

DOI: 10.7511/jslx201704020

液压减振器随机热力学模型与油温变化研究

陈科, 於孝朋*, 郑红梅, 汪园园

(合肥工业大学 机械工程学院, 合肥 230009)

摘要: 为了获得具有更多信息和更加接近工程实际的液压减振器油温热力学模型, 将随机不确定性理论引入到液压减振器油温传统热力学模型中进行研究。将液压油密度、导热系数、比热容和运动粘度作为随机变量, 运用求解函数数字特征的代数综合法建立减振器随机热力学模型, 进而获得油液传热过程规律。将油温随机热力学模型研究结果和传统模型的计算结果与实验结果进行比较, 证明随机不确定性理论的引入可行且随机热力学模型比传统模型更加优越。

关键词: 液压减振器; 随机不确定性理论; 热力学模型; 热平衡温度; 随机因子

中图分类号: TH703.63; O324

文献标志码: A

文章编号: 1007-4708(2017)04-0523-06

1 引言

车辆液压减振器主要用于减小车身和轮胎因相对位移变化而产生的振动。阻力做功将悬架振动能转为热能吸收和散发。然而, 热能会使液压油温度升高, 影响减振效果。Stefaan 等^[1]分析了实验数据, 拟合出油液非线性阻尼特性。Ramos 等^[2]将液压减振器系统划分为多个子系统, 根据能量守恒定律建立热力学模型, 研究温升特性, 并与测试数据进行了比较。

目前, 人们对减振器的研究主要集中于以下领域。(1) 减振器热机耦合热力学模型研究; (2) 具有温度补偿功能的新型减振器研究^[3]。Lion 等^[4]对减振器阻尼特性和温度特性进行测试并首次建立减振器热机耦合热力学模型。Praçny 等^[5]利用神经网络方法建立减振器热机耦合热力学模型。SACHS 公司和德尔福公司等具有温度补偿功能减振器领域进行了大量研发工作^[6,7]。

上述研究都有共同的假设, 即减振器参量为确定值, 但现实中大多数减振器参量并非确定值。减振器的传统研究属于理想状态研究, 得出的结论与工程实际有一定差距, 且获得的油温变化过程的信息较少, 这将影响理论研究对工程实践的指导作用。基于随机不确定性理论建立的减振器热力学模型有望比传统模型获得更多油温变化过程的信息,

且更接近工程实际。不确定性理论已经广泛运用于工程实际, 然而, 减振器领域的运用并不多见^[8,9]。

本文拟采用随机不确定性理论研究减振器油液的油温变化过程规律。将减振器传热过程视为随机过程, 则油液密度、导热系数、比热容和运动粘度可视为随机变量^[10]。运用求解函数数字特征的代数综合法建立减振器随机热力学模型, 研究油温变化规律, 进而获得车辆液压减振器的热力学特性。

2 减振器传统热力学模型

双筒液压减振器由工作缸、贮油缸、液压油、活塞、活塞杆以及底阀等组成, 如图 1 所示^[11]。

以油液为研究对象, 根据热力学第一定律可得减振器传统热力学模型^[11]:

$$m_o c_o \frac{dT_o}{dt} = F_d V_p - \frac{T_o - T_\infty}{R_1 + R_c + R_i} \quad (1)$$

式中 m_o 为油液质量, c_o 为比热容, T_o 为油温, F_d 为阻尼力, V_p 为油液速率, T_∞ 为空气温度, R_1 为工作缸内强迫对流换热热阻, R_c 为工作缸内壁到贮油缸外壁传热热阻, R_i 为贮油缸外强迫对流换热热阻。

减振器生热功率为^[11]

$$F_d V_p = \begin{cases} V_r^3 \rho_o (A_p - A_{p_o})^3 / (2C_q^2 A_r^2) \\ V_c^3 \rho_o (A_p - A_{p_o})^2 A_p / (2C_q^2 A_c^2) \end{cases} = \begin{cases} V_r^3 l_r \\ V_c^3 l_c \end{cases} \quad (2)$$

式中 ρ_o 为油液密度, V_r 为复原行程速率, A_p 为活塞横截面积, A_{p_o} 为活塞杆横截面积, A_r 为复原行程薄壁小孔面积, V_c 为压缩行程速率, A_c 为压缩行程薄壁孔面积, C_q 为薄壁孔流量系数。

收稿日期: 2016-04-29; 修改稿收到日期: 2016-09-27.

