汽油机进气歧管流通性和均匀性数值模拟

姬芬竹 谷可帅

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 进气歧管的流通性和均匀性对发动机性能产生重要影响. 建立了某四缸汽油发动机的 GT-power 仿真模型,对进气歧管的气体流速进行了仿真计算;利用 STAR-CD 软件模拟计算了进气歧管不同进气角度时各支管内的气体压力和流速分布,分析了各支管的进气均匀性和充气系数. 计算和分析结果表明,通过改变进气口方向和稳压腔容积等几何参数,可以提高进气歧管的气体流通性,改善进气歧管各支管内气体流动质量,使各支管内气体流量趋于均匀. 计算结果为该进气歧管的改性设计提供了理论依据.

关 键 词: 进气歧管; GT-power; STAR-CD; 流通性; 均匀性

中图分类号: TK 412

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2014)02-0154-06

Numerical simulation of liquidity and uniformity of gasoline engine intake manifold

Ji Fenzhu Gu Keshuai

(School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The liquidity and uniformity of intake manifold have a major impact on engine performance. A four-cylinder gasoline engine model was created by GT-power and the gas flow rate of intake manifold was simulated. Gas pressure and velocity distribution were showed in different inlet angles though STAR-CD and the intake uniformity and inflatable coefficient were analyzed in each of the branched pipe. The results show that the gas liquidity and the gas flow quality in branched pipe were improved by changing the air inlet direction and regulator chamber volume and other geometric parameters, which made the gas flow tended to be uniform in each pipe. The calculation results provide a theoretical basis for designing the intake manifold modified.

Key words: intake manifold; GT-power; STAR-CD; liquidity; uniformity

发动机进气系统的流动性能影响其充气效率和换气质量,进而对发动机的动力性、经济性和排放性产生重要影响. 进气歧管是进气系统的主要部件,歧管内气体的流动状态和各歧管进气均匀性在很大程度上决定了进入气缸的空气量,进而影响发动机气缸内的燃烧[1]. 因此,研究进气歧管内的气体流动状态对改善发动机的各缸均匀性和提高充气效率具有重要作用[2]. 采用三维数值模拟方法能够全方位研究进气管内的气体流动情况,为发动机进气系统的合理设计提供重要的参考数据[3].

本文以某型号自然吸气汽油发动机为研究对象,以 GT-power 和 STAR-CD 软件为仿真平台,建立进气系统仿真模型,对进气歧管进行稳态计算和瞬态分析,研究歧管入口角度,稳压腔容积等结构参数对歧管流通性和均匀性的影响,并发掘该歧管进一步优化方向,为进气系统的设计和评价提供重要依据.

1 进气歧管出口边界

发动机(直列四缸汽油机)主要技术参数如

收稿日期: 2013-04-27; **网络出版时间**: 2013-09-12 15:25

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20130912.1525.002.html

作者简介: 姬芬竹(1963 -),女,河南洛阳人,副教授,jfz@buaa.edu.cn.

表 1 所示.

表 1　发动机主要技术参数

参数	数值
压缩比	10:1
点火顺序	1—3—4—2
排量/L	1.3
缸径/mm × 冲程/mm	74 × 78.4
功率/kW	73
转速/(r/min)	4 000
配气相位	进气门开:上止点前 26°CA 进气门闭:下止点后 46°CA 排气门开:下止点前 47°CA 排气门闭:上止点后 13°CA

在 GT-power 软件中,发动机由若干相互独立、瞬时热力平衡的子系统组成,各子系统之间通过热量与质量的交换相互联系,并互为边界条件. 本文在分析进气歧管的气体流动状态时,忽略空气滤清器和消声器的影响,建立由气缸、曲轴箱、进气系统和排气系统组成的热力系统,应用带有初始设计进气系统的汽油机实验数据进行模型校正.

设定进口边界为 1 个标准大气压 0.1 MPa,由以上校正的 GT-power 模型计算得到进气歧管的气体出口速度如图 1 所示.

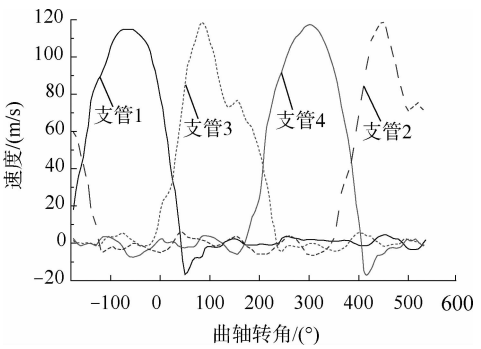


图 1　各支管出口速度

从图 1 可以看出,支管 2 和 4 的出口速度在各自的进气下止点后出现明显的负值,说明管内有一定的气体倒流现象;支管 1 和 3 的气体流速在接近下止点时出现短暂升高继而又继续降低,是气体波动效应;管内气体流速很高,最高速度为 120 m/s.

