

柴油发动机热管理系统的高度特性

周 兵¹, 兰旭东², 徐向华¹, 梁新刚¹

(1. 清华大学 航天航空学院, 北京 100084;

2. 清华大学 航空发动机研究院, 北京 100084)

摘 要: 基于空中和高原环境的特点,研究了柴油发动机散热器传热性能的高度特性;进一步建立了发动机热管理系统的流动和传热模型,研究了热管理系统的高度特性;给出了基于最小功耗原则的热管理系统运行参数匹配方法.在固定系统热负荷条件下的计算结果表明:随着海拔高度的增加,在空中环境下,散热器的散热性能先上升后下降,热管理系统中冷却液和润滑油温度先下降后上升,热管理系统所需的最小功耗先减小后增加;在高原环境下,散热器的散热性能随高度增加大幅下降,热管理系统中冷却液和润滑油温度大幅上升,发动机出现过热问题,为了给发动机提供足够的散热能力,热管理系统所需要最小功耗随着海拔高度的增加而大幅增加.

关 键 词: 柴油发动机; 热管理; 高度特性; 参数匹配; 最小功耗原则

中图分类号: V234⁺.1

文献标志码: A

Altitude characteristics of the thermal management system of diesel engine

ZHOU Bing¹, LAN Xu-dong², XU Xiang-hua¹, LIANG Xin-gang¹

(1. School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. Institute for Aeroengine, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The effects of altitude on the heat transfer performance of the radiator in diesel engine were investigated based on the environmental characteristics of the flight height and high elevation plateau. The flow and heat transfer models of the thermal management system (TMS) of diesel engine were then established to investigate the effects of altitude on the TMS. Furthermore, the method for matching the operating parameters of the TMS under different working conditions was given based on the principle of minimum power consumption. The results under prescribed heat load conditions show that, at flight height, the heat transfer performance of the radiator increases first and then decreases with the increasing altitude, and the temperatures of the coolant and oil in the TMS decrease first and then increase whilst the minimum power consumption of the TMS decreases first and then increases. In the elevated plateau area, the heat transfer performance decreases with the increasing plateau altitude, and the temperatures of the coolant and oil in the TMS increase significantly, causing the engine overheating. The minimum power consumption of the TMS increases remarkably with the increasing plateau altitude in order to provide enough heat dissipation ability for the engine.

Key words: diesel engine; thermal management; altitude characteristic; parameter matching; principle of minimum power consumption

收稿日期: 2014-08-24

基金项目: 国家自然科学基金创新研究群体项目(51321002)

作者简介: 周兵(1988—),男,河南南阳人,博士生,主要从事航空发动机热管理研究.

柴油发动机因其良好的经济性和动力性,被广泛应用于国民经济各领域^[1].在地面应用上,我国地域辽阔,且高原面积广,对高原条件下工作的发动机需求广泛^[2-3];在通用航空领域,柴油活塞发动机亦具有很大的发展应用前景^[4-5].然而,发动机在高原或空中环境下工作时,由于环境条件的改变,会出现功率不足、过热等严重影响发动机动力性、经济性和可靠性的问题^[2-3].因此,研究和改善柴油发动机的空中和高原环境适应性具有重要意义.

热管理系统作为发动机的重要子系统,对于发动机的可靠高效运行具有重要的意义^[6-7].在空中或高原环境中工作时,环境参数的改变会影响散热器的散热性能,进而影响系统的工作温度.李毅等^[8]基于散热器的传热计算方法,推导出了高原大气热力学参数对散热器传热的影响,发现散热器空气侧对流传热系数与大气密度的0.5~0.8次方成正比.汪茂海等^[7]基于对高海拔下发动机性能和冷却系统有关参数的修正计算,建立了发动机热管理系统模型,对某型工程车辆进行了性能分析和改进设计,有效地解决了其高原过热问题.李毅等^[9]针对工程机械在高原作业过程中出现过热的问题,研制了一种电控液压驱动风扇冷却系统,试验结果显示电控液压驱动风扇冷却系统的冷却能力可随着车辆的散热需要而改变,从而可以有效地解决高原过热问题.更多相关研究参见文献^[6,10-11].然而,现有的针对高海拔下热管理系统研究的文献多针对高原环境中工作的工程机械进行分析,且没有注重区分空中和高原环境的区别;对空中环境下工作的航空活塞发动机热管理系统缺乏讨论.因此,现有文献并未对热管理系统的高度特性给出系统的研究.

随着电子控制技术的发展,电控化成为未来热管理系统发展的趋势.将泵和风扇的转速与曲轴转速解耦控制,可以使热管理系统更好地适应发动机的运行工况^[12-13].电控化给解决热管理系统空中和高原环境的适应性问题提供了途径.在电控化热管理系统中,运行参数的匹配具有更大的自由度,选择合适的运行参数对于热管理系统的可靠、高效工作具有重要的意义.

