

系统与附件

DOI:10.12374/j.issn.1001-4357.2024.05.009

水冷柴油机取力器工作模拟技术

郭晓松, 李胜利, 赵锁成, 刘同旺, 耿小昌, 丛建良

(河北华北柴油机有限责任公司, 石家庄 050081)

摘要: 应用BFM1015系列某型号柴油机的车辆在行驶过程中出现机油压力低报警, 检查发现凸轮轴衬套和三角堵盖存在不同程度的磨损, 经分析得出磨损原因为柴油机取力器处转矩过大, 使其连接的传动机构产生偏移, 进而导致凸轮轴润滑不足, 发生衬套烧蚀、堵盖端面磨损等现象。针对该问题, 设计柴油机取力器工作模拟装置模拟实际工况并进行试验, 进一步验证磨损原因, 并且得出柴油机与变量泵在安全工况下的试验数据, 为取力器与柴油机、车用负载匹配性优化提供参考。

关键词: 柴油机; 取力器; 变量泵; 模拟装置

中图分类号: TK422 文献标志码: A 文章编号: 1001-4357(2024)05-0055-06

Work Simulation Technology of Power-Take-Off
of Water-Cooled Diesel Engine

GUO Xiaosong, LI Shengli, ZHAO Suocheng, LIU Tongwang, GENG Xiaochang, CONG Jianliang

(Hebei Huabei Diesel Engine Co., Ltd., Shijiazhuang 050081, China)

Abstract: A vehicle equipped with a certain type of BFM1015 diesel engine experienced a low oil pressure alarm on road. The inspection results showed that there was varying degree of wear on the camshaft bushing and triangular plug cover. By analysis, it was found out that the wear was caused by excessive torque at the power-take-off of the diesel engine, causing displacement of the connected transmission mechanism, resulting in insufficient lubrication of the camshaft, burning of the bushing, and wear of the plug cover end face. In response to this problem, a diesel engine power-take-off simulation device was designed to simulate actual working conditions. Experiments were carried out to verify the cause of wear, the test data of the diesel engine and variable displacement pump under safe working conditions was obtained, providing reference for optimizing the matching of power-take-off with diesel engine and vehicle load.

Key words: diesel engine; power-take-off; displacement pump; simulation device

0 引言

柴油机取力器作为一种动力传输装置, 位于柴油机飞轮端取力口处, 主要用于为车用刹车气泵、空压机、散热器风扇等部件输出动力。为提高BFM1015系列柴油机取力口输出效率, 刘英华

等^[1]在取力口处设计了一种新型取力器, 使输出功率由 50 kW 提升到 100 kW, 并成功应用在某型柴油机上。近期, 应用该系列柴油机的某型号车辆在行驶过程中出现机油压力低报警, 经检查发现三角堵盖与凸轮轴衬套有磨损烧蚀现象。该车辆上的负载(散热器风扇)由液压马达提供动力,

该力的传递顺序为液压马达—变量泵—取力器—惰性齿轮—正时齿轮—凸轮轴，初步分析发生该现象的原因为取力器处转矩过大，使传动机构和凸轮轴产生微小偏移，导致凸轮轴与相关零部件润滑不足，机油压力报警。针对该问题，设计柴油机取力器工作模拟装置，模拟实际工作工况，验证损坏原因，并通过对取力器在不同负载工况下进行摸底和评估，为取力器与柴油机、车用负载的匹配性优化提供参考。柴油机取力器如图1所示。

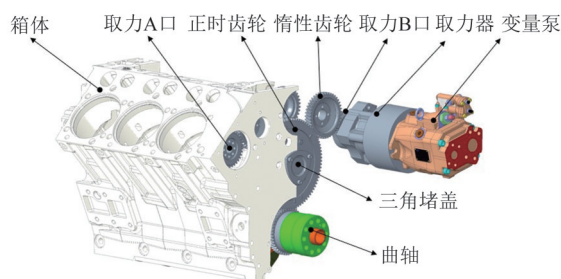


图1 柴油机取力器

1 取力器工作模拟装置

取力器工作模拟装置通过模拟车用端负载并将其传递至变量泵，再由变量泵的压力能转换为机械能，使取力器产生负载，进而测试取力器在不同负载下的工况。取力器工作模拟装置如图2所示。

