四气门汽油机进气道 CFD 仿真分析

CFD Analysis of Air Flow in Intake Ports for a 4-valve Gasoline Engine

叶伊苏　蔡志强 汪源利 王伟民
（东风汽车公司技术中心　湖北武汉　430056）

摘要：本文对某四气门汽油机进气道进行了传统的气道稳流试验，同时运用 CFD 软件 STAR-CCM+对稳流试验台条件下的进气道以及缸内的气体流动情况进行了三维数值模拟，模拟计算得出的流量系数与试验结果吻合的较好，通过数值模拟可以比较准确而直观的了解进气道和缸内流场，为下一步的优化和改进工作提供依据。

关键词：汽油机　进气道　稳流试验　数值模拟

Abstract: In this paper, the traditional steady flow test was applied in double intake ports of a 4-valve gasoline engine. The three-dimensional flow field of the port-cylinder system was simulated by STAR-CCM+ by using the same boundary condition as experiment. The flow fields in the intake port and cylinder can be obtained accurately by simulation, which can be used to guide the intake port optimization.

Key words: gasoline engine, intake port, steady flow test, numerical simulation

1 前言

在现代发动机中，进气道的结构以及进气道-气门-燃烧室的匹配是决定混合气形成以及燃烧过程优劣的关键环节之一。进气过程中进气道-缸内气体的流动是极其复杂的三维湍流流动，具有非定常、强旋转和各向异性等特点。为获得良好的混合气质量和高燃烧率，新鲜充量的运动需要合适的宏观和微观结构：宏观运动包括缸内大尺度充气运动，如涡流和滚流；微观结构通常用湍流强度、湍流积分尺度来衡量，它们决定了火焰的传播速度。

近几年来，国内外的科研机构在发动机气道-缸内气体流动的研究上取得了不少成果。文献[1]利用 CFD 软件 STAR-CD 计算了四气门、串联、可变涡流进气系统稳态的流动特性，并进行了 LDA 稳流试验，这在当时是气道研究上的突破。文献[2]在一台 4 气门可视化光学发动机上，采用激光粒子图像技术测试了不同气门升程、不同转速下缸内气体流动特性，并进行了数值模拟，两者吻合良好。

本文对某汽油机的进气道进行了稳流试验和 CFD 模拟计算，得到了气道的流动特性参数以及气道-缸内流场分布情况。

2 进气道流动性能的评价指标

2.1 气道稳流试验

在内燃机行业中，常用稳流试验方法来评价气道流动性能，即假定气道及缸内气体流动是稳态的。而在实际的发动机运行过程中，由于活塞和气门的往复运动，气道及缸内的气流具有强烈的动态特性，两者之间不存在相似性,但稳流试验可以作为不同气道之间性能相互比较的方法[3]。

