

任意分布参数平面连杆机构运动精度可靠性稳健设计*

张义民 黄贤振 贺向东

【摘要】 将可靠性优化设计理论、可靠性灵敏度技术和稳健设计方法相结合,讨论了具有任意分布参数的平面连杆机构运动精度可靠性稳健设计问题,提出了可靠性稳健设计的数值计算方法。在基本随机参数的前四阶矩已知的前提下,通过计算机程序可以实现平面连杆机构的运动精度可靠性稳健优化设计,迅速准确地得到平面连杆机构的设计信息。

关键词: 连杆机构 运动精度 可靠性 稳健设计

中图分类号: TH112.1 **文献标识码:** A

Reliability-based Robust Design for Kinematic Accuracy of the Planar Linkage Mechanism with Arbitrary Distribution Parameters

Zhang Yimin Huang Xianzhen He Xiangdong
(Northeastern University, Shenyang 110004, China)

Abstract

By combining the reliability-based optimization design theory, the reliability sensitivity technique and the robust design method, the reliability-based robust design for kinematic accuracy of the planar linkage mechanism with arbitrary distribution parameters was discussed extensively. Subsequently, a numerical method for reliability-based robust design was proposed. Under the condition that the first four moments of basic random parameters are available, computer programs based on this model can be used to complete the reliability-based robust design for kinematic accuracy of planar linkage mechanism accurately and quickly.

Key words Linkage mechanism, Kinematic accuracy, Reliability, Robust design

引言

在传统的机构分析和设计过程中,研究者通常采用确定性研究模型。然而机构构件在设计、加工和装配过程中难免会产生误差。另外机构在使用过程中,还会受到腐蚀、磨损和热变形等诸多客观因素的影响。因此在实际使用时,理论上可行的机构,往往难以达到运动精度要求。在工程中,彻底消除这些影响因素显然是不切实际的,而在设计机构时,设法减轻它们对运动精度及其可靠性的影响却是相对容易的。也就是对机构进行运动精度可靠性和可靠

性稳健设计,把机构运动精度可靠度和可靠性灵敏度加入到目标函数之中,使设计所得机构在具有高运动精度的同时具有较高的运动精度可靠性和稳健性^[1~3]。

文献[4~6]将机构运动精度可靠性作为约束条件,建立了机构可靠性优化设计模型。文献[7~9]初步探讨稳健性设计方法在机构设计中的应用,将稳健设计方法融入到传统的机构优化设计模型中。本文将综合考虑机构运动精度、可靠性以及可靠性稳健要求,结合可靠性优化设计、可靠性灵敏度设计和稳健设计理论,采用随机摄动法、Edgeworth级数

收稿日期: 2007-04-25

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(项目编号:2007AA04Z442)和国家自然科学基金资助项目(项目编号:50535010)

张义民 东北大学机械工程与自动化学院 教授 博士生导师, 110004 沈阳市

黄贤振 东北大学机械工程与自动化学院 博士生

贺向东 东北大学机械工程与自动化学院 博士后

方法及相应的经验修正公式,以工程中广泛应用的平面连杆机构为例,提出一种机构运动精度可靠性稳健设计的数值计算方法。

1 连杆机构的运动精度模型

设机构输入、输出关系可由一组独立的运动方程描述

$$\mathbf{F}(\mathbf{U}, \mathbf{V}, \mathbf{L}) = 0 \quad (1)$$

式中 \mathbf{F} ——独立运动方程组

\mathbf{U} ——机构输出参数向量

\mathbf{V} ——机构输入参数向量

\mathbf{L} ——机构结构件参数向量

通过式(1)可解出输入、输出运动关系

$$\mathbf{U} = \mathbf{U}(\mathbf{V}, \mathbf{L}) \quad (2)$$

采用矩阵法对机构运动精度进行分析^[10]。在时刻 t 将式(1)在各随机变量均值处一阶 Taylor 展开为

$$\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{U}^T} \Delta \mathbf{U} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{V}^T} \Delta \mathbf{V} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{L}^T} \Delta \mathbf{L} = 0 \quad (3)$$

式中 $\partial \mathbf{F} / \partial \mathbf{U}^T$ 、 $\partial \mathbf{F} / \partial \mathbf{V}^T$ 、 $\partial \mathbf{F} / \partial \mathbf{L}^T$ 为雅克比矩阵,矩阵中各元素在各随机变量均值处取值。

