

# 双电机直线振动筛振动梁有限元分析

李达 朱冰伟 郭国川 张宁 康光 胡亚男  
河北省沥青路面智能装备工程技术研究中心 廊坊德基机械科技有限公司

**摘要：**本文以间歇式沥青混合料搅拌设备双电机多层振动筛为例，对振动筛筛芯振动梁进行理论分析，并且利用HyperMesh与ANSYS Workbench对振动梁进行静力学、模态与疲劳分析。振动梁理论计算结果与静力学分析线性化后的结果接近，理论计算可以作为初步设计手段；模态分析得振动梁固有频率远远大于工作频率，不会发生共振；疲劳分析得到振动梁的工作应力、疲劳寿命与安全系数，并在满足寿命要求情况下进行最大循环应力分析，振动梁满足使用要求。

**关键词：**振动梁；有限元分析；疲劳寿命；安全系数

## Finite element analysis of vibration beam of linear shaker with double motor

LI Da GUO Guo Chuan ZHU Bing Wei ZHANG Ning

**Abstract:** In this paper, the double-motor multilayer vibrating screen of intermittent asphalt mixing equipment is taken as an example, The vibration beam of vibrating screen core is analyzed theoretically, HyperMesh and ANSYS WORKBENCH are used to analyze the static, modal and fatigue of the vibrating beam. The results of the theoretical calculation of the vibrating beam are close to those of the linear analysis of statics, theoretical calculation can be used as a preliminary design method; Modal analysis shows that the vibration beam natural frequency is much higher than the operating frequency, No resonance; The working stress, fatigue life and safety factor of the vibrating beam are obtained by fatigue analysis, the maximum cyclic stress analysis is carried out under the condition of satisfying the life requirement, vibratory beam meets the requirements of use.

**Key words:** Vibratory beam; Finite element analysis; Fatigue life; Safety factor

## 0 前言

直线振动筛由于具有能耗低、产量高、筛分效果好、结构简单、使用可靠等优点在间歇式沥青混合料搅拌设备上得到了广泛的应用，它主要作用是将斗式提升机运送上来的热骨料按照规格大小进行筛分，在进入搅拌前便于对不同规格的骨料计量称重，从而生产出级配合格的沥青混合料<sup>[1-2]</sup>。

间歇式沥青混合料搅拌设备直线振动筛主要由激振器、振动梁、侧板、支撑横梁、拉网梁、拖网架和筛网组成如图1所示。其中激振器有振

动轴、振动电机两类作为激振源，振动电机调节激振力大小范围大、安装方便优于振动轴；支撑横梁用于支撑

筛网，防止工作中骨料在筛网凹陷影响使用效果；振动梁用于安装振动电机，传递激振力。

实际工作中振动梁承受对称循环交变荷载并且应力循环次数很大，当弯曲应力超过疲劳极限时，振动梁会出现疲劳断裂，它会严重影响设备的正常使用。本文基于无限寿命设计法，对振动梁分析受力分析，利用SOLIDWORKS和ANSYS对振动梁结构进行建模及静力学、寿命分析与动力学分析，获得各阶模态频率和振型，了解振动梁内部受力情况。

