

缸内直喷汽油机的喷雾模拟

陈海娥 宫艳峰 李伟 李康 刘金玉 史艳彬 鞠花

一汽技术中心

摘要：由于低油耗、高动力性、较低的排放及快速的动态响应，缸内直喷汽油机占有越来越多的市场份额，本文首先简述了缸内直喷汽油机的发展，然后介绍一款直列 4 缸均质缸内直喷汽油机开发过程中进行的喷雾测量、CFD 喷雾模拟及发动机缸内喷雾优化等方面的内容。

关键词：均质缸内直喷汽油机、喷雾模拟

1. 缸内直喷汽油机的发展

为了改善汽油机的性能及减少排放，汽油机的发展经历了从化油器、气道喷射到缸内直喷的过程。更由于持续的改善燃油经济性和减少 CO₂ 排放的压力，缸内直喷汽油机占有越来越多的市场份额。第一款直喷汽油机出现在上世纪 90 年代，是日本三菱的产品[1, 2]，随后日本和欧洲都相继出现一批缸内直喷汽油机，美国缸内直喷研究的晚一些，我国只是在近几年才开始研究缸内直喷汽油机。

缸内直喷汽油机分为两大类：均质和分层。均质直喷汽油机在进气冲程喷油，空气和燃油混合时间较长，几乎所有工况的过量空气系数都在 $\lambda=1$ 或其附近，见图 1。分层直喷汽油机在压缩过程喷油，空气和燃油混合时间较短，在低转速部分负荷时缸内总体空燃比较大，为了能够顺利点火，需要控制火花塞附近有较浓的混合气，火焰由此向周围较稀的地方传播。在高转速大负荷时工作在当量空燃比附近，见图 2。

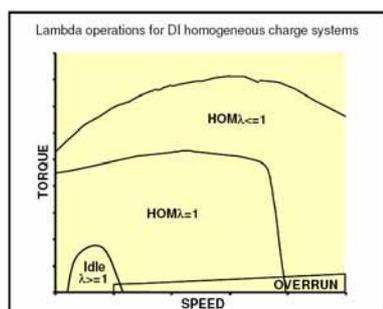


图 1 均质过量空气系数分布

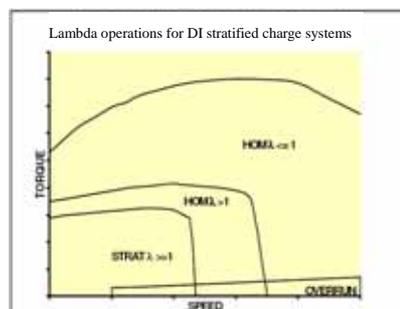


图 2 分层稀燃过量空气系数分布

对于缸内分层直喷汽油机来说，根据其引导喷雾和混合气的方式又分为壁面引导、空气引导及喷雾引导[3]。壁面引导的直喷汽油机通常其喷油器放在燃烧

室的侧面,进气道下面,要求燃烧室有一定的形状用来引导喷入的燃油流向火花塞;见图 3(a),空气引导的直喷汽油机通常其喷油器也放在燃烧室的侧面,进气道下面,但通常比壁面引导的喷油器倾斜角度小一些,主要通过进气道和燃烧室产生的气流引导喷入的燃油流向火花塞,见图 3(b);喷雾引导的直喷汽油机通常其喷油器放在燃烧室中心附近的位置,距离火花塞较近,利用喷雾自身的雾化在火花塞附近产生可燃混合气,见图 3(c)。这几种分层概念的目的都是在火花塞附近产生稳定的可燃混合气,并保证火焰能够正常传播。

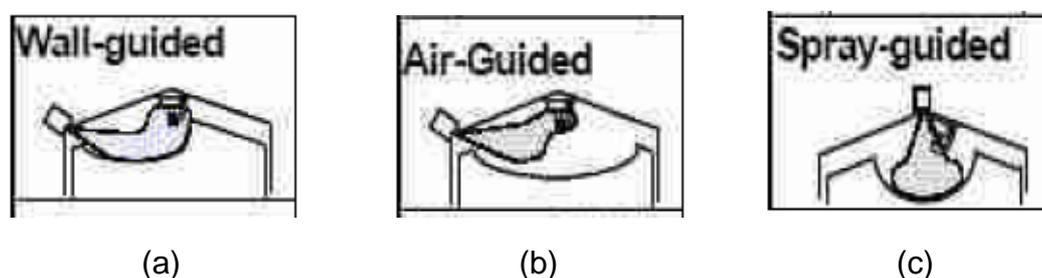


图 3 缸内分层直喷汽油机混合气引导方式

从燃油经济性来说,缸内分层直喷汽油机比当量空燃比的均质直喷汽油机的性能要好一些,但实现起来也更复杂,更由于分层时的稀燃使得 NO_x 的后处理不能使用普通的三元催化器,必须使用收集式催化器等措施,后者由于没有很大的量产,目前价格还比较昂贵。鉴于这些原因,目前更倾向于均质缸内直喷汽油机。

与缸内直喷的手段多样相对应,汽油机喷油器的种类也较多,例如有外开单孔轴针式、内开涡流式[4]、还有多孔喷油器,等等。实验证明[5]早期用得较多的涡流式喷油器其喷雾形状随背压有较大的变化,当背压增加时,不但喷雾的贯穿度有所减小,其喷雾宽度也减小很多,不利于发动机工况变化时的喷雾组织。多孔喷油器在背压增加时仅仅贯穿度有所减小,喷雾宽度基本保持不变。又由于多孔喷油器其孔的数量和布置方式有更多的变化,因而更有利于喷雾的组织。

为了更好的研究直喷汽油机缸内喷雾及混合气的形成,研究者们开拓了很多试验和分析工作,如在定容弹或光学发动机内用 PDA(Phase Doppler Anemometry)测量喷雾液滴的速度和直径;用 CCD 照相机测量喷雾的形状;用激光诱导荧光法(Laser Induced Fluorescence)测量燃油的雾化等等。由于缸内直喷汽油机喷油器的多样性及由于其发展时间不长,商业软件中目前还没有现成的缸内直喷汽油机喷雾的计算模型,用 CFD 直接模拟喷油器内的燃油流动及

喷油器出口的燃油液柱分解为大的液滴计算代价太大，现在比较多的做法是在定容弹或光学发动机内测量喷雾的特性，然后用单缸机验证发动机的性能或用 CFD 标定好模型后再计算缸内的混合及燃烧。

本文分析的缸内直喷汽油机是一款直列 4 缸 1.8 升发动机，考虑到稀燃 NOx 后处理器的费用及油品等问题，这款缸内直喷汽油机采用的是均质燃烧。选用的喷油器是多孔喷油器，在 10MP 下的静态流量大约为 $15\text{cm}^3/\text{s}$ 。在这款缸内直喷汽油机的开发过程中，我们首先在定容弹内用 PDA 测量了喷油器附近燃油液滴的直径、速度大小，同时用高速照相机记录了不同时刻的喷雾形状，然后在 CFD 模型中进行标定，CFD 模型标定时忽略燃油在喷油器内的流动，只设定喷油器出口的燃油粒径分布、速度大小等，使计算出的喷油器附近的燃油液滴的特性与定容弹内的测量数据相吻合。如此在 CFD 模型中标定好喷雾特性后，就可以放到实际的发动机上进行计算了。

下面就详细描述喷雾测量、CFD 模型中喷雾的模拟及一些实际发动机缸内的模拟结果。

2. 定容弹内的喷雾测量

为了了解喷油器的特性，首先在喷油器试验台上测量了该喷油器的喷油规律，通常要考虑高转速、大负荷及低转速、小负荷等几种工况。图 4 为测得的某一工况下的喷油规律。

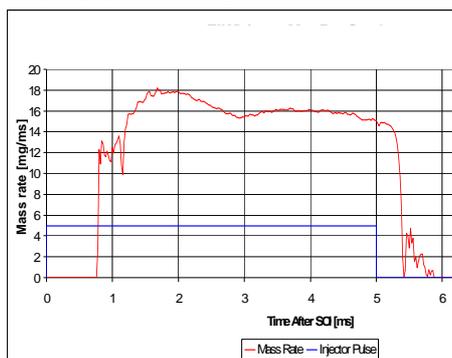


图 4 某一工况下的喷油规律

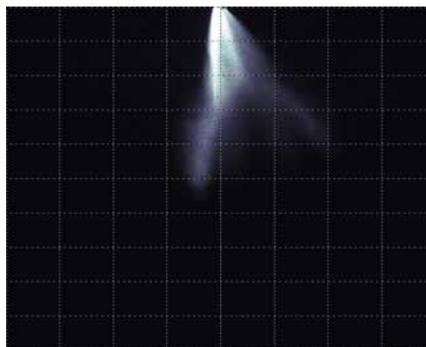


图 5 某一时刻两束油的形状

在定容弹内的测量主要有两部分内容：1. 不同时刻喷雾油束的形状；2. 喷油器附近位置的喷雾液滴直径及速度分布。前者通过高频照相得到，后者可以用激光多普勒（PDA）测量。因为喷油时间较短（低转速只有 1ms 左右），照相机的响应必须足够快。另外，对于多孔喷油器来说，为了能够测量到某一束油的形状，要用片光源进行测量。图 5 为测得的某一时刻的两束油的形状，图 6 为某

