

文章编号: 100025013(2010)040363204

振动筛机架结构的优化设计

张卡德, 黄致建, 郝艳华

(华侨大学 机电及自动化学院, 福建 泉州 362021)

摘要: 建立振动筛机架的有限元模型和优化模型, 对刚度、强度和稳定性储备量足够大的振动筛机架进行优化设计。把设计变量的尺寸规格值作为优化后最优值, 对优化后振动筛机架进行刚度、强度和稳定性校核。结果表明, 经过优化后的振动筛机架的总质量有显著的降低, 减小了 29.41%; 刚度、强度都满足设计要求, 优化后振动筛机架不会出现失稳现象, 结构稳定性好。

关键词: 振动筛机架; 优化设计; 强度; 刚度; 稳定性

中图分类号: TD 452.02; TB 115

文献标识码: A

振动筛是对物料按粒径进行分级的专用设备。近年来, 许多搅拌设备产品采用振动筛对砂粒进行分级, 以达到生产高效的目的。由于材料的成本不断提高, 各行业都希望其产品满足要求下, 能尽量地节约能源和材料的成本。振动筛主要由机架、弹簧、筛箱组成。振动筛机架是通过弹簧来支撑筛箱的上下振动, 振动筛机架的刚度、强度和稳定性直接关系到筛箱工作的可靠性。本文应用有限元软件 ANSYS 对振动筛机架进行优化设计, 并对优化后振动筛机架的刚度、强度和稳定性进行校核。

1 优化模型的建立

在振动筛机架的优化计算前, 要建立正确和合理的有限元模型(图 1)和优化模型。优化模型包括目标函数、设计变量和约束条件^[1]。对于复杂的结构, 优化模型的参数很多, 手工定义相当繁琐。因此, 利用有限元软件 ANSYS 的优化功能^[2], 使优化模型的建立和优化结果的后处理变得方便。

1.1 目标函数

目标函数只能选择总质量最小化, 而不能选择其他的目标函数。振动筛机架优化设计的目标是机架结构的总质量最小化, 即 $\min m_{\text{tot}} = \int_V QV_e$ 其中: m_{tot} 为机架的总质量; Q , V_e 分别为单元的密度和体积。

1.2 设计变量

振动筛机架的设计变量, 取槽钢截面的厚度(x_1)、加强筋的厚度(x_2)、垫板的厚度(x_3)和固定板的厚度(x_4), 以及槽钢截面的长(x_5)和宽(x_6)。设计变量 $x_1 \sim x_6$ 的初值分别为 9, 12, 16, 20, 200, 75 mm, 而它们的约束范围: 6.5 mm $\leq x_1 \leq 9$ mm; 6 mm $\leq x_2 \leq 12$ mm; 10 mm $\leq x_3 \leq 16$ mm; 12 mm $\leq x_4 \leq 20$ mm; 178 mm $\leq x_5 \leq 200$ mm; 65 mm $\leq x_6 \leq 75$ mm。

1.3 约束条件

状态变量是根据设计对象应满足的功能要求而建立的约束条件。对于结构优化问题, 约束条件主要考虑对结构强度、刚度及稳定性应满足的要求。对于振动筛机架, 主要的要求是刚度。一般来说, 刚度达

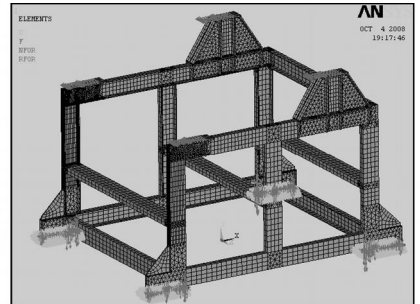


图 1 振动筛机架有限元模型
Fig. 1 Finite element model
of vibrating screen frame

收稿日期: 200920423

通信作者: 郝艳华(1956), 女, 研究员, 主要从事计算机辅助设计与工程的研究。E-mail: haoyh@hqu.edu.cn.

基金项目: 福建省科技重大专项基金资助项目(2006H Z02040038)

到要求,强度也能满足要求. 振动筛机架的约束条件: $X_{\min} \setminus - 0.9 \text{ mm}$; $X_{\max} [0.9 \text{ mm}$; $Y_{\min} \setminus - 1.0 \text{ mm}$; $Y_{\max} [1.0 \text{ mm}$; $Z_{\min} \setminus - 0.6 \text{ mm}$; $Z_{\max} [0.6 \text{ mm}$.

2 振动筛机架的优化分析结果

振动筛机架目标函数、设计变量和约束变量随着迭代次数(n)的变化情况,如图 2 所示. 从图 2(a)可以看出,迭代到 16 步后,机架的总质量 m_{tot} 基本保持不变,迭代到 24 步才达到收敛的容差 0.000 1,并取得最优值为 742.04 kg.

