

# 蒸汽吸入对压气机气动稳定性影响 试验和数值研究

付文军<sup>1</sup>, 屠宝锋<sup>1,2</sup>, 胡 骏<sup>1,2</sup>, 王学高<sup>1</sup>, 徐浩洋<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;  
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

**摘 要:** 研究蒸汽吸入和旋流畸变对压气机气动稳定性的影响,以某两级低速轴流压气机为试验研究对象,建立压气机蒸汽吸入和旋流畸变试验台。试验结果表明:压气机吸入蒸汽引起入口总压和总温畸变,转速增加,总压畸变强度增大,总温畸变强度减小。蒸汽吸入导致总压比和稳定裕度降低,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 1.5% 和 6.3%。蒸汽吸入和反向整体涡旋流畸变两者共同作用下稳定裕度下降更为显著,当转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 6.30% 和 12.64%。对试验压气机进行蒸汽吸入数值模拟研究,结果表明:压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 3.21% 和 8.12%。

**关 键 词:** 蒸汽吸入; 旋流畸变; 轴流压气机试验; 总压畸变; 总温畸变

**中图分类号:** V231.3

**文献标志码:** A

## Experimental and numerical investigation on aerodynamic stability of steam ingestion in a compressor

FU Wenjun<sup>1</sup>, TU Baofeng<sup>1,2</sup>, HU Jun<sup>1,2</sup>, WANG Xuegao<sup>1</sup>, XU Haoyang<sup>1</sup>

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,  
College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

**Abstract:** In order to investigate the effect of steam ingestion and swirl distortion on the aerodynamic stability of the compressor, a two-stage low-speed axial compressor was used as the experimental research object. The compressor test bench for steam ingestion and swirl distortion was established. The experimental results showed that steam ingestion caused the inlet total pressure and total temperature distortion. With the increase of rotating speed, the total pressure distortion intensity increased and the total temperature distortion intensity decreased. Steam ingestion caused the decrease of total pressure ratio and stability margin. When the compressor rotating speed was 600 r/min and 800 r/min, the stability margin was reduced by 1.5% and 6.3%, respectively. The stability margin decreased more significantly when the steam ingestion and the reverse bulk swirl distortion were combined. When the

**收稿日期:** 2019-08-24

**基金项目:** 国家科技重大专项(2017-II-0004-0017)

**作者简介:** 付文军(1995—),男,硕士生,研究领域为叶轮机械气体动力学。E-mail: lcfuwenjun@163.com

**引用格式:** 付文军,屠宝锋,胡骏,等. 蒸汽吸入对压气机气动稳定性影响试验和数值研究[J]. 航空动力学报, 2020, 35(1): 205-214.

FU Wenjun, TU Baofeng, HU Jun, et al. Experimental and numerical investigation on aerodynamic stability of steam ingestion in a compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(1): 205-214.

compressor rotating speed was 600 r/min and 800 r/min, the stability margin was reduced by 6.30% and 12.64%. Numerical simulation investigated the effect of steam ingestion on the experimental compressor. The results showed that the stability margin decreased by 3.21% and 8.12% when the compressor rotating speed was 600 r/min and 800 r/min, respectively.

**Key words:** steam ingestion; swirl distortion; axial compressor experiment; total pressure distortion; total temperature distortion

航母舰载机蒸汽弹射起飞期间,来自蒸汽弹射系统泄漏的高温蒸汽会被飞机发动机吸入<sup>[1-6]</sup>。当发动机吸入这种高温蒸汽时,蒸汽和空气形成的混合热气体被发动机吸入导致压气机提前失速<sup>[7]</sup>。采用传统进气设计的飞机发动机在设计时没有考虑这类问题的影响,带有 S 弯进气道的发动机由于本身还有较强的压力畸变,因此受此类问题的影响将更为严重。舰载机进气道通常是 S 形,以减少舰载机红外热特征和雷达反射面积,提高舰载机气动性能和隐身性能,但 S 弯进气道会产生进气旋流畸变,改变压气机进口流场品质,导致压气机提前失速,旋流畸变潜在地增加蒸汽吸入对发动机的负面影响<sup>[8]</sup>。

在 2005 年至 2008 年期间<sup>[9-11]</sup>,美国宾夕法尼亚大学海军研究生院进行多次跨声速转子压气机蒸汽吸入试验。试验普通叶型转子压气机在亚声速和跨声速运行条件下吸入蒸汽。试验结果表明,由于驱动压气机的涡轮恒定功率约束,压气机吸入蒸汽导致转子转速被迫增加,改变叶片来流射角,显著降低压气机稳定裕度,引起压气机喘振失速,且随着转速的增加,稳定裕度下降得越多。同时还试验前掠叶型转子压气机,结果表明:前掠叶型有利于减少蒸汽吸入对稳定裕度减小的不利影响。

国内对压气机蒸汽吸入也有相应研究。南京航空航天大学屠宝锋等人对 NASA 跨声速转子 Rotor 37 进行蒸汽吸入数值模拟研究,且取得一定成果<sup>[12]</sup>。研究结果表明蒸汽吸入使得压气机无量纲稳定工作范围变小,蒸汽吸入量越多、蒸汽温度越高,稳定工作范围减小得更多,且在相同的进气蒸汽质量分数下,高速下的稳定工作范围减小比低速下的减少更显著。而温升率对失速点的影响不是很明显。之后进一步研究表明:当进气蒸汽量相同时,不同转速下,随着高温蒸汽吸入面积的增大,该区域的总温减小,稳定工作范围变大,随着吸入面积的不断增大,稳定工作范围的变化趋于平缓。

国内在压气机蒸汽吸入试验方面工作量较少,因此有必要进行相应试验研究。本文研究蒸汽吸入和旋流畸变对压气机气动稳定性影响,试验以两级低速轴流压气机为研究对象,建立压气机蒸汽吸入试验台,进行单纯蒸汽吸入和带有旋流畸变的蒸汽吸入试验,并采用数值模拟方法研究单纯蒸汽吸入对压气机气动稳定性的影响。

