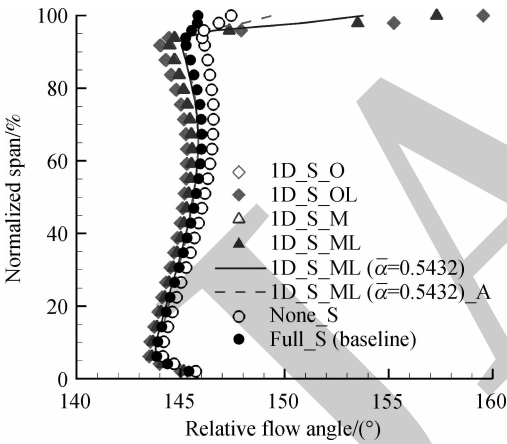


图 10 叶轮进口(1#)相对气流角的展向分布
Fig. 10 Spanwise distribution of relative flow angle at the impeller inlet (1#)

有无轮盖密封建模获得的相对气流角分布差异不大,设计点下气流角偏差小于 2° ,精度随泄漏流量预测精度的提高而提高;在 $94\%\sim 100\%$ 叶高的叶尖区,源项建模法的垂直进气简化假设会导致较大的气流角偏差,而采用实际气流角进气后,叶尖气流角偏差显著缩小。由于闭式叶轮不存在跨叶片的叶顶间隙流动,轮盖泄漏对稳定性的影响相对更小,且结果显示该局部的大冲角气流未对出口流动及整体工况范围造成明显的影响,故本文认为垂直进气简化是可以接受的,在源项建模时不用特别考虑泄漏流气流角,且轮盖密封低压端的泄漏流气流角本身也不易被准确预测。

图 11 展示了不同轮盖源项建模在设计点的叶轮出口截面(2#)周向平均总温、总压的展向分布对比。轮盖泄漏引起的温度、压力畸变,在叶轮进口截面仅作用于叶顶局部区域,高能流体与主流在流道中掺混后影响范围逐渐延伸到叶根区域。结果显示,叶轮出口温度、压力分布受有无轮盖密封建模的影响较大,同时展向流动分布也受到泄漏流量大小和总温的影响。计算的轮盖泄漏量偏差越大,源项建模与完整建模的出口流动参数偏差也相应增大,此时施加摩擦损失源项会进一步增大偏差,这种特征与图 7 的性能变化趋势一致,可以通过调整泄漏系数来准确地复现出口流动。

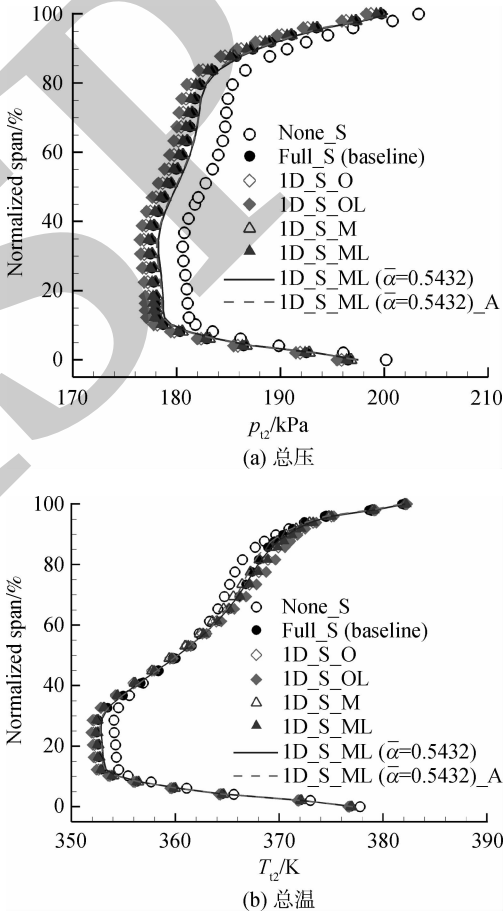


图 11 叶轮出口(2#)的周向平均总温、总压的展向分布
Fig. 11 Spanwise distribution of the circumferentially averaged total pressure and total temperature at the impeller outlet (2#)

