

50型轮式装载机液力变矩器工作热特性分析

Thermal Property Analysis of Hydraulic Torque Converter of 50 Type Wheeled Loader

秦四成¹, 郑雪松¹, 王雪莲¹, 郝晓梅²

QIN Si-cheng¹, ZHENG Xue-song¹, WANG Xue-lian¹, HAO Xiao-mei²

1. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130022

2. 包头市产品质量计量检测所, 内蒙古 包头 014040

1. School of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, Jilin, China

2. Baotou Institute of Product Quality and Metrology Inspection, Baotou 014040, Inner Mongolia, China

【摘要】 针对50型装载机液力变矩器系统的工作特征, 通过对装载机3种典型工况下变矩器系统热状态的试验研究, 进行了各工况下的系统发热与散热的分析与计算, 从系统热平衡要求出发, 对各工况的温度特征进行了评价, 给出具体温度参数、热状态参数, 为系统地开展相关研究提供了借鉴。

【Abstract】 The thermal state of the hydraulic torque converter of loader in three typical working conditions are tested aiming at the working characteristics of the hydraulic torque converter of 50 type wheeled loader, the system's heat generation and output under each condition are analyzed and calculated. The temperature feature is evaluated, and the specific parameters of temperature and thermal state are given, which can be consulted by interrelated researches.

【关键词】 液力变矩器; 热特性; 试验; 分析

【Key words】 hydraulic torque converter; thermal property; experiment; analysis

中图分类号: U415.51

文献标识码: B

文章编号: 1000-033X(2008)04-0042-03

0 引言

液力变矩器是以液体为介质的液力传动机械装置, 对负载变化有良好的自动适应能力。它能简化车辆的操纵, 使车辆起步平稳, 加速迅速、柔和, 在工程机械行业得到了广泛应用, 但系统效率较低、发热量较大的不足又引起人们的重视^[1]。液力传动系统油温过高, 影响油液的粘温特性, 使系统的润滑性能变差, 导致其他传动件磨损加速; 使系统的容积效率降低, 压力偏低; 油液本身长时间处于高温下, 容易变质老化, 使相关密封件也迅速老化, 失去密封作用^[2]。故液力传动系统油温过高对施工机械的危害极大, 应该避免该现象的发生^[3]。

本文以某50型轮式装载机的液力变矩器系统为例, 通过有关系统热状态的试验研究, 对装载机典型工况下的液力变矩器工作过程中的热特性进行了分析, 得出了高速跑、铲土、推土工况下液力变矩器系统的发热量和散热量。

