

扫气口角度和涡流比对船用柴油机性能的影响

刘梦雨¹, 鲁祯², 朱峰¹, 卢天龙²

1. 中国船舶重工集团公司第七一一研究所, 上海 201108; 2. 天津大学机械工程学院, 天津 300350

摘要:利用 Converge 软件建立某大缸径低速二冲程船用柴油机的三维数值仿真模型, 仿真研究扫气口水平倾角对柴油机性能的影响, 并解耦涡流比的单独影响机理。结果表明: 扫气口水平倾角过大或过小均导致缸内产生回流区及新鲜空气过早溢出, 降低扫气效率; 与原机水平倾角为 15° 时相比, 当扫气口水平倾角为 10° 时, 有效燃油消耗率和 NO_x 排放均降低; 在合理范围内增大涡流比可有效改善油气混合均匀性和燃烧过程; 与原机涡流比为 4.5 时相比, 涡流比为 20.5 时燃油消耗率降低 5.09%, 燃油经济性明显改善; 但涡流比过大对燃油消耗率的改善较小, 同时导致壁面传热损失较大, 因此涡流比应控制在 20.5 以下。

关键词:二冲程船用柴油机; 扫气口角度; 涡流比; 燃烧; 排放

中图分类号:TK401

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2023)06-0001-09

引用格式:刘梦雨, 鲁祯, 朱峰, 等. 扫气口角度和涡流比对船用柴油机性能的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2023, 40(6): 1-9.

LIU Mengyu, LU Zhen, ZHU Feng, et al. Effect of scavenge port angle and swirl ratio on performance of a marine diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023, 40(6): 1-9.

0 引言

随着船舶发动机排放限值标准的日益严格, 国际海事组织对船舶发动机的 NO_x 排放提出了更高要求^[1]。低排放和高经济性是行业发展目标, 开发低排放、高经济性的船用发动机, 掌握其核心技术是我国船舶行业的重大需求。

研究表明, 提高缸内流体的涡流运动是改善发动机燃油经济性的有效途径, 增强涡流运动可以增加油气混合速率并形成适当的油气混合物, 从而加快缸内混合物的燃烧速率, 改善发动机燃烧性能^[2]。对于二冲程船用发动机, 增强涡流运动通常依赖于扫气口结构优化^[3]。Nakagawa 等^[4]研究了扫气口径向倾角的影响, 结果表明, 径向倾角影响气流运动的速度梯度以及涡流运动强度。尽管增加扫气口水平倾角可以增强涡流运动, 但影响扫气效率^[5], 而且涡流运动单独对柴油机性能影响的研究较少。

本文中建立某大缸径低速二冲程船用柴油机三维模型, 仿真研究不同扫气口角度对二冲程柴油机的扫气过程、燃烧及排放性能的影响; 通过 Converge 映射续算的方法深入分析涡流比对燃烧和排放性能的影响, 研究涡流比对发动机燃油经济性的影响, 为大缸径二冲程船用柴油机合理选择涡流比及扫气口结构设计提供参考。

1 仿真模型建立与验证

1.1 研究对象

以某大缸径低速二冲程船用柴油机为研究对象, 基于 Converge 软件进行三维数值仿真模拟^[6], 该船

收稿日期: 2023-08-22

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51976133)

第一作者简介: 刘梦雨(1996—), 女, 河南商丘人, 工学硕士, 主要研究方向为船舶发动机, E-mail: liumengyu1113@163.com。

用柴油机的主要技术参数如表 1 所示。

表 1 柴油机的主要技术参数

缸径/mm	行程/mm	压缩比	缸数	额定功率/kW	额定转速/(r·min ⁻¹)
520	2 315	24.91	6	6 408	99

基于该发动机的几何结构和主要参数搭建三维仿真模型,如图 1 所示。该模型分为 3 个区域:进气区域、气缸区域和排气区域,可以完整地模拟包括扫气过程在内的工作循环,模拟结果更接近真实发动机。

1.2 模型参数和网格策略

本文中选取发动机 100% 负荷为研究工况,该三维模型的初始和边界条件参数依据试验数据和一维 GT-Power 仿真结果设置,模型初始条件和边界参数如表 2、3 所示。模型的喷油参数由实机试验工况给定,该发动机缸盖周向分布 3 个喷油器,每个喷油有 5 个喷孔。模型包含多种计算子模型,如表 4 所示,其中燃烧模型为 SAGE 详细化学动力学模型,该模型可以模拟多种化学物质和多个化学反应,从而精确模拟燃烧过程^[7-8]。由于正庚烷是柴油发动机中十六烷值的主要参考燃料,其十六烷值与柴油相似,因此可使用正庚烷作为柴油的替代燃料来描述燃烧过程^[9]。本文中采用的正庚烷反应机理包括 42 种组分和 168 个基元反应^[10]。

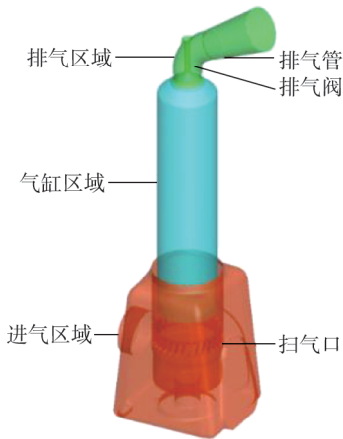


图 1 发动机三维仿真简化模型

表 2 模型初始条件

排气阀开启时 曲轴转角/(°)	排气阀关闭时 曲轴转角/(°)	排气阀升程/ mm	扫气口开启时 曲轴转角/(°)	扫气口关闭时 曲轴转角/(°)	喷油 器数	喷油时曲轴 转角/(°)	喷油持续期 曲轴转角/(°)	循环喷油量/ g
127	292	71	147	213	3×5	362.83	10.076	36.99

