

城市公交车液压传动系统设计研究

吕云嵩, 邹正耀

Design and Study on Hydraulic Transmission System of City Bus

LV Yun-song, ZOU Zheng-yao

(南京工程学院 机械系, 江苏 南京 211167)

摘要:针对公交车起、停频繁, 平均负荷率低的工况特点, 利用液压传动实现发动机功率匹配和车辆制动能回收, 借助液压启动消除柴油机怠速。分析表明, 改用液压传动, 可使公交车燃油经济性大约提高 25%~30%, 尾气排放显著降低。液压马达低速大扭矩特性符合公交车的动力特点。采用双联马达或双速后桥还能满足某些车辆对中、高速动力性的要求。系统为全液压设计, 结构简单, 工作可靠, 对振动和环境温度变化不敏感。

关键词:公交车; 液压传动; 节能

中图分类号: TH137.3 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2007)11-0001-05

1 前言

城市公交车油耗高、排放高的现状是由城市道路条件、公交车的运营性质及其动力系统的性能所决定的。公交车的运行特点是平均车速低, 启、停频繁, 车速多变, 循环潜能大。目前, 公交车采用的机械传动方式尽管结构简单、传动效率高, 但也存在着明显缺陷。首先, 机械传动不能实现系统功率匹配, 发动机的热效率很低。其次, 机械传动不便储能, 所以当车辆制动减速时, 车体的动能只能靠制动器摩擦消耗。由于这些原因, 公交车造成的燃油浪费和尾气污染现象是十分严重的。随着城市汽车拥有量的增加, 这种状况还会进一步加剧。所以, 为了城市的可持续发展, 必须对公交车的现有传动系统加以科学合理的改造。

液压传动具有无级调速, 便于储能等优点, 用于汽车传动能较好地解决功率匹配和制动能回收问题。汽车液压传动的局限性是蓄能器的能量密度太低, 难以满足一般车辆的节能要求, 但对于公交车, 因单次循环能量有限, 所以, 这一局限性可以通过系统合理的设计得到克服。近年来, 有关公交车液压传动技术的研究在德、美、日等国开始复苏^[1,2]。国内的哈工大、浙大、同济、江苏大学、南京理工以及西南交大等高校也先后开展了相关研究^[3-6]。然而到目前为止, 研究工作仍处于理论探索阶段, 鲜见具体设计方案。鉴于此, 本文在前人研究的基础上, 结合我们的研究体会, 给出了一个相对完整的设计研究方案。

2 公交车工况特点

近来, 已有不少研究人员分别对京、津、沪, 以及武汉、成都等大城市公交车的工况进行了调查研究^[7,8]。我们根据这些材料提供的数据, 结合自己对南京 1、16 和 33 路等公交大线的调查分析, 将有关数据汇成表 1。表中的数据是以总重 15 t, 发动机功率为 150 kW 的公交车为基准估算的, 大体上能够反映我国大城市公交车行驶工况的概貌。由表可以看出: 公交车加、减、匀、怠 4 种工况的持续时间相差不大; 其速度特性是平均车速和最高车速都低, 加、减速频繁; 负荷特性

表 1 城市公交车工况参考数据

工 况	时间比	功率范围
加 速	25%	80 ~ 150 kW
减 速	24%	- 50 ~ - 100 kW
匀 速	26%	15 ~ 25 kW
怠 速	25%	0 kW
最大功率	< 10% *	150 kW
平均功率	/	30 kW
最高速度	(50 km/h)	60 kW
平均速度	(18 km/h)	

注: * ——含在加速时间段

收稿日期: 2007-06-07

基金项目: 江苏省高校自然科学基金资助项目(05kjb460037)

作者简介: 吕云嵩(1957—), 男, 江苏无锡人, 高级工程师, 副教授, 工学士, 主要从事流体控制与节能技术等方面的研究。

是负荷变化范围大,小负荷时间长,大负荷时间短,平均功率与最大功率相差悬殊。

3 液压传动系统

3.1 液压传动系统的工作原理

图1为液压系统原理图。这是一个以发动机为源动力,蓄能器为辅助动力,变量泵和变量马达为能量转换装置的准恒压二次调节系统。按照控制和运行方式的不同,可以蓄能器为界,把该系统分成前、后两个相对独立的部分。

