

# 涡卷弹簧在新型角度可调节轮椅中的应用研究\*

王 群<sup>1</sup> 王宇飞<sup>1</sup> 朱 乐<sup>1</sup> 李伊淳<sup>2</sup> 徐 静<sup>3,4</sup>

## 摘要

**目的:**基于涡卷弹簧特性,设计一款靠背以及腿部支撑可以进行多角度大范围调节的轮椅。

**方法:**根据涡卷弹簧的机械特性以及选型计算,设计轮椅靠背以及腿部支撑的多角度调节机构,并且通过激光加工进行原型机制作。

**结果:**通过设计计算发现,涡卷弹簧特性完全满足轮椅多角度调节机构的设计要求。新型角度可调节机构可以实现轮椅靠背的90°—180°自由任意角度调节。

**结论:**新型角度可调节轮椅可以丰富市场现有的轮椅产品资源、为满足老年人及残疾人的轮椅使用需求增加选择。

**关键词** 涡卷弹簧;角度可调节;轮椅

中图分类号:R496 文献标识码:B 文章编号:1001-1242(2022)-08-1089-04

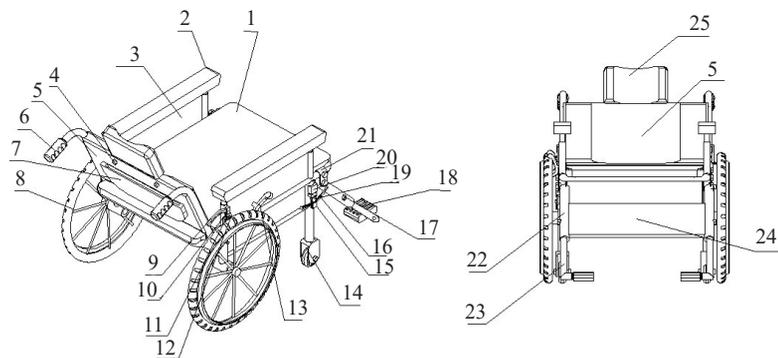
据预测,我国老年人口规模将从2015年的1.4亿左右激增至2030年的2.4亿<sup>[1]</sup>,我国老龄化未来将呈现超大规模、超快速度、超高水平、超稳定老龄化结构的“四超格局”<sup>[2]</sup>,同时,因各种疾病或事故而造成肢体残疾的人数也不断增加。轮椅作为老年人和残疾人的重要辅助工具,其需求量日益庞大。据统计,2019年我国老年人轮椅需求量为352.1万辆,同比增长5.7%,且老年人轮椅需求率随着老年人年龄的增长而增长;我国医疗卫生轮椅需求量为70万辆,同比增长6.1%<sup>[3]</sup>。因此,加快舒适性轮椅的研究设计意义重大。目前轮椅主要分为手动轮椅和动力轮椅两类,其中动力轮椅科技元素及功能较为丰富、但成本较高,面对庞大的市场需求,性价比高的舒适型机械手动轮椅逐渐成为大众选择。而目前国内机械手动轮椅以及部分动力轮椅大都存在一个共性问题,即对靠背等的多角度平滑调节问题少有考虑,如靠背旋转轮椅<sup>[4]</sup>、可变担架式轮椅<sup>[5]</sup>等。虽然有的产品采用液压杆件进行靠背角度调节<sup>[7]</sup>,或通过电机进行调节,这都导致轮椅整体成本的升高。而靠背、腿部支撑及脚部踏板固定角度或者是小范围几个角度调节,都导致乘坐者的舒适性下降。本文创造性地运用涡

