

控制与决策

Control and Decision

增程器用天然气发动机转速双闭环自适应控制

熊文羽, 王树林, 叶杰, 徐金榜, 沈安文

引用本文:

熊文羽, 王树林, 叶杰, 等. 增程器用天然气发动机转速双闭环自适应控制[J]. *控制与决策*, 2020, 35(7): 1623–1630.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2018.1332>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

[基于观测器的发动机转矩跟踪模型预测控制](#)

Observer based model predictive torque tracking control for gasoline engines

控制与决策. 2020, 35(4): 791–798 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0879>

[基于非线性干扰观测器的变几何进气道飞行器自适应模糊控制](#)

Adaptive fuzzy control for air-breathing hypersonic vehicle with variable geometry inlet based on nonlinear disturbance observer

控制与决策. 2019, 34(8): 1672–1680 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2018.0022>

[PHEV由纯电动向混合驱动模式切换协调控制设计](#)

Switching coordination control design from motor driving mode to hybrid driving mode for PHEV

控制与决策. 2019, 34(1): 198–204 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2017.0958>

[考虑参数不确定性的移动机器人轨迹跟踪控制](#)

Trajectory tracking control of mobile robot with parameter uncertainties

控制与决策. 2019, 34(1): 81–88 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2017.0997>

[基于IMC原理的电子节气门控制策略](#)

Electronic throttle control strategy based on IMC principle

控制与决策. 2018, 33(12): 2277–2282 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2017.0820>

增程器用天然气发动机转速双闭环自适应控制

熊文羽^{1†}, 王树林², 叶 杰¹, 徐金榜¹, 沈安文¹

(1. 华中科技大学 人工智能与自动化学院, 武汉 430074; 2. 中核兰州铀浓缩有限公司, 兰州 730065)

摘 要: 针对增程器用天然气发动机参数不确定, 输出扭矩难以精确计算, 存在未知干扰, 且需要大范围调速等问题, 设计发动机转速的双闭环自适应控制策略, 并分析系统的稳定性. 所提策略的外环为发动机转速环, 控制器输出为目标进气压力, 内环为进气歧管压力环, 控制器输出为节气门开度. 该策略结构简单, 不需要知道发动机各个参数的具体值, 抗干扰性能强, 能够满足增程器发动机大范围调速的特点. 分别在 Matlab/Simulink 平台和增程器台架上验证了所提策略的有效性和实用性.

关键词: 增程器; 天然气发动机; 转速控制; 双闭环; 自适应; 参数未知

中图分类号: TP273

文献标志码: A

CNG engine dual closed speed control with adaptive strategy in range-extended electric vehicles

XIONG Wen-yu^{1†}, WANG Shu-lin², YE Jie¹, XU Jin-bang¹, SHEN An-wen¹

(1. School of Artificial Intelligence and Automation, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China; 2. China Nuclear Lanzhou Uranium Enrichment Co., Ltd., Lanzhou 730065, China)

Abstract: This paper presents an adaptive dual closed loop speed control strategy for natural gas engine used in a range extender to improve the robustness against parameter uncertainties, unmodeled dynamics and unknown disturbance. The outer loop of the strategy is the speed control, the output of which is the target intake manifold pressure. The inner loop is the adaptive control of intake manifold pressure, and the output is the angle of the throttle valve. The strategy is realized in simple structure without the knowledge of the specific values of the engine parameters. Theoretical analysis indicates that the controller can meet the demands of the wide range speed regulation of the range extender engine in the presence of model errors and unknown disturbance. Finally, the effectiveness and practicability of the controller are verified in both simulation in the environment of Matlab/Simulink and experiment in a range extender.

Keywords: range extender; natural gas engine; speed control; dual closed loop; adaptive; parameter unknown

0 引 言

随着能源短缺与环境恶化问题日益严重, 节能减排成为汽车发展的主要方向, 电动车因其清洁高效的优势, 受到各国政府与跨国汽车巨头们越来越多的重视. 但是, 纯电动汽车目前受到电池组能量密度、成本以及充电时间等因素的限制, 很难大规模地投入生产和使用. 增程式电动汽车作为纯电动汽车的理想过渡模式, 逐渐成为汽车行业研究的热点^[1-3].

增程器由发动机、动力电池和 ISG (integrated starter generator) 电机组成. 发动机工作在转速模式, 电机工作在扭矩模式^[4]. 根据系统的效率最优曲线将需求功率转换成目标转速和目标扭矩, 分别控制发动机运行在需求转速, 控制电机运行在需求扭矩, 如此

满足需求功率输出, 这就要求发动机在转速和负载大范围变化的情况下仍能稳定运行. 由于发动机参数存在不确定性, 输出扭矩也难以准确计算, 如何提高发动机各个工况的响应性、抗扰性成为发动机转速控制的难点^[5].

为解决发动机转速控制的问题, 文献[4]使用传统的 PID 算法, 取得了较好的效果. 由于发动机参数会随发动机工况变化, 该方法需要根据不同的工况选取不同的控制器参数, 需要一定的标定工作量. 有学者使用改进的 PID, 包括模糊 PID^[6-7]、鲁棒自适应 PID^[8] 等来处理发动机参数变化的问题. 还有学者使用滑模控制^[9-11] 来提高系统的抗扰性能, 使用自适应控制^[12-13] 处理发动机参数未知的问题. 另外, 预测控

收稿日期: 2018-09-30; 修回日期: 2019-03-08.

