[研究·设计]
DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.03.003

轮腿复合式底盘结构的仿真优化

薛必伦[1,2], 张秋菊[1,2], 宁　萌[1,2]

(1. 江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡　214122;
2. 江南大学 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 江苏 无锡　214122)

摘　要:针对目前下肢有障碍的人士出行困难、生活不便的问题,课题组以调整轮椅整体高度位姿与完成户外越障为目标,设计了一种多功能轮椅的轮腿复合式底盘机构。通过运动学分析得出底盘机构水平状态下高度变换范围以及两个驱动推杆的耦合关系;对底盘机构中关键零部件进行静力学分析,并对关键部件进行仿真优化,以保证底盘机构在调节高度中的整体稳定性。样机实验验证了轮腿复合式底盘机构可稳定有效地实现高度调整。该设计可以调节身体重心与位姿,也可以满足室外越障的需求。

关　键　词:多功能轮椅;轮腿复合式;底盘机构;高度变换

中图分类号:TH114;TH123　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1005-2895(2019)03-0012-07

Simulation Optimization of Wheel and Leg Composite Chassis Structure

XUE Bilun[1,2], ZHANG Qiuju[1,2], NING Meng[1,2]

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;
2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: In view of the difficulties of people with disabilities in the lower limbs and the inconvenience of living, a multi-functional wheelchair wheel-leg composite chassis mechanism was designed with the goal of adjusting the overall height position of the wheelchair and completing the outdoor obstacle in this paper. Through the kinematic analysis, the height transformation range of the chassis mechanism and the coupling relationship between the two driving pushers were obtained. Static analysis of key components in the chassis mechanism and simulation optimization of key components were carried out to ensure the overall stability of the chassis mechanism in the adjustment height. The prototype experiment verifies that the wheel-leg composite chassis mechanism can achieve height adjustment stably and effectively. The design can adjust the center of gravity and posture of the body, and can also meet the needs of outdoor obstacles.

Keywords: multifunctional wheelchair; wheel and leg compound; chassis mechanism; height transformation

人均寿命的延长增加了老年人患病与残疾的风险[1]。同时,交通事故频发而造成肢体损伤的人数也越来越多[2]。这类患者中下肢功能障碍的人群占了很大比例。行动不便给他们的生活带来了一系列问题。目前就家居行业而言,适合他们的无障碍家具产品的开发还不像无障碍建筑和城市规划一样有着较为全面且严谨的理论、标准和规范[3],居家生活中的行动不便严重影响了他们的生活质量。行动不便的人十分希望拥有独立的行动自由[4-5]。针对以上问题,急需一种具有升降功能的多功能轮椅,既可以帮助下肢功能有障碍的人群调节身体重心与位姿来适应室内生活,也可以满足室外越障的需求,以此来提高特殊人群的生活质量。

目前市场上的电动轮椅的底盘机构大多是轮式的,仅能适用于某些特定的外部地形环境,为了提高轮椅对外界环境的适应性,可以在轮椅底盘设计上吸取

收稿日期:2018-10-14;**修回日期**:2018-12-20

基金项目:国家自然科学基金青年基金项目(51705201);中央高校基本科研业务费专项资金资助(JUSRP11718);江苏省自然科学基金青年基金项目(BK20160185)。

第一作者简介:薛必伦(1994),男,江苏涟水人,硕士研究生,研究方向为机电一体化。E-mail:XueBilun@163.com

复合式机构的优点。国外典型的复合式机构的轮椅主要有:美国著名发明家迪恩·卡门发明的爬楼轮椅 iBOT[6]、德国苏黎世联邦理工学院的几个学生设计的轮履复合式轮椅 Scewo[7]、丰田公司生产的腿行间歇型爬楼轮椅 Ifoot 等。国内内蒙古民族大学物理与机电学院的苏和平等借鉴了 iBOT 的爬楼方式,采用星形轮系作为爬楼梯机构,设计了一种双联星形机构电动爬楼梯轮椅[8]。国内外研究的复合式轮椅结合了多种运动机构的优点,能更好地适应外部环境[9],大多实现了户外越障及爬楼梯的功能,但因为轮椅结构的限制,在平稳调节位姿高度上还有所欠缺,不能很好地满足特殊人群的室内生活需求。

课题组针对一种多功能轮椅的轮腿复合式底盘机构,以调整轮椅整体高度位姿与完成户外越障为设计目标,主要对整体高度调节功能及轮腿复合式底盘机构进行运动学与静力学分析,对底盘的关键部件进行了静力学仿真与优化,并制作样机实验验证。

