

冰晶在涡扇发动机内相变换热特性

姜飞飞, 董 威, 郑 梅, 郭之强
(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 通过对低压压气机通道内气流参数的分析,结合冰晶的运动轨迹方程及相变传热传质方程的离散处理,计算分析了冰晶在涡扇发动机内涵通道内运动过程的粒子半径、冰晶温度、冰晶速度、冰水混合粒子中液态水质量分数、以及冰晶表面与低压压气机通道内气流的传热系数和传质系数沿压气机轴向距离的分布,得到了冰晶在低压压气机内涵通道内运动的轨迹及与叶片碰撞的特性。结果显示:20 μm 冰晶黏附位置处液态水质量分数为 10.22%,而 100 μm 冰晶在压气机出口处液态水质量分数仅为 2.1%且不会在压气机内结冰。

关 键 词: 涡扇发动机; 冰晶融化; 计算模型; 传热传质; 对流

中图分类号: V233.94 **文献标志码:** A

Phase change heat transfer characteristic of ice crystal ingested into turbofan engine

JIANG Feifei, DONG Wei, ZHENG Mei, GUO Zhiqiang
(School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Through analysis of airflow parameters in low pressure compressor flow passage, and by discretization of the motion equation and phase change heat and mass transfer equation of ice crystal, the ice crystal radii, ice crystal temperature, ice crystal velocity, liquid water mass fraction of ice-water mixture, heat transfer coefficient and mass transfer coefficient between ice crystal surface and airflow in low pressure compressor along axial position of compressor were calculated. The trajectory of ice crystal in low pressure compressor and collision characteristics between ice crystal and blades were obtained. The result shows that the liquid water mass fraction of 20 μm ice crystal at adhesion position is 10.22% while liquid water mass fraction of 100 μm ice crystal at the compressor outlet is just 2.1% and there will be no ice accretion inside the compressor.

Key words: turbofan engine; ice crystal melting; calculation model; heat and mass transfer; convection

飞机发动机迎风部件表面结冰主要被认为是由云层中的过冷液态水滴撞击冻结造成的^[1-2]。但是从 1990 年以来,在海拔高于 6.7 km 且不存

在过冷水滴的位置处发生了多次大涵道比涡扇发动机熄火事件。调查显示这些事件是由于涡扇发动机(下文简称为发动机)吸入冰晶导致的^[3]。由

收稿日期:2018-06-29

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2015CB755800);国家自然科学基金(11572195,51376122)

作者简介:姜飞飞(1992—),男,硕士生,主要从事飞机发动机结冰机理的研究。

通讯作者:董威(1970—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机流动与传热技术研究。E-mail:wdong@sjtu.edu.cn

引用格式:姜飞飞,董威,郑梅,等. 冰晶在涡扇发动机内相变换热特性[J]. 航空动力学报,2019,34(3):567-575. JIANG Feifei, DONG Wei, ZHENG Mei, et al. Phase change heat transfer characteristic of ice crystal ingested into turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 567-575.

于压气机旋转叶片的做功,压气机内空气的静温升高,吸入的冰晶将会在运动过程中融化。冰水混合粒子会在温度较高的静叶的表面形成液态水膜,后续流入的冰水混合物粒子撞击到液态水膜时会黏附在叶片表面^[4]。经过一段时间,冰水混合物将在静叶表面形成结冰冻结,进而形成压气机进气堵塞。叶片表面的冰晶堵塞会造成压气机失速与喘振、燃烧室熄火和发动机功率损失^[5]。目前对于过冷水滴撞击飞机部件前缘造成的结冰的研究较多^[6-8],而对于发动机吸入冰晶造成的结冰的研究较少。Hamed、Das 等^[9-10]在压气机动叶片的三维流场中通过数值计算得到了过冷水滴的运动轨迹。Mohamed^[11]建立了冰晶撞击以及结冰的模型,并将模型的计算结果与实验结果进行了对比。Philip 等^[12]计算了压气机内气流的参数,确定了可能的结冰位置以及结冰量,研究了结冰量对压气机运行性能的影响。Peter 等^[13]用与压气机静叶片关键特征相仿的楔形机翼在风洞中进行了空气动力学和结冰实验。在 45 kPa 低压下,冰晶较好地黏附在机翼表面,并且在 3 min 内观测到厚度为 15 mm 的结冰量。Kamel 等^[14]在不同的条件下进行结冰实验,得到了相应的结冰特性。王治国等^[15]用 ANSYS-CFX 软件及其粒子输运模型,对发动机风扇转子叶片内空气及水滴流场进行计算,用三维数值方法计算了发动机旋转机械内部过冷水滴的运动轨迹,得到了转速、水滴直径对风扇叶片表面水滴撞击特性的影响。Zhu 等^[16]开发了过冷水滴运动轨迹的欧拉计算方法和帽罩在结冰环境下的质量平衡和热平衡的计算方法,得到了过冷水滴撞击帽罩防冰表面的轨迹、温度、半径,研究表明数值计算得到的帽罩防冰表面的温度分布与与实验测得的温度分布一致。Norde 等^[17]用欧拉方法对过冷冰晶的运动和结冰进行了数值计算,计算得到的冰形与实验结果一致。

云层中过冷水滴的运动及撞击研究较多,对冰晶的撞击结冰现象已引起了研究人员的关注,但对冰晶的运动轨迹、液态水质量分数、温度、半径、速度等参数沿程变化的系统研究还很少。高空云层中冰晶在发动机内涵通道中的流动换热由于涉及到动静叶的干扰,涉及了复杂的运动和传热传质过程,有必要开展对冰晶的轨迹、换热、撞击特性的分析。本文对高空云层冰晶吸入发动机后,冰晶在压气机中热空气作用下的运动过程热力参数的变化建立了完整的流动换热模型。冰晶首先由过冷状态升温至 273.15 K,然后继续吸热

