

柴油机调速系统的实时仿真模型研究及配机应用

李文军^{1*}, 王新军¹, 黄耀中²

¹火箭军工程大学, 陕西 西安

²中国人民解放军92474部队, 海南 三亚

收稿日期: 2026年7月26日; 录用日期: 2026年8月19日; 发布日期: 2026年8月28日

摘要

针对柴油机调速系统设计与验证过程中存在的试验成本高、周期长等问题, 本文采用面向对象的模块化建模方法, 建立了柴油机及其调速系统的完整仿真模型。以某系列柴油机为研究对象, 根据典型部件的特性及其相互作用关系, 分别构建了调速器、柴油机本体、执行机构和传感器等子模块的数学模型。各模块通过标准化接口实现连接, 搭建了实时仿真系统, 通过模型降阶与算法优化满足实时性要求, 并应用于硬件在环仿真验证。仿真及配机应用结果表明, 所建立的模型能够准确反映柴油机调速系统的稳态与动态特性, 稳态转速误差小于2%, 动态响应过程与试验数据吻合良好, 单步仿真时间小于1 ms, 可为柴油机调速系统的设计、调试与性能评估提供高效可靠的技术手段。

关键词

柴油机, 调速系统, 模块化建模, 实时仿真, 硬件在环

Research on Real-Time Simulation Model of Diesel Engine Speed Governing System and Its Engine-Matching Application

Wenjun Li^{1*}, Xinjun Wang¹, Yaozhong Huang²

¹Rocket Force University of Engineering, Xi'an Shaanxi

²Unit 92474 of the People's Liberation Army of China, Sanya Hainan

Received: July 26, 2026; accepted: August 19, 2026; published: August 28, 2026

*通讯作者。

文章引用: 李文军, 王新军, 黄耀中. 柴油机调速系统的实时仿真模型研究及配机应用[J]. 机械工程与技术, 2026, 15(4): 460-470. DOI: 10.12677/met.2026.154044

Abstract

To address the issues of high testing costs and long development cycles in the design and verification of diesel engine speed governing systems, this paper adopts an object-oriented modular modeling approach and establishes a complete simulation model of the diesel engine and its speed governing system. Taking a certain series of diesel engine as the research object, based on the characteristics of typical components and their interaction relationships, mathematical models of sub-modules including the governor, engine body, actuator, and sensors are constructed respectively. All modules are connected via standardized interfaces to build a real-time simulation system. Model order reduction and algorithm optimization are applied to meet real-time requirements, and the system is employed for hardware-in-the-loop (HIL) simulation verification. Simulation and engine-matching application results show that the established model can accurately reflect both steady-state and dynamic characteristics of the diesel engine speed governing system. The steady-state speed error is less than 2%, the dynamic response process agrees well with test data, and the single-step simulation time is less than 1 ms. This provides an efficient and reliable technical means for the design, tuning, and performance evaluation of diesel engine speed governing systems.

Keywords

Diesel Engine, Speed Governing System, Modular Modeling, Real-Time Simulation, Hardware-in-the-Loop

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

柴油机作为船舶动力、发电设备及工程机械的核心动力装置，其调速性能直接影响系统运行的稳定性、经济性和排放特性。传统调速系统的开发主要依赖台架试验，不仅成本高昂、周期漫长，而且难以在极端工况下进行安全性测试。随着计算机仿真技术的发展，建模仿真已成为柴油机控制系统开发的重要手段，能够有效缩短研发周期、降低试验风险[1]-[3]。

