

基于紊流模型的可控叶片减振器阻尼特性参数识别*

王文瑞¹ 闫晓强¹ 顾亮²

(1. 北京科技大学机械工程学院, 北京 100083; 2. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 通过对可控阻尼叶片减振器结构分析, 建立基于紊流模型可控叶片减振器流量阻尼特性模型, 模拟减振器内部流场结构, 采用试验参数识别的方法确定模型参数, 分析不同温度下减振器的阻尼特性。阐明了减振器在高温高速作用下, 阻尼特性采用紊流模型综合流量参数研究的方法更为准确。最后通过仿真分析与试验结果的一致性对比, 验证了所提方法的可行性和准确性。这种基于试验的参数识别方法具有普遍性, 识别出的参数不仅具有数学理论推导的含意, 还具备明确的物理意义, 并且适用性强。

关键词: 可控叶片减振器 紊流模型 阻尼特性 参数识别 温衰特性

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0008-06

引言

目前可控阻尼叶片减振器在我国高速重型履带车辆悬挂系统中广泛使用, 其作用力大, 散热性好, 防护性好。但其结构复杂, 缝隙多, 难于对其局部泄漏进行详细计算^[1]。国内外多年来致力于叶片减振器的外部阻尼性能研究, 从减小其阻尼力散布的角度, 为减小其内部泄漏以及密封结构等进行了大量创新性工作。传统的研究都是基于减振器在常温条件下, 假设其内部流动为层流模型, 已经不能满足阻尼特性的精度, 而且需要通过大量的试验研究才能得到减振器的特性, 过程繁杂, 成本高, 很难推广^[2-4]。

本文从可控阻尼叶片减振器的组成结构入手, 将其内部缝隙进行分类, 研究减振器油液在高温高速下, 基于紊流模型的流量阻尼特性, 进行减振器阻尼特性分析, 获得减振器的综合流量系数, 用以仿真评价减振特性^[5-6]。

1 减振器紊流阻尼特性理论

可控阻尼叶片减振器的结构如图1所示。壳体内部工作空间充满工作液, 叶片和隔板将整个工作空间分为4个区域, 连接臂带动叶片在壳体内转动, 使叶片运动前方的工作液形成高压, 通过隔板上的常通孔以及隔板与壳体, 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4个区域就形成了2个高压腔, 2个低压腔^[3,7-9]。比例流量阀固

连在叶片式减振器上方隔板的两侧, 可控阻尼叶片减振器在跨接比例流量阀后, 上腔和下腔油路不再完全对称, 上、下腔压力不再相等, 均压油道有油液通过。

减振器的液压结构如图2所示, 图中箭头表示液流方向, 编号1、2, 用来区分上、下油腔, 随着叶片的往复运转, 上、下油腔交替为高、低压油腔。由于比例流量阀的作用, 连结1、2腔的均压油道有工作液通过, 若可控阻尼叶片液压减振器高压腔1的压降减小, 一部分工作液就由高压腔2流到高压腔1, 同时, 等量的工作液从低压腔1流回低压腔2。由于油液流经小孔节流、缝隙节流以及比例流量阀的通道, 形成减振器的阻尼力。改变流通通道的流通面积, 减振器的阻尼力就会发生改变。

