快装箱顶盖力学模型的建立及研究

丁 毅，于志慧，许 曼
(陕西科技大学，西安 710021)

摘要：针对快装箱在起吊过程中的受力情况，利用叠加法及三角级数法建立了快装箱顶盖力学模型，研究了横向载荷与挠度及转角之间的关系，得到了顶盖受力时的挠度表达式及转角表达式，为快装箱结构设计计算提供一定的技术理论依据。

关键词：快装箱；力学模型；横向载荷
中图分类号：TB484.2；TB487 **文献标识码**：A **文章编号**：1001-3563(2011)21-0062-02

Establishment and Study of Mechanical Model of Quickly Assembling Box Cover

DING Yi，*YU Zhi-hui*，*XU Man*
(Shaanxi University of Science & Technology，Xi'an 710021，China)

Abstract：According to the force condition of quickly assembling box in hoisting process，a mechanical model of quickly assembling box cover was established by using superposition method and trigonometric series. The relationship between horizontal load and deflection and rotation angle was studied. The deflection and rotation angle expressions when force is acting on the cover were obtained. The purpose was to provide reference for structure design and calculation of quickly assembling box.

Key words：quickly assembling box；mechanical model；horizontal load

快装箱又名钢边箱、钢带箱，是使用高品质胶合板作为面板，采用镀锌钢带作为连接件，可现场装配或拆卸的封闭木箱[1]。根据不同的钢带结构及加工方法，常分为 P 型箱(三片箱)、S 型箱(六片箱)等。可以折叠，重复使用，能减少库存、降低成本、方便保管和运输，主要应用于电器、电子通讯产品、化工、汽车配件、物流运输等行业[2]，常用于出口产品的包装，在国外被广泛地使用。

目前快装箱技术最先进的国家是瑞典，国内快装箱的生产刚起步不久，各个生产厂家都没有统一的力学标准，致使快装箱在运输过程中失效的情况常有发生，给物流业带来了一定的经济损失。顶盖作为快装箱的一部分安装在侧板和端板之上，具有封闭箱顶、承受顶盖载荷、承受起吊时来自钢丝绳的水平挤压的作用[3]。在快装箱起吊过程中，考虑到顶盖与快装箱各组成部分间的相互作用，通过到快装箱生产企业、大型物流公司进行调查，以及查阅各个国家、国际标准，建立了快装箱顶盖的力学模型[4]，研究了横向载荷与挠度及转角之间的关系，得出了顶盖受力时挠度及转角表达式，用于快装箱结构设计计算，对设计生产有重要的意义[4]。

1 顶盖力学模型的建立

顶盖的受力主要包括顶盖载荷和吊装过程中所受的载荷。顶盖载荷是指码放在箱顶的小件货物的重量[3]，由于快装箱在运输过程中较少受到顶盖载荷，在此主要研究其在吊装过程中所受载荷的情况。快装箱在起吊过程中钢索在箱顶两侧产生水平方向的挤压力即顶盖所受的横向载荷，起吊位置见图 1。在受挤压力的过程中，钢边受集中载荷，由于快装箱的顶盖四周包有钢边，所以其顶盖胶合板两端的受力可近似看作均布载荷，故在吊装过程中，当钢索在快装箱两侧吊装时，都可将胶合板两端的受力近似看作均布载荷。假定快装箱的结构尺寸为 $l \times b \times h$，l 为快装箱顶盖长，b 为快装箱顶盖宽，h 为快装箱箱体的高

收稿日期：2011-07-15
作者简介：丁毅(1953—)，男，山东日照人，硕士，陕西科技大学教授，主要研究方向为包装工艺及数字包装。

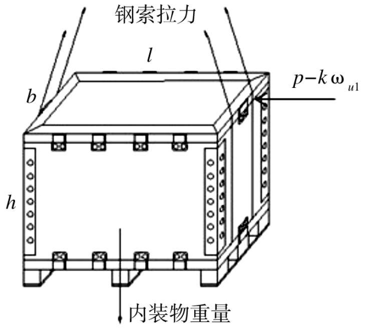

图 1　起吊位置

Fig. 1 Lifting position

度，d 为箱板厚，钢索在 $0\sim\frac{b}{2}$ 的范围内进行吊装。利用叠加法[5]得到快装箱顶盖的力学模型，当顶盖承受横向载荷而发生挠度时，顶盖也将产生一定的分布力[6]，见图 2。

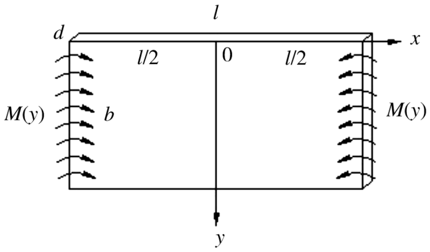

图 2　顶盖的受力分析

Fig. 2 Force analysis of the cover

2　顶盖力学模型的研究

假设在每一点处的反力与顶盖在该点的挠度 ω_{u1} 成正比且方向相反，同时比例系数为 k，当顶盖承受横向载荷 p 而发生挠度时，对顶盖也将产生一定的分布力，即弹性抗力，那么作用在顶盖上的外力为 $p-k\omega_{u1}$，从而可以得到横向弯曲微分方程为[7]：

$$\frac{\partial^4\omega_{u1}}{\partial x^4}+2\frac{\partial^4\omega_{u1}}{\partial x^2\partial y^2}+\frac{\partial^4\omega_{u1}}{\partial y^4}+\frac{k}{D_u}\omega_{u1}=\frac{p}{D_u}\tag{1}$$

