

[文章编号] 1007-7405(2015)01-0047-06

# 4190 Z<sub>L</sub>C 型船用中速柴油机平均值模型仿真

项勇兵<sup>1</sup>, 陈杰<sup>1</sup>, 黄加亮<sup>1,2</sup>

(1. 集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021)

**[摘要]** 基于 MATLAB/Simulink 仿真平台, 根据柴油机的实验数据, 在平均值模型基础上, 建立 4190 Z<sub>L</sub>C 型增压中速柴油机动态仿真模型; 并与原机实验数据进行对比, 验证该仿真模型的正确性. 最后利用该模型仿真分析柴油机在功率从 20 kW 到 220 kW, 燃油消耗率、涡轮出口温度、中冷后压力、中冷后进气温度、进气流量、扭矩随着功率变化的趋势.

**[关键词]** 船舶; MATLAB/Simulink; 中速柴油机; 平均值模型; 动态仿真

**[中图分类号]** U 664.121; TP 391.9

**[文献标志码]** A

## Simulation Study on the Average Model for 4190 Z<sub>L</sub>C Medium-speed Marine Diesel Engine

XIANG Yong-bing<sup>1</sup>, CHEN Jie<sup>1</sup>, HUANG Jia-liang<sup>1,2</sup>

(1. Marine Engineering Institute, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. Fujian Provincial Key Laboratory of Naval Architecture and Ocean Engineering, Xiamen 361021, China)

**Abstract:** Type 4190 Z<sub>L</sub>C turbocharged medium-speed diesel engine's dynamic simulation model was set up by using MATLAB/Simulink software based on the average model. The accuracy of the model was evaluated by comparing predicted results and those from experiments. The simulation analysis of diesel engine was conducted at a rated power range from 20 kW to 220 kW power. The fluctuation of output power was shown in terms of the specific fuel oil consumption (SFOC), the outlet temperature of the turbine side, the pressure and intake air temperature behind the air cooler, inlet air flow as well as torque.

**Key words:** ship; MATLAB/Simulink; medium-speed marine diesel engine; the average model; dynamic simulation

## 0 引言

目前, 用于研究涡轮增压柴油机动态仿真模型有很多, 而用在控制方面的仿真模型则相对较少. 由于受到硬件运行速度的限制, 柴油机电控领域平均值模型是应用最广泛的<sup>[1-2]</sup>. 为了突出动态仿真的实时性要求和满足相关精度要求, 更好地应用于硬件在环仿真系统<sup>[3-4]</sup>, 本文建立了适用于 4190 Z<sub>L</sub>C 型涡轮增压柴油机工作过程平均值仿真模型<sup>[5]</sup>. 该平均值模型的特点是: 对涡轮增压柴油机的各个工作系统进行了物理意义明确的简化处理, 不涉及到各个部分相对比较复杂计算, 并不考虑一个完整工作循环内不同曲轴转角时每个气缸工况的差别, 而是对各缸的工作状态差异采取平均处理, 着重

**[收稿日期]** 2014-06-26

**[修回日期]** 2014-09-13

**[基金项目]** 福建省自然科学基金资助项目(2012J01230); 福建省科技厅资助省属高校专项基金(JK2013025)

**[作者简介]** 项勇兵(1987—), 男, 硕士生, 从事现代轮机管理工程研究. 通讯作者: 黄加亮(1963—), 男, 教授, 硕导, 主要从事船舶柴油机性能优化与故障分析研究.

考虑整机的动态性能<sup>[6-8]</sup>. 避开缸内工作过程较复杂的缸内燃烧放热规律计算, 而采用一个宏观的指示热效率经验参数来替代气缸内热功转换过程, 计算出指示功率、油耗率等指标只表示过程的综合结果和状态变量的平均效应, 突出实时性.

