

液压破碎锤冲击特性研究*

黄磊, 陈雪辉, 何世明, 雷经发, 汪日光, 陈从升

(安徽建筑工业学院机电学院, 合肥 230601)

摘要: 活塞和钎杆是液压破碎锤的主要工作部件, 在工作过程中, 其端部承受剧烈的冲击, 因此是液压破碎锤的主要失效部位。本文在建立了液压破碎锤动力学系统的数学模型的基础上, 对端部冲击特性进行有限元分析, 研究活塞和钎杆的受力特点和规律, 对合理确定活塞和钎杆的机械性能、选择材质与热处理工艺, 具有一定的意义。

关键词: 破碎锤; 活塞; 钎杆; 冲击; 有限元; 分析

中图分类号: TD451 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0794(2010)12-0053-03

Study on Impact Characteristics of Hydraulic Hammer

HUANG Lei, CHEN Xue-hui, HE Shi-ming, LEI Jing-fa, WANG Ri-guang, CHEN Cong-sheng

(Anhui Institute of Architecture and Industry, Hefei 230601, China)

Abstract: Piston and drill rod are the main working parts of hydraulic hammer, in the course of their work, their ends endure severe impact, and it is the main failure of hydraulic hammer. The dynamic mathematical model of hydraulic hammer based on the impact properties of the end is contribute to the finite element analysis, characteristics and lawse of mechanical performance, selecting materials and heat treatment process.

Key words: stave hammer; piston; drill rod; impact; finite element; analyse

0 前言

液压破碎锤是重要的工程机械, 通过缸体内高速运动的活塞撞击钎杆, 把动能转换为冲击能, 实现破碎物体的目的, 其工作频率可达到 5~10 Hz。在冲击过程中活塞端部和钎杆顶部承受很大的冲击载荷。实践证明, 液压破碎锤故障中活塞失效占 1/3 以上, 大多体现在端部塑性变形、局部开裂等。因此, 本文主要针对活塞和钎杆工况, 尤其是它们的端部受力状况进行分析研究, 为确定活塞和钎杆的机械性能, 选择材质提供了一定的理论依据。

1 液压破碎锤数学模型的建立

液压破碎锤是阀控活塞系统, 活塞的运动服从流体运动与机械运动规律, 数学模型的建立必须遵循物理运动规律且尽可能全面地反映液压锤工作的实际物理过程, 同时为了分析和解决问题的方便, 对分析结果影响不大的因素做出如下假设:

- (1) 工作过程中油液温度保持一致;
- (2) 活塞撞击钎杆后停止运动, 无反弹;
- (3) 输入流量恒定, 出口的压力为一个大气压;
- (4) 氮气室的气体变化为绝热过程。

在推导系统动力学数学模型时, 根据功率键合图理论, 对于容腔和管道, 只有容性元 C 和感性元 I 有导数或积分的关系, 而阻性元 R 没有, 所以对于容腔和管道, 应从 C 作用元和 I 作用元各自的变量

之间取一个变量为状态变量。

对于 C 作用元, 自变量为力变量, 力变量与流变量之间的关系为

$$p = \frac{1}{C} \int \sum Q dt \quad (1)$$

$$F_{hb} = A_{hb} \cdot \frac{1}{C} \int \sum Q dt \quad (2)$$

$$\sum F = F_{hb} + F_n + G_h - F_{rf} - F_{atm} - F_{f1} - F_{f2} - F_B \quad (3)$$

取 S 为液压破碎锤数学模型的状态变量, 活塞的运动数学模型为

$$\ddot{S} = \frac{1}{M_h} \sum F \quad (4)$$

$$\ddot{S} = \frac{1}{M_h} (F_{hb} + F_n + G_h - F_{rf} - F_{atm} - F_{f1} - F_{f2}) \quad (5)$$

式中

F_{hf} ——缸体前腔对活塞的作用力, $F_{hf} = A_{hf} \cdot p_{hf}$;

F_{atm} ——大气压力对活塞前端面的作用力,

$F_{atm} = A_{atm} \cdot p_{atm}$;

