DOI: 10.3901/JME.2014.05.001

六轮探测车多约束四边形悬架的仿马折展研究*

杨 飞^{1,2} 陶建国^{1,2} 邓宗全^{1,2} 黎佳骏^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学机电工程学院 哈尔滨 150080;

2. 哈尔滨工业大学机器人技术与系统国家重点实验室 哈尔滨 150080)

摘要: 通过分析马的形体变化, 探讨马腿折叠的规律, 并将其运用到六轮探测车悬架的折展研究中。以“索接纳”悬架为初始折叠构型, 分析且保留其对崎岖地形的自适应性能, 并提出四杆直线机构来增强其越障, 尤其是翻越垂直台阶障碍的能力, 形成一种多约束四边形组合悬架。对四杆直线机构进行建模分析, 通过分析车轮中心连接的杆件端点的运动轨迹, 得到符合探测车尺寸约束条件的悬架各杆件尺寸, 在此基础上得到悬架的折叠方案, 可以实现探测车从工作状态的大体积到折叠状态小体积的变化, 并且完全满足折叠比和在折叠状态下自由行驶的要求。针对折叠后的探测车, 提出两种悬架展开方案, 且分别对两种展开过程进行仿真分析, 经过对相关参数比较分析后, 选出一种使悬架具有优良展开性能的方案, 使得探测车同时具有很好的折叠与展开性能。

关键词: 仿生; 悬架; 折叠与展开; 直线机构; 自适应性

中图分类号: V476

Folded-deployable Study of Six-wheeled Rover Multiple Constraints Quadrilateral Suspension Inspired by the Horse

YANG Fei^{1,2} TAO Jianguo^{1,2} DENG Zongquan^{1,2} LI Jiajun^{1,2}

(1. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080;

2. State Key Laboratory of Robot Technology and System, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080)

Abstract: By analyzing the body changes of the horse, the deployable pattern of the horse limbs is employed as a reference in the study of rover suspension. Sojourner suspension is chosen as the initial configuration, after analyzing its self-adaptability, four-bar straight line mechanism is proposed to enhance its obstacle climbing ability, especially for the step obstacle. Furthermore, multiple constraints quadrilateral suspension is presented. Through modeling and analyzing the four-bar straight line mechanism, the endpoint trajectory of the bar connected with the wheel is achieved, and the size for each bar is achieved under dimension constraints of the rover, then folded scheme of the rover suspension is obtained and fully meets the folded ratio and locomotion performance under folded state. Simulating two deployable schemes respectively, one with better performance is chosen by comparing the simulating results.

Key words: bionics; suspension; folded-deployable; straight line mechanism; self-adaptability

0 前言

在现阶段进行的行星探测活动中, 探测车发挥着不可替代的作用。而受制于现有的运载技术, 具有可折叠功能的探测车不仅可提高发射的可靠性, 还可节省大量的发射空间, 大幅度降低发射费用。美国“勇气”号漫游车的成功应用证明, 将折叠与

展开技术及其设计理论应用到探测车移动系统的研制中可以很好地解决探测车的最小发射体积与功能多样性之间的矛盾^[1-4]。正因为有如此多的优点, 国内外正在对具有折展性能的探测车进行研究, 产生了多种可折展的探测车。国外的如对底盘式悬架进行折叠的美国 Nomad 行星漫游车; 日本三腿大折叠比漫游车, 其体积折叠比(折叠后体积与折叠前体积之比)可达 0.27^[5]; 俄罗斯三平行四边形摇臂可折展悬架, 稳定性高, 能根据着陆器不同形状进行折叠^[6]; 最著名也是成功应用的美国“勇气”号可

* 国家自然科学基金(51075079)和国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2013CB035502)资助项目。20130124 收到初稿, 20130702 收到修改稿

折展火星漫游车, 折叠主要通过悬架各构件间相对位置的改变来实现^[7-8]。国内虽然在这方面起步较晚, 但也正在逐步缩小差距。国防科技大学尚建忠等^[9]研制的双曲柄滑块联动轮式漫游车悬架系统采用独特的双曲柄滑块联动机构, 将车轮竖直方向上的位移转化为水平方向上的位移, 增强了漫游车的行驶平顺性; 邱雪松^[5]研制的八轮扭杆弹簧悬架式漫游车具有多铰链、悬架与车体固连的特点。

