

文章编号: 1000-8055(2008)12-2249-07

航空二冲程汽油发动机均值模型的试验与仿真

陈林林, 魏民祥, 杨海青

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 采用机理建模和试验建模相结合的方法建立了航空二冲程汽油发动机平均值模型. 二冲程汽油机平均值模型主要分为 3 个动态子模块: 燃油蒸发与油膜动态子模块、进气道与曲轴箱扫气子模块和动力输出子模块. 建模中考虑了簧片阀的建模, 同时考虑了扫气过程中的短路损失, 进行了空燃比的计算. 对发动机动力输出、转速和空燃比进行了 Matlab/Simulink 仿真, 仿真结果和实验数据吻合, 证明了该均值模型的正确性.

关 键 词: 小型航空二冲程汽油发动机; 平均值模型; 簧片阀; 短路损失; 仿真

中图分类号: V234

文献标识码: A

Experiment and simulation of the mean value model on two stroke gasoline aero engine

CHEN Lin lin, WEI Min xiang, YANG Hai qing

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The mean value model for small two stroke gasoline aero engine based on the mechanism modeling and experiment modeling combined method was presented. The two stroke gasoline engine mean value model mainly consists of three dynamic modules: the fuel evaporation and oil film dynamic module, the intake port and crankcase scavenging module, power output module. The reed valve modeling and the short circuit loss during scavenging process were also considered at the modeling process. Then established the power output, rotational speed and Air/Fuel ratio models, and carried out simulation on Matlab/Simulink platform. The simulation result fully meets the experiment data, which proves the correctness of the mean value model.

Key words: small two stroke gasoline aero engine; mean value model; reed valve; short circuit loss; simulation

小型航空活塞式二冲程汽油发动机, 具有体积小、比重重量轻、升功率高、结构简单、使用维护方便等优点^[1], 特别适用于小型无人机、超轻型飞机及动力翼伞等飞行器的应用. 实现对发动机的控制, 首先就需要准确的发动机模型, 能准确反映动态过程中主要参数的变化, 并能评价发动机动力性能、经济性和环境因素等诸多指标^[2].

发动机平均值模型是准静态模型和容积法模型的结合, 由于其模型简单、计算时间短、使用方便, 且能满足控制设计的要求被广泛应用^[2]. 目前发动机平均值模型主要在四冲程汽油机和大型二冲程柴油机上广泛应用, 较为典型的是 1989 年 Elbert Hendricks 提出的发动机平均值模型^[2-3], 是准静态模型和容积法模型的结合, 但没有考虑

收稿日期: 2007 11-07; 修订日期: 2008 03-03

基金项目: 国防预研项目

作者简介: 陈林林(1974-), 男, 山东聊城人, 博士生, 主要从事发动机数学建模、电子控制等方面的研究.

容积效率对气缸的影响. Minghui Kao 等人建立的平均值模型虽然考虑了气缸容积效率对进气的影响,但模型中对空燃比的计算直接采用了进入气缸的空气流量,没有考虑短路损失. 本文采用机理建模和试验建模相结合的方法建立了航空活塞式二冲程发动机模型—平均值模型(Mean value model). 有关航空活塞式二冲程汽油发动机平均值模型国内外很少,为研究二冲程汽油发动机提供了一种思路. 所建模型的原型机是进气道喷射、曲轴箱扫气的二冲程汽油发动机,模型中考虑了簧片阀的建模,引入容积效率来计算气缸进气量,同时考虑了扫气过程中的短路损失,建立了更准确的动态平均值模型. 在此基础上进行了空燃比仿真计算. 用 Matlab/ Simulink 对模型进行了动力输出、转速和空燃比的仿真,并进行了试验验证,证明了其准确性. 本文的实验基础为发动机实验台架和发动机数据采集系统. 所搭建的发动机试验台架主要由 EST-2002 型内燃机测控系统、CWF110G 电涡流测功机、瑞士 Kistler 火花塞式缸压传感器、NI-DAQ 数据采集设备、试验发动机等主要装置及自主开发的发动机数据采集系统软件等组成.

1 平均值模型的建立

平均值模型结合了准静态模型和容积法模型的特点,按容积法模型把汽油机划分为几个相对独立的容积控制单元^[4].

