

文章编号: 1000-8055(2007)04-0653-07

短周期涡轮实验的发展趋势

赵晓路, 唐 菲

(中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100080)

摘 要: 对国外短周期涡轮实验技术的发展及其应用范围开拓的情况进行了综述和分析. 比较了长短周期涡轮实验技术各自的优点和不足. 近年来, 在发展高性能航空发动机的需求带动下, 短周期涡轮实验技术正在努力克服自身的薄弱环节, 力争达到长周期涡轮实验技术所能达到的性能测试精度. 其发展目标是争取部分替代长周期涡轮实验, 由单纯机理性实验平台向部件性能研发平台扩展. 同时, 作为重要的基础研究平台, 短周期涡轮实验台在机理研究领域也有所拓宽, 开始被应用于新设计理念的验证、CFD 设计分析软件的校验等新的领域.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 涡轮实验技术; 短周期; 传热; 流动机理; CFD 软件校验

中图分类号: V23

文献标识码: A

Development trend of short duration turbine experiments

ZH AO Xiao-lu, TANG Fei

(Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: The development and expansion of overseas short duration turbine testing techniques were summarized and analyzed by comparing the advantages and disadvantages of short / long duration turbine testing techniques. Spurred by the demand of developing high performance aeroengine, the short duration turbine testing technique was improved greatly to achieve the measurement accuracy of long duration turbine testing technique. The purpose of short duration turbine testing technique is to replace partially long duration turbine testing technique by developing from a mechanics investigation platform into a performance investigation platform. As an important basic study platform, short duration turbine testing platform has developed in the mechanism research field and has now been applied to validation of new design concept and check of CFD software.

Key words: aerospace propulsion system; turbine testing technique; short duration; heat transfer; flow mechanics; calibration of CFD software

针对涡轮级和涡轮叶栅的实验设备一般可分为长周期和短周期两类. 前者都配置连续式气源, 试验是在流动连续和稳定的条件下进行; 而后者则不配置连续式气源, 试验时间很短, 试验是在非稳态条件下进行.

长周期涡轮级实验台, 一般分为两种: 一种是全温全压实验台, 其进口条件全面模拟发动机涡轮进口的压力和温度分布. 这种实验台模拟的实验条件最符合真实流动情况, 是对涡轮部件全面进行气动、传热、结构试验考核的重要实验装置. 但其投资和运行费用耗费极大; 另外一种为空气涡轮模型试验, 这种实验模拟进出口落压比, 只是为防止膨胀过程中空气中水汽结冰, 需要在进口适当加热, 进口温度远低于发动机燃烧室出口温

收稿日期: 2006-03-27; 修订日期: 2006-11-07

作者简介: 赵晓路(1945), 男, 浙江绍兴人, 中国科学院工程热物理所研究员, 主要从事叶轮机气动热力学的研究.

度,所以涡轮中流过的工质不是真实燃气.这种空气模型涡轮实验,一般只能进行涡轮级气动性能方面的研究,而不能进行有关热传导方面的实验.

短周期实验台试验周期通常在几十毫秒到几秒.正是因为实验时间短,在带来很多好处的同时也造成了一些缺憾.短周期实验台不用建设大功率的气源,而气源的建设投资和运行费用,在长周期实验设备的投资和运行费用中都占有很大的比重.往往由于供电紧张,大功率气源的建设和使用上都受到很大的限制.短周期实验因为实验时间短,试验过程中流过的气体来不及和涡轮叶片及机匣发生充分的热交换,可以认为涡轮叶片及机匣等零件仍保持室温,这样为模拟发动机涡轮主流燃气和金属的温度比,进行叶片表面热流率的测量创造了有利的条件.同时,短周期实验台还具有能方便地模拟不同比热比、雷诺数、马赫数等优点.其应用范围也从传热、气动扩展到有关涡轮的新概念研究(如对转涡轮、热斑效应、时序效应)以及高周疲劳、动应力等有关结构方面的实验研究.本文将对这方面的发展作简要介绍.

尽管短期实验台具有投资省,运行费用低的突出优点,但是由于种种原因和限制,使得它主要还是被应用于机理性的研究,尚未见到关于短周期实验设备应用于提高和改进涡轮级性能工作的报道.要把短周期实验设备从仅仅承担基础性任务的领域拓展到产品的设计研发领域,还需要解决很多的问题.其中关键之一是提高短周期实验设备涡轮级效率测量的精度.在这一方面美国 MIT 和英国牛津大学分别针对暂冲式实验台和等熵轻活塞实验台做了大量的工作,取得了一定的突破.

