

锻压设备多连杆传动机构可靠性分析与设计

郑艳萍

(成都工贸职业技术学院, 四川 成都 610039)

摘要:以双动压力机传动机构为对象,开展该机构运动学分析,基于滑块位移波动量对运动可靠性展开理论分析与实例论证,针对机构参数对连杆机构压力机性能的影响开展可靠性分析和稳健性设计。在分析和设计过程中,阐述了连杆机构的目标函数和约束条件。建立了以目标函数作为机构滑块位移波动最小值的可靠性和稳健性设计模型。通过数值计算实例可知,稳健性设计比确定性设计更能有效的控制连杆机构输出位移波动量的平均值和标准方差,减少不确定性因素对连杆机构输出位移波动量的干扰,极大地提高运动机构的可靠性和稳健性。

关键词:锻压设备;多连杆机构;可靠性分析;稳健性设计

中图分类号: TG315

文献标识码: A

文章编号: 1672-545X(2018)05-0033-05

锻压设备作为装备制造业中广泛使用的材料成型常用设备,主要用于冲压、冲裁、锻造、成形等锻冲工艺。现代装备制造业的蓬勃发展,推动锻压技术开始向数控化、自动化和柔性化发展,同时也对锻压设备的创新和改进提出了更高的要求。多连杆机构作为锻压设备的主要传动系统,其运动和动态性能直接关系到产品的成形质量,但机械系统的不确定性是内在的,这些不确定因素对传动机构的性能有很大的影响。

目前,锻压设备机械压力机连杆机构的主要研究方向是动力学、运动学和优化设计三个部分。罗中华^[1]等人将惩罚函数法和复合形法相互结合在一起提出了半惩罚函数法,创设数学模型分析锻造机械压力机内滑块运动情况;余载强、张艳冬^[2]等人提出的目标函数是执行最小速度波动量以及在工作过程中滑块的最小接触速度,对传动机构进行运动学分析,运用复数矢量法建立压力机驱动系统的优化设计数学模型。

机构运动可靠性的研究主要包括弹性机构的研究,充分考虑不确定性因素的影响、时变可靠性,并在可靠性研究结论的基础上进行准确的稳健设计和可靠性灵敏度分析。机构运动精度的研究是基于波朗耶维奇等人的理论研究^[3];EDGEWORTH 系列方法和随机摄动被用来模拟研究对象的运动精度^[4];参考文献[5]从动力学角度出发,充分考虑动力机构的不确定性因素,综合考虑不确定性因素对动力机构的影响,对机构进行稳健性设计分析,以便更深入更透

彻的研究;灵敏度作为稳健性设计分析的基础要素^[6],约束参数变化和设计变差对质量绩效影响的理论推演和实证比较研究。

为此,本文以锻压设备机械式压力机的驱动系统八连杆机构为研究对象,在已有的测量数据和分析研究的基础上对机构进行运动学和运动误差分析,得到阶段性成果;采用一次二阶矩法对八连杆机构开展可靠性分析,并以滑块位移波动量为目标函数对机构进行稳健性设计,为锻压设备机构提供设计参考,以此提高设备综合性能。

1 外滑块机构运动分析

机械式双动压力机(后简称双动压力机)的传动力量大,主要用于薄壁板的锻压加工、模具成型等工业产品的加工。它通过曲柄滑块机构将主动件电动机的等速旋转运动转换为从动件滑块的直线往复运动,以此驱动两个滑块机构分别在各自的方向上作不同的规律运动。在双动压力机的工作中,要求两个滑块运动相互协调。双动压力机的外滑块机构为八连杆机构。现以机构下死点为参考点建立图 1 所示坐标系^[7]。

