

结构与可靠性

150 单缸机试验台冷却系统流动与传热计算分析

王普凯, 韩立军, 康琦, 何盼攀, 董意

(陆军装甲兵学院车辆工程系, 北京 100072)

摘要: 基于 Flowmaster 软件建立了 150 单缸柴油机试验台冷却系统流动与传热模型, 并在某大功率发动机上进行了验证。在此基础上分析得到了冷却水温度和流量、气缸套和气缸盖温度变化对冷却水总传热流量的影响规律, 以及管道尺寸、壁面粗糙度、冷却水流量对冷却水流动总阻力的影响规律。

关键词: 单缸机; 冷却系统; 流动; 传热

中图分类号: TK423.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)04-0025-04

Flow and Heat-Transfer Calculating Analysis of Cooling System for Test Bench of a 150 Single-Cylinder Engine

Wang Pukai, Han Lijun, Kang Qi, He Panpan, Dong Yi

(Department of Vehicle Engineering, Academy of Armored Forces, Beijing 100072)

Abstract: The cooling system flow and heat-transfer analysis model for test bench of a 150 single-cylinder engine was established by Flowmaster. The cooling water heat-transfer model was verified on a large power engine. The influences of coolant temperature, coolant flow, the temperature of cylinder liner and cover to total heat transfer flow are calculated and analyzed, as well as the influences of pipe size, surface roughness, coolant flow to total flow resistance.

Key words: single-cylinder engine; cooling system; flow; heat-transfer

0 引言

发动机是一种将燃料燃烧产生的热能转变为机械能的动力装置, 其工作过程复杂, 影响因素繁多; 无论是工作参数的选择、工作性能的确定, 还是使用寿命的研究、产品质量的鉴定等都须要进行试验。发动机试验通常在专业的试验台上进行, 通过检测仪表测取有关的试验参数。冷却系统是发动机试验台的重要组成部分, 其功用是使冷却水不断地流向发动机高温件(气缸盖和气缸套), 带走受热零件的热量, 保证发动机在正常的热状况下工作^[1]。

本文通过计算 150 单缸机冷却系统的流动和传

热, 得到该型机冷却系统传热流量以及整个冷却系统中压力、流量及温度的分布, 为该型冷却系统设计提供理论依据。

1 150 单缸柴油机试验台冷却系统

150 单缸机试验台冷却系统的组成如图 1 所示。单缸机冷却系统由水箱、水泵、输水管、冷却水道、冷却塔等部件构成。水泵将冷却水从水箱抽出, 经输水管和控制阀供往单缸机; 单缸机转速一定的情况下, 冷却水流量通过控制阀进行控制; 冷却水依次流入单缸机气缸套水道和气缸盖水道, 吸收热量, 温度升高; 冷却水流出机体后经输水管送往水箱; 水箱中的冷却水由水塔冷却。

收稿日期: 2017-11-06; 修回日期: 2017-12-12

基金项目: 军队科研计划项目(2016ZB07)。

作者简介: 王普凯(1976-), 男, 讲师, 主要研究方向为装甲车辆动力装置热平衡性能, 13391567396@163.com。

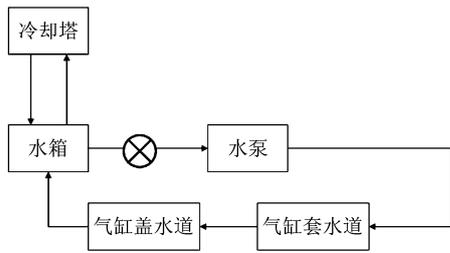


图 1 单缸机试验台冷却系统

2 冷却系统流动与传热计算模型

基于 Flowmaster 软件建立 150 单缸柴油机试验台冷却系统流动与传热模型，如图 2 所示。所用到的 Flowmaster 标准部件如表 1 所示。

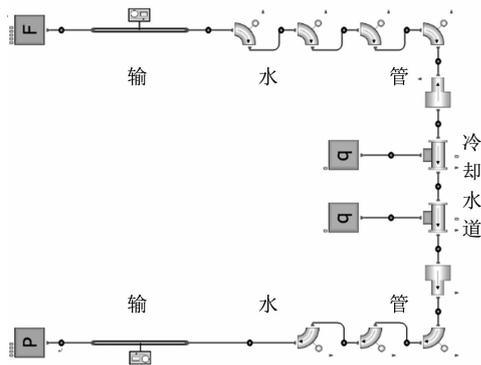


图 2 150 单缸机试验台冷却系统仿真模型

表 1 Flowmaster 标准部件说明

序号	标准符号	部件名称	模拟功用	对应部件
1		弯管	流动	水道
2		圆管	流动	水道
3		突变截面	流动	水管、水道
4		流量源	流动	-
5		热桥	流动传热	水管、水道
6		热源	传热	-
7		流量源	流动	-

