

DOI: 10.3901/JME.2008.10.272

往复泵曲轴疲劳可靠性分析*

叶晓琰 蒋小平 许建强 施卫东

(江苏大学流体机械工程技术研究中心 镇江 212013)

摘要: 为提高往复泵的设计水平, 基于三柱塞单作用往复泵曲轴实例, 通过将曲轴所受各力按相应坐标系分解, 并将周期性作用力在时间相离散以及划分为若干计算断面, 建立了曲轴疲劳可靠性分析模型。利用已开发的往复泵曲轴强度计算与校核软件计算并导出数据, 应用半径矢量法分别求出曲轴各断面应力与疲劳极限的均值及标准偏差, 使用联接方程求出各断面的联结系数, 详细分析了曲轴模型的疲劳可靠性。通过对一系列实际使用效果良好和失效曲轴的疲劳可靠度进行计算与分析, 得出了三柱塞单作用往复泵曲轴疲劳可靠度的合理取值; 对于原可靠度过高的曲轴, 反求出该曲轴实际能安全可靠承受的最大柱塞力, 充分利用原机组的富余能力。往复泵曲轴疲劳可靠性分析具有重要的理论和实际应用价值。

关键词: 往复泵 曲轴 疲劳可靠性 疲劳极限 可靠度

中图分类号: TH322

Fatigue Reliability Analysis on Crankshaft of Reciprocating Pump

YE Xiaoyan JIANG Xiaoping XU Jianqiang SHI Weidong

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013)

Abstract: Based on the example of crankshafts of three-plunger single-acting reciprocating pumps, analytic model for fatigue reliability of crankshaft is built by decomposing forces on it following the corresponding coordinate system, dispersing the periodic stress, and determining the computing cross-section. Data are derived by using the developed strength computation and verification software for reciprocating pump crankshaft and the fatigue reliability of crankshaft model is analyzed in detail by using the radius vector method. By the method, the fatigue reliability of a series of failed crankshafts and those with good actual use effect is computed and analyzed and reasonable value for fatigue reliability of crankshaft of three-plunger single-acting reciprocating pump is obtained. And the max plunger force that crankshaft can work safely and reliably is also calculated and applied to some crankshafts with too high original reliability, which make full use of the surplus capacity of the original reciprocating pump unit. Fatigue reliability analysis of reciprocating pump crankshaft has significant theoretical and practical application value.

Key words: Reciprocating pump Crankshaft Fatigue reliability Fatigue limit Reliability

0 前言

曲轴是往复泵的关键零件, 它的可靠性严重影响着往复泵整机的可靠性、寿命以及经济性。往复泵曲轴几何形状复杂, 应力集中现象严重, 影响其寿命的因素众多^[1]。许多失效实例表明, 疲劳断裂是其失效的主要形式, 通过连杆作用在曲柄销上的交变载荷是造成曲轴疲劳破坏的主要原因。目前曲轴的强度计算与校核方法主要是校核安全系数的疲劳强度法, 计算精度低和安全系数许用值靠经验选取是存在的最大不足; 以往我国往复泵行业由于曲

轴设计选取的安全系数过于保守, 导致整机庞大、成本过高等问题。随着往复泵朝大型化、超高压方向发展, 以及生产原材料价格的不断上涨, 对设计提出了更高的要求。近年来, 汽车发动机、内燃机曲轴的设计都已广泛采用 ANSYS、MSC 等软件进行曲轴的静力分析、模态分析、动力学仿真等^[2-3], 但这些曲轴多是四拐、六拐等^[4], 往复泵曲轴多是三拐、五拐等, 力学模型和数据库完全不同, 因此无法满足往复泵设计的需要。本文基于三联单作用往复泵曲轴实例, 建立曲轴疲劳可靠性计算分析模型, 利用已自主开发的往复泵曲轴强度计算与校核软件对大量实际使用效果良好和失效曲轴进行计算, 导出数据, 应用疲劳可靠性设计的半径矢量法进行疲劳可靠性计算与分析, 使曲轴设计在满足可