## 1 试验装置及方案

### 1.1 试验台

试验研究在两级低速轴流压气机试验台上开展,该压气机试验台由蒸汽发生装置、喇叭口、进气管道、试验压气机、蜗壳、排气管道、电动阀门、消声塔、200 kW 直流电动机和转速控制器等组成,如图 1 所示。通过在压气机入口管道喷入蒸汽以及安装旋流畸变发生器装置,研究旋流畸变和旋流与蒸汽吸入共同对压气机性能和气动稳定性影响。

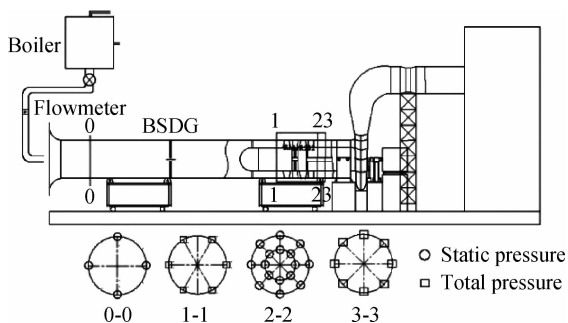


图 1 两级低速轴流压气机试验台

Fig. 1 Two-stage low-speed axial compressor test bench

压气机设计转速为 1500 r/min,转子和静子均采用 NACA-65-010 叶型,未安装进口导向器,整体采用轴向进气、径向排气的结构布局,详细数据如表 1 所示<sup>[13-14]</sup>。

试验蒸汽发生装置由电加热蒸汽发生器(又名电加热蒸汽锅炉)、三相电配电箱、软化水盐箱、树脂再生箱、蒸汽流量计、蒸汽管道、进水管、蒸汽排污管、蒸汽控制阀门等组成。蒸汽发生器最

表 1 两级低速轴流压气机设计参数

Table 1 Design parameters of the two-stage low-speed axial compressor

| 设计参数       | 设计值   |
|------------|-------|
| 压气机外径/mm   | 900   |
| 轮毂比        | 0.6   |
| 转速/(r/min) | 1500  |
| 总压比        | 1.035 |
| 等熵效率       | 0.88  |
| 流量/(kg/s)  | 25    |

大负载功率为 144 kW,最大蒸发量为 200 kg/h,产生蒸汽的温度最高为 443.15 K(蒸汽发生器产生的蒸汽包含液态小水滴,最高温度指的是蒸汽中气态水蒸气的温度),试验台安装示意图如图 1 所示,安装图片如图 2 所示。蒸汽发生器蒸汽管道出口呈扩张状且进口管道较长,可使蒸汽与空气在进口管道内充分混合以保证压气机进口圆周方向上进气均匀。



图 2 试验台照片

Fig.2 Photo of test bench

旋流畸变通过屠宝锋等人设计的叶片式旋流畸变发生器(blade type swirl distortion generator, BSDG)装置产生,且取得一定研究成果<sup>[15]</sup>,旋流畸变发生器可产生整体涡和对涡形式的旋流畸变,旋流畸变发生器内径为 100 mm,外径为 450 mm,叶片高度为 350 mm,弦长为 100 mm,两侧总共 10 个叶片,5 个叶片 1 组,相邻叶片间隔 22.5°,两组叶片之间相隔 90°,同一组叶片几何参数相同,均为直叶片且弦长沿径向等于常数,叶片叶型弯角等于 20°。图 3 中为安装 A1~A5、B1~

B5 叶片的旋流畸变发生器,此时产生对涡形式的旋流畸变。当安装叶片 B1~B5,不安装叶片 A1~A5,则产生反向整体涡;而只安装叶片 A1~A5,则产生正向整体涡<sup>[14]</sup>。试验中采用只安装 B1~B5 叶片形式的旋流畸变发生器,叶片安装角均为 20°,用于产生反向整体涡,反向整体涡旋流畸变能够增大压气机总压比,减小压气机稳定工作范围,以模拟 S 弯进气道产生的旋流畸变。

旋流畸变发生器叶片位置距第一级转子上游约 2.9 倍外径处,如图 3 所示。

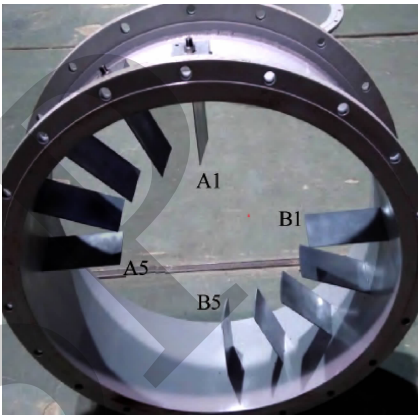


图 3 旋流畸变发生器<sup>[15]</sup>

Fig.3 Swirl distortion generator<sup>[15]</sup>

1.2 测试设备

试验台已具备测量稳态气动参数的测试设备和信号处理系统:用于测量稳态压力的 PSI (pounds per square inch, 1 psi=6.895 kPa)DTC-net 压力测量系统、微机扭矩测量仪及相应记录数据的计算机,采样速度为 400 Hz/通道,带有数字温度补偿,压力测量精度为量程的±0.05%。

1.3 试验方案

如图 2 试验台所示,为模拟飞机弹射期间发动机吸入蒸汽,试验中使用 WDR0.2-0.7 型号电加热蒸汽发生器产生饱和蒸汽。通过调节蒸汽发生器压力控制器仪表可以调节饱和蒸汽出口压力,饱和蒸汽的压力与温度成线性关系,通过调节压力进而可以调节蒸汽温度,调节蒸汽发生器上端的蒸汽阀门以控制蒸汽流量大小,上端延伸的蒸汽管道上装有蒸汽流量计,可以显示蒸汽的温度、蒸汽管道的压力及蒸汽流量。试验过程中蒸汽流量设置为 150 kg/h,蒸汽温度为 416.75 K。

试验过程如下:压气机吸入空气,测量总压比-流量的基准特性图,确定压气机失速点的位置。在失速点确定之后,压气机设定为在特定转

速下阀门最大开度位置运行,然后将设置好参数的蒸汽持续喷入压气机,稳步减小阀门开度以使压气机接近失速。压气机失速点的确定是通过观察特性数据波动确定,本文所用压气机发生的失速为突变失速,即特性线上小流量处总压比出现突降趋势,则表明已经失速。

