

(12) 74-78

# 细锤杆锻锤的设计与振动分析

## Design and Analysis of Vibration of the Slender Hammering Stem

朱才朝  
Zhu Caicao

秦大同  
Qin Datong

唐中一  
Tang Zhongyi

TG 315.3

TH113.1

(重庆大学, 重庆, 630044; 第一作者 28 岁, 男, 讲师, 博士生)

**摘要** 在设计出带弹性支承装置细锤杆锻锤的基础上, 将其简化为一多自由度振动力学模型, 并以被改造的 2T 气液锤锤头为例, 对该模型进行了理论分析与计算。

**关键词** 细锤杆; 弹性支承; 振动分析

**中国图书资料分类法分类号** TG315.3; TH113.1

锻锤

**ABSTRACT** The structure of the slender hammering stem with elastic supporting device is designed in this paper, a multiple degree of freedom vibration dynamic model is set up. With an example of the 2T air-hydraulic hammer, the theoretical analysis and computation are given.

**KEYWORDS** the slender hammering stem; elastic supporting; vibrational analysis

## 0 引言

锻锤因结构简单, 工艺适应性强, 制造成本低等特点, 至今仍在锻压生产中占有举足轻重的地位。但现有的锤杆使用寿命低一直是个不易解决的问题。本世纪 40 年代, 美国 Chambersburg 工程公司发展了 CeCo drop 型模锻锤, 这是一种气动提升的单动锤, 采用了细锤杆和重锤头结构, 体现了锤杆重量轻和打击速度低的设计趋势。到 60 年代, 德国 Lasco 公司从 KH 系列液压提升单动锤发展到 KGK 系列双动气液锤, 形成了细锤杆带弹性支承装置的合理模型<sup>\*\*</sup>。

锤杆和锤头结合面处的最大应力是由活塞和锤杆本身在锻压前的动能转换成锤杆的变形能而导出的两种应力的叠加, 即:

$$\sigma_{\max} = \frac{EV_s}{a} \left[ \sqrt{3} + \sqrt{\frac{G_s}{G_m}} \right] \quad (1)$$

式中  $E$ ——锤杆材料的弹性模量 (N/m<sup>2</sup>);

$V_s$ ——锤杆、锤头的最大打击速度 (m/s);

\* 收文日期 1995-06-29

\*\* Chambersburg 和 Lasco 公司锻锤产品样本。

$G_1, G_m$ —— 活塞及锤杆质量 (kg);

$a$ —— 弹性波在锤杆材料中的传播速度  $a = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}$  (m/s);

$\gamma$ —— 锤杆材料的密度 (kg/m<sup>3</sup>).

由(1)式可知,锤杆的最大应力取决于打击速度及锤杆、活塞的质量.对于锤杆来说,并不是截面越大应力越小,只有降低打击速度和采用细锤杆才是降低锤杆应力,提高其使用寿命的主要途径.

## 1 结构设计

笔者改造的 2T 气液锤是重庆市科技兴渝计划项目,而该项目的关键部分是锤头系统设计.为了提高锻锤锤杆的使用寿命,参照国外技术,笔者设计了锻锤细锤杆带弹性支承装置结构如图 1 所示.锤杆通过螺纹与连接支承块相连,在支承块下面有两块圆环状橡胶缓冲弹簧,中间有一块圆环状钢板,这三者组成在打击时吸收活塞、锤杆和连接支承块动能的缓冲装置.由橡胶块和钢板组成的双层橡胶减振,有利于提高缓冲器的垂直承载能力和稳定性.在支承块上面,有空程时支承锤头和上模重量的橡胶缓冲弹簧.压紧用的盖板通过 8 个螺钉与锤头相连接.

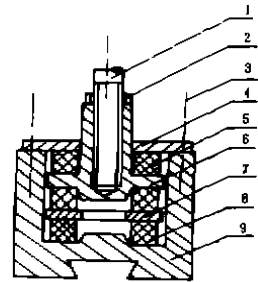


图 1 锤头系统结构图

- 1. 锤杆
- 2. 防松螺母
- 3. 连接螺钉
- 4. 盖板
- 5. 上橡胶弹簧垫
- 6. 连接支承块
- 7. 垫片
- 8. 下橡胶弹簧垫
- 9. 锤头

## 2 理论模型的建立

锻锤在打击过程中,将产生很大的冲击载荷,对于结构中的薄弱环节,如细锤杆、螺钉在冲击载荷作用下是否会损坏,结构中的减振效果是否理想等都应作分析.

