DOI: 10.3901/JME.2019.05.097

动车组运行状态制动毂建模及应力分析*

齐红元¹ 秦芳芳¹ 张 蕾¹ 申 林¹ 郝文晓¹ 周永杰² 尹 方²

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044;

2. 中车唐山机车车辆股份有限公司 唐山 066004)

摘要: 制动毂是动车组制动系统的重要联接部件, 由于目前在其强度校核与设计设计中仅考虑车辆制动状态, 而忽略了正常运行状态, 无法解释其早期疲劳失效的机理。通过车辆正常运行状态下的制动毂动力学分析, 其主要受制动盘旋转及路谱冲击作用下的两种惯性力作用, 建立了制动盘毂的力学模型; 采用弹性力学和动力学的方法, 通过模型简化, 建立制动盘与毂的变形协调条件, 进而提出制动毂齿的动应力分析方法, 得出制动毂齿主要处于随机动拉应力状态的结论, 阐述制动毂齿的主要失效形式为疲劳失效。最后以动车组制动毂为计算分析实例, 对比分析了不同附加垂向加速度和运行速度下制动毂齿的合应力变化规律, 结果表明, 路谱冲击下的附加加速度及运行速度越大, 制动毂齿的合应力也越大, 并且由力学模型可知, 制动盘毂的尺寸、质量都会影响制动毂齿的应力状态。

关键词: 制动毂齿; 制动盘; 运行状态; 应力分析

中图分类号: U266

Modeling and Stress Analysis of Brake Hub of EMU Train under Running State

QI Hongyuan¹ QIN Fangfang¹ ZHANG Lei¹ SHEN Lin¹ HAO Wenxiao¹
ZHOU Yongjie² YIN Fang²

(1. School of Mechanical and Electrical Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044;

2. CRRC Tangshan Co., Ltd, Tangshan 066004)

Abstract: Brake hub (BH) is an important connecting part of EMU braking system. At present, it is difficult to explain the mechanism of early fatigue failure of BH, because only the brake state of vehicle is considered and the normal running state is always neglected. In this paper, the dynamic analysis of BH under normal running state shows that the BH is mainly subjected to two inertia forces of motion state, namely, the rotation of brake disc and the impact of road spectrum, then the mechanical model of BH is established. With the help of the methods of elastic mechanics and dynamics, the deformation coordination conditions of brake disc and hub (BDH) are proposed by modeling simplification. As the result, the dynamic stress analysis method of BH teeth is put forward, and the conclusion that BH teeth are mainly in the state of random dynamic tension stress is revealed, so the failure mode of BH teeth belongs to fatigue failure. Finally, taking the BH of EMU as an example of calculation and analysis, the resultant stress of the BH teeth varied with different additional vertical acceleration and running speed is analyzed. The results show that the greater the additional acceleration under the impact of road spectrum and running speed are, the greater the resultant stress of the BH teeth is. Furthermore, according to the mechanical model of the brake disc-hub (BDH), their size and quality can also affect the stress of the BH teeth.

Key words: brake hub teeth; braking disc; running status; stress analysis

0 前言

近年来, 动车组列车的运行速度较大幅提升,

试验速度甚至达到 400 km/h^[1]。与以往相比, 轮轴承受的载荷更为复杂。因此为保证列车的运行安全, 对各个部件的设计提出了更高的技术要求^[2]。如图 1 所示, 制动毂是高速铁路制动系统中连接车轴与制动盘的关键零部件, 因此, 制动盘与制动毂(以下简称制动盘毂)高速条件下的校核分析及试验研究的

* 中车唐山机车车辆有限公司资助项目(M16L00480)。20180613 收到初稿, 20181226 收到修改稿

方法也成为了轮轴系统的关键技术之一。

图1 制动盘与制动毂、轴的螺栓连接图

拖车制动盘毂运行可分为制动状态和随车运行状态,通常认为制动状态中的热变形是制动盘毂失效的主要原因,忽略其随车运行状态力学行为的振动与冲击影响,在制动盘毂设计中强度校核主要集中在制动盘毂热应力状态的分析方法研究,无法揭示高速动车组的制动毂齿早期疲劳损伤原因。

