

文章编号: 1006-4710(2011)01-0102-05

塑料周转箱结构与力学性能研究

武丽丽, 黄颖为

(西安理工大学 印刷包装工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 运用 3D 绘图软件 Pro/E, 建立了塑料周转箱的三维实体模型, 应用 CAE 软件 ANSYS 对周转箱的结构进行有限元分析, 分别求出各结构因素对周转箱力学性能的影响, 进而确定出最优结构尺寸。

关键词: ANSYS; 塑料周转箱; 有限元分析

中图分类号: TB482.2 **文献标志码:** A

Research on Structural Design and Mechanics of Plastic Container

WU Lili, HUANG Yingwei

(Faculty of Printing and Packaging Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: The 3D drawing software Pro/E is used to establish the 3D solid model for the plastic container. Also, CAE software ANSYS is employed to carry out the finite element analysis of plastic container structure. Meanwhile the effects of factors of each structure upon the mechanical properties of plastic container are obtained, whereby the optimal structural sizes are determined.

Key words: ANSYS; plastic container; finite element analysis

目前国内外对周转箱的结构设计一般是由经验得出的尺寸标准和范围确定的, 通过试验发现问题再对设计方案加以改进。一般来说, 产品的尺寸及相关结构要素的组合对产品的力学安全性的影响最大, 传统的方法并不能确定它们的影响情况。因此, 采用有限元分析法对产品进行强度、刚度检验, 估算承载能力及对产品的设计进行优化是必要的, 也是有效的。本文运用 Pro/E 2.0 软件建立了塑料周转箱的 3D 实体模型, 应用 ANSYS 对箱体的结构进行有限元分析, 得出各结构因素对周转箱强度的影响, 为周转箱的改进设计提供依据。

塑料周转箱的结构比较复杂, 使得模型的建立、求解和分析大都比较困难, 因此在讨论结构强度影响因素的时候可以对模型适当简化, 其他条件相同, 讨论其中一个参数如高度、长宽比、厚度等对其应力分布的影响, 得到周转箱的力学特性和参数最优值, 完成周转箱改进设计。

1 建立有限元模型及求解

1.1 几何模型的建立

本文研究的对象为某塑料制品厂用塑料垃圾生产的果蔬周转箱。结构参数为: 长 440 mm, 宽 300 mm, 高 240 mm, 壁厚 2 mm。由于周转箱结构比较复杂, 同时在分析过程中需要不断修改尺寸, 因此首先在 Pro/E 里建模, 再导入 ANSYS 中进行网格划分^[1]。周转箱模型如图 1 所示。

1.2 确定单元类型

本文选用 Solid92 单元。Solid92 是 3 维 10 节点四面体结构实体, 具有二次位移, 适用于模拟不规则网格(譬如由各种各样的 CAD/CAM 系统产生)。该元素由 10 个节点定义, 每个节点 3 个自由度: x 、 y 、 z 方向。具有塑性、膨胀及应力强化、大变形、大应变能力^[2]。

收稿日期: 2010-11-08

基金项目: 陕西省教育厅专项基金资助项目(09JK620)。

作者简介: 武丽丽(1986-), 女, 河南焦作人, 硕士。E-mail: crystal2lily@163.com。

黄颖为(1962-), 女, 陕西周至人, 教授, 研究方向为包装印刷质量控制与防伪。E-mail: huangyw12@163.com。

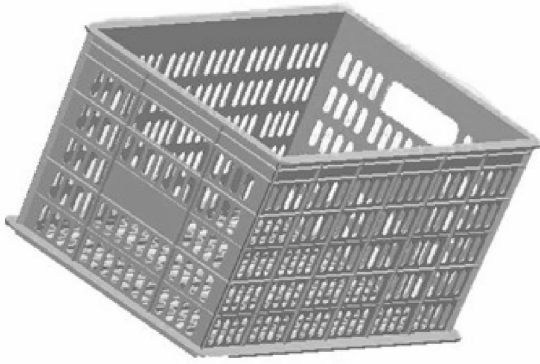


图1 塑料周转箱 3D 模型
Fig.1 Plastic container 3D model

1.3 添加材料常数

通过试验测得材料的性能参数为：弹性模量 $E = 1.1 \text{ GPa}$ ，泊松比 $\mu = 0.25$ ，材料密度 $\rho = 0.9 \text{ g/m}^3$ ，许用应力 $[\sigma]_t = 13.5 \text{ MPa}$ 。

