DOI: 10.3901/JME.2013.07.113

摇臂转向架式星球车单索重力补偿*

刘 振 高海波 邓宗全 陶建国
(哈尔滨工业大学机电工程学院 哈尔滨 150080)

摘要: 为简单、准确地进行摇臂转向架式星球车(简称星球车)低重力模拟,研究其单索重力补偿的问题。提出使用单根补偿吊索和摇臂配重模拟星球车所有姿态下全部车轮地面接触力的方法。以四、六轮星球车为例,建立崎岖地型上轮地接触力模型;通过分析模型的解结构,证明“正确补偿接触力”等价于“正确补偿狭义接触力(全部接触力水平分量为零时的特例)”;给出吊索和配重(补偿力系)的施加方法;通过证明补偿后的狭义接触力与低重力环境中一致,证明补偿方法正确。仿真结果验证了此方法的优势和正确性。针对向车厢(封闭体)内部点施加补偿力的问题,提出相似悬挂原理:利用悬挂体和封闭体上关节点、受力点的全等位置关系,使连接于悬挂体上的吊索始终向封闭体内部点施加等效补偿力。为避免拆解星球车进行质心测量,提出使用不同姿态下的狭义接触力计算、校正补偿力系的方法;相应地,给出狭义接触力的测量原理和测量平台结构。实践证明,研究为星球车的低重力模拟提供了简单、精确的方案原理和方法。

关键词: 摇臂转向架式星球车 低重力 重力补偿 轮压

中图分类号: V21 TH11

Gravity Compensation for Rocker-bogie Rovers Through Single String Tension

LIU Zhen GAO Haibo DENG Zongquan TAO Jianguo
(School of Mechanical Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080)

Abstract: The crucial problems encountered in gravity compensation (GC) for rocker-bogie rovers through single string tension are examined and tackled to enable easy and precise low gravity simulation. A GC approach utilizing single string and counterweights on rockers is developed to simulate all the wheel contact forces of rovers in all configurations. The contact force model of four and six wheeled rovers is constructed, through which the equivalence between ensuring contact force and defined contact force (wheel pressure), the special case when the horizontal components of all contact force is nil, is proved. The approach is proved by showing compensated wheel pressure is identical with that in low gravity. The advantage and validity of such approach is future proved by software simulation. To equivalently apply compensation force onto the inner point of the carriage (a sealed body), the similarly suspension mechanism is developed. The mechanism is such that the relative position between surface points and inner points of the sealed body is exactly identical with those of the suspension body; compensation force on the suspension body is equivalently applied to corresponding inner point of the sealed body. To avoid dismantling of rover for the center of mass measurement, an algorithm is established to relate the position and magnitude of compensation force system with wheel pressure. The method and equipment are established to measure the wheel pressure. These researches provide a precise and feasible plan for rocker-bogie rovers' gravity compensation, which is proved by their application in experiment.

Key words: Rocker-bogie planetary rover Low gravity Gravity compensation Wheel pressure

0 前言

为消除星球车地面测试中车轮沉陷量过大、滑

转率过高和动力配置不足等假象,需要进行低重力模拟试验。试验包含两部分:① 模拟车轮与地面接触力;② 模拟月壤参数,后者不在本文讨论范围。

星球车低重力模拟方法有三类。第一类是抛物线飞行法。使用此方法日本学者发现了单圆柱轮沙槽试验中重力场对沙土的影响^[1]。Micro5 星球车缩比模型的低重力模拟试验^[2]和 LSSM 型载人月球车

* 国家自然科学基金(50975059, 61005080)、科技部-国际科技合作(2010DFR70270)和“111”工程(B07018)资助项目。20120712 收到初稿,20121220 收到修改稿

的低重力运动性能试验^[3]也在抛物线飞行过程中完成。这种方法模拟效果真实,但对试验空间、时间的限制也很明显。

第二类方法是构造低质量样车进行试验。此方法在履带式、无悬架式和弹簧悬架式星球车上有较多应用^[4]。由于摇臂式星球车减重裕量有限,精神号火星探测车的低质量样车只能略小于正样质量的一半^[5]。另外,摇臂构件(摇臂和与其相连的车轮组成的构件)减重裕量很小,所以构件质心相对旋转点的转矩无法被降低,因而造成轮地接触力分配失真。模拟重力场越低,模拟误差越大。这一点在仿真章节中进行验证。

第三类方法是使用吊索向星球车施加补偿力(重力补偿),分为多索和单索两类。多索补偿方法的补偿效果准确,但是工程实施复杂。洛克希德公司为美国国家航空航天局载人月球车设计了多吊索重力补偿系统方案^[6]。系统的每根吊索通过单独的拉力伺服系统维持恒拉力;为保持吊索垂直,位置伺服系统跟踪月球车在水平面内的平移和转动;由于不能跟踪车的俯仰和侧倾,崎岖地型中吊索倾斜,对月球车产生水平干扰力。传统的单索补偿方法是通过一根连接于车厢的吊索向星球车施加补偿力。此方法在履带式、无悬架式和弹簧悬架式星球车上有较多应用,俄罗斯对上述类型星球车进行了单索重力补偿试验;在针对三节式微型火星探测车的试验中,使用了两层杠杆分配补偿力以避免使用多根拉力索^[4]。传统单索补偿在摇臂转向架式星球车的应用存在两个问题:①不能补偿摇臂构件相对转点的转矩;②补偿吊索的理想连接点位于车厢内部,工程实现困难。

为简单、准确地进行低重力模拟,本文解决限制单索重力补偿方法应用于摇臂转向架式星球车的一系列问题。星球车轮压计算是星球车设计、分析和仿真中的重要内容^[7-9],针对本文分析的需要,在第 1 节建立崎岖地型中轮地接触力的模型,证明“正确补偿接触力”和“正确补偿狭义接触力”等价,以简化下文证明过程。针对最简单的四轮星球车,第 2 节给出使用单根吊索和摇臂配重模拟轮地接触力的方法(单索-配重方法),通过证明补偿后的狭义接触力和低重力环境一致以证明轮地接触力模拟正确。第 3 节给出单索-配重方法在六轮星球车上的应用,解释四、六轮星球车的悬架差别对配重大小、位置的影响;由于八轮星球车^[10]构型与四、六轮星球车十分相似,因此其补偿方法不再赘述。第 4 节使用仿真证明单索-配重方法的正确性,证明在模拟低于 $g/6$ 重力环境时此方法相对传统单索方法

具有优势。第 5 节提出相似悬挂原理,解决补偿吊索无法连接于车厢封闭体内部的问题。为了避免质心测量的复杂过程,第 6 节提出使用星球车在各姿态下的狭义接触力计算和校正补偿力系的方法,并相应给出狭义接触力测量原理和测量平台结构。第 7 节介绍了以上研究的实践应用和经验。第 8 节是结论。