式中：$D_u=\dfrac{Ed_u^3}{12(1-\mu^2)}$；$k=\dfrac{d}{(h-d)(l-d)}E$。

其中：D_u 为顶盖的弯曲刚度；k 为弹性系数；E 为材料的弹性模量；μ 为泊松比。

挠度 ω_{u1} 和横向载荷 $p(x,y)$ 为：

$$\omega_{u1}=\sum f(x)\sin\frac{\pi y}{b}\tag{2}$$

$$p(x,y)=\sum p(x)\sin\frac{\pi y}{b}\tag{3}$$

$$p_i(x)=\frac{2}{b}\int_0^b p(x,y)\sin\frac{i\pi y}{b}\mathrm{d}y\tag{4}$$

可以求得受均布载荷作用的四边简支弹性基板的挠度计算式[6]为：

$$\omega_{u1}=\sum_i\left[1-\frac{(\alpha_i^2-\beta_i^2)\sinh\frac{\alpha_i l}{2}\sin\frac{\beta_i l}{2}+2\alpha_i\beta_i\cosh\frac{\alpha_i l}{2}\cos\frac{\beta_i l}{2}}{2\alpha_i\beta_i\left(\sinh^2\frac{\alpha_i l}{2}+\cosh^2\frac{\beta_i l}{2}\right)}\cdot\cosh\alpha_i x\cos\beta_i x+\frac{(\alpha_i^2-\beta_i^2)\cosh\frac{\alpha_i l}{2}\cos\frac{\beta_i l}{2}+2\alpha_i\beta_i\sinh\frac{\alpha_i l}{2}\sin\frac{\beta_i l}{2}}{2\alpha_i\beta_i\left(\sinh^2\frac{\alpha_i l}{2}+\cosh^2\frac{\beta_i l}{2}\right)}\cdot\sinh\alpha_i x\sin\beta_i x\right]\frac{4b^4}{\pi(\pi^4D_u+kb^4)}\sin\frac{\pi y}{b}\tag{5}$$

在边缘 $x=\pm l/2$ 处的转角为：

$$\theta_{u1x=\pm\frac{l}{2}}=\left|\frac{\partial\omega_{u1}}{\partial x}\right|_{x=\pm\frac{l}{2}}=\pm\sum_i\left\{\frac{(\alpha_i^2+\beta_i^2)[\alpha_i\sin(\beta_i l)-\beta_i\sinh(\alpha_i l)]}{4\alpha_i\beta_i\left(\cos^2\frac{\beta_i l}{2}+\sinh^2\frac{\alpha_i l}{2}\right)}\right\}\cdot\frac{4b^4p}{\pi(\pi^4D_u+kb^4)}\sin\frac{\pi y}{b}\cdot$$

$$a_i\sqrt{\frac{1}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\pi}{b}\right)^4+\frac{k}{D_u}}+\left(\frac{\pi}{b}\right)^2\right]}\tag{6}$$

$$\beta_i=\sqrt{\frac{1}{2}\left[\sqrt{\left(\frac{\pi}{b}\right)^4+\frac{k}{D_u}}-\left(\frac{\pi}{b}\right)^2\right]}\tag{7}$$

四边简支沿着 $x=\pm l/2$ 受分布力矩 $M(y)$ 作用，其挠度 ω_{u2} 必须满足齐次微分方程：

$$\frac{\partial^4\omega_{u2}}{\partial x^4}+2\frac{\partial^4\omega_{u2}}{\partial x^2\partial y^2}+\frac{\partial^4\omega_{u2}}{\partial y^4}+\frac{k}{D_u}\omega_{u2}=0\tag{8}$$

又有 $M(y)=\sum\limits_i H_i\sin\dfrac{\pi y}{b}$，根据顶盖的对称性，考虑边界条件 $x=\pm l/2$，$\omega_{u2}=0$，$M(y)=-D_u\dfrac{\partial^2\omega_{u2}}{\partial x^2}$，同理可以求得两边承受弯矩 $M(y)$ 时的挠度表达式为：

$$\omega_{u2}=\sum_i\frac{\tanh\frac{\alpha_i l}{2}\tan\frac{\beta_i l}{2}\cosh(\alpha_i x)\cos(\beta_i x)-\sinh(\alpha_i x)\sin(\beta_i x)}{2\alpha_i\beta_i\cosh\frac{\alpha_i l}{2}\cosh\frac{\beta_i l}{2}\left(1+\tanh^2\frac{\alpha_i l}{2}\tan^2\frac{\beta_i l}{2}\right)}\cdot\frac{H_i}{D_u}\sin\frac{\pi y}{b}\tag{9}$$

