

DOI:10.3969/j. issn. 1001 - 4551. 2018. 12. 007

电动沙发机械结构的运动仿真及优化^{*}

谢 重, 谢 巍, 杨 杰

(台州职业技术学院,浙江 台州 318000)

摘要:针对电动沙发机械结构的优化设计问题,使用 ADAMS 软件对电动沙发的功能实现过程进行了性能分析,并建立了电动沙发连杆系的运动数学模型。使用复杂平面连杆系运动学理论求解了电动沙发运动模型的理论数值解,从而进一步验证了 ADAMS 仿真中电动沙发机构运动的正确性,针对电动沙发在由坐姿向休闲位姿转换过程中,因速度和角速度变化幅度大而影响其运动平稳性的问题,进行了 Matlab 算法优化分析。研究结果表明:采用 Matlab 优化工具箱对影响目标函数的参数进行了优化求解,使得搁脚板在姿态变换过程中的平稳性得到了优化,提高了电动沙发使用的舒适性,并确定了电动沙发的最终杆长尺寸。

关键词:电动沙发;运动仿真;连杆运动理论;优化设计

中图分类号:TH122;TP242

文献标志码:A

文章编号:1001 - 4551(2018)12 - 1291 - 06

Motion simulation and optimization of the mechanical structure for electric sofa

XIE Zhong, XIE Wei, YANG Jie

(Taizhou vocational and technical college, Taizhou 318000, China)

Abstract: Aiming at the problem that the optimization of the mechanical structure for electric sofa, the performance for the function realization of the electric sofa was analysed based on the ADAMS, and the mathematical model that is the link motion of electric sofa was established. The correctness of the mechanism motion was verified in ADAMS simulation by solving the theoretical value of the model. The optimized analysis was carried out that used the Matlab algorithm for the large change range of velocity and angular velocity that effect the stationarity, when the electric sofa change the position from sitting position to lying position. The results indicate that it improves the stationarity in the process of the footrest's motion using the Matlab toolbox to optimize solution for the objective function, and it improves the comfort of the electric sofa. Finally, it is determined the part important link size of the electric sofa.

Key words: electric sofa; motion simulation; linkage kinematic theory; optimization design

0 引言

功能沙发近年来在中国沙发市场发展迅速,城市中等收入水平者在家具购买时,会更多地选择舒适度好的功能沙发^[1]。作为休闲时首选的沙发座具,如果设计不合理,不仅起不到放松、缓解疲劳的效果,还将导致腰肌劳损、累积性创伤疾患等多种疾病^[2-3]。

国内外许多学者针对不同的功能座椅进行过力学

性能分析、运动功能分析及其结构参数优化等方面的研究。其中:谢巍^[4]应用 ADAMS 对 VR 动感椅的结构进行了动力学仿真,分析了其运动过程中电动缸所受的扭矩;蔡欢^[5]使用 ADAMS 软件对多功能办公休闲椅进行了运动分析,使用 ANSYS 软件对座椅进行了强度与疲劳实验分析;谢巍^[6]使用 ADAMS 对办公椅联动机构进行了参数化建模,对连杆参数进行优化设计,实现了办公椅靠背在联动过程中的‘零搓背’;LI Rui-

收稿日期:2018 - 04 - 04

基金项目:台州职业技术学院校级重点课题(2018ZD01)

作者简介:谢 重(1992 -),男,湖南岳阳人,硕士研究生,主要从事机械设计方面的研究。E-mail:xz1992_ofyou@163.com

qin^[7]对双自由度七杆机构进行工作空间分析,将其拆分为铰链五杆机构和 RPP 型二级阿苏尔杆组形式,分析了两者耦合点的工作空间和输出曲线间的特性关系,通过控制改变结构参数来达到给定的输出;刘波^[8]对混合驱动的九连杆压力机进行了机构构型综合分析,利用复数矢量法建立了机构的运动学模型,并导出了九杆机构的动力学模型。

