

轮式车辆制动系统双液动力转换器的动态特性^{*}

林慕义 张文明

【摘要】 全动力液压制动系统与传统制动系统相比具有很多优点。因普通液压油无法替代使钳盘式制动器工作的制动液,设计了既能保持全动力液压制动系统优点,又能降低整机制造成本。采用仿真与试验相结合的方法,对设计研制的双液动力转换器进行动态特性分析,掌握了转换器主要结构参数对制动压力响应特性的影响规律。研究表明,双液动力转换器能够满足轮式工程车辆对制动系统的要求。

关键词: 轮式车辆 制动系统 双液动力转换器

中图分类号: TH137.7; U463.52

文献标识码: A

Dynamic Characteristics of Dual Fluid Power Converters in Brake System on Wheeled Vehicles

Lin MUYI¹ Zhang WENMING²

(1. Beijing Information Science & Technology University

2. University of Science and Technology Beijing)

Abstract

The full power hydraulic brake system has several advantages over traditional brake actuation systems. Because the hydraulic oil cannot replace the brake fluid in caliper disc brake, a dual fluid power converter, which can both retain the advantages of full-power hydraulic brake system and lower the cost of the whole machine, has been designed. By combined means of simulation and experimentations, the dynamic characteristics of completed converter were analyzed and the laws of the dual fluid power converter parameters affecting the responding characteristics of brake pressure were learnt. The result indicated that the converter could meet the requirements of brake systems on wheeled vehicles.

Key words Wheeled vehicle, Brake system, Dual fluid power converter

引言

轮式工程车辆经常在各种场地行驶作业,要求具有较高的行驶速度以保证作业生产率。与国内普遍采用的气液综合式制动系统相比,国外广泛应用于大型工程车辆之中的全动力液压制动系统具有回路简单、结构紧凑、制动迅速、易于维护等特点,因此从气顶液到全动力液压制动是轮式工程车辆制动系统的发展趋势^[1]。全动力液压制动主要采用原车液压系统作为动力源,因普通液压油无法替代制动液

使钳盘式制动器工作,故一般以湿式制动器为配套部件。目前全盘式湿式制动器驱动桥价格是普通钳盘式制动器驱动桥价格的数倍,如果选用独立的液压泵为制动系统供液,不但加大系统的复杂性和成本,同时也降低了可靠性。为满足国内企业提出的在原有钳盘式制动器驱动桥上应用全动力液压制动系统的要求,设计研制了双液动力转换器^[2~3]。为准确掌握转换器主要结构参数对制动系统响应特性的影响规律,为整机制动系统与元件的匹配与改进设计提供依据,需对双液动力转换器动态特性进行分析。

收稿日期: 2005-10-12

^{*} 国家自然科学基金资助项目(项目编号:50475173)和山西省重点科技攻关计划资助项目(项目编号:051177)

林慕义 北京信息科技大学机电工程学院 教授 博士, 100085 北京市

张文明 北京科技大学车辆工程系 教授 博士生导师, 100083 北京市

1 转换器结构原理

为了利用现有钳盘式制动器驱动桥以降低成本,并保证制动的及时性和可靠性,设计研制了图1所示的可实现2种流体共同工作的动力转换器。在现有气顶液制动泵的制动活塞前设置液压缸,缸内装有与制动活塞相连的液压活塞及回位弹簧,液压缸前端液压油入口与制动阀压力油出口相连接。

车辆制动时,踩下动力制动阀踏板,液压油经入口1进入液压缸2,推动活塞3向右移动,经活塞杆推动制动活塞5向右移动,使制动液压力升高,并将制动液从出口8压至制动器轮缸实现制动。当放松制动阀踏板时,液压油经制动阀回到油箱,制动活塞5和液压活塞3分别在回位弹簧6与4的作用下复位,解除制动。通过设计液压缸与制动泵的直径比,可实现不同的输入输出压力比。

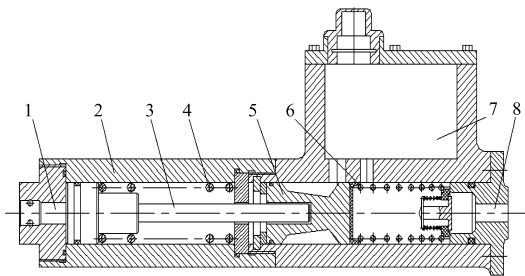


图1 双液动力转换器结构简图

Fig. 1 Simplified schematic of the dual fluid power converter

1. 液压油入口 2. 液压缸 3. 液压缸活塞 4. 液压缸回位弹簧
5. 制动活塞体 6. 制动泵回位弹簧 7. 制动液室 8. 制动液出口

用液压油驱动制动液,实现了车辆制动系统两种性质不同液体的联合制动,转换器结构简单、加工容易,能够使系统保持操作灵敏、响应时间短等全动力制动系统的特点。由于钳盘式制动器的轮缸排量比湿式多盘式制动器小,可减小所选用蓄能器的容积,便于制动系统的安装布置,这样不仅对原车辆液压系统的影响较小,而且提高了制动系统的稳定性,降低了使用成本。

