

基于 CFD 数值分析改进增压汽油机燃烧系统性能

Performance Improvement for Turbocharged Gasoline Engine Based on CFD Analysis

张小矛^{1,2}, 高卫民^{1,2}, 陈明¹, 平银生¹, 张万平¹, 邬文睿¹, 丁宁²

(1.上海汽车集团股份有限公司乘用车公司技术中心, 上海 201804;

2.同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘 要：对某增压汽油机原气道进行了改进，应用 Star-CCM 软件进行了稳态 CFD 数值分析，结果表明，改进的进气道较原进气道流量系数降低了 15% 左右，滚流比提高了 61% 左右。改进的排气道流量系数较原排气道提高了 3% 左右。应用 Star-CCM 对该机改进前、后燃烧系统的进气和压缩两冲程缸内流场进行了瞬态 CFD 分析，结果表明，改进燃烧系统在缸内能形成更规则的大尺度漩涡，而且在缸内的瞬态滚流比较原燃烧系统更高，改进燃烧系统的湍动能 TKE 高于原燃烧系统。进气道流量系数对增压发动机充气效率影响较小。最后试验表明，改进燃烧系统最大扭矩转速较原燃烧系统 2500r/min 提前到 1800r/min，较大幅度的提高了发动机的低速瞬态响应性。

关键词：缸内直喷汽油机、增压、滚流比、油气混合

Abstract: Steady state CFD analysis of baseline ports and improved ports has been carried out for a gasoline turbocharger engine. The simulation result shows that flow coefficient of improved intake port decreases 15%, but the tumble ratio increases 61% in comparison with baseline intake port, flow coefficient of improved exhaust port increases 3% in comparison with baseline exhaust port. In-cylinder transient CFD analysis of the baseline and improved combustion system during intake stroke and compress stroke was carried out. The analysis shows that the improved combustion system can generate more regular large-scale eddy than that of baseline. The transient tumble ratio and the turbulent kinetic energy of improved combustion system are higher than that of baseline. The effect of flow coefficient of the port on volumetric efficiency of the turbocharged engine is very small. The maximum torque occurs from 2500r/min to 1800r/min, which improve the transient response of the engine at low engine speed.

Key words: Turbocharged engine, Combustion system, In-cylinder flow, CFD analysis

1 前言

目前，为了降低汽车 CO₂ 排放，各大汽车厂商开发小排量增压汽油机已经成为发展趋势。研究表明，与自然吸气汽油机相比，相同功率的涡轮增压汽油机可以缩小排量约 30%，改善燃油经济性 8%~10% 左右，同时改善扭矩和加速性能。在相同车辆上，对于相同的功率和性能来说，小排量的涡轮增压汽油机可省油 18%^[1~2]。而且，一种小排量增压汽油机可覆盖 4~5 种自然吸气汽油机的功率范围，这样可以减少发动机生产线，大幅度降低成本。当然，与同功率的自然吸气汽油机相比，

由于涡轮增压器惯性引起的瞬态响应滞后, 增压汽油机的低速扭矩不足, 但可以通过一些措施来加以改善, 比如采用可变几何截面涡轮增压器, 采用双进口涡轮涡壳, 优化放气阀控制等。总之, 用小排量增压汽油机已成为汽车发展的一大趋势。

对于增压汽油机, 由于依靠压气机压缩空气进入气缸, 中高速充气效率都较高, 因此中速扭矩和高速功率一般都能达到设计目标, 但低速扭矩不一定能达到设计目标满足客户需求。燃烧系统直接影响到发动机的动力性, 经济性和排放性。设计良好的燃烧系统有利于提升低速扭矩, 增加车辆瞬态响应, 降低部分负荷油耗^[3~4]。本文借助稳态和缸内瞬态 CFD 分析, 对某气道燃油喷射 (PFI) 涡轮增压汽油机的燃烧系统进行了分析和改进, 并在试验台架上进行了整机外特性能验证。

2 原燃烧系统

研究的 PFI 增压汽油机排量为 1.8L, 压缩比 9.2。该机功率为 118kW, 扭矩为 215N.m, 在同类机中处于中上水平。但该机低速扭矩性能一般, 最大扭矩在 2500r/min 以上才达到, 涡轮增压器较晚介入工作。这样对整车的油耗和提速不利, 需要提升。

