

文章编号:1000-582X(2009)01-0001-05

# 高压往复泵缸体系统接触问题数值模拟

唐倩,高瞻,朱才朝,徐杰

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

**摘要:**针对往复泵外载荷作用复杂、缸体与阀套接触面上容易出现裂纹而失效的问题,依据往复泵工作原理、流体力学基本理论和接触问题数值方法,建立了高压往复泵缸体-阀座-阀套系统的接触模型。在考虑压力脉动、流量脉动、交变载荷和进、出口阀门开启关闭的撞击等多种因素的综合作用下,建立了高压往复泵缸体-阀座-阀套系统的有限元模型,对整个系统的接触状态进行了分析,得到缸体系统的应力分布、接触状态和接触面的接触应力分布情况及薄弱部位的位置。

**关键词:**往复泵缸体;有限元法;数值模拟

中图分类号:TB654

文献标志码:A

## Numerical simulation of contact problems in high pressure reciprocating pump systems

TANG Qian, GAO Zhan, ZHU Cai-cao, XU Jie

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

**Abstract:** The cylinder bodies of reciprocating pumps easily fail from cracks due to complex external loads. Based on the working principle of reciprocating pumps, hydrodynamics, and a numerical method for surface-to-surface contact problems, a contact model involving a cylinder body, a valve base, and a valve pocket is established. Considering pressure fluctuation, flow pulsation, alternate loads, and the impact of the inlet and outlet valves, a finite element model for the complete system is established. Using this model, the contact state of the complete system is analyzed, and the stress distribution, contact state, contact stress distribution of the interface, and position of the weak part are obtained.

**Key words:** cylinder body of a reciprocating pump; finite element method; numerical simulation

高压往复泵属于容积式泵,它借助工作腔内的容积周期性变化来输送液体。其压头高、功率大、效率高且节电,但是机组结构复杂,易损件多,压力不稳定,缸体受交变载荷作用、阀套、阀座影响,在某些工业生产中,用于输送强腐蚀性液体,在缸体与阀套接触面上容易出现裂纹,造成往复泵的失效<sup>[1-6]</sup>。

目前,部分学者对往复泵缸体系统进行了相关研究,如文献[7]对某液压机的缸体进行了强度理论计算;文献[8]仅考虑缸体内部压力载荷,对某钻井泵

缸体进行了结构动力学的有限元分析。但这些主要是针对缸体零件的力学性能和动态特性,不能全面反映缸体-阀座-阀套系统接触状态下的性能。往复泵在实际工作过程中,阀座-阀套与缸体内壁接触的随机性和阀芯落座撞击力都对高压往复泵缸体有很大的影响,因此研究往复泵内部运动规律,缸体系统的液力载荷,以及缸体、阀芯、阀座的接触边界条件<sup>[9-10]</sup>,计算往复泵缸体与阀芯、阀座的接触应力,为高压往复泵的设计和结构优化提供理论基础。

收稿日期:2008-09-19

基金项目:国家自然科学基金资助项目(2007AB3024)

作者简介:唐倩(1969-),女,重庆大学副教授,博士,主要从事机械结构设计、计算机辅助设计、工业工程等方向的研究,  
(Tel)023-65105793;(E-mail)tcqqu@cqu.edu.cn。

## 1 往复泵缸体系统接触模型

接触问题是一种边界条件高度非线性的复杂问题<sup>[11-12]</sup>,对往复泵缸体壁面和阀套面的接触问题其刚度方程为

$$\begin{cases} [\mathbf{K}_1]\{\mathbf{u}_1\} = \{\mathbf{P}_1\} + \{\mathbf{R}_1\}, \\ [\mathbf{K}_2]\{\mathbf{u}_2\} = \{\mathbf{P}_2\} + \{\mathbf{R}_2\}, \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $[\mathbf{K}_i]$  为整个往复泵缸体系统的刚度矩阵, 在非线性问题中是位移向量  $\{\mathbf{u}_i\}$  的函数;  $\{\mathbf{u}_i\}$  为节点位移向量;  $\{\mathbf{P}_i\}$  为整体载荷向量;  $\{\mathbf{R}_i\}$  为待定整体接触力向量, 是接触点对相对位移的函数。

