

燃气轮机压气机气动性能数值模拟及试验研究

何中海¹, 刘臻梁¹, 吴亚东^{1,2*}

1. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240;

2. 燃气轮机与民用航空发动机教育部工程中心, 上海 200240

摘要:为精确预测燃气轮机用压气机的气动性能,针对压气机实际工作中频繁出现的偏离设计点的起停工况,采用二维流线曲率法仿真分析不同转速下压气机部件的气动性能;并与搭建的亚音双级压气机试验台试验结果进行对比。结果表明:二维流线曲率法能够较好地预测燃气轮机亚音双级压气机气动特性,预测结果与试验结果相对误差在4.5%以内,可以为压气机设计和优化提供参考。

关键词:流线曲率法;亚音速压气机;压比;等熵效率

中图分类号:TK221

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)05-0017-06

引用格式:何中海,刘臻梁,吴亚东.燃气轮机压气机气动性能数值模拟及试验研究[J].内燃机与动力装置,2024,41(5):17-22.

HE Zhonghai, LIU Zhenliang, WU Yadong. Numerical simulation and experimental research on the aerodynamic performance of a gas turbine compressor[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(5):17-22.

0 引言

燃气轮机具有起停迅速、单位体积输出功率大、载荷分布均匀、设计工况运行平稳、输出转矩稳定、转速高、轴系运行噪音小等优点,但其对制造工艺和燃料要求较高,运行过程中简单循环时燃烧率和热效率不高,尤其是经历频繁起停时恢复稳定运行的能力差。压气机在非设计转速或者非设计流量工况下,内部流场与性能与设计工况存在差异,如果压气机的裕度较小,内部流场的气流速度和冲角变化范围往往超出设计状态,一定情况下会发生压气机旋转失速及喘振,引起机组振动突增、叶片损伤,严重时导致压气机叶片断裂^[1],不仅影响压气机自身性能,还严重影响航空发动机、燃气轮机乃至飞机和电站的性能与可靠性。因此,研究压气机在不同转速工况下的气动性能具有十分重要的意义。

重型燃气轮机是典型的非线性多变量系统,燃气轮机起停过程中,上游压气机内部流体流动复杂,数学建模尤为困难^[2]。Kim等^[3]构建了重型燃气轮机瞬态工况的一维模型,搭建了包含压气机在内的燃气轮机各部件的完整模型,为燃气轮机的设计优化和故障诊断提供了帮助;张文杰^[4]参考Kim等^[3]的研究方法,对GE9FA机组进行了全工况特性的仿真研究,对燃气轮机系统进行了建模,并与实际运行数据对比,验证了燃机工作模型的有效性;杨晓峰等^[5]采用一维模型对某80 MW重型燃气轮机进行研究,提出了放风优化方案;韩磊等^[6]使用三阶Moore-Greitzer模型对燃气轮机压气机起动过程进行一维模拟,通过该模型对燃气轮机压气机起动过程临界不稳定状态进行了预测,并给出了抑制该状态的抽气射流量;阎

收稿日期:2024-05-15

基金项目:国家科技重大专项(J2019-II-0004-0024);航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2022-B-V-004-001)

第一作者简介:何中海(1999—),男,安徽安庆人,硕士研究生,主要研究方向为燃气轮机数值模拟,E-mail: hezhonghai@sjtu.edu.cn。

*通信作者简介:吴亚东(1980—),男,湖北黄冈人,工学博士,副研究员,博士生导师,主要研究方向为叶轮机械非定常流动,E-mail: yadongwu@sjtu.edu.cn。

保康^[7]针对镇海 300 MW 燃气-蒸汽联合循环电站的 2 台燃气轮机机组和 1 台汽轮发电机组进行并网时压气机发生的强烈喘振进行了分析。

目前,针对重型燃气轮机的轴流压气机在不同转速工况下性能的研究多采用一维模型对燃气轮机进行整机模拟^[8],且大多集中在压气机转速的控制策略以预防压气机出现的不稳定工况。相对其他二维以及准三维性能预测方法,轴对称方法虽然足够简化,但难以保证精度;周向平均法多用于全三维计算中;流线曲率法由于具有分析难度低、求解中各项物理意义明确的特点而得到广泛应用。本文中采取流线曲率法作为二维数值模拟方法对某燃气轮机压气机进行性能预测,并搭建相应的压气机试验台进行试验,验证该数值方法在燃气轮机压气机非设计工况下性能预测中的应用。

