中央传动锥齿轮行波共振特征精准识别试验研究*

栾孝驰^{1,2},柳贡民¹,沙云东²,郭小鹏³

(1.哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院,黑龙江哈尔滨 150001;
2. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院,辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室,辽宁 沈阳 110136;
3. 中国航发沈阳发动机研究所,辽宁 沈阳 110015)

摘 要:为了精准监测复杂工作环境下航空发动机中央传动锥齿轮行波共振特征,并满足对试验器 改装小和测试装置易安装的技术要求,建立了基于刚性壁声波导管技术的导出式噪声测量方法和基于替 代法原理的动态特性标定方法,研制了导出式噪声测量系统和数字式闭环控制声喇叭行波管装置动态标 定系统,解决了复杂环境下的齿轮行波共振声信号测量与数据修正的问题。完成了基于噪声和应力同步 测试的航空发动机中央传动锥齿轮行波共振特性试验,对从动锥齿轮的行波共振频率、共振转速及节径 振动声辐射量级进行了分析。研究结果表明:导出式噪声测量方法及系统和动态标定方法及系统有效提 高了齿轮行波共振特性的测量精度,可实现高温高油雾环境下齿轮行波共振频率和共振转速的精准识别 和有效监测,行波共振频率误差<0.04%,共振转速误差<0.005%。四节径后行波共振时的齿轮辐板振动 辐射的声压能量是三节径前行波共振时的4.5倍,说明齿轮在高转速发生行波共振会更危险。

关键词: 航空发动机; 中央传动锥齿轮; 行波共振; 精准识别; 声测法

中图分类号: V232.8 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2020) 12-2840-08 **DOI**: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190513

Experimental Research on Accurate Identification of Traveling Wave Resonance Characteristics of Central Drive Bevel Gears

LUAN Xiao-chi^{1, 2}, LIU Gong-min¹, SHA Yun-dong², GUO Xiao-peng³

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technique for Aviation Propulsion System, Liaoning Province,

School of Aero-Engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

3. AECC Shenyang Engine Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to accurately monitor the traveling wave resonance characteristics of the central bevel gear of aero-engine in the complex working environment, and satisfy the technical requirements of small modification of the tester and easy installation of the test device, the derived noise measurement method based on rigid wall acoustic waveguide technology and the dynamic characteristic calibration method based on the principle of substitution method are established. The derived noise measurement system and the dynamic calibration system of

* 收稿日期: 2019-07-18; 修订日期: 2019-11-08。

基金项目:国家自然科学基金 (51579051);中国航发产学研项目 (HFZL2018CXY017)。

作者简介:栾孝驰,博士生,讲师,研究领域为航空发动机齿轮传动系统动力学分析及故障诊断。E-mail: luanxiaochi27@ 163.com

引用格式: 栾孝驰,柳贡民,沙云东,等.中央传动锥齿轮行波共振特征精准识别试验研究[J]. 推进技术, 2020, 41(12): 2840-2847. (LUAN Xiao-chi, LIU Gong-min, SHA Yun-dong, et al. Experimental Research on Accurate Identification of Traveling Wave Resonance Characteristics of Central Drive Bevel Gears [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(12):2840-2847.)

通讯作者:柳贡民,博士,教授,研究领域为船舶动力装置振动噪声控制。E-mail: liugongmin@hrbeu.edu.cn

digital closed-loop control loudspeaker traveling-wave tube (TWT) device are developed. The problem of noise signal measurement of gear traveling wave resonance and data correction in complex environment are solved. The traveling wave resonance test of the central drive bevel gear in aero-engine based on noise and stress synchronization testing was completed. The traveling wave resonance frequency and the resonance speed as well as the magnitude of acoustic radiation of node-diameter vibration of driven bevel gear are analyzed. The tests results show that the derived noise measurement method and system as well as the dynamic calibration method and system effectively improve the measurement accuracy of traveling wave resonance frequency and resonance speed of gear under high temperature and high oil mist environment. The error of traveling wave resonance frequency is less than 0.04%, and resonance speed is less than 0.005%. The sound pressure energy of the vibration radiation of the gear spoke plate in the case of the backward traveling wave (BTW) of the 4th node-diameter (ND) is 3.5 times greater than that of the forward traveling wave (FTW) of the 3rd ND, which indicates that traveling wave resonance of gear at high speed is more dangerous.

