DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202502021

增压器离心压气机多部件多目标耦合优化

王　睿[1]，刘正先[1]，李孝检[1]，刘　烨[2]
（1. 天津大学机械工程学院，天津 300350；2. 中国北方发动机研究所，天津 300400）

摘要：机匣处理可实现增压器离心压气机流动扩稳，但通常会引入额外的气动损失. 笔者基于最优拉丁超立方采样、径向基函数(RBF)神经网络及梯度变异混合优化算法，以大流量工况、设计工况和近失速工况的效率为优化目标，实施了增压器离心压气机叶轮-机匣处理耦合优化. 优化后大流量工况、设计工况和近失速工况的效率分别提升 3.90%、3.02% 和 1.10%，压比分别提高 9.28%、6.38% 和 4.49%，堵塞流量增大 1.13%，稳定工况范围扩大 0.83%. 相较于实壁机匣压气机，设计工况和大流量工况的效率分别提升 1.70% 和 0.68%. 耦合优化实现了压气机全工况范围内气动性能的提升，解决了传统优化引入机匣处理后，设计工况或大流量工况气动性能下降的问题. 结合设计空间全局敏感性分析及优化前、后流场对比，得到了离心压气机扩稳增效机理.

关键词：离心压气机；机匣处理；耦合优化；敏感性分析；扩稳增效机理
中图分类号：TH452　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909(2025)02-0173-10

Multi-component and multi-objective coupling optimization of turbocharger centrifugal compressor

Wang Rui[1]，Liu Zhengxian[1]，Li Xiaojian[1]，Liu Ye[2]
（1. School of Mechanical Engineering，Tianjin University，Tianjin 300350，China；
2. China North Engine Research Institute，Tianjin 300400，China）

Abstracts：Casing treatment improves the flow stability of turbocharger centrifugal compressors，but often leads to additional aerodynamic losses. Based on the optimal Latin hypercube sampling，radial basis function（RBF） neural network and gradient mutation hybrid optimization algorithm，a coupling optimization of the impeller and the casing treatment for a turbocharger centrifugal compressor was implemented by taking the efficiencies of the large-flow-rate condition，the design condition and the near-stall condition as the optimization objectives. Results show that the efficiencies of the large-flow-rate condition，the design condition and the near-stall condition are increased by 3.90%，3.02% and 1.10%，and the pressure ratios are improved by 9.28%，6.38% and 4.49%，respectively. The choke flow rate is increased by 1.13%，and the stable operating range is expanded by 0.83%. Compared with the solid casing compressor，the efficiencies of the design condition and the large-flow-rate condition are improved by 1.70% and 0.68%，respectively. The coupling optimization realizes the improvements of aerodynamic performances of the compressor in all operating conditions，and solves the problem of the traditional optimization that the aerodynamic performances of the design condition or the large-flow-rate condition decrease after introducing the casing treatment. By combining the global sensitivity analysis of the design space and the comparative analyses of the flow fields before and after optimization，the mechanisms of stability and efficiency improvements of the centrifugal compressor are obtained.

Keywords：centrifugal compressor；casing treatment；coupling optimization；sensitivity analysis；mechanisms of stability and efficiency improvements

收稿日期：2024-03-15；**修回日期**：2024-07-02.
基金项目：国家自然科学基金资助项目(12102298，12472238)；天津市科技计划资助项目(24ZXZSSS00130).
作者简介：王　睿，硕士研究生，446790004@qq.com.
通信作者：李孝检，博士，副研究员，lixiaojian@tju.edu.cn.

离心压气机具有体积小、结构紧凑及单级压比高等特点，被广泛应用于内燃发动机涡轮增压器[1]. 近年来，随着内燃机不断追求高功率密度，增压器压气机的转速与压比越来越高. 然而，高压比压气机复杂的流动特征，如强激波、大逆压梯度及叶顶泄漏涡破碎等，使得其稳定工作范围急剧下降[2]，无法满足高功率密度发动机高效稳定的运行需求. 为拓宽高压比压气机稳定工作范围，Jonna 等[3]开展了多种流动扩稳技术研究，其中机匣处理由于结构简单、扩稳效果良好而被广泛研究[4].

机匣处理拓宽压气机稳定工作范围原理为：在近堵塞工况下，部分流体由机匣抽吸槽直接进入叶轮，增大压气机堵塞流量（前提条件是抽吸槽位于叶轮气动喉口下游）；在近失速工况下，机匣处理抽吸叶顶附近的低能流体并回流至叶轮入口，从而改善叶轮通道的堵塞效应及叶轮入口流动状态，进而提高压气机失速裕度[5]. 机匣处理的引入造成了一定的流动损失，主要表现为机匣处理回流与主流在叶轮入口处掺混所造成的掺混损失，以及机匣处理空腔内流动分离所造成的分离损失[6]，将导致压气机效率下降. 此外，机匣处理的回流流体具有正预旋效应，会显著降低叶轮前缘吸力面的相对马赫数，从而破坏叶轮唯一攻角特性，使得压气机大流量工况下的气动性能大幅下降[7-8].

为了平衡压气机的扩稳效果和气动损失，学者们[9-12]研究了机匣处理几何参数对压气机气动性能的影响规律，发现抽吸槽位置、宽度以及回流槽入射角对压气机气动性能有较大影响，抽吸槽位置决定机匣处理两侧的压力差，其与抽吸槽宽度共同决定了机匣处理回流量的大小，较大的回流量可改善失速裕度，并提升小流量工况效率、压比[9-10]；此外，若抽吸槽位于叶轮气动喉口下游，则机匣处理可增大压气机堵塞流量[11]；增大回流槽入射角可有效抑制叶轮入口的进气畸变，及回流与主流的掺混损失，提高等熵效率[12]. 由于机匣处理几何参数对压气机气动性能的影响规律并不相同，Shuai 等[13]通过多目标优化算法来平衡机匣处理的扩稳效果及效率损失，但受限于机匣处理的物理设计空间，即使获得全局最优解仍不能消除其所带来的效率损失[14].