前部是由发动机和蓄能器组成的一个准恒压源,发动机的启动由系统的下限压力控制。当系统压力 p_3 下降至下限值时,压力继电器 PK1 动作,电磁铁 DT1 和 DT2 通电,泵的进口压力 p_1 升高,液控阀 YV1、YV2 切换,伺服阀 SV1(软簧)动作,泵的排量 V_1 减小并转为马达工况。锥阀 ZV1、ZV2 先后开启,压力油经 ZV2 进入液压泵,使之旋转,再经 ZV1 返回油箱。此间,电磁铁 DT1 延时断电。随着发动机转速的提高,泵的流量增大,锥阀 ZV2 的压降增大,发动机的加速度减小,这一过程导致 p_1 下降,伺服阀 SV1 左移,泵的排量 V_1 减小。

发动机启动后,液压泵恢复泵工况, p_1 迅速下跌,液控阀 YV1(硬簧)换向, ZV2 关闭,发动机怠速。ZV1 经延时后关闭,液压泵开始向系统小量供油,发动机小负荷运行。液控阀 YV2 延时换向,伺服阀 SV2 代替 SV1 控制,泵的排量 V_1 增大并开始正常泵油。此后,经过一定时间充液,蓄能器的压力达到上限,压力继电器 PK3 动作,喷油泵停止喷油,发动机停机。

如果司机熟悉路况,发动机也能人为启、停,以便更好地利用蓄能器容量。

系统的后部是由蓄能器和4象限变量马达组成的二次调节系统,按前进、滑行、制动及倒车4种工况对

排量分别进行控制。

前进时踩下左踏板,微动开关 SB1 闭合,电磁铁 DT2 和 DT5 通电,蓄能器开启输出油路,同时计量泵输出的压力油经电磁换向阀到达伺服阀 SV3 右端柱塞腔,柱塞对阀芯产生的推力与踏板力平衡。当踏板力增加时,阀芯右移,马达排量 V_2 增加,车辆加速,计量泵输出增大,当作用于阀芯上的液压力与踏板力重新平衡时,车速不再增加。反之,若踏板力保持不变,而车速因负载增大而降低时,计量泵输出将减少,故伺服阀芯右移,马达排量增大,速度增加直至伺服阀上的液压力与踏板力重新平衡,速度重新恢复。可见,车辆前进时,车速几乎不受行驶阻力的影响,且与踏板的推力成比例,实现恒速控制。

滑行时放松左、右踏板, SB1 开路,电磁阀和伺服阀 SV3 回到中位,马达排量为零。

车辆制动分两种情况,一是正常制动。如遇红灯或停靠车站,司机一般在离停车地点 10~50 m 时会轻踩右踏板,使 SV3 阀芯左移,马达转换为泵工况。此时,微动开关 SB2 闭合,电磁铁 TD3 通电,压力油经二位三通电磁阀到达小柱塞缸,柱塞缸与杠杆构成的恒扭矩控制机构对马达实施恒扭矩控制,即液压泵的制动扭矩与踏板力成比例。在车辆制动减速过程中,其动能被液压泵转化为液压能并存储到蓄能器中。当车辆到达停车点时,司机继续用力踩踏板,摩擦制动器作用,汽车完全停止。

