

# 某中速柴油机应用米勒循环降低 NO<sub>x</sub> 排放的数值模拟

## Numerical simulation on NO<sub>x</sub> Emissions reduction from a high-power medium-speed diesel engine with Miller cycle

何爽; 隆武强

大连理工大学内燃机研究所

**摘要:** 基于某大功率中速米勒循环柴油机台架性能实验测定数据, 采用 CONVERGE 软件建立了缸内仿真模型, 设计多种米勒正时方案, 模拟其对柴油机燃烧和 NO<sub>x</sub> 排放的影响。结果表明: 将进气门关闭正时提前可以使 NO<sub>x</sub> 排放下降; 预混合燃烧峰值随米勒循环程度加深而升高, 导致预混合阶段缸内温度和压力快速升高; 压缩终点温度降低使滞燃期不断增加, 当米勒循环达到一定强度时, 燃烧开始时刻出现在上止点之后, 会对柴油机功率造成损失。

**关键词:** 柴油机、NO<sub>x</sub> 排放、数值模拟、CONVERGE

**Abstract:** In the paper, according to data such as a high-power medium-speed diesel engine performance test bench, based on CONVERGE software to establish the in-cylinder process simulation model to analyze a variety effects of design solutions on Miller timing optimization on diesel engine combustion and emissions. It is demonstrated from the results that NO<sub>x</sub> emissions decrease with the intake valve closing timing in advance; and the premixing combustion peak is also increasing, this can make the in-cylinder temperature and pressure increase at express speed; when the Miller cycle meet a certain intensity, the ignition delay increases with the lower temperature at the compression end. Combustion beginning appears after the top dead center, and the power of diesel engine will be damaged.

**Key words:** diesel engine、NO<sub>x</sub> emission、numerical simulation、CONVERGE

## 1 概述

在世界经济贸易蓬勃发展的浪潮中, 船舶运输以其安全、低价和大运输量等优势占据着运输行业市场的较大份额。随船舶行业的发展, 其主机吨位和数量逐年增加, 运输量也日渐扩大。船舶主机在海上运营时造成严重的污染, 且污染产物扩散性大、流动性强、持续时间长, 对生态环境造成了严重危害。国际海事组织、国际海事环保委员会、世界卫生组织及其他机构和各国政府相继降低对排放污染产物的限值, 以更严格的排放法规来控制船舶柴油机污染。39 届 MEPC 会议上, 针对船用主机, 国际海事组织海洋环境保护委员会审议通过了 73/78 防污公约的 1997 年会议定书, 以及相应的《船用主机 NO<sub>x</sub> 排放控制技术规则》。该会议定书为《73/78 防污公约》新增了附则 VI 防止船舶造成空气污染规则。2008 年 10 月 10 日, MEPC 正式通过了附则 VI 的修正案, 定义了 IMO 船用主机

排放法规体系, 包括目前正在执行的是 Tier I、2011 年全球实施的 Tier II 和 2016 年(目前已改为 2021 年)排放控制区实施的 Tier III。IMO 排放法规对 NO<sub>x</sub> 排放的限制如**错误! 未找到引用源。**所示。

即将实施的 IMO Tier III 排放法规已经成为当今船用主机技术发展的重要驱动力。各大船用主机制造厂商都相继开展降排放研究, 旨在寻求可以满足 IMO Tier III 排放法规的最佳技术路线。Caterpillar 和 Wärtsilä 等多家公司都先后采用米勒循环、优化喷射系统和燃烧室等技术使其柴油机达到 Tier II 排放标准<sup>[1-8]</sup>。在这一背景下, 本文针对某中速现代船用主机, 从数值模拟角度加以优化分析。