2.1 冷却水流动计算模型

冷却水流动属于内部流动，其流动阻力由局部阻力和沿程阻力构成^[2]：

$$h = h_f + h_z \quad (1)$$

式中： h 为冷却系统管路总阻力； h_f 为冷却系统管路沿程阻力； h_z 为冷却系统管路局部阻力。

2.1.1 管路沿程阻力计算

冷却系统沿程阻力为各管段沿程阻力之和：

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

式中： λ 为沿程阻力系数； l 为管段长度； d 为管段内径； V 为管段内冷却水流速； g 为重力加速度。

当 $Re < 2\,320$ 时，沿程阻力系数只与管道中冷却液流动的雷诺数有关：

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3)$$

式中： Re 为管道中冷却液流动的雷诺数。

当 $2\,320 < Re < 26.98 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{8/7}$ (d 为管道直径， Δ 为壁面粗糙度) 时，还须分情况讨论：

若 $Re < 10^5$ ，用布拉修斯公式

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (4)$$

若 $Re > 10^5$ ，用尼古拉兹公式

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0.032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \quad (5)$$

当 $26.98 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{8/7} < Re < 4\,160 \left(\frac{d}{2\Delta}\right)^{0.85}$ 时，用洛巴耶夫公式

$$\lambda = \frac{1}{\left[1 + \lg \left(Re \frac{d}{\Delta}\right)\right]^2} \quad (6)$$

当 $Re < 4\,160 \left(\frac{d}{2\Delta}\right)^{0.85}$ 时，用尼古拉兹提出的阻力平方区公式

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.74 + 21 \lg \frac{d}{2\Delta}\right)^2} \quad (7)$$

2.1.2 管路局部阻力计算

冷却系统局部阻力为各局部阻力之和：

$$h_z = \sum \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (8)$$

式中： ζ 为局部阻力系数，若为弯管：

$$\zeta = k \frac{\theta}{90} \quad (9)$$

式中： θ 为弯管的弯折角； k 可由下式确定：

$$k = 0.131 + 0.159 \left(\frac{d}{R}\right)^2 \quad (10)$$

式中： R 为弯管中线的曲率半径； d 为管径。

若流动截面突然扩大，则：

$$\zeta = \left[1 - \frac{A_1}{A_2}\right]^2 \quad (11)$$

式中： A_1 为流动截面突变前冷却液的流动截面积， m^2 ； A_2 为流动截面突变后冷却液的流动截面积， m^2 。此时按流动截面突扩前的冷却液流速进行计算。

若流动截面突然缩小，则：

$$\zeta = 0.5 \left[1 - \frac{A_2}{A_1}\right] \quad (12)$$

此时按流动截面突缩后的冷却液流速进行计算。

若为渐扩管:

$$\zeta = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\theta}{2}} \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] + K \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (13)$$

式中: λ 为沿程阻力系数; θ 为渐扩管的扩散角; A_1 为渐扩前的冷却液流动截面积, m^2 ; A_2 为渐扩后的冷却液流动截面积, m^2 ; K 为与扩散角对应的系数, 可查表 2 获得。此时按流动截面渐扩后的冷却液流速进行计算。

表 2 系数 K 随扩散角的变化

扩散角/ (°)	K
5	0.1
10	0.2
15	0.3
20	0.4
25	0.5

2.2 冷却水传热计算模型

冷却水与气缸套、气缸盖水道内壁面的对流传热流量为:

$$\phi = Ah (T_w - T_f) \quad (14)$$

式中: A 为冷却水与水道内壁面的对流传热面积; T_w 为水道内壁面温度; T_f 为水道内冷却水平均温度; 冷却水与冷却水道内壁面的对流换热系数 h 按短直管换热准则关系式计算^[3]:

$$h = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\eta_f / \eta_w)^{0.11} [1 + (D/L)^{0.7}] (\lambda/D) \quad (15)$$