原机的燃烧系统如图 1 所示, 包括进、排气道, 燃烧室和进、排气门。该燃烧系统采用结构紧凑的蓬形燃烧室, 火花塞布置在中央, 有利于缩短火焰传播距离。蓬形燃烧室具有双行倾斜排列的气门, 容许布置较大直径的进排气门, 因此具有较好的充气性能。

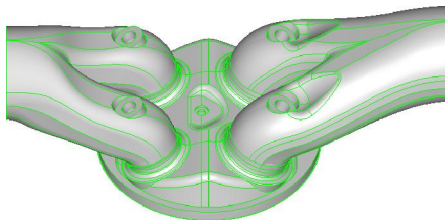


图 1 燃烧系统模型

3 气道稳态 CFD 分析

进气道稳态 CFD 采用 Star-CCM+ 软件分析, 分析的几何模型一般包括进气道、进气门、进气门座、燃烧室顶部、2.5 倍缸径的模拟缸套和进口稳压腔。进气道三维稳态模拟分析流动控制方程有连续性方程, 动量守恒方程, 能量守恒方程和气体状态方程。湍流模型采用高雷诺数 $k-\varepsilon$ 模型; 离散方程组的压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法; 空间网格采用中心差分格式; 固定壁面边界采用绝热无滑移, 壁温 300K; 在近壁区, 为了避免在近壁区使用过细的计算网格, 减少计算时间, 采用壁面函数对边界层进行处理。与气道稳态试验台类似, 进出口采用定压差方法, 压差设定为 3.43kPa。

3.1 稳态 CFD 进气道数值评价方法

对于气道评价方法, 国际上普遍采用 Ricardo, FEV, AVL 和 SwRI 等方法进行评价, 国内普遍用的较多的是 Ricardo 和 AVL 方法, 但目前 FEV 方法也逐渐被采用。Ricardo 和 AVL 方法计算某一气门升程下气道的流量系数是以气门座的最小内径为参考直径, 因此这两种方法更多的是对气道本身进行评价, 而 FEV 方法的流量系数计算是以缸径为参考直径, 因此这种方法更多的评价是偏向于气道与发动机的匹配的合适程度, 在某种意义上来说, 该方法对整机性能开发来说更重要。结合上述评价方法, 本文研究的气道在最大气门升程下(或在气门升程为 0.3 倍的气门座最小内径下)进行评价, 流量系数计算以缸径为参考直径, 滚流比在 0.5 倍的缸径上进行计算, 计算方法可参考文

献[5]。

3.2 原进气道和改进进气道稳态 CFD分析

进气道对组织气流进入燃烧室至关重要。适度的流量系数和滚流比对缸内进气流场影响非常明显，进而影响后期的燃烧性能。气道稳流吹风试验结果表明，原机进气道流量系数较为合理，但滚流比较同类机低 50%左右，明显偏低。进气道滚流比影响火焰传播速度和燃烧速率，对燃烧的稳定性的也会产生影响。较低的滚流比气道不利于燃烧效率和稳定性，也容易发生爆震倾向[3~4]。因此需要提高该进气道滚流比。为了提高原进气道滚流比，对原进气道进行了修改。如图 2 所示。改进方案在原气道的基础上，保持了进气口的形状和位置不变，对气道的几何形状进行了大幅度的修改。同时对气门座圈的组合机加工型线进行了修改。

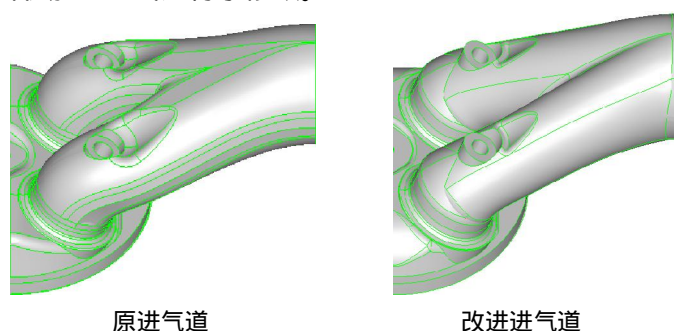


图 2 原进气道与改进进气道几何模型对比

图 3 为原进气道及改进方案气道在 0.3 倍的气门座最小内径的气门升程下的 CFD 分析的速度流场分布。从图中可以看出，原进气道通过气门上方的气流略大于气门下方的气流，而改进方案通过气门上方的气流明显多于通过气门下方的气流，这样有利于在缸内形成滚流。分析结果表明，改进方案气道的流量系数比原进气道下降了 15%左右，但滚流比提高 61%左右。流量系数和滚流比大体上是对矛盾的关系。