1 轮地接触力模型

1.1 模型定义

本小节定义轮地接触力模型的坐标系和符号。建立右手坐标系 $Oxyz$: y 轴正向与重力方向相反, x 轴平行于水平面且使得 Oxy 平面与星球车前进方向平行;各坐标轴单位矢量为 i, j, k 。定义序号:星球车副摇臂为前端,记右前、右中、右后、左前、左中和左后轮分别为 1~6 号轮;记右副摇臂、右前和右中轮为 1 号构件,右主摇臂和右后轮为 2 号构件,车厢为 3 号构件,左副摇臂、左前和左中轮为 4 号构件,左主摇臂和后轮为 5 号构件。定义位置:记右侧主副摇臂铰接点为 A ,左侧对应点为 C ,右侧主摇臂与车厢的差速轴连接点为 B ,左侧对应点为 D ,差速轴中点为 E ,1~5 号构件质心位置点分别为点 $F \sim J$,1~6 号轮与地面接触点记为 $K \sim P$ 。定义矢量:记 N_k 为接触面对 k 号轮的接触力矢量,它与各轴投影值关系记为 $N_k = H_k i + V_k j + I_k k$;记 r_{AB} 为从点 A 到点 B 的位置矢量,它与各轴投影值的关系记为 $r_{AB} = x_{AB} i + y_{AB} j + z_{AB} k$;记 $T_A(N_1) = N_1 \times r_{AK}$ 为 K 点接触力 N_1 相对 A 点的矩矢,简记为 $T_{N_1}^A$,它与各轴投影值关系记为 $T_{N_1}^A = X_{N_1}^A i + Y_{N_1}^A j + Z_{N_1}^A k$;记 m_k 和 G_k 为 k 号构件的质量和重力。其余定义:记车侧倾角为 α ,记模拟低重力加速度值为 $g/s, s > 1$ 。图 1a 是 Oxy 平面视图,图 1b 是 Oyz 平面视图。

为了表达摇臂旋转关节的转矩传递特性,将坐标系 $Oxyz$ 绕 x 轴旋转 α 角,得到新坐标系 $Ox'y'z'$,使 $Ox'y'$ 平面与摇臂转动关节的轴线垂直,如图 1b 所示。将 $Ox'y'$ 称为俯仰平面、 $Oy'z'$ 称为侧倾平面、 $Oz'x'$ 称为转向平面。 N_1 相对 A 点矩矢 $T_{N_1}^A$ 在坐标系 $Ox'y'z'$ 各轴投影值 $X_{N_1}^{A'}$, $Y_{N_1}^{A'}$ 和 $Z_{N_1}^{A'}$ 和在 $Oxyz$ 各轴投影值 $X_{N_1}^A$, $Y_{N_1}^A$ 和 $Z_{N_1}^A$ 的关系为

$$\begin{pmatrix} X_{N_1}^{A'} \\ Y_{N_1}^{A'} \\ Z_{N_1}^{A'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_{N_1}^A \\ Y_{N_1}^A \\ Z_{N_1}^A \end{pmatrix} \quad (1)$$

(a) 正视图

(b) 侧视图

图1 六轮星球车的坐标和符号定义

1.2 星球车轮地接触力模型

本节建立轮地接触力的准静态模型。首先分析转矩平衡关系。在 $Ox'y'$ 平面内副摇臂转动关节不传递转矩。相对 z' 轴, 构件 1 上接触力 N_1 、 N_2 和重力 G_1 相对 A 点的转矩投影 Z_{N1}^A 、 Z_{N2}^A 和 Z_{G1}^A 互相平衡, 如图 2a 所示, 即

$$Z_{N1}^A + Z_{N2}^A = -Z_{G1}^A \quad (2)$$

$Ox'y'$ 平面内, 差速器传递给单侧摇臂的转矩 T_B 是车厢质心相对差速轴转矩的 $1/2$, 即 $T_B = Z_{G3}^B / 2$ 。相对 z' 轴, 构件 2 上接触力 N_3 、 A 点内力 $-N_A$ 和重力 G_2 相对 B 点转矩 Z_{N3}^B 、 Z_{-NA}^B 和 Z_{G2}^B 平衡了差速器传至构件 2 的转矩 T_B , 如图 2b 所示。构件 2 转矩平衡式为

$$Z_{N3}^B + Z_{-NA}^B = -Z_{G2}^B - Z_{G3}^B / 2 \quad (3)$$

构件 4、5 转矩平衡方程与式(2)、(3)相似, 分别是

$$Z_{N4}^C + Z_{N5}^C = -Z_{G4}^C \quad (4)$$

$$Z_{N6}^D + Z_{-NC}^D = -Z_{G5}^D - Z_{G3}^D / 2 \quad (5)$$

在 $Oy'z'$ 平面内星球车没有自由度。由于 x' 轴与 x 轴重合, 轮地接触力 x 轴分量 H 相对 x' 轴无转矩。相对 x' 轴, 轮地接触力竖直分量 V 、水平分量

(a) 副摇臂构件受力分析

(b) 主摇臂构件受力分析

图2 摇臂构件的分离体受力分析

I 和质心重力 G 相对任意点(可选为差速轴中点 E) 的转矩互相平衡, 如图 1b 所示。平衡关系记为

$$\sum (X_V^{E'} + X_I^{E'}) = -\sum X_G^{E'} \quad (6)$$

在 $Oz'x'$ 平面星球车没有自由度。相对 y' 轴, 轮地接触力的三向分量 H 、 V 、 I 和重力 G 相对任意点(可选为差速轴中点 E) 的转矩互相平衡

$$\sum (Y_H^{E'} + Y_V^{E'} + Y_I^{E'}) = -\sum Y_G^{E'} \quad (7)$$

然后分析力平衡。由于在 x 、 y 、 z 方向上整车受力平衡, 因此

$$\sum H = 0 \quad \sum V = -\sum G \quad \sum I = 0 \quad (8)$$

联立式(2)~(8), 将式(1)代入式(2)~(7), 获得转矩平衡关系在坐标系 $Oxyz$ 内的表达, 将构件 1、3 的力平衡关系代入式(3)、(5)以消除内力项 Z_{-NA}^B 、 Z_{-NC}^B 得到轮地接触力平衡模型

$$\begin{cases} \sum H = 0 & \sum V = -\sum G & \sum I = 0 \\ \sum (X_V^E + X_I^E) = -\sum X_G^E \\ \sum [(Y_H^E + Y_I^E) - \tan \alpha (Z_H^E + Z_V^E)] = \sum \tan \alpha Z_G^E \\ \tan \alpha (Y_{N1}^A + Y_{N2}^A) + (Z_{N1}^A + Z_{N2}^A) = -\tan \alpha Y_{G1}^A - Z_{G1}^A \\ \tan \alpha (Y_{N4}^C + Y_{N5}^C) + (Z_{N4}^C + Z_{N5}^C) = -\tan \alpha Y_{G4}^C - Z_{G4}^C \\ \tan \alpha [Y_{N3}^B + z_{BA}(H_1 + H_2) - x_{BA}(I_1 + I_2)] + [Z_{N3}^B + x_{BA}(V_1 + V_2) - y_{BA}(H_1 + H_2)] = -(x_{BA}G + Z_{G2}^B + Z_{G3}^E / 2) \\ \tan \alpha [Y_{N6}^D + z_{DC}(H_4 + H_5) - x_{DC}(I_4 + I_5)] + [Z_{N6}^D + x_{DC}(V_4 + V_5) - y_{DC}(H_4 + H_5)] = -(x_{DC}G_4 + Z_{G5}^D + Z_{G3}^E / 2) \end{cases} \quad (9)$$