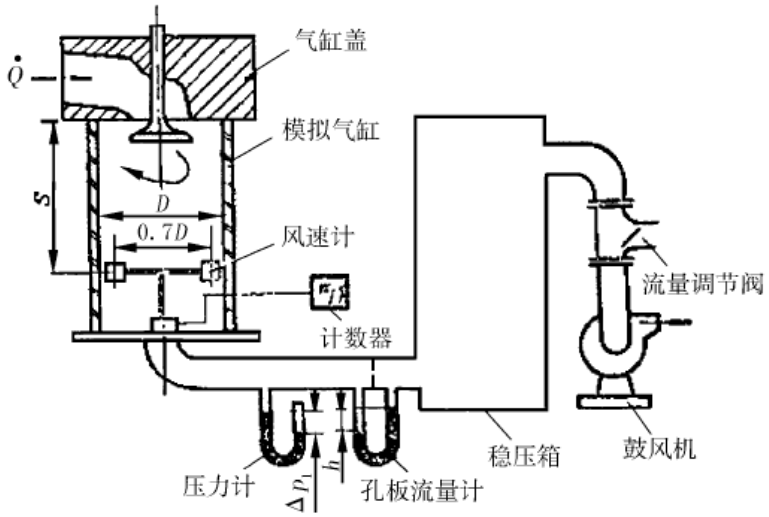


图 1　进气道稳流试验装置

图 1 所示的进气道稳流试验装置主要由鼓风机、稳压箱、风速计（一般安装在距离缸盖底平面 1.5～1.75 倍缸径处）和流量计等组成。鼓风机吸风，从而使稳压箱和气道进气口之间产生压差，空气由进气道流入，经模拟气缸、管道、孔板流量计及稳压箱等排出到大气中；空气流量由孔板流量计测出；旋转的气流推动风速仪旋转，其转速由光电式计数器测量；流量调节阀用来控制风量以调整压差。

试验过程中采用定压差法，在不同气门升程下测得气体流量以及叶片风速仪转速。为评价不同气门升程下气道的流通能力及其形成涡流的能力，一般用无量纲流量系数及无量纲涡流比进行评价。

2.2　流量系数

无量纲流量系数定义为流过气门座的实际气体流量与理论气体流量之比。

$$C_F = \frac{Q}{nA_V V_0}, \quad V_0 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad A_V = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \qquad (1)$$

式(1)中，Q 为试验测得的实际空气流量，n 为进气门数目，V_0 为气门座处理论进气速度，A_V 为气门座内截面积，d_v 为气门座内径，ΔP 为进气道压差，ρ 为气门座处气体的密度。

2.3　涡流比

在进气道稳流试验中，使用叶片风速仪的转速 n_D 来代替气流转速，使用虚拟转速 n_e 来代替发动

机转速，则涡流比 $\Omega = n_D / n_e$，它反映了缸内气流的切向速度与轴向速度之比。假定缸内气流的平均轴向速度与活塞的平均速度相等，由下面发动机转速和活塞之间的关系则可以获得发动机的虚拟转速 n_e。

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad n_e = \frac{\bar{u} \cdot 30}{S} = \frac{m \cdot 30}{\rho \cdot A \cdot S} \tag{2}$$

式(2)中，c_m 为活塞平均速度；$\bar{u}$ 为平均轴向速度；m 为质量流量；S 为冲程；A 为气缸截面积；ρ 为缸内空气密度。

3 CFD 仿真分析及与试验结果的对比

本文采用 STAR-CCM+对气门升程为 1、2、4、6、8mm 时的进气道—燃烧室—缸内气流运动情况进行分析，并与试验结果进行对比。

3.1 建立几何模型

图 2 是进排气道以及燃烧室的布局图，从图中可以看出，进气道成对称结构。

图 2　进排气道及燃烧室布局图

以气门升程 8mm 为例，建立的计算区域的几何模型如图 3 所示。利用三维 CAD 软件 CATIA 将不同气门升程下的进气道、气门、阀座、燃烧室表面提取出来，同时，为与试验台条件相符合，并考虑流场的稳定性和计算的收敛性，模拟气缸的长度为 2.5 倍的缸径。

