

# 牵引工况下大功率液力变矩器总成热特性研究

张泽宇<sup>1</sup>, 卜正锋<sup>2</sup>, 惠记庄<sup>1</sup>, 张富强<sup>1</sup>, 谷立臣<sup>1,3</sup>

(1. 长安大学 公路养护装备国家工程实验室, 陕西 西安 710064; 2. 陕西航天动力高科技股份有限公司, 陕西 西安 710077; 3. 西安建筑科技大学 机电工程学院, 陕西 西安 710055)

**摘 要:**针对推土机在往返工况下液力变矩器油温经常超工作范围问题,分析其液力变矩器内部油温与车辆工况的变化规律,并对液力变矩器液压供油系统进行温度调节与保护,开展牵引工况下大功率液力变矩器总成的热特性研究。以热平衡理论为基础,分析推导液力变矩器的能量损失、传递效率、热量的产生和散失与油温之间关系。利用液力变矩器总成的台架试验,测试了 YJ380 型大功率液力变矩器在牵引工况下的扭矩、转速、流量、油温等基本特性参数。以试验数据为基础,建立了 140 kW 柴油发动机与该大功率液力变矩器的数学模型,并对其共同工作的数学模型进行了分析;在发动机与液力变矩器功率匹配的基础上,通过计算液力变矩器的能量损失以及散热器的散热效率,得出液力变矩器在不同工况下的内部油温。针对液压系统由于泵排量不足导致的油温过高现象,搭建供油系统模型,通过对液压系统的流量调节优化了液力变矩器总成的热平衡特性,通过控制液力变矩器的闭锁离合器对系统进行了温度保护。最后,将试验结果与数值模拟结果进行了对比验证。研究结果表明:利用发动机与液力变矩器共同工作数学模型计算的油温与实测出口、入口油温均值的相对误差约为 2%,验证了该数学模型的正确性;在液力变矩器供油系统基础上,建立了恒温控制及温度的自动保护方案,当油温为 60℃~80℃,或 100℃~120℃时,通过调节系统流量能保持温度恒定,当油温小于 60℃或大于 120℃时,通过闭解锁控制可以保证液力变矩器动力总成的可靠性。

**关键词:**机械工程;热特性;热平衡理论;大功率液力变矩器;推土机

**中图分类号:**U415.512

**文献标志码:**A

## Thermal characteristics of assembly of high power torque converter in traction condition

ZHANG Ze-yu<sup>1</sup>, BU Zheng-feng<sup>2</sup>, HUI Ji-zhuang<sup>1</sup>, ZHANG Fu-qiang<sup>1</sup>, GU Li-chen<sup>1,3</sup>

(1. National Engineering Laboratory for Highway Maintenance Equipment, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Shaanxi Aerospace Power CO., LTD, Xi'an 710077, Shaanxi, China; 3. School of Mechanical Electronic Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, Shaanxi, China)

**Abstract:** In the round-trip conditions, the oil temperature of the torque converter often exceeds the bulldozers working range, in order to study the variation principle of the oil temperature inside hydraulic torque converters, adjust and protect its hydraulic system, the study on thermal

收稿日期:2017-11-10

基金项目:“十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAF07B02);国家自然科学基金项目(51605041);

中央高校基本科研业务费专项资金项目(310825175010)。

作者简介:张泽宇(1990-),男,陕西富平人,工学博士研究生,E-mail:zhangzeyu@chd.edu.cn。

通讯作者:惠记庄(1963-),男,陕西富平人,教授,博士研究生导师,E-mail:huijz6363@chd.edu.cn。

characteristics of the assembly of high power torque converter in traction condition was proposed. Based on the theory of thermal equilibrium, the relationship among energy loss, transmission efficiency, generation and dissipation of heat, and oil temperature was analyzed and deduced. The bench was used to test the characteristic parameters of torque, speed, flow rate and oil temperature of YJ380 high-power torque converter for bulldozers under traction condition. According to the experimental data, the mathematical models of 140 kW diesel engine and the torque converter were established, and the cooperating model was analyzed. Based on the power matching between the engine and the torque converter, the oil temperature at the different speed ratio was obtained by calculating the energy loss of the torque converter and the dissipation efficiency of the radiator. Aiming at the phenomenon that the excess oil temperature in the hydraulic, due to the insufficient displacement of the hydraulic system, an oil supply system model was set up. The thermal balance characteristic of the torque converter assembly was optimized by adjusting the flow rate of the hydraulic system, and the temperature of the system was protected by controlling the lock-up clutch. Based on the comparison of the experimental data and the calculated results, the deviation was about 2%, which verified the correctness of the mathematical model. Based on the oil supply system of the torqueconverter, a thermostatic control and temperature automatic protection scheme was established. When the oil temperature was in the range of 60 °C ~ 80 °C, or 100 °C ~ 120 °C, the flow rate could be kept constant by adjusting the flow of the system. When the oil temperature was less than 120 °C or higher than 120 °C, the hydraulic torque converter could be lock-up to ensuring the reliability of the assembly. 1 tab, 19 figs, 27 refs.

**Key words:** mechanical engineering; thermal characteristic; theory of thermal equilibrium; high power torque converter; bulldozer

## 0 引言

推土机主要在近距离往返工况下作业,尤其是在湿地环境下,工作阻力大,经常会造成传动系统中的油温超过正常工作范围。过高的油温会影响液力传动油的黏度和润滑性,降低液力变矩器的容积效率,加速油封老化,破坏零部件结构,甚至会恶化传动性能<sup>[1-6]</sup>。在推土机的传动系统中,液力变矩器的传动效率较低,且复杂的工况会造成其与发动机功率不匹配,工作期间能量损失会产生大量的热量,因此控制大功率液力变矩器的发热量对提高工程机械的可靠性是十分必要的。

在热平衡计算方面:秦四成等针对装载机典型工况下液力变矩器热状态进行系统发热与散热的计算,分析了各种工况下的传动效率、生热特性与散热特性,得出生热量与散热量的关系<sup>[3-5]</sup>;鲁统利等针对液力变矩器性能试验台,设计了基于比例积分微分(PID)的恒温控制系统,并提出了提高系统反应速度的方案<sup>[6]</sup>;为了满足汽车散热系统的性能要求和紧凑型的要求,Liang 等对汽车热交换器空气侧

热液压性能进行了试验与仿真研究,通过计算多组数据得出该预测方法与实际相符<sup>[7]</sup>。

在功率匹配方面:徐礼超等研究了车辆传动系统中发动机与液力变矩器匹配时净扭矩不足问题,通过合理匹配,建立了装载机液压测试系统,对液压测试系统校准后利用仿真软件处理数据,采用积分平均法计算的涡轮输出功率比原方案有所提高<sup>[8-10]</sup>;刘树成等分析了大功率柴油机与液力变矩器的动态匹配影响因素,给出了液力变矩器动态匹配的经济指标,通过对柴油发动机神经网络模型与液力变矩器混合流道的动力学仿真模型的结合,建立动态匹配性能,通过设计分析匹配性能得出了影响液力变矩器性能的主要因素,并分析了油门开度与变矩器闭锁对动态性能的影响<sup>[11]</sup>;陈淑清针对 ZL80 装载机建立了机械液力传动系统的数学模型,并对其共同工作特性进行了全功率与部分功率的匹配计算,得出了以液力变矩器有效直径为设计变量的匹配优化目标函数,采用人工权衡法、综合指标法和加权法对优化结果进行分析,得出汽车理论分析方法同样适用于工程机械<sup>[12]</sup>;陈凯等以一维束流理

