

引力波探测中的被动隔振系统*

赵鹏飞^{1,2} 唐孟希³ 黄玉盈¹ 孙世军²

¹ 华中科技大学力学系, 武汉 430074

² 湛江师范学院物理系, 湛江 524048

³ 中山大学物理系, 广州 510275

摘要 介绍了引力波探测实验中的被动隔振系统的基本原理和研究现状, 讨论其性能及特点. 低频被动隔振系统, 如七级气体弹簧隔振系统, 多级隔振堆, 四级悬臂弹簧隔振系统以及三级弯曲弹簧隔振系统在 10 Hz 以上, 都具有好的隔振性能; 倒摆、折叠摆、X 摆和锥摆等超低频水平隔振系统实现了几十秒的共振周期; 建立在对称扭杆弹簧系统基础上, 构思新颖的被动垂直隔振系统克服了传统被动垂直隔振系统无法解决的困难, 实现了超低频被动垂直隔振.

关键词 隔振系统, 隔振率, 共振周期, 引力波探测, 扭杆弹簧, 地脉动噪声

1 引言

从 1916 年爱因斯坦发表第一篇广义相对论论文以来, 科学家们先后直接验证了广义相对论提出的 4 项检验, 即水星近日点的进动、光线在引力场中的偏转、光谱线在引力场中的红移以及雷达回波讯号的延迟. 但爱因斯坦广义相对论预言的引力辐射仍然没有被直接检测到. 由于著名的 4 大验证都是弱场的检验, 而激发引力波的空间区域则是极端的相对论区域, 它具有强场效应, 因而引力波的直接探测对于甄别各种引力理论具有决定性的作用.

由于引力波效应极其微弱, 其应变幅值的量级为 $10^{-21} \sim 10^{-23}$, 极易被外界的各种噪声所湮没.

在低频范围内, 主要的噪声为地脉动噪声^[1,2]. 为了拓宽激光引力波探测器的工作频带范围, 使其能在几赫兹到几千赫兹范围内探测到引力波, 必须对地脉动噪声进行充分的隔离, 以达到以下 2 个目的:

(1) 在 10 Hz 处谱应变达到 $10^{-21}/\sqrt{\text{Hz}}$, 大约等于 $3 \times 10^{-18} \text{ m}/\sqrt{\text{Hz}}$ 的镜位移灵敏度^[3]; (2) 保证激光干涉仪能够锁定一个干涉条纹^[4,5]. 为了达到这 2 个目的, 首先必须保证在地脉动噪声激励下, 减振系统在 10 Hz 处的隔振率要达到 -180 dB, 即 9 个数量级

的衰减^[3]. 因而采取什么样的减振措施来充分抑制地脉动噪声一直是引力波探测中的一个热点问题.

迄今为止, 引力波探测中被动隔振系统的研究在水平方向取得了丰富成果, 各种复合摆能在 10 Hz 以上提供很好的隔振效果, 而折叠摆、X 摆和锥摆等构思巧妙、结构新颖的新型水平隔振系统则实现了几十秒的共振周期. 近年来, 长周期被动垂直隔振系统的研究也有突破性进展. 下面我们将介绍引力波探测中现有的主要被动隔振技术.

2 水平被动隔振系统

2.1 单摆系统

单摆系统可以用于水平隔振, 是激光干涉仪引力波探测器中不可缺少的部分. 图 1 为单摆的原理图.

一个点质量 m 被长为 L 质量可忽略的线悬挂起来就构成了单摆. 其隔振原理与弹簧振子相同. 将单摆系统的质量所受的重力进行分解, 垂直于悬线方向的分量起到弹性恢复力的作用, 而沿悬线方向的分量则与弹簧振子中工作平台所受的重力相当. 一般情况下, 在引力波探测实验中, 所受到扰动很小, 即 φ 角很

收稿日期: 2002-03-12, 修回日期: 2003-03-09

* 华中科技大学博士后基金和广东省教育厅自然科学基金资助项目

小, 因此 $\sin \varphi \rightarrow 0$, 在此情况下, 垂直于悬线方向的分量可近似地看成水平分量 (x 方向).