1　轮腿复合式底盘机构简介

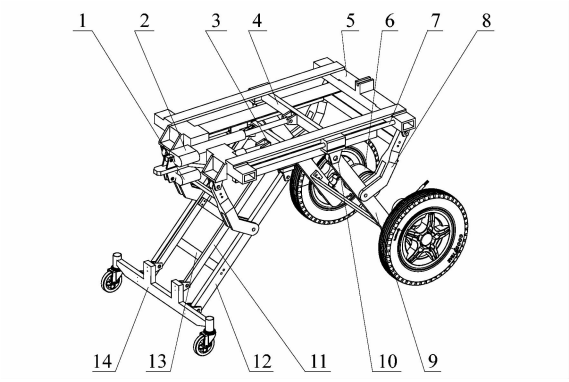
课题组研究的轮腿复合式底盘机构,可以实现轮椅行驶与位姿变换的功能,还能实现部分越障功能。底盘机构主要由车架、主驱动轮腿组和万向轮腿组构成。万向轮腿组包括万向轮组、万向轮腿主杆、万向轮腿副杆、轮腿辅杆、万向轮腿滑块组、同步杆和连接件。车架底部装有滑轨与万向轮腿滑块组,同时万向轮腿滑块组通过电动推杆与车架相连,整体呈现为一个曲柄滑块机构。主驱动轮腿组中包括主驱动轮、主驱动轮腿主杆、轮腿辅杆、主驱动轮腿滑块组、同步杆和连接件。车架两侧装有光轴,主驱动轮腿滑块组两侧装有圆柱导轨滑块,两者相配合,同时主驱动轮腿滑块组通过电动推杆与车架相连,整体呈现为一个曲柄滑块机构。轮腿复合式底盘机构的基本设计参数如表 1 所示,结构如图 1 所示。

表 1　轮腿复合式底盘机构基本设计参数

Table 1　Basic design parameters of wheel and leg composite chassis mechanism

车架长度/mm	车架宽度/mm	总质量/kg	主驱动轮直径/mm	万向轮直径/mm	预计载质量/kg
950	560	70	320	120	100

轮椅质量加负载约 170 kg,综合考虑地面摩擦因数与工作模式,选用两台额定电压 24 V,功率为 250 W,额定转矩为 24 N·m 的直流电机,实现轮椅的前进、后退和差速转弯。万向轮腿组与主驱动轮腿组抬升下降的动力源都是电动推杆,选用 2 台额定电压 24 V,推力 1 300 N,速度为 12 mm/s 的直线电动推杆。2 台电动推杆装于车架同一侧,万向轮腿组的电动推杆伸长带动万向轮腿抬升,而主驱动轮腿组的电动推杆伸长带动主驱动轮腿下降,从而实现底盘整体的上升及下降。底盘整体可抬升下降状态如图 2 和图 3 所示。



1—万向轮腿组电动推杆;2—主驱动轮腿组电动推杆;3—万向轮腿滑块组;4—主驱动轮腿滑块组;5—车架;6—主驱动轮;7—光轴;8—轮腿辅杆;9—主驱动轮腿主杆;10—连接件;11—万向轮腿副杆;12—万向轮腿主杆;13—同步杆;14—万向轮组。

图 1　轮腿复合式底盘机构

Figure 1　Wheel and leg composite chassis mechanism

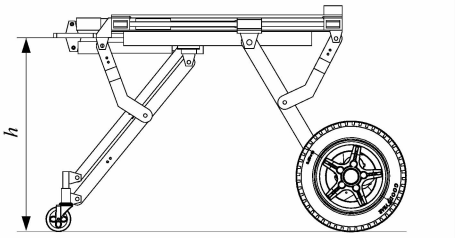


图 2　底盘整体抬升状态

Figure 2　Overall lifting status of chassis

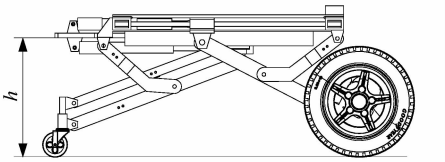


图 3　底盘整体下降状态

Figure 3　Overall decline of chassis

从图 2 和图 3 中可看出,轮腿复合式底盘机构的高度变换范围与各轮腿杆件的设计参数密切相关,而且关键零部件的刚度大小也会影响底盘整体稳定性,课题组将针对轮腿复合式底盘机构如何平稳调节高度