尽管上述可折展探测车都能很好地满足任务需求且各有特点, 但这些探测车折叠性能的设计往往与团队人员的经验、技术水平以及实验室技术积累密切相关, 共同点都是提出某一折展构型, 在此基础上进行相关的研究, 至于构型怎么提出就不得而知了, 而这恰恰是对其他想进行类似研究的科技工作者最重要的问题。

地球经过 35 亿年进化, 大自然各种动植物具有的各种巧妙结构和功能可以为人类创新设计提供源源不断的设计思想和灵感。利用鸟的飞行原理制造的飞机, 利用鱼的形体结构制造的潜水艇等深深影响了人类的生活。因此, 本文借助仿生原理, 通过对马姿态的分析, 将其规律应用于探测车的折叠研究中, 根据要实现的功能及约束条件提出探测车悬架的折叠方案, 同时仿真分析悬架的展开过程, 为相关的设计研究提供一定的理论参考。

1 马体形态的折叠变化分析

日常生活中常见的成年马形体都较大, 其可通过站立与俯卧实现所占空间的变化, 如图 1 所示。

从图 1 可看出, 马从站立状态转变到俯卧状态, 其所占的空间明显变小, 即 $H_1 \approx H_3$, $H_4 < H_2$ 。这主要是由于在马的躯体所占体积不变的情况下, 四条腿向内折叠, 一来休息时可降低身体重心, 增大受力面积, 缓解马蹄的压力, 二来在某些情况下可减小自身目标, 躲避敌害(尽管马多数情况下是依靠奔跑来逃避捕猎者)。

如用图 2 中马的骨骼图来分析, 在平面 I 中建立坐标系 O_1XY , 马的前腿骨 1 可绕点 O_1 逆或顺时针旋转, 马的前腿骨 2 可绕点 O_2 顺时针旋转, 后腿也可进行类似的动作, 从而实现马整体在 Y 向尺寸的减小, 但这是在 X 向尺寸增大的前提下实现的, 即 $L_2 > L_1$ 。由于在整个过程中, 前、后腿骨 3 对折叠效果影响有限, 因此可认为马在 Y 向尺寸的减小主要由马前、后腿骨 1 和 2 通过旋转动作实现。

(a) 站立图

(b) 俯卧图

图 1 马的形态变化图

图 2 马的骨骼图

2 六轮探测车可折展悬架设计及分析

借鉴马腿的折叠特点可实现可折展探测车的设计。目前世界各国对四轮、六轮和八轮探测车研究较多。从形态结构看, 两侧对称布置的四轮探测车与马的形体结构最为相似, 马的身体相当于探测车的车厢部分, 马的四条腿相当于悬架结构的四个分支, 对折叠效果影响较小的前、后腿骨 3 就相当于探测车的车轮部分。悬架与车厢之间采用差速器

与车厢铰接^[9-10], 用来对车体行进过程中车厢的俯仰角进行平衡。但通过比较四轮、六轮和八轮探测车可知, 四轮探测车虽然具有结构相对简单, 操作灵活、轻量化、低能耗等优点, 但也同时具有越野能力有限且故障轮数不能大于 2 的缺点; 八轮探测车虽然越沟能力比较强, 但是载荷较六轮效率降低, 结构较为复杂。从目前应用的情况来看, 六轮探测车技术最成熟, 研究广泛, 且已有实用车型。因此, 可借助马腿折叠的特点, 将其应用于六轮探测车的可折展研究中, 实现探测车长度和高度方向的折叠。在本文中, 以“索杰纳”探测车为基本构型, 通过不断地改进和变形, 使其具有良好的运动学性能和折叠性能。

2.1 “索杰纳”自适应性和越障性

被动自适应由于控制系统简单、可靠性高, 因此被广泛应用于探测车的悬架设计中, 如美国喷气推进实验室研制的“索杰纳”、Rocky7 探测车^[8]以及美国国家航空航天局研制的火星探测车^[11], Micro-5^[12-13]等主要利用移动机构的超静定特性实现轮系对地面的自适应, 达到平顺车体、均衡牵引力的目的^[14]。以最著名且应用成功的“索杰纳”号探测车为例, 其实际构型及单侧悬架示意图如图 3 所示。

(a) “索杰纳”号实际构型

(b) “索杰纳”号单侧悬架示意图

图 3 “索杰纳”号行星探测车

如图 3 所示, “索杰纳”号探测车单侧悬架的副摇臂即是一个被动自适应系统, 而主摇臂与副摇臂相连也构成了一个被动自适应系统, 从总体性能来看, “索杰纳”探测车能对崎岖地形在一定程度上进行很好适应, 保证行进过程中车轮与地面的接触, 从而确保探测车有很好的运动和动力学性能。但从