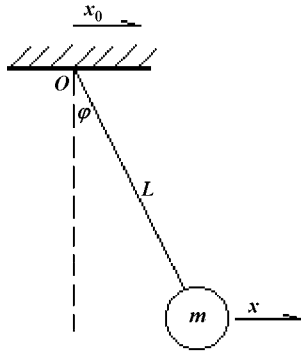


图 1 单摆原理图

由于地基振动, 悬挂点有一位移 $x_0(t)$, 质点 m 随之有一响应位移 $x_1(t)$. 一般情况下, $x_0(t)$ 和 $x_1(t)$ 的振幅均远远小于 L . 质点受到的阻尼力为

$$F_c = C(\dot{x}_1 - \dot{x}_0)$$

经计算可得系统沿水平方向的传递函数为

$$\frac{X_1(\omega)}{X_0(\omega)} = \frac{vs + \omega_0^2}{s^2 + vs + \omega_0^2} \quad (1)$$

式中 $s = j\omega$, $\omega_0^2 = g/L$, $v = C/m$. 显然, 传递函数是角频率的函数, 它与简单的弹簧振子隔振系统的传递函数表达式一致, 区别仅在于前者用于水平隔振, 而后者用于垂直隔振.

由 (1) 式可知, 当地基振动的频率 f 高于系统的共振频率 $f_0 = \omega_0/2\pi$, 并满足 $f_0 < f < Qf_0$ 时 ($Q = \omega_0/v = m\omega_0/C$ 为系统的品质因素), 系统的传递函数近似为 ω_0^2/ω^2 或 f_0^2/f^2 ; 当振动频率满足 $f > Qf_0$ 时, 系统的传递函数近似为 $f_0/(Qf)$. 为了减小热噪声对系统的影响, 系统的品质因素一般都很大 ($Q > 10^6$), 因而在探测引力波的频宽范围内 (10 Hz~10 kHz), 系统隔振率均为 $(f_0/f)^2$. 例如, 当 $f_0 = 1$ Hz (对应摆长 $L = 0.25$ m), 在 1 kHz 处, 系统隔振率为 10^{-6} . 显然, 增加摆长 L 可以增加系统的隔振性能. 但摆长不能无限增长, 因为作为引力波探测器一部分的单摆最终要放入真空容器内. 此外, 由于单摆的悬线具有一定的质量, 在一定张力下如果受到横向扰动, 就会产生所谓的弦模共振^[6]. 弦模共振 (violin mode resonance) 限制了单摆的长度, 这是因为摆长越长, 弦模振动的固有频率就越低, 如果这个频率落到引力波探测器的工作频率范围内, 弦模共振就会破坏了隔振系统的隔振性能. 因此, 为了提高探

测器的灵敏度, 还必须进行前置隔振, 即将单摆与其它隔振系统相连接.

为了解决弦模共振的问题, 西澳大学的 Ju 和 Blair 提出了复摆悬挂检验质量系统^[7], 其基本构造是: 用一块薄而短的簧片与一质量为 M 的复摆 (圆柱体) 相连, 把作为检验质量的反射镜安装在复摆的撞击中心. 这样的复摆系统的隔振性能与单摆系统完全一样, 但消除了弦模共振.

2.2 复合摆

将 2 个以上的单摆串接起来就形成所谓的复合摆, 这是有效提高隔振效果的一种方法. 在不考虑阻尼及弦模的情况下, N 级复合摆的传递函数为

$$T_N(\omega) = \frac{X_N(\omega)}{X_0(\omega)} = \prod_{j=1}^N \frac{\omega_j^2}{\Omega_j^2 - \omega^2} \quad (2)$$

式中 ω_j 为第 j 个单摆的自然角频率, 而 Ω_j 是系统的第 j 个本征频率. 显然高频时 ($\Omega_j^2/\omega^2 \ll 1$)

$$T_N \sim \prod_{j=1}^N \omega_j^2/\omega^2 = f_1^2 \cdot f_2^2 \cdots f_N^2 \cdots f_N^2/f^{2n}$$

由此可知 N 级复合摆隔振效果随 f^{2n} 增加.

由于长基线激光干涉仪引力波探测器的水平方向与垂直方向振动之间的耦合较大, 因此必须对地脉动噪声进行三维隔振^[2]. 在复合摆中加入垂直隔振元件, 能大大减小这种耦合.

德国的 Shoemaker 等^[6] 在他们的 30 m 臂长的激光引力波探测器中使用了两级复合摆. 他们利用 4 个螺旋弹簧悬挂一块大质量板作为复合摆的第一级, 被悬线悬吊的检验质量 (反射镜) 作为第二级摆. 螺旋弹簧的作用是消除垂直方向的地脉动噪声.

