

喷水对风扇性能影响的数值研究^{*}

陈志敏, 程邦勤, 胡伟波, 王 浩, 李 军

(空军工程大学 航空航天工程学院, 陕西 西安 710038)

摘 要: 为了获得潮湿环境对发动机性能的影响, 开展了多级轴流风扇在来流含水情况下的性能研究。首先, 基于液滴蒸发和冷凝相变过程, 构建了解决气液两相间的热量与质量转化的两相流模型。该模型是由气相和液相的质量、动量和能量守恒方程及它们的状态方程组成。其次, 在两相流模型的基础上, 采用五阶龙格库塔法求解模型方程组, 计算水相变过程对风扇性能的影响, 并用平均流线法模拟气流通过风扇时的流动特性。最后通过耦合两种方法, 分析喷水对风扇流量、压比和温比的影响。结果表明, 喷水能提高风扇的进气流量和压比, 最高分别可达到4.24%和2.51%, 能使定子温比最大下降4.88%, 转子温比先下降后升高。

关键字: 风扇; 液滴蒸发; 两相流模型; 平均流线法; 水吸入

中图分类号: V211.8 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2015) 09-1295-07

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2015.09.003

A Numerical Research of Effects of Water Ingestion on Fan System Performance

CHEN Zhi-min, CHENG Bang-qin, HU Wei-bo, WANG Hao, LI Jun

(Aeronautics and Astronautics Engineering College, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: In order to understand how moisture circumstances affect the engine performance, the research of the multistage fan performance, under the condition of the water ingestion in compression system, is conducted. A new two-phase flow model of the heat transfer and mass transfer has been formulated based on vaporization and condensation phase-change. The model solves the conservation equations of mass, momentum, and energy equations for both gas and liquid phase and ties the two together with the equation of states. It uses a 5th order Runge-Kutta solver for solving the governing equations numerically. The two-phase flow model primarily accounts for the heat transfer associated with the phase change of water and the meanline code uses gas properties to model the flow properties through a compression system. The two-phase flow model and the meanline code are loosely coupled to analysis the change of the mass flow, pressure ratio and temperature ratio with water ingestion. The results show that the mass flow and pressure ratio increased by 4.24% and 2.51% at most, respectively, the temperature ratio of stators is decreased by 4.88% at most, and the temperature ratio of rotors reduces initially then increases.

Key words: Fan; Droplet evaporation; Two-phase flow model; Meanline code; Water ingestion

1 引 言

潮湿环境中不同相态的水对发动机性能有重要影响。随着我国航空母舰的列装和舰载机的测试试

飞, 这一问题就凸现出来。综观世界各国航母的发展历程, 现阶段舰载战斗机主要采用的起飞方式是蒸汽弹射起飞, 能够起降的飞机种类多, 效率高, 是我国今后舰载机起飞发射的重要发展方向。但是,

^{*} 收稿日期: 2014-10-15; 修订日期: 2014-12-04。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51276197)。

作者简介: 陈志敏 (1990—), 男, 硕士生, 研究领域为飞机推进系统气动热力理论研究。E-mail: zmchenzq@163.com

这一起飞方式易发生弹射器蒸汽泄露,被压气机吸入,带来严重的蒸汽吸入问题,对发动机性能造成不可忽视的影响。同时由于发射时需求的功率较高,而且此时压气机容易发生失稳,所以研究水和蒸汽吸入对风扇/压气机性能与稳定性的影响有着重要的意义。

国内外某些机构已经开始了这方面的研究^[1],国外在这一方面的理论和实验研究较多。美国空军莱特基地的 Murthy S N B 等先后进行了轴流压气机喷水对压气机性能分析等研究^[2]。它们主要运用级叠加法求解标准状况时压气机的性能,然后加入大、小水滴蒸发模型、损失模型和液滴破碎模型等,对标准态时温度和压强进行修正。但是没有对喷水模型进行深入研究。1973年阿诺德工程发展中心(Arnold Engineering Development Center, AEDC)就开始研究结冰对压气机性能的影响^[3],分析多相流的运动规律,分别对液滴和气流进行数值计算,考虑气流与液滴之间复杂的热交换问题。同时 AEDC 也运用实验的方法对喷水对压气机性能的影响进行分析^[4~7]。

