

文章编号:1000-582X(2011)07-008-06

计入 RBFNN 重构油膜力的发动机连杆变形分析

孟凡明

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:提出了一种发动机连杆瞬态变形分析的耦合分析法。设计了一个 3 层径向基神经网络(RBFNN),来重构活塞组件的二维油膜力,通过连杆的耦合方程,得到了连杆两端的耦合力,进而借助商用有限元软件 ANSYS 分析了发动机连杆的瞬态变形,同时该耦合方法的有效性被证实。仿真结果表明:在计入二维活塞组件油膜力作用下,连杆最大变形可提前或落后于压缩行程的下止点。

关键词:变形;连杆;耦合;二维油膜力;径向基神经网络;有限元
中图分类号:TK401 **文献标志码:**A

Deformation analysis of engines' connecting-rods including oil film forces reconstructed by RBFNN

MENG Fan-ming

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: A coupling analysis method is proposed for the transient deformation of engines' connecting-rods. A radial base function neural network (RBFNN) with three layers is designed to reconstruct the two-dimensional oil film forces. Forces acting on the two ends of the connecting-rod are achieved through coupling equations for it. Further, finite element analyses of transient deformation for the connecting-rod are made through software ANSYS. Meanwhile, the validity of the proposed method is demonstrated. Numerical results show the maximum deformation of a rotary connecting rod occurs before or behind the bottom dead center at compression stroke when the two-dimensional oil film forces are considered.

Key words: deformation; connecting-rod; coupling; two-dimensional oil film forces; radial base function neural network; finite element

发动机广泛应用于各行各业,它的连杆动力学性能的好坏直接关系到发动机的效率和作业的安全。因此,对连杆动力学性能进行深入研究,具有重要意义。多年来,关于连杆的研究,主要集中在连杆本身的一般性动力学行为上。近年来,随着相关商用软件的发展,人们逐渐开始利用商用软件研究包含连杆在内的发动机的活塞-轴系的动力学性能。

例如,文献[1-2]使用 ADAMS 软件分析了曲柄-连杆-活塞的运动学行为;文献[3]对活塞-轴系进行了建模,考察了连杆等刚度和阻尼对系统非线性动力行为的影响;文献[4]使用钟摆模型对曲柄-连杆-活塞系统进行动力学简化建模,并分析了包括连杆在内的系统动力学行为;文献[5]对曲柄-连杆-活塞系统进行了模态分析,发现连杆的共振频率对系统噪

收稿日期:2010-02-16

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50975297);教育部博士点新教师基金项目(200806111020);重庆市教委基金资助项目(KJ08A11)

作者简介:孟凡明(1971-),男,重庆大学教授,主要研究方向为摩擦学、内燃机动力学,(E-mail)fmeng@cqu.edu.cn。

音有很大影响;文献[6]在考虑活塞摩擦系数一定的前提下进行了曲柄-轴系建模,分析了连杆惯性对系统动力学性能的影响。然而上述研究因未考虑活塞组件的二维油膜力的作用,不免与实际工况相差较大。2003年,笔者提出了利用径向基神经网络(RBFNN)仿真气缸摩擦学系统的新方法^[7],之后又利用RBFNN进行了多缸发动机活塞-轴系动力学性能仿真研究^[8],从而得到了一些新的活塞-轴系动力学特性。在以上研究的基础上,笔者将进行基于RBFNN重构二维油膜力的发动机连杆瞬态变形分析,以期通过这一研究为发动机连杆动力学性能的全面分析和设计提出有益的理论参考。笔者首先介绍了仿真时所使用的润滑方程,以及利用RBFNN来重构活塞组件的二维油膜力的基本思想,并对这一方法的有效性进行证实。然后,把良好重构得来的油膜力纳入到连杆的有限元建模中,并借助商用软件ANSYS对连杆的瞬态变形进行研究。