蒸汽吸入试验分别在安装有旋流畸变发生器和未安装旋流畸变发生器的压气机试验件上进行。由于蒸汽发生器运行时电功率较大,分配给带动压气机的电动机功率不足以使压气机高速运转,压气机试验转速为 600 r/min 和 800 r/min。

## 2 试验结果与讨论

如试验方案所述,试验开始测量未安装旋流畸变发生器和安装有旋流畸变发生器两种试验压气机基准特性和稳定裕度,之后这两种压气机试验件在相应转速下吸入蒸汽,进行蒸汽吸入影响稳定裕度的试验。

为考虑蒸汽吸入引起入口总温的变化<sup>[12]</sup>,假设忽略吸入蒸汽中少许液态微小直径水滴的存在,将蒸汽视为气态水蒸气,即为理想气体。在压气机入口,蒸汽和空气周向均匀混合,空气温度为 288.15 K,蒸汽温度为 416.75 K,空气比定压热容 1004.4 J/(kg·K),416.75 K 蒸汽的比定压热容是 1900.64 J/(kg·K),混合假设为定压过程。蒸汽流量为 150 kg/h,试验中是固定值。最大限度考虑温度变化,压气机转速为 600 r/min 时选取试验失速边界点物理流量,即 7.2 kg/s,蒸汽的质量分数即为 0.58%。

混合后气体的比定压热容

$$c_p = w_a c_{p,a} + w_s c_{p,s} = 1009.6 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \quad (1)$$

式中  $c_p$  表示比定压热容, $w$  表示质量分数,下标 a 表示空气,下标 s 表示蒸汽。

根据混合前后能量守恒,即

$$c_{p,a} T_a^* \dot{m}_a + c_{p,s} T_s^* \dot{m}_s = c_p T^* \dot{m} \quad (2)$$

式中  $T^*$  表示入口总温, $\dot{m}$  表示流量。

则混合后的气体入口总温

$$T^* = \frac{c_{p,a} T_a^* \dot{m}_a + c_{p,s} T_s^* \dot{m}_s}{c_p \dot{m}} = 289.6 \text{ K} \quad (3)$$

压气机转速为 800 r/min 时选取试验失速边界点物理流量,即 9.7 kg/s,相应计算的混合气体入口总温为 289.2 K。

定义总温畸变强度  $D_{T^*}$

$$D_{T^*} = \frac{T_{av,hi}^* - T_{av}^*}{T_{av}^*} \quad (4)$$

式中  $T_{av}^*$  为面平均总温, $T_{av,hi}^*$  为高温区面平均总温。压气机转速为 600 r/min 时畸变强度为 0.5%,800 r/min 时畸变强度为 0.36%。转速增加导致空气流量的增加进而蒸汽质量分数下降,总温畸变强度减小。

换算流量按照下列公式换算:

$$\dot{m}_{cor} = \dot{m} \sqrt{\frac{T^*}{288.15}} \cdot \frac{101325}{p^*} \quad (5)$$

式中  $\dot{m}_{cor}$  表示换算流量; $p^*$  表示入口总压,通过传感器测量直接得到,后续数值模拟流量的换算也按照上述方法。

压气机稳定裕度  $S_m$  定义如下:

$$S_m = \left[ \frac{\left( \frac{\pi^*}{\dot{m}_{cor}} \right)_b - \left( \frac{\pi^*}{\dot{m}_{cor}} \right)_e}{\left( \frac{\pi^*}{\dot{m}_{cor}} \right)_e} \right]_{n_{cor} = \text{const}} \times 100\% \quad (6)$$

式中  $\pi^*$  为总压比;下标 e 表示最高效率工作点处,而该型压气机最高效率点在阀门全开处,即最大流量处;下标 b 表示失速边界点, $n_{cor}$  为折合转速。

图 4 给出试验得出的总压比-流量特性图,图中图例 NSwNSt、NSwSt、SwNSt、SwSt 分别表示每个转速下空气吸入、无旋流畸变的基准特性试验、单纯蒸汽吸入试验、旋流畸变进气试验、旋流畸变和蒸汽吸入共同试验。压气机从转速  $n$  为 600 r/min 到 800 r/min 的基线稳定边界标记为基线失速线。基线失速线表明在进一步关闭阀门之前导致压气机失稳前最后的稳定工作点。基线失速线右边是测试旋流畸变的压气机稳定边界,标

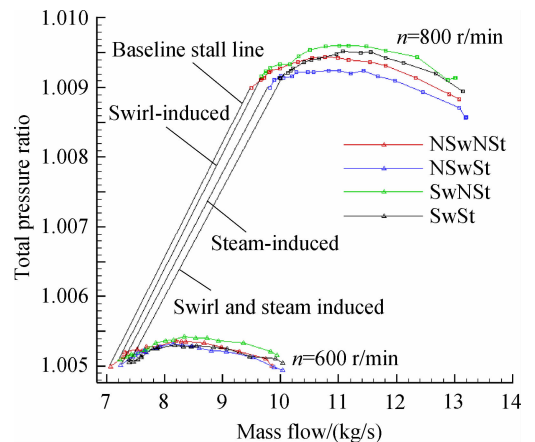


图 4 特性图( $n=600, 800 \text{ r/min}$ )

Fig. 4 Performance map ( $n=600, 800 \text{ r/min}$ )

记为旋流诱导失速线。旋流诱导失速线右边是测试蒸汽吸入的压气机稳定边界,标记为“蒸汽诱导失速线”,蒸汽诱导失速线右边是测试蒸汽吸入和旋流畸变共同作用的压气机稳定边界,标记为“旋流蒸汽诱导失速线”。

600 r/min 转速试验总压比-流量特性变化不是很明显,因此特意给出该转速下的特性曲线图,如图 5 所示。800 r/min 转速试验压气机总压比-流量特性皆有较为明显的变化。

