

# 多体动力学建模方法对发动机主轴承载荷计算影响

李 民, 舒歌群, 卫海桥

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

**摘 要:** 使用模态综合法, 在 ADAMS 中建立刚柔混合的 4100QB 柴油机多体动力学模型, 研究了多体动力学建模方法对发动机主轴承载荷计算的影响。通过比较不同模型间主轴承载荷的差异, 探讨了发动机曲轴和机体的柔性、发动机安装方式和联轴节等建模因素对主轴承载荷计算的影响。结果表明: 曲轴、机体柔性及发动机安装方式对轴承载荷计算影响显著; 柔性联轴节对主轴承载荷的影响可以忽略。最后利用实测的气缸体表面节点振动数据验证了多体动力学计算结果的有效性。

**关键词:** 多体动力学, 安装方式, 联轴节, 主轴承, 柔性体

**中图分类号:** TK401

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1002-6819(2008)-12-0057-05

李 民, 舒歌群, 卫海桥. 多体动力学建模方法对发动机主轴承载荷计算影响[J]. 农业工程学报, 2008, 24(12): 57-61.

Li Min, Shu Gegun, Wei Haiqiao. Influence of multi-body dynamics modeling method on simulation of engine main bearing force[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(12): 57-61.(in Chinese with English abstract)

## 0 引 言

虚拟设计是现代发动机设计发展的方向<sup>[1,2]</sup>, 为提高仿真模拟精度, 有限元软件与多体动力学软件的联合使用成为目前普遍采用的手段<sup>[3-5]</sup>。

轴承载荷是发动机多体动力学仿真的一个重要内容, 其结果直接影响后续的强度、振动、声学等的仿真模拟。为了取得准确的轴承载荷模拟结果, 多柔性体仿真开始取代刚性体仿真, 由于计算规模所限, 发动机多体动力学建模时, 全部采用柔性体比较困难, 一般多采用刚柔混合建模。文献[4,7]建立了柔性体曲轴和刚性机体、连杆、活塞在内的刚柔混合模型, 文献[3,6]建模时采用柔性机体、曲轴, 其余零件采用刚体。为兼顾计算精度和效率, 选择哪些部件为柔性体、边界条件如何简化则是建模时必须解决的问题, 但目前相关的研究还较少, 如文献[6,8]研究了柔性机体、曲轴模型与刚性机体、曲轴模型轴承载荷的差别, 但未考虑发动机悬置支架、联轴节等安装使用条件的影响。由于建模的各环节都能直接影响多体动力学轴承载荷仿真结果, 因此有必要研究多体动力学建模各环节对发动机轴承载荷仿真计算结果的影响。

研究使用ADAMS/Engine作为多体动力学仿真工具, 使用HYPERMESH、ANSYS作为有限元分析软件。

## 1 多体动力学理论简介

### 1.1 Craig-Bampton 模态综合法

模态综合法<sup>[9]</sup>采用结构的少数低阶模态坐标来表示复杂结构的动力学特性。ADAMS 软件中柔性体的模态是修正的 Craig-Bampton 模态, 它可以分为固定界面主模态和界面约束模态两类, 其中正则主模态通过固定界面自由度进行模态分析得到; 约束模态则是逐个对界面自由度施加单位位移, 其他界面自由度固定得到。其模态坐标和物理坐标的变换关系如下:

$$u = \begin{bmatrix} u_I \\ u_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_N & \phi_C \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_I \\ q_B \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中  $u_I$  ——非界面点物理坐标;  $u_B$  ——界面点物理坐标;  $\phi_N$  ——保留的低阶正则主模态;  $\phi_C$  ——约束模态;  $q_I$  ——主模态坐标;  $q_B$  ——约束模态坐标。

### 1.2 柔性体多体动力学方程运动方程

ADAMS 通过模态表达物体的弹性, 弹性体上任一点的广义坐标可以表示为:

$$\xi = \{x, y, z, \psi, \theta, \phi, q_j\}^T \quad (2)$$

式中  $x, y, z$  ——局部坐标系在全局坐标系中坐标;  $\psi, \theta, \phi$  ——局部坐标系的欧拉角;  $q_j$  ——模态振型向量。