只有将制动盘毂运行状态下的力学行为研究方法,与制动状态下的热应力分析方法相结合,才能完整地描述制动盘毂的实际力学行为,得出产生动应力的原因,为制动毂齿早期疲劳损伤机理分析奠定了力学基础。

高速动车组的制动通常采用两种方式:在高速运行时的电制动技术,在低速运行时的机械制动技术。由于高速动车组在高速条件下有时会采取 300 km/h 紧急机械制动方式,在该条件下的热应力模型与计算成为目前制动盘毂设计的主要强度校核方法。利用 FEM 和 CFD 的方法,进行了在 300 km/h 速度的紧急制动下的 CRH3 热应力分析,研究结果表明,紧急制动后最高温度为 461 °C,提出气流冷却方法,可使制动盘毂最大应力可达到 269 MPa,具有良好力学性能^[3]。在制动盘毂热疲劳研究方面,采用扩展有限元法,获得了紧急制动条件下制动盘表面的裂纹表征变化,认为热变形是其损伤失效的主要原因^[4];建立制动盘与摩擦片之间接触模型,将计算热应力与材料 $S-N$ 曲线结合,进行制动盘毂寿命的研究^[5];采用有限元方法,进行制动时瞬态热弹性的接触分析,研究了一种具有优良的力学性能和热性能的碳碳复合材料,进而提高制动盘的寿命^[6]。根据制动盘裂纹的宏观形貌,建立了带裂纹的制动盘有限元模型,采用奇异单元法对不同形状比裂纹扩展过程中的应力强度因子及裂纹间的耦合规律进行了研究,为合理制定制动盘的裂纹限度提供参考^[7]。上述研究成果表明,以往强度校核方法,主要对制动时制动盘毂应力状态进行研究,最大应力分布在制动盘上,制动毂齿均处于较小应力状态,

不能揭示制动毂齿早期疲劳损伤的产生原因,进而,无法指导运行速度达到 300 km/h 的制动毂设计中的强度校核,因此,全面力学行为分析必须包括 300 km/h(和 300 km/h 以上)高速运行状态。

高速动车组具有运行速度高、质量大等特点,轮轴中制动盘毂受多种因素作用:运行时路谱振动与冲击,使轮系产生垂向加速度,极端 $-500g \sim 500g$ ^[8];运行过程中制动盘毂的惯性力更为显著;制动时温度剧烈变化等^[9-10]。这些影响因素使得制动盘与毂之间的相互作用更加复杂,从而导致制动盘毂的联接处制动毂齿承受更大的负荷,可能引起其早期疲劳失效,影响运行的安全。

论文采用弹性力学和动力学的方法,通过运行中力学行为的分析,得出制动毂齿受制动盘旋转及其附加垂向加速两种惯性力的作用。其次通过制动盘毂变形协调条件及建模的研究,提出制动毂齿的应力分析方法,得出制动毂齿处于随机动拉应力状态的结论,解释毂齿的疲劳损伤失效原因。最后以动车组制动盘毂为计算分析实例,分析表明垂向加速度与运行速度越大,制动毂齿合应力越大。研究方法可指导制动盘毂设计中的强度校核,进而为后续制动毂的损伤研究提供分析基础。

1 制动毂齿部载荷分析

高速列车在线运行时,制动盘、制动毂与轮轴一起运动,主要会受到惯性力、路谱振动与冲击的两种作用^[11-12],导致在制动毂齿根部产生复杂应力,引起早期失效。在分析制动毂运行时,制动毂齿与制动盘齿是相互作用力关系,其主要的受力状态是由上述两种作用产生的。