柴油机调速系统是一个典型的非线性、时变、大滞后系统，其建模方法一直是动力工程与控制领域的研究热点。Isermann 等[4]较早开展了柴油机实时仿真模型的研究，建立了用于硬件在环测试的柴油机数学模型，涵盖燃油喷射、燃烧过程、涡轮增压器动力学等关键环节。Sinha 等[5]提出了船用柴油机调速系统的数学模型，将柴油机简化为一阶惯性环节，分析了调速器静态特性对系统性能的影响。Wu 等[6]采用多局部线性化方法建立了涡轮增压柴油机模型，通过九个子模型覆盖发动机工作范围，兼顾了模型精度与实时性。国内王洪桥等[7]开发了柴油机电子控制器实时仿真系统，采用循环域离散平均值模型，在保证精度的同时满足了电子控制开发的实时性要求。孙泽田等[8]基于循环平均法建立了船用柴油机推进装置仿真模型，采用模块化方法构建电子调速器模型，稳态误差控制在 6% 以内。顾粒粒等[9]将模糊 PID 控制应用于柴油机电子调速器，通过 Simulink 仿真验证了控制算法的优越性。

现有研究多针对特定机型建立专用模型，模型的通用性和可重用性不足，难以适应多机型、多工况的仿真需求。面向对象的模块化建模思想将复杂系统分解为若干典型部件模块，通过标准化接口实现组合，为解决上述问题提供了有效途径[10]。本文以某系列柴油机为研究对象，采用面向对象的模块化建模

方法,建立柴油机调速系统的通用仿真模型,并在此基础上实现实时仿真应用,为调速系统的设计与验证提供支撑。

2. 柴油机及其调速系统的仿真模型

采用面向对象的模块化建模,模块化建模的基本思想是将问题“分而治之”。从简单的单机到复杂的联合动力系统,不论它们的结构和工质怎么复杂多变,总是可以看成由大量的属于少数几个典型种类的部件(或称模块)所组成。因此,TBD234-TBD620-MTU396 柴油机及其调速系统的仿真我们可以根据这些典型部件的特性及其相互作用关系,事先建立起它们的数学模型,整个系统的模型仅仅是这些部件通过一定手段实现的一定规律的组合,且同类部件可以重复使用同一模块的方程。且这些模型的对象通常表示实际系统中相应的实体,从而弥补了模型和实际系统之间的差距,而且它分析、设计和实现系统的观点与人们认识客观世界的自然思维方式极为一致,因而增强了仿真研究的直观性、易理解性和通用性。这种面向对象的模块化仿真具有内在的可扩充性和可重用性,因而为仿真大规模复杂系统提供了极为方便的手段。

2.1. 调速器仿真模型

由于柴油机调速器有很多种类和具体结构,这给柴油机动力系统内的调速器建模带来很多困难。调速器建模方法一般有两种,即分析法和试验法。但这两种方法往往由于缺乏调速器的设计数据而受限制[11]。本项目采用一种结合这两种方法的简化模型,即根据经典控制理论,将调速器简化为一个PID(比例积分微分)控制器,然后根据调速器的实际响应特性来确定调速器的特征参数 K_p 、 T_i 和 T_d 。一般的,PID控制器可描述为:

$$U(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (2.1)$$

式中: $U(t)$ 表示调速器的输出,即柴油机的燃油泵齿条位置; $e(t)$ 表示柴油机设定转速与实际转速之间的误差; K_p 为比例放大系数; T_i 为积分时间常数; T_d 为微分时间常数。对于工程用调速器,可以进一步简化为PI控制器模型。在实际的柴油机中,调速器的执行机构输出具有饱和性,即供油齿杆位置有一个极限位置。而具有积分作用的控制器在误差信号较大且持续时间较长的情况下,积分作用将对误差一直进行积分,直到输出信号达到极限即饱和为止,此时反馈控制回路不再起作用。误差随着时间继续被积分,积分控制会变得更加饱和。为了恢复到正常的控制,就要有一个较长时间作用的反向误差信号。为了克服这种情况,本项目采用了积分误差抗饱和逆算法,即增加一个新的反馈回路来抑制积分器的饱和性。