基金项目: 国家自然科学基金项目(61472154).

责任编辑: 毛志忠.

[†]通讯作者. E-mail: xiongwenyu@hust.edu.cn.

制^[14-15]、线性二次型最优控制^[16]等也被广泛应用到发动机转速控制研究,且都取得了一定的效果,但仍需在实际系统中进一步验证。

本文针对增程器用天然气发动机转速控制的问题,结合平均值模型,设计双闭环的速度控制结构,内环为进气压力环,外环为发动机转速环。另外,针对系统参数未知、转速变化范围大的特点,内外环都设计自适应控制策略,分析系统在扰动和参数不确定情况下的稳定性。最后,通过仿真和台架试验来验证所提控制策略的有效性。

1 增程器发动机转速模型

天然气发动机转速系统包括两部分:进气歧管模型和曲轴动力学模型。增程器示意图如图1所示,发动机运行在目标转速,ISG电机工作在需求扭矩,以此输出需求功率。

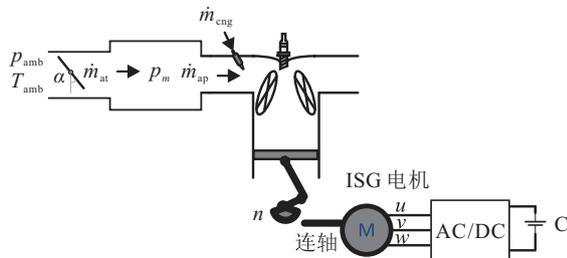


图1 增程器结构示意图

1.1 进气歧管模型

进气歧管模型描述空气经过节气门,进入歧管,流入汽缸的过程。歧管的压力动态^[17]可描述为

$$\dot{p}_m = \frac{RT_m}{V_m}(\dot{m}_{at} - \dot{m}_{ap}). \quad (1)$$

其中: p_m 、 T_m 表示歧管进气压力和温度, V_m 表示歧管体积, R 表示气体常数, \dot{m}_{at} 和 \dot{m}_{ap} 分别表示节气门流过的空气质量流量和进入汽缸的空气质量流量。根据文献[17-18],有流经节气门的空气质量流量

$$\dot{m}_{at}(\alpha, p_m) = C_t \frac{\pi}{4} D^2 \frac{p_{amb} \sqrt{\kappa'}}{\sqrt{RT_{amb}}} \beta_{10}(\alpha) \beta_{20}(p_m) + \dot{m}_{at0}. \quad (2)$$

其中: C_t 为流量系数, D 为节气门直径, p_{amb} 和 T_{amb} 分别为环境压力和温度, κ 为绝热指数, $\kappa' = 2\kappa/(\kappa - 1)$, \dot{m}_{at0} 为偏移常量, α 为节气门开度。另外

$$\beta_{10}(\alpha) = 1 - \cos(\alpha - \alpha_0);$$

$$\beta_{20}(p_m) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{p_{r0}^\kappa - p_{r0}^{\kappa'}}}, & p_{r0} \geq \left[\frac{2}{\kappa + 1}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}; \\ \sqrt{\left[\frac{1}{\kappa'}\right] \left[\frac{2}{\kappa + 1}\right]^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}, & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (3)$$

$p_{r0} = p_m/p_{amb}$, α_0 为常数。由速度密度法,有

$$\dot{m}_{ap} = \frac{\eta V_d p_m \omega}{4\pi RT_m}. \quad (4)$$

其中: V_d 为发动机排量, ω 为发动机角速度(rad/s), η 为充气效率。将式(4)代入(1)中,得到进气歧管的状态方程

$$\dot{p}_m = -\frac{\omega V_d \eta}{4\pi V_m} p_m + \frac{RT_m}{V_m} \dot{m}_{at}. \quad (5)$$

1.2 曲轴动力学模型

发动机的曲轴旋转方程可表示为

$$J\dot{\omega} = T_e - B\omega - T_g + d_i. \quad (6)$$

其中: J 为整个系统的惯量, ω 为发动机的转速(单位rad/s), B 为阻尼系数, T_g 为ISG电机提供的负载扭矩, d_i 为干扰, T_e 为发动机的输出扭矩。很多文献对发动机的输出扭矩进行了研究^[17-19],本文假定空燃比和点火角一直处于合适的状态,发动机的输出扭矩与转速、进气歧管压力相关,有

$$T_e = g_1(\omega)p_m(t) + g_2(\omega), \quad (7)$$

其中 $g_1(\omega)$ 、 $g_2(\omega)$ 是关于 ω 的多项式^[20]。将式(7)代入(6)中,得到曲轴动力学模型

$$J\dot{\omega} = g_1(\omega)p_m(t) + g_2(\omega) - B\omega - T_g + d_i. \quad (8)$$

1.3 系统状态方程

由式(5)和(8)可得系统的状态方程

$$\begin{cases} J\dot{\omega}(t) = g_1(\omega)p_m(t) + g_2(\omega) - B\omega - T_g + d_i, \\ c_1 \dot{p}_m(t) = -c_2 p_m(t) + u_p(t). \end{cases} \quad (9)$$

