

气冷高压涡轮模拟试验研究

陈 强,郝晟淳,丁 健,马永峰,才彦双
(中国航发沈阳发动机研究所,沈阳 110015)

摘要:为了量化评估冷气掺混对高压涡轮性能的影响,综合分析现有设备能力,采用动量比相似的模拟方法,在2个结构和测试布局相同,但叶片分别为实心叶片和气冷叶片的涡轮上进行对比试验,并借此开展冷气流量、气膜孔位置因素对涡轮性能影响的试验研究。结合试验数据对比分析不同的效率计算方法,确定有效效率为气冷涡轮效率的计算方法。试验结果表明:涡轮性能随冷气流量的增加逐渐恶化,作功能力逐渐下降,效率降低幅度呈先减小后增大趋势;从前缘至尾缘,冷气越靠后进入主流道,气体能量利用率越低,涡轮效率越低。

关键词: 气冷高压涡轮;冷气掺混;气动特性;动量比;冷气流量;气膜孔位置;有效效率;模拟试验

中图分类号: V235

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2019.06.014

Simulation Test Study of Air-cooled High-pressure Turbine

CHEN Qiang, HAO Sheng-chun, DING Jian, MA Yong-feng, CAI Yan-shuang

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to quantify and estimate the influence of cooling air mixing on the performance of high-pressure turbine and comprehensive analyse the existing equipment capacity, based on simulation method with similar momentum ratio, comparative tests were carried out on two turbines with the same structure and test layout, but with solid blades and air-cooled blades, respectively. Test study on the effect of cooling air flow rate and film orifice position on turbine performance were carried out. Combined with the test data, different efficiency calculation methods were compared and analyzed, and the calculation method which the effective efficiency was air-cooled turbine efficiency was determined. The test results show that the turbine performance degrades gradually with the increase of cooling air flow rate, and the working capacity decreases gradually, and the efficiency decreases at first and then increases. From the leading edge to the trailing edge, the more backward the cooling air enters the main channel, the lower the air energy utilization rate is, and the lower the turbine efficiency is.

Key words: air-cooled high-pressure turbine; cooling air mixing; aerodynamic performance; momentum ratio; cooling air flow rate; film orifice position; effective efficiency; simulated test

0 引言

随着航空发动机涡轮前温度的不断提高,对涡轮叶片冷却提出了更高要求,冷却叶片的结构越来越复杂,高压涡轮导向叶片和工作叶片的表面气膜孔也相应增加。大量的冷气射流与主流气体掺混,势必对涡轮气动性能产生影响^[1]。自20世纪以来,国外学者针对冷气射流掺混对涡轮流场和气动性能的影响开展了大量研究^[2-5]。目前国内在气冷涡轮气动设计验证方面已经开展过一些平面叶栅或环形叶栅试验,而气冷

涡轮部件性能试验并不多见,冷气掺混在涡轮级性能变化中的实际表现也不十分明确^[6-8]。对于新设计的气冷涡轮,有必要通过试验验证的方法进行量化评估。同时,目前不同的研究机构对气冷涡轮的效率定义不明确,也不统一。对同一涡轮,采用不同的效率定义方法计算出的效率差别很大,给量化评估带来极大困难。

本文以某气冷高压涡轮为研究对象,采用冷气射流动量比相似的模化方法,进行气冷涡轮性能评估

收稿日期:2018-10-19 基金项目:国防工程重点研究项目资助

作者简介:陈强(1985),男,工程师,从事叶轮机械试验工作;E-mail:403198824@qq.com。

引用格式:陈强,郝晟淳,丁健,等.气冷高压涡轮模拟试验研究[J].航空发动机,2019,45(6):75-80. CHEN Qiang, HAO Shengchun, DING Jian, et al. Simulation test study of air-cooled high-pressure turbine[J]. Aeroengine, 2019, 45(6): 75-80.

