

芯轴式摩擦支撑滞回能量耗散模型及热效应影响 参数研究

胡宝琳, 胡吴彪, 何文福, 艾 璐

(上海大学土木工程系, 上海 200444)

摘要: 针对所提出的芯轴式摩擦支撑的构造特点, 建立了滑动摩擦动热转换的滞回能量耗散模型, 研究了摩擦生热对芯轴式摩擦支撑性能的影响, 分析了初始摩擦力、摩擦片厚度、摩擦芯轴比热容和摩擦系数等因素对芯轴式摩擦支撑的力学性能和温度场的影响规律, 给出了摩擦支撑在摩擦生热影响下的摩擦力增长值理论计算公式, 并通过数值分析结果进行了验证。分析结果表明芯轴式摩擦支撑在摩擦过程中温度不断上升, 高温区主要集中在摩擦芯轴和摩擦片的摩擦接触面上, 并且随着摩擦片厚度、初始摩擦力和摩擦系数的增加, 摩擦热效应越明显, 随着材料比热容的增加, 摩擦热效应下降。

关键词: 芯轴式摩擦支撑; 滞回能量; 摩擦生热; 耗散模型; 参数分析

中图分类号: TU352.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)01-0034-11

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.01.004

引 言

摩擦阻尼器是一种性能优越的消能减震装置, 以其在构造和耗能性能等方面的优点, 在实际工程中得到大量的应用^[1-3]。摩擦型阻尼器的发展始于 20 世纪 70 年代末, 在 1972 年 J T P Yao 提出结构振动控制概念后, 国内外学者才开始了系统地研制和开发摩擦阻尼器^[4-7]。

Pall 等^[8]将摩擦制动衬块嵌入框架交叉支撑的交叉处, 利用支撑交叉处的滑动摩擦力做功耗散输入结构的能量。日本 Sumitomo 金属有限公司^[9]研制开发了 Sumitomo 摩擦阻尼器, 阻尼器通过摩擦楔块的滑动摩擦产生摩擦力来耗散能量, 滞回性能稳定, 滞回曲线呈理想矩形。彭凌云等^[10]提出一种拟线性摩擦阻尼器, 研究结果表明拟线性摩擦阻尼器在启动前摩擦面处于无应力的初始状态, 不会出现粘结现象, 也不存在大的初始静摩擦力, 具有线性滞回阻尼特征。邹爽等^[11]提出了一种控制隔震层位移的连接摩擦阻尼器, 并对其参数进行优化设计, 求得连接摩擦阻尼器参数最优解。王贡献等^[12]提出了一种新型弧面摩擦阻尼器, 通过循环加载试验和一个剪切型结构地震响应算例, 验证了阻尼器可以达到半主动变刚度的减震效果。Dai 等^[13]对装有一种新型永磁摩擦阻尼器的五层钢框架结构进行了振动台

试验和数值模拟研究, 研究结果表明该装置具有良好的耗能能力, 能够有效地降低结构的地震反应。Samani 等^[14]对一种可调摩擦阻尼器进行试验和数值模拟研究, 研究结果表明该阻尼器具有显著的能量吸收能力, 可用于提高结构在不同强度地震荷载作用下的性能。

大量的国内外文献对摩擦阻尼器的研究主要集中在结构参数的优化上, 仅有少部分学者研究了温度对摩擦阻尼器性能的影响。刘海洋^[15]从理论上研究了温度对阻尼器耗能性能的影响, 通过分析发现, 阻尼器的耗能生热功率与工作的频率和振幅有关, 耗能散热性能与阻尼器结构的材料和几何参数有关。Ramakrishna 等^[16]对浮式质量阻尼系统的材料摩擦系数进行试验研究, 研究结果表明在整个试验条件范围内, 摩擦系数随温度、压力和表面速度的增加而减小。Zimbru 等^[17]采用实验分析和有限元模拟的方法对摩擦系数进行了研究, 研究结果表明当滑移速度很快时, 试样内部会产生较高的温度, 导致摩擦系数降低。Wang 等^[18]对用于连梁的摩擦阻尼器进行了试验研究, 试验结果表明摩擦阻尼器具有明显的温度依赖性。当在较快的加载速度下, 阻尼器内的热量积聚, 使得接触面的物理特性发生变化, 从而导致摩擦系数下降。孙江波等^[19]对摩擦消能器的温度依存性问题进行了试验研究, 考察了加载频率和面压对于升温速度的影响, 提出了温度-恢复力

的计算公式,并拟合分析得到公式中的关键参数。

目前对摩擦阻尼器摩擦生热影响因素进行系统研究的文献数量很少,本文针对一种芯轴式摩擦支撑进行摩擦生热仿真模拟,对初始摩擦力、摩擦片厚度、摩擦芯轴比热容和摩擦系数等影响因素进行模拟分析,为此摩擦支撑的设计、材料的选择提供了参考依据。

1 芯轴式摩擦支撑的构造设计

芯轴式摩擦支撑主要部件包括:摩擦芯轴、摩擦片、套筒和挡板,如图 1 所示。摩擦芯轴与摩擦片构成一组摩擦副,挡板焊接在套筒内部,套筒和挡板约束固定摩擦片。由图 1 可知,摩擦片为圆弧形,共两片,包裹在摩擦芯轴外围,摩擦片外围可设计环箍等给摩擦接触面施加压力。目前大部分摩擦支撑采用套筒与摩擦轴直接摩擦耗能,导致套筒温度急剧升高,摩擦支撑避免了摩擦芯轴与套筒的直接摩擦,可减小摩擦生热对支撑产生的不利影响。

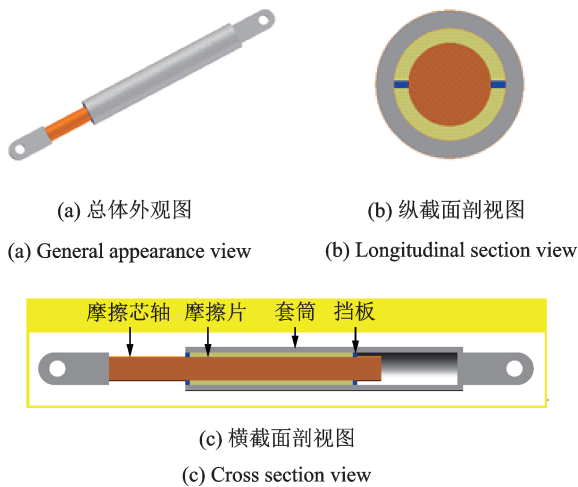


图 1 芯轴式摩擦支撑构造示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the mandrel friction brace structure

2 芯轴式摩擦支撑的摩擦滞回能量耗散模型

设置了芯轴式摩擦支撑的减震结构在地震或风振作用下,通过芯轴式摩擦支撑吸收地震和风振能量来减小上部结构的动力响应,阻尼器吸收的能量通过摩擦生热使得其滞回能量转变为热能,如图 2 所示。为了研究芯轴式摩擦支撑在摩擦过程中产生的热效应,必须建立芯轴式摩擦支撑摩擦生热模型,摩擦生热问题是一种典型的热-结构耦合问题^[20]。

