

整体式挤压油膜阻尼器在齿轮箱中的应用^{*}

路凯华, 何立东, 闫伟, 丁继超, 马靓, 陈钊

(北京化工大学北京市高端装备健康监控与自愈化重点实验室 北京, 100029)

摘要 以一台单级直齿齿轮箱为研究对象, 设计了适配的整体式挤压油膜阻尼器(integral squeeze film damper, 简称 ISFD)结构, 对 ISFD 在齿轮箱中的应用进行了研究。分别测量了在不同载荷和转速工况下, 齿轮箱安装传统刚性支承和 ISFD 弹性阻尼支承后的箱体振动。研究表明, ISFD 弹性阻尼支承可以有效降低不同转速下齿轮箱的冲击振动, 改善齿轮箱的动力学性能, 保证齿轮系统稳定运行。不同载荷工况下的实验数据表明: ISFD 支承对不同负荷的齿轮箱有较好的减振性能; 对齿轮箱的啮合频率及其倍频等高频振动成分, ISFD 也有较好的抑制效果。该研究结果可为 ISFD 在齿轮箱中的实际工程应用提供参考。

关键词 整体式挤压油膜阻尼器; 弹性阻尼支承; 齿轮箱; 减振

中图分类号 TH165⁺.3; TB535⁺.1

引言

齿轮系统是应用最广泛的动力传输装置, 内部激励是齿轮系统动态响应的主要激励源^[1], 使齿轮系统产生振动, 导致设备产生疲劳损坏, 影响其安全稳定运行。为了减小齿轮系统的振动噪声, 学者们做了大量研究工作, 主要途径包括: ①减小振动源的激励力, 通过优选齿轮参数来改善其啮合状况^[2-4], 在齿轮轮体上添加阻尼材料或耗能结构来吸收振动能量^[5-8]等; ②在控制振动源的基础上进一步隔离或减小振动传递, 采取局部隔振措施, 例如在轴承部位安装弹性阻尼衬套等适当的减振装置^[9-12], 减少传递到齿轮箱体的振动; ③控制齿轮箱体的振动响应, 采用阻尼材料制造箱体或对箱体进行结构优化, 以减小在啮合激励下的振动响应^[13-14]。传统的齿轮参数及箱体结构优化方法设计计算量大且制造成本高, 阻尼环和阻尼塞等需要在轮体上附加额外的质量, 且减振频带有限, 仅局限于较低的固有频率成分。因此, 研究开发减振效果好、运行稳定性高的新型齿轮减振降噪方法十分必要。

ISFD 作为一种弹性阻尼装置, 具有优良的阻尼减振性能, 主要用于减小汽轮机、压缩机等透平机械的过临界振动和提高转子系统的稳定性^[15]。与传

统的挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, 简称 SFD)不同, ISFD 采用电火花线切割制造技术进行一体式加工, 避免了传统 SFD 占据空间大、拆装不便和累积误差大等缺点。同时, ISFD 分隔的油膜结构避免了油膜的环形流动, 大大减小了油膜力的非线性。

齿轮系统的动态激励主要通过轴承传递给箱体, 在轴承部位采取措施可有效衰减振动传递, 因此考虑将 ISFD 用于减小和隔离齿轮系统的啮合激励。相比其他减振方法, ISFD 的安装只需要对轴承座做出较小的改动, 不额外占用空间, 且不改变齿轮轮体和轴系结构, 适合于齿轮箱较为紧凑的安装空间。文献^[10-12]表明, 在齿轮系统减振方面, ISFD 显示出了良好的阻尼减振性能, 在较宽的频率范围内有较好的振动控制效果, 保证了齿轮系统在较宽的转速范围内平稳工作。此外, 针对齿轮轴系不对中故障, ISFD 也表现出了良好的减振性能^[16]。

笔者以工程实际为参考, 设计制造了更贴近工程实际的渐开线一级直齿齿轮箱, 并根据齿轮箱结构设计了适配的 ISFD 支承。测量了在不同载荷和转速下, 齿轮箱分别安装传统刚性支承和 ISFD 弹性阻尼支承的箱体振动。该研究结果可为 ISFD 在齿轮箱的工程应用提供参考。

^{*} 国家重点基础研究发展计划(“九七三”计划)资助项目(2012CB026000); 国防重点实验室基金资助项目(614220406020717)

收稿日期: 2019-04-17; 修回日期: 2019-07-11

1 ISFD 简介

1.1 ISFD 结构特点

与传统的鼠笼式挤压油膜阻尼器结构不同,ISFD集弹性支承与挤压油膜于一体,采用电火花线切割技术进行一体式加工,结构简单,轴向占用空间小。如图1所示,笔者设计的ISFD结构主要包括外、内边缘两部分,通过周向布置的S形弹簧连接为一个整体,这些S形弹性结构决定了ISFD的径向刚度。在内、外边缘之间是分段的挤压油膜区域,通过挤压油膜效应为系统提供黏性阻尼。由于采用分段的挤压油膜结构,大大减小了油膜力的非线性。

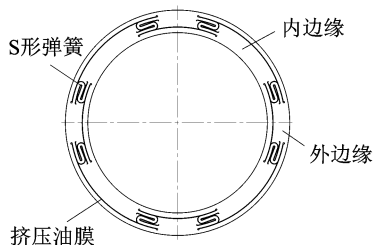


图1 ISFD结构示意图

Fig. 1 Structural diagram of ISFD

笔者根据齿轮箱结构设计了2种尺寸的ISFD,主、从动轴ISFD结构参数分别如表1,2所示。

表1 主动轴ISFD结构参数

Tab. 1 Structural parameters of ISFD used for the driving shaft

名称	轴向长度/ mm	径向高度/ mm	径向厚度/ mm	油膜间隙/ mm	S环分 布角 度/(°)	内径/ mm	外径/ mm
数值	22	53	7	0.2	42	100	125