作者简介: 陈科(1965-), 男, 教授, 博士生导师;

於孝朋*(1986-), 男, 博士生

(E-mail: xpyu2013@163.com).

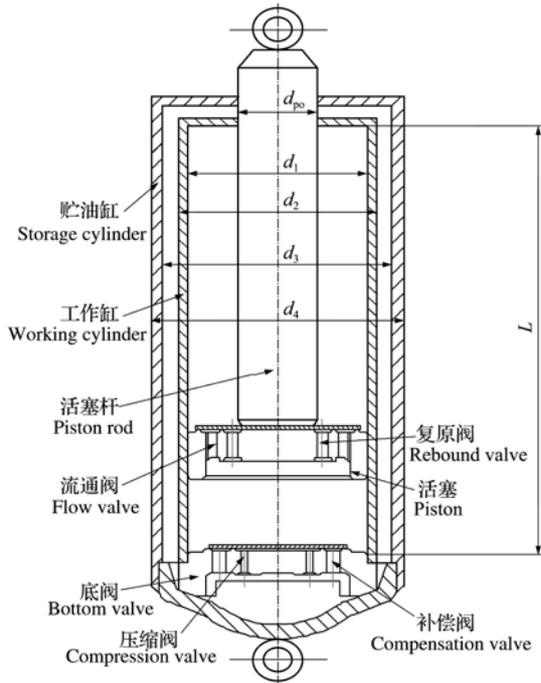


图1 双筒液压减振器结构^[11]
Fig.1 Structure of twin tube hydraulic shock absorber

施加给减振器的激励 $x(t) = A \sin(2\pi ft)$, 则活塞速率 $v(t) = 2\pi fA \cos(2\pi ft)$ 。令 $u = 2\pi ft$, 由式(2)可得单周期 2π 内生热量:

$$W = 2A^3 (2\pi f)^2 \left(l_c \int_0^{\pi/2} \cos^3 u du + l_r \left| \int_{\pi/2}^{\pi} \cos^3 u du \right| \right) \quad (3)$$

式中 W 为单周期减振器生热量, A 为振幅, f 为频率。

$R_1 = 1/(h_i A_1)$, $h_i = Nu_o \lambda_o / d_1$, $A_1 = d_1 \pi L$, h_i 为工作缸内传热系数, A_1 为工作缸内换热表面积, λ_o 为油液导热系数, d_1 为工作缸内径, L 为缸体传热长度。 Nu_o 的公式如下^[13],

$$Nu_o = 3.66 + \frac{0.0668 Re_o Pr_o d_1 / L}{1 + 0.04 (Re_o Pr_o d_1 / L)^{2/3}} \quad (4)$$

式中 $Re_o = u_o d_1 / \nu_o$, $u_o = \sqrt{2} \pi f A$, $Pr_o = \nu_o \rho_o c_o / \lambda_o$, Re_o 为流体雷诺数, u_o 为油液平均流速, Pr_o 为流体普朗特数, ν_o 为油液运动粘度。

$$R_4 = 1/[(h_r + h_a) A_4]$$

$$h_r = \delta \epsilon (T_{d_4}^2 + T_\infty^2) (T_{d_4} + T_\infty)$$

h_r 为贮油缸外壁辐射传热系数, δ 为斯忒藩-玻尔兹曼常量, ϵ 为贮油缸外壁辐射发射率, T_{d_4} 为贮油缸外壁温度, $h_a = Nu_a \lambda_a / d_4$ 为贮油缸外强迫对流换热传热系数, $A_4 = d_4 \pi L$ 为贮油缸外强迫对流换热表面积, λ_a 为空气导热系数, d_4 为贮油缸外径。 Nu_a 的公式如下^[13],

$$Nu_a = 0.3 + \frac{0.62 Re_a^{1/2} Pr_a^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr_a)^{2/3}]^{1/4}} \times [1 + (Re_a/282000)^{5/8}]^{4/5} \quad (5)$$

式中 $Re_a = u_a d_4 / \nu_a$ 为空气雷诺数, Pr_a 为空气普朗特数, u_a 为空气平均流速, ν_a 为空气运动粘度。

工作缸内壁到贮油缸外壁传热热阻为^[12]

$$R_c = 1/(2\pi \lambda_c L) \ln(r_2/r_1) + \{3/[2\pi L(\lambda_q + 2\lambda_o)]\} \ln(r_3/r_2) + 1/(2\pi \lambda_c L) (\ln r_4/r_3) \quad (6)$$

