

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.119

增压汽油机面向控制的充量模型及其数值标定

李 林¹, 张 青², 陈凌建¹, 李元栋¹, 张 力¹

(1. 重庆大学 机械与运载工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆长安汽车股份有限公司, 重庆 400023)

摘要:缸内进气量作为电控系统喷油和空燃比前馈控制的基础,对扭矩控制和排放性能至关重要。为了更简便、准确地估算缸内进气量,提出一种面向控制的充量模型,并基于 Simulink 软件完成该模型的搭建。引入 GT-POWER 仿真工具辅助标定,完成对充量模型中进气道传热因子、缸内滞留废气关键参数和气门实际流通面积的标定。最后将充量模型计算结果分别与仿真结果及台架试验结果验证对比,提出的充量模型稳态进气量的计算误差均在 5% 以内,表明提出的充量模型为发动机系统控制提供了一种较为可行的方法。

关键词:缸内进气量;残余废气;控制模型;参数标定

中图分类号:TK411.3

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2022)06-085-13

Control oriented intake model and its numerical calibration for a turbocharged gasoline engine

LI Lin¹, ZHANG Qing², CHEN Lingjian¹, LI Yuandong¹, ZHANG Li¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. Chongqing Chang'an Automobile Company Limited, Chongqing 400023, P. R. China)

Abstract: As the basis for the control of fuel injection and air-fuel ratio feedforward in the electronic control system, the in-cylinder intake air mass is essential for torque control and emission performance. To more simply and accurately estimate the in-cylinder air charge, a control-oriented model for the intake air is proposed in this paper, and based on the Simulink software, the intake model is further established. By introducing the GT-POWER simulations to assist the calibration, the calibration of heat transfer factor of the intake port, the key parameters of the in-cylinder trapped gas and the actual valve flow area is completed in the intake model. Finally, the calculation results of the intake model are compared with the simulation results and test results. The findings show that the calculation errors of the steady-state intake air mass are all within 5%, indicating that the proposed intake model provides a more feasible method for engine system control.

Keywords: in-cylinder air charge; residual gas; control model; parameter calibration

收稿日期:2021-03-24 网络出版日期:2021-04-30

基金项目:重庆市技术创新与应用发展专项面上项目(cstc2019jscx-msxmX0016);重庆市研究生科研创新项目(CYS20017)。

Supported by the Chongqing Technology Innovation and Application Development Special Support Project (cstc2019jscx-msxmX0016) and the Graduate Scientific Research and Innovation Foundation of Chongqing (CYS20017).

作者简介:李林(1995—),男,硕士研究生,主要方向为发动机电控系统仿真与建模,(E-mail)201832021018@cqu.edu.cn。

随着越来越多新技术应用到现代发动机^[1-3],如 VVT (variable valve timing)、EGR (exhaust gas recirculation)、VGT (variable geometry turbocharger)等,进气歧管内的流动变得更为复杂,给缸内新鲜充量的估计带来巨大的挑战。2016 年颁布的国 VI 排放法规引入实际行驶排放(real driving emission, RDE)试验,对汽车瞬态排放提出了更高的要求^[4-5]。缸内进气量作为发动机燃油喷射量和空燃比控制的基础,其准确估算非常重要,通过将空燃比控制在化学计量空燃比附近,使三元催化器转换效率达到最高,有效减少污染物排放^[6-7]。

为此,国内外学者提出很多缸内进气量计算方法。基于进气歧管绝对压力(manifold absolutely pressure, MAP)传感器的速度密度法^[8]具有较好的动态性能,但需要进气歧管压力、温度以及容积效率在不同运转工况下的查表值,尤其在 VVT 发动机中,需要标定多维脉谱图,标定工作量巨大且没有可移植性。空气质量流量(mass air flow, MAF)传感器稳态下测量的节气门处质量流量等同于气缸内的空气质量流量,但由于瞬态工况歧管压力动态变化大,MAF 测量值无法准确反映缸内进气量。基于 MAP 和 MAF 传感器测量值设计观测器的方法可以很好弥补 MAF 传感器瞬态工况的不足,进而准确估算瞬态进气量^[9-10]。另外, Leroy 等^[11]对 VVT 发动机的研究中提出的进气量计算模型包含的 3 个脉谱图均为发动机转速和负荷的非平滑函数,需要对每个转速和负荷进行回归,因此标定工作量大。

近年来,缸压分析逐渐被应用于缸内充量估算^[12-13],其中一种被称为 ΔP 方法^[14],通过测量缸压曲线,选择压缩行程上任意两点的压力及估算缸内温度来计算缸内进气量,由于需要较为准确的残余废气分数,无法应用到配备 EGR 和 VVT 技术的发动机。除此之外,部分学者^[15-16]根据换气过程热力学关系建立预测算法并逐循环迭代,可以较为准确地计算发动机瞬态进气量,但算法复杂,计算时间过长,且使用成本过高,因此无法实现面向控制的缸内充量计算。

为了实现简单精确地计算缸内进气量,笔者提出一种基于物理方法的缸内充量模型,引入 GT-POWER 热力学模型辅助标定,完成对充量模型中进气道传热因子、驻留废气关键参数和气门实际流通面积的标定。由于小排量增压发动机逐渐成为众多车企青睐的搭载机型,本研究中对 1.5T 增压汽油机展开研究,建立的充量模型仅使用普通商用传感器即可实现不同运行工况下发动机稳态进气量的计算,可移植性强,且满足稳态进气量误差在 5% 以内。

1 充量模型

1.1 模型概述

根据气体状态方程,进气门关闭时刻,进入气缸内的新鲜充气量为

$$m_{\text{air}} = \frac{p_{\text{air}} V_{\text{IVC}}}{R_{\text{g}} T_{\text{air}}} \quad (1)$$

式中: R_{g} 为气体常数; p_{air} 为缸内新鲜充气压力; T_{air} 为缸内新鲜充气温度; V_{IVC} 为进气门关闭时刻气缸容积。

为便于数据分析,将残余废气质量、新鲜充气质量均与标况下的空气质量对比,进行量纲归一化处理。将发动机缸内新鲜充量与标况下的空气质量 m_0 的比值定义为充气效率 R_c ,即:

$$R_c = \frac{m_{\text{air}}}{m_0} = \frac{p_{\text{air}} V_{\text{IVC}} T_0}{p_0 V_d T_{\text{air}}} \quad (2)$$

式中: p_0 为标况下的空气压力, $p_0 = 101.3 \text{ kPa}$; T_0 为标况下的空气温度, $T_0 = 273 \text{ K}$; V_d 为发动机的工作容积。

