

燃气轮机引气防冰系统研究

魏昌森^{1,2}, 朱秋乐^{1,2}, 曹春荣^{1,2}, 张虞^{1,2}

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所无锡分部, 江苏 无锡 214151;

2. 国家能源燃气轮机技术研发(实验)中心, 江苏 无锡 214151)

摘要:为解决燃气轮机在高湿、低温环境下工作时压气机进口出现结冰的问题,根据试验台结构设计了引气防冰系统,并采用数值计算、能量守恒、抽气测量等方法,对引气防冰系统进行了深入研究。结果表明:额定工况时该系统冷热空气混合效果较好,同时满足燃气轮机各工况引气防冰对所需热空气量精准投入的要求;以燃气轮机0.9工况为例,引气温度为453.15 K时,为防止结冰需要2.23 kg/s的热空气质量流量;逐渐打开电动阀门投入热空气,当阀门开度为21%时,引气量为2.28 kg/s,满足引气防冰量的需要。

关键词:燃气轮机;引气;防冰;结冰;掺混

中图分类号:TK472

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2025.04.011

[引用本文格式] 魏昌森,朱秋乐,曹春荣,等. 燃气轮机引气防冰系统研究[J]. 热能动力工程,2025,40(4):97-103. WEI Changmiao, ZHU Qiule, CAO Chunrong, et al. Study on air-entrained anti-icing system of gas turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(4):97-103.

Study on Air-entrained Anti-icing System of Gas Turbine

WEI Changmiao^{1,2}, ZHU Qiule^{1,2}, CAO Chunrong^{1,2}, ZHANG Yu^{1,2}

(1. Wuxi Division, No. 703 Research Institute of CSSC, Wuxi, China, Post Code: 214151; 2. National Energy Gas Turbine Technology Research and Development (Experimental) Center, Wuxi, China, Post Code: 214151)

Abstract: To solve the problem of ice formation at the inlet of the compressor when gas turbines operate in high humidity and low temperature environments, a air-entrained anti-icing system was designed based on the structure of the test bench. The in-depth research on the air-entrained anti-icing system using numerical calculations, energy conservation, and pumping measurements was conducted. The results show that the mixing effect of cold and hot air in the system is better under rated operating conditions, while meeting the precise input requirements of required hot air volume for gas turbine air-entrained anti-icing under various operating conditions. Taking the 0.9 operating condition of the gas turbine as an example, when the air-entrained temperature is 453.15 K, the hot air mass flow of 2.23 kg/s is required to prevent icing. By opening the electric valve and introducing hot air gradually, when the valve opening is 21%, the air-entrained volume is 2.28 kg/s, meeting the requirement of air-entrained anti-icing.

Key words: gas turbine, air-entrained, anti-icing, icing, mixing

引言

燃气轮机具有结构布局紧凑、燃油经济指标良好、热效率较高、安全可靠、使用寿命较长等优势,广

泛应用于海上石油平台和船舶动力领域^[1],在国民经济领域得到长足发展。然而,在寒冷潮湿等特定环境下,燃气轮机进气系统容易出现结冰现象。这会导致进气阻力增大,减少进气量,影响功率输出,严重时冰块脱落吸入压气机内部会损坏叶片甚至引

