

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.006

车辆液压减振器设计理论与仿真*

吴英龙¹ 赵华¹ 张国刚²

(1. 西南交通大学力学与工程学院, 成都 610031; 2. 四川宁江精密机械有限公司基础研究所, 成都 610101)

摘要: 从理论上研究了局部节流损失、沿程节流损失、起始段填充和常通孔等影响因素,建立了减振器开阀后的节流公式。研究了阀片与弹簧座的3种接触方式:集中接触、部分受液压作用的分布接触和全部受液压作用的分布接触,并基于板壳理论建立了相应的阀片变形计算公式。完成了阻尼力-速度特性测试,获得了节流通道的压力-速度特性曲线,验证了瞬态双向流固耦合分析的仿真结果;采用流固耦合仿真分析了阀片应力和位移分布、筒内流场分布及其变化特点,与Java数值计算的理论结果吻合。

关键词: 车辆减振器 节流计算 变形计算 流固耦合

中图分类号: U464.33; O322 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0029-07

Design and Simulation of Vehicle Shock Absorber

Wu Yinglong¹ Zhao Hua¹ Zhang Guogang²

(1. School of Mechanics and Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

2. Basic Research Institute, Sichuan Ningjiang Precision Machinery Manufacturing Co., Ltd., Chengdu 610101, China)

Abstract: Considering the local head loss, the frictional head loss, rod padding effect and throttle orifice flow effect, shock absorber throttle formula after the valve opening were analyzed. Three contact types between valve disc and spring seat were investigated, which were circumference line contact, circumference surface contact with entirely hydraulic pressure subjection, and circumference surface contact with partially hydraulic pressure subjection. Corresponding valve disc deformation calculations were established based on the theory of shells and the finite element. The test of damping force *vs* velocity characteristic was finished, and the curve of pressure *vs* velocity characteristic at throttle was obtained. It verified the rationality of the transient fluid-structure interaction simulation (FSI). The distribution and the history of the valve disc deformation and the fluid field gained from FSI simulations coincided with Java numerical simulation from theoretic method.

Key words: Vehicle absorber Throttling computation Deformation computation FSI

引言

由于结构复杂、油液和阀片的强烈耦合,液压减振器的设计主要依靠调试完成。目前,吕振华等^[1-3]根据实验初步了解了液压降和某些节流部位的关系;陈耀钧等^[4-5]根据流体力学经验公式建立了减振器内各节流部位流量和压力的数学关系式,并利用Matlab等获得了阻尼力曲线。但受试验

手段限制,试验方法尚不能深入了解减振器全部内在机理;数学仿真是基于节流充分发展的流体力学经验公式,并不完全适合于减振器复杂的节流环境,很多流体参数不易获得,或受流场影响,引入的假设也未经验证。基于有限单元法和有限容积法的流固耦合仿真设计^[6-7],计算理论成熟,适用性强,为解决复杂的减振器问题提供了有效手段。但流固耦合仿真分析计算规模大,且不能提供任何形式的表达

收稿日期:2013-05-05 修回日期:2013-05-30

* 国家自然科学基金资助项目(11172249)

作者简介:吴英龙,博士生,主要从事工程结构仿真研究,E-mail: lionalwu@126.com

通讯作者:赵华,教授,博士生导师,主要从事疲劳和工程结构仿真研究,E-mail: hzhao@home.swjtu.edu.cn

式,应用有一定的限制。

合理的减振器节流和阀片变形计算能较好地解决以上方法的不足。由于减振器节流和阀片变形强烈耦合,正确推导理论计算公式需先解耦节流计算和变形计算,或迭代求解节流计算和变形计算。未建立正确的理论计算公式就进行迭代计算是复杂和低效的。本文拟在一定假设的基础上建立独立的节流计算公式和变形计算公式;然后通过试验和流固耦合仿真验证假设的合理性和公式的正确性。

1 减振器设计参数

图1为118型减振器复原阀系的剖面图。图中, b 为阀片内支点与阀片圆心的距离; a 为环形槽外凸缘的内径(平行平板间径向节流通道的内径); r_0 为环形槽外凸缘的外径(平行平板间径向节流通道的内径); a_1 为阀片与弹簧座的最外接触点与阀片圆心的距离; c 为节流阀片的外径。令 h 为多片阀片的等效厚度,由文献[2]可得 $h = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n h_i}$, h_i 为单片阀片的厚度。阀片的弯曲模量

