

船用柴油机冷却系统仿真分析研究

任 林, 王 锋

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 以某船用中速柴油机冷却系统为研究对象, 开展了一维与三维 CFD 相结合的仿真分析, 并通过试验数据验证了计算方法的可行性; 利用该方法对原机冷却系统性能进行了综合分析, 优化了机带高、低温淡水泵的流量和压头; 通过全工况范围冷却系统性能计算分析, 验证了优化后冷却系统性能得到明显改善。

关键词: 船用柴油机; 冷却系统; 仿真分析; 试验研究

中图分类号: TK424.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)04-0020-08

Simulation Analysis Study on the Cooling Water System of Marine Diesel Engine

Ren Lin, Wang Feng

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Based on the study of a marine medium speed diesel engine's cooling water system, the 1-D and 3-D CFD co-simulation was carried out on the cooling characteristics. Comparing the calculation results with the experimental data, the simulation model's accuracy was approved. Using the method, comprehensive analysis was carried out to optimize the engine driven high and low temperature fresh water pumps on their flow rate and pressure head. Simulation results show that the new cooling system's performance has been obviously improved at all operating conditions.

Keywords: marine diesel engine; cooling system; simulation analysis; experimental research

0 前 言

冷却系统是柴油机的重要组成部分, 设计合理的冷却系统能保证各受热零部件的温度在各种工况下均处于正常工作范围内, 避免出现过热或过冷, 对柴油机的动力性、经济性、可靠性、耐久性以及排放指标有着重要的影响。尤其是近年来随着柴油机强化指标和热流密度不断提高, 各主要受热零部件的热负荷逐渐增加, 对冷却系统的综合性能也提出越来越高的要求。

传统的船用大功率柴油机冷却系统设计主要以经验和参照设计为主, 设计方法和手段相对落后。系统的散热能力一般是以满足额定工况时的散热需

求为目标, 容易导致在部分负荷时冷却系统发生功率损失, 水泵所提供的冷却液流量超过所需的流量, 使发动机出现过冷现象, 影响发动机的性能^[1]。因此, 现代发动机冷却系统的设计需要充分考虑全工况下冷却系统各主要附近和参数的优化匹配, 采用系统化、模块化设计方法, 统筹考虑各影响因素及其各子系统和部件间的耦合关系, 既保证发动机正常工作, 又提高发动机效率和减少排放^[2]。随着计算机技术的快速发展和大量一维和三维商业流体数值模拟软件的出现, 快速准确的冷却系统数值仿真计算变成现实, 使冷却系统优化设计技术发生了根本性的改变。

收稿日期: 2012-03-31

作者简介: 任林(1978-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为柴油机试验测试, E-mail: renlin@csic711.com。

1 计算模型描述

1.1 一维流体计算数学模型

船用柴油机主要在稳定工况运行，因此冷却系统的一维仿真计算为稳态传热计算，其计算理论基础如下：

(1) 流动阻力方程

$$p_1 - p_2 = \xi \frac{\rho}{2} u^2 \tag{1}$$

(2) 质量守恒方程

$$Q = A_1 u_1 = A_2 u_2 \tag{2}$$

(3) 压力损失方程

$$\Delta p = \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) - \rho g (z_1 - z_1) \tag{3}$$

(4) 换热方程

$$T_2 = T_1 + Q / \dot{m} c_p \tag{4}$$

1.2 三维 CFD 计算数学模型

(1) 质量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{5}$$

(2) 动量守恒方程：

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + s_u \tag{6}$$

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + s_v \tag{7}$$

$$\frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + s_w \tag{8}$$

(3) 能量守恒方程：

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T \tag{9}$$

(4) 控制方程

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \tag{10}$$

2 冷却系统仿真分析

2.1 单缸缸套水腔三维 CFD 仿真分析

计算的目的是为一维流体仿真计算提供水腔流阻特性参数及对流换热系数。

2.1.1 计算域几何建模及网格划分

几何建模采用 PRO/E，CFD 计算采用 FIRE 软件。计算域为冷却水流过的空腔部分，即由水套、气缸套和缸盖等组成的冷却水流动水腔。利用 FIRE 软件的网格生成模块 Fame 工具划分单缸冷却水腔计算域体网格。网格划分时，对进水管、缸盖冷却水腔等流通面积较大的区域采用普通的网格尺寸进行划分；对缸套冷却孔以及缸套通往缸盖水腔的上水孔进行局部细化处理。单缸计算域三维模型及网格如图 1 所示。

