(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105781721 B
(45)授权公告日 2018.02.23

(21)申请号 201610116489.8

(22)申请日 2016.03.02

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105781721 A

(43)申请公布日 2016.07.20

(73)专利权人 浙江大学
地址 310058 浙江省杭州市西湖区余杭塘路866号

(72)发明人 梅振宇 章伟 郑文超 赵锦焕 蔡正义

(74)专利代理机构 杭州奥创知识产权代理有限公司 33272
代理人 王佳健

(51)Int.Cl.
F02B 37/22(2006.01)
F02M 26/04(2016.01)
F02D 21/08(2006.01)

(56)对比文件
CN 102562281 A,2012.07.11,全文.
CN 203009100 U,2013.06.19,全文.
CN 103573477 A,2014.02.12,全文.
CN 103732895 A,2014.04.16,全文.
CN 104234819 A,2014.12.24,全文.

审查员 刘传峰

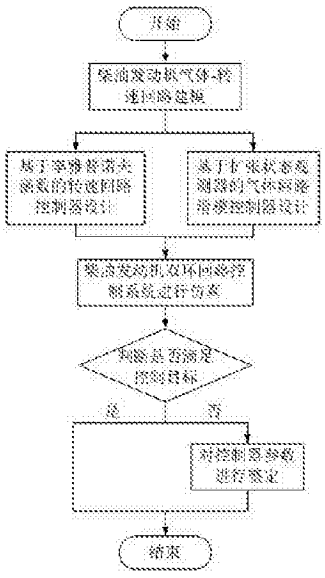
权利要求书5页 说明书7页 附图5页

(54)发明名称

一种可变截面涡轮增压柴油发动机间接节能减排控制方法

(57)摘要

本发明提供了一种可变截面涡轮增压柴油发动机间接节能减排控制方法。本发明基本思想是对柴油发动机的气体和转速回路建立数学模型，确定控制变量，针对气体回路和转速回路设计控制器达到控制目标。由于系统建模时存在一些未建模的动态以及系统的外部扰动，本发明设计了一种扩张状态观测器进行扰动观测，并在控制器中予以消除，仿真结果表明设计的基于扩张状态观测器的滑模控制器有较好的跟踪性能和抗扰性能。



CN 105781721 B

1.一种可变截面涡轮增压柴油发动机回路节能减排控制方法，其特征在于该方法包括以下步骤：

c1、对柴油发动机气体-转速回路模型建立简化数学模型，确定控制量，建立控制仿射模型；

c2、对转速回路设计基于李雅普诺夫函数的控制器；

c3、对气体回路设计基于扩张状态观测器的滑模控制器；

c4、将设计的气体-转速回路控制器联合仿真，验证控制性能；

步骤c1的过程包括：

c11、对柴油发动机建立如下气体回路模型：

$$\dot{p}_{im}=k_{im}(W_c+W_{egr}-W_{ie})$$

$$\dot{p}_{em}=k_{em}(W_{ie}+W_f-W_{egr}-W_t)$$

$$\dot{P}_c=\frac{1}{\tau}(\eta_m P_t-P_c)$$

其中，p_{im}和p_{em}分别指进气歧管和排气歧管中的气压，P_c指压缩机的功率；k_{im}和k_{em}分别为进气歧管和排气歧管相关系数，为常数；W_c为压缩机质量流率，W_{egr}为废气再循环质量流率，W_{ie}为从进气歧管到发动机气缸的气体质量流率，W_f为燃油的质量流率，W_t为涡轮增压器的质量流率，τ为时间常数，η_m为涡轮增压器的机械效率，P_c和P_t分别为压缩机和涡轮增压器的功率；$\dot{p}_{im}$、$\dot{p}_{em}$、$\dot{P}_c$分别为p_{im}、p_{em}和P_c对时间的微分；

其中：

$$W_c=P_c\frac{k_c}{(\frac{p_{im}}{p_0})^{\mu}-1}$$

$$P_t=k_t(1-(\frac{p_{em}}{p_0})^{-\mu})W_t$$

k_c，k_t分别为涡轮机和压缩机的相关系数，为常数；p_0为标准大气压；μ为热容比，为常数；

质量流率W_{ie}根据速度-密度方程建模如下：

$W_{ie}=k_e p_{im}$

其中，$k_e=\frac{\eta_v\omega V_d}{4\pi RT_{im}}$；$\omega$为发动机转速，$V_d$为发动机气缸容积，R为气体常数，$T_{im}$为进气歧管温度；

η_v用来描述发动机的容积率，表示成：

$\eta_v=\alpha_0+\alpha_1\omega+\alpha_2\omega^2$

其中，α_0，$\alpha_2>0$且$\alpha_1<0$；

c12、对柴油发动机的转速回路建模；

发动机吸进的空气与再循环的废气混合在一起，在汽缸中和燃油一起燃烧，带动曲轴转动，为曲轴提供转矩；根据牛顿第二定律和机械能守恒原理，发动机转速回路建模如下：

$$\dot{\omega}=\frac{1}{J\omega}(P_e-P_{fl})$$

其中，ω为发动机转速，$\dot{\omega}$为转速ω对时间的微分，J为曲轴的转动惯量且可以视作一个常数，P_e是发动机的有效机械功率，P_{f1}表示由外部负载和引擎部分之间所产生的阻尼和负载功率；机械功率P_e表示如下：

$P_e=H_f\eta_eW_f$

其中，H_f为燃油的热值，η_e为发动机的有效转换效率，表示如下：

$\eta_e=a_\lambda+b_\lambda\lambda+c_\lambda\lambda^2$，且$\lambda=\frac{W_{ie}}{W_f}$

其中，a_λ，b_λ，c_λ均为η_e的相关系数，且均为常数，满足a_λ，$b_\lambda>0$、$c_\lambda<0$；

c13、确定控制量；

由步骤c11和c12建立的气体回路和转速回路模型可见，转速回路的状态ω是一个与进气歧管气压p_{im}和燃油质量流率W_f有关的变量；气体回路的状态p_{im}、p_{em}、P_c与燃油质量流率W_f、压缩机质量流率W_c、涡轮机质量流率W_t和EGR质量流率W_{egr}有关；

柴油发动机系统的实际输入是当燃油阀、EGR阀和VGT阀均打开时的输入，则选取控制量$u_1=W_f$、$u_2=W_{egr}$和$u_3=W_t$，它们分别对应通过燃油阀的燃油流量和通过EGR阀和VGT阀的气流流量；

c14、建立控制仿射模型；具体包括：

c141、转速回路控制仿射模型建模；对柴油机转速回路模型的相关参数代入处理得到：

$$\dot{\omega}=\frac{1}{J\omega}(H_f(a_\lambda u_1+b_\lambda W_{ie}+c_\lambda\frac{W_{ie}^2}{u_1})-P_{fl})$$

由于在步骤c11中已知W_{ie}是关于ω的变量，代入可得：

$$\dot{\omega}=q_1(\omega,p_{im})u_1+q_2(\omega,p_{im})+\frac{q_3(\omega,p_{im})}{u_1}$$

其中，$q_1(\omega,p_{im})=\frac{H_fa_\lambda}{J\omega}$，

$$q_2(\omega,p_{im})=\frac{1}{J\omega}(\frac{H_fb_\lambda V_d(\alpha_0+\alpha_1\omega+\alpha_2\omega^2)\omega p_{im}}{4\pi RT_{im}}-P_{fl})$$，

$$q_3(\omega,p_{im})=\frac{H_fc_\lambda V_d^2(\alpha_0+\alpha_1\omega+\alpha_2\omega^2)^2\omega p_{im}^2}{16J\pi^2R^2T_{im}^2}$$；