本文将针对一款多功能电动沙发,在 ADAMS 中进行机械装置的运动仿真分析,初步验证整体机械装置的运动参数正确性;运用平面杆系运动学理论,建立电动沙发的平面连杆系机构的运动理论模型,求解出搁脚板的角速度和质心运动速度曲线,以此验证 ADAMS 运动仿真的正确性;采用 Matlab 中的 fmincon 优化工具箱对目标函数进行优化求解,优化平面连杆系的参数。

1 电动沙发机械结构

电动沙发分坐姿、休闲姿和躺姿 3 种状态模式,由于电动沙发的机械结构模型是对称的,笔者采用其一半机械结构的机构简图。

电动沙发的 3 种姿态的模型如图 1 所示。

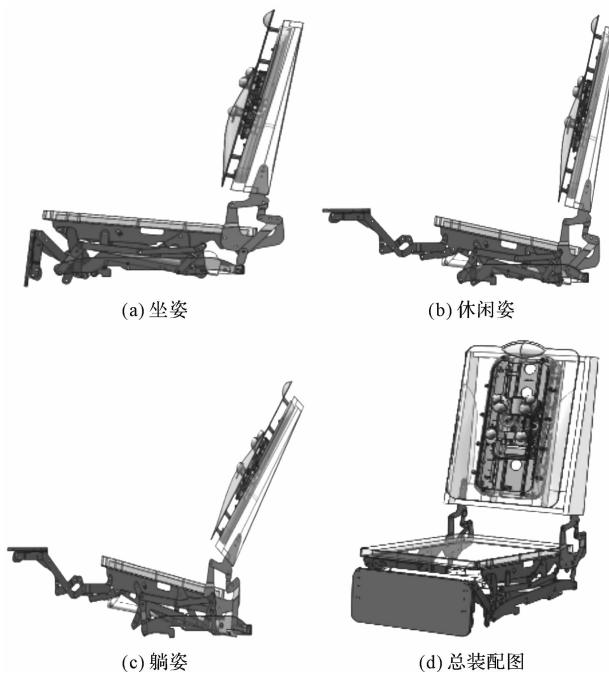


图 1 电动沙发整机三维模型

电动沙发机械装置的姿态变化过程分析,如图 2 所示。

在坐姿到休闲姿的变换过程中实现搁脚板的伸展和坐板的前移,即在电动推杆 12 的作用下,带动连接杆 10 来驱动连接杆 1,从而使搁脚杆机构运动实现搁

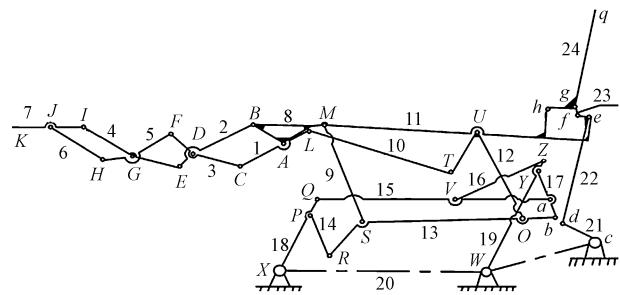


图 2 电动沙发装置机构简图

1,10—连接杆;2,6—搁脚杆机构;7—搁脚板;9,12,13—休闲姿四边形机构杆;11—座板;14,19—躺姿四边形机构杆;20—机架;21,23—靠背杆机构杆;24—靠背板

脚板 7 伸展,同时在电动推杆 12 的驱动下使得与座板 11 连接的四边形机构 MSOU 运动,从而实现座板 11 前移。休闲姿到躺姿的变换过程中实现靠背后仰,即在休闲姿的基础上电动推杆 12 继续驱动,带动四边形机构 QXWZ 运动,从而使座板 11 与搁脚机构做整体的迁移,最终由座板 11 的前移使得靠背板 24 后仰。

2 电动沙发的运动仿真分析及理论分析

2.1 仿真模型的建立

电动沙发装置的机械结构为对称的平面杆系机构,本研究对其机械结构取 1/2 模型进行分析。将简化后模型导入 ADAMS,添加材料属性,设置好单位及重力加速度。同时,为描述构件间的相对运动,需要根据实际情况对电动沙发在仿真时添加相应的转动副、移动副和固定约束。

