

文章编号: 0253-9993(2006)01-0108-04

大型双层非线性共振筛强度计算的有限元建模技术

辛晓辉, 曹树谦, 陈予恕

(天津大学 机械工程学院, 天津 300072)

摘要: 针对双层共振筛强度计算时惯性力难以施加的问题, 提出了一种分别计算上下筛体强度的有限元建模技术. 应用该建模技术建立了 30 m² 大型双层非线性共振筛的有限元模型, 考虑两种危险工况, 对该共振筛进行了动应力计算, 给出了共振筛整体的应力分布规律, 指出了危险应力区域, 对系统的强度特性进行了评估. 有限元动应力计算结果与实测结果吻合, 说明模型建立以及参数的选择是合理的.

关键词: 非线性双层共振筛; 强度; 有限元法; 建模

中图分类号: TD452 **文献标识码:** A

Modeling technique of the finite element method for strength calculation for large double-decks nonlinear resonating screen

XIN Xiao-hui, CAO Shu-qian, CHEN Yu-shu

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Put forward one modeling technique of the finite element method for computing dynamic stresses of the double decks of resonating screen separately, through which we can overcome the difficulty to apply the inertia forces on the whole double decks simultaneously. Two critical load cases were taken into account when computing the dynamic stresses of the 30 m² double-decks large-scale nonlinear resonating screen. According to the stresses distribution of the screen we found it's dangerous stresses area and evaluated the intensity characteristics of the system. The model and selected parameters of the screen are rational because of the identity of the results between the results of calculations and the tests.

Key words: double-decks nonlinear resonating screen; strength; finite element method; modeling

与振动筛相比, 共振筛具有许多优良性能^[1]. 共振筛利用非线性振动原理, 工作在共振点之前的共振区内^[2], 因而具有突出的节能特点; 共振筛一般采用分段线性弹簧作为主振弹簧, 在运转的每个周期中, 发生两次碰振过程, 因而筛分效率高; 对双层共振筛, 由于上下两个筛体反向振动, 因而对基础的动反力较小; 另外, 由于驱动机构省去了偏心驱动装置, 共振筛的制造和运行成本较低. 鉴于上述特点, 共振筛是一种具有发展潜力的筛分机械. 我国独立研制的第 1 台 30 m² 大型非线性共振筛已在某选煤厂运行多年, 该共振筛的主要技术指标: 总重为 27.9 t, 筛面尺寸为 4 000 mm × 7 500 mm, 筛面面积为 30 m², 双层, 频率为 550 ~ 600 r/min, 单振幅为 5 ~ 8 mm, 最大给料粒度为 300 mm, 处理量 400 t/h, 振动角 45°, 单电机双侧驱动. 目前, 国内外振动筛均向大型、高效、节能方向发展^[3~5], 考虑共振筛突出的节能性能, 拟在 30 m² 共振筛的基础上研制更大规模的系列共振筛. 由于原共振筛技术资料不全, 因此, 需

要对原共振筛的动力学特性进行深入研究. 笔者已对该共振筛的模态特性进行了详细分析^[6], 本文针对 30 m² 非线性双层共振筛强度计算问题, 提出了双层共振筛强度计算时的特殊建模技术, 给出了该共振筛的应力分布规律.

1 共振筛有限元模型

1.1 共振筛的结构形式

30 m² 双层非线性共振筛上下筛体主要由 13 根箱形矩形截面梁、两块侧板组成, 梁和侧板之间通过梁头箱结构连接; 而其侧板上又有较多的附属部件, 如基础支撑弹簧支座、导向板簧支座、碰振簧连接件, 特别是这些部件与侧板通过小块附属钢板连接 (螺栓连接方式), 这样在侧板的局部地方就有 2 块或者 3 块板通过螺栓连接在一起, 这就为有限元建模带来了诸多的困难. 共振筛的上下筛体各有 8 个橡胶弹簧支撑, 上下筛体通过若干组板簧和碰振簧连接, 同时在驱动部位还有带缓冲簧的曲柄连杆机构.

