实际气体离心式压缩机性能换算方法

段亚飞，邹瀚森，陈翰，刘丹，王志恒，席光
（西安交通大学能源与动力工程学院，710049，西安）

摘要：针对实际气体物性引起离心式压缩机变转速相似换算精度下降的问题，以能头系数和多变效率为相似准则，提出了一种融合焓-效反求出口物性与密度修正流量的相似换算方法(TREED)。首先基于能头系数相等假设获取变转速后的出口焓值，继而通过效率迭代使多变效率与原始工况一致以获取出口热物性，最后利用进出口密度对完全流动相似理论计算的流量进行修正。以某离心式压缩机分别以空气和R134a为工质的数值模拟结果为例，将TREED方法与现有换算方法进行了对比研究，结果表明：与现有最优换算方法相比，当工质为理想气体时，TREED方法可将换算精度提高约20%；当工质为实际气体时，其精度提升更为显著，可达约136%。TREED方法显著提升了实际气体压缩机在宽转速、宽流量范围内的相似换算精度，具有良好的工程应用前景。

关键词：离心式压缩机；变转速；相似换算；实际气体
中图分类号：TH452.1 **文献标志码**：A
DOI：10.7652/xjtuxb202611013 **文章编号**：0253-987X(2026)11-0145-11

Performance Conversion Method for Real-Gas Centrifugal Compressors

DUAN Yafei, ZOU Hansen, CHEN Han, LIU Dan, WANG Zhiheng, XI Guang
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the accuracy degradation in similarity conversion for centrifugal compressors operating at variable speeds caused by real gas properties, a similarity conversion method named TREED is proposed. This method uses the head coefficient and polytropic efficiency as similarity criteria and integrates the enthalpy-efficiency inverse derivation of outlet properties with density-corrected flow rate. First, the outlet enthalpy under variable-speed conditions is obtained based on the assumption of an equal head coefficient. Next, through iterative matching of the polytropic efficiency with that of the original operating condition, the outlet thermophysical properties are determined. Finally, the flow rate calculated from the complete flow similarity theory is corrected using the inlet and outlet densities. A comparative study between the TREED method and existing conversion methods is conducted using numerical simulation results of a centrifugal compressor with air and R134a as working fluids. Compared with the existing optimal conversion method, the TREED method improves the conversion accuracy by about 20% for ideal gas and by up to 136% for real gas. TREED significantly improves the similarity conversion accuracy for real-gas compressors over a wide range of speeds and flow rates, demonstrating promising prospects for engineering applications.

Keywords: centrifugal compressor; variable speed; similarity conversion; real gas

收稿日期：2026-04-03。 作者简介：段亚飞(1989—)男，博士生；席光(通信作者)，男，教授，博士生导师。 基金项目：国家重点研发计划资助项目(20231FC3806401)。
网络出版时间：2026-06-29 网络出版地址：https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20260627.1401.002

离心压缩机因其自身优点，在化工、制药、空分、暖通制冷等行业有着广泛应用[1-2]。在实际运行过程中，压缩机需根据需求调整压比和流量。比如夏季环境温度升高时，压缩机需要增大压比才能提升冷凝温度实现将室内的热量搬运到室外的目的。同时，室外温度升高还会导致流入室内的热量增加，需要压缩机增大流量才可以将这些热量搬走。变转速就是一种可以同时提升压缩机流量和压比的调节手段。

变转速调节通常是根据压缩机不同转速下压比随流量的变化规律开展的。目前常用的获取变转速性能的方法是先通过实验或数值模拟获取压缩机在不同转速下的性能，再借助人工神经网络或多项式响应面法计算具体工况下的性能[3-4]。这类数据驱动方法虽能覆盖设计包络线内的工况，但对制冷压缩机在极端高温下运行这类情况，会因转速超出训练集而导致预测精度降低。且其黑箱特性又难以与叶轮内部的流动机理建立联系，无法基于流动机理提供针对性的优化方向，限制了该方法的优化空间。相似换算的方法则没有该短板。

基于相似原理的性能换算是一种可通过单一转速性能获取其他任意工况性能的方法，影响其预测精度的主要因素是压缩机内部流动的相似度，这也给性能换算提供了适用范围和改进方向。该方法最常见的应用是消除实际进气温度、进气压力和转速等与设计工况之间的差异对压缩机性能的影响[5]，也可在工质为易燃、易爆、有毒有害或不稳定气体时，用于压缩机的模化实验，还可通过几何缩放完成新机器的研制。随着高速电机和轴承技术的突破[6-8]，离心压缩机不再受大流量的限制，正快速应用在车载燃料电池[9]和航空环境控制系统[10]等低流量、高转速场景。在此背景下，研发高精度相似换算方法的重要性日益凸显。

经典理论认为，若两台压缩机（或同一台压缩机运行于不同工况）满足几何相似、气动力相似与运动相似，则两者具有相似的热力学性能[11]。国内学者[12]将该理论归纳为完全相似的两台压缩机具有相同的无量纲性能曲线。相似理论的特性，为压缩机从原型机，经过缩放尺寸和调整转速，得到性能可靠的压缩机[13-14]提供了理论依据，尽管其工质种类从单一气体（R134a[15]、CO_2[16]等）到混合气体（空气、R410a[17]），乃至湿空气[18]等准气体。

实际气体的物性会导致相似条件无法同时满足，因此与实际气体有关的相似换算只能选取对气动性能影响最大的因素作为相似准则，比如对几何相似但工质不同的压缩机，保持两者的马赫数相同[19]。但 Zhu 等[20]发现，使用进、出口密度比相等这一原则具有更准确的换算效果。

虽然相似理论可以用来预测工质不同但几何相似的压缩机性能，但马赫数准则和密度比准则都对实验台的功率、尺寸和转速等提出新的要求。以等尺寸空气试验预测 R134a 性能为例，按等比容积比原则，空气试验转速会超过 R134a 的 2 倍以上，原型电机难以胜任，且由于等容积比换算对每一个预测工况均需调整试验转速，故为得到压缩机的完整性能，需要大量的实验结果。因此，开发一种在任意尺寸、任意转速下开展空气开式循环试验，能够高精度预测压缩其他工质时的性能的方法具有重要意义。

由于工质替换的性能换算可以归纳为缩放尺寸和调整转速[13]，而尺寸缩放后的压缩机性能又与原型机在特定转速[21]下的性能对应。因此，变转速性能预测可视为相似换算的核心问题，提升变转速换算的精度是增加性能换算实用性的关键。