进气门关闭时,缸内气体成分包括新鲜空气和残余废气。本研究中假设进气门关闭前新鲜气体进入缸内与缸内废气不发生混合,维持自身状态^[17],忽略进气过程中的流动损失,进气门关闭时刻缸内新鲜气体压力近似用进气歧管压力 p_{im} 与缸内残余废气压力 p_r 之差表示:

$$p_{\text{air}} = p_{\text{im}} - p_r \quad (3)$$

因此,发动机充气效率 R_c 与进气歧管压力 p_{im} 的关系可以表示为具有一定斜率 K 和截距 p_r 的线性函数,其表达式如式(4)。随着运行工况变化,充气效率与进气歧管压力的拟合曲线相应变化,该拟合曲线斜率

和截距主要受转速、负荷、进排气正时^[18]等影响。

$$\begin{cases} R_c = K(p_{im} - p_r), \\ K = \frac{V_{IVC}}{V_d} \frac{T_0}{T_{air}} \frac{1}{p_0}. \end{cases} \quad (4)$$

根据式(2),残余废气相对分数 R_{rg} 表示为:

$$R_{rg} = \frac{m_{rg}}{m_0} = \frac{p_r}{p_0} \frac{V_{IVC}}{V_d} \frac{T_0}{T_r}, \quad (5)$$

式中: T_r 为进气门关闭时缸内废气温度; m_{rg} 为残余废气质量。

将充气效率与进气歧管压力曲线斜率 K 代入式(5),残余废气分数为:

$$R_{rg} = \frac{KT_{air}}{T_r} p_r. \quad (6)$$

因此本研究中考考虑通过计算进气门关闭时刻缸内废气温度、缸内新鲜充气温度和残余废气分数来估算缸内残余废气压力 p_r 。

$$p_r = \frac{R_{rg} T_r}{K T_{air}}. \quad (7)$$

1.2 进气门关闭时刻缸内废气温度计算

由于进气门开启初期上升缓慢,为了在进气开始时进气门能有足够大的开度以减小进气阻力,进气门通常开启在上止点前,此时发动机仍在进行排气过程。则进气门开启时刻缸内已燃废气温度接近于排气温。在进气门开启到关闭期间,假设缸内残余废气经过绝热膨胀过程,进气门关闭时缸内残余废气膨胀后的温度如式(8)。

$$T_r = T_{exh} \left(\frac{p_{im}}{p_{exh}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad (8)$$

式中: T_{exh} 为排气温, p_{exh} 为排气压力, γ 为绝热指数。

1.3 缸内新鲜充气温度计算

新鲜空气由进气歧管进入缸内过程中,不可避免地受到进气歧管壁面、进气道壁面、气门处高温部件的加热,与废气混合前的缸内新鲜充气温度 T_{air} 如式(9)。

$$T_{air} = (T_{wat} - T_{out}) (1 - e^{-\frac{1}{N}}) + T_{out}, \quad (9)$$

式中: T_{wat} 为气道壁面温度,通常以冷却水温表示; T_{out} 为进气道出口气流温度; N 为发动机转速。

定义 ΔT_p 为进气歧管入口与进气道出口气流温度差 $T_{out} - T_{im}$,受不同运行工况下的传热影响,根据牛顿冷却公式,在进气歧管入口与进气道出口的传热速率 \dot{Q} 为

$$\dot{Q} = \dot{m} c_v \Delta T_p = hA (T_{wall} - T_{im}). \quad (10)$$

则 ΔT_p 由下式计算:

$$\Delta T_p = \frac{hA (T_{wall} - T_{im})}{c_v \dot{m}}. \quad (11)$$

式中: h 为换热系数; \dot{m} 为进气歧管内空气质量流量; c_v 为定容比热容; T_{wall} 为歧管壁面温度,在发动机运行过程中,以冷却水温代替; T_{im} 为进气歧管温度。

为反映不同运行工况下的进气歧管和进气道内的传热影响,引入待定参数进气道传热因子 α_1 ,将式(11)定义为:

$$\Delta T_p = \alpha_1 (T_{wat} - T_{im}). \quad (12)$$

因此,进气道出口温度简化为:

$$T_{out} = T_{im} + \alpha_1 (T_{wat} - T_{im}). \quad (13)$$

结合式(4)和(7)~(9),得出缸内充量模型:

$$\begin{cases} R_c = \frac{V_{IVC}}{V_d} \frac{T_0}{T_{air}} \frac{(p_{im} - p_r)}{p_0}, \\ p_r = \frac{R_{rg} T_r}{K T_{air}}, \\ T_r = T_{exh} \left(\frac{p_{im}}{p_{exh}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \\ T_{air} = (T_{wat} - T_{out}) (1 - e^{-\frac{1}{N} \frac{200}{N}}) + T_{out}. \end{cases} \quad (14)$$

1.4 缸内滞留废气计算

在发动机运行过程中,进气门通常提前开启于上止点前。为充分利用排气管内气体流动惯性,排气门推迟关闭,实现过后排气,这一阶段进、排气门同时开启,由于进排气歧管两端的压力差,发动机将发生扫气或者回流。根据 Fox 等^[19]的研究,将缸内残余废气分为进气门开启时刻上一循环的缸内滞留废气及气门重叠期间回流废气或者扫气废气组成,如式(15)。

$$m_{rg} = \begin{cases} m_{trap} + m_{bk}, & p_{im} < p_{exh}, \\ m_{trap} + m_{scv}, & p_{im} \geq p_{exh}. \end{cases} \quad (15)$$

式中: m_{trap} 为滞留废气质量, m_{bk} 为回流废气质量, m_{scv} 为扫气废气质量。

在进气门开启时刻,根据气体状态方程缸内滞留废气量由此时缸内气体温度和压力可得:

$$m_{trap} = m_{IVO} = \frac{p_{IVO} V_{IVO}}{R_g T_{IVO}}, \quad (16)$$

式中: p_{IVO} 、 V_{IVO} 和 m_{IVO} 分别为进气门开启时刻缸内压力、气缸容积和缸内质量。

为方便将模型应用于发动机控制系统中,则不考虑将缸压传感器引入系统,而缸内瞬时温度无法通过传感器直接测量。为准确计算缸内滞留废气量,用待定系数 α_2 及排气压力和温度等表示滞留废气分数 F_{trap} 是准确计算残余废气量的一种可行方法,即:

$$F_{trap} = \frac{m_{trap}}{m_0} = \alpha_2 \frac{p_{exh} V_{IVO}}{R_g T_{exh}} \frac{1}{m_0} = \alpha_2 \frac{p_{exh}}{p_0} \frac{V_{IVO}}{V_d} \frac{T_0}{T_{exh}}. \quad (17)$$

