

文章编号: 1000-5013(2012)06-0617-04

汽车发动机主动隔振系统的前馈反馈最优控制

苗福生

(1. 宁夏大学 土木与水利工程学院, 宁夏 银川 750021;
2. 宁夏大学 学术期刊中心, 宁夏 银川 750021)

摘要: 基于 2 自由度的发动机简化模型, 针对发动机的外部干扰信号由线性外系统的输出描述, 通过引入扰动补偿信号, 给出发动机系统的前馈反馈最优控制器的设计方法. 该控制器由状态反馈项和扰动输入前馈补偿项构成, 前馈项用于补偿干扰输入对发动机的影响, 控制器的反馈和前馈增益可通过求解代数方程得到. 仿真算例表明: 该方法对抑制发动机的外部干扰有很好的鲁棒性.

关键词: 发动机; 隔振; 主动控制; 最优控制; 前馈控制

中图分类号: U 464; TP 273 **文献标志码:** A

农业机械中的振动现象不仅会产生噪音、振动, 而且影响机械设备的性能和工作寿命. 对农业机械进行减振研究和设计, 既可以提高机械部件的使用寿命, 也可提高工人的工作舒适度. 采用合理的减振措施已成为现代农业机械设计研究的重要内容之一. 发动机作为农业机械系统的常用动力部件之一, 外部扰动引起的振动不仅对发动机子系统产生影响, 也对整个机械系统的寿命和性能产生不良影响^[1]. 因而, 汽车发动机系统的减振控制问题一直是控制工程领域中的热点研究课题之一. 各种有效的控制理论和方法, 如自适应控制^[2]、最优控制^[3]、模糊控制^[4]、神经网络控制理论^[5]等被广泛地应用于汽车发动机系统的主动减振控制问题的研究中. 前馈反馈控制由于在补偿外部扰动对系统性能影响方面的优势而备受关注^[6-7], 但利用前馈控制完全补偿干扰对系统性能的影响往往不是最优的控制策略^[8-9]. 本文主要研究汽车发动机主动隔振系统的前馈反馈最优减振控制问题.

1 问题描述

发动机主动隔振系统可以描述为一个 2 自由度的质量弹簧阻尼系统, 其力学模型如图 1 所示. 图 1 中: m_f 为发动机质量; m_c 为车身质量; k_1 和 k_2 分别为被动悬置刚度和轮胎刚度; c_1 和 c_2 分别为被动悬置阻尼系数和悬架阻尼系数; x_f 和 x_c 分别为发动机垂直振动位移和车身垂直振动位移; L 为作动器产生的垂直变形量; F 为发动机受到的纵向力.

系统的动态方程可表示为

$$\left. \begin{aligned} m_f \ddot{x}_f + k_1(x_f - x_c - L) + c_1(\dot{x}_f - \dot{x}_c - \dot{L}) - F &= 0, \\ m_c \ddot{x}_c - k_1(x_f - x_c - L) - c_1(\dot{x}_f - \dot{x}_c - \dot{L}) + k_2 x_c &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

令 $x_1 = x_f - x_c, x_2 = \dot{x}_f, x_3 = x_c, x_4 = \dot{x}_c, \mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T$, 并记 $\mathbf{u} \triangleq k_1 L + c_1 \dot{L}$, 则发动机的动态方程可简化为

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{D}\mathbf{F}(t), \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0. \quad (2)$$

系统的参数矩阵 $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{D}$ 可分别表示为

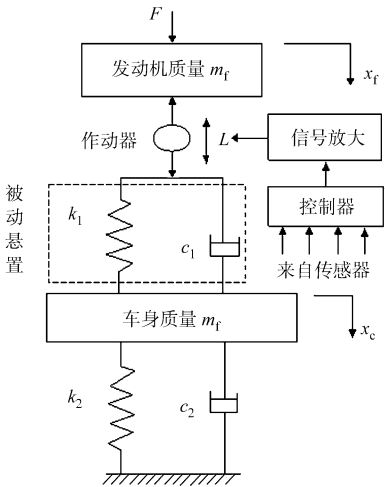


图 1 发动机主动隔振系统模型
Fig. 1 Model of engine active vibration isolation system

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_1/m_f & -c_1/m_f & 0 & c_1/m_f \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_1/m_c & c_1/m_c & -k_2/m_c & -c_1/m_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m_f \\ 0 \\ -1/m_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m_f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