1 短周期涡轮实验装置的种类和分布

短周期实验按气源发生装置不同,目前主要有激波管式、轻活塞式和暂冲式三种.

激波管风洞(Shock Tunnel,图 1)最初应用于航天领域,以模拟高马赫数高总焓外部流动环境,是流动和换热实验研究中常用的短周期实验设备,后来在航空涡轮实验研究中也获得了应用.其基本部分为激波管、喷管、实验段、高低压气源和薄膜.实验前驱动段内充满高压气体,并用隔膜和被驱动段隔开.实验时,突然将隔膜打开,高低压气体间产生压缩波并最终合并成向低压段运动的激波,与此同时,一束膨胀波向驱动段传播.激

波后气体温度和压力升高,成为可用气源.

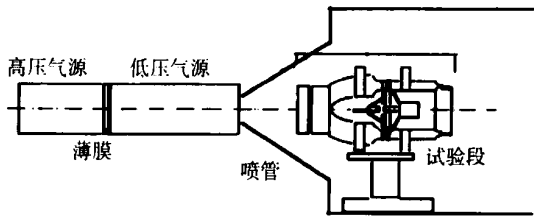


图 1 俄亥俄州立大学激波管实验设备
Fig. 1 Shock tunnel of OSU

等熵轻活塞式风洞(Isentropic Light Piston Tunnel,图 2)的工作原理与打气筒类似,高压储气罐中的气体通过喉道进入气筒,推动活塞前进,活塞前气体受到压缩,达到预定压力时,气筒端部快开阀打开,气体通过实验段,最后进入真空罐.可以通过调整气筒入口和叶栅喉道面积,使进入气筒和流经实验段的气体流量相等.

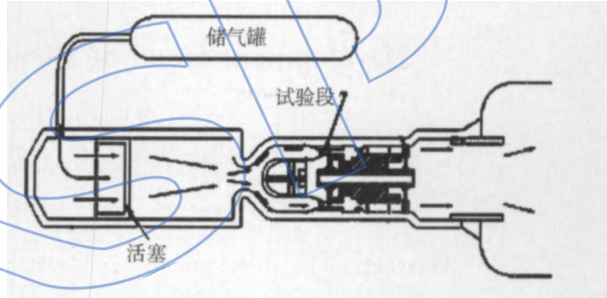


图 2 英国 QinetiQ 等熵轻活塞式风洞
Fig. 2 Isentropic light piston tunnel of QinetiQ

暂冲式风洞(Blowdown Tunnel,图 3)主要由储气罐、快开阀、实验段、电磁涡流制动测功器和真空罐组成.试验时首先向储气罐中充入实验用的混合气体直至达到初始压力的要求,储气罐和快开阀由罐壳夹层中的加热器加热到预期温度.其余设备由真空泵抽成真空.实验前,快开阀关闭,真空实验段中的涡轮由一个电机驱动至实验要求的转速.实验开始时,同时打开快开阀、关停电机、接通电磁涡流制动器,由气罐排出的高

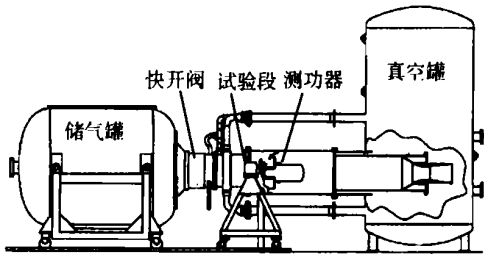


图 3 MIT 的暂冲式涡轮实验装置
Fig. 3 Blowdown tunnel of MIT

温、高压气体驱动涡轮, 输出功被制动器吸收.