1.5 回流废气和扫气废气计算

气门重叠期间,缸内气体流动的复杂性增加,进排气门处的气流运动适宜用孔口处的一维流动方程描述^[20]。根据喉口上下游压力、上游温度和有效流通面积,流经气门处的回流或者扫气质量流量 G 定义如下:

$$\begin{cases} G = C_D A_R \Psi(p_u(t), p_d(t), T_u(t)); \\ \Psi(p_u(t), p_d(t), T_u(t)) = \begin{cases} \frac{p_u(t)}{\sqrt{R_g T_u(t)}} \left(\frac{p_d(t)}{p_u(t)} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_d(t)}{p_u(t)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2}, & \frac{p_d(t)}{p_u(t)} \geq \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \\ \frac{p_u(t)}{\sqrt{R_g T_u(t)}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, & \frac{p_d(t)}{p_u(t)} \leq \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \end{cases} \end{cases} \quad (18)$$

式中: C_D 为流量系数, A_R 为气门处参考流通面积, p_u 和 p_d 分别为上下游压力, T_u 为上游温度。

在四缸汽油机的换气过程中,进气压力波动相对较小,由此引起的各缸进气不均匀性也相对较小。基于平均值发动机模型扩展,对进气量计算影响不大的情况下可以忽略进气压力波动和各缸进气不均匀性。由于进、排气压力循环平均值与换气过程中的瞬时压力较为接近,为了简化计算,取进排气压力、温度的循环平均值作为换气过程瞬时值^[12]。因此,式(18)又表示为:

$$G = C_D A_R \Psi(\bar{p}_u, \bar{p}_d, \bar{T}_u). \quad (19)$$

在换气过程中,当排气压力大于进气压力时,流入排气管的已燃废气会经过排气门回流到气缸和进气道内;当进气压力大于排气压力时,则会发生进气气流带走缸内的已燃废气的扫气现象。规定由排气门向进气门的回流过程为正向,由进气歧管到排气歧管的扫气过程为负向。因此,式(20)设定回流废气质量为正值,扫气质量流量为负值。

$$\Psi(\bar{p}_u, \bar{p}_d, \bar{T}_u) = \begin{cases} \Psi(\bar{p}_{im}, \bar{p}_{exh}, \bar{T}_e), & p_{im} < p_{exh}; \\ -\Psi(\bar{p}_{im}, \bar{p}_{exh}, \bar{T}_i), & p_{im} \geq p_{exh} \circ \end{cases} \quad (20)$$

令 $\varphi(\bar{p}_{im}, \bar{p}_{exh}, \bar{T}_{im}, \bar{T}_{exh}) = \Psi(\bar{p}_{im}, \bar{p}_{exh}, \bar{T}_u)$, 气门重叠期间发动机缸内的回流或者扫气质量流量的表达式为:

$$G = C_D A_R \varphi(\bar{p}_{im}, \bar{p}_{exh}, \bar{T}_{im}, \bar{T}_{exh}) \circ \quad (21)$$

流过进排气门处的质量流量 G 与最大质量流量 G_{\max} 之比为:

$$G/G_{\max} = \begin{cases} 1, & \frac{\bar{p}_d}{\bar{p}_u} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \\ \left(\frac{\bar{p}_d}{\bar{p}_u}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left[1 - \left(\frac{\bar{p}_d}{\bar{p}_u}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right]}, & \frac{\bar{p}_d}{\bar{p}_u} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \circ \end{cases} \quad (22)$$

在 IVO 到 EVC 阶段对式(21)积分, 得发动机气缸内的回流质量 m_{bk} 为:

$$m_{bk} = \int_{IVO}^{EVC} G dt = \frac{\sqrt{\gamma}}{6N} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{G}{G_{\max}} \frac{p_{exh}}{\sqrt{R_g T_{exh}}} \int_{IVO}^{EVC} A_{eff} d\theta \circ \quad (23)$$

式中: A_{eff} 为气门处有效流通面积; t 为时间变量; θ 为曲轴转角。

m_{scv} 扫气质量为:

$$m_{scv} = \int_{IVO}^{EVC} G dt = -\frac{\sqrt{\gamma}}{6N} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{G}{G_{\max}} \frac{p_{im}}{\sqrt{R_g T_{im}}} \int_{IVO}^{EVC} A_{eff} d\theta \circ \quad (24)$$

在发动机运行过程中, 无法直接对气门处实际流通面积进行测量, 因此测量发动机进排气温度、压力等参数, 通过标定方法得到换气过程中的气门处实际流通面积, 使用待标定系数 α_3 表示气门实际流通面积。

$$\alpha_3 = \int_{IVO}^{EVC} C_D A_R d\theta = \int_{IVO}^{EVC} A_{eff} d\theta \circ \quad (25)$$

根据式(5)和(15), 残余废气分数为:

$$R_{rg} = \begin{cases} \frac{m_{trap} + m_{bk}}{m_0} = F_{trap} + F_{bk}, & p_{im} < p_{exh}; \\ \frac{m_{trap} + m_{scv}}{m_0} = F_{trap} + F_{scv}, & p_{im} \geq p_{exh} \circ \end{cases} \quad (26)$$

式中: F_{trap} 为滞留废气分数, F_{bk} 为气门重叠期间回流废气相对分数, F_{scv} 为气门重叠期间扫气废气相对分数。

将式(15)和(23)~(26)联立, 得到残余废气分数如下:

$$R_{rg} = \begin{cases} \alpha_2 \frac{p_{exh}}{p_0} \frac{V_{IVO}}{V_d} \frac{T_0}{T_{exh}} + \alpha_3 \frac{\sqrt{\gamma}}{6N} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{G}{G_{\max}} \frac{p_{exh}}{\sqrt{R_g T_{exh}}} \frac{n_{cyl}}{m_0}, & p_{im} < p_{exh}; \\ \alpha_2 \frac{p_{exh}}{p_0} \frac{V_{IVO}}{V_d} \frac{T_0}{T_{exh}} - \alpha_3 \frac{\sqrt{\gamma}}{6N} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{G}{G_{\max}} \frac{p_{im}}{\sqrt{R_g T_{im}}} \frac{n_{cyl}}{m_0}, & p_{im} \geq p_{exh} \circ \end{cases} \quad (27)$$

式中 n_{cyl} 为气缸数。

2 模型构建及标定

基于 Simulink 软件构建完整的缸内充量模型如图 1 所示, 其中包括滞留废气分数计算模块、回流废气分数计算模块、缸内新鲜充气温度模块、缸内进气量模块、充气效率与歧管压力转换系数模块, 以及待标定脉谱图进气道传热因子 α_1 、滞留废气关键参数 α_2 、气门重叠期间实际流通面积 α_3 。在完成对模型的标定后, 在发动机结构参数已知的情况下, 根据不同运行工况下的进排气门正时、进排气压力和温度便可以准确计算缸内进气量。