Key words: Aero-engine; Central drive bevel gears; Traveling wave resonance; Accurate identification; Acoustic measurement method

1 引 言

随着现代航空发动机趋于大推质比、高负荷的 方向发展,附件传动系统中减速器则要求高转速、大 载荷、轻质量,而齿轮是减速器中最重要的零部件之 一,其结构薄、形状与盘形结构十分相似,并且长期 工作在高速、重载等恶劣条件下,很容易发生节径型 行波共振,乃至断裂失效,严重危害发动机正常安全 运行^[1]。由于航空发动机中央传动锥齿轮传动特点 和高温油雾的工作环境,常规的振动、应力接触测量 方法很难在发动机整机上布点和监测其行波共振特 征。因此,探索一种简单且能精准监测齿轮行波共 振特征的方法和手段变得尤为重要,可为进一步研 究齿轮行波共振断裂特征提供重要支持。

国内外学者在齿轮行波共振理论、数值仿真和 试验研究等方面已经取得了一定的成果。关于齿轮 行波共振理论研究方面:朱梓根等^[2]、晏砺堂等^[3]分 析了盘形锥齿轮的横向振动特性,对此种齿轮行波 共振的条件提出了新的理论,指出固定啮合位置的 盘形锥齿轮旋转时只可能出现前、后行波节径共振。 郭星辉等^[4-5]研究了盘形锥齿轮波动共振响应分析理 论,推导出了旋转盘形锥齿轮波动振动响应的模态 解,获得了波动共振和倍频共振转速的计算公式,给 出了弧齿锥齿轮波动共振的条件。任光明等^[6]建立 了盘形齿轮横向振动的微分方程,分别用数值分析 和试验研究的方法对盘形齿轮的横向振动进行了研 究,提出了齿轮行波自激振动的概念。杨珑等^[7]基于 能量法对薄直齿轮的自激振动进行了研究,提出了

一种可用于预测薄直齿轮发生横向自激振动的理论 方法,分析发现从动齿轮后行波和主动齿轮前行波 在阻尼不足时会发生自激振动而失稳。赵宁等[8]提 出了一种航空锥齿轮结构调频的新方法,采用混合 遗传算法得到一组结构参数,使新的轮体结构有效 避开行波共振转速。关于齿轮数值仿真研究方面: 韩二中等[9]利用圆柱直齿轮齿间啮合力的形状函数, 计算出了圆锥齿轮的二、三节径行波共振应力响应 结果,并通过试验得到了很好的验证。刘天文^[10]通 过有限元方法计算出了某型发动机中央传动锥齿轮 的固有频率,根据行波共振理论编制了该齿轮行波 共振分析程序。王大勇^[11]对航空薄辐板齿轮固有特 性及稳态响应进行了数值仿真研究,获得了航空薄 辐板齿轮行波共振频率以及齿轮在共振转速和工作 转速下动应力结果,为实际工程中计算动应力及结 构优化提供了依据。Carmignani等^[12]对锥齿轮行波 振动特性进行了数值仿真研究,建立了锥齿轮的三 维有限元模型,计算得到了锥齿轮的固有模态振型 和频率,获取了锥齿轮行波共振时的应力分布,估算 了齿轮结构的可靠性。Tian等^[13]建立了旋转圆盘质 量-弹簧-阻尼器系统模型,计算给出了亚临界速度 下圆盘前后行波共振的失稳区域。关于齿轮行波共 振试验研究方面:Stockton^[14]采用应变计测量方法,获 取了齿轮在最大工作转速下的行波共振应变响应峰 值频率,并与齿轮静频实验和数值仿真预测结果吻 合。Talbert等^[15]在研究齿轮行波共振对齿轮啮合载 荷调制的影响中,通过粘贴应变计的方法准确获取 了齿轮三节径前行波共振频率。李其汉等[16]采用应

