

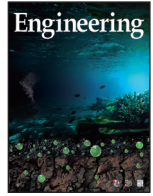


ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

Engineering

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/eng](http://www.elsevier.com/locate/eng)



Research  
Engines and Fuels—Review

## 一种高效的二冲程发动机概念——结合空气混合动力系统的增压直流扫气式直喷汽油 (BUSDIG) 发动机

王新颜\*, 赵华

Center for Advanced Powertrain and Fuels, Brunel University London, Uxbridge UB8 3PH, UK

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 22 July 2018

Revised 2 January 2019

Accepted 18 March 2019

Available online 7 May 2019

#### 关键词

二冲程发动机

直流扫气

发动机设计

发动机模拟

扫气性能

热效率

### 摘要

本研究提出并设计了一种新颖的二冲程增压直流扫气式直喷汽油 (BUSDIG) 发动机, 以实现发动机小型化和低速化, 进而提升发动机的性能和效率。本文综述了 BUSDIG 发动机的设计和开发过程, 并总结了主要的研究成果。为了最大限度地提高发动机的扫气性能, 并实现合理的缸内流动以促进燃油/空气的混合过程, 本研究采用三维 (3D) 计算流体动力学 (CFD) 模拟手段系统分析了发动机缸径/冲程比 ( $B/S$ )、扫气道角度和进气道的设计。此外, 本研究还系统分析了扫气口和排气门开启型线对扫气过程的影响。为实现最佳的缸内燃油分层, 采用经过实验标定的 Reize-Diwakar 模型开展了缸内喷雾的 CFD 模拟, 系统分析了不同喷油策略对缸内混合气形成过程的影响。基于优化后的 BUSDIG 发动机设计方案, 在 Ricardo WAVE 软件中构建了对应的一维 (1D) 发动机计算模型。计算结果表明, 采用稀薄燃烧和喷水策略, 二冲程 BUSDIG 发动机的最高有效热效率可达 47.2%。在化学计量燃空当量比条件下, BUSDIG 发动机在  $1600 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$  的转速下可实现  $379 \text{ N}\cdot\text{m}$  的扭矩, 在  $4000 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$  的转速下可达到  $112 \text{ kW}\cdot\text{L}^{-1}$  的功率密度。

© 2019 THE AUTHORS. Published by Elsevier LTD on behalf of Chinese Academy of Engineering and Higher Education Press Limited Company This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

## 1. 引言

发动机小型化和低速技术通过减小发动机的尺寸和重量, 能够降低传热损失和摩擦损失, 进而提高发动机的效率, 并有效拓展发动机高效率工作点的覆盖范围。然而, 在四冲程发动机中直接应用小型强化技术会导致严重的异常燃烧, 如爆震燃烧[1]以及低速早燃[2]。相比之下, 二冲程发动机的点火频率是四冲程的两倍, 因而在相同的扭矩输出下, 二冲程发动机的峰值缸内压力较低[3,4], 有效地降低了异常燃烧现象。此外, 二冲程方式下的气门重叠期较长, 因而捕获部分缸内热废气可

实现高效的可控自燃 (CAI) 燃烧[5–8]或火花辅助 CAI 燃烧[9,10]。紧凑的二冲程发动机还能够提供更高的功率重量比, 进一步提高了发动机的燃油经济性。

考虑到二冲程发动机的这些优点, 本研究设计了一种新型的增压直流扫气式直喷汽油 (BUSDIG) 发动机, 以实现更高的动力性能和更好的燃油经济性。从 2015 年开始, 布鲁内尔大学针对二冲程 BUSDIG 发动机开展了系统的研究工作, 涉及的关键发动机设计和参数包括发动机缸径/冲程比 ( $B/S$ ) [11]、扫气道角度[12–14]、扫气口和排气门的开启型线[15], 以及进气道[16]和喷油策略[17,18]。本文旨在总结相关的研究方法和主要研究

\* Corresponding author.

E-mail address: [xinyan.wang@brunel.ac.uk](mailto:xinyan.wang@brunel.ac.uk) (X. Wang).

成果,进而突出高效二冲程BUSDIG发动机的研究进展。

本文第2节详细讨论了所提出的二冲程BUSDIG发动机的基本概念;第3节介绍了本研究中应用的研究方法;第4节总结了采用CFD模拟开展的关键部件和参数影响的研究;第5节则采用一维(1D)发动机模拟手段探讨了BUSDIG发动机在效率和动力性能方面的潜力。

## 2. 二冲程 BUSDIG 发动机的基本概念

图1为二冲程BUSDIG发动机的设计示意图。为了最大限度地提高二冲程发动机的扫气性能并最大限度地减少扫气短路现象, BUSDIG发动机采用了直流扫气方法[19–23]。如图所示,进气扫气口位于气缸的底部,活塞的移动直接控制扫气口的打开和关闭。围绕扫气口设计的进气道能够直接与进气增压系统连接进而为发动机提供进气。两个排气门位于棚顶式气缸盖设计的右侧。可变气门(VVA)系统可应用于排气门以辅助扫气过程的控制。除此之外,汽缸盖左侧还设计了一个空气混合动力系统[24]的空气输送阀。通过该空气输送阀,空气混合动力系统能够以高压压缩气体的形式将制动能量回收。该高压压缩空气可用于发动机的快速启停或补偿增压系统。在空气混合动力系统开启时, BUSDIG发动机的排气门将停用,而空气输送阀在燃烧上止点(TDC)之前打开,以便将发动机缸内的压缩空气收集到高压罐中并制动发动机。气缸盖上除了排气门和空气输送阀外,还有一个位于气缸盖中心的喷油器和火花塞。为避免燃油短路现象,燃油喷射(DI)时刻将在扫气口和排气门关闭时刻之后。设计的浅盆型凹坑活塞能够在火花塞周围形成最佳的燃油分层。表1还列出了其余的BUSDIG发动机规格参数。

由于BUSDIG发动机采用了直流扫气方式,因而VVA系统能够应用于顶置的排气门。通过排气门升程和排气正时的灵活调节, BUSDIG发动机能够有效避免空气短路现象,进而保证在缸内化学计量燃空当量比的条件下三元催化剂仍然能够有效工作。即使发动机在特定工况条件下难以避免进气短路的现象,但直流扫气方式下的进气短路通常仅在接近扫气结束时发生[25],因此三元催化剂可在大部分的排气过程有效运行。此外,通过应用低温燃烧模式(如CAI或火花辅助CAI燃烧),二冲程发动机的效率和排放水平可以得到进一步改善[26,27]。即使是在最为苛刻的发动机工况下,二冲程发动机仍然可以通过配备后处理装置解决排放问题[25]。

## 3. 研究方法

### 3.1. 三维(3D) CFD 模拟

本研究基于STAR-CD软件[28]开展了3D CFD模拟计算。计算采用了雷诺平均Navier-Stokes(RANS)方法,并结合重正化群(RNG) $k-\epsilon$ 湍流模型[29]。流体的传热过程采用焓守恒方程[30]进行计算,壁面传热计算则采用Angelberger壁函数[31]。为模拟燃油喷雾过程,采用了Rosin-Rammler方程[32]初始化液滴尺寸,然后采用Reitz-Diwakar液滴破碎模型[33]来计算之后的液滴破碎过程。液滴间的碰撞采用O'Rourke模型[28]进行计算,液滴的撞壁则使用Bai模型[34]进行计算。

CFD计算采用了移动网格技术,应用任意滑动界面(ASI)方法来控制活塞移动过程中扫气口与气缸的连通性,以及排气阀运动过程中排气道与气缸之间的连通性。基于网格的敏感性分析[12],模拟中采用的平均网格尺寸为1.6 mm。

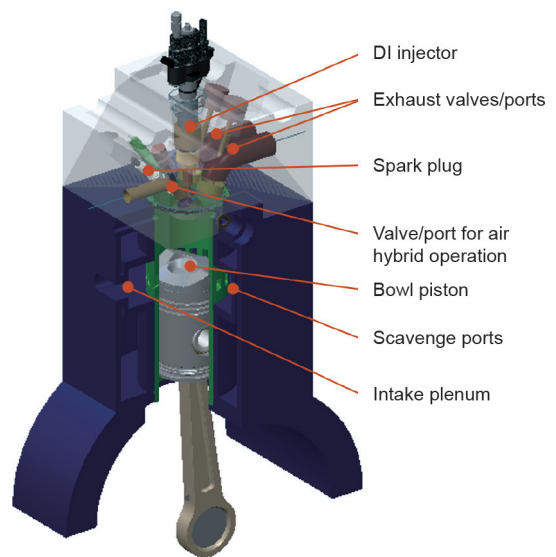


图1. BUSDIG发动机设计示意图。

表1 二冲程BUSDIG发动机参数

Property	Specification
Displacement	0.5 L
Compression ratio	14:1
Cylinder head	Pent-roof 2 exhaust valves 1 air-transfer valve 1 centrally mounted injector 1 spark plug
Piston	Bowl piston
Scavenge ports	12 ports on cylinder liner

在喷油时刻之前, 计算采用的时间步长固定在 $0.1$ 度曲柄转角 ( $^{\circ}\text{CA}$ ); 在喷油之后, 计算时间步长减小到 $0.05$   $^{\circ}\text{CA}$ 。计算采用了压力的隐式算子分割 (PISO) 算法[35]求解Navier-Stokes方程。CFD计算的初始和边界条件由1D发动机模拟计算提供。

### 3.2. 1D 发动机模拟

为了评估二冲程BUSDIG发动机在效率和动力性能方面的潜力, 本研究采用Ricardo WAVE软件对一台两缸1 L BUSDIG发动机进行了1D发动机模拟研究。图2显示了BUSDIG发动机的1D仿真模型的示意图。模型中的扫气口和排气门的流量系数采用3D CFD模拟结果进行了标定, 而扫气过程中用于计算缸内废气率的扫气曲线也通过CFD模拟结果进行了标定。1D计算采用的喷油时刻固定在燃烧TDC前 $90$   $^{\circ}\text{CA}$ 。

为计算BUSDIG发动机中的燃烧过程, 研究采用了火花点火 (SI) Wiebe放热率模型。SI Wiebe方程被广泛用于描述SI发动机的燃烧放热率, 其放热率曲线的形状和燃烧持续时间可以通过参数进行控制。但需要注意的是, 该放热率模型并没有考虑到缸内流动和燃油分层对放热过程的影响。在1D模拟计算中, 分别对燃烧相位 (燃料累计燃烧掉50%时刻对应的曲柄转角) 和燃烧持续时间 (燃料累计燃烧掉10%~90%时刻对应的曲柄转角) 进行了优化, 以保证BUSDIG发动机在每个工况点下达到最优的性能。此外, 1D计算还采用了一个爆