气体的可压缩性是引起压缩机内部流动难以完全相似的主要因素。转速差异越大，压缩机内部流动差异越大，偏离相似条件越严重，换算精度越低。本文认为密度变化是最能反映气体可压缩性的物理量，用压缩机进、出口密度来修正流量，可以最大程度地提升换算精度。本文将能头系数和多变效率作为通用的相似依据参数，并据此提出一种适用于实际气体的新方法，即通过压缩机效率和出口焓反求压缩机其他出口热力学参数的焓-效反求法（TREE）。此外，研究发现，密度修正法与 TREE 的组合（TREED），对实际气体工质，在压比和流量两方面均优于现有方法。

1 TREED 相似换算方法

1.1 部分相似理论

变转速时，若压缩机进口流动相似，高转速对应的出口压比与出口密度显著增大，出口速度三角形无法相似；反之，若出口相似，则进口必不相似。因此，转速变化无法使离心式压缩机内部流动完全相似，不同转速间的换算只能采用部分相似理论。本文分别用能头系数、多变效率表征平均流动相似、平均热力学相似，并将两者都相等的工况定义为相似工况，其数学表述分别为

$$\frac{c_{2u,a}}{u_{2,a}}=\frac{c_{2u,b}}{u_{2,b}}\Leftrightarrow\varphi_{2u,a}=\varphi_{2u,b} \tag{1}$$

$$\eta_a=\eta_b \tag{2}$$

式中：c_{2u} 为叶轮出口处的气流在周向的分速度；文中下标 a、b 分别为压缩机原工况与待测工况；u_2 为叶轮出口处的周向速度；η 为压缩机效率；φ_{2u} 为分速度系数，也是功率系数。

能头系数、转速和焓的关系表达式为

$$\varphi_{2u}=(h_2-h_1)/(\omega r_2)^2 \tag{3}$$

式中：h 为焓；下标 1 和 2 分表代表压缩机进口和出口位置；ω 为转速；r_2 为叶轮出口半径。

变转速后压缩机出口焓表达式为

$$h_{2,b}=h_{1,b}+(h_{2,a}-h_{1,a})(\omega_b/\omega_a)^2 \tag{4}$$

通过能头系数相等的原则获取压缩机出口的焓，再通过迭代的方法使效率与原工况相等，便可以获取压缩机出口的其他热力学参数。由于本文用出口的焓和效率求压缩机的出口状态，与常见的用进出口状态求效率相反，故称之反求法。

1.2　压缩机效率

压缩过程中的热力学基本方程如下

$$\mathrm{d}h=\frac{1}{\rho}\mathrm{d}p+T\mathrm{d}s \tag{5}$$

式中：ρ、p、T、s 分别表示气体的密度、压力、温度、熵。

压缩气体的功 $\frac{1}{\rho}\mathrm{d}p$ 与总耗功 $\mathrm{d}h$ 的比值即为压缩机的效率。由式(5)的构成可知，效率可以通过压-容路径直接计算，也可通过温-熵路径评估耗散损失间接计算，表达式为

$$\eta_{pol}=\frac{\int_1^2\rho^{-1}\mathrm{d}p}{h_2-h_1}=1-\frac{\int_1^2T\mathrm{d}s}{h_2-h_1} \tag{6}$$

由式(6)中效率的计算方法可知，有效功或耗散的计算结果受积分过程的影响，在实际应用中无法使用实际压缩过程，需要对压缩过程进行简化，常见的有多变简化和等熵简化。多变效率是将实际压缩过程简化为多变过程，有用功的占比。压缩过程中，压力和密度的关系表达式为

$$p/\rho^m=C_{const} \tag{7}$$

式中：m 为多变过程指数；C_{const} 为常数。

实际气体多变过程指数并非恒定，Schultz[22] 率先引入修正因子，以反映实际流体与理想气体的偏离，该分析方法被 ASME PTC 10—1997 标准采纳[5]。后续研究者从多变路径和数值积分策略两方面出发，进一步提升相似多变效率的计算精度。本文选择 Mallen 等[23] 提出的两端点效率算法，其形式简洁、使用便捷，且对各类气体均具良好适应性，计算表达式为

$$\eta_{pol}=1-\frac{(s_2-s_1)(T_2-T_1)}{\ln(T_2/T_1)(h_2-h_1)} \tag{8}$$

等熵效率是等熵压缩到出口压力所需耗功占总耗功的比例，是衡量压缩机实际工作过程接近理想等熵过程程度的性能指标，计算表达式为

$$\eta_s=(h_{2,s}-h_1)/(h_2-h_1) \tag{9}$$

式中：下标 s 代表等熵压缩过程。

多变效率反映的是微元压缩步的不可逆功占比，而等熵效率把整个压升过程一次性理想化。压比越高，各微元步累积的额外损失越多，等熵效率越低。尽管等熵的值不受简化压缩过程的影响，但变转速相似换算前后的压比差异大，如假设等熵效率相等将引入显著误差。

1.3　流量修正

压缩机转速提升后，出口温度、压力和密度都会增加，导致按进口流动相似得到的出口容积流量低于真实值，进而造成叶轮出口流量系数的下降、能头系数的升高。为使目标工况与原工况能头系数一致，必须引入流量修正因子 K 修正流量，表达式为

$$Q_{m,b}=K\rho_b\frac{Q_{m,a}}{\rho_a}\frac{\omega_b}{\omega_a} \tag{10}$$

式中：Q_m 为质量流量。

工程中常用的方法是利用压缩机出口热力学状态构建流量修正因子，如 Ikui 等[24] 提出的半温升修正法和 Ris[25] 提出等功平均比容的方法等，而本文则认为，换算精度降低的根源在于密度变化引起的内部流场不相似，并直接依据密度变化对流量进行修正，从而获得更优的相似换算结果。以 M1、M2、M3、M4 分别表示完全流动相似、半温升修正法、等功平均比容修正法和密度修正法，不同方法的修正因子 $K_{M1}\sim K_{M4}$ 计算如下

$$K_{M1}=1.0 \tag{11}$$

$$K_{M2}=\sqrt{\left(1+\frac{\Delta T_b}{2T_{1,b}}\right)^{\frac{1}{m_b-1}}}\Bigg/\sqrt{\left(1+\frac{\Delta T_a}{2T_{1,a}}\right)^{\frac{1}{m_a-1}}} \tag{12}$$

$$K_{M3}=\frac{R_{g,b}T_{1,b}(\varepsilon_b-1)u_{2,a}^2}{R_{g,a}T_{1,a}(\varepsilon_a-1)u_{2,b}^2} \tag{13}$$

$$K_{M4}=[(\rho_{2,b}/\rho_{1,b})(\rho_{1,a}/\rho_{2,a})]^x \tag{14}$$

式中：ε 为压比；x 为气体可压缩性的影响指数；R_g 为气体常数。

现行常用的压比换算方法主要分为多变换算法

和平均换算法，后者是等温换算与等容换算的算术平均。上述不同换算法的压比表达式为

$$\varepsilon_{\mathrm{Poly,b}} = [1 + A(\varepsilon^{\frac{m_a - 1}{m_a}} - 1)]^{\frac{m_b}{m_b - 1}} \tag{15}$$

$$\varepsilon_{\mathrm{IsoT,b}} = \varepsilon_a^A \tag{16}$$

$$\varepsilon_{\mathrm{IsoV,b}} = A(\varepsilon_a - 1) + 1 \tag{17}$$

$$\varepsilon_{\mathrm{Ave,b}} = [\varepsilon_a^A + A(\varepsilon_a -) + 1]/2 \tag{18}$$