1.2 双层共振筛强度计算的建模技术

目前, 国内外对双层共振筛的有限元分析和理论研究很少, 而多数是针对振动筛的有限元分析和研究^[7-9], 由于共振筛结构较复杂, 建模时需对筛体的主体结构及附属结构进行细致模拟, 并考虑单元选择、边界条件和连接条件的确定、载荷的施加以及特殊的工况要求等方面. 根据相关的有限元理论及应用实例^[10], 针对双层共振筛强度计算的有限元建模进行了一些尝试. 在应用有限元程序计算结构动态强度时, 通常的处理方法是, 在静载荷的基础上, 根据结构的最大加速度施加惯性力^[7,8]. 然而, 由于双层共振筛振动的特殊性, 其上下两个筛体做反向振动, 计算工况需考虑两个筛体反向运动到最大位置和最小位置时的两种情况. 这样就需在筛箱的上下筛体上施加方向相反的惯性力. 而目前的有限元程序只能施加大小及方向相同的惯性力, 对双层共振筛这样的情况无法处理. 为此, 提出了如下的建模技术.

考虑上下筛体结构基本相同, 假设上下筛体振动规律相同但反相, 这时, 连接上下筛体的板簧中间出现一个节点. 在节点处, 板簧的弯矩为零, 但轴向力和剪力不为零. 板簧与筛体连接的部位相当于固定端约束. 这样, 可以在节点处将板簧截断, 并与基础以铰链连接, 分别建立上下筛箱模型, 图 1 为上筛箱板簧处理的示意图. 从而, 可将上下筛体分成两个独立的计算模型. 由于板簧绕 y 轴 (横向) 方向没有转动自由度, 因此在加上下筛箱板簧的边界条件时需要将该自由度释放, 而对于其它 5 个自由度则不作任何限制.

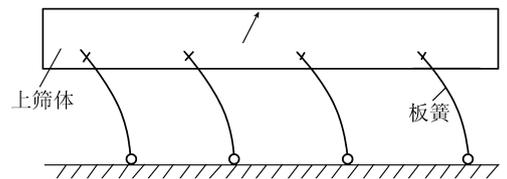


图 1 板簧处理

Fig. 1 Boundary conditions of the cut guided plate spring

1.3 上下筛体模型边界条件和连接条件的处理

基于上述处理方式, 对于碰振簧的边界则采用边界元进行模拟, 在碰振簧节点处 x, z 两个方向分别加一个拉压边界元, 由碰振簧的原始刚度进行修正以正确反映实际的刚度, 修正后的碰振簧刚度为 $k_x = k_z = 14.18 \text{ MN/m}$. 对于曲柄连杆驱动机构, 由于联杆上有缓冲簧而非刚体, 在上下筛箱运动到最大位置时, 缓冲簧发生变形, 因此其对上下筛体的作用力并非零值. 所以在所考虑的工况下, 需要计算连杆对筛体的作用力的影响, 该力可由联杆弹簧的刚度和变形求出: $F_x = F_z = 2\,475 \text{ N}$. 由试验测得上下筛箱沿振动方向加速度峰值分别为 60 和 70 m/s^2 .

共振筛上下筛体橡胶支撑弹簧由拉压边界元模拟, 单元刚度为: 竖向刚度 $K_z = 1.025 \text{ MN/m}$, 水平面刚度 $K_x = K_y = 0.45 \text{ MN/m}$. 上下筛箱的有限元模型如图 2 所示.

1.4 上下筛体的荷载与工况

筛体受力包括: 自重, 激振力, 最大惯性力, 支撑反力等.

