

doi: 10.12052/gdutxb.170035

# 能量平衡模型的涡轮增压器控制

曾繁武<sup>1</sup>, 熊锐<sup>1</sup>, 吴坚<sup>1,2</sup>, 杜锡滔<sup>1</sup>, 朱敏思<sup>1</sup>

(1. 广东工业大学 机电工程学院, 广东 广州 510006; 2. 广州汽车集团有限公司 汽车工程研究院, 广东 广州 510640)

**摘要:** 以废气涡轮增压器控制机构的物理模型为基础, 应用能量平衡方程与力平衡方程, 对涡轮机构和控制机构建立数学模型, 确定增压压力和控制电磁阀占空比的关系. 采用PID (proportion-integral-derivative)控制方式控制输出占空比, 使实际增压压力跟随目标增压压力. 实车试验结果表明, 增压压力跟随效果良好, 相比于预存脉谱式控制系统, 压力偏差值变化更小且平稳, 控制系统可行.

**关键词:** 能量守恒; 涡轮增压; PID (proportion-integral-derivative)控制

中图分类号: U463.1

文献标志码: A

文章编号: 1007-7162(2018)01-0056-05

## Turbocharger Control Based on Energy Balance Model

Zeng Fan-wu<sup>1</sup>, Xiong Rui<sup>1</sup>, Wu Jian<sup>1,2</sup>, Du Xi-tao<sup>1</sup>, Zhu Min-si<sup>1</sup>

(1. School of Electromechanical Engineering, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China; 2. Automotive Engineering Institute, Guangzhou Automobile Group Co. Ltd., Guangzhou 511434, China)

**Abstract:** Based on the physical model of the exhaust turbocharger control mechanism, the mathematical model for the turbine mechanism and the control mechanism is established by the energy balance equation and the force balance equation, which determines the relationship between the boost pressure and the duty cycle of the control solenoid valve. Using PID (proportion-integral-derivative) control mode to control the output duty cycle to make sure the actual boost pressure follows the target boost pressure. The vehicle road test results show that the boost control effect is good. Compared with the pre-pulse control system, the pressure deviation value changes more smoothly. The control system is feasible.

**Key words:** conservation of energy; turbocharger; PID (proportion integration differentiation) control

涡轮增压是一种利用发动机废气中剩余能量驱动空气泵压缩空气后供入气缸, 以期提高空气密度、增加进气量的一种技术. 研究表明<sup>[1-3]</sup>, 小型汽油机上采用增压技术后, 在提高发动机升功率的同时, 还可以获得良好的燃油经济性, 而且污染物的比排放也会相应地降低<sup>[4]</sup>. 由于发动机升功率的增加, 车辆的加速性能也得到改善<sup>[5-6]</sup>. 因此, 增压器的控制模型成为整车研发企业的重点研究对象<sup>[7]</sup>. 传统的涡轮增压器控制仅关注增压压力当前值和需求值的输入以及废气电磁阀占空比输出, 并不关注中间过程的物理量变化, 这种较模糊的控制方式难以达到较高的控制精度<sup>[8]</sup>.

本文以废气涡轮增压器控制机构的物理模型为基础, 从能量平衡的角度出发, 建立了汽油机废气涡

轮增压器的数学模型, 采用PID (proportion-integral-derivative)控制器, 根据实际增压压力和目标增压压力的偏差, 修正废气电磁阀占空比, 控制废气阀的开度, 实现增压压力跟随. 并将此控制系统应用于实车测试, 验证控制系统的可行性和效果.

## 1 涡轮增压控制机构的原理

涡轮增压控制机构由涡轮机、压气机、废气阀执行器、三通电磁阀、泄流阀、增压压力传感器和发动机控制单元(Electronic Control Unit, ECU)组成, 其中涡轮控制机构如图1所示. ECU根据当前进气歧管压力需求计算目标增压压力<sup>[9]</sup>, 通过改变电磁阀的占空比, 调节废气阀的开度, 从而改变废气流量、涡轮转速, 最终达到改变增压压力的目的. 泄流阀的作用是

收稿日期: 2016-02-21

基金项目: 广东省科技厅省部产学研结合基金资助项目(2013B090400002)

作者简介: 曾繁武(1992-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为发动机电控、汽车节能与排放控制.

