引文格式：陈龙，许闯，李飞鸿，等. 新型叶片式CDC减振器结构设计及性能研究[J]. 太原理工大学学报，2026，57(5)：1008-1017.

CHEN Long，XU Chuang，LI Feihong，et al. Structure design and performance study of a new type of blade CDC damper[J]. Journal of Taiyuan University of Technology，2026，57(5)：1008-1017.

新型叶片式CDC减振器结构设计及性能研究

陈 龙[1,2]，许 闯[1]，李飞鸿[1]，莫雪骢[1]

（1. 太原理工大学 机械与运载工程学院，山西 太原；2. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室，吉林 长春）

摘 要：**【目的】**为了提高座椅减振性能，优化座椅悬架系统结构，提出了一种新型叶片式阻尼连续可调的减振器。**【方法】**该减振器通过电机调整螺柱的轴向位置以改变油液节流面积，进而实现对阻尼力矩的连续调节。基于流体力学理论，分析得到减振器内部流场的压差-流量关系，进而获得减振器动态阻尼特性的理论计算模型；建立了减振器三维有限元仿真分析模型，基于动网格技术获得了减振器动态阻尼特性的有限元仿真结果，与理论计算结果具有很好的一致性，达到了设计要求；对于无泄漏和有泄漏模型，分别分析了减振器内部压强场、流场分布特性；通过灵敏度分析，探究了结构参数对阻尼力矩的影响规律。**【结果】**研究表明：该减振器可获得较大的阻尼连续可调节倍数，油液温度升高和内泄漏使减振器性能大幅下降。

关键词：叶片式减振器；阻尼连续可调；有限元仿真；动态特性

中图分类号：TB535+.1 **文献标识码**：A

DOI：10.16355/j.tyut.1007-9432.20230720 **文章编号**：1007-9432(2026)05-1008-10

Structure Design and Performance Study of A New Type of Blade CDC Damper

CHEN Long[1,2], XU Chuang[1], LI Feihong[1], MO Xuecong[1]

(1. *College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi, China*;
2. *State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun, Jilin, China*)

Abstract: **【Purposes】** In order to improve the performance of seat damping and optimize the structure of seat suspension system, a new type of continuous adjustable blade damper is proposed. **【Methods】** The damper adjusted the axial position of stud through the motor to change the oil throttling area, and then realized the continuous adjustment of the damping torque. On the basis of the theory of fluid mechanics, the pressure difference-flow relationship of the internal flow field of shock absorber was analyzed, and then the theoretical calculation model of the dynamic damping characteristics of shock absorber was obtained. The three-dimensional finite element simulation model of the shock absorber was established, and the finite element simulation results of the dynamic damping characteristics of the shock absorber were obtained with dynamic grid technology, which are in good agreement with the theoretical calculation results and meet the design requirements. For the models without leakage and with leakage, the distribution characteristics of pressure field and flow field inside the shock absorber were analyzed separately. The influences of structural parameters on damping torque were investigated by sensitivity analysis. **【Results】** The research shows that the damper can obtain a large

收稿日期：2023-10-26；**修回日期**：2024-06-28

基金项目：山西省重点研发计划项目(2022ZDYF019)；汽车仿真与控制国家重点实验室开放基金项目(20210218)

通信作者：陈龙，博士，讲师，主要从事汽车系统动力学与控制研究，(E-mail)chenlong@tyut.edu.cn

continuous adjustable damping multiple, and the performance of the damper decreases greatly with the increases of oil temperature and internal leakage.

Keywords: blade damper; continuous adjustable damping; finite element simulation; dynamic characteristic

近年来，人们对车辆性能的要求不断提高，其中车辆的安全性和舒适性往往是用户首选的考虑因素。座椅减振能有效减缓汽车在行驶过程中带来的振动，同时对乘坐人员起到一定保护作用。据研究显示，驾驶员长期在一定强度的振动下会引起颈椎、腰椎的疼痛，疲劳感增加，严重影响驾驶安全性。因此具有较好减振性能的汽车座椅能够提高乘坐舒适性，减缓驾驶疲劳感，避免诱发身体疾病，保障乘坐人员的安全。

当前座椅减振常在汽车座椅上采用悬架系统，半主动控制悬架和被动悬架也是座椅减振常用方式[1-3]。为了让悬架系统有更好的性能，阻尼可调减振器技术在不断向着能够适应不同行驶工况的方向发展。流体减振器凭借其良好的特性被广泛应用于航空航天、履带车辆、工程机械等领域，阻尼连续可调的流体减振器（以下简称CDC减振器）更是得到了专家们的青睐[4-5]。传统汽车座椅所采用的直动式减振器，占用空间大、制作成本高、可调范围窄，相比之下，旋转式减振器体积小、阻尼容量大、布置方便、散热性能好、耗能效率高，能进一步优化悬架系统的性能[6-8]。

因此开发阻尼可调范围宽、出力大、成本低的阻尼可调旋转式CDC减振器，并研究该类减振器的阻尼切换原理、动态特性及其影响因素，对于改善座椅减振的性能，具有重要的理论意义和工程应用价值[9-10]。

目前国内在阻尼可切换式减振器设计开发方面的研究已经取得了较大的进展，但是基本都是直动式减振器，以单筒式和双筒式为主，结合控制阀的主动调节以实现阻尼的切换，对旋转式减振器可调阻尼的研究仍较少[11]。

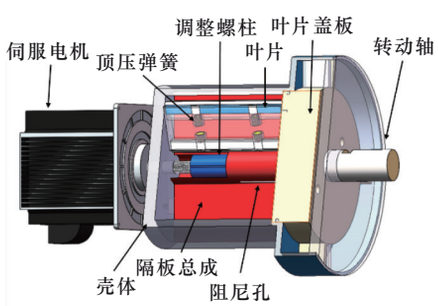
基于上述现实情况，本文根据剪式座椅结构，开发了一种新型的叶片式CDC减振器，通过理论建模和有限元三维建模，分析了其动态阻尼特性以及影响其减振性能的因素。