卷弹簧特性,设计了一款新型角度可调节的轮椅,并对靠背角度调节机构进行了设计。

## 1 新型角度可调节轮椅的基本结构

图1是新型角度可调节轮椅的结构简图,轮椅角度调节的部位包括靠背、腿部支撑、脚部踏板几个部分。如果轮椅的这几个部分特别是靠背和腿部支撑可以进行多个角度平

图1 多角度调节轮椅简图



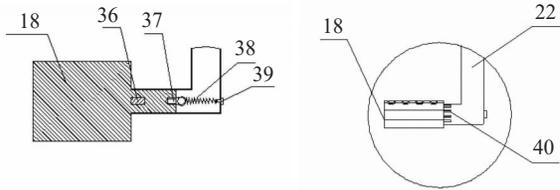
1-轮椅垫;2-扶手;3-侧面挡板;4-头部支撑调节螺栓;5-靠背;6-把手;7-杂物袋;8-椅轮;9-靠背导向条;10-靠背导向环;11-靠背调节齿轮;12-靠背调节齿轮定位器;13-手刹;14-万向轮;15-腿部支撑导向环;16-腿部支撑导向条;17-腿部支撑调节螺栓;18-脚部踏板;19-腿部支撑调节齿轮;20-腿部支撑齿轮定位器;21-U型连接块;22-腿部支撑;23-腿部支撑调节杆;24-腿部支撑板;25-头部支撑

DOI:10.3969/j.issn.1001-1242.2022.08.014

\*基金项目:2022年承德医学院基本科研业务费课题(KY202226);2020-2021年度河北省高等教育教学改革研究与实践项目(2020GJJG242)

1 河北石油职业技术大学工业中心,河北省承德市,067000; 2 河北石油职业技术大学思政部; 3 承德医学院护理学院; 4 通讯作者  
第一作者简介:王群,男,讲师; 收稿日期:2021-04-07

图2 踏板角度调节简图



36-踏板调节键;37-踏板复位拉紧弹簧定位螺栓;38-踏板复位拉紧弹簧;39-车体复位拉紧弹簧定位螺栓;40-踏板固定槽

滑调节,可以提升乘坐者的舒适感也能够及时满足乘坐者不同躺卧位的要求。如果腿部支撑角度进行变换而脚踏板不变换角度,那么乘坐时脚部就不能得到舒适的支撑力。在设计脚踏板时采用插口式弹簧自复位结构保障多角度的调节。踏板角度调节简图如图2所示。

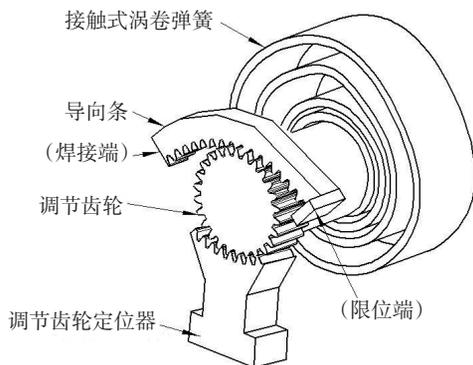
脚踏板需要进行角度调节时,首先要将脚踏板从腿部支撑架调节杆内向外拉一段距离,当踏板调节键与踏板固定槽分离一定距离后,旋转脚踏板到需要的相应的角度,踏板调节键在踏板复位拉紧弹簧作用下回到踏板固定槽完成角度的调节。踏板固定槽的数量直接决定着可以调节的角度数量。

## 2 角度可调节机构设计

本文设计的新型角度可调节轮椅系统的设计关键技术是轮椅角度调节系统的设计。为解决目前多数轮椅靠背以及腿部支撑不能实现多角度调节的问题,本设计采用涡簧、调节齿轮以及导向条的角度调节系统。涡簧的作用是在乘坐者进行角度调节时产生推背力矩,防止靠背向地面方向自由旋转,进而使乘坐者顺利的完成靠背的角度调节。靠背角度调节结构简图如图3所示。

对于靠背和腿部支撑都采用调节齿轮、导向条以及涡簧

图3 靠背角度调节结构简图



实现角度的调节,在本文中以靠背角度调节系统设计为例进行了相关部件的设计。多角度调节实现的过程是:①按下调节齿轮的固定器(简图中只展示部分结构);②乘坐者向后倚靠背,与靠背连接的导向条和调节齿轮发生相对滑动实现角度调节,在此期间导向环起到导向条的导向作用;③当达到合适的角度后松开调节齿轮的固定器角度固定。