设发动机的干扰输入由下面产生外部扰动信号的外系统描述,该外系统既可以表示简单的正弦扰动,也可以表示较正弦扰动复杂的确定性扰动,即有

$$\dot{\mathbf{w}}(t) = \mathbf{G}\mathbf{w}(t), \quad \mathbf{F}(t) = \mathbf{H}\mathbf{w}(t).$$

(3)

式(3)中: $\mathbf{w}(t)$ 为外系统的状态向量; \mathbf{G}, \mathbf{H} 为适当维数的常数矩阵. \mathbf{G} 的所有特征值满足 $\text{Re}[\lambda(\mathbf{G})] \leq 0$, 且具有零实部的特征值为矩阵 \mathbf{G} 的最小多项式的单根,设矩阵对 (\mathbf{G}, \mathbf{H}) 可观测.

因为系统存在持续的外部干扰,所以其状态向量 \mathbf{x} 和控制向量 \mathbf{u} 至少有一个不趋于零. 为此, 选取二次型平均性能指标为

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + r \mathbf{u}^2) dt.$$

(4)

式(4)中: \mathbf{Q} 为 4×4 对称半正定矩阵; $r > 0$. 因此,设计系统的前馈反馈最优控制 $\mathbf{u}^*(t), t \geq 0$, 使得 J 取得极小值.

2 前馈反馈最优控制器设计

图 2 为汽车发动机主动隔振系统的前馈反馈控制系统的框图. 系统(2)关于性能指标 $\text{Re}[\lambda(\mathbf{G})] \leq 0$ 的最优控制问题的必要条件,即求解下列两点边值问题^[10],有

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) - \mathbf{B}\mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t)/r + \mathbf{D}\mathbf{F}(t), & \mathbf{x}(0) &= \mathbf{x}_0, \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}}(t) &= -\mathbf{Q}\mathbf{x}(t) - \mathbf{A}^T \boldsymbol{\lambda}(t), & \boldsymbol{\lambda}(\infty) &= \mathbf{0}, \\ \mathbf{u}(t) &= -\mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t)/r. \end{aligned} \right\}$$

(5)

令

$$\boldsymbol{\lambda}(t) = \mathbf{P}_1 \mathbf{x}(t) + \mathbf{P}_2 \mathbf{F}(t).$$

(6)

\mathbf{P}_1 为对称矩阵,且满足代数 Riccati 方程,即

$$\mathbf{P}_1 \mathbf{A} + \mathbf{A}^T \mathbf{P}_1 - \mathbf{P}_1 \mathbf{B} \mathbf{B}^T \mathbf{P}_1 / r + \mathbf{Q} = 0.$$

(7)

\mathbf{P}_2 为待求的前馈增益矩阵. 将式(6)两边求导,可得关于 \mathbf{P}_2 的 Sylvester 矩阵方程为

$$(\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{B}^T \mathbf{P}_1 / r)^T \mathbf{P}_2 + \mathbf{P}_2 \mathbf{G} + \mathbf{P}_1 \mathbf{D} \mathbf{H} = 0.$$

(8)

假设 (\mathbf{A}, \mathbf{B}) 完全可控,则 Riccati 矩阵方程(7)有对称正定解; 另一方面,注意到 $\text{Re}[\lambda(\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{B}^T \mathbf{P}_1 / r)] < 0, \text{Re}[\lambda(\mathbf{G})] \leq 0$ 成立, 从而 Sylvester 矩阵方程(8)有唯一矩阵解.

于是,系统的前馈反馈最优控制律为

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{B}^T [\mathbf{P}_1 \mathbf{x}(t) + \mathbf{P}_2 \mathbf{w}(t)] / r.$$

(9)

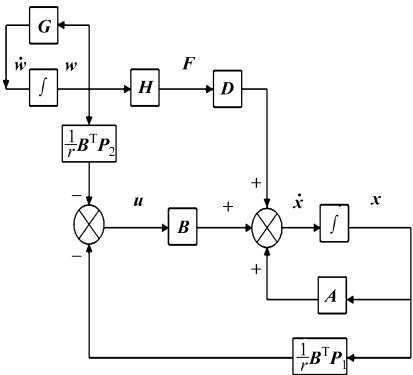


图 2 前馈反馈控制系统框图

Fig. 2 Diagram of feedforward and feedback control system

3 数值仿真

发动机系统的参数: $m_f = 75 \text{ kg}; m_c = 800 \text{ kg}; k_1 = 30 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}; k_2 = 85 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}; c_1 = 300 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}; c_2 = 450 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$. 由此,可求得系统的参数矩阵为