验,并在气冷涡轮上开展冷气流量因素、气膜孔位置因素的影响研究。此外,还分析了3种气冷涡轮试验数据处理方法的特点。

1 试验总体思路

1.1 试验模拟方法

在地面试验中试验涡轮一般选择与原型涡轮尺寸一致,因此满足几何相似。在气动相似方面许多有关涡轮的文献^[1,9-10]中都给出涡轮性能试验的相似准则,即在雷诺数相同或雷诺数自模化($Re \geq 1.8 \times 10^5$)时,保证换算转速 $n/\sqrt{T^*}$ 和总压膨胀比 π_T^* 相同,就能保证涡轮流动相似。该相似准则所考虑的是无冷气涡轮试验的气动相似问题,文献[11]认为在无冷气涡轮模拟试验准则基础上,增加主流与冷气的流量比 K_w 、温度比 K_t 与原型涡轮一致,可满足气冷涡轮模拟试验气动相似。而受试验设备能力的限制,在中温中压模拟试验中原型涡轮温度比 K_t 远高于试验涡轮的。虽然文献[11]提及温度比所产生的影响较小,但该影响目前仍有待试验验证。

在冷却气对主流掺混产生的气动效应方面, Holdeman 等^[12]研究认为动量比 J 是对气动性能产生影响的主要参数,也是流场结构的决定因素。Osnaghi 等^[13]研究也表明,产生流动损失的关键因素是动量比。保持流量比 K_w 和温度比 K_t 相似即可保证主流与冷气的动量比相似^[14]。由于试验状态温度比与原型涡轮的相差较大,仅流量比相似,动量比会产生严重偏离,冷气的吹离覆盖等特性都会有很大差异。因此本气冷高压涡轮模拟试验选择的相似参数为 Re 、换算转速、膨胀比、冷气与主流动量比 J

$$J = D_r * (V_j / U_m)^2 \quad (1)$$

式中: D_r 为密度比; V_j 为冷气速度; U_m 为主流速度。

由于发动机状态涡轮设计主流温度、冷气温度为定值,试验器的主流温度和冷气温度基本固定。近似认为总温比与静温比相同,重新匹配冷气流量比即可保证试验状态动量比与发动机状态相同。

1.2 试验研究方案

1.2.1 冷气掺混影响的量化评估

冷气掺混对高压涡轮性能的影响一直是涡轮气动设计领域的难题。气冷涡轮的性能不仅取决于涡轮主流道的气动完善程度,还取决于冷却系统的设计水平。通过试验对比无冷气涡轮和有冷气涡轮性能是量

化评估冷气引入对涡轮性能带来影响的有效手段。但是,由于气冷叶片表面的气膜孔容易导致气流的串流,而使二次流损失增加,在气冷涡轮试验中简单将冷气停供而得到的涡轮性能并不能代表该涡轮主流道的气动性能结果。因此本试验采用同一气动方案的高压涡轮无冷气级性能试验和有冷气级性能试验的方式对冷气掺混影响进行量化评估。试验中无冷气涡轮的结构、测试布局与有冷气涡轮的完全一致,只是将气冷叶片换为相同叶型的实心叶片。

1.2.2 涡轮特性变化规律获取

针对不同的冷却需要,不同的发动机叶片所需的冷气量并不相同,而不同冷气量下涡轮的性能表现有很大差别。在低冷气流量条件下,排入的冷却空气量达到1%燃气流量时,将导致涡轮效率降低1%^[15]。在模拟试验中若能获取涡轮一定流量比 K_w 范围内的涡轮特性变化规律,将对冷气匹配设计有极大参考价值。因此试验将测取相同换算转速、总压膨胀比下不同冷气量状态的涡轮特性参数。