一些文献资料中也可看出这种悬架构型的越障尤其是翻越垂直台阶障碍的能力较弱, 大于车轮半径的垂直障碍对探测车来说是一个挑战。为解决这样的问题, 在“索杰纳”现有的构型上对悬架进行相应的改进, 以同时具备被动自适应性和强的垂直台阶越障性。

2.2 “索杰纳”悬架的仿马折叠

根据对马腿的折叠方式分析, 可对“索杰纳”探测车进行类似的折叠研究。如图 4 所示, 在图 3b 悬架上增加几个转动关节, 以便实现悬架的折叠, 使探测车在长度和高度方向的尺寸减小。

图 4 “索杰纳”探测车悬架折叠示意图

在实际中, 马腿各关节依靠肌肉的连接及驱动完成各种动作, 类似于在图 4 转动关节 $R_1 \sim R_3$ 上装上电动机进行驱动。若设计时在三个关节上都装上电动机, 这样一来增加了车体质量, 二来过快消耗探测车携带的有限的能源。因此应在减少电动机使用的前提下, 从结构上保证其功能的实现, 提出在设计中需要考虑的几个因素。

(1) 所设计的可折展探测车在行进中应具有被动自适应特性。

(2) 尽量减少电动机的使用, 减少悬架杆件的数量和连接的复杂度。

(3) 探测车在高度和长度方向都可实现折叠。

(4) 探测车具有良好的行驶对称性, 即前进和后退性能接近。

(5) 车轮载荷应具有均匀性, 即各车轮在行驶时分配的载荷大致相等。

(6) 探测车具有较强的越障性能。

2.3 多约束四边形组合悬架折叠构型

图 5a 中展示了将悬架杆中的一根直杆用一个最简单的闭链四杆机构来代替后的构型。由于四杆机构各杆件之间可相互转动, 两种约束方式被提出来: 图 5b 的主动约束方式和图 5c 所示的被动约束方式。图 5b 中需要在一个转动关节处加装一个电动机, 而图 5c 中在两个转动副之间加装一个弹簧约束从而使四杆机构可靠地工作。图 5c 方案相比较图 5b 方案有如下优点。

(1) 减少电动机的使用, 节省能源, 减少车体重量。

(2) 弹簧约束使得四杆机构对地形有自适应

性, 能根据障碍的不同调节弹簧长度从而对车轮施加不同的力, 使得车体的被动自适应增强。

(3) 弹簧作为储能元件, 当探测车在崎岖路面行进时, 可对车体起到缓冲减振的作用。

因此, 选择图 5c 中的构型进行两方面的研究: 一是使所选四杆机构具有折叠性能; 二是如何提高探测车的越障性能。

图 5 探测车悬架新构型示意图

某一类似于图 5b 的四杆机构中, 当杆 b 顺时针旋转 180° 终了位置时, 杆 e 末端轨迹如图 6a 虚线所示, 其是一个在平面上在长度和高度方向上的复合曲线, 且高度方向尺寸的减小要明显大于长度方向。图 6b 表示的是车轮在爬越垂直障碍时的情况。如将车轮受到的阻力(F_R)转化为翻越障碍的升力(F_L)且车轮中心轨迹为一条直线, 那么可使车轮越障能力得到大幅度提升同时也兼顾了图 6a 中高度方向尺寸的大幅度减小, 达到折叠目的。因此, 需要使四杆机构具有这样的特性: 当杆件 b 顺时针转动时, 杆件 e 下方端点的轨迹是竖直向上的一条直线, 称此时的四杆机构为一直线机构。

图 6 车轮中心点运动轨迹

2.4 四杆直线机构

平面机构合理的尺寸可使机构运动时目标点产生预先设定的轨迹, 如 Lemniscoidal 直线机构^[15]、Chebyshev 直线机构^[16]、Watt 和 Robert 直线机构^[17]等。在这些直线机构中, Chebyshev 机构和本文中的四杆机构形式最接近, 因此可借鉴 Chebyshev 机构完成四杆机构尺寸的确定。

图 7 为最终采用的具有折叠性能的悬架构型示意图, 图 7 中约束弹簧未画出。图 7a 为探测车的基本构型, 图 7b 为折叠后探测车构型图。转动副 R_1 、 R_2 、 R_3 的作用是使车轮能折到车厢轮廓线以内。