事实上，叶轮叶片造型设计也对压气机气动性能和稳定性起关键作用. 汪陈芳等[15]、郭龙凯等[16]研究发现，叶片前缘掠角通过对前缘载荷、激波结构、叶顶泄漏涡和流动分离的改变而影响流场. 由于不同工况下叶片前缘展向的载荷分布有所差别，最佳掠角的选取需考虑叶顶泄漏损失和轮毂端壁损失的共同影响. 叶轮前缘叶片安装角对入射攻角和叶片前缘流动分离影响很大，因而其对压气机气动性能和稳定性影响显著[17]. 此外，叶片尾缘掠角也对流场有较大影响，尾缘掠角增大可增强叶片对尾缘流体的约束作用，有效抑制尾缘流动分离并增大功系数，进而降低分离损失并提高叶轮做功能力[18-19]. 叶片尾缘安装角对扩压度、滑移因子及下游气动喉口面积影响较大，进而影响压气机气动性能及失速裕度[20]. 叶片倾角也是一个关键因素[21]，正倾角产生的压力梯度使高动量流体流向轮盖，降低轴向到径向的流动分离，但正倾角过大将引起叶片表面涡流，从而增强叶轮尾部的二次流；最佳叶片倾角的选取准则是在抑制轴向到径向流动分离和抑制二次流之间做权衡.

在叶轮、扩压器及机匣处理几何参数的多部件多目标耦合优化方面，研究[12,22]表明，耦合优化可以实现在扩稳的同时不降低峰值效率，但大流量工况的效率和压比损失依然存在. 多部件多目标耦合优化是否能够全面提升高压比离心压气机的气动性能及稳定性仍值得研究.

针对某型增压器高压比离心压气机（具有无叶扩压器），笔者实施叶轮与机匣处理多部件多目标耦合优化，在扩稳的同时，以期解决传统优化在引入机匣处理后，设计工况或大流量工况效率、压比下降的问题，实现全工况性能提升，并分析其全面扩稳增效的流动机理.

1 研究对象与数值模拟方法

研究对象为某型增压器离心压气机，包括叶轮、无叶扩压器、机匣处理及蜗壳，设计参数见表 1，三维结构见图 1. 研究在压气机设计转速下进行.

计算域与几何模型（图 1）保持一致. 全域均采用结构化网格，叶片表面附近采用 O 形网格，叶轮其他区域、无叶扩压器及机匣处理采用 H 形网格，蜗壳采用蝶形网格. 叶轮、扩压器固体壁面第 1 层网格高度

表 1 离心压气机主要设计参数

Tab.1 Main design parameters of the centrifugal compressor

参数	数值
设计转速/(r · min^{-1})	90 000
设计流量/(kg · s^{-1})	0.926
设计压比	4.817
叶轮主流叶片数	9
叶轮分流叶片数	9
叶轮叶顶间隙/mm	0.5
叶轮出口直径/mm	118
蜗壳入口直径/mm	200

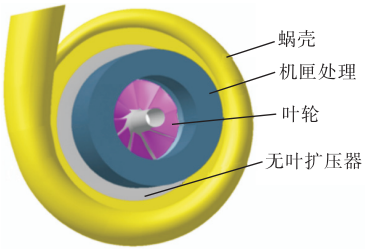
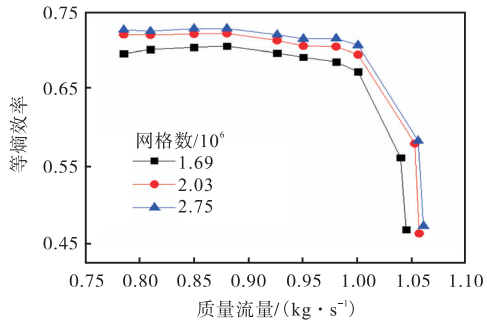


图 1　离心压气机几何模型

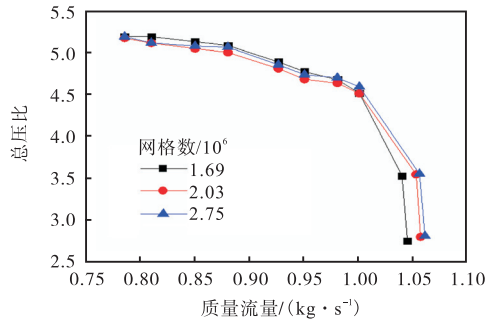
Fig.1　Geometry model of the centrifugal compressor

设置为 0.005 mm（流速较大），机匣处理及蜗壳固体壁面第 1 层网格高度设置为 0.010 mm（流速较小），以确保固体壁面 y^+ 小于 10. 流体介质为实际气体，控制方程为 Navier-Stokes 方程，湍流模型选择 Spalart-Allmaras 模型. 空间离散格式采用中心差分法，时间离散格式为四阶龙格库塔法. 进口边界条件中，总温为 298 K、总压为 0.1 MPa 且轴向进气；出口边界条件为静压出口（近堵塞工况）或流量出口（设计工况或小流量工况）. 固体壁面满足绝热、无滑移条件，机匣处理与叶轮交接面采用完全非匹配冻结转子方法，无叶扩压器与蜗壳交接面采用周向守恒法.

为平衡计算成本与计算精度，生成 3 类网格进行网格无关性验证. 图 2 为不同网格密度下离心压气机性能对比. 中等网格可以较好地平衡计算成本和精度，因而选择该类网格做后续计算. 图 3 为离心压气机中等密度网格分布，其中叶轮、扩压器、机匣处理和蜗壳的网格数量分别为 7.0×10^5、2.6×10^5、3.8×10^5 和 6.9×10^5.



（a）等熵效率



（b）总压比

图 2　不同网格数下离心压气机的性能

Fig.2　Performance of the centrifugal compressor under different mesh number

图 4 为等熵效率和总压比模拟值与试验值. 原始试验数据由中国北方发动机研究所[23]提供. 可知，等熵效率的最大误差为 1.9%，总压比的最大误差为 5.4%. 总压比最大误差较大，这是由于一方面，高压比压气机近失速工况流动十分复杂，基于雷诺平均方程和有限体积的数值方法对强脉动湍流参数解析不足[24]；另一方面，数值模型仅考虑单通道叶轮、扩压器和机匣处理，无法考虑周向非对称效应[25]. 综上可知，数值模拟的误差在合理范围内，该数值方法满足压气机性能评估的精度要求.