在意大利的 Pisa, VIRGO (臂长为 3 km 的激光干涉仪引力波探测器) 研究小组研制了 9 级复合摆隔振系统 SA (super-attenuator)^[4,8~11], 现已投入使用. 它高约为 10 m. 为了尽量避免垂直方向的扰动耦合影响水平方向的隔振, 在上面的 7 级摆中采用了 7 个气体弹簧. 气体弹簧具有承受大负载的能力, 又有较低的刚度, 并且可以通过改变内部的气压来调节气体弹簧的刚度以承受不同的荷载. 气体弹簧的主要缺点是它对温度变化较敏感. 当环境温度变化 1°C 时, 工作平台在垂直位置上的位移可达 3 cm. 为了减小这种响应, VIRGO 小组采用了一个伺服系统, 根据环境温度的变化自动调节弹簧内的气压, 使得当环境温度变化 1°C 时, 工作平台在垂直位置上的位移减

少至 $3\mu\text{m}$ ^[2,12]. 实验结果表明: SA 在 10 Hz 处的隔振能力为 -180 dB, 检验质量对地脉动噪声响应的位移小于 $1.5 \times 10^{-13} \text{ m}/\sqrt{\text{Hz}}$.

2.3 折叠摆

我们知道, 隔振系统的隔振效果很大程度上取决于隔振装置的固有频率. 固有频率越低, 隔振频带越宽, 隔振效果也越好. 为此, 国内外的学者近年来致力于超低频隔振系统的研究.

单摆是最常见亦是最基本的水平隔振系统, 为了使其固有频率尽可能的低, 我们希望摆长越长越好. 但在实验室中, 由于受到空间条件的限制摆长最多在 3 m 左右, 周期不超过 3.5 s. 要想获得更长的共振周期, 需要全新的方法来设计新的水平隔振系统.

近年来, 长共振周期水平隔振系统的研究取得了很大的进展. 折叠摆就是其中的一种^[13~15], 它可以在一个水平方向上实现超低频隔振. 图 2 为折叠摆原理图. 它的主要机械部分由正摆杆 (L_1)、倒摆杆 (L_2)、中间摆盘 (L_3)、刚性支架以及底座组成. 其中 L_1, M_1 为正摆杆长和质量, L_2, M_2 为倒摆杆长及其质量, 摆杆与摆盘以及支架之间采用弹性系数很小的金属薄片联接. 这一种装置能够实现长的共振周期, 物理原因在于倒摆和正摆的运动趋势刚好相反. 当折叠摆偏离平衡位置的时候, 正摆的作用使得它恢复到平衡位置, 而倒摆的作用则使它进一步偏离平衡位置, 两者相互抵消的结果使得折叠摆能够获得很长的共振周期.

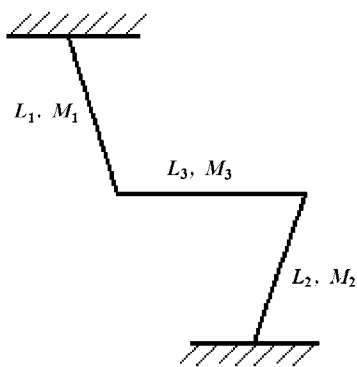


图 2 折叠摆原理图

从理论上可以证明折叠摆的固有周期为

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{2(M_1 + M_2 + 3M_3)}{3g \left(\frac{M_1 + M_3}{L_1} - \frac{M_2 + M_3}{L_2} \right)}} \quad (3)$$

将式 (3) 与单摆的共振周期 $T = 2\pi\sqrt{\frac{l}{g}}$ 相比较, 我

们就可得到折叠摆的等效摆长

$$L_E = \frac{2(M_1 + M_2 + 3M_3)}{3 \left(\frac{M_1 + M_3}{L_1} - \frac{M_2 + M_3}{L_2} \right)} \quad (4)$$

显然, 当 $\frac{M_1 + M_3}{L_1} - \frac{M_2 + M_3}{L_2}$ 越小, 周期越长, 等效摆长亦越长. 理论上当 $\frac{M_1 + M_3}{L_1} - \frac{M_2 + M_3}{L_2} \rightarrow 0$ 时, 折叠摆的固有周期 $T \rightarrow \infty$, 对应的等效摆长 $L_E \rightarrow \infty$. 目前报道的折叠摆能实现的最长的共振周期为 66 s^[15].

按图 2 方式连接的折叠摆, 虽然可以获得长共振周期, 但在高频部分不能进行有效的隔振, 因为地面振动加速度的水平分量被直接耦合进系统. 采用撞击中心连接方式, 可以解决这个问题, 使系统的传递函数与单摆一样, 实现好的隔振效果. 实际上, 只需将正摆杆和倒摆杆均延长 1/2, 保持原连接位置不变 (原连接位置为杆的撞击中心), 我们的隔振对象 (M_3) 所在的位置就成了系统的撞击中心. 目前, 采用撞击中心连接方式的折叠摆在 7 Hz 处, 达到了 90 dB 的隔振^[14].