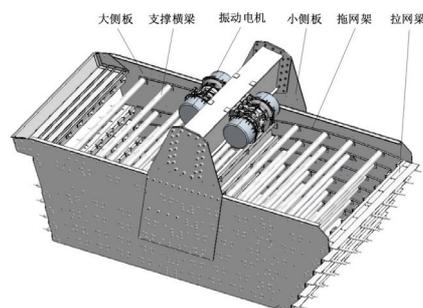


图1 双电机直线振动筛结构示意图

# 1 受力分析

## 1.1 静力学计算

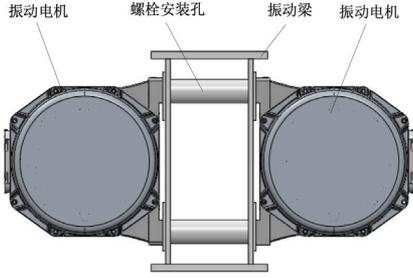


图2 振动电机连接示意图

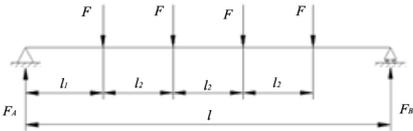


图3 振动梁受力图

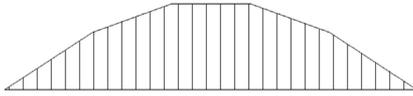


图4 振动梁弯矩图

振动筛激振器通过高强度螺栓与振动梁连接，振动梁两侧端面与侧板螺栓连接如图2所示。激振力通过高强度螺栓传递到振动梁上，并且激振力在激振方向上叠加（Y向）其余方向上完全抵消，故激振力作为集中力施加在振动电机安装孔上；将振动梁看作受集中荷载的简支梁，对结构进行受力析如图3所示，所得弯矩图如图4所示。振动梁集中荷载与最大弯矩表达式为：

$$F = mg + \frac{1}{2} F_1 \quad (1)$$

$$F_A = F_B = 2mg + F_1 \quad (2)$$

$$M_{max} = (l_1 + l_2)F_A - l_2 F \quad (3)$$

式中： $m$ 为振动梁质量； $F_1$ 为单个电机激振力N； $F$ 为振动梁上的集中荷载N； $F_A$ 和 $F_B$ 为梁两支座反力N； $g$ 为重力加速度 $m/s^2$ ； $M_{max}$ 为梁的最大弯矩 $N \cdot m$ 。

由图4可以看到，最大弯矩位于振动梁中间部位，最大值 $M_{max} = 176352 N \cdot m$ 。

振动梁截面形状如图5所示用翼板和腹板焊接而成，材料为结构钢，屈服极限为 $\sigma_s = 345 \text{Mpa}$ 。抗弯截面系数表达式为：

$$I_x = \frac{l_3 b_2^3}{6} + \frac{l_3 b_2 (l_5 - b_2)^2}{2} + \frac{b_1 (l_5 - 2b_2)^3}{6} \quad (4)$$

$$I_y = \frac{b_2 l_3 + (l_5 - 2b_2) b_1^3}{6} + \frac{b_1 (l_5 - 2b_2) \times (l_4 - b_1)^2}{2} \quad (5)$$

带入振动梁截面参数得：

$$I_x = 2.99 \times 10^9 \text{mm}^4,$$

$$I_y = 6.655 \times 10^8 \text{mm}^4.$$

振动梁最大内应力表达式为：

$$\sigma_{max} = \frac{l_5 M_{max}}{2 I_y} \quad (6)$$

带入参数得： $\sigma_{max} = 22 \text{Mpa}$ ，最大弯曲应力远远小于屈服极限345Mpa，可见静力学计算振动梁静强度满足使用。

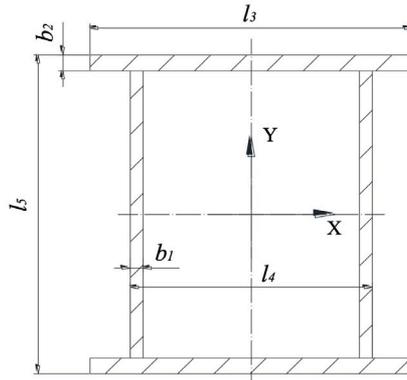


图5 振动梁截面

## 1.2 振动梁疲劳分析

疲劳是由于材料在应力反复作用下发生的性能变化，产生的应力为疲劳应力，用S表示。结构在重复加载作用下产生裂纹，直至结构发生疲劳破坏所作用的循环荷载的次数为疲劳寿命，用N表示。反映应力S和疲劳寿命N之间关系的曲线叫做疲劳曲线或S-N曲线<sup>[4-5]</sup>。其