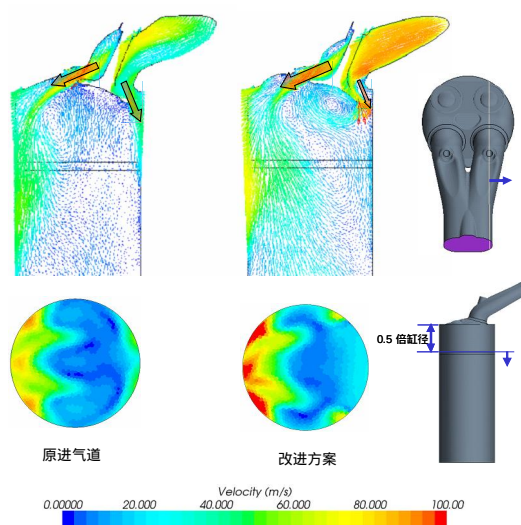


图 3 原进气道及改进方案气道 CFD 分析

3.3 原排气道和改进排气道稳态 CFD分析

排气道流动阻力小有利于废气更顺畅的排出燃烧室，减小泵气损失，进而改善油耗。减小原机

排气道的流动阻力就是要提高其流量系数。改进排气道形状比原排气道更顺畅。CFD 分析结果表明,改进后排气道在气门升程与气门座最小内径之比为 0.35 下的流量系数提高 3%左右。排气门形状对排气道流动阻力也会产生影响。该机的原排气门背部圆角仅为 R6mm,偏小,因此加大该圆角到 R10mm。

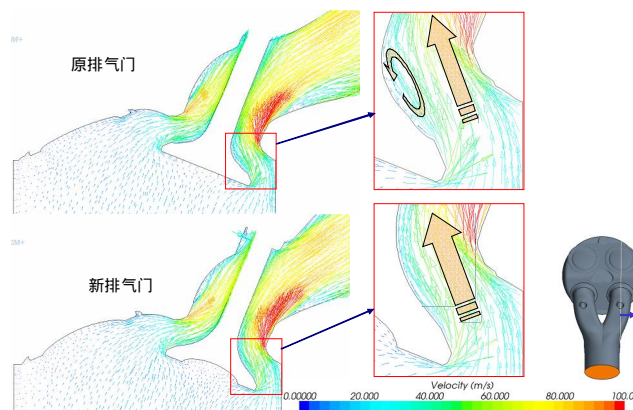


图 4 原排气道与改进排气道 CFD 分析

改进后的排气门 CFD 分析如图 4 所示,由于原排气门背部圆角由于较小,导致在排气的过程中,气流在圆角处发生了分离,产生漩涡,这样增加了阻力,而且高温气流长时间停滞在该处容易使排气门温度上升,产生过热,增加排气门的热负荷。优化排气门背部圆角后,气流很顺畅的排出缸外。改进排气道配合 R10mm 排气门的流量系数提高 5%左右。

4 缸内瞬态 CFD 分析

综合改进进气道、排气道和排气门,形成了改进燃烧系统方案。原燃烧系统和改进燃烧系统对比如图 5 所示。对原燃烧系统和改进燃烧系统进行了缸内瞬态 CFD 分析。本文计算进气和压缩两个冲程,工况为 1500r/min 全负荷,进、排气道出入口采用压力和温度边界,边界条件来自一维模型。

