

# 基于高性能计算的曲轴系统动力学与疲劳仿真\*

丁峻宏<sup>1</sup> 张晓云<sup>2</sup> 李根国<sup>1</sup>

(1. 上海超级计算中心, 上海 201203; 2. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

**【摘要】** 针对曲轴的动力学仿真和疲劳寿命计算, 建立了一种曲轴系统大规模直接计算模型, 借助高性能计算(HPC)技术并利用显式有限元算法实现了动力学模型的直接求解, 结果详细描述了包括曲轴强度和变形在内的曲轴系统动力学特性。采用全寿命分析方法直接对动力学仿真结果进行曲轴寿命及安全系数的计算, 基于应力-时间历程等动态结果进行的疲劳分析结果显得更为真实。计算过程和结果证明了曲轴系统直接动力学及疲劳仿真分析方法的可行性和有效性。

**关键词:** 曲轴 动力学 有限元 疲劳寿命 高性能计算

**中图分类号:** TP391.9; TH38 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)09-0218-05

## HPC-based Dynamics and Fatigue Simulation on Crankshaft System

Ding Junhong<sup>1</sup> Zhang Xiaoyun<sup>2</sup> Li Genguo<sup>1</sup>

(1. Shanghai Supercomputer Center, Shanghai 201203, China

2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

### Abstract

A large-scale, direct computational model of crankshaft system was established for dynamics simulation and calculation of fatigue life of a crankshaft. The dynamics model was solved by use of high-performance-computing (HPC) technique and explicit finite element method. The calculation result describes the crankshaft dynamics characteristics including strength and distortion in detail. The fatigue life evaluation on crankshaft was accomplished by S - N analysis method straightly utilizing dynamics simulation result and the analytical result based on dynamic stress-time history makes it more reasonable. The computational process and calculation result prove the feasibility and validity of this method for a crankshaft system.

**Key words** Crankshaft, Dynamics, FEM, Fatigue life, High-performance computing

### 引言

目前针对曲轴的疲劳分析方法主要有:① 传统准静态疲劳分析法,该方法简单易行,但其仅考虑最大应力而且不能反映振动特性和影响<sup>[1]</sup>。② 目前应用较多的将有限元方法和多体系统仿真相结合的动力学分析方法<sup>[2]</sup>,其关键技术是模态分析和线性叠加,该方法计算开销小,在解决不太复杂的机构(系统)疲劳问题时,能体现出较好的计算效率。③ 直接动力学分析方法<sup>[3]</sup>,可在建立整体曲轴系统

的动力学模型基础上,直接求解得到曲轴的周期动态应力历程,继而对其寿命进行评估。由于该方法计算开销相对较大,国内在动力学和疲劳分析方面的应用尚不太多<sup>[4-5]</sup>。

近几年来,计算机硬件水平飞速发展,多核处理器和并行计算的使用日趋广泛,直接动力学疲劳计算方法也逐渐为人们所接受,在某些工程领域如车载等复杂系统动力学疲劳寿命分析等问题的解决上已有不少应用<sup>[6-7]</sup>。本文借助高性能计算平台,以某泵机中的曲轴系统为例,详细阐述曲轴直接动力

学疲劳分析的理论方法和计算过程。

## 1 原理与方法

对曲轴进行动力学疲劳计算时,首先要建立高度贴合真实物理条件和环境的曲轴系统动力学仿真模型;然后采用并行性能较好的显式有限元算法<sup>[8]</sup>进行计算,得出曲轴的应力应变历程;最后利用疲劳分析软件对动力学计算结果进行处理,并对曲轴的强度和寿命分别进行评估。

### 1.1 显式算法基本方程

计算模型中节点在  $t_n$  时刻的运动方程表示为

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{P}(t_n) - \mathbf{F}_{\text{int}}(t_n) \quad (1)$$

$$\text{其中 } \mathbf{F}_{\text{int}} = \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} d\Omega + \mathbf{F}_{hg} + \mathbf{F}_{\text{contact}} \quad (2)$$