论为基础,使用遗传算法进行优化,得到了 Pareto 最优解集,提高了最大输出转矩与平均输出功率<sup>[13]</sup>。

在散热与冷却方面:Mukkamala 为了防止汽车散热器的膨胀变形,设计制造了一款可以改善发动机冷却系统热性能的冷却剂管,计算了散热效率与冷却系统之间的关系<sup>[14]</sup>;Perrotin 等针对液压百叶窗和扁管式热交换器进行了基于计算流体力学(CFD)的热交换研究,通过 CFD 代码预测热传递特性,将汽车冷凝器的 CFD 计算与流量条件进行比较,得到计算值与试验结果之间的偏移量,并对流动模式与传热系数的关系进行了讨论<sup>[15]</sup>。

在对推土机用液力变矩器内部热量分析中,不仅要高速行驶、推土、铲土等特殊工况进行分析,还要对牵引工况进行全段分析。在牵引工况下,液力变矩器的转速比实时变化,存在转速比为 0~1 的任意阶段<sup>[1-6,16]</sup>。此外,在液力变矩器与发动机不匹配的情况下,发动机功率与扭矩得不到充分发挥,产生巨大热量,浪费能源,容易损坏设备。因此,计算热平衡的前提条件是发动机与液力变矩器的功率匹配<sup>[8-13,17-21]</sup>。通过计算液力变矩器产生的热量,匹配具有相应散热效率的冷却剂管、热交换器,或控制油液流动等方式,以满足作业需求<sup>[14-15]</sup>。

为此,本文首先基于热平衡理论得出液力变矩器转速比与油温之间的理论关系,通过台架试验得到液力变矩器的外特性与温度特性的数据,在发动机与液力变矩器功率匹配的基础上,对内部液力传动油的温度进行计算;通过试验与计算数据的对比,验证理论模型的正确性,并基于液力变矩器的供油系统,设计了恒温控制及温度保护方法。

## 1 液力变矩器总成的热平衡理论

### 1.1 液力变矩器的传递效率

液力变矩器工作在发动机与变速箱之间,将发动机的机械能传递给输出轴,经过 2 次能量转换。在能量传递过程中,主要损耗的能量包括:液力损失、摩擦损失和冲击损失。这些能量损耗转化为热量,造成液力变矩器油温升高<sup>[3-4]</sup>。

(1)液力损失。当液力变矩器工作时,液力传动油在循环圆流道内流动,此时由于传动油具有黏性,液体与流道壁、高速与低速流动的液体之间会产生阻力,造成摩擦阻力损失;另外还包含由于流体质点与质点之间发生碰撞、产生的漩涡,阻碍流体流动所损失的能量。

(2)机械损失。液力变矩器工作时,其内部零件摩擦,造成轴承、密封件及表面的能量损失。

(3)容积损失。在液力变矩器内部,除了大部分液力传动油进入油道,还有少部分油液存留在叶轮之间的缝隙,造成容积损失。

基于以上能量损失,液力变矩器的传递效率  $\eta$  可表示为

$$\eta = \eta_H \eta_M \eta_V \quad (1)$$

式中: $\eta_H$  为液力效率; $\eta_M$  为机械效率; $\eta_V$  为容积效率。

### 1.2 液力变矩器的热平衡

液力变矩器工作时存在多种能量损失,几乎全部转化为热能。因此功率损失可表示为<sup>[3-5]</sup>

$$P_I = \frac{dQ_T}{dt} = \frac{T_B n_B (1 - \eta)}{9\,550} \quad (2)$$

式中: $P_I$  为液力变矩器的功率损失(kW); $Q_T$  为液力变矩器产生的热量(J); $T_B$  为液力变矩器泵轮扭矩(N·m); $n_B$  为液力变矩器泵轮转速(r/min); $t$  为时间。

液力变矩器功率损失产生的热量通常通过壳体表面的散热器散热,其热平衡方程为<sup>[6-7]</sup>

$$Q_T = Q_S + Q_R + Q_E \quad (3)$$

式中: $Q_S$  为液力变矩器壳体表面的散热量(J); $Q_R$  为散热器的散热量(J); $Q_E$  为部件之间的接触热量(J)。

液力变矩器散热主要通过散热器散热,与其相比,表面散热量和导热量可忽略不计,因此,热平衡公式可近似为<sup>[18]</sup>

$$Q_T \approx Q_R \quad (4)$$

$$P_R = \frac{dQ_R}{dt} = Fk \left( \frac{i'_1 + i''_1}{2} - \frac{i'_2 + i''_2}{2} \right) \quad (5)$$

式中: $P_R$  为散热器吸收功率(kW); $F$  为散热器冷却表面面积(m<sup>2</sup>); $i'_1, i''_1$  分别为热流体的入口、出口温度(K); $i'_2, i''_2$  分别为冷流体(水或空气)的入口、出口温度(K); $k$  为传热系数(kW/(m<sup>2</sup>·K))。

传热系数  $k$  计算为

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \quad (6)$$

式中: $\alpha_1, \alpha_2$  分别为热流体、冷流体对金属壁的放热系数(kW/(m<sup>2</sup>·K)); $\delta$  为壳体厚度(m); $\lambda$  为壳体导热系数(kW/(m<sup>2</sup>·K))。

### 1.3 液力变矩器总成的油温

散热器工作时,并不能带走液力变矩器全部热量,多余热量会被液力传动油吸收,导致油温上升。

根据能量守恒定律有<sup>[1,3-9]</sup>

$$\Delta Q=Q_T-Q_R \tag{7}$$

则传动油的温升  $\Delta T$  为

$$\Delta T=\frac{Q_T-Q_R}{c\rho qt}=\frac{\Delta Q/t}{c\rho q}\approx\frac{d\Delta Q/dt}{c\rho q}=\frac{P_I-P_R}{c\rho q} \tag{8}$$

式中: $\Delta T$  为温度差值(K); $c$  为传动油的比热容(kJ/(kg·K)); $\rho$  为工作液体密度(kg/m); $q$  为冷却循环流量(m<sup>3</sup>/s)。

