

• 工程结构减震与隔震 •

DOI:10.12454/j.jsuese.202400006



本刊网刊

低载荷下 PTFE-不锈钢摩擦特性及力学模型研究

赵守江¹, 戴君武²

(1. 故宫博物院, 北京 100009; 2. 中国地震局工程力学研究所地震工程与工程振动重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘要:在滑移隔震支座中,聚四氟乙烯(PTFE)和不锈钢所构成的摩擦副应用广泛,其摩擦特性是影响支座隔震效果的关键因素之一。为研究其在低载荷条件下的摩擦特性,通过滑动摩擦试验考察静摩擦系数和动摩擦系数随载荷变化的规律,以及动摩擦系数与速度的相互关系。建立 PTFE-不锈钢的摩擦力模型,并结合振动试验和数值分析对该模型的准确性进行验证。此外,对比评估了该力学模型与库仑模型在预测摩擦行为方面的适用性。结果表明:静摩擦系数和动摩擦系数均与竖向载荷显著相关。当压强为 0~0.5 MPa 时,静摩擦系数随压强增大而大幅度降低;当压强为 0.5~1.2 MPa 时,静摩擦系数的降幅趋缓并基本稳定在 0.045 左右。对于动摩擦系数,当压强为 0~2.0 MPa 时,其随压强增大呈现出先减小后增大的趋势,且增速持续减缓;同一压强下,动摩擦系数随速度增大而增大,并在速度达到一定阈值后趋于稳定,而且不同压强下的上限值均接近 0.202;动摩擦系数与速度的关系可用指数函数描述。在多次振动响应试验中,加速度时程曲线的重合度优于相对位移的重合度,但随着试验次数的增加,相对位移的重合度有所提高。通过对比位移变化量和加速度极值,验证了基于指数函数模型的理论分析值与试验值的高吻合度。相较于库仑模型,指数函数模型能更准确地反映低载荷下摩擦力的特征,也更适用于滑移隔震支座的动力响应分析。

关键词:聚四氟乙烯(PTFE); 不锈钢; 滑移隔震; 力学模型; 低载荷; 摩擦系数

中图分类号: TU352.1¹²

文献标志码: A

文章编号: 2096-3246(2025)03-0042-09

聚四氟乙烯(PTFE)是已知固体润滑材料中表面张力最小的材料,具有极高的化学惰性和几乎不与任何物质黏结的特性^[1-2]。它与不锈钢组成的摩擦副在工程领域尤其是滑移隔震支座中的应用极为广泛^[3-5]。地震发生时,该摩擦副能在界面处发生滑动,有效控制能量向上传递,并通过摩擦耗散能量,显著降低结构的地震响应。因此,深入探究 PTFE-不锈钢的摩擦特性,对于优化设计和提升隔震效果具有重要意义。

在 PTFE 摩擦系数的影响因素、规律及模型构建方面,国内外学者进行了广泛的探索。Constantinou 等^[6]通过 PTFE 平板滑移试验,证明了 PTFE 材料表面并非理想的库仑接触,摩擦系数随接触面压强增大而减小,随滑动速度增大而增大。Mokha 等^[7]通过高速下的 PTFE 摩擦滑移试验观察到,当速度为 0.1~0.2 m/s 时,摩擦系数迅速增加,但在较高速度下摩擦系数近乎恒定,并据此给出理论模型。Friedrich^[8]通过摩擦学研究表明,除速度、压强外,温度也对高分子材料的摩

擦系数有重要影响,玻璃转化温度、结晶度和环境湿度也与其有一定关系。Kumar 等^[9]研究了 PTFE 摩擦系数与速率、压强和滑动面温度间的关系,并基于试验数据提出一种摩擦系数的理论模型。蒋光超等^[10]研究了不锈钢表面粗糙度对 PTFE 摩擦性能的影响,指出在低粗糙度范围内,摩擦系数几乎不受表面粗糙度的影响。李湘杰等^[11]指出,在 PTFE 摩擦特性的诸多影响因素中,速度、压强为主要影响因素,环境温度、摩擦热能和不锈钢表面粗糙度为次要影响因素,加载频率、样本尺寸、试验类型和加速度等对滑动摩擦系数几乎无影响。Dorafshan 等^[12]针对桥梁施工过程中 PTFE 滑动支座的应用,探讨了不同润滑类型对摩擦系数的影响。在微观作用机理方面,Xie 等^[13-14]采用分子动力学方法模拟了 PTFE-钢摩擦界面的动态演化过程,揭示了两者的低摩擦特性的形成机制。Hao^[15]、潘登^[16]等分别模拟了载荷、速度对 PTFE 摩擦系数的影响,结果表明仿真与试验结果吻合较好。

收稿日期:2024-01-03 修回日期:2024-04-18 网络出版日期:2024-04-29

基金项目:国家重点研发计划项目(2019YFC1521000)

作者简介:赵守江(1984—),男,副研究馆员.研究方向:文物减隔震. E-mail: zhaoshoujiang@dpm.org.cn

综上所述,目前对于PTFE-不锈钢间的摩擦行为,尤其是摩擦系数与滑动速度、压强的关系,已经有了较为深入的理解。然而,已有研究主要集中在建筑、桥梁等工程领域,试验多模拟重负载的工作状态,缺乏对低载荷条件下摩擦特性的研究。随着预防性保护意识的提高,包括滑移隔震支座在内的减隔震技术逐渐被应用于保护珍贵文物、精密仪器等轻质浮放物体^[17-21]。这些物体通常体积小、质量轻,接触面所承受的压强较低,多在1 MPa以内。即便是重达1 t的佛像,在采用4个直径为50 mm的滑动块时,压强也仅约1.25 MPa。在这种情况下,如果理论分析未能充分考虑摩擦界面的复杂性,忽略压强的差异而直接沿用重载时恒定的低摩擦系数,可能会导致计算结果严重偏离真实效果,从而引起误判。类似地,针对滑移隔震支座的振动台试验,若上部结构为缩尺模型,荷载显著降低,一旦摩擦系数选择不当,也会造成数值模拟与试验结果有差异。因此,研究低载荷条件下PTFE-不锈钢间的摩擦特性有助于提高摩擦行为的预测精度和评估准确性,这对开发和完善适用于浮放物体的滑移隔震支座也至关重要。