表2 从动轴ISFD结构参数

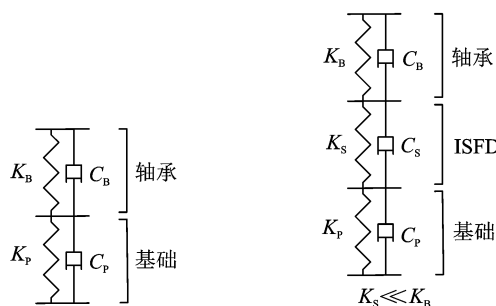
Tab. 2 Structural parameters of ISFD used for the driven shaft

名称	轴向长度/ mm	径向高度/ mm	径向厚度/ mm	油膜间隙/ mm	S环分 布角 度/(°)	内径/ mm	外径/ mm
数值	22	54	7	0.2	42	100	130

1.2 ISFD 减振原理

传统的SFD会产生随频率和振幅变化的油膜刚度以及非线性的油膜力,使转子系统动力学性能恶化。ISFD独特结构使其油膜刚度和油膜阻尼具有相对独立性,即ISFD具有动力学解耦能力^[15]。

ISFD支承系统的刚度主要由S形弹簧决定,通过改变S形弹簧的结构参数,可以得到不同的径向刚度。图2为传统轴承支承系统和ISFD支承系统力学模型,可以看出,ISFD支承系统在传统轴承支承系统的基础上串联了ISFD的刚度和阻尼。由于ISFD的径向刚度比轴承低几个量级,振动变形将主要集中在S形弹簧结构上,有利于延长轴承寿命,使整个支承系统的径向刚度降低。同时,ISFD的挤压油膜阻尼使支承系统的阻尼系数大大增加,有利于提高转子系统的阻尼比。



(a) 传统轴承支承系统

(b) ISFD支承系统

(a) Traditional bearing support system

(b) ISFD support system

图2 传统轴承支承系统和ISFD支承系统力学模型

Fig. 2 Mechanical models of traditional bearing support system and the ISFD support system

ISFD的能量耗散机理与传统SFD的不同。图3为传统SFD和ISFD的能量耗散机理对比^[15],传统SFD是靠挤压油膜过程中的油膜环形流动(ΔQ_s)产生的黏性阻尼力耗散振动能量,当轴颈偏心量较大即振幅较大时,会产生较大的非线性油膜力,使阻尼器减振性能变坏。ISFD是通过各分隔油膜区域的挤压油膜效应和进出口的活塞效应产生阻尼,油膜不发生环形流动($\Delta Q_s = 0$),有效避免了非线性油膜力的产生。

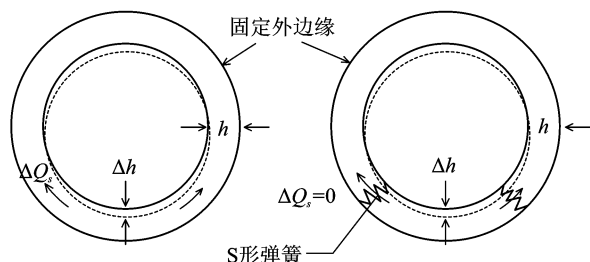


图3 传统SFD和ISFD的能量耗散机理对比

Fig. 3 Damping mechanism: traditional SFD versus ISFD

2 齿轮箱振动模型

本研究对象为一台单级直齿轮箱,为简化分析,

将相互啮合的直齿轮副简化为一振源的集中质量,将箱体简化为被激振的另一个集中质量,齿轮副和箱体之间的轴承则简化为具有一定刚度 k 和阻尼 c 的弹簧^[17]。一般情况下,齿轮箱体与机座系弹性连接,则齿轮箱振动模型可简化为如图 4 所示的二自由度振动系统。因为齿轮箱安装时要求轴系对中,所以刚度 k' 必须较大。齿轮系统的动态激励主要通过轴承传递给箱体,为了减小箱体的振动响应,可以在轴承部位采取适当措施^[9]。

根据振动理论^[18],为了减小齿轮箱体的振动响应,应适当降低轴承径向刚度 k 、增大轴承的振动阻尼 c ,使齿轮传动系统的固有频率降低,减小振动传递。以齿轮箱箱体的振动作为考察指标,建立齿轮箱单自由度隔振模型如图 5 所示。

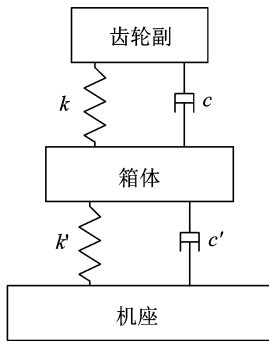


图 4 齿轮箱振动模型

Fig. 4 Vibration model of gearbox

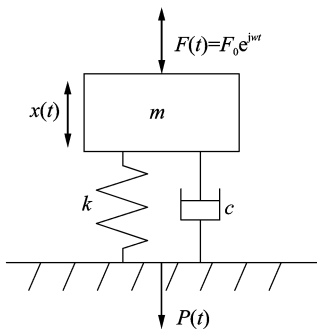


图 5 齿轮箱单自由度隔振模型

Fig. 5 Vibration isolation model with a single degree of freedom of gearbox

该系统的运动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 e^{j\omega t} \quad (1)$$

其中: m, c, k 分别为系统的质量、阻尼和刚度。

式(1)的振动位移幅度为

$$x_0 = \left| \frac{F_0}{k} \frac{1}{(1 - z^2 + j2\zeta z)} \right| \quad (2)$$

其中: $\omega_0 = \sqrt{k/m}$, 为系统的固有频率; $z = \omega/\omega_0$, 为频率比; $\zeta = c/(2\sqrt{mk})$, 为系统的阻尼比。