一时刻的油束粒径分布，图 7 为某一时刻的油束速度分布。

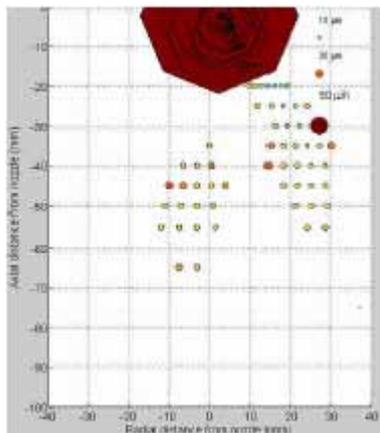


图 6 某一时刻油束粒径分布

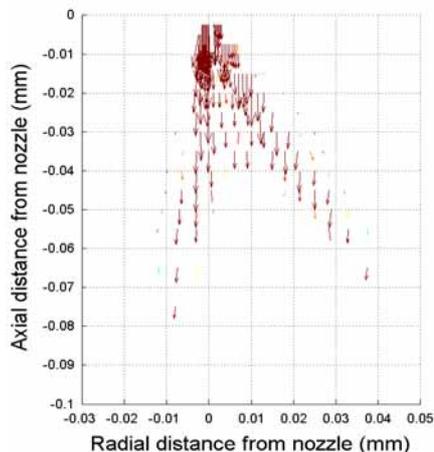


图 7 某一时刻油束速度分布

3. CFD 模型中喷雾的标定

CFD 分析使用的软件是商业软件 STAR-CD。计算中选用 K-Epsilon 紊流模型，标准壁面方程。油滴破碎模型选用 Reitz，油滴撞击壁面选用 Bai 模型。为了能与喷雾测量的实验结果进行比较，需要从 STAR-CD 的结果文件中取出燃油液滴的相关信息，并存入数据文件中，然后再根据需要进行进一步的处理。要从 CFD 的结果中取出燃油液滴的信息，有两种方法：1. 编制相关的后处理宏文件，等计算完成后执行此宏文件；2. 计算前编好相关的用户子程序 (posdat.f)，并放入 STAR-CD 的用户子程序计算目录中，则计算完成后就会自动把燃油液滴的相关信息，存入可以编辑的数据文件中。由于燃油液滴的数量很多，通常得到的这些数据文件也非常大。

喷油器实际喷出的燃油液滴数量相当巨大，CFD 模拟由于计算能力的限制，计算的燃油液滴数量比实际要少，如果不进行相关的技术处理，则 CFD 结果中会缺少某些与实验点的对应。为了有尽量多的燃油液滴的信息与实验比较，需要对喷雾油滴的结果进行复杂的后处理。这里用的是 6 孔喷油器，为了利用所有油滴的信息，处理时需要把其它 5 束油合理移动到第一束油的位置。

要准确模拟喷雾的特性，需要校核如下几点与实验一致：1. 每束油的喷雾锥角；2. 不同时刻喷雾的贯穿度或不同时刻喷雾的速度分布；3. 不同时刻喷雾液滴的直径分布。

图 8 分别为喷油后 1.0、1.25、1.5、1.75 ms 时 CFD 模拟的油束锥角、贯穿度与实测结果的比较，图 9 为 CFD 模拟的距离喷油中心 35mm 位置油滴的

SMD、AMD 与实测结果的比较。可见结果比较接近，可以用此喷雾模型模拟实际发动机的缸内过程。

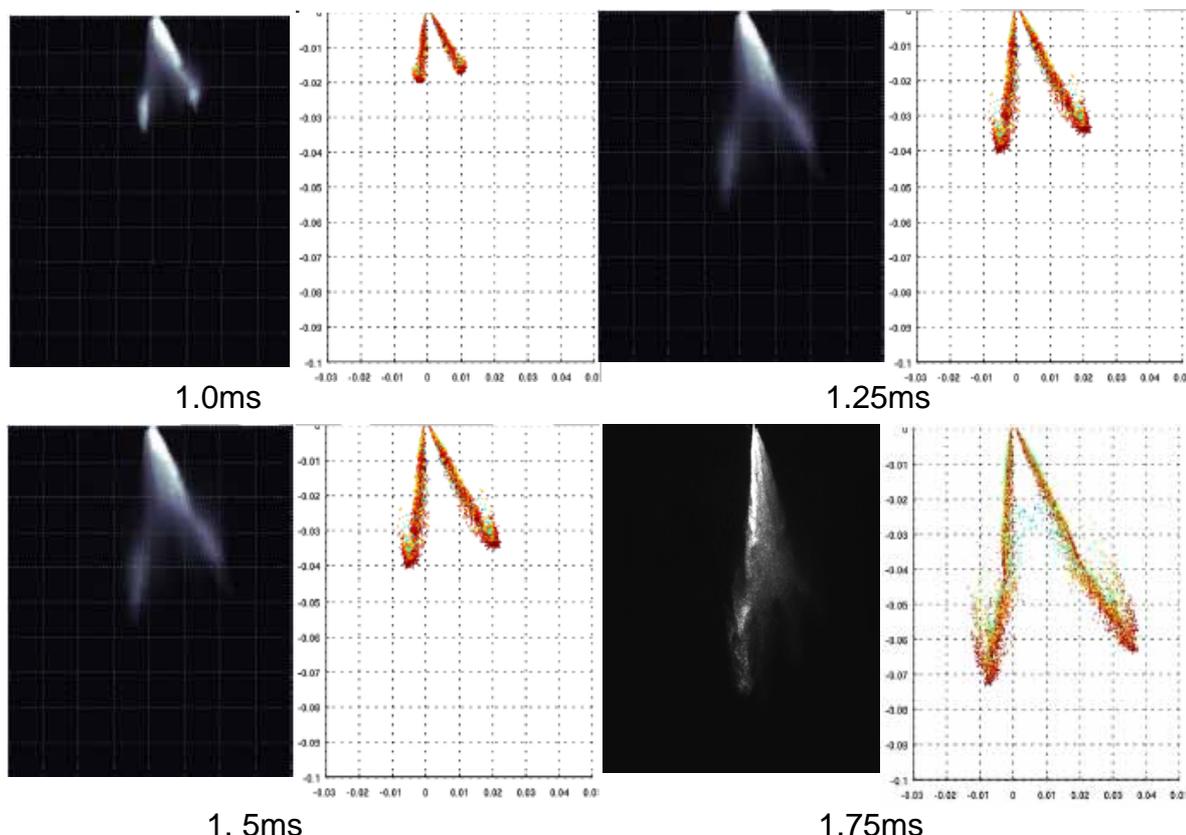


图 8 CFD 模拟的油束锥角、贯穿度与实测结果的比较

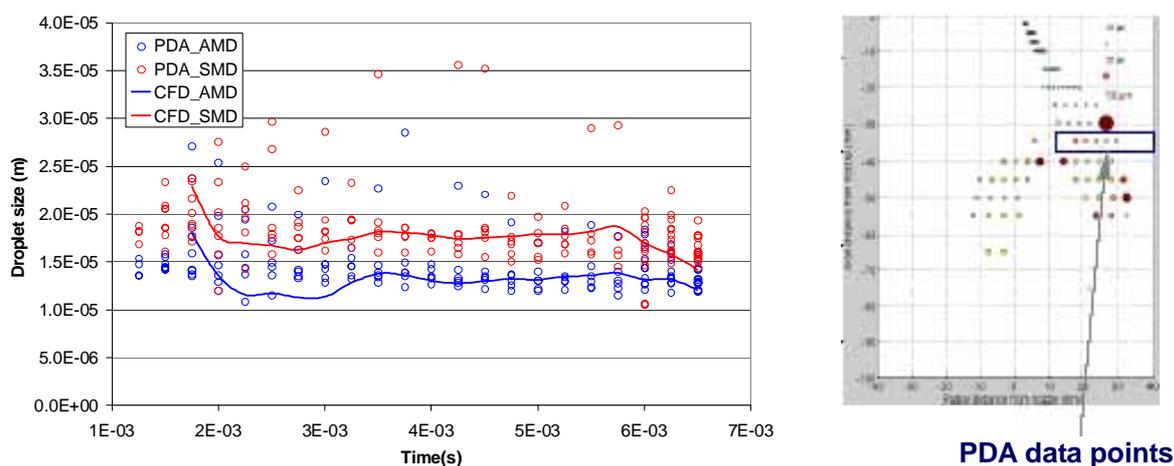


图 9 CFD 模拟的 SMD、AMD 与实测结果的比较

4. 发动机缸内的模拟结果

下面首先分析了原机缸内喷雾、混合的情况；然后考察了喷雾锥角、喷孔布置对缸内混合气均匀性的影响；最后分析了在低转速、部分负荷时加进气翻板的

作用。

4.1 原机缸内的喷雾和混合

对于均质缸内直喷来说,除怠速起车和催化器快速起燃外,其它各转速、负荷工况下缸内混合气应尽可能均匀,这样可以减少 HC 排放、减少循环间扭矩变动及提高高转速、全负荷时空气的利用率。另外,燃油湿壁会大大增加 HC 排放,应尽量避免。