另外, 倒摆系统^[16,17]、X 摆^[18,19]也能实现单方向的超低频水平隔振. 由于它们的隔振效果与折叠摆一样, 在此就不赘述了.

2.4 锥摆

折叠摆、X 摆仅解决了一维的超低频水平隔振问题, 如果要用它们解决二维的水平隔振, 需要沿相互正交的 2 个水平方向将一维的水平隔振系统串接起来, 从原理上讲这是可以实现的, 但在技术上却存在较大的问题. 困难在于安装两级隔振元件时, 必须保证其操作平面的中心严格地与引力成一直线. 系统所要求的稳定性随摆的共振周期的平方增加而增大^[20], 这是因为第一级隔振单元 (设为 x 方向) 仅对 x 方向提供隔振, 而对 y 方向不能隔振, 这意味着第二级隔振单元 (y 方向) 必须很好的保持平衡并确保与第一级隔振单元完全正交, 才能使 x 方向的振动不能耦合到 y 方向. 长周期锥摆的提出^[20], 原则上解决了在单个系统里同时实现 2 个正交方向的隔振问题, 即实现了二维水平隔振. 图 3 给出了锥摆的原理图, 它的基本构成是这样的, 长度为 $a+b$ 的刚性杆被连接到长为 r 的正常摆上, 正常摆用来支承包括检验质量及刚性杆在内的整个系统的重量. 检验质量被放在刚性杆的上端, 刚性杆的下端受约束仅能沿垂直方向运动.

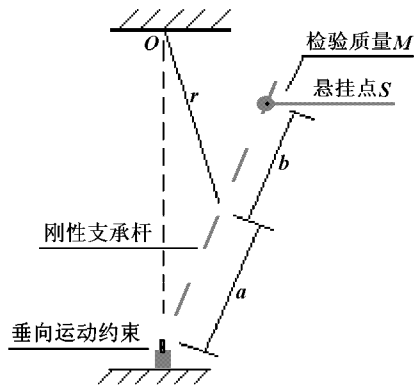


图3 锥摆原理图

如果选择参数 $a = r$, 悬挂点 S 在平面 $x-z$ 内运动方程为

$$\frac{x^2}{B^2 r^2} + \frac{z^2}{(B-2)^2 r^2} = 1 \quad (5)$$

式中 $B = (a + b)/a$. 显然这是标准的椭圆方程, 如果选择参数 $b = r - b'$, $0 < b'/r < 1$, 则可证明在理想情况下 (不计刚性杆的质量), 系统的共振周期为 $f = \sqrt{gb'}/4\pi r$, 其中 g 为重力加速度. 例如, 选择参数 $r=0.5\text{ m}$, $b' = 1.1 \times 10^{-3}\text{ m}$, 则系统的共振周期可达 60 s. 在实际设计中, 需考虑杆的质量、杆弯曲等问题, 实际的共振周期将受到一些影响, 但超过 20 s 还是容易做到的.

AIGO(澳大利亚国际引力波观测站) 已成功研制出共振周期达到 150 s 的锥摆 (等效摆长为 6 km), 其负载量达 $1.5 \times 10^3\text{ kg}$ ^[21].

3 垂直被动隔振系统

3.1 多级垂直被动隔振系统

目前, 在引力波探测实验中所使用的垂直被动隔振系统一般是多级的, 这是由于单一的垂直被动隔振系统无法达到引力波探测所需的隔振要求. 理论分析证明, 对于高于各级隔振系统中最高固有频率的频率成分, 多级的被动垂直隔振系统的隔振率近似等于各级隔振系统隔振率的乘积. 采用多级隔振的方法可以进一步提高系统的高频隔振性能. 如图 4.

西澳大学的 L. Ju 和 D.G. Blair 采用弯曲悬臂弹簧作为垂直方向隔振元件, 制作了 4 级弯曲悬臂弹簧垂直被动隔振系统^[2]. 由于采用了金属弹簧作为隔振器的弹性元件, 因而系统具有很好的温度稳定性^[2,3]. 它在垂直方向的固有频率为 1.04 Hz, 水平固有频率为 0.29 Hz. 在 L. Ju 和 D.G. Blair 提出的隔振系统的基础上, 华中科技大学也采用弯曲弹

簧作为垂直方向隔振元件制作 3 级弯曲弹簧垂直隔振系统^[22]. 在每一级中, 弯曲弹簧与质量元的连接采用了一个厚度为 0.2 mm 的薄钢片 (这有助于减少垂直方向振动对水平方向的影响), 实验结果表明在 10 Hz 处, 检验质量对地脉动噪声响应的垂直位移为 $7 \times 10^{-13}\text{ m}/\sqrt{\text{Hz}}$, 水平位移为 $1 \times 10^{-12}\text{ m}/\sqrt{\text{Hz}}$.