表 3 模型边界条件

进气口压力/ kPa	进气口热力学 温度/K	排气口压力/ kPa	排气口热力学 温度/K	气缸壁面热力学 温度/K	活塞顶面热力学 温度/K	气缸盖热力学 温度/K	排气阀底热力学 温度/K
442.6	308.95	435.0	768.15	546.60	773.00	873.00	873.00

表 4 模拟子模型

湍流模型 ^[11]	油滴蒸发模型	油滴破碎模型 ^[12]	喷雾碰壁模型 ^[13]	燃烧模型	传热模型 ^[14]	NO _x 排放模型 ^[15]
RNG <i>k-ε</i> 模型	Frossling 模型	KH-RT 模型	O'Rourke 模型	SAGE 模型	Han-Reitz 模型	扩展的 Zeldovich 机理

Converge 软件可以自动生成网格,并可通过基础网格设置、自适应加密(adaptive mesh refinement, AMR)和固定加密等方式对网格进行控制。为了同时满足计算效率和精度,经过网格敏感性测试和分析,基础网格尺寸设置为 40 mm;对扫气口和气缸区域网格进行固定加密,网格尺寸为 10 mm;对燃烧室网格进行固定加密,网格尺寸为 5 mm;对喷油区域网格进行固定加密,网格尺寸为 2.5 mm,可准确模拟油气混合和燃烧过程^[16]。此外,使用 AMR 方式对进气区域和气缸区域进行设置,最小网格尺寸为 10 mm。经计算,该模型在活塞运动到上止点时总网格数量为 670 000 个,在燃烧期间最多可达到 1 370 000 个。

1.3 模型验证

关键参数的三维仿真结果和试验结果对比如表 5 所示。

表 5 关键参数的仿真和试验结果对比

项目	最大压缩压力/MPa	最大燃烧压力/MPa	指示功率/kW	有效燃油消耗率/[g·(kW·h) ⁻¹]	NO _x 比排放/[g·(kW·h) ⁻¹]
试验	14.54	15.80	6 408	171.48	9.55
三维仿真	14.58	16.25	6 389	172.01	9.74

由表 5 可知:最大压缩压力、最大燃烧压力、有效燃油消耗率、指示功率、NO_x 比排放生成的三维仿真和试验结果的相对误差分别为 0.27%、2.84%、0.29%、0.31%、1.99%,均小于 3%,该模型准确可靠。

为进一步验证模型的准确性,将三维仿真和一维仿真得到的气缸压力曲线进行对比^[11],结果如图 2 所示。由图 2 可知:三维和一维仿真得到的气缸压力曲线吻合良好,证实了该模型的可靠性和准确性。

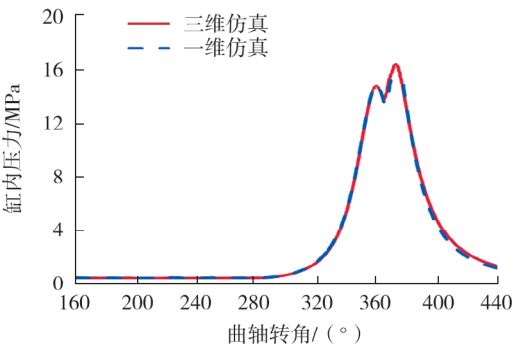


图 2 三维仿真与一维仿真气缸压力曲线

2 仿真结果与分析

2.1 扫气口结构对涡流比和扫气过程的影响

二冲程船用柴油机的扫气口结构如图 3 所示,图中 θ 为扫气口的水平倾角。由图 3 可知:具有一定水平倾角的倾斜式扫气口围绕气缸均匀分布。在保证扫气口流通面积不变的情况下,研究 θ 对柴油机性能的影响, θ 的变化范围为 $0^{\circ} \sim 25^{\circ}$,步长为 5° 。

柴油机一般采用涡流比 R_s 衡量缸内涡流运动强度^[17], R_s 的计算式为:

$$R_s = \omega_z / \omega_c,$$

式中: ω_z 为气流绕气缸中心轴线的轴向角速度, ω_c 为柴油机曲轴角速度。

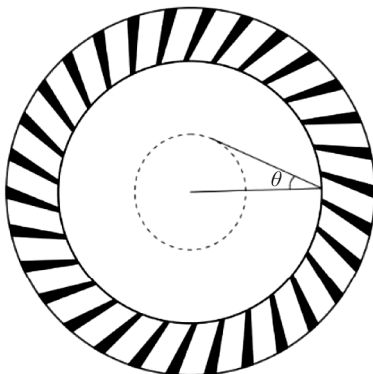


图 3 扫气口结构示意图

为了研究扫气口水平倾角对二冲程柴油机换气效率的影响,分析缸内气体质量的变化,计算柴油机的给气效率和扫气效率^[17]。给气效率用来衡量二冲程柴油机对新鲜空气的利用程度,即在换气结束后,缸内留存的新鲜空气质量与整个循环中流过扫气口的空气质量的比;扫气效率用来衡量扫气过程的清洁程度,定义为换气过程后,留在气缸内的新鲜空气质量和气缸内全部气体质量的比。

不同 θ 下缸内涡流比的变化如图 4 所示。由图 4 可知:随着 θ 增大,涡流比逐渐增大,这是因为 θ 增大,对新鲜空气的导流作用增加, ω_z 增大, θ 由 0° 增加到 25° 时,上止点时刻的涡流比由 0.98 增加到 6.08;缸内涡流比出现 2 个峰值,第 1 个峰值在扫气口打开后不久,此时大量新鲜空气在扫气箱和气缸的压差作用下进入气缸,在倾斜扫气口的导向下形成涡流并达到峰值,随后扫气箱和气缸的压差逐渐减小,并且在壁面的摩擦作用以及流体黏性力的耗散作用下,涡流逐渐衰减;涡流比的第 2 个峰值出现在喷油结束时刻,沿着涡流方向喷入的燃油加快了涡流运动。

