

柴油机喷油器针阀落座过程的冲击应力分析

张华兵, 陈志忠, 徐建新

(七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 采用显示动力学算法对柴油机喷油器针阀落座时的冲击过程进行动态仿真计算, 得到针阀落座过程中的应力分布以及冲击力和能量变化关系; 分析落座速度对冲击应力的影响。与公式计算法的结果对比表明: 该方法具有更高的精度, 可用于指导喷油器的改进设计。

关键词: 柴油机; 喷油器; 针阀; 冲击应力; 显式动力学

中图分类号: TK423.8⁺4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2013)02-0018-04

Analysis of Impact Stress During the Collide Process of Fuel Injector's Needle Valve for Diesel Engine

Zhang Huabing, Chen Zhizhong, Xu Jianxin

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Based on explicit dynamic method, the impact stress during the collide process of fuel injector's needle valve for diesel engine was simulated. According to the results, stress distribution, impact energy and force transformation were obtained. The influence of the velocity when crashing to the valve base on impact stress was studied. Compared with the results of mathematical formula, this method is more precise and can be used to improve the design of the injector.

Keywords: diesel engine; fuel injector; needle valve; impact stress; explicit dynamics

0 引言

柴油机喷油器的针阀是保证按时开启与关闭高压燃油的关键部件, 当燃油喷射终了时, 针阀在很短的时间内以很高的速度冲击到针阀座面上。由于作用时间很短, 针阀头部和座面之间将会产生高速冲击, 强烈摩擦。冲击力将直接影响密封面的磨损, 使之产生磨损环带, 锥面变形, 粗糙度增大等问题, 从而影响其使用功能和寿命。因而在喷油嘴设计时, 需要控制此冲击造成的座面应力。

由于冲击持续时间短, 冲击物体的加速度很大, 且变化迅速, 冲击力不容易精确测量和确定。目前主要采用给定动载系数的方法对冲击应力进行估算, 由于采用较多假定, 导致计算值存在一定的

偏差, 而且适用范围也有一定的限制。

而采用有限元方法对针阀冲击碰撞的计算研究还甚少。本文采用显式动力学算法, 对某柴油机喷油器建立两维轴对称针阀落座冲击模型, 对冲击过程进行动态仿真计算, 分析落座速度对冲击应力的影响, 进而对其冲击应力进行分析, 为喷油器的改进提供理论依据。

1 喷油器工作原理

喷油器结构见图 1, 其工作原理如下: 高压燃油经高压油管接头和喷油器体内油道进入喷油嘴蓄压腔, 当压力达到针阀开启压力时, 针阀克服弹簧力开启, 燃油经喷孔喷入燃烧室。喷油嘴针阀腔压力下降后针阀落座, 喷油结束。

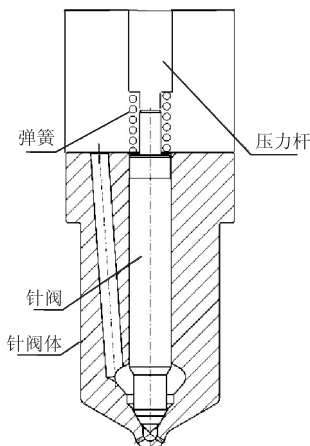


图1 共轨喷油器针阀示意结构图

针阀在落座前针阀顶部受到由压力杆传递而来的控制室油压力、针阀弹簧作用力、针阀蓄压腔压力、以及密封面以下的压力室压力，以上各力在燃油喷射过程中发生一定的变化，在其共同作用下将针阀先顶起再以高速落回阀座上，见图2的针阀受力示意图^[1,2]。

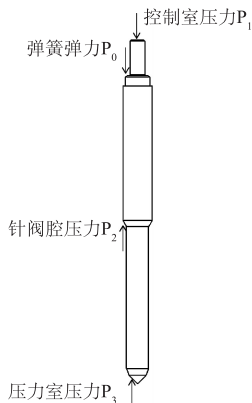


图2 针阀受力示意图

2 冲击力计算方法

(1) 节点计算

动力平衡方程为：

$$\ddot{u}_t = M^{-1} (F_t - F_{it}) \quad (1)$$

式中： $\ddot{u}_t$ 为节点加速度； M 为节点质量矩阵； F_t 为外力； F_{it} 为内力。

$t + \frac{\Delta t}{2}$ 时刻的节点速度为：

$$\dot{u}_{t+\frac{\Delta t}{2}} = \dot{u}_{t-\frac{\Delta t}{2}} + \frac{\Delta t_{t+\Delta t} + \Delta t_t}{2} \ddot{u}_t \quad (2)$$