(1) 惯性力作用。

假设制动盘毂一起做匀速圆周运动,因此制动盘产生的惯性力,使制动盘 9 个齿的径向产生一定的常值拉力。设制动盘的 9 个齿均匀承受制动盘的惯性力,每齿承受惯性力沿齿的径向分量与制动毂齿对制动盘的力相平衡。即每齿承受的惯性力与每齿径沿中心线向周向 $\pm \frac{\pi}{9}$ 部分产生的惯性力等效。

(2) 路谱振动与冲击作用。

在中车集团各个主机厂运行测试分析中,认为轮轴受路谱振动与冲击作用主要表现为附加的垂向惯性力作用。在高速列车运行测试时,轴箱的附加垂向加速度值 $a(t)$ 在 $-500g \sim 500g$ 范围之内,表明在运行过程中,整个制动毂齿部受到路谱振动与冲击的制动盘惯性力作用,导致制动毂

齿部较大的动应力, 可能是引起制动毂早期疲劳的主要原因。

2 制动盘力学建模与分析

2.1 制动盘力学模型

制动毂与制动盘的联接是螺栓联接, 联接部位在制动盘毂的 9 个齿部位置。设在运行中制动盘的运动是由随车轮的圆周运动与附加的垂向运动所组成。圆周运动中每个制动毂齿为制动盘提供相等的径向力, 设此径向力为 f , 制动盘对制动毂径向力 f_h , 两者是作用力和反作用力关系。而

附加垂向加速度 $a(t)$ 是由每个制动毂齿附加的法向作用力产生, 设此作用力分别为 $F_1 \sim F_9$, 制动盘对制动毂齿的作用力 $F_{h1} \sim F_{h9}$ 。同时, 高速运行时, 轮轴系统加速度的采样频率为 300 Hz^[13], 当运行速度为 300 km/h 时, 轮轴转动一周加速度采集 9 次左右。根据制动盘毂的旋转状态, 制动盘毂的受力状态可分为以下两种, 如图 2 所示, 其中, 由于 f 与 f_h 为反作用力关系, $F_1 \sim F_9$ 与 $F_{h1} \sim F_{h9}$ 为反作用关系, 即

$$f = -f_h \quad (1)$$

$$F_i = -F_{hi} \quad i=1, 2, \dots, 9 \quad (2)$$

图 2 制动盘毂动力学模型

2.2 常惯性力分析

如图 3 所示, 制动毂每个齿提供的径向力 f 与制动盘 $\frac{1}{9}$ 质量产生的惯性力沿齿的径向分量相平衡, 设惯性力微元在沿齿的径向分量等于 df , 则 f 的计算如下

$$f = \int df = \omega^2 \rho B \int_{r_0}^{R_0} r^2 dr \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \cos \varphi d\varphi \quad (3)$$

$$f = \frac{2}{3} \sin \varphi_0 m \omega^2 \frac{R_0^2 + R_0 r_0 + r_0^2}{\pi(R_0 + r_0)}$$

式中 R_0 ——制动盘外径;
 r_0 ——制动盘内径;
 B ——制动盘厚度;
 m ——制动盘质量;
 ρ ——制动盘密度, $\rho=7\ 800\text{ kg/m}^3$;
 ω ——制动盘角速度;
 φ ——毂齿圆心角上下限分别为 $-\frac{\pi}{9}$ 与 $\frac{\pi}{9}$ 。

图 3 常惯性力产生的拉力计算示意图

2.3 附加垂向加速度状态分析

为了能够较好地分析其应力作用, 必须对模型进行一些假设, 其假设条件如下。

- (1) 制动盘毂齿截面仅受法线或径向方向的力作用(认为总剪力作用为零)。
- (2) 制动盘在横向(x 方向)平衡。
- (3) 制动盘为小弹性变形条件, 每个毂齿部的

变形刚度相同, 并为体积不可压缩材料。

由于制动盘的垂向 y 加速度, 仅有一个 y 方向的动力学方程。而其运动状态是由制动毂的 9 个齿 $F_1 \sim F_9$ 共同作用的结果, 因此该弹性体模型属于超静定问题。为了解决此问题, 其他的八个方程, 应由对称性和变形协调方程产生^[14]。