2.2. 柴油机仿真模型

目前,水面舰艇采用的柴油机类型很多,但每种类型的柴油机物理特征是一致的,故本项目只针对几种典型的柴油机进行建模分析[12]-[14]。

(1) 柴油机本体模型

本项目以MTU20V956TB92涡轮增压柴油机和16VPA6-280STC涡轮增压柴油机为例进行分析建模。根据牛顿第二定律,柴油机本体的动力学数学模型为:

$$dw = \frac{\pi}{30} dn = M_d - M_{hy} - M_{f1} = \frac{\pi I_1}{30} \frac{dn_d}{dt} \quad (2.2)$$

式中: M_d 为柴油机输出扭矩; M_{hy} 为负载力矩,来源于液力偶合器; M_{f1} 为柴油机输出端到齿轮箱输入端的传动轴系的摩擦力矩; I_1 为转动惯量,它是柴油机与动力传递部件以及液力偶合器主动部分部件的

转动惯量之和； n_d 为柴油机转速。

(2) 喷油泵模型

喷油泵模型根据调速器输出的油泵齿条位置 Fr 和发动机转速 n 得到耗油率 g_c 。根据油泵的供油特性试验和速度特性试验得到油泵供油率 g_c 同油泵齿条位置 Fr 和发动机转速 n 的关系：

$$g_c = f(n, Fr) \quad (2.3)$$

将数据做成二维插值表，仿真时直接进行插值。在 Simlink 中用一个二维插值模块 Lookup table (2-D) 来表示此喷油泵模型。

(3) 中冷器模型

将中冷器简化成具有压力损失和温度降的元件，在处理中冷器温度降低时，有时引入一个中冷器冷却系数 η_{cooler} 进行简化处理，即

$$T_s = T_k - \eta_{cooler} (T_k - T_{cwi}) \quad (2.4)$$

式中： T_s 为中冷器出口温度； T_k 为中冷器进口温度； T_{cwi} 为冷却水进口温度。

对于某一中冷器，其冷却系数 η_{cooler} 主要跟运行工况的空气流量和冷却水进口温度 T_{cwi} 有关，可根据试验数据拟合出。

中冷器空气出口压力计算：

空气经中冷器后可使温度降低，但也使压力有所降低，这是由于空气流经中冷器时要克服流动阻力。其阻力大小一般由试验测得，在计算中可用下式估算：

$$p_z = p_2 - \Delta p_{cool} = \frac{\xi z k}{z g F_{ZK}^2} \cdot \frac{M_{ZK}^2}{g z k} \quad (2.5)$$

式中： P_z 为中冷器出口压力； P_2 为中冷器进口压力； ΔP_{cool} 为中冷器压降。

Δp_{cool} 是中冷器的压降，对具体的柴油机和中冷器，它与空气流量以及冷却水流和温度等因素有关。

2.3. 动力增压涡轮理论模型

动力涡轮压气机仿真数学模型[15][16]由三组方程组构成：① 惯性环节的微分方程组；② 各部件的特性方程组；③ 参数联系方程组。

根据物理模型，惯性环节的微分方程组通过转子和容积的运动方程式来建立，以三轴机为例，它们可表示为[16][17]：

$$\begin{aligned} I_1 \omega_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= N_{eLT} - N_{eLC} \\ I_2 \omega_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= N_{eHT} - N_{eHC} \\ I_3 \omega_3 \frac{d\omega_3}{dt} &= N_{ePT} - N_{eN} \\ V_1 \frac{d\rho_2}{dt} &= G_{LC} g_{LC} - G_{HC} \\ V_2 \frac{d\rho_3}{dt} &= G_{HC} g_{HC} (1 + f) - G_{HT} \\ V_3 \frac{d\rho_3}{dt} &= G_{HT} g_{HT} - G_{LT} \\ V_4 \frac{d\rho_6}{dt} &= G_{LT} g_{LT} - G_{PT} \end{aligned} \quad (2.6)$$

