

对某增压柴油机润滑系统的一维 流体动力学分析及设计改进

袁晓军, 滕和, 曾小春, 李斌, 罗剑坤, 涂宏海, 熊乐, 罗富胜

(江铃汽车股份有限公司, 江西 南昌 330001)

摘要: 针对某国产增压柴油机的润滑系统存在的增压器轴承早期失效, 活塞温度偏高等问题, 应用一维流体动力学分析软件 FLOWMASTER 建立润滑系统仿真模型, 对润滑系统旁通控制阀的开启参数设置的合理性进行了仿真分析。仿真分析表明: 上述问题产生的根源是机滤总成旁通阀和活塞冷却喷嘴的开启压力设置不合理。据此进行了优化设计, 优化后的润滑系统避免了上述问题, 发动机工作可靠性得到提高。

关键词: 压柴油机; 润滑系统; 仿真分析; 改进设计

中图分类号: TK424.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)05-0040-06

One-dimensional Hydraulic Analysis on the Lubrication System of a Turbocharged Diesel Engine and Design Modification

Yuan Xiaojun, Teng He, Zeng Xiaochun, Li Bing, Luo Jiankun, Tu Honghai, Xiong Le, Luo Fusheng

(Jiangling Motor Co., Ltd., Jiangxi Nanchang 330001)

Abstract: Root causes for early stage turbo-bearing failure, and insufficient piston cooling encountered in a turbo-charged diesel engine were analyzed via computer simulation employing 1D hydraulic analysis tool FLOWMASTER, The simulation model for the lubrication system was established to analyze the rationality of the opening parameters of the bypass valve on the lubrication system. It was found that the problems aforementioned were due to improper opening pressures of the bypass valve for the assembly of the oil filter and oil cooler, and of the piston cooling jets. Based on simulation results, opening pressures for these two control valves were optimized, the modified lubrication system had no above problems anymore, the reliability of the engine was improved.

Key words: turbo-charged diesel engine; lubrication system; simulation research; modification design

0 引言

增压器和活塞的冷却是对增压发动机润滑系统的基本要求之一。而对增压器和活塞等高热负荷发动机部件的冷却控制增加了润滑系统的复杂性。把机油泵流量合理地分配到各个需要润滑和冷却的发动机部件, 须要在润滑系统中设置一些节流阀及压力控制阀, 来辅助实现对润滑系统各部件的供油量

和压力的控制。合理地设定这些控制单元参数及其在润滑系统中的位置, 须要对润滑系统中各部件润滑或冷却所需的机油压力和流量等有充分了解, 如果这些控制单元的参数或位置设置不合理, 可能导致不必要的发动机燃油消耗增加, 或因某些部件润滑或冷却不良而影响发动机的正常工作。

对润滑系统的一维流体动力学分析可以提供发动机润滑系统内机油流动和压力分布的信息, 帮助了解系统内各部件润滑或冷却所要求的流量和润滑

系统所提供的流量的差异,从而合理地设计或优化润滑系统。本文应用一维流体动力学分析软件 FLOWMASTER^[1],对某国产增压柴油机的润滑系统建立模型,利用所建立的模型对该润滑系统存在的增压器轴承早期失效及活塞温度偏高等问题进行仿真分析,根据分析结果提出改进设计方案。

1 发动机及润滑系统布置

本文所研究的增压柴油发动机为江铃汽车股份有限公司的一款 2.8L 国-IV 增压柴油机,其特性参数列于表 1。图 1 为该机的润滑系统结构布置图。由于润滑系统在发动机内部的油路基本都是加工钻孔,在铸造缸体缸盖时必须预留打孔的空间,所以润滑油路的布置在发动机概念阶段就必须明确,以便设计安装在发动机缸体上的其它润滑系统部件,如机油冷却器、机油滤清器、各流量控制阀等。

表 1 发动机特性参数

发动机结构型式	直列四缸
缸径/行程/mm/mm	93/102
发动机排量/L	2.77
最大功率/kW/(r·min ⁻¹)	80@3 400
最大扭矩(N·m)/(r·min ⁻¹)	248@1 800~2 000
燃油类型	柴油
喷油系统	Bosch 高压共轨系统
发动机润滑油	15W-40

