

## 活塞织构对液压减振器动态阻尼特性影响分析\*

于洋洋<sup>1,2,3</sup>, 张俊红<sup>1,2</sup>, 王俊<sup>1,2</sup>, 孟祥德<sup>2,3</sup>, 张学玲<sup>2,3</sup>

(1. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室 天津, 300072)

(2. 天津大学仁爱学院 天津, 301636)

(3. 天津捷强动力装备股份有限公司 天津, 300410)

**摘要** 考虑活塞具有矩形织构的摩擦与润滑因素, 研究充气式双筒液压减振器动态阻尼特性。建立双筒液压减振器的阻尼特性数学模型和动压润滑方程, 对减振器阻尼特性数学方程的复原和压缩行程进行求解, 得到减振器上、下腔压力。采用雷诺空化边界条件, 将上、下腔压力作为初始压力, 对 Reynolds 方程采用五点差分法进行离散, 利用超松弛迭代法(successive over-relaxation, 简称SOR)进行求解, 得到摩擦阻尼力。分析了活塞运动速度、织构深度、织构宽度、油膜厚度、活塞半径和宽度等因素对摩擦阻尼的影响, 以及摩擦因素对减振器动态阻尼特性的影响, 研究发现: 减振器活塞与缸筒之间的摩擦力和阻尼力随着活塞速度、织构宽度和活塞宽度的增加而增加, 随着织构深度的增加而先增加后减小, 随着油膜厚度的增加而减小; 活塞半径对摩擦力无明显影响。

**关键词** 液压减振器; 矩形织构; 摩擦; 雷诺方程; 阻尼力

**中图分类号** TH703

### 引言

减振器是车辆悬架系统的重要组成部分, 对车辆的平顺性与舒适性有重要影响, 并影响其他机件的寿命<sup>[1-2]</sup>。车辆在追求平顺性和舒适性的要求下, 减振器的性能和对车辆性能的影响越来越值得研究。传统设计方法确定设计参数主要根据经验, 对减振器反复试验、修正与调整, 需要进行多次试验。此种方式周期长、成本高且较难获得最优的减振器特性。因此, 采用数值解析的方法对减振器的性能进行预测, 在设计阶段对减振器进行优化设计成为重要的研究方向。

目前, 研究双筒液压减振器性能的方法均应用了流体力学理论, 是基于数学模型的方法。Duym等<sup>[3-4]</sup>和Yung等<sup>[5]</sup>在对减振器内部结构和运行过程建模的基础上, 提出了物理模型, 分析了减振器的减振性能。Besinger等<sup>[6]</sup>, Berger<sup>[7]</sup>和Lion等<sup>[8]</sup>提出了由缓冲器、弹簧和摩擦元件组成的流变模型, 分析了减振性能和结构参数对阻尼特性的影响。任卫群等<sup>[9]</sup>开发系统完整的减振器仿真模型, 分析了减振器内部结构及参数, 研究了调整减振器内部结构对减振器阻尼特性的影响。于振环等<sup>[10]</sup>基于流-固耦

合有限元分析, 建立了减振器流-固耦合动力学模型, 得到了减振器动态响应特性、减振器阻尼力-速度曲线、流体压力场特性以及示功图, 对减振器进行减振性能试验, 并将试验结果与仿真结果进行对比分析。纪云峰<sup>[11]</sup>和张凯<sup>[12]</sup>考虑活塞与减振器缸筒之间的摩擦力, 建立阻尼力求解模型, 分析了充气式减振器的减振性能, 将流体力学理论应用于双缸液压减振器的仿真过程, 但摩擦力是用常数或经验公式获得。在汽车双向液压减振器的仿真研究中, 活塞与减振器缸之间存在复杂的动态润滑性能。考虑到活塞表面与气缸之间的流体润滑和摩擦, 目前还没有相关文献考虑摩擦阻尼对减振器的影响。因此, 有必要建立一个完整的减振器系统的数学模型, 反映减振器活塞的内部结构参数对减振器动态阻尼特性的影响。

减振器缸筒与活塞之间的摩擦是减振器阻尼特性的重要因素。笔者考虑活塞与减振器缸筒之间具有矩形织构的摩擦与润滑因素, 建立双筒液压减振器的阻尼特性数学模型和动压润滑方程, 分析了活塞运动速度、织构深度、织构宽度、油膜厚度、活塞半径和宽度等因素对摩擦阻尼的影响, 以及摩擦因素对减振器阻尼特性的影响, 为减振器的设计提供重要参考。

\* 天津市技术创新引导专项基金资助项目(20YDTPJC02020); 天津市教委科研计划资助项目(2019KJ152)

收稿日期: 2019-12-29; 修回日期: 2020-05-18

## 1 分析模型与求解

图1为双筒液压减振器结构示意图。车身和车轮相对运动时,活塞杆带动活塞相对于工作缸运动,工作缸与储油缸内的油液经过阀系相对流动,产生阻尼力,从而减缓车身与车轮的相对运动,达到减振的作用。

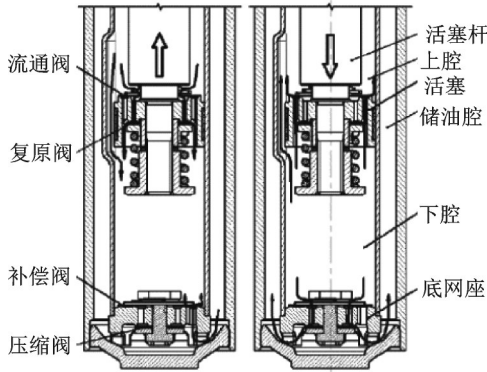


图1 双筒液压减振器结构示意图

Fig.1 Structural sketch of hydraulic shock absorber

### 1.1 复原行程与压缩行程

在复原阀开阀前,油液流经常通节流孔和活塞缝隙。常通节流孔属于管嘴流动,流量为 $Q_T$ ;活塞缝隙为环形偏心缝隙,流量为 $Q_{xl}$ 。其表达式分别为

$$Q_T = C_q A_T \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (1)$$

$$Q_{xl} = \frac{2.5\pi d_h h_0^3 (p_1 - p_2)}{12\mu L_y} \quad (2)$$

其中: $C_q$ 为常通节流孔的流量系数; $A_T$ 为常通节流孔的总面积( $m^2$ ); $\rho$ 为油液密度( $kg/m^3$ ); $d_h$ 为活塞直径(m); $\mu$ 为油液动力黏度( $Pa\cdot s$ ); $L_y$ 为活塞轴向宽度(m); $h_0$ 为活塞与缸筒之间油膜厚度(m); $p_1$ 为减振器上腔压力(Pa); $p_2$ 为减振器下腔压力(Pa)。

