非道路用柴油机进气压缩过程气流运动数值分析

Numerical simulation analysis of intake and compression flow in a non-road diesel engine

罗马吉， 文醉， 刘高飞， 向梁山
（武汉理工大学汽车工程学院）

摘要：本文利用 CFD 软件 STAR-CD 及 ES-ICE 建立柴油机三维数值计算模型，结合实验，分析了进气道内气流运动、转速、负荷、增压等因素对缸内气体流动的影响。应用一维分析软件 GT-Power 和试验结果为三维瞬态数值模拟计算提供了边界条件。研究表明，螺旋进气道存在气流交汇区域，并会增加气道流动阻力；涡流强度和缸内湍动能主要随转速的上升而增加，柴油机采用增压后缸内涡流比提高，但对湍动能的影响较小；而负荷对涡流强度和湍动能的影响都较小。

关键词： 柴油机，螺旋进气道，涡流比，STAR-CD

Abstract：In this paper, the three- dimensional diesel engine model was built by CFD software STAR-CD and ES-ICE. Analysis was performed on the flow in the helical intake port and the effects of speed, load, supercharge etc to in-cylinder flow. Both experimental data and 1D software GT-POWER were used to provide pressure and temperature boundary conditions for the 3D model. Research results show that there is a flow intersection in the helical intake port, which increases flow resistance. Swirl and average turbulent kinetic energy rise with the increasing of engine speed. Supercharge can also strengthen the swirl, but has a less influence on the turbulent kinetic energy. Engine load has little influence on both swirl ratio and turbulent kinetic energy.

Key words：diesel engine , helical intake port, swirl ratio , STAR-CD

1 前言

众所周知，缸内气流运动对于直喷柴油机的油气混合，着火延迟，燃烧以及排放物的生成等都会产生非常重要的影响。尤其对于非道路用柴油机而言，其喷油压力较道路用柴油机而言一般较低，而且使用的机油质量难以保证，使用时功率、负荷变化范围较大。因此，组织更为有效的进气涡流，促进燃油雾化和与空气的混合，进而改善燃烧，是降低非道路用柴油机排放的关键问题。影响进气和缸内气流运动的因素有很多，比如发动机的进气歧管结构，进气道形状和布置方位，活塞形状，压缩比，而发动机在不同工况下运转时对缸内气流运动也会带来影响[1]。本文利用 CFD 软件 STAR-CD 对某三缸非道路用柴油机进气及压缩过程进行三维瞬态数值模拟，着重分析了气道内气流运动情况以及转速等因素对缸内气流运动的影响，模拟结果可以为柴油机进气系统和燃烧室的优化设计提供理论依据。

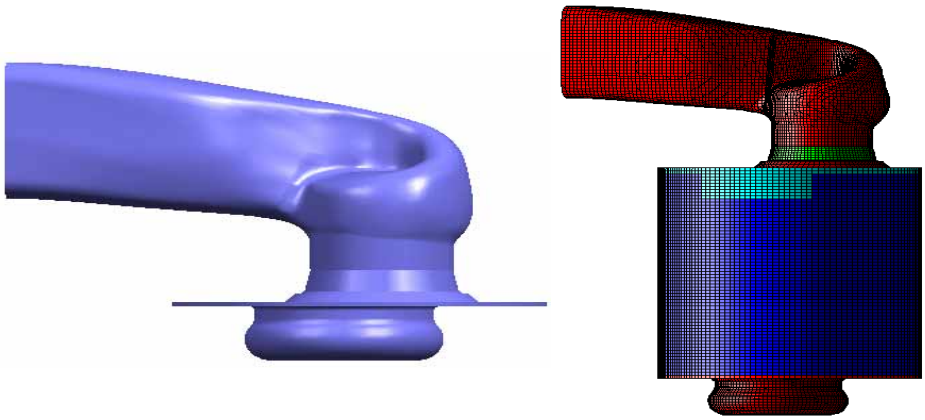
2 数值模拟方法

2.1 数学模型

发动机进气压缩过程属于可压缩粘性流体的湍流流动过程，利用基于有限体积法的 STAR-CD 软件进行计算，需要求解可压缩气体的 Navier-Stokes 方程，并采用基于压力隐式求解时间步长的 PISO 算法。湍流模型采用 κ - ε 高 Reynolds 模型。

