

多级轴流压气机一维性能预测程序开发及应用

刘稼昊¹,耿少娟^{2,3},金芸^{2,3},张宏武^{2,3}

(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心,江苏 镇江 212013;
2. 中国科学院工程热物理研究所 先进燃气轮机实验室,北京 100190;
3. 中国科学院大学 工程科学学院,北京 100049)

摘要:为了实现对轴流压气机气动性能的准确预测,基于平均流线法建立了多级轴流压气机一维气动性能预测方法,编制了相应的 Matlab 程序,该方法允许针对不同类型压气机选择适用的经验模型。通过计算得到了某四级亚音速轴流压气机和某八级高速轴流压气机的气动性能,对比分析发现,一维性能预测结果与实验/三维 CFD 模拟结果吻合较好,效率与压比计算偏差均保持在较小范围内,预测结果精度较高。为进一步提高压气机气动性能预测的准确性,发展了一种经验模型自动校准方法,采用该方法对选取的四级亚音速轴流压气机和八级高速轴流压气机模型进行校准,校准后对各转速下气动性能的预测精度均有所提高。研究工作表明,所建立的多级轴流压气机一维气动性能预测方法以及模型自动校准方法具有一定的准确性和可靠性。

关键词:轴流压气机;一维性能预测;经验模型校准;Matlab 程序

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.01.002

[引用本文格式]刘稼昊,耿少娟,金芸,等.多级轴流压气机一维性能预测程序开发及应用[J].热能动力工程,2024,39(1):12-22. LIU Jia-hao, GENG Shao-juan, JIN Yun, et al. Development and application of one-dimensional performance prediction program for multistage axial compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 39(1): 12-22.

Development and Application of One-dimensional Performance Prediction Program for Multistage Axial Compressor

LIU Jia-hao¹, GENG Shao-juan^{2,3}, JIN Yun^{2,3}, ZHANG Hong-wu^{2,3}

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013;
2. Advanced Gas Turbine Laboratory, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190; 3. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100049)

Abstract: In order to achieve an accurate prediction of the aerodynamic performance of an axial flow compressor, a one-dimensional aerodynamic performance prediction method for multistage axial flow compressor based on the mean streamline method was established, and the corresponding Matlab procedures were programmed. For different types of compressor, the suitable empirical models can be selected by this method. The aerodynamic performances of a four-stage subsonic axial flow compressor and an eight-stage high-speed axial flow compressor were calculated. The comparative analysis indicated the one-dimensional performance prediction results were in good agreement with the experimental and three-dimensional CFD simulation results, the calculation deviations of efficiency and pressure ratio were kept within a small range, and the prediction results were with high accuracy. In order to further improve the prediction accuracy of compressor aerodynamic performance, an automatic calibration method for empirical

收稿日期:2023-07-31; 修订日期:2023-09-26

基金项目:国家科技重大专项(2017-II-0007-0021,2017-II-0006-0020)

Fund-supported Project:National Science and Technology Major Project(2017-II-0007-0021,2017-II-0006-0020)

作者简介:刘稼昊(1999-),男,江苏大学硕士研究生。

通讯作者:耿少娟(1980-),女,中国科学院工程热物理研究所副研究员。

model was developed. The selected empirical models of a four-stage subsonic axial flow compressor and an eight-stage high-speed axial flow compressor were calibrated by this method. And the prediction accuracies of aerodynamic performance under different speeds were improved after calibration. The research results show that the one-dimensional aerodynamic performance prediction method and the automatic model calibration method for multistage axial compressor are accurate and reliable.

Key words: axial flow compressor, one-dimensional performance prediction, empirical model calibration, Matlab procedures

引言

一维特性计算是轴流压气机气动性能预测的主要方法之一,合理的参数选取和分配对压气机性能具有决定性影响。相比 S2 通流方法和三维 CFD 数值模拟方法,一维特性计算耗时短,能够通过输入较少量参数进行气动性能预测。轴流压气机一维气动性能计算方法主要包括级叠加法和一维平均流线法。俄罗斯的 HARIKA 算法便采用级叠加法进行计算,史磊等人^[1]将一维性能计算与遗传算法相结合,采用 HARIKA 算法进行变工况计算,并对设计转速下的特性线进行了优化,参数选择的目的性得到增强,进而实现了一维设计参数的合理选择。钟勇健^[2]利用俄罗斯 HARIKA 的多级轴流压气机一维设计计算程序与特性计算程序研究了级间引气对压气机流道设计和性能影响,并利用十级跨音速压气机的实验数据对效率模型和落后角模型进行了修正,使得俄罗斯 HARIKA 的一维性能分析程序对压气机性能预估的准确性得到提高。

从国内外的研究趋势来看,随着基元叶栅性能数据的丰富以及对压气机损失机制认识的深入,大量的经验关联式得以发展和完善,更多学者采用一维平均流线法进行压气机性能计算和分析^[3]。Niclas^[4]对轴流压气机一维设计进行了研究并建立了一种轴流压气机设计建模方法。该方法是基于热力学和空气动力学方程的一维设计方法,只需要级数、流量、转速、设计压比等少量的设计参数就能准确预测压气机的性能曲线。Joseph^[5]建立了一种预测单级和多级轴流、离心压气机关键性能参数的方法,将该方法得到的结果与 NASA Stage37、NASA 74 - A 和 NASA 76 - B 3 台轴流压气机的实验结果进行对比,偏差都在允许范围之内。李志刚等人^[6]针

对某三级压气机,采用一种改进的变几何压气机特性计算方法计算压气机特性,并与实验结果进行了对比,验证了所采用方法的有效性。张书军^[7]开发了一个基于一维气动计算的压气机气动设计软件平台,对某小型风扇的气动设计与特性计算进行了验证,证明了该平台的可用性。张夏雯等人^[8]基于一维平均流线法和优化算法,针对 NASA - 74A 跨音速轴流压气机前三级进行气动性能预测以及导/静叶调节优化,气动性能预测结果与实验数据吻合较好,导/静叶调节角度的组合优化也能使各转速下的最高效率明显提升。彭铖^[9]在一维程序的基础上,发展了模型自动校准方法以及变几何优化方法,并针对 4 台压气机进行性能预测,与实验结果的对比证明了两种方法的可靠性。