1　叶片式CDC减振器结构模型

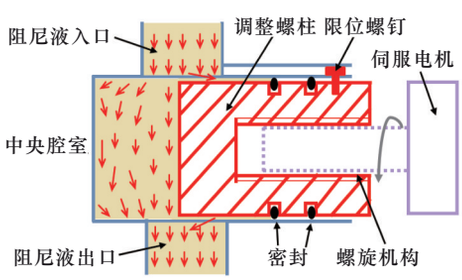
1.1　叶片式CDC减振器结构及工作原理

本文开发的叶片式CDC减振器基本结构如图1(a)所示。减振器由壳体、叶片、叶片盖板、顶压弹簧、隔板总成、转动轴、调整螺柱、限位螺钉、密封件、伺服电机等组成。

减振器安装位置如图1(b)所示，与之相配合的座椅上部固接丝杠，丝杠随机构顶部做直线运动，带动减振器外伸转动轴转动，进而带动叶片旋转。壳体内部工作空间填充黏温特性较好的液压油作为阻尼介质。为了减少阻尼介质泄漏，叶片端盖和调整螺柱上设有密封装置，并且在叶片内部安装顶压弹簧，使叶片两端与壳体、隔板总成紧密贴合。



(a)叶片式CDC减振器3D结构图



(b)减振器安装示意简图

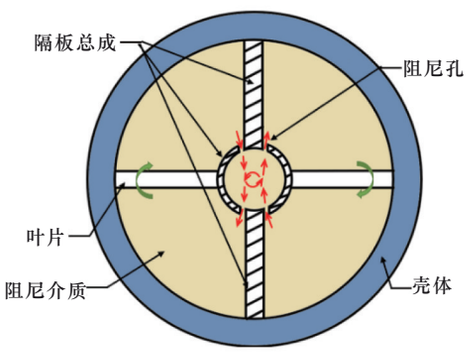
图1　叶片式CDC减振器的设计方案

Fig. 1　Design of the vane-type CDC damper

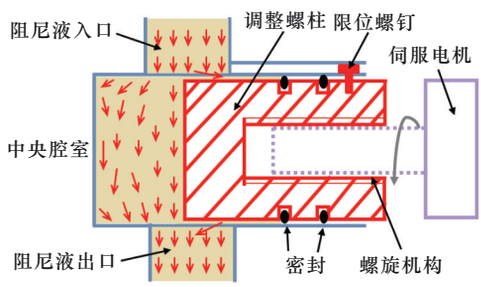
减振器的径向工作原理如图2(a)所示，叶片和隔板将整个工作空间分为5个区域，叶片在壳体内转动，使叶片运动前方的工作液形成高压，通过隔板上的流道以及隔板与壳体，叶片与壳体之间的缝隙等流向背向叶片的一侧，这样工作空间的5个区域就形成了2个高压腔、2个低压腔以及中央腔室。减振器叶片顺时针旋转，腔室的左上腔和右下腔形成高压腔，左下腔和右上腔形成低压腔，油液压力由高压腔通过阻尼孔经中央腔室流向低压腔，由于阻尼间隙的节流作用，产生阻尼力矩。相反，减振器叶片逆时针旋转时，高低压腔室互相转换，因此在转子叶片的往复运动时，上下腔室交替成为高低

压腔室，阻尼介质在各阻尼孔往复流动，不断产生阻尼力矩，从而达到衰减振动的目的。

减振器的轴向工作原理如图2(b)所示，阻尼力矩的调节是通过伺服电机对调整螺柱的控制来实现。伺服电机输出轴产生的旋转运动，通过螺旋副和限位螺钉转换为调整螺柱的轴向移动，从而改变油液通流面积实现阻尼力矩的连续调节。



(a)叶片式CDC减振器的径向工作原理



(b)叶片式CDC减振器的轴向工作原理

图2 叶片式CDC减振器的工作原理

Fig. 2 Operating principle of the vane-type CDC damper

1.2 减振器流体计算模型

叶片式CDC减振器的阻尼形式是力矩，阻尼力矩由各通道节流产生。由于叶片式减振器结构复杂，配合件较多，除常通阻尼孔外，还存在其他的节流缝隙。叶片式减振器与直筒式减振器最大区别在于叶片旋转运动难以密封造成的内泄漏问题，内泄漏是影响阻尼器是否实现工程化的重要因素，因此由其他节流缝隙产生的内泄漏问题不可忽略。

在减振器结构的设计上，隔板总成嵌入壳体，叶片嵌入叶片盖板，嵌入部分形成“几”字形通道。当流体通过这个间隙时，会产生节流效应，从而增加流动的阻力，减少流体的速度和动能，使得流体难以通过，达到密封的效果。这样可以有效地减少叶片、隔板两端面间隙的泄漏。本文设计的减振器叶片由叶片盖板直接驱动，相比于传统意义上的叶片式减振器，叶片主轴与隔板的径向间隙也可以有效的减少。因此本文设计的减振器对于一些常规缝隙泄漏可以较好地避免并忽略，但是仍存在较多间隙从而影响阻尼特性的建模与计算。

根据文献[12]和文献[13]对于内部缝隙的分类和占比研究，本文选取①常通阻尼孔h、②叶片与壳体径向之间的缝隙δ_1、③叶片与隔板总成径向之间的缝隙δ_2、④叶片与壳体端面轴向之间的缝隙δ_3、⑤隔板总成与叶片盖板端面之间的缝隙δ_4进行分析建模。

减振器的结构参数如表1所示。其中B为叶片长度，r_1为叶片外缘半径，r_2为叶片内缘半径，b_1为叶片厚度，b_2为隔板厚度，b为阻尼孔宽度(由调整螺柱控制)，h为阻尼孔高度，l为阻尼孔长度。

表1 减振器相关参数

Table 1 Parameters of the damper

阻尼器结构参数	初始值	阻尼孔及缝隙参数	初始值
B/mm	82	h/mm	1.5
r_1/mm	48	l/mm	3
r_2/mm	11	δ_1/mm	0.5
b_1/mm	4	δ_2/mm	0.5
b_2/mm	4	δ_3/mm	0.5
b/mm	0-40	δ_4/mm	0.5

