

幅值和相位解调的行星架裂纹故障特征提取

王丹凤¹, 郭瑜¹, 伍星^{1,2}

(1. 昆明理工大学机电工程学院云南省高校振动与噪声重点实验室, 云南昆明 650500;

2. 云南机电职业技术学院, 云南昆明 650203)

摘要: 在介绍行星架裂纹故障对行星齿轮箱振动信号影响的基础上, 结合同步平均、振动分离和窄带解调技术, 提出一种基于幅值、相位解调的行星架裂纹故障特征提取方法。该方法对原始振动信号进行角域同步平均, 消除转速波动、行星轮等其他旋转部件的影响; 通过振动分离技术重构信号, 并对重构信号进行同步平均得到行星架振动分离信号; 通过窄带解调获得行星架的幅值和相位特征。通过观察幅值和相位的变化, 提取行星架裂纹故障特征。行星齿轮箱故障实测信号分析结果表明该方法可有效提取行星架裂纹故障特征。

关键词: 故障诊断; 行星架裂纹; 同步平均; 振动分离技术; 窄带解调

中图分类号: TH165⁺.3; TH132.425 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)05-1085-07

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.05.023

引言

由于行星齿轮箱具有可变传动比、高传递效率、承载能力大、结构紧凑等优点, 广泛用于风电齿轮箱、直升机主传动系统等复杂机械装备。然而, 受时变路径、齿轮啮合运动及故障影响, 行星齿轮箱的振动信号存在大量的幅值、频率以及相位调制。

为此, 国内外学者提出了各种专门针对行星齿轮箱的故障诊断方法。例如: McFadden 等在行星齿轮箱振动分析方面做了大量工作, 指出了行星齿轮箱振动信号具有不对称边带特征^[1], 提出了可有效消除时变传递路径影响的加窗振动分离技术^[2]。Feng 等^[3]提出基于变分模态分解的联合幅频解调分析法。本课题组在研究振动分离技术基础上提出了行星齿轮箱齿根裂纹故障检测方法^[4-5]。

值得注意的是, 现有故障诊断方法主要针对齿轮、轴承, 而行星架作为行星齿轮箱中承担载荷、传递扭矩的主要部件, 高的振动载荷和循环应力易产生疲劳裂纹。例如, 2002 年, 美国黑鹰直升机 UH-60A 的主传动系统中发现两起行星架裂纹故障^[6-7], 但对行星架裂纹的故障诊断相关研究相对较少。Blunt 等^[7]提出将同步平均(Synchronous Average, SA)与均方根值相结合的特征提取方法, 对试验台有效, 但对实际直升机传动系统未能检测出

行星架裂纹故障。Patrick 等^[8]认为行星架裂纹故障使故障位置行星轮产生附加角位移, 通过研究行星轮的附加角位移对齿轮箱振动信号频谱边带的影响, 进而检测其故障。基于行星架裂纹故障对振动信号边带的影响, Keller 等^[6]提出的边带指数和边带水平因子能对实验条件下的行星架裂纹故障进行提取, 但同时指出该方法对于 20%-30% 的额定扭矩情况无法有效检测。文献[9]研究了行星架裂纹对行星齿轮箱动力学特性的影响, 但尚未与实际信号进行对比验证。综上所述, 目前针对行星架裂纹故障的有效检测方法较少, 亟待发展有效的故障特征提取方法。

本文针对行星架裂纹故障对行星齿轮箱振动信号相位的影响, 将行星齿轮箱振动分离技术与同步平均、阶比跟踪以及窄带解调等方法相结合, 用于行星架裂纹故障特征提取, 实验结果验证了所提方法的有效性。

1 行星齿轮箱振动信号不对称边带

1.1 行星轮均匀分布的边带特性

行星齿轮箱的啮合振动主要包括行星轮与太阳轮和齿圈啮合。行星轮的行星运动使其啮合点到安装在齿圈上方振动传感器的传递路径具有时变性, 并且振动信号受到多振源的调制和耦合。当行星轮

个数为 N_p 时,行星齿轮箱振动信号可表示为^[8]

$$y(t) = \frac{1}{2} \sum_{p=1}^{N_p} \sum_{m=1}^M \sum_{n=-N}^N \alpha_n \beta_m \cdot \sin [2\pi(mN_t + n)f_c + \varphi_{p,m,n}] \quad (1)$$