震子模型[36]用于预测爆震燃烧, 其中爆震强度定义为爆震发生时刻缸内剩余未燃燃油所占的比例。在本研究中, 所有工况点的爆震强度均控制在 $0.1$ 以下, 缸内的峰值压力 (PP) 和峰值压力升高率 (PPRR) 控制在 $1.6 \times 10^4$  kPa和 $1000$   $\text{kPa} \cdot ^{\circ}\text{CA}^{-1}$ 以下。

为了预测BUSDIG发动机的摩擦损失, 模拟采用了Chen-Flynn摩擦模型[37], 并基于实验数据对该模型进行了标定[38]。涡轮增压系统则采用“mapless”方法[39,40]进行了模拟。

## 4. BUSDIG 发动机的设计及优化

二冲程发动机的进气和排气冲程存在较长的重叠期, 这可能会导致进气短路现象[41]。因此, 二冲程发动机的扫气过程至关重要。光学测量[42,43]和数值模拟[19-23]均表明, 与传统的回流 (loopflow) 和横流 (cross flow) 扫气方法相比, 本研究所采用的直流 (uniflow) 扫气方式的扫气性能更佳。本小节将系统讨论BUSDIG发动机的关键设计及参数 (包括发动机 $B/S$ 、扫气道角度、进气道、扫气口和排气门的开启型线以及缸内喷油策略) 对扫气过程、缸内流动及随后的燃油/空气混合过程的影响规律。

发动机扫气性能优化的主要目的是在特定增压压力条件下实现更高的充气效率 (CE) 和扫气效率 (SE)。其中 CE即为给气比 (DR) 和捕获率 (TE) 的乘积, 其

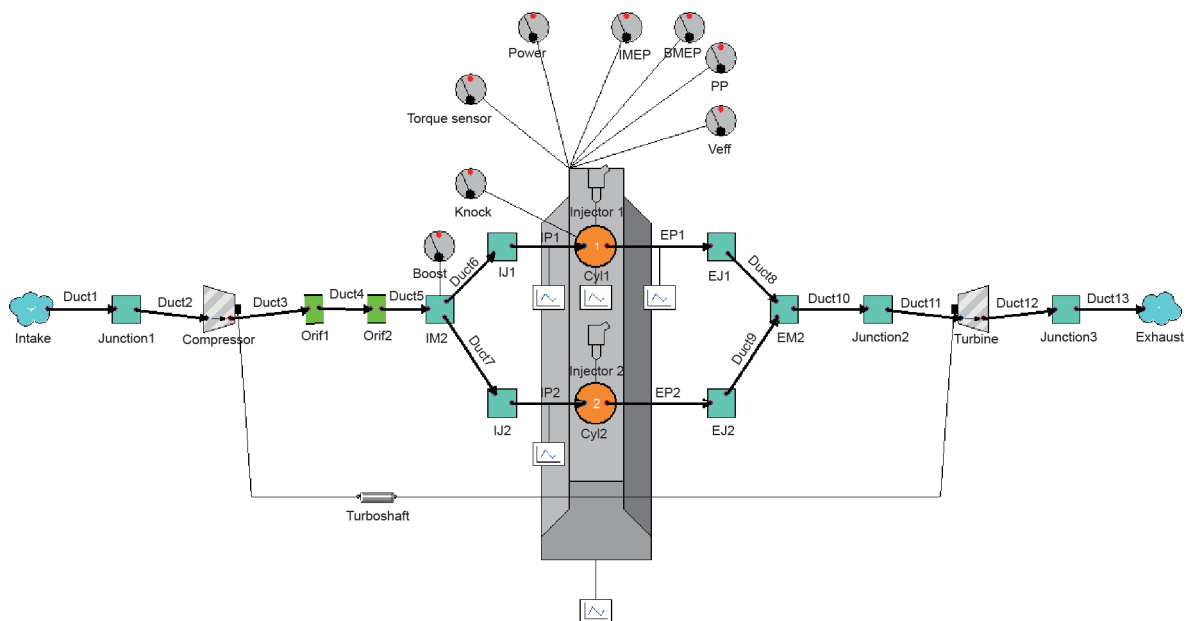


图2. Ricardo WAVE软件中构建的BUSDIG发动机1D仿真模型。IMEP: 指示平均有效压力; BMEP: 制动平均有效压力; PP: 峰值压力; Veff: 有效压力; Orif: 孔; IM: 进气歧管; IJ: 进气接口; IP: 进气道; EP: 排气道; EJ: 排气接口; EM: 排气歧管; Cyl: 气缸。

直接决定了可供燃烧的新鲜气量。因此，增加DR或TE都会增加CE。高速高负荷工况由于需要更多的新鲜进气以满足负荷要求，因而对CE的要求更高。SE则决定了缸内的高温残余废气量。考虑到高温残余废气对爆震燃烧的潜在影响，为了减小发动机的爆震倾向，因此需要更高的SE。

扫气过程产生的缸内流动可以强化直喷燃油和新鲜进气的混合过程[44]，这对于直喷喷油时刻相对较晚的二冲程发动机尤其重要。然而，较强的缸内流动也会导致较为显著的传热损失[45]。因此，需要综合考虑缸内气流运动对燃油/空气混合过程和传热损失的影响，以确定相对优化的缸内涡流比和滚流比。

#### 4.1. 缸径 / 冲程比 ( $B/S$ )

在发动机排量确定的前提下，发动机的 $B/S$ 直接影响发动机的性能和总体尺寸。较小的 $B/S$ 往往会导致较高的发动机效率，而较大的 $B/S$ 则会产生较高的功率密度[46]。在排放方面，较大的 $B/S$ 设计导致余隙体积增加，进而产生更高的一氧化碳(CO)和碳氢化合物(HC)排放[47,48]，但是其具有更低的氮氧化物( $\text{NO}_x$ )排放[47]。更为重要的是， $B/S$ 对二冲程发动机扫气过程的影响更为直接，因而二冲程发动机性能受 $B/S$ 的影响显著大于四冲程发动机[49-52]。

为了明确 $B/S$ 设计对二冲程直流扫气过程的影响，本研究设计了不同的缸径和冲程， $B/S$ 为0.66~1.3，具体参数如表2所示[11]。对于所有的 $B/S$ 设计，发动机的连杆长度均固定在180 mm。图3显示了本小节研究所采用的发动机设计示意图。如图所示，两组扫气道位于气缸两侧，每个扫气口的宽度固定在 $20^\circ$ ，每组扫气道中相邻扫气口之间的间隔为 $10^\circ$ ，而两组扫气道之间的间隔为 $70^\circ$ 。扫气道的轴倾角(AIA)和涡流角(SOA)分别固定在 $90^\circ$ 和 $20^\circ$ 。关于扫气道角度在不同 $B/S$ 设计下对扫气过程的影响可参阅参考文献[11]。扫气口的高度均固定在14 mm，扫气口的开启时刻固定为 $122^\circ\text{CA}$ 。进气增压压力固定在200 kPa，发动机转速为 $2000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。

表2 发动机 $B/S$ 设计

No.	Bore (mm)	Stroke (mm)	$B/S$ ratio
1	75	113	0.66
2	80	100	0.80
3	86	86	1.00
4	94	72	1.30

排气门持续期(ED)和排气门开启时刻(EVO)分别固定在 $126^\circ\text{CA}$ 和 $117^\circ\text{CA}$ 。

为明确BUSDIG发动机的 $B/S$ 对缸内气流运动的影响，计算了发动机扫气结束后的缸内涡流比(SR)、滚流比(TR)和正交滚流比(CTR)[53]，结果如图4所示。总体来说，BUSDIG发动机的缸内气流运动表现为强涡流，而滚流和正交滚流运动相对较弱。 $B/S$ 的增加略微降低了SR，但对TR和CTR的影响较小。SR的降低一方面归因于更大的缸径设计，另一方面则是由于增强的进气短路现象导致留存在缸内的进气动量降低[11]。

为表征发动机扫气性能，分别计算了4个典型的扫气性能参数，即DR、TE、SE和CE[12]，相应的结果如图5所示。随着 $B/S$ 的增加，发动机缸径更大但冲程更短，由于扫气口与顶置排气门之间的距离更短，导致扫气短

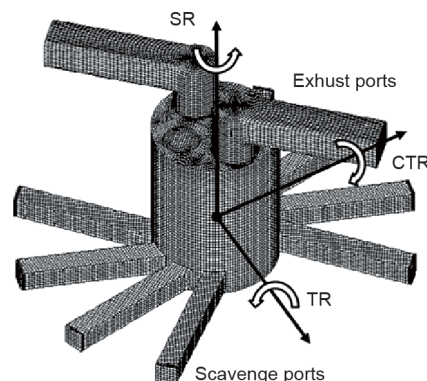


图3. 研究 $B/S$ 所采用的发动机设计示意图 (Reproduced from Ref. [11] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

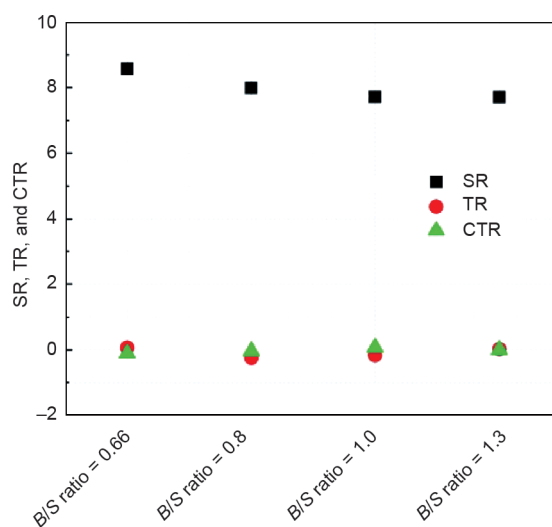


图4. 不同 $B/S$ 设计在 $280^\circ\text{CA}$ 时刻的SR、TR和CTR (Reproduced from Ref. [11] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

路现象更加显著[11]。这导致扫气阻力降低而扫气短路加强,因此DR随着 $B/S$ 的增加而增加,如图5所示。但是, $B/S$ 对SE和CE的影响较小,TE则随着 $B/S$ 的增加逐渐降低。总体而言,较高的 $B/S$ 倾向于增加DR,因此导致SE略高。研究采用的最大的 $B/S$ 为1.3,其产生了最高的CE但是最低的TE。