减振器阻尼力矩M可表示为

$$M=2\int_{r_2}^{r_1}\Delta pBr\mathrm{d}r=B(r_1^2-r_2^2)\Delta p\,. \tag{1}$$

式中：Δp为叶片两侧的压强差。

当减振器的结构参数不变时，M与Δp近似呈线性关系，而Δp可以通过减振器内流场的体积流量计算获得。叶片旋转时单位时间内扫过的体积即为工作腔内阻尼液的总流量[9]，因此

$$Q=(r_1^2-r_2^2)\omega B\,. \tag{2}$$

式中：ω为叶片旋转的角速度。

各泄漏缝隙结构参数不一，且部分结构参数随叶片摆动动态变化，因此根据各个缝隙的特点，简化成与常通阻尼孔并联的节流通道，并分别计算(如图3所示)。

阻尼器内流场的总体积流量等于各个通道体积流量之和，由流体过流量守恒方程可得

$$Q=\begin{cases}q_h(\text{无泄漏})\\ q_h+q_1+q_2+q_3+q_4(\text{有泄漏})\end{cases}. \tag{3}$$

1)常通阻尼孔h。基于平行平板缝隙流量可知，常通阻尼孔的体积流量为

$$q_h=\frac{bh^3}{12\mu l}\Delta p\,. \tag{4}$$

2)叶片与壳体径向之间的缝隙δ_1。由于叶片与

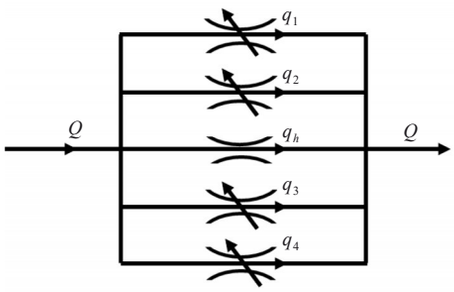


图3　叶片式CDC减振器流体力学模型简图

Fig. 3　Schematic of the fluid dynamic model of the vane-type CDC damper

壳体存在相对运动，基于相对运动平板缝隙流量公式，叶片与壳体径向之间的缝隙流量为

$$q_1=\frac{B\sigma_1^3}{6\mu b_1}\Delta p+B\sigma_1 r_1\omega\ . \tag{5}$$

3）叶片与隔板总成径向之间的缝隙δ_2。基于相对运动平板缝隙流量公式，叶片与隔板总成径向之间的缝隙流量为

$$q_2=\frac{B\sigma_2^3}{6\mu b_1}\Delta p-B\sigma_2 r_2\omega\ . \tag{6}$$

4）叶片与壳体端面之间的缝隙δ_3。基于平行平板缝隙流量公式，叶片与壳体端面轴向之间的缝隙流量为

$$q_3=\frac{(r_1-r_2)\sigma_3^3}{6\mu b_1}\Delta p-\frac{\sigma_3\omega(r_1-r_2)^2}{2}\ . \tag{7}$$

5）隔板总成与叶片盖板端面之间的缝隙δ_4。基于平行平板缝隙流量公式，隔板总成与叶片盖板断面之间的缝隙流量为

$$q_4=\frac{(r_1-r_2)\sigma_4^3}{6\mu b_2}\Delta p-\frac{\sigma_4\omega(r_1-r_2)^2}{2}\ . \tag{8}$$

将式（2）、式（4）—（8）代入式（3），可得叶片两侧压差Δp，将Δp代入式（1）可得阻尼力矩M。

有泄漏时：

$$\Delta p=\frac{12\mu l b_1 b_2\omega B(r_1^2-r_2^2+r_1\sigma_1+r_2\sigma_2)+6\mu l b_1 b_2\omega(\sigma_3+\sigma_4)(r_1-r_2)^2}{bb_1b_2h^3+2lb_2(B\sigma_1^3+B\sigma_2^3+r_1\sigma_3^3-r_2\sigma_3^3)+2lb_1(r_1-r_2)\sigma_4^3}\ . \tag{9}$$

$$M=\frac{6\mu l b_1 b_2\omega B(r_1^2-r_2^2)[2B(r_1^2-r_2^2+r_1\sigma_1+r_2\sigma_2)+(\sigma_3+\sigma_4)(r_1-r_2)^2)}{bb_1b_2h^3+2lb_2(B\sigma_1^3+B\sigma_2^3+r_1\sigma_3^3-r_2\sigma_3^3)+2lb_1(r_1-r_2)\sigma_4^3}\ . \tag{10}$$

无泄漏时：

$$\Delta p=\frac{12\mu l(r_1^2-r_2^2)\omega B}{bh^3}\ . \tag{11}$$

$$M=\frac{12\mu l(r_1^2-r_2^2)^2\omega B^2}{bh^3}\ . \tag{12}$$

2　动力学有限元模型构建与求解

2.1　流体有限元分析模型

对于形状不规则三维流体模型的建立，本文采用外部实体建模后提取内流场的方式获得，简化后的内流场模型如图4所示。将其导入Mesh进行网格划分，流体网格模型如图5所示，在共计约49万个网格单元中：阻尼孔、缝隙处的流体进行网格加密，最小单元尺度达0.5 mm，而压力、速度分布较均匀的流场采用较大网格单元。

壳体、隔板及叶片的结构材料均为钢，油液采用46号液压油，具体材料参数如表2所示。动网格技术的应用对模型的求解具有关键性的帮助，首先对于一些较复杂的边界运动工况，都需要通过UDF程序进行驱动，这里UDF程序从略。其次，为实现网格运动的更新，激活了弹簧光顺法和网格重构法，参照网格数据设置动网格参数。