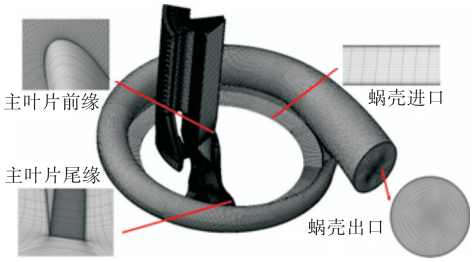


图 3　中等密度网格结构

Fig.3　Structure of the medium density mesh

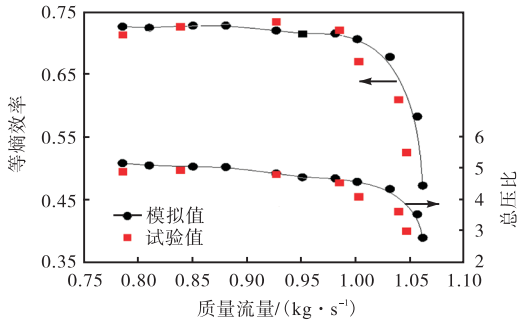


图 4　等熵效率和总压比的模拟值与试验值对比

Fig.4　Comparison of simulation and experimental results for isentropic efficiency and total pressure ratio

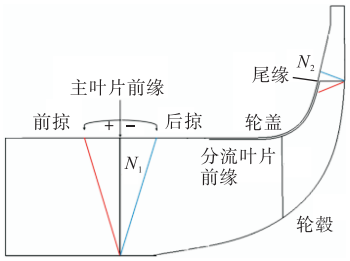
2　压气机多部件耦合优化

2.1　设计变量分析

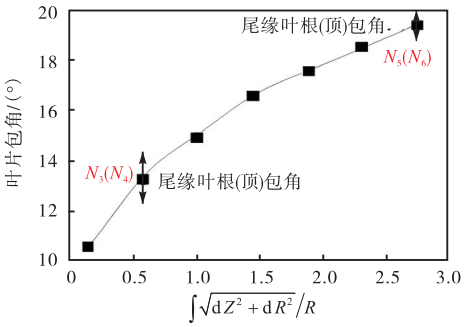
笔者分析叶轮、机匣处理耦合优化设计变量，首先讨论叶轮设计变量. 通过对文献[15-20]的分析总结，选定设计变量的叶轮为：叶片前缘后掠角 N_1、叶片尾缘掠角 N_2、前缘叶根包角 N_3、前缘叶顶包角 N_4、尾缘叶根包角 N_5、尾缘叶顶包角 N_6 和叶片倾角 N_7，图 5 为叶轮设计变量示意.

为了得到叶轮设计变量在优化过程中的合理取值范围，对设计变量进行单因素分析. 在基准条件下，逐步扩大单一设计变量的取值范围，直至气动性

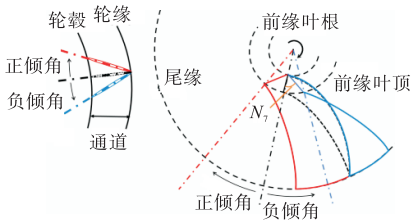
能显著下降或出现严重几何扭曲. 综合考虑压气机气动性能约束和几何约束，确定叶轮设计变量的取值范围，如表 2 所示.



（a）前缘掠角



（b）叶片包角



（c）叶片倾角

图 5　叶轮设计变量示意

Fig.5　Schematic of design variables of the impeller

表 2　叶轮设计变量取值范围

Tab.2　Value ranges of design variables for the impeller

参数	下限	基准值	上限
前缘后掠角 N_1/(°)	2.50	5.08	10.00
尾缘掠角 N_2/(°)	−5	0	30
前缘叶根包角 N_3/(°)	12.04	17.20	18.92
前缘叶顶包角 N_4/(°)	10.89	14.33	16.62
尾缘叶根包角 N_5/(°)	49.30	54.69	55.03
尾缘叶顶包角 N_6/(°)	41.27	44.71	44.81
叶片倾角 N_7/(°)	7.50	10.71	17.00

机匣处理设计变量中，笔者的机匣处理采用子午平面参数化方法，如图 6 所示. 即在 (Z, R) 平面内造型，Z 轴为压气机叶轮旋转轴所在直线，R 轴为无叶扩压器轮毂侧子午线所在直线. 机匣处理共包含 11 个设计变量，其中，取值与坐标系相关的变量是 N_9、N_{13}(Z 坐标值)和 N_{11}(R 坐标值). 机匣设计变量取值范围参见文献[12]，并考虑该压气机的几何约束(机匣处理不能与压气机发生几何干涉)，得到的机匣处理设计变量取值范围如表 3 所示. 综上可知，笔者选定叶轮为 7 个、机匣处理为 11 个，共计 18 个设计变量.

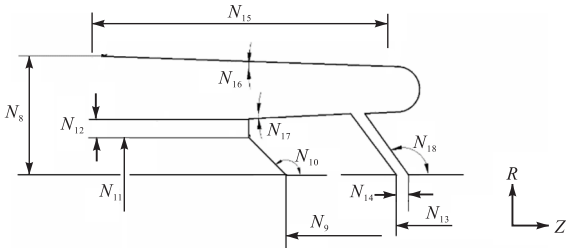


图 6　机匣处理设计变量

Fig.6　Design variables of the casing treatment

表 3　机匣处理设计变量取值范围

Tab.3　Value ranges of design variables for the casing treatment

参数	下限	基准值	上限
空腔高度 N_8/mm	18.00	26.84	30.00
回流槽轴向位置 N_9/mm	−73.00	−69.63	−59.00
回流槽入射角 N_{10}/(°)	125	135	160
回流槽径向位置 N_{11}/mm	48.00	53.05	58.00
回流槽空腔间距 N_{12}/mm	1.50	5.47	6.00
抽吸槽位置 N_{13}/mm	−35.0	−31.8	−25.0
抽吸槽宽度 N_{14}/mm	1.0	2.5	5.0
空腔长度 N_{15}/mm	86	94	100
空腔上倾斜角 N_{16}/(°)	0	1.5	3.0
空腔下倾斜角 N_{17}/(°)	0	1.5	3.0
抽吸槽角度 N_{18}/(°)	100	110	135

2.2　多部件耦合优化

采用最优拉丁超立方采样法[26]对表 2、表 3 中叶轮、机匣处理的 18 个设计变量在其范围内进行采样，并根据所得结构参数的组合建立相应的几何模型. 采用第 1 节中的数值模拟方法，计算得到不同几何压气机的堵塞流量、压比负斜率及大流量工况(0.980 kg/s)、设计工况(0.926 kg/s)与近失速工况(0.786 kg/s)的效率、压比共 8 个气动性能参数. 压比负斜率为描述压气机失速裕度的指标，定义为

$$k=\frac{\pi_{\text{near-stall}}-\pi_{\text{design}}}{\dot{m}_{\text{design}}-\dot{m}_{\text{near-stall}}} \tag{1}$$

式中：$\pi_{\text{near-stall}}$、π_{design} 分别为近失速和设计工况的总压比；$\dot{m}_{\text{near-stall}}$、$\dot{m}_{\text{design}}$ 分别为近失速和设计工况对应的质量流量.