$B/S$ 为0.8时具有相对较高的CE和TE,且具有相对较强的缸内涡流运动,有利于后期燃油/空气的混合过程。因此研究选择80 mm的缸径和100 mm的冲程用于后续的研究工作。

#### 4.2. 扫气道角度

与发动机 $B/S$ 类似,扫气道的设计将直接影响二冲程发动机的扫气过程。在直流扫气式二冲程发动机中,进气扫气流从气缸底部进入缸内,形成强烈的涡流气流,从而逐步推出缸内的残余废气[43,44,55]。其中扫

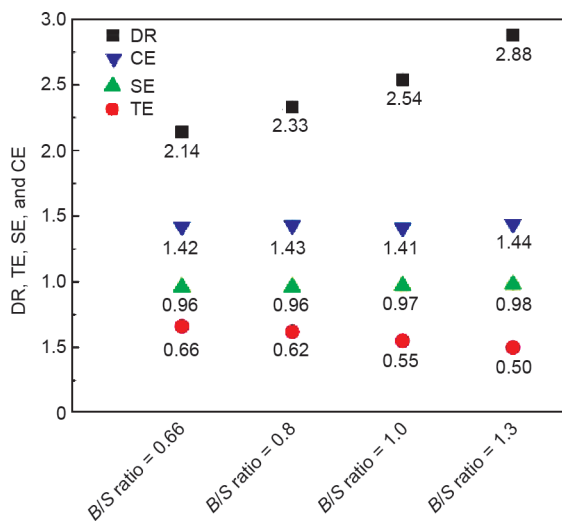


图5. 发动机 $B/S$ 对DR、TE、SE和CE的影响 (Reproduced from Ref. [11] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

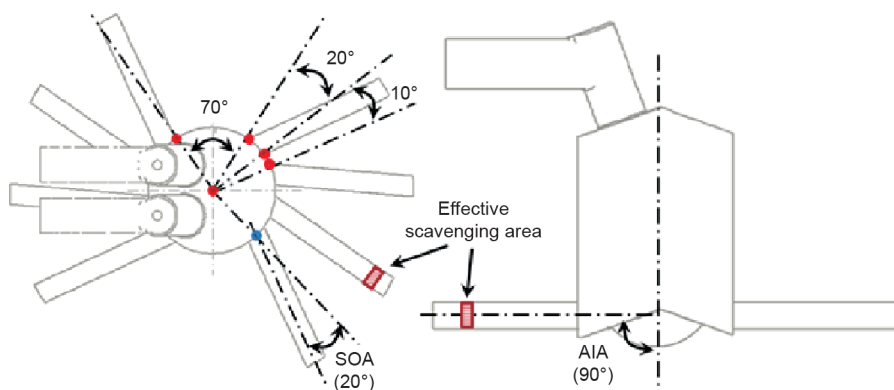


图6. 扫气道角度的定义 (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

气道的SOA和AIA对缸内流动和扫气性能的影响最大[22,23,56]。因此,本研究对AIA和SOA进行了研究,以优化缸内的气流运动,并最大限度地提高BUSDIG发动机的扫气性能。AIA和SOA的定义如图6所示。在这部分的研究中,发动机的 $B/S$ 为0.8,扫气口和排气门的开启时刻、发动机转速和进气增压压力等其余设置均与4.1小节的设置一致。

为研究AIA对扫气过程的影响,AIA逐渐从 $60^\circ$ 增加到 $90^\circ$ ,而SOA均固定在 $20^\circ$ 。图7显示了AIA对缸内气流运动的影响。如图所示,无论AIA的取值大小,缸内的涡流运动均非常强烈。其中,AIA在 $90^\circ$ 时产生了最大的SR。相比之下,最大的TR和CTR均是在中等AIA( $68^\circ \sim 75^\circ$ )下实现的。图8显示了AIA对扫气性能参数的影响。随着AIA的增加,扫气道有效扫气横截面积逐渐增加,因此DR也呈现逐渐增加的趋势。此外,较大的AIA能够有效减弱进气短路现象,从而能够改善CE。然而,AIA对SE和TE几乎没有影响。

由于不同AIA均具有较强的缸内气流运动,因此具有较高扫气性能的AIA设计更能够改善发动机性能。因此,AIA在 $90^\circ$ 时是相对较优的设计。

为研究SOA对缸内流动和扫气性能的影响,SOA逐渐从 $0^\circ$ 调整到 $31.5^\circ$ ,而AIA则固定在 $90^\circ$ 的最优值。如图9所示,SOA的增加显著地增强了缸内的涡流运动,且SOA和SR显示出近乎线性的关系。这主要是扫气道角度对进气扫气流有效引导的结果。此外,TR和CTR也随着SOA的增加略微增加。

SOA对扫气性能的影响如图10所示。SOA的增加将逐渐减小扫气道有效扫气横截面积,从而降低了DR。当SOA在 $20^\circ$ 时,发动机的CE最大。在较小的SOA下,进气扫气流会汇聚于气缸中心,并上行至气缸顶部形成扫气短路[13],造成CE较低。相比之下,采用较大的

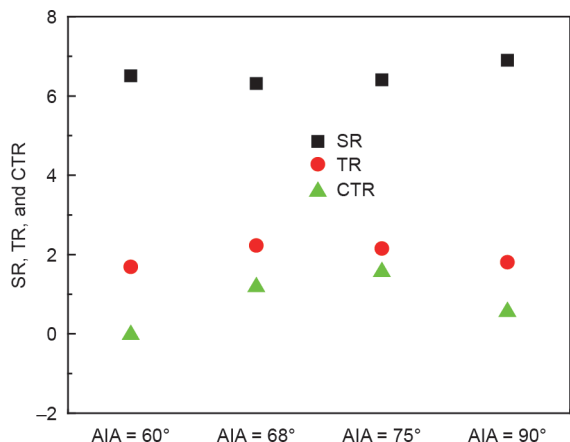


图7. AIA对SR、TR和CTR的影响。SD = 116 °CA; ED = 126 °CA; EVO = 117 °CA (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

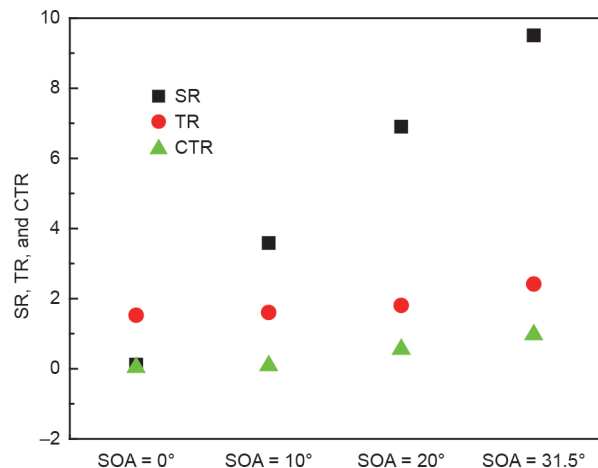


图9. SOA对280°时刻下SR、TR和CTR的影响，SD = 116 °CA; ED = 126 °CA; EVO = 117 °CA (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

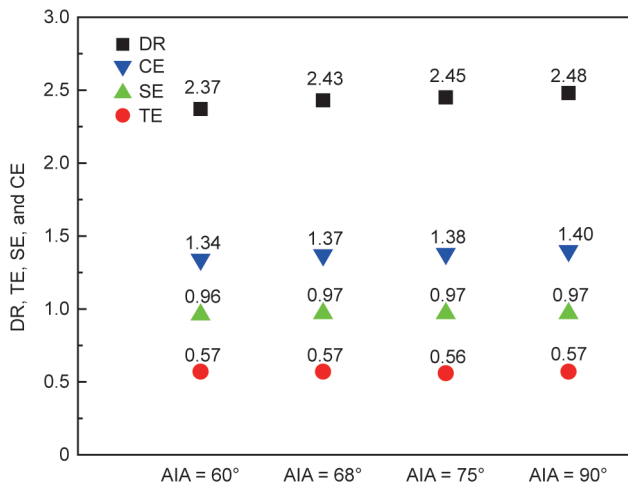


图8. AIA对DR、TE、SE和CE的影响。SD = 116 °CA; ED = 126 °CA; EVO = 117 °CA (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

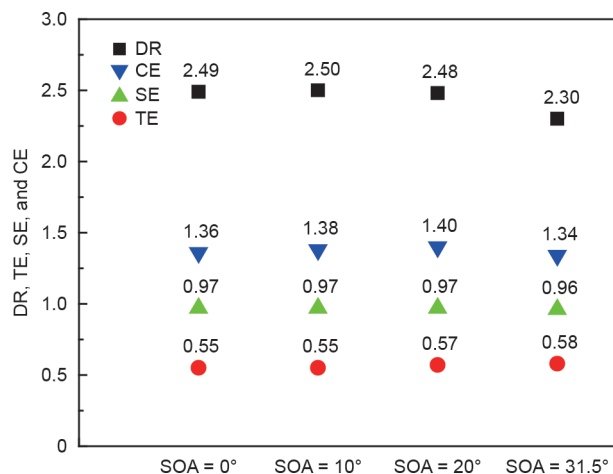


图10. SOA对DR、TE、SE和CE的影响，SD = 116 °CA; ED = 126 °CA; EVO = 117 °CA (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

SOA会形成较强的涡流运动，DR降低，且在气缸壁顶部区域形成进气短路现象，从而导致CE和SE降低 [13]。TE随着SOA的增加略微增加，这主要是因为DR比CE降低的更为显著。总体而言，SOA在20°时能够获取最高的CE以及较为强烈的缸内气流运动，因此将用于后期的研究中。

#### 4.3. 进气道设计

BUSDIG发动机的进气道用于连接位于气缸底部的扫气道，并将其与进气增压系统连接，以提供足够的新鲜进气量。研究表明，直流扫气式发动机的进气道设计对发动机缸内流动和扫气性能都有显著影响[22,23,57-59]。采用进气道会导致不均匀的扫气过程[23]，而采用较大的进气道容积能够为扫气过程提供相对稳定的扫气

压力[57]。因此，本研究采用3D CFD模拟手段[16]分析了BUSDIG发动机进气道的关键设计参数对缸内气流运动和扫气性能的影响。该部分的研究采用了12个均匀分布的扫气道，每个扫气口的宽度为20°，两个相邻扫气口之间的间隔为10°，扫气道的AIA和SOA分别为90°和20°。扫气口和排气门的开启时刻以及增压压力等设置与4.1小节的设置一致。

