

文章编号: 1002-0268 (2004) 03-0110-04

# 蓄能器与车辆静液压储能传动系统特性及匹配分析

李翔晟<sup>1</sup>, 常思勤<sup>2</sup>

(1. 中南林学院, 湖南 株洲 412006; 2 南京理工大学, 江苏 南京 210094)

**摘要:** 本文简要介绍了车辆静液压储能传动这一新型动力传动系统的基本组成、工作原理及其特点, 详细分析了系统中关键元件之一的储能元件——气囊式蓄能器的各参数之间的关系以及蓄能器的充气容积、有效容积和压力, 多变指数等参数的变化对车辆制动能量回收以及对车辆性能的影响, 并以某型公共汽车为例, 通过分析计算得出了系统的能量回收率与蓄能器容积的关系。

**关键词:** 车辆工程; 蓄能器; 节能; 静液压传动; 能量回收

**中图分类号:** U463.2

**文献标识码:** A

## Research on Matching between Accumulator and Hydrostatic Transmission System of Vehicle

LI Xiang-sheng<sup>1</sup>, CHANG Si-qin<sup>2</sup>

(1. Central South Forestry College, Hunan Zhuzhou 412006, China;

2 Nanjing University of Science &amp; Technology, Jiangsu Nanjing 210094, China)

**Abstract:** This paper briefly introduces the compose, working principle and characteristics of a new transmission system-hydrostatic transmission, particularly analyze the relationship between parameters: polytropic exponent, charge volume, effective volume and pressure of accumulator, and influence on energy recovery and characteristics of vehicle, and energy recovery efficiency has been calculated with a bus-example.

**Key words:** Vehicle engineering; Accumulator; Energy saving; Hydrostatic transmission system; Energy reutilization

### 0 概述

在新世纪随着工业化进程的加速, 能源需求量日益增加, 常规能源资源面临枯竭的危机。在世界战略格局趋向多极化迅速发展的形势下, 能源浪费、大气污染、温室效应、生态恶化、油价上涨等一系列问题更加突出。汽车是能源消耗和污染物排放的主要成员之一, 汽车交通与可持续发展, 已成为全球关注的问题。因此, 汽车节能已成为全球的热点问题, 国内外都在研究开发使用新型动力传动系统来提高车辆经济性和动力性, 降低能源消耗; 使用清洁能源的车辆如太阳能、氢气汽车以及天然气和石油液化气等代用燃

料汽车来减少大气污染, 保护生态环境。

节约能源不仅是国民经济的重大课题, 也是现代科学技术面临的挑战, 节约能源从广义上讲包括能量的回收再利用。在车辆上使用静液压储能传动这一新型动力传动系统, 正体现了这一科学利用能源的思想。本文将对车辆静液压储能传动这一新型动力传动系统作一些有益的探讨, 并着重分析系统中关键元件之一的蓄能器与系统的特性及匹配关系。

### 1 车辆静液压储能传动系统的组成、工作原理及特点

#### 1.1 车辆静液压储能传动系统的基本组成和工作原理

收稿日期: 2003-01-17

作者简介: 李翔晟 (1963-), 男, 湖北天门人, 副教授, 博士。

车辆静液压储能传动系统一般由发动机、液压泵、蓄能器和双向变量马达/泵等主要元件组成,如图1所示。在该系统中,系统压力的大小取决于液压蓄能器的充液状态,其压力  $p_1 = p_2 = p_3$ 。液压泵和液压蓄能器可使系统的压力基本保持不变(准恒压)。由于蓄能器的存在使系统中液压泵的流量  $q_1$  与变量马达的流量  $q_2$  之间没有直接联系,流量之差  $q_3 = q_1 - q_2$  将直接流入或流出液压蓄能器。即液压泵和变量马达有互不相关的转速。变量马达采用结构对称,可过零点的轴向柱塞斜盘式结构,变量马达是可以完全可逆工作的,即排量  $V_2$  的大小和方向均可以改变。亦即变量马达可在四象限工作,当变量马达工作在一象限时驱动车辆前进,工作在三象限时驱动车辆后退(即车辆的倒档工况),亦即车辆倒档工况是通过改变变量马达的旋向来实现的,当工作在二象限和四象限时分别为前进和后退的制动工况。静液压传动系统,就是通过调节变量马达斜盘的倾斜角及其方向来适应外负载的变化和马达工况转变的。

