

小型高速氖气离心压缩机设计与性能优化研究

杨潇翎¹, 张倍毓², 刘畅^{3,4}, 逯婉若², 马元², 陈双涛¹, 陈良¹, 侯予¹

(1. 西安交通大学深低温技术与装备教育部重点实验室, 710049, 西安;
2. 西安航天动力研究所, 710010, 西安; 3. 北京空间飞行器总体设计部, 100094, 北京;
4. 航天器热控全国重点实验室, 100094, 北京)

摘要: 针对低温逆布雷顿制冷系统高效紧凑化发展对氖气高速离心压缩机性能提升的迫切需求, 开展了氖气高速离心压缩机的设计与性能优化研究。采用三维黏性计算流体力学与熵产率分析方法, 对压缩机流道进行数值仿真与损失分析, 并利用实验测试了压缩机性能。在此基础上, 对子午面型线、叶片型线采用遗传算法进行优化, 并分析了叶片前缘倾角及叶顶间隙参数变化的影响因素。研究表明: 所建立的压缩机模型计算结果与实验结果基本一致, 压比和等熵效率的最大偏差分别为 1.3% 和 2.4%。氖气压缩机效率较低的主要原因是叶顶间隙引起的泄漏涡及其与主流掺混所形成的涡流。熵产率分析显示, 叶轮通道顶层的熵产占叶轮总熵产的 55.1%。优化叶型通过减小流道长度、降低叶片顶部表面压力差实现效率提升, 最终使得氖气压缩机的等熵效率达到 75.4%, 较初始设计提升了 4.9%。

关键词: 氖气压缩机; 高速离心压缩机; 逆布雷顿制冷系统; 性能优化; 熵产

中图分类号: TB652 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202609011 **文章编号:** 0253-987X(2026)09-0108-12

Design and Performance Optimization of a Small High-Speed Neon Centrifugal Compressor

YANG Xiaoling¹, ZHANG Beiyu², LIU Chang^{3,4}, LU Wanruo², MA Yuan²,
CHEN Shuangtao¹, CHEN Liang¹, HOU Yu¹

(1. MOE Key Laboratory of Cryogenic Technology and Equipment, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710010, China; 3. Beijing Institute of Spacecraft System Engineering,
Beijing 100094, China; 4. National Key Laboratory of Spacecraft Thermal Control, Beijing 100094, China)

Abstract: To meet the urgent demand for improved performance of compact high-speed neon centrifugal compressors in cryogenic reverse-Brayton refrigeration systems, the design and performance optimization of a high-speed neon centrifugal compressor are investigated. Numerical simulation and loss analysis of the compressor flow passage are performed using three-dimensional viscous computational fluid dynamics and entropy-generation-rate analysis, and the compressor performance is experimentally tested. On this basis, the meridional profile and blade profile are optimized using a genetic algorithm, and the effects of the blade leading-edge inclination angle and tip clearance are analyzed. The results show that the calculated results of the compressor model are generally

consistent with the experimental results, with maximum deviations of 1.3% and 2.4% in pressure ratio and isentropic efficiency, respectively. The relatively low efficiency of the neon compressor is mainly caused by tip-clearance leakage vortices and the vortical structures formed by their mixing with the mainstream. Entropy-generation-rate analysis shows that the shroud-side region of the impeller passage accounts for 55.1% of the total entropy generation in the impeller. Efficiency is improved by the optimized blade profile through shortening the flow passage and reducing the surface pressure difference at the blade tip. The isentropic efficiency of the neon compressor ultimately reaches 75.4%, representing an increase of 4.9 percentage points over the initial design.

Keywords: neon compressor; high-speed centrifugal compressor; reverse-Brayton refrigeration system; performance optimization; entropy generation

离心压缩机在石油化工、工业生产、航空航天、科学研究等方面均有广泛应用^[1-4]。随着国家“双碳”战略的推进,小型高速离心压缩机因其结构紧凑、轻量化、高效率的特点,能够满足许多系统对紧凑性和高效化的战略需求。同时,其在诸多尖端科技领域扮演着关键角色,因此受到越来越多学者的关注与研究^[5-7]。

随着高温超导技术、低温逆布雷顿制冷技术、空间布雷顿循环发电系统、特殊气体处理等领域的发展,使用氦气(Ne)、氦-氖混合气等轻质气体作为工质的高速离心压缩机的研究越来越多^[8-12]。相比于空气等常规工质,氦气绝热指数更大,压缩比功更高,因此小型氦气离心压缩机的特征转速较小,导致其流道损失高且单级压比较低。氦气工质的黏度较高(大约为空气工质的2倍),不仅会导致流动雷诺数较小,增大了流动损失,还使其在逆压梯度下更易发生流动分离,进而产生涡流和二次流,最终导致氦气离心压缩机的效率较低。

有许多学者对离心压缩机的性能优化开展了研究^[13-14]。王健^[15]利用数值模拟的方法,研究了叶轮盘侧和盖侧载荷分布对中等流量系数闭式离心压缩机性能的影响,发现叶轮盖侧载荷分布对性能影响较大。倪成龙^[16]针对小流量系数离心压缩机,改进了叶轮子午面轮廓、分流叶片大小和扩压器半径等参数,实现了离心压缩机的性能提升。周逸伦等^[17]采用仿鸢翼叶型叶轮,结合子午面参数对离心压缩机开展优化研究,优化后压缩机多变效率提升3.16%,压比提升2.61%。

当前针对氦气离心压缩机的研究相对较少,多数研究聚焦于与其物性相似的氢气或氦-氖、氦-氙等混合工质。Saji等^[18]开发了基于无油润滑高速涡轮的6 kW@65 K低温制冷机,用于冷却5 km长度的

高温超导(HTS)电力电缆,工质采用氦氖混合气体,压缩机采用双级离心式,单级压比为1.34~1.33,效率为76%~75%。Kawakubo等^[19]利用ARK气体模型,仿真计算了2 kW逆布雷顿制冷系统中氦气压缩机的性能,指出由于氦气绝热指数较大导致压缩机的效率较低,仅有70%左右。Xu等^[20]研究了氦-氖混合气体工质对空间反应堆闭式布雷顿循环离心压缩机设计的影响,研究表明采用加入氦气工质会提升可压缩性,减少压缩级数,但是会降低压缩机效率。Podeur等^[21]针对氦氖混合工质的涡轮布雷顿系统设计并开发了一台离心压缩机,开展了仿真与实验研究,测试发现,压缩机压比为1.22时多变效率达到77%左右。进一步通过相似性研究,量化了雷诺数、叶尖马赫数和绝热指数等参数对离心压缩机效率的影响,研究发现在低雷诺数下,雷诺数主导性能变化;在高雷诺数下,叶尖马赫数与绝热指数的影响更为显著^[22]。Yakovlev等^[23]基于高温超导用逆布雷顿制冷系统开发了两级高速氦气离心压缩机,实现了2 kW@65 K的制冷量,其中压缩机压比分别为1.77和1.72。目前针对小型高速氦气离心压缩机性能优化的公开研究很少。