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -400 & -4 & 0 & 4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 37.5 & 0.375 & -106.25 & -0.375 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.013 \text{ } 3 \\ 0 \\ -0.001 \text{ } 3 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.013 \text{ } 3 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix};$$

而外系统的参数矩阵为

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -166 \text{ } 464 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{H} = \begin{bmatrix} 100 \\ 0 \end{bmatrix}^T.$$

即发动机系统所受的外部干扰输入为幅值为 100 N，频率为 65 Hz 的正弦激励。

由二次型平均性能指标的权矩阵为 $\boldsymbol{Q}=1\,000\cdot\boldsymbol{I}_4$ ， \boldsymbol{I}_4 为单位矩阵， $r=10^{-5}$ ，故容易验证系统 $(\boldsymbol{A},\boldsymbol{B})$ 可控，进而可分别求得 Riccati 方程和 Sylevester 方程的解，即

$$\boldsymbol{P}_1=\begin{bmatrix}3\,140&20&3\,610&230\\20&20&-80&110\\3\,610&-80&122\,850&-270\\230&110&-270&1\,130\end{bmatrix},\quad\boldsymbol{P}_2=\begin{bmatrix}0.022\,8&0.000\,2\\0.007\,2&0.000\,1\\0.036\,3&-0.000\,6\\0.001\,6&0.000\,9\end{bmatrix}.$$

于是，系统的前馈反馈最优控制律(9)可唯一确定。
当该控制器作用在系统上时，系统的各状态响应曲线和控制力曲线，分别如图 3 所示。图 4 刻画的是前馈反馈控制力的响应曲线。

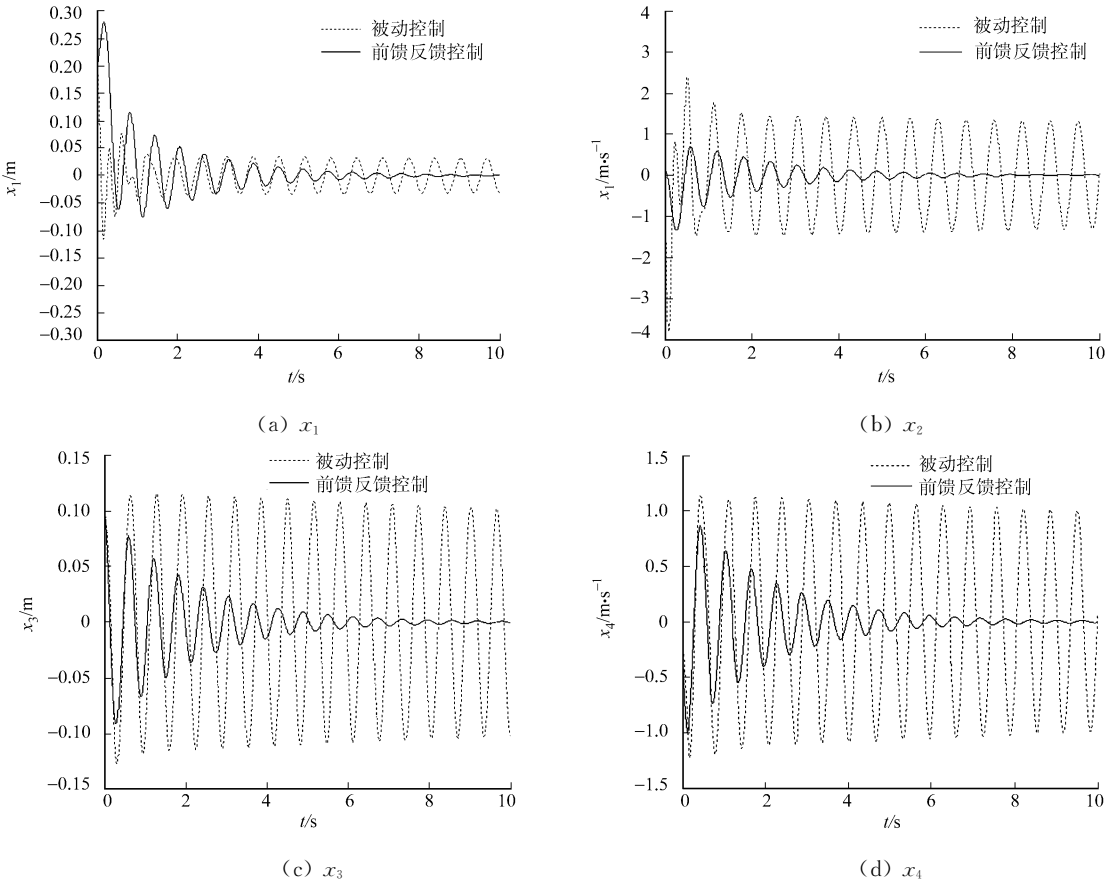


图 3 系统各状态响应曲线和控制力曲线
Fig. 3 Response curves and control force curves of the system