国内哈尔滨工程大学轮机实验室在喷水对燃气轮机影响的研究上积累了一定的成果。郑群^[8,9]等在压气机进气喷水湿压缩和级间喷水湿压缩方面作了大量的理论和实验研究工作。理论方面包括湿压缩机理分析、湿压缩对压缩系统热力循环的理论与实验分析等。主要是从基本热力学方程出发,建立了压气机湿压缩过程的热力学模型。研究理想湿压缩过程和实际湿压缩过程方程等,并计算湿压缩功随加湿量的变化规律。但没有考虑气流通过压气机时各参数变化所带来的影响。

本文在 AEDC 研究的基础上,对多相流方法进行改进,对两相流动机理的数值模拟的方法进行深入研究,建立了两相流模型。考虑水滴与气流之间会发生热量和质量交换,在液滴蒸发的模型上,需要考虑 Stefan 流效应、对流传质效应以及表面吹风效应。同时对工质的热力性质参数采用多项式拟合的方法进行处理。

2 数学模型

2.1 两相流模型(Two-Phase Flow model, TPF)

本文考虑的两相流模型基于以下假设:

(1)将空气和水蒸气当作理想气体考虑。

(2)除了边界层外,在其他轴向位置处,气体的分布都是均匀的。

(3)液滴通过管道时,仍保持原来的特性,则碰撞、结块和液滴破碎的效果可忽略不计。

(4)轴向任意位置,液滴均匀分布。

(5)液滴的形状认为是球状的。

(6)液滴达平衡态时,蒸发发生。

(7)不考虑液滴与周围环境的辐射换热。

(8)不考虑重力作用。

该两相流模型能够解决工质之间热量与质量的转化,求解的基本思路为:利用气相和液相的质量、动量和能量守恒方程及相应的状态方程构建非线性方程组,然后运用五阶龙格库塔法求其数值解,其示意图如图1所示。

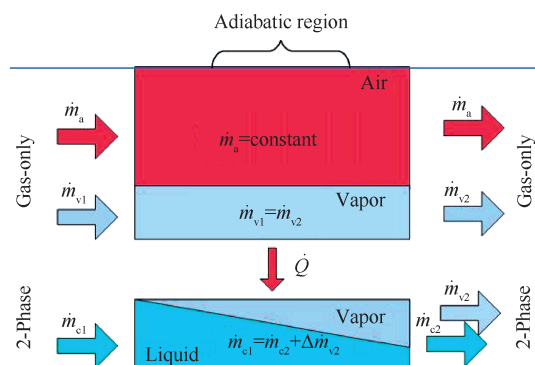


Fig. 1 Schematic diagram of a two-phase flow

首先考虑连续相的控制方程,即由空气和水滴蒸发所产生的水蒸气的流量守恒方程。

总的质量守恒

$$\dot{m}_v + \dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m} = \text{const } 1 \quad (1)$$

水的质量守恒

$$\dot{m}_v + \dot{m}_c = \dot{m}_w = \text{const } 2 \quad (2)$$

空气质量守恒

$$\dot{m}_a = v_g \rho_g (1 - C_v) A = \text{const } 3 \quad (3)$$

其中有

$$\dot{m}_c = f_c \dot{m}_a = f_c v_g \rho_g (1 - C_v) A$$

和

$$\dot{m}_v = v_g \rho_g C_v A$$

动量守恒

$$v_g^2 \frac{dC_v}{dx} + (1 - C_v) v_g \frac{dv_g}{dx} + v_g (1 - C_v)^2 \left(v_c \frac{df_c}{dx} + f_c \frac{dv_c}{dx} \right) + \frac{1 - C_v}{\rho_g} \frac{dP}{dx} = 0 \quad (4)$$