式中 N_t 为齿圈齿数; f_c 为行星架旋转频率; M 表示啮合谐波总数, N 表示边带数。 $\frac{1}{2}\alpha_n\beta_m$ 为 m 阶啮合谐波 n 次边带的幅值, $\varphi_{p,m,n}$ 为行星轮 p 在啮合频率 (Nf_c 为啮合频率) m 阶谐波 n 条边带的相位。行星齿轮箱振动信号的边带相位受行星轮在行星架上安装的几何角度影响^[8]。对于行星轮等间隔分布的行星齿轮传动系统如图 1 所示,第 m 阶啮合谐波的第 n 条边带对应的相位可表示为^[8]

$$\varphi_{p,m,n} = (mN_t + n)\theta_p \quad (2)$$

式中 θ_p 为行星轮 p 相对于行星轮 1 的圆周角度, $\theta_p = 2\pi(p-1)/N_p$ 。令行星轮 1 处于传感器正下方 ($\theta_1 = 0^\circ$),如图 1 所示,则行星轮 2 相对行星轮 1 的相位滞后 θ_2 。随着行星架的旋转,行星轮与齿圈的啮合点到传感器间的距离将发生周期性变化,由此导致单个行星轮与齿圈的啮合振动信号存在幅值调制。传感器采集的行星齿轮箱振动信号为 N_p 个幅值相似,但相位不同的振动信号叠加。

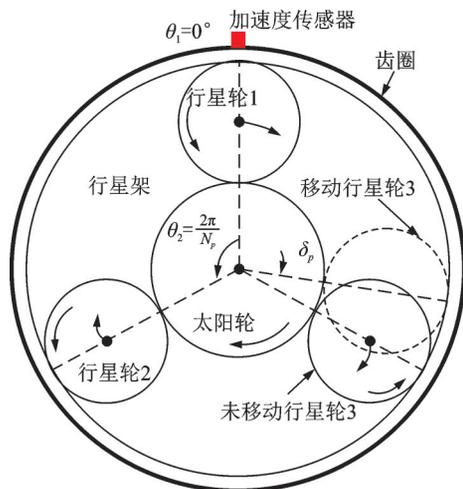


图 1 行星齿轮箱结构简图

Fig. 1 Structure diagram of the planetary gearbox

当 $mN_t + n = kN_p$ (k 为任意整数) 时,由式(2)可知, $\varphi_{p,m,n} = 2k\pi(p-1)$,即各行星轮啮合振动边带同相,调制边带对应振动“正向叠加”^[8]。反之, $mN_t + n \neq kN_p$ (k 为任意整数),信号调制边带对应振动“负向叠加”。以齿圈固定的行星齿轮箱 ($N_p = 3, N_t = 71$) 为例,其边带特性如表 1 所示。不难看出,行星轮均匀分布的无故障行星齿轮箱,其振动信号边带具有非对称性,具体边带特性分析见文献[8,10]。

表 1 行星齿轮箱振动信号边带特征

Tab. 1 Side-bands characteristic of planetary gearbox vibration signal

边带 n	谐波次数		
	$m=1$	$m=2$	$m=3$
-3	0	0	1
-2	1	0	0
-1	0	1	0
0	0	0	1
1	1	0	0
2	0	1	0
3	0	0	1

注:“0”表示负向叠加边带,“1”表示正向叠加边带

1.2 行星架裂纹演变过程及边带特性

1.2.1 行星架裂纹的演变过程

行星架裂纹演变过程分为无裂纹、裂纹萌生、短裂纹、长裂纹四个阶段^[9]。由于行星齿轮箱结构和工作特点,应力的周期加载,易使裂纹发生于行星轴承与行星架接触处。以 UH-60A 直升机主传动系统行星架裂纹产生过程为例。首先,由于载荷的周期变化,裂纹多产生于行星轴承与行星架接触的应力集中区域;然后,裂纹以起始位置沿立柱切线方向向行星架外缘萌生,直至撕裂;最后,裂纹沿立柱与轮毂公切线方向向内延伸,直至贯行星架盘半径。相关示例可参见文献[7,9]。

