

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212292

超临界二氧化碳离心压缩机设计及性能预测

孙恩慧^{1,2}, 杨振宇^{1,2}, 廖凯龙^{1,2}, 张磊^{1,2}, 安光耀^{1,2}, 李永毅^{1,2}

(1. 华北电力大学动力工程系, 河北 保定 071003;

2. 华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室, 河北 保定 071003)

[摘要] 离心压缩机是超临界二氧化碳(S-CO₂)循环系统中的关键部件之一,对系统的效率和稳定运行起决定性作用。区别于传统空气工质压缩机, S-CO₂工质的独特物性使得压缩机内部流场更为复杂;基于空气物性特点建立的损失模型也需要做针对性的修正以满足 S-CO₂离心压缩机的性能预测要求,因此需要数值模拟研究探明压缩机内部流场特性,以此对压缩机性能预测方法做相应的改进。首先开展压缩机一维气动参数设计,并在一维设计参数的基础上建立三维模型,分析压缩机内部流场特点,发现分流叶片对内部流场有较大影响,同时变工况下叶轮内部流场发生改变也会引起出口气流角的变化,基于此,对压缩机非设计工况下滑移因子和计算叶片数进行修正,同时改进表面摩擦系数以预测压缩机的非设计工况性能。数值模拟结果表明,改进后模型的预测误差显著降低,非设计工况下平均效率误差从 2.03% 下降到 0.16%。

[关键词] 超临界二氧化碳;离心压缩机;一维设计;数值模拟;性能预测; 滑移因子

[引用本文格式] 孙恩慧, 杨振宇, 廖凯龙, 等. 超临界二氧化碳离心压缩机设计及性能预测[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 127-134. SUN Enhui, YANG Zhenyu, LIAO Kailong, et al. Design and performance prediction of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 127-134.

Design and performance prediction of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor

SUN Enhui^{1,2}, YANG Zhenyu^{1,2}, LIAO Kailong^{1,2}, ZHANG Lei^{1,2}, AN Guangyao^{1,2}, LI Yongyi^{1,2}

(1. Department of Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;

2. Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Centrifugal compressor is one of the key components in supercritical carbon dioxide (S-CO₂) cycle system, which plays a decisive role in the efficiency and stable operation of the system. Different from the traditional air compressor, the unique physical properties of S-CO₂ working medium make the internal flow field of the compressor more complex. The loss model established based on the physical characteristics of air also needs to be modified specifically to meet the performance prediction requirements of S-CO₂ centrifugal compressor. Therefore, numerical simulation is needed to investigate the internal flow field characteristics of the compressor, so as to improve the compressor performance prediction method accordingly. Firstly, one-dimensional aerodynamic parameters of the compressor were designed, and a three-dimensional model was established based on the one-dimensional design parameters to analyze the characteristics of the internal flow field of the compressor. It was found that the shunt blade had a great influence on the internal flow field, and changes in the internal flow field of the impeller under varying working conditions would also cause changes in the outlet flow Angle. Based on this, The sliding factor and the calculated blade number of the compressor under off-design conditions were corrected, and the surface friction coefficient was improved to predict the performance of the compressor under off-design conditions. The numerical simulation results show that the prediction error of the improved model is significantly reduced, and the average efficiency error decreases from 2.03% to 0.16% under off-design conditions.

Key words: supercritical carbon dioxide; centrifugal compressor; one dimension design; numerical simulation; performance prediction; slip factor

收稿日期: 2022-12-13

基金项目: 国家自然科学基金面上基金项目(52076079); 国家自然科学基金青年基金项目(52206010)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (52076079), National Natural Science Foundation of China (52206010)

第一作者简介: 孙恩慧(1991), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向为先进发电技术, ehsun@ncepu.edu.cn.

通信作者简介: 张磊(1983), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为新型压缩机技术, Lei_zhang@ncepu.edu.cn.

近年来,随着“碳达峰、碳中和”目标的推进,开发高性能动力循环的重要性日益凸显。与传统的能量转换循环相比,超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环具有几个优点:首先,CO₂的临界温度接近环境温度,近临界区工质密度大,压缩过程耗功小,可降低布雷顿循环压缩过程耗功大的弊端,使得循环在相对较低的最高温度下仍能保持较高的循环效率^[1-2];其次,由于循环整体处于超临界态,在加热过程中不发生相变,消除了相变换热过程的夹点限制^[3],降低了过程中的不可逆损失^[4]。总之,近临界区独特的物性特点是S-CO₂循环系统具备紧凑、小巧、高效特性的关键原因之一,但同时也为压缩机的设计与性能分析带来困难^[5-6]。

离心压缩机作为S-CO₂循环系统中的核心部件,对系统的效率和稳定起重要作用。与空气压缩机相比,S-CO₂压缩机运行于物性参数变化剧烈的近临界区,同时S-CO₂较高的密度与离心压缩机高转速使其内部流场流动特性与传统的空气压缩机具有较大差别^[7-8]。这给压缩机一维设计以及数值模拟研究都带来了较大的挑战^[9]。

由于S-CO₂离心压缩机体积小,转速和压力都非常高,在实验中难以对内部流场进行细致测量,因此目前对压缩机内部流场的研究主要以数值模拟为主。Rinaldi等人^[10-12]针对Sandia实验室的S-CO₂离心压缩机进行了稳态气动性能分析,发现S-CO₂在压缩机入口温度和压力靠近临界点时易发生跨临界流动。Baltadjiev^[13]与Rinaldi^[11]等人通过数值模拟发现叶轮前缘附近也会发生凝结。Lettieri等人^[14]通过流场分析则认为两相区的停留时间不足以冷凝,但是实际情况还需要实验验证。设计方法上,叶轮机械初步设计中最常用的方法之一是采用Balje^[15]的比直径-比转速(n_s-d_s)图。但是, n_s-d_s 图对超临界区的效率预测不准确。Conrad^[16]、Coppage^[17]、Jansen^[18]、Aungier^[19]、Rodgers^[20]等研究者提出了叶轮机械设计的损失模型。后来,Oh等人^[21]检查了损失模型,并在所有可用的损失模型中提出了一组最佳的损失相关性。Aungier认为需要对表面摩擦损失做进一步修正,需考虑层流和湍流流动对壁面摩擦的影响。然而,损失模型大多基于理想气体假设,适用于低密度蒸汽或空气。因此针对以S-CO₂为工质的离心压缩机,需要结合内部流场进行修正。

