排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2020 年 9 月 Sept. 2020 | 第 38 卷 第 9 期 Vol.38 No.9

基于模拟退火算法的五缸往复泵曲柄相位布置方案优化

高金鹏，姚春东*，柳青扬，刘天明，焦会明
（燕山大学机械工程学院，河北 秦皇岛 066004）


高金鹏

摘要：为改善往复泵曲轴受力，提高其工作性能，通过对往复泵曲轴受力及强度分析，以曲轴曲柄 5 个不同初始相位角为设计变量，以曲轴危险截面所受最大弯矩最小为优化目标，建立往复泵曲柄相位布置方案优化模型.基于模拟退火算法对往复泵曲轴的曲柄相位布置方案进行优化，最终得到 2 种曲柄相位优化布置，并对优化后的曲轴进行受力及强度仿真分析. 结果表明：优化后的曲柄相位布置方案使得曲轴所受最大弯矩及弯扭组合应力最小，最优布置方案与最差布置方案相比，有效改善了曲轴受力；曲柄相位布置方案优化模型的建立方法同样适用于多缸（五缸、七缸及九缸）单/双作用往复泵，具有通用性；模拟退火算法可以快速优化曲柄相位布置方案，该算法可求得整体最优解，可靠性高，为类似曲轴的曲柄相位布置方案优化提供了新方法.

关键词：往复泵；曲轴；曲柄相位；模拟退火算法；弯矩
中图分类号：S277.9；TE924　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2020)09-0878-07
Doi：10.3969/j.issn.1674-8530.19.0062

高金鹏，姚春东，柳青扬，等.基于模拟退火算法的五缸往复泵曲柄相位布置方案优化[J].排灌机械工程学报，2020，38(9)：878-884.
GAO Jinpeng，YAO Chundong，LIU Qingyang，et al. Simulated annealing algorithm-based optimization of crank phase arrangement of quintuple-cylinder reciprocating pump[J].Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2020，38(9)：878-884.(in Chinese)

Simulated annealing algorithm-based optimization of crank phase arrangement of quintuple-cylinder reciprocating pump

GAO Jinpeng，*YAO Chundong**，*LIU Qingyang*，*LIU Tianming*，*JIAO Huiming*
（School of Mechanical Engineering，Yanshan University，Qinhuangdao，Hebei 066004，China）

Abstract：In order to improve the force distribution on the crankshaft of reciprocating pump and enhance the crankshaft performance，an optimization model of the crank phase arrangement of a reciprocating pump was established based on an analysis of the force and strength of the pump crankshaft. In the model，five initial phase angles of the crank were used as design variables and the maximum bending moment of the critical sections of the crankshaft was the objective function to be minimized. Based on the simulated annealing algorithm，the crank phase arrangement was optimized and two arrangements were obtained. Furthermore，the stress and strength simulation analysis were carried out for the optimized crankshaft. The results show that the optimized crank phase arrangement allows the crankshaft to have the smallest maximum bending moment and the lowest combined bending and torsion stress. Compared with the worst arrangement，the optimal arrangement has effectively alleviated the stress of crankshaft.The method for establishing optimization model of crank phase arrangement herein

收稿日期：2019-03-29；**修回日期**：2019-05-28；**网络出版时间**：2020-07-11
网络出版地址：https://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20200709.1635.002.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51174175)；河北省自然科学基金资助项目(E2017203101)
第一作者简介：高金鹏(1994—)，男，河北衡水人，硕士研究生(gjp1994@163.com)，主要从事机械传动系统动力学与结构优化设计研究.
通信作者简介：姚春东(1964—)，女，辽宁大连人，教授(ycd04@163.com)，主要从事石油机械系统动态仿真和泵类产品开发研究.

is universal and applicable to the crankshaft with even more liquid cylinders (five, seven and nine cylinders) in single or double action reciprocating pumps. The simulated annealing algorithm can optimize crank phase arrangements quickly, but also can obtain the global optimal solution and subjects to a high reliability. It provides a new approach for crank phase arrangement optimization of similar crankshafts.

