

全钢载重轮胎模具上盖刚度及疲劳寿命分析

胡海明, 王沙沙

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要:通过对硫化时全钢载重轮胎模具上盖受力分析,并根据板壳理论中圆形薄板计算理论,得出上盖最大挠度和应力的计算公式。利用有限元模拟验证上盖的刚度,通过计算得到不同材料上盖的最小厚度和疲劳寿命。结果表明:不同材料上盖的最小厚度不同,45锻钢和Q235钢上盖最大变形量均小于0.05 mm,满足上盖刚度设计要求;45锻钢上盖最小厚度比Q235钢上盖减小1 mm,疲劳寿命延长2.09%,使用寿命延长2.22%,45锻钢上盖使用性能较优。

关键词:轮胎模具;上盖;刚度;疲劳寿命;有限元分析

中图分类号: TG76; TQ336.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2019)04-0307-04

DOI: 10.12136/j.issn.1000-890X.2019.04.0307

本工作根据板壳理论中圆形薄板计算理论,得出全钢载重轮胎模具上盖最大挠度和应力的计算公式;利用有限元模拟验证上盖刚度,通过计算得到不同材料上盖的最小厚度和疲劳寿命。

1 圆形薄板计算理论

根据弹塑性力学薄板定义概念,对上盖进行设计。上盖的简化力学模型如图1所示。其中, R 为上盖最大半径(mm), b 为上侧板最大半径(mm), F_1 为硫化机合模力(kN), F_2 为成型胶囊压力(kN), F_3 为弓形座反力(kN)。

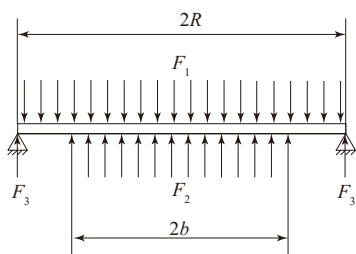


图1 上盖的简化力学模型

1.1 上表面挠度和应力计算公式

上盖周边简支且上表面承受均布载荷 q_1 时的挠度和应力计算公式^[1]如下。

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

E-mail: huhm64@163.com

$$w_1 = \frac{q_1(R^2 - r^2)}{64D} \left(\frac{5 + \mu}{1 + \mu} R^4 - 2 \frac{3 + \mu}{1 + \mu} R^2 r^2 + r^4 \right) \quad (1)$$

$$\sigma_r = \pm \frac{3(3 + \mu)q_1}{8t^2} (R^2 - r^2) \quad z = \pm \frac{t}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_t = \frac{3(3 + \mu)q_1}{8t^2} \left(R^2 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} r^2 \right) \quad z = \pm \frac{t}{2} \quad (3)$$

$$w_{1\max} = \frac{q_1 R^4 (5 + \mu)}{64D(1 + \mu)} \quad (4)$$

$$\sigma_{1\max} = \sigma_r = \frac{3(3 + \mu)}{8t^2} q_1 R^2 \quad r = 0 \quad (5)$$

式中, w_1 为上盖上表面承受均布载荷 q_1 时任意半径处挠度,mm; $q_1 = F_1/A_1$ [上盖上表面与热板接触处面积(m^2)],MPa; r 为上盖所求点处半径,mm; D 为抗弯刚度; σ_r 为径向弯曲应力,MPa; σ_t 为周向弯曲应力,MPa; μ 为泊松比; t 为上盖厚度,mm; $w_{1\max}$ 为均布载荷 q_1 作用下上盖最大挠度,mm; $\sigma_{1\max}$ 为均布载荷 q_1 作用下上盖最大应力,MPa。

1.2 下表面挠度和应力计算公式

上盖周边简支且下表面承受均布载荷 q_2 时任意半径处挠度和弯矩的计算公式如下。

当 $r \leq b$ 时:

$$w_2 = \frac{q_2 r^4}{64D} - \frac{q_2 b^2}{8D} \left[\ln \frac{R}{b} + \frac{1}{1 + \mu} - \frac{(1 - \mu)b^2}{4(1 + \mu)R^2} \right] r^2 + \frac{q_2 b^2}{16D} \left[\frac{3 + \mu}{1 + \mu} R^2 - b^2 \ln \frac{R}{b} - \frac{(7 + 3\mu)b^2}{4(1 + \mu)} \right] \quad (6)$$

$$w_{2\max} = \frac{q_2 b^2}{16D} \left[\frac{3 + \mu}{1 + \mu} R^2 - b^2 \ln \frac{R}{b} - \frac{(7 + 3\mu)b^2}{4(1 + \mu)} \right] \quad (7)$$

$$\sigma_{2\max} = \sigma_r = \sigma_t = \frac{3(3+\mu)}{8t^2} q_2 b^2 \quad z = \frac{t}{2}, r = 0 \quad (8)$$