为进一步研究发动机缸内充量模型, 选取了带有进排气双独立 VVT 的 1.5 L 直喷增压汽油发动机进行

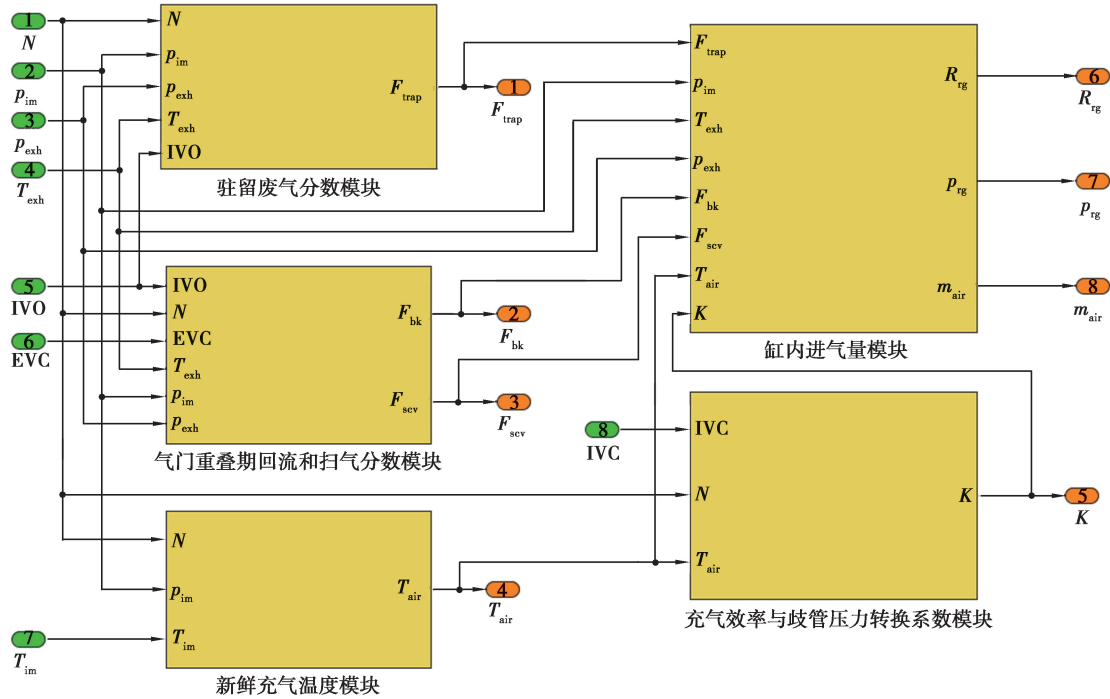


图 1 充量模型框图

Fig. 1 Air charge estimation block diagram

台架试验,其技术参数如表 1。试验过程中,发动机充分暖机,水温控制在(360 ±3) K,测量进排气压力、温度等参数,油耗量由油耗仪测量,空燃比由空燃比分析仪测量,根据油耗量和空燃比计算得到相应的进气量试验值。

表 1 发动机技术参数

Table 1 Engine technical parameters

缸径/mm	压缩比	排量/L	行程/mm	连杆长度/mm
76	10	1.5	82.6	133.2

2.1 GT-POWER 仿真模型

根据发动机结构参数、增压器特性数据、机械损失测试数据、气道稳流测试数据等测试参数,基于一维仿真软件 GT-POWER 建立发动机热力学仿真模型,具体包括空滤器、增压器、中冷器、气缸、进排气系统、三元催化器等部件。

为保证建立的模型准确可靠,并反映发动机的实际运行工况,在外特性工况下对发动机仿真模型进行校准,如图 2 所示。由图可知,扭矩、油耗、进气歧管温度、压力及进气质量流量等试验值和仿真值在外特性工况下基本一致。

在全负荷下对模型验证后,将已经验证的全负荷模型扩展到部分负荷并进行验证。根据发动机台架测试实验数据,以及进排气 VVT、燃烧特征参数、中冷器脉谱图、喷油器参数等建立不同转速下部分负荷发动机模型,在转速 2 800 r/min 和 1 600 r/min 下的部分负荷校准如图 3 所示,仿真模型与实验数据误差值均在 5% 以内,因此认为该仿真模型可反映发动机的真实运转工况。为将建立的充量模型扩展到多工况下进行标定,引入该仿真模型作为辅助标定工具。