发机故障^[2],对燃气轮机的安全稳定运行造成严重威胁。

为解决上述问题,国内外学者和工程师们进行了大量研究和实践。为掌握结冰因素对进气部件结冰的影响规律,任永鹏^[2]采用数值模拟结合 BP 神经网络的方法对某型燃气轮机展开研究,发现进气部件积冰主要集中在部件的滞止区附近,并预测了不同情况下进气部件结冰的临界温度;尚帅帅^[3]研究发现,在进口段结冰条件下,压气机的峰值效率会略微下降,正常工作质量流量区间会缩小,这种情况随着结冰程度加重而愈发严重;Balan 等人^[4]计算了 ST40M 型燃气轮机在不同工况下防冰所需的能量,强调在防冰系统中安装结冰传感器的重要性,并给出了安装位置的建议;Deng 等人^[5]提出一种翅片交错结构用于满足我国燃气轮机进气口的防冰需求;Zhou 等人^[6]总结并评价了 40 多种船舶防冰除冰技术;Xu 等人^[7]采用数值模拟方法研究了各种结冰条件下翼型叶片的结冰特性和抗冰能量需求,发现防冰所需热通量随着风速增加有所上升;陈竹兵^[8]等人研究发现,来流温度会影响结冰类型,来流风速越大,结冰区域越大,越容易形成霜冰。国内学者还在防冰模拟方面开展了系列研究^[9-10]。防冰种类包括气动脉冲、旋转防冰等多种形式^[11-12],目前比较常见的防冰方式有:电加热、蒸汽(热水)加热、排气再循环加热和压气机的抽气加热等^[13],其中应用最广泛的是压气机抽气加热,这种形式不需要额外增加设备,具有工程造价低、抽气量小等优点。

为避免燃气轮机在高湿、低温环境下运行时,出现压气机进口结冰现象,根据场地具体情况,设计了一套引气防冰系统。该系统通过引气方式,提升压气机进口空气温度,同时进行实时控制,避免因燃气轮机效率下降,造成不必要的经济损失。

1 引气防冰系统设计

在燃气轮机运行过程中,由于压气机进口截面积减小,空气流速增加,致使进气温度降低,当温度降至冰点以下时,凝水还可凝华直接结成冰霜^[14]。在冬雨天气,燃气轮机长时间运行后,运行人员发现在压气机进口出现了结冰现象。

基于上述因素分析,为避免压气机进口结冰,根据实际燃气轮机布置,设计了一套引气防冰系统。

该系统根据引气防冰的特点,考虑了以下方面:燃气轮机不同工况下引气量的精确定定、引气量最大时冷热空气的掺混效果以及所需引气量的精准投入和控制。

引气防冰系统如图 1 所示,主要包括电动阀、引气流量测量段、螺旋喷嘴、引气喷射管、支架。为了降低测量流速,精准测量引气流量,将流量测量段的直径设计为引气管长度的 1.5 倍。引气流量测量段布置 1 根两点式总温总压探针,探针前端直管段长度 L_2 为管路直径的 10 倍,后端直管段长度 L_1 为管路直径的 5 倍,两点式总温总压探针的两点采样分布依据等环面法^[15]布置。流量测量段安装详图如图 2 所示。