由拉格朗日动力学方程, 用广义坐标表示的弹性轴的多柔体动力学控制方程的最终形式为<sup>[10,11]</sup>:

$$M\ddot{\xi} + \dot{M}\dot{\xi} - \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial M}{\partial \xi} \dot{\xi} \right]^T \dot{\xi} + K\xi + f_g + D\dot{\xi} + \left[ \frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda = Q \quad (3)$$

式中  $\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$  ——弹性体的广义坐标及其对时间的导数;  $M, \dot{M}$  ——质量矩阵及其对时间的一阶偏导数;  $K$  ——广义刚度矩阵;  $f_g$  ——广义重力;  $D$  ——模态阻尼矩

收稿日期: 2008-05-19 修订日期: 2008-10-16

基金项目: 1.5 升轿车直喷汽油机 (GDI) 开发: “863” 计划项目 (2006AA110106); 重型商用车柴油机技术开发 (YC6K 发动机的低噪声/低振动研究): “863” 计划项目 (2006AA110113); 搭载柴油机的威乐轿车 NVH 控制关键技术: 天津市科技攻关计划重大攻关项目 (06YFGZCX17800)  
作者简介: 李 民 (1969—), 男, 河南洛阳人, 博士生, 副教授, 主要从事发动机结构优化设计研究。天津 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 300072。Email: limin@tju.edu.cn

阵;  $\psi$  ——代数约束方程;  $\lambda$  ——约束的拉格朗日乘子;  
 $Q$  ——广义质量力。

## 2 多体动力学模型的建立

由于计算规模所限, 建立全柔性体发动机模型比较困难。因此选择对轴承载荷影响较大的主要部件建立柔性体模型, 其他部分采用刚性体建模。建立多体动力学模型时, 刚性体采用 ADAMS/Engine 模块参数化建模完成, 柔性体建模由 ANSYS 生成模态中性文件, 然后模态中性文件倒入 ADAMS 中替换刚性体零件完成建模。

### 2.1 柔性机体-缸盖部件

发动机悬置点(机体采用4点支撑)的位置直接影响机体的受力和变形, 因此所建立的柔性部件包括: 机体、缸盖、齿轮室、飞轮外壳、支架。为保证仿真计算精度, 使用HYPERMESH软件生成6面体单元, 机体-缸盖部件共计119248个节点, 90291个单元。

ADAMS软件中柔性体通过界面点同其它元件相互作用, 如施加约束或作用力。Ansys生成机体的模态中性文件时, 设置界面点总计28个, 分别位于气缸孔的中心、主轴承孔内壁面(每个主轴承孔4个界面点)、机体悬置处(机体采用4点支撑)。考虑效率和精度, 保留了3000 Hz 以内的模态中性文件。

### 2.2 柔性轴系

包括曲轴、飞轮及连接法兰, 模型采用6面体单元建立, 设置了13个界面点, 保留了3000 Hz 以内的模态中性文件。

### 2.3 刚性部件

活塞、连杆、活塞销等部件被处理成刚性部件。

### 2.4 阻尼的设置

机体和曲轴阻尼采用非线性阻尼, 参照文献[12]设置, 300 Hz 模态阻尼比为 0.03, 1000 Hz 模态阻尼比为 0.05。

### 2.5 边界条件的处理

发动机台架试验时, 有柔性(通过悬置连接在立柱上)和刚性(无悬置, 支架直接固定在立柱上)两种安装方式, 在 ADAMS 中通过设置不同的悬置刚度实现; 主轴承采用液力润滑轴承, 通过求解雷诺油膜方程进行模拟<sup>[13,14]</sup>, 轴承间隙 5.0E-002mm, 供油压力 0.4 MPa; 其余各部件连接间简化成 ADAMS 中的理想约束: 曲轴与连杆为圆柱副, 活塞对机体为平动副, 活塞与连杆之间为铰接副。发动机标定工况转速 3200 r/min, 缸内压力采用发动机的实测爆发压力, 坐标系设定: X 向—气缸中心线, Y 向—水平方向, Z 向—曲轴轴线方向。