开阀前,油液从复原腔室流入压缩腔室的总流量为

$$Q_{th} = Q_T + Q_{xl} \quad (3)$$

减振器复原阀被打开后,油液经过常通孔和复原阀孔从复原腔室流入压缩腔室,即上腔流入下腔,油液经过常通节流孔与复原阀孔,两孔为并联状态。总流量 $Q_{th}$ 为流经常通节流孔的流量 $Q_T$ 和复原阀孔的流量 $Q_f$ 之和。其中,复原阀孔的流量包括复原阀节流孔流量 $Q_{fc}$ 和环形平面缝隙流量 $Q_{ff}$ ,两者是串联的,数值相等,即 $Q_{fc} = Q_{ff}$ 。活塞的运动速度为 $v$ ,范围为 $v_{j1} < v < v_{j2}$ ,其中, $v_{j2}$ 为复原阻尼阀片开口最

大时活塞运动速度的临界值。由此可得

$$Q_{fc} = \epsilon_{fc} A_{fc} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (4)$$

$$Q_{ff} = \frac{\pi \delta_{rf}^3 (p_1 - p_2)}{6\mu \ln(r_{bf}/r_{kf})} \quad (5)$$

其中: $\delta_{rf} = f_{rf} - f_{rf0}$ ;  $\epsilon_{fc}$ 为复原阀节流孔的流量系数; $A_{fc}$ 为复原阀常通孔的总面积( $m^2$ ); $r_{bf}$ 为原节流阀片的外半径(m); $r_{kf}$ 为复原节流阀片缺口半径(m); $\delta_{rf}$ 为复原阀片的开度(m); $f_{rf0}$ 为复原阀片的预变形量(m)。

复原阀片的变形量为

$$f_{rf} = \frac{p_1 - p_2}{h_{fip}} G_{rfip} \quad (6)$$

其中: $h_{fip}$ 为复原阀片的厚度(m); $G_{rfip}$ 为复原阀片的变形系数。

图2为阀片变形曲线图。圆环形阀片在任意半径 $r$ 处的弯曲变形<sup>[13]</sup>为

$$f_r = \frac{p}{h^3} G_r$$

其中: $G_r = T_{c1} \ln r + T_{c2} r^2 \ln r + T_{c3} r^2 + T_{c4} + T_{1B} r^4$ 。

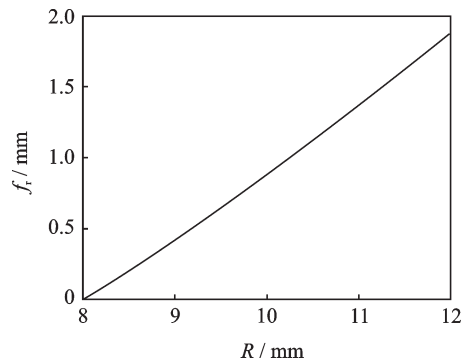


图2 阀片变形曲线图

Fig.2 Deformation curve of valve plate

减振器开阀前,油液从复原腔室流入压缩腔室的总流量为

$$Q_{th} = Q_T + Q_f \quad (7)$$

贮油腔内的气体体积为初始体积 $V_0$ ,气体压强为初始压强 $p_{30}$ ,假设工作行程中为理想气体且减振器在一个工作行程内温度不变,可得 $p_3(t)V(t) = p_{30}V_0$ ,气体的连续性方程为 $V(t) = V_0 + XA_g$ 。减振器工作时,近似为正弦激励,减振器活塞的相对位移认为是正弦函数

$$\begin{cases} X = X_0 \sin(\omega t) \\ v = \omega X_0 \cos(\omega t) \end{cases} \quad (8)$$

气体的背压使浮动活塞两侧压力相等,即 $p_2 = p_3$ 。根据复原和压缩行程中流经活塞总成的油液流

量与活塞速度之间的关系式

$$\begin{cases} Q_h = v(A_h - A_g) \\ Q_{yh} = v(A_h - A_g) \end{cases} \quad (9)$$

得到减振器工作时的上腔压力  $p_1$  和下腔压力  $p_2$ 。

### 1.2 减振器活塞-缸筒摩擦副润滑

双筒液压减振器在减震工作时,减振器活塞-缸筒摩擦副的摩擦力求解通常采用常数或经验公式计算,无法反映减振器活塞外表面结构对减振器阻尼特性的影响。摩擦副润滑分析的平均 Reynolds 方程广泛应用于动压滑动轴承<sup>[14]</sup>、内燃机和液压缸的活塞与缸套<sup>[15-17]</sup>等,能够详细分析结构对摩擦副的润滑和摩擦特性的影响。双筒液压减振器活塞和缸筒之间的动态润滑与动压滑动轴承<sup>[14]</sup>、内燃机和液压缸的活塞与缸套<sup>[15-17]</sup>等条件和原理相同。因此,采用减振器活塞-缸筒摩擦副润滑分析的平均 Reynolds 方程<sup>[14]</sup>耦合减振器阻尼特性数学模型来求解摩擦阻尼特性。

平均 Reynolds 方程表达式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x} \quad (10)$$

其中: $\bar{p}$ 为油膜平均压力(Pa); $h$ 为实际油膜厚度(m)。

#### 1.2.1 实际油膜厚度

实际油膜厚度为

$$h = h_0 + h_p \quad (11)$$

其中: $h_p$ 为活塞外表面织构的油膜厚度(m)。

图 3 为活塞外表面实际油膜的形状和厚度。假设活塞外表面为 15 个均匀分布的矩形织构,如图 3 所示,织构的膜厚方程为

$$h_p = \begin{cases} c_0 & (|y| \leq r_p) \\ 0 & (y > 0) \end{cases} \quad (12)$$