收稿日期: 2018-02-10

作者简介: 郑艳萍(1985-),女,四川夹江人,硕士,讲师,主要研究方向:模具制造、增材制造。

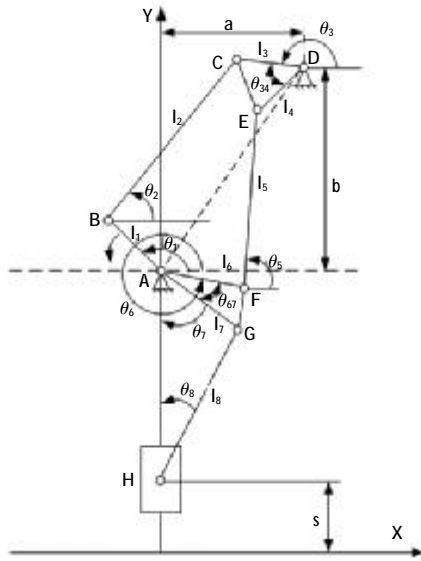


图1 双动压力机外滑块机构

将图1所示的八连杆压力机分解成2个平面四连杆机构及一个曲柄滑块机构,通过分析其环路方程、角度关系方程,求解滑块位移 S 的方程得:

$$S = l_7 + l_8 - l_7 \cos \theta_{7y} - l_8 \cos \theta_{8y} \quad (1)$$

对时间 t 进行求导得到八连杆机构速度方程为:

$$v = \frac{ds}{dt} l_7 \dot{\theta}_{7y} \sin \theta_{7y} + l_8 \dot{\theta}_{8y} \sin \theta_{8y} \quad (2)$$

再将式(2)对时间 t 进行求导得到加速度方程为:

$$a = \frac{ds}{dt} l_7 \left[\left(\dot{\theta}_{7y} \right)^2 \cos \theta_{7y} + \ddot{\theta}_{7y} \sin \theta_{7y} \right] + l_8 \left[\left(\dot{\theta}_{8y} \right)^2 \cos \theta_{8y} + \ddot{\theta}_{8y} \sin \theta_{8y} \right] \quad (3)$$

上式即为八杆机构的运动解析位移、速度、加速度的解析求解方程。利用 MATLAB 软件,选取文献[10]的参数对机构的运动关系进行分析,通过输出滑块位移、速度曲线图可知该机构在 $117^\circ \sim 218^\circ$ 角度范围内执行滑块的速度保持基本平稳,即压力机的有效行程范围。后面将以双动压力机八杆机构为运动模型开展机构可靠性分析及稳健性设计的研究。

2 机构可靠性分析及设计

机构的可靠性包括运动精度和机构动力学两部分,通过补偿机制提高精度是设计中的一种有效方法。

2.1 机构概率模型

双动压机在设计中存在设计缺陷,在制造和装配过程中的尺寸偏差、装配误差将不可避免地导致机构运动输出产生的各种误差。一般情况下,连杆机构的

长度误差也属于随机误差并服从正态分布。这个例子假设机构的结构尺寸和安装尺寸遵循正态分布。

$X = (l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, a, b, \theta_{34}, \theta_{67})$, 即 $X \sim N(\mu_X, \sigma_X)$ 。

对于图1的双动压力机外滑块机构H的输出位移函数表达为:

$$g(X, \theta_1) = s(X, \theta_1) \quad (4)$$

将机构的运动输出函数在随机变量的均值处线性展开得到:

$$g(X, \theta_1) \approx \hat{g}(X, \theta_1) = f(X, \theta_1) \Big|_{\mu_{X_i}} + \sum_{i=1}^{12} \frac{\partial f(X, \theta_1)}{\partial X_i} \Big|_{\mu_{X_i}} (X_i - \mu_i) \quad (5)$$

将一般正态分布通过 $X_i = \mu_i + \sigma_i U_i$ 变换,式中 $U_i \sim N(0, 1^2)$, 式(5)变换为

$$\hat{g}(U, \theta_1) = g(X, \theta_1) \Big|_{\mu_{X_i}} + \sum_{i=1}^{12} \frac{\partial g(X, \theta_1)}{\partial X_i} \Big|_{\mu_{X_i}} \sigma_{X_i} U_i \quad (6)$$