1 数值模拟方法

1.1 研究对象

某重型燃气轮机高负荷进口亚音双级轴流压气机主要包含进口可调导叶(inlet guide vane, IGV)、两级动静叶片、出口导叶(outlet guide vane, OGV),压气机设计参数如表 1 所示,叶片模型如图 1 所示。

表 1 压气机设计参数

转速/(r·min ⁻¹)	压比	绝热效率/%	质量流量/(kg·s ⁻¹)	叶顶间隙/mm	IGV 安装角度/(°)	IGV 叶片数	OGV 叶片数
4 600	1.5	90.2	58.6	0.5	0	76	88

1.2 流线曲率法

在轴流压气机中,内部气体的流动通常比较复杂,既不是定常流动,又受到流动工质黏性的影响,并且伴随着强烈的三维效应。为了方便求解,流线曲率法在分析计算过程中对内部气流流动做了系列假设:1)为了方便对气体在流动中的热力学过程进行分析,压气机中的流动气体为理想气体;2)气体在流道中的流动是完全轴对称且是定常绝热的,前者保证对流动的分析可以在单个流动子午面上进行而不用考虑流道内周向的变化,后者保证流动过程中没有因为传热导致的热力学不可逆性产生;3)忽略黏性效应对流动产生的能量耗散。该方法的计算区域在 S2 流面(压气机流道中通流的子午面)上呈现为二维的计算网格如图 2 所示,其中在进出口各设置 3 个计算站保证流线光顺,其余叶片间均设置一站计算站。为计算简便,计算站方向均设置为垂直轴向,在计算开始设置 11 条等环面流线进行迭代。

离散的计算网格由轴向的流线和径向的计算站互相交错组成,流线和计算站交错的节点即为网格点,在每一个网格点上求解经过假设简化后的流场控制方程获得流场参数,得到整个流场。简化后的控制方程包括压力梯度方程和流量连续方程^[9]。

压力梯度方程为:

$$\frac{\partial v_m}{\partial q} = \frac{1}{v_m} \left[\frac{\partial I}{\partial q} - T \frac{\partial S}{\partial q} - \left(\frac{c_\theta}{r} - \omega \right) \frac{\partial (rc_\theta)}{\partial q} \right] + v_m \left[\cos(\varphi - \phi) \frac{\partial \varphi}{\partial m} + \frac{\sin(\varphi - \phi)}{v_m} \frac{\partial v_m}{\partial m} \right], \quad (1)$$

流量连续方程为:

$$q_m = \int_{H_{ub}}^{T_{op}} 2\pi r \rho v_m \cos(\varphi - \phi) dq, \quad (2)$$



图 1 亚音双级压气机叶片示意图

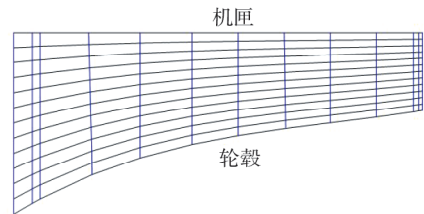


图 2 子午面网格示意图

式中: q_m 为以 kg/s 为单位的通过计算站的流体质量流量的数值; v_m 为以 m/s 为单位的子午速度的数值; I 为以 kJ/kg 为单位的转焓的数值; q 为计算站方向; c_θ 为以 m/s 为单位的绝对轴向速度的数值; T 为以 K 为单位的温度的数值; S 为以 J/K 为单位的熵的数值; ω 为以 r/min 为单位的实际转速的数值; r 为以 m 为单位的径向长度的数值; m 为流线方向; φ 和 ϕ 分别为流线与轴向和计算站方向的夹角, $^\circ$; ρ 为以 kg/m^3 为单位的气流密度的数值; H_{ub} 、 T_{op} 分别为从轮毂到叶顶处的积分下限和上限。