其中

$$c_1 = \frac{V_m}{RT_m},$$

$$c_2 = \frac{\eta V_d \omega}{4\pi RT_m},$$

$u_p = \dot{m}_{at}$ 为系统输入。

2 双闭环自适应控制器设计

发动机双闭环策略结构如图2所示:内环为进气压力环,控制器输出为节气门开度 α ;外环为速度环,控制器输出为目标进气压力 p_r 。其中,所需要的反馈信号进气压力 p_m 和转速 n 分别由进气压力传感器和曲轴位置传感器测量。

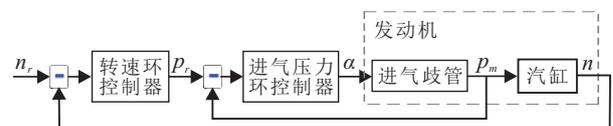


图2 发动机转速双闭环控制器结构

2.1 进气压力环控制器设计

进气压力时间常数远小于发动机转速的时间常数,设计内环时,认为发动机转速缓慢变化. 另外,充气效率在每个工况点基本不变^[21],所以可以认为式(9)中的 c_1 、 c_2 为缓慢变化的参数,即 $\dot{c}_1 = 0, \dot{c}_2 = 0$. 目标进气压力为 p_r ,代入式(9)第2式中得到

$$c_1 \dot{p}_m - c_1 \dot{p}_r = -c_2 p_m(t) + c_2 p_r + u_p(t) - c_1 \dot{p}_r - c_2 \dot{p}_r. \quad (10)$$

令 $e_p = p_m - p_r$,设计控制率

$$u_p = \hat{c}_1 \dot{p}_r + \hat{c}_2 p_m - k_1 \text{sign}(e_p) - k_2 e_p. \quad (11)$$

其中: k_1, k_2 为设计参数, c_1, c_2 的估计值 \hat{c}_1, \hat{c}_2 取

$$\begin{cases} \dot{\hat{c}}_1 = -\gamma_1 \dot{p}_r e_p, \\ \dot{\hat{c}}_2 = -\gamma_2 p_m e_p. \end{cases} \quad (12)$$

稳定性分析. 构造李雅普诺夫函数

$$V = \frac{1}{2} c_1 e_p^2 + \frac{1}{2\gamma_1} \tilde{c}_1^2 + \frac{1}{2\gamma_2} \tilde{c}_2^2. \quad (13)$$

其中: $\tilde{c}_1 = \hat{c}_1 - c_1, \tilde{c}_2 = \hat{c}_2 - c_2$. 对式(13)两边求导,有

$$\dot{V} = c_1 e_p \dot{e}_p + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{c}_1 \dot{\tilde{c}}_1 + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{c}_2 \dot{\tilde{c}}_2. \quad (14)$$

将式(12)代入(14)中得到

$$\begin{aligned} \dot{V} = & e_p(-c_2 e_p + u_p - c_1 \dot{p}_r - c_2 p_r) - \tilde{c}_1 \dot{p}_r e_p - \tilde{c}_2 p_m e_p = \\ & -k_1 |e_p| - k_2 e_p^2 \leq 0. \end{aligned} \quad (15)$$

根据李雅普诺夫稳定性理论,由式(13)和(15)可以推出 \tilde{c}_1, \tilde{c}_2 和 e_p 是有界的. 又由拉塞尔不变原理可得,当 $t \rightarrow \infty$ 时, $e_p \rightarrow 0$, 即 $p_m \rightarrow p_r$. 注意,参数估计值 \hat{c}_1, \hat{c}_2 不能保证收敛到实际参数 c_1 和 c_2 ,但是进气压力 p_m 能收敛到目标进气压力 p_r . 再由式(2)和(11)即可反算出需要的节气门开度. 另外,估算值 \hat{c}_1, \hat{c}_2 含有积分项,为防止积分过大,导致控制器输出饱和,参数 γ_1, γ_2 需要适当调小,且 \hat{c}_1, \hat{c}_2 需要设置上下边界,并作抗饱和处理;适当调大 k_1 可以增加系统的抗干扰能力,减少模型误差对系统的干扰, k_1 过大,则会给系统带来比较严重的抖振,这里采用饱和函数替代符号函数降低系统抖振;增大 k_2 可以提高系统的响应速度, k_2 过大则会导致控制器输出饱和,影响系统性能.

2.2 速度环控制器设计

由于内环响应速度远快于外环发动机转速的响应速度,设计外环控制器时,内环可以近似为增益为1的比例环节,即 $p_r = p_m$. 速度环的状态方程重写如

下:

$$J\dot{\omega}(t) = g_1(\omega)p_m(t) + g_2(\omega) - B\omega(t) - T_g(t) + d_i(t). \quad (16)$$

其中: $g_1(\omega)$ 和 $g_2(\omega)$ 无法知道其精确值,只能通过MAP表得到基础值 $g_{10}(\omega)$ 和 $g_{20}(\omega)$; T_g 可以通过电机控制器得到其基础值 T_{g0} ; d_i 为未知干扰扭矩,且有 $|d_i| \leq D_i$. 设

$$\begin{aligned} T_e &= g_1(\omega)p_m(t) + g_2(\omega) = \\ & g_{10}(\omega)p_m(t) + g_{20}(\omega) + \Delta(\omega, p_m) + C, \\ T_g &= T_{g0}(t) + \Delta_T(t). \end{aligned}$$