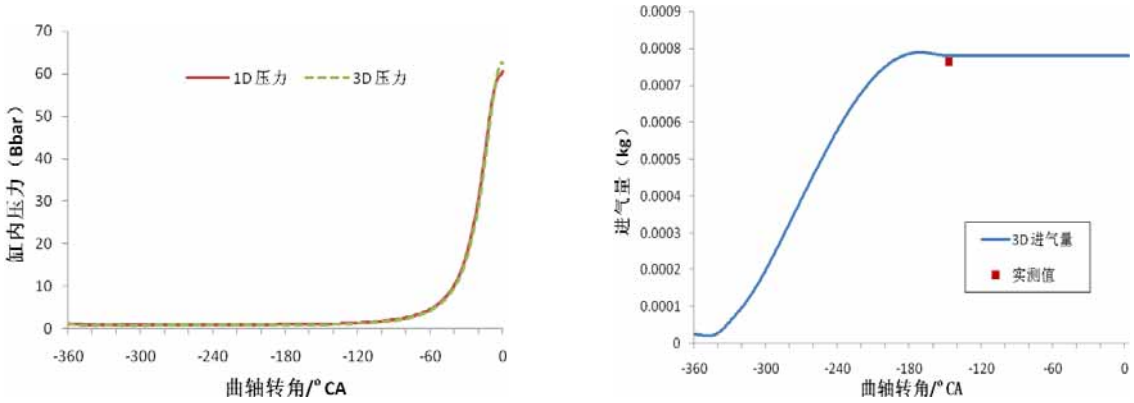
2.2 几何模型及计算网格

本文研究的发动机为四冲程、三缸、直喷柴油机，其基本尺寸参数如下：缸径 100mm，活塞行程 105mm，连杆长度 174mm，压缩比为 21.6。由于只模拟进气压缩过程，因此计算域模型由进气道、气门、气缸和燃烧室组成，不考虑排气道。在三维 CAD 软件 UG 中建立计算域几何模型，并将其导入到内燃机网格生成工具 ES-ICE 中，建立用于计算的网格模型。如图 1 所示为 CAD 几何模型和网格模型。



（a）CAD 模型　　（b）网格模型

图 1 计算模型



（a）　　（b）

图 2 非增压条件下 2300r/min100%负荷时缸内压力（a）和进气量（b）

2.3 初始条件和边界条件

利用发动机一维性能仿真软件 GT-Power 建立了柴油机整机模型，通过实验验证了模型的准确性[3]。通过 GT-Power 的计算，可以获得发动机工作时不同曲轴转角下的进气道以及气缸内的压力、温度等参数，GT-Power 的仿真计算结果为三维数值计算提供初始条件和边界条件。发动机缸内所有固体表面均采用无滑移壁面边界，壁面温度选取固定值，其中气缸壁温度为 400K，活塞头部温度为 600K，气缸盖温度为 580K。图 2 表示了一维和三维计算的缸内压力对比以及三维计算进气量与实验值的对比。

3 计算结果分析

3.1 进气道气体流动分析

图 4 表示经过进气门处的进气流量。并将气门进气区域分为如图 3 所示的四个扇区，四个扇区进气量相对比例如表 1 所示。从图 4 中可以看到，当气门刚开启时，由于缸内压力大于气道压力，缸内气体流到气道内，因此进气质量流率为负值。活塞经过上止点后开始下行，缸内压力迅速降低，气门升程逐渐增大，进气质量流率也转变为正值并迅速增大。在进气上止点后约 15°CA（15°CA ATDC），可以看到进气质量流率出现了下降，原因主要在于，尽管此时活塞仍在下行，但由于之前进气质量流率增大较快，气体迅速流入缸内，使气道与缸内的压差减小，导致进气质量流率下降。随着活塞继续下行和气门升程继续增大，进气门处的进气流量又开始增大了。从两种转速的比较中还可以看到，低转速时 15°CA ATDC 时进气流量的下降情况要高于高转速时，这主要是因为高转速时在 15°CA ATDC 之前的进气过程的时间相对较短，这个过程流入到气缸内气体的量也较小，因此在 15°CA ATDC 时高转速时气道与缸内的压差要大于低转速时。另外还可以看到，扇区一和扇区四的进气流量偏低，这两个区域进气流量波动较大，因此也存在较大的进气阻力，而且低转速下进气流量波动情况要大于高转速。