本文将根据空中和高原环境的特点,以散热器的高度特性分析为基础,进一步建立柴油发动机热管理系统的基本流动和传热模型,研究其在空中和高原环境中的高度特性,同时给出热管理系统运行参数的匹配方法,为工作在空中和高原

环境下的发动机热管理系统的设计和电控热管理系统的运行控制提供理论基础.

1 散热器的高度特性

1.1 空中和高原环境的特点

在空中环境中,空气的温度、压力、密度、动力黏度和热导率等参数随海拔高度的变化而变化.根据《1976 标准大气》^[14]中的数据,文献^[15]拟合得到了空气温度 $T(K)$ 和压力 $p(Pa)$ 随海拔高度 $H(m)$ 的变化关系如下:

$$T = 288.16 \left[1 - \frac{H}{44\,330.8(1 + H/6\,536\,766)} \right] \quad (1)$$

$$p = 101\,350 \left[1 - \frac{H}{44\,330.8(1 + H/6\,536\,766)} \right]^{5.2559} \quad (2)$$

上述公式适用于0~10 km高度内空气参数的计算.空气的比定压热容 c_p 随高度变化不大,可取为定值1005 J/(kg·K).进一步根据理想气体状态方程可以得到空气的密度 $\rho(kg/m^3)$

$$\rho = p/(RT) \quad (3)$$

其中 R 为气体常数.空气的动力黏度 $\mu(Pa \cdot s)$ 和热导率 $\lambda(W/(m^2 \cdot K))$ 主要与温度相关,根据文献^[14]的数据分别拟合得到如下关系:

$$\mu = 5.1 \times 10^{-8} T + 3.223 \times 10^{-6} \quad (4)$$

$$\lambda = 8 \times 10^{-5} T + 2 \times 10^{-3} \quad (5)$$

大气环境温度取决于大气接受的太阳辐射与地面辐射的综合作用.在空中环境下,随着海拔高度的增加,地面的辐射作用减弱,环境温度下降.而在高原环境下,大气始终受到地面辐射的作用,在地面温度较高时,可使环境温度保持在较高的值,大气温度并不满足式(1)的变化规律.因此本文为了体现空中和高原环境的差异,假设高原环境下仅压力随海拔高度的增加而减小,温度不随海拔高度的变化而变化;由于空气的动力黏度和热导率主要受温度影响,因此也保持不变;空气的密度可以通过理想气体状态方程获得.

1.2 散热器的传热计算

发动机中散热器一般采用管带式或管片式的结构,冷却液在管内流动,空气在管外流动.本文以SC7080型散热器为原型的管带式散热器^[16]为例采用效能-传热单元数法进行传热计算,忽略散热器壁面的导热热阻.散热器空气侧换热采用以下经验关联式^[17]计算

$$j = Re_{a-r}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p} \right)^{-0.29} \times \left(\frac{W_d}{L_p} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{W_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_r}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (6)$$

其中 $j = Nu_{a-r} / (Re_{a-r} Pr^{1/3})$; Re_{a-r} 为基于 L_p 的雷诺数; L_p 为百叶窗间距; θ 为百叶窗倾角; F_p 为翅片间距; F_l 为翅片宽度; W_d 为水管长度; L_l 为百叶窗宽度; W_p 为水管间距; δ_r 为翅片厚度. 根据 $Nu_{a-r} = h_a L_p / \lambda$, 可得空气侧传热系数 h_a . 该公式适用范围为 $100 < Re_{a-r} < 3000$.

冷却液在扁平管内流动, 冷却液侧换热采用 Gnielinski 换热关联式^[18]计算

$$Nu_{c-r} = \frac{(f/8)(Re_{c-r} - 1000)Pr_c}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_c^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_c}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (7)$$

其中 Re_{c-r} 为管内流动的雷诺数; d_c 为扁平管的当量直径; l 为扁平管的长度; Pr_c 为冷却液的普朗特数; f 为摩擦因子, 可根据下式计算

$$f = (1.82 \lg Re_{c-r} - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

式(7)的实验验证范围为 $2300 < Re_{c-r} < 10^6$.

1.3 空中环境下散热器的传热性能

在空中环境下, 散热器空气侧传热系数随高度变化如图1所示. 可见, 在相同的空气流速 (U_a) 下, 散热器空气侧的传热系数 (h_a) 随海拔高度的增加而逐渐减小, 这主要是由于空气密度的减小所引起的; 在相同的高度下, 散热器空气侧的传热系数随空气流速的增加而逐渐增加. 进一步给定冷却液的入口温度为 368 K、流量为 2.6 kg/s, 计算得到散热器的散热量随高度的变化如图2所示. 可见, 在相同的空气流速下, 散热器的散热量随海拔高度的增加呈现先增加后减小的趋势.

