

某船用柴油机滑油进机温度匹配设计方法

张学艳, 李丽婷, 焦亚飞, 赵冠华

(上海船用柴油机研究所, 上海 201108)

摘要: 以某船用柴油机为例, 介绍滑油进机温度匹配设计方法。建立恒温阀芯模型, 采用 CFD 分析方法研究单排恒温阀芯布置、双排恒温阀芯布置及双排迷宫式恒温阀芯布置方案对流量一致性和流量分布的影响。结果表明: 双排迷宫式恒温阀芯布置方案符合设计要求。

关键词: 船用柴油机; 恒温阀芯; 滑油温度; 流量

中图分类号: TK424.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2021)06-0035-05

Matching Design Method of Inlet Lubricating Oil Temperature of a Marine Diesel Engine

Zhang Xueyan, Li Liting, Jiao Yafei, Zhao Guanhua

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Taking a marine diesel engine as an example, the design method of lubricating oil inlet temperature matching is introduced. The model of thermostatic valve core was established, and the effect of single-row thermostatic valve arrangement, double-row thermostatic valve core arrangement and double-row labyrinth thermostatic valve core arrangement on flow consistency and flow distribution was studied by CFD analysis. The results show that the double row labyrinth thermostatic valve core arrangement meets the design requirements.

Key words: marine diesel engine; thermostatic valve core; lubricating oil temperature; flow

0 引言

滑油系统是柴油机的保障系统之一, 对柴油机的安全、可靠运行起着至关重要的作用。随着船用柴油机向高燃烧压力、高功率密度发展^[1], 摩擦副及受热零部件的工作条件愈加恶劣, 这对滑油系统的设计提出了更高的要求。

滑油进机温度是滑油系统设计的重要指标, 直接影响滑油压力的建立和轴承油膜的形成, 是各主要摩擦副能否可靠运行的重要影响因素。以主轴承为例, 恰当的滑油温度有利于合适的油膜厚度的形成, 轴心轨迹范围的增大, 摩擦耗功的降低, 从而提升轴承的润滑性能^[2]。

滑油工作温度通过滑油冷却器与恒温阀配合控

制。船用中速柴油机恒温阀常选用工作可靠的感温蜡式自动温控阀。相较于电动、气动、电磁温度控制阀, 感温蜡式恒温阀无须电源或压缩空气等外部动力, 结构简单, 安全性高, 温度控制精度高, 工作稳定。该型恒温阀采用比例控制, 不会引起水锤危害, 被广泛应用于柴油机冷却系统和滑油系统中^[3]。

以往的柴油机设计多注重恒温阀的温控范围和滑油冷却器换热量的匹配, 而忽略了恒温阀两侧(旁通侧和滑油冷却器侧)阻力匹配, 导致实机运行时滑油进机温度与设计目标存在一定偏差。恒温阀温度控制精度一般可达 $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[3]; 恒温阀若两侧阻力匹配效果差, 会导致工作状态不稳定, 滑油温度反复波动, 直接影响柴油机的可靠运行。

本文以某型船用柴油机为例,介绍滑油进机温度匹配设计方法及试验验证。

1 滑油模块结构

当前对柴油机集成度和模块化的要求越来越高,恒温阀供应商现有的货架产品已很难满足柴油机的结构布置要求,设计厂家一般仅采购恒温阀芯,通过集成化设计,灵活设计恒温箱体。在船用中速柴油机中常见的滑油模块是滑油恒温阀芯、滑油冷却器等附件的安装平台,内部集成了大量复杂的滑油腔和冷却水腔,其结构如图1所示。

