DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.05.003

电动沙发八杆搁脚机构优化设计

贾夫洋¹,秦宝荣¹,谢 巍¹,彭晨晨¹,王郑兴² (1.浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室,浙江杭州 310014; 2.浙江恒林椅业股份有限公司,浙江 安吉 313300)

摘要:针对电动沙发八杆搁脚机构运行过程中存在的平稳性较差问题,对搁脚杆系运动过程中的速度及传动角变化进行了研究。 为提高搁脚机构杆件运动速度的平稳性,采用杆系运动学理论建立了八杆搁脚机构各运动杆件的位置、速度方程,通过 Matlab 运行 了理论模型,然后与 Adams 中的运动仿真分析进行了对比,评价了理论模型的正确性;在理论模型的基础上,采用了遗传算法作为 优化算法,以搁脚机构运行过程中速度的平稳性即速度波动性最小为目标,对搁脚机构的杆件尺寸进行了优化;将优化前后的模型 参数输入到 Adams 中仿真分析并进行了比较,分析了优化结果。研究结果表明:优化后搁脚机构的速度平稳性得到了提升,同时搁 脚机构的传动角也得到了相应的增加。

文章编号:1001-4551(2018)05-0459-05

Optimization design of eight-bar mechanism of electric sofa

JIA Fu-yang¹, QIN Bao-rong¹, XIE Wei¹, PENG Chen-chen¹, WANG Zheng-xing²

(1. Key Laboratory of E&M, Ministry of Education&Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, hangzhou 310014, China; 2. Zhejiang Henglin Chair Industry Co., Ltd., Anji 313300, China)

Abstract: Aiming at the problem of the unstability of the foot rest mechanism during working process, the velocity and transmission angle of the eight-bar rest mechanism were established by using kinematic theory of rod system for better stability, and the theoretical model that operated in Matlab was evaluated by the motion simulation analysis in Adams. Based on the theoretical model, the size of the rod of the foot rest mechanism was optimized by genetic algorithm with the stability of the running speed of the foot rest mechanism as goal. Then, the model parameter before and after optimization were imported into Adams to simulation analysis. The results indicate that after optimization, the speed stability of the foot rest mechanism is improved and the transmission angle is also increased.

Key words: foot rest mechanism; Adams; eight-bar kinematic theory; Matlab; genetic algorithm; optimization

0 引 言

多功能电动沙发是人们生活中一种重要的休闲座 具。电动沙发的搁脚机构为八杆机构,对于八杆搁脚 机构而言,搁脚机构的运动过程中的舒适性可以用搁 脚板运动过程中的平稳性来衡量。

针对搁脚装置的研究,季磊^[1]针对老人椅搁脚装 置提出多种设计方案,对搁脚前伸长度及高度进行了 比较,并对其运动过程做了仿真分析,达到了设计要 求;胡冲等^[2]基于线性加权法的多目标优化方法对休

收稿日期:2017-09-28

作者简介:贾夫洋(1991 -),男,山东泰安人,硕士研究生,主要从事机械设计及理论方面的研究。E-mail:1065019282@qq.com 通信联系人:秦宝荣,男,教授,硕士生导师。E-mail:454301212@qq.com

闲椅六杆搁脚机构进行优化,获得了运动平稳性较好 的设计参数。由于复杂连杆机构的运动规律与连杆机 构参数之间存在复杂的非线性关系^[3],传统的优化方 法多是基于目标函数的梯度分析寻优^[4],所得结果往 往是局部最优解。

本文将以八杆搁脚机构为研究对象,基于遗传算 法的全局寻优能力,对杆长尺寸进行优化,以运动过程 中搁脚板的速度波动性最小为目标。

1 八杆搁脚机构

搁脚机构是功能沙发的重要组成部分,电动沙发的休闲姿为靠背角度保持不变,搁脚机构在电动推杆的作用下打开,极限位置是搁脚平面达到水平位置,起到支撑人的腿部,实现休闲的功能^[5]。

搁脚机构的三维模型如图1所示。



图 1 搁脚机构结构模型

机构简图如图2所示。



图 2 搁脚机构简图 $L_1 \sim L_6$ —八杆搁脚机构杆件; L_7 —搁脚板; L_8 —机 架; $R_2 \sim R_5$, R_7 —对应杆件铰接点的另一段; $A \sim J$ —杆件 铰接点; β , $\sim \beta_6$ —对应杆件的折弯角度

