

第九届全国大学生机械创新设计大赛

参赛作品设计说明书



参赛院校：重庆大学

作品类别：助老机械

作品名称：家用变胞可折叠如厕助力装置

指导老师：任红 孙园喜

团队成员：朱一帆 代承鑫 曾奇欣 竺可哲 韩栋明

二〇二〇年十月

目 录

摘 要.....	I
1 研制背景及意义.....	1
1.1 市场需求及其调研.....	1
1.2 产品调研.....	1
1.3 问题总结.....	3
2 机构模型设计与运动分析.....	3
2.1 设计目标.....	3
2.2 结构总体方案.....	3
2.3 机构设计.....	4
2.3.1 机构数学模型的建立.....	4
2.3.2 基于 Tracker 软件的人体下蹲轨迹提取.....	5
2.3.3 位置控制杆组设计及优化模型建立.....	7
2.3.4 坐垫姿态引导机构（并联Ⅲ级组机构）的设计及优化模型建立.....	10
2.3.5 凸轮控制杆组设计及优化模型建立.....	13
2.3.6 变胞机构.....	15
2.4 机构运动学分析.....	16
2.4.1 执行机构速度分析.....	16
2.4.2 各杆质心运动速度分析.....	17
2.5 机构静态受力分析.....	18
2.5.1 受力分析计算规定.....	18
2.5.2 对主固定杆（ $\overline{N_2N_9}$ ）受力分析.....	19
2.5.3 对节点 N_7 受力分析.....	19
2.5.4 对三角形构件（ $N_2N_3N_4$ ）受力分析.....	20
2.5.5 对主导向杆（ $\overline{N_4N_5N_6}$ ）受力分析.....	20
2.5.6 对原动杆（ $\overline{N_1N_5}$ ）受力分析.....	21
3 机构仿真及强度分析.....	23
3.1 机构结构设计及三维建模.....	23
3.2 运动学仿真及分析.....	24

3.3 动力学仿真及分析 26

 3.3.1 各铰接点受力情况及分析 26

 3.3.2 机构驱动力矩结果分析 27

 3.3.3 机构运动过程中关键杆件应力应变情况及分析 28

3.4 危险杆件及螺栓有限元强度校核及分析 30

4 系统设计与细节优化 31

 4.1 实物模型展示 32

 4.2 电机选型及控制策略 33

 4.3 物联网语音助手 35

 4.4 起身状态人机工程学分析 35

5 实物加工成本统计表 36

 5.1 成本计算 36

 5.2 市场前景 36

6 创新点及总结 36

 6.1 创新点 36

 6.2 应用及前景 37

参 考 文 献 38

附录一（MATLAB 数学建模及仿真源代码） 39

附录二（成本核算表） 52

致 谢 56

家用变胞可折叠如厕助力装置

摘 要

随着我国人口老龄化加剧,对老年人生活辅助配套设施研发的匮乏已成为亟待解决的社会性问题,因此设计出面向老人的如厕助力装置具有相当高的热度和意义。

当今中国老年人人数占比很多,老年人经常会出现腰部腿部肌肉萎缩,或者因为受伤导致上厕所十分不方便。因此,为了解决这个问题,我们就想到了对老年人上厕所的坐下与站起的过程进行助力,使老年人上厕所更为轻松。

本小组通过调研当前老年人如厕助力装置发展现状,发现在当前市面上,现有助力如厕装置设计粗糙,不够符合人体工程学,并且不能折叠给正常人使用等弊病,还没有一款很好符合人体工程学,能够结合人体起立轨迹,并且可以进行折叠,同时不影响陪护人员正常使用的助力装置。

本小组根据历经多种平行四边形连杆、凸轮连杆等轨迹机构探索计算,最终选取了凸轮连杆机构解决坐便器助力装置起立过程的轨迹问题。同时为了符合当前智慧大背景,本小组还在机构设计完成的基础上,拟结合电控、语音控制等功能实现智能化的功能。

本装置的设计,首先从 Tracker 软件提取人体坐立轨迹,从而拟合获得人体蹲起轨迹方程。此后,根据机构学杆组拆分原理将机构功能分为三部分杆组进行设计,分别为位置控制杆组,姿态控制杆组和凸轮点控制杆。根据几何关系构建 MATLAB 数学模型并在能够实现坐垫的翻盖功能约束下,利用遗传算法(GA)进行优化,得到机构杆组和凸轮参数。本文根据该数学模型进行杆组受力分析,基于受力分析结果对杆件强度进行估计,进而在 SolidWorks 中进行三维建模。为进一步进行模型和结构验证,本文利用 ADAMS 进行运动学分析,并利用 SolidWorks Motion 进行动力学和粗略的杆件有限元分析。基于上述的软件仿真结果,本文选取关键杆件及关键节点螺栓,利用 ANSYS 有限元分析对进行强度分析和校核。验证了设计的合理性和可行性。

本小组最终将设计进行 1:2 缩小,并加工金属件制作了实物样机进行功能演示,能够实现设计目标。在安装辅助电控相关设备后,该设计装置能够实现语音控制的平稳升降助力过程以及翻盖功能。

本小组最终加工装配搭建的实物样机,既能实现智能语音控制末端坐垫辅助老人舒适蹲起,也能手动翻起以供陪护人员使用的多功能小型机械蹲起助力装置。该装置具有安全、方便、舒适、适用性强的优势,有很好的应用前景和 market 价值。

值得一提的是,本创新机构的用途并不是仅仅可以用来助力老年人上厕所,我们的创新机构也可以用在轮椅,椅子等老年人常用的需要频繁坐下站立的其他日常用具。

关键词: 人体工学, 凸轮机构, 语音控制, 变胞机构, 蹲起助力装置

1 研制背景及意义

1.1 市场需求及其调研

伴随时代的发展与进步,医疗水平不断改善,相对低的死亡率高出出生率成为时代的主流,而随着老年人口数量逐年增加,人口老龄化越来越高且速度越来越快。据 2010 年全国第六次人口普查数据结果显示,截至 2010 年,中国 60 岁以上人口已达 1.76 亿,占总人口的 13.26%,65 岁以上人口达 1.18 亿,占总人口的比重超过 8%。预测老年人口在 2050 年达到峰值,约为 4.9 亿,老龄化水平也达到峰值,约为 29%,80 岁以上老年人口将超过一亿,占老年人口的比重将达到 26%。2050 年—2100 年,80 岁以上老年人口占老年人口的比重将稳定在 20%到 30%之间^[1]。

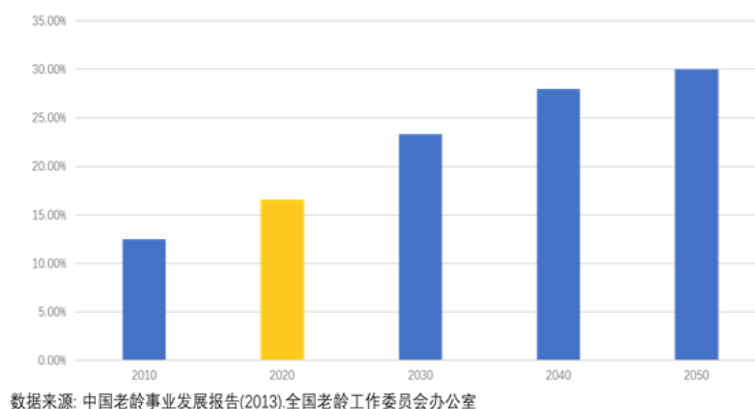


图 1.1 中国 60 岁及以上人口占比趋势图

相对应的,人口老龄化带来一系列社会问题,主要表现在老年人数量上升对生活服务设施产生更多的需求。老年人骨骼的老化导致各个关节活动范围和角度都有限,灵活度下降、智能下降^[2],记忆减退^[3],并且各个器官都在全面衰退。由于老年多发的椎间盘突出、腰椎病,关节炎等骨关节病以及高血压等心脑血管疾病,常人眼中非常简单的上厕所对于他们来说可能是一种麻烦甚至危险。调查显示,老年人在如厕过程中存在不易起蹲、如厕不适和易摔倒等问题^[4]。

1.2 产品调研

目前国内市场针对老年人的产品不足,适应性差。大多为简单助力系统,如图所示,坐下、起立过程中仍需要老年人消耗一定的体力,仅有防摔功能,无法有效解决问题;同时还会对普通人如厕造成不便。



图 1.2 国内助力杆实物图 图 1.3 国内坐便椅实物图 图 1.4 国外助力杆实物图

便携式坐便椅在如厕设施市场中也占有很大份额。能解决一部分问题，具有可移动性，但仍需要大量陪护人员的辅助工作。

综上从国内现有产品来看，老年人如厕辅助设施功能单一，存在使用不便、形式简陋、人机不舒适等问题^[5]。伴随着经济的发展，人民对养老生活物品的舒适与安全使用要求越来越高，所以国内现有的助力装置难以赢得市场的青睐^[6]。

国外对于坐便器助力装置的研究较为丰富，也有像国内比较主流的简单助力杆，如图，且在亚马逊等网站上销量较多。

至于机器助力装置，起步早，最早可追溯到 1956 年，最初由垂直升降的形式进行，近几年也有使用连杆组形式的产品在 YouTube 上呈现。如图所示，美国吉博力公司的坐便器助力装置^[7]，通过液压连杆的方式实现，可以代表目前市场主流的设计思路，以连杆组实现机器给人供力。存在占地面积较大，其他公司如 Agecare Home, EA-cess 公司设计类似产品也存在同样矛盾问题。



图 1.5 美国吉博力公司坐便器助力装置



图 1.6 轨道式步态悬吊训练系统

在非家庭环境下也有其他措施辅助老人如厕，如利用升降机将人体吊起，可以有效解决由于中风等引起半身瘫痪的老年人群体以及残疾人如厕问题，在康复中心等地方具有一定的效用价值，例如美国 Liko & Hill Room 公司设计升降机^[8]。然而并非消费

级产品。

综上，目前市场上还未出现可大量商用的坐便器助力装置，在现有的坐便器助力装置中，都存在一定的局限性，使得老年群体使用起来依然不适，且不能适用于普通正常人群；同时大多数的助力装置都是采用按钮开关，由使用者或第三方操作，对于高龄、独居、身体具有严重障碍的老年人实用性极低。

1.3 问题总结

综合以上信息，目前老人如厕仍存在以下问题。

①目前一些装置无法做到助力：国内外都比较流行的普通助力杆件需要通过人体自身手臂用力克服重力做功，悬吊系统需要双手扶紧布袋防止重心后仰。

②目前市场上以四连杆机构为基础的搭配进行为主，无法较为紧密贴合人体进行助力。

③助力装置少有针对个体用户，市场上现有的大多数助力杆件和机械收纳或安装极其不便，且伴有占地面积大的问题，无法进行折叠等操作自行收纳，对于陪护人员使用不便的情况存在。

④市场上大多数助力装置智能化程度比较滞后，与物联网时代脱节：需要传统按钮控制，有的还需陪护人员来操作，使用不够便捷，无法成为独居或者身体具有严重障碍的老年人的如厕助力装置。

2 机构模型设计与运动分析

2.1 设计目标

本机构的目的是实现一个坐便器助力装置帮助老人舒适的起身，并且在无需助力装置的时候，老人的陪护人员可以正常地使用坐便器。综合来看，要实现两方面的功能，一方面，坐垫可以实现臀部在空间中复杂位姿，也就是对人体蹲起过程起到一个助力作用；另一方面，能够实现普通的座便器圈一样的翻盖功能。

在第一个功能上，我们要求助力过程可以适应老年人的起身幅度和速度，同时有良好的握持位置，利用人体自身平衡能力更好的帮助老年人完成起身。

在第二个功能上，我们需要保障在不干涉常规功能的情况下，使装置能够收起，满足老人陪护人员所需的普通座便器的功能。

2.2 结构总体方案

在我们考虑过连杆滑块等等一些机构之后，发现这些机构所存在如下的问题，第一，当末端按照臀部位置进行运动时，运动范围是比较大的，因此整个机构尺寸较大；第二点，如果使用像连杆滑块等机构，缺少优化的可能性，也就是无法利用采集的臀部数据

确定末端位置。建立数学模型后，根据数学约束建立的数学方程组为超定方程，无法对模型进行优化。但是使用凸轮连杆机构，则存在非常大的优化的余量。以上即为我们采用凸轮连杆机构实现这一整个复杂运动的主要原因。

基于对于整个机构学的理解，我们认为，机构的设计其实是可以拆分的，这也是机构学中将不同连杆组合分为基本杆组的原因。我们在设计过程中将对整个复杂机构拆分，分为了三部分进行分别的优化，这样整体极大地简化了数学建模的过程，数学计算以及整个优化指标的考虑等等问题，使得问题更为清晰。

最主要的机构设计，就是如何实现空间的复杂位姿的变化。针对这个设计，我们将机构分成了三个部分，进行分别的优化和设计地最后组装，形成一个最终的机构。

2.3 机构设计

2.3.1 机构数学模型的建立

为方便后续的建模以及算式表达，现做如下标记规定，

- a) N_i 点为示意图上的某一铰接点；
- b) x_i, y_i 分别表示 N_i 点的 x, y 坐标列向量；
- b) $\overline{N_m N_n}$ 表示连接铰接点 N_m 和 N_n 的连杆或其长度；
- c) θ_{mn} 表示杆 $\overline{N_m N_n}$ 与 x 正半轴夹角，取值范围为 $[0, 2\pi)$ ；
- d) α_{kmn} 表示 $\angle N_k N_m N_n$ ，取值范围为 $[0, \pi]$ ；
- e) d_{ij} 表示 N_i, N_j 点间距离；
- f) M_{kmn} 表示 RRR II 级组 $\overline{N_k N_n}, \overline{N_m N_n}$ 的装配系数，中间铰接点 N_n 在 N_k, N_m 连线以上， $M_{kmn} = +1$ ；中间铰接点 N_n 在 N_k, N_m 连线以下， $M_{kmn} = -1$ 。
- g) $f_{pos}()$ 是由下述几何关系推导出的，用于构建 RRR II 级组位姿的函数，
- h) 另外需要注意的是，本数学建模过程中大多数参量，如 x_i, θ_i, v_i 等均为列向量，表征的是机构在运行过程中，各个状态下的数学量。

机构的几何关系数学模型构建如下，示意图如下所示，

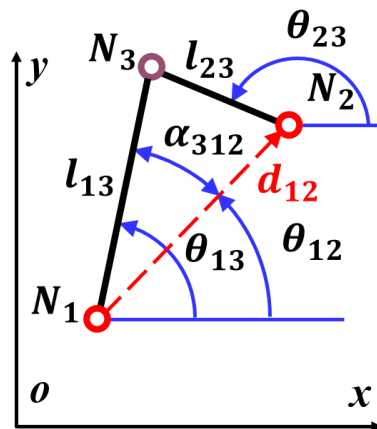


图 2.1 杆组几何关系数学模型构建示意图

若图中 N_1, N_2 点坐标已知, 各杆长度相等, 则由下式可确定 N_3 点位置以及两杆 $\overline{N_1N_3}$, $\overline{N_2N_3}$ 的位姿。

$$d_{12} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \quad (2-1)$$

$$\theta_{12} = \text{atan2}\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right) + \pi \quad (2-2)$$

$$\alpha_{312} = \arccos\left(\frac{d_{12}^2 + \overline{N_1N_3}^2 - \overline{N_2N_3}^2}{2d_{12}\overline{N_1N_3}}\right) \quad (2-3)$$

$$\theta_{13} = \theta_{12} \pm \alpha_{312} = \theta_{12} + M_{123}\alpha_{312} \quad (2-4)$$

$$x_3 = x_1 + \overline{N_1N_3}\cos\theta_{13} \quad (2-5)$$

$$y_3 = y_1 + \overline{N_1N_3}\sin\theta_{13} \quad (2-6)$$

$$\theta_{23} = \text{atan2}\left(\frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}\right) + \pi \quad (2-7)$$

其中,

atan2 为 MATLAB 中的反三角函数, 其与 atan 函数相似, 但能够确定两点相对于 x 轴正方向的方位角, 即其值域为 $(-\pi, \pi]$;

上式中变量均为列向量, 表征在不同杆组姿态下的各变量结果。

将式(2-1), (2-2), (2-3), (2-4)代入式(2-5), (2-6)则可得,

$$\begin{cases} x_3 = x_1 + l_{13} \cos\left[\text{atan2}\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right) + \pi + M_{123} \arccos\left(\frac{d_{12}^2 + \overline{N_1N_3}^2 - \overline{N_2N_3}^2}{2d_{12}\overline{N_1N_3}}\right)\right] \\ y_3 = y_1 + l_{13} \sin\left[\text{atan2}\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right) + \pi + M_{123} \arccos\left(\frac{d_{12}^2 + \overline{N_1N_3}^2 - \overline{N_2N_3}^2}{2d_{12}\overline{N_1N_3}}\right)\right] \\ d_{12} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \end{cases} \quad (2-8)$$

因此可将上式简化计作,

$$(x_3, y_3) = f_{pos}(x_1, y_1, \overline{N_1N_3}, \overline{N_2N_3}) \quad (2-9)$$

根据上式可看出, 由已知的两点 (x_3, y_3) 以及杆长 $(\overline{N_1N_3}, \overline{N_2N_3})$ 确定一个 RRR II 级组各杆的位姿, 其从几何上分析, 即为求两圆心及半径确定时两圆的交点。除两圆相切外, 会存在两交点, 此即为确定装配系数 M_{123} 的意义, 此处装配系数体现在式(2-4)中的 \pm 上。

