DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.03.006

# 粘弹性悬架阻尼缓冲件温度场特性\*

贾志绚1 王 军1,2 孙大刚1,3 宋 勇3

(1. 太原科技大学机电工程学院,太原 030024; 2. 太原长安重型汽车有限公司,太原 030031;3. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院,西安 710048)

【摘要】 对履带式车辆典型工况下的粘弹性悬架阻尼缓冲件的温度场进行分析。不考虑材料参数的温度相关性,对结构-温度的耦合场进行单向解耦;将结构分析的结果作为温度分析的条件,同时对温度模型施加边界条件。橡胶受载时为非线性大变形,使用有限元方法获得数值解。求解得到典型工况下局部过热点的位置和温度值,得到温度与影响因素的关系曲线,并进行公式拟合。分析结果可为粘弹性悬架阻尼缓冲件的结构优化提供参数。

关键词:履带车辆 悬架 缓冲件 温度场 中图分类号: S219.032.4 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2010)03-0025-04

# Characteristics of Temperature Field on Damping Buffers for Viscoelastic Suspensions

Jia Zhixuan<sup>1</sup> Wang Jun<sup>1,2</sup> Sun Dagang<sup>1,3</sup> Song Yong<sup>3</sup>

(1. Mechanical & Electronic Engineering College, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China

2. Taiyuan Changan Heavy Duty Truck Co., Ltd., Taiyuan 030031, China

3. School of Mechanical Instrumental Engineering, Xi' an University of Technology, Xi' an 710048, China)

#### Abstract

The temperature field of damping buffers for viscoelastic suspensions mounted on crawler vehicles was analyzed under typical working conditions. The temperature correlation of the material was ignored to decouple the structure-thermal coupling field. The analytical results of structure were used as the basic conditions for thermal analysis. Because of nonlinear and large deformation under load, the temperature field was calculated by finite element method (FEM). The positions of local hot spots and temperatures under typical loads were obtained by computation. The curves of temperature against factors and its fitting equation on engineering applications were also determined. The results provide reasonable parameters for damping buffers structure optimizing.

Key words Crawler vehicle, Suspension, Buffer, Temperature field

## 引言

履带式车辆作业工况恶劣,行走系统会产生剧 烈的振动冲击。安装粘弹性悬架阻尼缓冲件可以有 效缓冲作业时的振动冲击。其工作原理是将机械的 振动能转换为橡胶分子间的内摩擦能,并以热能形 式散逸。目前国内外研究集中在阻尼结构方面,主 要研究其机械减振性能。但是粘弹性悬架阻尼缓冲 件由于受载时发热、橡胶为热的不良导体和散热条 件差等因素影响会产生局部过热点,导致橡胶材料 发生热蚀破坏,影响其减振效果和使用寿命。本文 以履带式推土机为例,研究粘弹性悬架阻尼缓冲件 在受载时的温度分布情况,找到局部过热点温度值 与各影响因素的关系。粘弹性悬架阻尼缓冲件的生

\* 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(200801090001)

收稿日期: 2009-05-25 修回日期: 2009-09-21

作者简介: 贾志绚,副教授,主要从事工程车辆振动与噪声的阻尼控制研究, E-mail: jiazhixuan374@ sohu. com

热是结构-温度的耦合问题,且属于非线性问题,难 以得到解析解,用有限元方法可得到数值解。

#### 1 建模理论

履带式推土机粘弹性悬架阻尼缓冲件结构及安 装位置如图1所示。

由图 1 知,对于粘弹性悬架阻尼缓冲件,其内部 热能量的主要传递形式为热传导,根据 Fourier 定 律,各向同性固体导热的热流密度与温度梯度为

$$q = -c_T \nabla T \tag{1}$$

根据能量守恒原理可导出固体系统的热平衡方 程为

$$\rho c_p \,\frac{\partial T}{\partial t} = c_T \,\nabla^2 T + f_q \tag{2}$$

式中 T——固体的温度,℃

$$c_r$$
 ——材料的导热系数, W/(m·℃)  
 $c_p$  ——材料的定压比热, J/(kg·℃)  
 $f_a$  ——内热源强度, W/m<sup>3</sup>