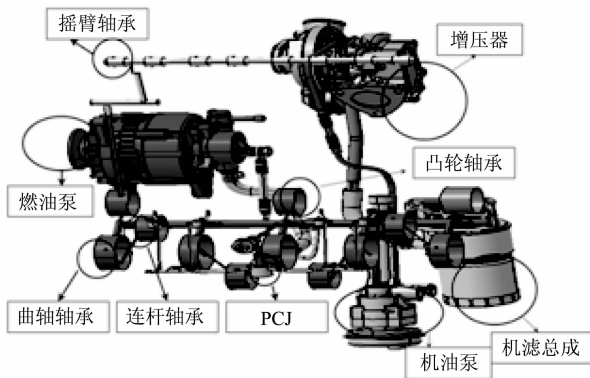


图 1 润滑系统结构布置图

图 2 为润滑系统机油流动与控制阀布置示意图。机油由油底壳经吸油盘进入机油泵,再经机体上的控制接口(图 2 中的底座)流向机油冷却器和机油滤清器(机滤总成 4 个阀安装位置见图 3),然后进入主油道。主油道向发动机曲轴轴承、凸轮轴轴承、真空泵、增压器、燃油泵和活塞冷却喷嘴提供润滑或冷却所需的机油。各旁通阀的功能为:底座旁通阀的作用是在冬季冷机起动时,为避免发动机轴承在缺油状态运行,到达一定压力时底座旁

通阀开启,使部分机油不经冷却器和机油滤清器直接进入主油道;另外考虑到国内滤芯售后市场不规范,可能造成滤芯旁通阀工作不可靠,为了防止滤芯堵塞,底座旁通阀打开的同时滤芯旁通阀不打开,供油去主油道。机油冷却器旁通阀的作用是,在冷却器流动阻力过大时,使部分机油经旁路进入下游的滤清器。在机油泵下游的两个限压阀分别限制机油泵和主油道最高压力。在额定功率工况下各阀的开启压力及机油流过各部件时的压降(机油黏度 μ 基于 90℃油温)在图 2 中给出。在各旁通阀不开启时,润滑系统在主油道前的油路为串联,在主油道后的油路为并联。

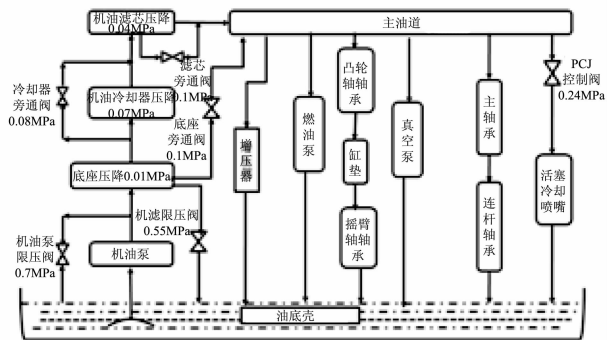


图 2 润滑系统机油流动与控制阀布置示意图

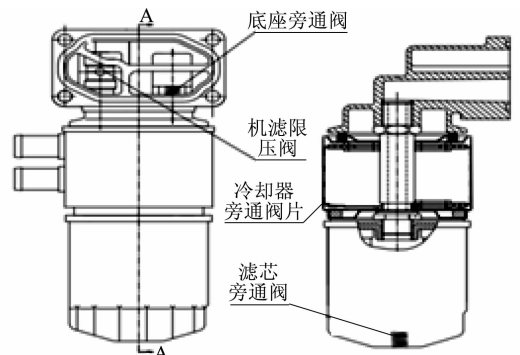


图 3 机滤总成 4 个阀系示意图

2 润滑系统仿真模型及计算原理

2.1 润滑系统的仿真模型

发动机润滑系统的主要参数列于表 2。发动机的仿真模型分为两个部分:第一部分是建立在 EXCITE-Designer^[2]平台上的一维发动机轴系模型;第二部分是建立在 FLOWMASTER 平台上的发动机润滑系统一维流体动力学模型。图 4 为发动机轴系的 EXCITE-Designer 轴系模型。给定边界条件,可以通过该液压轴承模型计算出发动机轴承的流体动力学特性,及动态轴承间隙和曲轴转角的关系,并将结果输送给发动机润滑系统的 FLOWMASTER 网络

