轮胎模具底座有限元模拟及疲劳分析

胡海明,王 芹*

(青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061)

摘要:应用Abaqus有限元模拟软件对硫化工况下的轮胎模具底座进行热力耦合和力学性能分析,应用Fe-Safe软件 对不同厚度和滑板结构的底座进行疲劳损伤和使用寿命计算。结果表明:轮胎模具底座的最大应力出现在U形螺栓槽 处,最大位移出现在与U形螺栓槽成45°的圆周边缘;底座应力与底座厚度和滑板面积成反比;下侧板连接形式对底座应 力和位移影响不大;底座最先破坏的部位为U形螺栓槽附近,增大底座和U形槽厚度可以延长其使用寿命。

关键词:轮胎模具;底座;有限元模拟;力学性能;疲劳寿命 中图分类号:TQ330.4⁺1;O241.82

文章编号:1000-890X(2020)01-0065-04 DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2020.01.0065 OSID开放科学标识码 (扫码与作者交流)

65

轮胎模具底座固定在硫化机的下热板上,在 硫化过程中主要起精确定位和支撑其他部件的作 用,下表面由硫化机下热板加热^[1]。开合模时,在 中套和导向条的作用下,花纹块和弓形座沿底座 滑板径向滑开和闭合。因此,底座的变形和磨损 对轮胎的硫化质量有重要影响。

1 轮胎模具底座的受力分析

轮胎硫化时,模具底座主要承受硫化机合模 力、成型胶囊压力以及硫化机下热板的支撑力^[2], 如图1所示。

*F*₁为硫化机下热板对模具底座的支撑力(kN)。



图1 轮胎模具底座受力模型

作者简介:胡海明(1964—),男,山东临沂人,青岛科技大学教授,硕士,主要从事模具计算机辅助设计的教学与科研工作。 *通信联系人(1506903796@qq.com)

$$F_2 = \frac{F_4}{2m}$$

$$F_3 = \pi (P_1 - P_0) (R_1^2 - R_0^2)$$

式中, F_2 为单个底座滑板所承受的力(kN), F_3 为成 型胶囊压力(kN), F_4 为硫化机的合模力(kN),m为 弓形座个数, P_0 为大气压(0.1 MPa), P_1 为硫化内 压(硫化载重轮胎时为2.8 MPa,硫化轿车轮胎时 为2.3 MPa^[3]), R_0 为下侧板与下钢圈接触处半径 (mm), R_1 为下侧板与花纹块接触处半径(mm)。

F₁支撑两部分力,一是由合模力分配到底座 滑板上的力F₂;二是二次成型胶囊压力施加于下侧 板传递给底座的力F₃。

由受力分析可知,轮胎模具底座受力最大处 就是底座滑板,底座滑板的作用是模具开合时减小 弓形座运动的摩擦因数,使模具开合顺畅。

2 轮胎模具底座的有限元模拟

2.1 底座模型建立

在UG软件中建立精确的轮胎模具底座三维 几何模型。以1188轮胎模具为例(硫化机合模力为 4 220 kN^[4],底座的外直径为1 440 mm,厚度为48 mm),底座滑板形状为梯形,底座滑板数为20。底 座三维模型如图2所示。

2.2 有限元模拟

用有限元模拟分析软件Abaqus对轮胎模具底



图2 轮胎模具底座三维模型图

座三维模型进行热力耦合分析。先进行传热模拟 以确定模型的温度场,再将传热模拟所得的结果 及温度场导入到下一步的耦合分析中。

设置底座材料参数:材料 Q235碳素结构钢, 厚度 48 mm,弹性模量 2.11×10⁵ MPa,泊松比

0.286,热膨胀系数 8.7×10⁻⁶℃,密度 7.86 Mg•m⁻³,热导率 43 W•(m•K)⁻¹,屈服强度 235 MPa,加热时间 3 300 s。

对底座圆周方向均匀分布的4个阶梯U形螺栓 槽表面做铰支约束,槽做固定约束且做细化网格 处理;底座下表面与硫化机下热板接触,约束此表 面垂直方向的位移^[5];在模具的上表面与下侧板接 触处、上表面与底座滑板接触处均施加均布载荷; 在Abaqus软件中创建工作,得到底座的应力和位 移云图,如图3所示。