变测量法研究了旋转条件下正常啮合盘形锥齿轮的 行波振动特性,并对该型齿轮掉块故障做了初步分 析。许锷俊等^[17]、Qiu等^[18]、江平等^[19]均采用应变测 量法测取了齿轮行波共振动频及转速。艾贻人等^[20] 用一种简易噪声测量方法对齿轮行波共振频率及转 速进行了研究。力宁等^[21]采用声测法测取了发动机 中央传动锥齿轮的行波共振频率及转速,但由于声 测系统简陋(使用测量管将声信号引出后,用 H95660A声级计直接进行测量,受环境噪声影响较 大,导致信噪比低),测取的行波共振频率和转速与 实测值有一定误差。胡国安等^[22]对某型涡轴发动机 附件传动齿轮行波共振特性进行了研究,采用声波 导管导出式噪声测量方法获取了齿轮行波共振转速 和共振频率,应用电阻应变计测量齿轮动应力的技 术测取了齿轮全转速范围的动应力结果。

从目前公开发表的文献来看,齿轮行波共振频 率和转速测试主要有应变测试法和声测法,应变测 试法具有测试精度高,但改装难度大、试验复杂、应 变片存活率低(不能有效监测齿轮疲劳试验);而声 测法是一种非接触的测试方法,具有试验简单,容易 安装,但现有声测装置均不能在复杂工作环境下精 准测量和监测齿轮行波共振频率和转速。

本文基于刚性壁波导管的导出式噪声测量方 法,建立导出式噪声测量传感器系统,基于动态特性 标定方法完成对测量数据的声衰减补偿,实现对航 空发动机中央传动锥齿轮行波共振频率和转速的精 准监测;开展基于声测法的中央传动锥齿轮部件试 验器条件下行波共振特性试验,获得从动锥齿轮行 波共振频率、共振转速和不同节径行波共振时辐射 声能量。本文的研究成果可为航空发动机整机试车 条件下中央传动锥齿轮行波共振特征监测提供试验 手段、为该型齿轮排故和改进设计提供依据。

2 行波共振理论方法

锥齿轮形状与轮盘十分相似,易发生节径型振动。节径型振动可以看成是由正、反两个方向形状相同的余弦波叠加的形式。这一对旋向相反的波称为前行波和后行波,其中前行波是顺齿轮转向旋转,后行波是反齿轮转向旋转。齿轮盘上的各点则随着波的转过作起伏的振动,齿轮的这种振动叫行波振动^[3]。当前、后行波固有频率与激振频率相等时齿轮就会发生行波共振现象。锥齿轮结构与盘形相似,其固有振型与不旋转盘一致,有节圆型(Node-Circle, NC)、节径型(ND)和节圆节径复合型(NC and ND)^[9],如

图 1 所示。试验表明此种齿轮最容易出现节径型振动模式^[3],故下面主要分析节径型振动。



图 1 中由于节径或节线把圆盘面分成偶数个扇 区,所以行波振动又称为扇形振动。同扇区的各点 作同相位的轴向振动,相邻扇区的各点作反向振动。 齿轮相对坐标系静止时,齿轮辐板各点振动位移的 表达式为

$$z = A(r)\cos(m\theta)\cos(\omega t) \tag{1}$$

式中z为圆盘的横向位移(mm);A(r)为振动位移 最大的半径处的振幅(mm);m为节径数;θ为圆周角; ω为扇形振动的角频率(rad/s);t为时间(s)。

齿轮相对坐标系旋转时,式(1)可以按照指数形 式或三角函数形式展开

$$z = \frac{1}{2} A(r) \Big[\cos(m\theta) e^{j\omega t} + \cos(m\theta) e^{-j\omega t} \Big]$$

$$z = \frac{1}{2} A(r) \Big[\cos(m\theta - \omega t) + \cos(m\theta + \omega t) \Big]$$
(2)