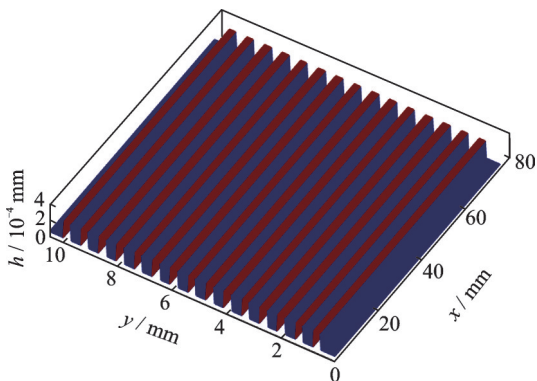


图 3 活塞外表面的实际油膜的形状和厚度

Fig.3 Distribution of oil film shape and thickness on the outer surface of the piston

#### 1.2.2 边界条件

减振器活塞的间隙流场是收敛和发散的润滑间隙,根据供油情况和几何结构,确定减振器活塞的间隙油膜入口边界和出口边界。笔者采用雷诺空化<sup>[14-15]</sup>的边界条件,标准大气压力为  $p_0$ ,其表达式为  $p(x, y=0) = p_1$ ,  $p(x, y=L_y) = p_2$ ,  $p(x=0, y) = p_0$ ,  $p(x=2\pi R, y) = p_0$ 。

#### 1.2.3 控制方程的数值求解

采用五点差分公式对式(10)进行离散,求解区域划分为等距网格,活塞轴向和周向划分为  $m \times n = 325 \times 325$  个网格,坐标系  $(i, j)$  为每个节点的位置,其中: $0 \leq i \leq m$ ;  $0 \leq j \leq n$ 。采用五点差分法对式(10)进行离散,差分形式为

$$\begin{aligned} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) \right]_{i,j} &= \frac{1}{\Delta x} \left[ \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{i+\frac{1}{2},j} - \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{i-\frac{1}{2},j} \right] = \\ &= \frac{1}{\Delta x} \left[ h^3 \frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{\Delta x} - h^3 \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta x} \right] = \\ &= \frac{1}{(\Delta x)^2} \left[ \frac{1}{2} (h^3_{i+1,j} + h^3_{i,j}) (p_{i+1,j} - p_{i,j}) - \frac{1}{2} (h^3_{i,j} + h^3_{i-1,j}) (p_{i,j} - p_{i-1,j}) \right] = \\ &= \frac{1}{2(\Delta x)^2} [(h^3_{i+1,j} + h^3_{i,j}) p_{i+1,j} - (h^3_{i+1,j} + 2h^3_{i,j} + h^3_{i-1,j}) p_{i,j} + (h^3_{i,j} + h^3_{i-1,j}) p_{i-1,j}] \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) \right]_{i,j} &= \frac{1}{\Delta y} \left[ \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{i+\frac{1}{2},j} - \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{i-\frac{1}{2},j} \right] = \\ &= \frac{1}{\Delta y} \left[ h^3 \frac{p_{i+\frac{1}{2},j} - p_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta y} - h^3 \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta y} \right] = \\ &= \frac{1}{(\Delta y)^2} \left[ \frac{1}{2} (h^3_{i+\frac{1}{2},j} + h^3_{i-\frac{1}{2},j}) (p_{i+\frac{1}{2},j} - p_{i-\frac{1}{2},j}) - \frac{1}{2} (h^3_{i,j} + h^3_{i-1,j}) (p_{i,j} - p_{i-1,j}) \right] = \\ &= \frac{1}{2(\Delta y)^2} [(h^3_{i+\frac{1}{2},j} + h^3_{i-\frac{1}{2},j}) p_{i+\frac{1}{2},j} - (h^3_{i+\frac{1}{2},j} + 2h^3_{i,j} + h^3_{i-\frac{1}{2},j}) p_{i,j} + (h^3_{i,j} + h^3_{i-1,j}) p_{i-1,j}] \end{aligned} \quad (14)$$

$$\left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)_{i,j} = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x} \quad (15)$$

$$\text{令 } a_{i,j}^0 = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x},$$

$$a_{i,j}^1 = \frac{1}{2(\Delta x)^2} \left[ \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i+1,j} + \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j} \right],$$

$$\begin{aligned}
 a_{i,j}^2 &= \frac{1}{2(\Delta x)^2} \left[ \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i-1,j} \right], \\
 a_{i,j}^3 &= \frac{1}{2(\Delta y)^2} \left[ \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j+1} + \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j} \right], \\
 a_{i,j}^4 &= \frac{1}{2(\Delta y)^2} \left[ \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j-1} \right], \\
 a_{i,j}^5 &= -\frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{(\Delta x)^2} \left[ \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i+1,j} + 2 \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i-1,j} \right] + \right. \\
 &\quad \left. \frac{1}{(\Delta y)^2} \left[ \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j+1} + 2 \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^3}{\mu} \right)_{i,j-1} \right] \right\},
 \end{aligned}$$

将式(13),(14)和(15)代入式(10),得到离散后的雷诺方程为

$$a_{i,j}^4 p_{i,j-1} + a_{i,j}^2 p_{i-1,j} + a_{i,j}^5 p_{i,j} + a_{i,j}^1 p_{i+1,j} + a_{i,j}^3 p_{i,j+1} = a_{i,j}^0 \quad (16)$$

令  $x = L_y, y = 2\pi R$ , 采用SOR求解离散后的雷诺方程。根据边界条件,对网格节点上的压力赋初值  $p_{i,j}^0$ , 采用式(16)和迭代公式逐点计算除边界点以外的所有节点,得到新的压力值  $p_{i,j}^1$ , 循环迭代,直到达到收敛精度为止。其迭代公式为

$$p_{i,j}^k = p_{i,j}^{k-1} + \alpha (p_{i,j}^k - p_{i,j}^{k-1}) \quad (17)$$

其中: $k$ 为迭代次数; $\alpha$ 为超松弛迭代因子。

采用如下收敛准则进行收敛性判断

$$\frac{\sum_{j=1}^{N-1} \sum_{i=1}^{M-1} |p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k|}{\sum_{j=1}^{N-1} \sum_{i=1}^{M-1} |p_{i,j}^k|} \leq \sigma \quad (18)$$

其中: $\sigma$ 取值为  $1 \times 10^{-6}$ 。

根据式(16)迭代计算得到  $P_{i,j}$ , 分别计算:

1) 油膜承载力。将计算得到的油膜压力  $p$  在流体域内数值积分,得到织构表面油膜承载力  $W_N$ , 表达式为

$$W_N = \int_0^{L_x} \int_0^{2\pi R} \bar{p} \, dx dy$$

2) 摩擦力。织构表面总摩擦力的数值计算表达式为

$$F_{of} = \iint_S \left( \frac{h}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\mu v}{h} \right) dx dy$$

3) 摩擦因数。摩擦因数为织构表面摩擦力与承载力的比值,表达式为

$$\mu_s = \frac{F_{of}}{W_N}$$

#### 1.2.4 模型验证

设置矩形织构参数与文献[16-17]圆柱织构的参数相同,计算得到周向油膜压力。如图4所示,将

活塞周向压力计算结果与文献结果进行对比,两者基本保持一致,证明了模型和算法的正确性。

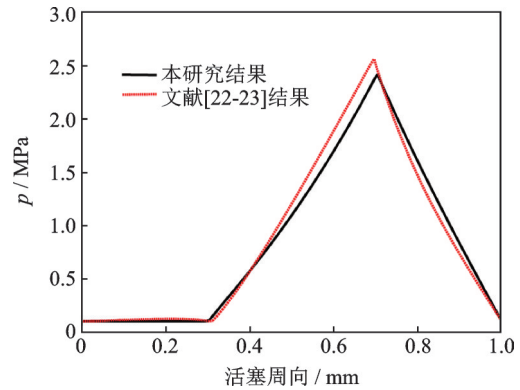


图4 活塞周向压力对比

Fig.4 Comparison of circumferential pressure

### 1.3 阻尼力数学模型

减振器的阻尼特性主要由复原行程和压缩行程决定。复原行程与压缩行程的工作原理类似,以分析复原行程为例,对活塞受力进行分析,得到阻尼力的求解公式为

$$F_f = P_1 (A_h - A_g) - P_2 A_h + F_{of} \quad (19)$$

其中: $A_h$ 为活塞截面积( $m^2$ ); $A_g$ 为活塞杆截面积( $m^2$ ); $F_{of}$ 为油膜剪切摩擦力(N)。

## 2 相关参数

表1为减振器参数。由仿真参数得到活塞外表面的压力分布,如图5所示。

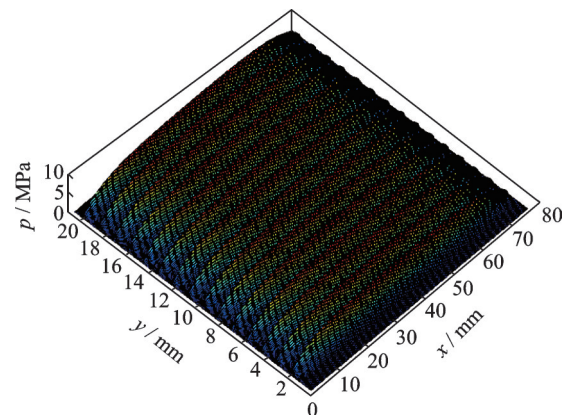


图5 活塞外表面的压力分布

Fig.5 Distribution of pressure on the outer surface of the piston

## 3 结果分析

影响减振器油膜摩擦力  $F_{of}$  的因素有织构深度



表1 减振器参数  
Tab.1 parameter of shock absorber

参数	数值
流量系数	0.82
常通孔总面积/mm <sup>2</sup>	1.326 7
复原阀节流孔总面积/mm <sup>2</sup>	1.28
压缩阀节流孔总面积/mm <sup>2</sup>	4.05
阀片外半径/mm	8
阀口位置半径/mm	5
活塞杆直径/mm	10
活塞宽度/mm	20.5
油液密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	900
油液动力黏度/(Pa·s)	0.017
活塞-缸筒间最小油膜厚度/mm	0.02
初始气体压强/MPa	1
初始气体体积/mL	0.05

$h_p$ 、织构宽度  $r_p$ 、油膜厚度  $h_o$ 、活塞半径  $R$  和活塞宽度  $L_y$ 。油膜摩擦力  $F_{of}$  随织构深度  $h_p$  的变化如图 6 所示。当  $h_p$  在  $1 \times 10^{-6} \sim 9 \times 10^{-4}$  m 时,随着  $h_p$  的增加,  $F_{of}$  先增加后减小,  $F_{of}$  随着活塞速度  $v$  的增加而增加。当  $h_p = 4.6 \times 10^{-5}$  m 时,  $F_{of}$  达到最大值。图 7 为摩擦因数  $\mu_s$  随织构深度  $h_p$  的变化情况。可见,  $\mu_s$  随着  $h_p$  和活塞速度的增加而增加。

示功图随织构深度  $h_p$  的变化如图 8 所示。可见,随着  $h_p$  的增加,面积先增加后减小,当  $h_p$  为  $4.6 \times 10^{-5}$  m 时,面积最大,阻尼力达到最大。图 9 为速度特性随织构深度  $h_p$  的变化情况。随着  $h_p$  的增加,阻尼力先增加后减小,当  $h_p = 4.6 \times 10^{-5}$  m 时,阻尼力达到最大。图 10 为摩擦力  $F_{of}$  随着织构宽度  $r_p$  的变化情况。当  $r_p$  在  $1 \times 10^{-3} \sim 2 \times 10^{-3}$  m 时,随着  $r_p$  的增