由上式 2-8 确定的数学关系, 可利用 MATLAB 编程将其封装为函数, 式 2-9 中 $f_{pos}()$ 即为此函数, 该函数用于根据杆长和相关点位置, 求解 RRR II 级组中间铰接点的位置, 从而确定 II 级组的位姿, 确定几何构型。在后续的杆组几何模型构建、优化模型构建中, 将会多次调用该函数。

建立以上数学关系后, 根据此数学关系以及机构结构组成的分析, 即可构建下述的机构运动的数学模型。

2.3.2 基于 Tracker 软件的人体下蹲轨迹提取

人体的坐立轨迹是一个较为复杂的曲线运动, 故需要用一定的方法进行模拟、采集,

得到较为真实的曲线和方程，以进行机构的结构设计。

为了简化问题，并且更好地对轨迹进行拟合，我们采用该录制视频，运用轨迹提取软件 Tracker 的方法，对使用者臀部的运动轨迹进行提取，取出若干点，导入 MATLAB 软件中进行轨迹的拟合。

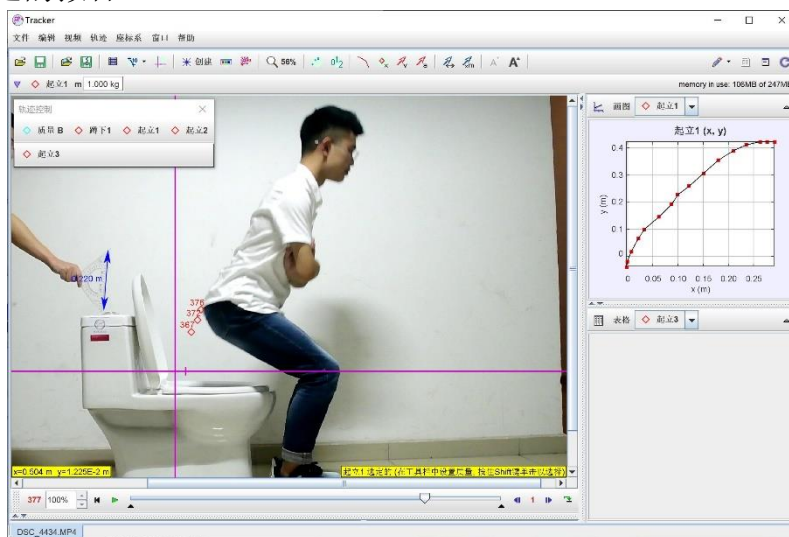


图 2.2 Tracker 软件提取轨迹示意图

对于我们提取的轨迹，由于其具有很多的抖动，因此其不宜直接放到 MATLAB 中进行机构杆长设计，因此我们根据从 Tracker 中提取的数据点导入 MATLAB 中，利用函数拟合 Curve Fitting 工具箱进行多项式拟合，这样一方面方便后续对机构的仿真实验计算，同时另一方面能够消除实际录像采集点过程中产生的抖动，使目标曲线更平滑。此外凸轮机构如果轮廓线太过复杂，就会出现滚子尺寸过大导致其在凹陷处卡住，因此，优化我们的轨迹对凸轮的设计也有很大的便利。

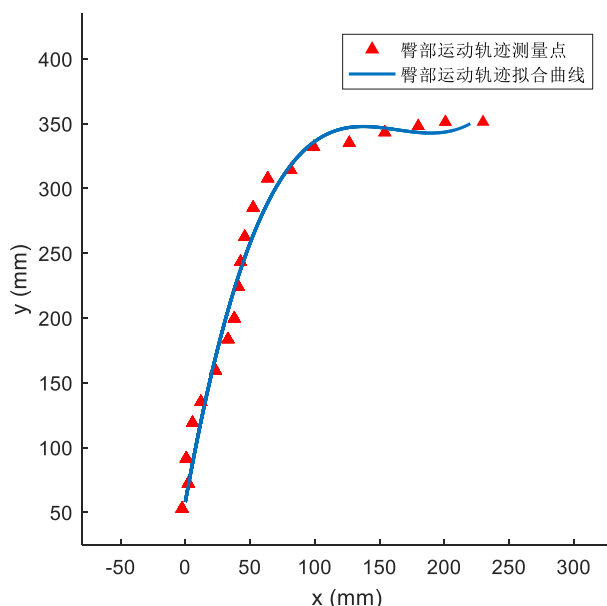


图 2.3 MATLAB 臀部蹲起曲线拟合

首先根据实际视频提取点的散点图剔除部分抖动明显、容易引起很大拟合误差的点，

此后利用 Curve Fitting 工具箱进行多项式拟合。通过试验不同次数多项式的拟合结果后，我们最终采用五次多项式进行拟合，

拟合结果 $R^2 = 0.9699$, $RMSE = 23.2116$, 拟合结果是较为理想的，拟合多项式如式 (2-10) 所示，

$$y = -7.133 \times 10^{-5}x^3 - 0.03496x^2 - 5.567x + 58 \text{ (mm)} \quad (2-10)$$

2.3.3 位置控制杆组设计及优化模型建立

为了实现 2.2.1 中拟合得到的较为复杂的运动曲线，同时尽可能简化机构。考虑到连杆滑块的机构优化可能性低，我们否定了单纯使用四杆机构的简易方法，选择以如下图所示的凸轮连杆机构实现主体杆组。

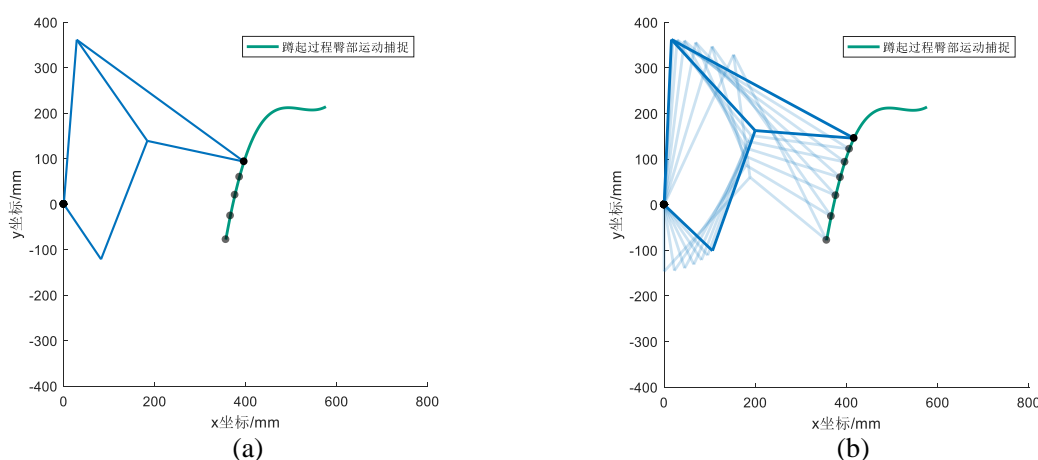


图 2.4 位置控制机构数学模型设计及运动示意图 (a)机构数学模型示意图, (b)机构运动数学模型仿真运动图(绿色曲线为拟合的臀部运动位置轨迹)

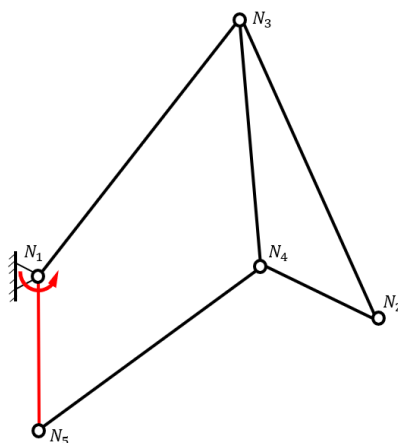


图 2.5 位置控制杆组设计示意图

考虑到轨迹纵向高度差大，因此杆长将会较长，而考虑到轨迹最低点时可能会产生的杆件产生干涉或大压力角，同时为尽可能减小设备正常运转所需的体积，将 $\overline{N_1N_3}$ ， $\overline{N_2N_3}$ 两杆的装配系数取为 +1，而 $\overline{N_4N_5}$ ， $\overline{N_1N_5}$ 两杆为 -1。

为了在 N_2 点准确实现拟合轨迹，采取机构反解的方法，即从 N_2 点已知的轨迹坐标出

发，反算出各时刻机构各杆的姿态。根据上述 2.3.1 中的数学建模思路，由 N_2 , N_1 （为方便数学建模，定义为坐标原点(0,0)）结合杆长，代入式(2-8), (2-9)可得 N_3 点坐标，即可得杆 $\overline{N_1N_3}$, 杆 $\overline{N_2N_3}$ 的姿态，有下式

$$\begin{cases} x_3 = x_1 + l_{13} \cos \left[\text{atan2} \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \right) + \pi + M_{123} \arccos \left(\frac{d_{12}^2 + \overline{N_1N_3}^2 - \overline{N_2N_3}^2}{2d_{12}\overline{N_1N_3}} \right) \right] \\ y_3 = y_1 + l_{13} \sin \left[\text{atan2} \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \right) + \pi + M_{123} \arccos \left(\frac{d_{12}^2 + \overline{N_1N_3}^2 - \overline{N_2N_3}^2}{2d_{12}\overline{N_1N_3}} \right) \right] \\ d_{12} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \\ M_{123} = +1 \end{cases} \quad (2-11)$$

其中，

x_2, y_2 为 N_2 点的坐标向量，向量表征了机构运动到达的不同位姿，两者关系由式(2-10)确定。如下所示，

$$\begin{cases} x_2 = [0, 1, 2, \dots, 219, 220]' + x_{move} \\ y_2 = -7.13 \times 10^{-5} x_{2ori}^3 - 0.035 x_{2ori}^2 - 5.57 x_{2ori} + 58 + y_{move} \\ x_{2ori} = -x_2 + x_{move} \end{cases} \quad (2-12)$$

其中，

x_{move} , y_{move} 分别为 N_2 点 x , y 坐标相对于视频提取坐标的平移量，即在规定的墙壁铰接点 $N_1 = (0,0)$ 的前提下，两个标量影响了 N_2 点运动轨迹相对于墙壁和地面的位置。由于 N_2 点将是安装末端运动坐垫的一个铰接点，因此 x_{move} , y_{move} 是影响坐垫相对于墙壁和地面距离的参量，即影响坐便器的安装高度和位置。

因此，将上述式(2-11), (2-12)简化计作下式，有，

$$\begin{cases} (x_3, y_3) = f_{pos}(x_1, y_1, x_2, y_2, \overline{N_1N_3}, \overline{N_2N_3}) \\ (x_2, y_2) = h(x_{move}, y_{move}) \end{cases} \quad (2-13)$$

因此，在两点 N_2 , N_1 坐标确定（即 x_{move} , y_{move} 确定）的前提下， N_3 点的位置和相应杆的姿态，是杆长的函数。

同理，由上述建模思路可由 N_2 , N_3 点坐标求得 N_4 点坐标，数学表达式如下所示，

$$\begin{cases} x_4 = x_2 + l_{24} \cos \left[\text{atan2} \left(\frac{y_2 - y_3}{x_2 - x_3} \right) + \pi + M_{234} \arccos \left(\frac{d_{23}^2 + \overline{N_2N_4}^2 - \overline{N_3N_4}^2}{2d_{23}\overline{N_2N_4}} \right) \right] \\ y_4 = y_2 + l_{24} \sin \left[\text{atan2} \left(\frac{y_2 - y_3}{x_2 - x_3} \right) + \pi + M_{234} \arccos \left(\frac{d_{23}^2 + \overline{N_2N_4}^2 - \overline{N_3N_4}^2}{2d_{23}\overline{N_2N_4}} \right) \right] \\ d_{23} = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2} \\ M_{234} = -1 \end{cases} \quad (2-14)$$

与式(2-9)同理可得，上式可通过编程封装为函数，表达为下式，

$$(x_4, y_4) = f_{pos}(x_2, y_2, x_3, y_3, \overline{N_2N_4}, \overline{N_3N_4}) \quad (2-15)$$

再由 N_4 , N_1 求得 N_5 点坐标，与式(2-15)同理，因此可直接写为，

$$(x_5, y_5) = f_{pos}(x_1, y_1, x_4, y_4, \overline{N_1N_5}, \overline{N_4N_5}) \quad (2-16)$$

由此，机构的所有点位置能够确定，则所有杆组的姿态也能够确定，即机构的姿态

能由如下函数表达，

$$\begin{cases} (x_2, y_2) = h(x_{move}, y_{move}) \\ (x_3, y_3) = f_{pos}(x_1, y_1, x_2, y_2, \overline{N_1 N_3}, \overline{N_2 N_3}) \\ (x_4, y_4) = f_{pos}(x_2, y_2, x_3, y_3, \overline{N_2 N_4}, \overline{N_3 N_4}) \\ (x_5, y_5) = f_{pos}(x_1, y_1, x_4, y_4, \overline{N_1 N_5}, \overline{N_4 N_5}) \end{cases} \quad (2-17)$$

因此，可将上式用抽象函数简化地表征为，

$$((x_3, y_3), (x_4, y_4), (x_5, y_5)) = f(x_1, y_1, \overline{N_1 N_3}, \overline{N_2 N_3}, \overline{N_2 N_4}, \overline{N_3 N_4}, \overline{N_1 N_5}, \overline{N_4 N_5}, x_{move}, y_{move}) \quad (2-18)$$

上式中， N_1 为原点， N_2 为臀部提取点，两点在各姿态下坐标已知，因此， N_3, N_4, N_5 点的位置，也即机构的姿态，是连接各点的杆长的函数，因此当杆长确定，机构的姿态也就被唯一确定了，这即为坐垫位置控制杆组的数学模型。在此后的机构杆组优化过程中，选取的不同优化指标，在根据机构的姿态求得相应的优化指标即可确定机构的优化模型，优化变量为机构的各杆杆长，数学表达式如下式所示，

$$\begin{aligned} G_i &= g((x_1, y_1), (x_2, y_2), (x_3, y_3), (x_4, y_4), (x_5, y_5)) \\ &= g(f(x_1, y_1, \overline{N_1 N_3}, \overline{N_2 N_3}, \overline{N_2 N_4}, \overline{N_3 N_4}, \overline{N_1 N_5}, \overline{N_4 N_5}, x_{move}, y_{move})) \end{aligned} \quad (2-19)$$

其中，

G_i 为根据实际情况选取的一个或多个优化指标。

在本优化模型中，由于各杆长的变化会直接影响机构的运行情况，因此以各杆长为优化变量，以机构运行所需安装体积以及末端运动平稳性为目标函数，构建多目标优化模型，优化模型的数学表达式如下，

$$\begin{cases} G_a = G_{a_1} + G_{a_2} \\ G_{a_1} = [\max(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) - x_1] \times [\max(y_1, y_2, y_3, y_4, y_5) - \min(y_1, y_2, y_3, y_4, y_5)] \\ G_{a_2} = \text{std}(v_{N_2}) \end{cases} \quad (2-20)$$

其中，

G_a 为该模型输入遗传算法的目标函数；

G_{a_1} 为目标函数之一，其表征的是整个运动过程中，机构所占据的最大空间，即表征装置正常运行所需的安装体积；

G_{a_2} 为目标函数之一，其表征的是机构执行末端点 N_2 在原动件匀速运动下，速度的波动大小；

$\text{std}()$ 为 MATLAB 函数，返回结果为数列的标准差。

为了使驱动电机的控制尽可能简单，因此在数学建模中，考虑原动件运行速度为匀角速度运行。由于该数学模型在仿真运行过程中，各个节点列向量坐标取值很密集，因此可以由差分代替微分近似求解速度。则上述式(2-20)中 v_{N_2} 表达式如下，

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{N_2} = \sqrt{v_{N_2x}^2 + v_{N_2y}^2} \\ v_{N_2x} = \frac{dx_{N_2}}{dt} \approx \frac{\Delta x_{N_2}}{\Delta t} \\ v_{N_2y} = \frac{dy_{N_2}}{dt} \approx \frac{\Delta y_{N_2}}{\Delta t} \\ \Delta t = \frac{\Delta \theta_{15}}{\omega_{15}} = \frac{\Delta \left[\text{atan2} \left(\frac{y_5 - y_1}{x_5 - x_1} \right) + \pi \right]}{\omega_{15}} \end{array} \right. \quad (2-21)$$

其中,

式中所有变量均为列向量, 因此 Δx_{N_2} 即为求列向量 x_{N_2} 的差分,

θ_{15} 在 2.1 中已做规定, 表达杆 $\overline{N_1N_5}$ 与 x 正半轴的夹角,

Δt 表示时间列向量 t 的差分, 由于向量 Δx_{N_2} 不同项对应的时间间隔不同, 因此需要根据匀速转动的原动件 $\overline{N_1N_5}$ 确定时间列向量 t 以及各参量差分对应的时间差分 Δt ,

ω_{15} 表示原动杆 $\overline{N_1N_5}$ 的恒速度转动角速度。

利用遗传算法 (GA) 优化使装置占用空间减小到一个较合理的范围内, 同时尽可能保证末端点 N_2 运动尽可能平稳, 即求得使目标函数 G_a 较小的位置控制杆组的参数如下,