只将无法简写的转矩写为力和力臂乘积形式。因为模型式(9)的等号左边只有含接触力的项及其系数, 等号右边只有含质心重力的项及其系数, 所以轮地接触力模型是轮地接触力系和质心重力系之间的线性映射。将接触力模型写为矢量方程形式

$$\mathbf{R}_{9 \times 18} \mathbf{n}_{18 \times 1} = \mathbf{b}_{9 \times 1} \mathbf{g} \quad (10)$$

式中, $\mathbf{n}_{18 \times 1} = (H_1, H_2, \dots, H_6, V_1, V_2, \dots, V_6, I_1, I_2, \dots, I_6)$ 是接触力系投影矢量, $\mathbf{b}_{9 \times 1} \mathbf{g}$ 由等号右边的质心重力项及其系数构成。系数矩阵 $\mathbf{R}_{9 \times 18}$ 由星球车姿态唯一

确定, 它的前三行为力平衡方程的系数, 元素为 1、-1 或 0; 后六行由转矩平衡方程的系数构成, 是力臂矢径在 x, y, z 的投影。方程组式(9)由线性无关的平衡方程构成, 因此系数矩阵 $R(\mathbf{R})$ 与增广矩阵 $R(\mathbf{R}, \mathbf{b})$ 同为 9, 解集秩为 $18-9=9$ 。接触力解的结构为

$$\mathbf{n} = \boldsymbol{\eta} + \sum_{i=1 \sim 9} c_i \boldsymbol{\xi}_i \quad (11)$$

式中, $\boldsymbol{\xi}_i, i=1 \sim 9$ 是齐次方程 $\mathbf{R}_{9 \times 18} \mathbf{n}_{18 \times 1} = \mathbf{0}$ 的基础解系, c_i 是任意实数, $\boldsymbol{\eta}$ 是方程式(10)的特解。

接触力模型欠约束的原因是重力补偿不需要考虑各轮转速关系和沙土性质的约束。使用接触力模型讨论重力补偿过于繁琐, 下节给出更简练的方法。

1.3 狭义接触力及其性质

定义: 狭义接触力是所有轮地接触力水平分量都为零时的特例。首先证明狭义接触力的唯一存在性。将形为 $\mathbf{n}_{18 \times 1} = (\mathbf{0}_{6 \times 1}, V_1, V_2, \dots, V_6, \mathbf{0}_{6 \times 1})$ 的狭义接触力矢量代入方程组式(9), 使其退化为狭义接触力模型

$$\begin{cases} \sum V = -\sum G \\ \sum X_V^E = -\sum X_G^E \\ Z_{N1}^A + Z_{N2}^A = -Z_{G1}^A \\ Z_{N4}^C + Z_{N5}^C = -Z_{G4}^C \\ Z_{N3}^B + x_{BA}(V_1 + V_2) = -(x_{BA}G + Z_{G2}^B + Z_{G3}^E/2) \\ Z_{N6}^D + x_{DC}(V_4 + V_5) = -(x_{DC}G + Z_{G5}^D + Z_{G3}^E/2) \end{cases} \quad (12)$$

方程组式(12)中线性无关方程个数与未知数个数都为 6, 所以狭义接触力唯一存在。即解系式(11)中唯一存在系数组合 $k_i, i=1 \sim 9$, 使得

$$(\mathbf{0}_{6 \times 1}, V_1, V_2, \dots, V_6, \mathbf{0}_{6 \times 1}) = \boldsymbol{\eta} + \sum_{i=1 \sim 9} k_i \boldsymbol{\xi}_i$$

下面证明“狭义接触力被正确补偿”和“接触力被正确补偿”等价。假设在地球重力场 g 中, 狭义接触力被正确补偿为低重力场 g/s 中的数值, 即

$$\mathbf{R}(\boldsymbol{\eta} + \sum_{i=1 \sim 9} k_i \boldsymbol{\xi}_i) = \mathbf{b}g/s \quad (13)$$

由于 $\boldsymbol{\xi}_i$ 是 $\mathbf{R}_{9 \times 18} \mathbf{n}_{18 \times 1} = \mathbf{0}$ 的基础解系, 因此式(13)的成立与系数 $k_i, i=1 \sim 9$ 取值无关, 即整个接触力解系式(11)都被正确补偿。因此, “狭义接触力被正确补偿就是接触力被正确补偿”命题为真。由于上述命题的逆命题明显成立, 因而“狭义接触力被正确补偿”和“接触力被正确补偿”等价关系得证。

狭义接触力的具有良好性质: ① 唯一存在; ② 其模型在坐标系 $Ox'y'z'$ 和坐标系 $Oxyz$ 内的表达一致; ③ 在低重力模拟的讨论中与接触力等价。由

于这些性质, 下文的讨论可以针对狭义接触力简练地进行。称狭义接触力为轮压, N_k 专指 k 号轮的轮压。

1.4 轮压补偿正确的判据

在 g/s 重力场中, 轮压方程为

$$\mathbf{R}\mathbf{n} = \mathbf{b}g/s$$

补偿状态下, 补偿力 $\mathbf{F}$ 影响构件的力和力矩平衡, 因此轮压方程中包含了补偿力项

$$\mathbf{R}\mathbf{n} = \mathbf{b}g + g(\mathbf{F})$$

式中, $g(\mathbf{F})$ 是补偿力项。因为补偿力和重力都作用于构件上, 它们的区别仅是作用点和方向不同, 所以补偿力项 $g(\mathbf{F})$ 和重力项 $\mathbf{b}g$ 的形式相似。

补偿状态和低重力状态的轮压方程的等号左边相等。若补偿正确, 两方程等号右边必相等, 即 $\mathbf{b}g + g(\mathbf{F}) = \mathbf{b}g/s$, 移项后为

$$g(\mathbf{F}) = (1/s - 1)\mathbf{b}g \quad (14)$$

式(14)即为补偿判据。

2 四轮星球车单索-配重补偿方法

2.1 补偿力系施加规则

为证明单索-配重方法对摇臂转向架式星球车的适用性, 本文分别针对四轮、六轮星球车证明方法正确。

定义右前、右后、左前和左后车轮为 1~4 号轮; 记右摇臂构件、车厢构件和左摇臂构件分别为 1~3 号构件。记右摇臂与差速轴连接点为 A 、左侧对应点为 B 、差速轴中点为 C 、1~3 号构件质心点为 D, E 和 F 。记作用于 i 号构件的补偿力为 F_i 。其余标记沿用上文规定。下面给出四轮星球车补偿力系的施加规则。