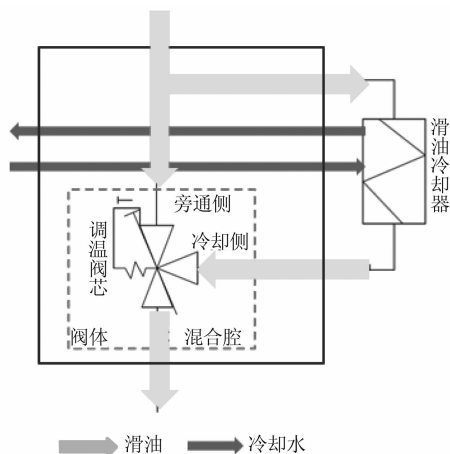


图1 滑块模块结构示意图

2 数学模型

2.1 恒温阀芯数学模型

蜡式恒温阀芯基本结构包含温包、阀体和推杆机构,如图2所示。

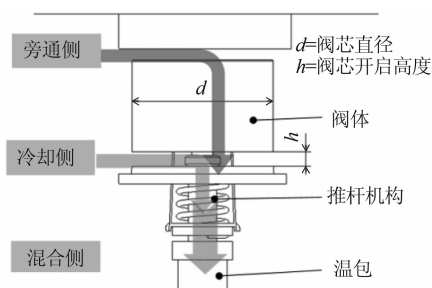


图2 蜡式恒温阀芯结构

恒温阀芯动作由温包周围介质的温度与温包内精馏石蜡的状态决定。恒温阀芯的调节范围一般为10℃。例如,温控范围为40~50℃的恒温阀,当滑油温度低于40℃时,恒温阀芯不开启,滑油全部经旁通侧流入;当滑油温度高于50℃时,恒温阀开启到最大行程位置,滑油全部经滑油冷却器后由冷却侧流入;当滑油温度为40~50℃时,恒温

阀开启一定高度,一部分滑油通过旁通侧流入,一部分滑油进入滑油冷却器由冷却侧流入,两者混合,实现对温度的控制。

设精馏石蜡的相变在一定温度范围内呈各向同性,此时可认为其是一种简单固体或液体,可用 P 、 V 、 T 作状态参数来描述系统状态^[4]。

$$f(P, V, T) = 0 \quad (1)$$

$$V = V(P, T) \quad (2)$$

结合状态方程、石蜡膨胀量与恒温阀芯内推杆行程的关系,以及推杆的受力分析^[5],可得:

$$h = \alpha(T - T_0) \quad (3)$$

式中: h 为恒温阀芯的开启高度,m; T 为混合腔的滑油温度,K; T_0 为恒温阀芯开始动作时对应的温度,K; α 为比例系数。

可见在一定相变范围内,一定的弹簧力作用下,蜡质恒温阀芯的开启高度 h 与混合腔的滑油温度 T 呈线性关系。

该型船用柴油机滑油恒温阀芯为混流式,温控范围为60~70℃。平台试验测得阀芯升程率(升程/总升程)与温度的关系如图3所示。

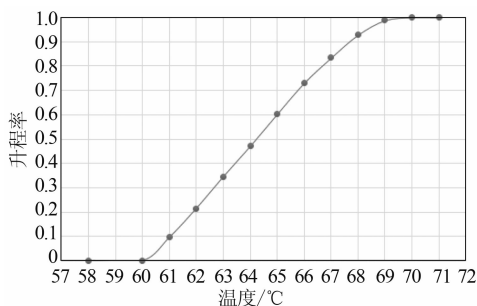


图3 恒温阀芯升程率与温度的关系曲线

2.2 滑油冷却器传热学原理

根据工程热力学模型,滑油系统换热量可按如下式计算:

$$Q_w = c_p \rho Q_v \Delta T \quad (4)$$

式中: Q_w 为滑油系统换热量,W; c_p 为滑油的比热容,J/(kg·K); ρ 为滑油密度,kg/m³; Q_v 为所需的滑油循环流量,m³/h; ΔT 为滑油进出机温差,K。

滑油系统热量通过滑油冷却器由冷却水带走。滑油冷却器的换热型式是常见的间壁换热型式,在稳态状态下,其传热系数随温度变化不大。根据传热学模型,滑油冷却器换热量可按式(5)计算:

$$Q_w = KF\Delta t \quad (5)$$

式中: Q_w 为滑油系统换热量,W; K 为传热系数,W/(m²·k); F 为换热器面积,m²; Δt 为对数温差,K。

在滑油系统设计过程中, 首先确定滑油系统的换热需求、滑油流量以及滑油进机温度, 然后开展滑油冷却器的选型匹配。选型时须同时兼顾换热量及压力损失要求, 以此确定滑油冷却器的板片型式和换热面积。

