

复特征值法分析解决电机碳刷系统尖叫噪声

赵湛智

[博世汽车部件(长沙)有限公司, 湖南 长沙 410100]

摘要: 通过测试和复特征值法仿真分析新能源汽车用直流有刷电机,发现碳刷和换向器间的摩擦系数影响系统振动模态,从理论上解释了产生电机尖叫噪声的原因。当超过临界摩擦系数时,系统会产生模态耦合效应导致振动不稳定,使电机碳刷系统产生尖叫噪声。通过更改碳刷弹片结构设计,降低了摩擦系数对系统的振动不稳定影响的敏感性,解决了碳刷尖叫噪声。该研究为解决直流电机碳刷尖叫噪声提供了指导和理论支持。

关键词: 直流电机; 尖叫噪声; 碳刷系统; 模态耦合; 振动不稳定; 复特征值

中图分类号: TM 381 文献标志码: A 文章编号: 1673-6540(2020)07-0048-05

doi: 10.12177/emca.2020.065

Analyzing and Solving the Squeal Noise Problem of Motor Brush System by Complex Eigenvalue Method

ZHAO Zhanzhi

[Bosch Automotive Products (Changsha) Co., Ltd., Changsha 410100, China]

Abstract: Through test and complex eigenvalue analysis of DC brush motor used in new energy vehicle, the effect of the friction coefficient between commutator and brush on the vibration mode of the brush system is found, and the mechanism of the motor squeal noise is explained theoretically. When the friction coefficient reaches a critical point, the modes couple, leading to vibration instability and consequently the squeal noise of the brush system. After modification of the structure of the brush spring, the effect of friction coefficient on vibration instability becomes less sensitive and the brush system squealing noise is ameliorated. This study provides guidance and theory to solve the brush squeal noise of DC motors.

Key words: DC motor; squeal noise; carbon brush system; mode coupling; vibration instability; complex eigenvalue

0 引言

永磁直流有刷电机在汽车上应用广泛,用于控制门锁、天窗、座椅、雨刮等部件的运行。随着新能源汽车的迅猛发展,整车厂对新能源汽车用永磁直流电机的噪声也提出了更高的要求。因为新能源汽车的发动机被电机代替,所以车上的各类电机运行的噪声更容易被用户感知,而这些电机的碳刷尖叫噪声一直是行业难题。碳刷尖叫噪声频率高,导致客户投诉频繁,售后索赔成本高。

对于摩擦相关的尖叫噪声,通过传统的频谱分析很难直接找到问题根源去解决。摩擦尖叫噪声在其他机械行业领域(如汽车制动器),有很多的研究理论^[1-6],而在永磁直流电机行业研究较少,往往通过反复试错试验的方式摸索改进,效率较低,并且在新产品开发阶段也无法做出预测性设计来提前避免问题的发生。本文通过实际测量,基于复特征值的理论研究和仿真分析,解释了碳刷系统尖叫噪声的机理,并提出了解决方案。

收稿日期: 2020-04-26; 收到修改稿日期: 2020-05-23

作者简介: 赵湛智(1978—),男,硕士,研究方向为汽车控制类电机研究与开发。

1 问题描述

某新能源汽车上用的直流电机正反转运行,正常工作转子转速为 5 700 r/min,运行过程中只在逆时针旋转方向会出现高频尖叫声。噪声频谱如图 1 所示,通过对比合格(OK)和不合格(NG)电机的逆时针运行时的噪声频谱可以发现约 8 400 Hz 处差异明显,该频率处噪声是尖叫噪声的主要贡献点(16 000 Hz 处虽有峰值但差异较小)。8 400 Hz 不是电机旋转频率的整数倍,不属于传统的阶次噪声。经过进一步分析,也排除了电磁噪声的影响。