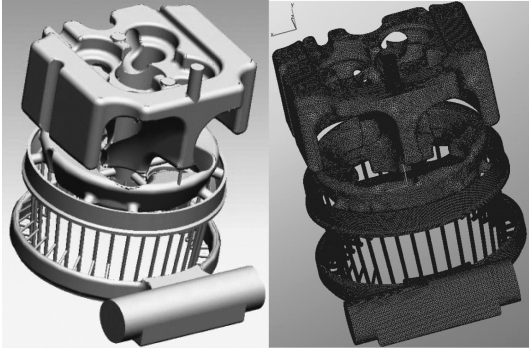


图 1 单缸计算域三维模型及网格

2.1.2 边界条件

将冷却水腔内冷却液的流动视为稳态粘性不可压缩湍流流动，湍流模型选用模型，采用 SIMPLE 算法。对于壁面设置无滑移边界，采用集总参数法对壁面进行温度设置，进出口边界条件采用进口流量/出口压力设置模式，参数来自于一维仿真计算分析结果。主要边界条件如表 1。

表 1 边界条件

名称	区域	边界类型	边界条件
inlet	冷却水进口	质量流量入口	质量流量 = 3 (kg·s ⁻¹)，温度 = 353 K
outlet	冷却水出口	压力出口	压力 = 3 × 10 ⁵ Pa
Inlet_ pipe	进水总管	壁面边界条件	温度 = 353 K
cylinder	水套	壁面边界条件	温度 = 370 K
Head-bottom	缸盖水腔下部	壁面边界条件	温度 = 380 K
Head-top	缸盖水腔上部	壁面边界条件	温度 = 375 K

2.1.3 计算结果及分析

(1) 冷却水腔流阻特性

额定工况下总压力损失为 57 kPa。通过改变边界条件，获得冷却水腔在不同进口流量下的流阻特

性曲线如图 2。

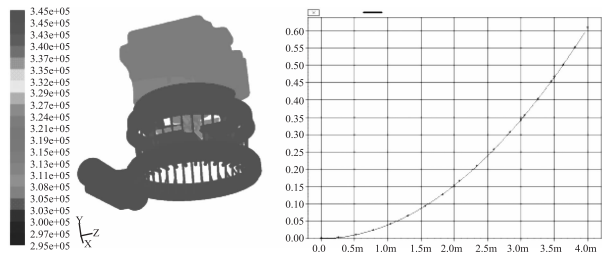


图 2 缸套水腔流阻特性

(2) 冷却水腔的传热分析

图 3 给出了冷却水腔壁面的对流换热系数情况。

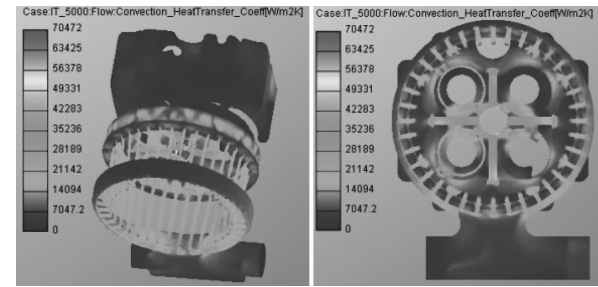


图 3 对流换热系数分布情况

其结合温度分布，额定工况下冷却水腔平均对流换热系数为 $11\,260\text{ (W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1})$ ，此换热系数作为一维流体计算的输入边界。

2.2 冷却系统一维仿真分析

2.2.1 计算建模

采用 Flowmaster 软件进行一维仿真分析，所研究的柴油机冷却系统为高、低温双循环回路冷却系统，其中高温水循环系统 (HT) 主要冷却空冷器高温部分、水套；低温循环系统 (LT) 主要冷却空冷器低温部分及滑油。高低温淡水分别在高温淡水冷却器和低温淡水冷却器内由海水进行冷却。海水为串联形式，即先经过低温淡水冷却器然后再经过高温淡水冷却器。

其中，高温淡水从自由端第 9 缸进入机内冷却水腔后依次通过各缸，最后从第 1 缸出水支管流出；增压空气在空冷器内先经高温水冷却再经低温水冷却。

冷却系统的主要零部件包括：淡水泵、调温阀、淡水冷却器、膨胀水箱、各类阀件和管路等。根据冷却系统的工作原理、附件的类型、相关管路及零部件的结构尺寸和冷却系统的实际布置情况，建立一维仿真计算模型如图 4。