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu_0)}$$

式中 ν_0 ——泊松比 E ——弹性模量

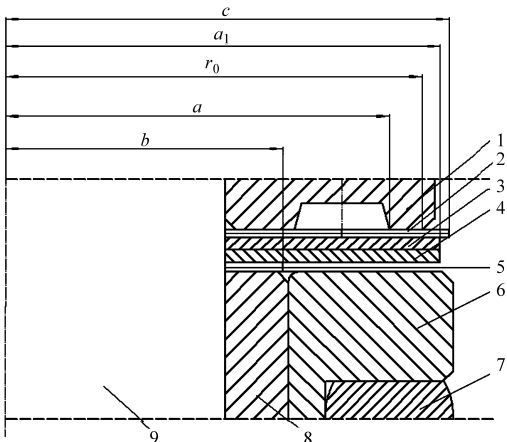


图1 减振器复原阀系结构剖面图

Fig.1 Cross-section of shock absorber recovery valve system

1. 活塞 2. 节流阀片 3,4. 复原阀片 5. 阀片 6. 弹簧座
7. 圆柱弹簧 8. 轴套 9. 活塞杆

对于118型减振器,阀片及活塞径向尺寸参数 $b = 7.3 \text{ mm}$, $a = 10.5 \text{ mm}$, $r_0 = 11.4 \text{ mm}$, $a_1 = 11.5 \text{ mm}$, $c = 12 \text{ mm}$;节1阀片厚度 $h_1 = 0.1 \text{ mm}$,复原阀片厚度 $h_2 = h_3 = 0.15 \text{ mm}$ 。同时,节流阀片常通孔数 $n_0 = 20$,高度 $\delta_0 = 0.1 \text{ mm}$,宽度 $B = 1 \text{ mm}$;阀片参数 $\nu_0 = 0.3$, $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$;圆柱弹簧刚度 $k = 31 \text{ N/mm}$,预压量 $\omega_0 = 5 \text{ mm}$ (复原方向为正);油液作用在活塞上表面的面积 $S_1 = 545.5 \text{ mm}^2$,油液作用在活塞

下表面的面积 $S_2 = 961.6 \text{ mm}^2$;下腔油液压力 $p_d = 0.475 \text{ MPa}$;油液密度 $\rho = 0.8326 \text{ g/cm}^3$,动力粘度 $\mu = 1.74 \times 10^{-5} \text{ kg/(s}\cdot\text{mm)}$ 。

2 开阀后节流特性计算理论

假设开阀后,可以忽略阀片上方各处的节流,只考虑由阀片和活塞间缝隙造成的节流;同时,假设该缝隙上下面平行。因此,该节流为平行平板间径向节流。由工程流体力学[8]可知,平行平板间径向缝隙的节流公式为

$$Q = \frac{\pi \delta^3}{6\mu c_e (\ln r_m - \ln a_m)} p \quad (1)$$

其中 $Q = vS_1$ $\delta = \frac{2\pi a \delta_1 + n_0 B \delta_0}{2\pi a + n_0 \delta_0}$ $p = p_u - p_d$

式中 Q ——通过节流通道的流量

p ——压差 p_u ——上腔油压

v ——激励速度

a_m ——径向间隙的等效内径,其考虑了径向节流起始段遭活塞部分填充、依流域面积相等对 a 做等效处理

r_m ——径向间隙的等效外径,考虑了出口突扩节流损失

δ ——平行平板径向缝隙的等效高度,其考虑了常通孔的存在、依流通面积相等获得
 δ_1 ——平行平板径向缝隙高度,其等于阀片的总挠度

c_e ——考虑起始段引入的修正系数,值与 $\frac{a}{\delta Re}$

有关,按图2[9]或文献[10~13]采用将 Q 、 p 等代入式(1)并化简,可得

$$p_u = p_d + C_{13} v \quad (2)$$

其中

$$C_{13} = \frac{6\mu c_e S_1 (\ln r_m - \ln a_m)}{\pi \delta^3}$$

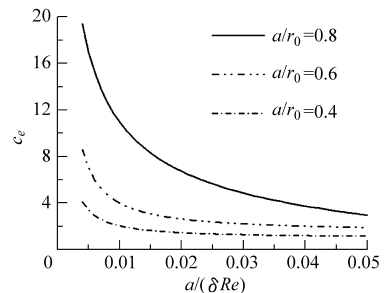


图2 考虑起始段引入的修正系数

Fig.2 Correction coefficient considering initial segment

相对于 $2\pi a$,阀片挠度 ω 很小。因此, $Re = \frac{\rho S_1 V}{\pi \mu a}$ 。对于118型减振器, $Re = 0.79v$ 。当 $v = 1000 \text{ mm/s}$ 时, $Re = 790$,可视为层流;经等效处理

后, $a_m = 7.55 \text{ mm}$, 因而, $a_m/r_0 = 0.66$ 。考虑截面扩大, 等效外径 $r_m = r_0 + \zeta_1 D/\lambda$ 。依据机械工程手册^[9], 取 $\zeta_1 = 0.89$ 。所以, $v = 600 \text{ mm/s}$ 和 $1\,000 \text{ mm/s}$ 时, 等效外径分别为 12.987 mm 、 14.124 mm 。