为此,通过试验研究低载荷下PTFE-不锈钢的摩擦特性,探讨两者间的静摩擦系数、动摩擦系数的变化规律,并给出低载荷下的摩擦力模型。通过数值分析与试验对比,验证了力学模型的准确性,并与常规的库仑模型进行比较。

1 静摩擦系数试验

1.1 试验材料与方案

以聚四氟乙烯(PTFE)、304不锈钢(06Cr19Ni10)为研究对象。聚四氟乙烯试样为圆柱体,高12 mm,底面直径为12 mm;不锈钢试样尺寸为400 mm×30 mm×12 mm,如图1所示。在试样精加工的基础上,采用P800金相砂纸对聚四氟乙烯进行打磨;对不锈钢表面,先后使用P500和P800砂纸进行打磨,打磨方向与试样长边保持一致。经比对,不锈钢表面粗糙度 Ra 可达到0.1级。

试验装置组装:将两根304不锈钢试样固定于底板两侧;采用铝型材拼装出载物架,底部固定有4个金属支座;将4个聚四氟乙烯试样安装于金属支座内,凸出高度2 mm;采用两套滚动直线导轨副作为导向机构。测试时,将试验装置的底板固定于水平台面上,借鉴文献[22]中的静摩擦测量方法,将力传感器一端固定在反力架上,另一端通过拉簧与载物架连接。驱动台面使试样的接触面以1.5 mm/s的速度相对移动。试验装置及方案如图2所示。

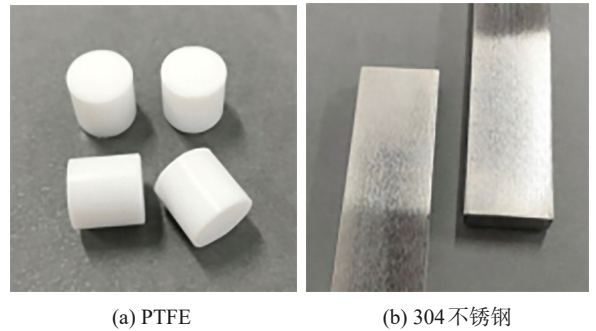


图1 材料试样

Fig. 1 Material specimens

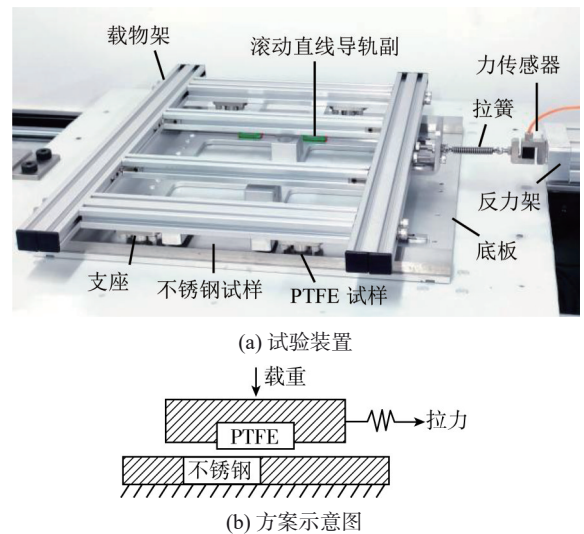


图2 试验装置及方案

Fig. 2 Test device and setup

根据施加的竖向荷载,共设置12个工况,见表1。

表1 静摩擦系数试验荷载工况

Tab. 1 Load cases of static friction coefficients test

工况编号	竖向荷载/N	压强/MPa	工况编号	竖向荷载/N	压强/MPa
1-1	44.2	0.10	1-7	217.4	0.48
1-2	59.4	0.13	1-8	251.0	0.56
1-3	92.9	0.21	1-9	284.4	0.63
1-4	121.6	0.27	1-10	346.7	0.77
1-5	155.1	0.34	1-11	409.0	0.90
1-6	183.8	0.41	1-12	471.1	1.04

1.2 试验结果

根据文献[22]中拉簧弹性系数与载重的对应关系,选用3根拉簧。在消除它们的初拉力后,测得其弹性系数分别为3.09、12.02和26.98 N/mm。图3为表1中工况1-2、1-5和1-10的测试结果,依次对应于上述3根弹簧。图3中,直线上升段的最大力值代表静摩擦力。受载物架及配重的惯性影响,在相对移动开始时会产生一个附加的惯性力,式(1)所得 μ_s 为静摩擦系数