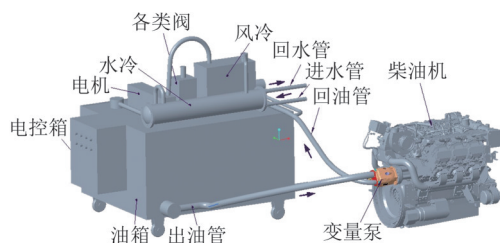


图2 取力器工作模拟装置

1.1 结构组成

1.1.1 液压系统

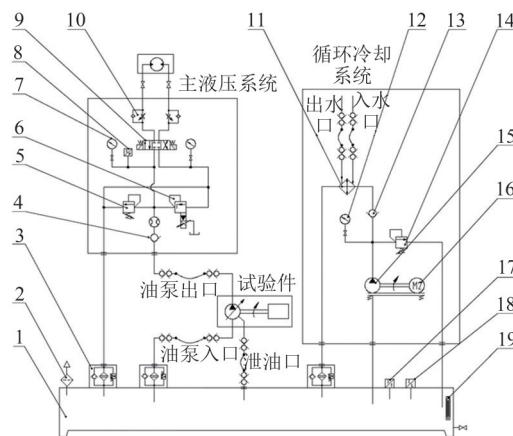
液压系统分为主液压系统、循环冷却系统、油箱系统和管道等。由于变量泵属于车用液压执行元件，主要参数为定值，所以将其作为设计依据，该变量泵的额定工作压力为25 MPa，额定流量为140 L/min。

(1) 主液压系统

主液压系统给出了两种设计方案。方案1：通过选用车用负载（散热器）直接与液压马达连接，在试验时通过调节其功率控制整个系统的压力；该方案控制精度较低，且散热器体积较大，不易固定和安装，但与实际的工况较为接近。方案2：通过选用比例溢流阀调节液压油流量控制整个系

统的压力；该方案控制精度较高，占地面积小。本次试验采用方案2。

方案2采用的基本回路为压力控制回路，主要由单向阀、电磁溢流阀、比例溢流阀、压力变送器、电液换向阀、单向节流阀和过滤器等组成，其中比例溢流阀和压力变送器的选用原则为根据通过元件的最大压力超过其额定压力的20%进行确定^[2]，即0~30 MPa。在工作过程中整个系统的压力由比例溢流阀控制，并且为了保证系统的稳定性，设置电磁溢流阀为安全阀，同时设置泄油口在试验结束后进行泄压；为防止油泵出口回油，接入单向阀；为过滤空气和油路中的杂质，安装空气滤清器、过滤器；同时设置压力变送器、温度变送器、液位变送器、压力表、流量计和液位计等，用以检测系统压力、系统温度、系统流量、油液位置等。设计的液压系统如图3所示。



1—油箱；2—空气滤清器；3—回油滤清器；4—单向阀；5—溢流阀；6—比例溢流阀；7—压力表；8—压力变送器；9—电液换向阀；10—单向节流阀；11—水冷、风冷装置；12—压力表；13—单向阀；14—安全阀；15—循环泵；16—电机；17—温度变送器；18—液位变送器；19—液位计。

图3 液压系统

(2) 循环冷却系统

循环冷却系统通过三相异步电机带动循环泵，实现风冷和水冷的循环，为防止管路内压力过大设置安全阀和压力表，为防止回油设置单向阀，如图3所示。

循环冷却系统分为风冷和水冷，其作用是防止系统温度过高，保证整个系统在正常的温度下进行工作。液压油选择46#抗磨液压油，工作温度为20~55℃，由于散热器提供的负载较高，使得变量泵承受较大压力，并且在试验时整个液压系统须长时间运转，所以将风冷和水冷同时打开进而控制油液温度；液压油的循环系统通过冷却油

泵进行进油和回油，冷却系统中的风冷采用风扇式直吹回油管路，水冷采用壳管式冷却器，通过多条冷却铜管以及隔板提高热交换率。

(3) 油箱系统和管道

油箱的功能主要是存储油液和作为安装平台，同时具有散热等功能。油箱采用碳钢结构，表面涂有耐油涂料，在试验过程中整个液压系统会达到较高的温度，所以需要油箱具有足够大的容量来实现其散热量大于发热量，进而满足试验过程中对液压油的循环冷却要求，保护柴油机和整个工作模拟装置。油箱容积经验公式为：

$$V=\alpha q$$
 (1)