图 7 六轮探测车基本构型与其折叠构型

探测车的折叠由两部分组成, 分别如下。

(1) 图 7a 中杆件 a 、 b 、 c 沿图 7b 中箭头方向转动引起高度方向的折叠和图 7b 中连接车轮的杆件沿图中箭头方向转动引起在高度方向的折叠;

(2) 图 7b 中连接车轮的杆件转动引起的车体在长度方向尺寸减小及图 7a 中 A 、 B 点之间的距离减小引起的长度方向折叠(由导轨一滑块实现)。

确定四杆直线机构的具体尺寸时, 须考虑已确定的初始尺寸及折叠后的一些约束条件, 见表 1。

表 1 探测车的一些初始参数

参数	数值
车轮直径/mm	260
车轮宽度/mm	112
探测车整体长度/mm	1 500
探测车整体宽度/mm	1 000
探测车整体高度/mm	800
探测车有效载荷质量/kg	120
悬架与车厢铰接点高度/mm	440
车厢长度/mm	900
车厢宽度/mm	560
车厢高度/mm	480
折叠比(折叠后体积/折叠前体积)	<0.6

约束条件具体表示为

$$\begin{cases} L_1 = 1500 & L_2 = 900 & H_1 = 800 \\ H_3 \geq 0 & L_3 \geq 0 & L_4 \geq 0 \\ \frac{H_2 L_2}{H_1 L_1} \leq 0.6 \end{cases}$$

若要使四杆机构成为直线机构, 则四杆机构中各杆件的尺寸应满足^[15]

$$\begin{cases} c = d = e \\ 3a - 2b = 2c \\ 1.55b \leq a \leq 3b \end{cases}$$

建立如图 8 所示的四杆直线机构矢量图, 分析 E 点轨迹同各杆件长度及转角的关系。

图 8 E 点轨迹分析图

由于 CD 和 DE 共线且相等, DE 则可表示为

$$AD = BD - BA$$

$$DE = CD = AD - AC \quad (1)$$

通过分析机构中的矢量关系, BE 则可表为

$$BE = BD + DE = 2BD - BA - AC \quad (2)$$

$$BD = d \cos \alpha i + d \sin \alpha j \quad (3)$$

$$BA = aj \quad (4)$$

$$AC = b \cos \beta i + b \sin \beta j \quad (5)$$

将式(2)~(4)代入式(1)中得

$$\begin{aligned} BE &= (2d \cos \alpha - b \cos \beta) i + \\ &\quad (2d \sin \alpha - a - b \sin \beta) j \end{aligned} \quad (6)$$

则 E 点轨迹有如下表达式

$$\begin{cases} E_x = 2c \cos \alpha - b \cos \beta \\ E_y = 2c \sin \alpha - a - b \sin \beta \end{cases} \quad (7)$$

将式(6)中角度 α 用其他参数表示可得

$$\angle \alpha = \pi/2 - \angle CBD - \angle ABC \quad (8)$$

式中 $\angle CBD = \pm \arccos\left(\frac{k^2}{2kc}\right)$;

$$\angle ABC = \pm \arccos\left(\frac{k^2 + a^2 - b^2}{2ka}\right);$$

$$k = \sqrt{(b \cos \beta)^2 + (a + b \sin \beta)^2}。$$

综合考虑, 取 $c=240$ mm。因为 a 在区间 $1.55b \leq a \leq 3b$ 内取值, 则取 $a=1.6b$ 、 $a=2b$ 、 $a=2.5b$ 、 $a=3b$ 时, a 和 b 的数值分别如表 2 所示。

表 2 四杆直线机构各杆件取值

序号	长度 c/mm	长度 b/mm	长度 a/mm	备注
1	240	126.0	202.0	$a=1.6b$
2	240	96.0	192.0	$a=2b$
3	240	73.8	184.6	$a=2.5b$
4	240	60.0	180.0	$a=3b$

图 9 为杆 b 旋转 360° 条件下四杆直线机构与车轮连接点 E 轨迹曲线图。从图 9 中可看出, 点 E 的轨迹由一段近似的直线和一段弧线组成, 其中近似直线段即为所需要的杆件特性曲线。经比较发现, 图 9a 中的参数能使 E 点有更长的直线段, 也就是在悬架折叠时, 能确保车体在高度方向的尺寸减小得更多, 因此选择表 2 中 $a=1.6b$ 这一组参数来研究悬架的折叠性能。为避免在折叠时 b 杆经过受力死点及与其他杆件之间的干涉, 图 8 所示 b 杆转动范围应控制在 90° 之内。