本文以逆布雷顿制冷系统中的氦气高速离心压缩机为研究对象,采用数值仿真方法计算其性能,并通过实验验证了仿真模型的准确性。在此基础上,利用熵产率分析法识别流道内的主要损失源,对叶轮子午面、叶片型线、进口角及叶顶间隙等设计参数进行优化,从而有效提升了压缩机性能。本研究可为同类轻质气体压缩机的设计与优化提供理论依据与工程指导。

1 氦气离心压缩机研究方法

1.1 氦气离心压缩机初步设计

本文研究对象为一台低温逆布雷顿制冷系统的

小型双级氖气高速离心压缩机,压缩机设计流量为 45.0 g/s,总压比为 2.7。本文以一级为例进行氖气离心压缩机的优化设计,压缩机设计参数如表 1 所示。

表 1 氖气压缩机一级设计参数

Table 1 Primary design parameters for neon compressor

参数与工质	数值与工质	参数与工质	数值与工质
进口压力/kPa	150	总压比	1.65
进口温度/K	308.2	工质	Ne
质量流量/(g·s ⁻¹)	45	等熵效率	≥0.70

基于特征转速的方法,对氖气离心压缩机进行了初步设计^[24-26],结果如表 2 所示,压缩机的设计转速为 8.5 万 r/min,采用半开式叶轮。

表 2 氖气压缩机一级初步设计结果

Table 2 Preliminary design results for the first stage of neon compressor

参数	数值	参数	数值
入口内径/mm	12	叶轮出口直径/mm	79.5
入口外径/mm	30.4	出口叶片高度/mm	2.1
叶顶间隙/mm	0.4	叶轮叶片数	18
扩压器出口直径/mm	122	扩压器叶片数	15

为了验证设计结果的可靠性,当前许多学者都采用有限元的方法建立压缩机流道的三维仿真模型,模拟计算压缩机的压比和等熵效率等性能参数。本文利用 ANSYS CFX 软件对氖气高速离心压缩机建立三维仿真模型并进行模拟计算。

1.2 氖气离心压缩机仿真计算

基于氖气离心压缩机设计结果建立的三维流道模型如图 1 所示,涵盖了压缩机进口、叶轮、扩压器和蜗壳。湍流模型采用基于 $k-\omega$ 的 SST 模型。压缩机入口的边界采用总压和总温的入口边界,蜗壳出口则采用质量流量出口边界。考虑到压缩机中气体流速较快,在流道中留存的时间较短,因此不考虑压缩过程中气体与壁面的换热,同时忽略壁面处的速度滑移,即假设压缩机流道各处壁面为无滑移绝热壁面。

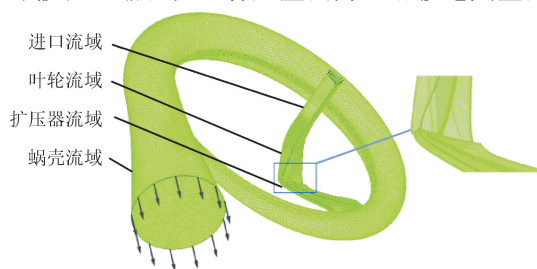


图 1 高速氖气离心压缩机的流道仿真模型

Fig. 1 Flow passage simulation model of a high-speed neon centrifugal compressor

在 Ansys CFX 软件仿真计算中,氖气工质的密度采用 Peng-Robinson 方程计算。零压力下的定压比热容则基于 NIST REFPROP 数据库,通过建立关于温度的 4 次方程进行拟合计算得到。类似地,氖气的动力黏度与导热系数通过 CFX 自定义函数实现,采用关于温度和压力的表格插值方法获得,所用数据同样来源于 NIST REFPROP 数据库。

为了验证网格无关性,对所建立的模型划分 50~350 万的网格进行仿真计算,同时考虑到采用的 SST 湍流模型,在网格数量变化时,壁面附近第 1 层网格的高度保持在 0.005 mm 左右,保证壁面无量纲距离 y^+ 在 1 左右,最大不超过 5。不同网格数量下仿真结果如图 2 所示。以压缩机的关键性能参数、出口压力和等熵效率作为对比变量;在网格数量达到 200 万左右时,仿真计算得到的参数基本不再随网格数量增多而变化。因此,本文以 200 万左右网格数量的仿真模型进行模拟计算。

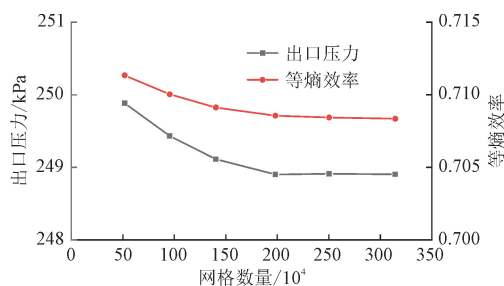


图 2 氖气离心压缩机流道仿真模型网格无关性验证

Fig. 2 Verification of mesh independence for the flow passage simulation model of a neon centrifugal compressor

1.3 氖气离心压缩机仿真模型的验证

为了验证所建立仿真模型的正确性,对上述设计的高速离心压缩机进行了样机开发,实物如图 3 所示。在此基础上,搭建了如图 4 所示的氖气离心压缩机的实验测试系统。

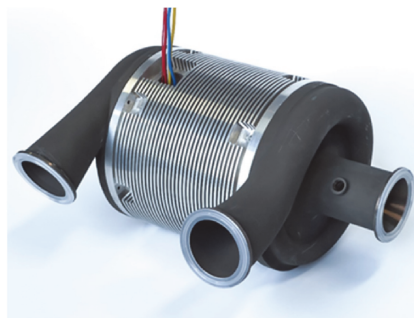


图 3 高速氖气离心压缩机样机

Fig. 3 Prototype of a high-speed neon centrifugal compressor

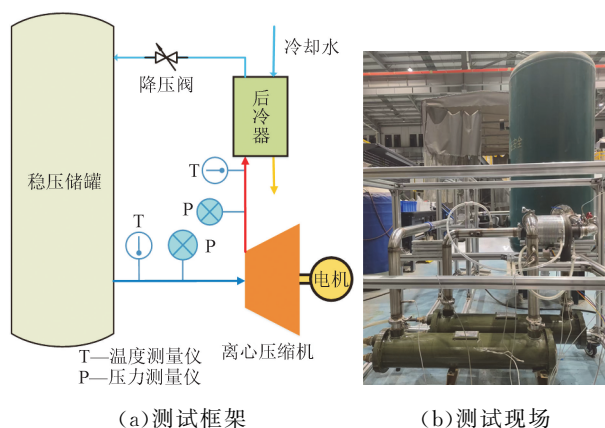


图4 高速氖气离心压缩机性能测试系统

Fig. 4 Test rig for the high-speed neon centrifugal compressor

测试系统中传感器参数如表3所示,温度传感器与压力传感器布置位置如图4所示,质量流量计布置在压缩机出口。通过误差传递公式,计算压比与等熵效率的相对不确定度分别为1.2%和1.8%。实验测量得到的压比(ϵ)和等熵效率(η)和仿真计算结果对比如图5所示。

