

自平衡惯容器的简谐振动及振动台试验研究

薛智奇

同济大学



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

自平衡惯容器的简谐振动及振动台试验研究

资助项目：国家自然科学基金
(编号： 51778490)
政府间国际科技创新合作重点专项
(编号： 2016YFE0127600)

姓 名： 薛智奇

学 号： 1732601

所在院系： 土木工程学院

学科门类： 工 程

学科专业： 建筑与土木工程

指导教师： 薛松涛 教授

副指导教师： 谢丽宇 副教授

二〇二〇年六月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Engineering

Harmonic Vibration Test and Shaking Table Test of Self-Balanced Inerter System

Project Supported by National Science Foundation of China
(No: 51778490) and the Key Program of Intergovernmental
International Scientific and Technological Innovation
Cooperation (No. 2016YFE0127600)

Candidate: Xuezhiqi

Student Number: 1732601

School/Department: School of Civil Engineering

Discipline: Engineering

Major: Architectural and Civil Engineering

Supervisor: Xue Songtao

Deputy Supervisor: Xie Liyu

June, 2020

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

摘要

结合电涡流惯容器和中心消能构件纯拉力系统现状,深入研究了一种新型采用正反牙梯形丝杆的自平衡惯容器,从其参数和自平衡要求角度,分析了该惯容器的工作原理,并提出惯容器输出力学模型和装配惯容器的非线性单自由度体系的物理模型。为了验证其运动方程合理性、自平衡性能和电涡流性能等影响并研究惯容器的减震性能及实际使用效果,进行了简谐振动试验和装配自平衡惯容器单层框架的振动台试验,试验结果验证了惯容器的自平衡性能良好,减震控制效果较好,耗能效果较明显,应用性较强等优点,在结构消能减震及振动控制领域中具有巨大潜力和应用价值。

本文主要从自平衡惯容器及装配惯容器的单自由度结构力学模型和运动方程、简谐振动试验、振动台试验、数值模拟四个方面对此种惯容器的工作原理,影响因素和减震性能进行了研究。论文的主要研究内容和取得的成果如下:

(1) 根据传统丝杠类惯容器的局限性及中心拉索消能构件要求等以往的研究成果介绍了一种新型具有非接触阻尼机制的自平衡惯容器。经过转动方向上力学分析,证明惯容器在工作过程中转动方向上能够实现力矩平衡,无需定子就能实现自平衡。同时通过轴向分析,确定惯容器的工作机理及反牙丝杆的转动惯量与电涡流阻尼放大系数,并建立惯容器两端轴向力学方程。

(2) 本文对自平衡惯容器进行了简谐振动试验。通过试验要求与试验条件设计试验装置模型,试验包括设计丝杆两端有约束与无约束自平衡性能试验,有无电涡流惯容器性能试验,电涡流不同气隙下惯容器性能试验,不同转动惯量差自平衡性能试验。根据试验目的提出试验思路和试验具体工况,通过对时程曲线分析考虑非线性因素对自平衡惯容器带来的影响。

(3) 简谐振动试验设计不同电涡流气隙与不同转动惯量差下各装置的表现质量及电涡流阻尼系数,定量判断了电涡流阻尼系数随气隙减小而增大,且当转动惯量相差较大时对耗能性能影响较大,会降低惯容器的耗能能力,故对惯容器实际使用过程提出了较高的要求。

(4) 设计并进行了装配自平衡惯容器的单层钢框架振动台试验。通过试验探讨了惯容效应,电涡流效应等因素对惯容器实际使用效果的影响,研究其自平衡性能。通过时域和频域上结构的反应及减震率的分析,自平衡惯容器不仅可以降低结构响应峰值,也较明显降低结构基频,表明自平衡惯容器的减震效果良好。

(5) 振动台试验结果表明自平衡式惯容器对单层框架结构的减震效果与输入地震波的类型和地震输入的强度有关。El Centro 波和上海人工波作用于单层框架

结构时，惯容器对结构顶部位移响应均方根值的控制最好。自平衡式自平衡惯容器控制效果与地震输入的强度有关。随地震波强度增加，自平衡惯容器的减震效果降低。且试验结果表明带拉索自平衡惯容器控制效果较好，对将来实际工程应用具有重要意义。

关键词：被动控制、自平衡、阻尼系数、简谐振动试验、振动台试验、减震

ABSTRACT

Combined with the current situation of the eddy current inertial container and the pure tension system of the center energy dissipation member, a new type of self-balancing inertial container using positive and negative toothed screws was deeply studied. From the perspective of its parameters and self-balancing requirements, the work of the inertial container was analyzed. Principle, and put forward the mechanical model of the output of the inertial container and the physical model of the nonlinear single degree of freedom system of the assembled inertial container. In order to verify the rationality of its equations of motion, self-balancing performance and eddy current performance, and to study the shock absorption performance and practical use effect of inertial containers, a simple resonance test and a shaking table test with a self-balancing inertial container single-layer frame were carried out. The test results verify that the inertial container has good self-balancing performance, good damping control effect, obvious energy consumption effect, and strong application. It has great potential and application value in the field of structural energy dissipation and vibration reduction and vibration control.

In this paper, the working principle and shock absorption performance of this type of damper are mainly studied from four aspects: self-balance inertial damper and single free trapezoidal mechanical model and equation of motion, actuator test, shaking table test, and numerical simulation. . The main research contents and achievements of the paper are as follows:

(1) A new type of self-balancing inertial container with non-contact damping mechanism is introduced according to the previous research results such as the limitations of traditional screw-type inertial containers and the requirements of center cable energy dissipation components. Through mechanical analysis in the direction of rotation, it is proved that the inertial container can achieve torque balance in the direction of rotation during the working process, and it can achieve self-balance without a stator. At the same time, through the axial analysis, the working mechanism of the inertial container, the rotating inertia of the anti-tooth screw and the eddy current damping amplification factor are determined, and the axial mechanical equations at both ends of the inertial container are established.

(2) In this paper, a simple harmonic vibration test is performed on the

self-balanced inertial vessel. Design the test device model through the test requirements and test conditions. The test includes the design of constrained and unconstrained self-balancing performance tests at both ends of the screw, the performance test of the eddy current inertial container, the performance test of the inertial container under different air gaps, and different rotations Inertia difference self-balancing performance test. According to the test purpose, the test ideas and specific working conditions are proposed, and the influence of non-linear factors on the self-balancing inertial vessel is considered by analyzing the time-history curve.

(3) The simple resonance test designed the apparent mass and eddy current damping coefficient of each device under different eddy current air gaps and different rotational inertia differences. It was quantitatively judged that the eddy current damping coefficient increased as the air gap decreased, and when rotating When the difference in inertia is large, the energy consumption performance will be greatly affected, which will reduce the energy consumption capacity of the inertial container. Therefore, higher requirements are put on the actual use process of the inertial container.

(4) In the simple resonance test, the apparent mass and the eddy current damping coefficient of each device under different eddy current air gaps and different rotational inertia differences were quantitatively judged. The eddy current damping coefficient increased with the decrease of the air gap. Large time has a greater impact on energy consumption performance, which will reduce the energy consumption capacity of inertial containers, so it puts forward higher requirements on the actual use process of inertial containers

(5) The shaking table test results show that the self-balanced inertial vessel's damping effect on the single-layer frame structure is related to the type of seismic wave input and the intensity of seismic input. When the El Centro wave and Shanghai artificial wave act on the single-layer frame structure, the inertial container has the best control of the root mean square value of the top displacement of the structure. The control effect of self-balanced self-balanced inertial vessel is related to the intensity of seismic input. As the seismic wave intensity increases, the self-balancing inertial vessel's damping effect decreases. And the test results show that the self-balancing inertial vessel with cable control effect is better, which is of great significance for practical engineering applications in the future.

Key Word: Passive control, self-balancing, damping coefficient, harmonic vibration, shaking table test, damping, numerical simulation

目录

摘要	I
ABSTRACT.....	III
第 1 章 绪论	1
1.1. 选题背景.....	1
1.2. 惯容器的研究进展.....	2
1.2.1. 惯容器的概念原理	2
1.2.2. 惯容器的相关研究及种类	3
1.3. 电涡流阻尼的研究进展.....	4
1.3.1. 电涡流阻尼原理	4
1.3.2. 电涡流阻尼器的研究	5
1.3.3. 电涡流阻尼器在结构上的应用	6
1.4. 中心耗能构件纯拉力系统研究现状.....	7
1.5. 本文研究意义、方案和内容.....	9
1.5.1. 本文的研究目的及意义	9
1.5.2. 本文的技术路线	10
1.5.3. 本文的主要研究内容	10
第 2 章 自平衡惯容器的理论研究	13
2.1. 自平衡惯容器的力学模型.....	13
2.1.1. 自平衡惯容器工作原理	13
2.1.2. 惯容器自平衡原理	14
2.1.3. 自平衡惯容器阻尼单元及其理论计算	16
2.1.4. 自平衡惯容器惯容效应分析	17
2.1.5. 自平衡惯容器力学模型	19
2.1.6. 非自平衡条件惯容器的表观质量计算	20
2.2. 装配自平衡惯容器单自由度体系力学方程.....	21
2.2.1. 装配自平衡惯容器结构提出	21
2.2.2. 装配有约束自平衡惯容器结构模型	22
2.2.3. 装配无约束自平衡惯容器结构模型	24
2.3. 本章小结.....	25
第 3 章 自平衡惯容器的简谐振动试验研究	27
3.1. 简谐振动试验概况.....	27
3.1.1. 自平衡惯容器简谐振动试验装置	27
3.1.2. 简谐振动试验加载装置及连接设计	30
3.1.3. 传感器布置	35

3.1.4.	试验工况设计	37
3.2.	试验现象及非线性因素分析	39
3.2.1.	试验现象	39
3.2.2.	间隙简化分析	41
3.2.3.	低频激励下构件摩擦力	42
3.3.	自平衡惯容器的性能分析	46
3.3.1.	无电涡流装置惯容器摩擦力与表观质量	46
3.3.2.	不同气隙自平衡惯容器的电涡流阻尼性能分析	49
3.3.3.	非自平衡条件对自平衡惯容器性能影响分析	52
3.4.	本章小结	56
第 4 章	自平衡惯容器振动台试验研究	59
4.1.	装配自平衡惯容器单层框架试验概况	59
4.1.1.	振动台试验模型	59
4.1.2.	传感器布置	61
4.1.3.	加载模拟地震波	63
4.2.	地震激励下无控结构的响应分析	69
4.2.1.	目的及试验工况	69
4.2.2.	结构响应分析	70
4.2.3.	无控结构的传递函数	73
4.2.4.	无控结构的动力特性	74
4.3.	简谐激励下有控结构的响应分析	75
4.3.1.	目的及试验工况	75
4.3.2.	简谐激励下结构响应分析	76
4.4.	地震动激励下有控结构的响应分析	78
4.4.1.	目的及试验工况	78
4.4.2.	结构响应分析	80
4.4.3.	地震动激励下有结构的动力特性	86
4.5.	自平衡惯容器的力学模型及数值模拟	89
4.5.1.	数值模拟参数选择	89
4.5.2.	各工况数值模拟结果	90
4.6.	本章小结	92
第 5 章	结论与展望	95
5.1.	结论	95
5.2.	展望	96
致谢	99
参考文献	101
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果	109

第1章 绪论

1.1. 选题背景

据统计,地球上每年约有 500 多万次地震发生,即每天有数万次左右的地震。地震最严重的是地震次生灾害,是指震后对社会经济产生的后发性破坏^[1]。1201 年 7 月,近东和地中海东部地区遭地震破坏,伤亡约达 110 万;1556 年 1 月 23 日发生的中国陕西华县的 8.0 级地震死亡 83 万余人;1960 年 5 月 22 日 19 时 11 分,智利发生最大 9.5 级地震;1976 年发生的中国唐山大地震,死亡达 24 万人,伤者不计其数;提高结构抗震性能,对安全与经济有系统性的决定作用,是工程抗震领域重要的研究方向。

刚性及柔性设计理念是结构抗震设计最初阶段理念。其中,刚性设计是指通过加强结构刚度进而减小变形,但其缺点是由于刚度的要求使结构的尺寸及复杂程度的设计受到限制,柔性设计^[2]是通过增加结构的柔度,减少对建筑物的冲击,但是往往在受到较大地震影响时,建筑物非结构部分由于变形较大产生严重破坏。上世纪 70 年代学者 Yao^[3]首次提出土木工程结构的控制概念后,结构振动控制的设计理念作为逐渐重要的结构抗震手段受到人们重视,成为设计新结构或改造现有结构的重要问题。在过去的几十年中,国内外众多学者在结构控制方法、试验和工程应用等方面取得了丰硕的研究成果,发出各种控制方法并将其用于衰减振动^[4-6]。

根据是否有外部能源输入^[7,8],控制分为被动控制、主动控制、半主动控制及混合控制。其中,主动控制需获取结构瞬时响应的信息,而且需要外部能源输入,在使用中会由于外部条件而受约束。而半主动及混合控制,由于都与主动控制有相关性,其产生的控制效果也会受限。而被动控制不需要外部能源,主要包括隔振,吸振等方面,其在土木工程中也得到较为广泛的应用,吸振技术具有可调节,灵活性,安装方便的特点,通过安装附属结构在建筑结构上,以达到能量再分配的要求,进而对建筑结构起到控制效果,吸振技术^[9]主要包括金属屈服惯容器,粘弹性惯容器,调谐质量惯容器及调谐振动惯容器,国内外研究人员一直在通过实验测试被动控制装置的性能,在振动台上测试了一系列带有被动控制装置的小型或全尺寸受控结构^[10-13]。但是被动控制装置的实际使用性能,包括阻尼等性能很少在时机地震^[14]中进行研究。传统的减震装置主要通过质量块、弹簧和阻尼单元来控制结构的动力响应。其中,弹簧和阻尼是安装在结构中的两节点

单元，而质量块（如调谐质量惯容器 TMD）则是悬挂在结构上的单节点惯性单元。20 世纪初，基于力学系统与电路系统的“力-电模拟”提出了“惯容”（与电路中的“电容”相对应，英文名为 Inerter）的概念^[15]，为结构控制提供了一种两节点惯性单元。惯容器作为一种位移放大机制，能够以较小的质量通过惯容器的放大效应获得极大的表观质量，比传统 TMD 有轻量化、减小附加质量所引起额外荷载、便于设备安装使用的优点，对结构有良好的调谐作用，并且对搭配的阻尼单元有提高耗能效率的功能，是一种非常有前景的新型减震装置^[16]。

但惯容器本身只具有调谐作用，需要搭配阻尼才能获得消耗能量的能力，传统惯容器往往使用粘滞材料^[17]，存在易漏油、不易安装养护、跟换较难的缺点。日本 311 大地震^[18]中一座八层高的钢结构建筑一楼所有的减震装置都因为基础的断裂产生严重破坏，震后日本隔震协会研究发现，搭配阻尼的传统惯容器均有出现损伤的现象，损耗与漏油等问题造成了严重的破坏，这次的地震灾害也引起人们对创新型惯容装置的研究和实际使用性能的反思^[19-21]。电涡流阻尼作为新型高效的结构消能减震手段，具有损耗低、无须润滑和易安装等优点，正逐步应用在土木工程结构的振动被动控制领域，将电涡流^[22]运用到惯容系统能够获得相比传统粘滞阻尼惯容系统更好的耐久性。

2018 年张昕宇^[23]提出了设计一种新型自平衡惯容器，通过左右正反牙梯形丝杆的设计使其具有自平衡能力，能够运用在纯拉力系统中，并通过力学分析和无约束振动实验证明了在自转方向上该自平衡惯容器具有自平衡性能；对该自平衡惯容器进行了缩尺框架无约束振动实验研究，验证了惯容器的自平衡性能良好，惯容效应的折减极小。但小尺寸框架。小尺寸框架试验中摩擦效应占比很大，且依靠人力来进行无约束振动实验所能够输入的能量非常有限，考虑使用伺服激振设备对惯容器进行直接的轴向加载实验，更为细致的研究惯容器的耗能机理，从而对惯容器的力学特性进行更精确的研究。为了进一步评估该惯容器的动力减震性能，本文提出并验证了该惯容器的力学模型，并进行了该惯容器的简谐振动试验以及带惯容器单层框架的振动台试验，从而为自平衡惯容器的工程应用提出具有指导意义的应用方案。

1.2. 惯容器的研究进展

1.2.1. 惯容器的概念原理

2001 年剑桥大学^[15]提出惯容的概念，将机械系统中受力与电路系统中电压相对应，机械系统中的两电路之间的元件为质量，阻尼和弹簧分别对应于电路系

统中电感，电容，电阻。该机械装置弹簧与阻尼都是完整的两端点的元件，其数学模型与电容完全相同，进而此装置被称为惯容器，如图 1.1。

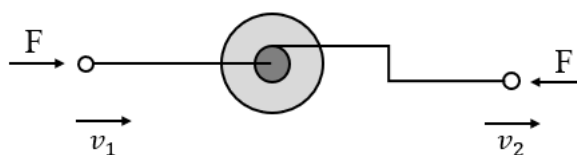


图 1.1 惯容器示意图

惯容器的数学模型为

$$F = b \frac{d(v_1 - v_2)}{dt} = b(\dot{v}_1 - \dot{v}_2) \quad (1.1)$$

其中， F 为惯容器两端等大反向的作用力， b 为惯容系数， v_1, v_2 为惯容器两端点的速度。惯容器作为两节点惯性放大元件，既可以像调整刚度一样调整惯性，又可以通过放大元件以极小的质量获得所需惯性控制力。

1.2.2. 惯容器的相关研究及种类

惯容器的发展是一个不断探索和进步的过程。2002 年剑桥大学给出了惯容器的实现装置——齿轮齿条惯容器和滚珠丝杠惯容器，通过用弹簧、阻尼和惯容器三种元件实现了一种悬架网络，综合改善了车辆性能^[22,24]。

2007 年陈龙^[25]提出了串联悬架。这是将惯容器与车辆系统相结合的重要研究，为惯容器的安装提供了新的有效的思路。

2010 年 Wang^[26]介绍了一种新型液压惯容器装置，这是由液力发生器加质量块所构成的。它的工作原理是通过活塞杆推动大活塞移动，挤压油液从大液压缸向小液压缸流动，从而推动小活塞移动，最终驱动质量块平动，由此实现对质量惯性的封装，通过对该装置进行动力学的试验研究和深入计算，也取得了较理想的研究成果。

同年，重庆大学的李川提出了一种螺旋飞轮转换系统^[27]，研究了惯容器在质量等效方面的作用，并将惯容器加入到传统机械系统与电力系统的比拟中，进一步优化了惯容器在机电类比中的应用，并通过具体实例加以验证。后来，他提出了一种螺旋逆旋转传动的螺旋飞轮，并对其进行实验研究^[28]。

同年，谭德昕对惯容器的原理及应用方面的发展进行了分析与讨论^[29]，提出了惯容器的三种基本实现方式，分别是齿轮齿条式惯容器、滚珠丝杆式惯容器和液压式惯容器，这是因为线性运动转化为旋转运动的主要实现方式为两种，一

种为齿轮齿条的方式，另一种为曲柄连杆的方式。即最早采取的机械设计实现方式，齿轮齿条式惯容器是一种以封装飞轮惯性为特征的惯容器。齿轮齿条式惯容器摩擦力较高且齿轮与齿轮接触间存在背隙问题，在齿轮高速转换运动方向时，齿轮间的背隙将造成系统迟滞或相位落后，为解决这个缺陷，有了滚珠丝杠式惯容器。

日本学者在将惯容器应用到了土木工程的结构控制中进行了大量开创性的奠基工作^[30,31]。Saito 等利用滚珠螺杆原理^[32]，提出了调谐粘滞质量惯容器（TVMD）。Ikago^[33]等提出了配置 TVMD 的单层和多层结构体系的设计方法，表明这种 TVMD 的等效质量可达其实际质量的数千倍。因此，在设计时，其实际尺寸可以相对较小，有利于设备的安装与使用。

近写年，国内对惯容系统的应用研究也取得了一定进展，2016 年，罗浩^[34]等提出采用惯容器与橡胶支座来进行储罐的隔震控制。2018 年，考虑到 SDOF 结构的固有阻尼力，潘超等^[35,36]提出了一种基于性能的并联布置惯容系统优化设计方法，以满足性能要求，控制成本最低。。潘超、赵志鹏等^[37,38]通过深入研究混联型惯容系统的减震机理，通过目标阻尼方法设计的惯容器具有较好的能量耗散效果，对惯容器的优化及设计有重要意义。

1.3. 电涡流阻尼的研究进展

然而，目前目前惯容器的应用存在一些问题。首先，惯容器中的齿轮带有齿隙和摩擦，会带来非线性因素^[26]。其次，惯容器作为一种位移放大机制，通过以较小的质量通过惯容器的放大效应获得极大的表观质量，对结构进行调谐，但单纯的惯容器本身只具有调谐作用，搭配阻尼单元才更有效地提高耗能效率的功能^[16]，大部分惯容器本身没有耗能元件，所以有必要在装置上增加耗散能量的元件，本文所提出的惯容器采用电涡流作为阻尼单元进行耗能。

1.3.1. 电涡流阻尼原理

如图 1.2，当一块导体板以相对速度 v 在静磁场中做切割磁感线运动时，磁极正下方投影处的导体板磁通量会发生变化，这就是电磁感应现象，感应电动势在导体板内激发感应电流，安培定则告诉我们，处在外加磁场中的通电导线会受到安培力的作用，由楞次定律可知，感应电流的磁场总要阻碍引起感应电流的磁通量变化，即导体板始终受到一个抑制其运动的力，即电涡流阻尼力。

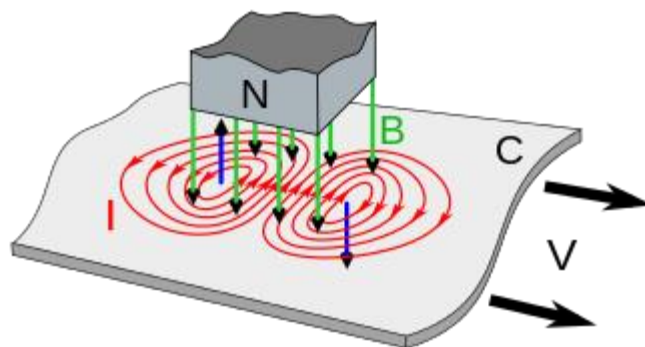


图 1.2 电涡流阻尼示意图

1.3.2. 电涡流阻尼器的研究

最初，电涡流阻尼器作为调谐质量惯容器（TMD）的阻尼单元应用于各种领域的结构减震控制。1994年 Kienholtz^[39]等设计了一种电涡流 TMD，并将该阻尼器应用于航空航天领域中。1995年 Larose^[40]等研制了一种悬臂梁式电涡流 TMD，并将其应用于桥梁气弹模型中。同年，移动线圈型的速度自传感技术被 Okada 等人^[41]提出。Boeule 和 Mizuno 分别^[42,43]依据电磁吸力原理研发了非接触式自传感作动器及其控制系统。

近年，电涡流阻尼器的形式有了很大的丰富，2001年方重^[44]等研制了一种单摆式小型电涡流调谐质量阻尼器，并通过振动台缩尺试验证明了其良好的振动控制效果，但该惯容器采用外置电源提供磁场，类似主动控制需要外部能量源输入，在实际工程应用具有一定的限制性。同年，Wallace 等^[45,46]设计了一种永磁式轴向电磁惯容器，通过改变该阻尼器永磁体的布置位置可实现阻尼力的无级调节。2006年，Sodano 等^[47]设计了一种可控被动阻尼器，通过改变阻尼器中永磁体的布置至最佳位置，使阻尼力最大化。2007年，祝长生^[48]基于电涡流原理提出了一种新型的转子系统径向电涡流阻尼器，但须良好的设计才能减小转子系统的振动。2010年，Ebrahimi 采用^[49]永久磁铁原理设计了被动式电涡流惯容器。2011年，Zuo 等^[50]提出了一种新型电涡流惯容器，该阻尼器通过增加永磁体磁极对数，提高了阻尼器的整体阻尼出力，但是同时会导致散热困难且加工精度要求高。2012年，You^[51]等提出了一种轴向电涡流阻尼器，利用开槽的二级导体板，同时，使用磁导率高的材料填充开槽部位。该阻尼可显著提高阻尼出力密度并有效散热。2013年，汪志昊和陈政清等^[52,53]提出了板式电涡流阻尼器，如图 1.3 所示。并通过理论分析、有限元计算和试验方法对其阻尼性能进行了研究。

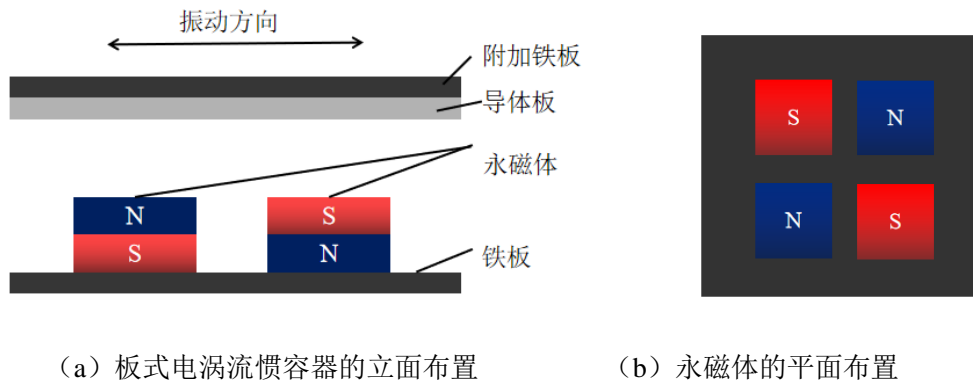


图 1.3 板式电涡流阻尼器的基本构造

以楼梦麟为例^[54], 早期研究都是利用试验方法来测定电涡流 TMD 的阻尼比。2003 年, 楼梦麟等通过振动台缩尺试验, 验证了新型电磁耗能 TMD 的减震耗能效果, 试验结果表明利用电磁涡流耗能原理的新型电涡流 TMD 具有良好的结构振动控制效果。

2004 年, Sodano 等^[55]人将电动力学的方法对电涡流阻尼力的产生进行了理论解析, 获得了该阻尼器的力学模型。2009 年, Ba 将永磁体引入电涡流阻尼器的设计, 建立了系统的动磁场模型, 并进行了试验研究和验证^[56]。2010 年, 曹青松等^[57]人将基于电动力学理论建立了电涡流惯容器的解析模型, 并结合结构本身运动特性参数, 解出了阻尼力矩方程及相应的轴向阻尼力计算公式, 利用有限元软件分析了阻尼力与电流强度、空气间隙以及结构运动等参数的关系。2011 年, Canova 和 Shin 等^[58-60]对永磁式轴向电涡流惯容器建立分层模型, 推导出阻尼力矩的解析表达式。2012 年 Bae^[61]等从电磁场理论出发推导了电涡流阻尼力的理论计算公式。2013 年, 哈尔滨工业大学^[62]张赫利用磁荷法和镜像法对永磁阵列的三维空间磁场进行解析, 推导出电磁阻尼力的解析表达式, 并利用有限元对影响电磁阻尼力的尺寸参数进行分析, 得到电磁阻尼力及阻尼系数的变化规律。2020 年刘洋^[63]等通过对板式电涡流分析计算, 表明磁体间距, 气隙等控制对电涡流阻尼器的阻尼特性有较明显的影响。

1.3.3. 电涡流阻尼器在结构上的应用

早期电涡流阻尼力不直接施加到结构上, 作为耗能减震装置出现。例如, 2005 年, Sodano^[64]等使用电涡流阻尼系统来进行悬臂梁的振动控制。当悬臂梁在上下方向振动时, 永磁体与有约束在悬臂梁端部的导体金属片产生了相对运动, 从而产生了阻碍悬臂梁振动的电涡流阻尼, 有效增加了悬臂梁的模态阻尼比。2006 年, Elbuken 等^[65,66]将电涡流惯容器应用到磁悬浮系统中, 利用电涡流惯容器具

有非直接接触的优点,不仅控制了悬浮物的振动,还提高磁悬浮的定位精度。2008年, Lin 和 Kim 等^[67,68]将电涡流惯容器应用于高精度定位平台。

2009年,朱坤^[69]等设计了带电涡流阻尼的耗能减振装置,如图 1.4 所示。2013年,汪志昊和陈政清^[70]等为了克服传统的调谐质量阻尼器(TMD)阻尼单元存在的易漏油等耐久性问题,研制了一种基于电涡流阻尼耗能的竖向 TMD 装置。其特点在于:电涡流阻尼无需与结构接触,没有任何摩擦;产生磁场的元件为永磁体,无需外界供电;所有构件都由金属材料制成,不存在老化等现象。此外,通过调整永磁体与导体板的距离,很容易实现 TMD 阻尼参数的后期调节,且不会影响 TMD 刚度参数。2018年,班鑫磊等^[71]设计并研究了新型的拉索式电涡流系统的减震机理为其实际应用创造基础。2019年,汪志昊和李国豪等^[72]改进板式电涡流阻尼器(PECD),研究了多层 PECD 构型。2020年,李亚峰等^[73]通过改进齿轮齿条阻尼器,并与电涡流阻尼技术相结合,提出一种新型的齿轮齿条式电涡流阻尼器(ECD-RGD),并通过试验研究证明其可应用性。

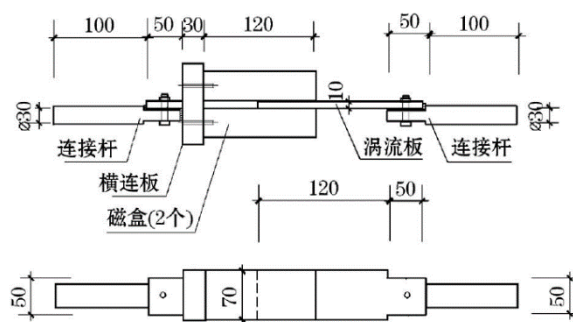


图 1.4 电磁阻尼器^[69]的构造设计

1.4. 中心耗能构件纯拉力系统研究现状

近年来,针对结构的快速地震康复策略受到了业内的关注,使用中心耗能构件配合纯拉力系统来快速提高结构的抗震性能成为了一种较好的方法。纯拉力系统利用了框架中用钢索悬吊轻型惯容器来传递框架间横向振动位移给耗能构件的方式,具有安装和调试方便、造价便宜、受力清晰、自动重定心、消除补充负载单元破坏概率等特点。

搭配电涡流使用螺纹丝杆的惯容器螺纹丝杆电涡流惯容器能够获得良好的速度放大效应,能够最大程度地使属于速度型阻尼的电涡流阻尼发挥耗能作用。而传统螺纹丝杆惯容系统必须依赖定子转子的存在,工作时必须在定子有约束端限制转动,无法使用拉索作为连接方式。为将耗能单元引入基于拉索的纯拉力系统,对耗能单元提出了轻质化、自平衡、可复位性能的要求。

2009 年名古屋大学的 Hou 等^[74]人提出了一种带中央圆筒的拉索支撑系统，该系统将一对钢索分别从中央圆筒的两端穿过圆筒连接在框架的四角，如图 1.5 所示。在这样的系统中，拉索能够在更高的框架水平位移下达到极限强度，弥补了其延性缺陷。Hou 等人使用这种加固系统对钢框架进行加固并得出结论，这种方法可以在不降低整体延性的情况下提高框架的侧向强度，并且它能够在指定范围内控制层间位移。

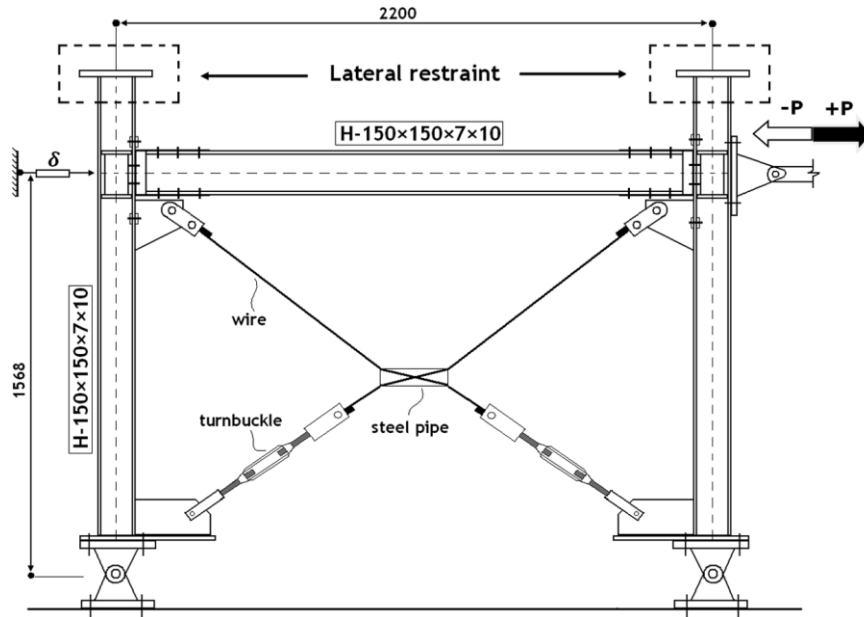


图 1.5 带中央圆筒的拉索支撑系统^[74]的基本构造

2012 年 Kurata^[75]等人设计了拉索式中心摩擦耗能构件，装置由前后钢板转子和连接在钢片上的拉索组成，结构的层间相对位移通过拉索带动两个钢板转子朝相反方向运动，通过转子间的摩擦作用起到耗能减震的作用，如图 1.6 所示。

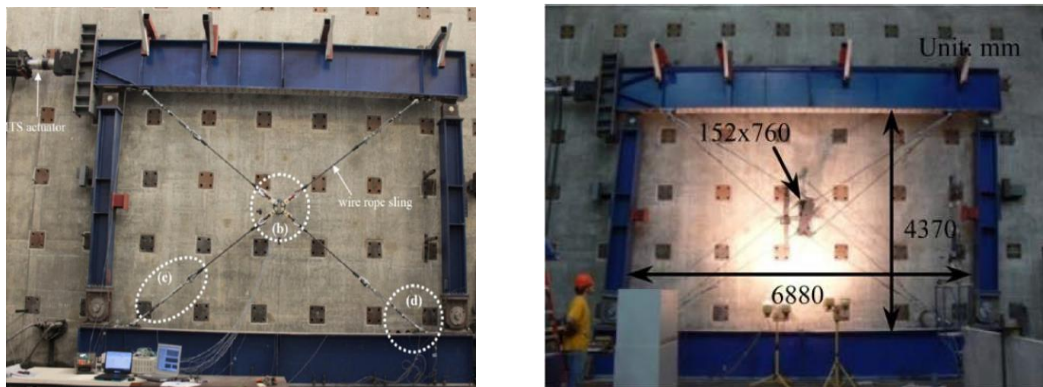


图 1.6 拉索式摩擦构件^[75]实物图

2016年乔治亚理工的Gao等^[76]人设计了基于超弹性记忆金属环的消能减震拉索系统,这种抗侧力系统由超弹性记忆金属环和四个仅承受拉力的缆绳组成,可以应用于建筑加固与改造,如图 1.7所示,该系统利用了记忆金属较强的超弹性性能,既能够实现重新定心性能,又具有耗散能量的能力。2019年,Saman等提出一种新型耗能索支撑体系,是通过预应力索和摩擦接触相互作用的卷筒组成的特殊索支撑体系。各种新型的拉力系统体系的提出也对新型惯容器提出了目标和要求。



图 1.7 超弹性金属记忆环拉索系统^[76]实物图

1.5. 本文研究意义、方案和内容

1.5.1. 本文的研究目的及意义

本课题的研究对象自平衡惯容器。张昕宇在结合惯容器的位移放大效果及电涡流不漏油直接接触的基础上,提出了一种适用于纯拉力系统的自平衡惯容器。本文基于其研究成果,首先对自平衡惯容器进行简谐振动试验,从而更为细致的研究其减震性能及影响因素。通过简谐振动试验得到一系列参数建立恢复力模型和数值模拟,简谐振动试验通过用位移作为输入,将采集的力信号作为响应输出,可以得到不同工况力和位移关系和滞回曲线。用分段线性直线来模拟滞回曲线从而建立恢复力模型。根据所得参数和建立的物理模型建立数值模型。从试验结果和模拟结果可以分析该惯容器表观质量,摩擦与阻尼系数等性能。

最后提出了有无约束两种装配惯容器单层框架结构,并进行装配自平衡惯容器单层框架结构的振动台实验,研究不同工况下惯容器的减震效果及结构的动力特性,进一步验证所建立的恢复力模型及各参数的准确性,分析在实际地震中不同类型惯容器的使用性能。

在综合理论分析和结构试验成果的基础上,进一步对自平衡惯容器的工程应用提出合理的建议和措施。

1.5.2. 本文的技术路线

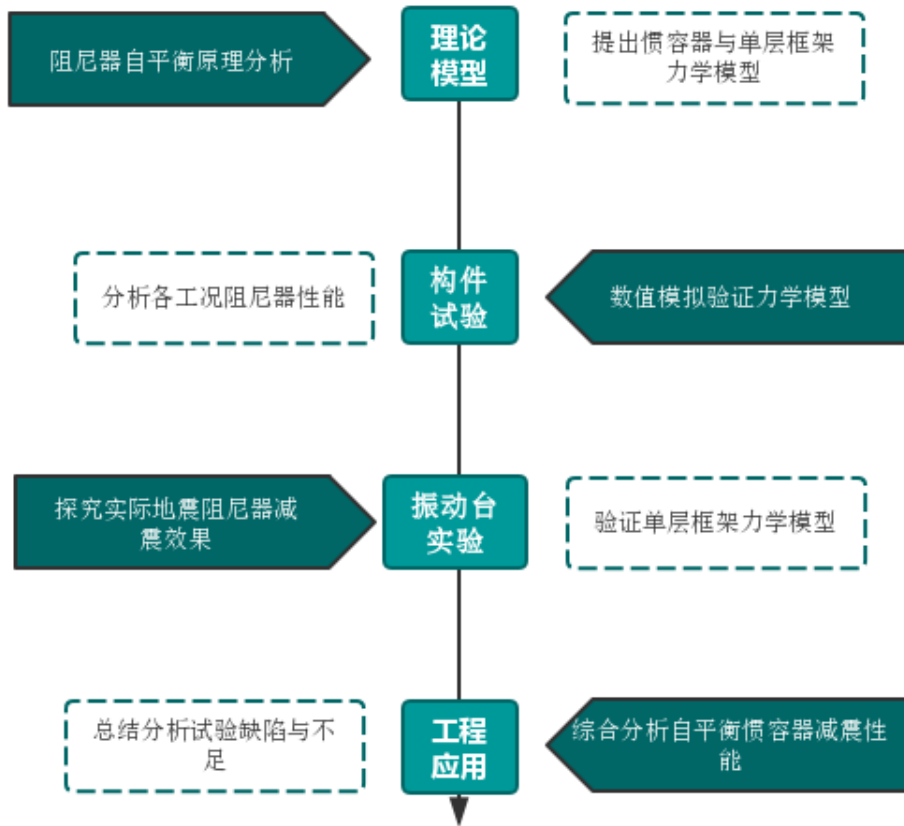


图 1.8 技术路线图

根据上述研究目的，本文分三个方面对自平衡惯容器进行研究：与简谐振动试验相结合提出并验证该惯容器的力学模型，通过振动台试验相结合的研究方法验证装配惯容器结构的力学模型并评估该惯容器的动力减震性能，分析该惯容器的线性程度及耗能机理，为自平衡惯容器的工程应用提出具有指导意义的应用方案。为了实现这一技术目标，技术路线如上图 1.8 所示。