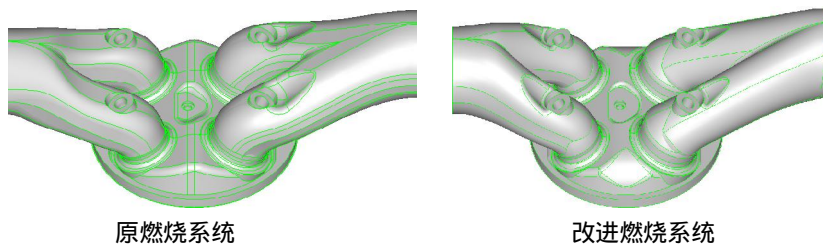


图 5 原燃烧系统与改进燃烧系统几何模型对比

图 6 给出了燃烧系统改进前后不同时刻的速度场分布。从图中可以看出,在 480°CA , 进气门处于最大升程,改进燃烧系统通过气门上方进入在缸内的气流明显多于通过气门下方的气流,而原燃烧系统气门上、下方的气流基本相等,这样改进燃烧系统的瞬态滚流比高于原燃烧系统。在 590°CA 进气门关闭时,改进燃烧系统在缸内中心形成一明显漩涡,这种趋势一直保持到活塞快接近上止点。如图 7 所示,由于改进燃烧系统在缸内形成更为规则的大尺度的漩涡,改进燃烧系统在缸内的瞬态滚流比更高,在 460°CA 时,该原燃烧系统滚流比为 0.414,改进后的滚流比为 1.12,提升较大。如图 8 所示,在 480°CA 时,由于改进燃烧系统滚流比高,其湍动能强度空间分布更强烈且范围广,这有利于火焰传播更快。在 710°CA 时,此时接近点火时刻,在火花塞周围的湍动能改进燃烧系统明显高于原燃烧系统。如图 9 所示,在 710°CA 时,原燃烧系统的湍动能 (turbulence kinetic energy, TKE) 为 $9.09\text{m}^2/\text{s}^2$,而改进后的 TKE 为 $24.76\text{m}^2/\text{s}^2$,这有利于点火成功。因此,改进燃烧系统有利于提高火焰传播速度,加快燃烧速率。