电动沙发驱动件为电动推杆,其启停时间极短,运动平稳。笔者选定电动推杆的运行速度为 22 mm/s,电动推杆的加减速时间为 0.5 s^[9]。中间时段电动推杆保持匀速运动。电动沙发运动的两个阶段如表 1 所示。

表 1 仿真运动阶段分析

运动阶段	时间	完成动作
坐姿到休闲姿	0 s ~ 7.1 s	搁脚机构伸展、座板前移,实现休闲姿;
休闲姿到躺姿	8.1 s ~ 15.4 s	搁脚机构和座板整体前移使得靠背后仰,实现躺姿;

参照 QB/T 4191—2011 测试加载要求,可知测试加载的形式,其中, F_2 为 77 kg, F_3 为 24.5 kg,由于是对称模型,加载数值是实际模型中的一半。

测试加载示意图如图 3 所示。

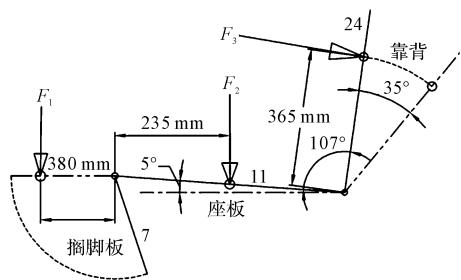


图3 测试加载示意图

2.2 仿真结果及分析

电动沙发在位姿变化的运动过程中,主要研究搁脚板、座板和靠背板的平稳性问题。本研究在ADAMS软件中进行机构的运动仿真后,提取出搁脚板、靠背板和座板的角速度和速度参数,如图(4,5)所示。

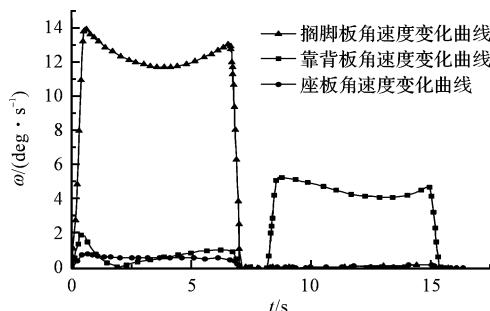


图4 搁脚板、座板及靠背板角速度曲线

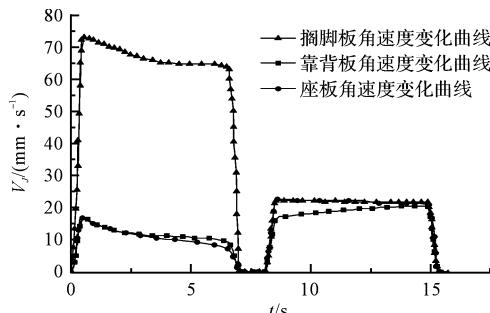


图5 搁脚板、座板及靠背板质心速度曲线

搁脚板从坐姿到休闲姿的过程中,角速度的变化最大,其变动幅度为3.5 deg/s;靠背板在休闲姿到躺姿的过程中,角速度变化值为1.5 deg/s;座板在整个运动过程中的角速度比较平稳。搁脚板从坐姿变换到休闲姿的过程中,搁脚板质心速度的变化最大,其变动幅度为11 deg/s。

在位姿变化过程中,搁脚板的速度和角速度变化幅度较大,特别是在坐姿向休闲姿转换的过程中,如表2所示。

表2 电动沙发重要部件运动参数的变动幅度

运动部件	搁脚板	座板	靠背板
角速度变动幅度/(deg·sec ⁻¹)	3.5	0.2	1.5
质心速度变动幅度/(mm·s ⁻¹)	11	9.2	7.5

搁脚板的运动参数的变化对整个机构的运动平稳性和电动沙发的舒适性影响重大,因此需要对角速度和质心速度变动幅度较大的搁脚板部件进行结构参数优化。

2.3 休闲姿实现的运动分析及求解

由上述仿真可知:搁脚机构在由坐姿向休闲姿变化的过程中不平稳性严重,为了验证仿真的正确性,本研究对简化后的休闲姿机构进行理论分析及求解。通过去除在坐姿向休闲姿变化的过程中不参与运动的杆件和靠背模块得到机构简图,如图6所示。