本文建立的二冲程汽油机平均值模型主要分为 3 个动态子模块:燃油蒸发与油膜动态子模块、进气道与曲轴箱扫气子模块和动力输出子模块. 图 1 为二冲程汽油发动机结构示意图.

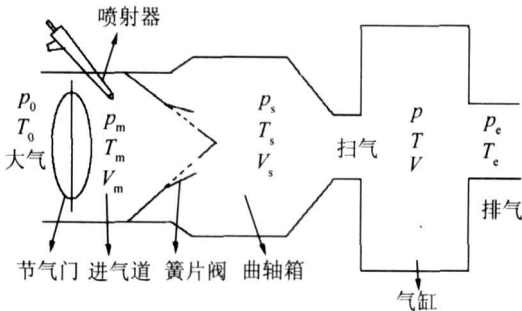


图 1 二冲程汽油发动机模型结构示意图
Fig. 1 Two stroke gasoline engine structure

1.1 进气子模块

在建模过程中,按容积法把进气系统分成 3 个部分:节气门和簧片阀之间的进气道部分、簧片阀之后的曲轴箱部分和气缸部分^[5]. 对每一部分按

质量守恒定律和理想气体状态方程等定律建模^[6].

1.1.1 进气道部分

进气道中的空气的质量为 m_1 , 压力、温度和体积分别为 p_m , T_m 和 V_m , 由理想气体状态方程

$$p_m V_m = m_1 R T_m \tag{1}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{d}{dt} \left[\frac{p_m V_m}{R T_m} \right] \tag{2}$$

$$\dot{p}_m = \frac{R T_m}{V_m} \dot{m}_1 + p_m \frac{\dot{T}_m}{T_m} \tag{3}$$

由于压力随时间的变化远比进气道中的温度 T_m 的变化大很多,所以可以忽略式中的最右边的项,即

$$\dot{p}_m = \frac{R T_m}{V_m} \dot{m}_1 \tag{4}$$

对进气道中空气流应用质量守恒定律得

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_a - \dot{m}_{ao} \tag{5}$$

其中 $\dot{m}_a$ 为节气门处的空气流量,可以由两个函数的乘积来表示

$$\dot{m}_a = f(\alpha) g(p_m) \tag{6}$$

$$f(\alpha) = 2.821 - 0.05231\alpha + 0.10299\alpha^2 - 0.00063\alpha^3 \tag{7}$$

$$g(p_m) = \begin{cases} \frac{2 \sqrt{p_0 p_m} - p_m^2 \text{sign}(p_0 - p_m)}{p_0}, & 2p_0 \geq p_m > \frac{p_0}{2} \\ \text{sign}(p_0 - p_m), & \text{其它情况} \end{cases} \tag{8}$$

式中 α 为节气门开度, $f(\alpha)$ 是关于节气门开度的经验公式, $g(p_m)$ 为进气道压力的函数, $\dot{m}_{ao}$ 为通过簧片阀进入曲轴箱的空气流量. 需要考虑簧片阀对进入曲轴箱的空气流量的影响,应建立簧片阀的数学模型.

通过簧片阀进入曲轴箱的空气流量为

$$\dot{m}_{ao} = W F \phi \sqrt{\frac{p_m}{u_h}} \tag{9}$$

$$F = 6Z_v \frac{p_m - p_s}{E_v \delta_v^3} l_v^4 \left[\frac{l_v}{5} + \frac{b_v}{4} \right] \tag{10}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{2g}{k-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_m} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_s}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \tag{11}$$

式中 μ 为簧片阀的流量系数, u_h 为进气道的气体比容, Z_v 为簧片阀的阀片数目, l_v , b_v , δ_v 分别为阀片的长、宽、厚, E_v 为阀片材料的弹性模量, k 为绝热指数.