表 1 各扇区进气量比例

	扇区一	扇区二	扇区三	扇区四
非增压 100%负荷 1700r/min	21.28%	28.44%	35.16%	15.12%
非增压 100%负荷 2300r/min	21.44%	28.59%	34.82%	15.15%
非增压 50%负荷 2300r/min	21.30%	28.70%	34.92%	15.08%
增压 100%负荷 2300r/min	21.59%	28.76%	34.58%	15.07%

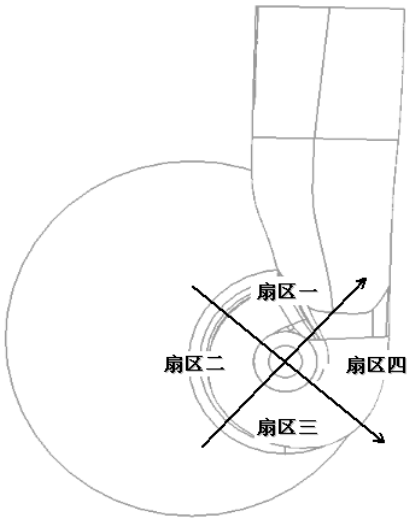
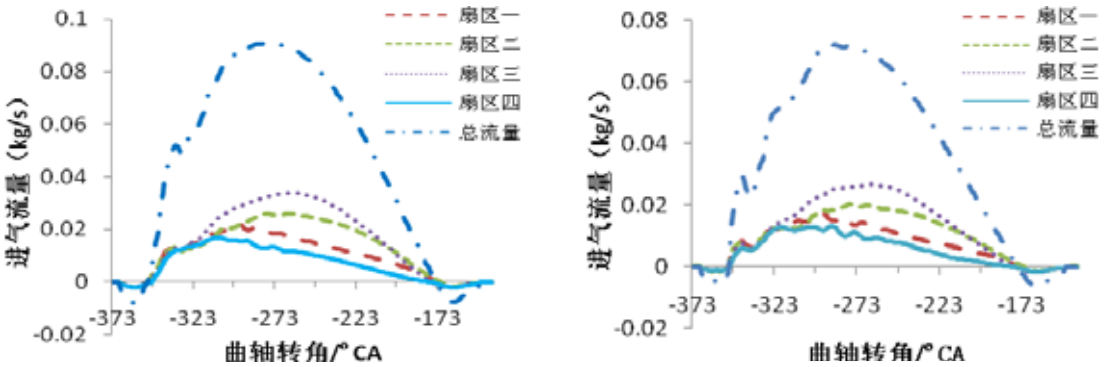