式中: D 为当量直径; L 为流道长度; λ 为冷却水导热系数; η_f 为按冷却水平均温度确定的冷却水动力黏度; η_w 为按冷却水道内壁面温度确定的冷却水动力黏度; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数。

所建立的冷却水传热模型在某大功率发动机上进行了验证, 输入的参数如表 3 所示; 对流传热系数计算结果与经验值的对比如表 4 所示。结果表明: 利用该模型计算冷却水与气缸套、气缸盖的传热是合适的。

表 3 气缸盖传热计算输入参数

冷却液类型	水
发动机入口冷却液流量/ (L · min ⁻¹)	780
发动机入口冷却液温度/°C	80
气缸套水道壁面温度/°C	105
气缸套水道传热面积/m ²	2.94
气缸套水道流通面积/m ²	0.07
气缸套水道当量直径/m	0.05
气缸套水道流道长度/m	0.2
气缸盖水道壁面温度/°C	111
气缸盖水道传热面积/m ²	1.86
气缸盖水道流通面积/m ²	0.068
气缸盖水道当量直径/m	0.05
气缸盖水道流道长度/m	0.2

表 4 计算结果与经验值对比

换热部位	对流传热系数 (W · K ⁻¹ · m ⁻²)	
	计算值	经验值 ^[3]
气缸套	2 397.187	63.98 ~ 3 053
气缸盖	2 349.123	428.6 ~ 4 714

3 冷却系统流动与传热计算分析

输入单缸机入口冷却参数、冷却水道结构尺寸、冷却水道壁面温度条件参数, 如表 5 所示; 输入的单缸机冷却系统管路尺寸及壁面粗糙参数如表 6 所示; 计算结果如表 7 所示。

表 5 冷却系统流动与传热计算条件 1

单缸机入口冷却水流量/ (L · min ⁻¹)	26
单缸机入口冷却水温度/°C	70
气缸套水道壁面温度/°C	130
气缸盖水道壁面温度/°C	140
气缸套水道传热面积/ m ²	0.245
气缸套水道流通面积/ m ²	0.012 5
气缸套水道当量直径/ m	0.05
气缸套水道流道长度/ m	0.2
气缸盖水道传热面积/ m ²	0.155
气缸盖水道流通面积/ m ²	0.012 1
气缸盖水道当量直径/ m	0.05
气缸盖水道流道长度/ m	0.2

表 6 冷却系统流动与传热计算条件 2

弯管	管径/ m	0.03
	弯转半径/ m	0.1
	弯转角度 (所有弯转角度之和) / (°)	1 260
直管	绝对粗糙度/ mm	1
	管径/ m	0.03
	总管长/ m	11.6
	壁面粗糙度/ mm	1

表 7 流动及传热计算结果

进水管路	流速/ (m · s ⁻¹)	0.026
	压降/ Pa	3 110
	温度/°C	70
出水管路	流速/ (m · s ⁻¹)	0.026
	压降/ Pa	3 066
	温度/°C	78.2
气缸套水道	流速/ (m · s ⁻¹)	0.035
	压降/ Pa	238
	入口温度/°C	70
气缸盖水道	出口温度/°C	74.7
	传热流量/ kW	8.424
	流速/ (m · s ⁻¹)	0.055
流动总损失/ Pa	压降/ Pa	254
	入口温度/°C	74.7
	出口温度/°C	78.2
	传热流量/ kW	6.141

3.1 冷却水传热计算分析

取冷却水流量为 $26 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1}\text{)}$ ，计算分析单缸机入口冷却水温度对冷却水传热流量的影响，如图 3 所示；取单缸机入口冷却水温度为 $70 \text{ }^\circ\text{C}$ ，计算分析冷却水流量对冷却水传热流量的影响，如图 4 所示；取冷却水流量为 $26 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1}\text{)}$ 、单缸机入口冷却液温度为 $70 \text{ }^\circ\text{C}$ ，计算分析冷却水道壁面温度（以 $130 \text{ }^\circ\text{C}$ 气缸套水道壁面温度、 $140 \text{ }^\circ\text{C}$ 气缸盖水道壁面温度为基准的变化系数为变化量）对冷却水传热流量的影响，如图 5 所示。