将油液视为黏性不可压缩的理想液体，并忽略油液中可能存在的气泡带来的空穴影响，选择分离

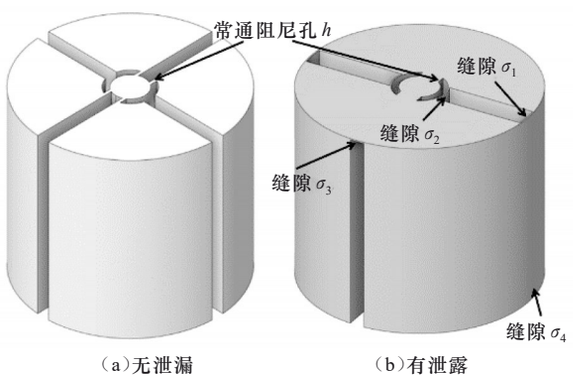


图4　内流场模型图

Fig. 4　Internal flow field model

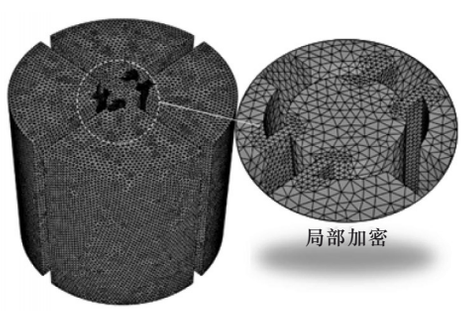


图5　减振器内流体网格模型图

Fig. 5　Computational mesh of the fluid domain inside the damper

解法的数值求解方法，综合考虑到求解过程中的收敛速度和稳定性，选择SIMPLE算法。由于内部油液的流动是湍流状态，因此选择Realizable k-epsilon模型，并选择二阶迎风离散格式。仿真模型通过监

视残差，即速度、连续性等来判断是否收敛，当这些值达到收敛准则时，计算结束。

表2 材料参数

Table 2 Material parameters

固体（钢）		油液（46号液压油）	
参数	值	参数	值
密度/(kg·m^{-3})	7 800	密度/(kg·m^{-3})	890
弹性模量/GPa	210	动力粘度/(Pa·s)	0.041
Poisson比	0.3	弹性模量/MPa	1 500

本文所有仿真试验工况均由UDF定义。定义的仿真试验工况如表3所示。在确定实验工况时，依据ISO2631给出的频率加权系数可以看出，人体对1～10 Hz的低频振动较为敏感，对高频不敏感。这是因为驾乘人员在受到振动激励后，振动波在人体内传播顺序依次为骨骼、结缔组织、软骨组织、肌肉神经等，其中高频的振动波易为人体组织吸收，而低频振动波在人体内传播时间较长，影响较大。振动对人体的生理和心理都有影响，当激振频率接近坐姿人体固有频率时，易使人头晕、恶心，产生驾驶疲劳，甚至导致交通事故[14]。要研究座椅悬架减振器的减振性能，故选择低于10 Hz的激励频率工况研究。

表3 仿真试验测试工况

Table 3 Operating conditions for simulation tests

工况	最大角位移/(°)	频率/Hz	b/mm
1	12	1	35;30;25;20
2	12	2	35;30;25;20
3	12	4	35;30;25;20
4	12	8	35;30;25;20

注：每个频率工况均对应4个电机位置，因此共有16个测试方案。工况测试温度均为40 ℃。

有限元动力学模型计算得到的力矩数据采集于激励载荷施加点，即流体模型中叶片所在位置面。对于瞬态阻尼力矩的采集，本文基于CFD-POST后处理软件，采取自定义expression的方式，提取叶片两侧瞬态压差，其表达式为

$$\Delta p=\sum_{i=1}^{4}(-1)^{i+1}\mathrm{ave}(p)@\mathrm{point\ cloud}(i). \quad (13)$$

式中：i为叶片表面命名序号；ave()为平均值函数；p为压力；point cloud()为点云位置函数。

2.2 模型验证与对比

为验证仿真模型的有效性，取无泄漏状态下，阻尼孔宽度b为30 mm时，各激振频率下的仿真结果与理论计算结果进行对比，对比结果如图6所示。将4个工况下的阻尼力矩数据进行相关性检验，得到相关性系数如下表4所示，两模型间相关系数接近于1，可知仿真结果与理论计算结果有很好的一致性；其次，从图6(a)中可以看出：示功图总体饱满圆滑，没有出现空程和畸变，说明提出的CDC减振器满足设计要求[15]。

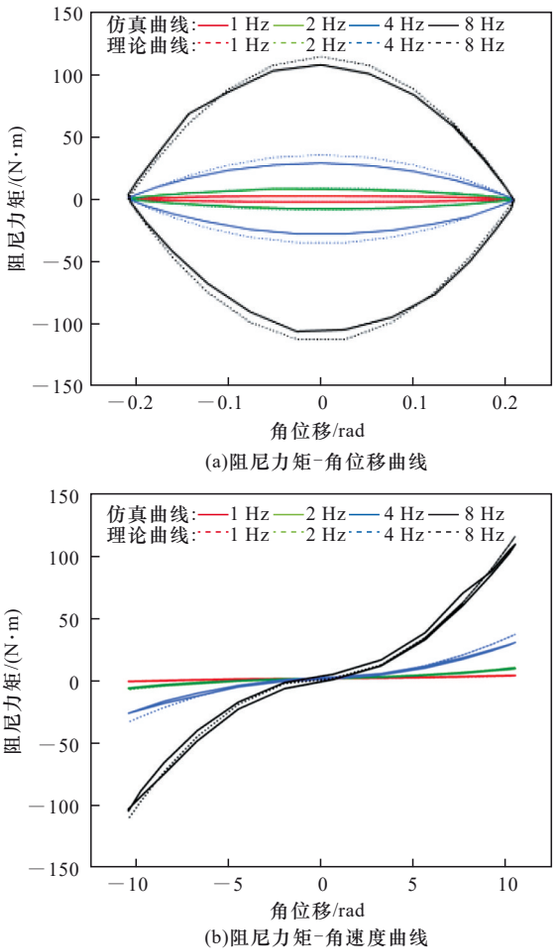


图6 减振器动态特性仿真结果与理论结果对比

Fig. 6 Comparison between simulated and theoretical dynamic characteristics of the damper