1.5.3. 本文的主要研究内容

本课题研究对象为自平衡惯容器，本文的主要内容及章节安排如下：

(1) 第一章为绪论。主要阐述了本课题的研究背景、意义及目的，介绍了惯容器概念与原理、惯容器研究现状、电涡流阻尼的基本原理、电涡流阻尼器的研究现状。

(2) 第二章为自平衡惯容器和装配自平衡惯容器体系的理论分析。建立力学模型及运动方程为后续试验提供基础。

(3) 第三章为自平衡惯容器简谐振动试验研究。设计自平衡惯容器简谐振

动试验装置以通过测量各工况惯容器受力,拉线式位移计所测得惯容器的位移计算惯容器支架的摩擦,阻尼比及自平衡性能加载前后的变化,从而探究惯容器两端有约束与否,电涡流气隙,转动惯量相差不同比例对自平衡惯容器自平衡性能和耗能性能的影响,探究其耗能机理,并将各数据进行数值模拟将表观质量试验值与理论值对比验证力学模型准确性。所得各参数也将用于后续振动台试验数据模拟。

(4) 第四章为自平衡惯容器的振动台试验研究。设计装配自平衡惯容器单层框架振动台试验的试验框架及工况,以研究惯容器在实际土木工程领域的应用性和理论模型的准确性,并计算探讨惯容效应,电涡流效应等对惯容器加速度位移的幅值与均方根减震率。研究其阻尼比及结构参数,并进行各工况下加速度反应数值模拟进一步验证。

(5) 第五章为结论与展望。主要归纳全文的研究成果,指出需要进一步研究的方向。

在综合理论分析和结构试验成果的基础上,进一步对装配自平衡惯容器的工程应用提出合理的建议和措施。

第2章 自平衡惯容器的理论研究

基于绪论中的背景要求,本章针对于新型的自平衡惯容器做原理介绍与理论研究,通过转动方向上的力学分析证明惯容器的自平衡性能,提出了此惯容器的简化物理模型,通过轴线方向上的受力分析确定了影响电涡流效应和惯容器效应的参数,并简化计算分析左右正反牙梯形丝杆的设计所能获得的电涡流放大效应和惯容器效应。

在 2.1 节中,介绍了自平衡惯容器构造特点及其原理,通过其构造分析计算惯容器基本力学参数,分别介绍了惯容器的惯容单元与阻尼单元及其计算方法,提出了自平衡惯容器的简化物理模型,并提出非自平衡时对装置影响,为简谐振动试验设计与分析提供了理论依据。

第 2.2 节中,基于惯容器的简化物理模型提出装配惯容器的单自由度体系框架模型,为振动台试验试验提供了理论依据。

2.1. 自平衡惯容器的力学模型

2.1.1. 自平衡惯容器工作原理

本文所研究的自平衡惯容器,基本构造如图 2.1 所示,包括正反牙梯形丝杆、磁体盘、导体盘、永磁体、双头法兰筒、丝杆螺母等,正反牙梯形丝杆左右两侧分别设置有正牙螺纹段和反牙螺纹段,分别套上一个丝杆螺母,并与有约束支座的轴承连接。磁体盘与导体盘成对设置,磁体盘上设有永磁体,两者通过双头法兰筒与丝杆螺母有约束连接,且不与正反牙梯形丝杆接触,正反牙梯形丝杆在轴线上的往复使磁体盘与导体盘始终发生相对转动,产生电涡流效应,可实现结构的减震控制。

自平衡惯容器主要包括惯容单元与阻尼单元。其中,两盘与正反牙梯形丝杆作为双端惯性单元,当结构发生振动时,通过将结构的水平位移转为正反牙梯形丝杆轴向运动,进而转为磁体盘、导体盘角位移,并通过正反牙梯形丝杆的螺纹使磁体盘、导体盘与所安装的螺母在螺纹上运动做相反方向转动,从而将角位移进行两倍效应的放大。采用正反牙梯形丝杆传动可达到惯性增效、阻尼增效目的,同时实现了丝杆的自平衡性能,可以放松对阻尼器两端的安装要求,也可以应用于纯拉力系统

结构在安装自平衡惯容器后能量的消耗来源主要来源于,结构固有阻尼、正

反牙梯形丝杆与其他部件的摩擦作用、惯容器的惯容效应和电涡流效应。该采用正反牙梯形丝杆的自平衡惯容器发挥效应时，导体盘在永磁体形成的磁场中旋转，切割磁感线，在导体盘中产成了抑制结构振动的电涡流，形成了阻尼器耗能所需的电涡流阻尼，电涡流阻尼作为该惯容器的主要阻尼单元，产生阻尼力与导体盘的转动速度成线性关系，具体关系在下节中详细给出。且此自平衡惯容器由于导体盘、磁体盘反向转动形成两倍的相对角位移提供放大电涡流阻尼效果，形成两倍的阻尼力效应。

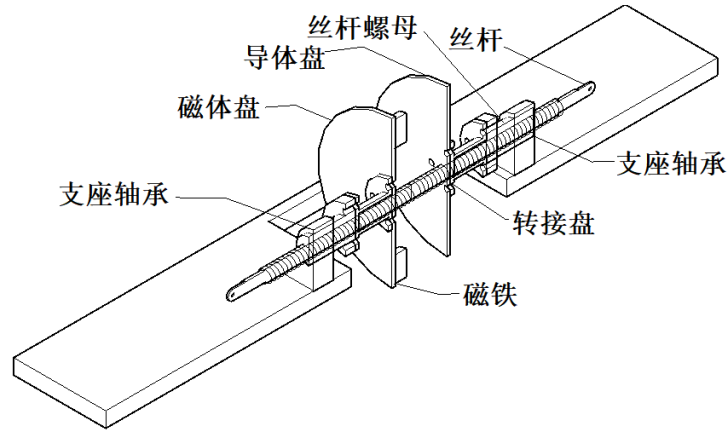


图 2.1 惯容器基本构造

2.1.2. 惯容器自平衡原理

传统螺纹丝杆惯容器有较好的将直线运动转化为转动的放大效应，但必须存在定子和转子，其力学模型图如图 2.2 所示，此类惯容系统必须同时使用有约束端限制丝杆和定子的转动，才能使惯容系统发挥作用，这一点使得它无法运用在纯拉力系统中。故提出一种能够不用提供制动力矩的自平衡惯容器，受力模型如图 2.3，正反牙梯形丝杆移动时，两盘对丝杆产生的力矩 T_{MS} 与 T_{CS} 互相抵消，即丝杆在转动方向上实现了力矩平衡。

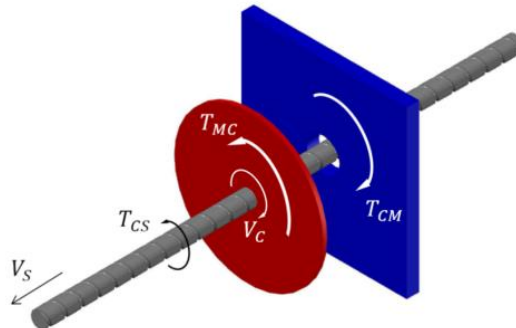


图 2.2 普通自平衡惯容器中受力示意图

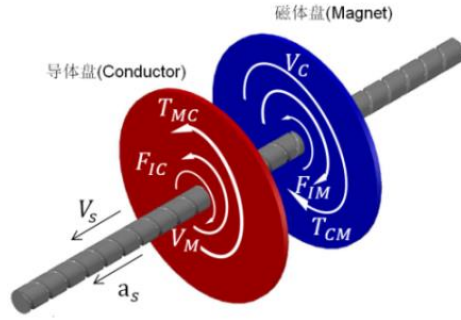


图 2.3 自平衡惯容器受力示意图

导体盘磁体盘保持原位置只做绕轴转动，如上图 2.3，不考虑丝杆间摩擦力，且两导程相同，磁体盘导体盘力矩方程分别为

$$\begin{aligned} T_{CM} + T_{CI} + T_{CS} &= 0 \\ T_{MC} + T_{MI} + T_{MS} &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

其中， T_{CM} 为磁体盘对导体盘的电磁力矩作用， T_{CI} 为导体盘受到的惯性力矩作用， T_{CS} 为丝杆对导体盘产生的力矩作用。同理 T_{MC} 导体盘对磁铁盘的电磁力矩作用， T_{MI} 为磁体盘受到的惯性力矩作用， T_{MS} 为磁体盘受到的丝杆的力矩作用。

T_{CI} 和 T_{MI} 有，

$$\begin{aligned} T_{CI} &= \alpha_C J_C \\ T_{MI} &= \alpha_M J_M \end{aligned} \quad (2.2)$$

其中， α_C 为导体盘的角速度， J_C 为导体盘的转动惯量， α_M 为磁体盘的角速度， J_M 为磁体盘的转动惯量。此时磁体盘与导体盘转动惯量设计相等，正反牙梯形丝杆为两端方向相反，导程相同的螺纹，故有，

$$\begin{aligned} J_C &= J_M \\ \alpha_C &= -\alpha_M \end{aligned} \quad (2.3)$$

整理上述公式，可得

$$T_{CS} + T_{MS} = 0 \quad (2.4)$$

既有

$$T_{SC} + T_{SM} = 0 \quad (2.5)$$

即丝杆所受到的导体盘磁体盘的力矩相等，理论情况下正反牙梯形丝杆实现

了转动方向的自平衡。但由于各种工业误差及损耗，严格意义上的自平衡很难完全实现，故在第三章中也进行了惯容器非自平衡下性能研究，使其更有实际工程意义。

2.1.3. 自平衡惯容器阻尼单元及其理论计算

由于在导体盘磁体盘间磁场分布不均匀，电涡流阻尼系数计算也较为复杂，考虑到退磁效应时计算也更为复杂，此处计算简化为计算单个磁体电涡流作用力 F_d ，如图 2.4 永磁体均匀分布，且与导体盘间气隙间距较小，假设此时外加磁场的分布的磁场强度为 ηB ， η 为磁场分布不均匀修正系数，取 B 为导体板内侧最大磁感应强度，导体盘厚度为 t 。此时由于磁体作用产生磁场，导体盘可认为是无数个通过导体盘圆心的细杆组成。当导体盘以角速度 ω 发生转动时，这些细杆做切割磁体与导体板之间的磁感线运动，此时切割磁感线运动所产生的电动势大小为

$$d\varepsilon = \eta B v \cdot dl = \eta B \omega R_d dl \quad (2.6)$$

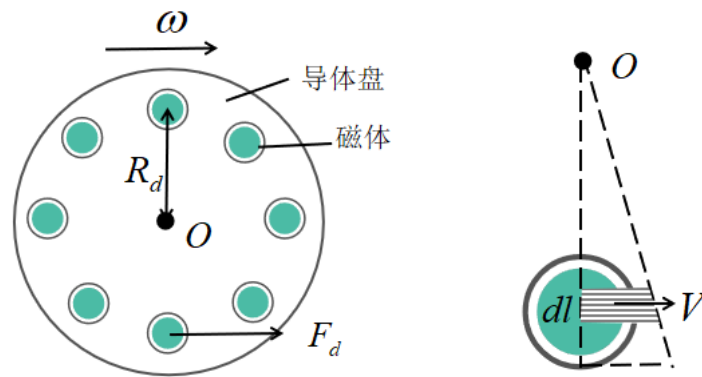


图 2.4 电涡流阻尼单元与微电路图

其中， R_d 为磁体中心到导体盘中心的距离，单个磁体电阻率为 ρ ，导体微元的内电阻为

$$dR = \rho \frac{dl}{tdx} \quad (2.7)$$

根据电源输出功率最大化根据电源输出功率最大化的条件，假定涡流微元电路的外电阻等于内电阻，涡流微元的总电阻为 $2dR$ ，导体微元中的电涡流强度 dI 为

$$dI = \frac{d\varepsilon}{2dR} = \frac{\eta B \omega R_d t dx}{2\rho} \quad (2.8)$$

由安培力公式可求得导电体微元受到的力为:

$$dF_d = \eta B \cdot dl \cdot dI = \frac{(\eta B)^2 \omega R_d t}{2\rho} dl \cdot dx = \frac{(\eta B)^2 \omega R_d t}{2\rho} ds \quad (2.9)$$

单块磁体在导体板投影面积为 S , 不考虑永磁体磁场在投影面外的泄露, 沿磁体的半径方向对 dF_d 积分即为导体板受到的单个磁体电涡流阻尼力电涡流阻尼力 F_d :

$$F_d = \frac{(\eta B)^2 \omega R_d t S}{2\rho} \quad (2.10)$$

电涡流阻尼属于非接触阻尼, 通过改变磁体盘导体盘之间的间距调整气隙, 可以改变阻尼力大小, 一方面可以实现阻尼系数的简单易调、阻尼与刚度完全分离; 另一方面, 电涡流阻尼不存在像粘滞阻尼器易漏油和不易养护的问题, 从而大大提高阻尼器的耐久性和工程实用性。

2.1.4. 自平衡惯容器惯容效应分析

为从理论方面分析自平衡惯容器的控制效果, 自平衡惯容器丝杆进行如下力学分析。

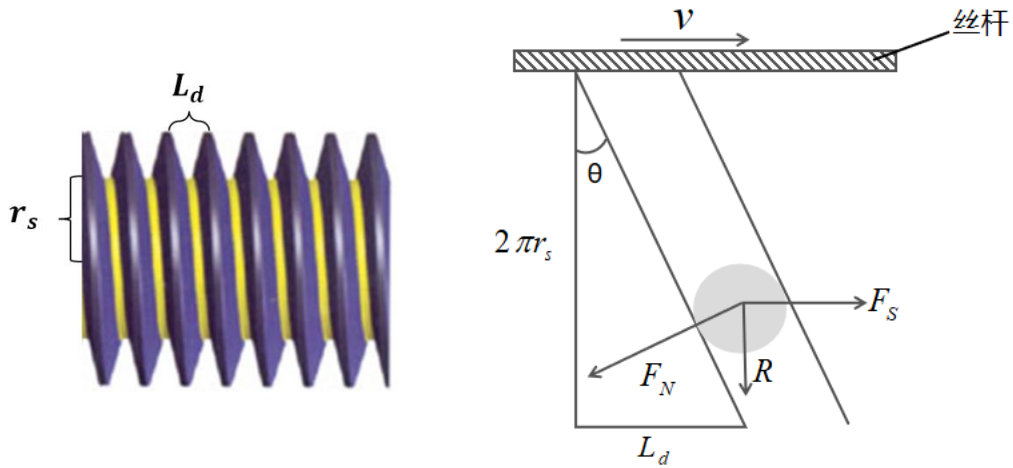


图 2.5 丝杆平面展开受力图

其中, 丝杆螺纹导程角为 θ , 丝杆半径为 r_s , 丝杆运动速度为 v 时, 丝杆在轴线方向运动转化为两个转盘相反方向转动, 单个磁体阻尼力为 F_d , L_d 为丝杆导程, 为螺纹沿丝杆绕圆截面上升一周的轴向距离。根据图 2.5 螺纹滑槽处力学分析, 可得丝杆受到的轴向力 F_S 和垂直轴线方向的力 R 间关系为

$$F_s = \frac{R}{\tan \theta} \quad (2.11)$$

其中，

$$\tan \theta = \frac{L_d}{2\pi r_s} \quad (2.12)$$

由上节可知，单个磁体电涡流阻尼力矩 T_d 为，

$$T_d = F_d R_d = \frac{(\eta B)^2 \omega R_d^2 t S}{2\rho} \quad (2.13)$$

由图 2.5 可知，盘体的角速度与丝杠线速度的转换关系为：

$$\omega = \frac{2\pi}{L_d} v \quad (2.14)$$

故多个磁体电涡流阻尼力矩 T_d 表达式可写为下式，

$$T_d = F_d R_d = n \frac{2\pi (\eta B)^2 R_d^2 t S}{L_d} v \quad (2.15)$$

导体盘磁体盘转动惯量分别为 J_C 和 J_M ，其中，对磁体盘力矩分析，

$$R_{MS} r_s = T_{MS} + T_{MI} = n \frac{2\pi (\eta B)^2 R_d^2 t S}{L_d} v + J_M \frac{2\pi}{L_d} \dot{v} \quad (2.16)$$

综上整理可得导体盘受到丝杆的轴向力，

$$F_{MS} = \frac{R_{MS}}{\tan \theta_s} = \frac{2\pi r_s}{L_d} R_{MS} = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \left(\frac{n(\eta B)^2 R_d^2 t S}{2\rho} v + J_M \frac{2\pi}{L_d} \dot{v} \right) \quad (2.17)$$

同理，对导体盘受力分析，此时由于丝杆为对称正反牙螺纹， θ 相同。

$$F_{CS} = \frac{R_{CS}}{\tan \theta_s} = \frac{2\pi r_s}{L_d} R_{CS} = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \left(\frac{n(\eta B)^2 R_d^2 t S}{2\rho} v + J_C \frac{2\pi}{L_d} \dot{v} \right) \quad (2.18)$$

由于丝杆左右两端为正反牙机制，两盘反向力矩对丝杆产生的力矩方向相同，简化分析不考虑丝杆受到的摩擦力，丝杆受到的轴向力表达式具体为

$$F_S = F_{SM} + F_{SC} = b\dot{v} + c_d v \quad (2.19)$$

式中, c_d 才为电涡流阻尼系数, 其表达式为

$$c_d = 2 \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 \cdot \frac{n(\eta B)^2 \dot{R} t}{2\rho} \quad (2.20)$$

b 为惯容器简化计算的惯容系数即表观质量, 其表达式为,

$$b = (2\pi/L_d)^2 (J_M + J_C) \quad (2.21)$$

由式 (2.20) 和 (2.21) 可以看出, 惯容器通过丝杆作用获得了 $(2\pi/L_d)^2$ 的电涡流效应放大系数, 并且由于两盘通过正反牙梯形丝杆共同工作, 从而使自平衡惯容器可以获得相对于传统丝杆惯容器两倍的阻尼系数。

惯容系数作为惯容器的惯性参照量, 单位为 kg , 即其物理性质等效于相同质量的质量块, 引入等效表观质量定义, 后续章节中以表观质量进行计算分析。由式 (2.21) 可以看出, 惯容器对盘体转动过程中所产生的转动惯量进行了放大, 质量较小的惯容器能起到较大惯性质量的作用, 具有实际工程作用。

2.1.5. 自平衡惯容器力学模型

为了更好地研究其动力特性, 需要建立自平衡惯容器的物理模型, 由前面的理论分析, 惯容器的力学模型由电涡流单元、惯容单元和摩擦单元组成, 三个单元串联。为了简化分析, 将摩擦力视为一种大小不变的库仑力, 即摩擦力的大小与运动状态无关, 丝杠方向运动为 u 时, 惯容器输出力学模型为图 2.6。

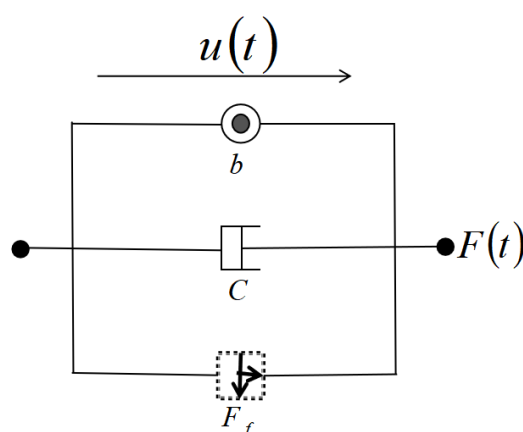


图 2.6 自平衡惯容器力学模型图

其中, b 为惯容器惯容系数, C_d 为自平衡惯容器阻尼系数, 主要为盘体旋转时产生的电涡流阻尼, F_f 为内部摩擦力, 输出力为 $F(t)$ 。为简化分析考虑摩

摩擦力为干摩擦，即其大小与运动状态无关。结合上节对丝杠轴向受力分析，惯容器轴向输出力运动学方程为：

$$F(t) = b\ddot{u}(t) + c_d\dot{u}(t) + F_f \quad (2.22)$$

2.1.6. 非自平衡条件惯容器的表观质量计算

若惯容器由于制造或损耗产生两盘表观质量差异，即非自平衡情况，如下图 2.7，标准转盘的表观质量为 b ，转动惯量为 J ，相对非标准盘体的另一盘体表观质量为 kb ，转动惯量为 kJ 。

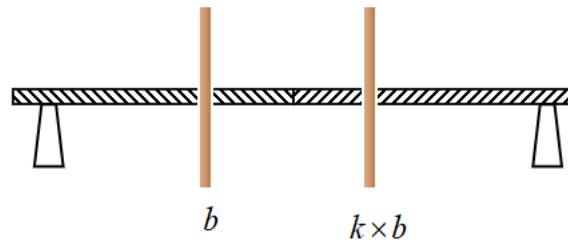


图 2.7 非自平衡惯容器模型图

发生转动时，丝杠的转速为 $\dot{\varphi}_s$ ，由于导程相同，两个转盘相对丝杠的转速均为 $\dot{\varphi}$ ，转向相反。平衡方程为：

$$J_s \cdot \ddot{\varphi}_s = J(\ddot{\varphi} - \ddot{\varphi}_s) - kJ(\ddot{\varphi} + \ddot{\varphi}_s) \quad (2.23)$$

解得

$$\ddot{\varphi}_s = \frac{J - kJ}{J + kJ + J_s} \ddot{\varphi} \quad (2.24)$$

令

$$\beta = \frac{J_s}{J} \quad (2.25)$$

有

$$\ddot{\varphi}_s = \frac{1 - k}{1 + k + \beta} \ddot{\varphi} \quad (2.26)$$

由公式 (2.21) 可以看出，阻尼力和相对转速相关，丝杠前进方向也和相对转速相关，因此用相对转速来建立惯容器的运动方程时，方程中变化的只有转动

惯量这一项。从能量守恒^[77]的角度计算非自平衡惯容器的等效转动惯量 J_e ：

$$\begin{aligned} E_{kend} &= \frac{1}{2}J(\dot{\phi} - \dot{\phi}_s)^2 + \frac{1}{2}kJ(\dot{\phi} + \dot{\phi}_s)^2 + \frac{1}{2}J_s(\dot{\phi}_s)^2 \\ &= \frac{(2k + \beta)^2 + k(2 + \beta)^2 + \beta(1 - k)^2}{(k + \beta + 1)^2} \left[\frac{1}{2}J(\dot{\phi})^2 \right] \end{aligned} \quad (2.27)$$

其中如果忽略丝杠的转动惯量，即认为 $\beta=0$ 时，此时惯容器的等效转动质量

$$J_e = \frac{(2\alpha + \beta)^2 + \alpha(2 + \beta)^2 + \beta(1 - \alpha)^2}{(\alpha + \beta + 1)^2} J \quad (2.28)$$

因为丝杠的转动惯量为标准飞轮的 5%（本实验），可以忽略它的影响。若忽略丝杠的影响，有

- (1) $k=1$ 时，是理想的完全自平衡，平衡飞轮与标准飞轮力矩平衡
- (2) $k=0$ 时， $J_e=0$ ，意味着单个飞轮如果不限制丝杠转动将失去调谐效果。如果考虑丝杠的转动惯量， $(\beta/(1+\beta))J \approx J_s$ ，同样基本没有调谐效果；
- (3) $k=1/3$ 时， $J_e=J$ ，即此时双飞轮（自平衡）和单飞轮（传统）效果一样。再降低，自平衡惯容器没有意义。
- (4) 其中 $[4\alpha/(\alpha+1) - (\alpha+1)] = -(\alpha-1)^2/(\alpha+1) \leq 0$ ，即不平衡时效果比两个直接相加效果要差。

2.2. 装配自平衡惯容器单自由度体系力学方程

2.2.1. 装配自平衡惯容器结构提出

在土木工程结构中，装配惯容器结构在概念设计上由三部组成：用于连接结构与惯容器的位移传动装置、产生阻尼效应的耗能装置、将惯容器固定到结构上的固定装置。如图 2.8 所示，位移传动装置将惯容器丝杆的与结构相连，将结构物上的线位移变形转换为惯容器丝杆的角位移同时会将位移进行放大，此处提出两种位移传动装置，分别为固定惯容器两端使其有约束的刚性连接装置，和放松惯容器两端使其无约束的弹性连接装置。

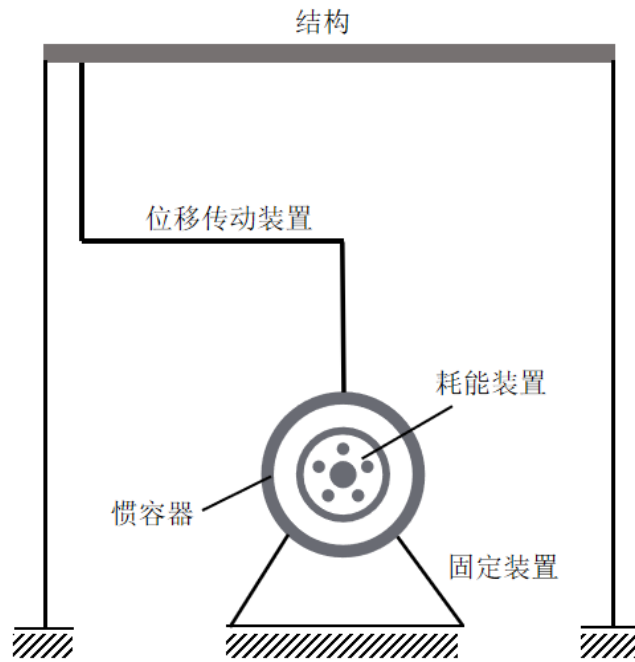


图 2.8 装配惯容器结构概念设计图

2.2.2. 装配有约束自平衡惯容器结构模型

装配有约束自平衡惯容器的单自由度结构图如图 2.10，给予框架外力后单层框架开始水平方向振动，单层框架顶部水平位移通过刚性连接装置转化为丝杆轴向位移，使丝杆与楼面共同运动进而转化为盘体的旋转位移，结构的水平线性位移可以转化为盘体的高速旋转。而惯容器的丝杆螺母通过带座轴承等形式的固定装置与刚性平台连接保证与底板水平向静止。单自由度无约束度结构质量 m 认为集中于楼板，结构抗侧刚度为 k ，结构裸空框架阻尼为 c 。在结构受到激励为 $F(t)$ 时，产生水平位移为 $u(t)$ ，进而使转盘各产生角度 φ ，规定水平位移向右为正方向。

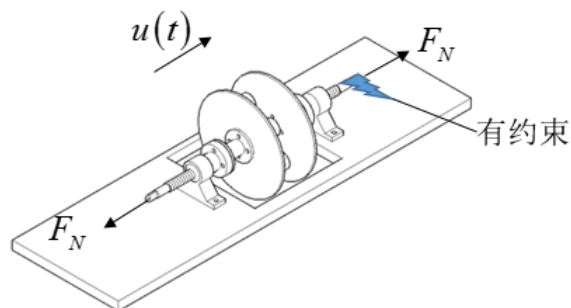


图 2.9 有约束自平衡惯容器细节图

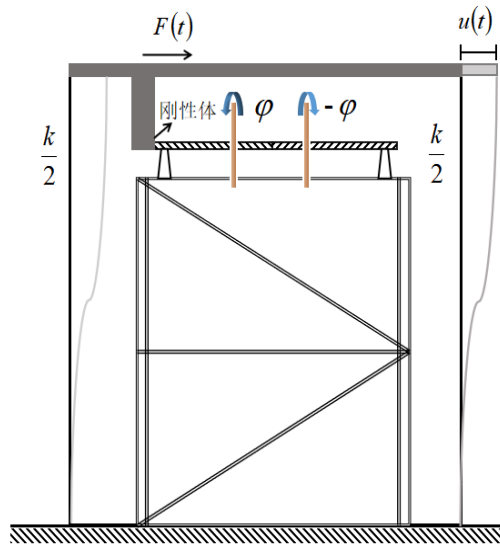


图 2.10 装配有约束自平衡惯容器单自由度体系结构

通过对结构受传力分析, 结合上节中对自平衡惯容器的力学分析, 忽略单层框架摩擦力, 建立如图 2.11 结构简化分析模型, 力学模型由电涡流阻尼单元、惯容单元和弹簧单元组成。电涡流阻尼单元与惯容单元并联后与弹簧单元串联。装配自平衡惯容器此时在水平方向可以视为一个广义单自由度体系, 惯容器两端受力为 F_N , 框架此时运动平衡方程为:

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) + F_N = F(t) \quad (2.29)$$

考虑到单层框架顶端与丝杆为刚性连接, 惯容器丝杆轴向位移与框架结构顶层位移一致为 $u(t)$, 结合上节惯容器方程, 此单自由度体系结构控制方程可写成

$$\begin{cases} m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) + F_N = F(t) \\ b\ddot{u}(t) + c_d\dot{u}(t) + F_f = F_N \end{cases} \Rightarrow (m+b)\ddot{u}(t) + (c+c_d)\dot{u}(t) + ku(t) + F_f = F(t) \quad (2.30)$$

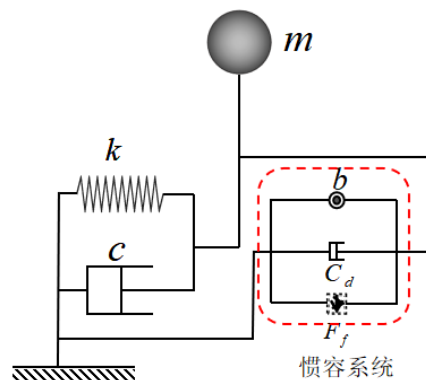


图 2.11 装配有约束自平衡惯容器单自由度结构

2.2.3. 装配无约束自平衡惯容器结构模型

为更好的应用在中心消能构件纯拉力系统，考虑装配无约束自平衡惯容器的纯拉力系统单自由度体系结构，图 2.12 为装配无约束自平衡惯容器的单自由度体系结构图，其中装置框架通过刚度为 k_s 的弹性体与惯容系统连接。初始状态下，拉索倾斜角为 β 。

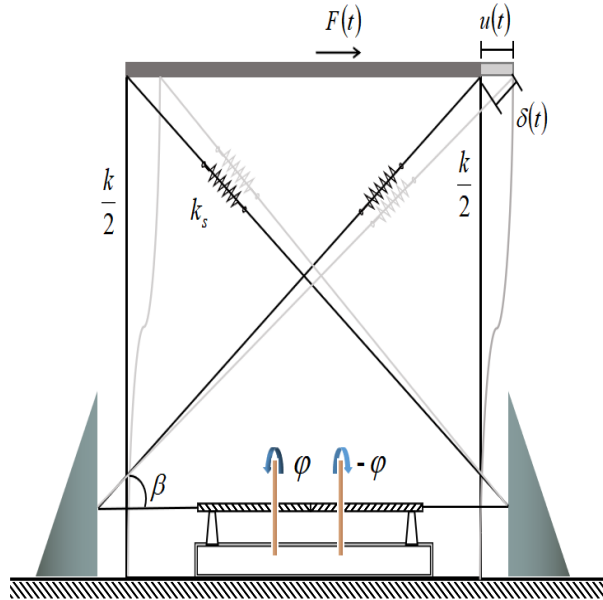


图 2.12 装配无约束自平衡惯容器单自由度结构

拉索用于将框架的水平位移转化成装置的旋转位移。当结构发生层间位移，拉索可通过滑轮带动丝杆转动。结构的线性运动可以通过拉索转化为导体板的高速旋转运动。旋转盘体和滚轴作为惯容器，旋转导体板和磁铁之间的相对运动可产生电涡流阻尼，从而以热量的形式耗散能量。所以，惯容器可以获得惯性，增强涡流阻尼的能量耗散效应。

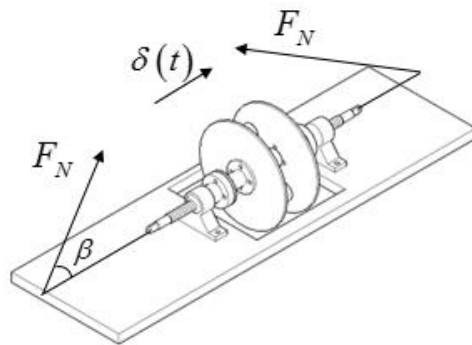


图 2.13 有约束自平衡惯容器细节图

同理，建立如图 2.14 结构简化分析模型，忽略单层框架的摩擦力， k_s 为两条弹性连接体的等效刚度。装配自平衡惯容器此时在水平方向可以视为一个广义

单自由度体系，通过滑轮改变受力方向，拉索线性位移即为丝杆水平位移 $u(t)$ ，结合上图 2.13，外框架水平位移 $u(t)$ ，拉索位移 $\delta(t)$ 之间关系为：

$$\delta(t) = u(t) \cos \beta \quad (2.31)$$

框架此时运动平衡方程为：

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) + F_N \cos \beta = F(t) \quad (2.32)$$

拉索内力与惯容系统两端受力均为 F_N ，框架此时运动平衡方程为：

$$\begin{cases} m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) + F_N \cos \beta = F(t) \\ b\ddot{\delta}(t) + c_d\dot{\delta}(t) + F_f = F_N \end{cases} \quad (2.33)$$

$$\Rightarrow (m + b \cos^2 \beta)\ddot{u}(t) + (c + c_d \cos^2 \beta)\dot{u}(t) + ku(t) + F_f \cos \beta = F(t)$$

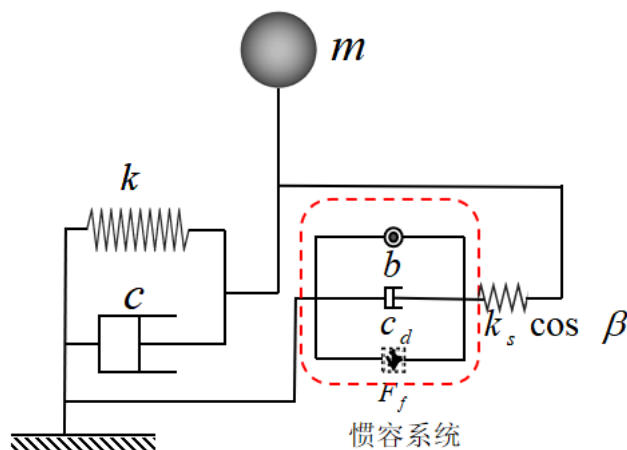


图 2.14 装配无约束自平衡惯容器单自由度无约束度结构简化分析模型

2.3. 本章小结

本章介绍了一种新型的减振装置自平衡惯容器的工作原理并从理论上证明了其自平衡性，建立了自平衡惯容器的输出力模型，并建立了带惯容阻尼单元的单自由度体系力学模型，提出了装配自平衡惯容器结构的动力学方程和运动方程。总结上文可得出如下结论：

(1) 本文基于已有成果深入研究了一种自平衡惯容器，这种自平衡惯容器具有低损耗，自平衡等优点。对自平衡惯容器转动方向和轴线方向上的受力进行了分析，列出线性方程，由轴线方向上的受力分析可知该自平衡惯容器的消能减震能力主要来源于电涡流效应和惯容器效应的共同作用，确定了影响电涡流效应和惯容器效应的参数。同时通过理论计算证明通过正反牙梯形丝杆的设计使惯容

器的电涡流与转动惯量都可获得 $(2\pi / L_d)^2$ 的放大系数。

(2) 理论计算整理惯容器各元件参数，力学模型与各参数的确定为后续简谐振动试验作指导。

(3) 通过对单自由度体系两种模型在外界激励下受力计算分析，确定惯容器结构应用中影响因素，为后续振动台实验作指导。

第3章 自平衡惯容器的简谐振动试验研究

第2章中提出了自平衡惯容器的理论研究。本章设计进行惯容器的简谐振动试验

在3.1节中,介绍自平衡惯容器的简谐振动试验概况,试验装置的设计方法,根据实验目的试验条件确定装置细节设计。并根据试验内容,确定力、位移传感器的现场布置情况和试验工况,同时根据试验装置确定装置质量刚度等参数。

在3.2节中,从装置的安装特点和受力特点考虑,分析非线性因素带来的影响。通过简谐振动试验可以更好地测量摩擦力。根据识别低频激励装置的摩擦大小并进行数值模拟。

在3.3节中,首先针对无阻尼装置计算其表观质量并确定摩擦的影响类型,通过电涡流阻尼性能及表观质量等分析不同气隙的力学性能,考虑到惯容器不可避免的制造缺陷及使用损耗等问题引起的不自平衡性,通过改变其两盘的表观质量研究自平衡非自平衡下,高频激励自平衡惯容器的动力特性,包括其等效表观质量及阻尼的识别,探究非自平衡对惯容器的性能的影响,从而更好地投入到工程应用中。

在本章中主要运用的计算工具为MATLAB。MATLAB是常用数据分析软件,可以进行矩阵运算、绘制函数和数据、实现算法,其中对于信号的快速处理是其最基本的功能之一。

3.1. 简谐振动试验概况

为了更好的验证自平衡惯容器力学模型,进行简谐振动伺服简谐振动试验,通过测量各工况惯容器受力,拉线式位移计所测得惯容器的位移计算惯容器的性能,阻尼比及加载前后的变化,进而探究惯容器两端有约束与否,电涡流气隙,转动惯量相差不同比例对自平衡惯容器自平衡性能和耗能性能的影响,探究其耗能机理。

3.1.1. 自平衡惯容器简谐振动试验装置

3.1.1.1. 自平衡惯容器及其参数

简谐振动实验对象为图3.1所示采用正反牙梯形丝杠的自平衡惯容器。结合2.1对自平衡惯容器的介绍,为后续计算整理惯容器各元件参数如表3.1,有电

涡流阻尼时等效表观质量为 24.8971kg，无电涡流阻尼时等效表观质量为 18.2696kg。导体盘整体表观质量为 10.9989kg，磁体盘包括磁铁表观质量 11.0046kg，自平衡状态下，两盘表观质量相等。

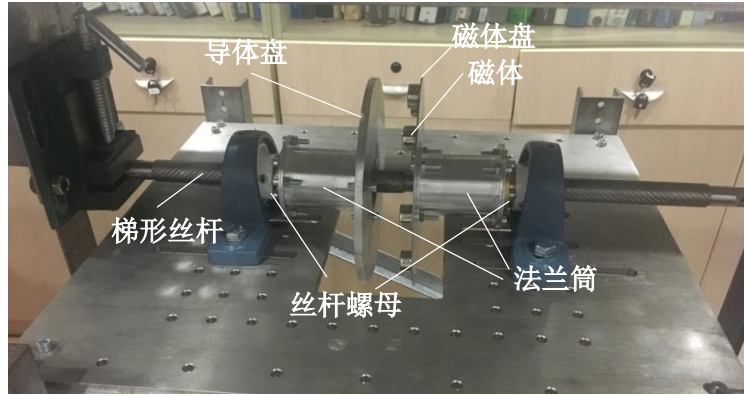


图 3.1 惯容器实物图

表 3.1 自平衡惯容器元件参数

元件	外径 (mm)	内径 (mm)	高度 (mm)	体积 (mm ³)	质量 (g)	转动惯量 (g·mm ²)	表观质量 (kg)	总表观 质量(kg)
转接盘*4	37	14	3	11050	30.9	18146	0.1118	24.8971
法兰筒*2	25	22	65	28778	80.6	5681	0.0350	
磁体盘	90	22	1	23914	186.5	710310	4.3771	
导体盘	90	22	7	167400	468.7	1784882	10.9989	
丝杆螺母	20	10	70	65940	586.9	88030	0.5425	
螺母端头	37	10	10	39847	354.6	225016	1.3866	
磁铁					23.9	134438	6.6275	