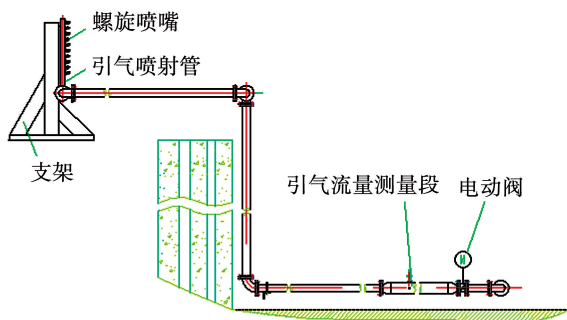


图 1 引气防冰系统

Fig. 1 Air-entrained anti-icing system

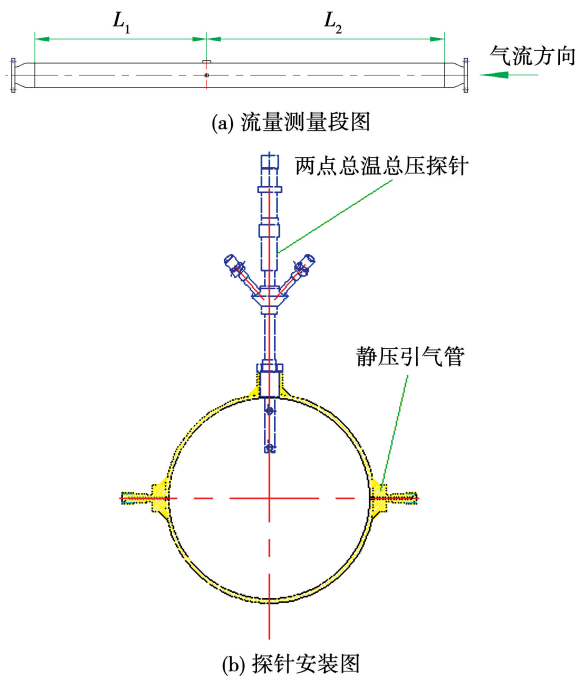


图 2 流量测量段安装详图

Fig. 2 Detail drawings of flow measurement section installation

引气防冰系统布置如图 3 所示。压缩空气从燃气轮机压气机中间级引出,通过电动阀的开度来调整引气量,引出的高温空气从引气管进入引气喷射管,通过均匀分布的螺旋喷嘴喷入热空气,与过滤后的高湿冷空气混合,再通过进气弯管进入燃气轮机工作。

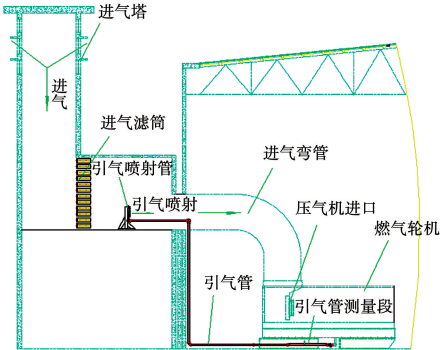


图 3 引气防冰系统布置

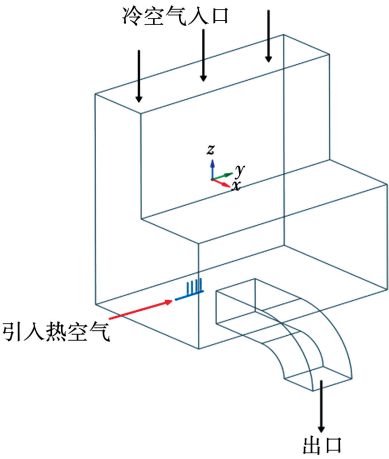
Fig. 3 Layout of air-entrained anti-icing system

2 引气掺混均匀度数值计算

2.1 物理模型

采用压气机中间级抽取热空气加热冷空气,在系统布置时需考虑混合情况,若压气机进口空气混合不均匀,将造成压气机进口温度出现波动,对依据进口温度的控制项,如供油规律造成影响,进而影响燃气轮机的稳定运行。

根据引气防冰系统的布置,对喷射热空气及空气混合段建立模型,如图 4 所示。可以看到,冷空气从上方进入,热空气通过压气机中间级引入,之后从等间距 320 mm 的 4 根圆管上的射流孔喷射出。在每根圆管上均匀分布 9 个孔间距为 80 mm、孔径 33 mm 的热空气射流孔。



(a) 喷射系统局部布置图

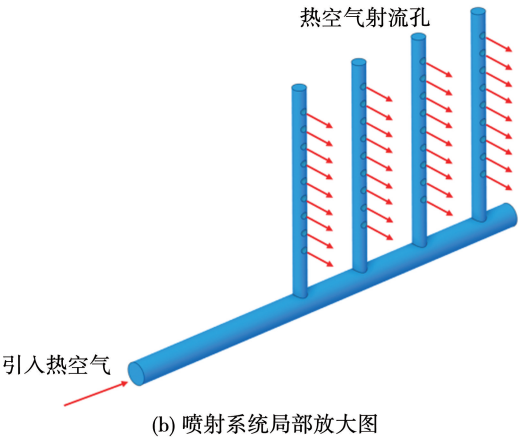


图 4 引气防冰系统喷射模型

Fig. 4 Jet models of air-entrained anti-icing system

2.2 网格划分及边界条件

通过 ICEM 软件对该物理模型进行四面体、六面体混合网格划分,对热空气射流孔等位置进行适当加密,最终确定网格数为 150 万,最小正交质量为 0.35,如图 5 所示。