表 1 短周期涡轮实验装置在世界各地的分布情况

Table 1 Distribution of short duration test facility in the world		
类型	分布单位	国家
激波管	Calspan company	美国
	俄亥俄州立大学	美国
	DERA Pyestock	英国
轻活塞	牛津大学	英国
	冯卡门研究所	比利时
	QinetiQ Research Center	英国
暂冲式	MIT	美国
	Air Force Research Laboratory	美国
	俄亥俄州立大学	美国
	中科院工程热物理所	中国

表 2 短周期涡轮实验装置主要运行性能的比较

Table 2 Comparisons of the ability of short duration test facilities			
	有效测量时间/ ms	折合转速稳定段	制动 测扭装置
激波管	10	无	无
轻活塞	100	无	无
暂冲式	100 以上	有	有

表 1 和表 2 分别给出目前短周期涡轮实验装置在世界各地的分布情况和主要运行性能的比较. 由表 2 不难看出暂冲式短周期涡轮实验装置更适宜应用于涡轮级的气动特性参数测量.

2 短周期涡轮实验装置在新概念探索方面的应用

短周期涡轮实验装置具有的运行费用低使用方便的特点, 使其在新概念研究如对转涡轮、热斑效应、时序效应方面得到广泛的应用. 例如, 无导叶对转涡轮可以缩短发动机长度, 减轻重量, 提高效率. 俄亥俄大学使用激波管实验设备对全尺寸 1+ 1/2 对转涡轮进行了实验研究^[1]. 这是世界上第一篇公开发表的有关无导叶对转涡轮实验的报告. 在高压动叶和低压动叶叶片表面布置的压力传感器采集的信号通过滑环引电器导出. 他们分别测量了高压导叶、动叶, 低压动叶叶片表面的实时和时间平均压力分布, 并和三维 N-S 方程的时

间精确解以及时间平均解的结果进行了比较. 他们认为数值预估在定性上和实验结果取得了一致. 数值计算被证明可以很好地定性描述无导叶对转涡轮高压导叶、动叶, 低压动叶叶片槽道内的流动机理, 但是在定量上还需要根据实验做进一步的校验.

俄亥俄大学使用激波管风洞对涡轮叶片排的时序效应进行了实验研究^[2]. 试验件如图 4 所示, 由 1+ 1/2 级高压涡轮三个叶片排构成. 实验研究表明通过改变一级导叶对应二级导叶的周向相对位置, 可使 1+ 1/2 涡轮级的气动效率有 2% ~ 3% 的变化. 更为重要的是, 研究者使用实验结果证实了通过数值模拟分析发现的时序效应内部机理, 即时序效应本质上是由于上游高压导叶尾迹的迁移扩散而造成的. 对下游导叶叶片表面压力分布的实时测量, 使研究者认识到上游导叶和下游导叶周向相对位置的调整, 会对下游导叶叶片表面非定常压力场时域分布和频域分布有很大影响. 通过实验发现的这些现象和信息在气膜冷却设计和防止高周疲劳等方面都具有重要指导意义. 冯卡门研究所也使用短周期涡轮实验设备, 研究了时序效应对 1+ 1/2 级高压涡轮二级导叶热流分布的影响^[3]. 图 5 显示实验时序效应选择的上游导叶和下游导叶周向 4 个相对位

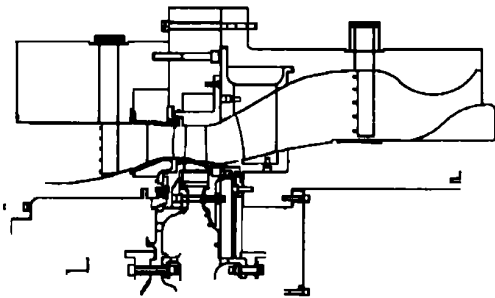


图 4 1+ 1/2 级高压涡轮试验件
Fig.4 Main flow path of 1+ 1/2 turbine

置. 实验采用薄膜热流计测量二级导叶叶片表面和机匣表面热流分布, 图 6 表示了测点分布情况. 通过实时测量实验研究者观察到叶片表面和机匣表面热流分布变化和静压分布变化紧密关联; 上游导叶和下游导叶周向相对位置的变化不仅会使热流分布脉动的强度和走向发生改变, 还会导致热流分布时间平均值的显著变化.