由于现有经验模型都有一定的局限性,不能普遍适用于各种类型的轴流压气机,不同的经验模型对于气动性能预测的准确性影响较大。本文对各类经验模型进行整理,为实现基于一维平均流线法的轴流压气机气动性能准确可靠预测,建立了多级轴流压气机一维气动性能预测方法,编制了相应的 Matlab 程序,该程序允许针对不同类型压气机选取相应的经验模型。利用编制的 Matlab 程序针对某四级亚音速轴流压气机,在两个 IGV 角度下进行了变转速特性计算,并与实验测量结果进行了对比。同时,针对某八级高速轴流压气机进行设计转速的气动性能预测,并与三维 CFD 数值模拟结果进行了对比。分析结果证明,所发展的多级轴流压气机一维性能预测方法运行可靠,具有较高的精度水平,可同时适用于亚音速和跨音速轴流压气机。为了提高一维性能预测方法的精确性,进一步发展了一种经验模型自动校准方法,校准后的 IGV 为 0° 和 10° 时各转速下气动性能的预测结果与实验数据更加接

近,与原始模型计算结果相对比精度有所提高;对八级高速轴流压气机在设计转速进行模型校准,校准后在设计转速下气动性能预测结果与 CFD 数值模拟结果吻合较好,与原始模型计算结果相比精度提高。

1 一维性能预测方法

一维性能计算的输入参数为进口总温、总压、流量、转速、流道几何参数、压气机级数、叶片几何参数、各级堵塞比和轴向速度比。通过程序中的计算模型对 IGV 和各级动/静叶的气动参数进行逐排计算得出中径处各叶片排进、出口气动参数,最终获得整机气动参数。计算流程如图 1 所示。

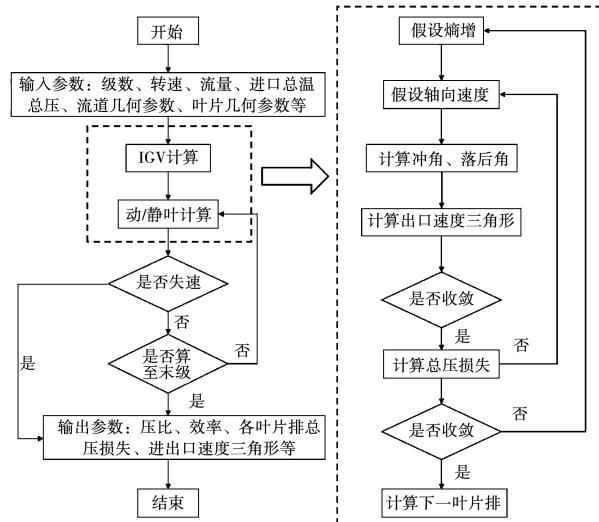


图 1 计算流程

Fig. 1 Calculation flow chart

一维性能预测方法是利用已有经验模型来预测压气机压比以及效率,已有模型包括冲角模型、落后角模型、总压损失模型和失速模型等,这些模型大多是针对特定叶型,以实验数据为基础,并且仅适用于一定的工况。选取不同模型会对气动性能计算的准确性产生较大的影响,因此在选取时需要进行分析以及筛选。在选取经验模型时,计算 IGV 时采用体系完整的 Banjac 提出的模型^[10] 进行计算,而计算动/静叶时则根据压气机类型以及来流条件选取不同类型的经验模型,进而提高程序计算的精确性与可靠性。在进行压气机性能计算时,首先从 IGV 进口开始计算,通过熵增与轴向速度的迭代来校核总

压损失系数,在满足计算精度要求后,将 IGV 出口条件作为第一级动叶的进口条件,再进行动叶的计算。在计算动/静叶时,将该叶片排的出口条件作为下一叶片排的进口条件,通过熵增与轴向速度的迭代来校核该叶片排总压损失系数,在满足精度要求后,再进行下一叶排的计算。

1.1 IGV 经验模型

1.1.1 参考冲角模型

参考冲角模型采用 Banjac^[10] 提出的模型,只与弯角与稠度有关:

$$i^* = (0.025\sigma - 0.06)\theta \quad (1)$$

式中: i^* —参考冲角,(°); θ —叶片弯角,(°); σ —稠度。

1.1.2 落后角模型

落后角模型同样采用 Banjac 提出的模型^[10]:

$$\delta = \delta^* + \delta_t + \delta_\Omega + \delta_{AVDR} + \delta_{sec} \quad (2)$$

式中: δ —实际落后角,(°); δ^* —参考落后角,(°); δ_t —厚度修正量,(°); δ_Ω —冲角修正量,(°); δ_{AVDR} —轴向速度密度比修正量,(°); δ_{sec} —二次流修正量,(°)。

1.1.3 总压损失模型

总压损失模型采用 Banjac 提出的模型^[10]:

$$\omega = \omega_0 + \omega_t + \omega_\Omega + \omega_{sec} \quad (3)$$

式中: ω —总压损失系数; ω_0 —参考损失系数; ω_t —厚度修正系数; ω_Ω —冲角修正系数; ω_{sec} —二次流修正系数。

1.2 动/静叶经验模型

1.2.1 参考冲角模型

参考冲角模型使用 Lieblein 提出的方法^[11] 进行计算:

$$i^* = K_{sh} K_{t,i} (i_0^*)_{10} + n\theta \quad (4)$$

式中: K_{sh} —叶片形状修正系数,对于 DCA 叶型 $K_{sh} = 0.7$,对于 NACA65 叶型 $K_{sh} = 1.0$,对于 C 系列叶型 $K_{sh} = 1.1$; $K_{t,i}$ —厚度修正系数; n —进气角和稠度的函数; $(i_0^*)_{10}$ —相对厚度为 10% 的 NACA 系列叶型的参考冲角,(°)。