2.1 芯轴式摩擦支撑的摩擦滞回能量

芯轴式摩擦支撑的恢复力模型可以利用恢复力和位移的滞回关系来建立,通过纯摩擦时的滞回特性可以看出其滞回曲线接近理想矩形,如图 2 所示。

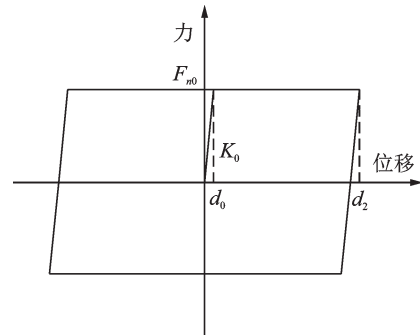


图 2 摩擦支撑恢复力模型

Fig. 2 Friction brace restorative force model

摩擦阻尼器一个周期消耗的能量可以表示为:

$$E_{di} = \int F_{si} |y| dt \quad (1)$$

式中 E_{di} 表示第 i 个荷载循环的能量耗散, F_{si} 表示第 i 个循环的滑移荷载, y 为位移。上述积分等于荷载-位移环所围成区域的净面积。假设滑移荷载在一个周期内为常数,则上式可简化为:

$$E_{di} = \int F_{si} |y| dt = F_{si} \int |y| dt = 4F_{si} \times \Delta_{max} \quad (2)$$

2.2 摩擦热传导模型的建立

根据能量平衡原理,忽略能量的耗散,摩擦支撑滞回产生的能量,转化为热能 Φ ,即:

$$\sum_{i=1}^n E_{di} = \sum_{i=1}^n 4F_{si} \times \Delta_{max} = \Phi \quad (3)$$

为研究摩擦支撑使用过程中的温度场,首先建立摩擦热传导微分方程,在空间直角坐标系取一微小六面体,如图 3 所示, Φ_x , Φ_y 和 Φ_z 为传入六面体的热量; Φ_{x+dx} , Φ_{y+dy} 和 Φ_{z+dz} 为传出六面体的热量。

$$\Phi = \iiint (\Phi_x + \Phi_y + \Phi_z - \Phi_{x+dx} - \Phi_{y+dy} - \Phi_{z+dz}) dx dy dz \quad (4)$$

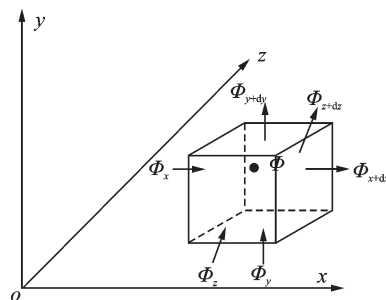


图 3 微小六面体热量传导分析

Fig. 3 Heat conduction analysis of micro-hexahedron

六面体温度升高 $\frac{\partial T}{\partial t} dt$ 时, 所需热量为 $c\rho dx dy dz \frac{\partial T}{\partial t} dt$, c 为比热容, ρ 为密度。由于微元体内无热源, 所以 $\Phi_0 = 0$, 根据热量平衡原理得出:

$$c\rho dx dy dz \frac{\partial T}{\partial t} dt = \Phi_x + \Phi_y + \Phi_z - \Phi_{x+dx} - \Phi_{y+dy} - \Phi_{z+dz} \quad (5)$$

导入微元体的净热量可写成:

$$\Phi_x + \Phi_y + \Phi_z - \Phi_{x+dx} - \Phi_{y+dy} - \Phi_{z+dz} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) dx dy dz dt \quad (6)$$

整理得到摩擦热传导微分方程为:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (7)$$

式中 λ 为导热系数, 摩擦热传导微分方程中 T 为所求温度场。

由式(3), (4)和(7)可得支撑构件摩擦耗能与温度场的表达式为:

$$\sum_{i=1}^n 4F_{si} \times \Delta_{\max} = \iiint \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) dx dy dz dt \quad (8)$$

通过式(8), 可以求得支撑摩擦耗能过程中的温度。

2.3 摩擦生热影响下摩擦力增长值理论计算

对热膨胀导致的摩擦力增长值进行理论分析, 与后面的有限元模拟结果进行对比。为了方便计算, 对芯轴式摩擦支撑计算模型进行如图4简化, 并假设支撑各部件受热均匀, 将新型芯轴式摩擦支撑假定为轴对称问题。

没有套筒约束时摩擦芯轴半径膨胀量:

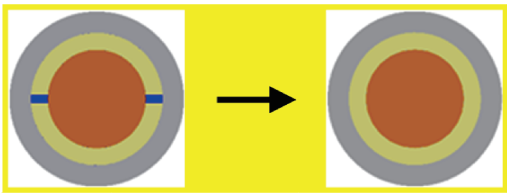


图4 芯轴式摩擦支撑计算截面简化

Fig. 4 Simplification of calculation section for mandrel friction brace

$$\Delta q = \frac{-[2(R + \Delta R)T + \frac{X^2}{K_{vt}}] + \sqrt{[2(R + \Delta R)T + \frac{X^2}{K_{vt}}]^2 - 4T^2[(R + \Delta R)^2 - X^2]}}{2T^2} \quad (14)$$

式中 $T = \frac{R^2}{E\rho(R_1^2 - R^2)} [(1 + \nu)R_1^2 + \rho^2(1 - \nu)]$,

$$\Delta r = \alpha_1 \times r \times \Delta t_1$$

摩擦片厚度膨胀量:

$$\Delta h = \alpha_2 \times h \times \Delta t_2$$

式中 α_1, α_2 分别为钢材和黄铜的线性膨胀系数, r 为摩擦芯轴半径, h 为摩擦片厚度; $\Delta t_1, \Delta t_2$ 分别为摩擦芯轴和摩擦片的温度。

套筒受热后内径膨胀量为:

$$\Delta R = R \times \alpha_1 \times \Delta t_3$$

式中 R 为套筒内半径, $R = r + h$; Δt_3 为套筒温度。套筒与摩擦片接触面因热膨胀增加的均布压力为:

$$\Delta q = K_{vt} \frac{\Delta V_{\text{gel}}}{V_{\text{gel}}} = K_{vt} \frac{\pi l [(r + h + \Delta r + \Delta h)^2 - (R + \Delta R + U_p)^2]}{\pi l (r + h + \Delta r + \Delta h)^2} \quad (9)$$

式中 K_{vt} 为体积弹性模量, $K_{vt} = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}$; ΔV_{gel}

为摩擦芯轴与摩擦片的自由热膨胀和实际热膨胀体积之差; V_{gel} 为摩擦芯轴与摩擦片自由热膨胀能达到的体积; U_p 为套筒在膨胀压力下的径向位移。

套筒在轴对称应力状态下的径向位移 U_p 为:

$$U_p = \frac{1}{E} \left[-(1 + \nu) \frac{A}{\rho} + 2C(1 - \nu)\rho \right] \quad (10)$$