2.3 流体阻力系数

根据流体力学流阻系数计算公式, 流阻系数 C 与流量 Q_v 的平方成反比, 与流通面积 A 的平方成正比。

$$C = \frac{2\Delta P A^2}{\rho Q_v^2} \quad (6)$$

式中: ΔP 为压差, Pa; A 为流通面积, m^2 ; ρ 为密度, kg/m^3 。

该型船用柴油机恒温阀的流阻系数由平台试验测得, 如图 4 所示。

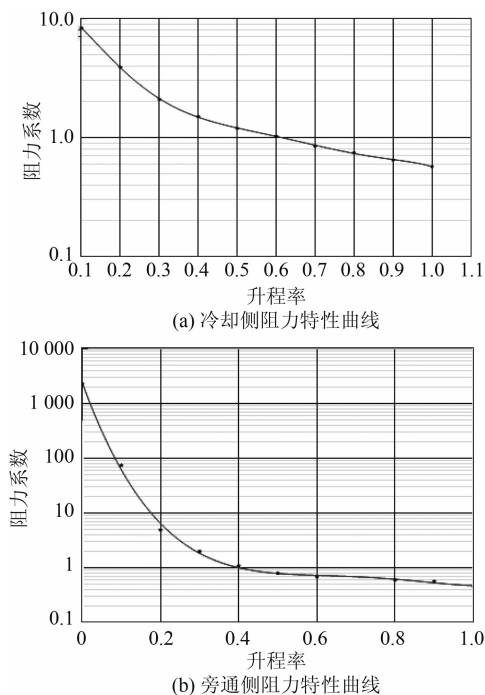


图 4 恒温阀芯冷却侧及旁通侧阻力特性曲线

在柴油机设计中, 一般滑油工作目标温度在所选恒温阀芯自身温控范围的中值附近, 对应冷却侧开启高度 h 占总升程的 $0.5 \sim 0.6$ 。在此工作状态下, 恒温阀芯具备良好的稳定性和可靠性。由图 4 可见: 在目标温度对应的升程下, 恒温阀芯冷却侧和旁通侧的流体阻力系数基本一致。在柴油机工作时, 恒温阀芯冷却侧串联滑油冷却器, 滑油冷却器的工作阻力一般在 $0.06 \sim 0.08$ MPa。平台试验测得滑油冷却器流阻特性如图 5 所示。可见, 为实现滑油进机温度的目标值, 应增大恒温阀芯旁通侧阻力, 以平衡滑油冷却器侧阻力, 使满足设计目标流量的滑油流经滑油冷却器, 以实现冷却要求。

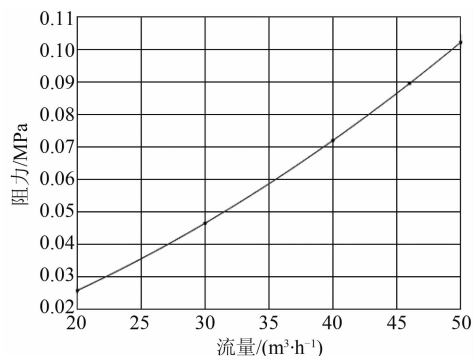


图 5 滑油冷却器的滑油侧阻力曲线

3 滑油温度匹配分析方法

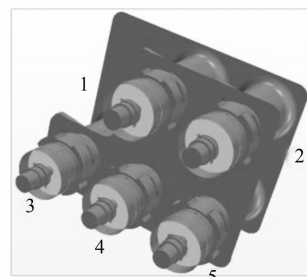
船用中速柴油机滑油流量大, 而单个恒温阀的流通能力一般不超过 $30 m^3/h$, 故中速机的恒温箱体通常为多阀芯组合的形式。

该型柴油机滑油系统中, 滑油进机温度的控制系统由 2 台并联的滑油冷却器和 5 件恒温阀芯组成。通过冷却水流经滑油冷却器带走滑油的热量控制滑油进机温度。

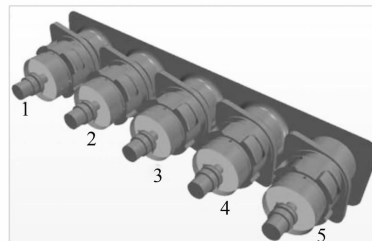
若要对滑油进机温度的精确控制, 应以滑油进入油冷器的流量和多阀芯滑油流量均匀性为评价指标, 借助 CFD 仿真手段, 进行方案筛选, 从而确定最优的滑油系统结构设计方案。

3.1 恒温阀芯布置方案

综合评估滑油的流动方向以及滑油模块内集成流腔的空间结构, 该型柴油机恒温阀芯可行的布置方案有两种, 见图 6, 图中数字代表阀芯编号。



(a) 双排恒温阀芯布置



(b) 单排恒温阀芯布置

图 6 恒温阀芯布置方案

为实现滑油进机温度的目标值,增大恒温阀芯旁通侧阻力,以平衡滑油冷却器侧的阻力,使滑油流量按照设计目标流经滑油冷却器,实现冷却。该型中速机在阀盖处增加了迷宫结构,见图7。