二是紧急制动。司机在遇到紧急情况时迅速踩下右踏板,液压泵和摩擦制动器同时产生制动作用,迅速停车。在这种情况下,由于制动时间短暂,故回收的能量有限。

倒车时先将手柄 SB3 扳到倒车位,踩下右踏板, SB2 闭合,电磁铁 DT4 通电,计量泵输出的压力油经

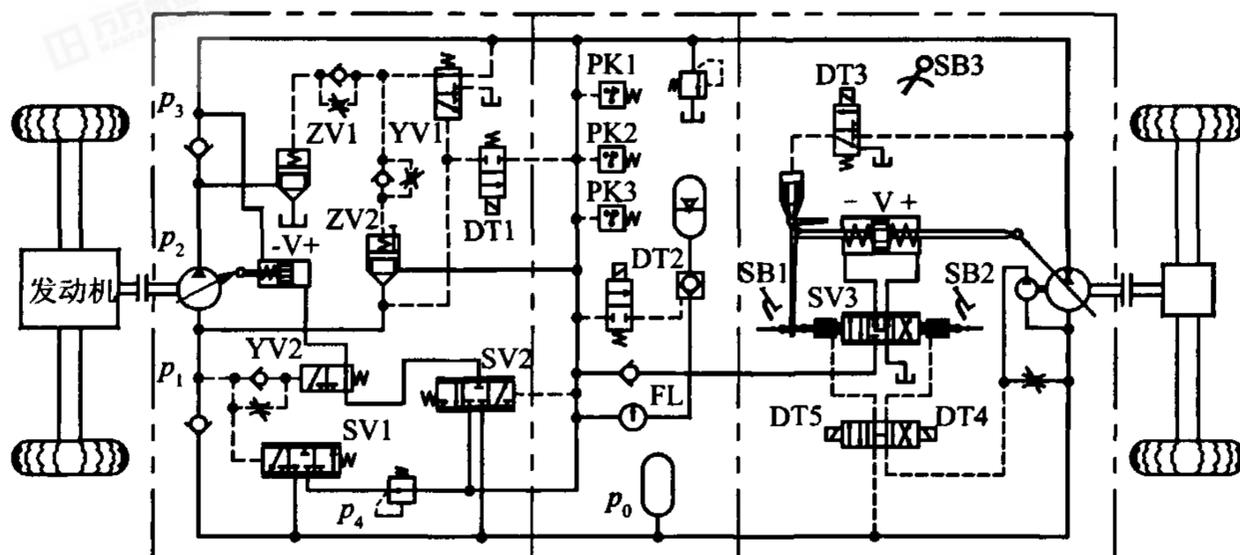


图1 液压系统原理图

电磁阀到达伺服阀左端柱塞腔,马达反转。通过踏板可进行恒速控制。表2为电磁铁动作顺序表。

表2 电磁铁动作顺序表

	DT1	DT2	DT3	DT4	DT5	SB1	SB2	SB3	PK1	PK2	FL	PK3
启动	+	/				/			PK1∪PK2∩FL			
前进		+			+	+						
滑行		/										
制动		+	+				+					
倒车		+		+			+	+				
停机						/						
停车												

注:表中+为通电,空格为不通电,/为不确定。∪:“或”,∩:“与”逻辑关系。

3.2 液压传动系统性能分析

1) 系统的功率匹配与效率

功率匹配对发动机热效率的影响很大。以东风康明斯EQ6BTAA5.9发动机为例,其最大功率为145 kW,万有特性曲线如图2所示。由图可知,发动机在高负荷的比油耗为200 g/kW·h,效率0.42;在低负荷区的比油耗为300 g/kW·h,效率0.28。

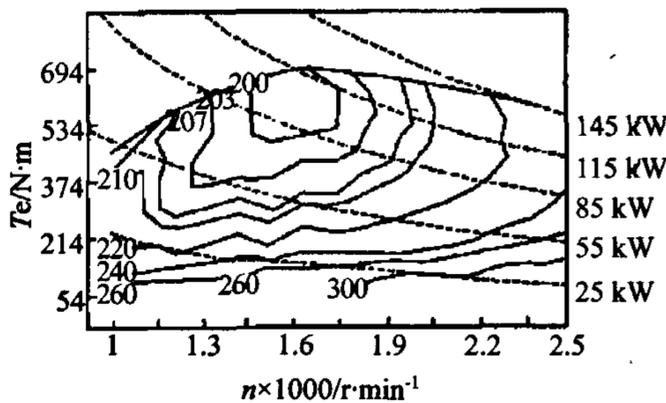


图2 EQ6BTAA5.9发动机万有特性

采用机械传动时,按照大型客车的设计原则,为保证车辆的动力性,通常以比功率(P/G)来确定发动机的最大功率。国家标准规定,客车的功率密度应不小于10 kW/t,所以总重15 t的公交车,发动机功率至少是150 kW。而按照前述公交车的工况,发动机的平均负荷率就只有0.2左右,后备功率浪费严重,发动机热效率很低。此外,由于车辆加、减速频繁,发动机过渡工况和制动工况消耗功率较大也给发动机效率和排放带来不利影响。

