
基于光弹性的起重机吊钩的应力应力分析与校核

Rashmi Uddanwadiker

机械工程系, 维斯瓦力亚国家技术研究所, 纳格浦尔, 印度

E-mail: rashmiu71@rediffmail.com

2011.07.27 收到; 2011.08.12 校订; 2011.08.26 接受

摘要

起重机吊钩是起重设备的关键零件并且时常会因为承受了可能最终导致失效的重载的积累而最终失效。准备好一个实体的起重机吊钩零件,在三坐标测量机(Coordinate Measuring Machine)和 CAD 软件的协助下来研究起重机吊钩加载情况下的应力模式。在已获得的起重机吊钩 3D 模型上就可以实时显示应力集中情况。可以通过在漫射光偏光仪上检测起重机吊钩的亚克力塑料模型来验证其应力分布的正确性。通过预测起重机吊钩的应力集中的区域,更改相关结构,可以延长其使用寿命降低其失效率。

关键词:光弹性,起重机吊钩、有限元法、弯梁,应力光学定律

1. 简介

起重机吊钩是一种典型的用于工业生产的关键零件。它的本质是一个被设计用于啮合一个起重链上的环或链、钩形铁或者缆绳的起升夹具,它必须遵守相应的安全准则 [1-4]。因此,对于这样的在工业生产中非常重要的零件必须要在不失效且能发挥最大性能的前提下被设计生产出来。本课题研究的目的在于通过有限元法分析起重机吊钩上的应力分布形式并通过光弹性来验证研究的结果。

2. 起重机吊钩失效

为了降低起重机吊钩的失效率 [5],必须研究其内部的应力情况。起重机要收到连续的加载和卸载。这造成了起重机吊钩的疲劳失效但这种疲劳周期很低 [6]。如果起重机吊钩内部产生裂纹,将引起吊钩的断裂并引发严重的事故。韧性断裂中,裂纹因连续

延展而易于发觉,因而优于脆性断裂。脆性断裂中,裂纹产生突然吊钩也将突然失效 [7]。这种断裂难以检测,因此是十分危险的。由于反复的加载和卸载而导致的应变老化和脆化 [8] 将改变吊钩的金相结构。弯曲应力和拉伸应力,磨损而导致的吊钩弱化,超载而导致的吊钩塑性变形,和过度的热应力是导致吊钩失效的其他原因。因此,吊钩的长时间的使用将会增强这些因素的作用,最终将导致吊钩的失效。

3. 应力分析的方法

应力分析分为两个阶段: 1) 对吊钩的近似亚克力塑料模型进行有限元应力分析并且通过光弹性理论来验证结果。2) 分析假设钩是一种曲梁结构,使用精确地钩的有限元分析来验证。在 ANSYS 中建立一个类似于亚克力钩的模型的有限元程序的虚拟模型,将其应力分析的结果与光弹性理论分

析的结果进行交叉比对。在使用 CAD 软件建立一个类似于真实吊钩的虚拟模型之后，就可以通过之前的分析方法利用有限元分析进行验证。

4. 有限元分析 (FEA)

有限元法 [9,10] 已经成为解决工程领域内很多可以通过数值求解的问题的强大工具。起重机吊钩的亚克力模型的形状和尺寸要素是画在 ANSYS11.0 里面的以便于对其进行应力分析。之后其将被挤压至 9.885mm，以形成一个三维模型的钩子。这里的 9.885mm 是模型的平均厚度。我们可以自己定义模型的材料属性和元素类型并且模型是一种拥有与全局变量比如 3 相关的智能尺寸的网状结构。图 1 显示了力的加载和约束的网状的有限元模型。图 2 则显示了之后获得的主应力和冯·米塞斯应力模式。

5. 光弹性理论

为了验证有限元分析所获得的结论，本实验引入了光弹性的概念。这个概念是用来确定不规则形体内影响应力集中和分布的因素。该方法是基于某些透明材料所产生的双折射的相关性质。双折射是当一缕光通过一种具有两种折射率的材料时所产生的现象。因此，起重机吊钩的模型选择了这种材