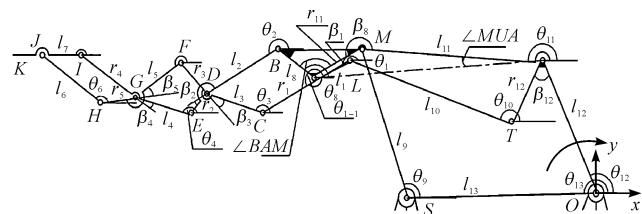


图6 简化后的休闲姿机构简图

其中杆件参数含义如表3所示。

表3 简化后的机构简图中的杆件参数含义

杆件参数	含义
l_i	杆件 <i>i</i> 长度
r_i	l_i 转折 β_i 后的长度
β_i	l_i 与 r_i 的夹角
θ_i	杆 i 与 x 轴正向的夹角

以O为原点建立坐标系,作封闭矢量多边形,建立矢量方程。该机构独立封闭环的个数为^[10]:

$$l = P - N + 1 = 5 \quad (1)$$

式中: l —独立封闭形个数; P —机构的运动副个数; N —机构的构件总数。

各个封闭环的环矢量方程为:

$$\vec{l}_{12} + \vec{l}_{11} = \vec{l}_{13} + \vec{l}_9$$

$$l_{12}\cos\theta_{12} + l_{11}\cos\theta_{11} = l_{13}\cos\theta_{13} + l_9\cos\theta_9 \quad (2)$$

$$l_{12}\sin\theta_{12} + l_{11}\sin\theta_{11} = l_{13}\sin\theta_{13} + l_9\sin\theta_9 \quad (3)$$

$$\vec{r}_{12} + \vec{l}_{10} + \vec{l}_1 = \vec{l}_{AU}$$

$$r_{12}\sin(\pi + \theta_{12} - \beta_{12}) + l_{10}\sin\theta_{10} + \quad (4)$$

$$l_1\sin\theta_1 = l_{AU}\sin(\theta_{11} + \angle MUA)$$

$$r_{12}\cos(\pi + \theta_{12} - \beta_{12}) + l_{10}\cos\theta_{10} + \quad (5)$$

$$l_1\cos\theta_1 = l_{AU}\cos(\theta_{11} + \angle MUA)$$

$$\vec{r}_1 + \vec{l}_3 = \vec{l}_8 + \vec{l}_2$$

$$r_1\cos(\theta_1 + \beta_1) + l_3\cos\theta_3 = l_8\cos(\beta_8 + \quad (6)$$

$$\angle BAM + \theta_{11} - 2\pi) + l_2\cos\theta_2$$

$$r_1\sin(\theta_1 + \beta_1) + l_3\sin\theta_3 = l_8\sin(\beta_8 + \quad (7)$$

$$\vec{r}_3 + \vec{l}_5 = \vec{r}_2 + \vec{l}_4$$

$$r_2 \cos(\theta_2 + \beta_2) + l_4 \cos\theta_4 = l_5 \cos\theta_5 + r_3 \cos(\theta_3 - \beta_3) \quad (8)$$

$$r_2 \sin(\theta_2 + \beta_2) + l_4 \sin\theta_4 = l_5 \sin\theta_5 + r_3 \sin(\theta_3 - \beta_3) \quad (9)$$

$$\vec{r}_4 + \vec{l}_7 = \vec{r}_5 + \vec{l}_6$$

$$r_4 \cos(\theta_4 - \beta_4) + l_7 \cos\theta_7 = r_5 \cos(\theta_5 - \beta_5) + l_6 \cos\theta_6 \quad (10)$$

$$r_4 \sin(\theta_4 - \beta_4) + l_7 \sin\theta_7 = r_5 \sin(\theta_5 - \beta_5) + l_6 \sin\theta_6 \quad (11)$$

