

基于伪刚体因子的 LEMs 设计*

邱丽芳¹ 胡 锋¹ 邹 静²

(1. 北京科技大学机械工程学院, 北京 100083; 2. 北京科技大学高等工程师学院, 北京 100083)

摘要: 伪刚体模型是柔性机构运动、动力学性能分析及综合的基础,梁和铰链的组合是基本的柔性片段,用柔性片段代替刚性构件设计柔性机构是刚体替代综合法的基本思路。传统伪刚体模型不考虑几何非线性影响和梁的变形,使伪刚体模型和设计的实际柔性机构存在较大误差,为了减小误差,建立了几何非线性影响下的修正伪刚体模型;为了确定伪刚体模型的可用条件,提出了伪刚体因子的概念,通过分析得出伪刚体因子在一定范围可以用柔性片段直接代替刚性构件,从而得到柔性机构。最后在该条件下基于蚁群连续空间优化算法给出了用于细胞工程的 LEMs 机构的优化实例,结果表明该伪刚体因子可应用于 LEMs 的设计。

关键词: LEMs 几何非线性 修正伪刚体模型 伪刚体因子 蚁群算法

中图分类号: TH122 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)02-0365-07

Design of LEMs Based on Pseudo-rigid Factor

Qiu Lifang¹ Hu Feng¹ Zou Jing²

(1. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2. School of Advanced Engineer, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: Pseudo-rigid-body model is an important way to analyze kinematic and dynamic performance of compliant mechanisms and synthesize. The beam-flexible hinge combined mechanism is essential flexible fragment. A compliant mechanism was designed by using flexible fragments to replace rigid members of pseudo-rigid model. Traditionally pseudo-rigid-body model did not consider the effect of geometrical nonlinearity and deformation of the beam, so there was error between pseudo-rigid-body model of LEMs and the actual. In order to reduce the error, the impact of geometric nonlinearity was considered and corrected pseudo-rigid-body model was proposed, and in order to determine the applicability of pseudo-rigid-body model, the concept of pseudo-rigid factor was put forward. Flexible fragment can directly replace the rigid member when pseudo-rigid factor was in a certain range, and then the compliant mechanism can be obtained. Finally, the LEMs were optimally designed based on pseudo-rigid factor for cell engineering by ant colony optimization algorithm for continuous space.

Key words: LEMs Geometric nonlinearity Corrected pseudo-rigid-body model Pseudo-rigid factor
Ant colony algorithm

引言

刚体替代综合法^[1]是设计柔性(柔顺)机构的一种简单有效的方法,该方法先设计满足功能要求的刚性机构,再用具有相似功能的柔性片段代替刚性构件,而梁-铰链组合是最基本的柔性片段。梁-铰链组合的结构特性参数决定了实际柔性机构与对

应的刚性构建运动特性误差的大小,为此国内外学者对其做了大量的研究,并取得了一些进展^[2-5]。文献[6]对一般梁-铰链组合的结构特征进行了研究,以柔性铰链与柔性梁厚度比、长度比为结构参数,分别采用伪刚体模型法和有限元法对其进行变形计算,分析了结构参数对其变形的影响,并对组合柔性结构进行了分类。文献[7]综合考虑柔性杆的

收稿日期: 2013-11-01 修回日期: 2013-12-31

* 国家自然科学基金资助项目(51275034,51475037)

作者简介: 邱丽芳,教授,博士,主要从事柔顺机构研究,E-mail: qlf@ustb.edu.cn

横向变形和轴向变形的影响,建立了末端受力作用下柔顺机构的 PR 伪刚体动力学模型,分析结果表明,PR 伪刚体模型引入了 P 副来模拟柔性杆件的轴向运动,可以更真实地体现出柔顺机构的动力学特性,更适合于柔顺机构的动力学分析与设计。

薄片材料制作的柔顺机构 (Lamina emergent mechanisms, LEMs) 是在材料平面内加工完成,并可实现在平面外运动的一类新型柔性机构。文献[8]建立了多层 LEMs 伪刚体模型并进行了分析。在 LEMs 机构中,由于伪刚体模型未考虑梁变形使得该模型与实际情况存在一定误差。受到梁变形的影响,LEMs 机构设计中理论设计和实际机构运动存在很大误差,需要经过反复实验,浪费大量的人力物力。本文参照文献[9]将特大变形梁分段进行伪刚体建模的思想,将一般变形量的梁-铰链组合分 3 段进行伪刚体建模。