式中： Ne_{LT} 、 Ne_{HT} 、 Ne_{PT} 分别为低、高压涡轮和动力涡轮的有效功率； Ne_{LC} 、 Ne_{HC} 、 Ne_N 分别为低、高压压气机和负荷消耗功率； ρ_2 、 ρ_3 、 ρ_5 、 ρ_6 分别为容积 V_2 、 V_3 、 V_5 、 V_6 中的气体密度； G_{LC} 、 G_{HC} 、 G_{HT} 、 G_{LT} 、 G_{PT} 分别为低、高压压气机及高、低压动力涡轮中的进口流量； $G_{LCg_{LC}}$ 、 $G_{HCg_{HC}}$ 、 $G_{HTg_{HT}}$ 、 $G_{LTg_{LT}}$ 分别为低、高压压气机和高、低压涡轮的出口流量； ω_1 、 ω_2 、 ω_3 分别为三只转子的角速度； I_1 、 I_2 、 I_3 分别为三只转子的转动惯量。对于起动过程计算时，还必须考虑起动机所供给的力矩，起动机组脱钩后，起动力矩变为零。

根据相似原理，压气机的工作特性可以用压比、折合转速、折合流量和效率四个参数间的关系来表示。在压比、折合转速、折合流量三个参数中，只要其中任意两个参数一经确定，压气机就有一个完全确定的工作状态。在燃气轮机仿真中，由于各转子的转速总是状态变量，因此折合转速一般总是已知的，当采用容积惯性法仿真时，部件的进出口压力是已知的，所以利用压气机特性曲线，通过压比和折合转速求出折合流量和效率，进而求出压气机实际进出口流量、出口温度和所消耗的功率。

由于压气机特性通常都以特性图或曲线的形式给出，对于市场上的大部分部件特性曲线对于制造商是专利，很少被公布出来。为克服这个问题，本项目用部件通用特性曲线来进行分析和计算。

压气机压比-流量变工况性能的修正通用解析式为[16] [17]：

$$\pi_c = (n_c)G_c^2 + C_2(n_c)G_c + c_3(n_c) \quad (2.7)$$

式中 (n_c) 的表达式为：

$$\begin{cases} c_1 = an_c^2 / [(an_c - m)(an_c^3 - mn_c^2 + p)] \\ c_2 = an_c(p - 2mn_c^2) / [(an_c - m)(an_c^3 - mn_c^2 + p)] \\ c_3 = -am n_c^2(p - mn_c^2) / [(an_c - m)(an_c^3 - mn_c^2 + p)] \end{cases}$$

式中， $a = n_c^{0.1}$ ， $m = 1.25n_c$ ， $p = 0.5$ ， π_c 、 n_c 、 G_c 为比折合参数，定义如下(下标0表示额定工况参数)：

$$\pi_c = \pi_c / \pi_{c0}$$

$$n_c = \overline{n_c} / \overline{n_{c0}} = (n_c / \sqrt{T}) / (n_{c0} / \sqrt{T_0})$$

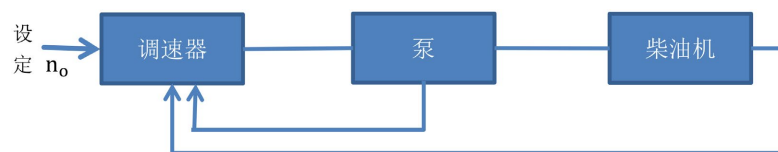
$$G_c = \overline{G_c} / \overline{G_{c0}} = (G_c \sqrt{T} / p) / (G_{c0} \sqrt{T_0} / p_0)$$

压气机效率-流量变工况性能的修正通用解析式为[18]：

$$\eta_c = 1 - 0.1(1 - n_c)^2 \left(-0.54(n_c / G_c)^2 + 1.54(n_c / G_c) \right)$$

3. 柴油机物理模型的仿真

柴油机仿真物理模型如下：



1) 启动过程

在系统全部准备完毕后，可以进行柴油机调速器及负载的仿真试验。首先在柴油机启动时，调速器启动后齿条位置 $\ell = 12 \text{ mm}$ ，这时 $P \approx 0$ 、 $\ell = 12 \text{ mm}$ 、 $n = 1500 \text{ rpm}$ ，表示柴油机启动成功。启动过程参见图1所示。