实现压缩空气的回流,调节加速过程中突然松油门造成的进气峰值压力,避免发动机过载以及增压器喘振<sup>[10-11]</sup>。

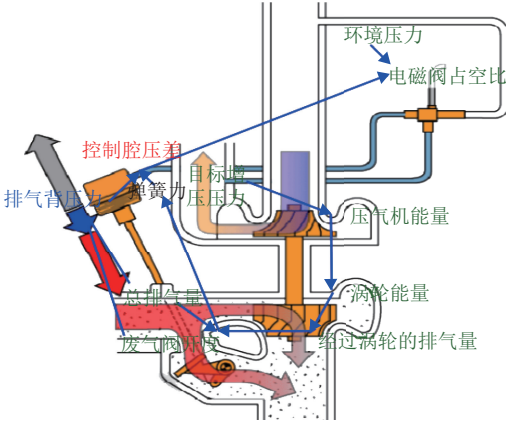


图1 废气涡轮增压控制机构

Fig.1 Exhaust turbocharger control mechanism

基于能量平衡模型的增压控制系统中,分别对涡轮机和压气机建立能量方程,得到增压压力需求和压气机消耗能量的关系,以及废气阀开度和涡轮提供能量的关系,再根据能量平衡原理,压气机消耗的能量等于涡轮提供的能量,从而建立起增压压力需求和废气阀开度(废气流量)之间的关系。从废气阀开度计算控制压力,最后根据控制压力和电磁阀占空比的特性关系确定输出占空比,实现增压压力调节。

## 2 涡轮增压器的数学模型

增压器工作时,排气废气推动涡轮叶片旋转,涡轮叶片通过传动轴驱动压气机叶片旋转,吸入新鲜空气。在此过程中,假设在足够短的时间内,气体在增压器中流动时,质量和状态参数不随时间改变,系统与外界交换的热量、功不随时间改变,系统总能量守恒。压气机消耗的能量等于涡轮提供的能量。

### 2.1 能量平衡方程

对于涡轮机,废气从进入涡轮机驱动涡轮叶片旋转到离开涡轮,时间非常短,和外界交换的热量非常小,可以忽略,近似认为该过程是绝热过程,根据热力学第一定律<sup>[12]</sup>,可以得出,涡轮机对外输出的轴功等于系统内能 $\Delta U$ 的减少量,而涡轮机对外的输出功等于废气对涡轮机叶片所做的功,忽略动能、位能的变化,则有如下关系:

$$\Delta U = W_t = W_s = -m_s \Delta h. \quad (1)$$

又有废气焓的变化

$$dh = c_p^t dT, \quad (2)$$

则式(1)可表示为

$$W_t = W_s = -m_s \Delta h = m_s c_p^t (T_1^t - T_2^t). \quad (3)$$

式(3)中, $W_t$ 为涡轮机对外输出的轴功; $W_s$ 为废气对涡轮机叶片所做的功; $m_s$ 为通过涡轮机的废气质量; $\Delta h$ 为涡轮机系统废气比焓的变化; $c_p^t$ 为废气比定压热容; $T_1^t$ 为涡轮机入口废气温度; $T_2^t$ 为涡轮机出口废气温度。

对于绝热过程,有

$$p_1^t v_1^k = p_2^t v_2^k. \quad (4)$$

式(4)中, $p_1^t$ 为涡轮机入口处废气压力; $p_2^t$ 为涡轮机出口处废气压力; $v_1$ 为流入涡轮机废气的比体积; $v_2$ 为流出涡轮机废气的比体积; $k$ 为气体绝热指数。

结合式(3)和(4),代入理想气体状态方程,可求得废气对涡轮机叶片所做的功为

$$W_s = m_s c_p^t T_1^t \left[ 1 - \left( \frac{p_2^t}{p_1^t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (5)$$