其中: $\Delta(\omega, p_m), \Delta_T$ 均未知有界,即 $|\Delta(\omega, p_m)| \leq \varepsilon_1, |\Delta_T| \leq \varepsilon_2, C$ 是未知常数. 故式(16)可以表示为

$$\begin{aligned} J\dot{\omega} = & -B\omega + g_{10}(\omega)p_m(t) + g_{20}(\omega) + \Delta(\omega, p_m) + \\ & C - T_{g0}(t) - \Delta_T(t) + d_i(t). \end{aligned} \quad (17)$$

设目标转速 ω_r , 误差 $e = \omega - \omega_r$, 令

$$u_\omega = g_{10}(\omega)p_m + g_{20}(\omega), \quad (18)$$

代入式(17)可得

$$\begin{aligned} J\dot{\omega} = & -B\omega + u_\omega + \Delta(\omega, p_m) + C - \\ & T_{g0}(t) - \Delta_T(t) + d_i(t). \end{aligned} \quad (19)$$

当参数 J, B 全部已知时,设计控制率

$$\begin{aligned} u_\omega = & -K_p e - K_i \int e dt + B\omega + \\ & T_{g0} + J\dot{\omega}_r - \gamma \text{sign}(e). \end{aligned} \quad (20)$$

其中: 前两项是比例和积分项; $B\omega$ 为速度补偿; $J\dot{\omega}_r$ 为前馈补偿; T_{g0} 为电机扭矩,作为负载补偿; $\gamma \text{sign}(e)$ 为滑模抗干扰项.

稳定性分析. 将式(20)代入(19)可得

$$\begin{aligned} J\dot{e} = & -K_p e - K_i \int e dt + \Delta(p_m, \omega) + \\ & C - \gamma \text{sign}(e) - \Delta_T + d_i. \end{aligned} \quad (21)$$

令 $l = K_i \int e dt, \tilde{l} = l - C$, 则有

$$\begin{aligned} J\dot{e} = & -K_p e - l + \Delta(p_m, \omega) + \\ & C - \gamma \text{sign}(e) - \Delta_T + d_i = \\ & -K_p e - \tilde{l} + \Delta(p_m, \omega) - \\ & \gamma \text{sign}(e) - \Delta_T + d_i. \end{aligned} \quad (22)$$

取李雅普诺夫函数

$$V = \frac{J}{2} e^2 + \frac{1}{2K_i} \tilde{l}^2, \quad (23)$$

两边求导有

$$\begin{aligned} \dot{V}Jee + \tilde{l}e = & -K_p e^2 - \tilde{l}e + (\Delta(p_m, \omega) - \\ & \Delta_T + d_i)e - \gamma|e| + \tilde{l}e = \\ & -K_p e^2 + (\Delta(p_m, \omega) - \\ & \Delta_T + d_i)e - \gamma|e|. \end{aligned} \quad (24)$$

取 $\gamma \geq D_i + \varepsilon_1 + \varepsilon_2$, 则有

$$\begin{aligned} \dot{V} = & \\ & -K_p e^2 - \gamma|e| + (\Delta(p_m, \omega) - \Delta_T + d_i)e \leq \\ & -K_p e^2 \leq 0. \end{aligned} \quad (25)$$

由李雅普诺夫稳定性理论可知, 系统渐近稳定, 转速误差收敛到0, 即实际转速收敛到目标转速. 实际中, 惯量 J 和摩擦系数 B 无法准确测量, 且随着发动机长时间运行, 会发生不同程度的漂移. 用参数的估计值替换实际值, 设计系统(19)的自适应控制率为

$$\begin{aligned} u_\omega = & \\ & K_p e - K_i \int edt + \hat{B}\omega + T_{g0} + \hat{J}\dot{\omega}_r - \gamma \text{sign}(e). \end{aligned} \quad (26)$$

其中

$$\begin{cases} \dot{\hat{B}} = -\beta_1 e \omega, \\ \dot{\hat{J}} = -\beta_2 e \dot{\omega}_r, \end{cases} \quad (27)$$

\hat{B} 和 \hat{J} 分别为参数 B 和 J 的估计值, β_1 、 β_2 为设计参数.

稳定性分析. 构造李雅普诺夫函数

$$V = \frac{J}{2} e^2 + \frac{1}{2K_i} \tilde{l}^2 + \frac{1}{2\beta_1} \tilde{B}^2 + \frac{1}{2\beta_2} \tilde{J}^2. \quad (28)$$

其中: $\tilde{B} = \hat{B} - B$, $\tilde{J} = \hat{J} - J$. 两边求导可得

$$\begin{aligned} \dot{V} = & \\ & Jee + \tilde{l}e + \frac{1}{\beta_1} \tilde{B}\dot{\tilde{B}} + \frac{1}{\beta_2} \tilde{J}\dot{\tilde{J}} = \\ & -K_p e^2 - \tilde{l}e + (\Delta(p_m, \omega) - \Delta_T + d_i)e - \\ & \gamma|e| + \tilde{l}e + \tilde{B}\dot{\omega}e + \tilde{J}\dot{\omega}_r e + \frac{1}{\beta_1} \tilde{B}\dot{\tilde{B}} + \frac{1}{\beta_2} \tilde{J}\dot{\tilde{J}}. \end{aligned} \quad (29)$$