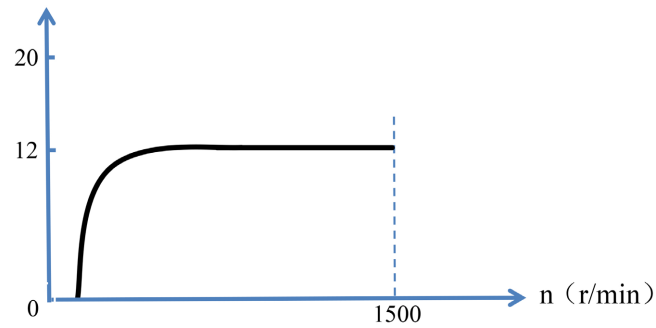


Figure 1. Schematic diagram of startup process and steady-state regulation
图 1. 启动过程及稳态调节示意图

2) 稳态调节

稳态不均匀度 $\delta_{st} = \frac{n_0 - n_{100}}{n_p} \times 100\% \leq 2\%$ ，参见图 1 所示。

$$n_p = \frac{n_0 + n_{100}}{2} (\text{rpm})$$

3) 动态调节 δ_d :

动态不均匀度 $\delta_d = \left| \frac{1500 - n_d}{1500} \right| \times 100\%$ ，参见图 2 所示。