对两组偏微分方程进行离散,将式(1)沿计算站方向进行中心差分,式(2)按牛顿科特斯公式进行积分,实现对偏微分方程和积分方程的降维离散,根据上、下站之间的几何和气动参数计算出子午速度,根据子午速度求得该网格点所需的所有气动参数^[10]。计算过程中,子午速度 v_m 通过式(1)沿着计算站方向从轮毂向机匣处求解,然后根据子午速度分布,结合式(2)求解流体质量流量,若求解出的质量流量不能保证质量守恒,则修改轮毂处初始子午速度并重复求解过程直至收敛。采用流线曲率法进行轴流压气机 S2 流面分析计算的基本流程如图3所示^[11]。核心计算流程包括内部和外部两层循环:内部循环涉及计算站点的流量迭代,即求解站内控制方程组;外部循环则涉及整个子午面流场的流线坐标迭代。

假设迭代开始时流入压气机的气体流动均匀,因此按流量均匀分布的流线形成的流管之间的通流面积应一致。各个初始流线与沿径向分布的计算站点相互交错,构成初始计算网格;给定边界条件和初始条件后,开始内部循环;完成一次内部循环后,根据各站点求解的流量管内气体流量按比例插值,求解新的流线与计算站点的交点,从而调整流线位置生成新的计算网格,完成一次外部循环;若当前和上一次外部循环生成的流线坐标相对误差满足精度要求,则迭代结束;最后,根据子午速度的控制方程组求解各个节点的气动参数和压气机特性,完成问题分析过程。

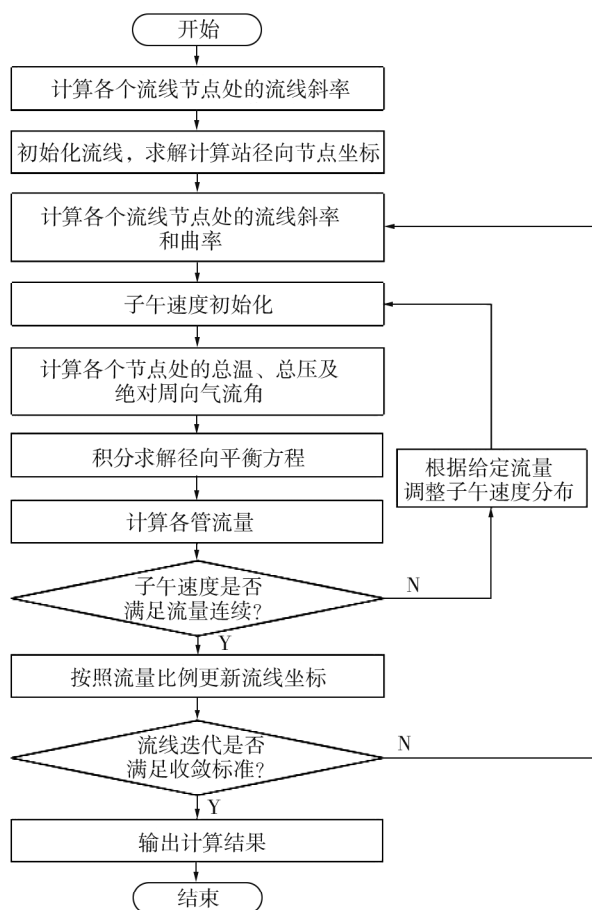


图3 流线曲率法计算流程图

2 压气机性能试验验证

2.1 亚音双级压气机试验台

搭建的亚音双级轴流压气机试验台如图4所示。该试验台由流量管、进口整流装置、驱动电机、转子、蝶阀、排气管道和稳压箱组成,所有部件均满足相应标准要求。为避免因压气机进气不均匀,导致试验过程中出现不稳定工况,试验台不仅通过进口集流器提高进气均匀性,还在后接流量管中加装了网状金属丝,进一步消除来流的不稳定性。各段部件连接安装时均保证了较高的同心度,符合相关试验标准。

在第一排动叶前有一排叶片数为76的进口可调导叶,在出口有叶片数为88的出口导叶,对转子进口及压气机出口气流进行整流。试验件上设有若干通孔和螺纹孔,用于稳态和动态测量。试验中还可以通过控制出口的蝶阀开度调节通流流量,获得不同工况下的压气机运行性能。

