

风力发电机组传动链调谐惯量阻尼器研究

彭 超

(国电联合动力技术有限公司风电设备及控制技术国家重点实验室, 北京 100039)

摘 要: 借鉴调谐质量阻尼器的力学原理, 提出风力发电机组传动链调谐惯量阻尼器(tuned inertia damper, TID)。通过结构、气动、控制多学科联合仿真, 研究TID对传动链扭转方向的减振、降载效果。结果表明, TID可有效降低传动链扭转方向的疲劳载荷和极限载荷, 且传动链低速轴侧比高速轴侧的降载幅度更大; 同时有效抑制传动链扭转方向振动, 改善发电机超速状况。TID在修复因疲劳、振动导致的传动链故障和老旧机组的寿命延长方面有一定的应用价值。

关键词: 风力发电机组; 传动链; 阻尼器; 调谐惯量

中图分类号: TK83

文献标识码: A

0 引 言

风能是占据重要地位的可再生能源, 近年来, 世界各国风电装机容量屡创新高, 2016 年全球风电占电力生产比例已达 4%。但风电机组的故障率依然较高, 其中齿轮箱和发电机的故障率最高, 导致的停机时间最长, 发电量损失最大^[1-2]。对于带齿轮箱的风电机组传动链系统, 降低扭转方向的载荷和振动有利于提高传动链的可靠性。

调谐质量阻尼器(tuned mass damper, TMD)广泛应用于土木工程行业, 以降低高耸结构的风致振动和地震反应^[3]。不断有学者尝试将该技术应用于风电机组减振降载, 文献[4~7]研究表明 TMD 能降低塔筒前后或侧向方向的载荷和振动, Choi 等^[8]借鉴 TMD 的思路, 在塔筒顶端安置扭转方向的阻尼器, 减小塔筒扭转方向的振动。

如果将 TMD 技术原理应用于风力发电机组传动链, 在高速轴联轴器和发电机转子之间安装扭转方向的调谐惯量阻尼器(tuned inertia damper, TID), 通过设计阻尼器的转动惯量、扭转刚度、扭转阻尼参数, 使得 TID 的固有频率与传动链一阶固有频率接近, 则有可能将传动链的部分扭转振动转移至 TID 上并通过阻尼逐渐耗散, 达到传动链扭转方向减振、降载的目的^[9]。

本文基于 SIMPACK/AeroDyn/Simulink, 建立风力发电机组结构、气动、控制多学科联合仿真模型, 通过时域仿真, 对比研究 TID 对传动链尤其是齿轮箱扭转方向的减振、降载效果。

1 调谐惯量阻尼器

调谐质量阻尼器(TMD)主要降低平移方向的振动及载荷, 将其技术原理应用于扭转方向, 则形成调谐惯量阻尼器(TID)。

风力发电机组传动链可简化为弹簧双振子模型。为了提高减振、降载效果, TID 宜安装在高速轴上。传动链简化动力学模型如图 1 所示。

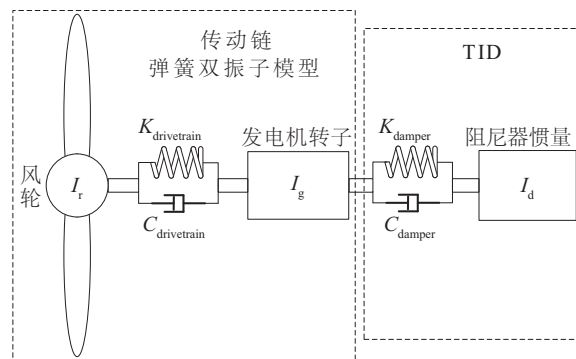


图1 传动链简化动力学模型

Fig. 1 The simplified dynamics model of drive train

传动链的无阻尼固有频率为:

收稿日期: 2016-04-29

通信作者: 彭 超(1985—), 男, 硕士、高级工程师, 主要从事风力发电机组动力学分析与载荷计算。pchao-2000@163.com

$$f_{\text{drivetrain}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{I_r + I_g}{I_r I_g} \cdot K_{\text{drivetrain}}} \quad (1)$$

式中, I_r ——等效至高速轴侧的风轮转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; I_g ——发电机转子转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; $K_{\text{drivetrain}}$ ——传动链等效扭转刚度, Nm/rad ; $C_{\text{drivetrain}}$ ——传动链等效扭转阻尼, $\text{Nm} \cdot \text{s/rad}$ 。

TID 的无阻尼固有频率为:

$$f_{\text{TID}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\text{damper}}}{I_d}} \quad (2)$$