表3 氖气压缩机性能测试传感器参数说明

Table 3 Description of sensor parameters for the test rig of neon compressor

传感器类型	测量范围	精度
绝对压力传感器	0~300 kPa	0.5%
铂电阻温度传感器	-50~200 °C	0.25 °C
气体质量流量计	3.5~350 N·m ³ /h	2%

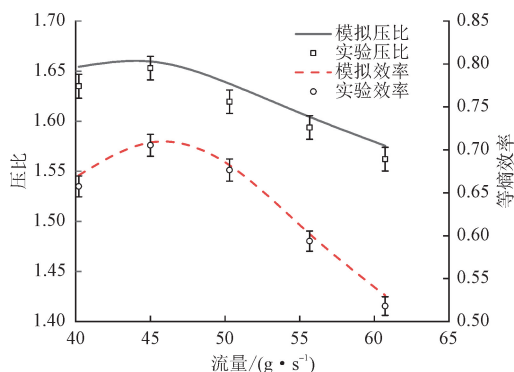


图5 高速氖气离心压缩机性能实验结果与仿真结果对比

Fig. 5 Comparison of experimental and simulation results for the high-speed neon centrifugal compressor performance

通过仿真与实验结果对比可知,仿真计算的压比(ϵ)和等熵效率(η)变化与实验值一致。其中,压比的最大偏差为1.3%,等熵效率的最大偏差为

2.4%,仿真值与实验测量值吻合良好,表明仿真结果具有较高的可信度。然而,与常规工质相比,氖气压缩机的整体等熵效率仍偏低。为此,本文将基于数值计算结果,采用熵产率分析法研究离心压缩机内部损失的成因,并对氖气离心压缩机进行参数优化,以提升其性能。

1.4 熵产率分析法

为了对流道内部损失进行量化描述,本文采用熵产率分析方法。熵 s 为状态参数,对于单相流动,其具有如下形式的守恒方程

$$\rho \frac{\partial s}{\partial t} + \rho u \frac{\partial s}{\partial x} + \rho v \frac{\partial s}{\partial y} + \rho w \frac{\partial s}{\partial z} = \text{div} \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right) + \frac{\Phi_1}{T} + \frac{\Phi_2}{T} \quad (1)$$

式中: ρ 为密度; t 为时间; u, v, w 分别为坐标轴 x, y, z 方向上的速度; T 为温度; $\mathbf{q}$ 为热流密度向量; Φ_1/T 表示流动过程中的耗散所引起的熵产; Φ_2/T 表示传热过程中所引起的熵产。

考虑到所研究的高速压缩机内部流动速度快,气体停留时间短,忽略传热过程的熵产 Φ_2/T 。流动耗散引起的熵产 Φ_1/T 包括黏性耗散的熵产 S_{AD} 和由于速度脉动引起的湍流耗散 S_{BD} 。黏性耗散带来的熵产率 S_{AD} 计算式

$$S_{AD} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (2)$$

式中: $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ 为相应速度时均值; $\bar{T}$ 为温度时均值。

脉动速度引起的熵产率 S_{BD} 计算式

$$S_{BD} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

式中: u', v', w' 为相应速度脉动值。

式(3)由于含有速度脉动项,无法直接计算。Kock^[27]认为湍流黏性耗散率与采用的湍流模型有关,对于 $k-\omega$ 模型,其计算式如下

$$S_{BD} = \beta \frac{\rho \omega k}{T} \quad (4)$$

式中: β 为常数,默认值为0.09; ω 为湍流耗散率, k 为湍动能。

2 氦气离心压缩机性能优化研究

2.1 叶轮子午面与叶片造型的优化设计

在离心压缩机设计过程中,子午面轮廓与叶片角度分布是确定叶片造型的关键,也是影响叶轮性能的重要参数。子午面构成叶轮的基本轮廓,初始设计中,叶轮的轮毂型线与轮盖侧型线均由 Bezier 曲线生成。

在对叶轮子午面进行优化时,需要对其轮廓进行参数化拟合,如图 6 所示,选取轮盖侧控制点

(z_1, r_1) 、 (z_2, r_2) 、 (z_3, r_3) 和轮毂侧控制点 (z_4, r_4) 、 (z_5, r_5) 、 (z_6, r_6) 坐标以及叶轮入口外径 $d_{s,in}$ 、叶轮出口外径 d_{out} 、叶轮出口轴向长度 L_z 、叶轮出口叶高 b_{out} 作为优化变量;此外,在对叶轮叶片造型进行优化时,还需对叶片角沿流道进行参数化拟合。将进口轮毂侧叶片安装角 $\beta_{b,in}$ 、进口轮盖侧叶片安装角 $\beta_{s,in}$ 、出口轮毂侧叶片安装角 $\beta_{b,out}$ 、出口轮盖侧叶片安装角 $\beta_{s,out}$ 、轮毂侧周向包角 φ_b 、轮盖侧周向包角 φ_s 设置为优化变量。优化变量、优化目标可以表述为

$$\begin{cases} \max \eta_e [d_{s,in}, d_{out}, b_{out}, L_z, \beta_{s,in}, \beta_{b,out}, \beta_{s,out}, \varphi_b, \varphi_s, \\ (z_1, r_1), (z_2, r_2), (z_3, r_3), (z_4, r_4), (z_5, r_5), (z_6, r_6)] \\ d_{s,in} \in [27.3, 33.4], d_{out} \in [87.5, 71.5], b_{out} \in [1.8, 2.2] \\ L_z \in [21.0, 32.0], \beta_{b,in} \in [60.2, 85.2], \beta_{s,in} \in [27.0, 38.5] \\ \beta_{b,out} \in [23.0, 53.0], \beta_{s,out} \in [19.1, 49.1], \varphi_b \in [36.0, 44.0] \\ \varphi_s \in [36.0, 44.0] \\ (z_1, r_1) \in [11.3 - 17.3, 6.8 - 11.8], (z_2, r_2) \in [16.1 - 22.3, 8.1 - 14.1] \\ (z_3, r_3) \in [21.3 - 27.3, 25.3 - 31.3], (z_4, r_4) \in [8.2 - 14.2, 15.9 - 21.9] \\ (z_5, r_5) \in [12.0 - 18.0, 17.1 - 23.1], (z_6, r_6) \in [18.4 - 24.4, 28.9 - 34.9] \\ \epsilon \geq 1.65 \end{cases} \quad (5)$$