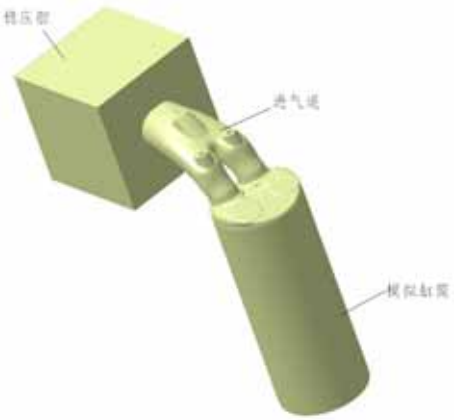


图 3　用于气道计算的几何模型

图 4　8mm 升程时的计算网格

另外，考虑到空气在流入进气道时在气道前端产生湍流，在进气道前端设置一个长方体大空间，起稳压箱的作用，以模拟外界大气环境。

3.2 网格划分

将进气道几何模型通过中间文件格式 stl（面网格文件）导入 Star-CCM+中，运用其自带的表面修补工具进行修复，然后划分网格。为保证计算精度，稳压箱和气缸内部采用比较稀疏的网格，而对于流动非常敏感的区域如气道、气门、气门座、燃烧室区域进行网格加密，不同区域的边界层厚度也不相同。网格采用 STAR-CCM+所特有的多面体网格，各个升程下的总的网格数量为 14 万左右。图 4 为 8mm 升程时的计算网格。

3.3 边界条件设置

气道稳流试验台上利用稳压箱保持气道压降不变，气道入口直接敞开在大气环境中。为与试验保持一致，模拟计算中，进口采用滞止边界（Stagnation inlet），出口采用压力出口边界(Pressure outlet)。给定进口总压为零；出口压力根据试验时的压差 254mm 水柱换算为静压：-2490Pa。环境温度和环境压力均采用当地值。稳压腔的壁面采用滑移壁面边界，其余壁面均为无滑移边界。

流动介质为可压缩的理想气体（空气）。湍流模型选用标准的 k-ε 模型，对边界层采用壁面函数法进行处理。在 4CPU（2.33GHz)、4G 内存的 HP 工作站上运行 5 小时后，计算收敛。

3.4 与试验结果的对比

在试验中，将气门升程以 1mm 为间隔从 1mm 提升到 10mm，得到试验数据。另外，模拟计算结果表明涡流比接近于零，这在试验过程中也得到了验证。因此，只对流量系数这一重要参数进行对比。图 5 是流量系数试验值与模拟值的对比。

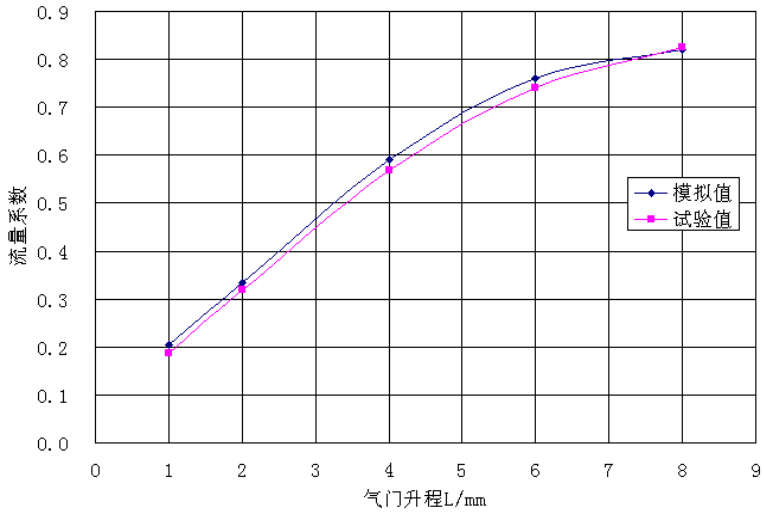


图 5　流量系数模拟值与试验值对比

从图 5 可以看出，模拟结果与试验结果吻合的较好。随着气门升程的增大，流量系数增大，模拟值与试验值的误差也逐渐减小。小升程时误差较大的原因可能是由于节流现象引起的，另外试验中由于气流紊乱而引起的数据读取问题也可能是原因之一。总的来说，本次模拟结果具有较高的可

信度。另外，此进气道在不同气门升程下与同类机型相比[4],[5],[6]，流量系数较高，进气效果好。

3.5 气道-缸内流场分析

计算获得了气门升程分别为 1、2、4、6、8mm 时的进气道—缸内的流场。以 8mm 气门升程为例，对计算结果进行分析。图 6 为整体压力分布图，从中可以看出，在气门座圈处的压力最小，这是因为气体在进入气道后，由于气道截面逐渐减小，气道内的阻力逐渐增大，从气道进口到出口的压力降也逐渐加大，而在气体进入气缸后，由于流通截面增大，压力有所回升。从图 7 的气缸纵截面速度分布图上也可以发现，在气门座圈处气体的流动速度最大，这也正好说明了总压=静压+动压这个原理。