F_n ——氮气室对活塞后端面的作用力, $F_n =$

$A_n \cdot p_n$;

F_{hb} ——缸体后腔对活塞的作用力, $F_{hb} = A_{hb} \times$

$\frac{1}{C} \int \sum Q dt$;

G_h ——活塞自身重力, $G_h = M_h g_n$;

F_{f1} ——圆柱面受到密封元件施加的摩擦阻力;

F_{f2} ——压力油对活塞的阻力。

*安徽省高等学校省级优秀青年人才基金项目(2009SQZR103)

2 三维模型建立及网格划分

(1)模型网格的划分

建立活塞和钎杆的三维模型并进行网格划分,网格划分在有限元分析中具有重要的意义,是有限元分析中非常重要的技术之一。模型的网格划分是采用 Algor 本身自带的网格划分工具,用70%的网格精度对活塞以实体单元中的块单元进行建模。模型中所用的材料为合金钢,其参数见表1。

表1 合金钢参数

密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	弹性模量/Pa	泊松比
7 950	2.07×10^{11}	0.3

(2)计算载荷

GB8AT 液压破碎锤基本参数为:活塞质量 75 kg,活塞工作行程约 90 mm,工作油压约 14 MPa,有效油压面积约 13 800 mm^2 ,活塞工作行程中各种阻力约为主动力的 80%。活塞所受作用合力 $F=40$ kN,活塞加速时间约 0.018 s,捶击时的冲击功约 3 750 J,捶击前瞬时活塞初始速度约为 9.8 m/s。边界条件:碰撞活塞的 x 方向初始速度为 9.8 m/s,其他方向的位移进行约束,钎杆的尾部固定;利用面-面的柔性接触来模拟活塞和钎杆的碰撞接触。图1为施加载荷和约束后的活塞和钎杆的模型图。

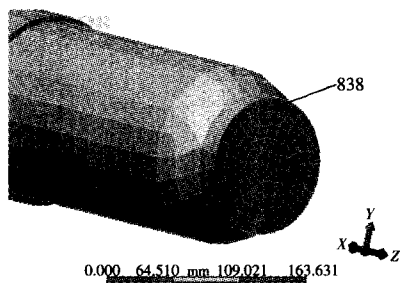


图1 活塞和钎杆的模型图

3 液压破碎锤计算结果及讨论

(1)活塞撞击状态分析

在设计过程中,重点关心最大应力区域的变化情况,活塞和钎杆的顶部在碰撞过程中应力变化最为剧烈,因此是重点的研究对象,活塞顶部以838节点为研究对象,如图2所示。

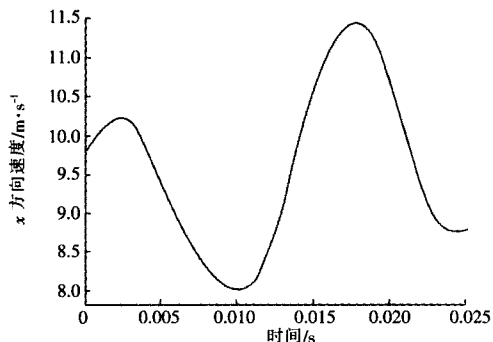


图2 838节点处的 x 方向速度与时间的关系

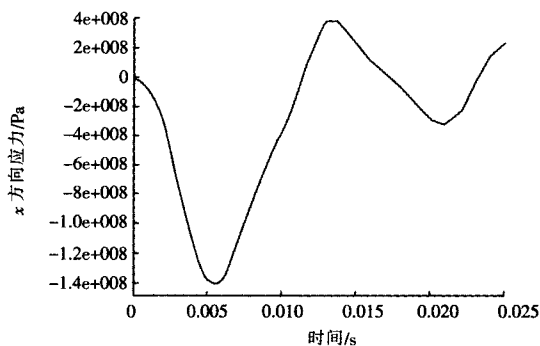


图3 838节点处的 x 方向应力与时间的关系

图2、图3分别给出了838节点的速度、应力,等效应力随时间的变化情况。由图4可知,活塞顶部838节点的速度大小随时间的先减小后增大,这是由于开始碰撞时速度会减小,后来由于钎杆对其反作用,会使其速度再增大,图4的计算结果是符合工程实际的。由图4可知,838节点处 x 方向的应力大小随时间先增大后减小然后在零位置处上下摆动,增大也是因为碰撞造成的,然后分离时应力就会减小。在图4中也可以看出类似的规律,并且最大的等效应力发生在初始碰撞时刻,即0.006 s时,其大小为 1.65×10^8 Pa。