同理,对于压气机与压缩空气的能量交换同样满足式(5),可得到新鲜空气对压气机做的负功为

$$W_c = m_c c_p^a T_1^c \left[ 1 - \left( \frac{p_2^c}{p_1^c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (6)$$

式(6)中, $W_c$ 为空气对涡轮机叶片所做的功; $m_c$ 为通过压缩机的空气质量; $c_p^a$ 为空气比定压热容; $T_1^c$ 为压缩机入口空气温度; $T_2^c$ 为压缩机出口空气温度; $p_1^c$ 为压气机入口处空气压力; $p_2^c$ 为压气机出口处空气压力。

考虑到增压器系统存在摩擦损失等能量损耗,假设增压器的效率为 $\eta_b$ ,当增压器稳态运转时,其动能变化为零,则根据能量守恒有

$$W_t \eta_b + W_c = 0. \quad (7)$$

则由式(7)即可根据压气机消耗的能量等于涡轮提供的能量确定废气流量,从而确定废气阀的开度。

### 2.2 力平衡方程

增压发动机是否有增压效果完全取决于废气阀的开启大小,而废气阀共受到3个力的作用,分别是促使废气阀关闭的弹簧力、促使废气阀开启的排气背压力、促使废气阀开启的控制腔压力室压力。假定排气背压力和控制腔压力室压力为正向力,弹簧力为反向力,当废气阀处于平衡状态时,废气阀控制器膜片受力平衡,根据牛顿第一定律可得:

$$F_b + F_c = F_s, \quad (8)$$

式(8)中,  $F_b$ 为排气背压力;  $F_c$ 为控制腔压力室压力;  $F_s$ 为预紧弹簧弹力. 其中,  $F_b$ 、 $F_c$ 、 $F_s$ 可表示为

$$F_b = p_1^t A_w, \quad (9)$$

$$F_c = (p_c - p_0) A_c, \quad (10)$$

$$F_s = k_s \Delta L. \quad (11)$$

式(9)~式(11)中,  $p_1^t$ 为涡轮机入口处废气压力;  $A_w$ 为废气压力对废气阀的有效作用面积;  $p_c$ 为控制腔气体压力;  $p_0$ 为大气环境压力;  $A_c$ 为废气阀控制膜片的面积;  $k_s$ 为预紧弹簧的弹性系数;  $\Delta L$ 为预紧弹簧的形变量.

由式(8)至式(11)得到增压器废气阀控制机构的力平衡方程为

$$p_1^t A_w + (p_c - p_0) A_c = k_s \Delta L, \quad (12)$$

则由式(12)即可确定废气阀开度和控制腔气体压力的关系, 最终确定电磁阀占空比.

### 3 涡轮增压器控制策略

发动机控制系统是实时性很强的控制系统, PID控制无需建立精确的数学模型, 实现简单、参数整定方便, 结构更改灵活<sup>[13]</sup>, 在产品级的发动机控制系统当中有广泛的应用<sup>[14-15]</sup>. 因此采用PID控制作为涡轮增压器控制模型的控制器.

PID控制器是一种线性控制器, 其实质是根据控制系统的偏差值作为输入, 将偏差的比例(P)、积分(I)、微分(D)通过线性组合构成控制量, 对被控系统进行控制. 对于增压器控制系统, 其控制规律为

$$p_e(t) = p_{\text{target}}(t) - p_{\text{actual}}(t), \quad (13)$$

$$u(t) = K_p p_e(t) + K_i \int_0^t p_e(t) dt + K_d \frac{dp_e(t)}{dt}. \quad (14)$$

式(13)、(14)中,  $p_e(t)$ 为增压压力偏差;  $p_{\text{target}}(t)$ 为目标增压压力;  $p_{\text{actual}}(t)$ 为实际增压压力;  $u(t)$ 为废气电磁阀占空比.

在嵌入式汽车电控开发软件ASCET中建立的PID增压器控制框图如图2所示.