2 转换器的设计建模与仿真

2.1 转换器设计

对于双回路制动系统,应由2个双液动力转换器分别控制前后驱动桥。转换器的设计主要是针对液压驱动油缸及制动泵进行的,尽管前后桥制动器数量有可能不同,但为保持通用性应采用相同的转换器。设计时首先根据驱动桥所配制动器参数,确定钳盘式制动器管路压力与全动力液压制动系统制动压力,而后确定液压总泵活塞与液压驱动油缸活塞

直径与行程,轮缸与制动泵应在标准规定的尺寸序列中选取^[4]。

制动泵活塞行程与液压油缸活塞行程相等,为

$$S = i \frac{d^2}{D_1^2} X \eta \quad (1)$$

式中 i ——驱动桥上制动轮缸总数

d ——制动轮缸直径

D_1 ——制动泵活塞直径, $S \approx (0.8 \sim 1.2) D_1$

X ——制动轮缸活塞位移量

η ——制动管路变形系数

液压油缸活塞直径 D_2 为

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \quad (2)$$

式中 p_1 ——制动器制动压力

p_2 ——液压油缸压力,为液压力制动系统制动阀出口压力

采用上述稳态设计方法只能对转换器结构参数进行初始设计,无法实现车辆整个制动系统的精确设计与匹配。为保证制动系统响应速度快、制动稳定可靠,掌握转换器结构参数变化对响应特性的影响,可建立制动工况下的转换器与制动器动态数学模型,采用仿真分析的方法研究实际制动工况下的制动压力响应特性。

2.2 建模与仿真

忽略管路的沿程压力损失和局部压力损失,忽略制动阀开启时液压油的瞬时冲击与泄漏,忽略制动油管、转换器各缸体弹性变形。假设克服制动衬片与制动盘间的轮缸空行程后,在由制动阀进入液压油缸的压力油推动下,制动泵活塞将制动液输出至制动轮缸,制动器处于制动衬片与制动盘间的变形工作阶段,根据制动液流量连续方程为

$$\frac{V_1 d p_1}{K_w dt} = \frac{1}{4} \pi D_1^2 \frac{dX}{dt} + \frac{V_2 d p_1}{K_z dt} \quad (3)$$

式中 V_1, V_2 ——制动轮缸与制动泵制动液腔容积

K_w ——制动轮缸等效体积弹性模量^[5]

K_z ——制动液体积弹性模量

根据动力转换器活塞的受力平衡方程可得

$$\frac{1}{4} \pi D_2^2 p_2 - \frac{1}{4} \pi D_1^2 p_1 = M \frac{d^2 X}{dt^2} + B \frac{dX}{dt} + F_r + K_s X \quad (4)$$

式中 B ——转换器中两活塞运动阻尼系数

M ——转换器中两活塞质量之和

K_s ——转换器两回位弹簧刚度系数之和

F_r ——转换器两活塞密封环摩擦力之和

式(3)~(4)为转换器与制动器联合工作数学模型。在确定系统模型参数后,应用Matlab工具,根

据系统状态变量间的相互关系,建立 Simulink 模型并进行仿真试验,部分仿真结果如图 2~5 所示。

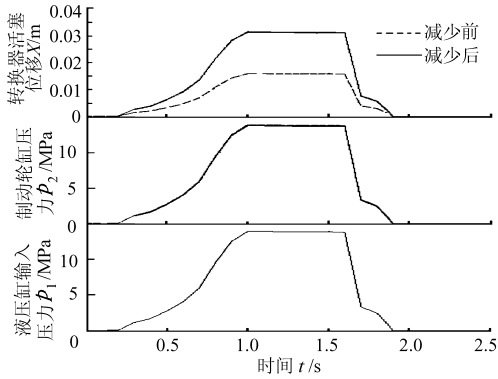


图 2 活塞面积减少时仿真结果

Fig. 2 Reduction of the piston area

图 2 为液压油缸活塞及制动泵活塞面积减小,但面积比不变时,制动轮缸压力及活塞联动位移变化的仿真结果。可以看出,在其他参数不变的情况下,活塞面积的减少对轮缸压力影响较小,只是活塞位移增大,由于转换器纵向尺寸的限制,在设计活塞面积时应考虑位移的最大值。