的名义值,比实际值要略大。由试验条件和式(2)可知,该差值 $\Delta\mu$ 一般不超过0.005,即静摩擦系数的实际值和名义值相差不大。

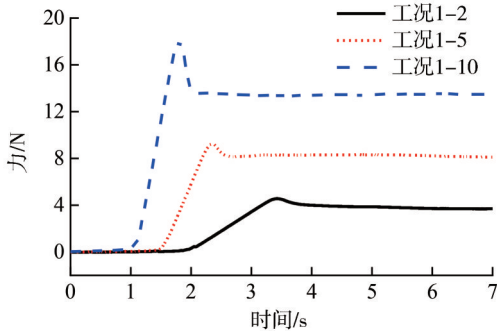


图3 静摩擦力测试曲线

Fig. 3 Testing curves of static friction force

$$\mu_s = \frac{F_s}{P} \quad (1)$$

$$\Delta\mu = \frac{v}{g} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

式中: F_s 为静摩擦力,N; P 为竖向荷载,N; v 为滑移速度,m/s; k 为拉簧的弹性系数,N/m; m 为PTFE试样所支撑的总质量,kg。

根据上述试验条件和方法,各工况的压强与静摩擦系数的对应关系如图4所示。

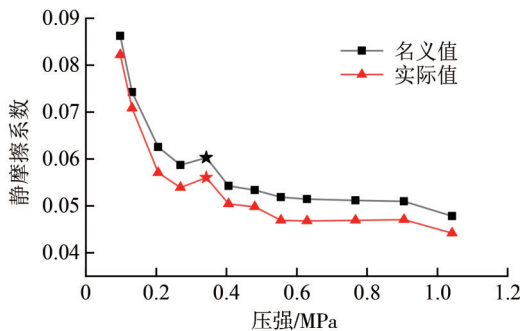
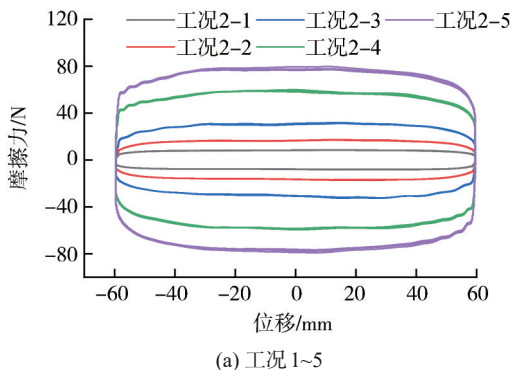
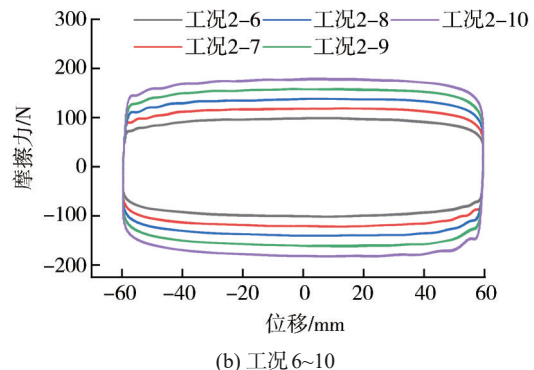


图4 各工况静摩擦系数与压强的关系

Fig. 4 Relationship between static friction coefficients and pressures of each case



(a) 工况 1~5



(b) 工况 6~10

图5 简谐波激励下摩擦力-位移曲线

Fig. 5 Friction force-displacement curves under simple harmonic waves

由图4可知,忽略可能存在的异常点(星形),整体趋势上,静摩擦系数随接触面压强的增大而减小。前半段压强较小时,静摩擦系数降幅明显;后半段虽仍有降低但变化趋缓。这可能主要是由PTFE自身特性决定的。接触发生时,PTFE大分子容易被拉出结晶区,在接触面间形成一层润滑膜。随着压强增大,润滑膜逐渐增多,静摩擦系数逐渐降低且降幅趋缓。

2 动摩擦系数试验

2.1 试验方案

动摩擦系数测量试验装置与静摩擦系数测量装置的基本一致,仅用浮动接头代替了拉簧。试验采用振幅6 cm、频率0.4 Hz的简谐波进行位移加载。待测试数据稳定后,任意截取4圈循环加载的结果即可得到摩擦力与位移的关系曲线。根据所施加的竖向荷载,接触面压强在0~2 MPa范围内,试验共分10个工况,见表2。

表2 动摩擦系数的荷载工况

Tab. 2 Load cases of dynamic friction coefficients

工况编号	竖向荷载/N	压强/MPa	工况编号	竖向荷载/N	压强/MPa
2-1	44.2	0.10	2-6	513.6	1.14
2-2	92.9	0.21	2-7	609.4	1.35
2-3	183.8	0.41	2-8	700.2	1.55
2-4	351.6	0.78	2-9	795.9	1.76
2-5	422.7	0.94	2-10	886.9	1.96

2.2 试验结果

图5为在表2各工况条件下试验装置的摩擦力-位移关系曲线。由图5可直观看出,随竖向荷载的增大,不仅滑动摩擦力增大,耗能能力呈增大趋势,滞回环的相似程度也有所提高,而且各荷载下的滞回环均非长方形,其四角更加圆滑,类似于速度指数较小时黏滞阻尼器的测试结果^[23]。

同时还发现,滞回环虽为轴对称图形但略有偏差,尤其是第2、4象限中的曲线在位移较大处均有一定波动,并且随竖向荷载的增大,幅度越明显。产生该现象的主要原因是:在位移峰值处,摩擦力方向会发生突变,浮动接头内部存有一定间隙,并非真正意义上的刚接,因此产生了冲击(撞击)荷载。为提高准确度,可选取相对稳定的第1或3象限曲线进行分析。

2.3 压强和速度对动摩擦系数的影响

由于位移加载选用简谐波,因而整个过程滑移速度连续变化。根据图5的试验结果和简谐波位移-速度的关系式(3),可分别得到同一压强下动摩擦系数与速度的关系,以及同一速度下动摩擦系数与压强的关系。

$$v = Dw \sqrt{1 - \left(\frac{u}{D}\right)^2} \quad (3)$$

式中: D 为简谐波振幅; u 为位移; w 为角速度, $w=2\pi f$,其中 f 为频率。

以图5中的工况2-3、2-5和2-8为例,即压强为0.41、0.94和1.55 MPa条件下,计算得到动摩擦系数与速度的关系,如图6所示。

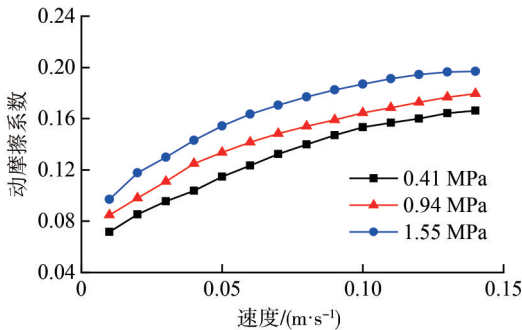


图6 动摩擦系数与速度的关系

Fig. 6 Relationship between dynamic friction coefficients and speeds

由图6可知:在压强一定的条件下,随滑移速度的增大,动摩擦系数呈增大趋势且增速逐渐放缓;同时,压强越大,动摩擦系数也越大,且能更早达到稳定常数值,如:当压强为1.55 MPa时,速度超过0.13 m/s后,滑动摩擦系数基本维持在0.196左右。