工程热物理研究所于 2000 年开始建设暂冲式短周期涡轮试验台, 并利用该设备对 1+ 1/2 对转涡轮试验件进行了性能测试^[4,5]. 试验结果同

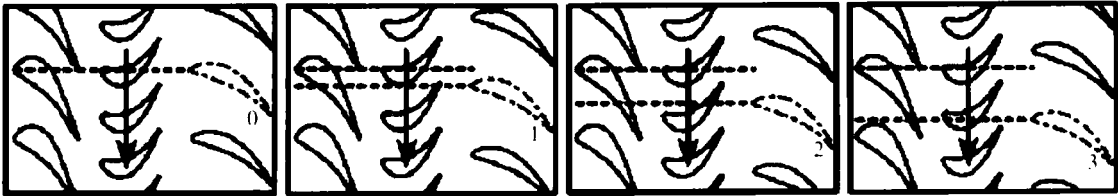


图 5 为研究时序效应上游导叶和下游导叶周向四个相对位置

Fig.5 Different relative positions of blades

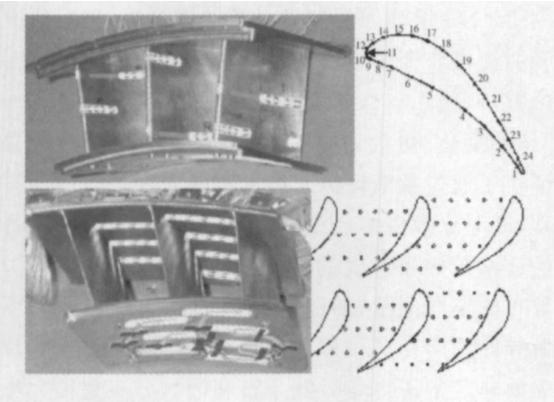


图 6 薄膜热流计测点分布

Fig.6 Distribution of heat flow meter measurement point

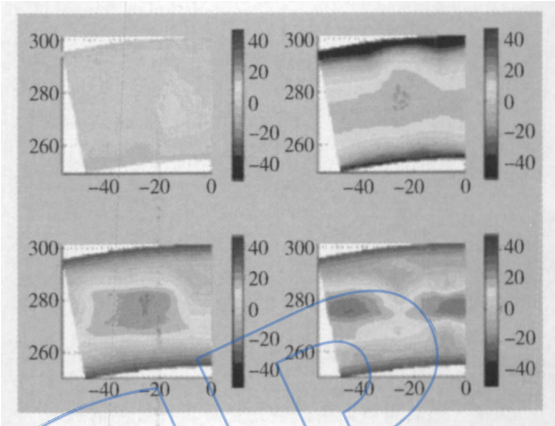


图 7 对燃烧室出口温度分布的模拟

Fig.7 Numerical prediction of combustion chamber outlet temperature distribution

Numeca 数值计算结果比较吻合. 该试验台能提供大约 200 ms 折合转速稳定段, 重复性也令人满意, 完全能够满足涡轮性能测试的需要, 但测量精度有待进一步提高, 整个试验台的设备和试验方法都有改进的余地.

热斑效应对涡轮高压动叶叶片温度峰值的分布有直接的影响, 英国 QinetiQ 研究中心和牛津大学的研究人员合作, 使用等熵轻活塞实验设备在这方面开展了相关的研究^[6,7]. 其研究工作的特色是专门为等熵轻活塞实验设备设计研制了模拟燃烧室出口非均匀温度场的模拟装置^[8], 它能全面模拟燃烧室出口沿径向和周向温度分布(图 7). 相似的装置也被应用于美国空军研究中心的暂冲式短周期涡轮实验装置上^[9], 而过去类似实验是仅在 1/4 扇段上模拟燃烧室出口热斑分布^[10]. 研究人员对进口均匀温度、热斑与高压导叶前缘相对, 以及热斑与槽道中心相对几种情况进行了试验(见图 8). 据称这是世界上首次全面模拟现役发动机的马赫数、雷诺数和燃气/金属温比的热斑实验.