1.2.2 行星架裂纹的边带特性

行星架存在裂纹时,会导致其与行星轴承的接触刚度明显下降,与行星轴承接触的行星轮会沿圆周方向产生一附加角位移^[8]。若行星架裂纹故障发生在行星轮 p 的轴承孔处,则该行星轮相对于原位置沿圆周方向移动一个角度 δ_p ,其相对传感器的角度由原来的 θ_p 变为 $\theta_p + \delta_p$,图 1 中以行星架裂纹发生在行星轮 3 处为例。由公式(2)可知,行星轮发生角位移后的振动信号在 m 阶啮合频率的第 n 条边带的相位可表示为^[8]

$$\varphi'_{p,m,n} = (\theta_p + \delta_p)(mN_t + n) = \varphi_{p,m,n} + \Delta\varphi_{p,m,n} \quad (3)$$

$$\Delta\varphi_{p,m,n} = (mN_t + N)\delta_p \quad (4)$$

式中 $\Delta\varphi_{p,m,n}$ 为行星架裂纹导致 m 阶啮合谐波 n 条边带的相位变化量。由式(3)和(4)可知,当 $\delta_p = 2\pi k/(mN_t + n)$ (k 为任意整数),行星轮角位移对边带的影响消失。然而,当 $\delta_p = \pi k/(mN_t + n)$ (k 为任意整数),行星轮角位移对边带的影响最大。由于 $mN_t + n \gg 1$,即使行星架裂纹处于初期,同样会对行星齿轮箱振动信号边带产生较大的影响,具体分析

可参见文献[8]。

2 角域加窗振动分离

行星齿轮箱运行过程不可避免的存在转速波动,通过阶比跟踪技术(Computed Order Technique, COT)将时域信号转换为角域信号可有效避免因转速波动导致的频率模糊现象。COT主要通过等角度重采样将时域信号转换为角域信号。COT详细介绍可参见文献[11-12]。

由于行星轮的自转和公转,固定在齿圈上方的传感器与行星齿轮箱轮齿啮合点之间的传递路径具有时变性。根据行星齿轮箱的运动特性,当行星架旋转一定的圈数后,行星轮与齿圈上特定齿的啮合会重复出现。根据这一特性可获得行星轮振动分离信号。重复的最小圈数可定义为 $n_{\text{Reset},g}$ ^[13]

$$n_{\text{Reset},g} = \frac{\text{LCM}(N_g, N_l)}{N_l} \quad (5)$$

式中 LCM为取最小公倍数, N_g 为感兴趣(故障)齿轮齿数。

根据行星齿轮箱啮合齿序特性,故障齿轮与齿圈特定齿啮合的轮齿进行编号,即行星轮与齿圈特定齿啮合齿序 $P_{n,g}$ 可表示为^[13]

$$P_{n,g} = \text{mod}(nN_l, N_g) \quad (6)$$

按感兴趣齿轮与齿圈特定齿的啮合齿序,当行星架每旋转一圈对原始振动信号进行加窗截取。根据文献[13]对窗类型及窗宽的研究,选取窗宽为5齿宽的Tukey窗进行加窗截取。然后,按计算得到的行星轮啮合齿序 $P_{n,g}$ 对截取的数据段进行拼接重构,得到完整的行星轮振动分离信号;最后,通过对不同数据段齿号相同的数据相加平均得到人工齿轮振动分离信号。相关研究可参阅文献[4-5,13]。

3 窄带解调技术

窄带解调技术包括幅值、相位解调^[14],其通过带通滤波选取调制边带较丰富的啮合谐波进行幅值、相位解调,可有效避免相邻阶次调制边带的相互影响。设角域重采样信号经带通滤波后的第 m 阶啮合谐波及边带为 $x_m(\theta)$,进行Hilbert变换得到解析信号^[15]

$$c_m(\theta) = x_m(\theta) + jH[x_m(\theta)] \quad (7)$$

式中 $H[\cdot]$ 为Hilbert变换。幅值和相位解调信号可表示为^[15]:

$$\alpha_{m(\theta)} = \frac{|c_m(\theta)|}{X_m} - E[c_m(\theta)] \quad (8)$$

$$b_m(\theta) = \arg[c_m(\theta)] - (2\pi O_m \theta + \phi_m) \quad (9)$$

式中 $|\cdot|$ 表示取绝对值; $E[\cdot]$ 表示求期望; $\arg[\cdot]$ 表示求相位; X_m 为 m 阶啮合谐波分量的幅值; O_m 为第 m 阶啮合阶次; ϕ_m 为初相位。当齿轮存在局部故障(如齿根裂纹)时,故障轮齿啮合刚度减小,振动信号窄带解调结果的幅值波形存在以行星架一整转为周期的极值;同时,在出现幅值极值的对应角度位置相位解调波形上有相位突变。