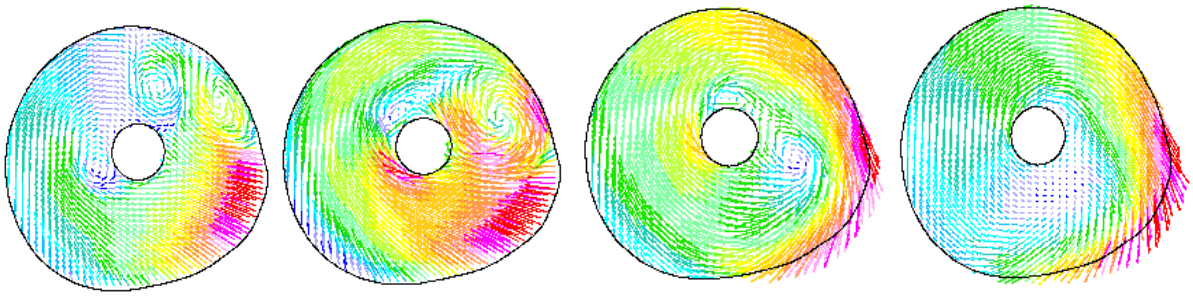
图 3 进气门扇区分布



（a）2300r/min　　（b）1700r/min

图 4 非增压条件下 100%负荷时进气门处进气流量

在进气过程中，大部分气体将经过螺旋气道的涡壳，产生一定强度的旋转后进入到气缸内，同时也有一股切向气流未经过螺旋段的涡壳而沿着气门锥面流入到气缸内。图 5 表示了距缸盖底面以上 25mm 处进气道内截面流场在进气过程中的变化情况。从图中可以看到，在进气初期，由于气门升程较小，节流作用比较突出，流经螺旋段的气体阻力较大，流速较小，而未流经螺旋段的切向气流流速大，对流经螺旋段的气体造成冲击，使得两股气流在螺旋进气道中交汇，形成了两股漩涡，而且交汇的区域主要集中在扇区一内。随着气门升程逐渐增大，流经螺旋段的气体的流速迅速增加，原先的两股较小涡旋结合成了大涡旋，而在进气末期，气道内流通阻力增大，未经螺旋段的切向气流流速下降较快，使得这股涡旋逐渐向非螺旋段一侧偏移。在气道的螺旋段一侧，旋转的气流会在靠近气门杆附近位置形成一个小漩涡，这个小涡旋也会逐渐向螺旋段内偏移。在整个进气过程中，小漩涡与大漩涡所持续的时间较长，会增大进气气流的能量损失。图 6 为最大气门升程时过进气门中心线的速度及压力分布截面图。从图中可以看出，在气道弯曲段的下方气体流速较低，这是因为未流经螺旋段的气体首先与螺旋段气体交汇，产生涡旋，降低了自身的流速，接着当这部分气体沿气道弯曲段向下运动时将会受到气门杆以及气门盘的阻碍，使其流速降低，在这段区域存在一个低压区，因此在这段区域里气体的流通能力较差。可以对这块区域的气道进行改进，降低涡旋对进气的影响，提高进气流量。