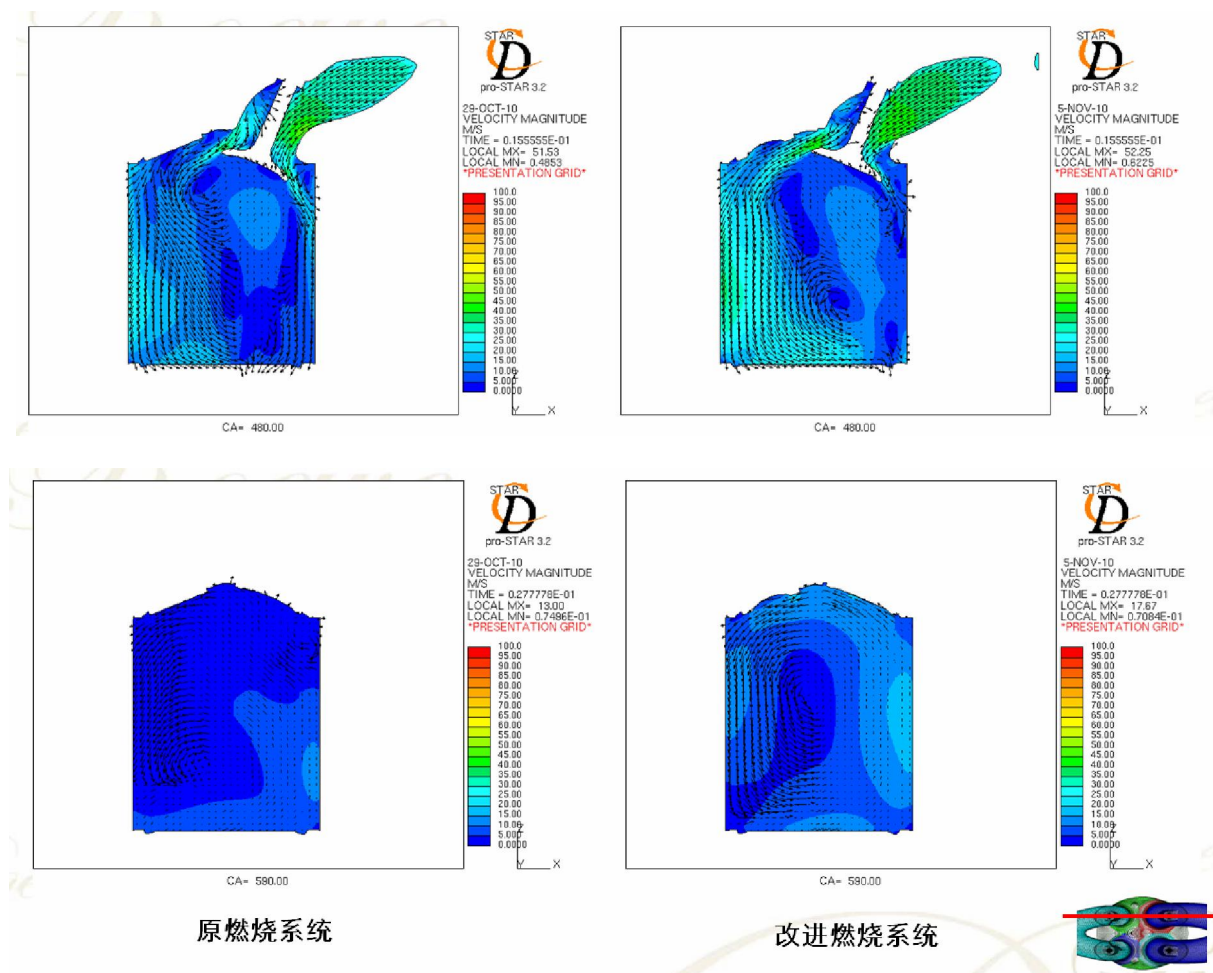


图 6 速度场分布比较

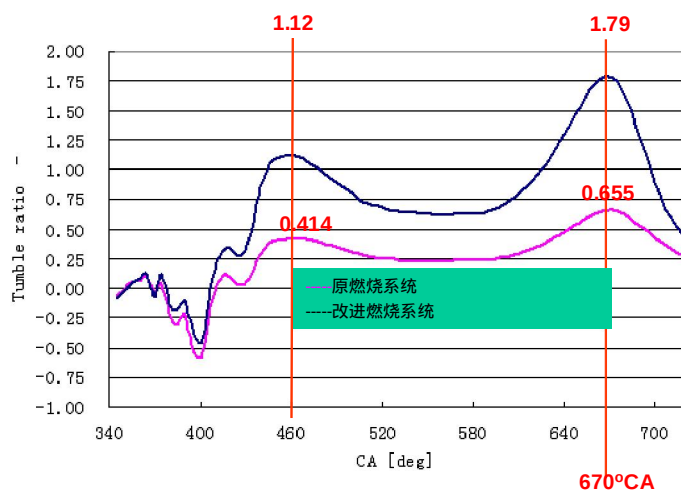


图 7 滚流比比较

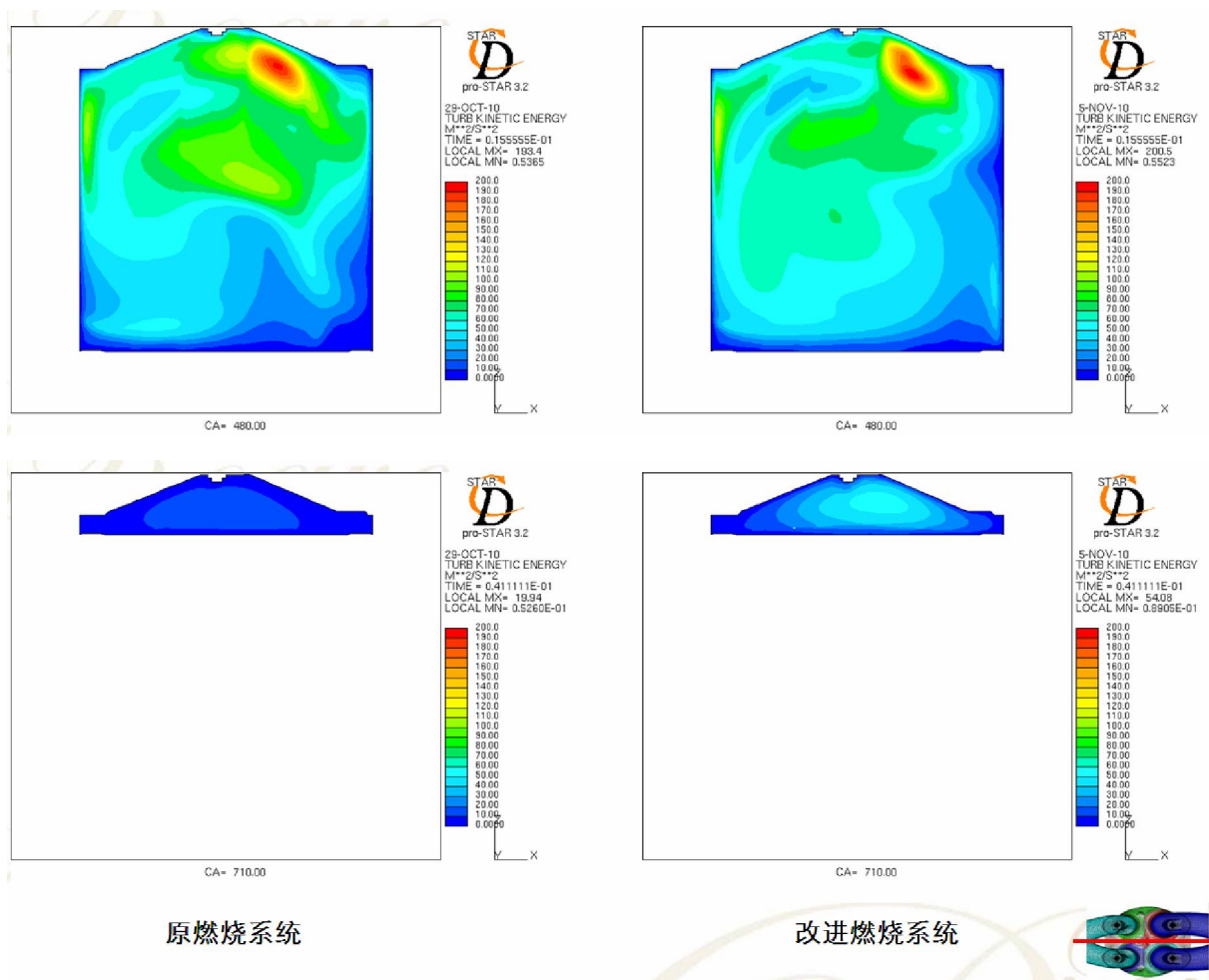


图 8 480°CA和 710°CA的湍动能分布比较