1 修正伪刚体模型及伪刚体因子

几何非线性是指结构受载荷变形后变化的几何形状引起结构的非线性响应,严格上说现实生活中的受载变形问题都是几何非线性的,人们通常在满足精度的情况下忽略非线性因素的影响,将问题简化成线性问题。而柔性机构由于其柔度很大,几何形状的变化会对动力臂产生显著影响,使其表现出明显的几何非线性特征,如图 1 所示。求解该问题时,应当通过最终变形位置确定动力臂。

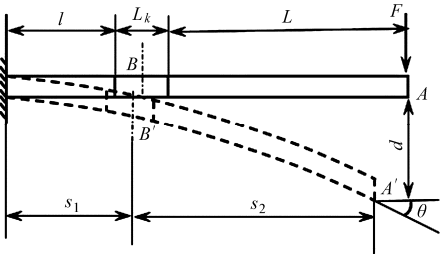


图 1 LEMs 大变形时非线性现象

Fig. 1 Nonlinear phenomena of LEMs in large deformation

1.1 梁-铰链组合的修正伪刚体模型

将图 1 所示模型等效为未考虑梁变形的伪刚体模型(图 2a)和考虑了梁变形的修正伪刚体模型(图 2b),修正伪刚体模型将铰链两端梁按照大变形悬臂梁处理。

按照伪刚体模型计算

$$\theta = \frac{Fs_2}{k_{ec}} \tag{1}$$

$$d = \left(L + \frac{L_k}{2} \right) \sin \theta \tag{2}$$

$$s_2 = \left(L + \frac{L_k}{2} \right) \cos \theta \tag{3}$$

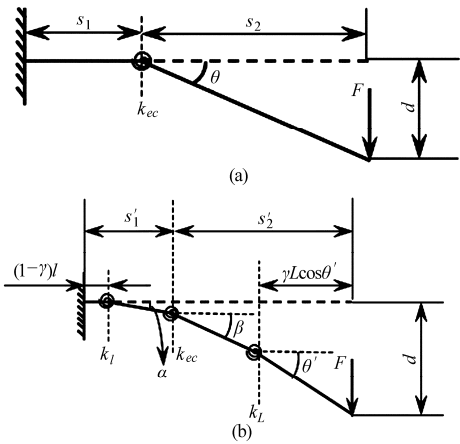


图 2 梁-铰链组合的伪刚体模型

Fig. 2 Pseudo-rigid-body model of beam-flexible hinge combined mechanism

(a) 伪刚体模型 (b) 修正伪刚体模型

联立式(1)、(3)可以求得变形角 θ ,代入式(2)可以得出梁末端位移 d 。

按照修正伪刚体模型

$$\theta' - \beta = \frac{T_1}{k_L} = \gamma l \frac{F \cos \theta}{k_L} \tag{4}$$

$$\beta - \alpha = \frac{T_2}{k_{ec}} = \frac{Fs'_2}{k_{ec}} \tag{5}$$

$$\alpha = \frac{T_3}{k_l} = \frac{F(s'_2 + \gamma l \cos \alpha)}{k_l} \tag{6}$$

$$d' = \gamma L \sin \theta' + \left[(1 - \gamma) L + \frac{L_{TL}}{2} \right] \sin \beta + \left(\gamma l + \frac{L_{TL}}{2} \right) \sin \alpha \tag{7}$$

$$s'_1 = (1 - \gamma) l + \left(\gamma l + \frac{L_{TL}}{2} \right) \cos \alpha \tag{8}$$

$$s'_2 = \gamma L \cos \theta' + \left[(1 - \gamma) L + \frac{L_{TL}}{2} \right] \cos \beta \tag{9}$$

$$k_L = \gamma K_\theta \frac{EI}{L} \tag{10}$$

$$k_l = \gamma K_\theta \frac{EI}{l} \tag{11}$$

式中 L 、 l ——铰链两侧梁的长度
 L_k ——铰链宽度
 s_2 、 s'_2 ——非线性变形后力臂
 γ ——特征半径系数
 k_l 、 k_L ——铰链两侧梁扭转刚度
 K_θ ——刚度系数
 k_{ec} ——铰链等效扭转刚度
 F ——外力 α ——铰链一端梁转角
 $\beta - \alpha$ ——柔性铰链转角
 $\theta' - \beta$ ——铰链另一端梁转角
 L_{TL} ——扭转片段长度