问题进行研究。

2　轮腿复合式底盘机构分析与优化仿真

2.1　轮腿复合式底盘运动学分析

轮腿复合式底盘机构是整个多功能越障轮椅的核心部分,有必要研究主驱动轮腿组与万向轮腿组的运动原理及车架高度变换起降范围。对底盘机构进行二维模型简化,底盘机构的两对车轮位于平地上,通过电动推杆调节万向轮与主驱动轮相对车架的距离,实现车架保持水平下的高度变换。轮腿复合式底盘机构二维模型如图 4 所示。

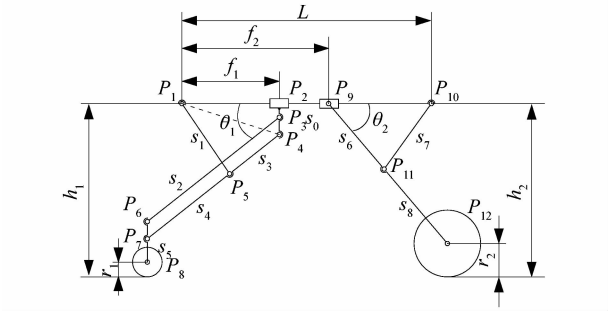


图 4　轮腿复合式底盘机构二维模型

Figure 4　Two-dimensional model of wheel and leg composite chassis mechanism

P_2,P_9 分别是万向轮腿滑块组、主驱动轮腿组与车架的活动接触点;P_1,P_3,P_4,P_5,P_6,P_7,P_{10} 和 P_{12} 是轮腿组与车架以及轮腿组内部的铰接点;P_8,P_{12} 分别是万向轮心与主驱动轮心;L 为车架上最左端铰接点至最右端铰接点的距离;P_2P_4 的杆长距离为 s_0,P_7P_8 的杆长距离为 s_5;车架与轮底的相对距离分别是 h_1 和 h_2;万向轮半径为 r_1,主驱动轮半径为 r_2。

万向轮腿组与主驱动轮腿组的轮腿变形分别影响 h_1,h_2 的值,根据平面几何关系,可以求出:

$$h_1 = s_2 \sin\theta_1 + s_0 + s_5 + r_1; \tag{1}$$

$$h_2 = (s_6 + s_8)\sin\theta_2 + r_2。 \tag{2}$$

式中:θ_1,θ_2 分别是万向轮腿主杆、主驱动轮腿主杆与车架的夹角;s_2 为万向轮腿副杆的长度,也是万向轮腿主杆的长度;s_6,s_8 分别是主驱动轮腿主杆上半段与下半段的长度。

因为各腿杆长度确定,夹角 θ_1,θ_2 的大小是由万向轮腿组与主驱动轮腿组的电动推杆行程 f_1,f_2 决定的,通过分割 $P_1P_5P_4P_2$ 四边形,在利用余弦公式可以算出 θ_1 与 f_1,θ_2 与 f_2 之间的关系:

$$\theta_1 = \pi - \arccos\left(\frac{f_1^2 + s_0^2 + s_1^2 - s_3^2}{2s_1\sqrt{f_1^2 + s_0^2}}\right) - \arccos\left(\frac{s_1^2 + s_3^2 - f_1^2 - s_0^2}{2s_1 s_3}\right); \tag{3}$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{(L - f_2)^2 + s_6^2 - s_7^2}{2(L - f_2)s_6}\right)。 \tag{4}$$

将公式(3)和(4)分别代入公式(1)和(2)中,得出 h_1,h_2 分别与电动推杆行程 f_1,f_2 的关系:

$$h_1 = s_0 + s_5 + r_1 + s_2\sin\left[\pi - \arccos\left(\frac{f_1^2 + s_0^2 + s_1^2 - s_3^2}{2s_1\sqrt{f_1^2 + s_0^2}}\right) - \arccos\left(\frac{s_1^2 + s_3^2 - f_1^2 - s_0^2}{2s_1 s_3}\right)\right]; \tag{5}$$

$$h_2 = r_2 + (s_6 + s_8)\sin\left[\arccos\left(\frac{(L - f_2)^2 + s_6^2 - s_7^2}{2(L - f_2)s_6}\right)\right]。 \tag{6}$$

从公式(5)和(6)中可以看出,车架与轮底的相对距离 h_1,h_2 的高度变换只与相应电动推杆行程有关。在轮椅调节高度功能中,车架应保持水平地抬升下降,所以就得保证在推杆行程变化时,$h_1 = h_2 = h$,车架相对地面高度 h。行程范围分别是 266 mm ≤ f_1 ≤ 486 mm,271 mm ≤ f_2 ≤ 471 mm。其余常量已知:s_0 = 70 mm,s_1 = 275 mm,s_2 = 580 mm,s_3 = 226 mm,s_4 = 354 mm,s_5 = 40 mm,s_6 = 214 mm,s_7 = 260 mm,s_8 = 330 mm,L = 770 mm,r_1 = 60 mm,r_2 = 160 mm。