## 2 液力变矩器总成的台架试验

为了得出在牵引工况下液力变矩器的温度变化规律,本文以某推土机用 YJ380 液力变矩器为研究对象,依据《液力变矩器性能试验方法》(GB/T 7680—2005),进行定转速牵引工况性能试验<sup>[22]</sup>。驱动电机为 750 kW,最大扭矩 3 000 N·m,最大转速 2 800 r/min;加载电机为 800 kW,最大扭矩 3 000 N·m,最大转速 2 800 r/min;液力变矩器的循环圆直径 380 mm,能容系数 290,最大扭矩比 2.2。试验时输入轴以转速(1 800±2) r/min 旋转,输出轴施加不同的载荷且转向相同,通过施加不同的阻力矩使液力变矩器工作在不同的转速比上,测试输入输出转速、扭矩等力学特性,同时检测各测点的流量、温度等参数。

液压回路选用 8# 液力传动油,油温保持在 80 ℃~100 ℃,出口油温不高于 120 ℃。液力变矩器的试验台与基本原理如图 1、图 2 所示,传感器精度如表 1 所示。

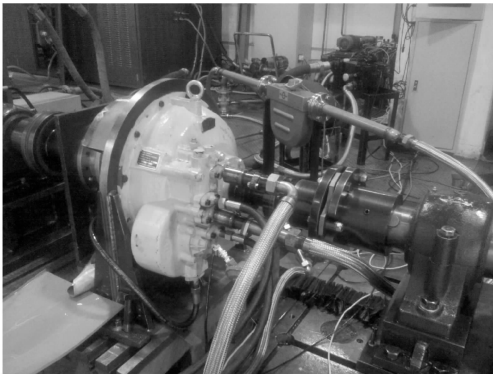


图 1 大功率液力变矩器总成

Fig. 1 Assembly of high-power torque converter

当液力变矩器工作时,无法实时测量内部的油温,因此在试验台架的出口、入口安装了温度传感器,以此预估内部的温度。采集的 YJ380 液力变矩器的外特性如图 3 所示。液力变矩器在不同转速比下的出口、入口流量和温度如图 4、图 5 所示<sup>[23]</sup>。

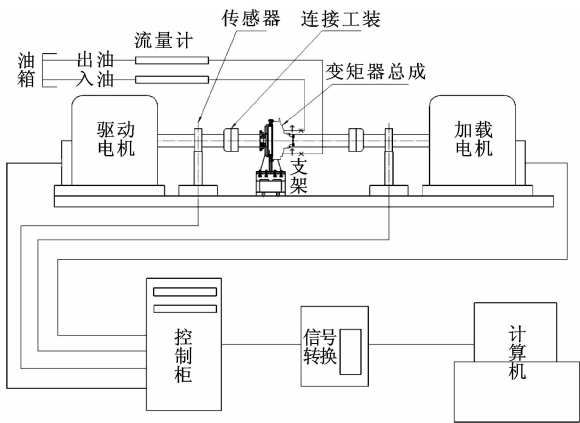


图 2 液力变矩器试验台原理

Fig. 2 Principle of experimental bench of torque converter

表 1 仪器精度与测量范围

Tab. 1 Accuracy and measurement range of instruments

测量仪器	量程	测量精度
压力传感器/MPa	0~2.5	0.25 级
流量传感器/(L·min <sup>-1</sup> )	0~300	0.2 级
温度传感器/℃	-50~200	B 级
扭矩传感器/(N·m)	0~3 000	0.2 级

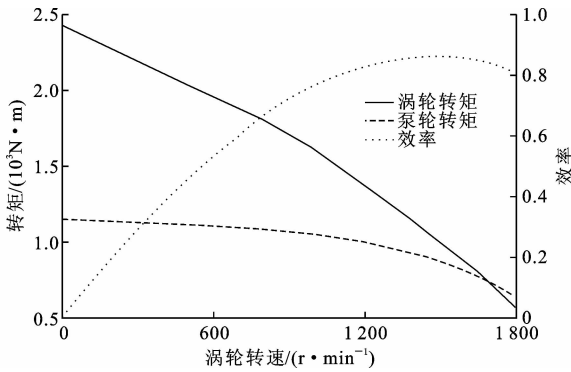


图 3 液力变矩器外特性曲线

Fig. 3 Curves of external characteristics of torque converter

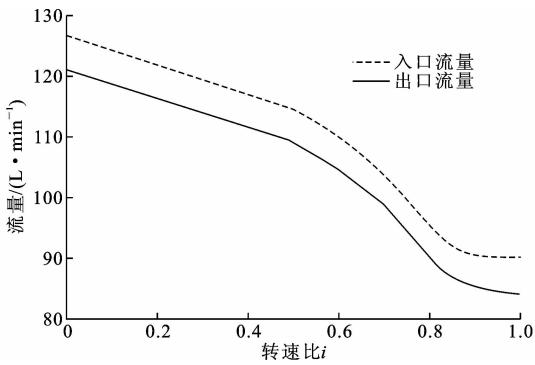


图 4 液力变矩器出口、入口流量与转速比的关系

Fig. 4 Relationships between outlet and inlet flow in torque converter

由图 3 可看出:在泵轮转速一定时( $n=1\,800$  r/min),涡轮转矩随着涡轮转速单调下降,说明曲线

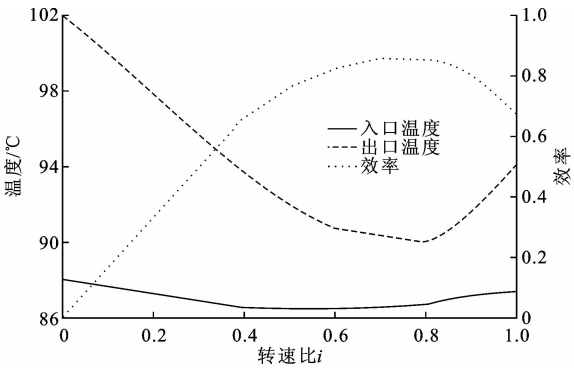


图 5 转速比与液力变矩器的出口、入口温度和效率的关系

Fig. 5 Relationships between  $i$  and outlet, inlet temperature in torque converter

上都是稳定工作点,能够随着外载荷的变化自动改变输出转速和转矩,反映了变矩器的自动适应性;泵轮转矩变化幅度不大,表明该液力变矩器穿透性小,且在外载荷变化时,发动机转速变化幅度不大。

由图 4 可知,液力变矩器入口流量大于出口流量,这是因为液力变矩器总成存在内部润滑,以及密封泄漏造成流量损失。液力变矩器内部的进油口在泵轮与导轮之间,回油口在涡轮与导轮之间,随着涡轮转速的增加,液力变矩器内部的压力逐渐升高,进油阻力逐渐增大,入口流量随着转速比的增加而减少,同时回油因进油的减少随之减少。

由图 5 可知,由于液力变矩器工作中存在功率损失,因此其出口温度高于入口温度。入口温度基本保持在  $86\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 88\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,而出口温度的变化与液力变矩器的传递效率相反:在转速比较低时,出口油温随着转速比的增加而逐渐降低,在转速比  $i\approx 0.78$  时达到最低 ( $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),之后随着转速比的增加而增加。