式中：下标 Poly、Ave、IsoT、IsoV 分别表示多变换算法、平均换算法、等温换算法、等容换算法；A 为中间系数，其表达式为

$$A = \left(\frac{\omega_b}{\omega_b}\right)^2 \frac{R_{g,a} T_{1,a}}{R_{g,b} T_{1,b}} \tag{19}$$

两种压比换算方法均隐含能头与转速平方成正比的假设。对于理想气体，多变换算法假定过程指数相同，亦满足效率相等的条件，此时等价于 TREE 方法。当工质为实际气体时，多变过程指数恒定的假设无法满足效率相等的要求，会导致换算误差高于 TREE 方法。

1.4 适用范围

在较宽的转速区间内，压缩机流量与压比均随转速的升高而上升。但当转速足够大时，压缩机喉部会发生阻塞，致使流量达不到所需的修正流量，从而无法达到对应的相似工况。因此相似换算应远离堵塞工况，本文堵塞流量 $Q_{\mathrm{m_blo}}$ 的表达式为

$$Q_{\mathrm{m_blo}} = A_{\mathrm{throat}} \rho_{\mathrm{blo}} v_{\mathrm{blo}} \tag{20}$$

式中：A_{throat} 为喉部面积；ρ_{blo} 和 v_{blo} 分别为堵塞工况下，压缩机喉部的平均密度和速度。

在堵塞工况下，流速和转速关系表达式为

$$h_{\mathrm{blo}} + v_{\mathrm{blo}}^2/2 = h_1 + (\omega r_{power})^2/2 \tag{21}$$

$$r_{\mathrm{power}} = \frac{4}{5} \frac{r_{1t}^5 - r_{1h}^5}{r_{1t}^4 - r_{1h}^4} \tag{22}$$

式中：h_{blo} 为堵塞工况下的焓值；r_{power} 为叶片前缘的平均动能半径；r_{1t} 和 r_{1h} 分别为叶片前缘的叶尖半径和叶根半径。

当压缩机流量接近堵塞流量时，效率会随流量的增加而迅速下降，换算精度也会迅速降低，因此本文将换算最大流量不超过堵塞流量 Q_{mB} 的 80%。低转速下，当进气流量超过设计冲角对应的流量 Q_{mA} 时，压缩机叶片前缘会阻碍气流进入压缩机流道，进而引起压缩机性能的下降。文中分别以 Q_{mA}、Q_{mB} 和 Q_{mS} 代表设计冲角时的流量、80% 的堵塞流量和失速流量，并将流量大于 Q_{ms} 且小于 Q_{mA} 和 Q_{mB} 的工况作为误差分析的范围，这也是离心式压缩机高效率运行的工况范围。

现有高速电机直驱的压缩机通常可在 35%～105% 设计转速内运行。本文研究的压缩机转速控制在该范围内，并将该转速范围内的高效运行工况作为变转速调节所能实现的完整工况。

1.5 误差评定方法

由图 1(a)的离心式压缩机压比性能曲线可知，在近失速工况，压比的微小扰动即可诱发流量的剧烈变化；而在近堵塞工况，流量的轻微偏移亦会导致压比的大幅波动。由于压缩机的高效工况包含近失速工况而远离近堵塞工况，同流量下的压比差异可以反应换算绝对误差的大小。由于压比受转速影响大，使用绝对误差无法进行不同转速的误差对比，本文定义相对误差 δ_ε 为绝对误差与净压升的比值，表达式为

$$\delta_\varepsilon = |\varepsilon_{\mathrm{sim}} - \varepsilon_{\mathrm{con}}| / |\varepsilon_{\mathrm{sim}} - 1| \times 100\% \tag{23}$$

式中：下标 sim 为模拟获取的压缩机性能；下标 con 为换算获取的压缩机性能。

为减小换算结果的分布对平均误差的影响，本文中将高效工况按质量均匀分布取样并插值，利用插值结果计算平均误差。

本文在图中将会使用的相对转速比表达式为

$$\lambda = \omega/\omega_d \times 100\% \tag{24}$$

式中：λ 为相对转速比；ω_d 为设计转速。

2 算例验证

2.1 研究对象与数值方法验证

本文中使用的压缩机在 Tang 等[26]的研究中有详细描述，部分参数如表 1 所示。

表 1 压缩机的部分设计参数

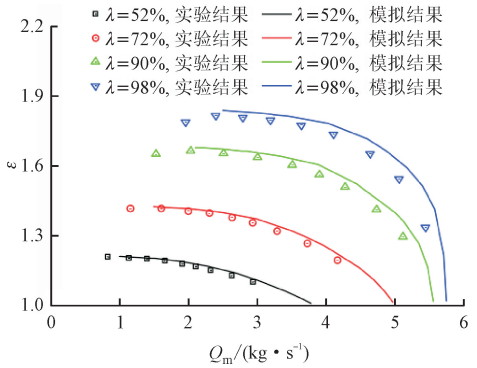
Table 1 Partial design parameters of compressor

参数	数值	参数	数值
流量/(kg·s^{-1})	5.08	主叶片数	12
ω_d/(r·min^{-1})	14 100	分流叶片数	12
r_2/mm	225	叶片出口宽度/mm	24.7
r_{1t}/mm	140	叶片出口安装角/(°)	−50
r_{1h}/mm	88	叶片进口安装角/(°)	−54