式中： V 为油箱的容积，L； α 为经验值，min，低压系统 $\alpha=2\sim4$ min，中压系统 $\alpha=5\sim7$ min，高压或高压大功率系统 $\alpha=6\sim12$ min； q 为变量泵的总额定流量，L/min。根据变量泵总额定流量确定油箱有效容积应不小于1 000 L，壁厚5~8 mm，可满足循环冷却要求以及油箱承载要求。在油箱上设有通气过滤器、回油滤清器、吸油滤清器、液位变送器、温度变送器及各种连接油口等，油箱中间设有上隔板和下隔板，用于将吸油管和回油管分离开来，以阻挡沉淀杂物及回油管产生的泡沫。油箱系统如图4所示。

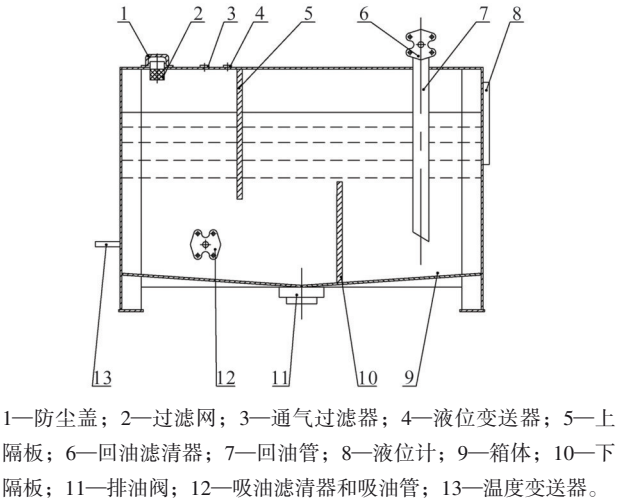


图4 油箱系统

管道主要分为吸油管和回油管，管道内径的计算公式为：

$$d=2\sqrt{\frac{q}{\pi v}}$$
 (2)

式中： q 为通过管道的流量； v 为管道推荐的流速，吸油管取0.5~1.5 m/s，回油管取1.5~2.5 m/s。

管道壁厚的计算公式为：

$$\delta\geq \frac{pd}{2[\sigma]}$$
 (3)

式中： p 为管道内压力； $[\sigma]$ 为管道材料的许用应力， $[\sigma]=\frac{R_m}{n}$ ，其中， R_m 为管道材料的抗拉强度， n 为安全系数。管道相关参数如表1所示。

表1 管道相关参数

管道流量/ (L·min ⁻¹)	吸油管 流速/ (m·s ⁻¹)	回油管 流速/ (m·s ⁻¹)	管道压力/ MPa	管道材料抗 拉强度/MPa	安全 因数
140	1.5	2.0	25	375	4

将上述参数代入式(2)和式(3)中可得出：吸油管内径约为11 mm，壁厚约为1.5 mm；回油管内径约为10 mm，壁厚约为1.5 mm。

1.1.2 电气系统

电气系统可实现对液压系统的控制，主要分为电气控制和可编程逻辑控制器（programmable logic controller，PLC）控制等。

(1) 电气控制

电气方面采用380 V、50 Hz三相五线制电源，通过为冷却系统油泵、风冷、PLC和比例控制器等供电，实现对油泵和风冷的控制。电气原理图如图5所示。

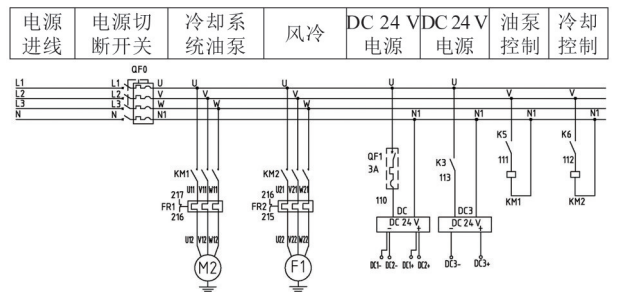


图5 电气原理图

在主电路保护方面采用低压断路器；冷却系统油泵和风冷主电路部分采用交流接触器和热继电器，防止电机过载或者短路而损坏电机；直流电源分为两部分，一部分为PLC供电，一部分为比例控制器供电。