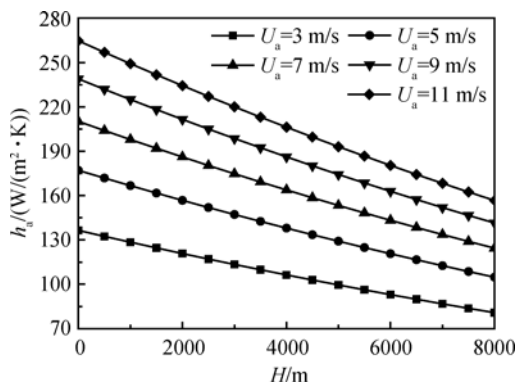


图1 散热器空气侧传热系数随高度的变化

Fig. 1 Variations of the air side heat transfer coefficients of the radiator with altitude

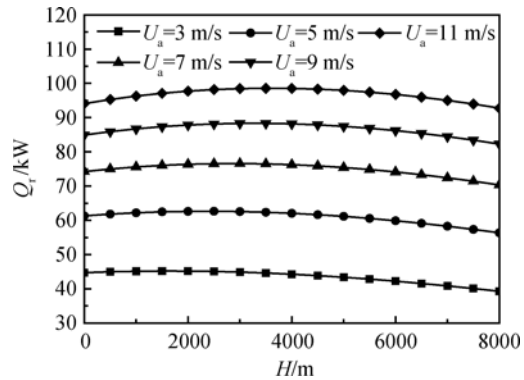


图2 空中环境下散热器的散热量随高度的变化 (给定冷却液的入口温度为 368 K、流量为 2.6 kg/s)

Fig. 2 Variations of the heat flow rates of the radiator with altitude at flight height (The inlet temperature of the coolant is 368 K and the mass flow rate is 2.6 kg/s)

在 0~8000 m 的海拔高度变化范围内, 散热量的变化范围不大. 这主要是由于散热量的变化一方面取决于传热系数的变化, 另一方面取决于换热温差的变化. 随着海拔高度的增加, 散热器传热系数逐渐减小, 而换热温差逐渐增加, 最终使得散热量随海拔高度变化不明显.

1.4 高原环境下散热器的传热性能

在高原环境下, 散热器空气侧传热系数随高度的变化规律与空中环境下相同. 在其他参数与空中环境下相同的情况下, 散热器的散热量随海拔高度的变化如图3所示. 可见, 随着海拔高度的增加, 散热器的散热量有较大幅度的下降, 且下降趋势与传热系数的下降趋势基本一致. 这是由于

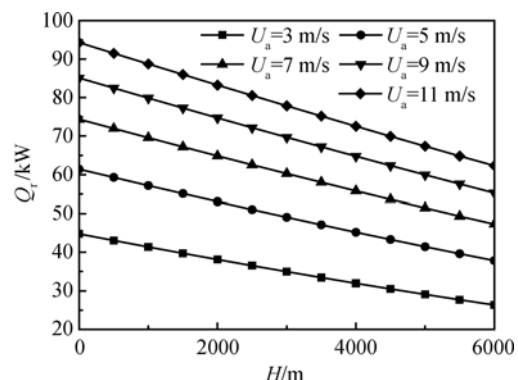


图3 高原环境下散热器的散热量随高度的变化 (给定冷却液的入口温度为 368 K、流量为 2.6 kg/s)

Fig. 3 Variations of the heat flow rates of the radiator with altitude in the elevated plateau area (The inlet temperature of the coolant is 368 K and the mass flow rate is 2.6 kg/s)

在高原环境下,散热器冷热流体入口温差不变,仅空气侧传热系数变小所引起的。

2 热管理系统的高度特性

在热管理系统(TMS)中,散热器作为发动机热量向环境传递的主要媒介,其工作状况势必会对热管理系统的工作产生重要影响。为了进一步分析热管理系统的高度特性,下面将建立发动机热管理系统的一维稳态流动和传热模型。

2.1 热管理系统示意图

典型的发动机热管理系统如图4所示,系统主要由冷却液回路和润滑油回路组成。润滑油进入发动机后吸收由于轴承摩擦生热及冷却活塞所产生的热量,通过机油冷却器将热量传递给冷却液;冷却液吸收发动机冷却水套和机油冷却器的热量后,通过散热器将热量传递给环境。冷却液泵、润滑油泵及风扇均由发动机曲轴驱动。