Key words: reciprocating pumps; crankshaft; crank phase; simulated annealing algorithm; bending moment

往复泵是一种高效节能的流体输送机械,广泛应用于石油、轻工、食品及农业灌溉等行业[1].曲轴是往复泵传动系统中的核心部件,其可靠性对泵整机的工作性能及寿命有较大影响[2].不同曲柄相位布置方案下,任一液缸对应曲柄初始相位不同,其对应曲柄销所受连杆力大小不同,使得曲柄销所受转矩及曲轴危险截面所受弯矩也不同.由于曲轴主要承受周期性的交变载荷作用,使其易产生疲劳破坏,降低了往复泵可靠性及工作性能.为改善曲轴结构受力,提高其强度,故对曲轴曲柄相位布置方案进行优化设计,具有实际的工程意义.

目前有关曲轴曲柄相位布置的研究相对较少,郭卫等[3]通过对乳化液泵两支承五拐曲轴挠力载荷分析,以曲柄相位为设计变量,曲轴运行周期内最大惯性力矩最小为目标函数,对曲柄空间分布位置进行优化设计.闫志琴[4]通过对曲轴曲柄 2 种不同布局下曲轴的受力分析,认为曲轴所受合力会因曲柄相对位置的变化而改变.贾品元[5]提出往复泵设计者在设计时应尽可能通过选择合理曲柄内错角配置改善曲轴结构受力.MAGGI 等[6]通过对压缩机曲轴的曲柄排列布置优化,减小了曲轴的应力水平.文献[7-8]以往复泵吸入管各截面间流量波动、断流时间和曲轴受力最优为目标,对七拐两支承曲轴曲柄初相角布置方案进行了优化,并以曲轴强度为目标对五拐两支承曲轴曲柄初相角进行了优化.虽有针对往复泵五拐两支承曲轴曲柄相位布置方案的研究,但是随着曲轴支承数目的增加,目前属于超静定结构的五拐六支承曲轴已发展为主流趋势,有必要进一步对五拐六支撑曲轴曲柄相位布置方案进行优化.

文中提出一种可用于往复泵曲柄相位布置方案优化的新方法,即以曲柄初始相位角为设计变量,以曲轴危险截面所受最大弯矩最小为目标函数,结合适用于求解组合优化问题全局最优解的模拟退火算法对曲柄相位布置方案进行优化,为往复泵在工农业领域应用中的设计提供参考.

1　曲柄相位布置方案优化模型

1.1　理论基础

目前成熟五缸往复泵产品动力端多采用一级双斜齿轮机构进行减速,曲轴受力分析如图 1 所示.

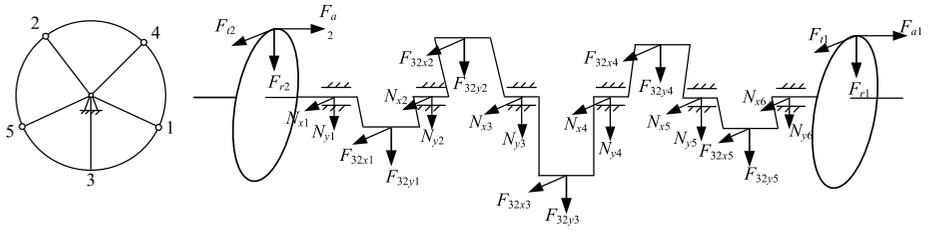


图 1　曲轴受力分析

Fig.1　Force analysis of crankshaft

由于曲轴受力较复杂,为便于计算,作如下假设[9]:

1) 吸入过程中,十字头及活塞(柱塞)组件所受缸内压力远小于排出过程中受力,故不考虑吸入过程中缸内压力.

2) 不考虑泵阀滞后角对吸入、排出过程中缸内压力的影响.

3) 将各运动部件间的相互作用力视为集中力,其几何中心视为支反力作用点.

4) 由于各运动部件间摩擦力、自身重力及惯性力相对活塞力、连杆力较小,故忽略不计.

五缸往复泵各缸内曲柄滑块机构运动规律相同,故文中任选第 i 号缸对应曲柄滑块机构进行分析,曲柄滑块机构的运动与受力简图如图 2 所示.