图 12 展示了扩压器进口截面(3#)的绝对气流角和绝对马赫数的展向分布,各源项模型预测的出口绝对气流角和马赫数基本相近,偏差很小。如图 1 中所示,叶轮出口截面和扩压器进口截面之间经过了盖盘空腔的连接段,在该区域盖盘泄漏的抽吸作用、空腔附近的流动滞止等特征均会

影响叶轮出口近盖盘侧的流动分布,而源项建模仅能反映在密封腔连接处的抽吸作用,无法模拟该区域存在的回流等流动特征。由于气流角对回流比较敏感,因此采用源项建模计算的扩压器进口绝对气流角分布在盖侧附近与完整密封模型存在一定的偏差。相对而言,绝对马赫数分布受盖盘连接段的干扰较小,源项模型能够比较准确的模拟出盖侧的大梯度马赫数变化。从图 11 和图 12 结果可知,叶轮进口泄漏流气流角对出口流动分布基本没有影响。

封及空腔的源项建模采用平均参数法具有更好的准确性。

2.4 盖盘组合源项建模的性能预测能力

图 13 展示了盖、盘组合源项建模在近设计点的叶轮出口截面流动分布对比。不同盖盘模型计算结果显示出明显的差异性,其中无盖盘密封建模的参数分布与实际偏离较大,盖盘源项建模则与完整建模吻合良好,仅因为其预测的泄漏流量偏大而略有偏差。在靠近盖盘壁面的端区流动区域,源项建模也表现出较好的预测能力,如图 13 (c)和图 13(d)所示。

图 14 展示了盖盘源项建模与完整盖盘密封建模的变工况性能对比。结果显示两者计算总压比几乎完全吻合,全工况下等熵效率绝对值的最大偏差不超过 0.65%。相比较而言,无盖盘密封模型的设计转速下峰值效率比完整盖盘密封模型偏高 2.27%,且峰值工况向大流量方向移动。另一方面,数值性能与实验性能仍存在一定的偏差,

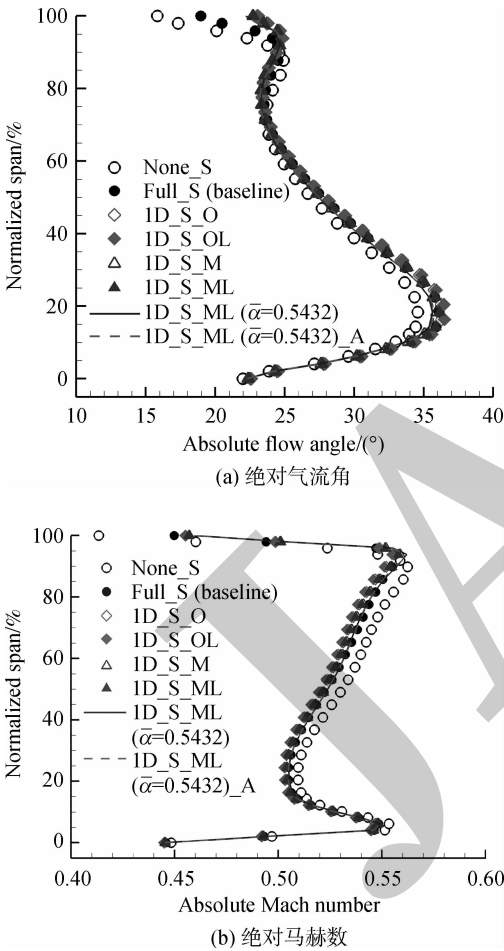
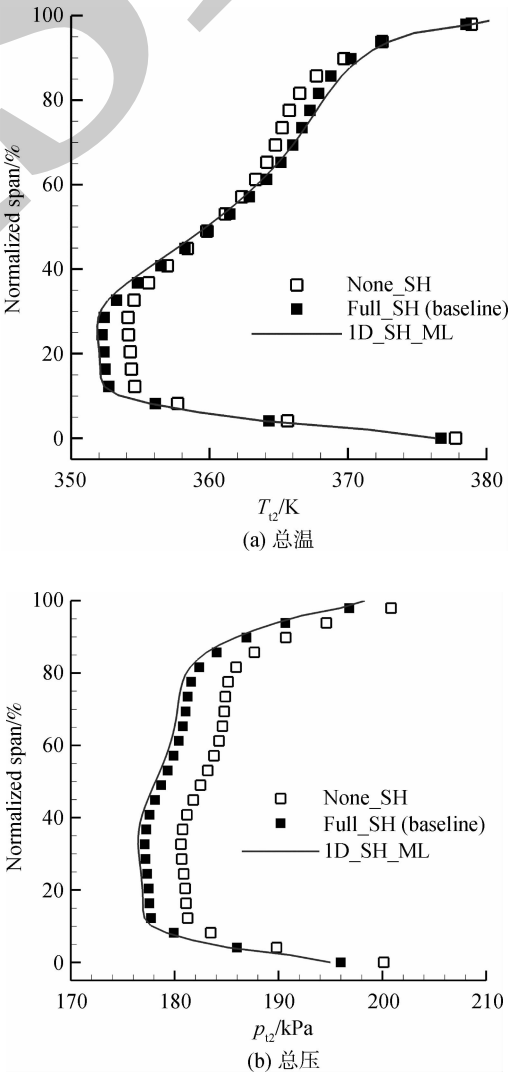