表 2.1 位置控制杆组参数优化结果

杆长变量	$\overline{N_1N_5}$	$\overline{N_4N_5}$	$\overline{N_2N_3}$	$\overline{N_1N_3}$
结果 (mm)	146.3	279.5	455.1	362.6
杆长变量	$\overline{N_2N_4}$	$\overline{N_3N_4}$	x_{move}	y_{move}
结果 (mm)	217.5	271.1	356.3	-135.7

2.3.4 坐垫姿态引导机构（并联Ⅲ级组机构）的设计及优化模型建立

在确定轨迹实现主体机构各杆杆长后, 需要控制座便器座圈的运动姿态。为了设计方便以及设计思路上的清晰, 在姿态控制上我们考虑使用并联的杆组实现。从机构学本质上考虑, 为了进行姿态控制, 可以并联Ⅱ级组或Ⅲ级组实现。为了建模的方便以及减小机构的体积和复杂性, 首先考虑全为转动副的杆组。由于Ⅱ级组过于简单, 难以很好地吻合上述的复杂空间位姿运动, 因此考虑更为复杂的Ⅲ级组。但由于严格意义上由转动副连接的Ⅲ级组的解析解非常难以求解, 建模非常复杂, 同时也可能导致机构运行过程中的问题, 是没有必要的, 因此采用了并联的简化Ⅲ级组, 即将严格意义上的Ⅲ级组中的中心连接构件简化为点, 如下图 2.7 中并联杆组 $\overline{N_4N_7}$, $\overline{N_7N_8}$, $\overline{N_7N_9}$ 所示, N_7 点为简化的中心连接构件。这样设计的Ⅲ级组既能较为容易地根据上述 2.3.1 的思路进行数学建模, 同时也保证了变量的数量, 保证能够很好地吻合实现复杂的空间位姿运动, 控制坐便器坐垫的姿态, 即在运动过程中的倾角变化。考虑已设计确定的位置控制杆组的运动情况, 将Ⅲ级组直接并联在基架, N_4 以及末端坐垫的另一端 N_9 上。考虑到人体坐下的过程, 再次利用 Tracker 软件提取各时刻人体臀上假想坐垫接触面的斜率, 设计的整体机

构如下图所示。

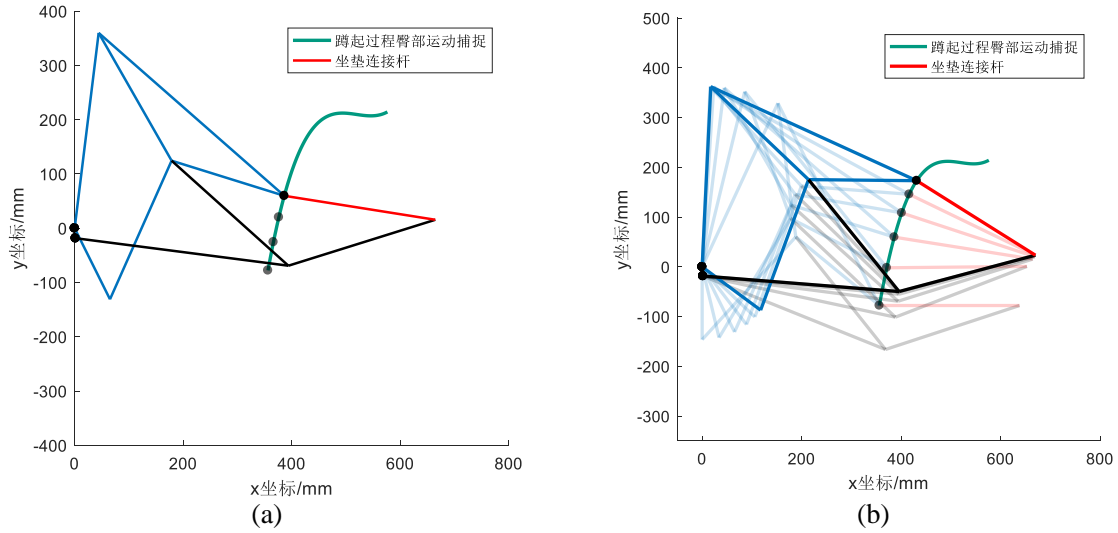


图 2.6 姿态控制杆组数学模型设计及运动示意图 (a)机构数学模型示意图, (b)机构运动数学模型仿真运动图 (红色构建为主固定杆 (与坐垫固连), 黑色构建为设计的姿态控制杆组)

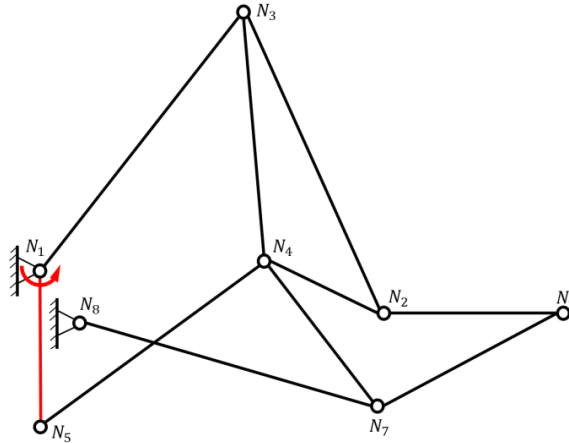


图 2.7 位置及姿态杆组设计示意图

其中, $\overline{N_2N_9}$ 杆与将要安装的末端坐垫平行, 则控制坐垫位姿即为控制 $\overline{N_2N_9}$ 杆的空间位姿。

并联杆组的数学模型与位置控制杆组的数学模型是相似的, 在位置控制杆组姿态确定的前提下, 由 N_8, N_4 可确定 N_7 , N_2, N_7 可确定 N_9 , 与上述式(2-14), (2-15)相似, 则构建的数学模型函数如下式所示,

$$\begin{cases} (x_7, y_7) = f_{pos}(x_4, y_4, x_8, y_8, \overline{N_4N_7}, \overline{N_7N_8}) \\ (x_9, y_9) = f_{pos}(x_2, y_2, x_7, y_7, \overline{N_2N_9}, \overline{N_7N_9}) \end{cases} \quad (2-22)$$

其中,

铰接点 $N_2(x_2, y_2)$, $N_4(x_4, y_4)$ 坐标由位置控制杆组建模 2.3.3 确定,

铰接点 N_8 为并联杆组与墙面的铰接点, 是一个固定点, 因此该点也为优化参量,

f_{pos} 为通过几何关系确定 RRR II 级组中间铰接点坐标的封装函数, 在式(2-9)中进行了解释。

由上式，可将坐垫姿态引导机构的数学模型，由下式抽象函数表示，

$$((x_7, y_7), (x_9, y_9)) = f(x_8, y_8, \overline{N_7 N_8}, \overline{N_4 N_7}, \overline{N_7 N_9}, \overline{N_2 N_9}) \quad (2-23)$$

其中， N_4, N_2 是在 2.3.3 中建模已经确定的，因此位姿控制并联杆组的数学模型的自变量只包括相应杆长以及 N_8 点坐标。

本模型优化指标为姿态吻合和坐垫转速，即坐垫与提取姿态的吻合情况，坐垫转速的平稳性。由于坐垫姿态引导机构中的杆 $\overline{N_2 N_9}$ 坐便器坐垫固连，因此在设计过程中需要保证杆 $\overline{N_2 N_9}$ 的斜率变化与提取的理想坐便器坐垫斜率变化近似；另外坐垫转速表达为 $\overline{N_7 N_9}$ 杆角速度的绝对值的平均值，以保证 $\overline{N_7 N_9}$ 杆的转速变化尽可能小，运行尽可能平稳，以方便机构的实现。同时为保证坐垫在升起过程中不会出现自锁等现象，控制该引导机构的 $\overline{N_7 N_9}$ 与 $\overline{N_2 N_9}$ 的压力角，及其夹角不大于 30° （通过惩罚函数的方式进行限制），模型建立的抽象数学表达式如下，

$$\begin{aligned} G_b &= G_{b_1} + G_{b_2} = g(x_i, y_i) \\ &= g(f(x_8, y_8, \overline{N_7 N_8}, \overline{N_4 N_7}, \overline{N_7 N_9}, \overline{N_2 N_9})) + P_{b_1}(x_2, y_2, x_7, y_7, x_9, y_9) \end{aligned} \quad (2-24)$$

其中，

G_b 为模型输入遗传算法进行优化的总目标函数，

G_{b_1}, G_{b_2} 分别为坐垫吻合程度和坐垫运动平稳性的表征函数，表达式见式(2-25)，

N_i 为整个机构的各点坐标，

P_{b_1} 为用于限制压力角的惩罚函数。

上式(2-24)中，目标函数具体数学表达式如下所示，

$$\begin{cases} G_b = G_{b_1} + G_{b_2} \\ G_{b_1} = \sum_i |\theta_{29_i} - k_{aim_i}| \\ G_{b_2} = \text{std}(\omega_{29}) = \text{std}\left(\frac{d\theta_{29}}{dt}\right) \approx \text{std}\left(\frac{\Delta\theta_{29}}{\Delta t}\right) \\ \Delta t = \frac{\Delta\theta_{15}}{\omega_{15}} = \frac{\Delta[\text{atan2}(\frac{y_5 - y_1}{x_5 - x_1}) + \pi]}{\omega_{15}} \end{cases} \quad (2-25)$$

其中，

θ_{29_i} 在 2.3.1 中已经规定，表示杆 $\overline{N_2 N_9}$ 与 x 正半轴的夹角，由于该变量为列向量，因此 i 表示其向量的某一项，

k_{aim} 为由人体实际蹲起臀部视频中提取的，能够贴合臀部的直线斜率，因此为末端坐垫理想的吻合目标。

$\text{std}()$ 为 MATLAB 函数，返回结果为数列的标准差，

ω_{29} 为杆 $\overline{N_2 N_9}$ 的运动角速度，由差分近似代替微分求得，

Δt 表示时间列向量 t 的差分，由于向量 $\Delta\theta_{29}$ 不同项 $\Delta\theta_{29_i}$ 对应的时间间隔不同，因此需要根据匀速转动的原动件 $\overline{N_1 N_5}$ 确定时间列向量 t 以及各参量差分对应的时间差分 Δt 。

式(2-24)中惩罚函数 $P_{b_1}(x_2, y_2, x_7, y_7, x_9, y_9)$ 表达式如下，

$$P_{b_1} = \begin{cases} 0 & \max(|\theta_{29} - \theta_{79}|) < \pi/6 \\ 10^8 & \max(|\theta_{29} - \theta_{79}|) \geq \pi/6 \end{cases} \quad (2-26)$$

其中,

θ_{29}, θ_{79} 分别为杆 $\overline{N_2N_9}$ 和杆 $\overline{N_7N_9}$ 与 x 正半轴的夹角。

通过上述数学模型, 利用遗传算法 (GA) 优化求得使目标函数 G_b 较小较优解, 求解结果如下,

表 2.2 位姿控制杆组参数优化结果

变量	(x_8, y_8)	$\overline{N_2N_9}$	$\overline{N_7N_9}$	$\overline{N_4N_7}$	$\overline{N_7N_8}$
结果(mm)	(1.6, -18.4)	281.7	283.6	289.4	395.6

2.3.5 凸轮控制杆组设计及优化模型建立

在确定轨迹实现机构各杆杆长后, 需要确定凸轮的形状位置以及接触点。考虑到凸轮安装位置应当尽量不干扰到老人正常使用, 用时安装凸轮点的杆件运动范围不应过大, 保证凸轮的体积尽量小, 因此观察机构运动过程, 初步确定将凸轮安装于杆 $\overline{N_4N_5}$ 上。确定凸轮点后, 机构的数学模型完全确定, 示意图如下,

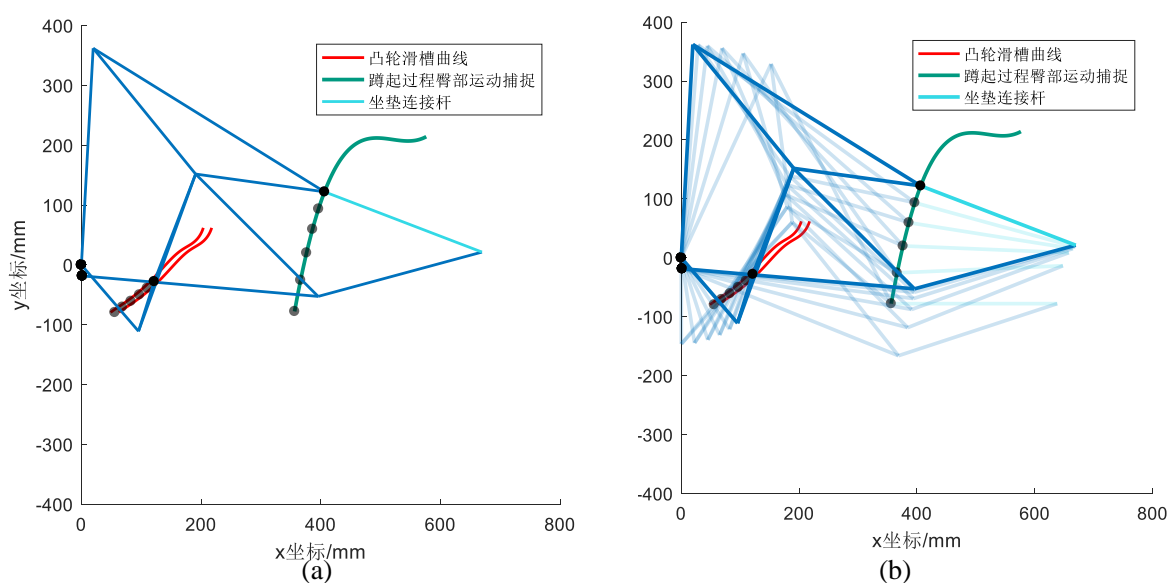


图 2.8 完整机构数学模型设计及运动示意图 (a)机构数学模型示意图, (b)机构运动数学模型仿真运动图 (红色曲线为凸轮滑槽曲线)

因此确定机构完整草图如下,

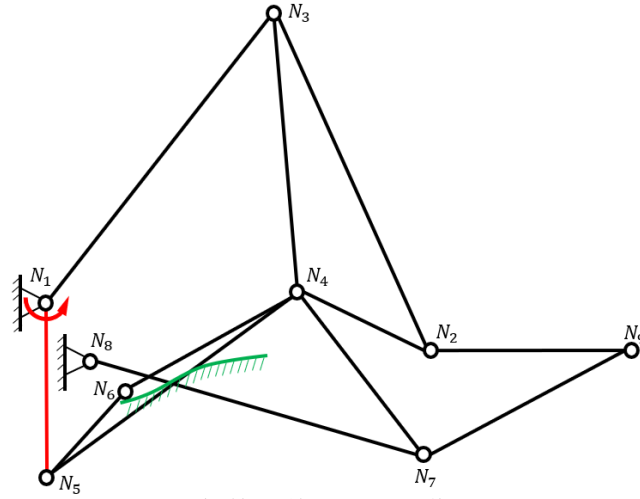


图 2.9 机构完整杆组设计草图

由于本机构的设计是通过反解实现的，即从末端反推杆组及凸轮曲线，因此凸轮位置及形状受到 N_6 点的位置影响，因此需要优化 N_6 点与杆 $\overline{N_4N_5}$ 的相对位置，即优化图中的 $\overline{N_4N_6}$, $\overline{N_5N_6}$ 的值。

根据 2.3.1 中描述的数学关系进行建模，基于 2.3.3, 2.3.4 中已经构建的末端位置，姿态控制杆组，由 N_4, N_5 即可确定 N_6 ，从而由 N_6 在运动过程中的轨迹确定凸轮（滑槽）的轨迹。构建的杆组数学模型表达式如下，

$$(x_6, y_6) = f_{pos}(x_4, y_4, x_5, y_5, \overline{N_4N_6}, \overline{N_5N_6}) \quad (2-27)$$

其中，

铰接点 $N_4(x_4, y_4)$, $N_5(x_5, y_5)$ 坐标由位置控制杆组建模 2.3.3 确定，

$f_{pos}()$ 为通过几何关系确定 RRR II 级组中间铰接点坐标的封装函数，在式(2-9)中进行了解释。

将上式简化为抽象函数，即可表达为，

$$(x_6, y_6) = f(\overline{N_4N_6}, \overline{N_5N_6}) \quad (2-28)$$

其中，

由于在式(2-27)中的变量 (x_4, y_4) , (x_5, y_5) 均在 2.3.3 位置控制杆组设计及优化模型建立中确定，因此在凸轮控制杆组的优化模型建立时，可认为自变量只有杆长 $\overline{N_4N_6}$, $\overline{N_5N_6}$ 。

考虑到可能的压力角影响，因此定义杆 $\overline{N_5N_6}$ 与 N_6 点瞬时运动方向夹角为压力角 α ，在运动过程中利用差分近似代替微分，确定 N_6 的瞬时运动方向，从而求得各时刻压力角。在本次优化中，以压力角的绝对值的平均值以及凸轮体积为优化目标函数，以 $\overline{N_4N_6}$, $\overline{N_5N_6}$ 为优化变量，通过 GA 算法优化得到使得压力角和凸轮体积尽可能小的 $\overline{N_4N_6}$, $\overline{N_5N_6}$ ，优化模型表达式如下所示，

$$G_c = G_{c_1} + G_{c_2} = g(x_4, y_4, x_5, y_5, x_6, y_6) = g(f(x_4, y_4, x_5, y_5, x_6, y_6, \overline{N_4N_6}, \overline{N_5N_6})) \quad (2-29)$$