由式(3)可解得

$$\Delta \mathbf{U} = - \left[\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{U}^T} \right]^{-1} \left(\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{V}^T} \Delta \mathbf{V} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{L}^T} \Delta \mathbf{L} \right) \quad (4)$$

$$\text{令 } \mathbf{A} = - \left[\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{U}^T} \right]^{-1} \left[\frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{V}^T}, \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{L}^T} \right]$$

$$\Delta \mathbf{Y} = [\Delta v_1, \Delta v_2, \dots, \Delta v_m, \Delta l_1, \Delta l_2, \dots, \Delta l_s]^T$$

$$\text{则 } \Delta \mathbf{U} = \mathbf{A} \Delta \mathbf{Y} \quad (5)$$

式中 \mathbf{A} ——敏度系数矩阵

$\Delta \mathbf{Y}$ ——基本设计参数误差向量

2 可靠性分析

对于平面连杆机构,为了保证机构能够正常工作,必须使其运动输出误差保持在允许范围内,即

$$|\Delta \mathbf{U}| = |\mathbf{U} - \mathbf{U}^*| \leq |\boldsymbol{\varepsilon}| \quad (6)$$

$$\text{亦即 } -|\boldsymbol{\varepsilon}| \leq |\Delta \mathbf{U}| \leq |\boldsymbol{\varepsilon}| \quad (7)$$

式中 $\boldsymbol{\varepsilon}$ ——允许输出运动误差向量

\mathbf{U}^* ——理想运动输出向量

为了简化叙述过程,这里仅考虑运动精度满足上限 $|\Delta \mathbf{U}| \leq |\boldsymbol{\varepsilon}|$ 时的可靠性问题。以相同的方法,可以求得运动精度满足下限 $-|\boldsymbol{\varepsilon}| \leq |\Delta \mathbf{U}|$ 的可靠度。对应于输出分量 u_i 的可靠度可以定义为

$$R = \int_{g(\delta, r) > 0} f(\mathbf{Z}) d\mathbf{Z} \quad (8)$$

式中 $f(\mathbf{Z})$ 为机构运动输出误差允许值 $\delta = \varepsilon_i$ 和输出误差 $r = \Delta u_i$ 的联合概率密度函数; $g(\delta, r)$ 为状态函数,可以表示机构的两种状态

$$\begin{cases} g(\delta, r) \leq 0 & (\text{失败状态}) \\ g(\delta, r) > 0 & (\text{安全状态}) \end{cases} \quad (9)$$

式中 $g(\delta, r) = 0$ 为极限状态方程,代表极限状态面,也就是失败面。

根据状态函数的定义,平面连杆机构运动精度极限状态函数可以表示为

$$g(\delta, r) = \delta - r \quad (10)$$

可以认为机构运动输出误差允许值 δ 与输出误差 r 是相互独立的随机变量。

状态函数的前四阶矩可以表示为

$$\begin{cases} \mu_g = E[g(\delta, r)] = \mu_\delta - \mu_r \\ \sigma_g^2 = \text{Var}[g(\delta, r)] = \sigma_\delta^2 + \sigma_r^2 \\ \theta_g = E[g(\delta, r) - \bar{g}(\delta, r)]^3 = \theta_\delta - \theta_r \\ \eta_g = E[g(\delta, r) - \bar{g}(\delta, r)]^4 = \eta_\delta + \eta_r + 6\sigma_\delta^2 \sigma_r^2 \end{cases} \quad (11)$$

可靠性指标定义为

$$\beta = \frac{\mu_g}{\sigma_g} \quad (12)$$

在基本随机参数向量服从正态分布时,可以获得可靠度的一阶估计量

$$R = \Phi(\beta) \quad (13)$$

式中 $\Phi(\cdot)$ ——标准正态分布函数

当基本随机参数向量不全服从正态分布时,可根据 Edgeworth 级数方法^[11],将服从任意分布的标准化了的随机变量概率分布函数近似地展开成为标准正态分布函数,即

$$F(y) = \Phi(y) - \varphi(y) \left[\frac{1}{6} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(y) + \right.$$

$$\left. \frac{1}{24} \left[\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right] H_3(y) + \frac{1}{72} \left[\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right]^2 H_5(y) + \dots \right] \quad (14)$$

式中 $\varphi(\cdot)$ ——标准正态分布概率密度函数

$H_j(y)$ —— j 阶 Hermite 多项式

$H_j(y)$ 递推关系为

$$\begin{cases} H_{j+1}(y) = yH_j(y) - jH_{j-1}(y) \\ H_0(y) = 1 \\ H_1(y) = y \end{cases} \quad (15)$$

