

性能与排放

TBD620 系列柴油机降低标定转速优化设计

张晓亮, 靳源锋, 王正祥, 孙 勇, 王增法

(河南柴油机重工有限责任公司, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 根据市场需求, 以 TBD620V12 柴油机为样机, 开展了以 1 200 r/min 作为标定转速的优化设计研究。基于 AVL-BOOST 软件对该柴油机开展工作过程性能仿真计算; 同时, 对柴油机进排气系统、润滑系统、冷却系统做计算评估, 选配适用的零部件。试验验证表明: 优化设计后样机的排气温度、燃油消耗率、机油压力等各项参数指标均满足设计要求。

关键词: 柴油机; 标定转速; 优化设计

中图分类号: TK422 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2021)06-0044-06

Optimal Design of TBD620 Series Diesel Engine with Reduced Rated Speed

Zhang Xiaoliang, Jin Yuanfeng, Wang Zhengxiang, Sun Yong, Wang Zengfa

(Henan Diesel Engine Industry Co., Ltd., Henan Luoyang 471003)

Abstract: According to the market demand, taking TBD620V12 diesel engine as the prototype, the optimal design with 1 200 r/min as the rated speed was carried out. Based on AVL-BOOST, simulation was carried out on the diesel engine to study its working process. At the same time, the intake and exhaust system, lubrication system and cooling system of the diesel engine were calculated and evaluated, and applicable parts were selected. Test results show that the exhaust temperature, fuel consumption rate, oil pressure and other parameters of the prototype meet the design requirements.

Key words: diesel engine; rated speed; optimal design

0 引言

TBD620 系列柴油机是河南柴油机重工有限责任公司(以下简称“河柴”)引进德国 DEUTZ-MWM 公司技术制造的高速、大功率、四冲程、水冷、直喷式柴油机, 具有结构紧凑、体积小、重量轻、可靠性高、操作维修方便、大修期长、经济性好等特点, 可应用于船用电站、江河疏浚、石油钻井、泵组、机车车辆等领域, 其优良的动力特性已在机组成套和电站联调试验中得到验证^[1]。

近年“河柴”积极开拓海外市场。其中, 60 Hz 柴油发电机组因可替代商业电网电力向无市

电或市电不可靠地区供电, 具有广泛的应用前景。与此同时, 由于部分国家工业基础薄弱, 设备使用人员不掌握相关知识与技能, 要求发电机组设备具有质量稳定、保养间隔周期长等特点。

TBD620 柴油机可用于 60 Hz 电站, 其标定转速为 1 800 r/min。如将标定转速由 1 800 r/min 降至 1 200 r/min, 活塞平均速度将从 11.7 m/s 降至 7.8 m/s, 如此可降低各运动件的机械负荷, 延长计划性保养周期, 使机组长期运行更加可靠, 满足用户的使用要求。

1 方案设计

此次适应性改进以 TBD620V12 柴油机为样机,

开展以 1 200 r/min 为标定转速的优化设计。由于 TBD620 系列柴油机机油泵、冷却水泵为齿轮传动机带泵，其流量压力与柴油机转速相关联，标定转速降低后泵的流量相应减小，可能会影响柴油机的冷却及润滑系统。同时原增压器匹配标定转速为 1 200 r/min 运行时可能会出现喘振、排温高等问题，因此须对柴油机现有配置进行计算评估，以明确后续的优化设计项目。

首先结合 TBD620V12 柴油机性能特点，利用性能仿真软件对柴油机的功率、扭矩、最高燃烧压力及燃油消耗率等参数进行模拟计算，并判断这些参数是否处于合理范围；同时计算评估在 1 200 r/min 标定转速下，增压器、机油泵、冷却水泵的参数是否满足相应用途下各工况的使用要求或达到原标定转速下的设计值。

通过计算评估，在确认各零部件配置状态后，进行样机装配；然后对柴油机开展 25%、50%、75%、100%、110% 等 5 种工况下的负荷特性性能试验及 100% 工况下的增压器喘振试验，测试冷却水和机油的压力、温度，以及排气温度、最高燃烧压力、增压器转速等相关参数，以验证前期设计优化配置的适用性，最终确认柴油机配置。