由(2)式可知齿轮辐板节径型振动分解为两个 振动大小相等不随时间变化相互反向旋转的前、后 行波振动。从动锥齿轮 m 节径前、后行波共振表达 式为

$$f_{\rm f} = f_{\rm d} + iN_2m/60 \tag{3}$$

$$f_{\rm b} = f_{\rm d} - iN_2 m/60 \tag{4}$$

式中 f_{f} 为齿轮前行波振动频率(Hz); f_{b} 为齿轮后 行波振动频率(Hz); f_{d} 为齿轮节径型振动的动频 (Hz);i为主、从动锥齿轮的传动比($i = Z_{1}/Z_{2}$ 。式中: Z_{1} 为主动齿轮齿数; Z_{2} 为从动齿轮齿数); N_{2} 为主动 锥齿轮的转速(r/min)。

齿轮节径型行波共振发生的充要条件为[3,6]:

(1)激振力的频率和齿轮的固有振动频率属于同一坐标系。

(2)激振力的频率等于齿轮前行波振动频率或 后行波振动频率,即

$$f_{\rm e} = \frac{N_2}{60} Z_1 = f_{\rm f} \bar{\mathfrak{B}} f_{\rm e} = \frac{N_2}{60} Z_1 = f_{\rm b}$$
(5)

(3)激振力对齿轮振动所做的功为正功。

将式(5)代入式(3)和(4)中,可求出从动锥齿轮

行波共振时主动锥齿轮转速的表达式为

$$N_2 = \frac{60f_d}{i \times (Z_2 \mp m)} \tag{6}$$

式中,前行波时取"-",后行波时取"+"。

3 中央传动锥齿轮部件试验

3.1 声测法

锥齿轮的行波共振能激振空气产生声信号,且 非共振状态下声信号较小,当锥齿轮进入共振状态 时声信号能量会突然增大。这种声信号能量的突变 是锥齿轮行波共振的标志,因此通过捕捉声能量的 变化可以准确识别锥齿轮行波共振点。声测法是一 种非接触测量法,试验过程比应变测量法简单,而且 精度较高,可采用声波导管将声波导出后测量,可以 提高信噪比,进一步提高检测的准确性。

3.2 测试系统

作者所在团队基于刚性壁声波导管技术的导出 式噪声测量方法,研制了测试系统。该测试系统由 传声器、传声器座体、声波导管、半无限衰减管、七芯 航空转接头、七芯专用线缆、数据采集仪和计算机等 组成。该系统的研制涉及声波导管的阻抗匹配技 术、高阶声模态截止频率控制技术、系统标定技术和 测量数据的修正技术等。

传声器座体一端连接声波导管,另一端与半无限衰减管相连,传声器置于传声器座体中,保证传声器膜片与座体孔壁齐平安装。这种封闭式设计可以隔离外部环境噪声进入传感器系统,可有效提高信噪比,进而提高测量精度。根据管道声学理论,管腔中传播的声压波动在遇到截面突变/堵塞情况下,因声反射作用形成驻波,将引起声振荡(声共振),造成对声信号的传播误差。所以要保证声波导管、传声器座体和半无限衰减管内径相同,使声波在管道内无反射,确保了系统测量的声波频谱特征的准确性。

圆柱形声波导管的截止频率计算式

$$f_{co} = k_{10}c_0/(2\pi) = 1.84c_0/(2\pi r)$$
(7)

式中 f_{co} 为声波导管的截止频率(Hz);r为声波导管内孔半径(mm); c_0 为空气中的声速(m/s)。

该传感器系统选用的声波导管为Φ8×1mm的 紫铜管,代入式(7)计算出该声波导管的截止频率为 33kHz。根据管道声学理论,圆柱管壳内的声场由平 面波和高阶声模态(横向模态波)组成。原则上平面 波能以所有的频率传播,而高阶声模态仅能以高于 其截止频率的频率传播。因此,在该声波导管内小 于截止频率的声源能够形成较为纯净的平面波声场。