1.4 划分网格

本文采用智能网格划分工具“Smartsize”。在很多情况下，使用 Smartsize 更有利于在网格生成过程中生成形状合理的单元。Smartsize 通过网格划分水平值（从 1 到 10）来控制网格划分大小，网格划分精度直接决定分析结果的好坏，综合考虑计算精度和计算机运算速度，确定精度为 6，最终得网格节点为 615 915 个，单元为 282 727 个。网格划分模型如图 2 所示。

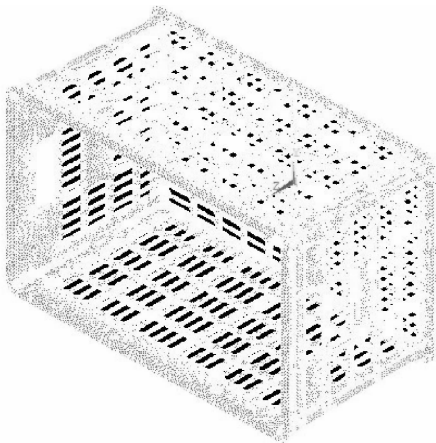


图2 周转箱网格划分模型
Fig.2 Plastic container mesh model

1.5 施加载荷及约束

载荷可以施加在实体模型上，或者直接施加于有限元模型上，从有限元理论可知，最终进行计算的载荷必须是施加于有限元模型上的载荷，所以 ANSYS 将自动把施加在实体模型上的载荷转换为有限元模型上后再进行求解。根据实际情况，周转

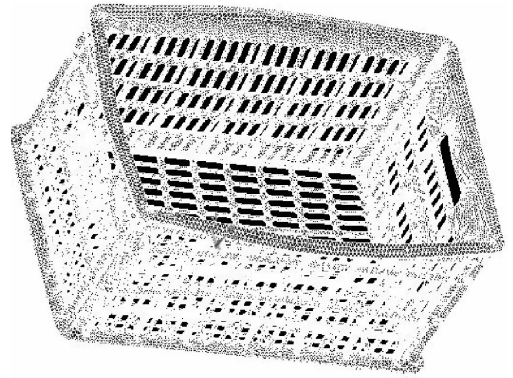


图3 塑料周转箱变形图
Fig.3 Plastic container deformation figure

箱主要受到的是堆码载荷。为简化求解，假定为上表面均匀分布的静压力（受力变形图见图 3）。分析前先使用抗压试验机对周转箱进行抗压试验，测得周转箱的屈服载荷和正常载荷下的最大变形量，根据试验结果，周转箱达到屈服时承受的极限压力 P_1 为 0.5 MPa ，变形量约为 7.8 mm 。周转箱正常堆码载荷 P_2 为 0.15 MPa ，变形量为 2.4 mm 。考虑周转箱堆码实际情况，周转箱的底面四边为全约束。

基本假设及说明：①材料各项同性；②不考虑在受载过程中温湿度改变对材料性能指标的影响；③材料变形发生在弹塑性范围内；④有限元分析中采用的屈服准则为等效应力屈服准则，等效应力为 σ_e 。当实际应力的等效应力超过材料屈服应力时发生屈服，发生屈服后塑性应变发展的方向垂直于屈服面，遵循相关流动准则。强化准则为各向同性强化准则^[3]。