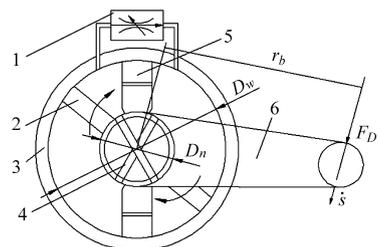


图1 可控阻尼叶片减振器工作原理图

Fig.1 Structure of controllable damping vane damp

1. 比例阀 2. 叶片 3. 壳体 4. 均压油道 5. 隔板 6. 连接臂

1.1 可控阻尼叶片减振器流量模型

由减振器的工作原理知, 减振器工作时叶片在壳体内旋转, 工作腔内液体的总流量等于单位时间内叶片扫过的体积。如图1所示, 现假定减振器连

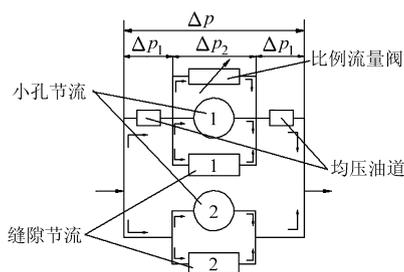


图2 可控阻尼叶片减振器液压结构简图

Fig.2 Hydraulic structure picture of vane damp

接臂的长度为 r_b , 它外端切线速度为 \dot{s} , 则通过内、外径为 D_n, D_w , 工作高度为 b 的叶片一侧流向另一侧的液体流量 Q 为

$$Q = 2 \frac{\dot{s}}{r_b} b \int_{D_n/2}^{D_w/2} x dx = \frac{\dot{s}b}{4r_b} (D_w^2 - D_n^2) \quad (1)$$

图2中, 设流经可控阻尼叶片减振器上、下两腔的流量为 Q_1, Q_2 , 其总流量为 Q , 设流经上腔的孔类缝隙、板类缝隙和比例阀的流量分别为 Q_{1h}, Q_{1s}, Q_{1v} , 流经下腔的孔类缝隙、板类缝隙的流量分别为 Q_{2h}, Q_{2s} , 流经均压油道的流量为 Q_e 。由连续性定理^[10], 可得系统流量模型为

$$\begin{cases} Q_1 = Q_{1h} + Q_{1s} + Q_{1v} \\ Q_2 = Q_{2h} + Q_{2s} \\ Q_e = Q_1 - Q_2 \end{cases} \quad (2)$$

其中, 均压油道流量为

$$Q_e = c_e \sqrt{\Delta p_1} \quad (3)$$

压力控制方程为

$$\Delta p = 2\Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (4)$$

流量控制方程为

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (5)$$

式中 c_e ——均压油道的流量系数

Δp_1 ——均压油道压差, MPa

Δp_2 ——小孔、缝隙节流压差, MPa

Δp ——减振器内部总压差, MPa

式(1)~(5)即系统的流量动态特性模型, 通过该模型可得到不同阀口开度下叶片减振器的流量动态特性曲线, 可控阻尼即叶片减振器内部流量动态特性曲线。

文献[2,8]指出, 高温高速可控阻尼叶片减振器内部的缝隙流动为紊流状态(高温高速是指减振器温度超过 80°C , 车轮跳动速度达到 3 m/s 以上)。此时, 板类缝隙流量为

$$Q_s = -127.79vb + \left(3 + 2.5 \ln \sqrt{\frac{\Delta p \delta^3}{8v^2 lb \rho}}\right) \sqrt{\frac{\Delta p b \delta^3}{2l \rho}} \quad (6)$$

孔类缝隙(含环形孔)流量为

$$Q_h = 2r_p \left(25v\pi + 25 \int_0^{\theta_1} vA_p d\theta + \int_0^{\theta_2} X_p B_p d\theta \right) \quad (7)$$

简化结构参数, 对于紊流模型上、下腔流量 Q_1, Q_2 为

$$Q_1 = c_{w1} \sqrt{\Delta p_2} c_{w2} \sqrt{\Delta p_2 \ln \Delta p_2} + K_w \dot{s} + c_{w3} \quad (8)$$

$$Q_2 = c_{w1} \sqrt{\Delta p} + c_{w2} \sqrt{\Delta p \ln \Delta p} + K_w \dot{s} + c_{w3} \quad (9)$$

其中 c_{w1}, c_{w2}, c_{w3} 和 K_w 为内部泄漏紊流综合流量系数。除了与具体的结构有关, 还与工作油液的动力粘度有关, 即与温度相关, 在同一温度下为常数。流量系数 K_w 代表减振器内部的剪切流流量占总流量的比例, 是只与结构相关的常数。流量系数由所设计的结构与工作液密度等固有参数决定。

根据连续性定理, 由式(1)~(9)可确定紊流状态下, 可控阻尼叶片减振器的压差为

$$\Delta p = \frac{(E\dot{s} - K_w\dot{s} - c_{w3})^2 / (4c_{w2}^2)}{\text{LambertW}\left(\frac{[(E\dot{s} - K_w\dot{s} - c_{w3}) \exp(c_{w1}/2c_{w2})]^2}{4c_{w2}^2}\right)} \quad (10)$$