图 12 扩压器进口(3#)的绝对气流角、绝对马赫数的展向分布

Fig. 12 Spanwise distribution of the absolute flow angle and absolute Mach number at the diffuser inlet (3#)

上述对不同轮盖密封建模方案下叶轮进出口参数分布与完整轮盖密封建模参数分布的对比结果表明,基于源项法的轮盖侧耦合建模在关键流动特征、整体性能 的预测上具有较高的精度;仅给定泄漏流量、进口总温和附加摩擦损失,即可满足轮盖密封及空腔建模的需求。综合来看,轮盖密



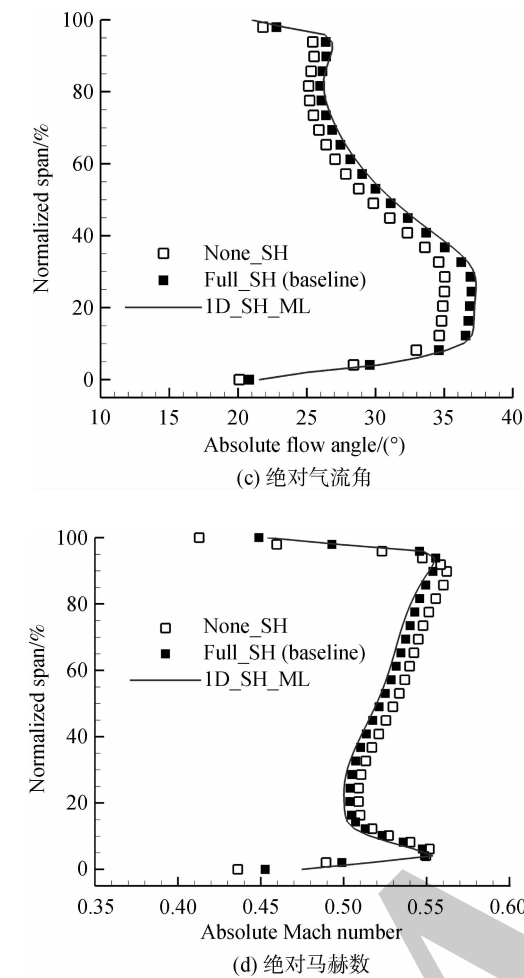


图 13 在近设计点,不同盖盘密封模型预测的叶轮出口参数的展向分布
Fig. 13 Spanwise distribution of the impeller outlet parameters predicted by different seal models at the near design point