采用液压传动时,发动机是间歇工作的,它的直接负载是蓄能器。蓄能器的工作压力是在其上、下限之间缓慢变化的,而变量泵的排量随压力的升高而减小,所以泵的输入转矩亦即发动机的工作转矩变化幅度很

小。发动机的转速由测速电机通过喷油量实施恒速闭环控制。此外,由于发动机与车辆负载间的实时关系已不复存在,因此,发动机的额定功率原则上可按行车平均功率计算:

$$P_r = P_m t_t / \sum t_{ef} \quad (1)$$

式中 P_r 、 P_m 分别为发动机的额定功率和车辆的平均功率; t_t 和 $\sum t_{ef}$ 分别为车辆运行时间和发动机在同时段内的累计运行时间。经过这般设计,完全能够保证发动机的工作点始终处于经济区。

液压泵和马达的效率都是比值 $n \cdot \mu / \Delta p$ 的函数,由于转速 n ,工作压力 Δp 都和工况有关(μ 为动力黏度),所以泵和马达也都存在功率匹配问题。泵的匹配比较容易,只要把它的高效区设计为与发动机的经济区重合就可以了。马达的工况是直接跟随负载变化的,不可能始终处于高效区,但马达在效率上对工况的敏感度远不如发动机。为了使马达能更好的功率匹配,还可以考虑双联马达或双速后桥结构。目前,汽车液压传动研究中选用的泵和马达几乎都是通用标准产品,事实上,为了获得较高的效率,泵和马达都应针对车用条件进行专门设计。有资料显示,某课题组研制的车用液压传动系统,总传动效率已达到85%以上。

2) 蓄能器充、放液效率

蓄能器是液压传动系统中缓冲与调配能量的关键部件,其有效容积的确定需兼顾制动能的容量和发动机的工作节奏,在体积和重量允许的情况下,应尽量选择大容量。公交车体量较大,容许蓄能器有较大的容积,因此其充液过程可视为等温过程。蓄能器的放液速度比较高,尤其是在车辆加速时,可视为绝热过程。图3中,1-2和1-2'分别表示等温和绝热过程曲线,阴影面积为热损失。

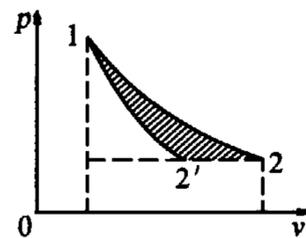


图3 蓄能器充、放液 p-v 图

蓄能器等温充液时液压泵做功:

$$P_1 = p_1 v_1 \ln p_1 / p_2 \quad (2)$$

绝热放液时对外做功:

$$P_2 = \frac{p_1 v_1}{n-1} [1 - (p_2/p_1)^{1-\frac{1}{n}}] \quad (3)$$

式中 p_1 、 p_2 为高、低压力, ν_1 为比容, n 为绝热指数。效率:

$$\eta' = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1 - (p_2/p_1)^{1/n}}{(n-1)\ln p_1/p_2} \quad (4)$$

设 $p_1 = 30 \text{ MPa}$, $p_2 = 20 \text{ MPa}$, $n = 1.4$, 由式(4)可得 $\eta' = 0.625$ 。绝热过程约占总时间的 $1/4$, 故蓄能器的工作效率约为:

$$\eta \approx 3/4 + 1/4\eta' = 0.9$$

为了提高蓄能器的功效, 可在车辆加速时启动液压泵, 以降低蓄能器的出油速度。

3) 消除怠速

柴油机的优点是燃油经济性和排放均好于汽油机, 缺点是启动比较困难。公交车起停频繁, 为避免频繁启动发动机, 停车时通常不停机, 故公交车怠速时间比较长, 约占总运行时间的 $1/4$ 。怠速功率约为发动机最大功率的 5% , 公交车平均功率的 20% 。它的存在使汽车的总效率大约降低 5% 。另外, 由于柴油机启动困难, 为了避免熄火, 不少人启动时猛踩油门, 使发动机转速忽高忽低, 机件负载忽大忽小, 容易造成活塞撞击汽缸的现象, 加速活塞环、活塞销、铜套及大小轴瓦的磨损。