3 短周期涡轮实验装置应用于结构动力学的研究

随着新的发动机中涡轮单级落压比不断地提

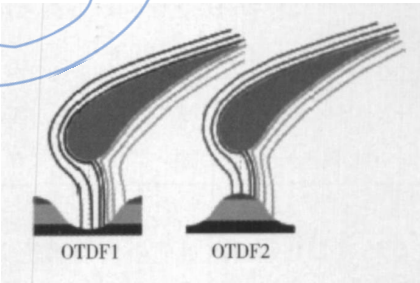


图 8 热斑对涡轮高压动叶温度分布的影响

Fig.8 Influence of hot streak to temperature distribution

高、叶片排间距不断地缩小, 动静叶间非定常干扰引起的叶片激振强度加大, 强迫振动引起涡轮叶片高周疲劳的问题日益引起人们关注. 人们希望使用 CFD 能准确预估涡轮级叶片受到的非定常气动激振力. 但是由于缺乏必要的实验数据校验, 使得这方面工作的进展缓慢. 针对这种情况, 俄亥俄大学在短周期实验设备上展开了系列化的实验研究工作^[11-13]. 图 9 图示了尾缘激波在下游低压转子流场的分布情况. 文献[11]着重研究了无导叶对转涡轮非定常气动激振力的问题. 由于取消了低压导叶, 高压动叶和低压动叶相对转速提高了近一倍, 两排叶片排间非定常气动激振力的影响会明显加大. 为此他们专门研究了高压涡轮转

子出口马赫数处于 1.44, 1.20, 1.05 不同水平下, 高压动叶尾缘激波对下游低压转子叶片气动激振力的影响. 文献[12, 13] 分别研究了涡轮叶片阻尼和动态响应, 叶片阻尼系数是高周疲劳分析所需的一个重要参数, 他们通过实验研究了不同振型下的气动和结构阻尼. 文献[12] 是第一篇公开发表的有关在高转速条件下同时进行气动和结构阻尼系数测定工作的论文.

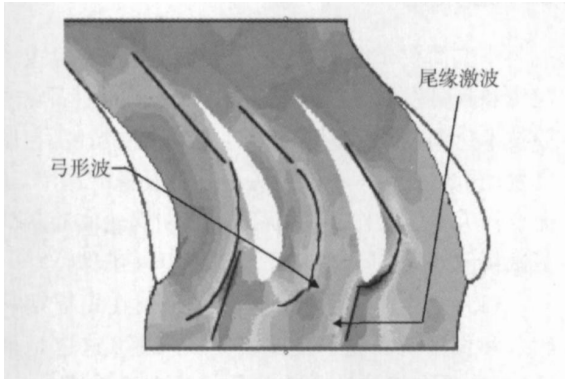


图 9 高压转子尾缘激波在低压转子流场的分布
Fig. 9 Predicted shock structure in the LP blade

4 短周期涡轮实验装置应用于传热/气动机理研究

因为短周期涡轮实验设备可以很方便地实现对真实发动机主流燃气和叶片机匣金属构件间温度比的模拟. 所以与涡轮有关的传热试验是短周期实验设备的主要研究内容. 传热实验为相关的数据库的建立和数值计算程序的校验^[14-18], 提供了大量的数据. 而这两项工作都为建立坚实的冷却设计技术打下了良好的基础. 随着实验工作的深入, 在涡轮传热方面的实验研究领域也有新的开拓. 一方面是实验测量更加细致, 和过去主要侧重于动静叶表面热流的测量相比, 更多的研究致力于叶片尖部和机匣部位, 以及动叶根部平台处的热流分布规律实验研究上^[19-22]. 另一方面, 传热实验研究不单纯满足于获得时均测量结果, 对实时的非定常热交换实验数据的获取, 为非定常条件下传热机理的研究, 特别是数值模拟研究创造了条件^[23-25]. 为了能承受更高的来流温度, 气膜冷却技术被广泛采用. 现在冷却气量占发动机流量的比例越来越高, 为了研究气膜冷却射流对涡轮气动效率的影响, 改进设计技术, MIT^[26] 和 QinetiQ 研究中心^[27], 在他们发展的短周期实验台上, 对有/无气膜冷却的涡轮作了气动对比试验, 研究不同流量比例的气膜冷却射流对主流流

场的影响, 为改进冷却设计提供了依据. 涡轮级非定常流场的实验研究大都和数值计算模拟分析紧密结合^[28-31]. 实验所获得的大量数据被用来分析总结非定常流动的特点和规律, 校验和发展数值计算方法、模型和程序. 而经过实验校验的程序被进一步用于揭示非定常流场的细部结构.

5 提高短周期涡轮实验装置测量精度的努力

提高测量精度, 使得在短周期实验台上进行的涡轮级的性能测量精度达到常规的长期实验台的水平, 是当前短周期试验设备的一个发展趋势. 在涡轮级性能的测量中, 流量和效率是最重要的两个参数. 因为在短周期涡轮实验中, 涡轮级的焓降小且不易测准, 所以涡轮级效率通常是通过轴功率计算得出的, 效率计算公式中也包含流量. 在非稳态条件下实时、准确地测量涡轮的流量成为完成短周期涡轮级的性能测量的首要任务.