1.1.2 曲轴箱部分

曲轴箱内的气体经压缩后被扫入气缸,对曲轴箱的处理仍按容积法处理. 曲轴箱中空气质量

为 m_2 , 压力、温度和体积分别为 p_s , T_s 和 V_s , 对曲轴箱中的气体应用理想气体状态方程得到

$$p_s V_s = m_2 R T_s \tag{12}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{d}{dt} \left[\frac{p_s V_s}{R T_s} \right] \tag{13}$$

则

$$\dot{m}_2 = \frac{V_s}{R T_s} \dot{p}_s + \frac{p_s}{R T_s} \dot{V}_s - \frac{p_s V_s}{R T_s^2} \dot{T}_s \tag{14}$$

$$R T_s^2 \dot{m}_2 = T_s V_s \dot{p}_s + T_s p_s \dot{V}_s - p_s V_s \dot{T}_s \tag{15}$$

得到

$$\dot{p}_s = \frac{R T_s}{V_s} \dot{m}_2 + \frac{p_s}{T_s} \dot{T}_s - \frac{p_s}{V_s} \dot{V}_s \tag{16}$$

对曲轴箱中空气流应用质量守恒定律得

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{ao} - \dot{m}_{ac} \tag{17}$$

式中 $\dot{m}_{ac}$ 为从曲轴箱扫入气缸的空气流量, 由下式计算

$$\dot{m}_{ac}(n, p_s) = \phi_e(n, p_s) \frac{p_s n V_d N_{cyl}}{60 R T_s} \tag{18}$$

式中 V_d 为发动机的排气量; 气缸数 $N_{cyl} = 2$, 冲程数 $\tau = 2$. ϕ_e 为发动机的容积效率, 由完全混合模型的假设, $\phi_e = \eta_\lambda = 1 - e^{-\lambda}$, λ 为发动机的给气比, η_λ 为发动机的扫气效率, 其中 λ 为转速 n 和曲轴箱压力 p_s 的函数, 即 $\lambda = f_1(n, p_s)$, 可根据试验数据拟合得出. 本文根据所建立的发动机数据采集系统, 在不同工况采集发动机缸压 p 和曲轴箱压力 p_s , 发动机转速 n 等信号数据, 计算出每循环供给的新气质量, 求出给气比 λ , 进而计算出不同工况的扫气扫率 η_λ . 图 2 为试验发动机随转速变化的给气比特性. 试验证明, 发动机的扫气压力 p_s 随着转速的增加而增加, 给气比和扫气效率 η_λ 下降.

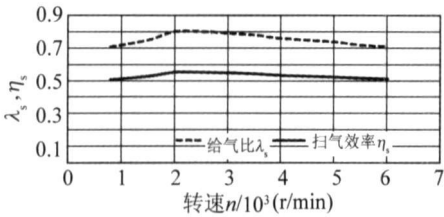


图 2 试验二冲程发动机给气比特性
Fig. 2 Characteristics of the two stroke gasoline test engine delivery ratio

由试验数据拟合得到试验发动机给气比跟转速 n 和 p_s 的关系式为

$$\lambda = f_1(n, p_s) = -1.3239 - 0.0001n + 0.0215p_s \tag{19}$$

由式曲轴箱扫入气缸的空气流量可求出每缸每循环的进气量

$$m = \frac{\dot{m}_{ac}(n, p_s)}{n/60} = \dot{m}_{ac}(n, p_s) \frac{60}{n} \tag{20}$$

曲轴箱中的温度 T_s 是一个重要的参数, 不能忽略, 是喷油重要的修正参数. 可利用下式计算

$$\dot{T}_s = \frac{\kappa}{m_2} \left[\dot{m}_{ao} T_m - \left(\dot{m}_{ac} + \frac{1}{\kappa} \frac{dm_2}{dt} \right) T_s \right] \tag{21}$$

式中 κ 为绝热指数.

曲轴箱的容积 V_s 是随着活塞位移而变化的, 可以表示为

$$V_s = V_z - \frac{\pi}{4} D^2 X \tag{22}$$

$$X = \frac{S}{2} (1 - \cos \alpha) + L - \sqrt{L^2 - \frac{S^2}{4} \sin^2 \alpha} \tag{23}$$

式中 S 为活塞行程, X 为活塞位移, L 为连杆大小头中心距, V_z 为活塞处于上止点位置时曲轴箱的容积. 由公式(22)和(23)及 $d\alpha = 6n dt$ 即可求出 $\dot{V}_s$.