式中 ν 为泊松比, E 为弹性模量, ρ 为套筒实体中任一点的径向坐标。系数 A 和 C 按下式确定:

$$A = \frac{R^2 R_1^2 (q_1 - q)}{q_1^2 - q^2} \quad (11)$$

$$2C = \frac{qR^2 - q_1 R_1^2}{q_1^2 - q^2} \quad (12)$$

式中 R, R_1 分别为套筒的内外半径; q, q_1 为套筒内外筒壁上的均布压力值。

根据套筒尺寸和上述分析, 套筒的内半径为 R , 外半径为 R_1 , 套筒外壁均布压力 $q_1 = 0$, 内壁均布压力 $q = \Delta q$, 联立 Δq 计算式与 U_p 计算式, 即:

$$\begin{cases} \Delta q = K_{vt} \frac{\pi l [(r + h + \Delta r + \Delta h)^2 - (R + \Delta R + U_p)^2]}{\pi l (r + h + \Delta r + \Delta h)^2} \\ U_p = \frac{1}{E} \left[-(1 + \nu) \frac{A}{\rho} + 2c(1 - \nu)\rho \right] \end{cases} \quad (13)$$

可求解出温度影响下接触面均布压力增长值:

$X = r + h + \Delta r + \Delta h$ 。如按平面应变考虑, 则上述公式中 E 换成 $\frac{E}{1 - \nu^2}$, ν 换成 $\frac{\nu}{1 - \nu}$ 。得到接触面均

布压力增长值后,根据 Coulomb 摩擦力公式 $F = \mu N$ 即可得到摩擦力增长值。

3 芯轴式摩擦支撑滞回能量耗散数值模型

3.1 模型概况

为了研究芯轴式摩擦支撑在不同影响因素下的耗能效果,本文设计了 17 个模型,MC1~MC5 以及 MC10~MC17 模型尺寸信息相同,MC6~MC9 在前面模型尺寸的基础上,改变了摩擦片的厚度。芯轴式摩擦支撑模型具体尺寸如表 1 所示。

3.2 有限元模型的建立

在设置有限元模型位移边界条件时,将套筒底面设置为固定,实现套筒端部刚接;同时,将芯轴端面设置为只沿着 z 轴方向移动。

对于分析步设置,初始分析步后设置两个分析步。第一步为初始压力分析步,用于摩擦接触面初始压力的施加;第二步为循环拉压分析步,模拟芯轴式摩擦支撑的使用过程,都采用温度-位移耦合类型。摩擦支撑摩擦力模拟采用 Coulomb 摩擦模型, Coulomb 摩擦力公式: $F = \mu N$, 式中 μ 为摩擦系数, N 为摩擦接触面压力。挡板与套筒之间采用绑定连

接,其他各部件之间设置为接触,接触属性包括切向行为、法向行为、热传导以及生热。根据网格尺寸大小,网格尺寸大的为主表面。有限元网格划分时都采用 C3D8T 单元类型,这种单元类型可以用于力-热学耦合问题的仿真计算^[21],为满足一定精度,对摩擦接触面部件进行加密,挡板的网格尺寸为 3,摩擦片的网格尺寸为 4,套筒和摩擦芯轴的网格尺寸为 6,芯轴式摩擦支撑网格划分如图 5 所示。

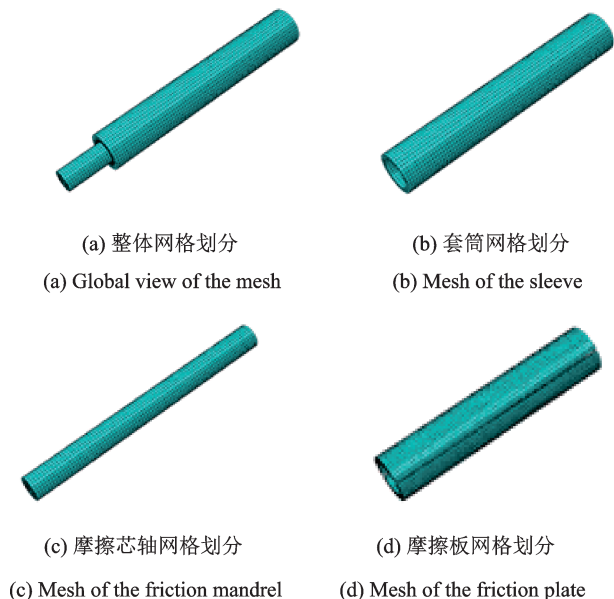


图 5 芯轴式摩擦支撑摩擦生热分析网格划分示意图
Fig. 5 Graphic diagram of gridding for friction heat analysis of mandrel friction brace

表 1 芯轴式摩擦支撑模型尺寸

Tab. 1 Dimensions of mandrel friction brace model

模型编号	摩擦芯轴			套筒		摩擦片	
	直径/mm	长度/mm	厚度/mm	外直径/mm	长度/mm	厚度/mm	长度/mm
MC1~MC5	46	500	10	82	500	8	300
MC10~MC17							
MC6	46	500	10	76	500	5	300
MC7	46	500	10	78	500	6	300
MC8	46	500	10	86	500	10	300
MC9	46	500	10	90	500	12	300

3.3 材料的本构模型与属性

芯轴式摩擦支撑有限元模型部件中摩擦芯轴、套筒和挡板均采用相同型号的钢材,摩擦片采用黄铜。本构模型反映材料应力与应变等变量的关系,黄铜应力-应变关系采用利用霍普金森压杆(SHPB)实验研究得到的数值^[22],通过实验拟合得到的黄铜(H62)的 Johnson-Cook(J-C)本构模型表达式为^[22]:

$$\sigma = (345 + 446e^{0.85}) \left[1 + 0.017 \ln \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right] \left[1 - (T^*)^{2.3} \right] \quad (15)$$

式中 σ 为等效应力; ϵ 为等效应变; $\dot{\epsilon}_0$ 为参考应变率; $\dot{\epsilon}$ 为等效应变率; $T^* = (T - T_0) / (T_m - T_0)$, T_0 为参考温度, T_m 为黄铜熔点。

钢材的应力-应变关系采用理想双线性随动强化材料模型,钢材屈服后的切线模量 E_2 取钢材屈服前的弹性模量 E_1 的 2%。模拟分析中钢材与黄铜的材料参数如表 2 所示。

在摩擦支撑使用过程中,摩擦支撑各部件温度会不断升高,材料的弹性模量、线性膨胀系数、比热容、热传导系数包括环境温度等都会不断变化^[23]。

由于 Q345 钢材弹性模量在 25~200 °C 温度范围内无明显变化^[24], 为了方便研究摩擦生热对芯轴式摩擦支撑性能的影响, 模型中假设芯轴式摩擦支撑各部件材料的弹性模量、线性膨胀系数、比热容和热传导系数等不随温度发生变化, 不考虑摩擦材料磨损和热辐射对模拟的影响, 同时假设摩擦功全部转化为摩擦热量并且摩擦接触面摩擦热流平均分配给摩擦芯轴和摩擦片。

表 2 材料参数

参数	钢材	黄铜
弹性模量 /GPa	206	90
泊松比	0.3	0.32
比热容/[J·(kg·K) ⁻¹]	500	380
密度/(kg·m ⁻³)	7850	8500
热导率/[W·(m·K) ⁻¹]	48	108
热膨胀系数/K ⁻¹	1.2×10 ⁻⁵	1.87×10 ⁻⁵
表面传热系数/[W·(m ² ·K) ⁻¹]	20	20
材料初始温度/°C	20	20
环境温度/°C	20	20

3.4 加载制度

芯轴式摩擦支撑热影响有限元模拟分析的加载方式为位移加载, 按照位移幅值从小到大逐级加载, 采用 10, 15, 20, 25, 30, 35 mm 幅值循环加载, 每个幅值循环两圈, 加载位移曲线如图 6 所示。