能量守恒

$$\begin{aligned} & \left(h_v + \frac{v_g^2}{2}\right) \frac{dC_v}{dx} + \frac{C_v}{1-C_v} \left(\frac{dh_v}{dx} + v_g \frac{dv_g}{dx}\right) + \frac{dh_a}{dx} + \\ & v_g \frac{dv_g}{dx} + \left(h_c + \frac{v_c^2}{2}\right) \frac{df_c}{dx} + f_c \left(\frac{dh_c}{dx} + v_c \frac{dv_c}{dx}\right) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

式中 m 表示质量流量, 下标 v , a , c 和 w 分别表示水蒸气、空气、液态水和水(包含气相和液相的水), 下标 g 代表气流, 即空气和水蒸气的混合气体。 A 表示管道的面积, ρ_g 表示混合气流的密度。 C_v 表示水蒸气在混合气流中的质量流量分数, f_c 表示液态水质量流量相对于空气的质量流量分数, 即相对水含量。 v_g , v_c 分别表示混合气体和液滴的速度, h_v , h_a 和 h_c 分别表示水蒸气的焓, 空气的焓和液滴的焓。

本文对液滴的处理, 温度采用集总参数法, 建立单个液滴蒸发过程质量、动量和能量守恒方程的通用数学表达式。考虑 Stefan 流效应、对流传质效应以及表面吹风效应。所以液滴的蒸发模型如下:

液滴质量守恒

$$v_c \frac{dM_d}{dx} = \pi d \rho_g \Gamma_g Sh H \quad (6)$$

液滴动量守恒

$$M_d v_c \frac{dv_c}{dx} + (v_c - v_g) v_c \frac{dM_d}{dx} = \frac{1}{8} \pi d^2 C_D \rho_g (v_g - v_c)^2 \quad (7)$$

液滴能量守恒

$$M_d C_d v_c \frac{dT_c}{dx} = \pi d \lambda Nu (T_g - T_c) + \frac{dM_d}{dx} L_v \quad (8)$$

考虑所有液滴时, 有

$$\frac{df_c}{dx} = \frac{f_c}{M_d} \frac{dM_d}{dx} \quad (9)$$

状态方程

$$P = \frac{R_u \rho_g T_g}{Y_\infty \bar{M}_v + (1 - Y_\infty) \bar{M}_a} \quad (10)$$

式中 M_d 为液滴的质量, d 为液滴的直径, C_d 为液态水的比热容, λ 为混合气流的导热系数, μ 为混合气流粘度, ρ_v 为液滴的密度, L_v 为水的气化潜热。 $\bar{M}_v$ 表示水蒸气的摩尔质量, $\bar{M}_a$ 表示空气的摩尔质量, Y_∞ 表水蒸气的分子质量分数。

液滴的阻力系数

$$C_D = \begin{cases} 24/Re & Re \leq 0.6 \\ 0.05 \exp(6.193 Re^{-0.1496}) & 0.6 < Re < 1500 \\ 0.398 & Re \geq 1500 \end{cases} \quad (11)$$

雷诺数

$$Re = \frac{(v_g - v_c) \rho_g d}{\mu} \quad (12)$$

海伍德数

$$Sh = \frac{kd}{\Gamma_g} = 2 + 0.6 Re^{0.5} \left(\frac{\mu}{\rho_v d}\right)^{0.33} \quad (13)$$

分子扩算系数

$$\Gamma_g = 2.09 \times 10^{-5} \left(\frac{101325}{P}\right) \left(\frac{T}{273.15}\right)^{1.75} \quad (14)$$

努塞尔数

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{0.5} \left(\frac{\mu C_p}{\lambda}\right)^{0.33} \quad (15)$$