这里介绍 5500r/min 全负荷及 2000r/min 2bar BMEP 两个工况下缸内的喷雾、混合情况。

5500r/min 时喷油提前角 (SOI) 为燃烧上止点前 300°CA , 喷油结束时间 (EOI) 为燃烧上止点前 189°CA , 持续期为 111°CA 。

图 10 分别为喷油后 10°CA (对应 430°CA)、 60°CA (对应 480°CA)、喷油结束后 10°CA (对应 540°CA) 及点火时刻 (对应 690°CA) 缸内空燃比分布及油束液滴的分布情况 (沿进排气道中心的切面)。图 11 为对应时刻缸内流

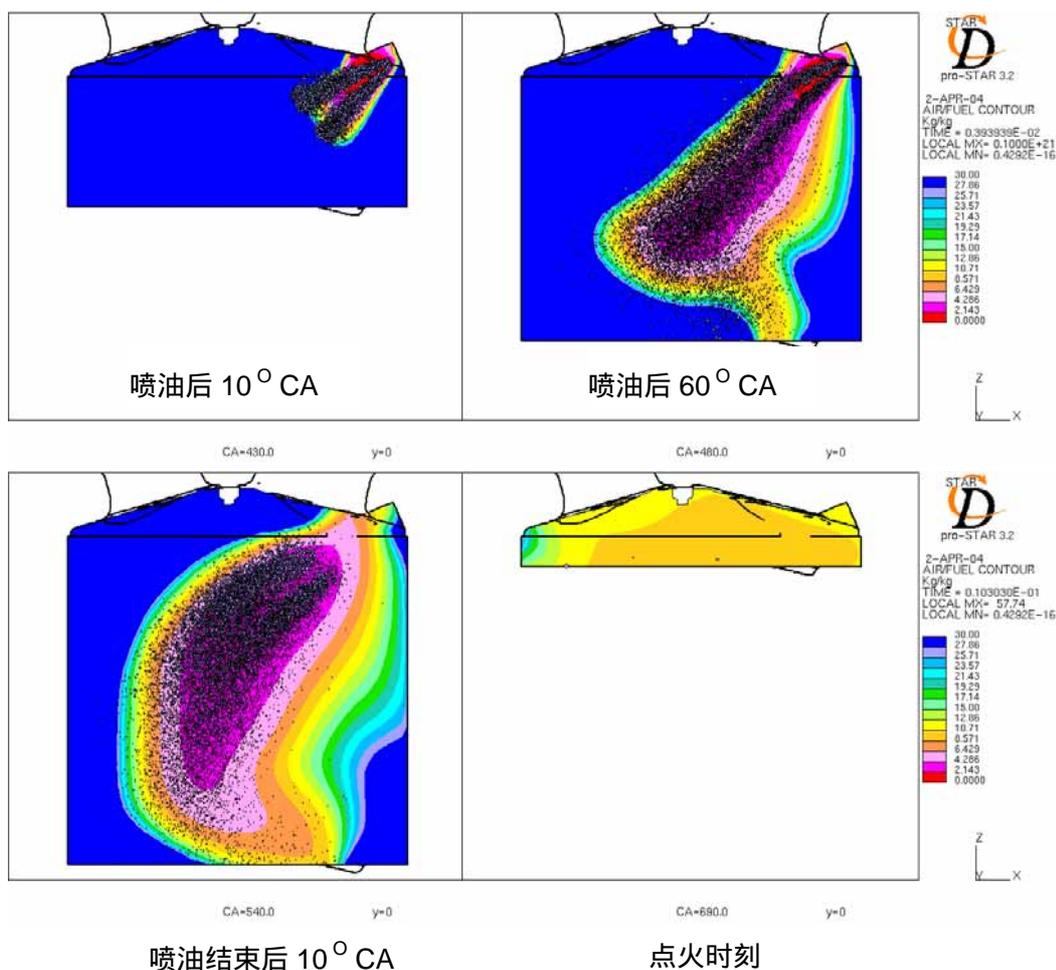


图 10 5500r/min 全负荷时缸内空燃比分布

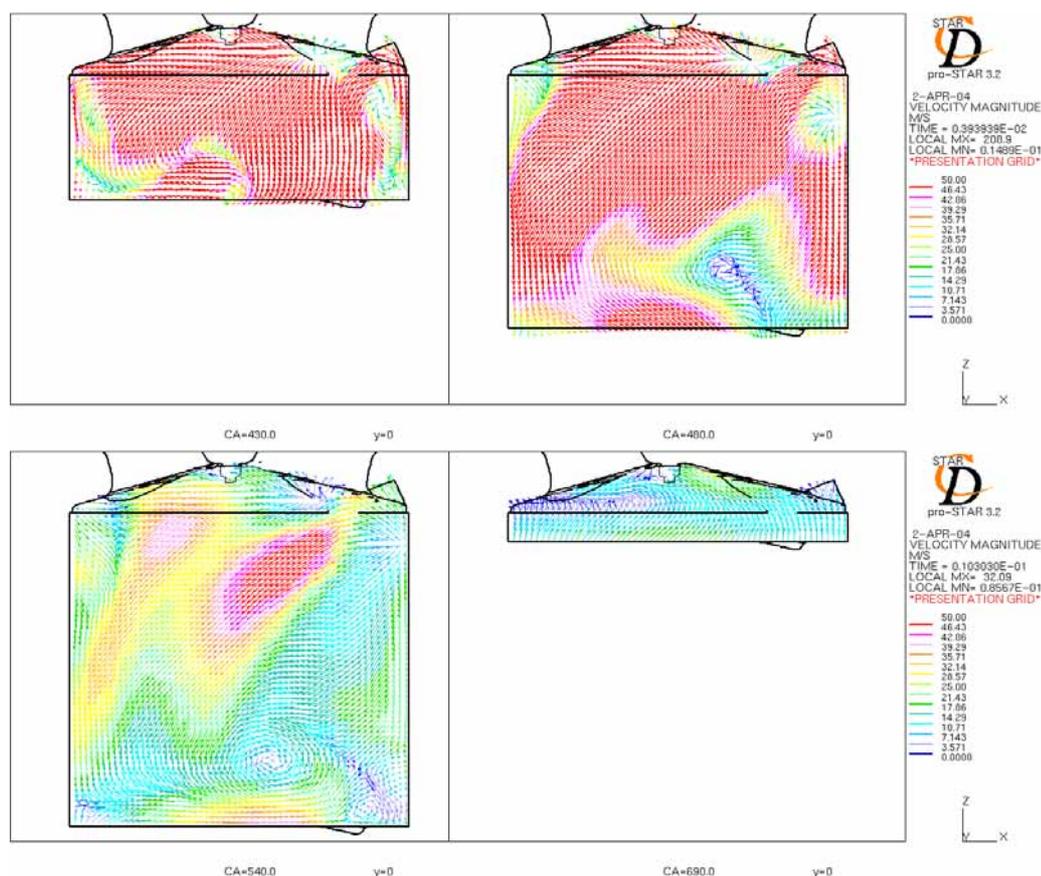


图 11 5500r/min 全负荷时缸内流速分布

速分布情况。可见开始喷油时油束沿喷孔方向向前传播，但很快就受到缸内流场的影响，由于缸内的滚流是逆时针方向，油束前沿便转弯，向下向右流动，导致点火时刻活塞表面的燃油浓度较高，而排气侧气缸边缘燃油浓度较低，图 25 点火时刻气缸横切面空燃比分布更显示了排气侧局部燃油浓度很低。如果能采取措施进一步提高缸内空燃比分布的均匀度将会改善均质直喷汽油机的性能。

图 12 为喷油及雾化质量随曲轴转角的变化情况，可见在高转速时由于空气速度较高，加强了空气和燃油的相互混合，加快了彼此间的传热和传质，燃油雾化比较快，在点火前所有燃油全都雾化了。图 13 为缸内油滴索特平均直径随曲轴转角的变化情况，开始时缸内的 SMD 为 25 μm 左右。