假设 $v = 600 \text{ mm/s}$ 时, 缝隙入口处的高度为 0.069 mm ; $v = 1\,000 \text{ mm/s}$ 时, 缝隙入口处的高度为 0.097 mm 。因此, $v = 600 \text{ mm/s}$ 时, $\delta = 0.097 \text{ mm}$, $\frac{a_m}{\delta Re} = 0.165$, 取 $c_e = 1$, $p_{u600} = 3.032 \text{ MPa}$; $v = 1\,000 \text{ mm/s}$ 时, $\delta = 0.124 \text{ mm}$, $\frac{a_m}{\delta Re} = 0.077$, 取 $c_e = 1.3$, $p_{u1000} = 4.140 \text{ MPa}$ 。根据该产品的设计阻尼力, 由 $F_r = p_u S_1 - p_d S_2 + f^{[14]}$ 可反推出 $p'_{u600} = 3.158 \text{ MPa}$, $p'_{u1000} = 4.251 \text{ MPa}$ 。理论计算误差均在 4% 以内。

3 阀片变形理论

由图 1 可知, 减振器复原阀主要由节流阀片和复原阀片组成。阀片内圈部分面积被轴套和活塞固定, 外圈则受弹簧座和活塞限制。虽节流阀片上有常通孔缺口, 但缺口面积很小且主要位于环形槽外凸缘下, 可视节流阀片和复原阀片为不同厚度的同一类阀片。活塞运动时, 阀片在油液压力和弹簧座约束下协调变形。令阀片上油液压力分布为一内径为 b 、等效外径为 a_2 的均匀分布载荷, 并假设 a_2 与 a 相近。

阀片变形计算时, d 为阀片与弹簧座的最内接触点与阀片圆心的距离, 首先假设阀片和弹簧座系统存在 3 种不同的接触形式:

(1) 当 $d \leq a$ (由于 a_2 不易准确确定且 a_2 与 a 相近, 此处使用 a 代替 a_2) 时, 阀片与弹簧座间接触关系为分布式接触, 且未接触区全部受均匀油液压力作用。

(2) 当 $a < d < a_1$ 时, 阀片与弹簧座间的接触关系为分布式接触, 但未接触区部分受均匀油液压力作用。

(3) 当 $d = a_1$ 时, 只有阀片最外圈与弹簧座接触, 接触关系由分布式接触突跃为集中式接触。由于该接触形式典型, 本节先讨论该形式。

假定阀片在设计速度下的变形为小挠度变形, 并假定阀片在集中载荷或均布载荷单独作用下均为小挠度变形。因此, 可通过叠加法计算总挠度。

弹簧集中载荷 F 在 a_1 处的环向线分布载荷集度为

$$\gamma = \frac{F}{2\pi a_1}$$

其中 $F = k(\omega_0 + \omega_{a_1})$

式中 ω_{a_1} ——阀片在弹簧和油液压力作用下 a_1 处的挠度

由板壳理论^[15], 在约束和载荷下阀片挠度、转角、弯矩和剪应力为

$$\begin{cases} \omega = A_i r^2 + B_i r^2 \ln r + C_i \ln r + K_i + \omega^* \\ \varphi = -\frac{d\omega}{dr} \\ M_r = -D \left(\frac{d^2 \omega}{dr^2} + \frac{\nu_0}{r} \frac{d\omega}{dr} \right) \\ Q_s = D \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\omega}{dr} \right) \right] \end{cases} \quad (3)$$

式中 ω^* ——挠度方程的特解, 其与约束及载荷的形式有关

A_i, B_i, C_i, K_i ——待定常数, 均由边界条件确定

$i = 1, 2$, 分别代表集中载荷工况和分布载荷工况。

3.1 $d = a_1$ 时阀片变形分析

首先推导在集中荷载和分布荷载单独作用下阀片的挠度和转角公式; 然后, 建立 $d = a_1$ 时阀片在弹簧力和油液压力共同作用下挠度和转角的公式; 最后, 验证接触形式转变的假设。

3.1.1 集中载荷下阀片的挠度和转角

集中载荷下, 阀片挠度为

$$\omega_1 = A_1 r^2 + B_1 r^2 \ln r + C_1 \ln r + K_1 \quad (4)$$

阀片转角为

$$-\frac{d\omega_1}{dr} = - \left[(2A_1 + B_1) r + 2B_1 r \ln r + \frac{C_1}{r} \right] \quad (5)$$

阀片的边界条件为

$$\begin{cases} \omega = 0 & \frac{d\omega}{dr} = 0 & (r = b) \\ Q_s = \gamma & M_r = 0 & (r = a_1) \end{cases} \quad (6)$$