通过 MATLAB 运算,可以得出车架相对地面高度 h 与两个电动推杆行程的关系曲线如图 5 所示。

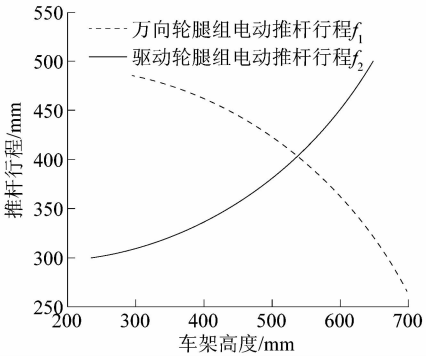


图 5　车架高度与电动推杆行程的变换曲线

Figure 5　Conversion curve of frame height and electric push rod stroke

为保持整体水平,车架整体高度调节范围不能超出 2 个推杆的行程,即车架离地面的高度应为 300 ~ 650 mm。

根据 $h_1 = h_2 = h$ 这个约束,联立公式(3) ~ (6)可以求出 f_1,f_2 之间的耦合关系式:

$$\left.\begin{aligned} K_1 &= 428\cos\left(\arcsin\left(\frac{580\sin\theta_1 - 59}{544}\right)\right); \\ f_2 &= 770 - \frac{K_1}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{K_1^{\ 2} + 87\ 216}。\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

通过 MATLAB 运算,可以得出推杆行程 f_1,f_2 之间的耦合关系曲线如图 6 所示。

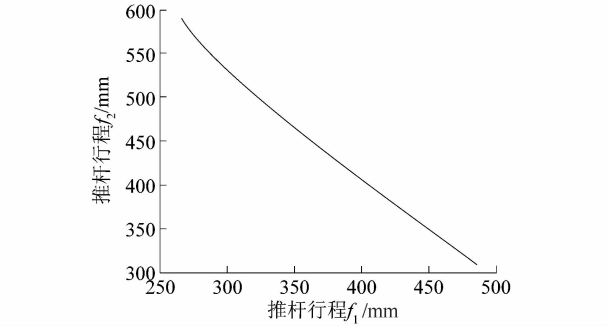


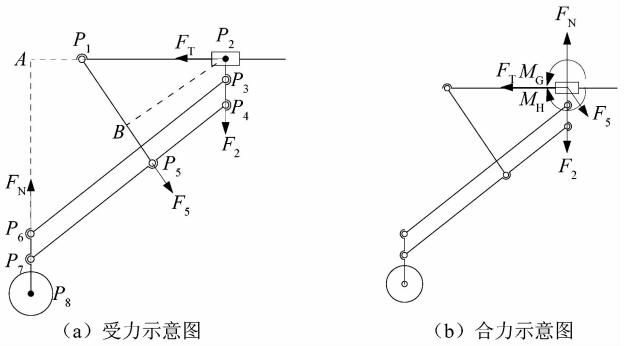
图 6　推杆行程 f_1 和 f_2 的耦合关系曲线

Figure 6　Curve of coupling relationship between push rod stroke f_1 and f_2

从公式(3)和公式(7),以及图 6 中可看出,在轮腿复合式底盘机构水平抬升、下降的过程中,2 个推杆行程偏向于线性关系,其中的耦合关系式经过简化可作为后期控制程序的重要参数。

2.2　万向轮腿组受力分析

在轮腿复合式底盘机构实现高度变换时,平稳性和安全性是重要指标,底盘机构中万向轮腿组与主驱动轮腿组承受着全部的负载。为保证零部件的强度,防止应力集中,对万向轮腿组进行受力分析,分析结果如图 7 所示。



(a) 受力示意图　　(b) 合力示意图

图 7　万向轮腿组受力分析

Figure 7　Force analysis of universal wheel leg group

图 7(a)中将 $P_2P_3P_6P_7P_8P_4$ 视为一个整体,其中包括万向轮腿滑块组、万向轮腿主杆、万向轮腿副杆以及万向轮组,该整体受到地面对轮椅的支持力 F_N,二力杆 P_1P_5 在 P_5 点对万向轮主腿杆的力 F_5,车架对万向轮腿滑块组的压力 F_2,另外还有电动推杆对万向轮腿滑块组的拉力 F_T,课题组主要分析关键零部件万向轮腿滑块组的受力情况,所以将整体机构的平面力简化至 P_2 点。设支持力 F_N 至 P_2 点距离 $AP_2 = d_1$,F_5 至 P_2 点距离 $BP_2 = d_2$。