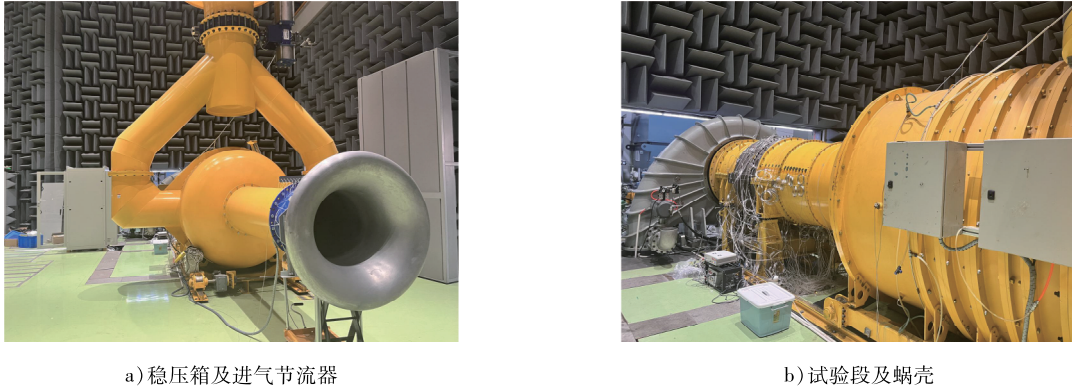


图4 亚音双级压气机转子试验台示意图

2.2 试验测量方法

对燃机压气机转子的气动性能进行稳态测量,采集压气机静压、总压、转速等参数,获得其压升的特性曲线。气动性能试验严格根据相关试验标准^[12]进行。

在进气缸外流道上沿气流流向方向,在周向角度分别为 0° 、 90° 、 180° 、 270° 的4个方向各布置16个壁面静压孔,除以上64个静压孔以外,在IGV、第一排静子 Stator1、第二排静子 Stator2 以及 OGV 前后沿周向位置各均布4个壁面静压测点,并分别在 Stator1、Stator2 和 OGV 位置沿周向各布置4个探针,其中2个总温探针、2个总压探针,每个探针分别有7个测点。根据测点数据获得进口壁面静压的绝对值,计算压气机的质量流量及换算流量。

压气机中气体的质量流量的计算式为:

$$q_m = 0.156 \, 1 K_c A \frac{P_0^*}{(T_0^*)^{0.5}} \left[\left(\frac{p}{P_0^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_0^*}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3)$$

$$q_m^* = 101 \, 325 \frac{q_m}{P_0^*} \sqrt{\frac{T_0^*}{288.15}}, \quad (4)$$

式中: K_c 为进气流量管附面层修正因数,通常取0.995; A 为以 m^2 为单位的进口流量管面积的数值; P_0^* 为以 Pa 为单位的环境压力的数值; T_0^* 为以 K 为单位的稳压箱总温的数值; k 为绝热因数, $k = 1.4$; p 为以 Pa 为单位的壁面静压的数值; q_m^* 为以 kg/s 为单位的换算后的质量流量的数值。

在 IGV 前缘 150 mm 处沿周向均布 2 个总压测点孔,通过 2 只七点梳状总压探针进行测量。在距离 OGV 尾缘 170 mm 处,沿周向均匀布置 8 个测点,其中包含 4 个总温、2 个三孔探针以及 2 个总压测点,通过 2 只五点梳状总压探针测量出口气流总压。对进口截面总压探针各测点所测得总压的面积加权平均值 p_{in} 以及出口截面梳状总压探针各测点测得总压的算数平均值 p_{out} ,得到压气机整体的压升特性。

压比

$$r = p_{\text{out}} / p_{\text{in}}, \quad (5)$$

修正后的压比

$$r^* = p_{\text{out}} / (p_{\text{in}} \omega_n), \quad (6)$$

式中: ω_n 为压气机进口支板的总压恢复因数,由三维模拟结果得出。通过压比以及进出口截面温度,可得压气机的等熵效率

$$\eta_k = (r^{*0.2857} - 1) / (T_{\text{out}}^* / T_0^* - 1), \quad (7)$$

式中: T_{out}^* 为出口总温, K; T_0^* 为进口总温, K。

在进行逐步增大压气机转速试验时,对测试系统、数据处理系统进行联机检查并对试验件各测点的振动进行限定,转速升高过程中转子若出现临界转速,调节传动系统带动试验件快速通过该临界转速范围,通过调节试验器排气节流阀开度改变试验件运行工况以获取试验件级间参数以及性能特性。