由边界条件可解出

$$\begin{aligned} B_1 &= -\frac{\gamma a_1}{4D} \\ C_1 &= -\frac{\gamma a_1^3 b^2 [1 + (1 + \nu_0)(\ln a_1 - \ln b)]}{2D [a_2^2 (1 + \nu_0) + b^2 (1 - \nu_0)]} \\ A_1 &= \frac{\gamma a_1}{8D} \left\{ 1 + 2 \ln b + \frac{2a_1^2 [1 + (1 + \nu_0)(\ln a_1 - \ln b)]}{a_2^2 (1 + \nu_0) + b^2 (1 - \nu_0)} \right\} \\ K_1 &= -\frac{\gamma a_1 b^2}{8D} \left\{ 1 + \frac{2a_1^2 (1 - 2 \ln b) [1 + (1 + \nu_0)(\ln a_1 - \ln b)]}{a_2^2 (1 + \nu_0) + b^2 (1 - \nu_0)} \right\} \end{aligned}$$

3.1.2 均布载荷下阀片的挠度和转角

均布载荷下, 阀片挠度为

$$\omega_2 = A_2 r^2 + B_2 r^2 \ln r + C_2 \ln r + K_2 + \frac{pr^4}{64D} \quad (7)$$

均布载荷下, 阀片转角为

$$-\frac{d\omega_2}{dr} = - \left[(2A_2 + B_2)r + 2B_2r \ln r + \frac{C_2}{r} + \frac{pr^3}{16D} \right] \quad (8)$$

均布载荷下, 阀片的边界条件为

$$\begin{cases} \omega = 0 & \frac{d\omega}{dr} = 0 & (r = b) \\ Q_s = 0 & M_r = 0 & (r = a_2) \end{cases} \quad (9)$$

由边界条件可解出

$$B_2 = -\frac{pa_2^2}{8D}$$

$$C_2 =$$

$$-\frac{pa_2^2 b^2 [a_2^2(1-\nu_0) + b^2(1+\nu_0) + 4a_2^2(1+\nu_0)(\ln a_2 - \ln b)]}{16D [a_2^2(1+\nu_0) + b^2(1-\nu_0)]}$$

$$A_2 = \frac{p}{32D} \left\{ 2a_2^2(1+2\ln b) - b^2 + \right.$$

$$\left. \frac{a_2^2 [a_2^2(1-\nu_0) + b^2(1+\nu_0) + 4a_2^2(1+\nu_0)(\ln a_2 - \ln b)]}{a_2^2(1+\nu_0) + b^2(1-\nu_0)} \right\}$$

$$K_2 = -\frac{pb^2}{64D} \left\{ 4a_2^2 + b^2 + \right.$$

$$\left. \frac{2a_2^2(1-2\ln b) [a_2^2(1-\nu_0) + b^2(1+\nu_0) + 4a_2^2(1+\nu_0)(\ln a_2 - \ln b)]}{a_2^2(1+\nu_0) + b^2(1-\nu_0)} \right\}$$

3.1.3 接触形式转变分析

以 118 型减振器为例, 依据理论公式对接触形式的转变进行研究。首先对阀片受力系统作简化: 由 3.1.2 节可知, 阀片总挠度很小, 忽略阀片挠度对弹簧集中载荷的影响, 恒有 $F = 158 \text{ N}$; 假定弹簧集中载荷作用点在弹簧座最外圈, 恒有 $a_2 = 10.5 \text{ mm}$; 油液压力上升方式同 118 型减振器在 $v_{\max} = 1500 \text{ mm/s}$ 时的上升方式; 先定量的考虑在弹簧集中载荷作用和油液压力均布作用下阀片的变形, 之后再定性的考虑弹簧座位移约束的影响。

由 3.1.1 节和 3.1.2 节可得, 该简化下由弹簧集中载荷 F 造成的 r 处挠度为

$$\omega_1 = 0.1552r^2 - 0.0444r^2 \ln r - 4.7607 \ln r + 5.8997 \quad (10)$$

由油液压力 p 造成的 r 处的挠度为

$$\omega_2 = 0.2838pr^2 - 0.09891pr^2 \ln r - 5.2602p \ln r + 5.5026p + 0.00011pr^4 \quad (11)$$

阀片总挠度为

$$\omega = \omega_1 + \omega_2 \quad (12)$$

图 3 为由式 (12) 得出的阀片径向线变形过程曲线 (曲线标注为曲线所处的时刻, 每一时刻对应于一上腔压力, 对应关系由实测阻尼力历程曲线转化而来)。由该图可知, $t \leq 0.006 \text{ s}$, 弹簧预压力使阀片产生很大的负位移。若考虑活塞的阻碍, 则阀片抵在活塞上, 负位移受限制。油液压力增大时, 阀片

中部凸起。若考虑弹簧座的约束, 中部凸起最先与弹簧座接触。这导致了应力重分布, 进而阀片外圈的部分面积抵在弹簧座上, 弹簧集中载荷的作用点也发生变化。抵在弹簧座上的面积不抵抗油液压力剪切作用, 直接将油液压力作用传递给弹簧座。随着油液压力进一步增大, 中部凸出量减小, 导致抵在弹簧座上的阀片面积减少。最终, 只有阀片最外圈与弹簧座接触。该结论验证了第 3 节多种接触形式的假设。

