

# 内置式开关阀液压减振器阻尼力模型构建

杨华<sup>1</sup> 李尚荣<sup>2</sup> 殷吕<sup>1</sup> 游致远<sup>1</sup>

(1. 上海保隆汽车科技(安徽)有限公司, 合肥 230061; 2. 合肥学院, 合肥 230601)

**【摘要】**为实现内置式开关阀液压减振器线圈通电时阻尼特性的准确表征,运用环状缝隙流动、管嘴流动、薄壁小孔流动、细长孔流动、串联流体和并联流体等理论,建立了内置式开关阀关闭和打开时复原行程与压缩行程的液压减振器阻尼力模型。ADAMS/Hydraulics 仿真和试验结果表明,采用该阻尼力模型获得的液压减振器线圈阻尼特性与试验结果一致性较好,验证了模型的准确性。

**关键词:** 液压减振器 内置开关阀 阻尼特性

**中图分类号:** U463.33\*5.1

**文献标志码:** A

**DOI:** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20220040

## Construction of Damping Force Model of Built-in Switch Valve Shock Absorber

Yang Hua<sup>1</sup>, Li Shangrong<sup>2</sup>, Yin Lü<sup>1</sup>, You Zhiyuan<sup>1</sup>

(1. Shanghai Baolong Automotive Technology (Anhui) Co., Ltd., Hefei 230061; 2. Hefei University, Hefei 230601)

**【Abstract】**In order to accurately express the damping characteristics of the built-in switch valve hydraulic shock absorber when the coil is energized, the built-in switch valve hydraulic shock absorber damping force model is constructed under conditions such as the recovery stroke and compression stroke, using the theory including annular gap flow, nozzle flow, thin-walled small hole flow, slender hole flow, series fluid and parallel fluid. ADAMS/Hydraulics simulation and experiments show that the damping characteristic of the hydraulic shock absorber coil obtained with this damping force model is in good consistency with experiment results, proving accuracy of this model.

**Key words:** Shock absorber, Built-in switch valve, Damping Characteristics

**【引用格式】**杨华, 李尚荣, 殷吕, 等. 内置式开关阀液压减振器阻尼力模型构建[J]. 汽车工程师, 2023(5): 33-39.

YANG H, LI S R, YIN L, et al. Construction of Damping Force Model of Built-in Switch Valve Shock Absorber[J]. Automotive Engineer, 2023(5): 33-39.

## 1 前言

汽车减振器是影响车辆行驶平顺性、操控性、舒适性与安全性的重要部件,主要经历了干摩擦式减振器、鼓式减振器、臂式减振器、双筒液压减振器和单筒预充气式减振器等阶段<sup>[1-3]</sup>。受结构和成本的影响,双筒电流变减振器和磁流变减振器还处于研发和推广阶段<sup>[4]</sup>。传统液压减振器主要依靠工程师的经验实现其性能调优,驾乘的平顺性与安全性难以兼顾。为解决该问题,阻尼可调减振器应运而生,电磁阀式阻尼可调减振器是典型的阻尼可调减振器<sup>[5-11]</sup>。根据调节原理,阻尼可调减振器可分为节流口面积可调式和减振油液粘度可调式,其中节流

口面积可调式减振器最为常用。本文以一种节流口面积可调式减振器——内置式开关阀液压减振器为研究对象,分析其结构与工作原理,建立其阻尼力模型,并通过仿真和试验验证其准确性。

## 2 内置式开关阀液压减振器的基本结构与工作原理

内置式开关阀减振器与传统双筒液压减振器结构相似,二者的主要区别为内置式开关阀减振器复原阀内部设有电磁线圈控制的阀门。开关阀芯的电磁线圈断电时,开关阀芯由预紧弹簧固定在位移极限处,开关阀芯流通孔被遮挡,此时减振器相当于传统双筒液压减振器,将复原阀与压缩阀预设

成高阻尼状态,可以提高行驶安全性,如图1a所示。当电磁线圈通过一定大小的电流时,线圈产生电磁吸引力,压缩预紧弹簧,开关阀芯接触电磁线圈铁芯,此时开关阀芯流通孔联通油液,相当于减振器增加了流通旁路,阻尼力降低,提高了车辆行驶的平顺性,如图1b所示。