2　进气歧管网格模型

为分析歧管内气体流动状态,建立歧管三维几何模型. 受发动机结构尺寸的限制,歧管的尺寸和形状只能在一定范围内修改. 本文研究进口截面法线方向与支管 1 夹角 α 对进气性能的影响,两种方案的歧管几何参数如表 2 所示. 比较可见,除 α 外歧管其他参数变化很小,这主要是由于发动机结构限制. 进口截面法线与支管 1 轴线夹角改变,改变了进气方向,并使主进气管轴线长度变化,造成稳压腔容积变化,加强了波动效应. 采用 Trimmed 方法通过 STAR-CD 的 pro-am 对其进行六面体网格划分,原型和改型进气歧管的参数变化如表 2 所示. 从进口端开始各支管编号如图 2 所示.

表 2　进气歧管结构参数变化对比

项目	原型	改型
α/(°)	90	50
网格数/个	96 628	98 460
稳压腔轴线长度 L/mm	45	48
进口截面到支管 1 轴线距离 H/mm	12	15

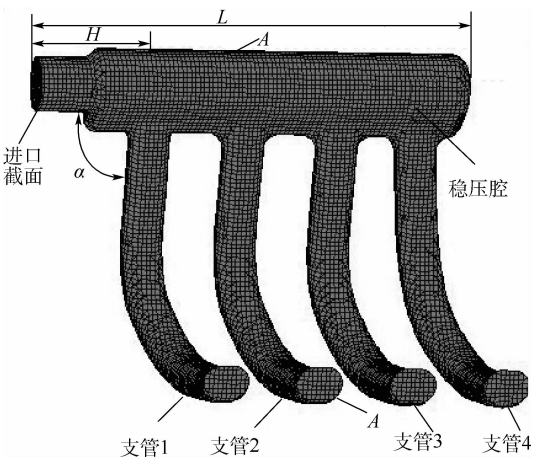


图 2　改进前后进气歧管三维网格模型

3　计算模型

3.1　湍流模型

发动机进气歧管形状复杂,流线变化较大,气体在歧管内的流动多表现为湍流特性. 不同的湍流模型对进气歧管内空气流动的分析结果影响很大,采用高雷诺数 k-ε 湍流模型能够较准确地模拟复杂曲线形状管道内的湍流运动[4].

本文以 STAR-CD 为平台,以第 1 节计算得到的歧管出口速度为 CFD(Computational Fluid Dynamics)三维数值模拟的速度边界,选用高雷诺数 k-ε 湍流模型分别对歧管内的气体流动进行稳态和瞬态仿真分析[5]. 湍流模型设置为:湍流强度为 0.03,湍流长度为 0.05. 稳态计算设置残差为 0.001,瞬态计算取时间步长为 0.002 5.

湍流模型为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \mu_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \mu_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2)$$

式中,G_k 为由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的项;G_b 为用于浮力影响引起的湍动能;Y_M 为可压缩湍流中脉动扩展的贡献;$C_{1\varepsilon}$,$C_{2\varepsilon}$,$C_{3\varepsilon}$ 为经验常数;σ_ε,σ_k 分别为与湍动能 k 和耗散率 ε 对应的湍流数;S_k 和 S_ε 为由用户定义的源项;ρ 为密度;μ 为动力黏性系数;μ_t 为湍流黏度,可表示成 k 和 ε 的函数.

3.2 流体控制模型

假定气体在歧管内为恒温流动,不涉及能量方程的求解.

连续性方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = s_m \tag{3}$$

式中,t 为时间;$x_j(j = 1,2,3)$ 为坐标;u_j 为气体在 3 个坐标上的分量;s_m 为质量源项;$\frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j}$ 为张量.

动量守恒方程为

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \tag{4}$$

式中 $$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} - \overline{\rho u_j u_i}$$

其中,p 为气体压力;s_i 为动量源项;τ_{ij} 为作用在与 i 方向相垂直的平面上的 j 方向上的应力;s_{ij} 为流体变形率张量;u 为湍流脉冲速度;$i,j,k = 1,2,3$.