1.2.3 气膜孔位置因素影响获取

对比国内各型高压涡轮,本涡轮气膜孔排数比第3、4代发动机增加1倍以上,而且在叶背型线上增加了大量气膜孔。气膜出流引起的气动损失随气膜喷射孔在叶型上的位置不同变化很大,气体可用能差别也极大^[16]。因此,需在级性能试验件上开展气膜孔位置因素对冷气掺混的影响研究,现方案是对高压涡轮导向叶片内部冷气腔进行分区,并对各区域冷气实施单独控制。在试验中保持涡轮进、出口等参数不变,分别在各腔通以等量的冷却气,测取不同导向叶冷气腔供气状态下涡轮性能差异。

1.3 数据处理方法

1.3.1 国内数据处理方法

综合分析国内已开展的气冷涡轮试验验证研究,关于气冷涡轮效率定义方法主要有初始效率和有效效率。

单级涡轮气体流路

如图1所示。图中0表示涡轮入口截面,41表示涡轮导叶出口截面,2表示涡轮出口截面,A、B分别表示涡轮导叶、动

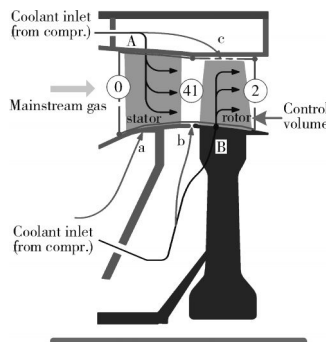


图1 单级气冷涡轮气体流路

叶的冷却气体,a、c表示涡轮缘板的冷却气体,b表示涡轮盘轮缘的封严气体。

初始效率常见于试验标准,主要面向工程应用,把气冷涡轮简化为只有1股气流的无冷却涡轮。不同的机构简化又有所不同:有的简化为导向器出口气流为主气的无冷却涡轮,即采用 η_{T41} ;有的简化为导向器喉部气流为主气的无冷却涡轮,即采用 η_{T4a} 。

$$\eta_{T41} = \frac{N_T}{W_{41} \frac{k}{k-1} R T_{41}^* (1 - 1/\pi_T^{\frac{k-1}{k}})} \quad (2)$$

$$\eta_{T4a} = \frac{N_T}{W_{4a} \frac{k}{k-1} R T_{4a}^* (1 - 1/\pi_T^{\frac{k-1}{k}})} \quad (3)$$

式中: N_T 为轴功; R 为气体常数; π_T^* 为膨胀比; k 为比热比; W_{41} 为主流流量与转子叶片前冷气流量之和; W_{4a} 为主流流量与导向叶片喉部前冷气流量之和; T_{41}^* 为转子进口总温; T_{4a}^* 为导向器喉部总温。转子进口总温、喉部总温均利用加权公式计算获得。

$$C_{p4i} T_{4i}^* = \frac{W_0 C_{p0} T_0^* + \sum_{i=1}^n W_{ci} C_{pci} T_{ci}^*}{W_0 + \sum_{i=1}^n W_{ci}} \quad (4)$$

式中: C_{p4i} 为混合后比定压热容; T_{4i}^* 为混合后温度; W_0 为主流流量; C_{p0} 为主流比定压热容; T_0^* 为主流温度; W_{ci} 为各路冷气流量; C_{pci} 为冷气比定压热容; T_{ci}^* 为冷气温。

有效效率 η_{th} 定义为把涡轮作为1个由热能转变为轴功率的“黑匣子”,输入“黑匣子”的是主流的能量和多股冷气的能量。所有这些能量流都有从各自的总压 P_i^* 等熵膨胀到涡轮出口压力 P_2^* 的做功能力。有效效率焓熵如图2所示。

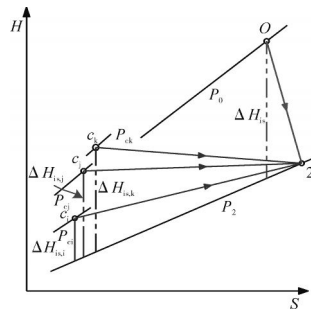


图2 有效效率焓熵

$$\eta_{th} = \frac{N_T}{W_0 (h_0^* - h_{2s}^*) + \sum_{i=1}^n W_{ci} (h_{i,0}^* - h_{i,2s}^*)} \quad (5)$$