传递到基础上的扰动力为

$$P = c\dot{x} + kx \quad (3)$$

扰动力的振幅为

$$P_0 = |j\omega c x_0 + k x_0| \quad (4)$$

该系统的振动传递系数为

$$T = \left| \frac{P_0}{F_0} \right| = \left| \frac{1}{k} \frac{j\omega c + k}{(1 - z^2 + j2\zeta z)} \right| = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta z)^2}}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + (2\zeta z)^2}} \quad (5)$$

由式(5)可知,当系统受到的激振频率 ω 远大于系统的固有频率 ω_0 时,传递到基础上的力将会减小,即 $T < 1$,这时系统具有隔振作用。由于齿轮系统振动频率成分中高频成分居多,一般远大于齿轮轴系的固有频率,因此采取隔振措施可以有效隔离齿轮系统的高频振动成分。此外,阻尼系数 c 的增大,也增大了系统的阻尼比,可减小齿轮箱的振动响应。当振动频率成分为低频时,由于 $T > 1$,隔振效果变差,在这些频带可能会出现振动加剧的现象。

3 实验部分

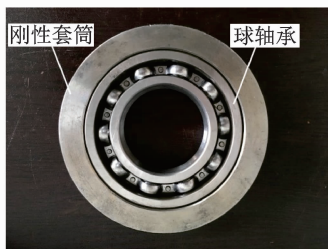
3.1 两种轴承支承形式

如图 6 所示,根据齿轮箱结构设计了两种适配的轴承支承:刚性套筒支承和 ISFD 弹性阻尼支承。刚性套筒和 S 形弹性体与球轴承的外圈过盈配合。图 7 为轴承支承安装图。两种支承和齿轮轴系配合安装后,位于齿轮箱轴承座中间,轴承座两侧的密封端盖使 ISFD 和轴承座之间形成油腔。实验过程中通过油泵向 ISFD 两侧的油腔加注润滑油,使整个油腔充满润滑油。

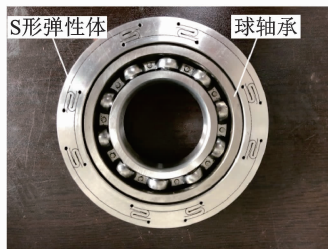
3.2 实验装置介绍

搭建的齿轮传动实验台如图 8 所示,主要由电机、齿轮箱、扭矩传感器和加载器等组成。各个设备通过柔性联轴器连接。电机转速由变频调速器控制(图 9),可实现不同的转速输出。齿轮箱齿轮副由一对渐开线直齿圆柱齿轮组成,齿轮副参数如表 3 所示。加载系统由一台磁粉制动器和张力控制器组成,通过调节张力控制器,可为齿轮箱施加不同负载。负载大小由扭矩传感器测量输出,通过功率扭矩仪显示,如图 10 所示。

实验台上共布置 4 个加速度传感器,用于采集齿轮箱体的振动,4 个测点位置如图 8 所示,分别位于:①主动齿轮轴靠近电机侧轴承处箱体水平方向;



(a) 刚性套筒支承
(a) Rigid support



(b) ISFD弹性阻尼支承
(b) ISFD elastic damping support

图6 两种轴承支承

Fig. 6 Two support structures

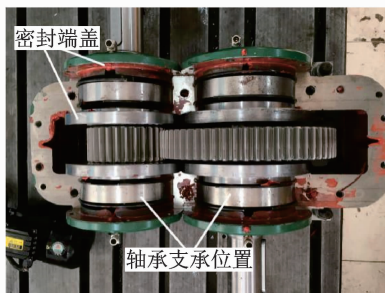
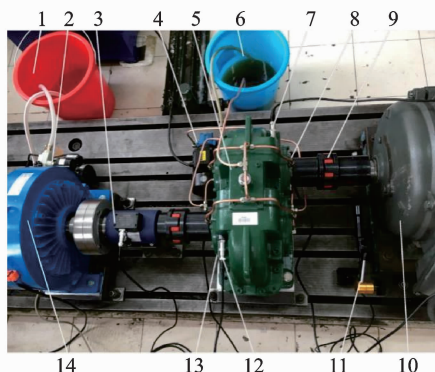


图7 轴承支承安装

Fig. 7 Installation of bearing support



1-储水槽; 2-水泵; 3-扭矩传感器; 4-油泵; 5-齿轮箱; 6-储油槽; 7-加速度传感器1; 8-加速度传感器2; 9-柔性联轴器; 10-调速电机; 11-光电传感器; 12-加速度传感器3; 13-加速度传感器4; 14-磁粉制动器

图8 齿轮传动实验台
Fig. 8 Gear test rig

②主动齿轮轴靠近电机侧箱体机角处; ③从动齿轮



图9 变频调速器

Fig. 9 Frequency converter



图10 功率扭矩仪及张力控制器

Fig. 10 Power torque meter & tension controller

轴靠近负载侧轴承处箱体水平方向; ④从动齿轮轴靠近负载侧箱体机角处。振动数据由 LC-8008 设备故障诊断系统进行实时采集、分析和处理。

当安装 ISFD 支承时, 润滑油由一台齿轮泵进行供给, 润滑油牌号为 L-TSA 32, 供油压力为 1 MPa。如图 11 所示, 润滑油采取由下而上的进油方式, 从而为 ISFD 提供充足的润滑油, 保证 ISFD 高效工作。实验中用到的仪器设备如表 4 所示。