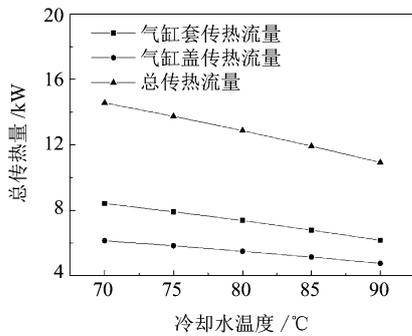


图 3 传热流量随冷却水温度的变化

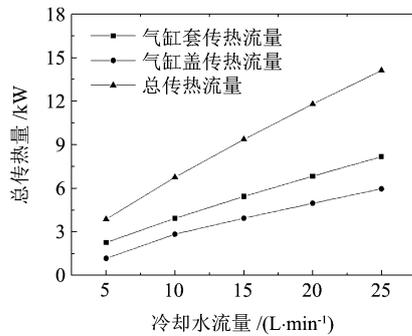


图 4 传热流量随冷却水流量的变化

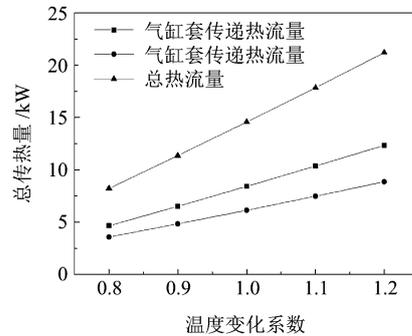


图 5 传热流量随冷却水道壁面温度的变化

随着单缸机入口冷却水温度的升高，冷却水与气缸套、气缸盖的温差减小，使得冷却水总传热量减少；随着冷却水流量的增大，冷却水流速增大，冷却水对流换热系数增大，使得冷却水总传热量增大；随着气缸盖、气缸套水道壁面温度的增大，冷却水与气缸套、气缸盖的温差增大，使得冷却水总

传热量增大。

3.2 冷却水流动计算分析

计算分析冷却水管直径、长度、壁面粗糙度和冷却水流量对冷却水流动总损失的影响。所选取的基本参数如表 8 所示。计算结果如图 6 ~ 图 9 所示。

表 8 选取的基本参数

单缸机入口冷却水流量 / $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	26
单缸机入口冷却水温度 / $^\circ\text{C}$	70
供水管长度 / m	5.8
供水管直径 / cm	3
供水管壁面粗糙度 / mm	1
回水管长度 / m	5.8
回水管直径 / cm	3
回水管壁面粗糙度 / mm	1

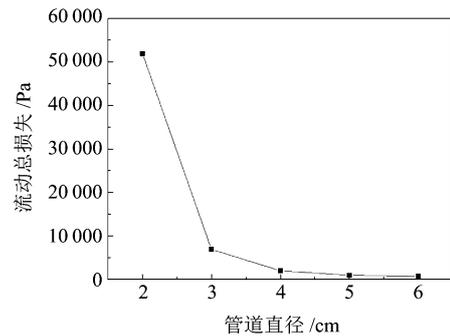


图 6 流动总损失随管道直径的变化

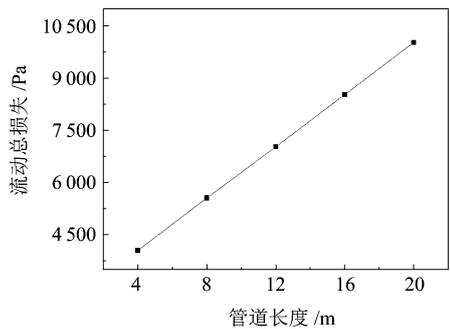


图 7 流动总损失随管道长度的变化

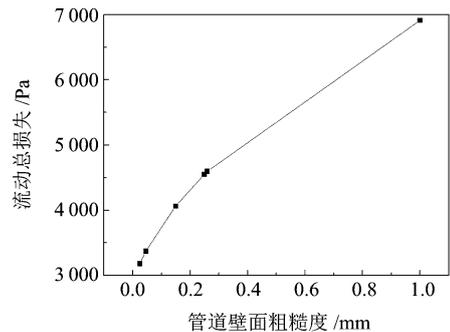
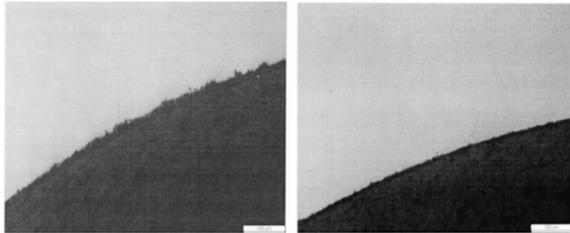