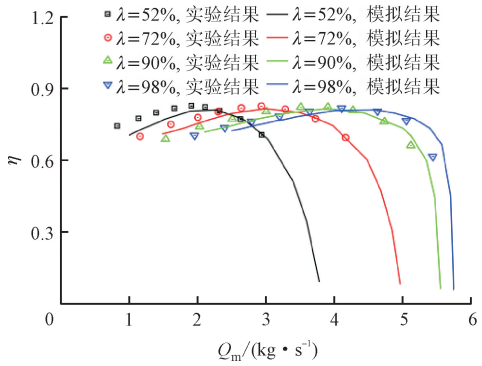
数值模拟依托仿真软件 ANSYS CFX 完成。进口设定总温、总压边界；最大流量为出口静压等于进口总压时的放空流量，近放空工况出口采用静压边界；其余工况采用质量流量出口边界条件。工质为空气时，调用理想气体模型；工质为实际气体时，采用彭-罗宾森(PR)状态方程；壁面粗糙度参考 Tang[26]的论文。用 Python 编写相似换算的程序，

并借助 CoolProp 实现由已知物性获取其余热力学参数。

为验证数值模拟结果的可信度，图 1 给出了不同相对转速比 λ 下，实验与数值模拟所得压缩机性能。由图可知，数值模拟与实验吻合，这表明本文数值模拟获取的结果可信，数值模拟结果可以用于换算并评估换算结果。



(a)压比



(b)多变效率

图 1　不同 λ 下压缩机性能的数值模拟与实验对比

Fig. 1　Comparison of compressor performance between numerical and experimental at different rotational speeds

本文在之后的研究中会涉及到实验中没有的转速，实验电机无法满足更高转速下的功率要求，实验传感器精度在低转速下误差较大，还要用到压缩机工质为 R134a 时的性能。基于此，本文换算中使用数值模拟数据而非实验数据。数值研究发现，该压缩机的 x 为 0.61，且受几何缩放、变转速和运行工质的影响较小。

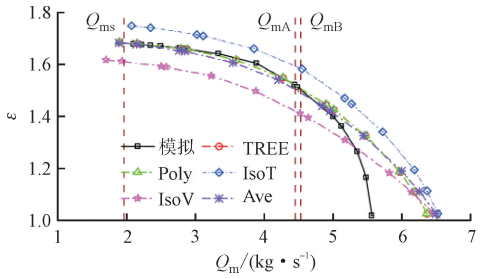
2.2　空气变转速换算

相似换算分为确定出口热物性和确定流量两步。压比既是核心性能，又是利用部分相似理论修正流量的前提，故本文先研究压比换算方法，后研究流量换算方法。在研究压比和流量换算法时以 λ 为 52% 的性能为基础，分别采用不同相似换算策略将其换算至 λ 为 90%，并与 λ 为 90% 的性能进行对比。

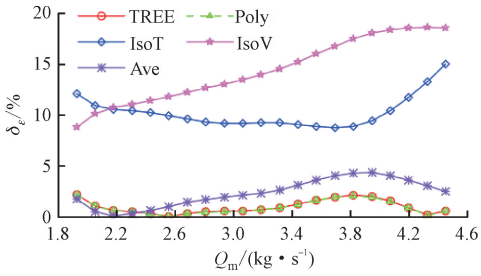
2.2.1　压比换算方法对比

图 2(a)展示了各压比换算方法与 M3 组合所得的性能曲线。由图可知：采用 IsoT 方法计算的压比偏高，IsoV 计算的压比偏低，二者误差大，不适合用来换算；Ave 方法精度虽较前两者有所提升，但仍逊于多变换算法；本文所提 TREE 方法与多变换算法精度相当，两者无视觉可分辨的差异。这是由于工质为理想空气，换算前后多变指数相同等价于多变效率相同。

由图 2(a)可知，高效运行范围为失速流量 Q_{mS} 到设计冲角流量 Q_{mA}，TREE 压比换算方法在该范围内的精度较高，当流量超过该范围时迅速恶化。由于失速工况会给压缩机带来安全隐患，而近堵塞工况的能效比偏低，忽略这两个区域的换算精度不会削弱变转速换算的工程价值。不同换算方法在运行范围内的误差分布如图 2(b)所示。由图可知，TREE 方法在空气条件下，精度与 Poly 方法相当，与 1.3 节的理论分析的结果一致。



(a)压比



(b)高效运行范围内的误差

图 2　不同压比换算方法对比

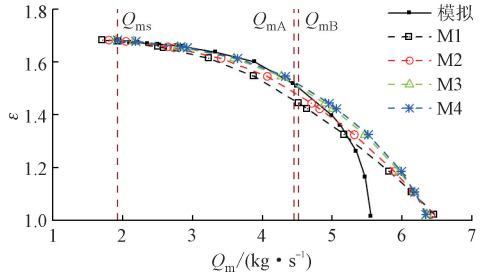
Fig. 2　Comparison of pressure ratio conversion methods

2.2.2　流量换算方法对比

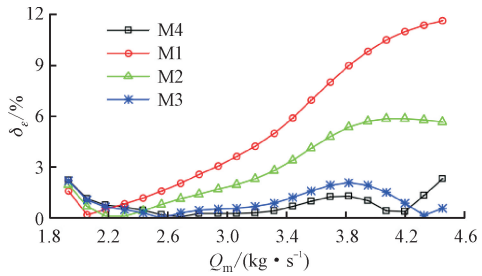
空气工质下，TREE 方法的精度与多变法相当，但后者计算量小，因此在对比流量修正方法中使用后者获取的压比。Poly 法与不同流量修正方法的组合获得的压比性能曲线如图 3(a)所示。由换算

结果在高效工况偏离模拟性能的程度可知，精度由低到高依次为 M1、M2、M3、M4。

由图 3(a)可知，$\lambda=90\%$ 的高效范围为失速流量到设计冲角流量，图 3(b)为不同流量修正方法在高效工况内的误差分布。由图可知，M1 换算法的最大误差达 12%，使用 M2 换算法可将最大误差降至约 6%，使用 M3 换算法可将误差减小到 2%；使用 M4 换算法可将换算精度进一步提升。



(a)压比



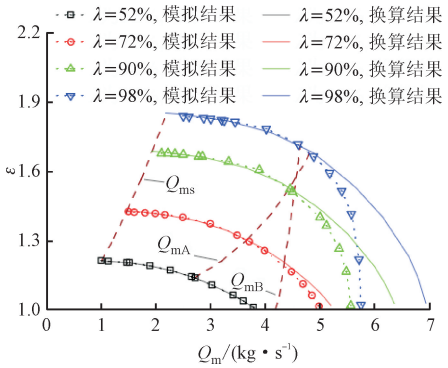
(b)高效率工况范围内的相对误差

图 3 不同流量换算方法对比

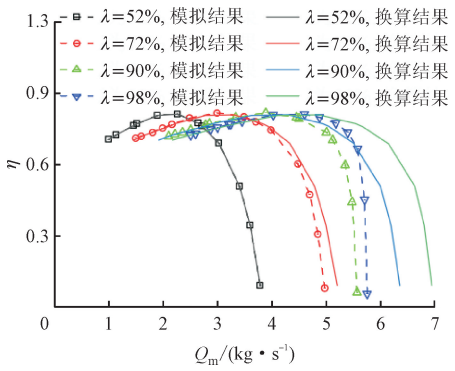
Fig. 3 Comparison of mass flow-rate conversion methods