在本系统中, 发动机是间歇工作的, 不与车辆同步起停, 且间歇时间可在一定范围内根据需要随时调整。另外, 发动机由液压泵兼做启动马达, 启动功率大, 转速高, 提高了燃油点燃质量, 缩短了启动时间, 故可保证在恶劣条件下启动的可靠性。液压马达的外特性通过变量机制、液压阀动作时序及开度等加以优化控制, 可以保证发动机启动的平稳性和经济性。

4) 制动能回收

公交车制动所消耗的能量约占总驱动能的 50% ^[7], 节能潜力很大。在本系统中, 4 象限液压马达在产生阻力矩使车辆减速的同时, 也将车辆的动能转化为液压能。这里, 能量转化的效率受系统效率、车辆行驶阻力和蓄能器热效率的影响, 而这些效率的高低和系统参数的设置以及液压马达的变量控制方式有关。系统参数主要有泵和马达的排量 V 、蓄能器的初始容积 v_0 、蓄能器上、下限压力 p_1 、 p_2 以及泵和马达的附加传动比 i 。为了提高效率, 这些参数需优化计算, 具体方法见参考文献^[8,9]。马达变量有恒扭矩、恒功率和恒转速 3 种控制方式。恒扭矩制动能充分利用地面附着力, 制动时间较短, 因而系统损耗和行驶阻力消耗都较少。另外恒

扭矩制动时, 初期制动功率较大, 后期功率较小, 有利于压缩气体散热, 故蓄能器热效率也比较高。恒功率制动的初期制动力较小, 后期制动力大, 有利于高速行驶时制动的稳定性。气体的压缩热是均匀产生的, 接近绝热压缩, 故蓄能器热效率不如恒扭矩制动高。恒转速制动初期制动力较大, 易产生冲击。而随着转速的下降制动力迅速减小。由于制动过程中功率变化大, 制动时间长, 故能量回收效果较差。

综上所述, 从能量回收的效果来看, 恒扭矩制动最好, 初步估算应能回收至少 50% 的制动能, 整车的燃油经济性因此可以提高 25% 以上。

5) 动力性

液压驱动系统的低速动力性主要取决于液压马达。在本系统中, 液压马达采用恒速变量控制, 当车速降低时扭矩会迅速增大, 故驱动系统的扭矩适应系数大, 过载能力强, 不会出现普通车辆因过载而熄火的现象, 特别适合车辆启步、加速及爬坡等低速大负荷工况。

液压马达在高速小排量时效率比较低, 故高速动力性较差。这一问题可通过采用双联马达或双速后桥来解决。另外, 为了减小高速时管路的压降, 连接蓄能器管路的口径应尽量选大些, 并尽可能靠近马达。

为了节能, 发动机的额定功率是根据车辆的平均功率确定的, 如式(1)。所以, 这种系统不支持车辆连续高速行驶, 如夜间行驶。这一问题应从公交车运营管理层面上设法解决, 如夜间改用中巴、小客等。

6) 尾气排放

汽车尾气排放主要在于启动、加速、爬坡和怠速几个工况。在图 1 所示系统中, 发动机是间歇式工作的, 只含启动和在经济区运行两种工况。在经济工况下, 燃油燃烧充分, 排放自然很少。至于启动工况, 由于间歇式运行启动频次较低, 且液压启动改善了启动性能, 故启动排放也大大减少。所以该系统对减小排放有明显效果。

4 结束语

公交车液压传动节能的途径主要有以下几个方面: 一是使发动机功率匹配, 热效率大约提高 15% ; 二是减小怠速功耗, 大体上节能 5% ; 三是制动能回收, 保守估计可节能 25% 。但液压系统主要元件泵、马达及蓄能器的效率都不够高, 经专门设计的车用液压系统比机械传动效率也要低 $15\% \sim 20\%$ 。所以, 这种系统大体上可节能 $20\% \sim 30\%$ 。