### 2.1 导向条的设计

本文设计的导向条一端与靠背进行焊接,另一端进行90°长度为*l*的折弯对轮椅靠背的极限角度位置进行定位。图4是轮椅角度调节系统的分析简图。

上述结构可以实现靠背90°-180°的多角度自由调节。导向条分度圆半径*R*<sub>1</sub>的值与*a*、*b*以及*R*<sub>2</sub>的关系如下所示。

$$R_1 = \sqrt{a^2 + b^2} + R_2 \quad (1)$$

通过上面分析可以得出导向条的设计总长度*l*的计算公式如下。

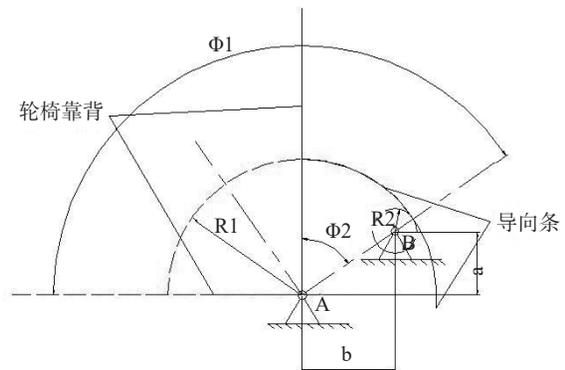
$$l = R_1 + l_1 = \sqrt{a^2 + b^2} + R_2 + l_1 \quad (2)$$

导向条的长度的最终确定需要根据导向齿轮以及涡簧的空间体积决定。基于节约耗材降低成本的理念,考虑到靠背架构设计时采用外部直径25mm厚度为2mm的不锈钢,为保障调节齿轮的正常运转*b*值与调节齿轮齿顶圆应该留有间隙余量,在设定时加入安全余量10mm。因为不同的取值涡卷弹簧在设计过程中参数不同,下面以弹簧计算工作圈数*n*<sub>3</sub>=1.2圈、*a*=35mm、*b*=37mm、*R*<sub>2</sub>=13.5mm为例进行设计。

### 2.2 涡簧的设计

平面涡卷弹簧是机械行业中广泛使用的一种弹性元件,它受载时能产生较大的弹性变形,可以将机械能或动能转化为变形能,卸载后弹簧的变形消失并恢复原状,又能将变形能转化为机械能或动能。目前很多人对涡簧进行研究也取得了一定的成果,如应用于风力发电系统<sup>[8]</sup>、航天器中载荷的

图4 椅角度调节系统的分析简图



A-轮椅靠背旋转轴;B-调节齿轮旋转轴;a-两旋转轴中心竖直距离 b-两旋转轴中心水平距离;R1-导向条分度圆半径(导向条焊接点位置);R2-调节齿轮分度圆半径;Φ1-导向条总体长度对应角度;Φ2-导向条非工作长度对应角度

释放解锁<sup>[9]</sup>等。近年来对涡卷弹簧优化设计的研究也较多,如小型平面涡卷弹簧释放冲击和释放时间的影响规律的研究<sup>[10]</sup>、对涡簧储能装置进行设计及仿真研究<sup>[11]</sup>等。平面涡卷弹簧根据其簧圈接触与非接触分为接触和非接触型平面涡卷弹簧。在进行涡簧设计时要根据轮椅靠背的力学变化,如图5所示。