本次试验测试的液力变矩器外特性为原始特性,其提供了与发动机的匹配基础,为计算液力变矩器内部油温,本文测量了其流量与温度数据。

### 3 液力变矩器与发动机共同工作的数学模型

推土机工作时负载变化较大,为了推动物料通常会满油门开度运行。液力变矩器的泵轮与发动机的曲轴是刚性连接,因此泵轮转速较高;而涡轮因为阻力的影响,转速较低。尤其是在涡轮零转速工况时,液力变矩器的效率最低,会产生大量的热量,导致油温急剧升高。为了计算液力变矩器的油温与转速比之间的关系,需要在发动机的外特性数学模型与液力变矩器的原始特性数学模型上进行共同输出

计算。

#### 3.1 发动机的数学模型

推土机作业时主要是满油门开度运行,因此本文通过外特性来描述发动机。通常把柴油发动机转矩看作是发动机转速的函数<sup>[23-27]</sup>

$$T_e = \begin{cases} \sum_{j=0}^m A_j n_e^j & n_e \leq n_p \\ B n_e + C & n_e > n_p \end{cases} \quad (9)$$

式中:  $T_e$  为柴油发动机的有效转矩 ( $\text{N}\cdot\text{m}$ );  $J$  为发动机外特性多项式阶数,  $J=0,1,\cdots,m$ ;  $A_j$  为发动机外特性多项式系数;  $n_e$  为发动机转速 ( $\text{r}/\text{min}$ )。  $n_p$  为柴油发动机最大功率点对应的转速 ( $\text{r}/\text{min}$ );  $B$ 、 $C$  为柴油发动机调速特性段系数。

图 6 为某  $140\text{ kW}$  发动机的外特性,其可表示发动机扭矩、燃油消耗率与转速之间的关系。

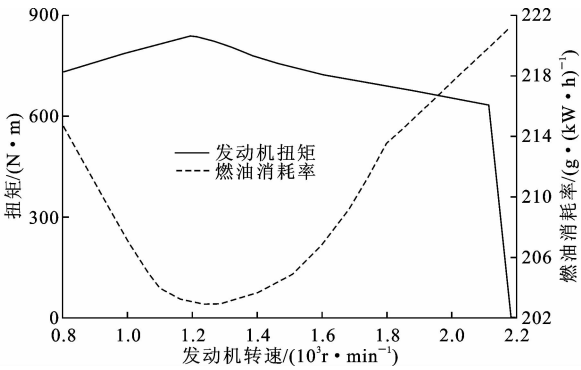


图 6 发动机外特性曲线

Fig. 6 Curves of external characteristics of engine

由图 6 可知:发动机的最大扭矩出现在转速约  $1\ 200\text{ r}/\text{min}$ ,最大扭矩为  $830\text{ N}\cdot\text{m}$ ;功率最大值出现在转速约  $2\ 100\text{ r}/\text{min}$ ,额定功率为  $140\text{ kW}$ ;燃油消耗率最低值约  $202\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ,出现在转速为  $1\ 200\sim 1\ 300\text{ r}/\text{min}$  时。

#### 3.2 液力变矩器的数学模型

通常,液力变矩器的转矩比  $K$ 、效率  $\eta$ 、转矩系数  $\lambda_B$  与转速比  $i$  有关,其变化规律即为液力变矩器的原始特性,其公式为<sup>[16]</sup>

$$\begin{cases} i = \frac{n_T}{n_B} \\ K = \frac{T_T}{T_B} \\ \eta = \frac{P_T}{P_B} = iK \\ \lambda_B = \frac{T_B}{\rho g D^5 n_B^2} \end{cases} \quad (10)$$

式中:  $n_T$  为变矩器涡轮转速 ( $\text{r}/\text{min}$ );  $T_T$ 、 $T_B$  分别为

变矩器涡轮、泵轮的转矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ );  $P_T$ 、 $P_B$  分别为变矩器涡轮、泵轮的输出功率( $\text{kW}$ ); 液力传动油密度  $\rho$  取  $876.6 \text{ kg/m}^3$ ;  $g$  为重力加速度;  $D$  为变矩器的循环圆直径( $\text{m}$ )。

基于液力变矩器的外特性曲线(图3), 通过式(10)计算得出其原始特性曲线如图7所示。

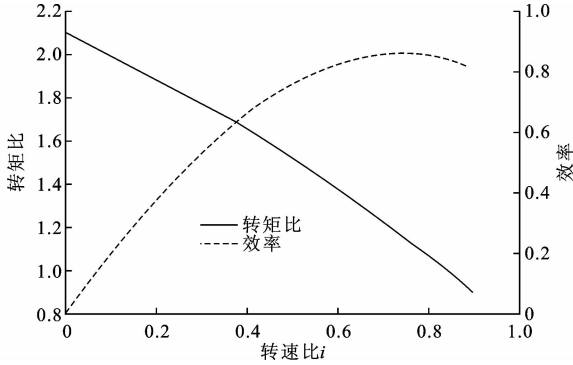


图7 液力变矩器的原始特性

Fig. 7 Original characteristics of torque converter

由图7可知, 在  $i=0$  时, 转矩比  $K$  最大, 为2.1; 在  $i \approx 0.78$  时效率最高, 为0.86。

### 3.3 共同工作的数学模型

发动机和液力变矩器的共同工作特性是研究变矩器发热量计算的基础, 通常把组合后的发动机与液力变矩器视为一种具有全新特性的动力装置。共同工作特性是指在不同转速比  $i$  工况下, 发动机与液力变矩器扭矩的变化过程。由于发动机的输出曲轴与液力变矩器的泵轮是刚性连接, 因此, 共同工作的本质就是发动机的外特性与液力变矩器泵轮转矩特性的一系列交点<sup>[12-15]</sup>。

发动机与液力变矩器匹配时, 需要扣除相关附件和各种液压泵等消耗的扭矩, 因此, 泵轮在数据点  $j$  处的净扭矩为

$$T_{c_j} = T_{e_j} - \sum T_{f_j} - \sum T_{b_j} \quad (11)$$

式中:  $T_{c_j}$  为液力变矩器吸收的发动机扭矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ );  $T_{e_j}$  为试验第  $j$  点柴油机输出扭矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ );  $\sum T_{f_j}$  为试验第  $j$  点发动机辅助装置消耗发动机的输出扭矩之和( $\text{N} \cdot \text{m}$ );  $\sum T_{b_j}$  为试验第  $j$  点各种液压泵消耗发动机的输出扭矩之和( $\text{N} \cdot \text{m}$ )。

因此, 可近似地将发动机与液力变矩器的匹配点选取为原发动机扭矩的90%。

当液力变矩器的转速比一定时, 泵轮转矩  $T_B$  与泵轮转速  $n_B$  的关系为

$$T_B = \lambda_B \rho g D^5 n_B^2 \quad (12)$$

针对同一型号液力变矩器, 在同样的工作条件

下,  $\lambda_B \rho g D^5$  为常数, 故其输入特性曲线为通过坐标原点的抛物线, 且针对不同转速比, 其转矩特性曲线为一系列的抛物线簇。