3.1.1.2. 自平衡惯容器试验装置

试验装置示意图如图 3.2 所示，拟在自平衡惯容器外部安装带滑轨的外框架，以保证作动器位移传力的方式。

在自平衡惯容器与作动器间安装一滤波弹簧，过滤不良反应同时起到一定调谐作用。弹簧作动器与外框架之间均采用双螺母刚性连接，支架与地面采用刚性连接，滑轨以下部分可视为完全刚性体，保证作动器工作过程中传力稳定性。具体传感器安装及其通道在 3.1.3 节中给出。

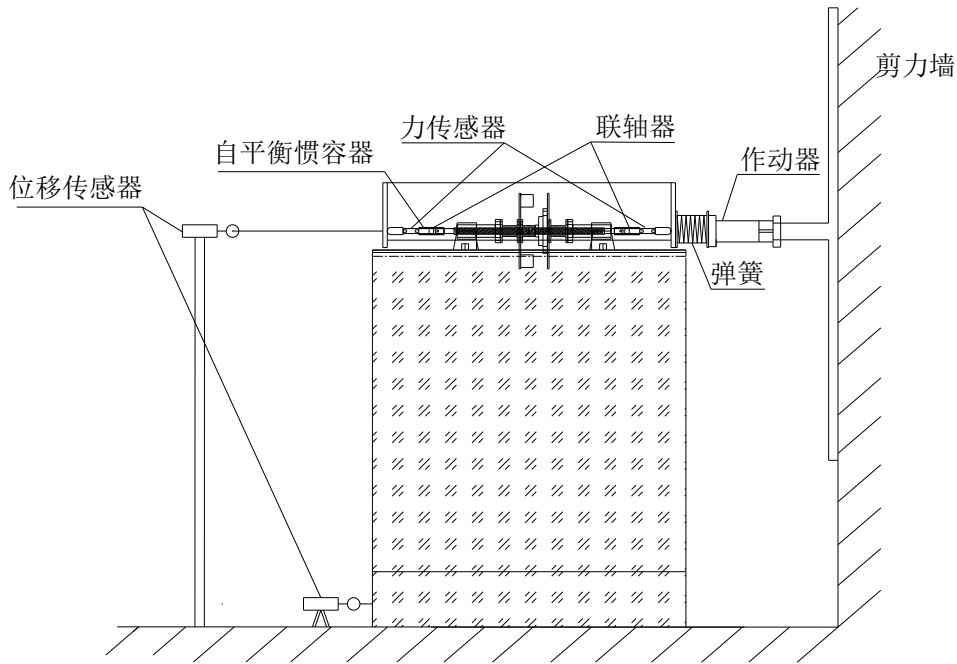


图 3.2 试验装置示意图

试验所需弹簧的刚度确定需满足试验要求。考虑不自平衡状态下简化装置图如图 3.3 所示假设弹簧左端位移为 x_1 ，同样也是惯容器的位移；右端位移为 $x = x_0 \sin(\omega t + \theta)$ ，即右端正弦激励。此处考虑支架的质量 m_1 ，惯容器质量 m_0 简化为含不自平衡部分系数 k 的 $m_0 = m_d + km_d$ ，各连接处的摩擦力由作动器承担，以向右运动为正方向，运动方程：

$$F = k_s(x - x_1) = (m_d + km_d + m_1) \cdot \ddot{x}_1 \quad (3.1)$$

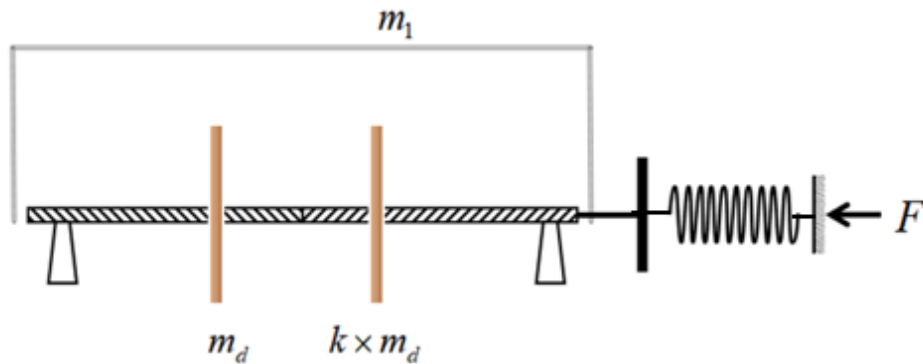


图 3.3 简化受力图

化简可得

$$(m_d + km_d + m_1) \cdot \ddot{x}_1 + kx_1 = -k_s x \quad (3.2)$$

故系统自振频率为

$$\omega_b = \sqrt{\frac{k_s}{(1+k)m_d + m_1}} \quad (3.3)$$

假定工作频段为 0~5Hz，两盘表观质量偏差 60%， k 取 0.4，由以下公式可取满足要求的弹簧刚度 $k \approx 150kN/m$ 。

$$4\pi^2(m_1 + 2m_d) \leq k_s \leq 100\pi^2(m_1 + 1.4m_d) \quad (3.4)$$

3.1.2. 简谐振动试验加载装置及连接设计

3.1.2.1. 加载装置

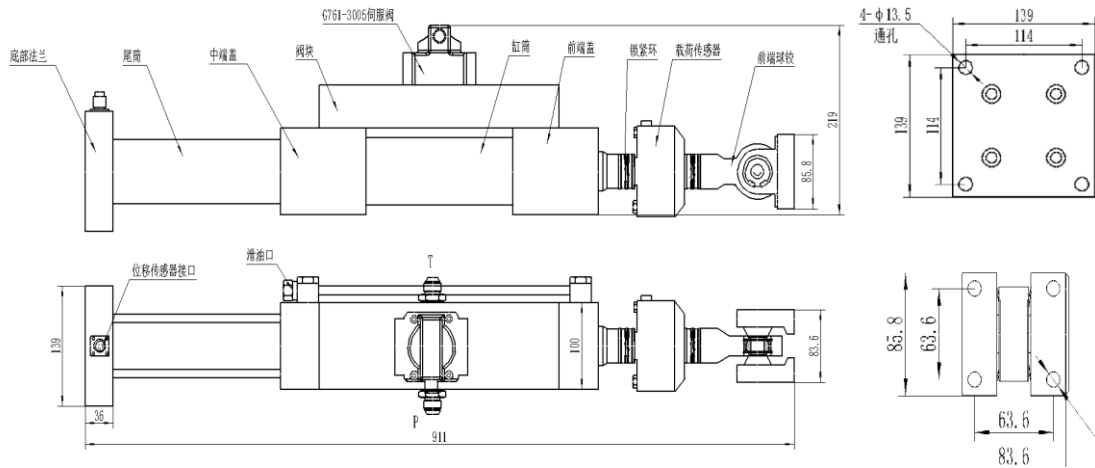


图 3.4 伺服作动器详细参数图

表 3.2 作动器工作范围

A 振幅 (mm)	f 频率 (Hz)
5	30
7.5	20
15	10
30	5

考虑到惯容器需要加载高频激励，选用满足加载要求的高频 SANF3A55/45(200)型伺服作动器，尺寸及原理如图 3.4，根据其尺寸进行试验装置设计。其特点塞及活塞杆处采用低摩擦系数、高耐磨性、抗老化的非金属材料作支承导向环。摩擦力小，无低速爬行、频响高，耐磨性好，寿命长。且输出端

采用可调无间隙球铰连接，可消除非线性环节和减小铰接中产生的附加侧向力。

试验需根据伺服作动器工作范围设计其试验工况，作动器工作参数如下：行程为 200mm，作动器工作频率为 0~30Hz 最大工作速度为 1m/s，按正弦波 $v = A \cdot 2\pi f$ ，可计算油缸的工作范围如表 3.1(理论计算)

3.1.2.2. 作动器与惯容器连接方式设计

考虑到连接装置需在保证轴向传力，并且在连接只有半球铰功能的作动器的同时，对惯容器丝杆的转动没有控制效果，提出外框架传力的方式。同时为了减少轴向方向摩擦损耗，引入滑轨连接外框架的设计，惯容器传力外框架模型图如下图 3.5。框架设计需要考虑以下几个因素或要求：

- (1) 框架需安装夹具满足惯容器两端有约束的工况
- (2) 外框架设计满足刚度要求同时需要满足惯容器可拆卸方便更换要求
- (3) 考虑作动器加载过程中会出现的连接松动以及间隙情况会影响传力
- (4) 框架可以调整惯容器位置和适应其他不同型号的惯容器保证资源利用

针对要求 (2) (4) 设计有滑槽的三角支撑和侧向支撑的外框架，根据刚度要求设计框架厚度为 8mm，针对要求 (1) 在三角支撑设计竖向滑槽有约束夹具且竖向滑槽可调整夹具位置保持夹具中心处于丝杆中心位置。针对要求 (3) 在三角支撑处开设大螺纹孔洞保证可随时调整检查连接间隙保证装置间出于无缝隙可正常传力状态。

其中，外框架各部分详细尺寸如图 3.6，侧面有四个作动器连接螺栓孔，底面有滑块连接孔，根据装置大小，设置两组滑块连接孔，每组四个。活动三角支撑的详细尺寸图如图 3.7。

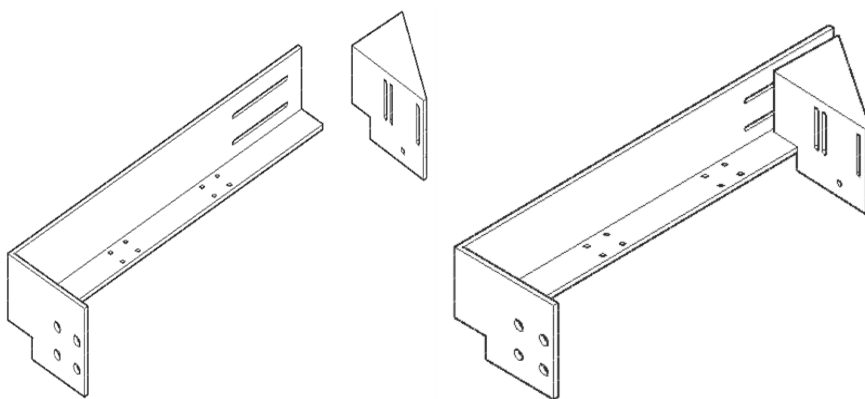


图 3.5 外框架组装模型图

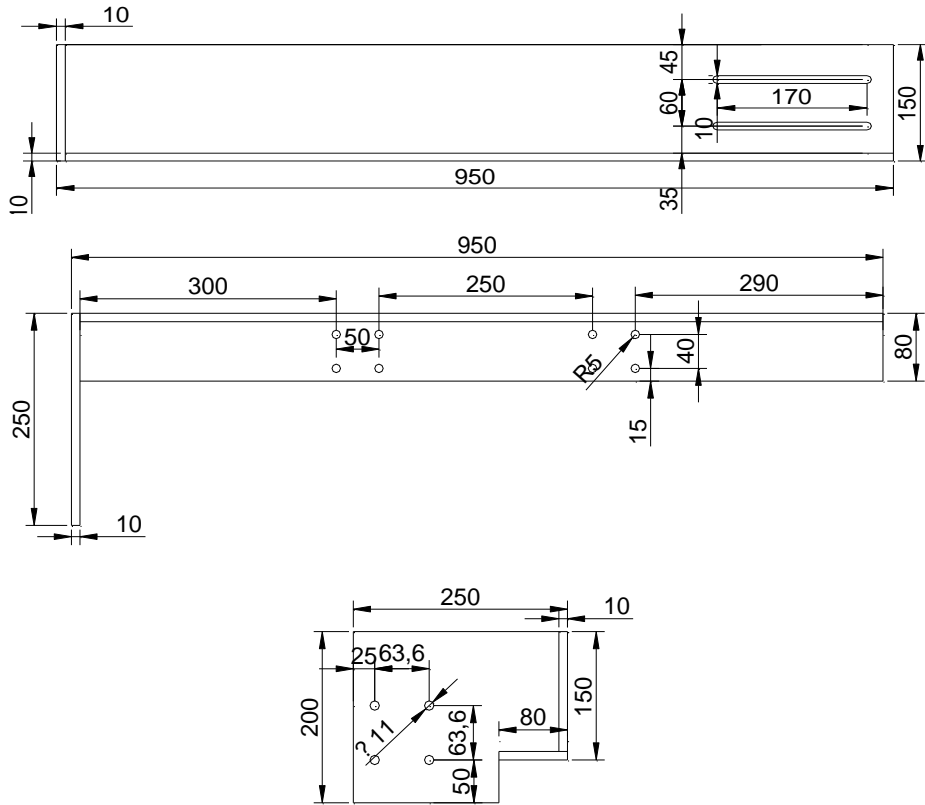


图 3.6 外框架各视图设计图 (单位: mm)

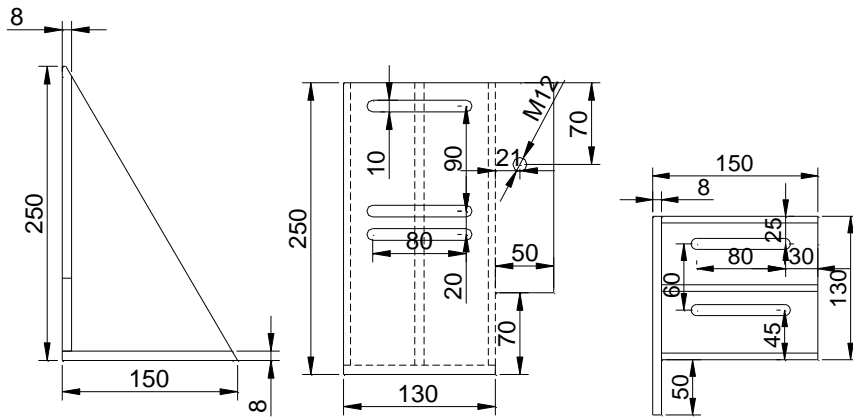


图 3.7 三角支撑各视图设计图 (单位: mm)

试验需要测丝杆力，需要直接连接作动器，为了连接作动器与力传感器，力传感器与惯容器，设计如下框架内部连接件，其中包括椭圆形转接头，力传感器连接头和联轴器。其中设计点如下：

(1) 扁平状椭圆形转接头可以满足有约束状态下夹具夹紧和自平衡状态下不限制转动两种要求，同时椭圆形接头可以减少丝杆转动方向摩擦力影响。

(2) 力传感器连接件与联轴器为可拆卸可转动，方便力传感器安装，避免安装前产生预扭转力。

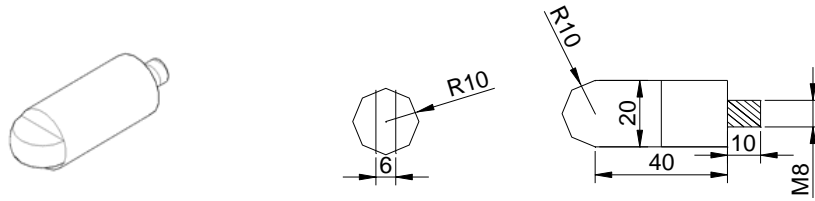


图 3.8 椭圆形转接头模型及设计图（单位：mm）

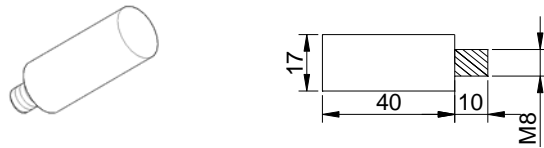


图 3.9 力传感器连接头模型及设计图（单位：mm）

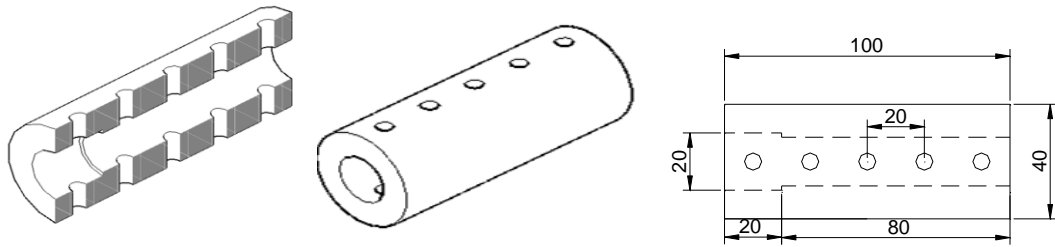


图 3.10 丝杠联轴器模型及设计图（单位：mm）（单位：mm）

根据连接件以及自平衡惯容器尺寸确定最终外框架尺寸及外框架质量 m_1 ，由第二章所得质量 m_0 进而确定自平衡惯容器加连接装置总质量为 $m = m_0 + m_1 = 10.53\text{kg} + 25.8\text{kg} = 36.33\text{kg}$ 。

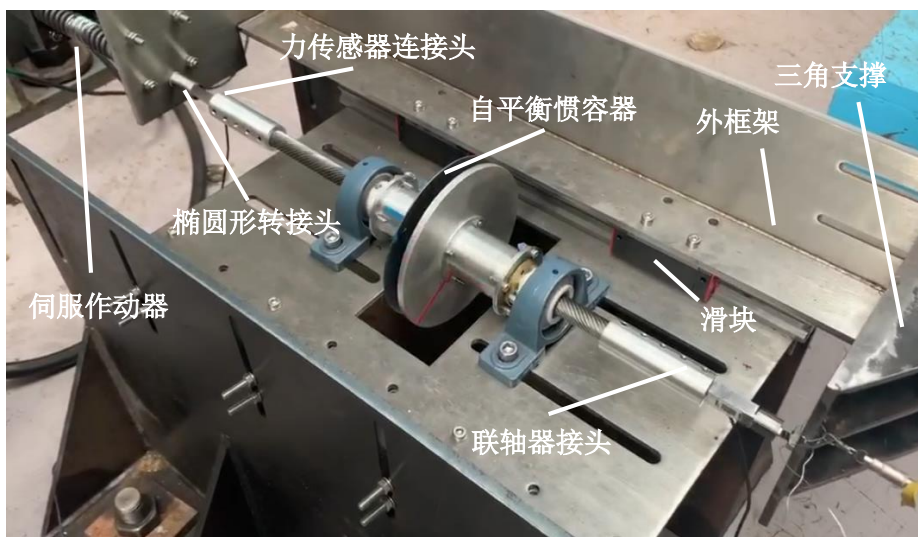


图 3.11 简谐振动试验连接装置实物图

3.1.2.3. 自平衡惯容器试验支架设计

为适应试验场地，考虑到加载方式及惯容器受力方式，且满足上述小节中提出的外框架设计，采用如图 3.14 所示拼接型支架，包括双三角支架及载惯容器平台，支架设计需要考虑以下几个因素及细节：

- (1) 考虑到作动器加载方式需保证支架轴向受剪强度及面外侧向刚度
- (2) 自平衡惯容器丝杆中心与作动器中心处于同一直线保证轴向受力
- (3) 承载惯容器的平台需同时满足惯容器气隙可调整且可放置滑轨。

针对要求 (2) 在支架设置多条可调整高度的竖向平行螺栓槽，并采用高强螺栓连接，为满足要求 (3) 在平台中心预留孔洞 $100 \times 200 \text{mm}$ 孔洞和横向滑槽且按照滑轨尺寸设计滑轨，平台及支撑梁螺栓通孔，如错误!未找到引用源。。为满足要求 (3) 面外刚度设置加劲肋。三角支架尺寸 $650 \times 800 \times 8 \text{mm}$ ，底板孔洞直径 70mm ，间距 600mm ，平板尺寸为 $600 \text{mm} \times 400 \text{mm} \times 8 \text{mm}$ 。单个支架侧向抗剪力 $F_s = \tau_s \cdot A_s = 178 \times (8 \times 800) \text{N} = 1139 \text{kN}$ 。

由上小节中确定的平台上装置总质量 m 以及作动器参数频率 f 及振幅 A ，模拟地震波频率范围 $f_e = 0 \sim 5 \text{Hz}$ ，可确定极限情况下两个支架水平最大剪力力 $F = mA(2\pi f_e)^2 = 36.33 \times 30 \times (2\pi \times 5)^2 \text{N} = 1075 \text{kN} < 2 \times 1139 \text{kN} = 2278 \text{kN}$ 。支架设计满足强度要求。支架实物图及装置总连接图在下一节给出。

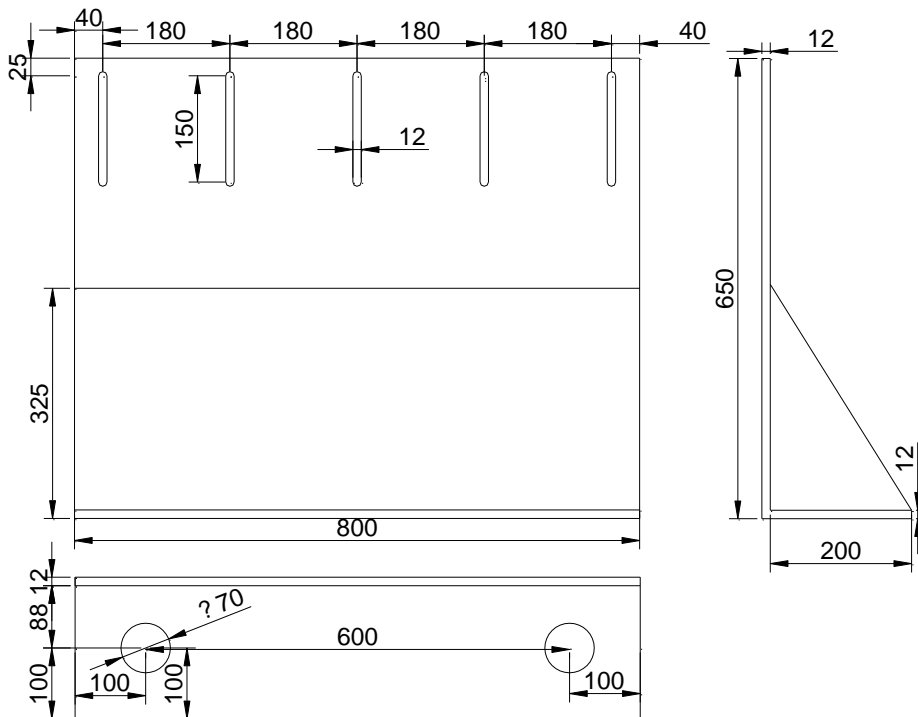


图 3.12 单个三角支架各视图设计图（单位：mm）

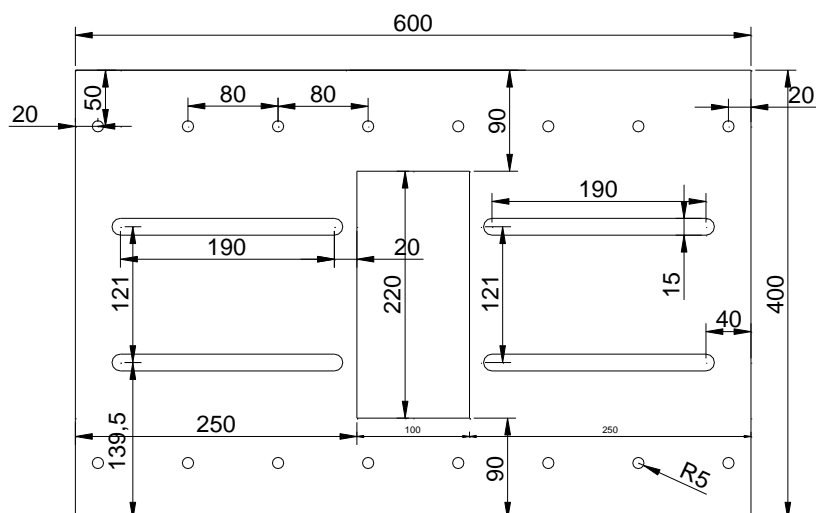


图 3.13 工作平台顶面设计图 (单位: mm)

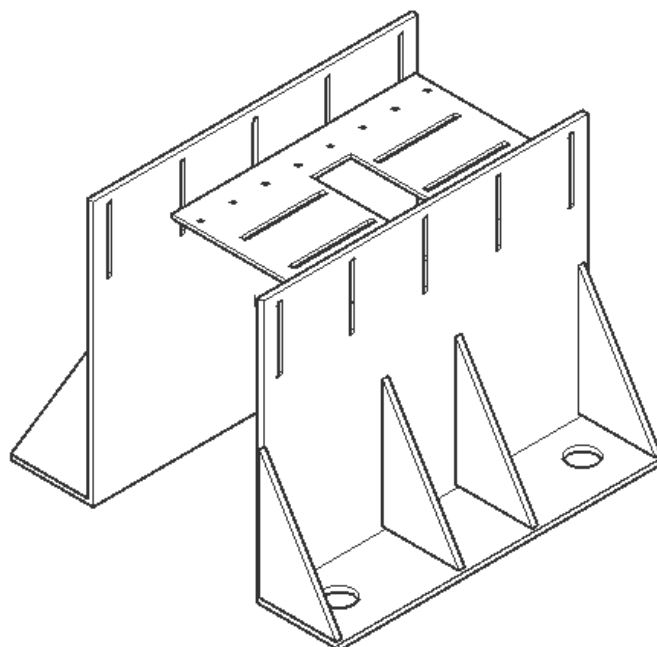


图 3.14 支架及平台安装模型图

3.1.3. 传感器布置

传感器布置原则: 1) 按试验目的布置传感器; 2) 按计算假定布置位移计、力传感器, 具体采用了拉线式位移传感器、load cell 式力传感器、作动器内部位移计及测力计。丝杆两端均需要设置力传感器, 后续文章所分析的惯容器输出力为两端力传感器的差值。力传感器为选择力恒传感器, 传感器详细参数如表 3.3。

表 3.3 力恒传感器参数

型号	量程	精度	尺寸
LH-S09A-M8	2000V	0.002N	5mm×3mm×1mm 内螺纹 M8

试验需要获得丝杆上力与对应位移，框架外部有位移传感器，丝杆两端设置两个力传感器。刚性支架通过固接，但仍不能保证没有移动，需要在装置底部放一个基准的位移计。作动器有自带的输出位移信号与力信号。

传感器数量总计：位移传感器 3 个，力速度传感器 3 个。采集系统为 JMTEST 动态信号测试分析系统。

综上所述，传感器个数，布置及通道见表 3.4。

表 3.4 传感器布置及通道

编号	通道号	单位	备注
1	9-1	mm	装置底部位移计
2	9-2	N	作动器端力传感器
3	9-3	N	尾端力传感器
4	9-4	mm	惯容器位移计
5	10-5	mm	作动器输出位移
6	10-6	N	作动器输出力

拉线位移传感器和力传感器的现场布置如图 3.15 所示，其中，作动器力传感器与位移传感器输出信号为作动器自带，主要用于检测输入输出信号是否正确。



图 3.15 传感器布置图

3.1.4. 试验工况设计

3.1.4.1. 装置工况确定

试验采用正弦激励作为输入，根据结构振动较敏感频率范围，考虑地震荷载集中频率范围 $f_e = 0 \sim 5\text{Hz}$ ，选取合适的惯容器激振输入频率。针对模拟地震作用下惯容器性能，考虑惯容器在实际工程中的应用性，实验需要分别测试惯容器的摩擦效应、惯容器效应和电涡流效应，其中电涡流效应可通过改变气隙调节电涡流效应大小，并需要对自平衡性能及非自平衡性能进行测试，采用正交方式设计了工况如下表 3.5 所示：

表 3.5 工况参数表

阻尼特性	气隙 (δ/mm)	表观质量差值 (非自平衡)	自平衡性能
摩擦阻尼 (Friction)	10	M0 (自平衡)	丝杆两端有约束 (Fixed)
惯容器效应 (Inerter)	20	M5 (两盘相差 5%)	
电涡流阻尼 (Eddy Current)	30	M10 (两盘相差 10%)	丝杆两端无约束 无约束 (Relax)
		M20 (两盘相差 20%)	
		M40 (两盘相差 40%)	
		M60 (两盘相差 60%)	

其中，表观质量差值通过改变惯容器导体盘的厚度实现，标准导体盘厚度为 7mm，表观质量为 10.9989kg，则相差表观质量相差 +5%、+10%、+20%、+40%、+60%时，导体盘半径不变，则各试验导体盘厚度分别为，6.7mm，6.3mm，5.6mm，4.2mm，2.8mm。

为方便试验记录及处理，后续工况命名原则为：

阻尼特性+气隙+表观质量差值-夹具是否夹紧限制转动

如 FIM0-R 表示：再如 FIE20M5-R 表示：考虑摩擦效应，安装悬架套筒和导体盘磁体盘，安装磁体盘上磁体（电涡流阻尼），气隙为 20mm，两盘表观质量相差 5%，且此时丝杆两端无约束的工况。

再如 FIE20M5-R 表示：考虑摩擦效应，安装悬架套筒和导体盘磁体盘，安装磁体盘上磁体（电涡流阻尼），气隙为 20mm，两盘表观质量相差 5%，且此时丝杆两端无约束的工况。

由于惯容器提供的惯容效应取决于惯容器的转动惯量，而与气隙大小无关，故对于某种装置下的惯容器工况试验只需要测试一组气隙下的阻尼即可。将工况 FIE20M0-R 作为标准组，进而确定满足试验目的的其他组别。本文共选取具有

代表性的 10 个组别进行试验，且根据试验现场的装置安装与拆卸方便性，将各工况组别顺序调整，分别如下表 3.6 所示

表 3.6 试验装置工况表

工况说明	工况	组号
标准组	FIE20M0-R	2
两端有约束，有惯容、有电涡流、自平衡	FIE20M0-F	1
两端无约束，有惯容、有电涡流、自平衡 (气隙不同)	FIE20M0-R	2
	FIE10M0-R	3
	FIE30M0-R	4
两端有约束，有惯容、无电涡流、自平衡	FIM0-R	5
两端无约束，有惯容、有电涡流、非自平衡 (表观质量相差不同比例)	FIE20M60-R	6
	FIE20M40-R	7
	FIE20M20-R	8
	FIE20M10-R	9
	FIE20M5-R	10

注：9 组与 10 组试验效果不明显，后续数据不进行分析。

3.1.4.2. 作动器激励选取

表 3.7 试验激励工况表

序号	频率 (Hz)	振幅 (mm)	圈数	速度 (mm/s)	备注	试验工 况序号	频率 (Hz)	振幅 (mm)	圈数	速度 (mm/s)	备注
1	0.1	10	10	6.28		10	4	10	30	251.2	
2	0.2	10	10	12.56		11	0.2	15	10	18.84	
3	0.3	10	10	18.84		12	0.4	15	10	37.68	
4	0.4	10	10	25.12		13	0.6	15	10	56.52	
5	0.6	10	10	37.68		14	0.8	15	10	75.36	
6	0.8	10	10	50.24		15	1	15	30	94.2	
7	1	10	30	62.8		16	2	15	30	188.4	
8	2	10	30	125.6		17	3	15	30	282.6	
9	3	10	30	188.4		18	4	15	30	376.8	

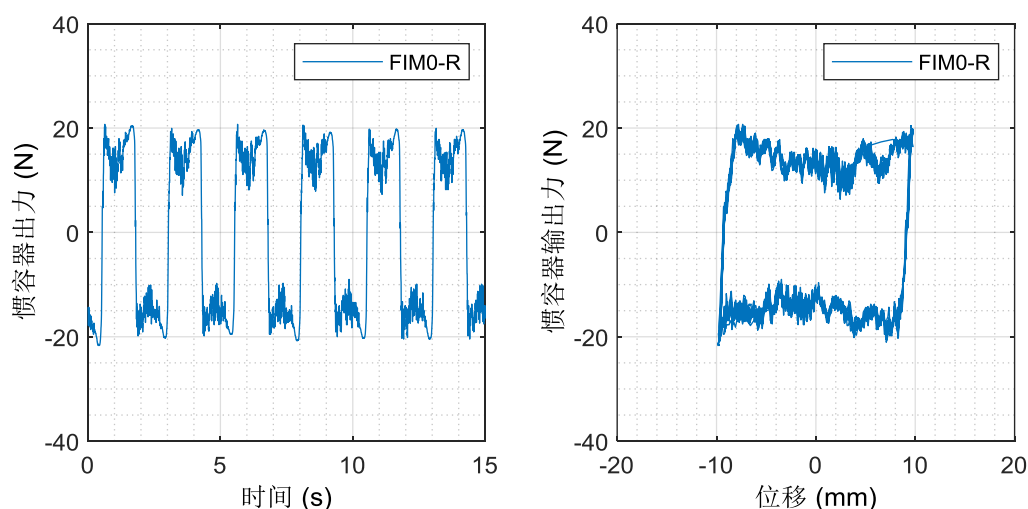
注：由于试验现场条件与试验效果，第 9 组与 10 组效果不明显故而后续不分析使用该数据

由于试验现场进行的预试验时发现当激励大于 5Hz 时丝杠与支座会偶尔会出现相对滑动, 故选取激振频率 0~4Hz。选取作动器为防止测试力超出激振台负荷, 采用较小振幅, 各频率分别选择振幅为 10mm 和 15mm 两种的正弦激励为输入。为测量装置的摩擦效应, 需要进行 0.1~0.3Hz 小频率下工况的响应试验, 综上各激励加载详细数据如上表 3.7。

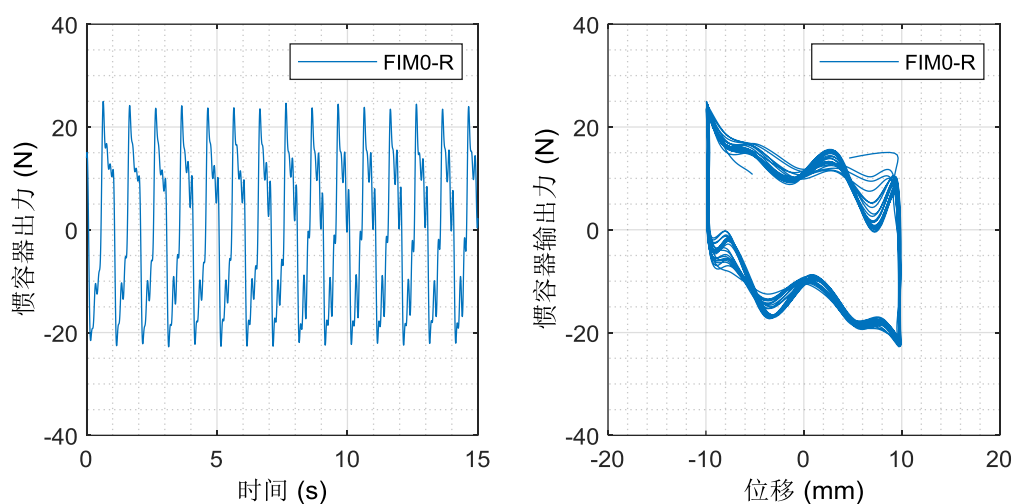
3.2. 试验现象及非线性因素分析

3.2.1. 试验现象

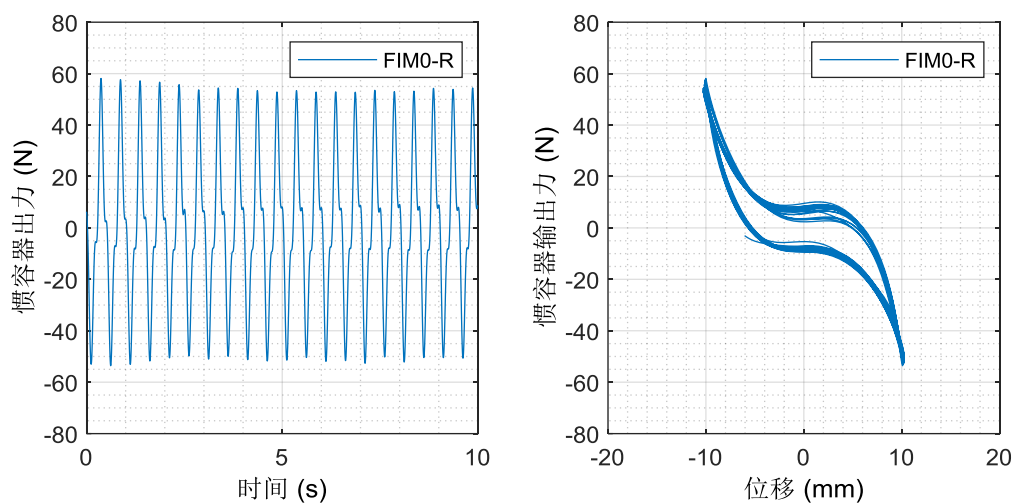
绘制惯容器输出力时程曲线与滞回曲线, 其中输出力为两个力传感器的差值。整理无电涡流装置数据时发现, 低频时时程曲线与滞回曲线呈现明显的方波特性, 而高频时装置虽不存在电涡流, 却呈现速度型阻尼特性。部分实验结果如图 3.16 所示。考虑此时是由于非线性摩擦的影响, 摩擦的作用形式为干摩擦与速度型阻尼。



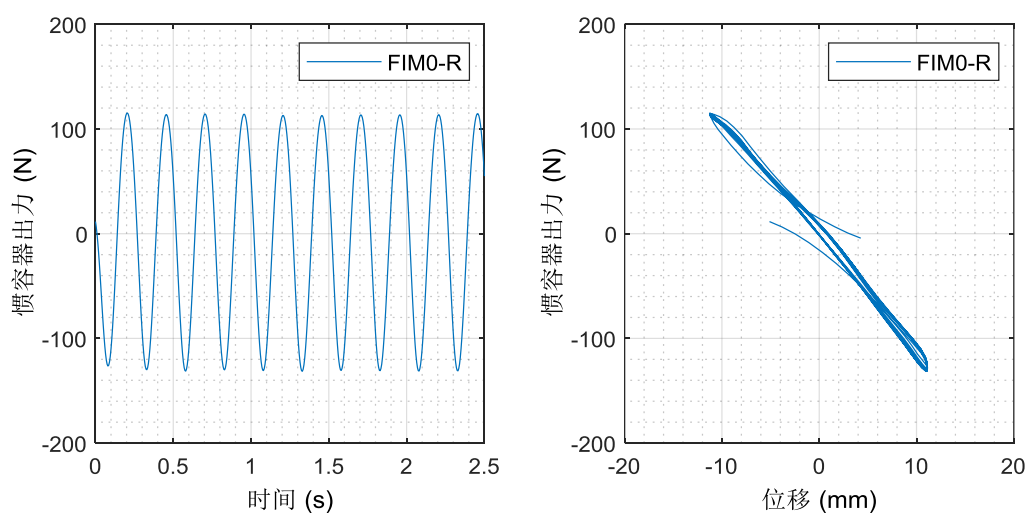
(a) 工况 FIM0-R 时程及滞回曲线, 振幅 10mm, 频率 0.1Hz