其中，

G_c 为输入遗传算法的最终优化指标因变量，

G_{c_1}, G_{c_2} 分别为压力角绝对值的平均值及凸轮总占用体积。

上述优化函数 G_c 表达式如下，

$$\begin{cases} G_c = G_{c_1} + G_{c_2} \\ G_{c_1} = \text{mean}(|\theta_{56_i} - \theta_{6_i}|) \\ G_{c_2} = [\max(x_6) - \min(x_6)] \times [\max(y_6) - \min(y_6)] \\ \theta_{6_i} = \text{atan2}\left(\frac{y_{6_{i+1}} - y_{6_i}}{x_{6_{i+1}} - x_{6_i}}\right) + \pi \end{cases} \quad (2-30)$$

其中，

$\text{mean}()$ 为 MATLAB 中函数，返回值为向量的平均值，

θ_{6_i} 为某 i 时刻，铰接点 N_6 运动速度的切线（凸轮滑槽切线）与 x 正半轴的夹角，

atan2 为 MATLAB 中的反三角函数，其值域为 $(-\pi, \pi]$ 。

由 GA 算法求得使目标函数 G_c 较小的合理较优解结果如下，

表 2.3 凸轮控制杆组参数优化结果

变量	$\overline{N_5 N_6}$	$\overline{N_4 N_6}$
结果(mm)	87.1	192.6

2.3.6 变胞机构

考虑到实际使用过程中，如果需要对家庭中的其他人能够正常使用且方便清洁，座便器圈应具有的翻盖功能。这一功能是当前所存在的所有设计都不具备的。此功能的实现能够极大地增加该助力机构的实用性和普适性。要实现此功能需要保持自由度始终唯一。

机构改变前，活动件 $n = 8$ ，低运动副 $P_L = 11$ ，高运动副 $P_H = 1$ 。

根据平面机构自由度计算公式，

$$F = 3n + 2P_L + P_H \quad (2-31)$$

得 $F_1 = 1$ 。

为实现预期功能，锁死主动杆 $\overline{N_1 N_5}$ ，即减少一个活动件和低运动副。再解除凸轮约束即可实现自由度始终唯一。即活动件 $n = 7$ ，低运动副 $P_L = 10$ ，高运动副 $P_H = 0$ 。

代入平面机构自由度计算公式，得 $F_2 = 1$ 。

考虑到这种变胞机构的可行性，在原有设计完成的杆组基础上，重新设计优化并联Ⅲ级组机构的各杆长度，通过数学模型模拟翻盖的过程，将最终翻起后的斜率加入优化模型中重新进行优化，更新后的优化模型表达如下，

$$\begin{aligned} G_b &= G_{b_1} + G_{b_2} = g(x_i, y_i) \\ &= g(f(x_8, y_8, \overline{N_7 N_8}, \overline{N_4 N_7}, \overline{N_7 N_9}, \overline{N_2 N_9})) + P_{b_1}(x_2, y_2, x_7, y_7, x_9, y_9) + P_{b_2}(x_2, y_2, x_9, y_9) \end{aligned} \quad (2-32)$$

其中,

P_{b_2} 为保证坐垫最终能够掀起的惩罚函数, 保证坐垫控制杆 $\overline{N_2N_9}$ 在掀起后的斜率, 其余各变量与上述式(2-24)相同。

式(2-32)中, 坐垫变胞掀起惩罚函数 P_{b_2} 表达式如下,

$$P_{b_2} = \begin{cases} 0 & 0.4 + \pi/2 > \theta_{29_{end}} > 0.25 + \pi/2 \\ 10^8 & \theta_{29_{end}} < 0.25 + \pi/2 \end{cases} \quad (2-33)$$

其中,

$\theta_{29_{end}}$ 为杆 $\overline{N_2N_9}$ 在翻起到最高位置时, 杆 $\overline{N_2N_9}$ 与 x 正半轴夹角, 单位为 rad , $0.25 + \pi/2(rad)$ 对应的斜率杆件斜率约为 $-1/4$ 。

将更改后的目标函数 G_b (式(2-32)) 代入遗传算法 (GA) 进行优化后, 确定了使 G_b 取得较小值的杆 $\overline{N_4N_7}$, $\overline{N_7N_9}$, $\overline{N_7N_8}$ 的长度 (结果见表 2.2), 翻起过程示意图如下图 2.10 所示。

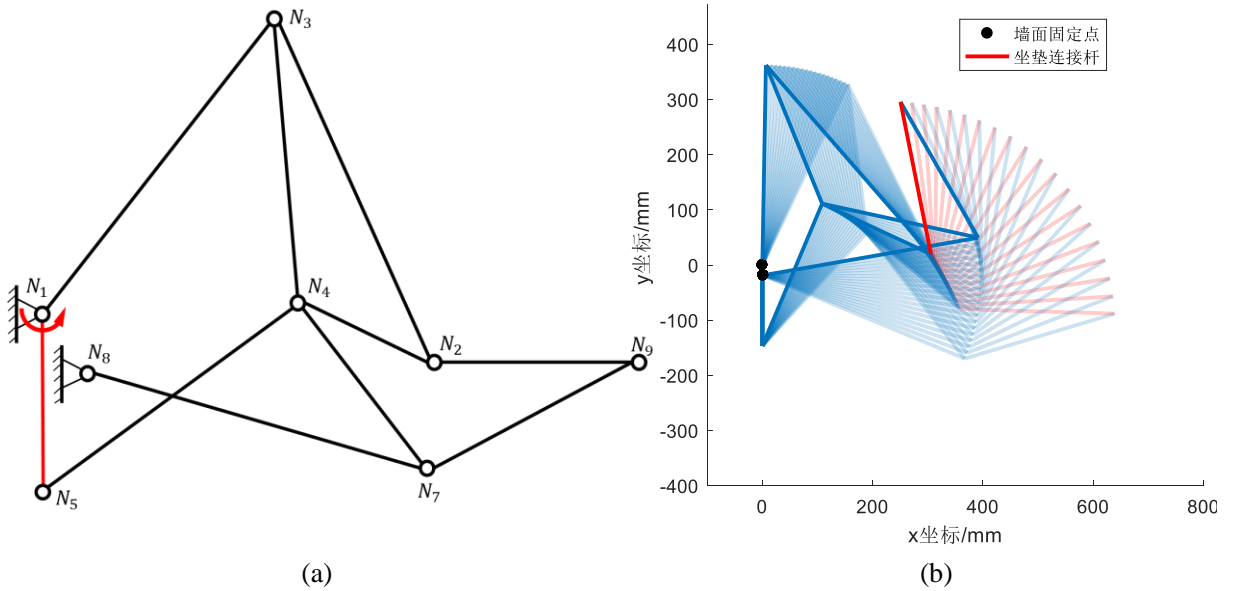


图 2.10 考虑翻折运动优化过程 (a) 机构结构示意草图, (b) 机构翻折过程数学模型仿真运动图

最后能够实现杆组两种形式的运动, 也就是末端 N_2 在空间上的复杂位置运动, 另外能够实现 $\overline{N_2N_9}$ 杆向上翻折的运动。

2.4 机构运动学分析

在上述过程完成机构的数学建模, 优化建模和求解后, 机构的数学参数都已确定, 故对机构整体的运行情况基于数学模型进行初步的运动学分析。

2.4.1 执行机构速度分析

由于本机构功能与人具有交互性, 需要与人体运动适配, 尤其是在面对人群为平衡性较弱的老人的情况下, 速度上有一定要求: 首先运动应柔和, 不应有剧烈突变, 防止对人造成不适, 甚至导致老人摔倒; 其次升降速度不宜太快, 避免让老人产生安全性上

的担心，从而对本产品产生抗拒心理。

故选取执行端坐垫重力的等效作用点作为参考点，测量其运动速度图像。

经过上述优化以及基于杆与杆之间几何关系的数学建模，确定了整体机构的运动模型后，初步确定原动件 $\overline{N_1N_5}$ 运动角速度为，

$$\omega = \frac{\pi}{9} \text{ rad/s} \quad (2-34)$$

则根据数学模型（以实际使用比例），编程可得坐垫的运动速度情况，取坐垫重力的等效作用点以及 N_2 点进行末端的速度分析，得到下图所示曲线。

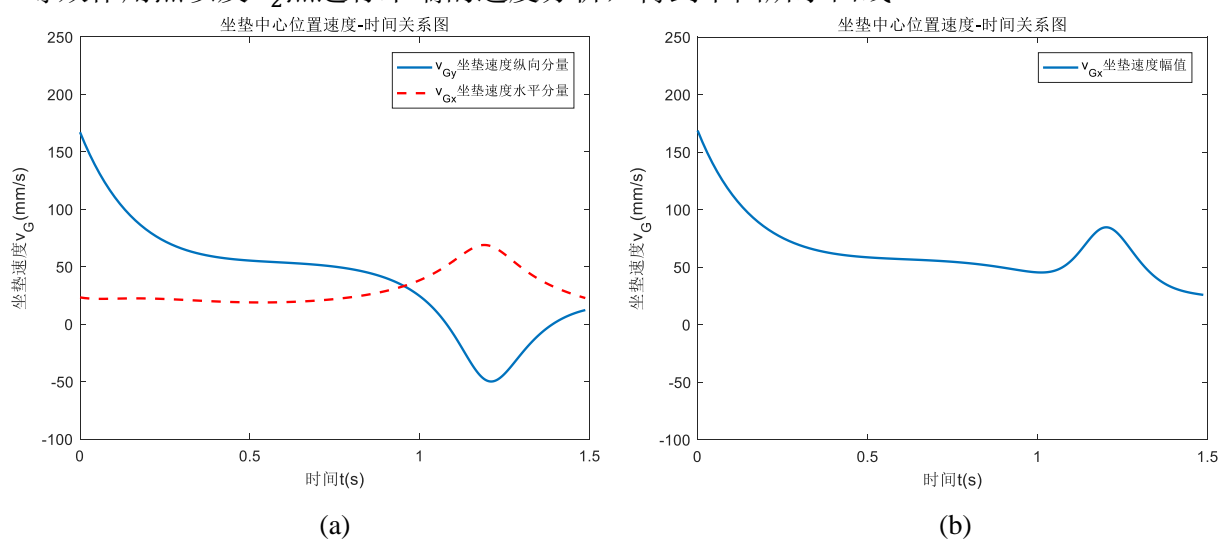


图 2.11 坐垫中心位置速度-时间关系 (a) 坐垫速度分量变化, (b) 坐垫速度幅值变化

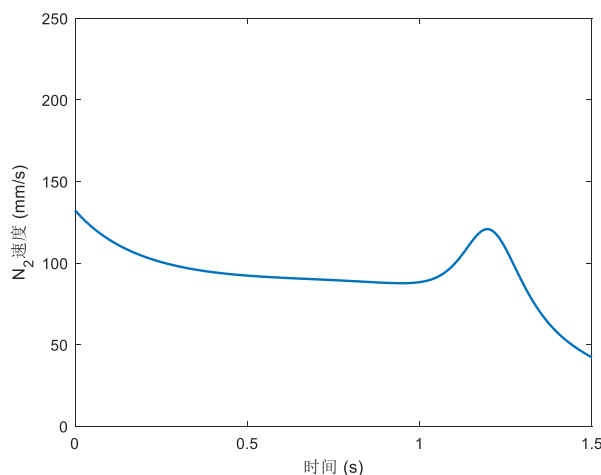


图 2.12 末端执行点 N_2 运动速度随时间的变化

运动整体较为平稳，曲线各处较为平滑，加速度无明显突变，柔性冲击小，无异常抖动比较平稳。在电机控制阶段存在优化空间。

2.4.2 各杆质心运动速度分析

为分析机构运动的可行性并且定性估计杆件在运行过程中可能存在的惯性力大小，对数学模型中各杆件的中点，即两节点 $\overline{N_mN_n}$ 的中点速度进行计算分析。由于尚未进行

机构杆件结构的设计，因此将杆件的中点近似作为杆件的质心进行分析讨论。经基于 MATLAB 的数学模型编程计算后，得到的结果如下图所示，

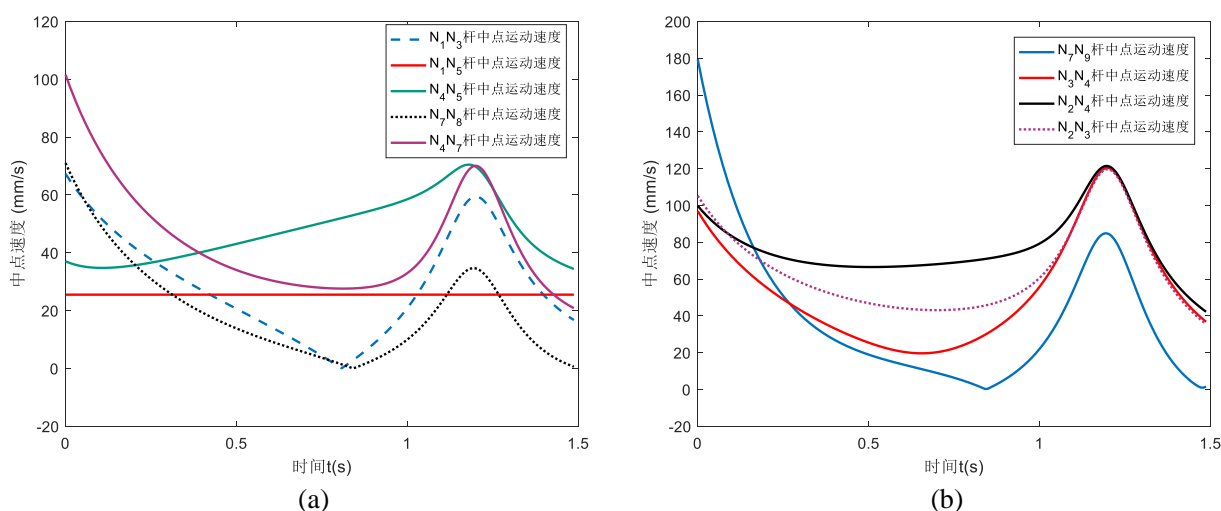


图 2.13 基于数学模型的各杆中点运动速度随时间变化

从上图中可以看出，机构的整体运动是较为平稳的，速度不存在较大突变，因此机构在运行过程中不存在较大的惯性力，也不会出现由于速度剧烈变化的抖动。但在即将到达最高处时速度存在一定的波动，但由于机构整体运行速度不大，同时此时老人基本站立，因此波动对于机构的可靠性和安全性影响很小，能够保证机构的安全可靠运行。

另外从上图中注意到，由于 N_1N_5 杆为原动件，在数学模型求解过程中设为匀速转动，因此在中点速度变化图 2.13(a) 中为与 x 轴平行的直线。

基于上述的运动学分析，能够确定此机构建立的数学模型是合理的，同时在设计优化确定的杆长下构建的机构在运动学上是可行且安全可靠的。为进一步验证该设计杆长的合理性和可行性，以下对机构受载情况的各工况进行静力学分析，通过数学模型求解，以验证参数的可行性。

2.5 机构静态受力分析

由于动力学分析较为复杂，且本装置运动较为缓慢，故在数学模型验证阶段只进行忽略杆自重的静力学受力分析，能够对机构整体的受力情况有更好的认识，从而能够基于此进行机构的结构设计以及对杆件的尺寸进行估算。

由于整个机构中的大部分杆均只在杆两端受力，因此杆为二力杆，受拉（压）力沿杆方向。基于此进行受力分析，将受力分析分为 5 部分，考虑受力平衡以及力矩平衡，求解整个机构中各构件所受的内力，从而进行力学分析以及强度校核。

2.5.1 受力分析计算规定

为保证计算结果不依赖于特定的几何状态（工况），需要确定统一的正方向体系，则

作如下定义。

- a) 所有杆受压时作用力为正。
 - b) 水平分力延 x 轴为正方向，竖直分力延 y 轴为正方向。
 - c) 记 θ_{12} 为以 N_2 点为坐标原点建立平面直角坐标系， $\overline{N_1N_2}$ 与 x 轴正方向所成夹角。
- 另外为方便书写，记 $\sin\theta_{12}$ 为 s_{12} ， $\cos\theta_{12}$ 为 c_{12} 。
- d) 将如 $\overline{N_1N_2}$ 杆所受拉压力记作 F_{12} 。

2.5.2 对主固定杆 ($\overline{N_2N_9}$) 受力分析

受力分析如下图所示，

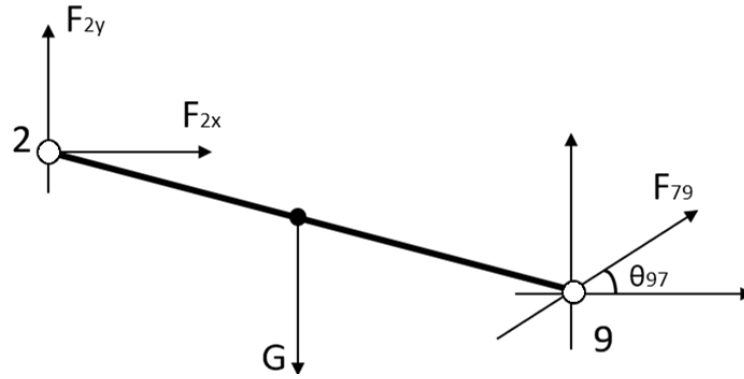


图 2.14 主固定杆 ($\overline{N_2N_9}$) 受力分析

由上述受力分析，列写主固定杆 ($\overline{N_2N_9}$) x , y 轴方向的平衡方程以及杆的力矩平衡方程如下式所示，

$$F_{79} \cdot c_{97} + F_{2x} = 0 \quad (2-35)$$

$$F_{79}c_{97} + F_{2y} - G = 0 \quad (2-36)$$

$$(-G)L_{2G}(-c_{92}) + F_{79}c_{97}L_{29}s_{92} + F_{79}s_{97}L_{29}(-c_{92}) = 0 \quad (2-37)$$