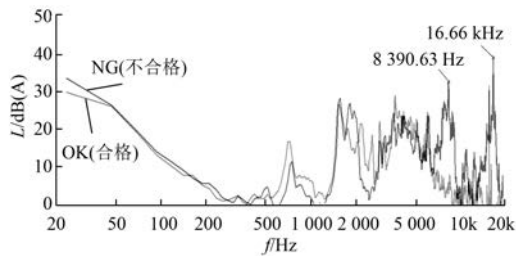


图 1 噪声频谱

研究发现,在换向器上滴适量液态油,噪声能够消失,当油挥发后,噪声又出现,说明该噪声与换向器和碳刷间的摩擦系数有关系。但与摩擦相关的参数均满足设计要求。

为了进一步理解该噪声的发生机理,使用 HEAD Visor 激光声学照相机测试获得电机正常工作运行过程中碳刷的振动速度值。激光声学照相机如图 2 所示。测试结果如图 3、图 4 所示。

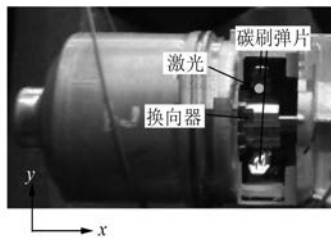
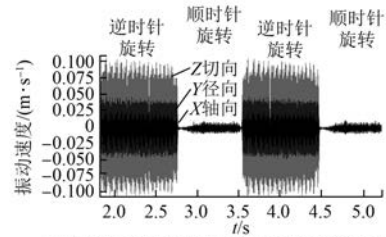
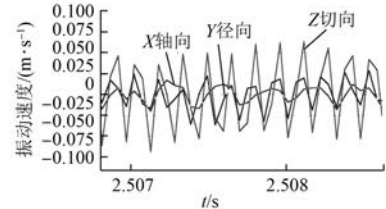


图 2 激光声学照相机

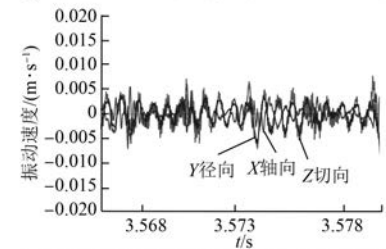
从图 3 可以看出,当电机逆时针旋转、尖叫噪声发生时,碳刷振动大幅增加,其振动速度是顺时针旋转、无尖叫噪声时的 5~10 倍,并且碳刷切向方向(Z 向)的振动速度最大。图 3(c)中,顺时针旋转 X、Y、Z 方向振动无明显差异。



(a) 碳刷随时间的振动速度 (逆时针旋转)



(b) 碳刷随时间的振动速度放大图 (逆时针旋转)



(c) 碳刷随时间的振动速度放大图 (顺时针旋转)

图 3 碳刷随时间的振动速度和放大图

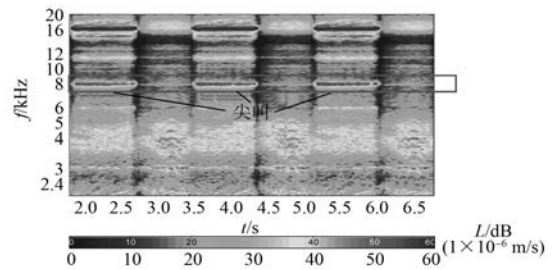


图 4 Z 向(切向)速度 FFT 与时间关系

图 4 中,把顺时针旋转切向(Z 向)振动速度进行 FFT 傅里叶变换,可以发现尖叫噪声发生时的碳刷振动频率与噪声频率基本一致。

2 原因分析

2.1 理论分析

根据以上分析,可以得出噪声特征:产生尖叫噪声时,碳刷振动增大,尤其是 Z 向(切向),碳刷和换向器间的摩擦系数对碳刷的振动有影响。改变电机转速不会使尖叫噪声消失。因此,将该尖叫噪声归结为摩擦相关的尖叫噪声进行研究。

摩擦噪声普遍存在于机械系统里。目前,研

研究者提出的摩擦噪声理论有:粘滑振动理论、自锁滑动理论、模态耦合理论等^[7-8]。其中,摩擦耦合理论因为能够解释很多噪声现象,便于进行有限元分析和预测,因此应用广泛。模态耦合理论就是将摩擦力引入多自由度系统,使系统刚度矩阵出现不对称项,进而产生运动不稳定性^[9]。通俗地讲,在摩擦力的作用下,结构模态的振动频率越来越接近,直到重合在一起,形成了一对稳定和不安定的模态。