相似地,图5中位移25、40和55 mm所对应的速度分别为0.14、0.11和0.06 m/s,据此可得到3条动摩擦系数与压强的关系曲线,如图7所示。由图7可知,在同一速度下,动摩擦系数也与压强相关。总体趋势上,随着压强的增大,动摩擦系数先减小后又增大且增速逐渐趋缓,尤其在速度较大时。其原因可能是:滑动过程中的摩擦反应和PTFE的分子结构共同影响了润滑膜的形成及其完整性。当压强较低时,随着压

强增大,摩擦表面富积的磨屑增多,润滑膜逐渐形成,因而动摩擦系数逐渐降低。但随着压强的进一步增大,相对运动时润滑膜开始被破坏,磨削成块状和片状,动摩擦系数也随之增大^[24]。

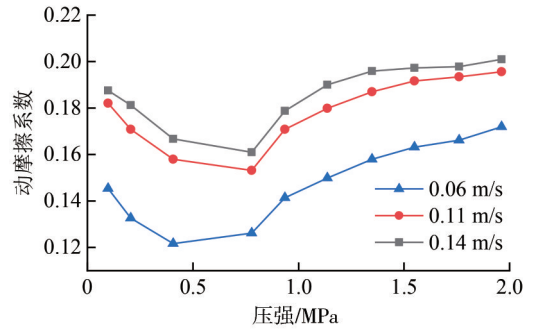


图7 动摩擦系数与压强的关系

Fig. 7 Relationship between dynamic friction coefficients and pressures

3 摩擦力模型

目前常用的摩擦力模型分为间断型和连续型两类。间断型摩擦力模型采用符号函数来描述摩擦力。动力分析时,需要跟踪黏着和滑移阶段及其过渡边界,积分步长需很小,否则将产生很大的累计误差。连续型摩擦力模型采用连续函数逼近符号函数,摩擦力为速度的光滑连续函数,完全消除了跟踪黏着-滑移阶段及其过渡边界的必要性,并简化了编程^[25]。

上述试验证明了摩擦系数和速度间符合指数函数关系,此处采用连续型摩擦力模型并根据文献[26]选取其中一个连续函数,得到摩擦力表达式为:

$$F = \mu(v)P \cdot (2/\pi) \arctan(a_0 \cdot v) \quad (4)$$

$$\mu(v) = a - bc^{-c|v|} \quad (5)$$

式(4)~(5)中: F 为摩擦力; $\mu(v)$ 为摩擦系数; a 、 b 、 c 为正的常数; a_0 为较大的正数,一般大于100。

以工况2-5为例,推导在一定压强下摩擦系数的具体表达式。依据式(3)将图5中的摩擦力-位移曲线变换成摩擦系数-速度的关系,如图8(a)所示。拟合得到摩擦系数与速度的关系式为:

$$\mu(v) = 0.200 - 0.134e^{-13.50|v|} \quad (6)$$

由于试验装配误差及传感器测量精度等因素,在位移最大、速度方向发生转变时,图8(a)中虚线框内离散度较大的数值并非有效,应予以舍弃。

根据式(6)即可反推得到理论的摩擦力-位移关系曲线,与试验结果的对比如图8(b)所示。由图8(b)可知,拟合的摩擦系数较为准确,理论与试验值吻合良好。

同理,结合图5可得到其他试验工况的摩擦系数与速度的关系拟合式,相关系数的取值见表3。

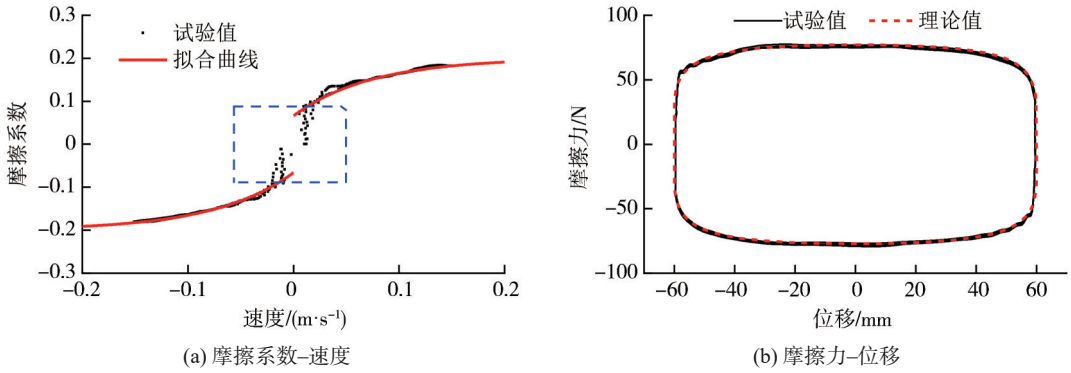


图 8 工况 2-5 摩擦特性曲线

Fig. 8 Friction characteristic curves in Case 2-5

表 3 系数 a 、 b 和 c 的取值Tab. 3 Values of coefficient a , b and c

工况编号	压强/MPa	系数		
		a	b	c
2-1	0.10	0.201	0.148	16.33
2-2	0.21	0.202	0.161	13.87
2-3	0.41	0.196	0.146	11.34
2-4	0.78	0.202	0.140	10.98
2-5	0.94	0.200	0.134	13.50
2-6	1.14	0.207	0.134	14.60
2-7	1.35	0.204	0.133	17.90
2-8	1.57	0.204	0.134	20.43
2-9	1.76	0.204	0.132	20.62
2-10	1.96	0.207	0.130	20.84

由表 3 可知:系数 a 作为摩擦系数的上限值,取值均在 0.202 附近;系数 b 在压强超过一定值(0.94 MPa)后大致稳定在 0.132 左右;系数 c 随着压强的增大先减小后增大。根据表 3 中各系数的取值可得到摩擦系数与速度、压强的关系,如图 9 所示。