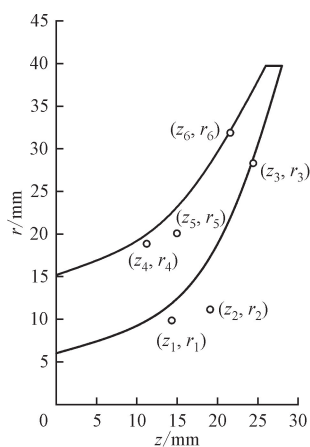


图 6 叶轮子午面控制点说明

Fig. 6 Description of control points on the impeller meridian plane

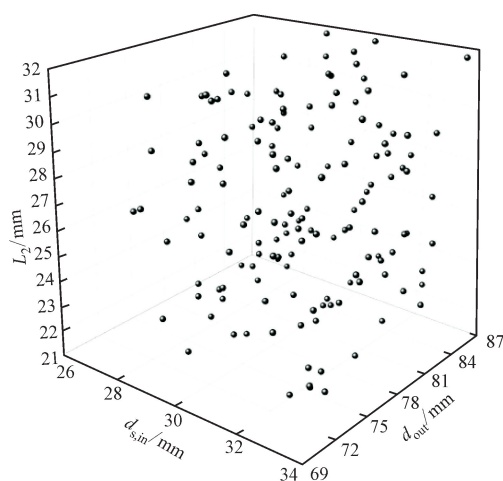


图 7 叶轮优化变量部分样本空间分布

Fig. 7 Partial sampling distribution of impeller optimization variables

图 7 所示为叶轮优化参数采用超立方采样法生成的部分参数样本空间分布。经过仿真计算之后,将计算结果作为 BP 神经网络(包含输入层、隐藏层、输出层)的训练样本,样本训练集的比例设置为 75%,最后通过不断训练对神经网络模型进行优化,得到优化变量与优化目标之间的映射关系。

经过多次训练之后目标函数的神经网络拟合误差小于 2%,具有足够的拟合精度。采用遗传算法

对优化变量进行迭代优化,最终得到优化之后的叶轮子午面与叶片造型参数。

优化前、后的叶轮参数如表 4 所示。子午面的轮廓对比和叶轮出口速度三角形如图 8 所示,其中 U 为旋转速度, V 为相对速度, C 为绝对速度。经过优化之后,叶轮的直径更小,叶轮的出口高度降低,轴向长度缩短。

表4 氖气压缩机叶轮优化前后参数对比

Table 4 Comparison of parameters before and after optimization of neon compressor impeller

参数	优化前	优化后	参数	优化前	优化后
$d_{s,in}/\text{mm}$	30.4	29.1	$(r_1, z_1)/\text{mm}$	(14.3, 9.8)	(12.3, 9.0)
d_{out}/mm	79.5	76.3	$(r_2, z_2)/\text{mm}$	(19.1, 11.1)	(17.0, 10.3)
b_{out}/mm	2.1	2.0	$(r_3, z_3)/\text{mm}$	(24.3, 28.3)	(21.3, 27.4)
L_z/mm	27.0	20.9	$(r_4, z_4)/\text{mm}$	(11.2, 18.9)	(9.1, 16.3)
$\beta_{b,in}/(^{\circ})$	77.2	48.4	$(r_5, z_5)/\text{mm}$	(15.0, 20.1)	(13.0, 17.3)
$\beta_{s,in}/(^{\circ})$	34.3	27.8	$(r_6, z_6)/\text{mm}$	(21.4, 31.9)	(18.4, 30.5)
$\beta_{b,out}/(^{\circ})$	38.0	65.4	$\varphi_b/(^{\circ})$	40	39.8
$\beta_{s,out}/(^{\circ})$	34.1	54.9	$\varphi_s/(^{\circ})$	40	40.2
η_e	0.705	0.734	ϵ	1.659	1.661

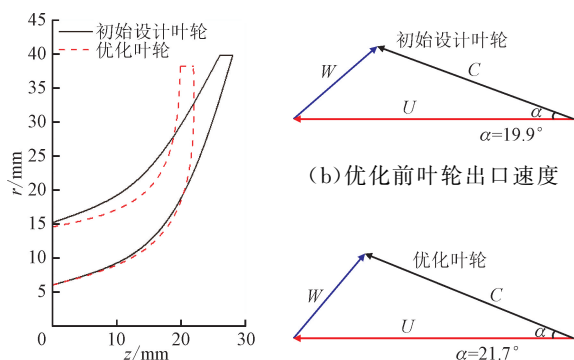


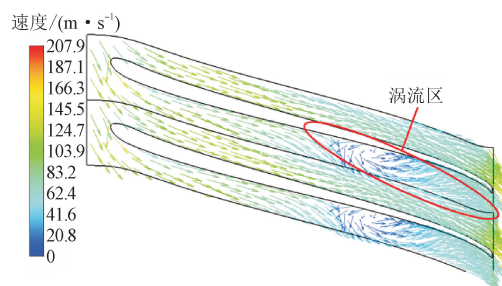
图8 优化前后叶轮子午面轮廓与出口速度三角形对比

Fig. 8 Comparison of meridional contours and exit velocity triangles before and after impeller optimization

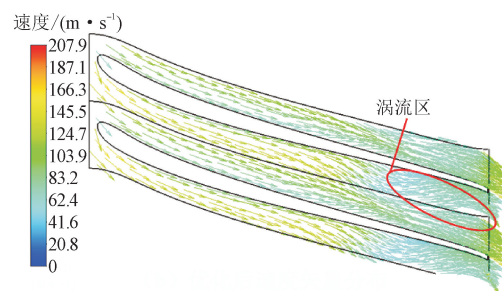
压缩机效率提升之后,同样压比下叶轮的输入功降低,这是优化之后叶轮直径减小的原因。由于氖气工质具有较高的动力黏度和绝热指数,在相同压比下其焓增更大,导致叶轮出口圆周速度较高。若此时叶轮出口叶片高度过大,会降低出口径向速度,进而减小气流出角,致使气流在扩压器内流线过长、流动损失增加,同时也易诱发压缩机喘振。当然,出口叶片高度也不宜过小,否则会因相对叶顶间隙增大而加剧泄漏损失,影响等熵效率。因此,优化后的叶轮应具有合适的出口叶高,以在扩压器性能和泄漏损失之间取得平衡。此外,优化后叶轮轴向长度的缩短,有助于减少流道长度,从而降低因氖气高黏性所带来的流动损失。

图9所示为优化前、后中间通道0.5倍叶高处的叶轮内部流线图。从中可以看到,低速涡流区基本对应熵增区域,说明流道中的涡流是损失产生

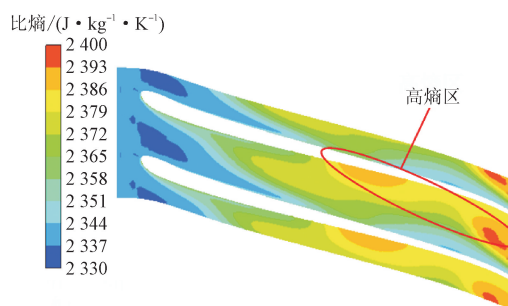
的重要来源。经过优化,叶轮流道内部的涡流和熵增区域明显减少,这也是其叶轮流道效率较高的原因。最终经过参数优化之后,压缩机的等熵效率由70.5%提升到73.4%,压比从1.659提升到1.661。