* 江苏省高技术研究资助项目(BG2006024)。20071120 收到初稿, 20080704 收到修改稿

靠性高、抗疲劳好的同时具有最小的零件尺寸，提高了产品外观质量和机组的经济性。

1 曲轴疲劳可靠性分析原理

1.1 力学模型的建立

三柱塞单作用往复泵曲轴简化后可看作是两支点三拐筒支梁(图 1)，所受的力主要有：作用在曲柄销中点的切向力 F_{Ti} 和径向力 F_{Ri} ($i=1,2,3$)，作用在主轴颈上的支反力 F_{NA} 、 F_{NB} ，作用在输入端主轴

颈上的总扭矩 M ，以及附加力 F_c 等。支反力 F_{NA} 、 F_{NB} 综合反映了曲轴的受力情况，可按图 1 所示的坐标系分解。某时刻三个曲柄之间的交错角按如下方法确定：设第一曲柄转角(从轴输入端看，顺时针方向)为 $\varphi_1 = \varphi$ ，则第二曲柄转角为 $\varphi_2 = \varphi + 240^\circ$ ，第三曲柄转角为 $\varphi_3 = \varphi + 120^\circ$ 。周期性作用力时间相的离散采取等距化方式，离散相位角根据实际可取为 0.2° 、 1° 、 5° 不等。23 个计算断面的划分如图 1 所示。

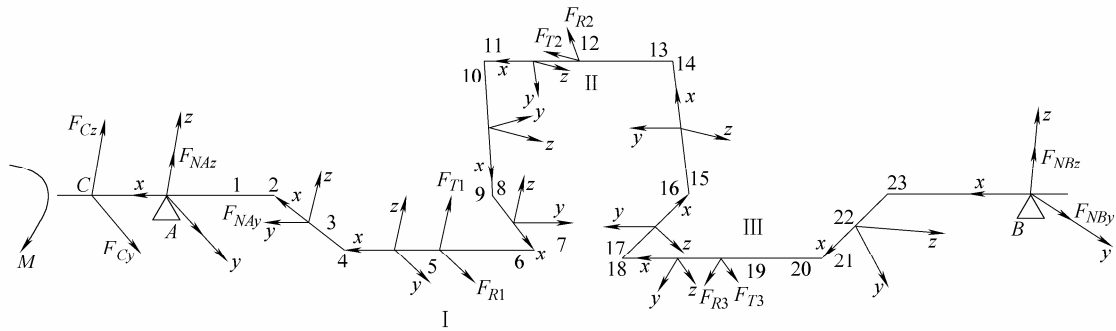


图 1 曲轴受力、坐标系及计算断面划分图

1.2 断面应力计算

根据曲轴形状及实际受力情况，通常在强度计算与校核时，先分别以同样的相位角 $\Delta\varphi$ 计算 23 个断面的扭矩 M_x 、弯矩 M_y 、 M_z 以及轴向力 F_b 的均值与标准偏差，然后分别计算各断面弯曲、扭转的平均应力 σ_m 、 τ_m 以及应力幅 σ_a 、 τ_a 的均值与标准偏差。按第四强度理论，可求得各断面等效应力的平均应力 σ_{em} 和应力幅 σ_{es} 的均值及标准偏差分别为^[5]

$$\bar{\sigma}_{em} = \sqrt{\bar{\sigma}_m^2 + 3\bar{\tau}_m^2} \tag{1}$$

$$S_{\sigma_{em}} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}_m^2 S_{\sigma_m}^2 + (\sqrt{3}\bar{\tau}_m)^2 (\sqrt{3}S_{\tau_m})^2}{\bar{\sigma}_m^2 + (\sqrt{3}\bar{\tau}_m)^2}} \tag{2}$$

$$\bar{\sigma}_{es} = \sqrt{\bar{\sigma}_s^2 + 3\bar{\tau}_s^2} \tag{3}$$

$$S_{\sigma_{es}} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}_s^2 S_{\sigma_s}^2 + (\sqrt{3}\bar{\tau}_s)^2 (\sqrt{3}S_{\tau_s})^2}{\bar{\sigma}_s^2 + (\sqrt{3}\bar{\tau}_s)^2}} \tag{4}$$