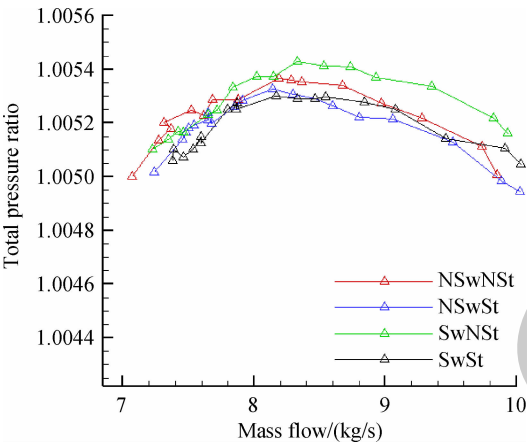


图 5 特性图( $n=600\text{ r/min}$ )

Fig. 5 Performance map ( $n=600\text{ r/min}$ )

2.1 单纯蒸汽吸入

表 2 给出蒸汽吸入相对于仅空气吸入无旋流畸变的基准状态稳定裕度下降的试验结果。表 3 给出蒸汽吸入相对于空气吸入基准状态最大总压比下降百分比结果。从表 2、表 3 数据可知,在均匀空气吸入的基准状态下,试验压气机稳定裕度随着转速增加而减小,在同一转速下,压气机吸入蒸汽导致稳定裕度降低,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 1.5% 和 6.3%,转速越高,稳定裕度降低更为显著。压气机吸入蒸汽导致最大总压比下降,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,最大总压比分别降低 0.0064% 和 0.0196%。最大总压比选取是以仅空气吸入状态下特性线上最大压比点对应的流量点为基准参考点,本文压气机设计流量为 25 kg/s,设计压比为 1.035,设计压比较小,因此试验最大总压比变化幅度较小,但可以看出变化的趋势,即转速越高,最大总压比下降越多。

蒸汽吸入会引起压气机入口总压畸变,这是因为蒸汽从管道中喷出时是一种高压、高温、高速流体。表 4、表 5 是空气吸入和单纯蒸汽吸入两

种状态下压气机失速边界位置压气机入口总压、进气管入口静压与当时所测环境大气压之间压差(表压)参数。

表 2 单纯蒸汽吸入稳定裕度下降值

Table 2 Stability margin reduction with steam ingestion

| 参数        |      | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
|-----------|------|----------------------|----------------------|
| 稳定裕度      | 基准状态 | 0.28250              | 0.27450              |
|           | 蒸汽吸入 | 0.27828              | 0.25720              |
| 稳定裕度降低值/% |      | 1.5                  | 6.3                  |

表 3 单纯蒸汽吸入最大总压比下降值

Table 3 Maxium total pressure ratio reduction with steam ingestion

| 参数         |      | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
|------------|------|----------------------|----------------------|
| 最大总压比      | 基准状态 | 1.005366             | 1.00944              |
|            | 蒸汽吸入 | 1.005301             | 1.009242             |
| 最大总压比降低值/% |      | 0.0064               | 0.0196               |

表 4 入口总压探针的表压参数

Table 4 Gauge pressure parameter of the inlet total pressure

| 转速/(r/min) | 基准表压/Pa  | 蒸汽吸入试验表压/Pa |
|------------|----------|-------------|
| 600        | -13.004  | -4.064      |
| 800        | -22.3943 | -10.351     |

表 5 入口静压探针的表压参数

Table 5 Gauge pressure parameter of inlet static pressure

| 转速/(r/min) | 基准表压/Pa | 蒸汽吸入试验表压/Pa |
|------------|---------|-------------|
| 600        | -52.760 | -45.255     |
| 800        | -94.270 | -87.807     |

定义如下总压畸变强度  $D_p^*$

$$D_p^* = \frac{p_{av,hi}^* - p_{av}^*}{p_{av}^*} \tag{7}$$

式中  $p_{av}^*$  为面平均总压,  $p_{av,hi}^*$  为蒸汽引起的高压区内面平均总压。

从表 4、表 5 中可知,失速边界点位置蒸汽吸入状态下引起进气管入口静压和压气机入口总压与环境压差值(表压)的增大,600 r/min 转速时从 -13.004 增加到 -4.064,蒸汽吸入导致入口总压增加约 9 Pa,入口蒸汽均匀混合,总压畸变强度为 0.09%; 800 r/min 时从 -22.3943 增加到 -10.351,蒸汽吸入导致总压增加约 12 Pa,总压

畸变强度为 0.12%。同理,静压也相应增加约 7.5 Pa 和 6.5 Pa。随着转速的增加,总压畸变强度越大,这是因为转速的增加,来流气体的动压头增大,对入口总压区域影响也越大。

蒸汽吸入会对低速轴流压气机稳定裕度产生不利的影响。试验蒸汽吸入引起进气道入口静压、压气机入口总压和总温的变化。文献[16]指出,蒸汽和空气的流体动力黏度、比热比具有相同的数量级,试验时吸入蒸汽的质量和体积分数很小时,意味着在吸入蒸汽期间气体混合物性质变化较小,吸入蒸汽使得进气温度略微升高,降低叶片的相对马赫数,总体上蒸汽对混合气体性质和声速的影响很小,但稳定裕度降低表明这些影响很小的量的组合影响确实会改变压气机特性。

蒸汽吸入之所以会降低压气机稳定裕度,是因为高温气态蒸汽与液态水和空气混合后被压气机吸入,引起入口温度和总压畸变。气态蒸汽的密度低于空气,混合后的气体密度低于空气,同时蒸汽温度较高,混合气体温度升高,折合转速下降,导致压气机抽吸能力减弱,对气流做功的能力低,降低总压比,并且进气流量降低,容易叶背分离。这些因素共同作用进而导致压气机稳定裕度的下降。

2.2 旋流畸变

表 6 和表 7 给出安装有旋流畸变发生器的压气机相对于仅空气吸入、无旋流畸变的基准状态,稳定裕度降低及最大总压比增加的试验结果。基准稳定裕度及最大总压比是未安装旋流畸变发生器的压气机均匀吸入空气的试验结果,试验压气机安装的旋流畸变发生器产生反向整体涡,反向整体涡增大总压比,降低稳定裕度。从表 6、表 7 中可以看出,试验结果显示转速越高,总压比增加更为明显,稳定裕度降低也更为显著。当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 3.58% 和 6.42%,最大总压比分别增加 0.0032% 和 0.0160%。试验结果表明能够模拟进气道旋流畸变对压气机的影响。本文的研究重点并不在于旋流畸变的内在机理。参考文献[15]的研究结果表明,反向整体涡气流旋转方向和压气机旋转方向相反,该旋流在压气机进口提供负预旋,本文压气机没有进口导向器,均匀进气是为轴向进气,反向整体涡增大转子进气攻角,吸力面附面层容易分离,叶片气动负荷增加,反向整体涡旋流将使压气机特性线向更高的压比和更大的流量方向移动,增大压比,降低稳定工作裕度。