1 润滑方程

为把活塞组件(仅考虑了活塞裙和活塞环)的二维油膜力纳入到活塞-轴系的动力学分析中,需要给出活塞组件的润滑方程。假设润滑剂是连续的、各向同性的牛顿流体,在绝热和忽略润滑剂密度变化下,活塞组件的润滑方程可统一表达为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\varphi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varphi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} U \varphi_c \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{1}{2} U \sigma \frac{\partial \varphi_s}{\partial x} + \varphi_c \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (1)$$

式中: μ 是润滑剂粘度; p 是油膜压力; h 是油膜厚度; x 和 z 分别是活塞组件的轴向和周向坐标; φ_x 和 φ_y 是压力流量因子^[9]; φ_s 和 φ_c 分别是剪切流量因子^[9]和接触因子^[10]; σ 是活塞组件和缸套综合粗糙度; U 为活塞的速度。为求解式(1),压力边界条件需要给出。

对于活塞裙,润滑油膜的压力边界条件为

$$\left. \begin{aligned} p &= 0, x = 0, L, \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= 0, z = 0, \vartheta, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: L 是活塞裙长度; ϑ 为活塞裙润滑油膜破裂的周向位置。活塞裙的二阶运动方程和微凸体接触方程见文献[11-12]。

对于活塞环,润滑油膜的压力边界条件为

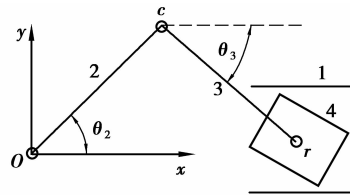
$$\left. \begin{aligned} p &= p_1(t), x = l_a, \\ p &= p_2(t), x = l_b, \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= 0, z = 0, z = l_c. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: $p_1(t)$ 和 $p_2(t)$ 分别是作用于环前后背的气体压力; l_a 和 l_b 分别是环顶端和底端距离环中心的距离; l_c 是活塞环的润滑油膜周向破裂位置。

通过式(1)-(3)及相关方程和参数,可求解得到活塞组件的二维油膜力(包括摩擦力和承载力),把计算得到的这些力存入数据库中,可进一步供RBFNN重构油膜力使用,然后通过RBFNN重构的油膜力可进一步进行连杆的瞬态变形分析。

2 耦合分析法

要全面地分析连杆的动力学性能,必须要分析与之相联系的其他元件给予连杆的作用力。发动机的活塞-轴系通常包括活塞、连杆、曲柄和主轴等元件(见图1)。在图1中, o 为曲柄与主轴的连接点, θ_2 为曲柄与 x 方向的夹角。其中,与连杆耦合的元件有曲柄(图1中的2)和活塞组件(图1中的4)。发动机运转过程中活塞组件会受到油膜力的作用,而活塞组件的二维油膜力可通过RBFNN重构前期由润滑方程(1)-(3)计算得到的油膜力得到。良好重构的油膜力作为外在边界条件,施加在连杆小头。为方便起见,下面给出连杆的耦合动力学方程,曲柄和活塞的动力学方程见文献[7,13]。



1—气缸;2—曲柄;3—连杆;4—活塞组件;o—主轴

图1 活塞-轴系示意图

2.1 连杆受力耦合方程

连杆受力示意图见图2。图中,质量为 m_3 连杆长为 r_3 ,其质心 d 至曲柄活动端 c 的距离为 r_{c3} ,连杆与活塞运动方向的夹角为 θ_3 。在 xoy 平面内分析时,采用了联立约束法^[13],并设逆时针方向力矩为正。质量为 m_3 的连杆受力方程为

$$x \text{ 方向} \quad -F_{32x} + F_{43x} = m_3 a_{c3x}, \quad (4)$$

$$y \text{ 方向} \quad -F_{32y} + F_{43y} = m_3 a_{c3y}. \quad (5)$$

式(4)、(5)中,连杆质心 d 在 x 和 y 方向的加速度分别为 a_{c3x} 和 a_{c3y} ,其表达式可参见文献[7]。在 x 和 y 方向上,曲柄对连杆大头内表面的作用力分别为 $-F_{32x}$ 和 $-F_{32y}$,活塞对连杆小头内表面的作用力(作用点为 r)为 F_{43x} 和 F_{43y} ,这些力中包含了活塞组件在 x 和 y 方向的油膜分力(由RBFNN重构得