缸体壁面与阀套面上接触点对的接触状态包括分离、连续、滑动和混合 4 种状态, 分别对应各自的定解条件, 根据定解判定条件, 可以推导出接触元素方程式

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_n^1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_n & e_i^1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_n & 0 & e_s^1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_n^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_n & e_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_n & 0 & e_s^2 \\ e_n^5 & 0 & 0 & e_n^4 & 0 & 0 & e_n^3 & 0 & 0 \\ 0 & e_t^5 & 0 & 0 & e_t^4 & 0 & 0 & e_t^3 & 0 \\ 0 & 0 & e_s^5 & 0 & 0 & e_s^4 & 0 & 0 & e_s^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \tilde{u}_{n1j} \\ \Delta \tilde{u}_{t1j} \\ \Delta \tilde{u}_{s1j} \\ \Delta \tilde{u}_{n2j} \\ \Delta \tilde{u}_{t2j} \\ \Delta \tilde{u}_{s2j} \\ \Delta \tilde{R}_{ij}^* \\ \Delta \tilde{R}_{tj}^* \\ \Delta \tilde{R}_{sj}^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta \tilde{R}_{n1j} \\ \Delta \tilde{R}_{t1j} \\ \Delta \tilde{R}_{s1j} \\ \Delta \tilde{R}_{n2j} \\ \Delta \tilde{R}_{t2j} \\ \Delta \tilde{R}_{s2j} \\ \tilde{\delta}_n^* \\ \tilde{\delta}_t^* \\ \tilde{\delta}_s^* \end{bmatrix}, \quad (2)$$

式中:  $n, t, s$  分别为在缸体壁面与阀套接触面上建立的局部坐标系的坐标轴;  $e_k^N$  为 4 种接触状态系数,  $k=n, t, s; N=1, 2, \dots, 5$ ;  $\Delta \tilde{u}_{bij}$ 、 $\Delta \tilde{R}_{bij}^*$  分别为缸体壁面、阀套面  $i(i=1, 2)$  中的  $j$  节点 3 个局部坐标方向上的位移量和接触力分量。

将其作为补充方程代入接触面刚度方程, 可得到接触问题一般有限元解法的基本方程(3), 其包括了接触面上的几何和力学边界条件。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_1 & 0 & \mathbf{K}_{1c} \\ 0 & \mathbf{K}_2 & \mathbf{K}_{2c} \\ \mathbf{K}_{c1} & \mathbf{K}_{c2} & \mathbf{K}_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{u}_1 \\ \Delta \mathbf{u}_2 \\ \Delta \tilde{\mathbf{R}}^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{P}_1 \\ \Delta \mathbf{P}_2 \\ \tilde{\delta}_c \end{bmatrix}, \quad (3)$$

式中:  $[\mathbf{K}_{1c}]$ 、 $[\mathbf{K}_{2c}]$ 、 $[\mathbf{K}_{cc}]$ 、 $[\mathbf{K}_{c1}]$ 、 $[\mathbf{K}_{c2}]$  分别为由接触元素有关向量所构成的矩阵;  $\Delta \tilde{\mathbf{R}}^*$  为有关接触点对的等效节点力或相对间距向量的增量;  $\tilde{\delta}_c$  为原始的相对位移。

式(3)中的  $\Delta \tilde{\mathbf{R}}^*$  可以通过接触问题有限元混合法建立凝缩到接触边界的柔度方程来求解, 其中考

虑了附加刚体位移约束及整体平衡条件, 凝缩方程的增量形式为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F} & \mathbf{F}_c \\ \mathbf{Q} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \mathbf{R}_1^{(n)} \\ \Delta \mathbf{u}_{ei}^{(n)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\Delta \mathbf{S}_{pi}^{(n)} & -\epsilon_{(i-1)}^{(n-1)} \\ \Delta \mathbf{F}_{ei}^{(n)} \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

$$\mathbf{R}_i^{(n)} = \sum \Delta \mathbf{R}^{(n)},$$

式中:  $[\mathbf{F}]$  为接触力的柔度矩阵;  $[\mathbf{F}_c]$  为位移变换矩阵;  $\Delta \mathbf{S}_{pi}^{(n)}$  为由外载荷增量所引起的接触点对相对位移向量;  $\epsilon_{(i-1)}^{(n-1)}$  为当前缸体壁面与阀套面接触点对间距离;  $[\mathbf{Q}]$  为缸体壁面与阀套面接触力变换矩阵;  $\Delta \mathbf{u}_{ei}^{(n)}$  为附加刚体位移约束自由度上的位移增量;  $\Delta \mathbf{F}_{ei}^{(n)}$  为缸体外载荷增量合力向量。