(a) 方案1中E点轨迹

(b) 方案2中E点轨迹

(c) 方案3中E点轨迹

(d) 方案4中E点轨迹

图 9 四杆直线机构末端点 E 轨迹图

3 探测车悬架折展过程分析

这一节主要讲述可折叠探测车的折叠与展开原理以及探测车展开过程分析。

3.1 探测车悬架折展原理

探测车的折叠由地面工作人员完成,用锁紧装置将折叠后的探测车各部分锁定,待抵达目的地后,探测车锁紧装置解锁并展开到工作状态。

折叠过程:探测车悬架三个四杆直线机构中的杆 a 、 b 、 c 在图 7a 的基础上按照图 7b 的方向转动,紧接着以 R_1 、 R_2 、 R_3 为转动关节转动连接三个车轮的杆件,这样就实现了车体高度方向尺寸和长度方向部分尺寸的减小。待转动折叠完成后, A 、 B 点之间可通过导轨—滑块实现相对滑动使 A 、 B 之间的距离减小,使车轮轮廓线在车厢轮廓线之内。

展开过程:展开过程是折叠过程的逆过程,整个展开过程探测车只依靠自身车轮的动作来完成,负责展开动作的转动和滑动关节不需要额外的能源供应。有两种独立的方式都可以达到展开的目的,它们分别如下所述。

(1) 车轮 1 和 2 不动,控制车轮 3 顺时针转动,关节 R_3 逆时针旋转,带动滑块沿着导轨向使 A 、 B 点之间距离增大的方向移动到预定位置,然后导轨和滑块被锁定成为一个整体。接着控制车轮 1 和 2 分别逆时针和顺时针转动,带动关节 R_1 和 R_2 顺时针和逆时针旋转。当三个关节转到预定位置时都被锁定,这时车体在高度和长度方向展开到工作位置。在整个展开过程中,杆件 a 、 b 、 c 在弹簧力的作用下沿着折叠时的反方向转动。

(2) 车体在解锁装置解锁后三个车轮先保持不动,杆件 a 、 b 、 c 在弹簧力的作用下沿着折叠时的反方向转动使车体在高度方向是实现展开。当三个杆件转动到一定位置后,控制车轮 1、2、3 分别以逆时针、顺时针、顺时针转动,带动关节 R_1 、 R_2 、 R_3 分别以顺时针、逆时针、逆时针转动,不仅进一步实现了车体在高度方向的展开,还使得滑块沿着导轨运动实现长度方向的展开。当各关节运动到预定位置后都被锁定,展开过程结束。为保证车体展开过程顺利进行和展开到预定位置,三个车轮在转动时有一定的速度差,从而实现展开动作的协调性。

3.2 探测车展开过程分析

对两种不同的展开方式进行仿真分析,从展开过程车体质心的稳定性、车轮提供的力矩两方面对两种方案进行比较。由于探测车两边结构对称,且主要是悬架的展开分析,因此只对一边悬架进行建模分析即可,仿真参数按表 3 设置。

在仿真过程中,为了更好地展示展开的过程,三个四边形中的约束弹簧没有显示出来。图 10a、10b 从上到下分别给出了两种展开方案从最初的折叠状态到最终展开状态的展开过程仿真图。

表 3 仿真相关参数设置

设置参数	数值
单个车轮质量(含电动机)/kg	3
单侧悬架总质量/kg	6
施加在单侧悬架的载荷质量/kg	60
引力常数	$g/6$
静摩擦因数	0.4
动摩擦因数	0.3
轮距(轮心之间的距离)/mm	300
质心离地面高度/mm	287

(a) 约束弹簧与车轮一起动作展开方案

(b) 约束弹簧先动作车轮后动作方案

图 10 两种展开方式各自的展开过程

从图 10 可看出, 无论采用何种展开方式, 悬架都能可靠地展开到工作状态, 并将各展开关节锁定。相比悬架折叠状态, 展开后的悬架体积大幅度增加, 表现出良好的折叠性能。图 11 描述了在两种不同方案中, 悬架与车厢铰接点处的质心加速度变化情况。从图 11 中可明显看出伴随着展开动作的进行, 铰接点会在某一些时间点出现明显的振动现象。两种方案有相同的振动趋势, 即在整个过程中有三个明显的振动波峰, 不同的是图 10b 方案的波峰绝对值比图 10a 方案中的小, 尤其是后面的波峰代表的最大值。相比较图 10a 方案, 图 10b 方案中相邻波峰之间的曲线比较平坦或振动幅度变化较小, 说明采用图 10b 方案可使悬架铰接点处的振动减小, 进而传到车厢内设备上的振动也将减小, 可很好地保护各种探测设备的安全。图 10 中出现的振动波峰主要由以下两方面因素引起。