需要考虑以下 4 种工况: ① 上筛体运动到向下最大位置 (惯性力与重力同向, 激振力最小); ② 上筛体运动到平衡位置 (惯性力为 0, 激振力最大); ③ 下筛体运动到向下最大位置 (惯性力与重力同向,

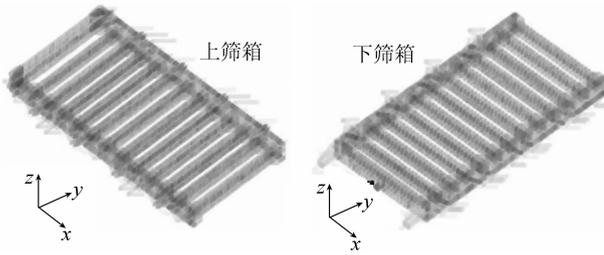


图 2 上筛箱和下筛箱的有限元计算模型

Fig. 2 Finite element model of upside deck and underside deck

力分布规律，并与实测结果进行了比较。试验和计算结果均为按第四强度理论给出的 Von Mises 应力。上、下筛箱矩形梁测点分别位于 5 根矩形梁中部沿振动方向的对角处，梁头箱及水平梁接板上共 4 个测点，如图 3 所示；上下筛箱侧板共 6 个测点，如图 4 所示；计算结果与试验结果比较见表 1、2（表 2 中前 6 个测点为侧板上的测点，后 4 个测点为梁头箱水平梁接板上的测点）。由表 1、2 可以看出，计算结果与试验结果吻合较好，其中梁头箱及水平梁接板处测点的应力峰值误差在 10% 以内，除 11 号测点外，其它各测点的误差均在 28% 以内。计算结果较好地反映了筛体主体结构真实应力状态。

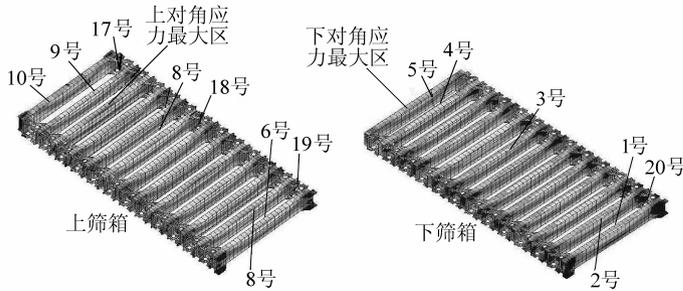


图 3 矩形梁及梁头箱应力分布及测点

Fig. 3 Max. stresses and test points for the beams of the decks

激振力最小)；④下筛体运动到平衡位置(惯性力为 0，激振力最大)。

由于惯性力为共振筛的主要载荷，故上述 4 种工况中①，③为危险工况，对应筛体的最大动应力。

2 计算结果及分析

2.1 应力计算结果的对比

通过有限元计算得到上、下筛体整体应

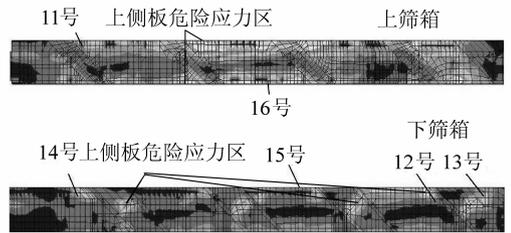


图 4 侧板应力分布及测点

Fig. 4 Max. stresses and test points for the side plates of the decks

表 1 矩形梁中部应力峰值的计算值与试验值的对比

Table 1 Comparison of the stresses between computation and test for the beams

MPa

分析项	测点号									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
实测值	4.83	8.69	10.62	12.56	14.49	6.28	10.63	10.55	7.25	7.15
计算值	5.03	8.13	12.64	12.10	12.17	6.19	11.02	13.20	6.94	7.99
误差 / %	3.98	-6.89	19.02	-3.80	-16.01	-1.43	3.67	25.12	-4.28	11.75

表 2 侧板和梁头箱水平梁接板应力峰值的计算值和试验值的对比

Table 2 Comparison of the stresses between computation and test for the side plates and beam end boxes