剔除几何过度扭曲及计算不收敛的样本，最终得到 350 个有效样本. 样本数值模拟全部在一台 Intel Xeon 8259CL 48 核工作站上完成. 每个工况平均为 0.3 h，每个样本计算 4 个工况(堵塞工况、大流量工况、设计工况及近失速工况)，有效样本的总计算时

长约为 420.0 h.

设计变量与气动性能参数共同构成了压气机设计空间. 采用径向基函数(RBF)神经网络模型[27]构建叶轮、机匣处理设计变量与气动性能参数的映射关系，即代理模型.

图 7 为 RBF 神经网络结构. 输入-输出之间的映射关系可表示为

$$y=\sum_{i=1}^{n}w_iG(x_i) \tag{2}$$

式中：y 为输出变量，即压气机气动性能参数；x_i 为输入变量，即叶轮和机匣处理的设计变量；n 为隐含层神经元个数；w_i 为隐含层映射至输出层的权值；$G(x_i)$ 为高斯(Gaussian)函数，即 RBF 函数，有

$$G(x_i)=\exp\left[-\left(1/2\sigma^2\right)\left\|x_i-c_i\right\|^2\right] \tag{3}$$

式中：σ^2 为 Gaussian 函数的方差；c_i 为 Gaussian 函数的中心；$\left\|x_i-c_i\right\|^2$ 为欧式范数.

采用交叉验证(cross-validation)方法验证代理模型精度. 从样本集中随机选取一个测试样本，使用其余样本训练代理模型，计算测试样本的预测值，并与真实值对比求误差. 重复此过程，直到所有样本均作为测试样本，最终计算测试样本的均方根误差(RMSE). 经过 350 轮验证后得到 8 个气动性能指标的 RMSE 分别为 0.035、0.038、0.021、0.023、0.014、0.024、0.024 和 0.021，均小于 0.100. 以大流量工况效率为例，其 RMSE 为 0.038，从总样本中随机选出 30 个样本，图 8 为大流量工况效率真实值与经过训练的 RBF 神经网络模型预测值对比. 二者最大相对误差为 4.7%. 因此，经过训练的 RBF 神经网络模型满足映射精度要求，可用于后续的耦合优化研究.

耦合优化问题的数学可描述为

$$\begin{aligned}&\max:\eta_{\dot m=0.980\ \mathrm{kg/s}},\ \eta_{\dot m=0.926\ \mathrm{kg/s}},\ \eta_{\dot m=0.786\ \mathrm{kg/s}}\\&\text{s.t.}\begin{cases}\dot m_{\mathrm{choke}}>\dot m_{\mathrm{choke,baseline}}\\ \pi_{\dot m=0.980\ \mathrm{kg/s}}>\pi_{\dot m=0.980\ \mathrm{kg/s,\ baseline}}\\ \pi_{\dot m=0.926\ \mathrm{kg/s}}>\pi_{\dot m=0.926\ \mathrm{kg/s,\ baseline}}\\ \pi_{\dot m=0.786\ \mathrm{kg/s}}>\pi_{\dot m=0.786\ \mathrm{kg/s,\ baseline}}\\ k>k_{\mathrm{baseline}}\end{cases}\end{aligned} \tag{4}$$

式中：η 为等熵效率；$\dot m$ 为质量流量；π 为总压比；k 为压比负斜率；max 为最大化；下标 choke 为堵塞工况，baseline 为基准模型.

目标函数为最大化大流量工况、设计工况及近失速工况的等熵效率，约束条件为堵塞流量、大流量工况、设计工况及近失速工况压比，以及压比负斜率不低于基准值.

笔者研究的目标函数和约束条件包含了大流量工况的气动性能，主要目的是为了解决传统耦合优化中大流量工况效率、压比下降的问题. 采用梯度变异混合优化算法[28]实施多目标优化，种群数为 40.

图 9 为优化过程中部分迭代步的 Pareto 解集分布. 为便于对比，所有效率均以基准模型对应工况的效率做归一化处理. 经过 200 步迭代后收敛到一组 Pareto 最优解集(RBF 预测值)，对最优解集进行数值模拟，得到解集的真实值，并在其中选取使得 3 个目标函数均有所提升的方案作为耦合优化结果.

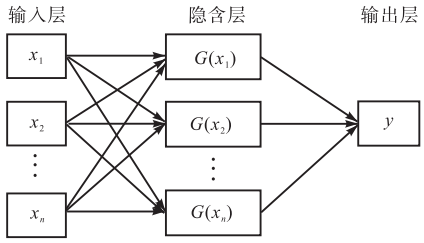


图 7　RBF 神经网络结构

Fig.7　Structure of RBF neural network

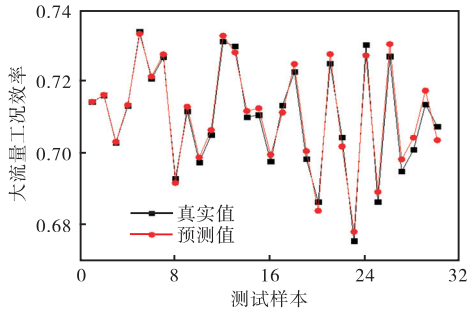


图 8　大流量工况效率交叉验证结果

Fig.8　Cross-validation results of large-flow-rate efficiency

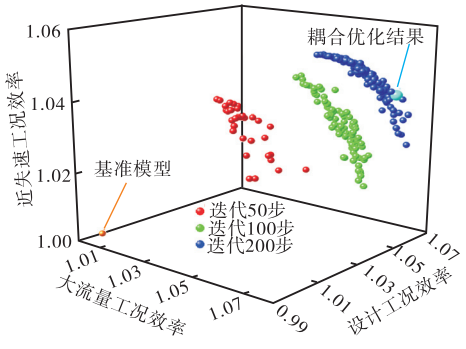


图 9　多目标优化进程

Fig.9　Multi-objective optimization program

2.3　优化结果

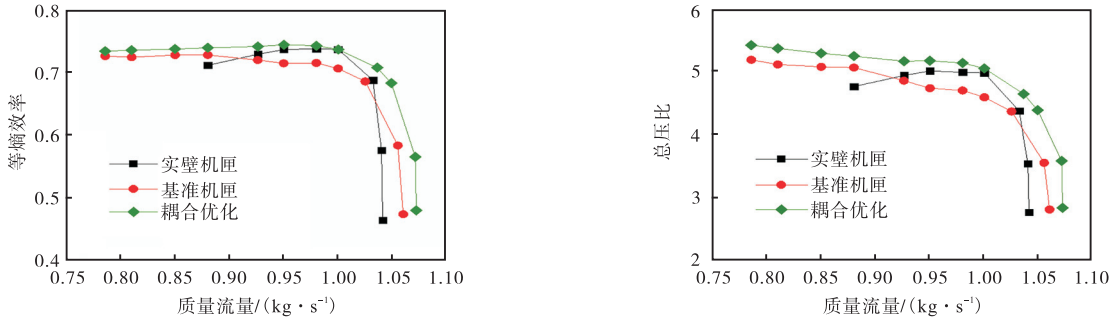
图 10 为实壁机匣(原始模型去掉机匣处理)、基准机匣(原始模型)以及耦合优化的压气机性能对