表 6 旋流畸变稳定裕度下降值

Table 6 Stability margin reduction with swirl distortion

| 参数        |      | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
|-----------|------|----------------------|----------------------|
| 稳定裕度      | 基准状态 | 0.28250              | 0.27450              |
|           | 旋流畸变 | 0.27240              | 0.25688              |
| 稳定裕度降低值/% |      | 3.58                 | 6.42                 |

表 7 旋流畸变最大总压比下降值

Table 7 Maxium total pressure ratio reduction with swirl distortion

| 参数         |      | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
|------------|------|----------------------|----------------------|
| 最大总压比      | 基准状态 | 1.005366             | 1.009440             |
|            | 旋流畸变 | 1.005398             | 1.009601             |
| 最大总压比降低值/% |      | -0.0032              | -0.0160              |

2.3 蒸汽吸入和旋流畸变

表 8 和表 9 给出安装有旋流畸变发生器的压气机吸入蒸汽相对于空气吸入无旋流畸变的基准状态,稳定裕度降低及最大总压比变化的试验结果,基准稳定裕度及最大总压比数值是无旋流畸变、均匀吸入空气的基准状态试验结果。从表中可以得知,在旋流畸变和蒸汽吸入共同作用下,压气机稳定裕度降低较为明显,压气机转速增加,稳定裕度降低更为显著,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 6.30% 和 12.64%,最大总压比分别降低 0.0065% 和增加 0.0015%。旋流畸变会导致进气攻角增加,增大总压比,降低稳定裕度,而蒸汽吸入会降低折合转速、来流马赫数,减少进气流量,导致压气机总压比下降,稳定裕度降低,两者共同作用下稳定裕度下降更为显著。当压气机流量较大时,蒸汽吸入和旋流畸变总压比大于基准总压比,流量较小时则相反,认为是流量较小点蒸汽流量所占比重相对于流量较大点更多,蒸汽吸入对压气机总压比的影响大于旋流畸变的影响。

表 8 旋流畸变和蒸汽吸入稳定裕度下降值

Table 8 Stability margin reduction with swirl distortion and steam ingestion

| 参数        |           | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
|-----------|-----------|----------------------|----------------------|
| 稳定裕度      | 基准状态      | 0.28250              | 0.27450              |
|           | 蒸汽吸入和旋流畸变 | 0.2647               | 0.2398               |
| 稳定裕度降低值/% |           | 6.30                 | 12.64                |

表 9 旋流畸变和蒸汽吸入最大总压比下降值

Table 9 Maxium total pressure ratio reduction with swirl distortion and steam ingestion

| 参数         |           | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
|------------|-----------|----------------------|----------------------|
| 最大总压比      | 基准状态      | 1.005366             | 1.009440             |
|            | 蒸汽吸入和旋流畸变 | 1.005300             | 1.009425             |
| 最大总压比降低值/% |           | 0.0065               | -0.0015              |

3 数值模拟研究

3.1 计算模型和方法

由于压气机蒸汽吸入属于多相流计算类型,要考虑温度及体积分数耦合的影响,要求计算机性能较高,采用全环并行计算难以实现,故采用单通道并行计算,以第 1 级转子 19 个叶片数进行约化,单通道网格是在 AutoGrid 5 和 IGG 进行网格生成,网格形式为 HOH 型,网格模型如图 6 所示。选择 50 万、70 万、90 万网格数用于验证计算网格无关性,将 800 r/min 转速下数值计算数据与试验数据比较,如图 7 所示,图中图例 50 万、70 万、90 万分别代表不同网格数数值计算结果,Experiment 表示基准状态试验计算结果,50 万网格数与试验结果差距较大,70 万和 90 万网格计算结果与试验结果差异皆在合理范围之内,数值计

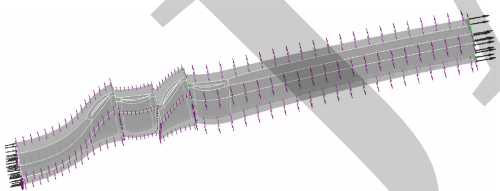


图 6 计算模型

Fig. 6 Computational model

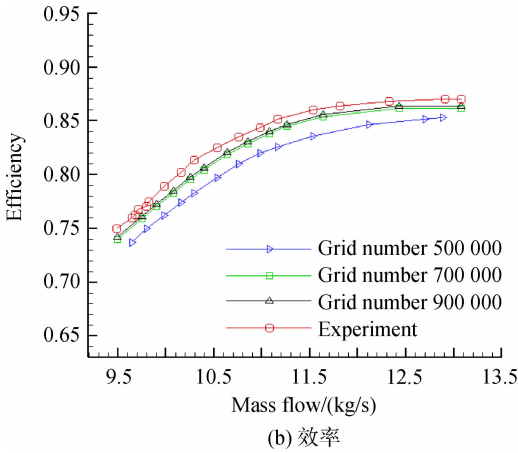
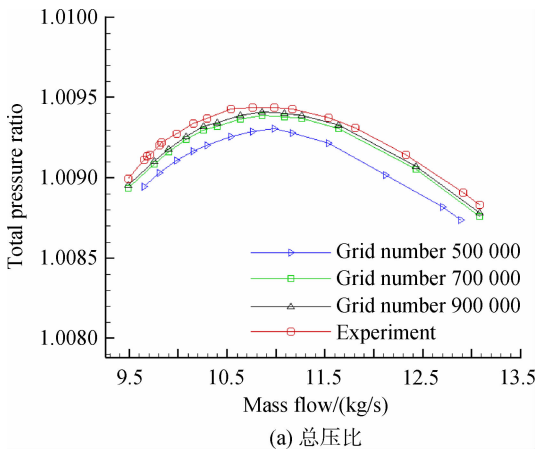