将上述位置方程即式(2 ~ 11)对时间求导,并令
 $\omega_i = \dot{\varphi}_i (i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)$, 整理后可得到如下速度
 方程:

$$Jv = b \quad (12)$$

$$J = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -l_1 \sin\theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_1 \cos\theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_1 \sin(\theta_1 + \beta_1) & l_2 \sin\theta_2 & -l_3 \sin\theta_3 & 0 & 0 \\ r_1 \cos(\theta_1 + \beta_1) & -l_2 \cos\theta_2 & l_3 \cos\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & -r_2 \sin(\theta_2 + \beta_2) & r_3 \sin(\theta_3 - \beta_3) & -l_4 \sin\theta_4 & l_5 \sin\theta_5 \\ 0 & r_2 \cos(\theta_2 + \beta_2) & -r_3 \cos(\theta_3 - \beta_3) & l_4 \cos\theta_4 & -l_5 \cos\theta_5 \\ 0 & 0 & 0 & r_4 \sin(\theta_4 - \beta_4) & -r_5 \sin(\theta_5 - \beta_5) \\ 0 & 0 & 0 & -r_4 \cos(\theta_4 - \beta_4) & r_5 \cos(\theta_5 - \beta_5) \\ 0 & 0 & -l_9 \sin\theta_9 & 0 & l_{11} \sin\theta_{11} \\ 0 & 0 & l_9 \cos\theta_9 & 0 & -l_{11} \cos\theta_{11} \\ 0 & 0 & 0 & -l_{10} \sin\theta_{10} & l_{AU} \sin(\theta_{11} + \angle MUA) \\ 0 & 0 & 0 & l_{10} \cos\theta_{10} & -l_{AU} \cos(\theta_{11} + \angle MUA) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & l_8 \sin\theta_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -l_8 \cos\theta_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -l_6 \sin\theta_6 & l_7 \sin\theta_7 & 0 & 0 & 0 \\ l_6 \cos\theta_6 & -l_7 \cos\theta_7 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

于是有:

$$\omega_i = \sum_{j=1}^{10} J_{ij}^{-1} b \quad (13)$$

由此可求得各杆的角速度表达式。因为机构的各杆长参数已知,当各杆件相应的位置角参数 $\theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6, \theta_7$ 求解后,那么各杆件在运动过程中的位置参数也就相应的得到了求解。由图 6 可知,通过解析法可求得搁脚板的质心在 X 和 Y 方向运动的表达式:

$$X_7 = -[l_{12} \cos\theta_{12} + r_{12} \cos(\pi + \theta_{12} - \beta_{12}) + l_{10} \cos\theta_{10} + r_1 \cos(\theta_1 + \beta_1) + l_1 \cos\theta_1 + r_3 \cos(\theta_3 - \beta_3) + l_3 \cos\theta_3 + l_5 \cos\theta_5 + r_5 \cos(\theta_5 - \beta_5) + l_6 \cos\theta_6] \quad (14)$$

$$Y_7 = l_{12} \sin\theta_{12} + r_{12} \sin(\pi + \theta_{12} - \beta_{12}) + l_{10} \sin\theta_{10} + r_1 \sin(\theta_1 + \beta_1) + l_1 \sin\theta_1 + r_3 \sin(\theta_3 - \beta_3) + l_3 \sin\theta_3 +$$

其中:

$$\nu = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \\ \omega_6 \\ \omega_7 \\ \omega_9 \\ \omega_{10} \\ \omega_{11} \end{bmatrix}; b = \begin{bmatrix} -l_{12} \sin\theta_{12} \omega_{12} \\ l_{12} \cos\theta_{12} \omega_{12} \\ r_{12} \sin(\pi + \theta_{12} - \beta_{12}) \cdot \omega_{12} \\ -r_{12} \cos(\pi + \theta_{12} - \beta_{12}) \cdot \omega_{12} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$l_5 \sin\theta_5 + r_5 \sin(\theta_5 - \beta_5) + l_6 \sin\theta_6 \quad (15)$$