(1) 在右摇臂构件的 D' 点设置配重, 使点 A 位于线段 $D'D$ 上, 见图 3a。使配重重力 F_1 、构件自重 G_1 相对 A 点的矢矩比值为 $(1/s - 1)$

$$F_1 r_{AD'} = (1/s - 1)G_1 r_{AD} \quad (15)$$

由于点 D', A 和 D 共线, 所以不管右摇臂处于何种姿态, 空间矢量 $\mathbf{r}_{AD'}$ 、 $\mathbf{r}_{AD}$ 在各轴投影的比值恒为 $1/s - 1$, 因而式(15)与下面方程组等价

$$\begin{cases} X_{F1}^A = (1/s - 1)X_{G1}^A \\ Y_{F1}^A = (1/s - 1)Y_{G1}^A \\ Z_{F1}^A = (1/s - 1)Z_{G1}^A \end{cases}$$

引用式(15)时, 总是指使用其等价方程组中的某一项。这种等价关系在下文定义其他配重时不再重复给出。

(2) 按照相同的方法在左摇臂构件配置配重

F_3 。保证两侧配重重力 F_1 、 F_3 比值等于构件重力 G_1 、 G_3 比值

$$F_1/F_3 = G_1/G_3 = (F_1 + G_1)/(F_3 + G_3) \quad (16)$$

(3) 在车厢构件的质心 E 处施加向上补偿力 F_2 , 见图 3b, 使其与车厢重力 G_2 比值为 $(1/s-1)$

$$F_2 = (1/s-1)G_2 \quad (17)$$

在差速轴线上寻找特殊点 K 点, 使其满足约束

$$r_{KA}(F_1 + G_1) + r_{KB}(F_3 + G_3) = 0 \quad (18)$$

在 K 点施加向上补偿力 F_2' , 见图 3b。其大小为

$$F_2' = -(F_1 + F_3) + (1/s-1)(G_1 + G_3) \quad (19)$$

图 3 四轮星球车补偿力系的施加

由于 F_2 和 F_2' 在车厢作用点位置、大小不变, 方向始终竖直向上, 因此可将两力合并。合并力的作用点即为补偿吊索的作用点, 力大小为吊索施加给星球车的补偿力, 因此实际中只使用一根吊索。此处使用两个车厢补偿力进行分析以便于理解。

2.2 轮压模拟效果

下面证明补偿力系能够在所有姿态下正确补偿四轮星球车所有轮的轮压。在地球重力环境中, 四轮星球车轮压模型为

$$\begin{cases} \sum N = -\sum G \\ \sum X_N^K = -\sum X_G^K \\ Z_{N1}^A + Z_{N2}^A = -(Z_{G1}^A + Z_{G2}^C/2) \\ Z_{N3}^B + Z_{N4}^B = -(Z_{G3}^B + Z_{G2}^C/2) \end{cases}$$

根据补偿判据, 补偿力和重力的关系应满足

$$\begin{cases} F_1 + F_2 + F_2' + F_3 = (1/s-1)\sum G \\ X_{F1}^K + X_{F2}^K + X_{F2'}^K + X_{F3}^K = (1/s-1)\sum X_G^K \\ Z_{F1}^A + (Z_{F2}^C + Z_{F2'}^C)/2 = (1/s-1)(Z_{G1}^A + Z_{G2}^C/2) \\ Z_{F3}^B + (Z_{F2}^C + Z_{F2'}^C)/2 = (1/s-1)(Z_{G3}^B + Z_{G2}^C/2) \end{cases} \quad (20)$$

将方程组式(20)等号左边的项对应加到轮压模型的等号左侧, 就是施加补偿力后的轮压模型 $Rn - g(F) = bg$ 。由于篇幅关系此处不再详细证明。

将式(17)、(19)相加, 并将补偿项移至左边, 重

力项移至右边, 得方程组式(20)中第一式。

由于 F_2 、 G_2 共点反向, 因此 $Z_{F2}^C = (1/s-1)Z_{G2}^C$;

由于 F_2' 在差速轴上、差速轴平行于 z 轴且 C 是差速轴上一点, 因此 $Z_{F2'}^C = 0$, 即

$$Z_{F2}^C + Z_{F2'}^C = (1/s-1)Z_{G2}^C \quad (21)$$

将式(21)与右摇臂配重约束式(15)相加, 即为方程组式(20)的第三式。相似地, 第四式也成立。

下面证明方程组式(20)中的第二等式成立。将补偿力和重力关系投影于 $Oy'z'$ 平面, 见图 4a。因为配重和构件质心是相对于差速轴铰接点 A 、 B 配置的, 所以计算它们对 K 点转矩时, 总是使用其铰接点处的等效力系。举例: 为计算 F_1 对 K 点转矩, 将其平移至 A 点产生等效力系 F_A 、 T_A , 如图 4b 所示; 由等效力系的概念可知, 平移前后的力系对任意点的转矩不变, 即 $X_{F1}^K = T_A + F_A z_{AK}$ 。

图 4 四轮摇臂式星球车受力的 $Oy'z'$ 平面投影

证明分为两部分。

(1) 在 $Oy'z'$ 平面内配重约束式(15)等价于

$$X_{F1}^A = (1/s-1)X_{G1}^A \quad (23)$$

相似地, 存在关系

$$X_{F3}^B = (1/s-1)X_{G3}^B \quad (24)$$

(2) 将两侧配重比值的约束式(16)代入式(18)得

$$G_1 z_{KA} + G_3 z_{KB} = 0 \quad (25)$$

$$F_1 z_{KA} + F_3 z_{KB} = 0 \quad (26)$$

将式(23)~(26)的等号两边相加, 并将等价力系相对任意点转矩相等的性质代入, 得

$$X_{F1}^K + X_{F3}^K = (1/s-1)(X_{G1}^K + X_{G3}^K)$$

将关系 $X_{F2'}^K = 0$ 、 $X_{F2}^K = (1/s-1)X_{G2}^K$ 与上式相加, 得方程组式(20)第二式。

方程组式(20)成立证毕。在所有姿态下, 四轮星球车全部轮压都被正确补偿至最低重力状态。

3 六轮星球车单索-配重补偿方法

3.1 补偿力系施加规则

(1) 在右侧副摇臂构件 F' 点设置配重, 令点 A 位于线段 FF' 上, 如图 5a 所示。使配重块的重力 F_1

与距离 $r_{AF'}$ 满足

$$F_1 r_{AF'} = (1/s - 1) G_1 r_{AF} \quad (27)$$

下面以六轮车为例说明单索重力补偿方法。

(a) 副摇臂配重的施加 (b) 主摇臂配重的施加

图5 六轮星球车摇臂配重的施加

(2) 在右侧主摇臂构件的 G' 点设置第一配重, 使点 B 位于线段 GG' 上, 如图 5b 所示, 使配重块的重力 F_2 与距离 $r_{BG'}$ 满足

$$F_2 r_{BG'} = (1/s - 1) G_2 r_{BG} \quad (28)$$

在右侧主摇臂 A' 点设置第二配重, 使点 B 位于线段 AA' 上, 使配重块的重力 F_2' 与距离 $r_{BA'}$ 满足

$$F_2' r_{BA'} = (1/s - 1) G_1 r_{BA} - F_1 r_{BA} \quad (29)$$

主摇臂第二配重式(29)中出现了副摇臂构件自重 G_1 和配重 F_1 。这是因为构件 1 力平衡关系式为

$$N_A = N_1 + N_2 + F_1 + G_1$$

即 G_1 和 F_1 通过影响 A 点的内力 $-N_A$ 而影响主摇臂构件的转矩平衡。 G_1 是星球车自重属性, 因此按照 $(1/s - 1)$ 比例抵消其影响; F_1 不是星球车自重属性, 因此按照 -1 比例完全消除其影响。副摇臂构件的重力和配重影响到主摇臂配重, 这是六轮星球车和四轮星球车在配重补偿上的主要不同。