式中, I_d ——TID 转子转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; K_{damper} ——TID 扭转刚度, Nm/rad ; C_{damper} ——TID 扭转阻尼, $\text{Nm} \cdot \text{s/rad}$ 。

设 TID 与传动链的惯量比为:

$$\mu = \frac{I_d}{I_r + I_g} \quad (3)$$

为使减振效果最优, TID 与传动链的固有频率比为^[3]:

$$\alpha_{\text{opt}} = \frac{f_{\text{TID}}}{f_{\text{drivetrain}}} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (4)$$

TID 的最优阻尼比为:

$$\xi_{\text{d, opt}} = \frac{C_{\text{damper}}}{2\sqrt{K_{\text{damper}} \cdot I_d}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \quad (5)$$

设计 TID 参数时, 首先给定惯量比 μ , 根据式(3)计算出转子转动惯量 I_d , 根据式(4)计算出最优频率比 α_{opt} , 进而可得到 TID 固有频率 f_{TID} , 根据式(2)计算出 TID 扭转刚度 K_{damper} , 最后根据式(5)计算出最优阻尼比 $\xi_{\text{d, opt}}$, 并得到 TID 扭转阻尼 C_{damper} 。

在结构尺寸和成本允许范围内, 尽可能增加 TID 的转子转动惯量 I_d , 可获得更好的减振效果。

2 建立模型

2.1 多体动力学模型

在 SIMPACK 软件中建立风力发电机组多体动力学模型。叶片、塔筒等细长结构采用梁单元建立有限元模型, 经模态缩聚生成超单元, 导入 SIMPACK, 形成柔性体。其中, 叶片模型考虑了弯扭耦合、离心刚化、二阶效应等非线性特性。为了研究 TID 对传动链尤其是齿轮箱的减振、降载效

果, 参考 GL 2010 规范^[10], 建立精细的传动链动力学模型。其中, 主轴及齿轮箱内部的主要传动轴均采用实体单元柔性体表示。齿轮啮合采用 SIMPACK 专用力元“Force Element Type 225: Gear Pair”, 考虑了啮合刚度的时变非线性、齿侧间隙、动态间距、多齿面接触和材料属性等。本文主要关注传动链扭转方向, 因此主轴承及齿轮箱内部轴承均简化为旋转铰接或大刚度弹簧阻尼力元。传动链上的载荷通过主轴承、齿轮箱弹性支撑等传递到主机架上, 主机架的变形反过来影响传动链的载荷与振动, 因此, 主机架也采用实体单元柔性体建模。TID 位于高速轴联轴器与发电机转子之间, 以刚体表示, 通过扭转方向弹簧阻尼力元与发电机转子连接。

叶片上的气动力通过 SIMPACK 接口力元“Force Element Type 241: AeroDyn V13”调用 AeroDyn^[11]程序计算, 实现气弹耦合仿真。AeroDyn 由美国国家能源部可再生能源实验室(NREL)开发, 基于叶素-动量理论计算水平轴风力发电机组的气动力, 计算高效、准确, 在国际上得到广泛认可和应用。

叶片桨距角和发电机转矩由外部控制器给定, 以保持机组正常运行。在紧急停机工况下, 发电机转速降低到一定数值后, 启动高速轴刹车。本文中刹车力矩也由外部控制器给定。

整机模型拓扑如图 2 所示。根据拓扑图建立多体动力学模型, 如图 3 所示。删除 TID(包括刚体、铰接和弹簧阻尼力元)即形成无 TID 的整机多体动力学模型。

2.2 外部控制器

变速变桨型风力发电机组在一次能量捕获效率和载荷控制方面有较大优势, 目前 MW 级机组主要采用该控制方案, 其具体策略如下。当机组在额定功率以下运行时, 叶片处于最优桨距角 β_{opt} 。通过调整发电机转矩, 控制风轮转速, 保持叶尖速比在最优值 λ_{opt} , 获取最大风能捕获效率。当机组达到额定功率, 由于噪音、载荷等约束条件限制, 叶片启动变桨, 以减少吸收的风能, 发电机转速和转矩稳定在额定值, 机组保持额定功率输出^[12]。