式(10)中引入非线性函数算子 $\text{LambertW}(\cdot)$, 代表计算变量 x 的 Lambert 函数值, 即 $\text{LambertW}(x) = W$ 。函数 $W(x)$ 为超越方程 $W \exp W = x$ 的解。此函数算子 1758 年由数学家 Lambert 命名, 一直应用于数学、物理学等理论研究^[11-13]。

1.2 减振器的紊流模型阻尼特性

由图1, 根据力的平衡原理可知, 减振器连接臂外端的阻尼力为

$$F_D = 2 \int_{D_n/2}^{D_w/2} \Delta p b \frac{r}{r_b} dr = \Delta p \frac{b}{4r_b} (D_w^2 - D_n^2) \quad (11)$$

叶片减振器连接臂切线方向阻力 F_D 与速度 \dot{s} 的关系称为叶片减振器的阻尼特性, 规定速度下的额定阻力为减振器的额定阻尼力。叶片减振器的各通道的节流作用形成减振器的阻尼, 即减振器的阻尼力由常通孔的小孔和诸多缝隙的缝隙阻尼节流提供。

类似地, 由式(11)可得可控阻尼叶片减振器紊流模型的阻力-速度特性解析表达式, 即减振器的阻尼特性关系为

$$F_D = \frac{E(E\dot{s} - K_w\dot{s} - c_{w3})^2 / (4c_{w2}^2)}{\text{LambertW}\left(\frac{[(E\dot{s} - K_w\dot{s} - c_{w3}) \exp(c_{w1}/2c_{w2})]^2}{4c_{w2}^2}\right)} \quad (12)$$

式(12)即为可控阻尼叶片减振器紊流模型下的阻尼特性解析表达式。为了准确计算可控阻尼叶片减振器阻尼特性模型, 首先应确定减振器各个流

量参数,本文通过从试验数据识别模型参数的方式来确定参数具体数值,这样可以综合结构加工、装配尺寸误差,减小减振器流量、压差以及阻尼计算误差。

2 减振器的阻尼动态特性参数

式(12)综合流量系数 c_{w1} 、 c_{w2} 、 c_{w3} 和 K_w 需要通过减振器的试验识别得到,因为减振器内部的缝隙不是设计时预先设计的,是无法预知的,需要采用试验的方法去识别才可确定。

用可控阻尼叶片式减振器出厂时的阻尼示功图对其阻尼特性原始数据进一步讨论。对减振器示功图的信息进行提取、处理,确定减振器的激励与响应,是模型参数识别准确性的关键,也是准确认知减振器动态特性的关键。可控阻尼叶片减振器的示功图是指减振器连接臂运动一个周期,减振器连接臂端阻尼力 F_D 和减振器连接臂端位移 s 的关系曲线。

减振器示功图可通过台架试验获得,试验台架结构简图如图3示。试验时,通过道路模拟试验台对可控叶片式减振器施加频率为 1.67 Hz 的正弦位移激励,在不同工作液温度下,通过台架杆系非线性关系,将激励头位移激励转化为减振器连接臂端的激励位移,记录减振器连接臂激励速度与阻尼力数据,即可得到封闭的示功图曲线^[14-16]。

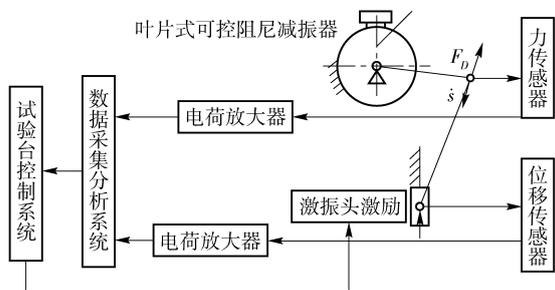


图3 叶片式减振器台架试验简图

Fig. 3 Rig experiment picture of vane damp

虽然在示功图的定义中,要求横坐标为减振器拉臂末端的位移,但在试验中,该处的位移很难测量^[13],实际上是利用与激励头固联的位移传感器测得的位移信号,通过杆系结构位置关系,将其转换为减振器连接臂端的激励,杆系结构的计算方法可参照文献[2]。要得到减振器的阻尼特性试验值,就要准确地确定激励端速度 \dot{s} 与减振器输出端阻尼力 F_D 的确定关系。