-325°CA　　-255 °CA　　-185 °CA　　-175 °CA

图 5　Z=25mm 处进气道横截面流场的变化（非增压 100%负荷 2300r/min）

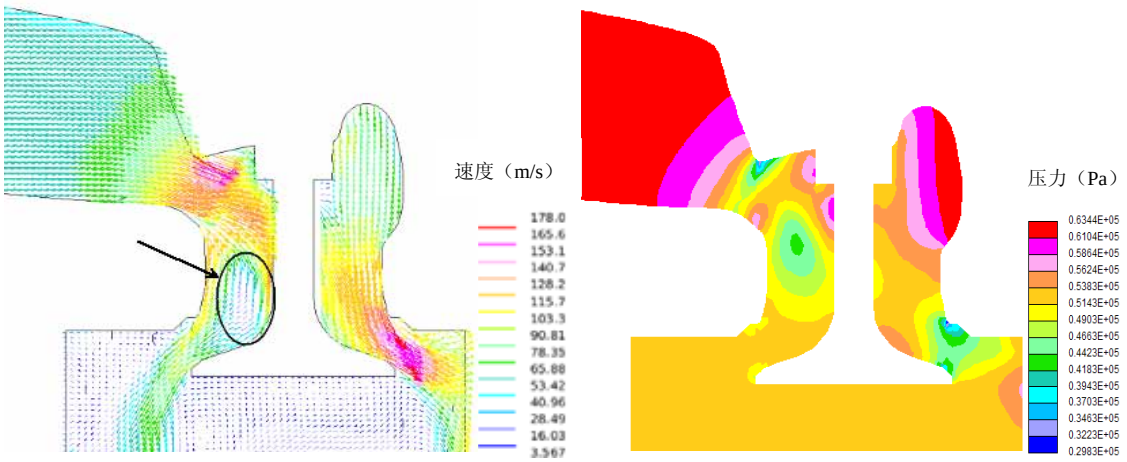


图 6 最大气门升程时进气道速度场及压力场（非增压 100%负荷）

3.2 缸内气体流动分析

发动机进气和压缩过程缸内气体的运动是多变且复杂的，通常可以利用进气涡流和滚流以及压缩挤流从宏观上去描述缸内气体的运动状况。涡流的产生主要是由于伴随着一定角动量空气在进入气缸后与气缸壁和活塞相互作用，从而形成了一种绕气缸轴心旋转的涡旋运动。而滚流的产生与涡流相似，所不同的是滚流是绕气缸轴线垂直方向旋转的气体运动。对于采用螺旋进气道的发动机而言，缸内气流运动主要以涡流的形式存在。涡流强度的大小可以用涡流比表示，它可以定义为气体绕气缸轴心旋转的角速度与发动机旋转速度之比。利用 STAR-CD 计算结果，可以通过下列公式得到涡流比：

$$R_S = \frac{\sum_{i=1}^{n} \rho_i v_i [(x_i - x_0) v_i - (y_i - y_0) u_i]}{\frac{2\pi N}{60} \sum_{i=1}^{n} \rho_i v_i [(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2]}$$

其中，气缸内每个网格单元中心的坐标定义为（x_i，y_i，z_i），每个网格单元各个方向的速度为（u_i，v_i，w_i），而气缸中心轴通过点（x_0，y_0）。N 为发动机转速。

图 7 表示缸内涡流比在进气及压缩过程中的变化情况。从图 7 中可以看出，大约在进气过程中期涡流比将达到一个峰值，随后涡流比才开始逐渐下降，这是因为气流快速流入到缸内，气体之间的摩擦、气体与气缸壁的摩擦和湍流的耗散使涡流的角动量不断衰减，从而降低了涡流强度。在压缩过程末期，涡流比又会突然增大，这是因为在此阶段，气体被挤进活塞燃烧室凹坑中，旋转气流的切向速度明显上升，使得这部分的涡流强度得到进一步的加强。而涡流比基本上随转速的升高而升高，而负荷的变化对涡流比的影响甚小。在同一转速同一负荷的情况下，当采用增压时，缸内涡流比也会相应增大。

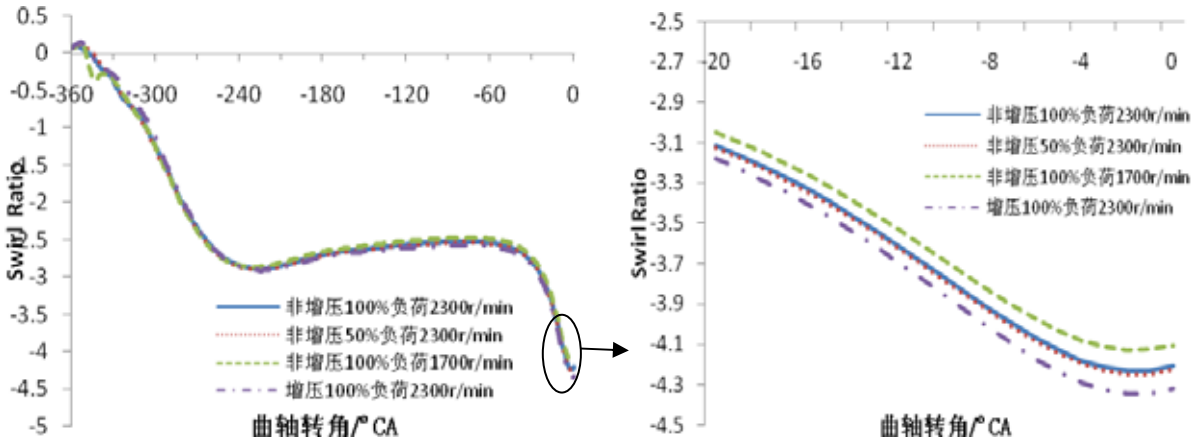


图 7 缸内涡流比的变化(负号表示涡流方向)