## 2 往复泵缸体系统载荷分析

对往复泵缸体系统需要研究柱塞运动规律, 缸体内部压力变化规律、阀门开启及闭合对缸体的冲击载荷等<sup>[13]</sup>。缸体系统内部的载荷分为: 1) 缸体系统工作腔内部液压力, 其中柱塞腔中液压力直接作用在缸体内壁面, 高压腔液压力作用在出口阀套和阀座上, 低压腔液压力作用在进口阀套和阀座上; 2) 进、出口阀芯关闭瞬时的落座冲击力。

### 2.1 工作腔内压力变化规律

高低压腔区域, 由于阀门的阻断作用, 为恒定的压力载荷, 其中低压腔压力和高压腔压力恒定。而柱塞腔中的压力变化随柱塞的运动规律变化而变化, 吸入过程和排出过程工作腔压力计算式<sup>[14]</sup>为

$$\frac{10p_{c1}}{\gamma} = \frac{10p_1}{\gamma} - \left( h_{v1} + h_{ac1} + h_{fc1} + \frac{u^2 - v_1}{2g} \right), \quad (5)$$

$$\frac{10p_{c2}}{\gamma} = \frac{10p_2}{\gamma} - \left( h_{v2} + h_{ac2} + h_{fc2} + \frac{u^2 - v_2}{2g} \right), \quad (6)$$

式中:  $p_{c1}$ 、 $p_{c2}$  分别为吸入和排出过程中工作腔内液体的压力;  $h_{v1}$ 、 $h_{v2}$  分别为吸入和排出阀的阻力;  $h_{ac1}$ 、 $h_{ac2}$  分别为吸入和排出过程中, 工作腔内液体的加速度水头;  $h_{fc1}$ 、 $h_{fc2}$  分别为吸入和排出过程中, 工作腔内液体的摩擦水头。

### 2.2 阀芯运动方程及落座冲击力

阀芯运动应满足流体的连续方程, 对液氨高压往复泵阀运动平衡, 则存在

$$\beta_s \pi d_t h \sin \alpha v_x = \frac{\pi}{8} S D^2 \dot{\omega} f(\varphi) - \frac{\pi}{4} d_t^2 \dot{h}, \quad (7)$$

式中:  $\beta_s$  为阀隙截面收缩系数;  $v_x$  为阀隙流速;  $d_t$  为阀芯的当量直径;  $S$  为柱塞行程长;  $D$  为柱塞直径;  $\omega$  为曲柄角速度;  $f(\varphi)$  为柱塞无因次速度;  $\dot{h}$  为阀芯速度。

从而可推出阀芯速度  $\dot{h}$ , 进而求导得到阀芯加速度  $\ddot{h}$ 。

$$\ddot{h} = \frac{\pi d_k^2 \gamma_j (SD^2)^2 \omega^2}{512 G_f d_i^2 \sin^2 \alpha} \left[ \frac{f(\varphi) - \frac{2d_i d_k \dot{h}}{SD \omega^2 h}}{h} \right]^2 - \frac{g}{G_f} \left[ \left( 1 - \frac{\gamma_i}{\gamma_j} \right) G_f + F_0 \right] - \frac{gCh}{G_f}, \quad (8)$$

式中:  $d_k$  为当量阀座孔直径;  $\gamma_j$  为介质重度;  $G_f$  为阀芯和弹簧等可动件的重量;  $\gamma_i$  为阀芯和弹簧材料的重度;  $C$  为弹簧刚度。

阀芯在工作时是不断运动的, 当阀上升时, 在阀板下面留存容积为  $A_v \omega$  的液体。因此, 通过阀座内孔的液体并不是全部流经阀隙时的液体体积。而当阀下落时, 不仅是通过阀座内孔的液体要从阀隙流出去, 从而就增加了从阀的间隙中流出液体的体积, 这种现象称为魏斯特法尔现象, 即阀芯存在一个开启和闭合滞后角  $\theta$ , 由此落座时产生落座冲击力<sup>[15-16]</sup>。

通过以上分析, 可以推出阀芯产生的落座冲击力为

$$F = m \times \frac{\pi d_k^2 \gamma_j (SD^2)^2 \omega^2}{512 G_f d_i^2 \sin^2 \alpha} \left[ \frac{f(\varphi) - \frac{2d_i d_k \dot{h}}{SD \omega^2 h}}{h} \right]^2 - \frac{g}{G_f} \left[ \left( 1 - \frac{\gamma_i}{\gamma_j} \right) G_f + F_0 \right] - \frac{gCh}{G_f}. \quad (9)$$