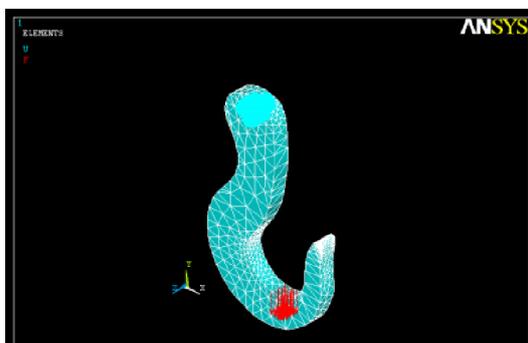


图 1. 网状约束模型

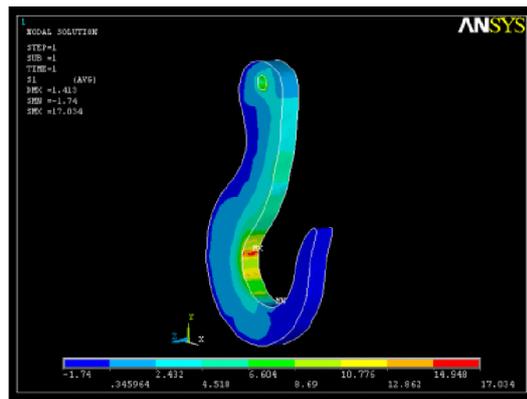


图 2. 模型中的主应力

料进行研究。该模型具有与需要进行应力分析的构件的相似的结合结构。这确保了模型中的应力状态与吊钩中的是相似的。

5. 1. 应力光学定律

当平行的偏振光通过光弹性材料，它将分解成沿两个主应力方向的光束，且这两束光将具有不同的折射率 [11]。折射率的差异导致两分离出的光波有相对的相位延迟。而应力光学定律正好给出了相对延迟的值的大小：

$$R = Ct(\sigma_{11} - \sigma_{22})$$

式中 R 指的是相对延迟的量，C 是应力光学系数，t 是试样的厚度， σ_{11} 是第一主应力， σ_{22} 是第二主应力。

这两列波之后将聚集在一个偏振镜装置里。因此可以通过研究其干涉图样来确定材料中不同位置的应力状态。

刻度盘是用来标记材料的条纹值 f_{σ} 。亚克力模型的圆盘放置在圆形偏光镜装置中并受到压力载荷。图 3 显示了加载盘的干涉图样。记下各种情况下边缘的负荷值。

$$\text{使用公式 } f_{\sigma} = 8p/\pi DN = 11.15$$

式中 P= 特定边缘的负载值大小

N= 边缘负载处的条纹级序

D= 圆盘的直径 = 7.01cm



图 3. 钠光下的应力光弹性模式

某点处的应力大小可以通过此式计算:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)/2 = Nf_{\sigma}/t$$