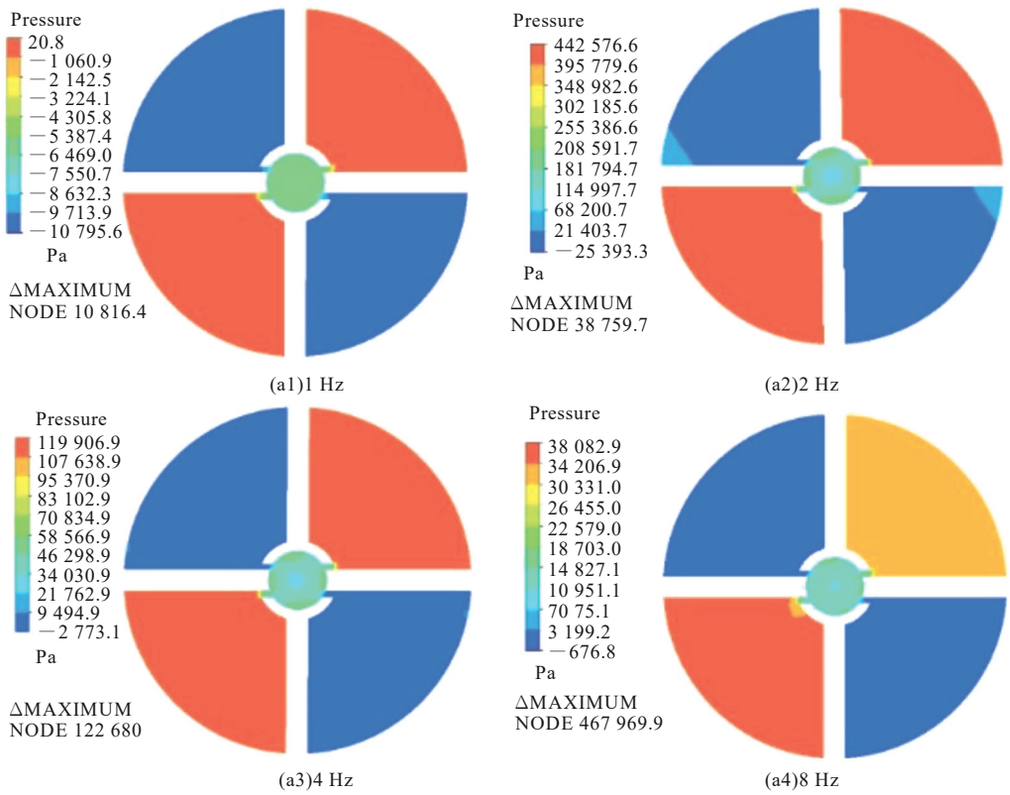
表4 理论模型和仿真模型相关系数

Table 4 Correlation coefficients between the theoretical and simulation models

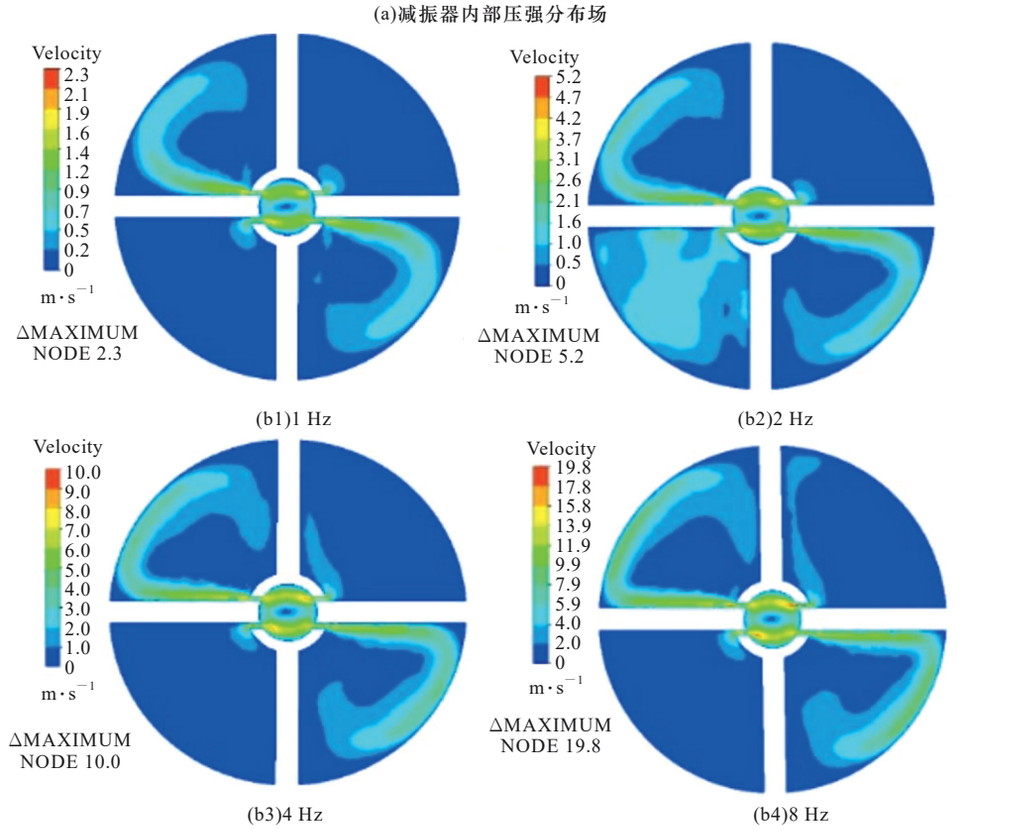
工况	相关系数
1 Hz	0.996 634
2 Hz	0.998 022
4 Hz	0.998 946
8 Hz	0.998 655

减振器内部压强，流场分布如图7所示，从压强、流场分布可得，随着激振频率的增大，叶片两侧最大压差与阻尼孔处的最大流速都会增大，符合减振器内部结构特点。这些现象在流体有限元仿真计算结果中均较精确地得以验证，计算结果与理论结果具有很好的一致性，验证了流体有限元模型的

建模、求解方法的有效性及仿真计算结果的可　　靠性。



(a)减振器内部压强分布场



(b)减振器内部流速分布场

图7　减振器内部压强场、流场分布云图

Fig. 7　Pressure and flow field distributions inside the damper

2.3 叶片式CDC减振器无泄漏流场特性分析

减振器无泄漏模型虽然过于理想化，但是无泄漏模型的求解与有泄漏模型形成对比，可以更直观地分析内泄露对叶片式CDC减振器的影响。

无泄漏流场模型关于中心轴对称，为了提高计算效率，只对模型的1/2分析即可。本节取1 Hz激励，油液温度为20 ℃时，对模型求解，沿中心平面切片观察，压力速度分布云图如图8。