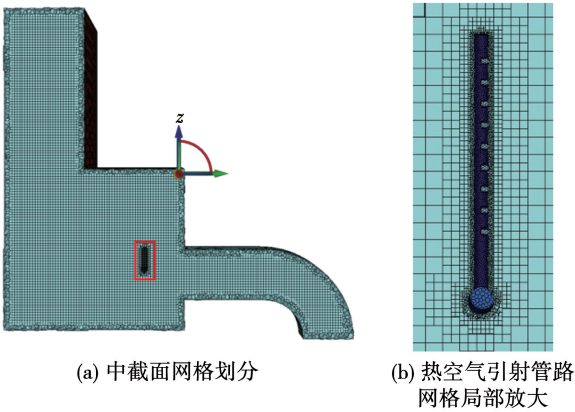


图 5 网格划分

Fig. 5 Mesh divisions

在 FLUENT 模拟过程中采用 Standard $k-\epsilon$ 湍流模型,冷空气入口设置为质量流量入口 (95 kg/s, 277 K),热空气入口也设置为质量流量入口 (5 kg/s, 473 K),空气流量数值均为额定工况的进气量及最大引气量,出口为压力出口,算法为 Coupled,迎风格式均为二阶,当连续性、能量残差曲线达到 10^{-6} 后再迭代 500 步结束模拟。

2.3 数值计算

图 6 分别给出了引气防冰系统温度场、中截面速度场及流线分布的模拟结果。由图 6(a) 可以看到,热空气引入后与冷空气快速掺混,在出口弯道中温度逐渐趋于一致,二者逐渐混合均匀。

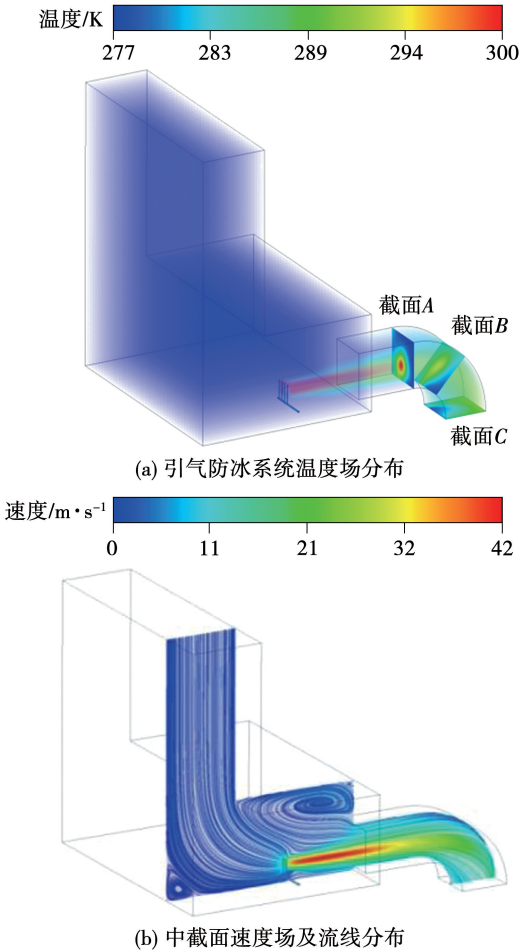


图 6 引气防冰系统温度场、中截面速度场及流线分布

Fig. 6 Distributions of temperature fields of air-entrained anti-icing system and velocity field and streamline on middle section

为精准量化冷热气掺混均匀度,引入 FLUENT 软件中温度均匀度指数 UI:

$$UI = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n [(|T_i - \bar{T}_a|) A_i]}{2 | \bar{T}_a | \sum_{i=1}^n A_i} \times 100\% \quad (1)$$