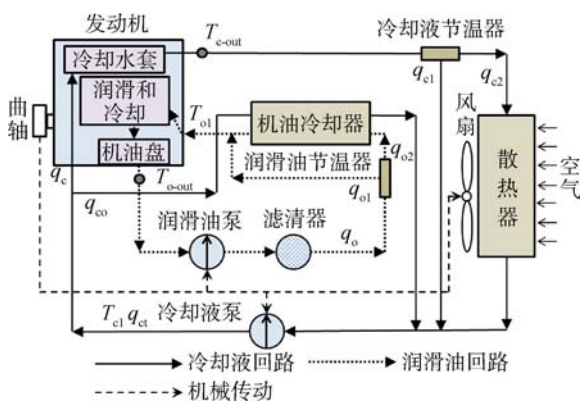


图4 热管理系统示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the TMS

2.2 热管理系统仿真模型

2.2.1 基本流动和能量平衡关系

冷却液从冷却液泵流出之后,被分成两部分,分别流向冷却水套和机油冷却器。这两部分可以通过比例系数 α 进行确定,如下所示:

$$\begin{cases} q_c = \alpha q_{ct} \\ q_{co} = (1 - \alpha) q_{ct} \end{cases} \quad (9)$$

其中 q_{ct} 为冷却水泵出口的冷却液流量; q_c 为流向发动机冷却水套的冷却液流量; q_{co} 为流向机油冷却器的冷却液流量。

假设 Q_c 为发动机机体传递给冷却液的热量,根据冷却水套的能量平衡有

$$Q_c = q_c c_{pc} (T_{c-out} - T_{c1}) \quad (10)$$

其中 c_{pc} 为冷却液的比定压热容; T_{c-out} 和 T_{c1} 分别

为发动机出口和进口的冷却液温度。假设 Q_o 为发动机传递给润滑油的热量,根据润滑油在发动机进出口的能量平衡有

$$Q_o = q_o c_{po} (T_{o-out} - T_{o1}) \quad (11)$$

其中 q_o 为通过发动机的润滑油流量, c_{po} 为润滑油的比定压热容; T_{o-out} 和 T_{o1} 分别为发动机出口和进口的润滑油温度。 Q_c 和 Q_o 可由发动机工况进行估算。

忽略管路向环境的散热,润滑油吸收的热量将全部通过机油冷却器传递给冷却液,其中机油冷却器为管壳式逆流换热器,润滑油在管内流动,其传热系数可以由下式计算^[19]

$$Nu_{o-o} = 0.023 Re_{o-o}^{0.8} Pr_o^{0.3} \quad (12)$$

其中 Re_{o-o} 为基于管内径计算的润滑油侧的雷诺数;冷却液在管外流动,其传热系数可以通过下式计算^[19]

$$Nu_{c-o} = 0.38 Re_{c-o}^{0.6} Pr_c^{0.4} \quad (13)$$

其中 Re_{c-o} 为基于管外径计算的冷却液侧的雷诺数。机油冷却器的换热量通过效能-传热单元数法根据冷却液和润滑油的入口参数进行计算

$$Q_o = Q_{oilcooler}(q_{o2}, q_{co}, T_{o-out}, T_{c1}) \quad (14)$$

其中 q_{o2} 为通过机油冷却器的润滑油流量。

在稳态条件下,润滑油和冷却液吸收的热量均需要通过散热器传递给环境,因此散热器传热量与入口参数之间需要满足如下传热关系:

$$Q_r = Q_o + Q_c = Q_{radiator}(q_{c2}, U_a, T_{c-out}, T_{env}) \quad (15)$$

其中 q_{c2} 为通过散热器的冷却液流量; U_a 为通过散热器的空气流速; T_{env} 为环境温度。

2.2.2 节温器模型

忽略节温器的迟滞效应,假设当节温器入口冷却液或润滑油温度在其开启温度 T_l 和最高温度 T_h 之间时,节温器的开度随节温器入口温度线性变化^[20],节温器的流量分配系数与节温器入口温度之间满足如下关系:

$$\beta_r = \begin{cases} 0 & (T_{\Gamma-out} < T_l) \\ \frac{T_{\Gamma-out} - T_l}{T_h - T_l} & (T_l \leq T_{\Gamma-out} \leq T_h) \\ 1 & (T_{\Gamma-out} > T_h) \end{cases} \quad (16)$$

其中下标 Γ 为通配字符,对于冷却液节温器, Γ 为 c ,对于润滑油节温器, Γ 为 o ;对于冷却液节温器 $T_l = 358 \text{ K}$, $T_h = 368 \text{ K}$;对于润滑油节温器有 $T_l = 368 \text{ K}$, $T_h = 378 \text{ K}$ 。

根据节温器的流量分配系数,可以进一步得

到通过散热器的冷却液量和通过机油冷却器的润滑油量,分别如下:

$$\begin{cases} q_{c2} = \beta_c q_c \\ q_{o2} = \beta_o q_o \end{cases} \quad (17)$$

2.2.3 泵和风扇模型

对于泵和风扇,在给定转速和工质密度的条件下,压头 Δp 与流量 q_v 的关系可以通过下式进行表示^[21]

$$\Delta p = C - A q_v^B \quad (18)$$

其中 A , B 和 C 为常数. 当转速和工质密度变化时,根据相似定律,可以通过如下公式换算得到新的性能曲线^[22]

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \times \frac{\rho_2}{\rho_1}, \quad \frac{q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{n_2}{n_1} \quad (19)$$

其中 n 为转速;下标 1 和 2 分别表示变化前后的状态. 泵和风扇的实际工作点通过其与冷却液回路和空气通道的流量-压降特性匹配而得.