结合式(14,15),可求得搁脚板质心速度 v_7 为:

$$v_7 = \sqrt{\dot{X}_7^2 + \dot{Y}_7^2} \quad (16)$$

由此求得了搁脚板角速度 ω_7 和搁脚板质心速度 v_7 关于时间的理论方程。电动沙发结构参数的初始值数据如表 4 所示。

本研究将其输入到 Matlab 中,画出相应曲线图,进一步地与 ADAMS 输出的搁脚板参数运动曲线进行对比分析,如图 7 所示。

在搁脚板角速度和质心速度曲线的仿真值与理论值的比较过程中,搁脚机构在由坐姿向休闲姿变化时,ADAMS 仿真中得出的搁脚板角速度和质心速度都与

表 4 杆件及结构角的初始值

参数	初始值/mm	参数	初始值/mm	参数	初始值/mm
l_1	38.02	l_{11}	229.06	β_1	6.05
l_2	150	l_{12}	129.5	β_2	-2.96
l_3	47.55	l_{13}	252.6	β_3	17.62
l_4	53.5	r_1	139	β_4	20.1
l_5	53	r_2	38	β_5	22.87
l_6	155	r_3	58.82	β_6	197.7
l_7	38.5	r_4	155	β_{12}	62.7
l_8	55.5	r_5	48	$\angle BAM$	120.6
l_9	121.5	r_{12}	89.5	$\angle MUA$	5.42
l_{10}	278	l_{AU}	327.2	θ_{13}	175.5

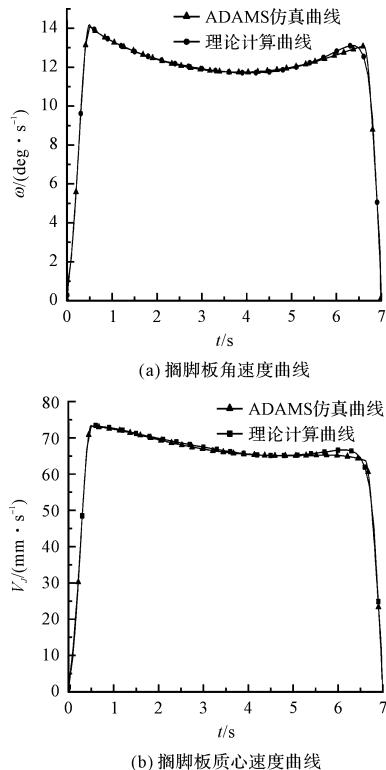


图 7 搁脚板角速度和质心速度曲线仿真值与理论值比较

Matlab 计算出的理论值曲线基本相吻合, 误差在 5% 内。因此, 本研究通过对平面连杆机构的运动参数进行计算求解, 验证了 ADAMS 仿真中搁脚板运动的正确性。

3 结构参数优化

3.1 目标函数的建立

由于搁脚板在姿态变化过程中角速度和质心速度变化幅度较大而影响机构运动的平稳性, 本研究以搁脚板运动平稳性为目标, 建立目标函数。首先采用搁脚板质心速度的方差来建立目标函数^[11]:

$$f_1(x) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (v_i - \bar{v})^2}{m}} \quad (17)$$

式中: m —迭代次数; v_i —搁脚板上质心点在 i 时刻的速度; \bar{v} —该段时间内搁脚板质心的平均速度。

同理, 可建立搁脚板角速度的表达式:

$$f_2(x) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\omega_i - \bar{\omega})^2}{m}} \quad (18)$$