在控制器设计时，采用此控制仿射形式，简化控制器设计；

c142、气体回路控制仿射模型建模；

根据发动机气体回路模型，代入相关系数，得到：

$$\dot{p}_{im}=k_{im}(k_c\frac{P_c}{(\frac{p_{im}}{p_0})^\mu-1}+u_2-k_ep_{im})$$

$$\dot{p}_{em}=k_{em}(k_ep_{im}+u_1-u_2-u_3)$$

$$\dot{P}_c = -\frac{1}{\tau}P_c + K_0(1-(\frac{p_{em}}{p_0})^{-\mu})W_t$$

其中，$K_0 = \frac{\eta_m}{\tau}k_t$；

由于气体回路的输入为u_2和u_3，上式整理如下的控制仿射形式：

$$\dot{x} = f(x,u_1) + g(x)u$$

其中，$x=[p_{im},p_{em},P_c]^T$，$u=[u_2,u_3]^T$且

$$f(x,u_1)=\begin{bmatrix} k_{im}k_c\dfrac{P_c}{(\frac{p_{im}}{p_0})^{\mu}-1} - k_{im}k_e p_{im} \\ k_{em}(k_e p_{im} + u_1) \\ \dfrac{-P_c}{\tau} \end{bmatrix}, \quad g(x)=\begin{bmatrix} k_{im} & 0 \\ -k_{em} & -k_{em} \\ 0 & K_0(1-(\frac{p_{em}}{p_0})^{-\mu}) \end{bmatrix}$$

步骤c2的过程包括：

c21、设计控制所需的李雅普诺夫函数；

设计如下的Lyapunov函数：

$V(\omega)=\frac{1}{2}e_\omega^2$，且$e_\omega=\omega_d-\omega$

显然，$V(\omega)\geq 0$恒成立；

c22、计算控制量u_1保证系统稳定；

根据Lyapunov稳定性原理，要保证系统稳定，需要保证它对时间的导数是负定的，即：

$$\dot{V}(\omega) = -e_\omega\dot{\omega} < 0$$

选取如下的特定方程，使得曲轴动态系统稳定：

$\dot{\omega}=K\cdot S(e_\omega)$，且$K>0$，$S(e_\omega)e_\omega>0$

其中，$S(e_\omega)$是一个平滑函数，且满足$S(0)=0$；选取$S(e_\omega)=\omega_d-\omega$

联立上式和转速回路控制模型，得：

$$q_1(\omega,p_{im})u_1 + q_2(\omega,p_{im}) + \frac{q_3(\omega,p_{im})}{u_1} = K\cdot S(e_\omega)$$

其中，$q_1(\omega,p_{im})>0$且$q_3(\omega,p_{im})<0$；

计算出燃油流量$u_1(t)$，如下：

$$u_1 = \frac{-[q_2(\omega,p_{im}) - K\cdot S(e_\omega)] + \sqrt{\delta}}{2q_1(\omega,p_{im})}$$

其中，$\delta=[q_2(\omega,p_{im})-K\cdot S(e_\omega)]^2-4q_1(\omega,p_{im})\cdot q_3(\omega,p_{im})$；因为$q_1(\omega,p_{im})>0$、$q_3(\omega,p_{im})<0$，所以$\delta$恒大于0，且$|\delta|>|q_2(\omega,p_{im})-K\cdot S(e_\omega)|$，则可以保证$u_1$恒大于0，即燃油的流量永远是一个正实常数，符合实际系统的物理含义；

步骤c3的过程包括：

c31、确定输出变量；

将压缩机质量流率W_c及其功率P_c的关系式变形得：

$$p_{im}=p_0\left(\frac{k_c P_c}{W_c}+1\right)^{\frac{1}{\mu}}$$

则，

$$p_{imd}=p_0\left(\frac{k_c P_c}{W_{cd}}+1\right)^{\frac{1}{\mu}}$$

即：将压缩机质量流量设定点W_{cd}变换成进气歧管压强设定点p_{imd}；

c32、定义滑模变量；定义如下两个滑动变量S_1,S_2

$S_1=p_{im}-p_{imd}$

$S_2=p_{em}-p_{emd}$

其中，p_{imd}和p_{emd}分别为进气和排气歧管压强的设定点；对上式两边同时进行微分，得到滑模控制系统表示为：

$$\dot{S}=f_0(x)+g_0(x)u+\tilde{d}-\dot{S}_d$$

其中，$\dot{S}=[\dot{S}_1,\dot{S}_2]^T$，$u=[u_2,u_3]^T$，$\dot{S}_d=[p_{imd},p_{emd}]^T$，

$$f_0(x)=\begin{bmatrix} k_{im}k_c\dfrac{P_c}{\left(\dfrac{p_{im}}{p_0}\right)^{\mu}-1}-k_{im}k_e p_{im} \\ k_{em}(k_e p_{im}+u_1)\end{bmatrix},\quad g_0(x)=\begin{bmatrix} k_{im} & 0 \\ -k_{em} & -k_{em}\end{bmatrix},$$

$\tilde{d}$包含了模型参数的不确定性、输入变量可能出现的故障，以及系统存在的其他扰动，且$\tilde{d}\in R^2$；

c33、选择合适的滑模趋近律，采用指数趋近律，

$$\dot{S}=-\gamma S-\lambda\,\mathrm{sgn}\ S$$

其中，γ、λ为趋近律的参数，sgn为标准符号函数；

c34、计算总控制量；联立上面两式，得气体回路的滑模控制律为：

$$u=g_0^{-1}(x)(-\gamma S-\lambda\,\mathrm{sgn}\ S-f_0(x)-\tilde{d}+\dot{S}_d)$$

其中，由于总扰动$\tilde{d}$是完全未知的；

c35、设计扩张状态观测器观测总扰动；由于c34步骤中的总扰动$\tilde{d}$是完全未知的，在c32步骤中的滑模控制系统中加入一个扩展状态X来作为总扰动$\tilde{d}$的估计，得到如下的增广系统：

$$\dot{S}=f_0(x)+g_0(x)u+X-\dot{S}_d$$

$$\dot{X}=h(t)$$

其中，h(t)为总扰动$\tilde{d}$的微分，且$X\in R^2$；

设计如下的扩张状态观测器：

$E_1=Z_1-S$

$$\dot{Z}_1=Z_2+f_0+g_0u-\dot{S}_d-\beta_1E_1$$

$$\dot{Z}_2=-\beta_2|E_1|^{\frac{1}{2}}\mathrm{sgn}\ (E_1)$$

其中，$E_1\in R^2$，$Z_1\in R^2$，$Z_2\in R^2$

E_1是扩张状态观测器的估计偏差，Z_1和Z_2为状态观测器的内部的两个状态，Z_1用来估计滑模状态S，Z_2用来估计总扰动$\tilde{d}$，β_1和β_2为观测器增益；定义观测器动态偏差$E_1=Z_1-S$，$E_2=Z_2-\tilde{d}$；

c35、更新滑模控制律；由于Z_2不断估计系统的总扰动，利用它在反馈环节中补偿干扰；更新c34中的气体回路的滑模控制律为：

$$u=g_0^{-1}(x)(-\gamma S-\lambda\,\mathrm{sgn}\ S-f_0(x)-Z_2+\dot{S}_d)$$

步骤c4的计算过程包括：

将步骤c2和c3设计的转速回路控制器和气体回路控制器联合起来，搭建柴油发动机控制系统，在外加干扰的情况下，进行仿真，如果控制性能达不到要求，则对控制器参数进行参数整定，直到符合要求。