式中：H_i 为顶盖与侧板之间的变形协调量。

在边缘 $x=\pm l/2$ 处的转角表达式为：

（下转第 72 页）

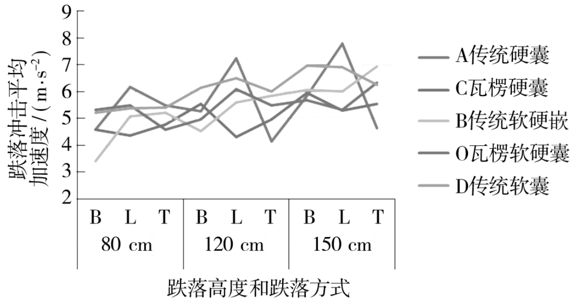

图 10　囊匣的跌落冲击平均加速度

Tab. 10 The average drop impact acceleration of packaging box

力最强,对文物的保护作用最明显,软硬囊类稍弱,软囊类最次。

3　结语

综合对比所有试验用囊匣的性能,发现使用新型瓦楞材料制作的囊匣的缓冲防震性能明显优于传统囊匣,且抗磨损性能较传统囊匣也有显著提高,可以预测瓦楞纸板的应用必将给文物囊匣包装设计带来新的发展。

参考文献:

[1]　赵昆. 文物包装概述[J]. 文博,2006(6):85-87.

[2]　王海红. 传统手工艺——囊匣[J]. 紫禁城,2007(1):96-109.

[3]　郭思洁. 囊匣的用途、种类和工艺[J]. 北方文物,1989(1):111-112.

[4]　王金生. 文物囊匣的制作与研究[J]. 包装工程,2007,28(7):174-176.

[5]　彭国勋. 瓦楞包装设计[M]. 北京:印刷工业出版社,2007.

[6]　苏远,汤伯森. 缓冲包装理论基础与应用[M]. 北京:化学工业出版社,2006.

[7]　彭国勋. 物流运输包装设计[M]. 北京:印刷工业出版社,2008.

[8]　智秀娟,周林森. 浅谈振动理论在缓冲防振包装中的应用[J]. 水利电力机械,2005,27(4):41-43.

[9]　潘幸珍,李大纲. 复合瓦楞纸板结构性能的研究[C]. 南京:南京林业大学论文集,2007.

[10]　罗光林. 包装材料学[M]. 北京:印刷工业出版社,2006.

[11]　向明,许文才. 瓦楞纸板缓冲垫的动态性能[J]. 包装工程,1997,18(5):23-25.

[12]　张改梅,严亮. 备受推崇的微型瓦楞纸板[J]. 中国印刷物资商情,2006(4):24-25.

(上接第 63 页)

$$\theta_{u2x=\pm\frac{l}{2}}=\left|\frac{\partial\omega_{u2}}{\partial x}\right|_{x=\pm\frac{l}{2}}=$$

$$\mp\sum_i\frac{\alpha_i\sin(\beta_i l)+\beta_i\sinh(\alpha_i l)}{4\alpha_i\beta_i\left(\cos^2\frac{\beta_i l}{2}+\sinh^2\frac{\alpha_i l}{2}\right)}\cdot\frac{H_i}{D_u}\sin\frac{\pi y}{b}\qquad(10)$$

由式(9)和(10)可得钢索在 $0\sim\frac{b}{2}$ 范围内进行吊装时顶盖力学模型的挠度表达式和转角表达式,并且在边缘 $x=\pm l/2$ 处顶盖的挠度和转角取得最大值,从而可在实际生产中找到箱板各结构的最大挠度值所在的位置,能预测出快装箱的危险区域,避免生产浪费。

3　结语

快装箱在起吊过程中,承受来自钢丝绳的水平挤压的作用,利用叠加法及三角级数法[8]建立了快装箱顶盖力学模型,得到了顶盖受力时的挠度表达式及转角表达式。该研究健全了国内快装箱统一的力学标准,为快装箱的结构设计计算提供一定的技术理论依据,使快装箱设计更加系类化和标准化,有利于加快其在包装领域的推广和应用。

参考文献:

[1]　汪如红,丁毅,许曼. 快装箱连接件舌扣受力分析与研究[J]. 包装工程,2010,31(5):62-65.

[2]　舒祖菊. 快装箱有限元仿真与优化设计[D]. 西安:陕西科技大学,2009.

[3]　彭国勋. 物流运输包装设计[M]. 北京:印刷工业出版社,2008.

[4]　王仁. 力学模型及其局限性[J]. 力学与实践,2001,23(5):70-72.

[5]　殷华敏,霍锦霞. 叠加法求常系数 n 阶非齐次线性微分方程的解[J]. 甘肃高师学报,2010,2(8):70-72.

[6]　单辉祖. 材料力学(第 2 版)[M]. 北京:高等教育出版社,2004.

[7]　同济大学应用数学系. 微积分(上册)[M]. 北京:高等教育出版社,1999.

[8]　里德. 数值分析与科学计算[M]. 北京:清华大学出版社,2008.