(b) 工况 FIM0-R 时程及滞回曲线, 振幅 10mm, 频率 0.2Hz



(c) 工况 FIM0-R 时程及滞回曲线, 振幅 10mm, 频率 2Hz



(d) 工况 FIM0-R 时程及滞回曲线, 振幅 10mm, 频率 4Hz

图 3.16 惯容器输出力及滞回曲线

随激励频率增大, 惯容器的出力呈现不同特征, 在 0.1Hz 左右, 惯性力较小, 滞回曲线呈现出方波形状, 此时, 干摩擦力占主导因素。激励频率达到 0.2Hz~2Hz 时, 滞回曲线呈现菱形, 并逐渐向梭型变化, 说明惯容器出力中, 惯性力逐渐占主导因素。当激励频率达到 4Hz 以上时, 惯性力远大于摩擦力, 滞回曲线呈现较完美的梭型, 同时具有一定的粘滞阻尼。综上, 考虑本装置应由惯性单元, 粘滞阻尼单元和干摩擦单元组成, 建立分析模型。

第二章中建立了关于自平衡惯容器的模型, 但由于简化分析, 没有考虑实际机械构件中非线性因素。史密斯^[78]等人指出惯容器内部的间隙与非线性的弹性力对惯容器的惯性效应及力学特性有着直接影响, 参照 Wang^[17,79]等人对摩擦力影响的分析计算, 建立合理的非线性力学模型进一步分析间隙惯容器力学性能的影响。

3.2.2. 间隙简化分析

在上节装置介绍中介绍了消除间隙的方法, 通过在外框架设置夹紧螺栓, 通过螺栓预紧, 施加预应力等方法^[80]可以使间隙尽可能减小。间隙主要会导致惯容器在高速旋转换向时产生迟滞现象, 由图 3.17 试验所示, 电涡流惯容在 $f_e = 1\text{Hz}$ 和 $f_e = 4\text{Hz}$ 时出力在 0 值附近没有明显的非线性特性和波动, 因此, 忽略间隙所带来的影响, 也便于惯容器参数分析和力学性能分析。

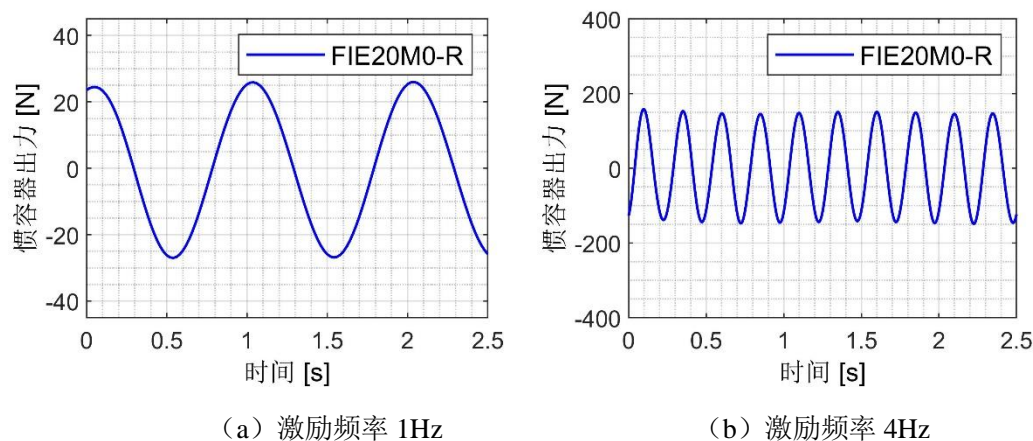


图 3.17 高频激励下自平衡惯容器的出力时程

试验所用丝杆为梯形丝杆, 螺母与丝杆表面接触存在较大的摩擦力, 虽然在螺母与丝杆接触面针对装置减少摩擦力影响也采取了使用润滑油等措施, 通过润滑油减少接触面的粗糙程度, 提高接触面的减摩抗磨性能, 但由于摩擦力是整个装置性能影响分析中占比较大中不可或缺的因素且在试验观察中, 低频状态下惯容器出力呈现明显的方波特性, 故需要考虑非线性因素摩擦力对惯容器力学性

能影响。装置内部存在较大的非线性摩擦，本节将装置中摩擦通过低频下装置响应进行分析讨论。

3.2.3. 低频激励下构件摩擦力

采用低频激励下测量装置的常数摩擦力，此时由于频率较低，惯容效应较小。为了便于模型的参数辨识，对低频下摩擦力进行合理简化，本节工况中我们将整个系统惯容器摩擦大小视为一常数，即摩擦形式为干摩擦，不随丝杆的位移、速度、加速度大小改变，将其视为一有约束的阻抗主动力的摩擦力，摩擦值可以通过低频时惯容器输出力识别，此时阻尼力，惯容效应及惯性力都较小，摩擦力占主导地位，摩擦力 F_f 与丝杠螺母相对速度即丝杠速度之间的关系可以用下式^[37]表示

$$F_f = -f_0 \operatorname{sgn}(v) = -f_0 \operatorname{sgn}(\dot{u}) \quad (3.1)$$

其中， sgn 为符号值函数（当 $v < 0$ 时，函数值取 -1， $v = 0$ 时取 0， $v > 0$ 取 1）， f_0 为识别出的摩擦力幅值， \dot{u} 为丝杠加速度大小。

为了了解包含非线性因素下系统性能，建立相应包含非线性因素数学模型并比较试验值与理论拟合值，利用高斯-牛顿法（Quasi-Newton）数学上引入了高斯-牛顿法，对曲线函数作泰勒级数展开，以达到近似线性的目的，并只取一阶偏导数，然后采用最小平方差方法（least-square errors），并反复迭代求解，求得装置的摩擦力

$$\{f\} = \arg \min_f \sqrt{\sum_{i=1}^N \|F_{th}(i) - F_{exp}(i)\|^2} \quad (3.2)$$

其中， F_{th} 为模型计算值， F_{exp} 为试验测得轴向输出力值。当输入激励频率较低（取 $f_e = 0.1 \sim 0.3 \text{Hz}$ ）时，根据第二章中可通过下式进行识别， n 为随机误差。

$$F_{th} = -f_0 \cdot \operatorname{sgn}(\dot{u}) + n \quad (3.3)$$

应采用低频激励下测量装置的常摩擦，此时由于频率较低，惯容效应较小。估测计算低频激励下惯性力的大小，选取低频激励的频率为 0.1Hz 和 0.2Hz，激励的振幅选取为 10 mm，可计算得惯性力大小为：

$$18.27 \times 0.01 \times (2\pi \times 0.1)^2 = 0.0721 \text{ N}$$

$$18.27 \times 0.01 \times (2\pi \times 0.2)^2 = 0.2885 \text{ N} \quad (3.4)$$

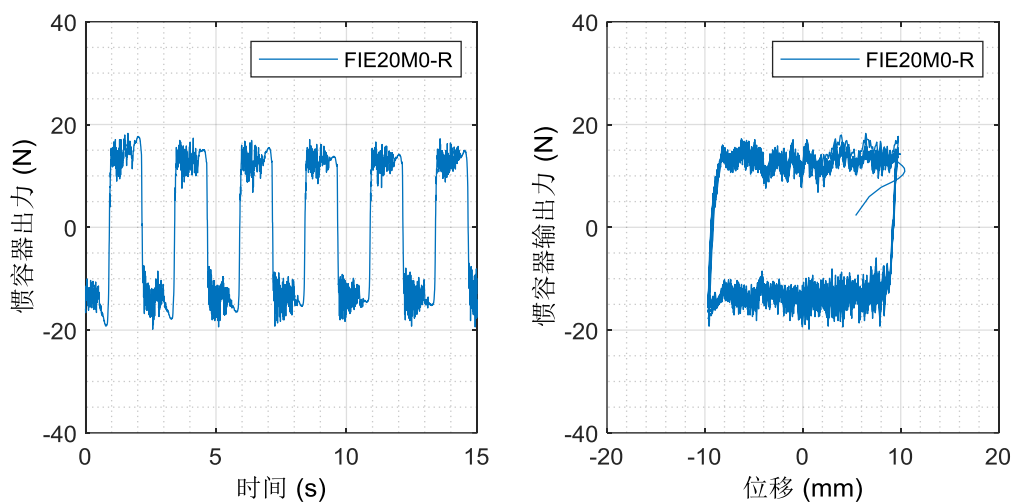
预估本装置的摩擦力在 10~15 N，低频激励下惯性力占比极小。

根据前文对于激励工况选取的介绍，作动器输出的最高频率为 4Hz，此时装置在 10mm 与 15mm 的振幅下的惯性力大小为：

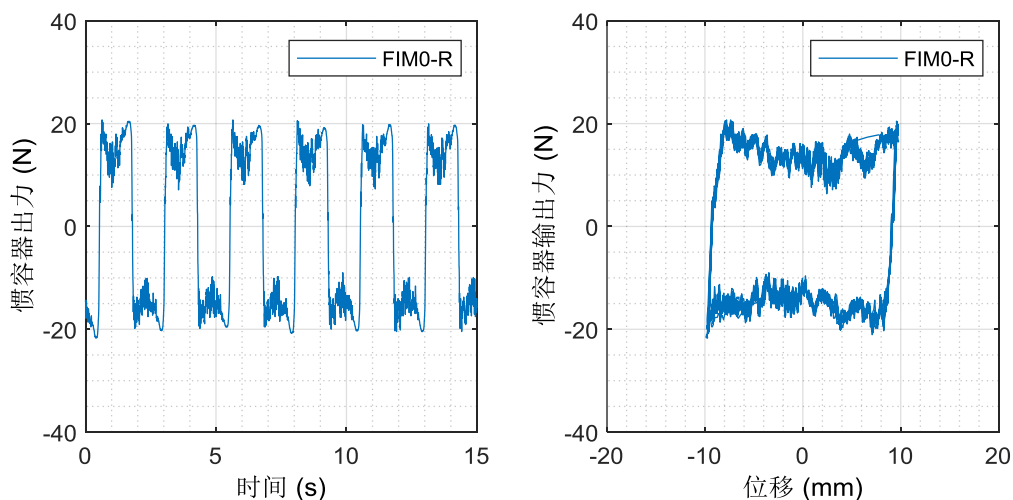
$$18.27 \times 0.01 \times (2\pi \times 4)^2 = 115.403 \text{ N}$$

$$18.27 \times 0.015 \times (2\pi \times 4)^2 = 173.105 \text{ N} \quad (3.5)$$

惯性力的误差在 10%左右，因此需要在以后的分析中考虑摩擦力的影响
低频激励下其中两种装置的实验结果如图 3.18 所示，可以明显看出低频激励下摩擦力占主导，输出力时程和滞回曲线呈现明显的方波特性。



(a) 工况 FIE20M0-R 时程及滞回曲线，振幅 10mm，频率 0.1Hz



(b) 工况 FIM0-R 时程及滞回曲线, 振幅 10mm, 频率 0.1Hz

图 3.18 低频激励下惯容器力学响应

计算所有工况 $f_e = 0.1\text{Hz}$ 时识别摩擦力值, 每组试验记录实验结果如下, 相同工况下识别两次试验所得的摩擦力相差不大, 也说明试验数据可取。并整理配置不同元件的各惯容器摩擦力均值如下表 3.8,

表 3.8 低频激励摩擦力 ($f_e = 0.1\text{Hz}$)

装置工况说明	工况	f_o (N)	均值(N)
两端有约束	FIE20M0-F	11.6862	11.8218
		11.9573	
两端无约束, 有惯容	FIE20M0-R	17.6787	17.4165
		17.1543	
	FIE10M0-R	16.7498	16.6123
		16.4748	
	FIE30M0-R	16.3903	16.6204
		16.8506	
无磁铁, 有惯容	FIM0-R	12.6931	12.6969
		12.7007	
非自平衡 (60%)	FIE20M60-R	13.0838	13.0650
		13.0463	
非自平衡 (40%)	FIE20M40-R	13.6064	13.6581
		13.7098	
非自平衡 (20%)	FIE20M20-R	13.5299	13.5299

注: 8-1.2 工况作动器本身出现较大卡顿, 不考虑此工况数据

由表 3.8 可得出表中各装置摩擦幅值, 表中数据也可看出

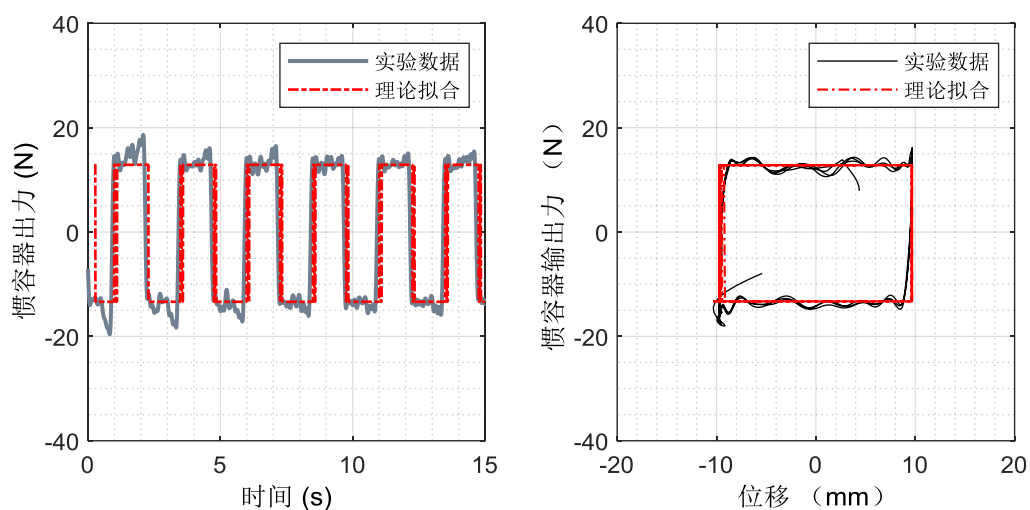
(1) 低频时惯容器装置的摩擦从表观质量对比来看可视作为常数的干摩擦。但由于采用的是梯形丝杠, 考虑到是由于在丝杠与螺母之间间隙的润滑剂所造成的。

(2) 此常数摩擦值与阻尼气隙可认为不相关。对比实验两端无约束有阻尼的装置, 气隙不同时, 装置内摩擦幅值相差不大, 在 16.6N 左右。

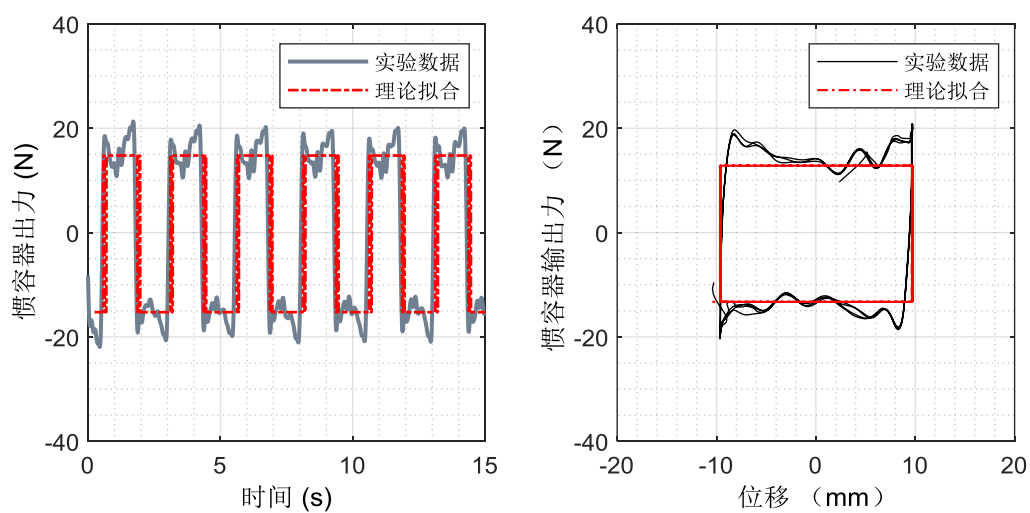
(3) 没有电涡流装置的常摩擦力幅值, 略低于有电涡流的装置的摩擦, 安装磁铁时装置摩擦力为 16.8831N, 没有磁铁的惯容装置摩擦力为 12.6969N, 考虑

是由于磁铁本身有质量，对丝杆与圆筒螺母间摩擦的增大效应。

将拟合后的输出力时程曲线与滞回曲线与对应上文两种装置实验测得的结果进行对比，如图 3.19，拟合效果较好，低频下考虑装置摩擦力简化分析为干摩擦的结果较好。



(a) 工况 FIE20M0-R 时程及滞回曲线拟合，振幅 10mm，频率 0.1Hz



(b) 工况 FIM0-R 时程及滞回曲线拟合，振幅 10mm，频率 0.1Hz

图 3.19 惯容器时程与滞回曲线拟合 ($f_e = 0.1\text{Hz}$, $A=10\text{mm}$)

3.3. 自平衡惯容器的性能分析

3.3.1. 无电涡流装置惯容器摩擦力与表观质量

利用上节高斯-牛顿法与最小二乘法相结合方式 (3.5) 方法重新对惯容器表观质量作最佳化估测。

$$\{b, C_f\} = \arg \min_{b, C_f} \sqrt{\sum_{i=1}^N \|F_{th, \omega}(i) - F_{exp, \omega}(i)\|^2} \quad (3.5)$$

由于系统输入频率较低时, 摩擦力占比较大, 惯容系数对系统影响相对较小, 因此, 主要针对 1~4Hz 进行估测。结合在上文提到摩擦中考虑摩擦力的形式, 考虑摩擦力带来的粘滞阻尼效果, 此时惯容器力学分析模型如图 3.20。

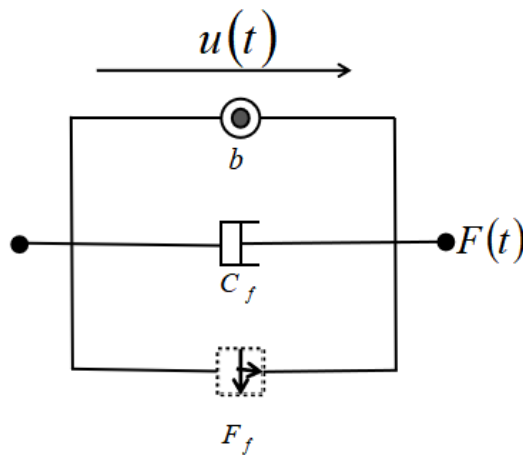
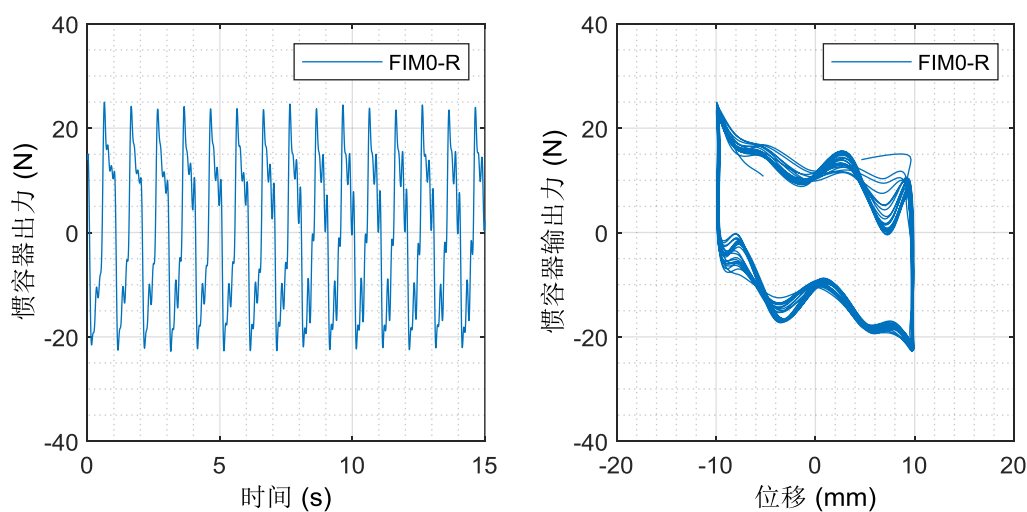
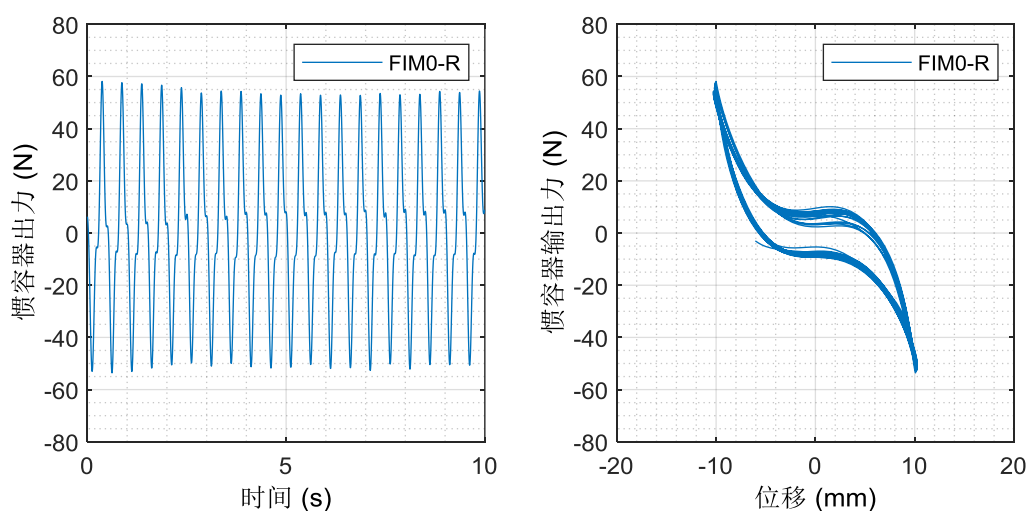


图 3.20 无电涡流装置分析模型

绘制惯容器的输出力时程图与滞回曲线如下, 结合上述模型, 输出力包括惯容效应, 装置粘滞阻尼力和干摩擦力。



(a) 激励频率 1Hz, 振幅 10mm



(b) 激励频率 2Hz, 振幅 10mm

图 3.21 惯容器力学响应针对上文中识别误差较小的激励频率 $f = 3\text{Hz}$ 与 $f = 4\text{Hz}$ 时重新对装置进行识别, 整理分析此模型下试验识别的装置阻尼系数及表观质量, 并计算试验值与无电涡流装置的理论表观质量的误差如下表 3.9。

表 3.9 无电涡流装置 (FIM0-R) 表观质量

振幅 (mm)	频率 (Hz)	阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$)	均值 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$)	表观质量试 验值 (kg)	均值 (kg)	理论值试验值误差 (%)
10	3	47.8449	46.7547	19.7650	19.41934	4.1295
	3	45.6644		19.0737		

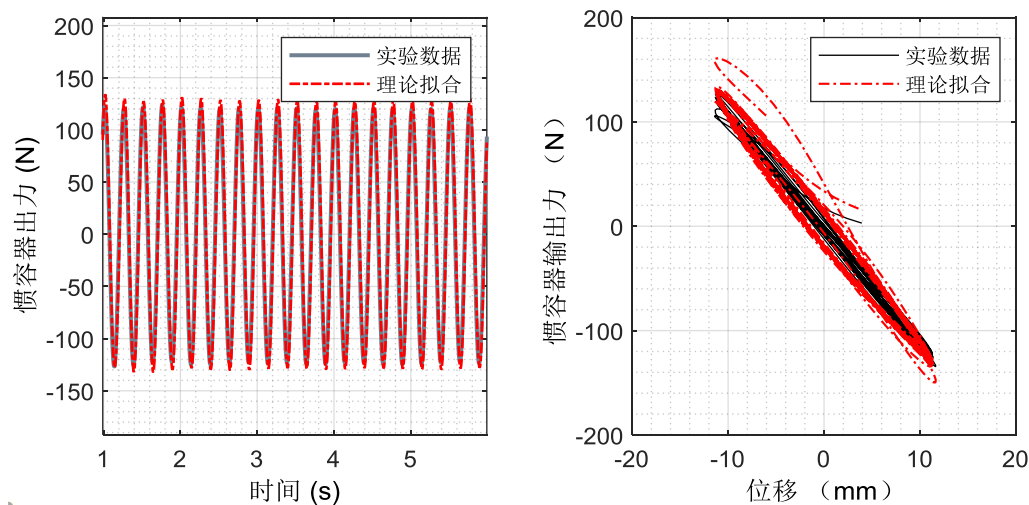
	4	59.6404	59.7634	17.2681	17.2924	-7.2752
	4	59.8864		17.3168		
15	3	36.2946	38.6072	21.0832	20.9528	12.3526
	3	40.9199		20.8226		
	4	39.9758	40.2092	16.9976	16.96412	-9.0356
	4	40.4426		16.9306		
均值		46.3336		18.6572		0.042840322

由表 3.9 可以看出，

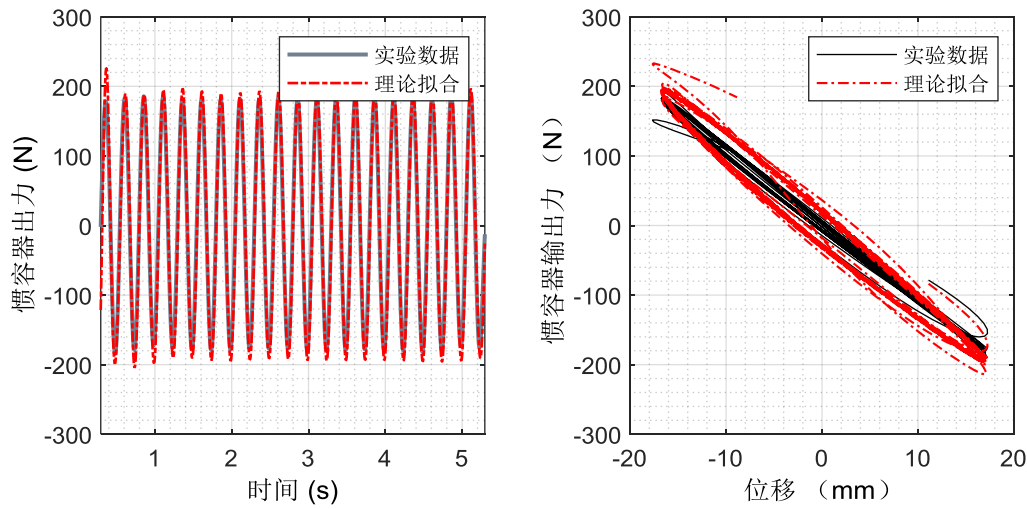
(1) 考虑摩擦作用形式为干摩擦和速度型粘滞阻尼共同作用的分析模型更为合理，后续文章分析也采用此模型。此模型下表观质量试验值为 18.6572kg ，与理论值更为接近，且各工况最大误差 12.3526% 。此分析模型更为合理，考虑到是由于润滑油在丝杆高速运转时，由于丝杆的升温会转化为影响较大的粘滞阻尼，所以需考虑摩擦产生的粘滞阻尼所带来的影响。

(2) 振幅 15mm 下相对于 10mm 装置摩擦阻尼系数较小。无阻尼装置摩擦阻尼系数均值为 $46.3336\text{N}\cdot\text{s/m}$ ，针对于不同振幅下装置的摩擦系数，振幅 10mm 摩擦阻尼系数为 $53.2591\text{N}\cdot\text{s/m}$ ，振幅 15mm 时摩擦阻尼系数为 $39.4082\text{N}\cdot\text{s/m}$ 。考虑到是由于运动振幅较大时，润滑剂及启动摩擦会得到一定程度的缓解和中和。

将各工况所得试验值带入模型，选取频率 $f = 4\text{Hz}$ 振幅为 10mm 与 15mm 时响应，此时误差较小，作理论与试验结果时程与滞回图形如下图 3.22，从图中也可以看出，拟合结果较好。



(a) 激励频率 4Hz ，振幅 10mm



(b) 激励频率 4Hz 振幅 15mm

图 3.22 惯容器时程与滞回曲线拟合

3.3.2. 不同气隙自平衡惯容器的电涡流阻尼性能分析

由上节分析中，在 $f = 3\text{Hz}$ 和 $f = 4\text{Hz}$ 时，装置表观质量试验值与理论值误差较小，响应较好，故而针对于两种频率下各装置的阻尼进行分析，进而分析装置的电涡流阻尼性能。此时惯容器力学分析模型如图 3.23。惯容器的包括惯容单元，装置阻尼（包括电涡流阻尼单元 C_d 和粘滞阻尼单元 C_f ），及非线性干摩擦 F_f 。不同气隙两种装置典型工况下的时程与滞回曲线图如下图 3.24，图中可以看出滞回曲线非线性特性已经不明显。

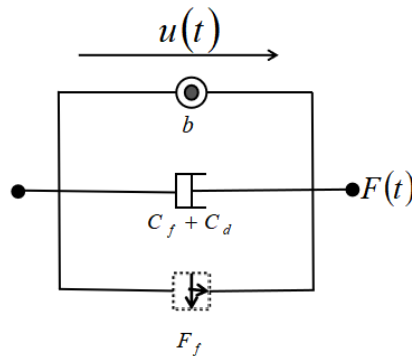
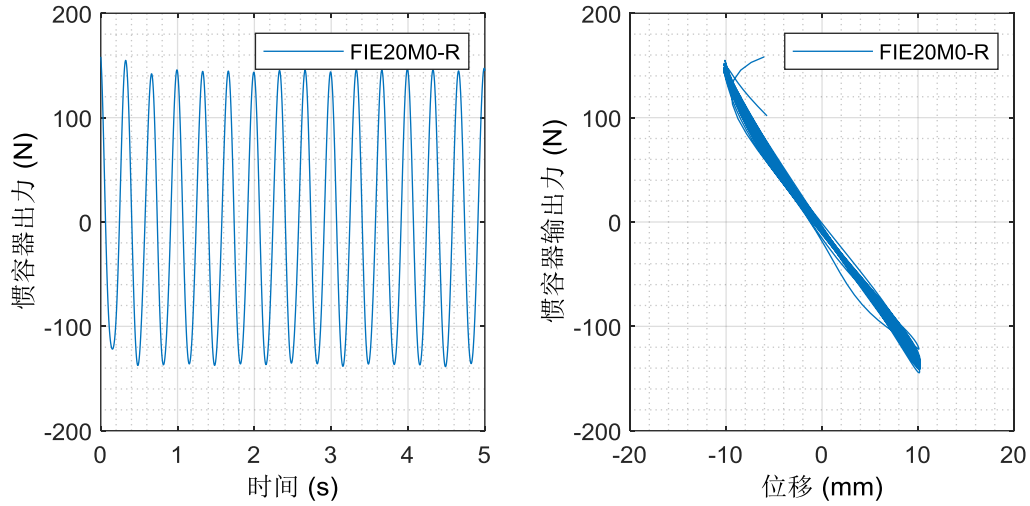


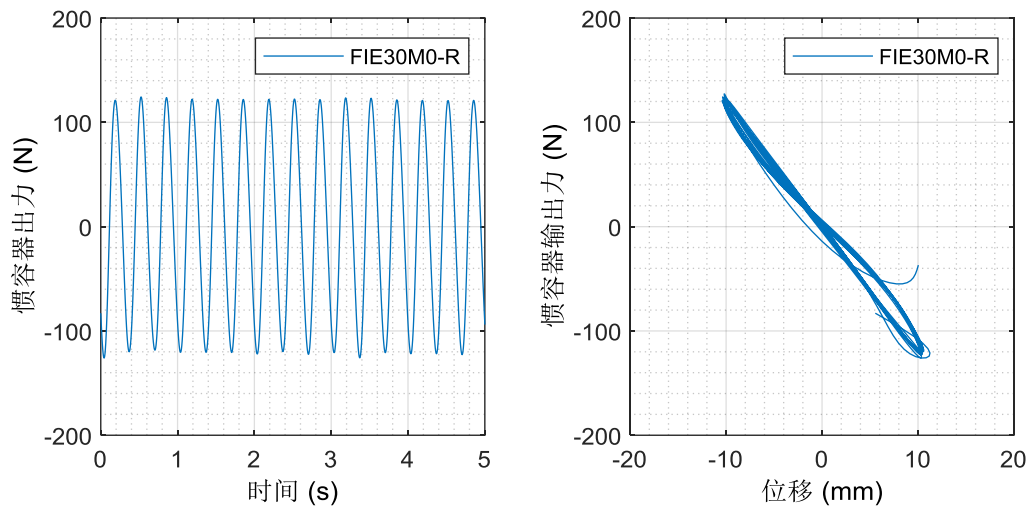
图 3.23 有电涡流装置分析模型

利用上文方法通过式 (3.6) 重新对惯容器表观质量 b 和阻尼系数 c 作最佳化估测，理论计算所得表观质量均值为 18.2696kg ，有电涡流存在时，考虑磁铁的质量分布，表观质量应增加 6.6275kg ，有电涡流时表观质量理论值为 24.8971kg 。

$$\{b, c\} = \arg \min_{b, c} \sqrt{\sum_{i=1}^N \|F_{th, \omega}(i) - F_{exp, \omega}(i)\|^2} \quad (3.6)$$



(a) 工况 FIE20M0-R 输出力时程及滞回曲线，激励频率 4Hz，振幅 10mm



(b) 工况 FIE30M0-R 输出力时程及滞回曲线，激励频率 4Hz，振幅 10mm

图 3.24 惯容器力学响应

整理分析有电涡流装置识别的表观质量，和装置的摩擦阻尼系数，结合上节计算无电涡流装置（FIM20-R）的摩擦阻尼系数 $C_f = 46.3336 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ，进而计算装置的电涡流阻尼系数 $C_d = c - C_f$ ，并计算试验值与理论表观质量的误差如下表 3.10。

从下表 3.10 中可以看出，

(1) 气隙增大时电涡流阻尼减小。气隙 20mm 时电涡流阻尼为 $30.6308 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ，气隙为 30mm 时电涡流阻尼为 $21.245 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

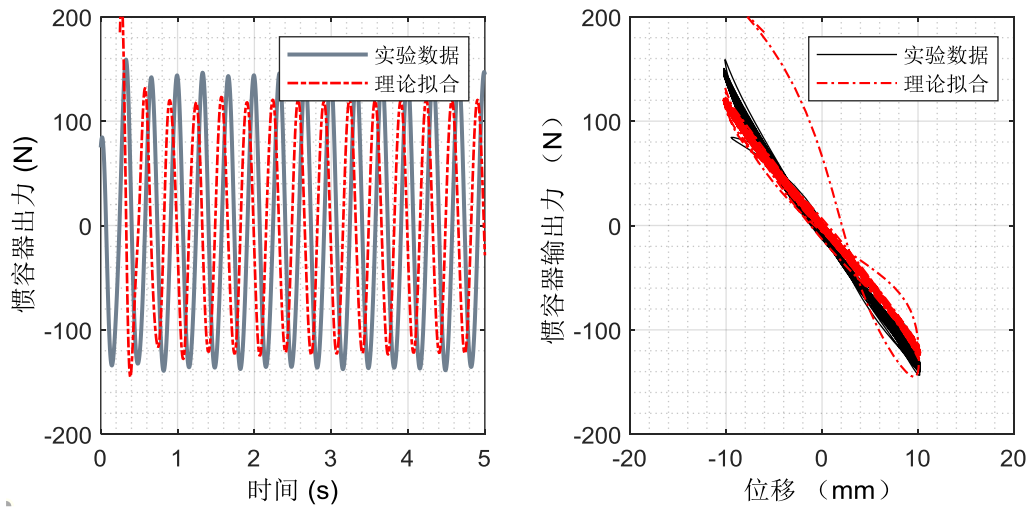
(2) 电涡流效应相对较小。气隙 20mm 时，装置阻尼系数 $76.9644\text{N} \cdot \text{s/m}$ ，电涡流阻尼系数 $67.5786\text{N} \cdot \text{s/m}$ ，占比 39.7987%。气隙 30mm 时，装置阻尼系数 $72.5786\text{N} \cdot \text{s/m}$ ，电涡流阻尼系数 $36.8808\text{N} \cdot \text{s/m}$ ，占比 31.4374%。

(3) 幅值增大时，识别所得电涡流阻尼增大。考虑此时频率较高，电涡流不可避免存在电涡流集肤效应和反抗磁场作用，当运动行程较大时，这种不均衡的效应会得到中和，对电涡流阻尼带来的削弱作用也小。

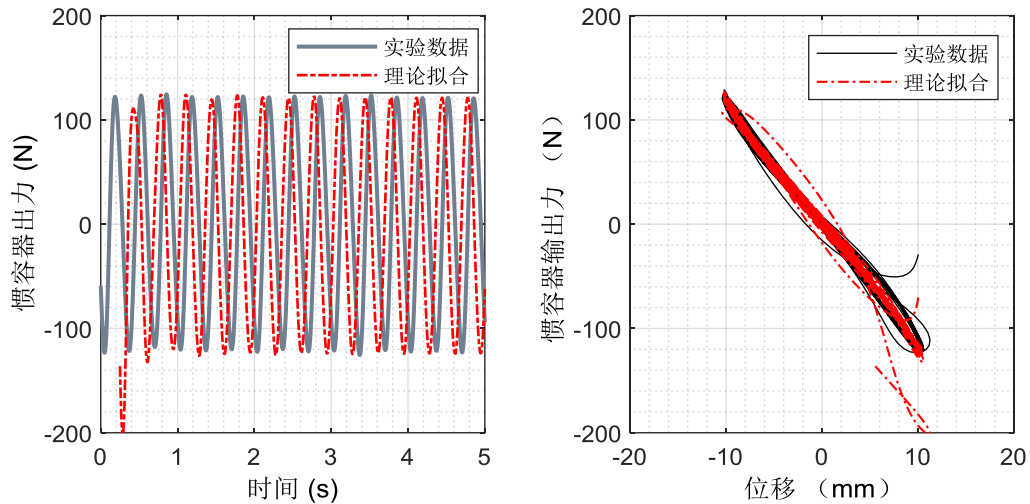
将各工况所得试验值带入模型，选取频率 $f = 3\text{Hz}$ 振幅为 10mm 与 15mm 时响应，此时误差较小，作理论与试验结果时程与滞回图形如下图 3.25，从图中也可以看出，拟合结果较好。

表 3.10 有电涡流装置参数分析

工况 (装置 说明)	振 幅	频 率	阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)	均值 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$)	电涡流阻 尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)	表观质 量试验 值 (kg)	均值 (kg)	试验值 理论值 误差(%)			
FIE20 M0-R (气隙 为 20mm)	10	3	74.2197	70.8675	24.5338	32.5963	32.7512	31.5461			
		3	67.5152			32.9060					
		4	61.7730	68.3121		32.7134					
		4	74.8512			32.9337					
	15	3	86.4272	81.9443	35.6107	30.2452	30.7649	23.5681			
		3	77.4614			31.2846					
		4	86.2159	86.7337		31.9135					
		4	87.2515			31.8094					
	均值		76.9644		30.6308	32.0503		28.7309			
	FIE30 M0-R (气隙 为 30mm)	10	3	52.2707	54.7616	8.4280	29.5582	30.1680	21.1706		
			3	57.2526			30.7777				
			4	67.1444	66.8562		20.5226	29.0609	29.1125	16.9311	
4			66.5680	29.1641							
3			67.9949	66.3395	27.1854			27.3442			9.8287
3			64.6841		27.5030						
4			83.4868	82.3570	36.0234			27.3956	28.0086	12.4976	
4			81.2272					28.6217			
均值		67.5786		21.2450		28.6583		15.1069			