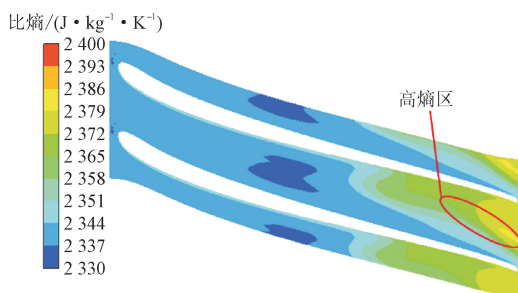
(a) 优化前速度矢量分布



(b) 优化后速度矢量分布



(c) 优化前比熵分布



(d) 优化后比熵分布

图9 优化前、后叶轮流道内速度矢量与比熵分布对比

Fig. 9 Comparison of velocity vectors and specific entropy distributions within the impeller flow passage before and after optimization

图10展示了优化前、后叶片型线的对比,可以看到相比于原始设计叶型,优化叶型在叶片顶部的叶型发生了较大变化。图11展示了在0.8倍通道高度处优化前后的叶片表面压力分布对比。注意到优化之后叶片后半部分的载荷明显下降,最大压差仅为11.8 kPa,初始叶型的叶轮最大压差则为17.8 kPa。这使得优化叶型的叶轮在顶部泄漏流动大幅减弱,泄漏损失减少。

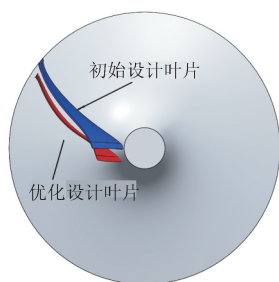


图10 叶轮型线优化前、后叶片对比

Fig. 10 Comparison of blade profiles before and after impeller optimization

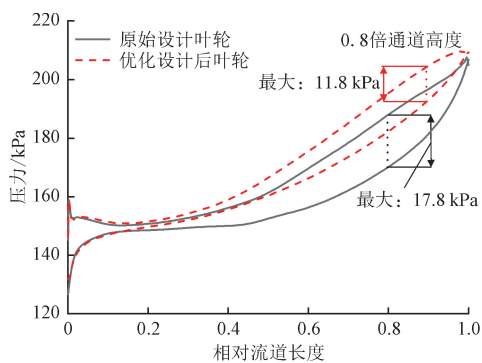
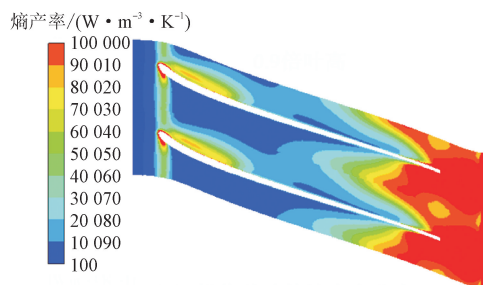


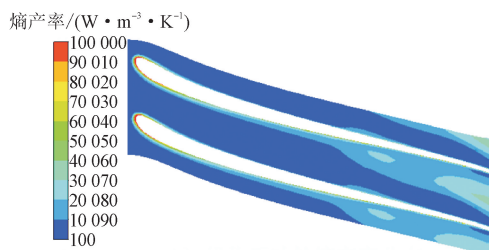
图11 叶轮轴向倾角优化前、后叶型载荷对比

Fig. 11 Comparison of blade loads before and after optimizing the impeller's axial angle

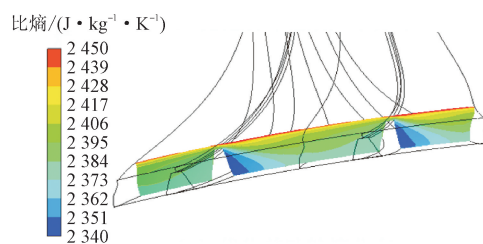
图12所示为叶型优化前、后的0.9倍叶高处叶轮熵产率与比熵分布对比。从中可以看到,在流道高度方向上,熵值最高的区域集中于叶顶附近,这主要源于叶顶间隙处的泄漏流动。优化顶部型线后,叶片顶部吸力面与压力面之间的压差减小,泄漏损失降低,因此顶部涡流强度减弱,熵产率显著下降,流道整体损失减少,熵增幅度明显减小。



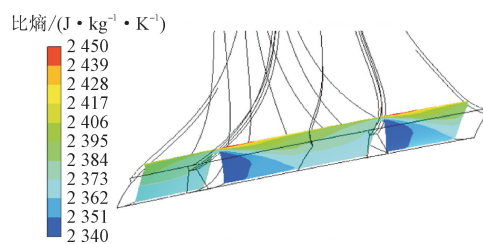
(a) 优化前叶轮熵产率分布



(b) 优化后叶轮熵产率分布



(c) 优化前叶轮比熵分布



(d) 优化后叶轮比熵分布

图12 叶轮叶型优化前后熵产率与比熵分布对比

Fig. 12 Comparison of specific entropy generation rate and specific entropy distribution before and after impeller blade profile optimization

2.2 叶片进口轴向倾角的影响

图13所示为叶轮进口轴向倾角(γ)的说明。前文提到的叶轮叶片进口均无轴向倾斜,即 $\gamma=0^\circ$ 。通过对不同进口轴向倾角下叶轮流道的数值模拟,得到如图14所示的结果。随着进口轴向倾角逐渐增大,压缩机的等熵效率呈先升高后降低的趋势,存在一个最优倾角使氦气压缩机的性能达到最佳。经计算,本文所研究压缩机叶轮的最优轴向倾角约为 54.8° 。与无倾斜叶轮相比,压缩机等熵效率由73.4%提升至75.4%。由于叶片轴向倾斜后做功能力略有下降,压缩机压比由1.661小幅降至1.660,降幅极小,仍满足设计要求。

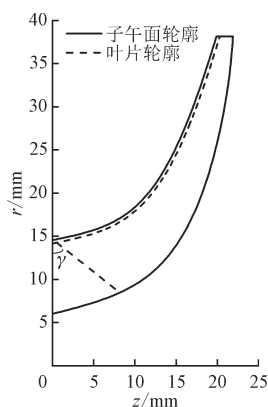


图13 压缩机进口叶片轴向倾角说明

Fig. 13 Explanation of inlet axial inclination angle of compressor blades

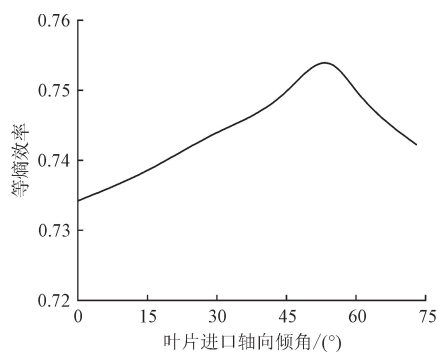
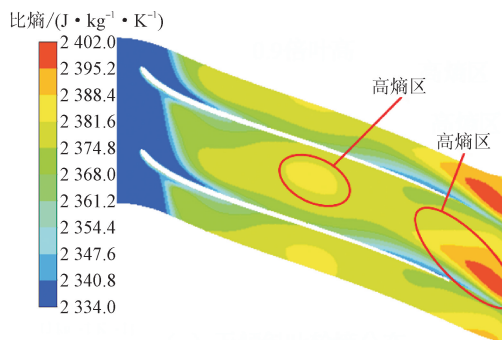