式中, w_2 为 $r \leq b$ 条件下上盖下表面承受均布载荷 q_2 时的挠度, mm; $q_2 = F_2/A_2$ [上盖下表面与上侧板接触处面积 (m^2)], MPa; $w_{2\max}$ 为均布载荷 q_2 作用下上盖最大挠度, mm; $\sigma_{2\max}$ 为均布载荷 q_2 作用下上盖最大应力, MPa。

当 $r \leq b \leq R$ 时:

$$w'_2 = \frac{q_2 b^2}{8D} \left[\ln \frac{r}{R} - \frac{3+\mu}{2(1+\mu)} + \frac{(1-\mu)b^2}{4(1+\mu)R^2} \right] r^2 + \frac{q_2 b^2}{16D} \ln \frac{r}{R} + \frac{q_2 b^2}{16D} \left[\frac{\mu-1}{2(1+\mu)} b^2 + \frac{(3+\mu)R^2}{1+\mu} \right] \quad (9)$$

式中, w'_2 为 $r \leq b \leq R$ 条件下上盖下表面承受均布载荷 q_2 时的挠度, mm。

2 上盖刚度计算

上盖刚度等于最大挠度, 计算公式^[2]如下。

$$K = w_{\max} = w_{1\max} - w_{2\max} \quad (10)$$

式中, K 和 $w_{\max}$ 分别为上盖刚度和最大挠度, mm。

刚度是抗变形的能力, 由于上盖平面度设计要求为 0.05 mm, 上盖刚度和最大挠度须不大于 0.05 mm。

3 上盖刚度有限元校核

因工作特性, 对上盖刚度进行校核。以 1188 壳体轮胎模具 [适用于 1 612.9 mm (63.5 英寸) 热板式硫化机, 合模力 F_1 为 4 220 kN^[3]] 上盖为例, 其最大半径 (R) 为 623 mm, 内径 (r') 为 70 mm, 厚度 (t) 为 70 mm, 材料采用 45 锻钢, 弓形座块数 (n) 为 9, 上侧板最大半径 (b) 为 531 mm, 上盖闭滑板形状为矩形^[4]。

将各参数代入上述公式得 $t \geq 25.9$ mm, 腐蚀裕度取 2~6 mm, 因此 $t_{\min} = 31.9$ mm, 取整得 $t \geq 32$ mm。建立上盖模型, 将上盖和上侧板进行装配, 上侧板厚度为 35 mm, 材料采用 45 锻钢。利用 ABAQUS 软件进行顺序热力耦合分析, 结果如图 2 所示。

从图 2 可以看出: 上盖最大应力和变形量分别为 249.3 MPa 和 0.042 84 mm; 上盖最大应力大于

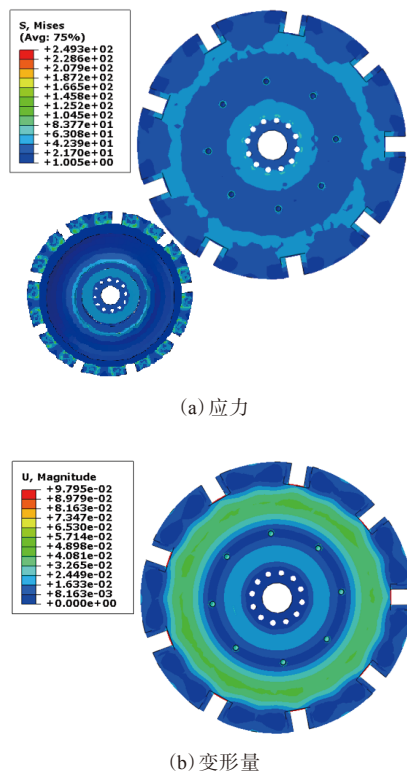


图2 上盖 ($t=32$ mm) 模型模拟云图

45 锻钢的许用应力, 但小于其设计许用应力 (281 MPa), 最大变形量接近最大挠度要求 (0.05 mm); 上侧板最大变形量为 0.097 95 mm。设计轮胎模具上盖时建议在理论计算最小厚度的基础上加大厚度, 减小上侧板变形量, 避免硫化时轮胎因侧板变形过大而产生胶边。