图11为进气道的设计示意图，其中包含了一个进气管和一个环绕扫气道的扫气室。本研究提出了5个重要的进气道设计参数，并通过CFD模拟对这些参数进行了研究，以实现BUSDIG发动机缸内气流运动和扫气性能的优化。

第一个进气道设计参数 $r_{1/S}$ 定义为进气管横截面积与扫气口横截面总面积的比率。由于进气管的宽度固

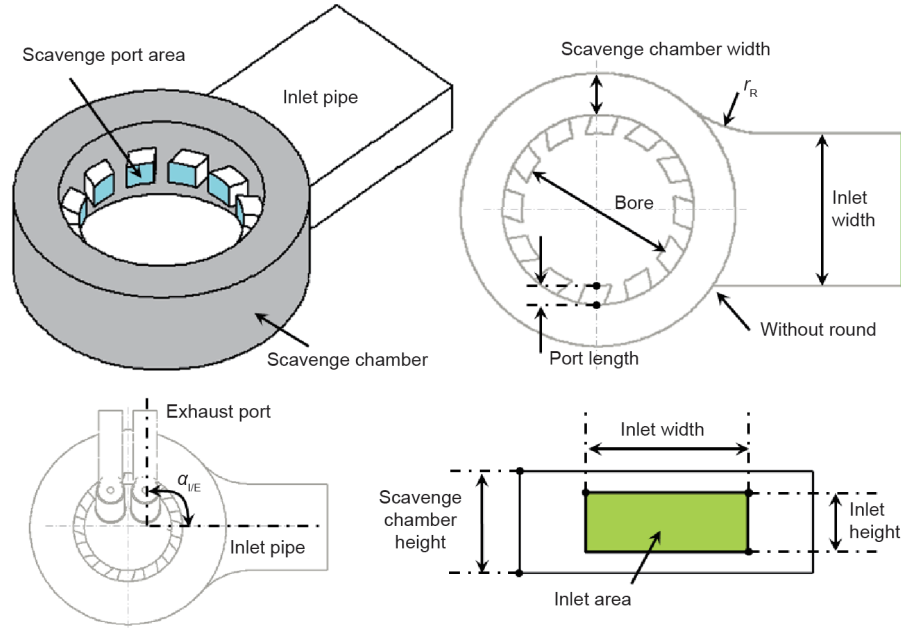


图11. 进气道的设计示意图 (Reproduced from Ref. [16] with permission of SAE International, © 2017)。

定, 随着进气管高度从20 mm增加到40 mm,  $r_{I/S}$ 从0.68增加到1.36。图12和图13分别显示了2000 r·min<sup>-1</sup>转速下  $r_{I/S}$ 对缸内气流运动和扫气性能的影响。总体而言, SR随着  $r_{I/S}$ 的增加而略微降低。在涡流的影响下, 缸内的滚流和正交滚流相互转化, 因而呈现出相反的趋势。TR和CTR相互转化的现象也能在其余设计参数的研究结果中观测到。关于扫气性能, 最大的  $r_{I/S}$  (即1.36) 具有最高的DR和CE, 如图13所示。SE不受  $r_{I/S}$ 影响, 并维持在0.95。总体来说, 较大  $r_{I/S}$ 能够产生更好的扫气性能和足够强的缸内气流运动。

连接进气管与扫气室的过度圆角  $r_R$ 对缸内气流运动和扫气性能影响较弱, 因此本文不予赘述, 详细的内容可参考[16]。

在维持扫气室高度不变的条件, 通过将扫气室的宽度从22 mm增加到60 mm, 扫气室的总容积与气缸排量的比率  $r_{S/C}$ 从0.84增加到3.02。在2000 r·min<sup>-1</sup>的转速条件下, 扫气室容积对缸内的气流运动影响较弱[16]。图14显示了  $r_{S/C}$ 对扫气性能的影响。结果表明, DR和SE随着  $r_{S/C}$ 的增加单调递增。当  $r_{S/C}$ 从0.84增加到1.76时, CE从1.25显著增加到1.41。因此, 采用较大的扫气室容积能够优化BUSDIG发动机的扫气性能。

进气管和顶置排气道之间的角度定义为  $\alpha_{I/E}$ 。该参数对SR、TR和CTR的影响如图15所示。当  $\alpha_{I/E}$ 从180°减小到0°时, SR从6.59显著降低到5.08; 当  $\alpha_{I/E}$ 为90°时, 能够显著增强滚流和正交滚流运动。但是在2000 r·min<sup>-1</sup>

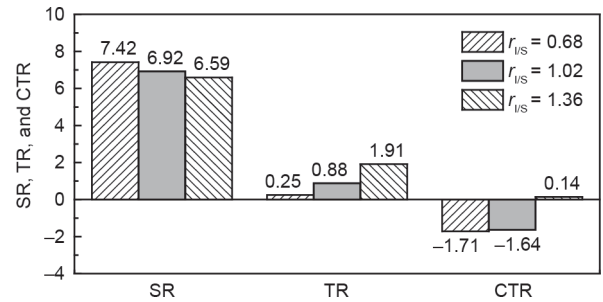


图12.  $r_{I/S}$ 对280 °CA时刻下SR、TR和CTR的影响 (Reproduced from Ref. [16] with permission of SAE International, © 2017)。

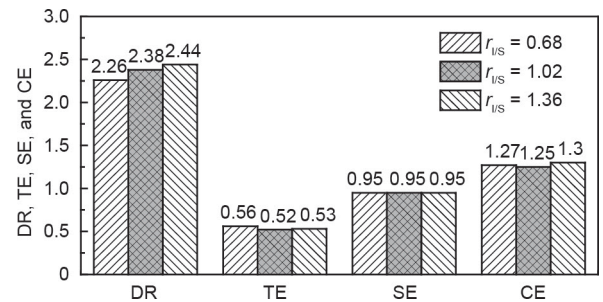


图13.  $r_{I/S}$ 对DR、TE、SE和CE的影响 (Reproduced from Ref. [16] with permission of SAE International, © 2017)。

的转速条件下,  $\alpha_{I/E}$ 对扫气性能的影响较弱。总的来说, 当进气管和排气道放置在同一侧 ( $\alpha_{I/E} = 0^\circ$ ) 时, DR略高于垂直放置的情况 ( $\alpha_{I/E} = 90^\circ$ ), 而对SE和CE的影响则较弱 [16]。

通过将扫气道的长度从5 mm增加到20 mm, 缸径与扫气道长度的比率  $r_{B/PL}$ 从16减少到4, 其对缸内气流运

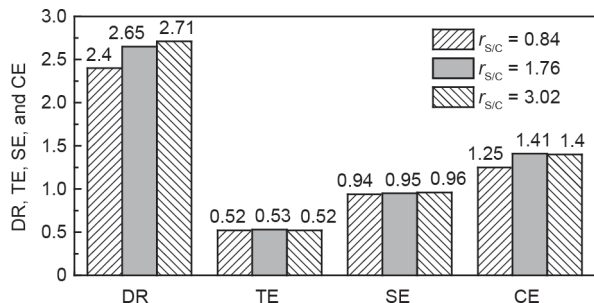


图14.  $r_{s/c}$ 对DR、TE、SE和CE的影响 (Reproduced from Ref. [16] with permission of SAE International, © 2017)。

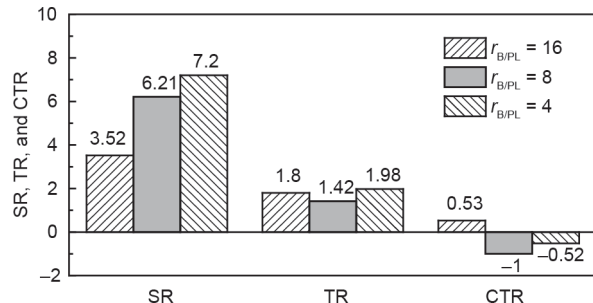


图16.  $r_{B/PL}$ 对280 °CA时刻下SR、TR和CTR的影响 (Reproduced from Ref. [16] with permission of SAE International, © 2017)。

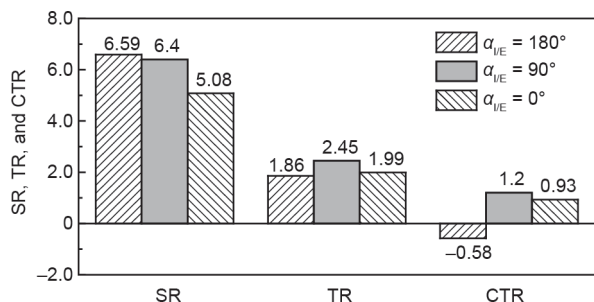


图15.  $\alpha_{I/E}$ 对280 °CA时刻下SR、TR和CTR的影响 (Reproduced from Ref. [16] with permission of SAE International, © 2017)。

动的影响如图16所示。结果表明，采用较长的扫气道设计对进气气流的引导作用更好，当 $r_{B/PL}$ 从16减少到4时，SR明显增加。然而， $r_{B/PL}$ 对扫气性能的影响较弱[16]。因此，为保证BUSDIG发动机具有较为充分的燃油/空气混合过程，设计进气道时需要保证扫气道的长度至少为10 mm，以确保缸内产生足够的涡流运动。

#### 4.4. 扫气口和排气门的开启型线

由于BUSDIG发动机采用顶置式排气门机构，因此可采用可变气门机构 (VVA) 对排气门升程和相位进行调节，实现对扫气过程的优化。研究表明，采用VVA系统可有效控制二冲程发动机中的残余废气量和燃烧过程 [60,61]。扫气口的开启时刻也会显著影响发动机的扫气性能和油耗 [62,63]。因此，本小节主要探讨了扫气口和排气门的开启型线对BUSDIG发动机扫气过程的影响 [13]。图17显示了在该部分的研究所采用的标准化后的扫气口开启型线 (SA') 和排气门型线 (EL')。如图所示，扫气口的开启时刻 (SPO) 在116~128 °CA之间，扫气口开启持续期 (SD) 相应地从128 °CA降低到104 °CA。排气门采用了两个持续期 (ED)。较短的排气门持续期为98 °CA，EVO逐渐从107 °CA推迟到141 °CA。较长的排气门持续期为126 °CA，EVO时刻从101 °CA推迟到127 °CA。本小节采用的扫气道角度均固定在最优值