振动系统的动力学方程可以表示为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = 0 \quad (1)$$

式中: M 是质量矩阵; \ddot{u} 是加速度向量; C 是阻尼矩阵; \dot{u} 是速度向量; K 是刚度矩阵; u 是位移向量。

通常阻尼矩阵和刚度矩阵是非对称的,因此需要进行复模态分析。

式(1)的解为

$$u = \Phi e^{\lambda t} \quad (2)$$

式中: Φ 是复特征值向量; λ 是复特征值, $\lambda = \alpha_i \pm i\omega_i$, α_i 是实部, ω_i 是虚部($i=1,2,\dots$)。

当系统的模态耦合在一起时,系统产生负阻尼效应,如果系统的阻尼不能抵消负阻尼效应,系统将变为发散系统。当 $\alpha_i < 0$ 时,复模态系统做阻尼振动,振动幅值逐渐降低,系统稳定,不会产生尖叫噪声。当 $\alpha_i = 0$ 时,模态为无阻尼振动,可被看作临界稳定模态。当 $\alpha_i > 0$ 时,系统做欠阻尼振动,振动幅值逐渐增加,系统不稳定,产生模态耦合效应,会产生尖叫噪声。

通常也会用阻尼比表示系统的稳定性。阻尼比^[10] $\eta = \frac{-\alpha_i}{|\omega_i|}$, 当 $\eta > 0$ (即 $\alpha_i < 0$) 时,系统稳定;当 $\eta < 0$ (即 $\alpha_i > 0$) 时,系统不稳定。

2.2 模态耦合不稳定分析

在 Abaqus 中可以用复特征值法进行模态耦合分析。通过有限元建模提取系统复特征值和模态,利用特征值实部的符号和大小或者阻尼比符号判断系统是否不稳定。

将电机换向器和碳刷系统作为研究对象,考虑摩擦系数的影响,计算振动模态,判断稳定性。

设定边界条件 BC1、BC2、BC3、BC4,进行 Abaqus 模态分析。仿真边界条件如图 5 所示。

BC1: U_x, U_y, U_z 固定。

BC2: 所有自由度固定。

BC3: $U_x = 0, U_y = 4.4 \text{ mm}, U_z = 5.5 \text{ mm}$ (根据实际设计)。

BC4: 600 rad/s 的速度旋转换向器(实际旋转速度)。

碳刷弹片靠自身弹性给被卡在弹片上的碳刷施加法向力,把碳刷压在换向器上。

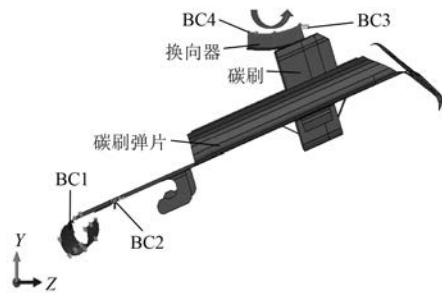


图 5 仿真边界条件

电机按图 5 逆时针方向旋转(箭头方向)。优化前摩擦系数对模态和阻尼比的影响如图 6、图 7 所示。

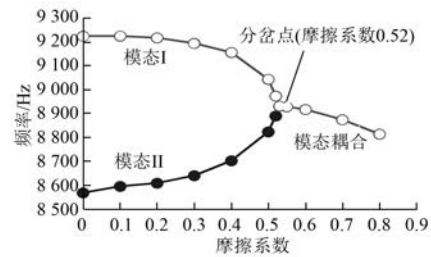


图 6 优化前摩擦系数对模态的影响(逆时针)

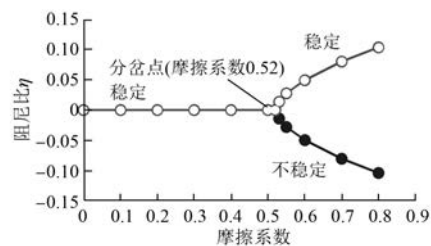






图 7 优化前摩擦系数对阻尼比的影响(逆时针)