(3) 左侧副、主摇臂构件上用相同方法配置配重 F_4 、 F_5 和 F_5' , 保证右、左两侧配重比值有如下关系

$$\frac{F_1 + F_2 + F_2'}{F_4 + F_5 + F_5'} = \frac{G_1 + G_2}{G_4 + G_5} \quad (30)$$

(4) 在车厢构件的质心 H 处设置补偿力

$$F_3 = (1/s - 1) G_3 \quad (31)$$

在差速轴线上设置 Q 点, 使得

$$r_{QA}(G_1 + G_2) + r_{QB}(G_4 + G_5) = 0 \quad (32)$$

在 Q 点施加补偿力 F_3' , 使得

$$F_3' = -(F_1 + F_2 + F_2' + F_4 + F_5 + F_5') + (G_1 + G_2 + G_4 + G_5)(1/s - 1) \quad (33)$$

3.2 轮压模拟效果

根据六轮车轮压方程组式(12)和补偿判据式(14), 补偿力系和质心力系的关系应满足

$$\begin{cases} \sum F = (1/s - 1) \sum G \\ \sum X_F^Q = (1/s - 1) \sum X_G^Q \\ Z_{F1}^A = (1/s - 1) Z_{G1}^A \\ Z_{F4}^C = (1/s - 1) Z_{G4}^C \\ Z_{F2}^B + Z_{F2'}^B + F_1 x_{BA} + Z_{F3}^E + Z_{F3'}^E = (1/s - 1)(x_{BA} G_1 + Z_{G2}^B + Z_{G3}^E / 2) \\ Z_{F5}^D + Z_{F5'}^D + F_4 x_{DC} + Z_{F3}^D + Z_{F3'}^D = (1/s - 1)(x_{DC} G_4 + Z_{G5}^D + Z_{G3}^E / 2) \end{cases} \quad (34)$$

方程组式(34)第一式是式(31)和式(33)加和的结果; 第三式是右副摇臂配重式(27)的等价关系; 相似地, 第四式成立。下面证明第二、五、六式成立。

将主摇臂第一配重约束式(28)和第二配重约束式(29)在 Oyz 平面的等价关系相加得

$$Z_{F2}^B + Z_{F2'}^B + F_1 x_{BA} = (1/s - 1)(G_1 x_{BA} + Z_{G2}^B) \quad (35)$$

由于车厢补偿力 F_3 和重力 G_3 共点反向, 车厢补偿力 F_3' 在差速轴上, 因此

$$Z_{F3'}^E + Z_{F3}^E = (1/s - 1) Z_{G3}^E / 2 \quad (36)$$

将式(35)和式(36)相加即得方程组式(34)第五式。相似地, 第六式成立。

下面证明方程组式(34)中的第二式成立。将补偿力和重力关系投影于 $Oy'z'$ 平面, 见图 6a。与第 2.2 节方法相似, 仍旧将摇臂质心重力和配重重力移至 B 、 D 点获得等效力系, 使用等效力系分析它们对 Q 点的力矩, 如图 6b 所示。

(a) $Oy'z'$ 平面的力系投影

(b) 力的等效平移

图6 六轮摇臂式星球车受力的 $Oy'z'$ 平面投影

证明分为两部分。

(1) 将 F_1 、 F_2 和 F_2' 对 B 点转矩加, 并将 $Z_{BF'} = Z_{BA} + Z_{AF'}$ 关系代入

$$X_{F_1}^B + X_{F_2}^B + X_{F_2'}^B =$$

$$F_1(z_{BA} + z_{AF'}) + F_2 z_{BG'} + F_2' z_{BA'} \quad (37)$$

将配重 F_1 、 F_2 和 F_2' 的约束式(27)~(29)代入式(37)

$$X_{F_1}^B + X_{F_2}^B + X_{F_2'}^B = (1/s - 1)(X_{G_1}^B + X_{G_2}^B) \quad (38)$$

相似于式(38), 有

$$X_{F_4}^D + X_{F_5}^D + X_{F_5'}^D = (1/s - 1)(X_{G_4}^D + X_{G_5}^D) \quad (39)$$

(2) 与第 2.2 节中相似, 将两侧配重比值的约束式(30)代入 Q 点约束式(32), 得

$$(F_1 + F_2 + F_2')z_{BQ} + (F_4 + F_5 + F_5')z_{DQ} = 0 \quad (40)$$

$$0 = (G_1 + G_2)z_{BQ} + (G_4 + G_5)z_{DQ} \quad (41)$$

将式(38)~(41)等号两边分别相加, 并将等价力系相对任意点转矩相等的性质代入, 得

$$\sum_{i=1,2,4,5} X_{F_i}^Q + X_{F_2'}^Q + X_{F_5'}^Q = (1/s - 1) \sum_{i=1,2,4,5} X_{G_i}^Q \quad (42)$$

将式(42)与 $X_{F_3}^Q = 0$ 、 $X_{F_3}^Q = (1/s - 1)X_{G_3}^Q$ 相加, 得方程组式(34)第二式。

方程组式(34)成立证毕。在所有姿态下, 六轮星球车的全部轮压都被正确补偿至最低重力状态。

3.3 主摇臂配重化简

利用车厢通过差速轴向主摇臂传递转矩的特性化简主摇臂配重。将整车置于水平地面。将主摇臂的两个配重等效分解为水平、竖直两个方向的配重。按照质心分解原则, 将 A' 点配重分解为 B 点正上方 R 点和水平方向 R' 点两个配重块; 使用同样方法分解 G' 点配重块, 见图 7a。将点 R 和 S' 点的配重合并为新配重, 位置记为 T' , 将点 R 和 S 点的配重合并为新配重, 位置记为 T , 见图 7b。

图 7 主摇臂配重的等效转换

取消 T' 点配重, 主摇臂因此损失转矩。为补偿损失的转矩, 将原作用于差速轴的车厢补偿力 F_2' 沿 x 轴移动 Δx , 见图 8, 使 F_2' 对差速轴的转矩等于一侧主摇臂损失转矩的两倍。