1.2.2 落后角模型

参考落后角采用 Carter 提出的模型^[12] 进行

计算:

$$\delta^* = m_c \frac{\theta}{\sqrt{\sigma}} \quad (5)$$

式中: m_c —叶片安装角的函数。

Carter 针对不同叶型,整理了 m_c 的计算公式。

对于 65 系列叶型:

$$m_c = 0.126 + 1.823 \times 10^{-3} \beta_k + 2.14 \times 10^{-5} \beta_k^2 \quad (6)$$

对于 C 系列和圆弧叶型:

$$m_c = 0.216 + 9.72 \times 10^{-4} \beta_k + 2.38 \times 10^{-5} \beta_k^2 \quad (7)$$

式中: β_k —叶片安装角,(°)。

为了进行非设计工况下的计算,还需要给出偏离设计工况时的落后角模型,非设计点落后角采用 Creveling 模型^[13]进行计算:

$$\delta = \delta^* + f(x) \cdot \Delta\beta^* \quad (8)$$

$$x = \frac{i - i^*}{\Delta\beta^*} \quad (9)$$

$$f(x) = \begin{cases} -0.809 \times 10^{-3} + 0.5588x - 0.2928x^2, & x \geq 0 \\ 0.1191 \times 10^{-3} + 0.480x + 0.3452x^2, & x < 0 \end{cases} \quad (10)$$

式中: $\Delta\beta^*$ —参考状态下气流折转角,(°); i —实际冲角,(°)。

1.2.3 总压损失模型

计算时将总压损失分为叶型损失、激波损失、非设计点损失以及端壁损失。

叶型损失 ω_p 利用 Koch 和 Smith 模型^[14]进行计算,公式考虑了进口马赫数、雷诺数以及流道收缩等对叶型损失的影响:

$$\omega_p = 2 \frac{\theta^*}{c} \cdot \frac{\sigma}{\cos\beta_2} \cdot \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \right)^2 \left(\frac{2H/(3H-1)}{\left(1 - \frac{\theta^*}{c} \cdot \frac{\sigma H}{\cos\beta_2} \right)^3} \right) \quad (11)$$

式中: ω_p —叶型损失系数; β_1 —叶片进口气流角,(°); β_2 —叶片出口气流角,(°); H —叶片尾迹形状因子; θ^* —动量厚度,mm; c —弦长,mm。

非设计点损失 ω_{od} 采用 Creveling 模型^[13]进行计算,模型考虑了进口马赫数以及冲角的影响,根据不同进口马赫数分类计算:

$$\omega_{od} =$$

$$\begin{cases} 0.0005(i - i^*)^2, & Ma_1 < 0.6 \\ (-0.0055 + 0.01Ma_1)(i - i^*)^2, & 0.6 \leq Ma_1 < 0.95 \\ (-0.0594 + 0.0667Ma_1)(i - i^*)^2, & Ma_1 \geq 0.95 \end{cases} \quad (12)$$

式中: ω_{od} —非设计点损失系数; Ma_1 —进口马赫数。

端壁损失 ω_{ew} 采用 Miller 以及 Wright 修正的模型^[15]进行计算,模型考虑了扩散因子、相对间隙以及展弦比的影响。

$$\omega_{ew} \frac{h}{c} \frac{V_{W_2}^2}{V_{W_1}^2} = f\left(\frac{\varepsilon}{c}, DF\right) \quad (13)$$

式中: ω_{ew} —端壁损失系数;DF—扩散因子; ε —叶顶间隙; V_{W_1} —叶片进口相对速度,m/s; V_{W_2} —叶片出口相对速度,m/s; h —叶片高度,mm。

激波损失 ω_s 采用 Miller 提出的经验模型^[16]进行计算:

$$\omega_s = \frac{1 - \left[\frac{(k+1)Ma_{cp}^2}{(k-1)Ma_{cp}^2 + 2} \right]^{\frac{k-1}{k}} \left[\frac{k+1}{2kMa_{cp}^2 - k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}}}{1 - \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma_{v1}^2 \right]^{\frac{-k}{k-1}}} \quad (14)$$

$$Ma_{cp} = \frac{Ma_s + Ma_{v1}}{2} \quad (15)$$

式中: ω_s —激波损失系数; Ma_{cp} —波前马赫数; Ma_{v1} —来流马赫数; k —绝热指数; Ma_s —叶型吸力面与激波交界点处的气流马赫数。

1.3 失速模型

为了能准确预测失速边界,Koch 根据大量实验数据和理论分析提出了失速静压升法^[17],该方法将叶栅通道比拟为二维扩压器,并考虑了轴向间隙 ΔZ 、雷诺数 Re 以及径向间隙 ε 的影响,将叶片排失速静压升系数与最大静压升系数的比值作为参考来判断该叶片排是否处于失速状态。失速静压升系数计算公式为:

$$C_p = \frac{c_p T_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - \frac{(V_{u2}^2 - V_{u1}^2)}{2}}{\frac{(V_{u1}^2 + V_{c2}^2)}{2}} \quad (16)$$

式中: C_p —失速静压升系数; c_p —空气的比定压热容,J/(kg·K); T_1 —一级进口总温,K; p_1 —一级进口静

压, Pa; p_3 —一级出口静压, Pa; V_{U_1} —动叶进口中径处圆周速度, m/s; V_{U_2} —动叶出口中径处圆周速度, m/s; V_{C_2} —静叶出口绝对速度, m/s。

最大静压升系数计算公式为:

$$C_{p,\max} = C_{p,D} F_{ef} \left(\frac{C_p}{C_{p,D}} \right)_{Re} \cdot \left(\frac{C_p}{C_{p,D}} \right)_\varepsilon \cdot \left(\frac{C_p}{C_{p,D}} \right)_{\Delta z} \quad (17)$$

式中: $C_{p,\max}$ —最大静压升系数; F_{ef} —有效动压系数; $C_{p,D}$ —静压升修正系数; $\left(\frac{C_p}{C_{p,D}} \right)_{Re}$ —雷诺数修正系数; $\left(\frac{C_p}{C_{p,D}} \right)_\varepsilon$ —叶顶间隙修正系数; $\left(\frac{C_p}{C_{p,D}} \right)_{\Delta z}$ —轴向间隙修正系数。