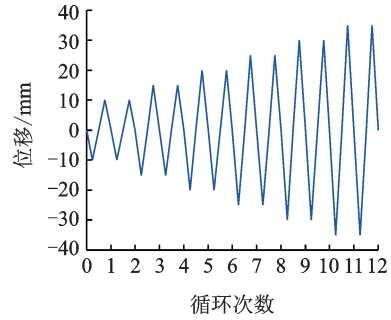


图 6 加载历程

Fig. 6 Loading process

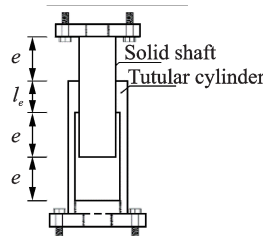
3.5 模型验证

为了验证建模方法的正确性, 本文进行试验与有限元模拟对比验证, 采用文献[25]中的圆柱摩擦阻尼器试验数据, 应用本文的建模方法在 ABAQUS 软件中建立模型。摩擦阻尼器的轴采用 CK45 钢材, 气缸采用 CK15 钢材, 两者之间的动摩擦系数为 0.224。为了便于建模和节约计算时间, 建立简化模型, 只考虑摩擦阻尼器的主要部件, 省略两端的连接板, 利用边界约束条件来代替, 并将模拟分析得出的结果同试验结果进行对比。

通过图 7 的对比可以看出, 模拟结果与试验结果吻合得很好: 滞回曲线整体吻合得较好, 模拟所得每圈耗能能量与试验结果接近, 模拟所得的耗能能量值与试验值多处交叉重合, 模拟所得每个循环平均耗能能量值与试验值的误差仅为 2.35%。说明本文所用的建模方法是可行的, 可以应用于芯轴式摩擦支撑的有限元模拟分析。



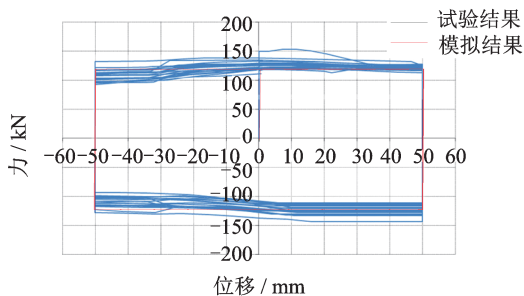
(a) 试验装置图
(a) Test device



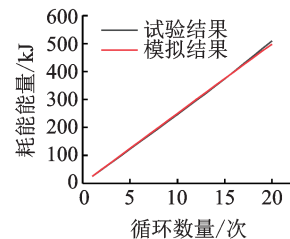
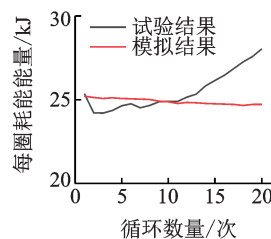
(b) 试验模型
(b) Test model



(c) 有限元模型
(c) Finite element model



(d) 滞回曲线对比
(d) Hysteresis curve comparison



(e) 能量耗散对比
(e) Energy dissipation comparison

图 7 试验与有限元结果对比

Fig. 7 Comparison of experimental and numerical results

4 芯轴式摩擦支撑滞回能量耗散参数影响分析及理论对比验证

根据芯轴式摩擦支撑的数值模拟结果,对初始摩擦力、摩擦片厚度、摩擦芯轴比热容和摩擦系数等影响因素进行参数分析。

4.1 初始摩擦力对芯轴式摩擦支撑的摩擦热效应影响

初始摩擦力不一样,摩擦产生的热量不同。保持摩擦支撑其他设计参数不变,只改变初始摩擦力 F_0 ,分析不同初始摩擦力对芯轴式摩擦支撑的摩擦热效应,分析中设计了 50 kN (MC1), 100 kN (MC2), 150 kN (MC3), 200 kN (MC4) 和 250 kN (MC5) 五种不同初始摩擦力模型。

芯轴式摩擦支撑在不同初始摩擦力影响下,拉压循环过程中的摩擦力变化值和摩擦 12 圈后摩擦接触面最高温度值如表 3 所示,摩擦力与温度的变化对比如图 8 所示。主要对比参数有芯轴式摩擦支撑摩擦 6 圈后受拉摩擦力 F_{11} 和受压摩擦力 F_{y1} 、摩擦 12 圈后受拉摩擦力 F_{12} 和受压摩擦力 F_{y2} 、最高温度 T_h 和摩擦力增长值 ΔF 。

表 3 初始摩擦力影响下摩擦力变化及最高温度值

Tab. 3 Friction change and maximum temperature value under the influence of initial friction

模型编号	F_0/kN	F_{11}/kN	F_{y1}/kN	F_{12}/kN	F_{y2}/kN	$T_h/^\circ\text{C}$
MC1	50	63	67	75	84	31
MC2	100	129	135	145	160	41
MC3	150	187	200	237	241	51
MC4	200	249	266	295	318	62
MC5	250	320	337	374	398	74

结合表 3 和图 8 可知:五个不同初始摩擦力的芯轴式摩擦支撑模型在摩擦过程中温度都不断升高,摩擦力不断上升,并且随着初始摩擦力的增加,温度上升速率加快,摩擦力增长的速率也加快。芯轴式摩擦支撑的初始摩擦力每增加 50 kN,拉压循环摩擦 12 圈后摩擦接触面温度的上升值要增加 10~12 $^\circ\text{C}$;摩擦支撑的受拉摩擦力比初始摩擦力要增加 45%~58%,受压摩擦力比初始摩擦力增加 59%~68%。由于摩擦芯轴、摩擦片和套筒受热发生膨胀,摩擦芯轴与摩擦片的厚度方向的膨胀使摩擦接触面的压力增加,因此导致摩擦力不断上升,温度不断升高。

图 9 给出了 MC1 和 MC5 两组模型的温度场分布图。由图可知:高温区主要集中在摩擦芯轴与摩

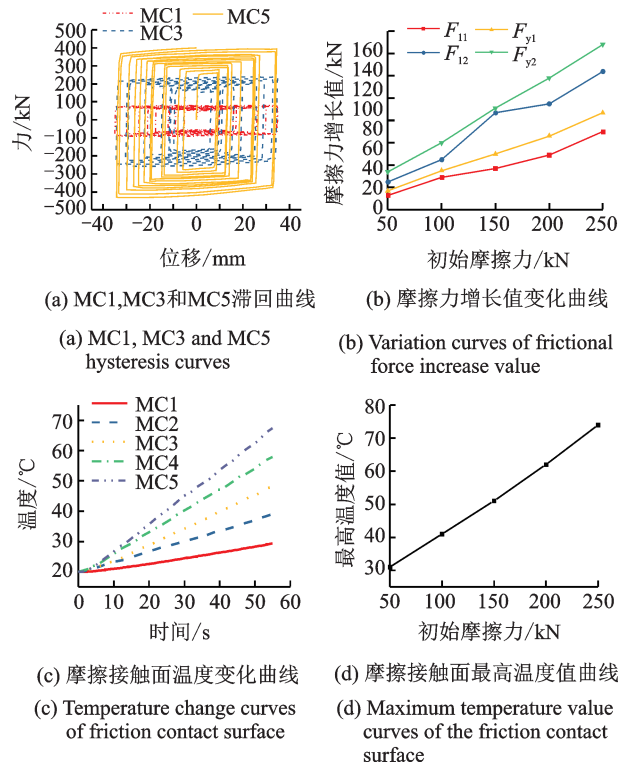


图 8 不同初始摩擦力下芯轴式摩擦支撑摩擦力与温度的变化比较

Fig. 8 Comparison of friction and temperature changes of mandrel friction brace under different initial frictional forces