幂函数表达式为：

$$S^\alpha N = C \quad (7)$$

式中 $a$ 和 $c$ 为材料常数，上式两边取对数整理得：

$$\lg N = a + b \lg S \quad (8)$$

式中的 $a$ 和 $b$ 为材料常数。可见，幂函数S-N曲线在双对数坐标上为一直线。

为了评估振动梁的疲劳寿命，现有S-N曲外，还需要借用疲劳累计损伤理论。损伤理论可以概括为以下几类：线性疲劳累计损伤理论、非线性疲劳累计损伤理论与概率疲劳累计损伤理论<sup>[3]</sup>。线性疲劳累计损伤理论形式简单、使用方便。线性损伤理论是在循环荷载作用下，疲劳损伤是可以线性累加的，各个应力之间相互独立和互不相关，当累计的损伤达到某一数值时，试件或构件会发生疲劳破坏。即：

$$D = \sum_{n=1}^i \frac{n_i}{N} \leq 1 \quad (9)$$

式中D为构建的总损伤， $n_i$ 为在对称循环应力作用下循环次数，N为疲劳寿命。将式（7）入式（9）得：

$$D = \frac{1}{c} \sum_{n=1}^i n_i S^\alpha \leq 1 \quad (10)$$

当式（10）中D=1时，构件发生破坏。在设计中通过有限元分析来评估寿命。

振动梁在设备中起关键因素，当它发生破坏时，直接影响设备运转情况，导致沥青混凝土搅拌设备无法工作，也可能会发生人身安全，故要保证振动梁安全工作。采用无限寿命设计法<sup>[6]</sup>对振动梁初步设计，即：

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} \geq [S] = 1.5 \sim 3 \quad (11)$$

式中：S为疲劳安全系数， $\sigma_{-1}$ 为疲劳极限（经过无穷多次应力循环而不发

生破坏的最大应力值) Mpa。

## 2 有模型建立与ANSYS分析

### 2.1 振动梁有限元模型建立

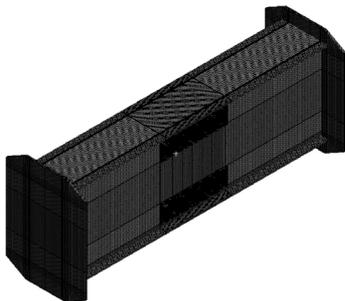


图6 振动梁有限元模型图

振动梁截面如图5所示。梁的材料参数：弹性模量 $E=206\text{Gpa}$ ，密度 $\rho = 7850\text{ Kg/m}^3$ ，泊松比 $\mu = 0.28$ 。

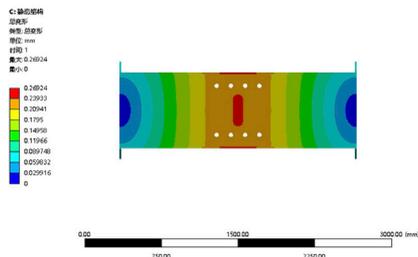


图7 振动梁位移图

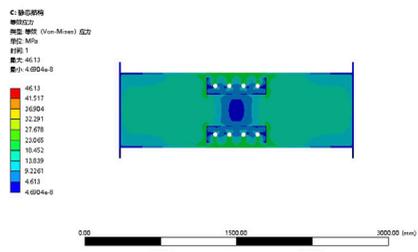
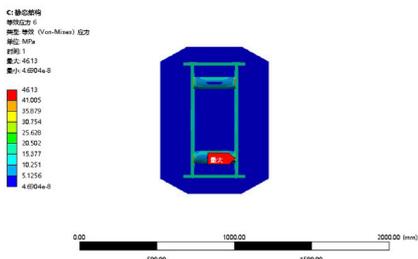