2 一维性能预测方法验证

2.1 四级亚音速轴流压气机性能预测结果

该压气机设计点参数如表 1 所示。利用已有经验模型进行性能预测, 分别计算 IGV 为 0° 与 -10° 两个角度下 100%, 90%, 80%, 70% 和 65% 转速时的转速特性曲线计算结果如图 2、图 3 所示, 最高效率点偏差分析如表 2、表 3 所示。

表 1 四级轴流压气机设计点参数

Tab. 1 Design point parameters of 4-stage axial compressor

参数	数值
进口总压/Pa	101 325
进口总温/K	288.15
转速/r·min ⁻¹	6 300
流量/kg·s ⁻¹	9.45
总压比	1.567
等熵效率/%	80.00

通过与实验数据对比发现, 由图 2 可见, IGV 为 0° 时, 对于压比和等熵效率, 设计转速以及 90% 转速时在堵点附近计算压比以及效率值偏高, 在最高效率点附近计算较准确; 在 80% 及以下转速时, 对压比及效率预测较准确, 与实验数据吻合较好。与实验数据对比, 各转速下一维计算压比值最大偏差为 2.29%, 一维计算效率值最大偏差为 2.16%。

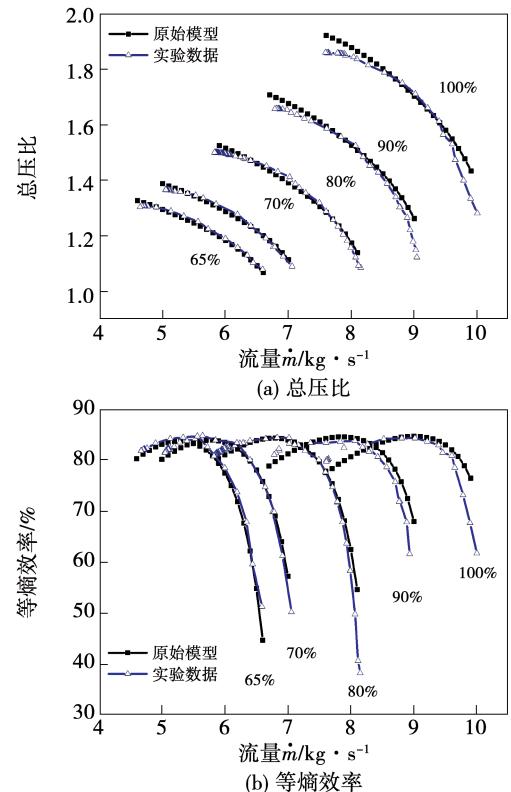


图 2 四级轴流压气机 IGV 为 0° 时特性曲线
Fig. 2 Characteristic curves of 4-stage axial compressor with IGV of 0°

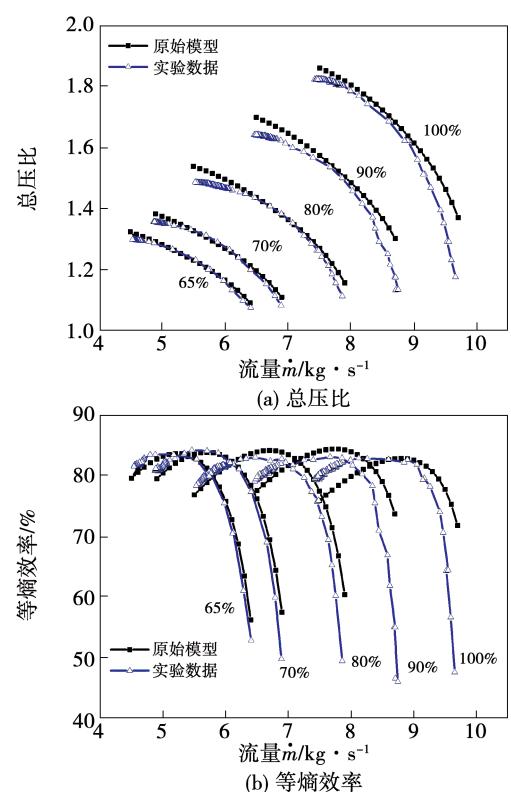


图 3 四级轴流压气机 IGV 为 -10° 时特性曲线
Fig. 3 Characteristic curves of 4-stage axial compressor with IGV of -10°

由图 3 可见, IGV 为 -10° 时, 在设计转速及 90% 转速堵点附近对于压比以及效率的预测整体偏高, 在最高效率点附近与实验数据吻合较好; 80% 及以下转速时对于压比及效率预测较为准确。

由表 2, 表 3 可知, 与实验数据对比, 各转速下 一维计算压比值最大偏差为 5.1%, 一维计算效率值最大偏差为 1.79%。偏差产生的主要原因是在

高转速堵点附近, 流动损失较大, 经验模型对于落后角以及总压损失预测偏低, 使得压比以及效率预测偏高, 进而使得偏差较大。未来通过丰富经验公式数据库, 利用遗传算法等优化算法, 通过与实验数据的标定, 对已有经验模型进行校准, 可使得预测结果更加精确, 详见文章第 3 部分内容。

表 2 四级轴流压气机 IGV 为 0° 时最高效率点偏差分析

Tab. 2 Deviation analysis of 4-stage axial compressor with IGV of 0° at maximum efficiency point

转速/%	压比			效率		
	计算数据	实验数据	偏差/%	计算数据/%	实验数据/%	偏差/%
100	1.70	1.74	2.29	83.37	84.26	1.06
90	1.54	1.52	1.32	85.10	83.74	1.62
80	1.41	1.43	1.39	82.56	84.38	2.16
70	1.31	1.34	2.24	84.10	84.75	0.77
65	1.27	1.25	1.60	83.82	84.65	0.98

表 3 四级轴流压气机 IGV 为 -10° 时最高效率点偏差分析

Tab. 3 Deviation analysis of 4-stage axial compressor with IGV of -10° at maximum efficiency point