2.3 热管理系统的高度特性

根据上述热管理系统的模型,参照某型发动机的设计参数,在额定工况下(功率 105 kW, 转速 4000 r/min),估算得到的传递给冷却液的热量为 $Q_c = 80$ kW,传递给润滑油的热量为 $Q_o = 12$ kW,且此时冷却液泵出口的冷却液流量为 $q_{ct} = 3.5$ kg/s,润滑油泵出口的润滑油流量为 $q_o = 1.2$ kg/s,假定上述参数不随海拔高度的变化而变化. 在风扇转速不变的条件下,由于空气密度的变化,在不同的海拔高度下风扇所提供的空气流速不同. 假定海拔高度为 0 m 时,风扇所提供的空气流速为 $U_{a-0} = 11.12$ m/s. 根据上述条件,在空中环境下,得到的热管理系统参数随海拔高度的变化如图 5 所示. 可见,随着海拔高度的增加,冷却液和

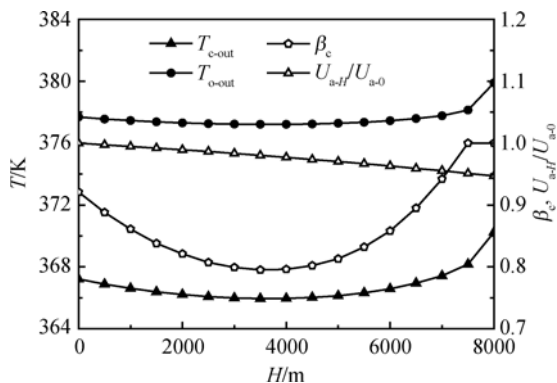


图5 空中环境下热管理系统参数随高度的变化

Fig. 5 Variations of the TMS parameters with altitude at flight height

润滑油温度均先下降后上升. 但在 6000 m 以下高度时,变化幅度较小,这一方面是由于散热器的散热能力在很大高度范围内变化幅度不大,另一方面是由于如图所示冷却液节温器始终保持部分开启状态,可以根据发动机的散热情况进行调整,对热管理系统的工作温度起到了一定的稳定作用. 同时可以发现,在转速不变的条件下,由于空气参数的变化,冷却风扇和散热器的共同工作点发生变化,使得通过散热器的空气流速随着海拔高度的增加而逐渐有所减小.

类似于空中环境下的计算,考察了高原环境下热管理系统的高度特性. 在其他条件不变的情况下,在高原环境中,热管理系统的参数随海拔高度的变化情况如图 6 所示. 可见,在海拔高度增加的过程中,节温器基本保持全开状态,热管理系统发挥了其最大的散热能力,然而由于散热器散热能力的减弱,冷却液温度和润滑油温度将大幅上升. 因此,即使在低海拔条件下可以正常工作的发动机,进入高原高海拔环境中后,可能无法正常工作. 同时,在风扇转速固定的条件下,主要受空气密度变化的影响,高原环境下空气流速随海拔高度的增加而逐渐减小,与空中环境下的变化趋势基本一致.

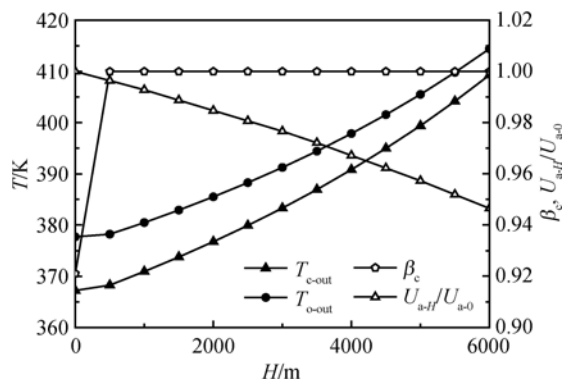


图6 高原环境下热管理系统参数随高度的变化

Fig. 6 Variations of the TMS parameters with altitude in the elevated plateau area

3 热管理系统运行参数匹配

在空中或高原环境下,散热器散热能力的变化将引起热管理系统工作状况的变化. 在空中环境下,节温器未完全开启意味着冷却液泵的流量存在冗余,从而带来功耗的浪费;在高原环境下,冷却液和润滑油温度的大幅上升意味着冷却液和空气流量的不足. 因此,为保证发动机在不同高度

下均能在良好的热状态下工作,热管理系统所提供的冷却能力必须随高度的变化而进行调整,近年来电控热管理系统的出现为解决该问题提供了可能.下面给出不同工作条件下热管理系统运行参数的匹配原则,为采用电控的热管理系统运行参数的控制提供参考.