图 8 平移车厢力

主摇臂因取消配重而损失的转矩 T_1 和差速器补偿的转矩 T_2 的关系为

$$T_2 / T_1 = \cos \beta / \cos(\beta + \phi)$$

式中, β 为车厢俯仰角, ϕ 为差速器转角。当 $\phi = 0^\circ$ 时, $T_2 / T_1 = 1$; 普通工况下, 取 $0^\circ \leq \beta \leq 10^\circ, 0^\circ \leq \phi \leq 10^\circ$, $0.98 \leq T_2 / T_1 \leq 1.05$, 误差率小于 5%; 极限工况下, 取 $\beta = \phi = 20^\circ$, $T_2 / T_1 = 1.23$, 误差率 23%。注意此误差率是相对 T_1 得出的, 实际中此误差对轮压的影响可以忽略。

4 单索-配重方法仿真验证

4.1 仿真模型及参数

在动力学仿真软件中构建六轮摇臂星球车模型。将差速轴中点取为坐标原点。建立右手坐标系, 前进方向取为 x 轴正方向, y 轴竖直向上, 见图 9a。设置两侧轮中心距 748 mm, 同侧相邻轮中心距 585 mm, 车轮半径 165 mm。由于星球车模型关于 Oxy 平面对称, 只给出车厢和一侧悬架的属性, 如表 1 所示。

表 1 星球车模型质量及尺寸属性

关键位置点	质量 m/kg	坐标 x/mm	坐标 y/mm	坐标 z/mm
车厢构件质心	101	100	80	0
主摇臂构件质心	4	-460	-320	353
副摇臂构件质心	5.5	338	-390	369
右前轮中心	—	585	-411	374
主副摇臂铰接点	—	248	-146	334
差速轴中心	—	0	0	0

地面模型设置为刚体。地形分为四段, 见图 9b: 仿真开始时车置于水平段, 然后通过长 3 000 mm、斜度 28.5° 下坡段, 然后通过长度 2 500 mm 水平段, 最后通过深 150 mm 长 3 500 mm 的单侧槽坑段。星球车在下坡段产生整车俯仰, 在侧坑段同时产生整车俯仰和侧倾, 见图 10a。在开入和开出下坡时, 主副摇臂铰接点产生转角, 在侧坑段主副摇臂铰接点和差速器同时产生转角, 见图 10b。

(a) 星球车模型及坐标系

(b) 地面模型

图 9 仿真模型及坐标系

图10 仿真中悬架姿态的变化

4.2 仿真结果

为获得各轮在低重力环境下的标准轮压, 设置加速度为 g/s 且不施加补偿力, 结果以虚线加方块表示。后面的仿真中加速度设为 g 。第一、二组仿真中仅向车厢上的整车合质心位置施加补偿力, 以模拟传统单索补偿。第一组设置补偿力为整车重力的 $5/6$ 以模拟 $g/6$ 环境。结果表明: 在通过单侧槽坑地形时, 右中轮与右后轮的轮压补偿误差率约为 25%, 两轮误差方向相反, 如图 11 所示。第二组设置补偿力为整车重力的 $11/12$, 以模拟 $g/12$ 环境。结果表明: 在通过单侧槽坑地形时, 右中轮、右后轮的轮压补偿误差率约为 50%, 两轮误差方向相反; 两轮分别在仿真 40 s 和 20 s 左右轮压为零, 即车轮被补偿力拉离地面, 见图 12。第一、第二组仿真说明, 传统单索重力补偿方法不能无误差地补偿轮压; 模拟重力场越低, 传统方法的误差越大、适用性越差。第三组仿真中, 按照第 3.1 节方法计算模拟 $g/6$ 环境的补偿力系, 并按照第 3.3 节方法降低主摇臂配重质量。补偿力系的参数列于表 2。仿真结果表明: 单索-配重补偿方法可以无误差地模拟低重力状态下星球车轮压, 化简配重方法带来的误差可以忽略, 如图 13 所示。

表2 第三组仿真补偿力系参数

右侧构件及车厢补偿力	力 F/N	坐标 x/mm	坐标 y/mm	坐标 z/mm
副摇臂配重	44.9	158	-98	369
化简的主摇臂配重	46.8	0	500	334
车厢质心补偿力	825.3	100	80	0
平移的车厢补偿力	338.4	43.9	0	0

图11 使用传统单索补偿方法模拟 $g/6$ 环境轮压 图12 使用传统单索补偿方法模拟 $g/12$ 环境轮压

5 相似悬挂原理

车厢补偿力作用点在车厢内部是星球车重力补偿的普遍现象。将吊索直接连接于车厢内部有两个问题: ① 吊索和车厢内部构件干涉; ② 在车厢内部的准确位置预留接口不易实现。本节考虑将补偿力作用于车厢外部, 但使其时时等效作用于车厢内部固定点。

图 13 使用单索-配重补偿方法模拟 $g/6$ 环境轮压

首先介绍相似悬挂原理。设平面内有两自由物体, 在两物体上分别取 $\triangle ABC \cong \triangle A'B'C'$, 使用等长连杆球铰连接 AA' 、 BB' 以构成平面机构 $A'ABB'$, 见图 14a。因为 $A'ABB'$ 和 $A'ACC'$ 是共用 $A'A$ 边的平行四边形, 所以无论机构如何运动, 连线 $C'C$ 始终平行于连杆 $A'A$ 。

然后介绍在俯仰平面内向车厢内 C 点施加等效补偿力的方法。在车厢表面设置球铰连接点 A 、 B ; 按 $\triangle ABC \cong \triangle A'B'C'$ 关系在悬挂装置上选取球铰连接点 A' 、 B' 和吊索连接点 C' ; 使用等长杆连接 AA' 、 BB' , 将吊索连接于 C' , 在补偿力作用下连杆 $A'A$ 和 $B'B$ 始终竖直, 见图 14b。由于 $C'C$ 平行 $A'A$, 在俯仰平面内补偿力始终竖直通过星球车内部点 C , 亦即补偿力等效作用于点 C 。

图 14 平面相似悬挂

为使补偿力在空间内等效作用于车厢内部吊点 C , 进行以下构造: 在车厢顶部选四个球铰连接

点 A 、 B 、 D 和 E , 与点 C 构成四棱锥 $CABDE$; 按 $C'A'B'D'E' \cong CABDE$ 全等关系在悬挂装置上设置球铰连接点 A' 、 B' 、 D' 、 E' 和吊索连接点 C' ; 使用等长连杆连接对应点, 将吊索连接于 C' , 如图 15a 所示。图 15a 在俯仰平面投影为图 14b, 在侧倾平面的投影为图 15b。在忽略悬挂装置自重情况下, 整车俯仰、侧倾时吊索补偿力始终等效作用于车厢内部点。

图 15 空间相似悬挂

为了完全消除悬挂装置自重的影响, 除补偿力 f 外, 还需要在悬挂装置质心处施加与其自重等大反向的补偿力 f' 。由于力 f 和 f' 作用点、大小、方向不变, 因此可以合成一个作用点、大小、方向不变的合力。此合力即为考虑挂架自重情况下的补偿力, 其作用点即为悬挂装置的实际吊索连接点, 其大小为吊索拉力, 因此仍旧是单索补偿。