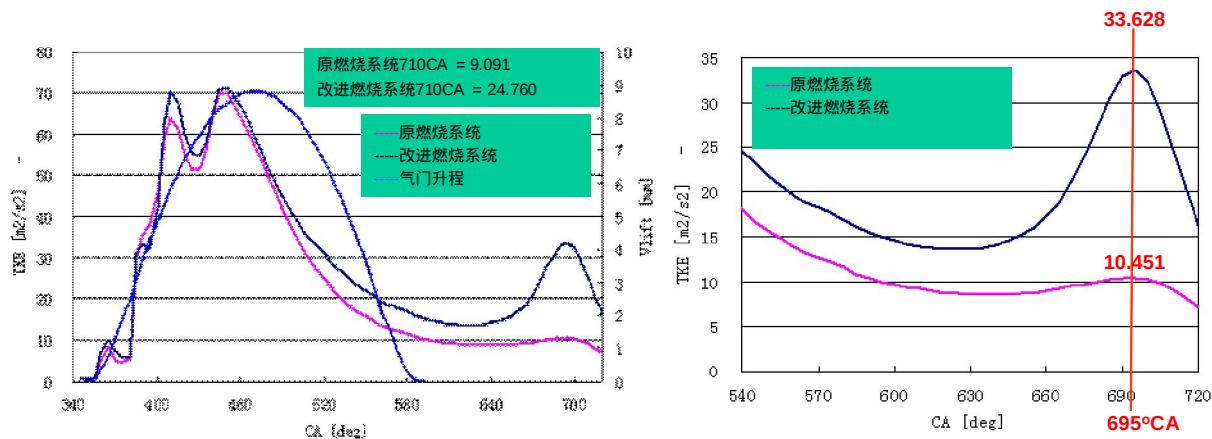


图 9 湍动能对比

由于增压，进气道进口压力大于环境压力，气流靠压气机压缩进入缸内，虽然两气道的流量系数差 15%，但进气量差别却不明显，如图 10 所示，在 1500rpm 全负荷工况下均为 600mg 左右。因此，对于增压发动机，进气道流量系数对充气效率影响较小。