本文首先根据设计要求完成S-CO₂离心压缩机

的一维设计,进而在一维设计结果的基础上建立叶轮的三维模型,通过数值模拟研究其性能表现及内部流动特点,最后基于三维模拟结果的分析,对S-CO₂离心压缩机一维损失预测模型进行改进。

1 S-CO₂离心压缩机一维设计

基于某单回热布雷顿循环发电系统平台的总体设计参数要求,对主压缩机进行一维气动参数设计。主压缩机设计参数见表1。

表1 主压缩机设计参数
Tab.1 design specifications of main compressor

参数	数值
流量/(kg·s ⁻¹)	6.565
压比	2.22 (进口压力 9 MPa, 出口压力 20 MPa)
效率/%	85
进口温度/K	320

由于布雷顿循环的高效率要求离心压缩机入口状态需要靠近CO₂临界参数,因此在离心压缩机设计时必须考虑压缩机入口处可能发生的凝结。研究表明,压缩机叶片前缘低温低压区域可能会有凝结产生,因此在压缩机设计时必须考虑预留一定的冷凝裕量,以避免可能的凝结带来的影响。

采用Monge等人^[22]提出的冷凝数AMC进行分析,对压缩机入口速度做一定的限制。Monge等人认为在工质流经压缩机进口部分的过程是一个等熵膨胀过程,通过计算进口状态等熵膨胀到饱和状态时的焓差 Δh ,就可得到冷凝余量。具体到压缩机入口的设计,可以通过调整入口速度来避免达到冷凝发生条件,从而避免出现冷凝现象。这样就可以得到压缩机入口最大速度 c_{max} ,计算公式为:

$$c_{max} = \sqrt{2\Delta h} \quad (1)$$

先预设压缩机叶片数和轮毂直径,预估叶片进口堵塞系数 τ_1 ,根据连续性方程得到入口当量直径 D_0 的计算公式,之后可以根据 D_0 与轮毂直径 D_h 的关系式得到轮盖直径 D_s 。计算时采用的密度为入口设计总温总压查询得到的预估密度,需要在最后得到入口几何参数后再进行迭代修正,入口设计相关参数计算公式为:

$$q_m = \frac{\rho(P_{0t}, T_{0t}) \pi c_1 D_0^2 (1 - \tau)}{4} \quad (2)$$

$$D_{1s}^2 = D_0^2 + D_{1h}^2 \quad (3)$$

$$u_{1s} = \frac{N\pi D_{1s}}{60} \quad (4)$$

$$M_{wsl} = \frac{\sqrt{c_1^2 + u_{1s}^2}}{c_{sound}(P_{0t}, T_{0t})} \quad (5)$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{4Z_1 t_1}{\pi(D_{1s} + D_{1h})} \quad (6)$$

式中： q_m 为质量流量； ρ 为密度； M_{wsl} 为入口叶尖马赫数； P_{0t} 、 T_{0t} 分别为入口总压和总温； Z_1 为入口叶片数； t_1 为入口叶片计算厚度；下标 1 表示叶片入口。

调整入口绝对速度 v_1 ，保证叶轮进口叶尖相对马赫数不能过高，同时满足冷凝余度要求。进而需要对预设进口堵塞系数进行重新计算，通过不断迭代，最终使入口堵塞系数 2 次迭代误差在 1% 以内，此时最终确定叶片入口几何参数。入口参数确定后计算入口速度三角形，完成叶轮部分进口设计。

叶轮出口设计需要在设计开始时预设出口轴向速度分量 ψ 和子午速度分量 ϕ 作为设计变量，预设等熵效率 η_s 和出口速度 c_2 ，计算实际焓增 Δh ，最终得到出口温度压力，并重新迭代计算出口速度。满足误差要求后计算出口宽度 b_2 ，完成叶轮出口设计，相关参数计算公式为：

$$\Delta h_s = h_{2s} - h_{0t} \quad (7)$$

$$\Delta h = \frac{\Delta h_s}{\eta_s} \quad (8)$$

$$h_{2t} = h_{0t} + \Delta h \quad (9)$$

$$\psi = \frac{c_{2u\psi}}{u_2} \quad \phi = \frac{c_{2m}}{u_2} \quad (10)$$

$$\Delta h = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \quad (11)$$

$$q_m = b_2 \rho_2 c_{2m} (\pi D_2 - Z_2 t_2) \quad (12)$$

式中： h_{2t} 为出口总焓； v_1 、 v_2 分别为叶轮入口、出口的圆周速度； D_2 为出口直径； Z_2 为出口叶片数； t_2 为出口叶片计算厚度。

基于无限叶片数的假设得到的气流方向与实际情况不同，叶轮内部二次流和边界层发展导致叶轮出口相对气流角与叶片出口几何角不一致，并且对离心压缩机设计时的焓增和压比有直接影响。在实际一维设计中，为了得到真实情况下叶片出口气流速度，通常使用滑移因子 σ 。滑移因子反映了实际出口气流的切向速度 c_{2u} 与无限叶片假设下的差异。本次计算采用绍文洋^[23]改进较为简单形式：