值得指出的是,该方法主要用于齿轮局部故障特征提取,但尚未见有用于行星架裂纹故障特征提取的报道。

4 行星架裂纹故障窄带解调

同步平均可分为时域同步平均(Time Synchronous Averaging, TSA)和角域同步平均^[11]。同步平均是从复杂信号中减少或削弱背景噪声,保留感兴趣的周期分量的一种预处理方法,同时与选定周期分量无关的非同步信号成分(噪声、非整数倍周期干扰等)被明显削弱,可在复杂噪声环境下用于提高同步信号成分信噪比。详细的同步平均过程介绍可参见文献[11,13]。

本研究针对行星架裂纹故障使行星轴承与行星架接触刚度减小,将行星架裂纹故障特征提取转为对行星架转频相关的行星轮故障的研究。结合同步平均削弱行星轮及非整数倍选定周期分量的影响、角域信号避免转速波动以及振动分离技术避免时变路径的影响等优势,提出基于角域同步平均的振动分离窄带解调方法用于行星架裂纹故障特征提取,其过程如图2所示。

该方法的实现步骤:

步骤一:对行星齿轮箱原始振动信号进行以行星架为参考轴的角域同步平均,消除转速波动及行星轮等其他非整数倍选定周期分量对窄带解调结果的影响。

步骤二:通过振动分离技术对角域同步平均后的信号按行星轮与齿圈特定齿啮合齿序进行重构,再进行同步平均得到行星架裂纹故障振动分离信号。

步骤三:利用窄带解调技术,分别求得振动分离信号窄带解调后的幅值和相位信息,实现行星架裂纹故障特征提取。

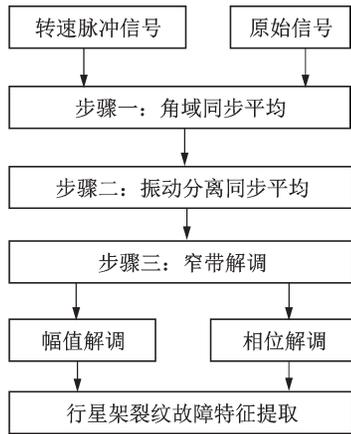


图2 行星架裂纹窄带解调法

Fig. 2 Narrowband demodulation method of planetary carrier with crack

值得注意的是,本论文所提方法与已提出用于行星齿轮箱齿轮齿根裂纹故障特征提取的角域加窗振动分离方法^[5]相比较,增加了步骤一,用于消除行星轮齿根裂纹故障等非整数倍选定周期分量对幅值、相位解调结果的影响。下文将通过复合故障(行星轮齿根裂纹和行星架裂纹故障)实验验证步骤一对行星架裂纹故障特征提取的必要性。

5 实验信号分析

5.1 实验说明

以NGW型单级行星齿轮传动试验台为研究对象,模拟行星架单一疲劳裂纹故障及复合故障(行星轮齿根裂纹和行星架裂纹故障)实验,行星齿轮箱型号为NGW11-3.55,如图3所示。

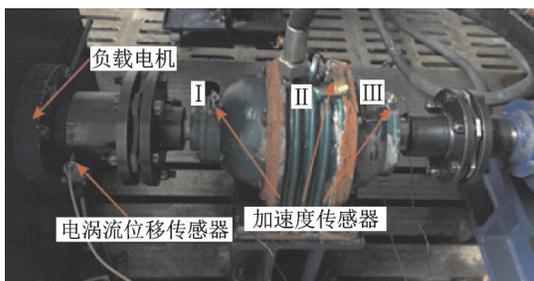


图3 行星齿轮箱传动试验台

Fig. 3 Planetary gear transmission test rig

行星齿轮箱主要参数如表2所示。为模拟行星架裂纹故障,根据文献[9]研究的行星架裂纹发生位置,加工一个长约21 mm,深约5 mm,宽约0.18 mm,并与行星架轴承孔相切的裂纹故障,如图4所示。为模拟行星轮局部故障,对一行星轮轮齿加工约4 mm的齿根裂纹,如图5所示。实验中分别对正

常和故障两种情况进行振动信号采集,采样频率设为51.2 kHz;3个加速度传感器分别安装于行星齿轮箱的太阳轮轴承座、箱体中间以及行星架轴承座,具体如图3中I, II, III。加速度传感器型号为DH112,灵敏度为5.2 pC/g;电荷放大器倍数为30 mV/pC;电涡流位移传感器DH904相对太阳轮轴安装,灵敏度为2.5 V/mm,用于获取转速脉冲。