图8 振动梁Von Mises应力图



在SOLIDWORKS建立振动梁实体模型，将梁上的安装孔、圆角、倒角简化，导入到HyperMesh中划分六面体网格单元类型为solid186，在与ANSYS Workbench联合仿真。划分完成的有限元模型如图6所示。

### 2.2 静力学分析

进行静力学分析可以了解振动梁承受静荷载时应力分布情况。有限元模型两端施加简支约束，在每个安装孔上施加集中荷载，在Workbench中分析，所得位移和Von Mises应力分布如图7、图8所示。

从图7、8看出，最大位移为0.26924mm，位于振动梁的中间部位，最大应力为46.13Mpa，位于中间位置，并且出现在管与腹板内表面焊接位置。

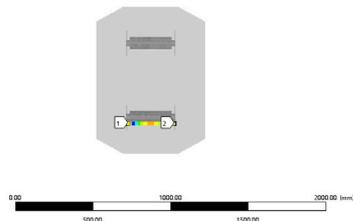


图9 危险位置应力线性化图

最大应力与静力学计算不一致，由于管与腹板内侧面焊接位置为应力集中，通过创建路径应力线性化，从图9看出最大应力为25.665Mpa，与前述静力学计算相近。

### 2.3 模态分析

模态主要用于计算结构的振动频率和振动形态分析振动梁工作时与工作频率是否发生共振导致结构发生破坏。振动筛筛芯工作频率表达式为：

$$f = \frac{\pi n}{30} \times \frac{1}{2\pi} = \frac{n}{60} \quad (12)$$

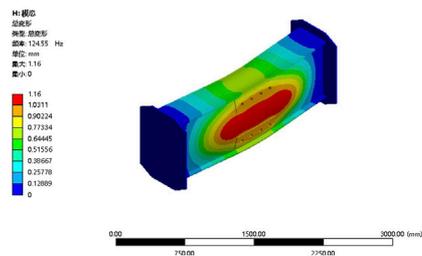


图10 振动梁第一阶振型图

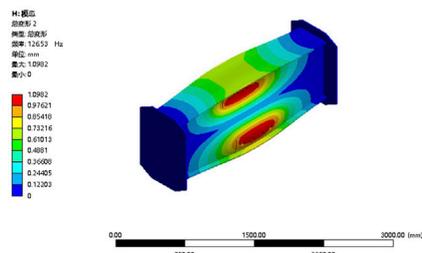


图11 振动梁第二阶振型图

式中： $n$ 为振动电机转速r/min； $f$ 为振动筛频率。带入数值得 $f=16.7\text{ Hz}$ 。

振动梁结构的模态分析采用Block Lanczos法进行，计算所得振动梁前六阶频率为124.55Hz、126.53Hz、188.37Hz、188.39Hz、195.28Hz、

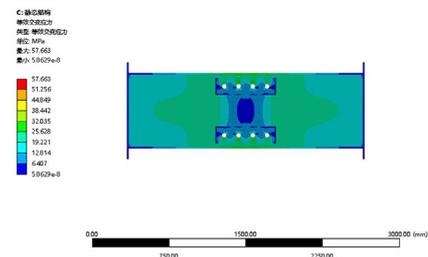


图12 等效交变应力图

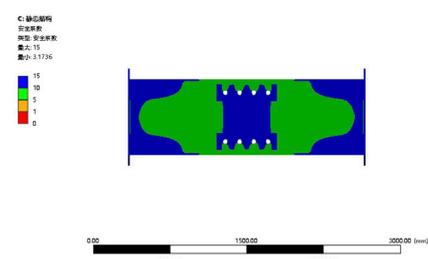


图13 安全系数图

205.26Hz。由于工作频率为16.7Hz远小于振动梁一阶频率，因此正常工作时不会发生共振。

所得振动梁前二阶振型如图10、图11所示。第一阶振型为沿梁宽度方向的弯曲，第二阶振型为绕梁长度方向轴线的扭转。

## 2.4 疲劳寿命分析

ANSYS Workbench疲劳分析基于梁的静力学分析结果进行分析的。通过定义荷载类型、材料疲劳曲线与分析类型，综合考虑焊接、材料等缺陷，预测振动梁的疲劳寿命。