由于声波导管内空气粘滞阻尼等因素的影响, 测得的声信号不可避免会衰减,特别是高频段声信 号的衰减,从而影响测试系统的高频频响特性。而 文献[21-22]均未考虑声波导管的声压衰减量,故测 量到的声波声压幅值未经修正与真实值存在较大误 差。因此,为了能准确描述声波频响特性,需要对研 制的传感器系统的测量结果进行全频带修正。本文 基于替代法原理,建立了数字式闭环控制声喇叭行 波管装置,实现了系统全频带动态标定,可获取不同 长度声波导管全频带下的声衰减量,进而对测试结 果进行修正,可确保测量结果幅值的准确性。传感 器动态特性校准系统原理框图如图2所示。标定获 取的1000mm长声波导管声衰减特性曲线如图3 所示。



Fig. 2 Sensor dynamic characteristic calibration system



Fig. 3 Acoustic attenuation characteristic curve of 1000mm long acoustic waveguide

3.3 测点位置布置与设计

本文利用导出式噪声测量系统和应变测量系统 完成航空发动机中央传动锥齿轮行波共振监测试 验,获取锥齿轮的行波共振频率、共振转速和齿轮应 力。试验测试前,在从动锥齿轮小端辐板面接近齿 根处粘贴4个应变片,分别为1#,2#,3#和4#,粘贴位 置间隔齿数为1#和2#为8个齿,其它测点间隔均为9 个齿,测点位置布置如图4所示。在锥齿轮部件试验 器齿轮箱侧面安装板位置处开孔,将1000mm长声波 导管插入,管口中心位置齿轮小端辐板正上方约 10mm处。共布置两个测点,测点1的投影对准从动 锥齿轮中心点,且与之距离为38mm;测点2的投影与 从动锥齿轮中心点连线和测点1的投影与中心点连 线的夹角为45°,测点位置示意图如图5所示。由于 航空发动机中央传动锥齿轮试验器运转时,齿轮转 速最高达 16kr/min,齿轮经油润滑后表面温度近 150℃,因此,齿轮高速旋转甩出的油滴及高温使油蒸 发产生的油雾会布满整个齿轮箱,为防止高温油雾 进入传感器,影响测试精度和损坏传感器,在声波导 管前后端管内分别加装了部分海绵予以防护。中央 传动锥齿轮行波共振噪声监测试验系统框图如图6 所示,其中数据采集系统为比利时LMS公司SCA-DAS-III型振动测量和分析系统,噪声测量系统中的 传声器选用丹麦 B&K 公司 4938 型压力场传声器。 实验设置采样频率为51.2kHz,分析频率间隔为 5Hz,采样触发形式设置为自由触发模式;同步测试 参数为噪声信号、齿轮齿根应力信号(由中国航发沈 阳发动机研究所测试)和主动锥齿轮轴转速 N, 信号。



Fig. 4 Diagram of strain gauge patch position



Fig. 5 Diagram of noise measuring point position

4 试验测试结果与分析

4.1 行波共振频率和转速精准识别

参试中央传动锥齿轮中主动锥齿轮齿数 Z₁为 47,从动锥齿轮齿数 Z₂为 35,试验测试转速为主动锥 齿轮转速 N₂,因此,齿轮啮合产生的激振力频率为 47 倍主动锥齿轮转频。若在工作转速范围内激振力频 率与行波共振频率相同,齿轮就会发生行波共振现 象,噪声传感器即可捕捉到该行波共振频率。

试验前对选取的从动锥齿轮进行了模态实验, 获取了该齿轮的模态振型和静频(*f*_s)。由于齿轮的 静频和动频通常相差较小(静频值小于动频值)。因 此,在试验前可用静频值近似代替动频值代入式 (6),(3),(4),对齿轮行波共振转速和前、后行波频 率进行预测。由静频预测的行波共振转速和频率如 表1所示。