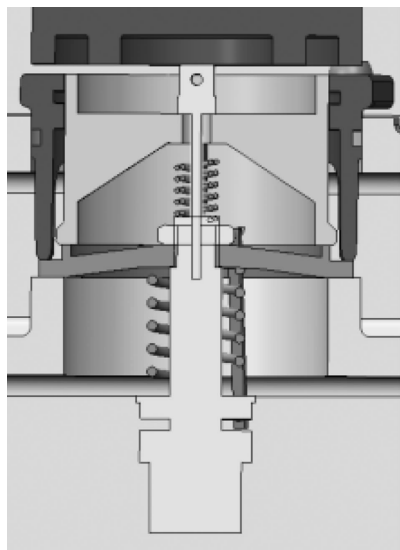


图7 阀盖处迷宫结构

在设计过程中多方案评估顺序及目的如表1所示。

表1 设计方案评估顺序及目的

方案	阀芯排列方案	阀盖是否设计迷宫	目的
V1.0	双排	否	比较不同阀芯排列方案的优劣。根据计算结果,单排布置各阀芯的流动均匀性更好,详见本文第4节
V2.0	单排	否	
V3.0	单排	是	由于V2.0仍不能满足设计目标,故须开展迷宫方案的评估

3.2 分析模型

采用CFD软件STAR-CCM+10.06对滑油模块的滑油腔进行三维仿真计算。须说明:在流腔计算时建议对滑油通道做整体计算,而不是做分段计算;恒温阀芯开启高度与滑油温度 T 呈线性关系。

针对滑油冷却器中的滑油腔体,采用多孔介质模拟油冷器滑油侧的流阻特性。多孔介质的流动阻力与滑油通过多孔介质的流速的关系如式(7)。

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = - (P_i V^2 + P_v V) \quad (7)$$

式中: ΔP 为流动阻力; ΔL 为多孔介质长度; V 为流速; P_i 为内部阻力系数; P_v 为黏性系数。

多孔介质流动阻力与滑油流速的关系如图8所示。

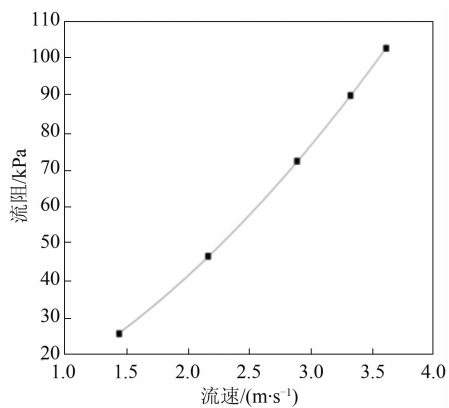


图8 多孔介质流动阻力与滑油流速的关系

3.3 网格模型

采用CREO 2.0软件抽取滑油模块中滑油侧内部腔体作为CFD分析模型,为保证计算的收敛性及防止回流,对油腔进口及出口做加长处理。采用多面体单元进行网格划分,网格目标尺寸为6 mm,最小网格尺寸为3 mm。模型中恒温阀芯位置尺寸较小,对该位置进行局部细化,最小网格尺寸为1.5 mm,并添加边界层。最终的网格模型如图9所示,共有网格2 949 083个。

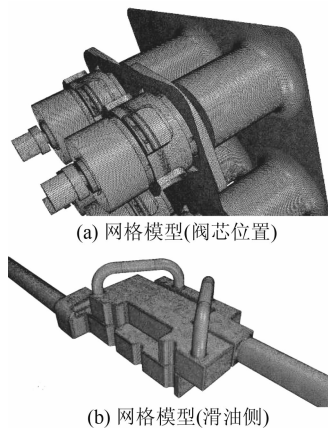


图9 滑油模块滑油侧网格模型

4 计算结果分析

4.1 恒温阀芯流量一致性分析

在3个方案中,恒温阀有双排和单排两种排列方式,两种排列方式的恒温阀芯编号如图6所示。除方案V1.0采用双排方式外,另外两个方案皆采用单排方式。图10为各方案恒温阀芯流量一致性分析结果,可以看出:方案V2.0、V3.0滑油通过5个恒温阀芯的流量一致性较好,最大不均匀度为3.92% (方案V2.0,恒温阀芯3);而采用双排恒温阀芯布置的方案V1.0,各恒温阀芯流量差异性较大,最大不均匀度为10.85%。因此,选用单排恒温阀芯布置方案。