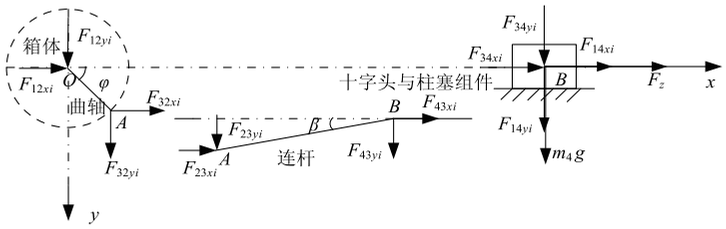


图 2 曲柄滑块机构运动及受力简图

Fig.2 Sketch of movement and force in crank-crosshead mechanism

令连杆比 $\lambda=r/l$,则做往复运动的活塞(柱塞)与十字头组件的运动方程[9]为

$$s_i = r\left(1 + \cos\varphi_i - \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi_i\right), \tag{1}$$

$$u_i = -r\omega\left(\sin\varphi_i + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi_i\right), \tag{2}$$

$$\alpha_i = -r\omega^2(\cos\varphi_i + \lambda\cos 2\varphi_i), \tag{3}$$

式中:φ_i为曲柄旋转角度,$\varphi_i=\omega t+\psi_i$;$\psi_i$为初始相位.

在连杆的任意位置,有

$$\sin\beta_i = \frac{r}{l}\sin\varphi_i = \lambda\sin\varphi_i, \tag{4}$$

则

$$\beta_i = \sin^{-1}(\lambda\sin\varphi_i), \tag{5}$$

式中:β_i 为连杆与活塞(柱塞)运动方向间夹角.

活塞(柱塞)力为

$$F_z = \begin{cases} 0, & 0 \leqslant \varphi_i \leqslant 180°, \\ -p\cdot\dfrac{\pi}{4}d^2, & 180° < \varphi_i \leqslant 360°, \end{cases} \tag{6}$$

式中:p 为缸内介质压力;d 为活塞(柱塞)直径.

连杆力及沿坐标 x,y 轴方向分力为

$$F_l = \frac{F_z}{\cos\beta_i} = \frac{F_z}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi_i}}, \tag{7}$$

$$F_{lx} = F_l\cos\beta_i = F_z, \tag{8}$$

$$F_{ly} = F_l\sin\beta_i = \frac{F_z\lambda\sin\varphi_i}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi_i}}. \tag{9}$$

曲柄销所受转矩为

$$T_i = rF_l\sin(\varphi_i+\beta_i) = rF_z\left(\frac{\lambda\sin\varphi_i\cos\varphi_i}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi_i}} + \sin\varphi_i\right). \tag{10}$$

齿轮机构分布在曲轴两侧,五缸往复泵曲轴的偏心力呈对称分布且相互抵消[10-11],轴承的支反力与过曲轴轴心的离心力对齿轮啮合力的大小无影响,故齿轮机构的啮合力只取决于作用在曲轴上的连杆力,曲轴与齿轮机构所受作用力示意图如图 3 所示.

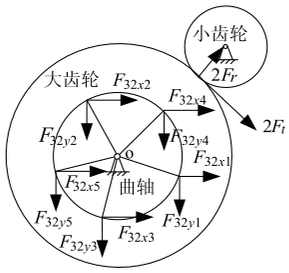


图 3 连杆力与齿轮啮合力示意图

Fig.3 Diagram of connecting rod forces and meshing forces of gear

斜齿轮切向力[11]为

$$F_{t2} = \frac{-\sum_{i=1}^{5} T_i}{2r_2}, \tag{11}$$

式中:r_2为大齿轮分度圆半径.

斜齿轮的径向力与轴向力[11]分别为

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}\tan\alpha_n}{\cos\beta}, F_{a2} = F_{t2}\tan\beta. \tag{12}$$

斜齿轮在曲轴两端呈对称分布,由对称关系即可得出右端大齿轮所受切向力与径向力分别为

$$F_{t1} = F_{t2}, F_{r1} = F_{r2}. \tag{13}$$

五缸往复泵曲轴结构为五拐六支承,属于超静定结构,文中采用“分布均摊法”求解系统超静定问题.为求解曲轴各轴承座支反力,进行如下假设:

1)假设各液力端作用在各曲柄销上的力互不影响,仅对相邻两箱体支座产生作用力.

2)端部齿轮受力只对相邻箱体支承座产生作用力.

3)箱体支承座受力为均摊各力的矢量叠加.