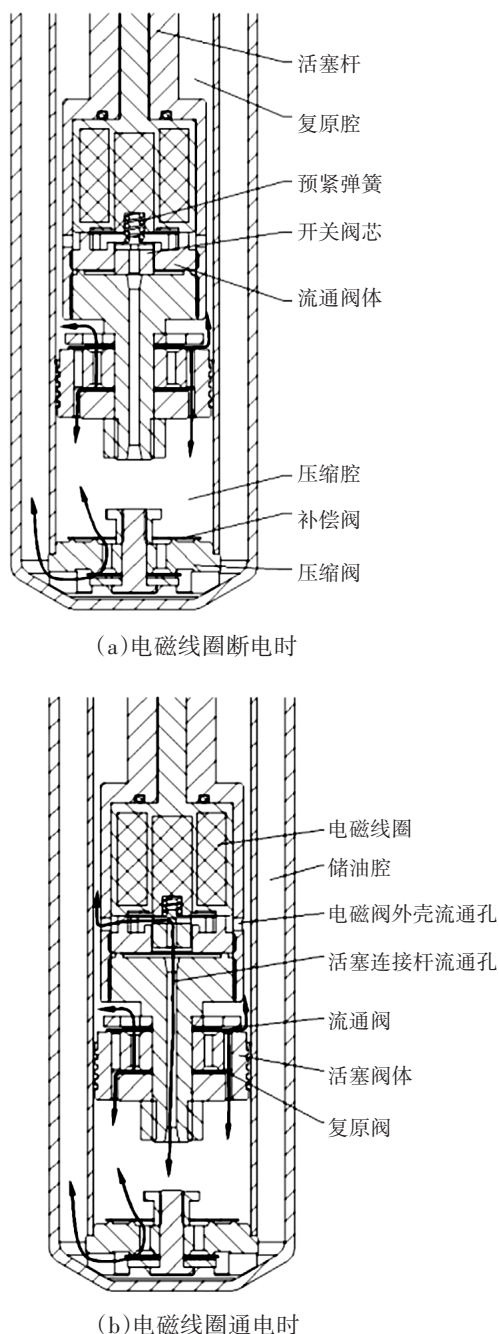


图1 内置式开关阀减振器结构与工作原理

### 3 减振器阻尼力模型

基于缝隙流动、管嘴流动、薄壁小孔流动、细长孔流动,运用串联流体和并联流体的计算理论,将

复原阀系内部、压缩阀系内部、开关阀内部的油液流动视为串联的液压管路油液流动,将经过复原阀系、压缩阀系及开关阀的油液流动视为并联的管路油液流动。管路特点为<sup>[12]</sup>:

- a. 油液在串联管路中的压差等于各分段流动产生的压差总和。
- b. 油液在串联管路中流经各分段的流量相等。
- c. 油液在并联管路各分支段产生的压差相等。
- d. 油液在并联管路中的总流量等于各分支段流量的总和。

根据上述设定条件,分别在电磁线圈断电和通电条件下分析内置式开关阀液压减振器复原行程与压缩行程的阻尼特性。

#### 3.1 电磁线圈断电时

当电磁线圈断电时,开关阀芯受预紧弹簧作用,限定在位移极限处,此时开关阀芯流通孔被遮挡,内置式开关阀液压减振器相当于传统双筒液压减振器。复原行程中,当活塞速度未达到开阀速度时,复原腔的油液通过活塞上的复原节流阀片、复原常通节流孔流入压缩腔,当活塞速度达到复原阀开阀速度时,复原阀打开,油液增加了经过复原阀座节流孔在复原阀片处形成的环状缝隙路径,即复原行程根据活塞速度分为复原阀关闭与打开2个阶段。压缩行程中,活塞相对工作缸向下运动,压缩腔的一部分油液通过活塞上的复原常通节流孔、复原节流阀片流入复原腔,一部分油液通过压缩阀座节流孔、压缩节流阀片、压缩阀进入储油腔。压缩阻尼较复原阻尼小,所以压缩行程只对压缩阀开阀后进行分析。

##### 3.1.1 复原阀关闭时

设经过活塞阀系处的总流量为 $Q_1$ 、压差为 $p_1$ ,经过复原节流阀片的流量为 $Q_{11}$ 、压差为 $p_{11}$ ,经过复原常通节流孔的流量为 $Q_{12}$ 、压差为 $p_{12}$ ,如图2所示。根据串联流动理论<sup>[2]</sup>,有:

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} \quad (1)$$

$$p_1 = p_{11} + p_{12} \quad (2)$$

其中,经过复原节流阀片的流量 $Q_{11}$ 为薄壁小孔流量,经过复原常通节流孔的流量 $Q_{12}$ 为细长孔流量:

$$Q_{11} = c_1 A_1 \sqrt{\frac{2p_{11}}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q_{12} = \frac{n_1 \pi d_1^4}{128 \mu_1 l_1} p_{12} \quad (4)$$

$$p_1 = \frac{\rho v^2}{2c_1^2} + \frac{128A_1 v \mu_1 l_1}{n_1 \pi d_1^4} \quad (5)$$