2.2.3 换算精度随转速差异的变化

为探究变转速相似换算方法受转速差异的影响，将 $\lambda=52\%$ 的数值模拟结果换算到不同相对转速比，并与模拟结果进行对比，如图 4 所示。由图可知，高效工况的换算结果与模拟结果高度重合；超出换算区间后，模拟压比加速下降，换算曲线滞后，且转速跨度越大，偏差越尖锐。由图 4(b)可知，换算效率在高效区间内也具有较高精度。



(a)压比



(b)效率

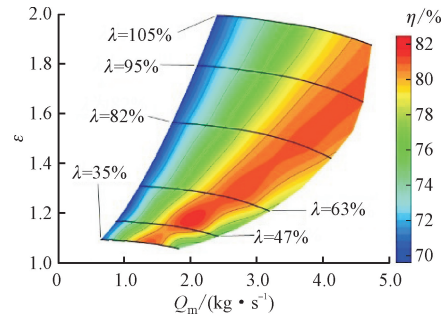
图 4 不同转速下的模拟结果与 TREED 换算结果对比

Fig. 4 Comparison of compressor performance between TREED and simulations at different rotational speeds

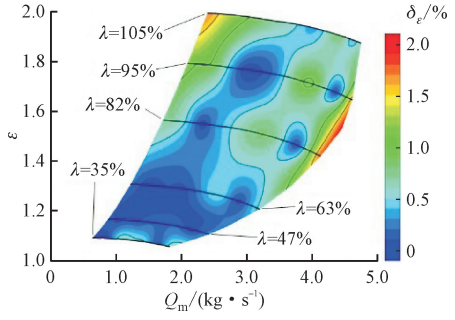
2.2.4 宽转速换算效果

本文用连字符“-”来组合压力换算方法和流量修正方法，如 Poly-M4 代表多变换算获取压力与密度修正获取流量的换算组合。借助相似换算法，以 $\lambda=52\%$ 的数值模拟结果为基础，外推得到的离心式压缩机完整性能及换算误差分布，如图 5 所示。

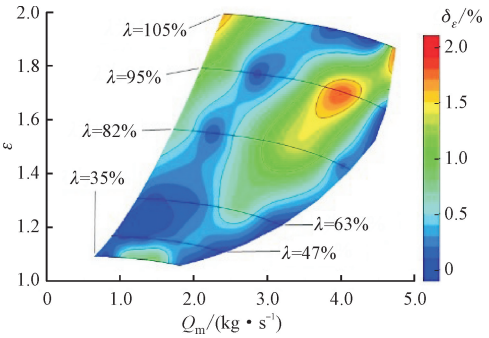
由图 5 可见，压缩机可在较宽范围内实现变转速调节，但随着转速的升高，高效工况逐渐向中间收拢，运行范围显著收窄。此外，升速换算所得的高精度区足以覆盖高转速下的全部高效运行范围；而降速换算若要包含低转速完整的高效工况，会使用到高转速近堵塞工况，从而在大流量区产生显著误差，降低换算精度。



(a)完整性能



(b)Poly-M4 误差分布图



(c)Poly-M3 误差分布图

图 5　完整性能与换算误差分布

Fig. 5　Full performance map and error distribution

通过对比可知，Poly-M4 方法的高精度范围高于 Poly-M3，这说明在相似换算中只使用密度修正法代替等功平均比容法就可以在较宽的流量范围内提升换算精度。

为对比不同换算方法的换算精度受转速差异的影响，本文用不同流量修正方法将 λ 为 52% 的性能换算到不同转速，其换算区间内的平均误差随转速的变化如图 6 所示。图中横坐标为目标转速 ω_b，纵坐标为目标转速换算区间内的平均相对误差 $\bar{\delta}_\varepsilon$。由图可知，M4 的平均相对误差只在最高转速处略大于 M3。这表明 M4 更能满足宽转速范围内性能换算的要求。经分析发现，在 105% 设计转速时，由于 Q_{mB} 偏小，高效工况并未被完全覆盖，从而造成最高转速下 M3 精度略高于 M4 的假象。

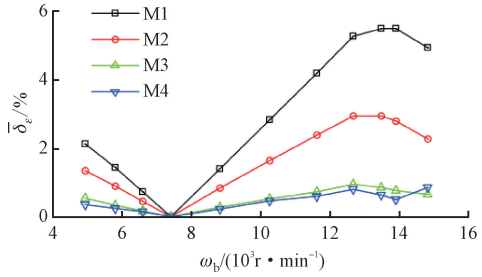


图 6　不同换算方法的平均相对误差随目标转速的变化

Fig. 6　Variation of mean relative errors of different conversion methods with target speed

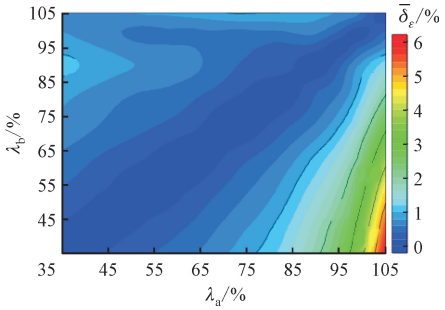
使用不同流量修正方法在所有转速下的平均相对误差如表 2 所示。由表可知，本文提出的 M4 方法平均误差最小，从单一目标转速相似换算与完整工况相对目标转速的换算平均误差来看，精度都比比 M3 提升了约 20%。

表 2　不同流量换算方法的平均相对误差

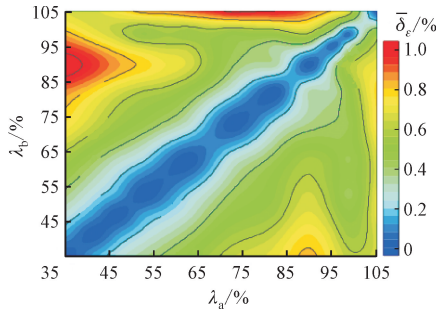
Table 2　Mean relative errors of different flow-rate conversion methods

换算方法	平均相对误差/%	
	$\lambda_b=90\%$	λ_b 为完整工况
Poly-M1	5.241	3.063
Poly-M2	2.932	1.671
Poly-M3	0.944	0.524
Poly-M4	0.788	0.436