如图 7(b)所示,此时平面力系处于平衡状态。支持力 F_N 对点 P_2 的力矩 $M_N = d_1F_N$,顺时针方向,F_5 对点 P_2 的力矩为 $M_5 = d_2F_5$,逆时针方向,两者对 P_2 的合力矩为 $M_H = M_N - M_5$,相对万向轮腿滑块组的力系平衡方程:

$$\left.\begin{aligned} F_T &= F_{5x}; \\ F_N &= F_2 + F_{5y}; \\ M_H &= M_G。\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

从公式(8)可以看出,在万向轮腿滑块组 P_2 点不仅要保证坐标系 x,y 方向力的平衡,还要保证该点的力矩平衡,车架下方的滑轨对万向轮腿滑块组有一个逆时针方向的力矩 M_G。此处机构是处在慢速较重负载的情况下,为确保整体的安全可靠性,对此机构进行静态有限元分析及优化设计。

2.3　万向轮腿组静力学仿真及优化

课题组主要分析万向轮腿组的变形及应力情况,为了保证分析结果的准确性、提高分析效率,对轮腿复合式底盘机构进行简化,去掉所有倒角、圆角与螺栓孔;并对车架及主驱动轮腿组进行简化,保留必要尺寸,使其效果等效。简化后三维实体模型如图 8 所示。

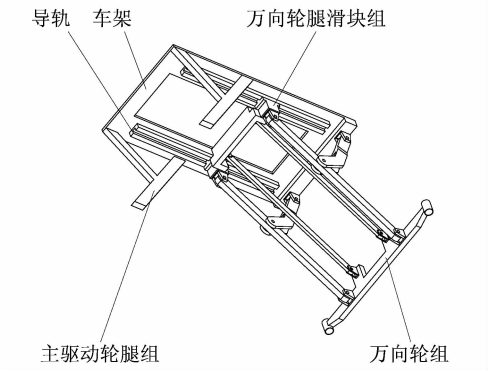


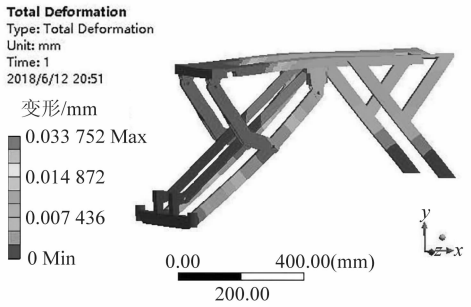
图 8　底盘机构三维实体模型(方案Ⅰ)

Figure 8　3D solid model of chassis mechanism (scheme Ⅰ)

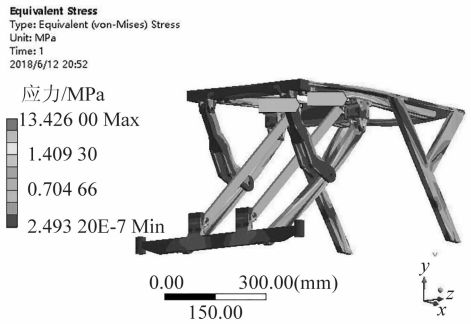
文中模拟的是不同高度下底盘负载的情况,所以对主驱动轮腿组与万向轮组进行约束,限制它们在 y 方向上的运动,对万向轮腿组进行约束,限制它们在 x 方向上的运动,轮椅底盘所承受的载荷主要有其他机构的重力、人的重力,所以在车架上施加 1 000 N 的均

布力。

当底盘机构整体处于不同高度下，主要是计算万向轮腿组在固定载荷下的变形以及应力，不考虑零件内部的摩擦力。在有限元后处理中得到轮椅底盘的变形和应力云图如图 9 所示。



（a）变形云图



（b）应力云图

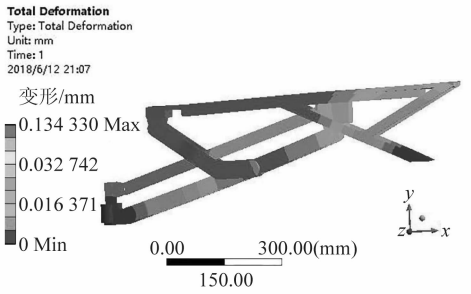
图 9　车架高度 630 mm 底盘静力学云图（方案Ⅰ）

Figure 9　Frame height 630 mm chassis statics cloud map (scheme Ⅰ)