1 液力变矩器的原始特性

液力变矩器原始特性是指泵轮力矩系数 λ 、变矩比 k 和

效率 η 与转速比 i 之间的关系^[4]。50型装载机液力变矩器原始特性见图1。由图1还可得出装载机的其他系统特性。

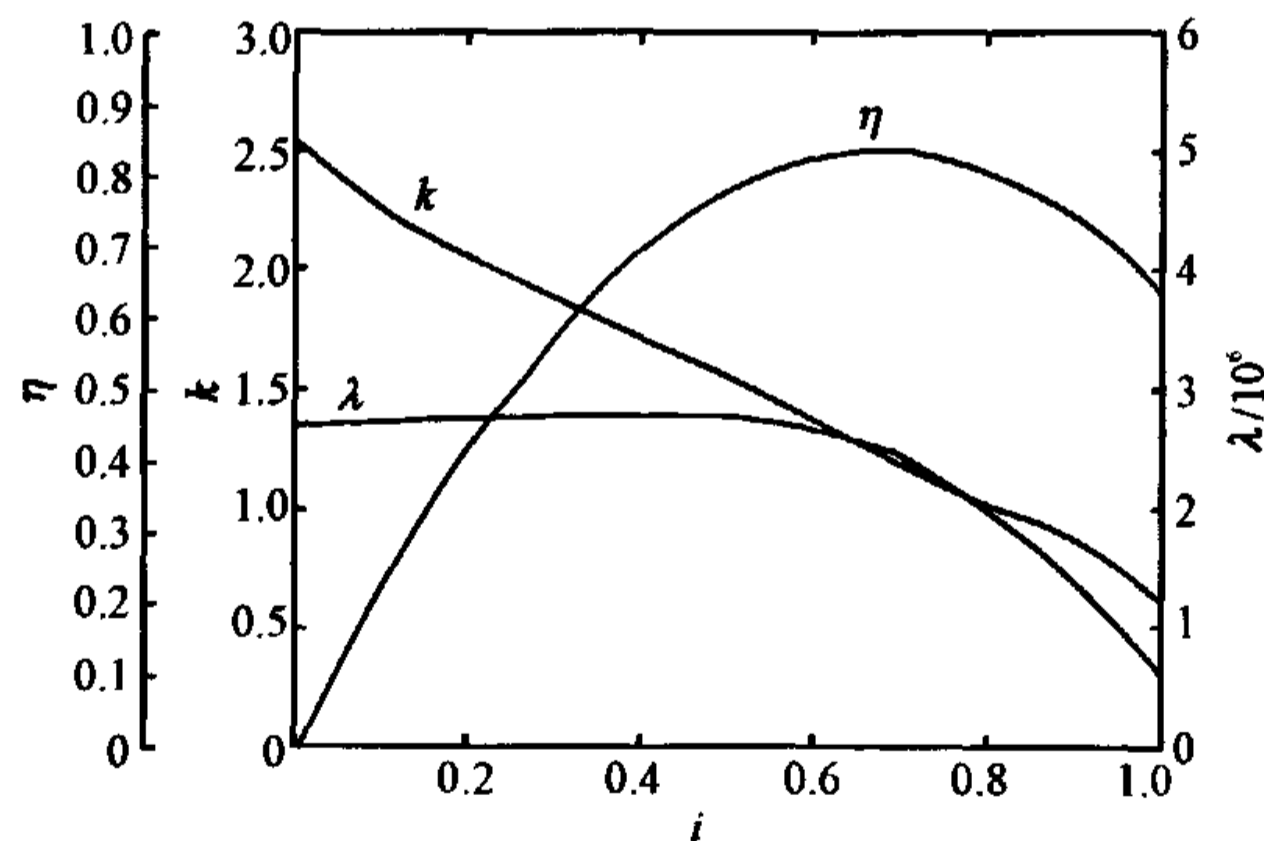


图1 液力变矩器原始特性曲线

2 试验方法

结合50型装载机实际应用的各工况条件及市场上出现高温问题的特定情况, 确定了主要的试验工况如下。

(1) 高速跑工况 发动机处于最大油门, 变速箱处在行驶最高挡位, 路面为水泥结构。

(2) 铲土工况 保证装载机铲装每20 s左右完成一次作业循环,发动机处于最大油门,变速箱处于工作最低挡位,保证每次铲装载荷不低于额定载荷的80%,铲装物料为砂子。

(3) 推土工况 发动机处于最大油门,变速箱处于工作最低挡位。使铲斗中留有相当数量的物料,铲斗在地面推着物料行驶,并保证在行驶过程中轮胎有一定的滑转。

根据装载机散热系统的实际结构特征(图2),针对变矩器系统具体热源分析的要求,确定了传动油散热器的进、出端口温度,发动机和散热器之间空气温度、环境温度等测点,分别用热电阻型、热电偶型温度传感器测量系统温度参数,并由测量计算机系统记录、分析。试验结果见图3。