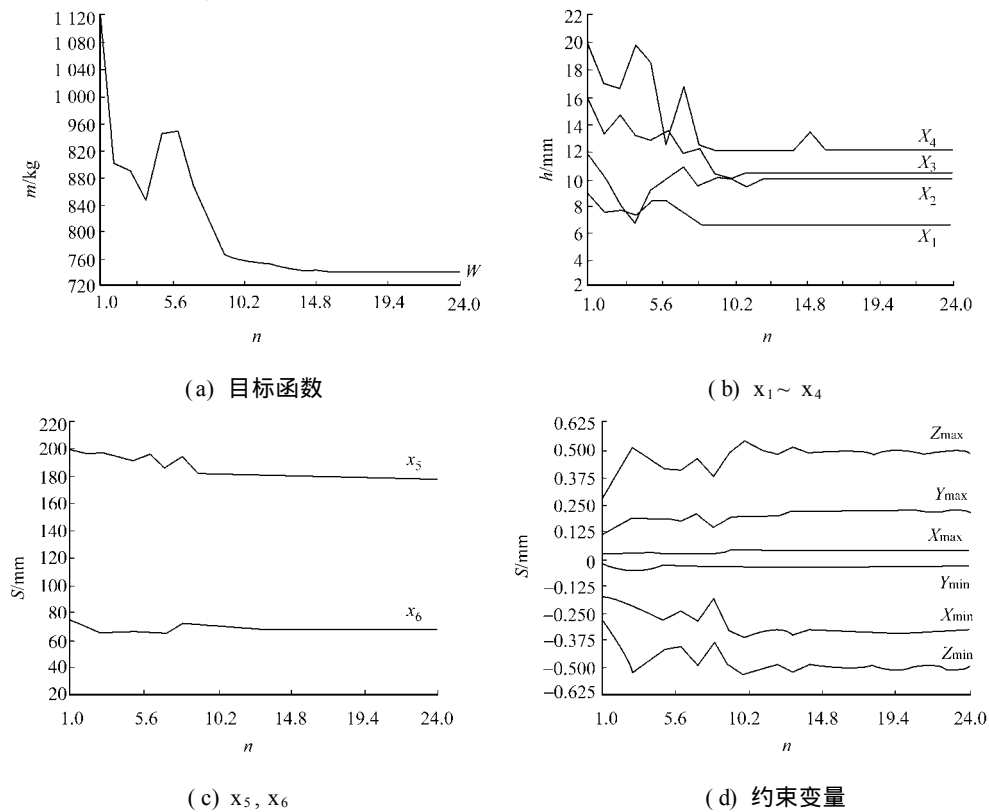


图 2 优化参数随迭代次数的变化情况

Fig.2 Variations of optimization parameters with the number of iterations

振动筛机架设计变量和状态变量的初值、最优值的对比,如表 1 所示. 从表 1 可知,当目标函数达到最小值时,各设计变量的最优值不符合材料实际的尺寸规格值,但可以取与最优值最接近的材料尺寸规格值^[1]当设计变量取材料尺寸规格值,即 $x_1 \sim x_6$ 的值分别为 7.0, 10, 10.5, 12, 180, 68 mm 时,材料的刚度、强度和稳定性都有所变化^[1]

表 1 振动筛机架设计变量与状态变量的对比

Tab.1 Design variables contrast with the state variables of vibrating screen frame mm

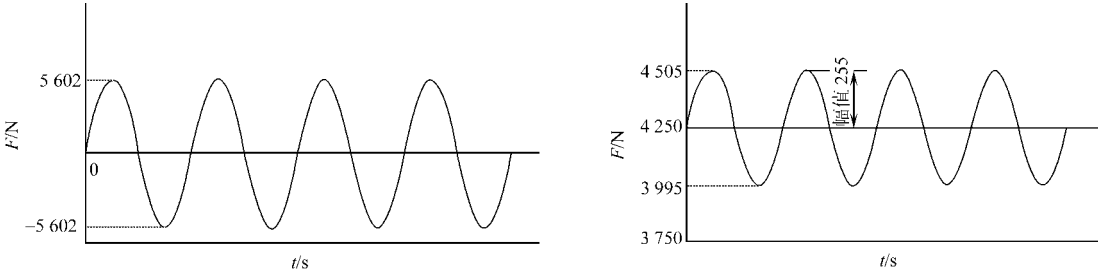
| 项目 | 设计变量 | | | | | | 状态变量 | | | | | |
|-----|-------|--------|--------|--------|---------|--------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | x_5 | x_6 | X_{\max} | X_{\min} | Y_{\max} | Y_{\min} | Z_{\max} | Z_{\min} |
| 初值 | 9 | 12 | 16 | 20 | 200 | 75 | 0.020 | - 0.174 | 0.117 | - 0.019 | 0.272 | - 0.272 |
| 最优值 | 6.505 | 10.006 | 10.475 | 12.053 | 178.790 | 67.848 | 0.039 | - 0.330 | 0.219 | - 0.032 | 0.488 | - 0.492 |