因为星球车的设计速度普遍较低, 而且球铰关节提供阻尼, 所以相似悬挂装置的振荡情况可以忽略。在试验中观测不到震荡。

6 补偿力系的计算和校正方法

6.1 配重重量及安装位置计算

机械系统质心的实际值与设计值往往不同。如果使用质心信息计算补偿力系, 必须拆解星球车进行构件的质心测量。此外, 补偿力系的安装缺乏定位基准, 实际操作中无法确定补偿效果。针对上述问题, 本节以六轮星球车为例介绍通过不同姿态下的轮压计算、校正补偿力系的方法。

首先介绍俯仰平面内右副摇臂构件配重量和配重安装角度的计算方法。记其转点至质心的矢量 r_{AF} 在 $Ox'y'$ 平面内投影为 l_{AF} , 摇臂水平时 l_{AF} 与竖直方向夹角为 γ , γ 即为配重安装角, 见图 5a。维持其余构件不动, 使构件 1 绕 A 点旋转 ω 角, 轮压模型式(12)中的右副摇臂平衡式展开写为

$$-G_1 l_{AF} \sin(\gamma + \omega) = N_1 x_{AK} + N_2 x_{AL} \quad (43)$$

式中, γ 和 $G_1 l_{AF}$ 是定值未知量; ω 是设定旋转角、 N_1 和 N_2 是可测量轮压、 x_{AK} 和 x_{AL} 可根据设计参数和旋转角 ω 算出。记未知量 $G_1 l_{AF} = x_1$, $\sin \gamma = x_2$; 记已知量 $\cos \omega = a_1$, $\sin \omega = a_2$, $Z_{N1}^A + Z_{N2}^A = b$, 平衡方程式(43)改写为

$$-a_1 x_1 x_2 - a_2 x_1 \sqrt{1-x_2^2} = b \quad (44)$$

令 $x_1 x_2 = x_1'$, $x_1 \sqrt{1-x_2^2} = x_2'$, 将式(44)改写为二元一次方程形式 $a_1 x_1' + a_2 x_2' = -b$ 。由于系数 a_1, a_2, b 随旋转角 ω 变化, 令 ω 取值 ω_1 、 ω_2 以获得二元一次方程组

$$\begin{cases} a_{11} x_1' + a_{21} x_2' = -b_1 \\ a_{12} x_1' + a_{22} x_2' = -b_2 \end{cases} \quad (45)$$

式(45)有唯一解。通过方程组解可以换算俯仰平面内右副摇臂构件配重量 $F_1 l_{AF'}$ 和安装角 γ

$$F_1 l_{AF'} = (1/s-1) \sqrt{(x_1'^2 + x_2'^2)}$$

$$\sin \gamma = x_1' / \sqrt{(x_1'^2 + x_2'^2)}$$

下面介绍俯仰平面内右主摇臂构件两个配重的计算。记主摇臂水平时 l_{BG} 与竖直方向夹角为 φ , φ 即为第一配重安装角, 见图 5b。保持车厢水平, 使构件 2 绕差速轴旋转 ω 角, 轮压模型式(12)中主摇臂平衡式展开写为

$$N_3 x_{BM} + (N_1 + N_2) x_{BA} = -G_2 l_{BG} \sin(\varphi + \omega) - G_1 x_{BA} - T_B \quad (46)$$

式中, $G_2 l_{BG}$ 、 φ 、 G_1 和 T_B 是定值未知量; 其余量是已知量。记未知量 $G_2 l_{BG}, \sin \varphi, G_1, T_B$ 分别为 x_1, x_2, x_3, x_4 , 记已知量 $\cos \omega, \sin \omega, x_{BA}$ 为 a_1, a_2, a_3 , 记 $N_3 x_{BM} + (N_1 + N_2) x_{BA}$ 为 b , 式(46)改写为

$$a_1 x_1 x_2 + a_2 x_1 \sqrt{1-x_2^2} + a_3 x_3 + x_4 = -b \quad (47)$$

式(47)的实质是四元一次方程。记 $x_1 x_2 = x_1'$, $x_1 \sqrt{1-x_2^2} = x_2'$, $x_3 = x_3'$, $x_4 = x_4'$ 。式(47)改写为

$$a_1 x_1' + a_2 x_2' + a_3 x_3' + x_4' = -b \quad (48)$$

由于系数 a_1, a_2, a_3, b 随旋转角 ω 变化, 令 ω 取 4 个不同的值, 获得四元一次方程组 $A_{4 \times 4} x_{4 \times 1}' = -b_{4 \times 1}$ 。明显地, 解矢量 $x_{4 \times 1}'$ 唯一存在。换算得第一配重在俯仰平面内配重量 $F_2 l_{BG'}$ 和安装角 φ

$$F_2 l_{BG'} = (1/s-1) \sqrt{x_1'^2 + x_2'^2}$$

$$\sin \varphi = x_1' / \sqrt{x_1'^2 + x_2'^2}$$

第二配重在俯仰平面内配重量为

$$F_2' l_{BA'} = (1/s-1) x_3' l_{BA} - F_1 l_{BA}$$

式中, l_{BA} 是设计尺寸, F_1 是构件 1 的配重重力。第二配重安装角度是设计角度, 不需要计算。

本节不计算侧倾平面内配重重量和安装位置, 这是因为在侧倾平面内星球车力矩平衡方式与刚体一致, 通过校正车厢补偿力位置可以完全消除配重位置误差的影响。

6.2 车厢补偿力位置校正

下面介绍校正补偿力位置的方法。不施加任何补偿力和配重, 测量星球车某状态的轮压, 除以 s 后即为低重力环境中的标准轮压。

将配重按照第 6.1 节计算结果固定于摇臂。将车厢补偿力粗略作用于理论位置, 记作用点位置误差各轴分量为 $\Delta x', \Delta y', \Delta z'$, i 号轮轮压误差 $\Delta_i = N_i - N_i'$ 。由于整车总重容易测量, 因此补偿力大小准确。这说明各轮轮压误差总和为零, 所以

$$\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = -(\Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6)$$

即一侧压差和与另一侧压差和等大反向, 它们以两侧轮心距为力臂构成力偶, 此力偶与 $F \Delta z'$ 平衡, 所以 $\Delta z'$ 可求

$$\Delta z' = -(\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3) z_{KN} / F$$

轮压误差总和为零的约束也可以写为

$$\Delta_3 + \Delta_6 = -(\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_4 + \Delta_5)$$

这说明两侧后轮轮压误差和与其余轮轮压误差和等大反向。它们力臂 x_{KA}' 构成力偶, 此力偶与 $F \Delta x'$ 平衡, 所以

$$\Delta x' = -(\Delta_3 + \Delta_6) x_{KA} / F \quad (49)$$

按照算得的 $\Delta x', \Delta z'$ 值调整车厢补偿力作用点, 消除误差 $\Delta x'$ 和 $\Delta z'$ 。

在水平状态下竖直方向位置误差 $\Delta y'$ 对轮压没有影响, 因而将整车侧倾 α , 使得 $\Delta y'$ 在水平面内产生投影 $\Delta y' \sin \alpha$ 。 $\Delta y'$ 和 $\Delta z'$ 计算原理相同

$$\Delta y' \sin \alpha = -(\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3) z_{KN} / F \quad (50)$$