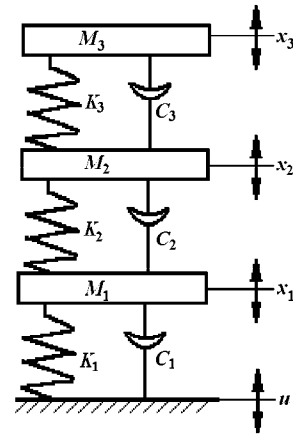


图4 3级垂直被动隔振系统

3.2 扭杆弹簧垂直被动隔振系统

传统的由振子与弹簧构成的被动垂直隔振系统, 能够实现 1 Hz 左右的共振频率. 然而, 欲进一步将系统的共振频率降得很低 (例如 0.1 Hz 以下) 是很困难的. 原因在于这类系统共同的特点是: 必须利用材料的弹性力来抵消重力作用. 欲使系统的共振频率降得很低, 原则上就需要负载弹簧有很大的垂向伸长. 此时, 弹簧的滞弹性效应将会明显地表现出来, 它不仅限制了材料的选择范围, 而且也对弹簧的加工提出了更高的要求. 因此, 超低频垂直隔振系统的研制需要全新的思路和设计.

J. Winterflood 和 D.G. Blair^[23] 提出了一种长周期被动垂直隔振系统的模型 (W-B 隔振系统), 见图 5. 它的基本思想是利用 2 个对称的扭杆弹簧系统所产生的几何非线性效应来实现长的共振周期. W-B 隔振系统的提出是超低频被动垂直隔振系统研究的全新突破, 理论和实验都证明它可实现超过 20 s 的共振周期.

然而, 在 W-B 隔振系统中, 只考虑了荷载 (检验质量) 的质量, 而没有考虑扭杆弹簧的扭臂质量, 因而是一种理想模型. 在实际装置中, 扭臂是有质量的, 它会对系统的隔振性能产生影响. 由于扭臂的质量不为 0, 地基振动的加速度会被直接耦合进系统, 从而使系统的高频 (系统共振频率之上的区域) 隔振性能大大地降低^[24,25].

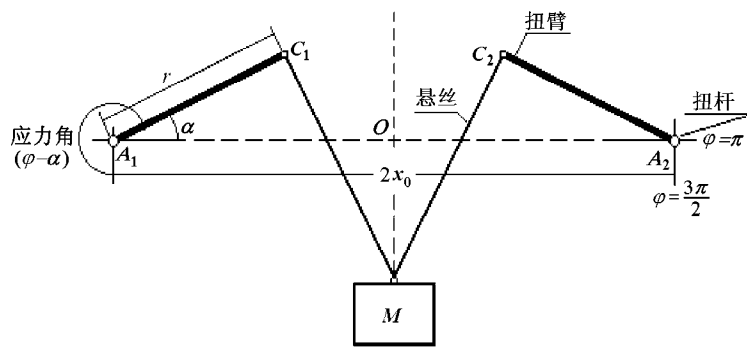


图 5 J. Winterlood 和 D.G. Blair 扭杆弹簧垂直被动隔振系统 [23]

欲从根本上解决上述系统中高频隔振性能变坏的问题, 必须设法消除直接耦合进系统的地面振动加速度. 为此, 我们对这种模型进行了改进, 见图 6. 提出了带附加质量的扭杆弹簧垂直隔振系统 [25]. 对这种附加质量扭杆弹簧系统的理论分析和实验结果表明, 这种隔振系统不但具有很好的隔振性能, 而且

具有更长的共振周期. 在 10 Hz 处, 隔振系统的检验质量对地脉动噪声的响应达到 $3 \times 10^{-12} \text{ m}/\sqrt{\text{Hz}}$. 在 6 Hz 处, 系统的隔振率为 -60 dB, 比无附加质量的系统降低近 30 dB. 系统的共振周期可从无附加质量时的 5.2 s 增加到 21.3 s.