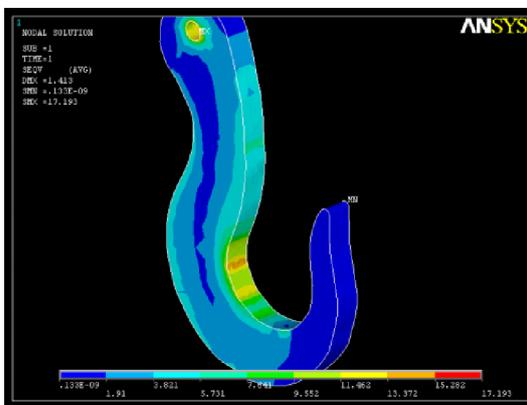
式中 σ_1 =最大主应力, σ_2 =最小主应力, t =钩子的厚度。

6. 结论

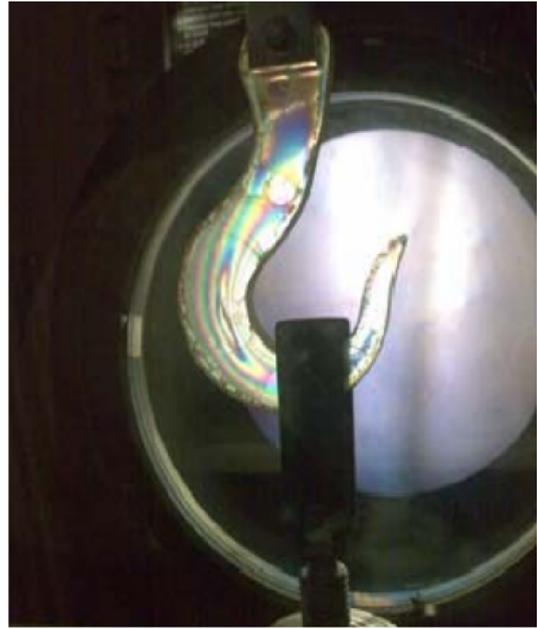
对于起重机吊钩的近视模型, 有限元分析中的应力诱导参考了光弹性实验。对于亚克力起重机吊钩模型的分析结果如下:

ANSYS v/s 实验

如图 4 所示, 从 ANSYS 中获得的最大主应力值是 12.35N/mm^2 , 实验中获取的最



(a)



(b)

图 4. 亚克力模型的应力分布图

(a) 有限元分析; (b) 光弹性实验

大主应力值是 11.121N/mm^2 。不同的方式获取的值非常相近, 仅有 5.76% 的误差。

产生最终数值的差异可能是基于这样的事实。很难确切的知道平面靠近内表面边缘的应力值因此 12.35 也不是完全准确的。图 5 显示出了 ANSYS 软件中分析得到的起重机吊钩近似模型的最大应力的位置。

上述的结果显示出了有限元分析的准确性, 这种方法完全适应于对复杂和精确模型的研究。因此在第二阶段的研究中, 对起重机吊钩进行了精确地分析计算并用 ANSYS 作了验证。

7. 分析方法

起重机吊钩是弯曲梁 [12], 因此微小弯曲及直梁的简单理论不能给出准确的答案。应力分布在这种深度的梁, 受纯弯曲, 是非线性的 (准确的说, 是双曲线), 中性面的位置也从质心改变到其曲率中心。如图

6 所示的钩子，组成部分并不狭长，但有一个急弯，它的横断面尺寸比其曲率半径还要大。

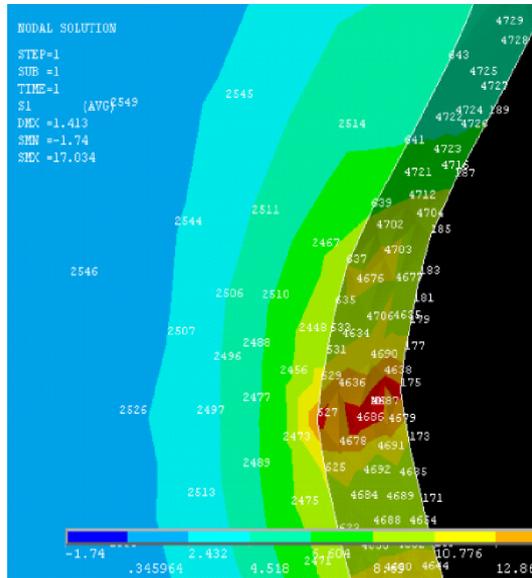


图 5. 边界变化

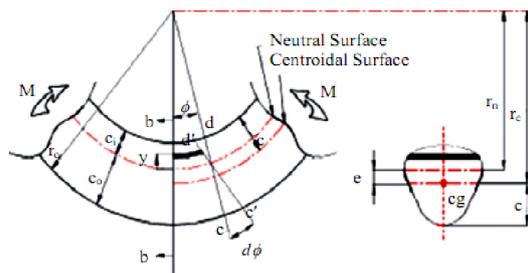


图 6. 弯梁及其截面面积

半径处的应变 $r =$

$$\int_A \sigma dA = E \frac{d\phi}{\phi} \int_A \frac{r - r_n}{r} dA = 0$$

$$A = r_n \int_A \frac{dA}{r}$$

$$r_c = \frac{1}{A} \int_A r dA$$

$$M = E \frac{d\phi}{\phi} A e \quad (\text{where } e = r_c - r_n)$$

$$M = \frac{r \sigma A e}{r - r_n}$$

$$\sigma = \frac{M(r - r_n)}{\sigma A e} = \frac{-M \cdot y}{A e (r_n - y)} \quad (\text{where } y = r_n - r)$$