因函数 $\hat{g}(U, \theta_1)$ 是由标准正态变量 U 线性组合,必然严格服从正态分布,且

$$\mu_g = g(X, \theta_1) \Big|_{\mu_{X_i}} \quad (7)$$

方差为

$$\sigma_g^2 = \sum_{i=1}^{12} \left[\frac{\partial g(X, \theta_1)}{\partial X_i} \Big|_{\mu_{X_i}} \sigma_{X_i} \right]^2 \quad (8)$$

2.2 机构可靠性模型

从杆长随机性对机构运动可靠性影响来开展分析,利用可靠性分析中的一次二阶矩法,对八连杆机构进行动态强度可靠性分析,也可以根据经典可靠性模型在实际应用中建立精确的数学模型

$$R = \Pr\{|\Delta s| < \varepsilon\} = \Pr\{-\varepsilon < \Delta s < \varepsilon\} = \Pr\{\Delta s < \varepsilon\} - \Pr\{\Delta s > -\varepsilon\} \quad (9)$$

即

$$R = \Phi(\beta_1) - \Phi(\beta_2) \quad (10)$$

式中: $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数。

$$\beta_1 = \frac{\varepsilon - \mu}{\sigma}$$

$$\beta_2 = \frac{-\varepsilon - \mu}{\sigma}$$

对应的机构运动失效概率为:

$$p_f = 1 - R = \Pr\{\Delta s < -\varepsilon\} \cup \Pr\{\varepsilon > \Delta s\} \quad (11)$$

2.3 机构确定性综合设计

机构的确定性优化一般假定机构的每一杆都是刚性的,不考虑机构尺寸误差、机构变形等不确定因素的影响,只考虑机构的结构误差。可靠性设计方法是以设计变量作为随机变量,设计基于概率统计的

机制,考虑参数不确定性的影响,这种设计方法可以充分保证操作的安全性,达到机构运动的功能要求,并设计出最合适的可靠性参数。

基于双动力压力机八连杆机构确定性设计理论,建立双动压力机连杆机构的确定性设计模型如下:

$$\begin{cases} \text{设计变量: } \mathbf{Z} = (\mathbf{X}, \phi)^T \\ \text{目标函数: } F(\mathbf{X}) \rightarrow \min \\ \text{约束函数: } g_i(\mathbf{X}) \leq 0 \\ Z_i^L \leq Z_i < Z_i^U \end{cases} \quad (12)$$

式中: \mathbf{X} 为设计变量; $F(\mathbf{X})$ 为目标函数; $g_i(\mathbf{X})$ 为不等式约束。

利用机构确定性优化方法,假设机构各杆均为刚体,不考虑其不确定性因素的影响,仅仅单纯考虑机构的各种结构误差。根据前面的分析可知八连杆机构的输出位移函数与连杆的杆长、输入转角等结构参数有关,即 $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, a, b, \theta_{34}, \theta_{67}$ 。因此在该机构的确定性设计中,将上述十二个参数作为设计变量,即

$$\begin{aligned} \mathbf{X} &= [l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, a, b, \theta_{34}, \theta_{67}]^T \\ &= [x_1, x_2, \dots, x_{12}]^T \end{aligned}$$

参照设计手册及常规设计,选取设计变量的边界限制为

$$\begin{cases} 223 \leq x_1 \leq 273 \\ 1\ 203 \leq x_2 \leq 1\ 471 \\ 358 \leq x_3 \leq 437 \\ 406 \leq x_4 \leq 496 \\ 846 \leq x_5 \leq 1034 \\ 271 \leq x_6 \leq 331 \\ 531 \leq x_7 \leq 649 \\ 1\ 507 \leq x_8 \leq 1\ 842 \\ 573 \leq x_9 \leq 700 \\ 1\ 079 \leq x_{10} \leq 1\ 319 \\ 54 \leq x_{11} \leq 66 \\ 56 \leq x_{12} \leq 69 \end{cases} \quad (13)$$