为了验证噪声监测齿轮行波共振频率和转速的 准确性,首次试验采用了噪声与应力同步测量的方 案。噪声传感器系统声波导管固定在齿轮箱外壳 上,相当于在静坐标系下测量旋转齿轮的振动特性,



Fig. 6 Design of noise monitoring test system

	_	-	_	-		
Vibration	<i>C /</i> 11	FTW	T	BTW		
mode	$J_{\rm s}/{\rm Hz}$	$N_2/(\mathrm{r/min})$	$f_{\rm f}/{\rm Hz}$	9335	$f_{\rm b}/{\rm Hz}$	
3rd ND	7940	11085	8684	9335	7313	
4th ND	13370	19268	15095	15316	11999	
	Vibration mode 3rd ND 4th ND	Vibration mode f_s/Hz 3rd ND79404th ND13370	Vibration mode $f_{\rm s}/{\rm Hz}$ FTW $N_2/(r/{\rm min})$ 3rd ND7940110854th ND1337019268	Vibration mode f_s/Hz FTW $N_2/(r/min)$ f_t/Hz 3rd ND 7940 11085 8684 4th ND 13370 19268 15095	Vibration mode f_s/Hz FTW $N_2/(r/\text{min})$ BTW f_l/Hz 3rd ND 7940 11085 8684 9335 4th ND 13370 19268 15095 15316	

因此,噪声传感器可监测到齿轮的行波共振频率,节 径型振动附近出现声能量最大处对应的转速即为行 波共振转速;应变片粘贴在从动锥齿轮辐板上,相当 于在动坐标系下测量同转速运行齿轮的振动特性, 因此,应变片可以测取齿轮行波共振时的动频,不能 测得齿轮的前、后行波频率,最大应力对应的转速即 为齿轮行波共振转速。

中央传动锥齿轮试验器按照物理转速((N₂/N_r)× 100%,N_r为主动锥齿轮100%工作转速)调节,由72% (慢车转速,简称为MC)微调至78%,再由78%快推 至106%后快速下拉至104%,然后由104%微调至 106%,在上述转速调节过程中测点1位置处噪声信 号的时频云图如图7所示(通过大量的数据分析发现 两个测点位置处测得的噪声信号规律相同,因此以 下均分析测点1的噪声信号),时频云图中红色亮点 对应的从动锥齿轮行波共振时噪声信号频谱,如图8 所示。



由图 7,8和表 1综合分析发现,在该转速范围内 从动锥齿轮激起了明显的三节径前行波共振和四节 径后行波共振。图 7中 f_{I5} 为三节径前行波共振频率, f_{I4} 为四节径后行波共振频率,可见三节径行波共振转 速范围较宽,四节径则较窄。图 8呈现了从动锥齿轮 三、四节径行波共振时最大噪声信号频谱,获得了该 齿轮的行波共振频率 f_{I3} 和 f_{I4} ,共振转速 N_2 和声压幅 值 p_o 对动应力测试结果进行分析获取了该转速范 围内,从动锥齿轮的三、四节径动频 f_{d3} 和 f_{d4} ,共振转 速 N_2 和应力幅值 σ ,代入式(3)和(4),计算出三、四



节径行波共振频率fn和fha。从动锥齿轮行波共振时 噪声和应力测试结果对比如表2所示。由表2可以 看出,噪声测试获得的三节径前行波和四节径后行 波共振转速与应力测试结果十分吻合,误差<0.04%。 由于试验器转速波动在±5r/min,因此该误差在转速 波动范围内。噪声测试获得的三节径前行波和四节 径后行波共振频率与由应力测量的齿轮动频和共振 转速计算的行波共振频率一致,误差小于0.005%,噪 声信号与动应力信号频率分辨率不同以及转速的波 动均可能引起该误差。近年来,中国航发湖南动力 机械研究所力宁等[21]和中国航发四川燃气涡轮研究 院胡国安等[22]均采用声测法测量了锥齿轮的行波共 振频率及共振转速,但是由于他们将声信号导出后 直接用声级计/噪声传感器进行测量,这就会造成声 信号的反射产生驻波而对测试结果产生影响,测量 误差在1%~2.2%。