$$\sigma_i = \frac{M \cdot c_i}{A \cdot e \cdot r_i}$$

$$R = Ct(\sigma_{11} - \sigma_{22})$$

$$\sigma_o = \frac{M \cdot c_o}{A \cdot e \cdot r_o}$$

$$\varepsilon = (r - r_n) \frac{d\phi}{r\phi}$$

很明显应变在中性轴处为0而在梁的外半径处有最大值。应用关系式应力/应变=E，一般的应力就容易得到了。

$$\sigma = E\varepsilon = E(r - r_n) \frac{d\phi}{r\phi}$$

中性轴的位置是指在中性轴的整个区域内，应力和面积的乘积为0。

$$\int_A \sigma dA = E \frac{d\phi}{\phi} \int_A \frac{r - r_n}{r} dA = 0$$

化简为

$$A = r_n \int_A \frac{dA}{r}$$

$$r_n = \frac{A}{\int_A \frac{dA}{r}}$$

因此

事实上压力来源于弯矩，在抵抗变形的瞬时，力臂、整个中性面以及 σdA 的乘积的部分。最大应力发生的内外表面。

截面的形心是

$$r_c = \frac{1}{A} \int_A r dA$$

因此

$$M = E \frac{d\phi}{\phi} A e \quad (\text{where } e = r_c - r_n)$$

$$M = \frac{r \sigma A e}{r - r_n}$$

$$\sigma = \frac{M(r - r_n)}{\sigma A e} = \frac{-M \cdot y}{A e (r_n - y)} \quad (\text{where } y = r_n - r)$$

最大应力产生在内外表面，

内表面的应力：

$$\sigma_i = \frac{M \cdot c_i}{A \cdot e \cdot r_i},$$

外表面的应力：

$$\sigma_o = \frac{M.c_o}{A.e.r_o}$$

曲梁弯曲公式适用在当梁满足曲率与梁宽度比例在合理范围的情况(r_c/h) > 5 (矩形截面)。随着比例的增加,由曲梁公式以及一般梁公式计算出来的最大应力的差异会减小。上面的方程对纯弯曲的情况是有效的。对于起重机吊钩,弯矩的大小应根据被考虑的截面一侧作用力的大小确定。假定计算区域的截面形状为梯形 [13]。图 7 中所示的盈利大小即是在产生最大应力的 A-A 截面上计算得到的。

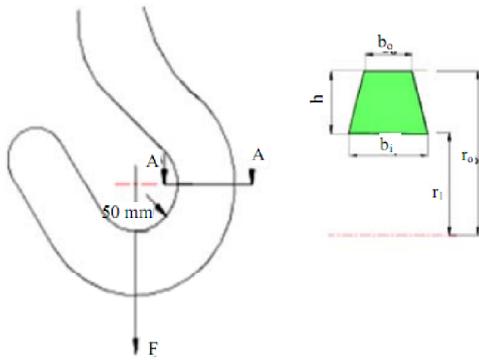


图 7. 起重机吊钩截面分析

8. 精确模型的有限元分析

图 8(a)所示的起重机吊钩的锻造实体,为 ANSYS 中对吊钩实体建模提供了参照。利用三坐标测量机获得锻造实体的点云数据并在 PRO/E 软件中建立其实体模型。之后将 PRO/E 中的吊钩的实体模型导入 ANSYS 软件环境。按照之前讨论的有限元分析的方法对吊钩进行有限元分析并获得相应的数据。图 8 (b) 显示了应力的大小及分布的位置。

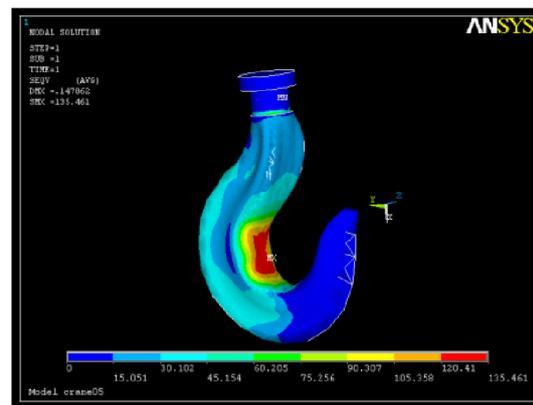
9. 结果

将第 7 节提到的通过分析计算得到的应

力与通过有限元分析得到的结果进行分析对比。



(a)