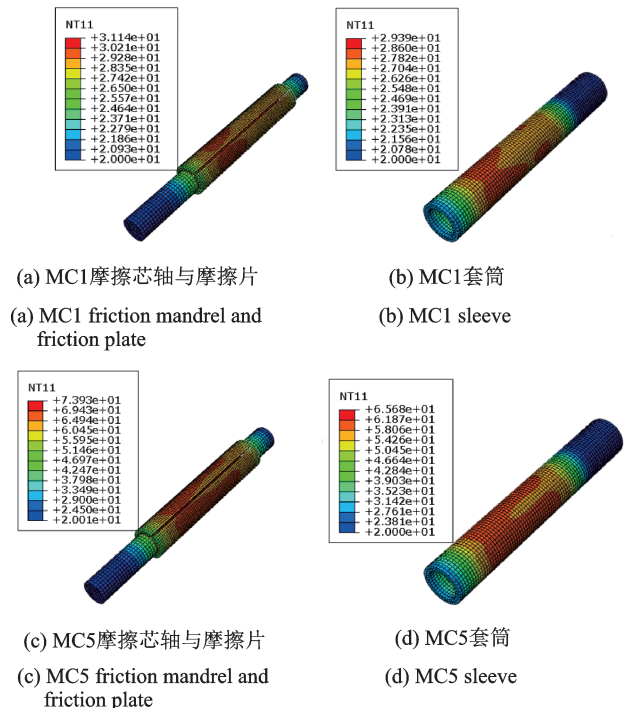


图 9 不同初始摩擦力下芯轴式摩擦支撑各部件的温度场分布

Fig. 9 Temperature field distribution of mandrel friction brace components under different initial frictional forces

擦片的摩擦接触面上;由于热传导作用,套筒温度也大幅上升,但低于摩擦片和摩擦芯轴的温度。初始

摩擦力为 50 kN 的芯轴式摩擦支撑,温度最高只有 31 °C,套筒温度也只有 29 °C;初始摩擦力为 250 kN 的芯轴式摩擦支撑,温度最高到达 74 °C,套筒温度到达 65 °C。由此可知摩擦支撑设计承载力越大,摩擦产生的热量越多,部件温度越高。温度的升高导致摩擦接触面越容易被氧化和发生粘合现象,致使摩擦接触面磨损增加,建议在设计大承载力摩擦支撑时应考虑摩擦热效应影响。

4.2 摩擦片厚度对芯轴式摩擦支撑的摩擦热效应影响

保持摩擦芯轴尺寸、套筒厚度和其余设计参数不变,改变摩擦片厚度,分析不同厚度摩擦片对新型摩擦支撑的摩擦热效应影响。由于摩擦片上要加载压力,摩擦片过薄容易变形破坏,分析中设计了 5 mm (MC6), 6 mm (MC7), 8 mm (MC2), 10 mm (MC8) 和 12 mm (MC9) 五种不同厚度摩擦片模型。不同厚度摩擦片影响下摩擦力变化及最高温度值如表 4 所示,对摩擦力和温度的变化进行对比分析如图 10 所示。

表 4 摩擦片厚度影响下摩擦力变化及最高温度值

Tab. 4 Friction change and maximum temperature value under the influence of friction plate thickness

模型 编号	F_0/kN	F_{11}/kN	F_{y1}/kN	F_{12}/kN	F_{y2}/kN	$T_h/^\circ\text{C}$
MC6	100	115	118	121	131	40
MC7	100	122	127	134	145	41
MC2	100	129	135	150	162	41
MC8	100	133	145	165	187	42
MC9	100	138	152	177	214	43

从表 4 和图 10 可知:随着摩擦片厚度的增加,温度上升速率变化较小,但摩擦力上升速率增大。5 mm 厚的摩擦片支撑拉压循环摩擦 12 圈后受拉摩擦力增长 21%,受压摩擦力增长 31%;12 mm 厚的摩擦片的支撑拉压循环 12 圈后受拉摩擦力增长 77%,受压摩擦力增长 114%;摩擦片厚度的增加对摩擦产生的热量影响不大,各组厚度摩擦片的支撑摩擦接触面的最高温度相差只有 0~3 °C。由于摩擦片厚度的增加,相同温度下摩擦片膨胀量增加,导致摩擦接触面压力增加,摩擦力上升加快。

由图 10(a) 中滞回曲线可知,芯轴式摩擦支撑摩擦片厚 10 mm 时,受摩擦热影响摩擦力急剧增大,初始摩擦力为 100 kN,拉压循环摩擦 12 圈后受压摩擦力增长到 187 kN,这容易导致支撑使用过程中发生破坏,同时摩擦片过厚容易影响芯轴式摩擦支撑的散热。根据刘金龙等^[26]的试验研究,压力为

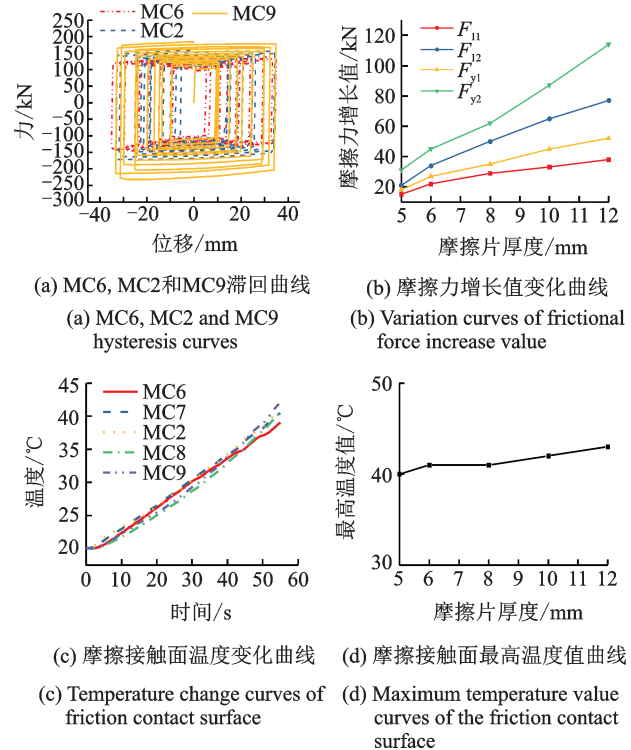


图 10 不同厚度摩擦片下芯轴式摩擦支撑摩擦力与温度的变化比较

Fig. 10 Comparison of friction and temperature changes of mandrel friction brace under different thickness friction plates

50 N 的铜销与钢盘摩擦磨损拟合结果为:

$$y = A_1 e^{\frac{x}{c_1}} + y_0 = 167.59 e^{\frac{-x}{0.68}} + 2.09 \quad (16)$$