并融化。本文的数值计算中考虑了冰晶的升华、融化、蒸发,研究了冰晶的半径对融化过程的影响,分析了冰晶在压气机内与热空气相互作用的相变换热过程,研究结果能够为分析大涵道比涡扇发动机内涵通道部件冰晶融化冻结机理,预测发动机内冰晶引起的结冰现象提供研究依据。

1 冰晶的热力学过程及数学模型

高空云层的冰晶被吸入发动机后,一部分流入外涵道,一部分流入内涵通道。冰晶由过冷状态升温至 273.15 K (0 °C) 后融化成为冰水混合物。冰晶的相变换热过程分为两个部分:过冷冰晶升华、冰水混合物融化和蒸发。图 1 为冰晶的相变换热过程示意图。对冰晶的传热传质和运动有如下假设:

- 1) 只考虑冰晶的轴向和周向运动,模拟冰晶在压气机中二维运动的传热传质过程。
- 2) 认为冰晶与叶片的碰撞是镜面反射,当冰水混合物液态水质量分数大于 10% 时,发生冰晶黏附。
- 3) 冰晶和冰水混合物为球形,忽略内部的温度梯度和重力的影响。

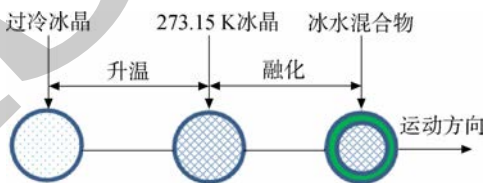


图1 冰晶的相变换热过程

Fig. 1 Phase change heat transfer process of ice crystal

1.1 冰晶融化相变换热物理模型

为了分析冰晶在发动机低压压气机通道内的轨迹及流动换热过程,首先需要建立冰晶的升华、对流换热,以及冰水混合物融化和蒸发过程的数学模型。

过冷冰晶表面的传质关系式

$$\frac{dm_i}{dt} = h_m A (\rho_{ga} - \rho_{gi}) \quad (1)$$

$$dm_i = \rho_i dV_i = \rho_i d\left(\frac{4}{3}\pi r_i^3\right) \quad (2)$$

式中 m_i 为冰晶质量; t 为时间; h_m 为冰晶表面与空气的传质系数; A 为冰晶表面积; ρ_{ga} 为空气中水蒸气密度; ρ_{gi} 为冰晶表面饱和水蒸气密度; ρ_i 为冰晶密度; V_i 为冰晶体积; r_i 为冰晶半径。

则冰晶半径随时间的变化率

$$\frac{dr_i}{dt} = \frac{h_m (\rho_{ga} - \rho_{gi})}{\rho_i} \quad (3)$$

过冷冰晶表面的传热关系式^[18]

$$hA(T_a - T_i) + L_{sg} \frac{dm_i}{dt} = c_{pi} m_i \frac{dT_i}{dt} \quad (4)$$

式中 h 为传热系数; T_a 为空气温度; T_i 为冰晶温度; L_{sg} 为冰晶升华热; c_{pi} 为冰晶比定压热容。

冰晶温度随时间的变化率

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Nu_d \lambda_a}{\rho_i c_{pi} T_i^2} (T_a - T_i) + \frac{3L_{sg}}{c_{pi} r_i} \cdot \frac{dr_i}{dt} \quad (5)$$

式中 λ_a 为空气导热系数; Nu_d 为冰晶与空气传热的努塞尔数。

冰晶看作球型粒子, 则其传热关联式^[19]

$$Nu_d = 2(1 + 0.3Re_i^{0.5} Pr^{0.33}) \quad (6)$$

式中 Re_i 为冰晶雷诺数, Pr 为普朗特数。

冰晶在发动机内涵通道运动过程中与空气进行换热, 温度逐渐升高, 冰晶表面温度达到 273.15 K 时表面开始融化, 进入冰水混合状态。冰水混合物传热过程由冰晶融化、水滴蒸发以及与空气间的对流传热组成, 传热关系式为

$$hA(T_a - T_i) + L_{lg} \frac{dm_i}{dt} + L_{ls} \frac{dm_i}{dt} = \frac{m_i c_{pi} d(T_i) + m_l c_{pl} d(T_l)}{dt} \quad (7)$$

式中 L_{lg} 为水滴气化热; L_{ls} 为冰晶融化热; m_i 、 T_i 、 c_{pi} 分别为冰水混合物中固态冰晶的质量、温度、比定压热容; m_l 、 T_l 、 c_{pl} 分别为冰水混合物中液态水滴的质量、温度、比定压热容。由于冰水混合物温度保持为 273.15 K, 得到 $T_i = T_l = 273.15$ K。上式简化为

$$hA(T_a - T_i) - L_{lg} \frac{dm_g}{dt} = -L_{ls} \frac{dm_i}{dt} \quad (8)$$

冰水混合物蒸发到空气中的水蒸气质量

$$\frac{dm_g}{dt} = h_m A (\rho_{gl} - \rho_{gs}) \quad (9)$$

式中 m_g 为传质进入空气中的水蒸气质量; ρ_{gl} 为冰水混合物表面饱和水蒸气密度。

冰水混合物质量为初始质量减去已蒸发到空气中水蒸气的质量

$$m_{mix} = m_i + m_l = m_{in} - m_g \quad (10)$$

式中 m_{in} 为冰晶初始时刻的质量。

冰水混合物的液态水质量分数为

$$\omega_l = \frac{m_l}{m_{mix}} \quad (11)$$

饱和水蒸气压力和温度的关系^[20]

$$p_s = \frac{2}{15} \exp\left(18.5916 - \frac{3991.11}{T - 39.31}\right) \quad (12)$$

选用 Redlich-Kwong 方程作为水蒸气的实

际气体方程

$$p_s = \frac{RT_i}{V_m - b} - \frac{a}{T_i^{0.5} V_m (V_m + b)} \quad (13)$$

$$a = \frac{0.427480 R^2 T_c^{2.5}}{p_c}, \quad b = \frac{0.08664 R T_c}{p_c} \quad (14)$$