图 7 网格无关性验证

Fig. 7 Verification of grid independence

算的总压比比试验低约 1%,效率低约 1%。数值计算和试验之间的差异在可接受的范围内,这表明了数值模拟的准确性。考虑到计算机计算效率,最终选定 70 万网格数。

使用 ANSYS CFX 软件进行定常和非定常模拟,采用欧拉-拉格朗日多相流计算模型。在使用非定常模拟来研究蒸汽吸入之前,进行定常模拟以获得两个转速下的性能,将其用作非定常的初始条件。数值模拟分别在 600 r/min 和 800 r/min 转速下进行。计算域选择了三种流体的混合物,理想空气、373.15 K 气态水蒸气和液态水滴。由于多相流计算中物质占比使用体积分数而不是质量分数,将气态水蒸气与空气视为理想气体,标准状态下 1 mol 任何理想气体所占体积都一样,将气体质量除以气体摩尔质量等于物质的量,也就计算出气体体积。当计算域中转速设为 600 r/min 和 800 r/min 时,蒸汽占所有进口物质的质量分数分别设为 0.5% 和 0.38%,基本接近两个转速试验中蒸汽进气量,考虑到蒸汽发生器产生的蒸汽含有水滴,设置液态水的质量分数为气态蒸气的 1/10,余下为理想空气。参考以往国内压气机湿压缩以及国外蒸汽吸入研究论文中数值计算的湍流模型<sup>[7,16-18]</sup>,本文采用  $k-\epsilon$  湍流模型,入口设置总压为 101 325 Pa,空气温度为 288.15 K,蒸汽温度为 416.15 K,水温为 363.15 K,蒸汽相变临界滞止温度为 373.15 K。对于 800 r/min 转速下近失速点非定常模拟,总时间为 2 s,物理时间步长设置为 0.003 95 s。

为了验证非定常的准确性,在基准状态下计算两级单通道压气机的特性。入口总温和入口总压分别为 288.15 K 和 101 325 Pa。在 600 r/min

和 800 r/min 的转速下进行非定常计算。特性曲线如图 8 所示,图例 steady state 和 unsteady state 分别表示每个转速下定常及非定常计算结果。

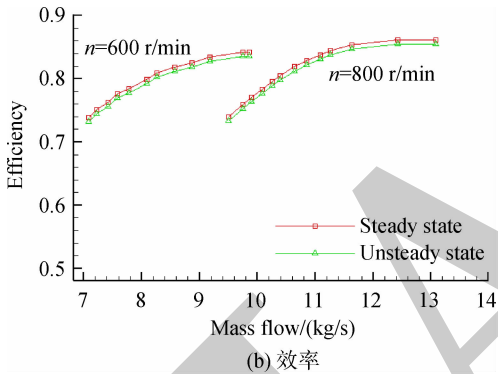
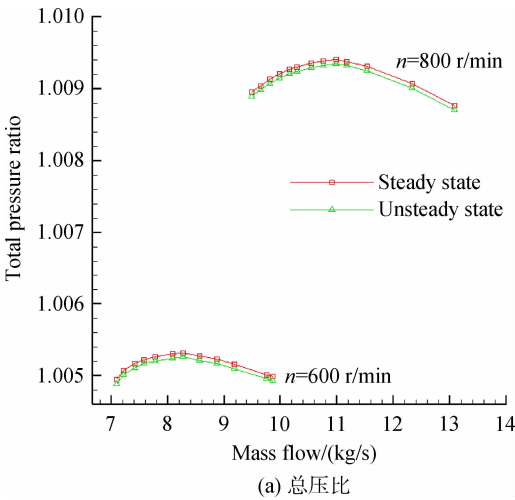


图 8 定常与非定常特性曲线比较

Fig. 8 Comparison performance curves of steady state and unsteady state

定常模拟不能准确地预测压气机节流失速的位置,因为定常模拟会抑制流动的不稳定区域。从图中可知,定常和非定常计算结果的差距在 1% 以内,非定常模拟捕捉的失速点更加准确,表明了非定常的准确性。

3.2 数值模拟研究结果及讨论

图 9 为蒸汽吸入试验和数值模拟计算得出的总压比-流量特性图。图中图例 CFDNSwNSt、CFDNSwSt、EXNSwNSt、EXNSwSt 分别表示每个转速下的基准特性数值计算结果、蒸汽吸入数值计算结果、基准特性试验结果、蒸汽吸入试验结果。压气机从 600 r/min 到 800 r/min 的仅空气吸入试验压气机基线稳定边界标记为“基线失速线”。基线失速线右边是仅空气吸入的数值计算压气机基线稳定边界,标记为“CFD 基线失速

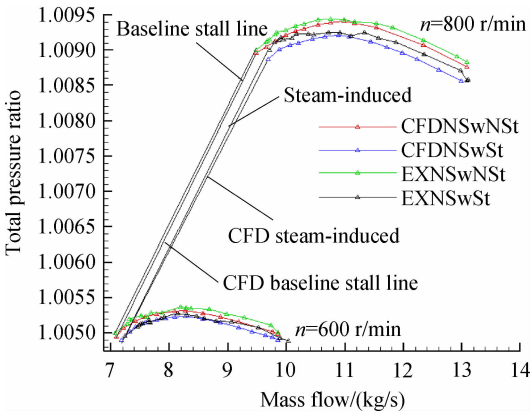


图 9 蒸气吸入数值计算和试验对比特性图

Fig. 9 Performance map of steam ingestion between numerical simulation and experiment

线”。CFD 基线失速线右边是单纯蒸汽吸入试验的压气机稳定边界,标记为“蒸汽诱导失速线”。蒸汽诱导失速线右边是蒸汽吸入数值计算的压气机稳定边界,标记为“CFD 蒸汽诱导失速线”。