蒸发质量流率

$$H = \frac{\ln(1+B)}{B} \quad (16)$$

其中

$$B = \frac{Y_{vs} - Y_\infty}{1 - Y_{vs}} \quad (17)$$

Y_{vs} 和 Y_∞ 分别表示蒸汽液滴表面和无穷远液滴质量浓度^[10]。其中水蒸气的分子质量分数

$$Y_\infty = \frac{C_v / \bar{M}_v}{C_v / \bar{M}_v + (1 - C_v) / \bar{M}_a} \quad (18)$$

液滴表面的分子质量分数为: $Y_{vs} = P_s / P$, $\ln P_s = A - B/T$, A 和 B 的值采用文献[11]中给出的。水蒸气的汽化潜热运用定比法^[12]求出。

$$L_{v,r} = \Delta T_r^{[0.360 + 0.044(1 - \sqrt{\Delta T_r})]} \quad (19)$$

其中 $\Delta T_r = \frac{T_c - T}{T_c - T_b}$ 为对比温度, $L_{v,r}$ 为对比蒸发潜热, T_c 为临界温度, T_b 为沸点温度, $T_{br} = \frac{T_c}{T_b}$ 。

对于空气、水蒸气和液态水的导热系数和粘度采用拟合多项式的方法获得的。气体热力性质计算采用八项五次拟合公式^[13], 计算公式如下

$$\begin{aligned} \frac{C_p}{R} = & A_1 \left(\frac{1}{T^2}\right) + A_2 \left(\frac{1}{T}\right) + A_3 + A_4(T) + \\ & A_5(T^2) + A_6(T^3) + A_7(T^4) + A_8(T^5) \end{aligned} \quad (20)$$

对于给定的范围, A_1 到 A_8 是曲线的拟合系数。对于参数的选取可以参考文献[14]。当已知混合气体的定压比热容 C_p 的表达式, 给定温度下的比热比 γ 就可以通过理想气体之间的关系求得, 关系式如下

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (21)$$

本文焓的表达式如下,选取相对焓,标准温度设为 298K。

$$\int_{T_1}^{T_i} C_p dT = -A_1 \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{T_1} \right) + A_2 \ln \frac{T_i}{T_1} + A_3 (T_i - T_1) + \frac{A_4}{2} (T_i^2 - T_1^2) + \frac{A_5}{3} (T_i^3 - T_1^3) + \frac{A_6}{4} (T_i^4 - T_1^4) + \frac{A_7}{5} (T_i^5 - T_1^5) + \frac{A_8}{6} (T_i^6 - T_1^6) \quad (22)$$

两相流方法的求解,如图2所示。

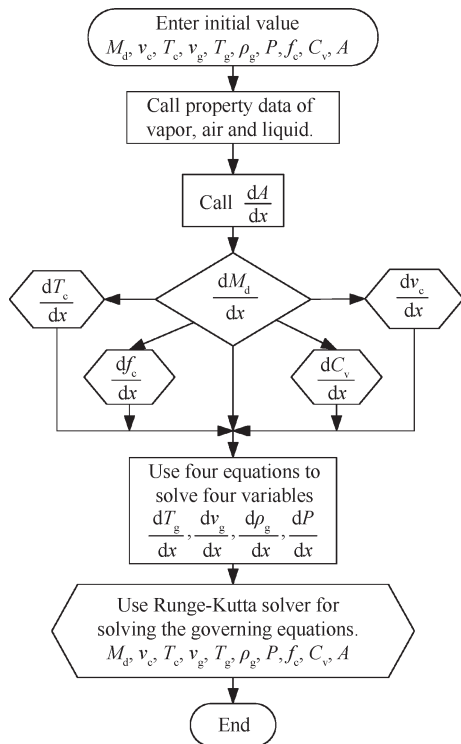


Fig. 2 Flow diagram for solver of two-phase flow model

2.2 平均流线法 (Meanline code, MLC)