式中: h_0^* 为进口总焓; h_{2s}^* 为出口总焓; $h_{i,0}^*$ 为冷气入口

总焓; $h_{i,2s}^*$ 为冷气出口总焓。

1.3.2 国外数据处理方法

国外经过半个多世纪的研究,关于气冷涡轮效率的定义问题也有多种说法。其中广泛被设计人员使用也最为经典的气冷涡轮定义由Hartsel^[17]给出,即所谓的“哈特塞尔效率”,其计算方法与国内的有效效率算法基本一致。

哈特塞尔效率并不考虑主流与冷气掺混的影响,对此,Young及Horlock等^[18]又假定主流与冷气先经过掺混后再进入涡轮做功,并给出3种不同假设掺混过程的效率定义方法,而且认为质量-压力加权的“Weighted-Pressure”方法(简称WP方法)较为准确。计算公式为

$$\eta_{WP-max} = \frac{N_T}{W_0 + \sum_{i=1}^n W_{ci} (h_{0,m}^* - h_{2s}^*)} \quad (6)$$

式中: $h_{0,m}^*$ 为冷气与主流掺混后的总焓。

WP方法假设冷气与主流先在各自己的压强下进行热交换再经过等温可逆过程掺混,掺混后的温度 T_m^* 、压力 P_m^* 由式(7)、(8)确定,并以此计算掺混后的总焓

$$(1-\phi) \int_{T_0^*}^{T_m^*} C_{p0}(T) dT + \sum_i (\phi_i \int_{T_{ci}^*}^{T_m^*} C_{pci}(T) dT) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{P_m^*}{P_0^*} = \prod_i \left(\frac{P_{ci}^*}{P_0^*} \right)^{\frac{\phi_i R_{ci}}{R_0}} \quad (8)$$

式中: ϕ_i 为各股冷气所占的质量分数; ϕ 为总冷气质量分数; P_0^* 为主流压力; P_{ci}^* 为冷气压力; R_0 为主流气体常数; R_{ci} 为冷气体常数。

2 试验装置及试验件

2.1 试验装置

试验采用的动力涡轮试验器是1个宽流量、大膨胀比范围,并具备多路冷气可调及叶尖间隙主动控制等能力的综合试验器,由主气、冷气、加温、燃油、滑油、水等系统及水力测功器、扭矩测量仪等主要设备组成。试验器参数见表1。

2.2 试验件

试验采用单级、单转子高压涡轮级性能试验件,其尺寸为发动机原型涡轮冷态尺寸,主要由前承力机匣组件、进气机匣组件、进口测量段、高压涡轮导向

表 1 试验器主要参数

参数	范围	参数	范围
涡轮进气流量 / (kg/s)	≤ 100	涡轮膨胀比	≤ 6.5
涡轮进气温度 / K	≤ 800	涡轮转速 / (r/min)	≤ 8800
涡轮进口压力 / MPa	≤ 0.6	涡轮功率 / kW	≤ 22500
涡轮出口压力 / MPa	≥ 0.05		

器、高压涡轮转子组件、出口测量段、排气机匣组件、封严篦齿、冷气集气腔等零部件组成。

由于要在级性能试验件上开展气膜孔位置因素影响研究, 试验件导向叶片的各冷却腔单独供气, 互不影响。导向叶片供气结构如图 3、4 所示。每个集气腔通过机匣上的通气孔与导向叶片的各冷却腔连通; 供气管路、集气腔与叶片冷却腔一一对应, 各腔之间用隔板分隔, 防止集气腔之间冷气互相泄漏, 以确保导叶各腔的供气路径相互独立。每个供气管路上都设置有冷气调节及测量设备。