一种可变截面涡轮增压柴油发动机间接节能减排控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种可变截面涡轮增压柴油发动机气体回路和转速回路中控制阀的控制方法，用于柴油发动机尾气排放控制，属于自动控制研究领域。

背景技术

[0002] 20世纪以来，全球包括煤炭、石油等在内的传统化石能源正日益匮乏，随之带来的能源的价格却日益上涨。1992年《哥本哈根议定书》签订后，各国开始采取了一系列有效措施来实现节能减排。

[0003] 工业革命以来，CO_2排放量呈现出几何基数型增长，占其80％排放量的交通运输系统，自然承担着不可推卸的减排任务。而内燃发动机又是目前被交通运输系统最广泛的动力引擎系统，是主要的碳氧化合物(CO_x)、氮氧化合物(NO_x)和悬浮颗粒物(PM)污染源。

[0004] 与汽油发动机相比，柴油发动机具有扭矩大、省油、环保等优点，但也存在悬浮颗粒物和氮氧化合物的排放远比汽油发动机高等缺点。大量研究成果表明，柴油机是目前被产业化应用中的各种动力机械中热效率最高、能源利用率最好、最节能的机型。为了达到欧盟Ⅴ号和Ⅵ号标准中对尾气排放标准的要求，柴油发动机的排放，尤其是对于氮氧化合物(NO_x)和悬浮颗粒物(PM)的排放，必须在每个引擎回路中加以控制。本发明所涉及的可变截面涡轮增压柴油发动机的原理图如图2所示。早期的减排机制表明，NO_x的排放可以通过增加废气再循环(EGR)进气歧管部分来减少，废气也可以通过增加空燃比(AFR)来减少。废气再循环(EGR)和空燃比(AFR)的比率是由EGR和可变截面涡轮执行器(VGT)控制的。可变截面涡轮执行器(VGT)的位置最终决定了进气歧管中EGR的气体流量，从而控制空燃比(AFR)和废气再循环(EGR)比率的变化。

[0005] 因此，对柴油发动机尾气污染物的节能减排控制可以转化为对柴油发动机EGR阀门和VGT阀门开度的控制。但是EGR和AFR执行器强耦合使得用传统的PI调节器的传统校正的方法很难在扭矩响应、稳态时发动机的输出排放和暂态状态条件方面得到稳健的结果。

发明内容

[0006] 本发明针对现有技术的不足，提供一种可变截面涡轮增压柴油发动机气体-转速双环回路的控制阀的控制方法。

[0007] 本发明基本思想是对柴油发动机的气体和转速回路建立数学模型，确定控制变量，针对气体回路和转速回路设计控制器达到控制目标。由于系统建模时存在一些未建模的动态以及系统的外部扰动，本发明设计了一种扩张状态观测器进行扰动观测，并在控制器中予以消除，仿真结果表明设计的基于扩张状态观测器的滑模控制器有较好的跟踪性能和抗扰性能。

[0008] 本发明的有益效果：在本发明中提出了一种应用于可变截面涡轮增压柴油发动机的基于扩张状态观测器的滑模控制器，能在有限时间内使系统跟踪并克服全扰动，从而高效的达到节能减排的目的。

附图说明

[0009] 图1方法流程示意图；

[0010] 图2可变截面涡轮增压柴油发动机原理图；

[0011] 图3柴油发动机双环回路控制系统原理图；

[0012] 图4柴油发动机转速回路的摩擦负载转矩测试示意图；

[0013] 图5发动机排气歧管气压和涡轮机的质量流率的跟踪性能；

[0014] 图6发动机转速的跟踪性能；

[0015] 图7ESO对系统总扰动的观测性能；

[0016] 图8系统控制变量量示意图。

具体实施方式

[0017] 以下结合附图对本发明作进一步说明，参见图1，本发明的基本步骤如下：

[0018] 一种可变截面涡轮增压柴油发动机回路节能减排控制方法，包括以下步骤：

[0019] c1、对柴油发动机气体-转速回路模型建立简化数学模型，确定控制量，并对得到的数学模型进行一般化处理，建立控制仿射模型。

[0020] c2、对转速回路设计基于李雅普诺夫函数的控制器。

[0021] c3、对气体回路设计基于扩张状态观测器的滑模控制器。

[0022] c4、将设计的气体-转速回路控制器联合仿真，验证方法的控制性能。

[0023] 步骤c1的过程包括：

[0024] c11、对柴油发动机气体回路建模。由于发动机控制所用的温度传感器的时间常数是秒数量级的，进气歧管和排气歧管中的温度变化可以忽略，利用热力学第一定律对图2的柴油发动机建立气体回路模型如下：

[0025] $$\dot{p}_{im}=k_{im}(W_c+W_{egr}-W_{ie})$$

[0026] $$\dot{p}_{em}=k_{em}(W_{ie}+W_f-W_{egr}-W_t)$$

[0027] $$\dot{P}_c=\frac{1}{\tau}(\eta_m P_t-P_c)$$

[0028] 其中，p_{im}和p_{em}分别指进气歧管和排气歧管中的气压，P_c指压缩机的功率；k_{im}和k_{em}分别为进气歧管和排气歧管相关系数，为常数；W_c为压缩机质量流率，W_{egr}为废气再循环质量流率，W_{ie}为从进气歧管到发动机气缸的气体质量流率，W_f为燃油的质量流率，W_t为涡轮增压器的质量流率，τ为时间常数，η_m为涡轮增压器的机械效率，P_c和P_t分别为压缩机和涡轮增压器的功率；$\dot{p}_{im}$、$\dot{p}_{em}$、$\dot{P}_c$分别为p_{im}、p_{em}和P_c对时间的微分；

[0029] 其中：

[0030] $$W_c=P_c\frac{k_c}{(\frac{p_{im}}{p_0})^{\mu}-1}$$

[0031] $$P_t = k_t(1-(\frac{p_{em}}{p_0})^{-\mu})W_t$$

[0032] k_c,k_t分别为涡轮机和压缩机的相关系数,为常数;p_0为标准大气压;μ为热容比,为常数;

[0033] 质量流率W_{ie}根据速度-密度方程建模如下:

[0034] $W_{ie}=k_e p_{im}$

[0035] 其中,$k_e=\frac{\eta_v \omega V_d}{4\pi RT_{im}}$;ω为发动机转速,$V_d$为发动机气缸容积,R为气体常数,$T_{im}$为进气歧管温度;

[0036] η_v用来描述发动机的容积率,表示成:

[0037] $\eta_v=\alpha_0+\alpha_1\omega+\alpha_2\omega^2$

[0038] 其中,α_0,$\alpha_2>0$且$\alpha_1<0$;

[0039] c12、对柴油发动机的转速回路建模;

[0040] 发动机吸进的空气与再循环的废气混合在一起,在汽缸中和燃油一起燃烧,带动曲轴转动,为曲轴提供转矩;根据牛顿第二定律和机械能守恒原理,发动机转速回路建模如下:

[0041] $$\dot{\omega}=\frac{1}{J\omega}(P_e-P_{fl})$$

[0042] 其中,ω为发动机转速,$\dot{\omega}$为转速ω对时间的微分,J为曲轴的转动惯量且可以视作一个常数,P_e是发动机的有效机械功率,P_{f1}表示由外部负载和引擎部分之间所产生的阻尼和负载功率;机械功率P_e表示如下:

[0043] $P_e=H_f\eta_e W_f$

[0044] 其中,H_f为燃油的热值,η_e为发动机的有效转换效率,表示如下:

[0045] $$\eta_e=a_\lambda+b_\lambda\lambda+c_\lambda\lambda^2,\quad 且\lambda=\frac{W_{ie}}{W_f}$$

[0046] 其中,a_λ,b_λ,c_λ均为η_e的相关系数,且均为常数,满足a_λ,$b_\lambda>0$、$c_\lambda<0$;

[0047] c13、确定控制量;

[0048] 由步骤c11和c12建立的气体回路和转速回路模型可见,转速回路的状态ω是一个与进气歧管气压p_{im}和燃油质量流率W_f有关的变量;气体回路的状态p_{im}、p_{em}、P_c与燃油质量流率W_f、压缩机质量流率W_c、涡轮机质量流率W_t和EGR质量流率W_{egr}有关;

[0049] 柴油发动机系统的实际输入是当燃油阀、EGR阀和VGT阀均打开时的输入,则选取控制量$u_1=W_f$、$u_2=W_{egr}$和$u_3=W_t$,它们分别对应通过燃油阀的燃油流量和通过EGR阀和VGT阀的气流流量;

[0050] c14、建立控制仿射模型;具体包括:

[0051] c141、转速回路控制仿射模型建模;对柴油机转速回路模型的相关参数代入处理得到:

[0052] $$\dot{\omega}=\frac{1}{J\omega}(H_f(a_\lambda u_1+b_\lambda W_{ie}+c_\lambda\frac{W_{ie}^2}{u_1})-P_{fl})$$

[0053] 由于在步骤c11中已知W_{ie}是关于ω的变量，代入可得：

[0054] $$\dot{\omega} = q_1(\omega, p_{im})u_1 + q_2(\omega, p_{im}) + \frac{q_3(\omega, p_{im})}{u_1}$$

[0055] 其中，$q_1(\omega, p_{im}) = \frac{H_f a_\lambda}{J\omega}$，

[0056] $$q_2(\omega, p_{im}) = \frac{1}{J\omega}\left(\frac{H_f b_\lambda V_d(\alpha_0 + \alpha_1\omega + \alpha_2\omega^2)\omega p_{im}}{4\pi RT_{im}} - P_{fl}\right),$$

[0057] $$q_3(\omega, p_{im}) = \frac{H_f c_\lambda V_d^2(\alpha_0 + \alpha_1\omega + \alpha_2\omega^2)^2\omega p_{im}^2}{16J\pi^2 R^2 T_{im}^2};$$

[0058] 在控制器设计时，采用此控制仿射形式，简化控制器设计；

[0059] c142、气体回路控制仿射模型建模；

[0060] 根据发动机气体回路模型，代入相关系数，得到：

[0061] $$\dot{p}_{im} = k_{im}\left(k_c \frac{P_c}{\left(\frac{p_{im}}{p_0}\right)^{\mu} - 1} + u_2 - k_e p_{im}\right)$$

[0062] $$\dot{p}_{em} = k_{em}(k_e p_{im} + u_1 - u_2 - u_3)$$

[0063] $$\dot{P}_c = -\frac{1}{\tau}P_c + K_0\left(1 - \left(\frac{p_{em}}{p_0}\right)^{-\mu}\right)W_t$$

[0064] 其中，$K_0 = \frac{\eta_m}{\tau}k_t$；

[0065] 由于气体回路的输入为u_2和u_3，上式整理如下的控制仿射形式：

[0066] $$\dot{x} = f(x, u_1) + g(x)u$$

[0067] 其中，$x = [p_{im}, p_{em}, P_c]^T$，$u = [u_2, u_3]^T$且

[0068] $$f(x, u_1) = \begin{bmatrix} k_{im}k_c \frac{P_c}{\left(\frac{p_{im}}{p_0}\right)^{\mu} - 1} - k_{im}k_e p_{im} \\ k_{em}(k_e p_{im} + u_1) \\ \frac{-P_c}{\tau} \end{bmatrix}, \quad g(x) = \begin{bmatrix} k_{im} & 0 \\ -k_{em} & -k_{em} \\ 0 & K_0\left(1 - \left(\frac{p_{em}}{p_0}\right)^{-\mu}\right) \end{bmatrix}$$

[0069] 步骤c2的过程包括：

[0070] c21、设计控制所需的李雅普诺夫函数；

[0071] 设计如下的Lyapunov函数：

[0072] $$V(\omega) = \frac{1}{2}e_\omega^2, \text{且} e_\omega = \omega_d - \omega$$

[0073] 显然，$V(\omega) \geq 0$恒成立；

[0074] c22、计算控制量u_1保证系统稳定；

[0075] 根据Lyapunov稳定性原理，要保证系统稳定，需要保证它对时间的导数是负定的，即：

[0076] $$\dot{V}(\omega)=-e_{\omega}\dot{\omega}<0$$

[0077] 选取如下的特定方程，使得曲轴动态系统稳定：

[0078] $$\dot{\omega}=K\cdot S(e_{\omega}),\ 且\ K>0, S(e_{\omega})e_{\omega}>0$$

[0079] 其中，$S(e_{\omega})$是一个平滑函数，且满足$S(0)=0$；选取$S(e_{\omega})=\omega_d-\omega$

[0080] 联立上式和转速回路控制模型，得：

[0081] $$q_1(\omega,p_{im})u_1+q_2(\omega,p_{im})+\frac{q_3(\omega,p_{im})}{u_1}=K\cdot S(e_{\omega})$$

[0082] 其中，$q_1(\omega,p_{im})>0$且$q_3(\omega,p_{im})<0$；

[0083] 计算出燃油流量$u_1(t)$，如下：

[0084] $$u_1=\frac{-[q_2(\omega,p_{im})-K\cdot S(e_{\omega})]+\sqrt{\delta}}{2q_1(\omega,p_{im})}$$

[0085] 其中，$\delta=[q_2(\omega,p_{im})-K\cdot S(e_{\omega})]^2-4q_1(\omega,p_{im})\cdot q_3(\omega,p_{im})$；因为$q_1(\omega,p_{im})>0$、$q_3(\omega,p_{im})<0$，所以$\delta$恒大于0，且$|\delta|>|q_2(\omega,p_{im})-K\cdot S(e_{\omega})|$，则可以保证$u_1$恒大于0，即燃油的流量永远是一个正实常数，符合实际系统的物理含义；

[0086] 步骤c3的过程包括：

[0087] c31、确定输出变量；

[0088] 将压缩机质量流率W_c及其功率P_c的关系式变形得：

[0089] $$p_{im}=p_0\left(\frac{k_cP_c}{W_c}+1\right)^{\frac{1}{\mu}}$$

[0090] 则，

[0091] $$p_{imd}=p_0\left(\frac{k_cP_c}{W_{cd}}+1\right)^{\frac{1}{\mu}}$$

[0092] 即：将压缩机质量流量设定点W_{cd}变换成进气歧管压强设定点p_{imd}；

[0093] c32、定义滑模变量；定义如下两个滑动变量S_1，S_2

[0094] $S_1=p_{im}-p_{imd}$

[0095] $S_2=p_{em}-p_{emd}$

[0096] 其中，p_{imd}和p_{emd}分别为进气和排气歧管压强的设定点；对上式两边同时进行微分，得到滑模控制系统表示为：

[0097] $$\dot{S}=f_0(x)+g_0(x)u+\tilde{d}-\dot{S}_d$$

[0098] 其中，$\dot{S}=[\dot{S}_1,\dot{S}_2]^T$，$u=[u_2,u_3]^T$，$\dot{S}_d=[p_{imd},p_{emd}]^T$，