式中: $\omega = \sum_{j=1}^{10} J_j^{-1} b$; ω_i — ω 在 i 时刻的角速度。

3.2 优化设计变量的选取

影响目标函数的参数量有杆件的长度 l_i 、 r_i 及两者之间的结构角 β_i , 由于结构角变化将导致搁脚机构伸展时结构发生干涉, 结构角 β_i 不作为优化设计参数。对变量进行灵敏度分析后, 取对目标函数 $f_1(x)$ 与 $f_2(x)$ 的影响程度都较大的变量作为最终的设计变量, 最终选取:

$$[X_1, X_2, X_3, X_4, X_5] = [l_4, l_6, r_3, r_4, r_5]$$

3.3 约束条件

(1) 锁紧长度 L : 如图 6 所示, 当电动沙发的姿态为坐姿时, 搁脚板前端面到搁脚板与座板的连接点的距离 L 为:

$$55 \leq L = X_{J_0} - X_{B_0} \leq 80 \quad (19)$$

式中: X_{B_0} —坐姿时 B 点横坐标; X_{J_0} —坐姿时 J 点的横坐标。

(2) 根据人机工程学要求^[12], 为了增加休闲姿的舒适性, 伸展到位的搁脚板质心点 J 距离初始状态的 J_0 的水平距离至少要达到 440 mm 才能在休闲姿时对小腿有很好的支撑作用:

$$440 \leq \Delta X_J = X_{J_t} - X_{J_0} \leq 465 \quad (20)$$

式中: X_{J_0} —初始坐姿 J 点 X 方向的坐标值; X_{J_t} —休闲姿 J 点 X 方向的坐标值。

(3) 搁脚伸展到位时运动角度要求:

$$85^\circ \leq |\theta_{J_t} - \theta_{J_0}| \leq 95^\circ \quad (21)$$

式中: θ_{J_0} —初始坐姿 θ_J 的角度; θ_{J_t} —休闲姿 θ_J 的角度。

(4) 休闲姿搁脚板到座板的高度差, 转换为两铰接点的 Y 方向的距离, 可表示为:

$$55 \leq Y_{I_t} - Y_{B_t} \leq 85 \quad (22)$$

式中: Y_{I_t} —休闲姿 I 点的纵坐标值; Y_{B_t} —休闲姿 B 点的纵坐标值。

(5) 杆长约束条件:

$$\begin{aligned} 50 &\leq l_4 \leq 70, 149 \leq l_6 \leq 171, 42 \leq r_3 \leq 63 \\ 138 &\leq r_4 \leq 161.5, 40 \leq r_5 \leq 56 \end{aligned} \quad (22)$$

4 Matlab 优化结果

采用 Matlab 中的 fmincon 优化工具箱可以解决带非线性约束的优化问题^[13]。用加权系数法可以将多目标问题转化为单个目标优化问题, 取加权系数为 0.6 和 0.4, 可得到总的目标函数为:

$$f(x) = 0.6f_1(x) + 0.4f_2(x) \quad (23)$$

本研究将目标函数及约束条件在 Matlab 中进行编程,设计变量的上下限即为杆长约束条件,通过调用优化工具箱进行迭代运算得到最终的优化解^[14-15],优化后的参数如表 5 所示。

表 5 优化后参数值

l_4/mm	l_6/mm	r_3/mm	r_4/mm	r_5/mm
65.94	150.48	60.69	160.25	53.31

通过 Matlab 优化工具箱求解目标函数,将得出的优化参数代入 Matlab 的参数模型中,可输出得到搁脚板角速度与质心速度曲线。电动沙发结构参数优化前后搁脚板角速度和质心速度对比曲线如图 8 所示。