(2) PLC控制

PLC装置的控制要求是在柴油机运转过程中能够调节与取力器连接的变量泵压力，进而为取力器提供不同的负载。同时，在回油管路上安装压力变送器，实时监测和调整变量泵压力，将检测到的压力对应电流信号4~20 mA传输至PLC，PLC对设定值和检测值进行比例积分微分（proportional integral integral，PID）运算，然后将运算结果传输至比例控制器进而通过控制比例溢流阀调节系统压力。

PLC选用S7-200 CPU ST20型,为了接收压力、温度变送器等的模拟量信号,特选1个EM AM06的模拟量输入输出模块;为能够对压力进行设定并且对运行状态进行实时监控,选用人机界面Siemens smart 触摸屏,通过以太网进行通信。

PLC可实现的功能主要包含风冷、冷却系统油泵、安全阀的启停,液压马达的正转和反转、液位低报警,比例阀的压力调节等,其I/O接口图如图6所示。

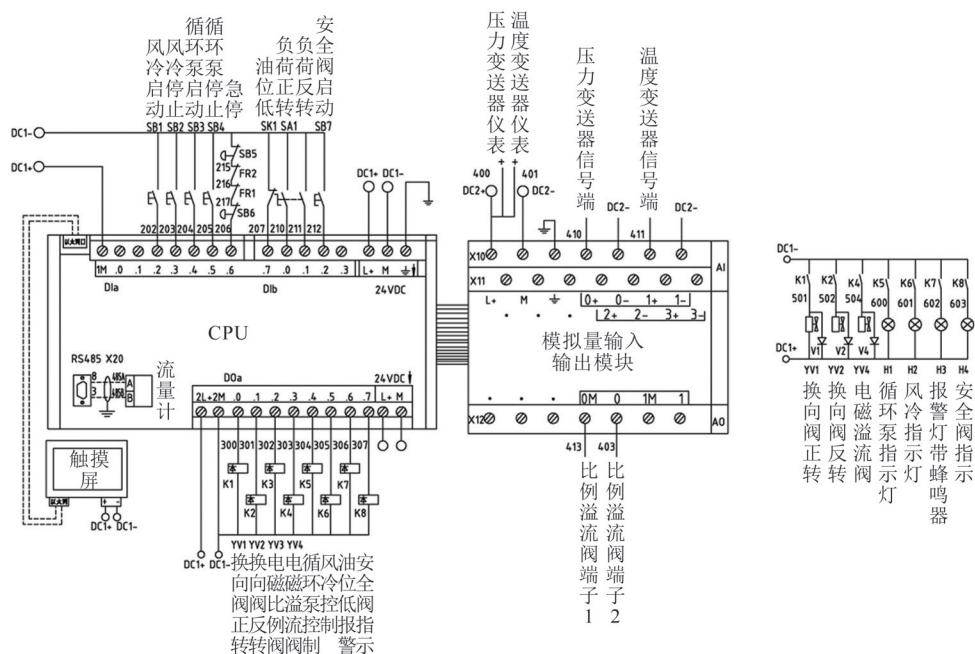


图6 PLC I/O接口图

本地控制和远程控制界面如图7所示。触摸屏界面中的电液比例阀压力可以在0~25 MPa设置任

意值来满足试验需求,并且可以实时显示管路的流量、压力和油箱的温度值等。

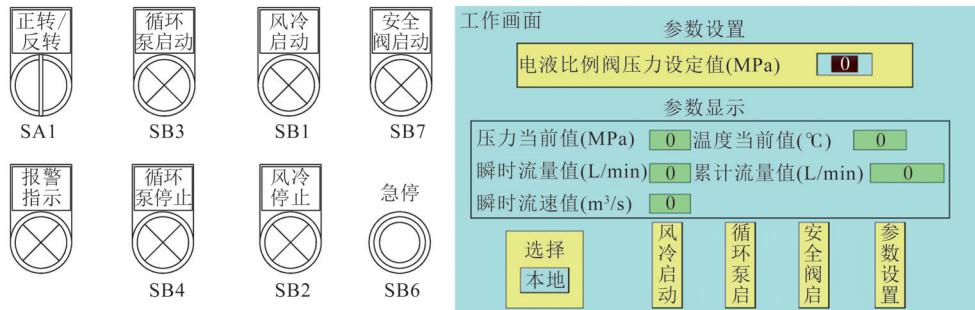


图7 本地控制和远程控制界面

1.2 工作原理

柴油机取力器工作模拟装置工作流程如图8所示。

当柴油机启动后,通过曲轴驱动传动机构带动取力器与变量泵运转,在变量泵的作用下,液压油由进油管路进入变量泵,然后回到油箱,可以设置通过比例溢流阀的油液流量来控制整个系统的压力;系统在运行过程中,当液压油温度过高时,可以通过水冷和风冷降低其温度;主液压系统和循环冷却系统可以通过PLC与触摸屏实现远程控制。

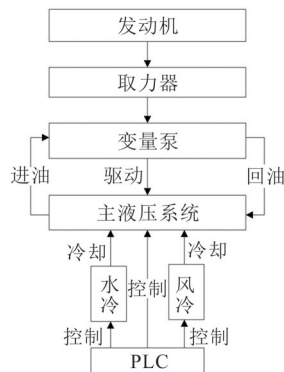


图8 柴油机取力器工作模拟装置工作流程

2 试验验证

2.1 试验过程

试验在专用试验室进行，各项环境参数如表 2 所示。

表 2 试验室环境参数

项目	环境温度/℃	大气压力/kPa	湿度/%
参数	12~26	99.7~100.1	34~40

试验过程如下：