2000r/min 2bar BMEP 时喷油提前角 (SOI) 为燃烧上止点前 310 $^{\circ}\text{CA}$ ，喷油结束时间 (EOI) 为燃烧上止点前 296 $^{\circ}\text{CA}$ ，持续期为 14.16 $^{\circ}\text{CA}$ 。

图 14 为 2000r/min 2bar BMEP 喷油后 5 $^{\circ}\text{CA}$ (对应 415 $^{\circ}\text{CA}$) 喷油结束后 5 $^{\circ}\text{CA}$ (对应 430 $^{\circ}\text{CA}$) 下止点 (对应 540 $^{\circ}\text{CA}$) 及点火时刻 (对应 685 $^{\circ}\text{CA}$) 缸内空燃比的分布及油束液滴的分布情况。图 15 为对应时刻缸内流速分布情况。

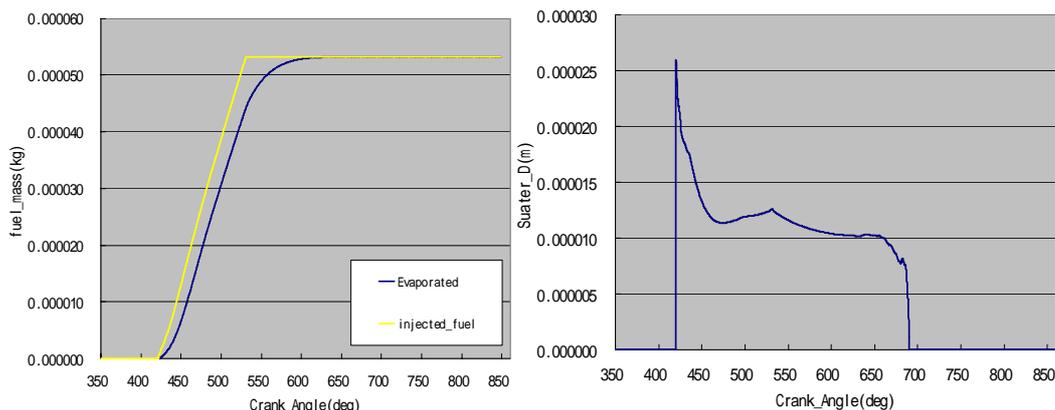


图 12 喷油及雾化随曲轴转角的变化 图 13 索特平均直径随曲轴转角的变化

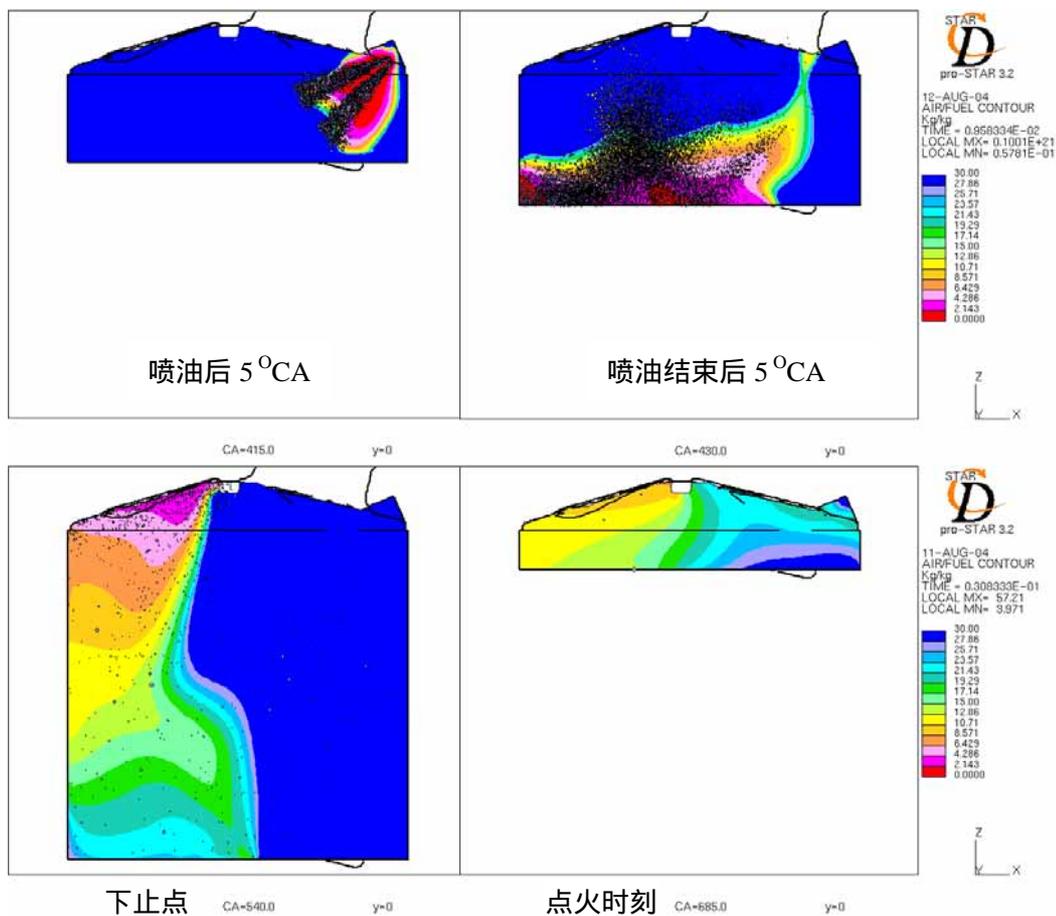


图 14 2000r/min2barBMEP 缸内空燃比分布

喷油后油滴沿喷孔方向向前运动，但雾化较少，接近活塞表面时跟随空气沿排气侧向上运动。点火时刻整个缸内的空燃比分布不太均匀，排气侧燃油浓度高，进气侧燃油浓度低，这将带来高 HC 排放及增加循环间扭矩变动等不利影响。图 16 为喷油及雾化质量随曲轴转角的变化情况。由于低转速时缸内流速较低，空气和燃油的相互作用较弱，又由于缸内温度较低，导致油滴雾化较慢。

高转速大负荷时排气侧燃油浓度低，低转速部分负荷时进气侧燃油浓度低，

两者相比，低转速部分负荷时缸内的均匀度更差些。为了改善缸内的均匀度，下面分析一下缸内滚流比的变化情况。图 17、18 分别为 5500，2000r/m 原机纯流动及用原机喷油器喷油后缸内滚流比的变化，可见高转速时喷油加强了缸内的滚流，低转速时喷油削弱了缸内的滚流，低转速时缸内的滚流本来就低，喷油后滚流就更低了。高的滚流可以提高上止点附近缸内的紊流强度，对混合和燃烧都有好处。再结合前面的浓度分布情况，有如下改进思路：采用更分散的喷雾锥角，