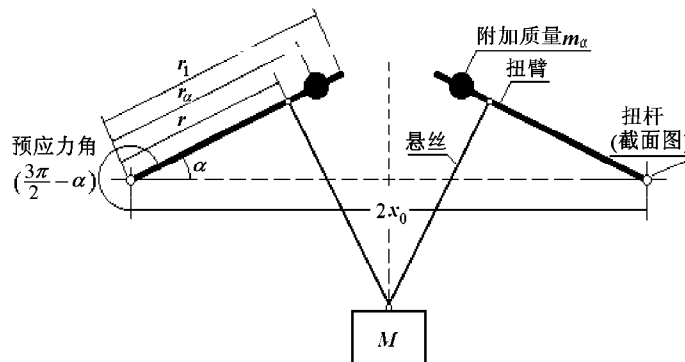


图 6 附加质量扭杆弹簧垂直隔振系统

3.3 倒摆 - 扭杆弹簧垂直被动隔振系统

最近, 我们提出一种新的超低频被动垂直隔振系统 (TSRP 系统), 见图 7. 其基本原理是利用倒摆产生的引力正反馈效应和对称扭杆弹簧产生的几何非线性效应的共同作用, 实现更为有效的超低频被动

垂直隔振 [26,27]. 对该系统的进一步分析表明, 在对称扭杆弹簧相关参数相同的条件下, 与 W-B 隔振系统相比, 虽然 TSRP 系统悬挂质量 M 稍有减小 (约减小 13.5%), 但 TSRP 系统的共振周期却长了很多 (约为 W-B 隔振系统共振周期的 438%) [27]. 由于上

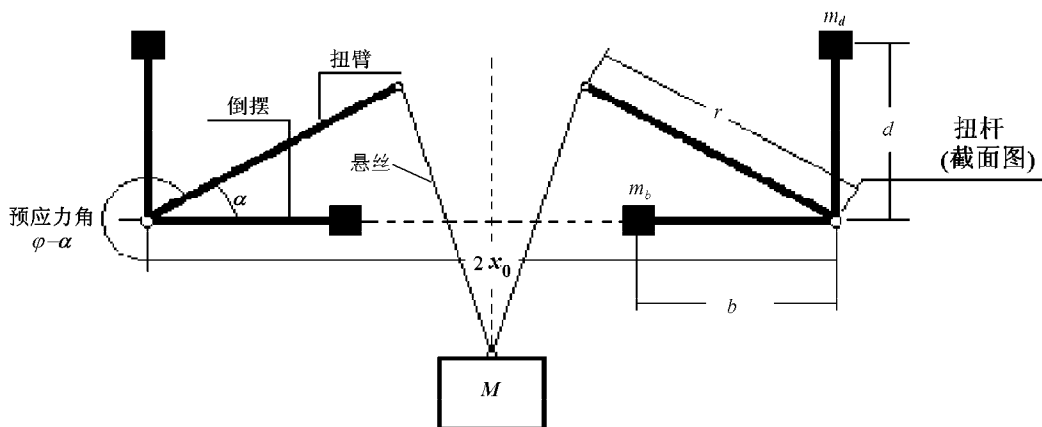


图 7 倒摆 - 扭杆弹簧垂直被动隔振系统

述两种系统装置的尺寸主要取决于扭杆的长度,而扭杆长度与自身截面的直径之比值原则上要大于扭杆的按度计的预应力角(以免损伤扭杆)^[23,27]。显然,要实现同样的共振周期,与TSRP系统相比,W-B隔振系统需要更大预应力角,自然尺寸也大得多。因此,TSRP系统是一种更为有效及实用的超低频被动垂直隔振系统。

4 隔振堆

隔振堆由交替相间的重金属层(如铅)和软弹性材料层(如橡胶)叠合而成^[12,28]。它能实现三维的隔振。在每一个方向上,由一层金属和一层橡胶组成的每一级隔振堆的物理性能和弹簧振子系统的性质相似。沿水平方向,隔振性能与橡胶内部的剪切运动有关;而沿垂直方向,则涉及到了压缩运动即与弹性模量有关。每一层的传递函数与单摆的传递函数表达式一样,但共振频率取决于橡胶的剪切模量、弹性模量以及金属块的质量。一般而言,沿垂直方向的共振频率要高于沿水平方向的共振频率,这是因为 $E = 2G(1 + \epsilon)$,其中 E 是弹性模量, G 是剪切模量, ϵ 是泊松比($0 < \epsilon < 1$),因而,垂直方向的硬度 K_v 大于水平方向的硬度 K_h 。