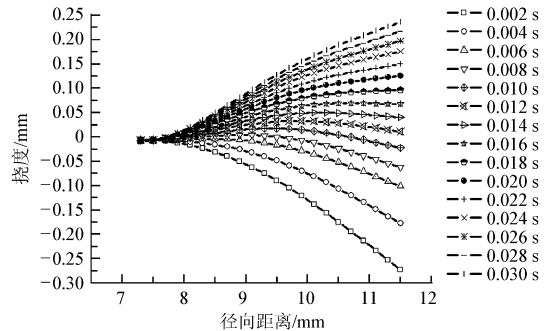


图 3 阀片径向线理论变形过程曲线

Fig. 3 Theoretic deformation process curve of valve radial line

3.2 $d \leq a$ 时阀片变形分析

$d \leq a$ 时, 阀片变形理论分析分为 d 点之外段的平衡和 d 点之内段的平衡。 d 点之外段, 阀片直接将全部油液压力作用传给了弹簧及 d 点内的阀片, 该段自身未剪切变形。因而, 由力的平衡可得

$$\pi(a^2 - d^2)p + 2\pi d(-\tau) - k(\omega_0 + \omega_3) = 0 \quad (13)$$

式中 ω_3 —— $d \leq a$ 时 a_1 处阀片的总挠度

τ —— d 处阀片的剪切力

d 点之内段, 阀片受一集中载荷 (剪切力 τ) 和一均布载荷 (油液压力作用 p) 共同作用。其可按 3.1 节进行计算, 但边界条件为在 d 处满足

$$\begin{cases} \omega_{31} + \omega_{32} = \omega_3 \\ \frac{d\omega_{31}}{dr} + \frac{d\omega_{32}}{dr} = 0 \end{cases} \quad (14)$$

使用 Java 编程计算了 $d \leq a$ 时阀片的变形。其中, 假设 $t \leq 0.008 \text{ s}$ (对应于 $p_u \leq 3 \text{ MPa}$) 时为 $d \leq a$ 阶段; $a = 10.65 - 0.0043p^3$ 。图 4 为 $d \leq a$ 阶段阀片径向线的变形过程。由该图可知, $t = 0.008 \text{ s}$, 阀片的最大位移为 0.07 mm , d 约为 10.5 mm 。其中, d 约为 10.5 mm , 验证了 $t \leq 0.008 \text{ s}$ 时为 $d \leq a$ 阶段的假设。

3.3 $a < d < a_1$ 时阀片变形分析

该接触形式与 3.2 节的不同之处在于: d 点之外段, 集中载荷等于弹簧力。 d 点之内段, 分为受均布载荷的 a_2 之内段和不受任何载荷的 $a_2 d$ 段。

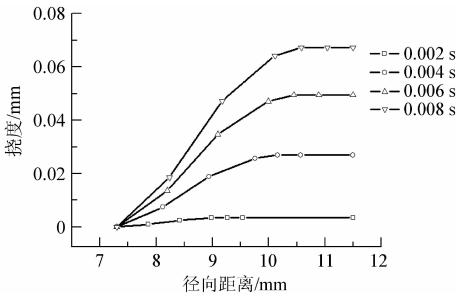


图 4 阀片径向线变形过程曲线

Fig. 4 Change process of valve radial line

3.4 最优设计准则

接触形式的转变同时会引起节流方式的改变(平行平板径向节流变为非平行平板径向节流),进而导致阻尼力异常波动。因此,需避免出现接触形式的转变。设计时,需要保证该突变发生在设计速度之外并留有一定的余地。经验设计时,在最大设计速度下,可取 $d \leq 0.8a$ 。

4 试验与仿真验证

4.1 试验验证

由前面可知,正常工作状态下,阀片挠度在 0.3 mm 以下,因此,直接通过试验准确获得阀片的变形过程很困难。本文拟通过试验验证仿真手段的合理性,后间接验证理论公式假设及结论的正确性。为避免由阀系灵敏度不足和动态效应引起的阻尼力迟滞对验证分析的影响,试验数据使用压力-速度特性曲线。

图 5 为 118 型减振器上腔压力-速度曲线($v_{max} = 1500 \text{ mm/s}$)的对比图。由图 5 可知,仿真曲线的中心线完全在设计值和试验值容许范围内,且其能准确地判断开阀点,验证了仿真系统的合理性。同时,从试验曲线上可以看到,速度点为 1050 mm/s 时上腔压力-速度特性试验曲线存在一波动,验证了 118 型减振器存在接触形式转变造成的阻尼力波动。