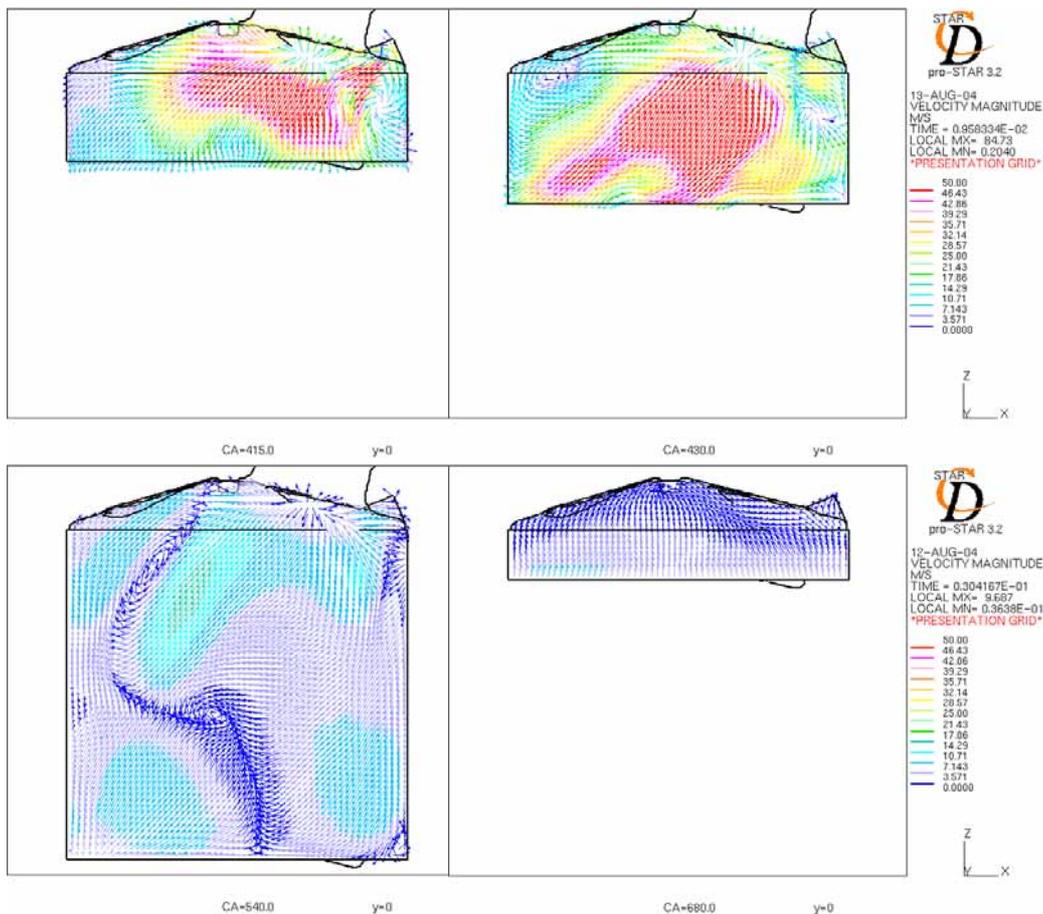


图 15 2000r/min2barBMEP 缸内流速分布

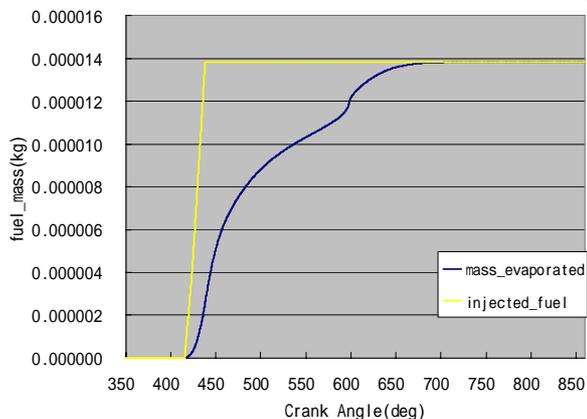


图 16 2000r/min2barBMEP 喷油及雾化质量随曲轴转角的变化

以提高进、排气侧的浓度分布，低转速时还需要提高缸内的滚流。

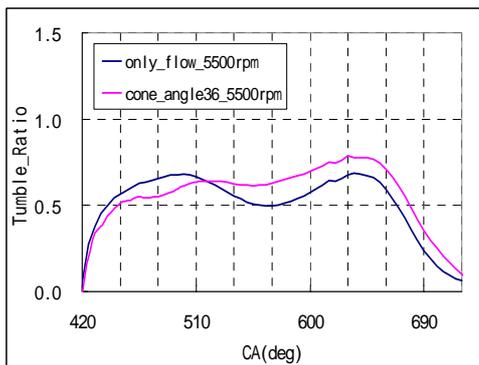


图 17 5500r/m 喷油后滚流比的变化

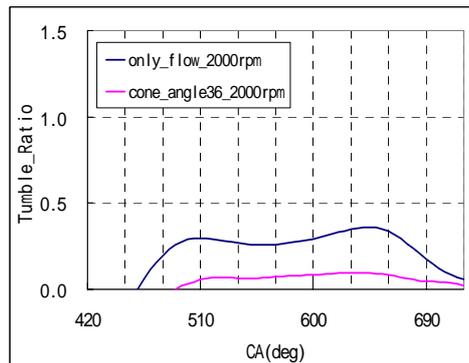


图 18 2000r/m 喷油后滚流比的变化

这里还分析了原机油滴撞壁的情况，在 5500r/min 全负荷工况下，仅有少量油滴喷射到两个进气门上，其它如活塞、气缸等都没有湿壁现象。如图 19 为随曲轴转角变化的油滴撞到气门上的质量比例，最大为 0.01%。

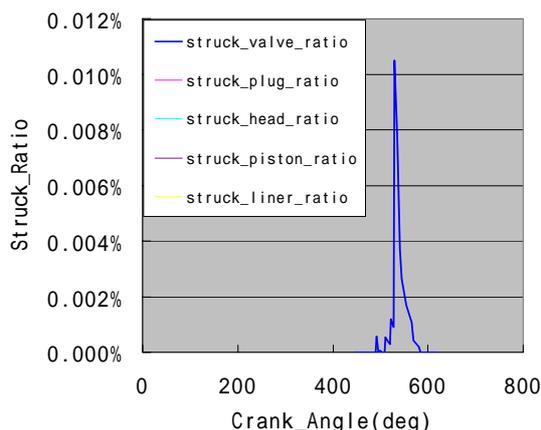


图 19 油滴撞到气门上的质量比例

4.2 喷雾锥角、喷孔布置对缸内混合气的影响

本文中喷雾锥角的定义是指两束对称油束中心线之间的夹角，某束油的锥角叫做一油束的喷雾锥角。见图 20。

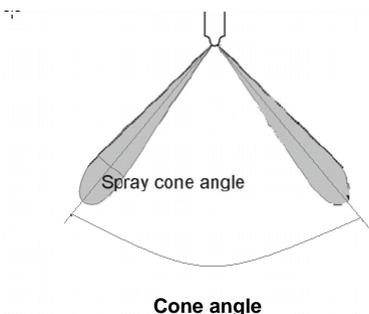


图 20 喷雾锥角的定义

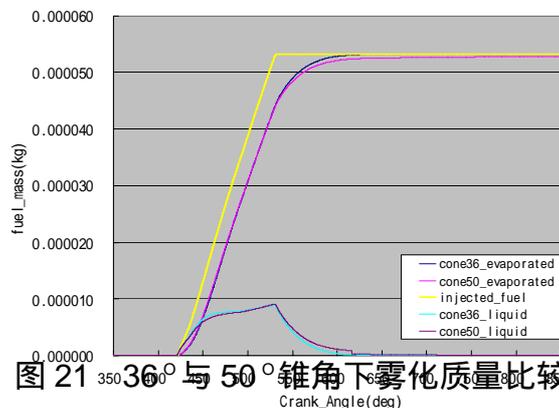


图 21 36° 与 50° 锥角下雾化质量比较

原始喷油器的喷雾锥角为 36°，在该喷雾锥角下较好的避免了油束撞壁现

象。增大喷雾锥角能增加进排气两侧的燃油浓度，且可以扩大空气和油束的接触面积，使雾化更快。基于这个目的，把喷雾锥角增加到 50° ，称为方案 1。图 21 为 5500r/min 两种喷雾锥角下喷油和雾化情况，开始阶段 50° 锥角时雾化速度快些，但到后期 50° 锥角明显变慢，且到点火时刻仍有没雾化的燃油。分析结果显示， 50° 锥角时有严重的油滴撞到气门上的现象，见图 22。图 23 为两者油滴撞到气门上的质量百分比的比较， 50° 锥角时有接近 2% 的燃油撞到两个进气门上。

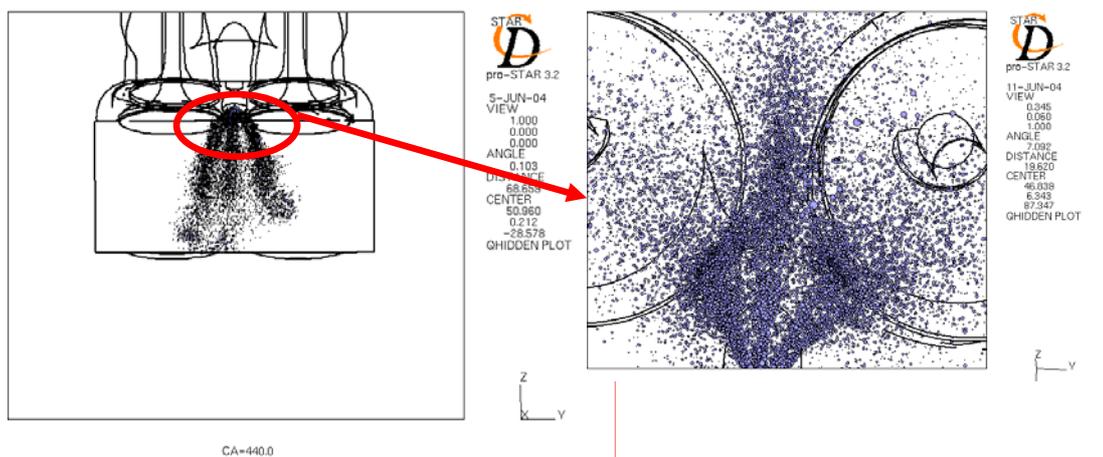


图 22 50° 锥角时油滴撞到气门上的现象

6 束油在缸内的分布情况定义如下：1 号油束在两进气门之间中间位置，由进气侧向排气侧喷油，4 号油束与 1 号油束沿喷油中心对称，但喷油方向与 1 号油束相反，其它类推。6 束油在与喷油中心垂直的平面上均布，见图 24。