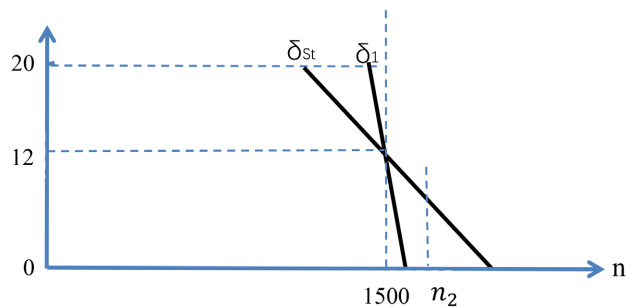


Figure 2. Schematic diagram of dynamic adjustment
图 2. 动态调节示意图

4) 调节时间 $T_d = T|_{n=1500 \sim n'_d}$ 时间内，参见图 3 所示。

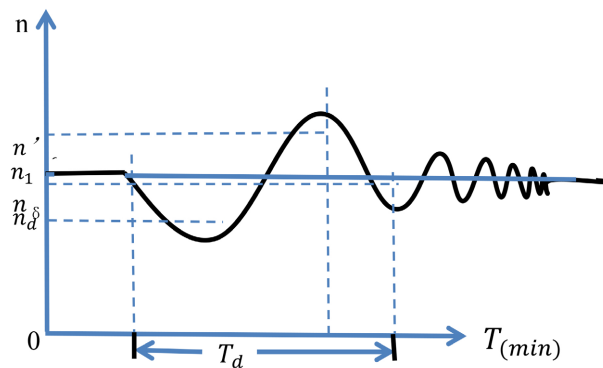


Figure 3. Schematic diagram of the adjustment
图 3. 调节示意图

5) 波动变化计算：参见图 4 所示。

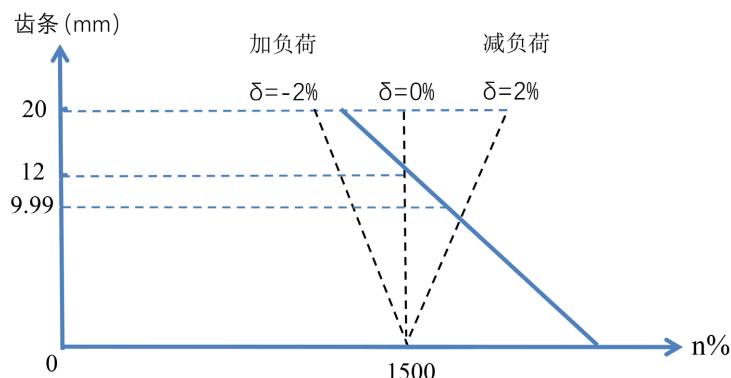


Figure 4. Schematic diagram for fluctuation calculation
图 4. 波动变化计算示意图

6) 并车：

- a: 当 $\delta_{st} = 0$ 时，不能并车。
- b: 当 $\delta_{st} \neq 0$ 时，并车 $\pm 100\%$ 。

4. 仿真平台的讨论与分析

4.1. 实时仿真硬件平台

实时仿真要求模型计算时间严格等于仿真时间步长，以保证与外部硬件设备的同步交互。针对柴油机调速系统的动态特性，选取 1 ms 作为仿真步长，能够准确捕捉转速波动和执行器响应等快速动态过程。

实时仿真硬件平台采用工业级计算机，配备高性能处理器和实时操作系统。输入输出接口采用多功能数据采集卡，提供模拟量输入输出、数字量输入输出和脉冲信号采集通道，分别对应传感器信号采集、执行器驱动和转速脉冲测量。为保证实时性，仿真任务运行在内核态，优先级高于其他系统任务，采用固定时间步长的调度方式。

4.2. 模型实时化处理

离线仿真模型通常追求精度，计算复杂度较高，难以直接满足实时性要求。需通过模型降阶和算法优化进行实时化处理，在保证关键动态特性的前提下降低计算量。模型降阶主要针对非线性强、计算量大的子模块。对于涡轮增压器模型，可将压气机和涡轮的特性曲线预先处理为二维 MAP 图，仿真时通过查表插值获得流量和效率，替代复杂的热力学计算。对于燃烧过程模型，采用基于试验数据的稳态 MAP 加动态修正的方式，避免复杂的化学反应动力学计算。

数值算法优化方面，选用计算量小、数值稳定性好的求解算法。对于刚性不强的常微分方程，采用四阶龙格-库塔法，兼顾精度与效率；对于刚性较强的子系统，采用隐式欧拉法保证数值稳定性。各模块采用独立步长积分，慢动态模块采用较大步长，快动态模块采用较小步长，通过多速率积分进一步降低计算负荷。

4.3. 硬件在环仿真架构

基于实时仿真模型构建硬件在环(Hardware-in-the-Loop, HIL)仿真系统，用于调速控制器的开发与测试。系统架构分为三层：实时仿真层、接口转换层和实物控制器层。

实时仿真层运行柴油机及调速系统的实时数学模型,模拟柴油机在各种工况下的动态响应。接口转换层实现仿真模型的数字信号与实物控制器的电气信号之间的转换,包括 D/A 转换将模拟量输出驱动控制器、A/D 转换采集控制器输出、脉冲信号模拟转速传感器输出等。实物控制器层为待测试的电子调速器硬件,接收转速信号和其他传感器信号,输出燃油齿条控制信号。硬件在环仿真能够在控制器开发早期进行全面的性能测试和性能验证,覆盖正常工况、极限工况和故障工况,显著减少台架试验次数,降低开发成本和风险[12]。

5. 配机实验的结果与分析

5.1. 稳态性能验证

为验证模型的稳态精度,对 TBD234 型柴油机在不同转速和负荷下的稳态工况进行仿真计算,并与台架试验数据进行对比。选取额定转速 1500 r/min 下,负荷从 0%到 100%的七个工况点进行验证。以下是启动工况和稳态精度试验,参见图 5 所示:



Figure 5. Schematic diagram for steady-state performance verification
图 5. 稳态性能验证示意图

仿真结果与试验数据的对比表明,稳态转速的最大相对误差为 1.8%,输出转矩的最大相对误差为 2.3%,燃油消耗率的最大相对误差为 3.1%。各项指标均满足工程应用的精度要求,说明所建立的模型能够准确反映柴油机的稳态工作特性。