式中,  $c_1$  为薄壁小孔流量系数;  $A_1$  为复原节流阀片开口总面积;  $\rho$  为油液密度;  $n_1$  为复原常通节流孔数量;  $d_1$  为复原常通节流孔直径;  $\mu_1$  为绝对粘度;  $l_1$  为复原常通节流孔长度;  $v$  为活塞运动速度。

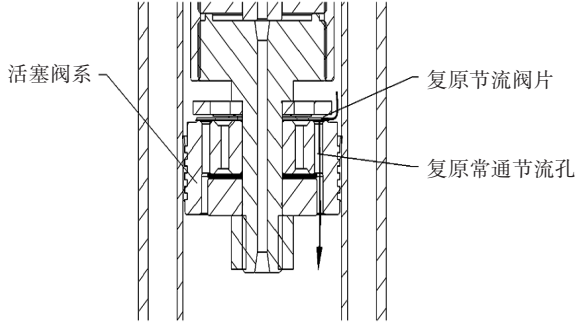


图2 复原阀关闭时油液流动示意

设减振器充气压力为  $p_g$ , 复原行程开阀前的阻尼力为  $F_{reb1}$ , 由式(1)~式(5)可得:

$$F_{reb1} = (A_V - A_P)(p_1 - p_g) \quad (6)$$

式中,  $A_V$  为活塞有效面积;  $A_P$  为活塞杆横截面积。

### 3.1.2 复原阀打开时

设复原阀开阀后增加的流量为  $Q_{lop}$ 、压差为  $p_{lop}$ , 经过复原阀座节流孔的流量为  $Q_{13}$ 、压差为  $p_{13}$ , 经过复原阀片处的环状缝隙流动流量为  $Q_{14}$ 、压差为  $p_{14}$ , 如图3所示。根据串联流动理论<sup>[12-13]</sup>可得:

$$Q_{lop} = Q_{13} + Q_{14} \quad (7)$$

$$p_{lop} = p_{13} + p_{14} \quad (8)$$

其中,  $Q_{13}$  为细长孔流量,  $Q_{14}$  为环状缝隙流量:

$$Q_{13} = \frac{n_2 \pi d_2^4}{128 \mu_1 l_2} p_{13} \quad (9)$$

$$Q_{14} = \frac{\pi \delta_f^3 p_{14}}{6 \mu_1 \ln(r_{1bf}/r_{1kf})} \quad (10)$$

式中,  $n_2$  为复原阀座节流孔数量;  $d_2$  为复原阀座节流孔直径;  $l_2$  为复原阀座节流孔长度;  $\delta_f$  为阀片开度;  $r_{1bf}$  为复原阀片外半径;  $r_{1kf}$  为复原阀片阀口位置半径。

设复原行程开阀后总流量为  $Q_{reb2}$ 、总压差为  $p'_{reb}$ , 记此状态经过复原节流片、复原常通节流孔处的总流量为  $Q'_1$ 、压差为  $p'_1$ , 根据并联流动理论<sup>[14]</sup>可得:

$$Q_{reb2} = Q_{lop} + Q'_1 \quad (11)$$

$$p'_{reb} = p_{lop} \quad (12)$$

$$p'_{reb} = \frac{32 v \mu_1 l_2}{d_2^2} + \frac{3 n_2 d_2^2 v \mu_1 \ln(r_{1bf}/r_{1kf})}{2 \delta_f^3} \quad (13)$$

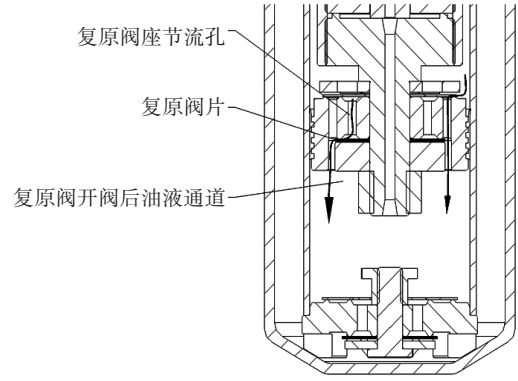


图3 复原阀打开后油液流动示意

设复原行程开阀后的阻尼力为  $F_{reb2}$ , 由式(7)~式(13)可得:

$$F_{reb2} = (A_V - A_P)(p'_1 - p_g) \quad (14)$$

### 3.1.3 压缩阀开启后

设经过活塞上的复原常通节流孔、复原节流阀片进入复原腔的总流量为  $Q_2$ 、压差为  $p_2$ , 经过复原常通节流孔的流量为  $Q_{21}$ 、压差为  $p_{21}$ , 经过复原节流阀片的流量为  $Q_{22}$ 、压差为  $p_{22}$ , 如图4所示。根据串联流动理论<sup>[12-13]</sup>可得:

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} \quad (15)$$

$$p_2 = p_{21} + p_{22} \quad (16)$$

其中,  $Q_{21}$  为细长孔流量,  $Q_{22}$  为薄壁小孔流量:

$$Q_{21} = \frac{n_1 \pi d_1^4}{128 \mu_1 l_1} p_{21} \quad (17)$$

$$Q_{22} = c_1 A_1 \sqrt{\frac{2 p_{22}}{\rho}} \quad (18)$$

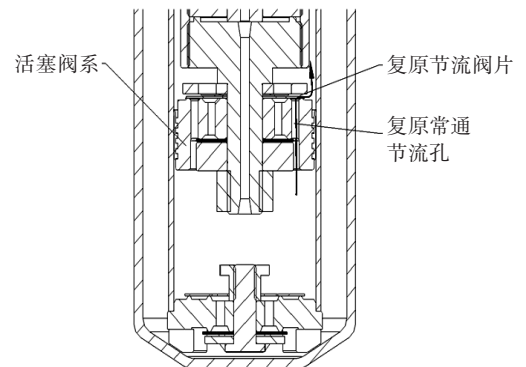


图4 压缩行程中活塞处的流动示意

设经过压缩阀系处的总流量为  $Q_3$ 、压差为  $p_3$ , 经过压缩阀座节流孔的流量为  $Q_{31}$ 、压差为  $p_{31}$ , 经过压缩节流阀片的流量为  $Q_{32}$ 、压差为  $p_{32}$ , 经过压缩阀的流量为  $Q_{33}$ 、压差为  $p_{33}$ , 如图5所示。根据串联流动理论<sup>[13-14]</sup>可得:

$$Q_3 = Q_{31} = Q_{32} = Q_{33} \quad (19)$$

$$p_2 = p_3 = p_{31} + p_{32} + p_{33} \quad (20)$$

其中,  $Q_{31}$  为短孔流量,  $Q_{32}$  为薄壁小孔流量,  $Q_{33}$  为环状缝隙流量:

$$Q_{31} = c_2 A_2 \sqrt{\frac{2p_{31}}{\rho}} \quad (21)$$

$$Q_{32} = c_1 A_3 \sqrt{\frac{2p_{32}}{\rho}} \quad (22)$$

$$Q_{33} = \frac{\pi \delta_f^3 p_{33}}{6\mu_l \ln(r_{2bf}/r_{2kf})} \quad (23)$$

压缩阀系处的压差  $p_3$  为:

$$p_3 = p_2 = \frac{\rho v^2}{2c_1^2} + \frac{128A_1 \nu \mu_l l_1}{n_1 \pi d_1^4} \quad (24)$$

式中,  $c_2$  为短孔流量系数;  $A_2$  为压缩阀座节流孔总流通面积;  $A_3$  为压缩节流阀片开口总面积;  $r_{2bf}$  为压缩阀片外半径;  $r_{2kf}$  为压缩阀片阀口位置半径。

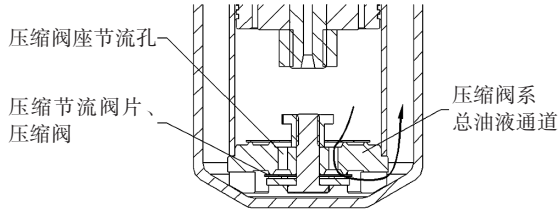


图5 压缩阀油液流动示意

设压缩行程阻尼力为  $F_{com}$ , 由式(15)~式(24)可得:

$$F_{com} = A_v (p_3 + p_g) \quad (25)$$

### 3.2 电磁线圈通电时

当电磁线圈通过一定大小电流时, 开关阀芯受到电磁线圈的吸引力, 压缩预紧弹簧, 最终接触电磁线圈铁芯, 开关阀芯流通孔完全露出。油液经过电磁阀外壳流通孔进入流通阀体与电磁线圈形成的腔室中, 再经开关阀芯流通孔进入流通阀体与活塞连接杆形成的腔室, 最后经活塞连接杆流通孔进入压缩腔, 此时减振器相当于增加了流通旁路, 阻尼力降低。

#### 3.2.1 复原阀关闭时

电磁线圈通电前、后复原阀系处的流动相似, 故设此状态经过复原节流片、复原常通节流孔处的总流量为  $Q'_1$ 、压差为  $p'_1$ 。设由电磁阀经过的总流量为  $Q_4$ 、压差为  $p_4$ , 经过电磁阀外壳流通孔的流量为  $Q_{41}$ 、压差为  $p_{41}$ , 进入流通阀体与电磁线圈形成的腔室流量为  $Q_{42}$ 、压差为  $p_{42}$ , 经过开关阀芯流通孔的流量为  $Q_{43}$ 、压差为  $p_{43}$ , 进入流通阀体与活塞连接杆形成的腔室流量为  $Q_{44}$ 、压差为  $p_{44}$ , 经过活塞连接杆流通孔进入压缩腔流量为  $Q_{45}$ 、压差为  $p_{45}$ , 如图6所示。