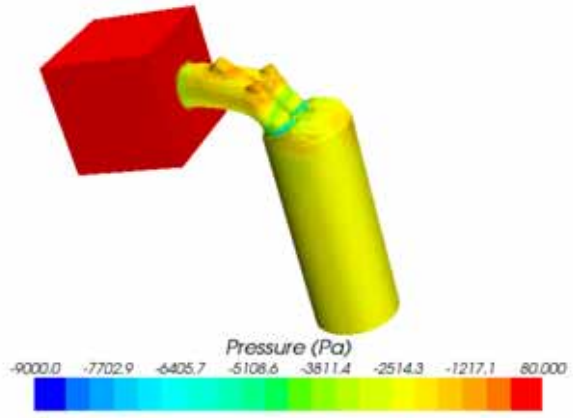


图 6 整体压力分布图

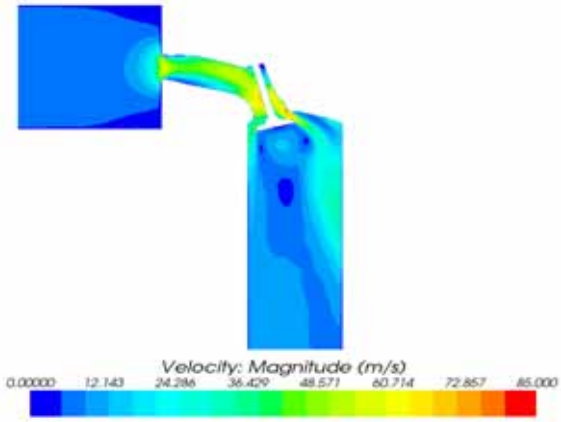


图 7 过气门杆轴线纵截面速度分分布

模拟计算得出的涡流比很小，这说明气缸内没有形成大尺度的涡流运动，图 8 是空气流动的流线图，从中可以明显看出。图 9 是缸盖底平面下 1.75 倍缸径处（叶片风速仪安装位置）截面的速度矢量图。由图可见，该截面上有两个比较对称但中心不同，旋向相反的较大涡流，在缸壁附近有较大速度，并沿缸径方向逐渐减小。这是由于本发动机采用双进气道对称布置的原因。稳流试验中，测定的叶片风速仪转速基本为零，正好说明这一点。