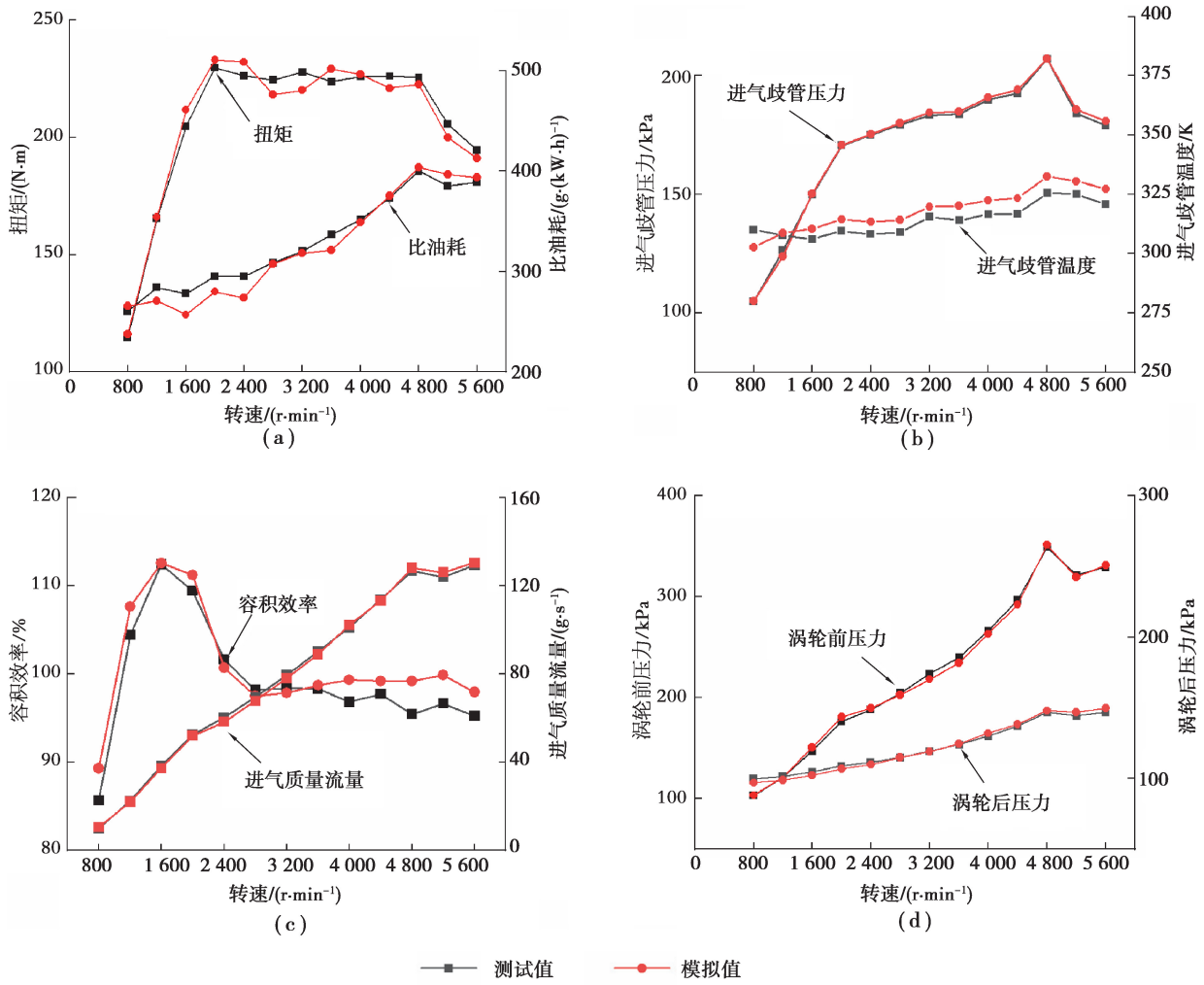


图 2 台架测试值与模型值在外特性工况下对比

Fig. 2 Calibration simulation model under external characteristic

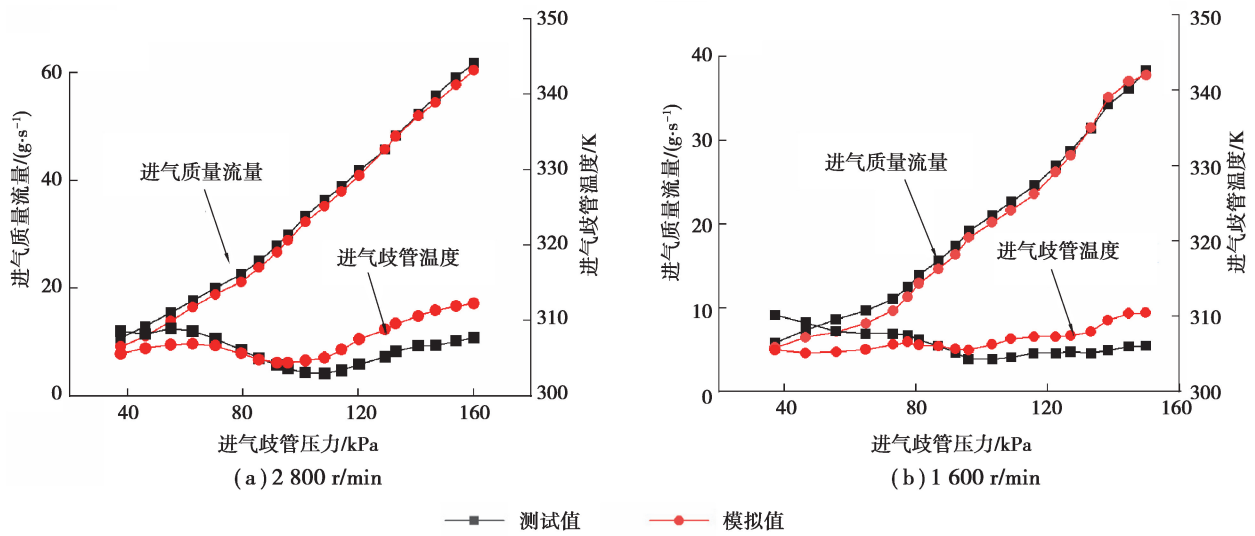


图 3 台架测试值与模型值在部分负荷工况对比

Fig. 3 Calibration simulation model under part load condition

2.2 充量模型参数标定

仿真模型运行在 1 200~5 200 r/min,由低负荷逐渐到全负荷,涉及不同进排气门正时,标定采集数据如表 2 所示。进、排气门正时选择压缩上止点为参考点,进气门正时维持在曲轴转角 350 °CA,排气门正时曲轴转角为 350~420 °CA,间隔为 10 °CA。仿真模型覆盖发动机绝大多数运行工况,满足发动机实际运行过程中进气量的估算。

仿真运行过程中,采集不同运行工况下的稳态数据,包括进气歧管的压力和温度、排气歧管的压力和温度、进排气门正时、进气道的温度和残余废气分数。对于低转速工况点,大负荷进气歧管压力无法达到 180 kPa时,取其能达到的最大歧管压力。

表 2 标定数据

Table 2 GT-POWER Calibration data

项目	单位	运行范围	步长
发动机转速	r/min	1 200~5 200	400
进气歧管压力	kPa	30~180	10
进气 VVT	°CA	350	0
排气 VVT	°CA	350~420	10

用仿真模型采集的进气道出口温度及进气歧管温度,根据式(13)对不同转速、不同负荷下的进气道传热因子 α_1 进行标定,标定脉谱如图 4 所示。在低负荷下,传热因子 α_1 相对较大,表明在低负荷下,进气道气流温度较高;负荷增大时,传热因子快速减小,负荷变化不大时,随转速增加,传热因子 α_1 增大相对较少。

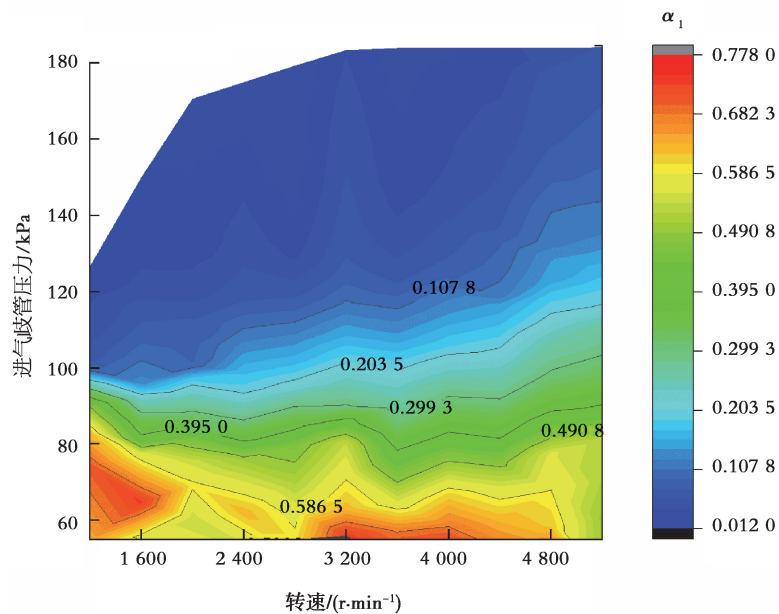


图 4 进气道传热因子

Fig. 4 Heat transfer factor of intake port

用仿真模型采集不同运行工况下的残余废气分数,根据式(27),使用 MATLAB 多项式拟合工具,确定发动机在进气门开启时的驻留废气分数,以及不同重叠角下的回流分数或者扫气分数,完成对驻留废气关键参数 α_2 、气门实际流通面积 α_3 的标定,标定脉谱如图 5 和 6 所示。在怠速工况下,驻留残余废气量较大;发动机转速增大时,驻留废气量逐渐减少。原因是小负荷时,由于节气门开度小,导致缸内驻留废气量增大;在大负荷及全负荷工况,节气门开度不断增加,进气量逐渐增加,缸内驻留废气量减少。在低转速工况下缸内驻