综上, 发动机与液力变矩器共同工作的特性曲线如图8所示。

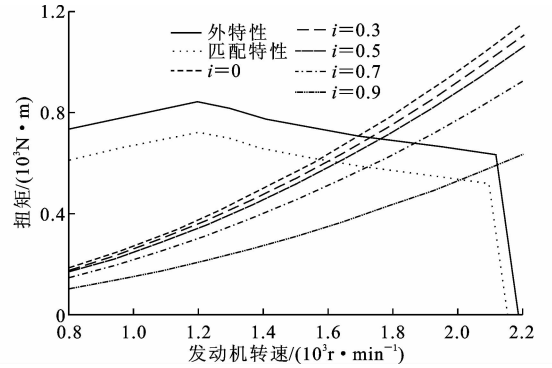


图8 发动机与液力变矩器的共同工作特性曲线

Fig. 8 Characteristics curves of dual-input with torque converter and engine

由图8可知, 在  $i=0$  时, 与发动机匹配特性相交的转速约为1600 r/min, 与外特性相交的转速为1700 r/min。在最高效率, 转速比  $i=0.78$  时, 与发动机的匹配特性相交转速约为1750 r/min, 与外特性相交转速为1850 r/min。若在功率匹配时不扣除附件损耗的扭矩, 则会造成功率浪费。

综上,  $i=0$  时为发动机匹配特性与液力变矩器输入特性相交的最高扭矩点;  $i$  为0.78~0.90时, 为液力变矩器的高效率工况, 此时发动机工作在最大输出功率附近, 该推土机发动机与液力变矩器的匹配达到最优。

## 4 热特性分析

以发动机与液力变矩器共同工作特性为基础, 设置发动机输出扭矩为原扭矩的90%, 将油门开度设置为100%, 将负载转速设置为0~2100 r/min。在散热系统中, 该液力变矩器散热系统的油冷器散热系数为  $2.12 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 散热面积为  $3 \text{ m}^2$ , 取8#液力传动油, 用量  $0.864 \text{ kg/m}^3$ 。

在发动机与液力变矩器共同工作基础上, 通过功率匹配计算液力变矩器产生的热量, 通过分析散热器散热效率得出液力变矩器散失的热量, 综合计算得出液力变矩器的温度变化规律。

### 4.1 油液的温度计算

由式(2)计算液力变矩器的功率损失, 图9为发动机不同转速下液力变矩器的功率损失, 图10为不同转速下液压系统的流量。由式(7)、式(8)计算油

温,图 11 为不同转速下的油温变化情况。

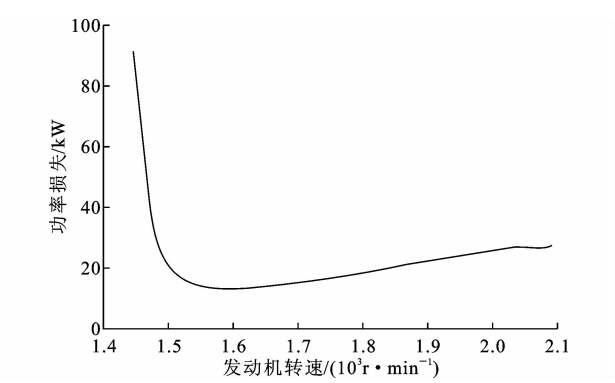


图 9 不同发动机转速下的液力变矩器功率损失  
Fig. 9 Power loss of torque converter at different speeds of engine

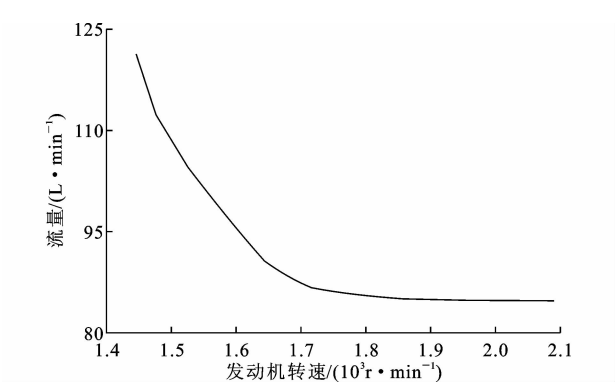


图 10 不同发动机转速下的液压系统流量  
Fig. 10 Flow of torque converter at different speeds of engine

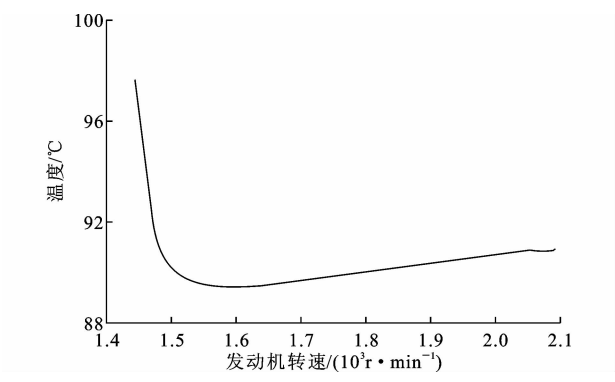


图 11 不同发动机转速下的液力传动油温度  
Fig. 11 Oil temperature at different speeds of engine

由图 9 可看出,发动机转速越低,未吸收功率(功率损失)越多。当发动机转速约为 1 550 r/min 时,未吸收功率最小,约为 13.4 kW;之后未吸收功率随着发动机转速的增加而增加。

由图 10 可看出,液力变矩器液压系统的流量随发动机转速的增加而减少,从转速 1 450 r/min 时的 121.23 L/min,逐渐降低到转速 2 100 r/min 时的 84.7 L/min。

由图 11 可以看出,液力变矩器内部油温从

1 450 r/min 时的 97.5 °C 降低到 1 550 r/min 时的 89.4 °C,之后油温又逐渐增加到 2 100 r/min 时的 90.8 °C。

4.2 油温分析与验证

为更有效分析不同工况下液力变矩器油温与转速比的关系,由式(2)~式(8)、式(10)计算得到转速比  $i$  与油温之间的关系,如图 12 所示。

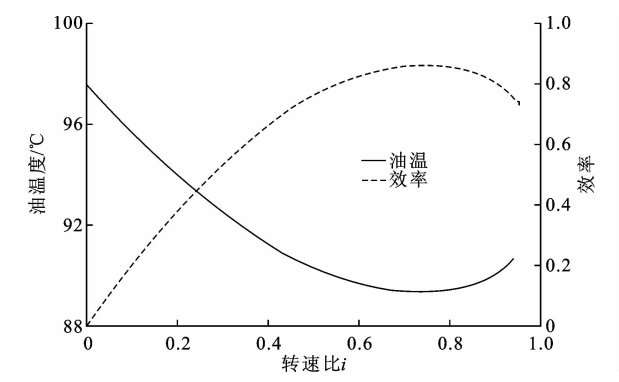


图 12 不同转速比下的油温  
Fig. 12 Oil temperature at different speed ratios

由图 12 可知,在转速比  $i=0$  时,其输出效率也为 0,所有功率几乎都转化为热量,此时液力变矩器的油温最高,达到 97 °C。随着转速比提高,发动机功率逐渐被液力变矩器吸收,直到液力变矩器的最高效率点( $i\approx 0.78$ ),此时油温最低,约为 89 °C。之后油温随转速比的升高而增加。