2.1 连接臂端激励位移与速度的提取

采用数据处理的方法提取减振器连接臂端激励,先将所得的激励头激励转换为连接臂端激励,去除测试数据中的噪声信号,对其进行曲线拟合,使处理后的数据更能反映减振器激励的特性,从而得到

减振器的激励信号。示功图的信号数据处理过程程序框图如图4所示。

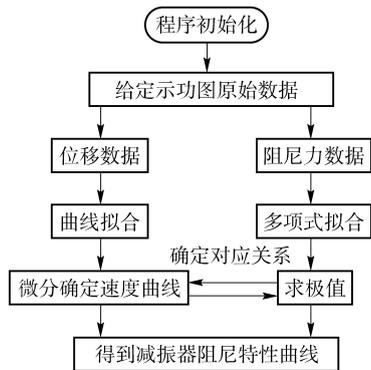


图4 试验数据处理程序框图

Fig. 4 Flowchart of experimental data processing program

在此基础上,需要提取连接臂端的激励速度。如果直接对实测信号曲线进行数值微分,以求得速度曲线,必然会放大噪声,形成比较大的误差。因此,需要对实测信号曲线进行必要的处理。一般地,可采用两种途径,一是进行离散傅里叶变换,低通滤波,再进行逆变换。但这样需多次变换,而且示功图的采样点数相对比较少(512点),这种方法会引入较大误差^[17]。二是基于试验台架激励频率下的数据拟合方式,事实上,试验台架输入频率是非常准确的,波形几乎不会失真,可以直接采用曲线拟合方式,对拟合出的曲线进行解析微分,即可得到速度曲线。

以可控阻尼叶片液压减振器的示功图为例,激励位移拟合的目标曲线为已知频率的正弦曲线,被拟合参数为正弦信号的幅值和初相位,这是由于试验台架输入激励所决定的,激励频率由试验台架提供。按照框图4的方式,提取出的减振器连接臂端位移曲线与拟合曲线如图5所示。图5中,实测位移曲线有微小的波动,这是由于减振器试验测试中工频干扰造成的。拟合的曲线与实测曲线基本吻合,可以认为拟合曲线为减振器的位移激励信号。

2.2 减振器连接臂端输出阻尼力的提取

减振器输出阻尼力的曲线形式并不已知,采用

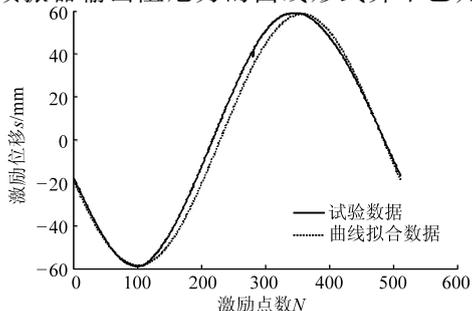


图5 激励位移拟合曲线与试验曲线对比

Fig. 5 Incentive displacement fitting curve and test curve

多项式拟合的方式进行提取,以提高精度^[18]。

对减振器连接臂端输出阻尼力数据信号采用多项式拟合的方法进行处理,其频域意义相当于对数据点低通滤波,消除试验中的高频叠加噪声,信号得以平滑。阻尼力拟合的曲线与试验所得曲线如图6所示,可以明显看出,减振器阻尼力实测信号含有大量的干扰噪声,拟合后的曲线平滑,又不失原数据信号的特征^[18-19]。

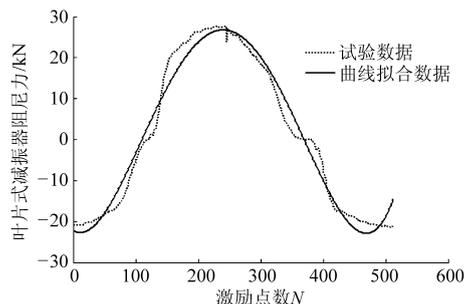


图6 阻尼力拟合曲线与试验曲线对比

Fig. 6 Damping force fitting curve and test curve

2.3 激励速度信号与输出阻尼力信号的同步

经过上面的步骤,得到叶片液压减振器的激励速度与输出阻尼力信号,但由于示功图的位移和阻尼力数据是由2个传感器经过不同的A/D转换通道进入计算机,因此存在着数据不同步的现象,即某一确定的激励速度与其对应的减振器阻尼力不能准确映射,需要对激励速度信号序列与减振器输出阻尼力信号序列作同步化处理。

