

考虑密封结构的球轴承涡轮增压器转子动力学特性研究

黄 若, 张 烨, 陈 涛

(北京理工大学 机械与车辆学院 北京 100081)

摘 要: 针对某型号车用球轴承涡轮增压器, 利用密封力与油膜力动力学相似原理, 将增压器转子系统中的密封结构视为一种油膜轴承, 应用短轴承理论计算得到其刚度和阻尼矩阵并代入模型进行仿真计算, 并与临界转速实验结果和未添加密封结构模型的计算结果进行对比, 得到了密封结构对增压器转子系统临界转速、稳定性、不平衡响应的影响规律。结果表明: 研究分析球轴承涡轮增压器转子动力学特性必须考虑密封结构, 且可以应用短轴承理论分析密封结构动力学特性。

关键词: 涡轮增压器; 转子动力学; 密封结构; 短轴承

中图分类号: O347.6 **文献标识码:** A

Rotor dynamics analysis for ball bearing turbocharger considering the sealed construction

HUANG Ruo, ZHANG Ye, CHEN Tao

(School of Mechanical and Vehicular, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: For some type of turbocharger, the sealed construction on the turbocharger rotor can be regarded as a special kind of oil film bearing as the dynamic principles for sealing force and film force are both similar. The stiffness and damping matrixes, of the sealed construction calculated by using short bearing theory, were added to form a simulation model of the complete rotor system. The calculated results of the dynamic characteristics of the rotor system were compared with the experimental ones and also compared with the simulation results of a rotor system without sealed construction. The effects of sealed construction on critical speed, stability and unbalance response were revealed by this way. The conclusion shows: the sealed construction is of essence in the rotor dynamics analysis for ball bearing turbocharger, and here the short bearing theory is still available.

Key words: turbocharger; rotor dynamics; sealed construction; short bearing

涡轮增压是现代车辆发动机强化的最主要方向。发动机采用涡轮增压技术可以大幅度提高发动机输出功率、改善燃油经济性、节约能源、减少排气污染、降低噪声等。轴承作为涡轮增压器的核心部件, 其效率与可靠性对涡轮增压器的性能与寿命有重大影响。与目前普遍使用的浮动轴承相比, 涡轮增压器球轴承机械效率可达95%以上, 采用滚动球轴承增压器总效率可提高5%~7%, 在小流量时甚至可提高20%^[1]。球轴承刚度较大、油膜阻尼小, 瞬态响应性好, 润滑条件要求较低等, 因而车用涡轮增压器采用球轴承已经成为一种发展趋势。目前对球轴承涡轮增压器轴承-转子系统动力学特性的研究刚刚展开, 现有研究均忽略了密封结构阻尼、刚度对球轴承增压器转子动力学特性的影响^[2~3]。为此, 本文首先建立添加密封结构的有限元模型, 对涡轮增压器轴承-转子系统的动力学

特性进行了分析。

1 涡轮增压器密封结构动力学分析

对于球轴承涡轮增压器, 球轴承油膜阻尼相当小, 一般动力学分析可以忽略不计^[4]。而密封结构阻尼相对球轴承油膜阻尼较大, 忽略密封结构阻尼将对瞬态响应及稳定性等产生影响。同时, 密封结构刚度对临界转速也可能产生影响。

本文所研究的增压器密封结构(图1)是一种活塞环式密封, 用来防止轴承润滑油进入增压器的压气机或涡轮部分, 同时阻止压气机端的空气或涡轮端的燃气进入增压器的轴承体润滑油腔。其结构特点为密封环(外圆)在自身径向弹力作用下胀紧在密封环槽内, 密封环(内圆)和转轴之间具有一定的间隙。增压器工作时, 密封环和转轴之间的介质存在三种情况: ①空气(压气机端)或燃气(涡轮端); ②润滑油与空气(压气机端)或燃气(涡轮端)混合物; ③润滑油。在一般情况下, 在如图2当密封环和转轴之间的间隙里应充