到),它们可通过活塞-轴系各元件间的耦合作用,由系统性能仿真时得到。

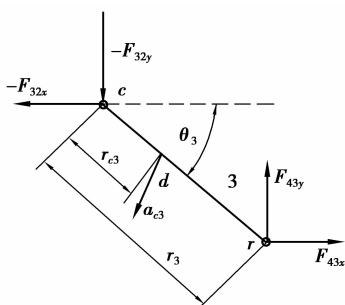


图 2 连杆受力分析

通过主轴位移的测定,可间接验证连杆耦合分析方法的有效性。主轴在 x 和 y 方向的振动方程为

$$M\ddot{\mathbf{D}} + C_d\dot{\mathbf{D}} + K\mathbf{D} = F(t), \quad (6)$$

式中:主轴质量为 M ; C_d 和 K 分别为主轴振动阻尼和振动刚度; \mathbf{D} 为包含 x 和 y 方向位移的位移矢量; $F(t)$ 为主轴在 x 和 y 方向的受力。

2.2 神经网络重构油膜力原理

为了得到方程 (4)、(5) 中包含的油膜力,设计了一个具有 3 层神经元的 RBFNN,其结构如图 3 所示。在图 3 中,较大的黑球代表神经元,较小的黑球代表没有被画出的神经元,最左边的一层神经元用于 RBFNN 的输入,而最右边的一层神经元用于 RBFNN 的输出。设 $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ 为输入矢量,这里指的是周期内各时刻的曲柄转角,输出矢量 $\mathbf{Y} = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ 代表各种变化的参数,如缸内燃烧压力、活塞裙和活塞环组的二维油膜力(均取自预先构建的数据库)。

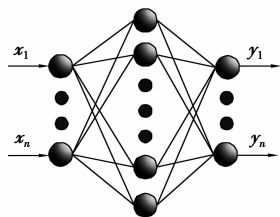


图 3 RBFNN 结构图

本研究所使用的 RBFNN 的传递函数为高斯函数,其表达式为^[14]

$$f_i(\mathbf{X}) = \exp\left(-\frac{|\mathbf{X} - c_i|^2}{2b_i^2}\right), \quad (7)$$

式中: c_i 为 RBFNN 的第 i 个函数的聚类中心; b_i 为第 i 个输出节点偏差,网络的输出函数为

$$\mathbf{y}(x_{ik}) = \sum_{j=1}^N \omega_{ij} f_j(x_{ik}) + b_i,$$

$$(k = 1, 2, \dots, Q; i = 1, 2, \dots, S). \quad (8)$$

式中: Q 为输入矢量 \mathbf{X} 的参数个数; S 为输出矢量 \mathbf{Y} 的参数个数; $\mathbf{y}(x_{ik})$ 为输出矢量, N 是隐层神经元数; ω_{ij} 是连接输出层第 i 节点到第 j 节点的权值。

若设 N_t 为训练的数据个数, RBFNN 培训过程可描述如下:

1) 把数据集 $P_t = \{(X^{(i)}, Y^{(i)}) \mid i = 1, 2, \dots, N_t\}$ 分为训练数据集和测试数据集。

2) 分别给出 \mathbf{X} 、 \mathbf{Y} 的值,使用流行的聚类算法(如 j 平均算法)确定式(7)中的 c_i 。

3) 使用最小二乘法分别确定式(8)中的 ω_{ij} 和 b_i ,并使式(8)中网络误差 SSE 达到最小。

4) 若 SSE 小于预先设定的收敛值,执行步骤 5。否则,重复步骤 2-4 直至符合预先指定目标误差。

5) 用培训中未使用的数据集测试由步骤 1-4 步培训的 RBFNN,当重新计算得到的误差小于或等于预先设定的值时,表明经上步训练得到的网络符合要求。否则,调整网络参数,并返回步骤 1-4,直到满足预先指定的精度。