式中 y 为磨损率, $10^{-6} \text{ mg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; x 为销的直径, mm; c_1 为接触系数, y_0 为最小磨损率。把摩擦芯轴直径代入,得到磨损率为: $2.09 \times 10^{-6} \text{ mg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,根据文中试验数据,相同直径铜销,不同压力下磨损率几乎成线性增长,芯轴式摩擦支撑接触面压力最少达到 100 kN,预估新型芯轴式摩擦支撑摩擦片磨损率到达 $4.18 \times 10^{-3} \text{ mg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,所以摩擦片过薄容易被磨损破坏,摩擦支撑摩擦片厚度建议取 5~8 mm。

4.3 摩擦芯轴比热容对芯轴式摩擦支撑的摩擦热效应影响

设计五组不同摩擦芯轴比热容系数模型 MC10, MC5, MC11, MC12, MC13, 比热容系数分别为 450, 500, 550, 600 和 650 J/(kg·K), 其余设计参数相同,研究比热容对芯轴式摩擦支撑热效应影响。

表 5 给出了不同比热容影响下摩擦力变化数值及摩擦接触面的最高温度值,图 11 给出了不同比热容下芯轴式摩擦支撑摩擦力与温度的变化对比分析。

表 5 比热容影响下摩擦力变化及最高温度值

Tab. 5 Friction change and maximum temperature value under specific heat capacity

模型编号	F_0/kN	F_{11}/kN	F_{y1}/kN	F_{12}/kN	F_{y2}/kN	$T_h/^\circ\text{C}$
MC10	250	326	340	388	406	77
MC5	250	320	337	374	398	74
MC11	250	318	332	369	391	70
MC12	250	310	330	353	381	66
MC13	250	305	327	343	379	63

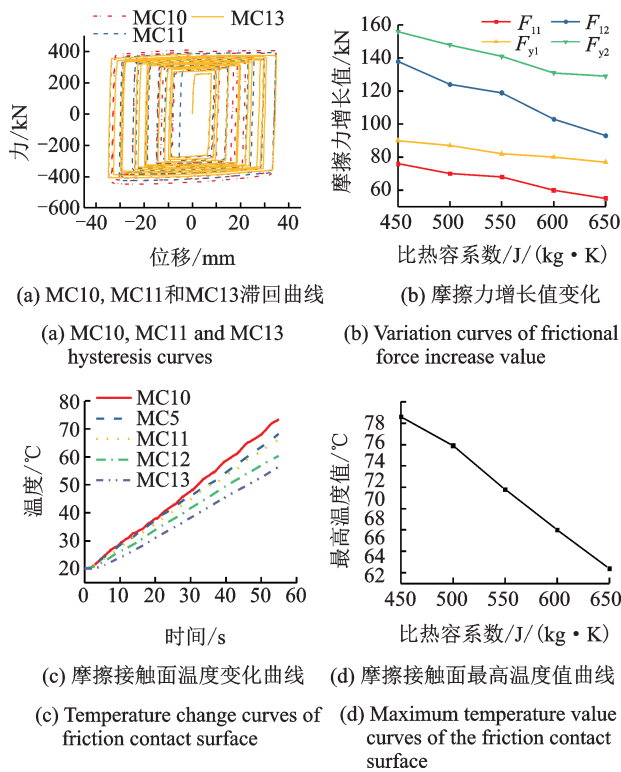


图 11 不同比热容下芯轴式摩擦支撑摩擦力与温度的变化比较

Fig. 11 Comparison of friction and temperature changes of mandrel friction brace under different specific heat capacities

由表 5 和图 11 可知:随着摩擦芯轴比热容增加,循环过程中摩擦支撑温度上升放缓,摩擦力增长速率下降。摩擦芯轴比热容每增加 $50 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$,摩擦支撑摩擦 12 圈后摩擦接触面的最高温度值下降 $3\sim 4^\circ\text{C}$,摩擦力增长值下降 $8\sim 16 \text{ kN}$ 。

图 12 给出了 MC10 和 MC13 两种不同比热容的摩擦芯轴温度场分布图,可以看出:提高材料比热容有助降低摩擦接触面温度的升高。摩擦支撑比热容系数为 $450 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 的模型,摩擦芯轴摩擦面最高温度为 78°C ,而摩擦支撑比热容系数为 $650 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 的模型,摩擦芯轴摩擦面最高温度为 66°C 。因此摩擦支撑设计时可以选用比热容较高的材料,可以很好地减少摩擦接触面温度升高,温度的下降有助

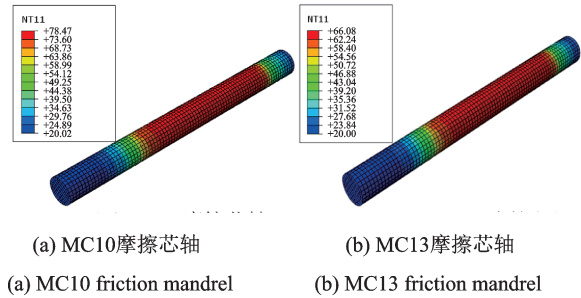


图 12 不同比热容下芯轴式摩擦支撑的摩擦芯轴温度场分布

Fig. 12 Temperature field distribution of friction mandrel of mandrel friction brace under different specific heat capacities

于减少摩擦接触面氧化磨损和黏着磨损,提高摩擦支撑使用寿命。

4.4 摩擦系数对芯轴式摩擦支撑的摩擦热效应影响

分析摩擦系数对芯轴式摩擦支撑热效应影响,摩擦系数依次取 0.7 (MC14), 0.6 (MC15), 0.5 (MC5), 0.4 (MC16) 和 0.3 (MC17),调节接触压力,保持初始摩擦力 250 kN 不变,对芯轴式摩擦支撑进行模拟分析。

摩擦系数影响下摩擦力变化及最高温度值如表 6 所示,不同摩擦系数下芯轴式摩擦支撑摩擦力与温度的变化对比分析如图 13 所示。由表 6 和图 13 可知:保持初始摩擦力不变,随着摩擦系数增大,摩擦热效应影响增大。其变化规律:摩擦系数每增加 0.1 ,拉压循环 12 圈后受拉摩擦力增加 $17\sim 34 \text{ kN}$,受压摩擦力增加 $33\sim 41 \text{ kN}$;摩擦系数每增加 0.1 ,温度上升值增加 $2\sim 6^\circ\text{C}$ 。由于模拟中假设所有摩擦功全部转化为热能,根据能量守恒定律,摩擦接触面单位面积产生的热量为:

$$q = \frac{\mu PV}{J} \quad (17)$$

式中 μ 为摩擦系数, P 为摩擦接触面压强, V 为摩擦接触面相对滑动速度, J 为热功当量。

在芯轴式摩擦支撑的初始摩擦力和相对滑动速度 V 相同的情况下,初始摩擦阶段支撑所产生的热量相差不大,在摩擦过程中摩擦部件受热发生膨胀导致摩擦接触面压强不断增加,摩擦支撑的摩擦系数越大摩擦力增长越快,所以摩擦系数大的摩擦支撑在摩擦过程中产生的热量更多。为了减少支撑摩擦接触面摩擦生热对支撑的不利影响,降低摩擦热量的产生,建议可采取增大摩擦接触面面积、减少摩擦接触面压强和适当减少摩擦系数等措施。