ρ----材料密度,kg/m<sup>3</sup>

$$T_T \nabla^2 T + f_q = 0 \tag{3}$$

固体的传热边界一般有两种情况:①已知边界 的温度。②已知固体的表面与空气接触时表面的热 流密度。可以统一表示为

$$\begin{cases} T = T \\ q_n = -c_T \frac{\partial T}{\partial n} = \overline{q}_n(X, T) \end{cases}$$
(4)

式(4)中如果热流条件包含温度时,成为第3 类边界条件。

对于式(2)和式(4),采用加权余量法建立泛函

$$\int_{V} \left( \rho c_{p} \frac{\partial T}{\partial t} - c_{T} \nabla^{2} T - f_{q} \right) \delta \omega \, \mathrm{d} V - \int_{S} \left( c_{T} \frac{\partial T}{\partial n} + \overline{q}_{n} \right) \delta \omega \, \mathrm{d} S = 0$$
(5)

再利用 Gauss - Green 积分变换公式后得

$$\int_{V} \left[ \left( \rho c_{p} \frac{\partial T}{\partial t} - f_{q} \right) \delta \boldsymbol{\omega} + c_{T} \nabla^{2} \cdot \nabla \delta \boldsymbol{\omega} \right] \mathrm{d} V -$$

$$\int_{S} \bar{q}_{n} \delta \omega \,\mathrm{d}S = 0 \tag{6}$$

将式(6)的积分区域划分单元,进行温度单元 插值

$$T = NT_{e} \quad \omega = N\omega_{e} \quad \delta\omega = N\delta\omega_{e}$$
对于第 3 类边界条件情况

$$-c_{T} \frac{\partial I}{\partial n} = \beta (T - T_{b})$$

$$M \qquad K_{e} = \int_{\Delta V} c_{T} \nabla N^{T} \cdot \nabla N dV + \int_{\Delta S} \beta N^{T} N \delta_{eb} dS$$

$$Q_{e} = \int_{\Delta V} f_{q} N^{*} dV + \delta_{eb} \int_{\Delta S} \beta T_{b} N^{*} dS$$
  
$$T_{e} \delta = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{$$

这里, $\beta$ , $T_b$ , $\delta_{eb}$ 表示与边界相关的单元取1,内部单元取0。

由于 $\delta\omega_e$ 的任意性,式(6)成立的条件为

$$MT' + KT = Q \tag{7}$$

其中 
$$M = \sum \mathbf{Z}_{Ge}^{\mathrm{T}} M_{e} \mathbf{Z}_{Ge}$$

$$\boldsymbol{K} = \sum_{e} \boldsymbol{Z}_{Ge}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{K}_{e} \boldsymbol{Z}_{Ge} \quad \boldsymbol{Q} = \sum_{e} \boldsymbol{Z}_{Ge}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{Q}_{e}$$

 $Z_{Ge}$ 为单元节点函数向量向整体节点函数向量的转化矩阵。式(7)需经过积分(差分)求解<sup>[1]</sup>。

#### 2 有限元模型的建立

#### 2.1 基本假设

对计算模型作如下假设:模型在加载时无轴向 温度梯度,温度只沿径向传递;忽略上下橡胶块之间 的摩擦生热。只考虑橡胶机械滞后损失的耗散能 量;各向同性,两橡胶块进行热传导时各个方向的传 导系数相同,且橡胶材料的导热系数不随温度变化, 这样就可以对力学和温度的耦合物理场进行单向解 耦;模型的温度与周围的温差不大,忽略辐射散 热<sup>[2]</sup>;温度模型最后达到热平衡。