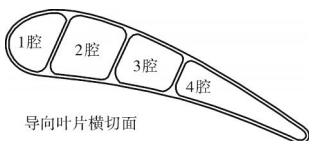


图 3 导向叶片分腔结构

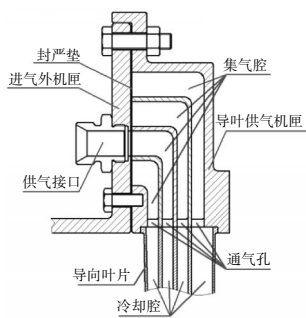


图 4 导向叶片供气结构

涡轮设计状态冷气流量与进口流量之比约为 9%, 由于试验温度较低, 换算后的冷气流量将占进口流量的 11.5%, 导向器各腔冷气流量范围为 0.4~1.2 kg/s。针对大流量的冷气需求, 在试验件设计时需详细考虑并计算冷气流通过程中各截面的有效流通面积, 防止出现冷气量供应不足的问题。

2.3 测试布置

为了准确测取涡轮部件的气动特性, 采用 ET5000HS 扭矩测量仪测量试验件输出扭矩和转速, 精度分别为 $\pm 0.2\%$ FS、 $\pm 0.04\%$ FS, 其余试验测试系统相关参数见表 2。

表 2 试验测试系统参数

测量参数	前端感受部	采集系统	精度
总压	多点球窝型压力探针	DSA3217	$\pm 0.2\%$
总温	多点 T 型带套总温探针	EXI1048	$\pm 1.0^\circ\text{C}$
方向	多点 3 孔箭式方向探针	DSA3217	$\pm 0.5^\circ$
静压	壁面开孔	DSA3217	$\pm 0.5\%$
腔压	壁面开孔	DSA3217	$\pm 0.5\%$
腔温	单点 K 型热电偶	EXI1048	$\pm 1.5^\circ\text{C}$

高压涡轮试验件测量参数分布如图 5 所示。在涡轮进口截面(0-0、0'-0'截面)布置涡轮进口总压、总温和内外壁静压测量; 在导向器出口截面(1-1 截面)布置内外壁静压测量; 在涡轮出口截面(2-2、2'-2' 截面)布置涡轮出口总压、总温、气流角和内外壁静压测量; 在主进气管道布置流量孔板测量主进气流量; 在空气系统各腔布置压力、温度测量, 并对导叶各腔冷却气、动叶冷却气进行流量测量布置。

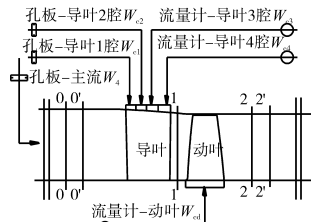


图 5 试验件测试布局

3 试验结果分析

3.1 效率评估方式分析

涡轮变冷气量试验的结果如图 6 所示。从图中可见, 不同计算方法得到的涡轮效率差异较大, 在 $K_w=9.8\%$ 时, 效率相差近 0.05。同时随着冷气流量增加涡轮效率呈现不同的变化规律。

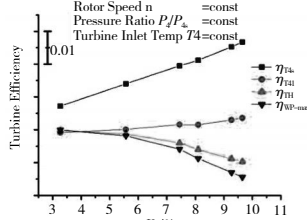


图 6 不同计算方式下效率的计算结果

(1) 以 η_{t4a} 评价涡轮性能, 随着冷气量增加涡轮的气动特性明显变好。其主要原因是这种简化处理中仅考虑了导叶喉部截面前流入主流道冷气的可用能, 而从喉部后流入的冷气仍然能够做功, 总冷气量越大计算中被忽略的能量就越大。

(2) 以 η_{t4i} 评价涡轮性能, 随着冷气量增加涡轮的气动特性变化不大。其原因是以 41 截面参数简化的无冷气涡轮, 虽然导叶冷气都算进来了, 当冷气温度和主流温度相近时, 41 截面温度随冷气量增加变化并不明显。