减振器连接臂末端速度极值点与输出阻尼力极值点同时出现,根据这一信息可以用来校正激励速度与阻尼力信号曲线的相位差,可先确定阻尼力拟合数据序列的极小值,并确定其在信号序列的位置,然后将阻尼力极小值对应的序列位置号和激励速度信号序列的极小值对应的位置号对应一致即可,这样可使两信号达到同步。具体做法是将速度和阻尼力的数据延拓2个周期,速度信号序列从极小值点向后取一个周期(512个点),阻尼力信号序列也从第一个极小值向后取一个周期,这样得到的新激励速度信号和阻尼力信号就同步了^[19-20]。图7为同步后的减振器连接臂端激励速度与输出阻尼力曲线,即减振器阻尼特性试验曲线。

3 减振器阻尼特性紊流模型参数识别

对叶片式减振器的紊流模型阻尼力解析式(12)进行参数识别,同样的保证系统阻尼力均方值误差最小,仍采用最小二乘法进行数据拟合,实现参数识别,结果如表1所示。同样地,由于减振器工作温度提高,油液粘度下降,在相同的压差下,减振器缝隙

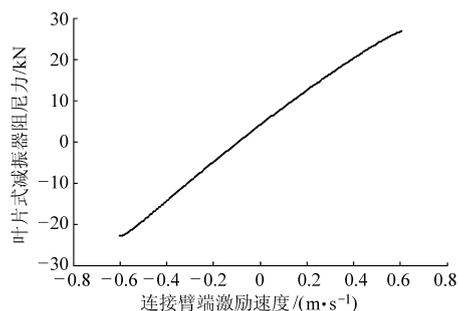


图7 减振器阻尼特性曲线

Fig. 7 Vane damper damping characteristic curve

通过的流量增大,所以参数 c_{w1} 、 c_{w2} 、 c_{w3} 和 K_w 都随着温度的升高而增大。表明随着减振器工作温度的升高,通过缝隙流量的增大,减振器的阻尼力下降趋势增大,减振器内部流场紊流状态更容易形成^[21]。

表1 减振器紊流模型阻尼参数

Tab. 1 Vane damper damping parameter based turbulence model

温度/℃	c_{w1}	c_{w2}	c_{w3}	K_w
30	26.3	3.5	0.000 1	121.80
50	66.5	9.4	0.000 3	274.77
80	46.2	6.6	0.000 4	150.06
110	90.0	13.8	0.000 4	212.35
140	146.4	59.1	0.000 5	382.57

紊流模型的参数具有明确的物理意义。流量系数 c_{w1} 、 c_{w2} 除了与具体的结构尺寸形状有关外,还与工作液粘度、温度相关,在同一温度下 c_{w1} 、 c_{w2} 与 c_{w3} 为常数。其中, c_{w1} 表征各缝隙压差流, c_{w2} 表征缝隙流动形成紊流时的紊流附加项,流量系数 K_w 代表减振器内部的剪切流流量在总流量的份额。 c_{w3} 为常数项,通过参数识别与其他参数相比,其值非常小。事实上,参数 c_{w3} 为叶片式减振器内部各缝隙边界相互耦合影响的作用,由于其作用并不显著,故本文将其忽略。

4 可控叶片式减振器参数验证与分析

以上针对可控叶片式液压减振器液压特性采用紊流模型进行了描述,并对不同工作温度下的减振器阻尼特性进行了参数识别,识别的参数不仅是数学意义上的,而且每个参数都具有特定的物理意义。本节将针对阻尼特性参数进行验证,并分析其对减振器流量、压差以及阻尼力的影响。

4.1 最大阻尼力比较

减振器阻尼特性参数识别是以减振器示功图为基础的理论与试验结合的分析方法,表2是根据识别得到的参数所计算的减振器最大阻尼力与试验值的比较。值得注意的是,当工作温度升到110℃以

后,试验数据增大了减振器的激励速度,故其最大阻尼力升高。表2的数据是以台架试验中最大速度激励下得到的最大阻尼力为基准得到的。减振器在高温高速激励下,表现为明显的紊流特性,阻尼力试验值与紊流模型更为吻合。