50° 锥角时撞到进气门上的油束主要是油束 2 和 6。由此看来，如果采用 6 孔均布的喷油器，则油束 2 和 6 的喷雾锥角必须在 36° 左右。

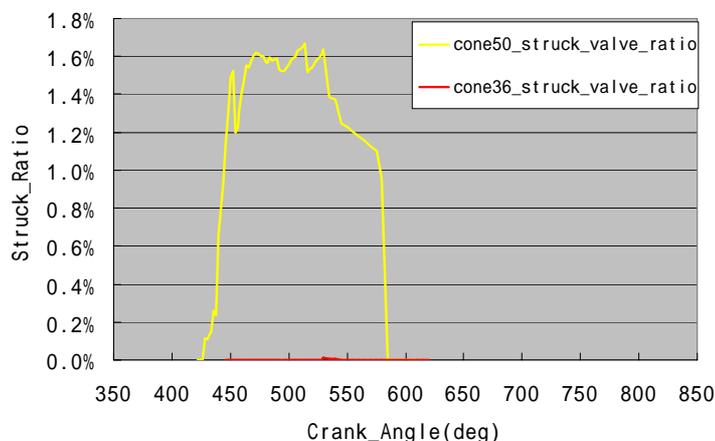


图 23 油滴撞到气门上的质量百分比

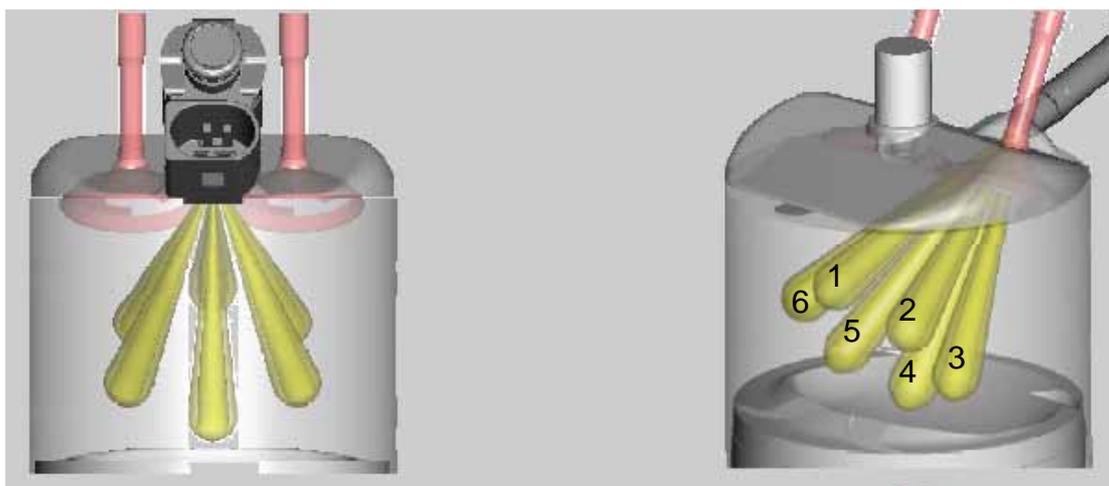


图 24 6 束油在缸内的分布情况

为了改善缸内的均匀性且保证油滴不撞气门,方案 2 油束布置方式如下:油束 1 的喷雾锥角增大到 60° , 保持油束 2 和 6 的锥角为 36° , 加大油束 3、4、5 的锥角到 50° , 计算出的 5500rpm 全负荷时点火时刻(对应 690° CA)缸内空燃比分布和原机的比较见图 25, 分别为沿进排气道中心切面和缸盖底平面的切

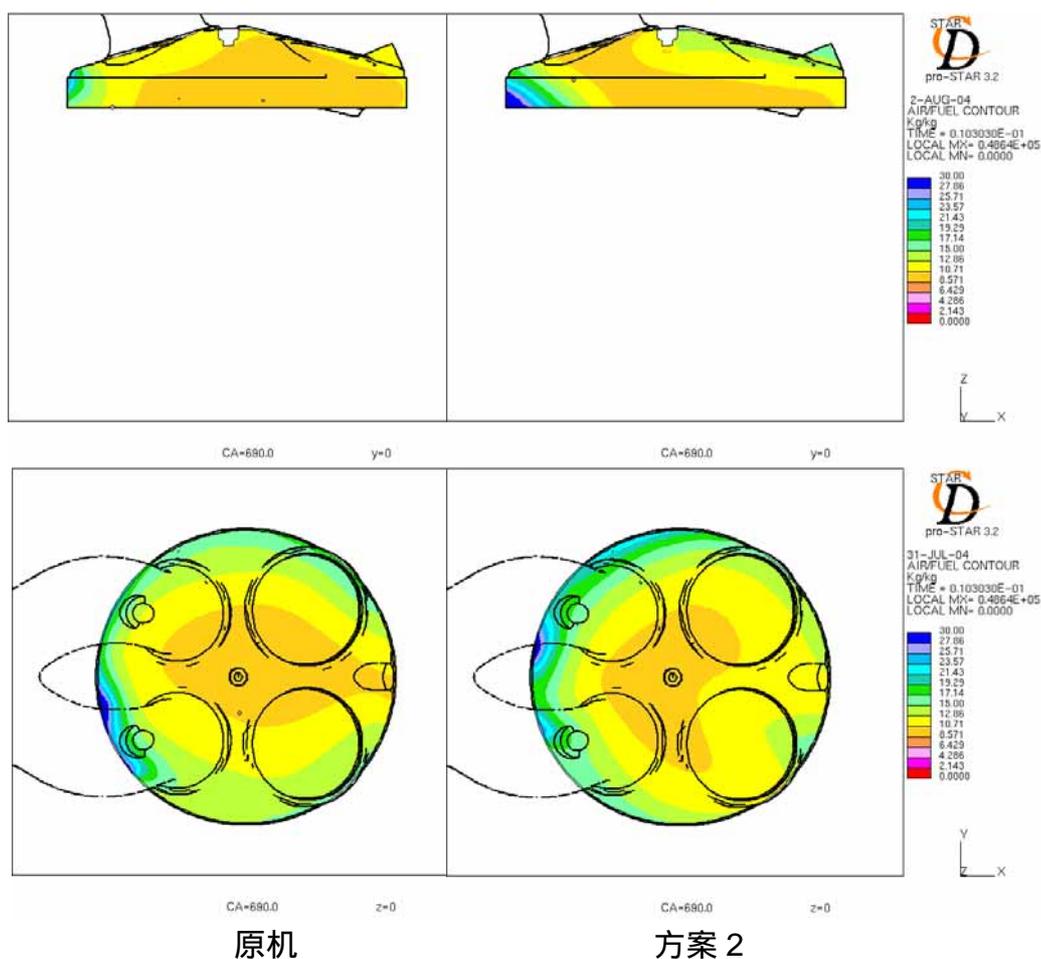


图 25 点火时刻方案 2 缸内空燃比分布和原机的比较

面。可见气缸前后（视图位置）方向的均匀度有所改善，排气侧较稀的状况也有所改善，但改善幅度不大。

缸内直喷汽油机的喷油器中除了普通的沿喷油中心圆形、椭圆形分布的喷油器外，还有很多其它的布置方式（见 SAE2002-01-3357），为了改善排气侧较稀的分布，这里选取了沿喷油中心 5 孔均布的方式，另外一束油在中心，为了加强排气侧的燃油浓度，中心这束油也喷向排气侧方向，这里称为方案 3。如图 26，为 6 孔均布与 5 孔均布油束分布示意图。

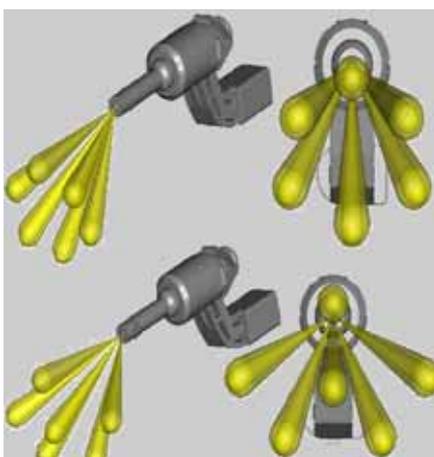


图 26 6 孔均布与 5 孔均布油束分布

图 27 分别为沿进排气道中心切面和缸盖底平面的切面。可见排气侧局部非常稀的状况已经消除，整个缸内的均匀度均有所改善。

低转速时缸内空燃比的均匀性可以通过调整喷雾锥角及喷孔布置方式等进行改善，但在进气道加进气翻板，提高缸内滚流比的方法更加有效，下面就加以介绍。

4.3 进气翻板对低转速、部分负荷缸内过程的影响

为了改善低转速时缸内的混合及雾化，我们开展了在进气道入口加进气翻板的研究，翻板形状如图 28 所示。加进气翻板后缸内的滚流比增加了，但流量系数有所减小，其气道特性参数变化如图 29 所示。流量系数的减小会降低发动机的进气量，但在发动机低转速部分负荷时需要的空气量较少，所以流量系数的减小不会对发动机的性能产生影响，但滚流比的增加会加强缸内燃油和空气的混合，改善其雾化性能。为了研究进气翻板的作用，首先开展了缸内过程分析，仔细分析了 2000rpm、2bar BMEP 时两者缸内过程的差别。