[0099] $$f_0(x)=\begin{bmatrix} k_{im}k_c\dfrac{P_c}{(\frac{p_{im}}{p_0})^{\mu}-1}-k_{im}k_e p_{im} \\ k_{em}(k_e p_{im}+u_1)\end{bmatrix},\quad g_0(x)=\begin{bmatrix} k_{im} & 0 \\ -k_{em} & -k_{em}\end{bmatrix},$$

[0100] $\tilde{d}$包含了模型参数的不确定性、输入变量可能出现的故障，以及系统存在的其他扰动，且$\tilde{d}\in R^2$；

[0101] c33、选择合适的滑模趋近律，采用指数趋近律，

[0102] $$\dot{S}=-\gamma S-\lambda\,\mathrm{sgn}\ S$$

[0103] 其中，γ、λ为趋近律的参数，sgn为标准符号函数；

[0104] c34、计算总控制量；联立上面两式，得气体回路的滑模控制律为：

[0105] $$u=g_0^{-1}(x)(-\gamma S-\lambda\,\mathrm{sgn}\ S-f_0(x)-\tilde{d}+\dot{S}_d)$$

[0106] 其中，由于总扰动$\tilde{d}$是完全未知的；

[0107] c35、设计扩张状态观测器观测总扰动；由于c34步骤中的总扰动$\tilde{d}$是完全未知的，在c32步骤中的滑模控制系统中加入一个扩展状态X来作为总扰动$\tilde{d}$的估计，得到如下的增广系统：

[0108] $$\dot{S}=f_0(x)+g_0(x)u+X-\dot{S}_d$$

[0109] $$\dot{X}=h(t)$$

[0110] 其中，h(t)为总扰动$\tilde{d}$的微分，且$X\in R^2$；

[0111] 设计如下的扩张状态观测器：

[0112] $E_1=Z_1-S$

[0113] $$\dot{Z}_1=Z_2+f_0+g_0u-\dot{S}_d-\beta_1E_1$$

[0114] $$\dot{Z}_2=-\beta_2|E_1|^{\frac{1}{2}}\,\mathrm{sgn}\ (E_1)$$

[0115] 其中，$E_1\in R^2$，$Z_1\in R^2$，$Z_2\in R^2$

[0116] E_1是扩张状态观测器的估计偏差，Z_1和Z_2为状态观测器的内部的两个状态，Z_1用来估计滑模状态S，Z_2用来估计总扰动$\tilde{d}$，β_1和β_2为观测器增益；定义观测器动态偏差$E_1=Z_1-S$，$E_2=Z_2-\tilde{d}$；

[0117] c35、更新滑模控制律；由于Z_2不断估计系统的总扰动，利用它在反馈环节中补偿干扰；更新c34中的气体回路的滑模控制律为：

[0118] $$u=g_0^{-1}(x)(-\gamma S-\lambda\,\mathrm{sgn}\ S-f_0(x)-Z_2+\dot{S}_d)$$

[0119] 步骤c4的计算过程包括：

[0120] 将步骤c2和c3设计的转速回路控制器和气体回路控制器联合起来，搭建柴油发动机控制系统，在外加干扰的情况下，进行仿真，如果控制性能达不到要求，则对控制器参数进行参数整定，直到符合要求。

[0121] 实施例：

[0122] 以由法国制造商生产的共轨直喷式直列四缸柴油发动机为例，设计柴油发动机的转速-气体双环回路控制系统。

[0123] 1、建立简化数学模型。发动机的相关参数如下：$\eta_m=0.98$，$T_{im}=313K$，$V_d=0.002m^3$，$R=287$，$\mu=0.2829$，$\tau=0.11s$，$H_f=4.601\times10^7J/kg$，$p_0=1.01\times10^7Pa$，$J=0.15kg/m^2$，$k_{im}=1.4972\times10^7$，$k_{em}=1.4608\times10^7$，$k_c=2.0179\times10^{-6}$，$k_t=3.9241\times10^5$。

[0124] 将参数代入步骤c1中的发动机控制仿射模型中，转速回路的摩擦和负载转矩如图4所示。

[0125] 2、设计转速回路控制器。设计控制器的参数$K=20$。

[0126] 3、设计气体回路控制器。设计滑模控制器参数：$\lambda=5$，$\gamma=150$，状态观测器的增益$\beta_{11}=\beta_{12}=5000$，$\beta_{21}=900000$，$\beta_{22}=500000$。

[0127] 不连续的符号函数sgn(S)可以用如下的连续逼近代替：

[0128] $$\mathrm{sgn}(S)=\frac{s}{|s|+\xi}.$$

[0129] 取$\xi=0.01$。

[0130] 4、双环回路控制系统仿真。系统仿真结果如图5～8所示。图5、图6表明系统在存在外部干扰的情况下仍能很好地跟踪系统设定的转速、排气歧管气压和涡轮机的质量流量。如果控制性能达不到要求，对步骤2、3中控制器参数进行参数整定。

[0131] 图7展示了设计的ESO的观测性能，可见ESO的z21和z22可以较快较准确地估计出系统的总扰动，并在反馈回路中予以消除。图8是3个控制量的示意图，即实现了对燃油阀、EGR阀门和VGT阀门的控制。发明背景中也提到对柴油发动机尾气污染物的节能减排控制可以转化为对柴油发动机EGR阀门和VGT阀门开度的控制，在此基础上，可以实现对尾气污染物的节能减排控制。