式中 $S_{\sigma_m}^2, S_{\tau_m}^2, S_{\sigma_s}^2, S_{\tau_s}^2$ ——23 个断面的 σ_m 、 τ_m 、 σ_a 、 τ_a 的标准偏差

各断面应力半径矢量 σ_R 的均值及标准偏差分别为

$$\bar{\sigma}_R = \sqrt{\bar{\sigma}_{em}^2 + \bar{\sigma}_{es}^2} \tag{5}$$

$$S_{\sigma_R} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}_{em}^2 S_{\sigma_{em}}^2 + \bar{\sigma}_{es}^2 S_{\sigma_{es}}^2}{\bar{\sigma}_{em}^2 + \bar{\sigma}_{es}^2}} \tag{6}$$

1.3 曲轴疲劳极限计算

1.3.1 材料疲劳极限计算

往复泵曲轴常用的材料有 40、45、40Cr、45Cr、35CrMo、QT60-2 等。曲轴材料在对称应力循环方式(即循环应力特性系数 $r_i = 1$)下的 σ_b 、 $S_{\sigma_{b1}}$ 、 σ_{-1} 、 $S_{\sigma_{-1}}$ 为定值^[5]，由此可计算该材料强度极限均值 $\bar{\sigma}_b$ 、疲劳极限均值 $\bar{\sigma}_{-1}$ ^[6]。

往复泵曲轴在实际工作时，工作应力符合简单非对称应力循环方式，各断面循环应力特性系数 r_i 是不等于 1 的常数，需按式(7)、(8)进行修正

$$r_i = \frac{(\sigma_{\min})_i}{(\sigma_{\max})_i} \tag{7}$$

$$\tan \alpha = \frac{1 - r_i}{1 + r_i} \tag{8}$$

根据 Gerber 疲劳失效准则,可计算材料疲劳曲线的平均应力 σ'_m 、应力幅 σ'_a 及其均值 $\bar{\sigma}'_m$ 、 $\bar{\sigma}'_a$ 分别为

$$\sigma'_m = \frac{-\tan \alpha b_1 \pm \sqrt{(\tan \alpha b_1)^2 + 4(\bar{\sigma}_b - 3S_{\sigma_b})^2}}{2} \tag{9}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m \tan \alpha \tag{10}$$

$$\bar{\sigma}'_m = \frac{-\tan \alpha b \pm \sqrt{(\tan \alpha b)^2 + 4\bar{\sigma}_b^2}}{2} \tag{11}$$

$$\bar{\sigma}'_a = \bar{\sigma}'_m \tan \alpha \quad (12)$$

式中 b, b_1 ——比例系数

$$b = \frac{\bar{\sigma}_b^2}{\bar{\sigma}_{-1}}$$

$$b_1 = \frac{(\bar{\sigma}_b - 3S_{\sigma_b})^2}{\bar{\sigma}_{-1} - 3S_{\sigma_{-1}}}$$