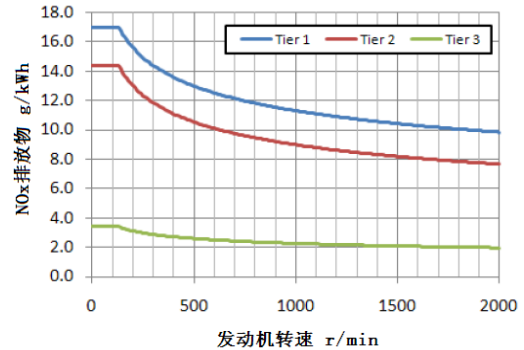


图 1 IMO 排放法规对 NO<sub>x</sub> 的限制

米勒循环通过提前关闭进气门, 使有效压缩比减小, 利用活塞下行阶段缸内气体膨胀吸热作用来降低压缩终点缸内的温度, 从而降低 NO<sub>x</sub> 排放。目前国际上针对米勒循环的研究已经将进气门关闭时刻提前至下止点前 100° CA, 寻求米勒循环技术的极限。但由于进气门开启周期变短, 为保持空燃比与原机一致, 通常需要配合更高压比的增压器来弥补损失的进气充量。与传统单级涡轮增压式柴油机相比, 这种极限米勒循环可以使 NO<sub>x</sub> 排放降低 40~50%, 但发动机的经济成本增加, 且低负荷工况下更容易出现失火现象。由于进气损失很大, 需要匹配双级涡轮增压器, 压比一般在 10 以上, 一定程度上增加了柴油机的经济成本。另外, 压缩终点的温度降低, 滞燃期会变长。过长的滞燃期会促进预混合燃烧放热, 使缸内局部瞬时高温区域增加, 削弱了 Miller 循环降低 NO<sub>x</sub> 排放的能力。极限米勒正时配合双级涡轮增压技术不仅可以有效降低 NO<sub>x</sub> 排放, 同时可以提高柴油机效率, 输出与传统柴油机同等水平的功率。Wärtsilä 公司联合 Aalto 大学针对大功率柴油机低工况下, 采用进气门提前关闭的 Miller 循环配合多次喷射技术做了一系列模拟实验研究, 结果表明: Miller80~100 方案可以将 NO<sub>x</sub> 排放降低 36~50%。

## 2 计算模型与方案建立

### 2.1 计算模型与标定

研究是在 1 台 V 型增压中冷柴油机上进行。柴油机参数见**错误! 未找到引用源。**。该柴油机为 4 气门, 喷油器中心正置, 8 个喷孔圆周方向均匀分布。为节省计算周期, 三维 CFD 计算时采用了 1/8 气缸模型, 计算一个喷孔的喷雾。上止点的燃烧室计算网格如图 2 所示, 最大网格数设置为 20 万。调用柴油机燃烧详细化学反应机理进行燃烧计算, 该机理共包含 42 种组分, 198 步反应方程式。另外, 采用 CONVERGE 软件独有的自适应网

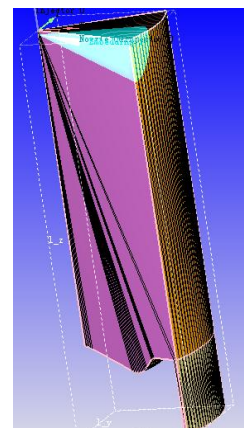


图 2 计算模型网格

格加密技术自动绘制网格，并在关键边界和喷油区域进行加密处理，以提高计算精度。

表 1 柴油机参数

项 目	参 数
形式	V 型增压中冷
压缩比	12.4
缸径*冲程(mm)	240*275
额定转速( $r \min^{-1}$ )	1000

本研究采用一维和三维 CFD 模拟相结合的计算方法，以一维计算得到的进气门关闭时刻缸内的温度、压力作为三维模拟计算的初始条件。应用 CONVERGE 软件对柴油机的

缸内过程进行进一步研究，从而准确预测 NO<sub>x</sub> 排放趋势。图 3 所示为实验测得缸压曲线与 CONVERGE 模拟结果的对比情况。从图中可以看出二者吻合良好，验证了模型的可靠性。

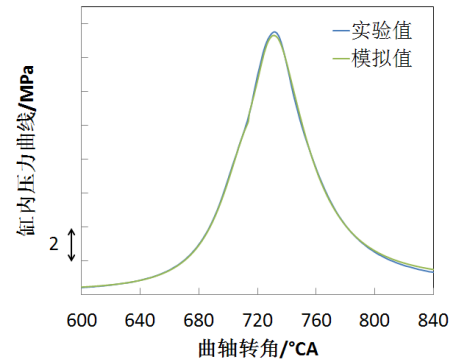


图 3 缸压曲线对比

## 2.2 计算方案

针对本中速柴油机，在原机进气门正时 310–580° CA 基础上，将进气门关闭时刻 580° CA 提前，计算 6 组米勒循环方案：M560、M540、M530、M520、M510、M500（M560 代表进气门关闭时刻为 560° CA），如图 4 所示。计算过程中，保持各方案输出的功率维持在原机水平，以便以同意基础来评判 NO<sub>x</sub> 变化程度。因此，循环喷油量会略微做出调整。为保持进入缸内的空气量保持一致，随着进气门提前程度的增加，即采用米循环程度的加深，需要相应增加增压器的压比。三维 CFD 模拟的缸内压力和温度等初始条件均由一维模拟计算提供。如表 2 所示。

