

元结构理论在快速连接器上的分析及应用

许盛辉

(厦门恒立兴机械有限公司, 福建 厦门 361026)

摘要: 利用元结构理论对快速连接器进行了有限元分析计算,并利用快速连接器的CAE分析,验证了采用Solid Works建立三维数学模型,再导入ANSYS Workbench模块进行机械构件的有限元分析计算方法和步骤的正确性,为相关工程技术人员提供了一种分析方法。

关键词: Solid Works; ANSYS Workbench; 快速连接器; 静力学分析

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1672-4348(2016)06-0563-04

The application of element structure theory in quick connectors analysis

Xu Shenghui

(Xiamen Everbooming Machine Co., Ltd., Xiamen 361026, China)

Abstract: Finite element analysis of quick connector was conducted in terms of element structure theory. A 3D mathematic model was constructed via Solid Works, and ANSYS Workbench modules were introduced to the model to perform finite element analysis of mechanical components. The feasibility of the finite element method was verified with ANSYS Workbench.

Keywords: Solid Works; ANSYS Workbench; quick connector; statics analysis

挖掘机配备的快换连接器又称快速接头,安装在挖掘机工作装置前端^[1]。可以实现不用人工拆卸销轴就能迅速完成各种挖掘机属具如挖斗、松土器、破碎锤、液压剪、抓木器、抓石器等的更换,使挖掘机扩展破碎、剪切、清除、压实、铣刨、推运、夹送、抓取、铲刮、疏松、吊装等多种作业^[2]。整个属具更换过程操作简便、安全可靠,大大提高了挖掘机的工作效率。

由于快速连接器承担了挖掘机属具快换的功能,使用频率高容易造成疲劳破坏,故对快速连接器的静力分析,受力形变显得尤为重要^[3]。

1 元结构理论

元结构理论,就是以单元晶体的结构性能预测整体机械结构性能的方法。国内外许多学者利

用元结构理论对机械结构做设计分析,不仅节省设计建模的工作量,而且提高分析效率,是一种由局部结构特性推导整体结构特性的有效方法。

徐燕申^[1]等发现筋格的动态性能对机床床身的动态性能有较大影响,但未充分利用筋格元结构的动态特性分析结果对床身结构进行参数优化,在一定程度上依然未能达到快速优化设计的要求。有限单元法是元结构理论应用的具体方法,BUTLER^[2]等使用有限元软件分析了元结构尺寸和振动的关系,以此为基础,提出整体设计的方案,并用有限元软件做了验证。

设系统的自由度为 N ,阻尼为比例阻尼,系统的运动方程为:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\}$$

式中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量、阻

尼、刚度矩阵; $\{F(t)\}$ 为外界激励列阵。通过傅利叶变换得:

$$(-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]) \{X(j\omega)\} = \{F(j\omega)\}$$

系统的传递函数矩阵为:

$$H(j\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{1}{([K]_{\gamma} - \omega^2 [M]_{\gamma} + j\omega [C]_{\gamma})} \begin{bmatrix} \varphi_{1r}\varphi_{1r} & \varphi_{1r}\varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{1r}\varphi_{nr} \\ \varphi_{1r}\varphi_{2r} & \varphi_{2r}\varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{2r}\varphi_{nr} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_{nr}\varphi_{1r} & \varphi_{nr}\varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{nr}\varphi_{nr} \end{bmatrix}$$

由此传递函数矩阵可知,只需得到矩阵中的某一行或某一列单元,则包括了矩阵的全部信息。

对于结合部单元的动力学模型,首先分别建立子结构的动力学有限元模型,然后组装成系统方程。子结构 1 的动力学方程为:

$$\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u''_{11} \\ u''_{21} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u'_{11} \\ u'_{21} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{11} \\ u_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11} \\ f_{21} \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中,结构节点位移为 u ; u_{11} 是子结构内部节点位移; u_{21} 是弹簧-阻尼单元与子结构连接节点位移。