(1) 车轮从静止到运动或速度变化过快引起的冲击。

(2) 各转动和移动关节运动到预定位置锁定时引起的冲击振动。

图 11 展开过程铰接点处的加速度

图 12 对每种方案展三个车轮所需驱动转矩之和进行了比较, 反映了为保证展开顺利进行, 每种方案能源需求大小。在 0.6 s 以前, 两种方案所需转矩比较接近, 但在这个时间点以后, 图 10a 方案比图 10b 方案需要更多的转矩来保证展开动作的顺利进行。

图 12 展开过程每个方案三个车轮合驱动力矩

在展开的过程中对每个车轮转速进行很好地

控制是保证展开到预定位姿的一个重要因素。如图 13 所示, 展开过程伴随着车轮相互间的速度差(图 13 中只给出了车轮转速值, 车轮转动的方向可在前文找到)。为避免两方案车轮速度曲线混淆, 将两方案速度曲线分别在时间轴的上、下方表示。在仿真中车轮采用 step 函数控制。图 10a 方案中明显可看到车轮 3 先开始运动, 实现车体长度方向尺寸的首先增加。除速度值有差别外, 车轮 2 和 3 有相同的运动趋势。图 10b 方案先借助约束弹簧首先实现车体高度方向尺寸的增加, 然后动作三个车轮实现后续的展开, 因此车轮 1~3 具有相同的运动趋势。总体来说, 图 10b 方案车轮的动作控制比图 10a 方案简单, 步调比较一致。

图 13 两种展开方案车轮角速度

综上所述, 可选择图 10b 方案作为多约束四边形悬架最终的展开方案。这样就得到了此构型悬架完整的折叠和展开方案, 为进一步研究奠定基础, 也为类似的研究和设计提供参考。

4 结论

(1) 分析了马的形体变化, 总结了其肢体折叠规律, 并将其运用到六轮探测车悬架折叠研究中。

(2) 以“索接纳”悬架为基本构型, 保留其自适应性能, 并运用四杆直线机构对其越障性能进行了改进。仿照马腿并结合四杆直线机构提出了悬架的折叠方案。

(3) 对探测车悬架的两种展开方案进行了仿真分析, 得到一套比较完整的具有优异运动性能的悬架折展方案, 可为其他类似的研究提供参考。

参 考 文 献

- [1] LEGER P C, TREBI-OLLENNU A, WRIGHT J R, et al. Mars exploration rover surface operations: Driving spirit at Gusev crater[C/CD]// 2005 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, The Big