式中 λ_c 为缸体材料导热系数, λ_q 为氮气导热系数, r_1 为工作缸内管半径, r_2 为工作缸外管半径, r_3 为贮油缸内管半径, r_4 为贮油缸外管半径。

对式(1)积分并作代数变换可得油温变化在第 n 周期结束时的传统热力学模型:

$$T_n = (k_1/k_2) T_{n-1} + (b_1/b_2) = k T_{n-1} + b \quad (7)$$

式中

$$k_1 = m_o c_o (R_1 + R_c + R_4)$$

$$k_2 = m_o c_o (R_1 + R_c + R_4) + T$$

$$b_1 = W (R_1 + R_c + R_4) + T_\infty T$$

$$b_2 = m_o c_o (R_1 + R_c + R_4) + T$$

式中 T_n 表示第 n 周期最终温度, T_{n-1} 表示第 n 周期初始温度, T 为周期。

3 减振器随机热力学模型

随机因子法指将函数表达式中随机参量表示为确定量与随机因子乘积的形式, 通过代数综合法等求出函数的数字特征^[14]。随机因子的期望为 1, 均方差为期望与变异系数的乘积, 变异系数 $i = \sigma/E$ 表征随机变量的分散性大小。

液压油密度、导热系数、比热容和运动粘度为随机变量, 为便于简化运算, 变量间可近似看作无相关性^[14]。运用随机因子法表达如下,

$$\begin{aligned} \rho_o &= \bar{\rho}_o \tilde{\rho}_o = [\rho_o] \tilde{\rho}_o, \quad \lambda_o = \bar{\lambda}_o \tilde{\lambda}_o = [\lambda_o] \tilde{\lambda}_o \\ c_o &= \bar{c}_o \tilde{c}_o = [c_o] \tilde{c}_o, \quad \nu_o = \bar{\nu}_o \tilde{\nu}_o = [\nu_o] \tilde{\nu}_o \end{aligned} \quad (8)$$

式中上标一和 $[\]$ 表示未考虑随机不确定性时的量, \sim 表示随机因子, 后面公式类似。密度、导热系数、比热容和运动粘度的期望和均方差如下,

$$E(\rho_o) = \bar{\rho}_o E(\tilde{\rho}_o), \quad E(\lambda_o) = \bar{\lambda}_o E(\tilde{\lambda}_o)$$

$$E(c_o) = \bar{c}_o E(\tilde{c}_o), \quad E(\nu_o) = \bar{\nu}_o E(\tilde{\nu}_o)$$

$$\sigma(\rho_o) = \bar{\rho}_o \sigma(\tilde{\rho}_o), \quad \sigma(\lambda_o) = \bar{\lambda}_o \sigma(\tilde{\lambda}_o)$$

$$\sigma(c_o) = \bar{c}_o \sigma(\tilde{c}_o), \quad \sigma(\nu_o) = \bar{\nu}_o \sigma(\tilde{\nu}_o) \quad (9)$$

代数综合法基本思想: 先将函数表达式中已知期望和均方差的两个变量的数字特征运算结果作为新变量的期望和均方差, 新变量与第三变量的数字特征运算结果作为又一个新变量的期望和均方

差,以此类推,直至所有变量综合为一个变量,其期望和均方差就是函数的数字特征^[15]。

下文将根据随机因子法和代数综合法对减振器传统热力学模型进行运算,可获得减振器随机热力学模型。

$Re_o = [Re_o] / \tilde{v}_o$, 对 $1/\tilde{v}_o$ 进行二阶泰勒展开求期望,一阶泰勒展开求均方差:

$$E(Re_o) \approx [Re_o][1/E(\tilde{v}_o) + E(\tilde{v}_o)^{-3} \sigma(\tilde{v}_o)^2]$$

$$\sigma(Re_o) = [Re_o][\sigma(\tilde{v}_o)E(\tilde{v}_o)^{-2}] \quad (10)$$

油液普朗特数 Pr_o 的期望和均方差求解:

$$N_1 = \tilde{v}_o \tilde{\rho}_o, E(N_1) = E(\tilde{v}_o)E(\tilde{\rho}_o)$$

$$\sigma(N_1) = \sqrt{[E(\tilde{v}_o)\sigma(\tilde{\rho}_o)]^2 + [E(\tilde{\rho}_o)\sigma(\tilde{v}_o)]^2 + [\sigma(\tilde{v}_o)\sigma(\tilde{\rho}_o)]^2}$$