同理,子结构 2 的动力学方程为:

$$\begin{bmatrix} M_{33} & M_{32} \\ M_{23} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u''_{33} \\ u''_{23} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{33} & C_{32} \\ C_{23} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u'_{33} \\ u'_{23} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{33} & K_{32} \\ K_{23} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{33} \\ u_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{33} \\ f_{23} \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中,结构节点位移为 u ; u_{33} 是子结构内部节点位移; u_{23} 是接触面上与弹簧-阻尼单元连接的节点位移。

结合部由等效的弹簧-阻尼单元模拟,不考虑质量,动力学方程为:

$$\begin{bmatrix} C_J & -C_J \\ -C_J & C_J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u'_{12} \\ u'_{32} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_J & -K_J \\ -K_J & K_J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{12} \\ u_{32} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{12} \\ f_{32} \end{bmatrix} \quad (3)$$

式(1)、(2)、(3)分别为结合部单元的两个子结构和弹簧-阻尼的动力学模型,有 $f_{21} = -f_{12}$, $f_{23} = -f_{32}$, $u_{12} = u_{21}$, $u_{23} = u_{32}$ 。综合以上 3 个方程可以得到结合部单元的动力学方程为:

$$\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & 0 & 0 \\ M_{21} & M_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{23} & M_{22} \\ 0 & 0 & M_{33} & M_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u''_{11} \\ u''_{12} \\ u''_{32} \\ u''_{33} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} + C_J & -C_J & 0 \\ 0 & -C_J & C_{11} & C_{11} \\ 0 & 0 & C_{11} & C_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u'_{11} \\ u'_{12} \\ u'_{32} \\ u'_{33} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 & 0 \\ K_{21} & K_{22} + K_J & -K_J & 0 \\ 0 & -K_J & K_{23} + K_J & K_{22} \\ 0 & 0 & K_{33} & K_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{11} \\ u_{12} \\ u_{32} \\ u_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11} \\ 0 \\ 0 \\ f_{33} \end{bmatrix} \quad (4)$$

从式(4)可知,只要确定等效弹簧-阻尼单元的动态参数 $[K]$, $[C]$ 即可代入结合部的有限元模型进行计算。

2 元结构分析

利用 Solid Works 建立快速连接器的模型,如图 1 所示。



图 1 快速连接器 Solid Works 模型

Fig.1 Solid Works model of quick connector

快速连接器在自由状态下,通过 ANSYS Workbench 软件对快速连接器进行有限元静力学分析,以便优化设计快速连接器。选取有限元分析模型如图 2 所示。

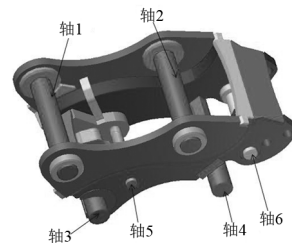


图 2 快速连接器有限元模型

Fig.2 Finite element model of quick connector

图 2 中,6 根轴实际工件并无此轴,在受力时通过其它工件上的轴传到此工件上,故在此标出,受力可在轴表面上加载。ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司研制的大型通用有限元分析(FEA)软件,ANSYSWorkbench 是 ANSYS 软件一个模块,包括前处理模块、分析计算模块和后处理模块 3 部分。

2.1 网格划分

快速连接器材料为 45 钢,密度 7.85 g/cm^3 ,弹性模量 210 GPa,泊松比 0.3;有限元模型采用四面体和六面体实体单元进行网格划分,整机节点总数为 552 739 个,有限元单元个数为 130 115,划分网格如图 3。