转速/%	压比			效率		
	计算数据	实验数据	偏差/%	计算数据/%	实验数据/%	偏差/%
100	1.68	1.77	5.10	84.25	82.77	1.79
90	1.54	1.53	0.65	84.23	82.96	1.53
80	1.41	1.43	1.40	84.03	82.89	1.38
70	1.31	1.33	1.50	83.70	84.07	0.44
65	1.26	1.27	0.79	83.50	83.33	0.20

2.2 八级跨音速轴流压气机性能预测结果

该压气机 IGV 及前七级静叶可调, 设计点参数如表 4 所示。

表 4 八级轴流压气机设计点参数

Tab. 4 Design point parameters of 8-stage axial compressor

参数	数值
进口总压/Pa	101 325
进口总温/K	288.15
转速/ $r \cdot min^{-1}$	22 280
流量/ $kg \cdot s^{-1}$	15.75
设计压比	6.03
设计效率/%	87.68

利用已有经验模型进行气动性能预测, 计算结果如图 4 所示。对比一维计算数据与 CFD 数值模

拟结果发现, 在近失速点以及设计点附近一维计算压比值与 CFD 结果接近。在堵点附近, 一维计算压比值比 CFD 结果偏高, 效率值与 CFD 结果对比整体偏低, 趋势吻合较好, 能较为准确地反映效率变化。

设计点偏差分析如表 5 所示。与 CFD 数值模拟结果对比, 压比预测偏差为 1.82%, 效率预测偏差为 4.68%。以 CFD 模拟结果为基准, 分析一维计算结果偏差较大的主要原因为该压气机进口级为跨音级, 马赫数较高。现有经验模型大多基于低马赫数条件建立, 对于高马赫数条件下落后角预测不准确, 在堵点附近落后角预测偏低, 气流折转角偏大, 因此在大流量工况下压比预测较高; 已有模型在马赫数较高时, 总压损失预测偏高, 使得效率偏低。

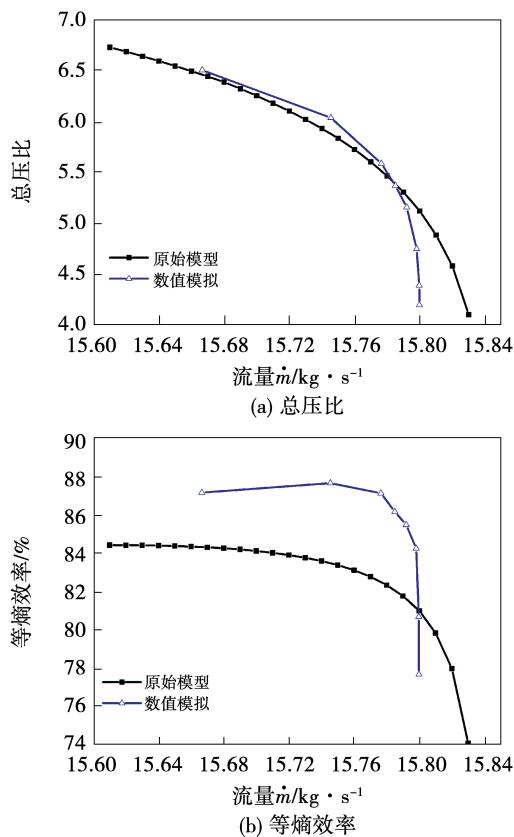


图 4 八级轴流压气机特性曲线

Fig. 4 Characteristic curves of 8-stage axial compressor

表 5 八级轴流压气机设计点偏差分析

Tab. 5 Deviation analysis of 8-stage axial compressor
at design point

转速/%	压比			效率		
	计算	CFD	偏差/	计算	CFD	偏差/
	数据	数据	%	数据/%	数据/%	%
100	5.92	6.03	1.82	83.6	87.7	4.68

3 模型自动校准验证

由于压气机内的流动具有强逆压梯度、强三维、非定常等特点,在多级轴流压气机中的流动尤为复杂,经验模型对于多级轴流压气机的特性预测存在一定的偏差。为进一步提高基于一维平均流线法对多级轴流压气机气动性能预测的准确性,本文发展了一种经验模型自动校准方法。

模型自动校准是在已有模型的基础上,对模型进行适当的调整和修正,通过对比一维计算结果与实验/CFD 模拟结果,对已调用的经验模型参数进

行调整,进一步提高预测的准确度。在进行校准时,可以对单个流量点实验/CFD 模拟结果与一维计算结果进行校准,可选择针对单个转速计算实验/CFD 模拟结果与一维计算数据最小距离,也可选择计算全转速下实验/CFD 模拟结果与一维计算数据最小距离,再根据不同经验模型选取校准系数,采用优化算法进行校准。在三种校准方法中,对预测精度提高最大的为针对单个流量点的校准,其次为针对单条特性线的校准,针对全转速下的校准方法考虑因素最多,因此精度提高较小。该方法为利用数学方法提高一维计算结果的准确性,校准系数是根据经验模型人为添加的,缺乏一定的物理依据,但校准方法能够满足工程精度需要,可被用于压气机气动性能预测。

针对表 1 的四级亚音速轴流压气机,通过计算 IGV 为 0°时全转速下实验数据与一维计算数据最小距离,对所选择的经验模型进行校准。优化算法选择遗传算法,目标函数采用 Hausdorff 距离进行计算,将一维计算得到各转速下特性数据与各转速实验结果之间的最小距离求和,得到的结果作为目标函数进行优化。Hausdorff 方法可以衡量两个点集之间所有点集间距离,且包含了各个维度,能够准确衡量一维性能预测结果与实验/CFD 模拟结果之间的距离,计算公式如下:

$$H(A, B) = \max(h(A, B), h(B, A)) \quad (18)$$

$$h(A, B) = \max(a_i \in A) \min(b_j \in B) \|a_i - b_j\| \quad (19)$$

式中: $H(A, B)$ —双向 Hausdorff 距离; $h(B, A)$ —一点集 B 中所有点距点集 A 中最近点距离的最大值; $\|a_i - b_j\|$ —一点集 A 中点 a_i 距点集 B 中点 b_j 的距离。