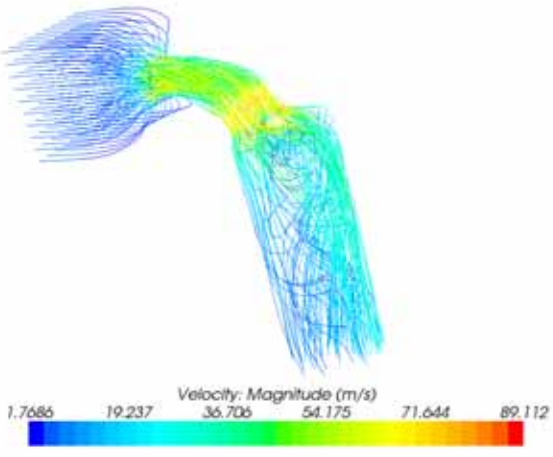


图 8 流线图

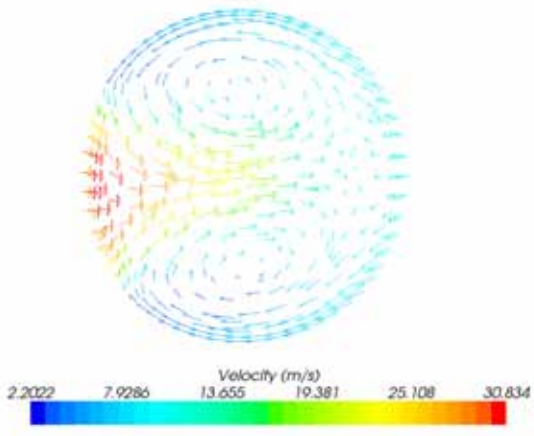


图 9 缸盖底平面下 1.75D 处速度矢量

图 10 为过气门杆轴线纵截面速度矢量分布图，从中可以明显看出，在气门的下方存在明显的

滚流，这是因为在气门 下方没有直接的气体进入，从而形成一低压区，周围气体补充到该区域，便在此处形成了滚流。缸内滚流的形成有助于油气混合，加速燃烧过程[4]。图 11 是湍动能分布图，从中可以看出，在靠近缸盖排气门处附近的湍动能很大，这是受大升程工况时气体所形成的滚流影响所致。但也存在不合理的地方，如在图 10 和图 11 中所示区域，存在局部回流现象，应进行相应的改进。图 12 是不同气门升程下过气门杆轴线纵截面速度矢量图。

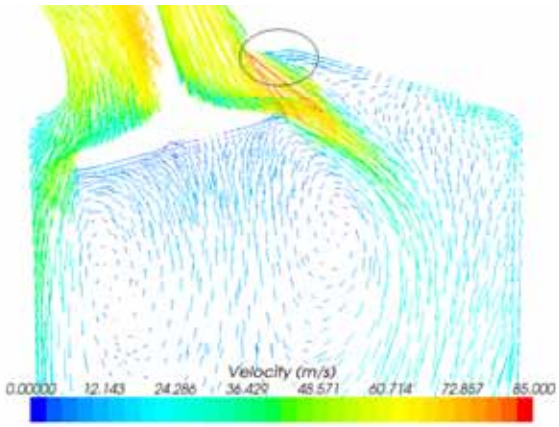


图 10　过气门杆轴线纵截面速度矢量分布

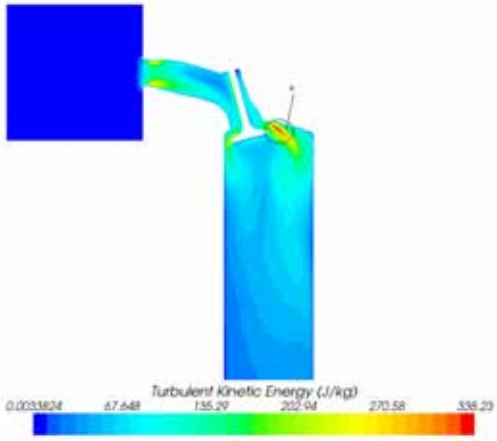
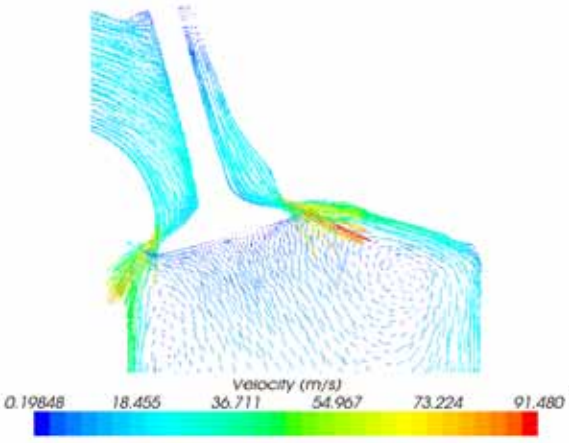
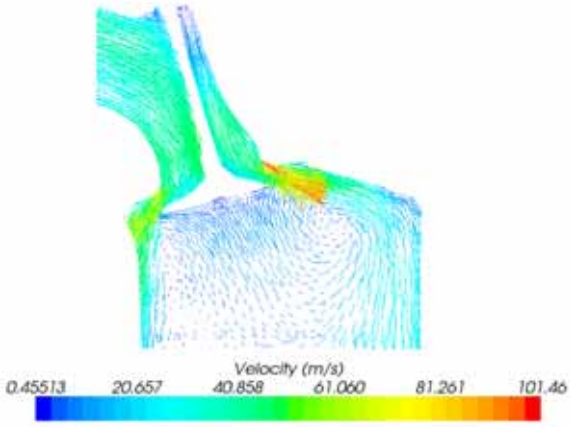