6) 把训练好的 RBFNN 在 Matlab 中模块化,并纳入到塞-轴系动力学性能分析模块中,利用 Matlab 中的 SIMULINK 仿真环境,可得到力 F_{43x} 、 F_{43y} 、 $-F_{32x}$ 和 $-F_{32y}$ 等。

7) 把仿真得到的 F_{43x} 、 F_{43y} 、 $-F_{32x}$ 和 $-F_{32y}$ 转化为 ANSYS 的载荷表形式,然后利用多重载荷步方法,便可进行连杆瞬态变形的有限元分析。

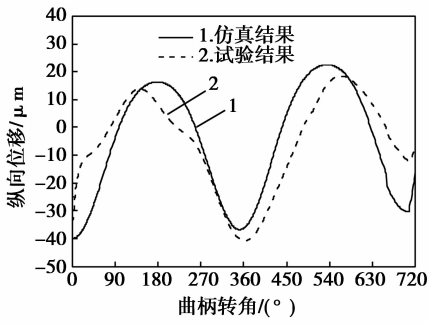
3 仿真结果及分析

有限元分析对象为一单缸发动机的活塞-轴系,其主要技术参数如下:缸径为 90 mm,活塞裙长度 L 为 0.066 m,活塞行程 110 mm,供油提前角 30° , $M = 5$ kg, $C_d = 0.1$ N/(m · s⁻¹), $K = 522$ N · m, $m_3 = 0.57$ kg, $\theta_2 = \theta_3 = 0$, $l_r = l_1 = 1.25 \times 10^{-3}$ m, $r_3 = 0.148$ m, $r_{c3} = 0.048$ m,其他相关参数见文献[8]。

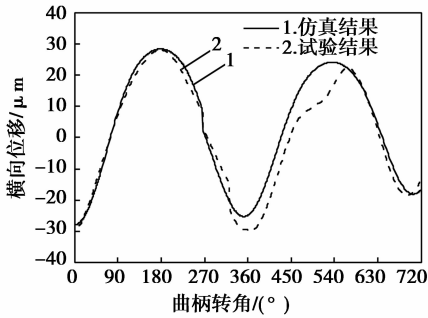
图 4 分别给出了曲柄转速 ω 为 1 500 r/min 下的某一完整工作循环内由仿真得到的和实测得到的主轴的纵向和横向位移。可以看出,仿真与实测的主轴位移变化趋势较为一致。

在其他工作循环内,仿真和实验结果与图 4 中的结果有所差异,但 2 种方法所得结果差别不大。上述主轴位移的比较表明:笔者提出的基于径向神经网络重构活塞组件二维油膜力的建模方法是有效的。这样由重构得到的活塞组件二维油膜力,通

过方程(4)、(5),进一步得到施加在连杆大小头的作用力时,便可进行连杆瞬态变形分析。



(a)纵向位移



(b)横向位移

图 4 仿真和试验得到的主轴位移 ($\omega=1\ 500\ \text{r/min}$)

为研究完整发动机工作循环内连杆的变形,现对连杆上有限元分析时的 3 个节点 1106、1154 和 1229 进行研究,包含这 3 个节点的连杆示意图分别见图 5、6。前 2 个节点的选择依据是,此处及其临近的区域通常处于高应力区,而容易发生断裂。最后一个节点的选择依据是,仿真表明,相对轴承大端座孔内表面其他节点而言,此处会出现较大的应力,因而会影响轴承大端轴承润滑性能的分析结果以及连杆整体动力学性能的校核。在图 5、6 中, y_1 轴上的值向 y_1 正方向变大表示连杆受压,向 y_1 负方向变大表示连杆受拉。其中, y_1 沿连杆的几何中心线, x_1 和 z_1 垂直于 y_1 。