对于A点的转矩平衡方程为:

$$G \times 0.21 \times \sin \phi_3 = 2 \times F \times R_1 \quad (3)$$

$F \times R_1$ 为单侧调节齿轮所受到的转矩,如果调节齿轮的反向转矩大于等于由轮椅靠背重力作用产生的转矩,那么靠背就在调节齿轮自由状态下保持静止或者产生向乘坐者的作用力,这样在乘坐者调节靠背角度的时候靠背就不会向地面产生自由运动保障调节顺利进行。通过式(3)可以看出,当 $\phi_3$ 为 $90^\circ$ 的时候两侧调节齿轮所受的转矩最大为 $G \times 0.21 \text{N} \cdot \text{m}$ 。只要保障在轮椅靠背在竖直位置时初始转矩大于等于调节齿轮最大转矩值,涡簧的设计就会达到基本要求(在设计计算过程中 $0.21\text{m}$ 是根据靠背的整体设计考虑其重心位置)。通过计算由轮椅靠背自身重力产生的转矩为 $5920\text{N} \cdot \text{m}$ 。由于新型角度可调节轮椅靠背角度调节机构为两侧设置,所以单侧角度调节齿轮转矩为 $2960\text{N} \cdot \text{m}$ 。

根据平面涡卷弹簧设计标准(JBT7366-1994)进行设计。涡卷弹簧(下面简称弹簧)材料硬度选取53HRC,相应的抗拉强度 $\sigma_b$ 为 $1700\text{N}/\text{mm}^2$ ,采用外端销式固定查表可得固定系数 $K_3=0.75$ 。在本次设计中芯轴直径与弹簧厚度的比值为 $d_1/h=20$ ,有效系数 $K_4=0.78$ ,涡簧宽度 $b=18\text{mm}$ 。工作圈数 $n=1.2$ 圈。根据上面的分析设计的弹簧最小转矩 $T_{\min}$ 为 $2960\text{N} \cdot \text{m}$ 。当涡卷弹簧达到最小输出转矩时,靠背在进行角度调节时不会主动向后自由旋转,由于乘坐者在倚靠靠背时

也会产生推力,在设计时考虑乘坐者在施加 $3\text{kg}$ 力的情况下仍然可以有推背感即 $T_{\max}$ 约为 $6047\text{N} \cdot \text{m}$ 。通过上面的分析可得极限转矩 $T_j$ 如下。

$$T_j = \frac{T_{\max}}{K_3} = \frac{6047}{0.75} = 8062.67\text{N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

根据极限转矩以及弹簧的宽度可以得到弹簧的厚度 $h$ 。

$$h = \sqrt{\frac{6T_j}{b\sigma_b}} = \sqrt{\frac{6 \times 8062.67}{18 \times 1700}} \approx 1.25\text{mm} \quad (5)$$

选取涡簧片厚度为 $h=1.2\text{mm}$ 。不同宽度会对应不同厚度的涡簧,这主要取决于设计角度调节结构的大小所决定。不同宽度 $b$ 对应的 $h$ 如图6所示。

$$l_2 = \frac{\pi E h n}{K_3 K_4 \sigma_b} = \frac{\pi \times 200000 \times 18 \times 1.2}{0.75 \times 0.78 \times 1700} = 947.25\text{mm} \quad (6)$$

因为角度调节机构精度要求不高弹簧材料展开长度 $l_2$ 选取整数部分 $947\text{mm}$ 。由于选取 $d_1/h=20$ 可得芯轴直径约为 $25\text{mm}$ ,根据 $d_1$ 可得弹簧芯轴固定长度 $l_f$ 为 $95\text{mm}$ 、箱体固定长度 $l_D$ 为 $63\text{mm}$ 、弹簧总长度 $L$ 为 $1105\text{mm}$ 以及弹簧箱体直径 $D$ 为 $59.35\text{mm}$ 。

前面在提到轮椅靠背由 $90^\circ$ 到 $180^\circ$ 工作时调节齿轮的工作目标圈数为 $1.2$ 圈。通过对弹簧的设计会得到弹簧未受外加转矩时的圈数 $n_1$ 、弹簧卷紧时的圈数 $n_2$ 以及计算工作圈数 $n_3$ 。通过对其校验,如果满足下式(7)则设计符合要求。