将式(4)~(6)及(8)、(9)联立用 Matlab 解该非线性方程组可以求得 α 、 β 、 θ' ，代入式(7)可以求得修正梁末端位移 d' 。

1.2 梁-半外 LET 铰链机构非线性解

梁-半外 LET 铰链组合机构具有占用空间小，结构简单易于加工的特点，在 LEMS 机构中有广泛的应用。梁-半外 LET 铰链结构参数如图 3 所示。短梁端固定，在长梁端受到力 F 作用，则

$$k_{ec} = \frac{k_T k_B}{2k_B + k_T} \tag{12}$$

其中
$$k_B = \frac{EI_{BL}}{L_{BL}} \quad I_{BL} = \frac{L_{BL} t^3}{12} \quad k_T = \frac{KG}{L_{TL}}$$

式中 k_B ——铰链连接片刚度系数

I_{BL} ——连接片段的惯性矩

L_{BL} ——连接片段长度

k_T ——扭转片段刚度系数

G ——剪切模量

K ——与横截面相关的几何参数

在 $L_{TW} > t$ 时忽略高次项,Lobontiu^[10]将其简化为

$$K = L_{TW} t^3 \left(\frac{1}{3} - 0.21 \frac{t}{L_{TW}} \right)$$

式中 L_{TW} ——扭转片段宽度 t ——厚度

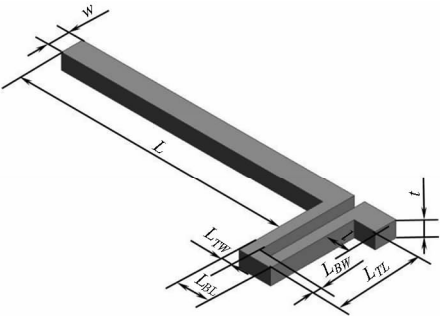


图 3 梁-半外 LET 铰链组合机构尺寸参数示意图
Fig.3 Sketch plan of beam-flexible hinge combined mechanism parameters

将表 1 所示参数代入式(1)~(3)联立解得伪刚体模型梁末端转角、位移；代入式(4)~(9)联立解得修正伪刚体模型梁末端转角、位移；建立该机构有限元模型，仿真求解，3 种方法求得的在不同外力作用下梁末端转角、位移结果如图 4、5 所示。

表 1 梁-半外 LET 铰链参数

Tab.1 Beam-half LET dimensions							μm
参数	L_{TL}	L_{TW}	L_{BL}	L_{BW}	t	W	L
数值	35	3	10	5	0.8	10	50

由图 4、5 可得：①梁末端位移和转角随外力的增加而增大，力与梁末端输出呈非线性关系，且输出增加量随着力的增大而减小。②伪刚体模型和仿真值之间的误差较大，修正伪刚体模型与仿真结果基

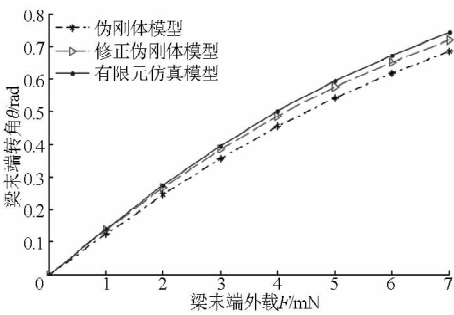


图 4 梁末端转角理论计算和仿真结果比较
Fig.4 Comparison of angle results by three different methods

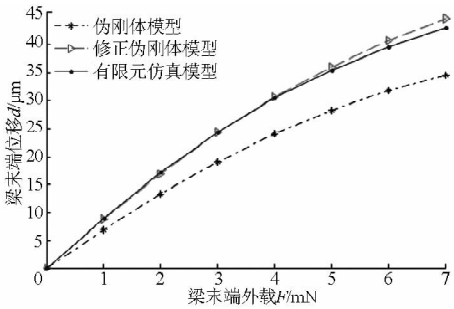


图 5 梁末端位移理论计算和仿真结果比较
Fig.5 Comparison of displacement results by three different methods

本一致，说明修正伪刚体模型与伪刚体模型相比对任意尺寸参数机构能更准确描述机构变形。

1.3 伪刚体因子

图 2 模型使用力作为驱动，使转角和位移方程过于复杂，不利于伪刚体模型和修正伪刚体模型进行比较，因此将驱动力 F 改为力矩 M ，则

按照伪刚体模型

$$\theta = \frac{M}{k_{ec}} \quad d = \left(L + \frac{L_k}{2} \right) \sin \theta$$