1.2 燃油蒸发子模块

二冲程汽油机瞬态工况也存在油膜问题, 为此建立了油膜模型. 对燃油蒸发子模型的处理, 是以 Hendricks 的平均值模型中的燃油蒸发子模型为基础建立的, 该油膜方程以质量守恒方程为基础.

按油膜流量考虑, 燃油模型如下^[2]:

$$\dot{m}_{ff} = -\frac{m_{ff}}{\tau_{ff}} + x \dot{m}_{fi} \tag{24}$$

$$\dot{m}_{fv} = (1 - x) \dot{m}_{fi} \tag{25}$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{fv} + \frac{m_{ff}}{\tau_{ff}} \tag{26}$$

式中 $\dot{m}_{fi}$ 为喷油器喷出的燃油质量流量; m_{ff} 为油膜质量; $\dot{m}_{ff}$ 为油膜质量变化量; τ_{ff} 为燃油蒸发时间常数; $\dot{m}_{fv}$ 为燃油蒸汽流量; $\dot{m}_f$ 为进入缸内的燃油流量; x 为喷射的燃油中沉积于壁面的比例. 图 3 为二冲程发动机进气道喷射系统油膜蒸发示意图.

模型主要是确定两个参数: 沉积于壁面上的比例系数 x 和油膜蒸发时间 τ . 试验证明, 燃油回路模型的这两个参数主要与发动机转速与冷却水温度有关. 本文采用系统辨识的方法: 最小二乘递推法来确定这两个参数^[7-8]. 把油膜模型的连续时间方程转化为离散时间方程, 再用最小二乘递推法对 x 和 τ 进行参数估计, 然后离散时间模型向连续时间模型转换, 从而得到油膜的两个参数的估计值 $\hat{x}$ 和 $\hat{\tau}$. 用此种方法在采集发动机各个工况下的性能参数后对这两个参数进行估计.

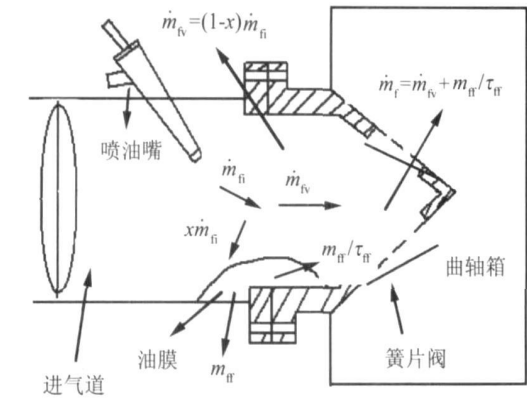


图 3 二冲程发动机进气道喷射系统油膜蒸发示意图
Fig.3 Schematic diagram of fuel film evaporation on the two stroke gasoline engine injection system

1.3 动力输出子模块

为了简化建模过程,模型采用基于经验的扭矩产生方程和发动机转角加速度计算方程来描述动力输出子系统.根据发动机数据采集试验和进行数值模拟计算得出不同工况下每循环进入气缸的空气质量、空燃比、点火提前角和转速的数据,进行多元线性回归拟合,从而得出发动机输出扭矩与每循环进入气缸的空气质量、空燃比、点火提前角和转速的关系式.同时在输出子模块的输入输出中进行了归一化和反归一化的处理.本文归一化后和回归拟合的扭矩方程为

$$T_{eng} = f_2\left(m_a, \lambda, \theta, n\right) = -0.0526m_a + 0.6787\lambda + 0.1711\lambda^2 + 0.0007\theta^2 - 0.0874n + 0.118n^2 + 0.1813n\theta - 266.5m_a\theta + 266.2569m_a\theta^2 \quad (27)$$

$$\dot{I} \dot{n} = T_{eng} - T_{load} \quad (28)$$

式中 T_{eng} 为发动机输出扭矩($N \cdot m$); T_{load} 为加载负荷扭矩($N \cdot m$); m_a 为每循环进入气缸的空气质量(g).该方程可以反映发动机各种工况下的扭矩输出.改变 T_{load} 可以反映不同的外界负载.