(b)

图 8. (a) 实际起重机吊钩; (b) 有限元分析得到的应力模型。

ANSYS v/s 分析

计算所获得的最大应力值 = 12.35N/mm², ANSYS 中获得的最大应力值 = 13.372N/mm²。结果非常相近,仅有 (13.372 - 12.35)/12.35 = 8.26%的误差。

产生误差的原因可能有以下几个方面:

1) 实际计算中假定的是点载荷而在 ANSYS 中载荷作用在一组节点上。2) 截面的形状

是不规则的四边形。3) 截面在变形之后无法保证是一个平面。

通过分析计算，吊钩上的应力变化结果可通过图 9 表示。

内表面的最大拉应力为 150.72N/mm^2 ，外表面的压应力为 44.23N/mm^2 。如图 9 所示，应力的大小由最大值变为 0，再由 0 变为某一个确切的值。核心的几点内容是：

ANSYS 中的最大应力为 135.46N/mm^2 ；计算多的最大应力为 150.72N/mm^2 。

误差是 $(150.72 - 135.46)/135.46 = 10.12\%$

对于最外层为 A-A 截面：

ANSYS 分析应力为 43.728N/mm^2 ；计算所得应力为 44.23N/mm^2 。

误差是 $(44.23 - 43.728)/43.728 = 1.01\%$

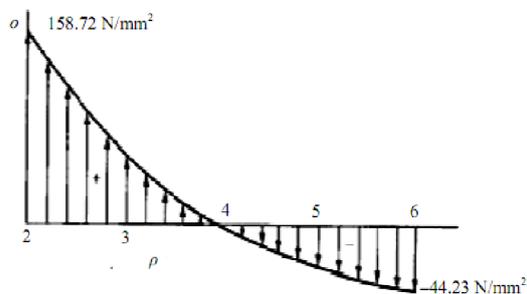


图 9. 实际模型中不同深度的应力变化

产生误差的原因：

分析计算之前有很多假的情况（先前有过讨论）。

PRO/E 中建立的实体模型不可能和实际中的模型一模一样。

10. 结论

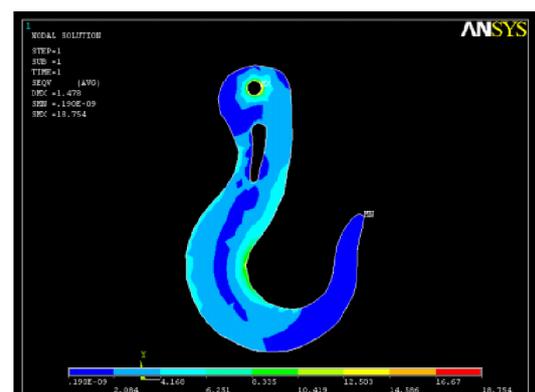
这次完整的研究创造性的运用了有限元分析来对分析测量出的应力进行了验证。为了减少起重机吊钩失效的概率，准确的了

解吊钩上的应力大小分布是十分必要的。随着新的设计的复杂话分析计算也将变得更加复杂。

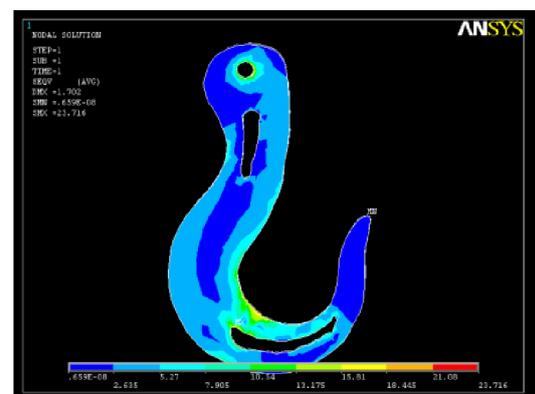
对减少吊钩失效的建议。

制造过程：优先选用锻件，起重机吊钩锻件的强度要明显好于铸件。原因是浇铸的液态金属在凝固时，金属内部有残余应力，这将导致金属晶体不均匀的形成。因此吊钩铸件不能承受高强度的负载。