按照修正伪刚体模型

$$\theta' - \beta = \frac{M}{k_L} \quad \beta - \alpha = \frac{M}{k_{ec}} \quad \alpha = \frac{M}{k_l}$$

$$d' = \gamma L \sin \theta' + \left[(1 - \gamma) L + \frac{L_k}{2} \right] \sin \beta + \left(\gamma l + \frac{L_k}{2} \right) \sin \alpha$$

式中 M ——外力矩

为进一步研究梁对机构变形的影响，设置 2 个参数

$$\mu_\theta = \frac{\theta}{\theta'} \quad \mu_d = \frac{d}{d'}$$

将 μ_θ 、 μ_d 称为伪刚体因子， μ_θ 表示伪刚体模型与修正伪刚体模型梁末端转角比， μ_d 表示伪刚体模型与修正伪刚体模型梁末端位移比，将这 2 个参数作为伪刚体模型能否准确描述机构变形的一个指标。由于考虑梁变形后 $\theta' > \theta$ ， $d' > d$ ，所以 $0 < \mu_\theta < 1$ ， $0 < \mu_d < 1$ 。当因子的比值较小时，由于传统伪刚体模型与修正伪刚体模型之间误差较大，所以传统

伪刚体模型分析结果与有限元仿真值误差也较大,这时不能用柔性片段直接代替刚性构件来设计柔性机构;但是当因子的比值较大时,由于传统伪刚体模型与修正伪刚体模型之间误差较小,当比值为1时,传统伪刚体模型与修正伪刚体模型完全一致,传统伪刚体模型分析结果与有限元仿真值也十分接近,此时可以用柔性片段直接代替刚性构件来设计柔性机构。所以为保证伪刚体模型能够较好地描述机构变形可设定

$$\mu_{\theta}=\frac{k_l k_l}{k_{ec} k_l+k_{ec} k_l+k_l k_l}>a \tag{13}$$
$$\mu_d=\frac{L+\frac{L_k}{2}}{\gamma L \sin \theta'+\left[(1-\gamma) L+\frac{L_k}{2}\right] \sin \beta+\left(\gamma l+\frac{L_k}{2}\right) \sin \alpha}>b \tag{14}$$

式中 $0 < a < 1, 0 < b < 1$ 为可接受误差阈值,则解不等式(13)、(14)即可得出在该误差阈值精度范围内 LEMs 尺寸参数应当满足的不等式关系。

2 伪刚体因子与梁-半外 LET 铰链组合机构参数的关系

将式(10)、(11)代入不等式(13)得

$$\frac{\gamma K_{\theta} E I /(L+l)}{\left[\gamma K_{\theta} E I /(L+l)\right]+k_{e c}}>a$$

设 $K_M=\gamma K_{\theta} E I /(L+l)$, K_M 称为梁的刚度系数,则不等式转换为

$$\frac{K_M}{K_M+k_{e c}}>a \tag{15}$$

由于 $\frac{\pi}{2} > \theta' > \beta > \alpha$, 则

$$\left[(1-\gamma) L+\frac{L_{B L}}{2}\right] \sin \beta+\left(\gamma l+\frac{L_{B L}}{2}\right) \sin \alpha<$$
$$\left[(1-\gamma) L+\frac{L_{B L}}{2}+\gamma l+\frac{L_{B L}}{2}\right] \sin \theta'$$

则不等式(14)左边

$$\mu_d>\frac{\left(L+\frac{L_{B L}}{2}\right) \sin \theta}{\left(L+\gamma l+L_{B L}\right) \sin \theta'}$$

由于 $\frac{\theta}{\theta'}>a$, 有 $\frac{\sin \theta}{\sin \theta'}>a$, 则

$$\frac{\left(L+\frac{L_{B L}}{2}\right) \sin \theta}{\left(L+\gamma l+L_{B L}\right) \sin \theta'}>\frac{a\left(L+\frac{L_{B L}}{2}\right)}{L+\gamma l+L_{B L}}$$

故而若 $\frac{a\left(L+\frac{L_{B L}}{2}\right)}{L+\gamma l+L_{B L}}>b$, 则必有不等式(14)成立,即

若不等式

$$(a-b) L+b \gamma l>\left(b-\frac{a}{2}\right) L_{B L} \tag{16}$$

成立,则不等式(14)必定成立。

又由于 $\frac{L+\frac{L_{B L}}{2}}{L+\gamma l+L_{B L}}<1$, 故而当 $\frac{a\left(L+\frac{L_{B L}}{2}\right)}{L+\gamma l+L_{B L}}>b$ 时, $a>b$ 。