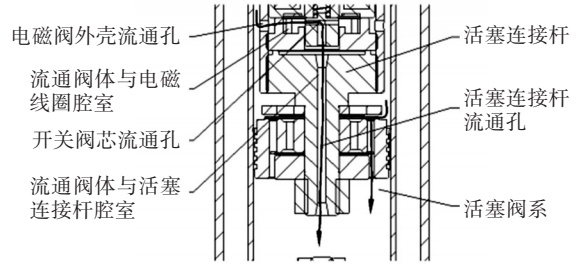


图6 电磁阀通电、复原阀关闭时油液流动示意

根据串联流动理论<sup>[12-13]</sup>可得:

$$Q_4 = Q_{41} = Q_{42} = Q_{43} = Q_{44} = Q_{45} \quad (26)$$

$$p_4 = p_{41} + p_{42} + p_{43} + p_{44} + p_{45} \quad (27)$$

其中,  $Q_{41}$ 、 $Q_{43}$  为短孔流量,  $Q_{42}$ 、 $Q_{44}$  为过流端面突然扩大的流量,  $Q_{45}$  为细长孔流量:

$$Q_{41} = c_2 A_4 \sqrt{\frac{2p_{41}}{\rho}} \quad (28)$$

$$p_{42} = \xi \frac{\rho v_{42}^2}{2} \quad (29)$$

$$Q_{45} = c_2 A_5 \sqrt{\frac{2p_{43}}{\rho}} \quad (30)$$

$$p_{44} = \xi \frac{\rho v_{44}^2}{2} \quad (31)$$

$$Q_{45} = \frac{\pi d_3^4}{128\mu_l l_3} p_{45} \quad (32)$$

式中,  $A_4$  为电磁阀外壳流通孔的总流通面积;  $\xi$  为局部阻力系数;  $A_5$  为开关阀芯流通孔的总流通面积;  $d_3$  为活塞连接杆流通孔直径;  $l_3$  为活塞连接杆流通孔长度;  $v_{42}$  为油液流过流通阀体与电磁线圈形成的腔室的速度;  $v_{44}$  为油液流过流通阀体与活塞连接杆形成的腔室的速度。

设此状态下由复原腔进入压缩腔的总流量为  $Q_5$ 、压差为  $p_5$ , 根据并联流动理论, 有:

$$Q_5 = Q''_1 + Q_4 \quad (33)$$

$$p_5 = p'_1 = p_4 \quad (34)$$

$$p_5 = p'_1 = \frac{\rho v^2}{2c_1^2} + \frac{128A_1 \nu \mu_l l_1}{n_1 \pi d_1^4} \quad (35)$$

设电磁线圈通电后、复原阀关闭时复原行程阻尼力为  $F''_{red1}$ , 由式(26)~式(35)可得:

$$F''_{red1} = (A_v - A_p)(p_5 - p_g) \quad (36)$$

#### 3.2.2 复原阀打开时

电磁线圈通电前、后复原阀系处的流动相似, 设复原阀开阀后增加的流量为  $Q'_{lop}$ 、压差为  $p'_{lop}$ , 记此状态经过复原节流片、复原常通节流孔处的总流量为  $Q''_1$ 、压差为  $p''_1$ , 由电磁阀经过的总流量为  $Q'_4$ 、压差为  $p'_4$ , 设此状态下由复原腔进入压缩腔的总流量为

$Q'_5$ 、压差为  $p'_5$ ,如图7所示。

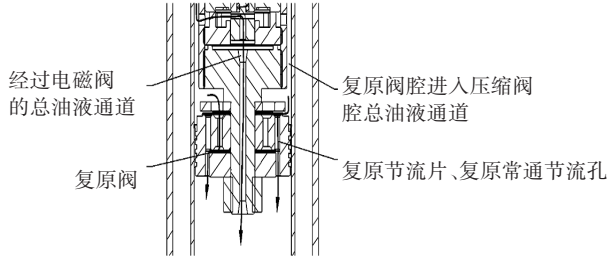


图7 电磁阀通电、复原阀打开时油液流动示意

根据并联流动理论<sup>[12-13]</sup>可得:

$$Q'_5 = Q'_{lop} + Q'_1 + Q'_4 \quad (37)$$

$$p'_5 = p'_{lop} = p''_m = p'_4 \quad (38)$$

$$p'_5 = p'_m = \frac{\rho v^2}{2c_1^2} + \frac{128A_1 \nu \mu_1 l_1}{n_1 \pi d_1^4} \quad (39)$$