1.6 求解及后处理

分别在极限载荷 P_1 和正常堆码载荷 P_2 下对周转箱进行有限元分析。通过分析得到塑料在两种载荷下的 Von Mises 应力云图（图 4、图 5）。

SUB=1
TIME=1
SEQV (AVG) MX
DMX=007077
SMN=9640
SMX=.139E+08

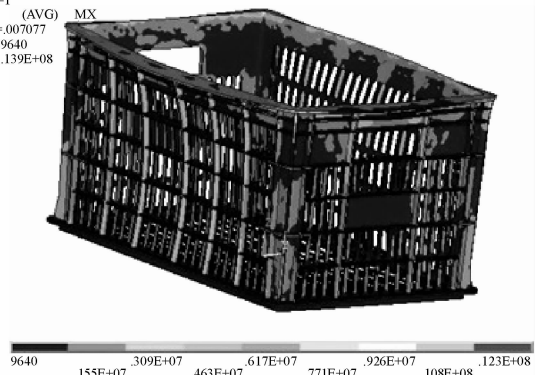
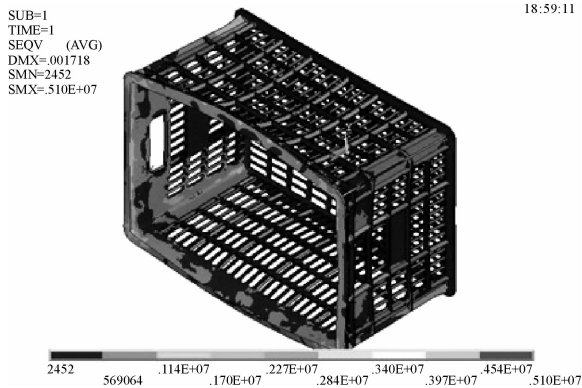


图4 P_1 Von Mises 应力云图
Fig.4 P_1 Von Mises stress contours

图5 P_2 Von Mises 应力云图Fig. 5 P_2 Von Mises stress contours

1.7 求解的结果说明:

从表1可以看出两种方法的结果基本吻合,说明模型及所选用方法合适。

表1 两种方式下最大变形的比较

Tab. 1 Comparison of the maximum deformation in two ways

试验方式	载荷	
	0.5 MPa	0.15 MPa
ANSYS 仿真	7.077 mm	1.72 mm
抗压试验	7.23 mm	1.54 mm

最大应力发生在四个拐角处(见图6),即三个面相交处,说明在拐角处容易产生应力集中,由于材料是在静载条件下,而且使用的是塑性材料,从图中可看出应力集中的影响很小,且建模时对小圆角部位进行了简化,也产生了一些影响,因此暂不考虑圆角处应力集中。

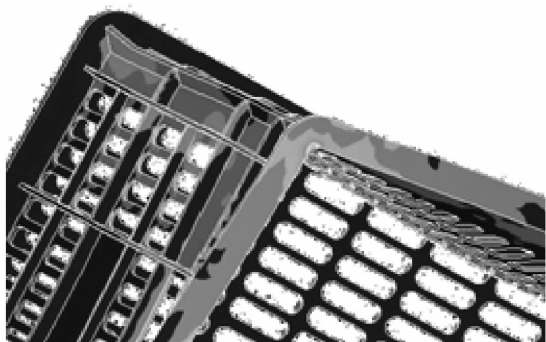


图6 圆角应力放大云图

Fig. 6 Round stress amplification image

其余部位受力较均匀,应力相对比较大的位置在加强筋处(图7),说明对于箱类塑料包装容器,加强筋是提高强度和刚性的重要因素。正常工作压力下,不考虑应力集中影响,周转箱大部分所受的应力值都小于4 MPa,远小于材料的许用应力13.5

MPa,说明材料抵抗破坏的能力还有很大潜力,周转箱结构有很大的改进空间,整个箱体设计趋于保守。因此,为节省材料,降低成本,分析各结构参数对周转箱强度影响,对其进行改进设计是很有必要的。