(1) 当柴油机与模拟装置安装完毕后，首先空载启动柴油机，打开测功机进行预热，将模拟装置压力逐步增加至 10 MPa，然后观察工控机与触摸屏，待柴油机机油温度达到 85 ℃，液压油温度达到 35 ℃后，预热结束，开始加载试验。

(2) 将柴油机转速逐步提高至 2 000 r/min，并且将模拟装置逐步加压到 15 MPa，记录数据。在额定工作 10 min 后，首先将液压装置逐步卸载，再降低测功机负载，最后降低转速至怠速，待排气温度低于停车温度后关闭柴油机，检查柴油机

和取力器状态。

(3) 按照步骤 (2) 重复执行，逐步增加模拟装置压力到 22 MPa，该工况持续至 110 s 左右时，测功机功率突然由 301 kW 降低到 284 kW，在发现异常后，考虑到柴油机处于外特性工况，负载较大，首先将模拟装置降压卸载，同步降低测功机负载，随后待各项参数降低至停车状态后，关闭柴油机。

(4) 经检查，发现三角堵盖烧蚀、衬套磨损，如图 9 所示。



图 9 三角堵盖烧蚀、衬套磨损

2.2 试验结果分析

测功机与模拟装置数据记录如表 3 所示。

表 3 测功机与模拟装置数据记录

项目	参数								
输出功率/kW	365	326	323	322	315	311	309	309	301
输出转矩/(N·m)	1 743	1 557	1 542	1 537	1 504	1 485	1 475	1 475	1 437
液压油温/℃	—	45	45	45	47	55	52	52	52
变量泵流量/(L·min ⁻¹)	—	140	144	149	149	152	152	148	152
变量泵压力/MPa	—	15	16	17	18	19	20	21	22
取力器油压/MPa	5.3	5.0	5.0	5.2	5.1	5.1	5.2	5.2	5.2

注：表中数据均为转速在 2 000 r/min 时测得。

在空载工况下，柴油机安装取力器前后的输出功率分别为 372 kW 和 365 kW，可得出取力器在空载工况下消耗功率 7 kW。以 372 kW 为空载基准功率，通过电控系统观察，测功机测得的功率为曲轴输出功率，两者之差为柴油机损失功率，即取力器消耗功率。通过计算，得出取力器消耗转矩随变量泵压力变化趋势如图 10 所示。