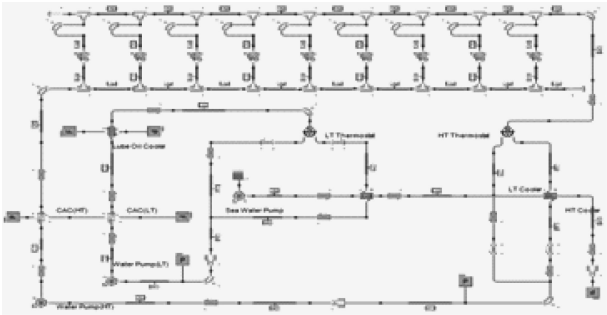


图 4 冷却系统一维仿真计算模型

2.2.2 边界条件

边界条件主要包括系统参数，如：大气压力、环境压力等；以及元器件参数，主要包括机内冷却水腔参数、水泵 (含机带淡水泵和电动海水泵) 参数、阀门 (含调温阀) 参数、各换热器参数、管道参数、损失元件参数等。其中机内冷却水腔流阻特性参数及对流换热系数由 CFD 计算获得。

2.2.3 计算结果分析

计算工况为柴油机额定运转工况，主要结果如下。

(1) 系统流量分布

原机机带高温、低温淡水泵及试验台海水泵额定流量分别为 100 、 110 、 $220\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，计算结果高温回路流量 $130\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，低温回路流量 $133\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，海水回路流量 $244\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，均远大于原设计值，表明各泵与系统的匹配不佳，不在设计的额定工作点工作，。各缸流量分布情况及对比如图 5。

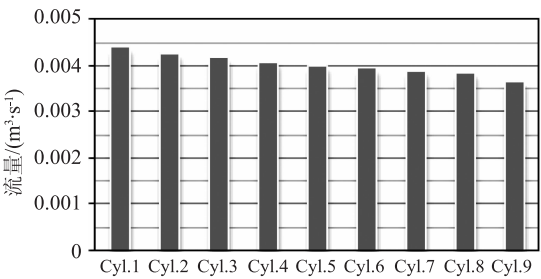


图 5 各缸冷却水流量对比

计算结果表明：冷却水流量从第 9 缸至第 1 缸逐渐增加，第一缸流量最大为 $15.84\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，第九缸最小为 $13.18\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，两缸流量相差约 20%。各缸流量分配不太均匀，可采取进水总管从入口侧到出口侧内径渐缩的改进方案。

(2) 系统压力分布

低温回路压损为 $0.306\text{ MPa@}133\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，高温回路压损为 $0.243\text{ MPa@}130\text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ ，而原机匹配的机带高、低温淡水泵的额定压头均为 40 m。可

见原机匹配的机带泵额定压头过大，与系统流阻特性不匹配，导致实际工作流量过大。

高温淡水流经各缸水腔压力损失对比情况如图 6。

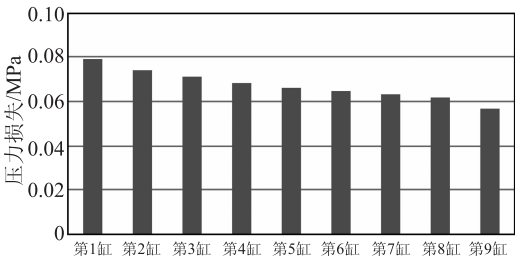


图 6 各缸水套压力损失对比

各缸压力损失分布规律和流量分布规律完全一致，其中第一缸流量最大，压力损失也最大为 0.079 MPa；第九缸流量最小，压力损失也最小为 0.057 MPa；冷却水进出机总的压力损失为 0.085 MPa。

冷却系统各主要附件压力损失对比如图 7。

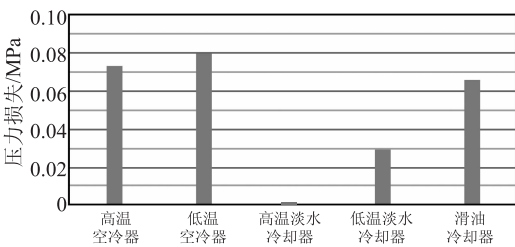


图 7 各主要附件压力损失对比

从计算结果来看，由于淡水流量偏大，除高温淡水冷却器外其余附件的压力损失均过大；高温淡水冷却器压损较小是因为淡水出水温度较低从而流向冷却器的流量较少导致压损较小。

另外，高温淡水进机及低温淡水进中冷器的流速均超过 4 (m·s⁻¹)，主要原因仍然是淡水流量过大。

(3) 系统温度分布

各缸冷却水进口、出口温度及进出口温差对比情况如表 2 和图 8 所示。

表 2 各缸冷却水进出温度分布

单位:℃

缸号	进机温度	出机温度	进出机温差
1	73.02	78.4	5.38
2	73.14	78.66	5.52
3	73.19	78.84	5.65
4	73.23	79	5.77
5	73.26	79.14	5.88
6	73.28	79.25	5.97
7	73.3	79.33	6.03
8	73.32	79.4	6.08
9	73.33	79.71	6.38