式中: A_i —某单元截面面积; T_i —该单元截面上温度; $\bar{T}_a$ —特征截面上平均温度。

由式(1)可知,UI 可评估一个区域内温度分布的均匀程度。经 FLUENT 计算,截面 A、B 和 C 的温度均匀度指数 UI 分别为 98.97%、99.37% 和 99.57%,温度均匀度指数随着气体流动逐渐增加。图 6(b) 中热气引射速度可达 42 m/s,且射流较均匀,最终出口截面的平均温度为 287 K,相较于冷空气入口温度上升了 10 K,同时箱装体进口温度均匀性指数达到了 99.57%。当大气环境温度为 277 K 时,燃气轮机在额定工况下运行,将抽气阀门全部打开,箱装体进气室热电阻测量的空气温度为 287.2 K,温度数值稳定不变,验证了该系统布置能够使冷热空气较好地混合,可以避免出现因压气机进口温度分布不均匀而影响燃气轮机稳定运行的问题。

3 引气量的确定及系统投用

判断是否投用引气防冰系统,主要是根据压气机进口空气是否达到结冰条件。燃气轮机实时运行时,依据燃气轮机运行全程各工况的进气量实时计算出压气机的空气进口温度,根据实测滤筒后的空气湿度计算出压气机进口湿度,当压气机进口空气湿度达到 100% 且压气机进口空气温度低于 0 ℃ 时,则压气机进口空气达到结冰的条件,此时应投入该引气防冰系统。

通过能量方程计算出燃气轮机实时运行压气机不结冰的最低温度,得出所需引入的热空气流量。通过调整引气电动阀的开度,引入所需的热空气量。

3.1 引气量的确定

本文以燃气轮机 0.9 工况为例阐述引气量的确定方法,具体步骤如下:

(1) 根据燃气轮机性能试验(水平进气模式),测量出从慢车到额定工况(每 0.1 工况为一档)过程中各工况的压气机进口的静压 $p_{com,in}$ 及进气流量 m_{int} 。如测量 0.9 工况下, $p_{com,in} = 97\ 300\ \text{Pa}$, $m_{int} = 80\ \text{kg/s}$ 。

(2) 计算箱装体上进气模式下,压气机进口相对于滤筒后的温降 ΔT 。

燃气轮机长期运行时,为箱装体上进气模式。

持续进行0.9工况稳定运行,实时测量当前工况滤筒后的空气湿度 φ_{lh} 为90%、空气静压 p_{lh} 为101 200 Pa、空气温度 T_{lh} 为274 K。

利用能量方程求出压气机进口温度 $T_{\text{com,in}}$ 及压气机相对滤筒后的温降 ΔT :

$$h_{\text{lh}} + \frac{1}{2} v_{\text{lh}}^2 = h_{\text{com,in}} + \frac{1}{2} v_{\text{com,in}}^2 \quad (2)$$

$$h = c_p \cdot T \quad (3)$$

$$v_{\text{lh}} = \frac{m}{\rho_{\text{lh}} A_{\text{lh}}} \quad (4)$$

$$v_{\text{com,in}} = \frac{m}{\rho_{\text{com,in}} A_{\text{com,in}}} \quad (5)$$

$$T_{\text{com,in}} = T_{\text{lh}} + \frac{v_{\text{lh}}^2 - v_{\text{com,in}}^2}{2c_p} \quad (6)$$

$$\Delta T = T_{\text{lh}} - T_{\text{com,in}} \quad (7)$$

式中: h_{lh} 、 $h_{\text{com,in}}$ —滤筒后空气焓值和压气机进口空气焓值,kJ; v_{lh} 、 $v_{\text{com,in}}$ —滤筒后空气流速和压气机进口空气流速,m/s; c_p —空气比定压热容,取1.005 kJ/(kg·K); m —0.9工况下的空气质量流量,取80 kg/s; A_{lh} 、 $A_{\text{com,in}}$ —滤筒后截面积和压气机进口面积,分别取52 m²和0.8 m²; T_{lh} 、 $T_{\text{com,in}}$ —滤筒后空气为温度和压气机进口空气温度,K; ρ_{lh} 、 $\rho_{\text{com,in}}$ —滤筒后空气密度和压气机进口空气密度,取1.293 kg/m³; ΔT —温降,K。