$$N_2 = N_1 \tilde{c}_o, E(N_2) = E(N_1)E(\tilde{c}_o)$$

$$\sigma(N_2) = \sqrt{[E(N_1)\sigma(\tilde{c}_o)]^2 + [E(\tilde{c}_o)\sigma(N_1)]^2 + [\sigma(N_1)\sigma(\tilde{c}_o)]^2}$$

$$N_3 = N_2 / \tilde{\lambda}_o$$

$$E(N_3) = E(N_2) / E(\tilde{\lambda}_o) \{1 + [\sigma(\tilde{\lambda}_o) / E(\tilde{\lambda}_o)]^2\}$$

$$\sigma(N_3) = [E(N_2) / E(\tilde{\lambda}_o)] \times \sqrt{[\sigma(N_2) / E(N_2)]^2 + [\sigma(\tilde{\lambda}_o) / E(\tilde{\lambda}_o)]^2}$$

$$E(Pr_o) = [Pr_o]E(N_3)$$

$$\sigma(Pr_o) = [Pr_o]\sigma(N_3) \quad (11)$$

工作缸内传热系数 h_t 的期望和均方差求解:

$$M = Re_o Pr_o d_1 / L, E(M) = E(Re_o)E(Pr_o)d_1 / L$$

$$\sigma(M) = (d_1 / L) \times$$

$$\sqrt{[E(Re_o)\sigma(Pr_o)]^2 + [E(Pr_o)\sigma(Re_o)]^2 + [\sigma(Re_o)\sigma(Pr_o)]^2}$$

令 $f(M) = M^{2/3}$, 对 $f(M)$ 进行二阶泰勒展开求期望,一阶泰勒展开求均方差,可得

$$E[f(M)] \approx E(M)^{2/3} + E(M)^{-4/3} \sigma(M)^2 / 9$$

$$\sigma[f(M)] \approx 2E(M)^{-1/3} \sigma(M) / 3 \quad (12)$$

Nu_o 的期望和均方差为

$$E(Nu_o) = 3.66 + \frac{0.0668E(M)}{1 + 0.04E[f(M)]} \times \left\{ 1 + \left[\frac{0.04\sigma[f(M)]}{1 + 0.04E[f(M)]} \right]^2 \right\}$$

$$\sigma(Nu_o) = \frac{0.0668E(M)}{1 + 0.04E[f(M)]} \times \sqrt{\left[\frac{0.0668\sigma(M)}{0.0668E(M)} \right]^2 + \left[\frac{0.04\sigma[f(M)]}{1 + 0.04E[f(M)]} \right]^2} \quad (13)$$

h_t 的期望和均方差为

$$E(h_t) = E(\tilde{\lambda}_o)E(Nu_o)\tilde{\lambda}_o / d_1$$

$$\sigma(h_t) = (\tilde{\lambda}_o / d_1) \times \sqrt{[E(\tilde{\lambda}_o)\sigma(Nu_o)]^2 + [E(Nu_o)\sigma(\tilde{\lambda}_o)]^2 + [\sigma(\tilde{\lambda}_o)\sigma(Nu_o)]^2} \quad (14)$$

工作缸热阻 R_1 的期望和均方差:

$$E(R_1) \approx [1/E(h_t) + E(h_t)^{-3} \sigma(h_t)^2] / A_1$$

$$\sigma(R_1) = \sigma(h_t)E(h_t)^{-2} / A_1 \quad (15)$$

热阻 R_c 的期望和均方差:

$$k_c = 2\pi(\lambda_q l_q + \lambda_o l_o)$$

$$E(k_c) = 2\pi[\lambda_q l_q + \bar{\lambda}_o l_o E(\tilde{\lambda}_o)]$$

$$\sigma(k_c) = 2\pi\bar{\lambda}_o l_o \sigma(\tilde{\lambda}_o)$$

$$E(R_c) \approx 1 / (2\pi\lambda_c L) \ln(r_2 / r_1) + [1/E(k_c) + E(k_c)^{-3} \sigma(k_c)^2] \ln(r_3 / r_2) + 1 / (2\pi\lambda_c L) (\ln r_4 / r_3)$$

$$\sigma(R_c) \approx [\sigma(k_c)E(k_c)^{-2}] \ln(r_3 / r_2) \quad (16)$$

单周期发热量 W 的期望和均方差:

$$E(l_r) = [l_r]E(\tilde{\rho}_o), \sigma(l_r) = [l_r]\sigma(\tilde{\rho}_o)$$

$$E(l_c) = [l_c]E(\tilde{\rho}_o), \sigma(l_c) = [l_c]\sigma(\tilde{\rho}_o)$$

$$E(W) = E(l_c)2A^3(2\pi f)^2 \int_0^{\pi/2} \cos^3 u du + E(l_r)2A^3(2\pi f)^2 \left| \int_{\pi/2}^{\pi} \cos^3 u du \right|$$

$$\sigma(W) = \sigma(l_c)2A^3(2\pi f)^2 \int_0^{\pi/2} \cos^3 u du + \sigma(l_r)2A^3(2\pi f)^2 \left| \int_{\pi/2}^{\pi} \cos^3 u du \right| \quad (17)$$

油温 T_n 的期望和均方差推导过程如下。

$$E(k_1) = m_o \bar{c}_o E(\tilde{c}_o) [E(R_1) + E(R_c) + R_4]$$

$$\sigma(k_1) = m_o \bar{c}_o \sqrt{\{ [E(\tilde{c}_o)\sqrt{\sigma(R_1)^2 + \sigma(R_c)^2}]^2 + \{ [E(R_1) + E(R_c) + R_4]\sigma(\tilde{c}_o) \}^2 + [\sigma(\tilde{c}_o)\sqrt{\sigma(R_1)^2 + \sigma(R_c)^2}]^2 \}}$$

$$E(k_2) = E(k_1) + T, \sigma(k_2) = \sigma(k_1)$$

$$E(b_1) = E(W)[E(R_1) + E(R_c) + R_4] + T_{\infty} T$$

$$\sigma(b_1) = \sqrt{[E(W)\sqrt{\sigma(R_1)^2 + \sigma(R_c)^2}]^2 + \{ [E(R_1) + E(R_c) + R_4]\sigma(W) \}^2 + [\sigma(W)\sqrt{\sigma(R_1)^2 + \sigma(R_c)^2}]^2}$$

$$E(b_2) = E(k_2), \sigma(b_2) = \sigma(k_2)$$

变量 k 的期望和均方差为

$$E(k) = [E(k_1)/E(k_2)]\{1 + [\sigma(k_2)/E(k_2)]^2 - \sigma(k_1)\sigma(k_2)/[E(k_1)E(k_2)]\}$$

$$\sigma(k) = [E(k_1)/E(k_2)] \times \sqrt{[\sigma(k_1)/E(k_1)]^2 + [\sigma(k_2)/E(k_2)]^2 - 2\sigma(k_1)\sigma(k_2)/[E(k_1)E(k_2)]}$$
(18)

变量 b 的期望和均方差为

$$E(b) = [E(b_1)/E(b_2)]\{1 + [\sigma(b_2)/E(b_2)]^2\}$$

$$\sigma(b) = [E(b_1)/E(b_2)] \times \sqrt{[\sigma(b_1)/E(b_1)]^2 + [\sigma(b_2)/E(b_2)]^2}$$
(19)

根据上述推导结果,求解式(7)的期望和均方差,可得减振器随机热力学模型为

$$\begin{cases} E(T_n) = E(k)E(T_{n-1}) + E(b) \\ \sigma(T_n) = \sqrt{[E(k)\sigma(T_{n-1})]^2 + [E(T_{n-1})\sigma(k)]^2 + [\sigma(k)\sigma(T_{n-1})]^2 + \sigma(b)^2} \end{cases}$$
(20)

4 数值算例

4.1 数值计算参数

运用第3节建立的随机热力学模型对文献[11]的算例进行数值计算。

液压油参量数值:

$$\bar{\lambda}_o = 14.5 \times 10^{-2} \text{ W/(mK)}, \quad \bar{\rho}_o = 884 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{c}_o = 1920 \text{ J/(kgK)}, \quad \bar{\nu}_o = 10 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$m_o = 0.8 \text{ kg}$$