3.3 流量计算模型

质量流量由下式计算:

$$Q = \int A\rho V \mathrm{d}A \tag{5}$$

式中,A 为计算截面;V 为微元面的流体速度. 式(5)在计算截面上离散后得到

$$Q = \sum_{i=1}^{n} \rho_i (V_{ix}A_{ix} + V_{iy}A_{iy} + V_{iz}A_{iz}) \tag{6}$$

式中,ρ_i 为第 i 个计算单元的密度;V_{ix},V_{iy},V_{iz} 分别为第 i 个计算单元的中心速度在 3 个坐标方向的投影;A_{ix},A_{iy},A_{iz} 分别为第 i 个计算单元的面积在 3 个坐标方向的投影;n 为计算截面上的单元数.

4 计算结果及分析

流通性和均匀性是评价进气歧管性能优劣的主要指标. 稳态计算可以得到管内气体的压力和速度分布,分析流动损失和进气阻力,进而研究其流通性能;瞬态计算能够得到各时刻的进气流量变化以及一个工作循环内各进气支管的进气流量,进而研究其进气均匀性[6-8].

4.1 稳态模拟结果及分析

以 4 个支管的气体流通性来分析进气歧管的流通性. 取活塞位于进气冲程下止点位置(时刻)进行分析,当进口边界为 1 个大气压力时,原型进气歧管管内气体压力云图的计算结果如图 3 所示.

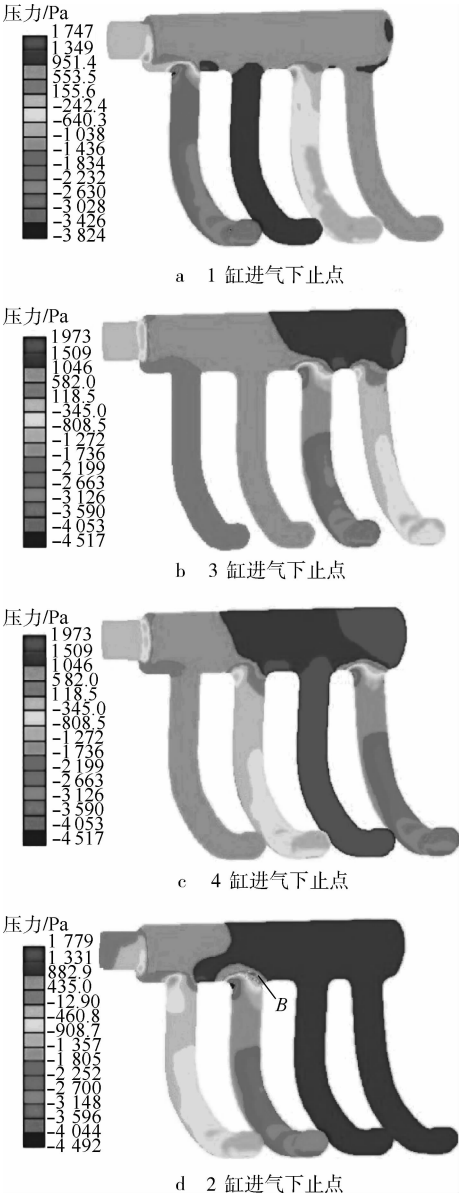


图 3 不同时刻的歧管压力云图

可以看出,在稳压腔与支管之间的连接和管路拐弯等区域有明显的压力损失,整个歧管的压力损失主要是支管形状造成的局部损失. 由于歧管的主进气管部分几何尺寸均匀,方向不变,空气由进口进入后均匀向前流动. 因此,气体阻力沿流动方向均匀增加,导致靠近进口截面的支管 1 进气阻力小,远离进口截面的支管 4 阻力大,进而由流通性不佳而影响发动机各缸的工作均匀性.

为改善进气歧管的流通性和均匀性,把进口截面与进气支管 1 的夹角由原来的 90°改为 50°,

其他尺寸不变,重新划分网格并选择相同的边界条件进行计算.2 缸进气下止点歧管压力云图如图 4 所示,由于篇幅所限,其他歧管不再给出.