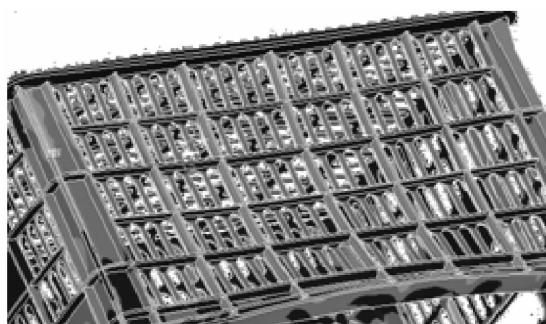


图7 加强筋应力放大图

Fig. 7 Reinforcement stress amplification image

下面将在这个模型的基础上讨论周转箱的多个几何参数对其性能的影响。

2 对模型的讨论

2.1 高度

其他条件不变时,将周转箱的高度在一定范围内变化,求解找出每个高度值对应的最大应力及变形,并绘制出他们的关系曲线。综合考虑周转箱设计标准及工厂实际情况,将高度值设定在210~260 mm之间,求解的结果如图8所示。

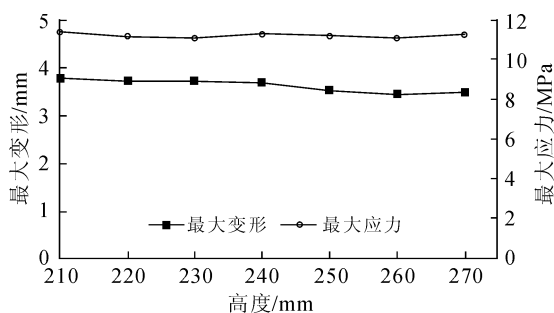


图8 周转箱高度与最大应力及变形关系

Fig. 8 Relations between height and maximum stress/deformation

从图8可以看出,静载荷下高度对周转箱应力及变形量的影响并不明显,为使集合包装容器包装运输空间利用率最大,可将高度值确定为240 mm。

2.2 长宽比

利用组合分割和整数分割相结合的方法得出组合分割的尺寸系列,较好的比值有3/2、4/3、5/4、6/5,其他条件不变的情况下,分别对其进行求解分析^[4],结果如图9所示。

从图9可以看出,在高度确定,周长不变的情况下,周转箱的最大应力及变形量与长宽比有一定的关系,随着长宽比逐渐增大,最大应力和变形量随之减小。

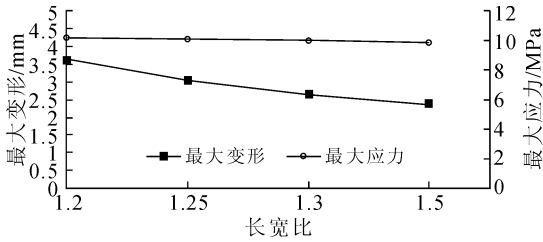


图9 周转箱长宽比与最大应力及变形关系
Fig.9 Relations between length-width ratio and maximum stress/deformation

2.3 厚度

当周转箱载荷、长宽比、高度等因素都不变时,改变箱壁厚度,观察其应力及变形量的变化。参考周转箱壁厚值确定原则,在1~3 mm范围内取7种厚度,高度为240 mm,载荷为0.5 MPa。结果如图10所示。

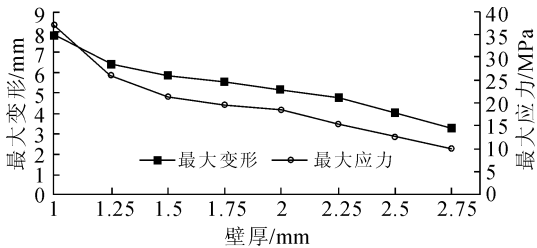


图10 周转箱壁厚与最大应力及变形关系
Fig.10 Relations between thickness and maximum stress/deformation

从图10可以看出,周转箱的最大应力随厚度的增加而减少,这是因为随着厚度的增加,周转箱四个受力侧面强度增加,弹塑性变形减小,因而应力减小。厚度小于1.5 mm时,应力变化比率大,大于1.5 mm以后,应力变化比率较小。在满足制品结构和使用要求的条件下,尽可能采用较小的壁厚,为减轻周转箱重量,节约原材料,可选用1.5 mm壁厚值。通过加强筋提高强度。