表2 行星齿轮箱参数

Tab. 2 Parameters of the planetary gearbox

齿轮	齿数/个	法向模数 Mn	齿形角 $\alpha/$ (°)
太阳轮	$N_s=28$	2.25	20
行星轮(3个)	$N_p=20$	2.25	20
齿圈	$N_r=71$	2.25	20

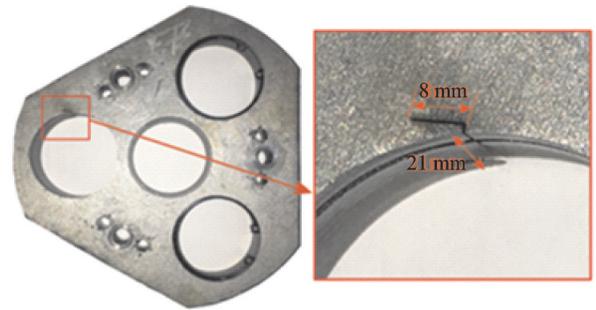


图4 行星架裂纹

Fig. 4 Planetary carrier with crack

首先根据行星齿轮箱传动比,将获得的太阳轮转速脉冲按传动比转换到行星架轴,并以行星架轴为基准对原始信号进行角域同步平均;其次,按公式(5)计算行星轮与齿圈特定齿啮合的最小周期 $n_{Reset,g}$ 为20。可知行星架旋转20转,行星轮所有齿完成一次与齿圈特定齿的啮合。行星轮轮齿与齿圈特定齿啮合齿序通过式(6)计算,如表3所示。对角域同步平均信号按行星轮轮齿啮合齿序重构,再对其同步平均得到振动分离信号,最后通过窄带解调技术提取幅值和相位信息,进而判断行星架裂纹故障。

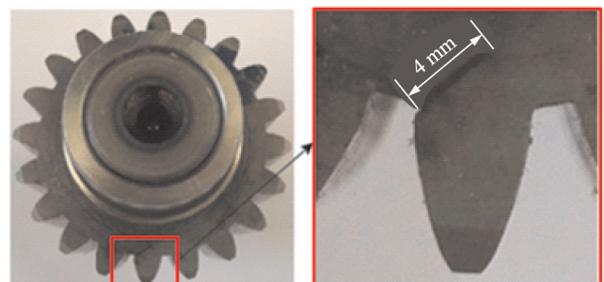


图5 行星轮齿根裂纹

Fig. 5 Planet gear with tooth-root crack

表3 行星轮啮合齿序

Tab. 3 Planet gear meshing tooth sequence

n	N_{px}								
0	1	4	5	8	9	12	13	16	17
1	12	5	16	9	20	13	4	17	8
2	3	6	7	10	11	14	15	18	19
3	14	7	18	11	2	15	6	19	10

5.2 故障特征提取

5.2.1 无故障信号分析

对无故障行星齿轮箱采集Ⅱ测点(最接近齿圈)的振动信号,其时域波形如图6(a)所示。图6(b), (c)分别为通过太阳轮转速脉冲计算得到的行星架转速脉冲和转速曲线的局部放大图。从图6(c)中可以看出,行星架转速曲线在226 r/min上下波动。