留废气量较大,随着转速增大,驻留废气量同步减少。高转速的驻留废气量较低转速明显减少,符合不同运行工况下缸内残余废气量变化规律。

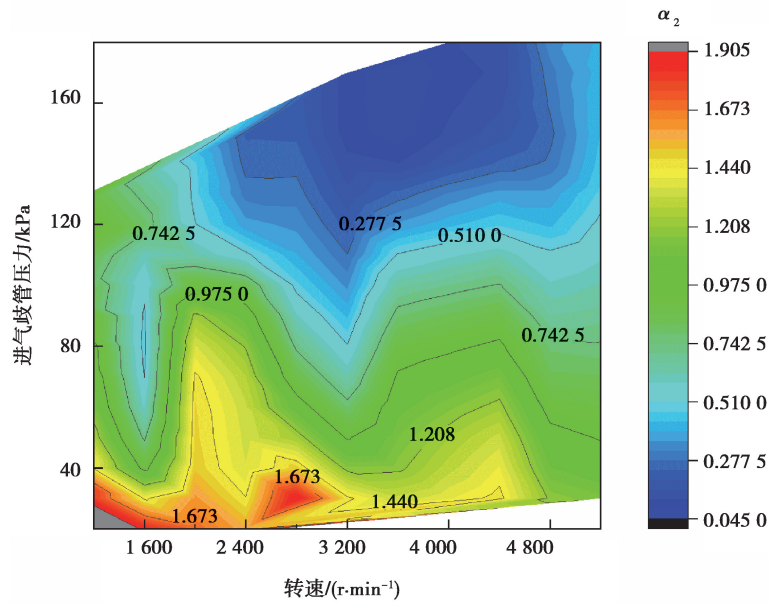


图 5 驻留废气关键参数

Fig. 5 Key parameters of trapped gas

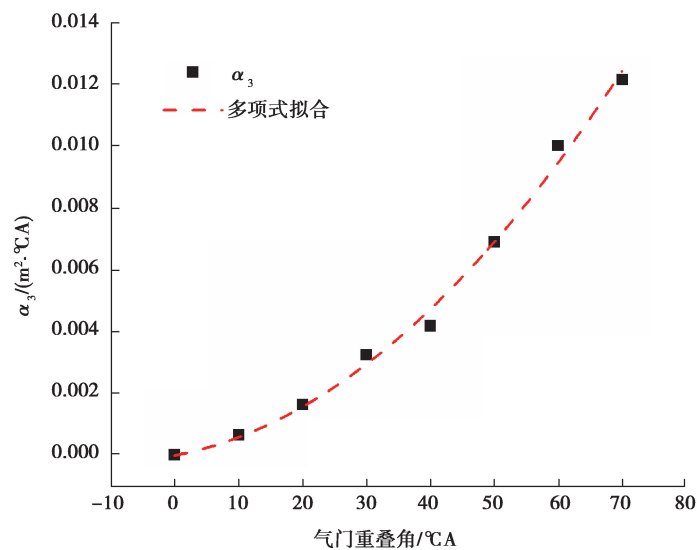


图 6 气门流通面积

Fig. 6 Valve flow area

VVT 发动机在不同转速下运行,通过改变进排气门开闭的时间,进而改变进排气门重叠角。由于进排气上下游的压力差引起发动机的回流现象或者扫气现象,因此有必要对不同重叠角下的气门流通面积进行评估。如图 6 所示,将标定的气门流通面积与气门重叠角进行多项式拟合,得到气门流通面积与气门重叠角呈抛物线规律。该图直观表明气门重叠角增大时,气门流通面积大幅增大,尤其是在大气门重叠角期间,由于增压发动机进气压力高,扫气效应显著减少缸内已燃废气,进一步提高进气量。

3 充量模型验证

3.1 仿真实验验证

对建立的缸内充量控制模型在不同进排气门正时及不同负荷下仿真验证,结果如图 7 所示。充量模型计算的进气量与仿真采集的进气量在 5 200 r/min 下变化规律基本一致,并在给定误差范围内;在 4 400, 3 600, 2 000 r/min 大多数工况下,充量模型计算的进气量与仿真进气量规律符合,并满足 5% 误差要求;怠速工况及大负荷工况下的少部分点的进气量与实验值误差在 5%~10%,原因是怠速时节气门开度小,残余废气会引起一定的误差;在大负荷工况下的扫气现象使残余废气和新鲜充气由于气流惯性直接流入排气管,因而使误差增大。