模型中的相应轴承^[3]。

表 2 发动机润滑系统主要参数

机油泵排量/($\text{cm}^3 \cdot \text{rec}^{-1}$)	29.3
主轴承直径/宽度/(mm/mm)	70/22.9
主轴承最小/最大间隙/($\mu\text{m}/\mu\text{m}$)	29/75
PCJ 开启压力/MPa	0.245 ± 0.02

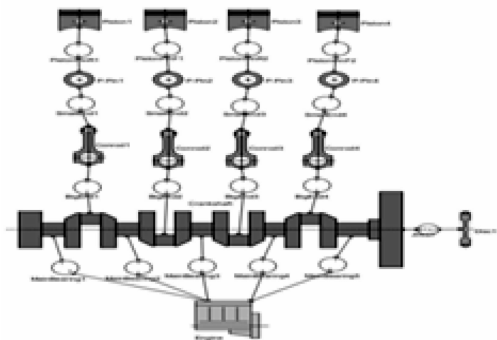


图 4 EXCITE-Designer 轴系模型

本文建立的直列 4 缸柴油发动机润滑系统 FLOWMASTER 模型, 类似于 Dudziak 和 Uppuluri 提出的模型^[4]。图 5 为该机型润滑系统的 FLOWMASTER 完整模型, 图 6 为机滤冷却器总成 FLOWMASTER 模型。

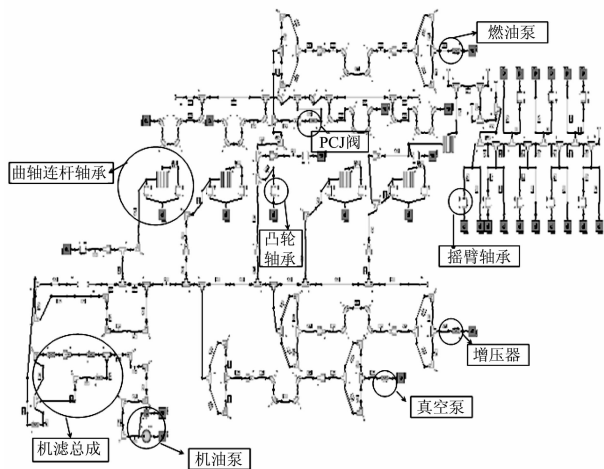


图 5 润滑系统 FLOWMASTER 模型

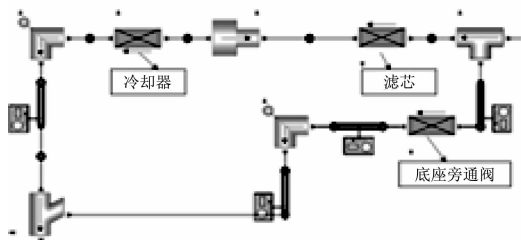


图 6 机滤冷却器总成 FLOWMASTER 模型

增压器、机油冷却器、机油滤清器及各流量控制阀等润滑系统部件的流动阻力特性由试验确定。在发动机额定功率工况下流-阻特性及 PCJ (piston cooling jet) 阀开启压力在图 2 中给出。

2.2 计算原理

FLOWMASTER 对流体网络系统的一维流体动力学计算方法在文献 5 中有详细的说明。该方法在一维流动的基础上应用质量守恒、动量守恒和能量守恒三大定律, 建立网络上各节点的流量、压力和能量方程。本文假定润滑系统处在恒温条件下, 所以能量守恒方程可以忽略。

FLOWMASTER 在任一流体网络节点的质量守恒方程为^[1,3]:

$$\sum_{i=0}^n Q_i = 0 \quad (1)$$

式中: Q_i 为连接元件的节点的质量流量。由于流动为压力驱动, 流过任一元件的质量流量和进出口压力的关系可以表示成如下线性关系:

$$m = a_1 p_1 + a_2 p_2 + a_3 \quad (2)$$

式中: a_1 、 a_2 、 a_3 为系数; p_1 、 p_2 为节点压力。网络上各节点及元件流动的连续性可以给出一系列矩阵方程组。根据系统质量流量守恒及应用数值计算方法, 可以求出每个节点及元件的流量。