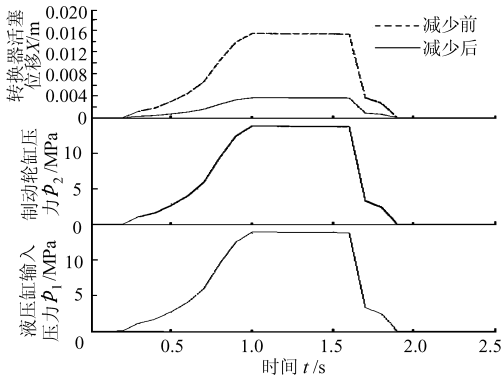


图 3 轮缸容积减少时仿真结果

Fig. 3 Reduction of the wheel cylinder volume

为了提高通用性,前后回路应采用相同规格的转换器,而前后桥选用的制动器数量往往不同,因此前后回路的制动泵容积 V_2 与轮缸容积 V_1 之比也不相同,图 3 为因轮缸容积 V_1 减小造成 V_2 与 V_1 之比发生变化时轮缸压力及活塞联动位移的变化情况。由仿真结果可以看出,容积之比的变化对轮缸压力影响很小, V_1 减小只是降低了活塞位移量,说明转换器对于前后桥制动器规格不同的车辆同样适用。

不同车辆在设计选用制动器时,因型号及制动衬片材料的不同必将使制动轮缸等效体积弹性模量 K_w 发生变化,图 4 显示了 K_w 变化前后的转换器动态特性仿真结果。 K_w 的降低对制动压力影响较小,但会造成活塞位移的增加,这一点应在进行制动系统各零部件的选型匹配时注意。

仿真结果表明,当 K_w 较高时转换器回位弹簧

刚度的变化对轮缸压力影响很小,但当轮缸综合刚度的变化造成 K_w 降低后,回位弹簧刚度变化会对其动态特性造成影响较大,如图 5 所示。因此在设计转换器时应掌握所选择的制动器的性能参数。

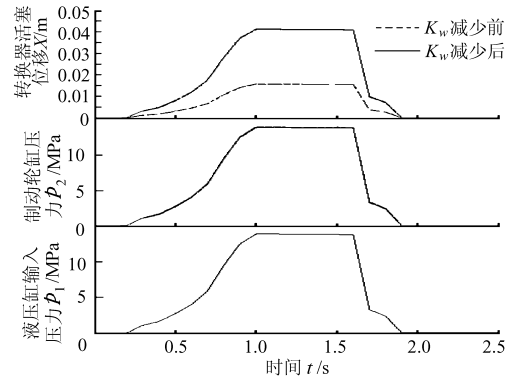


图 4 轮缸综合刚度减少时仿真结果

Fig. 4 Reduction of the wheel cylinder synthesis stiffness

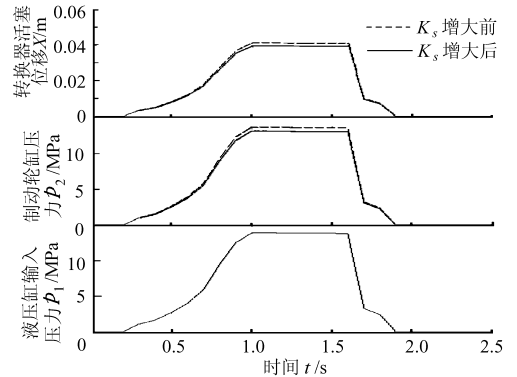


图 5 回位弹簧刚度系数增大时仿真结果

Fig. 5 Increase of the return spring constant

此外还对活塞质量、摩擦力对转换器动态特性影响进行了仿真分析,结果表明这些参数的小范围变化对轮缸压力与活塞位移的影响很小。

对双液动力转换器动态特性的研究有助于对整个制动系统进行分析与优化,但有些理论分析涉及的参数较难获得,某些参数只能根据经验选取,易造成数学模型的不准确。为验证所建立仿真数学模型的正确性,掌握系统与双液动力转换器匹配后在各种不同制动工况下的动态性能及影响规律,为有效预测整机制动性能提供依据,需对设计研制的双液动力转换器的动态特性进行测试。