从图3可以看出:底座的最大应力为137.5 MPa,主要出现在与硫化机下热板连接的U形螺栓 槽处;底座的最大变形为0.03 mm左右,主要分布 在与底座U形螺栓槽成45°的外围圆周上。除U形 螺栓槽外,底座应力均较小,且与下侧板接触处应 力约为5 MPa。

3 不同结构的轮胎模具底座的力学性能

3.1 滑板形状和底座厚度对底座的影响

轮胎模具底座滑板通过螺栓与底座连接, 1188轮胎模具底座滑板常规形状为矩形和梯形^[6], 但与弓形座下表面不完全吻合,增大其面积,设计 为扇形,可使其与弓形座下表面完全吻合,底座滑 板形状如图4所示。

底座滑板分别为矩形、梯形和扇形,相应底座厚 度分别为40,48和55 mm,底座的应力大小如表1所示。



|--|

底座厚度/mm	底座应力/MPa			
	矩形滑板	梯形滑板	扇形滑板	
40	149.3	142.0	141.7	
48(原模型)	138.8	137.5	125.7	
55	138.6	133.2	117.4	

由表1可知,轮胎模具底座的应力与底座厚度 和滑板面积成反比。

3.2 下侧板连接形式对底座的影响

3.2.1 下侧板与底座为分体式结构

由原模型模拟分析可知,下侧板与底座为分体式时,底座的最大应力为140.5 MPa,主要出现 在与硫化机下热板相连接的U形螺栓槽处,最大位 移为0.03 mm左右,主要分布在与底座U形螺栓槽 成45°的圆周边缘。

3.2.2 下侧板与底座为整体式结构

由原模型模拟分析可知,下侧板与底座为整体式时,底座的最大应力为138.2 MPa,最大位移为0.03 mm左右。与只对底座进行有限元分析计算相比,最大应力增大了0.5%,位移基本相同。相比于底座与下侧板为分体式结构,最大应力减小了1.7%,位移也基本相同。

综上所述,模具底座应力随着底座滑板面积增 大而减小,下侧板连接形式对底座应力影响不大。

4 轮胎模具底座的疲劳寿命分析

疲劳寿命是结构或机械破坏时所对应的循环 载荷的次数或时间,疲劳破坏是工程结构和机械 失效的主要原因之一,重复载荷是引起疲劳破坏 的主要原因。若底座出现疲劳破坏,会导致轮胎 模具精度下降,进而影响轮胎硫化的质量。

4.1 Palmgren-Miner (P-M) 线性疲劳积累损 伤理论

P-M线性疲劳积累损伤理论^[7-8]是:假设在循 环载荷作用下疲劳损伤可以线性累加,且各应力之 间相互独立,当累加损伤到某一数值时则构件发生 疲劳破坏。若构件在某恒幅应力水平S作用下的疲 劳寿命为N,则经受n次循环时的损伤为D=n/N; 若构件在应力水平S_i作用下经受n_i次循环的损伤为 D_i=n_i/N_i,在k个应力水平作用下的总损伤为:

$$D = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i}$$

式中,k为变幅载荷作用的应力水平级数,N_i为第*i* 级载荷下的疲劳寿命。

4.2 疲劳分析过程及疲劳寿命分析

首先用Abaqus软件对轮胎模具底座进行受力 分析,然后提取应力-应变计算结果文件,导入Fe-Safe软件进行疲劳模拟。

输入材料的疲劳参数,通过Fe-Safe自带的 Seeger材料数据估计算法^[9-11],在Material输入抗 拉强度 σ_b 以及弹性模量E,生成S-N曲线。根据实 际载荷的应力-应变时间历程,选取单轴Morrow 算法^[12],计算底座的疲劳寿命。

将 Fe-Safe 得 到 的 疲 劳 结 果 文 件 导 入 到 Abaqus软件中,得到底座(原模型)的疲劳寿命云 图及疲劳安全因数云图(见图5)。



(b)疲劳安全因数云图 图5 轮胎模具底座疲劳寿命模拟图

从图5可以看出,底座疲劳寿命最短的区域为 底座与硫化机下热板连接的U形螺栓槽处,该位置 的疲劳寿命为67 820次,即底座在经历67 820次循 环使用后,可能在U形螺栓槽应力集中的部位产生 裂纹;裂纹在一定条件下突然断裂,会造成轮胎模 具损坏,影响轮胎的正常硫化。因此,可增加U形 螺栓槽的厚度来延长其使用寿命。