图 8 流动总损失随管道壁面粗糙度的变化

(下转第 46 页)

面粗糙度得到提高，这是疏松层发生塑性变形的结果。超高压强化处理可有效防止管材内壁面裂纹在高压脉冲循环压力持续作用下扩展；管材内表层疲劳强度得到显著提高。



(a) 超高压强化前内孔金相组织 (b) 超高压强化后内孔金相组织

图 7 超高压强化处理前后金相组织比较

5 结 论

(1) 低速船用柴油机大管径高压油管采用冷锻挤压头部成型工艺技术，可提高头部材质致密性

及外表面硬化度，从而改善油管头部力学性能。

(2) 高压油管冷锻挤压头部成型工艺与传统工艺相比较，在保证所需图样油管头型尺寸精度的基础上，头部材料得到强化，耐磨性增强，油管不易产生裂纹、断裂现象，使用寿命提高。

(3) 低速船用柴油机大管径高压油管经高压强化，管材内壁表面疏松层发生塑性变形，组织变得致密，内表面变得较为光滑，油管承受由脉动高压油产生的疲劳载荷的能力大幅提高。

随着柴油机技术的发展，对高压油管的使用性能及要求也在提高。只有通过不断对新材料和强化工艺的深入研究和开发，不断发掘材料的耐压潜力，才能满足越来越严格的使用环境的要求。

参考文献

[1] 刘宝才. 提高大功率强化柴油机高压油管可靠性的几个途径 [J]. 柴油机, 2007, 29 (1) : 27 - 29.

(上接第 28 页)

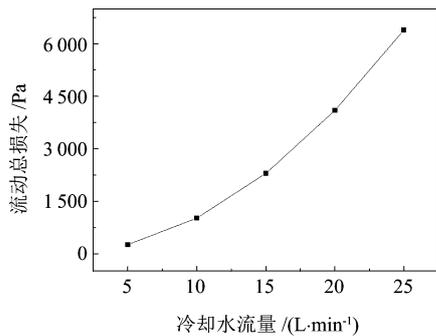


图 9 流动总损失随冷却水流量的变化

随着管道直径的增大，冷却水流速减小，导致冷却水流动总损失减小；随着管道长度的增加，冷却水流动的沿程阻力增加，导致冷却水流动总损失增加；随着管道壁面粗糙度的增大，冷却水流动的沿程阻力系数增大，导致冷却水流动的沿程阻力增加，冷却水流动总损失增加；随着冷却水流量的增加，冷却水流速增大，冷却水流动的沿程阻力和局部阻力同时增大，导致冷却水流动总损失增大。

4 结 论

本文建立了 150 单缸机冷却系统流动与传热模

型，利用 Flowmaster 软件搭建了其流动与传热计算网络，验证了所建立的冷却水传热计算模型，通过仿真计算得到以下结果：

(1) 冷却水总传热量随着入口冷却水温度增加而减少，随着冷却水流量的增加而增加；气缸盖和气缸套水道壁面温度升高对总传热量有利。

(2) 冷却水流动总损失随着管道直径增大而增加，随着管道长度增加而增加；管道壁面粗糙度对于冷却水流动的沿程阻力影响较大；冷却水流量对流动的沿程阻力和局部阻力同时产生影响，即冷却水流量增加将导致冷却水流动总损失增大。

参考文献

[1] 骆清国, 韩树, 张更云. 车用内燃机构造 [M]. 北京: 兵器工业出版社, 2015. 162-162.
 [2] 归柯庭, 汪军, 王秋颖. 工程流体力学 [M]. 北京: 科学技术出版社, 2008. 183-189.
 [3] 姚仲鹏. 车辆冷却传热 [M], 北京: 北京理工大学出版社, 2001. 26-27.
 [4] 12150L 柴油机编写组. 12150L 柴油机设计手册 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1976: 526-527.
 [5] 林杰伦. 内燃机工作过程数值计算 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986: 29-35.