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{Z_2 \psi} \quad (13)$$

出入口设计完成后，将得到的一维设计参数代入损失模型校核效率得到最终设计结果。一维气动设计流程如图 1 所示。

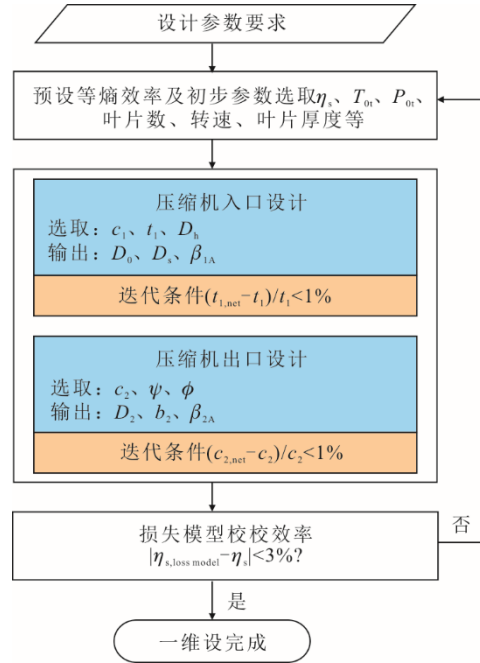


图 1 一维气动设计流程

Fig.1 One-dimensional aerodynamic design process

表 2 为一维气动设计参数汇总。由表 2 可见，在质量流量偏小的压缩机设计中，Sandia 实验室和本设计均采用了较高的转速设计，这也是 S-CO₂ 在超临界状态下高密度带来的特点。小巧的尺寸设计在入口处如果叶片稠度过大容易发生堵塞，因此普遍采用分流叶片设计。

表 2 一维气动设计参数汇总

Tab.2 Summary of one-dimensional design results

叶轮一维设计参数	本设计	某实验室	Sandia 实验室
质量流量/(kg·s ⁻¹)	6.565	65.000	3.530
进口总温 T/K	320.0	308.0	305.3
进口总压 P/MPa	9.00	8.00	7.69
转速 N/(r·min ⁻¹)	50 000	16 500	7 5000
叶轮进口轮毂直径 D _{1h} /mm	10.00	50.00	5.07
叶轮进口叶尖直径 D _{1s} /mm	28.78	71.60	18.74
叶轮出口直径 D ₂ /mm	80.36	165.00	37.36
叶轮出口叶片高度 b ₂ /mm	2.32	10.20	1.71
叶顶间隙 c ₁ /mm	0.300	0.400	0.254
叶片数 Z	8+8	8+8	6+6
叶轮进口叶片安装角 beta _{1a} /°	47		40
叶轮出口叶片安装角 beta _{2a} /°	55	48	50
无叶扩压器进口直径 D ₃ /mm	81		38
无叶扩压器出口直径 D ₄ /mm	96		52
叶轮设计效率 eta/%	85.0	86.7	66.0

2 数值模拟结果

2.1 数值模拟

临界点附近的 CO₂ 物性变化十分剧烈，与理想

气体工质相比，压缩机内部流动容易出现冷凝现象，其内部流场流动表现为多相、复杂。采用商业软件 ANSYS CFX 进行离心压缩机的三维流场求解，求解过程采用二阶空间离散。由于雷诺数为 10^7 级，采用剪切应力输运湍流模型 $k-\omega$ 封闭雷诺时均方程。网格采用 TurboGrid 生成，全流体域采用结构性网格，并在叶片表面加密处理。划分了 4 种单通道网格数，网格数分别为 50 万、80 万、109 万、130 万，进行网格无关性验证。计算结果表明，压气机叶轮的网格数达到 109 万后，压比的计算值几乎不会发生变化，压比差别在 0.05% 以内。最后选用 109 万网格数进行计算。

CO₂ 物性方程选用 SW (Span-Wagner) 方程，该方程是由 CO₂ 真实气体参数建立而来的多参数物性方程组，它的主要优点是 与 CO₂ 实际气体物性非常吻合。在数值模拟过程中，采用预先编制的 CO₂ 物性表格代入求解器计算，避免因实际物性变化剧烈带来的收敛问题，并加快收敛速度^[24]。求解器通过双线性插值在物性表格中查找对应物性的方法可以减少大量计算时间，增加计算数值稳定性^[12,14]。研究表明，温度压力步长足够小就可以避免因表格插值带来的数值计算误差。本次计算编制物性表温度压力范围分别为 280~400 K、4~26 MPa，分辨率为 500×500 ，步长分别为 0.44 K、0.032 MPa，根据 Ameli 的研究，在该步长下，物性表格的分辨率对数值计算结果的影响可以排除^[25]。

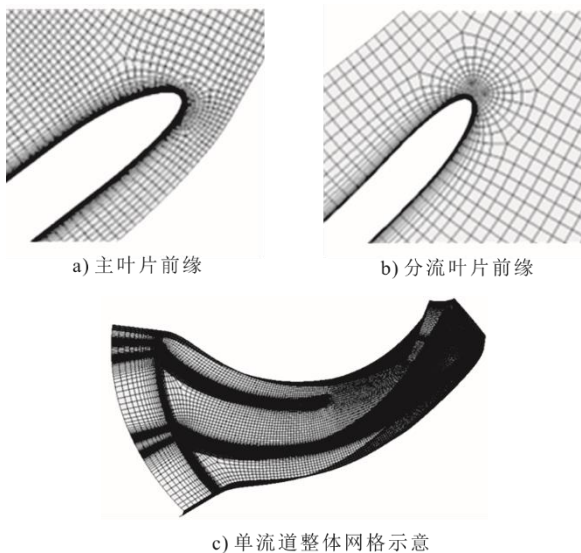


图 2 单流道网格划分
Fig.2 Single channel grid division

2.2 模拟结果

在一定情况下，离心压缩机转速决定其性能，

转速带来的影响主要表现在离心压缩机的稳定运行范围。图 3 为不同转速下压缩机等熵效率-流量曲线。由图 3 可见：设计工况下叶轮工作效率峰值在 87% 左右，总压比为 2.23。不同转速下最高效率点对应流量不同，转速 30 000 r/min 下最高效率比设计转速 50 000 r/min 高 2% 左右，同时最高效率点对应的质量流量降低到了 4.5 kg/s。随着转速降低，压缩机的稳定运行范围发生变化，效率曲线整体向小流量方向偏移，同时压缩机高效率运行流量范围也更窄。与设计转速相比，转速 40 000 r/min 下的压缩机稳定工作范围变化不大，最大流量在 8.5~9.5 kg/s 范围内，而设计转速下可以达到 9.5~10.5 kg/s。

