

文章编号:1673-9469(2011)03-0094-03

CSP热连轧机主传动系统扭振分析

吴炳胜,吴继民

(河北工程大学机电学院,河北邯郸056038)

摘要:针对邯钢CSP轧机的F3精机在生产中产生的振动问题,利用MATLAB软件对F3轧机主传动系统进行数值模拟,得到主传动系统的前三阶固有频率和主振型的参数,结合现场测试数据,确定了引起主传动系统共振的固有频率,结果表明系统的第3阶频率与现场测试的减速机与齿轮座之间的弧形齿联轴器的振动频率相近,弧形齿联轴器的间隙对系统的扭振产生具有很大的影响,因此减小弧形齿联轴器的间隙对抑制轧机的异常振动有重要意义。

关键词:CSP轧机;主传动系统;扭振;弧形齿联轴器

中图分类号: TG333

文献标识码: A

Analysis of the main drive system of torsional vibration in CSP hot rolling mill

WU Bing-sheng, WU Ji-min

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei University of Engineering, Hebei Handan 056038, China)

Abstract: The first three inherent frequencies and the main vibration mode parameters of the main drive system were obtained by building numerical model with MATLAB to research the vibration of the F3 rolling mill in production of CSP in Handan Iron and Steel Group Co. Ltd, and the inherent frequency which causes the main drive system resonance is determined by combining field test data. The results show that the third-order system frequency is close to the vibration frequency of the curved gear coupling between the reducer and the gear block by the on-the-spot test, and the gap of the curved gear coupling has a great impact on torsional vibration of system. Therefore, it has an important significance to reduce the curved gear coupling gap for inhibits abnormal vibration of rolling mill.

Key words: CSP; main drive system; torsional vibration; curved gear coupling

随着我国经济的飞速发展,社会对钢铁产品的需求量激增,尤其是对薄带钢的需求量在不断增加,对其质量的要求也越来越高。然而在CSP热带钢轧制生产中,轧机的振动问题一直存在,严重时会发生断带、堆钢、破坏传动部件等事故,例如国内某轧钢厂的F3精轧机在轧制厚度为2mm的薄规格钢板时,经常出现振动现象,在带钢和轧辊表面形成明暗交替的振纹,影响产品质量,缩短轧辊使用寿命。对此,崔超等^[1]将轧机主传动系统视为连续系统,建立轧机主传动系统的有限元模型,并与集中质量法的计算结果进行对比,证明了利用有限元法研究主传动系统扭

振是切实可行的。邹家祥等^[2]用加权残值法对轧机主传动系统进行了研究,对系统在变刚度和变阻尼的情况下进行了处理。然而在涉及到系统的固有频率和主振型的计算中,利用传统的矩阵迭代法、霍尔则传递矩阵法、瑞利能量法等,计算量很大,容易出错,同时随着轧机设备的日益复杂化,系统的自由度也会随之增多,这就往往会使系统的固有频率和主振型无法求解^[3]。本文在前人工作的基础上建立了F3轧机主传动系统动力学模型和数学模型,利用MATLAB软件对其进行数值计算,以期得到一种求解系统固有频率和主振型的简便准确的方法。

收稿日期:2011-05-02

作者简介:吴炳胜(1956-),男,河北肃宁人,教授,从事机电工程和矿山机械方面的研究。

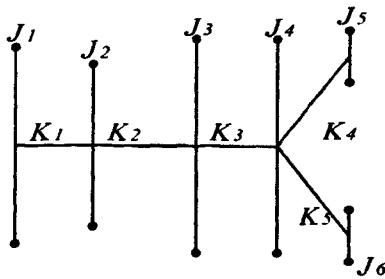


图1 主传动系统质量弹簧模型
Fig.1 The mass-spring model for the main drive system

1 主传动的动力学模型

将 F3 轧机主传动系统简化为多自由度质量轴盘扭转系统, 因该轧机上下轧辊由同一电机驱动, 可将其简化为分支式, 如图 1 所示^[4]。

在实际轧制过程中, 当轧机咬入轧件时, 相当于主传动系统突加载荷, 此时主传动系统会发生不稳定的扭转振动。在轧机主传动系统扭振的研究中通常是依据机械振动学原理, 将主传动系统离散为多自由度的质量弹簧系统, 由主传动系统各元件的转动惯量和刚度值来建立转动惯量矩阵和刚度矩阵, 然后进行数学计算, 求出系统的固有频率和主振型。因此我们将图 1 离散为 6 自由度质量弹簧系统, 其动力学模型如下:

$$[J]\{\ddot{\Phi}\} + [C]\{\dot{\Phi}\} + [K]\{\Phi\} = \{Q\} \quad (1)$$

式中 $[J]$ —系统的转动惯量矩阵, $[C]$ —阻尼矩阵, $[K]$ —刚度矩阵, $\{Q\}$ —外载荷列阵, $\{\Phi\}$ —角位移列阵, $\dot{\Phi}$ —角速度列阵, $\ddot{\Phi}$ —角加速度列阵。