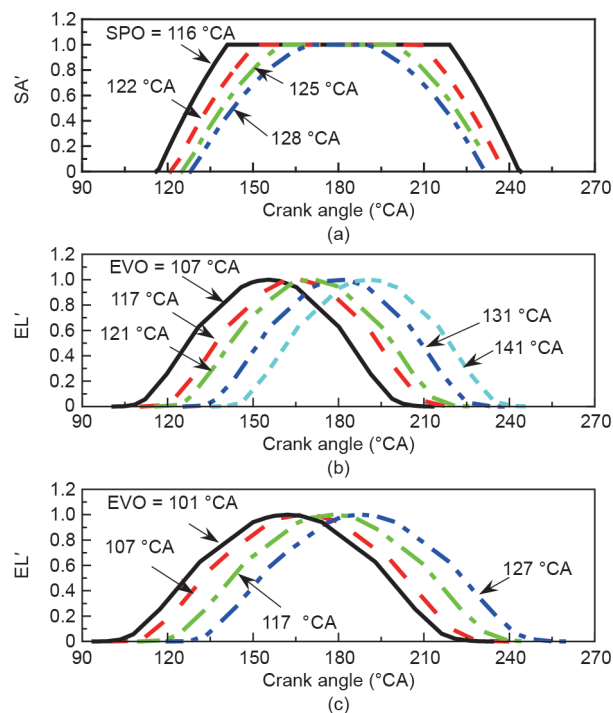


图17. (a) 扫气口开启型线; (b) ED为98 °CA的排气门型线; (c) ED为126 °CA的排气门型线 (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

(即AIA = 90°, SOA = 20°)。

为了分析扫气口和排气门开启型线对扫气过程的影响，采用以下方程分别定义了 $\Delta_{open}$ 、 $\Delta_{close}$ 和 $\Delta_{overlap}$ ，其定义也同时标注在了图18中。

$$\Delta_{open} = SPO - EVO \quad (1)$$

$$\Delta_{close} = SPC - EVC \quad (2)$$

$$\Delta_{overlap} = \min(SPC, EVC) - \max(SPO, EVO) \quad (3)$$

式中，SPO和SPC分别为扫气口开启时刻和关闭时刻；EVO和EVC分别为排气门的开启和关闭时刻。

图19显示了通过扫气口的质量流率和残余废气率



(RGF) 曲线。结果表明, BUSDIG的扫气过程可划分为4个阶段, 即早期回流(EB)、回流扫气(BS)、主扫气(MS)和后回流(PB)。在EB阶段, 由于SPO时刻缸内压力仍然较高, 缸内废气会被推回到扫气道。随着气缸压力的逐渐降低, 并低于进气道压力后, BS阶段开始, 回流到进气道的废气和新鲜气的混合气会进入缸内, 并推出缸内的燃烧废气。在第三个阶段即MS, 纯新鲜空气(没有来自EB的废气)开始进入缸内开始扫气。此外, 当SPC时刻晚于EVC时刻, 缸内混合气会在压缩冲程期间流回至扫气道, 这被定义为PB阶段。

为了明确扫气口和排气门开启型线对扫气过程的影响, 本研究基于CFD计算结果开展了相关性分析。例如, 图20显示EB持续时间( $d_{EB}$ )和 $\Delta_{open}$ 之间呈现较强的负相关关系。类似地, 本研究对其他特征参数也开展了详细的相关性分析[13]。图21总结了主要的相关性关系。结果表明, 采用较大的 $\Delta_{open}$ 能够提升SE。对于具有PB

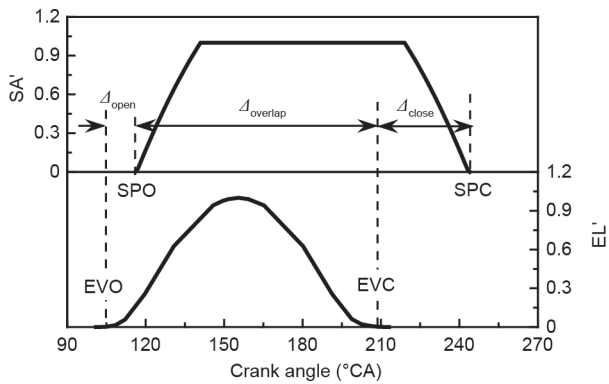


图18.  $\Delta_{open}$ 、 $\Delta_{close}$ 和 $\Delta_{overlap}$ 的定义 (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

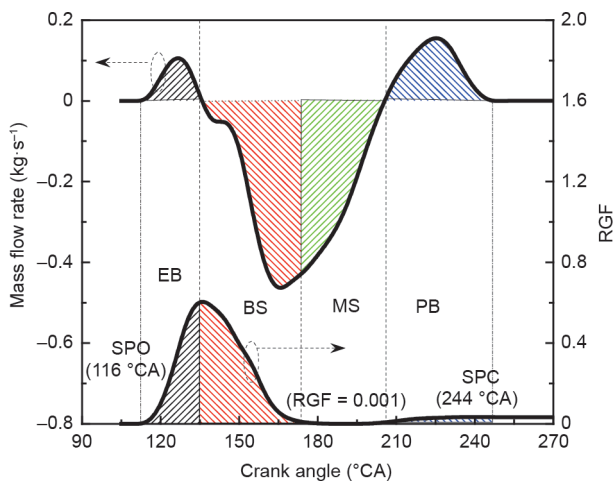


图19. 基于扫气口质量流率和RGF曲线定义的EB、BS、MS和PB阶段 (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

阶段的情况, 即当SPC时刻晚于EVC时刻时, 采用较大的 $\Delta_{close}$ 将减小CE; 对于没有PB阶段的情况,  $\Delta_{close}$ 的影响则呈现相反的趋势。此外, 对于没有PB阶段的情况, 增加 $\Delta_{overlap}$ 可以有效地改善DR, 并进一步导致较高的SE和CE; 而对于具有PB阶段的情况, 增加 $\Delta_{overlap}$ 则会降低DR。以上结果表明, 通过合理调整 $\Delta_{close}$ 和 $\Delta_{overlap}$ 使扫气过程恰好避免PB阶段, 则能够最大限度地提高BUSDIG发动机的扫气性能。关于缸内流动, 结果表明 $\Delta_{close}$ 与SR呈正相关, 但与TR呈负相关关系。

为完全避免扫气短路现象, 本研究还探索了低排气门升程(3 mm)对扫气过程的影响[15]。所采用的排气门型线和标准化后的扫气口开启型线如图22所示。

图23显示了采用低升程排气门型线后EVO时刻对扫气性能的影响。研究结果表明, 采用低升程排气门型线能够完全避免扫气短路现象, 因此TE保持在1, CE与DR相同。值得注意的是, 当EVO时刻从84 °CA推迟到104 °CA时, DR/CE和SE均逐渐降低, 这主要是由于推迟EVO时刻导致自由排气持续期降低。然而, 当EVO时刻进一步推迟至124 °CA, 进气和排气叠开期增加, 因而导致DR/CE和SE均有所增加。以上结果表明, 可以通过控制排气门的EVO时刻有效调节缸内残余废气量。由于能够避免扫气短路现象, 并可以有效控制缸内高温残余废气量, 因此采用低排气门升程型线能够使二冲程BUSDIG发动机采用传统的进气道喷油和更为先进的汽油可控自燃燃烧模式[15]。

关于缸内气流运动, 采用较早的EVO时刻84 °CA可增加自由排气持续期, 因此涡流运动更为强烈。随着EVO时刻从94 °CA推迟到124 °CA, 峰值SR呈下降趋势, 但TDC时刻的SR基本保持不变。采用低排气门升程型

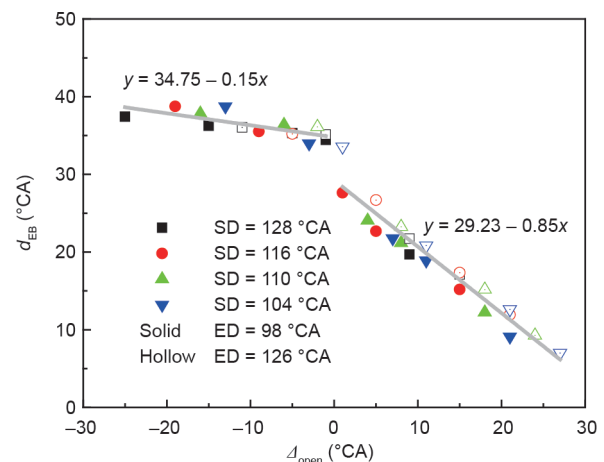


图20.  $\Delta_{open}$ 对 $d_{EB}$ 的影响 (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

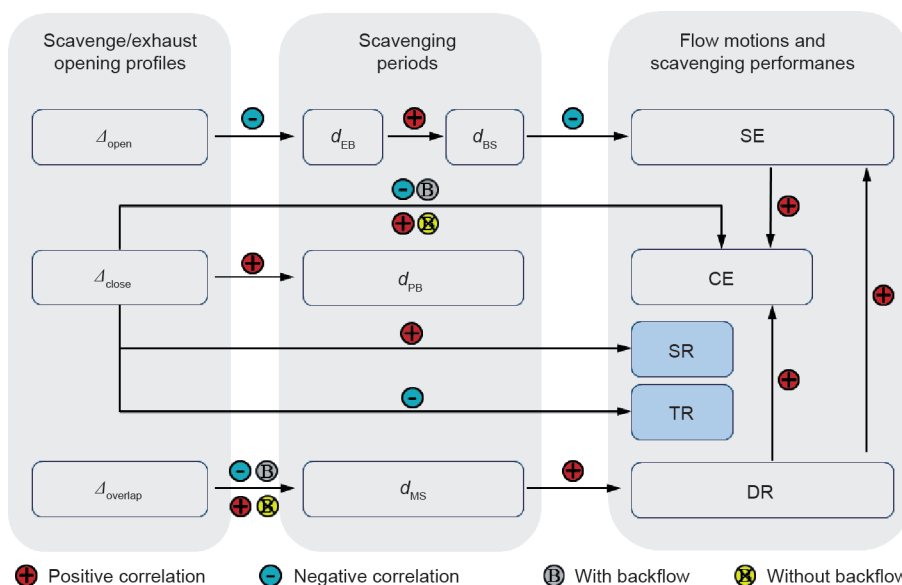


图21. 扫气口和排气门开启型线、扫气阶段、缸内气流运动和扫气性能之间的相互关系 (Reproduced from Ref. [13] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