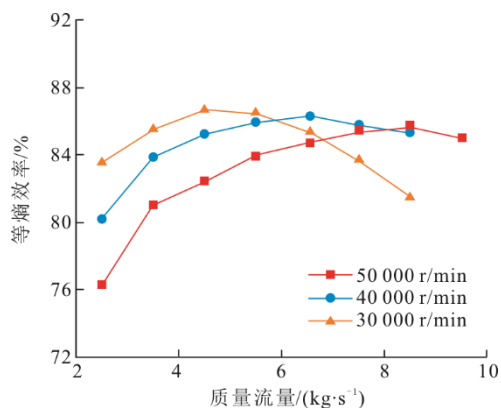


图 3 不同转速下压缩机等熵效率-流量曲线
Fig.3 Compressor efficiency-flow curve at different rotating speed

图 4 为不同转速下压比-流量曲线。由图 4 可见：离心压缩机转速对总压比的影响更为直接，转速降低使得压缩机做功能力下降，直接导致压缩机出口气流的总压降低，在设计转速下最大压比可以达到 2.58。而在 40 000 r/min 转速下，压缩机的总压比降低到 2.00 以下，转速为 30 000 r/min 时的压比则只有 1.30 左右。

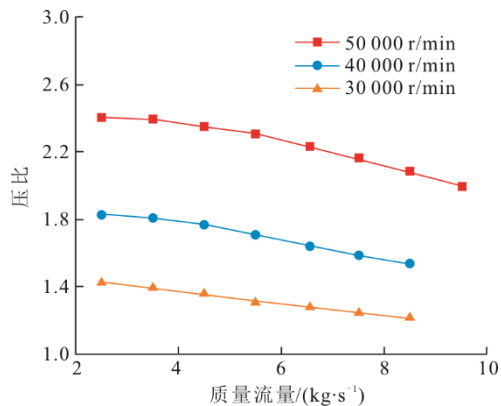


图 4 不同转速下压比-流量曲线
Fig.4 Pressure ratio-flow curve at different rotating speed

图 5 分别为小流量 3.5 kg/s、设计流量 6.6 kg/s 及大流量工况 8.5 kg/s 下的流线。由图 5 可见，大流量工况的流速相对于设计流量更高，主流速度更快，因此泄露流造成的影响相对较小，主流更加有序。小流量工况下主流速度相对较慢，泄露流的影响更大。在质量流量为 3.5 kg/s 时，压缩机分流叶片前的流道部分已经开始产生低速流体团，随着流量的进一步降低，低速流体团就会发展为失速团，压缩机进入失速状态。对不同转速下内部流动分析与刘朝阳等^[26]的数值结果较为吻合。与 Rinaldi 等人^[1]的数值模拟结果不同，本文建立的压缩机内部并没有产生凝结现象，但是同样在叶片前缘位置观察到低温低压区。没有产生凝结的原因，推测可能是入口状态远离临界温度压力。

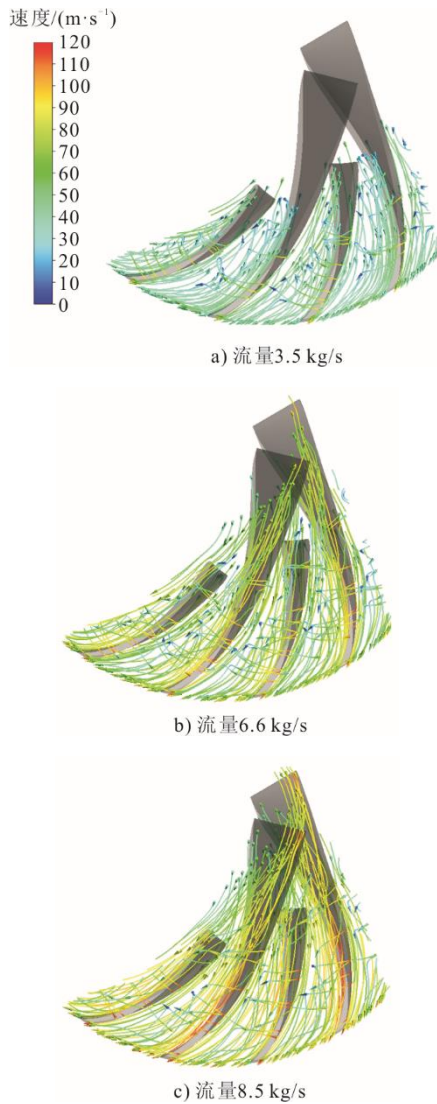


图 5 转速 50 000 r/min 下不同质量流量的流线
Fig.5 streamline of different mass flow rate at 50 000 r/min

流量变化带来的气流流动状态改变同时影响

叶轮出口流动状态，图 6 为不同转速下叶轮出口流动角。由图 6 可见，随着流量的增大，叶轮出口流动角逐渐减小，而随着转速偏离设计转速的程度增大，出口气流角的变化愈发明显。在一维性能预测中，出口速度三角形是计算叶轮欧拉功的关键，因此在实际变工况性能预测中需要考虑出口速度三角形的变化以达到跟实际情况相符。

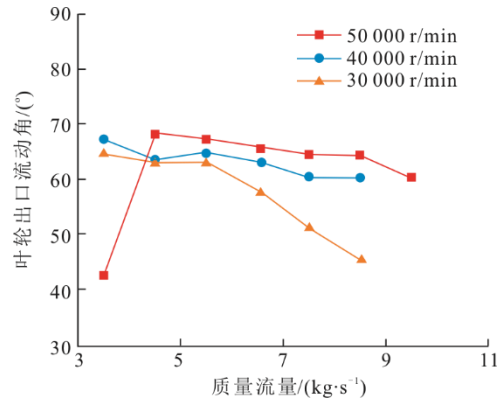


图 6 不同转速下叶轮出口流动角
Fig.6 Impeller outlet flow angle at different speeds

3 损失模型选取与修正

选取损失模型对 S-CO₂ 离心式压缩机性能进行预测。其中一维预测模型对内部损失和外部损失都有相应的经验计算公式，而数值模拟大多做了简化处理，对于一些外部损失无法得到结果。在本次计算中未设置密封结构，叶轮转子与扩压器之间间隙做简化处理，不予考虑，在与数值模拟结果做对比时去掉相应漏气损失计算。表 3 为选取损失模型。