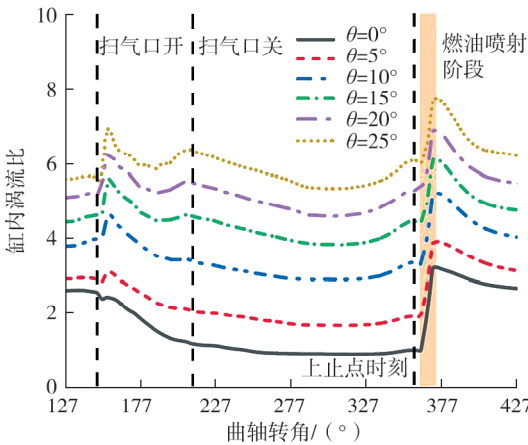


图 4 不同 θ 下涡流比的变化

不同 θ 下的气体质量和给气效率及扫气效率如图 5 所示。

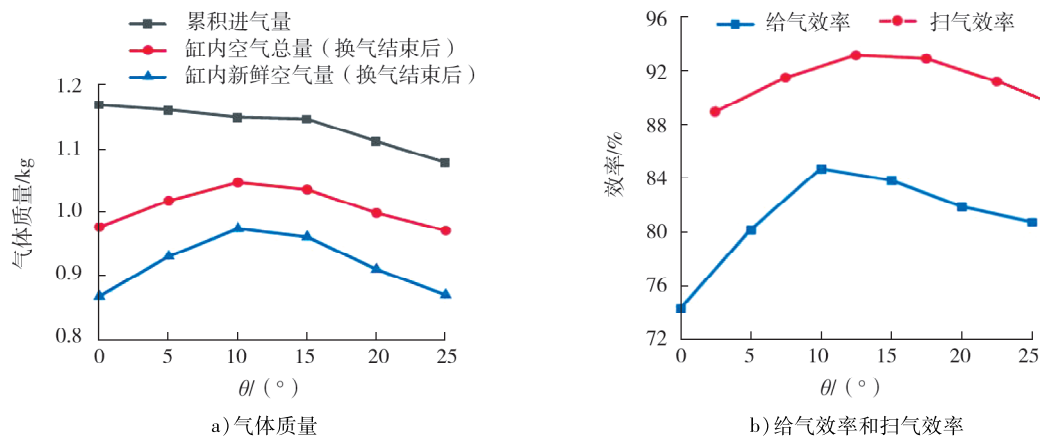


图 5 不同扫气口水平倾角下的气体质量、给气效率及扫气效率

由图 5a)可知; θ 增大,尽管整个循环中流过扫气口的累积进气量逐渐降低,但留存在缸内的空气总量和新鲜空气量却呈现先增加后降低的趋势,这说明扫气口结构不但影响累积进气量,还影响二冲程柴油机对新鲜空气的利用程度和扫气过程的清洁程度。由图 5b)可知; θ 增大,给气效率和扫气效率均先升高后降低; $\theta=10^\circ$ 时,尽管此时累积进气量较 $\theta=0^\circ$ 的情况有轻微降低,但留存在缸内的新鲜空气质量最大,为 0.974 kg,给气效率最高,为 84.7%; $\theta=10^\circ$ 时扫气效率达到最大,为 93.1%。因此,扫气口水平倾角过小或过大,给气效率和扫气效率均大幅降低,对新鲜空气的利用率过低,不利于柴油机后续的燃烧和排放。

为了探究扫气效率和给气效率变化的原因,研究扫气口开度为 50%时刻(曲轴转角为 180°)、80%时刻(曲轴转角为 200°)和扫气口关闭后(曲轴角度为 220°)的缸内气体轴向速度和新鲜空气分布。不同时刻和 θ 下缸内气体的轴向速度和新鲜空气分布如图 6~11 所示,其中新鲜空气分布通过 Converge 中的运输标量进行标记,得到表征。