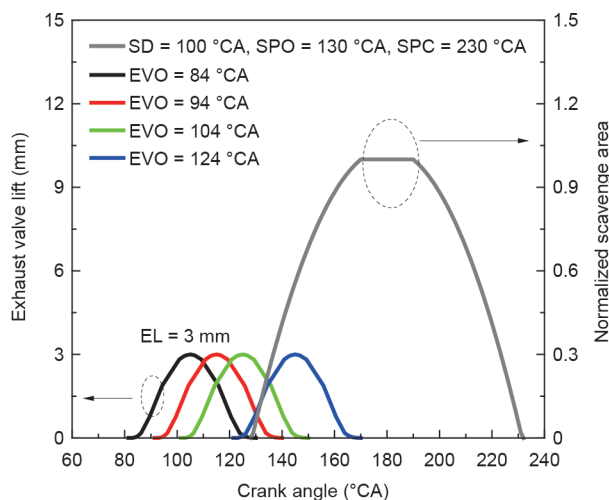


图22. 低升程排气门型线和标准化后的扫气口开启型线 (Reproduced from Ref. [15] with permission of Brunel University, © 2017)。

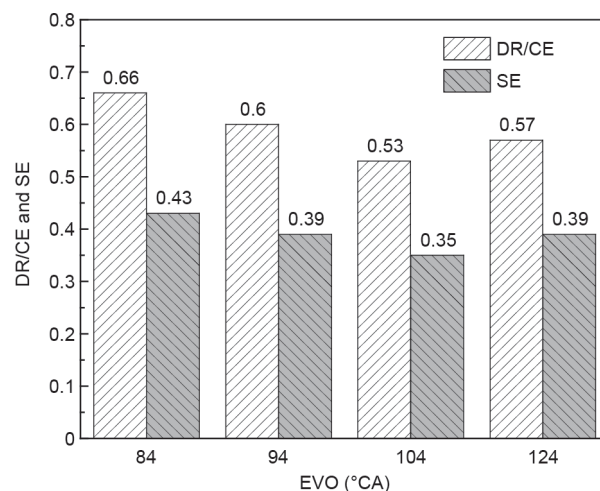


图23. EVO时刻对DR/CE和SE的影响 (所有EVO时刻下的TE均为1, reproduced from Ref. [15] with permission of Brunel University, © 2017)。

线导致不同EVO时刻下的滚流和正交滚流均较弱[15]。

#### 4.5. 缸内燃油 / 空气混合过程的优化

以上的研究主要侧重于优化BUSDIG发动机中的扫气过程。除此以外, 缸内燃油/空气的混合过程也需要进行系统优化, 以保证火花塞附近形成化学计量燃空当量比混合气, 实现稳定的火花点火和更快的火焰传播过程[64-67]。研究表明, 喷油时刻[68-71]和多次喷射的比例分配[64,68,72]都会对缸内燃油分布及随后的燃烧过程产生显著影响。

在本研究中, BUSDIG发动机采用了一个外开式压电晶体喷油器, 以实现稳定的燃油分布、更短喷油贯穿

距、精确和灵活的喷油率和喷油持续期控制, 以及多次喷射性能[73], 进而改善燃油经济性和排放。为明确BUSDIG发动机中的缸内喷油及混合气形成过程, 首先在不同背压的定容器中开展了光学测量, 测量结果用于标定喷雾模型[17]。接下来, 采用标定后的喷雾模型开展了数值模拟分析, 以明确不同喷油时刻和喷油策略下BUSDIG发动机中的喷油和混合气形成过程[18]。

在光学测量中, 采用了 $1.8 \times 10^4$  kPa的喷油压力, 以及100 kPa和1000 kPa的喷油背压。基于光学测量的结果分别对Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor (KHRT) 和Reitz-Diwakar破碎模型进行了标定。计算结果表明, 在100 kPa的喷油背压下校准后的Reitz-Diwakar模型能够

在1000 kPa的喷油背压下精确模拟汽油喷雾过程，而无需做进一步的模型参数校准[17]。因此，后续的发动机直喷模拟计算均采用标定后的Reitz-Diwakar破碎模型。

图24给出了稀燃工况 ( $\lambda \approx 1.7$ ) 下整个燃烧室和火花塞附近区域的平均燃空当量比随曲柄转角的变化规律。研究采用了两次喷射策略，燃油喷射比例固定在0.5，其定义为第一次喷油的燃油质量占总喷油质量的比率。火花塞附近区域则定义为以火花塞间隙的中心为球心、直径为20 mm的球形区域。如图24所示，喷油比例为0.5的两次喷射策略能够形成较优的缸内燃油分层形态，其中火花塞区域能够形成偏浓混合气，而燃烧室整体则为偏稀混合气。两次喷射策略中，每一次的喷射均采用较少的燃油喷油量，能够降低喷油贯穿距，因而能够在火花塞周围形成偏浓混合气。然而，需要注意的是，当第一次喷油时刻为280 °CA时，虽然推迟第二次喷射时刻到320 °CA能够在火花塞周围形成偏浓混合气，但其燃空当量比在TDC之前并不稳定。通过将喷油时刻推迟至300/320 °CA，即使在整体稀薄的条件下 ( $\lambda \approx 1.7$ )，在火花塞区域仍然能够形成燃空当量比约1.1的偏浓的混合气，且其燃空当量比在TDC附近非常稳定。

为阐明两次喷射策略对BUSDIG发动机中的混合气制备过程的影响，图25显示了不同曲柄转角时刻下的缸内燃空当量比分布。第一次喷油形成的浓混合气受到缸内流动的显著影响，并在300 °CA时刻移动到气缸左侧，如图25中Section A-A的分布所示。与此同时，第一次喷油同样也对缸内的流场产生影响，导致气缸中心区域流场较弱[18]。因此，通过第二次喷油形成的偏浓混合物能够相对稳定的维持在燃烧室中心区域，如310 °CA时

刻下Section A-A的分布所示。这也进一步解释了两次喷射策略下能够在火花塞区域实现稳定偏浓混合气的原因。

## 5. 发动机的性能评估

以上小节主要探讨了如何通过3D CFD模拟手段设计和优化BUSDIG发动机，研究的关键设计包括B/S、扫气道角度、进气道、扫气口和排气门的开启型线以及燃油喷射策略。本小节基于以上优化后的BUSDIG发动机开展了1D发动机模拟计算，分析了高压压缩比 (CR)、VVA技术、喷水、废气再循环 (EGR) 和稀薄燃烧对提高二冲程BUSDIG发动机性能的潜力。3.2小节已经给出

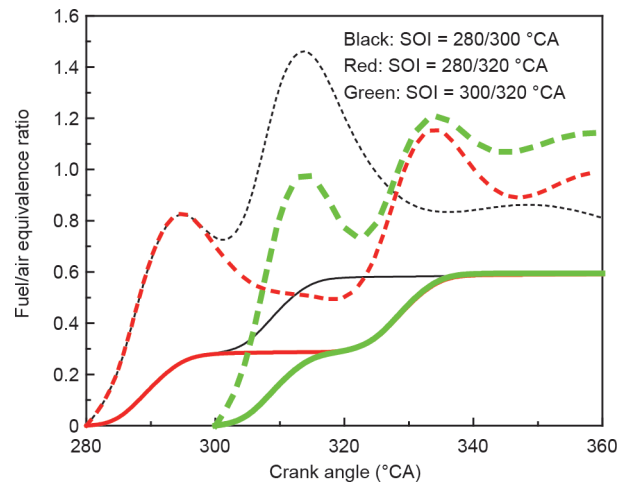


图24. 喷油时刻 (SOI) 对整个燃烧室 (实线) 和火花塞区域 (虚线) 的平均燃空当量比的影响 (Reproduced from Ref. [18] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

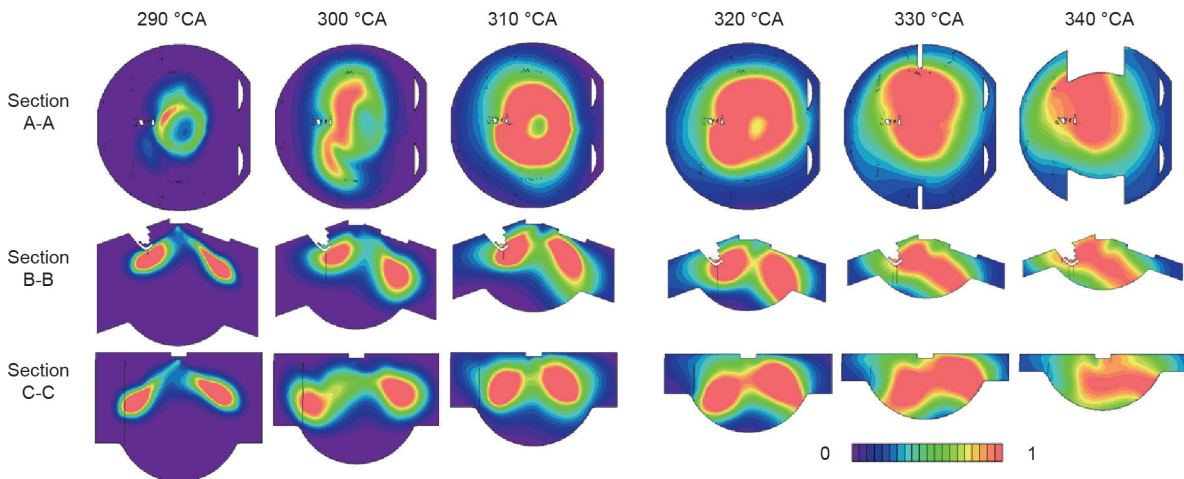


图25. 两次喷油策略下的燃空当量比分布。燃油喷射比例 = 0.5，SOI = 280/300 °CA。Section A-A: 穿越火花塞间隙的水平截面；Section B-B: 穿越火花塞间隙及气缸中心的垂直截面；Section C-C: 穿越火花塞间隙并垂直于Section B-B的垂直截面 (Reproduced from Ref. [18] with permission of Institution of Mechanical Engineers, © 2018)。

了1D发动机模型的详细介绍。需要注意的是，Wiebe模型中的燃烧持续期和燃烧相位在不同工况点下都进行了优化。此外，由于EVO时刻也对扫气性能产生显著影响（详见4.4小节），因此EVO时刻在各工况点下也进行了优化。扫气口的开启持续期则均固定在 $100^\circ\text{CA}$ 。

如图26所示，发动机CR从10增加到16，导致发动机有效热效率从37.27%提高到40.62%。增加ED同样能够改善发动机扫气性能，进而有效提高发动机有效热效率[13]。采用喷水策略可有效抑制爆震燃烧，发动机有效热效率从40.62%显著增加至44%。进一步采用20%的EGR能够实现稀释燃烧，发动机有效热效率可提高至45.4%。或者也可以采用稀薄燃烧策略进一步提升有效热效率。结果表明，当 $\lambda$ 为2时，发动机有效热效率可提高到47.2%。