求解得各力如下，

$$F_{79} = -\frac{GL_{2G}c_{92}}{c_{97}L_{29}s_{92} - s_{97}L_{29}c_{92}} \quad (2-38)$$

$$F_{2x} = -F_{79}c_{97} \quad (2-39)$$

$$F_{2y} = G - F_{79}s_{97} \quad (2-40)$$

2.5.3 对节点 N_7 受力分析

受力分析如下图所示，

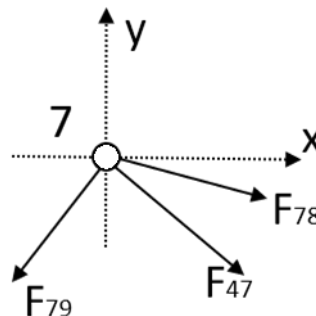


图 2.15 对节点 N_7 受力分析

由上述受力分析，列写节点 N_7 的 x ， y 轴方向的平衡方程如下式所示，

$$F_{79}c_{79} + F_{78}c_{78} + F_{47}c_{74} = 0 \quad (2-41)$$

$$F_{79}s_{79} + F_{78}s_{78} + F_{47}s_{74} = 0 \quad (2-41)$$

求解得各力如下，

$$F_{78} = \frac{F_{79}(s_{79} - c_{79}t_{74})}{s_{78} - c_{78}t_{74}} \quad (2-42)$$

$$F_{47} = \frac{-F_{79}c_{79} - F_{78}c_{78}}{c_{74}} \quad (2-43)$$

2.5.4 对三角形构件 ($N_2N_3N_4$) 受力分析

受力分析如下图所示，

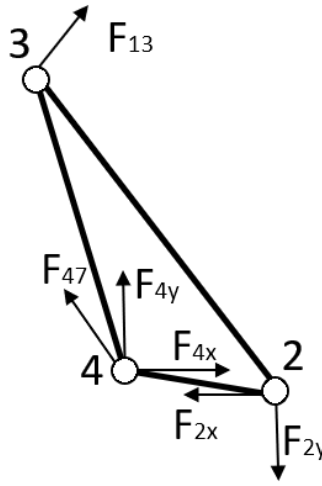


图 2.16 三角形构件 ($N_2N_3N_4$) 受力分析

由上述受力分析，列写三角形构件 ($N_2N_3N_4$) 的 x ， y 轴方向的平衡方程以及杆的力矩平衡方程如下式所示，

$$F_{13}c_{31} + F_{47}c_{47} + F_{4x} - F_{2x} = 0 \quad (2-44)$$

$$F_{13}s_{31} + F_{47}s_{47} + F_{4y} - F_{2y} = 0 \quad (2-45)$$

$$-F_{2x}L_{24}s_{24} + F_{2y}L_{24}c_{24} + F_{13}c_{31}L_{34}s_{34} - F_{13}s_{31}L_{34}c_{34} = 0 \quad (2-46)$$

求解得各力如下，

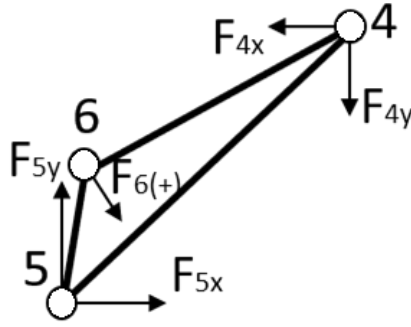
$$F_{13} = \frac{F_{2x}L_{24}s_{24} - F_{2y}L_{24}c_{24}}{c_{31}L_{34}s_{34} - s_{31}L_{34}c_{34}} \quad (2-47)$$

$$F_{4x} = F_{2x} - F_{13}c_{31} - F_{47}c_{47} \quad (2-48)$$

$$F_{4y} = F_{2y} - F_{13}s_{31} - F_{47}s_{47} \quad (2-49)$$

2.5.5 对主导向杆 ($N_4N_5N_6$) 受力分析

受力分析如下图所示，

图 2.17 主导向杆 ($\overline{N_4N_5N_6}$) 受力分析

由上述受力分析，列写主导向杆 ($\overline{N_4N_5N_6}$) x, y 轴方向的平衡方程以及杆的力矩平衡方程如下式所示，

$$-F_{4x} + F_{5x} + F_6 s_6 = 0 \quad (2-50)$$

$$-F_{4y} + F_{5y} - F_6 c_6 = 0 \quad (2-51)$$

$$F_6 s_6 L_{56} s_{65} + F_6 c_6 L_{56} c_{65} - F_{4x} L_{45} s_{45} + F_{4y} L_{45} c_{45} = 0 \quad (2-52)$$

求解得各力如下，

$$F_6 = F_{4x} L_{45} s_{45} - \frac{F_{4y} L_{45} c_{45}}{s_6 L_{56} s_{65} + c_6 L_{56} c_{65}} \quad (2-53)$$

$$F_{5x} = F_{4x} - F_6 s_6 \quad (2-54)$$

$$F_{5y} = F_{4y} + F_6 c_6 \quad (2-55)$$

2.5.6 对原动杆 ($\overline{N_1N_5}$) 受力分析

由于原动杆受力简单，只受一对平衡的力以及扭矩，因此可直接列写出受力及力矩平衡方程如下式所示，

$$M_1 = -F_{5x} L_{15} s_{51} + F_{5y} L_{15} c_{51} \quad (2-56)$$

$$F_{1x} = F_{5x} \quad (2-57)$$

$$F_{1y} = F_{5y} \quad (2-58)$$

由此得到各杆受力情况，根据各工况的几何关系，则可得到各工况下受力情况以及原动件所需扭矩。

另分析各个关键杆以及关键节点的受力情况，以此来分析机构的受力情况以及实现的可能性。

在上述计算中，取人体重量 60kg ，整体机构承受 80% 的重力，考虑机构摩擦损耗等问题，取摩擦损耗系数 $k = 1.2$ ，另外由于该装置是老年人使用的设备，取安全系数 $s = 2$ ，则可确定机构末端在核算时，取受竖直方向载荷。

$$G = G_{\text{people}} \times 0.8 \times k \times s \times g = 60 \times 0.8 \times 1.2 \times 2 \times 9.8 = 1192\text{N} \quad (2-59)$$

根据载荷及受力分析，确定了各关键杆及关键节点的受力情况随时间（工况）变化情况。在上述分析中，由于机构运动速度较慢，因此未考虑加速度，仅对在各工况下的稳态受力分析。

根据上述数学关系求得各关键节点及杆受力情况并作图如下。

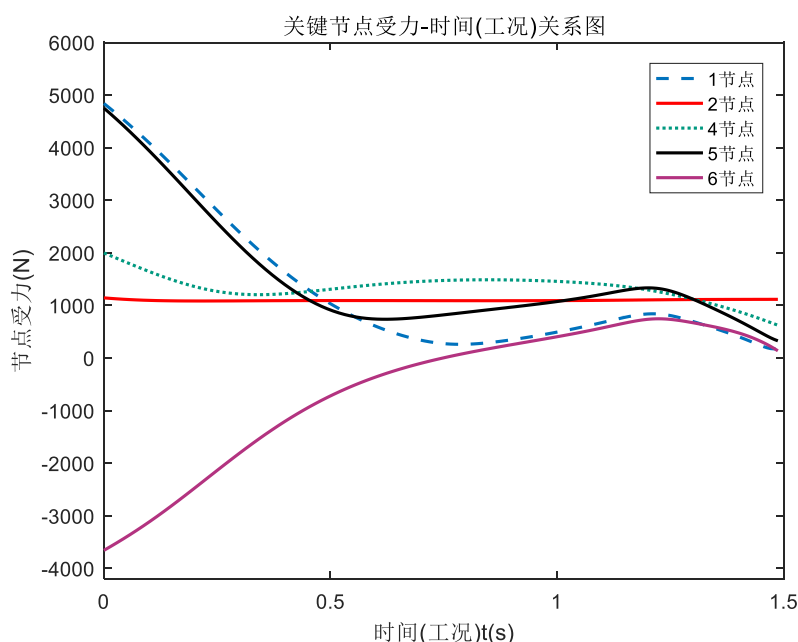


图 2.18 关键节点受力-时间(工况)关系图

如图所示，从图中看出，当受力最大时基本为 $t = 0$ 时刻，即危险工况基本存在于初始工况，即坐垫水平时取到最大受力。其中， N_6 、 N_1 、 N_2 点受力较大，此三个点位分别为凸轮限位点、原动件扭矩输入点、座便器圈后承重点。结合机构设计部分所述，此三点的受力变化规律与结构设计阶段定性分析相符合。其中 N_6 点受力由负变正，即凸轮对杆 $\overline{N_4N_5}$ 的约束由内下表面切换至内上表面，其曲线变化平滑，证明凸轮曲线拟合较好。另外考虑到各节点受力不大且连接螺栓长度较短，则产生的弯矩较小，在粗略估算后能够符合强度要求，此外由于螺栓几何结构简单，故没有必要再使用有限元分析软件进行强度校核。

各关键杆件受力如下图所示，四杆均为独立的二力杆。

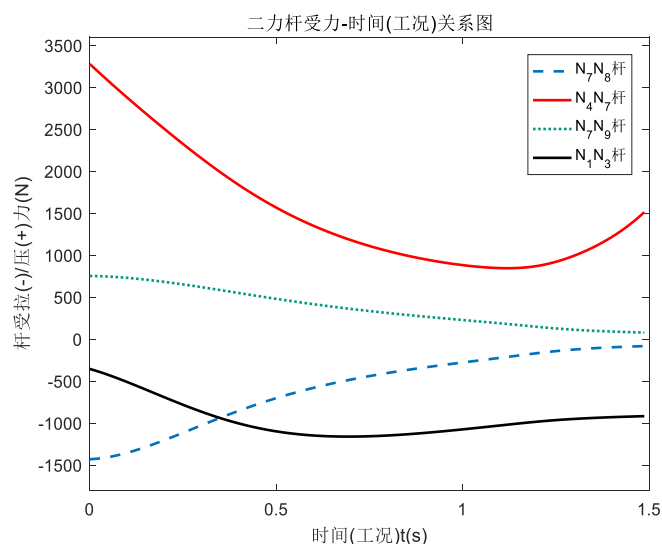


图 2.19 二力杆受力-时间(工况)关系图

从上图中可以看出,独立二力杆中,辅助连接杆 $\overline{N_4N_7}$ 受力最大且其余杆受力显著更小,另外由于各杆的设计原则,即设计厚度宽度等参数是相近的,因此在进行强度校核时只需要对 $\overline{N_4N_7}$ 杆进行有限元分析校核即可,若该杆强度满足要求,则其余杆也应符合要求。

此外,除了 F_{13} 其余力均在初始坐垫平放工况下取到最大值,而由于 F_{13} 受力较其余杆件更小,因此在强度校核时不予考虑,当在初始平放工况下危险杆件强度符合要求,则按照相同原则和规格设计的 $\overline{N_1N_3}$ 杆强度也不存在问题。故在进行强度校核时,取初始状态工况,即坐垫水平,进行校核。

最后根据上述受力分析能够求解原动杆所需的扭矩随工况的变化情况,如下图所示,图中所示扭矩变化符合常规起重状态。为之后的电机选型和传动策略的选择做准备。

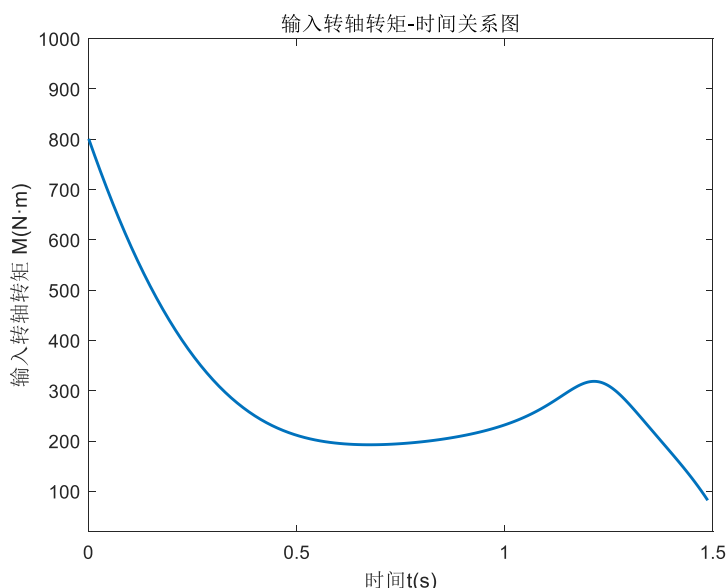


图 2.20 输入转轴转矩-时间关系图

3 机构仿真及强度分析

在制作实物模型前,需要根据建立的数学模型尺寸以及静力分析进行机构的结构设计,设计完成后在 SolidWorks 中建立机构的三维模型,并基于三维模型进行一系列运动学,动力学仿真及有限元验证数学模型的准确性和结构强度可靠性,在完成上述计算机验证仿真验证后,方可进行实物加工制作和调试。以下具体介绍计算机仿真验证过程及结果。

3.1 机构结构设计及三维建模

根据上述杆长优化结果进行三维模型的构建,考虑到可能存在的干涉,如 $\overline{N_7N_8}$ 与 $\overline{N_4N_5}$ 杆,坐垫连接杆 $\overline{N_2N_9}$ 在折叠状态下可能与 $\overline{N_4N_7}$ 杆存在的干涉,针对干涉问题对各个运动副位置以及杆件形状进行设计,尽量避免杆件的弯折以减小杆件在承载时的应力

集中。另外，考虑到杆件的强度，根据上述 2.5 中对杆件基于数学模型的各工况下静力学分析计算，估算设计杆件尺寸，再在后续强度分析中进行强度校核。最终确定强度合格的杆件尺寸见工程图纸。根据结构设计尺寸构建 SolidWorks 三维模型，如下图所示。

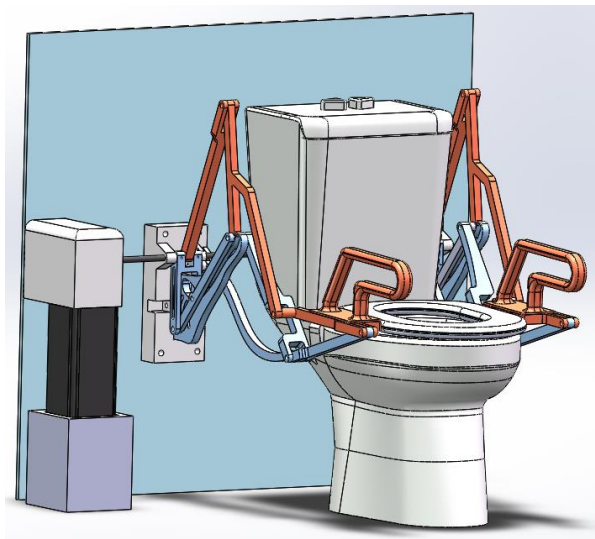


图 3.1 SolidWorks 中构建的机构三维模型

3.2 运动学仿真及分析

在进行动力学仿真前，需要验证数学模型的合理性和准确性，因此对机构进行运动学仿真，并对比数学模型的运动学结果。

本机构通过 SolidWorks 建立三维模型，因此在运动学仿真时采用 SolidWorks Motion 与 ADAMS 联合仿真进行。由于本机构存在左右两侧的对称机构，若直接导入软件进行仿真运算会存在过约束问题从而导致仿真结果出错，因此在运动学及动力学分析中仅对对称的一侧机构进行分析。在 ADAMS 中建立的模型图如下图 3.2 所示，图中曲线为 N_2 点在空间中运动的轨迹，作为对比，下图 3.3 为 MATLAB 中建立的连杆数学模型中 N_2 点运动轨迹。