式中  $\mathbf{M}$ ——总体质量矩阵

$\mathbf{P}$ ——施加的外力及体力矢量

$\mathbf{F}_{\text{int}}$ ——内力矢量  $\mathbf{F}_{hg}$ ——沙漏阻力

$\mathbf{F}_{\text{contact}}$ ——接触力矢量

采用显式中心差分法进行该方程的求解

$$\dot{\mathbf{x}}(t_{n+1/2}) = \dot{\mathbf{x}}(t_{n-1/2}) + (\Delta t_{n+1/2} + \Delta t_{n-1/2}) \ddot{\mathbf{x}}(t_n) / 2 \quad (3)$$

$$\mathbf{x}(t_{n+1}) = \mathbf{x}(t_n) + \Delta t_{n+1/2} \dot{\mathbf{x}}(t_{n+1/2}) \quad (4)$$

式中  $\dot{\mathbf{x}}(t_{n+1/2})$ —— $t_{n+1/2}$  时刻的节点速度矢量

$\mathbf{x}(t_{n+1})$ —— $t_{n+1}$  时刻的节点坐标矢量

若已经求得  $t_n$  时刻的节点位置、加速度以及时步  $t_{n-1/2}$  时刻的节点速度,则时步  $t_{n+1}$  时刻的位移  $\mathbf{x}(t_{n+1})$  可以由式(3)和式(4)解出。由上述积分递推公式,可求得整个时域范围内各个离散时间点处的位移、速度和加速度。

### 1.2 刚柔体间接触算法

曲轴系统的动力学模型中包含了数个独立的柔体和刚体,它们之间存在着运动和其他力学关系的传递,对此显式有限元采用非线性接触算法来处理,这是一类边界条件非线性问题,最终归结到对接触对的搜索和接触力的计算上。

以常用的柔体间接触为例,计算中采用对称罚函数接触算法来对其进行处理,即在每一时步进行从节点和主表面的穿透判断,无穿透则不作处理,穿透则在从节点与被穿透主表面间引入一个法向接触力  $f_s$ ,同时对各主节点也进行一遍同样的处理。

$$f_s = m \lambda \mathbf{n} \quad (5)$$

式中  $m$ ——判断是否发生穿透的系数

$\lambda$ ——主片刚度因子

$\mathbf{n}$ ——接触点处主片的外向法线单位矢量

由  $t_n$  时刻的摩擦力  $f^n$  可得出下一时刻可能的摩擦力  $f^*$

$$f^* = f^n - k \Delta e \quad (6)$$

式中  $\Delta e$ ——接触点位移

刚-刚体之间以及刚-柔体之间接触行为的处理和变形体之间的接触处理基本一致,不同之处就是刚体没有变形。作用在刚体上的力和力矩由每个时间步的节点力和力矩合成,计算刚体的运动后,位移就会转换到各节点上。

### 1.3 区域分解算法

显式有限元程序在进行并行计算时,一般分为共享内存并行和大规模并行处理两种模式,目前并行有限元程序更多采用的是后者。如图1所示,采用大规模并行处理模式进行问题的求解时,一般通过区域分解方法(domain decomposition method,简称DDM)来处理分析对象。所谓区域分解方法<sup>[9]</sup>,即把整个模拟问题区域划分成很多相对小的求解子区域,把每个子区域分配给不同的处理器分别进行求解,区域分解允许每个处理器独立于其他处理器来求解自己的那部分问题,而处理器之间通过交互机制进行数据交换,最后将每个子区域的解综合起来,得到整个区域的全局解。

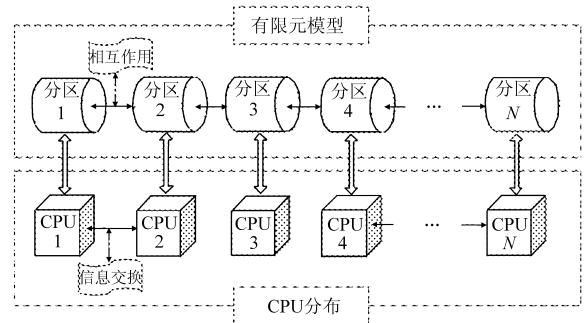


图1 并行求解的模型分区和CPU布局

Fig. 1 Model of domain decomposition for parallel computing and CPU distributing

为对区域分解并行求解的计算效果进行比较和评价,除了模型计算总耗费时间外,还可采用加速比  $S^N$  和并行效率  $E^N$  这两个性能评价指标。 $S^N$  用于度量并行处理效果,而  $E^N$  用来度量在并行计算中整体系统的资源利用率,即