经过长期的试验和摸索, MIT^[32] 和牛津大学^[33] 采取了各自的方案提高了涡轮流量的测量精度. 前者采用了经过标定的堵塞流量喷管进行流量的实时测量. 为提高测量精度, 还对喷管和涡轮间由于流动延迟产生的误差进行了必要的修正. 后者是在测量截面上进行流量积分来进行实时流量测量. 计算公式如下:

$$\dot{m}_{plain} = C_d A \tilde{p} \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left\{ \left(\frac{\tilde{p}_0}{\tilde{p}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right\}} \cos \alpha$$

其中 A 是测量截面的精确面积, 带 $\sim$ 的值分别是在测量截面上分布的多个测点上实时测量得到的总压、静压、静温的平均值. 公式中的 C_d 是流量系数, 它是通过标定获取的. 他们利用轻活塞室作为贮罐, 在放气过程中实时测量罐内压力、温度, 来确定罐内气体每一时刻流出的流量, 进而对测量截面的流量系数进行标定. 牛津大学的研究人员认为流量测量的精度达到了 0.2%.

要计算轴功率, 必须首先测量涡轮轴的扭矩. 在这方面, MIT 和牛津大学也采用了不同的方案. MIT 通过改进电磁涡流测功器提高了扭矩测量精度. 牛津大学的轻活塞实验台试验有效测量时间仅有几十毫秒, 一般不安装电磁涡流测功器, 而是在涡轮轴上加装具有很大转动惯量的惯性轮. 涡轮的有效输出转矩是通过测量轴转动加速度后获取的. 为此他们采用了精密的激光码盘转速测量装置(图 10), 提高了转动速度、加速度测

量的精度^[34]. 和长期周期实验设备不同, 短周期实验设备在实验过程中是处在过渡态, 并不处在热平衡状态. 这样在实验过程中必须考虑由于主流和实验件之间的热交换. 不能象长周期试验那样把实验过程视为绝热过程, 计算涡轮的效率时必须要考虑这部分热量损失. 图 11 给出 MIT 的绝热效率修正曲线, 这一修正量随着进口温度的

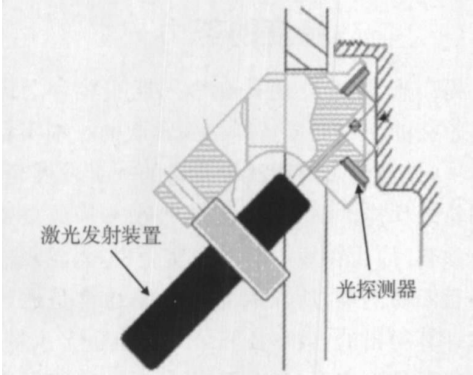


图 10 激光码盘涡轮轴转速测量装置
Fig. 10 Laser code disk turbine rotational speed measurement device

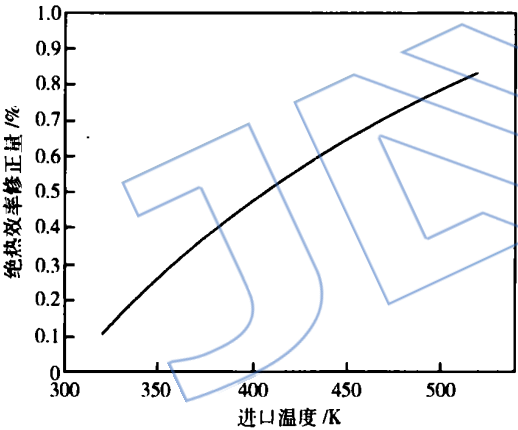


图 11 涡轮进口温度 绝热效率修正量曲线
Fig. 11 Non-adiabatic correction vs. inlet temperature

增加以近似线性增加. 进行涡轮气动性能方面试验时, 通常进口温度取为 345~ 356 K, 其绝热效率修正量约为 0. 25% .