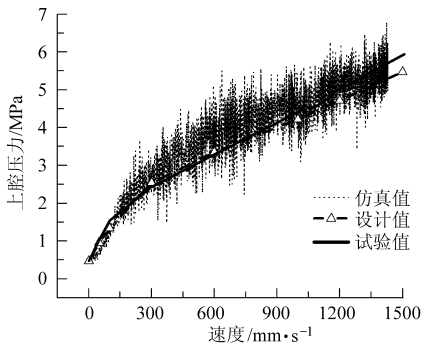


图 5 上腔压力对比

Fig. 5 Comparison on pressure of up-chamber

4.2 仿真验证

4.2.1 阀片的应力和变形

图 6 为无子循环下, $v = 1000 \text{ mm/s}$ 时的节流阀

片 Von Mises 应力云图。从该图可知,应力分布明显分 3 层:内层,阀片被完全约束,应力为零;中层,阀片受环形槽内较大的油液压力作用,应力最大;外层,由于节流作用,该处油液流速迅速增大、压力迅速减小,应力也较小。各层内应力较为均匀。该分布验证了 3.2 节阀片上油液压力分布的假设。

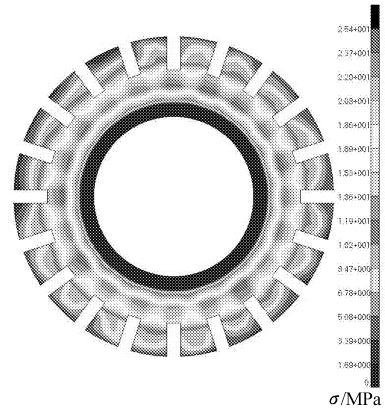


图 6 $v = 1000 \text{ mm/s}$ 时,节流阀片的应力云图

Fig. 6 Throttling valve plate stress nephogram

when $v = 1000 \text{ mm/s}$

图 7 为阀片位移历程曲线(阀片和活塞间缝隙的内外径处)。从该图可知,在 $v_{max} = 1000 \text{ mm/s}$ 时,阀片的最大位移为 0.15 mm,为小挠度变形,验证了第 3 节小挠度的假设;该挠度造成弹簧力的变化约为 4.65 N,相对于弹簧的预压力(155 N)很小,因此,验证了第 3 节弹簧力恒定的假设。同时,从该图可知, $v = 600 \text{ mm/s}$ ($t = 0.011 \text{ s}$) 时缝隙入口处的高度为 0.069 mm, $v = 1000 \text{ mm/s}$ ($t = 0.019 \text{ s}$) 时缝隙入口处的高度为 0.097 mm,其验证了第 2 节的假设。

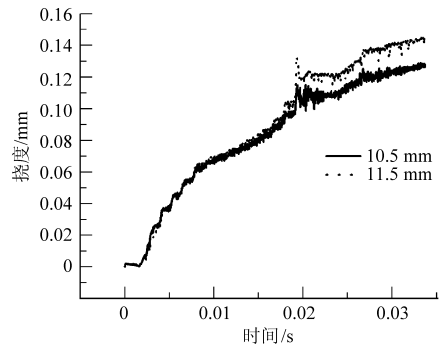


图 7 阀片位移历程

Fig. 7 Valve displacement process

同时,阀片位移历程曲线在 $t = 0.0196 \text{ s}$ 、 $v = 970 \text{ mm/s}$ 时出现了明显的异常波动。为了解这种波动产生的原因,输出了节流片径向线的位移变化过程曲线(图 8)。仿真结果验证了第 3 节存在多种接触形式的假设。同时,由图 8 可知, $t = 0.008 \text{ s}$, 阀片的最大位移为 0.07 mm, d 约为 10.5 mm。这验证

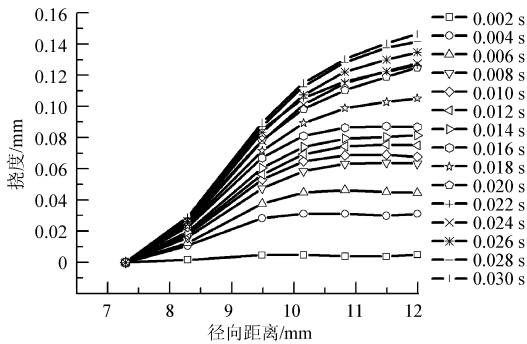


图8 节流片径向线位移变化过程仿真曲线

Fig.8 Displacement change process curve of throttling valve's radial line from simulation