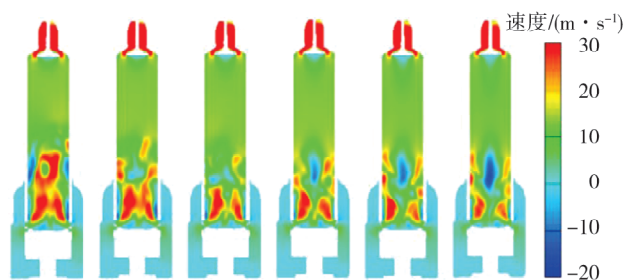


图 6 曲轴转角为 180° 时不同 θ 下气体轴向速度分布

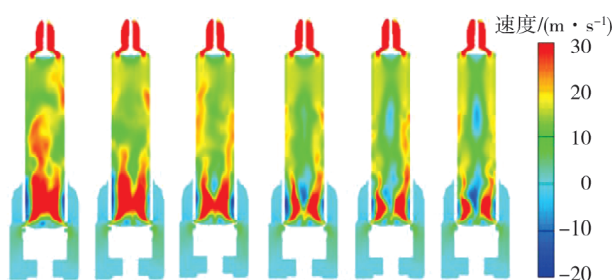


图 7 曲轴转角为 200° 时不同 θ 下气体轴向速度分布

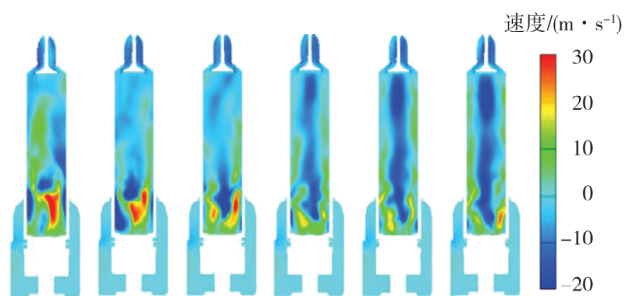


图 8 曲轴转角为 220° 时不同 θ 下气体轴向速度分布

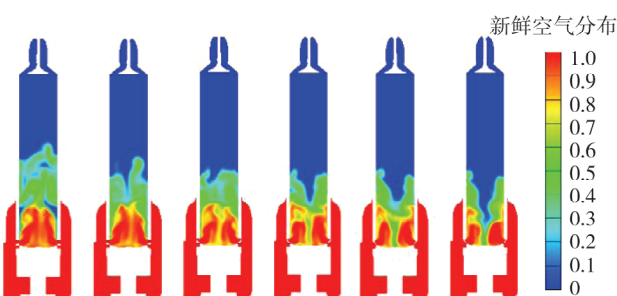
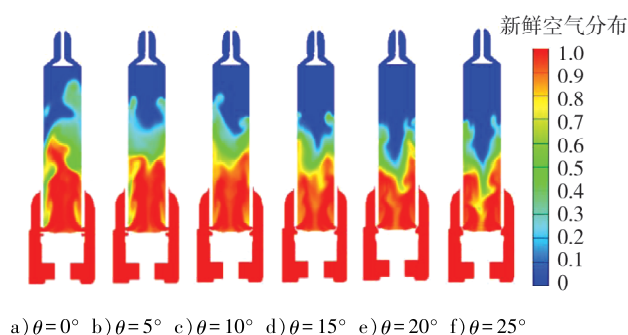
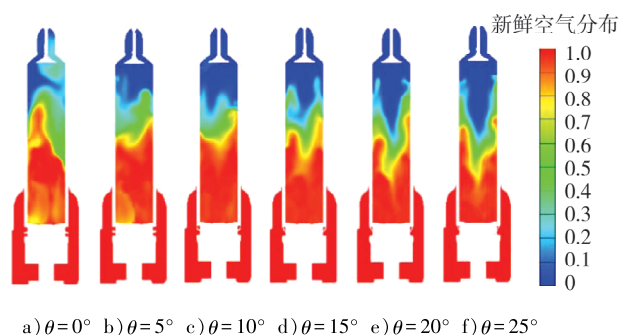


图 9 曲轴转角为 180° 时不同 θ 下缸内新鲜空气分布

图 10 曲轴转角为 200° 时不同 θ 下缸内新鲜空气分布图 11 曲轴转角为 220° 时不同 θ 下缸内新鲜空气分布

由图 6~8 可知:当 $\theta=0^\circ$ 时,进气射流在气缸中心区域发生明显对撞,加剧新鲜空气和废气的掺混,导致中心区域气体轴向速度增大;但壁面附近出现明显的回流区域,这是因为高流速气体进入缸内时发生了流动分离,导致气体回流,废气难以清除;随着 θ 增加,进气射流对撞现象和回流现象有所减弱;当 θ 增加到 15° 时,气缸中心区域出现回流区,随着 θ 不断增大,气体回流区域愈发明显。因此,扫气口水平倾角过小或过大都会产生较大回流区,不利于废气的清除,影响扫气效率。

由图 9~11 可知: θ 较小时,中心区域较高的轴向速度使得新鲜空气向上运动较快,在后期出现溢出现象,如 $\theta=0^\circ$ 时;当 θ 过大时,壁面附近的新鲜空气向上运动较快,从排气门四周过早溢出,导致新鲜空气的留存量降低。因此 θ 过小或过大都将导致给气效率大幅度降低。

由图 6~11 可知:当 $\theta=10^\circ$ 时新鲜空气与废气之间的掺混现象最轻,缸内负压回流区域面积最小,同时气流轴向速度分布较为合理,新鲜空气留存量最高,此时柴油机的给气效率和扫气效率最高。

2.2 扫气口结构对燃油消耗率和 NO_x 排放的影响

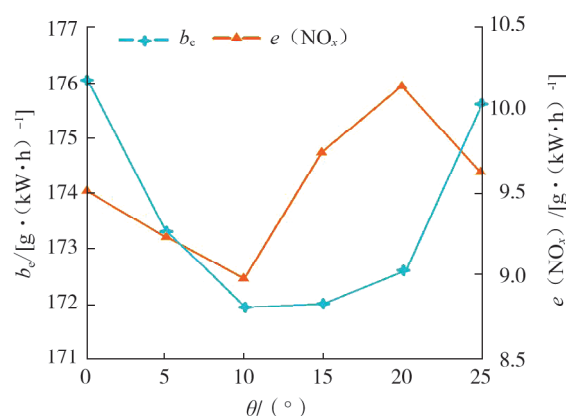
在不同扫气口水平倾角下,柴油机燃油消耗率 b_e 和 NO_x 比排放 $e(\text{NO}_x)$ 的变化过程如图 12 所示。由图 12 可知: θ 增加, b_e 先下降后上升,当 $\theta=10^\circ$ 时, b_e 最小;由于 $\theta=10^\circ$ 时给气效率和扫气效率最高,充足的氧气可以使得燃烧更加充分,因此燃油消耗率降低;对比 $\theta=5^\circ$ 和 $\theta=20^\circ$ 的仿真结果,尽管 $\theta=5^\circ$ 缸内留存的新鲜空气量和扫气效率略高,但相比 $\theta=20^\circ$ 时 b_e 出现恶化,这说明除扫气质量影响 b_e 外,较高的涡流比也有利于降低 b_e 。综上,在扫气质量和涡流比的双重影响下, $\theta=10^\circ$ 的扫气口结构最优,此时 b_e 最小,为 $171.9 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,较原机 $\theta=15^\circ$ 时降低了 $0.12 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; $e(\text{NO}_x)$ 最低,为 $8.97 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,较原机 $\theta=15^\circ$ 降低了 8.7% 。