1.4 短路损失及空燃比

空燃比是每循环进入气缸的空气量与燃油量的质量比,对汽油燃烧和排放都有重要的影响^[9].维持合适的空燃比即可以提高汽油机的性能,提高热效率,降低排温,并相对减少汽油机废气中的污染物,是汽油机优化控制的重要内容^[7,9-10].因此,空燃比模型的准确性至关重要.

由于二冲程发动机换气系统存在短路损失,在扫气过程中有一部分新鲜空气会随着废气排入排气管^[11],进入气缸的空气并不能被完全用于燃

烧,传统的定义使空燃比偏大.经过扫气口的空气量与实际留在气缸内用于燃烧的空气量之比称为扫气系数 ϕ_s .因此,在计算燃烧空燃比时还要进一步修正,实际空气流量应除上扫气系数.扫气系数是气阀气口重叠角的函数^[12].简化计算时扫气系数可取 1.1 左右^[12].

传统的平均值模型中空燃比定义为进入气缸的空气流量与喷入燃油流量的质量比值

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_f} \quad (29)$$

$\dot{m}_f$ 为进入气缸的燃油质量流量.

精确空燃比的表达式应为

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ac} \frac{1}{\phi_s}}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_f \phi_s} \quad (30)$$

2 模型仿真计算和试验对比

2.1 模型框图

以德国某型二冲程汽油发动机为母型机进行仿真计算,该发动机为两缸、二冲程、气冷、电子控制燃油多点顺序喷射、活塞式发动机,主要参数如表 1 所示.

表 1 发动机主要技术参数

Table 1 Major technical parameters of experimental engine	
参 数	数 值
气缸直径/mm	76
活塞行程/mm	69
排量/ cm^3	625
最大性能/kW	47.8(6 300/(r/min))
最大扭矩/($N \cdot m$)	72.4(6 300/(r/min))
压缩比	9.5: 1
平均有效压力/MPa	0.744

Matlab/ Simulink 是一种性能优良的图形式动态系统仿真软件包,允许建立子模型库,可以很方便地进行模型的组合与更改,从而使系统设计与仿真工作变得简单.根据以上所建平均值模型的 3 个模块,分别建立了二冲程发动机动力输出和转速 Simulink 仿真模型和空燃比 Simulink 仿真模型框图.

图 4 为小型二冲程发动机空燃比 Simulink 模型.通过该模型,输入节气门开度和转速的值,可以仿真某一工况下不同的喷油脉宽对应的发动机缸内燃烧的空燃比.

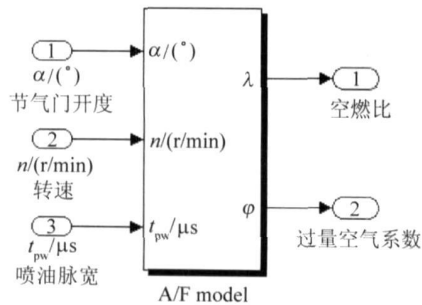


图 4 二冲程发动机空燃比 Simulink 仿真图

Fig. 4 A/F ratio simulink model of the two stroke engine

图 5 为汽油发动机动力输出和转速 Simulink 仿真模型框图。根据输入输出关系, 仿真模型分成 4 个模块, 即进气道子模块、曲轴箱子模块、油膜子模块和动力输出子模块, 各模块都进行了封装。该模型可以根据输入的不同节气门开度和不同喷油脉宽初步观察发动机的输出扭矩等参数, 建立起不同工况下原始的喷油脉谱图; 也可以针对该模型为受控对象进行发动机的转速控制, 调节量为节气门开度和喷油脉宽。