对于图 2a, 由假设(1)得到动力学方程为

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 \cos\left(\frac{2\pi}{9}\right) + F_3 \cos\left(\frac{4\pi}{9}\right) + F_9 \cos\left(\frac{2\pi}{9}\right) + \\ F_8 \cos\left(\frac{4\pi}{9}\right) - F_4 \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) - F_5 \cos\left(\frac{\pi}{9}\right) - \\ F_6 \cos\left(\frac{\pi}{9}\right) - F_7 \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) + mg = -ma(t) \end{aligned} \quad (4)$$

式中, g 为重力加速度, $g=9.8 \text{ m/s}^2$ 。

其次由假设(2)及对称性得

$$\begin{cases} F_2 - F_9 = 0 \\ F_3 - F_8 = 0 \\ F_4 - F_7 = 0 \\ F_5 - F_6 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

最后由假设(3)得变形协调方程为

$$\begin{cases} F_1 \cos\left(\frac{2\pi}{9}\right) - F_2 = 0 \\ F_1 \cos\left(\frac{4\pi}{9}\right) - F_3 = 0 \\ F_1 \cos\left(\frac{6\pi}{9}\right) - F_4 = 0 \\ F_1 \cos\left(\frac{8\pi}{9}\right) - F_5 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

以式(4)~(6)为 9 个线性方程为垂向加速度 $a(t)$ 动力数学模型。通过上述 9 个动力学方程, 经矩阵方程的编程求解, 可计算垂向加速度为 $a(t)$ 时各齿径向力值 $F_1(t) \sim F_9(t)$, 并可分析 9 个制动毂齿径向力 $F_{h1} \sim F_{h9}$ 和 t 之间的变化关系, 获得 9 个制动毂齿径向力值旋转一周的变化关系。

3 制动毂齿根部应力状态计算分析

根据第 2.2、2.3 节的内容, 制动毂齿径向截面的各内力和值 $F_{\text{sum}i}(t)$ 应由 f_h 分别与 $F_{hi}(t)$ 组成, 表示如下

$$F_{\text{sum}i}(t) = f_h + F_{hi}(t) \quad i=1,2,\dots,9 \quad (7)$$

其法向应力 $\sigma_i(t)$ 为

$$\sigma_i(t) = \frac{F_{\text{sum}i}}{S} \quad i=1,2,\dots,9 \quad (8)$$

式中, S 为制动毂齿截面面积。

在运行中, 由于 $F_{hi}(t)$ 随时间及附加垂向加速度变化而发生变化, 导致应力随之也发生变化, 因此, 制动毂齿部是常应力与动应力的合成, 制动毂齿的强度设计应属于疲劳校核范畴。

4 制动毂齿实例应力计算

4.1 制动盘毂参数与计算

由主机厂提供的制动盘毂的实体模型, 可以得到制动毂齿的厚度 $B=0.041 \text{ mm}$, 齿的宽度 $W=0.025 \text{ mm}$, 动车组运行速度为 300 km/h , 车轮及制动盘毂转动一周的时间 $T=0.034 \text{ s}$, 车轮半径 $r_0=455 \text{ mm}$, 制动盘质量 $m=130 \text{ kg}$, 制动盘内径, 制动盘外径 $R_0=320 \text{ mm}$ 。将这些数据代入式(1)、(3)计算可得到

$$f_h = 1.2 \times 10^5 \text{ N}$$

由于路谱振动及冲击具有随机特性规律, 在制动盘毂转动过程中, 由此而产生的附加垂向加速度也具有随机变化的特点。设式(4)中 $a(t)$ 在 $-500g \sim 500g$ 范围内为均匀随机变化, 获得在制动盘毂转动 6 周 ($0 \sim 6T$ 之间)、60 周及 120 周的随机加速度 $a(t)$ 样本, 如图 4 所示。