#### 2.2 生热率计算

当变形发生时,外力产生的变形以应变能的形式储存。单位体积的变形能 W = dU/dV,称为应变能密度。

两参数 Mooney - Rivlin 修正模型应变能密度函数为

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{2K}(\bar{I}_3 - 1)^2 (8)$$

其中 
$$K = \frac{2(C_{10} + C_{01})}{1 - 2v}$$

式中 
$$C_{10}$$
、 $C_{01}$ ——橡胶的材料参数  
 $I_1$ 、 $I_2$ 、 $I_3$ ——Green 变形张量的第一、第二、第  
三组不变量, $\overline{I}$ 为修正量

*K*——体积弹性模量 *v*——泊松比 若 β 为橡胶材料的损耗因子,*E*<sup>\*</sup> 为复弹性模



量,E'为储能弹性模量,E''为耗能弹性模量<sup>[3]</sup>,由机 械能转化的热能为  $\Delta W$ ,且有

$$\beta = \frac{\Delta W}{W} = \frac{E''}{E^*} \tag{9}$$

橡胶单位时间的能量损耗即生热率 H<sub>c</sub> 为

$$H_c = \Delta W / C \tag{10}$$

式中 C----载荷作用周期

在 ANSYS 中访问数据库,利用 APDL 语言提取 力学有限元分析中的各节点的应变能密度。此过程 可认为是在一种树形结构中从一般属性分类到具体 对象属性搜索定位。通过有限元仿真可以得到应变 能密度<sup>[4]</sup>;结合式(9)和式(10),得到各节点的生热 率,并赋值于对应的节点。

#### 2.3 边界条件的确定

其中

由上述假设,模型的热交换为粘弹性悬架阻尼 缓冲件与环境的对流热交换。将模型简化为气体横 掠单管的换热,使用实验关联式来确定对流换热系 数<sup>[5]</sup>

> $N\mu_{f} = CRe_{f}^{n}Pr_{f}^{0.37} (Pr_{f}/Pr_{w})^{0.25}$ (11)  $N\mu_{f} = h_{r}D/\lambda_{f} Re_{f} = \mu D/\gamma_{f}$

式中 Nµ<sub>f</sub> ——环境空气的努谢尔特数

 $Re_f$ ——环境空气的雷诺数 C,n——经验系数<sup>[5]</sup>

Pr<sub>f</sub>——环境空气的普朗特数

Pr<sub>w</sub>——橡胶块表面的普朗特数

D---橡胶块底面直径,m

μ----车辆的行驶速度,m/s

λ<sub>f</sub>——环境空气的导热系数

$$\gamma_f$$
——环境空气的运动粘度

钢板采用 PLANE42 单元,橡胶采用 PLANE182 单元。材料参数<sup>[3]</sup>:钢板弹性模量 2.1×10<sup>5</sup> MPa, 泊松比 v = 0.3,密度为 7 800 kg/m<sup>3</sup>,散热系数为 2 000 W/m<sup>2</sup>,比热容为 502 J/(kg·℃),导热系数为 70 W/(m·℃)。橡胶比热容为 1 830 J/(kg·℃),导 热系数为0.3 W/(m·K),密度为1 130 kg/m<sup>3</sup>。设推 土机工作时行驶速度为 5 km/h≈1.4 m/s,计算得  $h_r = 8.6$  W/(m<sup>2</sup>·℃)。设环境温度、钢板表面温度 和橡胶块表面温度均为 20℃,初始时刻模型温度处 于平衡态。在 ANSYS 中建立粘弹性悬架阻尼缓冲 件的二维实体模型如图 2 所示。

### 3 有限元模型计算

履带式推土机松土和切土作业持续时间长,对 粘弹性悬架温度的影响最大,故在这些工况时悬架 取载荷为1.2~1.8 MPa,频率为3~8 Hz,环境温度 为20~35℃稳态温度场分布。得到局部过热点的









(a) 频率(b) 环境温度(c) 载荷

对上述关系曲线进行公式拟合,得局部过热点 温度 *Y* 与频率(Hz) 关系为 *Y* = 42.65*X* + 7.35,与环 境温度(℃)关系为 *Y* = 1.028*X* + 50.83,与载荷 (MPa)关系为 *Y* = -0.6314*X* + 74.69。