表明数值模拟方法还有进一步改进的空间,但就建模本身而言,本文的简化建模与完整建模能达到基本一致的预测能力。

上述盖盘密封源项建模和盖盘密封完整建模

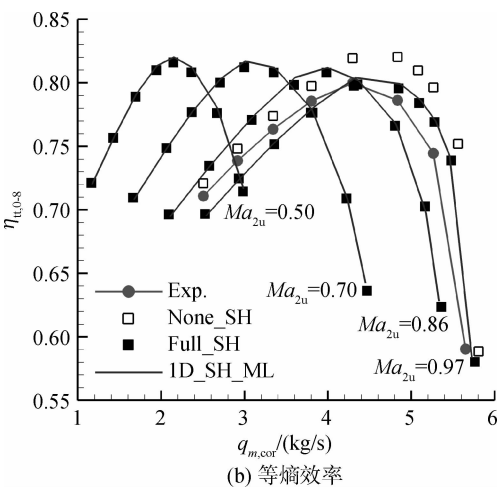
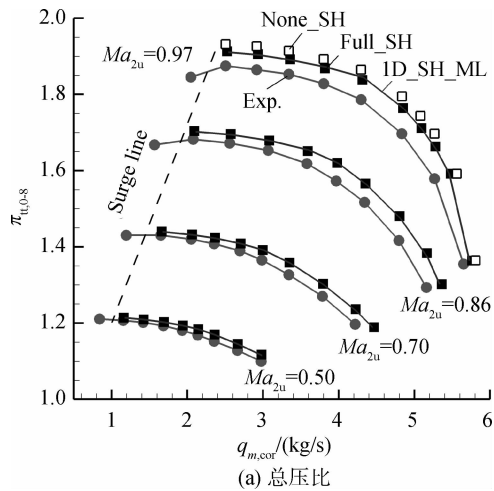


图 14 盖盘源项建模与完整建模的变工况性能对比
Fig. 14 Off-design performance comparison between source term modeling and complete modeling for the shroud and hub seal

的整体性能及关键流动参数分布的对比结果表明,盖盘密封及空腔流动的“一维+三维耦合建模方法”具备足够的预测准确性。此外,以本文为例,单流道计算域下盖盘密封及空腔结构共包含 177 万网格,叶轮-无叶扩压器主流道在密封连接段局部加密后共包含 140 万网格。相对于完整的密封结构建模,采用盖盘密封及空腔源项建模后网格规模减少约 56%,计算时间可缩短约 1/2,并有效降低了全通道计算或多级串联计算的硬件需求,使得计算经济性得到提高。此外,源项建模仅需要对主流道进行建模,模型复杂度的降低也使得计算收敛性得到显著提高。

3 结 论

本文以某闭式离心压缩机为例,数值研究了基于一维密封泄漏计算的盖盘密封及空腔源项建模方法在离心压缩机中的性能预测能力及对流动细节的捕捉能力,主要结论如下:

- 1) 采用“一维+三维耦合建模法”(即源项建模法)对离心压缩机盖盘密封及空腔进行简化建模,可达到与完整盖盘密封建模基本相近的性能预测精度。本研究中两者在全工况下预测的等熵效率偏差绝对值小于 0.65%,而无盖盘密封建模时设计转速下峰值效率偏差为 2.27%。一维源项模型能够捕捉到叶轮进出口近壁区的流动畸变细节,所得叶轮出口流动分布与完整的密封建模吻合较好,能满足下游部件匹配设计的精度需求。
- 2) 一维源项建模法仅需在盖盘密封腔连接处给定质量流量、总温和摩擦损失源项边界条件

即可获得较精确的结果。泄漏流量的计算精确度是影响源项建模法性能预测准确性的关键,综合来看,耦合建模时采用一维计算中推荐的密封泄漏系数是合适的,不需要特别改变密封泄漏系数。理论上,基于平均参数法和边界参数法的源项建模均可以较准确地替代完全的密封建模。在不修正密封泄漏系数的前提下,平均参数法具有更好的精度,其与完整密封建模的相对性能偏差小于 1%。

3) 一维源项建模法可有效降低压缩机全通道计算或多级串联计算的硬件需求,显著缩短计算时间,使得计算经济性及收敛性得到显著提高。

参考文献:

[1] SUN Zhigang, TAN Chunqing, ZHANG Dongyang. Flow field structures of the impeller backside cavity and its influences on the centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2009-59879, 2009.

[2] MISCHO B, RIBI B, SEEBASS-LINGGI C, et al. Influence of labyrinth seal leakage on centrifugal compressor performance[R]. ASME Paper GT2009-59524, 2009.

[3] 王晟旻, 琚亚平, 张楚华. 离心压缩机级通流与盘盖侧泄漏流的耦合分析[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 73-77.