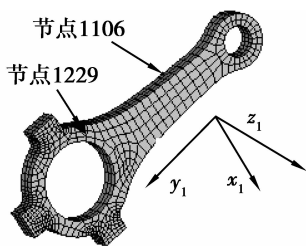


图 5 含节点 1106 的连杆

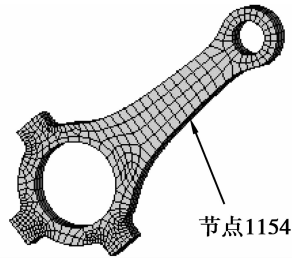
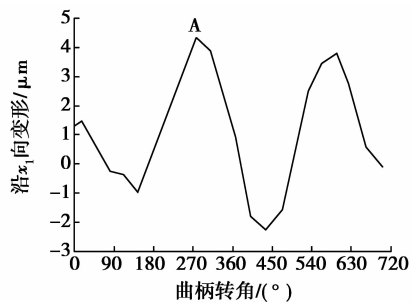


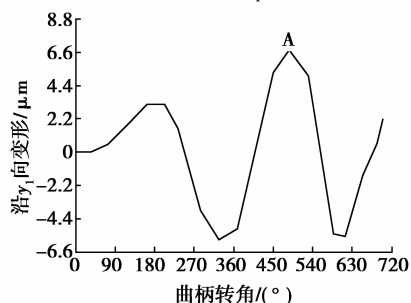
图 6 含节点 1154 的连杆

图 7 分别给出了这节点 1106 和 1154 在 x_1 、 y_1 和 z_1 方向的变形。从图 7(b)、7(e)可以看出:在吸气行程($0\sim 180^\circ$)的大部分和做功行程($360^\circ\sim 540^\circ$)的部分范围内,连杆是受压的;但在这两个行程(特别是做功行程)中均有一定范围的连杆受拉现象发生,这是由于连杆受到曲柄和活塞组件在 y_1 方向力(包括活塞组件的油膜力)的共同作用。在压缩气行程($180^\circ\sim 360^\circ$)和排气行程($540^\circ\sim 720^\circ$),连杆基本是上受拉的,但在这两个行程中均有小角度范围的连杆受压现象发生,这也是由于连杆受到曲柄和活塞组件在 y_1 方向力的共同作用;而且,连杆受压和受拉的最大幅值基本相同,这与实际情况也比较吻合。

同时可以看出,节点 1106 在 x_1 方向(见图 7(a))与节点 1154 在 x_1 方向(图 7(d))的变形方向相反,这是由于分布在连杆杆身两侧这两个节点,在缸内燃气压力间接作用下发生了方向相反的横向移动,这一结论与文献[11]中所得结论非常吻合。