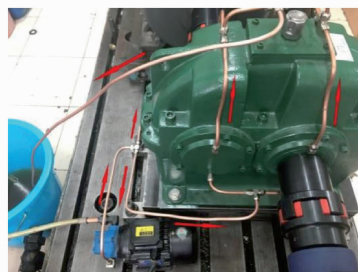


图11 润滑油进油方式

Fig. 11 Feeding mode of lubricating oil

表3 齿轮副参数

Tab. 3 Parameters of the gear pair

齿轮参数	数值
主动轮齿数 Z_1	28
从动轮齿数 Z_2	63
齿轮传动比 i	2.25
齿轮模数/mm	3.5
压力角/ $^\circ$	20
理论中心距/mm	159.3

表 4 实验用仪器列表

Tab. 4 List of experimental instruments

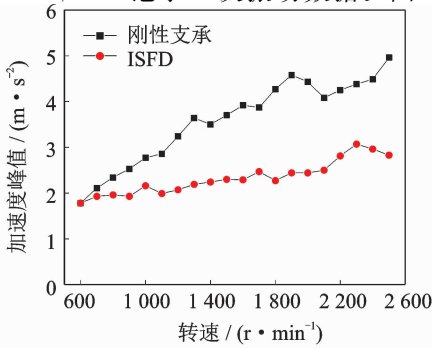
序号	名称	型号
1	三相异步电动机	Y225M-2
2	变频器	SAMCO-vmo5
3	磁粉制动器	CZ40
4	张力控制器	SK-3A
5	扭矩传感器	HX-901
6	功率扭矩仪	HX-90A
7	振动加速度传感器	F258
8	信号采集与处理系统	LC-8008
9	油泵	TOP-13A
10	齿轮箱	设计、订做

4 结果与讨论

设置数据采集与分析系统 LC-8008 的分析频率为 2 kHz,采样点数为 1 024。

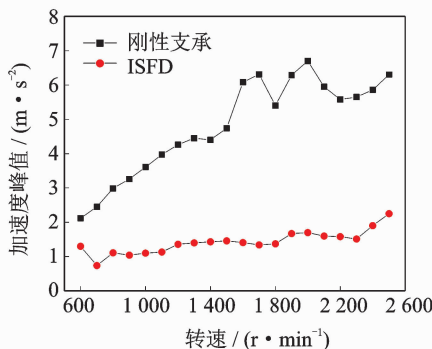
4.1 不同转速工况下减振实验

设定磁粉制动器输出负载扭矩为 0,通过调节变频器来改变驱动电机的输出转速,使齿轮箱在不同转速工况下工作,研究 ISFD 弹性阻尼支承在不同转速下的振动控制效果。测定了齿轮箱输入转速为 600~2 500 r/min 范围的箱体振动加速度峰值,每间隔 100 r/min 记录 1 次振动数据。图 12 为不



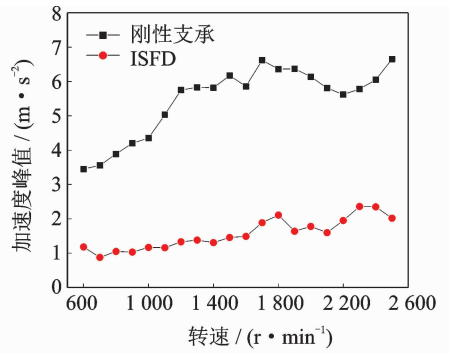
(a) 测点1振动数据

(a) Vibration data of measuring point 1



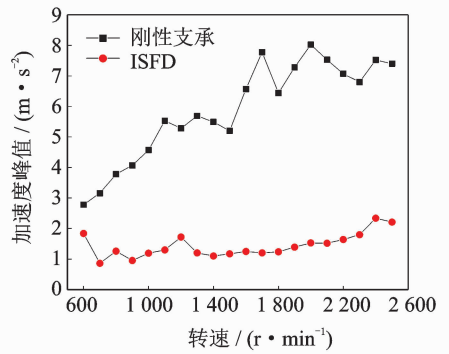
(b) 测点2振动数据

(b) Vibration data of measuring point 2



(c) 测点3振动数据

(c) Vibration data of measuring point 3



(d) 测点4振动数据

(d) Vibration data of measuring point 4

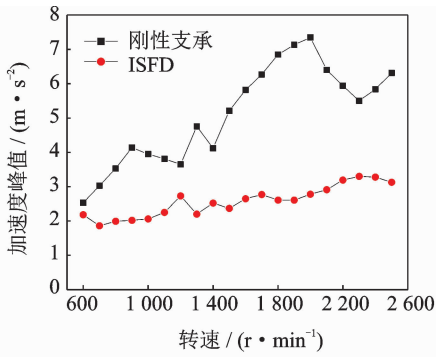
图 12 不同转速下齿轮箱体振动加速度峰值(不加载)
Fig. 12 Peak acceleration of vibration at different rotational speeds (without load)

同转速下齿轮箱体振动加速度峰值。

由图 12 可以看出,安装刚性支承的齿轮箱振动随着齿轮转速的提高有增大的趋势。安装 ISFD 弹性阻尼支承的齿轮箱振动在不同转速下相比刚性支承工况有了较大幅度的降低。例如,安装刚性支承时,测点 3 在 1 800 r/min 时的振动峰值为 6.36 m/s²,安装 ISFD 支承后的振动值变为 2.11 m/s²,振动降幅为 66.8%。此外,ISFD 支承使得齿轮箱的振动峰值随着转速的增长小幅度变化,这表明 ISFD 支承可以改善齿轮箱的动力学性能,保证齿轮系统的稳定运行。