表 3 中： D_f 为扩压因子，用来衡量通道扩压程度的物理量； \bar{W} 为工质流过叶轮的进出口主流平均速度； L_b 为实际经过的流动长度； D_{hb} 为通道平均水力半径； C_f 为表示流动速度变化及叶片进口至出口主流通面积变化的通流损失系数。Jansen 在对比实验数据与计算结果后认为在空气压缩机中该通流损失系数取值为 0.006 时比较合适，对于 S-CO₂ 离心压缩机该值需要进一步改进。以上参数计算公式为：

$$D_f = 1 - \frac{W_2}{W_{1s}} + \frac{0.75h_{th}W_2}{\left[\frac{Z}{\pi} \left(1 - \frac{d_{1s}}{d_2} \right) + \frac{2d_{1s}}{d_2} \right] W_{1s}} \quad (14)$$

$$\bar{W} = (2W_2 + W_{1s} + W_{1h})/4 \quad (15)$$

$$L_b = \frac{\frac{\pi}{4} \left(d_2 - \frac{d_{1s} + d_{1h}}{2} - b_2 + 2L_z \right)}{\frac{\cos \beta_{1s} + \cos \beta_{1h} + \cos \beta_2}{2}} \quad (16)$$

$$D_{hd} = d_2 \left[\frac{\cos \beta_2}{\frac{Z}{\pi} + \frac{d_2 \cos \beta_2}{b_2}} + \frac{0.5 \left(\frac{d_{1s}}{d_2} + \frac{d_{1h}}{d_2} \right) \left(\frac{\cos \beta_{1s} + \cos \beta_{1h}}{2} \right)}{\frac{Z}{\pi} + \left(\frac{d_{1s}}{d_2} - \frac{d_{1h}}{d_2} \right) \left(\frac{\cos \beta_{1s} + \cos \beta_{1h}}{2} \right)} \right] \quad (17)$$

式中： m_{lk} 、 U_{lk} 分别为泄漏质量和泄漏速度； m 为扩压段平均气流角。

表 3 选取损失模型
Tab.3 Selection loss model

损失类型	选取损失模型	参考文献
进口冲击损失	$h_{inc} = 0.5(U_1 - C_{u1})^2 / 2$	文献[16]
叶片载荷损失	$h_{bl} = 0.05 D_f^2 U_2^2$	文献[17]
尾迹混流损失	$h_{mix} = 0.02 D_f^2 U_2^2 (\tan \alpha_2)^{-0.5}$	文献[27]
表面摩擦损失	$h_{sf} = 2 C_f L_b W_{av}^2 / D_{hd}$	文献[18]
叶顶间隙损失	$h_{tdl} = 0.6 \frac{c_l C_{u2}}{b_2} \left[\frac{0.5 \pi \rho_1 (d_{1s}^2 - d_{1h}^2) C_{u1}}{Z b_2 (d_2 - d_{1s}) / (\rho_1 + \rho_2)} \right]^{0.5}$	文献[18]
无叶扩压器损失	$h_{vaneless} = 0.5 c_f (d_3 - d_2) \left(\frac{C_2^2}{b_2} + \frac{C_3^2}{b_3} \right) / \left[2 \sin^2 \left(\frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} \right) \right]$	文献[28]
外部损失		
轮盘摩擦损失	$h_{df} = f_{df} (\rho_1 + \rho_2) d_2^2 U_2^2 / 32 q_m$	文献[29]
外部回流损失	$h_{rc} = 8 \times 10^{-5} \sinh(3.5 \alpha_3^2) D_f^2 U_2^2$	文献[21]
外部泄露损失	$h_{lk} = m_{lk} U_{lk} U_2 / 2m$	文献[30]

本次计算将在与数值模拟结果对比时不考虑泄露损失。将一维设计参数代入损失模型计算完成后，得到各项损失随流量的变化以及压缩机的效率流量曲线，结果如图 7 和图 8 所示。由图 7 和图 8 可见，在小流量工况下，回流损失是主要的损失来源，摩擦损失相对较小。损失模型对效率的预测偏高，在设计工况下最高效率比数值模拟结果大 5% 左右，小流量工况下效率较为接近，随着流量增大，偏离程度逐渐增大。随着转速减低，损失模型预测的压缩机稳定工作范围减小，最大效率同样偏高，最高效率点对应的质量流量与数值模拟较为接近。

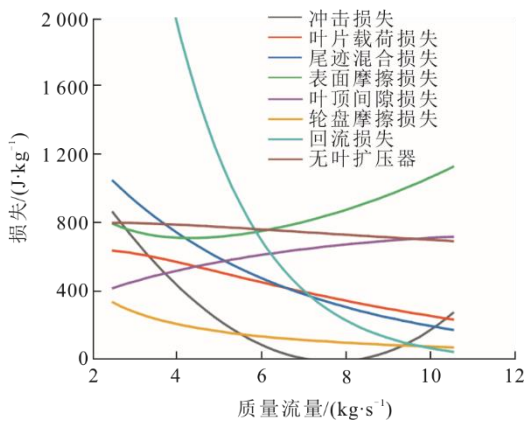


图 7 各项损失随流量变化趋势
Fig.7 Each loss changes with the mass flow rate

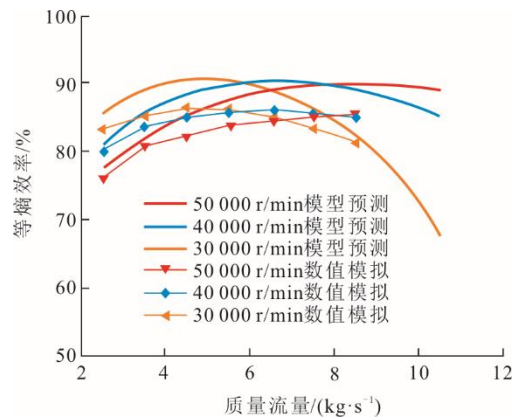


图 8 原损失模型预测结果与数值模拟对比
Fig.8 Comparison between prediction results of the original loss model and numerical simulation