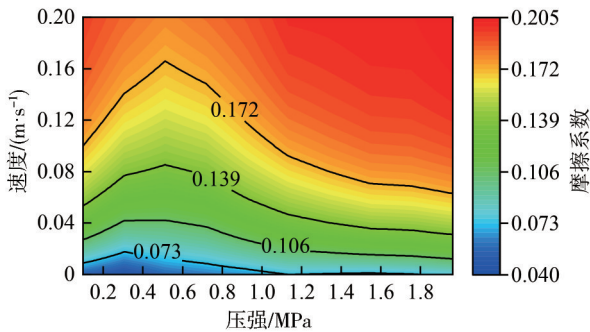


图 9 摩擦系数随压强和速度的变化规律

Fig. 9 Variation of friction coefficient with pressure and speed

4 模型验证及对比

4.1 振动试验

利用第 1 节所述试验装置开展复杂激励下的振动

模拟试验,通过与数值分析结果对比验证摩擦力模型的准确性。不规则波选用了两条原始地震波:一条为 El Centro 南北向地震波,峰值加速度为 0.311g,峰值速度为 0.33 m/s;另一条为 Kobe 地震 Nishi-Akashi 台站 NIS090 分量的地震波,峰值加速度为 0.503g,峰值速度为 0.37 m/s。上部荷载为 431.2 N,压强为 0.95 MPa。进一步地,为兼顾试件尺寸的潜在影响,将原 PTFE 试件替换为材质相同、直径为 20 mm 的 PTFE 试件进行试验,此时压强为 0.34 MPa。

依据表 3,经线性插值,可求得摩擦系数表达式:

当压强为 0.95 MPa 时,

$$\mu(v) = 0.201 - 0.134e^{-13.60|v|} \quad (7)$$

当压强为 0.34 MPa 时,

$$\mu(v) = 0.198 - 0.150e^{-12.12|v|} \quad (8)$$

为增加对照,不同条件下各连续测试 3 次。因压强为 0.34 MPa 时的试验现象及其与理论的对比较为相似,限于篇幅,仅列出试验装置在压强为 0.95 MPa 时的振动响应结果,如图 10 所示。

由图 10 可知:整体上,加速度时程曲线的吻合程度优于相对位移。对于加速度响应,试验与理论所得时程曲线不仅在趋势上保持一致,且各极值相差较小,曲线间吻合度很高。对于位移响应,试验结果的重复性相对较差,与理论结果也存在一定差异。不过各条曲线仅在某一时刻的位移值上存有差异,其形态或趋势基本相符,局部区段甚至极为相似。随着重复次数的增加,位移响应曲线重合度也有所提高。

分析其原因主要为:摩擦滑移属于复杂的非线性行为,易受性能参数和初始状态的影响;摩擦力模型过于理想化,尤其在模拟速度方向发生转变的低速段时,与实际状态存在偏差。位移计算误差的不断累积容易造成理论与试验数值的差距,而多次测试以后,接触面的状态更趋于稳定,试验结果的重复性也有所改善。

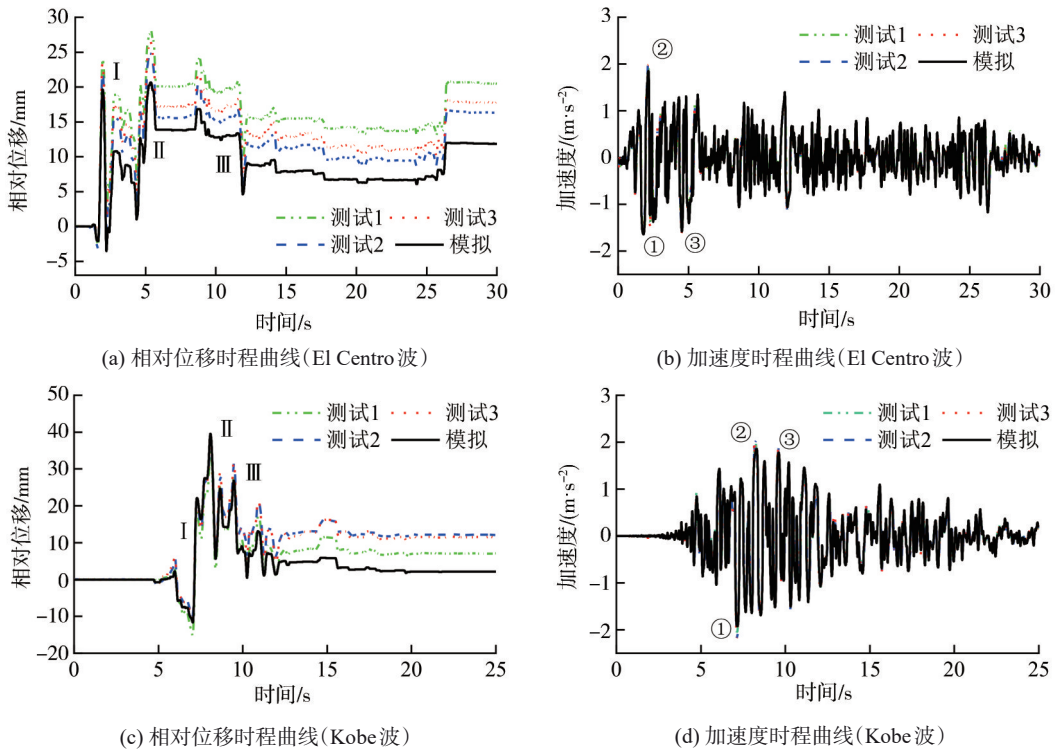


图10 压强为0.95 MPa时试验装置的振动时程曲线

Fig. 10 Vibration time history curves of test device when pressure is 0.95 MPa

为更好地评估模型的准确性,除加速度极值外,选用一定时间段内的位移变化量进行对比。优选位移曲线中单调且变化量大的时间段及加速度极值较大的点(图10中I~III和①~③)。对所提取的试验结果及理论计算值进行汇总,见表4。