(a)1106节点 x_1 方向变形



(b)1106节点 y_1 方向变形

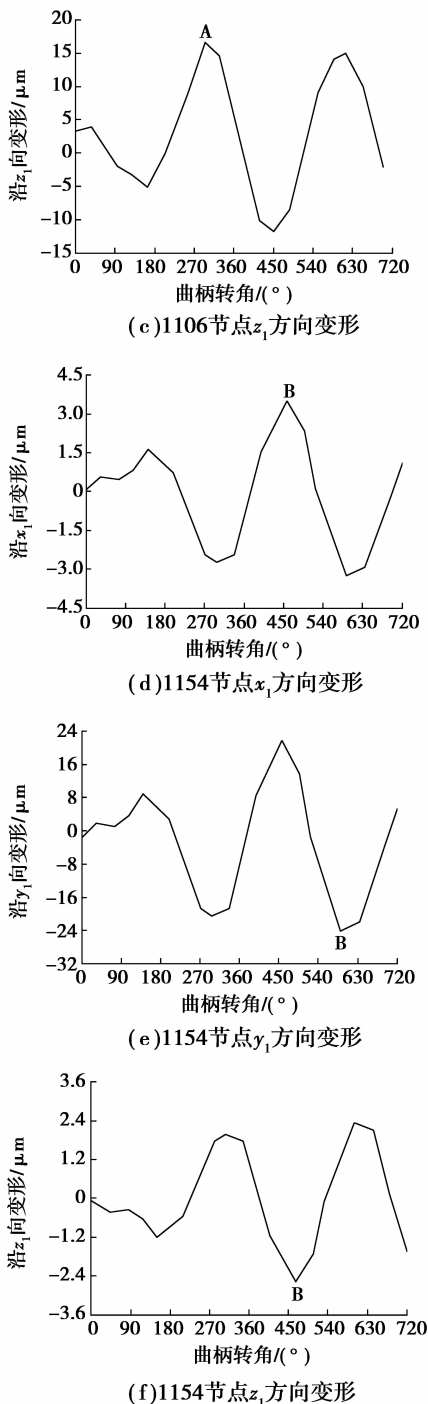


图 7 节点 1106 和 1154 工作循环内变形

从图 7(a)、(c)可以看出,节点 1106 在 x_1 和 z_1 方向提前于压缩行程下止点(360°)处发生了较大的变形(见图中 A 点),而图 7(b)中该节点在 y_1 方向落后于压缩行程下止点的 A 处发生了较大的变形。从图 7(d)–(f)可以看出,节点 1154 在 x_1 、 y_1 和 z_1 方向均落后于压缩行程下止点的 B 处发生了较大

的变形。因此,仅按压缩行程下止点处的连杆杆身变形的大小来考核其强度好坏的传统做法,存在不妥之处。

图 8 给出了曲柄转角为 450° 时,包含节点 1229 的 Von Mises 应力。可以看出,节点 1229 此时有高达 96 853 Pa 的应力产生。

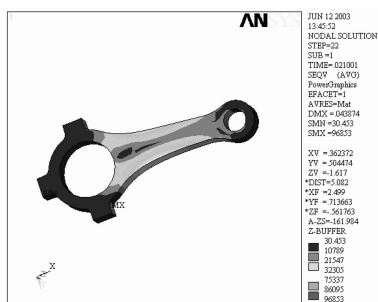
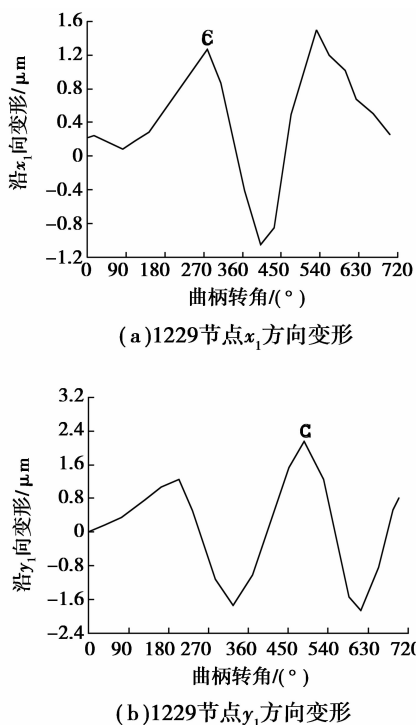
图 8 节点 1229 的 Von mises 应力(曲柄转角 450°)

图 9 分别给出了节点 1229 在 x_1 、 y_1 和 z_1 方向的变形。从图 9(a)、(c)可以看出,节点 1229 在 x_1 和 z_1 方向均提前于压缩行程下止点的 C 处发生了较大的变形。而在图 9(b)中,节点 1229 在 y_1 方向均落后于压缩行程下止点的 C 处发生了较大的变形。因此,这表明,在连杆动力学分析中,其小端轴承的二维油膜力影响应加以考虑。