由于发动机是间歇式工作, 且采用液压启动, 发动

基于 ITAE 自整定模糊液位控制器的设计

孙育河¹, 梁岚珍², 邵 璠¹, 王结实¹

Design of A-self Tuning Fuzzy Level Controller Based on ITAE

SUN Yu-he¹, LIANG Lan-zhen², SHAO Fan¹, WANG Jie-shi¹

(1. 新疆大学 电气工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830008; 2. 北京联合大学 自动化学院, 北京 100101)

摘 要:时间乘以误差绝对值积分(ITAE)的性能指标是一种具有很好工程实用性和选择性的控制系统性能指标。文章针对纯滞后液位控制对象,提出了一种基于 ITAE 自整定模糊控制器的设计,并与传统的 PID 控制器相比较。结果表明:该控制器与传统 PID 控制器相比,提高了控制系统的自整定能力和鲁棒性,改善了系统的静态性能和动态性能。

关键词:ITAE; 自整定; 模糊控制; 调整因子

中图分类号: TP273 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2007)11-0005-03

0 引言

在多数工业过程当中,控制对象普遍存在着纯滞后的现象,液位控制就是工业控制中经常遇到的控制对象,这种滞后时间的存在,会使系统产生明显的超调量和较长的调节时间,滞后严重时,甚至会破坏系统的稳定性。采用常规的 PID 控制器来控制对象,超调及震荡都比较强,带来较长的稳定性时间。本文设计了一种基于 ITAE 自整定模糊控制器,并对纯滞后液位控制系统进行了研究分析,控制效果得到了很大的改善。

1 基于 ITAE 自整定模糊控制器的结构

机的工况与车辆启动、怠速、爬坡等高排放工况无关,故尾气排放将明显减少。

液压传动在低速大扭矩工况下具有优良的动力性,这与公交车对动力性的要求是一致的。至于夜间行车等非主要工况,可从运营管理上设法解决。

汽车液压传动技术今后发展的主要方向有液压自由活塞发动机^[6]和汽-液两相蓄能技术。两相蓄能技术不仅能够提升蓄能器的能量密度,还可开发利用发动机的余热,产生更为可观的节能效果。

参考文献:

- [1] Wilker A M, Lamperth M U, Wilkins S. On friction braking demand with regenerative braking[D]. SAE Paper 2002-01-2581.
- [2] P. Buchwal, G. Christensen, H. Larsen, P. Sunn Pedersen.

ITAE (Integral Time Absolute Error)是时间乘以误差绝对值积分,它是一个综合了系统的快速性、稳定性的综合指标,具有很好的工程实用性和选择性^[1]。本论文主要包括模糊控制器结构的设计和调整因子自整定过程的设计。基于 ITAE 自整定模糊控制器的系统框图如图 1 所示。

收稿日期: 2007-04-17

项目基金: 新疆教育基金高新技术重点项目(XJEDU2005I02)

作者简介: 孙育河(1983—),男,陕西咸阳人,硕士研究生,主要从事计算机控制与自动化网络方面的研究工作。

Improvement of city bus fuel economy using hydraulic hybrid propulsion system at theoretical and experimental study[J]. SEA, 790305.

- [3] 何仁, 胡青训. 带有制动能量再生系统的公共汽车制动过程[J]. 江苏大学学报, 2005, 26(5).
- [4] 姜继海, 赵春涛. 二次调节静液传动在城市公交车车辆驱动中的节能技术研究[J]. 中国机械工程, 2001, 12(3).
- [5] 陈华志, 苑士华. 城市用车辆制动能量回收的液压系统设计[J]. 液压与气动, 2003(4).
- [6] 杨华勇, 夏必忠, 傅新. 液压自由活塞发动机的发展历程及研究现状[J]. 机械工程学报, 2001, 37(2).
- [7] 刘希玲, 丁焰. 我国城市汽车行驶工况调查研究[J]. 环境科学研究, 2000, 13(1).
- [8] 杨延相, 蔡小林, 杜青, 等. 天津市道路汽车行驶工况的研究[J]. 汽车工程, 2002, 24(3).