## 3 机体和曲轴柔性对载荷计算的影响

为研究机体和曲轴柔性对主轴承载荷计算的影响,

建立了下述模型: (1) 模型 A: 机体、曲轴均为刚性;

(2) 模型 B: 机体为刚性、曲轴为柔性; (3) 模型 C:

机体、曲轴均为柔性体。

### 3.1 曲轴柔性对载荷计算的影响

在标定工况下, 计算了不同模型的轴承载荷, 发动

机安装采用刚性连接, 悬置参数设置如下:

刚度  $k_x=k_y=k_z=1e6N/mm$ , 阻尼  $c_x=c_y=c_z=0.02$

图 1 为第 4 主轴承的载荷结果, 图 2 为不同模型的主轴承最大载荷值对比。

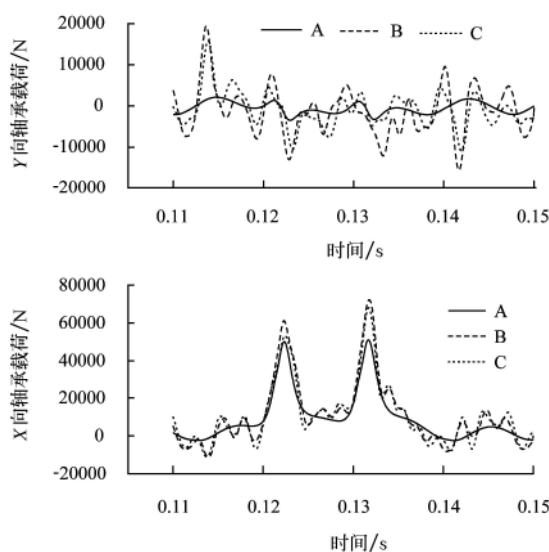


图 1 第 4 主轴承载荷 (标定工况)

Fig.1 Bearing force of main bearing 4#(rated power)

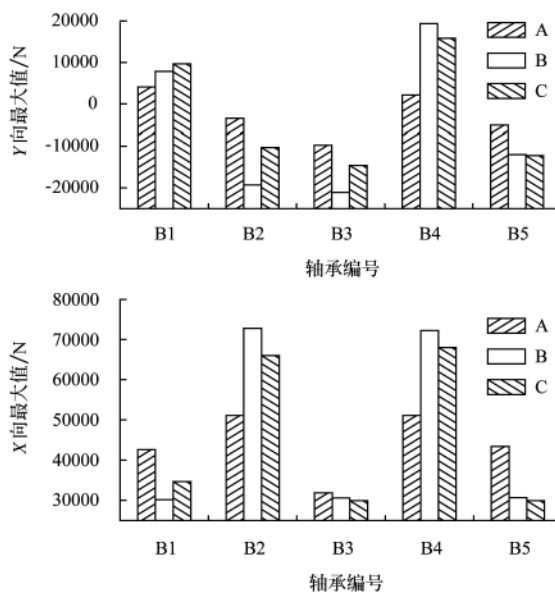


图 2 标定工况下不同模型主轴承最大载荷

Fig.2 Maximum bearing force comparison of various models under rated power

由图 1 看出使用柔性体曲轴的模型 B、C 计算结果接近, 与不考虑曲轴柔性的模型 A 的计算结果存在较大差异。由图 2 也可以看出考虑曲轴的柔性后, 在 Y 向上载荷上, 原来峰值较大的第 1、4 主轴承 Y 向载荷峰值均有较大幅度的增加, 原峰值较小的其中第 2、3、5 载荷峰值有所减小; 在 X 向的载荷上, 原来峰值较大的第 2、4 主轴承 X 向峰值也有较大幅度的增加, 峰值较小的第 1、3、5 载荷峰值有所降低; 总之曲轴的柔性使得那些原来较大载荷峰值变的更大, 较小的载荷峰值变的更小, 增大了各主轴承间的峰值载荷差异, 恶化了主轴承的受力