在一维流动条件下动量守恒可以由伯努利方程表示^[2,3], 其在定常流动条件下可表示为:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (3)$$

式中: z 、 p 、 v 及 α 分别表示高度、压力、速度和动能 (或速度) 修正系数; 下标 1 和 2 表示流体网络中任意两节点; ρ 为密度; g 为重力加速度; h_w 为水头损失, 水头损失可分解为:

$$h_w = h_f + h_j \quad (4)$$

式中: h_f 为沿程损失; h_j 为局部损失。沿程损失可由达西公式确定:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (5)$$

式中: λ 为沿程阻力系数; l 为长度; d 为当量直径。阻力系数 λ 值和雷诺数 Re ($Re = \frac{vd\rho}{\mu}$) 相关。

局部损失可表示为:

$$h_j = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (6)$$

式中: ζ 为局部阻力系数。阻力系数 λ 和 ζ 可由 FLOWMASTER 数据库获取或试验确定。

3 仿真计算结果

对发动机润滑系统的仿真计算在 90°C 及 120°C

两个油温条件下进行。低油温条件用于评估各旁通阀参数设置的合理性，高油温条件用于检查主油道压力及在该压力下PCJ阀开启特性。仿真分析覆盖发动机全转速范围，以评估在不同发动机转速下润滑系统的流量和压力分布特性。根据发动机润滑系统存在的问题，分析的重点是检查机油滤清器和机油冷却器总成（简称机滤总成）旁通阀参数的设定以及PCJ阀开启压力的设定。

3.1 机油滤清器和冷却器旁通油路的分析

对机油滤清器和冷却器旁通油路的分析在低油温（90℃）条件下进行。仿真模型中机油滤清器滤芯和机油冷却器流动阻力特性采用供应商提供的数据，即未使用状态。图7和图8分别给出90℃油温下模拟和测量的机滤总成压降和流量。可以看出仿真模型预测基本可以反映润滑系统的流体力学特性，尽管在绝对值的吻合上还有一定的差距。

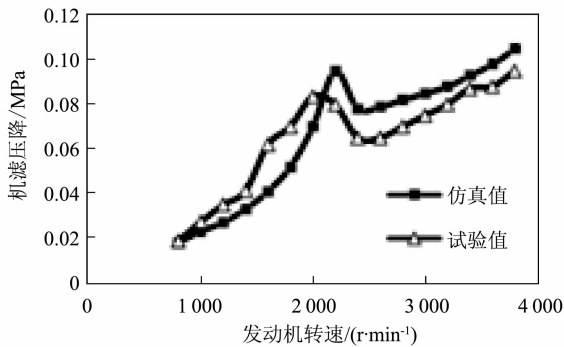


图7 90℃油温下机滤总成压降特性

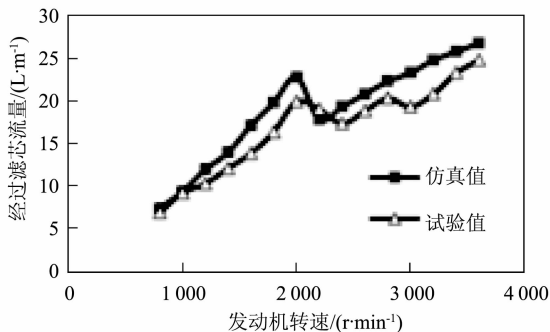


图8 90℃油温下通过机油滤清器的流量特性

从图7和图8可以发现：机滤总成的流量和压降在发动机转速2000（ $r \cdot \min^{-1}$ ）左右突然下降，接近3000（ $r \cdot \min^{-1}$ ）才重新回到下降前的峰值。这说明系统的阻力性质在2000（ $r \cdot \min^{-1}$ ）左右发生了改变。仿真分析指出，这个突变是由于底座旁通阀（图2）开启所致。由于机油泵压力随转速提高而提高，当发动机转速持续提高时旁通阀将一直保持开启状态，使得有近1/3的来自机油泵的机油