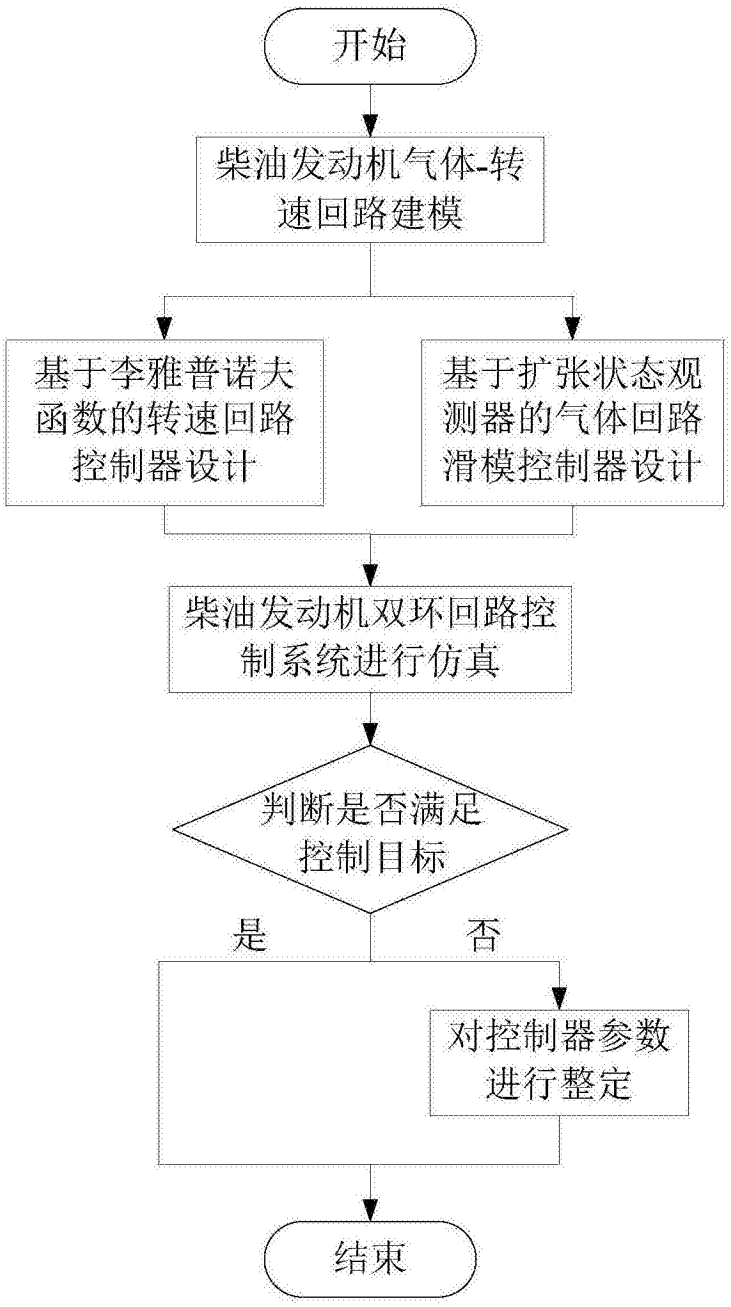

开始
柴油发动机气体-转速回路建模
基于李雅普诺夫函数的转速回路控制器设计
基于扩张状态观测器的气体回路滑模控制器设计
柴油发动机双环回路控制系统进行仿真
判断是否满足控制目标
是
否
对控制器参数进行整定
结束

图1

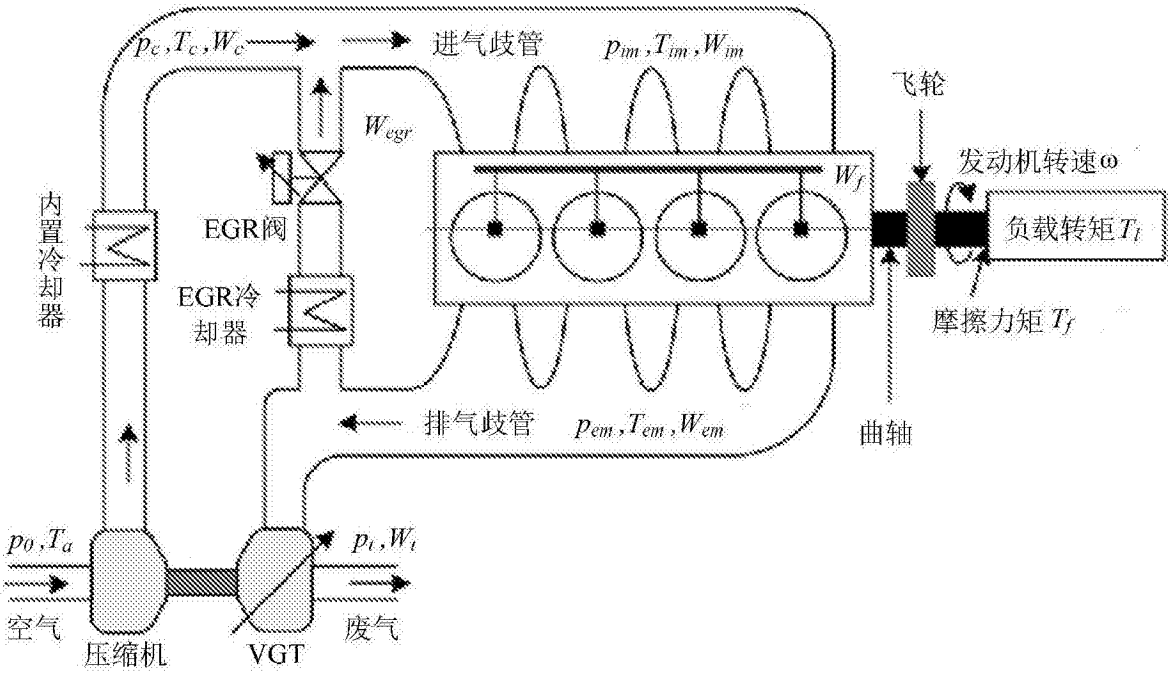

p_c, T_c, W_c
进气歧管
p_{im}, T_{im}, W_{im}
飞轮
W_{egr}
W_f
发动机转速ω
内置冷却器
EGR阀
负载转矩 T_l
EGR冷却器
摩擦力矩 T_f
排气歧管
p_{em}, T_{em}, W_{em}
曲轴
p_0, T_a
p_t, W_t
空气
压缩机
VGT
废气

图2

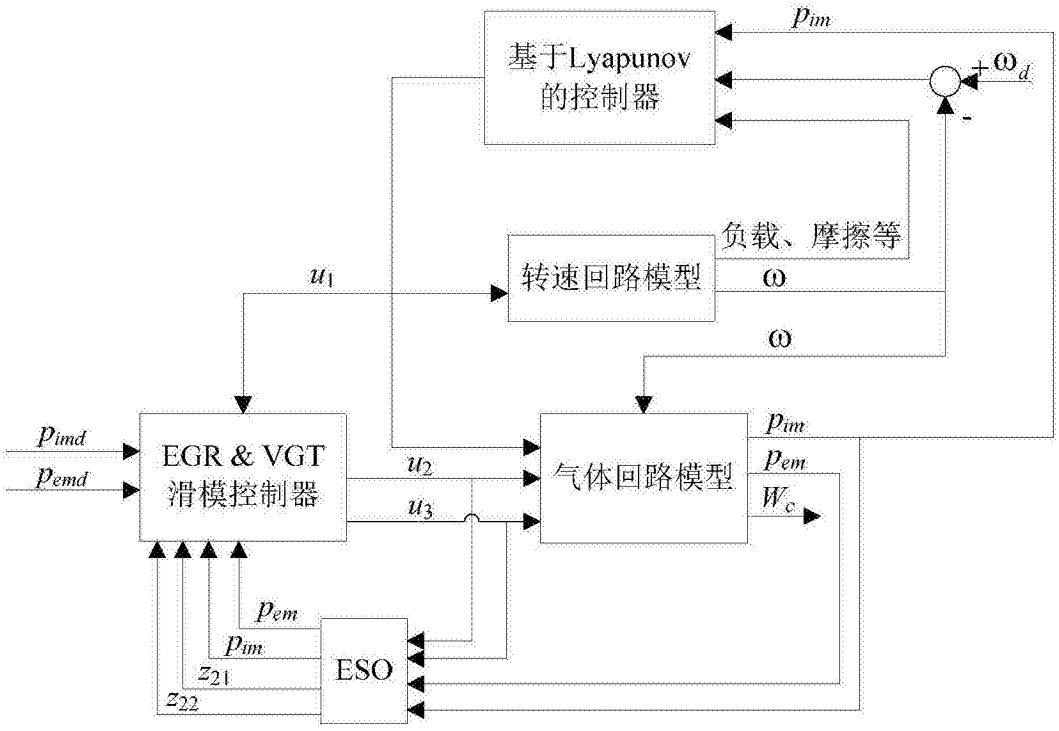

基于Lyapunov的控制器
p_{im}
ω_d
+
-
负载、摩擦等
转速回路模型
u_1
ω
ω
p_{imd}
p_{emd}
EGR & VGT 滑模控制器
u_2
u_3
气体回路模型
p_{im}
p_{em}
W_c
p_{em}
p_{im}
z_{21}
z_{22}
ESO