按照上述仿真过程，求解不同温度在不同激励条件下的叶片两侧压差，将仿真结果列于表5。对于无泄漏叶片式减振器，当温度升高或激励频率降低时，压差明显降低。可见激励频率和油液温度对叶片两侧压差的影响非常明显。

表5 不同工况下无泄漏模型叶片两侧压差

Table 5 Pressure differences across the vane in the leakage-free model under different operating conditions

激励频率/Hz	压差/kPa			
	20 ℃	30 ℃	40 ℃	50 ℃
1	29.6	25.2	21.9	18.4
2	62.3	56.1	51.8	47.9
4	189.8	176.4	164.2	155.8
8	835.7	788.8	693.6	606.5

2.4 叶片式CDC减振器有泄漏流场特性分析

有泄漏流场模型的建立与求解方法与无泄漏流场模型相同，但是由于较多的缝隙在结构上的不对称性，本节不能对模型的1/2进行分析。为了形成对照，各参数不变，对模型求解，沿中心平面切片观察，压力速度分布云图如图9。

改变不同参数，将不同温度在不同激励频率下的有泄漏模型压差求解结果列于表6。

表6 不同工况下有泄漏模型叶片两侧压差

Table 6 Pressure differences across the vane in the model with leakage under different operating conditions

激励频率/Hz	压差/kPa			
	20 ℃	30 ℃	40 ℃	50 ℃
1	17.6	14.3	12.8	10.5
2	43.9	36.7	32.4	28.6
4	129.4	111.5	100.3	93.4
8	662.1	581.4	526.0	496.3

从有限元尺度来看，油液不仅从常通阻尼孔流动，缝隙处也存在压降，压强由高压腔室向低压腔室递减。对比表5和表6数据可知，在相同工况下，有泄漏模型的压差要明显小于无泄漏时。由此可见，缝隙对叶片式液压减振器内流场特性及其工作特性影响明显，需予以重视。

3 减振器结构参数灵敏度分析

参数灵敏度分析可以定量表示输入参数对输出的影响，一般情况下，通过灵敏度分析可以找到对输出有较大影响的参数。参数灵敏度分析的主要方法有扰动分析法、伴随矩阵变量法、OAAT（one-at-a-time，每次改变一个参数）方法和直接微分法等[16]。为了定量分析每个减振器结构参数对阻尼力矩的贡献率，选用扰动分析法计算各参数对阻尼力矩的灵敏度[17]，出于方便统计，本文仅选用向后计算式

$$S_{zi}=\left| f(z_i+\Delta z)-f(z_i)\right|\Delta z\,. \tag{14}$$

式中：$f(z)$为灵敏度分析的目标函数，z_i为结构参数在i点的值，S_{zi}为参数z在i点的灵敏度，将多点的灵敏度进行归一化处理

$$S_z=\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}{S_{zi}}^2}\,. \tag{15}$$

式中：n表示数据采样点的总个数。

为便于对比，计算各个模型灵敏度所占百分比为

$$S_{\text{occupy,j}}=\frac{S_{z,j}}{\sum S_{zj}}\times 100\%\,. \tag{16}$$

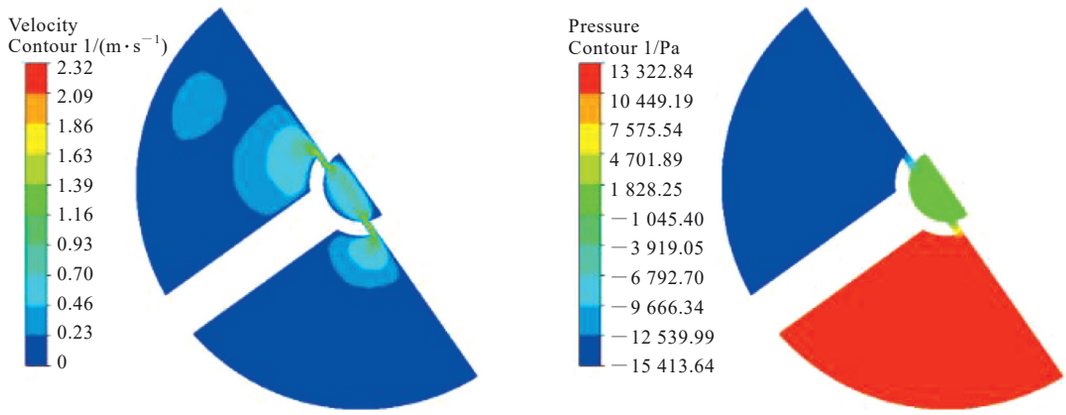
式中：$S_{\text{occupy,j}}$为第j个参数的灵敏度占比。

各结构参数的灵敏度占比如图10所示，其中阻尼孔高度h的占比最高为69.77%，减小h，减振器最大阻尼力矩将显著增加。阻尼孔长度l占比为18.86%，减小l数值可以小幅度地增大减振器最大阻尼力矩。叶片外缘半径r_1占比8.45%，叶片宽度B占比1.61%，叶片内缘半径r_2占比为1.30%。尽管r_1和B的灵敏度百分比都比r_2大，但是增加r_1和B会使阻尼器体积和质量的增加，这对于低质量、小体积零部件要求较高的汽车来说具有极大的局限性。故减振器结构优化设计时应优先考虑h、l，设定下限值，并对r_1和B的最大值加以限定。

4 减振器阻尼连续可调特性分析

可调旋转式流体减振器的力学特性主要包括最大阻尼力矩$M_{\max}$（阻尼通道全闭状态下的出力，在本文工况下对应阻尼孔宽度b=20 mm）及阻尼力矩可调倍数λ（$\lambda=M_{\max}/M_{\min}$）。