在系统不计阻尼和外载荷时系统处于自由振动状态, 表达式为

$$[J]\ddot{\Phi} + [K]\{\Phi\} = \{0\} \quad (2)$$

此时系统的自由振动频率为无阻尼固有频率。

2 主传动系统数学模型的建立

在该系统中, 转动惯量矩阵 $[J]$ 是对角矩阵。

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 \end{bmatrix} \quad (3)$$

刚度矩阵 $[K]$ 是对称矩阵,

$$K = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_2 & K_2 + K_3 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_3 & K_3 + K_4 & K_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_4 & K_4 + K_5 & -K_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_5 & -K_5 \end{bmatrix} \quad (4)$$

设式(2)所示的自由振动为简谐振动, 则

$$\Phi = X_i \sin(Pt + \varphi) \quad (5)$$

式中 X_i —振幅, P —固有频率, φ —初相角, 它们是待定量。

由式(2)、式(5)得

$$[J]^{-1}[K]X_i = P^2 X_i I \quad (6)$$

设系统矩阵 $S = [J]^{-1}[K]$, 则

$$S - P^2 I = 0 \quad (7)$$

式(7)为系统的特征矩阵, 其有非零解的条件为

$$|S - P^2 I| = 0 \quad (8)$$

式(8)为系统的特征方程, 根据特征方程求出系统的特征值和特征向量, 得到系统的各阶固有频率和主振型^[3]。

当系统为多自由度体时, 计算量较为复杂, 须用计算机来完成计算。在振动分析中系统的第 4 阶及以上固有频率通常对振幅影响较小, 通常情况下在工程设计中一般只考虑前 3 阶固有频率。本文利用 MATLAB 软件的数值计算程序来完成主传动系统固有频率的计算。

3 主传动系统固有特性的计算与分析

3.1 转动惯量计算

对于密度分布均匀的圆柱体绕其轴线回转的转动惯量计算为

$$J = \frac{1}{32} \pi \rho l D^4$$

空心轴圆柱体绕其轴线回转的转动惯量计算为

$$J = \frac{1}{32} \pi \rho l (D^4 - d^4)$$

式中 ρ —刚体的密度; l —刚体的长度; D —刚体的外径; d —刚体的内径。

经计算求出主传动系统各简化部分的转动惯量如表 1 所示。

表 1 系统各简化部分的转动惯量

Tab.1 the system simplify of the rotary parts' inertia

序号	转动惯量/(kg·m ²)
J_1	158 573
J_2	207
J_3	1 816
J_4	879
J_5	657
J_6	657

3.2 刚度计算

实心轴圆柱体刚度计算公式为

$$K = \frac{\pi G D^4}{3.2 \times 10^3 l}$$

空心轴圆柱体刚度的计算公式为

$$K = \frac{\pi G (D^4 - d^4)}{3.2 \times 10^3 l}$$

式中 G —剪切模量; l —长度; D —外径; d —内径。

经计算求出系统各部分的扭转刚度如表 2 所示。

表 2 系统各部分的扭转刚度

Tab.2 System of the rotary parts stiffness

序号	扭转刚度/(MN·m·rad ⁻¹)
K_1	312
K_2	151
K_3	1 237
K_4	187
K_5	187

将表 1 和表 2 中的数据代入 MATLAB 程序中,计算出 F3 机架主传动系统的固有频率如表 3 所示。

表 3 F3 轧机固有频率

Tab.3 The inherent frequency of F3 rolling mill

阶数	频率/Hz
1	23.1
2	28.7
3	45.3

计算结果表明,系统的第 3 阶频率与现场测试的减速机与齿轮座之间的弧形齿联轴器的振动频率 43.4 Hz 相近。

3.3 结果与分析

在 F3 轧机主传动系统中,由于弧形齿联轴器的振动频率与 MATLAB 计算的第 3 阶固有频率相近,这说明系统在弧形齿联轴器处产生了共振。当轧机以 ω 转动,钢坯以 V 匀速直线运动时,轧辊咬入钢坯点的速度的水平分量为 $R\omega \cos\alpha$,与钢坯速度之差为

$$\Delta V = V - R\omega \cos\alpha$$

式中 α —钢坯的咬入角, R —轧辊半径。

当 $\Delta V > 0$ 时,弧形齿联轴器的间隙打开,在此瞬时轧件被咬入,轧制力矩立即使轧机减速,使已打开的间隙重新闭合,因此产生了冲击。

扭矩放大系数(torque amplification factor, TAF)

是衡量轧机动态性能的一个重要参数, $TAF = \frac{M_{\max}}{M_0}$

式中 M_{\max} —实际扭矩最大值, M_0 —稳态扭矩。

在有间隙的情况下,扭矩放大系数 $TAF > 2$,当 TAF 值过大时会使轧机产生强烈振动^[5]。

主传动系统中的减速箱和齿轮座在传动过程中的啮合间隙的冲击,啮合刚度的周期性变化而引起的刚度冲击^[6],以及轴承的缺陷都会引起主传动系统的振动。在轧机的辊缝处,主传动系统的扭振会通过轧制界面引起工作辊水平方向的振动,使轧辊和轧件表面产生频率相同,明暗交替的振痕。