由表4可知,各工况重复试验的位移变化量和加

速度极值均非常接近,且与数值模拟结果也较为吻合。试验测得压强为0.34与0.95 MPa时的位移变化量差别不明显,加速度极值亦同。或许是线性插值的原因,压强为0.34 MPa时的理论与试验部分结果偏差稍大;而0.95 MPa接近于试验压强0.94 MPa,故式(7)与实际更相符,数值模拟结果也更准确。

表4 各工况下试验和数值模拟结果对比

Tab. 4 Comparison of test and numerical simulation results under various conditions

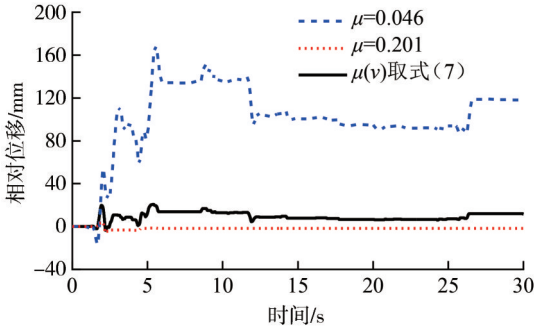
压强/ MPa	组别	El Centro地震动						Kobe地震动					
		位移变化量/mm			加速度极值/(m·s ⁻²)			位移变化量/mm			加速度极值/(m·s ⁻²)		
		I段	II段	III段	点①	点②	点③	I段	II段	III段	点①	点②	点③
0.95	测试1	-21.95	12.00	-10.32	-1.59	1.93	-1.61	33.07	-31.73	-20.30	-2.07	1.97	1.85
	测试2	-22.75	12.77	-10.93	-1.55	1.98	-1.62	31.10	-30.19	-19.16	-2.24	2.02	1.92
	测试3	-22.27	12.43	-10.75	-1.52	2.00	-1.63	31.80	-31.19	-19.71	-2.19	2.00	1.90
	模拟	-23.14	11.44	-8.59	-1.64	1.85	-1.58	33.17	-33.87	-19.51	-1.92	1.86	1.78
0.34	测试1	-23.14	15.98	-10.79	-1.47	1.74	-1.51	30.12	-31.23	-18.76	-2.26	2.01	1.88
	测试2	-23.11	16.10	-11.07	-1.50	1.84	-1.54	29.58	-30.63	-17.83	-2.27	2.04	1.91
	测试3	-22.89	15.54	-10.72	-1.52	1.88	-1.54	29.01	-30.01	-17.15	-2.27	2.05	1.94
	模拟	-26.21	16.03	-11.76	-1.59	1.80	-1.52	34.91	-36.89	-21.55	-1.87	1.81	1.71

值得注意的是,由式(7)、(8)或式(5)均能求得一个速度v=0时的摩擦系数,即静摩擦系数,无论其值是否足够准确,代入式(4)所得摩擦力都为0。换言之,在对PTFE-不锈钢摩擦滑移体系的动力响应分析中,真实静摩擦系数的影响可以忽略。

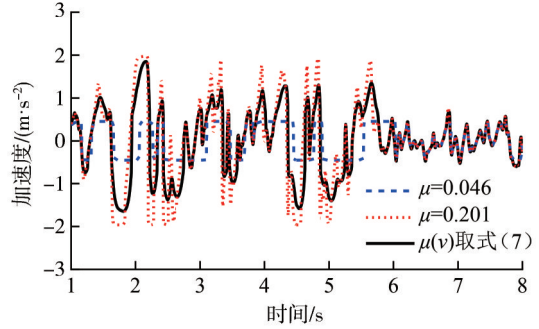
4.2 与库伦模型对比

工程中常采用恒定的摩擦系数,即库伦摩擦力模型。该模型假定动、静摩擦系数相等且滑动摩擦系数与两接触面间的相对移动速度无关,其摩擦力的时域波形为理想方波。

采用库仑模型对第 4.1 节的振动试验(压强为 0.95 MPa)进行数值模拟。摩擦系数取值为图 4 中的静摩擦系数 0.046 和式(7)中高速时的动摩擦系数



(a) 相对位移时程曲线



(b) 加速度时程曲线

图 11 基于指数函数模型和库仑模型的地震响应对比

Fig. 11 Comparison of seismic response based on exponential function model and Coulomb model

由图 11 可以看出,不论是相对位移响应还是加速度响应,两类模型的分析结果均存在较大差异。对于库仑模型,当选用的摩擦系数较小时,会高估摩擦滑移的隔震效率及位移响应;当选用的摩擦系数较大时,结果却恰恰相反。因此,选取合适的摩擦系数是分析结果准确的关键。这就给该模型的应用带来了困扰——无法得知试验所测的低速、高速或其他速度下的摩擦系数是否恰当。与之相比,指数摩擦力模型不仅能更正确地反映摩擦力的特性,理论与试验结果也更加吻合,更适用于低载荷下的动力学分析。

5 结论

针对低载荷下 PTFE-不锈钢的摩擦特性,分别测试了压强为 0~1.2 MPa 时两者间的静摩擦系数及压强 0~2.0 MPa 时两者间的动摩擦系数,并结合振动试验与数值分析得到了以下结论:

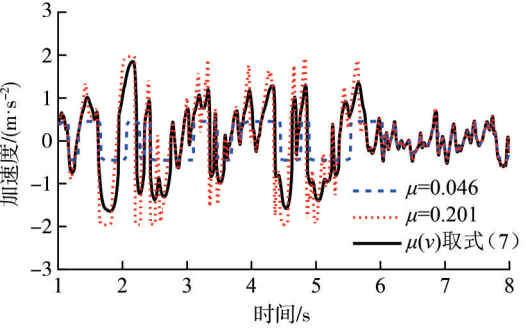
1) 静摩擦系数和动摩擦系数均与竖向压强相关。其中,静摩擦系数随着压强的增大而减小,后期降幅逐渐趋缓并基本稳定在 0.045 左右;动摩擦系数随着压强的增大先减小后增大,增速不断降低。