从机体上的底座接口不经过冷却和过滤短路到主油道，导致进入主油道的机油含有杂质及机油冷却不足。这和发动机上观察到的现象一致。

机油冷却器和机油滤清器的阻力特性类似于多孔介质流动，其压降随机油黏度升高而增大，所以机滤总成的压降随油温降低而提高。可以判定底座旁通阀过早开启的现象随油温下降向低发动机转速方向移动；在低于90℃时，底座旁通阀很有可能在发动机转速低于2000（ $r \cdot \min^{-1}$ ）时就已开启。底座旁通阀是为冬季冷机启动时为使机油能尽快到主油道而设计，其功能是当机滤总成流动阻力过大时开启，使机油经短路到主油道，以避免发动机轴承在缺油状态运行。发动机启动后，只要油温不是太低，底座旁通阀应处于关闭状态，以使机油经过滤清后再进入主油道。根据仿真计算结果和润滑系统零部件流阻特性，底座旁通阀开启压力设置为0.28 MPa比较合适，这可以避免底座旁通阀过早开启。

3.2 PCJ开启压力的分析

对增压柴油机，从最大扭矩到最大功率的发动机转速范围，活塞都需要冷却。当PCJ阀的开启压力（图9）设定后，其开启的发动机转速取决于主油道压力随转速的关系。图10给出在120℃油温下模拟和测量的主油道压力。仿真模型预测和测量值基本吻合。

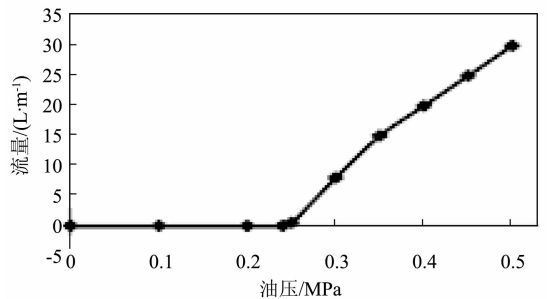


图9 PCJ开启流量压差曲线

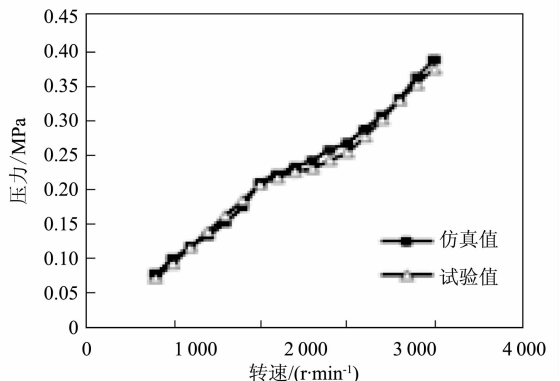


图10 120℃油温下的主油道压力

根据图 10 所示的主油道压力, 由于 PCJ 阀的开启压力为 0.24 MPa (图 2), 开启对应的发动机转速大于等于 2 200 ($r \cdot \min^{-1}$)。考虑到 PCJ 阀的公差及在某些极限条件下机油温度可达 130℃ 以上, PCJ 阀初始开启的发动机转速可高达 2 600 ($r \cdot \min^{-1}$), 远高于最大扭矩对应的发动机转速 (表 1)。如此, PCJ 阀过晚开启会潜在导致发动机在最大扭矩转速附近工作时活塞冷却不良。这解释了在发动机上观察到的活塞冷却不良现象。根据表 1, PCJ 阀在发动机转速大于等于 2 000 ($r \cdot \min^{-1}$) 时应完全开启。仿真计算指出, 达到这个要求 PCJ 阀的开启压力应设置在 0.17 MPa 左右。

4 润滑系统改进

应用仿真分析结果对润滑系统各旁通阀控制参数进行优化设计。首先对短路机滤总成的底座旁通阀进行调整, 其开启压力被提高为 0.28 MPa。考虑该阀开启时机滤总成的压降大于等于 0.28 MPa, 在机油泵泄油压力为 0.7 MPa 时, 主油道压力不会大于 0.42 MPa, 所以原机设置的 0.5 MPa 的主油道压力限压阀可以取消。原机设置的机油冷却器旁通阀的目的是在冷启动时加快暖机过程。由于其开启压力 (0.08 MPa) 太接近机油冷却器的压降 (0.07 MPa), 特别是在机油黏度因气缸窜气带到曲轴箱的碳粒及机油在高油温下的氧化而升高时, 机油冷却器压降很可能大于旁通阀开启压力, 从而导致部分未冷却的机油进入主油道。为了避免这个风险, 改进的设计取消了机油冷却器旁通阀。根据上节的分析, PCJ 阀的开启压力也做了相应的调整。图 11 是优化后的润滑系统控制阀布置及开启压力。比较图 11 和图 2 可以看出, 优化后的润滑系统较优化前减少了两个旁通阀, 降低了成本。