综上分析可知,基于刚性壁声波导管技术的导 出式噪声测量系统有效提高了测试精度,可以精准 识别齿轮行波共振频率和共振转速。

4.2 行波共振声压幅值修正

由于导出式噪声测量系统存在声信号衰减现 象,需要对测量的声压结果进行修正。在实验室环 境下基于替代法原理的声喇叭行波管装置获得了该 系统1000mm长声波导管的全频带声衰减修正量曲 线(如图3)。由修正结果可知,三、四节径行波共振 频率处的声衰减修正量,可对该频率处噪声声压幅

Table 2 Comparison of noise and stress test results in traveling wave resonance of driven bevel gear

Vibration mode	Noise test results		Dynamic stress test results				Relative error/%		
	$f_{\rm f3}f_{\rm b4}/{\rm Hz}$	$N_2/(r/min)$	p/Pa	$f_{\rm d}/{\rm Hz}$	$f_{\rm f3}f_{\rm b4}/{\rm Hz}$	$N_2/(r/min)$	$\sigma/{ m MPa}$	$f_{\rm f3}f_{\rm b4}$	N_2
3rd ND	8715	11126	169.6	7968	8715.4	11130	152	0.005	0.04
4th ND	12015	15337	81.6	13388	12015.2	15340	195	0.002	0.02

 Table 3
 Sound pressure amplitude correction results

Vibration mode	Gear number	$f_{\rm f3}, f_{\rm b4}/{\rm Hz}$	$SPL_{\rm M}/{\rm dB}$	$SPL_{\rm F}/{\rm dB}$	$SPL_{\rm R}/{\rm dB}$
3rd ND	A1	8650	139.9	16.7	156.6
	A2	8685	140.2	14.2	154.4
	A3	8715	138.6	13.5	152.1
4th ND	A1	11920	132.6	28.5	161.1
	A2	11960	132.7	28.3	161.0
	A3	12015	132.2	29.2	161.4

值进行修正。

噪声信号声压级的修正公式为

$$SPL_{\rm R} = SPL_{\rm M} + SPL_{\rm F}$$
 (8)

式中 SPL_R为实际声压级; SPL_M为测量声压级; SPL_F为声衰减修正量。

结合图 3 和式(8),可以对各个时刻测量的噪声 声压幅值进行修正,结果如表 3 所示。三节径前行波 和四节径后行波共振时行波共振频率处声压幅值修 正后的平均声压级分别为 154.4dB 和 161.2dB。声压 级每增加 3dB,其声能量翻一倍,所以四节径后行波 共振时的齿轮辐板振动辐射的声压能量是三节径前 行波共振时的 4.5倍,可见该齿轮四节径行波共振时 更危险。

5 结 论

本文基于建立的导出式噪声测量系统,开展了 中央传动锥齿轮部件试验器条件下行波共振特性试验,对从动锥齿轮的行波共振频率、共振转速以及不 同节径行波共振时辐射声能量进行了研究,得到结 论如下:

(1)经与动应力同步测量试验结果对比,验证了 基于刚性壁声波导管技术导出式噪声测量方法及系 统可以实现在高温高油雾复杂工作环境下,精准识 别和有效监测齿轮行波共振频率和共振转速,行波 共振频率误差<0.04%,共振转速误差小于0.005%。

(2)航空发动机中央传动从动锥齿轮结构,在 MC~106%转速范围内存在三节径前行波共振和四节 径后行波共振模式。对行波共振时声压幅值修正可 知,四节径后行波共振时的齿轮辐板振动辐射的声 压能量是三节径前行波共振时的4.5倍,因此齿轮四 节径行波共振时更危险。为了增加该齿轮运行的安 全性,需要改进齿轮的结构设计或改变材料,使其在 设计转速范围内避免长期在三节径行波共振危险转 速附近停留、远离四节径行波共振危险转速。