2 方案实施

2.1 总体仿真

柴油机的工作性能主要受进气流动、排气流动、燃烧过程等因素影响。常规的热力计算是在基于经验选取工作参数的基础上对工作过程的一些特殊点进行估计，然后求出柴油机其他工作参数和性能指标。此种方法随意性较大，误差也较大，已经不能满足对增压柴油机越来越高的优化设计和控制要求。本次的总体优化设计主要采用 AVL-BOOST 软件建立 TBD620V12 柴油机模型，再进行性能仿真计算。基于柴油机气缸及各系统的物理模型，用微分方程组对工作过程进行模拟，然后联立求解，得到各工作参数随时间（或曲轴转角）的变化规律，在此基础上得到综合参数以及整机性能参数^[2]。

2.1.1 柴油机主要参数

TBD620V12 柴油机型式为 V 型、四冲程、增压中冷、 ω 型燃烧室、直喷，气缸直径 170 mm，活塞行程 195 mm。

TBD620V12 柴油机应用于 60 Hz、1 200 r/min 发电机组时，主要目标参数及配置如表 1 所示。

表 1 TBD620V12 柴油机应用于 60 Hz、1 200 r/min 发电机组时的主要目标参数及配置

目标参数	额定功率/kW	990
	额定转速/ (r · min ⁻¹)	1 200
	燃油消耗率/ (g · kW ⁻¹ · h ⁻¹)	200
	最高燃烧压力/MPa	17
配置	喷油泵	Bosch
	喷油器规格	5 × Φ0.48 × 155°
	喷油提前角/ (°)	26
	喷射压力/MPa	28
	增压器	ABBCR151
	调速器	HEINZMAN

2.1.2 柴油机性能计算分析

采用 AVL-BOOST 软件，根据 TBD620V12 柴油机结构建立计算模型。模型主要包括：进气管路、排气管路、涡轮增压器、气缸及中冷器等。输入环境边界条件（温度、压力、空燃比等）、测点位置、柴油机基本参数及零部件结构参数等，然后进行发电机组应用情况的仿真计算。

计算 TBD620V12 柴油机应用在发电机组 25%、50%、75%、100%、110% 等 5 种工况下的负荷特性可知：TBD620V12 柴油机在 1 200 r/min 转速下，其功率、燃油消耗率及最高燃烧压力（图 1 ~ 图 3）均在合理范围内；中冷前、后的压力、温度（图 4、图 5）比较合理，可以满足柴油机的使用要求。