(3) 以 η_{t4j} 评价涡轮性能, 随冷气流量增加涡轮效率逐渐降低。其原因是等量冷气压力势能明显高于主流的, 但由于入射掺混问题, 其能量利用要低于主流的, 所以冷气量越大计入的膨胀功就越高, 而实际作功能力反而越低, 计算出的效率就越低。

(4) 以 η_{WP-mix} 评价涡轮性能, 随冷气量增加涡轮效率也逐渐降低, 降低幅度相比 η_{t4j} 计算进一步增大。这是因为这种计算方法对冷气和主流的掺混方式进行了假设, 在计算掺混后气体总焓时, 低温比试验

掺混后温度降低很小;冷气流量与供气压力成正比,流量越大掺混后的压力经过加权后就越高,从而计算的总焓越大,效率越低;在低温比大冷气量时其效率甚至低于全计算的有效效率。

综上所述,有效效率 η_{th} 计及了所有气流,不存在对每股冷气的作功能力的假设和简化,所得到的曲线比较符合气冷涡轮的理论特性。同时该方法在国内、外涡轮设计和试验中均有使用,也最为经典,适用于评价涡轮气动性能。

3.2 冷气掺混对涡轮级性能影响的量化评估

在相同转速下无冷气涡轮试验与有冷气涡轮试验结果对比如图 7 所示。图中有冷气涡轮效率计算为 η_{th} 。从图中可见,在相同换算转速时无冷气涡轮和有冷气涡轮效率随膨胀比变化规律一致,通入冷气涡轮效率降低,通入 9.4% 流量(发动机设计流量比)冷气时涡轮效率降低 0.04。

试验同时在安装气冷叶片的涡轮试验件上录取了导叶冷气全部停供状态下的涡轮性能,在相同转速下气冷叶片涡轮试验件效率与实心叶片涡轮试验件效率相差较大,如图 8 所示。从图中可见,二者平均相差约 0.025。这也证明要准确评估冷气对涡轮性能带来的影响,有必要构建结构相同的实心叶片无冷气涡轮来进行对比。

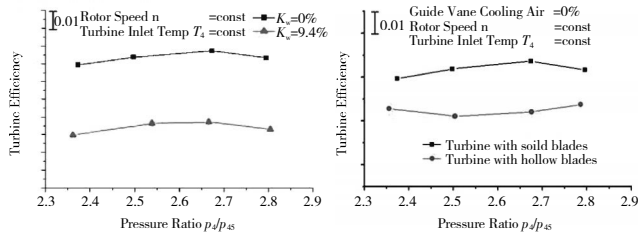


图 7 冷气掺混对效率影响
量化评估

图 8 实心叶片涡轮与空心
叶片涡轮效率对比

3.3 冷气量影响的试验结果分析

试验录取了涡轮在设计换算转速、不同膨胀比和不同冷气流量下的性能。结合无冷气涡轮的试验数据得到涡轮效率随冷气流量的变化曲线如图 9 所示。从图中可见,涡轮性能随冷气流量的增加逐渐恶化,涡轮在无冷气状态和有冷气状态下性能发生了明显改变。其主要表现是:

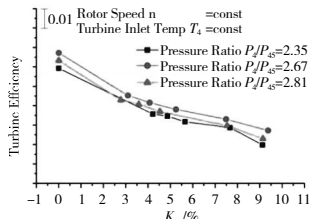
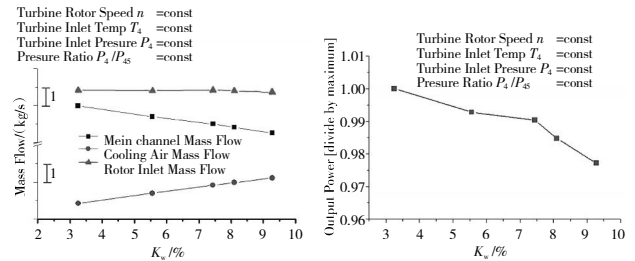