式中 V_m 为摩尔体积; R 为气体常数; 临界温度 $T_c = 647.3$ K, 临界压力 $p_c = 22.12$ MPa。

饱和水蒸气密度

$$\rho_g = \frac{M_g}{V_m} \quad (15)$$

式中 M_g 为水蒸气摩尔质量。

需要指出, 只有当冰晶表面饱和水蒸气密度大于空气中水蒸气密度, 且空气中水蒸气是未饱和状态, 传质才会发生, 即发生传质的条件为

$$\rho_g > \rho_{ga}, \quad \rho_{ga} < \rho_s \quad (16)$$

式中 ρ_g 为冰晶表面饱和水蒸气密度; ρ_s 为空气温度下的饱和水蒸气密度。

由传热和传质的比拟^[21]可以得到冰晶和冰水混合物与空气的传质系数, 其中取路易斯数 $Le = 1$ 。

$$\frac{h}{h_m} = \left(\frac{Pr}{Sc}\right)^n \frac{\lambda}{D} = \rho_a c_{pa} Le^{1-n} \approx \rho_a c_{pa} \quad (17)$$

式中 c_{pa} 为空气比定压热容; ρ_a 为空气密度; D 为扩散系数。

冰晶的升华热为升温至 273.15 K 的吸热量、冰晶的融化热和 273.15 K 水滴气化热之和, 即

$$L_{sg}(T_i) = \int_{T_i}^{273.15} c_{pi} dT + L_{ls} + L_{lg} \quad (18)$$

冰晶融化热 $L_{ls} = 333.9$ kJ/kg。

冰晶的比定压热容与温度的关系式^[22]

$$c_{pi}(T_i) = 0.185 + 0.689 \times 10^{-2} T_i \quad (19)$$

冰晶密度取为 917 kg/m³, 空气的密度、普朗特数、导热系数、运动黏度随温度的变化关系均由线性插值得到。

1.2 冰晶运动轨迹计算模型

冰晶在发动机内涵通道内, 在气流的带动下, 随气流一起运动。冰晶在轴向和周向加速度分别为

$$\frac{du_x}{dt} = \frac{3}{8} \cdot \frac{C_d \rho_a}{r_i \rho_i} |u_a - u| (u_{ax} - u_x) \quad (20)$$

$$\frac{du_y}{dt} = \frac{3}{8} \cdot \frac{C_d \rho_a}{r_i \rho_i} |u_a - u| (u_{ay} - u_y) \quad (21)$$

式中 u_x 、 u_y 分别为冰晶的轴向速度和周向速度; u_{ax} 、 u_{ay} 分别为空气的轴向速度和周向速度; C_d 为阻力系数; u_a 和 u 分别为空气和冰晶的速度矢量。

式(20)向前差分得到的迭代格式为

$$u_x^{n+1} - u_x^n = \frac{\Delta L}{u_x^n} \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{C_d \rho_a}{r_i \rho_i} |u_a^n - u^n| (u_{ax}^n - u_x^n) \quad (22)$$

用相对速度标量值表示的相对雷诺数为

$$Re = 2r_i \frac{\rho_a |u_a - u|}{\mu_a} \quad (23)$$

式中 μ_a 为空气的动力黏度。当 $Re < 800$, 球形冰晶所受到的阻力系数为^[23]

$$C_d = \frac{24}{Re} (1 + 0.15Re^{0.687}) \quad (24)$$

2 压气机内的气流分析

风扇和低压压气机计算模型如图 2 所示, 借助冰晶融化过程传热传质模型, 分析冰晶在发动机内涵通道内运动过程中传热传质现象。计算中将压气机气流通道的分段离散计算。风扇和低压压气机一共为 5 级, 每级由动叶(R1~R5)和静叶(S1~S5)组成。第 1 级至第 5 级动叶叶片数目分别为: 18、53、68、82、80。第 1 级至第 5 级静叶叶片数目分别为: 38、60、75、82、76。计算中将每个动叶、静叶、间隙气流通道沿轴向距离均分离散为计算单元。图 3 给出了离散计算的单元模型, 红色线框 R 为动叶, 绿色线框 S 为静叶。

压气机中气流的压力和温度逐级提高, 为了进行传质计算, 需要得到水蒸气的密度。

$$p_v(1) = \varphi p_s(T_{\text{ain}}) \quad (25)$$

式中压气机进口处空气的相对湿度 $\varphi = 10\%$; T_{ain} 为进口处空气的温度。标号 1 代表压气机进口处的位置。

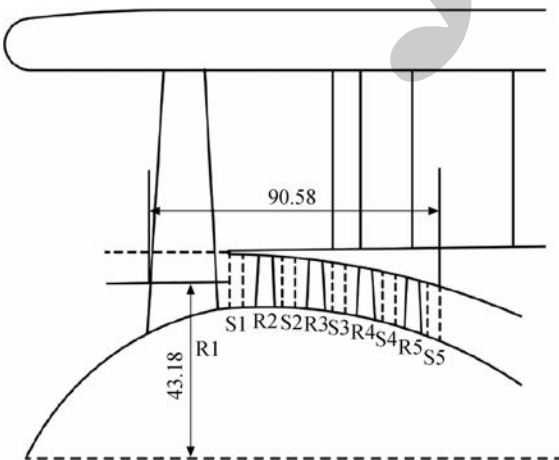


图 2 涡扇发动机的压气机结构图^[12] (单位: cm)

Fig. 2 Compressor structure of turbofan engine^[12]

(unit: cm)