### 3 往复泵缸体系统有限元分析

#### 3.1 往复泵缸体系统有限元模型

建立高压往复泵缸体系统的三维模型, 将模型导入有限元软件中, 由于往复泵缸体结构具有对称性, 在进行有限元接触分析时可以采用结构对称法对模型的一半分析。分别对单缸体、阀套、阀座进行网格划分, 对涉及接触的区域规则并细化网格, 得到缸体系统的有限元网格图(见图 1)。

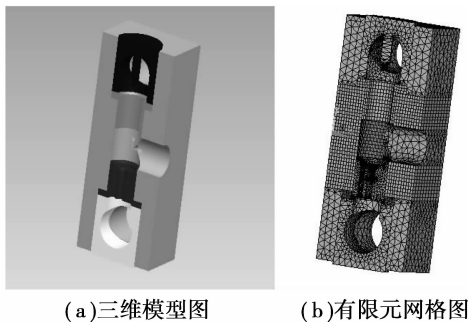


图 1 往复泵缸体系统图

考虑往复泵缸体薄弱处是缸体与阀套接触壁面及台阶面, 建立缸体高压腔圆柱壁面与出口阀套、高压腔台阶面与出口阀套、缸体低压腔圆柱壁面与进口阀套、低压腔台阶面与进口阀套的 4 对刚柔面-面接触, 进、出口阀套、阀座接触面定义为刚体; 缸体内壁面定义为柔体。将缸体底面全约束, 并对缸体系统的剖开面施加对称约束。

缸体高压腔施加恒定的均布压力 2.2 MPa, 低压腔施加恒定的均布压力 24 MPa, 柱塞腔中, 中压腔压力变化如图 2、3。在进、出口阀套与阀芯的作用面上, 分别施加落座冲击力。

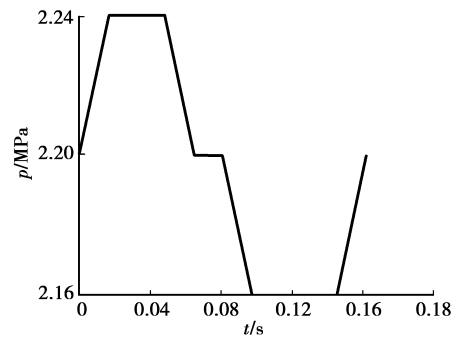


图 2 进口阀开启、关闭一个周期内柱塞腔压力载荷

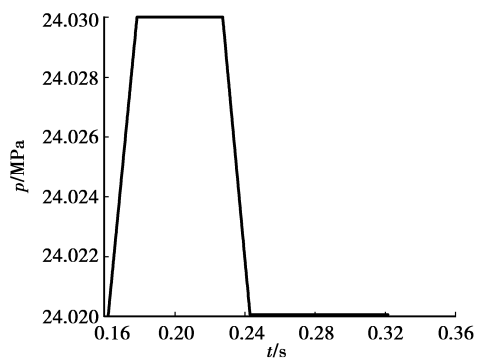


图 3 出口阀开启、关闭一个周期内柱塞腔压力载荷

#### 3.2 往复泵缸体系统接触仿真

设置仿真时间 2 个周期为 0.648 s, 计算得到缸体系统 2 个周期内的应力分布情况, 如图 4。整个过程中, 往复泵缸体系统中的应力最大值为 235.711 MPa, 时间为 0.54 s, 出现在高压腔圆孔面上, 缸体材料为 35CrMo, 阀套、阀座材料为 4Cr13, 即缸体的硬度远小于阀套、阀座硬度, 是最薄弱部位, 缸体材料许用应力  $\sigma_p = 245$  MPa, 缸体最薄弱点的最大应力值小于材料许用应力, 缸体系统的结构强度满足设计要求。图 5 为在 0.45 s 时的缸体系统应力分布云图; 图 6 为在 0.45 s 时应力最大值出现处局部应力图。