1 仿真模型的组成

建立柴油机模型有如下的基本假设<sup>[4,8]</sup>: 1) 气体流过每个部件是连续的; 2) 循环供油量瞬时变化处于稳态; 3) 每个气缸工作状态一致; 4) 模型中将流量、温度及压力近似为平均值, 状态参数仅是时间的函数.

1.1 压气机模型

压气机是涡轮增压柴油机的核心部件, 主要由涡轮驱动, 主要性能参数包括气体流量、增压比、转速和效率等. 由于  $T_2 = T_1 [1 + (\pi_c^{(k-1)/k} - 1)/\eta_c]$ ;  $M_c = k \cdot 30 q_{mc} R T_1 / (\eta_c (k - 1) n_c) [(\pi_c^{(k-1)/k} - 1)]$ ;  $p_2 = p_1 \pi_c$ . 式中:  $T_2$  为压气机出口温度, K;  $M_c$  为压气机消耗的转矩, N·m;  $p_2$  为压气机出口压力, kPa;  $T_1$  为环境温度, K;  $R$  为气体常数, kJ/(kg·K);  $k$  为气体绝热指数;  $p_1$  为大气压力, kPa;  $q_{mc}$  为质量流量, kg/s;  $\pi_c$  为压气机的压比;  $\eta_c$  为效率;  $n_c$  为压气机转速, r/min. 所以:

$$q_{mc} = f(n_c, \pi_c); \eta_c = f(n_c, \pi_c).$$

1.2 中冷器模型

空气中间冷却器(中冷器)输出参数是压力和出口温度. 为了简化处理采用冷却效率  $\varepsilon$ . 由于冷却水温度和中冷器进口空气温度对  $\varepsilon$  的影响不大<sup>[4]</sup>, 取  $\varepsilon=0.84$ . 则:  $T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w$ . 其中:  $T_3$  为中冷器出口温度, K;  $\varepsilon$  为中冷器工作效率;  $T_w$  为冷却水进口温度, K.

增压空气通过中冷器的压力损失为:  $\Delta p = \Delta p_0 (q_m/q_{m0})^2$ . 式中:  $\Delta p_0$  为设计工况时中冷器的压力损失, 约为 400 Pa 左右;  $q_m$  为气体流量, kg/s;  $q_{m0}$  为中冷器设计流量 kg/s. 则出口处空气压力为:  $p_3 = p_2 - \Delta p$ . 式中:  $p_3$  为中冷器出口处空气压力, kPa.

1.3 柴油机体模型

1) 气缸充气效率

气缸充气效率  $\eta_v$  近似为柴油机转速的函数<sup>[9]</sup>, 表 1 表示通过柴油机实验测得的不同转速分别对应的  $\eta_v$ , 利用 MATLAB 编程最小二乘法曲线拟合在速度工况下的充气效率曲线<sup>[4]</sup>, 如图 1 所示. 怠速 600 r/min 以后的充气效率  $\eta_v$  根据经验公式  $\eta_v = \eta_0 [1 - K(n/n_0 - 1)^2]$  进行估算. 式中:  $\eta_0$  为最大充气效率;  $n_0$  为  $\eta_0$  时转速 (r/min);  $K$  为系数.

表 1 充气效率实验数据表  
Tab. 1 Charging efficiency experiment data

$n/(r \cdot min^{-1})$	150	200	250	300	350	400	450	500
$\eta_v$	0.730	0.740	0.746	0.748	0.744	0.735	0.72	0.705

2) 进入气缸的气体流量  $q_{m3}$

气体流量建模过程中为了仿真计算方便进行了简化处理, 没有考虑残余废气系数对气体流量的影响, 同时假设气缸中的工质流动是均匀的, 则:  $q_{m3} = \eta_v \rho_3 V n_{sh} / 120$ ;  $\rho_3 = p_3 / R T_3$ . 式中:  $q_{m3}$  为气体流量, kg/s;  $\eta_v$  为充气效率;  $\rho_3$  为中冷后空气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V$  为气缸总容积, m<sup>3</sup>;  $n_{sh}$  为柴油机转速, r/min.