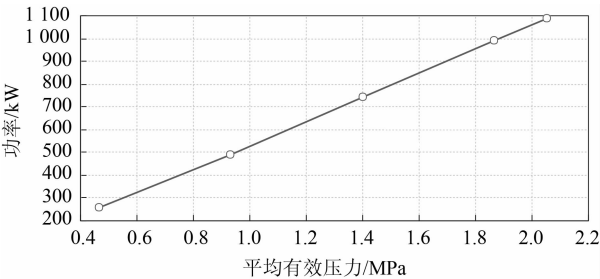


图 1 功率随平均有效压力变化曲线

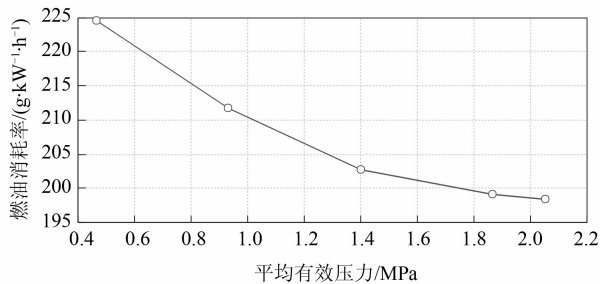


图 2 燃油消耗率随平均有效压力变化曲线

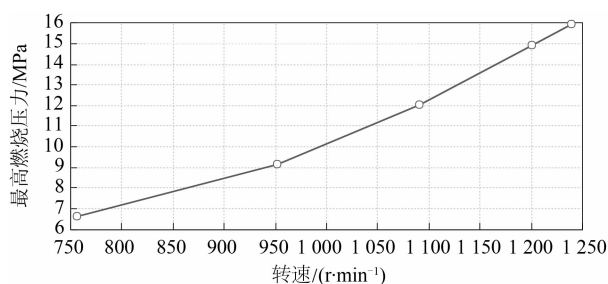


图3 最高燃烧压力随转速变化曲线

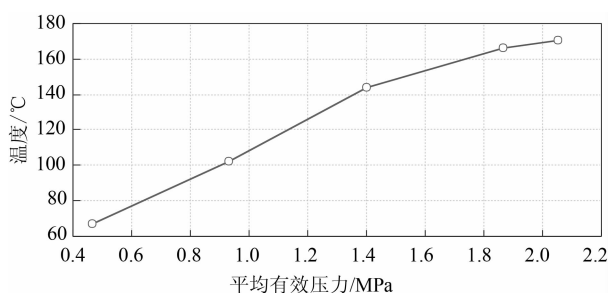


图4 中冷前温度随平均有效压力变化曲线

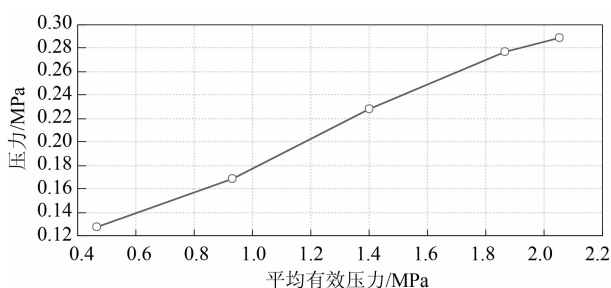


图5 中冷后压力随平均有效压力变化曲线

2.2 进、排气系统性能评估

2.2.1 性能计算边界条件

TBD620V12 柴油机进、排气系统参数如表2所示。

表2 TBD620V12 柴油机进、排气系统参数

参数	数值
平均有效压力/MPa	1.864
最高涡轮排气温度/℃	620
最高涡轮后排气温度/℃	550

2.2.2 性能计算结果

在50%、75%、90%、100%、110%等5个不同负荷点对TBD620V12柴油机进行匹配评估计算，得出用于发电机组的柴油机增压器性能参数，如表3所示。

该增压器的图谱如图6所示，可以看出：增压器运行曲线离喘振线较远，喘振裕度较大，运行过程中过量空气系数合适；且增压器运行线处在高效区，增压器在转速为1200 r/min时的工作能力得

到充分利用，满足1200 r/min发电机组实际使用要求。

表3 柴油机增压器性能参数

参数	数值			
负荷/%	50	75	90	100
环境温度/℃	25	25	25	25
大气压力/MPa	0.1	0.1	0.1	0.1
功率/kW	495.0	742.5	891.0	990.0
燃油消耗率/(kg·kW⁻¹·h⁻¹)	0.221	0.210	0.208	0.208
最高燃烧压力/MPa	9.8	12.2	13.3	14.0
平均有效压力/MPa	0.903	1.355	1.626	1.807
扫气压力/MPa	0.188	0.255	0.290	0.322
进气流量/(kg·s⁻¹)	1.604	2.371	2.762	3.050
压力损失/MPa	0.002 6	0.004 0	0.004 6	0.005 0
涡轮前温/℃	444	490	523	552
涡轮后温/℃	371	380	392	407
总效率	0.636	0.657	0.652	0.641

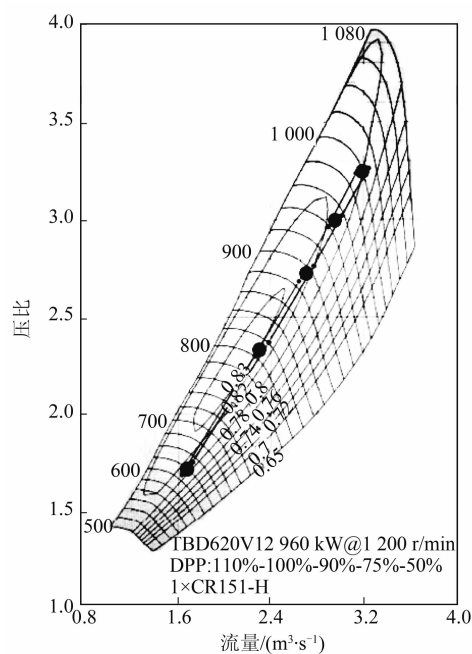


图6 增压器图谱

2.3 润滑系统性能评估及优化

2.3.1 性能计算

TBD620V12 柴油机标定转速下原配置机油泵的相关参数见表4及图7。

表4 原配置机油泵相关参数

参数	数值	
柴油机标定转速/(r·min⁻¹)	1 500	1 200
机油泵转速/(r·min⁻¹)	2 213	1 770
机油泵流量/(L·min⁻¹)	443	354
标定转速下机油压力/MPa	0.44 ~ 0.52	