3 试验与分析

全液动力制动系统首先应满足国家及国际标准对工程车辆储能式制动系统的性能要求,因此试验是在 ISO 3450 及 GB8532—87 标准基础上实施的^[6]。参照实车双回路液压制动系统布置方式,建立动态特性台架试验系统如图 6 所示。根据试验内容

以制动阀踏板处、各回路双液动力转换器及制动轮缸缸入口处为测点分别安装荷重传感器和压力传感器。工作液采用工程机械用 40 号低凝液压油, 总泵内加注 719 型合成制动液, 测试温度控制在 20~40℃。将制动过程分为制动与分离两个阶段, 对不同系统压力及制动工况下的制动阀踏板力、双液动力转换器入口压力及制动轮缸压力进行动态测试。

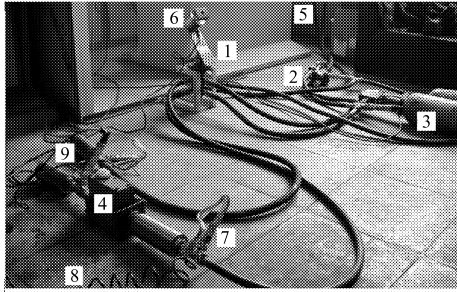


图 6 测试系统

Fig. 6 Experimental system

1. 制动阀 2. 充气阀 3. 蓄能器 4. 双液动力转换器 5. 动力源 6. 荷重传感器 7. 压力传感器 8. 测试仪器 9. 制动轮缸

3.1 仿真与试验结果对比

紧急制动工况下, 分别对全动力液压制动系统进行仿真与台架试验。整个阶段各回路制动轮缸压力变化的仿真与试验结果如图 7 所示。

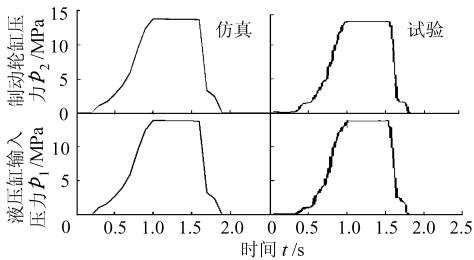


图 7 仿真与试验结果对比

Fig. 7 Contrasted results between experiment and simulation

仿真与试验结果对比, 两者基本吻合, 说明所建立的仿真模型能够反映转换器的动态特性。由于在模型建立时忽略了部分因素, 仿真与台架试验结果仍存在一定偏差。因仿真时未考虑制动轮缸活塞空行程结束时的冲击, 台架试验时的制动压力曲线与仿真相比在平衡前存在波动。尽管如此, 仿真计算已能够较为准确地预测、分析制动阀及系统的动态性能, 为工程设计提供参考。

3.2 多种工况下的测试结果

部分工况下的测试结果如图 8 所示, 左右 2 列曲线分别为系统压力在 14 MPa 时, 点制动与紧急制动工况下双液动力转换器输入端压力、输出端压力及制动踏板力的动态特性。由动态性能测试结果可以看出, 在不同的工况下, 双液动力转换器两端压

力上升与下降同样迅速且无压力损失, 踏板力与制动压力之间呈正比并无相位差。

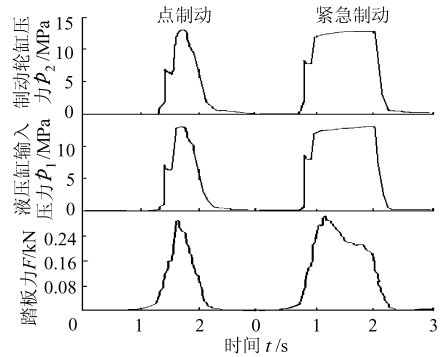


图 8 部分工况动态特性测试结果

Fig. 8 Experimental results of dynamic characteristics with different brake means

3.3 上下回路压力测试

为了对比加装转换器前后制动压力的动态特性, 在点制动与减速制动工况下对上回路安装的转换器液压缸压力、未装转换器的下回路轮缸压力及制动踏板力的动态特性进行了测试, 结果如图 9 所示。

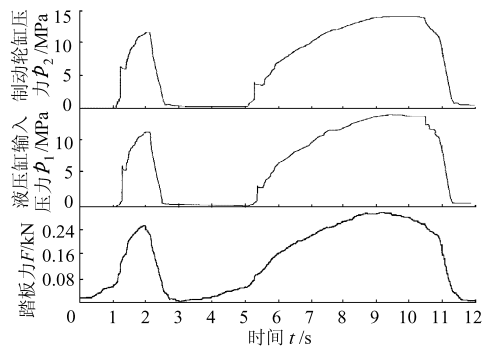


图 9 上下回路制动压力对比

Fig. 9 Comparison of brake pressure with different circuit

可以看出, 初始阶段由于上回路转换器活塞阻力较大造成液压缸压力较轮缸增压速度快, 且上回路空行程结束时间相对提前。在空行程结束后的增减压过程中, 不同制动工况下的压力响应速度差异很小, 只是液压缸较轮缸相比压力变化过程波动与冲击小, 这是由于上回路轮缸的压力波动传至液压缸时已被转换器活塞减弱。