将五缸往复泵曲柄连杆机构及曲轴组件所对应的两端斜齿轮机构分为中间 5 部分和两端部分,对曲轴齿轮组件各部分分别按“悬臂梁”与“简支梁”求解相邻支承座受力,然后通过矢量求和求出曲轴各支承座所受支反力 N_{xk} 及 N_{yk}.曲轴端部支承 1 受力分析如图 4 所示,由式(14)求得曲轴端部支承 1、支承 6 的支反力 N_{xk},N_{yk}.

$$\begin{cases} N_{xk} = -F_{t2x} + F_{r2x} + \dfrac{1}{2}F_{12xi}, \\ N_{yk} = -F_{t2y} + F_{r2y} + m_k g + \dfrac{1}{2}F_{12yi}, \end{cases} \tag{14}$$

式中:k 为支承序号,$k=1,6$;i 为液缸号,$k=1$ 时 $i=1$,$k=6$ 时 $i=5$;$m_k g$ 为相应齿轮端部重力.

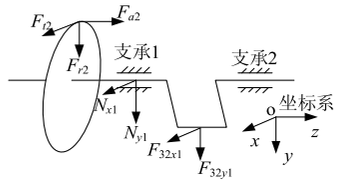


图 4　曲轴端部支承 1 受力分析示意图

Fig.4　Diagram of force analysis on support 1 of crankshaft

曲轴中部支承 2 受力分析如图 5 所示,由式(15)求得支承 2—5 处所受作用反力 N_{x2},N_{y2}.

$$\begin{cases} N_{xk} = \dfrac{1}{2}F_{12x(i-1)} + \dfrac{1}{2}F_{12xi}, \\ N_{yk} = \dfrac{1}{2}F_{12y(i-1)} + \dfrac{1}{2}F_{12yi}, \end{cases} \tag{15}$$

式中:k 为支承序号,$k=2,3,4,5$;i 为往复泵缸号,$i=k$.

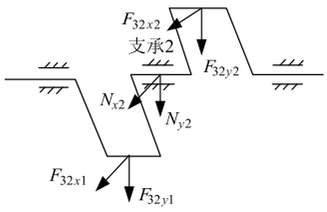


图 5　曲轴中部支承 2 受力分析示意图

Fig.5　Diagram of force analysis on middle support 2 of crankshaft

为确定所选曲轴各个危险截面的弯矩、转矩,并为强度校核提供依据,需对曲轴截面内力进行计算.基于曲轴几何结构与受力情况,文中曲轴各计算危险截面的选取如图 6 所示.

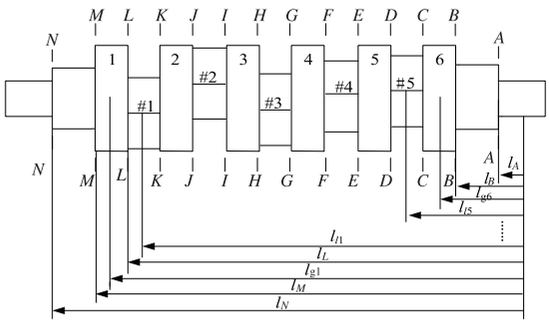


图 6　曲轴危险截面

Fig.6　Crankshaft critical sections

选择以上截面的理由[12]如下:

1)曲轴所受主要应力是由连杆力所引起的弯曲应力,故选取曲柄销与曲柄截面突变处为危险截面.

2)曲轴两端装配大斜齿轮的台肩处截面积较小,故也应选取为危险截面位置.

根据以上分析,可计算曲轴各危险截面的弯矩 M_x,M_y 及所受总转矩 T,如危险截面 E 处:

$$\begin{cases} M_x^E = (F_{t2x} - F_{r2x})l_E + N_{x6}(l_E - l_{g6}) + \\ \qquad N_{x5}(l_E - l_{g5}) + F_{32x5}(l_E - l_{l5}), \\ M_y^E = (F_{t2y} + F_{r2y})l_E + N_{y6}(l_E - l_{g6}) + \\ \qquad N_{y5}(l_E - l_{g5}) + F_{32y5}(l_E - l_{l5}), \\ T_E = 0.5T_4. \end{cases} \tag{16}$$

同理可求得其他危险截面处受力.