致 谢:感谢国家自然科学基金和中国航发产学研项目 的资助。

参考文献

- [1] 晏砺堂,任光明.齿轮断块失效原因再探[J]. 航空动 力学报, 1999, 14(4): 337-342.
- [2] 朱梓根,李其汉.盘形锥齿轮的振动[J].航空学报. 1988,9(11):527-533.
- [3] 晏砺堂,李其汉.盘形锥齿轮的横向振动特性分析 [J]. 航空动力学报, 1988, 3(3): 199-202.
- [4] 郭星辉,许锷俊,李其汉,等.盘形锥齿轮波动共振
 响应分析[J].东北工学院学报,1992,13(3):282-288.
- [5] 郭星辉,鄂中凯,陈良玉,等.弧齿锥齿轮波动共振 条件分析[J].航空动力学报,1995,10(1):14-17.
- [6] 任光明,晏砺堂.旋转盘形齿轮的横向振动分析[J].
 机械科学与技术,2000,19(4):584-586.
- [7] 杨 珑,王延荣.基于能量法的薄直齿轮自激振动预测[J].航空动力学报,2016,31(1):241-248.
- [8] 赵 宁, 蔺彦虎. 航空锥齿轮结构调频的一种新方法
 [J]. 机械科学与技术, 2013, 32(5): 647-651.
- [9] 韩二中,郭星辉,颜世英,等.圆锥齿轮行波共振应 力响应仿真计算[J].航空动力学报,1988,3(3): 207-210.
- [10] 刘天文. 某型航空发动机中心锥齿轮动力学特性研究 [D]. 南京:南京航空航天大学, 2015.
- [11] 王大勇. 航空薄辐板齿轮固有特性及稳态响应分析[J]. 机械传动, 2016, 40(5): 145-147.
- [12] Carmignani C, Forte P, Melani G, et al. Numerical Investigation on Traveling Wave Vibration of Bevel Gears
 [C]. Las Vegas: 10th International Power Transmission and Gearing Conference, 2007.
- [13] Tian J, Hutton S G. Traveling-Wave Modal Identification Based on Forced or Self-Excited Resonance for Rotating Discs[J]. Journal of Vibration and Control, 2001, 7(1): 3-18.
- [14] Stockton R J. Sun Gear Traveling Wave Vibration in a Se-

quential Planetary Gearbox [C]. Cincinnati: Proceedings of ASME Design Engineering Technical Conference, 1985.

- [15] Talbert P B, Gockel R R. Modulation of Gear Tooth Loading Due to Traveling Wave Vibration [C]. Chicago: Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference, 2003.
- [16] 李其汉,晏砺堂,赵福安.盘形锥齿轮振动特性和故 障分析[J]. 航空学报,1987,8(10):482-487.
- [17] 许锷俊,梁世昌,常春江,等.中央传动锥齿轮共振 破坏的实验研究[J]. 航空动力学报,1988,3(3): 193-198.
- [18] Qiu S J, Xu M. Investigation of the Traveling Wave Resonance of Driven Helical Gear[C]. Cincinnati: ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1993.

- [19] 江 平,李 刚,陈青兰,等.航空发动机附件传动 齿轮辐板动应力测试技术[J].航空动力学报,2016, 31(10):2536-2543.
- [20] 艾贻人, 鞠秀庭, 宇培孚, 等. 齿轮共振转速及动频 测量[J]. 航空动力学报, 1988, 3(3): 211-214.
- [21] 力 宁,陈亚农.某高速锥齿轮行波共振试验研究 [C].威海:第十一届发动机结构强度振动学术讨论 会,2002.
- [22] 胡国安,何刘海,吴桂娇,等. 航空高速锥齿轮行波 共振的噪声与动应力测试研究[J]. 推进技术, 2019, 40(1): 166-174. (HU Guo-an, HE Liu-hai, WU Guijiao, et al. Acoustic Noise and Dynamic Stress Experimental Study on Travelling Wave Vibration of High-Speed Bevel Gear in Aero-Engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(1): 166-174.)

(编辑:张 贺)