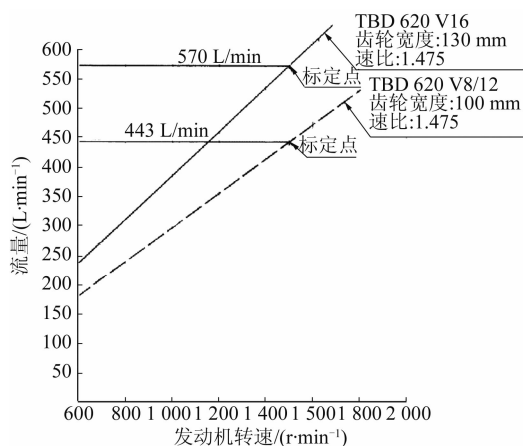


图7 原配置机油泵流量曲线
(背压 0.4 MPa, 泄漏范围 $\pm 6\%$)

柴油机的循环机油量一般采用两种方法确定:一种方法是根据机油带走热量的比率来确定;另一种方法是统计法,即比较同类型机器在相同工作条件下的机油流量,进而选择适当流量作为该柴油机的机油流量^[3]。

本文机油泵流量采用统计法来确定。根据 TBD620 系列标准配置的机带机油泵及功率型谱,可以计算出柴油机需要的机油流量为 $0.019\ 4 \sim 0.020\ 1\ \text{m}^3/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。根据 620V12 柴油机在 $1\ 200\ \text{r/min}$ 标定转速下最大功率为 $1\ 089\ \text{kW}$,可得出所需的机带机油泵的有效机油流量 Q (取最大值) 为 $Q = 0.020\ 1\ \text{m}^3/(\text{kW} \cdot \text{h}) \times 1\ 089\ \text{kW} = 21.888\ 9\ \text{m}^3/\text{h} \approx 365\ \text{L/min}$ 。

由表 4 可知, TBD620V12 柴油机原配置机油泵在柴油机标定转速为 $1\ 200\ \text{r/min}$ 时,机油泵流量与计算出的流量相当,所以原配置机油泵的机油流量理论上能够满足柴油机的运行需求。但由于理论计算与实际结果会有一定偏离,因此须结合试验对其进行验证。试验结果显示:在机油泵不变的情况下,柴油机在转速为 $1\ 200\ \text{r/min}$ 运行时,机油压力为 $0.35 \sim 0.42\ \text{MPa}$,与表 4 中设定的机油压力相比偏低。

2.3.2 优化方案

要解决柴油机在 $1\ 200\ \text{r/min}$ 转速下机油压力低问题,可采用以下两种方案:

(1) 从工厂现有机油泵系列中选取流量大的机油泵,然后根据新选取的大流量机油泵的流量曲线(图 7)可得出:柴油机转速为 $1\ 200\ \text{r/min}$ 时,机油泵流量为 $456\ \text{L/min}$,达到优化要求。

(2) 设计新机油泵。对现有 TBD620 柴油机机油泵的压油齿轮进行优化设计,并对机油泵壳体进行补充加工。新设计机油泵参数:压油齿轮模数 $m = 7$ 、齿数 $Z = 9$ 、齿宽 $B = 100\ \text{mm}$ 。

按照机油泵流量计算公式:

$$Q = 2\pi m^2 Z B n \eta \times 10^{-6} \quad (1)$$

可得 $Q = 441\ \text{L/min}$

以上两种方案都能解决 TBD620V12 柴油机在 $1\ 200\ \text{r/min}$ 工况机油压力偏低问题。从两种方案的对比可以看出:方案(1)同系列大流量机油泵安装尺寸相同,不须再进行零部件设计,实施周期短;方案(2)须要设计新的齿轮轴,补充加工机油泵壳体,会新增专用零件的设计、加工等成本,且实施周期长。因此选择方案(1)。

2.4 冷却系统性能评估

2.4.1 TBD620V12 柴油机冷却水泵流量计算

TBD620V12 柴油机高温水泵和低温水泵均选用离心式水泵。该类型水泵具有结构简单、布置紧凑、工作可靠、便于维修等优点,广泛应用于各型柴油机中。离心泵的流量与转速成正比,出口压力与转速的二次方成正比,计算得出该柴油机冷却水泵的相关参数如表 5。

表 5 冷却水泵相关参数

柴油机转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	水泵流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	出口压力/MPa
1 800	65	0.29
1 500	54	0.21
1 200	43	0.13