平均流线法参考文献[15],主要分为有叶片区域与无叶片区域的求解。在动叶处,要注意相对坐标系下求解,对于无叶片区,主要是根据角动量守恒进行求解。

在动叶处是通过叶片的进口总压、进口总温、马赫数和几何条件来计算的。先通过绝热条件求出静态条件,然后通过速度三角形求出相对动叶坐标系中的流动条件。其中损失和分离由文献[16]给出,相对总压损失系数和叶片的分离系数是通过关联式给出的。给定几何条件、相对总压比及相对总温比,定义进口流量系数和出口流量系数。

进口流量系数为

$$BMFF_{lr} = M_{lr} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{lr}^2 \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (23)$$

运用相对总压比,相对总温比和面积比计算出

口流量系数

$$BMFF_{2r} = BMFF_{1r} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)_{\perp W} \left(\frac{P_{1lr}}{P_{2lr}} \right) \left(\frac{T_{1lr}}{T_{2lr}} \right) \quad (24)$$

出口流量系数也可以用出口马赫数进行计算,即

$$BMFF_{2r} = M_{2r} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2r}^2 \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (25)$$

然后运用绝热关系计算出口静态条件,利用出口速度三角形和马赫数计算绝对出口总压和出口总温。

2.3 两相流模型和平均流线法的耦合

采用两相流模型和平均流线法耦合的方法,可以同时显示液滴蒸发吸热的影响和通过风扇时压力和温度所产生的变化。两相流模型和平均流线法的耦合是一个不断迭代的过程。其思路为:在给定区域内,首先运行两相流法,计算出这个区域内质量流量、气体常数、比热比、总压和总温。然后将上述结果作为平均流线法的初始条件。最后再运行平均流线法,模拟气流通过风扇时的状况。计算流量、压力、温度等。对比两种结果所得到的气体常数和比热比,如果它们之间的误差小于某一给定值,就认为收敛,可以计算下一个区域。如果不收敛,将平均流线法的结果带入两相流法中继续计算,直到收敛为止。两种方法的耦合如图3所示。

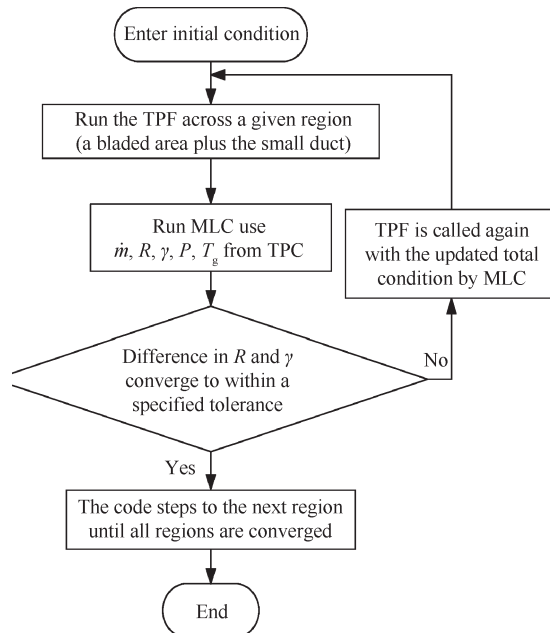


Fig. 3 Flow diagram of coupling TPF and MLC

3 结果分析

本文选定某型发动机的三级风扇作为研究对

象,采用发动机叶片叶尖、叶根和平均半径处数据,利用本文中的计算方法和模型进行求解。初始条件:总温为 305.08K,总压为 108908Pa,马赫数为 0.542,发动机风扇转速为 9492r/min,根据云中水的分界线直径^[17]及国内外文献[3,18]中关于液滴蒸发模型中的液滴直径,本文取液滴直径为 100 μm 。选定液态水的质量流量率分别为 0.02,0.04 和 0.06 三种状态。图中横坐标所给出的距离,皆为无量纲距离,参考距离为 0.38m。通过仿真计算,获得相对流量增量、相对水含量、混合气体常数和比热比随气流沿轴向距离的变化规律,以及喷水对风扇各级叶片压比和温比的影响。结果如图 4~9 所示。