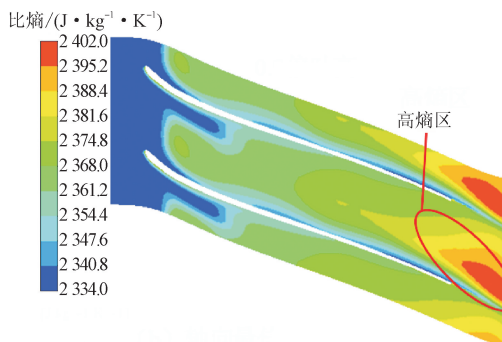
图14 等熵效率随进口轴向倾斜角度的变化

Fig. 14 Variation of isentropic efficiency with the inlet axial inclination angle

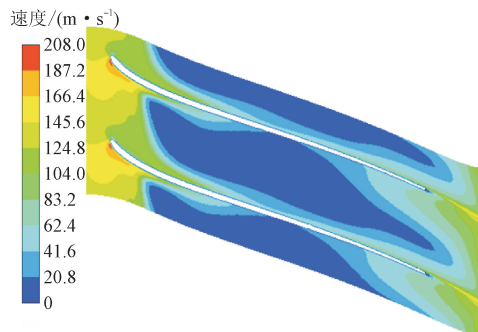
图15所示为进口轴向倾斜前后0.9倍通道高度处,叶轮流道比熵与速度分布。在叶片顶部附近,无轴向倾斜叶轮存在大范围的低速涡流区,这也导致其存在更大区域的高熵区域,最终使其流道损失更大。



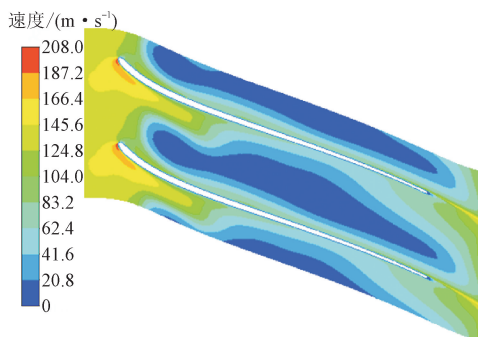
(a) 无倾斜叶轮比熵分布



(b) 轴向最佳倾斜叶轮比熵分布



(c) 无倾斜叶轮速度分布



(d) 轴向最佳倾斜叶轮速度分布

图15 叶轮轴向倾角优化前后叶轮流道的比熵与速度分布对比

Fig. 15 Comparison of specific entropy and velocity in the impeller flow passage before and after optimizing inlet axial inclination angle of the impeller

图16所示为叶片进口轴向倾斜前、后流道内湍动能与子午面熵产率的对比。在湍动能方面,选取

0.1 倍叶轮流道长度处的截面进行对比。结果表明,叶轮进口轴向倾斜后,叶轮顶部附近的湍动能显著降低,说明叶片轴向倾斜有效减弱了进口区域叶轮顶部的涡流。此外,从子午面熵产率分布可见,通道高度方向上叶片顶部的熵产率最高;轴向倾斜后,出口顶部的熵产率明显下降,这正是最佳轴向倾角叶轮效率更高的主要原因。

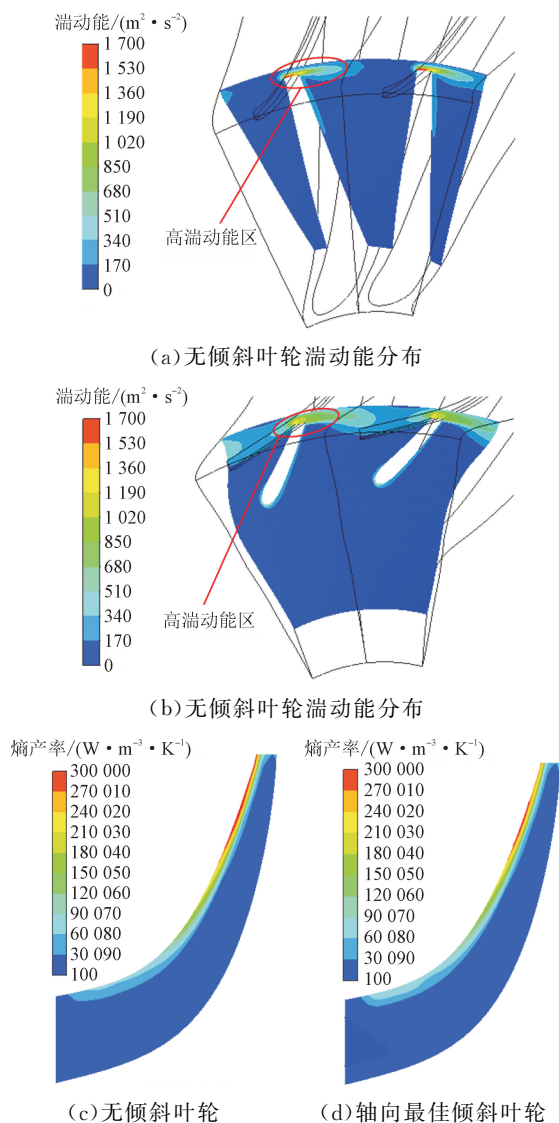


图 16 轴向倾角优化前、后流道内湍动能与子午面熵产率的对比

Fig. 16 Comparison of turbulent kinetic energy in the flow passage and entropy generation rate on the meridional plane before and after axial inclination angle optimization

经前述子午面轮廓、叶片造型及叶片轴向倾角等参数的综合优化,最终所得压缩机的等熵效率达到 75.4%,较初始叶轮设计提升了 4.9%。然而,受叶顶间隙以及氦气低密度、高黏度等物性影响,流道内流动损失依然较大,尤其是叶片顶部区域的泄漏