据此可靠度为

$$R(\beta) = P[g(\mathbf{X}) > 0] = 1 - F(-\beta) \quad (16)$$

Edgeworth 级数可以任意精确地逼近随机参数的真实分布,但通常取级数前 4 项即可得到较好的近似。用式(16)计算可靠度时,有时会出现 $R > 1$ 的情况。计算实践表明,当有 $R > 1$ 情况出现时,采用经验修正公式

$$R^*(\beta) = R(\beta) - \frac{R(\beta) - \Phi(\beta)}{[1 + (R(\beta) - \Phi(\beta))\beta]^\beta} \quad (17)$$

所获得的计算结果要比使用 Edgeworth 级数更接近于 Monte-Carlo 数值模拟结果^[12]; 当没有 $R > 1$ 情况出现时, Edgeworth 级数可以获得足够精确的解。

3 可靠性灵敏度分析

可靠度对基本设计向量 $\mathbf{X} = [X_1, X_2, \dots, X_n]^T$ 均值和方差的灵敏度为

$$\frac{dR}{d\mathbf{X}^T} = \frac{\partial R(\beta)}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial \mu_g} \frac{\partial \mu_g}{\partial \mathbf{X}^T} \quad (18)$$

$$\frac{dR}{d\text{Var}(\mathbf{X})} = \left\{ \frac{\partial R(\beta)}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial \sigma_g} + \frac{\partial R(\beta)}{\partial \sigma_g} \right\} \frac{\partial \sigma_g}{\partial \text{Var}(\mathbf{X})} \quad (19)$$

其中

$$\frac{\partial R(\beta)}{\partial \beta} = \varphi(-\beta) \left\{ 1 - \beta \left[\frac{1}{6} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(-\beta) + \frac{1}{24} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) \cdot \right. \right.$$

$$\left. H_3(-\beta) + \frac{1}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right)^2 H_5(-\beta) \right] - \left[\frac{1}{3} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_1(-\beta) + \right.$$

$$\left. \frac{1}{8} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_2(-\beta) + \frac{5}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right)^2 H_4(-\beta) \right\}$$

$$\frac{\partial R^*}{\partial \beta} = \frac{\partial R(\beta)}{\partial \beta} + \left[\frac{\partial R(\beta)}{\partial \beta} - \varphi(\beta) \right] \frac{\beta(\beta - 1)(R(\beta) - \Phi(\beta)) - 1}{[1 + (R(\beta) - \Phi(\beta))\beta]^{\beta+1}} +$$

$$\frac{(R(\beta) - \Phi(\beta)) \{ [1 + (R(\beta) - \Phi(\beta))\beta] \ln(1 + (R(\beta) - \Phi(\beta))\beta) + (R(\beta) - \Phi(\beta))\beta \}}{[1 + (R(\beta) - \Phi(\beta))\beta]^{\beta+1}} \quad (20)$$

用式(20)替换式(18)和式(19)中的 $\partial R(\beta)/\partial \beta$, 即可获得可靠性灵敏度 $dR/d\mathbf{X}^T$ 和 $dR/d\text{Var}(\mathbf{X})$ 。

4 可靠性稳健设计

可靠性稳健设计问题的数学模型可表示为

$$\begin{cases} \min f(\mathbf{X}) = \sum_{k=1}^n \omega_k \frac{f_k(\bar{\mathbf{X}})}{f_k(\mathbf{X}^{*k})} \\ \text{s. t. } q_i(\bar{\mathbf{X}}) \geq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, l) \\ h_j(\bar{\mathbf{X}}) = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, m) \end{cases} \quad (21)$$

式中 ω_k ——分目标函数 $f_k(\bar{\mathbf{X}})$ 的加权因子, $\omega_k \geq 0$
 \mathbf{X}^{*k} ——单目标最优点

在本文中取 3 个分目标, $f_1(\bar{\mathbf{X}})$ 为机构运动精度函数, $f_2(\bar{\mathbf{X}})$ 为机构运动精度可靠度函数, $f_3(\bar{\mathbf{X}})$ 为机构运动精度可靠度对基本设计向量 \mathbf{X} 均值的灵敏度函数。