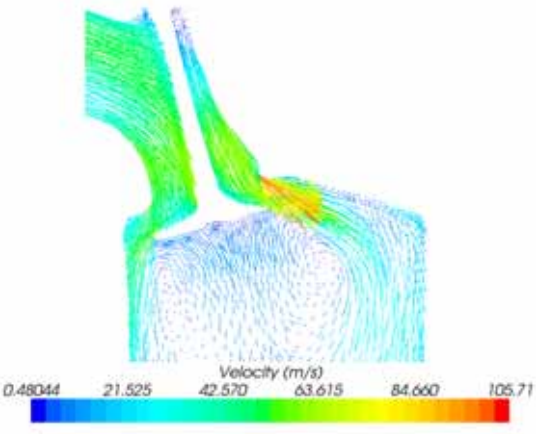
图 11　湍动能分布图



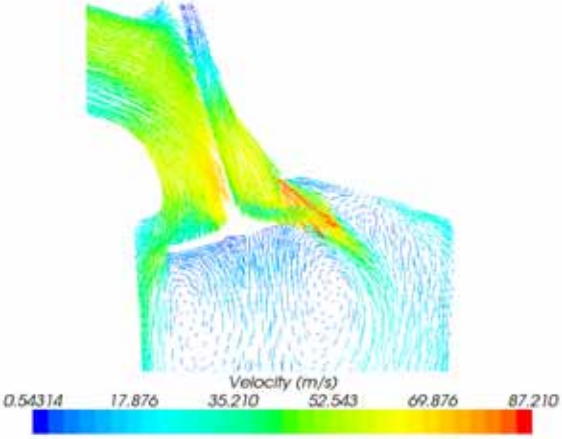
(a)　气门升程 2mm



(b)　气门升程 4mm



(c)　气门升程 6mm

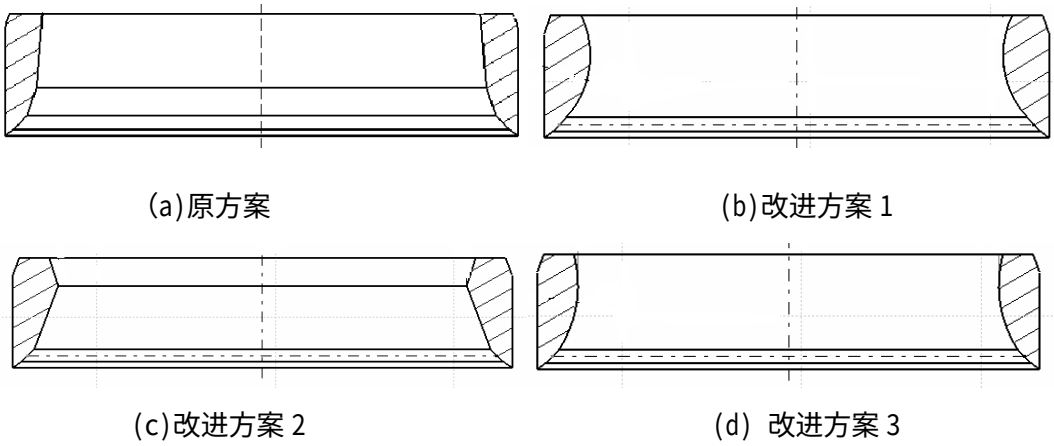


(d)气门升程 8mm

图 12　不同气门升程下的速度矢量图

3.6 改进方案及分析

针对采用原阀座时存在局部回流现象，提出更改进气门阀座及喉口直径的三种方案。如 13 图所示：



(a)原方案　　(b)改进方案 1

(c)改进方案 2　　(d) 改进方案 3

图 13　不同阀座方案

本文在气门升程为 2、4、6、8㎜ 时分别对这三种改进方案的进气道—缸内流场进行了分析，结果显示，进气门附近的回流现象均已消失，而且流量除 2㎜ 升程时都有所提升。图 14 是改进前后的流量对比情况，从图中可以看出，改进方案 3 在原方案基础上大升程时流量提升最为明显，决定采用此阀座。我们在将来会用试验结果校验其改进效果，进一步确认本文所述方法的正确性。

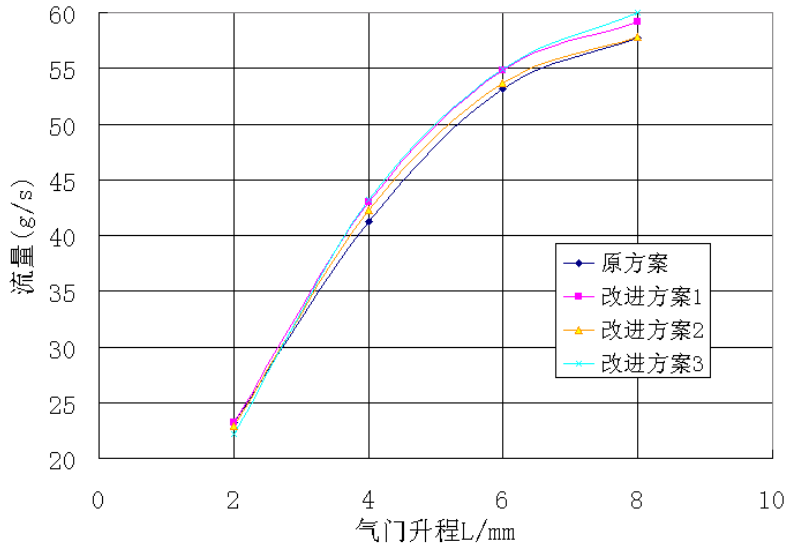


图 14　采用不同阀座时的流量对比情况

4　结论

(1) 从模拟结果和试验结果的对比看，两者吻合的较好，说明数值模拟具有较好的可信度,为进一步分析气道内流场以及优化设计提供可靠的依据。