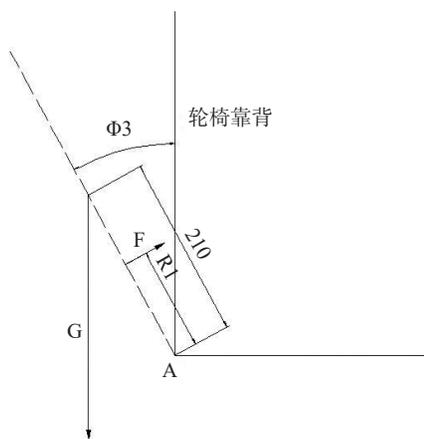
$$n_3 = K_4(n_2 - n_1) \quad (7)$$

$$n_1 = \frac{1}{2h} \left( D - \sqrt{D^2 - \frac{4lh}{\pi}} \right) \quad (8)$$

$$n_2 = \frac{1}{2h} \left( \sqrt{\frac{4lh}{\pi} + d_1^2} - d_1 \right) = \frac{1}{2 \times 1.2} \left( \sqrt{\frac{4 \times 947 \times 1.2}{\pi} + 25^2} - 25 \right) \approx 8.55 \text{圈} \quad (9)$$

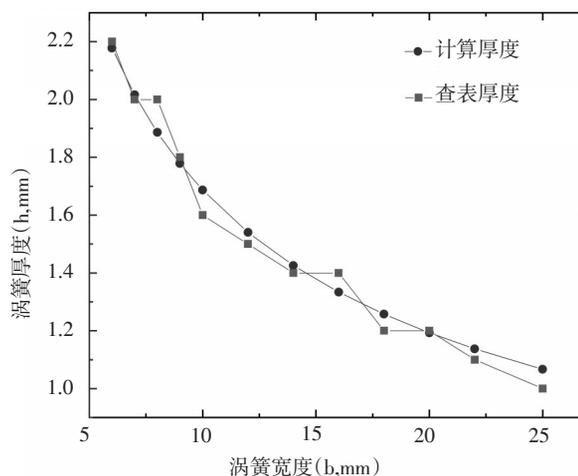
在设计时要考虑到角度调节机构的体积空间不能过大,如果芯轴直径 $d_1$ 选的较大那么弹簧箱体 $D$ 的值也会变大,在轮椅生产过程中会影响产品的美观以及舒适情况,所以文章

图5 轮椅靠背受力分析图



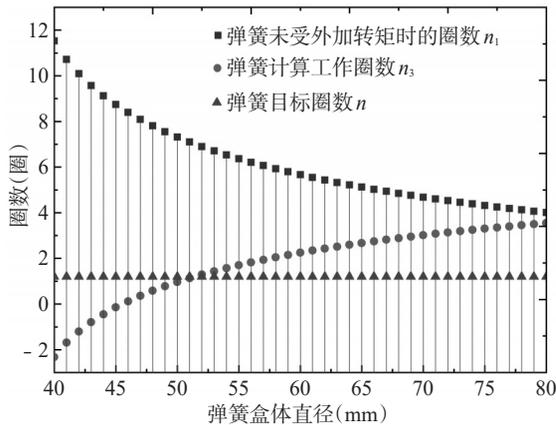
G-轮椅靠背的重力(N);F-轮椅靠背的导向条拉力(N)

图6 不同涡簧宽度(b)对应的涡簧片厚度(h)



在设计过程之中 $d_1$ 取值25mm。弹簧盒体直径(D)的选取直接影响着弹簧设计的工作圈数,前面通过计算轮椅靠背的工作圈数约为1.2圈。为了较为精确的设计角度调节系统,下面是 $d_1$ 和 $n_2$ 一定的情况下,由D的选值计算所得弹簧未施加力矩的工作圈数 $n_1$ 与目标工作圈数 $n_3$ 之间的关系(见图7)。