由图 5 可见，质量流量和转速的变化显著影响流道内部速度场，转速降低后，主流速度也降低，在流道后部叶顶间隙泄露流和周向二次流明显增强，流线更混乱。发展到流道尾部，对叶轮出口速度角影响更大。因此使用损失模型进行变工况预测时需考虑转速和质量流量变化带来影响。

针对本文采用的滑移因子模型，引入衡量运行工况偏离设计点程度的修正因子来反映转速流量偏离设计点时出口气流角的变化，修正因子 ζ 为：

$$\zeta = \left(\frac{N}{N_{design}} \right)^{0.5} \left(\frac{Q_{design}}{Q} \right)^{0.25 \frac{N}{N_{design}}} \quad (18)$$

$$\sigma' = \zeta \cdot \sigma \quad (19)$$

同时调整摩擦损失系数，摩擦系数主要取决于流体动力黏度，CO₂ 在超临界状态各项物性参数变化较大，取压缩机进出口平均温度压力得到动力黏度约 0.000 033 4 Pa·s，空气常温下 0.000 017 9 Pa·s，约为 CO₂ 的 2 倍。靠近临界状态下的 CO₂ 密度接近水的 50%，并且由于高密度使得 S-CO₂ 离心压缩机直径较小，转速普遍很高。高速转动的转子与高密度流体之间的预计会有更大的摩擦损失^[31]。因此，在预测模型中将摩擦系数调整为 0.011 以获得更接近实际的预测结果。在损失计算中叶片数引入分流叶片位置系数 *l*，以此考虑分流叶片对内部损失的影响。*l* 与分流叶片前缘在流道内部位置有关，本文取 0.8。模型修改后，重新对压缩机变工况性能进行计算，结果如图 9 和图 10 所示。

$$Z = Z_{in} + l \cdot Z_{out} \quad (20)$$

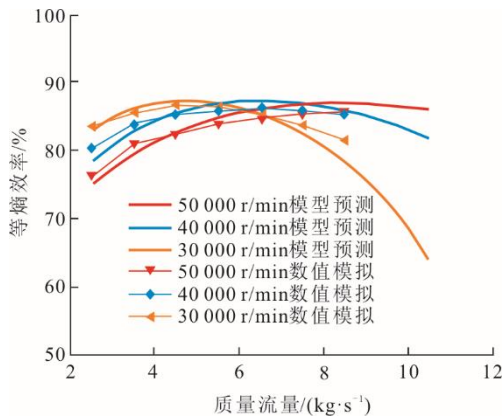


图 9 改进后损失模型预测结果与数值模拟对比
Fig.9 Comparison between the prediction results of the improved loss model and the numerical simulation

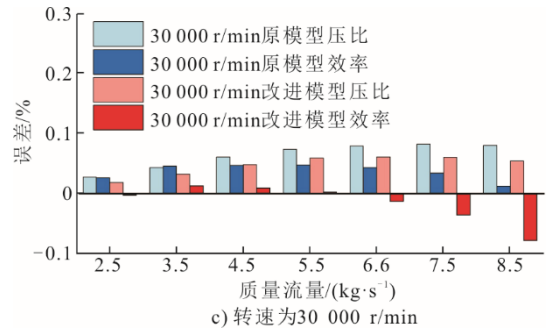
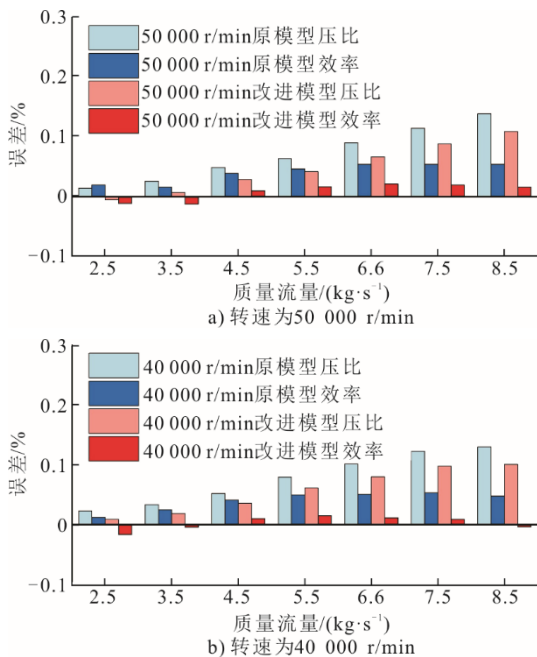


图 10 损失模型改进前后的误差比较
Fig.10 Error comparison before and after improvement of loss model

由图 9 和图 10 可见，改进后模型的预测精度显著提升，3 种转速下最大效率的预测值与模拟结果接近，同时，效率随流量的变化趋势与数值模拟结果能够较好对应。分析图 10 中原模型与修正后模型各流量工况下压比和效率的误差可以发现，修正后，在各个转速下，压比效率与数值模拟的结果误差都有减小，效率的误差减小更为明显。设计工况下，效率误差由 2.75% 下降到 1.80%，平均效率误差从 2.03% 下降到 0.16%。

使用改进后的损失模型对 Sandia 实验室叶轮的变工况性能进行预测并与实验数据进行对比。其中 Sandia 实验室使用的离心压缩机叶轮的几何参数见表 2。其中总静等熵效率计算式为：

$$\eta_s = \frac{h_{2s} + h_{t1}}{h_2 - h_{t1}} \quad (21)$$

图 11 选取了转速从 55 000 r/min 到 45 000 r/min 的总静等熵效率与实验数据进行对比。由图 11 可见，损失模型对 55 000 r/min 转速下离心压缩机的总静等熵效率总体预测精度较好。随着转速降低，模型预测在大流量工况稍有偏差，可能是由于损失模型中未考虑对堵塞工况的计算。