油液初始温度 T_0 的期望设定与周围环境温度相同, $T_\infty = 300 \text{ K}$, $C_q = 0.62$ 。

气体参量数值:

$$\lambda_a = 26.24 \times 10^{-3} \text{ W/(mK)}$$

$$\nu_a = 15.69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad u_a = 3 \text{ m/s}$$

$$Pr_a = 0.708, \quad \lambda_q = 0.0262 \text{ W/(mK)}$$

缸体参量数值:

$$\lambda_c = 51.9 \text{ W/(mK)}, \quad \delta = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$$

$$\epsilon = 0.8, \quad L = 0.38 \text{ m}, \quad d_1 = 50 \text{ mm}, \quad d_2 = 54 \text{ mm}$$

$$d_3 = 66 \text{ mm}, \quad d_4 = 76 \text{ mm}, \quad d_p = d_1, \quad d_{p_o} = 22 \text{ mm}$$

$$A_r = 70 \times 10^{-6} \text{ m}^2, \quad A_c = 77 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

外部激励参量数值:

$$x(t) = A \sin(2\pi ft), \quad A = 50 \text{ mm}$$

$$T = 0.6 \text{ s}, \quad f = 5/3 \text{ Hz}$$

4.2 数值计算结果

文献[11]通过实验测得热平衡温度为 375 K, 并获得传统模型和实验研究的油温变化曲线。为

了与这些结果进行比较,按式(20)所示油温模型进行数值计算。通过编制 MATLAB 迭代程序来求解热平衡温度数字特征,设定误差精度小于或等于 10^{-4} 时停止迭代,即

$$E(T_n) - E(T_{n-1}) = E(k)E(T_{n-1}) + E(b) - E(T_{n-1}) \leq 10^{-4}$$

油液密度、导热系数、比热容和运动粘度可以表达成含随机因子形式,其变异系数与随机因子变异系数相同,变异系数 $i = \sigma/E$ 。

考虑到变异系数太小,研究意义不大,变异系数太大的情况不存在,选取变异系数范围为 0.01~0.3。油液温度在物性参量的不同变异系数时达到热平衡状态的迭代时间 t 、热平衡油温期望 $E(T_n)$ 、均方差 $\sigma(T_n)$ 及变异系数 i_{T_n} 列入表 1。T 表示周期, T_n 表示温度,变异系数 i_{T_n} 表征热平衡温度的分散性大小。

$i_{\rho_o} = i_{\lambda_o} = i_{c_o} = i_{\nu_o} = i_{T_\infty} = 0$ 对应的结果即文献[11]所用传统热力学模型计算的热平衡温度。

由表 1 可知,(1)随机热力学模型获得热平衡温度的期望与文献[11]实验研究获得热平衡温度 375 K 的差值在 0 K~25 K,差异不大,且物性参量变异系数为 0.07 时,两者吻合,验证了随机不确定性理论引入液压减振器热力学领域是可行的;(2)热平衡温度期望和均方差随物性参量变异系数增大有增大趋势。

表 1 不同变异系数的热平衡温度数字特征
Tab.1 Digital features of thermal equilibrium temperature about different variation coefficient

$i_{\rho_o} = i_{\lambda_o} = i_{c_o} = i_{\nu_o} = i_{T_\infty}$	t/T	$E(T_n)/\text{K}$	$\sigma(T_n)/\text{K}$	i_{T_n}
0	18870	380		
0.01	18007	374	0	0
0.03	18007	374	0	0
0.05	18037	374	0	0
0.07	18051	375	0.391	0.00104
0.1	18110	376	1	0.00266
0.11	18139	377	1	0.00265
0.13	18196	378	1	0.00264
0.15	18267	380	2	0.00526
0.17	18335	381	2	0.00525
0.2	18456	384	2	0.00521
0.21	18508	386	2	0.00518
0.23	18609	388	2	0.00515
0.25	18708	391	2	0.00512
0.27	18828	394	2	0.00508
0.3	19010	400	2	0.005

图2表示油液热平衡温度变异系数随物性参量变异系数的变化规律。可以看出,油液热平衡温度变异系数随物性参量变异系数增大有增大趋势;但是,物性参量变异系数在0.1~0.13与0.15~0.3时,热平衡温度变异系数随其增大而缓慢减小。

变异系数 $i_{\rho_0} = i_{\lambda_0} = i_{c_0} = i_{v_0} = i_{T_{\infty}} = 0.07$ 时,对应的油液温度热平衡期望值与文献[11]实验测得结果吻合,说明此实验所用油液物性参量的变异系数即为0.07,所以取此变异系数对应的油温期望与均方差随时间变化趋势来分析,如图3和图5所示。