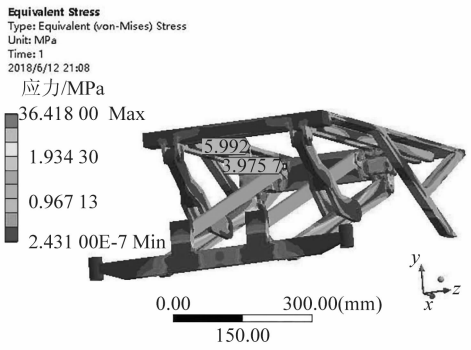
当车架离地高度 $h=630$ mm 时，底盘的变形云图如图 9（a）所示，因为关节处都是轴孔配合，变形量较大，最大为 0.033 mm。万向轮腿组中万向轮腿主杆比副杆的变形量要大，变形最大处位于轮腿辅杆与万向轮腿主杆铰接处，约为 0.023 mm。可以看出在固定载荷下，万向轮腿主杆为主要受力腿杆。底盘机构的应力云图如图 9（b）所示，应力集中的地方有轮腿辅杆与万向轮腿主杆铰接处、万向轮腿辅杆两端铰接处、万向轮腿滑块组与导轨连接处，整体最大应力为 13.426 MPa，在万向轮腿滑块组与导轨连接处最大应力为 3.527 4 MPa。

当车架离地高度 $h=422$ mm 时，对底盘机构进行有限元分析，结果如图 10 所示。

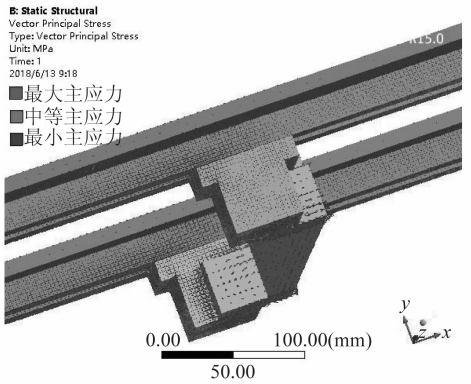
底盘机构的变形云图如图 10（a）所示，变形量最大处位于铰接关节处，变形量约为 0.130 mm，万向轮腿主杆上变形量最大约为 0.045 mm。底盘机构的应力云图如图 10（b）所示，原有应力集中的地方愈加明显，最大应力处是滑块组焊接处，达到了 36.418 MPa，在万向轮腿滑块组与导轨连接处的最大应力也增大到了 5.992 MPa，从 $h=630$ mm 到 $h=422$ mm，底盘机构的形变愈发明显，应力也相应增大。车架高度 $h=422$ mm 时，主应力分布如图 10（c）所示，可以明显看出万向轮腿滑块组与导轨连接处 $-x$ 方向主要呈现压应力，$+x$ 方向主要呈现拉应力，仿真情况符合理论分析中的合力矩方向，所以当轮椅处于较低高度时，万向轮腿滑块组与车架导轨连接处的强度十分重要。



（a）变形云图



（b）应力云图



（c）主应力分布

图 10　车架高度为 422 mm 底盘静力学云图（方案Ⅰ）

Figure 10　Frame height 422 mm chassis statics cloud map (scheme Ⅰ)

方案Ⅰ中滑块与导轨的安装方式，导致 M_G 是由滑块上滚轮的凹槽与导轨上的圆柱重合面提供的，如

图 11 所示，此处受力面小，滑块极易从导轨中脱离，从而影响轮椅安全性。

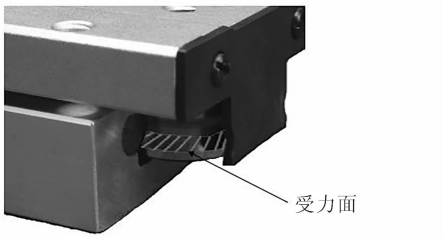


图 11　方案Ⅰ导轨滑块

Figure 11　Rail slider of scheme Ⅰ

为了确保整体安全性，对方案Ⅰ进行优化，底盘机构新三维实体图如图 12 所示，主要改变了导轨与万向轮腿滑块的安装方式，使滑块受力面增大，并且方案Ⅱ的滑块不会从导轨中脱离。轮椅在较低位置时，关键零件的应力集中情况更为明显，当 $h = 422$ mm 时，对方案Ⅱ进行有限元分析，结果如图 13 所示。