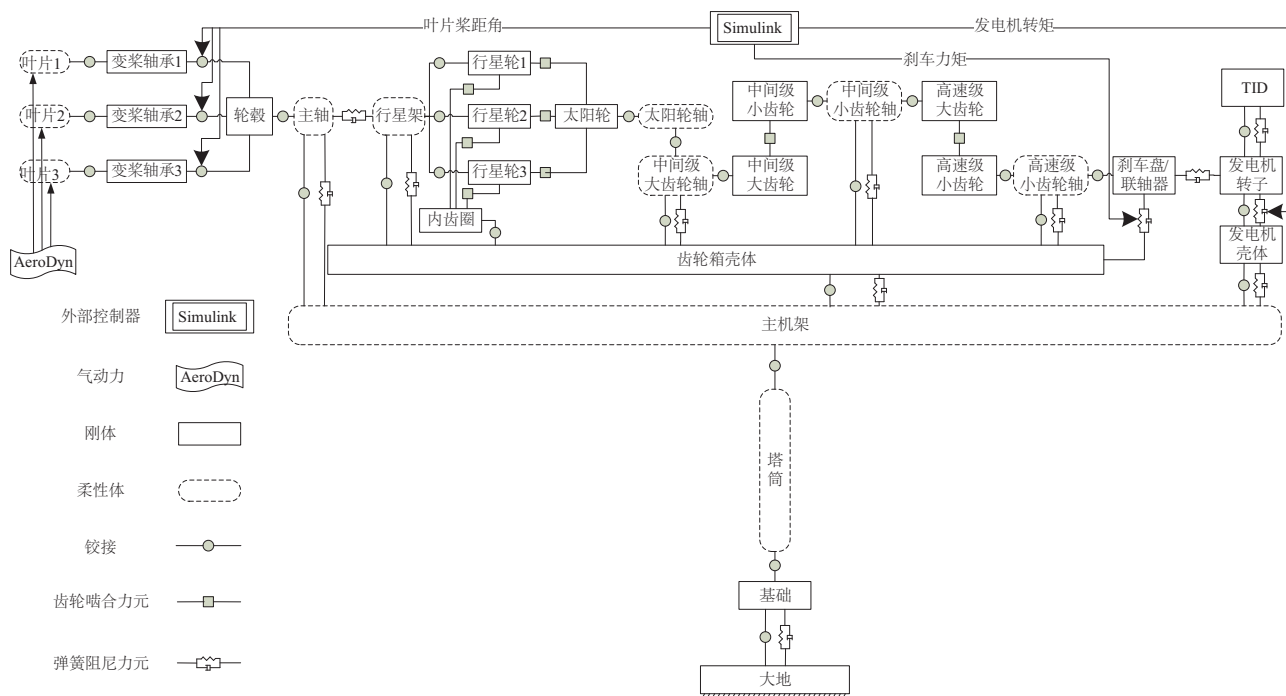


图2 多体动力学模型拓扑图

Fig. 2 The topological graph of wind turbine multi-body dynamics model

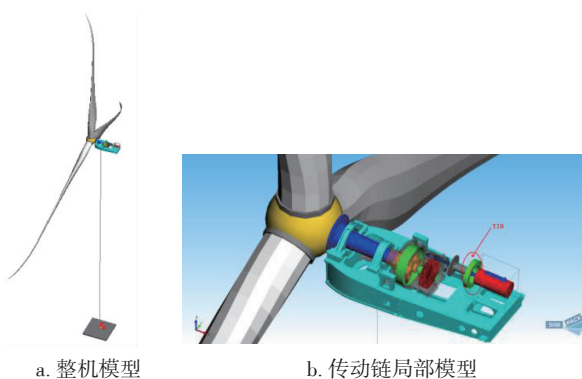


图3 多体动力学模型

Fig. 3 The wind turbine multi-body dynamics model

工业上一般采用经典 PI 控制算法实现上述控制目标。外部控制器包含 2 个核心 PI 模块:发电机转矩 PI 和叶片桨距角 PI。

发电机转矩 PI 使得发电机转矩 T_{gen} 按照图 4 所示转速-转矩曲线给定。

当发电机转速 ω_{gen} 低于切入转速 ω_{cutin} 时,为了尽快提高转速,发电机转矩 T_{gen} 为零;当 ω_{gen} 在 ω_{cutin} 附近时(AB 段),发电机转矩 PI 启用,尽快提高 T_{gen} 达到最优增益比曲线段(B 点);当 ω_{gen} 在 ω_{cutin} 和额定转速 ω_{rated} 之间时(BC 段),发电机转矩 PI 的输出饱和在最优增益比曲线上,实现对最优叶尖速比

λ_{opt} 的追踪;当 ω_{gen} 达到 ω_{rated} (CD 段)后,发电机转矩 PI 动态输出,限定 T_{gen} 在额定转矩 T_{rated} (D 点)。