图27显示了1.0 L BUSDIG发动机采用化学计量燃空当量比和喷水策略实现的制动扭矩和功率曲线。结果表明，二冲程BUSDIG发动机的低转速性能较好，在转速 $1600\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时扭矩可达 $379\text{ N}\cdot\text{m}$ 。在转速 $4000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时可以实现大约 $112\text{ kW}\cdot\text{L}^{-1}$ 的功率密度。

## 6. 结论

本研究提出了一种新颖的二冲程BUSDIG发动机概念，以提高发动机动力性能并降低油耗。本文讨论了关键发动机部件和参数的设计和优化，总结了主要的研究结果，以回顾二冲程BUSDIG发动机的研究进展。主要的研究结果可归纳如下：

(1) 研究发现 $B/S$ 为0.8、缸径为80 mm、行程为100 mm时能够获得更高的CE和TE，并具有适度的缸内气流运动以促进燃油/空气的混合过程。

(2) 关于扫气道角度的设计，研究发现AIA为 $90^\circ$ 时可获得更好的扫气性能，SOA为 $20^\circ$ 时可获得最佳的缸内气流运动和CE。

(3) 关于进气管设计，研究发现进气管横截面面积与扫气口横截面总面积之比( $r_{1/2}$ )较高时能够确保较好的缸内气流运动和扫气性能。当扫气室容积与发动机排量之比( $r_{SC}$ )增加到1.76时，CE可得到显著增加。当进气管相对于排气管垂直设计时，可有效促进缸内滚流和正交滚流运动。为促进缸内燃油/空气的混合过程，扫气道的长度则需要至少10 mm以确保形成足够的缸内气流流动。

(4) 研究还发现扫气口和排气门的开启型线对二冲程BUSDIG发动机的扫气过程有显著影响。较大 $\Delta_{open}$ 可用于改善SE。通过调整 $\Delta_{close}$ 和 $\Delta_{overlap}$ 恰好避免PB时，发动机可实现最佳的扫气性能。研究结果还表明，采用低排气门升程可以完全避免BUSDIG发动机中的扫气短路现象，并且EVO时刻可有效控制扫气性能。

(5) 使用标定后的Reitz-Diwakar模型开展的发动机模拟结果表明，在整缸稀薄( $\lambda\approx 1.7$ )的条件下，采用较晚喷油时刻( $300/320^\circ\text{CA}$ )的两次喷射策略可在火花塞周围实现稳定的偏浓混合气(燃空当量比 $\approx 1.1$ )。

(6) 采用更高的CR、更长的ED、喷水、稀释和稀薄燃烧可有效地提高二冲程BUSDIG发动机的有效热效率。采用 $\lambda$ 为2的稀薄燃烧，可实现峰值有效热效率

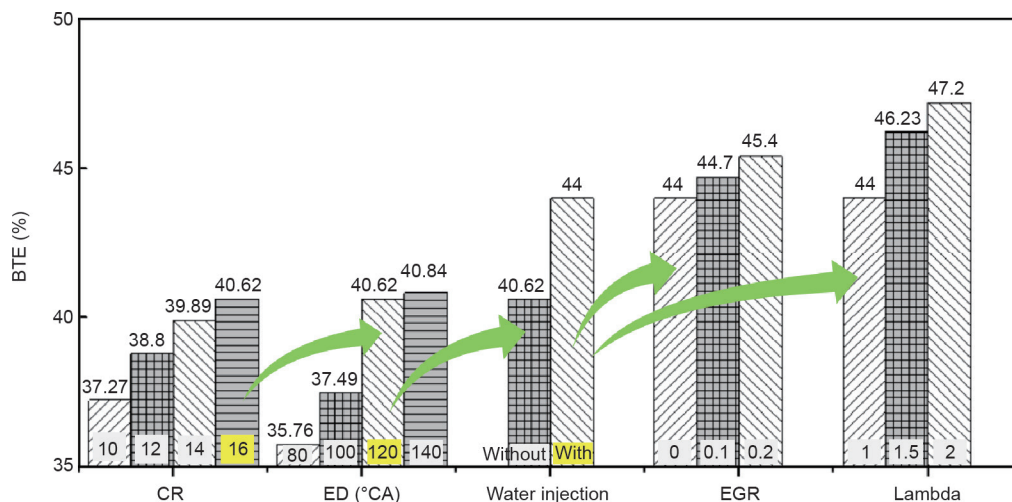


图26. BUSDIG发动机采用不同技术方案可实现的有效热效率(BTE)。采用喷水策略，在 $1600\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $1300\text{ kPa}$  BMEP的条件下，BTE可以达到44%，扭矩达到 $213\text{ N}\cdot\text{m}$ ；采用EGR策略，在 $1600\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $1200\text{ kPa}$  BMEP的条件下，BTE可达到45.4%，扭矩可达到 $190\text{ N}\cdot\text{m}$ ；采用Lambda稀薄策略，在 $1600\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $1100\text{ kPa}$  BMEP的条件下，BTE可达到47.2%，扭矩可达到 $180\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

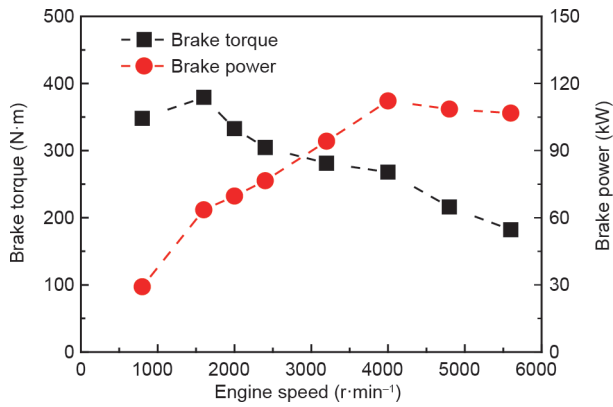


图27. 1 L BUSDIG发动机采用化学计量燃空当量比和喷水策略实现的制动扭矩和功率曲线（喷水策略下， $\lambda = 1$ ）。

47.2%。在  $1600 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$  和  $4000 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$  的转速下，采用化学计量燃空当量比的BUSDIG发动机分别实现制动扭矩  $379 \text{ N}\cdot\text{m}$  和功率密度  $112 \text{ kW}\cdot\text{L}^{-1}$ 。

## Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge financial support from the Engineering and Physical Sciences Research Council (EPSRC). The data for this research can be accessed from the Brunel University London data archive, figshare at <https://doi.org/10.17633/rd.brunel.7862522.v1>.