图3

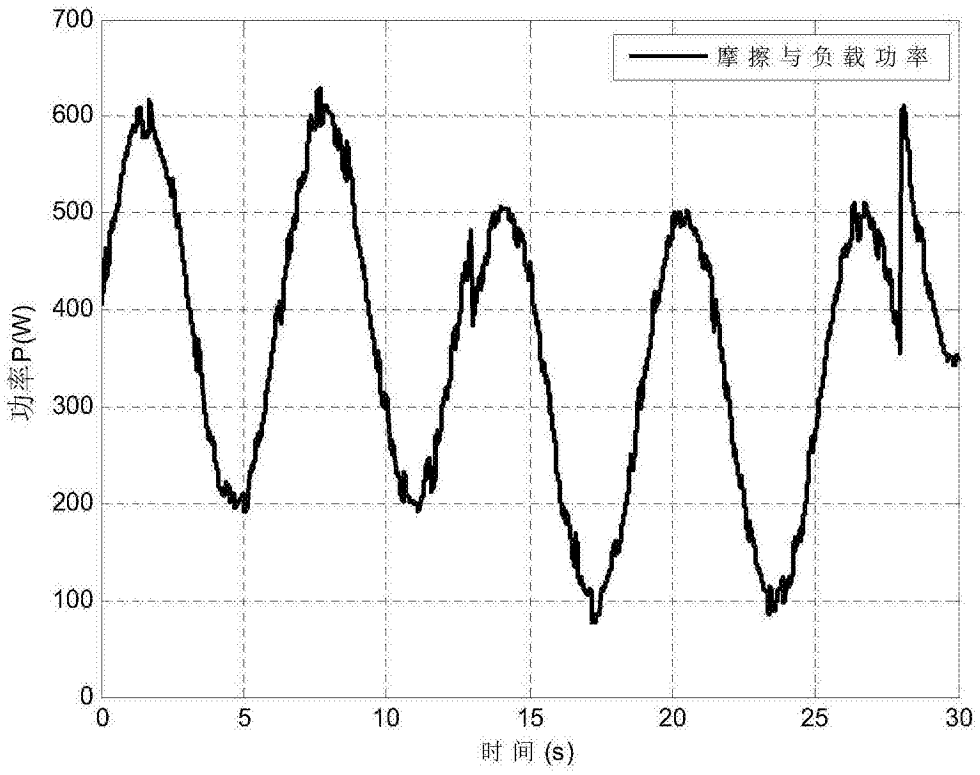

摩擦与负载功率
功率P(W)
时间(s)
0
100
200
300
400
500
600
700
0
5
10
15
20
25
30

图4

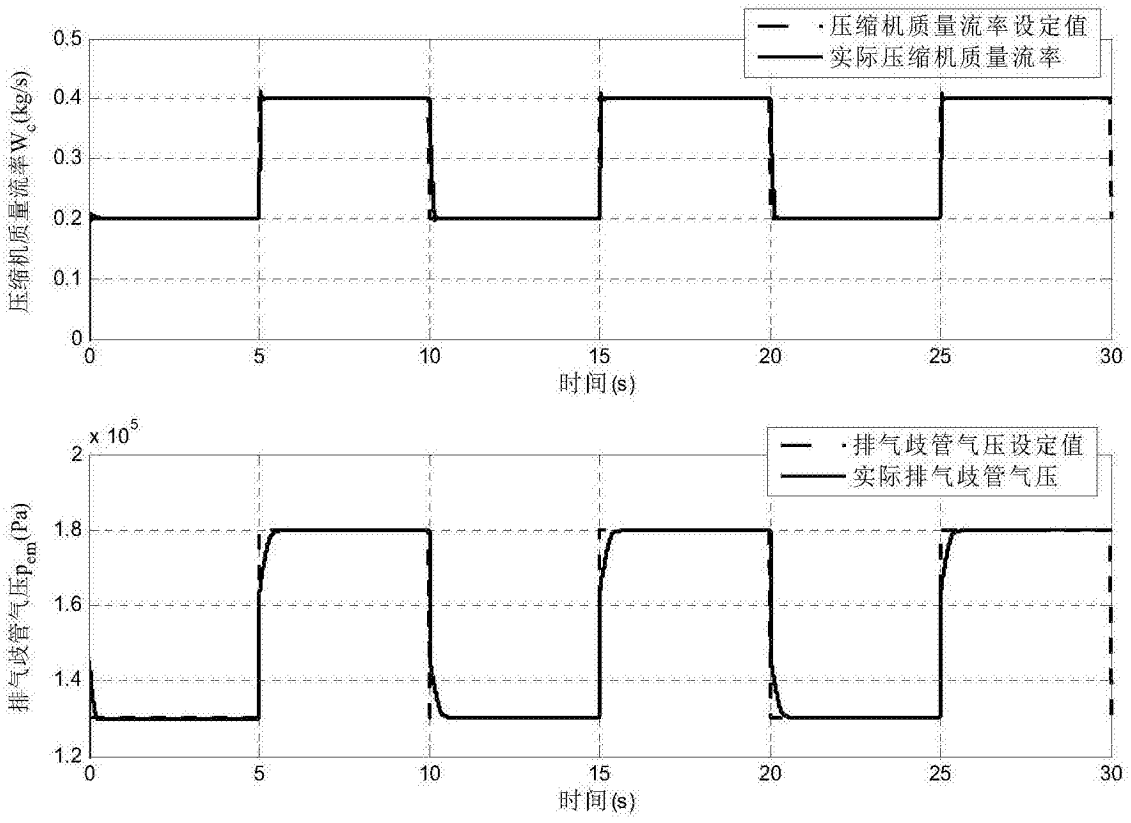

·压缩机质量流率设定值
实际压缩机质量流率
压缩机质量流率W_c(kg/s)
时间(s)
x 10^5
·排气歧管气压设定值
实际排气歧管气压
排气歧管气压p_{em}(Pa)
时间(s)