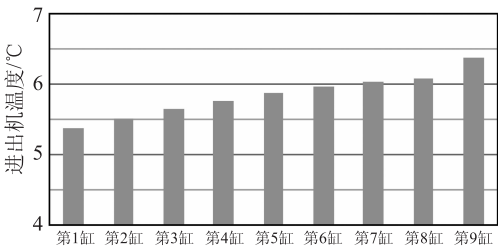


图 8 各缸冷却水进出机温差对比

从仿真结果看，各缸出水温度均在 78 ~80 ℃之间，虽满足原机设计要求的出水温度≤85 ℃的技术指标，但出机温度明显偏低；各缸进出机温差平均为 5.8 ℃，同样偏小；高温淡水进出中冷器温差为 6.5 ℃，低温淡水进出中冷器温差为 2.8 ℃，进出滑油冷却器温差为 2.6 ℃，上述温差均比较小，说明相应淡水流量过大。

(4) 系统各泵性能参数计算结果及分析

系统各冷却水泵流量、压头和功率计算结果如表 3 所示。

表 3 各冷却水泵主要计算参数

参数	机带高温淡水泵		机带低温淡水泵		电动海水泵	
	计算值	设计值	计算值	设计值	计算值	设计值
体积流量/(m ³ ·s ⁻¹)	0.036	0.027 8	0.037 5	0.030 6	0.067 4	0.061 1
压头/m	24.4	40	30.6	40	23.5	25
功率/kW	17.6	21	21.3	23	20.4	30

原机高、低温淡水泵为机带泵，由曲轴通过传动齿轮系驱动，工作中会额外消耗柴油机的功率，因此泵的选配需要遵循在满足柴油机正常安全运行的前提下尽量减少额外的功率消耗的原则。海水泵尽管是机外电动泵，不额外消耗柴油机功率，但仍是必不可少的附件，因此选配时也需按照上述原

则。

从计算结果可以看出：实际工作中淡水泵及海水泵与系统匹配不合理，额定流量及压头均远偏离设计值，其中高温淡水泵流量高出设计值 29.5%，低温淡水泵高出 22.5% 海水泵高出 10.3%。

(5) 整机热平衡分析

根据计算结果，绘制整机热平衡饼图如图 9。

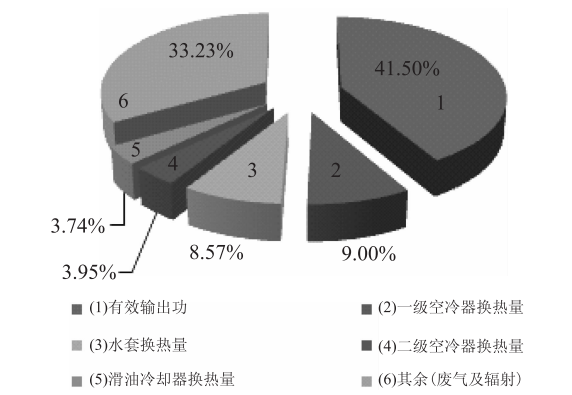


图 9 整机热平衡分布

根据国内外先进船用大功率中高速柴油机热平衡数据统计结果，有效功率占总热量的比例为 40% ~ 50%，高温水流经机体换热量所占比例为 6% ~ 10%，高温空冷却换热量所占比例为 6% ~ 14%，低温空冷却换热量所占比例为 5% ~ 7%，滑油冷却器换热量所占比例为 4% ~ 7%，排气及热辐射所占比例为 20% ~ 30%。从计算结果来看，该系统热平衡分布基本满足上述统计数据，但排气及辐射热量有些偏大，说明排气能量利用率可以进步提高(如选用更高效的增压器)；低温级空冷器换热量偏小，主要是因为进空冷器淡水温度较高导致换热效果不佳。