2.3 涡流比对油气混合和燃烧过程的影响

扫气口水平倾角同时影响发动机的涡流运动和扫气效率,因此无法得到单一要素涡流比对发动机性能的影响。通过 CONVERGE 中映射续算的方法,在保证包括扫气效率等其他条件一致的前提下增加上止点时刻的涡流比,解耦涡流比对柴油机性能的单独影响机理。

在原机 $R_s=4.5$ 基础上只改变续算开始时刻(上止点时刻)的初始涡流比,设置初始 R_s 分别为 8.5 、 12.5 、 16.5 、 20.5 、 24.5 、 28.5 ,分析涡流比对发动机油气混合过程、燃烧过程和排放过程的影响。缸内涡流比随曲轴转角的变化曲线如图 13 所示。

为了定量研究增大涡流比对油气混合过程的影响,计算不同 R_s 下缸内当量比标准差 σ_{STD} , σ_{STD} 越小,燃油和空气的混合均匀性越好。 σ_{STD} 的计算式^[18]为:

图 12 不同 θ 下的 b_e 和 $e(\text{NO}_x)$

$$\sigma_{\text{STD}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n m_i (\delta_i - \delta)^2 / m_1},$$

式中: n 为计算的单元格总数; i 为单元格编号, $i=1, 2, \dots, n$; δ_i 为第 i 个单元格的当量比; δ 为平均当量比; m_i 为第 i 个单元格内气体和燃油的质量, m_1 为所有单元格的气体 and 燃油的总质量。

不同 R_s 下的缸内当量比标准差如图 14 所示。由图 14 可知: 随着 R_s 增大, σ_{STD} 明显降低, 这是因为增强涡流运动能够很好地促进油气混合, 有效改善油气混合均匀性; 但随着 R_s 升高, σ_{STD} 降低的幅度略有减小, 这说明在一定范围增加 R_s , 可以显著改善缸内油气混合的均匀性, 但当 R_s 增大到 20.5 以上时, 缸内当量比标准差不再下降。