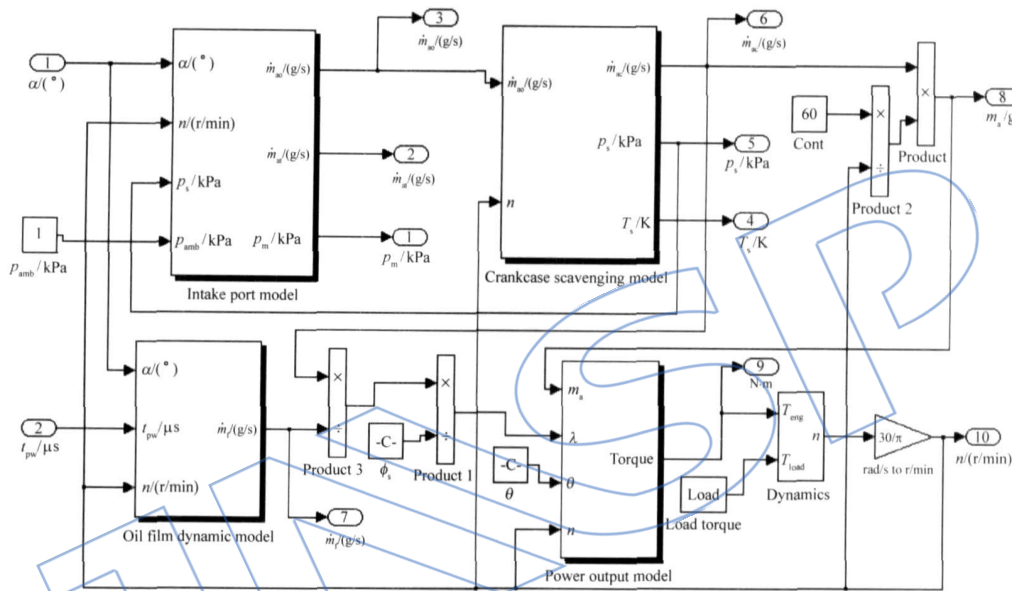


图 5 二冲程发动机动力输出和转速 Simulink 仿真图

Fig. 5 Power output and speed simulink simulation model of the two stroke engine

2.2 试验和仿真结果及对比分析

2.2.1 动力输出和转速仿真结果及试验对比

利用发动机动力输出和转速仿真模型, 可以仿真发动机某一工况的输出扭矩和输出转速。表 2 为发动机-测功机试验台架上的部分稳态工况的

表 2 发动机部分工况试验数据

Table 2 Experimental data in part condition of engine			
$\alpha / (^{\circ})$	t_{pw} / ms	$T_{load} / (N \cdot m)$	$n / (r/min)$
25	2.509	16.0	3500
27	2.520	16.0	3780
30	2.830	26.1	4000
40	3.789	31.8	4500
50	5.038	42.0	5000
60	5.786	54.5	5500
75	6.300	60.0	6000

验数据, 其中 t_{pw} 为喷油脉宽。

图 6 和图 7 为该发动机仿真模型在不同工况下的扭矩输出 T_{eng} 和转速 n 输出仿真曲线。图 8 和图 9 为节气门开度从 $\alpha = 25^{\circ}$ 突变到 $\alpha = 27^{\circ}$ 时发动机输出扭矩和转速的仿真变化情况。该仿真结果和实际发动机试验是吻合的。

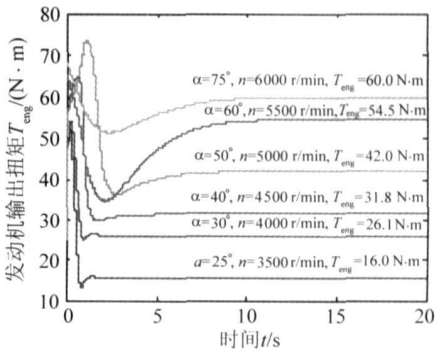


图 6 不同工况发动机输出扭矩仿真曲线

Fig.6 Output torque of the two stroke engine to different condition

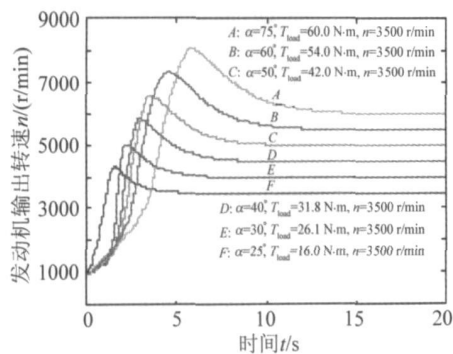


图 7 不同工况发动机转速输出曲线
Fig.7 Speed of the two stroke engine to different condition

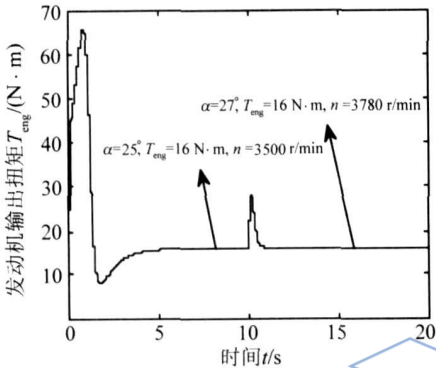


图 8 α 突变时发动机输出扭矩仿真曲线
Fig.8 Output torque variation when the throttle opening changed from 25° to 27° in a very short time