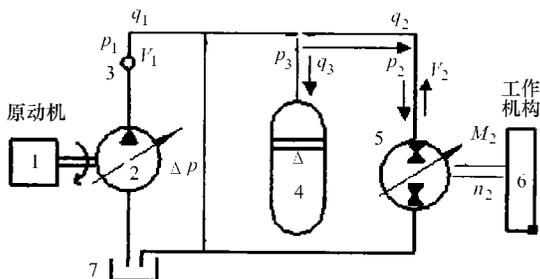


图1 静液压储能传动系统工作原理简图

1-原动机, 2-液压泵, 3-单向阀, 4-蓄能器,

5-双向变量马达/泵, 6-工作机构, 7-油箱

## 1.2 车辆静液压储能传动系统的工作方式及其主要特点

由于在传动系统中加入了储能元件蓄能器使车辆传动系统的工作方式发生了很大的变化,主要表现在:(1)车辆起步时,可由发动机或蓄能器或两者同时提供能量驱动车辆起步行驶。(2)或由发动机驱动车辆起步行驶,并向蓄能器充液。当系统达到规定压力后,发动机停机或处于怠速状态,此时由蓄能器提供车辆所需的能量,直到不能满足车辆行驶要求为止。这时发动机重新开始正常工作,并保持在相应的经济工作区域附近工作,需要峰值功率时由蓄能器来补充,这样发动机可以间歇式方式工作,并以经济方式运行,可降低燃油消耗,减少排放。(3)当车辆减速或制动时,发动机停机或怠速,马达以泵工况方式工作,将车辆的惯性能转化为蓄能器的液压能储存在蓄能器中,根据需要释放出来驱动车辆,这样可实现

制动能回收(通常在制动器处以热的形式耗散掉)。这种传动系统的主要特点是:(1)发动机能以间歇工作方式工作,可减少燃油消耗,降低排放;(2)采用二次调节技术使发动机负荷与工作负荷完全分离;(3)蓄能器可提供峰值功率,可减少发动机的装机容量;(4)可减少制动频率和实现部分制动能回收;(5)易于实现车辆直接驱动/全轮驱动,使车辆结构相应简单,减少了由机械传动引起的振动和噪声;(6)改善车辆的操纵性、行驶的平顺性,提高其乘坐的舒适性等<sup>[1]</sup>。

## 2 系统分析

### 2.1 车辆制动减速工况

假设车辆的制动工况在平路上进行的,则车辆制动时能量平衡方程为

$$E_1 + E_2 + E_3 = \frac{1}{2} \delta m u_0^2 \quad (1)$$

式中,  $\delta$  为车辆惯性质量换算系数;  $u_0$  为车辆制动时的速度, km/h;  $E_1$  为回收能量, J;  $E_2$  为滚动阻力损失能量, J;  $E_3$  为空气阻力损失能量, J。最后停车瞬间制动轮摩擦片耗损的能量已经很小可忽略。由于减速回收的能量是通过车轮由液压泵来实现的,因此  $E_1$  可由下式确定

$$E_1 = FS = \frac{T}{r} S \quad (2)$$

式中,  $T$  为泵输出轴上的制动扭矩, Nm;  $S$  为车辆制动距离, m;  $r$  为车轮滚动半径, m。根据汽车理论,汽车行驶方程式

$$\frac{T \eta_r}{r} = \frac{C_D A}{21.15} u^2 + Gf + Gi + \delta m a \quad (3)$$