2) 动摩擦系数随滑移速度的增大而增大,并在速度达到一定阈值后趋于稳定,且不同压强下的上限值均接近 0.202;压强越大,速度阈值越低。动摩擦系数与速度的关系可用指数函数表示。

3) 对于摩擦滑移体系的振动响应,重复试验所得加速度时程曲线的重合程度明显优于相对位移的重合程度。不过,随着试验次数的增加,相对位移时程曲线的重合度有所提高。

4) 对比位移变化量和加速度极值发现,采用指数函数摩擦力模型的理论分析值和试验值吻合良好;数

值分析中,静摩擦系数的影响可以忽略。相比于库仑模型,指数函数模型能更准确地反映低载荷下摩擦力的特征,也更适用于滑移隔震支座的动力响应分析。



值分析中,静摩擦系数的影响可以忽略。相比于库仑模型,指数函数模型能更准确地反映低载荷下摩擦力的特征,也更适用于滑移隔震支座的动力响应分析。

参考文献:

- [1] Pu Yuping, Lu Guangshu, Wang Qiang. Development of several self-lubricating materials of polymer matrix[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(2): 180–186. [浦玉萍, 吕广庶, 王强. 高分子基自润滑材料的研究进展[J]. 航空学报, 2004, 25(2): 180–186.]
- [2] Harris K L, Pitenis A A, Sawyer W G, et al. PTFE tribology and the role of mechanochemistry in the development of protective surface films[J]. Macromolecules, 2015, 48(11): 3739–3745.
- [3] Xue Yantao. Status and application of base-isolation technique of buildings[J]. Building Structure, 2011, 41(11): 82–87. [薛彦涛. 建筑结构隔震技术现状与应用[J]. 建筑结构, 2011, 41(11): 82–87.]
- [4] 庄军生. 桥梁减震、隔震支座和装置[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2012.
- [5] Avinash A R, Krishnamoorthy A, Kamath K, et al. Sliding isolation systems: Historical review, modeling techniques, and the contemporary trends[J]. Buildings, 2022, 12(11): 1997.
- [6] Constantinou M C, Caccese J, Harris H G. Frictional characteristics of Teflon-steel interfaces under dynamic conditions[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1987, 15(6): 751–759.
- [7] Mokha A, Constantinou M, Reinhorn A. Teflon bearings in base isolation I: Testing[J]. Journal of Structural Engineering, 1990, 116(2): 438–454.
- [8] Friedrich K. Polymer composites for tribological applications[J]. Advanced Industrial and Engineering Polymer Research, 2018, 1(1): 3–39.

- [9] Kumar M, Whittaker A S, Constantinou M C. Characterizing friction in sliding isolation bearings[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2015, 44(9): 1409–1425.
- [10] Jiang Guangchao, Wang Xiaolei. Effect of stainless steel surface roughness on PTFE tribological properties[J]. *Machine Building & Automation*, 2019, 48(2): 39–42. [蒋光超, 王晓雷. 不锈钢表面粗糙度对PTFE摩擦学性能的影响[J]. *机械制造与自动化*, 2019, 48(2): 39–42.]
- [11] Li Xiangjie, Pan Peng, Cao Yingri. Review of solid lubrication technologies for friction pendulum system[J]. *China Civil Engineering Journal*, 2021, 54(1): 14–25. [李湘杰, 潘鹏, 曹迎日. 摩擦摆隔震支座固体润滑技术综述[J]. *土木工程学报*, 2021, 54(1): 14–25.]
- [12] Dorafshan S, Johnson K R, Maguire M, et al. Friction coefficients for slide—In bridge construction using PTFE and steel sliding bearings[J]. *Journal of Bridge Engineering*, 2019, 24(6): 04019045.
- [13] Xie Ting, Chen Kun, Zhou Zhenghua, et al. Numerical simulation of the dynamic evolution of the friction interface of PTFE/45 steel friction pair[J]. *Materials Research Express*, 2019, 6(10): 105338.
- [14] Xie Ting, Lai Junjie, Yang Huaping. Simulation of effect of counterface roughness on the friction transfer and wear of PTFE sliding against steel[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, 71(9): 1086–1092.
- [15] Hao Xiuhong, Pan Deng, Zhang Zeyang, et al. Influence of external load on friction coefficient of Fe-polytetrafluoroethylene[J]. *Chinese Physics B*, 2020, 29(4): 046802.
- [16] Pan Deng, Liu Changxin, Zhang Zeyang, et al. Effect of velocity on polytetrafluoroethylene friction coefficient using molecular dynamics simulation[J]. *Acta Physica Sinica*, 2019, 68(17): 221–230. [潘登, 刘长鑫, 张泽洋, 等. 速度对聚四氟乙烯摩擦系数影响的分子动力学模拟[J]. *物理学报*, 2019, 68(17): 221–230.]
- [17] Zhou Qian, Yan Weiming, Ji Jinbao. Development of isolation devices for free-standing museum cultural relics[J]. *Journal of Disaster Prevention and Mitigation Engineering*, 2013, 33(2): 147–154. [周乾, 闫维明, 纪金豹. 馆藏浮放文物隔震装置的开发与应用[J]. *防灾减灾工程学报*, 2013, 33(2): 147–154.]
- [18] Berto L, Favaretto T, Saetta A. Seismic risk mitigation technique for art objects: Experimental evaluation and numerical modelling of double concave curved surface sliders[J]. *Bulletin of Earthquake Engineering*, 2013, 11(5): 1817–1840.
- [19] Sorace S, Terenzi G, Bitossi C, et al. Mutual seismic assessment and isolation of different art objects[J]. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2016, 85: 91–102.
- [20] Ipe B A, Sajith A S. Seismic response of selective pallet racks isolated with friction pendulum bearing system[J]. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 2022, 21(4): 1069–1088.
- [21] Zou Xiaoguang, Yang Weiguo, Feng Jinyang, et al. Performance test and design method of sliding isolation bearing for museum collections[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2022, 54(6): 185–193. [邹晓光, 杨维国, 冯锦扬, 等. 滑动式文物隔震支座性能试验及设计方法[J]. *工程科学与技术*, 2022, 54(6): 185–193.]
- [22] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 塑料薄膜和薄片摩擦系数的测定: GB/T 10006—2021[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021.
- [23] 日本隔震结构协会. 被动减震结构设计施工手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [24] Qiao Hongbin, Tian Xuemei, Wu Bin. Recent research advance in self-lubricating polymer materials[J]. *Materials Reports*, 2007, 21(10): 24–26. [乔红斌, 田雪梅, 吴芳. 高分子自润滑材料研究进展[J]. *材料导报*, 2007, 21(10): 24–26.]
- [25] Fan Jian, Tang Jiayang. Dynamic characteristics and seismic response of a sliding structure[J]. *China Civil Engineering Journal*, 2000, 33(4): 11–16. [樊剑, 唐家祥. 滑移隔震结构的动力特性及地震反应[J]. *土木工程学报*, 2000, 33(4): 11–16.]
- [26] Ding Qian, Zhai Hongmei. The advance in researches of friction dynamics in mechanics system[J]. *Advances in Mechanics*, 2013, 43(1): 112–131. [丁千, 翟红梅. 机械系统摩擦动力学研究进展[J]. *力学进展*, 2013, 43(1): 112–131.]