表2 叶片式减振器最大阻尼力比较

Tab.2 Maximum damping force contrast

温度/℃	激励速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	阻尼力/kN	
		计算值	试验值
80	0.7	18.263 2	19.843 9
110	1.2	20.739 2	21.104 4
140	1.2	13.894 9	13.256 5

由表2可以看出,减振器紊流模型的最大阻尼力更接近试验值,这是由于紊流模型更能深刻反应减振器内部流动特点。高温高速下,紊流模型的值更为准确。计算值小于试验值是由于计算仅考虑了液体流动对减振器的影响,没有考虑减振器零部件间的摩擦对减振器输出阻尼力的影响。通过与试验值的比较,表2验证了本文所采用的方法对研究高温高速时减振器阻尼特性是可行的。

4.2 叶片式减振器的温度衰减特性

表2所列数据,随着减振器工作温度的继续升高,相同速度激励下的减振器输出阻尼力却变小,说明叶片式减振器的阻尼力存在温度衰减。本文建立的减振器、紊流阻尼特性模型均考虑了减振器阻尼力的温度衰减,即各模型的阻尼系数对工作油液温度是敏感的,是温度的函数,这符合客观实际。图8为不同温度下,叶片减振器紊流模型下的阻尼特性曲线。在相同的激励速度下,减振器油液的温度越高,减振器的阻尼力越小。即工作温度的升高,使得油液粘度变小,减振器内部泄漏增大,压差变小但流量并未随之明显变小,所以减振器内部缝隙、孔隙的节流作用变差,输出阻尼力衰减。

紊流模型下的减振器阻尼力衰减特性与试验值对比,如表3所示。

此外,表3还可以看出可控叶片减振器的温度衰减很严重,主要原因有:①叶片式减振器内部缝隙

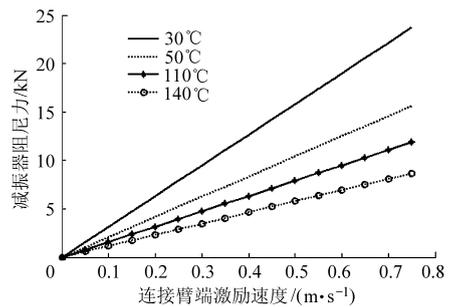


图8 紊流模型的减振器阻尼特性曲线

Fig.8 Damping characteristic of turbulent flow model

表3 叶片式减振器阻尼力的温衰率比较

Tab.3 Vane damp damping force of failure rate

温度 下限/℃	温度 上限/℃	温衰率/%	
		紊流模型	试验值
50	80	9.60	9.77
	110	17.32	16.40
	140	45.13	45.20

较多,泄漏大。②叶片减振器的工作油液粘度随温度变化较大。针对第①点,可以采用改善叶片减振器的内部密封,改善接合面的配合公差,改进结构等措施,以减小叶片式减振器的内部缝隙;针对第②点,尽可能的降低工作油液粘度对温度的敏感性,增强叶片式减振器的散热能力,延缓减振器工作温度升高的速度。

5 结论

(1) 对于可控阻尼叶片减振器进行了参数分析,得到高温高速下紊流模型阻尼特性解析式,分析了其参数受到减振器工作温度的影响并与试验结果相符合,验证了结果和方法的准确性。对试验结果进行了数据处理,滤出试验信号中的噪声,提取出减振器激励与输出,为减振器示功特性试验曲线的识别提供了依据。

(2) 建立了可控阻尼叶片液压减振器的紊流流量模型,分析出该模型的压差和流量控制方程,对紊流模型进行了求解,高温高速则倾向于紊流模型,结合试验结果,对减振器的温衰特性进行了研究。

(3) 减振器在高温高速运行时,层流模型推导的结果不再可信,紊流模型更能反映客观实际。

参考文献

- 1 王国丽,董明明,顾亮,等. 叶片式可控阻尼减振器特性的实验研究[J]. 液压与气动,2003(6):19-21.
Wang Guoli, Dong Mingming, Gu Liang, et al. Experimental study on damping characteristics of controllable vane absorber[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2003(6):19-21. (in Chinese)
- 2 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 dynamic damping characteristics and experiment study about controllable damping vane damp[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):26-30. (in Chinese)
- 3 王志峰. 流体机械设计理论与方法[M]. 北京:中国水利水电出版社,2008.