气流携带水滴,进入风扇后,水滴与气流之间会发生热量和质量交换。一方面,气流会不断的被冷却压缩,水滴蒸发吸热使气流的冷却而流量增大,并且会导致水蒸气含量增大,引起混合气体流量增大;另一方面,水蒸气的比热容比空气比热容大,在相同的温降下,输出功小,有利于增压。

图 4 表示气流相对流量增量沿风扇轴向距离的变化规律。计算表明气流通过风扇时,气流的质量流量增大,在相对水含量分别为 0.02,0.04 和 0.06 时,在第三级风扇出口处质量流量的增大率分别达到 1.29%,2.72%和 4.24%,液态水的质量流量越大,气流的质量流量就越大。原因是由于含水越多,蒸发产生的水蒸气的质量流量就增加越多。

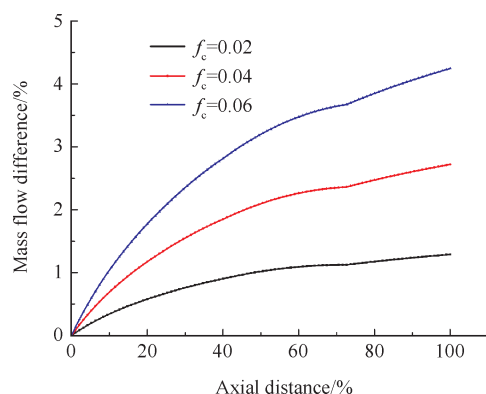


Fig.4 Changes in mass flow as a function of axial distance

图 5 表示相对水含量沿风扇轴向距离的变化规律。计算表明沿风扇轴向,液态水的质量流量下降。尽管水的含量多,蒸发的越多,流量增大。但各状态下的相对水含量的下降率相差不大,是由于粒子蒸发率的大小主要是取决于粒子本身的表面积,与液态水的含量关系不大。