图5给出了碰撞初始时,活塞顶部局部的等效应力云图,由图5可知:最大的等效应力发生在距离活塞中心一定距离的圆环处,并且其值为 2.74×10^8 Pa,这也是进行设计重点考虑的部位。

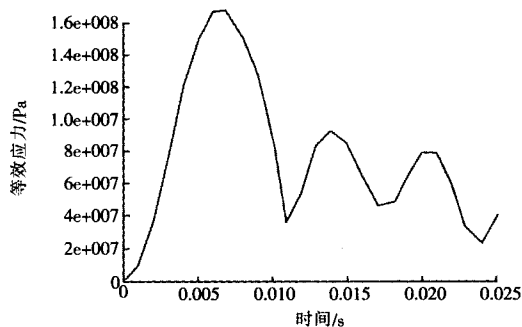


图4 838节点处的等效应力与时间的关系

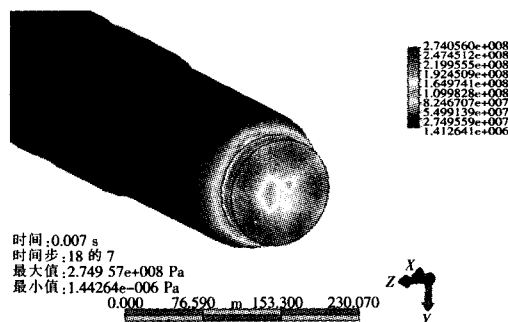


图5 活塞开始瞬间顶部的应力等效云图

(2) 钎杆撞击状态分析

钎杆顶部以1602节点为研究对象如图6所示。

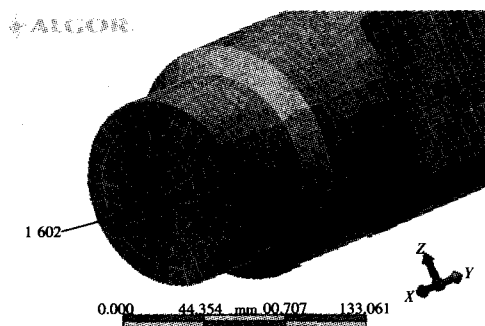


图6 钎杆局部有限元模型

图7和图8分别给出了1602节点的 x 方向速度、应力、等效应力随时间的变化情况。由图7可知,钎杆顶部1602节点的速度大小随时间的先增大后减小,这是由于开始碰撞时速度会为0由于活塞对其作用才会产生运动,图7的计算结果是符合工程实际的。由图8可知,1602节点处 x 方向的应力大小随时间先增大后减小然后在零位置处上下摆动,增大也是因为碰撞造成的,然后分离时应力就会减小。在图9中最大的等效应力发生在初始碰撞时刻,即0.008 s时,其大小为 1.95×10^8 Pa。图10给出了碰撞初始时,钎杆局部的等效应力云图,由图10可知:最大的等效应力发生在距离钎杆里边缘,这是由于在几何尺寸上的突变造成应力剧烈变化,并且其值为 3.15×10^8 Pa,这对实际的工程设计中有一定的指导意义。