在制动过程中,产生制动减加速度的力矩,除制动扭矩外,还包括滚动阻力矩和空气阻力矩,因此在制动过程中,汽车的力平衡方程式为

$$\frac{T}{r \times \eta_r} + \frac{C_D A}{21.15} (u_0 - at)^2 + Gf = \delta m a \quad (4)$$

式中,  $u_0$  为车辆制动时的速度, km/h;  $\eta_r$  为系统效率;  $C_D$  为空气阻力系数;  $A$  为车辆迎风面积,  $m^2$ ;  $f$  为滚动阻力系数;  $\delta$  为汽车旋转质量换算系数,  $\delta = 1 + \hat{q} + \hat{q}_2$ , 其中,  $\hat{q} \approx \hat{q}_2 = 0.03 \sim 0.05$ <sup>[2]</sup>。

由于在静液压储能传动系统中,汽车制动时,发动机处于停机或怠速状态,并与传动系处于完全解耦状态。因此,发动机及其相关运动件的旋转惯性质量对系统无影响。

当车速较低 ( $u_0 \leq 35 \text{ km/h}$ ) 时,对于空气阻力可以

忽略不计。因此制动减加速度与制动力矩的关系式

$$a = \frac{(T + r \times \eta_r \times m \times g \times f)}{\delta \times m \times r \times \eta_r} \quad (5)$$

又知  $T = pq / 2\pi$  (6)

式中,  $p$  为系统压力, MPa;  $q$  为液压马达总排量, L。由(5)、(6)式可得制动减加速度

$$a = \frac{1}{\delta m \times r \eta_r} \left[ \frac{pq}{2\pi} + mgf \times r \eta_r \right] \quad (7)$$

由(6)可知, 对于给定的车辆, 当液压马达的排量一定的情况下, 制动减加速度只是系统压力的函数, 若忽略压力损失, 系统压力就是蓄能器的压力。图1, 图2分别为减加速度和制动力矩(仅为泵制动)随系统压力, 制动时间及制动距离随减加速度变化关系。由图可知, 在有预见的制动中, 仅由泵制动产生减加速度的条件下, 当制动车速为 45km/h, 平均制动时间和平均制动距离也只不过为 15.6s 和 7.5m, 只有在紧急的情况下才需要使用制动器制动, 这样可大大减少制动系统的耗损, 提高制动器的使用寿命。