MPa

分析项	测点号									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
实测值	8.11	8.83	11.91	9.20	10.50	9.18	15.62	9.96	9.35	11.08
计算值	5.12	6.42	9.07	9.89	8.19	9.11	14.60	10.47	8.42	10.83
误差 / %	-33.17	-27.29	-23.85	-7.50	-22.00	-0.76	-6.53	5.12	-9.94	-2.26

2.2 筛体整体应力分析

(1) 由于共振筛的振动角为 45°，因此，矩形梁的应力峰值区域分布在与振动方向相同的梁中部的对角区域，从整体上看，下部对角的应力峰值又较上部对角的应力峰值大，应力最大值为 22.77 MPa。梁头

箱的水平梁接板处的计算应力不大,但是实际情况是梁头箱经常发生翘曲破坏,这是由于实际的水平梁接板与矩形梁是焊接连接的,焊接时产生残余初始应力,这些残余应力与周期动应力叠加就可能使梁接板发生翘曲变形,因此需注意焊接残余应力的消除.

(2)对离传动轴最近的矩形梁分析可知,该梁在振动的过程中发生的弯曲变形较大,因此与其相连的梁头变形也较大,分析其原因,是由于该矩形梁两端只有内侧通过梁头箱与侧板相连,而外侧是通过一块后挡加强板与侧板相连,因此端头的约束较弱,在周期振动的过程中易发生较大的位移而产生破坏.

(3)上筛体侧板的最大应力区分布在第2和第3个碰振簧支座中间的侧板区域,但从总体上看,上筛箱侧板的应力水平不大,最大值为15.56 MPa.

(4)下筛体侧板的最大应力区域为碰振簧与侧板连接处的附近,应力最大值为28.09 MPa,应力水平较大,这是由于筛体振动时作用在碰振簧支座上的反冲力较大,并且由于下筛体碰振簧支座的结构特点,导致与碰振簧相连接的侧板附近区域应力水平较大.

3 结 论

(1)针对双层非线性共振筛强度计算问题,提出了一种能有效施加不同大小及方向惯性力的有限元建模技术,即在支撑板簧振动节点处将板簧截断并施以铰链边界条件,从而可将上下筛体分开建模.

(2)考虑危险工况,分别计算了上下筛体的动应力,计算结果与电测法试验测量结果相符,说明模型建立、参数选择、边界条件处理以及提出的特殊建模技术是合理的.

(3)计算给出了共振筛主体结构的动应力分布规律,其中下筛箱侧板的应力水平较高,在改进优化设计时应对其刚度加强以增加强度储备,同时应加强离传动轴最近的矩形梁端头约束和截面刚度.

(4)提出的特殊建模技术可用于同类型各种型号的双层共振筛强度计算分析,计算结果对设计系列化的大型共振筛具有理论指导意义.

参考文献:

- [1] 陈予恕,金志胜,王继宗.大型双质量非线性共振筛的几个动力学问题[J].天津大学学报,1981,14(3):1~16.
- [2] 陈予恕.非线性振动[M].北京:高等教育出版社,2002.
- [3] 谭兆衡.国内筛分设备的现状和展望[J].矿山机械,2004(1):34~37.
- [4] 刘瑞宏,陈少华.筛分机械大型化的发展趋向[J].内蒙古石油化工,1999,25(3):87.
- [5] 王峰.筛分机械的发展与展望[J].矿山机械,2004,32(1):37~39.
- [6] 辛晓辉,曹树谦,陈予恕.30 m²双层非线性共振筛模态计算与动态特性评价[J].煤炭学报,2005,30(2):237~240.
- [7] 曹树谦,张琪昌,陈予恕,等.26 m²大型直线振动筛动应力计算分析[J].天津大学学报,1995,28(5):677~681.
- [8] 丁凯.ZKB3675大型直线振动筛强度分析[J].矿山机械,1995(6):27~30.
- [9] 王正浩,范改燕.振动筛结构强度研究的现状[J].沈阳建筑工程学院学报,1999,15(3):278~281.
- [10] 王应良,申爱国,赵伟封.工程结构数值分析及Algor实现[M].北京:中国电力出版社,2003.