通过式(2)~式(6)的计算,得出当前0.9工况下的 $T_{\text{com,in}}$ 为268.05 K;通过式(7)得出温降 ΔT ,为5.95 K。

(3) 根据文献[16]温度与饱和蒸汽压力对应关系,计算出当前滤筒后及压气机进口饱和蒸汽压力。

温度与饱和蒸汽压力 p_s 的对应关系为:

$$p_s = -0.6071 \times 10^{-5} T^5 + 0.7859 \times 10^2 T^4 - 4.0519 T^3 + 1.0401 \times 10^3 T^2 - 1.3324 \times 10^5 T + 6.804 \times 10^6 \quad (8)$$

通过式(8)可得,在0.9工况下空气温度 $T_{\text{lh}} = 274$ K、 $T_{\text{com,in}} = 268.05$ K时滤筒后和压气机进口的饱和蒸汽压力 $p_{s,\text{lh}}$ 和 $p_{s,\text{com,in}}$ 分别为646.64 Pa和268.05 Pa。

进气通过滤筒后的实时蒸汽压力为:

$$p_{d,\text{lh}} = \varphi_{\text{lh}} \cdot p_{s,\text{lh}} \quad (9)$$

通过公式(9)计算可得,在0.9工况下 $p_{d,\text{lh}}$ 为581.98 Pa。

(4) 引气防冰系统投入判断。当 $p_{d,\text{lh}}/p_{s,\text{com,in}} \geq 1$ 且 $T_{\text{com,in}} \leq 273.15$ K时,燃气轮机压气机进口水蒸气达到饱和条件,同时温度低于冰点,应投入引气防冰系统。由此可见,在0.9工况时, $p_{d,\text{lh}}/p_{s,\text{com,in}}$ 为2.17,大于1,且 $T_{\text{com,in}} = 268.05$ K小于273.15 K,此时应发出防冰预警,及时投入引气防冰系统。

(5) 为避免压气机结冰,计算投入引气防冰系统后混合空气所需达到的温度 T_{mix} 。

在 $(T_{\text{lh}} - \Delta T) \sim T_{\text{lh}}$ 范围内,以 $T_{\text{lh}} - \Delta T$ 为基准,每提升1 K,按照式(8)计算,当 $p_{d,\text{lh}}/p_{s,\text{com,in}} < 1$ 时,记录为 $T_{\text{com,inxx}}$ 。当 $T_{\text{com,inxx}} \leq 273.15$ K,则 $T_{\text{mix}} = T_{\text{com,inxx}} + \Delta T$;当 $T_{\text{com,inxx}} > 273.15$ K,则 $T_{\text{mix}} = T_{\text{com,in}} - 273.15 \text{ K} + \Delta T$ 。

以0.9工况为例,在 $(274 - 5.95) \sim 274$ K范围,以268.05 K为基准,每提升1 K,利用式(8)计算 $p_{s,\text{com,inxx}}$,得出温度提升1 K和5 K时的 $p_{s,\text{com,in}}$ 分别为435.25 K和601.16 K。当温度提升5 K,即温度为273.05 K时, $p_{d,\text{lh}}/p_{s,\text{com,in}} < 1$,记录为 $T_{\text{com,inxx}} = 273.05$ K,该值小于273.15 K,则 T_{mix} 为279 K。

通过计算发现,当引气投入后的空气温度为279 K时,可避免压气机结冰。

(6) 计算所需投入的热空气的质量流量 m_{yq} :

$$m_{\text{mix}} c_{p,\text{mix}} T_{\text{mix}} = m_{\text{yq}} c_{p,\text{yq}} T_{\text{yq}} + (m_{\text{in}} - m_{\text{yq}}) c_{p,\text{lh}} T_{\text{lh}} \quad (10)$$