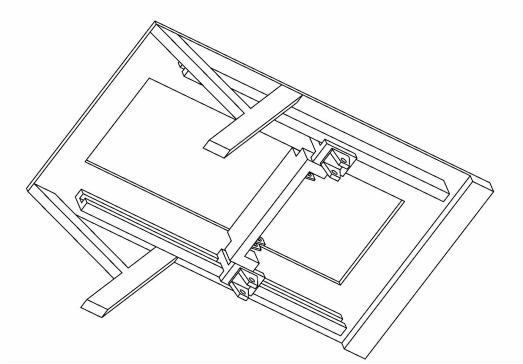


图 12　新底盘机构三维实体模型（方案Ⅱ）

Figure 12　New 3D solid model of chassis mechanism (scheme Ⅱ)

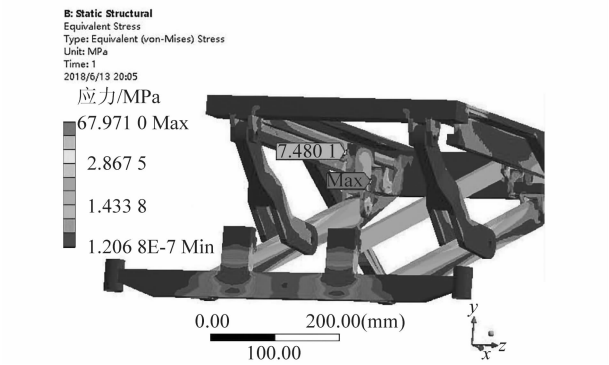


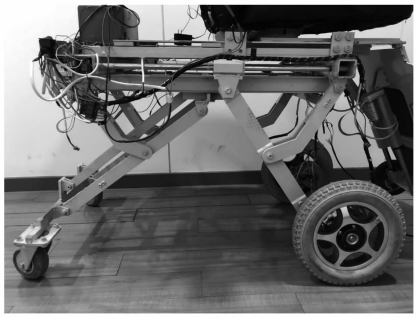
图 13　车架高度为 422 mm 底盘静力学云图（方案Ⅱ）

Figure 13　Frame height 422 mm chassis statics cloud map (scheme Ⅱ)

图 13 中万向轮腿组中应力最大处在滑块组的焊接处，应力为 67.971 MPa。滑块与导轨接触处的应力最大为 7.480 1 MPa。在车架离地高度 $h = 422$ mm 时，比较方案Ⅰ与方案Ⅱ，方案Ⅱ关键零件所受应力明显大于方案Ⅰ，但方案Ⅱ中滑块与导轨的配合更稳定，在力矩 M_G 作用下，不会脱离轨道。两种方案应力最大处都是滑块组焊接处，可以加上圆角或者加强筋，减小此处的应力集中。在综合考虑下，最终选择方案Ⅱ。

3　实物验证

为了进一步验证轮腿复合式底盘机构的整体性能，按照设计数据制作了实验样机，底盘机构如图 14（a）所示，万向轮腿的滑块组如图 14（b）所示。根据原有设计原理，本机构采用两个滑块为一组，增大滑块组受力面，提高底盘承载力。



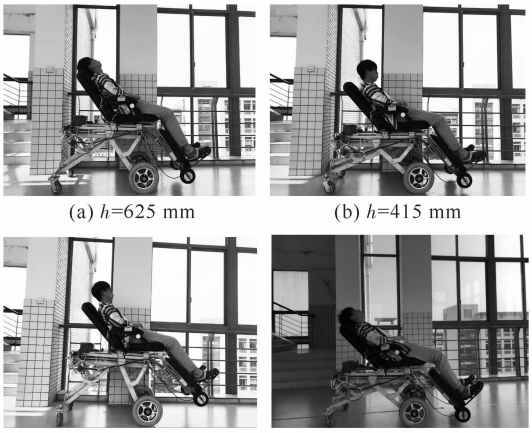
(a) 底盘机构

(b) 滑块组

图 14　轮椅底盘机构实物

Figure 14　Wheelchair chassis mechanism

图 15 所示为调节高度时，底盘机构的轮腿变化及其临界点，实验显示基于轮腿复合式底盘机构的多功能轮椅可以平稳地调节整体高度。图 15（a）是控制推杆行程 $f_1 = 340$ mm，$f_2 = 478$ mm 的情况，此时车架底部离地 625 mm；图 15（b）是控制推杆行程 $f_1 = 455$ mm，$f_2 = 344$ mm 的情况，此时车架底部离地 415 mm；图 15（c）是轮椅整体可达到的最高高度，此时车架底部离地 650 mm；图 15（d）是轮椅整体可达到的最低高度，此时车架底部离地 370 mm。