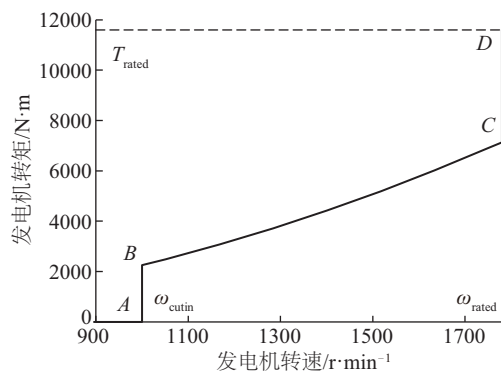


图4 发电机转速-转矩曲线

Fig. 4 The generator speed-torque curve

当发电机转矩 T_{gen} 达到额定转矩,机组达到额定功率,叶片桨距角 PI 启用,通过调节桨距角,机组保持额定功率输出。此时,发电机转矩 PI 的输出饱和在额定转矩。由于叶片气动力与桨距角之间的关系为非线性,需要根据当前桨距角动态调整叶片桨距角 PI 的增益系数。

在额定风速附近,发电机转矩 PI 和叶片桨距角 PI 都试图控制发电机转速。为避免两者相互干扰,在叶片桨距角 PI 上加入解耦 PI 模块,其输入为机

组功率误差。当机组功率在额定功率以下时,解耦 PI 输出为负,使得叶片桨距角饱和在 β_{opt} ;当机组功率达到额定功率后,发电机转矩 PI 的输出一直饱和在额定转矩 T_{rated} ,解耦 PI 输出为零,叶片桨距角 PI 的输出即为请求桨距角。塔筒前后方向加阻和传动链加阻策略可有效减小塔筒和传动链振动,并降低疲劳载荷。

根据上述策略设计外部控制器,其框图如图 5 所示。

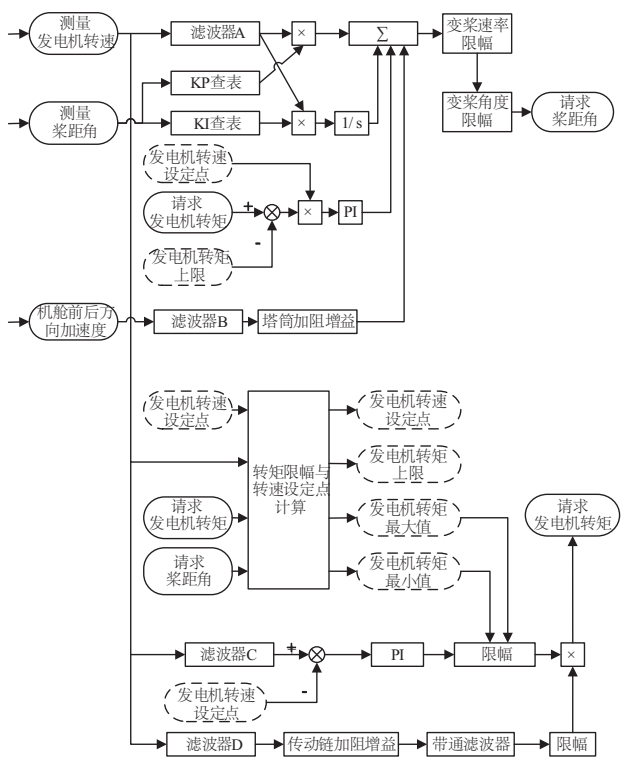


图5 外部控制器
Fig. 5 The external controller

在 Matlab/Simulink 中建立外部控制器仿真模型。SIMPACK 与 Simulink 通过专用接口 SIMAT 连接。Simulink 模型接收 SIMPACK 反馈的发电机转速、叶片桨距角和机舱前后方向加速度信号,输出请求桨距角、发电机转矩和刹车力矩到 SIMPACK 中。

3 算例

3.1 机组参数

以某 2.0 MW 风力发电机组为例开展仿真分析。机组主要参数如表 1 所示。

表 1 机组参数	
Table 1 Wind turbine parameters	
参数	数值
额定功率 P /MW	2.0
额定风速 v_{rated} / $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	10.0
风轮额定转速 ω_r / $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	15.1
名义风轮直径 D /m	105.5
齿轮箱传动比 G	117
风轮转动惯量 $I_{r,ISS}$ / $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1.36×10^7
发电机转子转动惯量 I_g / $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	124
整机质量 M /kg	188000

3.2 TID 参数设计

等效至高速轴侧的风轮转动惯量为:

$$I_r = \frac{I_{r,ISS}}{G^2} = 993.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (6)$$