根据八连杆机构的构造性能特点,性能约束条件可分为曲柄状态、机构动态特性和结构工艺要求三部分。因此,在保证实现功能要求的前提下,机构的确定性约束条件是:

$$g_1(\mathbf{x}) = x_1 - x_2 - x_3 + \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} \leq 0 \quad (14)$$

$$g_2(\mathbf{x}) = x_1 + x_2 - x_3 - \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} \leq 0 \quad (15)$$

$$g_3(\mathbf{x}) = x_2 + x_3 - x_1 - \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} \leq 0 \quad (16)$$

$$g_4(\mathbf{x}) = \cos 20^\circ - \frac{x_2^2 + x_3^2 - (\sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} - x_1^2)^2}{2x_2x_3} \leq 0 \quad (17)$$

$$g_5(\mathbf{x}) = \frac{x_2^2 + x_3^2 - (\sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} + x_1^2)^2}{2x_2x_3} - \cos 160^\circ \leq 0 \quad (18)$$

以压力机设计要求为目标,根据运动分析中的有效工作行程 $[117^\circ, 219^\circ]$,对目标函数作如下构造:

$$\min f = \frac{1}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n s_i^2} \quad (19)$$

式中: n 为在工作行程内的离散点。

通过前述对压力机连杆机构的设计变量、约束函数、目标函数的分析,得到确定性优化设计模型为:

$$\begin{cases} \text{设计变量: } \mathbf{Z} = (\mathbf{X})^T = [x_1, x_2, \dots, x_{12}]^T \\ \text{目标函数: } F(\mathbf{Z}) = 0.5 \max(\mu_g) + \frac{0.5}{n} \sum_{i=1}^n \sigma_g \\ \text{约束条件: } g_1(\mathbf{x}) = x_1 - x_2 - x_3 + \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} \leq 0 \\ g_2(\mathbf{x}) = x_1 + x_2 - x_3 - \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} \leq 0 \\ g_3(\mathbf{x}) = x_2 + x_3 - x_1 - \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} \leq 0 \\ g_4(\mathbf{x}) = \cos 20^\circ - \frac{x_2^2 + x_3^2 - (\sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} - x_1^2)^2}{2x_2x_3} \leq 0 \\ g_5(\mathbf{x}) = \frac{x_2^2 + x_3^2 - (\sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} + x_1^2)^2}{2x_2x_3} - \cos 160^\circ \leq 0 \\ Z_i^L \leq Z_i < Z_i^U \end{cases} \quad (20)$$

确定性综合中各性能约束函数 $g_i(\mathbf{X})$ 的均值和方差如下:

$$\begin{cases} \mu_{g_1(\mathbf{x})} = (x_1 - x_2 - x_3 + \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2})|_{\mu_x} \\ \sigma_{g_1(\mathbf{x})} = \|\sigma_x\| \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} \mu_{g_2(\mathbf{x})} = (x_1 + x_2 - x_3 - \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2})|_{\mu_x} \\ \sigma_{g_2(\mathbf{x})} = \|\sigma_x\| \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} \mu_{g_3(\mathbf{x})} = (x_2 + x_3 - x_1 - \sqrt{x_9^2 + x_{10}^2})|_{\mu_x} \\ \sigma_{g_3(\mathbf{x})} = \|\sigma_x\| \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} \mu_{g_4(\mathbf{x})} = 2x_2x_3\cos 20^\circ - x_2^2 + x_3^2 - (\sqrt{x_9^2 + x_{10}^2} - x_1^2)^2 \\ \sigma_{g_4(\mathbf{x})} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 \left[\frac{\partial g_4(\mathbf{X})}{\partial X_i} \right]_{\mu_x}^2} \sigma_i^2 \end{cases} \quad (24)$$

$$\begin{cases} \mu_{g_s(x)} = x_2^2 + x_3^2 - \left(\sqrt{x_9^2 + x_{10}^2 + x_{11}^2} \right)^2 - 2x_2x_3\cos 160^\circ \\ \sigma_{g_s(x)} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 \left[\frac{\partial g_s(X)}{\partial X_i} \right]^2 \sigma_i^2} \end{cases} \quad (25)$$