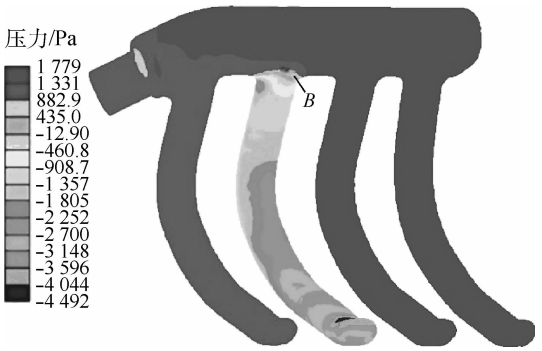


图 4　改型歧管压力云图

对比图 3d 和图 4 可知,改型后 *B* 处压差更大,进气更流畅.此外,由于主进气总管轴线的变化及引起的稳压腔容积的变化,增强了在该工况的压力波动效应,使稳压腔内气流运动激烈,死角处压力更大.

支管的进、出口压力差反映支管内气体流通性能.压力差越大,支管流动阻力越大,流通性越差.通过改型前后进气歧管稳态计算,得到各支管的出口与进口压力差,如表 3 所示.改型后支管 2 压差最小,流通性最好;支管 4 压差最大,流通性最差.改型前后支管 1 和支管 4 的压差分别增加了1.7% 和 3.3%,支管 2 和支管 3 的压差则分别降低了 8.6% 和 5.9%.

表 3　改型前后各支管压力差　　Pa

歧管编号	压力差		压差变化
	原型	改型	
1	2 810	2 860	+50
2	2 975	2 715	-260
3	3 210	2 860	-350
4	3 285	3 395	+110

对改型前后的进气歧管分析可知,原型歧管的主进气管形状简单,与各进气支管垂直.由流体力学知识可知,在气流方向不变的情况下,随着气体流动距离的增加,沿程损失逐渐增大,进气歧管的流通性能较差.此外,随着气缸数目的增加,远离进口截面的支管压差会越来越大,对发动机各缸的工作均匀性不利.改型进气歧管,受挤流和波动效应影响,支管 2 性能提升最明显,支管 3 次之,由于流动加强,使流动损失增大,支管 1 和支管 4 略有下降,但幅度不大,使得进气歧管总体流通性能有所提升.

4.2　瞬态模拟结果及分析

为保证发动机各缸工作均匀,应合理组织进气,使各缸进气均匀,以 4 个支管的平均进气性能为标准分析歧管的进气均匀性[9-10].当进口边界为 1 个大气压力时,改型前后进气歧管内气体速度云图如图 5 所示.

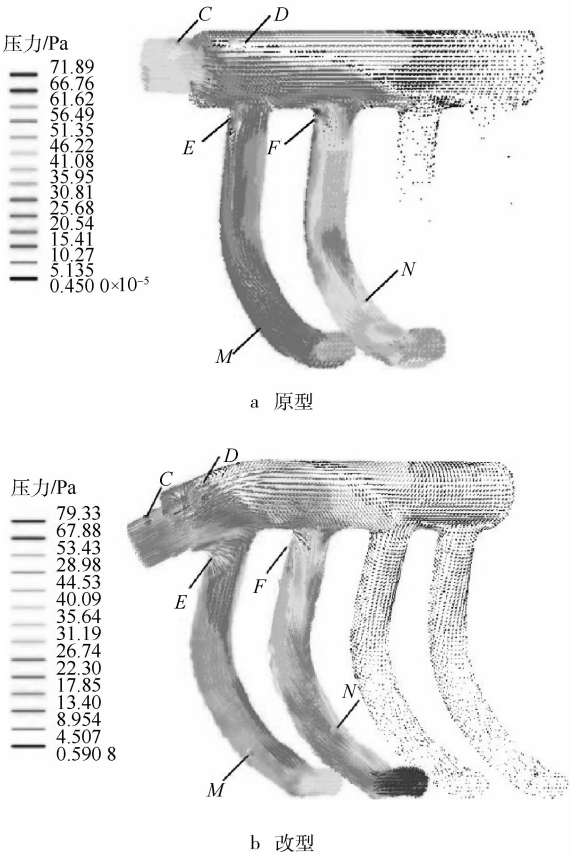


图 5　改型前后进气歧管气体速度云图

由图 5 可以看出,改型后进气歧管 *C* 区域的气流速度明显大于原型歧管此区域的气体流速;*D* 区域气体流动增强,主要原因是改型歧管在入口处发生弯曲,具有一定速度的气流冲击歧管壁面,造成气流被挤压从而加速气体流动;*E* 区域出现微小涡流,气体与管壁有分离现象,从而使进气损失略有增加,并使 *M* 区域的气体流动速度减小;*F* 区域的气体扰动减小,主要原因是改型歧管气体入口方向改变使气体更容易流入支管 2 和支管 3,进而使 *N* 区域的气体流速升高.进气歧管的循环进气量如表 4 所示.相同边界条件下总进气量有所增加;原型歧管各支管进气量由支管 1 ~ 支管 4 逐渐减小,支管 1 与支管 4 的流量差达 0.037 g.改型歧管的中间两个支管流量有所增大,两端两个支管流量略有减小,支管 1 与支管 4 的流量差达 0.030 g.