(a) 工况 FIE20M0-R 输出力时程及滞回拟合曲线，激励频率 4Hz，振幅 10mm



(a) 工况 FIE30M0-R 输出力时程及滞回拟合曲线，激励频率 4Hz，振幅 10mm

图 3.25 有电涡流时惯容器时程与滞回曲线拟合

3.3.3. 非自平衡条件对自平衡惯容器性能影响分析

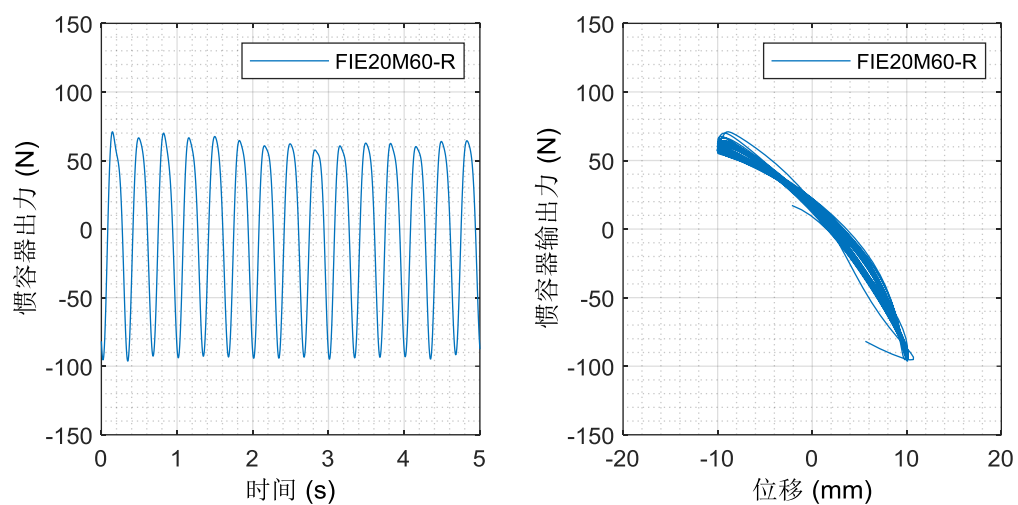
工程制造中，难免会有制造缺陷，且惯容器在使用过程中会有损耗，从而装置不能达到完全自平衡，针对不同转动惯量差的装置进行分析，此时分析模型同样为上文图 3.23，根据 2.1.4 节对表观质量分析计算各装置表观质量如下表 3.11

表 3.11 转动惯量理论计算

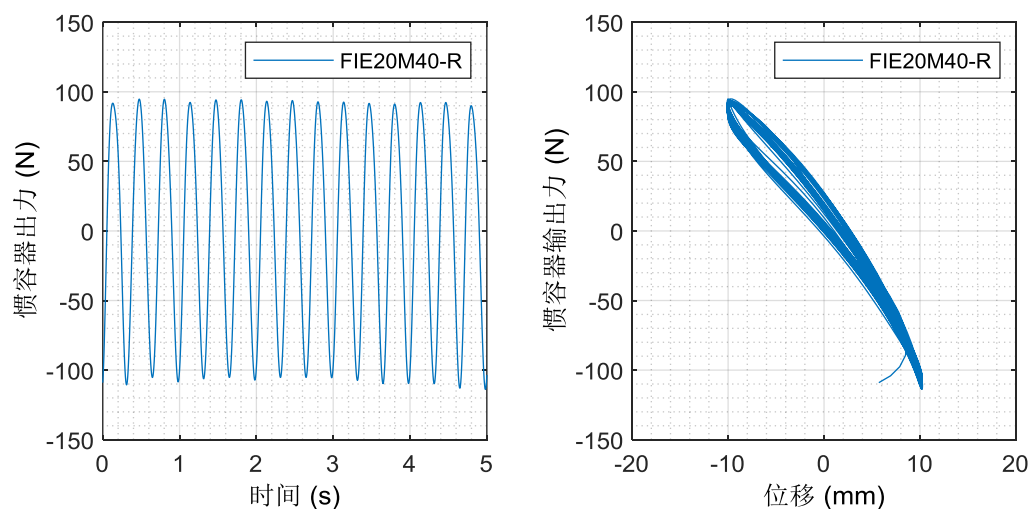
转动惯量差值	0	60%	40%	20%
理论表观质量 (kg)	24.8971	18.2978	20.49754	22.6973

某工况下不同转动惯量差的各装置的轴向力输出图和滞回曲线图如下图

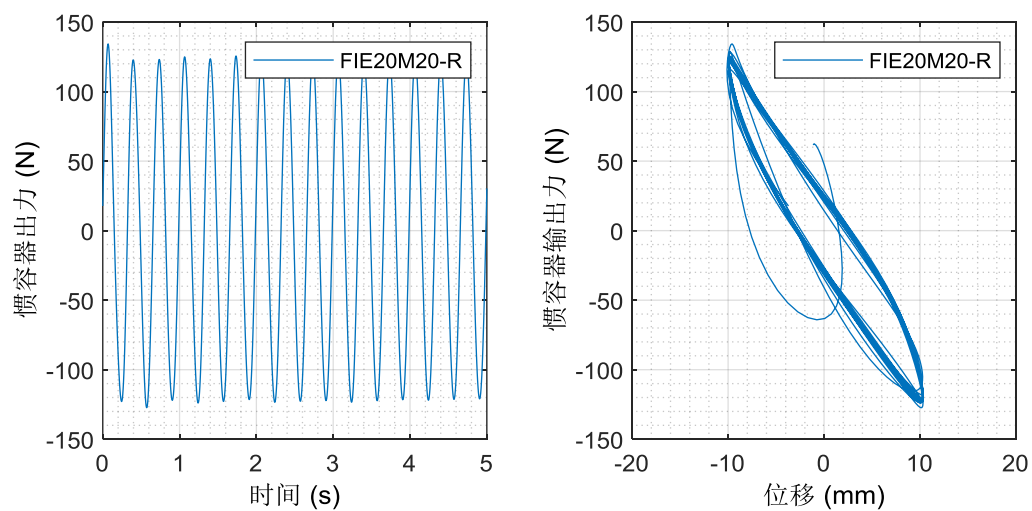
3.26, 位移计峰值与力峰值在理论范围内。



(a) 工况 FIE20M60-R 输出力时程及滞回曲线, 频率 3Hz, 振幅 10mm



(b) 工况 FIE20M40-R 输出力时程及滞回曲线, 频率 3Hz, 振幅 10mm



(c) 工况 FIE20M40-R 输出力时程及滞回曲线, 频率 3Hz, 振幅 10mm

图 3.26 非自平衡时惯容器力学响应 ($f = 3\text{Hz}, A = 10\text{mm}$)

整理分析有电涡流装置识别的表观质量, 计算各装置的阻尼系数并计算试验值与的理论表观质量的误差如下表 3.12。

表中可以看出,

(1) 转动惯量相差越大时, 阻尼系数变小, 耗能能力变小。转动惯量差 20% 时, 阻尼系数为 $48.5695\text{N} \cdot \text{s/m}$, 转动惯量差 40% 时, 阻尼系数为 $48.2103\text{N} \cdot \text{s/m}$, 转动惯量差 20% 时, 阻尼系数为 $44.1445\text{N} \cdot \text{s/m}$ 。

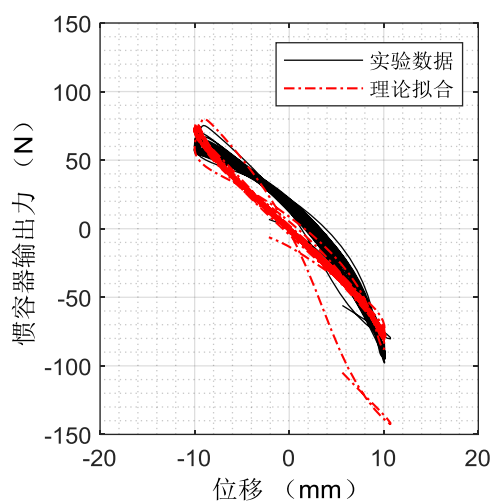
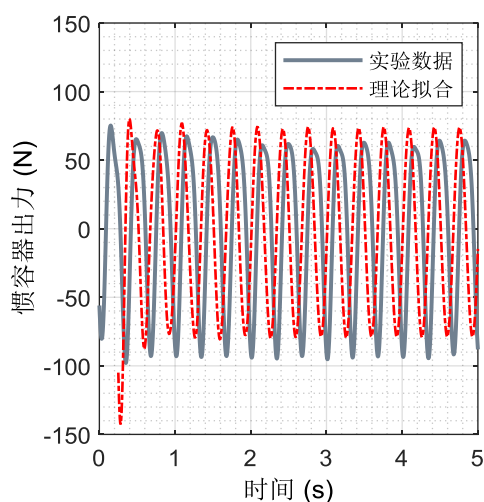
(2) 转动惯量相差越大时, 装置表观质量相对值变小, 相差 20% 与 40% 时相差较小。相对差值是已考虑装置减少的部分的惯容效应差值, 差值变小也可以侧面反映出惯容效应变小。

将各工况所得试验值带入模型, 选取频率 $f = 3\text{Hz}$ 振幅为 10mm 时各装置的响应, 作理论与试验结果时程与滞回图形如下图 3.27, 从图中也可以看出, 拟合结果较好。

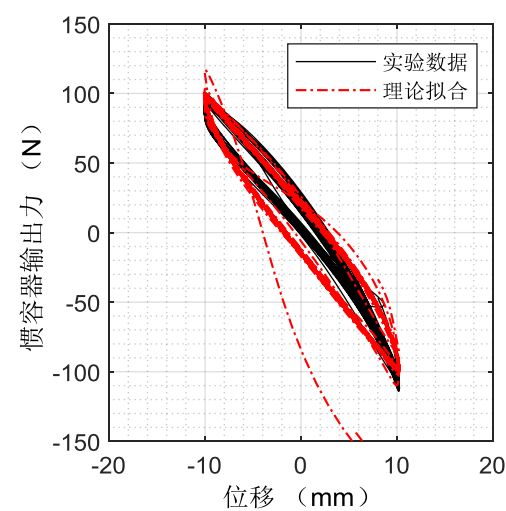
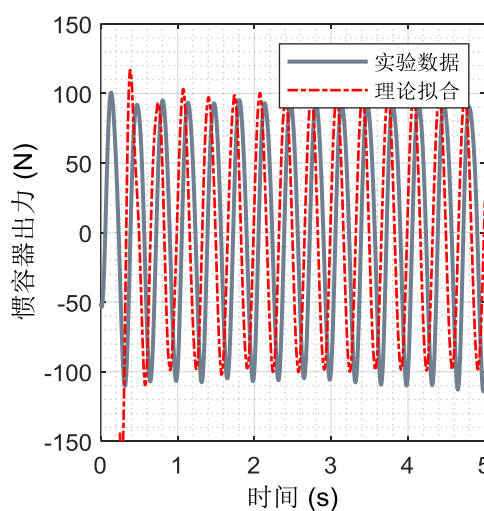
表 3.12 非自平衡装置参数分析

工况及说明	振幅 (mm)	频率 (Hz)	阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)	均值 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)	表观质量试验值 (kg)	均值 (kg)	试验值理论值相对差值
自平衡	试验均值		76.9644		32.0503		7.1532
FIE20M6 0-R (转动惯量差 60% b=18.297 8kg)	10	3	33.3109	37.1661	20.3862	20.5284	2.2306
		3	41.0212		20.6706		
		4	62.5865	64.0424	19.4361	19.4288	
		4	65.4983		19.4214		
	15	3	38.9442	37.8129	20.0876	20.0388	1.7410
		3	36.6816		19.9901		
		4	34.8553	37.5567	16.6029	16.6663	
		4	40.2580		16.7298		
			44.1445		19.1656		0.8678
	FIE20M4 0-R (转动惯量差 40% b=20.497 5kg)	10	3	39.1721	50.4255	25.8707	25.7728
3			61.6790	25.6750			
4			87.5348	88.9245	25.1683	25.0760	
4			90.3141		24.9836		
15		3	16.1050	17.4428	27.7782	26.1121	5.6146
		3	18.7807		24.4461		
		4	40.6429	36.0485	23.3927	23.3360	

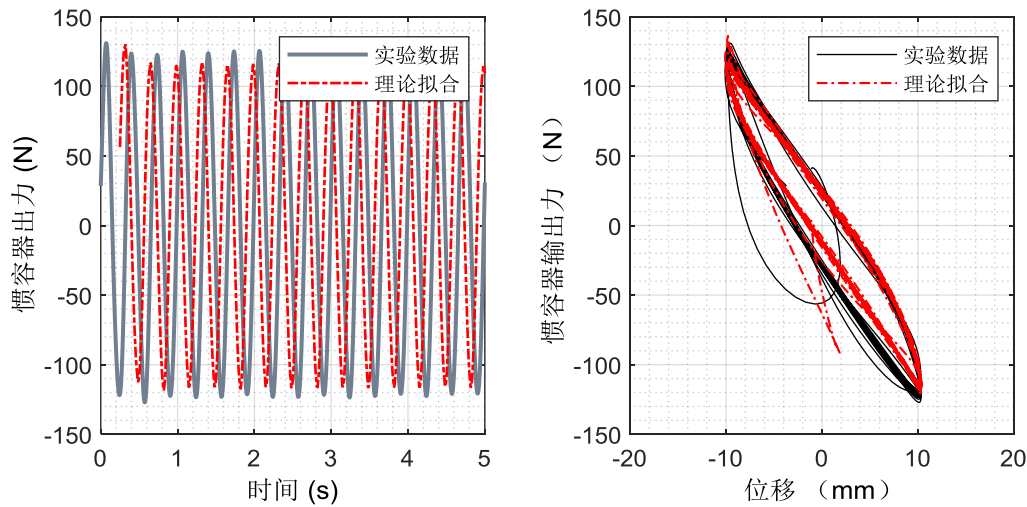
		4	31.4540		23.2794			
		均值	48.2103		25.0742		4.5767	
FIE20M2 0-R (转动 惯量差 20% b=22.697 3kg)	10	3	32.8616	38.9971	30.1398	30.3058	7.6085	
		3	45.1327		30.4718			
		4	87.2357	86.7671	23.8290	23.6431	0.9458	
		4	86.2986		23.4573			
	15	3	11.9645	15.8727	27.6536	27.7148	5.0175	
		3	19.7808		27.7760			
		4	48.7930	52.6410	23.8273	24.7548	2.0575	
		4	56.4889		25.6823			
		均值		48.5695		26.6046		3.9073



(a) 工况 FIE20M60-R 输出力时程及滞回拟合曲线, 频率 3Hz, 振幅 10mm



(b) 工况 FIE20M40-R 输出力时程及滞回拟合曲线, 频率 3Hz, 振幅 10mm



(c) 工况 FIE20M40-R 输出力时程及滞回拟合曲线，频率 3Hz，振幅 10mm

图 3.27 非自平衡时惯容器力学响应惯容器力学响应拟合

3.4. 本章小结

为研究自平衡惯容器的力学性能和研究理论模型的准确性，探讨电涡流效应，非自平衡性及电涡流气隙等对惯容器性能的影响，进行了自平衡惯容器简谐振动试验。本章介绍了作动器的试验模型，试验设计和试验方案，并得到如下结论：

(1) 从实验结果与现象考虑摩擦作用形式为干摩擦和速度型粘滞阻尼相结合的作用形式。考虑到是由于润滑油在丝杆高速运转时，由于丝杆的升温会转化为影响较大的粘滞阻尼，所以需考虑装置摩擦产生的粘滞阻尼所带来的影响。

(2) 各装置的干摩擦常数摩擦幅值可以在低频时测出，两端有约束有电涡流装置摩擦力均值为 11.8218N，两端无约束时有电涡流装置摩擦力均值为 16.8831N。自平衡状态下只有惯容器装置摩擦力均值为 12.6969N，非自平衡时，两盘转动惯量差值 60%时装置摩擦力均值为 13.0650N，两盘转动惯量差值 40%时装置摩擦力均值为 13.6581N，两盘转动惯量差值 20%时装置摩擦力均值为 13.5299N。

(3) 测量无电涡流装置各参数时，频率较大时，表观质量的试验值与理论值误差最小。考虑到频率较大时惯性力在系统中占比较大，影响相对明显，此时识别准确性较高。

(4) 测量电涡流效应时，气隙增大时电涡流阻尼减小。气隙 20mm 时电涡流阻尼为 30.6308N · s/m，气隙为 30mm 时电涡流阻尼为 21.245N · s/m。且电涡流效应相对较小。气隙 20mm 时，装置阻尼系数 76.9644N · s/m，电涡流阻尼系数

67.5786N·s/m, 占比 39.7987%。气隙 30mm 时, 装置阻尼系数 72.5786N·s/m, 电涡流阻尼系数 36.8808N·s/m, 占比 31.4374%。

装置处于非自平衡状态时, 转动惯量相差越大, 装置阻尼系数变小, 惯容效应变小。转动惯量差 20%时, 阻尼系数为 48.5695N·s/m, 转动惯量差 40%时, 阻尼系数为 48.2103N·s/m, 转动惯量差 20%时, 阻尼系数为 44.1445N·s/m。转动惯量相差越大时, 装置表观质量相对值变小, 相差 20%与 40%时相差较小。主要由于转动惯量相差越大时, 惯容效应变小。

第4章 自平衡惯容器振动台试验研究

基于前述对自平衡惯容系统惯容器的理论研究及试验研究,为了研究该惯容器在实际土木工程领域的应用性和理论模型的准确性,并探讨惯容效应,电涡流效应等对惯容器实际使用性能的影响,因此进行装配自平衡惯容器单层框架振动台试验。研究整体结构在 El-centro 波、311 波、上海人工波等 3 种地震波下的阻尼比;

在 4.1 节中,根据第 2 章理论分析,确定惯容器试验参数,设计有约束式自平衡惯容器试验模型及基于中心拉索系统的改进带拉索式自平衡惯容器。并根据试验内容,确定力、位移以及加速度传感器的现场布置情况。

在 4.2 节中,进行地震动激励下无控结构的响应分析。具体分析加速度、位移等指标在时域和频域范围的变化,绘制响应曲线,计算结构的动力特性和传递函数。

在 4.3 节中,进行地震动激励作用下装配自平衡惯容器的响应分析。通过加速度、位移指标相对于无控结构在时域和频域范围的变化及减震率,分析惯容器的工作性能与有效性,并对有约束与拉索式惯容器针对其自平衡性能进行简单分析对比,计算结构的阻尼等动力特性。

在 4.4 节中,针对于已有参数对地震动激励下结构反应进行模拟,验证数值模型的正确性。

4.1. 装配自平衡惯容器单层框架试验概况

为了研究新型自平衡惯容器对结构的减震效果,进行了装配惯容器的单层钢框架结构振动台试验,以研究该阻尼器的实际减震效果,并探讨地震波类型、峰值大小、电涡流阻尼比等参数变化对阻尼器实际使用性能的影响。

4.1.1. 振动台试验模型

4.1.1.1. 装配有约束自平衡惯容器结构试验模型

为了测试该自平衡惯容器工作性能,保证试验框架明显的侧向位移及较强的面外刚度,框架采用单层空间立体框架,楼板采用刚性板,考虑框架抗侧刚度的影响,柔柱竖向屈曲承载力,选用一字型截面,截面尺寸为 $B \times W = 6\text{mm} \times 10\text{mm}$,柱脚及框架节点均采用角钢连接,试验时可通过在底板上放置配重来保证柱脚刚

性。并设计一刚性工作平台将其悬空并保证惯容系统的相当位移，该平台顶面采用 8mm 厚的刚性板，为安装自平衡惯容器打四排通长孔，以便自平衡惯容器调节气隙，中央部分预留洞口为导体盘磁体盘预留转动空间。该工作平台侧向刚度为自振框架刚度的 300 倍，符合无限刚度假定，可视其为完全刚性体试验框架。为了实验效果更加清晰，根据试验响应在平台顶面配重质量块，共 $6 \times 5\text{kg} = 30\text{kg}$ 。

为了连接拉索与自平衡惯容器使自平衡惯容器与刚性框架，单层振动框架上须安装一 T 型悬臂构件。该悬臂构件的侧向刚度为单层框架刚度的 905 倍，符合无限刚度假定，可视其为完全刚性体。该刚性平台试验模型如图 4.1 所示。且整个单层外框架模型各元件质量如表 4.1，整个外框架总质量 $m = 55.37\text{kg}$ 。理论计算下框架总体抗侧刚度 k_0 为：

$$k = 4 \frac{Ebh^3}{l^3} = \frac{4 \times 206 \times 10^6 \times 60 \times 10^3}{1000^3} = 49440\text{N/m} \quad (4.1)$$

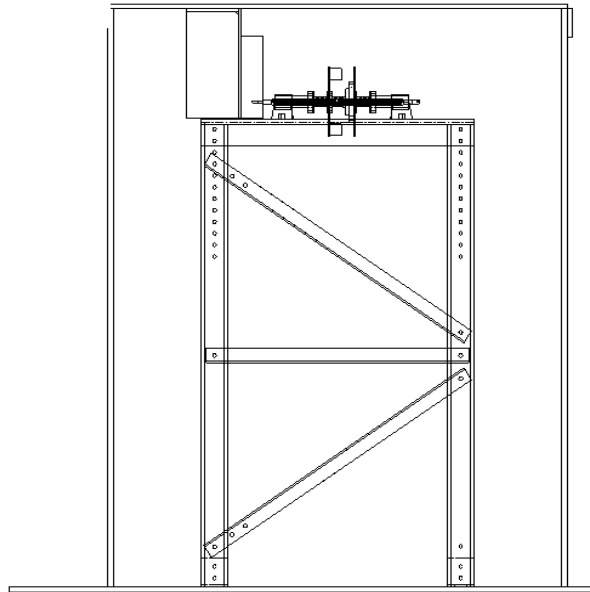


图 4.1 刚性平台试验模型

表 4.1 试验模型元件质量参数表

元件	楼板重量	角钢*4	悬臂	螺栓	立角钢	质量块*6	总质量
质量 (kg)	19.49	2.083	3.361	0.24	0.195	30	55.369

4.1.1.2. 装配无约束自平衡惯容器结构试验模型

为了减少刚性平台试验模型下摩擦效应并释放自平衡惯容器的自平衡性能，更好地模拟实际应用时惯容器的工作状态，采用拉索连接自平衡惯容器使自平衡

惯容器与刚性框架共同工作。拉索通过三角钢支架与滑轮改变传力方向，同时工作平台框架柱采用 200mm 热轧普通槽钢。该带拉索式试验模型如图 4.2 所示。根据表 4.1 参数，此时没有悬臂质量，框架总质量为 $m = 52.008\text{kg}$ ，其中拉索角度 β 参数如下，则 $\cos \beta = 0.7631$ 。

$$\tan \beta = \frac{\text{柱高} - \text{支架高} - \text{支座高}}{\text{梁长} + \text{滑轮} \times 2} = \frac{1000 - 200 - 42.9}{834 + 30 \times 2} = 0.8 \quad (4.2)$$

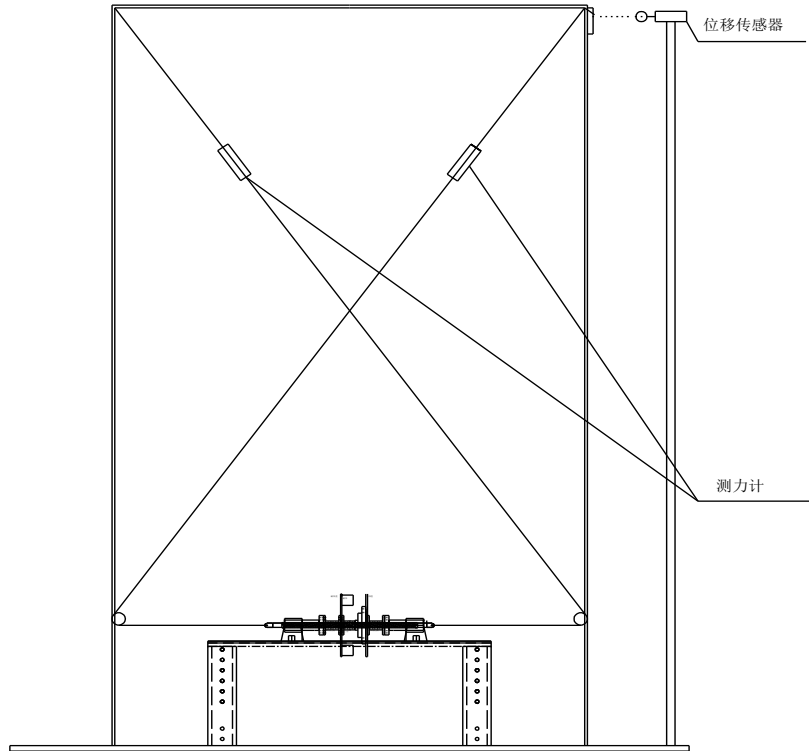


图 4.2 带拉索式惯容器工作平台试验模型

4.1.2. 传感器布置

刚性平台试验模型试验过程中框架楼板可认为使刚性楼板，即框架认为只有一个运动无约束度，所以在楼板上布置沿运动方向的一个加速度传感器，并在支座处设置加速度传感器测量其加速度响应。布置位移传感器是为了获取结构的位移响应。在上部平板上布置一个角钢，将激光位移传感器对准该角钢，通过激光位移传感器与角钢之间的距离变化来获取结构的位移响应。带拉索式试验模型在此基础上加设力传感器测量两侧拉索力。

传感器数量总计：位移传感器 2 个，加速度传感器 2 个，力传感器 2 个（有约束自平衡惯容器装置传感器布置无力传感器）。传感器布置及各通道如下表 4.2。

加速度计，激光位移传感器和力传感器(有约束自平衡惯容器装置传感器布

置无力传感器,其他传感器布置相同)的布置如图 4.5 所示,现场传感器布置实物图如图 4.3 和图 4.4。

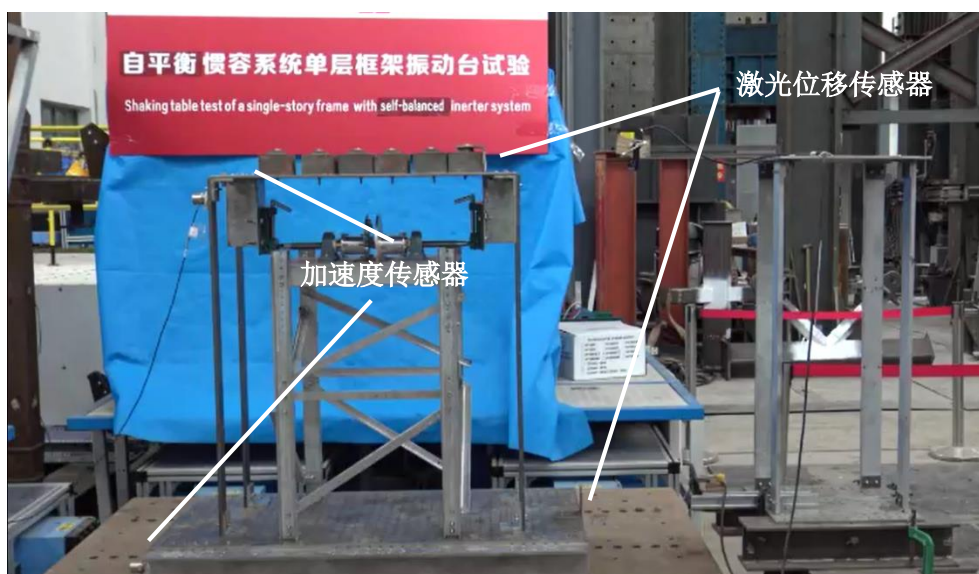


图 4.3 有约束结构传感器的布置实物图

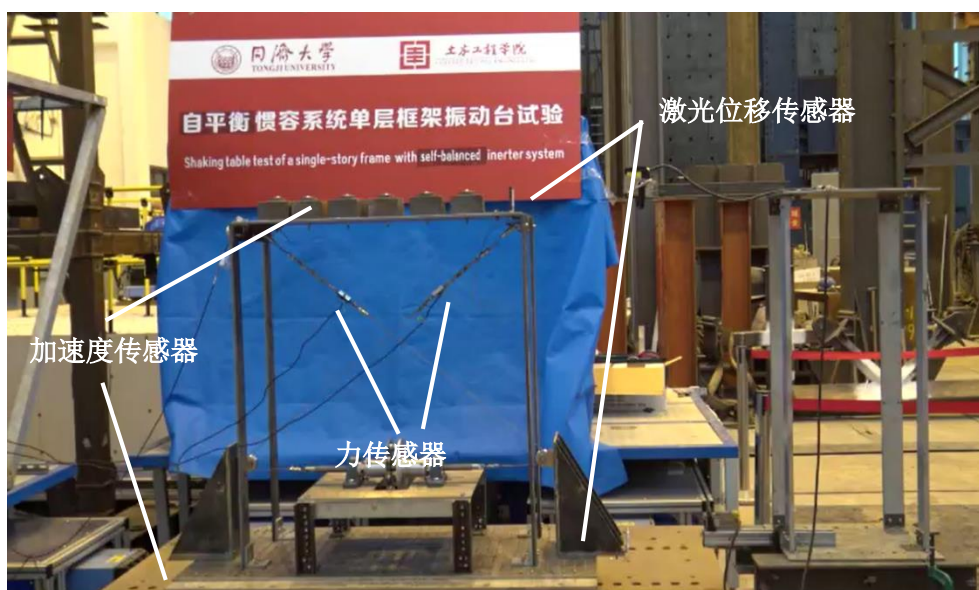


图 4.4 无约束结构传感器的布置实物图

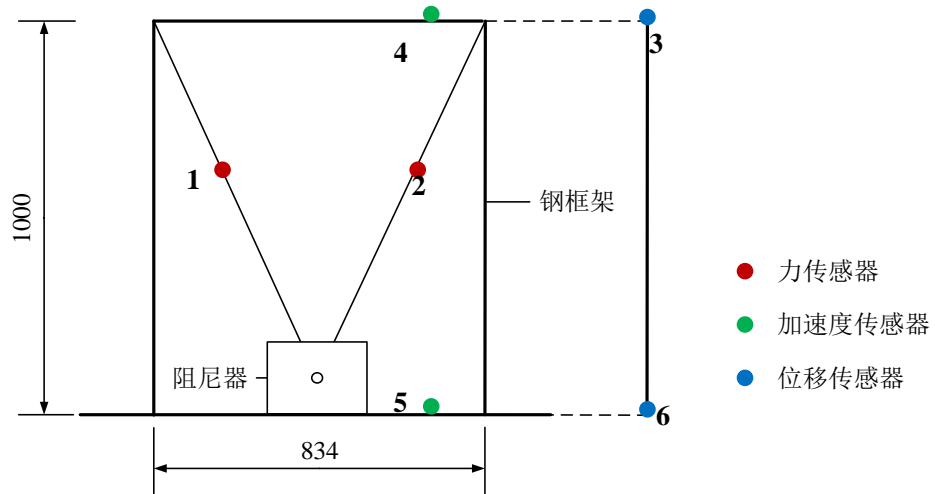


图 4.5 传感器的布置示意图

表 4.2 传感器布置及通道

编号	通道号	单位	备注
1	AI2-19	N	力传感器 1
2	AI2-20	N	力传感器 2
3	AI2-22	mm	顶部位移传感器
4	AI2-25	g	顶部加速度传感器
5	AI2-26	g	底部加速度传感器
6	AI2-27	mm	底部位移传感器

4.1.3. 加载模拟地震波

4.1.3.1. 试验场地概况

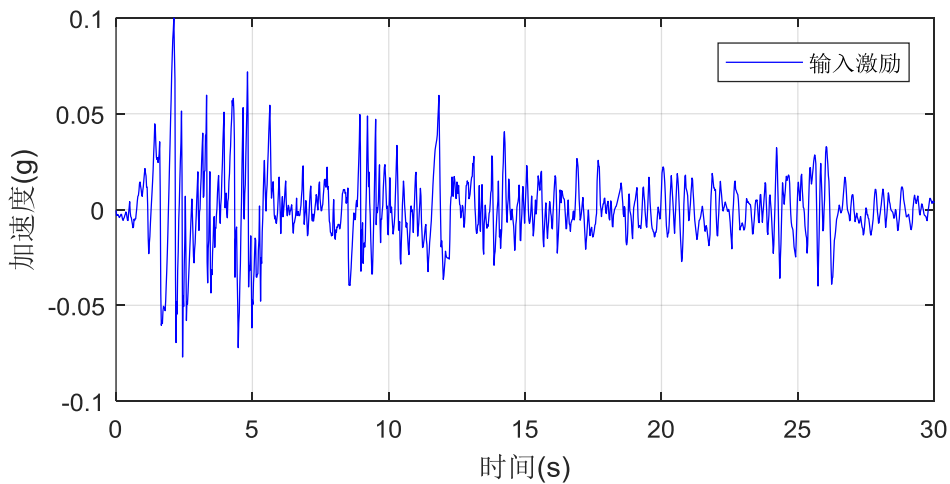
本试验在上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院“上海交通大学—国际计测器株式会社模拟地震与工业振动共建实验室”进行。该模拟地震振动台各参数如下表 4.3 所示。试验采集系统选用 DHDAS 动态信号采集分析系统。试验采样频率为 1000Hz。

表 4.3 模拟地震振动台各参数

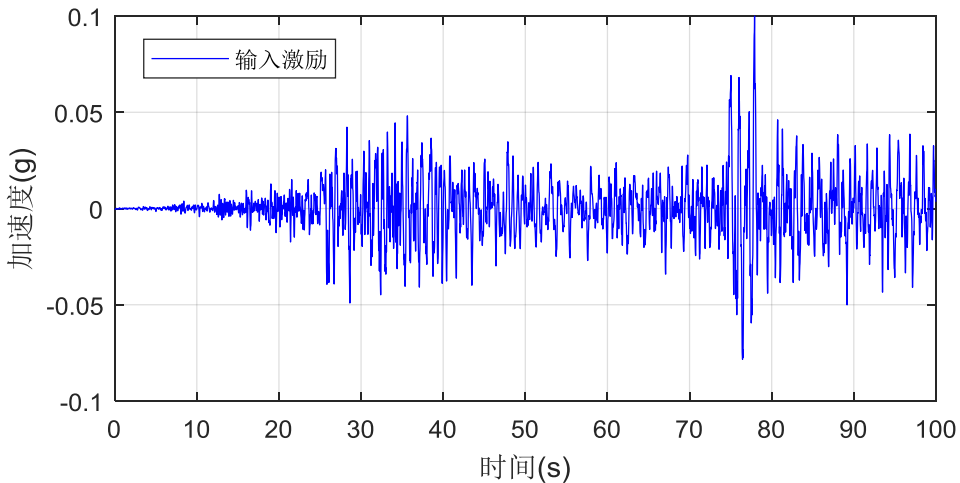
台面尺寸	2m×2m	最大速度	1500mm/s
振动方向	XY 两向、两无约束度（水平方向）	最大加速度	空载时：0.1~50Hz, 2.6g 满负载（20 吨）时：0.1~50Hz, 1.0g
最大位移	±125mm、250mm P-P	频率范围	0.1~50Hz

4.1.3.2. 试验所用地震波概况

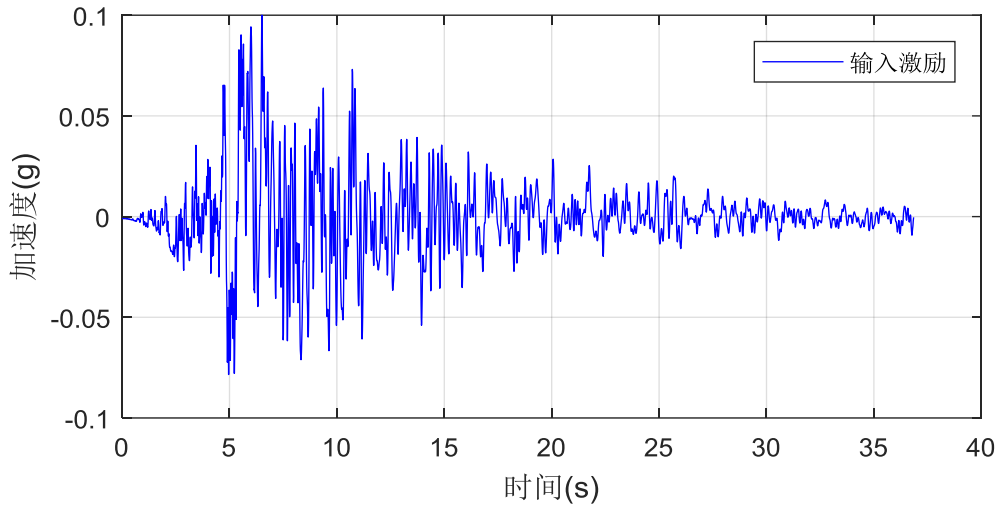
本次试验根据试验条件及目的选取 3 条地震波，考虑 II 类场地、III 类场地、IV 类场地，本次试验采用了 3 种地震波，分别是 El Centro 波（1940 年美国帝谷地震，II 类场地，NS），311 波（东日本大地震，III 类场地，NS，）和上海人工波（VI 类场地）^[81] 框架层间弹性位移为 38mm，考虑到安全系数设定最大位移为 35mm 进而计算各地震激励下其允许最大地震输入值计算得地震峰值加速度控制在 0.1g~0.5g。考虑到数据原始采样频率为 1000Hz，数据数量较大，为方便处理进行本章数据均采用重采样，重采样后频率为 100Hz。考虑到实验环境噪声较大及设备输入激励不稳定性因素对数进行滤波。3 种激励的加速度时程如图 4.6 所示，其傅里叶幅值谱如图 4.7 所示，3 组地震波的频率分布都集中在 30Hz 以内，符合试验振动台的工作频率范围。其功率谱如图 4.8 所示，3 组地震波的能量虽然具有不同的频率分布特性，且能量强度特点各异，但都主要集中于 0.1~3Hz 的频段，与结构基频 3Hz 相吻合。