扭转与弯曲的组合变形是机械工程中常见的情况,考虑到曲轴材料为塑性材料,根据曲轴危险截面 j 处所受转矩及合弯矩,按第四强度理论条件,计算危险截面 j 的弯扭组合应力,计算公式[13]为

$$\sigma_j = \frac{\sqrt{M_j^2 + 0.75T_j^2}}{W_j}, \tag{17}$$

式中:W_j 为曲轴危险截面 j 处抗弯截面系数.

1.2　设计变量

五缸单作用往复泵曲轴各曲柄对应的相位角有 0°,72°,144°,216° 和 288°.各曲柄相位角在同一相位布置方案中只能出现 1 次,任一相位角 θ_i 均可布置在不同液缸对应的曲柄处.为方便标识,文中以相位角 θ_i 的排列顺序表示不同的布置方案,例如,方案(θ_1,θ_4,θ_2,θ_5,θ_3)表示 θ_1,θ_4,θ_2,θ_5,θ_3 布置在#1,#2,#3,#4,#5 号缸对应曲柄位置.

五缸单作用往复泵曲轴曲柄具有 5 个不同初始相位角,故文中设计变量为 5 个初始相位角(θ_1,θ_2,θ_3,θ_4,θ_5),相位值依次为 0°,72°,144°,216°,288°.

1.3　目标函数

根据曲轴受力及强度分析,以曲轴危险截面 j 所受弯矩 M_j 最大值最小为优化目标,建立目标函数为 $\min f(\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5) = \max M_j$.

2　SA 算法

文中曲柄相位布置方案优化问题属于一般组合优化问题.模拟退火算法是一种求解组合最优化问题,达到求解全局优化问题的全局最优算法,克服了其他优化过程中容易陷入局部极小的缺陷和对初值的依赖性[14-15]等问题.

针对文中五缸单作用压裂泵曲轴曲柄相位布置方案优化问题,求解的模拟退火算法描述如下:

1)解空间.解空间 S 可表示为所有初始相位角的循环排列组合,即 $S=\{(\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5)\mid\theta_1=0°,\theta_2=72°,\theta_3=144°,\theta_4=216°,\theta_5=288°\}$,其中每一个循环排列表示曲柄相位的一种布置方案,初始解可选为(0°,72°,144°,216°,288°).

2)目标函数.此时的目标函数为曲轴危险截面 j 所受弯矩 M_j 最大值最小或称代价函数.我们要求 $\min f(\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5)=\max M_j$.

3)新解的产生.文中由于设计变量数目较少,因此选用2变化法产生新解.任选序号 $m,n(m<n)$,置换 m,n 的位置,此时产生新的布置方案…,$\theta_n,\cdots,\theta_m,\cdots$.

4)代价函数差.对于2变化法,危险截面 j 所受最大弯矩差可表示为 $\Delta f=\max M_j(\cdots,\theta_n,\cdots,\theta_m,\cdots)-\max M_j(\cdots,\theta_n,\cdots,\theta_m,\cdots)$.

5)接收准则.

$$P=\begin{cases}1, & \Delta f<0,\\ \exp(-\Delta f/T), & \Delta f\geqslant 0,\end{cases}$$

如果 $\Delta f<0$,则接受新的布置方案.否则,按概率 $\exp(-\Delta f/T)$ 接受新的布置方案.

6)降温.利用选定的降温系数 K 进行降温,即 $T\leftarrow KT$,得到新的温度,这里取 $K=0.999$.

7)结束条件.利用选定的终止温度 $e=10^{-30}$,判断退火过程是否结束.若 $T<e$,算法结束,输出当前状态.

3 实际算例与分析

3.1 基本计算参数

以某型号往复泵为例,对其进行曲柄相位布置方案进行优化,其曲轴半径 $r=0.12$ m,连杆长度 $l=0.86$ m,曲轴转速 $n=150$ r/min,泵压 $p=140$ MPa,柱塞直径 $d=101.6$ mm,斜齿轮半径 $r_2=225.0$ mm,压力角 $\alpha_n=20°$,螺旋角 $\beta=16.26°$.