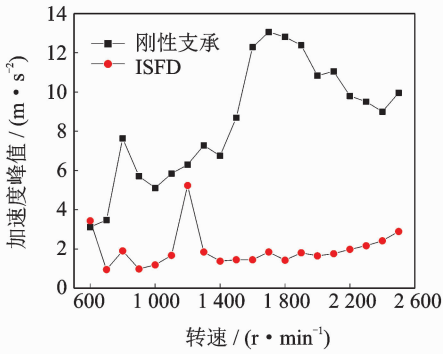
4.2 不同负荷工况下减振实验

齿轮系统作为机械设备的动力传输装置,负载对其动力学性能有显著影响。为了研究不同负载下 ISFD 的减振效果,通过调节张力控制器使磁粉制动器输出不同的负载扭矩,给齿轮箱加载。图 13~15 分别为负载扭矩为 10,20 和 40 N·m 3 种工况下,齿轮箱在 600~2 500 r/min 转速范围的加速度振动峰值,每间隔 100 r/min 记录一次振动数据。



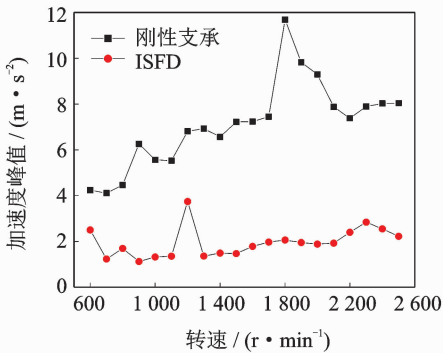
(a) 测点1振动数据

(a) Vibration data of measuring point 1



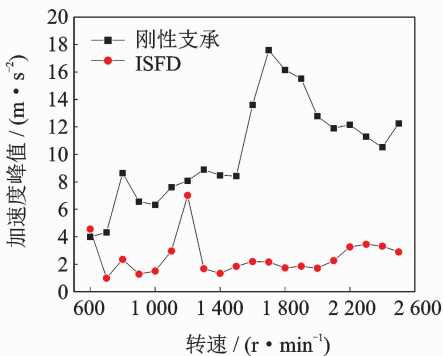
(b) 测点2振动数据

(b) Vibration data of measuring point 2



(c) 测点3振动数据

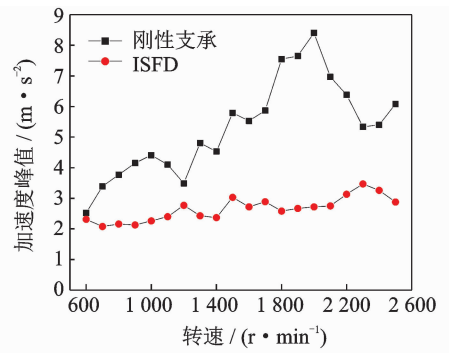
(c) Vibration data of measuring point 3



(d) 测点4振动数据

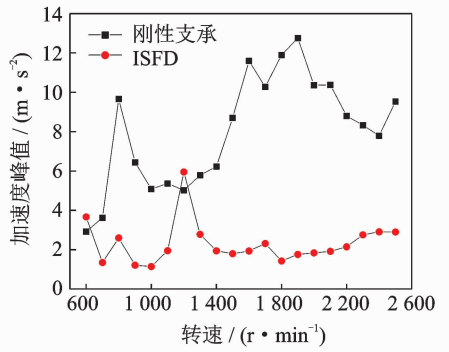
(d) Vibration data of measuring point 4

图 13 不同转速下齿轮箱体振动加速度峰值(10 N·m)
Fig. 13 Peak acceleration of vibration at different rotational speeds (10 N·m)



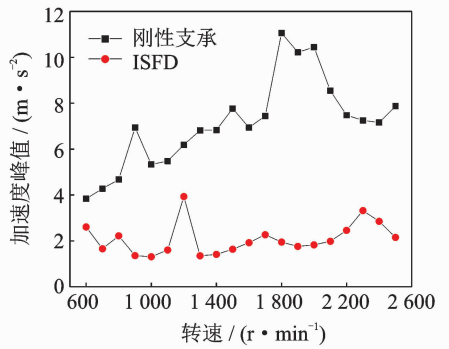
(a) 测点1振动数据

(a) Vibration data of measuring point 1



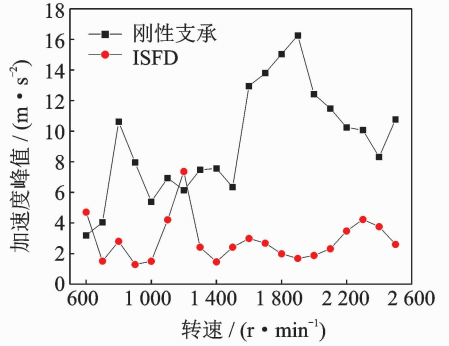
(b) 测点2振动数据

(b) Vibration data of measuring point 2



(c) 测点3振动数据

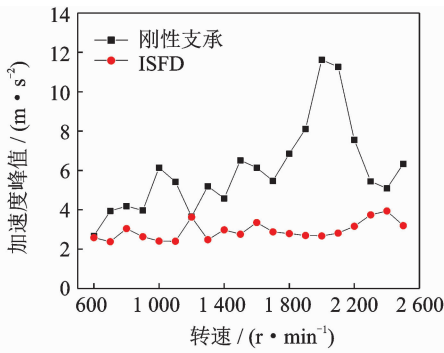
(c) Vibration data of measuring point 3



(d) 测点4振动数据

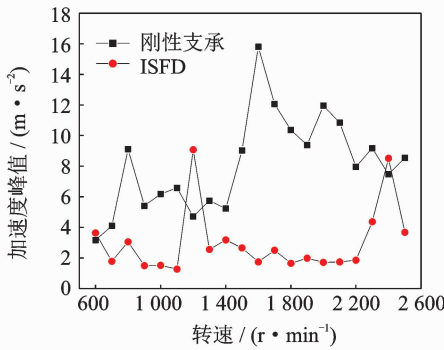
(d) Vibration data of measuring point 4

图 14 不同转速下齿轮箱体振动加速度峰值(20 N·m)
Fig. 14 Peak acceleration of vibration at different rotational speeds (20 N·m)