(a) El Centro 波

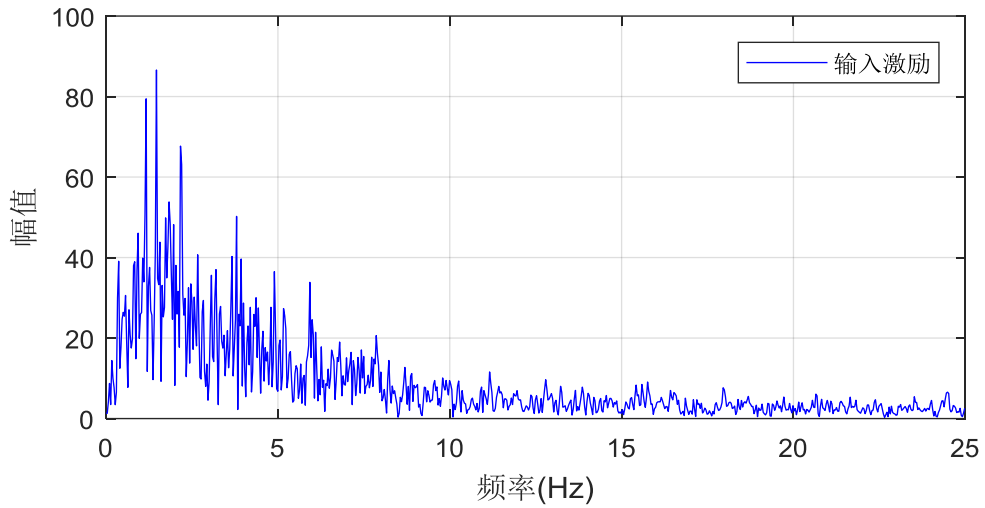


(b) 311 波

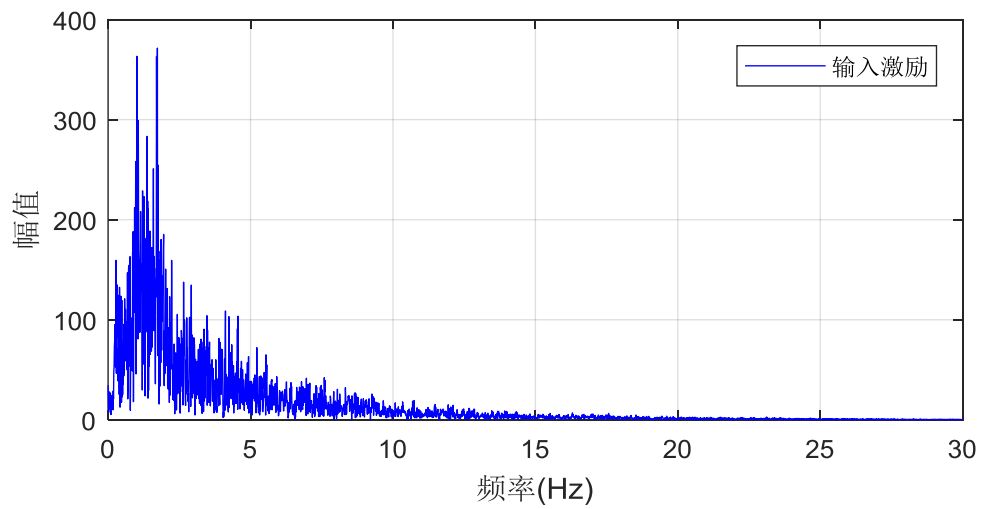


(c) 上海人工波

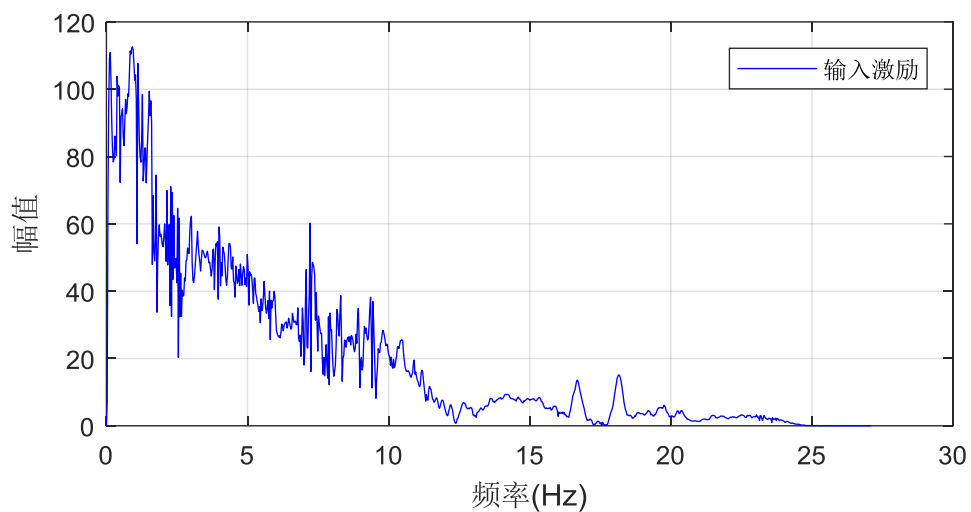
图 4.6 输入激励的加速度时程图



(a) El centro 波

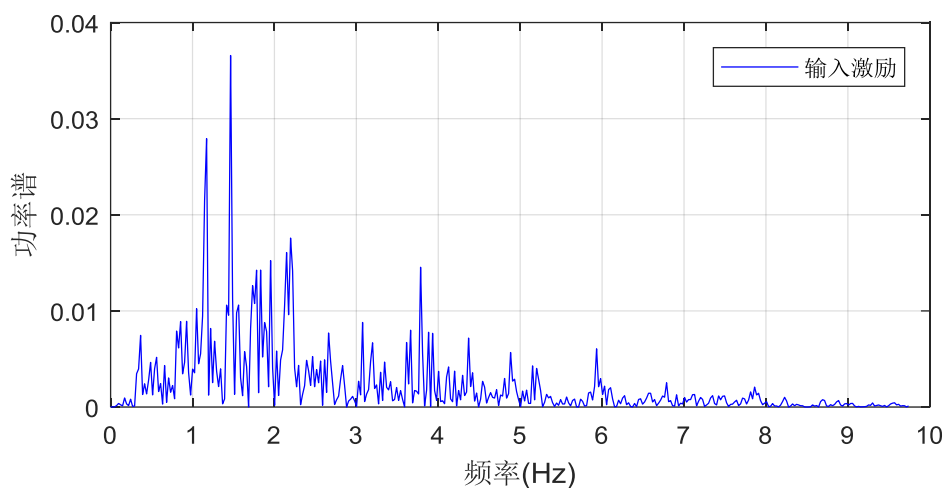


(b) 311 波

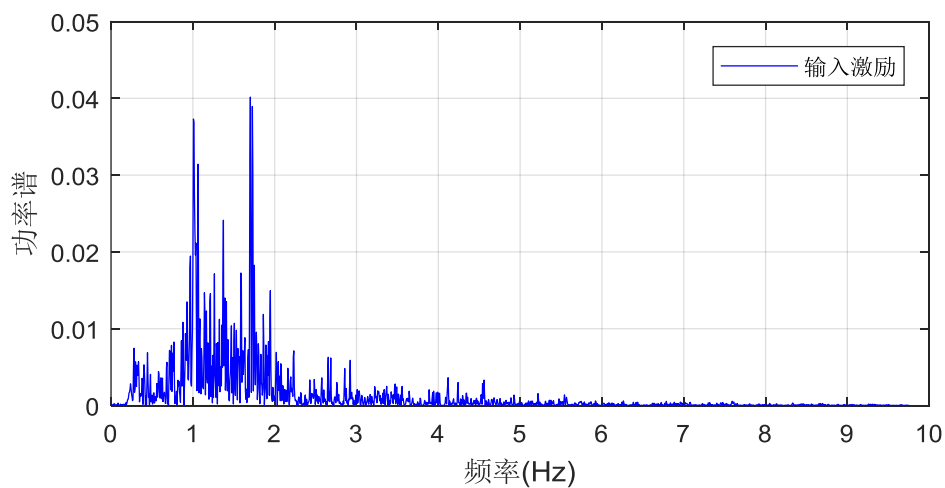


(c) 上海人工波

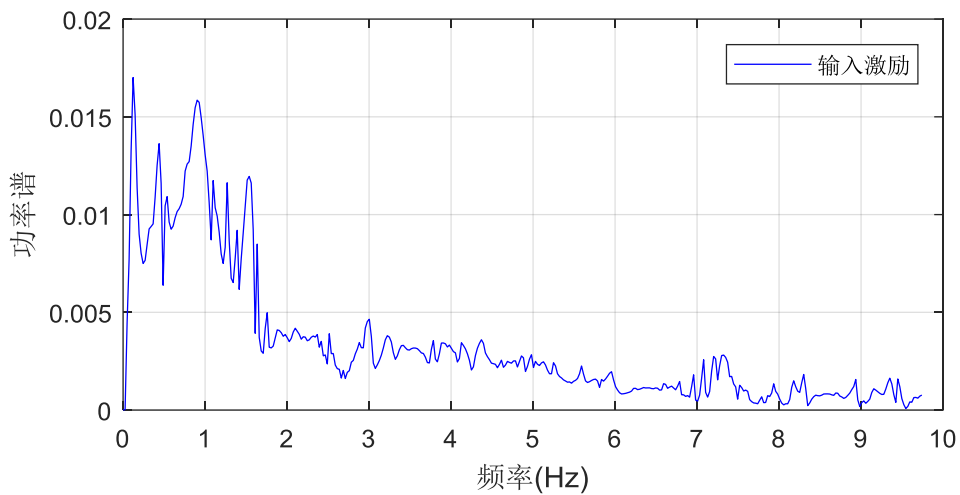
图 4.7 输入激励的加速度傅里叶幅值谱



(a) El centro 波



(b) 311 波

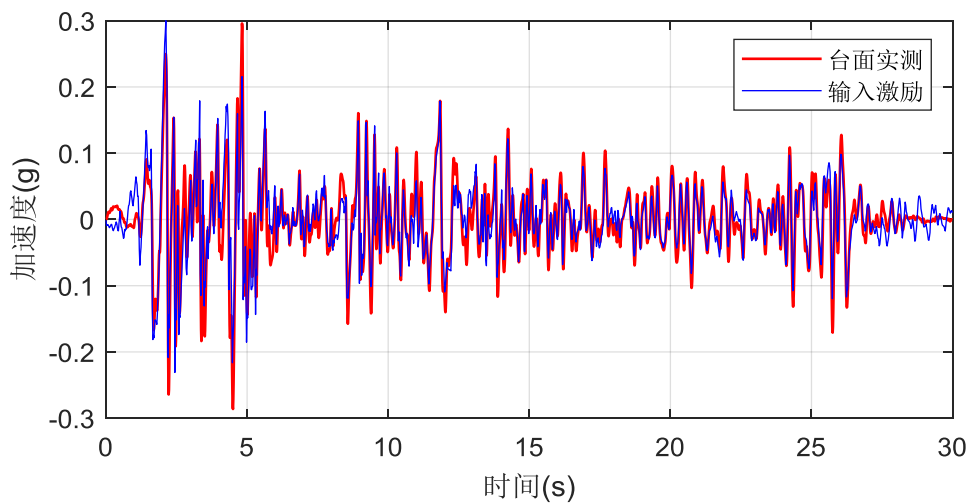


(c) 上海人工波

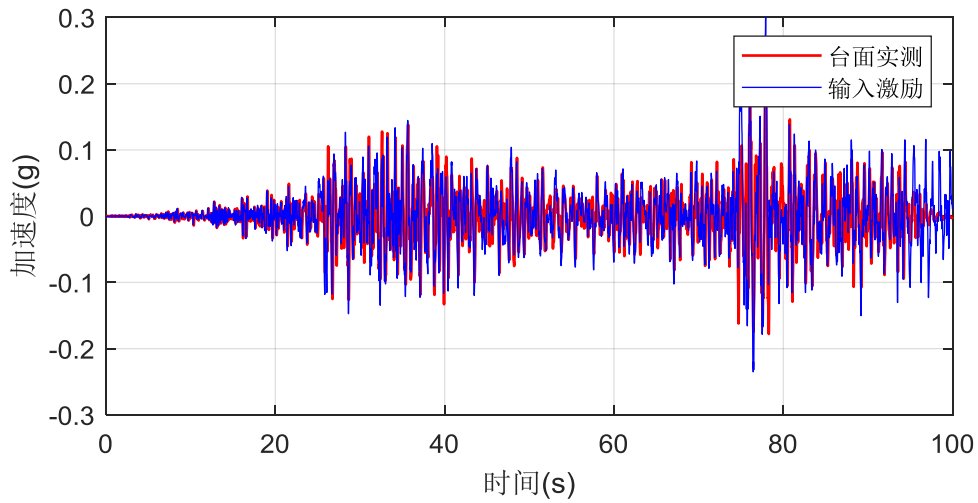
图 4.8 输入激励的功率谱

4.1.3.3. 地震波重现率

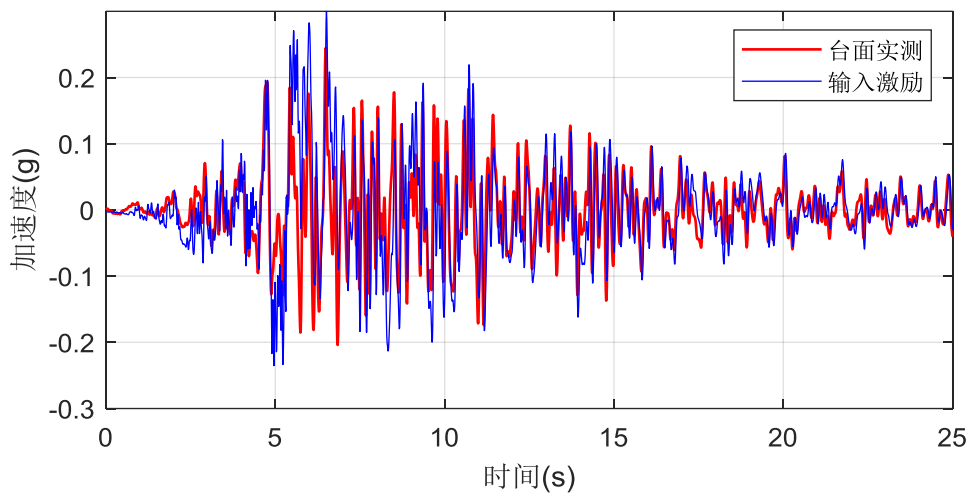
为保证地震波输入激励加载在装置上的有效性,需要对台面加速度时程与地震波输入加速度时程进行对比。选取 3 个典型工况下结构的台面加速度与地震波加速度时程对比如图 4.9。



(a) El Centro (EL-300-FI)



(b) 311 波 (311-300-FI)



(c) 上海人工波 (SH-300-FI)

图 4.9 输入地震波与台面实测加速度时程对比

图中可以看出输入激励与台面激励几乎一致，为了更清晰说明两者的偏差，引入相对二范数误差 (e_1) 和相对幅值误差 (e_2) 其相对误差公式如下，

$$e_1 = \frac{\|x_r(t) - x_i(t)\|_2}{\|x_i(t)\|_2} \quad (4.3)$$

$$e_2 = \frac{x_r - x_i}{x_i}$$

式中， $\|\bullet\|_2$ 为二范数算子， $x_r(t)$ 与 $x_i(t)$ 分别为实测的台面加速度计输出的加速度和地震波输入激励的加速度。 x_r 与 x_i 分别为台面加速度计输出的加速度时

程幅值和地震波输入激励的加速度时程幅值。理论认为当相对误差小于 5%时，可以认为两者的误差小到可以忽略。

以 $PGA=300gal$ 为例，通过计算各装置对应三种地震波下所得台面与输入激励加速度相对二范数误差 (e_1) 和相对幅值误差 (e_2) 见表 4.4。

表 4.4 输入地震动与台面实测相对幅值误差 (%)

地震输入	F10		FI		FIE20		FIE20-L	
	e_1	e_2	e_1	e_2	e_1	e_2	e_1	e_2
EL Centro	0.506	2.846	0.088	4.196	0.084	2.483	0.089	2.811
311	0.327	1.224	0.053	1.215	0.049	1.420	0.050	1.157
Shanghai	0.415	1.348	0.072	2.834	0.058	1.665	0.065	1.289

可以看出，台面实测地震动幅值与输入地震动二范数误差与幅值误差在 5% 以内。误差可能来源于实验过程中周边大型实验室设备工作过程中产生的噪音以及振动台工作的不稳定性。因此，实际装置所受激励与输入地震波激励误差比相对可以接受，认为对于装置而言重现了地震波，进而保证数据分析的有效性。

4.2. 地震激励下无控结构的响应分析

4.2.1. 目的及试验工况

在进行带惯容器框架试验装置分析之前先进行地震动激励下空框架的响应分析。具体分析加速度、位移等指标在时域和频域范围的变化，计算结构的动力特性和传递函数。

实验需要分别测试空框架自平衡惯容器摩擦效应(F)、惯容器效应(I)和电涡流效应(E)，并通过两种实验装置无约束（使用拉索 L）或有约束对惯容器自平衡性进行测试，采用正交方式设计工况。

本小节试验工况表如下表所示：

表 4.5 无控结构试验工况表

序号	工况编号	地震激励	地震输入值(cm/s^2)	工况说明
1	WN-1-F10	第一次白噪声	50	10mm 柱子空框架
2	EL-100-F10	El Centro	100	10mm 柱子空框架

3	EL-300-F10	El Centro	300	10mm 柱子空框架
4	EL-500-F10	El Centro	500	10mm 柱子空框架
5	WN-2-F10	第二次白噪声	50	10mm 柱子空框架
6	311-100-F10	311 地震波	100	10mm 柱子空框架
7	311-300-F10	311 地震波	300	10mm 柱子空框架
8	311-500-F10	311 地震波	500	10mm 柱子空框架
9	WN-3-F10	第三次白噪声	50	10mm 柱子空框架第三次白噪声
10	SH-100-F10	Shanghai 人工波	100	10mm 柱子空框架
11	SH-300-F10	Shanghai 人工波	300	10mm 柱子空框架
12	SH-500-F10	Shanghai 人工波	500	10mm 柱子空框架
13	WN-4-F10	第四次白噪声	50	10mm 柱子空框架第四次白噪声

注：1.上述输入波均为单向；

4.2.2. 结构响应分析

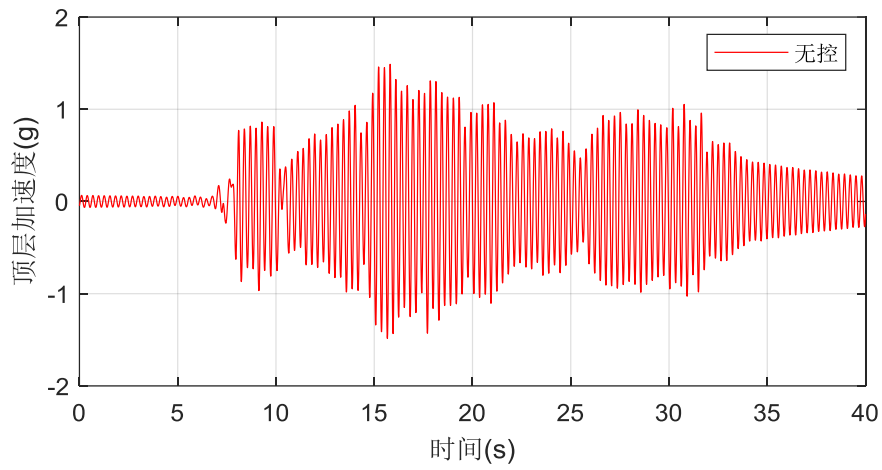
4.2.2.1. 加速度响应

为了在后续章节中进行将有隔震和无隔震工况各地震激励不同装置下加速度响应与减震率做对比，本小节进行计算分析结构各工况下加速度响应分析。

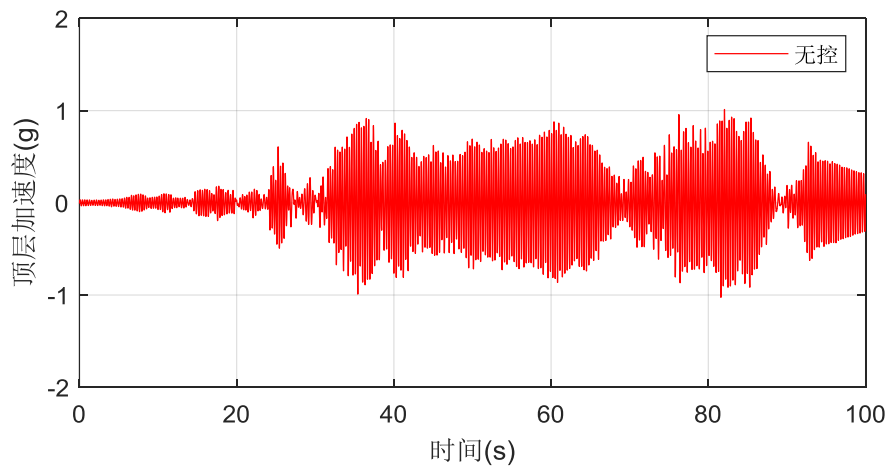
表 4.6 无控结构的顶层加速度响应（单位 g）

输入	PGA (g)	顶层加速度		顶层相对加速度	
		幅值	均方根值	幅值	均方根值
EL Centro	0.10g	0.3634	0.0592	0.3612	0.1175
	0.30g	1.4962	0.2375	1.5366	0.4737
	0.50g	2.033	0.3858	1.9932	0.7721
311	0.10g	0.3506	0.0404	0.3462	0.0792
	0.30g	1.0094	0.1634	1.0022	0.3242
	0.50g	1.5322	0.2396	1.5726	0.4739
Shanghai	0.10g	0.4432	0.0576	0.4488	0.1153
	0.30g	1.4942	0.2073	1.5346	0.4142
	0.50g	2.2374	0.3676	2.3086	0.7342

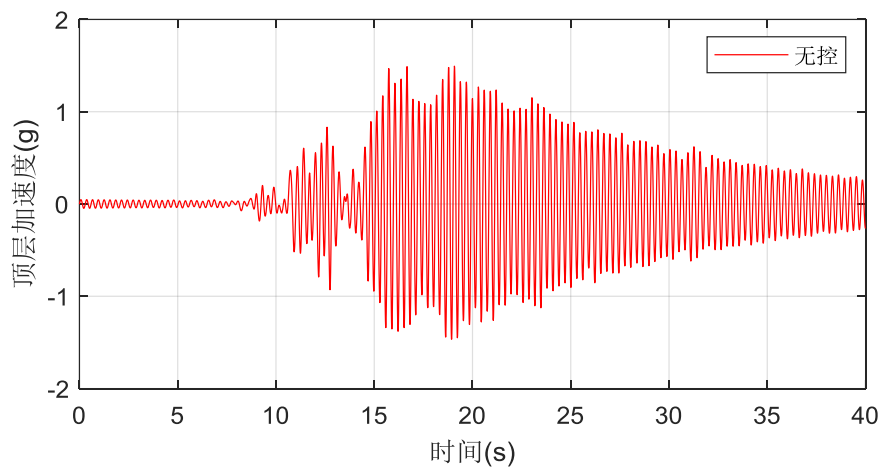
上表 4.6 列出无控结构顶层加速度相应的幅值和均方根值。选取较为清晰的 3 个典型工况的加速度时程图，加速度为 0.3g,见图 4.10。



(a) EL Centro (EL-300-F10)



(b) 311 波 (311-300-F10)



(c) 上海人工波 (SH-100-F10)

图 4.10 无控结构顶层加速度响应

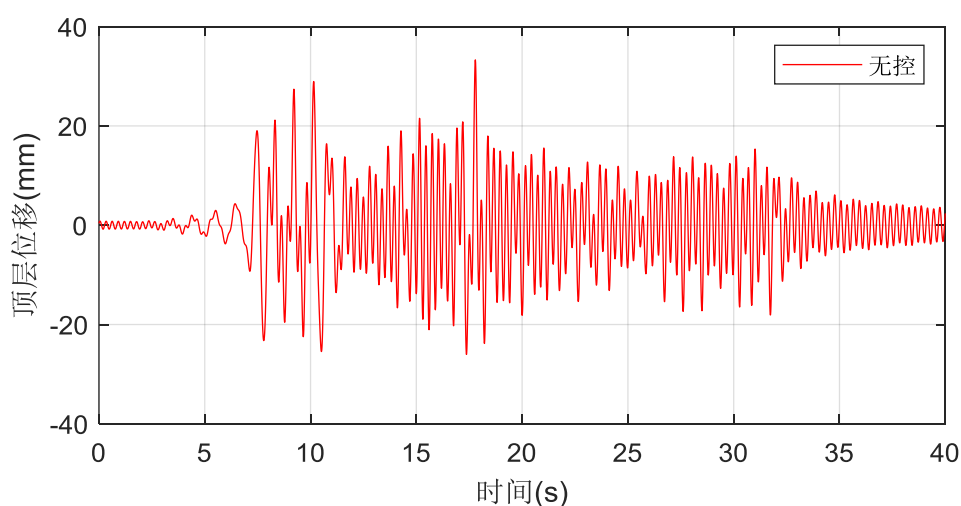
4.2.2.2. 位移响应

同理,为了在后续章节中进行各地震激励不同装置下位移响应与减震率做对比,本小节进行计算分析结构各工况下位移响应分析。表 4.7 列出无控结构顶层加速度相应的幅值和均方根值。

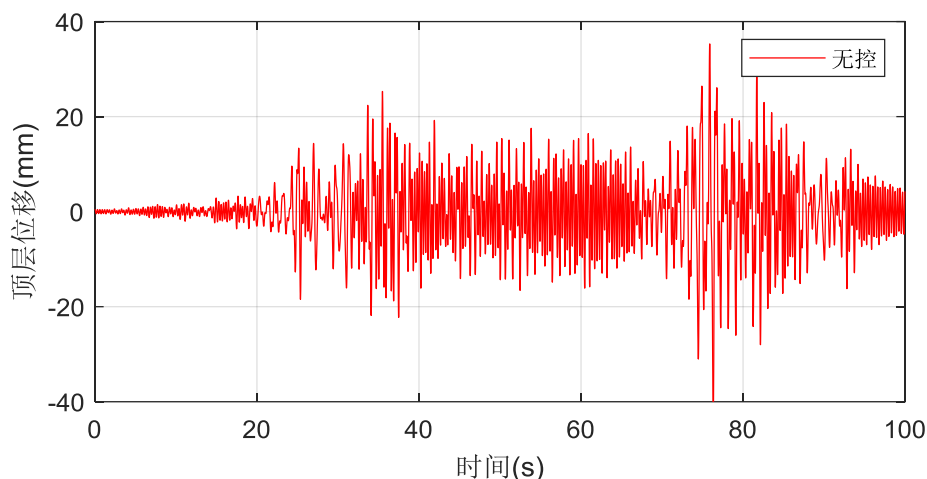
表 4.7 无控结构的顶层位移响应 (单位 mm)

输入	PGA (g)	顶层位移		顶层相对位移	
		幅值	均方根值	幅值	均方根值
EL Centro	0.10g	9.9577	1.9438	10.004	1.6784
	0.30g	32.456	7.4126	24.7663	6.5342
	0.50g	53.9023	13.13	46.1156	11.6931
311	0.10g	9.9129	1.5692	4.9675	0.9186
	0.30g	33.353	6.8763	21.1999	5.4283
	0.50g	51.4191	11.1133	35.5051	8.3342
Shanghai	0.10g	9.4653	2.0111	8.3309	1.7519
	0.30g	29.5771	6.8919	24.8771	6.2091
	0.50g	49.2183	12.5037	42.7491	11.369

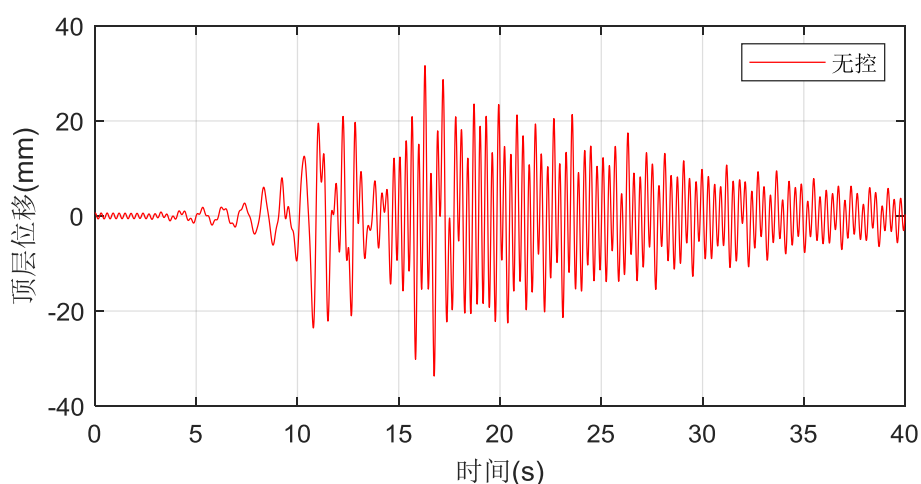
选取典型工况下三个地震波的位移时程,见图 4.11。



(a) EL Centro (EL-300-F10)



(b) 311 波 (311-300-F10)



(c) 上海人工波 (SH300-F10)

图 4.11 无控结构结构顶层位移响应

4.2.3. 无控结构的传递函数

由于试验场地周边机械噪声较大, 所输出量包含非线性响应, 而传递函数的定义是初始值为零时, 线性系统的输出响应与输入激励的拉普拉斯变换之比, 主要适用于描述线性系统的动态特性, 因此所测数据无法用定义法求带自平衡式自平衡惯容器结构的传递函数。在 MATLAB 工具箱中, 调用 `tfestimate` 函数, 若已知系统的输入和输出, 可以通过输入的自功率谱密度和输入输出之间的互功率谱密度求得输入输出^[82]的传递函数。

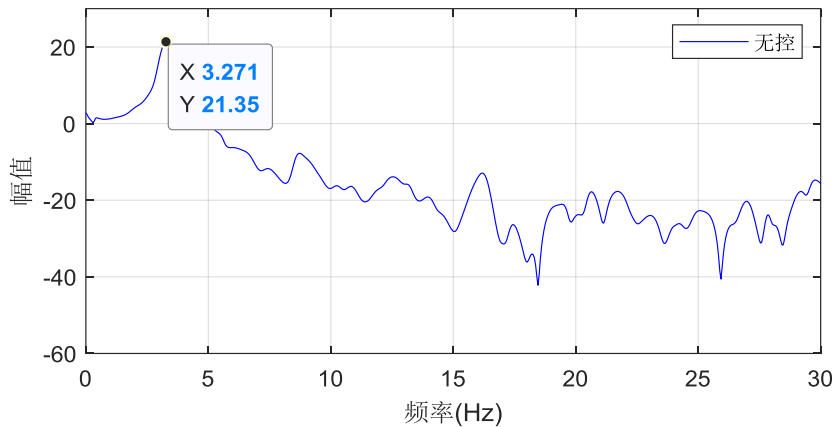
对于一个参数线性且不随时间变化的系统, $X(n)$ 和 $Y(n)$ 分别为系统的输入和输出, $H(\omega)$ 为输入输出之间的传递函数^[82], 可以证明:

$$P_{xy}(\omega) = H(\omega) P_x(\omega) \quad (4.4)$$

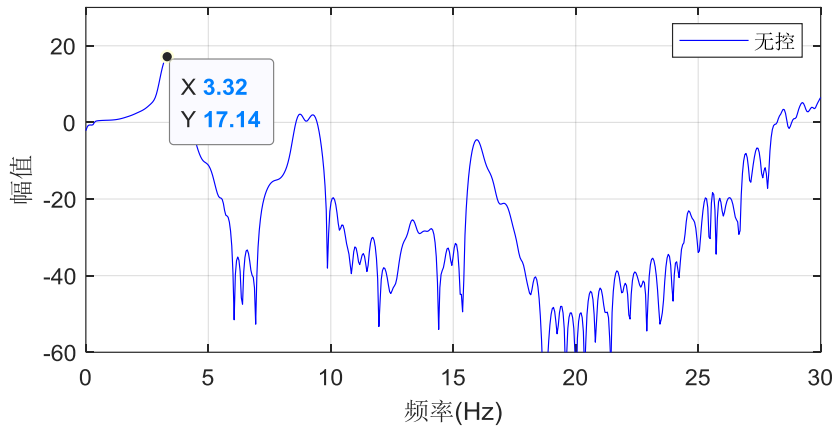
式中, $P_{xx}(\omega)$ 为 $X(n)$ 的自功率谱密度; $P_{xy}(\omega)$ 为 $X(n)$ 和 $Y(n)$ 的互功率谱密度。由此还可以证明, 输入 $X(n)$ 和输出 $Y(n)$ 之间的传递函数估计^[82]为:

$$H(\omega) = \frac{\hat{P}_{xy}(\omega)}{\hat{P}_{xx}(\omega)} \quad (4.5)$$

在 MATLAB 工具箱中, 当 $X(n)$ 和 $Y(n)$ 已知时, 调用函数 tfestimate 可以直接求出系统的传递函数估计。以峰值 0.3g 的 El Centro 波为例, 选取汉宁窗 (256 个数据点), 模拟加速度响应和位移响应传递函数, 如图 4.12 所示。



(a) 无控结构加速度响应传递函数



(b) 无控结构位移响应传递函数

图 4.12 无控结构响应传递函数

4.2.4. 无控结构的动力特性

对无控结构白噪声的响应进行频谱分析, 对其顶层加速度进行傅里叶变换, 得到顶层加速度傅里叶值反应频谱, 典型频谱图如图 4.13, 为了表达直观, 对幅值进行归一化处理, 结构在基频附近会有较大的幅值响应, 可以获得结构的第

一阶频率。

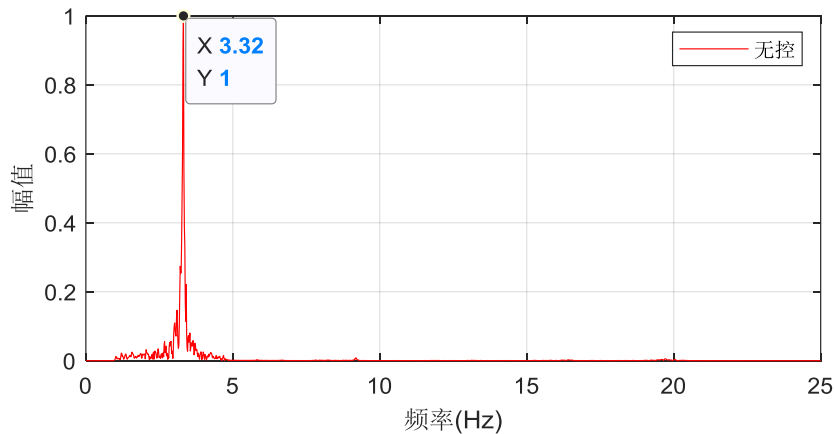


图 4.13 无控结构白噪声加速度频谱图

试验白噪声扫频结果如图 4.13 所示，结构的基频平均值为 3.303Hz。由于结构响应无约束振动衰减形态较差，采用随机子空间法（SSID）识别该试验装置阻尼^[83]。白噪声扫频下，结构的阻尼识别结果较为稳定，如表 4.8 所示平均值为 0.797。结构空框架刚度为 $2.4775 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。

表 4.8 无控结构动力特性

白噪声次数	自振频率 (Hz)	圆频率 (rad/s)	刚度 (N/m)	阻尼比 (%)
2	3.318	20.846994	24924.14706	0.818
3	3.32	20.85956	24954.20331	0.756
4	3.286	20.645938	24445.71025	0.818
平均值	3.308	20.784	24774.687	0.797

注：工况 WN-1-F10 数据采集异常，不进行具体分析讨论

4.3. 简谐激励下有控结构的响应分析

4.3.1. 目的及试验工况

进行简谐激励作用下装配自平衡惯容器结构的响应分析，通过地震波激励下结构的响应与空框架的对比确定其工作性能，具体分析 3 种地震波激励下观察结构加速度，位移等在时域内反应，分析其减震效果，计算结构的动力特性。表 4.9 为本小节试验工况表。

本节进行简谐激励作用下带拉索式电涡流阻尼器结构的响应分析。具体分析

变幅简谐波激励下阻尼器的工作性能，通过加速度、位移等指标在时域和频域范围的变化，分析阻尼器在简谐激励下的减振效果，计算结构的动力特性和动力放大系数，绘制结构响应的放大系数曲线。

此处对有无约束两种带惯容器结构进行变幅简谐激励下试验研究。根据前期无约束振动试验结论，带惯容器的结构基频为 1.2Hz 左右，所以对附加阻尼器的结构（FIE20-L 和 FIE20）在 1.2Hz 处进行幅值变化范围为（ cm/s^2 ）的变幅简谐波激励。

表 4.9 有控结构简谐激励工况表

序号	试验工况编号	地震激励	地震输入值 (cm/s^2)	工况说明
1	SIN-100-FIE20-L	第一次 SIN 波	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 无约束 (L)
2	SIN-150-FIE20-L	第二次 SIN 波	150	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 无约束 (L)
3	SIN-200-FIE20-L	第三次 SIN 波	200	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 无约束 (L)
4	SIN-250-FIE20-L	第四次 SIN 波	250	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 无约束 (L)
5	SIN-100-FIE20	第一次 SIN 波	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 有约束
6	SIN-150-FIE20	第二次 SIN 波	150	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 有约束
7	SIN-200-FIE20	第三次 SIN 波	200	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 有约束
8	SIN-250-FIE20	第四次 SIN 波	250	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20, 有约束

注：1.上述输入波均为单向；

2.白噪声频率范围为 0-50Hz；

3.简谐波分别在基频（1.2Hz）附近变幅。

4.3.2. 简谐激励下结构响应分析

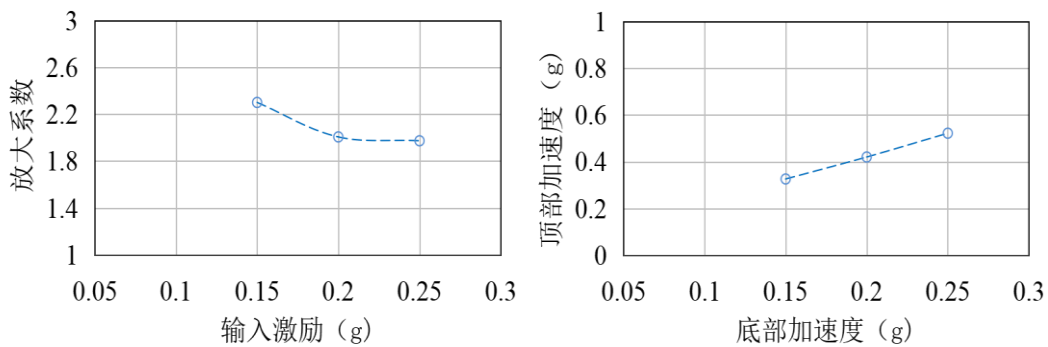
4.3.2.1. 加速度响应

简谐波激励下，两种有无约束带惯容器结构的加速度响应及动力特性如下表 4.10 所示，表中结构的基频为顶层加速度响应经过傅里叶变换所得，顶部相对幅值为结构顶层与底层的相对响应，底部响应幅值为结构的绝对响应。