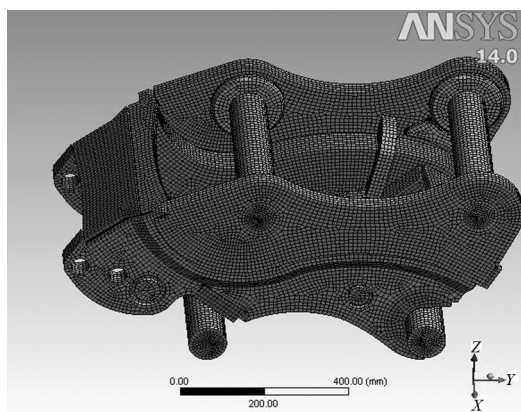


图 3 快速连接器网格划分

Fig.3 Mesh generation of quick connector

2.2 给快速连接器添加约束及载荷

轴 1、2 为固定轴,轴 3、4 有 30 t 力,轴 5、6 相向 20 t 力。如图 4(图中每个受力箭头都有所标力的大小)自重 600 kg。

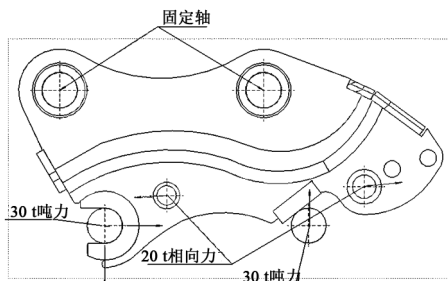


图 4 快速连接器受力图

Fig.4 Force diagram of quick connector

设置轴 1、2 为固定轴,如图 5,轴 3 受力情况如图 6 中 A、F,分别为 300、200 kN,轴 4 如图 6 中 B,受力 300 kN,轴 5 如图 6 中 C,受力 200 kN,