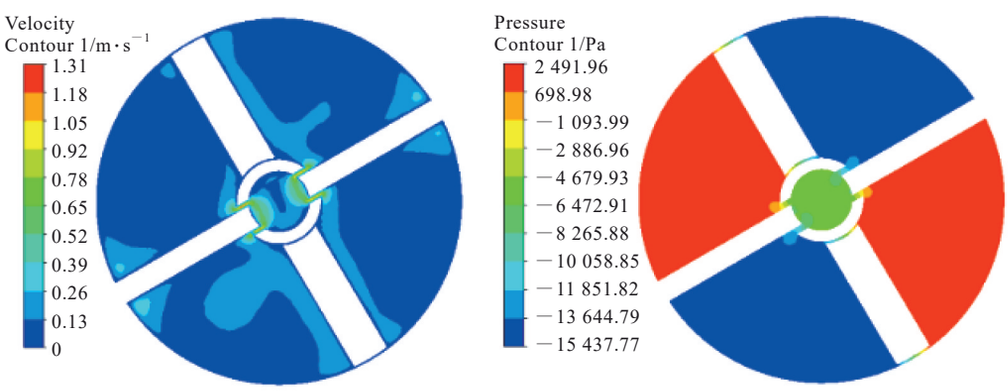
基于建立的计算模型求解工况1—4下的动态阻尼特性如图11所示。从示功特性曲线可知，角位移和阻尼力矩包络的面积随着激励频率的增大而



(a)流场速度分布云图　　(b)流场压力分布云图

图 8　无泄漏流场压力速度分布云图

Fig. 8　Pressure and velocity contours of the leakage-free flow field



(a)流场速度分布云图　　(b)流场压力分布云图

图 9　有泄漏流场压力速度分布云图

Fig. 9　Pressure and velocity contours of the flow field with leakage

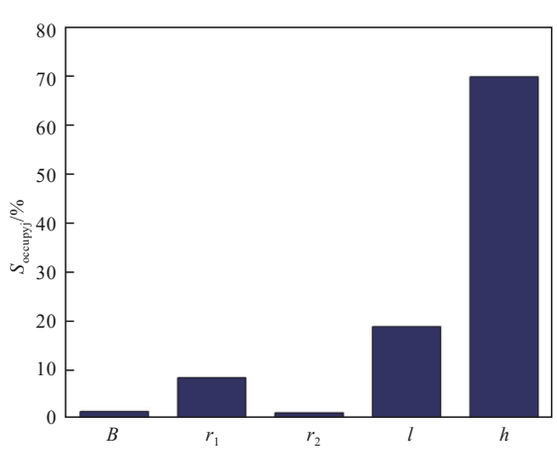


图 10　结构参数灵敏度分析

Fig. 10　Sensitivity analysis of structural parameters

增大，这是由于随着激励频率的增大，减振器的角速度增大，从而导致减振器产生的力矩增大，消耗的功增大。从力矩-角速度曲线可知，仿真曲线出现一定的非线性与滞回特性，这主要是因为阻尼介质的剪切稀化特性和液压油中气体的可压缩性导致的。随着激励频率的增大，这种特性越明显，这是由于随着阻尼间隙的减小和油压的增大，油液受挤压产生的弹性力会逐渐增大。

各工况可调节的最大阻尼力矩如表7所示。在实际的应用环境中，为了抑制共振区域的振动，减振器最大阻尼力矩需要满足要求，而对于非共振区域的振动，阻尼力矩越小，系统的振动响应越小，因此阻尼力矩可调倍数越大，表明减振器在不同振动

表 7　各工况最大可调节阻尼力矩(N•m)

Table 7　Maximum adjustable damping torque under different operating conditions (N•m)

工况	35/mm	30/mm	25/mm	20/mm
1	1.91	2.61	3.24	4.84
2	6.27	8.02	11.34	16.89
3	20.69	28.47	38.69	62.48
4	78.68	103.24	147.35	235.70

工况下的适应能力越强，相应的控制性能越好，可调倍数至少满足2倍以上的设计要求。计算得到工况1—4下的阻尼力矩可调倍数 λ 分别为2.534、2.69、3.02及3.00，因此本文设计的叶片式CDC减振器有较大的调节倍数。