$$S^N = T_{\text{elap}}^1 / T_{\text{elap}}^N \quad (7)$$

$$E^N = (S^N / N) \times 100\% \quad (8)$$

式中  $T_{\text{elap}}^1$ ——使用单个处理器所耗费时间

$T_{\text{elap}}^N$ ——使用  $N$  个处理器所耗费时间

### 1.4 全寿命疲劳分析

采用针对高周疲劳分析的全寿命(S-N)方法<sup>[10]</sup>对曲轴疲劳寿命进行分析。分析计算需要结合雨流循环计数法和 Palmgren - Miner 线性累积损伤理论<sup>[11]</sup>。

S-N 曲线描述了材料所承受的应力幅水平与

该应力幅下发生疲劳破坏时所经历的应力循环次数的关系曲线, Basquin 方程就建立了对数坐标下应力-寿命数据之间的关系

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (9)$$

式中  $\sigma_a$ ——真实循环应力幅

$\sigma_f'$ ——疲劳强度系数

$N_f$ ——疲劳寿命次数

$b$ ——疲劳强度指数

雨流循环计数法把应力统计分析的滞回线和疲劳损伤理论相结合, 将不规则或随机的载荷-时间历程转化成一系列大应力幅或者小应力幅的循环, 之后根据恒幅和变幅载荷作用下的疲劳寿命评估方法对试样进行分析。

Miner 法则是估算变应力幅值下疲劳寿命的关键理论, 它假定试样吸收的能量与其循环数存在正比关系

$$\frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{n} \quad (10)$$

其中  $W$  和  $n$  分别为破坏前吸收的能量极限值和总循环数,  $W_1$  为为某一循环数  $n_1$  时吸收的能量。

这样, 若试样加载历史由  $\sigma_i$  ( $i$  从 1 至  $l$ ) 这样不同的应力水平构成, 且分别对应不同的疲劳寿命  $N_i$  以及循环次数  $n_i$ , 则损伤

$$D = \sum_{i=1}^l n_i / N_i = a \quad (11)$$

时, 试样吸收的能量达到极限值  $W$ , 将发生疲劳破坏,  $a$  为临界损伤和, 可定义为 1 或其他修正值。

## 2 应用实例

某泵机中曲轴系统多体动力学分析模型主要包括曲轴柔体模型, 以及大小斜齿轮、连杆和十字头等组件的刚体模型, 将除了曲轴之外的零部件定义为刚体可大大减少计算模型的求解时间。

利用有限元前处理软件 HyperMesh, 对各零件划分实体单元, 曲轴主轴颈和连杆轴颈圆角位置形状特征均予以保留并进行了网格细化, 为更好地保证在刚体-柔体边界上合理分配接触力, 刚体网格划分也必须相对细密。图 2 显示的是为整体模型的三维有限元网格划分效果, 曲轴系统总体模型单元总数 68 万, 节点 44 万, 其中仅曲轴模型就包含单元 56.5 万, 节点 29 万。

曲轴柔体基本材料参数为: 密度  $7.09 \text{ g/cm}^3$ , 泊松比 0.306, 弹性模量 169 GPa, 屈服强度 420 MPa, S-N 曲线的制定可参照相关材料手册中提供的实验数据。

设定小齿轮以  $1500 \text{ r/min}$  的圆周速度进行主

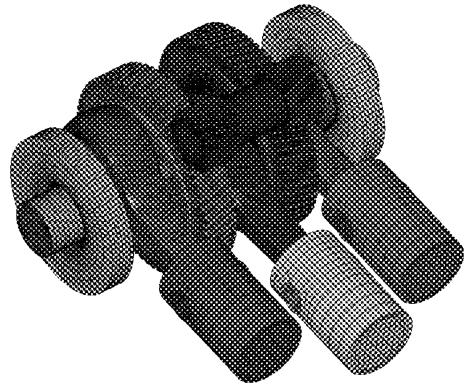


图 2 曲轴系统动力学仿真模型

Fig. 2 Dynamic simulation model for crankshaft system

动旋转, 通过啮合作用带动大齿轮转动, 大齿轮再依次推动曲轴、连杆和十字头等零部件进行运动。各零部件之间均以设定的接触形式相互产生力学作用。为模拟柱塞力作用, 以表面压力的形式在各个十字头端面模拟  $40 \text{ kN}$  作用力, 回程力的方向与排出方向相反, 作用力大小为  $10 \text{ kN}$ 。