由上述过程可以看出当梁-半外 LET 铰链尺寸参数满足不等式(15)、(16)时,伪刚体因子 $\mu_{\theta}、\mu_d$ 值在误差阈值为 $a、b$ 范围内。

为使伪刚体模型能比较准确地描述机构运动变形,误差阈值应接近1,取 $a=0.95, b=0.9$,则由不等式(16)得

$$\frac{L+\frac{L_{B L}}{2}}{L+l+L_{B L}} \geq 0.94 \tag{17}$$

满足不等式(17),取 $L=89 \mu \mathrm{m}, l=1 \mu \mathrm{m}$,由不等式(15)得

$$\gamma K_{\theta} E I>1.9 k_{e c} \tag{18}$$

设计半外 LET 铰链机构的尺寸如表2所示。

表 2 半外 LET 铰链参数

Tab. 2 Half LET dimensions					$\mu \mathrm{m}$
参数	L_{TL}	L_{TW}	L_{BL}	L_{BW}	t
数值	35	3	10	5	0.8

将表2参数代入式(12)得 $k_{ec}=0.435 \mathrm{~mm}^4$,查文献[11]得 $\gamma=0.85, K_{\theta}=2.68$,代入不等式(18)则 $I \geq 1.76 \times 10^{-12} \mathrm{~mm}^4$ 。而 $I=\frac{L_{TW} t^3}{12}$,当 $t=0.8 \mu \mathrm{m}$ 时, $L_{TW}>41.5 \mu \mathrm{m}$,取 $L_{TW}=42 \mu \mathrm{m}$ 。该尺寸梁-半外 LET 铰链机构梁末端转角理论计算和仿真结果如图6所示,梁末端位移理论计算和仿真结果如图7所示。

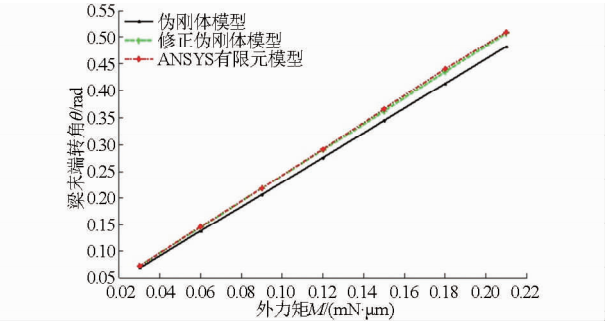


图6 梁末端转角理论计算和仿真结果比较

Fig.6 Comparison of angle results by three different methods

由图6、图7可看出伪刚体模型、修正伪刚体模型、仿真结果三者基本一致。与图4、图5对比,说明 $\mu_{\theta}、\mu_d$ 值在误差阈值 $a、b$ 较大时,满足不等式(15)、(16)的 LEMs 使用伪刚体模型能够比较

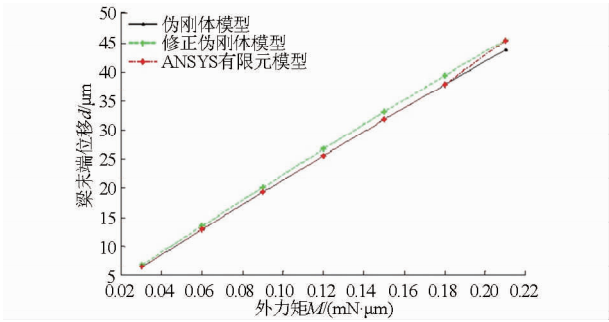


图 7 梁末端位移理论计算和仿真结果比较

Fig. 7 Comparison of displacement results by three different methods

准确描述机构变形,这种特性大大减少了设计 LEMs 机构的工作量。

3 基于蚁群算法的高平行度双稳态夹持机构优化

蚁群优化算法 1992 年由 Dorigo^[12] 提出,通过模拟蚂蚁觅食的行为,建立的蚁群算法在求解 TSP 问题、分配问题、调度问题体现出极强的寻优能力,引起了各国专家的关注,研究方向主要有动态优化^[13-14]、随机优化^[15-16]、多目标优化^[17-18] 及将离散组合优化向连续优化问题扩展^[19]。文献[20]对基于多目标的改进蚁群算法进行了研究,通过对几种布局设计方案的对比分析,验证了布局建模方法和布局优化算法的有效性。本节应用蚁群优化算法解决连续空间优化问题。