比. 可以看出，耦合优化后的压气机气动性能在全工况范围内都优于实壁机匣和基准机匣压气机，且耦合优化后压气机效率、压比在大流量工况附近也高于实壁机匣，这是在传统耦合优化过程中未实现的[12].

压气机优化前、后主要性能指标见表 4，其中稳定工况范围定义为

$$W_{SR}=(\dot{m}_{choke}-\dot{m}_{stall})/\dot{m}_{choke}\times 100\% \tag{5}$$

对比图 10 及表 4 数据可知，在实壁机匣的基础上引入基准机匣后，压气机的稳定工况范围明显提升（17.15%），但带来了不可忽视的气动性能损失，包括



（a）等熵效率　　（b）总压比

图 10　实壁机匣、基准机匣及耦合优化压气机性能

Fig.10　Performance of the compressors among solid casing，baseline casing and coupling optimization

表 4　压气机优化前、后主要性能指标

Tab.4　Main performance indexes of the compressor before and after optimization

参数	实壁机匣	基准机匣	耦合优化	基准机匣相对实壁机匣增幅/%	耦合优化相对实壁机匣增幅/%	耦合优化相对基准机匣增幅/%
堵塞流量/(kg · s^{-1})	1.041	1.060	1.072	1.83	2.98	1.13
大流量工况效率/%	73.65	71.37	74.15	−3.10	0.68	3.90
大流量工况压比	4.975	4.687	5.122	−5.79	2.96	9.28
设计工况效率/%	72.77	71.84	74.01	−1.28	1.70	3.02
设计工况压比	4.924	4.842	5.151	−1.67	4.61	6.38
近失速工况效率/%	—	72.47	73.27	—	—	1.10
近失速工况压比	—	5.172	5.404	—	—	4.49
稳定工况范围/%	8.742	25.890	26.720	17.15	17.98	0.83

设计工况下效率和压比降低，以及大流量工况下效率和压比下降. 耦合优化在实现扩稳的同时，全面提升了压气机的气动性能，相比于实壁机匣，各项性能指标均有提升，稳定工况范围明显扩大；相比于基准机匣，近失速工况的效率和压比有所提高，其余指标也有显著改善.

综上可知，耦合优化在全工况范围内实现了扩稳增效的目标，克服了传统优化在引入机匣处理后设计工况或大流量工况效率、压比下降的问题.

3　关键参数分析

表 5 为设计变量优化前、后的对比. 结合表 2、表 3 可知，耦合优化后设计变量均处于取值范围之内，没有达到变量上、下限，取值范围设置合理. 由于设计变量较多，不利于机理分析，因而需挖掘设计空间的关键变量.

采用 Sobol 方法[29]对设计空间进行全局敏感性分析. 图 11 为不同设计变量对压气机各性能指标的

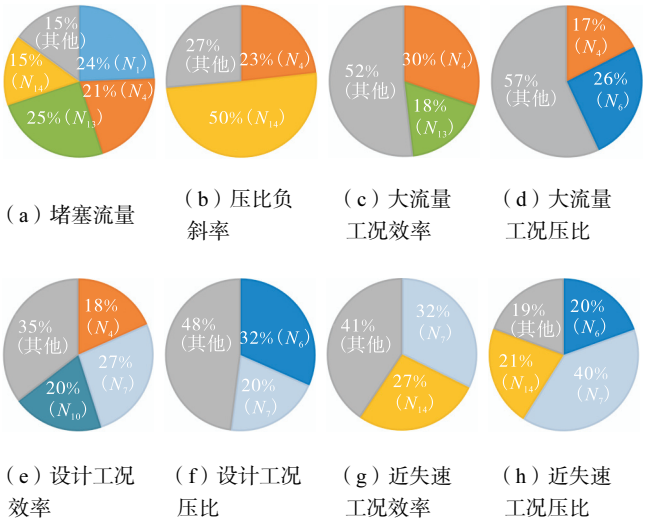
表 5　设计变量优化前、后对比

Tab.5　Comparison of design variables before and after optimization

参数	基准值	耦合优化值
前缘后掠角 N_1/(°)	5.08	7.73
尾缘掠角 N_2/(°)	0.00	18.32
前缘叶根叶片包角 N_3/(°)	17.24	15.88
前缘叶顶叶片包角 N_4/(°)	14.33	14.33
尾缘叶根叶片包角 N_5/(°)	54.69	53.63
尾缘叶顶叶片包角 N_6/(°)	44.71	44.71
叶片倾角 N_7/(°)	10.71	8.75
空腔高度 N_8/mm	26.84	21.82
回流槽轴向位置 N_9/mm	−69.63	−59.40
回流槽入射角 N_{10}/(°)	135.00	158.53
回流槽径向位置 N_{11}/mm	53.05	54.26
回流槽空腔间距 N_{12}/mm	5.47	2.51
抽吸槽轴向位置 N_{13}/mm	−31.80	−33.51
抽吸槽宽度 N_{14}/mm	2.50	4.16
空腔长度 N_{15}/mm	94.00	98.52
空腔上倾斜角 N_{16}/(°)	1.50	0.00
空腔下倾斜角 N_{17}/(°)	1.50	0.18
抽吸槽角度 N_{18}/(°)	110.00	134.78

影响程度占比，其中占比低于 15% 的变量被忽略. 可知，N_1、N_4、N_6、N_7、N_{10}、N_{13} 及 N_{14} 等参数对压气机性能影响较显著.

由表 5 可知，耦合优化后 N_4、N_6 变量值相较于基准值基本保持不变. 虽然其对气动性能参数影响较大，但优化过程中只有当这两个关键变量基本保持不变时，与其他设计变量的耦合作用才能使压气机整体气动性能达到最优. 由于 N_4、N_6 基本保持不变，其对流场的改变不显著，因而在流场机理分析中不予考虑.