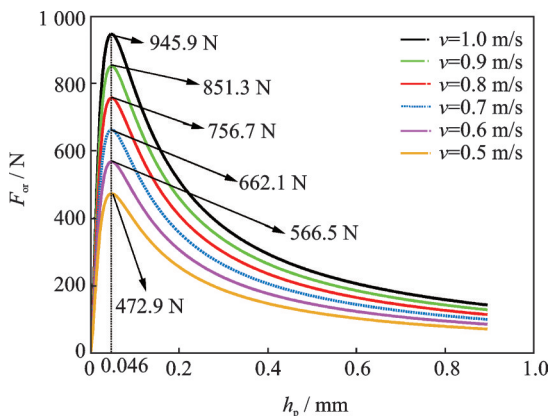


图6 摩擦力  $F_{of}$  随织构深度  $h_p$  的变化

Fig.6 Numerical value for  $F_{of}$  with depth of texture  $h_p$

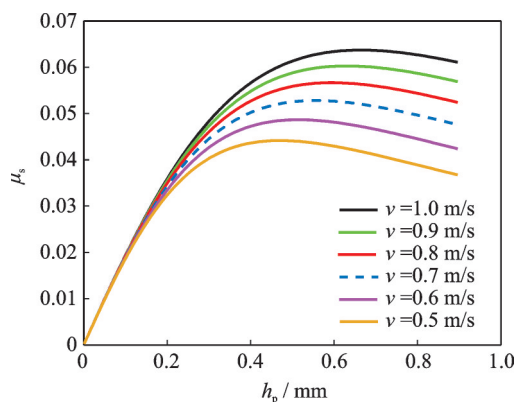


图7 摩擦因数  $\mu_s$  随织构深度  $h_p$  的变化

Fig.7 Numerical value for  $\mu_s$  with depth of texture  $h_p$

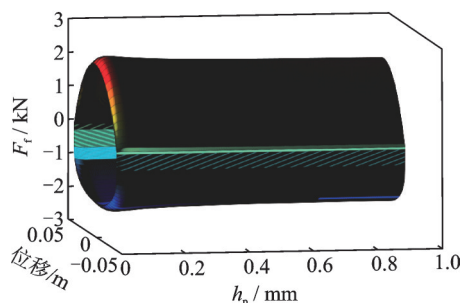


图8 示功图随织构深度  $h_p$  的变化

Fig.8 Indicator diagram with depth of texture  $h_p$

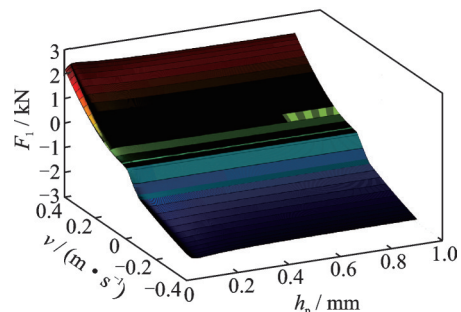


图9 速度特性随织构深度  $h_p$  的变化

Fig.9 Characteristic of velocity with depth of texture  $h_p$

加,  $F_{of}$  增加,  $F_{of}$  也随着活塞速度的增加而增加。当  $r_p > 2 \times 10^{-3}$  m 时,  $r_p$  超过活塞长度, 计算得到的摩擦力是没有织构工况时的力, 摩擦力突变为较小的值。图 11 为摩擦因数  $\mu_s$  随织构宽度  $r_p$  的变化情况。可见,  $\mu_s$  随着  $r_p$  的增加而增加, 随着活塞速度的增加而无明显变化。

图 12 为示功图随织构宽度  $r_p$  的变化情况。可见, 面积随着  $r_p$  的增加而增加, 阻尼力增加。图 13 为速度特性随织构宽度  $r_p$  的变化情况。可见, 随着  $r_p$  的增加, 阻尼力增加。

图 14, 15 分别为摩擦力  $F_{of}$  和摩擦因数  $\mu_f$  随油膜厚度  $h_o$  的变化情况。当  $h_o$  在  $1 \times 10^{-5} \sim 2 \times 10^{-4}$  m

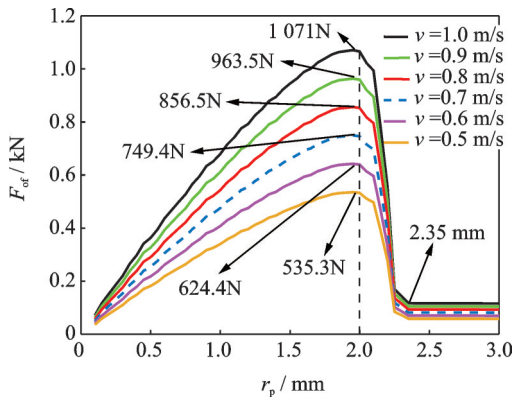


图10 摩擦力  $F_{of}$  随织构宽度  $r_p$  的变化

Fig.10 Numerical value for  $F_{of}$  with width of texture  $r_p$

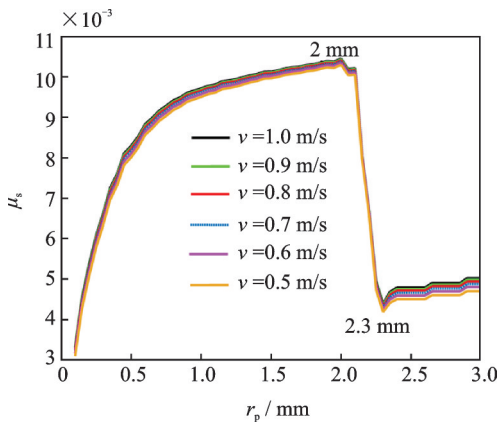


图11 摩擦因数  $\mu_s$  随织构宽度  $r_p$  的变化

Fig.11 Numerical value for  $\mu_s$  with width of texture  $r_p$

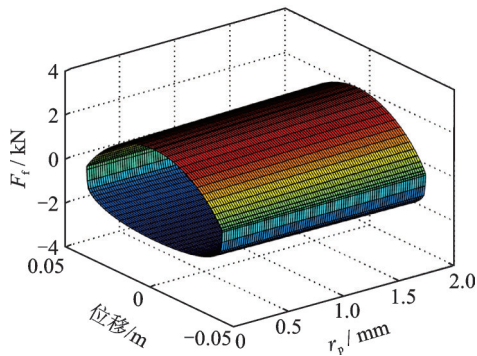


图12 示功图随织构宽度  $r_p$  的变化

Fig.12 Indicator diagram with width of texture  $r_p$

时,随着  $h_o$  的增加,摩擦力减小,摩擦力随着活塞速度的增加而增加,活塞速度的影响作用减弱。摩擦因数  $\mu_s$  随油膜厚度  $h_o$  的增加而减小,随着活塞速度的增加而增加。

图16为示功图随油膜厚度  $h_o$  的变化情况。可见,面积随着  $h_o$  的增加而减小,阻尼力减小。图17为速度特性随着  $h_o$  的变化情况。可见,随着  $h_o$  的增加,阻尼力减小。