1.3.2 曲轴各断面实际疲劳极限计算

曲轴圆角应力集中、几何尺寸以及表面加工质量等因素是确定曲轴各断面疲劳极限时必须考虑的因素。应力集中系数 k_s 与 k_τ 、几何系数 ε_s 与 ε_τ 以及表面加工系数 β_s 与 β_τ 都符合正态分布规律，其均值及标准偏差可查^[5]得，由它们可计算综合影响系数 K_s 的均值 \bar{K}_s 及标准偏差 S_{K_s} 。考虑综合影响系数 K_s 后的曲轴疲劳平均极限 $\bar{\sigma}'_m$ 与极限幅 $\bar{\sigma}'_a$ 及其标准偏差为

$$\bar{\sigma}'_{ae} = \frac{\bar{\sigma}'_a}{K_s} \quad (13)$$

$$S_{\sigma'_{ae}} = \frac{1}{K_s} \frac{\bar{\sigma}'_a^2 S_{k_s}^2 + \bar{K}_s^2 S_{\sigma_a}^2}{\bar{K}_s^2 + \bar{\sigma}'_a^2} \quad (14)$$

$$\bar{\sigma}'_{me} = \frac{\bar{\sigma}'_m}{K_s} \quad (15)$$

$$S_{\sigma'_{me}} = \frac{1}{K_s} \frac{\bar{\sigma}'_m^2 S_{k_s}^2 + \bar{K}_s^2 S_{\sigma_m}^2}{\bar{K}_s^2 + \bar{\sigma}'_m^2} \quad (16)$$

曲轴各断面疲劳极限向径 $\bar{\sigma}'_{re}$ 及其标准偏差为

$$\bar{\sigma}'_{re} = \sqrt{\bar{\sigma}'_{ae}{}^2 + \bar{\sigma}'_{me}{}^2} \quad (17)$$

$$S_{\sigma'_{re}} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}'_{me}{}^2 S_{\sigma'_{me}}^2 + \bar{\sigma}'_{ae}{}^2 S_{\sigma'_{ae}}^2}{\bar{\sigma}'_{me}{}^2 + \bar{\sigma}'_{ae}{}^2}} \quad (18)$$

1.4 疲劳可靠性分析

由于曲轴各断面应力半径矢量 σ_R 以及曲轴各断面疲劳极限向径 σ'_{re} 都服从正态分布，应用疲劳强度可靠性设计的应力—强度干涉理论^[7]，使用联接方程即可求解各断面的联结系数，联接方程式为

$$u_R = \frac{\bar{\sigma}'_{re} - \bar{\sigma}_R}{\sqrt{S_{\sigma'_{re}}^2 + S_{\sigma_R}^2}} \quad (19)$$

由联结系数 u_R 的值查正态分布表，可得到该系数下的断面可靠度 R_i ^[8]，根据各断面 R_i 的值能够判断当前曲轴的安全可靠性，对于没达到要求的曲轴零件，需要修改设计参数，反复进行疲劳可靠性分析计算直至满足设计要求为止^[9]，对于可靠度过高的曲轴，可反求出该曲轴实际能承受的最大柱塞力，充分发挥机组的潜能，达到理论指导生产的目的。

2 算例及工程应用实例

现以一实际使用效果良好的曲轴为例，用上述

方法并结合自主开发的曲轴强度计算与校核软件进行计算和分析，该往复泵的主要设计参数见表 1，曲轴零件示意图见图 2。

表 1 泵主要设计参数

参数	值	参数	值
最大排压 p_d/MPa	40	柱塞直径 D/mm	80
吸入压力 p_s/MPa	0	曲柄半径 r/mm	90
设计流量 $q_V/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	40	往复转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	265

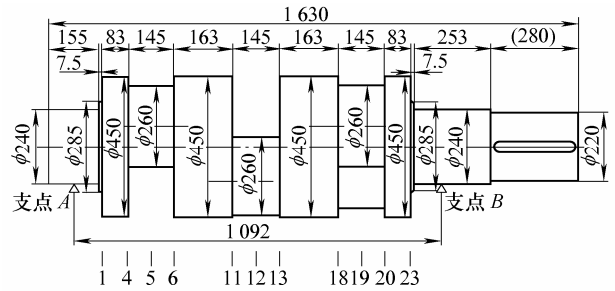


图 2 曲轴零件示意图

计算中用到的曲轴强度计算与校核软件以曲轴疲劳强度设计、可靠性设计方法为理论基础，以 VC++6.0 为开发工具，开发并应用了图表数字化、图形数据智能读取与处理以及高级数据库接口等多种关键技术。本算例大部分的计算过程就是通过该程序完成的，如图 3 即为程序运行时的曲轴形状尺寸输入界面。