2.4.2 TBD620V12 柴油机冷却水流量计算评估

冷却水循环量是影响冷却系统冷却效果的重要因素,其值由冷却系统所吸收的热量决定^[4]。

冷却系统所吸收的热量 Q_a 可由式(2)计算得出:

$$Q_a = \alpha N_e G_e H_u \quad (2)$$

式中: α 为热量的百分比; N_e 为柴油机标定功率, kW ; G_e 为燃油消耗率, $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; H_u 为燃油低热值, kJ/kg 。

冷却水循环量 G_1 可由式(3)计算得出:

$$G_1 = Q_a / (c \Delta t \rho) \quad (3)$$

式中: c 为水的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; Δt 为冷却水进出口温差, $^\circ\text{C}$; ρ 为水的密度, kg/m^3 。

冷却水泵的供水量 G 可由式(4)计算得出:

$$G = \psi G_1 \quad (4)$$

式中: ψ 为水泵储备系数; G_1 为冷却水循环量, m^3/h 。

由式(2)~式(4)可以看出:冷却水泵的循环水量与冷却系统所吸收的热量密切相关,在相同工况下,冷却系统吸收的热量取决于冷却水带走的燃料全部发热量的百分比 α 。为了使计算更加准

确,先通过对标定转速为 1 800 r/min 的 TBD620V12 柴油机做校核计算(表 6)确定 α ,再根据 α 的值计算标定转速为 1 200 r/min 的 TBD620V12 柴油机所需的冷却水量。

表 6 标定转速为 1 800 r/min 的 TBD620V12 柴油机冷却水量校核计算参数

参数	数值	参数	数值
转速 $n/$ ($r \cdot \min^{-1}$)	1 800	功率 N_e/kW	1 680
水泵供水量 $G/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	65	水泵储备系数 ψ	1.15
冷却水循环量 $G_1/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	56.5	冷却水进出口 温差 $\Delta t/^\circ\text{C}$	10
燃油消耗率 $G_e/$ ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	200	燃油低热值 $H_u/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	42 700

由式(3)可计算得出冷却水吸收的热量 Q_a 为 2 365 MJ/h。再由式(2)计算得出标定转速为 1 800 r/min 的 TBD620V12 柴油机冷却水带走的燃料全部发热量的百分比 $\alpha = 0.165$,也即确定了 TBD650V12 柴油机冷却水带走的热量占燃料的全部发热量的百分比 $\alpha = 0.165$ 。

其中,燃油消耗率、冷却水进出口温差均为 TBD650V12 柴油机试验测量值,从安全角度考虑,水泵储备系数 ψ 取极限值 1.15。

由式(2)可知,当 α 、 G_e 、 H_u 确定后,冷却系统吸收的热量仅与柴油机标定功率 N_e 有关,即柴油机标定功率越高,其散热量越大。因此,计算时选用最大常用功率,如该状态下柴油机冷却水泵能满足使用要求,那么在标定转速为 1 200 r/min 时一定能满足使用要求。以下通过理论计算验证该功率下冷却水泵流量能否满足柴油机散热要求;同时,校核柴油机在 110% 超负荷,即功率为 1 089 kW 下的使用情况。校核计算所用参数见表 7。

表 7 标定转速 1 200 r/min 的 TBD620V12 冷却水量校核计算参数

参数	数值	参数	数值
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 200	功率 N_e/kW	990
冷却水进出口温差 $\Delta t/^\circ\text{C}$	10	水泵储备系数 ψ	1.15
燃油低热值 $H_u/$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	42 700	燃油消耗率 $G_e/$ ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	200
热量百分比 α	0.165		

由式(2)可计算得出,TBD620V12 柴油机在标定转速为 1 200 r/min 时,冷却水吸收的热量 Q_a 为 1 395 MJ/h。由式(3)~式(4)可计算得出:其冷却水循环量 G_1 为 33.33 m^3/h ,水泵供水量 G 为 38.33 m^3/h 。其中:燃油消耗率、冷却水进出口温差均为理论设计值;从安全角度考虑,水泵储备系数 ψ 取极限值 1.15。

标定转速为 1 200 r/min 的 TBD620V12 柴油机在 110% 超负荷状态工作时,由式(3)、式(4)计算得出:柴油机冷却水循环量 $G_1 = 36.67 \text{ m}^3/\text{h}$ 、水泵供水量 $G = 42.17 \text{ m}^3/\text{h}$ 。其中:燃油消耗率、冷却水进出口温差均为理论设计值;从安全角度考虑,水泵储备系数 ψ 取极限值 1.15。