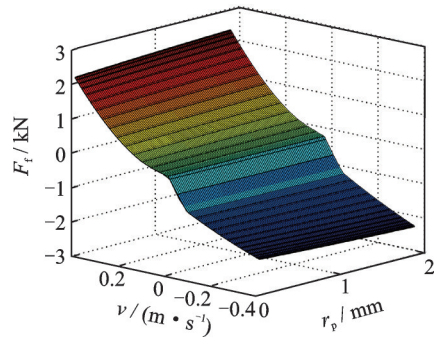


图13 速度特性随织构宽度  $r_p$  的变化

Fig.13 Characteristic of velocity with width of texture  $r_p$

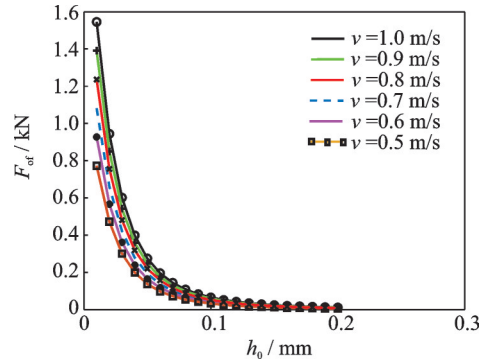


图14 摩擦力  $F_{of}$  随油膜厚度  $h_o$  的变化

Fig.14 Numerical value for  $F_{of}$  with oil film thickness  $h_o$

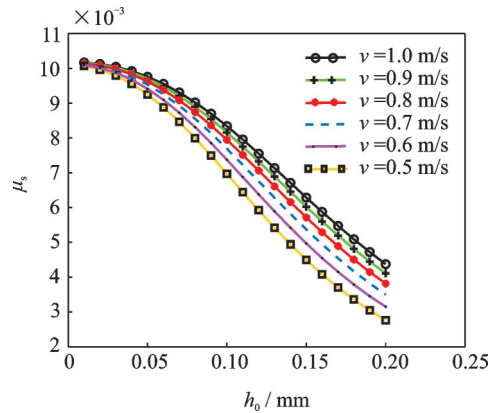


图15 摩擦因数  $\mu_s$  随油膜厚度  $h_o$  的变化

Fig.15 Numerical value for  $\mu_s$  with oil film thickness  $h_o$

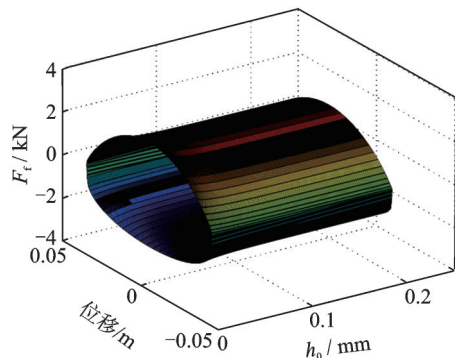


图16 示功图随油膜厚度  $h_o$  的变化

Fig.16 Indicator diagram with oil film thickness  $h_o$

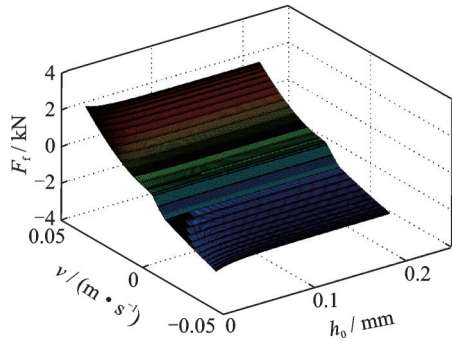


图17 速度特性随油膜厚度  $h_0$  的变化

Fig.17 Characteristic of velocity with oil film thickness  $h_0$ .

图18,19为摩擦力  $F_{of}$  和摩擦因数  $\mu_s$  随活塞半径  $R$  的变化情况。当油膜厚度  $h_0$  在  $1 \times 10^{-2} \sim 3 \times 10^{-2} m$  时,随着活塞半径的增加,摩擦力无明显变化,摩擦力随活塞速度的增加而增加;摩擦因数  $\mu_s$  随着活塞半径的增加而减小。

图20为示功图随活塞半径  $R$  的变化情况。可见,面积随着活塞半径的增加而增加,阻尼力增加。图21为速度特性随着活塞半径  $R$  的变化情况。随着活塞半径的增加,阻尼力增加。