选择半外 LET 铰链代替图 8 所示刚性机构铰链,设计成的高平行度双稳态夹持机构如图 9 所示,因整个机构受力对称,柔性铰链转动中心的偏移也对称,提升平台与地面的平行度很高,平行四边形机构受力矩作用提升平台与地面平行抬起。

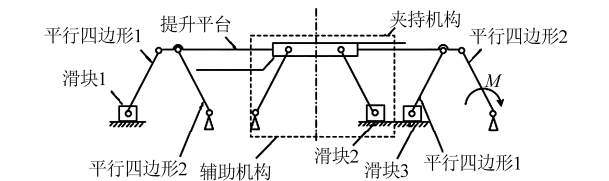


图 8 高平行度刚性夹持机构原理图

Fig. 8 Schematics of rigid grasper mechanism highly paralleled to ground

如图 9 所示机构尺寸参数,若给定: $l=10\text{ }\mu\text{m}$, $H_2-H_3=10\text{ }\mu\text{m}$, $H_4-W_1=10\text{ }\mu\text{m}$, $H_1-H_2-2W_1=10\text{ }\mu\text{m}$ 。

提升高度和夹子的夹持力是该机构两个重要的工作指标,可以通过增大提升高度使得连接滑块位移增大,从而使得夹子夹持力增大。由于受到柔性铰链转动性能影响,机构提升高度受到限制,这就需要在较小的提升高度下连接滑块具有较大的相对位

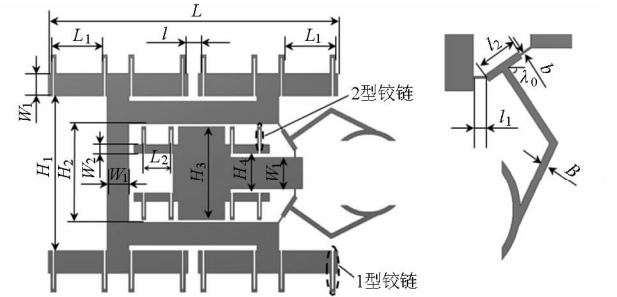


图 9 高平行度双稳态夹持机构参数示意图

Fig. 9 Bi-stable grasper mechanism highly paralleled to ground

移;在机构铰链变形一定的情况下,可以增加提升机构杆长提高提升高度 h 增大连接滑块位移 d ,也可以通过增加辅助机构的杆长,但是受到机构工作空间的限制不能够大幅提高机构所占空间来增大提升高度和夹子的夹持力,这就需要较小的机构尺寸下在最大变形角位置连接滑块位移和提升高度比的最大值,则 2 个优化分目标函数为

$$d/h = \frac{L_1(1 - \cos\theta_1) + L_2(1 - \cos\theta_2)}{L_2\sin\theta_2} = \frac{L_1 + L_2 - L_2\cos\theta_2 - \sqrt{L_1^2 - L_2^2\sin^2\theta_2}}{L_2\sin\theta_2}$$
$$S = (4L_1 + 2W_1 + 10)(5W_1 + 2W_2 + 2L_{TL2} + 2L_{TL1} + 30)$$

设统一目标函数为

$$F = w_{31}\min(d/h) + w_{41}\min S$$

式中, w_{31} 、 w_{41} 是权重参数,随着分目标函数量级的变化而不同。

一般情况下铰链不宜做太大变形,否则铰链转动精度变差,取 $\theta_{2\max}=1\text{ rad}$ 。设定作为提升机构和辅助机构柔性铰链的尺寸如表 3 所示。

表 3 铰链的尺寸参数					
Tab. 3 LET dimensions					
参数	L_{TL}	L_{TW}	L_{BL}	L_{BW}	t
1 型铰链	29	2.0	6.7	5.3	0.65
2 型铰链	32	1.6	8.6	6.1	0.65

约束条件为:

(1) 几何约束条件: $0.8L_1 \geq L_2$ 。

(2) 根据前面的分析,若没有伪刚体因子的约束条件,优化后的机构与初始刚性机构的运动特性将发生改变。由此

$$\mu_\theta = \frac{K_M}{K_M + k_{ec}} > a \tag{19}$$

将 1 型铰链和 2 型铰链参数代入式(19)则

$$\frac{\gamma K_\theta E W_1 t^3}{\gamma K_\theta E W_1 t^3 + 12 k_{ec1} (L_1 + W_1)} > a$$

$$\frac{\gamma K_{\theta} E W_2 t^3}{\gamma K_{\theta} E W_2 t^3 + 12 k_{ec2} (2 L_1 + W_1 - L_2)} > a$$