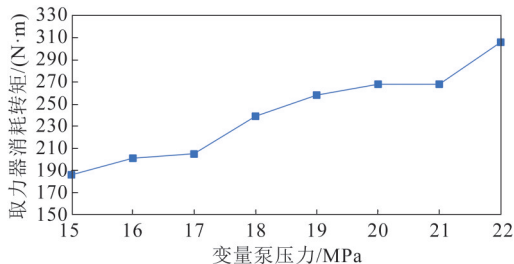


图 10 取力器消耗转矩随变量泵压力变化趋势

在柴油机出现异常的工况点，取力器消耗的转矩为 306 N·m；在前一个工况点，取力器消耗的转矩为 268 N·m，在该工况点持续运行 600 s 未见异常。经分析可以得出，在机械损失忽略不计的情况下，凸轮轴可以承受的最大转矩为 268 N·m，此时变量泵压力为 21 MPa，流量为 152 L/min，在此工况下柴油机与车用负载可以正常工作。

3 结 论

(1) 设计的柴油机取力器工作模拟装置可通过 PLC 控制液压系统实现对变量泵在不同工况下施加不同的压力，进而使取力器承受相应的负载，模拟了实际工作状态。

(2) 经试验验证，该装置可用于模拟和预测，并且得出了柴油机与变量泵在安全工况下的试验

数据,为取力器与柴油机、车用负载的匹配性优化提供了借鉴与参考。

参考文献

- [1] 刘英华,齐玲玲,王中庆,等.水冷柴油机工程车用

取力口功率拓展[J].柴油机,2010,32(4):38-40.
DOI: 10.3969/j.issn.1001-4357.2010.04.009.

- [2] 陈清奎.液压与气压传动[M].北京:机械工业出版社,2017.

(上接第21页)

- [6] IDEM R, SHI H, GELOWITZ D, et al. Catalytic method and apparatus for separating a gaseous component from an incoming gas stream: US201113638922 [P]. 2013-05-02.
- [7] 王皓,唐思扬,钟山,等.MEA吸收CO₂富液解吸过程中固体颗粒表面的强化作用分析[J].化工学报,2023,74(4):1539-1548.
- [8] LAI Q H, SAM T, ASSIRI M A, et al. Catalyst-TiO(OH)₂ could drastically reduce the energy consumption of CO₂ capture [J]. Nature Communications, 2018, 9(1): 2672.
- [9] ZHANG X W, ZHANG R, LIU H L, et al. Evaluating CO₂ desorption performance in CO₂-loaded aqueous tri-solvent blend amines with and without solid acid catalysts [J]. Applied Energy, 2018, 218: 417-429.
- [10] ZHANG X W, HUANG Y F, YANG J, et al. Amine-based CO₂ capture aided by acid-basic bifunctional

catalyst: advancement of amine regeneration using metal modified MCM-41 [J]. Chemical Engineering Journal, 2020, 383: 123077.

- [11] GAO H X, HUANG Y F, ZHANG X W, et al. Catalytic performance and mechanism of SO₄²⁻/ZrO₂/SBA-15 catalyst for CO₂ desorption in CO₂-loaded monoethanolamine solution [J]. Applied Energy, 2020, 259: 114179.
- [12] GAO N, ZHOU Y K, FAN M J, et al. Promoting effect and role of alkaline earth metal added to ZrO₂-TiO₂-supported CeO₂ for dichloromethane oxidation [J]. Chemical Engineering Journal, 2020, 396: 125193.
- [13] GENG L L, SONG J L, ZHOU Y H, et al. CeO₂ nanorods anchored on mesoporous carbon as an efficient catalyst for imine synthesis [J]. Chem Commun, 2016, 52(92): 13495-13498.

(上接第54页)

参考文献

- [1] 肖洪群.《MARPOL73/78》附则VI技术要求与对策分析[J].交通节能与环保,2008(1):4-5.
- [2] WANG S Y, NOTTEBOOM T. The adoption of liquefied natural gas as a ship fuel: a systematic review of perspectives and challenges [J]. Transport Reviews, 2014, 34(6): 749-774.

- [3] 杨兴林,洪从媛,王涛,等.基于Aspen Plus的船用双燃料发动机LNG气化流程仿真研究[J].柴油机,2016,38(4):6-10.
- [4] 刁海兵.16 300 DWT双燃料化学品船燃气供应系统关键技术研究[D].镇江:江苏科技大学,2018.
- [5] 田雅洁.LNG燃料动力船舶供气系统研究[D].上海:上海交通大学,2020.