## References

- Fraser N, Blaxill H, Lumsden G, Bassett M. Challenges for increased efficiency through gasoline engine downsizing. *SAE Int J Engines* 2009;2(1):991–1008.
- Dingle S, Cairns A, Zhao H, Williams J, Williams O, Ali R. Lubricant induced preignition in an optical SI engine. *SAE Technical Paper* 2014:2014-01-1222.
- Benajes J, Novella R, De Lima D, Tribotte P. Investigation on multiple injection strategies for gasoline PPC operation in a newly designed 2-stroke HSDI compression ignition engine. *SAE Int J Engines* 2015;8(2):758–74.
- Dalla Nora M, Lanzanova T, Zhang Y, Zhao H. Engine downsizing through two-stroke operation in a four-valve GDI engine. *SAE Technical Paper* 2016:2016-01-0674.
- Mattarelli E, Rinaldini CA. Two-stroke gasoline engines for small-medium passenger cars. *SAE Technical Paper* 2015:2015-01-1284.
- Zhang Y, Nora MD, Zhao H. Comparison of performance, efficiency and emissions between gasoline and E85 in a two-stroke poppet valve engine with lean boost CAI operation. *SAE Technical Paper* 2015:2015-01-0827.
- Nishida K, Sakuyama H, Kimijima T. Improvement of fuel economy using a new concept of two-stroke gasoline engine applying stratified-charge auto-ignition. *SAE Technical Paper* 2009:2009-28-0009.
- Johnson J, Den Braven KR. Comparison of homogeneous, stratified and high-squish stratified combustion in a direct-injected two-stroke engine. *SAE Technical Paper* 2008:2008-32-0030.
- Wang X, Zhao H, Xie H. Effect of dilution strategies and direct injection ratios on stratified flame ignition (SFI) hybrid combustion in a PFI/DI gasoline engine. *Appl Energy* 2016;165:801–14.
- Wang X, Zhao H, Xie H. Effect of piston shapes and fuel injection strategies on stoichiometric stratified flame ignition (SFI) hybrid combustion in a PFI/DI gasoline engine by numerical simulations. *Energy Convers Manage* 2015;98:387–400.
- Wang X, Ma J, Zhao H. Analysis of the effect of bore/stroke ratio and scavenging port angles on the scavenging process in a two-stroke boosted uniflow scavenged direct injection gasoline engine. *Proc Inst Mech Eng, D J Automob Eng* 2018;232(13):1799–814.
- Wang X, Ma J, Zhao H. Evaluations of scavenging port designs for a boosted uniflow scavenged direct injection gasoline (BUSDIG) engine by 3D CFD Simulations. *SAE Technical Paper* 2016:2016-01-1049.
- Wang X, Ma J, Zhao H. Analysis of scavenging port designs and exhaust valve profiles on the in-cylinder flow and scavenging performance in a two-stroke boosted uniflow scavenged direct injection gasoline engine. *Int J Engine Res* 2018;19(5):509–27.
- Ma J, Zhao H. The modeling and design of a boosted uniflow scavenged direct injection gasoline (BUSDIG) engine. *SAE Technical Paper* 2015:2015-01-1970.
- Wang X, Ma J, Zhao H. Analysis of the impact of exhaust valve profile on the scavenging and combustion process in a two-stroke boosted uniflow scavenged gasoline (BUSDIG) engine. In: *Proceedings of the IMechE Internal Combustion Engines Conference* 2017 Dec 6–7; Birmingham, UK; 2017.
- Wang X, Ma J, Zhao H. Analysis of the effect of intake plenum design on the scavenging process in a two-stroke boosted uniflow scavenged direct injection gasoline (BUSDIG) engine. *SAE Technical Paper* 2017:2017-01-1031.
- Wang X, Zhao H. Numerical simulation of the gasoline spray with an outward-opening piezoelectric injector: a comparative study of different breakup models. *SAE Technical Paper* 2018:2018-01-0272.
- Wang X, Ma J, Zhao H. Analysis of mixture formation process in a two-stroke boosted uniflow scavenged direct injection gasoline engine. *Int J Engine Res* 2018;19(9):927–40.
- Sigurdsson E, Ingvorsen KM, Jensen MV, Mayer S, Matlok S, Walther JH. Numerical analysis of the scavenging flow and convective heat transfer in large two-stroke marine diesel engines. *Appl Energy* 2014;123:37–46.
- Andersen FH, Mayer S. CFD analysis of the scavenging process in marine two-stroke diesel engines. In: *Proceedings of the ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*; 2014: Oct 19–22; Columbus, IN, USA; 2014.
- Mattarelli E, Rinaldini CA, Baldini P. Modeling and Experimental Investigation of a 2-stroke GDI engine for range extender applications. *SAE Technical Paper* 2014:2014-01-1672.
- Hori H. Scavenging flow optimization of two-stroke diesel engine by use of CFD. *SAE Technical Paper* 2000:2000-01-0903.
- Laget O, Ternel C, Thiriot J, Charmasson S, Tribotté P, Vidal F. Preliminary design of a two-stroke uniflow diesel engine for passenger car. *SAE Int J Engines* 2013;6(1):596–613.
- Lee C, Zhao H, Ma T. A simple and efficient mild air hybrid engine concept and its performance analysis. *Proc Inst Mech Eng, D J Automob Eng* 2013;227(1):120–36.
- Borghini M, Mattarelli E, Muscoloni J, Rinaldini CA, Savioli T, Zardin B. Design and experimental development of a compact and efficient range extender engine. *Appl Energy* 2017;202:507–26.
- Turner J, Blundell DW, Pearson RJ, Patel R, Larkman DB, Burke P, et al. Project omnivore: a variable compression ratio at 2-stroke engine for ultra-widerange HCCI operation on a variety of fuels. *SAE Int J Engines* 2010;3(1):938–55.
- Blundell DW, Turner J, Pearson R, Patel R, Young J. The omnivore wide-range auto-ignition engine: results to date using 98RON unleaded gasoline and E85 fuels. *SAE Technical Paper* 2010:2010-01-0846.
- CD-adapco. *Methodology, STAR-CD version 4.14*. Melville: CD-adapco; 2010.
- Han Z, Reitz RD. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG  $k-\epsilon$  Models. *Combust Sci Technol* 1995;106(4–6):267–95.
- Jones WP. Prediction methods for turbulent flames. In: Kollmann W, Kollmann W, editors. *Prediction methods for turbulent flow*. Washington: Hemisphere; 1980. p. 1–45.
- Angelberger C, Poinot T, Delhay B. Improving near-wall combustion and wall heat transfer modeling in SI engine computations. *SAE Technical Paper* 1997:972881.
- Lefebvre A. *Atomization and sprays*. Cleveland: CRC Press; 1988.
- Reitz RD, Diwakar R. Effect of drop breakup on fuel sprays. *SAE Technical Paper* 1986:860469.
- Bai C, Gosman AD. Development of methodology for spray impingement simulation. *SAE Technical Paper* 1995:950283.
- Issa RI. Solution of the implicit discretised fluid flow equations by operatorsplitting. *J Comput Phys* 1986;62(1):40–65.
- Douaud AM, Eyzat P. Four-octane-number method for predicting the antiknock behavior of fuels and engines. *SAE Technical Paper* 1978:780080.
- Chen SK, Flynn PF. Development of a single cylinder compression ignition research engine. *SAE Technical Paper* 1965:650733.
- Ma J. Numerical and experimental study of a boosted uniflow 2-stroke engine [dissertation]. London: Brunel University London; 2014.
- Williams AM, Baker AT, Garner CP, Vijayakumar R. Turbo-discharging turbocharged internal combustion engines. *Proc Inst Mech Eng, D J Automob Eng* 2013;227(1):52–65.
- Regner G, Herold RE, Wahl MH, Dion E, Redon F, Johnson D. The achates power opposed-piston two-stroke engine: performance and emissions results in a medium-duty application. *SAE technical paper* 2011:2011-01-2221.
- Zhang Y, Zhao H. Measurement of short-circuiting and its effect on the controlled autoignition or homogeneous charge compression ignition combustion in a two-stroke poppet valve engine. *Proc Inst Mech Eng, D J Automob Eng* 2012;226(8):1110–8.
- Hult J, Matlok S, Mayer S. Particle image velocimetry measurements of swirl and scavenging in a large marine two-stroke diesel engine. *SAE Technical Paper* 2014:2014-01-1173.

- [43] Ingvorsen KM, Meyer KE, Walther JH, Mayer S. Turbulent swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged two-stroke engine. *Exp Fluids* 2014;55 (6):1748.
- [44] Han Z, Fan L, Reitz RD. Multidimensional modeling of spray atomization and air-fuel mixing in a direct-injection spark-ignition engine. SAE Technical Paper 1997:970884.
- [45] Ruhland H, Lorenz T, Dunstheimer J, Breuer A, Khosravi M. A study on charge motion requirements for a class-leading GTDI engine. SAE Technical Paper 2017:2017-24-0065.
- [46] Miles PC, Andersson Ö. A review of design considerations for light-duty diesel combustion systems. *Int J Engine Res* 2016;17(1):6–15.
- [47] Altin I, Sezer I, Bilgin A. Effects of the stroke/bore ratio on the performance parameters of a dual-spark-ignition (DSI) engine. *Energy Fuels* 2009;23 (4):1825–31.
- [48] Lee C, Goel S, Babajimopoulos A. The effects of stroke-to-bore ratio on HCCI combustion. SAE Technical Paper 2010:2010-01-0842.
- [49] Yang X, Okajima A, Takamoto Y, Obokata T. Numerical study of scavenging flow in poppet-valved two-stroke engines. SAE Technical Paper 1999:1999-01-1250.
- [50] Thornhill D, Douglas R, Kenny R, Fitzsimons B. An experimental investigation into the effect of bore/stroke ratio on a simple two-stroke cycle engine. SAE Technical Paper 1999:1999-01-3342.
- [51] Kee RJ, Blair GP, Douglas R. Comparison of performance characteristics of loop and cross scavenged two-stroke engines. SAE Technical Paper 1990:901666.
- [52] Zhu Y, Savonen C, Johnson NL, Amsden AA. Three-dimensional computations of the scavenging process in an opposed-piston engine. SAE Technical Paper 1994:941899.
- [53] Wang X, Xie H, Zhao H. Computational study of the influence of in-cylinder flow on spark ignition-controlled auto-ignition hybrid combustion in a gasoline engine. *Int J Engine Res* 2015;16(6):795–809.
- [54] Ingvorsen KM, Meyer KE, Walther JH, Mayer S. Phase-locked stereoscopic PIV measurements of the turbulent swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged two-stroke engine cylinder. In: *Proceedings of the 10th International Symposium On Particle Image Velocimetry*; 2013 Jul 1–3; Delft, The Netherlands; 2013.
- [55] Haider S, Schnipper T, Obeidat A, Meyer KE, Okulov VL, Mayer S, et al. PIV study of the effect of piston position on the in-cylinder swirling flow during the scavenging process in large two-stroke marine diesel engines. *J Mar Sci Technol* 2013;18(1):133–43.
- [56] Tamamidis P, Assanis DN. Optimization of inlet port design in a uniflow-scavenged engine using a 3-D turbulent flow code. SAE Technical Paper 1993:931181.
- [57] Abis A, Winkler F, Schwab C, Kirchberger R, Eichlseder H. An innovative two-stroke twin-cylinder engine layout for range extending application. SAE Technical Paper 2013:2013-32-9133.
- [58] Vashishtha A, Rathinam B. Study of intake ports design for ultra low cost (ULC) gasoline engine using STAR-CD. SAE Technical Paper 2012:2012-01-0407.
- [59] Blair GP. *Design and simulation of two-stroke engines*. Warrendale: Society of Automotive Engineers; 1996.
- [60] Zhang Y, Zhao H, Ojapah M, Cairns A. CAI combustion of gasoline and its mixture with ethanol in a 2-stroke poppet valve DI gasoline engine. *Fuel* 2013;109:661–8.
- [61] Zhang Y. 2-stroke CAI combustion operation in a GDI engine with poppet valves. SAE Technical Paper 2012:2012-01-1118.
- [62] Ravi MR, Marathe AG. Effect of port sizes and timings on the scavenging characteristics of a uniflow scavenged engine. SAE Technical Paper 1992:920782.
- [63] Carlucci AP, Ficarella A, Trullo G. Performance optimization of a two-stroke supercharged diesel engine for aircraft propulsion. *Energy Convers Manage* 2016;122:279–89.
- [64] Persson H, Sjöholm J, Kristensson E, Johansson B, Richter M, Alden M. Study of fuel stratification on spark assisted compression ignition (SACI) combustion with ethanol using high speed fuel PLIF. SAE Technical Paper 2008:2008-01-2401.
- [65] Williams B, Ewart P, Wang X, Stone R, Ma H, Walmsley H, et al. Quantitative planar laser-induced fluorescence imaging of multi-component fuel/air mixing in a firing gasoline-direct-injection engine: effects of residual exhaust gas on quantitative PLIF. *Combust Flame* 2010;157(10):1866–78.
- [66] Middleton RJ, Martz JB, Lavoie GA, Babajimopoulos A, Assanis DN. A computational study and correlation of premixed iso-octane air laminar reaction fronts diluted with EGR. *Combust Flame* 2012;159(10):3146–57.
- [67] Benajes J, García A, Domenech V, Durrett R. An investigation of partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. *Appl Therm Eng* 2013;52(2):468–77.
- [68] Dahl D, Andersson M, Berntsson A, Denbratt I. Reducing pressure fluctuations at high loads by means of charge stratification in HCCI combustion with negative valve overlap. SAE Technical Paper 2009:2009-01-1785.
- [69] Iyer CO, Han Z, Yi J. CFD modeling of a vortex induced stratification combustion (VISC) system. SAE Technical Paper 2004:2004-01-0550.
- [70] Oh H, Bae C. Effects of the injection timing on spray and combustion characteristics in a spray-guided DISI engine under lean-stratified operation. *Fuel* 2013;107:225–35.
- [71] Costa M, Sorge U, Allocca L. Increasing energy efficiency of a gasoline direct injection engine through optimal synchronization of single or double injection strategies. *Energy Convers Manage* 2012;60:77–86.
- [72] Ikoma T, Abe S, Sonoda Y, Suzuki H. Development of V-6 3.5-liter engine adopting new direct injection system. SAE Technical Paper 2006:2006-01-1259.
- [73] Drake MC, Haworth DC. Advanced gasoline engine development using optical diagnostics and numerical modeling. *Proc Combust Inst* 2007;31 (1):99–124.