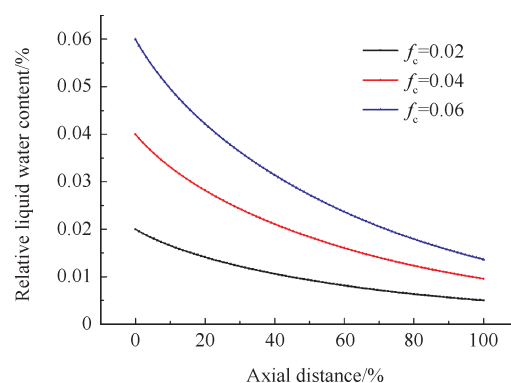


Fig. 5 Changes in liquid water content as a function of axial distance

图 6 表示气体常数沿风扇轴向距离的变化规律。计算表明沿风扇轴向,混合气体中分子质量减少和气体常数的增大。因为水蒸气的含量增大,使混合气体常数增大。

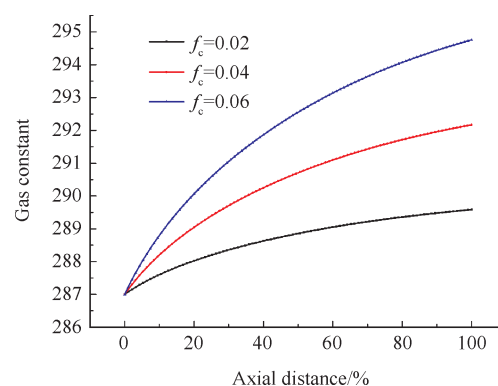


Fig. 6 Changes in gas constant as a function of axial distance

图 7 表示混合比热比沿风扇轴向距离的变化规律。计算表明沿风扇轴向,混合气体的比热比减小,主要是由于气流通过转子温度升高,水蒸气含量高使比热比下降快。

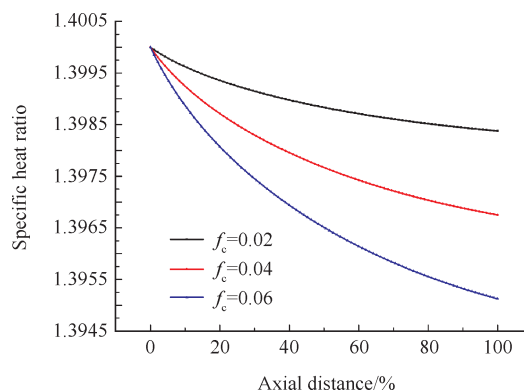


Fig. 7 Changes in specific heat ratio as a function of axial distance

图8表示气流通过风扇时,各级转子和定子的温比变化规律。其中第一级转子处温比下降最大,特别在相对水含量达到0.06时,下降最多为4.88%,第二级转子温比下降较少,第三级转子温比升高。定子处温比都下降,在第一级定子处,相对水含量为6%时下降最大,达1.97%。这是由于风扇外形特征,第一级面积变化较大,第二、三级面积变化较小,所以第一级蒸发量较多,第二、三级蒸发较少。转子处,需要考虑蒸发使温度降低和转子做功使温度升高。所以第一、二级温比减小,第三级温比升高,是因为第一、二级蒸发对压气机的影响较大;第三级温比升高,是由于转子做功对发动机影响较大。在定子处,温比减小,是由于定子没有做功,而蒸发时温度降低。

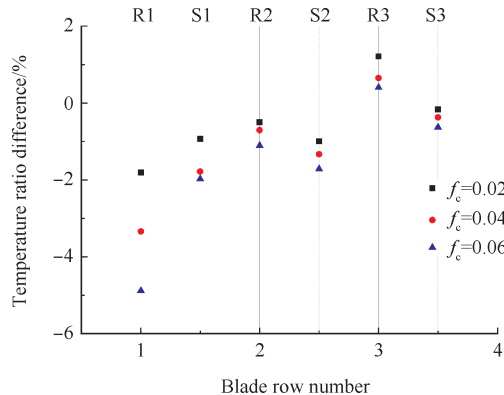


Fig. 8 Effects of water ingestion on temperature ratio of compressor stage

图9表示气流通过风扇时,各级转子和定子的压比变化规律。由图可知,三级风扇的转子和定子处压比都升高,其中第一级转子处压比升高最大,在相对水含量达0.06时,压比最大升高率2.51%。由于风扇外形特征,第一级面积变化较大,第二三级面积变化较小,使得液滴在第一级蒸发量较大,第二三级蒸发量较小。同时液态水含量增大,使流量增大,流量增大时负荷增大,压比增大。

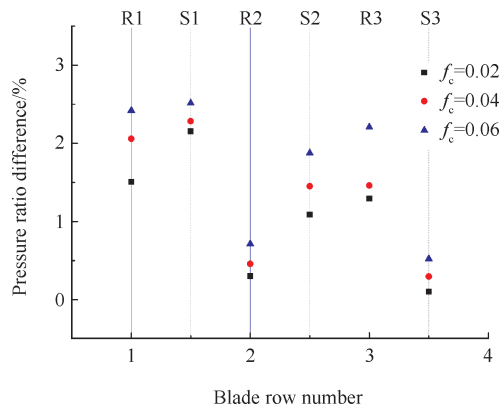


Fig. 9 Effects of water ingestion on pressure ratio of compressor stage

4 结 论

通过上述研究,得出以下结论:

(1)喷水能提高风扇的进气流量和压比,最高分别可达到4.24%和2.51%,能使定子温比最大下降4.88%,转子温比先下降后升高。

(2)在发动机未发生失稳的情况下,液态水含量越多,蒸发越多,流量越大,压比越大,负载越大。

本文还存在一些不足,如在气液两相流中未考虑气流的粘性,同时也未考虑液滴的破碎、液滴的流动阻力、叶片表面的厚水膜效应及叶片的粗糙表面等影响因素。本文主要是一种简化模型,希望以后能够将上述因素都考虑在内,进行全面详细的分析。