情况。

使用柔性曲轴后, 由于考虑了曲拐间和轴承间的相互影响, 使某个轴承处过大的负荷通过曲轴传递给相邻的支承上去, 从而降低了该支承的负荷; 但如果相邻支承的负荷为同向时, 也会加重了相邻支承的负荷<sup>[15]</sup>。

图 3 为标定工况 (80 kW、3200 r/min) 第 5 主轴承 y 水平载荷频谱。

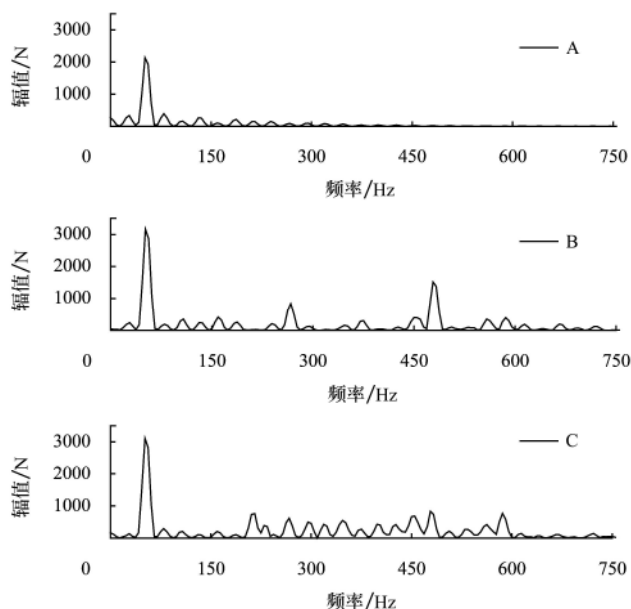


图 3 第 5 主轴承 y 向载荷频谱

Fig.3 Force spectrum of main bearing 5# in Y-direction

在标定转速 3200 r/min 时, 发动机基频为 53.3 Hz。由图 3 可以看出, 载荷频谱上在 53.3、267.2、375、478.2 峰值明显, 这些频率与基频的 1、5、7、9 谐次对应, 可以推断曲轴的柔性使得发动机发火间隔对轴承载荷的影响更加显著。总体来说, 考虑曲轴柔性后, 多体动力学计算的出的曲轴载荷峰值增加, 载荷的波动加剧。

### 3.2 机体柔性对载荷计算的影响

由图 3 可以看到: 刚体模型 A 计算的第 5 主轴承载荷偏小, 只考虑曲轴弹性的模型 B 载荷偏大, 同时考虑机体、曲轴柔性的模型 C 处于二者中间。这是因为考虑使用柔性机体后, 轴承座受力发生弹性变形, 增大了轴瓦间隙, 增大了油膜厚度, 使得油膜压力下降, 最终使轴承的载荷减小。总体来说, 考虑机体柔性后, 使各曲轴载荷分布变的趋于均匀, 有益于主轴承的承载。

虽然模型 C 比模型 B 的轴承承载情况有所改善, 但相对模型 A 而言, 主轴承间的峰值载荷差异还是增加了, 这说明曲轴的柔性对轴承载荷的影响更加显著。

综上所述, 曲轴的柔性增大了各主轴承间的峰值载荷差异, 恶化了主轴承的受力情况; 机体的柔性使得各主轴承间轴载荷间峰值载荷差异减小, 各主轴承载荷分布变的趋于均匀, 对发动机有利。

## 4 安装方式对主轴承载荷的影响

为了验证各种仿真模拟结果, 常需要进行发动机台

架试验。发动机在台架上的安装有柔性 (通过悬置连接在台架立柱上) 和刚性 (无悬置, 发动机直接固定在台架立柱上) 两种安装方式。在 ADAMS 中通过调整悬置刚度来模拟两种安装方式, 对柔性连接, 悬置刚度设置:  $k_x=k_y=k_z=600$  N/mm, 对刚性连接则给悬置设置一个较大的值  $k_x=k_y=k_z=8e5$  N/mm 进行模拟。