WANG Shengmin, JU Yaping, ZHANG Chuhua. Coupling analysis between through flow and hub-shroud side leakage flow of a centrifugal compressor stage[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 73-77. (in Chinese)

[4] 秦瑞鸿, 孙一颀, 王晟旻, 等. 轮盘侧空腔流动结构及其对离心压缩机气动性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(11): 2349-2354.

QIN Ruihong, SUN Yijie, WANG Shengmin, et al. Flow structure in impeller backside cavity and its effect on aerodynamic performance of a centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(11): 2349-2354. (in Chinese)

[5] 唐永洪, 田玉宝, 王志恒, 等. 闭式离心压缩机几何建模对数值预测结果的影响[J]. 中国科学: 技术科学, 2017, 47(6): 618-631.

TANG Yonghong, TIAN Yubao, WANG Zhiheng, et al. Influence of geometrical modeling on the results of numerical prediction for the centrifugal compressor with shrouded impeller[J]. Scientia Sinica Technologica, 2017, 47(6): 618-631. (in Chinese)

[6] SOLDATOVA K. CFD study of leakage flows in shroud cavities of a compressor impeller[R]. Bristol, UK: the 10th International Conference on Compressors and Their Systems, 2017.

[7] TONG Fei, WANG Yehao, ZHU Hongtao. Numerical investigation on the leakage characteristics of stepped labyrinth seal[R]. Piscataway, New Jersey: IEEE International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS), 2016.

[8] MARECHALE R, MIN J I, CAVE M. Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact

on centrifugal impeller performance [R]. ASME Paper GT2015-43778, 2015.

[9] WANG Zhiheng, XU Liquan, XI Guang. Numerical investigation on the labyrinth seal design for a low flow coefficient centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2010-23096, 2010.

[10] WANG Zhiheng, XI Guang. Influences of cavity leakage on the design of low flow coefficient centrifugal impeller[J]. Science China Technological Sciences, 2011, 54(2): 311-317.

[11] GAMAL A J, VANCE J M. Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 012510. 1-012510. 11.

[12] 赵鹏飞, 刘艳, 王晓放, 等. 简化间隙泄漏结构对离心压缩机性能影响研究[J]. 风机技术, 2017, 59(1): 1-6.

ZHAO Pengfei, LIU Yan, WANG Xiaofang, et al. Investigation of the influence of a simplified clearance leakage model on the aerodynamic performance of a centrifugal compressor[J]. Compressor Blower and Fan Technology, 2017, 59(1): 1-6. (in Chinese)

[13] GUIDOTTI E, RUBINO D T, TAPINASSI L, et al. Accuracy of centrifugal compressor stages performance prediction by means of high fidelity CFD and validation using advanced aerodynamic probe [R]. ASME Paper GT2013-95618, 2013.

[14] GUIDOTTI E, TONI L, RUBINO D T, et al. Influence of cavity flows modeling on centrifugal compressor stages performance prediction across different flow coefficient impellers[R]. ASME Paper GT2014-25830, 2014.

[15] GUIDOTTI E, NALDI G, TAPINASSI L, et al. Cavity flow modeling in an industrial centrifugal compressor stage at design and off-design conditions [R]. ASME Paper GT2012-68288, 2012.

[16] GUIDOTTI E, TAPINASSI L, TONI L, et al. Experimental and numerical analysis of the flow field in the impeller of a centrifugal compressor stage at design point [R]. ASME Paper GT2011-45036, 2011.

[17] 徐立群, 王志恒, 席光. 迷宫密封泄漏对小流量离心叶轮气动性能影响的研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 23-27.

XU Liquan, WANG Zhiheng, XI Guang. Numerical study on effect of seal leakage on performance of centrifugal impeller with low flow coefficient[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(11): 23-27. (in Chinese)

[18] 谭佳健, 姜大任, 伊洪丽, 等. 大流量系数离心压缩机模型级数值模拟精度研究[J]. 风机技术, 2014, 56(3): 26-31.

TAN Jiajian, JIANG Daren, YIN Hongli, et al. Study on numerical simulation precision of large flow coefficient centrifugal compressor model stage[J]. Compressor Blower and Fan Technology, 2014, 56(3): 26-31. (in Chinese)

[19] 祁大同. 离心式压缩机原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2018.

[20] DAILY J W, NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks [J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(1): 217-230.