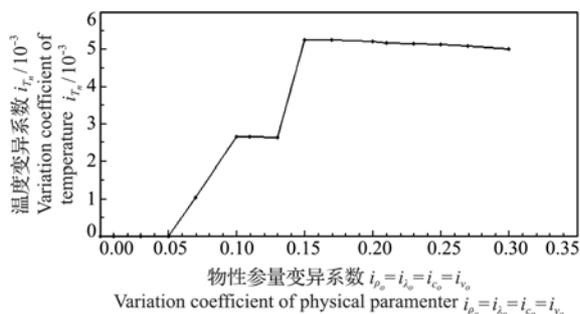


图2 温度变异系数随物性参量变异系数变化
Fig.2 Variation of temperature variation coefficient with physical parameter variation coefficient

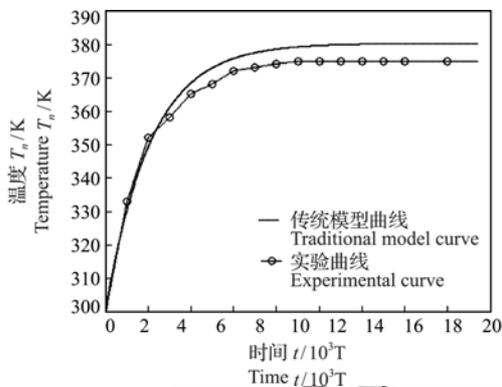


图4 油温变化过程^[9]
Fig.4 Variation of oil temperature^[9]

5 结论

在液压减振器传统热力学模型基础上,建立随机热力学模型并研究了油温变化规律。随机热力学模型获得热平衡温度期望值与文献[11]实验研究获得热平衡温度 375 K 差值在 0 K~25 K,差异不大,且变异系数为 0.07 时,两者吻合,验证了随机不确定性理论引入液压减振器热力学领域是可行的。相对传统模型而言,随机热力学模型能够表达输入变量变异系数变化对油温响应变异系数变化的影响规律,以及油温均方差的变化规律,能够获得更多的油温变化信息,且随机热力学模型油温

示。图4为文献[11]获得的油温传统模型变化曲线和实验曲线。

从图3和图5可以看出,(1)油温期望和均方差沿着连续光滑曲线变化;(2)油温最终基本达到热平衡状态,由瞬态过程基本变为稳态过程;(3)油温期望随时间增加而增加,均方差随时间增加而减小。

将图3和图4进行比较,可以看出图3油温变化曲线更加接近实验曲线,证明随机热力学模型比传统理论模型更加接近工程实际。

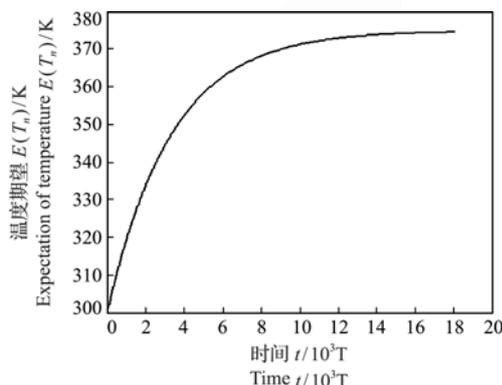


图3 油温期望变化过程
Fig.3 Variation about expectation of oil temperature

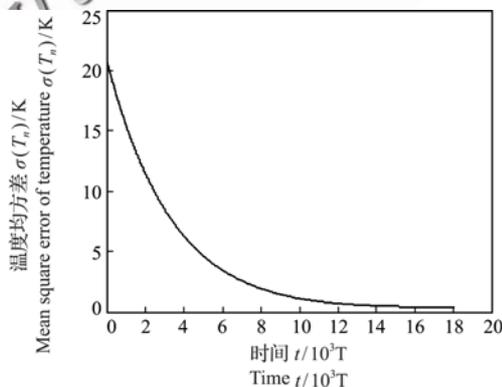


图5 油温均方差变化过程
Fig.5 Variation about mean square error of oil temperature

期望值变化曲线更加接近实验曲线,建立的随机热力学模型比传统模型更加优越。

参考文献(References):

[1] Duym S, Stiens R, Reybrouck K. Evaluation of shock absorber models[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1997, **27**(2):109-127.
[2] Ramos J C, Rivas A, Biera J, et al. Development of a thermal-model for automotive twin-tube shock absorbers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, **25**(11):1836-1853.
[3] 郭孔辉, 张玉新, 章新杰, 等. 液压减振器热-机耦合研究现状与展望[J]. *机械设计与研究*, 2014, **30**(3):