故将结构进行等效处理,建立了如图 2 所示的振动力学模型.模型中参数含义如下:

$m_1$ —— 活塞及锤杆部分的等效质量;

$m_2$ —— 连接支承块、锤杆部分、上橡胶垫和防松螺母的等效质量;

$m_3$ —— 盖板、连接螺钉及止动垫片的等效质量;

$m_4$ —— 锤头的等效质量;

$K_1$ —— 锤杆的等效刚度;

$K_2$ —— 下橡胶垫的等效刚度;

$K_3$ —— 上橡胶垫的等效刚度;

$K_4$ —— 连接螺钉及构件的等效刚度.

系统振动微分方程为:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{Q\} \quad (2)$$

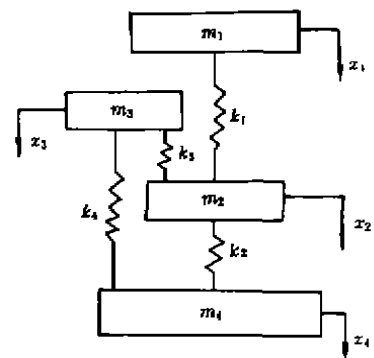


图 2 振动力学模型图

式中 $[M]$ 为系统质量矩阵, $[K]$ 为系统刚度矩阵。

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & & & \\ & m_2 & & \\ & & m_3 & \\ & 0 & & \\ & & & m_4 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 + K_3 & -K_3 & -K_2 \\ 0 & -K_3 & K_3 + K_4 & K_4 \\ 0 & -K_2 & -K_4 & K_2 + K_4 \end{bmatrix}$$

$\{x\}$ 为系统位移向量:  $\{x\}^T = \{x_1, x_2, x_3, x_4\}$

$\{Q\}$ 为系统载荷向量:  $\{Q\}^T = \{PA + m_1g, m_2g, m_3g, m_4g - F\}$

其中 $P$ 为气体压力, $A$ 为活塞面积, $F$ 为打击力。

### 3 模型中物理参数的确定

#### 3.1 等效质量的计算

锤杆质量向两端集中质量简化,即等效到 $m_1, m_2$ 上,其余等效质量均为各自零部件的质量。

#### 3.2 等效刚度的确定

锤杆刚度可由式 $K = EA/L$ 来计算,式中 $E$ 为材料的弹性模量, $A$ 为锤杆的截面积, $L$ 为锤杆的长度。螺钉及连接件的等效刚度可由式 $K = K_b + K_m$ 计算<sup>[2]</sup>,式中 $K_b$ 为螺钉的刚度 $K_b = \frac{EA}{L}$ , $K_m$ 为构件刚度 $K_m = \frac{\pi Ed}{L} \left\{ 2 \ln \left[ 5 \left( \frac{L + 0.5d}{L + 2.5d} \right) \right] \right\}$ ,其中 $d$ 为螺钉直径。橡胶垫的等效刚度由实验测得。

#### 3.3 打击力的计算

由文献[3]可知,打击力持续的时间对系统振动的影响比打击脉冲形状的影响更大,因此可用常值脉冲作为打击力。加载段为 $5 \times 10^7 \text{ N}$ ,卸载段为 $3.9 \times 10^7 \text{ N}$ 。

## 4 程序设计及应用

对振动微分方程求解,用解析法比较困难,常采用数值计算方法。四阶龙格-库塔法便是其中精度较高的一种。用该法编制了系统分析计算程序,根据笔者设计出的2T气液锤图纸,计算出模型物理参数如下表:

模型物理参数表

元件编号	1	2	3	4
$m_i/\text{kg}$	26.00	115.47	373.48	3485.10
$K_i/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	$2.23 \times 10^6$	$5.07 \times 10^6$	$1.26 \times 10^{10}$	$8.57 \times 10^6$