设隔振堆各层均相同,各层中某一方向的共振频率为 f_0 。低阻尼时,从底部到最上端的传递函数为 f_0^{2n}/f^{2n} ($f > f_0$);高阻尼时,其隔振性能仅随 f^n 增加。例如,一个具有 $f_0=10\text{ Hz}$ 的5层隔振堆系统,其阻尼接近于临界阻尼时,理论上在 $f = 100\text{ Hz}$ 时,系统隔振率近似为 10^{-5} 。

当然,隔振堆也存在一些不利因素。首先,由于隔振堆中的每一层的固有频率难以严格相等,固有频率分布在大约几个赫兹的范围内,因此在 10 Hz 以上整个系统才开始具有隔振效果。其次,与复合摆相比,隔振堆的每级要实现高 Q 值是十分困难的,虽然低 Q 值有利于抑制系统在正常模时大的共振现象,但导致了隔振性能降低和热噪声的增加。另外,铅和橡胶不适合于放进真空容器中,但激光引力波探测器最终需要放入真空系统内。因此,需要找到替换铅和橡胶的材料。

与复合摆一样,隔振堆是一种非常有用的低频隔振器。美国的LIGO小组研制成功了一个4级被动隔振堆,该隔振堆在 10 Hz 处水平隔振率达到 10^{-7} ,

垂直隔振率达到 3×10^{-6} ^[12]。

5 讨论

被动隔振系统由于具有结构简单、工作稳定和可靠的特点而倍受重视,对它的研究也取得了很大的成绩。目前,低频隔振系统已经可以做得比较好。VIRGO小组建成的7级气体弹簧隔振系统,LIGO小组研制的多级隔振堆,西澳大学研制的4级悬臂弹簧隔振系统以及华中科技大学引力中心研制的3级弯曲弹簧隔振系统在 10 Hz 以上,都具有较好的隔振性能。超低频水平被动隔振系统的研究也取得了很大的进展。倒摆、折叠摆、 X 摆和锥摆等水平方向的隔振系统被相继提出,人们可以实现几十秒的共振周期。采用撞击中心连接方式的折叠摆在 7 Hz 处对外界振动能够提供 90 dB 的衰减。近年来,超低频被动垂直隔振系统的研究也跨出了传统的“振子-弹簧”模式,取得了突破,利用几何非线性效应,扭杆弹簧被动垂直隔振系统的共振周期达到 21.3 s ,在 6 Hz 处实现了 60 dB 的隔振。以扭杆弹簧被动垂直隔振系统为基础,可以发展多种形式隔振系统,这些系统将会在引力波探测领域中起越来越重要的作用。

致谢 作者与华中科技大学引力中心罗俊教授,周泽兵博士进行了十分有益的讨论,在此表示感谢。

参考文献

- 1 Ju L, Blair D G. Compound pendulum test mass system for laser interferometer gravitational wave detectors. *Meas Sci Technol*, 1994, 4: 1053~1060
- 2 Ju L, Blair D G. Low resonant frequency cantilever spring vibration isolation for gravitational wave detectors. *Rev Sci Instrum*, 1994, 65(11): 3482~3488
- 3 Braccini S, et al. Seismic vibrations mechanical filters for the gravitational wave detector VIRGO. *Rev Sci Instrum*, 1996, 67: 2899~2902
- 4 Bradaschia C, et al. First results on the electronic cooling of the Pisa seismic noise super-attenuator for gravitational wave detection. *Phys Lett A*, 1989, 137: 329~333
- 5 Branzalov P P, et al. Displacement sensor using a hollow metal optical waveguide. *Rev Sci Instrum*, 1994, 65: 1889~1892
- 6 Shoemaker D, et al. Noise behavior of the garching 30-meter prototype gravitational wave detector. *Phys Rev D*, 1988, 38(2): 423~438
- 7 Ju L, Blair D G. Compound pendulum test mass system for laser interferometer gravitational wave detectors. *Meas Sci Technol*, 1994, 4: 1053~1060
- 8 Fabbro R, et al. Three-dimensional seismic super-attenuator for low frequency gravitational wave detection. *Phys Lett A*, 1987, 124: 253~257
- 9 Fabbro R Del, et al. Performance of a gas spring harmonic