3 优化后振动筛机架的结构校核

3.1 振动筛机架边界条件

在振动筛机架的固定板上施加所有的自由度. 在静强度分析中,机架受到是筛箱和砂子的压力,每个支撑点受到的压力为 4.250 kN. 在动强度分析中,机架受到两种周期性交变载荷,如图 3 所示. 一种是振动筛激振力所产生的水平分力作用在振动筛机架的 8 个支座上;另一种是筛箱在振幅为 3 mm 的

范围内的振动1 压力的变化也就是周期性交变载荷1



(a) 激振力水平分力产生的交变载荷 (b) 筛箱振动产生的交变载荷

图 3 振动筛机架所受的周期性交变载荷

Fig. 3 Periodical changing load of vibrating screen frame

3. 2 振动筛机架刚度校核

对振动筛机架来说, 刚度要求更为重要1 对一般机架来说, 建议挠度与长度的比值^[3], 在垂直方向采用 1/ 500~ 1/ 1 000, 水平方向采用(柱受水平力的挠度比) 1/ 1 000~ 1/ 2 000. 振动筛机架在垂直方向的许用挠度有 K_y , 表示机架往 Y 方向的变形量; 振动筛机架在水平方向的许用挠度分别有 K_x , K_z , 分别表机架往 X 和 Z 方向的变形量. 振动筛机架的挠度与长度之比, 在垂直方向取 1/ 750, 而在水平方向取 1/ 1 500. 振动筛机架许用挠度计算式为

$$K_x = l_x / (1\,500n_x), \quad K_y = l_y / (750n_y), \quad K_z = l_z / (1\,500n_z).$$

式中: l_y , l_x 和 l_z 分别为机架在垂直和水平方向上梁的有效长度, 其值分别为 1 285, 1 320, 2 370 mm; n_y , n_x , n_z 为安全系数, 均取值 1. 5. 因此, 可得到许用挠度 K_y , K_x , K_z 分别为 1. 1, 0. 6, 1. 0 mm.

优化后, 振动筛机架在静力和周期性交变载荷下往 X, Y 和 Z 正、负方向最大位移, 如表 2 所示1 由表 1 可得出, 振动筛机架在静力和周期性交变载荷下, 往 X, Y 和 Z 正、负方向的总位移 K_{tot} : $K_{tot, + X} = 0. 121\text{ mm}$, $K_{tot, - X} = 0. 448\text{ mm}$, 均小于 K_x ; $K_{tot, + Y} = 0. 258\text{ mm}$, $K_{tot, - Y} = 0. 443\text{ mm}$, 均小于 K_y ; $K_{tot, + Z} = 0. 828\text{ mm}$, $K_{tot, - Z} = 0. 828\text{ mm}$, 均小于 K_z 1 由此可知, 优化后的振动筛机架满足刚度要求.

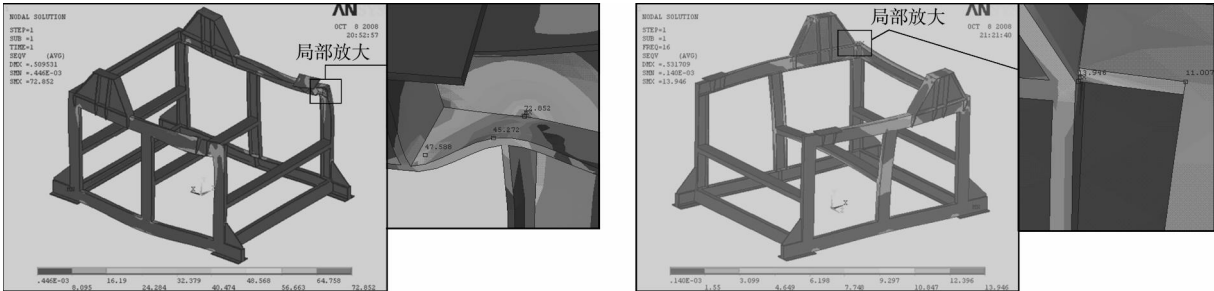
表 2 振动筛机架在静力和周期性交变载荷下的最大位移

Tab. 2 Maximum displacement in static and periodical changing load of vibrating screen frame mm

| 静力 | | | | | | 周期性交变载荷 | | | | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $K_{+ X}$ | $K_{- X}$ | $K_{+ Y}$ | $K_{- Y}$ | $K_{+ Z}$ | $K_{- Z}$ | $K_{+ X}$ | $K_{- X}$ | $K_{+ Y}$ | $K_{- Y}$ | $K_{+ Z}$ | $K_{- Z}$ |
| 0. 081 | 0. 085 | 0. 036 | 0. 407 | 0. 301 | 0. 302 | 0. 040 | 0. 363 | 0. 222 | 0. 036 | 0. 527 | 0. 526 |