（a）堵塞流量　（b）压比负斜率　（c）大流量工况效率　（d）大流量工况压比

（e）设计工况效率　（f）设计工况压比　（g）近失速工况效率　（h）近失速工况压比

图 11　耦合优化设计空间全局敏感性分析

Fig.11　Global sensitivity analysis for the design space of the coupling optimization

4　流动机理分析

4.1　稳定工况范围提升

笔者首先分析耦合优化后稳定工况范围提升的原因. 稳定工况范围增大主要表现为堵塞流量和压比负斜率(失速裕度)同时增大.

由图 11(a)可知，堵塞流量主要与前缘后掠角 N_1、抽吸槽轴向位置 N_{13} 和宽度 N_{14} 有关. 由表 5 可知，优化后 N_1、N_{14} 均增大，N_{13} 减小. 前缘后掠角增大将减小气动喉口面积，不利于堵塞流量提升. 随抽吸槽宽度增加，其流通面积增大，如图 12 所示. 堵塞工况正回流量增大(回流量为正代表气流从抽吸槽流入叶轮通道，为负则相反)，更多流体从叶轮入口通过机匣处理流入叶轮通道；此时虽然抽吸槽位置前移，但其仍位于叶轮气动喉口下游，堵塞流量增大.

图 11(b)中，压比负斜率主要受抽吸槽宽度 N_{14} 的影响. 由表 5 可知，耦合优化后抽吸槽宽度显著增大，补偿了因抽吸槽位置前移(N_{13} 减小)而带来的近失速工况负回流量减小的风险(抽吸槽前移，使得驱动负回流量的压差减小). 由图 12 可知，近失速工况下负回流量没有减小，反而略微增大. 由于抽吸槽前移，前缘叶顶附近更多低能流体被移除，如图 13 所示. 叶顶附近流动状态改善，失速裕度增大.

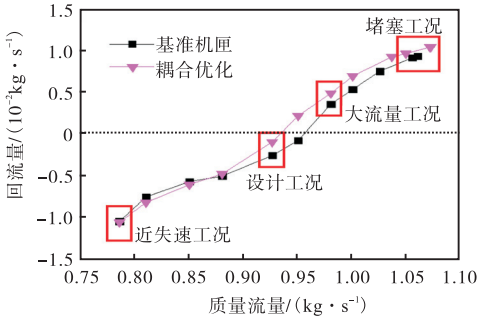
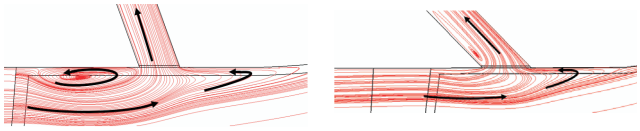


图 12　优化前、后机匣处理的回流量对比

Fig.12　Comparison of recirculation flow rates of the casing treatment before and after optimization

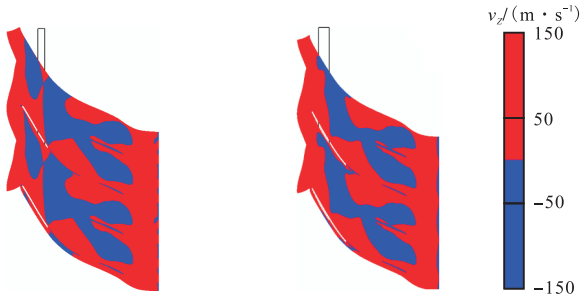


（a）基准机匣　（b）耦合优化

图 13　近失速工况下叶轮叶顶区域流线分布

Fig.13　Distribution of streamlines in impeller tip region under the near-stall condition

图 14 为近失速工况叶轮 98% 叶高处轴向速度分布. 速度负值表示气体在叶轮通道内发生倒流，造成通道堵塞；当倒流区域扩展至叶片前缘时，容易诱发压气机失速. 可知，耦合优化后叶片前缘吸力面负轴向速度区面积减小，堵塞效应缓解，压气机稳定裕度增大，说明抽吸槽变宽(N_{14} 增大)且其位置前移(N_{13} 减小)，在不损失负回流量的前提下，使得前缘叶顶附近更多低能流体被抽走，失速裕度改善.



（a）基准机匣　（b）耦合优化

图 14　近失速工况下叶轮 98% 叶高处的轴向速度分布

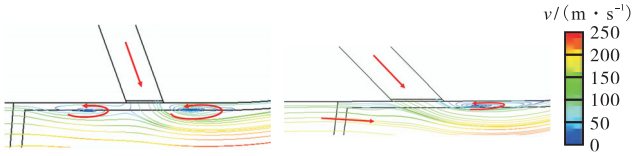
Fig.14　Axial velocity at 98% span of the impeller under the near-stall condition

4.2　气动性能提升

4.2.1　大流量工况

由气动参数对比可知，耦合优化解决了引入机匣处理后大流量工况效率、压比下降的问题，因而首先分析大流量工况气动性能提升的机理.

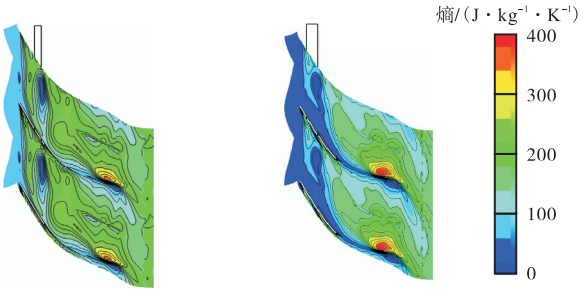
对比图 11(c)和表 5 可得，大流量工况效率提高是由于抽吸槽位置向上游移动(N_{13} 减小). 图 15 为优化前、后叶顶附近流线分布，箭头表示抽吸槽内回流量的方向. 大流量工况下机匣回流量为正，且优化后正回流量增大(图 12). 耦合优化后抽吸槽上游叶顶附近低动量流体区域明显减少，这是由于抽吸槽位置向上游移动且正回流量增大，给叶顶附近低动量流体注入更多能量，抑制了抽吸槽上游叶顶区域的流动分离，减小了叶片前缘附近的流动损失. 图 16 为大流量工况下叶轮 98% 叶高处的熵. 可知，耦合优化后叶片前缘附近的熵明显降低，验证了分析的合理性.