将 1 型铰链和 2 型铰链参数代入

$$\mu_d > \frac{a \left(L + \frac{L_{BL}}{2} \right)}{L + l + L_{BL}} > b$$

化简后得

$$\frac{2 L_1 - L_{BL1}}{2 (L_1 + W_1)} > \frac{b}{a}$$
$$\frac{2 L_2 - L_{BL2}}{2 (2 L_1 + W_1 - L_2)} > \frac{b}{a}$$

(3) 为保证辅助机构能够放在机架内部,则:
 $2 L_1 + W_1 - 2 L_2 > 0$ 。

取误差阈值 $a = 0.95, b = 0.9$, 当 $\theta_2 = 1$ 时,可行域内机构初始尺寸参数,及使用蚁群算法优化后结果如表 4 所示。

表 4 机构优化前后尺寸及性能

Tab.4 Initial and optimized dimensions

参数	$W_1/\mu\text{m}$	$W_2/\mu\text{m}$	$L_1/\mu\text{m}$	$L_2/\mu\text{m}$	S/mm^4	d/h
优化前	42	10	89	45	0.169	0.546
优化后	72.8	27.5	53.5	42.8	0.20	0.933

由表 4 可得,优化后机构面积相对优化前略微

增大, $\frac{d}{h}$ 值却显著增加,这就使得整个机构在面积没有显著变化的情况下,夹持位置夹持力显著增大。由于优化后机构尺寸是在伪刚体因子较大情况下所求得的结果,这就保证了优化后机构性能与设计时的伪刚体模型性能相近,减少了为使实际机构达到预期性能的实验设计次数,大大减少了设计时间,节省了成本。

4 结束语

从梁-铰链组合出发,考虑了 LEMs 中梁的变形对机构性能的影响建立了修正伪刚体模型,与伪刚体模型比较,提出了用伪刚体因子来判断伪刚体模型能否准确描述机构变形;推导出了伪刚体因子在一定误差阈值内,LEMs 中梁和铰链的尺寸参数应当满足的条件,并推导了梁-半外 LET 铰链组合的 LEMs 在一定误差阈值范围内的约束条件,对满足该条件的 LEMs 进行了实例分析和有限元验证,证明了该条件的正确性;最后在该条件下使用蚁群优化算法对高平行度双稳态微夹持机构进行了尺寸优化,使得机构与设计时的刚体模型的运动特性接近,同时夹持性能提升,机构尺寸减小。

参 考 文 献

1 Olsen B M. A design framework that employs a classification scheme and library for compliant mechanism design[D]. Provo, UT: Brigham Young University, 2010.

2 Wu Yingfei, Zhou Zhaoying. Design calculations for flexure hinge[J]. Review of Scientific Instruments, 2002, 73(8): 3101 - 3106.

3 Yong Y K, Lu T F, Handley D C. Review of circular flexure hinge design equations and derivation of empirical formulations[J]. Precision Engineering, 2008, 32(2): 63 - 70.

4 Midha A, Howell L L, Norton T W. Limit positions of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model concept[J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(1): 99 - 115.

5 李茜,余跃庆,常星. 基于 2R 伪刚体模型的柔顺机构动力学建模及特性分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 148 - 156.

Li Qian, Yu Yueqing, Chang Xing. Dynamic modeling and analysis of compliant mechanisms based on 2R pseudo-rigid-body model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 148 - 156. (in Chinese)

6 刘庆玲,邱丽芳,翁海珊,等. 组合柔性机构的结构特征对其变形特性的影响[J]. 北京科技大学学报, 2010, 32(12): 1607 - 1612.

Liu Qingling, Qiu Lifang, Wen Haishan, et al. Influence of the structure characteristics of a combined compliant structure on its deflection [J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2010, 32(12): 1607 - 1612. (in Chinese)

7 余跃庆,徐齐平. 柔顺机构 PR 伪刚体动力学建模与特性分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3): 225 - 229.

Yu Yueqing, Xu Qiping. Dynamic modeling and characteristic analysis of compliant mechanisms based on PR pseudo-rigid-body model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 225 - 229. (in Chinese)

8 邱丽芳,楚红岩,杨德斌,等. 基于伪刚体模型的多层 LEMs 建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2013, 44(9): 255 - 260.