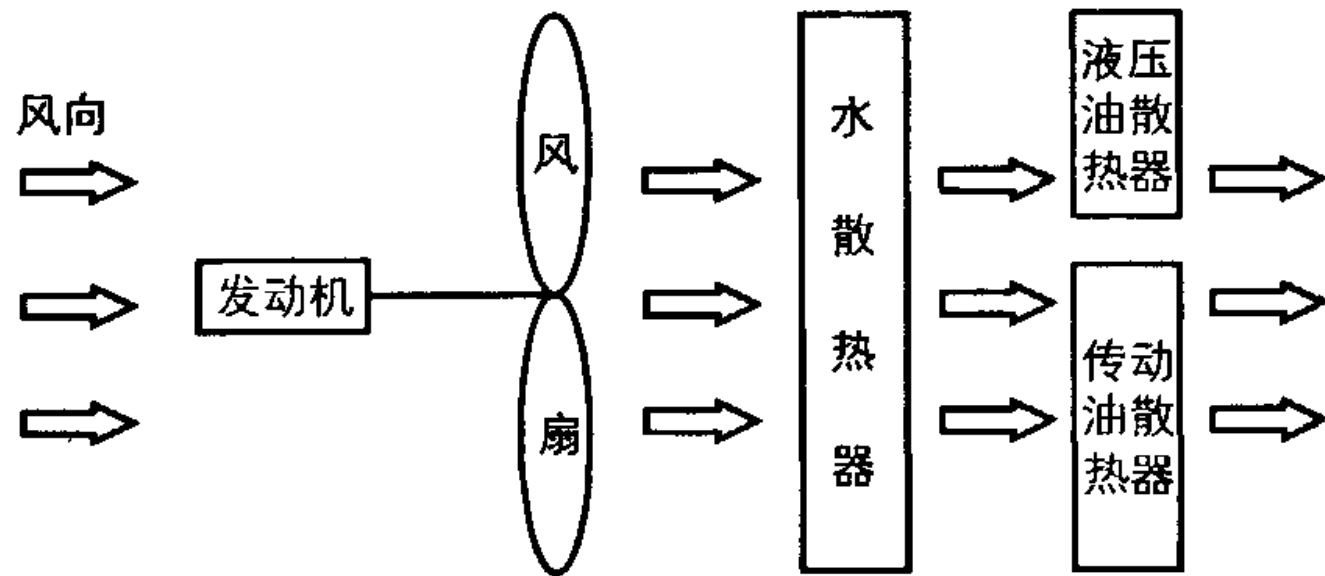
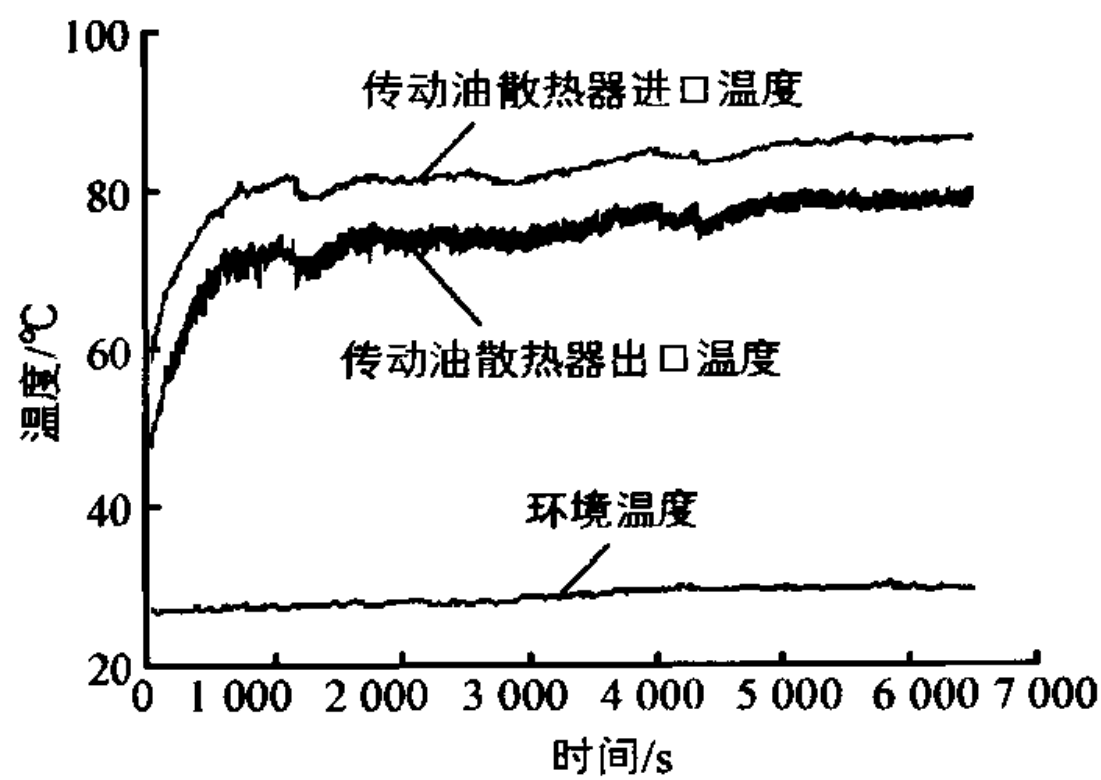