3.1 基于最小功耗原则的系统运行参数匹配

热管理系统的运行参数主要是冷却液泵、润滑油泵和冷却风扇的转速及冷却液节温器和润滑油节温器开度.针对给定的发动机,前三者分别与系统中的冷却液流量、润滑油流量和空气流速一一对应.在后文中为了使所讨论的系统参数更加直观,则直接将冷却液流量、润滑油流量和空气流速作为系统的运行参数进行讨论.

先进的热管理系统,一方面要求能够给发动机提供良好的热环境,保证发动机的工作温度,同时也要求自身具有较小的功率消耗,从而可以提高发动机的热效率.为了实现这一目标,首先要求在正常工作条件下,节温器处于全开状态,即泵提供的流量不处于冗余状态;同时在不考虑环境风速的条件下,冷却液流量、润滑油流量和空气流速需要满足如下关系:

$$\begin{cases} \min & P_t(q_c, q_o, U_a) = P_{cpump} + P_{opump} + P_{fan} \\ \text{s. t.} & Q_{radiator}(q_{c2}, U_a, T_{c-target}, T_{env}) = Q_c + Q_o \\ \text{s. t.} & Q_{oilcooler}(q_{o2}, q_{co}, T_{o-target}, T_{cl}) = Q_o \\ \text{s. t.} & q_{ct-min} \leq q_{ct} \leq q_{ct-max} \\ \text{s. t.} & q_{o-min} \leq q_o \leq q_{o-max} \\ \text{s. t.} & 0 \leq U_a \leq U_{a-max} \end{cases} \quad (20)$$

即在满足散热要求的所有冷却液流量、润滑油流量和空气流速的匹配中寻找总功耗最小的组合,且三者均需要工作在其可能的工作范围之内.这即为基于最小功耗的热管理系统运行参数匹配原则.其中 $T_{c-target}$ 和 $T_{o-target}$ 分别为冷却温度 T_{c-out} 和润滑油温度 T_{o-out} 的目标值;下标 min 和 max 分别对应各个参数所允许的最小值和最大值;总功耗可以采用下式进行计算

$$P_t = \frac{q_c \Delta p_c}{\rho_c \eta_{cpump}} + \frac{q_o \Delta p_o}{\rho_o \eta_{opump}} + \frac{U_a A_f \Delta p_a}{\eta_{fan}} \quad (21)$$

其中 η 为效率,下标 cpump, opump 和 fan 分别代表冷却液泵、润滑油泵和风扇; A_f 为散热器的迎风面积; Δp 为流体的压降,下标 c, o 和 a 分别代表冷却液、润滑油和空气.

下面以一个具体的算例来说明系统运行参数的匹配过程.假设发动机在某一工况下有 $Q_c = 80 \text{ kW}$ 和 $Q_o = 12 \text{ kW}$, 位于 $H = 1500 \text{ m}$ 的空中环境中.热管理系统中的目标冷却液温度和润滑油温度分别为 $T_{c-target} = 368 \text{ K}$ 和 $T_{o-target} = 378 \text{ K}$.在不同的冷却液流量下,满足上述工况需求的润滑油流量和空气流速如图 7 所示.

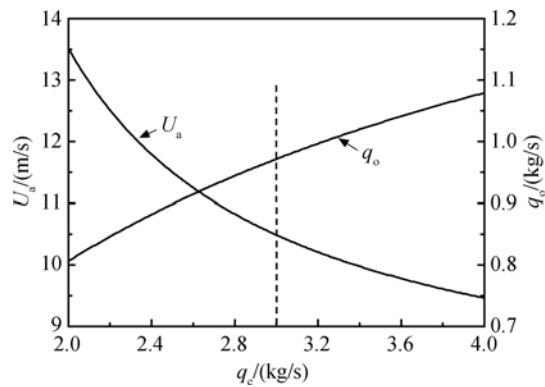


图7 给定工况下系统所需润滑油流量和空气流速随冷却液流量的变化

Fig. 7 Variations of the needed oil flow rate and air velocity with the coolant flow rate under given condition

图7中结果表明在满足发动机热管理需求的条件下,存在不同的冷却液流量、润滑油流量和空气流速的组合.在不同的冷却液流量下,系统中泵和风扇的功耗及系统的总功耗如图8所示.可见不同的运行参数组合会引起系统功耗的不同.根据功耗最小的原则,在该工况下,系统的最佳冷却液流量、润滑油流量和空气流速分别为 3.07 , 0.98 kg/s 和 10.38 m/s .