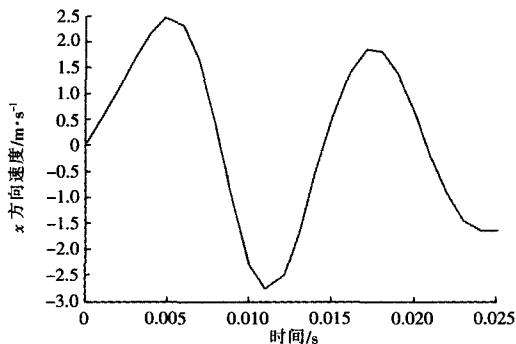


图7 1602节点处的 x 方向速度与时间的关系

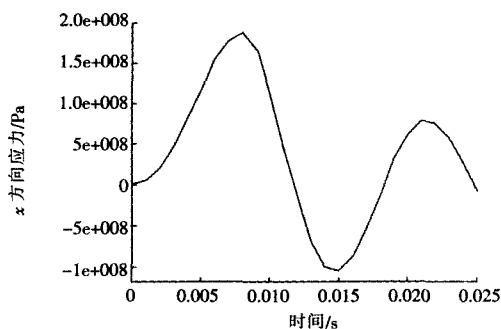


图8 1602节点处的 x 方向应力与时间的关系

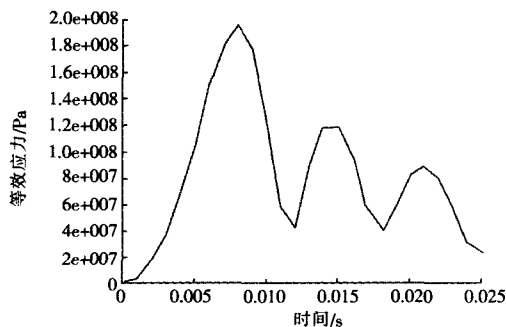


图9 1602节点处的等效应力与时间的关系

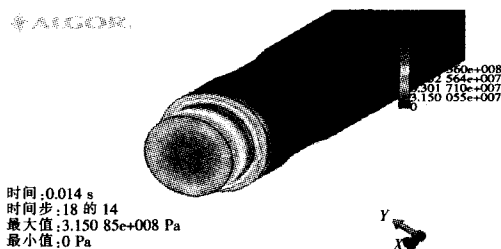


图10 钎杆局部等效应力云图

参考文献:

- [1] 王杰伟. 液压破碎锤动力学分析及零件强度校核[D]. 硕士论文. 北京:北京科技大学,2007.
- [2] 周志鸿, 高丽稳. 我国液压破碎锤发展与现状分析[J]. 工程机械,2004(8):34-35.
- [3] 徐同乐. 液压破碎锤动力学与内部流场的数值分析[D]. 硕士论文. 北京:北京科技大学,2005.
- [4] 范思源. 液压破碎锤计算机仿真与实验研究[D]. 硕士论文. 上海:上海交通大学,2008.
- [5] 张利平. 液压控制系统及设计[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [6] 高丽稳. 液压破碎锤动力学仿真及其活塞与钎杆的强度分析[D]. 硕士论文. 北京:北京科技大学,2005.

作者简介:黄磊(1975-),硕士,山东菏泽人,安徽建筑工业学院讲师,研究方向:机电液一体化,电子信箱:huangL75@126.com.

责任编辑:卢盛春 收稿日期:2010-05-31

提高矿山排水泵的运行效率

兖州矿业(集团)有限责任公司对提高矿山排水泵的运行效率进行了深入的研究。

①尽量选用高效水泵。我国煤矿主排水设备仍有相当一部分是SSM、TSW、DA型水泵。这些水泵效率一般仅60%~70%,甚至更低。由于水泵本身效率低,加之运转时间过长、管理不善,实际运行效率就更低了。选用新型高效率水泵(如D型水泵)替换“老、旧、杂”水泵是降低排水电耗的重要措施。该矿区一矿-50 m水平水泵房用200D43×7型水泵替换SSM、8DA等老型泵,吨水百米电耗从0.6 kWh以上降低到0.47 kWh,平均每台泵年节电 17×10^4 kWh。②改善水泵运行性能。水泵扬程过大时,可根据不同情况分别采用“减少叶轮数目法”和“削短叶轮片长度法”除去富裕扬程、降低水泵扬程曲线,使工况点得到合理调节。③提高水泵检修和装配质量。在检修和装配时注意大小口环间隙、平衡座间隙和水泵串量是否符合要求、轴承润滑是否良好等;还要注意疏通叶轮和流通部件,防止叶轮堵塞;对新配叶轮尽可能清除流道中毛刺。

(李剑峰)