将式(27)代入(29)可得

$$\begin{aligned} \dot{V} = & \\ & -K_p e^2 + (\Delta(p_m, \omega) - \Delta_T + d_i)e - \gamma|e|. \end{aligned} \quad (30)$$

同理, 取 $\gamma \geq D_i + \varepsilon_1 + \varepsilon_2$, 有

$$\begin{aligned} \dot{V} = & \\ & -K_p e^2 - \gamma|e| + (\Delta(p_m, \omega) - \Delta_T + d_i)e \leq \\ & -K_p e^2 \leq 0. \end{aligned} \quad (31)$$

由李雅普诺夫稳定性理论, 系统稳定性得证, 实际转速能够跟踪目标转速. 注意, 参数估计值 \hat{B} 和 \hat{J} 有界,

不能收敛到实际参数值 B 和 J , 但是系统输出 ω 能渐近跟踪目标转速 ω_r . 另外, 参数 β_1 、 β_2 、 K_i 的调试与 γ_1 、 γ_2 类似, 需要设置上下界, 并作抗饱和处理, 且不能太大防止控制器输出饱和. γ 适当调大, 满足抗干扰的需求, 同样, 采用饱和函数替代符号函数, 降低系统抖动. K_p 适当调大, 可以提高响应速度, 过大则会放大噪声, 且导致控制器输出饱和, 影响系统的稳定性. 综上, 设计内外环自适应控制器能使系统渐近稳定, 且不需要知道发动机的具体参数, 省去了大量的标定工作, 具有很强的抗干扰能力.

3 仿真与实验验证

根据系统最优效率曲线, 选择各个功率需求下的转速和扭矩(如表1所示)设计仿真和实验, 分别在 Matlab/Simulink 平台和增程器台架上验证所提控制策略.

表1 增程器的最优效率点

功率/kW	转速/rpm	扭矩/(N·m)
10	1500	68
15	2000	74
30	2900	100
40	3400	112
50	4000	120

3.1 模型仿真

为验证上述控制策略的有效性, 在 Matlab/Simulink 平台搭建由式(9)建立的发动机转速系统模型, 参数如表2所示.

表2 发动机转速模型参数

参数	数值
发动机排量 V_d/L	1.8
发动机惯量 $J/(kg \cdot m^2)$	0.3
歧管体积 V_m/L	4.5
环境压力 p_{amb}/Pa	101 000
环境温度 T_{amb}/K	300
气体常数 $R/(J/(kg \cdot K))$	289
节气门直径/mm	44

另外, 搭建由式(2)和(11)构成的内环控制器, 由式(18)和(26)构成的外环控制器, 如图3所示, 控制器参数和估计参数初始值如表3和表4所示.

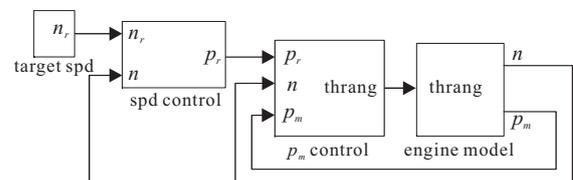


图3 双闭环自适应转速控制仿真模型

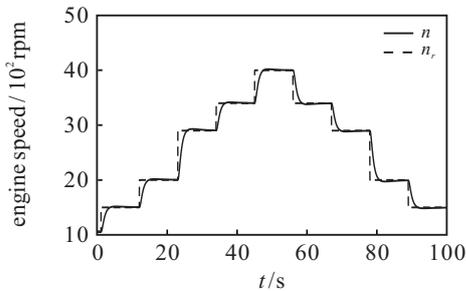
表3 仿真实验的控制器参数

内环控制器参数	数值	外环控制器参数	数值
k_1	1×10^{-6}	K_p	1
k_2	5×10^{-6}	K_i	0.2
γ_1	1×10^{-15}	γ	20
γ_2	1×10^{-15}	β_1	1×10^{-6}
		β_2	0.01

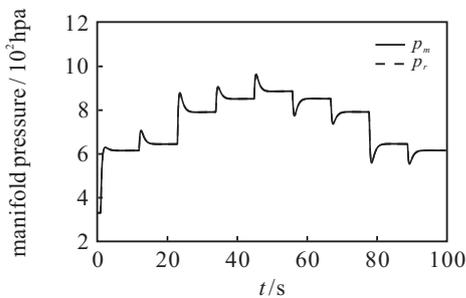
表4 仿真实验的参数估计初始值

估计参数	初始值
\hat{c}_1	6.5×10^{-8}
\hat{c}_2	2.4×10^{-7}
\hat{B}	0.01
\hat{J}	0.3

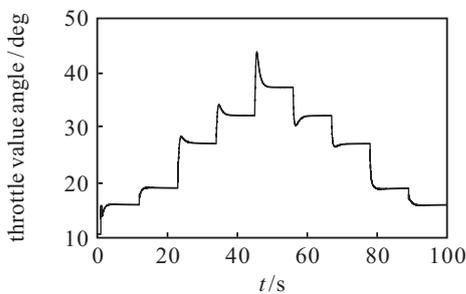
在相应的时间点同时改变目标转速和目标扭矩, 减少过渡时间, 快速到达目标功率. 仿真结果如图4和图5所示.