3) 平均排气温度

能量守恒定律得出热平衡公式:  $q_{mf} H_{LHV} - Q_v - P_c = (q_{m3} + q_{mf}) C_{pe} T_4 - q_{m3} C_{pa} T_3$ . 式中:  $q_{mf}$  为单位时间气缸内的燃油量, kg/s;  $H_{LHV}$  为每千克燃油发出的热量数值, J/kg;  $Q_v$  为冷却水单位时间带走的热量, J/s;  $P_c$  为有效功率, kW;  $C_{pa}$  和  $C_{pe}$  分别为进、排气工质的比热容, J/(kg·K);  $T_4$  为平均排气温度,

K.

有效热效率： $\eta_e = P_c / (q_{mf} H_{LHV})$  .

冷却损失百分比为： $\varepsilon_w = Q_w / (q_{mf} H_{LHV})$  其中  $Q_w$  为损失的热量.

则平均排气温度为： $T_4 = T_3 + K_r / (1 + q_{ma} / q_{mf})$  .

式中： $K_r = (1 - \eta_e - \varepsilon_e) H_{LHV} / C_{pV}$  为平均排气温度因子.

4) 指示热效率  $\eta_i$

指示热效率  $\eta_i$  是柴油机转速与燃空比  $B$  的函数<sup>[8]</sup>，燃空比是燃料与混合气中空气之间的质量比例. 在柴油机实验中，燃空比对指示热效率  $\eta_i$  的影响远大于转速，所以本文没有考虑转速对  $\eta_i$  的影响，只考虑  $\eta_i$  随燃空比的变化，如表 2 所示. 运用最小二乘法编程拟合得到指示热效率曲线如图 2 所示.

表 2 指示热效率实验数据

Tab.2 Indicated thermal efficiency experiment data

$B$	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
$\eta_i$	0.90	0.96	0.99	0.97	0.92	0.83	0.68	0.50

5) 指示转矩  $M_t$

指示转矩  $M_t = q_{mf} H_{LHV} \eta_i 30 / \pi n_{sh}$  . 式中： $M_t$  为指示转矩，N·m； $q_{mf}$  为供油率，kg/s； $H_{LHV}$  为每千克燃油发出的热量数值，J/kg； $\eta_i$  为指示热效率.

6) 摩擦转矩  $P_f$

因为目前还没有计算摩擦转矩的公式，所以本文结合 4190 Z<sub>L</sub>C 型船用中速柴油机特点，选取一个反映平均摩擦压力和转速之间函数的经验公式.  $p_f = 75 + 48 n_{sh} / 1000 + 0.4 S_p^2$  进行计算. 式中： $p_f$  为平均摩擦压力，Pa； $S_p$  为活塞平均速度，m/s.

则摩擦损失转矩为： $M_f = 1000 p_f V / (4 \pi)$  . 式中： $V$  为气缸总容积，m<sup>3</sup>.

1.4 柴油机动力学模型

柴油机动力学装置总体上可简化为一个无惯性联轴节、柴油机和负载，根据能量守恒定律得柴油机转动的平衡方程： $M_t - M_f - M_L = (J_c + J_L) (\pi / 30) dn_{sh} / dt$  . 式中： $M_t$  为指示转矩，N·m； $M_L$  为负载转矩，N·m； $J_c$  为当量转动惯量，kg·m<sup>2</sup>； $J_L$  为负载转动惯量，kg·m<sup>2</sup>.

1.5 涡轮模型

建立涡轮的数学模型，根据涡轮特性曲线建立仿真模型，由增压器转速和涡轮质量流量即可得出涡轮膨胀比和效率. 由热力学理论和能量守恒定律，可得到涡轮出口温度  $T_5$  计算公式： $T_5 = T_4 \{ 1 - \eta_t [ 1 - (1 / \pi_t)^{(k-1) / k} ] \}$  .