粒度：压力承载能力的大小取决于材料晶体的平均粒度，也就是承载区域内晶体的平均大小。较小的晶粒尺寸能提高材料的承载能力。所以建议锻造过程中要有经理细化的工序。



(a)



(b)

图 10. (a) 去除材料后的吊钩；(b) 去除材料后的吊钩

像焊接这样的工序在吊钩生产中应该避免以防止其导致的应力集中使吊钩失效。

在吊钩上去除材料增加了吊钩上承载的应力，因此方案不可行。这让我们得出了以下的结论：

如图 10 (a) 所示，可以明显的看到从小应力集中的区域去除材料虽然减少了材料的成本，但却增加了吊钩内部的应力。

图 10 (b) 也让我们认识到吊钩上如果有大量的材料去除时吊钩上的应力也会大量增加，这种做法也是不可行的。设计改进措施：在应力分析的过程中我们已经知道了最大应力的区域。如果最大应力区域出现在吊钩内侧，可以扩大承载区域的大小来减低应力。分析证实如果吊钩内侧厚度增加 3 毫米，应力将减少 17%。因此，可以再设计吊钩的时候增加吊钩内侧的厚度，这样的话失效的概率将显著的降低。

11. 参考文献

- [1] ASME Standard B30.2, "Overhead Gantry Cranes (Top Running Bridge, Single or Multiple Girder, Top Running Trolley Hoist)," 2005.
- [2] ASME Standard B30.9, "Slings Safety Standard for Cableways, Cranes, Derricks, Hoists, Hooks, Jacks and Slings," 2006.
- [3] ASME Standard B30.10, "Hooks Safety Standard for Cableways, Cranes, Derricks, Hoists, Hooks, Jacks and Slings," 2009.
- [4] Department of Labour of New Zealand, "Approved Code of Practice for Cranes," 3rd Edition, 2009.
- [5] B. Ross, B. McDonald and S. E. V. Saraf, "Big Blue Goes Down. The Miller Park Crane Accident," *Engineering Failure Analysis*, Vol. 14, No. 6, 2007 pp. 942-961.
- [6] Fatigue Cycle.
<http://www.public.iastate.edu/~gkstarns/ME417>
- [7] J. Petit, D. L. Davidson and S. Suresh, "Fatigue Crack Growth under Variable Amplitude Loading," Springer Publisher, New York, 2007.
- [8] Y. Yokoyama, "Study of the Structural Relaxation-Induced Embrittlement of Hypoeutectic Zr-Cu-Al Ternary Bulk Glassy Alloys," *Acta Materialia*, Vol. 56, No. 20, 2008 pp. 6097-6108.
[doi:10.1016/j.actamat.2008.08.026](https://doi.org/10.1016/j.actamat.2008.08.026)
- [9] S. S. Bhavikatti, "Finite Element Analysis," New Age International, New Delhi, 2007.

[10] P. Seshu, "Textbook of Finite Element Analysis," PHI Learning Pvt. Ltd., New Delhi, 2004

[11] J. W. Dally and W. F. Riley, "Experimental Stress Analysis," Springer Publisher, New York, 1993.

[12] Curved Beam Analysis.
http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Beams/Curved_beams.html

[13] H. A. Rothbart, "Mechanical Design Handbook: Measurement, Analysis, and Control of Dynamic Systems," McGraw-Hill, Columbus, 2006.

术语：

σ = 正应力； ε = 应变； E = 弹性模量；
 A = 截面面积； e = 离心率； M = 弯矩；
 y = 距离中性轴的距离； c_0 = 中性轴距外表面的距离； c_i = 中性轴到内表面的距离；
 r = 任意位置处的曲率半径； r_n = 中性轴处的曲率半径； r_c = 形心处的曲率半径；
 r_o = 外表面的曲率半径； r_i = 内表面的曲率半径。