疲劳强度因子设定为0.8<sup>[7]</sup>，荷载类型为完全反向，比例因子为1，分析类型为应力寿命，设定振动梁疲劳寿命为1E+09循环次数，求解得到振动梁等效交变应力、安全系数、疲劳寿命分别如图12、图13和图14所示。振动梁所受最大等效交变应力为57.663Mpa，并且与危险位置相符，振动梁各个位置最小安全系数为3.1736，满足许用安全系数范围，振动梁疲劳寿命最大最小均为1e+9，说明振动梁出现无限寿命，符合无限寿命设计方法。

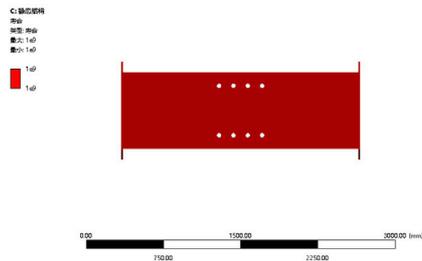


图14 疲劳寿命图

考虑振动梁疲劳敏感性，即评估振动梁在满足寿命情况下承受最大的循环交变荷载。定义一个最小基本荷载变化为100%（下变量为100%，疲劳设计应力1倍）和一个最大荷载变化为400%

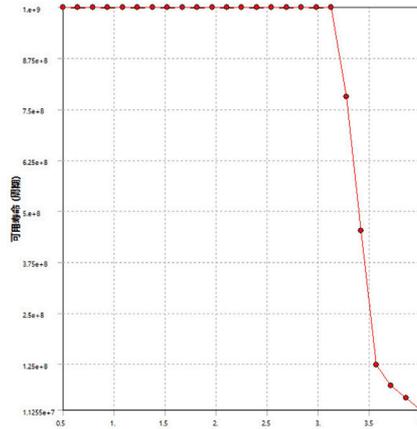


图15 随交变应力变化的疲劳敏感曲线

（下变量为400%，疲劳设计应力的4倍）的交变应力进行分析，得到的疲劳敏感曲线如图15所示。

由图15可以看出，当设计交变应力约为疲劳交变应力的3.2倍时，振动梁疲劳寿命会出现明显的变化，与前述疲劳安全系数也相符。即使振动电机满负荷工作，也不会出现这种交变应力，振动梁符合疲劳强度要求。

## 3 结论

（1）通过静力学计算与静力学分析所得的应力，在不考虑应力集中条件下结果相近，静力学计算可以作为初步设计的一种手段。

（2）通过疲劳校寿命分析得知，振动梁最大应力远远小于材料屈服极限，振动梁破坏不仅是由于静强度不足导致的，由于交变应力的循环加载导致的。

（3）振动梁的振动次数可达1e+09次。以振动电机转速为1000r/min计算，可以保证使16667h，每天工作8h，每年工作300天计算，至少可以保证使用6.9年。

## 参考文献：

- [1] 王晓伟, 张露霞. 沥青搅拌振动筛的工作原理及发展趋势[J]. 矿业工程, 2011(10), 9(5): 52-54.
- [2] 严峰. 筛分机械[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1994.
- [3] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2017.
- [4] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [5] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013.
- [6] 许京荆. ANSYS Workbench工程实例讲解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2020.
- [7] 孙皆宜. 振动筛上振动横梁的疲劳应力分析[J]. 唐山学院学报, 2015(11), 28(6):
- [8] 许进峰. ANSYS Workbench 2020完全自学一本通[M]. 北京: 电子工业出版社, 2020.
- [9] 于开平, 周传月, 谭惠丰. HyperMesh从入门到精通[M]. 北京: 科学出版社, 2005.