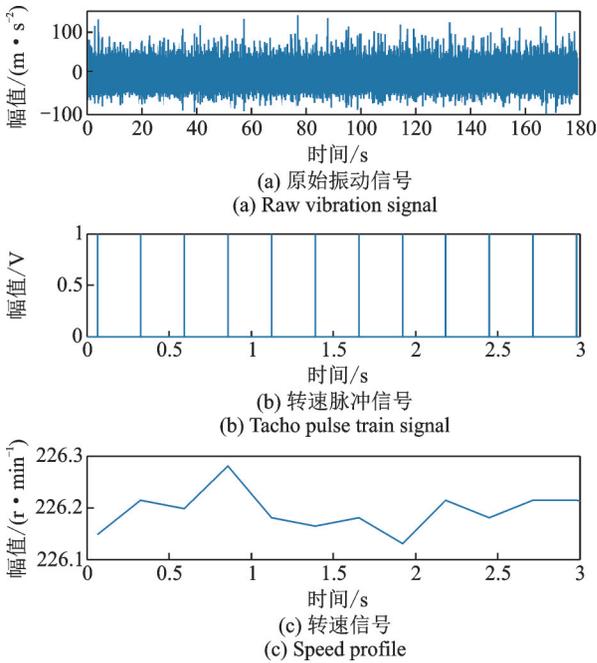


图6 正常振动信号

Fig. 6 Normal vibration signal

5.2.2 行星架裂纹故障信号分析

图7为单一行星架裂纹故障行星齿轮箱箱体中间时域振动信号,其幅值大于正常行星齿轮箱振动信号幅值。行星架转速脉冲和转速曲线与图6(b), (c)类似,此处不再赘述。首先原始振动信号经角域同步平均消除行星轮及行星架转频非整数倍周期分量的影响,再通过振动分离技术进行重构,最后对重构信号做FFT得到阶比谱如图8所示。从图中可观察到7阶啮合谐波($497\times$)相对其他阶谐波的边带较丰富,因此选7阶啮合频率进行窄带解调。根据窄带解调频带的选择原则,选择的带宽应使相邻啮合阶次的调制边带相互影响最小,因此,解调频带

的带宽应小于71,本研究中带宽设为50。

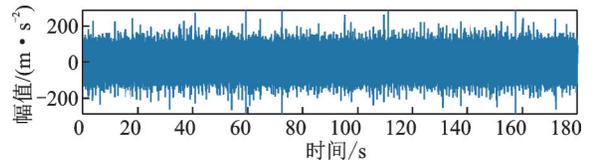


图7 单一行星架裂纹故障振动信号

Fig. 7 Vibration of an individual planetary carrier crack

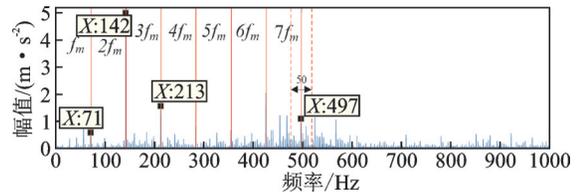


图8 振动分离信号阶比谱

Fig. 8 Order spectrum of vibration separation signal

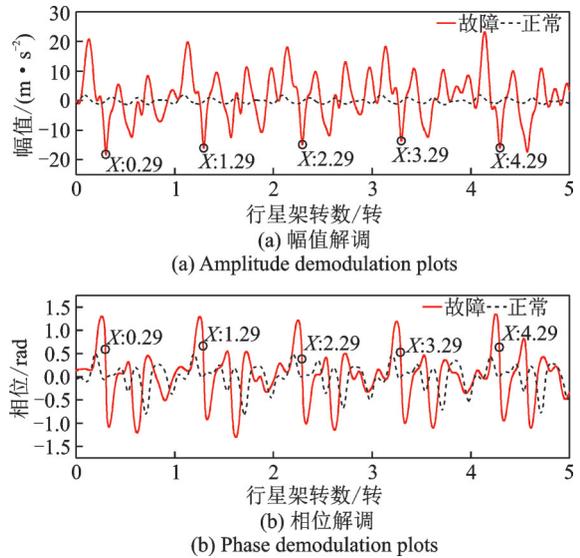


图9 单一故障角域同步平均振动分离窄带解调

Fig. 9 Single fault narrowband demodulation results of the angular domain synchronous averaging vibration separation signal

图9为行星架单一裂纹故障和正常行星齿轮箱振动信号经所提方法处理后的结果(显示行星架旋转5转)。由图9(a)可知,无故障齿轮箱振动分离信号幅值解调波形(图中虚线)的幅值小于故障幅值(图中实线)。同时,故障状态下行星架每转一圈幅值解调结果伴随一个与相位突变对应的明显的极值。尽管正常状态同样存在幅值及相位调制,但两者无明显的对应关系。

为验证步骤一对行星架裂纹故障诊断的必要性,实验采集相同转速下箱体中间行星轮齿根裂纹和行星架裂纹复合故障振动信号(如图10所示)。同样选取啮合频率7阶谐波进行窄带解调,解调带宽为50。