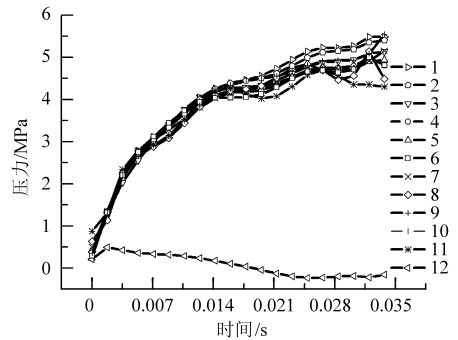


图10 各输出单元油液压力历程曲线

Fig.10 Oil pressure process curve of each element

了3.2节Java计算的结果。

4.2.2 流场变化历程

图9为118型减振器的节流通道及输出油液压力历程曲线的单元。其中,1、2号单元位于上腔,3、4号单元位于上环形槽,5、6、7号单元分别位于活塞孔上部、中部和下部,8、9号单元位于下环形槽,10、11、12号单元分别位于径向节流通入口、中间和出口处。图10为各输出单元油液压力历程曲线。由该图可知,低速下,几乎全部由常通节流孔节流;较高速度下,各曲线分离增大,但该分离很小,这说明118型减振器未经历第2次开阀,与图5相符合,同时验证了第2节开阀后只考虑阀片和活塞间缝隙节流的假设。

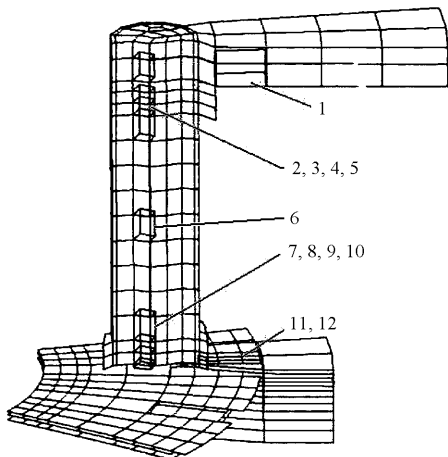
图9 节流通道及输出油液压力历程曲线的单元
Fig.9 Throttle channel and output elements of oil pressure curve

图11为不同速度下,阀片上方油液压力分布图(内圈半径为10.5 mm,外圈半径为11.5 mm)。由该图可知,在较低速度下均布液压的等效半径比10.5 mm略大,在较高速度下均布液压的等效半径比10.5 mm略小。这解释了3.1节理论最大挠度

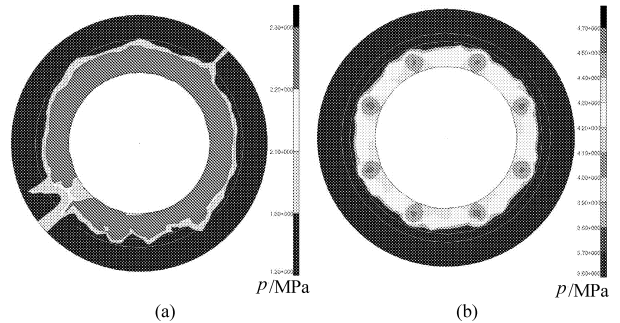


图11 阀片上方油液压力分布

Fig.11 Oil pressure distribution diagram above valve plate
(a) $v = 300 \text{ mm/s}$ (b) $v = 1000 \text{ mm/s}$

(0.20 mm)比仿真最大挠度(0.15 mm)大的原因,并验证了3.1.2节 $p = -4.76 \text{ MPa}$, $a_2 = 10.4 \text{ mm}$ 的假设和3.2节等效半径变化规律的假设。

仿真结果显示, $v = 1000 \text{ mm/s}$ 时, $p = -4.76 \text{ MPa}$, $a_2 = 10.4 \text{ mm}$, a 处阀片的挠度为 -0.112 mm , a_1 处的挠度为 -0.125 mm 。因而, a 处阀片挠度的流固耦合仿真值与理论值的误差在8%以内; a_1 处阀片的流固耦合仿真值与理论值的误差在17%以内。

5 结论

(1) 考虑起始段填充、出口突扩节流损失和常通孔存在等因素后,建立了平行平板径向节流公式,预测了 $v = 600 \text{ mm/s}$ 和 $v = 1000 \text{ mm/s}$ 时的阻尼力的误差在4%以内。

(2) 证实了阀片和弹簧座系统存在3种接触形式:集中接触、分布接触(未接触区域全部受油液压力作用)和分布接触(未接触区域部分受油液压力作用)。同时,依据板壳理论,建立了相应受力情况下阀片挠度和转角的计算公式,理论结果和仿真结果具有很好的一致性。