2.4 机构可靠性设计

由于双动压力机连杆机构结构复杂,加工误差很大,保证机构运动精度是设计的重点。实证数值分析结果表明,滑块位移波动量的变化对机构失效概率有显著影响。因此,本文将对滑块位移的波动进行相应的设计。

由于连杆机构尺寸的随机性,在可靠性综合因素中通常将设计变量确定为随机向量 \mathbf{X} 的均值。

$$\mathbf{Z} = \mu_X = (\mu_a, \mu_b, \mu_{L1}, \dots, \mu_8, \mu_{\theta_{34}}, \mu_{\theta_{67}}) \quad (26)$$

由于设计变量的随机性,根据其性能约束函数可以推导出其可靠性约束函数为

$$p_{fi} = \Pr\{g_i(X) > 0\} < p_{fi}^* \quad (27)$$

式中: p_{fi} 、 p_{fi}^* 为各种失效概率,而作为各性能约束的失效概率, p_{fi} 表达式为:

$$p_{fi} = \Phi\left(-\frac{\mu_{g_i}}{\sigma_{g_i}}\right)$$

以工作可靠性最大为目标函数建立的机构数学模型如下:

$$\begin{cases} \text{设计变量: } \mathbf{Z} = (\mathbf{X})^T = [x_1, x_2, \dots, x_{12}]^T \\ \text{目标函数: } p_{fi}(\theta) \rightarrow \min \\ \text{约束函数: } p_{fi}(\theta) \leq p_{fi}^* \\ \Pr\{g_i(X) > 0\} \leq p_{fi}^* \\ Z_i^L \leq Z \leq Z_i^U \end{cases} \quad (28)$$

式中: p_{fi}^* 允许失效概率。

3 机构稳健性设计

考虑到机构设计中不确定因素的影响,可以从机构可靠性分析与稳健性设计等两个方面展开计算。在可靠性稳健设计的基础上,综合考虑机构的各项因素,建立稳健设计模型对双动压力机执行机构进行分析。

因此,可以表达基于运动误差平均值和方差最小的稳健性设计的目标函数如下所示。

$$f(\mathbf{Z}) = \frac{1}{p} \left[\omega_1 \sum_{k=1}^p \mu_{g_i}(X, \psi_k) + \omega_2 \sum_{k=1}^p \sigma_{g_i}(X, \psi_k) \right] \quad (29)$$

式中: p 为区间 $\psi \in [117^\circ, 219^\circ]$ 上的离散指数, ω_1, ω_2 为加权系数。

如果将确定性约束转化为稳健性设计约束,其条件等式即

$$g_{ch}(\mathbf{Z}) = \mu_{ch} + k\sigma_{ch} \leq 0 \quad (30)$$

其中:

$$C_1(\mathbf{Z}) = l_1 + l_2 - l_3 - l_{AD} \leq 0 \quad (31)$$

$$C_2(\mathbf{Z}) = l_1 + l_3 - l_2 - l_{AD} \leq 0 \quad (32)$$

$$C_3(\mathbf{Z}) = l_1 + l_{AD} - l_2 - l_3 \leq 0 \quad (33)$$

$$C_4(\mathbf{Z}) = 2l_3l_{AD}\cos\gamma^L - l_3^2 - l_{AD}^2 + (l_1 - l_2)^2 \leq 0 \quad (34)$$

$$C_5(\mathbf{Z}) = l_3^2 + l_{AD}^2 - (l_1 - l_2)^2 - 2l_3l_{AD}\cos\gamma^U \leq 0 \quad (35)$$