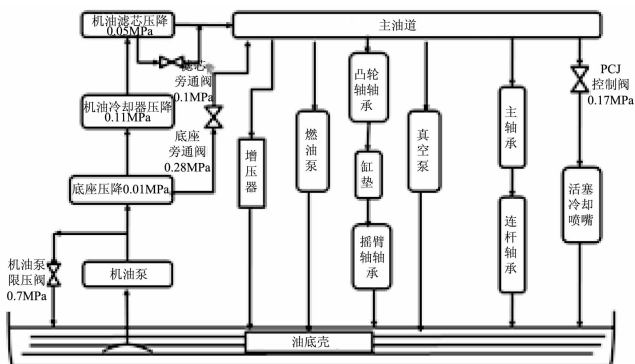


图 11 优化后的润滑系统控制阀布置及参数

(90℃ 油温) 和主油道压力 (120℃ 油温) 比较。由图 12 可以看出, 改进后润滑系统机滤总成流动阻力在 2 000 ($r \cdot \min^{-1}$) 左右突变的现象消失。这说明重新设置的旁通阀参数合理, 除了冬季冷启动时的低油温工况及机滤芯因杂质太多发生堵塞外, 一般情况机油不会不经过滤进入主油道; 只要油温不是太低, 机油都会经冷却后才进入主油道。优化后的旁通阀参数设置提高了机油过滤效率也增强了冷却效果。图 13 所示的主油道压力的斜率变化点对应了 PCJ 阀的开启压力点。较之优化前的 0.24 MPa, 优化后的 PCJ 阀的开启压力降低为 0.17 MPa, 对应的发动机转速由 2 200 ($r \cdot \min^{-1}$) 降低到 1 800 ($r \cdot \min^{-1}$), 使得活塞在最大扭矩的低速端就获得冷却。这是增压柴油机所期望的。

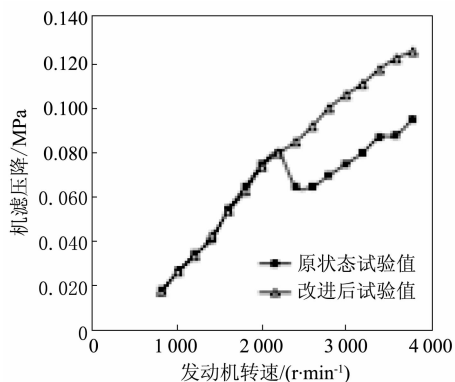


图 12 优化前后的机滤总成压降 (90℃油温) 比较

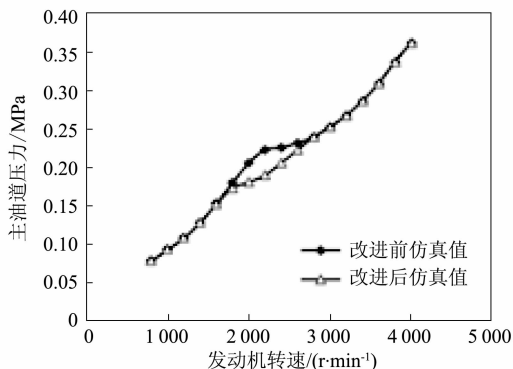


图 13 优化前后的主油道压力 (120℃油温) 比较

试验验证表明: 优化后的润滑系统消除了增压器轴承早期失效及活塞冷却不良的现象, 从而提高了发动机工作的可靠性。

5 结论

本文应用建立的润滑系统的 FLOWMASTER 仿真模型, 对润滑系统的各旁通控制阀的开启参数设置的合理性进行了检验。结果表明: 所研究的柴油机的润滑系统所存在的增压器轴承早期失效及活塞