本文中采用一种七点梳状总压探针测量压气机的进、出口总压,7个受感端采用等环面分布方式,探针外形如图5所示。采用高精度PSI9116气体压力扫描阀作为稳态压力测量模块,该模块精度为满量程的0.05%,量程满足测量需求;压力扫描阀的信号通过网线经交换机将试验记录信息传输至控制电脑;试验中温度测量采用NI PXIE4353温度采集卡,采集精度可控制在 $0.001\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内;转速及转矩使用HBM转矩仪,实时采集电机转速及转矩,根据该电机转速即可折算得到叶片转速。

根据试验要求利用Labview设计采集程序,可以实时显示采集信号形成的压气机性能曲线,从而为每个转速下由大流量工况逼近喘振边界的试验操作即改变阀门开度提供参考。

2.3 气动特性验证分析

试验测得的30%设计转速到105%设计转速区间内压气机设计特性曲线如图6所示,图中 n 为设计转速。由图6可知:在70%设计转速到105%设计转速,等熵效率峰值差距不大,说明该压气机在此转速范围内运行特性较为稳定;总压比曲线随着转速增大整体向右上方偏移,并且随着转速的增大,质量流量与总压比曲线更陡峭,设计点工况下的总压比为1.49。



图5 梳状总压探针

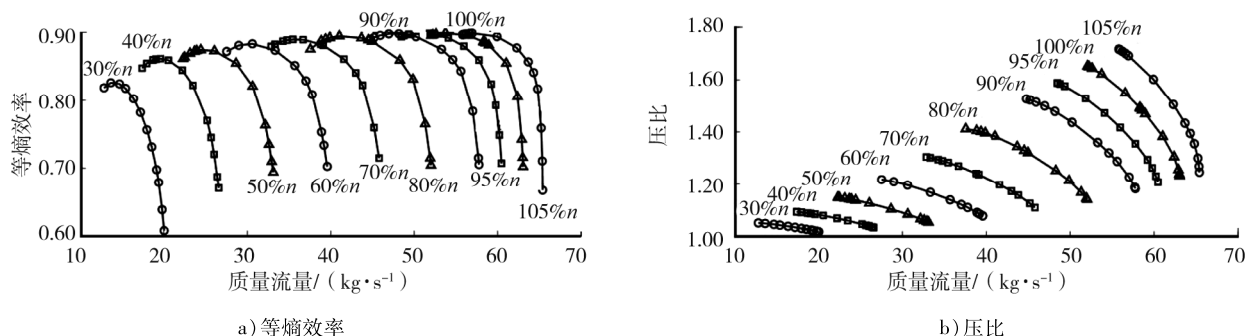


图6 压气机特性曲线

选取50%设计转速、70%设计转速、100%设计转速3种工况,由流线曲率法对压气机特性曲线的预测结果与试验结果对比图7所示。由图7可知:3种工况下,流线曲率法数值方法均能较准确预测压气机性能,最大偏差出现在偏离设计工况较远的50%设计转速时,且压比和等熵效率的最大相对误差均不超过4.5%。