图 7 为 TREED 方法在不同相对转速比间换算的平均相对误差。



(a)原转速工况不受限



(b)原转速只用高效工况

图 7　不同相对转速比间相似换算的平均相对误差

Fig. 7　Conversion mean relative errors between different relative speed ratios

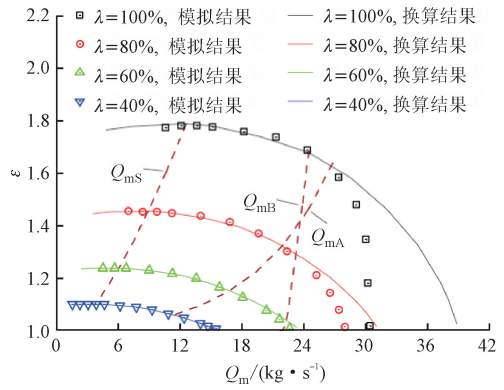
图 7(a)为不剔除原转速换算范围外工况点的换算结果，图中横坐标为原相对转速比 λ_a，纵坐标为目标相对转速比 λ_b。由图可知，在升转速换算时，压比平均相对误差基本小于 1 %；在降转速换算时，误差明显放大，尤其当使用到的原转速数据包中含近堵塞工况时，换算误差急剧增大，该现象验证了图 5 不同转速间换算时误差分布的推论。若原转速只使用高效工况内的性能进行换算，得到不同转速间换算的平均相对误差如图 7(b)所示。由图可知，在只使用高效工况的性能进行降转速换算时，误差也可以降到 1%以下。

2.3 工质为 R134a 的变转速相似换算结果分析

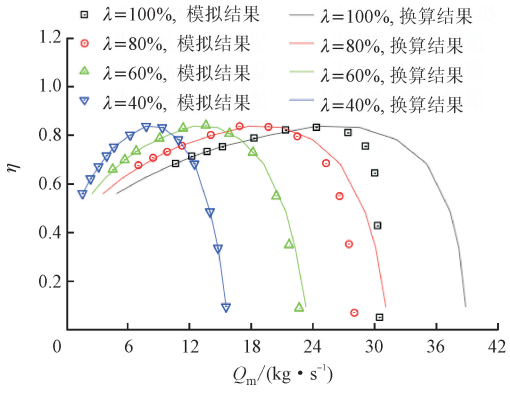
为验证本文相似换算方法对实际气体的适用性，将工质换成 R134a，重新对该压缩机进行变转速模拟。模拟中，进口温度为 300 K，进口压力为 300 kPa，为保证与空气设计工况的机器马赫数相同，设计转速为 6 613 r·min^{-1}，其余设置与空气模拟时一致。

2.3.1 换算与模拟结果对比

工质为 R134a 的数值模拟结果，与以 λ 为 40% 的模拟结果为基础，经 TREED 换算得到的压缩机性能对比结果如图 8 所示。由图(a)可知，对于 R134a 工质，随着转速的升高，Q_{mB} 由大于 Q_{mA} 变成小于 Q_{mA}。由此可知，限制低转速换算范围的主要因素是冲角，限制高转速换算范围的主要因素是堵塞。由图 8(a)和图 8(b)可知，在高效工况时，TREED 方法的换算结果与模拟结果高度重合。当流量超出高效工况，模拟获得的压比和效率急速下降，换算精度亦随之恶化。



(a)压比



(b)效率

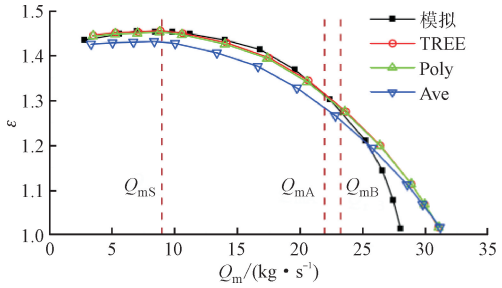
图 8 R134a 工质的数值模拟与 TREED 换算结果对比

Fig. 8 Comparison between simulations and TREED conversion results with R134a as working fluid

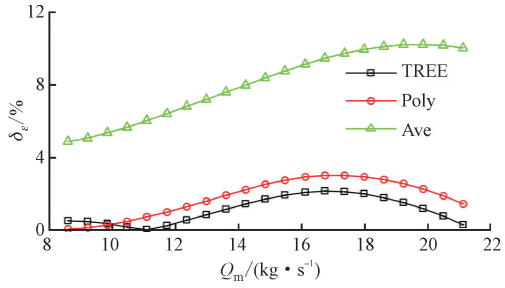
2.3.2 R134a 工质对不同换算方法的影响

为对比不同换算方法受实际气体物性的影响，工质为 R134a 时，将 λ 为 40% 作为原转速，λ 为 80% 作为目标转速。

图 9 展示工质为 R134a 时，不同压比换算方法与 M3 方法组合的换算结果。由图 9(a)可知，R134a 工质在 λ_b=80%时的高效运行工况也是失速流量到设计冲角流量，平均换算法的精度相比图 2 显著降低。不同压比换算方法在高效公工况内的分布如图 9(b)所示。由图可知，TREE 方法的换算精度显著高于多变换算法，对于 R134a 工质，不同压比换算方法的精度从高到低的排序为 TREE、Poly、Ave。该规律与 1.3 章节的理论分析结果一致，这反映了多变效率计算方法对 TREE 换算法的影响，提升多变效率计算方法的通用性有助于提升 TREE 方法的精度。



(a)压比

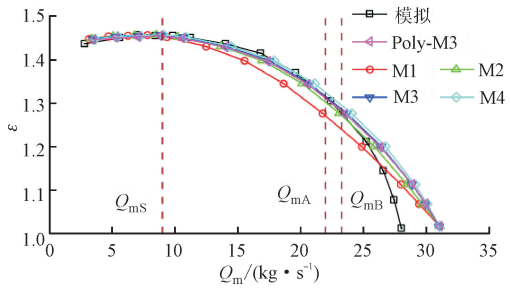


(b)误差

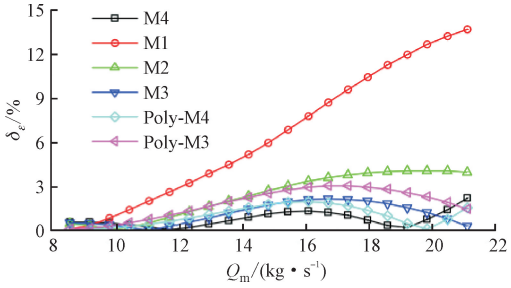
图 9 工质为 R134a 时压比换算方法对比

Fig. 9 Comparison of pressure-ratio similarity conversion methods for R134a as working fluid