表 4　改型前后各歧管进气流量　　g

模型	进口截面	支管 1	支管 2	支管 3	支管 4
原型	1.206	0.314	0.308	0.297	0.289
改型	1.224	0.311	0.319	0.313	0.281
变化量	0.018	-0.003	0.011	0.016	-0.007

充气系数是评价发动机进气系统性能的一个重要指标. 它是指实际进入气缸的混合气或新鲜空气质量 G_s 与在标准状态下充满气缸的混合气或新鲜空气的质量 G_1 之比,即

$$\eta_v = \frac{G_s}{G_1} \tag{7}$$

充气系数越高,每循环进气量越多,发动机的性能越好[11]. 原型进气歧管和改型进气歧管充气系数如表 5 所示. 改型后,支管 1 充气系数提升不明显,支管 2 和支管 3 有明显提升,支管 4 有所下降,总充气系数提高近 3%.

表 5 改型前后各支管充气系数

模型	进口截面	支管 1	支管 2	支管 3	支管 4
原型	0.707	0.738	0.718	0.710	0.690
改型	0.726	0.736	0.769	0.726	0.681

均匀性系数是进气歧管各支管的进气流量与各支管平均进气量的比值. 各支管的均匀性系数能很好反映歧管改变前后的各支管进气流量变化与总进气流量变化的相互影响. 均匀性系数由下式计算:

$$\lambda_i = \frac{4q_i}{Q} \qquad i = 1,2,3,4 \tag{8}$$

式中, λ_i 为第 i 支管的均匀性系数; q_i 为第 i 支管的进气量; Q 为总进气量.

表 6 是计算得到的改型前后各支管进气均匀性系数.

表 6 改型前后各支管均匀性系数

支管序号	原型	改型
1	1.06	1.01
2	1.02	1.04
3	0.98	1.02
4	0.95	0.93

对比表 6 中数据可以看出,原型进气歧管各支管均匀性系数围绕支管 1 波动,差异较大. 改型进气歧管支管 1,2,3 均匀性系数趋近于 1,而支管 4 偏离较大. 因此,改型进气歧管使支管 1,2,3 进气量更趋于均匀,而相对牺牲了支管 4 的均匀性能.

由于进气过程是瞬态的,进气流量随曲轴转角不断变化,通过瞬态计算,可以得到一个工作循环内各支管的进气流量随曲轴转角变化关系[12],如图 6 所示.

各缸质量流量变化趋势基本一致,对于原歧管和相位,由于进气门开启和关闭太晚,进气门关闭前有明显回流,改型后进气歧管减少了各支管进气量的差异,但在进气门开启后和关闭前仍然有进气回流.

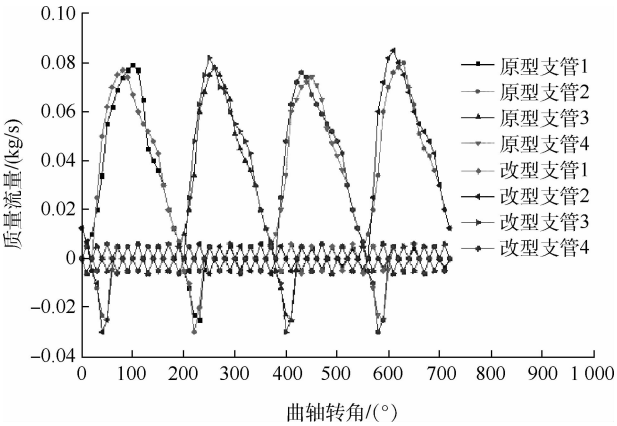


图 6 改型前后一个循环内进气流量变化

由以上分析可知,进气歧管的优化工作是复杂而多面的,仅进行结构参数的优化很难达到最优目的,还要配合配气相位的优化设计,以尽可能减小或消除回流影响[13]. 因此,可变配气相位技术能极大地提高进气效率.

5 结 论

1) 进口截面法线方向与支管 1 夹角为 90°时,靠近进口截面的支管 1 进气阻力小、进气流量大,远离进口截面的支管 4 进气阻力大、进气流量小,主进气管中沿气体流动方向压力不断增加,使各缸进气不均匀,歧管的流通性能差.