参考文献:

- [1] 王俊彦. 舰载机弹射起飞技术的应用与发展[J]. 科技信息, 2009, 23: 430-431.
- [2] Tsuchiya T, Murthy S, N B Wisgsk. A Computer Code for the Prediction of a Multistage Axial Compressor Performance with Water Ingestion [R]. NASA CR-3624, 1982.
- [3] Willbanks C E, Schulz R J. Analytical Study of Icing Simulation for Turbine Engines in Altitude Test Cells [R]. AEDC-TR-73-144 (AD-770069), 1973.
- [4] Garwood K R. Recommended Practices for the Assessment of the Effects of Atmospheric Water Ingestion on the Performance and Operability of Gas Turbine Engines [R]. Propulsion and Energetics Panel Working Group 24, Advisory Group for Aerospace Research and Development, NATO, 1995.
- [5] Klepper, Jason, Hale, et al. A Numerical Investigation of Steam Ingestion on Compression System Performance [R]. ASME GT-2004-54190.
- [6] Hale, Alan, Klepper, et al. A Numerical Capability to Analyze the Effects of Water Ingestion on Compression System Performance and Operability [R]. ASME GT-2005-68480.
- [7] Milt W, Davis Jr, Alan A Hale, et al. 40 Years of AEDC Development, Evolution and Application of Numerical Simulations for Integrated Test and Evaluation of Turbine Engine Turbomachinery Operability Issues [R].

- AEDC-TR-09-T-19, 2010.
- [8] Zheng Q, Sun, Li Y, et al. Thermodynamic Analysis of Wet Compression Process in the Compressor of a Gas Turbine[R]. *ASME GT-2002-30590*.
- [9] Wang Y, Zheng Q, Sun Y, et al. Theoretical and Experimental Study of Compressor and Gas Turbine Performance with Wet Compression[C]. *New York: Proceedings of International Pipeline Conference*, 2002.
- [10] 崔村燕, 洪延姬, 李 倩, 等. 水工质激光推进数值建模分析[J]. *推进技术*, 2007, 28(5): 501-504. (CUI Cun-yan, Hong Yan-ji, Li Qian, et al, Analysis of Numerical Models to Describe Inner Flow-Field Evolution of Laser Propulsion with Water Propellant [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2007, 28(5): 501-504.)
- [11] Poling B E, Prausnitz J M, O'Connell J P. The Properties of Gases and Liquids[M]. *New York: McGraw-Hill*, 2001.
- [12] 陈则韶, 胡 芑, 程文龙. 饱和蒸汽密度、焓和蒸发潜热的通用对比态推算式[J]. *工程热物理学报*, 2003, 24(2): 198-201.
- [13] David W. Computer Code for Determination of Thermally Perfect Gas Properties[R]. *NASA TP-3447*, 1998.
- [14] McBride, Bonnie J, Heibel, et al. Thermodynamic Properties to 6000°K for 210 Substances Involving the First 18 Elements[R]. *NASA SP-3001*, 1963.
- [15] Smith S L. 1-D Meanline Code Technique to Calculate Stage-by-Stage Compressor Characteristics [D]. *Knoxville: M.S. Thesis, The University of Tennessee*, 1999.
- [16] Hearsey R M. Program HT0300[M]. *USA: NASA 1994 Version, The Boeing Company*, 1994.
- [17] 马庆祥. 航空发动机地面模拟吞水试验[J]. *燃气涡轮试验和研究*, 2002, 15(4): 39-44.
- [18] 袁江涛, 杨 立, 张 建, 等. 有限气体容积内的液滴传热传质模型和理论分析[J], *海军工程大学学报*, 2010, 22(3): 50-53.

(编辑:张荣莉)