损失仍较为显著,且顶部泄漏涡会进一步干扰邻近主流区域,从而导致氦气离心压缩机等熵效率偏低。

2.3 叶顶间隙的影响

为量化压缩机流道内不同高度层的流道损失,将叶轮与扩压器流道沿通道高度方向均匀分为 10 层,基于仿真获得的熵产率分布,积分计算得到通道不同高度层的熵产。图 17 展示了氦气离心压缩机流道内不同高度层的熵产对比。在部件层面,叶轮通道的熵产最高,占总熵产的 56.7%,表明叶轮是流道损失最大的部件。在通道高度方面,无论叶轮还是扩压器,叶片顶端附近的熵产率均最高。例如,叶轮流道内从 0.9 倍通道高度至顶层(1.0 倍通道高度)的区域,熵产占叶轮通道总熵产的 55.1%,扩压器顶部的熵产则占其总熵产的 22.1%。这表明,氦气离心压缩机的效率主要受叶顶间隙涡流影响,叶片顶部间隙的泄漏及其与主流掺混形成的二次涡流是流道损失大的主要原因。

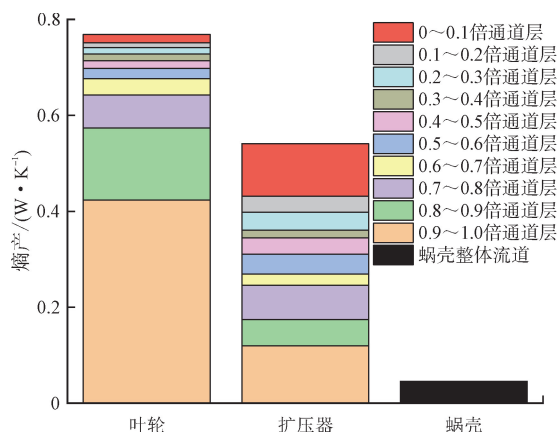


图 17 流道内不同通道高度层熵产对比

Fig. 17 Comparison of entropy generation across different height layers within the flow passage

一般而言,叶顶间隙越小越好,但是受到零件加工精度、主轴跳动、轴承间隙等因素的影响,叶顶间隙不能太小。图 18 所示为叶顶间隙对离心压缩机性能的影响,可以看出叶顶间隙对氦气离心压缩机压比和等熵效率均有显著影响。叶顶间隙减小不仅有利于等熵效率的提高,也会提升压缩机压比。因此,对于尺寸小、压比高的氦气高速离心压缩机,为了提升性能应该尽可能的降低叶顶间隙,减少顶部泄漏涡流对主流的影响。

为进一步揭示叶顶间隙的影响,针对优化后的叶轮开展了有、无叶顶间隙的流道仿真计算。图 19 展示了有间隙与无间隙两种情况下 0.9 倍叶高处优化叶轮流道的仿真结果对比,包括比熵分布与湍动能云图。结果表明,无叶顶间隙时,通道顶部的涡流显

著减少,湍动能明显降低,高熵值区域也大幅缩小。经仿真计算,无叶顶间隙时压缩机的等熵效率可达80.5%,这意味着叶顶间隙造成的等熵效率损失大约为5.1%。因此,在小型氦气高速离心压缩机的设计中,应重点考虑叶顶间隙的影响,并尽可能地减小。

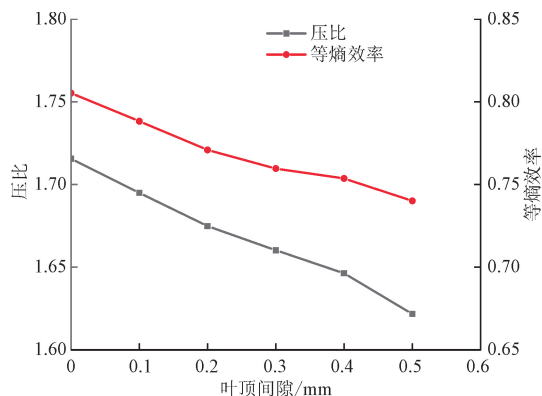
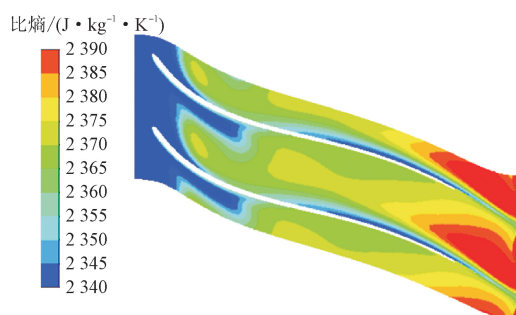
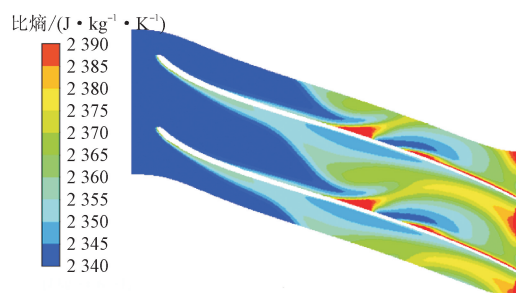


图 18 叶顶间隙对离心压缩机性能的影响

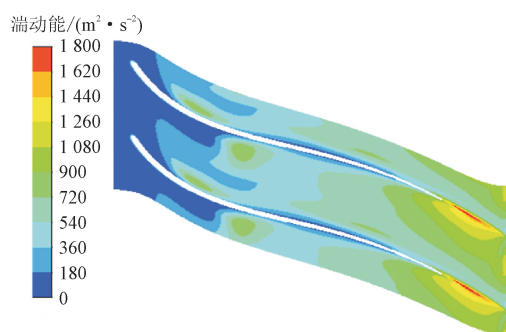
Fig. 18 Effect of blade tip clearance on centrifugal compressor performance



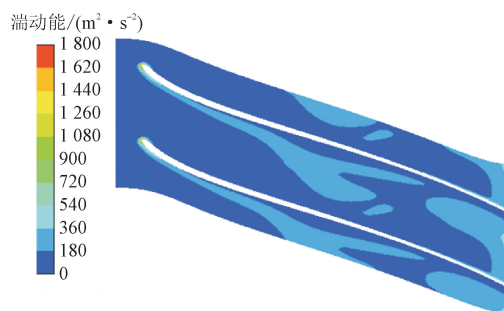
(a)有叶顶间隙叶轮熵分布



(b)无叶顶间隙叶轮熵分布



(c)有叶顶间隙叶轮湍动能



(d)无叶顶间隙叶轮湍动能

图 19 有无叶轮叶顶间隙前、后流道内比熵与湍动能分布的对比

Fig. 19 Comparison of specific entropy and turbulent kinetic energy distribution in flow passage with and without impeller blade tip clearance

3 结 论

本文针对某低温逆布雷顿制冷系统用小型高速离心压缩机开展了初步设计与性能研究。通过建立三维仿真模型并进行数值计算,与实验结果对比验证了模型的有效性。在此基础上,对叶轮子午面结构、三维叶型及进口轴向倾角等参数进行了系统优化,得出以下主要结论。

(1) 氦气高速离心压缩机的性能主要受叶轮流道损失影响,其中叶顶间隙是导致等熵效率(初始效率为70.5%)偏低的关键因素。间隙不仅引发内部泄漏,其形成的泄漏涡还会干扰邻近区域的主流流动。熵产分析表明,叶片顶部区域的熵产约占叶轮总熵产的55.1%。