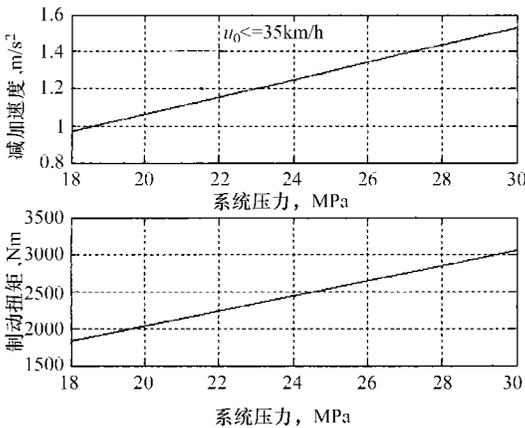


图1 减加速度和制动力矩随系统压力的变化

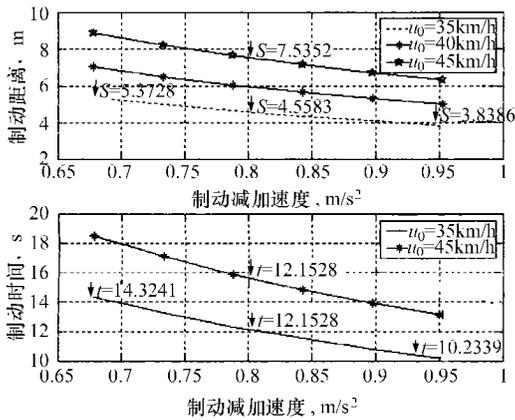


图2 制动时间和制动距离与减加速度关系

## 2.2 蓄能器参数与特性分析

### (1) 蓄能器有效容积的计算

根据  $p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{constant}$ , 得蓄能器的

有效容积

$$\Delta V_m V_0 [1 - (p_1/p_2)^{1/n}] / (p_1/p_0)^{1/n} \quad (8)$$

式中,  $p_0, p_1, p_2$  分别为蓄能器的充气压力、最低和最高工作压力, MPa;  $V_0, V_1, V_2$  分别为对应的容积, L;  $n$  为多变指数, 等温过程  $n=1$ , 绝热过程  $n=1.4$ 。当  $V_0, p_1$  不变时, 由(8)式可知, 要增大蓄能器的有效容积, 有两种途径: 一是减少  $p_1/p_2$  项的值, 即增大最高工作压力与最低工作压力的差值  $p_2 - p_1$ , 当  $p_2 - p_1$  的数值从  $10\% p_1$  增大到  $20\% p_1$  时, 蓄能器的有效容积将增大 1 倍; 二是减少  $p_1/p_0$  的值, 但受充气压力  $p_0$  的限制。图3为蓄能器有效容积在不同多变指数下随充气容积的变化曲线。

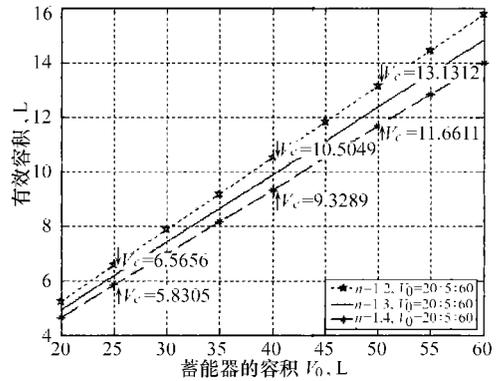


图3 蓄能器的有效容积随充气容积的变化

### (2) 制动过程中充入蓄能器的油液体积

$V_c = \int_0^t Nq dt$ , 由  $u = 2\pi rN / 60$  和  $u = u_0 - at$ , 得  $N = 30(u_0 - at) / \pi r$ , 则

$$V_c = \int_0^t \frac{30(u_0 - at)}{\pi r} \times q dt \quad (9)$$

其中,  $N$  为液压泵的转速,  $r \text{ min}^{-1}$ ;  $u_0$  为制动时的车速,  $\text{m/s}$ ;  $a$  为制动减加速度,  $\text{m/s}^2$ 。

蓄能器的体积变化  $V_m = V_1 - V_c$ , 其中,  $V_1 = V_0 (p_0/p_1)^{1/n}$ , 在储能过程中, 蓄能器的压力变化

$$p = p_1 (V_1/V_m)^n \quad (10)$$

图4为蓄能器的压力在不同多变指数下随充入液体体积的变化曲线。分析图4可知, 当多变指数不变时, 蓄能器的压力增长率随蓄能器容积的减少而增大, 相应的制动减加速度增长快, 但吸收的能量较少。

### (3) 蓄能器吸收的能量

$$E_3 = - \int_{V_0}^{V_m} p dV = - \frac{p_0 V_0}{-n+1} \left[ \left( \frac{V_m}{V_0} \right)^{-n+1} - 1 \right] =$$

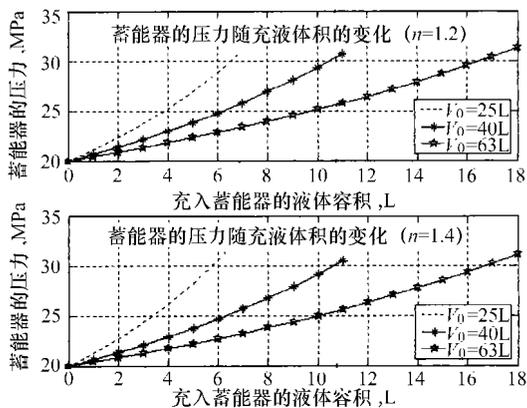


图4 蓄能器压力随充入油液体积的变化

$$-\frac{p_0 V_0}{n+1} \left[ \left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right] \quad (11)$$