- Island, Hawaii, USA. IEEE, 2005, 2: 1815-1822.
- [2] BIESIADECKI J J, BAUMGARTNER E T, BONITZ R G, et al. Mars exploration rover surface operations: Driving opportunity at Meridiani Planum[C]// 2005 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, October, 2005, The Big Island, Hawaii, USA. IEEE, 2005: 1823-1830.
- [3] KRAJEWSKI J, BURKE K, LEWICKI C, et al. MER: From landing to six wheels on Mars twice[C]//2005 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, October, 2005, The Big Island, Hawaii, USA. IEEE, 2005: 1791-1798.
- [4] 邱雪松, 邓宗全, 胡明. 可展开式月球车车轮构型设计及构态变换分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(增): 148-151.
QIU Xuesong, DENG Zongquan, HU Ming. Framework design and configuration transformation analysis on deployed lunar rover wheel[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(Suppl.): 148-151.
- [5] 邱雪松. 八轮扭杆摇臂式月球车可展开移动系统研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
QIU Xuesong. Research on deployable locomotion system for eight-wheel torsion-bar-rocker lunar rover[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.
- [6] KUCHERENKO V, BOGATCHEV A, WINNENDAEL M V. Chassis concepts for the ExoMars rover[C]// 8th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation ASTRA 2004, ESTEC, November 24, 2004, Noordwijk, The Netherlands. 2004: 465-470.
- [7] LINDEMANN R. Dynamic testing and simulation of the mars exploration rover[C]// 2005 ASME Int. Design Eng. Tech. Conf. Comput. Inform. Eng. Conf., Sep.24-28, 2005, Long Beach, CA. 2005: 99-106.
- [8] LINDEMANN R A, BICKLER D B, HARRINGTON G M, et al. Mars exploration rover mobility development - mechanical mobility hardware design, development, and testing. IEEE Robotics and Automation Magazine, 2006, 13(2): 19-26.
- [9] 尚建忠, 罗自荣, 张新访, 等. 双曲柄滑块联动月球车设计及样机研制[J]. 中国机械工程, 2007, 18(3): 348-351.
SHANG Jianzhong, LUO Zirong, ZHANG Xinfang, et al. Design and prototype development of a lunar rover with two- crank- slider suspension[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(3): 348-351.
- [10] 高海波, 张鹏, 邓宗全, 等. 新型八轮月球车悬架的研制[J]. 机械工程学报, 2008, 44(7): 85-92.
GAO Haibo, ZHANG Peng, DENG Zongquan, et al. Development of suspension frame of new eight-wheel lunar rover[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(7): 85-92.
- [11] THOMAS T, KREBS A, SIEGWART R. Comprehensive locomotion performance evaluation of all-terrain robots[C]// 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, October 9-15, 2006, Beijing, China. 2006: 4260-4263.
- [12] KUBOTA T, KUNIIL Y. Micro planetary rover 'Micro5' [C]// 5th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (ESA SP-440), Noordwijk, Netherlands, 1999: 373-378.
- [13] KUBOTA T, KURODA Y, KUNIIL Y, et al. Small, light-weight rover "Micro5" for lunar exploration[J]. Acta Astronautica, 2003, 52(2-6): 447-453.
- [14] 尚建忠, 张新访, 罗自荣. 主动自适应悬架机器人概念样机及其配置模型和方法[J]. 国防科技大学学报, 2006, 28(2): 93-94.
SHANG Jianzhong, ZHANG Xinfang, LUO Zirong. A conceptual rover with active self-adaptive suspension and its configuration model & means[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2006, 28(2): 93-94.
- [15] KLYUKIN D, SHCHEDRIN M, TARABARIN V. Straight line mechanisms in the collection of Bauman Moscow state technical university[C]// 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, June 19-25, 2011, Guanajuato, Mexico: 2011.
- [16] WANG Zhong, CHEN Mingrui, FENG Yifu, et al. Application of behavioral modeling technology in design of Chebyshev planar four-bar linkage mechanism[C]// 2nd International Conference on Materials, mechatronics and Automation Lecture Notes in Information Technology, December 22-24, 2012, Annamalai University, Chidambaram, Tamil Nadu, India. 2012: 291-296.
- [17] BARLAS F. Design of a Mars rover suspension mechanism[D]. Turkey: Izmir Institute of Technology Izmir, 2004.

作者简介: 杨飞, 男, 1985 年出生, 博士研究生。主要研究方向为宇航空间机构构型综合及折叠展开技术。

E-mail: yf2003420@163.com

陶建国(通信作者), 男, 1964 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为特种机器人技术、宇航空间机构及控制。

E-mail: jgtao@hit.edu.cn

邓宗全, 男, 1956 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为宇
航空间机构及控制。
E-mail: denzq@hit.edu.cn

黎佳俊, 男, 1990 年出生。主要研究方向为宇航空间机构结构设计及
分析。
E-mail: lijiajun89898512@163.com

第 3 届上银优秀机械博士论文奖——优秀奖

舱筏隔振系统声学设计及优化、控制

作者: 黄修长

毕业学校: 上海交通大学

指导教师: 华宏星

舱筏隔振技术是当前舰船减振降噪领域的关键技术, 它可以有效地隔离舰船主、辅机系统和其它动力设备的机械振动传递, 降低艇体的水下辐射噪声。在以声学设计为主导的安静型潜艇设计中, 机械系统噪声定量预报和机械噪声控制及优化是潜艇机械噪声研究急需突破的两大问题。因此, 本论文以“十一五”国防预研项目“浮筏声学性能优化”, “高性能主动隔振器的研究”和国家安全重大基础研究 973 项目子专题“高效隔振浮筏声学构建原理”为背景, 突破传统的隔振与总体声学性能割裂的局限性, 致力于建立舱筏隔振系统定量化的振动传递及声辐射计算方法和以声学性能为目标的优化方法, 并有针对性地提出舱筏振动传递控制和远场声辐射抑制方法, 以指导舱筏声学设计, 降低艇体机械噪声, 该研究具有重要的国防意义和实用价值。

第一章, 在阅读大量相关文献的基础上, 全面综述了柔性复杂隔振系统的弹性耦合效应、水下复杂圆柱壳体结构的流固耦合效应的研究发展概况。从研究对象和建模方法两个角度分别进行论述, 介绍了若干极具潜力的舱筏隔振系统建模方法。较为全面地综述了舱筏隔振系统的主、被动和宽频带振动噪声控制方法及隔振系统振动声学性能优化方法, 指出当前建模、控制和优化方法在指导舱筏隔振系统声学设计和优化、控制的难点所在。