图 10 展示工质为 R134a 时，TREE 方法与不同流量换算方法组合的换算结果。由图 10(a)可知，M1 的换算精度最低，M2 的换算精度可以降低换算误差，这在高效范围内的相对误差分布图 10(b)中展示的更加直观。由图可知，不同流量换算的精度排序为与工质为空气时相同。



(a)压比



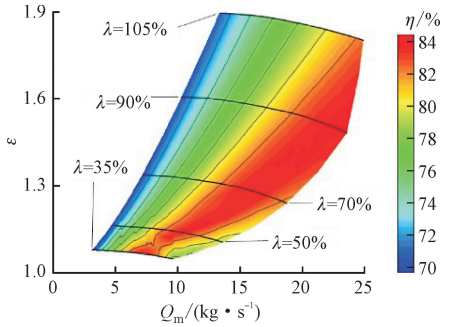
(b)高效范围内的误差分布

图 10　工质为 R134a 时不同流量换算方法的结果对比

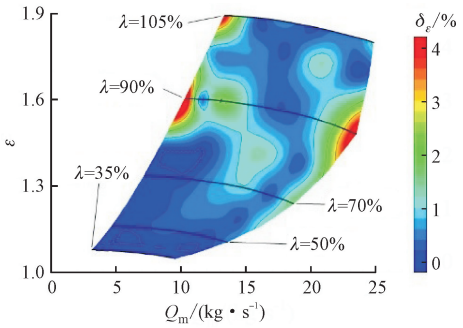
Fig. 10　Comparison of mass-flow-rate similarity conversion methods for R134a as working fluid

2.3.3　宽转速换算效果

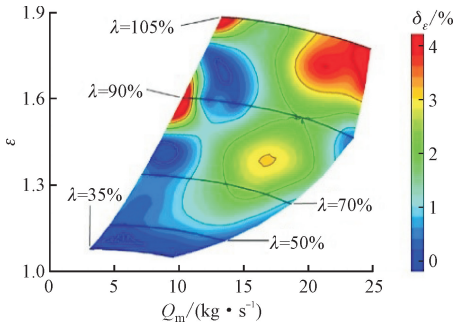
当离心式压缩机工质为 R134a 时，完整性能曲线与相对误差分布如图 11 所示。



(a)完整性能



(b)TREED 换算相对误差分布



(c)Poly-M3 换算相对误差分布

图 11　离心式压缩机工质为 R134a 时的完整性能曲线与相对误差分布

Fig. 11　Complete performance curves and relative error distribution of a centrifugal compressor with R134a as working fluid

由图 11 可知，工质为 R134a 的总体完整性能分布与空气几乎一致。但工质为 R134a 时能达到的最大压比略低，且高转速下的运行区间更狭窄。图 11(b)和(c)是通过 TREED 和 Poly-M3 获取压缩机完整性能的相对误差分布图。由图可知，TREED 换算法的精度远高于 Poly-M3。

图 12 给出了不同换算方法的平均相对误差随目标相对转速比的变化。由图可知，对于 R134a 工质，各流量修正方法的精度排序与空气相同。在全转速工况内，使用 TREE 方法代替多变换算法均可以提升换算精度，使用密度修正法代替等功比容修正可使换算精度进一步提升。

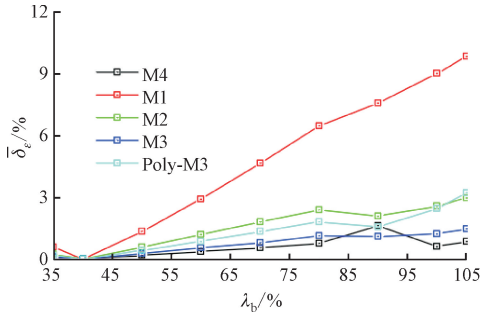


图 12　工质为 R134a 时不同换算方法的平均相对误差随目标相对转速比的变化

Fig. 12　Variation of mean relative error with target relative speed ratio for different conversion methods using R134a as working fluid

为定量分析不同换算方法的误差，表 3 给出了不同换算方法在工质为 R134a 时，变转速换算中的平均相对误差。通过对比可知，无论采用何种流量修正策

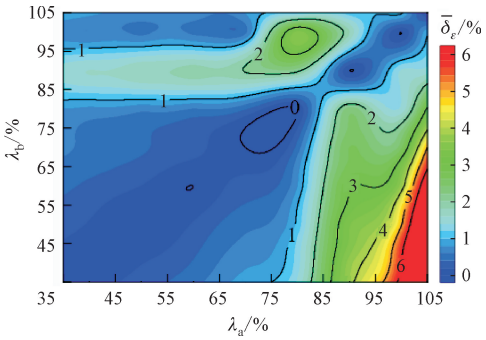
略，TREE 压比换算法的误差均显著小于 Poly。在相同压比换算框架下，4 种质量流量换算方法的精度从高到低的排序始终为 M4、M3、M2、M1。在本文中，TREED 换算的完整工况平均相对误差只有现有最优方法的 42.3%，精度提升了约 136%。

表 3 工质为 R134a 时不同换算方法的平均相对误差

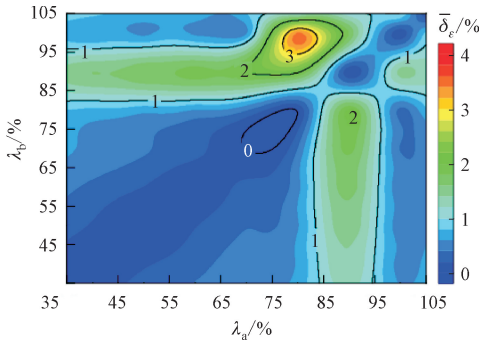
Table 3 Mean relative errors of different conversion methods for R134a as working fluid

流量换算方法	平均相对误差/%			
	$\lambda_b=80\%$		λ_b 为完整工况	
	Poly	TREE	Poly	TREE
M1	6.974	6.443	5.162	4.686
M2	2.922	2.372	2.054	1.530
M3	1.803	1.116	1.315	0.736
M4	0.980	0.749	0.828	0.556

类比空气不同转速间的换算误差，图 13 给出了工质为 R134a 不同相对转速比间换算的平均相对误差。



(a)原转速工况不受限



(b)原转速只用高效工况

图 13 工质为 R134a 时不同相对转速比间的换算误差

Fig. 13 Conversion error between different relative speed ratios for R134a as working fluid