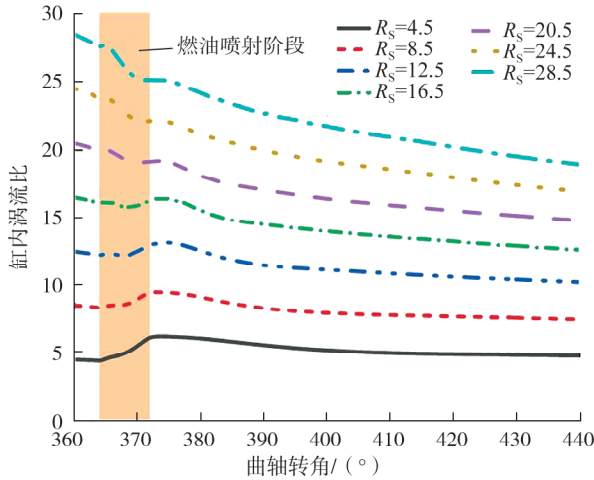


图 13 缸内涡流比随曲轴转角变化曲线

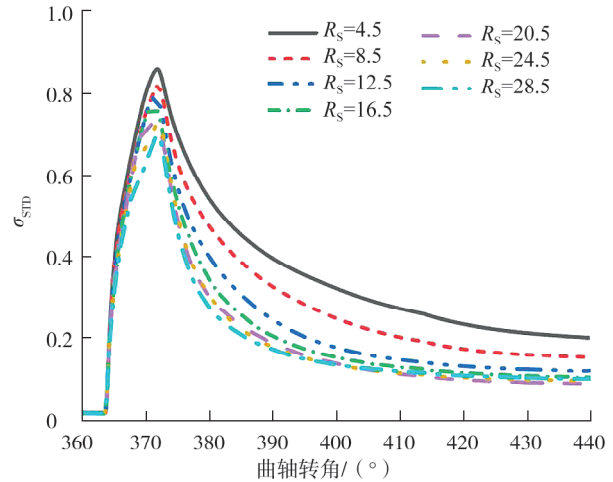


图 14 不同 R_s 下的 σ_{STD}

不同曲轴转角、不同初始涡流比下喷油器油孔所在横截面的缸内气体当量比分布云图如图 15~18 所示。

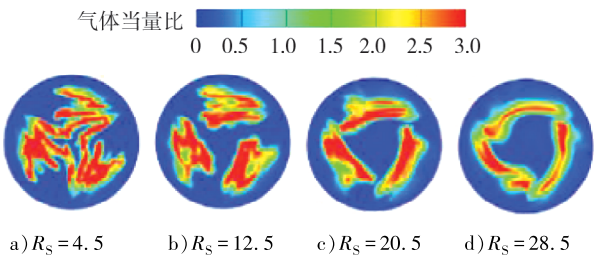


图 15 曲轴转角为 367° 时不同 R_s 下缸内气体当量比分布

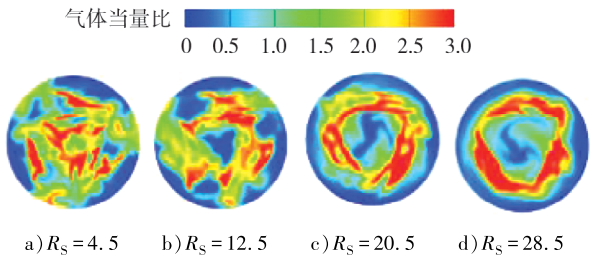


图 16 曲轴转角为 372° 时不同 R_s 下缸内气体当量比分布

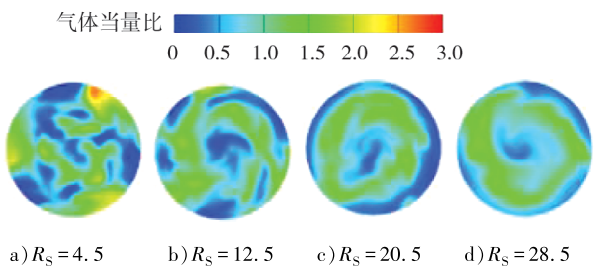


图 17 曲轴转角为 377° 时不同 R_s 下缸内气体当量比分布

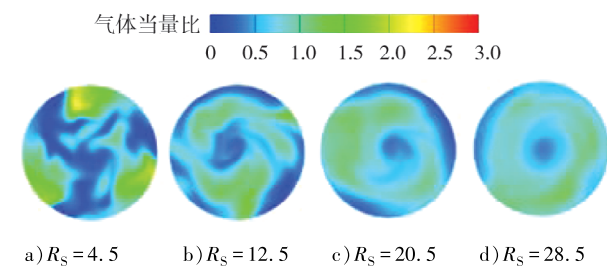


图 18 曲轴转角为 382° 时不同 R_s 下缸内气体当量比分布

由图 15~18 可知: 1) 增加 R_s 可以直接影响缸内油气当量比的分布, 当 $R_s=4.5$ 时, 燃烧初期从不同喷油器中喷出的燃油彼此发生干涉, 气缸中心产生混合气过浓区域; 随后燃油沿喷射方向到达壁面附近, 并在壁面附近形成混合气浓区 (曲轴转角为 377°), 不利于燃油的燃烧放热。2) 随着 R_s 增加, 喷射燃油沿着涡流方向运动, 一方面可以有效避免燃油之间的干涉, 避免中间的混合气过浓, 另一方面减轻了燃油撞壁现象的产生, 近壁区域的混合气过浓现象得到了改善; 整体来看, 增强的涡流运动有效促进了燃油与

新鲜空气的混合,使得油气混合更加充分且分布更加均匀。3) 当 R_s 增加到 28.5 时,过强的涡流运动使得油束形成一个高当量比的环状区域,中间区域的新鲜空气没有被有效利用, R_s 过大对油气混合的改善作用不明显。

不同 R_s 下缸内压力和瞬时放热率曲线如图 19 所示,缸内充量与气缸壁面的累积传热损失如图 20 所示。

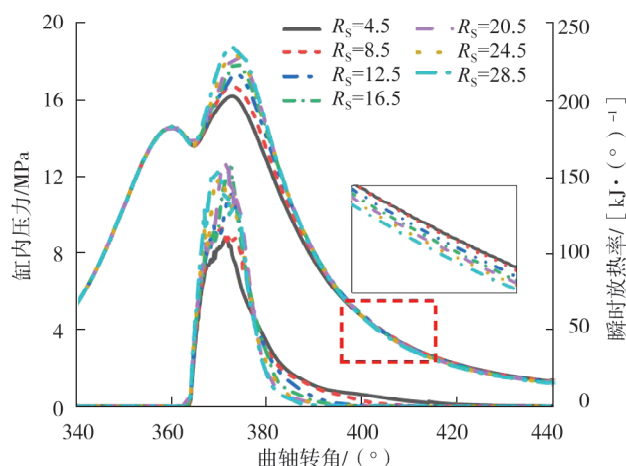


图 19 不同 R_s 下的缸内压力和放热率曲线

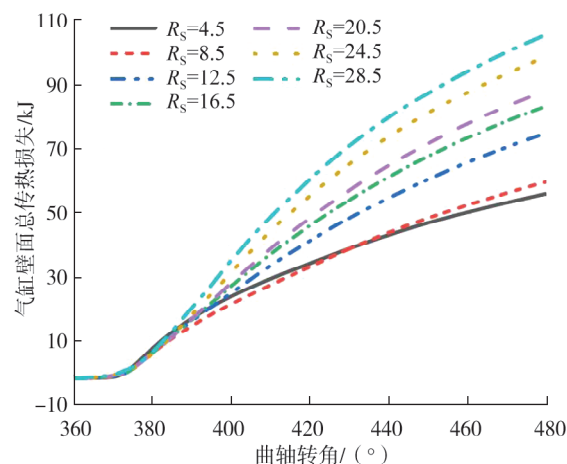


图 20 不同 R_s 下气缸壁面的累积传热损失

由图 19 可知:在一定范围内增加 R_s ,瞬时放热率峰值显著上升,但 $R_s > 20.5$ 时,放热率峰值不再继续升高,这是因为适当增加 R_s 可以显著促进油气混合,但当 R_s 增加到一定值时,对油气混合均匀性的改善作用十分有限;随着 R_s 增大,放热率曲线的峰值逐渐前移,这是因为增强的涡流运动可以加快油气混合和燃烧放热;更接近上止点时,燃烧放热和放热率增大导致缸内压力快速升高,因此随着 R_s 增大,爆压峰值不断升高且前移。

由图 20 可知: R_s 增大,缸内工质与壁面的换热增加,壁面传热损失明显增加,与 $R_s = 4.5$ 相比,当 R_s 增大到 28.5 时,循环结束时的壁面总传热损失增加了 87.9%,降低了气缸的热效率。因此为了避免壁面传热损失过度增加, R_s 应控制在适当范围内。