设电磁线圈通电后、复原阀开阀后复原行程阻尼力为  $F'_{red2}$ ,由式(37)~式(39)可得:

$$F'_{red2} = (A_V - A_P)(p'_5 - p_g) \quad (40)$$

### 3.2.3 压缩阀打开时

电磁线圈通电前、后流经压缩阀系处的油液流动相似,设经过活塞上的复原常通节流孔、复原节流阀片进入复原腔的总流量为  $Q'_2$ 、压差为  $p'_2$ ,经过压缩阀系处的总流量为  $Q'_3$ 、压差为  $p'_3$ ,经过电磁阀的总流量为  $Q'_4$ 、压差为  $p'_4$ 。

设压缩行程阻尼力为  $F'_{com}$ ,与式(24)、式(25)类似,可得:

$$p'_3 = p'_2 = \frac{\rho v^2}{2c_1^2} + \frac{128A_1 \nu \mu_1 l_1}{n_1 \pi d_1^4} \quad (41)$$

$$F'_{com} = A_V (p'_3 + p_g) \quad (42)$$

## 4 减振器阻尼性能仿真

根据内置式开关阀减振器的结构与工作原理和不同工况下阀系的阻尼作用,利用ADAMS/Hydraulics建立该减振器的计算模型,如图8所示。

模型中用开启压力较小的单向阀和直径较大的节流孔串联来模拟开启压力较小的流通阀5与补偿阀7;用开启压力较大的单向阀和直径较小的节流孔串联来模拟开启压力较大的复原阀2与压缩阀系8;用串联的2个节流孔模拟复原节流阀片3和复原常通节流孔4;用电磁控制的可变节流孔模拟内置开关电磁阀6;用液压缸1模拟活塞、活塞杆与工作缸;用储能器9模拟储油腔。运用该模型可以将减振器内部结构特征与外特性联系起来,仿真模型主要参数如表1所示<sup>[12-14]</sup>。

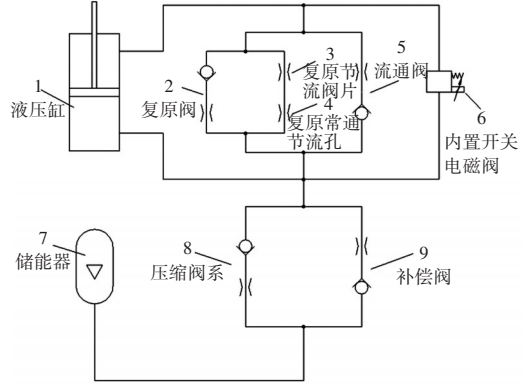


图8 内置式开关阀减振器液压模型

表1 仿真模型各关键参数取值

参数	取值
薄壁小孔流量系数 $c_1$	0.62
复原节流阀片开口总面积 $A_1/\text{mm}^2$	13.90
油液密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	860
复原常通节流孔数量 $n_1/\text{个}$	8
复原常通节流孔直径 $d_1/\text{mm}$	1.60
复原阀座节流孔数量 $n_2/\text{个}$	8
绝对粘度 $\mu/\text{mPa}\cdot\text{s}$	0.04
复原常通节流孔长度 $l_1/\text{mm}$	7.30
短孔流量系数 $c_2$	0.80
压缩阀座节流孔总流通面积 $A_2/\text{mm}^2$	25.13
局部阻力系数 $\xi$	0.70
活塞有效面积 $A_V/\text{mm}^2$	804.00
活塞杆横截面积 $A_P/\text{mm}^2$	154.00
减振器充气压力 $p_g/\text{MPa}$	0.60
复原阀座节流孔直径 $d_2/\text{mm}$	1.60
活塞连接杆流通孔直径 $d_3/\text{mm}$	1.20
复原阀座节流孔长度 $l_2/\text{mm}$	6.40
活塞连接杆流通孔长度 $l_3/\text{mm}$	37.50
阀片开度 $\delta_i/\text{mm}$	0.15
复原阀片外半径 $r_{1st}/\text{mm}$	11.00
复原阀片阀口位置半径 $r_{1kf}/\text{mm}$	8.50
压缩节流阀片开口总面积 $A_3/\text{mm}^2$	8.86
电磁阀外壳流通孔的总流通面积 $A_4/\text{mm}^2$	18.09
开关阀芯流通孔的总流通面积 $A_5/\text{mm}^2$	6.00
压缩阀片外半径 $r_{2st}/\text{mm}$	8.50
压缩阀片阀口位置半径 $r_{2kf}/\text{mm}$	7.75

## 5 仿真结果与试验数据对比分析

根据QC/T 491—2018《汽车筒式减振器台架试

验方法》<sup>[15]</sup>,减振器试验行程为±30 mm,试验样品温度为20±2 °C,在MTS减振器试验台上进行试验,得到速度为0.5 m/s时不同活塞连接杆流通孔直径条件下内置式开关阀减振器的仿真示功图及试验示功图,如图9所示。