将液力变矩器的出口、入口油温试验值均值与计算油温值进行对比,结果如图 13 所示。

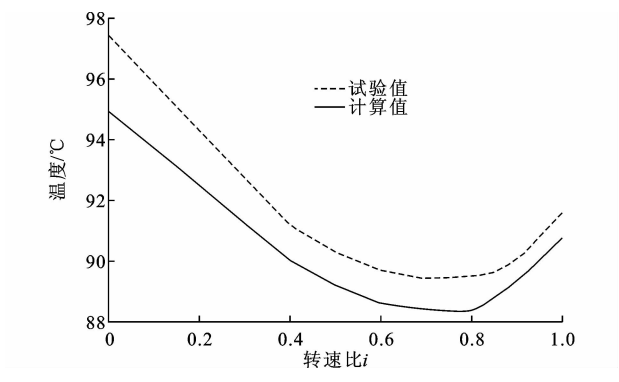


图 13 液力传动油温的试验值与计算值对比  
Fig. 13 Comparisons of experimental and computational data of engine

由图 13 可知,试验得出的出口、入口油温的均值略高于计算值 2%,原因是温度传感器距液力变矩器内部有一段距离,影响了测试数据的准确性;在供油过程中,液压油路系统与液力变矩器内部存在泄漏,同时也存在其他功率损失。当转速比约为 0.78 时,液压变矩器出口、入口油温的试验值与计算

值均最低,约 90 ℃。

由于试验值与计算值较为接近,相对误差仅 2%,表明热平衡理论计算油温值可行准确,为油液的恒温控制与温度保护控制提供了理论依据。

### 5 液力变矩器液压系统的油温自动控制

对计算和试验结果分析得出,在与发动机匹配合理的情况下,影响液力变矩器油温的原因:一是液压回路系统与液力变矩器总成内部存在泄漏;二是由于循环油泵排量不足,导致出口流量不足,进口压力低,热量积聚在变矩器内部无法及时散热,致使出口油温较高<sup>[1-6]</sup>。

为了保证液力变矩器液压系统的可靠性,确保液力传动油在合适的温度下工作,本文设计了恒温控制以及温度保护的液力变矩器供油系统。

#### 5.1 供油系统组成

为了保持液力变矩器油温稳定,油温过热时进行保护控制,设计的供油系统如图 14 所示。

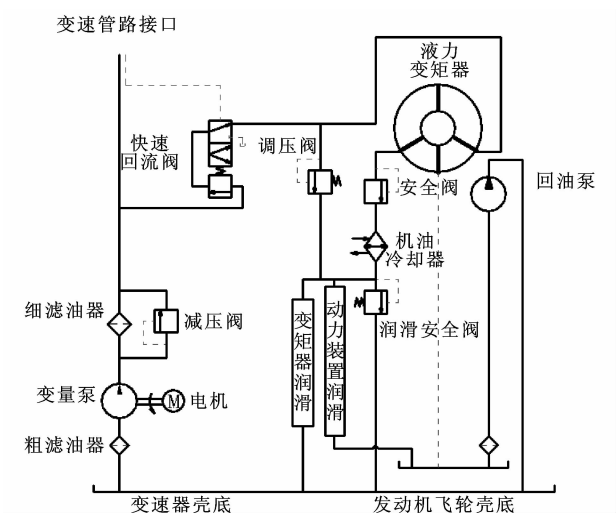


图 14 液力变矩器供油系统

Fig. 14 Oil supply system of torque converter

液力变矩器的液压回路散热系统的油液先经过粗滤油器再进入变量泵,优先进入减压阀,当油压达到 0.1 MPa 时,经过细滤油器、进入快速回流阀,溢流部分进入液力变矩器。液力变矩器前的调压阀限制变矩器入口压力,根据不同的工况、内部液流、压力的变化规律自动调节供油系统,并且通过调压阀的压力,改变液压系统的流量,达到合理控制散热量的目的。在出口处设置安全阀防止变矩器产生气蚀,当达到安全压力时,安全阀打开,热工作油通过安全阀流向机油冷却器,最终回到油箱。当液力

变矩器的润滑油压力与动力输出装置的油压升高时,润滑安全阀打开,进入油箱散热,以保证润滑油在合理的油温下工作,回油泵安装于液力变矩器的底部,用于循环溢流在壳体内部的润滑油。

#### 5.2 恒温控制及温度保护

在液力变矩器供油系统的基础上,通过温度信号调节流量或控制闭锁离合器,其恒温控制及温度保护如图 15 所示。

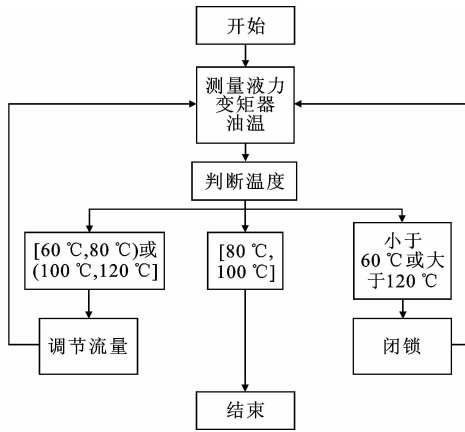


图 15 恒温控制及温度保护

Fig. 15 Methods for temperature control and protection

通过温度传感器实时监测液压系统油温,并及时进行反馈:

- (1)当温度为[80 ℃, 100 ℃]时,属于正常工作温度区间;
- (2)当温度为[60 ℃, 80 ℃)或(100 ℃, 120 ℃]时,通过调节液压冷却循环系统的流量控制散热,并对油温进行调节,以达到控制油温的目的;
- (3)当温度小于 60 ℃或大于 120 ℃时,为了保证系统零部件不损坏,对液力变矩器进行闭锁控制,以保障液压系统的可靠性<sup>[25-27]</sup>。

#### 5.3 控制系统的仿真计算

基于热平衡理论、对图 14 的大功率液力变矩器供油系统以及图 15 的恒温控制及温度保护进行仿真分析,计算模型如图 16 所示。计算模型由发动机模型、闭锁式液力变矩器模型、液压系统温度模型(TEMP)和温度控制模型组成。其中,发动机模型主要通过油门开度控制,其输出扭矩根据不同负载工况进行匹配;闭锁式液力变矩器模型对发动机转速、扭矩输入、负载输出转速信号进行计算,并采集涡轮转速、泵轮转速、扭矩实时信息用于液压系统的温度计算;温度控制模型主要用于控制液压系统的流量以及输出闭锁信号;液压系统温度模型对供油系统的液压回路进行计算,用于验证油温自动控制