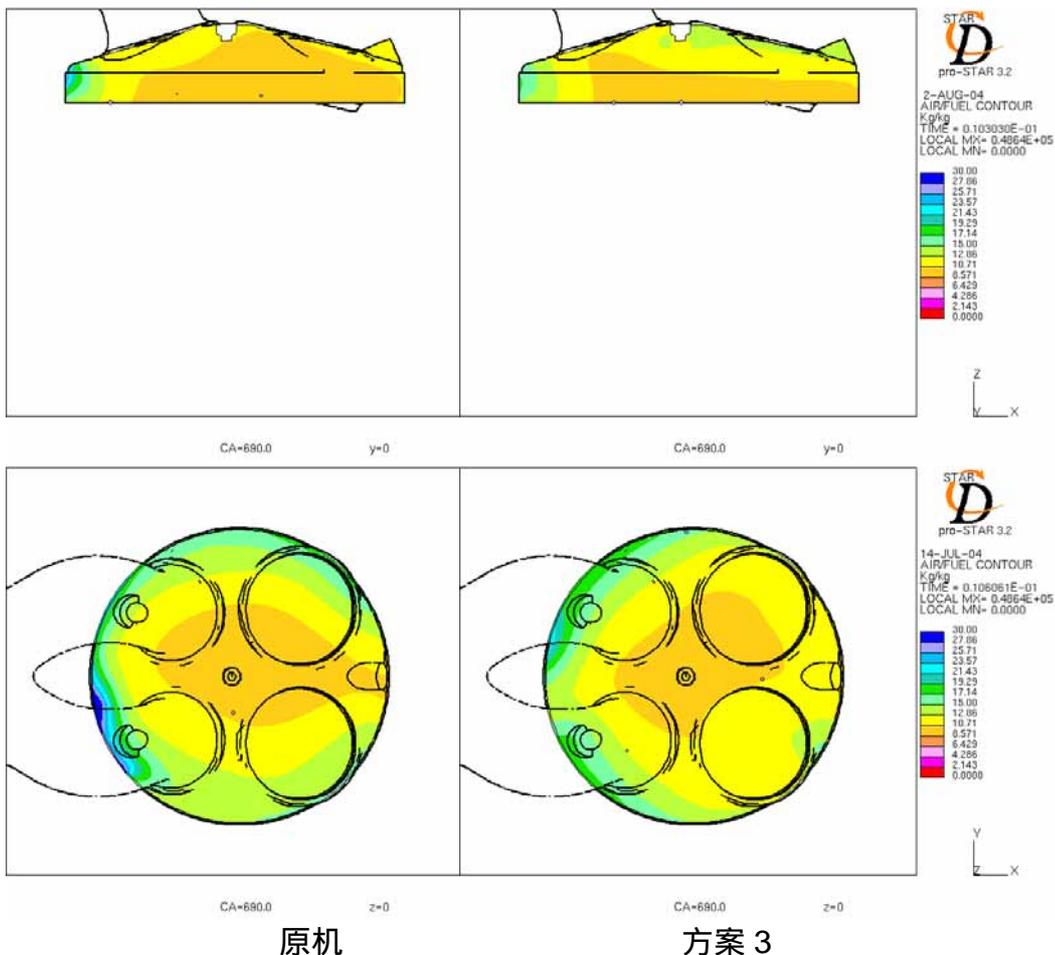


图 27 点火时刻方案 3 缸内空燃比分布和原机的比较

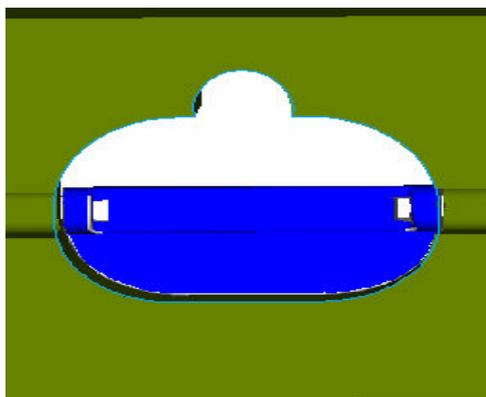


图 28 进气道翻板示意图

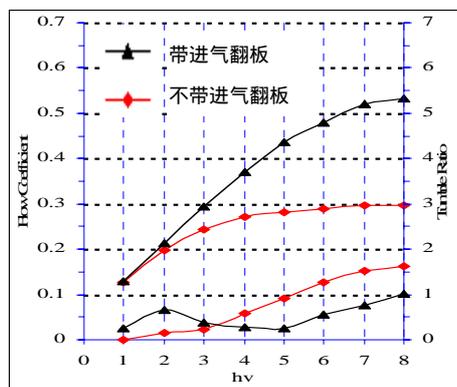


图 29 加翻板后进气道流动特性变化

图 30 为 2000rpm、2bar BMEP 工况下翻板对进气过程缸内流速影响的比较，在进气门刚开启时缸内流速分布完全相同，但进气门开启后缸内流场分布有了非常明显的差别，图中显示最大气门升程和进气门关闭时使用进气翻板后缸内流速有了明显的提高。图 31 为两者缸内滚流比变化的比较，不带进气翻板时缸内滚流比很低，加上进气翻板后滚流比有了显著的提高。滚流比的提高使点火上止点

附近缸内的紊流强度有了明显提高,在点火时刻不带翻板时缸内平均紊流强度为 $14\text{m}^2/\text{s}^2$, 而带上翻板后缸内平均紊流强度为 $17.3\text{m}^2/\text{s}^2$, 图 32 为两者紊流强度分布的比较。

图 33 为点火时刻缸内燃油浓度分布的比较,可见,加上进气翻板后,较高的紊流强度加快了缸内的油气混合,使缸内燃油分布更均匀,可以预期,较高的紊流强度也将会提高缸内的燃烧速度和燃烧效率。

为了验证以上的分析,我们开展了 2000rpm, 2bar BMEP 工况下的发动机试验。在两者的对比试验中,发动机进气 VVT、高压油轨压力、点火提前角和喷油定时等主要参数保持一致。