## 3 计算与结果分析

### 3.1 HPC 并行求解策略

复杂系统的大规模动力学非常耗时, 而基于高性能计算的显式有限元分析对此类问题的求解极具优势。曲轴系统动力学计算模型的求解借助了高性能计算资源 Magic Cube (原 Dawning 5000 A) 超级计算机。图 3 显示的是使用多达 32 CPU 核时, 曲轴系统仿真模型的区域分解效果。

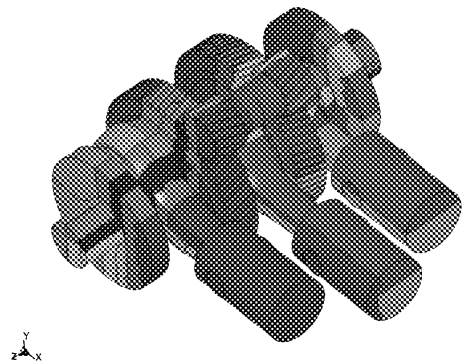


图 3 曲轴仿真模型的多核区域分解效果

Fig. 3 Multi-core domain decomposition result for crankshaft simulation model

如表 1 所示, 从并行计算性能评价指标来看, 传统单核甚至双核资源求解时间较长, 难以在短时间内完成这种大规模计算模型的调试和多工况计算。随着处理器数目的增加, 模型求解时间几乎呈现直线下降趋势, 加速比在 2~4 核时体现了近似线性的高度扩展性; 使用 4 核以上计算资源时, 加速比提升趋势逐渐放缓, 使用 16 核就可将计算时间降至 4 h 之内; 实测数据表明, 使用 32 核所需的计算时间和

16 核相比差距已不是很大,加速比不再显著增加,并行效率和前面数据相比也呈突然下降趋势。可以认为,对如此规模的曲轴系统计算模型来说,使用 16 核资源并同时计算两组仿真模型,要比使用 32 核资源仅计算单组仿真模型更加经济和有效。

表 1 并行计算实测数据和对比

Tab.1 Measured data comparison for parallel computing

CPU 核数目	求解时间/h	加速比	并行效率/%
1	39.93	1.00	100
2	20.25	1.97	98.50
4	11.58	3.45	86.30
8	6.60	6.35	79.40
16	3.90	10.24	64.00
32	3.63	11.00	34.40

### 3.2 曲轴动力学结果分析

曲轴系统计算耗时最长的动力学仿真使用了 LS-DYNA971 MPP 计算程序,曲轴一个工作循环需要 0.12 s,这也是计算模型的设定求解时间。

对曲轴系统进行动力学计算后,可以得到曲轴柔体在匀速旋转 360°过程中任意时刻的应力应变云图,以及应力和位移等参量的时间历程。图 4 给出的是在某一时刻曲轴中的等效应力分布情况,可以看出,曲轴上的连杆轴颈和主轴颈与曲臂的圆角过渡区域应力相对较大,值得关注。

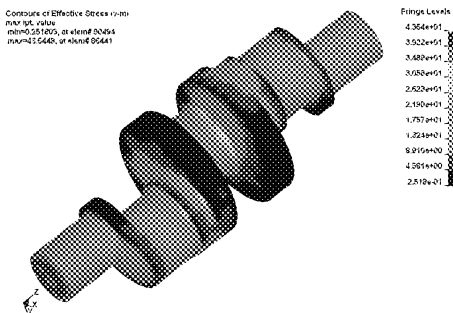


图 4 曲轴上的等效应力分布云图

Fig.4 Contour of effective stress on the crankshaft

通过曲轴动态应力云图发现,尽管每个时刻最大等效应力出现的位置不同,但最大值均远远小于材料的屈服强度,曲轴处于弹性变形范围内。图 5 显示的是外侧连杆轴颈处最大等效应力所在单元对应的应力-时间历程,从中可以发现,其绝大部分应力数值落在 5~40 MPa 的范围内,等效应力最大值出现在曲轴旋转 120°的时刻左右。