3 试验验证

为验证模型计算精度，开展了冷却系统性能参数试验测试，试验工况为额定工况，测试系统采用 NI 公司 PXI 总线的测试平台，测试系统示意图如图 10 所示。

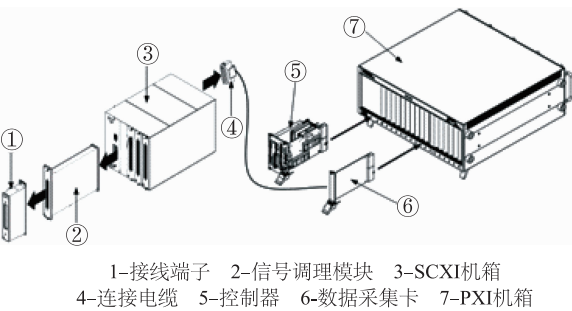


图 10 PXI 测试系统硬件组成示意图

主要试验数据与仿真数据对比情况如表 4。

可以看出，系统温度分布仿真结果与试验结果非常接近，各主要温度参数误差在 5% 以内；压力误差在 10% 以内；流量的误差在 8% 左右。

表 4 试验数据与仿真数据对比

回路	参数	试验数据	仿真数据
高温回路	出机温度/℃	72.37	73.11
	进出机温差/℃	5.70	5.70
	进出中冷器温差/℃	12.79	13.01
	冷却器前后温差/℃	19.80	18.83
	中冷器前后压差/MPa	0.046	0.044
	进出机压差/MPa	0.050	0.057
	冷却器前后压差/MPa	0.120	0.121
	进机流量/(m³·h⁻¹)	96.00	104.57
低温回路	进中冷器前温度/℃	40.09	39.34
	中冷器前后温差/℃	3.47	4.16
	冷却器前后温差/℃	9.35	9.98
	中冷器前后压差/MPa	0.042	0.058
	滑油冷却器前后压差/MPa	0.053	0.055
	冷却器前后压差/MPa	0.025	0.031
	进机流量/(m³·h⁻¹)	104.00	111.2
滑油回路	冷却前温度/℃	71.34	71.34
	冷却前后温差/℃	13.10	13.29
海水回路	进口温度/℃	31.00	31
	出口温度/℃	47.00	44.74
增压空气	压机机后温度/℃	242	242
	中冷后温度/℃	53	53.1

误差原因主要有：(1) 计算模型中各主要附件，如高温淡水冷却器等换热器的压力损失曲线不是台架实测数据，而是根据制造商提供的额定工作点计算数据通过计算拟合而成；(2) 冷却系统与机带淡水泵的匹配点在实际工作中是随时变化的，因此压力、及流量等参数存在一定波动，导致记录的数据本身会产生一定误差。

综合上述情况，认为仿真分析的结果与试验测试的结果比较接近，能够满足工程运用实际需要，仿真计算结果可作为原机冷却系统综合性能评价和优化的依据。

4 冷却系统优化改进

根据前面的分析，原机配置机带泵及试验台海水泵能力偏大是该冷却系统设计存在的主要问题，对此进行优化改进。目标是优化压头和流量，在满足无限航区运行条件下冷却系统使用要求的前提下尽量减少泵的耗功。

优化工况为额定工况，优化的判据主要有：(1) 原机设计指标：高温淡水出机温度 ≤ 85℃；中冷器后进气温度 ≤ 50℃；海水出口温度 ≤ 52℃的析盐温度(海水进口温度为 32℃)。(2) 国内外机型统计数据以及 MAN 公司推荐数据：高温淡水进出机温差 7 ~ 10℃；低温淡水进空冷器温度 25 ~

38℃、进出温差4~6℃；淡水进机流速1.5~3(m·s⁻¹)。

4.1 流量优化

在模型中分别改变各泵流量，保持其余参数不变，考察随流量变化高温水出机温度、进出机温差、低温水进出空冷器温度、进出滑油冷却器温差以及海水出口温度等变化情况，计算结果如图11~17所示。