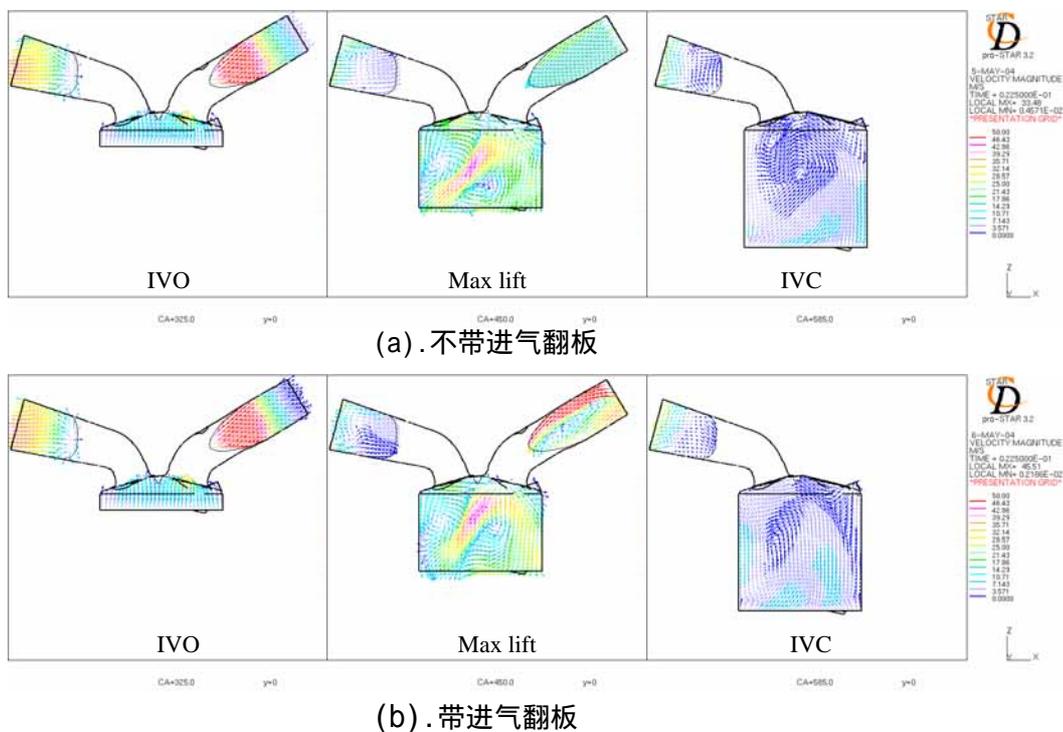


图 30 2000rpm、2bar BMEP 时进气翻板对缸内流速影响的比较

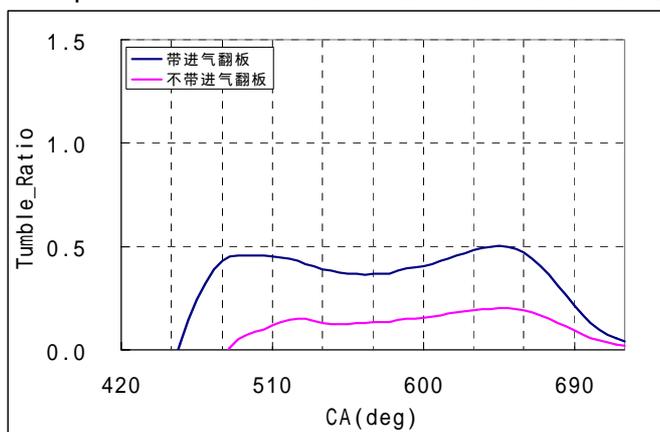


图 31 进气翻板对缸内滚流比影响的比较

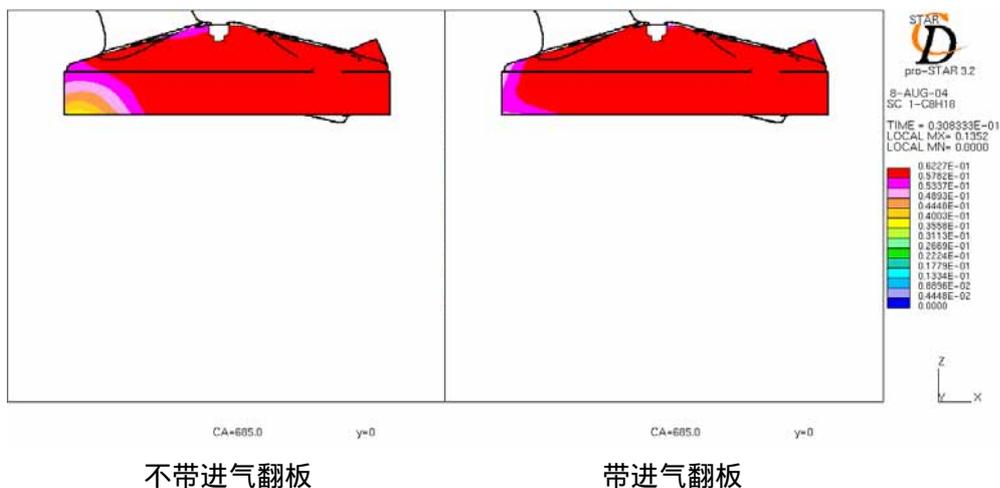
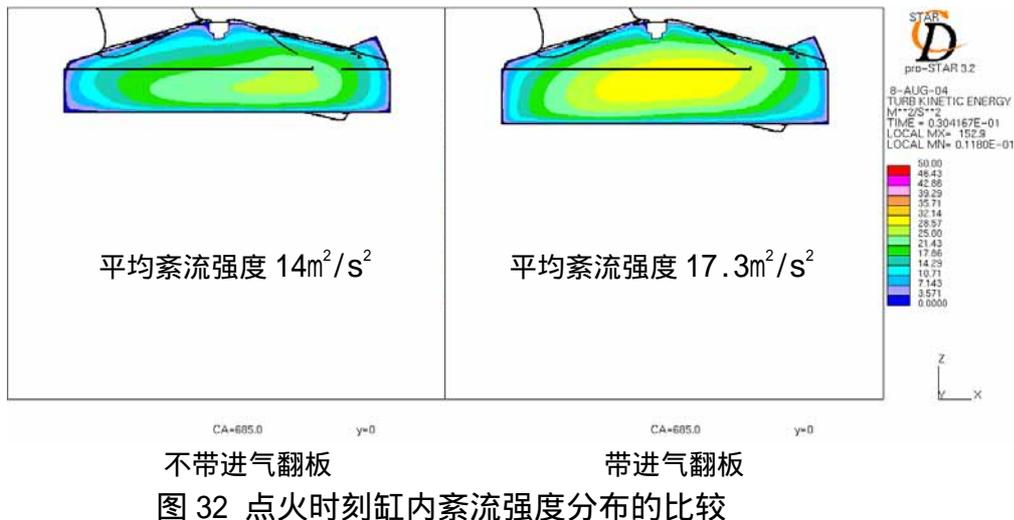
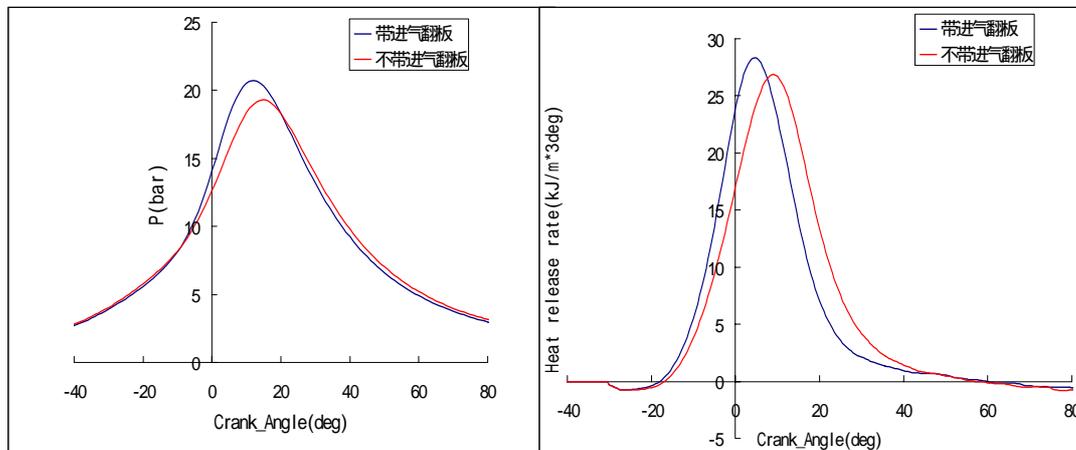


图 34 和 35 分别为实测的发动机缸压和瞬时放热率曲线比较。从图中可以看到，当点火提前角相同时，翻板明显的增加了缸内混合气的燃烧速率。燃烧压力也更高。可见试验结果验证了 CFD 的分析结果。



5. 结论

- 由于缸内直喷汽油机的良好性能，其占有的市场份额越来越多，为了开发出性能良好的直喷汽油机，喷油器喷雾特性测量及缸内 CFD 分析都是十分必须的。
- 原机的喷油器较好的避免了湿壁现象，但缸内的均匀性需要改善。
- 通过喷雾锥角、喷孔布置方式的调整可以改善直喷汽油机缸内空燃比分布的均匀性，从而减少 HC 排放及减少循环间扭矩变动，提高高转速、全负荷时空气的利用率。
- 和高转速大负荷相比，低转速部分负荷时缸内空燃比的均匀性更差些，通过喷油器本身参数的调整可以改善其均匀性，但通常还须采取其它的措施使其进一步改善。
- 进气翻板的使用可以提高发动机低转速部分负荷时缸内的滚流比及紊流强度，从而改善缸内混合气的质量及加快缸内的燃烧速度，对发动机低转速热效率的改善具有明显的好处。
- CFD 分析结果和实测结果比较一致。

参考资料

- 1 . Kune T.; Iwamoto Y.; Lida K.; Murakami M.; Akishino K.; Ando H. (1996); "Combustion Control technology for direct injection SI engines." SAE paper 960600.
- 2 . Ando H. (1996) "Combustion Control technologies for gasoline engines," Preceeds IMechE conference - 'Lean burn combustion engines' A433/001/96.
- 3 . Preussner, C., Doring, C., Fehler, S., Kampmann, St., and Ortmann, R., "Zusammenwirkung von Gemischbildung, Brennverfahren und Funktion des Einspritzventils bei der Benzin-Direkteinspritzung, 7. Aachener Kolloquium Fahrzeugund Motorentchnik", 1998
- 4 . Koike, M., Saito, A., and Tomoda, T., "Research and Development Of a New Direct Injection Gasoline Engine", SAE Paper 2000-0100530,2000
- 5 . M KUSSEL and R ORTMANN "Comparison Of the different GDI processes" R002/019/2002
- 6 . Jianwen Yi, Zhiyu Han, Zheng Xu and LiOyd E. Stanley, "Combustion

imprOvement Of a light stratified-charge direct injectiOn engine”, SAE Paper 2004-01-0546

- 7 .** M. SkOgsberg, P.Dahlander, R.Lindgren and I. Denbratt, “Effects Of injectOr parameters On mixture fOrmatiOn fOr multi-hOle nOzzles in a spray-guided gasOline DI engine”, SAE Paper 2005-01-0097