(a) 发动机转速



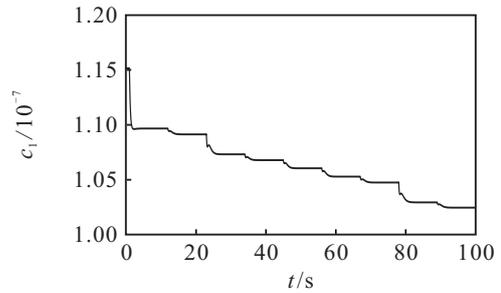
(b) 进气歧管压力



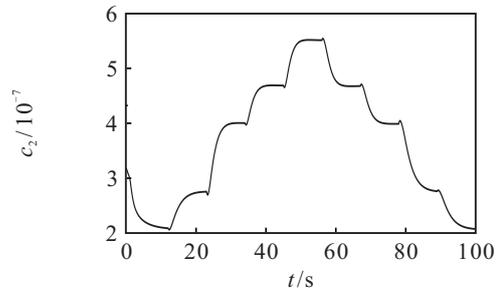
(c) 节气门开度

图4 仿真实验的发动机状态变量和控制器输出

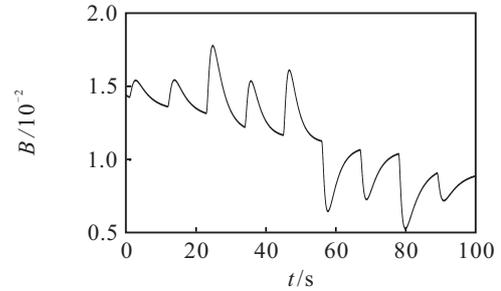
另外, 为验证本文算法的优势, 将其与传统的PID算法全工况对比, 且分别在时间 $t = 17s$ 减载 $20N \cdot m$, 在 $t = 29s$ 加载 $20N \cdot m$ 来对比两种算法的抗干扰性能, 仿真结果如图6所示. 其中: 图6(a) 为全



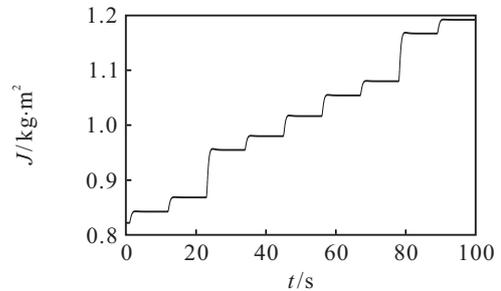
(a) c_1 的估算值



(b) c_2 的估算值



(c) 摩擦系数B的估算值



(d) 系统惯量J的估算值

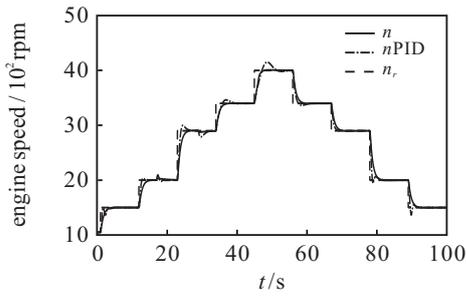
图5 仿真实验的自适应变量

工况对比图, 图6(b) 为加减载局部放大图.

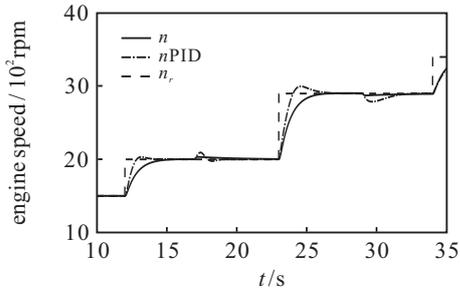
从以上仿真结果可以看出, 不同转速和负荷下, 发动机都能稳定运行, 而且能快速实现功率需求. 另外, 从与PID算法的效果对比可以看出, PID在过渡阶段响应速度比较快, 但是存在超调和震荡, 双闭环自适应算法则没有超调和震荡, 具有较强的抗干扰能力.

3.2 增程器台架实验

为进一步验证本文算法的有效性和实用性, 在增程器台架上设计相应实验. 增程器发动机采用吉利4G18自然吸气发动机, 参数如表5所示. 另外, 实际汽车发动机系统中均会安装进气压力传感器用来估计



(a) 全工况对比图



(b) 加减载局部放大对比图

图6 双闭环自适应算法和传统PID算法效果对比

空气进气量,安装曲轴位置传感器来计算转速和相位.实验中采用的是博世的进气压力传感器和曲轴位置传感器.实际使用的控制器参数和估计参数的初始值如表6和表7所示.

表5 吉利4G18发动机主要参数

参数	数值
缸径/mm×冲程/mm	79×91.4
总排量/L	1.792
压缩比	10
干质量/kg	111.7
外型尺寸(长mm×宽mm×高mm)	631×610×620
节气门直径/mm	44

表6 增程器台架实验的控制器参数

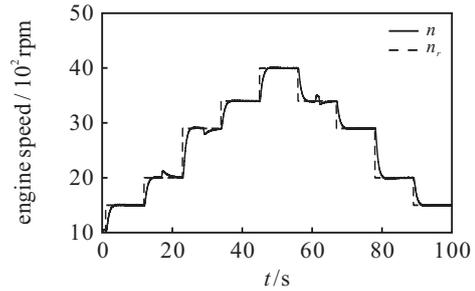
内环控制器参数		外环控制器参数	
参数	数值	参数	数值
k_1	5×10^{-6}	K_p	1.6
k_2	2×10^{-6}	K_i	1.8
γ_1	5×10^{-15}	γ	20
γ_2	5×10^{-15}	β_1	1×10^{-6}
		β_2	0.01