经验模型中的系数对参考冲角、落后角、总压损失、压比和效率的预测均有着显著的影响,因此对优化的校准系数的选取较为关键。在选取时应该使选取的校准系数尽量少,同时对所涉及的经验模型均有校准效果,可针对不同类型的压气机选择不同的校准系数。

3.1 经验模型与校准系数选取

3.1.1 参考冲角模型

参考冲角对落后角与损失的计算有着直接影响。选取 Lieblein 提出的参考冲角模型^[11]作为基

准模型,将动叶与静叶分开处理:

$$i_{\text{ref},r} = i^* + Q_1 \quad (20)$$

$$i_{\text{ref},s} = i^* + Q_2 \quad (21)$$

式中: $i_{\text{ref},r}$ —校准后动叶参考冲角,(°); $i_{\text{ref},s}$ —校准后静叶参考冲角,(°); Q_1, Q_2 —参考冲角校准系数,(°)。

3.1.2 落后角模型

落后角模型包括参考落后角以及非设计点落后角,参考落后角的基准模型选为 Carter 模型^[12],非设计点落后角模型选 Creveling 模型^[13]作为基准模型。在马赫数较高时, δ^* 随马赫数变化较为明显,马赫数较低时,变化较小。因此在选取校准系数时,未考虑马赫数对落后角的影响,同时也对动/静叶分开处理:

$$\delta_{\text{ref},r} = \delta^* + Q_3 \quad (22)$$

$$\delta_{\text{ref},s} = \delta^* + Q_4 \quad (23)$$

$$f(x) = \begin{cases} -0.809 \times 10^{-3} + 0.5588xQ_5 - 0.2928x^2Q_6, & x \geq 0 \\ 0.1191 \times 10^{-3} + 0.480xQ_7 + 0.3452x^2Q_8, & x < 0 \end{cases} \quad (24)$$

$$\delta_r = \delta_{\text{ref},r} + f(x) \cdot \Delta\beta^* \quad (25)$$

$$\delta_s = \delta_{\text{ref},s} + f(x) \cdot \Delta\beta^* \quad (26)$$

式中: $\delta_{\text{ref},r}$ —校准后动叶参考落后角,(°); $\delta_{\text{ref},s}$ —校准后静叶参考落后角,(°); δ_r —校准后动叶实际落后角,(°); δ_s —校准后静叶实际落后角,(°); Q_3, Q_4 —参考落后角校准系数,(°); Q_5, Q_6, Q_7, Q_8 —非设计点落后角校准系数。

3.1.3 损失模型

损失模型包括叶型损失 ω_p 、非设计点损失 ω_{od} 和端壁损失 ω_{ew} 。

Koch 和 Smith 所发展的叶型损失模型^[14],考虑了进口马赫数、叶片表面粗糙度等的影响,对于损失的预测考虑得较为完善,因此选为基准模型。

$$\omega_{\text{ref}} = \omega_p \cdot Q_9 \quad (27)$$

式中: ω_{ref} —校准后叶型损失; Q_9 —叶型损失校准系数。

非设计点损失是关于实际冲角与参考冲角的函数。选取 Creveling 模型^[13]作为校准的基准模型,校准公式如下:

$$\omega_{\text{Cre}} = \omega_{\text{od}} \cdot Q_{10} + Q_{11} \quad (28)$$

式中: ω_{Cre} —校准后非设计点损失; Q_{10}, Q_{11} —非设计点损失校准系数。

端壁损失同样对于性能的预测有显著影响,由于 Miller 以及 Wright 修正的模型^[15]对于损失预测较为精确,因此选为校准的基准模型,校准公式如下:

$$\omega_{\text{wright}} = \omega_{\text{ew}} \cdot Q_{12} \quad (29)$$

式中: ω_{wright} —校准后端壁损失; Q_{12} —端壁损失校准系数。

综上所述,本文根据不同模型确定适合的校准系数,通过对每个校准系数的校准来修正参考冲角、落后角以及各项损失,确定各校准系数后,选取合理的取值范围,使用优化算法进行自动寻优,实现对气动性能的准确预测。

3.2 四级亚音速轴流压气机性能预测结果

由 2.1 节可知,IGV 为 0°和 -10°时各转速下,在大流量和小流量工况附近压气机特性一维计算结果和实验结果偏差相对较大,在近设计转速附近更加明显。本节首先基于 0°IGV 各转速下的实验特性对经验模型进行自动校准,进一步采用经过校准后的经验模型计算 IGV 为 0°和 -10°时各转速下的压气机特性曲线。

对 IGV 为 0°的各转速,采用模型校准功能后,压气机特性的一维计算结果与实验结果吻合良好,如图 5 所示。原始模型在失速点以及堵点附近对于压比及效率的预测较高,在高转速时尤为显著,表明原始模型计算出的损失以及落后角偏小,气流折转角偏大;通过增加校准系数,实现了对落后角模型的校准,可以看出,校准后的模型对于压比的预测更加准确,与实验数据更接近。进一步,采用基于 IGV 为 0°各转速结果校准后的模型对 IGV 为 -10°时各转速压气机气动性能进行计算,结果如图 6 所示。与实验结果以及原始模型计算结果对比可知,各转速下正攻角附近压比和效率的预测结果更贴近实验结果,但是在负攻角时预测压比和效率偏差相对较大,在高转速时尤为显著。

表 6 为 IGV 为 0°时各转速下最高效率点实验结果和校准前后一维计算结果差异的对比。模型校准后在最高效率点计算精度提高,偏差均在 3% 以内。表 7 为 IGV -10°时各转速下最高效率点实验