图22,23为摩擦力  $F_{of}$  和摩擦因数  $\mu_s$  随活塞宽

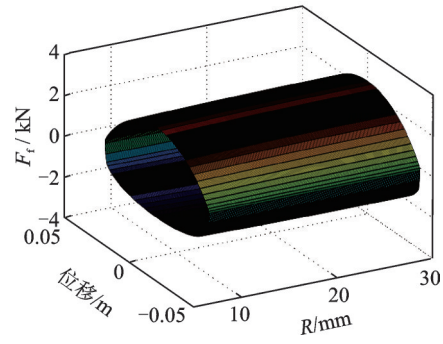


图20 示功图随活塞半径  $R$  的变化

Fig.20 Indicator diagram with the radius  $R$  of piston

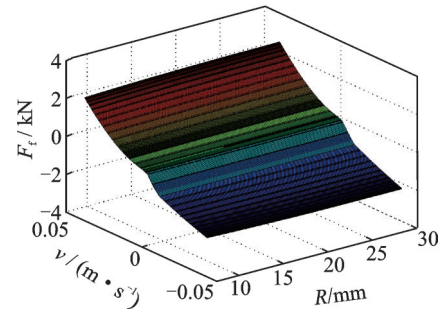


图21 速度特性随活塞半径  $R$  的变化

Fig.21 Characteristic of velocity with the radius  $R$  of piston

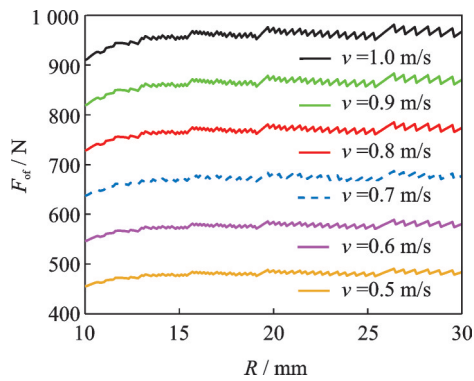


图18 摩擦力  $F_{of}$  随活塞半径  $R$  的变化

Fig.18 Numerical value for  $F_{of}$  with the radius  $R$  of piston

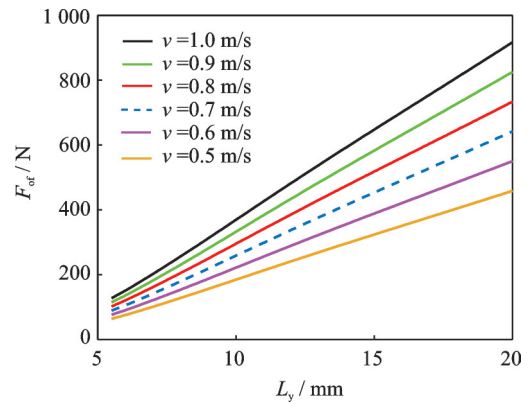


图22 摩擦力  $F_{of}$  随活塞宽度  $L_y$  的变化

Fig.22 Numerical value for  $F_{of}$  with the width  $L_y$  of piston

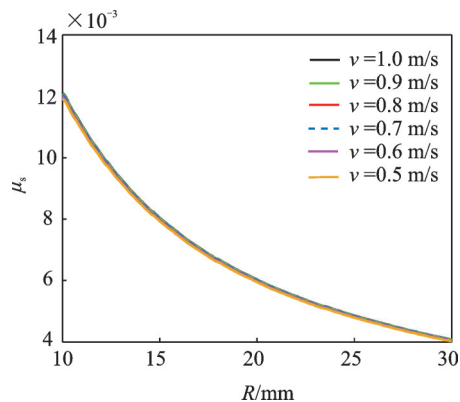


图19 摩擦因数  $\mu_s$  随活塞半径  $R$  的变化

Fig.19 Numerical value for  $\mu_s$  with the radius  $R$  of piston

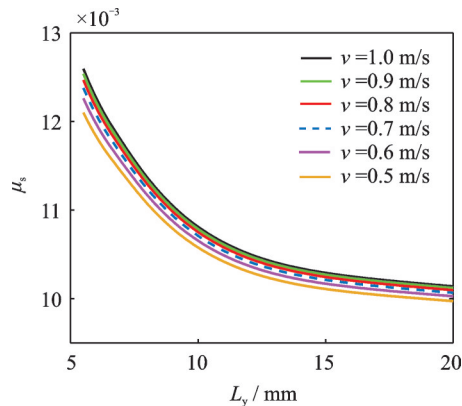


图23 摩擦因数  $\mu_s$  随活塞宽度  $L_y$  的变化

Fig.23 Numerical value for  $\mu_s$  with the width  $L_y$  of piston



度 $L_y$ 的变化情况。当织构深度 $L_y$ 在 $5.5 \times 10^{-3} \sim 2 \times 10^{-2} \text{m}$ 时,随着活塞宽度的增加,摩擦力增加,摩擦力随活塞速度的增加而增加;摩擦因数 $\mu_s$ 随活塞宽度的增加而减小,随活塞速度的增加而增加。

图24为示功图随活塞宽度 $L_y$ 的变化情况。可见,面积随着活塞宽度的增加而增加,阻尼力增加。图25为速度特性随活塞宽度 $L_y$ 的变化情况。随着活塞宽度的增加,阻尼力增加。

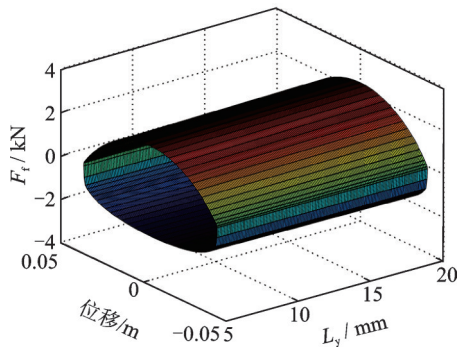


图24 示功图随活塞宽度 $L_y$ 的变化

Fig.24 Indicator diagram with the width  $L_y$  of piston

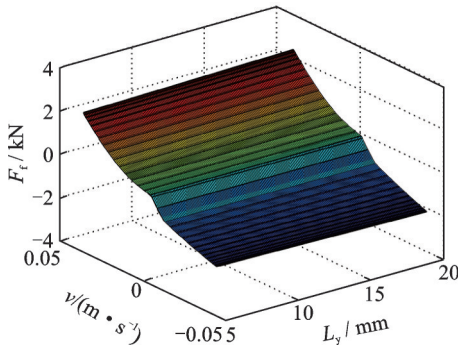
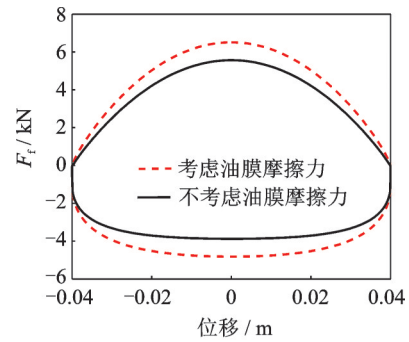


图25 速度特性随活塞宽度 $L_y$ 的变化

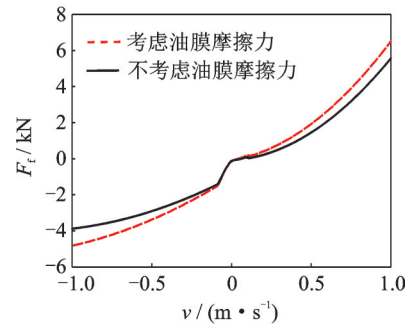
Fig.25 Characteristic of velocity with the width  $L_y$  of piston

图26为减振器阻尼特性图。织构深度 $h_p$ 为 $5.1 \times 10^{-5} \text{m}$ ,织构宽度 $r_p$ 为 $1.5 \times 10^{-3} \text{m}$ ,油膜厚度 $h_o$ 为 $2 \times 10^{-5} \text{m}$ ,活塞半径 $R$ 为 $12 \times 10^{-3} \text{m}$ ,活塞宽度 $L_y$ 为 $20.5 \times 10^{-3} \text{m}$ 。考虑到摩擦,图26(a)对不同活塞位移 $X$ 从 $-0.04 \sim 0.04 \text{m}$ 进行了模拟。图26(b)对不同活塞速度从 $-1 \sim 1 \text{m/s}$ 进行了模拟。仿真结果与忽略摩擦的影响相比,减振器的示功图面积增加,功率提高,速度特性曲线斜率增大。当活塞以 $1 \text{m/s}$ 的速度运动时,忽略油膜摩擦的影响,计算复原阻尼力为 $5566 \text{N}$ ,压缩阻尼力为 $3879 \text{N}$ 。考虑摩擦的影响,计算复原阻尼力为 $6510 \text{N}$ ,压缩阻尼力为 $4823 \text{N}$ ,复原阻尼力提高 $16.96\%$ ,压缩阻尼力提高 $24.33\%$ 。由于阻尼力过小会影响减振效果,阻尼力过大会影响舒适性,因此在减振器的设计中,