2) 进口截面法线方向与支管 1 夹角为 50°时,中间支管 2 和支管 3 的进气阻力明显减小,进气流量增大,歧管的流通性能得到提升. 而前后支管 1 和支管 4 的进气阻力有所增加,使进气流量减小,各缸进气量趋于均匀.

3) 改型进气歧管的总充气系数有所提高,其中支管 2 和支管 3 的充气系数提高较大,支管 4 有所降低,支管 1 基本不变.

4) 仅优化进气歧管的几何形状来提高进气效率的作用是有限的,如果要进一步提高进气效率,消除回流影响,还要配合进排气相位的优化设计.

参考文献 (References)

[1] 黄泽好,杨超,黄一桃,等. 发动机进气歧管流场的数值分析[J]. 机械设计与制造,2012(2):156 - 158
Huang Zehao, Yang Chao, Huang Yitao, et al. Numerical simulation on flow field of engine intake manifold [J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(2): 156 - 158 (in Chinese)

[2] 朱茂强,钟翔波. 小排量汽油机进气歧管 CFD 优化设计与试验[J]. 汽车工程师,2011(9):25 - 28
Zhu Maoqiang, Zhong Xiangbo. Design optimization and experi-

ment of intake manifold of mall-displacement engine based on CFD [J]. Auto Engineer,2011(9):25 – 28(in Chinese)

[3] 杜巍,李向荣,马维忍. 内燃机进气流动数值计算中三维几何建模问题的探讨[J]. 小型内燃机与摩托车,2006,35(3):20 – 22
Du Wei, Li Xiangrong, Ma Weiren. Discussion on the three-dimension modeling about computation for intake flow of IC engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2006, 35(3):20 – 22(in Chinese)

[4] 罗马吉,黄震,蒋炎坤,等. 内燃机进气过程多维数值模拟的研究[J]. 车用发动机,2003(5):11 – 16
Luo Maji, Huang Zhen, Jiang Yankun, et al. Study on multi-dimensional numeri-cal simulation for intake process in internal combustion eng-ines [J]. Vehicle Engine,2003(5):11 – 16(in Chinese)

[5] 胡景彦,苏圣,洪进. 某缸内直喷发动机进气歧管 CFD 模拟分析[J]. 农业装备与车辆工程,2012,50(6):20 – 23
Hu Jingyan, Sun Sheng, Hong Jin. CFD simulation analysis of a GDI engine intake manifold[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering,2012,50(6):20 – 23(in Chinese)

[6] 牛玲,徐崴,白敏丽. 某发动机进气歧管改型设计的 CFD 计算[J]. 辽宁工程技术大学学报,2011,30(1):126 – 130
Niu Ling, Xu Wei, Bai Minli. CFD calculation of designing for a engine intake manifold[J]. Journal of Liaoning Technical University,2011,30(1):126 – 130(in Chinese)

[7] 王宏大,王军. 某型进气歧管 CFD 计算仿真[J]. 内燃机,2011(9):25 – 28
Wang Hongda, Wang Jun. Calculation simulation of certain intake manifold [J]. Internal Combustion Engines,2011(9):25 – 28(in Chinese)

[8] Ceviz M, Akim M. Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum[J]. Energy Conversion and Management,2010(11):2239 – 2244

[9] David C, Pascal C. Fluid dynamic modeling of junctions internal combustion engine inlet and exhaust systems [J]. Journal of Thermal Science,2010(19):410 – 418

[10] Mohamed A, Gueorgui K, Mohamed S. Influence of intake manifold design on in-cylinder flow and engine performances in a bus diesel engine converted to LPG gas fuelled, using CFD analyses and experimental investigations [J]. Energy, 2011 (5): 2701 – 2715

[11] Anja T, Gareth F, Chris M. A CFD study of fuel evaporation and related thermo-fluid dynamics in the inlet manifold, port and cylinder of the CFR octane engine [J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants,2012(3):1264 – 1276

[12] Lang A, Ellinghaus K. Using CFD to calculate transient thermal load on exhaust manifolds[J]. MTZ Worldwide,2004(5):16 – 18

[13] Naeimi Hessamedin, Domiry Ganji Davood, Gorji Mofid. A parametric design of compact exhaust manifold junction in heavy duty diesel engine using CFD [J]. Thermal Science, 2011(4): 1023 – 1033