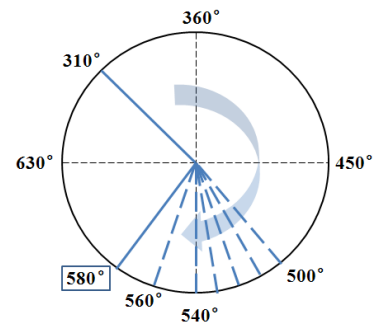


图 4 米勒循环技术方案

表 2 米勒方案初始条件

方案	Base	M560	M540	M530	M520	M510	M500
初始压力/bar	3.75	3.75	3.66	3.60	3.52	3.44	3.37
初始温度/K	360.6	360.9	353.6	347.9	340.3	331.7	322.4

由表 2 数据可以看出，采用米勒循环可以使压缩终点缸内平均温度明显降低，M500 方案中缸内初始压力比原机降低约 38° C。同时，由气体状态方程  $PV=nRT$  可以推出，当进入气缸的空气质量一致，在同一曲轴转角下，缸内压力会随着温度的下降而降低。这一推论与一维计算结果趋势完全相符，在保持缸内空气质量一致的前提下，缸内初始压力会随着米勒循环程度加深而降低。

## 3 计算结果分析

计算模拟 6 组米勒循环方案，并与原机方案进行对比。采用 2 所示的计算网格，以一维 CFD 模拟出的缸内温度和压力作为三维计算的初始条件，分析米勒循环对缸内过程的影响。图 5 所示为米勒循环与原机的放热率曲线对比图。如图所示，随米勒循环程度加深，燃烧开始时刻不断滞后。这是因为喷油开始时刻，缸内的温度也是随米勒正时程度的加深而逐渐降低，导致滞燃期变长。更长的滞燃期内，可以形成更多的预混合油气，使预混合燃烧放热量变大，直接导致此时段内缸内压力和温度快速升高。图中可见，进气门关闭时刻提前到上止点前  $20^{\circ}\text{CA}$  时，滞燃期开始明显变长，预混合放热率峰值开始快速升高。M520 方案预混合放热峰值为  $4.5\text{kJ}/^{\circ}\text{CA}$ ，已经是主燃烧放热峰值的两倍。将进气门关闭时刻继续提前，M500 方案中预混合放热峰值接近  $12\text{kJ}/^{\circ}\text{CA}$ ，远远高于主燃烧放热过程。这种现象会在预混合阶段使缸内的温度和压力快速升高。不利于控制缸内温度降低  $\text{NO}_x$  排放，同时使压升率增加，柴油机机械负荷变大，对柴油机的使用寿命和可靠性都会产生影响。