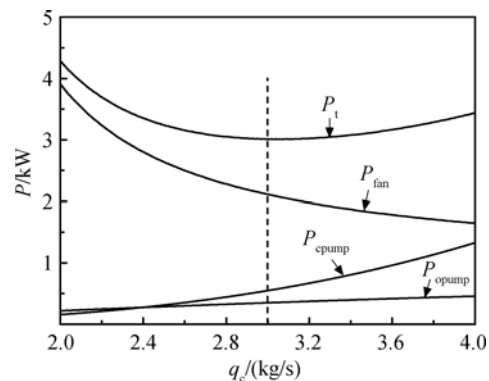


图8 给定工况下系统功耗需求随冷却液流量的变化
Fig. 8 Variations of the needed power consumptions of the system with coolant flow rate under given condition

3.2 最佳运行参数随高度的变化

根据上述方法,以发动机在额定工况下的散热量为例,获得了不同高度下,最佳的热管理系统匹配参数如图9所示。可见,对空中环境而言,随着海拔高度的增加,最佳空气流速先减小后增加,冷却液流量逐渐减小,润滑油流量基本不变;对高原环境而言,随着海拔高度的增加,最佳空气流速、冷却液流量和润滑油流量均逐渐增加。

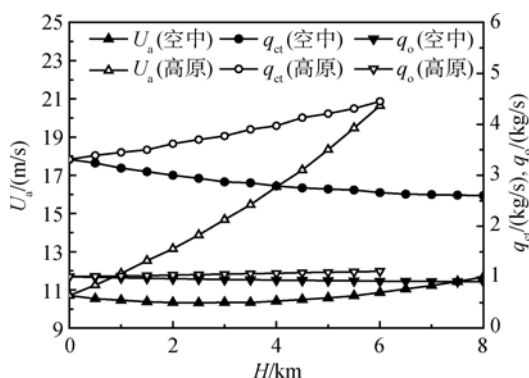


图9 热管理系统运行参数随海拔高度的变化

Fig. 9 Variations of the operating parameters of the TMS with altitude

在空中和高原环境下,热管理系统的最小功耗如图10所示。可见,对于空中环境而言,随着海拔高度的增加,热管理系统的最小功耗先减小后稍有增加;而在高原环境下,随着海拔高度的增加,热管理系统的最小功耗逐渐增加。

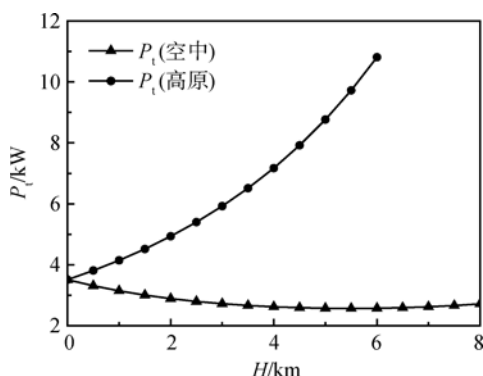


图10 热管理系统的最小功耗随海拔高度的变化

Fig. 10 Variations of the minimum power consumptions of the TMS with altitude

4 结 论

1) 讨论了空中和高原环境的特点,研究了空中和高原环境下散热器的高度特性;发现在空中环境下,随着海拔高度的增加,散热器的散热性能

先上升后下降;在高原环境下,散热器的散热性能随着海拔高度的增加逐渐降低。

2) 建立了热管理系统的流动及传热模型,在给定热管理系统热负荷的情况下,研究了传统热管理系统的高度特性;发现在空中环境下,随着海拔高度的增加,冷却液和润滑油的温度先缓慢降低然后增加,节温器在散热器散热能力过剩时对冷却系统提供了一定的调节作用;在高原环境下,随着海拔高度的增加,冷却液和润滑油温度大幅上升,热管理系统在高原环境下将出现过热问题。

3) 基于最小功耗的原则,给出了电控热管理系统运行参数的匹配方法;并以发动机额定工况为例,获得了空中和高原环境下热管理系统的最佳匹配参数和系统最小功耗,发现在满足散热要求的前提下,随着海拔高度的增加,在空中环境下,系统最小功耗先减小后增加,在高原环境下,系统最小功耗逐渐增加。

参考文献:

- [1] 周龙保. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2011.
- [2] 孙崎,张云飞. 工程机械用柴油机高原运行性能的研究[J]. 内燃机工程,2001,22(2):34-39.
SUN Qi, ZHANG Yunfei. Research on operating performance of engineering diesel engine at high altitudes[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2001, 22(2):34-39. (in Chinese)
- [3] 王军. WD615系列高原柴油机的开发[D]. 天津:天津大学,2003.
WANG Jun. Development of the plateaus WD615 series of engines[D]. Tianjin: Tianjin University, 2003. (in Chinese)
- [4] 潘钟键,何清华,杨晶. 活塞航空重油发动机发展现状[J]. 科技导报,2013,31(34):65-68.
PAN Zhongjian, HE Qinghua, YANG Jing. Development status of piston aviation heavy oil engine[J]. Science & Technology Review, 2013, 31(34):65-68. (in Chinese)
- [5] 王振宇,丁水汀,杜发荣. 航空重油发动机燃油供给系统动力学模型分析[J]. 航空动力学报,2012,27(4):846-853.
WANG Zhenyu, DING Shuiting, DU Farong. Analysis of dynamic modeling of aviation heavy oil piston engine fuel delivery system[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(4):846-853. (in Chinese)
- [6] 杨小强,蔡立良,赵立强,等. 热管理技术在工程车辆中的应用研究[J]. 中国工程机械学报,2006,4(1):61-67.
YANG Xiaoqiang, CAI Ligen, ZHAO Liqiang, et al. Application and research of thermal management technology of engineering vehicle[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2006, 4(1):61-67. (in Chinese)
- [7] 汪茂海,陈涛,张扬军,等. 高原发动机热管理系统性能分析研究[J]. 汽车工程,2010,32(10):851-853.
WANG Maohai, CHEN Tao, ZHANG Yangjun, et al. A

- research on the performances analyses of engine thermal management system at plateau[J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(10): 851-853. (in Chinese)
- [8] 李毅, 李远才, 刘景平. 高原车用散热器的传热计算[J]. *华中科技大学学报: 自然科学版*, 2009, 37(9): 90-93.
LI Yi, LI Yuancai, LIU Jingping. Calculating heat transfer of radiators for plateau vehicles[J]. *Journal of Huazhong University of Science & Technology: Natural Science Edition*, 2009, 37(9): 90-93. (in Chinese)
- [9] 李毅, 刘景平, 赵瀚军. 高原工程机械冷却系统实验研究[J]. *装备制造技术*, 2009(3): 11-13.
LI Yi, LIU Jingping, ZHAO Hanjun. Experimental study on cooling system for construction machinery in the plateau[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2009(3): 11-13. (in Chinese)
- [10] 成尊先, 周德刚. 高原环境对内燃机冷却系统性能的影响[J]. *内燃机工程*, 1998, 9(3): 41-47.
CHENG Zunxian, ZHOU Degang. Effect of highland environment on cooling performance of internal combustion engine[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 1998, 9(3): 41-47. (in Chinese)
- [11] 甄胜祥, 李理, 徐广辉, 等. 高原型工程机械散热系统的改进与应用[J]. *工程机械*, 2009, 40(3): 12-16.
ZHEN Shengxiang, LI Li, XU Guanghui, et al. Improvement of heat dissipating system for highland type construction machinery and its application[J]. *Construction Machinery and Equipment*, 2009, 40(3): 12-16. (in Chinese)
- [12] Pang H H, Brace C J. Review of engine cooling technologies for modern engines[J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2004, 218(11): 1209-1215.
- [13] Luptowski B J, Arici O, Johnson J H, et al. Development of the enhanced vehicle and engine cooling system simulation and application to active cooling control[J]. *SAE Paper*, 2005-01-0697, 2005.
- [14] National Oceanic and Atmospheric Administration. U. S. standard atmosphere [S]. Washington, DC: US Government Printing Office, 1976.
- [15] 杨炳尉. 标准大气参数的公式表示[J]. *宇航学报*, 1983, 1(1): 83-86.
YANG Bingwei. Formulation of standard atmospheric parameters[J]. *Journal of Astronautics*, 1983, 1(1): 83-86. (in Chinese)
- [16] 廖强, 朱恂, 辛明道. 管带式汽车散热器传热与风阻性能研究[J]. *重庆大学学报: 自然科学版*, 1997, 20(5): 1-5.
LIAO Qiang, ZHU Xun, XIN Mingdao. Performance study on heat transfer and pressure drop of the automotive radiators[J]. *Journal of Chongqing University: Natural Science Edition*, 1997, 20(5): 1-5. (in Chinese)
- [17] Chang Y J, Wang C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40(3): 533-544.
- [18] Gnielinski V. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. *International Chemical Engineering*, 1976, 16(2): 359-368.
- [19] 史绍熙. 柴油机设计手册: 中册[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1984.
- [20] Wagner J R, Srinivasan V, Dawson D M. Smart thermostat and coolant pump control for engine thermal management system[J]. *SAE Paper*, 2003-01-0272, 2003.
- [21] Gamma Technologies. GT cool user's manual[M]. Westmont: Gamma Technologies, Inc., 2006.
- [22] 续魁昌. 风机手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

(编辑: 秦理曼)