收稿日期: 2011-03-03 修改稿收到日期: 2011-07-12

第一作者 黄 若 男, 博士, 教授, 1962年生

满具有一定压力的润滑油和空气,即处于第②种情况,本文以此状态开展研究。

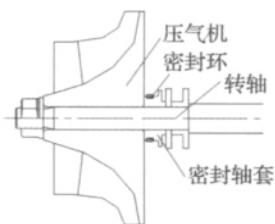


图1 密封结构工作位置

Fig.1 The working position of sealed construction

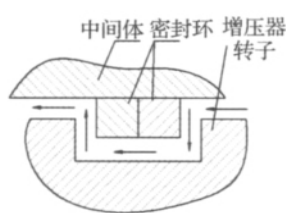


图2 密封结构工作状态

Fig.2 The working condition of sealed construction

当涡轮增压器处于稳态工况时,密封环和转轴之间的间隙不变;当涡轮增压器处于非稳态工况,如加速、减速工况时,由于转子所受径向负荷变化,密封环和转轴之间的间隙会发生变化,极端情况下、如动平衡破坏、超速等可能导致转子轴和密封环的碰摩。此外,当增压器加速或减速时,增压器转子所承受的轴向负荷最大,在5~10倍稳态工况轴向负荷作用下^[5],同样可能导致密封环轴向端面 and 转子轴配合端面之间发生碰摩。因为这两种状态不是增压器工作的普遍状态,故本文研究不考虑碰摩状态。

与转轴在油膜轴承中旋转相似,转轴同样在密封环中旋转、同时密封环涨紧在密封环槽内,且其间隙中同样为油气混合物,其油膜作用机理相同(似)。研究表明,密封力与油膜力具有相似的动力学原理^[6]。由于油膜力理论基础 Reynolds 方程为包含两个变量的偏微分方程,求解困难,工程上通常采用数值求解油膜的刚度和阻尼。短轴承理论提供了一种求解油膜刚度和阻尼的近似算法,在工程上获得了普遍应用,尤其是对于长径比小于0.25的短轴承计算结果准确且计算简便。根据密封环的工作状态和尺寸特点,本文把密封环看成一种短轴承,以此来分析密封结构阻尼对增压器转子动力学的影响。

在半 Sommerfeld 条件下,短轴承的非线性油膜力在极坐标下的表达式^[7]:

无限短轴承(窄轴承):

$$F_r = -\frac{\mu\Omega RL^3}{C^2} \left[\frac{2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \right] \quad (1)$$

$$F_t = -\frac{\mu\Omega RL^3}{C^2} \left[\frac{\pi\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right] \quad (2)$$

油膜等效刚度和等效阻尼:

油膜刚度:

$$K_0 = -\frac{F_r}{e} \quad (3)$$

油膜阻尼:

$$d_0 = -\frac{F_t}{e\Omega} \quad (4)$$

上两式中右端的负号,表示油膜径向弹性恢复力 F_r 和周向阻尼力 F_t ,分别与偏心距 e 、进动速度 $e\Omega$ 的方向相反。当增压器转子系统转动时,轴颈中心绕油膜环中心作稳态同步圆进动,按短轴承近似理论,油膜刚度和阻尼可表示为:

油膜刚度:

$$K_0 = \frac{\eta\Omega RL^3}{C^3} \left[\frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} \right] \quad (5)$$

油膜阻尼:

$$d_0 = \frac{\eta RL^3}{C^3} \left[\frac{\pi}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right] \quad (6)$$

其中: R 为轴承半径; L 为轴承宽度; μ 为润滑油动力粘度; e 表示轴颈偏心距; C 表示密封间隙; $\varepsilon = \frac{e}{C}$ 为轴颈偏心率; Ω 表示进动角速度。

2 转子动力学模型的建立方法

转子动力学的经典有限元分析法是建立一个典型的轴承-转子系统,通过对轴线上圆盘、轴段、轴承座等各单元的分析,建立单元节点力与节点位移间的关系,并综合各单元的运动方程,得到以节点位移为广义坐标的系统运动微分方程,从而将系统转化为有限个自由度的转子振动问题,求解一组线性代数方程得到转子的临界转速。

涡轮增压器轴承-转子系统通常由离散的压气机叶轮与涡轮叶轮、旋转零件、具有分布质量及弹性的轴段和轴承座等组成。对于 N 个节点,其间用 $N-1$ 个轴段连接而成的转子系统,综合各圆盘及轴段单元的运动方程,可得转子系统的运动方程:

$$\left\{ \begin{aligned} [M_1] \{\ddot{U}_1\} + \Omega[J_1] \{U_2\} + [K_1] \{U_1\} &= \{Q_1\} \\ [M_1] \{\ddot{U}_2\} - \Omega[J_1] \{U_1\} + [K_1] \{U_2\} &= \{Q_2\} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