由以上计算可知,TBD620V12 柴油机在 1 200 r/min@990 kW 工况和 1 200 r/min@1 089 kW 工况时,所需水泵供水量分别为 38.33 m^3/h 和 42.17 m^3/h ,均小于 TBD620 柴油机冷却水泵的实际流量,因此 TBD620 系列柴油机原配置冷却水泵流量可以满足使用要求。

3 试验验证

3.1 优化后的装机试验

柴油机按以上优化方案优化后,对其进行装机试验,试验结果见表 8。

表 8 负荷特性试验结果

转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	功率/ kW	扭矩/ ($\text{N} \cdot \text{m}$)	燃油 消耗率/ ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	排气温度/ $^{\circ}\text{C}$			机油压 力滤后/ MPa	空冷后进气压力/MPa		最高燃 烧压力/ MPa	涡轮增压/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	
				涡轮增压前	涡轮增压后			A 列	B 列		A 列	B 列
					A 列	B 列						
起动							0.57					
900	0	0					0.55					
1 200	247.5	1 970	238	366.7	329	339	0.50	0.006	0.006	6.8	19 600	9 900
1 200	247.5	1 970	238	364.5	338	347	0.50	0.008	0.008	6.8	20 200	10 200
1 200	495.0	3 939	203	451.0	410	420	0.49	0.040	0.040	8.7	31 200	38 800
1 200	742.5	5 909	195	496.0	442	444	0.49	0.085	0.085	11.3	41 100	41 900
1 200	891.0	7 091	192	523.0	445	447	0.48	0.118	0.118	13.0	46 300	47 500
1 200	990.0	7 879	191	546.0	445	447	0.48	0.139	0.139	14.0	49 100	49 800
1 200	990.0	7 879	191	535.0	448	449	0.47	0.139	0.139	14.1	49 300	50 000
1 200	1 089.0	8 667	190	566.0	447	447	0.47	0.159	0.159	15.1	51 900	52 500

试验结果表明: 该配置状态下柴油机的机油压力在允许范围, 性能指标等同或优于标定转速为 1 500 r/min 及 1 800 r/min 的机型。

3.2 增压器喘振试验

在 100% 工况下进行增压器喘振试验, 在 950 r/min 时, 出现排温高及喘振现象。通过计算得出喘振裕度为 20%, 满足设计要求。

4 结束语

通过仿真计算与配机试验相结合的方法, 对 TBD620 柴油机进行优化设计。在确保柴油机燃油消耗率、机油压力、冷却水温度、增压器排温等主要性能参数不降低的前提下, 确定了标定转速为

1 200 r/min 的柴油机进气、润滑、冷却等系统的机型配置, 为后续 TBD620 系列柴油机发电机组在该标定转速下的推广应用奠定了基础。

参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [2] 郑广勇. 工作过程计算在发动机开发中的应用 [J]. 汽车技术, 2003 (9): 16-22.
- [3] 黄立, 黄锦星. DEUTZ-TBD620 柴油机的发展与现状 [J]. 柴油机, 2004, 26 (4): 10-15.
- [4] 吴兆汉. 内燃机设计 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1990.
- (上接第 39 页)
- (4) 通过 CFD 手段进行仿真校核, 重点评估滑油进入滑油冷却器的流量和流量分布均匀性以及多阀芯滑油流量均匀性等指标, 最终确定最优的滑油系统结构设计方案。
- 参考文献**
- [1] 冯明志. 我国船舶大功率柴油机现状与发展趋势 [J]. 上海造船, 2006 (3): 19-20, 23.
- [2] 李明海, 李晓伟. 不同润滑油温度下柴油机主轴承润滑性能研究 [J]. 铁道机车车辆, 2010, 30 (1): 58-61.
- [3] 杜鹏, 李树勋, 把桥环, 等. 感温蜡式三通恒温阀及其在船用柴油机冷却系统中的应用 [J]. 机电设备, 2006, 23 (4): 46-49.
- [4] 张玉民. 热学 [M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [5] 李树勋, 把桥环, 隋毅, 等. 内燃机车柴油机冷却系统蜡式自动恒温阀试验研究 [J]. 流体机械, 2006, 34 (9): 4-7.