有限元计算所得温度场分布情况如图 4 所示, 区域 A 橡胶的生热量最大,且散热条件不良,热流 密度约为 150~200 W/m<sup>2</sup>,易出现局部过热点;区域 B 发热量较大,但热量能及时通过钢板传递并散发, 热流密度大(约为 600~700 W/m<sup>2</sup>),热量不易积 聚;区域 C 橡胶生热量大,但由于橡胶垫较厚,散热 条件差,热流密度最小(小于 70 W/m<sup>2</sup>),热量容易 积聚。

#### 4 橡胶材料动态特性实验

使用德国耐驰公司的动态机械分析仪



(a)温度场分布云图 (b)热流密度分布云图 (c)重点区域

(DMA242C),获得计算所需的橡胶材料损耗因子  $\beta$  和动态弹性模量  $E^*$ 等参数。橡胶材料损耗因子  $\beta$ 

和动态弹性模量 E<sup>\*</sup>随加载温度和频率变化,其曲线 如图 5 所示。由测试结果可以看出,材料损耗因子 β 在加载 1 h 后基本趋于稳定,并维持在 0.15 附近, 故计算时取其为 0.15。





#### 5 结论

(1)不同因素下模型的局部过热点均位于第160、161号节点处,说明此位置容易产生局部过热点和热蚀破坏,在优化时应特别注意此位置。

(2)等温线分布大致为同心圆。在取值范围内,高温区域随外界温度升高而逐渐扩大,散热速率降低;生热量大的区域随频率增大而逐渐扩大,随载荷增大而逐渐扩大,表明由机械能转化为热能的量增加。除环境温度为35℃以外,不同影响因素下模型局部过热点温度值基本低于橡胶材料的使用温度上限85℃。

(3) 在对粘弹性悬架阻尼缓冲件进行优化设计时,应关注区域 A 和区域 C 的散热情况,以提高其使用寿命。

- 参考文献
- 1 杨咸启,李晓玲.现代有限元理论技术与工程应用[M].北京:北京航空航天大学出版社,2007.
- 2 蒋陆德,毕小平,张智诠. 坦克负重轮三维温度场有限元计算研究[J]. 装甲兵工程学院学报,2007,21(4):36~41.
- 3 孙大刚,宋勇,林慕义,等. 黏弹性悬架阻尼缓冲件动态接触有限元建模研究[J]. 农业工程学报,2008,24(1):24~27.
- 4 Yeong-Jyh Lin, Sheng-Jye Hwang. Temperature prediction of rolling tires by computer simulation [J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2004,66(2~3):235~249.
- 5 姚仲鹏,王瑞君,张习军. 传热学[M]. 北京:北京理工大学出版社,1995.
- 6 董峰,孙大刚,解彩雨,等. 粘弹性悬挂阻尼材料及结构非线性有限元分析[J]. 农业机械学报,2005,36(1):1~4. Dong Feng, Sun Dagang, Xie Caiyu, et al. Analysis of damping material and structure for viscoelastic suspensions using nonlinear FEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(1):1~4. (in Chinese)
- 7 [美] 詹特 A N. 橡胶工程——如何设计橡胶配件 [M]. 张立群,田明,刘力,等,译. 北京:化学工业出版社,2002.
- 8 John Gayda, Timothy Gabb Glenn. Two dimensional viscoelastic stress analysis of a prototypical JIMO turbine wheel [R]. NASA TM 21365, 2005.
- 9 Ghoneim H, Lawrie D J. Analysis of the flexural vibration of a composite drive shaft with partial cylindrical constrained layer damping treatment[J]. Journal of Vibration and Control, 2006, 12(1):25 ~ 55.
- 10 Hagin P N. Application of viscoelastic, viscoplastic and rate-and-state friction constitutive laws to the deformation of unconsolidated sands [D]. California: Stanford University, 2003.
- 11 Moreira R A S. Rosrigues J D. Partial constrained viscoelastic damping treatment of structure: a model strain energy approach [J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics, 2006, 6(3):397 ~ 411.