仿真结果表明: 发动机在刚性、柔性两种不同的安装方式时载荷差异明显。X 向轴承载荷, 安装方式对第 4、5 主轴承有较明显影响; Y 向轴承载荷, 安装方式也有不同程度的影响, 其中对第 4 主轴承载荷影响最为显著, 载荷峰值变化详见表 1。

表 1 主轴承载荷峰值对比 (刚性、柔性连接对比)

Table 1 Maximum bearing force comparison of various connecting methods(rigid connection vs flexible connection)

轴承 编号	X 向			Y 向		
	柔性	刚性	误差/%	柔性	刚性	误差/%
B1	32650	33062	1.3	-8615	-9193	6.7
B2	63806	64791	1.5	-11696	-10993	-6.0
B3	28882	28522	-1.2	-16291	-15025	-7.8
B4	67308	64519	-4.1	15829	19803	25.1
B5	33497	35981	7.4	17217	-17493	9.8

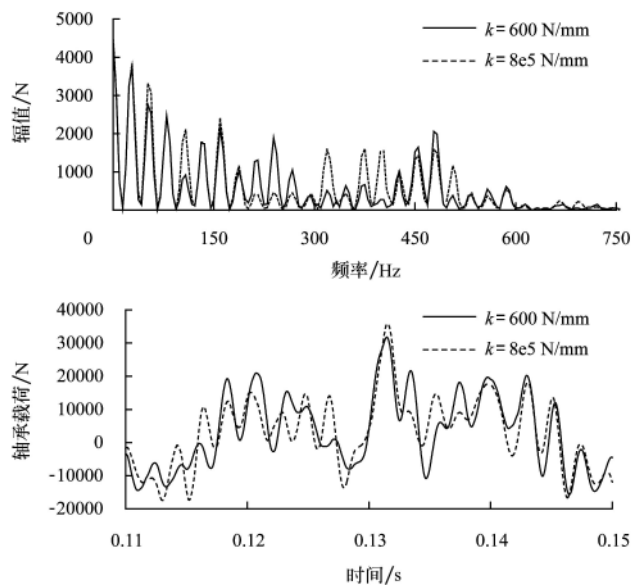


图 4 第 5 主轴承 X 向载荷 (刚性、柔性连接对比)

Fig.4 Bearing force of main bearing 5# in X-direction (rigid connection VS flexible connection)

图 4 为第 5 主轴承 X 向载荷及频谱。由图中可以看到载荷在基频各倍频处幅值变化明显, 反映出主轴承载荷受发动机发火间隔影响明显, 当发动机采用刚性连接安装在台架上时, 主轴承载荷高频成分的幅值增加, 载荷波动加剧。

发动机在台架安装有柔性连接和刚性连接两种安装方式。这两种安装方式悬置刚度差异巨大, 因此机体所受反作用力明显不同, 从而使机体和轴承座的变形差异明显, 最后使得主轴承载荷有明显差异; 在主轴承载荷

频域结果中,两种连接方式在基频各倍频处的幅值也有明显差异,因此发动机的安装方式将会对后续以轴承载荷为基础的振动响应及声学计算产生较大影响。

发动机安装在车辆上使用悬置,属柔性连接,而一般台架试验有柔性 and 刚性两种安装方式,由仿真结果可知两种不同连接方式下主轴承载荷结果差异巨大,因此当台架上发动机采用刚性连接时,用此条件下的测试结果评价发动机装车条件下运转状况会产生较大的误差。

综上所述分析,在进行多体动力学仿真时,为得到和实际相符的仿真结果,必须使多体动力学模型悬置的位置、刚度和实际安装条件保持一致。

## 5 联轴节弹性对载荷计算的影响

台架试验时,发动机通过柔性联轴节和测功机相连。为了模拟联轴节弹性作用,在连接法兰末端设置了衬套力(bushing),通过改变其刚度,实现对联轴节柔性的模拟。计算工况为标定工况(转速 3200 r/min),发动机橡胶设置如下:

$$k_x=800 \text{ N/mm}, k_y=k_z=300 \text{ N/mm}, c_x=c_y=c_z=0.02$$

仿真结果表明:各轴承载荷随联轴节弹性变化,趋势基本相同,仅在载荷峰值有所差异,对第 5 主轴承水平载荷影响较明显,对其它轴承载荷影响较小,第 5 主轴承载荷峰值变化见表 2。