根据图 6 结果,当摩擦系数小于 0.52 时,存在 2 个稳定模态;当摩擦系数大于 0.52 时,2 个模态耦合。从图 7 的结果可知,当摩擦系数大于 0.52 时,模态 II 的阻尼比系数小于 0,模态不稳定。

为了更详细地查看结果,当摩擦系数等于 0 和 0.6 时的模态分析结果如表 1 所示。当摩擦系数等于 0 时,模态 I 的频率是 8 569.4 Hz,模态 II 的频率是 9 223.1 Hz,阻尼比为 0,模态没有耦合,模态稳定。当摩擦系数等于 0.6 时,模态 I 和模态 II 的频率均为 8 917 Hz,出现模态耦合。模态 I 的阻尼比 $\eta=0.049$,大于 0,模态稳定。而模态 II 的阻尼比 $\eta=-0.049$,小于 0,模态不稳定。仿真得到的模态不稳定频率 8 917 Hz 与电机实际测量尖叫频率 8 400 Hz 接近。

表 1 摩擦系数为 0 和 0.6 时的仿真结果

模态	摩擦系数 $\mu=0$ 时	摩擦系数 $\mu=0.6$ 时
模态 I	 频率 $f=8\ 569.4$ Hz, 阻尼比 $\eta=0$	 频率 $f=8\ 917$ Hz, 阻尼比 $\eta=0.049$
模态 II	 频率 $f=9\ 223.1$ Hz, 阻尼比 $\eta=0$	 频率 $f=8\ 917$ Hz, 阻尼比 $\eta=-0.049$

优化前摩擦系数对模态的影响(顺时针)如图 8 所示,电机按顺时针方向旋转时,2 个模态频率差别较大,没有耦合现象。

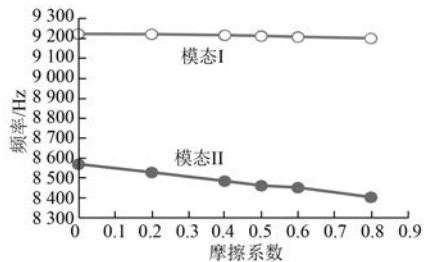


图 8 优化前摩擦系数对模态的影响(顺时针)

综上所述,电机逆时针旋转时,当换向器和碳刷之间的摩擦系数大于 0.52 时,2 个振动模态出现耦合现象,产生尖叫噪声;顺时针没有模态耦合,无尖叫噪声,与实际情况相符。

3 解决方案

根据仿真分析可知,摩擦系数和模态耦合导致的模态不稳定密切相关,摩擦系数越大系统越不稳定。但是,碳刷和换向器之间的摩擦非常复杂,摩擦系数随着运行环境和运行时间的变化而

变化,难以控制为一定数值,并且如果通过改善碳刷材料降低摩擦系数,则需要更多的考虑,难度比较高。

为此,可以通过优化碳刷系统结构,改变其固有频率,使振动模态不稳定对摩擦系数不敏感。碳刷弹片设计如图 9 所示,在碳刷弹片上加一个长条型凹坑,使其固有频率发生变化。通过仿真分析新结构对振动不稳定的影响。



图 9 碳刷弹片设计

优化后摩擦系数对模态和阻尼比的影响如图 10、图 11 所示。根据仿真分析结果,优化更改弹片设计后,模态耦合导致振动不稳定的临界摩擦系数变为 0.72,与原设计的临界摩擦系数 0.52 相比,新设计的模态分岔点后移,更不容易产生模态耦合,振动提高。经过实际设计更改,改善了电机尖叫噪声,达到了客户要求。

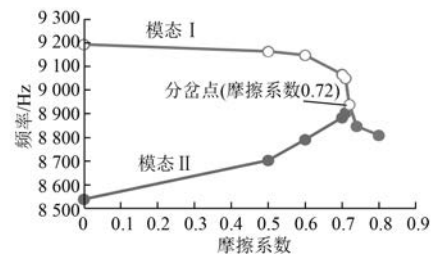


图 10 优化后摩擦系数对模态的影响(逆时针)