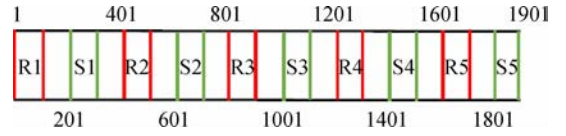


图 3 5 级压气机气流通道的分段标号

Fig. 3 Segments of airflow passage of five stages compressor

由道尔顿分压定律可知, 压气机中水蒸气分压力和总压力同比例增加

$$p_v(i) = \frac{p_a(i)}{p_a(1)} p_v(1) \quad (26)$$

式中 $p_v(i)$ 、 $p_v(1)$ 分别代表标号 i 处和标号 1 处的水蒸气压力; $p_a(i)$ 、 $p_a(1)$ 分别代表标号 i 处和标号 1 处的空气压力。

压气机中水蒸气密度为

$$\rho_v(i) = \frac{p_v(i)}{R_{gv} T_v(i)} \quad (27)$$

式中 $\rho_v(i)$ 为标号 i 处的水蒸气密度; $T_v(i)$ 为标号 i 处的气流温度。

由于传质到空气中水蒸气的质量较少, 计算中未考虑传质导致空气中水蒸气密度增大的情况。

图 4 为计算中采用的压气机叶片形状, 叶片型线按圆弧处理, β_{1r} 、 β_{2r} 分别为叶片进出口的几何角度, 图中数据为涡扇叶片的尺寸。

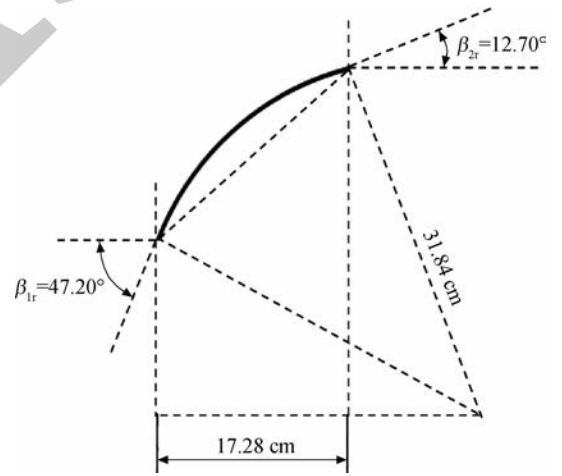


图 4 叶片型线

Fig. 4 Shape of blade

图 5 为压气机动叶进口和出口的速度三角形。亚声速时, 动叶气流出出口相对角度与动叶出口几何角度相同, 即

$$\beta_2 = \beta_{2r} \quad (28)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{U_2 - C_2 \sin \alpha_2}{C_2 \cos \alpha_2} = \tan \beta_{2r} \quad (29)$$

$$U_2 = C_2 \sin \alpha_2 + C_2 \tan \beta_{2r} \cos \alpha_2 \quad (30)$$

式中 U_2 为动叶出口处叶片周向速度; C_2 为动叶

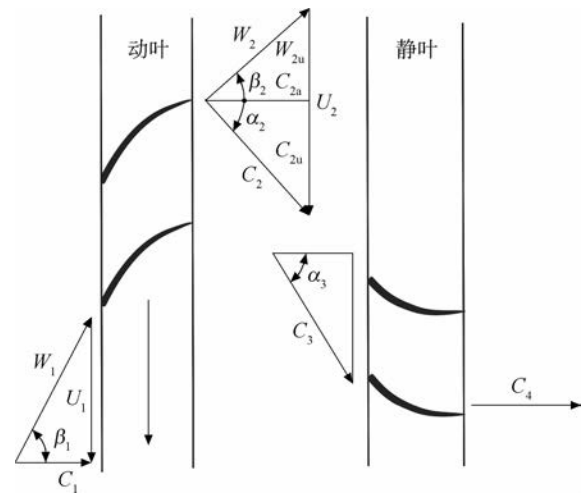


图 5 速度三角形
Fig. 5 Velocity triangle

出口处绝对气流速度; α_2 为动叶出口处气流绝对角度。

$$C_2 = Ma_2 \sqrt{\lambda R_g T_2} \tag{31}$$

$$n_1 = \frac{U_2}{2\pi r_2} \tag{32}$$

式中 Ma_2 、 T_2 、 r_2 分别为动叶出口处气流马赫数、气流温度、半径; n_1 为压气机第一级的数据计算

得到的压气机轴转速,将五级压气机计算结果取平均值的转速 $n_m=58.84\text{ r/s}$ 。

出口处动叶周向速度为

$$U_{2m} = 2\pi r_2 n_m \tag{33}$$

由此得到动叶出口处气流相对角度

$$\beta_{2m} = \arctan\left(\frac{U_{2m} - C_2 \sin\alpha_2}{C_2 \cos\alpha_2}\right) \tag{34}$$

式中下标 m 表示取平均值。

为了计算冰晶的运动轨迹,在动叶中,气流速度和冰晶速度均采用相对速度。在间隙以及静叶中,均采用绝对速度。冰晶在进入动叶和离开动叶时需要速度变换。在动叶进口处,冰晶周向的绝对速度变换为相对速度

$$U'_{iy}(j) = U_{iy}(j) + U_1 \tag{35}$$

式中 j 为节点标号, U_1 为各级进口处动叶速度。

在动叶出口处,冰晶周向的相对速度变换为绝对速度:

$$U'_{iy}(j) = U_{iy}(j) - U_2 \tag{36}$$

各级速度三角形的数据如表 1 所示。

压气机内的气流参数采用文献[4]中的数据线性插值得到,压气机各级的气流压力、温度如图 6 所示。气流轴向速度、周向速度如图 7 所示。

表 1 各级速度三角形参数

Table 1 Parameters of velocity triangle in compressor

级数	$C_1/$ (m/s)	$U_{1m}/$ (m/s)	$\beta_{1m}/$ (°)	$C_2/$ (m/s)	$U_{2m}/$ (m/s)	$C_{2a}/$ (m/s)	$C_{2u}/$ (m/s)	$W_{2u}/$ (m/s)	$\beta_{2m}/$ (°)	$C_3/$ (m/s)	$\alpha_3/$ (°)	$C_4/$ (m/s)	$\alpha_4/$ (°)
1	127.96	156.02	50.64	215.02	167.75	171.88	129.19	38.56	12.64	217.80	36.93	166.95	0
2	160.03	168.27	46.44	188.05	167.92	160.18	98.51	69.42	23.43	189.57	31.59	160.34	0
3	150.67	165.49	47.68	178.88	163.71	151.20	95.58	68.12	24.26	182.28	32.30	152.00	0
4	143.84	158.34	47.75	172.17	155.29	145.58	91.92	63.37	23.52	168.31	32.27	138.84	0
5	128.51	147.49	48.93	156.87	143.17	131.20	85.99	57.18	23.55	159.60	33.24	130.12	0