2.4 脱模斜度

注塑件上设置斜度可减少制件的初始顶出力,简化模具结构中顶出系统的设计。也避免顶出过程中制件表面擦伤或磨损。通常情况下,对于塑料周转箱,脱模斜度的取值一般在 $30' \sim 1^\circ 30'$ ^[5]。在其他条件确定的情况下,在 $30' \sim 1^\circ 30'$ 范围内取五组斜度值,分别对其进行求解分析,结果如图11所示。

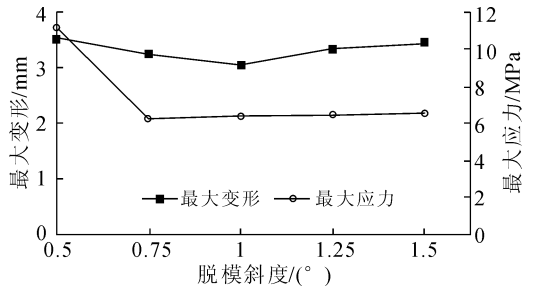


图11 周转箱脱模斜度与最大应力及变形关系
Fig.11 Relation between draft and maximum stress/deformation

由图11可以看出,脱模斜度在 0.5° 时应力和变形都比较大,在 $0.75^\circ \sim 1.5^\circ$ 变化时对应力影响不大,变形量变化幅度较大。综合考虑应力和变形量,确定脱模斜度值为 1° 。

2.5 加强筋尺寸

在壁厚受到限制的情况下,为了保证一定的刚度,提高尺寸稳定性,阻止塑料因收缩导致的翘曲变形和抵御外力作用下可能导致的变形,加强筋的设计和运用是一种合理和必然的选择。加强筋的效用主要体现在筋的尺寸、数目方面。尺寸设计一般以壁厚为基准,重点确定高度、厚度、脱模斜度等方面^[6]。根据加强筋设计要点,为方便设计计算,选择梯形截面。经验范围内,截面积相等的情况下,取几种尺寸不同的加强筋:①厚度 $t_1 = 1$ mm,高 $h_1 = 8$ mm;②厚度 $t_2 = 0.8$ mm,高 $h_2 = 10$ mm;③厚度 $t_3 = 2$ mm,高 $h_3 = 4$ mm。分析结果如图12所示。

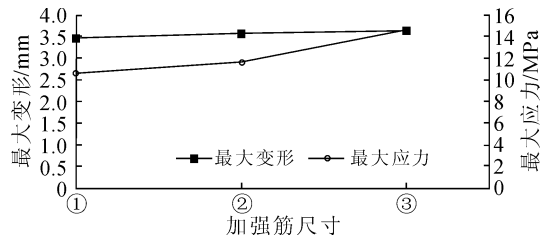


图12 周转箱加强筋尺寸与最大应力及变形关系
Fig.12 Relations between reinforced size and maximum stress/deformation

由图12可以看出,使用尺寸①加强筋的周转箱应力及变形量最小。对于加强筋的数量,原则上以多为好,但也不易过多,可以根据最终结构强度确定。

2.6 圆角半径

制品的两相交平面之间尽可能以圆弧过渡,避免因锐角而造成应力集中等弊病^[7]。综合考虑各因素,壁厚为2 mm时,确定圆角半径1~8 mm之间变化,分析结果如图13所示。