分别取制动盘毂转动时间为 $6T$ 、 $60T$ 及 $120T$ 时加速度 $a(t)$ 的三种随机样本, 计算其均值及均方差值基本一致, 如表 1 所示。说明获得的随机样本是平稳随机信号, 具有遍历性, 因此仅以制动盘毂旋转 6 周 (时间为 $6T$) 的随机加速度样本作为计算依据, 可以反映运行过程中加速度随机变化的特点。

(a) 加速度随时间 $6T$ 内变化图

(b) 加速度随时间 $60T$ 内变化图

(c) 加速度随时间120T内变化图

图 4 加速度随时间变化图

表 1 随机加速度 $a(t)$ 的均值及均方差值

时间	均值/g	均方差/ $\times 10^4$
6T	-2.57	7.76
60T	-3.79	8.14
120T	5.75	8.32

根据式(3)~(7)可计算每一制动毂齿的合径向力及合应力。以某一毂齿为例，合径向力及其应力随时间转动的变化分别如图 5、6 所示。

图 5 合径向力随时间 6T 内变化图

图 6 合应力随时间 6T 内变化图

以图 4a 为计算实例，毂齿的合径向力及合应力的变化趋势与加速度变化趋势基本相同，如图 5、6 所示，合径向力及合应力的均值分别为 1.4×10^5 N 及 131.9 MPa，其数值范围分别为 $[-1.2 \times 10^4$ N, 2.5×10^5 N], $[-11.6$ MPa, 245.5 MPa], 因整个制动毂齿在运行中主要处于拉应力状态。当加速度值最大 494g 时，制动毂齿的合径向拉力与拉应力也达到最大值，其值分别为 2.5×10^5 和 245.5 MPa；9 个齿的合径向力值及合应力值如表 2 所示。

表 2 加速度 494g 时各齿合径向力及合应力

齿号	1	2	3	4	5	6	7	8	9
合径向力 $F_{sum1}(t)/\times 10^5$ N	-0.20	0.13	0.97	1.90	2.52	2.52	1.90	0.96	0.13
合应力 $\sigma(t)$ / MPa	-19.6	12.3	93.3	185.4	245.5	245.5	185.4	93.3	12.3

由于制动毂做圆周运动，每个齿的合径向力与合应力状态也具有同样变化关系。在路谱振动与冲击作用下，加速度具有随机变化的特点，齿的动应力基本为随机拉应力。因此，运行状态下，其毂齿的主要失效形式为疲劳损伤。当毂齿最大剩余强度等于疲劳强度时，制动毂发生疲劳失效^[15]。通过计算，加速度值为 500g 时，毂齿的合拉应力为 255 MPa，可作为疲劳强度的校核准则。

4.2 列车行驶速度与应力变化

取列车运行速度分别为 250 km/h，300 km/h 和 350 km/h 进行计算，得到车轮即制动盘毂转动一周的时间 T_1 、 T_2 和 T_3 分别为 0.041 s, 0.034 s 及 0.029 s，常惯性力 f_{h1} 、 f_{h2} 和 f_{h3} 分别为 8.4×10^4 N, 1.2×10^5 N 和 1.6×10^5 N。在不同运行速度下，仅取制动盘旋转 3 周的变化，合径向力与合应力随制动盘毂角位移的变化对比关系如图 7、8 所示(图 7、8 中的 T 为运行速度 250 km/h，300 km, 350 km/h 时的周期 T_1 ， T_2 和 T_3)。

图 7 各运行速度的齿合径向力随角位移的变化关系

图 8 各运行速度的齿合应力随角位移的变化关系

通过图 7、8 的分析，不同运行速度下制动毂齿的合径向力及合应力变化趋势与变化规律基本一致，都随加速度值做相应的随机变化。当行驶

速度为 250 km/h, 300 km/h 及 350 km/h 时, 制动毂齿疲劳强度的校核值建议分别为 220 MPa、255 MPa、294 MPa。分析表明, 运行速度越高, 制动毂齿根部所受的合径向力峰值越大, 合拉应力峰值也越大。