搁脚机构的工作原理为:

杆 L_1 由电动推杆推动作用下绕铰接点 A 转动,杆 L_1 转动时带动各杆件绕着铰接点运动,将运动传递到 搁脚板 L_7 。搁脚机构在收回状态时搁脚板 L_7 近似为 竖直位置,搁脚机构在展开状态时搁脚板 L_7 近似处于 水平位置。在实现休闲姿时,人的腿部与搁脚板 L_7 接 触,搁脚板 L_7 从垂直位置带动人的腿部运动,最终到 达水平位置。 2 八杆搁脚机构的运动学方程的建立

2.1 八杆搁脚机构位置方程

根据图2所示,本研究以铰接点A为原点建立xoy 坐标系,作封闭矢量多边形,建立矢量方程。该搁脚机 构独立的封闭环的个数为^[6]:

$$l = P - N + 1 = 3 \tag{1}$$

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:

x

闭环 $ABDC:AC + CD = AB + BD_{\circ}$

 $l_1 \cos\theta_1 + l_3 \cos\theta_3 = l_8 \cos\theta_8 + l_2 \cos\theta_2 \qquad (2)$

$$l_1 \sin\theta_1 + l_3 \sin\theta_3 = l_8 \sin\theta_8 + l_2 \sin\theta_2 \qquad (3)$$

式中: θ_i — 杆件与 X 轴正向的夹角; l_i , r_i — 各段连杆的 长度,下同。

各杆长及 θ_1 、 θ_8 为已知量,求解该非线性方程组可得到 θ_2 、 θ_3 表达式:

$$\theta_2 = \arctan\left(\frac{2x}{1-x^2}\right)$$
(4)

$$= \frac{-v_1 - \sqrt{u_1^2 + v_1^2 - w_1^2}}{w_1 - u_1}$$
(5)

$$u_1 = 2 \cdot l_2 \cdot l_8 \cdot \cos\theta_8 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos\theta_1 \quad (6)$$

$$v_1 = 2 \cdot l_2 \cdot l_8 \cdot \sin\theta_8 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \sin\theta_1 \quad (7)$$

$$w_1 = l_1^2 + l_2^2 + l_8^2 - l_3^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_8 \cdot \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_8 - 1$$

$$2 \cdot l_1 \cdot l_8 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_8 \tag{8}$$

$$\theta_{3} = \arctan \frac{l_{8} \cdot \sin\theta_{8} + l_{2} \cdot \sin\theta_{2} - l_{1} \cdot \sin\theta_{1}}{l_{8} \cdot \cos\theta_{8} + l_{2} \cdot \cos\theta_{2} - l_{1} \cdot \cos\theta_{1}} (9)$$

$$\exists \mathcal{F} DFGE: DF + FG = DE + EG_{\circ}$$

 $r_2 \cos(\theta_2 + \beta_2) + l_4 \cos\theta_4 = r_5 \cos\theta_5 + r_3 \cos(\theta_3 - \beta_3)$ (10)

$$r_2 \sin(\theta_2 + \beta_2) + l_4 \sin\theta_4 = r_5 \sin\theta_5 + r_3 \sin(\theta_3 - \beta_3)$$
(11)

$$r_4 \cos(\theta_4 - \beta_4) + l_7 \cos\theta_7 = l_5 \cos(\theta_5 - \beta_5) + l_6 \cos\theta_6$$
(12)

$$r_4 \sin(\theta_4 - \beta_4) + l_7 \sin\theta_7 = l_5 \sin(\theta_5 - \beta_5) + l_6 \sin\theta_6$$
(13)

同理,可求得: θ_4 、 θ_5 、 θ_6 、 θ_7 关于已知输入量的表达式。

2.2 八杆搁脚机构速度方程

闰耳 CUU CL · U CU

将位置方程(2,3,10 ~ 13) 中各式对时间求导, 并令 $\omega_i = \theta_i (i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)$,整理后可得到如下

其中:

速度方程:

	Jv =	<i>b</i>	(14)				
	$l_2 \sin \theta_2$	$-l_3\sin\theta_3$	0	0	0	0	
J =	$l_2 { m cos} heta_2$	$-l_3\cos\theta_3$	0	0	0	0	
	$-r_2\sin(\theta_2+\beta_2)$	$r_3\sin(\theta_3 - \beta_3)$	$-l_4\sin\theta_4$	$r_5 \sin \theta_5$	0	0	
	$r_2 \cos(\theta_2 + \beta_2)$	$-r_3\cos(\theta_3-\beta_3)$	$l_4{ m cos} heta_4$	$-r_5\cos\theta_5$	0	0	
	0	0	$-r_4\sin(\theta_4-\beta_4)$	$l_5 \sin(\theta_5 - \beta_5)$	$l_6 { m sin} heta_6$	$-l_7\sin\theta_7$	
	0	0	$r_4\cos(\theta_4 - \beta_4)$	$-l_5\cos(\theta_5-eta_5)$	$-l_6\cos\theta_6$	$l_7 \cos \theta_7$	l
						((15)

$$\boldsymbol{\nu} = \begin{bmatrix} \omega_2 & \omega_3 & \omega_4 & \omega_5 & \omega_6 & \omega_7 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \quad (16)$$

 $\boldsymbol{b} = \begin{bmatrix} l_1 \sin \theta_1 \boldsymbol{\omega}_1 & l_1 \cos \theta_1 \boldsymbol{\omega}_1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} (17)$ 由此可求得各杆的角速度表达式。

为验证上述理论模型的正确性,本研究在 Matlab 中运行上述理论模型。输入搁脚杆 1 的角度 θ_1 及角速 度 ω_1 参数是根据 Adams 中在电动推杆作用下整体模 型运行后,测量得到的杆 1 曲线数据,将测量后的曲线



$$35.73t^2 + 1.126t + 190.57 \tag{18}$$

$$\omega_1 = -0.57t^5 + 1.03t^4 + 11.47t^3 - 50.159t^2 + 76.743t - 0.59$$
(19)

搁脚机构的杆件尺寸初始参数如表1所示。

表1 搁脚结构杆长初始参数

参数	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	r_2	<i>r</i> ₃	<i>r</i> ₄	r ₅
初值/mm	139	150	47.55	53.5	48	155	38.49	55.5	38	58.82	155	53
杆件折弯角度及 θ ₈ 初始参数如表 2 所示。 表 2 搁脚结构角度初始参数							90 80 70 60					
参数	$oldsymbol{eta}_2$	$oldsymbol{eta}_3$	$oldsymbol{eta}_4$	β_5	θ_8	<i>\</i> 0	50 40 30					
初值/(°)	- 2.96	17.62	20. 11	22.87	130. 82		20 0.0 1.	0 2.0	3.0 4	.0 5.0	6.0 7.0	8.0
本研究	区以搁脚收	x回阶段:	搁脚板 7	角速度	ω 7 输出				t/	S		

图 4 Adams 中传动角曲线

前3.5 s为伸出阶段,中间静置1s,再收回。在搁脚伸出和收回阶段传动角出现过小现象。综上,需要对搁脚机构进行优化。

3 八杆搁脚机构的优化模型

3.1 设计变量

如图2所示,在坐标系xoy中, l_8 的长度为定值, l_1 , l_2 , r_2 , l_3 , r_3 , l_4 , r_4 , l_5 , r_5 , l_6 , l_7 均为设计变量。因此,设计 变量为:

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}]^{\mathrm{T}}$$

= $[l_1, l_2, r_2, l_3, r_3, l_4, r_4, l_5, r_5, l_6, l_7]^{\mathrm{T}}$ (20)

3.2 目标函数

由于搁脚板与人的腿部直接接触并带动腿部一起 运动,搁脚板在运动过程中速度平稳,可提高搁脚机构 由座姿向休闲姿位置转变过程中的舒适性。因此,笔者 以搁脚板在整个运动过程中速度波动量最小为目 标^[7],建立目标函数:



曲线,与Adams中该阶段输出曲线进行比较、验证,结







Adams 中运行后曲线

由图3可验证理论模型的正确。同时可知:搁脚板 在收回过程中(伸出阶段为逆过程)只有加减速过程, 搁脚板在加减速过程中会对人腿部额外施加力的 作用。

运动过程中传动角的变化曲线如图 4 所示。

$$\min F(x) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \left[v(7, a_i) - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} v(7, a_i) \right]^2}$$
(21)

式中:一杆L在角度为a;时刻的速度。

3.3 约束条件

(1) 双摇杆机构存在条件判断。 最短杆为连杆^[8]: $l_3 = \min(l_1, l_2, l_3, l_8)$ $l_3 + \max(l_1, l_2, l_8) \leq l_1 + l_2 + l_8 - \max(l_1, l_2, l_8)$ (22)

(2) 搁脚伸出距离约束。

根据人机工程学要求^[9],为了增加休闲的舒适性, 打开的搁脚板距离坐垫前沿的距离至少要达到 390 mm,才能在休闲姿时对小腿有很好的支撑作用,并 且搁脚板的高度要高于坐垫前沿10 mm ~ 20 mm,即:

$$390 \le x_K = x_J \cos\theta_7 \tag{23}$$

 $76 \leq y_{K} = y_{J} = y_{H} + l_{6} \sin \theta_{6} - y_{B} \leq 96 \quad (24)$ 式中: x_{I} — 铰点 *J* 的横坐标; y_{i} — 铰点 *i* 的纵坐标。

 θ_i 求得后,各铰点的坐标值皆可求。

(3) 考虑机构的动力学特性。

为使杆件机构具备良好的传力性能,建立约束条件^[10]如下:

$$\gamma = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{BC}^2}{2l_2 l_3}, 40^\circ \le \gamma \le 140^\circ$$
 (25)

$$l_{BC} = \sqrt{l_1^2 + l_8^2 - 2l_1 l_8 \cos(\theta_1 - \theta_8)}$$
(26)

$$\vec{x} \oplus : \gamma - \angle BDC (\notin \vec{a} \oplus \hat{\beta})_{\circ}$$

(4) 构件长度约束。

为了使整个搁脚机构的尺寸不至于过于庞大,根 据杆长条件,对各杆件进行如下约束: $50 \leq l_1 \leq 170, 50 \leq l_2 \leq 170, 10 \leq r_2 \leq 53,$ $30 \leq l_3 \leq 100, 10 \leq r_3 \leq 70, 10 \leq l_4 \leq 70,$ $100 \leq r_4 \leq 200, 10 \leq l_5 \leq 100,$ $10 \leq r_5 \leq 70, 100 \leq l_6 \leq 200, 10 \leq l_7 \leq 70.$

4 搁脚机构的优化及结果分析

4.1 基于遗传算法的优化

通过调用 Matlab 中遗传算法,基于模型进行相应的编程和参数设计,可实现优化问题的运算^[11-12]。现 笔者取每个变量的编码长度为 10,一个个体共有 110 个遗传基因。取初始种群的大小 n = 80,交叉概率 Pc = 0.75,变异概率 $P_m = 0.05$,遗传代数为 1 500,将上述 要求解的模型,基于遗传算法在 Matlab 中编制求解 优化模型的程序进行优化计算。

优化后的杆长参数如表3所示。

表 3 优化后杆长参数

参数	<i>x</i> ₁	x_2	<i>x</i> ₃	x_4	<i>x</i> ₅	<i>x</i> ₆	<i>x</i> ₇	<i>x</i> ₈	<i>x</i> ₉	x_{10}	<i>x</i> ₁₁
优化值/mm	125	160	35	55.25	43.31	47	160	45.46	58.37	170.17	36.35

4.2 结果分析

本研究将优化前后搁脚机构模型,导入到 Adams 中,添加材料、约束、载荷和驱动等^[13]。为了使仿真时 驱动与沙发整机运动时的情况一致,本研究将沙发整 机在电动推杆的运动下进行仿真,得到搁脚主动件1 的角速度曲线,导出其数据,然后通过调用 CUBSPL (time,0,q1)*PI/180来建立搁脚杆1的驱动函数,其 中 q1 代表导出数据创建的样条曲线^[14]。搁脚运动整 个过程分为伸出阶段和收回阶段,中间静置1 s。