从图 3 可知：在前馈反馈控制下，系统的调节时间明显减少，且振荡赋值明显减小。将系统在前馈反馈控制作用下的各状态曲线分别与被动控制下的响应曲线进行了比较，可以看出，前馈反馈主动最优控制对外部干扰输入具有明显的减振效果，原被动悬置的挠度和作动器的变形量均有明显的减小。

4 结束语

本文基于 2 自由度的发动机简化模型，针对发动机的外部干扰信号由线性外系统的输出信号描述的情形，研究发动机系统的前馈反馈最优减振控制问题，得到

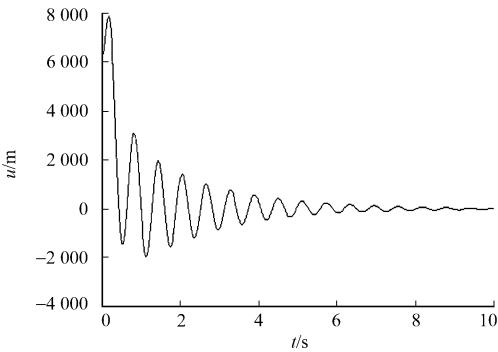


图 4 前馈反馈控制力的响应曲线
Fig. 4 Response curve of feedforward and feedback control force

了系统的前馈反馈最优控制律. 仿真结果表明了本文的方法的有效性,对抑制发动机的外部干扰有很好的鲁棒性.

参考文献:

[1] 裴克良,孔凡增,王文生. 农业机械的振动问题与减振方法的研究[J]. 农机化研究,2006(5):79-80,83.
[2] 孙国春,田彦涛,欧云,等. 汽车发动机主动隔振系统自适应控制[J]. 汽车工程,2004,26(1):38-41,114.
[3] 史文库,孙国春,田彦涛. 汽车发动机主动隔振系统最优控制[J]. 车辆与动力技术,2004(2):1-4.
[4] 闵海涛,史文库,林逸. 汽车发动机主动悬置模糊 PID 控制策略研究[J]. 汽车工程,2007,29(11):987-990.
[5] 简晓春,段伟建,刘坤. 基于磁流变阻尼器的发动机隔振神经网络控制[J]. 机械与电子,2009(11):6-9.
[6] ELLIOTT S J,SUTTON T J. Performance of feedforward and feedback systems for active control [J]. IEEE Speech and Audio Processing,1996,4(3):214-223.
[7] WU Wei,CHOU Yi-shyong. Adaptive feedforward and feedback control of non-linear time-varying uncertain systems[J]. International Journal of Control,1999,72(12):1127-1138.
[8] LINDGUIST A,YAKUBOVICH V A. Optimal damping of forced oscillations in discrete-time systems[J]. IEEE Transactions on Automatic Control,1997,42(6):786-802.
[9] TANG Gong-you. Feedforward and feedback optimal control for linear systems with sinusoidal disturbances [J]. High Technology Letters,2001,7(4):16-19.
[10] 王朝珠,秦化淑. 最优控制理论[M]. 北京:科学出版社,2003.

Feedforward and Feedback Optimal Control for Active Vibration Isolation System of Automobile Engine

MIAO Fu-sheng^{1,2}

(1. School of Civil Engineering and Water Conservancy, Ningxia University, Yinchuan 750021, China;
2. Academic Journal Center, Ningxia University, Yinchuan 750021, China)

Abstract: The model is based on a simplified two-degree-of-freedom active automobile engine. And the external interference signal is described by the output of linear external system. The designing method of the feedforward and feedback optimal controller is obtained by introducing disturbance compensation signal. The controller consists of a state feedback term and a disturbance input feedforward compensation term. The feedforward term is used to compensate the influence of disturbance input to engine. Controller feedback and feedforward gain can be obtained by solving algebraic equations. The simulation demonstrates that the typical model has very good robustness to restrain the disturbance input.

Keywords: engine; vibration isolation; active control; optimal control; feedforward control

(责任编辑: 黄晓楠 英文审校: 杨建红)