系统的可行性。

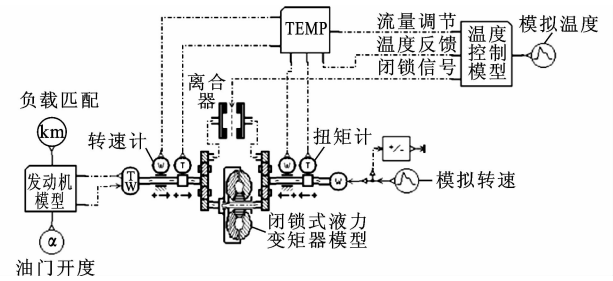


图 16 油温控制系统计算模型

Fig. 16 Calculation model of oil temperature control system

由于液力变矩器的温度检测与调节模块是一个循环、直至调节到理想状态的过程,所以为了更直观反映流量对温度的影响,需进行液力变矩器涡轮极端工况试验:首先将信号反馈切断,油温保持恒定后,设置发动机油门开度为 100%,保持发动机输入转速最大,液力变矩器输出转速为 0 r/min,模拟大负荷,此时液力变矩器涡轮处于极端工况;然后通过改变流量对油温进行计算。图 17 为液力变矩器液压系统温度保护部分的闭锁控制信号,图 18 为液力变矩器液压系统流量调节信号,图 19 为液力变矩器液压系统的温度调节曲线。

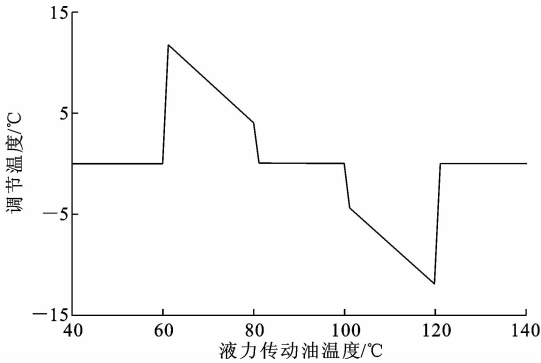


图 19 液压系统的温度调节

Fig. 19 Oil temperature regulation of hydraulic system

度差异过大时,通过闭锁控制信号对液力变矩器进行闭解锁控制。由图 18 可知:当液力变矩器油温为 [60℃,80℃) 和 (100℃,120℃] 时,流量调节装置开始工作。当温度较低时,减少散热系统的流量;当温度较高时,适当增大散热器系统的流量,保持对散热系统的温度控制。由图 19 可知,经过流量调节控制,可在当前温度的基础上增大或减少系统的油温,更有利于维持液压系统的可靠运行。

6 结 语

(1)以热平衡理论为基础,通过计算液力变矩器的传递效率、热量的产生与散失,得出液力变矩器液压散热系统的油温计算方法。

(2)以某推土机传动系统为研究对象,利用台架试验,测试了液力变矩器的外特性、以及不同转速比下的流量与油温。利用发动机的外特性参数与液力变矩器的试验性能参数,建立了共同工作数学模型并进行了功率匹配。

(3)在功率匹配的基础上,对不同输入转速下液压系统的温度变化进行了计算;通过试验值与理论计算值的对比分析得出,油温计算值与试验测试的出口、入口均值相对误差约为 2%。

(4)基于对液力变矩器工作时油温的影响因素分析,建立了供油系统模型。通过调节流量对液压系统进行恒温控制,对传动系统整体上优化系统的热平衡;通过控制液力变矩器闭解锁的状态对其进行温度保护,以保障液压系统的可靠性。

(5)受试验条件限制,无法在液力变矩器工作过程中对其内部油温进行实时测试。本文通过测试液力变矩器动力总成的出口、入口温度来间接反映液力变矩器内部的油温变化,并只模拟试验了当涡轮输出转速为 0 r/min 时的极端工况的油温控制。实际作业中推土机液力变矩器在复杂工况下的油温控