表 10 和表 11 给出蒸汽吸入数值计算和试验稳定裕度和最大总压比下降结果。从表中可以看出,数值计算的稳定裕度及最大总压比降低值高于试验的结果。即压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,数值计算稳定裕度分别降低 3.21% 和 8.12%,试验稳定裕度分别降低 1.5% 和 6.3%。数值计算最大总压比分别降低 0.0080% 和 0.0216%,试验最大总压比分别降低

表 10 数值计算与试验的蒸汽吸入稳定裕度下降值

| Table 10 Stability margin reduction of CFD and experiment with steam ingestion |          |                      |                      |
|--------------------------------------------------------------------------------|----------|----------------------|----------------------|
| 参数                                                                             |          | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
| 稳定裕度                                                                           | CFD 基准状态 | 0.280455             | 0.276628             |
|                                                                                | CFD 蒸汽吸入 | 0.27145              | 0.25403              |
| 稳定裕度下降值/%                                                                      | CFD      | 3.21                 | 8.12                 |
|                                                                                | 试验       | 1.5                  | 6.3                  |

表 11 数值计算与试验的蒸汽吸入最大总压比下降值

| Table 11 Maxium total pressure ratio reduction of CFD and experiment with steam ingestion |          |                      |                      |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------------------|----------------------|
| 参数                                                                                        |          | $n=600\text{ r/min}$ | $n=800\text{ r/min}$ |
| 最大总压比                                                                                     | CFD 基准状态 | 1.00532              | 1.00941              |
|                                                                                           | CFD 蒸汽吸入 | 1.00525              | 1.00919              |
| 最大总压比下降值/%                                                                                | CFD      | 0.0080               | 0.0216               |
|                                                                                           | 试验       | 0.0064               | 0.0196               |

0.0064%和0.0196%。造成这种差异的原因是数值计算模型壁面定义为绝热,忽略掉蒸汽在壁面上冷凝的影响。虽然结果不一致,但是稳定裕度和总压比的变化趋势大致相同,即压气机转速越高,稳定裕度和最大总压比下降越显著。

图 10 和图 11 为仅吸入空气和吸入蒸汽下数值计算的近失速点两级转子吸力面极限流线图。转子压力面及静子表面流动状况较为良好,在此没有给出。从图 10 中可以看出:在吸入空气状态下,第 1 级转子(R1)吸力面尾缘下角区出现流动分离,且靠近端壁区内有回流现象,分离区占据近 40% 叶高范围;第 2 级转子(R2)吸力面流动分离略微明显可见,相比于 R1 流动状况较为良好,也占据近 40% 叶高范围。而从图 11 中可以看出:在蒸汽吸入状态下,第 1 级转子吸力面尾缘角区的流动分离则更加明显可见,分离区占据近 55% 叶高范围,相比于图 10 中的第 1 级转子,流动分离更为明显,流动状况更为恶劣,第 2 级转子也出现了较大范围的分离,分离区占据近 70% 叶高范围,与图 10 中 R2 比较,流动分离更为明显,分离区范围扩大。

图 12 是近失速点空气吸入和蒸汽吸入两种状态下转速为 800r/min 时 10% 叶高的空气马赫数云

图,两图的马赫数标尺一样。从图中比较可以看出,蒸汽吸入时压气机通道整体马赫数都低于仅空气吸入状态,这也说明蒸汽吸入减少了进气流量,降低了稳定裕度,并且各级叶片吸力面尾缘附面层及低速区面积均有所加强,尾迹流损失加大,其中第 1 级转子吸力面低速区范围更为显著,说明其受到蒸汽的影响最大。分析认为,蒸汽吸入降低通道内马赫数,在逆压力梯度的作用下,吸力面附面层变厚,更容易引起流动分离,进而引发失速。

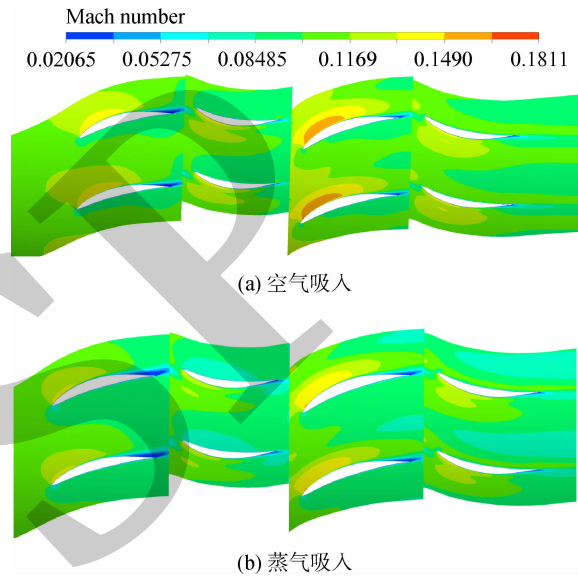


图 12 800 r/min 转速 10% 叶高空气马赫数云图  
Fig. 12 Distribution of air Mach numbers at 10% span at 800 r/min

结合图 10~图 12,分析认为,蒸汽吸入改变了压气机通道内气流流动状况,蒸汽在转子前缘处冷凝,冷凝瞬间放出的热量波动会对气流流动环境产生不利的影响,压气机第 1 级转子最先受到蒸汽影响,因此影响也最为严重。蒸汽吸入降低通道内马赫数,气流动能减小,转子吸力面附面层加厚,流动分离区范围扩大,尾迹流损失增加,流动状况更为恶劣,以至于吸入蒸汽时转子吸力面相比于仅吸入空气时在小流量工况下更容易流动分离,提前进入失速状态,进而引发压气机失速。而低转速下相变点更远离转子前缘,因此第 1 级转子受到的影响小于高转速状态下,所以转速低时稳定裕度下降的范围略小。

4 结 论

本文采用试验方法研究蒸汽吸入和旋流畸变对压气机稳定性影响,采用数值模拟方法研究蒸汽吸入对压气机稳定性影响,得到的主要结论如下:

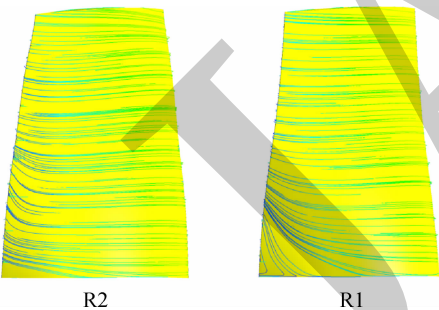


图 10 800 r/min 仅空气吸入状态下吸力面极限流线图  
Fig. 10 Distribution of limit streamlines on the blade suction surface during air ingestion at 800 r/min