(3) 应用试验和瞬态双向流固耦合仿真,验证了理论计算的假设和结论。

参 考 文 献

- 1 吕振华,李世民,刘目珍,等. 筒式液阻减振器工作特性的实验研究[J]. 汽车工程,2005,27(2):203~208.
Lü Zhenhua, Li Shimin, Liu Muzhen, et al. An experimental study on the characteristics of telescopic hydraulic shock absorber [J]. Automotive Engineering, 2005,27(2):203~208. (in Chinese)
- 2 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 opening size and characteristics test of telescope-damper[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(6): 210~215. (in Chinese)
- 3 王文瑞,黄华,顾亮. 叶片式可控阻尼减振器阻尼特性分析与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(1):26~30.
Wang Wenrui, Huang Hua, Gu Liang. Analysis of damping characteristics and experiment damping vane damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):26~30. (in Chinese)
- 4 陈耀钧. 轿车液压减振器阻力特性模拟预测预测结果分析[J]. 汽车技术,2001,8(12):8~11.
Chen Yaojun. The simulation estimation physical model of operating process of damper[J]. Automobile Technology Journal, 2001, 8(12):8~11. (in Chinese)
- 5 江浩斌,孙丽琴,杨如泉,等. 分体式充气可调阻尼减振器的阻尼特性仿真与试验[J]. 农业机械学报,2007,38(9):10~15.
Jiang Haobin, Sun Liqin, Yang Ruquan, et al. Simulation and testing research on damping characteristics of air-charged split-type adjustable shock absorber[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(9):10~15. (in Chinese)
- 6 李世民,吕振华. 汽车减振器液-固耦合动力学特性的分步间接耦合模拟分析[J]. 汽车技术,2005(2):12~16.
Li Shimin, Lü Zhenhua. Multi-step indirect coupling simulation analysis of the liquid-solid coupling dynamic characteristics of automotive shock absorbers[J]. Automobile Technology, 2005(2):12~16. (in Chinese)
- 7 Horst G, Stanislaw S, Krzysztof M. Use of the finite elements method for modeling the dynamic load impact on hydraulic leg[J]. Sbornik Vedecky Chpracivy Sokesky Banske, 2007(1):61~72.
- 8 夏泰淳. 工程流体力学[M]. 上海:上海交通大学出版社,2006.
- 9 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- 10 王致清,刘震北. 在液压工程中两平行圆板间径向层流的压力损失与流量的计算问题[J]. 液压气动与密封,1983(2):5~11.
Wang Zhiqing, Liu Zhenbei. Calculation on pressure loss and flow of radial laminar boundary layer development flow between two parallel disks in the hydraulic engineering[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 1983(2):5~11. (in Chinese)
- 11 金朝铭,王致清. 在液压工程中两平行圆板间径向层流的压力损失与流量的计算问题(续)[J]. 液压气动与密封,1984(4):14~16.
- 12 刘震北,王致清. 两平行圆板间径向层流进口段效应分析[J]. 应用数学和力学,1984,5(1):77~89.
- 13 丁忠满,王致清. 幂律流体两平行圆板间径向扩散层流进口段流动阻力的分析[J]. 力学学报,1994,26(3):368~373.
Ding Zhongman, Wang Zhiqing. An analysis on radial laminar boundary layer development flow of power-law fluid between two parallel disks[J]. Acta Mechanica Sinica, 1994,26(3):368~373. (in Chinese)
- 14 王维锐,吴参,陈颖,等. 磁流变减振器滞回特性的改进 Bouc-Wen 模型[J]. 农业机械学报,2011,42(2):48~53.
Wang Weirui, Wu Can, Chen Yin, et al. Modified Bouc-Wen model based on hysteretic characteristic experiment of magnetorheological damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 48~53. (in Chinese)
- 15 Timoshenko S P, Woinowski-Krieger S. Theory of plate and shells [M]. New York: McGraw-Hill, 1987.

(上接第 21 页)

- 11 张琪昌,陈予恕. 汽车转向轮摆振的稳定性和分叉特性[J]. 天津大学学报,1995,28(3):409~414.
Zhang Qichang, Chen Yushu. Studying the stability and bifurcation character of automobile shimmy [J]. Journal of Tianjin University, 1995, 28(3): 409~414. (in Chinese)
- 12 林逸,李胜. 非独立悬架汽车转向轮自激型摆振的分岔特性分析[J]. 机械工程学报,2004,40(12):187~191.
Lin Yi, Li Sheng. Study on the bifurcation character of steering wheel self-excited shimmy of motor vehicle with dependent suspension[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(12):187~191. (in Chinese)
- 13 李韶华,杨绍普. 一种非线性汽车悬架的亚谐共振及奇异性[J]. 振动工程学报,2007,20(2):168~173.
Li Shaohua, Yang Shaopu. Sub-harmonic resonance and singularity of a nonlinear vehicle suspension system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(2): 168~173. (in Chinese)
- 14 贺丽娟. 汽车前轮摆振的仿真计算研究[D]. 天津:河北工业大学,2004.
He Lijuan. A simulation calculation research on front wheel shimmy for automobile [D]. Tianjin: Hebei Institute of Technology, 2004. (in Chinese)
- 15 王威,宋玉玲,王体春,等. 非确定因素下汽车半主动悬架的智能控制[J]. 工程力学,2012,29(9):337~342.
Wang Wei, Song Yuling, Wang Tichun, et al. Intelligent control of automotive semi-active suspension with uncertain factors [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(9): 337~342. (in Chinese)