表7 增程器台架实验的参数估计初始值

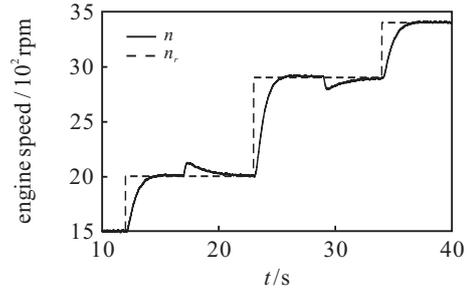
估计参数	初始值
\hat{c}_1	2×10^{-7}
\hat{c}_2	1×10^{-7}
\hat{B}	0.01
\hat{j}	0.4

按表1的功率点进行台架实验.另外,为了验证系统的抗干扰性能,分别在时间 $t = 17s$ 突减 $20N \cdot M$ 和 $t = 29s$ 突加 $20N \cdot M$,在 $t = 61s$ 突加一个脉冲干

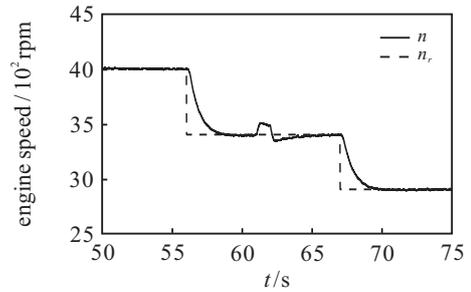
扰,实验结果如图7和图8所示.



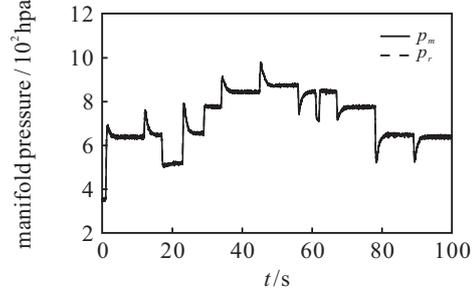
(a) 发动机转速



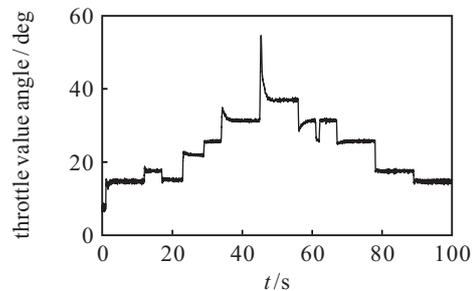
(b) 加减载20N·m



(c) 突加脉冲干扰



(d) 进气歧管压力



(e) 节气门开度

图7 增程器台架实验的发动机状态变量和控制器输出

从以上增程器台架实验可以看出,所提控制策略不需要知道发动机的具体参数,在各个工况都能使系统稳定,抗干扰能力强,具有很高的实用价值.

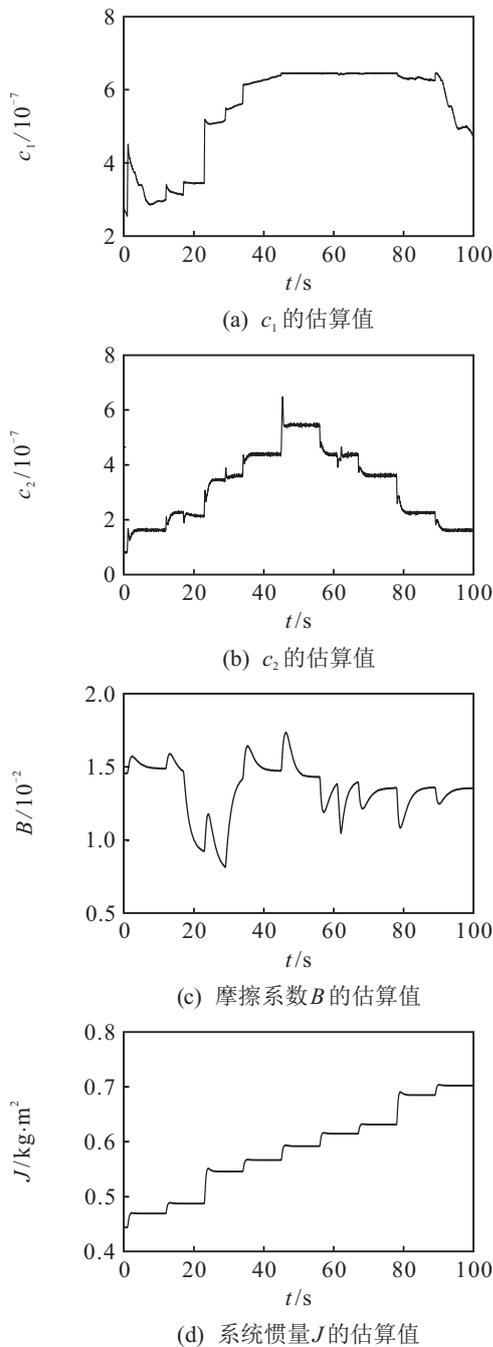


图8 增程器台架实验的自适应变量

4 结论

针对增程器用发动机的特点,本文基于均值模型,设计了发动机转速的双闭环自适应控制策略。由于进气压力响应速度远快于发动机转速,内环控制器设计时,认为内环系统参数变化缓慢,未知参数用自适应律替代。针对发动机输出扭矩难以精确计算,负载扭矩未知,且存在未知干扰的特点,外环控制器设计时,先标定出发动机基础扭矩,负载扭矩基础值由电机扭矩得到。扭矩误差和未建模动态则归入干扰项,未知参数由自适应律替代。另外,内外环系统均基于李雅普诺夫稳定性理论进行了稳定性分析。仿真和实验结果表明,所提算法在发动机参数未知的情况