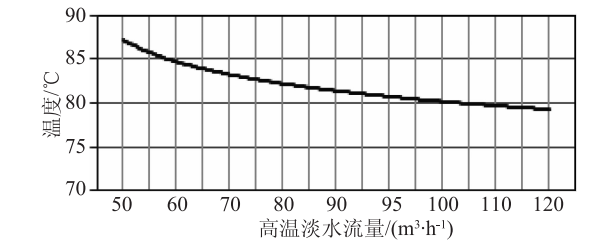


图 11 高温淡水出机温度随流量变化情况

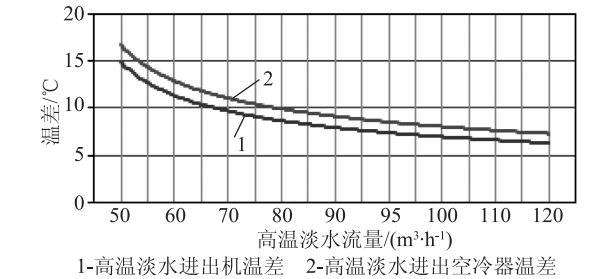


图 12 高温淡水进出机温差及进出空冷器温差随流量变化情况

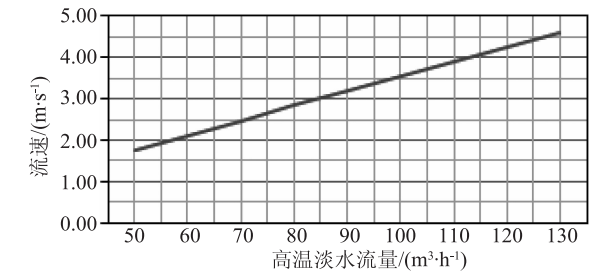


图 13 高温淡水进机流速随流量变化

从图11~13中可以看出，当高温淡水进机流量由50(m³·h⁻¹)增加至120(m³·h⁻¹)时，出机温度由88.5℃降低至79.6℃；进出机温差及进出空冷器温差相应逐渐减小，其中进出机温差由14.3℃减小至6.1℃，进出空冷器温差由16.6℃减小至7.04℃；同时淡水进机流速随着流量由1.77(m·s⁻¹)增加至4.6(m·s⁻¹)。根据优化判据，高温淡水泵适合的流量应该为80(m³·h⁻¹)，此时淡水出机温度为83℃，进出机温差为8.45℃，进出中冷器温差为11.5℃，进机流速在2.8(m·s⁻¹)。

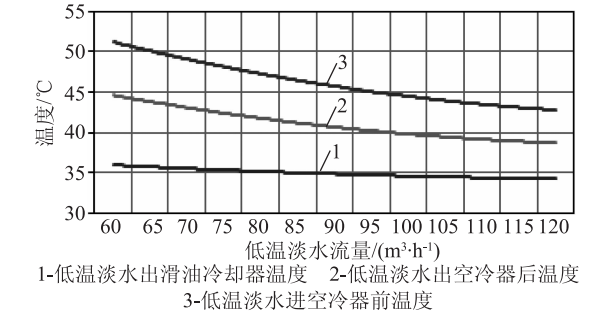


图 14 低温淡水进出空冷器及滑油冷却器温度随流量变化情况

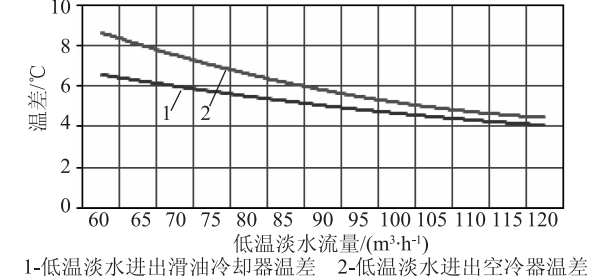


图 15 低温淡水进出空冷器及滑油冷却器温差随流量变化情况

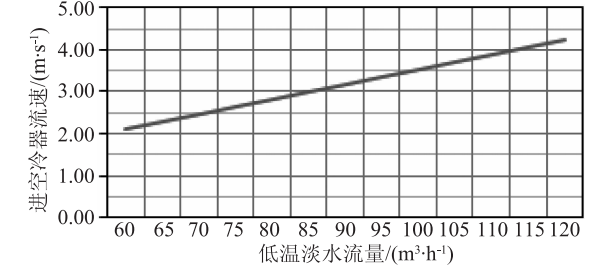


图 16 低温淡水进空冷器流速随流量变化情况

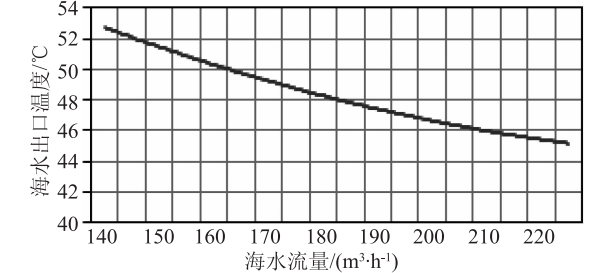


图 17 海水出口温度随海水流量变化情况

从图14~16中可以看出，随着低温淡水流量从60(m³·h⁻¹)递增至120(m³·h⁻¹)，进出空冷器温差以及进出滑油冷却器温差相应逐渐降低，分别从8.7℃减少至4.4℃以及从6.56℃减少至4.06℃；进空冷器流速则相应从2(m·s⁻¹)增加至4(m·s⁻¹)。根据优化判据，合适的低温淡水泵流量为90(m³·h⁻¹)，此时低温水进空冷器温度为35℃，进出空冷器温差为5.8℃，中冷后进气温度49℃，进机流速为3(m·s⁻¹)。