(2) 所设计的发动机进气道在不同气门升程下流量系数较高，进气效果较好，缸内滚流运动明显，说明所设计的进气道结构较为合理。

（3）采用双进气道对称结构，在流量提高的同时，涡流比会有所降低。

（4）对阀座进行改进设计后，原方案中局部回流现象消失，采用改进方案 3 时流量提升较为明显。

5 参考文献

[1] Banajes Jesus, etc. Three Dimensional Calculation of the Flow in a Diesel Engine with Variable Swirl Intake Ports[C], SAE Paper 2001-01-3230;

[2] 王天友，刘大明，张学恩等．可变气门升程下汽油机缸内气体流动特性的研究．内燃机学报．2008（5）：420-428；

[3] 曹暑林，黄荣华．四气门柴油机进气道的三维实体造型及流场数值模拟.内燃机工程．2004（6）：38-43；

[4] 刘志恩，蒋炎坤，陈国华等．CFD 辅助发动机进气道设计方法研究.内燃机工程.2006（6）：6-10.

[5] 王健，刘德新，刘书亮等.四气门汽油机进气道流动特性的稳流试验研究.内燃机学报.2004，22（2）：182-186；

[6] 王樵，马朝臣，施新.应用三维 CFD 计算发动机进气门流量系数．车用发动机.2002（6）：18-20.