其中: 整体质量矩阵 $[M_1]$, 回转矩阵 $\Omega[J_1]$ 及刚度矩阵 $[K_1]$, 都是 $2N \times 2N$ 阶对称稀疏带状矩阵。 U_1 、 U_2 为系统的位移向量 $\{Q_1\}$ 和 $\{Q_2\}$ 为相应的广义力。

通过微分方程的齐次解,可求当 $\Omega = \omega$ 时转子的临界转速。式(7)的齐次式为:

$$\left\{ \begin{aligned} \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_1 \\ \ddot{U}_2 \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & J_1 \\ -J_1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_1 \\ \dot{U}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} &= \{0\} \end{aligned} \right. \quad (8)$$

设式(8)的解为:

$$\left\{ \begin{aligned} \{U_1\} &= \{A_1\} \cos\omega t - \{B_1\} \sin\omega t \\ \{U_2\} &= \{A_1\} \cos\omega t + \{B_2\} \sin\omega t \end{aligned} \right. \quad (9)$$

代入式(8),且令 \cos 和 \sin 项的系数分别为0,令 $\Omega = \omega$ 可得:

$$\begin{bmatrix} K_x - M_1 \omega^2 & J_1 \omega^2 \\ J_1 \omega^2 & K_y - M_1 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1 \\ B_2 \end{Bmatrix} = \{0\}$$
$$\begin{bmatrix} K_x - M_1 \omega^2 & J_1 \omega^2 \\ J_1 \omega^2 & K_y - M_1 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} B_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} = \{0\}$$

令：

$$[M_F] = \begin{bmatrix} M_1 & J_1 \\ -J_1 & M_1 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \quad (11)$$

故得频率方程为：

$$|-M_F \omega^2 + K| = 0 \quad (12)$$

上式是一个有关 ω^2 的 $4N$ 次代数方程，因 $[K]$ 是对称正定矩阵， M_F 为实对称矩阵，但通常不是正定的，故 $4N$ 个特征值有若干是负实数，只有 ω^2 为正实数时的特征值才是有意义的，它们的算术平方根就是各阶同步正涡动和同步反涡动的临界转速。

本文应用 DyRoBeS 有限元软件，建立二维梁模型^[8]。在 DyRoBeS 软件中，转子系统通过建立轴段并输入轴段参数以及材料参数，可以得到转子的二维模型，其中轴承内圈、密封套和隔套等发生截面突变的旋转零件直接采用等效直径进行建模、计算，涡轮和压气机叶轮被等效为质点。球轴承简化为一个弹性支撑，通过添加四个正刚度和正阻尼来描述球轴承的动力学特性。其刚度及密封结构刚度阻尼均由 DyRoBeS 中的轴承模块求得。

3 计算分析实例

3.1 实例

以完成了临界转速测试的某型号增压器为例，进行转子动力学分析。具体尺寸如下。涡轮端密封环尺寸：直径：φ14 mm，内径：φ12.45 mm；宽度：1.39 mm；厚度：0.775 mm。密封环处轴直径：φ11.5 mm。压气机端密封环尺寸：直径：φ11 mm，内径：φ9.6 mm；宽度：1.39 mm；厚度：0.7 mm。压气机端轴封套尺寸：内径：φ6 mm，密封环配合处外径：φ8.7 mm，运动粘度：14.21 mm²/s，动力粘度为：3 000 MPa·s，该增压器常用转速为 100 000 r/min。设 L 为密封环宽度， D 为密封环直径，密封环 $L/D < 0.2$ ，可以看成短轴承（ $L/D < 0.25$ ）。密封环 CAD 图如图 3、图 4。