(a) 基准机匣　　(b) 耦合优化

图 15　大流量工况下叶轮叶顶附近的流线分布

Fig.15　Distribution of streamlines near the impeller tip region under the large-flow-rate condition



(a) 基准机匣　　(b) 耦合优化

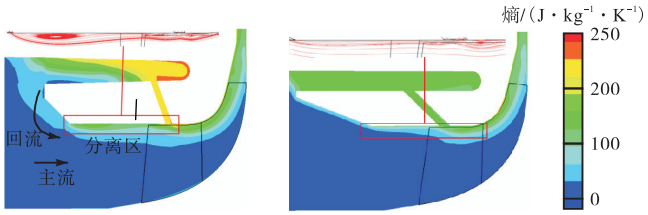
图 16　大流量工况下叶轮 98% 叶高处的熵

Fig.16　Entropy at 98% span of the impeller under the large-flow-rate condition

4.2.2　设计工况

由图 10 和表 4 可以看出，耦合优化也解决了引入机匣处理后设计工况效率、压比下降的问题，因而分析设计工况(0.926 kg/s)气动性能提升的机理.

由图 11(e)、11(f)和表 5 可知，设计工况气动性能提升主要是由于叶片倾角 N_7 减小、回流槽入射角 N_{10} 增大. 图 17 为优化前、后子午面熵及轮盖附近流线分布. 耦合优化后入口段轮盖处的熵明显减小、分离涡基本消失. 这是由于回流槽入射角 N_{10} 增大，一方面降低了机匣处理回流在入口段轮盖处的流动分离情况，减小了分离损失；另一方面，回流与主流掺混过程更平缓，减小了掺混损失.

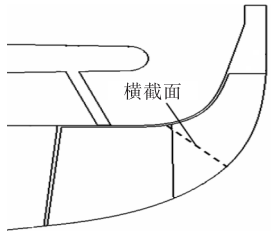


(a) 基准机匣　　(b) 耦合优化

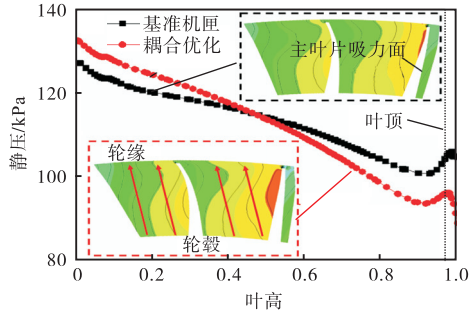
图 17　设计工况下子午熵分布及轮盖处流线分布

Fig.17　Distribution of meridional entropy and streamline near shroud under the design condition

图 18 为优化前、后设计工况流向横截面静压及子午静压分布，其中该流向横截面是气流方向由轴向转为径向的典型截面. 图 19 为典型流向横截面的相对马赫数及熵分布. 由图 18 可知，耦合优化后主叶片压力面静压升高，有利于提升总压比. 此外，耦合优化后展向压力梯度增大(子午静压曲线斜率增大)，这是由于叶片倾角 N_7 减小. 叶片倾斜程度减小可促使高动量流体向轮盖方向移动，给轮盖处的低动量流体注入能量，减小涡流区、降低流动损失. 图 19 中，轮盖处低动量区和高熵区有所减小.



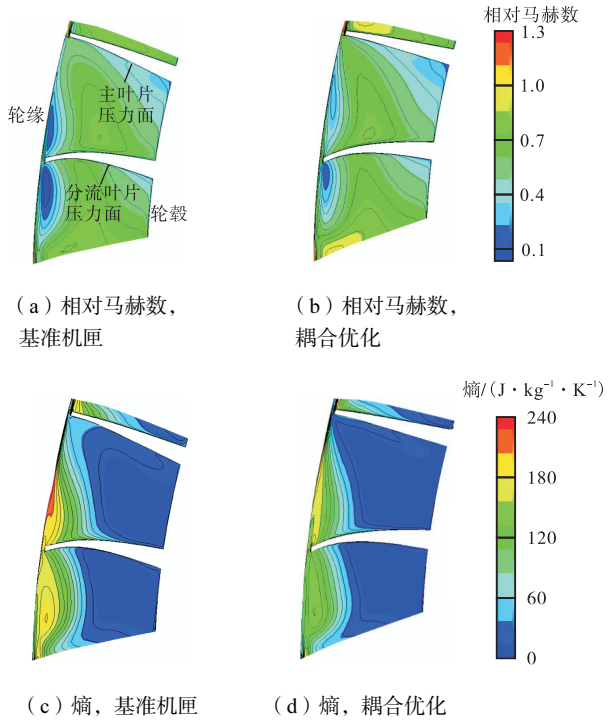
(a) 典型流向横截面示意



(b) 横截面静压云图及子午静压分布

图 18　设计工况流向横截面静压及子午静压分布

Fig.18　Static pressure and meridional static pressure distribution in the cross-section of streamwise under the design condition



（a）相对马赫数，基准机匣　（b）相对马赫数，耦合优化

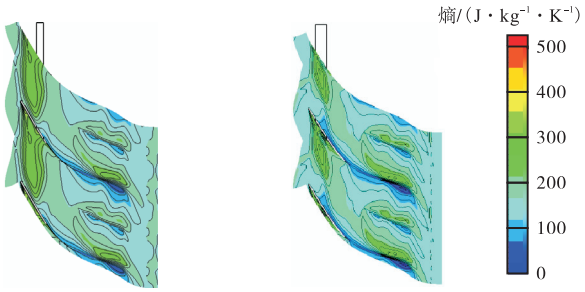
（c）熵，基准机匣　（d）熵，耦合优化

图 19　设计工况下流向截面相对马赫数及熵

Fig.19　Relative Mach number and entropy in the cross-section of streamwise under the design condition

4.2.3　近失速工况

由图 11(g)、图 11(h)和表 5 可知，近失速工况气动性能提升主要是由于叶片倾角 N_7 和抽吸槽宽度 N_{14} 的变化，而 N_7 对流场的影响机理与设计工况相似，因而主要分析抽吸槽宽度 N_{14} 对近失速工况气动性能的影响机理. 图 20 为近失速工况 98%叶高处的熵分布. 对比图 14 和图 20 可知，高熵区与负轴向速度区域相对应，因而通道堵塞所造成的分离损失及摩擦损失是降低近失速工况等熵效率的主要原因. 图 20 中，耦合优化后前缘高熵区面积明显减小，这是由于抽吸槽宽度增大且位置前移，使得叶片前缘附近更多低动量流体被抽走，改善了叶轮前缘流动特征，提高了叶轮的流动稳定性和气动性能.