表 2 第 5 主轴承载荷力峰值对比(衬套力不同刚度)

Table 2 Maximum force comparison of main bearing 5# under various bushings

衬套力刚度 /N·mm <sup>-1</sup>	水平方向		竖直方向	
	峰值/N	变化量/%	峰值/N	变化量/%
$k=0$	15382	0	33433	0
$k=100$	17068	11	35373	5.8
$k=400$	15627	-8.4	33308	-5.8
$k=1000$	14764	-5.5	33031	-0.8

发动机采用刚性支撑时,载荷变化规律和使用柔性支撑类似,但载荷变化幅度更小。由上述分析可知,使用弹性联轴节时,联轴节弹性的差异对载荷影响有限,在对计算精度要求不高时,可以忽略联轴节弹性产生的影响,但在要求高的计算精度或联轴节刚性较大时,由此产生的误差必须考虑。

## 6 试验验证

由于轴承载荷较难直接测量,为验证所建多体动力学模型的准确性,采用和轴承载荷相关联的机体振动进行试验验证。其方法是,选取缸盖上表面一个点,使用 LMS 公司的 Testlab 系统测得了该点标定工况下 3 个方向的加速度,与对应点仿真计算结果进行比较。台架试验时,发动机与台架立柱间为刚性连接,发动机和测功机使用柔性联轴节。仿真计算时,设置悬置参数:  $k_x=k_y=k_z=8e5 \text{ N/mm}$ ,  $c_x=c_y=c_z=0.02$ , 衬套力参数: 设置  $x$ 、 $y$ 、 $z$  向刚度相同  $k=100 \text{ N/mm}$ 。

试验和仿真加速度频谱对比见图 5,可以看出试验和仿真计算结果基本吻合,从机体的振动方面验证了所建多体动力学模型轴承载荷计算结果的准确性。

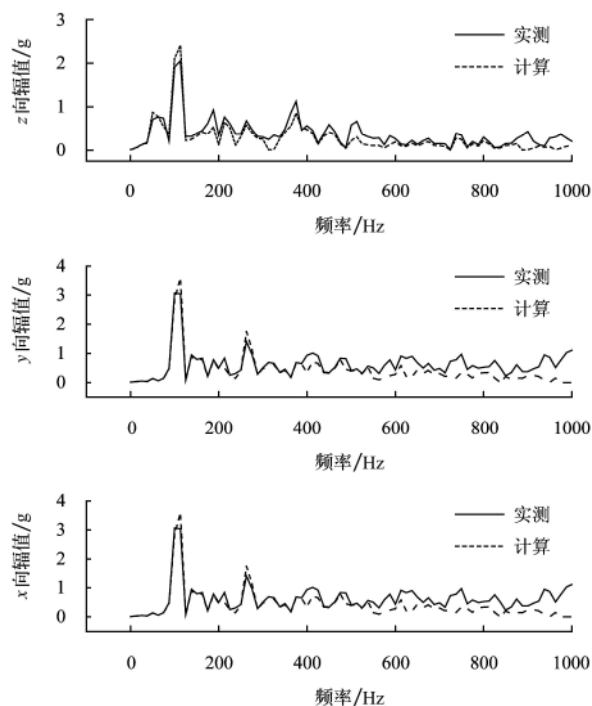


图 5 发动机表面振动加速度谱对比

Fig.5 Comparison of engine block vibration acceleration spectrum

## 7 结 论

1) 曲轴和机体的柔性均对载荷的计算有显著的影响。曲轴的柔性增大了各主轴承间的峰值载荷差异,恶化了主轴承的受力情况;而机体的柔性使得各主轴承间轴载荷间峰值载荷差异减小,改善了主轴承的受力情况。与机体的柔性相比,曲轴柔性对轴承载荷的影响更加显著。刚柔混合模型考虑了零件的弹性变性,与刚性体模型相比,其计算结果更加接近真实的情况。