5 结 论

(1) 运行状态下制动盘对制动毂的作用, 是旋转运动中的常惯性力与和附加垂向加速度的合作用, 得到高速列车制动毂齿的应力状态主要为随机变化的拉应力状态。

(2) 附加垂向加速度使制动毂齿主要处于随机的动拉应力状态, 因此, 制动毂齿的主要失效形式为疲劳损伤失效。

(3) 对比分析不同垂向加速度和运行速度下制动毂齿的合应力, 结果表明, 垂向加速度与运行速度越大, 制动毂齿合应力越大。此外计算公式表明, 制动盘毂的质量, 尺寸包括半径等都会影响到制动毂齿根部的应力大小。

参 考 文 献

- [1] 朱一迪. 中国标准动车组开展高速交会试验. 中车株洲所提供可靠技术支撑[J]. 机车电传动, 2016(4): 10.
- ZHU Yidi. High speed rendezvous test of Chinese standard EMU, reliable technical support provided by middle car and Zhuzhou[J]. Electric Drive For Locomotive, 2016(4): 10.
- [2] 李芾, 安琪, 黄春蓉. 中国铁路机车车辆装备技术发展及展望[J]. 中国铁路, 2012(11): 11-17.
- LI Fu, AN Qi, HUANG Chunrong. Development and prospect of China railway rolling stock equipment technology[J]. China Railway, 2012(11): 11-17.
- [3] 金学松, 郭俊, 肖新标, 等. 高速列车安全运行研究的关键科学问题[C]//全国结构工程学术会议, 广州, 2009: 8-22.
- JIN Xueson, GUO Jun, XIAO Xin, et al. Key scientific problems in study on running safety of high speed trains[C]// Proceedings of the 18th National Academic Conference on Structural Engineering, Guangzhou, 2009: 8-22.
- [4] 杨智勇, 韩建民, 李卫京, 等. 制动盘制动过程的热-机耦合仿真[J]. 机械工程学报, 2010, 46(2): 114-118.
- YANG Zhiyong, HAN Jianmin, LI Weijing, et al. Thermo-mechanical coupling simulation of braking process of brake disc[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(2): 114-118.
- [5] HEILIG J, WAUER J. Stability of a nonlinear brake system at high operating speeds[J]. Nonlinear Dynamics, 2003, 34(3): 235-247.
- [6] TALBOT C, FIELDHOUSE J D. Animations of a disc brake generating noise[C]// Proceedings of the 19th Annual Brake Colloquium & Exhibition. New Orleans: SAE, 2001: 3126.
- [7] 石晓玲, 李强, 宋占勋, 等. 高速列车锻钢制动盘热疲劳裂纹耦合扩展特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(10): 126-132.
- SHI Xiaoling, LI Qiang, SONG Zhanxun. Research on coupled extension characteristic of thermal fatigue cracks at forged brake disc for high speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(10): 126-132.
- [8] 秦芳芳. 制动毂齿部疲劳损伤机理及检测试验研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- QIN Fangfang. Mechanism analysis and detecting experimental research on fatigue damage in brake hub teeth, master thesis[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2017.
- [9] WU S C, ZHANG S Q, XU Z W. Thermal crack growth-based fatigue life prediction due to braking for a high-speed railway brake disc[J]. International Journal of Fatigue, 2016, 87: 359-369.
- [10] CHO S K, CHOI J H, LEE Y M. Life evaluation of a disk brake of railway vehicles considering pressure distributions at a frictional surface[J]. Key Engineering Materials, 2007, 353-358: 303-306.
- [11] SAWCZUK W. The application of vibration accelerations in the assessment of average friction coefficient of a railway brake disc[J]. Measurement Science Review, 2017, 17(3): 125-134.
- [12] SUN Yu, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. A new vibration absorber design for under-chassis device of a high-speed train[J]. Shock and Vibration, 2017, 6: 1-8.
- [13] 张龙, 孙明月, 李殿中. 高速列车制动盘盘毂锻造工艺数值模拟[J]. 塑性工程学报, 2012, 19(4): 56-61.
- ZHANG Long, SUN Mingyue, LI Dianzhong. Numerical simulation for die forging of high-speed railway brake disc hub[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2012, 19(4): 56-61.
- [14] TIMOSHENKO S P, GOODIER J N. 弹性理论[M]. 3 版. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- TIMOSHENKO S P, GOODIER J N. Theory of elasticity[M]. 3rd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.