### 3.3 曲轴疲劳寿命计算分析

将曲轴系统动力学分析结果 d3plot 文件直接导入疲劳分析软件 MSC. Fatigue 中,把曲轴各节点在一个周期内连续变化的应力曲线采用雨流计数法进行离散,每一段对应一个极值的典型载荷谱,然后计

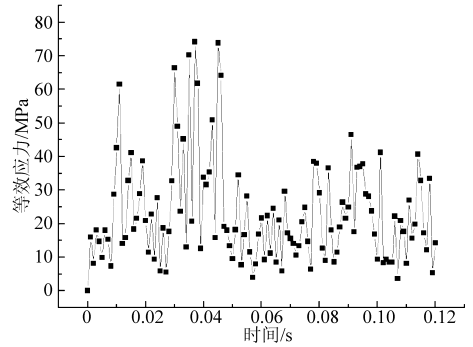


图 5 最大应力对应单元的应力-时间历程

Fig.5 Stress-time history of element with maximum stress

算曲轴在对应离散典型载荷下的疲劳寿命,最后运用 Miner 疲劳损伤累积法则和 S-N 名义应力法预测模型,得到曲轴在连续载荷作用下的疲劳寿命。

从图 6 上可以看出,曲轴上疲劳寿命相对较短的部位位于外侧连杆轴颈圆角过渡区域附近,其他部位还包括主轴颈圆角区域和连杆轴颈中部,符合实际现象,最短寿命为  $1 \times 10^{11}$  循环,达到了设计要求。在曲轴疲劳寿命评估的基础上还可进行安全系数分析,程序将利用反算原理在每个节点或单元上寻找一个应力比例因子以达到设计寿命,如图 7 所示,当参考设计寿命设为  $2 \times 10^9$  时可得到曲轴薄弱部位的最小安全系数为 1.45。