Qiu Lifang, Chu Hongyan, Yang Debin, et al. Modeling and simulation of multi-layered lamina emergent mechanisms based on pseudo-rigid-body[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(9): 255 - 260. (in Chinese)

9 Su H J. A load independent pseudo-rigid-body 3R model for determining large deflection of beams in compliant mechanisms[C]// ASME 2008 International Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference, 2008, 2: 109 - 121.

10 Lobontiu N, Garcia E, Canfield S. Torsional stiffness of several variable rectangular cross-section flexure hinges for macro-scale and MEMS applications[J]. Smart Materials and Structures, 2004, 13(1): 12 - 19.

11 Howell L L. 柔顺机构学[M]. 余跃庆,译. 北京: 高等教育出版社, 2007: 108 - 109.

12 Dorigo M. Optimization, learning and natural algorithms[D]. Milano: Politecnico di Milano, 1992.

13 Ning X, Lam K C, Lam M C K. Dynamic construction site layout planning using max-min ant system[J]. Automation in Construction, 2010, 19(1): 55 – 65.

14 Triay J, Cervelló-Pastor C. An ant-based algorithm for distributed routing and wavelength assignment in dynamic optical networks [J]. IEEE Journal on Selected Areas in Communications, 2010, 28(4): 542 – 552.

15 Horoba C, Sudholt D. Ant colony optimization for stochastic shortest path problems [C] // Proceedings of the 12th Annual Conference on Genetic and Evolutionary Computation. ACM, 2010: 1465 – 1472.

16 Schneider M, Doppstadt C, Stenger A, et al. Ant colony optimization for a stochastic vehicle routing problem with driver learning [C] // 2010 IEEE Congress on Evolutionary Computation (CEC), 2010: 1 – 8.

17 Berrichi A, Yalaoui F, Amodeo L, et al. Bi-objective ant colony optimization approach to optimize production and maintenance scheduling[J]. Computers & Operations Research, 2010, 37(9): 1584 – 1596.

18 Yagmahan B, Yenisey M M. A multi-objective ant colony system algorithm for flow shop scheduling problem[J]. Expert Systems with Applications, 2010, 37(2): 1361 – 1368.

19 Pedemonte M, Nesmachnow S, Cancela H. A survey on parallel ant colony optimization[J]. Applied Soft Computing, 2011, 11(8): 5181 – 5197.

20 张泓,李爱平,刘雪梅. 基于多目标改进蚁群算法的三维混合布局方案设计[J]. 农业机械学报, 2010,41(7): 191 – 197.
Zhang Hong, Li Aiping, Liu Xuemei. 3-D mixed-layout conceptual design based on multi-objective improved ant colony algorithm [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(7): 191 – 197. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 378 页)

14 房怀英,李远,徐西鹏. 圆锯片轴向变形的解析模型及其实验验证[J]. 华侨大学学报:自然科学版,2012,33(4):361 – 366.  
Fang Huaiying, Li Yuan, Xu Xipeng. Analytical model and experimental verification on axial deformation of circular saw in sawing of stone[J]. Journal of Huaqiao University: Natural Science,2012,33(4):361 – 366. (in Chinese)

15 林开荣,徐西鹏,李远,等. 基于应力集中理论的磨削力模型[J]. 农业机械学报,2012,43(11):261 – 266.  
Lin Kairong, Xu Xipeng, Li Yuan, et al. Model of grinding force based on stress concentration theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(11):261 – 266. (in Chinese)

16 寿楠椿. 弹性薄板弯曲[M]. 北京:高等教育出版社,1987.

17 Newmark N M, Hall W J. Pipeline design to resist large fault displacement[C] // Proceedings of U. S. National Conference on Earthquake Engineering, 1975.

18 Deuflhard P, Krause P, ERTEL S. A contact-stabilized newmark method for dynamical contact problems[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2007, 73(8): 1274 – 1290.

19 何志坚,史秋. 锯片应力分布与失效分析[J]. 湖南文理学院学报:自然科学版,2007,19(2):62 – 69.  
He Zhijian, Shi Qiu. Model of grinding force based on stress concentration theory[J]. Journal of Hunan University of Arts and Science: Natural Science Edition, 2007,19(2):62 – 69. (in Chinese)

20 杨勇,张为民,杨涛. 基于 Kriging 元模型的机床进给驱动系统动态特性优化[J]. 农业机械学报, 2013,44(5):288 – 293.  
Yang Yong, Zhang Weimin, Yang Tao. Dynamic characteristic optimization of feed system based on Kriging metamodel[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(5):288 – 293. (in Chinese)