全钢轮胎模具生产一条轮胎的时间大约为1 h,一年按365天计算,本研究中轮胎模具底座使用 寿命约为7.7年。影响轮胎模具使用寿命的因素 有很多,如加工工艺、个人操作技术、清理维护和 环境状况等都会对轮胎模具的使用寿命产生严重 的影响。底座厚度及滑板形状对底座疲劳寿命的 影响如表2所示。

表2 底座厚度及滑板形状对底座疲劳寿命的影响

底座厚度/mm	U形槽厚度/ mm	底座寿命/万次		
		梯形滑板	矩形滑板	
55	14	8.517	8.157	
48	12	6.782	6.232	
40	10	3.509	3.463	

5 结论

(1)轮胎模具底座的最大应力出现在硫化机 下热板与底座连接的U形螺栓槽处,最大位移出现 在与底座U形螺栓槽成45°的圆周边缘。

(2)轮胎模具底座的应力与底座厚度和底座 滑板面积成反比,下侧板连接形式对底座应力和 位移影响不大。

(3)根据疲劳寿命模拟分析得出轮胎模具底

座最先产生破坏的部位为U形螺栓槽附近,因此可 增大底座和U形螺栓槽厚度以延长其使用寿命。

参考文献:

- 胡海明,李新荣,赵昕.弓形座结构对轮胎模具温度场的影响[J]. 模具技术,2017(2):16-18.
- [2] 胡海明,王沙沙.轮胎模具上盖的力学性能分析[J]. 橡胶工业, 2019,66(2):146-150.
- [3] 邹涛.子午线轮胎B型双模定型硫化机合模力调整技术[J]. 橡塑技 术与装备,2014,40(11):37-38.
- [4] 吕柏源. 橡胶工业手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014: 1009-1095.
- [5] 李淑华. 轮胎活络模具温模过程的热、力非耦合数值模拟分析[D]. 青岛:青岛科技大学,2012.
- [6] 胡海明,赵昕. 底座滑板结构对花纹块温度分布的影响[J]. 电加工 与模具,2014(S1):47-49.
- [7] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社, 2003.
- [8] 刘思宏,冯蕴雯,薛小锋.基于累积损伤的金属结构腐蚀疲劳可靠 性分析[J].机械设计,2014,31(8):97-100.
- [9] 樊荣,李秀红,李文辉,等. 基于ABAQUS/FE-SAFE的TC₄钛合金 板材疲劳寿命仿真与实验[J]. 表面技术,2017,46(1):158-162.
- [10] 马灿,唐涛,黄腾辉. 基于ABAQUS/FE-SAFE的泵车臂架疲劳寿 命分析[J]. 机械制造,2017,55(636):73-74.
- [11] 秦玉林, 祝林, 汤天宝, 等. 基于ABAQUS/FEMFAT的同步环组件 疲劳寿命分析[J]. 汽车实用技术, 2015 (10): 36-37.
- [12] 郑德超,刘占全. 基于ANSYS/FE-SAFE的斗杆疲劳特性分析及 寿命估算[J]. 煤矿机械,2012,33(5):111-112.

收稿日期:2019-09-30

Finite Element Simulation and Fatigue Analysis of Tire Mold Base

HU Haiming, WANG Qin

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: The thermodynamic coupling and mechanical property analysis of the tire mold base during vulcanization were carried out by the finite element simulation software Abaqus, and the fatigue damage and service life of the base with different thickness and sliding plate structure were calculated by software Fe–Safe. The results showed that the maximum stress of tire mold base occurred at the U–shaped bolt groove, and the maximum displacement of the base occurred at the circumferential edge of 45 degrees with the U–shaped bolt groove. The stress of the base was inversely proportional to the thickness of the base and the area of the sliding plate. The connection form of lower side plate had little effect on the stress and displacement of the base was damaged was near the U–shaped bolt groove, and the thickness of the base of the base and U–shaped bolt groove could be increased to lengthen its service life.

Key words: tire mold; base; finite element simulation; mechanical property; fatigue life