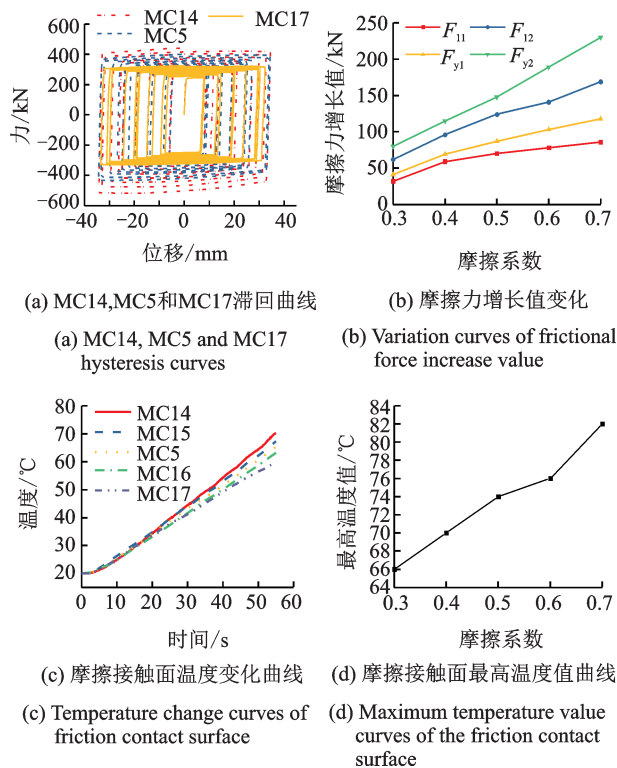


图 13 不同摩擦系数下芯轴式摩擦支撑摩擦力与温度的变化比较

Fig. 13 Comparison of friction and temperature changes of new mandrel friction brace under different friction coefficients

表 6 摩擦系数影响下摩擦力变化及最高温度值

Tab. 6 Friction change and maximum temperature value under the influence of friction coefficient

模型编号	F_0/kN	F_{11}/kN	F_{y1}/kN	F_{12}/kN	F_{y2}/kN	$T_h/^\circ\text{C}$
MC14	250	336	368	419	480	82
MC15	250	328	353	391	439	76
MC5	250	320	337	374	398	74
MC16	250	309	319	346	365	70
MC17	250	282	291	312	330	66

4.5 芯轴式摩擦支撑各因素影响评估

本文讨论了初始摩擦力、摩擦片厚度、摩擦芯轴比热容以及摩擦系数对芯轴式摩擦支撑摩擦热效应的影响。根据实际工程需要,设计合理初始摩擦力的支撑,可以避免初始摩擦力过大。摩擦片厚度对支撑力学性能影响较小,按建议值取 5~8 mm 即可。材料比热容以及摩擦系数对芯轴式摩擦支撑摩擦热效应的影响较大,设计者设计时应该引起注意,采取有效措施。常用的摩擦材料除了表 2 中给出的钢材与黄铜外,还有铝和陶瓷摩擦片等。铝材的摩擦系数为 0.36,比热容为 880 J/(kg·K),热导率为 217 W/(m·K)。陶瓷摩擦片具有稳定的摩擦系数 0.45~0.55,高比热容为 850 J/(kg·K)等特点,但其

热导率较低。越来越多的有机复合摩擦材料的开发正在对摩擦阻尼器的有效应用产生积极影响。

4.6 芯轴式摩擦支撑数值结果与理论结果对比验证分析

把摩擦支撑各部件尺寸参数和模拟计算得到的温度代入式(9)~(14),温度取各部件最高温度的 80%,计算得到 MC1 摩擦 12 圈后摩擦力增长值为 29.9 kN,MC5 摩擦 12 圈后摩擦力增长值为 178.4 kN,按平面应变计算则分别为 31.6 kN 和 187.7 kN;MC6 摩擦 12 圈后摩擦力增长值为 33.9 kN,MC9 摩擦 12 圈后摩擦力增长值为 124.1 kN,按平面应变计算则分别为 35.8 kN 和 130.6 kN,以上计算结果与图 8(b)和图 10(b)中模拟计算的受压摩擦力增长值很接近,误差在 7%~26% 之间。MC1 与 MC5 主要是初始摩擦力不同导致各部件温度和接触面均布压力增长值不同,所以初始摩擦力较大的摩擦支撑摩擦生热影响下摩擦力增长更快;MC6 与 MC9 由于摩擦片厚度不同,导致摩擦片膨胀量和传给套筒热量不一样,所以摩擦片较厚的摩擦支撑摩擦生热影响下摩擦力增长更快。

5 结 论

根据芯轴式摩擦支撑的构造特点,建立滑动摩擦动热转换的滞回能量耗散模型,给出了温度影响下接触面均布压力增长值理论计算公式,并对芯轴式摩擦支撑的一些重要参数进行了分析,得到以下结论:

(1)芯轴式摩擦支撑在摩擦过程中,温度不断上升,导致摩擦力不断上升,高温区主要集中在摩擦芯轴和摩擦片的摩擦接触面上。

(2)初始摩擦力越大,摩擦产生的热量越多,芯轴式摩擦支撑摩擦热效应越明显,即温度上升更快,导致摩擦力上升加快;随着摩擦片厚度的增加,摩擦接触面的温度上升速率变化较小,但摩擦力上升速率增大,为减少芯轴式摩擦支撑摩擦热效应影响,同时为防止摩擦片过薄导致被磨穿破坏,建议摩擦片厚度取 5~8 mm。

(3)随着摩擦系数的增加,芯轴式摩擦支撑摩擦热效应越明显;材料比热容的增加可减少摩擦热效应,为降低温度对摩擦支撑性能的影响,摩擦支撑设计时可采取选用高比热容的摩擦材料,增大摩擦接触面面积,减少摩擦接触面压强和适当减少摩擦系数等措施。

参考文献:

- [1] 张津娟, 潘文, 叶燎原. 国内外摩擦耗能器研究进展[J]. 昆明理工大学学报(理工版), 2004, 29(1):84-88. ZHANG Jinjuan, PAN Wen, YE Liaoyuan. Theories and application of friction dampers[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Science and Technology), 2004, 29(1):84-88.
- [2] 周丽萍, 杨毅, 孙海石. 浅议摩擦阻尼减震技术的应用[J]. 工程抗震与加固改造, 2006, 28(2):84-87. ZHOU Liping, YANG Yi, SUN Haishi. Studies and applications of friction dampers dissipation[J]. Earthquake Resistant Engineering and Retrofitting, 2006, 28(2):84-87.
- [3] Mualla Imad, 曹铁柱, 廖膺铨. 新型转动摩擦阻尼器在建筑工程中的应用[J]. 建筑结构, 2012, 42(S1):521-524. Mualla Imad, Cao Tiezhu, Liu Kelvin. A new rotational friction damper for vibration control of buildings[J]. Building Structure, 2012, 42(S1):521-524.
- [4] 张玉敏, 谷玉珍. 摩擦阻尼器在建筑结构减震应用的现状研究[J]. 建筑结构, 2018, 48(S2):402-407. Zhang Yumin, Gu Yuzhen. Research on the statue quo of friction energy dissipation in building structure damping application[J]. Building Structure, 2018, 48(S2):402-407.
- [5] Gagnon L, Morandini M, Ghiringhelli G L. A review of friction damping modeling and testing[J]. Archive of Applied Mechanics, 2020, 90(1):107-126.
- [6] 钱大帅, 刘占生. 基于线性互补原理的干摩擦振动系统非光滑数值算法[J]. 振动工程学报, 2012, 25(5):506-513. QIAN Da-shuai, LIU Zhan-sheng. Non-smooth numerical algorithm for vibration system with dry friction based on linear complementarity principle[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(5):506-513.
- [7] 赵大海, 李宏男. 采用模糊逻辑的半主动摩擦阻尼器对偏心结构的振动控制[J]. 振动工程学报, 2007, 20(2):112-117. ZHAO Da-hai, LI Hong-nan. Vibration control of irregular structure using semi-active friction dampers based on fuzzy logic[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(2):112-117.
- [8] Pall A S, Marsh C. Seismic response of friction damped braced frames[J]. ASCE, Journal of Structural Division, 1982, 108(6):35-44.
- [9] Aiken I D, Kelly J M. Earthquake simulator testing and analytical studies of two energy-absorbing systems for multistory structures [R]. University of California, Berkeley, 1992.
- [10] 彭凌云, 周锡元. 拟线性摩擦阻尼器性能试验与有限元分析[J]. 建筑结构学报, 2010, 31(6):194-200. PENG Lingyun, ZHOU Xiyuan. Experiment and FEA on performance of pseudo-linear friction damper[J]. Journal of Building Structures, 2010, 31(6):194-200.
- [11] 邹爽, 五十子幸树, 井上范夫, 等. 控制隔震层发生过大位移的连接摩擦阻尼器的参数优化设计[J]. 振动工程学报, 2016, 29(2):201-206. ZOU Shuang, IKAGO Kokyu, INOUE Norio, et al. Design optimization of damper with coupling mechanism for seismic response of base isolated structure[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(2):201-206.
- [12] 王贡献, 王洋洋, 袁建明, 等. 新型弧面摩擦阻尼器力学性能研究[J]. 中国机械工程, 2016, 27(11):1429-1433. WANG Gongxian, WANG Yangyang, YUAN Jianming, et al. Research on mechanics performance of a new cambered friction damper[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(11):1429-1433.
- [13] Dai H, Huang Z, Wang W. A new permanent magnetic friction damper device for passive energy dissipation[J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(10):105016.
- [14] Samani H R, Mirtaheer M, Zandi A P. Experimental and numerical study of a new adjustable frictional damper[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2015, 112(9):354-362.
- [15] 刘海洋. 自反馈控制摩擦阻尼器耗能性能研究[D]. 济南: 济南大学, 2014. LIU Haiyang. Study of energy dissipation performance of the self feedback controlled friction damper[D]. Jinan: University of Jinan, 2014.
- [16] Ramakrishna S, Kumar D, Barad S, et al. Experimental evaluation of quantitative values of dry sliding frictional coefficients of material used in floating mass damper system[J]. Jurnal Tribologi, 2019, 23:48-60.
- [17] Zimbru M, D'Aniello M, Martino A D, et al. Investigation on friction features of dissipative lap shear connections by means of experimental and numerical tests[J]. The Open Construction and Building Technology Journal, 2018, 12(Suppl-1, M9):154-169.
- [18] Wang T, Yang F, Wang X, et al. Experimental study on a hybrid coupling beam with a friction damper using semi-steel material[J]. Frontiers in Materials, 2019, 6:00135.
- [19] 孙江波, 潘鹏, 邓开来. 摩擦消能器温度依存性试验研究[J]. 建筑结构, 2019, 49(7):128-132. SUN Jiang-bo, PAN Peng, DENG Kai-lai. Experimental study on temperature dependence of friction damper[J]. Building Structure, 2019, 49(7):128-132.
- [20] 黄健萌, 高诚辉, 唐旭晟, 等. 盘式制动器热-结构耦合的数值建模与分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44

- (2):145-151.
- HUANG Jianmeng, GAO Chenghui, TANG Xusheng, et al. Numerical modeling and analysis of the thermal-structure coupling of the disc brake [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44 (2) : 145-151.
- [21] 王尚东. 摩擦力矩负载模拟器摩擦性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- WANG Shangdong. Research on the friction performance of friction torque load simulator [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
- [22] 王晨羽, 颜世晶, 李金泉. 黄铜动态破坏的热塑性本构模型研究[J]. 沈阳理工大学学报, 2018, 37(3) : 63-67.
- WANG Chenyu, YAN Shijing, LI Jinquan. Study on thermoplastic constitutive model of dynamic fracture for brass [J]. Journal of Shenyang Ligong University, 2018, 37(3):63-67.
- [23] 王伟, 王彩芸, 郭俊, 等. 轮轨滑动摩擦生热分析[J]. 机械设计, 2011, 28(4):10-15.
- WANG Wei, WANG Caiyun, GUO Jun, et al. The wheel rail sliding friction heat analysis [J]. Mechanical Design, 2011, 28(4):10-15.
- [24] 李国强, 陈凯, 蒋首超, 等. 高温下 Q345 钢的材料性能试验研究[J]. 建筑结构, 2001, 31(1):53-55.
- LI Guoqiang, CHEN Kai, JIANG Shouchao, et al. Experimental studies of the material properties of Q345 steel at elevated temperatures [J]. Building Structure, 2001, 31(1):53-55.
- [25] Mirtaheri M, Zandi A P, Samadi S S, et al. Numerical and experimental study of hysteretic behavior of cylindrical friction dampers[J]. Engineering Structures, 2011, 33(12): 3647-3656.
- [26] 刘金龙, 刘洪涛, 丁静倩. 黄铜/钢摩擦副接触面积对磨损的影响[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(3):279-284.
- LIU Jinlong, LIU Hongtao, DING Jingqian. Effect of contact area on wear of brass /steel tribo-couple[J]. Tribology, 2010, 30(3):279-284.

Hysteretic energy dissipation model and influence parameters of a mandrel friction brace

HU Bao-lin, HU Wu-biao, HE Wen-fu, AI Lu

(Department of Civil Engineering, Shanghai University, Shanghai 200444, China)

Abstract: According to the structural characteristics of the mandrel friction brace, a hysteretic energy dissipation model for sliding frictional kinetic heat conversion is established. The influence of friction heat generation on the performance of the mandrel friction brace is studied. The influence laws of initial friction force, thickness of friction plate, specific heat capacity of friction mandrel and friction coefficient on the mechanical properties and temperature field of the mandrel friction brace are analyzed. The theoretical calculation formula of the frictional force growth value of the friction brace under the influence of frictional heat generation is given and verified by numerical analysis results. The results show that the temperature of the new friction brace increases continuously during the friction process, and the high temperature zone mainly concentrates on the friction contact surface between the friction core shaft and the friction plate. With the increase of the thickness of the friction plate, the initial friction force and the friction coefficient the frictional heat effect becomes more obvious. With the increase of the specific heat capacity of the material, the friction heat effect decreases. The research on the thermal effect of sliding friction of friction braces can provide the reference for the design of friction braces.

Key words: mandrel friction brace; hysteretic energy; frictional heat generation; dissipation model; parameter analysis

作者简介: 胡宝琳(1980—),男,工学博士,讲师。电话:18901881000;E-mail:hubaolintz@163.com。

通讯作者: 何文福(1979—),男,工学博士,副教授。(021)66133365;E-mail:howunfu@shu.edu.cn。