当上盖材料采用 Q235 钢时, 求得上盖最小厚度为 33 mm。以同样方法将模型导入 ABAQUS 软件进行模拟分析可知: 上盖最大应力和变形量分别为 219.46 MPa 和 0.049 2 mm; 上盖最大应力大于 Q235 钢的许用应力 (186.5 MPa), 但小于 Q235 钢的屈服极限 (235 MPa), 最大变形量接近最大挠度要求。

4 上盖疲劳寿命分析

4.1 上盖疲劳寿命计算

疲劳寿命是零件工程结构和机械使用的 3 个基本要求之一。疲劳寿命是指结构或机械直至破坏所使用的循环载荷次数或时间。若上盖出现裂纹或破坏, 会影响整套轮胎模具的使用精度, 导致轮胎产生胶边^[5]。

利用ABAQUS软件对上盖进行受力分析,得到上盖的应力分布,再将应力分布结果导入FE-SAFE软件,设置脉动循环载荷谱、 $S-N$ 曲线(S 为变形量, N 为疲劳寿命)、材料等参数,对上盖进行疲劳分析,将得到的疲劳结果再次导入ABAQUS软件中,得到上盖的疲劳寿命分布云图和危险区域分布状况。70 mm厚上盖疲劳分析结果如图3所示。

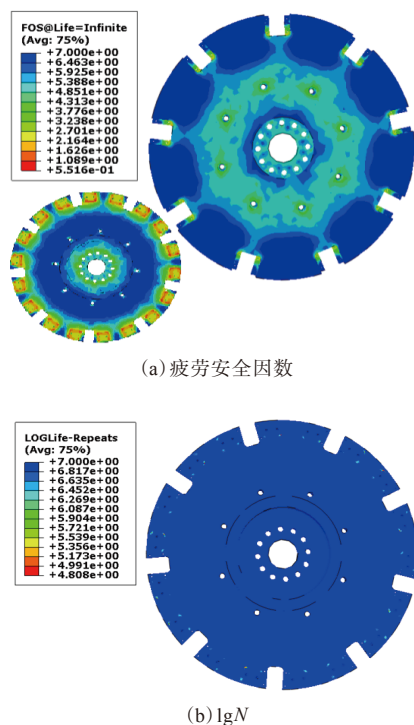


图3 上盖($t=70$ mm)疲劳分析云图

从图3可以看出,上盖疲劳寿命最短的区域为上盖与弓形座接触的上盖闭滑板接触处,该位置的疲劳寿命为 $10^{4.808}=64\,268$ 次(1次指1套轮胎模具生产1条轮胎),即上盖从第1次使用至产生裂纹的疲劳寿命为64 268次。上盖的疲劳安全因数最小值为0.551 6,出现在上盖与弓形座接触的上盖闭滑板接触处,与上盖疲劳寿命最短值出现在同一区域。从图3还可以看出,安全因数较小^[6]的区域在整个上盖中所占比例较小。

计算上盖使用寿命可以实时掌握轮胎模具的工作状态,便于在轮胎胶边出现之前对模具进行维护或更换。从FE-SAFE软件中导出45锻钢上盖 $E-N$ 曲线(E 为应变),利用插值法求得上盖最大变

形量为0.05 mm时的使用寿命为46 000次,与其疲劳寿命相比缩短了28.42%。

当上盖材料采用Q235钢时,上盖的疲劳寿命为 $10^{4.799}=62\,950$ 次,与45锻钢上盖相比缩短了2.05%;最大变形为0.05 mm时的使用寿命为45 000次,与疲劳寿命相比缩短了28.51%。

4.2 最小厚度上盖疲劳寿命计算

当上盖材料为45锻钢,上盖最小厚度为32 mm时的疲劳寿命为 $10^{4.640}=43\,651$ 次,最大变形量为0.05 mm时的使用寿命为18 000次,与疲劳寿命相比缩短了58.76%。