4 结论

引起 F3 轧机异常振动的振动源在于减速机与齿轮座之间的弧形齿联轴器。尽可能地减小弧形齿联轴器、减速箱和齿轮座的齿侧间隙,及时更换过度磨损零部件,改善润滑条件,对抑制轧机的异常振动有重要意义。

参考文献:

- [1] 崔超, 臧勇. 轧机主传动系统扭振的有限元研究[J]. 重型机械, 1999(4): 31-34.
- [2] 邹家祥, 孙志辉. MWR 仿真程序在轧钢主传动系统扭振分析中的应用[J]. 冶金设备, 1993(5): 1-5.
- [3] 季文美, 方同, 陈松淇. 机械振动[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
- [4] 范小彬, 臧勇, 吴迪平, 等. CSP 热连轧机振动问题[J]. 机械工程学报, 2007, 43(8): 198-201.

(下转第 99 页)

3.3 速度逆解

机构运动学分析包括速度逆解和正解的求解。速度逆解即已知末端动平台角速度 ω , 求驱动杆件的输入线速度 V_{L_i} 。输入线速度的一般表达式为

$$V_{L_i} = J\omega \quad (7)$$

J 表示为输入速度 V_{L_i} 与输出速度 ω 之间的映射矩阵, 俗称机器人速度 Jacobin 矩阵。将式(5)对时间 t 求导得

$$V_i^T = f_{ij}^T \omega \quad (8)$$

式中 f_{ij} 为含有 $(\alpha \beta \gamma)$ 的三角形函数的函数, 即 $f_{ij}(\alpha \beta \gamma)$; f_{ij}^T 为 f_{ij} 各元素组成的矩阵。所以 $J = f_{ij}^T$ 。当已知动平台角速度 ω , 求得动平台位姿 $(\alpha \beta \gamma)$, 将其代入 f_{ij}^T , 求得雅克比矩阵 J , 再将 ω 和 J 代入式(8), 即可求得速度逆解。

3.4 速度正解

速度正解即已知输入支链线速度 V_{L_i} , 求动平台输出角速度 ω 。

$$\omega = J^{-1} V_{L_i} \quad (9)$$

速度正解的求解方法与逆解是相似的, 由(9)式可以看出, 只要求出其雅克比矩阵 J 的逆矩阵 J^{-1} , 就可以得到速度正解方程, 代入已知条件, 即可求得动平台速度 ω 。

4 结论

结构调整后的 3UPS-1S 机构, 固定支链位于

3 条运动支链的几何对称中心, 满足空间三维转动, 且在动平台承受重载荷时, 操作平稳; 由机构学及机器人学分析得出机构的位姿与速度正、逆解方程, 对此类机构的理论研究很有意义。

参考文献:

- [1] 崔国华, 王国强, 赵春江, 等. 空间转动三自由度并联微调机构设计与运动学分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(9): 144-148.
- [2] WU C, LIU X J, WANG L P, et al. Dimension optimization of an orientation fine-tuning manipulator for segment assembly robots in shield tunneling machines [J]. Automation in Construction, 2010, 20(4): 353-359.
- [3] 张宏涛, 陈安军. 3-3TPS1S 并联机器人机构的运动学研究[J]. 机械工程与自动化, 2008, 4(2): 123-126.
- [4] CRAIG J J. 机器人学导论[M]. 贡超, 译. 北京: 机械工业出版社, 2006, 6.
- [5] 黄真, 孔令富, 方跃法. 并联机器人机构学理论及控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [6] 黄真, 赵永生, 赵铁石. 高等空间机构学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [7] 方跃法, 黄真. 三自由度 3-RPS 并联机器人机构的运动学分析[J]. 机械科学与技术, 1996, 15(6): 929-934.
- [8] 陶建峰, 朱野, 闫述, 等. 重载三自由度旋转并联平台的位置逆解及其分析[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(4): 546-550.

(责任编辑 马立)

(上接第 96 页)

- [5] 邹家祥, 徐乐江. 冷连轧机系统振动控制[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1998.
- [6] 张守云, 李春亭. 轧机主传动系统扭振仿真分析[J]. 重工与起重技术, 2008(2): 15-18.
- [7] 王永涛, 臧勇. CSP 轧机振动的振源研究[J]. 振动测试与诊断, 2008, 28(4): 397-399.
- [8] 杨俊, 吴迪平, 秦勤. CSP 热连轧机振动性质的确定

[J]. 冶金设备, 2006(1): 33-35.

- [9] 常瑜. 宝钢 2050 热连轧机组扭振分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2006.
- [10] 马华. 1580PC 轧机 F2 机座主传动系统扭振研究和动态强度校核[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2006.
- [11] 李久惠. 四辊带钢轧机振动研究[D]. 鞍山: 辽宁科技大学, 2007.

(责任编辑 马立)