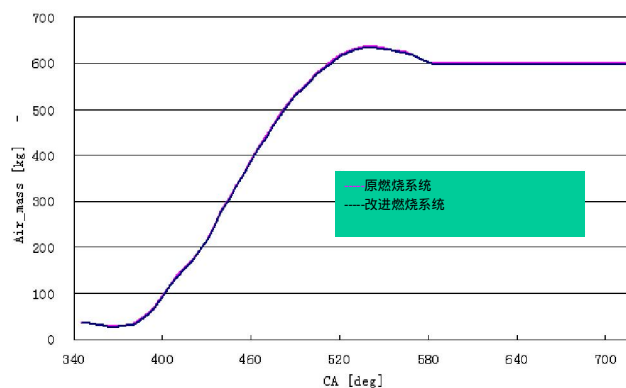


图 10 进气量比较

5 性能试验

对原燃烧系统与改进燃烧系统进行了性能试验，两种试验的进、排气系统等硬件均相同。在外特性的试验过程中，控制两种试验的空燃比和排气温度基本一致，调整点火提前角到最大扭矩，如图 11 所示，原燃烧系统在 2500r/min 才达到最大扭矩，而改进燃烧系统在 1800r/min 已达到最大扭矩，低速扭矩较原燃烧系统提高了 10%左右，提升较明显。改进燃烧系统提高了发动机的低速瞬态响应。

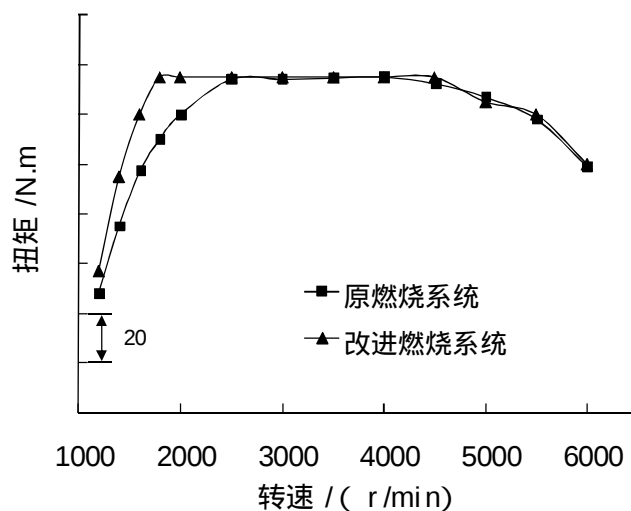


图 11 外特性扭矩对比

6 结论

(1) 稳态 CFD 数值分析表明，改进的进气道较原进气道流量系数降低了 15%左右，滚流比提高了 61%左右。改进的排气道配合新的排气门流量系数较原排气道提高了 5%左右。

(2) 缸内瞬态 CFD 分析表明，改进燃烧系统的进气流在缸内形成更规则的大尺度漩涡，在缸内的瞬态滚流比原燃烧系统更高，缸内湍动能 TKE 也更高。对于增压发动机，由于进气道进口压力大于环境压力，气流靠压气机压缩进入缸内，虽然两气道的流量系数差别较大，但进气量差别不大，进气道流量系数对增压发动机充气效率影响较小。

(3) 改进燃烧系统最大扭矩较的转速由原燃烧系统 2500r/min 提前到 1800r/min，较大幅度的提高了发动机的低速瞬态响应性。

7 参考文献

- [1] Petitjean D, Bernardini L, Middelmass C, et al. 改善汽油机燃油经济性的先进涡轮增压技术 [J]. 国外内燃机, 2006, 3: 56~62.
- [2] Lake T, Stokes J, Murphy R, et al. Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines[C]. SAE Paper 2004-01-0036, 2004.
- [3] Alex C. Alkidas. Combustion advancements in gasoline engines[J]. Energy Conversion and Management 48 (2007) 2751-2761.
- [4] Kutlar O A, Arslan H, Calik A T. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load[J]. Energy Conversion and Management 46 (2005) 3202-3220.
- [5] Chen M, Zhang W P, Zhang X M, et al. In-cylinder CFD Simulation of a New 2.0L Turbo Charged GDI Engine[C]. SAE Paper 2011-01-0826, 2011.