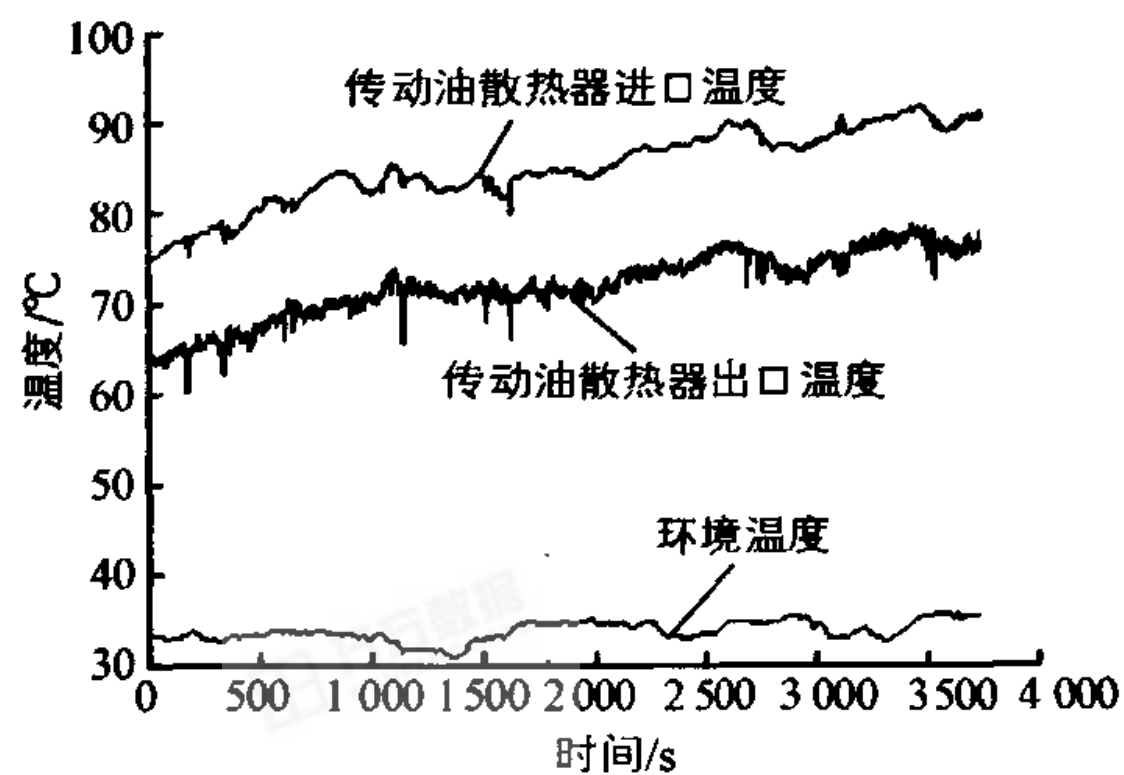