通过以上努力, 在进行了详细的误差分析后, MIT 的研究人员认为在他们改进过的实验设备上, 涡轮的绝热效率(使用扭矩法计算)可以达到 0. 45% 的精度. 当转速、落压比变化, 或涡轮几何形状修改情况下, 要研究这些变化引起涡轮效率的改变时, 测量效率的误差不会受到系统误差的影响. 在这种情况下, 他们认为短周涡轮实验台涡轮的绝热效率测量精度可以达到 0. 25% . 牛津大

学也针对他们的等熵轻活塞实验台做了类似的工作. 他们根据绝热效率的公式进行差分分析得到各个测量值的影响系数. 在进行可能性分析的基础上, 分配了各物理量的测量精度要求. 为此, 在压力和温度测量方面, 他们也做了大量的工作. 经过多方面的努力, 他们认为该实验台测量得到的绝热效率的精度范围可以达到 $\pm 0. 3\%$.

6 结束语

本文简要介绍了近年来短周期涡轮实验技术应用和自身发展两方面的情况. 要使短周期涡轮实验技术达到长周期涡轮实验性能测试的精度, 在航空发动机研发过程中发挥关键试验设备的作用, 还需要作大量的工作. 除了提高短周期涡轮实验台的测试精度外, 还应该从以下几方面开展工作:

- (1) 使用同一涡轮级试验件分别在短周期涡轮台和长周期涡轮台上进行对比校验. 这也是最通用、最具有权威性的实验台校验方法.
- (2) 从理论上深入分析短周期涡轮实验模拟模型. 短周期涡轮实验尽管可以找到几十乃至几百毫秒宽的测量窗口, 在测量窗口内折合转速、折合流量、折合功率、落压比等导出参数基本稳定, 但真实流动还是非稳态的, 至多是准稳态的. 使用非(准)稳态来模拟稳态还需要在理论建模上作进一步的工作.
- (3) 充分发挥计算流体力学的作用, 使用数值计算来分析使用非(准)稳态试验模拟稳态试验在机理上和数值上可能产生的误差.
- (4) 通过以上努力是可以达到使短周期涡轮实验技术克服自身的薄弱环节, 由单纯机理性实验平台向部件性能研发平台扩展的目标.

参考文献:

[1] Haldeman C W, Dunn M G, Abhari R S, et al. Experimental and computational investigation of the time averaged and time resolved pressure loading on a vaneless counter-rotating turbine [R]. ASME Paper 2000-GT-0445.

[2] Haldeman C W, Dunn M G, Barter J W, et al. Experimental investigation of vane locking in a one and 1/2 stage high pressure turbine[R]. ASME Paper GT2004-53477.

[3] Billiard N, Paniagua G, Dénos R. Effect of clocking on the heat transfer distribution of a second stator tested in a one and half stage HP turbine [R]. ASME Paper GT2005 68462.

[4] 唐菲, 陈党慧. 1+ 1/2 对转涡轮短周期试验台性能测试 [A]. 中国工程热物理学会第十一届年会论文集 [C]. 北京: 热机气动热力学分卷, 2005: 520-526.