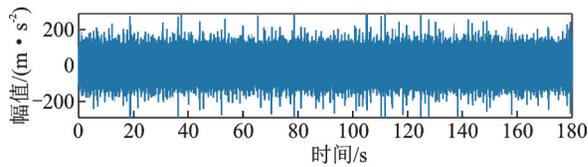


图 10 行星轮和行星架复合裂纹故障振动信号

Fig. 10 Vibration of planet tooth-root crack and planetary carrier crack

图 11 为行星轮齿根裂纹和行星架裂纹复合故障与正常齿轮箱振动信号角域振动分离窄带解调对比结果(无步骤一)。行星架每转一圈幅值解调结果有两个与相位突变对应的极值,无法区分窄带解调的幅值、相位对应关系为何种故障导致。

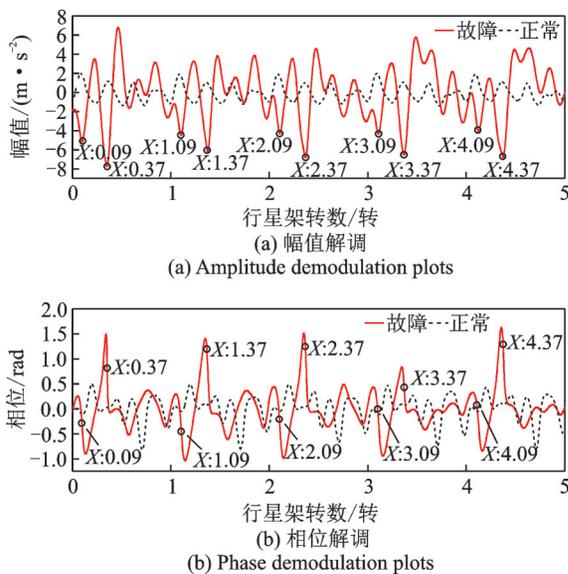


图 11 复合故障角域振动分离窄带解调

Fig. 11 Compound fault narrowband demodulation results of the angular domain vibration separation signal

图 12 为复合故障(行星轮齿根裂纹和行星架裂纹)与正常齿轮箱振动信号经所提方法处理后的结果(包括步骤一)。如图 11-12 虚线所示,无故障幅值和相位解调结果虽存在波动,但无明显对应性及周期性。由所提方法的窄带解调结果(图 12)可知,图 11 中行星架 0.37, 1.37, 2.37 转, … 对应的幅值和相位调制被消除,保留行星架 0.09, 1.09, 2.09 转, … 对应的幅值及相位调制特征(图 12 中实线)。由此验证了步骤一可有效消除行星架齿根裂纹故障及与行星架转频非整数倍周期分量对窄带解调结果的影响,实现行星架裂纹故障诊断。

6 结 论

针对行星架裂纹故障使行星轴承与行星架接触刚度下降,导致行星轮产生附加角位移的问题,提出

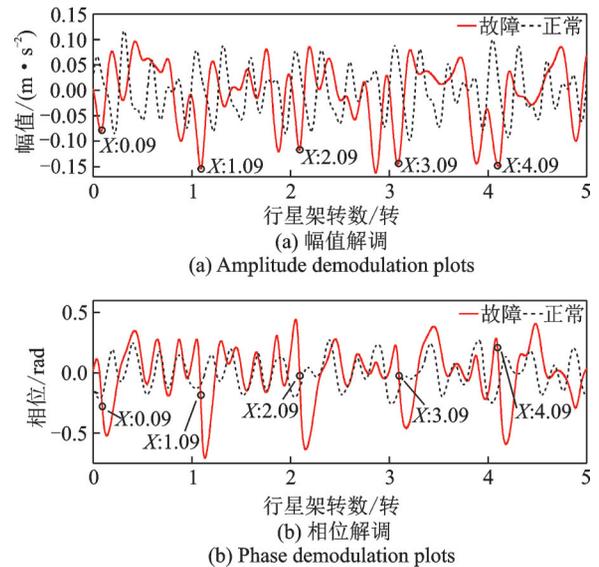


图 12 复合故障角域同步平均振动分离窄带解调

Fig. 12 Compound fault narrowband demodulation results of the angular domain synchronous averaging vibration separation signal

应用窄带解调技术提取行星架裂纹故障幅值、相位解调特征;在振动分离同步平均前增加以行星架为基准轴的角域同步平均消除行星轮裂纹故障及非整数倍选定周期分量对窄带解调结果的影响,实现行星架裂纹故障特征提取。

参考文献:

- [1] McFadden P D, Smith J D. An explanation for the asymmetry of the modulation sidebands about the tooth meshing frequency in epicyclic gear vibration [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1985, 199(1): 65-70.
- [2] McFadden P D. A technique for calculating the time domain averages of the vibration of the individual planet gears and the sun gear in an epicyclic gearbox [J]. Journal of Sound and Vibration, 1991, 144(1): 163-172.
- [3] Feng Z, Zuo M J, Qu J, et al. Joint amplitude and frequency demodulation analysis based on local mean decomposition for fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 40(1): 56-75.
- [4] Guo Y, Zhao L, Wu X, et al. Vibration separation technique based localized tooth fault detection of planetary gear sets: A tutorial [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 129: 130-147.
- [5] 赵磊, 郭瑜, 伍星. 基于振动分离信号构建和同步平均的行星齿轮箱轮齿裂纹故障特征提取 [J]. 振动与冲击, 2018, 37(5): 142-147.

- Zhao Lei, Guo Yu, Wu Xing. Fault feature extraction of gear tooth crack of planetary gear-box based on constructing vibration separation signals and synchronous average[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(5): 142-147.
- [6] Keller J A, Grabill P. Vibration monitoring of UH-60A main transmission planetary carrier fault[C]. In *Annual Forum Proceedings, American Helicopter Society, Phoenix*, 2003: 1233-1243.
- [7] Blunt D M, Keller J A. Detection of a fatigue crack in a UH-60A planet gear carrier using vibration analysis[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006, 20(8): 2095-2111.
- [8] Patrick R, Ferri A, Vachtsevanos G. Effect of planetary gear carrier-plate cracks on vibration spectrum[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2012, 134(6): 061001.
- [9] Fan Lei, Wang Shaoping, Wang Xingjian, et al. Non-linear dynamic modeling of a helicopter planetary gear train for carrier plate crack fault diagnosis[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2016, 29(3): 675-687.
- [10] Inalpolat M, Kahraman A. A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 323(3-5): 677-696.
- [11] Guo Y, Wu X, Na J, et al. Envelope synchronous average scheme for multi-axis gear faults detection[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 365: 276-286.
- [12] Fyfe K R, Munck E D S. Analysis of computed order tracking[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 1997, 11(2): 187-205.
- [13] Samuel P D, Conroy J K, Pines D J. Planetary transmission diagnostics[R]. NASA CR, 2004: 213068.
- [14] McFadden P D. Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration[J]. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1986, 108(2): 165-170.
- [15] 刘倩楠,郭瑜,伍星.基于频移及谱线编辑的齿轮故障窄带解调分析方法[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(16): 38-42.
- Liu Qiannan, Guo Yu, Wu Xing. Gear fault analysis based on narrowband demodulation with frequency shift and spectrum edit[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(16): 38-42.

Fault feature extraction of planetary carrier crack by amplitude and phase demodulation

WANG Dan-feng¹, GUO Yu¹, WU Xing^{1,2}

(1.Key Laboratory of Vibration and Noise under Ministry of Education of Yunnan Province, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China;

2.Yunnan Vocational College of Mechanical and Electrical Technology, Kunming 650203, China)

Abstract: Planetary carriers are the main components of planetary gearboxes. However, the current effective diagnosis methods of planetary carrier crack are limited. When the planetary gearbox is in operation, the planetary carrier crack will reduce the contact stiffness between the carrier and planetary bearing and also cause a small additional angular displacement of the planet gear closed to the crack. This paper introduces the influence of planetary carrier crack on the vibration signal of the planetary gearbox. Then a method based on amplitude and phase demodulation for planetary carrier crack fault is proposed, which is combined the synchronous average, vibration separation technique and narrowband demodulation. The angle domain synchronous average technique is used to eliminate the influence of the speed fluctuation and other rotating components. The angle domain synchronous average signal is reconstructed by vibration separation technique. The vibration separation signal is obtained by synchronous average. The amplitude and phase characteristics of the planetary carrier are obtained by narrowband demodulation. Characteristics of planetary carrier fault are extracted by observing changes in amplitude and phase plots. The analysis results of the planetary gear transmission test rig measured signal show that the method can effectively diagnose the planetary carrier crack failure.

Key words: fault diagnosis; carrier crack; synchronous average; vibration separation technique; narrowband demodulation

作者简介: 王丹凤(1993-),女,博士研究生。电话:14787836105;E-mail:wang2011823@126.com

通讯作者: 郭瑜(1971-),男,教授,博士生导师。电话:15911509207;E-mail:kmgary@163.com