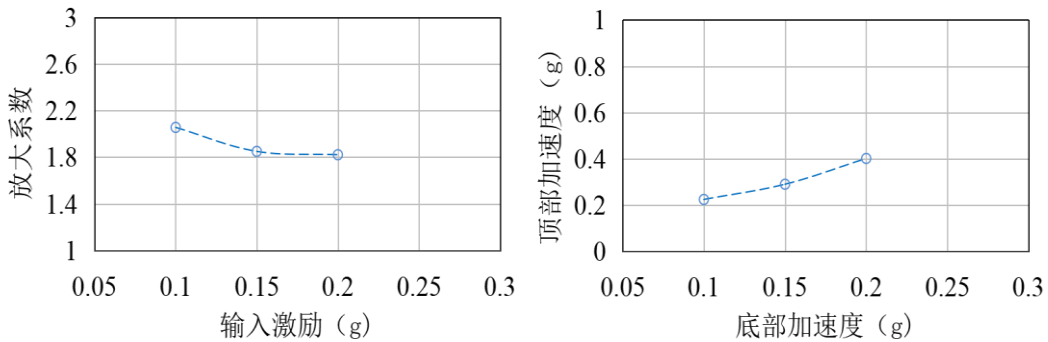
为了更有效的分析上表中的数据，绘制带惯容器结构的加速度放大曲线，如图 4.14。结合表 4.10 和图 4.14 可以看出装配自平衡惯容器结构工作基本线性工作。

表 4.10 简谐波激励下结构加速度响应及动力特性

序号	工况	地震输入值(cm/s^2)	顶部相对响应幅值(g)	底部响应幅值(g)	基频(Hz)
1	FIE20	150	0.3264	0.1419	1.201
2		200	0.4203	0.2095	1.206
3		250	0.5219	0.2645	1.203
4	FIE20-L	100	0.2249	0.1094	1.202
5		150	0.2907	0.1571	1.214
6		200	0.4020	0.2207	1.201



(a) 工况 FIE20 有约束结构简谐激励响应放大系数



(b) 工况 FIE20-L 无约束结构简谐激励响应放大系数

图 4.14 结构加速度响应放大系数

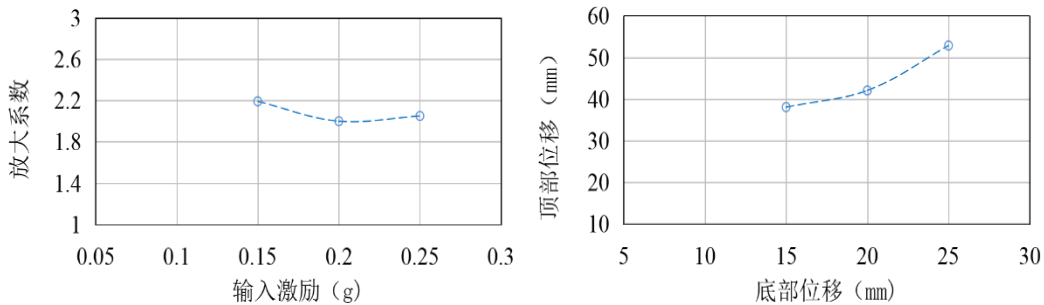
4.3.2.2. 位移响应

同理，简谐波激励下，带惯容器结构的位移响应及动力特性如下表表 4.11。

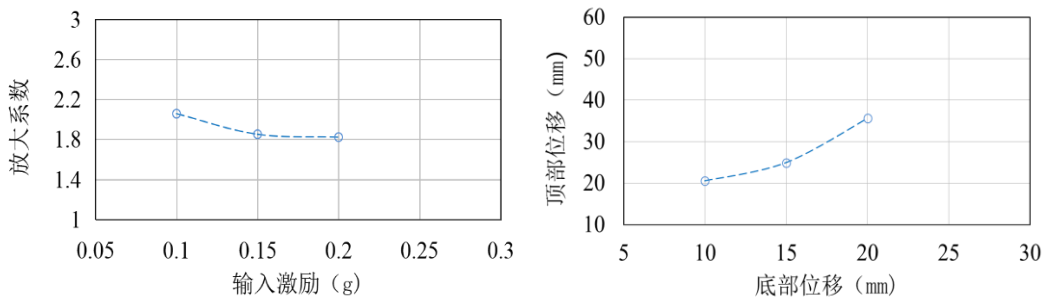
为了更有效分析以上数据，绘制结构位移放大系数曲线如图 4.15，从位移角度也可看出，带惯容器结构基本线性工作。

表 4.11 简谐波激励下结构位移响应及动力特性

序号	工况	地震输入值(cm/s^2)	顶部相对响应幅值 (mm)	底部响应幅值 (mm)	基频 (Hz)
1	FIE20	50	38.0705	17.3715	1.201
2		100	42.0653	21.037333	1.206
3		150	52.87	25.7875	1.203
4	FIE20-L	100	20.4969	9.09902	1.202
5		150	24.9411	14.96784	1.214
6		200	35.6906	21.73468	1.201



(a) 工况 FIE20 有约束结构简谐激励响应放大系数



(b) 工况 FIE20-L 无约束结构简谐激励响应放大系数

图 4.15 结构位移响应放大系数

4.4. 地震动激励下有控结构的响应分析

4.4.1. 目的及试验工况

进行地震动激励作用下装配自平衡惯容器结构的响应分析。通过地震波激励下结构的响应与空框架的对比确定其工作性能，具体分析 3 种地震波激励下观察结构加速度，位移等在时域内反应，分析其减震效果，计算结构的动力特性。

围绕实验目的和实验内容，本小节试验工况表如下表 4.12

表 4.12 有控结构试验工况表

试验工况序号	试验工况编号	地震激励	地震输入值 (cm/s ²)	工况说明
1	EL100-F10	El Centro	100	10mm 柱子空框架
2	EL300-F10	El Centro	300	10mm 柱子空框架
3	EL500-F10	El Centro	500	10mm 柱子空框架
4	311-100-F10	311 地震波	100	10mm 柱子空框架
5	311-300-F10	311 地震波	300	10mm 柱子空框架
6	311-500-F10	311 地震波	500	10mm 柱子空框架
7	SH-100-F10	上海人工波 100gal	100	10mm 柱子空框架
8	SH-300-F10	上海人工波, 300gal	300	10mm 柱子空框架
9	SH-500-F10	上海人工波, 500gal	500	10mm 柱子空框架
10	EL-100-FIE20-L	El Centro	100	无约束 (L)
11	EL-300-FIE20-L	El Centro	300	无约束 (L)
12	EL-500-FIE20-L	El Centro	500	无约束 (L)
13	311-100-FIE20-L	311 地震波	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 无约束 (L)
14	311-300-FIE20-L	311 地震波	300	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 无约束 (L)
15	311-500-FIE20-L	311 地震波	500	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 无约束 (L)
16	SH-100-FIE20-L	上海人工波, 100gal	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 无约束 (L)
17	SH-300-FIE20-L	上海人工波, 300gal	300	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 无约束 (L)
18	SH-500-FIE20-L	上海人工波, 500gal	500	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 无约束 (L)
19	EL-100-FI	El Centro	100	有惯容 (I) 无电涡流有约束
20	EL-300-FI	El Centro	300	有惯容 (I) 无电涡流有约束
21	EL-500-FI	El Centro	500	有惯容 (I) 无电涡流有约束
22	311-100-FI	311 地震波	100	有惯容 (I) 无电涡流有约束式

23	311-300-FI	311 地震波	300	有惯容 (I) 无电涡流有约束式
24	311-500-FI	311 地震波	500	有惯容 (I) 无电涡流有约束式
25	SH-100-FI	上海人工波,100gal	100	有惯容 (I) 无电涡流有约束式
26	SH-300-FI	上海人工波,300gal	300	有惯容 (I) 无电涡流有约束式
27	SH-500-FI	上海人工波,500gal	500	有惯容 (I) 无电涡流有约束式
28	EL-100-FIE20	El Centro	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
29	EL-300-FIE20	El Centro	300	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
30	EL-500-FIE20	El Centro	500	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
31	311-100-FIE20	311 地震波	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
32	311-300-FIE20	311 地震波	300	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
33	311-500-FIE20	311 地震波	500	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
34	SH-100-FIE20	上海人工波,100gal	100	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
35	SH-300-FIE20	上海人工波,300gal	300	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式
36	SH-500-FIE20	上海人工波,500gal	500	有惯容 (I) 电涡流 (E) 气隙 20 有约束式

4.4.2. 结构响应分析

4.4.2.1. 加速度响应

(1) 顶层加速度响应减震率

选地震动激励下侧向加速度响应,通过加速度响应的幅值和均方根值来评价自平衡式自平衡惯容器的减震效果,其中幅值反应某一时刻结构响应,均方根值反应整个振动周期结构响应,这里减震率^[84](此后减震率定义均与此相同):

$$R = (x_0 - x_c) / x_0 \quad (4.6)$$

式中 x_0 与 x_c 分别为无控结构工况和有控结构工况下的幅值或均方根值数据。可以判定,减震率为正,说明有减震效果;反之,则没有减震效果。

其中 RR_1 为加速度响应峰值减震率, RR_2 为加速度响应均方根值减震率。表 4.13 为装配自平衡惯容器框架结构加速度响应的减震率。 RR_3 和 RR_4 分别为层间

加速度响应峰值和均方根统计值的减震率。表 4.14 为装配自平衡惯容器框架结构加速度响应的减震率。

表 4.13 有控结构顶层加速度响应的减震率

输入	PGA (g)	FI		FIE20		FIE20-L	
		RR ₁	RR ₂	RR ₁	RR ₂	RR ₁	RR ₂
EL Centro 波	0.1	62%	82%	67%	82%	67%	80%
	0.3	99%	85%	64%	85%	62%	84%
	0.5	54%	83%	61%	85%	55%	84%
311 波	0.1	65%	74%	70%	79%	73%	78%
	0.3	88%	84%	76%	86%	75%	85%
	0.5	70%	81%	-	-	69%	81%
上海人工波	0.1	75%	84%	78%	84%	78%	84%
	0.3	67%	83%	80%	87%	78%	86%
	0.5	97%	82%	73%	87%	71%	86%

表 4.14 有控结构层间加速度响应的减震率

输入	PGA (g)	FI		FIE20		FIE20-L	
		RR ₃	RR ₄	RR ₃	RR ₄	RR ₃	RR ₄
EL Centro 波	0.1	46%	85.4%	55%	87%	62%	85%
	0.3	64%	86.4%	67%	88%	67%	87%
	0.5	49%	84.6%	52%	87%	49%	86%
311 波	0.1	82%	86.7%	78%	89%	82%	87%
	0.3	77%	89.8%	84%	92%	83%	91%
	0.5	73%	85.2%	-	-	76%	88%
上海人工波	0.1	78%	86.0%	80%	87%	77%	87%
	0.3	62%	83.2%	79%	88%	79%	87%
	0.5	57%	82.1%	75%	87%	73%	86%

注：工况 311-500-FIE20 数据采集异常，不进行分析讨论

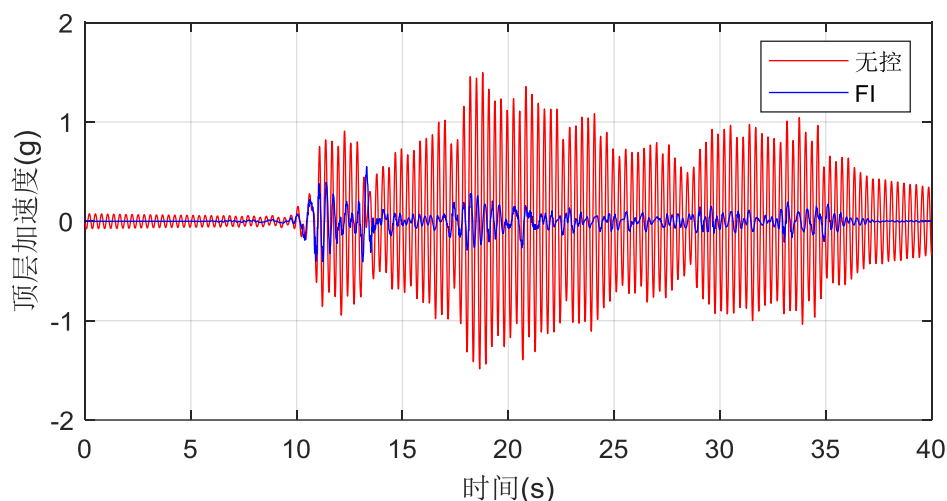
(1) 自平衡式自平衡惯容器控制效果与地震输入的强度有关。以 FIE20-L 为例，当地震波 PGA 从 0.1g 增加到 0.5g，EL Centro 波幅值减震率从 67% 降低到了 55%；311 波作用下，幅值减震率从 73% 降低到了 69%；上海人工波作用下，幅值减震率从 78% 降低到了 71%。

(2) 带拉索自平衡惯容器控制效果较好。FIE20-L 为模拟自平衡惯容器应用于带拉索应用中心耗能构件纯拉力系统。试验结果表明结构减震率基本均在 70% 以上。

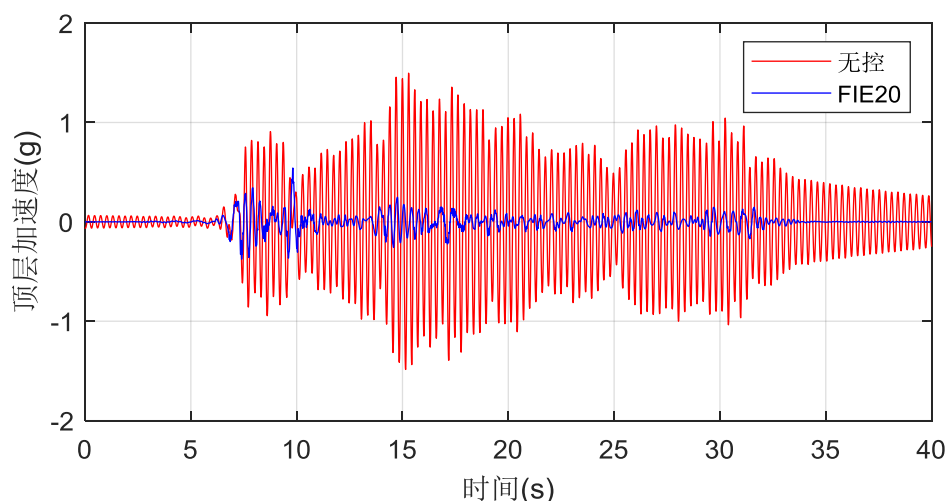
(2) 顶层加速度响应时程对比图

为了清楚地显示自平衡式惯容器对地震激励下有控结构的控制作用，以 EL Centro 波为例，绘制 FI、FIE20、FIE20-L 三种结构对应无控结构 F10 工况下结构顶层加速度响应的对比图如所示。

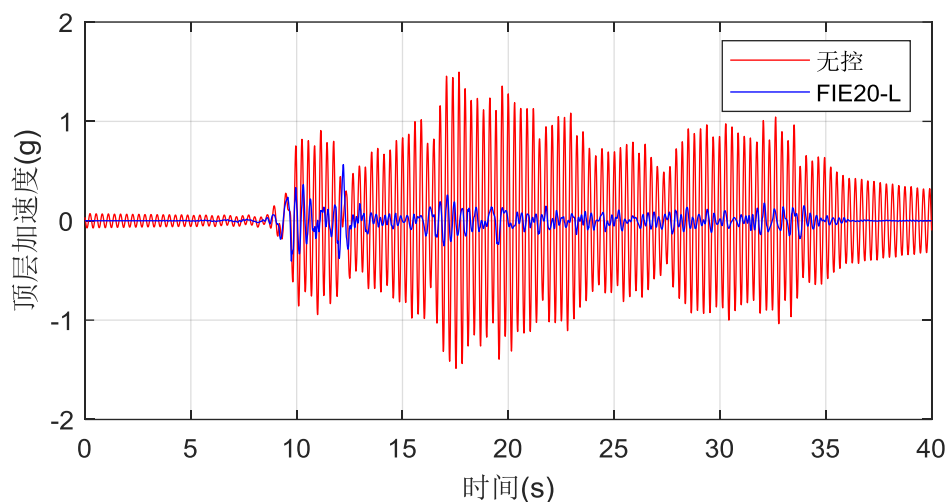
从图中可以看出；自平衡惯容器可以有效降低结构顶层位移响应，不仅对结构峰值有更好的控制效果，对波峰过后的振动衰减也有较好的控制效果。



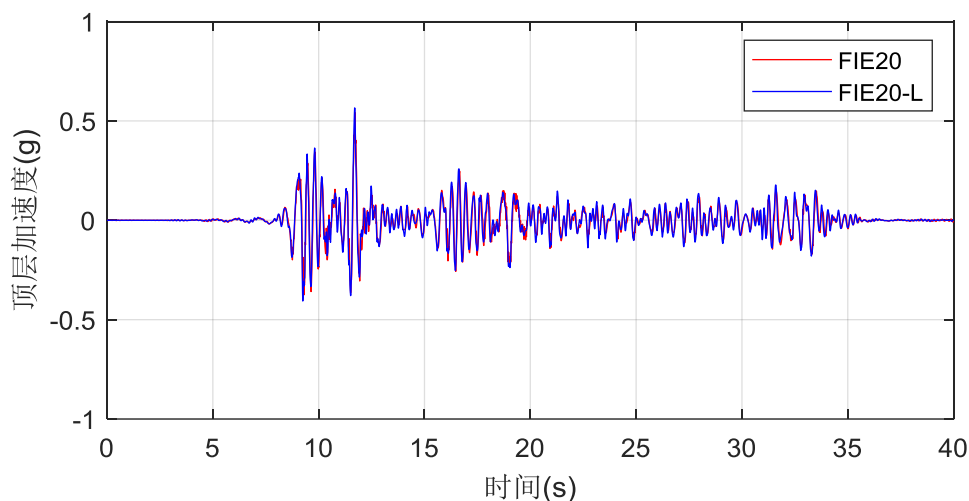
(a) 有惯容-无控结构加速度时程图



(b) 有控有约束-无控结构加速度时程图



(c) 有控无约束-无控结构加速度时程图



(d) 无约束-有约束结构加速度时程图

图 4.16 结构顶层加速度时程图 (EL Centro 波, 0.3g)

图 4.16 中还可以看出带拉索式自平衡惯容器对结构加速度同样也能起到很好的控制效果, 以后在自平衡惯容器工程应用又近了一步。

4.4.2.2. 位移响应

(1) 顶层位移响应减震率

同理, RR_5 为顶层位移响应峰值减震率, RR_6 为顶层位移响应均方根值减震率。表 4.15 为装配自平衡惯容器框架结构加速度响应的减震率。 RR_7 和 RR_8 分别为层间位移响应峰值和均方根统计值的减震率。表 4.16 为装配自平衡惯容器框架结构层间位移响应的减震率。

表 4.15 有控结构顶层位移响应的减震率

输入	PGA (g)	FI		FIE20		FIE20-L	
		RR ₅	RR ₆	RR ₅	RR ₆	RR ₅	RR ₆
EL Centro 波	0.1	37%	29%	35%	21%	40%	28%
	0.3	40%	41%	39%	34%	40%	34%
	0.5	39%	43%	39%	39%	38%	41%
311 波	0.1	41%	22%	9%	17%	9%	18%
	0.3	6%	26%	6%	28%	2%	29%
	0.5	-2%	22%	-	-	-8%	22%
上海人工波	0.1	28%	39%	32%	40%	34%	43%
	0.3	24%	45%	25%	46%	23%	42%
	0.5	22%	47%	23%	48%	18%	46%

表 4.16 有控结构层间位移响应的减震率

输入	PGA (g)	FI		FIE20		FIE20-L	
		RR ₇	RR ₈	RR ₇	RR ₈	RR ₇	RR ₈
EL Centro 波	0.1	40%	46%	40%	40%	32%	42%
	0.3	13%	55%	11%	50%	11%	49%
	0.5	18%	57%	20%	54%	18%	55%
311 波	0.1	31%	42%	27%	32%	24%	34%
	0.3	25%	46%	27%	46%	27%	47%
	0.5	26%	39%	-	-	26%	38%
上海人工波	0.1	61%	56%	64%	57%	62%	59%
	0.3	40%	60%	51%	62%	51%	58%
	0.5	39%	61%	49%	63%	51%	61%

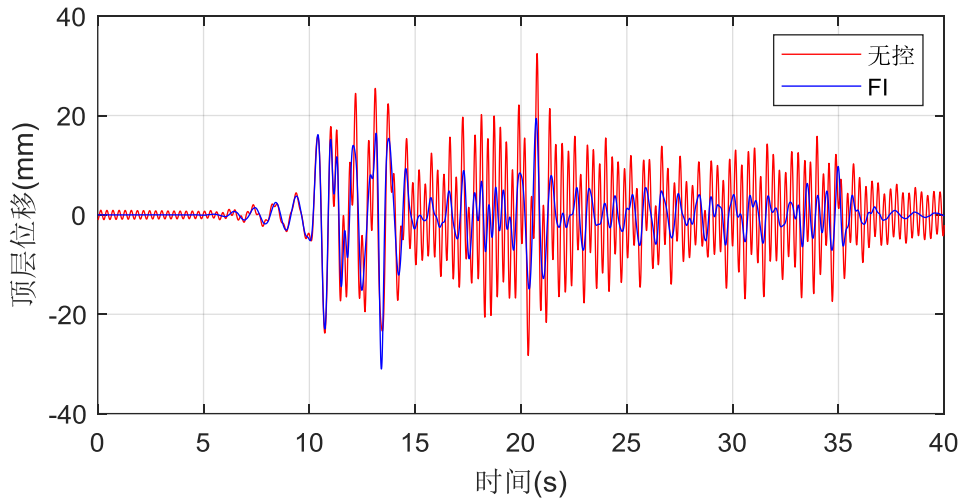
注：工况 311-500-FIE20 数据采集异常，不进行具体分析讨论

(1) 自平衡式惯容器对单层框架结构顶层位移均方根值的减震率与输入地震波的类型有关。El Centro 波和上海人工波作用于单层框架结构时，惯容器对结构顶部位移响应均方根值的控制最好，以 FIE20-L 为例，控制效果分别为 28%~41%和 43%~46%；311 波作用下，惯容器的减震率达到 18%~22%。

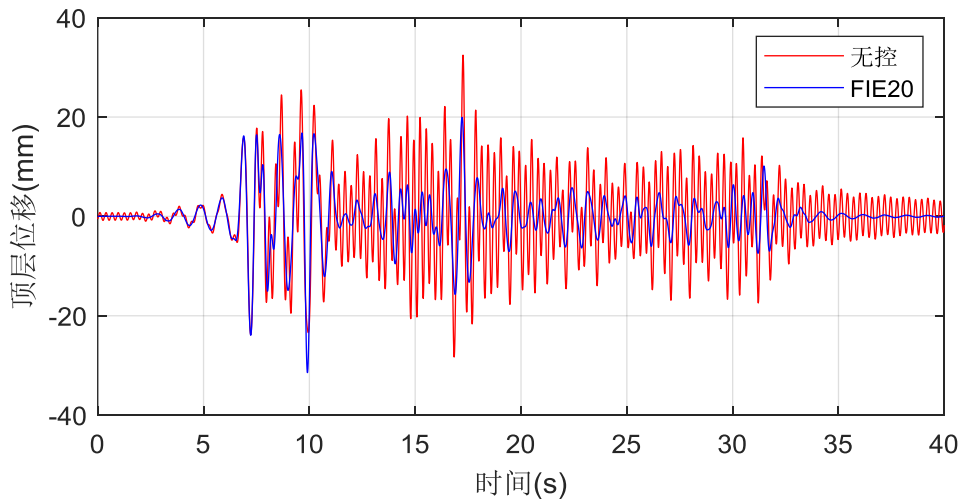
(2) 带拉索自平衡惯容器控制效果较好。FIE20-L 为模拟自平衡惯容器应用于带拉索应用中心耗能构件纯拉力系统。试验结果表明结构减震率基本均在 40%以上。

(2) 顶层位移响应时程对比图

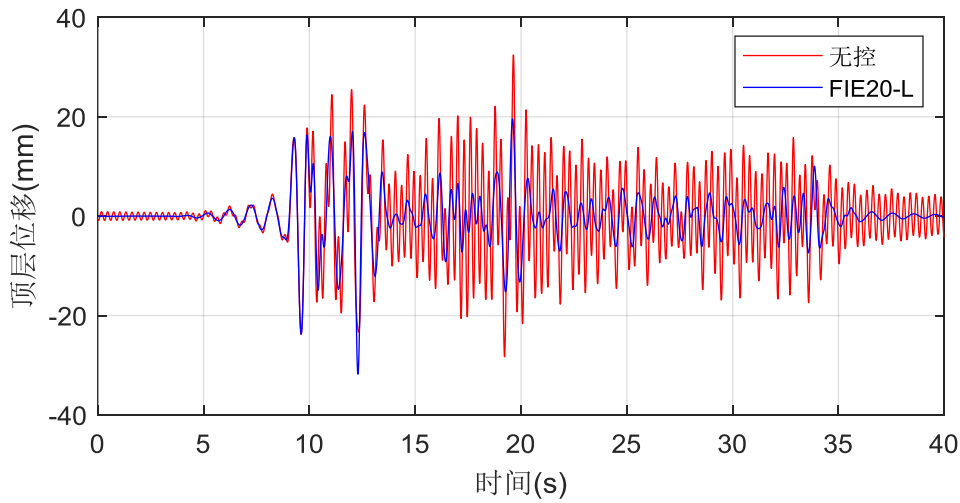
以 $PGA=0.3g$ 的 El Centro 波为例, 作出 FI、FIE20、FIE20-L 三种试验装置结构顶层位移响应的对比图, 从图 4.17 可以看出, 拉索式惯容系统惯容器可以有效降低结构顶层位移响应, 振动控制效果优异, 同时, 增加电涡流阻尼比, 不仅可以使位移响应峰值控制在较低水平基本, 还可以使波峰过后的结构振动快速衰减。



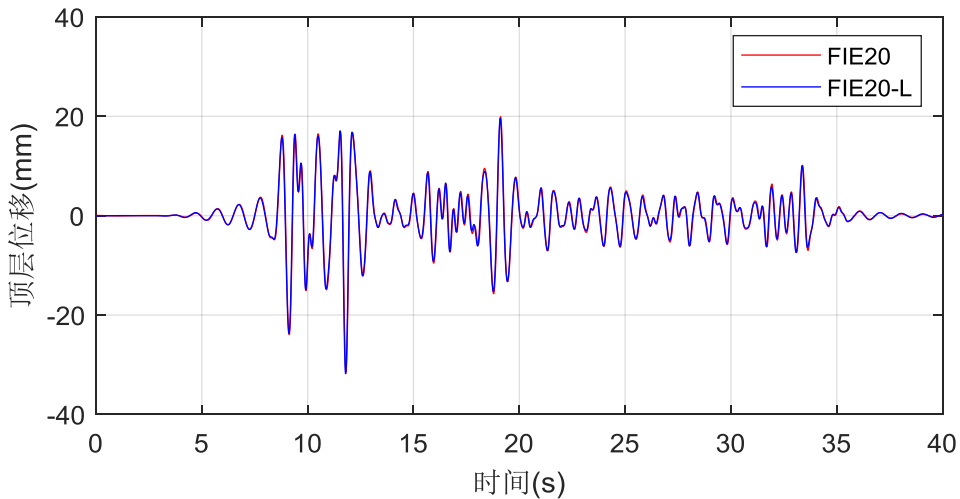
(a) 有惯容-无控结构加速度时程图



(b) 有控有约束-无控结构加速度时程图



(c) 有控无约束-无控结构加速度时程图



(d) 有控有约束-有控无约束结构加速度时程图

图 4.17 顶层位移时程图 (EL Centro 波, 0.3g)

同理，图 4.17 中还可以看出带拉索式自平衡惯容器对结构位移也能起到很好的控制效果，以后在自平衡惯容器工程应用又近了一步。

4.4.3. 地震动激励下有结构的动力特性

对有控结构地震动的响应进行频谱分析，对其顶层位移进行傅里叶变换，得到顶层委员傅里叶值反应频谱，典型频谱图如图 4.18，为了表达直观，对幅值进行归一化处理，结构在基频附近会有较大的幅值响应，可以获得结构的一阶频率。

同理，采用随机子空间法（SSID）识别该试验装置阻尼。白噪声扫频下，结构的阻尼识别结果较为稳定，频域分析结果和阻尼比识别结果如。

表 4.17 有控结构动力特性

序号	工况编号	频率(Hz)	平均值	阻尼比 (%)	平均值
1	WN-2-F10	3.245	3.260	0.818	0.797
2	WN-3-F10	3.352		0.756	
3	WN-4-F10	3.182		0.818	
4	WN-1-FI	1.285	1.264	3.8706	3.712
5	WN-2-FI	1.210		3.7662	
6	WN-3-FI	1.289		3.71	
7	WN-4-FI	1.271		3.5014	
8	WN-1-FIE20	1.281	1.272	4.2496	3.752
9	WN-2-FIE20	1.273		4.7771	
10	WN-3-FIE20	1.275		4.0311	
11	WN-4-FIE20	1.279		3.6832	
12	WN-5-FIE20	1.250		2.0169	
13	WN-1-FIE20-L	1.256	1.267	3.5459	3.602
14	WN-2-FIE20-L	1.263		3.6145	
15	WN-3-FIE20-L	1.267		3.2736	
16	WN-4-FIE20-L	1.277		3.8735	
17	WN-5-FIE20-L	1.272		3.7028	

由表 4.17 可知：

(1) 自平衡惯容器可有效降低结构基频，基频平均值由 3.26Hz 降低到了 1.264Hz，1.272Hz 和 1.267Hz，约降低了 61%。

(2) 随机子空间法识别阻尼的结果较为稳定，其中，无控结构阻尼比平均值为 0.797%，带惯容单元结构（FI）阻尼比平均值为 3.712%，带电涡流单元结构（FIE20）阻尼平均值为 3.752%，带拉索电涡流惯容单元结构（FIE20-L）阻尼比平均值 3.602%。

(3) 模拟中心纯拉力系统的带拉索式自平衡惯容器结构具有较好的降频

效果,结构频率 1.267Hz 与较稳定的有约束式自平衡惯容器结构频率 1.272Hz 相近。

(4) 惯容器中电涡流对阻尼比和频率影响较小,由于考虑到试验采用提供电涡流的磁场过小,所提供的阻尼相对于摩擦与惯容提供的阻尼小。

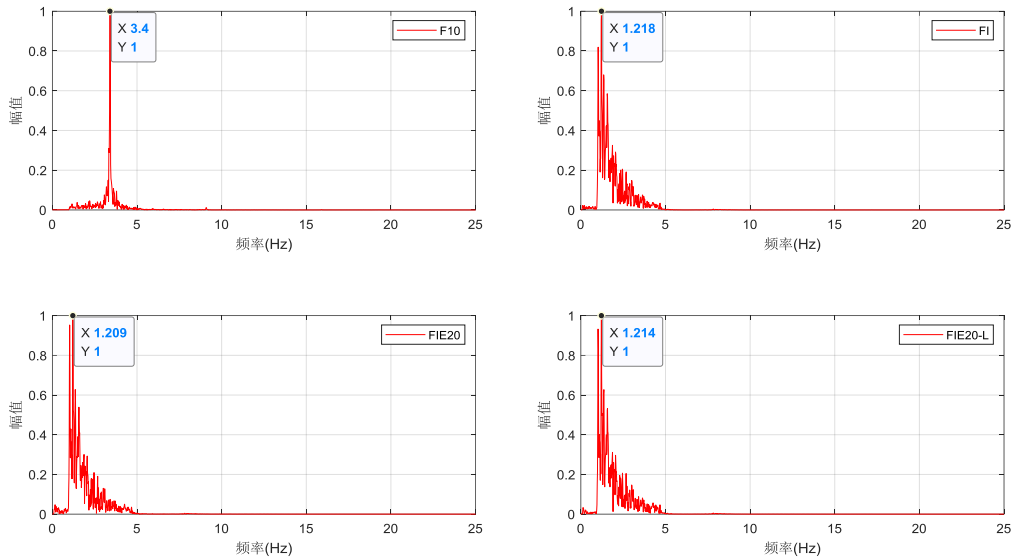


图 4.18 顶层加速度傅里叶值谱

作为参考,整理地震激励下结构的频域分析结果和阻尼比识别结果如表 4.18,可以看出,识别结果与白噪声结果相差不大。

表 4.18 地震激励结构顶层频谱结果

地震输入	PGA (g)	F10		FI		FIE20		FIE20-L	
		频率	阻尼比 (%)	频率	阻尼比 (%)	频率	阻尼比 (%)	频率	阻尼比 (%)
EL Centro	0.10g	3.400	0.690	1.169	2.610	1.191	2.260	1.204	2.871
	0.30g	3.392	0.106	1.185	2.602	1.215	2.729	1.214	2.662
	0.50g	3.321	0.161	1.220	2.612	1.219	2.634	1.188	1.777
311	0.10g	3.6437	0.19758	1.3776	2.277	1.2402	4.0955	1.2447	4.1492
	0.30g	3.3594	0.25911	1.2569	3.007	1.2177	2.9584	1.297	3.5781
	0.50g	3.327	0.202	1.288	3.370	-	-	1.345	3.467
Shanghai	0.10g	3.356	0.301	1.163	3.676	1.160	2.671	1.154	2.547
	0.30g	3.259	0.406	1.195	3.100	1.190	2.431	1.198	2.214
	0.50g	3.303	0.235	1.178	3.515	1.182	2.587	1.196	3.269

(1) 子空间法识别地震动激励下结构阻尼比和频率相对较为稳定，无控结构阻尼比平均值为 0.284%，结构频率 3.484Hz。

(2) 地震动激励下，自平衡惯容器对结构的控制效果较好。带惯容时，结构的频率为 1.226Hz，降低了 63.7%，阻尼比均值为 2.974%。装配自平衡惯容器结构的频率为 1.202Hz，降低了 65.5%，阻尼比均值为 2.796%。运用到拉索结构中结构的频率为 1.227Hz，降低了 64.8%，阻尼比均值为 2.948%。

4.5. 自平衡惯容器的力学模型及数值模拟

第三章中对惯容器各参数进行分析计算，且在第四章对装配自平衡惯容器的单层框架结构进行了振动台试验研究其工程实用性与有效性分析，本章将进一步分析试验数据，通过第三章第四章试验所确定的结构参数，对加速度时程曲线与位移曲线进行数值模拟，验证第二章理论力学模型的正确性。

4.5.1. 数值模拟参数选择

结合第三章中对摩擦力类型的分析，粘滞阻尼与干摩擦混合的力学模型更为符合，则装配有约束自平衡惯容器单自由度无约束度结构的运动学方程为如下形式：

$$\begin{cases} M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + ku(t) + F_f = F(t) \\ M = m + b \\ C = c + c_d + c_f \end{cases} \quad (4.7)$$

同理，上式的带拉索式自平衡惯容器单自由度体系结构的运动学方程为：

$$\begin{cases} M\ddot{u}(t) + \dot{u}(t) + ku(t) + F_f \cos \beta = F(t) \\ M = m + b \cos^2 \beta \\ C = (c + (c_d + c_f) \cos^2 \beta) \end{cases} \quad (4.8)$$

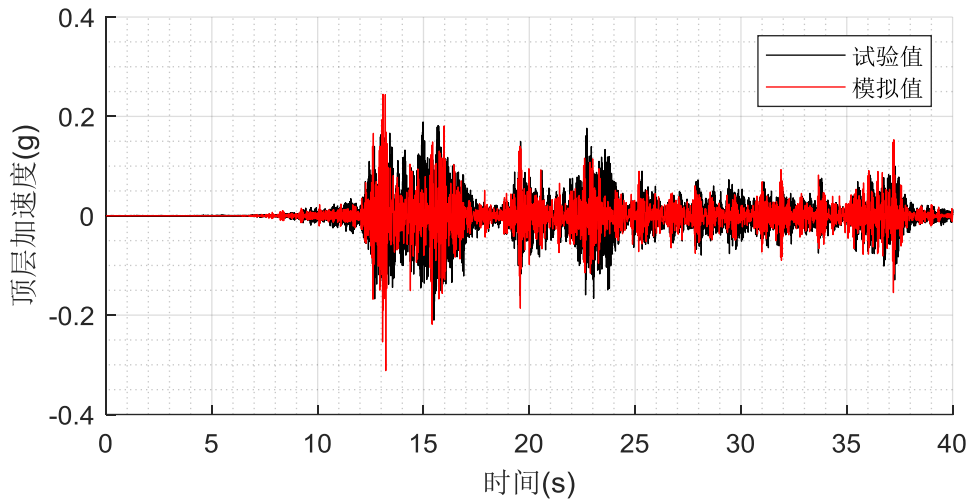
表 4.19 数值模拟各工况参数

装置	总质量 M (kg)	阻尼比 (%)	结构频率 (Hz)	阻尼系数 (N·m)	惯容器摩擦(N)
F10	55.369	0.797	3.26	18.07808641	0
FI	73.6386	3.712	1.264	111.9801249	12.697
FIE20	80.2661	3.752	1.272	123.3736599	16.883
FIE20-L	79.9051	3.602	1.267	117.9086493	11.8218

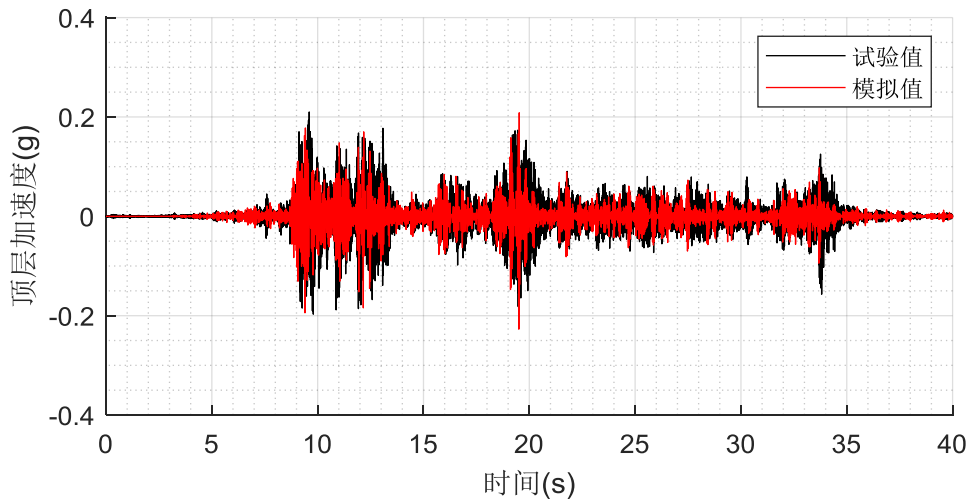
为了验证非线性力学模型的可行性与合理性,选择第 3 章和第 4 章中试验设计的各个参数作为数值模拟的参数,空框架抗侧刚度 $k = 2.477N/m$, 其余各参数整理如表 4.19 所示。