利用上述程序计算出锤杆和螺钉受力分别如图 3、4 所示:

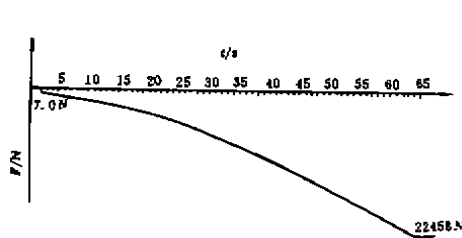


图 3 锤杆受力图

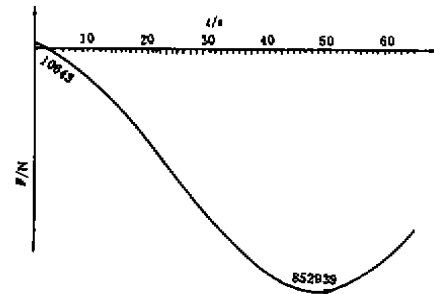


图 4 螺钉受力图

## 5 校核计算

### 5.1 锤杆强度及稳定性校核

细锤杆承受轴向冲击力,应校核锤杆的压应力和稳定性。由于冲击应力波在细锤杆内传播,使撞击面的应力跃变为  $2\sigma$ :

$$\sigma_{\max} = 2\sigma = 8F_{1\max}/\pi d^2 \quad (3)$$

式中  $d$  为锤杆直径。

锤杆可视为两端球铰约束,其稳定临界力为:

$$P_{KP} = \pi^2 EJ/L^2 \quad (4)$$

式中  $E$  为锤杆材料的弹性模量,  $J$  为锤杆材料截面的惯性矩,  $L$  为锤杆油缸伸出端到锤头支承套间的自由长度。

稳定安全系数  $n$  为:

$$n = P_{KP}/F_{1\max} \quad (5)$$

锤杆材料为 40Cr 调质,将相应数值分别代入上面 3、4、5 式,计算得:

$$\sigma_{\max} = 23 \text{ MPa} < [\sigma_{\max}] = 104 \text{ MPa}$$

$$n = 15 > [n] = 5$$

从以上数据可知,锤杆强度和稳定性满足要求。

### 5.2 螺钉强度校核

实践表明,在轴向静载荷作用下,螺钉失效主要是螺纹部分发生塑性变形和断裂,在轴向变载荷作用下,螺钉失效主要是疲劳断裂。

由受力图 4 知,螺钉主要承受轴向交变载荷,而影响变载荷疲劳强度的主要因素是应力变化的幅值。

螺钉受力变幅:

$$F_{2a} = \frac{K_b}{K_m + K_b} (F_{2max} - F_{2min}) / 2 \quad (6)$$

单个螺钉受力变幅:

$$F = F_{2a} / 8 \quad (7)$$

而

$$\sigma_1 = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (8)$$

式中  $d$  为螺钉直径。

同时螺钉也可能在最大拉力下被静力拉断,故也应校核其静强度:

$$\sigma_2 = 4F_{2max} / 8\pi d^2 \quad (9)$$

螺钉材料为 30 CrMnMo,将相应数值分别代入式 8、9 计算得:

$$\sigma_1 = 49.3 \text{ MPa} < [\sigma_{max}] = 50.24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 7 \text{ MPa} < [\sigma_2] = 216 \text{ MPa}$$

可见螺钉强度满足要求。

综上所述,细锤杆带弹性支承装置的结构设计是合理的,在满足其强度和稳定性的基础上,大大减小了结构尺寸,提高了锤杆的使用寿命,具有一定工程应用价值。

### 参 考 文 献

- 1 朱才朝,王鸿恩. 4200 厚板轧机机座垂直方向振动的研究. 重庆大学学报, 1993, 16(6): 51~57
- 2 (美)希格利 J E, 米切尔 L D 著. 机械工程设计. 北京: 高等教育出版社, 1988: 1~34
- 3 高乃光. 锻锤. 北京: 机械工业出版社, 1987: 1~9
- 4 杨玉鼎. 机械设计. 重庆: 重庆大学出版社, 1989: 243~267
- 5 刘庄, 李有道. 计算方法. 重型机械, 1984, 106(6): 41~45