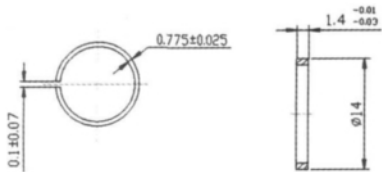


图 3 涡轮端密封环 CAD 图

Fig. 3 The cad map of sealed ring on turbine side

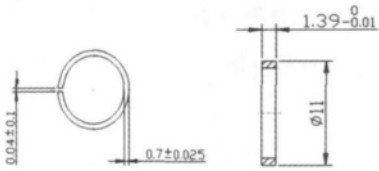


图 4 压气机端密封环 CAD 图

Fig. 4 The cad map of sealed ring on compressor side

按照 DyRoBeS 中的轴承模块求得转子系统刚度阻尼如表 1。

表 1 HP60Q 转子系统刚度阻尼

Tab. 1 HP60Q rotor system stiffness and damp

位置	刚度/(N·mm ⁻¹)	阻尼/(N·s·mm ⁻¹)
球轴承	63 484.7	0
涡轮端密封环	59.547 7	0.102 331
压气机端密封环	45.916 3	0.078 905 6

按照前述方法建立轴承－转子系统模型为图 4 及图 5，图中左侧为压气机叶轮，右侧为涡轮，其质量、惯性矩和重心位置均由 Pro/E 中质量特性功能获得。球轴承简化为弹性支撑，轴承静刚度根据轴承结构、负荷，由 DyRoBeS 软件中挤压油膜轴承工具模块计算得到。为了方便对比仿真结果，图 6 模型是在图 5 模型上添加三个弹性支撑所得到的。

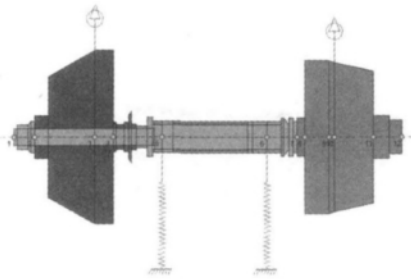


图 5 未添加密封结构转子模型

Fig. 5 The rotor model without sealed construction

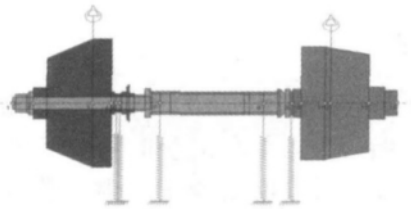


图 6 添加密封结构转子模型

Fig. 6 The rotor model with sealed construction

3.2 仿真结果及分析

3.2.1 临界转速分析

表 2 为软件计算结果， D 计算结果表示未考虑密封结构的计算结果， R 计算结果表示添加密封结构的计算结果， A 表示试验结果。

表2 HP60Q增压器轴承-转子临界转速结果对比

Tab.2 HP60Q turbocharger bearing-rotor critical speed comparison

计算与试验结果	一阶临界 转速/($r \cdot \min^{-1}$)	二阶临界 转速/($r \cdot \min^{-1}$)
D	66 046	86 468
R	66 123	86 715
A	68 000	84 000
相差: $I(A-D)/A \times 100\%$	2.87%	2.93%
相差: $I(A-R)/A \times 100\%$	2.76%	3.23%
$I(D-R)/D \times 100\%$	0.17%	0.29%

对比表2结果发现,仿真计算结果与实验结果误差均在5%以内,工程上属于可接受范围,因而对此模型转子系统进行动力学特性分析具有工程价值。添加密封结构后,转子系统临界转速有一定程度的提升,这是由于密封结构增加了系统的总体刚度,从而使临界转速增加,但由于密封结构刚度相对于球轴承刚度过小,临界转速提升幅度很小,故在实际应用时忽略密封结构刚度引起的误差小于5%。

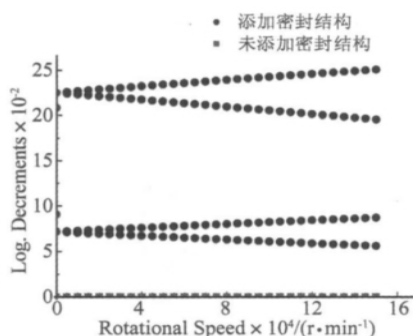


图7 稳定性图

Fig. 7 Stability

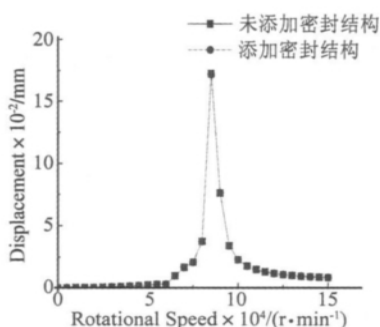


图8 压气机重心振幅图

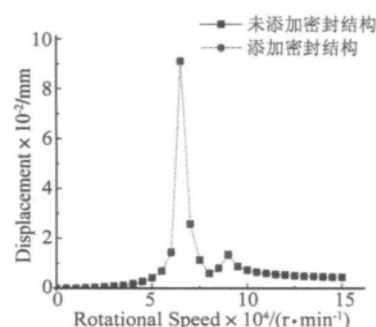
Fig. 8 Amplitude on the
compressor center of gravity