5 四杆机构可靠性稳健优化设计

如图 1 所示平面四杆机构, 以点 M 的位置坐标 $M(x, y)$ 和输出角度 α_2, α_3 为研究对象, 则输出向

$$\frac{\partial \beta}{\partial \mu_g} = \frac{1}{\sigma_g}$$

$$\frac{\partial \mu_g}{\partial \mathbf{X}^T} = \left[\frac{\partial \bar{g}}{\partial X_1}, \frac{\partial \bar{g}}{\partial X_2}, \dots, \frac{\partial \bar{g}}{\partial X_n} \right]$$

$$\frac{\partial \beta}{\partial \sigma_g} = -\frac{\mu_g}{\sigma_g^2}$$

$$\frac{\partial R(\beta)}{\partial \sigma_g} = \varphi(-\beta) \left[\frac{1}{2} \frac{\theta_g}{\sigma_g^4} H_2(-\beta) + \right.$$

$$\left. \frac{1}{6} \frac{\eta_g}{\sigma_g^5} H_3(-\beta) + \frac{1}{12} \frac{\theta_g^2}{\sigma_g^7} H_5(-\beta) \right]$$

$$\frac{\partial \sigma_g}{\partial \text{Var}(\mathbf{X})} = \frac{1}{2\sigma_g} \left[\frac{\partial \bar{g}}{\partial \mathbf{X}} \otimes \frac{\partial \bar{g}}{\partial \mathbf{X}} \right]$$

把已知条件和可靠性计算结果代入式(18)和式(19), 就可以获得可靠性灵敏度 $dR/d\mathbf{X}^T$ 和 $dR/d\text{Var}(\mathbf{X})$ 。

当 Edgeworth 级数估算可靠度出现 $R > 1$ 的情况时, 应用经验修正公式的导数来计算系统的可靠性灵敏度会比使用式(18)和式(19)所获得的结果更加精确(有时式(18)和式(19)计算的结果是不正确的)。此时, 可靠度 R^* 对可靠性指标 β 的灵敏度为

量可表示为 $\mathbf{U} = [x, y, \alpha_2, \alpha_3]^T$, 输入运动参数为 $\mathbf{V} = \alpha_1$, 结构参数(设计参数)向量为 $\mathbf{L} = [l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, \alpha_5]^T$ 。

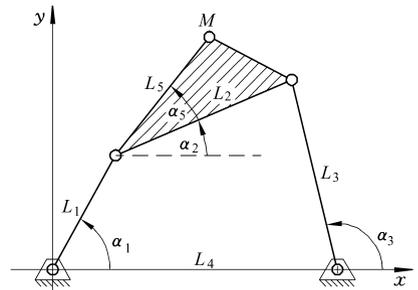


图 1 平面四杆机构

Fig. 1 Planar four-bar linkage mechanism

采用右手定则, 角度的逆时针方向为正, 且矢量角度总是在其根部而非头部度量, 可建立平面四杆机构输入与输出关系的均值模型

$$\mathbf{F} = \begin{cases} x - l_1 \cos \alpha_1 - l_5 \cos(\alpha_2 + \alpha_5) \\ y - l_1 \sin \alpha_1 - l_5 \sin(\alpha_2 + \alpha_5) \\ l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \alpha_2 - l_3 \cos \alpha_3 - l_4 \\ l_1 \sin \alpha_1 + l_2 \sin \alpha_2 - l_3 \sin \alpha_3 \end{cases} \quad (22)$$

由该均值模型即可求得有关雅克比矩阵,进而可以对该四杆机构进行运动精度可靠性稳健设计,得出各设计变量的几何尺寸。

6 数值算例

用可靠性稳健设计方法,设计一如图 1 所示的曲柄摇杆机构,使点 M 的轨迹经过表 1 中的 9 个点。已知曲柄匀速旋转(角加速度均值为 0)角速度 $\dot{\alpha}_1 = 10 \text{ rad/s}$ 。构件的几何尺寸服从正态分布规律;曲柄旋转角加速度服从任意分布,其前四阶矩为 $(\ddot{\alpha}_1) = (0 \text{ rad/s}^2, 6.400 0 \times 10^{-3} \text{ rad}^2/\text{s}^4, -1.232 2 \times 10^{-3} \text{ rad}^3/\text{s}^6, 5.979 7 \times 10^{-4} \text{ rad}^4/\text{s}^8)$ 。点 M 坐标 (x, y) 运动精度误差的允许值为 $\delta_1 = 0.003 \text{ m}$, $\delta_2 = 0.002 \text{ m}$ 。要求设计所得机构在整个工作过程中点 M 的输出坐标值的可靠度 $R \geq 0.999$;机构传动角 $\gamma \geq 40^\circ$;点 M 轨迹精确地经过 2 和 8 两个位置。