- 4 丁法乾. 履带式装甲车辆悬挂系统动力学[M]. 北京:国防工业出版社,2004.
- 5 王文瑞. 半主动悬挂执行机构设计和悬挂性能研究[D]. 北京:北京理工大学,2002.
Wang Wenrui. Design of semi-active suspension and characteristics research[D]. Beijing:Beijing Institute of Technology, 2002. (in Chinese)
- 6 Lane R Miller, Charles M Nobles. The design and development of a semi-active suspension for a military tank[C]. SAE Paper 881133,1988.
- 7 顾亮. 叶片减振器阻力稳定性和温衰特性研究[R]. 北京:北京理工大学,1995.
Gu Liang. Research on the thermal characteristic of vane damper[R]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 1995. (in Chinese)
- 8 Els P S Holman. Semi-active rotary damper for a heavy off-road wheeled vehicle[J]. Journal of Terramechanics,1999,36:51-60.
- 9 王文瑞,黄华,顾亮,等. 履带车辆悬挂系统振动特性动态仿真[J]. 振动与冲击,2006,25(增刊):1016-1019.
- 10 王宗乐,顾亮,王国丽,等. 车辆可控减振器智能通讯系统的研究[J]. 微计算机信息,2004(12):85-87.
- 11 Kung W, Marchetti M C, Saunders K. Hydrodynamics of polar liquid crystals[M]. Amsterdam: Physical Review E., 2006:317-328.
- 12 Gourgoulhon E. An introduction to relativistic hydrodynamics[J]. Stellar Fluid Dynamics and Numerical Simulations, 2006:43-79.
- 13 Gimbin J. A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics[J]. Powder Technology, 2006, 162(2):126-132.
- 14 李永业,孙西欢,李飞,等. 动边界同心环状缝隙流研究[J]. 农业机械学报,2012,43(1):230-234.
Li Yongye,Sun Xihuan,Li Fei,et al. Cyclical slit flow of concentricity under the moving boundary condition[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(1):230-234. (in Chinese)
- 15 Thomas S, Faghri A, Hankey W. Experimental analysis and flow visualization of a thin liquid film on a stationary and rotating disk[J]. Journal of Fluids Engineering,1991(113):89-95.
- 16 ChingFeng Chang. Boundary layer analysis of oscillating cylinder flows in a viscoelastic liquid[J]. Zeitschrift for Angewandte Mathematik and Physik, 1977, 28(2):283-288.
- 17 Cheng Anning, Xu Kuanman, Golaz J C. The liquid water oscillation in modeling boundary layer cumuli with third-order turbulence closure models[J]. Journal of the Atmospheric Sciences,2004, 61(13):1621-1629.
- 18 徐宝云,王文瑞. 计算机与建模仿真技术[M]. 北京:北京理工大学出版社,2009.
- 19 周岭,施卫东,陆伟刚,等. 深井离心泵轴向力数值预测与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(7):100-103.
Zhou Ling,Shi Weidong,Lu Weigang,et al. Numerical prediction and experiment of axial force on deep-well centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(7):100-103. (in Chinese)
- 20 温诗铸,杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京:清华大学出版社,1992.
- 21 张也影. 流体力学[M]. 北京:高等教育出版社,1986.

Damping Characteristics Parameter Identification of Controllable Vane Damp Based on Turbulent Model

Wang Wenrui¹ Yan Xiaoqiang¹ Gu Liang²

(1. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: A hydraulic turbulent model was established based on the controllable vane damper structure analysis, and the hydro-structure of the vane was simulated. Based on the test data in the different temperature of damping force and velocity input, the parameters about the hydraulic turbulent model were identified. In the different temperature, comparison of the test data and results of calculation with the fitting parameters showed that the parameters were correct and the method was valid. From the fitting parameters and calculation result, controllable vane damp design and character analysis could be supported. The temperature could influence the damping force under the effect of high temperature and high speed, so that the damping characteristics should be obtained based on the principle of turbulence model integrated traffic parameters study finally through the simulation analysis. Parameter identified had the implications derived from the mathematical theory and clear physical meaning. It can be applied in characteristics analysis of other types of shock absorber.

Key words: Controllable vane damp Hydraulic turbulent model Damping characteristics Parameter identity Temperature attenuation characteristics