- 108-112. (GUO Kong-hui, ZHANG Yu-xin, ZHANG Xin-jie, et al. Thermo-mechanical coupling of shock absorber current research state and future directions [J]. *Machine Design and Research*, 2014, **30**(3): 108-112. (in Chinese))
- [4] Lion A, Loose S. A thermo-mechanically coupled model for automotive shock absorbers; theory, experiments and vehicle simulations on test tracks[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2002, **37**(4): 241-261.
- [5] Pracny V, Meywerk M, Lion A. Full vehicle simulation using thermo-mechanically coupled hybrid neural network shock absorber model [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2008, **46**(3): 229-238.
- [6] Grunde M. Fluid Shock Absorber with Temperature Compensation[P]. China: GB 19820019863, 1982-07-08.
- [7] Iyengar V R, Heaston B A, Hoying J F, et al. Temperature Compensation for Magnetorheological Fluid Dampers[P]. US:2003070892A1, 2001-10-16.
- [8] 姜 潮, 范 松, 张 哲, 等. 一种高效的概率-证据混合可靠性分析方法[J]. *计算力学学报*, 2016, **33**(2): 135-143. (JIANG Chao, FAN Song, ZHANG Zhe, et al. An efficient structural reliability analysis method with both probability variable and evidence variable [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2016, **33**(2): 135-143. (in Chinese))
- [9] 申林方, 王志良, 常海滨, 等. 基于概率配点法的岩土材料参数随机场及其响应分析[J]. *计算力学学报*, 2015, **32**(1): 64-69. (SHEN Lin-fang, WANG Zhi-liang, CHANG Hai-bin, et al. Probabilistic Collocation Method for geotechnical stochastic field and response analysis [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2015, **32**(1): 64-69. (in Chinese))
- [10] Emery A F. Solving stochastic heat transfer problems [J]. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2004, **28**(3): 279-291.
- [11] 么鸣涛, 顾 亮, 王国丽. 车辆减振器设计参数对其温升的影响规律[J]. *机械设计与研究*, 2010, **26**(5): 109-113. (YAO Ming-tao, GU Liang, WANG Guo-li. Research on influence rules of design parameters of vehicular shock absorber on its temperature rising [J]. *Machine Design and Research*, 2010, **26**(5): 109-113. (in Chinese))
- [12] Kenneth W J, Donald E R. *Thermodynamics (Sixth Edition)* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2006.
- [13] Holman J P. *Heat Transfer (Ninth Edition)* [M]. Beijing: China Machine Press, 2005.
- [14] 陈建军, 马洪波, 马 娟, 等. 基于随机因子的结构分析方法[J]. *工程力学*, 2012, **29**(4): 15-23. (CHEN Jian-jun, MA Hong-bo, MA Juan, et al. Structural analysis method based on random factor [J]. *Engineering Mechanics*, 2012, **29**(4): 15-23. (in Chinese))
- [15] 陈建军. 机械与结构系统的可靠性[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 1994. (CHEN Jian-jun, *Reliability of Mechanical and Structural Systems* [M]. Xi'an: Xidian University Press, 1994. (in Chinese))

Stochastic thermodynamic model and oil temperature change of hydraulic shock absorber

CHEN Ke, YU Xiao-peng, ZHENG Hong-mei, WANG Yuan-yuan
(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: In order to obtain a thermodynamic model of a hydraulic shock absorber which contains much more information and is much more realistic than the traditional model, the research is carried out through introducing the stochastic uncertainty theory into the traditional thermodynamic model of the hydraulic shock absorber. The hydraulic oil density, thermal conductivity, specific heat capacity and kinematic viscosity are taken as random variables. The stochastic thermodynamic model of the shock absorber is established with the algebra synthesis method of function digital characteristics and the laws of heat-transfer process about oil are obtained. The results of the stochastic thermodynamic model and the traditional model are compared with experimental results. The research shows that the introduction of the stochastic uncertainty theory is feasible and the stochastic thermodynamic model is superior to the traditional model.

Key words: hydraulic shock absorber; stochastic uncertainty theory; thermodynamic model; thermal equilibrium temperature; stochastic factor

引用本文/Cite this paper:

陈 科, 於孝朋, 郑红梅, 等. 液压减振器随机热力学模型与油温变化研究[J]. *计算力学学报*, 2017, **34**(4): 523-528.
CHEN Ke, YU Xiao-peng, ZHENG Hong-mei, et al. Stochastic thermodynamic model and oil temperature change of hydraulic shock absorber [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2017, **34**(4): 523-528.