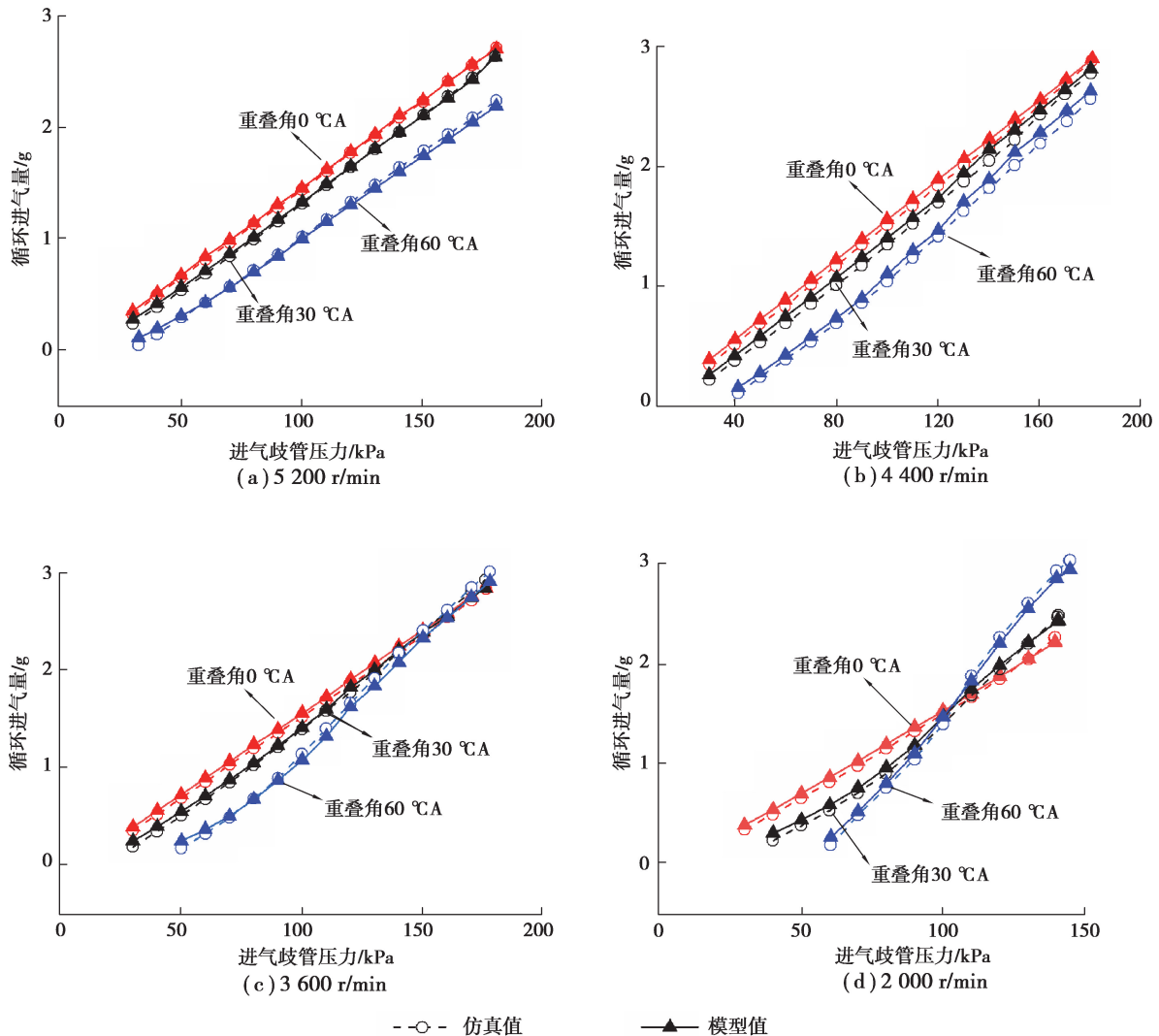


图 7 仿真进气量与模型计算进气量对比

Fig. 7 Comparison of fresh intake charge (simulation and model calculation)

3.2 台架试验验证

为保证建立的充量模型准确可靠,基于台架全特性试验从高转速到低转速对模型进一步验证。1 200~5 200 r/min 下的验证对比结果如图 8 所示,台架试验测得的进气质量流量与进气充量模型计算的进气质量流量有很好的—致性,除怠速工况及大负荷工况下的个别点外,试验测得的进气质量流量与充量模型计算的进气质量流量的偏差均在 5% 以内,台架试验过程进排气正时在各转速、负荷下均以最佳 VVT 相位运行,故图 8 中进气质量流量与歧管压力为近似线性关系。鉴于上述验证分析,所建立的缸内充量模型可以很好地

反映发动机换气过程中的气体流动特性,满足工程要求。

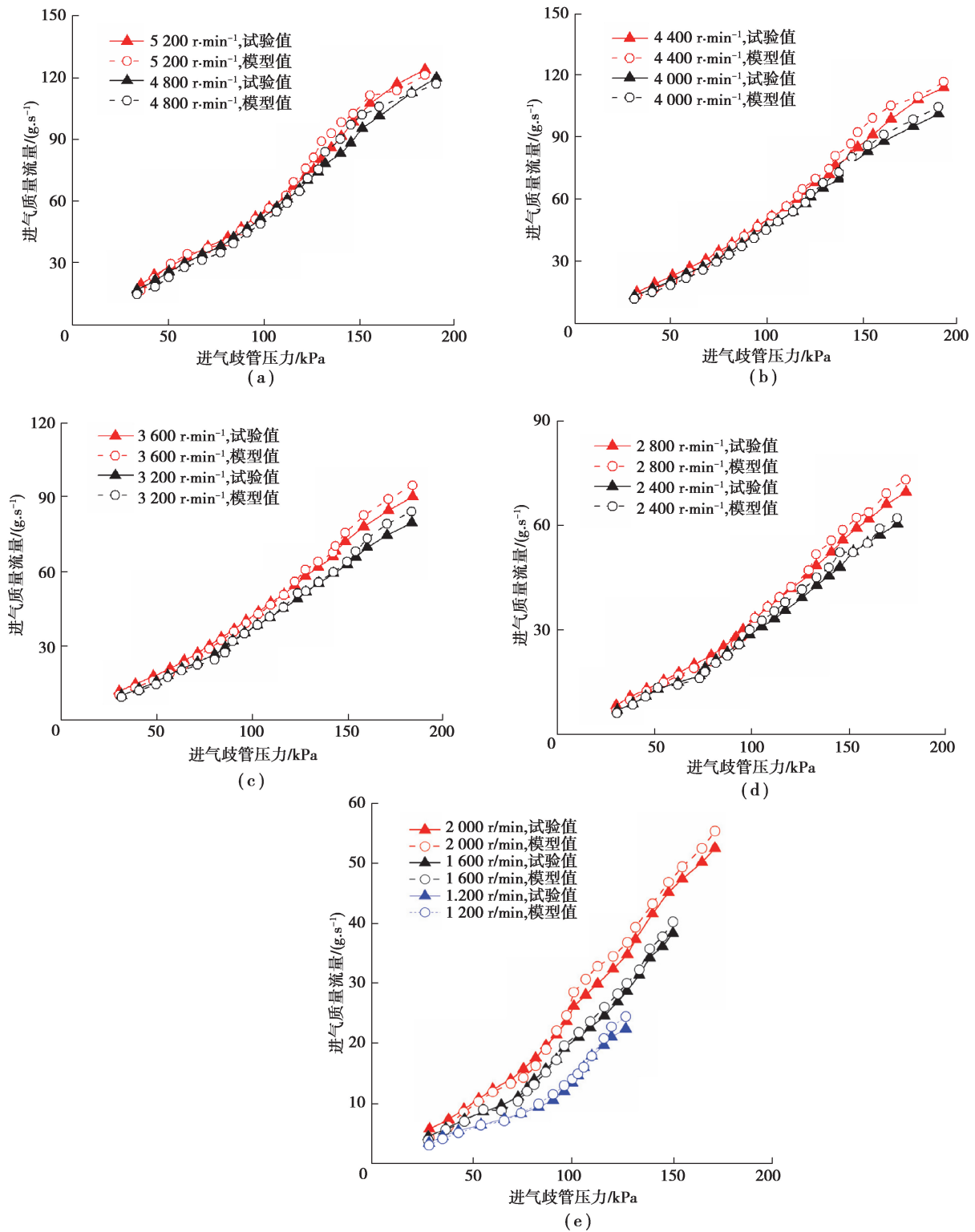


图 8 台架实测进气质量流量与模型计算进气质量流量对比
Fig. 8 Comparison of intake mass flow rate (bench and model calculation)