式中: m_{mix} —冷热空气混合后的质量流量,kg/s; $c_{p,\text{mix}}$ —冷热空气混合后的定压热容,kJ/(kg·K); T_{mix} —冷热空气混合后的温度,K; m_{yq} —引气的质量流量,kg/s; $c_{p,\text{yq}}$ —引气的定压热容,kJ/(kg·K); T_{yq} —引气的温度,K; m_{in} —压气机进口的空气质量流量,kg/s; $c_{p,\text{lh}}$ —滤筒后空气的定压热容,kJ/(kg·K); T_{lh} —滤筒后空气的温度,K。

利用引气防冰流量测量段热电阻测出引气点温度,在0.9工况下的 $T_{\text{yq}} = 453.15$ K,通过式(9)计算得出 $m_{\text{yq}} = 2.23$ kg/s。

3.2 引气量的投入

根据3.1节的计算,0.9工况需投入2.23 kg/s

的热空气质量流量可避免压气机进口空气结冰。

燃气轮机实时运行时,逐渐打开引气测量段电动阀开度,利用测量探针,实时测量 m_{yq} ,直至 $m_{yq} = 2.23 \text{ kg/s}$ 。

引气管道流量 Q_m 的计算公式^[5]如下:

$$Q_m = C \frac{p_{\text{ext}} \times 1\,000}{\sqrt{T_{\text{ext}}}} A q(x) \tag{11}$$

$$q(x) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \varepsilon \tag{12}$$

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \tag{13}$$

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{ext}}}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \tag{14}$$

$$\lambda = Ma \sqrt{\frac{\frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2}}} \tag{15}$$

式中: C —系数,取 0.040 42; p_{ext} 、 p —抽气总压和静压,Pa; T_{ext} —抽气温度,K; A —管道截面积,取 0.017 66 m²; k —系数,取 1.4。

根据文献[15]附录 A 中 ε 与 Ma 之间的关系,公式(12)可简化为:

$$q(x) = 0.336\,3\,Ma^4 - 0.937\,5\,Ma^3 + 0.024\,1\,Ma^2 + 1.576\,66\,Ma \tag{16}$$

逐渐打开电动阀门投入热空气,当阀门开度为 21% 时,抽气总压 $p_{\text{ext}} = 125\,098 \text{ Pa}$;抽气静压 $p = 124\,445 \text{ Pa}$,通过式(11)~式(16)计算得出 $Ma = 0.086\,5$, $Q_m = 2.28 \text{ kg/s}$,满足引气防冰所需的 2.23 kg/s 热空气质量流量。

4 结 论

为防止高湿低温环境下压气机进口出现结冰情况,燃气轮机采用从压气机中间级引入高温高压空气来加热进气。根据试验台结构设计了引气防冰系统。

(1) 通过数值计算得出,当投入额定工况的最大引气量时,该系统可满足冷热空气混合效果。当大气环境温度为 277 K 时进行额定工况运行试验,将抽气阀门全部打开,箱装体进气室测量的空气温度数值稳定不变,进一步验证了该系统的布置可促

使冷热空气较好地混合。

(2) 通过能量方程,可计算出实时运行工况下压气机进口空气不结冰的最低温度,进而得出所需掺混的热空气质量流量。如以燃气轮机 0.9 工况为例,引气温度为 453.15 K 时,为防止结冰需要 2.23 kg/s 的热空气质量流量。逐渐打开电动阀门引入热空气,当阀门开度为 21% 时,引气量为 2.28 kg/s,满足引气防冰量需要。

参考文献:

[1] 闻雪友,任兰学,祁 龙,等. 舰船燃气轮机发展现状、方向及关键技术[J]. 推进技术,2020,41(11):2401-2407.
WEN Xueyou,REN Lanxue,QI Long,et al. Development and key technologies in marine gas turbine[J]. Jouranal of Propulsion Technology,2020,41(11):2401-2407.

[2] 任永鹏. 船用燃气轮机进气部件结冰影响规律研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2020.
REN Yongpeng. Research on the influence of icing on intake components of marine gas turbine[D]. Harbin:Harbin Engineering University,2020.