图7 不同弹簧盒体直径(D)与 $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$ 关系图



通过图7可以知道在 $d_1$ 和 $n_2$ 一定的情况下,不同的弹簧盒体直径D的选会直接影响到计算工作圈数 $n_3$ 的值。通过图7可以了解到随着D值的增大,弹簧未受外加转矩时的圈数 $n_1$ 逐渐减小,弹簧计算工作圈数 $n_3$ 不断增加。在D值的某个取值范围内目标圈数 $n$ 和弹簧计算工作圈数 $n_3$ 存在较小的误差。可以根据涉及产品的精度需求进行D值的选取。本文中如果D值在51mm时绝对误差值为5.7%,当轴径为51.4mm,绝对误差可以达到0.36%。可以根据公式(7)与(8)得到 $n_1$ 为7.02圈, $n_3$ 为1.19圈。

### 2.3 角度调节机构的试制

角度调节机构的设计是新型角度可调节轮椅的核心环节,在轮椅原型机制作的过程中这也是主要工作部分。由于角度调节机构中要应用到齿轮及齿条,为加快试制进度采用金属激光切割技术。通过前面部分的计算分析以及新型角度可调节轮椅整体尺寸的需求初步选定调节齿轮与齿条模数 $m=1$ 进行试制。在模数以及相关尺寸确定过程中采用1.2mm镀锌板为主要试制材料。目前正在进行包括齿轮、齿条以及调节齿轮定位器等部件的试制工作,当确定这些部件的基本形体结构以及位置尺寸后,还要对齿轮与齿条等部件

的厚度尺寸及强度进行计算与校正。

### 3 结论

本文设计的新型角度可调节轮椅可以实现轮椅靠背以及腿部支撑的多角度平滑过渡调节,解决了当前市面上的手动机械轮椅靠背以及腿部支撑不能多角度调节的问题,并且对脚部踏板也进行了角度调节设计,较大程度的提升轮椅乘坐者的舒适感。在角度调节机构的设计过程中创造性的采用齿轮、齿条以及平面涡卷弹簧作为主体进行角度调节机构的设计。在对平面涡卷弹簧设计过程中计算圈数与目标圈数的绝对误差达到0.36%。通过对产品的结构以及功能进行描述与结构计算,以及通过金属激光切割技术辅助原型机制作都将为产品的市场化提供技术以及数据支持。新型角度可调节轮椅的设计不仅可以丰富市场现有的轮椅产品资源,而且能够满足老年人及残疾人的轮椅使用需求增加一种可能的选择。

### 参考文献

- [1] 杨武. 新时代养老产业发展机遇及对策研究[J/OL]. 当代经济管 理 : 1- 7. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1356.f.20210309.1442.004.html>, [2021-03-25].
- [2] 易鹏,梁春晓. 老龄社会研究报告[M]. 北京: 社会科学文献出版社, 2019: 9—10.
- [3] 2019年中国轮椅行业市场现状分析, 国内轮椅需求日益增长. <https://www.huaon.com/channel/trend/689423.html>, [2021-02-22].
- [4] 陈劲松, 公禹豪, 庞宇帆, 等. 背部转向机械轮椅[P]. 辽宁省: CN110755213A, 2020-02-07.
- [5] 刘子婷. 一种可变形担架的机械轮椅[P]. 辽宁省: CN210301460U, 2020-04-14.
- [6] 杨硕, 张晓鹏, 薛强. 一种可分离式多功能坐到站辅助装置[P]. 天津市: CN112535584A, 2021-03-23.
- [7] 单文泽. 基于涡簧的小型代步车辆制动能量回收系统研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2016.
- [8] 王希季. 航天器进入与返回技术[M]. 北京: 宇航出版社, 1991.
- [9] 赵孝谦. 平面涡卷弹簧性能分析与优化设计[D]. 大连: 大连海事大学, 2017.
- [10] 冯恒昌. 涡簧储能装置的设计及仿真研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2012.