$\Delta y'$ 可求。按照计算结果调整作用点位置, 消除 $\Delta y'$ 误差。车厢补偿力调整完成。

6.3 轮压测量台结构

轮压测量台是配合补偿力系的计算和校正工作设计的专用平台, 其原理简图如图 16 所示。测量台包含 6 个可升降的轮压测量单元。每个单元具备

图 16 轮压测量台原理图

一个压力传感器、一个车轮滑台和一组可单独控制的升降单元。试验中将星球车置于轮压测量台上, 由升降单元控制各轮相对高度以改变星球车姿态, 由压力传感器读出此姿态下的轮压。

为测量轮压, 必须消除车轮与测量台接触力的水平分力。以副摇臂为例进行说明轮压测量原理。将其水平置于轮压测量台上, 车轮和滑台的接触点用黑点表示, 见图 17a。当副摇臂转动 ω 角: ① 前后轮轴投影距离由 L 变为 $L\cos\omega$; ② 接触点绕轮轴转动 ω 角, 见图 17b。针对以上现象, 在车轮与压力传感器之间设计平面滑台和圆弧滑台。使两轮轴投影距离的变化量被水平滑台吸收, 释放水平分力; 使接触点绕轮轴的旋转角被圆弧滑台吸收, 释放接触面对轮轴的转矩。通过压力传感器读出的数值即为轮压。

(a) 摇臂最初状态

(b) 摇臂旋转后状态

图 17 车轮滑台工作原理

7 研究结果的应用

利用本文的研究结果, 完成了六轮星球车重力模拟试验。试验采用了单根吊索和主、副摇臂配重以模拟六轮星球车在所有姿态下的轮压。为了向车厢内部等效施加补偿力, 采用了悬挂装置。使用悬挂装置的吊索连接点微调功能, 可以准确地作用补偿力, 见图 18。

图 18 六轮星球车低重力模拟试验

在模拟月面重力的试验中, 吊索拉力是轮压总和 7 倍。相应地, 轮压误差总和也是恒拉力系统误

差的 7 倍。这种误差放大效应是重力补偿固有的特点。为了尽量降低轮压误差、提高系统对星球车竖直方向冲击的响应速度, 恒拉力系统采用了复杂的机构和控制策略。若采用多索补偿原理进行模拟试验, 需要面对很大工程困难。

试验中车厢补偿力的作用点相对车厢顶面的深度大于车厢高度一半, 直接安装吊索将与内部载荷干涉。由于误差放大的特点, 吊点位置误差要求小于 $\pm 2\text{ mm}$, 车厢内无法预留准确的接口。悬挂装置的使用解决了以上问题。

轮压测量台(图 19)的使用避免了拆解星球车进行构件质心测量的繁琐过程, 也为检验补偿效果提供了依据。由于使用了车轮滑台, 将星球车置于测量平台之后可以测量多组姿态下的轮压。

图 19 轮压测量台

实践证明, 本文的研究为摇臂转向架式六轮星球车的低重力模拟提供了简单、精确、全面的方案原理和方法。

8 结论

(1) 针对四、六轮星球车建立了崎岖地型中轮地接触力模型。

(2) 证明了狭义接触力具有良好的性质: 它在接触力模型的解系中唯一存在; “狭义接触力被正确补偿”等价于“接触力被正确补偿”; 狭义接触力模型在 $Oxyz$ 和 $Ox'y'z'$ 坐标系内一致。

(3) 以四轮、六轮星球车为例给出单索-配重方法, 证明了补偿方法正确。

(4) 仿真结果表明: 随模拟重力场降低, 传统单索补偿原理的模拟误差增大; 单索-配重方法正确。

(5) 提出相似悬挂原理, 将作用于悬挂装置的补偿力始终等效作用于车厢内部理论吊点。

(6) 提出通过星球车不同姿态下的轮压计算、校正补偿力系的方法, 给出狭义接触力的测量原理, 介绍了轮压测量台的结构。

(7) 以上研究在六轮星球车重力模拟试验中的应用取得了良好效果。

参 考 文 献

- [1] KOBAYASHI T, FUJIWARA Y, YAMAKAWA J, et al. Mobility performance of a rigid wheel in low gravity environment[J]. *Journal of Terramechanics*, 2010, 47(4): 261-274.
- [2] KURODA Y, TESHIMA T, SATO Y, et al. Mobility performance evaluation of planetary rover with similarity model experiment[C]// IEEE Robotics & Automation Society. International Conference on Robotics and Automation, April 26-May 1, 2004, New Orleans, LA. New Orleans, LA: IEEE RAS, 2004: 2098-2103.
- [3] VAUGHAN S. Lunar driving simulator history[EB/OL]. [2011-01-10]. www.knology.net/~skeetv/SimHist3.html.
- [4] KEMURDJIAN A. Development of simulation means for a gravity forces[C]// Aerospace Division of the ASCE. Robotics 2000, Feb. 27-Mar. 2, 2000, Albuquerque, NM. Albuquerque, NM: ASCE, 2000: 220-225.
- [5] RANDEL L, DONALD B, BRIAN H, et al. Mars exploration rover mobility development[J]. *IEEE Robotics & Automation Magazine*, 2006, 2(2): 19-26.
- [6] WYSOR R B. Preliminary design study of a lunar gravity simulator interim report[R]. New York: NASA, 1967. <http://ntrs.larc.nasa.gov/search.jsp?R=19670021490&q=Ns%3DLoaded-Date%7C1%26N%3D4294842302>.
- [7] 李所军, 高海波, 邓宗全. 摇臂式探测车质心域计算[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(17): 8-14.
- LI Suojun, GAO Haibo, DENG Zongquan. Calculating domain of center of mass for rocker-bogie exploration rover[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(17): 8-14.
- [8] 马传帅, 文桂林, 周景宇, 等. 月球车沙地行驶动力学建模与仿真[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(23): 97-103.
- MA Chuanshuai, WEN Guilin, ZHOU Jingyu, et al. Whole-vehicle dynamical model and simulation for lunar rover traveling on the loose soil[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(23): 97-103.
- [9] JU Hehua, CUI Pingyuan. Modelling and control for lunar rocker-bogie rover with slip[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(9): 134-139.
- [10] 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.

作者简介: 刘振, 男, 1983 年出生, 博士研究生。主要研究方向为星球车低重力模拟。

E-mail: liuzhen_hit@163.com

高海波(通信作者), 男, 1970 年出生, 教授、博士研究生导师。主要研究方向为移动机器人。

E-mail: gaohaibo@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与控制。

E-mail: dengzongquan@hit.edu.cn

陶建国, 男, 1964 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为星球探测车。

E-mail: taojianguo@hit.edu.cn