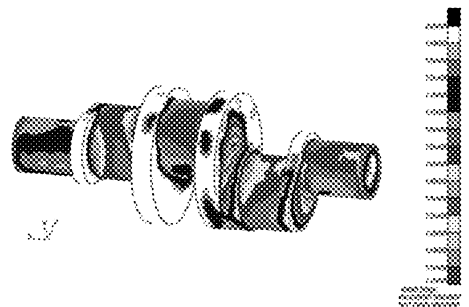


图 6 轴上的疲劳寿命分布云图

Fig.6 Contour of fatigue life on the crankshaft

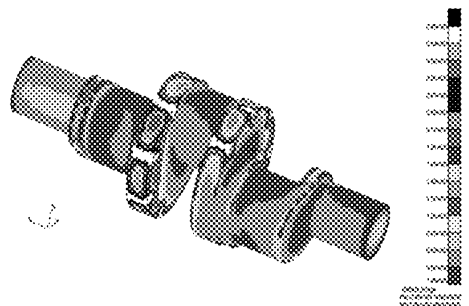


图 7 曲轴上的安全系数分布云图

Fig.7 Contour of safety factor on the crankshaft

## 4 结论

(1) 借助高性能计算资源及手段,可以直接实现大规模曲轴系统的复杂建模和动力学计算,得到

包括应力、应变和运动规律在内的大量动态结果,对曲轴系统设计的力学考察更全面。

劳分析,雨流计数法和累积损伤理论将对曲轴的应力-时间历程进行变幅载荷谱处理和寿命分析,得到的结果比传统准静态分析方法更贴近实际。

(2) 曲轴系统的动力学计算结果可直接转入疲

### 参 考 文 献

- 何兵, 郑长江, 艾钢. 曲轴疲劳寿命三维有限元分析[J]. 计算机辅助工程, 2007, 16(1): 5~9.  
He Bing, Zheng Changjiang, Ai Gang. 3D finite element analysis on crankshaft fatigue life-span [J]. Computer Aided Engineering, 2007, 16(1): 5~9. (in Chinese)
- 张国庆, 黄伯超, 浦耿强, 等. 基于动力学仿真和有限元分析的曲轴疲劳寿命计算[J]. 内燃机工程, 2006, 27(1): 41~44.  
Zhang Guoqing, Huang Bochao, Pu Gengqiang, et al. Crankshaft fatigue life calculation based on dynamic simulation and FEA [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2006, 27(1): 41~44. (in Chinese)
- 张林波, 柳杨, 黄鹏程, 等. 有限元疲劳分析法在汽车工程中的应用[J]. 计算机辅助工程, 2006, 15(增刊1): 195~198.  
Zhang Linbo, Liu Yang, Huang Pengcheng, et al. FEM-based fatigue analysis method and application in automobile industry [J]. Computer Aided Engineering, 2006, 15(Supp.1): 195~198. (in Chinese)
- 张旭, 张家泰, 胡胜海. 一种敏捷曲柄连杆机构的动力学模拟[J]. 哈尔滨商业大学学报: 自然科学版, 2002, 18(3): 278~281.  
Zhang Xu, Zhang Jiatai, Hu Shenghai. Dynamic simulation of smart crank and connecting rod mechanism [J]. Journal of Harbin University of Commerce: Natural Sciences Edition, 2002, 18(3): 278~281. (in Chinese)
- 李潜, 施卫东, 郭仁惠. 基于有限元的污水泵轴疲劳可靠性分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(12): 208~211.
- Perillo M, Primavera V, Bonello G, et al. Structural dynamic response of a track chain complete undercarriage system using virtual proving ground approach [C] // 10th International LS-DYNA User's Conference, Dearborn, USA, 2008.
- Yoo W S, Kim K N, Kim H W. Developments of multibody system dynamics: computer simulation and experiments [J]. Multibody System Dynamics, 2007, 18: 35~58.
- Hallquist J O. LS-DYNA theory manual [M]. Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 2006.
- 郭毅之, 金先龙, 丁峻宏, 等. 并行数值仿真技术在盾构隧道地震响应分析中的应用[J]. 应用基础与工程科学学报, 2005, 13(1): 43~50.  
Guo Yizhi, Jin Xianlong, Ding Junhong, et al. Parallel numerical simulation techniques in seismic response analysis of shield tunnel [J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2005, 13(1): 43~50. (in Chinese)
- 周传月, 郑红霞, 罗慧强, 等. MSC. Fatigue 疲劳分析应用与实例 [M]. 北京: 科学出版社, 2005.
- 刘献栋, 曾小芳, 单颖春. 基于试验场实测应变的车辆下摆臂疲劳寿命分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(5): 34~38.  
Liu Xiandong, Zeng Xiaofang, Shan Yingchun. Fatigue life analysis of vehicles lower suspension arm based on strain signal measured in proving ground [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(5): 34~38. (in Chinese)

(上接第 226 页)

- 西岡雅夫. 円筒カムの工具径補正と補正誤差[J]. 日本機械学会論文集: C編, 2003, 562(12): 3403~3409.  
Nishioka M. Tool diameter offset and the offset error of cylindrical cam [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers 69-C, 2003, 562(12): 3403~3409. (in Japanese)
- Zhang Yitong, Lu Ling, Yin Mingfu. Optimal control principle of profile errors for machining of cylinder CAM [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1997, 10(3): 176~194.
- 葛荣雨, 冯显英. 弧面凸轮非等径侧铣刀位计算与 GA 优化[J]. 农业机械学报, 2007, 38(10): 132~135.  
Ge Rongyu, Feng Xianying. Calculation of cutter position for unequal diameter milling of globoidal cam [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(10): 132~135. (in Chinese)
- 尹明富, 赵镇宏. 弧面分度凸轮单侧面加工原理及刀位控制方法研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(2): 127~130.  
Yin Mingfu, Zhao Zhenhong. Study on one-side machining principle and tool path control method of the globoidal cam [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(2): 127~130. (in Chinese)
- 苏金明, 阮沈勇. MATLAB 工程数学 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2005.