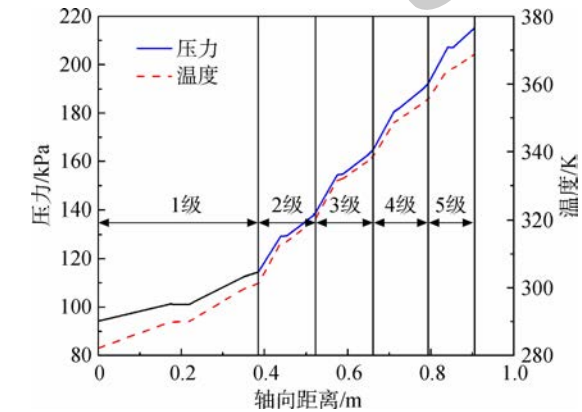


图 6 压气机中气流的压力和温度

Fig. 6 Airflow pressure and temperature in compressor

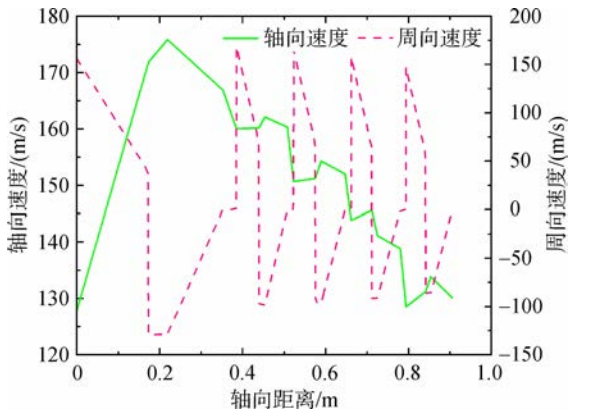


图 7 压气机中气流的轴向和周向速度

Fig. 7 Airflow axial and circumferential velocity in compressor

3 计算结果分析

图 8 为冰晶传热传质的数值计算流程图,计算采用空间推进方法,在轴线方向上等距离推进,求得下一个位置处冰晶的热力学和运动学参数,得到冰晶的运动轨迹以及液态水质量分数的分布。

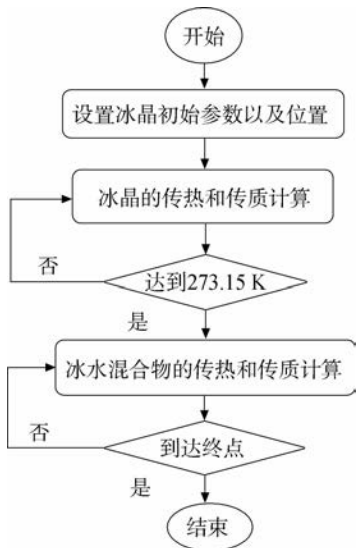


图 8 数值求解流程图

Fig. 8 Process of numerical calculation

图 9 为不同半径 r_i 冰晶沿轴向距离液态水质量分数的变化。 $20\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶开始融化的距离最短,而 $100\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶开始融化的距离最长。在相同轴向距离处,半径越小的冰晶液态水质量分数越大。在压气机第 5 级处, $100\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶液态水质量分数仅为 2.1% 。

图 10 为不同半径冰晶温度沿压气机轴向距离的分布图。过冷冰晶状态下, $20\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶

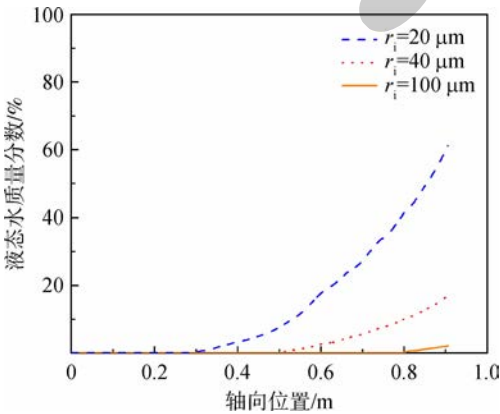


图 9 不同半径冰晶液态水质量分数的变化

Fig. 9 Liquid water mass fraction of ice crystal with different radii

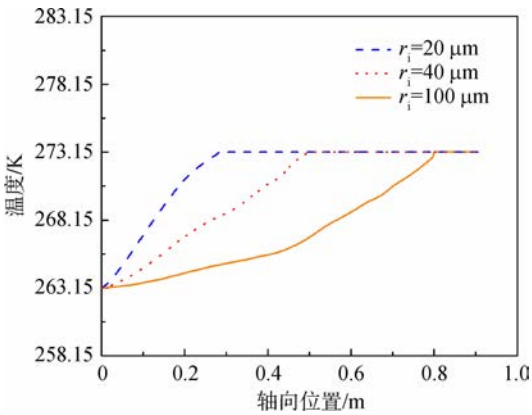


图 10 不同半径冰晶温度的变化

Fig. 10 Temperature of ice crystal with different radii

的升温曲线最陡,而 $100\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶升温曲线最平缓,冰晶半径越小,温度升高速率越快。