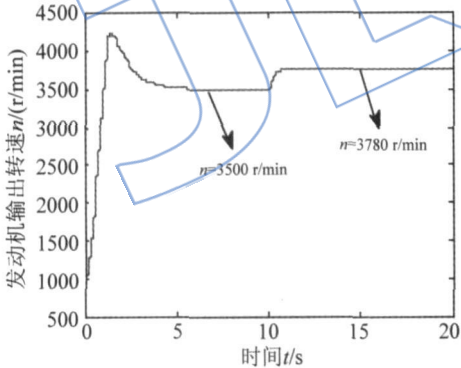


图 9 α 突变时发动机转速输出曲线
Fig.9 Speed variation when the throttle opening changed from 25° to 27° in a very short time

2.2.2 空燃比仿真结果

仿真开始前输入不同工况下的沉积于壁面上的比例系数 α 和油膜蒸发时间 τ , 这两个参数在不同的工况下是变化的. 模型中也可以喷油脉谱图的形式在不同的工况下对两个参数进行插值.

图 10 为发动机在 $\alpha = 25^\circ, n = 3500 \text{ r/min}$ 时不同的喷油脉宽所输出的空燃比. 从仿真结果可以看出, 在某一稳定工况下不同的喷油脉宽 t_{pw} 对

应的空燃比是不同的, 在 $t_{pw} = 2509 \mu\text{s}$ 时, 空燃比稳态达到理想空燃比 14.7; $t_{pw} = 2520 \mu\text{s}$ 和 $t_{pw} = 2515 \mu\text{s}$ 为功率空燃比; $t_{pw} = 2502 \mu\text{s}$ 和 $t_{pw} = 2495 \mu\text{s}$ 为经济空燃比. 通过该模型可以仿真不同工况下的最佳喷油脉宽, 再通过实际试验进行修正, 比传统喷油脉谱图繁琐的试验工作大大简化.

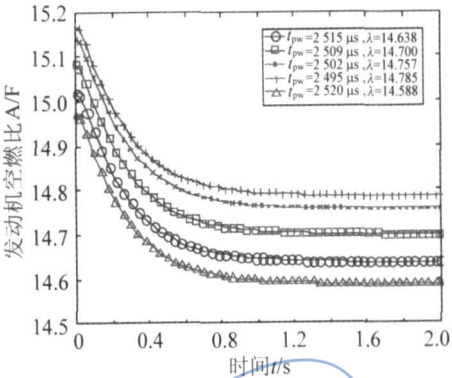


图 10 不同喷油脉宽下气缸内的空燃比输出曲线
Fig.10 Output A/F ratio corresponding to different injection impulse width at $\alpha = 25^\circ, n = 3500 \text{ r/min}$

图 11 和图 12 为在 $\alpha = 25^\circ, n = 3500 \text{ r/min}$ 稳态工况下, 在 $t = 3 \text{ s}$ 时给喷油脉宽加以喷油量小偏差干扰后发动机气缸内空燃比变化情况. 从仿