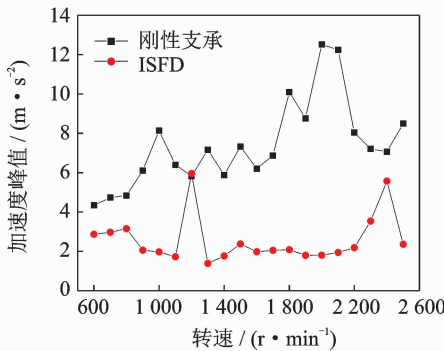
(a) 测点1振动数据

(a) Vibration data of measuring point 1



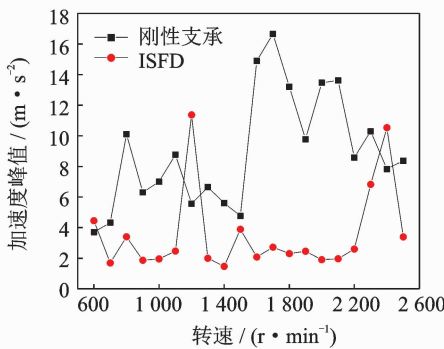
(b) 测点2振动数据

(b) Vibration data of measuring point 2



(c) 测点3振动数据

(c) Vibration data of measuring point 3



(d) 测点4振动数据

(d) Vibration data of measuring point 4

图 15 不同转速下齿轮箱体振动加速度峰值(40 N·m)
Fig. 15 Peak acceleration of vibration at different rotational speeds (40 N·m)

由以上实验结果可知,给齿轮系统施加不同的负载扭矩,在大部分转速工况下 ISFD 对齿轮箱表现出了较好的减振性能。相比刚性支承下齿轮箱振动,安装 ISFD 支承后的齿轮箱振动相对较低,说明 ISFD 弹性阻尼支承在不同的负载工况下具有优良的阻尼减振性能。以测点 3 在 1 800 r/min 时的振动值为例,表 5 所示的是其在不同载荷下的加速度峰值。可以看出,不同载荷工况下,相比刚性支承,ISFD 支承下的测点振动较小。

表 5 齿轮箱测点 3 在不同载荷下的加速度峰值

Tab. 5 Peak acceleration of measuring point 3 at different load

载荷/(N·m)	$a/(m \cdot s^{-2})$		降幅/%
	刚性支承	ISFD	
10	11.69	2.06	82.4
20	11.06	1.95	82.4
40	10.10	2.08	79.4

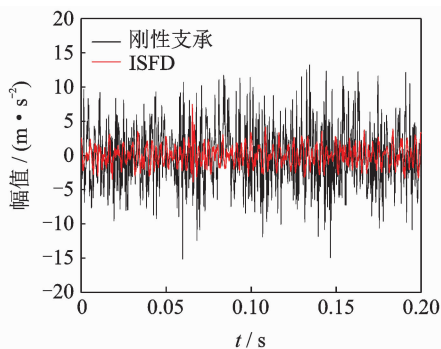
当负载扭矩从 10 N·m 逐渐增加到 40 N·m 时,安装 ISFD 的齿轮箱体在 600,1 200 和 2 400 r/min 时的振动逐渐增大并最终超过刚性支承下的箱体振动,出现这种现象的原因是发生了齿轮轴系和箱体的固有频率调制现象。两种支承下的齿轮系统固有频率不同,随着负载扭矩的增大,激振能量变大,使 ISFD 支承下的齿轮系统发生了共振调制现象。当负载扭矩为 0 时,发现 ISFD 支承下的箱体振动小于刚性支承下的箱体振动,这是因为此时振动能量不大,ISFD 挤压油膜阻尼足以抑制系统共振的能量,当负载逐渐增大时,油膜阻尼不足以抑制系统的共振能量。

4.3 振动时域及频域分析

从振动时域和频域角度,分析 ISFD 对齿轮箱的减振特性。以 1 800 r/min 工况下的测点振动为例,每个测点的时域数据由数据采集和分析系统获得,频域数据由时域数据经过傅里叶变换得到。因为波形的相似性,限于篇幅,这里以测点 3 为例进行分析。图 16 为不同负载工况下齿轮箱测点 3 的时域波形。

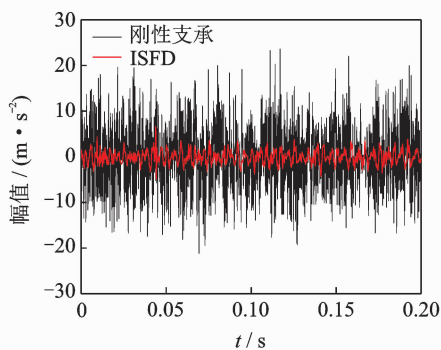
可以看出,当齿轮箱支承系统为刚性支承时,齿轮箱存在冲击振动且振幅较大,还存在周期现象不明显的调制特征。当支承系统换装 ISFD 弹性阻尼支承后,测点时域波形中的调制特征明显降低,冲击性振动明显减小。