3. 3 振动筛机架强度校核

振动筛机架强度校核采用古德曼(Goodman) 图来评价^[4]1 振动筛机架材料强度极限 R 为 470. 4 MPa, 疲劳极限 R 为 132. 4 MPa^[5], 查设计手册, 安全系数 n_1 和 n_b 分别取 2. 5 和 1. 5, 则 $R/ n_1 = 53. 0\text{ MPa}$, $R/ n_b = 313. 6\text{ MPa}$. 在校核时必须计算振动筛机架的静应力和动应力1 优化后, 振动筛机架静应力和动应力分布云图, 如图 4 所示.



(a) 静应力 (b) 动应力

图 4 振动筛机架应力分布云图

Fig. 4 Cloud diagram of stress distribution of vibrating screen frame

由图 4 可知, 优化后振动筛机架的最大静应力和最大动应力, 分别为 72. 9, 14. 0 MPa1 优化后振动

筛机架的古德曼图,如图 5 所示.从图 5 可见,点(72.9, 14.0)在古德曼图中处于/ 寿命线0(循环次数为 10^7) 下方,优化后振动筛机架满足强度要求.

3.4 振动筛机架稳定性校核

对优化后振动筛机架提取前 5 阶屈曲载荷特征值^[67],分别为 346.490, 373.700, 723.360, 727.750, 799.620 kNl 由此可知,优化后振动筛机架的最小屈曲载荷为 346.490 kN.振动筛机架所受的最大压力为 36.040 kN,机架的最小屈曲载荷是其所受最大压力的 9.6 倍,振动筛机架不会出现屈曲,即结构稳定性好.

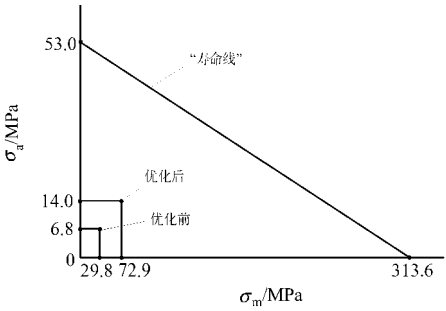


图 5 振动筛机架古德曼图

Fig. 5 Goodman diagram of vibrating screen frame

4 结 论

从振动筛机架的结构优化设计及对优化后振动筛机架的校核,可以得出以下 4 个结论1 (1) 优化设计后的振动筛机架,机架的总质量减小了 29.41%,优化效果明显1 (2) 优化后的振动筛机架在满足刚度要求下,其强度一般可以满足设计要求1 (3) 优化后的振动筛机架不会出现失稳现象,结构稳定性好1 (4) 优化设计和结构校核结果,可为振动筛的标准化、大型化和系列化设计提供理论依据.

参考文献:

[1] 刘惟信, 孟嗣宗. 机械最优化设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1986: 1033.
[2] 东方人华, 祝磊, 马赢. ANSYS 7.0 入门与提高[M]. 北京:清华大学出版社, 2004: 2520256.
[3] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 3046.
[4] 吕瑞典, 许明. 修正的古德曼应力图及许用安全系数[J]. 石油学报, 2001, 22(6) : 80088.
[5] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性分析[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 2300234.
[6] 张胜民. 基于有限元软件 ANSYS 7.0 的结构分析[M] . 北京: 清华大学出版社, 2003: 1770222.
[7] 陈铁云, 沈惠中. 结构的屈曲[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1993.

Optimal Design of Vibrating Screen Frame

ZHANG KaQde, HUANG ZhQian, HAO YanChua

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Quanzhou 362021, China)

Abstract: The finite element model and optimal model of vibrating screen frame is built for its optimal design which has large reserve in rigidity, strength and stability. The rigidity, strength and stability of the vibrating screen frame is checked, with the dimension specification of design variables as the optimized value. The results have shown that the total weight of the vibrating screen frame after optimization is significantly reduced by 29.41%, and its rigidity and strength meets the design requirement. Moreover the optimized vibrating screen frame won. t occur the phenomenon of loss of sta2 bility and has a good structure stability.
Keywords: vibrating screen frame; optimal design; strength; rigidity; stability

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 郑亚青)