图5为蓄能器吸收能量在不同容积下随压力的变化曲线。由图5可知,在多变指数和压力一定下,蓄能器吸收的能量随容积的增大而增大(忽略气体在做功过程中的热损失和阻力损失)。

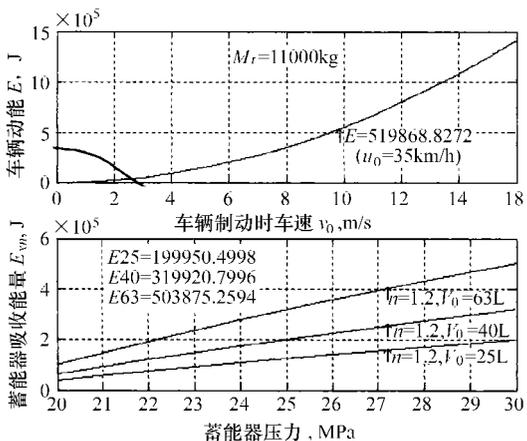


图5 蓄能器吸收能量随压力的变化

#### (4) 能量回收率

以某型全轮驱动公共汽车为例计算,其主要参数为:车轮滚动半径  $r=0.445\text{m}$ ,滚动阻力系数  $f=0.014$ ,满载总质量  $m_t=11\,000\text{kg}$ ,蓄能器的充气压力  $p_0=18\text{MPa}$ ,最低工作压力  $p_1=20\text{MPa}$ ,最高工作压力  $p_2=30\text{MPa}$ ,多变指数  $n=1.2$ ,液压马达排量  $q=160\text{mL/r}$ 。文中的结果均以此参数值为基础进行计算。

若制动时车速  $u_0=35\text{km/h}$ ,则车辆的动能为

$$E_1 = \frac{1}{2} (m_t \times u_0^2) = 519\,868.8272 \text{ (J)}$$

当取多变指数  $n=1.2$ 和蓄能器的充气容积分别取  $V_0=25\text{L}$ 和  $40\text{L}$ 时,蓄能器吸收的能量分别为  $E_3=199\,950.4998\text{J}$ 和  $319\,987.5467\text{J}$ 。则能量回收率分别为  $38.46\%$ 和  $61.55\%$ 。在车辆起步加速时,蓄能器释放此能量在  $3\sim 5\text{s}$ 内提供的瞬时功率分别达  $66\sim 40\text{kW}$ 和  $103\sim 63\text{kW}$ ,这样发动机的功率可按满足经常工况的要求来选择,不必考虑最大功率要求,可大大降低发动机的装机容量,减少燃油消耗。由图5可知,对于选定的车型在同一制动条件下若选用  $63\text{L}$ 的蓄能器几乎可回收车辆的全部动能。但随着蓄能器容积的增大其体积和重量也随之增大,同时也影响车辆制动时系统压力的增长率以及在车辆上的布置。因此选择蓄能器的容积要结合车型及使用要求综合考虑。

### 3 结束语

通过对车辆静液压储能传动系统的分析,该系统应用在公共汽车上具有明显的节能效果。在实际应用中,为系统选择一个合适的蓄能器需要综合考虑多方面的因素,其中蓄能器的有效容积是一个关键因素,它不仅影响蓄能器吸收能量的大小,同时影响系统压力的增长速率,但这两者是一对矛盾。不过我们研究的主要目的是注重于系统的能量回收作用和改善车辆的操纵性及乘坐的舒适性,因此为达到增加回收能量和减轻重量的目的,增大蓄能器的有效容积是一个有效的途径。

#### 参考文献:

- [1] Karl-Erik Rydberg. Hydrostatic Drives in Heavy Mobile Machinery: New Concept and Development Trends [C]. No. 981989, SAE 1998: 1-7
- [2] 余志生,主编.汽车理论(二版)[M].北京:机械工业出版社,1999.
- [3] 程卫国,等. MATLAB53 精要编程及高级应用 [M],北京:机械工业出版社,2000.