图 11 和图 12 分别为不同半径、不同入口位置 P_{in} 的冰晶,在压气机中运动的轨迹曲线图。图中不同半径和不同入口位置处的冰晶运动轨迹画在同一个动叶通道中,如图 11 显示,冰晶入口位置为距离叶片顶端 80% 处。在风扇中,冰晶半径越大,冰晶轨迹偏转越小。这是由于半径越大,冰晶惯性作用越强,在初始速度的影响下,冰晶轨迹越趋于直线。 $20\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶与第 2、3、5 级动叶片发生了碰撞,碰撞点处由于压气机通道内空气对冰晶的加热作用,形成的冰水混合物粒子中液态水的质量分数分别为: 4.14% 、 10.22% 、 46.85% ,因此当 $20\text{ }\mu\text{m}$ 半径的冰晶与第 3 级动叶片碰撞时会出现黏附结冰现象。半径为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 冰晶与第 5 级静叶片发生了碰撞,碰撞点液态水质量分数为 13.41% ,因此半径为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 的冰晶也会黏附在第 5 级静叶片上并且结冰。对于半径为 $100\text{ }\mu\text{m}$ 的冰晶最大液态水质量分数仅为 2.1% ,虽然与叶片发生多次碰撞,但不会发生结冰现象。图 12 为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 半径的冰晶在 $P_{in} = 5\%, 50\%, 100\%$ 入口位置处的运动轨迹。 5% 入口位置处冰晶与风扇发生了 3 次碰撞,与第 2 级静叶、第 4 级动叶、第 4 级静叶、第 5 级动叶发生了碰撞,只有与第 5 级动叶片发生碰撞时液态水质量分数超过了 10% ,达到了 13.53% ,因此第 5 级动叶处会发生黏附结冰。 50% 入口处冰晶与第 5 级静叶碰撞点处液态水质量分数达到 19.7% ,发生黏附结冰现象。 100% 入口处冰晶在第 5 级动叶处结冰,碰撞点液态水质量分数为 10.14% 。

图 13 为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 半径冰晶表面饱和水蒸气密度和压气机通道内空气水蒸气密度沿压气机轴向

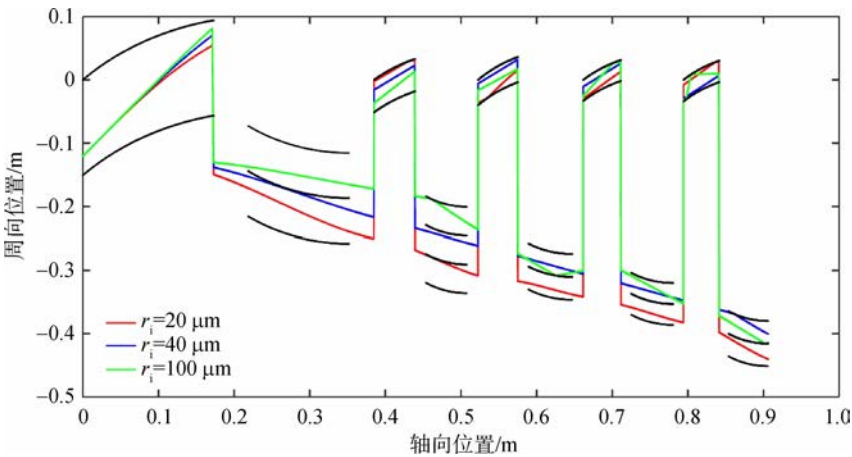


图 11 不同半径冰晶的运动轨迹

Fig. 11 Trajectory of ice crystal with different radii

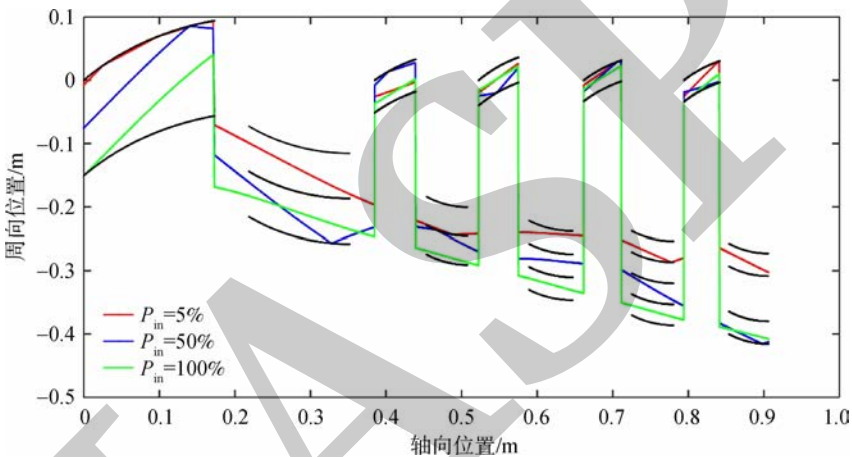


图 12 不同入口位置冰晶的运动轨迹

Fig. 12 Trajectory of ice crystal with different entrance positions

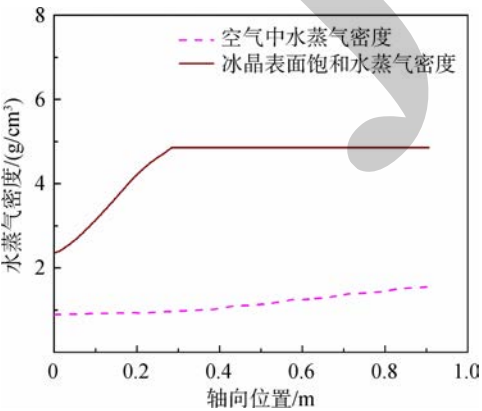


图 13 空气中和冰晶表面的水蒸气密度

Fig. 13 Vapour density in airflow and surface of ice crystal

距离的分布图。从 263.15 K 到 273.15 K,冰晶表面饱和水蒸气密度由 2.35 g/cm³ 增加到 4.84 g/cm³,之后保持冰水混合物状态,冰晶表面饱和