2.4 涡流比对油耗和排放的影响

不同 R_s 喷油器油孔所在横截面的温度和 NO_x 排放分布云图如图 21~28 所示。

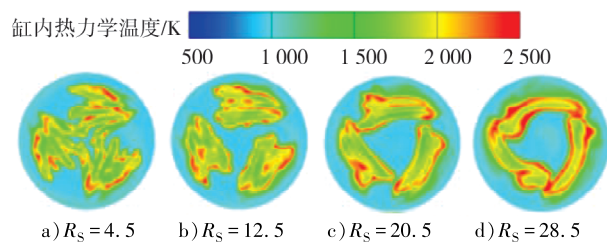


图 21 曲轴转角为 367° 时不同 R_s 下缸内温度分布

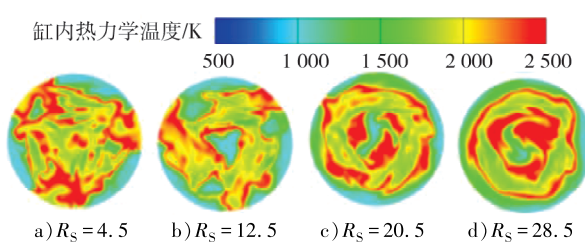


图 22 曲轴转角为 372° 时不同 R_s 下缸内温度分布

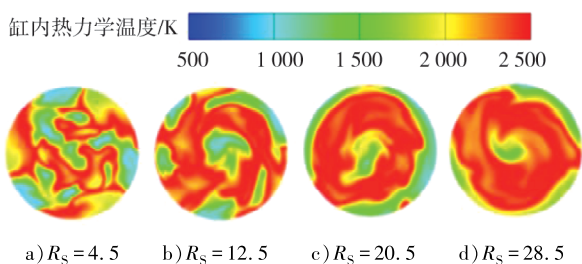


图 23 曲轴转角为 377° 时不同 R_s 下缸内温度分布

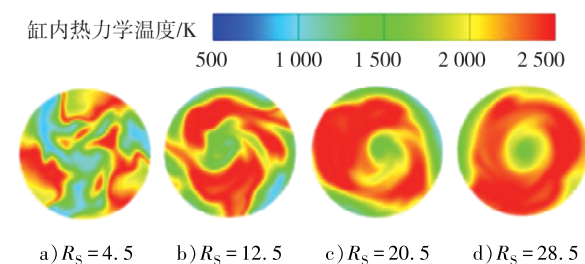
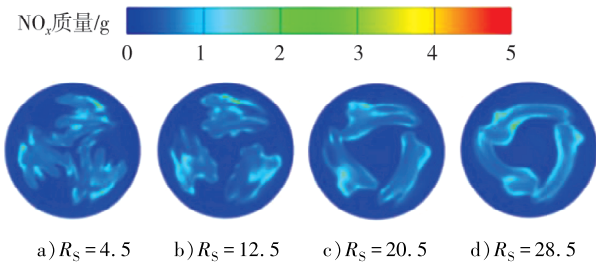
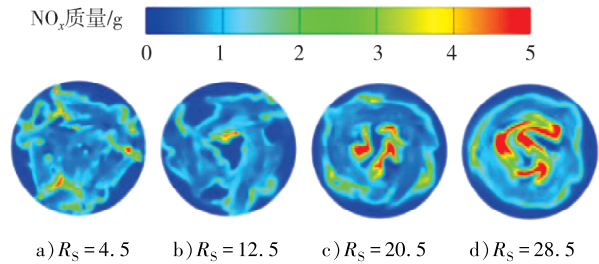
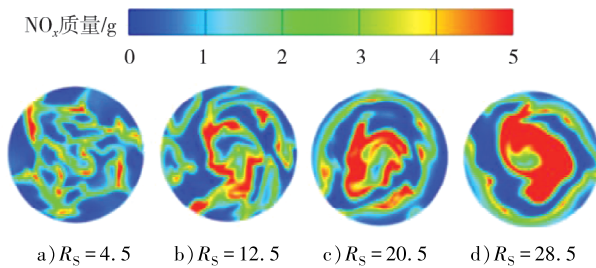
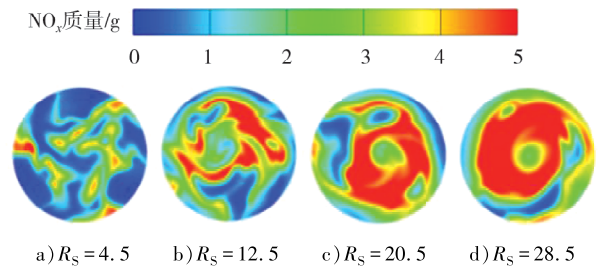
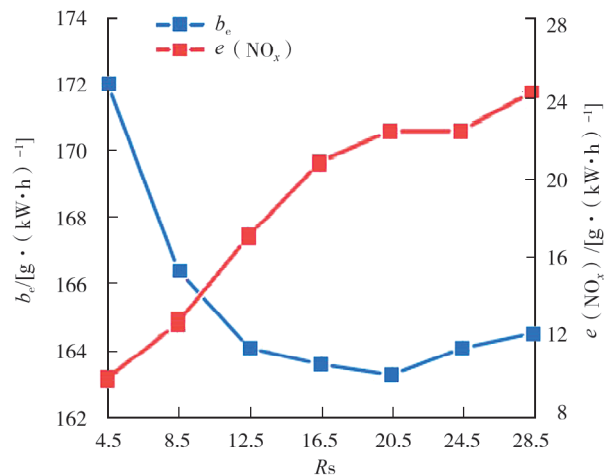


图 24 曲轴转角为 382° 时不同 R_s 下缸内温度分布

图 25 曲轴转角为 367° 时不同 R_s 下 NO_x 排放分布图 26 曲轴转角为 372° 时不同 R_s 下 NO_x 排放分布图 27 曲轴转角为 377° 时不同 R_s 下 NO_x 排放分布图 28 曲轴转角为 382° 时不同 R_s 下 NO_x 排放分布

由图 21~28 可知:随着 R_s 增大,混合气分布更加均匀,缸内燃烧更充分且均匀,缸内温度显著上升且高温区域分布明显增多,因此高温区对应的 NO_x 排放明显增加。