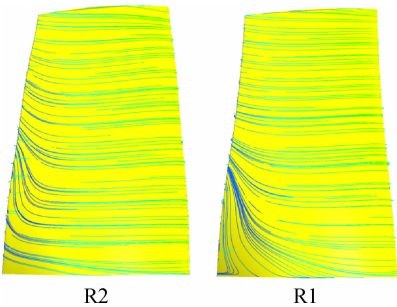


图 11 800 r/min 蒸汽吸入状态下吸力面极限流线图  
Fig. 11 Distribution of limit streamlines on the blade suction surface during steam ingestion at 800 r/min

1) 试验压气机吸入蒸汽引起压气机进口总压畸变和总温畸变。在失速边界点位置,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,总压畸变度分别为 0.09% 和 0.12%,总温畸变度分别为 0.5% 和 0.36%。转速增加,总压畸变强度增大,总温畸变强度减小。

2) 压气机吸入蒸汽导致总压比和稳定裕度降低,且转速越高,稳定裕度更为减少,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 1.5% 和 6.3%。

3) 旋流畸变发生器产生的反向整体涡增大总压比,降低稳定裕度,且转速越高,影响更为显著,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 3.58% 和 6.42%。

4) 蒸汽吸入和反向整体涡旋流畸变两者共同作用下导致压气机稳定裕度下降更为显著,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 6.30% 和 12.64%。

5) 数值模拟研究结果表明,压气机吸入蒸汽降低通道内马赫数,吸力面附面层加厚,尾缘低速区范围增大,流动分离区扩大,使得压气机更容易失速。且转速越高,稳定裕度下降得越多,当压气机转速为 600 r/min 和 800 r/min 时,稳定裕度分别降低 3.21% 和 8.12%。

## 参考文献:

[1] MARKS B, MELTON H, LAWRENCE T. Normalization of F/A-18E/F flight demonstrated dynamic minimum control airspeeds to reference conditions[R]. AIAA-2001-0409, 2001.

[2] GANNON A J, HOBSON G V, PAYNE T A, et al. The effect of steam ingestion on transonic rotor stall margin[R]. ASME Paper 2007-GT-28068, 2007.

[3] LONGLEY J P, SHIN H W, PLUMLEY R E, et al. Effects of rotating inlet distortion on multistage compressor stability[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(2):181-188.

[4] BEALE D K, CRAMER K B, KING P S. Development of improved methods for simulating aircraft inlet distortion in turbine engine ground tests[R]. AIAA-2002-3045, 2002.

[5] SGHAIER T B, MEHDI A, PACHIDIS V, et al. A parametric numerical study of the effects of inlet swirl distortion on a transonic compressor stage[R]. ASME Paper 2013-GT-94374, 2013.

[6] 徐浩洋,胡骏,屠宝锋.蒸汽吸入对稳定性影响中修正关联方法的研究[J].推进技术,2019,40(3):532-541.

XU Haoyang, HU Jun, TU Baofeng. Numerical simulation for effects of steam ingestion on stability with improved correlation method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(3):532-541. (in Chinese)

[7] COLLIN R, HEDGE S. Computational fluid dynamic model of steam ingestion into a transonic compressor[D]. Monterey, US: Naval Postgraduate School, 2009.

[8] 屠宝锋,胡骏,张凯.整体涡对跨声速单转子性能和稳定性影响[J].航空动力学报,2016,31(9):2233-2238.

TU Baofeng, HU Jun, ZHANG Kai. Effect of bulk swirl on performance and stability of transonic single rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(9):2233-2238. (in Chinese)

[9] PAYNE T A. Inlet flow-field measurements of a transonic compressor rotor prior to and during steam-induced rotating stall[D]. Monterey, US: Naval Postgraduate School, 2005.

[10] ZARRO S E. Steady-state and transient measurements within a compressor rotor during steam-induced stall at transonic operational speeds[D]. Monterey, US: Naval Postgraduate School, 2006.

[11] JOESPH J, KOESSLE R. Experimental investigation of high-pressure steam induced stall of a transonic rotor[D]. Monterey, US: Naval Postgraduate School, 2007.

[12] TU Baofeng, ZHANG Luyao, HU Jun. The effect of high-temperature steam ingestion on aerodynamic performance and stability of a transonic rotor[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2019, 233(9):3351-3367.

[13] 屠宝锋,胡骏,王志强,等.低速轴流压气机旋转失速特性试验[J].航空动力学报,2009,24(1):143-149.

TU Baofeng, HU Jun, WANG Zhiqiang, et al. Experimental investigation on characteristic of rotating stall in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1):143-149. (in Chinese)

[14] 张环,胡骏,屠宝锋,等.旋转进气畸变对压气机气动稳定性及失速起始特性的影响[J].航空动力学报,2008,23(11):2095-2100.

ZHANG Huan, HU Jun, TU Baofeng, et al. Effects of rotating inlet distortion on aerodynamic stability and stall inception of axial-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11):2095-2100. (in Chinese)

[15] 刘华,屠宝锋,胡骏,等.旋流畸变对压气机失速发展过程影响的试验研究[J].推进技术,2017,38(10):2306-2313.

LIU Hua, TU Baofeng, HU Jun, et al. Experimental investigation of compressor stall development induced by inlet swirl distortion[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(10):2306-2313. (in Chinese)

[16] GANNON A J, HOBSON G V, HEDGES C R, et al. Investigation and prediction of steam-induced stall-margin reduction in two transonic rotor fans[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(11):101-111.

[17] 孙兰昕.燃气轮机湿压缩性能与水滴运动研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2012.

SUN Lanxin. Study on wet compression performance of gas turbine and droplet motion[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2012. (in Chinese)

[18] 罗铭聪.压气机湿压缩特性及水滴运动研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2014.

LUO Mingcong. Research of compressor wet compression performance and water droplet motion[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2014. (in Chinese)