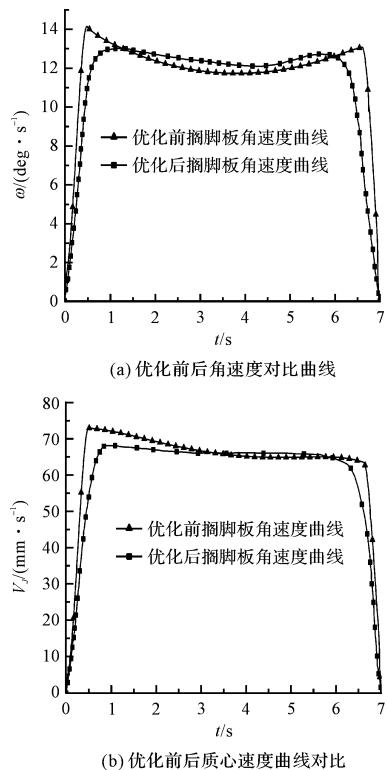


图 8 优化前后搁脚板角速度和质心速度对比曲线

在实现机构由坐姿到休闲姿的转变过程中,优化前搁脚板质心速度及其角速度最大变动幅度分别为 11 mm/s 和 3.5 deg/s ,优化后两者最大变动幅度为 4 mm/s 和 1.5 deg/s ,由此,通过整个结构参数优化过程使得搁脚板在姿态变化过程中的速度平稳性得到了提升,提高了电动沙发的舒适性。

5 结束语

本文对电动沙发整机模型进行运动仿真分析,引出了休闲姿实现的过程中搁脚板角速度及其质心速度

不平稳问题,采用复杂平面杆系运动学理论,对实现休闲位姿的复杂杆系建立理论模型,并求得其速度、角速度表达式;同时借助 Matlab 优化工具箱,以搁脚板的角速度和质心速度作为优化目标,求解出对目标函数影响大的杆长参数的最优解。

结果表明:连杆参数优化后的搁脚机构在姿态转换过程中速度的平稳性得到了增强,提高了电动沙发的舒适性。本研究可为同类型机构的设计优化提供参考。

参考文献(References):

- 王永军. 功能沙发营销渠道及促销策略研究[D]. 山东:山东大学管理学院, 2013.
- 陈蓉蓉. 基于维持健康坐姿的工作椅设计研究[D]. 杭州:浙江大学人文学院, 2007.
- 李一平. 男子久坐沙发影响生育[J]. 商周刊, 2005(3): 61.
- 谢魏, 秦宝荣, 曾健, 等. 含仿扭结构的 VR 动感椅平台运动分析和仿真[J]. 机电工程, 2016, 33(11): 1344-1348.
- 蔡欢. 多功能办公休闲椅的设计与研究[D]. 杭州:浙江工业大学机械工程学院, 2015.
- 谢魏, 秦宝荣, 曾健, 等. 办公椅联动机构的参数优化设计研究[J]. 机电工程, 2017, 34(1): 39-43.
- LI R Q, DAI J S. Workspace atlas and analysis of seven-bar mechanisms with the translation output [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 47(1): 117-134.
- 刘波. 混合驱动九连杆冲压机构的研究与仿真分析[D]. 太原:中北大学机械工程学院, 2013.
- 陈哲. 电动推杆的选购[J]. 家具, 2011(6): 83.
- BUCHBERGER B. Application of groebner bases in nonlinear computational geometry [J]. Springer Verlag: *Mathematical Aspects of Scientific Software*, 1988(2): 59-87.
- 徐银. 注塑机合模机构的多目标性能优化研究[D]. 广州:广东工业大学机电工程学院, 2013.
- 阮宝湘. 人机工程基础及应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2006.
- 郭仁生. Matlab 和 Pro/ENGINEER 优化设计实例解析[M]. 1 版. 北京:机械工业出版社, 2007.
- 单佳莹, 平东良, 钱怡. 基于拓扑优化的折弯机结构优化设计[J]. 轻工机械, 2017, 35(2): 26-31.
- 晏祖根, 杨华, 张云秀, 等. 鲜肉分拣夹持器的机构优化[J]. 包装与食品机械, 2016(3): 30-32.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

谢重, 谢巍, 杨杰. 电动沙发机械结构的运动仿真及优化[J]. 机电工程, 2018, 35(12): 1291-1296.

XIE Zhong, XIE Wei, YANG Jie. Motion simulation and optimization of the mechanical structure for electric sofa[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018, 35(12): 1291-1296.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>