为保证良好的控制效果, 减小调节时间, 将PID的增压器控制分为静态控制和动态控制两部分:

(1) 静态控制是一个PI控制器, 在输入的增压压力偏差  $p_e(t) < 10$  hPa时起作用.

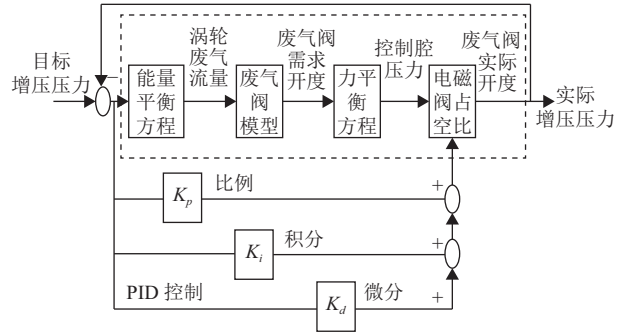


图2 PID增压控制模型框图

Fig.2 PID turbocharger control model block diagram

(2) 动态控制是一个PID控制器, 在输入的增压压力偏差  $p_e(t) > 50$  hPa时, 在PI控制基础上, 加入微分(D)控制, 加快系统动作速度, 减小调节时间.

在  $10 \text{ hPa} \leq p_e(t) \leq 50 \text{ hPa}$ 时, 维持上一循环的控制方式.

## 4 试验与分析

将建立的增压器控制系统, 利用嵌入式汽车电控软件ASCET生成可执行C代码, 并刷写到一台搭载1.8 T车用汽油机的整车ECU中, 通过采集路试数据, 分析及验证控制系统的可行性及效果.

### 4.1 整车及发动机基本参数和试验设备

整车及发动机的基本参数见表1, 试验用主要设备见表2.

表1 整车及发动机基本参数

Tab.1 Vehicle and engine basic parameters

| 项目          | 参数                     |
|-------------|------------------------|
| 整备质量/kg     | 1 750                  |
| 轴距/mm       | 2 735                  |
| 驱动方式        | 前置前驱                   |
| 结构型式        | 直列四缸、进气道喷射             |
| 排量/L        | 1.796                  |
| 进气系统        | 涡轮增压                   |
| 缸径/mm×行程/mm | 83×83                  |
| 压缩比         | 10.0                   |
| 最大功率/kW     | 130(5 500 r/min)       |
| 最大扭矩/(N·m)  | 260(1 700~5 500 r/min) |

表2 试验用主要设备

Tab.2 Main equipment for testing

| 项目         | 用途         |
|------------|------------|
| ETK        | 标定用电子控制单元  |
| ETAS ESS92 | 数据采集模块     |
| ETAS INCA  | 用于测量及标定数据  |
| ETAS MDA   | 用于分析所采集的数据 |

## 4.2 试验结果与分析

驾驶试验车辆在路面上行驶,同时记录ECU的数据.图3为增压器动作时截取的数据.由图3可知,增压器未工作时,传感器测量的实际增压压力约为1 000 hPa,约等于大气压力.模拟计算的目标增压压力跟随油门踏板开度变化,变化趋势一致且响应迅速,这是因为目标增压压力是根据进气歧管压力需求计算的,油门踏板开度决定进气歧管压力需求值,从而引起目标增压压力变化.

油门踏板开度从0快速增加至48%并保持恒定,发动机转速爬升,增压器工作,计算值涡轮废气流量

和电磁阀占空比跟随目标增压压力变化,增压初期,占空比先从0快速增加至100%,是为了增大涡轮废气流量,快速建立增压压力,这导致了压力上升至稳态瞬间实际增压压力出现约100 hPa的超调,增压控制器作用后,占空比和涡轮废气流量变化平稳,实际增压压力能良好跟随目标增压压力,二者压力值基本一致,控制效果良好.

增压控制器作用后,占空比和涡轮废气流量变化平稳,实际增压压力能良好跟随目标增压压力,二者压力值基本一致,控制效果良好.