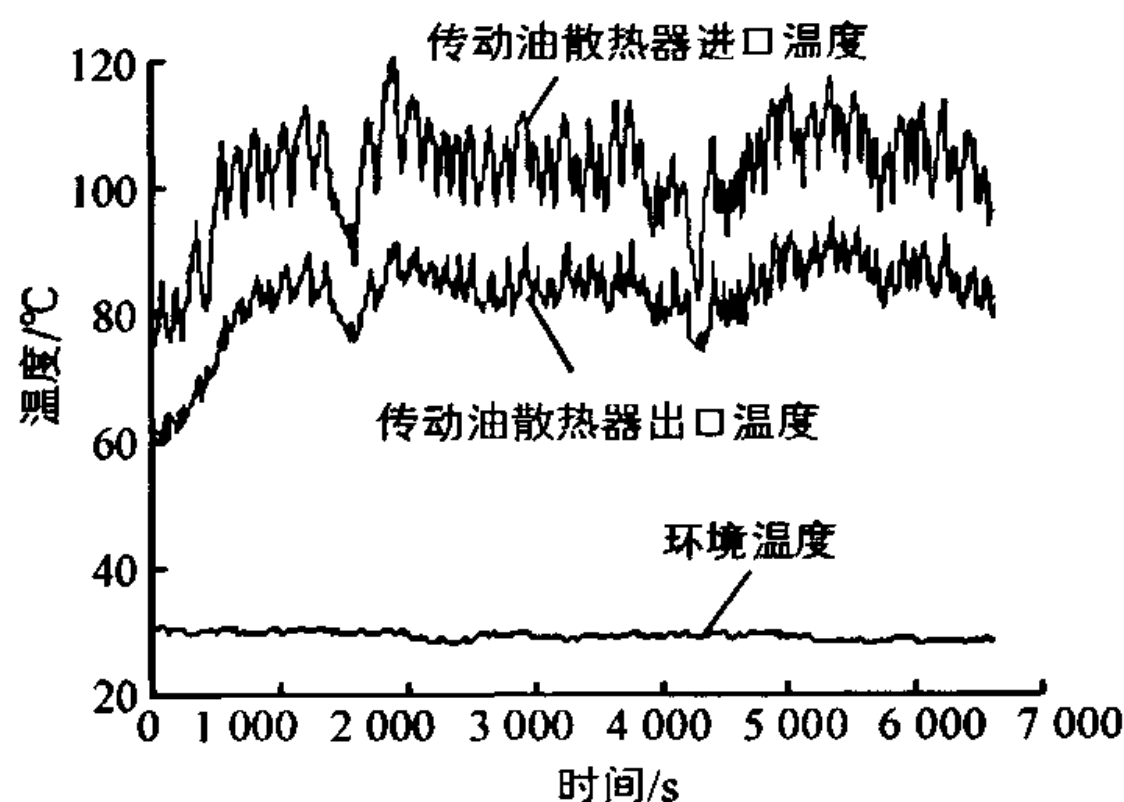
图2 50型轮式装载机散热系统



(a) 高速跑工况温度曲线



(b) 铲土工况温度曲线



(c) 推土工况温度曲线

图3 变矩器系统温度参数试验曲线

3 变矩器系统热平衡计算

液力变矩器系统工作中产生热量的散失是通过工作油的循环解决的,液压系统见图4。该系统由变速泵、滤油器、变速操纵阀、散热器和管路组成,保证了变矩器与变速箱系统的正常工作及冷却。