水蒸气密度保持在 4.84 g/cm³。压气机进口处空气中水蒸气密度为 0.89 g/cm³,之后随空气总压力同比例增大,在压气机第 5 级处升至 1.55 g/cm³。在该情形下,冰晶表面传质过程在全程中均可发生。

图 14 为冰晶全程传质进入空气的质量比例。在压气机第 5 级末尾处,半径为 20 μm 冰晶质量损失仅为 1.14%。半径为 40 μm 和 100 μm 冰晶质量损失分数均小于 0.5%。冰晶的半径越大,在压气机中的质量损失分数越小,因此未考虑冰晶传质导致空气中水蒸气密度增大是合理的。

图 15 和图 16 分别为冰晶与空气的传热系数和传质系数。传热系数和传质系数存在多个波峰和波谷,随轴向位置的变化很大,传热系数和传质系数的变化趋势基本一致。冰晶半径越小,传热系数和传质系数越大。半径为 100 μm 冰晶在第 5 级动叶处传热系数和传质系数较大,是由于与

动叶发生了两次入射角较大的碰撞,与热空气流的速度差增大导致的。

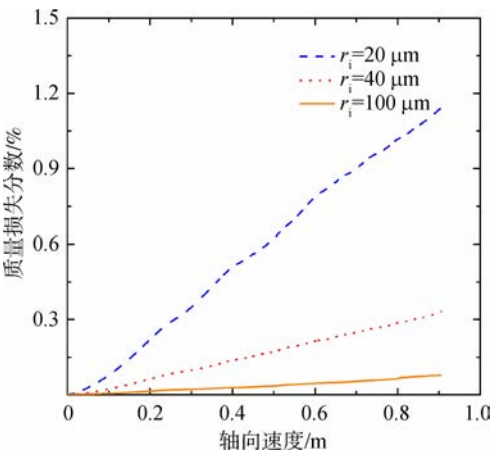


图 14 不同半径冰晶的质量损失分数
Fig. 14 Mass loss fraction of ice crystal with different radii

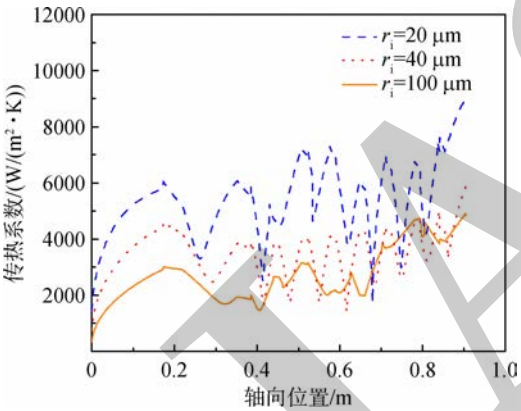


图 15 不同半径冰晶的传热系数
Fig. 15 Heat transfer coefficient of ice crystal with different radii

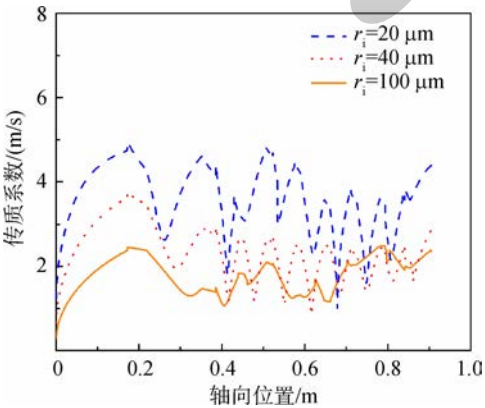


图 16 不同半径冰晶的传质系数
Fig. 16 Mass transfer coefficient of ice crystal with different radii

图 17 为冰晶沿压气机轴向位置的轴向速度分布。根据冰晶运动方程,半径越小的冰晶加速度越大,所以半径为 20 μm 冰晶较半径为 40、100 μm 冰晶轴向速度变化更快。速度突变的位置为冰晶与叶片发生碰撞的位置,碰撞引起了速度的突变。

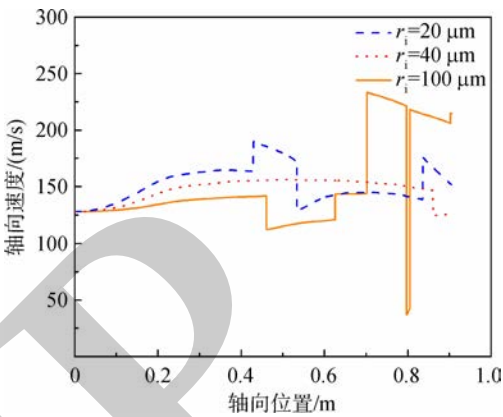


图 17 不同半径冰晶的轴向速度
Fig. 17 Axial velocity of ice crystal with different radii

图 18 为冰晶沿压气机轴向位置的周向速度分布。离开动叶时,冰晶周向速度突降,这是因为在间隙和静叶中考虑冰晶的绝对速度,根据式(36),离开动叶,冰晶周向相对速度减去出口处动叶周向速度得到冰晶的周向绝对速度。进入动叶时,冰晶周向速度突增,这是因为在动叶中考虑冰晶的相对速度。根据式(35),进入动叶,冰晶周向绝对速度加上进口处动叶周向速度得到冰晶周向相对速度。图中显示,半径越小的冰晶周向速度变化越快,与压气机中空气气流速度的跟随性越好。同样的,在叶片的气流通道内,碰撞引起了速度的突变,因此速度突变的位置为冰晶与叶片发