图5

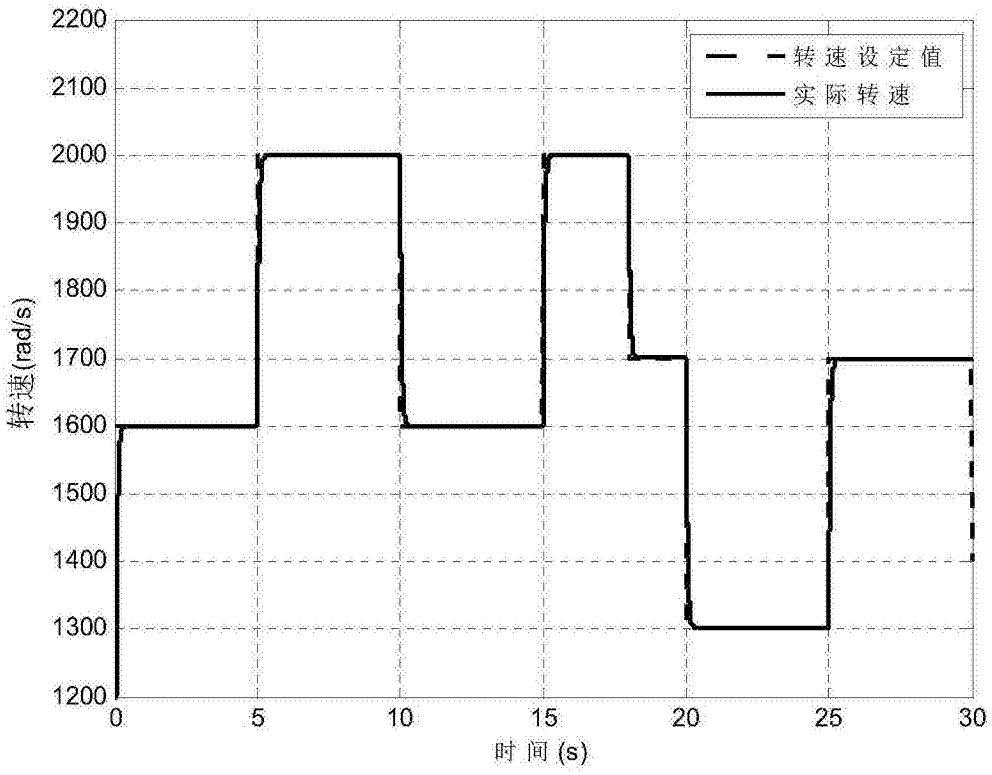

转速设定值
实际转速
转速(rad/s)
时间(s)
2200
2100
2000
1900
1800
1700
1600
1500
1400
1300
1200
0
5
10
15
20
25
30

图6

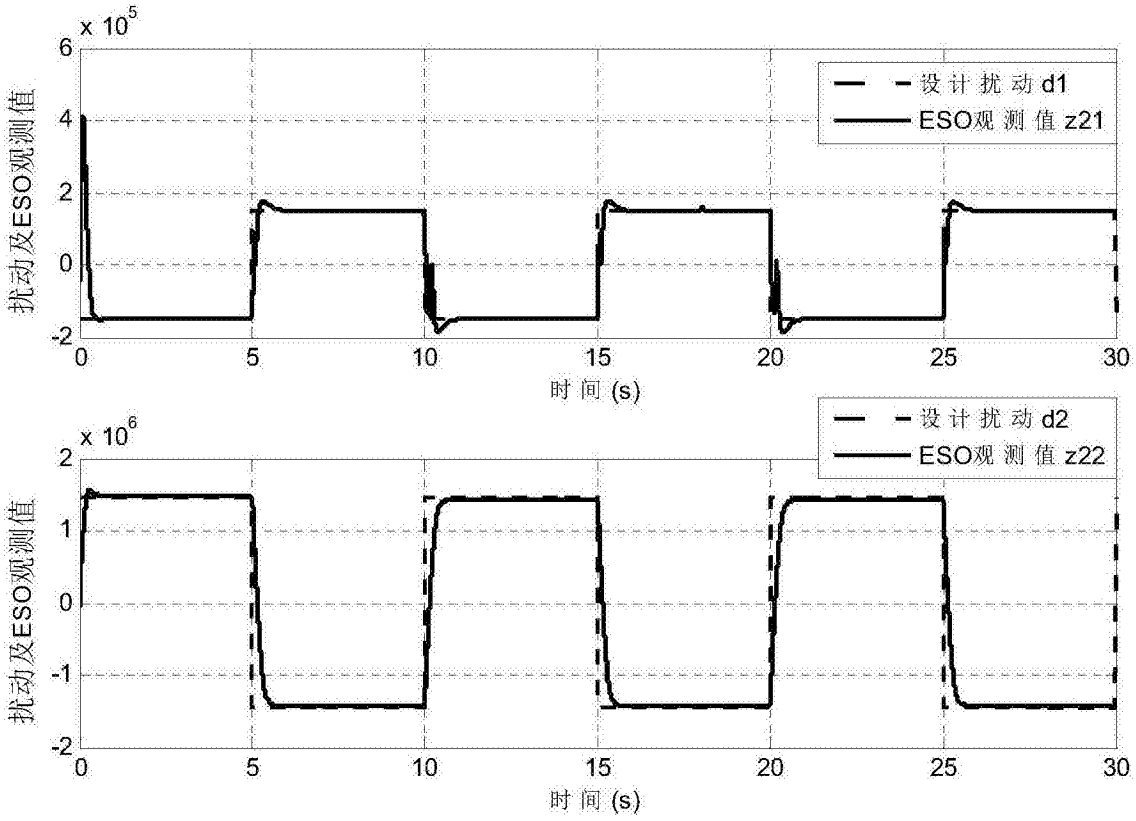

x 10^5
设计扰动d1
ESO观测值z21
扰动及ESO观测值
时间(s)
x 10^6
设计扰动d2
ESO观测值z22
扰动及ESO观测值
时间(s)

图7

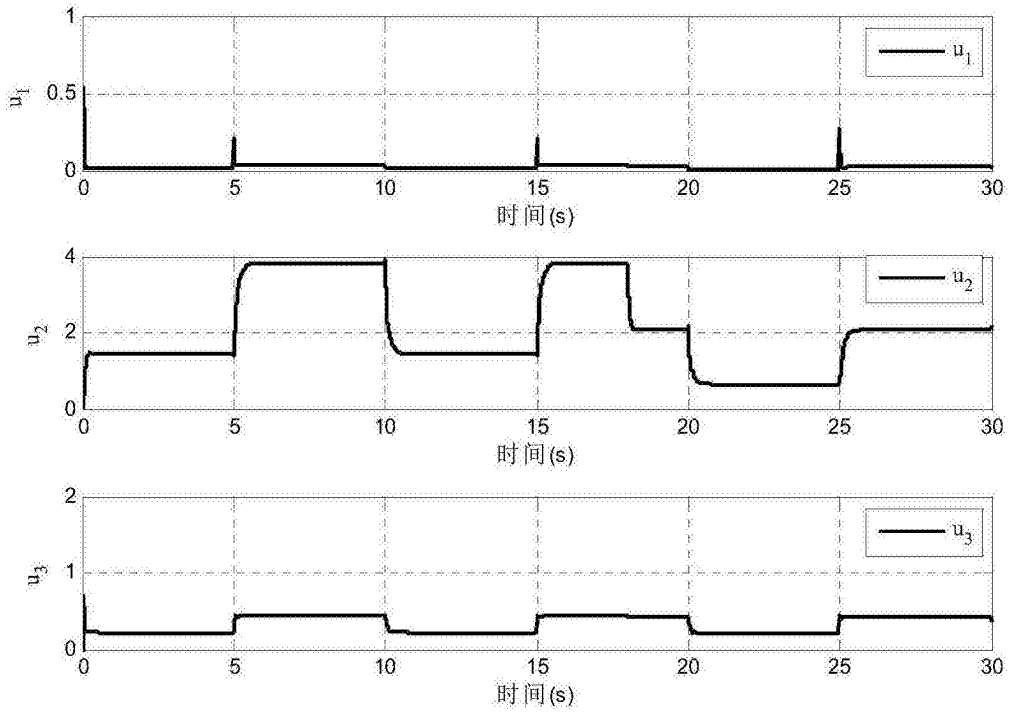


图8