2) 发动机台架试验时,发动机采用刚性和柔性两种不同安装方式对主轴承载荷影响显著,因此必须考虑连接方式对主轴承载荷计算的影响,在保证多体动力学模型悬置的位置、刚度和实际安装状态一致的条件下,才能得到准确的主轴承载荷仿真结果。

3) 联轴节弹性对第 5 主轴承载荷有一定影响。在计算精度要求不高或使用弹性联轴节的条件下,可以忽略由此带来的误差,但对计算精度有较高要求或联轴节刚性较大时,由此产生的误差必须考虑。

4) 通过比较试验和仿真两种方法得到的气缸体表面振动加速度频谱,从机体的振动方面验证了所做多体动力学模型计算结果的准确性。

### [参 考 文 献]

- [1] Turner J W G, Kalafatis A, Atkins C. The design of the NOMAD advanced concepts research engine[J]. SAE paper, 2006-01-0193.

- [2] Prashant Ramachandra, Yeongching Lin, Junichi Yasuhara, et al. Durability of power components under operating conditions[J]. SAE paper, 2006-01-0650.
- [3] Yuji Aikawa, Tomoyoshi Osakabe, Yoshihiko Sunayama. Prediction of engine mount vibration using multi body simulation with finite element model Dynamic[J]. SAE paper. 2005-32-0006.
- [4] Matthias Schneider, Hans-Peter Lahey, Christoph Steffens, et al. CAE process to eliminate powertrain noise and vibration[J]. SAE paper, 2002-01-0459.
- [5] H Y Isaac Du. Simulation of flexible rotating crankshaft with flexible engine block and hydrodynamic bearings for a V6 engine[J]. SAE paper, 1999-01-1752.
- [6] 李玉军. 柴油机结构噪声预测及优化控制[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2007.
- [7] 金 岩, 郝志勇. 内燃机机体噪声特性的数值仿真分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2007, 41(12): 2073—2076.
- [8] 郭 磊, 郝志勇, 林 琼. 柴油机曲轴与气缸体系统动力学仿真研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2007, 41(5): 780—784.
- [9] Roy R, Craig J R, Mervyn C, et al. Coupling of substructures for dynamic analysis[J]. AIAA Journal, 1968, 6(7): 1313—1319.
- [10] 刑俊文. MSC.ADAMS/Flex 与 AutoFlex 培训教程[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 196—199.
- [11] 郑 凯, 胡仁喜, 陈鹿民. ADAMS 2005 机械设计高级应用实例[M]. 北京: 机械工业出版社.
- [12] AVL List GmbH. AVL EXCITE training course[Z]. 2004.
- [13] Kimura J, Shiono K, Okamura H, et al. Experiments and analysis of crankshaft three-dimensional vibrations and bending stressing a V-type ten-cylinder engine: influence of crankshaft gyroscopic motions[J]. SAE paper, 971995.
- [14] Okamura H, Morita T. Efficient modeling and analysis for crankshaft three-dimensional vibrations under firing conditions[J]. Proc Instn Meeh Engrs, Part K, 1999, 213(1): 33—44.
- [15] 晏砺堂, 朱梓根, 宋兆泓, 等. 结构系统动力学特性分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.

## Influence of multi-body dynamics modeling method on simulation of engine main bearing force

Li Min, Shu Gequn, Wei Haiqiao

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** 4100QB diesel flexible multi-body dynamics model was built by employing the modal synthesis technique in the software Adams, and the application of multi-body dynamics modeling method in simulation of engine main bearing force was carried out. By comparing the simulation results of different models, the effects of flexibility of cylinder block and crankshaft, installing method of engine and the elasticity of shaft coupling were also discussed. The results showed that the flexibility of cylinder block and crankshaft, as well as the installing method of engine, played an important role in main bearing force calculation. The influence of elastic shaft coupling was negligible in simulation of main bearing force. Finally, the simulation result was validated by the measuring engine block vibration acceleration.

**Key words:** multi-body dynamics, installation method, shaft coupling, main bearings, flexible body