当上盖材料采用Q235钢时、上盖最小厚度为33 mm时的疲劳寿命为 $10^{4.625}=42\,169$ 次,与45锻钢上盖相比缩短了3.40%;最大变形为0.05 mm时的使用寿命为15 000次,与疲劳寿命相比缩短了64.43%。

5 结论

(1) 不同材料上盖的最小厚度不同,有限元模拟结果表明,上盖最大变形量均小于0.05 mm,满足上盖刚度设计要求。

(2) 根据45锻钢上盖 $E-N$ 曲线,利用插值法求得上盖最大变形量为0.05 mm时的使用寿命比疲劳寿命缩短28.42%。

(3) 上盖材料直接影响其疲劳寿命,材料采用45锻钢上盖的最小厚度比Q235钢上盖减小1 mm,疲劳寿命延长2.09%,使用寿命延长2.22%。与Q235钢上盖比,45锻钢上盖使用性能较优。

参考文献:

- [1] 刘鸿文. 薄板理论[M]. 浙江:浙江大学出版社,1987.
- [2] 刘鸿文. 材料力学(I)(4版)[M]. 北京:高等教育出版社,2004.
- [3] 吕柏源. 橡胶工业手册(3版)[M]. 北京:化学工业出版社,2014.
- [4] 韩新,胡海明,李淑华,等. 全钢子午线轮胎活络模具的传热模拟分析[J]. 橡胶工业,2013,60(2):109-111.
- [5] 胡海明,王科,王云见. 轮胎模具耐磨板磨损分析[J]. 橡胶工业,2015,62(7):432-435.
- [6] 姜年朝. ANSYS和ANSYS/FE-SAFE软件的工程应用及实例[M]. 南京:河海大学出版社,2006.

收稿日期:2018-10-16

Analysis of Stiffness and Fatigue Life of Top Cover of Truck and Bus Tire Mold

HU Haiming, WANG Shasha

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

Abstract: Based on the stress analysis of the top cover of truck and bus tire mold under the curing condition and the calculation theory of circular thin plate in the theory of plate and shell, the formula for calculating the maximum deflection and stress of top cover was obtained. The finite element simulation was used to verify the stiffness of top cover, and the minimum thickness and fatigue life of the top cover with different materials were obtained by calculation. The results showed that, the minimum thickness of the top cover with different material was different. The maximum deformation of 45[#] steel and Q235 steel top cover was reduced by 0.05 mm, which met the design requirements of top cover stiffness. Compared with Q235 steel top cover, the minimum thickness of 45[#] steel top cover was 1 mm less, the fatigue life was extended by 2.09%, the service life was extended by 2.22%, and the 45[#] steel top cover had better performance.

Key words: tire mold; top cover; stiffness; fatigue life; finite element analysis

• 国内外动态 •

Alliance的Forestar产品线新增两款CTL轮胎
美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer.com)2019年2月6日报道:

Alliance轮胎集团(ATG)的Forestar产品线为CTL(cut to length)市场新增两款林业轮胎。

Alliance轮胎美洲公司林业部经理Terry Goodwin称,新Alliance 643 Forestar III LS-2和Alliance 644 Forestar III LS-2轮胎(分别见图1和2)的特点是钢丝带束结构和特殊的抗崩花掉块胶料,可应对重型CTL机械所面对的挑战。



图1 Alliance 643 Forestar III LS-2轮胎



图2 Alliance 644 Forestar III LS-2轮胎

轮胎设计提供最小土壤压实和表面扰动,适应CTL机械全年作业所面对的宽范围条件。

Alliance 643轮胎的特点是采用宽胎肩花纹块,专为适应履带式作业而设计。特殊设计的六角形胎圈确保轮胎与轮辋配合紧密,以防止轮胎打滑。

像Alliance 643轮胎一样,Alliance 644轮胎的特点是加强的六角形胎圈及4层胎肩-胎肩钢丝带束层,确保完全保护胎面部位并最大可能箍紧胎体。胎面基部的重型稳定筋还可提高轮胎牵引性能和延长轮胎寿命。

(吴秀兰摘译 赵敏校)