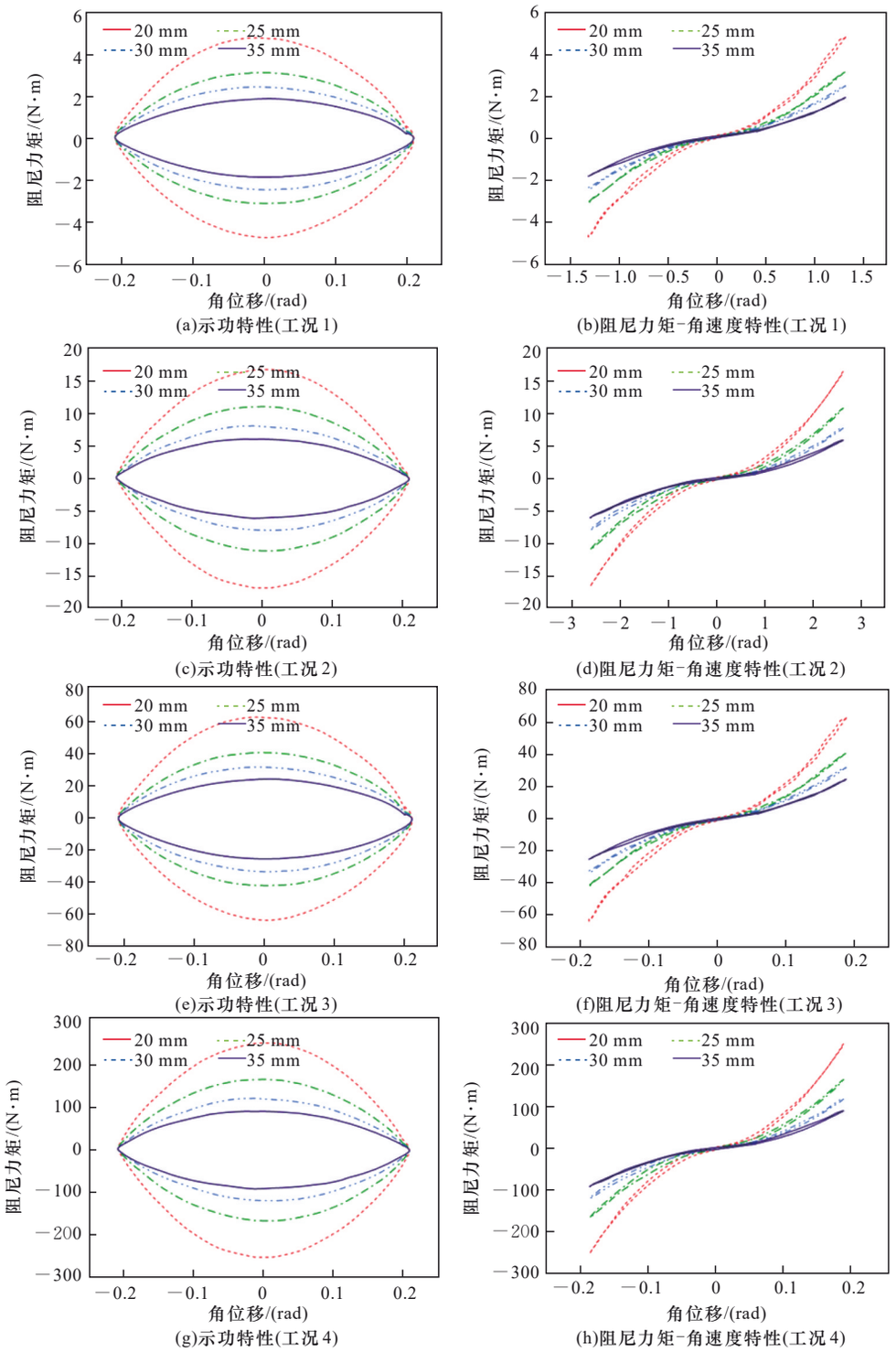


图11 减振器动态阻尼特性(工况1—4)

Fig. 11 Dynamic damping characteristics of the damper under operating conditions 1-4

5 结束语

1)针对座椅减振被动减振器减振效果差的问题,本文提出一种阻尼连续可调的叶片式流体减振器,该减振器通过伺服电机控制调整螺柱在0~40 mm的范围内连续移动,实现座椅减振的阻尼连续调节。

2)为计算减振器输出阻尼力矩,基于压差流量流体力学理论建立流体计算模型。建立三维有限元模型,基于动网格技术计算分析了其动态阻尼特性,并与理论计算模型进行对比分析,具有很好的一致性,丰富了国内对阻尼连续可调的旋转式减振器的研究。

3）通过仿真模型，分析了无泄漏模型和有泄漏模型流场特性，结果表明，油液温度升高和内泄漏使减振器性能大幅下降。通过扰动分析法，分析了减振器结构参数的灵敏度，得到了各结构参数对阻尼力矩的影响规律，对叶片式CDC减振器的优化设计及机理研究具有一定的理论价值与工程实际意义。

4）分析了该减振器的阻尼连续可调特性，结果表明，该减振器在文本限定1—4工况下，阻尼力矩可调倍数分别为2.534（1 Hz）、2.69（2 Hz）、3.02（4 Hz）及3.00（8 Hz），具有较大的阻尼调节倍数，力学性能满足设计需求。

参考文献：

[1] Ata W G，Salem A M.Semi-active control of tracked vehicle suspension incorporating magnetorheological dampers[J].Vehicle System Dynamics：International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility，2017，55（5/6）：626-647.

[2] Sultan S，Anil K.Modelling and analysis of passenger rail vehicle for the improvement of critical speed using MR damper based semi-active suspension[J].Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part K.Journal of Multi-body Dynamics，2022，236（3）：440-452.

[3] 郭鑫星，周瑾，曹晓彦，等.半主动叶片式阻尼器的建模与实验研究[J].工程力学，2022，39（10）：227-237.

[4] Kim G H，Parka C S，Lee E S.Development and performance test of single way rotary damper for door hinge[J].Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers，2019，28（5）：280-285.

[5] 庄晔，陈禹行，杨业海，等.某双筒液阻式减振器外特性建模[J].吉林大学学报（工学版），2016，46（3）：732-736.

[6] Viktor S，Dzmitry S，Valentin I，et al.Investigation of cavitation process in monotube shock absorber[J].International Journal of Automotive Technology，2018，19（5）：801-810.

[7] 孙晓帮，初元博，李刚.CDC减振器低速复原行程流体建模仿真研究[J].机械设计与制造，2015（8）：98-101.

[8] 任欣，王文瑞，顾亮.叶片减振器比例控制阀动态特性仿真与实验[J].液压与气动，2015（9）：73-76.

[9] 王文瑞，闫晓强，顾亮.基于紊流模型的可控叶片减振器阻尼特性参数识别[J].农业机械学报，2014，45（4）：8-13.

[10] 张佳明，王文瑞，詹思源.叶片式液压减振器流场特性仿真研究[J].液压与气动，2016（6）：8-12.

[11] 蔡兆忠，李慧梅，安钢，等.履带车辆悬挂系统振动仿真与减振器能耗分析[J].装甲兵工程学院学报，2012，26（3）：39-41.

[12] 朱茂桃，唐伟，王道勇，等.半主动液压减振器动态特性建模与试验研究[J].振动与冲击，2018，37（7）：139-145.

[13] Cao X Y，Min Y，Zhou J，et al.Modeling and experimental verification of a semi-rotary fluid damper based on an improved kelvin model[J].Arabian Journal for Science and Engineering，2021（46）：7587-7596.

[14] 张清雨，张筱璐，李跃娟，等.垂向激励下聚氨酯泡沫对座椅振动特性的影响规律研究[J].噪声与振动控制，2020，40（5）：217-222，247.

[15] 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（2）：203-208.

[16] Hamby D M.A review of techniques for parameter sensitivity analysis of environmental models[J].Environmental monitoring and assessment，1994，32：135-154.

[17] Jiang M，Rui X，Zhu W，et al.Parameter sensitivity analysis and optimum model of the magnetorheological damper's Bouc-Wen model：[J].Journal of Vibration and Control，2021，27（19/20）：2291-2302.

（编辑：万　佳）