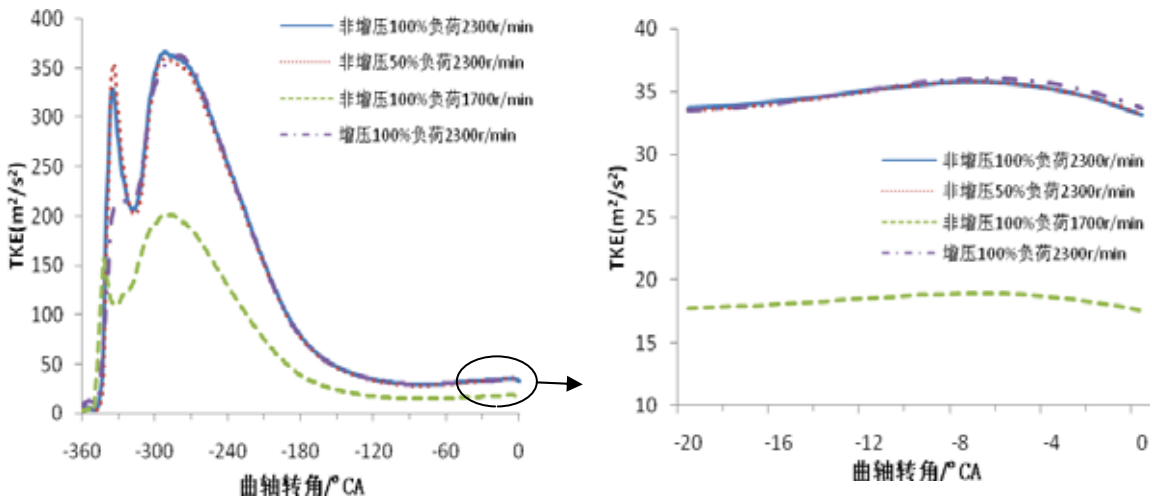
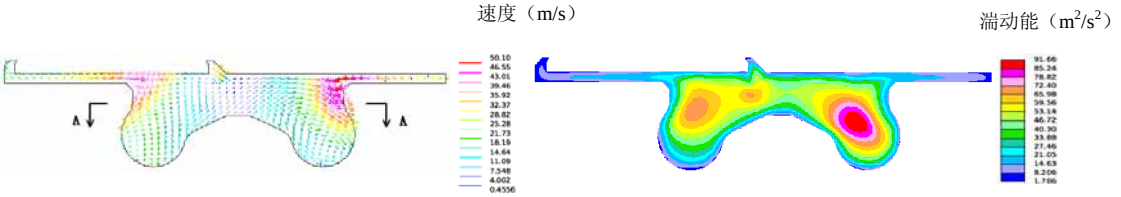
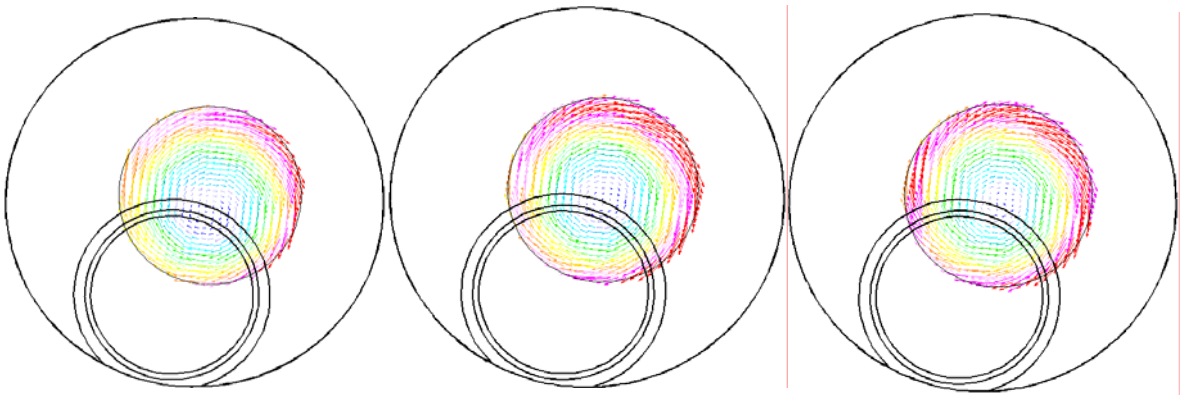