图 17 为 1 800 r/min 时齿轮箱在不同载荷工况下测点 3 的振动频谱图。



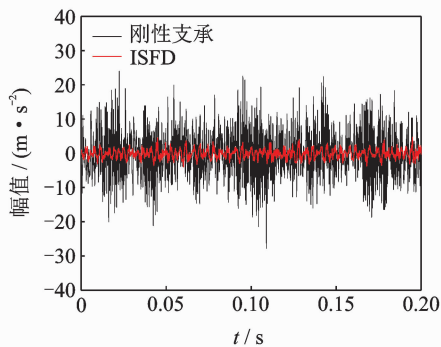
(a) 不加载

(a) Without load



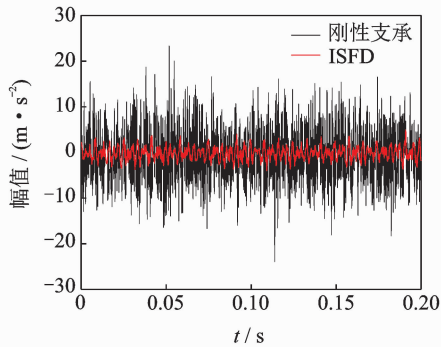
(b) 加载10 N·m

(b) With a load of 10 N·m



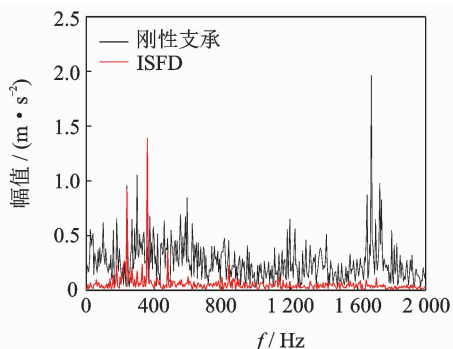
(c) 加载20 N·m

(c) With a load of 20 N·m



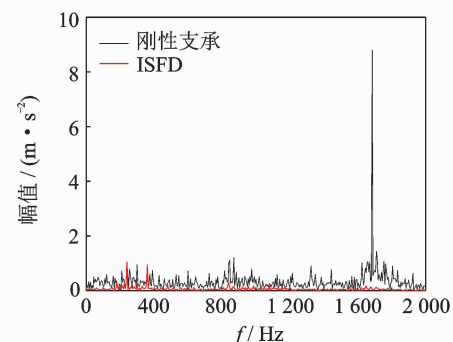
(d) 加载40 N·m

(d) With a load of 40 N·m



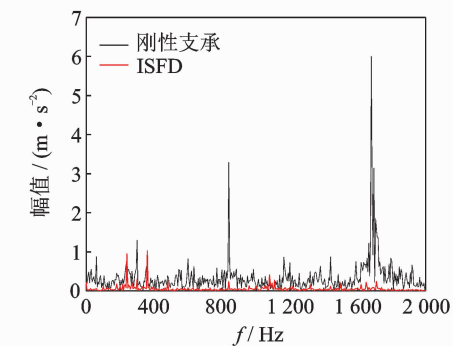
(a) 不加载

(a) Without load



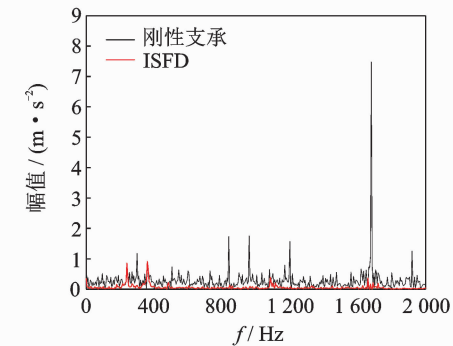
(b) 加载10 N·m

(b) With a load of 10 N·m



(c) 加载20 N·m

(c) With a load of 20 N·m



(d) 加载40 N·m

(d) With a load of 40 N·m

图 16 齿轮箱测点 3 的时域波形(1 800 r/min)

Fig. 16 Time domain waveform of the gearbox's measuring point 3 (1 800 r/min)

图 17 齿轮箱测点 3 的振动频谱图(1 800 r/min)

Fig. 17 Frequency spectra of the gearbox's measuring point 3 (1 800 r/min)

由于测量的是齿轮箱体振动,频谱图中频率成分较多,1 800 r/min 工况下齿轮系统的啮合频率为 $f_r = Z_1 n_1 / 60 = Z_2 n_2 / 60 = 840$ Hz。从频谱图可以看出:ISFD 支承可以抑制大部分频率尤其是高频处的振动;刚性支承下齿轮箱啮合频率及其倍频处的振动幅值较大,出现了以啮合频率及其倍频为载波、齿轮轴转频及其倍频为调制波的幅值调制现象及边频带。此外,频谱中还出现了 240 和 960 Hz 等频率成分,根据齿轮振动理论^[19],这可能是产生了箱体固有频率调制现象。在某些低频成分处,ISFD 支承下的箱体振动相比刚性支承被放大了,这是因为振动频率较低时,振动传递变大,隔振效果变差。从频谱图看出,箱体的振动能量主要集中在高频部分,ISFD 对齿轮系统的高频振动成分具有较好的减振效果,因此低频成分处振动幅值的略微增大不会影响 ISFD 的整体减振性能。这里主要分析齿轮箱啮合频率及其倍频成分处的振动,表 6 为不同载荷工况下齿轮箱测点 3 啮合频率及其倍频处的振动幅值。

表 6 测点 3 啮合频率及其倍频处振动幅值

Tab. 6 Measuring point 3 vibration values of the meshing frequency and its multiplication

f/Hz	载荷/ (N·m)	$a/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$		降幅/%
		刚性支承	ISFD	
840	0	0.454	0.226	50.2
	10	1.111	0.291	73.8
	20	3.289	0.241	92.7
	40	1.729	0.132	92.4
1 680	0	1.964	0.042	97.9
	10	8.794	0.135	98.5
	20	6.000	0.065	98.9
	40	7.478	0.164	97.8

可以看出,ISFD 具有优良的阻尼减振性能,可使不同载荷工况下齿轮箱的啮合频率及其倍频处的振动大幅减小,说明阻尼器可以有效抑制齿轮传动系统高频振动成分,具有较宽的减振频带。