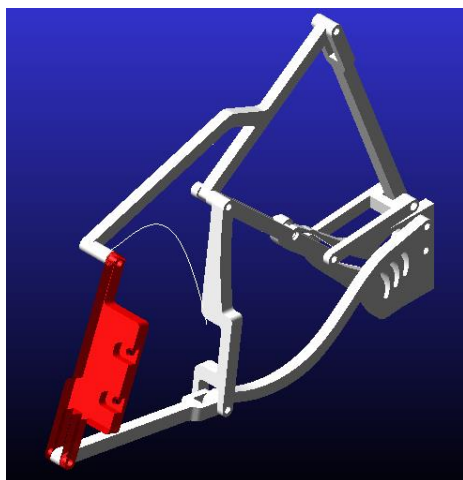


图 3.2 ADAMS 仿真模型及 N_2 运动轨迹

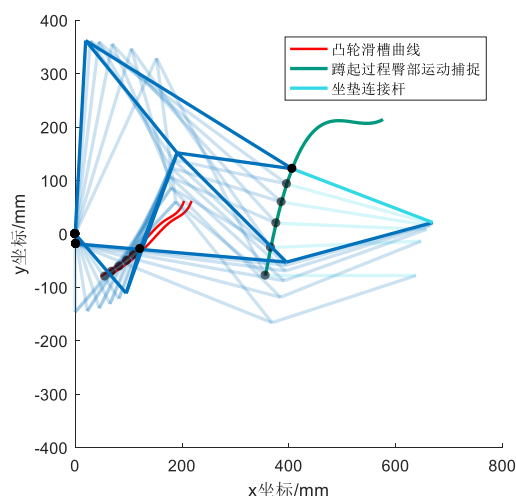


图 3.3 MATLAB 连杆数学模型简图及 N_2 点运动轨迹

其中图 3.3 中绿色曲线为末端点 N_2 的完整运动仿真轨迹。

从上图中对比可看出，仿真结果与数学模型计算结果是相吻合的。为做进一步对比，下图 3.4 为 ADAMS 运动学仿真求解得到的 N_2 点及各杆质心运动速度随时间的变化，图 2.12，图 2.13 为由数学模型求解得到的 N_2 点及各铰接点中点运动速度随时间的变化。由于在数学模型中无法确定杆件的实际质心，因此考虑运动时以杆件中点（即铰接点中点）近似表达。

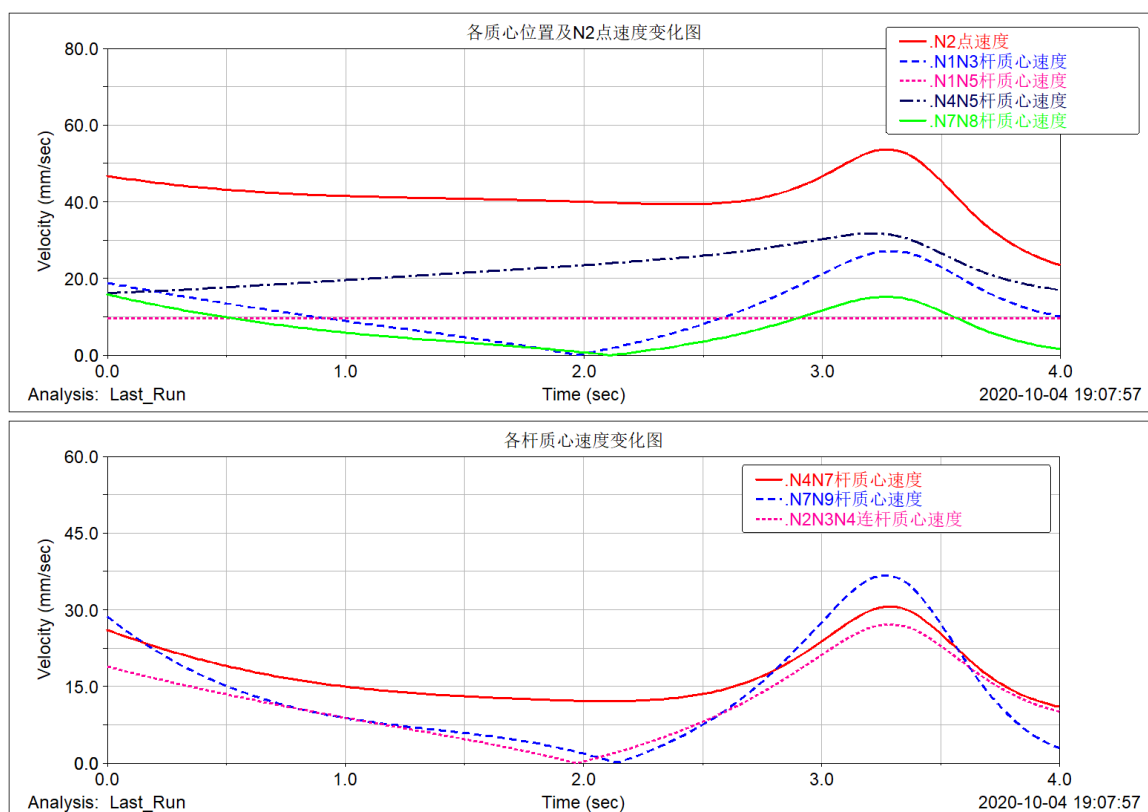


图 3.4 ADAMS 运动学仿真求解 N_2 点及各点质心运动速度变化图

由于数学模型和动力学仿真三维模型在处理时原动件的运行速度不完全相等，因此在横轴时间上不完全吻合，但对比变化趋势可看出，各点的运动是吻合的。由于在结构设计中，各连杆不是均匀的连杆，因此三维模型中连杆的质心并不在杆的中点上，但在此附近，因此三维模型仿真结果与数学模型仿真结果是不完全相同但相近的。从上述对比中能够确定，该基于杆组几何关系构建的数学模型和 MATLAB 数学仿真模型是准确无误的，因此能够基于此数学模型的求解结果进一步进行验证。

另外，由上述仿真结果能够看出，在原动件杆 $\overline{N_1N_5}$ 取正常转速的前提下，执行末端 N_2 点以及各构件的质心运动平稳，速度无突变，一方面能够保证末端执行机构的平稳运行，保证安全性和舒适性。另一方面，各构件质心运动平稳，保证在运动过程中不会存在较大的惯性力，从而避免机构的振动，卡死等问题，同时也能够有效减小驱动电机所需的扭矩。

此外，对于一个凸轮（滑槽）机构，其压力角是决定这个凸轮机构能否正常运行的

另一个重要指标。对于该种凸轮机构，其压力角的计算为凸轮轨迹与滚子运动的切线方向的夹角。根据 ADAMS 运动学仿真，测量该夹角随机构运行变化如下图所示。

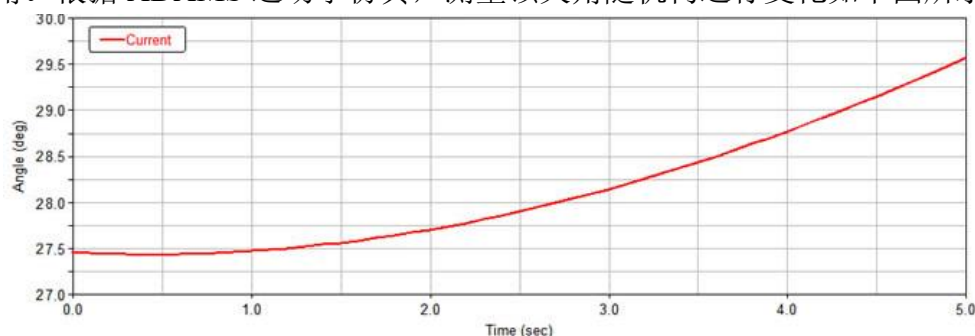


图 3.5 压力角随时间变化图

由于我们在之前的设计中已经对压力角进行了周密的优化，其最大值不超过 30° ，因此其压力角符合基本要求，凸轮接触点 N_2 在运行过程中不会卡死。

3.3 动力学仿真及分析

3.3.1 各铰接点受力情况及分析

在 ADAMS 中完成运动学分析和数学模型的验证后，需要进行动力学仿真以确定模型的受力情况从而进行强度分析和校核。动力学分析基于使用 ADAMS 仿真算法的 SolidWorks Motion 插件进行。为了保证机构在仿真求解过程中不出现多余约束导致的错误，将两侧对称的机构取单边进行仿真分析。

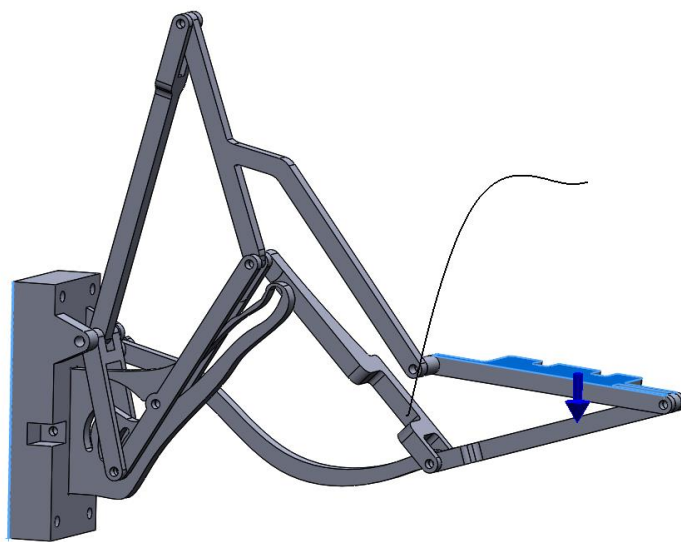


图 3.6 SolidWorks Motion 动力学仿真分析模型

由于机构整体尺寸按 1:2 进行缩小设计，因此在加载时，若载荷密度不变，则相应载荷应减为实际载荷的 $1/8$ ，由上式(2-44)可得，计算载荷为 $1192N$ ，考虑单边分析是受载，则动力学仿真应当加载在坐垫连接杆 N_2N_9 上的竖直向下载荷约为 $75N$ 。考虑材料为高强度铝，考虑杆件自重，并将凸轮约束添加为碰撞关系后，对三维模型进行动力学仿真计算。

由仿真计算结果，后处理得到各个关键节点的受力变化情况如下图所示。

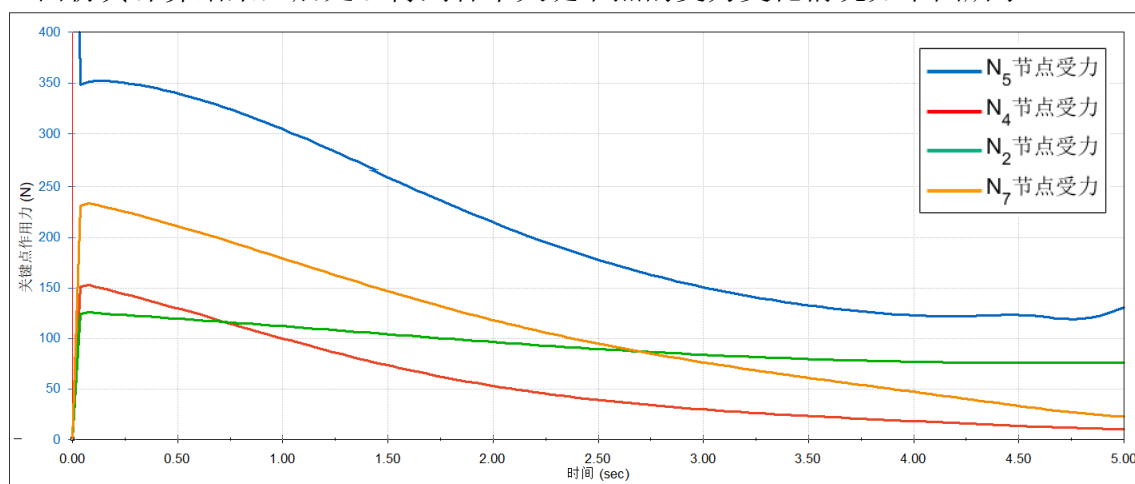


图 3.7 基于三维模型动力学仿真的各关键节点受力随时间变化图

从上图可看出关键节点的受力情况随时间的变化逐渐减小，由于所加载荷为 1:2 缩小后的载荷，因此受力大小与静力学分析不等，但受力大小关系是基本相似的，受力最大的节点为 N_5 点，因此在有限元应力分析中，将对该节点的螺栓进行强度分析。 N_2 ， N_7 点受力较小，因此为非危险节点。在接近初始状态下，节点的受力最大，此时为危险工况，这与静力学分析结果是相似的，因此能够验证静力学分析结果的合理性。另外注意到，该图中，受力的第一帧力存在突变，这是由于 SolidWorks 中对凸轮约束设置为碰撞约束，因此在仿真运行过程中在开始时受力会出现突变，但这不会存在与实物运行中，也不会影响实物的平稳运行。由于该机构自由度始终为 1，因此在几何上，只要保证原动件转动平稳且杆件受力平稳，机构就是安全可靠的。因此上述受力分析结果能够说明数学模型的可靠性以及杆组设计的合理性和可行性。

由于动力学模型在数值和比例上与静力学模型存在差异，因此需要根据动力学仿真得到的受力结果进行杆件强度校核。

3.3.2 机构驱动力矩结果分析

由动力学分析确定的驱动 1:2 模型以及相应缩小载荷所需的电机，同时对比静力学模型结果分析数学模型的合理性。由 SolidWorks Motion 根据单侧的三维模型进行动力学仿真，得到如下原动件扭矩变化图，

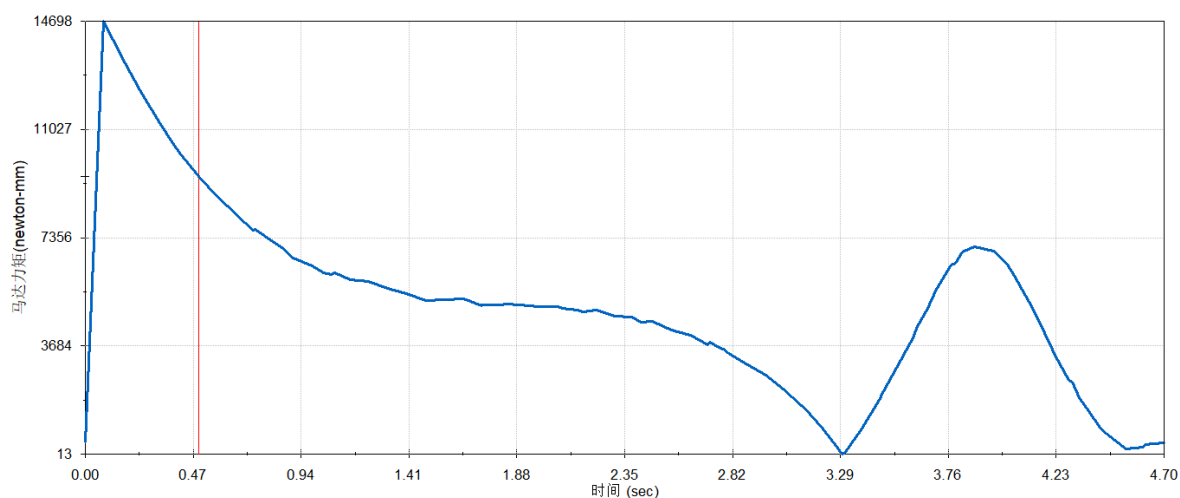


图 3.8 动力学仿真原动件驱动所需扭矩随时间变化关系图

从上图中可看出，机构运行过程中扭矩在不断变化，其变化趋势与图 2.20 中理论分析求得的变化趋势是大致相同的，都在临近初始位置时取到最大值，此时为最危险工况。但由于本仿真结果为动力学仿真，考虑了杆件的自重，同时仿真模型经过了 1:2 缩放，因此在具体结果上与理论分析结果存在差异。由于在 SolidWorks 中凸轮约束设置碰撞约束，因此可能导致力学参数在仿真过程中存在小幅波动，且导致在仿真开始时的力矩突变，若凸轮接触点始终接触凸轮，在机构正常运行过程中，是不会存在上述突变的。因此，构建的数学模型以及理论静力学分析模型是合理的。

另外从图中发现，在运动到行程末端，即坐垫完全升起时，控制原动件转动所需要的扭矩非常小，这意味着该机构在最高处时能够轻易实现锁定，即近似于自锁，而在此时也是人刚刚坐上或离开设备的时刻，此时的载荷变化冲击时最大的，但此时机构的良好“自锁”性能能够保证机构位置的稳定，从而保证在老人坐下或站起时的安全性。

综上所述，机构的参数及结构设计是合理的，且驱动机构的马达扭矩在合理范围内。

3.3.3 机构运动过程中关键杆件应力应变情况及分析

在动力学分析过程中，由 SolidWorks Simulation 插件得到粗略的关键杆件或接触点 ($\overline{N_2N_3N_4}$, $\overline{N_4N_7}$, $\overline{N_7N_8}$, N_6) 在运动过程中的应力云图，三个代表性的工况下，机构的等效主应力应变云图如下图所示。