结果与校准前后一维结果差异的对比。整体上模型校准后计算结果精度提高,但在设计转速压比计算偏差仍然较大,最大偏差为 5.08%。

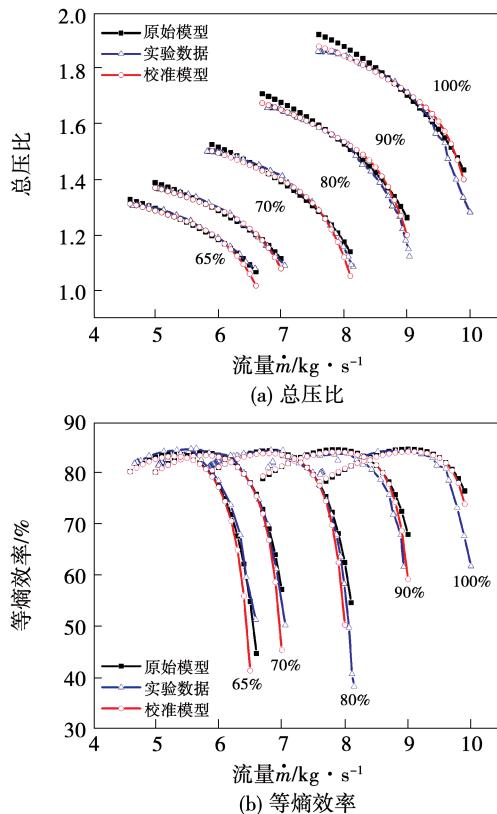


图 5 校准前后 IGV 为 0° 时四级轴流压气机特性曲线
Fig. 5 Characteristic curves of 4-stage axial compressor with IGV of 0° before and after calibration

Fig. 5 Characteristic curves of 4-stage axial compressor with IGV of 0° before and after calibration

表 6 校准前后 IGV 为 0° 时四级轴流压气机最高效率点偏差分析

Tab. 6 Deviation analysis of 4-stage axial compressor with IGV of 0° at maximum efficiency point before and after calibration

转速/%	压比		效率	
	原始计算	校准计算	原始计算	校准计算
	偏差/%	偏差/%	偏差/%	偏差/%
100	2.29	1.72	1.06	0.21
90	1.32	1.78	1.62	0.32
80	1.39	0.69	2.16	0.77
70	2.24	2.23	0.77	1.62
65	1.60	0.80	0.98	1.74

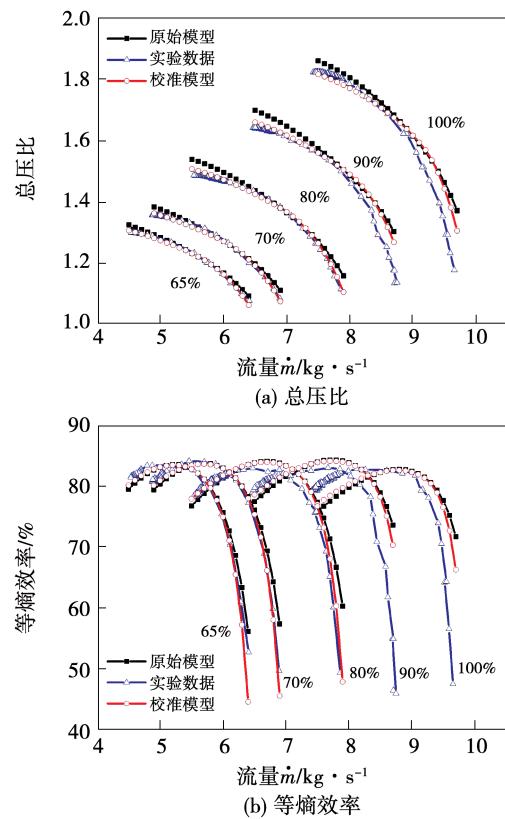


图 6 校准前后 IGV 为 -10° 时四级轴流压气机特性曲线

Fig. 6 Characteristic curves of 4-stage axial compressor with IGV of -10° before and after calibration

表 7 校准前后 IGV 为 -10° 时四级轴流压气机最高效率点偏差分析

Tab. 7 Deviation analysis of 4-stage axial compressor with IGV of -10° at maximum efficiency point before and after calibration

转速/%	压比		效率	
	原始计算	校准计算	原始计算	校准计算
	偏差/%	偏差/%	偏差/%	偏差/%
100	5.10	5.08	1.79	1.57
90	0.65	0.00	1.53	1.33
80	1.40	2.09	1.38	1.19
70	1.50	2.26	0.44	0.58
65	0.79	0.79	0.20	0.09

3.3 八级跨音速轴流压气机性能预测结果

由 2.2 节可知,在设计转速大流量工况附近一维计算结果和 CFD 模拟结果所得的压气机特性偏差相对较大,一维计算压比值较高。本部分基于设计转速下 CFD 模拟结果得到的压气机特性,对经验模型进行自动校准,结果如图 7 所示。

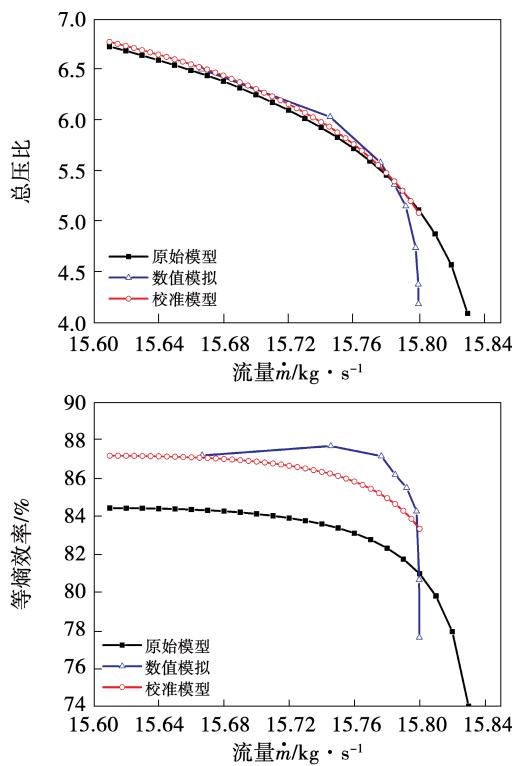


图7 校准前后八级轴流压气机整体特性

Fig. 7 Overall performance of 8-stage axial compressor before and after calibration