涡轮发出的转矩  $M_t$  计算公式： $M_t = 30 k q_{mt} R T_4 \eta_t [ 1 - (1 / \pi_t)^{(k-1) / k} ] / (\pi n (k - 1))$  . 式中： $k$  为气体绝缘指数； $q_{mt}$  为涡轮质量流量，kg/s； $\eta_t$  为涡轮效率； $n_t$  为涡轮转速，r/min； $\pi_t$  为膨胀比.

1.6 增压器动力学模型

在建立涡轮增压器动力学模型时，理想认为将废气涡轮作的功看作全部用于压缩机压缩气体，没有考虑摩擦损失和散热损失等外部因素，从而可得增压器转动平衡方程<sup>[4,8]</sup>：

$$M_t - M_c = J_{ic} \pi dn_{ic} / (30 dt)$$

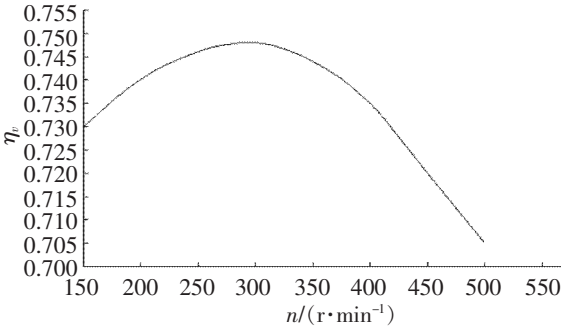


图 1 充气效率曲线

Fig.1 Charging efficiency curve

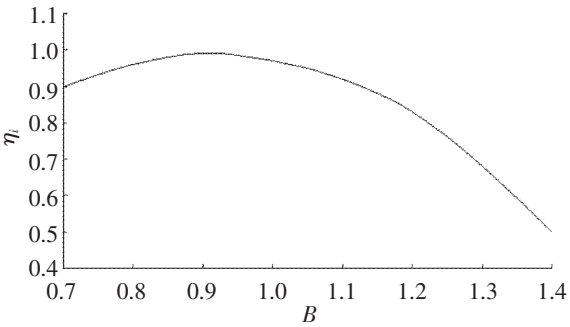


图 2 指示热效率曲线

Fig.2 Indicated thermal efficiency curve

式中： $M_t$  为涡轮的转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； $M_c$  为压气机消耗的转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； $J_{ic}$  为增压器转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ； $n_{ic}$  为增压器转速， $\text{r/min}$ ， $n_{ic} = n_t = n_c$ 。

2 4190Z<sub>L</sub>C 型增压柴油机整体模型建立

基于 MATLAB/Simulink 仿真平台，分别建立各部分模型，进行封装后连接起来组成 4190 Z<sub>L</sub>C 型增压四冲程柴油机整体仿真平均值模型，如图 3 所示。

- 1) 在本文仿真模块中中冷器、压气机和计算进气量三个子模块构成一个代数环。采用存储模块可以解决代数环。
- 2) 由于在创建仿真模型时存在数值问题。本文采用 ODE4 算法。