图 8 缸内平均湍动能的变化



（a）BTDC10 °CA 缸内流场及湍动能场



-30° CA　　-20° CA　　-10° CA

（b）A-A 截面流场变化

图 9 流场及湍动能分布（非增压 100%负荷 2300r/min）

图 8 表示的是缸内湍动能随曲轴转角的变化。从图 8 中可以看到，进气过程中缸内平均湍动能存在两个峰值，到了进气后期，缸内平均湍动能将会逐渐下降，直至压缩过程末期，由于在燃烧室缩口处会产生径向挤流，活塞上方的气体被压入到燃烧室凹坑内，并在凸台的导流作用下，形成较大的涡流，才使得缸内湍动能增加。另外还可以看到，燃烧室凹坑内，靠近进气门一侧的涡流强度要大于排气门一侧，如图 9（a）所示。这主要是因为，由于燃烧室偏心布置，燃烧室内的涡流中心偏离于燃烧室中心；在压缩过程末期，燃烧室内涡流中心偏向于进气门一侧，并逐渐向燃烧室中心靠近，致使进气门一侧的气流运动速度较低，因此压缩末期进气门一侧燃烧室内产生的涡流的强度

也偏低（如图 9（b）所示）。对非道路柴油机而言，由于喷油压力相对较低，缸内气流运动对油/气混合影响比较大，涡流强度在燃烧室内分布不均将导致多孔喷嘴各个油束的贯穿度、喷雾锥角、雾化状况均有比较明显的差别，进而也会影响到燃烧过程。此外，转速对缸内平均湍动能的影响较大，转速越高，缸内平均湍动能越大，并且转速越高，挤流速度越大，凹坑内产生的涡流强度也较大，压缩过程末期湍动能上升的程度也较大。而负荷与进气增压对缸内平均湍动能的影响甚小。

5 结论

（1）将进气门进气区域划分为四个扇区，能了解到各个扇区的进气流量变化情况，进而能更好地分析进气道的进气特性。在扇区一内，螺旋段气流与非螺旋段气流将产生交汇的涡旋，应适当减小此段区域，降低涡旋对进气的影响。

（2）进气过程中产生的涡流在整个压缩过程都存在并逐渐衰减，直至压缩行程末期，缸内涡流比又有很大程度的上升。由于燃烧室以及涡流偏心的作用，压缩行程末期燃烧室内靠近进气门一侧所产生的纵向涡流的强度要小于排气门一侧。

（3）转速、负荷等都会对缸内气体运动情况带来影响。而转速对于气流运动的影响较大。转速越高，压缩终了时缸内涡流比越大，缸内平均湍动能也越大。采用增压时涡流比提高，但是其对缸内平均湍动能的影响较小。

6 参考文献

[1] G J Micklow，W-D Gong. Intake and in-cylinder flow field modeling of a four-valve diesel engine. Proc. IMechE Vol. 221 Part D: J. Automobile Engineering, 2007：1425～1440

[2] J N Kim, H Y Kim, S S Yoon, S D SA. Effect of intake valve swirl on fuel-gas mixing and subsequent combustion in a cai engine. International Journal of Automotive Technology ,Vol. 9, No. 6, 2008:649～657

[3] 罗马吉，于佳.柴油机配气正时的数值模拟研究.装备制造技术，2008，8：13～15

[4] 吕继组，白敏丽.6110 柴油机进气过程流动的多维瞬态数值模拟研究.工程热物理学报，2006，27（2）：241～243

[5] 周海磊，李人宪.柴油机进排气过程的三维数值模拟.内燃机车，2008，6：13～15