式中: $C_h(h=1, \dots, 5)$ 为约束条件, k 为可靠性指标。

压力机外滑块机构的稳健设计模型为:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{Z}} f(\mathbf{Z}) &= \frac{1}{p} \left[\omega_1 \sum_{k=1}^p \mu_{g_i}(X, \psi_k) + \omega_2 \sum_{k=1}^p \sigma_{g_i}(X, \psi_k) \right] \\ \text{s.t. } g_{ch}(\mathbf{Z}) &= \mu_{ch} + k\sigma_{ch} \leq 0 \\ C_6(\mathbf{Z}) &= \mu_s - \varepsilon_0 \leq 0 \\ Z^L &\leq Z \leq Z^U \end{aligned} \quad (36)$$

式中: Z^L 和 Z^U 分别为设计变量 \mathbf{Z} 的上限和下限。

4 实例计算

计算实例选用的参数如下:根据运动分析的机构有效工作行程 $[117^\circ, 219^\circ]$,设 $p_{fi}^* = 10^{-4}$,数值算例结果表明,不确定性对连杆机构可靠性的影响是显著的,可靠性设计方法极大地减少了不确定性因素对机构运动可靠性的影响,实施例证明该方法是优于一般确定性优化设计。

再以文献7可靠性设计数值算例为例对锻压设备连杆机构进行稳健性设计,其具体参数如表1所示,取许用误差 $\varepsilon = 0.23$ 。进行了机构的确定性优化和稳健性设计,得到机构在有效工作行程 $[117^\circ, 219^\circ]$ 区间内,图2和图3显示了滑块输出位移波动的平均值曲线和标准差曲线,表2和表3列出了滑块输出位移波动量的平均值和标准差。

表 1 稳健设计结果

	a	b	l_1	l_2	l_3	l_4
初始值	632.226	1197.877	248.222	1337.347	397.218	450.412
设计值	642.2	1181.1	222.6	1335.6	404.4	436.5
参数值	l_5	l_6	l_7	l_8	θ_{34}	θ_{67}
初始值	939.234	300.434	590.235	1674.644	59.92323°	62.37354°
设计值	941.0	309.4	583.3	1673.2	63.0460°	63.0446°

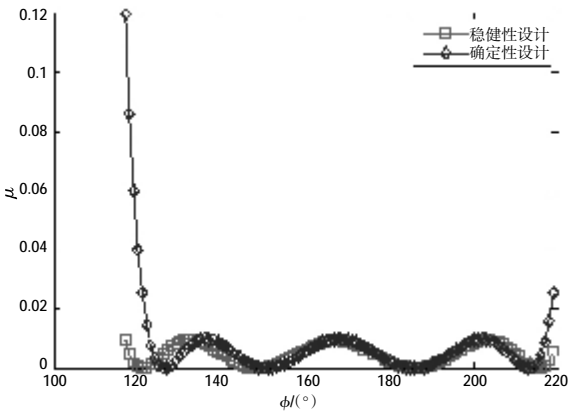


图 2 滑块位移波动量均值

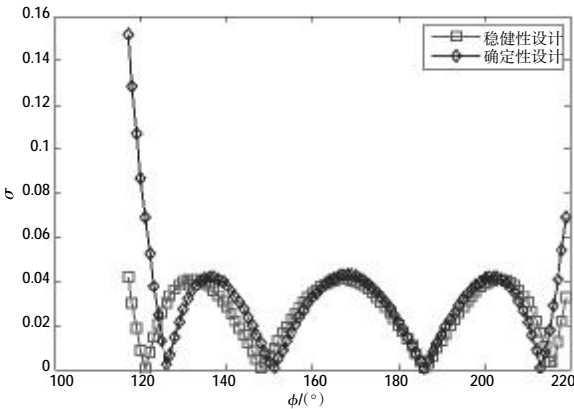


图 3 位移波动量标准差

表 2 位移波动量均值

	最大值	最小值	均值
确定性设计	0.1193	6.3164×10^{-7}	0.0035
稳健性设计	0.0097	2.1214×10^{-8}	4.2426×10^{-4}