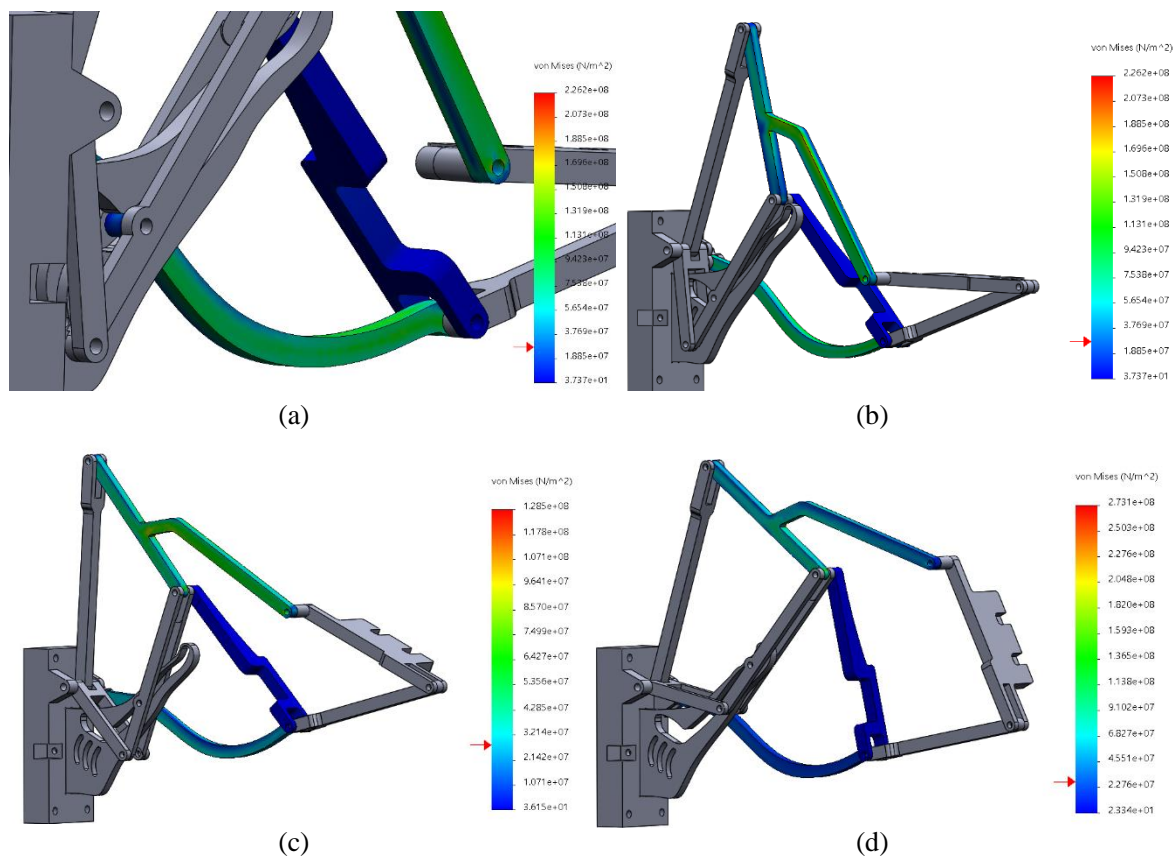


图 3.9 机构三个典型状态下的典型杆件和凸轮接触点主应力云图

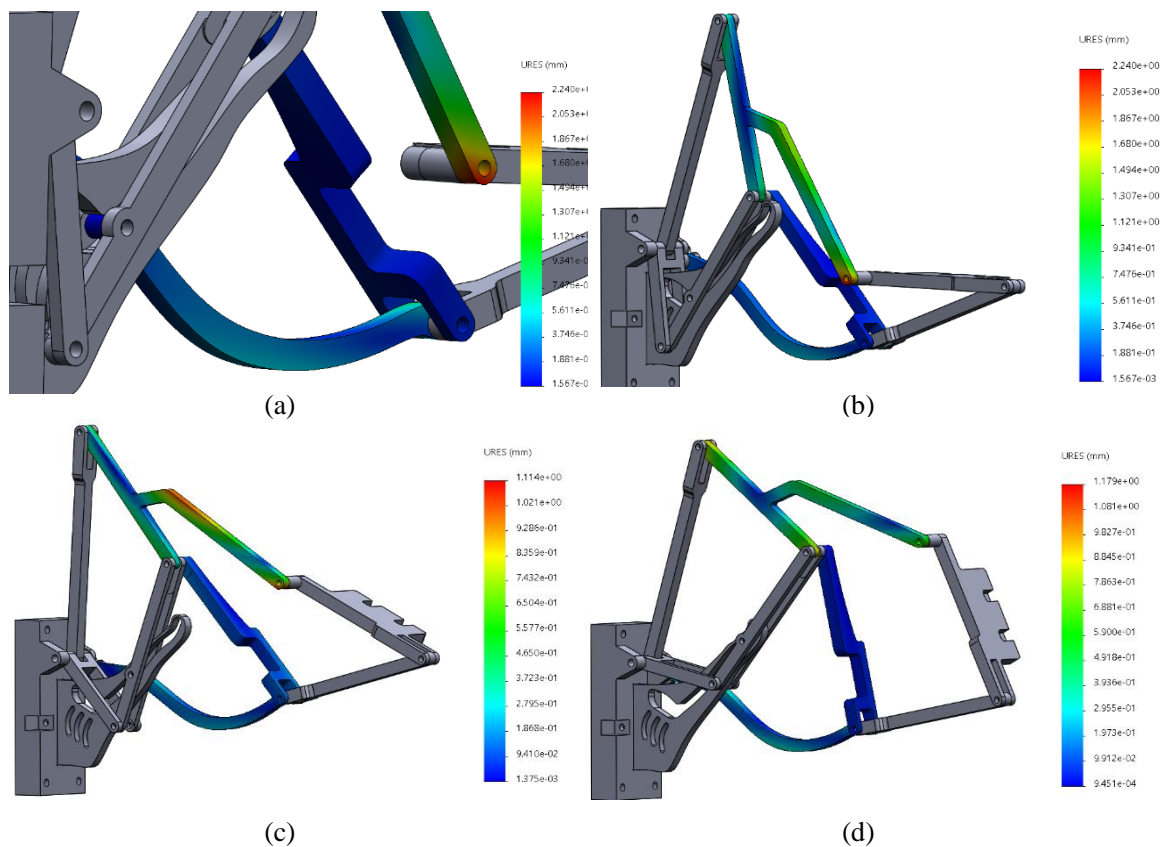


图 3.10 机构三个典型状态下的典型杆件和凸轮接触点应变云图

从上图中可看出，应力均基本在材料的可承受范围内，因此在使用过程中材料的强度足够的，在运行过程中不会出现弯折；在运行过程中，机构的应变也在承受范围内，能够保证运行的平稳以及使用的安全。

3.4 危险杆件及螺栓有限元强度校核及分析

由于基于 SolidWorks Simulation 的有限元分析仿真仅是粗略的仿真，因此还需要根据动力学仿真确定的受力情况，针对关键杆件和螺栓进行基于 ANSYS Workbench 的有限元仿真分析。

值得注意的是，此处 ANSYS Workbench 分析的加载是根据 SolidWorks Motion 模型及 1:2 缩放加载后得出的动力学分析结果进行的，因此所加载杆件均为 1:2 缩放后的杆件，对如下杆件进行强度校核成功后，则可验证在实体尺寸以及实际载荷下的设备可行性和合理性。

由于 ANSYS Workbench 进行的是杆件的静态有限元仿真分析，因此需要选取机构的最危险工况，在此工况下针对杆件和螺栓进行强度校核。从基于 SolidWorks Motion 的动力学结果可看出，最危险工况为末端坐垫刚离开坐便器且几乎处于水平时。在选取可能存在强度问题的典型杆件，根据动力学仿真结果计算此时各杆受力，ANSYS Workbench 中对模型进行加载，进行有限元分析。杆件分别为主导向杆 ($\overline{N_4N_5N_6}$)，辅助连接杆 ($\overline{N_4N_7}$) 以及 h 轨迹杆 ($\overline{N_2N_3N_4}$)。另外，对连接杆件的螺栓进行校核，从动力学分析结果发现，受力显著最大的最危险节点为 N_5 点，因此根据设计尺寸，对 N_5 点的铰接螺栓进行强度校核，有限元分析中加载载荷为最危险工况下由动力学分析求得的节点受力。

由 ANSYS Workbench 进行有限元分析得应力云图如下所示。

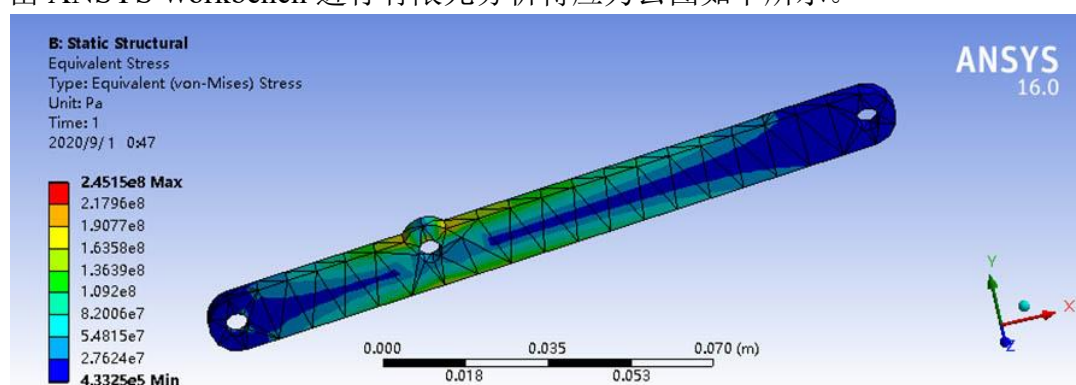
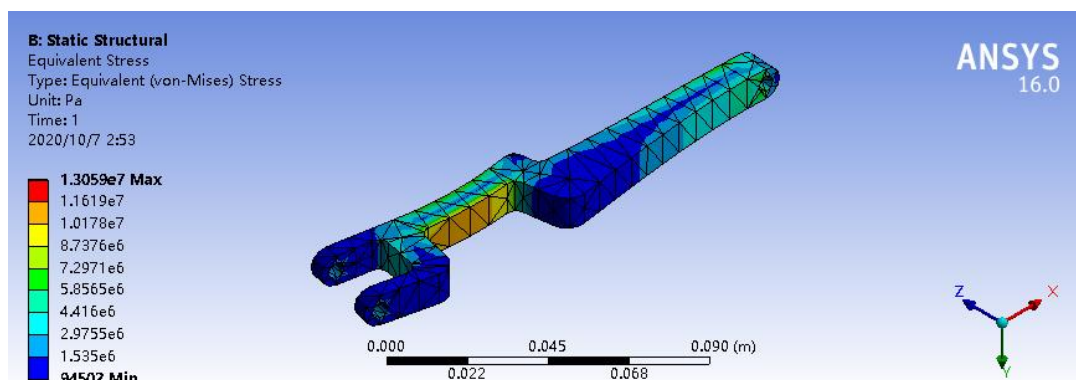
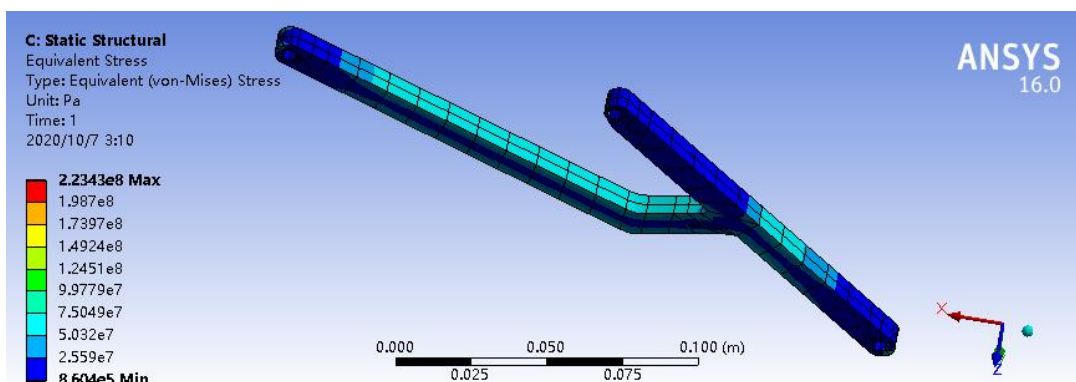
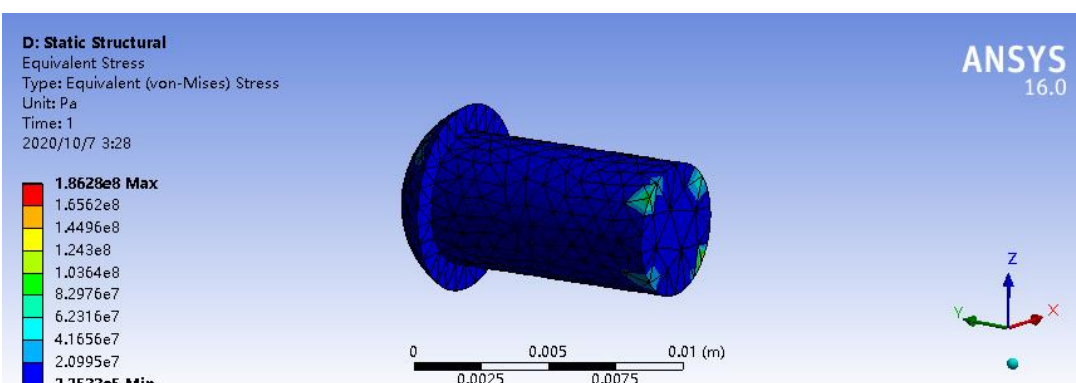


图 3.11 主导向杆 ($\overline{N_4N_5N_6}$) 有限元强度分析图

图 3.12 辅助连接杆 ($\overline{N_4N_7}$) 有限元强度分析图图 3.13 h 轨迹杆 ($\overline{N_2N_3N_4}$) 有限元强度分析图图 3.14 节点 N_5 螺栓危险工况下受力有限元强度分析图

从上图中可以看出，关键杆件及受力最大节点螺栓在最危险工况下，其等效主应力都在材料的许用应力范围内，因此机构的设计是安全的，按此方案进行的机构结构设计强度是满足要求的，设计的机构是能够进行实际运行的。

因此，在上述 1:2 设计的模型校核中，设计的机构能够满足多方面的强度要求，因此若将杆件进行按实际尺寸制造并按实际载荷进行加载，该机构能够满足强度要求，该设计是可行的。

4 系统设计与细节优化

在进行以上数学建模，杆组设计，结构设计以及仿真验证后，我们根据结构设计模

型对金属件进行加工，并装配完成了 1:2 模型样机，如下所示。

4.1 实物模型展示



图 4.1 装置模型样机坐垫平放状态



图 4.2 装置模型样机坐垫平放状态正视图



图 4.3 装置模型样机坐垫升起状态



图 4.4 装置模型样机坐垫掀起状态

4.2 电机选型及控制策略

根据应力分析结果，同时考虑到在使用过程中的安全性，我们在基本传动上增加了蜗轮蜗杆减速器，以实现反向自锁功能。

若对于实际模型,根据 2.4 扭矩变化分析计算可得,原动件所需的最大扭矩为 $800N \cdot m$,最大功率为 $0.8386kW$,经过1:60蜗轮蜗杆传动且考虑损耗等因素,电机扭矩约为 $30N \cdot m$ 即可,根据实物模型调试电机转速约为 $300r/min$,则选取功率为 $1kW$ 电机即可满足要求。

对于经过动力学仿真分析并进行实物样机制作的 1:2 模型样机,根据动力学仿真结果进行电机选型。根据上述仿真扭矩结果图 3.8,确定对于 1:2 样机,考虑转动副摩擦(见式 2-59),驱动原动件所需扭矩为,

$$M_{1:2} = 14.7N \cdot m \quad (4-1)$$

考虑在输入传动轴处的扭矩损失系数 $\mu = 0.9$,则 1:2 模型电机输出转矩 $M_{1:2out}$ 为,

$$M_{1:2out} = M_{1:2}/\mu = 16.3N \cdot m \quad (4-2)$$

由上式可确定所需的最大电机输出转矩,因此选取 1:2 缩放模型所用步进电机,型号为 57BYG250H,配合 1:30 蜗轮蜗杆减速器,最大输出扭矩约为 $17N \cdot m$ 。

根据电机说明书,确定电机相关参数如下,

表 4.1 样机选取步进电机参数表

电机型号	步距角	机身長	相电流	相电阻	相电感	最大静转矩		引线数	转动惯量	扭矩
单出轴	$^{\circ}$	$L(mm)$	A	Ω	mH	$oz \cdot in$	$Kgf \cdot com$	NO	$g \cdot com^2$	$N \cdot m$
57BYG250H	1.8	112	3	1.55	6.8	411	26.4	4	670	2.8

为达到老人被平稳扶起的目的和保障结构稳定性,选取了步进电机的梯形加减速的控制方式,以去除传动机构对机械结构的刚性冲击,优化上升曲线使之运行更加平稳、贴合各工况下所需扭矩。为实现方波的周期可调,采取定时器比较输出的方式,开漏输出信号。

通过 TIM 中计数器和寄存器参数的动态可调的特点,输出周期可调的方波,以实现如下图所示的步进电机加速运动。 δT_x 表示两脉冲之间的间隔, θ 为步距角,其大小反应步进电机当前转速 θ/T_x 。

$$\delta T_x = c/f_x \quad (4-3)$$

$$\omega = at = \theta f_x/c \quad (4-4)$$

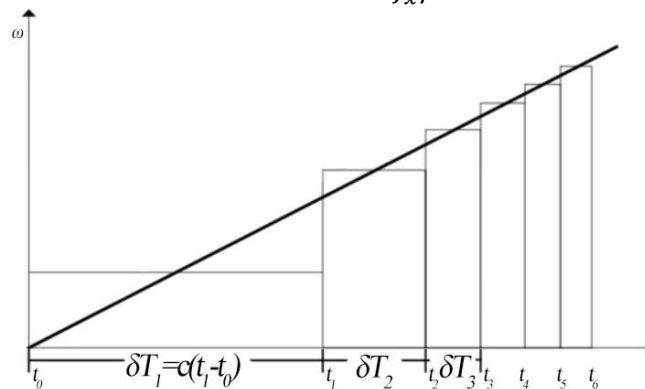


图 4.5 加速脉冲时间关系

以中断的形式，实时调速实现电机匀速加减速。
计算蜗轮惯性特点，防止在减速阶段失步，经反复调试确定了速度关系如下表，

表 4.2 梯形加减速调试运行速度结果

电机参数	加速角加速度 β_a	减速角加速度 β_d	匀速角速度 ω
调试结果	95.6	47.8	99.7
$(rad/sec^2、red/sec)$			

4.3 物联网语音助手

为增强本助老机械的泛用性和家庭实用性。我们在主流智慧家庭平台中选择了语音技术相对成熟的“米家”。选取 ESP8266 进行网络连接，利用 Blinker 平台提供的接口，实现了手机操作和语音控制。