在调速特性方面,仿真得到的调速率为 4.2%,与调速器设定值 4%基本一致,验证了调速器模型的准确性。转速波动率小于 0.5%,符合柴油机稳态调速的性能指标要求。

5.2. 动态响应特性

动态响应特性是衡量调速系统性能的重要指标。通过突加和突减负荷试验,考察系统的动态调速性能。以某型柴油机为对象,在额定转速下进行 50%额定负荷的突加试验。

1) 突加负荷后转速最大降落量为 78 r/min,约为额定转速的 5.2%,转速恢复时间为 1.2 s,超调量小

于 1%。突减负荷时转速最大升高量为 65 r/min，恢复时间为 0.9 s。动态过程平稳，无明显振荡，符合柴油机调速系统的性能要求，参见图 6 所示。



Figure 6. Schematic diagram of sudden load test
图 6. 突加负荷试验示意图

2) 突减负荷时转速最大升高量为 65 r/min，恢复时间为 0.9 s。动态过程平稳，无明显振荡，符合柴油机调速系统的性能要求，参见图 7 所示。



Figure 7. Schematic diagram of sudden load reduction test
图 7. 突减负荷试验示意图

3) 与传统 PID 控制相比,采用增益调度的调速策略在不同负荷段均能获得较好的动态性能,避免了单一参数在小负荷下响应慢、大负荷下超调大的问题[13]。仿真结果表明,模块化模型能够准确反映不同控制参数下的系统动态响应,为控制器参数整定提供了有效手段。

5.3. 实时性测试

在实时仿真平台上对模型的实时性能进行测试。仿真步长设置为 1 ms,统计 10,000 步仿真的单步计算时间。测试结果表明,模型单步计算的平均时间为 286 μ s,最大计算时间为 472 μ s,均小于 1 ms 的仿真步长,满足实时性要求。

各模块的计算时间占比分析显示,柴油机本体模块占总计算时间的 45%,增压器模块占 23%,调速器模块占 12%,其余模块合计占 20%。计算负荷分布较为均衡,不存在明显的瓶颈模块。即使在模型进一步细化的情况下,仍有充足的时间裕度。

将实时仿真结果与离线仿真结果进行对比,两者的转速曲线几乎重合,稳态值差异小于 0.1%,动态峰值差异小于 0.5%,说明实时化处理没有明显降低模型精度。

6. 结论

本文采用面向对象的模块化建模方法,建立了柴油机调速系统的通用仿真模型,并实现了实时仿真应用。主要结论如下:

第一,面向对象的模块化建模能够有效解决多机型柴油机调速系统的建模仿真问题。通过模块划分与标准化接口设计,实现了 TBD234、TBD620、MTU396 等多机型的模型复用,模型结构清晰,可扩充性强。

第二,所建立的数学模型能够准确反映柴油机调速系统的稳态与动态特性。稳态转速误差小于 2%,动态响应过程与实际特性吻合,可为调速系统的性能分析和控制器设计提供可靠依据。

第三,通过模型降阶与算法优化,仿真模型在保证精度的前提下满足了实时性要求,单步计算时间小于 1 ms,可应用于硬件在环仿真系统,为调速控制器的开发测试提供高效的技术手段。后续研究将进一步完善模型的非线性特性描述,引入排放计算模块,并拓展到更多机型和更复杂的联合动力系统,以适应更广泛的工程应用需求。