[3] 尚帅帅. 进口积冰对压气机性能影响的数值仿真研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2023.
SHANG Shuaishuai. Numerical simulation study on the effect of imported ice accumulation on compressor performance[D]. Harbin:Harbin Engineering University,2023.

[4] BALAN G I,VOLINTIRU O N,SCURTU I C,et al. Considerations regarding the anti-icing system for the ship propulsion plant with gas turbine[C]//E3S Web of Conference,2021,286:04013.

[5] DENG Z,WANG Z,WANG Y,et al. Numerical simulation study on the resistance and heat transfer performance of anti-icing device of fin-staggered tube structure in marine intake system[J]. Applied Thermal Engineering,2024,244:122619.

[6] ZHOU L,LIU R,YI X,et al. Reasearch and development of anti-icing/deicing techniques for vessels:Review[J]. Ocean Engineering,2022,206:112008.

[7] XU Z,ZHANG T,LI X,et al. Effects of ambient temperature and wind speed on icing characteristics and anti-icing energy demand of a blade airfoil for wind turbine[J]. Renewable Energy,2023,217:119135.

[8] 陈竹兵,周澎录,龚 欢,等. 航空发动机进口帽罩结/防冰特性试验研究[J]. 科学技术与工程,2024,24(9):3876-3881.
CHEN Zhubing,ZHOU Penglu,GONG Huan,et al. Experimental research on icing/anti-icing properties of aero-engine inlet cowl

[J]. Science Technology and Engineering, 2024, 24 (9): 3876 – 3881.

[9] 胡娅萍. 航空发动机进口部件积冰的数值模拟研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2008.

HU Yaping. Numerical simulation of ice accretion on aero-engine entry components[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008.

[10] 刘 华,郭 文,杨 军,等. 发动机进气帽罩防冰热载荷的数值模拟研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2012, 25 (1): 44 – 48.

LIU Hua, GUO Wen, YANG Jun, et al. Numerical investigation of anti-icing thermal loads for engine inlet cowl[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2012, 25 (1): 44 – 48.

[11] 李泽江,刘汉旭,李荣嘉. 基于金属热喷涂的防/ 除冰复合材料功能单元设计及试验研究[J]. 科学技术与工程, 2022, 22 (23): 10318 – 10324.

LI Zejiang, LIU Hanxu, LI Rongjia. Design and tests for anti-icing/de-icing composite functional unit based on metal thermal spraying[J]. Science Technology and Engineering, 2022, 22 (23): 10318 – 10324.

[12] 莫秋云,王国强,郭荣滨,等. 风力发电机叶片覆冰状况及防冰除冰措施[J]. 科学技术与工程, 2022, 22 (21): 9017 – 9024.

MO Qiuyun, WANG Guoqiang, GUO Rongbin, et al. Wind turbine blade icing condition and anti-ice deicing measures[J]. Science Technology and Engineering, 2022, 22 (21): 9017 – 9024.

[13] 魏鹏鑫,韦 炜,王 巍,等. 一种燃气轮机进气防冰控制系统设计[J]. 燃气轮机技术, 2022, 35 (4): 20 – 24.

WEI Pengxin, WEI Wei, WANG Wei, et al. Design of air intake anti-icing control system of a gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2022, 35 (4): 20 – 24.

[14] 陈仁贵,代雪云,牛 兵,等. 燃气轮机进气系统防冰防湿技术[J]. 风机技术, 2022, 64 (S1): 72 – 77.

CHEN Rengui, DAI Xueyun, NIU Bing, et al. Anti-icing and anti-moisture technology of gas turbine intake system[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2022, 64 (S1): 72 – 77.

[15] 田 夫. 叶轮机械气动性能的实验研究方法[M]. 北京:清华大学出版社, 2013.

TIAN Fu. Experimental research method for aerodynamic performance of turbomachinery [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2013.

[16] 沈维道,童钧耕. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2016.

SHEN Weidao, TONG Jungeng. Engineering thermodynamics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2016.

(刘 颖 编辑)