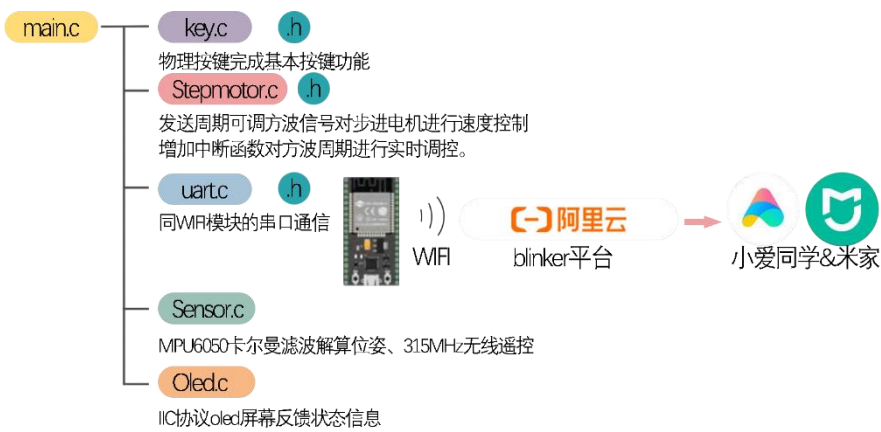


图 4.6 程序原理与物联网策略

4.4 起身状态人机工程学分析

针对老年人动作不灵敏的现象，为增强本助老机械的实用功能性，我们计算增加了扶持装置。借助 MATLAB 软件运用刚体重心分析的方法，根据体重分布，再 MATLAB 中绘制等比例椭圆，建立刚体模型图。考虑到老年人的多种体态（腰部僵硬），按动作分别进行重心线GL分析，得到如图所示结果。

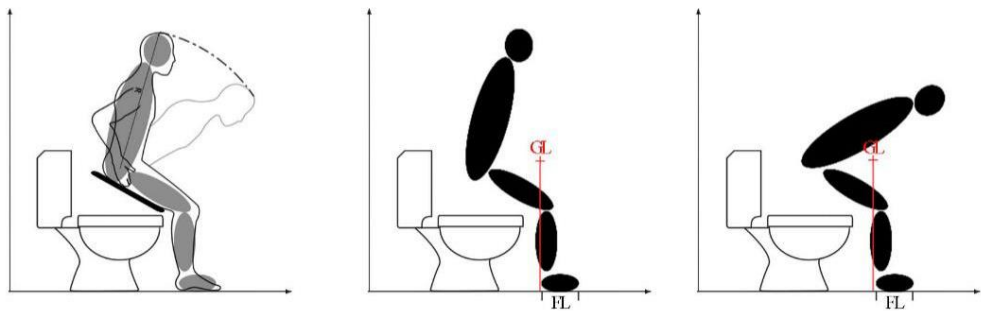


图 4.7 人机关系分析图与 MATLAB 刚体重心拟合

结果显示,重心垂线 GL 略靠后于足长线 FL ,在座便器圈本身助力 F 同时,需要水平方向的助力使重心垂线 GL 向前坐落于足长线 FL 向上延伸范围内,达成身体平衡。由于老年人有身体不灵活的特点,为了更加充分发挥人自主平衡的能力,选用平行于座便器圈的扶手以达到稳定体态的效果。

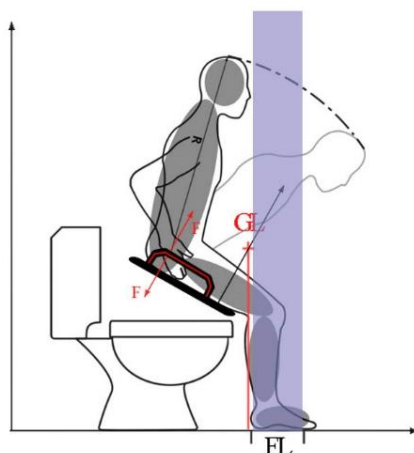


图 4.8 刚体 GL 与 FL 相对位置分析

5 实物加工成本统计表

5.1 成本计算

附件 2 展示了实物生产成本的详细计算(含人工费),得益于机构设计,全产品仅需一台电机进行驱动,所需硬件材料也大大减少,成本适宜进行产品的大规模量产,最终产品价格符合大众市场的消费能力。

5.2 市场前景

得益于变胞机构,陪护人员可以正常使用坐便器设备,此设计满足消费级要求,可以大规模应用于普通家庭中。由 1.1 中的数据可以推出目前成熟稳定的坐便器助力装置很少。很多相关机构装置,由于实用性差、落地难、成本高等原因,仅仅停留在实验室或者专利论文等层面。同类型产品少,故产品现有竞争压力小。并且伴随人们生活水平的不断提高,老年市场逐渐成为新兴市场,越来越多的老人及其子女愿意在相关养老产品上消费,并且该产品成本相对低廉、具有实用性,因此市场前景十分广阔。

综上所述,本产品在未来市场份额上、产品技术上、产品价格上、目标群体消费能力上等方面,均具有较高的竞争力和优势,市场潜力十分巨大。

6 创新点及总结

6.1 创新点

(1) 机械结构上,本装置创新性地提出了一种新型凸轮连杆式组合机构,并且使用

了一个双杆机构与这个四杆机构进行配合运动，实现坐便器坐垫在平面内沿给定轨迹运动。

(2) 我们对这个机械结构运用了变胞机构，对这个机构进行折叠，使身体无障碍的老人陪护人员也可以轻松使用

(3) 安全舒适地实现了辅助人体下蹲这一功能；同时省去了复杂的电控系统，从而仅用一台电机驱动实现座便器圈的平动和转动。

(4) 简便高效，并连入主流智慧家庭平台使本装置更加智能化。

6.2 应用及前景

在人口老龄化日益严重的当下，该装置不但能用于有老人常住的家中，还能广泛地用于养老院，医院，餐厅等。具体来说，首先，我们装置设计精巧，利用简单的电控系统即可实现复杂的机械运动，成本低廉，材料容易获得，安装容易；现有装置存在能更加智能化的优化空间，希望在日后可以更好地解决老年人如厕过程中的助力问题，特别是当在经济快速发展，万物互联的时代，例如，增加传感装置，从而监控老年人如厕过程中的困难点，从而更加精确地助力；增加应急感应功能，对老年如厕的安全性进行监控与保障。

我们的机构可以推广到更为广泛的应用场景，比如同样一些需要老人频繁起立与坐下的日常用具，例如普通轮椅、车座、沙发以及餐座等地。

参 考 文 献

- [1]孙祁祥,朱南军.中国人口老龄化分析[J].中国金融,2015,(24):21-23.
- [2]刘震,喻瑜.人口老龄化背景下中国社会化养老服务体系的建设及发展研究[J].体育科技文献通报,2019,27(4):30,132. DOI:10.19379/j.cnki.issn.1005-0256.2019.04.014.
- [3]庄洁,陈佩杰, 邓晓敏.老年人跌倒与运动干预研究现状.中国运动医学杂志,2009,28(4):456-9.
- [4]刘晓获.高强度运动可以改善老年人的记忆力[J].基础医学与临床,2020,40(8):1143.
- [5]华栋徐.老年人如厕有讲究[J].报刊荟萃,2018,000 (008):P.110-110.
- [6]金宇航,杨玉维,陈世明.液压助力马桶装置设计[J].天津理工大学学报,2018,34(6):15-19. DOI:10.3969/j.issn.1673-095X.2018.06.004.
- [7]Houston J, Freidenberger R. Heavy duty power-assisted toilet seat lift assembly: U.S. Patent 6,154,896[P]. 2000-12-5.
- [8]Hellstrom N E, Ekholm R L. Water closet tiltable seat: U.S. Patent 3,458,872[P]. 1969-8-5.
- [9]张彦龙,陈民盛.基于 ADAMS 人体下肢建模关节力的计算——兼与测力台比较[J].天津体育学院学报,2015,30(2):169-174. DOI:10.13297/j.cnki.issn1005-0000.2015.02.015.
- [10]赵楠,侯杰茹,赵巍.基于 ADAMS 的《机械原理》课程设计实践与探索[J].教育教学论坛,2019(20):139-140.
- [11]宁先雄,顾仁生,瞿宁抚.一种包容于矩形轨迹内的新型机构[J].机械设计,1987(6):36-41.

附录一（MATLAB 数学建模及仿真源代码）

1. 位置控制杆组数学建模及编程

```

main_opt_test.m
% clear all;
% hold off;close all;

% function output=camcal_opt(input)

%参数设置-----%
toliet_tall=400;%估计值 可能需要改
% 墙壁安装
% input=[510.9018 355.8233 419.1614 195.0848 253.8991 0.3679 454.8846 -90.4319];%f=
28.7223 %x_5一开始为0.1224mm,非常适合折叠

% 更好一些
input=[362.5896 455.0958 279.5001 146.2665 271.1138 0.3319 356.3423 -
77.7245];%f=25.9510 %x_5一开始为0.0150mm,非常适合折叠

% input=[411.8241 424.5153 416.1373 226.3205 328.4371 0.2873 470.6726 -15.8454];
%地板安装
% input=[280.3462 326.7877 365.5370 413.9613 243.8099 0.1242
352.9867];%目前最好的结果, 但是坐下时 机构最前端距离坐垫中心 322mm

L_13=input(1);
L_23=input(2);
L_45=input(3);
L_15=input(4);
L_34=input(5);
alpha_234=input(6);
lowpoint_x=input(7);
lowpoint_y=input(8);
%-----%

%目标曲线-----%
tri_up_down_coef=1;%三角形N2N3N4在上方还是下方, 下方为-1, 上方为+1
[x_2,y_2]=goal_cur_fun(lowpoint_x,lowpoint_y,tri_up_down_coef);
%-----%

%位置计算-----%
x_1=zeros(1,length(x_2));
y_1=x_1;%以1点为原点

%调用解析法函数%
%function[d,delta,gamma,fai2,x_c,y_c,fai3]=pos_fun(x_b,y_b,x_d,y_d,L_2,L_3)
[d_1,fai_1,beta_1,theta_1,x_3,y_3,theta_2,~]=pos_fun(x_1,y_1,x_2,y_2,L_13,L_23,-1);%计算杆1,2
%!!!!!!注意! 此处的x, y全部是倒置的, M+ -相反

%!!!!!!注意! 此处的x, y全部是倒置的, M+ -相反

```

```
%=====e--15杆=====
M_1=-F_5x*L_15.*s_51+F_5y*L_15.*c_51;
F_15=F_5y;

%=====f--1点螺栓===== 13
F_1x=-F_5x+F_13.*c_13;
F_1y=-F_5y+F_13.*s_13;
```


附录二（成本核算表）

						成本分析							
													Process Cost Analysis
1、材料成本分析													
编号	材料	毛坯种类	毛坯尺寸 mm	件数/毛坯	每台件数	备注	编号	材料	毛坯种类	毛坯尺寸	件数/毛坯	每台件数	备注
1	铝	板材	300*260*16	2	2	凸轮，铣削 30 元/个	10	铝	铝锭	420*120*16	2	2	并联辅助连杆， 铣削，10 元/个
2	ABS	线材	Ø1.75*8 0000	1	1	座便器样圈，注 塑成型，1.25 元/个	11	铝	铝锭	300*40*20	2	2	辅助导向杆，铸 造，10 元/个
3	ABS	线材	Ø1.75*8 0000	2	2	扶手，注塑成 型，1.25 元/个	12	铝	板材	500*60*20	2	2	主拉伸杆，铣 削，15 元/个
4	铝	板材	300*40* 20	1	1	主固定杆-左， 铣削，15 元/个	13	铝	板材	300*10*20	2	2	主导向杆 1，铣 削，15 元/个
5	铝	板材	300*40* 20	1	1	主固定杆-右， 铣削，15 元/个	14	铝	板材	300*10*20	2	2	主导向杆 2，铣 削，15 元/个
6	碳钢	钢锭	300*180*100	1	1	凸轮安装底座- 左，铸造， 10 元/个	15	铝	板材	250*60*20	2	2	主连接杆，铣 削，10 元/个
7	碳钢	钢锭	300*180*100	1	1	凸轮安装底座- 右，铸造，10 元 /个	16	铝	板材	170*60*20	2	2	原动杆，铣削， 15 元/个

家用变胞可折叠如厕助力装置

8	铝	板材	300*60*20	2	2	辅助连接杆, 铣削, 10 元/个	17	铝	板材	300*15*16	2	2	主支撑杆, 铣削, 15 元/个
9	铝	板材	400*40*20	2	2	主连杆, 铣削, 10 元/个	18						

2、综合分析

序号	零件名称	工艺内容	工 时			综合成本分析（单台车计算） （铣削费用：15 元/小时， 注塑成型费用：5 元/小时，铸造费用：10 元/小时）
			机动时间	辅助时间	终准时间	
1	凸轮	铣削	100min	20min	120min	铣削费用： $120 \times 15 / 60 = 30$ 元 材料费用：30 元 共计： $30 + 30 = 60$ 元
2	座便器样圈	注塑成型	50min	10min	60min	注塑成型： $60 \times 5 / 60 = 5$ 元 材料费用：1.25 元 共计： $5 + 1.25 = 6.25$ 元
3	扶手	注塑成型	50min	10min	60min	注塑成型： $60 \times 5 / 60 = 5$ 元 材料费用：1.25 元 共计： $5 + 1.25 = 6.25$ 元
4	主固定杆-左	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：15 元 共计： $10 + 15 = 25$ 元

家用变胞可折叠如厕助力装置

序号	零件名称	工艺内容	工 时			综合成本分析
			机动时间	辅助时间	终准时间	
5	主固定杆-右	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：15 元 共计： $10 + 15 = 25$ 元
6	凸轮安装底座-左	铸造	5min	55min	60min	铸造费用： $60 \times 10 / 60 = 10$ 元 材料费用：10 元 共计： $10 + 10 = 20$ 元
7	凸轮安装底座-右	铸造	5min	55min	60min	铸造费用： $60 \times 10 / 60 = 10$ 元 材料费用：10 元 共计： $10 + 10 = 20$ 元
8	辅助连接杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：10 元 共计： $10 + 10 = 20$ 元
9	主连杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：10 元 共计： $10 + 10 = 20$ 元
10	并联辅助连杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：10 元 共计： $10 + 10 = 20$ 元
11	辅助导向杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：10 元 共计： $10 + 10 = 20$ 元
12	主拉伸杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用： $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用：15 元 共计： $10 + 15 = 25$ 元

13	主导向杆 1	铣削	30min	10min	40min	铣削费用: $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用: 15 元 共计: $10 + 15 = 25$ 元
14	主导向杆 2	铣削	30min	10min	40min	铣削费用: $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用: 15 元 共计: $10 + 15 = 25$ 元
15	主连接杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用: $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用: 10 元 共计: $10 + 10 = 20$ 元
16	原动杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用: $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用: 15 元 共计: $10 + 15 = 25$ 元
17	主支撑杆	铣削	30min	10min	40min	铣削费用: $40 \times 15 / 60 = 10$ 元 材料费用: 15 元 共计: $10 + 15 = 25$ 元
3、总成本 在设计时充分考虑到环保和降低成本的要求, 在材料及加工设备的选择、零件的工艺安排和加工精度、生产过程组织等各个环节, 力求把助力装置的总成本控制到最合理。总成本主要包含以下几部分: ①主要零件的综合成本 (工艺成本和材料成本): 678.75 元; ②外购零件费用: 电机, 减速器, 以及相关电控等零件。费用共计: 210 元; 小零件主要包括螺钉、轴承、垫片等, 费用共计: 20 元; 传动轴: 10 元。 总成本 = $678.75 + 210 + 20 + 10 = 918.75$ 元。						

致 谢

本次展示作品自 2019 年 5 月第九届全国大学生机械创新大赛命题公布开始，历经一年多的选题、方案讨论、加工、技术迭代、校赛选拔等阶段，在各位老师和同学等人的共同努力下，一路顺利进入国赛。在此特别对这一年以来，各位对此付出指导和鼓励的老师表示诚挚的感谢。

非常感谢我们的指导老师来自重庆大学工培中心任红老师，对我们小组加工方案的宝贵建议以及为我们小组提供便利的加工场地和设备条件。

由衷感谢来自西安交通大学机械工程学院的王晶教授对我们项目选题和比赛规则的热情指导和疑惑解答。

特别感谢来自重庆大学机械工程学院的宁先雄老师对我们项目技术方案的精心指导和对小组工作的督导鼓励。

我们的指导老师孙园喜老师不仅对我们小组项目有着悉心的指导，他平易近人的师生态度，是我们非常值得学习的对象。在此，我们要特别感谢他对我们的悉心指导。

此外，我们还要特别感谢来自重庆大学机械工程学院李奇敏老师、工培中心李佳老师以及工培中心刘国强老师等人为我们提供调试场地和加工技术上的支持，以及金翠红老师对我们的鼓励和支持。

除此之外还要非常感谢小组同学的共同付出，以及 A、D 校区之间帮忙接送零件的热心同学，在此特意鸣谢。