3.2 优化结果

文中五缸单作用往复泵曲轴总共有14个危险截面($A\sim N$),目标函数为任一危险截面 j 所受最大弯矩的最小值,故优化方案仅为使危险截面 j 所受最大弯矩最小的优化方案,无法保证在此优化方案下,其他危险截面所受最大弯矩小于危险截面 j 所受最大弯矩,故需要对每个危险截面所受最大弯矩进行优化,这就需要改变目标函数所选危险截面 j 的位置进行14次优化求解.

以截面 $I-I$ 为例,目标函数为 $\min f(\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5)=\max M_I$,优化结束后,其适应度变化曲线如图7所示.优化结果为 $x=[0°,288°,144°,216°,72°]$,函数 $f(\theta_1,\theta_5,\theta_3,\theta_4,\theta_2)$ 的最小值为467 635.698 3 N·m.

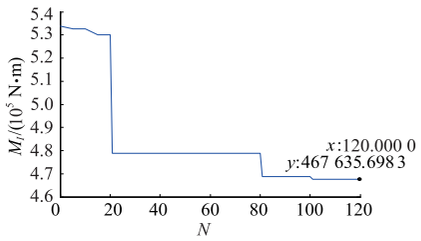


图7 适应度进化曲线

Fig.7 Fitness evolution curve

选择不同危险截面 j 所得优化方案及所受最大弯矩最小值 $M_{\max}$ 与弯扭组合应力 σ 如下表1所示,表中 $M_{\max}$ 为最大弯矩,σ 为弯扭组合应力.

表1 优化方案及所受最大弯矩最小值与组合应力

Tab.1 Optimal arrangement and minimum values of maximum bending moment and combined stress

截面 j	优化方案	$M_{\max}$/(N·m)	σ/MPa
$A-A$	12345	65 133.103	3.778
$B-B$	24135	216 241.902	12.542
$C-C$	42531	322 540.492	19.010
$D-D$	35241	323 753.537	19.080
$E-E$	15342	522 517.310	30.343
$F-F$	15342	523 294.709	30.388
$G-G$	14253	465 815.399	27.018
$H-H$	14253	466 684.284	27.068
$I-I$	15342	467 635.698	27.123
$J-J$	15342	468 511.055	27.174
$K-K$	12534	469 469.489	27.229
$L-L$	13524	470 351.243	27.281
$M-M$	14253	413 606.207	23.990
$N-N$	15342	302 453.521	17.543

通过SA算法得到8种初步优化方案,每种方案下出现最大弯矩的危险截面及最大弯矩值如表2所示.

表2 危险截面及最大弯矩

Tab.2 Critical sections and maximum bending moments

优化方案	危险截面	$M_{\max}$/(N·m)
12345	$F-F$	536 495.718
24135	$J-J$	530 766.825
42531	$J-J$	530 766.825
35241	$J-J$	530 766.825
15342	$H-H$	529 094.962
14253	$J-J$	530 766.825
12534	$H-H$	529 094.962
13524	$J-J$	530 766.825

由表 2 可以看出,不同曲柄相位布置方案下,曲轴所受最大弯矩所在危险截面位置会发生改变,最大弯矩值也存在差异,考虑曲轴强度,各曲轴危险截面所受最大弯矩应越小越好,则方案 12534 和 15342 最优,即最优曲柄初相位布置方案为(θ_1,θ_2,θ_5,θ_3,θ_4)和(θ_1,θ_5,θ_3,θ_4,θ_2).

3.3　对比分析

目前国内外五缸往复泵所采用的曲柄初相位布置方案主要以(θ_1,θ_3,θ_5,θ_2,θ_4)为主,针对从 120 种方案中优选出的 2 种最优布置方案,进行曲轴受力及强度仿真分析.为便于区分目前五缸往复泵成熟产品所采用的曲柄相位布置方案及文中优选出的 2 种方案,定义方案 1 为(θ_1,θ_3,θ_5,θ_2,θ_4),方案 2 为(θ_1,θ_2,θ_5,θ_3,θ_4),方案 3 为(θ_1,θ_5,θ_3,θ_4,θ_2).

方案 1 和 2 不同危险截面位置处最大弯矩值仿真对比分析如图 8 所示,图中横坐标 1~14 分别代表危险截面 A~N.