图 12 和图 13 为优化前后机滤总成压降

温度偏高等问题,是由于机滤总成旁通阀开启压力设置太低和PCJ阀的开启压力设置太高所致。根据优化分析,机滤总成旁通阀开启压力由0.1 MPa上调为0.28 MPa,PCJ阀的开启压力由0.24 MPa下调为0.17 MPa;同时优化后的润滑系统取消了机油冷却器旁通阀和主油道压力限压阀,因而降低了成本。

试验验证表明:优化后的润滑系统消除了增压器轴承早期失效及活塞冷却不良的现象,从而提高了发动机工作的可靠性。

参考文献

[1] FLOWMASTER User Manual [R]. Mentor Graphic,

2013.

[2] EXCIT-designer Manual [R]. AVL List GmbH, Austria, 2013.

[3] Soltani, R, Ghorbanian J. A new approach to flow network analysis of an Engine Lubrication System [J]. The Journal of Engine Research, Vol. 18 (Spring), pp12-19, 2010.

[4] Dudziak, N, Uppuluri, S. Lumped analysis of engine lubrication systems using flowmaster, White paper [M]. REF: AUTWP07, 1-15, Flowmaster USA, 2007.

[5] Miller, D. S. Internal Flow Systems [M]. 2nd edition, Flowmaster, 2009.

(上接第5页)

(2) 从国外舰船动力的发展趋势看,由于综合电力系统和柴电燃推进型式的应用,舰船对柴油机的需求已发生较大变化,已从原来的以主机推进为主,转变为以电力推进为主。新一代的舰船柴油机普遍采用长冲程、模块化、高压共轨、智能控制、新型增压、长寿命设计技术,这些发展趋势可为我们所借鉴。

(3) 自主研发舰船柴油机,首先要满足未来驱护舰综合电力系统或柴电燃推进系统对发电机组的需要,充分考虑柴油机的瞬态性能、抗冲击性能要求,优化增压系统和总体布置。在此基础上,要发动全行业的技术力量,借鉴国外先进技术,对困

难充分准备,化解市场与质量风险。在设计中,将战技术性能与“六性”指标一体设计,同步推动维修保障体系建设。

参考文献

[1] MTU公司. MTU8000系列柴油机技术介绍 [R]. 2004. 8.

[2] MAN公司. Propulsion engines for naval ships [R]. 2008. 12.

[3] H. Deutschmann (MTU公司). 新的增压技术改进了高增压柴油机的性能 [C]. 中国内燃机学会第二届学术年会. 1987.

(上接第27页)

5 结论

本文通过整理活塞历史测试数据和计算数据,形成活塞温度场数据库;归纳了在预测新型柴油机活塞温度场时,参考历史相似机型的结果,将工作过程计算得到的活塞顶对流换热系数离散化,并采用所开发的施加工具将对流换热系数通过插值的方式连续施加到活塞顶表面的方法,并将计算结果与实测结果进行了对比。该项工作可得到如下结论:

(1) 借鉴国外经验,建立和完善了柴油机受热零部件边界条件、测试结果数据库,可为新设计提供参考依据。

(2) 在活塞部件设计之初,缺乏准确边界条件和验证手段的情况下,采用上述方法进行活塞顶温度场预测,分析结果与实测结果的对比表明,计

算精度在可接受范围内。

(3) 该方法可以推广到柴油机其他受热零部件(缸盖、缸套)的温度场分析。

参考文献

[1] 陆瑞松. 内燃机的传热与热负荷 [M]. 北京:人民交通出版社. 1988.

[2] 肖永宁. 内燃机热负荷和热强度 [M]. 北京:机械工业出版社. 1988.

[3] 梁刚. 中速大功率柴油机组合活塞的有限元分析. [D]. 上海:上海交通大学, 2007.

[4] 梁刚, 陈志忠, 杨志祥. 中速大功率柴油机活塞设计技术的新发展 [J]. 柴油机, 2007, 29 (2): 36-40.

[5] 楼狄明, 张志颖, 王礼丽. 机车柴油机组合活塞的换热边界条件及热负荷 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2005, 33 (5): 664-668.