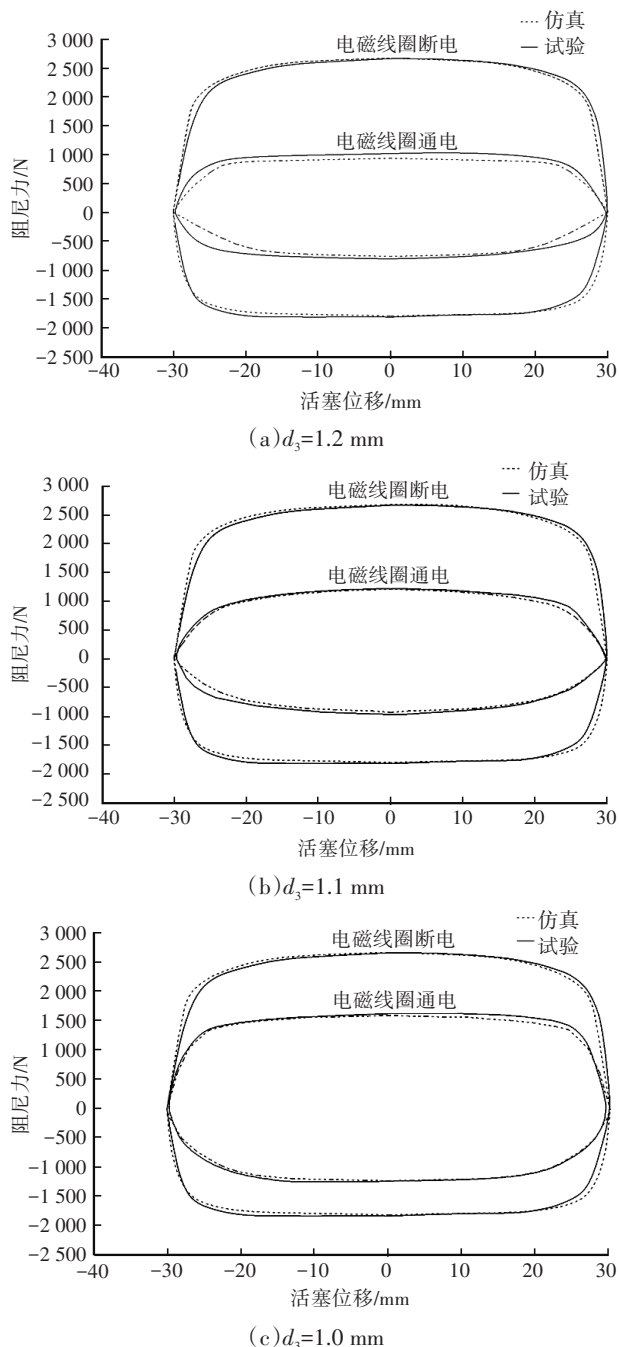


图9 不同活塞连接杆流通孔直径条件下内置式开关阀减振器仿真与试验示功图

由图9可知:

a. 电磁线圈断电时,减振器复原与压缩的阻尼力较大;电磁线圈通电时,减振器复原与压缩的阻尼力较小。由式(28)~式(32)可知,改变 $d_3$ 对阻尼

力影响最明显: $d_3=1.2$  mm时能使复原阻尼力从700 N变化到2 600 N,压缩阻尼力从600 N变化到1 800 N; $d_3=1.1$  mm时能使复原阻尼力从1 200 N变化到2 600 N,压缩阻尼力从900 N变化到1 800 N; $d_3=1.0$  mm时能使复原阻尼力从1 600 N变化到2 600 N,压缩阻尼力从1 100 N变化到1 800 N。

b. 减小 $d_3$ ,当电磁线圈通电时,减振器复原阻尼和压缩阻尼均上升,当电磁线圈断电时,减振器复原阻尼和压缩阻尼几乎无变化。

内置式开关阀减振器阻尼力-活塞位移曲线的仿真与试验结果趋势一致,证明了该模型的正确性。

## 6 结束语

本文分析了内置式开关阀液压减振器的基本结构及原理,利用串联流体、并联流体等计算理论,建立了内置式开关阀液压减振器的数学模型,利用ADAMS/Hydraulics对所述减振器进行仿真,并进行了试验验证。结果表明:所建立的仿真模型正确可靠;改变电磁阀内部流动通道的有效面积,特别是活塞连接杆流通孔直径,能增加复原阻尼力和压缩阻尼力,故可通过改变活塞连接杆流通孔直径实现所需的阻尼力变化。