不同初始涡流比下 b_e 和 $e(\text{NO}_x)$ 结果如图 29 所示。由图 29 可知中:随着 R_s 增大, b_e 先降低后升高, $e(\text{NO}_x)$ 逐渐增加; R_s 由 4.5 增加到 12.5 时,燃油经济性的改善效果尤为明显, $R_s = 20.5$ 时 b_e 最小,为 163.25 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,较原机 ($R_s = 4.5$) 降低了 5.09%,极大地提高了二冲程柴油机的燃油经济性。在原机基础上适当增大涡流比可以改善油气混合均匀性,加快缸内燃烧,大幅降低燃油消耗量。但随着 R_s 的继续增加,对燃油经济性能的改善幅度减小,当 $R_s > 20.5$,由于大涡流比对缸内混合气均匀性的改善作用有限,而且壁面传热损失过大,燃油消耗率开始上升。综上,增大 R_s 可以降低燃油消耗率,但同时应兼顾 NO_x 比排放, R_s 应控制在 20.5 以下。

图 29 不同初始 R_s 下的 b_e 和 $e(\text{NO}_x)$ 曲线

3 结论

针对某大缸径低速二冲程船用柴油机的扫气口结构进行参数化设计,分析了扫气口水平倾角对柴油机涡流比、扫气过程、油耗和 NO_x 排放的影响;通过映射续算的方法解耦出涡流比对柴油机性能的单影响规律,得到了适合大型二冲程低速船用柴油机的涡流比范围以及增大涡流比对发动机性能的影响。

1) 扫气口水平倾角同时影响缸内涡流比和扫气质量,扫气口水平倾角过小或者过大均导致在缸内产生严重回流区,还导致新鲜空气过早溢出,既不利于新鲜空气留存,也不利于缸内废气清除。

2) 当扫气口水平倾角为 10° 时,给气效率最高,为 84.7%,扫气效率最高,为 93.1%,此时燃油消耗率最低,为 171.9 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,较原机降低了 0.12 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; NO_x 比排放最低,为 8.97 $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,较原机

降低了8.7%。

3)合理范围内增大涡流比可有效改善油气混合均匀性,改善燃烧过程;但当涡流比增加到20.5以上时,对缸内油气混合质量的改善效果有限,同时壁面传热损失大幅增加。

4)随着涡流比增加,柴油机的燃油消耗率先降低后升高,涡流比为20.5时燃油消耗率最低,为163.25 g/(kW·h),较原机降低了5.09%,提高涡流比对该机型的燃油经济性优化潜力很大,但增大涡流比导致NO_x排放增加;综合考虑燃油经济性和NO_x排放,涡流比应控制在20.5以下。

参考文献:

- [1] NI P Y, WANG X L, LI H. A review on regulations, current status, effects and reduction strategies of emissions for marine diesel engines[J]. Fuel, 2020, 279(1):1-16.
- [2] ABDUL GAFFOR C P, GUPTA R. Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 101:541-551.
- [3] INGVOSEN K M, MEYER K E, WATHER J H, et al. Turbulent swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged two-stroke engine[J]. Experiments in Fluids, 2014, 55(6):1748.
- [4] NAKAGAWA H, KATO S, TATEISHI M, et al. Airflow in the cylinder of a 2-stroke cycle uniflow scavenging diesel engine during compression stroke[J]. JSME International Journal, 1990, 33(3):591-598.
- [5] CUI L, WANG T Y, SUN K, et al. Numerical analysis of the steady-state scavenging flow characteristics of a two-stroke marine engine[C]//Proceeding of SAE World Congress Experience 2017:WCX17. Detroit, USA:SAE International, 2017:4113-4124.
- [6] SENECA P K, POMRANING E, RICHARDS K J, et al. Multi-Dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry[C]//Proceeding of SAE 2003 World Congress. Detroit, USA:SAE International, 2003:1043.
- [7] SUN X X, LIANG X Y, SHU G Q, et al. Effect of different combustion models and alternative fuels on two-stroke marine diesel engine performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115:597-606.
- [8] 王晨. 低速二冲程船用柴油机高效清洁燃烧技术的数值模拟研究[D]. 天津:天津大学, 2017.
- [9] LI H, YANG W M, ZHOU D Z, et al. Numerical study of the effects of biodiesel unsaturation on combustion and emission characteristics in diesel engine[J]. Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2018, 137:310-318.
- [10] Convergent Science Inc. CONVERGE 2.3 Manual[M]. Massachusetts, USA:Converge Science, 2016.
- [11] YAKHOT V, ORSZAG S V. Renormalization-group analysis of turbulence[J]. Physical Review Letters, 1986, 57(14):1722-1725.
- [12] BEALE J C, REITA R D. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model[J]. Atomization and Sprays, 1999, 9(6):623-650.
- [13] GU X, BASU S, KUMAR R. Vaporization and collision modeling of liquid fuel sprays in a co-axial fuel and air pre-mixer[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(19/20):5322-5335.
- [14] HAN Z Y, REITZ R D. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3):613-625.
- [15] KUOK K. Principles of combustion[M]. New York, USA:John Wiley & Sons Inc., 1986.
- [16] LIANG X Y, YANG P J, ZHANG F. Research on EGR mechanism of NO_x reduction on a large-bore marine diesel engine by 3D-CFD simulation[C]//Proceeding of 29th CIMAC. Vancouver, Canada, 2019:1-13.
- [17] LI Y, LI H L, GUO H S, et al. A numerical investigation on methane combustion and emissions from a natural gas-diesel dual fuel engine using CFD model[J]. Applied Energy, 2017, 205:153-162.
- [18] HAO C F, LU Z, FENG Y Z, et al. Optimization of fuel/air mixing and combustion process in a heavy-duty diesel engine using fuel split device[J]. Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2021, 186(1):116458.

(下转第51页)