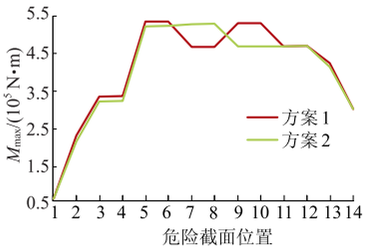


图 8　最大弯矩值
Fig.8　Maximum bending moment

由图 8 可以看出,曲柄初相位布置方案 1 下,最大弯矩出现在危险截面 $J-J$ 处,最大弯矩值为 530 766.825 N·m,方案 2 下,最大弯矩出现在危险截面 $H-H$ 处,最大弯矩值为 529 094.962 N·m,方案 2 较方案 1 各危险截面最大弯矩值相对较小,个别危险截面最大弯矩值增大.

方案 1 和 3 不同危险截面位置处最大弯矩值仿真对比分析如图 9 所示,可以看出,方案 3 下,最大弯矩出现在危险截面 $H-H$ 处,最大弯矩值为 529 094.962 N·m.

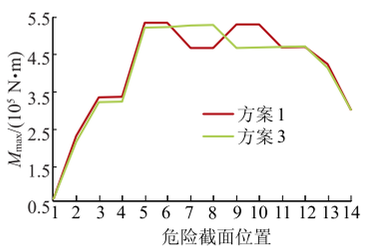


图 9　最大弯矩值
Fig.9　Maximum bending moment

方案 2 和 3 不同危险截面位置处最大弯矩值对比分析如图 10 所示,可以看出,优选方案 2 和 3 不同危险截面位置处最大弯矩值曲线近似重合,最大弯矩值均为 529 094.962 N·m,所在危险截面为同一截面 $H-H$ 处.需要注意的是,由于相位布置方案的不同,在单个周期内,最大弯矩值出现的时刻并不一样.

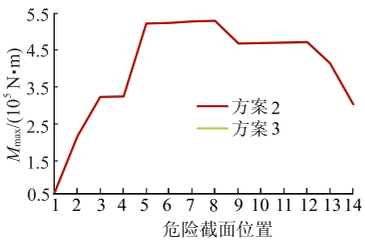


图 10　最大弯矩值
Fig.10　Maximum bending moment

方案 1,2,3 不同危险截面位置处最大弯扭组合应力值对比分析如图 11 所示,可以看出,曲柄初相位布置方案 2,3 与方案 1 相比,最大弯矩所在危险截面的最大弯矩值降低;方案 2,3 不同危险截面位置处最大应力值曲线近似重合,且最大应力危险截面相同,均为 $H-H$ 截面.

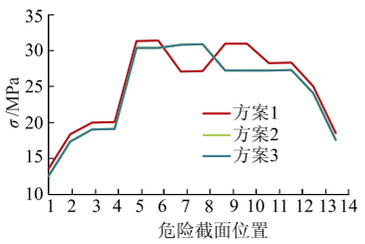


图 11　最大弯扭组合应力值
Fig.11　Maximum combined bending and torsion stress

最优布置方案下的危险截面为截面 H,最差布置方案(θ_4,θ_5,θ_1,θ_2,θ_3)下的危险截面为截面 G.危险截面最大弯矩的对比结果如图 12 所示,可以看出,最优布置方案与最差布置方案相比,最大弯矩值减小约 7 400 N·m,且危险截面 L 和 M 处最大弯矩值降低约 12.3%.

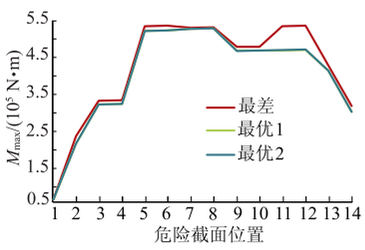


图 12　最大弯矩值
Fig.12　Maximum bending moment

4 结 论

通过建立往复泵曲柄相位布置方案优化模型，基于模拟退火算法优化曲柄布置方案，对实际算例进行计算与分析，得到如下结论：

1）建立了以曲轴曲柄初始相位角为设计变量，以曲轴危险截面所受最大弯矩值最小为目标函数的曲柄相位布置方案优化模型，该优化模型建立方法同样适用于多缸（五缸、七缸及九缸）单/双作用往复泵，具有通用性.

2）应用模拟退火算法对往复泵曲柄相位布置方案进行了优化，结果表明模拟退火算法在解决该组合优化问题上收敛速度快、全局性好、鲁棒性强，并得到2种最优曲柄相位布置方案.