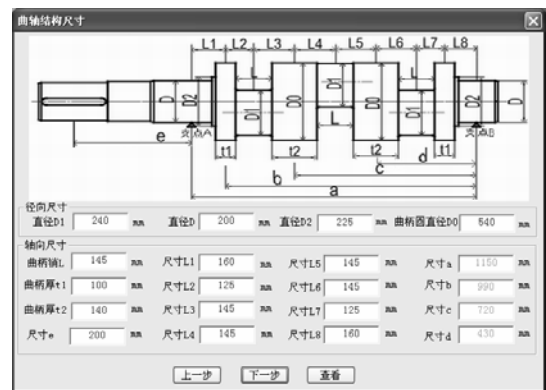


图 3 曲轴形状尺寸输入界面

为了保证足够的精度和计算量不至于过大，首先在建立力学模型时取离散相位角 $\Delta\varphi = 1^\circ$ ；通过程序计算导出的 A, B 两点支反力曲线如图 4、5 所示，可以看出， z 向支反力远小于 y 向，且变化相对平稳得多，由于三柱塞单作用泵每隔 60° 有一个柱塞进入排出行程，柱塞力 y 向的分力矢量每隔 60° 会产生一明显突变，由此 A, B 两点的 y 向支反力有每隔 60° 产生一明显突变的规律。

曲轴的疲劳可靠性计算及分析在力学分析^[10]基础上进行。根据实际情况只选择该曲轴主轴颈和曲柄销上的 11 个断面(图 1、图 2)。计算得到的各断

面应力半径矢量均值 $\bar{\sigma}_R$ 与标准偏差 S_{σ_R} 值见表 2，曲轴零件各断面疲劳极限向径的均值 $\bar{\sigma}'_{re}$ 与标准偏差 $S_{\sigma'_{re}}$ 值见表 3，各断面的联结系数 u_R 与可靠度 R_i 值见表 4。

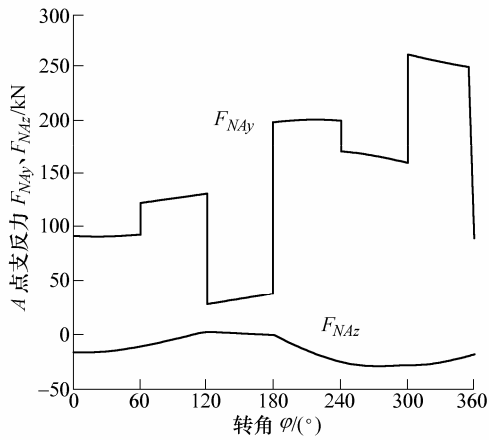


图4 A点支反力与转角关系曲线

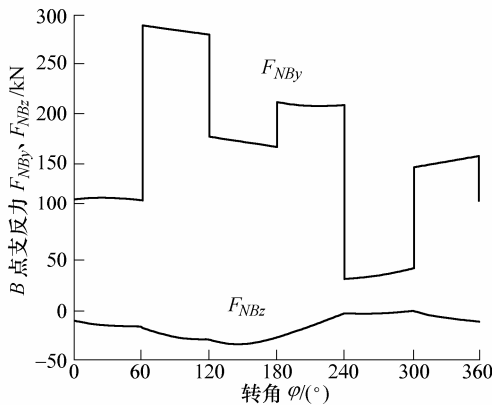


图5 B点支反力与转角关系曲线

由表 2 数据看出，应力半径矢量均值最大为 44.38 MPa，发生在第 12 断面，具体位置在第二拐曲柄销中部，这与实际情况相符合。应力半径矢量的变化趋势是由第 12 断面向两侧逐步减小，在第 1 断面减至最小值 9.43 MPa。另外各断面应力半径矢量的标准偏差值无异常跳动，基本维持在均值的 3% 上下波动。