$t + \Delta t$ 时刻的节点位移为：

$$u_{t+\Delta t} = u_t + \Delta t_{t+\Delta t} \dot{u}_{t+\frac{\Delta t}{2}} \quad (3)$$

式中： $\dot{u}$ 为节点速度； u 为节点的位移。

(2) 单元计算

通过应变率 $\dot{\varepsilon}$ 计算单元应变增量 $d\varepsilon$ ；通过本

构方程计算应力：

$$\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, d\varepsilon) \quad (4)$$

汇集节点内力 $F_{i,t+\Delta t}$ 。

(3) 设置 $t + \Delta t$ 为 t ，返回第(1)步。

显式动力学通过一个时间段的运动学条件计算下一个时间段的运动学条件，用中心差分方法对时间求解显式运动方程^[3,4]。适用于求解需要分成许多小的时间增量来达到高精度的高速动力学事件。如果事件经历的时间较短，求解的效率较高。

3 有限元模型

针阀在撞击座面时伴随着发热、塑性变形、能量消耗等现象，是非常复杂的过程。若考虑整个冲击过程和所有影响因素，则解决针阀与座面的冲击问题是比较困难的。为了计算方便，对针阀落座时的冲击分析模型做部分简化，只保留和冲击碰撞有关的部件模型。

认为针阀与阀座基本是轴对称体，在 ABAQUS 软件中采用 CAX3、CAX4R 单元网格，为保证计算精度，对于碰撞接触区域分别以 0.025、0.015、0.008 mm 进行划分。共划分了约 31 065 个单元，31 895 个节点，模型如图 3。

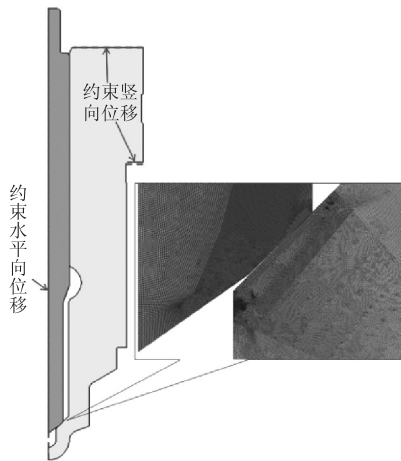


图3 针阀与针阀体冲击碰撞模型

针阀关闭时在各个腔室燃油压力以及弹簧弹力的共同作用下下落行程 h ，并以速度 V 落座，该速度一般为：400 ~ 700 (mm · s⁻¹)，本次计算取 700 (mm · s⁻¹)。

针阀偶件材料为轴承钢，波松比为 0.3，弹性模量为 202 000 MPa，密度为 8.3E-9 (t · mm⁻³)^[5,6]。

落座过程中针阀与针阀体的接触边界条件处于动态变化之中，接触面之间的相互作用复杂。本文采用对称罚函数接触算法搜寻接触界面，针阀头部与针阀体密封区域定义为面面接触对。