参考文献

- [1] Isermann, R., Schaffnit, J. and Sinsel, S. (1999) Hardware-in-the-Loop Simulation for the Design and Testing of Engine-Control Systems. *Control Engineering Practice*, 7, 643-653. [https://doi.org/10.1016/s0967-0661\(98\)00205-6](https://doi.org/10.1016/s0967-0661(98)00205-6)
- [2] 王洪桥, 杨明高, 李进. 一种用于柴油机电控系统开发的实时仿真系统[J]. 内燃机学报, 2002(1): 267-272.
- [3] Song, Q. and Grigoriadis, K.M. (2007) Diesel Engine Speed Regulation Using Linear Parameter Varying Control. *Proceedings of the American Control Conference*, Denver, 4-6 June 2003, 779-784.
- [4] Isermann, R., Sinsel, S. and Schaffnit, J. (1998) Modeling and Real-Time Simulation of Diesel Engines for Control Design. *International Congress & Exposition*, Detroit, 23 February 1998, 23-27. <https://doi.org/10.4271/980796>
- [5] Sinha, R.P. and Balaji, R. (2018) A Mathematical Model of Marine Diesel Engine Speed Control System. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 99, 63-70.
- [6] Wu, K., Zhang, Q., Hansen, A., et al. (2002) A Multiple Locally-Linearized Diesel Engine Model. *Transactions of the ASABE*, 45, 273-280. <https://doi.org/10.13031/2013.8517>
- [7] 孙鸿, 欧阳明高, 杜仲. 电控柴油机实时控制仿真系统研究[J]. 车用发动机, 1998(1): 30-34.
- [8] 孙建波. 船舶柴油主推进装置及其控制系统的建模与仿真研究[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连海事大学, 2007.
- [9] 顾林林, 张均东. 基于模糊 PID 控制器的柴油机电子调速器仿真[J]. 大连海事大学学报, 2014, 40(1): 57-60+65.
- [10] Zhang, S.Y., Sun, J.B., Sun, Z.T. and Zuo, C.K. (2022) Modeling and Simulation of Diesel Main Propulsion Device for

- 10,000 TEU Container Ship. *Proceeding of SPIE 12244, 2nd International Conference on Mechanical, Electronics, and Electrical and Automation Control (METMS 2022)*, 25 April 2022, 1224445.
- [11] Bialasiewicz, J.T., Muljadi, E., Drouilhet, S. and Nix, G. (1998) Hybrid Power Systems with Diesel and Wind Turbine Generation. *Proceedings of the 1998 American Control Conference*, Philadelphia, 26-26 June 1998, 201-206. <https://doi.org/10.1109/acc.1998.707297>
- [12] Liu, H., Su, P., Wu, J. and Chang, G. (2025) Design of an Embedded Simulation Controller for a Model-Based Diesel Engine Parallel Power Unit. *Processes*, **13**, Article 3196. <https://doi.org/10.3390/pr13103196>
- [13] Jiang, J. (1994) Optimal Gain Scheduling Controller for a Diesel Engine. *IEEE Control Systems Magazine*, **14**, 42-48. <https://doi.org/10.1109/37.295969>
- [14] Yuan, Y., Zhang, M., Chen, Y., *et al.* (2018) Multi-Sliding Surface Control for the Speed Regulation System of Ship Diesel Engines. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, **40**, 22-34.
- [15] Roy, S., Malik, O.P. and Hope, G.S. (1991) A K-Step Predictive Scheme for Speed Control of Diesel Driven Power-Plants. *Conference Record. Industrial and Commercial Power Systems Technical Conference 1991*, Memphis, 6-9 May 1991, 567-581. <https://doi.org/10.1109/icps.1991.153068>
- [16] Belyaev, M.E., Gerasimov, D.N., Rymalis, M.R. and Semenov, S.A. (2018) Design of Diesel Engine Mathematical Model Oriented to Speed Control. *Journal of Computer and Systems Sciences International*, **57**, 626-639. <https://doi.org/10.1134/s1064230718040044>
- [17] Mao, X., Cai, L. and Ma, Z. (2018) Research on Nonlinear Common Rail Control System of Diesel Engine. *Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering)*, **42**, 206-210. (In Chinese)
- [18] Arnold, J., Langlois, N. and Chafouk, H. (2009) Fuzzy Controller of the Air System of a Diesel Engine: Real-Time Simulation. *European Journal of Operational Research*, **193**, 282-288. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2007.08.046>