图9 涡轮重心振幅图

Fig. 9 Amplitude on the
turbine center of gravity

4 结 论

密封结构对于球轴承涡轮增压器转子系统的影响是因为密封结构所具有的阻尼和刚度。但由于密封结构刚度远小于球轴承刚度,考虑密封结构刚度对转子动力学特性影响很小,而密封结构阻尼相对于球轴承油膜阻尼较大,对球轴承涡轮增压器转子动力学特性影响很大。所以分析球轴承涡轮增压器转子动力学性能必须建立密封结构动力学模型并纳入轴承-转子系统模型。本文首次建立了增压器密封结构动力学模型,通过在不考虑密封结构的简单模型上添加密封结构阻尼与刚度,同时借助有限元软件对某型号涡轮增压器进行了转子系统临界转速、稳定性、不平衡响应的仿真计算,对比实验结果与两种不同模型仿真结果可

3.2.2 稳定性分析

图7中上方直线表示压气机衰减率,下方直线表示涡轮衰减率,斜率为正的直线为负反向涡动,斜率为负的直线为正向涡动。由图7可以发现,添加密封结构后转子系统稳定性大幅提升,这是因为对于转子系统,油膜阻尼远远大于转子支承系统的其他阻尼,有油膜阻尼的存在,其他阻尼甚至可以忽略不计^[7]。相对于未添加密封结构,添加后所增加的密封结构油膜阻尼力能够提供部分的弹性恢复力,对转子在通过临界转速、减震和消除油膜非线性等不平衡现象都是有益的,能够保证系统稳定运行。

3.2.3 不平衡响应分析

对比图8、图9,发现添加密封结构阻尼与刚度后的转子系统其压气机与涡轮重心振幅改变不大或没有改变,振幅图形基本重叠,其中,未加密封结构压气机重心与涡轮重心最大振幅分别为0.172 20 mm, 0.091 096 mm,加密封结构压气机重心与涡轮重心最大振幅分别为0.171 77 mm, 0.091 096 mm。这是因为添加密封结构后,系统刚度改变很小,只有当转速很高的时候,其对振幅的减小才能体现出来。

以得到以下结论:

(1) 转子系统稳定性大幅提升,而临界转速及振幅变化很小,不到0.2%。

(2) 由于密封结构刚度很小,未对转子系统临界转速和不平衡响应造成明显影响,在实际工程设计初期可以忽略。

(3) 由于密封结构阻尼较大,对转子系统稳定性影响显著,对提升转子稳定性起着不容忽视的作用,在实际应用时不能忽略。

(4) 本文研究结果表明,应用短轴承理论分析密封结构能够获得较精确的涡轮增压器转子动力学性能。

(下转第182页)