Frictional Characteristics and Mechanical Model of PTFE Against Stainless Steel Under Low Loads

ZHAO Shoujiang¹, DAI Junwu²

(1. The Palace Museum, Beijing 100009, China;

2. Key Laboratory of Earthquake Engineering and Engineering Vibration, Institute of Engineering Mechanics, CEA, Harbin 150080, China)

Abstract:

Objective Polytetrafluoroethylene (PTFE) is a highly effective solid lubricating material that has been widely applied in engineering, particularly in sliding isolation bearings. Its friction pair with stainless steel effectively controls the upward transmission of seismic energy and reduces the seismic response of the superstructure through frictional energy dissipation. However, existing research and experiments have primarily concentrated on the friction characteristics under heavy load conditions, with limited understanding of the

friction behavior under low load conditions. With growing awareness of preventive protection, seismic isolation technology has been increasingly employed to safeguard various free-standing objects, including cultural relics and precision instruments, which are typically small in volume and light in weight. Given the close relationship between friction characteristics and contact surface pressure, it is of practical significance to investigate the friction characteristics of PTFE and stainless steel under low load conditions. This research contributes to enhancing the accuracy of isolation effect predictions and optimizing the design of seismic isolators.

Methods The specimens of PTFE and 304 stainless steel were prepared to ensure a smooth surface and accurate size, and a test device was designed and constructed. When measuring the static friction coefficient, the relative moving speed of the specimen was set at 1.5 mm/s. A series of vertical loads were applied to the specimen, and the corresponding static friction force was recorded. The relationship between the static friction coefficient and the pressure was then obtained. A simple harmonic wave was employed as the displacement excitation, with an amplitude of 6 cm and a frequency of 0.4 Hz, to measure the dynamic friction coefficient. The relationships between friction and displacement were recorded under different vertical load conditions. The variation of the dynamic friction coefficient with velocity and pressure was analyzed. Based on the test results, a mechanical model describing the friction and velocity of PTFE and 304 stainless steel friction pairs was established. The established friction model was compared to the classical Coulomb friction model. The accuracy and differences between the two models in predicting friction behavior were evaluated by comparing the test results with the numerical analysis results.

Results and Discussions The static and dynamic friction coefficients are correlated with the vertical load. When the pressure is between 0 and 0.5 MPa, the static friction coefficient exhibits a pronounced decline with increasing pressure. When the pressure is between 0.5 and 1.2 MPa, the rate of decline of the static friction coefficient slows down and stabilizes at 0.045. Regarding the dynamic friction coefficient, when the pressure is between 0 and 2 MPa, there is a trend of initial decrease followed by a subsequent increase. However, the growth rate continues to slow down. In addition, under the same pressure, the dynamic friction coefficient increases with increasing velocity and tends to stabilize after the velocity reaches a certain threshold. The upper limit values under different pressures are close to 0.202. In the multiple vibration response tests, the coincidence degree of the acceleration time-history curves is better than that of the relative displacement. Regarding the acceleration response, the time-history curves exhibit consistent trends and minimal differences in the extreme values, and the coincidence degree between the curves is exceptionally high. For the displacement response, the repeatability of test results is relatively poor, with differences in the displacement values of each curve at a specific time. However, the overall shape or trend of the curves remains relatively consistent, with local segments exhibiting considerable similarity. As the number of tests increases, the coincidence degree of the displacement response curve also increases. The theoretical analysis results based on the novel model are in good agreement with the experimental results. When the Coulomb model is used, if the friction coefficient is relatively low, the isolation efficiency and displacement response of friction slip will be overestimated. In contrast, if the coefficient is higher, these results will be underestimated.

Conclusions The static and dynamic friction coefficients of the PTFE–stainless steel friction pair are found to be significantly influenced by pressure under low-load conditions. Based on the test results concerning the relationship between friction coefficient and sliding velocity, the proposed exponential function model proves to be more suitable for simulating the friction behavior under low loads and for accurately evaluating the isolation effect of sliding isolation bearings. This holds substantial importance for the development and enhancement of sliding isolation bearings designed for free-standing objects.

Key words: polytetrafluoroethylene (PTFE); stainless steel; sliding isolation; mechanical model; low loads; friction coefficient

(编辑 李轶楠)

引用格式: Zhao Shoujiang, Dai Junwu. Frictional characteristics and mechanical model of PTFE against stainless steel under low loads[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2025, 57(3): 42–50. [赵守江, 戴君武. 低载荷下 PTFE–不锈钢摩擦特性及力学模型研究[J]. *工程科学与技术*, 2025, 57(3): 42–50.]