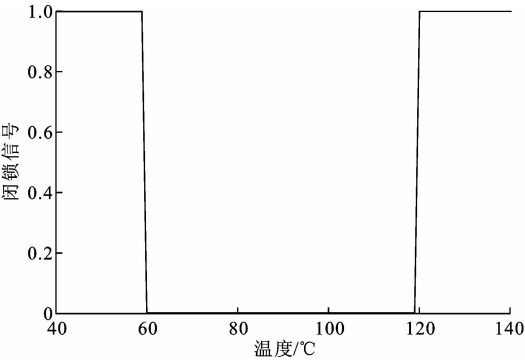


图 17 液压系统闭锁控制信号

Fig. 17 Lock-up signal for torque converter

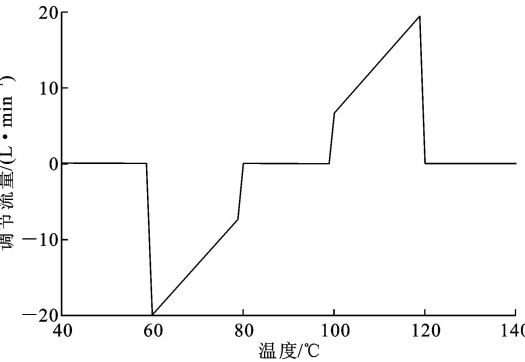


图 18 液压系统流量调节信号

Fig. 18 Flow control signal for hydraulic system

由图 17 可知,当检测到实时温度与最佳工作温

制研究是下一步工作重点。

## 参考文献:

## References:

- [1] 刘振杰,衣超,徐飞,等.液力变矩器的流量和扭矩的实时监测[J].车辆与动力技术,2016,143(3):8-12.  
LIU Zhen-jie, YI Chao, XU Fei, et al. Real-time flow and torque of torque converter clutch[J]. Vehicle & Power Technology, 2016, 143(3): 8-12.
- [2] 张宝迪,张欣,席利贺,等.混合动力推土机建模与全工况经济性仿真[J].农业机械学报,2015,46(6):294-302.  
ZHANG Bao-di, ZHANG Xin, XI Li-he, et al. Modeling and economy performance simulation of hybrid electric bulldozer under whole operation cycles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 294-302.
- [3] 秦四成,郑雪松,王雪莲,等.50型轮式装载机液力变矩器工作热特性分析[J].筑路机械与施工机械化,2008,25(4):42-44.  
QIN Si-cheng, ZHENG Xue-song, WANG Xue-lian, et al. Thermal property analysis of hydraulic torque converter of 50 type wheeled loader[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2008, 25(4): 42-44.
- [4] 张钦国,秦四成,马润达,等.装载机工作装置液压系统热特性[J].吉林大学学报:工学版,2016,46(3):811-817.  
ZHANG Qin-guo, QIN Si-cheng, MA Run-da, et al. Hydraulic system thermal characteristics of loader working device[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2016, 46(3): 811-817.
- [5] 闫清东,李晋,魏巍.工作油液温度对液力变矩器性能影响计算流体力学分析及试验研究[J].机械工程学报,2014,50(12):118-125.  
YAN Qing-dong, LI Jin, WEI Wei. Research on effect of working oil temperature for hydraulic torque converter performance using CFD and test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(12): 118-125.
- [6] 鲁统利,葛安林,张宏坤,等.液力变矩器性能试验台油温自动控制系统研究[J].农业机械学报,2000,31(4):95-98.  
LU Tong-li, GE An-lin, ZHANG Hong-kun, et al. Research on a temperature autocontrol system of motor-car torque converter test bed (MTCT)[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural machinery, 2000, 31(4): 95-98.
- [7] LIANG Y Y, LIU C C, LI C Z, et al. Experimental and simulation study on the air side thermal hydraulic performance of automotive heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 87: 305-315.
- [8] 徐礼超,侯学明.基于典型工况的装载机发动机与液力变矩器匹配[J].农业工程学报,2015,31(7):80-84.  
XU Li-chao, HOU Xue-ming. Power matching on loader engine and hydraulic torque converter based on typical operating conditions[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(7): 80-84.
- [9] 王安麟,章明犬,李文嘉,等.采用装载机整机实验的液力变矩器性能匹配指标[J].西安交通大学学报,2015,49(10):54-60.  
WANG An-lin, ZHANG Ming-quan, LI Wen-jia, et al. Performance matching index of torque converter based on loader tests[J]. Journal of Xian Jiaotong University, 2015, 49(10): 54-60.
- [10] CUI Hong-wei, WEI Wei, YAN Qing-dong. Software development of steady numerical computational method of matching between hydrodynamic torque converter and engine[J]. Advanced Materials Research, 2011, 199(1/2): 323-328.
- [11] 刘树成,闫清东,邢庆坤.车用大功率柴油机与液力变矩器动态匹配影响因素分析[J].兵工学报,2016,37(3):385-393.  
LIU Shu-cheng, YAN Qing-dong, XING Qing-kun. Analysis of dynamic matching factors of high-power diesel engine and hydrodynamic torque converter[J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(3): 385-393.
- [12] 陈淑清.ZL80装载机发动机与液力变矩器的匹配优化设计[D].长春:吉林大学,2008.  
CHEN Shu-qing. Optimization design of matching on ZL80 loader engine and hydrodynamic torque converter[D]. Changchun: Jilin University, 2008.
- [13] 陈凯,吴光强.基于遗传算法的液力变矩器与发动机匹配的多目标优化[J].汽车工程,2014,36(5):532-536.  
CHEN Kai, WU Guang-qiang. Genetic algorithm-based multi-objective optimization for the matching of torque converter with engine[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(5): 532-536.
- [14] MUKKAMALA Y. Contemporary trends in thermohydraulic testing and modeling of automotive radiators deploying nano-coolants and aerodynamically efficient air-side fins[J]. Renewable & Sustainable Ener-

- gy Reviews, 2017, 76: 1208-1229.
- [15] PERROTIN T, CLODIC D. Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (4): 422-432.
- [16] 王安麟, 章明犬, 郭威. 面向液力变矩器负载的泵轮动态转矩估计模型[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2015, 43(8): 1219-1225.  
WANG An-Lin ZHANG Ming-quan, GUO Wei. Estimation model of pump wheel dynamic torque based on load of torque converter[J]. Journal of Tongji University: Nature Science, 2015, 43(8): 1219-1225.
- [17] 成 龙. 液力变矩器热平衡研究和冷却系统设计[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.  
CHENG Long. Heat balance calculation of torque converter and cooling system design[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2010.
- [18] 吴明哲, 孙德臣, 王晓冬. 核电站低压安注泵轴-散热器-轴承系统的热平衡分析[J]. 中国机械工程, 2017, 28(7): 785-789.  
WU Ming-zhe, SUN De-chen, WANG Xiao-dong. Heat equilibrium analyses of shaft-radiator-bearing systems on circulating cooling water pumps in nuclear power plants [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(7): 785-789.
- [19] 吴 新, 连晋毅. 基于 MATLAB 的液力变矩器的热仿真分析[J]. 机械传动, 2013, 37(1): 94-108.  
WU Xin, LIAN Jin-yi. The thermal simulation analysis of the hydraulic torque converter based on the MTALAB[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013, 37(1): 94-108.
- [20] SAERENS B, VANDERSTEEN J, PERSOONS T, et al. Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization[J]. Applied Energy, 2009, 86: 1582-1588.
- [21] LI J, WEI W, YAN Q D. Study on instant original characteristic calculation and matching method for torque converter test automation[J]. Advanced Materials Research, 2012, 482: 421-425.
- [22] GB/T 7680—2005, 液力变矩器性能试验方法[S].  
GB/T 7680—2005, Torque converters — Methods of performance tests[S].
- [23] 惠记庄, 张广辉, 聂春鹏, 等. 钣金型液力变矩器外特性计算方法[J]. 交通运输工程学报, 2015, 15(1): 74-81.  
HUI Ji-zhuang, ZHANG Guang-hui, NIE Chun-peng, et al. Calculation method of external characteristic for sheetmetal hydraulic torque converter[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2015, 15(1): 74-81.
- [24] 张泽宇, 惠记庄, 郑恒玉, 等. 旋挖钻机动力头液压系统全局功率匹配研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35 (12): 1834-1841.  
ZHANG Ze-yu, HUI Ji-zhuang, ZHENG Heng-yu, et al. Research of the comprehensive power matching for rotary head's hydraulic system of rotary drilling rig[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(12): 1834-1841.
- [25] 惠记庄, 郭云欣, 郑恒玉, 等. 液力变矩器的闭锁控制[J]. 交通运输工程学报, 2016, 16(5): 66-73.  
HUI Ji-zhuang, GUO Yun-xin, ZHENG Heng-yu, et al. Locking control of hydraulic torque converter [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2016, 16(5): 66-73.
- [26] 惠记庄, 张金龙, 雷景媛, 等. 装载机闭锁式液力变矩器的闭锁控制及仿真分析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2017, 34(3): 95-102.  
HUI Ji-zhuang, ZHANG Jin-long, LEI Jing-yuan, et al. Lock-up control and simulation analysis of lock-up hydraulic torque converter of loader[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2017, 34(3): 95-102.
- [27] 赵新民, 黄 杰. 液力机械式履带推土机热平衡研究[J]. 筑路机械与施工机械化, 2013, 30(7): 54-56.  
HUANG Xin-min, HUANG Jie. Study on heat balance of hydro-mechanical crawler bulldozer[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2013, 30 (7): 54-56.