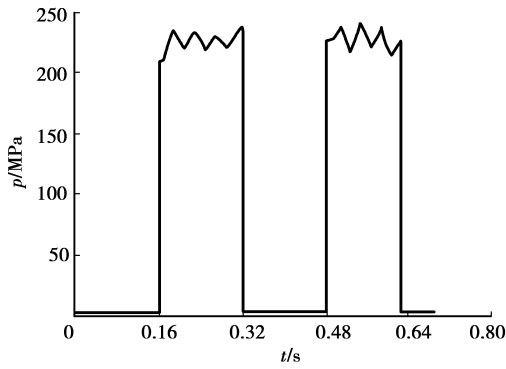


图 4 缸体应力最大点 2 个周期应力分布云图

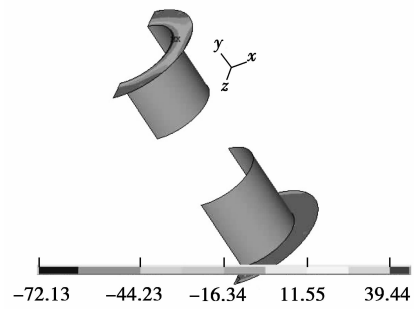


图 7 高压腔接触面应力最大值时刻云图

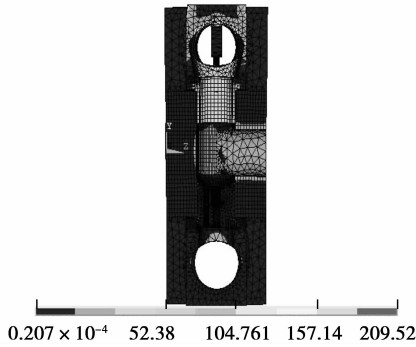


图 5 缸体系统应力分布云图

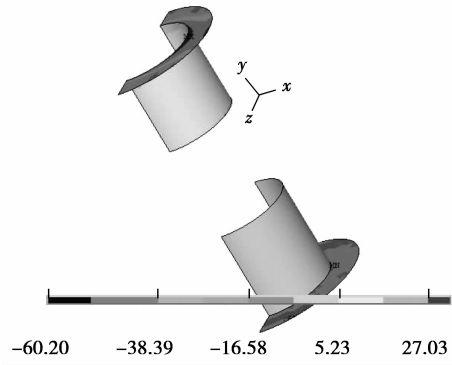


图 8 低压腔接触面应力最大值时刻云图

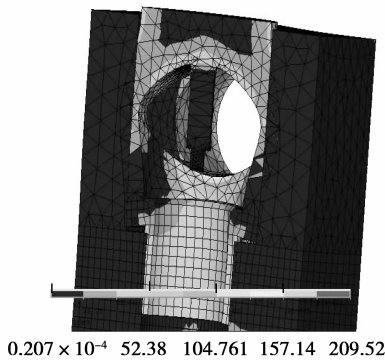


图 6 缸体系统应力最大值部位

图 9、10 分别为在 0.01 s 时高压腔产生最大接触应力和在 0.45 s 时低压腔产生最大接触应力的接触面状态图。图中接触区域分为连续、滑动和混合 3 个部分,白色区域表示连续接触区;灰色区域为滑动区;黑色区域是混合区。对比图 7、8 可见,高压腔最大接触应力产生在混合区,低压腔最大接触应力产生在连续接触区。

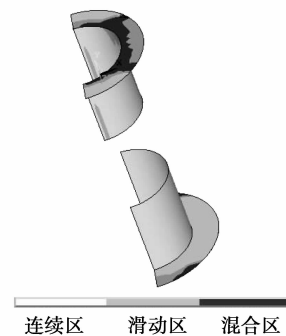


图 9 0.01 s 接触面接触状态图

整个分析过程中,缸体高压腔接触面上最大接触应力值为 72.148 MPa, 0.01 s 时出现在高压腔台阶面上,如图 7;缸体低压腔接触面上最大接触应力值为 38.004 MPa,0.45 s 时出现在低压腔台阶面上,如图 8。缸体材料接触强度为 1 680 MPa,因此缸体接触面上接触应力值满足强度要求。

从图 7、8 可以看出,高压腔接触面应力最大值出现在高压腔缸体壁面和台阶面交界处中部,以及缸体高压腔台阶面边缘中部;低压腔接触面应力最大值出现在低压腔缸体台阶面和缸体壁面交界处中部。