试验结果表明, 加装转换器对各工况下全动力液压制动系统的制动压力响应特性影响很小, 研制的双液动力转换器完全能够满足轮式工程车辆对制动系统的性能要求。

4 结论

(1) 设计研制了既能保持全动力液压制动系统

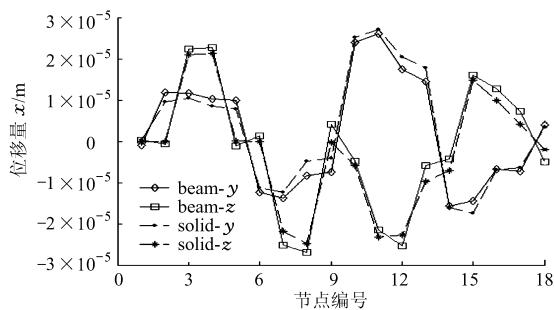


图 11 曲轴转角为 370°CA 时的各节点位移

Fig. 11 Each node displacement at 370°CA

单元模型的计算结果与整体曲轴体单元模型的计算结果基本一致,轴颈轴线端点位移的最大差异为 0.0034 mm 。

可见,采用整体曲轴梁单元模型计算预测曲轴变形,确定曲轴各轴颈的空间位置参数,简单、方便、省时,计算精度可以满足要求。

3 结论

(1)整体曲轴梁单元有限元方法采用更接近实际的整体曲轴模型,可以直接且同时计算多缸内燃机所有主轴承负荷。与传统的简支梁法比较,该方法计算的多缸内燃机主轴承负荷,无论大小还是方向都明显不同。

(2)与计算精度较高的整体曲轴体单元模型比较,整体曲轴梁单元模型是一种简单、方便、省时,计算精度可以满足要求的计算曲轴变形的的方法。

参 考 文 献

- 1 柴油机设计手册编辑委员会. 柴油机设计手册:上、中册[M]. 北京:中国农业机械出版社,1984.
- 2 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.
- 3 李柱国,易智强. 曲轴弹性主轴承负荷连续梁算法研究及其对轴心轨迹的影响(一)[J]. 汽车技术,1983,91(4):2~11.
- 4 李柱国,易智强. 曲轴弹性主轴承负荷连续梁算法研究及其对轴心轨迹的影响(二)[J]. 汽车技术,1983,91(5):8~14.
- 5 刘涛. 精通 ANSYS[M]. 北京:清华大学出版社,2002.

(上接第 13 页)

优点,又能降低整机制造成本的双液动力转换器,为轮式车辆制动系统的改进创造了条件。

(2)仿真与试验结果证明了所建数学模型的正确性,掌握了转换器主要结构参数对制动压力响应

特性的影响规律,为整机制动系统与元件的匹配与设计提供了依据。

(3)试验结果表明,研制的双液动力转换器能够满足轮式工程车辆对全动力液压制动系统的性能要求。

参 考 文 献

- 1 Keyser D E, Middendorf R P. Reverse modulating brake valves, circuit design considerations and applications[C]. SAE Paper 920908, 1992.
- 2 林慕义,孙大刚. 制动系统双液动力转换器:中国,ZL200420016242.1[P]. 2005-07-06.
- 3 林慕义,张文明,孙大刚. 工程车辆全动力液压制动系统双液动力转换器的设计与试验[J]. 工程机械,2004(12):42~44.
- 4 张光裕. 工程机械地盘构造与设计[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1995.
- 5 郭孔辉,刘漂,丁海涛,等. 汽车防抱制动系统的液压特性[J]. 吉林工业大学学报:自然科学版,1999,29(4):1~6.
- 6 SAE J/ISO 3450. Earthmoving machinery-braking systems of rubber-tired machines-systems and performance requirements and test procedures[S].
- 7 [美]鲁道夫 L. 汽车制动系统的分析与设计[M]. 张蔚林,陈名智,译. 北京:机械工业出版社,1985.
- 8 Sarawoot Watechagit. Modeling and simulation of a shift hydraulic system for a stepped automatic transmission[C]. SAE Paper 2003-01-0314, 2003.