采用模型校准功能后,一维特性计算所得压气机特性与CFD模拟结果吻合较好。原始模型在设计点附近对于压比的预测较低,表明原始模型计算出的落后角较大,气流折转角偏小;通过增加模型校准系数实现了对落后角模型以及损失模型的校准,与CFD模拟结果对比,校准后的模型对于压比以及效率的预测更加准确,整体吻合较好。

表8为设计点CFD模拟结果与校准前后一维计算结果差异的对比,整体上模型校准后计算精度提高,对于压比以及效率的预测更加准确。与CFD模拟结果对比,校准后模型对于压比的计算偏差为1.59%,对于效率的计算偏差为1.54%。

表8 校准前后八级轴流压气机设计点偏差

Tab. 8 Deviation analysis of 8-stage axial compressor at design point before and after calibration

转速/%	压比		效率	
	原始计算	校准计算	原始计算	校准计算
	偏差/%	偏差/%	偏差/%	偏差/%
100	1.82	1.59	4.68	1.54

4 结论

(1) 在对现有冲角模型、落后角模型和损失模型、失速模型等经验模型分类整理基础上,开发了基于一维平均流线方法的多级轴流压气机一维气动性能预测程序,可根据压气机级的类型筛选合理的经验模型。

(2) 针对典型亚音速多级轴流压气机进行一维气动性能校核计算,与实验结果对比,IGV为0°时的5个转速下,最高效率点一维计算压比值最大偏差为2.29%,效率值最大偏差为2.16%;IGV为-10°时的5个转速下,最高效率点一维计算压比值最大偏差为5.1%,效率值最大偏差为1.79%;针对典型跨音速轴流压气机进行一维气动性能校核计算,在设计转速下,与CFD结果对比,最高效率点一维计算压比值偏差为1.82%,效率值偏差为4.68%。

(3) 为进一步提高一维气动性能计算方法的预测精度,发展了模型自动校准模块,以实验/CFD模拟结果为对比基准,通过模型校准可提高程序预测精度,满足特定类型压气机的设计需求;选取某四级亚音速轴流压气机对该方法进行验证,IGV为0°时,与原始模型相比,最高效率点压比计算偏差最大减小0.8%,效率计算偏差最大减小1.39%;IGV为-10°时,与原始模型相比,最高效率点压比计算偏差最大减小0.65%,效率计算偏差最大减小0.22%;对于某八级跨音速轴流压气机,与原始模型相比,校准后模型在设计点压比计算偏差减小0.23%,效率计算偏差减小3.14%。通过选取两台压气机对模型自动校准方法进行验证,与原始模型相比,校准后模型计算精度均有所提高。

参考文献:

- [1] 史磊,刘波,张鹏,等.商用发动机10级高压压气机一维特性优化设计[J].航空动力学报,2013,28(7):1564-1569.
SHI Lei, LIU Bo, ZHANG Peng, et al. One-dimensional characteristic optimization design for ten-stage high pressure compressor in commercial engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(7):1564-1569.
- [2] 钟勇健.多级轴流压气机一维性能计算与优化研究[D].上海:上海交通大学,2014.

- ZHONG Yong-jian. Mean line performance calculation and optimization of multi-stage axial compressor [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014.
- [3] 王进,周玲,季路成.轴流压气机一维特性计算方法简介及展望[J].实验流体力学,2021,35(2):1-12.
- WANG Jin,ZHOU Ling,JI Lu-cheng. Brief introduction and prospect of calculation methods for one-dimensional characteristics of axial flow compressor [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics,2021,35(2):1-12.
- [4] NICLAS F. Axial flow compressor mean line design [D]. Sweden: Lund University, 2008.
- [5] JOSEPH P V. Axial and centrifugal compressor mean line flow analysis method [C]// Orlando: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2009.
- [6] 李志刚,陶增元,丁康乐,等.一种改进的变几何压气机特性计算方法[J].航空发动机,2004,30(4):7-9.
- LI Zhi-gang, TAO Zeng-yuan, DING Kang-le, et al. Simulation of variable geometry compressor characteristics [J]. Aeroengine, 2004,30(4):7-9.
- [7] 张书军.压气机气动设计软件平台的建立与应用[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
- ZAHNG Shu-jun. Development and application of the software platform for compressor aerodynamic design [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006.
- [8] 张夏雯,琚亚平,张楚华.多级轴流压气机性能预测及导静叶调节优化[J].工程热物理学报,2020,41(6):1418-1424.
- ZHANG Xia-wen,JU Ya-ping,ZAHNG Chu-hua. Performance prediction and IGV-stator adjustment optimization of a multi-stage axial-flow compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020,41(6):1418-1424.
- [9] 彭铖.多级轴流压气机—维性能建模及变几何优化[D].大连:大连理工大学,2019.
- PENG Cheng. One-dimensional performance modeling and variable geometry optimization of multistage axial compressor [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
- [10] PETROVIC M V,WIEDERMANN,A,BANJAC M B. Development and validation of a new universal through flow method for axial compressors [C]// Orlando: American Society of Mechanical Engineers, 2009.
- [11] LIEBLEIN S. Incidence and deviation angle correlations for compressor cascades [J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(3):575-584.
- [12] CARTER A D S. The low speed performance of related aerofoils in cascades; ARC-CP-29 [R]. London: His Majesty's Stationery Office, 1950.
- [13] CREVELING H F,CARMODY R H. Axial flow compressor computer program for calculating off-design performance; NASA CR-72427 [R]. Cleveland: NASA-Lewis Research Center, 1968.
- [14] KOCH C C,SMITH L H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors [J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(3):411-424.
- [15] WRIGHT P I,MILLER D C. An improved compressor performance prediction model [C]. London: Institution of Mechanical Engineers, 1991.
- [16] MILLER G R,LEWIS G W,Hartmann M J. Shock losses in transonic compressor blade rows [J]. Journal of Engineering for Power, 1961, 83(3):235-241.
- [17] KOCH C C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages [J]. Journal of Engineering for Power, 1981, 103(4): 645-656.

(丛敏 编辑)