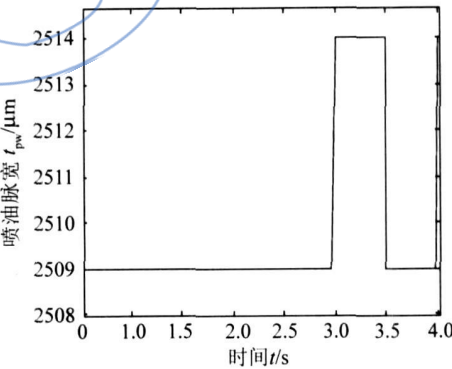


图 11 喷油脉宽变化曲线
Fig.11 Injection pulse width variation curve

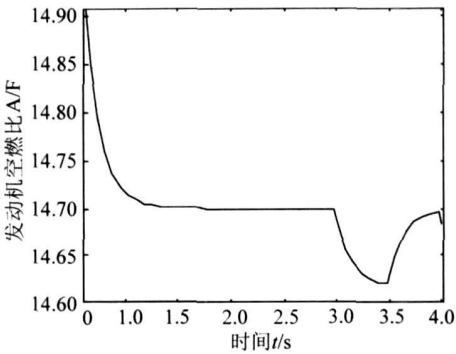


图 12 发动机气缸内空燃比变化曲线
Fig.12 A/F ratio's variation curve in the cylinder of the two stroke engine

真结果可以看出, 由于燃油的动态效应, 在喷油量突变后实际进入气缸的燃油量不等于实际喷入的燃油量, 因此产生较大偏差而造成实际空燃比的较大波动, 空燃比的响应速度较慢, 有一个滞后期。

3 结 论

本文在建模时按容积法将发动机分为三个子模块: 燃油蒸发与油膜动态子模块、进气道与曲轴箱扫气子模块和动力输出子模块。动力输出和转速模型可以作为发动机恒转速控制的受控对象, 研究转速控制算法。转速调控量不仅可以仿真节气门开度的控制, 也可以仿真喷油脉宽的控制, 减轻了实际的工作量。空燃比模型以仿真某一工况下不同的喷油脉宽对应的发动机缸内燃烧的空燃比, 初步计算出某个工况下满足一定空燃比的基本喷油脉宽, 建立发动机初始喷油脉谱图, 简化了传统制取喷油脉谱图繁琐的试验工作, 具有较强的实用性。经验证, 所建模型仿真的结果数据和实际试验结果基本吻合, 证明了模型的准确性。该模型适用于发动机的大部分工况的仿真计算, 仿真时输入不同工况的模型参数即可。

参考文献:

[1] 张金生. 二冲程发动机百年史(一)[J]. 摩托车, 1996, 12(5): 17-18.
ZHANG Jinsheng. Century development of two stroke engines(one) [J]. Motorcycle, 1996, 12(5): 17-18. (in Chinese)
[2] Hendricks E, Sorenson S.C. Mean value modeling of spark ignition engines[R]. SAE Paper, 900616, 1990.

[3] Hendricks E. Mean value modeling of large turbocharged two stroke diesel engines[R]. SAE Paper 890564.
[4] 张宗杰. 动力机械电子控制[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2004.
ZHANG Zongjie. Electronic control for power machinery [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2004. (in Chinese)
[5] Hendricks E, Chevalier A, Jensen M. Modeling of the intake manifold filling dynamics[R]. SAE Paper, 960037, 1996.
[6] Chevalier A, Muller M, Hendricks E. On the validity of mean value engine models during transient operation[R]. SAE 2000-01-1261.
[7] Aquino C F. Transient A/F control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine[R]. SAE Paper 810494.
[8] 朱航, 王绍光. 电控汽油机进气管道油膜特性参数的标定[J]. 汽车工程, 2004, 26(2): 127-130.
ZHU Hang, WANG Shaoguang. Calibration for characteristic parameters of fuel film in intake duct of EFI gasoline engine[J]. Automotive Engineering, 2004, 26(2): 127-130. (in Chinese)
[9] Onder C H, Geering H P. Model based multivariable speed and air to fuel ratio control of an SI engine[R]. SAE Paper, 930859.
[10] Hendricks E. The analysis of mean value SI engine model [R]. SAE Paper 920682.
[11] 史宗庄, 刘元阁. 小型二冲程汽油机的换气系统和换气过程[J]. 小型内燃机, 1999, 28(4): 1-9.
SHI Zongzhuang, LIU Yuange. Gas transfer system and transfer process of small two stroke gasoline engines[J]. Small Internal Combustion Engine, 1999, 28(4): 1-9. (in Chinese)
[12] Hashimoto E, Tottori T, Terata S, et al. Scavenging performance measurement of high speed two stroke engine [R]. SAE Paper 850182.