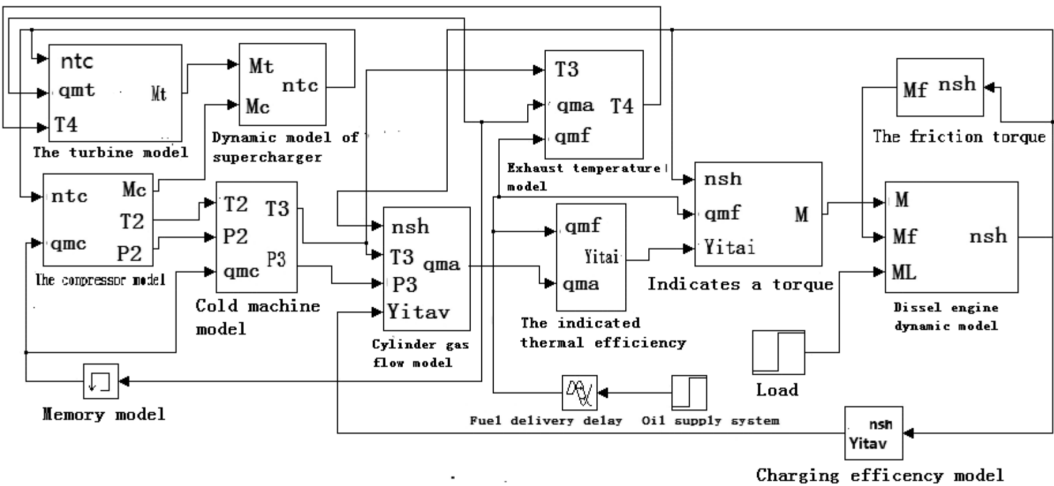


图 3 4190Z<sub>L</sub>C 型柴油机整体仿真模型  
Fig.3 4190Z<sub>L</sub>C diesel engine simulation model as a whole

3 仿真模型验证

4190 Z<sub>L</sub>C 型船用四冲程增压柴油机主要技术参数：气缸 4 个；气缸直径 190 mm；活塞行程 210 mm；额定功率 220 kW，额定转速 1 000 r/min，压缩比 14，最高爆发压力 12 000 kPa，平均有效压力 1 109 kPa；有效油耗率 ≤ 208 g/（kW · h）。

模型仿真计算结果与实验数据的比较如图 4 所示，从图 4 可以看出，在额定工况不同转速下的计算结果与原机实验值基本吻合，证明该模型是可行的。

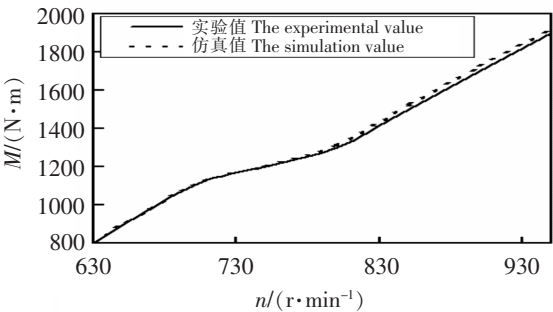


图 4 标定负载下不同转速对应扭矩变化规律  
Fig.4 Different rotational speed measurement under the rated conditions corresponding torque change rule

4 仿真结果及分析

在额定工况下，利用该模型仿真计算功率从 20 kW 到 220 kW 情况时，燃油消耗率  $g_e$ 、涡轮出口温度、中冷后压力、中冷后进气温度、进气流量及扭矩随着功率变化的趋势，如图 5—图 10 所示。

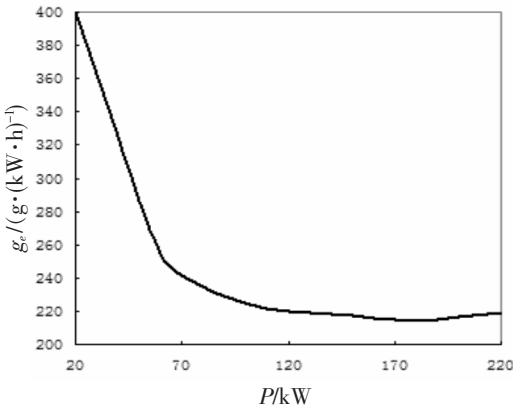


图 5 负荷特性下燃油消耗率随功率的变化趋势图

Fig.5 The trend diagram of SFOC along with the change of power under load characteristic

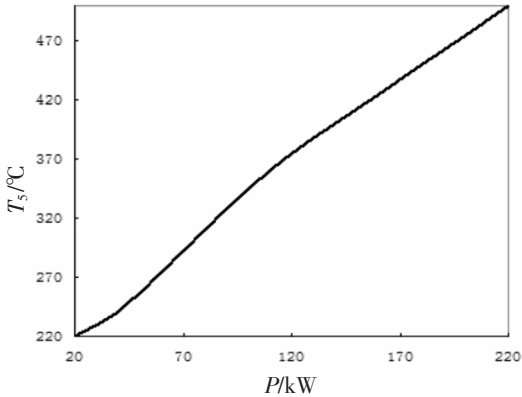


图 6 负荷特性下涡轮出口温度随功率的变化趋势图

Fig.6 The trend diagram of the turbine outlet temperature along with the change of power under load characteristic