- [15] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2002.
CHEN Chuanyao. Fatigue & fracture[M]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology Press, 2002.

作者简介: 齐红元, 男, 1964 年出生, 博士, 副教授, 博士研究生导师。主要从事机车车辆的科研与教学工作。

E-mail: hyqi@bjtu.edu.cn

郝文晓(通信作者), 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机车车辆状态检测。

E-mail: 17116376@bjtu.edu.cn

第 8 届上银优秀机械博士论文奖——优秀奖

石英玻璃的高效可控精密磨削机理研究

作者: 王伟

毕业学校: 山东大学

指导教师: 王军

本文针对目前石英玻璃光学元件加工效率低, 塑性域磨削难以实现的问题, 研究了石英玻璃的高效可控精密磨削机理。从材料的力学响应机理及磨粒与工件接触区的应力状态入手, 研究了石英玻璃磨削过程中的材料去除机理。建立了单颗磨粒划擦石英玻璃的弹性应力场解析模型。建立了磨削过程中单颗磨粒划擦原始损伤石英玻璃表面的裂纹失稳扩展临界函数, 研究了石英玻璃表面微裂纹损伤的可控磨削机理。提出了石英玻璃的低裂纹损伤全脆性域磨削和高效可控塑性域干磨削工艺。

分析了石英玻璃的力学响应机理, 石英玻璃的微观结构不致密, 不容易发生塑性流动, 且裂纹容易成核扩展, 因此石英玻璃的塑性域加工困难。通过室温纳米压痕实验, 研究了石英玻璃的变形与裂纹扩展机理。结果表明, 石英玻璃的压痕周围形成了塌陷, 塌陷区微观缺陷密度大, 边界裂纹极易成核扩展。通过高温纳米压痕实验, 研究了温度对石英玻璃变形和裂纹扩展机理的影响。结果表明, 在高温下石英玻璃的分子结构致密, 塑性流动性好, 裂纹成核扩展的临界载荷增大, 因此在高温下石英玻璃容易实现塑性域加工。

建立了单颗磨粒划擦石英玻璃的弹性应力场解析模型, 研究了石英玻璃的裂纹成核位置与序列及其对材料去除机理的影响。在划擦过程中, 中央裂纹最先成核, 其深度决定了材料的裂纹损伤深度。随后成核的侧向裂纹、赫兹裂纹和径向裂纹交织扩展, 引起材料的脆性域去除。

建立了磨削过程中单颗磨粒划擦原始损伤石英玻璃表面的裂纹失稳扩展临界函数, 基于该临界函数研究了石英玻璃表面微裂纹损伤的可控磨削机理。在磨削过程中, 随着单颗磨粒磨削深度的增加, 材料的磨削机理依次是塑性域去除、低载半脆性域去除、全脆性域去除和高载半脆性域去除。对石英玻璃进行全脆性域磨削时, 磨削力低, 砂轮自锐性好, 能获得材料去除率较高、表面粗糙度较低、微裂纹损伤深度较小的加工表面, 是一种较理想的精密磨削工艺。

采用耐高温陶瓷结合剂 CBN 砂轮和大磨削深度干磨削了石英玻璃, 利用磨削热改善了石英玻璃的塑性加工性能, 实现了高效塑性域磨削。建立了石英玻璃的干磨削温度场理论模型, 通过红外透射测温法在线测量了石英玻璃的干磨削温度, 验证了该理论模型的正确性。