表 1 点 M 的理想轨迹

Tab.1 Prospective locus of point M

序号	$\alpha_1/(\circ)$	X^*/m	Y^*/m
1	30	0.023 4	0.104 7
2	45	0.022 0	0.119 8
3	60	0.017 1	0.130 9
4	75	0.008 9	0.137 7
5	90	-0.001 7	0.140 0
6	105	-0.013 8	0.137 9
7	120	-0.026 1	0.131 9
8	135	-0.037 9	0.122 3
9	150	-0.048 1	0.109 9

(1) 讨论设计变量

机构结构件几何尺寸的标准差可以根据公差标准确定,一般情况下公差尺寸为其名义尺寸的 0.001 5 倍,若取此公差尺寸的 3σ 水平,则变差系数 $c = 0.005$ 。因此这里以机构结构件几何尺寸的均值为基本设计变量。

(2) 建立目标函数

以点 M 轨迹偏差最小为设计目标,则

$$f_1(\mathbf{X}) = \sum_{i=1}^9 [(x_M^{(i)} - x_M^{*(i)})^2 + (y_M^{(i)} - y_M^{*(i)})^2] \quad (23)$$

其中 $(x_M^{(i)}, y_M^{(i)})$ 和 $(x_M^{*(i)}, y_M^{*(i)})$ 分别为点 M 实际经过位置的坐标以及理想情况下应经过位置的坐标。

以机构在各位置处的运动精度可靠度满足设计要求为设计目标,则

$$f_2(\mathbf{X}) = (\min R_x^{(i)} - R_{x0})^2 + (\min R_y^{(i)} - R_{y0})^2 \quad (24)$$

式中 $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}$ ——在 i 位置处点 M 轨迹在 x, y 轴方向的运动精度可靠度

R_{x0}, R_{y0} ——点 M 轨迹在 x, y 轴方向所要求的可靠度

以特定位置处机构运动精度可靠度对基本设计变量均值的灵敏度最小为设计目标,则

$$f_3(\mathbf{X}) = \sum_{i=2,8} \sum_{j=1}^6 \left[\left(\frac{\partial R_{xL}^{(i)}}{\partial X_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{yU}^{(i)}}{\partial X_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{yL}^{(i)}}{\partial X_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial R_{xU}^{(i)}}{\partial X_j} \right)^2 \right] \quad (25)$$

式中 $\partial R_{xL}^{(i)}/\partial X_j, \partial R_{yU}^{(i)}/\partial X_j$ 表示在 i 位置处点 M 轨迹满足下限 $\Delta x \leq \delta_1$ 和 $\Delta y \leq \delta_2$ 时,运动精度可靠度对设计参数均值的灵敏度; $\partial R_{xU}^{(i)}/\partial X_j, \partial R_{yL}^{(i)}/\partial X_j$ 表示点 M 轨迹在满足上限 $\Delta x \geq -\delta_1$ 和 $\Delta y \geq -\delta_2$ 时,运动精度可靠度对设计参数均值的灵敏度。

(3) 建立约束条件

有一种合乎设计需要的约束条件为假定输入杆是一个曲柄(即能作整周运动)。对此可导出 2 个不等式约束

$$\begin{cases} l_1 + l_4 - l_2 - l_3 < 0 \\ (l_2 - l_3)^2 - (l_4 - l_1)^2 < 0 \end{cases} \quad (26)$$

要想获得较高的传动质量,需要对机构的传动角的范围进行限制,即

$$\begin{cases} \frac{l_3^2 + l_2^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2l_3} - \cos 40^\circ < 0 \\ \cos 140^\circ - \frac{l_3^2 + l_2^2 - (l_4 + l_1)^2}{2l_2l_3} < 0 \end{cases} \quad (27)$$

点 M 轨迹要精确地经过 2 和 8 两个位置,即

$$\begin{cases} x_M^{(2)} = 0.022 0 \\ y_M^{(2)} = 0.119 8 \\ x_M^{(8)} = -0.037 9 \\ y_M^{(8)} = 0.122 3 \end{cases} \quad (28)$$