下仍能使增程器稳定运行在高效的工况点,满足增程器大范围调速的需求。

参考文献(References)

- [1] Shahverdi M, Mazzola M S, Grice Q, et al. Bandwidth-based control strategy for a series HEV with light energy storage system[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2017, 66(2): 1040-1052.
- [2] Roche M, Shabbir W, Evangelou S A. Voltage control for enhanced power electronic efficiency in series hybrid electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2017, 66(5): 3645-3658.
- [3] Guanetti J, Formentin S, Corno M, et al. Optimal energy management in series hybrid electric bicycles[J]. Automatica, 2017, 81: 96-106.
- [4] Li Junqiu, Wang Yihe, Chen Jianwen, et al. Study on energy management strategy and dynamic modeling for auxiliary power units in range-extended electric vehicles[J]. Applied Energy, 2017, 194: 363-375.
- [5] Tibola J R, Lanzanova T D M, Martins M E S, et al. Modeling and speed control design of an ethanol engine for variable speed gensets[J]. Control Engineering Practice, 2015, 35: 54-66.
- [6] Zhang Hong, Yang Qiangqiang, Song Jiajian, et al. Study and realization on power energy distribution control for auxiliary Power unit[J]. Energy Procedia, 2017, 105: 2601-2606.
- [7] Tran T A, Yan X, Yuan Y. Marine engine rotational speed control automatic system based on fuzzy PID logic controller[C]. The 4th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS). Los Alamitos: IEEE, 2017: 1099-1104.
- [8] Chamsai T, Jirawattana P, Radpukdee T. Robust adaptive PID controller for a class of uncertain nonlinear systems: An application for speed tracking control of an SI engine[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015(3): 1-12.
- [9] Gokasan M, Bogosyan S, Goering D J. Sliding mode based powertrain control for efficiency improvement in series hybrid-electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2006, 21(3): 779-790.
- [10] Won M, Hedrick J K. Disturbance adaptive discrete-time sliding control with application to engine speed control[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2001, 123(1): 1-9.
- [11] Xiaoqiu L, Yurkovich S. Sliding mode control of delayed systems with application to engine idle speed control[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2001, 9(6): 802-810.
- [12] Yildiz Y, Annaswamy A M, Yanakiev D, et al.

- Spark-ignition-engine idle speed control: An adaptive control approach[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011, 19(5): 990-1002.
- [13] Feng M, Jiao X. Double closed-loop control with adaptive strategy for automotive engine speed tracking system[J]. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 2017, 31(11): 1623-1635.
- [14] Cairano S D, Doering J, Kolmanovsky I V, et al. Model predictive control of engine speed during vehicle deceleration[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2014, 22(6): 2205-2217.
- [15] Cairano S D, Yanakiev D, Bemporad A, et al. Model predictive idle speed control: Design, analysis, and experimental evaluation[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012, 20(1): 84-97.
- [16] Yi K, Hong J, Kwon Y D. A vehicle control algorithm for stop-and-go cruise control[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(10): 1099-1115.
- [17] Hendricks E, Sorenson S C. Mean value modelling of spark ignition engines[C]. SAE International Congress and Exposition. Detroit: SAE International, 1990: 10-11.
- [18] Guzzella L, Christopher H O. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems[M]. Berlin: Springer, 2010: 32-33.
- [19] Hong M, Shen T, Ouyang M, et al. Torque observers design for spark ignition engines with different intake air measurement sensors[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011, 19(1): 229-237.
- [20] Zhang, Kang M, Shen T. Lyapunov-based control design for set-point regulation of gasoline engines[C]. The 35th Chinese Control Conference (CCC). Chengdu: IEEE, 2016: 8999-9004.
- [21] Monir V H, Rasoul S, Hassan S, et al. Real-time estimation of the volumetric efficiency in spark ignition engines using an adaptive sliding-mode observer[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2015, 229(14): 1925-1933.

作者简介

熊文羽(1992—), 男, 博士生, 从事发动机控制的研究, E-mail: xiongwenyu@hust.edu.cn;

王树林(1963—), 男, 工程师, 从事电力电子与应用等研究, E-mail: wangshulin1022@163.com;

叶杰(1989—), 男, 博士, 从事电力电子技术的研究, E-mail: yejiehust@foxmail.com;

徐金榜(1973—), 男, 教授, 博士生导师, 从事电力电子技术等研究, E-mail: xujinbang@mail.hust.edu.cn;

沈安文(1967—), 男, 教授, 博士生导师, 从事先进运动控制等研究, E-mail: sawyi@mail.hust.edu.cn.

(责任编辑: 齐 霖)