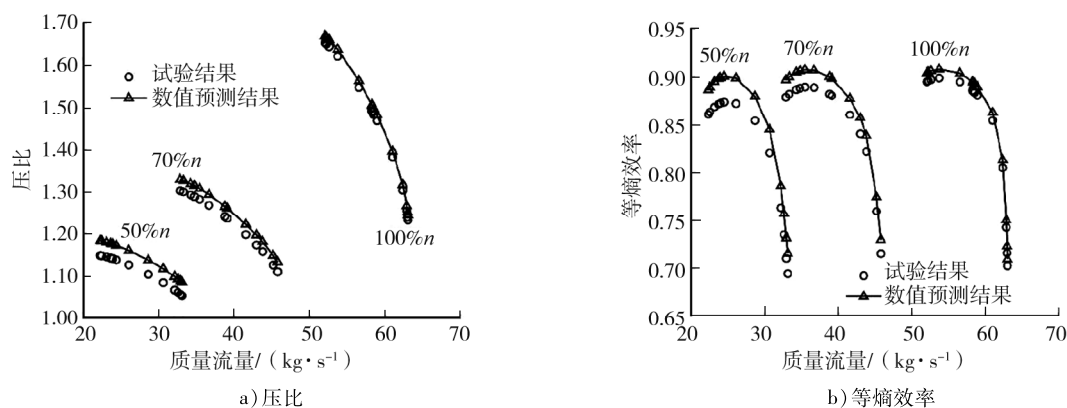


图7 流线曲率法对压气机特性曲线的预测结果与试验结果对比

3 结论

对某燃气轮机压气机部件的气动性能进行了预测和试验验证,在设计转速和偏离设计转速的非设计

工况下,通过对比总压压比和等熵效率,得出以下结论。

1)在70%设计转速到105%设计转速内,该燃气轮机压气机峰值效率差距不大;随着转速增大,总压比曲线整体向右上方偏移,并且气体质量流量与总压比曲线更陡峭,在设计点工况下总压比为1.49,与设计值吻合。

2)二维流线曲率法可以较好预测燃气轮机压气机特性,压气机整体气动性能预测结果与试验结果最大相对误差在4.5%以内,虽然在某些区域存在偏离,但趋势基本一致,能够用于工程计算。

参考文献:

- [1] 许正武,刘云飞. M701 F4 燃气轮机启动过程旋转失速分析[J]. 燃气轮机技术,2021,34(2):61-64.
- [2] CAMPOREALE S M, FORTUNATO B, MASTROVITO M. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2006,128(3):506-517.
- [3] KIM J H, KIM T. Development of a program to simulate the dynamic behavior of heavy-duty gas turbines during the entire start-up operation including very early part[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019,33(9):1-16.
- [4] 张文杰. 基于SIMULINK单轴重型燃气轮机全工况仿真研究[D]. 北京:清华大学,2011.
- [5] 杨晓锋,朱芳,赵连会,等. 80 MW 等级小 F 重型燃气轮机启动过程放风优化设计研究[J]. 热能动力工程,2022,37(6):48-53.
- [6] 韩磊,于婷婷,郑群. 抽气射流控制燃气轮机启动过程建模及稳定性分析[J]. 燃气轮机技术,2013,26(2):39-43.
- [7] 阎保康. PG9171E 型燃机喘振现象分析[J]. 华东电力,1999(2):23-25.
- [8] 王鹏亮,董帆,贾海东,等. 全可控涡分布对离心压缩机三元叶片性能影响研究[J]. 流体机械,2013,41(6):27-32.
- [9] 胡江峰,欧阳华,竺晓程,等. 跨音速压气机非设计点性能预测[J]. 上海交通大学学报, 2010,44(10):1342-1346.
- [10] 王剑. 基于流线曲率法的周向弯曲叶片的性能计算[D]. 上海:上海交通大学,2012.
- [11] 胡江峰,竺晓程,杜朝辉. 一种跨声速轴流压气机性能预测的数值方法[J]. 航空动力学报,2011,26(1):122-127.
- [12] 中国航空工业总公司三〇一所. 压气机气动性能试验: HB 7115—94[S]. 北京:中国航空工业总公司,1995.

Numerical simulation and experimental research on the aerodynamic performance of a gas turbine compressor

HE Zhonghai¹, LIU Zhenliang¹, WU Yadong^{1,2*}

1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Engineering Research Center of Gas Turbine and Civil Aero Engine of the Ministry of Education, Shanghai 200240, China

Abstract: To accurately predict the aerodynamic performance of compressors used in gas turbines, particularly under the frequently encountered startup and shutdown conditions that deviate from the design point in actual operations, a two-dimensional streamline curvature method is adopted to simulate and analyze the aerodynamic performance of compressor components at various rotational speeds. The results are then compared with those obtained from experimental tests conducted on a subsonic two-stage compressor test rig that is specifically set up. The results indicate that the two-dimensional streamline curvature method is highly proficient in predicting the aerodynamic attributes of subsonic two-stage compressors in gas turbines. The relative error between the prediction results and experimental data remains within 4.5%, indicating that this method can provide valuable insights for the design and optimization of compressors.

Keywords: streamline curvature method; subsonic compressor; pressure ratio; isentropic efficiency

(责任编辑:刘丽君)