(2) 子午面轮廓与叶片造型是影响压缩机效率的主要结构参数。优化后的叶型在缩短流道长度的同时,有效降低了因氦气高黏度产生的流动损失,并减小了叶片顶部载荷,从而抑制了泄漏涡的发展。

(3) 存在一个最优的进口轴向倾角,可使压缩机效率达到最大值。该倾角虽会略微降低压比,但效率提升效果更为显著。通过对子午面、叶片造型及进口倾角的综合优化,氦气离心压缩机的等熵效率最终达到75.4%,较初始设计提升4.9%。

参考文献:

- [1] 薛翔,唐志鹏,王浩明,等. 空间布雷顿发电设备多机并系统变负载特性分析[J]. 火箭推进, 2025, 51(2): 21-29.
Xue Xiang, Tang Zhipeng, Wang Haoming, et al. Variable load characterization of a parallel system with multiple space Brayton generators [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2025, 51(2): 21-29.

- [2] 薛划时, 赵楠楠, 马继承, 等. 空气涡轮火箭冲压组合发动机模态转换过程低速通道系统匹配特性研究[J]. 火箭推进, 2025, 51(6): 25-33.
Xue Huashi, Zhao Nannan, Ma Jicheng, et al. Research on system matching characteristics of low speed channel for air turbo rocket ramjet combined engine mode conversion [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2025, 51(6): 25-33.
- [3] Casey M, Robinson C. A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021034.
- [4] Tiainen J, Grönman A, Jaatinen-Värri A, et al. Flow control methods and their applicability in low-Reynolds-number centrifugal compressors: a review [J]. International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 2018, 3(1): 2.
- [5] 郭强, 竺晓程, 杜朝辉, 等. 高速离心压缩机旋转失速的全流场数值模拟 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 284-289.
Guo Qiang, Zhu Xiaocheng, Du Zhaohui, et al. Numerical simulation of rotating stall inside high speed centrifugal compressor using entire geometry mesh [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 284-289.
- [6] 李庆斌, 张爱明, 刘麟, 等. 叶轮出口结构形式对压气机性能及轴向载荷影响分析 [J]. 车用发动机, 2016(1): 28-32.
Li Qingbin, Zhang Aiming, Liu Lin, et al. Effects of impeller outlet structure on compressor performance and axial load [J]. Vehicle Engine, 2016(1): 28-32.
- [7] 史云昊, 陈雪飞, 宁远钊, 等. 采用关联模型的离心压缩机喘振工况数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(5): 128-133.
Shi Yunhao, Chen Xuefei, Ning Yuanzhao, et al. Numerical simulation for centrifugal compressor under surge condition with correlation model [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(5): 128-133.
- [8] Hirai H, Hirokawa M, Yoshida S, et al. Neon turbo-Brayton cycle refrigerator for HTS power machines [J]. AIP Conference Proceedings, 2012, 1434(1): 1672-1679.
- [9] Hirai H, Hirokawa M, Yoshida S, et al. Development of a turbine-compressor for 10 kW class neon turbo-Brayton refrigerator [J]. AIP Conference Proceedings, 2014, 1573(1): 1236-1241.
- [10] Ko J, Kim H, Hong Y J, et al. Experimental study on neon refrigeration system using commercial helium compressor [J]. AIP Conference Proceedings, 2012, 1434(1): 1133-1139.
- [11] Podeur M, Vogt D M. Experimental evaluation of heat transfer effect on turbocompressor performance operating with helium-neon gas mixtures [J]. EPJ Techniques and Instrumentation, 2022, 9(1): 6.
- [12] Zheng Jinchao, Tian Zhitao, Malik A, et al. The design and performance analysis of a 15 g/mol helium-xenon mixture centrifugal compressor [J]. Aerospace, 2024, 11(11): 869.
- [13] 周俊安, 刘立军, 肖萍, 等. 带叶片扩压器离心压缩机模型级内流研究 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(9): 30-35.
Zhou Junan, Liu Lijun, Xiao Ping, et al. Internal flow at developed model stage in centrifugal compressor with vaned diffuser [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(9): 30-35.
- [14] 贺晓希, 宫武旗, 邓俊杰, 等. 叶轮叶顶间隙对离心制冷压缩机性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(7): 30-37.
He Xiaoxi, Gong Wuqi, Deng Junjie, et al. Influence of impeller tip clearance on the performance of centrifugal refrigeration compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(7): 30-37.
- [15] 王键. 基于叶片载荷分布的离心压缩机叶轮设计与优化 [D]. 大连: 大连理工大学, 2015.
- [16] 倪成龙. 小流量离心压缩机流场分析及结构改进研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
- [17] 周逸伦, 孙永瑞, 胡付佳, 等. 仿鸮翼离心压缩机叶轮的参数优化及性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(7): 151-159.
Zhou Yilun, Sun Yongrui, Hu Fujia, et al. Parametric optimization and performance investigation of centrifugal compressor with bionic impeller inspired by owl's wing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(7): 151-159.
- [18] Saji N, Asakura H, Yoshinaga S, et al. Design of oil-free simple turbo type 65 K/6 KW helium and neon mixture gas refrigerator for high temperature superconducting power cable cooling [J]. AIP Conference Proceedings, 2002, 613(1): 893-902.
- [19] Kawakubo T, Yoshinaga S, Oda K, et al. CFD analysis of turbines and compressors used in Neon turbo-Brayton refrigerators [J]. Engineering Review, 2019, 52(1): 41-55.
- [20] Xu Risheng, Ma Wenkui, Ye Ping, et al. Effects of mixed inert gases on design of centrifugal compressors for space nuclear reactor [C] // 2024 31st International Conference on Nuclear Engineering. New York, NY, USA: ASME, 2024: V004T04A062.
- [21] Podeur M, Vogt D M. Experimental and numerical similitude study using a novel turbocompressor test facility operating with helium-neon gas mixtures [C] //

- ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA; ASME, 2021: V02DT37A016.
- [22] Podeur M, Vogt D M. Experimental and numerical similitude study using a novel turbocompressor test facility operating with helium-neon gas mixtures [J]. Journal of Turbomachinery, 2022, 144(8): 081015.
- [23] Yakovlev A A, Golovanov D V. Non-flow cryogenic supply systems for HTS power systems [C] //IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2022: 012122.
- [24] AUNGIER, H R. Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis [M]. New York, NY, USA: ASME Press, 2000.
- [25] Lüdtke K H. Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application [M]. Berlin, Germany: Springer, 2004.
- [26] Aungier R H. Turbine aerodynamics: axial-flow and radial-flow turbine design and analysis [M]. New York, NY, USA: ASME Press, 2006.
- [27] Kock F, Herwig H. Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in cfd codes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(4): 672-680.

(编辑 杜秀杰)