第二章, 针对舱筏隔振系统的定量化声学设计这一目标, 利用基于频响函数综合的弹性子结构建模方法和基于解析试函数的有限元、边界元耦合方法, 建立了典型舱筏隔振系统振动传递和声辐射的整体模型。研究了舱筏隔振系统的多点多向各个层面的弹性耦合效应、艇外流场的流固耦合效应及隔振器的驻波效应对舱筏隔振系统振动传递和声辐射特性的影响, 并对结果进行讨论分析, 得到了一些颇具价值的结论。讨论分析了带内部基座的圆柱壳体子结构参数变化对舱筏隔振系统振动传递和声辐射特性的影响, 给出了带内部基座的圆柱壳体结构的声学设计原则。提出了基座均方力和均方速度传递率, 功率流传递率, 壳体表面均方振速传递率, 壳体表面辐射声功率传递率和远场均方声压传递率等隔振系统振动传递和声学性能评价指标, 分析了隔振性能评价指标和远场声辐射指标之间的关系, 给出了不同载荷工况下可以替代远场声压评价指标的性能指标。

第三章, 针对舱筏隔振系统中、高频基础非刚性导致隔振性能下降, 引起水下远场声辐射增强的问题, 利用弹性波在周期结构阻带内无法传播的特性, 提出了在振动传递途径上设置周期结构, 对特定带宽频率内的振动传递进行纯被动宽频带的控制方法以及一种曲梁周期结构, 充分利用曲梁具有径向刚度和切向刚度耦合及波型转换的特性, 利用曲梁来传递载荷。利用波动法系统地研究了曲梁和直梁, 曲梁和质量耦合系统中波的传播, 传递和反射, 验证了振动经过曲梁传递后发生的波型转换特性和能量的传递、反射。为简化曲梁周期结构的设计, 提出了 $m-k$ 等效模型, 利用传递矩阵不变量法和波向量法研究了曲梁周期结构的带隙特征和输入输出导纳特性, 结果表明曲梁周期结构具有较低频段的宽频带隙。利用传递矩阵法研究了曲梁周期结构在基础为弹性板的单自由度系统、两自由度系统和舱筏隔振系统中的应用。结果表明, 曲梁周期结构作为机械滤波器能有效地抑制带隙内基础共振峰和上、下隔振器驻波频率处的振动传递和声辐射。在理论分析的基础上, 给出舱筏隔振系统中曲梁周期结构工程实用的设计原则和方法。

第四章, 针对低频共振峰处的振动传递和导致的基座-壳体结构的声辐射, 采用主动隔振的方法对其进行控制。以内部弹性子结构振源-多通道主被动隔振器-水下带基座的圆柱壳体结构受体这一耦合系统为研究对象, 利用基于频响函数综合的子结构方法和基于 $FxLMS$ 的多通自适应控制算法, 建立了该耦合系统的动力学模型和控制模型。结合耦合的有限元、边界元模型, 首次研究了对基座连接点的振动加速度进行主动控制时, 对水下远场声辐射抑制的影响。数值仿真结果表明, 采用主动隔振对基座各连接点的振动加速度进行控制后, 可以有效地抑制低频时壳体径向变形为主的强全局辐射模态的声辐射, 但抑制效果受到各个控制通道之间耦合强弱的影响, 并与圆柱壳体结构的模态密切相关。在理论分析的基础上, 对由振源板-四通道主动隔振器-流体加载板组成的主动隔振系统进行实验研究, 对系统某阶共振频率(对应流体加载板的第一阶共振模态)受到接近该频率的激励干扰时进行主动控制, 实验结果表明该频率处流体加载板连接点的振动和水下声辐射得到了明显的抑制。这为机械-结构的低频振动噪声控制提供了一种控制手段。

第五章, 以舱筏隔振系统的声学优化设计为目标, 利用基于频响函数综合的子结构方法, 推导了基于频响函数子结构的导纳灵敏度, 得到了舱筏隔振系统的振动传递和声辐射结果对浮筏和基座连接点的频响函数及上、下层隔振器的刚度(阻尼)的灵敏度表达式。为克服灵敏度分析容易陷入局部最优的缺点, 结合全局搜索能力较强的遗传算法, 提出混合遗传算法。利用灵

(下转第 16 页)