图 9 变冷气量条件下涡轮
效率的变化

在低冷气流量条件下涡轮效率降幅较大,即从无冷气到通入 3.2% 冷气,涡轮效率降低近 0.021;而后加大冷气量效率降低幅度减小,冷气量从 3.2% 到 9.4%,效率降低约 0.018;后段即 7.6% 冷气量以后效率降低幅度又呈现增大趋势。从无冷气状态到冷气引入状态的效率降低幅度是决定该气冷涡轮性能恶化的主要阶段,在性能设计中需要重点考虑。

在进行设计点变冷气量试验时,刻意保持涡轮进口温度、压力、膨胀比、物理转速等参数不变,得到涡轮的物理流量和输出功曲线,如图 10 所示。从图中可见,随冷气流量比增大,涡轮转子进口流量基本维持不变,冷气的增加量与主流的减小量相当。等量的冷气在温度与主流相差不大的情况下(试验温比 1.3),其压力势能远高于主流的,而转子的输出功反而逐渐减小,减小量约为 2.5%。这直接反映了冷气与主流在入射和掺混过程中会有很大损失,随冷气量增加涡轮作功能力降低,性能随之恶化。而在评价气冷涡轮特性时以 η_{t4a} 和 η_{t4l} 计算涡轮效率,其随冷气量增加反而是提高的,也证明了有效效率 η_{th} 比较适合用来评估气冷涡轮的性能变化。



(a) 物理流量随流量比的变化 (b) 输出功率随流量比的变化

图 10 涡轮流量和输出功率变化

3.4 气膜孔位置影响的试验结果分析

为了解导叶不同位置供气对冷气掺混的影响,试验中保持涡轮进口压力、温度、膨胀比、物理转速不变,分别对导叶 1~4 腔通入等量冷气,录取涡轮输出功率等参数。冷气量分别为 1.41% 和 1.55% 下涡轮效率变化曲线如图 11 所示。从图中可见,从 1~4 腔分别通等量冷气,涡轮效率逐渐降低,4 腔单独供气效率较 1 腔单独供气效率低约 0.003~0.004。

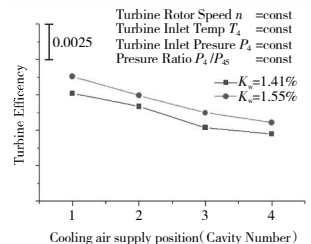


图 11 不同位置通冷气涡轮
效率变化

说明从前缘至尾缘,冷气越靠后进入主流道气体能量利用率越低,涡轮效率越低。该结果虽然与一些吹风试验结果一致,但在级性能试验件上只是宏观表现,其中还不乏有其他供气腔不通冷气主气串流带来的影响。要详细了解气膜孔位置因素对性能的影响还需要进一步策划和论证。

4 结 论

(1)在气冷涡轮性能试验中,效率计算方法的不同给涡轮性能评估带来很大影响,甚至比试验方法和控制精度带来的影响更大。结合试验结果分析,有效效率比较适合用来评估气冷涡轮性能变化。

(2)通过构建 2 个结构和测试布局相同,但叶片分别为实心叶片和气冷叶片的涡轮来进行对比试验,可以准确量化评估冷气掺混对高压涡轮性能的影响。

(3)经过冷气量的动量比相似转化,试验录取了多状态下变冷气流量的涡轮性能参数,试验结果表明,涡轮性能随冷气流量的增加逐渐恶化,作功能力逐渐下降,效率降低幅度呈先小后大趋势。

(4)首次在级性能试验件上尝试开展导叶不同位置供气对冷气掺混的影响试验,结果表明,从前缘至尾缘,冷气越靠后进入主流道,气体能量利用率越低,涡轮效率越低。

参考文献:

- [1] 邹正平,王松涛,刘火星,等.航空燃气轮机涡轮气体动力学:流动机理及气动设计[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014:88-100.
- [2] ZOU Zhengping, WANG Songtao, LIU Huoxing, et al. Turbine aerodynamics for aero-engine: flow analysis and aerodynamics design [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2014: 88-100. (in Chinese)
- [3] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115 (4): 621-656.
- [4] Ito S, Eckert E R, Goldstein R J. Aerodynamic loss in a gas turbine stage with film cooling [J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102 (4): 964-970.
- [5] Walters D K, Leylek J H. Impact of film-cooling jet on turbine aerodynamic loss [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122 (7): 537-545.
- [6] Jackson D J, Lee K L, Ligrani P M, et al. Transonic aerodynamic losses due to turbine airfoil suction surface film cooling[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122 (4): 317-326.
- [7] 乔渭阳,曾军,曾文演,等.气膜孔喷气对涡轮气动性能影响的实验研究[J].推进技术,2007,28(1):14-19.
- [8] QIAO Weiyang, ZENG Jun, ZENG Wenyang, et al. Experimental studies for the aerodynamic loss in gas turbine with film cooling [J]. Journal of Propulsion Technology, 2007, 28(1): 14-19. (in Chinese)
- [9] 张发生,戴韧.冷却气膜射流对涡轮叶栅气动性能的影响[J].工程热物理学报,2011,32(12):2022-2025.
- [10] ZHANG Fasheng, DAI Ren. Impact of cooling film jets on the aerodynamic performance of turbine guide vanes [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32 (12): 2022-2025. (in Chinese)
- [11] 卫刚,凌代军,周山.不同位置冷气喷射的试验研究和数值分析[J].燃气涡轮试验与研究,2008,21(4):4-9.
- [12] WEI Gang, LING Daijun, ZHOU Shan. Experimental and numerical research of cooling jets' position on turbine cascade performance [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21 (4): 4-9. (in Chinese)
- [13] 胡骏.航空叶片机原理[M].北京:国防工业出版社,2014.:188-190.
- [14] HU Jun. Aviation blade machine theory [M]. Beijing: National Defence of Industry Press, 2014: 188-190. (in Chinese)
- [15] 周世英,段连丰,郭呈义,等. HB7081-94 轴流涡轮气动性能试验 [S].北京:中国航空工业总公司,1994:13-15.
- [16] ZHOU Shiyang, DUAN Lianfeng, GUO Chengyi, et al. HB7081-94 aerodynamic performance test of axial flow turbine [S]. Beijing: AVIC, 1994: 13-15. (in Chinese)
- [17] 张健,邱绪光.论涡轮级气动和传热试验的相似准则[R].四川江油:中国燃气涡轮研究院,1990.
- [18] ZHANG Jian, QIU xuguang. The similarity criterion of the turbine aerodynamics and heat transfer test[R]. Sichuan Jiangyou: Gas Turbine Research Institute of China, 1990. (in Chinese)
- [19] Holdeman J D, Smith T D, Clisset J R, et al. A spreadsheet for the mixing of a row of jets with a confined crossflow [R]. NASA-TM-2005-213137.
- [20] Osnaghi C, Perfichizzi A, Savini M, et al. The influence of film cooling on the aerodynamic performance of a turbine nozzle guide vane[R]. ASME 1997-GT-522.
- [21] Colladay R S, Stepka F S. Similarity constraints in testing of cooled engine parts [R]. NASA-TN-D-1974-7707.
- [22] Favorskii O N, Kopelev S Z. Air cooling of gas turbine blades[J]. Thermal Engineering, 1981(8):435-438.
- [23] Moffitt T P, Stepka F S, Rohlik H E. Summary of NASA aerodynamic and heat transfer studies in turbine vanes and blades [R]. NASA-TM-X-1976-73518.
- [24] Hartsel J E. Prediction of effects of mass transfer cooling on the bladerow efficiency of turbine airfoils [R]. AIAA-1972-11.
- [25] Young J B, Horlock J H. Defining the efficiency of a cooled turbine [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 658-667.

(编辑:刘 静)