表 2 各断面应力半径矢量均值及标准偏差 MPa

断面	1	4	5	6	11	12
均值 $\bar{\sigma}_R$	345.78	98.45	72.17	88.05	69.81	55.92
偏差 S_{σ_R}	10.371	2.956	2.171	2.648	2.112	1.615
断面	13	18	19	20	23	
均值 $\bar{\sigma}_R$	53.45	65.96	60.65	61.06	58.99	
偏差 S_{σ_R}	1.606	1.982	1.826	1.835	1.771	

从表 3 中可以发现，计算的各断面疲劳极限向径均值，除第 1 断面外无明显变化趋势。通过分析

可以知道，第 1 断面均值发生突变的主要原因是该断面上循环特性系数较小。另外各断面疲劳极限向径的标准偏差值也基本维持在其均值的 3% 上下波动。

表 3 各断面疲劳极限向径均值及其标准偏差 MPa

断面	1	4	5	6	11	12
均值 $\bar{\sigma}'_{re}$	9.43	19.58	33.27	34.72	36.25	44.38
偏差 $S_{\sigma'_{re}}$	0.283	0.588	1.012	1.043	1.092	1.315
断面	13	18	19	20	23	
均值 $\bar{\sigma}'_{re}$	34.61	28.28	24.35	20.01	13.40	
偏差 $S_{\sigma'_{re}}$	1.031	0.852	0.736	0.615	0.410	

从表 4 中可以看出，联结系数 u_R 值两头大，中间小，在第 12 断面处取得最小值 5.55，查表可知其可靠度 $R_i > 0.981$ ，在所有的断面中也最小，故可确定第 12 断面为最危险断面。

表 4 各断面联结系数及可靠度

断面	1	4	5	6	11	12
联结系数 u_R	32.41	26.19	16.32	18.78	14.22	5.55
可靠度 R_i	>0.9591	>0.9481	>0.9291	>0.9341	>0.9251	>0.981
断面	13	18	19	20	23	
联结系数 u_R	9.86	17.50	18.51	21.29	25.12	
可靠度 R_i	>0.9161	>0.9311	>0.9341	>0.9381	>0.9461	

注：下标表示 9 的个数。

但实际上由于第 12 断面的可靠度值远大于 0.9 的关键零件失效率 10^{-6} ($u_R = 4.75$) 的常规要求，虽然该曲轴能非常安全地长期使用，可过高的安全余量实际上是浪费的；通过计算，反求出了图 2 算例曲轴可承受的最大柱塞力为 234 940 N，比设计值 201 062 N 大 16.8%，故只要机组其他零部件强度足够，在将该机座能力提高 15% 左右的条件下，整个机组应该仍能正常使用。

此外，还采用这种基于计算程序的曲轴疲劳可靠性分析方法对大量实际使用效果良好和失效的曲轴(包括国外往复泵曲轴)进行计算与分析比较，找出了能安全长期使用的曲轴零件可靠度合理取值。在实际应用中，为生产厂家的产能扩大及技术改造节省了设备投资。表 5 给出了两个用户企业计算前后机座能力的比较。

表 5 应用实例计算前后机座能力比较

应用单位	机座	原设计柱塞力 F_0/N	计算后柱塞力 F_1/N	能力扩大值 $\alpha/\%$
章丘日月化工	B1	201 062	234 940	16.8
江苏大丰动力	B2	139 958	155 940	11.4

3 结论

(1) 不同于汽车发动机，内燃机曲轴广泛采用

大型有限元软件进行疲劳寿命分析, 基于三柱塞往复泵曲轴实例, 通过对曲轴疲劳可靠性分析模型的建立, 自主开发往复泵曲轴强度计算与校核软件, 并对实例进行分析计算、导出数据, 证明应用半径矢量法详细分析曲轴模型的疲劳可靠性是可行的。

