

轮胎模具弓形座力学计算及疲劳寿命分析

胡海明, 李新荣*, 叶 杨, 王 芹

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要: 根据实际工况确定轮胎模具弓形座力学计算式, 通过CAD/CAE及疲劳寿命分析软件模拟分析不同上部悬臂厚度和材料的弓形座疲劳寿命和安全因数。结果表明: 上部悬臂厚度增大, 弓形座疲劳寿命明显延长和安全因数明显增大; 40Cr材料(钢)弓形座的疲劳寿命长于和安全因数大于QT450-10材料(球墨铸铁)弓形座。

关键词: 轮胎模具; 弓形座; 刚度; 悬臂厚度; 疲劳寿命; 安全因数

中图分类号: TQ330.4⁺1; O241.82

文章编号: 1000-890X(2019)10-0782-03

文献标志码: A

DOI: 10.12136/j.issn.1000-890X.2019.10.0782

弓形座是轮胎模具的关键承载零件, 工作过程中承受合模力的交变载荷及热变形^[1]。在热力学耦合作用下, 由于弓形座刚度变化, 易出现上侧弯曲变形而导致轮胎装配时花纹块无法再次装入的现象。因此, 弓形座的选材及刚度变化直接影响模具使用寿命及轮胎成型精度。

本工作以40Cr(钢)和QT450-10(球墨铸铁)两种材料的弓形座为研究对象, 运用有限元分析软件, 进行弓形座刚度计算, 并研究上部悬臂厚度和材料与弓形座疲劳寿命和安全因数的关系。

1 弓形座理论力学计算

1.1 上部转角处

弓形座上部转角 $m-m'$ 截面为危险截面, 如图1所示。受力面积为上盖闭滑板与弓形座的接触面积, 为计算方便, 将其简化为均布载荷。最大正应力计算公式如下:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (1)$$

其中 $M_{\max} = -\frac{1}{2}ql^2$

$$W = \frac{I_z}{t/h} = \frac{th^3/12}{h/2} = \frac{th^2}{6}$$

式中, $\sigma_{\max}$ 为弯曲时的最大正应力, Pa; $M_{\max}$ 为最大弯矩, N·m; W 为抗弯界面因数; $[\sigma]$ 为许用应

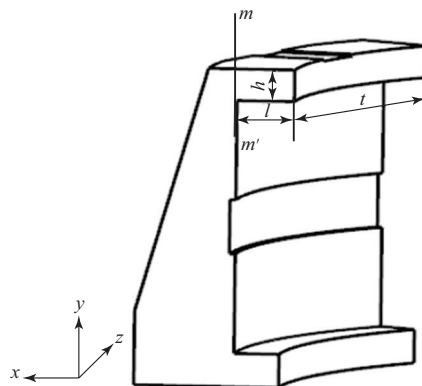


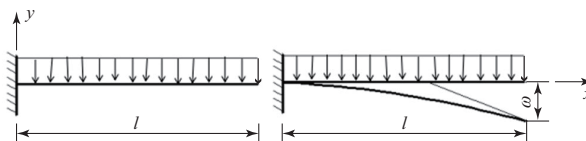
图1 弓形座三维模型

力, 40Cr材料取314 MPa, QT450-10材料取280 MPa; q 为弓形座上侧悬臂所受均布力, $N \cdot m^{-1}$, 由硫化机合模力及上盖受力分析得出; l 为弓形座上侧悬臂长度, m ; I_z 为横截面对 z 轴的惯性矩, m^4 ; t 为弓形座横截面简化模型的长度, m ; h 为弓形座悬臂高度, m 。

1.2 上部悬臂

将弓形座上侧悬臂简化为受均布载荷的悬臂梁力学模型, 如图2所示。

挠度计算公式如下:



(a) 变形前

(b) 变形后

图2 弓形座上侧悬臂简化模型

作者简介: 胡海明(1964—), 男, 山东青岛人, 青岛科技大学教授, 硕士, 主要从事模具CAD的教学与科研工作。

*通信联系人(17863970670@163.com)

$$\omega = -\frac{ql^4}{8EI_z} \quad (2)$$

式中, ω 为弓形座上部悬臂变形挠度, m; E 为材料弹性模量, Pa。

通过理论分析可知, 弓形座上部悬臂最大变形处在端部。在实际设计中, 此处弓形座与花纹块之间的间隙一般为 0.2~0.4 mm。如果弓形座此处变形量小于设计间隙值, 则弓形座上部悬臂受合模力影响会产生疲劳塑性变形, 从而使花纹块无法再次装配; 如果此处变形量大于间隙值, 则弓形座会对花纹块产生向下的压力, 影响花纹块与侧板立面配合间隙精度, 压力过大将导致花纹块变形, 可能产生胶边。因此, 弓形座悬臂长度和厚度是设计的关键。

2 弓形座疲劳寿命分析

2.1 疲劳损伤累积假设

在循环应力作用下, 零件在应力最大处或强度薄弱处易发生疲劳破坏。假设零件受恒幅载荷, 每一次循环对零件的破坏相同, 造成的损伤量 (D) 可表示为 $D=1/N$, N 为给定应力水平的疲劳寿命, 则经过 n 次循环所造成的损伤量为 n/N 。在变幅作用下造成的累积损伤量可用下式表示^[2]:

$$D = \sum_{i=1}^Z n_i / N_i \quad (3)$$

式中, Z 为变幅载荷作用的应力水平级数, n_i 为第 i 级载荷循环次数, N_i 为第 i 级载荷下的疲劳寿命。

当 D 达到临界值, 零件即发生疲劳破坏。

2.2 疲劳分析过程

设定模具壳体型号为 1188, 采用 1 612.9 cm (63.5 英寸) 硫化机, 合模力为 4 220 kN, 弓形座块数为 10。

使用 CAD、CAE 及疲劳分析软件 Fe-safe 进行模拟。首先根据弓形座的原始二维图在 UG 中建立精确的三维模型并转化成 Abaqus 软件所能识别的 *.x-t 格式, 进行热力耦合分析, 然后将所得. odb 文件导入 Fe-safe 软件进行分析, 最后将结果再次导入 Abaqus 软件, 查看弓形座的疲劳寿命及安全因数^[3-4]。

2.3 材料的外加应力 (S)- N 曲线设置

S - N 曲线是疲劳寿命分析的关键。疲劳寿命

分析软件可根据 seeger 法用抗拉强度极限与弹性模量进行估算绘制, 取 QT450-10 材料的抗拉强度极限为 756 MPa, 弹性模量为 1.69×10^5 MPa; 40Cr 材料的抗拉强度极限为 980 MPa, 弹性模量为 2.11×10^5 MPa。

2.4 表面粗糙度设置

零件表面微观几何形状对其疲劳寿命有重要影响。表面粗糙度越大、条纹越深, 疲劳寿命越短。弓形座模型设置其内表面粗糙度为 1.6 μm , 背部与导向条接触处及底部表面粗糙度为 0.8 μm , 其他表面默认粗糙度为 3.2 μm 。Fe-safe 软件中零件表面粗糙度设置在一定范围内, 为保证弓形座疲劳寿命分析精度, 将表面粗糙度设置在 1.6~4 μm 范围内。

2.5 疲劳寿命分析

设弓形座悬臂厚度为 35 mm, QT450-10 材料弓形座模型分析结果如图 3 所示。

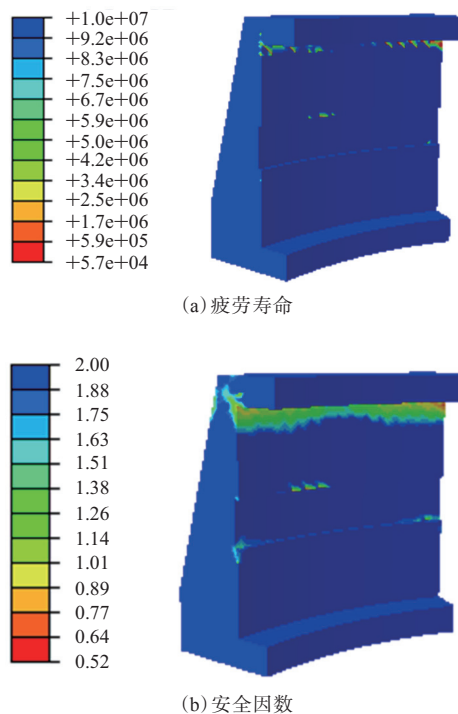


图3 QT450-10材料弓形座疲劳寿命和安全因数分析结果

由图 3 (a) 可见, 弓形座最短疲劳寿命出现在其内表面上侧边缘, 疲劳寿命约为 5.7 万次, 其他位置疲劳寿命多达到 100 万次。由图 3 (b) 可见, 安全因数最小值为 0.52, 与最大等效应力位置相吻