(a) 示功图

(a) Indicator diagram



(b) 速度特性图

(b) Characteristic of velocity

图26 减振器阻尼特性图

Fig.26 Damping characteristic of shock absorber

在控制其他结构参数的同时,还可以通过控制织构深度 $h_p$ 、织构宽度 $r_p$ 、油膜厚度 $h_o$ 、活塞半径 $R$ 和活塞宽度 $L_y$ 等来选择合适的减振器外阻尼特性。

## 4 结论

1) 考虑活塞具有矩形织构的摩擦与润滑因素,研究了活塞与缸筒之间的摩擦阻尼,分别建立了减振器各部分的阻尼力特性数学模型,得到相应的阻尼力表达式。

2) 分析了减振器活塞与缸筒之间的摩擦力 $F_{of}$ 随活塞速度 $v$ 的增加而增加,随织构深度 $h_p$ 的增加先增加后减小,随活塞宽度 $L_y$ 的增加而增加,活塞半径对油膜摩擦力无明显影响。减振器在某一结构参数下,当活塞以 $1 \text{m/s}$ 的速度运动时,忽略油膜摩擦的影响,计算出复原阻尼力为 $5566 \text{N}$ ,压缩阻尼力为 $3879 \text{N}$ 。考虑油膜摩擦的影响,计算出复原阻尼力为 $6510 \text{N}$ ,压缩阻尼力为 $4823 \text{N}$ ,复原阻尼力提高 $16.96\%$ ,压缩阻尼力提高 $24.33\%$ 。

3) 在减振器的设计中,在控制其他结构参数的同时,还可以通过控制织构深度 $h_p$ 、织构宽度 $r_p$ 、油膜厚度 $h_o$ 、活塞半径 $R$ 和活塞宽度 $L_y$ 等来选择合适的



的减振器外阻尼特性。笔者研究了具有织构的活塞与缸筒之间的摩擦,分析了对减振器外特性的影响,能够应用于具有织构活塞的液压减振器的动态阻尼特性分析,为减振器的设计提供参考。

### 参 考 文 献

- [1] LEE C. Study of the simulation model of a displacement sensitive shock absorber of a vehicle by considering the fluid force[J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2005, 219(8): 965-975.
- [2] LEE C. Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement sensitive shock absorber using fluid-flow modeling[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006, 20: 373-388.
- [3] DUYM S, REYBROUCK K. Physical characterization of nonlinear shock absorber dynamics [J]. *Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, 1998, 43: 181-188.
- [4] DUYM S. Simulation tools, modelling and identification, for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2000, 33: 261-285.
- [5] YUNG V Y B, COLE D J. Modelling high frequency force behavior of hydraulic automotive dampers [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44: 1-31.
- [6] BESINGER F H, CEBON D, COLE D J. Damper models for heavy vehicle ride dynamics [J]. *Vehicle System Dynamics*, 1995, 24: 35-64.
- [7] BERGER H. Rheologische dämpfermodelle für den einsatz in der MKS-simulation [D]. Austria, Vienna: Vienna University of Technology, 2002.
- [8] LION A, LOOSE S. A thermomechanically coupled model for automotive shock absorbers: theory, experiments and vehicle simulations on test tracks [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 37: 241-261.
- [9] 任卫群, 赵峰, 张杰. 汽车减振器阻尼特性的仿真分析[J]. *系统仿真学报*, 2006, 18(2): 957-960.  
REN Weiqun, ZHAO Feng, ZHANG Jie. Simulation on damping behavior of vehicle shock absorber[J]. *Journal of System Simulation*, 2006, 18(2): 957-960. (in Chinese)
- [10] 于振环, 张娜, 刘顺安. 基于流-固耦合的车辆减振器动态非线性仿真分析[J]. *吉林大学学报*, 2015, 45(1): 16-21.  
YU Zhenhuan, ZHANG Na, LIU Shun'an. Simulation analysis of dynamic nonlinear characteristics of vehicle shock absorber based on fluid-structure interaction [J]. *Journal of Jilin University*, 2015, 45(1): 16-21. (in Chinese)
- [11] 纪云峰. 双筒液压减振器物理建模及设计研究[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
- [12] 张凯. 单筒充气式减振器阻尼特性仿真与实验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.
- [13] 周长城, 顾亮. 筒式减振器叠加节流阀片开度与特性试验[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(6): 210-215.  
ZHOU Changcheng, GU Liang. Superposition throttle-slices openings size and character test of telescope-damper [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(6): 210-215. (in Chinese)
- [14] WANG J, ZHANG J H, LIN J, et al. Study on lubrication performance of journal bearing with multiple texture distributions [J]. *Applied Sciences*, 2018, 8: 244.
- [15] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1970, 185(1): 625-633.
- [16] MAO Y, ZENG L C, LU Y. Modeling and optimization of cavitation on a textured cylinder surface coupled with the wedge effect [J]. *Tribology International*, 2016, 104: 212-224.
- [17] 余广, 曾良才, 毛阳, 等. 液压缸活塞表面微织构动压润滑性能分析[J]. *机械科学与技术*, 2017, 36(12): 1823-1829.  
YU Guang, ZENG Liangcai, MAO Yang, et al. Analysis on hydrodynamic lubrication performance of micro-texture on hydraulic cylinder piston surface [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2017, 36(12): 1823-1829. (in Chinese)



**第一作者简介:**于洋洋,男,1989年2月生,博士生。主要研究方向为机械动力学。曾发表《基于IHB法分裂导线次档距振荡的极限环特性》(《振动、测试与诊断》2017年第37卷第3期)等论文。  
E-mail: yuyangyang@tju.edu.cn

**通信作者简介:**张俊红,女,1962年9月生,教授、博士生导师。主要研究方向为动力机械振动噪声、结构设计及可靠性研究。  
E-mail: zhangjh@tju.edu.cn