(2) 通过对大量实际使用效果良好和失效的曲轴(包括国外往复泵曲轴)进行计算与分析比较, 找出了能安全长期使用的曲轴零件可靠度合理取值。对于一些原可靠度过高的曲轴, 可反求出该曲轴实际能安全可靠承受的最大柱塞力, 充分利用原往复泵机组的富余能力, 达到理论指导生产的目的。

(3) 在实际应用中, 为生产厂家的产能扩大及技术改造节省了设备投资, 经计算分析的两台泵实际运行工况柱塞力都超过原设计能力的 10%~15%, 两台设备运行至今效果良好。

(4) 往复泵曲轴疲劳可靠性分析方法比传统的曲轴的疲劳强度校核方法更准确、高效, 有可预见性, 具有重要的理论和实际应用价值。

参 考 文 献

- [1] 《往复泵设计》编写组. 往复泵设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
Compiling Group of "Reciprocating Pump Design". Reciprocating pump design[M]. Beijing: China Machine Press, 1987.
- [2] LEE H J. Dynamics and probabilistic fatigue analysis schemes for high-speed press machines[J]. Computers & Structures, 1994 (50): 11-19.
- [3] 周迅, 俞小莉, 李迎, 等. 稳态疲劳载荷下曲轴剩余强度模型的试验研究[J]. 机械工程学报, 2006, 42(4): 213-217.
ZHOU Xun, YU Xiaoli, LI Ying, et al. Investigation for the residual strength degeneration regular of crankshaft serving on steady fatigue load[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(4): 213-217.
- [4] 徐卫国, 黄荣华, 赵淼森, 等. 曲轴强度计算新方法的研究[J]. 内燃机工程, 2004, 25(5): 51-55.
XU Weiguo, HUANG Ronghua, ZHAO Miaosen, et al. New calculation method of crankshaft fatigue strength[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2004, 25(5): 51-55.
- [5] 赵少汴, 王忠保. 抗疲劳设计——方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
ZHAO Shaobian, WANG Zhongbao. Antifatigue design—methods and data[M]. Beijing: China Machine Press, 1997.
- [6] 刘善维. 机械零件的可靠性优化设计[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1993.
LIU Shanwei. Reliability and optimization design of mechanical parts[M]. Beijing: China Science and Technology Press, 1993.
- [7] 赵永翔. 应变疲劳可靠性分析的现状与展望[J]. 机械工程学报, 2001, 37(11): 1-6.
ZHAO Yongxiang. On the strain-based fatigue reliability analysis[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(11): 1-6.
- [8] 朱小平. 游梁式抽油机曲柄销疲劳可靠性分析[J]. 石油机械, 2002, 30(7): 19-21.
ZHU Xiaoping. Analysis of fatigue reliability of crank pin of beam[J]. China Petroleum Machinery, 2002, 30(7): 19-21.
- [9] 黄世桥. 往复泵动力学分析方法[J]. 化工机械, 1988, 15(5): 272-275.
HUANG Shiqiao. Analysis method of dynamics on reciprocating pump[J]. Chemical Engineering & Machinery, 1988, 15(5): 272-275.
- [10] 冯平法, 盛力, 吴志军, 等. 柱塞式液压泵曲轴载荷特性及力学性能分析[J]. 机械设计与制造, 2007(5): 155-157.
FENG Pingfa, SHENG Li, WU Zhijun, et al. Study on the dynamic load and mechanical property of the plunger pump crankshaft[J]. Machinery Design & Manufacture, 2007(5): 155-157.

作者简介: 叶晓琰, 女, 1963 年出生, 高级工程师。主要从事水泵现代设计方法的研究。

E-mail: yexiaoyan@ujs.edu.cn