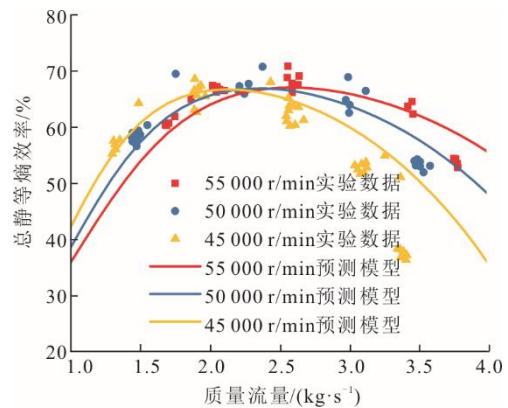


图 11 对 Sandia 实验用叶轮预测结果与实验数据对比
Fig.11 Comparison between the prediction results of Sandia experimental impeller and the experimental data

4 结 论

1) 针对某单回热 S-CO₂ 布雷顿循环发电系统平台的总体设计参数要求, 对离心压缩机进行一维设计。并通过数值模拟, 得到压缩机性能曲线, 与损失模型预测结果对比发现, 以空气为工质建立的损失模型相关参数并不适用, 需要针对 CO₂ 物性特点做相应改进。

2) 针对损失模型预测精度不足问题, 做了 2 个主要改进: 首先是物性方面, 对比空气和 CO₂ 物性特点, 对摩擦损失系数进行调整。其次通过对压缩机内部流场的分析可以发现, 随着转速和流量偏离设计点, 内部二次流增强导致流道后部流场更为混乱, 出口流动角发生变化。对此, 引入滑移因子修正系数和计算叶片数, 考虑转速和流量相对设计点的偏差以及分流叶片位置的影响。修正后的损失模型对压缩机效率曲线的预测准确度大幅上升, 最高效率和变工况效率预测都更接近数值计算结果, 设计转速下, 平均效率误差从 2.03% 下降到 0.16%。与 Sandia 实验室叶轮的实验数据对比也发现新的损失模型及计算方法预测精度较高。

【参 考 文 献】

- [1] TURCHI C S, MA Z, NEISES T W, et al. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2013, 135(4): 41001-41007.
- [2] 左成艺, 甘露. 超临界二氧化碳布雷顿循环发电技术进展[J]. *能源与节能*, 2022(1): 1-6.
ZUO Chengyi, GAN Lu. Progress in supercritical carbon dioxide Brayton cycle power generation technology[J]. *Energy and Energy Conservation*, 2022(1): 1-6.
- [3] SARKAR J. Review and future trends of supercritical CO₂ Rankine cycle for low-grade heat conversion[J]. *Renew Sustain Energy Rev*, 2015, 48: 434-451.
- [4] WANG X. Investigation of geothermal heat extraction using supercritical carbon dioxide (sCO₂) and its utilization in sCO₂-based power cycles and organic rankine cycles-a thermodynamic & economic perspective[D]. Bethlehem: Lehigh University, 2018.
- [5] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development[J]. *Nuclear Engineering & Technology*, 2015, 47(6): 647-661.
- [6] NEISES T, TURCHI C. A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications[J]. *Energy Procedia* 2014, 49: 1187-1196.
- [7] ARITOMI M, ISHIZUKA T, MUTO Y, et al. Performance test results of a supercritical CO₂ compressor used in a new gas turbine generating system[J]. *J. Power Energy Syst.*, 2011, 5: 45-59.
- [8] BRENES B M. Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors[D]. Universidad de Sevilla, 2014.
- [9] RAMAN S K, KIM H D. Computational analysis of the performance characteristics of a supercritical CO₂ centrifugal compressor[J]. *Computation*, 2018, 6(4): 54.
- [10] RINALDI E, PECNIK R, COLONNA P. Accurate and efficient look-up table approach for dense gas flow simulations[C]//Sixth European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS 2012), Vienna, Austria, Sept. 2012: 10-14.
- [11] RINALDI E, PECNIK R, COLONNA P. Steady state CFD investigation of a radial compressor operating with supercritical CO₂[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2013, 55294: V008T34A008.
- [12] RINALDI E, PECNIK R, COLONNA P. Numerical computation of the performance map of a supercritical CO₂ radial compressor by means of three-dimensional CFD simulations[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2014, 45660: V03BT36A017.
- [13] BALTADJIEV N D, LETTIERI C, SPAKOVSKY Z S. An investigation of real gas effects in supercritical CO₂ centrifugal compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(9): V03BT36A01.
- [14] LETTIERI C, YANG D, SPAKOVSKY Z. An investigation of condensation effects in supercritical carbon dioxide compressors[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(8): 082602.
- [15] BALJE O E. *Turbomachines: a guide to design, selection and theory*[M]. NY, USA, New York: AWiley Interscience Publication, 1980: 1.
- [16] CONRAD O, RAIF K, WESSELS M. The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane-island diffusers[J]. *Performance prediction of centrifugal pumps and compressors*, 1979: 135-147.
- [17] COPPAGE J E, DALLENBACH F. Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems[R]. Garrett Corp Los Angeles Ca AiResearch MFG DIV, 1956.
- [18] JANSEN W. A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradient are present[C]//Institution of Mechanical Engineers, Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery), 1967: 133-146.
- [19] AUNGIER R H. *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*[M]. American Society of Mechanical Engineers Press, 2000.
- [20] RODGERS C. Development of a high-specific-speed centrifugal compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1997, 119(3): V001T01A087.
- [21] OH H W, YOON E S, CHUNG M K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors[J]. *Journal of Power & Energy*, 1997, 211(4): 331-338.
- [22] MONGE B, SÁNCHEZ D, SAVILL M, et al. A design strategy for supercritical CO₂ compressors[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2014, 45660: V03BT36A003.
- [23] 邵文洋. 超临界 CO₂ 离心压缩机多维度气动设计与分析体系中若干关键问题研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2020.
SHAO Wenyang. Research on some key problems in multidimensional aerodynamic design and analysis system of supercritical CO₂ centrifugal compressor[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2020.