### 参考文献

- [1] 闫云敬,胡亚楠.基于双管液压减振器控制的车辆悬架振动研究[J].中国工程机械学报,2020,18(4):365-370.  
YAN Y J, HU Y N. Research on Vehicle Suspension Vibration Based on Double-Tube Hydraulic Shock Absorber Control[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2020, 18(4): 365-370.
- [2] LUCZKO J, FERDEK U. Non-Linear Analysis of A Quarter-Car Model with Stroke-Dependent Twin-Tube Shock Absorber[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019(115): 450-468.
- [3] 邹琳,秦傲,李国嵩,等.基于流固耦合的汽车双筒式减振器动态特性研究[J].汽车技术,2021(1):45-50.  
ZOU L, QIN A, LI G S, et al. Dynamic Characteristics Analysis of Automobile Twin-Tube Damper Based on Fluid-Solid Coupling[J]. Automobile Technology, 2021(1): 45-50.
- [4] 魏文鹏.两种典型汽车双筒液压减振器阻尼特性研究[D].沈阳:东北大学,2017.  
WEI W P. Study of Damper Characteristic of Two Typical Types of Twin-Tube Hydraulic Auto Shock Absorbers[D]. Shenyang: Northeastern University, 2017.
- [5] 李罡,张晗,王彧,等.基于电磁阀式阻尼连续可调减振器的半主动悬架试验研究[J].汽车技术,2016(9):35-38+42.

- LI G, ZHANG H, WANG Y, et al. Test Research on Semi-Active Suspension Based on Solenoid-Actuated Damping Continuously Variable Shock Absorber[J]. Automobile Technology, 2016(9): 35-38+42.
- [6] 崔崇. 一种电磁阀式阻尼可调减振器: CN212106757U [P]. 2020-12-08.
- CUI C. A Solenoid Valve Type Damping Adjustable Shock Absorber: CN212106757U[P]. 2020-12-08.
- [7] 江浩斌, 胡隽秀, 陈龙, 等. 两级阻尼可调式液压减振器的性能仿真与试验[J]. 机械工程学报, 2010, 46(22):117-122.
- JIANG H B, HU J X, CHEN L, et al. Performance Simulation and Testing of Two-Levels-Damping Adjustable Hydraulic Shock Absorber[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(22): 117-122.
- [8] 韩杰, 王东方, 王卫. 阻尼四级可调减振器的设计与性能试验[J]. 机械设计与制造, 2016(1): 12-15.
- HAN J, WANG D F, WANG W. Study on the Design and Performance Test of Four-Levels-Damping Adjustable Hydraulic Shock Absorber[J]. Machinery Design & Manufacture, 2016(1): 12-15.
- [9] 陶伟, 刘志强, 郭炎. 基于开关电磁阀的阻尼可调减振器设计及仿真研究[J]. 机电工程, 2020, 37(10): 1165-1171.
- TAO W, LIU Z Q, GUO Y. Damping Adjustable Shock Absorber Based on on-off Solenoid Valves and Its Simulation [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(10): 1165-1171.
- [10] 夏光, 陈无畏, 唐希雯, 等. 新型电磁阀式减振器的仿真与试验研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(11): 999-1004.
- XIA G, CHEN W W, TANG X W, et al. Simulation and Experimental Study on Novel Solenoid-Actuated Shock Absorber[J]. Automotive Engineering, 2012, 34(11): 999-1004.
- [11] 夏长高, 梁艾金, 杨宏图, 等. 内置电磁阀式阻尼连续可调减振器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 397-403.
- XIA C G, LIANG A J, YANG H T, et al. Design and Experiment of Damped Continuously Adjustable Shock Absorber with Built-in Solenoid Valve[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 397-403.
- [12] 周长城. 汽车液压筒式减振器设计及理论[M]. 北京: 北京大学出版社, 2012.
- ZHOU C C. Design and Theory of Automobile Hydraulic Cylinder Shock Absorber[M]. Beijing: Peking University Press, 2012.
- [13] RAJAMANI R. Vehicle Dynamics and Control[M]. 3rd ed. New York: Springer, 2012.
- [14] 迪克逊. 减振器手册[M]. 李惠彬, 孙振莲, 金婷, 译. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- DIXON J C. Damper Manual[M]. LI H B, SUN Z L, JIN T, Translation. 2nd Edition. Beijing: China Machine Press, 2011.
- [15] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车减振器性能要求及台架试验方法: QC/T 491—2018[S]. 北京: 科学技术文献出版社, 2018.
- National Technical Committee of Auto Standardization. Automobile Shock Absorber technique requirements and Test Methods: QC/T 491—2018[S]. Beijing: Scientific and Technical Documentation Press, 2018.

(责任编辑 王 一)

修改稿收到日期为2022年10月27日。