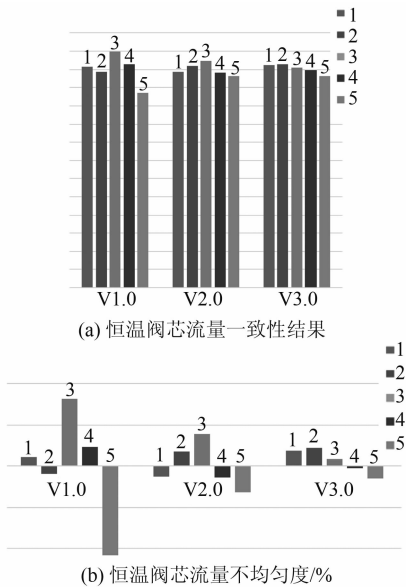


图 10 恒温阀芯流量一致性分析

4.2 两台滑油冷却器滑油流量分析

不同方案滑油侧流线图如图 11 所示。方案 V1.0 和 V2.0 由于旁通侧阻力过小，大部分滑油直接从旁通侧进入混合腔，而通过两台滑油冷却器的滑油流量过小，不能满足冷却要求；方案 V3.0 通过在恒温阀旁通侧设计迷宫结构，增大了旁通侧阻力，使滑油腔两侧的阻力匹配，进而使通过两台油冷器的滑油流量增加。

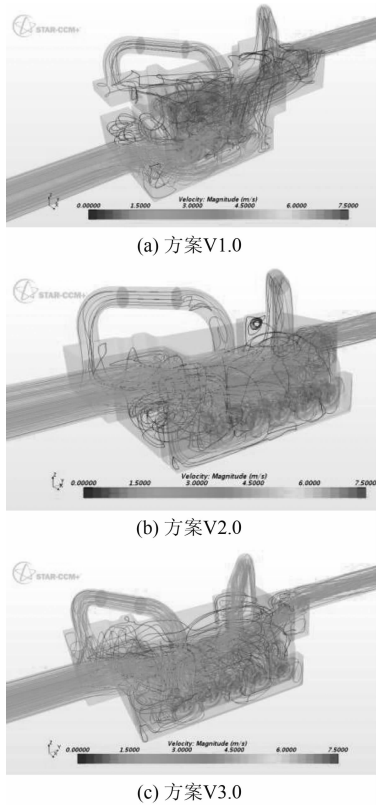


图 11 滑油侧流线图对比

图 12 为通过两台滑油冷却器的滑油流量，可以看出：V1.0 和 V2.0 方案通过两台滑油冷却器的滑油流量基本一致；方案 V3.0 通过两油冷器的流量达到目标流量 Q ，满足换热要求。

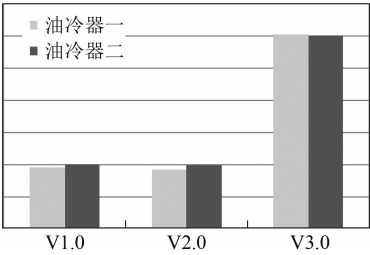


图 12 通过两台滑油冷却器的滑油流量

综合比较各方案的恒温阀芯流量一致性、两油冷器流量一致性及流量分布特性，最终确定 V3.0 为优选的结构设计方案。

5 试验验证

根据前期计算评估，选用 V3.0 的设计方案作为最终配机方案，并进行试验验证。试验验证表明：滑油进机温度达到了设计目标；且随着柴油机负荷的变化，滑油进机温度稳定。图 13 所示为任取的 1 组试验数据。

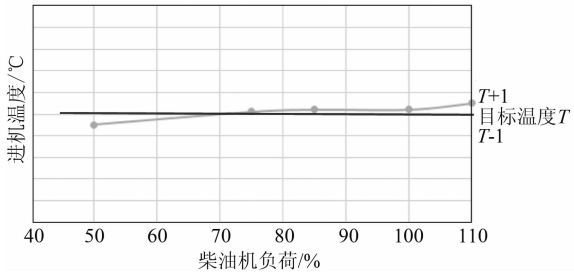


图 13 滑油进机温度试验数据

6 结论

本文以某型柴油机为例，介绍了滑油进机温度匹配设计方法，该设计方法的步骤可总结如下：

- (1) 在机型开发阶段，依据整机热平衡分配和主要摩擦副的润滑需求，确定滑油系统所需散热量 Q_w 、滑油循环量 Q_v 及滑油进机温度 T 等主要参数。
- (2) 根据上述参数，开展滑油冷却器和恒温阀的选型匹配，确定滑油冷却器的换热面积和流动阻力，明确恒温阀芯的温控范围及数量。
- (3) 开展滑油系统结构设计，在阀盖处设计迷宫结构，满足冷却腔和旁通腔的阻力匹配要求，同时结合恒温阀芯的多种布置方案进行优化选型。

(下转第 49 页)

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.