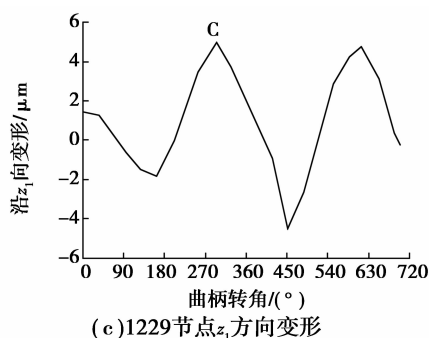


图9 节点 1229 的工作循环内变形

4 结 论

1) 为研究发动机连杆瞬态变形, 提出了基于 RBFNN 重构活塞组件二维油膜力的连杆受力耦合分析法, 通过主轴位移的测定, 证实了该方法的有效性。

2) 仿真发现, 在计入活塞组件的二维油膜力下, 连杆最大变形可提前或落后于压缩行程的下止点。因此, 仅按压缩行程下止点时刻的连杆杆身变形的大小来考核其强度好坏的传统做法, 存在不妥之处。

3) 利用笔者提出的方法, 对多缸的发动机连杆动力学性能的准确预测, 也同样具有参考意义。

参考文献:

[1] 刘少俊, 陈华清, 陈新传, 等. 基于虚拟样机技术的柴油机曲轴-连杆-活塞机构运动学、动力学仿真分析[J]. 船舶工程, 2006, 28(3): 10-13.
LIU SHAO-JUN, CHEN HUA-QING, CHEN XIN-CHUAN, et al. Kinematics and dynamics simulation of a diesel engine's crank-connecting rod-piston mechanism based on virtual prototype technology [J]. Ship Engineering, 2006, 28(3): 10-13.

[2] 江国和, 孙玉海. 基于 ADAMS 的 G6400ZC 型柴油机的曲轴-连杆-活塞运动学和动力学仿真[J]. 船海工程, 2009, 38(3): 88-91.
JIANG GUO-HE, SUN YU-HAI. Kinematics and dynamics simulation on model of G6400ZC diesel engine[J]. Ship and Ocean Engineering, 2009, 38(3): 88-91.

[3] METALLIDIS P, NATSIAVA S. Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines [J]. International Journal of Nonlinear Mechanics, 2003, 38(5): 723-738.

[4] AWREJCWICZ J, KUDRA G. The piston-connecting rod-crankshaft system as a triple physical pendulum

with impacts [J]. International Journal of Bifurcation and Chaos, 2005, 15(7): 2207-2226.

[5] STOFFELS H. On the impact of the pressure rise rate on piston and connecting rod dynamics in internal combustion engines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2008, 222(1): 31-48.

[6] GUZZOMI A L, HESTERMAN D C, STONE B J. Variable inertia effects of an engine including piston friction and a crank or gudgeon pin offset [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(3): 397-414.

[7] MENG F M, HU Y Z, WANG H, et al. Analysis of dynamic performances of piston-crankshaft system considering oil film forces reconstructed by neural network [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007, 221(2): 171-180.

[8] 孟凡明, 张优云. 基于新型 RBFNN 的多缸内燃机活塞-轴系仿真研究[J]. 内燃机工程, 2005, 26(5): 62-65.
MENG FAN-MING, ZHANG YOU-YUN. Simulation of piston-crankshaft system of engine based on improved radial base function neural network [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(5): 62-65.

[9] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness partial hydrodynamic lubrication[J]. Transactions of the ASME: Journal of Lubrication Technology, 1979, 100: 12-17.

[10] MENG F M, WANG Q J, HUA D, et al. A simple method to calculate contact factor used in average flow model [J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 216-219.

[11] MAZOUZI R, MASPEYROT P, KELLACI A, et al. Effects of piston design parameters on skirt-liner friction[J]. Mecanique and Industries, 2009, 10(2): 91-101.

[12] BHUSHAN B. 摩擦学导论[M]. 葛世荣, 译. 北京: 机械工业出版社, 2007.

[13] 孟凡明. 大功率发动机活塞-轴系摩擦学的关键问题研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2005.

[14] 张德丰. MATLAB 神经网络仿真与应用 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2009.