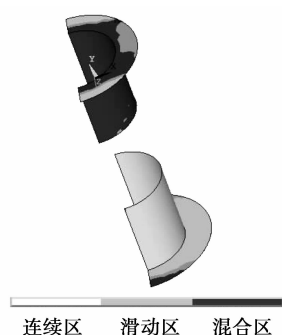


图10 0.45 s接触面接触状态图

## 4 结 语

把往复泵缸体、阀座、阀套作为一个系统,分析了高压往复泵系统的内部运动规律,缸体系统的液力载荷,以及缸体、阀芯、阀座的接触边界条件,在考虑压力脉动,流量脉动,交变载荷和进、出口阀门开启关闭的撞击作用下,建立合理可靠的高压往复泵缸体-阀座-阀套系统接触模型,得到该缸体系统的应力分布、接触状态和接触面的接触应力分布情况和薄弱点位置,对往复泵结构的优化提供了理论依据。

### 参考文献:

- [1] MILLER J, MILLER B. Life cycle cost reduction for reciprocating slurry pump stations[C]// Hydrotransport 16th International Conference. Santiago; BHR Group Limited, 2004:163-175.
- [2] SHU J J, BURROWS C R, EDGE K A. Pressure pulsations in reciprocating pump piping systems, part 1: modeling[J]. Journal of Systems & Control Engineering, 1997, 211(3): 229-237.
- [3] HERRON T G, EDWARDS M J, PETERSON R B. Performance of a miniature reciprocating expander for a heat actuated heat pump[C]//2nd International Energy Conversion Engineering Conference. Rhode Island; [s. n.], 2004:1446-1454.
- [4] WACHEL J C, TISON J D, PRICE S M. Effect of pulsations on cavitation in reciprocating pump system[C]// Preprint-American Society of Mechanical Engineers. Houston; [s. n.], 1989:10-11.
- [5] 张云霞,张金中. 往复泵的发展与展望[J]. 现代制造技术与装备, 2006, 5(10):19-27.  
ZHANG YUN-XIA, ZHANG JIN-ZHONG. The development and prospect of reciprocating pump's valve[J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2006, 5(10): 19-27.
- [6] 叶永彪,朱永有,王龙龙. 往复泵泵阀失效分析[J]. 通用机械, 2006, 2(9):25-26.  
YE YONG-BIAO, ZHU YONG-YOU, WANG LONG-LONG. Analysis failure of reciprocating pump's valve[J]. General Machinery, 2006, 2(9):25-26.
- [7] FU G T, ZHANG B, REN H F, et al. Lifting technology for reciprocating magnetic drive plunger pump[J]. Acta Petrolei Sinica, 2006, 27(4): 122-129.
- [8] 商跃进,杨晋,李刚. 630 t 液压机工作缸动态有限元分析[J]. 重型机械, 2006(1):55-57.  
SANG YUE-JING, YANG JIN, LI GANG. The dynamic finite element analysis of 630 t hydraulic machine's cylinder body[J]. Heavy Machinery, 2006(1):55-57.
- [9] ROCLAWSKI H, HELLMANN D H. Numerical simulation of a radial multistage centrifugal pump[C]// 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting. Nevada; [s. n.], 2006, 23:17193-17211.
- [10] PIERRE M, FRANCIS L. Numerical simulation of a spatial turbo-pump stage [J]. American Society of Mechanical Engineers, 2002, 257(1):297-302.
- [11] 李润方,龚剑霞. 接触问题数值方法及其在机械设计中的应用[M]. 重庆:重庆大学出版社, 1991.
- [12] LIU W, LIN T J, LI R F, et al. Finite element analysis of dynamic response and structure borne noise of gearbox[J]. Journal of Chongqing University: English Edition, 2007, 6(2):119-124.
- [13] 徐建宁,赵宁,屈文涛,等. FIS2200 型钻井泵液缸结构动力学有限元分析[J]. 石油钻探技术, 2006, 34(3): 59-61.  
XU JIAN-NING, ZHAO NING, QU WEN-TAO, et al. Dynamic finite element analysis of FIS2200 type driven well pump's cylinder body[J]. Petroleum Drilling Techniques, 2006, 34(3): 59-61.
- [14] 闫国军,赵军明,董泳. 往复泵阀运动规律的研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(18):1617-1619.  
YAN GUO-JUN, ZHAO JUN-MING, DONG YONG. The moving regularity of reciprocating pump's valve[J]. China's Mechanical Engineering, 2004, 15(18):1617-1619.
- [15] 往复泵设计编写组. 往复泵设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [16] 王渊. 往复泵吸入特性理论计算及分析[J]. 石油矿场机械, 1992, 2(8):30-33.  
WANG YUAN. The calculate and analysis of reciprocating pump's suction characteristics[J]. Oil Field Equipment, 1992, 2(8):30-33.

(编辑 李胜春)