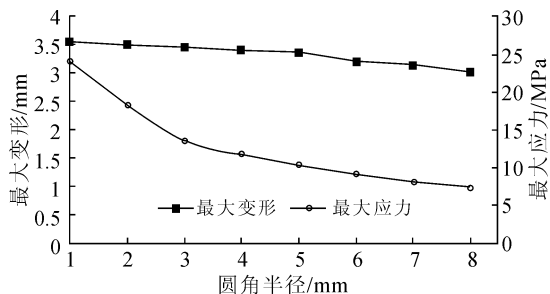


图 13 周转箱圆角半径与最大应力及变形关系

Fig. 13 Relation between round and maximum stress/deformation

由图 13 可以看出,随圆角半径逐渐增大,变形量变化幅度不大,应力变化比较明显。圆角半径小于 3 mm 时,降低幅度较大,大于 3 mm 时,降低幅度较小。可见,圆角的设计是避免应力集中的重要原则。根据分析结果,圆角半径为 8 mm 时足以减小应力集中。

3 周转箱结构改进设计

根据分析结果,为节省材料,降低成本,对箱体的结构尺寸做进一步的改进。改进后周转箱尺寸如下:长 450 mm,宽 300 mm,高 240 mm,脱模斜度为 1° ,加强筋尺寸为厚度 $t_1 = 1$ mm,高 $h_1 = 8$ mm,圆角半径为 8 mm。将改进后的模型进行有限元分析,分析结果见图 14。

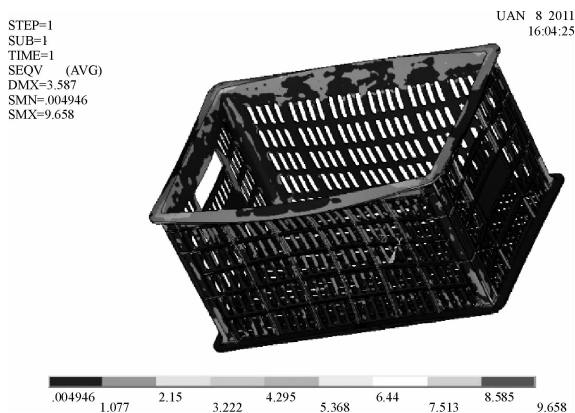


图 14 改进后周转箱应力云图

Fig. 14 The stress contours of improved plastic container

箱体最大变形量为 3.587 mm,所受的最大应力为 9.658 MPa,仍在材料的许用范围之内,箱体的质量由 0.92 kg 减少到 0.71 kg,减少了 0.21 kg 的制造材料,使厂家的材料成本降低了近 22.83%。

4 结论

在 Pro/E 2.0 平台上建立周转箱的三维模型,通过数据转换导入 ANSYS 10.0 中,对周转箱结构进行了应力分析。

由分析结果可以看出,周转箱最易发生应力集中的部位是四个拐角处,因此选择合适的过渡圆角是减小应力集中的关键;周转箱承受力的主要部位是加强筋,说明加强筋的合理设计是提高周转箱强度的关键。

根据分析结果,对箱体进行了改进设计,使之在保证安全可靠的同时,节约材料,降低成本。

参考文献:

- [1] 蒋素清,杜娟. Pro/E 和 ANSYS 在结构设计中的应用研究[J]. 温州职业技术学院学报,2007,9(7):27-29.
Jiang Suqing, Du Juan. Research of Pro/E and ANSYS used in structural design[J]. Paper of Wenzhou Vocational and Technical College,2007,9(7):27-29.
- [2] 张洪信,赵清海. ANSYS 有限元分析完全自学手册[M]. 北京:机械工业出版社,2008:50-56.
- [3] 曹世普. 纸模包装制品的结构与力学性能的初步探讨[D]. 北京:北京化工大学,2003.
- [4] 金国斌. 物流链中的运输包装优化问题[J]. 包装工程,2005,26(3):93-95.
Jin Guobin. Optimization of transport packaging in logistics chain[J]. Packaging Engineering, 2005,26(3):93-95.
- [5] 孙诚. 包装结构设计[M]. 北京:中国轻工业出版社,2003:23-28.
- [6] 金国斌. 塑料包装容器设计[M]. 北京:化学工业出版社,2003:76-82.
- [7] 吴波. 包装容器结构设计[M]. 北京:化学工业出版社,2001:35-38.

(责任编辑 王卫勋)