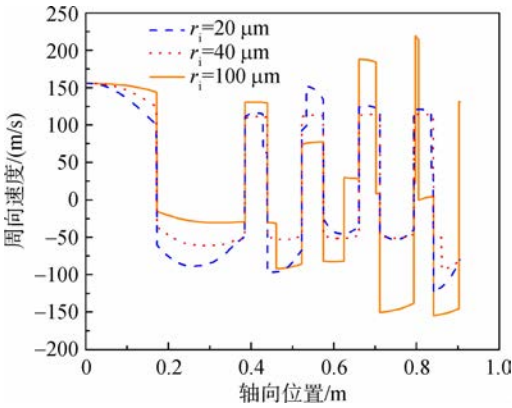


图 18 不同半径冰晶的周向速度
Fig. 18 Circumferential velocity of ice crystal with different radii

生碰撞的位置。

4 结 论

运用离散的数值方法对冰晶在压气机气流通道中的二维运动的传热传质过程进行了研究。得到了不同半径的冰晶在运动过程中的运动轨迹、液态水质量分数、温度、传热系数、传质系数、轴向速度、周向速度、质量损失分数的变化,同时研究了入口位置对于冰晶运动轨迹的影响。得到了不同半径冰晶以及不同入口位置冰晶可能发生黏附结冰的位置。得到了冰晶在压气机内涵通道内运动的轨迹及与叶片碰撞的特性,为预测分析发动机内冰晶引起的结冰分析提供了研究依据。得到以下结论:

1) 冰晶半径越大,温度升高越慢,液态水质量分数越低,发动机的压气机叶片发生黏附结冰现象的可能性越小。对于半径为 $100\text{ }\mu\text{m}$ 冰晶,压气机出口处液态水质量分数仅为 2.1% ,不会发生融化结冰现象,而半径为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 冰晶黏附位置处液态水质量分数为 10.22% ,半径为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 冰晶黏附位置处液态水质量分数为 13.41% 。

2) 半径为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 冰晶在低压压气机出口处质量损失仅为 1.14% ,可忽略由于传质导致的空气中水蒸气密度的增加。

3) 冰晶的半径越大,质量越大,由于冰晶的惯性影响,在涡扇中运动轨迹偏移越小。

参考文献:

- [1] DAS K, HAMED A, BASU D. Ice shape prediction for turbofan rotating blades[R]. AIAA-2006-209, 2006.
- [2] DAS K, HAMED A, BASU D. Effect of super-cooled water droplet characteristics on fan rotor-ice accretion[R]. ISABE-2005-1248, 2005.
- [3] JEANNE G M, WALTER S, PHILIP C. The ice particle threat to engines in flight[R]. AIAA-2006-206, 2006.
- [4] JOSEPH P V, PHILIP C E, WILLIAM B W, et al. A model to assess the risk of ice accretion due to ice crystal ingestion in a turbofan engine and its effects on performance[R]. AIAA-2012-3038, 2012.
- [5] MANUEL A P. Ice crystal ingestion by turbofans[D]. Philadelphia, US; Drexel University, 2012.
- [6] POTAPCZUK M G, BIDWELL C S. Numerical simulation of ice growth on a MS-317 swept wing geometry[R]. AIAA 91-0263, 1991.
- [7] GIUSEPPE M, VINCENZO B. Ice accretion prediction on multielement airfoils[J]. Journal of Aircraft, 1998, 35(2): 240-246.
- [8] MARLO V, JULIUS A G, THOMAS P R. Ice accretion formations on a NACA 0012 swept wing tip in natural icing conditions[R]. AIAA-2002-0244, 2002.
- [9] HAMED A, DAS K, BASU D. Numerical simulations of ice droplet trajectories and collection efficiency on aero-engine rotating machinery[R]. AIAA-2005-1248, 2005.
- [10] DAS K, HAMED A, BASU D. Droplet trajectories and collection on fan rotor at off-design conditions[R]. ASME Paper GT-2006-91214, 2006.
- [11] MOHAMED S N. An uncoupled multiphase approach towards modeling ice crystal in jet engines[D]. Montreal, Canada; McGill University, 2010.
- [12] PHILIP C E, JOSEPH P V, WILLIAM B W. Engine icing-modeling and simulation: Part I ice crystal accretion on compression system components and modeling its effects on engine performance[R]. SAE Paper 2011-38-0025, 2011.
- [13] PETER M S, ANDY P B, JEN C T. Fundamental ice crystal accretion physics studies[R]. NASA/TM-2012-217429, 2011.
- [14] KAMEL A K. Assessment of effects of mixed phase icing conditions on thermal ice protection systems[R]. DOT/FAA/AR-03/48, 2003.
- [15] 王治国, 姜德仓, 郭文. 发动机旋转表面水滴撞击特性数值研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2013, 26(1): 35-39.
WANG Zhiguo, LOU Decang, GUO Wen. Numerical simulation of water droplet impingement characteristic on aero-engine rotating machinery[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2013, 26(1): 35-39. (in Chinese)
- [16] ZHU J, DONG W, ZHENG M. Numerical investigation of heat and mass transfer on an anti-icing inlet cone[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(3): 788-796.
- [17] NORDE E, WEIDE E, HOEIJIMAKERS H. Eulerian-method for ice crystal icing[J]. AIAA Journal, 2018, 56(1): 222-234.
- [18] BERGMAN T L, LAVINE A S, INCROPERA F D, et al. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. Jefferson City, US; John Wiley and Sons, 2011: 383-384.
- [19] RANS W E, MARSHALL W R. Evaporation from drops: Part II[J]. Chemical Engineering Progress, 1952, 48(4): 173-180.
- [20] 沈维道, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007: 379-380.
- [21] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 547-550.
- [22] FUKUSAKO S. Thermophysical properties of ice, snow, and sea ice[J]. International Journal of Thermophysics, 1990, 11(2): 353-372.
- [23] CLIFT R, GRACE J R, WEBER M E. Bubbles, drops, and particles[M]. New York: Academic Press, 1978: 111-112.

(编辑: 陈 越)