4 结 论

缸内充量模型是汽车发动机系统控制的重要部分。根据发动机换气过程热力学关系,利用 Simulink 软件构建了面向控制的缸内充量模型,模型包含进气道传热因子 α_1 、驻留废气关键参数 α_2 和气门重叠期间实际流通面积 α_3 。引入 GT-POWER 仿真模型扩展到多工况下对充量模型中的 α_1 、 α_2 和 α_3 进行标定,并用台架试验进一步验证了模型的正确性,得出如下结论。

1) 仿真模型辅助标定的传热因子 α_1 反映了低负荷下较高的进气道出口温度。标定的驻留废气关键参数 α_2 表明怠速工况驻留废气量较大,随着负荷增大,驻留废气量逐渐减少;中、高转速时,缸内驻留废气量较少。标定的气门实际流通面积 α_3 表明气门实际流通面积与不同重叠角近似呈抛物线关系。

2) 建立的缸内充量模型覆盖了绝大多数发动机工况点,将仿真模型和台架试验分别与缸内充量控制模型结果进行验证对比,结合低转速、中转速和高转速对比结果,不同负荷下缸内充量模型与台架试验及仿真模型的稳态进气量误差基本满足在 5% 以内的要求。

3) 缸内充量模型反映发动机实际运行工况,仅使用普通商用传感器,简单易实现,减少大量标定工作,是进气模型控制策略的一种可行方法。本研究主要在稳态下对充量模型标定及验证,可以进一步应用于瞬态工况。

参考文献:

- [1] Wang Z, Zhu Q L, Prucka R. A review of spark-ignition engine air charge estimation methods [J/OL]. SAE Technical Papers, 2016: 2016-01-0620 [2021-02-05]. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2016-01-0620/>.
- [2] Li Q Y, Liu J P, Fu J Q, et al. Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (CVVL) engine and variable valve timing (VVT) engine [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 137: 710-720.
- [3] Piqueras P, De la Morena J, Sanchis E J, et al. Impact of exhaust gas recirculation on gaseous emissions of turbocharged spark-ignition engines[J]. Applied Sciences, 2020, 10(21): 7634.
- [4] Wang Y C, Hao C X, Ge Y S, et al. Fuel consumption and emission performance from light-duty conventional/hybrid-electric vehicles over different cycles and real driving tests[J]. Fuel, 2020, 278: 118340.
- [5] Khameneian A, Wang X, Dice P, et al. Model-based dynamic in-cylinder air charge, residual gas and temperature estimation for a GDI spark ignition engine using cylinder, intake and exhaust pressures [C/OL]// ASME 2020 Dynamic Systems and Control Conference, October 5-7, 2020, Virtual, Online. Volume 2: Intelligent Transportation/Vehicles; Manufacturing; Mechatronics; Engine/After-Treatment Systems; Soft Actuators/Manipulators; Modeling/Validation; Motion/Vibration Control Applications; Multi-Agent/ Networked Systems; Path Planning/Motion Control; Renewable/Smart Energy Systems; Security/Privacy of Cyber-Physical Systems; Sensors/Actuators; Tracking Control Systems; Unmanned Ground/Aerial Vehicles; Vehicle Dynamics, Estimation, Control; Vibration/Control Systems; Vibrations. The American Society of Mechanical Engineers, 2020: DSCC2020-3280 [2021-02-05]. <https://asmedigitalcollection.asme.org/DSCC/proceedings/DSCC2020/84287/V002T26A002/1096544>.
- [6] Kakaee A H, Mashadi B, Ghajar M. A novel volumetric efficiency model for spark ignition engines equipped with variable valve timing and variable valve lift Part 1: model development[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2017, 231(2): 175-191.
- [7] Luján J M, Climent H, García-Cuevas L M, et al. Volumetric efficiency modelling of internal combustion engines based on a novel adaptive learning algorithm of artificial neural networks [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 123: 625-634.
- [8] Guardiola C, Pla B, Bares P, et al. Cylinder charge composition observation based on in-cylinder pressure measurement[J]. Measurement, 2019, 131: 559-568.
- [9] Wang Z, Zhu Q L, Prucka R, et al. Observer-based cylinder air charge estimation for spark-ignition engines[J]. Journal of

- Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(10): 1-7.
- [10] Meng L, Luo J, Yang X, et al. Intake air mass observer design based on extended Kalman filter for air-fuel ratio control on SI engine[J]. Energies, 2019, 12(18): 3444.
- [11] Leroy T, Chauvin J. Control-oriented aspirated masses model for variable-valve-actuation engines[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(12): 1744-1755.
- [12] Eriksson L, Thomasson A. Cylinder state estimation from measured cylinder pressure traces — a survey [J]. IFAC-PapersOnLine, 2017, 50(1): 11029-11039.
- [13] Wang X, Khameneian A, Dice P, et al. Model-based combustion duration and ignition timing prediction for combustion phasing control of a spark-ignition engine using in-cylinder pressure sensors[C]//Proceedings of ASME 2019 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, August 18-21, 2019, Anaheim, California, USA. The American Society of Mechanical Engineers, 2019: DETC2019-97703.
- [14] Desantes J M, Galindo J, Guardiola C, et al. Air mass flow estimation in turbocharged diesel engines from in-cylinder pressure measurement[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(1): 37-47.
- [15] Thomasson A, Nikkar S, Höckerdal E. Cylinder pressure based cylinder charge estimation in diesel engines with dual independent variable valve timing [J/OL]. SAE Technical Papers, 2018; 2018-01-0862 [2021-02-05]. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2018-01-0862/>.
- [16] Yazdani A, Naber J, Shahbakhti M, et al. Air charge and residual gas fraction estimation for a spark-ignition engine using in-cylinder pressure [J/OL]. SAE Technical Papers, 2017; 2017-01-0527 [2021-02-05]. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2017-01-0527/>.
- [17] 任亚丹, 王龙, 李涛, 等. 涡轮增压天然气发动机电控系统进气模型研究[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(12): 93-98.
Ren Y D, Wang L, Li T, et al. Intake charge model of electronically controlled turbocharged natural gas engine[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(12): 93-98. (in Chinese)
- [18] Magner S, Jankovic M, Cooper S. Methods to reduce air-charge characterization data for high degree of freedom engines[J/OL]. SAE Technical Papers, 2004; 2004-1-0903 [2021-02-05]. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2004-01-0903/>.
- [19] Fox J W, Cheng W K, Heywood J B. A model for predicting residual gas fraction in spark-ignition engines[J]. SAE Transactions, 1993, 102: 1538-1544.
- [20] Heywood J B. Internal combustion engine fundamentals [M]. New York: McGraw-Hill, 1998.