优化前后机构传动角曲线如图6所示。



图 6 中优化前后传动角曲线分别为虚线和实 线^[15],优化前搁脚机构的传动角最小值为 26.6°,优化 后传动角的最小值为 45.8°,机构的动力学特性得到 了提高。

优化前后搁脚板的速度曲线如图7所示。

图 7 中,优化前后搁脚板运动过程中的速度 曲线分别为实线和虚线。由图可知:优化前搁脚 板的整个运动过程只有加减速过程,优化后搁脚



图 7 优化前后搁脚板速度曲线

板的运动分为3个阶段,0~0.5 s为加速过程, 1.5 s~3.5 s近似为匀速运动过程,3.5 s~4.5 s 为减速过程,搁脚收回与伸出运动过程相反。以 伸出过程为例,由于搁脚板对人体脚部的支撑和 推动过程主要在0.5 s~4 s,优化后的搁脚板在该 段时间内很长一段时间近似为匀速过程,这样减 小了搁脚机构在展开和收回的加减速过程中对人 腿部的施加压力的时间,提高了搁脚运动过程中 的舒适性。

5 结束语

功能沙发中的搁脚机构起着对人体腿部的支撑作 用,搁脚机构伸展过程中舒适性是评价其工作性能好 坏的的关键因素,也是对搁脚板运动过程中速度进行 优化的依据。

通过杆系理论建立了八杆搁脚机构的位置和速 度方程,本文运用遗传算法以速度的波动最小为目 标进行优化,并将优化前后模型在 Adams 中对比分 析。结果表明:优化后搁脚机构在伸展过程中速度 的平稳性得到了增强,同时使得机构在整个运动过 程中的传动角都较大,提高了机构的传动效率。本 研究可为同类机构的设计优化提供实用性的方法和 参考。

在本研究中未将杆件的折弯角度 β_2 、 β_3 、 β_4 、 β_5 作为优化参数,今后的相关研究中将做适当考虑。

参考文献(References):

- [1] 季 磊.多姿势老人椅设计及研究[D].杭州:浙江工业 大学机械工程学院,2014.
- [2] 胡 冲,黄松檀,应富强,等.六杆搁脚机构的设计与优化 [J].机械传动,2017,41(6):164-168.
- [3] 杨春风,张 胜,李云鹏,等. 机械压力机六连杆机构优化 设计[J]. 大连理工大学学报,2013,53(1),64-69.
- [4] 郭卫东,王 鑫.基于轨迹速度双目标的平面连杆机构设计[J].北京航空航天大学学报,2009,35(12),1483-1486.
- [5] 王建光.老年人辅助站立座椅设计研究[D].杭州:浙江 大学计算机学院,2008.
- [6] 张纪元. 机构分析与综合的解[M]. 北京:人民交通出版 社,2007.
- [7] 徐 银. 注塑机合模机构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.
- [8] 蒋炎坤,刘刚强,李 宗,等. 基于遗传算法的挖掘机工作 装置铰点位置优化[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2011,39(3):22-25.
- [9] 阮宝湘. 人机工程基础及应用[M]. 北京:机械工业出版 社,2006.
- [10] 陈新德. 基于 Adams 的平面八连杆机构的优化设计和 仿真[J]. 机械传动,2015,39(9):113-116.
- [11] 郭仁生. Matlab 和 Pro/Engineer 优化设计实例解析[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [12] 魏心友,曾国辉,王卫军. 基于 ABAQUS 及 modeFRON-TIER 的多目标优化方法[J]. 轻工机械,2016,34(1): 59-63.
- [13] 李增刚. Adams 入门详解与实例[M]. 北京:国防工业 出版社,2006.
- [14] 周 辉,秦宝荣,张冬冬,等.老人椅辅助站立机构参数 优化设计[J].机械传动,2016,40(2):91-94.
- [15] 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:

贾夫洋,秦宝荣,谢 巍,等.电动沙发八杆搁脚机构优化设计[J].机电工程,2018,35(5):459-463.

JIA Fu-yang, QIN Bao-rong, XIE Wei, et al. Optimization design of eight-bar mechanism of electric sofa[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018,35(5):459-463. 《机电工程》杂志:http://www.meem.com.cn