另外轴 6 如图 6 中 D、E,受力均为 200 kN(图中每个受力箭头都有所标力的大小)。

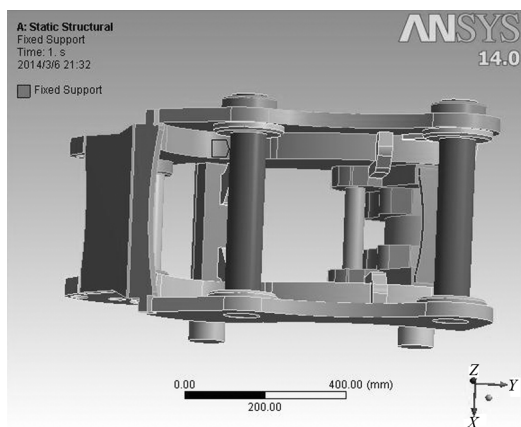


图 5 固定轴设置

Fig.5 Fixed axis setting

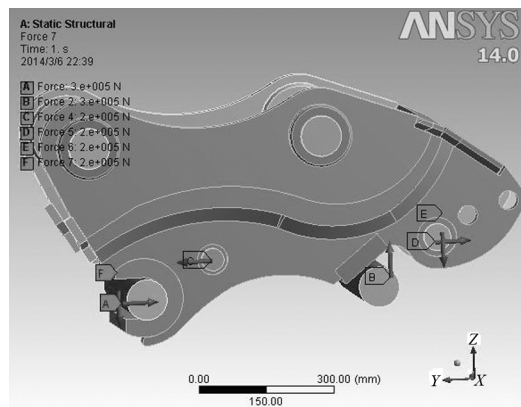


图 6 各轴卸载设置

Fig.6 Axle load setting

2.3 求解

点击运行,开始求解。得到快速连接器的应力应变图解如图 7、8 所示。展示了快速连接器的

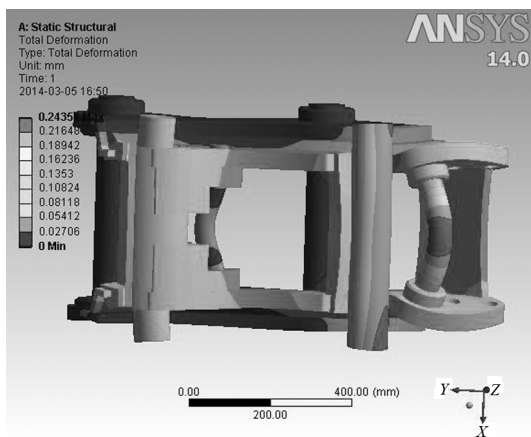


图 7 快速连接器应变图解

Fig.7 Strain diagram of quick connector

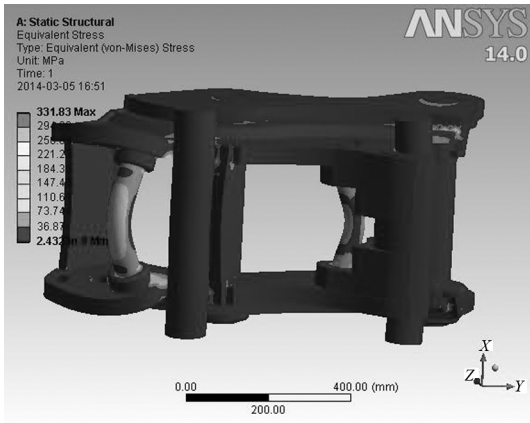


图 8 快速连接器应力图解

Fig.8 Stress diagram of quick connector

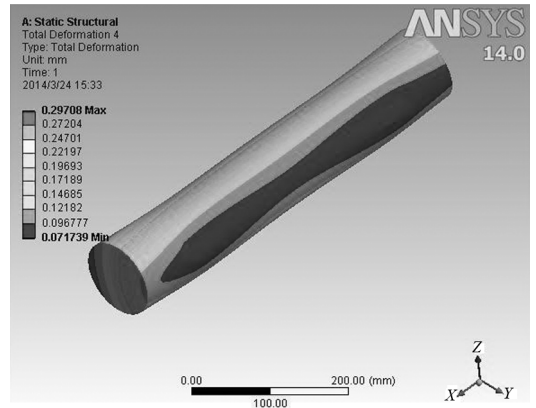


图 9 轴 4 应变图解

Fig.9 Strain diagram of axis 4

应力应变分布。

从计算结果可看出,快速连接器的静力最大总变形为 0.297 08 mm,最大应力为 311.16 MPa。从整机的受力变形来看,快速连接器的静力最大总变形在轴 4 上,单独对轴 4 静力分析,结果如图 9、10 所示。

对轴 4 进行静力分析可知,其最大静力变形为 0.297 08 mm,最大应力变形为 187.22 MPa。

3 结论

通过元结构理论对快速连接器进行了分析计算,并根据分析结果对原有快速连接器结构进行了改进。分析结果表明,快速连接器的轴 4 受力变形最大,这与快速连接器在实际使用中受到变形破坏的位置一样。在工程实践中把轴 4 的直径加大 3%左右后,在近 1 年的时间内没有发生失效

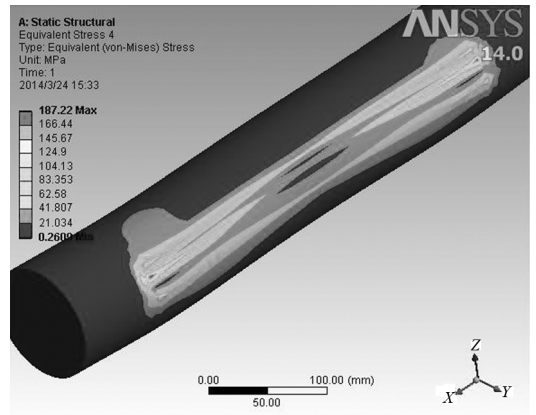


图 10 轴 4 应力图解

Fig.10 Stress diagram of axis 4

现象。可见,基于元结构理论的分析方法具有较好的推广价值,对相关工程技术人员有一定的指导性。

参考文献:

[1] 徐燕申,张兴朝,牛占文,等.基于元结构和框架优选的数控机床床身结构动态设计研究[J].机械强度,2001,3(1):1-3.

[2] Butler S L,Dhingra A K. Integrated structure and control design of actively controlled structures using substructure decomposition[J]. Engineering Optimization,2003,35(4):325-340.

[3] 陈国俊.液压挖掘机(原理、结构、设计、计算)[M].武汉:华中科技大学出版社,2011.

[4] 罗铭.工程机械属具发展及中国市场展望[J].工程机械文摘,2009(6):19-21.

[5] 刘春丽.挖掘机快换装置的结构分析与优化设计[D].大庆:东北石油大学,2013.

[6] 满佳,张连洪,陈永亮.基于元结构的机床结构可适应优化设计方法[J].中国机械工程,2010,21(1):51-54,66.

[7] 李小彭,赵志杰,聂慧凡,等.某型数控车床床身的模态分析与结构优化[J].东北大学学报,2011,32(7):988-991.

(责任编辑:陈雯)