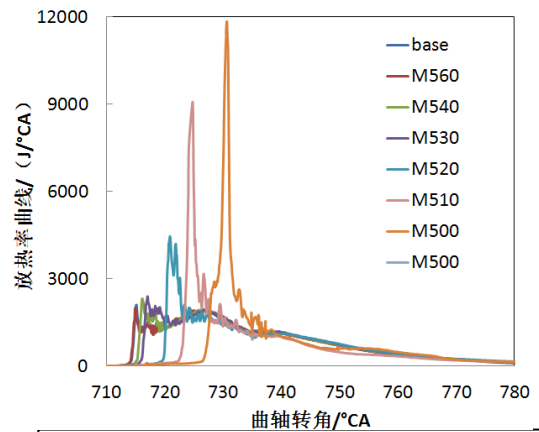


图 5 米勒循环与原机放热率曲线对比

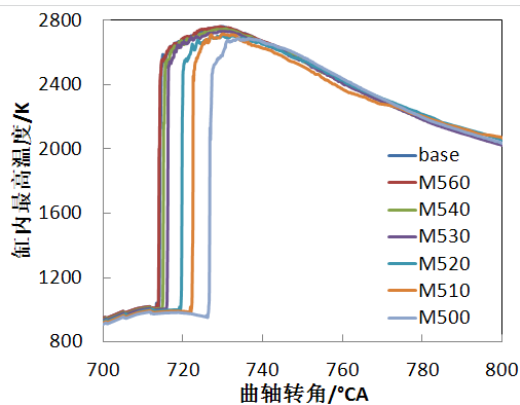


图 6 米勒循环与原机缸内最高温度曲线对比

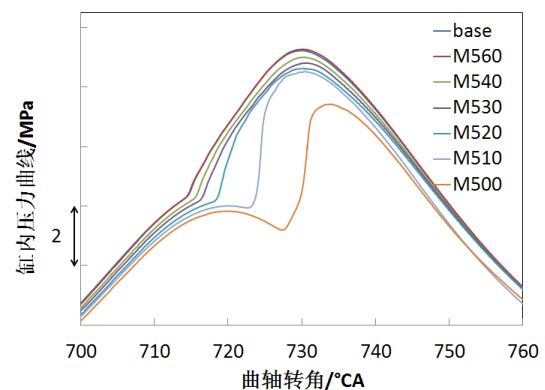


图 7 米勒循环与原机缸内压力曲线对比

图 6 所示为米勒循环与原机缸内最高温度曲线对比图。可以看出其与放热率曲线具有相同的燃烧趋势，随着米勒循环程度加深，滞燃期不断变长，且缸内最高燃烧温度逐渐降低，最高温度出现的相位也向后相应推迟。 $\text{NO}_x$  生成条件为高温、富氧条件，如果可以有效降低缸内最高燃烧温度，破坏掉  $\text{NO}_x$  生成的一个重要条件，则有理由推测  $\text{NO}_x$  排放量将会显著下降。原机最高燃烧温度约  $2758\text{K}$ ，采用米勒循环后最高燃烧温度明显下降，M510 方案中最高燃烧温度为  $2705\text{K}$ ，与原机相比下降了  $53\text{K}$ ，且  $2500\text{K}$  以上的高温持续时长明显缩短。因此，可以预测  $\text{NO}_x$  排放会受到显著抑制。

图 7 所示为米勒循环与原机缸内压力曲线对比图。图中显示，缸内爆发压力随米勒循环程度的加深而降低。同缸内温度曲线相同，M510 和 M500 方案的缸内压力曲线也在预混合放热阶段出现了

压力快速激增现象，且滞燃期过长，燃烧开始时刻推迟到上止点之后，会使柴油机输出功率损失严重。另一方面，由于滞燃期过长导致预混合阶段放热过多，使缸内压力温度都有所升高，一定程度上抑制了米勒循环降低缸内温度、降低 NO<sub>x</sub> 排放量的效果。如果可以通过其他的优化方案，降低预混合放热峰值，米勒循环将表现出更出色的降低排放的效果。

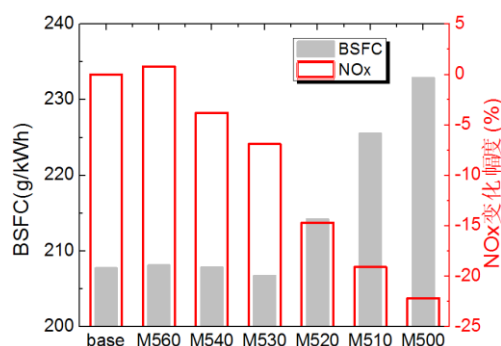
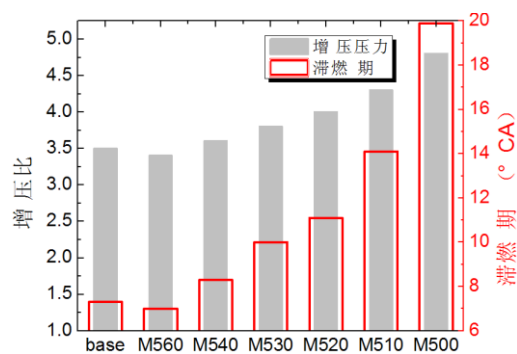
图 8 米勒循环对油耗率和 NO<sub>x</sub> 的影响