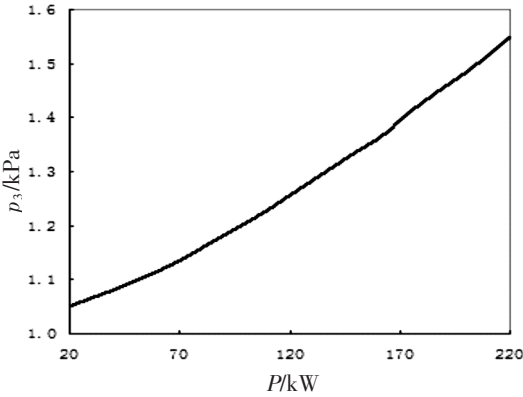


图 7 负荷特性下中冷后压力随功率的变化趋势图

Fig.7 The trend diagram of pressure after air-cooler along with the change of power

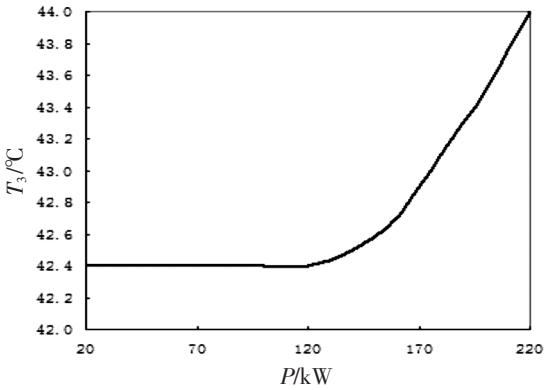


图 8 负荷特性下中冷后进气温度随功率的变化趋势图

Fig.8 The trend diagram of temperature after air-cooler along with the change of power

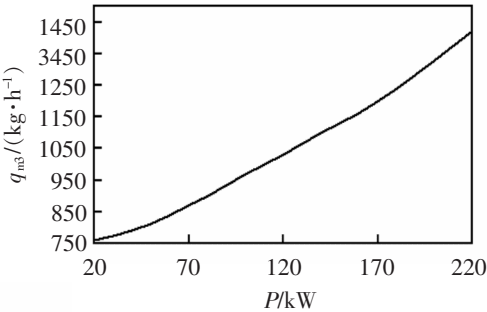


图 9 负荷特性下进气流量随功率的变化趋势图

Fig.9 Load characteristics under the inlet flow trend diagram along with the change of power

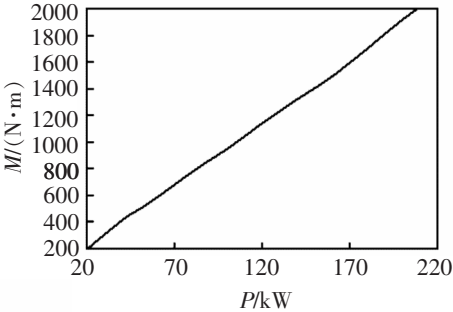


图 10 负荷特性下扭矩随功率的变化趋势图

Fig.10 Along with the change of power load characteristics under torque trend chart

从图 5 可以看出,在柴油机负荷特性下随功率的增加燃油消耗率呈减小趋势,当功率从 20 kW 到 120 kW 时燃油消耗率  $g_e$  急剧下降,这是因为中速柴油机刚开始启动阶段没有达到常用工况点,油耗比较大所造成的;当功率从 120 kW 到 220 kW 时燃油消耗率  $g_e$  下降的比较缓慢,这是由于柴油机已经达到 75% 负荷常用工况点,柴油机功率大概在 170 kW 时燃油消耗率  $g_e$  达到最小值。