5 结 论

1) ISFD 弹性阻尼支承可有效降低不同转速下齿轮箱的振动,改善齿轮箱的动力学性能,保证齿轮系统的稳定运行。

2) 在不同的负载工况下,ISFD 支承对齿轮箱表现出了较好的减振性能。

3) ISFD 支承可降低齿轮箱的冲击振动。

4) ISFD 可以有效抑制齿轮传动系统高频振动

成分,且具有较宽的减振频带。

5) 研究结果表明:ISFD 在齿轮箱具有较好的应用前景,尤其适合于齿轮箱较为紧凑的轴系结构;ISFD 在齿轮箱发生共振且载荷较大时,减振性能会变差,故齿轮箱的工作转速应避免使箱体出现共振的转速区间;保证较好的供油条件,才能发挥 ISFD 优良的减振性能。

参 考 文 献

- [1] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1996: 11-17.
- [2] ERITENEL T, PARKER R G. Nonlinear vibration of gears with tooth surface modifications[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(5): 051005.
- [3] HU Z H, TANG J Y, ZHONG J, et al. Effects of tooth profile modification on dynamic responses of a high speed gear-rotor-bearing system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 76: 294-318.
- [4] LITVIN F L, FAN Q, VECCHIATO D, et al. Computerized generation and simulation of meshing of modified spur and helical gears manufactured by shaving[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001, 190(39): 5037-5055.
- [5] 毛炳秋,林莉,曹挺杰. 采用阻尼环降低齿轮传动振动噪声的研究[J]. 机械设计与研究, 2005, 21(1): 47-49.
MAO Bingqiu, LIN Li, CAO Tingjie. Study on reducing vibration and noise of the gear transmissions by using damped ring[J]. Machine Design and Research, 2005, 21(1): 47-49. (in Chinese)
- [6] 王庆洋,曹登庆,杨军波. 阻尼环对齿轮系统轴向振动的减振特性研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(6): 190-194.
WANG Qingyang, CAO Dengqing, YANG Junbo. Axial vibration reduction characteristics of a gear system with a damping ring[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(6): 190-194. (in Chinese)
- [7] GUAN Y H, LIM T C, SHEPARD W S, et al. Experimental study on active vibration control of a gearbox system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 282(3): 713-733.
- [8] 肖望强,黄玉祥,李威,等. 颗粒阻尼器配置对齿轮传动系统动特性影响[J]. 机械工程学报, 2017, 53(7): 1-12.
XIAO Wangqiang, HUANG Yuxiang, LI Wei, et al. Influence of particle damper configurations on the dynamic characteristics for gear transmission system[J].

- Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(7): 1-12. (in Chinese)
- [9] 戴光昊, 于晓辉, 尹逊民, 等. 阻尼支撑圈在齿轮箱中的应用[J]. 舰船科学技术, 2014, 36(9): 141-145. DAI Guanghao, YU Xiaohui, YIN Xunmin, et al. The applied research of damping supporting structure in the gearbox[J]. Ship Science and Technology, 2014, 36(9): 141-145. (in Chinese)
- [10] LU K H, HE L D, ZHANG Y P. Experimental study on vibration reduction characteristics of gear shafts based on ISFD in installation position[J]. Shock and Vibration, 2017(6): 1-10.
- [11] 路凯华, 何立东, 张俎琛. 基于 ISFD 弹性阻尼支撑的齿轮轴系减振实验研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2017, 44(1): 85-90. LU Kaihua, HE Lidong, ZHANG Zuchen. Experimental study of gear shaft vibration reduction using an ISFD elastic damping support[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2017, 44(1): 85-90. (in Chinese)
- [12] 路凯华, 何立东, 范文强, 等. ISFD 阻尼液黏度影响齿轮轴系减振特性的实验研究[J]. 机械传动, 2019, 43(2): 148-153. LU Kaihua, HE Lidong, FAN Wenqiang, et al. Experimental study on the influence of the viscosity of ISFD damping fluid on vibration reduction characteristics of gear shafts[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(2): 148-153. (in Chinese)
- [13] ABBES M S, FAKHFAKH T, HADDAR M, et al. Effect of transmission error on the dynamic behavior of gearbox housing[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007, 34: 211-218.
- [14] ZHU C C, LU B, SONG C S, et al. Dynamic analysis of a heavy duty marine gearbox with gear mesh coupling[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 223(11): 2531-2547.
- [15] ERTAS B, GERNY V, KIM J, et al. Stabilizing a 46 MW multi stage utility steam turbine using integral squeeze film bearing support dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(5): 052506.
- [16] LU K H, HE L D, ZHANG Y P, et al. Experimental study on vibration suppression of gear shaft misalignment with ISFD[J]. High Technology Letters, 2019, 25(1): 17-27.
- [17] 王国治, 孙培林, 方开翔. 阻尼减振技术在传动齿轮装置上的应用研究[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 1994, 8(3): 14-20. WANG Guozhi, SUN Peilin, FANG Kaixiang. A research on the reduction of vibration and noise of the gearbox by using damping alloys[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science), 1994, 8(3): 14-20. (in Chinese)
- [18] VANCE J, ZEIDAN F, MURPHY B. Machinery vibration and rotordynamics[M]. New Jersey: John Wiley and Sons Inc., 2010: 86-89.
- [19] 丁康, 李巍华, 朱小勇. 齿轮及齿轮箱故障诊断实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 19-21.



第一作者简介:路凯华,男,1991年2月生,博士生。主要研究方向为齿轮系统动力学及其振动控制。曾发表《Experimental study of IERSFDs for vibration reduction of gear transmissions》(《Journal of Vibroengineering》2019, Vol. 21, No. 2)等论文。

E-mail: kaihualu1991@163.com

通信作者简介:何立东,男,1963年2月生,研究员、博士生导师。主要研究方向为旋转机械及管道振动控制。

E-mail: 1963he@163.com