取 TID 的惯量比 $\mu=0.02$,根据式(3)得 TID 转子转动惯量为:

$$I_d = \mu(I_r + I_g) = 22.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (7)$$

传动链扭转方向的柔性来源于叶片面内弯曲、主轴等传动轴的扭转变形、齿轮箱弹性支撑的形变、齿轮啮合形变等。一般情况下,很难直接计算传动链等效扭转刚度 $K_{drivetrain}$ 。本文基于建立的传动链动力学模型,在 SIMPACK 中计算其固有频率。在轮毂中心施加额定风速下的绕 x 方向扭矩,在发电机转子上施加负载力矩,其值根据图 4 所示转速-转矩关系曲线按查表法给定。经时域分析,传动链稳定在额定转速。再经模态分析,计算出传动链一阶扭转模态频率为:

$$f_{drivetrain} = 1.461 \text{ Hz} \quad (8)$$

根据式(4)计算得 TID 无阻尼固有频率为:

$$f_{TID} = \frac{1}{1+\mu} \cdot f_{drivetrain} = 1.432 \text{ Hz} \quad (9)$$

根据式(2)计算得 TID 扭转刚度为:

$$K_{damper} = I_d \cdot (2\pi f_{TID})^2 = 1.81 \times 10^3 \text{ Nm/rad} \quad (10)$$

根据式(5)计算得 TID 扭转阻尼为:

$$C_{damper} = 2 \sqrt{K_{damper} \cdot I_d} \cdot \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} = 34.5 \text{ Nm}\cdot\text{s/rad} \quad (11)$$

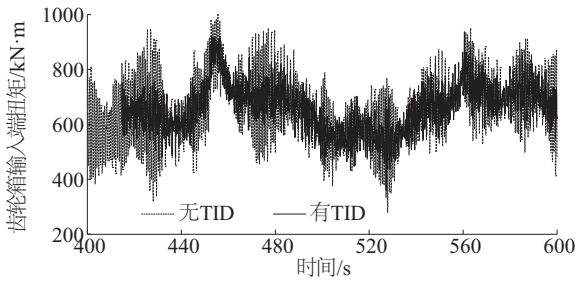
3.3 仿真结果

基于有 TID 和无 TID 两种联合仿真模型,分别

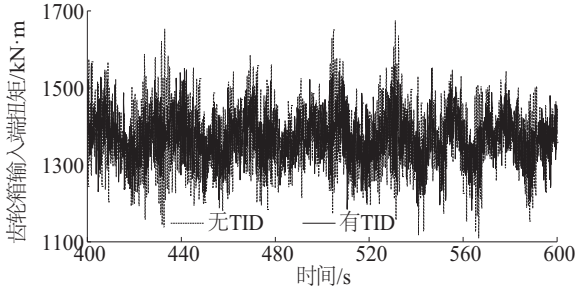
仿真如下 3 种典型工况,对比分析传动链扭转方向的疲劳载荷、极限载荷和转速响应,研究 TID 对传动链的减振、卸载效果:

- 1) 正常发电,湍流风(NTM),轮毂高度处平均风速 7 m/s,湍流度 24.8%;
- 2) 正常发电,湍流风(NTM),轮毂高度处平均风速 12 m/s,湍流度 19.5%;
- 3) 紧急停机,稳态风(NWP),轮毂高度处风速 12 m/s。