表 3 位移波动量标准差

	最大值	最小值	均值
确定性设计	0.1517	3.5342×10^{-4}	0.0067
稳健性设计	0.0416	6.2343×10^{-5}	0.0026

结合表 2 和图 2 分析可以看出连杆滑块输出位移波动量对稳健性设计的平均值一般低于设计结果, $\mu_{\text{mean 稳健}} = 4.2426 \times 10^{-4} < \mu_{\text{mean 确定}} = 0.0035$, 也存在确定性设计小于个别点的情况, 如区间[125°, 130°];

两种方法在滑块机构工作区间的起点 $\phi = 117^\circ$ 时, 其输出位移波动量的平均值达到最大值, 其中稳健性设计 $\mu_{\text{max 稳健}} = 0.0097$, 确定性设计 $\mu_{\text{max 确定}} = 0.1193$.

结合表 3 和图 3 分析可以得到连杆滑块位移波动量对稳健性设计标准差一般小于设计结果, $\mu_{\text{mean 稳健}} = 0.0026 < \sigma_{\text{mean 确定}} = 0.0067$, 也存在确定性设计小于个别点的情况, 如区间[125°, 130°]。两种方法在连杆工作区间的起点 $\phi = 117^\circ$ 时, 其输出位移波动量的平均值达到最大值, 其中稳健性设计的 $\mu_{\text{max 稳健}} = 0.0416$, 确定性设计的 $\mu_{\text{max 确定}} = 0.1517$.

5 结论

在对双动压力机连杆机构运动现状进行综合和数据分析的基础上, 给出了可靠性分析和稳健性设计的数学依据。在有效工作行程范围采用一次二阶矩方法分析滑动机构的可靠性, 在建立数学模型的基础上, 分析机构尺寸参数随机性对机构运动可靠性和稳健性的影响, 以及滑块位移波动量对机构运动可靠性的影响, 得出了滑块位移的变化对机构运动可靠性存在较大影响的结论。

实证结果表明: 与确定性分析方法相比, 稳健性设计方法能有效地控制连杆机构输出位移波动量的平均值和标准偏差, 减少构件误差、机构间隙等不确定因素对输出位移波动量的影响, 提高机构的可靠性。分析表明, 锻造设备多连杆传动机构的稳健性设计方法是可靠的、有效的。

参考文献:

[1] 罗中华, 李社环. 半惩罚函数法与内滑块十杆机构的优化设计[J]. 重型机, 1998(6): 33-35.
[2] 余载强, 张艳冬. 压力机双曲柄多杆机构运动分析和优化设计[J]. 锻压机械, 1998(1): 3-6.
[3] H.P. 波朗耶维奇著, 机构精确度[M]. 浙江大学机械原理及零件教研室译. 上海: 上海科技出版社, 1966: 88-163.
[4] 张义民, 黄贤振, 贺向东, 等. 任意分布参数平面连杆机构运动精度可靠性设计[J]. 机械设计, 2007(11): 8-10.
[5] 孟宪举. 基于稳健设计的含间隙弹性连杆机构分析与综合[D]. 天津: 天津大学, 2003.
[6] Fiacco A V. Introduction to Sensitivity and Statistic Analysis in Non-linear Programming[M]. Academic Press, 1983.
[7] 郑艳萍. 压力机传动机构可靠性分析与设计[D]. 成都: 西华大学, 2015.