（a）基准机匣　（b）耦合优化

图 20　近失速工况下叶轮 98% 叶高处熵

Fig.20　Entropy at 98% span of the impeller under the near-stall condition

5　结　论

（1）相较于基准压气机，耦合优化压气机在大流量工况、设计工况和近失速工况的等熵效率分别提升 3.90%、3.02% 及 1.10%，总压比分别提升 9.28%、6.38% 及 4.49%，稳定工况范围提升 0.83%；相较于实壁机匣压气机，耦合优化压气机在扩大稳定工况范围至 17.98% 的同时，实现了设计工况效率、压比分别提升 1.70%、4.61%，大流量工况效率、压比分别提升 0.68%、2.96%.

（2）基于全局敏感性分析，获得了影响压气机气动性能的关键设计变量：前缘后掠角、前缘叶顶叶片包角、尾缘叶根叶片包角、叶片倾角、回流槽入射角、抽吸槽轴向位置及宽度；对比优化前、后关键设计变量及流场细节变化，获得了耦合优化扩稳增效机理，叶片倾角减小，更多能量被注入轮盖附近低动量流体区域，叶顶附近气动损失减小；回流槽入射角增大，掺混损失及入口段流动分离损失降低；抽吸槽位置向上游移动且宽度增大，改善了叶轮前缘流动特征，流动损失降低、失速裕度提升；抽吸槽宽度增大，弥补了前缘后掠角增大造成的流通能力减小问题，增大了堵塞流量.

参考文献：

[1] 刘申旭. 单级离心压气机内部流动分析及结构优化设计[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学动力与能源工程学院，2016.

[2] 唐新姿，肖鹏，蔡鹏，等. 变流量工况下小型离心压气机多目标优化设计[J]. 中国机械工程，2018，29(16)：1975-1983.

[3] Jonna T，Aki G，Ahti J V，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)：1-38.

[4] Sakaguchi D，Tun M T，Numakura R，et al. Global optimization of recirculation flow type casing treatment in centrifugal compressors of turbochargers[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part C：Journal of Mechanical Engineering Science，2018，232(24)：4461-4471.

[5] Chen H，Lei V M. Casing treatment and inlet swirl of centrifugal compressors[J]. Journal of Turbomachinery，2013，135(4)：823-830.

[6] Qin M，Hu L，Sun H，et al. Flow loss mechanism and

modeling in a centrifugal compressor casing[C]// ASME Turbo Expo 2016 Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, 2016, 2016-56243.

[7] 杨世豪. 超音压气机转子的起动特性及内部流动组织研究[D]. 北京：中国科学院工程热物理研究所，2017.

[8] 田红艳，侯康，佟鼎，等. 离心压气机叶片式机匣拓稳流动特性[J]. 内燃机学报，2023，41(4)：361-368.

[9] Christou G A, Tan C S, Sirakov B T, et al. Characterizing flow effects of ported shroud casing treatment on centrifugal compressor performance[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(8): 081005.

[10] Zheng X, Zhang G Y, Yang M, et al. Stability improvement of high-pressure-ratio turbocharger centrifugal compressor by asymmetrical flow control-part Ⅱ: Nonaxisymmetrical self-recirculation casing treatment[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021007.

[11] Hu L, Sun H, Yi J, et al. Numerical and experimental investigation of a compressor with active self-recirculation casing treatment for a wide operation range[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(9): 1227-1241.

[12] Li X, Liu Z, Zhao M, et al. Stability improvement without efficiency penalty of a transonic centrifugal compressor by casing treatment and impeller/diffuser coupling optimization[J]. Aerospace Science and Technology, 2022, 127: 107685.

[13] Shuai G A, Fei D A, Hui T A, et al. Multi-objective optimization for centrifugal compressor of mini turbojet engine[J]. Aerospace Science and Technology, 2014, 39: 414-425.

[14] Li X, Liu Z, Zhao Y. Redesign of casing treatment for a transonic centrifugal compressor based on a hybrid global optimization method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2022, 236(7): 3398-3417.

[15] 汪陈芳，张扬军，诸葛伟林，等. 基于流场偏差分析的离心压气机优化设计[J]. 内燃机学报，2015，33(4)：378-383.

[16] 郭龙凯，刘艳明，郑新前，等. 混合型前缘掠对离心压气机气动性能的影响[J]. 内燃机学报，2016，34(3)：281-287.

[17] 李玉，楚武利，姬田园. 叶片安装角偏差对动叶性能影响的不确定性研究[J]. 西安交通大学学报，2023，57(4)：49-59.

[18] Li X, Zhao Y, Liu Z. A novel global optimization algorithm and data-mining methods for turbomachinery design[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2019, 60(2): 581-612.

[19] 田红艳，佟鼎，张俊跃，等. 前/尾缘自由掠叶型跨声速离心压气机叶轮流动特性[J]. 内燃机学报，2021，39(6)：554-560.

[20] Li X, Liu Z, Lin Y. Multipoint and multi objective optimization of a centrifugal compressor impeller based on genetic algorithm[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2017, 2017(1): 1-18.

[21] He X, Zheng X. Mechanisms of lean on the performance of transonic centrifugal compressor impellers[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(5): 1220-1229.

[22] 薛鹏飞，刘正先，李孝检，等. 跨声速离心压气机多部件耦合优化扩稳[J]. 航空动力学报，2023，38(2)：491-503.

[23] 李孝检，刘正先，左盼. 基于数据挖掘和元模型的离心压缩机机匣多目标优化(英文)[J]. 风机技术，2018，60(6)：17-25.

[24] Zhang Y, Zhang Z, Dong X, et al. Effects of unsteady interaction on the performance of an ultra-high-pressure-ratio centrifugal compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 105: 1-13.

[25] 朱清淋，老大中，王磊磊，等. 离心压气机轮缘压力及间隙泄漏非轴对称现象研究[J]. 内燃机学报，2016，34(5)：463-472.

[26] Cho I, Lee Y, Ryu D, et al. Comparison study of sampling methods for computer experiments using various performance measures[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2017, 55(1): 221-235.

[27] Addeh A, Khormali A, Golilarz N A. Control chart pattern recognition using RBF neural network with new training algorithm and practical features[J]. ISA Transactions, 2018, 79(2): 202-216.

[28] 李孝检. 高速离心压气机几何与流动参数耦合数据挖掘与优化研究[D]. 天津：天津大学机械工程学院，2020.

[29] Sobol I M. Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2001, 55(1-3): 271-280.