合,最大值为2。

40Cr材料弓形座的最短疲劳寿命为7.85万次,比QT450-10材料弓形座延长37%,最小安全因数为0.54,比QT450-10材料弓形座增大4%,位置相同。

2.6 上部悬臂厚度对弓形座疲劳寿命和安全因数的影响

不同上部悬臂厚度和材料弓形座的疲劳寿命、安全因数和最大挠度分析结果如表1所示。

表1 不同上部悬臂厚度和材料弓形座的疲劳寿命、安全因数和最大挠度

项 目	上部悬臂厚度/mm				
	25	30	35 ¹⁾	40	45
疲劳寿命/万次					
40Cr	4.38	5.20	7.85	8.65	13.30
QT450-10	3.60	4.84	5.70	7.50	12.00
安全因数					
40Cr	0.50	0.50	0.54	0.61	0.65
QT450-10	0.50	0.50	0.52	0.56	0.59
最大挠度/mm					
40Cr	0.193	0.185	0.180	0.181	0.133
QT450-10	0.252	0.234	0.230	0.225	0.216

注:1)原模型。

由表1可以看出:QT450-10材料弓形座的上部悬臂厚度为40和45 mm时,其疲劳寿命分别比原模型延长32%和110%,安全因数分别增大8%和13%;40Cr材料弓形座的上部悬臂厚度为40和45

mm时,其疲劳寿命分别比原模型延长10%和69%,安全因数分别增大13%和20%;随着上部悬臂厚度的增大,弓形座的最大挠度减小。此外,在上部悬臂厚度相同的情况下,40Cr材料弓形座的疲劳寿命长于和安全因数大于QT450-10材料弓形座。

3 结论

(1)弓形座上部转角及上部悬臂处是轮胎模具设计的关键,可根据公式进行力学计算。

(2)弓形座的疲劳寿命和安全因数随着上部悬臂厚度的增大而提高。

(3)弓形座上部悬臂厚度相同时,40Cr材料弓形座的疲劳寿命长于和安全因数大于QT450-10材料弓形座。

弓形座设计时可根据实际使用条件合理选择材料及上部悬臂厚度。

参考文献:

- [1] 胡海明,李新荣,赵昕.弓型座结构对轮胎模具温度场的影响[J].模具技术,2017(2):16-18,33.
- [2] 刘明星,刘志峰,宋守许.基于ABAQUS/fe-safe的服役后轴类零件疲劳分析方法[J].机械设计与制造,2012(9):72-74.
- [3] 李凡珠,刘金朋,杨海波,等.橡胶材料单轴拉伸疲劳寿命预测的有限元分析[J].橡胶工业,2015,62(7):439-442.
- [4] 赵亚元,王伟.载重子午线轮胎胎面磨耗有限元分析[J].橡胶工业,2016,63(7):421-424.

收稿日期:2019-05-08

Mechanics Calculation and Fatigue Life Analysis of Tire Mold Slider

HU Haiming, LI Xinrong, YE Yang, WANG Qin

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

Abstract: The mechanics calculation formula of tire mold slider was determined according to the actual working condition. The fatigue life and safety factor of slider with different upper cantilever thickness and material were simulated and analyzed by CAD/CAE and fatigue life analysis software. The results showed that the fatigue life of the slider was significantly prolonged and the safety factor was significantly enlarged as the thickness of the upper cantilever increased. The fatigue life of the slider made of 40Cr material was longer than that of the slider using QT450-10 material, and the safety factor of the 40Cr steel slider was also bigger.

Key words: tire mold; slider; stiffness; cantilever thickness; fatigue life; safety factor