- harvesting from vibration using piezoelectric materials [J]. The Shock and Vibration Digest, 2004, 36(3): 197–205.
- [2] Ericka M, Vasic D, Costa F, et al. Energy harvesting from vibration using a piezoelectric membrane [J]. J. Phys. IV France, 2005, 128: 187–193.
- [3] Kan J W, Qiu J H, Tang K H, et al. Modeling and simulation of piezoelectric composite diaphragms for energy harvesting [J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics 2009, 30: 95–106.
- [4] Liang J R, Liao W H. An improved self-powered switching interface for piezoelectric energy harvesting [C]. IEEE International Conference on Information and Automation, June 22–25, 2009, Zhuhai/Macau, China: 945–950.
- [5] 邱清泉, 肖立业, 辛守乔, 等. 振动式微型发电机的研究进展[J]. 振动与冲击, 2010, 29(9): 191–195.
- [6] Kim S, Clark W W, Wang Q M. Piezoelectric energy harvesting using a diaphragm structure [J]. SPIE, 2003, 5055: 307–318.
- [7] Sodano H A, Park G, Leo D J, et al. Use of piezoelectric energy harvesting devices for charging batteries [J]. SPIE, 2003, 5050: 101–108.
- [8] Glynne-Jones P, Tudor M J, Beeby S P, et al. An electromagnetic, vibration-powered generator for intelligent sensor systems [J]. Sensors and Actuators A, 2004, 110: 344–349.
- [9] Mitcheson P D, Miao P, Stark B H, et al. MEMS electrostatic micropower generator for low frequency operation [J]. Sensors and Actuators A, 2004, 115: 523–529.
- [10] Minazara E, Dejan V, Francois C, et al. Predictive energy harvesting from mechanical vibration using a circular piezoelectric membrane [C]. IEEE Ultrasonics Symposium, Sep. 18, – 21, Rotterdam, Netherlands, 2005, 2: 946–949.
- [11] Changki M, Radziemski L J, Clark W W. Analysis of piezoelectric circular diaphragm energy harvesters for use in a pressure fluctuating system [J]. Smart Mater. Struct., 2010, 19(2): 1–10.
- [12] 阚君武, 王淑云, 马继杰, 等. 基于中空压电换能器的灯具开关用发电装置 [P]. 中国发明专利, 201110080548. 8. 2011.4.1.
- [13] Dobrucki A B, Pruchnicki P. Theory of piezoelectric axisymmetric bimorph [J]. Sensors and Actuators A, 1997, 58: 203–212.
- [14] 何福保, 沈亚鹏. 板壳理论 [M], 西安: 西安交通大学出版社, 1993.
- [15] Timoshenko S, Woinowsky-Krieger S. Theory of plates and shells [M]. second edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.
- [16] Li S F, Chen S C. Analytical analysis of a circular PZT actuator for valveless micropumps [J]. Sensors and Actuators A, 2003, 104: 151–161.

(上接第 152 页)

参考文献

- [1] Thomas G R, Fadick C M, Fram B J. Launch vehicle payload adapter design with vibration isolation features [C]// Wang K W. Proc of SPIE, Bellingham, WA: SPIE, 2005, 5760: 35–45.
- [2] Wilke P S, Johnson C D, Fosness E R. Whole-spacecraft passive launch isolation [J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1998, 35(5): 690–694.
- [3] Johnson C D, Wilke P S, Darling K R. Multi-axis whole-spacecraft vibration isolation for small launch vehicles [C]// Inman D J. Proc of SPIE, SPIE, 2001, 4331: 153–161.
- [4] Johnson C D, Wilke P S. Recent launches using the softride whole-spacecraft vibration isolation system [C]// Proc of AIAA, Albuquerque, NM: AIAA, 2001, 4708: 1–10.
- [5] 刘天雄. 主动约束层阻尼板结构动力学建模及其振动主动控制研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2002.
- [6] 陈阳, 方勃, 曲秀全, 等. 新型整星隔振器隔振性能分析 [J]. 宇航学报, 2007, 28(4): 986–990.
- [7] Li M M, Fang B, Wang L G, et al. Whole-spacecraft active vibration isolation using piezoelectric stack actuators [C]. Proc of 3rd ISSCAA, Harbin: IEEE, 2010: 1356–1360.
- [8] 陈阳. 基于粘弹性材料的柔性卫星隔振技术研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.

(上接第 156 页)

参考文献

- [1] 张俊红, 李志刚, 王铁宁. 车用涡轮增压技术的发展回顾、现状及展望 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2007, 36(1): 66–69.
- [2] Huang R, Ge X B, Ma C C. Research on the critical speed of a mixed-flow turbocharger with hybrid ceramic ball bearing [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2009, 18(3): 298–303.
- [3] 黄若, 葛新滨, 马朝臣. 车用球轴承涡轮增压器临界转速分析 [J]. 车用发动机, 2007, 12(6): 72–76.
- [4] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [5] 洪汉池. 车用涡轮增压器转子轴向力数值模拟与实验研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2006.
- [6] 李杰. 密封及转子系统动力特性研究及稳定性分析 [D]. 上海: 复旦大学, 2009.
- [7] 顾家柳, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [8] 孙保苍. 轴承-转子系统非线性动力学若干问题研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2002.