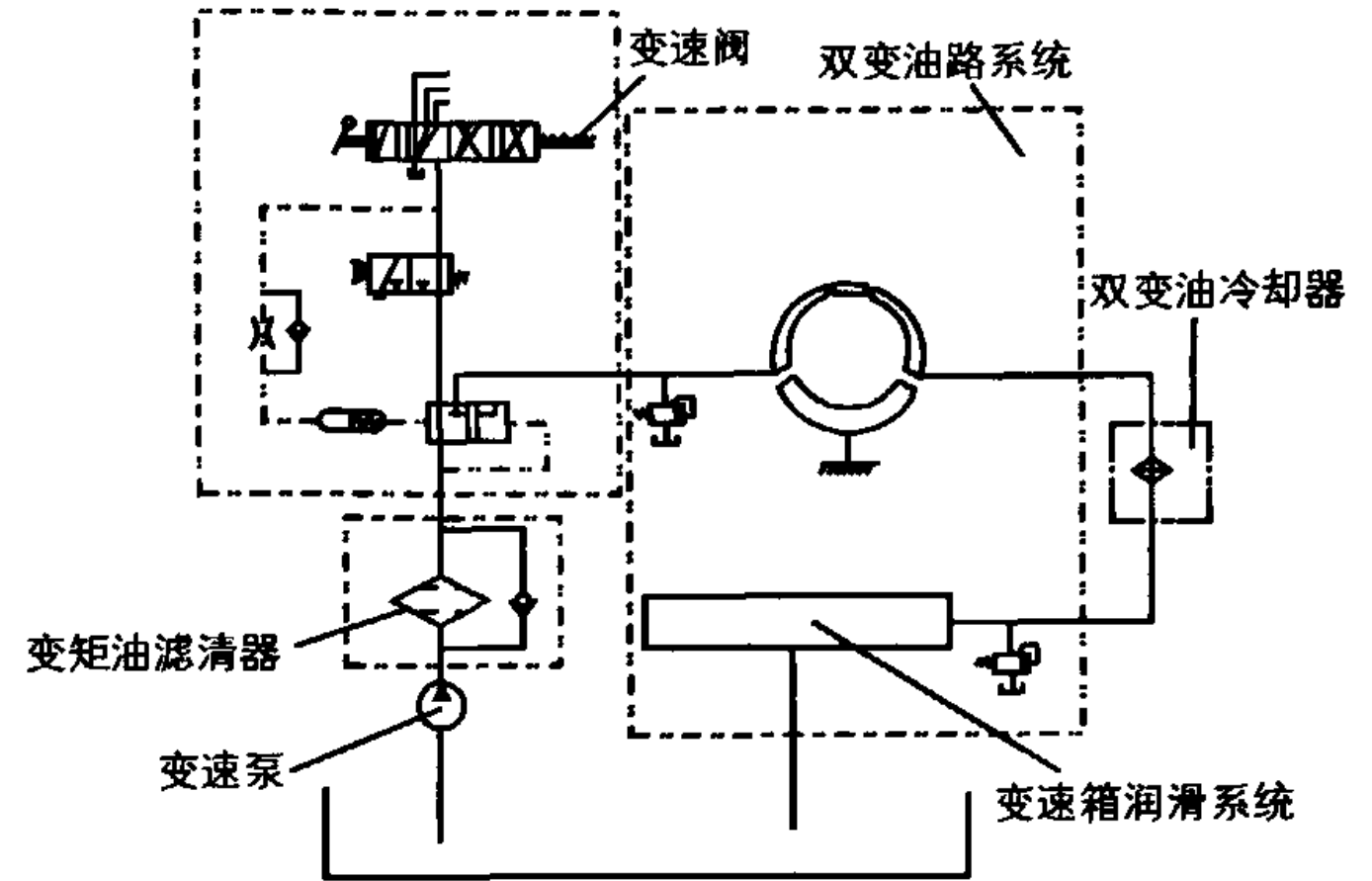


图4 液力变矩器液压系统

变速泵在工作时,从变速箱油底壳吸油,出油经滤油器过滤后分2路:一路经调压阀进入变速操纵阀供换挡变速用;一路经变速箱壁油道进入液力变矩器。

由图4可以看出:散热器、液力变矩器和变速箱壳体的散热量应等于液力变矩器、变速箱及液压系统产生的热量之和,即

$$\Delta Q_{壳体} + \Delta Q_{散} = \Delta Q_{箱} + \Delta Q_{系统} + \Delta Q_{矩} \quad (1)$$

- 式中: $\Delta Q_{壳体}$ ——液力变矩器和变速箱壳体本身散热量,J;
 $\Delta Q_{散}$ ——散热器散热量,J;
 $\Delta Q_{箱}$ ——变速箱损失的热量,J;
 $\Delta Q_{系统}$ ——变速泵、管路、变速阀和变矩油滤清器损失的热量,J;
 $\Delta Q_{矩}$ ——变矩器损失的热量,J。

4 液力变矩器系统的生热分析

4.1 高速跑工况

取高速跑工况传动油散热器进出口温度趋于稳定的一个循环(约400 m环形跑道)作为研究对象。液力变矩器及变速箱的损失功率与发动机净输入功率、液力变矩器及变速箱的传动效率有关,由装载机行驶速度计算出液力变矩器及变速箱损失功率为18.87 kW。液力变矩器系统的总发热量与液力变矩器、变速箱等的损失功率之和及时间有关。

由此计算出高速跑工况一个循环内液力变矩器系统产生的热量为 0.86×10^6 J。

4.2 铲土工况

铲土工况由前进至料堆、减速铲装、后退举升、前进卸料、后退5个步骤构成一个循环。截取稳定工况时传动油散热器进、出口温度数据流,取其中一个循环作为研究对象,由各过程的速度得出液力变矩器的效率,再根据发动机的

净输入功率,计算出铲土工况一个循环液力变矩器系统产生的总热量为 0.67×10^6 J。

4.3 推土工况

截取推土工况传动油散热器进、出口温度趋于稳定时的数据流,取其中的一个循环作为研究对象,推土工况分前进推土与后退空载2种状态,这2种状态下的速度、工作阻力不同,损失的功率也不相同,分别计算液力变矩器系统的生热量。推土工况一个循环液力变矩器系统产生的总热量为 5.12×10^6 J。

5 液力变矩器系统散热分析

液力变矩器系统的热量主要由传动油散热器散热和系统元件的表面散出。

表面散热主要是对流散热,可由牛顿公式计算^[5]

$$Q = \alpha A \Delta t \quad (2)$$

式中: A ——流体和固体之间的界面面积, m^2 ;