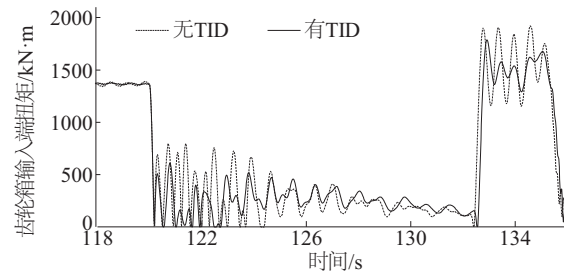
其中,湍流风由 TurbSim^[13]软件生成,采用 IEC



a. 正常发电,NTM 7 m/s, 齿轮箱输入端扭矩



c. 正常发电,NTM 12 m/s, 齿轮箱输入端扭矩

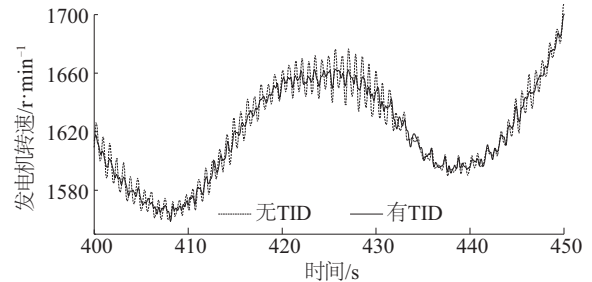


e. 正常发电,NTM 12 m/s, 齿轮箱输入端扭矩

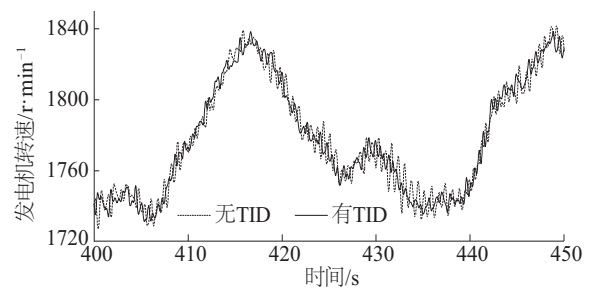
标准^[14]von Karman 谱模型。

正常发电时发电机转矩、叶片桨距角按照图 5 所示控制。触发紧急停机后,发电机转矩给定为零,叶片以最大速率顺桨,当发电机转速低于某一值后,启用高速轴刹车,使传动链完全停止转动。

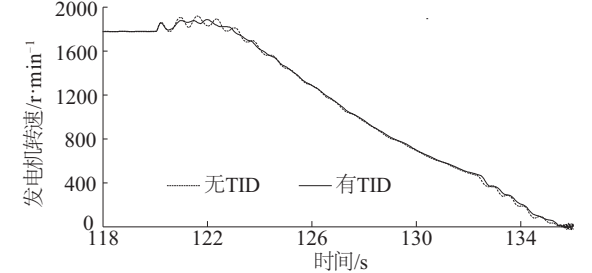
时域仿真曲线对比如图 6 所示。在发电机前端设置 TID 后,齿轮箱输入端扭矩和发电机转速的波动幅度和最大值均有明显减小,表明传动链扭转方向的载荷、振动有所降低。



b. 正常发电,NTM 7 m/s, 发电机转速



d. 正常发电,NTM 12 m/s, 发电机转速



f. 紧急停机,NTM 12 m/s, 发电机转速

图6 时域仿真

Fig. 6 Time domain simulation

对于正常发电工况,在湍流风作用下,传动链承受交变载荷,其疲劳载荷为主要的载荷指标。采用雨流计数法统计传动链扭矩和齿轮啮合力的变化幅值、循环次数,根据 Miner 损伤准则计算其 20 a 寿命的等效疲劳载荷:

$$L_N = \sqrt[m]{\frac{\alpha \cdot \sum L_i^m \cdot n_i}{N}} \quad (12)$$

式中, L_N ——等效疲劳载荷; N ——等效循环次数,取 $N=1 \times 10^7$; L_i ——载荷变化幅值; n_i ——载荷循环次数; m ——材料 S-N 曲线的斜率参数,取 $m=4$;

α ——时间放大系数, $\alpha = T_{all}/T_1$ (其中 T_{all} 为 20 a 时间, T_1 为有效仿真时长)。注意, 此处计算的等效疲劳载荷与工程实践中结合风速威布尔分布计算的等效疲劳载荷的意义不同, 仅限于本文对比分析。

紧急停机为典型的极限工况, 取传动链中的极

限载荷作为载荷评估指标。

经统计分析, 载荷结果对比如表 2 所示。根据表 2, 在 TID 的作用下, 齿轮箱输入端扭矩的等效疲劳载荷降低了 31%, 极限载荷降低了 7%。总体上, 传动链低速轴侧比高速轴侧的降载幅度更大。