4.5.2. 各工况数值模拟结果

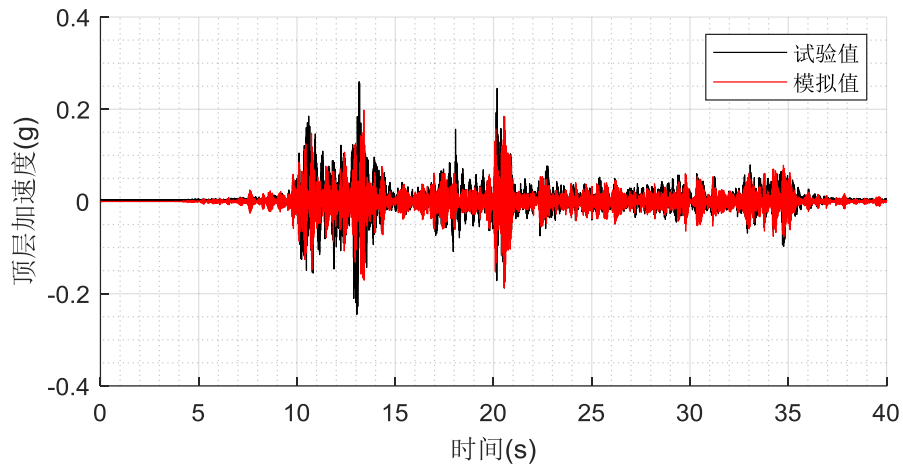
根据确定的各工况的具体参数,及 MATLAB 中根据数学模型建立的模型进行对比,绘制 PGA=300gal 时 EL Centro 和 311 地震激励下结构顶层加速度反应曲线与试验曲线进行对比图,如图 4.19 和图 4.20 所示。



(a) 工况 EL-300-FI

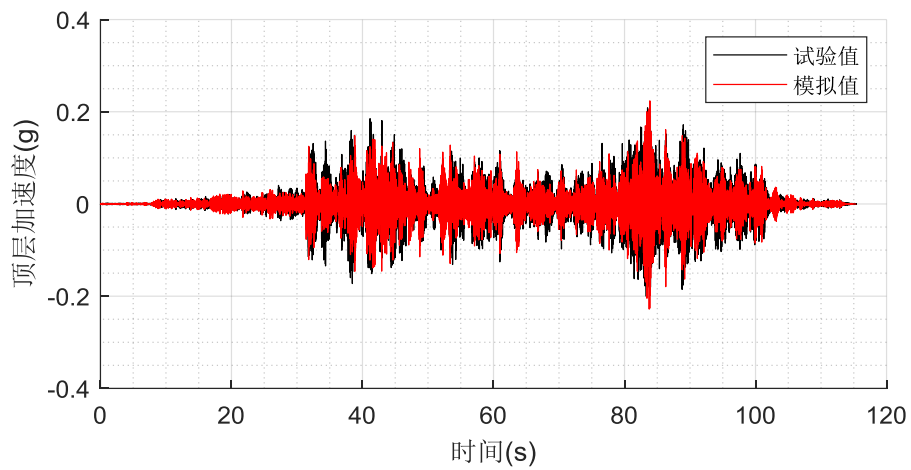


(b) 工况 EL-300-FIE

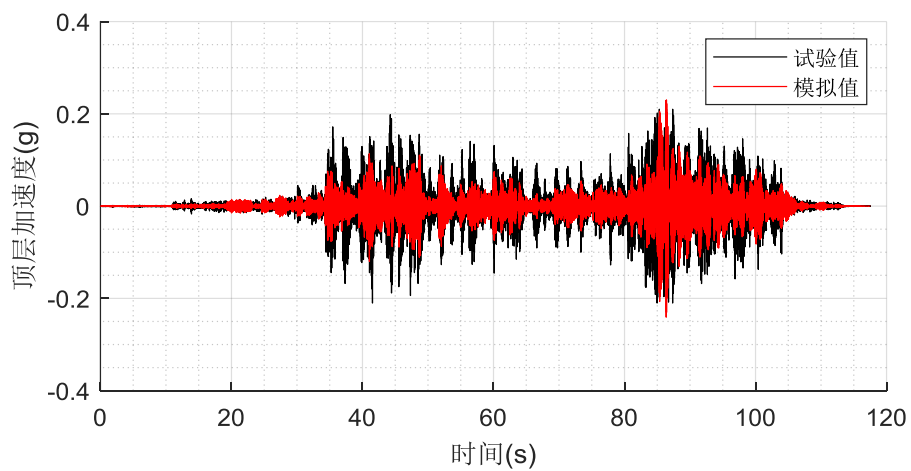


(c) 工况 EL-300-FIE20-L

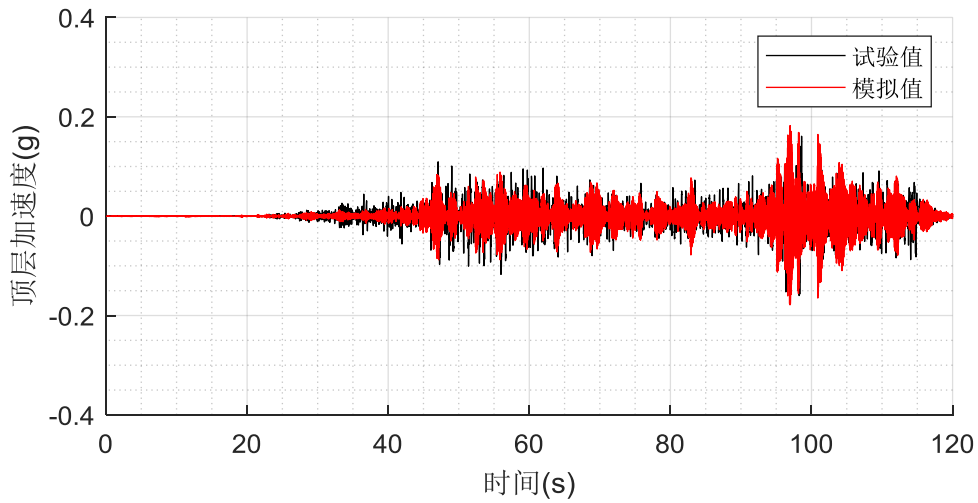
图 4.19 EL Centro 波结构加速度反应数值模拟与试验结果对比



(a) 工况 311-300-FI



(b) 工况 311-300-FIE20



(c) 工况 311-300-FIE20-L

图 4.20 311 波结构加速度反应数值模拟与试验结果对比

根据上述对比图可知，使用非线性力学模型对实验结果的拟合效果良好。可以观察到部分加速度图曲线有毛刺，拉索刚度过大会导致在数值计算中产生不稳定。

为了定量分析非线性力学模型的合理性与可行性，分析各工况下结构加速度响应和位移响应的幅值和均方根值，计算结果如下表 4.20 所示。从表中可知，试验值模拟值相对差异较小，使用非线性力学模型对实验结果的拟合效果良好。

表 4.20 加速度响应的模拟值与试验值对比（单位：g）

波形		EL Centro 波			311 波		
工况	指标	试验值	模拟值	相对差异	试验值	模拟值	相对差异
FI	幅值	0.2445	0.1888	29.47%	0.2237	0.2086	7.25%
	均方根值	0.0243	0.0217	12.18%	0.0283	0.0241	17.23%
FIE20	幅值	0.2084	0.2100	0.75%	0.2302	0.21	-9.62%
	均方根值	0.0232	0.0236	1.81%	0.0256	0.026	1.31%
FIE20-L	幅值	0.1982	0.2598	23.73%	0.1824	0.1954	6.67%
	均方根值	0.0238	0.0227	-4.81%	0.0227	0.0251	9.58%

4.6. 本章小结

为研究自平衡惯容器的减震效果，实际工程的应用性以及和后续研究理论模

型的准确性,探讨惯容效应,电涡流效应等对惯容器实际使用性能的影响,研究其自平衡性能,进行装配自平衡惯容器单层框架振动台试验。并通过第3章实验结果对第2章的模型进行了修正,同时根据前述试验中确定的试验参数进行地震波下工况的数值模拟进一步验证模型的合理性。本章介绍了拉索式惯容系统惯容器的试验模型,试验设计和试验方案,并得到如下结论:

(1) 装配自平衡惯容器结构基本线性工作。当简谐波输入激励幅值范围为0.150g~0.3g时,有约束自平衡惯容器结构工作基本处于线性区间;而在简谐波输入激励幅值范围为0.1g~0.20g时,有约束自平衡惯容器基本线性工作。

(2) 自平衡惯容器的减震效果良好。从时域上来看,自平衡惯容器可有效控制结构顶层加速度响应和位移响应,不仅可以降低结构响应的峰值,还可以使结构波峰过后更快的衰减。从频域来看,自平衡惯容器使结构基频从3.303Hz降低到1.2Hz左右,较明显的降低了结构的基频。

(3) 自平衡式惯容器对单层框架结构顶层位移均方根值的减震率与输入地震波的类型有关。相对来讲,El Centro波和上海人工波作用于单层框架结构时,惯容器对结构顶部位移响应均方根值的控制最好,311波稍差。以FIE20-L为例,控制效果分别为28%~41%和43%~46%;能量集中在低频的311波作用下,惯容器的减震率约18%~22%。

(4) 自平衡式自平衡惯容器控制效果与地震输入的强度有关。随地震波强度增加,自平衡惯容器的减震效果降低。以FIE20-L为例,当地震波PGA从0.1g增加到0.5g,EL Centro波幅值减震率从67%降低到了55%;311波作用下,幅值减震率从73%降低到了69%;上海人工波作用下,幅值减震率从78%降低到了71%。

(5) 带拉索自平衡惯容器控制效果较好。FIE20-L为模拟自平衡惯容器应用于带拉索应用中心耗能构件纯拉力系统。试验结果表明结构加速度减震率基本均在70%以上,结构位移减震率基本均在40%以上。

(6) 在地震动激励下惯容器对结构控制效果较好。在地震动激励下识别结果较也为稳定,带惯容时结构频率降低了63.7%,装配自平衡惯容器结构的频率降低了65.5%,运用到拉索结构中结构的频率降低了64.8%。

(7) 数值模拟结果良好,非线性力学模型较为合理。在日本311地震波记录和EL Centro波的激励下,从加速度时程曲线对比图和理论误差定量分析都可以得出结论,单层框架结构的力学模型模拟效果较好,贴合实验结果。

综上,自平衡惯容器的减震效果良好,在实际地震激励中也可以更好释放自平衡性能的带拉索式自平衡惯容器减震效果良好,为以后工程应用并更早的应用于中心耗能纯拉力系统保障了可行性。

第5章 结论与展望

5.1. 结论

本文针对电涡流惯容器和中心消能构件纯拉力系统现状,提出了一种新型的自平衡式自平衡惯容器。从其参数和自平衡要求角度,介绍了该惯容器的基本构造和工作原理,提出了惯容器的物理模型和装配惯容器的单自由度体系的物理模型。为了验证其运动方程合理性、摩擦性能、非自平衡性对装置力学特性的影响,及其表观质量等参数的测量,进行了有无惯容器、有无电涡流及不同转动惯量差值的自平衡惯容器的简谐振动试验,试验结果验证了将摩擦视为粘滞阻尼与常摩擦共同作用的物理模型的合理性。同时为了更好地验证其耗能性能进行了带惯容器的单自由度体系的振动台试验,建立该体系的力学模型,对其减震性能进行了验证,并对已有参数及模型进行地震激励下进行数值模拟,对比数值模拟结果和振动台试验结果,证明了力学模型的合理性与可行性。

本文的主要工作及结论如下:

(1) 本文根据传统丝杠类惯容器的局限性及中心拉索消能构件要求等以往的研究成果提出了一种新型具有非接触阻尼机制的自平衡惯容器,通过对此正反牙梯形丝杠旋转式自平衡惯容器进行受力分析,利用正反牙梯形丝杠两端螺距相同,方向相反原理,经过转动方向上力学分析,证明惯容器在工作过程中转动方向上能够实现力矩平衡,无需定子就能实现自平衡。同时通过轴向分析,确定惯容器的工作机理及反牙丝杠的转动惯量与电涡流阻尼放大系数,并建立惯容器两端轴向力学方程。提出装配自平衡惯容器的有无拉索两种模型单自由度力学模型。

(2) 本文对自平衡惯容器进行了伺服简谐振动试验。通过试验要求与试验条件设计试验装置模型,试验包括设计丝杠两端有约束与无约束自平衡性能试验,有无电涡流惯容器性能试验,电涡流不同气隙下惯容器性能试验,不同转动惯量差自平衡性能试验。首先根据试验目的提出试验思路和试验具体工况,通过对时程曲线分析考虑非线性因素对自平衡惯容器带来影响,并验证了力学模型,利用低频摩擦下质量与惯容效应很小测量各装置下干摩擦力的大小。接下来,通过对无电涡流装置惯容效应分析,测量此时摩擦阻尼大小,并识别不同频率下表观质量,与理论值对比验证非线性模型的正确性。然后根据模型及试验结果及已知摩擦力大小识别不同电涡流气隙下各装置的表观质量及电涡流阻尼系数,定性判断

了电涡流阻尼系数随气隙减小而增大。最后通过对不同转动惯量差的惯容器进行参数识别,对比各装置下阻尼系数与自平衡阻尼装置阻尼系数作对比,探究非自平衡性对装置耗能性能的影响,试验表明当转动惯量相差较大时对耗能性能影响较大,会降低惯容器的耗能能力,故对惯容器实际使用过程提出了较高的要求。并对试验所得表观质量,摩擦效应及阻尼系数等参数结果通过已经建立的力学模型进行模拟,模拟结果较好,验证了输出力学模型的正确性。

(3) 本文进行了装配自平衡惯容器的单层钢框架振动台试验。通过试验探讨了惯容效应,电涡流效应等因素对惯容器实际使用效果的影响,研究其自平衡性能。试验表明自平衡惯容器的减震效果良好。从时域上来看,自平衡惯容器可有效控制结构顶层加速度响应和位移响应,不仅可以降低结构响应的峰值,还可以使结构波峰过后更快的衰减,通过顶层加速度位移减震率,顶层加速度位移相对减震率的指标定量分析惯容器减震效果较好。从频域来看,自平衡惯容器使结构基频从 3.303Hz 降低到 1.2Hz 左右,较明显的降低了结构的基频。

(4) 振动台试验结果表明自平衡式惯容器对单层框架结构顶层位移均方根值的减震效果与输入地震波的类型和地震输入的强度有关。相对来讲,El Centro 波和上海人工波作用于单层框架结构时,惯容器对结构顶部位移响应均方根值的控制最好,311 波稍差。自平衡式自平衡惯容器控制效果与地震输入的强度有关。随地震波强度增加,自平衡惯容器的减震效果降低。试验结果表明带拉索自平衡惯容器控制效果较好。工况 FIE20-L 为为模拟自平衡惯容器应用于带拉索应用中心耗能构件纯拉力系统。试验结果表明结构加速度减震率基本均在 70% 以上,结构位移减震率基本均在 40% 以上,对将来实际工程应用具有重要意义。

(5) 数值模拟结果良好,非线性力学模型较为合理。通过在日本 311 地震波记录和 EL Centro 波的激励下建立的结构模型进行响应分析,绘制各工况加速度时程曲线对比图,并通过幅值与均方根值定量分析试验值与理论值加速度响应误差得出结论,单层框架结构的力学模型模拟效果较好,贴合试验结果。

5.2. 展望

本文所提出的新型自平衡惯容器经过试验与理论验证具有较好的耗能性能和自平衡性能,且在中心拉索结构中也可以得到较好的应用,文章所研究的惯容器属于工程结构耗能减震技术领域,具有很好的工程价值,同时,此丝杆惯容器不仅可以应用在建筑抗震,也可以运用在航空、军工、汽车等领域。由于时间关系,较多时间用于试验装置设计,也遇到了一系列需要探讨的问题和需要继续深入探究价值如下:

(1) 简谐振动试验装置有待改进。首先试验过程中通过观察丝杆是否有转动查看自平衡惯容器的自平衡性能是否良好,观察到两盘表观质量差 40% 时已无明显转动,进而试验只进行到两盘转动惯量差 20%,但后续试验结果分析中发现相差 20% 时对惯容器耗能性能也影响较大,后续应考虑安装设计转角传感器测量实际转动角度及实验中可能会发生的不良因素。其次,试验处理发现摩擦带来的粘滞阻尼在装置中占比较大且具有不稳定性,所以有无电涡流对结构耗能影响不能很好地体现出来,后续应考虑对更大的惯容器装置进行分析且优化摩擦力模型。最后,试验处理后得到的摩擦阻尼并不稳定,考虑到是由于试验过程中润滑油不均匀性带来影响,且装置连接装置使其不能在较高频率中进行使用,因而应考虑除顶头螺栓外其他的连接方式。

(2) 单自由度体系有待改进。振动台试验中所采用的的单自由度体系结构,在试验过程中发现顶层加速度与位移反应较小,除框架装置尺寸较小的问题外,结构的质量 m 也应一定程度提高,扩大结构反应,更好地体现惯容器的控制效果。其次,试验结果处理发现,电涡流效应较小,除摩擦占比较大原因外,电涡流效应较小,后续装置改进中应考虑增加磁铁磁性和导体盘磁体盘在装置中尺寸占比。且为了更好地应用到为了建筑结构,应进行多层多无约束度试验,若条件允许考虑进行跨层连接方式时安装方式的足尺试验。

(3) 传感器采集系统可以更好地改进。试验所用位移采集系统为拉线位移传感器,实验处理时发现高频时由于拉线位移传感器的不敏感性有小幅度的相位差,在后续高频试验中装置应考虑采用灵敏度较高的传感器和采集系统。

(4) 由于该惯容器的研究还处于初级研发阶段,具体构造还有待进一步深化,对于工程中的大吨位惯容器,转子的支承方式,永磁体如何有约束、导体板与滚轴是用焊接还是螺栓连接等,这些都值得考虑。此外,工程中的电涡流惯容器往往是低频的,高速运转下的电涡流惯容器的趋肤效应、集肤效应、热损耗等非线性研究该怎么考虑。

致谢

原以为准备好毕业，走到写这份研究生三年总结的时刻是充满欣喜的，起笔的一刻，最后一个学生阶段的陈年旧事如梦境般复涌上来。年日易损，昨日还在本科毕业晚会上跟一群意气的姑娘少年调侃自己还有三年肆意的学生时光，今日已经要准备自己的论文工作以及踏入社会前的最后一段旅行。存在先于本质，庆幸自己学生时代有父母亲朋的支持，让自己有机会成为一个正心诚意，体验丰富的大写的人。

经师易得，人师难求，桃李不言，下自成蹊。硕士三年，致敬并感恩遇到的每一位优秀教师。特别感谢我的导师薛松涛老师，薛老师名扬中外却又平易近人，治学严谨又爱谈笑风生，会教我们遵规守矩，又会带我们挖掘生活的乐趣，品尝人生的滋味，谢谢您在我研究生阶段给予了我前往日本东北大学参与樱花计划交流学习的机会，薛老师由内而外散发的人格魅力，是我平凡生活中难遇的卓越，让人仰望。亦感谢副导师谢丽宇老师，谢老师博闻强识，经多见广，谢谢您在繁忙教学中，抽出时间给予我论文耐心反馈和引导帮助，让我更为严谨细致，工作之外的谢老师，清茶谈话，运动一流，细心地关心着教研室每个人的学习生活。也要感谢同研究室的唐和生老师，唐老师在学术上认真严谨，雷厉风行的态度令我深感敬佩也受益良多。

学贵得师，亦贵得友。感谢李大伟师兄在我初入研究室对我的照顾和振动台试验给予的指导，感谢宋琛琛师兄和白杰师兄在我就业迷茫时对我的鼓励与帮助，感谢与张力师兄、张昕宇师兄，郑学胜师兄一起的试验时光，感谢徐康乾师兄每次试验前后热心帮我搬上搬下试验装置，感谢与仝运佳师姐，林庄慧师姐共度的研究室和春游的欢乐时光。感谢杨朋超师兄，凌塑奇师兄，张睿师兄和陈实师兄，几位师兄对学习生活的认真态度让我印象深刻。

更要感谢班鑫磊师姐，郭雪媛师姐和陈依珂师姐对我像姐姐一样的照顾，生活上的开心与不开心，工作学习上的顺利与不顺利都有你们陪我一起，是你们让我对研究室无比的依赖，也是你们让我越来越感受到研究室大家庭和小姐妹团有多美好。感谢我的同门管帅，陈子旻，赵涛涛和王云骞，从求学期间的并肩战斗，到求职季毕业季的风雨同舟，让我更加珍惜温柔善良的你们。

特别感谢康建飞师弟，在我试验力不从心时对我的倾力相助，在我论文没有头绪时给我的诸多建议，以及大小事情上对我的鼓励。感谢贴心的吴雅琴师妹给我的正能量，感谢洒脱的杨虎师弟带来的欢乐，感谢濮昱师弟陪我一起完成各个任务，感谢龚玲师妹、曹跃辉师弟帮助我试验顺利进行，同时还要感谢曾璟

琳师妹、陈豪师弟、冉凌霄师妹，希望你们会继续努力让这个研究室充满活力与欢乐。感谢李宪之师兄、谢雅娟师姐、姜康师弟、郑志泉师弟、郭泰昆师弟、黎思维师妹，与你们的相处虽然短暂却也珍贵而快乐。

同时感谢聂利娟、逢凯华、许玮滢，张少华和王楠在我论文写作期间给予我的殷切鼓励，感谢赖道光 and 谢沐玄给我的精神陪伴；感谢所有研究生三年期间给予过我帮助支持的师友们，感谢相遇，认识你们是我最大的财富。

最想感谢的是我的父母，我的弟弟妹妹，还有陪我长大成熟而稳重的堂姐。疫情期间，支持鼓励我的是我的父母，辛苦工作之余还会照顾我们姐弟三人的情绪，桌边出现的水杯，转头收拾过的床面，小小又满满的关心与爱意是我前进的动力。感谢我的弟弟妹妹让我生活变得更加丰富而有趣，让我更加成熟有担当。感谢一直以来陪我成长且走在我前面的堂姐，总会在我最为难最为难时候为我指明方向。

也会有遗憾，二十一世纪二零年代的第一个夏天，我毕业了，但是没有毕业照，没有散伙饭，没有学士服，也没有来得及跟很多朋友说再见。但是我会一直记得这个连接寒假的暑假，记得这年医务人员逆行的背影，记得这个不一样的五月。

满目山河，明天还要赶很远的路。前方道路是未知的，但更是迷人的，希望“一生温暖纯良，不舍爱与自由”，希望“你我归来仍少年”。

薛智奇

2020年6月8日于土木工程学院 B506

参考文献

- [1] 胡聿贤. 地震工程学. 北京: 第二版. 地震出版社, 2006
- [2] 蔡金兰. 浅谈建筑中抗震设计理念的发展. 价值工程, 2010(23): 88
- [3] Yao James T. P. Concept of Structural Control. *Asce Journal of the Structural Division*, 1972, Vol.98(7): 1567-1574
- [4] 周福霖. 工程结构减震控制. 北京: 地震出版社, 1997
- [5] 唐家祥, 刘再华. 建筑结构基础隔震. 广州: 华中理工大学出版社, 1993
- [6] Soong T. T., Spencer B. F. Active Structural Control: Theory and Practice. *Journal of Engineering Mechanics*, 1990, Vol.118(6): 1282-1285
- [7] 陈政清, 汪志昊. 基于能量回收的土木工程结构振动控制. *建筑科学与工程学报*, 2009(2): 13-18
- [8] Housner G. W., Bergman L. A., Caughey T. K., Chassiakos A. G., Yao J. T. P. Structural Control: Past, Present, and Future. *Journal of Engineering Mechanics*, 1997, Vol.123(9)
- [9] Chang K. C., Soong T. T., Oh S. T., Lai M. L. Seismic Behavior of Steel Frame with Added Viscoelastic Dampers. *Journal of Structural Engineering Asce*, 1995, Vol.121(10): 1418-1426
- [10] Ji Xiaodong, Hikino Tsuyoshi, Kasai Kazuhiko, Nakashima Masayoshi. Damping identification of a full-scale passively controlled five-story steel building structure. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2013, Vol.42(2): 277-295
- [11] Kasai Kazuhiko, Mita Akira, Kitamura Haruyuki, Matsuda Kazuhiro, Morgan Troy A., Taylor Andrew W. Performance of Seismic Protection Technologies during the 2011 Tohoku-Okai Earthquake. *Earthquake Spectra*, 2013, Vol.29(S1): S265-S293
- [12] Kasai Kazuhiko, Mita Akira. Full scale shake table tests of 5-story steel building structure with various dampers. *Proceedings of the 9th US National and 10th Canadian Conference on Earthquake Engineering*, 2010
- [13] Chang K. C., Tsai M. H., Lai M. L. Shaking table study of a 2/5 scale steel frame with new viscoelastic dampers. *Structural Engineering & Mechanics*, 2001, Vol.11(3): 273-286
- [14] Cao M. Study on a real 8F steel building with oil damper damaged during the 2011 Great East Japan Earthquake. *15th World Conference on Earthquake Engineering Lisbon. Portugal*, 2012, e2051

- [15] Smith M. C. Synthesis of mechanical networks: The inerter., 2003
- [16] Pan Chao, Zhang Ruifu, Luo Hao, Li Chao, Shen Hua. Demand-based optimal design of oscillator with parallel-layout viscous inerter damper. *Structural Control & Health Monitoring*, 2017: e2051
- [17] Wang F. C., Su W. J. Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control. *Vehicle system Dynamics*, 2008, Vol.46(7): 575-595
- [18] Korea. *Journal of Asian architecture and building engineering*. Architectural Institute Of Japan, 2016, Vol.15(2): 303-310
- [19] Cao M., Xie L. Y., Tang H. S., Naoki, Funaki, Xue S. T. Performance Study of an 8-story Steel Building Equipped with Oil Damper Damaged During the 2011 Great East Japan EarthquakePart 2: Novel Retrofit Strategy. *Journal of Asian Architecture & Building Engineering*, 2016
- [20] Xie Liyu, Cao Miao, Funaki Naoki, Tang Hesheng, Xue Songtao. Performance Study of an Eight-story Steel Building Equipped with Oil Dampers Damaged During the 2011 Great East Japan Earthquake Part 1: Structural Identification and Damage Reasoning. *Journal of Asian Architecture & Building Engineering*, 2015, Vol.14(1): 181-188
- [21] JSSI. Report of response-controlled buildings. Japan Society of Seismic Isolation (JSSI) Investigation Committee. Tokyo, Japan, 2012
- [22] 陈政清, 黄智文. 一种板式电涡流惯容器的有限元模拟及试验分析. *合肥工业大学学报: 自然科学版*, 2016, Vol.39(4): 499-502
- [23] 张昕宇. 自平衡式电涡流惯容系统的设计及实验研究: [硕士学位论文]: 同济大学, 2018
- [24] 聂佳梅, 张孝良, 江浩斌, 陈龙. 惯容器模型结构探索. *机械设计与研究*, 2012, Vol.28(1): 29-32
- [25] 陈龙, 张孝良, 江浩斌, 汪若尘. 基于机电系统相似性理论的蓄能悬架系统. *中国机械工程*, 2009(10): 117-120
- [26] Wang F. C., Hong M. F., Belvin W. K., Lin T. C. Designing and testing a hydraulic inerter. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 2011
- [27] 李川, 邓菊丽, 王时龙, 张贤明, 董渝涛. 螺旋飞轮运动转换系统的机电比拟设计理论研究. *机械工程学报*, 2010, Vol.046(003): 103-108
- [28] Li C., Peng J., Wang S. H., Wang Y. X., Jiao Z. J. Design of Novel Hydraulic Flywheels for Vehicle Suspensions. *Journal of Computational & Theoretical Nanoscience*, 2011, Vol.4(4-5):

1586-1590

- [29] 谭德昕, 刘献栋, 单颖春. 惯容器在车辆减振系统中的应用研究综述%Review on the Inerter and Its Applications in Vehicle Damping System. 汽车工程学报, 2011, Vol.001(5): 342-347
- [30] Saito Kenji, Kurita Satoshi, Inoue Norio. OPTIMUM RESPONSE CONTROL OF 1-DOF SYSTEM USING LINEAR VISCOUS DAMPER WITH INERTIAL MASS AND ITS KELVIN-TYPE MODELING. Journal of Structural Engineering B, 2007, Vol.53: 53-66
- [31] Ikago Kohju, Saito Kenji, Inoue Norio. Seismic control of single-degree-of-freedom structure using tuned viscous mass damper. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2012, Vol.41(3): 453-474
- [32] Saito K., Sugimura Y., Nakaminami S. Vibration tests of 1-story response control system using inertial mass and optimized soft spring and viscous element. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2008
- [33] Ikago Kohju, Sugimura Yoshifumi, Saito Kenji, Inoue Norio. Modal Response Characteristics of a Multiple-Degree-Of-Freedom Structure Incorporated with Tuned Viscous Mass Dampers. Journal of Asian Architecture & Building Engineering, 2012, Vol.11(2): 375-382
- [34] Luo Hao, Zhang Ruifu, Weng Dagen. Mitigation of liquid sloshing in storage tanks by using a hybrid control method. Soil Dynamics & Earthquake Engineering, 2016, Vol.90: 183-195
- [35] Pan Chao, Zhang Ruifu, Luo Hao, Li Chao, Shen Hua. Demand-based optimal design of oscillator with parallel-layout viscous inerter damper. Structural Control & Health Monitoring, 2017: e2051
- [36] Pan Chao, Zhang Ruifu. Design of structure with inerter system based on stochastic response mitigation ratio. Structural Control & Health Monitoring, 2018, Vol.25(6): e2161-e2169
- [37] Ebrahimi M., Whalley R. Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives. Computers & Industrial Engineering, 2000, Vol.38(1): 93-105
- [38] 潘超, 张瑞甫, 王超, 逯静洲. 单自由度无约束度混联 II 型惯容减震体系的随机地震响应与参数设计. 工程力学, 2019, Vol.36(01): 129-137
- [39] Kienholz David A., Pendleton Scott C., Richards Kenneth E., Morgenthaler Daniel R. Demonstration of solar array vibration suppression., 1994
- [40] Larose G. L., Larsen A., Svensson E. Modelling of tuned mass dampers for wind-tunnel tests on a full-bridge aeroelastic model. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics,

- 1995, Vol.54: 427-437
- [41] Okada Y., Matsuda K., Hashitani H. Self-sensing active vibration control using the moving-coil-type actuator. *Journal of vibration and acoustics*, 1995, Vol.117(4): 411-415
- [42] Mizuno T., Bleuler H. Self-sensing magnetic bearing control system design using the geometric approach. *Control Engineering Practice*, 1995, Vol.3(7): 925-932
- [43] Mizuno Takeshi, Ishii Toshihiro, Araki Kenji. Self-sensing magnetic suspension using hysteresis amplifiers. *Control Engineering Practice*, 1998, Vol.6(9): 1133-1140
- [44] 方重, 吴和霖, 楼梦麟. 电磁涡流耗能调谐质量阻尼器研制与性能试验. *同济大学学报 (自然科学版)*, 2001, Vol.029(6): 752-756
- [45] Smith Alexander C., El-Wakeel A., Wallace A. Formal design optimization of PM drive couplings., 2002
- [46] Wallace A., von Jouanne A., Williamson S., Smith A. [IEEE 2001 IEEE Industry Applications Society 36th Annual Meeting - IAS\''01 - Chicago, IL, USA (30 Sept.-4 Oct. 2001)] Conference Record of the 2001 IEEE Industry Applications Conference. 36th IAS Annual Meeting (Cat. No.01CH37248) - Performance prediction, 2001
- [47] Sodano H. A., Inman D. J., Belvin W. K. Development of a new passive-active magnetic damper for vibration suppression. *Journal of vibration and acoustics*, 2006, Vol.128(19): 318-327
- [48] 祝长生. 转子系统径向电涡流惯容器. 北京: 中国机械工程, 2007
- [49] Ebrahimi Babak, Khamesee Mir Behrad, Golnaraghi Farid. Permanent magnet configuration in design of an eddy current damper. *Microsystem Technologies*, 2010, Vol.16(s1-2): 19-24
- [50] Zuo Lei, Chen Xiaoming, Nayfeh Samir. Design and Analysis of a New Type of Electromagnetic Damper With Increased Energy Density. *Journal of Vibration & Acoustics*, 2011, Vol.133(4): 41006
- [51] You Sheng An, Wang Sheng He, Tsai Mi Ching, Mao Shang Hsun. Characteristic analysis of slotted-type axial-flux permanent magnetic couplers., 2012
- [52] 汪志昊, 陈政清. 永磁式电涡流调谐质量阻尼器的研制与性能试验. *振动工程学报*, 2013(3): 76-81
- [53] Wang Zhihao, Chen Zhengqing, Wang Jianhui. Feasibility study of a large-scale tuned mass damper with eddy current damping mechanism. *Earthquake Engineering & Engineering Vibration*, 2012(03): 102-112
- [54] 楼梦麟, 吴和霖, 马恒春. 电磁耗能TMD结构减震效率的振动台试验研究. *地震工程与*

- 工程振动, 2003, Vol.23(4): 159-165
- [55] Sodano, H. A. Eddy Current Damping in Structures. *Shock & Vibration Digest*, 2004, Vol.36(6): 469-478
- [56] Bae Jae Sung, Hwang Jai Hyuk, Park Jung Sam, Kwag Dong Gi. Modeling and experiments on eddy current damping caused by a permanent magnet in a conductive tube. *Journal of Mechanical Science & Technology*, 2009, Vol.23(11): 3024-3035
- [57] 曹青松, 张敏. 横向电涡流阻尼器阻尼力的计算分析. *噪声与振动控制*, 2010, Vol.30(5): 181-185
- [58] Shin H., Choi J., Cho H. Analytical Torque Calculations and Experimental Testing of Permanent Magnet Axial Eddy Current Brake. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2013, Vol.49(7): 4152-4155
- [59] Choi Jang Young, Shin Hyeon Jae, Park Yu Seop, Jang Seok Myeong. Torque analysis of axial flux PM type eddy current brake based on analytical field computations., 2011
- [60] Canova A., Vusini B. Design of axial eddy-current couplers. *Industry Applications IEEE Transactions on*, 2003, Vol.39(3): 725-733
- [61] Bae Jae Sung, Kwak Moon K., Inman Daniel J. Vibration suppression of a cantilever beam using eddy current damper. *Journal of Sound & Vibration*, 2005, Vol.284(3-5): 805-824
- [62] 张赫, 寇宝泉, 金银锡, 杨国龙, 赵雄浩. 平面电磁阻尼器的特性分析. *中国电机工程学报*, 2013, Vol.33(21): 138-144
- [63] 刘洋, 高跃飞, 王登. 板式电涡流阻尼器的阻尼特性分析. *中北大学学报(自然科学版)*, 2020, Vol.41(03): 209-213
- [64] Sodano H. A., Bae J., Inman D. J. Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, Vol.288(4): 1177-1196
- [65] Elbuken C., Shameli E., Khamesee M. B. Modeling and analysis of eddy-current damping for high-precision magnetic levitation of a small magnet. *IEEE transactions on magnetics*, 2007, Vol.43(1): 26-32
- [66] Elbuken C., Khamesee M. B., Yavuz M. Eddy current damping for magnetic levitation: downscaling from macro- to micro-levitation. *Journal of Physics D Applied Physics*, 2006, Vol.39(18): 3932-3938
- [67] Lin Chih Hsien, Hung S. K., Chen M. Y., Li Shan Tsung, Fu L. C. A novel high precision electromagnetic flexure-suspended positioning stage with an eddy current damper., 2008
- [68] Kim Y., Sohn B., Youm W. Voice coil motor nano stage with an eddy current damper. *IEEE*,

2008

- [69] 朱坤, 邹向阳, 王晓天. 新型电磁阻尼器性能初步研究. 世界地震工程, 2009, Vol.025(4): 194-198
- [70] Chen Michael Z. Q., Hu Yinlong, Huang Lixi, Chen Guanrong. Influence of inerter on natural frequencies of vibration systems. *Journal of Sound & Vibration*, 2014, Vol.333(7): 1874-1887
- [71] 班鑫磊, 谢丽宇, 薛松涛, 张瑞甫. 拉索式旋转电涡流阻尼器的理论模型及频域响应分析. *地震工程学报*, 2018, Vol.40(05): 941-945
- [72] 汪志昊, 李国豪, 田文文, 郜辉, 张新中. 多层板式电涡流阻尼器构型与磁路优化分析. *振动与冲击*, 2019, Vol.38(19): 103-108
- [73] 李亚峰, 李寿英, 王健钟, 陈政清. 齿轮齿条式电涡流阻尼器的力学性能研究. *土木工程学报*, 2020, Vol.53(03): 44-50
- [74] Hou Xingguo, Tagawa Hiroshi. Displacement-restraint bracing for seismic retrofit of steel moment frames. *Journal of Constructional Steel Research*, 2009, Vol.65(5): 1096-1104
- [75] Kurata M., Leon R. T., Desroches R. Rapid Seismic Rehabilitation Strategy: Concept and Testing of Cable Bracing with Couples Resisting Damper. *Journal of Structural Engineering*, 2012, Vol.138(3): 354-362
- [76] Gao Nan, Jeon Jong-Su, Hodgson Darel E., Desroches Reginald. An innovative seismic bracing system based on a superelastic shape memory alloy ring. *Smart Materials & Structures*, 2016, Vol.25(5): 55030
- [77] 陈子旸. 自平衡惯容器的非线性模型及其理论验证: [硕士学位论文]: 同济大学, 2020
- [78] Christos Papageorgiou Neil E. Houghton And. Experimental Testing and Analysis of Inerter Devices. *Journal of Dynamic Systems Measurement & Control*, 2009, Vol.131(1): 1-11
- [79] Wang Fu Cheng, Liao Min Kai, Liao Bo Huai, Su Wei Jiun, Chan Hsiang An. The performance improvements of train suspension systems with mechanical networks employing inerters. *Vehicle System Dynamics*, 2009, Vol.47(7): 805-830
- [80] Jiang Jason Zheng, Matamoros-Sanchez Alejandra Z., Goodall Roger M., Smith Malcolm C. Passive suspensions incorporating inerters for railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2012, Vol.50(sup1): 263-276
- [81] 万永革. 数字信号处理的MATLAB实现: 科学出版社, 2012
- [82] 鲁正, 吕西林, 闫维明. 颗粒阻尼器减震控制的试验研究. *土木工程学报*, 2012(S1): 243-247

- [83] 丁陆川. 新型液-磁式滑移隔震支座及其在结构基础隔震中的应用研究: [硕士学位论文]: 同济大学, 2017
- [84] Karnopp Dean. Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. *Journal of Dynamic Systems Measurement & Control*, 1985, Vol.107(1): 100-103

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

薛智奇, 女, 1995 年 04 月生。

2017 年 6 月毕业于中国海洋大学工程学院, 获学士学位。

2017 年 9 月入同济大学土木学院攻读硕士学位。

研究成果:

- [1] 薛智奇,薛松涛,谢丽宇. 自平衡惯容阻尼器的设计及试验研究. 同济大学土木工程学院全日制专业学位硕士研究生论文集 2020
- [2] 谢丽宇, 薛智奇, 薛松涛. 采用往复丝杆的自平衡式惯容阻尼器. CN209686628U
2019-11-26
- [3] 谢丽宇, 薛智奇, 薛松涛. 采用正反牙梯形丝杆的自平衡式惯容阻尼器.
CN209874124U 2019-12-31
- [4] 谢丽宇, 薛智奇, 薛松涛.采用往复丝杆的自平衡式惯容阻尼器. CN109853764A
2019-06-07
- [5] 谢丽宇, 薛智奇, 薛松涛. 采用往复丝杆的自平衡式惯容阻尼器. CN109853765A
2019-06-07