Δt ——表面和静止流体之间的温差, $^\circ C$;

α ——为表面换热系数。

散热器散出热量为

$$Q = Cm\Delta t \quad (3)$$

式中: C ——传动油比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$;

Δt ——传动油散热器进、出端口温度差, $^\circ C$;

m ——传动油质量, kg 。

5.1 高速跑工况

高速跑工况一个循环传动油散热器进出端口平均温差为 7.24 $^\circ C$,传动油密度为 0.84 kg/L 。计算得一个循环散热器散出热量为 0.84×10^6 J。

高速跑工况下的液力变矩器壳体与空气的换热系数为 4.45 $W/(m^2 \cdot K)$,壳体表面积约为 2.31 m^2 ,温差为 32.70 $^\circ C$,计算得装载机在一个循环过程中液力变矩器与变速箱壳体本身散热量为 1.53×10^4 J。所以高速跑工况液力变矩器系统总散热量为 0.85×10^6 J。

5.2 铲土工况

铲土工况一个循环传动油散热器进、出端口平均温差为 12.42 $^\circ C$;计算得一个循环散热器散出热量为 0.54×10^6 J。液力变矩器壳体与空气的换热系数为 4.59 $W/(m^2 \cdot K)$,温差为 27.5 $^\circ C$,计算得装载机在一个循环过程中液力变矩器与变速箱壳体本身散热量为 3.95×10^3 J。所以铲土工况液力变矩器系统总散热量为 0.54×10^6 J。

5.3 推土工况

推土工况一个循环传动油散热器进、出端口平均温差为 17.73 $^\circ C$;计算得一个循环内散热器散出热量为 4.30×10^6 J。推土工况前进、后退过程中液力变矩器壳体与空气的换热系数分别为 5.21 $W/(m^2 \cdot K)$ 与 5.17 $W/(m^2 \cdot K)$,温差分别为 55.03 $^\circ C$ 与 52.57 $^\circ C$ 。计算得装载机在前进过程中液力变矩器与变速箱壳体本身散热量为 3.33×10^6 J,后退过程散热量为 4.74×10^4 J。所以推土工况液力变矩器系统总散热量为 4.38×10^6 J。

6 结语

由上述试验及计算所得各工况下液力变矩器系统的热量关系如表1所示。

表1 各工况液力变矩器系统热量特性 10⁶ J

工况	高速跑	铲土	推土
系统生热量	0.86	0.67	5.12
散热器散热量	0.84	0.54	4.30
元件表面散热量	0.015	0.004	0.080
系统散热量	0.85	0.54	4.38

(1) 根据试验分析得出液力变矩器系统热量的散发主要由散热器来完成,液力变矩器及变速箱箱体也散发一定的热量。

(2) 分析液力变矩器3种工况热特性的试验结果,由液力变矩器系统的生热与散热分析可以看出:高速跑工况散热器基本能满足液力变矩器系统的散热需求,而在铲土工况与推土工况中液力变矩器系统产生的热量高出散热器的散热量较多,可见散热器在铲土与推土过程中散热能力不足,需引起重视,必要时应增加散热器的散热功率等。

(3) 上述分析结果可由图3的试验曲线得以验证,高速跑工况变矩器系统工作油温为 80 $^\circ C$ 左右、铲土工况近 90 $^\circ C$ 、推土工况超过 100 $^\circ C$,应保证系统温度在合适范围内,使系统高效、可靠地工作。

参考文献:

- [1] 张新荣,黄宗益.液力变矩器的闭锁及其控制研究[J].筑路机械与施工机械化,2002,19(2):7-9.
- [2] 王月.工程机械液力传动系统油温过高原因分析及对策探讨[J].筑路机械与施工机械化,2006,23(1):54-57.
- [3] 张中元.装载机液力变矩器油温过高的原因分析[J].化工矿物与加工,2000,29(6):20-21.
- [4] 朱经昌,魏宸官.车辆液力传动[M].北京:国防工业出版社,1982.
- [5] 柳波,何清,杨忠炯.基于传递感应的液压旋挖钻机功率匹配模糊控制[J].中国公路学报,2007,20(1):123-126.

收稿日期:2007-10-18

[责任编辑:张宗涛]