3）对实际算例进行计算与分析可知，优化后的2种曲柄相位布置方案使得曲轴所受最大弯矩值及所受弯扭组合应力最小，最优布置方案与最差布置方案相比，最大弯矩值减小约7 400 N·m，且危险截面 L 和 M 处最大弯矩值降低约12.3%，有效改善了曲轴受力，进而有利于提高往复泵的工作性能.

参考文献(References)

[1] 叶晓琰，蒋小平，许建强，等. 往复泵曲轴疲劳可靠性设计软件开发[J]. 农业机械学报，2008，39(6)：94-97.
YE Xiaoyan，JIANG Xiaoping，XU Jianqiang，et al. Development on crankshaft fatigue reliability analysis software of reciprocating pump[J]. Transactions of the CSAM，2008，39(6)：94-97.（in Chinese）

[2] 叶晓琰，蒋小平，许建强，等. 往复泵曲轴疲劳可靠性分析[J]. 机械工程学报，2008，44(10)：272-276.
YE Xiaoyan，JIANG Xiaoping，XU Jianqiang，et al. Fatigue reliability analysis on crankshaft of reciprocating pump[J]. Chinese journal of mechanical engineering，2008，44(10)：272-276.（in Chinese）

[3] 郭卫，王云平. 乳化液泵曲轴曲柄最佳空间位置的分析[J]. 煤矿机械，2013(6)：1-2.
GUO Wei，WANG Yunping. The analysis of the best spatial location of crankshaft of emulsion pump[J]. Coal mine machinery，2013(6)：1-2.（in Chinese）

[4] 闫志琴. 压裂泵柱塞优化设计研究[J]. 制造业自动化，2015，37(8)：54-58.
YAN Zhiqin. Research of fracturing pump plunger optimization design[J]. Manufacturing automation，2015，37(8)：54-58.（in Chinese）

[5] 贾品元. 油田往复泵及其应用[M]. 北京：中国石化出版社，2016：7-128.

[6] MAGGI C，TOGNARELLI L，GIORGETTI S. Optimization of hyper compressors configuration and related plant arrangement[C]// Proceedings of the ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference，2015：1-10.

[7] 冯进，魏俊，刘倩倩，等. 七缸往复泵曲柄初相角布置方案及优选[J]. 石油学报，2018，39(3)：357-364.
FENG Jin，WEI Jun，LIU Qianqian，et al. Analysis and optimization of initial-phase-angle arrangement scheme for the crank of seven-cylinder reciprocating pump[J]. Actapetrolei sinica，2018，39(3)：357-364.（in Chinese）

[8] 马希金，刘晓睿，张耘. 油气混输泵静叶内部流场分析及优化设计[J]. 流体机械，2019，47(7)：21-26.
MA Xijin，LIU Xiaorui，ZHANG Yun. Analysis of flow field in diffuser of multiphase pump and its optimization[J]. Fluid machinery，2019，47(7)：21-26.（in Chinese）

[9] 《往复泵设计》编写组. 往复泵设计[M]. 北京：机械工业出版社，1987：227-246.

[10] 李文亮. 大功率压裂泵动力端的设计与分析[D]. 大连：大连理工大学，2014：24-35.

[11] SHADRAVAN A，AMANI M. HPHT 101-what petroleum engineers and geoscientists should know about high pressure high temperature wells environment[J]. Energy science and technology，2012，4(2)：36-60.

[12] 徐志伟. 往复泵曲轴疲劳强度分析及动载荷测试[D]. 上海：上海交通大学，2011：10-26.

[13] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京：高等教育出版社，2004：262-280.

[14] 吴麟麟，杨俊辉，汪若尘，等. 基于混合SA算法的智能汽车全局路径规划[J]. 江苏大学学报(自然科学版)，2019，40(3)：249-254.
WU Linlin，YANG Junhui，WANG Ruochen，et al. Global path planning for intelligent vechicles based on hybrid SA algorithm[J]. Journal of Jiangsu University (natural science edition)，2019，40(3)：249-254.（in Chinese）

[15] GENG X T，XU J，XIAO J H，et al. A simple simulated annealing algorithm for the maximum clique problem[J]. Information sciences，2007，177(22)：5064-5071.

（责任编辑 陈建华）