从图17可以看出，随着海水流量的降低其出口

温度不断升高,当海水流量为 $145\text{ (m}^3\cdot\text{h}^{-1}\text{)}$ 时海水出机温度达到 $52.14\text{ }^{\circ}\text{C}$,已经不能满足使用要求;当流量为 $150\text{ (m}^3\cdot\text{h}^{-1}\text{)}$ 时出机温度为 $51.49\text{ }^{\circ}\text{C}$,理论上已经满足使用要求。

实际使用过程中,海水泵随着使用时间的增加能力会下降,从而导致流量减小;淡水冷却器随着结垢等原因换热效果会降低。因此海水泵流量的选择应留有足够的余量,综合考虑海水泵的流量可优化为 $180\text{ (m}^3\cdot\text{h}^{-1}\text{)}$ 。

综上所述,优化后高温淡水泵、低温淡水泵机、海水泵的额定流量分别为 80 、 90 和 $180\text{ (m}^3\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$ 。

4.2 压头优化

在一维计算模型中通过调整各回路冷却水,可以得到系统在不同流量下的压力损失特性曲线,具体如图 18~20 所示。

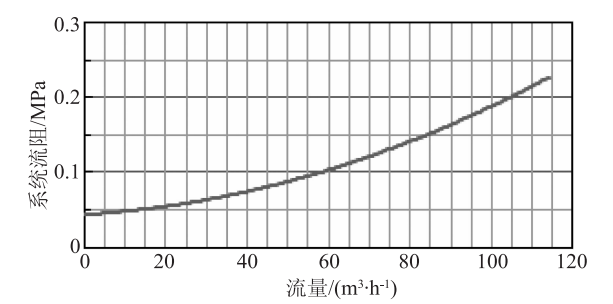


图 18 高温循环回路流阻特性曲线

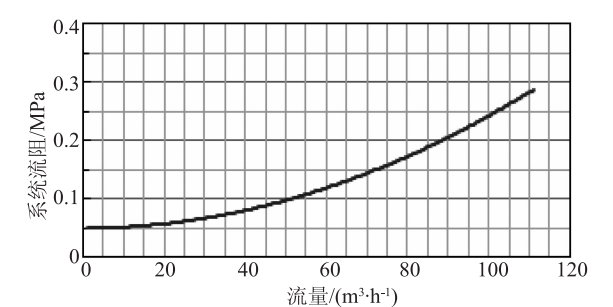


图 19 低温循环回路流阻特性曲线

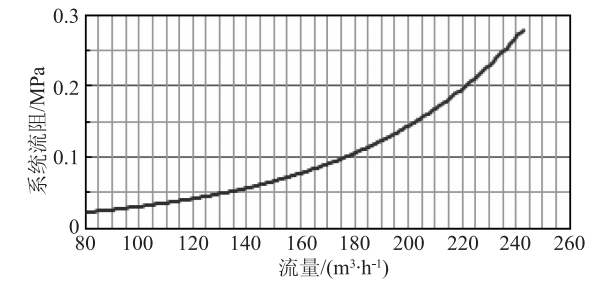


图 20 海水回路流阻特性曲线

从图 18~20 可以看出,在不改变冷却系统现有配置的情况下,高温回路、低温回路及海水回路在优化后的额定流量下压力损失分别为: 0.15 、 0.21 、 0.12 MPa 。考虑到柴油机在运行中对冷却系统各回路常需人为调节的需要,以及可能增加其他附件会增加系统阻力,以及各冷却器工作一段时间后的阻力增大等因素,综合考虑优化后高温淡水泵、低温淡水泵及海水泵的压头分别为 30 、 35 、 20 m 。

根据优化后的流量和压头,由泵的相似理论计算高、低温淡水泵及海水泵的额定功率分别为 13 、 15.8 、 20 kW ,分别比原设计耗功降低 38.1% 、 32.5% 和 33.3% ;优化后的机带高、低温淡水泵可共节约油耗 $0.68\text{ (g}\cdot\text{(kW}\cdot\text{h)}^{-1}\text{)}$,在满足原机冷却系统性能要求的前提下,柴油机的经济性得到提高。

4.3 优化后全工况冷却系统性能分析

为验证优化后冷却系统在柴油机全工况运行范围内的性能,开展了推进特性 25% 、 50% 、 75% 、 90% 、 100% 和 110% 工况下冷却系统优化前后性能仿真计算。各工况下冷却系统主要参数及高、低温机带淡水泵主要参数计算结果见表 5 和表 6。