[5] 陈党慧, 唐菲, 赵晓路, 等. 暂冲式短周期试验台涡轮性能

- 及不确定度分析[J]. 中北大学学报(自然科学版), 2006, 27(3): 253-257.
- CHEN Danghui, TANG Fei, ZHAO Xiaolu, et al. Turbine performance measurement method and its uncertainty estimate on a blow-down short duration rig [J]. Journal of North University of China, 2006, 27(3): 253-257.
- [6] Povey T, Chana K S, Jones T V, et al. The effect of hot streaks on HP vane surface and endwall heat transfer: An experimental and computational study [R]. ASME Paper GT2005-69066.
- [7] Castillon L, Laroche E, Sgarzi O. Unsteady three dimensional navier-stokes analysis of a hot streak transport through an axial high pressure turbine stage [R]. ISABE 2003-1063.
- [8] Chana K S, Povey T, Terry P. The design, development and testing of a nonuniform inlet temperature generator for the QinetiQ transient turbine research facility [R]. ASME Paper GT2003-38469.
- [9] Barringer M D, Thole K A, Polanka M D. Developing a combustor simulator for investigating high pressure turbine aerodynamics and heat transfer [R]. ASME Paper GT2004-53613, 2004.
- [10] Shan T, Epstein A H. Analysis of hot streak effects on turbine rotor heat load [R]. ASME Paper 96-GT-118.
- [11] Weaver M M, Manwaring S R. Forcing function measurements and predictions of a transonic vaneless counter rotating turbine [R]. ASME Paper 2000-GT-375.
- [12] Kielb J J, Reza S A. Experimental study of aerodynamic and structural damping in a full scale rotating turbine [R]. ASME Paper 2001-GT-0262.
- [13] Kielb J J, Reza S A. Experimental and numerical study of forced response in a fullscale rotating turbine [R]. ASME Paper No. 2001-GT-0263.
- [14] Haldeman C W, Dunn M G, Barter J W, et al. Aerodynamic and heat flux measurements with predictions on a modern one and 1/2 stage high pressure transonic turbine [R]. ASME Paper GT2004-53478.
- [15] Smith G C, Hilditch M A. Heat transfer computations for high pressure turbine [R]. ASME Paper 2001-GT-0172.
- [16] Haldeman C W, Dunn M G. Heat transfer measurements and predictions for the vane and blade of a rotating high pressure stage [R]. ASME Paper GT2003-38726.
- [17] Tallman J A. CFD heat transfer predictions for a high pressure turbine stage [R]. ASME Paper GT2004-53654.
- [18] Bergholz R F, Dunn M G, Steuber G D. Rotor/stator heat transfer measurements and CFD predictions for short duration turbine rig tests [R]. ASME Paper 2000-GT-0208.
- [19] Dunn M G, Haldeman C W. Time averaged heat flux for a recessed tip, lip, and platform of a Transonic turbine blade [R]. ASME Paper 2000-GT-0197.
- [20] Chana K S, Jones T V. An investigation on turbine tip and shroud heat transfer [R]. ASME Paper GT-2002-30554.
- [21] Polanka M D, Clark J P, White A L, et al. Turbine tip and shroud heat transfer and loading part B: Comparisons between prediction and measurement including unsteady effects [R]. ASME Paper GT-2003-38916.
- [22] Steven J, Thorpe R J, Miller. The effect of work processes on the casing heat transfer of a rotating turbine [R]. ASME Paper GT2005-68437.
- [23] Didier F, Dénos R, Arts T. Unsteady rotor heat transfer in a transonic turbine stage [R]. ASME Paper GT-2002-30195.
- [24] Iliopoulou V, Dénos R, Billiard N, et al. Time averaged and time resolved heat flux measurements on a turbine stator blade using two-layered thin film gauges [R]. ASME Paper GT2004-53437.
- [25] William A, Ainsworth R, Thorpe S. Unsteady heat transfer measurements from transonic turbine blades at engine representative conditions in a transient facility [R]. ASME Paper GT2004-53835.
- [26] Keogh R C, Guenette G R, Spadaccini C M, et al. Aerodynamic performance measurements of a film cooled turbine stage- experimental results [R]. ASME Paper GT-2002-30344.
- [27] Chana K S, Hilditch M A, Anderson J. An investigation of the effects of film cooling in a high pressure aeroengine turbine stage [R]. ASME Paper GT2005-68564.
- [28] Dénos R, Arts T, Paniagua G, et al. Investigation of the unsteady rotor aerodynamics in a transonic turbine stage [R]. ASME Paper 2000-GT-435.
- [29] Clark J P, Stetson G M, Magge S S, et al. The effect of airfoil scaling on the predicted unsteady loading on the blade of a 1 and 1/2 stage transonic turbine and a comparison with experimental results [R]. ASME Paper 2000-GT-0446.
- [30] Valenti E, Halama J, Denos R, et al. Investigation of the 3D unsteady rotor pressure field in a HP turbine stage [R]. ASME Paper GT-2002-30365.
- [31] Brian R, Green J W, Barter C, et al. Time averaged and time accurate aerodynamics for the recessed tip cavity of a high pressure turbine blade and the outer stationary shroud: comparison of computational and experimental results [R]. ASME Paper GT2004-53443.
- [32] Keogh R C, Guenette G R, Sommer T P. Aerodynamic performance measurements of a fully-scaled turbine in a short duration facility [R]. ASME Paper 2000-GT-486.
- [33] Atkins N R, Miller R J, Ainsworth R W. The development of aerodynamic performance measurements in a transient test facility [R]. ASME Paper GT2004-53813.
- [34] Atkins N R, Ainsworth R W. The measurement of shaft power in a fully scaled transient turbine test facility [R]. ASME Paper GT2005-68998.