图 9 米勒循环对增压压力和滞燃期的影响

图 8 所示为米勒循环对油耗率和 NO<sub>x</sub> 排放的影响。轻度米勒循环（直到 M530 方案）对柴油机油耗率的影响几乎可以忽略不计，基本维持在原机水平。但将进气门关闭时刻继续提前，则会促使缸内气体随活塞下行膨胀吸热以降低压缩终点缸内的温度，从而使滞燃期增长，导致预混合放热峰值快速增加。由此过程所引起的缸内压力和温度快速激增会导致燃烧恶化，油耗率增加。因此 M520-M500 三组方案中，油耗率显著升高。计算中因为燃烧开始时刻滞后到上止点后 3-8° CA，使功率损失 5% 左右。另一方面，采用米勒循环对于 NO<sub>x</sub> 排放确实有显著改善。M520 方案使 NO<sub>x</sub> 排放降低了 14.7%，M500 方案使 NO<sub>x</sub> 降低了 22.2%，可以直接满足 IMO Tier II 排放标准，但其在预混合阶段的放热峰值过高问题仍需改善。

图 9 所示为米勒循环对增压压力和滞燃期的影响。由于米勒循环将进气门提前关闭导致进入到缸内的新鲜充量减少，所以需要提高增压器压比，确保空气量与原机一致。进气门提前关闭 40° CA 时需要将增压压力提高到 4.8。滞燃期则随米勒循环深度的加深而增加，原机喷油正时为 12° CA BTDC，当滞燃期达到 12° CA 时，燃烧开始时刻出现在上止点之后，如果滞燃期继续增加，则会造成功率的损失。因此，当米勒正时达到一定强度时，应该在喷油策略中做出相应的优化。

此外，考虑到随米勒循环程度加深，压缩终点缸内的压力温度都随之下降，在一定程度上会对发动机的冷启动性造成影响。所以下一阶段考虑提高米勒循环方案中的柴油机压缩比，改善冷启动型和燃油经济性。同时，配合喷油策略的优化，缩短滞燃期，使预混合燃烧放热量降低到相对合适的水平，将米勒循环降低 NO<sub>x</sub> 排放的效果更加充分地发挥出来。

## 4 结论

(1) 采用进气门提前关闭的米勒循环, 可以使缸内空气在活塞下行阶段膨胀吸热, 降低压缩终点的温度, 从而有效降低  $\text{NO}_x$  排放。进气门提前至  $40^\circ \text{CA BTDC}$ , 可以使  $\text{NO}_x$  排放在原机基础上降低 22.2%。

(2) 随米勒正时提前, 滞燃期变长, 导致预混合放热峰值变大。M500 方案中预混合放热峰值高达  $11.8 \text{kJ}/^\circ \text{CA}$ 。这种现象会导致预混合燃烧阶段, 缸内压力和温度快速升高, 不利于柴油机燃烧和排放。

(3) 当米勒循环达到一定程度时, 由于滞燃期过长, 燃烧开始时刻推迟到上止点之后, 会在一定程度上造成柴油机的功率损失。应该在配合喷油系统的优化来平衡油耗和排放的关系。

## 5 参考文献

- [1] Gonca G, Sahin B, Ust Y. Performance maps for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle (DMC) with late inlet valve closing (LIVC) version[J]. Energy, 2013, 54(1): 285-290
- [2] Ge Yanlin, Chen Lingen, Sun Fengrui, Wu Chih. Effects of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-standard miller cycle[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005, 32(8): 1045-1056
- [3] Ebrahimi R. Thermodynamic modeling of performance of a Miller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid[J]. Computers & Mathematics with Applications, 2011, 62(5): 2169-2176
- [4] Ebrahimi R. Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air-fuel ratio and stroke length[J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 36(9): 4073-4079
- [5] Kesgin U. Efficiency improvement and  $\text{NO}_x$  emission reduction potentials of two-stage turbocharged Miller cycle for stationary natural gas engines[J]. Fuel and Energy Abstracts, 2005, 46(6): 392
- [6] Maiboom A, Tauzia X, Hé tet J F. Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on  $\text{NO}_x$ -PM trade-off of a HSDI automotive Diesel engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(10): 2043-2050.
- [7] Lee Taewon, Reitz R D. The Effects of Split Injection and Swirl on a HSDI Diesel Engine Equipped with a Common Rail Injection System[J]. SAE Transactions, 2003, 112(3): 508-521.
- [8] Pickett L M, Siebers D L. Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density and injection pressure [J]. Combustion and Flame, 2004, 138(1): 114-135.