(下转第 48 页)

分析:查阅资料《汽车驱动桥台架试验评价指标》,其中要求轮距的最大变形量控制在 1.5 mm/m.1)在最大垂向力工况下,最大应力为 151.57 MPa,小于桥壳体材料的屈服强度 345 MPa.最大位移 0.504 08 mm 符合要求。2)在最大驱动力工况下,最大应力为 156.34 MPa,小于桥壳体材料的屈服强度。最大位移 1.1573 mm 符合要求。3)在最大制动力工况下,最大应力为 67.695 MPa,小于桥壳体材料的屈服强度 345 MPa.最大位移 0.3 456 mm 符合要求。4)在最大垂向力工况下,最大应力为 24.38 MPa,小于桥壳体材料的屈服强度 785 MPa.最大位移 0.24315 mm 符合设计要求。

3 结束语

通过以上的计算研究可知:

(1)经过静力学计算分析,设计的驱动桥桥壳满足各工况下所需的强度和刚度的要求。

(2)使用三维制图软件 SolidWorks 设计桥壳,具有便捷的特点。在运用 ANSYS Workbench 进行分析

的时候更能模拟出各工况下的情况,也能更好地帮助设计者进行分析。

(3)可以进一步对桥壳进行模态分析和动态应力分析,在此基础上进行桥壳结构的优化设计,最大限度地节约成本,使结构达到要求。

参考文献:

- [1] 刘惟信.汽车车桥设计 [M].北京:清华大学出版社,2004:2-20.
- [2] 齐东东,孙恒五,齐丽丽,等.基于 ANSYS 的载重货车驱动桥壳的结构强度与模态分析[J].机械传动,2012(8):109-111,127.
- [3] 覃正海,刘小焦,吴帆.基于 ANSYS Workbench 的商用车驱动桥壳结构强度分析[J].装备制造技术,2013(4):12-14.
- [4] 杨波,罗金桥.基于 ANSYS 汽车驱动桥壳的有限元分析[J].机械研究与应用,2005,18(6):90-91.
- [5] 刘斌.桥壳的有限元分析及结构优化[J].上海汽车,2004(8):23-25.
- [6] 张毅杰,舒大文,储德新,等.基于 UG 和 ANSYS 的桥壳有限元结构分析[J].煤矿机械,2007,28(11):71-73.

Structural Strength of Drive Axle Housing of Multipurpose Rescue Vehicle based on ANSYS Workbench

LIU Gang, TU Qun-zhang, PAN Ming, LI Pei, LAI Xi-tao, HUANG Hao, ZHANG Shuai, ZHANG Qing-yu
(College of Filed Engineering, PLA Army Engineering University, Nanjing Jiangsu 210007, China)

Abstract: A simplified 3D geometry model of the Multipurpose Rescue Vehicle Drive Axle Housing is established by using the three dimensional software Solidworks, then the model is imported into Ansys Workbench. According to the different working condition, different finite element models were used in the process to perform a finite element analysis in order to work out its maximum stress, deformation magnitude in each working condition, which results show that the design of the Drive Axle Housing is rational and is compliance with design.

Key words: drive axle housing; SolidWorks; ANSYS Workbench; static analysis

(上接第 37 页)

Reliability Analysis and Design of Forging Equipment Multi-link Transmission Mechanism

ZHENG Yan-ping
(Chengdu industry and trade Career Technical College, Sichuan Chengdu 610039, China)

Abstract: Taking double action press drive mechanism as the object, this paper discusses the kinematics analysis of this mechanism. Basing on the slider displacement fluctuation, motion reliability is analyzed and its demonstration is carried out. Aiming at effects of various parameters on the performance of press agencies, reliability analysis and robust design of linkage mechanism are carried out. This analysis and design explain objective function and constraints of linkage mechanism, and establish a design model of reliability and robustness in the condition of taking slider displacement fluctuation minimum value as the objective function. Through a numerical example and compared with the deterministic design, robust design can effectively control mean and standard deviation of linkage mechanism output displacement fluctuation, reduce the interference of uncertainty factors on the output displacement fluctuation, improve the reliability of the mechanism.

Key words: forging equipment; multi-link mechanism; reliability analysis; robust design.