式中 $(x_M^{(2)}, y_M^{(2)}), (x_M^{(8)}, y_M^{(8)})$ ——点 M 在 2 和 8 两个位置时的坐标

(4) 优化求解

由设计变量、目标函数和约束条件建立优化设计模型,编制计算机程序求解得机构各构件的几何尺寸为 $l_1 = 0.059 860 4 \text{ m}$, $l_2 = 0.164 548 0 \text{ m}$, $l_3 = 0.201 759 51 \text{ m}$, $l_4 = 0.230 219 6 \text{ m}$, $l_5 = 0.080 094 7 \text{ m}$, $\alpha_5 = 0.857 393 8 \text{ rad}$ 。

(5) 结果分析

设计所得平面四杆机构的最小传动角和最大传动角分别为: $\gamma_{\min} = 54.284 51^\circ$, $\gamma_{\max} = 104.267 23^\circ$ 。 M 点在各位置的坐标及运动精度可靠度如表 2 所

表2 点M的轨迹及其运动精度可靠度
Tab.2 Kinematic accuracy reliability and locus of point M

序号	$\alpha_1/(^\circ)$	X/m	Y/m	R_x	R_y
1	30	0.023 267 27	0.104 754 89	0.999 862 244 0	0.999 954 918 1
2	45	0.022 000 00	0.119 800 00	0.999 918 958 8	0.999 965 188 0
3	60	0.017 064 18	0.130 895 29	0.999 954 990 4	0.999 953 584 3
4	75	0.008 861 64	0.137 640 51	0.999 977 086 4	0.999 932 714 6
5	90	-0.001 779 14	0.139 935 43	0.999 984 995 2	0.999 930 293 4
6	105	-0.013 819 33	0.137 898 01	0.999 987 866 3	0.999 954 667 5
7	120	-0.026 186 96	0.131 847 90	0.999 980 804 3	0.999 973 848 9
8	135	-0.037 900 00	0.122 300 00	0.999 968 533 6	0.999 991 160 2
9	150	-0.048 143 00	0.109 939 58	0.999 937 553 8	0.999 997 034 5

示。与传统机构优化设计(综合)所得机构相比,采用可靠性稳健设计所得机构同样具有较高的运动精度,且其稳健性得到了明显改善。

7 结束语

很好地解决了具有任意分布参数的平面连杆机

构运动精度可靠性稳健设计问题。数值算例证实,应用本文中的方法对具有任意分布参数的平面连杆机构进行运动精度可靠性稳健设计,可得到既满足运动精度可靠性要求,又具有较高运动精度和稳健性的平面四杆机构。

参 考 文 献

- 1 Du Xiaoping, Agus Sudjianto, Chen Wei. An integrated framework for optimization under uncertainty using inverse reliability strategy[J]. Journal of Mechanism Design, 2004, 126(6): 562~570.
- 2 Zhang Yimin, He Xiangdong, Liu Qiaoling, et al. Robust reliability design of banjo flange with arbitrary distribution parameters[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 127(4): 408~413.
- 3 Zhang Yimin, He Xiangdong, Liu Qiaoling, et al. Robust reliability design of vehicle components with arbitrary distribution parameters[J]. International Journal of Automotive Technology, 2006, 7(7): 859~866.
- 4 Shi Zhongxiu. Synthesis of mechanical error in spatial linkages based on reliability concept[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(2): 255~259.
- 5 杜小平. 机构的运动可靠性综合[J]. 机械, 1995, 22(4): 16~18.
- 6 陈建军, 陈勇, 崔明涛, 等. 基于运动精度可靠性的平面四杆机构优化设计[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(6): 740~743.
- 7 孟宪举, 张策, 师忠秀, 等. 连杆机构稳健性优化设计[J]. 机械设计, 2004, 21(6): 31~33.
- 8 谭晓兰, 韩建友, 陈立周. 考虑运动副间隙影响的函数发生机构的稳健优化设计[J]. 北京科技大学学报, 2004, 26(4): 416~419.
- 9 Shi Zhongxiu, Yang Xianqi, Yang Wei, et al. Robust synthesis of path generating linkages[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(1): 45~54.
- 10 徐卫良, 邓家贤, 吴漆生. 确定连杆机构运动误差的矩阵法[J]. 东南大学学报:自然科学版, 1986, 16(3): 32~34.
- 11 Cramer H. Mathematical methods of statistics[M]. Princeton, N. J.: Princeton University Press, 1964.
- 12 Zhang Y M, Wen B C, Liu Q L. First passage of uncertain single degree-of-freedom nonlinear oscillators[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1998, 165(4): 223~231.