表2 载荷结果对比

Table 2 Load results comparison

载荷量	等效疲劳载荷						极限载荷		
	正常发电, 湍流风 7 m/s			正常发电, 湍流风 12 m/s			紧急停机, 稳态风 12 m/s		
	无TID	有TID	降幅/%	无TID	有TID	降幅/%	无TID	有TID	降幅/%
轮毂中心 $M/\text{kN}\cdot\text{m}$	487.9	337.2	30.9	514.1	351.6	31.6	1925.3	1788.9	7.1
齿轮箱输入端扭矩/ $\text{kN}\cdot\text{m}$	487.5	337.0	30.9	512.9	349.7	31.8	1925.4	1788.9	7.1
行星轮 1 与内齿圈啮合力/ kN	198.2	141.1	28.8	232.9	180.4	22.5	719.9	685.0	4.8
行星轮 2 与内齿圈啮合力/ kN	197.1	140.3	28.8	231.5	179.3	22.6	721.1	662.1	8.2
行星轮 3 与内齿圈啮合力/ kN	197.1	140.4	28.8	233.7	179.2	23.3	723.4	658.8	8.9
行星轮 1 与太阳轮啮合力/ kN	189.4	134.8	28.9	217.5	165.5	23.9	695.1	661.2	4.9
行星轮 2 与太阳轮啮合力/ kN	188.2	133.6	29.0	217.3	164.9	24.1	696.7	639.8	8.2
行星轮 3 与太阳轮啮合力/ kN	188.5	133.0	29.4	218.4	163.6	25.1	698.4	635.7	9.0
中速轴齿轮啮合力/ kN	212.5	201.2	5.3	183.4	142.7	22.2	535.3	500.2	6.6
高速轴齿轮啮合力/ kN	67.9	57.0	16.1	109.8	102.8	6.3	173.9	162.1	6.8
发电机转矩/ $\text{kN}\cdot\text{m}$	2.01	1.92	4.4	1.64	1.55	5.7	11.64	11.62	0.2

湍流风的瞬时风速随时间变化剧烈, 导致发电机转速的变化范围较大, 如图 6b、图 6d 所示。以正常发电工况, 平均风速 7 m/s 的仿真为例, 采用 Savitzky-Golay 滤波器对发电机转速曲线进行处理, 得到平滑的趋势线, 如图 7a 所示。图 6b 所示的原始发电机转速曲线减去平滑趋势线后, 得到发电机转速的波动曲线, 如图 7b 所示。

对于正常发电工况, 以发电机转速波动曲线的标准差评估传动链扭转振动水平。对于紧急停机工况, 以发电机转速最大值作为振动评估指标。统计结果如表 3 所示。根据表 3, 在 TID 的作用下, 发电机转速的波动幅度降低了约 40%, 最大转速降低了 1.6%, 传动链扭转振动有明显减小, 发电机超速状况得到一定改善。

TID 可有效降低传动链扭转方向的载荷和振动水平, 改善传动链运行状态, 其以并联形式安装于高速轴联轴器和发电机转子之间, 不破坏原传动链的结构形式。针对由于疲劳、振动等原因产生的传动链尤其是齿轮箱的故障, TID 是一个行之有效的补救措施。另外, 随着风电产业的发展和时间的推

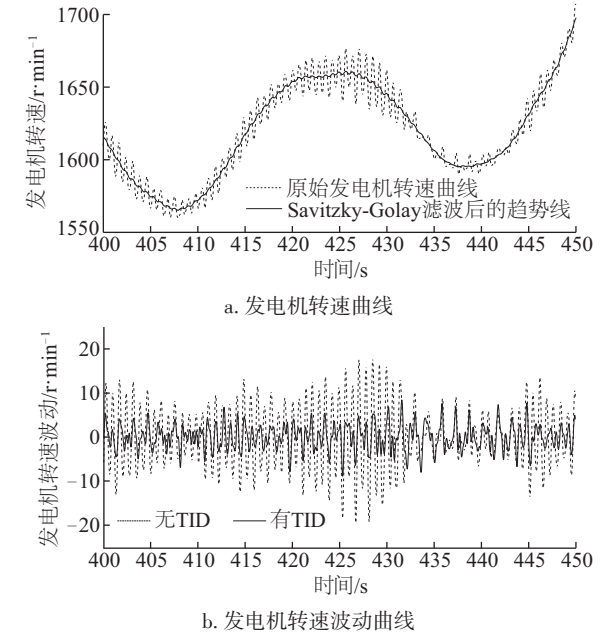


图7 发电机转速

Fig. 7 The generator speed

移, 逐渐有风力发电机组面临退役, 在退役之前配置 TID 有望延长机组的预期寿命, 产生经济效益。

表3 振动结果对比

Table 3 Vibration results comparison

振动量	标准差						最大值		
	正常发电,湍流风 7 m/s			正常发电,湍流风 12 m/s			紧急停机,稳态风 12 m/s		
	无TID	有TID	降幅/%	无TID	有TID	降幅/%	无TID	有TID	降幅/%
发电机转速/r·min ⁻¹	5.26	3.04	42.3	5.26	3.26	38.0	1920.0	1888.5	1.6

4 结 论

本文借鉴 TMD 的力学原理,提出风力发电机组传动链调谐惯量阻尼器(TID)技术方案。建立 MW 级风力发电机组的气动、结构、控制多学科联合仿真模型,其中传动链动力学模型充分考虑了齿轮啮合的非线性和传动轴的柔性。通过时域仿真,对比有无 TID 两种模型在典型工况下的动态响应,研究 TID 对传动链的减振、降载作用,得出以下结论:

- 1) TID 可有效降低传动链扭转方向的疲劳载荷和极限载荷。齿轮箱输入端扭矩的等效疲劳载荷可降低 31%,极限载荷可降低 7%。传动链低速轴侧比高速轴侧的降载幅度更大。
- 2) TID 可有效降低传动链扭转振动,并改善发电机超速状况。发电机转速波动幅度可降低约 40%,最大转速降低 1.6%。
- 3) TID 可改善传动链的运行状态,在修复由于疲劳、振动等原因导致的传动链故障和老旧机组的寿命延长方面有一定的应用价值。

[参考文献]

[1] Oyague F. Gearbox modeling and load simulation of a baseline 750 kW wind turbine using state- of- the- art simulation codes[R]. NREL/TP-500-41160, 2009.

[2] 辛卫东. 风电机组传动链振动分析与故障特征提取方法研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2013.

[2] Xin Weidong. Research on fault feature extraction of wind turbine drive trains based on vibration analysis [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013.

[3] 倪向雷. 被动调谐型动力吸振器参数优化研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2007.

[3] Ni Xianglei. Parametric optimization of passive tuning type dynamic vibration absorbers [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2007.

[4] Lackner M A, Rotea M A. Passive structural control of

offshore wind turbines [J]. Wind Energy, 2011, 14: 373—388.

[5] Santos L, Avila S, Shzu M, et al. Structural control of a wind turbine tower using a tuned mass damper via finite element method [A]. Esss Conference & Ansys Users Meeting[C], Atibaia, SP, Brasil, 2013.

[6] Fischer T, Vries W E D, Schmdt B. Upwind design basis (WP4: offshore foundations and support structures)[R]. UPWIND, Task 4.1, 2011.

[7] 宫兆宇. 调谐质量阻尼减振技术在风力发电机塔架中的研究与应用[D]. 包头: 内蒙古科技大学, 2013.

[7] Gong Zhaoyu. The research and application of tuned mass damper technology in wind turbine tower[D]. Baotou: Inner Mongolia University of Science & Technology, 2013.

[8] Choi J Y, Svendsen R, Mittendorf K. Torsional dynamic damper for a wind turbine and method of using same[P]. US: 2011/0150631 A1, 2011-06-23.

[9] 彭 超, 李明辉, 张莹博. 一种扭振减振装置和应用其的传动系统及发电机组 [P]. 中国 : 201520197506.6, 2015-04-02.

[9] Peng Chao, Li Minghui, Zhang Yingbo. A torsional vibration absorber and application on wind turbine drive train[P]. China: 201520197506.6, 2015-04-02.

[10] Germanischer Lloyd. Rules and guidelines, IV- Industrial services, Part 1- Guideline for the certification of wind turbines[S]. Edition 2010.

[11] Laino D J, Hansen A C. AeroDyn user's guide[EB/OL]. [http:// wind. nrel. gov / designcodes / simulators / aerodyn](http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/aerodyn), 2013-02-22.

[12] Burton T, Sharpe D, Jenkins N, et al. Wind energy handbook [M]. New Jersey: John Wiley & Sons Ltd, 2001, 481—489.

[13] Jonkman B J, Kilcher L. TurbSim user's guide [EB/ OL]. <https://nwtc.nrel.gov/TurbSim>, 2013-05-30.

[14] International Electrotechnical Committee. Wind turbine generator systems - Part 1: Safety requirements. IEC 61400-1, 2nd edition, 1999[S].

RESEARCH OF TUNED INERTIA DAMPER FOR WIND TURBINE DRIVE TRAIN

Peng Chao

(Guodian United Power Technology Co., Ltd., State Key Laboratory of Wind Power Equipment and Control, Beijing 100039, China)

Abstract: A tuned inertia damper (TID) is proposed for wind turbine drive train with reference to the mechanics principle of tuned mass damper. Through mechanical-aerodynamic-control multi-disciplinary co-simulation, the effect of load and vibration reduction of TID for drive train on torsional direction is studied. The simulation results show that TID can effectively reduce the torsional fatigue and extreme loads of drive train, and the reduction amplitude on low speed shafts is more than high speed shafts. The torsional vibration is also damped effectively, and the situation of generator overspeed becomes better. TID has a certain value of in application in terms of repairment of drive train failure due to fatigue and vibration and the lifetime extension for old wind turbines.

Keywords: wind turbines; drive train; dampers; tuned inertia