图 13(a)为相似换算只考虑目标转速高效工况，不同相对转速比间相似换算的平均相对误差。降转速换算中，原转速使用了高效工况外的性能，导致换算误差远大于升转速换算。当降转速相似换算只使用原转速高效工况的性能时，不同转速间换算的平均相对误差如图 13(b)所示。由图可知，只使用高效工况可以提升降转速相似换算的误差。

3 结 论

本文构建了一种新的基于相似原理的离心式压缩机变转速性能预测框架 TREED，并与现有方法进行了系统对比，得到如下主要结论。

(1)能头系数和多变效率是相似的核心指标，气体的可压缩性会引起能头系数与进口流量系数随转速变化的不同步，变转速相似换算必须修正流量。

(2)当工质为空气时，TREED 的压比换算精度与多变换算法相当，流量换算精度比等功平均比容法高 20%；当工质为 R134a 时，TREED 方法比现有最优换算方法的精度提升了 136%。

(3)为保证换算精度，换算前后应避免包含近堵塞工况。升转速换算中，低转速的高精度区可以完全覆盖高转速的高精度区，因而平均换算误差较小；降转速换算中，为覆盖低转速的高精度区，会用到高转速的近堵塞工况，进而造成较大的换算误差。

参考文献：

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

[2] 刘丹，席光，段亚飞，等. R1234ze(E)替代 R134a 对二级压缩循环离心压缩机及制冷性能的影响 [J]. 西安交通大学学报，2025，59(9)：142-151.
Liu Dan, Xi Guang, Duan Yafei, et al. The effects of R1234ze(E) replacing R134a on the two-stage compression cycle centrifugal compressor and refrigeration performance [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(9): 142-151.

[3] 王志涛，李淑英，谭智勇. 基于 BP 和 RBF 神经网络压气机特性曲线拟合方法的研究 [J]. 汽轮机技术，2009，51(2)：94-96.
Wang Zhitao, Li Shuying, Tan Zhiyong. Comparing study on the fitting method of compressor characteristic curve based on BP and RBF neural network [J]. Turbine Technology, 2009, 51(2): 94-96.

[4] Wang Zhitao, Bai Bing, Li Shuying, et al. Compressor performance curve extrapolation method based on the similarity theory [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 672-674: 1545-1549.

[5] ASME PTC 10—1997 Performance test code on com-

pressors and exhausters [S].

[6] Zwyssig C, Kolar J W, Round S D. Megaspeed drive systems: pushing beyond 1 million r/min [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2009, 14(5): 564-574.

[7] 左艳辉. 机载环控涡轮冷却器的发展及箔片轴承的应用 [J]. 低温与超导, 2023, 51(10): 81-87.
Zuo Yanhui. Development of airborne environment control system turbocooler and application of foil bearing [J]. Cryogenics & Super-conductivity, 2023, 51(10): 81-87.

[8] 王银艳. 磁悬浮离心式压缩机应用研究 [J]. 机电工程技术, 2019, 48(12): 193-195+257.
Wang Yinyan. Oil Free Centrifugal Compressor Application Research [J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2019, 48(12): 193-195+257.

[9] Luo Yang, Wu Yinghong, Li Bo, et al. Development and application of fuel cells in the automobile industry [J]. Journal of Energy Storage, 2021, 42: 103124.

[10] Sprouse J. F-22 environmental control/thermal management fluid transport optimization [C]//International Conference on Environmental Systems. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2000: 2000-01-2266.

[11] Thakre S S, Joshi J B. Momentum, mass and heat transfer in single-phase turbulent flow [J]. Reviews in Chemical Engineering, 2002, 18(2/3): 83-293.

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

[13] Son Y J, Suh J W, Yang H, et al. Similarity model for predicting the performance of an R718 compressor [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2021, 13(9): 16878140211050797.

[14] 孙涛, 张宏明, 李良才, 等. 离心式压气机的模化设计与分析 [J]. 中国舰船研究, 2020, 15(增刊 1): 141-148.
Sun Tao, Zhang Hongming, Li Liangcai, et al. The modeling design and analysis of centrifugal compressor [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2020, 15(Supp 1): 141-148.

[15] 刘帆, 张楚华, 王宝潼, 等. 实际气体 R134a 在离心叶轮内部流动的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2007, 28(1): 136-138.
Liu Fan, Zhang Chuhua, Wang Baotong, et al. Numerical study on real gas R134a flow in centrifugal impeller [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(1): 136-138.

[16] 金志宏, 段亚飞, 席光, 等. 超临界二氧化碳压缩机多变功计算方法研究 [J]. 工程热物理学报, 2022, 43(3): 663-668.
Jin Zhihong, Duan Yafei, Xi Guang, et al. Research on polytropic work calculation algorithm of supercritical carbon dioxide compressors [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(3): 663-668 (in Chinese).

[17] Inampudi S T, Elbel S. Experimental investigation into the influence of different system configurations on charge optimization in an R410A chiller with a dedicated subcooler [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 249: 123333.

[18] Sun Jianting, Zuo Zhitao, Liang Qi, et al. Theoretical and experimental study on effects of wet compression on centrifugal compressor performance [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 212: 118163.

[19] Hartmann M J, Wilcox W W. Problems encountered in the translation of compressor performance from one gas to another [J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1957, 79(4): 887-897.

[20] Zhu Changyun, Qin Guoliang. Performance prediction of centrifugal compressor based on performance test, similarity conversion and CFD simulation [J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2012, 5(1): 38-48.

[21] Xie Hong, Yang Bo, Zhang Shuyi, et al. Performance analysis and improvement of a centrifugal compressor based on partial similarity principle [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(5): 051012.

[22] Schultz J M. The polytropic analysis of centrifugal compressors [J]. Journal of Engineering for Power, 1962, 84(1): 69-82.

[23] Mallen M, Saville G. Polytropic processes in the performance prediction of centrifugal compressors [J]. Institution of Mechanical Engineers, London, United Kingdom, 1977: 89-96.

[24] Ikui T, Inoue M. Predicting equivalent performance of gas blowers and compressors from air test data: present state and prospective subject(minor special issue on performance of fluid machinery) [J]. Journal of the Society of Mechanical Engineers, 1970, 73(623): 1632-1637.

[25] Ris V F. Centrifugal compressor machines [M]. 2nd ed. Moscow-Leningrad, Russia: Mashinostroenie, 1964.

[26] Tang Yonghong, Xi Guang, Wang Zhiheng, et al. Quantitative study on equivalent roughness conversion coefficient and roughness effect of centrifugal compressor [J]. Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(2): 021208.

（编辑　刘杨　李慧敏　刘懿莹）