(a) h=625 mm (b) h=415 mm

(c) h=650 mm (d) h=370 mm

图 15 底盘机构整体高度调节实验

Figure 15 Experimental of overall height adjustment of chassis mechanism

4 结语

课题组设计了一种多功能轮椅的轮腿复合式底盘机构,对底盘机构进行运动学分析,得出在高度调节功能下推杆的耦合关系;对底盘机构进行静力学分析与仿真,明确应力集中处,就此对关键零部件进行优化,加强底盘机构高度调节功能的稳定性;通过样机实验测得车架高度数据,验证了课题组底盘设计的可靠性与理论分析的有效性。整个底盘机构还有优化的空间,可分析底盘机构高度变化与轮腿处应力变化之间的关系,对轮腿机构进行改进,并进一步做测试实验。

参考文献:

[1] 邱红,王晓峰,温丽娟,等. 人口老龄化与老年残疾人状况分析[J]. 医学与社会,2010,23(7):1.

[2] 杨俊友,李宇庆,白殿春. 下肢康复机器人机械结构设计及动力学仿真[J]. 沈阳工业大学学报,2010,32(05):515.

[3] 钟振亚,申利明. 针对老年人的无障碍家具设计[J]. 家具与室内装饰,2008(12):32.

[4] ANDERSON K D. Targeting recovery: priorities of the spinal cord-injured population[J]. Journal of Neurotrauma,2004,21(10):1371.

[5] COWAN R E,FREGLY B J,BONINGER M L,et al. Recent trends in assistive technology for mobility[J]. Journal of neuroengineering and rehabilitation,2012,9(1): 20.

[6] USTAL H, MINKEL J L. Study of the independence IBOT 3000 mobility system: an innovative power mobility device, during use in community environments [J]. Archives of Physical Medicine & Rehabilitation,2004,85(12):2002.

[7] 佚名. 腿脚不便也能自如上下楼梯 Scewo 智能轮椅[J]. 计算机应用文摘,2017(9):73.

[8] 苏和平,王人成. 一种双联星形轮机构电动爬楼梯轮椅的设计[J]. 中国临床康复,2005,9(26):144.

[9] 田娜,丁希仑,戴建生. 一种新型的变结构轮/腿式探测车机构设计与分析[J]. 机械设计与研究,2004,20(增刊 1):268.

(上接第 11 页)

3) 控制系统在实验平台上进行了路径测试,实验结果表明,机器人可以按照指定路径运动,验证了编写的运动插补算法的可行性。

参考文献:

[1] 张丰华,韩宝玲,罗庆生,等. 基于 PLC 的新型工业码垛机器人控制系统设计[J]. 计算机测量与控制,2009,17(11):2191.

[2] 殷苏民,郑昌俊,徐启祥,等. 基于 Sysmac 自动化平台的 Delta 机器人控制系统设计[J]. 机床与液压,2017,45(3):1.

[3] 许阳,刘建群,刘雷. 基于 CPAC 的六自由度开放式机器人控制系统的开发[J]. 制造业自动化,2013,35(10):29-31.

[4] 王耀东,徐建明,徐胜华. 基于 CoDeSys 平台的六自由度工业机器人运动控制器设计[J]. 计算机测量与控制,2018,26(9):103 - 107.

[5] 耿英博,杜向阳,张克平,等. 基于 EtherCAT 总线的涂胶机器人控制系统设计[J]. 轻工机械,2018,36(1):66 - 70.

[6] 刘勇求. 基于运动控制器的雕刻机控制系统设计[J]. 机床与液压,2016,44(2):191 - 194.

[7] 任工昌,曹愿愿,张强,等. 全自动点胶机控制系统设计[J]. 流体传动与控制,2017(6):31 - 34.

[8] 曹斌,董伯麟,柯振辉. 基于运动控制卡的桁架机器人控制系统设计[J]. 制造技术与机床,2017(3):25 - 28.

[9] 冬雷,马举猛. 圆弧形腿机构六足机器人的结构和控制系统设计[J]. 机电工程,2016,33(7):883 - 887.

[10] LYNCH K M, PARK F C. Modern robotics: mechanics, planning, and control[M]. Cambridge:Cambridge University Press,2017:403 - 453.

Qc检测仪器 公众号: qctester 神 贝 www.qctester.com