- oscillator. *Rev Sci Instrum*, 1988, 59(2): 292~297
- 10 Fabbro R Del, et al. First results from the Pisa seismic noise super-attenuator for low frequency gravitational wave detection. *Phys Lett A*, 1988, 132: 237~240
 - 11 Fabbro R Del, et al. Low frequency behaviour of the Pisa seismic noise super-attenuator for gravitational wave detection. *Phys Lett A*, 1988, 133: 471~475
 - 12 Giaime J, et al. A passive vibration isolation stack for LIGO: Design, modeling, and testing. *Rev Sci Instrum*, 1996, 67(1): 208~214
 - 13 Blair D G, et al. Performance of an ultra low-frequency folded pendulum. *Phys Lett A*, 1994, 193: 223~226
 - 14 Liu Jianfeng, Ju L, Blair D G. Vibration isolation performance of an Ultra-low frequency folded pendulum resonator. *Phys Lett A*, 1997, 228: 243~249
 - 15 Liu Jianfeng, et al. Transfer function of an ultralow frequency vibration isolation system. *Rev Sci Instrum*, 1995, 66(5): 3216~3218
 - 16 Pinoll M, Blair D G, Ju L. Test on a low-frequency inverted pendulum system. *Meas Sci Technol*, 1993, 4: 995~999
 - 17 Saulson P R. The inverted pendulum as a probe of anelasticity. *Rev Sci Instrum*, 1994, 65(1): 182~191
 - 18 Mark A. Barton, Kazuaki Kuroda. Ultralow frequency oscillator using a pendulum with crossed suspension wires. *Rev Sci Instrum*, 1994, 65(12): 3775~3779
 - 19 Nobuyuki Kanda, Mark A Barton, Kazuaki Kuroda. Transfer function of a crossed wire pendulum isolation system. *Rev Sci Instrum*, 1994, 65(12): 3780~3783
 - 20 Winterflood J, Blair D G. A long-period conical pendulum for vibration isolation, *Phys Lett A*, 1996, 222: 141
 - 21 Winterflood J, Losurdo G, Blair D.G. Initial results from a long-period conical pendulum vibration isolator with application for gravitational wave detection. *Phys Lett A*, 1999, 263: 9~14
 - 22 Zhou Zebing, Fan Shuhua, Long Fei, Luo Jun. Improved low frequency seismic noise isolation system for gravitational wave detectors. *Rev Sci Instrum*, 1998, 69(7): 2781~2784
 - 23 Winterflood J, Blair D G. A long-period vertical vibration isolator for gravitational wave detection. *Phys Lett A*, 1998, 223: 1~6
 - 24 赵鹏飞, 黄玉盈. 对称扭杆弹簧系统隔振性能研究. *固体力学学报*, 2001, 22(3): 231~238
 - 25 Zhao Pengfei, Luo Jun, Zhou Zebing, Tang Jiexiang. Ultra-low frequency passive vertical vibration isolation system. *Science in China (series A)*, 1999, 42: 660~665
 - 26 Zhao Pengfei, Huang Yuying, Tang Mengxi. A new ultra-low frequency passive vertical vibration isolation system. *Chin Phys Lett*, 2002, 19(2): 172~173
 - 27 Zhao Pengfei, Huang Yuying, Tang Mengxi, Sun Shijun. Performance of new ultra-low frequency passive vertical vibration isolation system with reverse pendulum. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 2002, 15(1): 45~48
 - 28 Cantley C A, et al. Vibration isolation stacks for gravitational wave detectors finite element analysis. *Rev Sci Instrum*, 1992, 63(4): 2210~2216

THE PASSIVE VIBRATION ISOLATION SYSTEMS AGAINST SEISMIC NOISE IN GRAVITATIONAL WAVE DETECTION *

ZHAO Pengfei^{1,2} TANG Mengxi³ HUANG Yuying¹ SUN Shijun²

¹ Department of Mechanics, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China

² Department of Physics, Zhanjiang Normal College, Zhanjiang 524048, China

³ Department of Physics, Zhongshan University, Guangzhou 510275, China

Abstract The passive vibration isolation systems against seismic noise for gravitational wave detectors are reviewed in this paper, including the principle of the isolators and the recent progresses in the field as well as the performances and characteristics of the isolators. Some low frequency passive isolators, such as the seven-stage gas spring super-attenuator, the isolation stacks, the four-stage cantilever spring vibration isolator and the three-stage curved cantilever spring isolator, are shown to have a good isolation performance in the range above 10 Hz. Several ultra-low frequency horizontal vibration isolators, including the inverted pendulum system, the folded pendulum, the X-pendulum, the conical pendulum, may have a resonant period of tens of seconds. The innovative prototype of the long period vertical vibration isolators based on torsion spring, which eliminates the difficulty in a traditional mass-spring vertical vibration isolator, provides an ultra-low frequency vertical vibration isolation.

Keywords vibration isolation system, isolation ratio, resonant period, gravitational wave detection, torsion spring, seismic noise

* The project supported by the Postdoctoral Foundation of Huazhong University of Science and Technology and the National Science Foundation of Guangdong Education Bureau