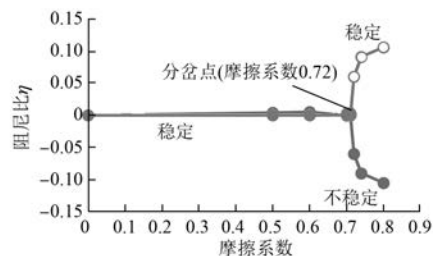


图 11 优化后摩擦系数对阻尼比的影响(逆时针)

4 结 语

碳刷和换向器间的摩擦系数影响碳刷系统的振动模态,当摩擦系数达到临界值时,系统由于模态耦合导致振动不稳定,将产生尖叫噪声。在新产品开发时,可以通过本文所提方法进行复特征值 FEA 仿真预测系统的振动稳定性,理解摩擦系数对系统稳定性的影响程度,必要时采取设计优化碳刷系统结构来提前避免尖叫噪声的发生。

【参 考 文 献】

- [1] HOFFMAN N, GAUL L. Friction induced vibrations of brakes research fields and activities [C] // SAE Technical Paper, 2008. doi: 10. 4271/2008-01-2579.
- [2] CHEN F, QUAGLIA R L, TAN C A. On automotive disc brake squeal part I: mechanisms and causes [C] // SAE Technical Paper. 2003. doi: 10. 4271/2003-01-0683.
- [3] NORTH M R. Disc brake squeal [C] // Braking of Road Vehicles, Automotive Division of the Institution of Mechanical Engineers. London: Mechanical Engineering Publications Limited, 1976: 169-176.
- [4] KINKAID N M, O' REILLY O M, PAPADOPOULOS P. Review of automotive disc brake squeal [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 267: 105.
- [5] 管迪华, 黄锦春. 盘式制动器尖叫的馈入能量分析 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2001, 41(8): 97.
- [6] 张立军, 刁坤, 孟德建, 等. 摩擦引起的振动和噪声的研究现状与展望 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(5): 765.
- [7] 张立军, 吴军, 孟德建. 模态耦合与能量馈入两种摩擦尖叫机理关系 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2015, 43(10): 1562.
- [8] 张立军, 吴军, 孟德建. 摩擦引起的模态耦合不稳定性分析 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(21): 65.
- [9] HOFFMANN N, FISCHER M, ALLGAIER R, et al. A minimal model for studying properties of the mode coupling type instability in friction induced oscillations [J]. Mechanics Research Communications, 2002, 29(4): 197.
- [10] LÜ H, YU D. Brake squeal reduction of vehicle disc brake system with interval parameters by uncertain optimization [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(26): 7313.
- [10] 曾令全, 魏辉, 李华. PWM 型逆变器输出谐波对异步电机损耗的影响分析 [J]. 微电机, 2011, 44(4): 68.
- [11] 洪乃刚. 电力电子技术基础 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [12] 周润景. 单片机技术及应用 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2017.
- [8] Giga Device Semiconductor Inc. GD32F450xx ARM Cortex-M4 32-bit MCU datasheet [EB/OL]. https://www.gigadevice.com.
- [9] 符晓, 朱洪顺. TMS320F28335 DSP 原理、开发及应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2017.
- [10] 张富成, 杨光. 直接面向驱动电路的 PMSM 多滑模面变结构控制 [J]. 微电机, 2018, 51(10): 47.
- [11] 李运德, 杨张森. 无刷直流电机的指数趋近律滑模变结构控制 [J]. 电机与控制应用, 2011, 38(3): 32.
- [12] 肖仁鑫, 王泽林, 申江卫. 车用永磁同步电机变指数滑模控制研究 [J]. 微电机, 2018, 51(5): 43.
- [13] 李政, 胡广大, 崔家瑞, 等. 永磁同步电机调速系统的积分型滑模变结构控制 [J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(3): 431.