表 5 优化前后各工况冷却系统主要温度参数

单位: $^{\circ}\text{C}$

工况	高温水 进出空冷器温差		高温水 出机温度		高温水 进出机温差		低温水 进中冷器温度		中冷后进气温度		海水出水温度	
	优化前	优化后	优化前	优化前	优化前	优化后	优化后	优化前	优化后	优化前	优化前	优化后
25%	-0.13	-0.31	62.14	68.68	1.80	2.89	33.85	34.02	39.25	39.88	32.74	32.86
50%	1.49	2.05	77.43	77.88	3.83	4.70	34.81	35.21	45.82	44.48	34.66	35.16
75%	5.33	7.31	79.38	81.20	5.16	6.49	36.43	36.98	50.35	48.06	38.23	39.56
90%	7.28	9.98	81.14	82.65	6.11	7.78	37.43	37.70	52.75	49.55	40.53	42.17
100%	8.24	11.47	81.76	83.22	6.72	8.45	37.36	37.90	53.26	49.97	41.53	43.62
110%	9.69	13.66	82.51	83.90	7.43	9.47	38.64	39.20	55.24	51.49	43.57	46.24

表 6 优化前后机带泵流量和耗功参数

工况	高温淡水泵流量 /(m ³ ·h ⁻¹)		高温淡水泵压头 /m		高温淡水泵耗功 /kW		低温淡水泵流量 /(m ³ ·h ⁻¹)		低温淡水泵压头 /m		低温淡水泵耗功 /kW	
	优化前	优化后	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化前	优化后
25%	63.48	49.96	15	12	5.41	3.36	69.54	57.06	16	14	5.99	4.35
50%	80.21	63.49	24	18	10.48	6.46	86.87	71.78	25	22	11.69	8.42
75%	92.56	73.06	32	24	15.70	9.65	99.42	82.21	33	28	17.46	12.56
90%	98.14	77.13	36	27	18.74	11.48	105.7	87.34	37	32	20.84	14.96
100%	101.5	79.55	38	29	20.80	12.71	109.9	90.51	39	34	23.14	16.58
110%	104.2	81.35	41	31	22.86	13.95	111.09	93.38	42	36	25.31	18.20

从计算结果来看，原机冷却系统的配置在 25% 工况时，高温水出机温度较低为 62 ℃，不利于保证缸套和活塞的运动间隙，表面原机匹配的高温淡水泵流量偏大。

优化后，随着流量的减少，在各工况下高温水进出机、进出空冷器等温差更趋合理，高温水出机温度在 25% 工况时为 69 ℃，额定工况时控制在 83 ℃左右；中冷后的温度相对于优化前也明显降低，有利于保证柴油机的性能；海水出水温度在额定工况时控制在 44 ℃左右，满足实际要求。

另外，优化后机带淡水泵在各工况下流量和功率均减小，其中高温淡水泵流量减少约 21%，低温淡水泵减少约 28%；高温淡水泵耗功减少约 38%~39%，低温淡水泵减少约 28%。优化后两台机带泵共可降低油耗情况如表 7 所示。

表 7 优化后两台机带泵可降低油耗数据

单位：(g·(kW·h) ⁻¹)						
工况	25%	50%	75%	90%	100%	110%
可降低油耗	0.77	0.68	0.66	0.68	0.68	0.70

(上接第 13 页)

参考文献

[1] J. B. Heywood. Internal combustion engines fundamentals [M]. New York: McGraw-Hill, 1988.

[2] 陈笃红,袁银南,朱磊,等. 柴油机数字电子调速器开发 [J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 11-14.

[3] 洪嘉振. 计算多体系统动力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1999.

[4] 高浩鹏,黄映云. 柴油机动力学分析时转速边界条件施

5 结 论

综上所述，可得出如下结论。

- (1) 本文形成的一维与三维 CFD 耦合仿真分析方法可方便快捷地进行船用柴油机冷却系统全工况运行条件下的性能预测和分析，为冷却系统设计和优化改进提供依据；同时也可指导对冷却系统的调节，具有一定的工程实际运用价值。
- (2) 原机冷却系统匹配的高、低温机带淡水泵能力过大，导致耗功过多且在低负荷时出现过冷现象。优化后各参数匹配更加合理，在各工况下均较好地满足原机冷却要求，有效降低了机带泵的额外耗功及柴油机燃油消耗率。

参考文献

[1] 张金柱. 现代发动机冷却系统的发展趋势[J]. 山东内燃机, 2005(3).

[2] 韩树,蔡锋,骆清国,等. 车用发动机冷却系统控制仿真研究综述[J]. 内燃机, 2008(5).

加方法的改进与应用[J]. 小型内燃机与摩托车, 2010, 39(3): 37-39, 47.

[5] 刘永长. 内燃机原理 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2001.

[6] 宋百玲,李海涛. 柴油机电液复合式调速系统建模与仿真分析[J]. 小型内燃机与摩托车, 2008, 37(3): 38-41.