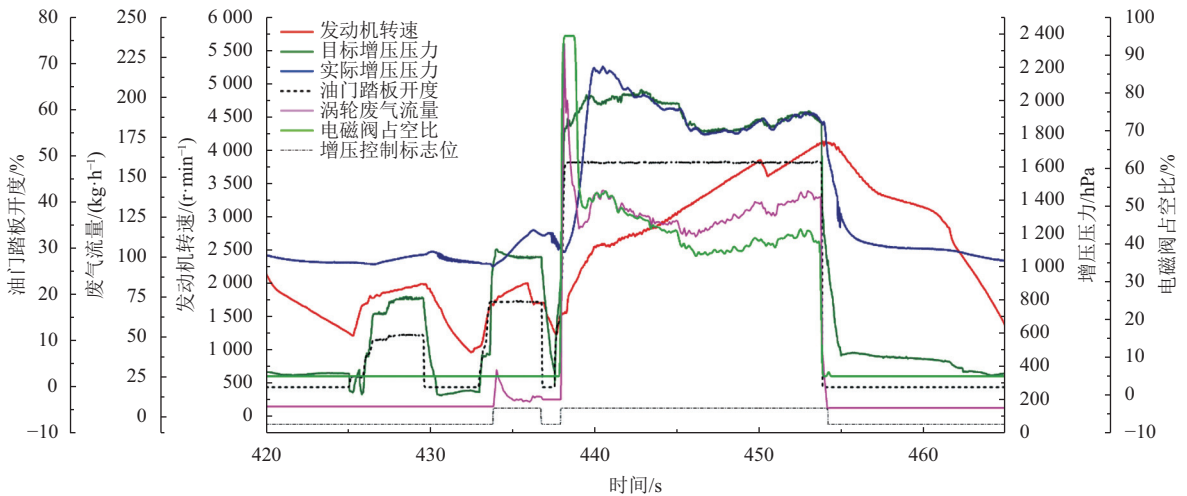


图3 增压控制路试结果

Fig.3 Turbocharger control road test results

图4为基于能量平衡模型控制和传统预存脉谱式增压控制系统应用在同一台整车中,油门踏板开度为50%,目标增压压力为2 000 hPa下,压力偏差值(目标压力-实际压力)的比较,可以看出,采用能量平衡模型的控制系统的压力偏差值能良好地控制在 $\pm 20$  hPa以内且变化较平缓,从而表明新的控制系统具有更良好的控制效果.

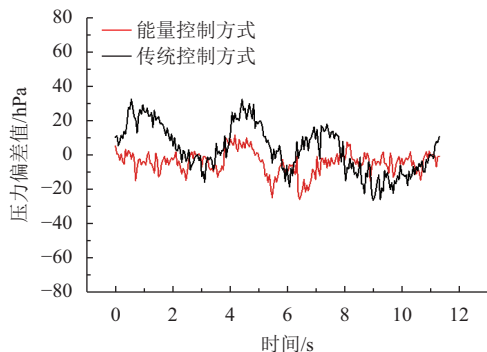


图4 增压压力控制偏差比较

Fig.4 Comparison of boost pressure control deviation

## 5 结束语

基于能量平衡模型的涡轮增压器控制系统,能随反映驾驶员需求的油门踏板开度(进气歧管压力)响应增压需求,实际增压压力在控制器的作用下良好跟随目标增压压力,相比较传统增压控制系统,压力偏差值变化小而平稳,控制系统可行.

### 参考文献:

- [1] ALATTB K A, ZAINAL Z A. Turbocharger-design effects on gasoline-engine performance[J]. Applied Energy, 2010, 50(8): 1336-1341.
  - [2] BANDEL W, FRAIDL G K, KAPUS P E. The turbocharged GDI engine: boosted synergies for high fuel economy plus ultra-low emission[C]//Detroit MI. SAE 2006 World Congress. USA: SAE World Congress & Exhibition, 2006: 1266-1273.
  - [3] 万渤华. 浅谈汽车涡轮增压技术的节能减排[J]. 安全与环境工程, 2010, 17(6): 81-82, 87.
- WAN B H. Discussion on the turbo car from the perspective