由图 6、图 7 可以看出,柴油机负荷特性下随着功率的增加中冷器后压力和涡轮出口温度呈现出

线性增加的趋势, 由于负荷增大, 柴油机需要做更多功, 喷油器喷入缸内燃油量增大, 更多空气进入气缸, 导致中冷后的压力和涡轮出口温度急剧增大。

图 8 为负荷特性下中冷后进气温度随功率的变化趋势, 由图 8 可以看出进气温度随功率的增加刚开始保持不变, 这是由于中冷器正常工作可以基本满足 50% 工况下良好冷却, 进气保持在恒定温度, 随着功率增大, 达到 120 kW 后, 中冷器效率保持不变, 随进气量增大, 中冷后进气温度成急剧上升趋势。

图 9 为负荷特性下进气流量随功率的变化趋势, 可以看出进气流量随着功率的增加呈现出近似线性比例增加的趋势, 这是因为负荷的增大, 喷入缸内的燃油量增加, 更多的新鲜空气进入缸内, 保证缸内燃油燃烧充分, 做功变大满足负荷的变化。

由图 10 可以看出, 负荷特性下柴油机的扭矩随功率的增加呈线性增加。这是由于随着柴油机负荷的增加, 进气量和循环喷油量增大, 使得缸内质量和放热量都增大, 活塞做功也相应的增加, 柴油机输出的扭矩也就相应增大。

## 5 结论

本文利用适当简化处理的数学模型仅考虑状态变化的平均值, 根据相关的原机实验数据建立了 4190Z<sub>L</sub>C 型电控增压柴油机平均值仿真模型; 在额定工况下不同转速对应的扭矩、油耗率仿真结果与原机实验数据对比, 误差在合理范围内, 验证了模型的正确性。利用该模型仿真计算功率从 20 kW 到 220 kW 情况下, 在负荷特性下柴油机燃油消耗率随功率的增加呈减小趋势; 而涡轮出口温度和中冷后压力随着功率的增加呈现出线性增加的趋势; 中冷后进气温度和进气温度随功率的增加刚开始保持不变, 随着功率增大, 达到 120 kW 后, 中冷器效率保持不变, 随进气量增大, 中冷后进气温度成急剧上升趋势; 同时进气流量随着功率的增加呈现出近似线性比例增加的趋势; 扭矩随功率的增加呈线性增加。仿真结果表明该模型基本上能满足动态仿真实时性相关要求, 其结果可为涡轮增压系统, 尤其是电控增压柴油机控制系统初期设计提供可行的依据。

## [ 参 考 文 献 ]

- [1] 李斯钦, 杨国豪, 黄加亮. 基于 Simulink 的船用柴油机燃油共轨系统建模 [J]. 集美大学学报: 自然科学版, 2014, 19(1): 25-30.
- [2] 宋恩哲, 宋百玲, 马修真. 船用柴油机电控系统半物理仿真平台开发研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2010, 31(9): 1153-1160.
- [3] 王勤鹏, 余永华, 杨建国, 等. 船用中速柴油机电子调速系统硬件在环仿真试验平台研制 [J]. 船舶工程, 2014, 36(2): 62-65.
- [4] 帅英梅. 涡轮增压柴油机电控调速系统的模型与仿真 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2004.
- [5] 黄少竹. 船舶柴油机 [M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2005.
- [6] 王纪元. 柴油机工作过程的 Simulink 建模仿真研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2007.
- [7] 韩晓军. 船舶柴油机电控调速系统的仿真 [D]. 大连: 大连海事大学, 2007.
- [8] 林楠. 船舶柴油机建模及转速控制仿真研究 [D]. 大连: 大连海事大学, 2008.
- [9] 刘国栋. 柴油机模糊自整定 PID 控制器智能调速控制策略研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 陈 武)