(下转第 156 页)

- aerodynamic performance of a partial-admission supercritical carbon dioxide radial-inflow turbine[J]. *Thermal Turbine*, 2016, 45(3): 184-188.
- [11] 王雨琦, 张荻, 谢永慧. 部分进气超临界二氧化碳透平非定常流动研究[J]. *热力透平*, 2018, 47(1): 47-52.
WANG Yuqi, ZHANG Di, XIE Yonghui. Investigation on unsteady-flow of a partial-admission supercritical carbon dioxide turbine[J]. *Thermal Turbine*, 2018, 47(1): 47-52.
- [12] 应祺煜, 诸葛伟林, 张扬军, 等. 多级轴流超临界二氧化碳透平气动设计及仿真分析[J]. *热力发电*, 2020, 49(10): 164-172.
YING Qiyu, ZHUGE Weilin, ZHANG Yangjun, et al. Aerodynamic design and numerical analysis of a multi-stage axial supercritical carbon dioxide turbine[J]. *Thermal Power Generation*, 2020, 49(10): 164-172.
- [13] 韩万龙, 丰镇平, 王月明, 等. 超临界二氧化碳高压涡轮气动设计及性能[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2018, 50(7): 192-198.
HAN Wanlong, FENG Zhenping, WANG Yueming, et al. Aerodynamic design and performance of S-CO₂ high pressure turbines[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2018, 50(7): 192-198.
- [14] 李志刚, 袁韬, 方志, 等. 超临界二氧化碳旋转机械动密封技术研究进展[J]. *热力透平*, 2019, 48(3): 166-174.
LI Zhigang, YUAN Tao, FANG Zhi, et al. A review on dynamic sealing technology of supercritical carbon dioxide rotating machinery[J]. *Thermal Turbine*, 2019, 48(3): 166-174.
- [15] 袁韬, 李志刚, 李军, 等. 螺旋槽结构对 S-CO₂ 压机轴端干气密封性能影响的数值研究[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(11): 37-45.
YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Effect of spiral structure on the shaft end dry gas seal performance for supercritical carbon dioxide compressors[J]. *Journal of Xi'an Jiao Tong University*, 2020, 54(11): 37-45.
- [16] DU Q W, GAO K K, ZHANG D, et al. Effects of grooved ring rotation and working fluid on the performance of dry gas seal[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126:1323-1332.
- [17] DU Q W, ZHANG D. Research on the performance of supercritical CO₂ dry gas seal with different deep spiral groove[J]. *Journal of Thermal Science*, 2019, 28(3): 547-588.
- [18] DU Q W, ZHANG L, ZHANG D, et al. Numerical investigation on flow characteristics and aerodynamic performance of shroud seal in a supercritical CO₂ axial-flow turbine[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 169(2): 114960.
- [19] 徐洁, 俞树荣, 严如奇, 等. 超临界二氧化碳干气密封流-热-固耦合建模与变形特性分析[J]. *润滑与密封*, 2020, 46(6): 1-9.
XU Jie, YU Shurong, YAN Ruqi, et al. Modeling and deformation characteristic analysis of thermal-fluid-solid coupling of supercritical carbon dioxide dry gas seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2020, 46(6): 1-9.
- [20] 江鹏, 江锦波, 彭旭东, 等. 传热模型对近临界工况 S-CO₂ 干气密封温压分布和稳态性能影响[J]. *化工学报*, 2021, 72(8): 4239-4254.
JIANG Peng, JIANG Jinbo, PENG Xudong, et al. Influence of heat transfer model on temperature and pressure distribution and steady state performance of CO₂ dry gas seal under near critical condition[J]. *CIESC Journal*, 2021, 72(8): 4239-4254.
- [21] 郭鹏飞. S-CO₂ 透平干气密封冷却方案优化研究[J]. *汽轮机技术*, 2021, 63(6): 433-434.
GUO Pengfei. Optimization of dry gas seal cooling scheme for S-CO₂ turbine[J]. *Turbine Technology*, 2021, 63(6): 433-434.
- [22] 倪剑, 钱勇, 周勇, 等. 超临界二氧化碳透平气缸设计方案研究[J]. *发电设备*, 2020, 34(1): 33-36.
NI Jian, QIAN Yong, ZHOU Yong, et al. Study on design schemes for the cylinder of supercritical carbon dioxide turbines[J]. *Power Equipment*, 2020, 34(1): 33-36.

(责任编辑 杨嘉蕾)

(上接第 134 页)

- [24] AMELI A, AFZALIFAR A, TURUNEN-SAARESTI T, et al. Effects of real gas model accuracy and operating conditions on supercritical CO₂ compressor performance and flow field[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 140(6): 062603.
- [25] AMELI A, TURUNEN-SAARESTI T, BACKMAN J. Numerical investigation of the flow behavior inside a supercritical CO₂ centrifugal compressor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME*, 2019, 140(12): 122604.
- [26] 刘朝阳, 童志庭, 鞠鹏飞, 等. 不同转速下超临界二氧化碳离心压缩机内部流动性能分析[J]. *天津理工大学学报*, 2022, 38(4): 1-6.
LIU Zhaoyang, TONG Zhiting, JU Pengfei, et al. Internal flow performance analysis of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor at different rotational speeds[J]. *Journal of Tianjin University of Technology*, 2022, 38(4): 1-6.
- [27] GALVAS M R. Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed[M]. *National Aeronautics and Space Administration*, 1972.
- [28] LI Y, LU G. Centripetal turbine and centrifugal compressor[J]. Beijing: China Machine Press, 1987: 94-108.
- [29] DAILY J W, NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. *ASME J. Basic Eng.*, 1960, 82(1): 217-230.
- [30] AUNGIER R H. Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis[J]. ASME Press: New York, NY, USA, 2000.
- [31] AMELI A, AFZALIFAR A, TURUNEN-SAARESTI T, et al. Centrifugal compressor design for near-critical point applications[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME*, 2019(3): 141.

(责任编辑 杜亚勤)