依据针阀落座的实际情况，其受力边界示意图

如图 3 所示。约束针阀与针阀体的旋转轴的水平位移, 约束针阀体顶端及肩部的竖向位移。

4 计算结果

为了便于对针阀落座瞬间进行分析, 将有限元求解时间设定为 0.05 ms, 通过 Abaqus/Explicit 分析可以得到针阀落座的详细冲击过程。

4.1 关键区域网格密度的影响

分别考虑碰撞接触的关键区域网格划分密度(图 4)的影响, 得到碰撞过程冲击力随时间变化曲线(图 5)。

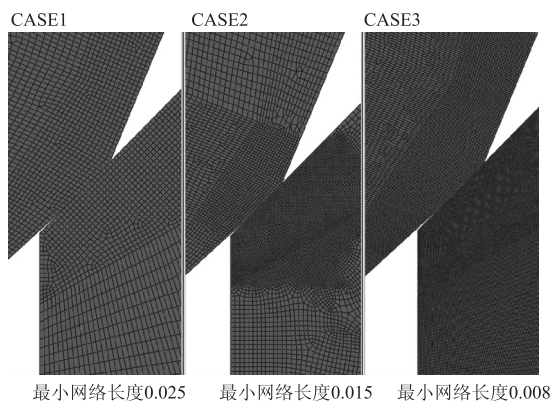


图 4 关键区域网格划分密度示意

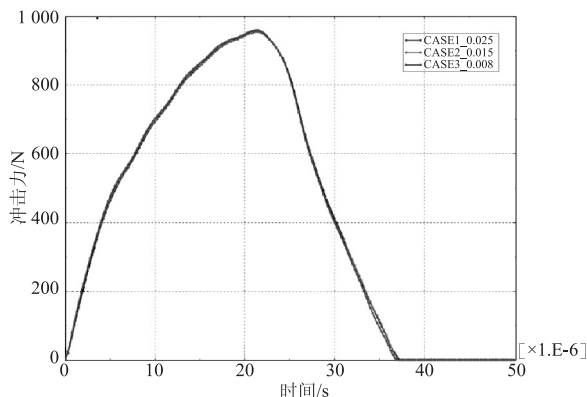


图 5 针阀碰撞过程冲击力与时间变化关系

从三种情况下冲击力的变化关系曲线可见: 随着网格的细分, 碰撞过程中针阀冲击力与时间的曲线基本重合一致, 相差很小, 故采用 0.025、0.015、0.008 mm 划分关键区域均可。由图中可以看到, 冲击力均在 0.021 ms 左右达到最大, 其后逐渐减小, 说明针阀与阀座开始分离回弹。

4.2 碰撞过程能量分布

通过针阀落座碰撞过程能量变化关系图(图 6)可见: 在碰撞过程中系统动能和内能的变化基本符合此消彼长的趋势, 而总能量基本保持不变, 为落座前针阀的动能 2.73 mJ, 说明碰撞过程中能量守

恒。在 0.02 ms 时动能减少到最小, 转化为系统内能, 而后系统弹性内能开始恢复反弹, 动能增加。能量转换符合实际情况。

4.3 碰撞分析过程应力分布

针阀碰撞阀座的 Mises 应力分布见图 7, 针阀和座面的最大 Mises 应力分别为 963.7 MPa 和 911.7 MPa。

冲击计算得到针阀与针阀座相互碰撞接触面积为 1.708 mm²。假设此接触面积为由密封半径的周长和接触宽度所组成的锥环形接触面积, 则可近似得到接触宽度约为 0.17 mm。而座面最大 Mises 应力分布区域的宽度约为 0.16 mm。此带宽区域是长期冲击碰撞后有可能出现锥面磨损的范围。

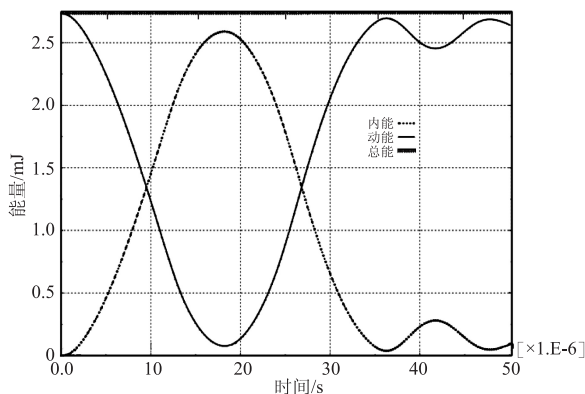


图 6 CASE3 工况的碰撞过程能量与时间变化关系

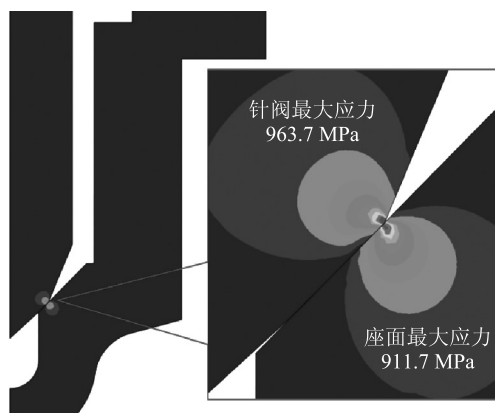


图 7 CASE3 工况 0.02 ms 时 Mises 应力分布云图

5 冲击应力公式计算法

根据材料力学和弹性力学理论推导针阀落座对座面冲击应力时, 作如下假设:

- (1) 针阀座面为弹性体, 忽略其质量, 针阀为刚体, 它们碰撞后连成一体。
- (2) 不考虑针阀和针阀座面之间的油膜层, 它们之间的碰撞为金属碰撞, 无能量损失;
- (3) 冲击座面面积为针阀密封面面积;

(4) 变形是在弹性变形范围内, 服从虎克定律;

(5) 运动质量只计针阀质量, 不考虑弹簧和压力杆的质量。

记针阀的质量 m , 针阀落座时的速度 v , 针阀受到的冲击载荷 F_d , 针阀受到的静态载荷 F_s , 针阀座面的冲击变形 ε_d , 针阀座面的静态变形 ε_s 。

针阀落座时具有的能量为动能与势能和, 即:

$$E_1=E_0+F_s\varepsilon_d=\frac{1}{2}mv^2+F_s\varepsilon_d$$

其中, $F_s=P_1+F_0-P_2-P_3$ 。

冲击时, 无能量损失, 此时能量由针阀的应变能得到:

$$E_2=\frac{1}{2}F_d\varepsilon_d=\frac{1}{2}C\varepsilon_d\varepsilon_d$$

由于碰撞前后能量守恒 $E_1=E_2$, 刚度 $C=F_s/\varepsilon_s$, 整理得到:

$$\varepsilon_d^2-2\varepsilon_s\varepsilon_d-2\frac{\varepsilon_sE_0}{F_s}=0$$

据此可以解得冲击变形为:

$$\varepsilon_d=\varepsilon_s+\sqrt{\varepsilon_s^2+\frac{2\varepsilon_sE_0}{F_s}} \tag{5}$$

所以动载系数为:

$$K=\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_s}=1+\sqrt{1+\frac{2E_0}{F_s\varepsilon_s}}=1+\sqrt{1+\frac{2CE_0}{F_s^2}} \tag{6}$$

座面的冲击应力为:

$$\sigma_d=\frac{F_d}{S}=\frac{KF_s}{S} \tag{7}$$

输入理论公式的相关参数以及计算结果见表 1。

理论公式计算得到的冲击应力为 435.7 MPa, 远小于采用有限元仿真计算得到的 911.7 MPa。这是由于公式法计算冲击应力时忽略了针阀的变形以及碰撞接触时几何形状的影响, 同时将冲击接触面积考虑为密封面积, 这都与实际情况有出入, 导致由理论公式得到的冲击力偏大, 而冲击应力较小。

表 1 理论公式计算输入参数及计算结果

输入参数				计算数值	
控制油压作用力 P_1/N	5 089.4	针阀质量 m/kg	0.011	落座时受力 F_s/N	1 706.7
针阀腔压力作用力 P_2/N	2 894.6	针阀落座时速度 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.7	冲击面积 S/mm^2	8.04
压力室压力作用力 P_3/N	588.1	针阀刚度 $C/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	58 830	动载系数 K	2.05
弹簧弹力 F_0/N	100			座面冲击应力/MPa	435.7

6 结论

(1) 采用显式动力学有限元方法对柴油机喷油器针阀落座进行仿真计算, 可得到针阀和阀座碰撞过程的接触力、能量以及应力分布的变化。计算研究表明: 冲击有限元模型具有较高的精度, 能够较真实地反映针阀落座的冲击过程, 可适用于该碰撞过程的精细分析。

(2) 在碰撞过程中针阀落座在密封面部分区域会有一定的变形, 该区域在针阀工作过程中会产生一个凹陷的环带, 也是最有可能的磨损区。

(3) 公式计算法由于假定过多, 不能精确反映碰撞过程细节, 只适合定性的计算评估。

参考文献

[1] 邓东密、邓杰. 柴油机喷油系统[M]. 北京:机械工业出版社,1995.

[2] 洛阳拖拉机研究所译. 内燃机燃油喷射和调节[M]. 北京:机械工业出版社,1997.

[3] 苏保国. 轿车车身结构碰撞数据模拟计算研究[D]. 大连:大连理工大学,2001.

[4] 蒋耘生. 鸟撞冲击动力学的有限元数值仿真研究[D]. 西安:西北工业大学,2002.

[5] 机械工程手册(第二版),工程材料卷[M]. 北京:机械工业出版社,1996.

[6] 刘佐仁. 喷油嘴偶件的选材与热处理[J]. 金属热处理, 2001(6):38-40.