

doi: 10.7690/bgzdh.2014.01.002

液压制动能量再生系统研究及仿真

任彦恒, 王金宝, 张连发, 冯东亮

(中国人民解放军 66131 部队, 河北 保定 071000)

摘要: 着重研究利用液压系统回收制动能量用于起步, 以提高车辆的经济性和操控性。通过分析蓄能器、变量泵/马达排量等关键参数, 基于 AMESim 建立液压储能式制动能量再生系统车辆模型, 对车辆的制动和起步工况进行仿真研究。结果表明: 该系统具有制动效果, 且能够利用制动能量的再生实现车辆起步。

关键词: 制动能量再生; 起步; AMESim; 仿真分析

中图分类号: TJ810.3 **文献标志码:** A

Research and Simulation on Hydraulic Braking-Energy-Recovering System for Vehicle

Ren Yanheng, Wang Jinbao, Zhang Lianfa, Feng Dongliang

(No. 66131 Unit of PLA, Baoding 071000, China)

Abstract: For economization and easy operation, research braking and starting with the hydraulic braking-energy-recovering system. Through analyzing some key parameters, such as the accumulator, variable pump/motor displacement, establish hydraulic energy storage braking-energy-recovering system model based on AMESim. Carry out simulation research on vehicle braking and starting situation. The simulation results show the system can brake, and it can use braking energy recovering to realize vehicle starting.

Keywords: hydraulic braking-energy-recovering; starting; AMESim; simulation and analysis

0 引言

在人们探索节能环保的新型车辆情况下, 液压混合动力汽车以其蓄能器功率密度高且能量转换速度快等优点而受到广泛的重视。但多数研究以制动效果好, 制动能量回收利用率高为目标, 使得此项技术很难做到实车应用。笔者以液压混合动力汽车能量回收制动系统为研究对象, 围绕结构简单、辅助制动、辅助起步这一主线, 分析建立能量回收制动系统的数学模型, 通过计算机仿真分析其性能。

1 制动能量再生系统数学模型

液压制动能量再生系统主要由液压泵/马达、蓄

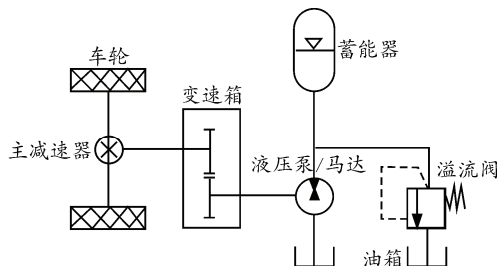


图 1 制动能量再生原理

能器以及溢流阀等构成。其工作过程: 当车辆制动时, 蓄能器储存能量; 当车辆起步时, 蓄能器释放能量单独驱动车辆, 发动机从二挡开始工作; 当坡道起步时, 液压马达输出扭矩, 避免车辆后溜。图

1 为制动能量再生原理。

1.1 车辆力学方程^[1]

对车辆受力进行分析, 如图 2。

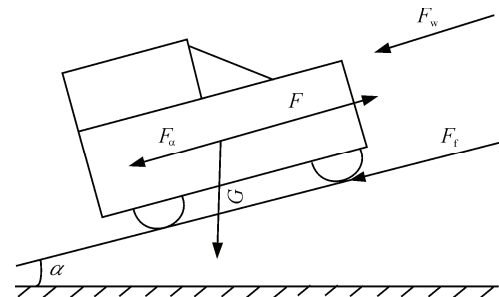


图 2 车辆受力图

依据牛顿第二定律, 车辆动力学方程为

$$F - F_w - F_f - F_a = \delta ma \quad (1)$$

式中: F 为主动轮动力 (驱动力为正, 制动力为负); F_w 为空气阻力; F_f 为道路阻力; F_a 为坡道阻力; δ 为旋转质量转换系数; m 为车辆质量; a 为车辆加速度。

液压泵/马达动力: $F = \frac{T_p i \eta}{r}$ 。其中, T_p 为液压

泵/马达驱动力矩; i 为液压泵/马达到主动轮之间的传动比; η 为液压泵/马达到主动轮之间的效率; r 为车轮半径。

收稿日期: 2013-08-14; 修回日期: 2013-09-10

作者简介: 任彦恒(1979—), 男, 河北人, 硕士, 助理工程师, 从事车辆自动化研究。

空气阻力： $F_w = \frac{C_d A v^2}{21.15}$ 。其中， C_d 为空气阻力系数； A 为车辆迎风面积； v 为车辆与空气相对速度。
道路阻力： $F_f = f m g \cos \alpha$ 。其中， f 为车辆滚动阻力系数； α 为坡度角。

坡道阻力： $F_a = m g \sin \alpha$ 。

车辆起步则驱动力必须大于阻力，即

$$F > F_w + F_f + F_a \quad (2)$$

车辆在坡道避免后溜，则

$$F + |F_f| > F_w + F_a \quad (3)$$

1.2 能量分析^[2]

车辆动能变化为：

$$dQ = \delta m v dv \quad (4)$$

地面阻力耗损功率：

$$dA_1 = F_f ds = m g f \cos \alpha ds \quad (5)$$

风阻耗损功率：

$$dA_2 = F_w ds = \frac{C_d A v^2}{21.25} ds \quad (6)$$

坡道耗损功率：

$$dA_3 = m g \sin \alpha ds \quad (7)$$

耗损总能量：

$$E_h = \int dQ + \int dA_1 + \int dA_2 + \int dA_3 \quad (8)$$

实现单独利用液压储能驱动车辆起步，则蓄能器的储存能量：

$$E_c > E_h \quad (9)$$

1.3 液压泵/马达扭矩分析^[3]

力矩平衡方程：

$$T_p = (p_o - p_i) D_p + J_p \frac{d\omega_p}{dt} + B_p \omega_p \quad (10)$$

式中： p_o 为液压泵/马达出口压力； p_i 为液压泵/马达进口压力； J_p 为液压泵/马达转动惯量； ω_p 为液压泵/马达转速； B_p 为液压泵/马达阻尼系数。

流量方程：

$$Q_p = D_p \omega_p - C_i (p_o - p_i) - C_o P_o \quad (11)$$

式中： Q_p 为变量泵/马达输出流量； C_i 为变量泵/马达内泄漏系数； C_o 为变量泵/马达外泄漏系数。

1.4 蓄能器分析

车辆制动能量回收后，储存于液压蓄能器。一般采用皮囊式蓄能器。皮囊式蓄能器工作时，可以把工作介质（氮气）看作独立的热力学系统。

1) 根据玻尔气体定律，有如下的关系：

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = p V^n = \text{const} \quad (12)$$

p 、 V 分别为蓄能过程中蓄能器气囊内气体的压力以及相应的气体体积； p_0 、 V_0 分别为初始状态时蓄能器气囊内气体的压力以及相应的气体体积； p_1 、 V_1 分别为蓄能器额定最低工作压力以及相应的气体体积； p_2 、 V_2 分别为蓄能器额定最高工作压力以及相应的气体体积。 n 为气体指数，等温变化过程取 $n=1$ ，绝热变化过程 $n=1.4$ 。笔者取 $n=1.4$ 。

2) 蓄能器储存能量^[4]。

在蓄能器初始状态压力以及相应的气体体积为 p_0 、 V_0 ，工作压力为 p_2 的条件下，蓄能器所能存储的液压能量见下式。

$$E_c = - \int_{V_0}^{V_2} p dV \quad (13)$$

根据式(12)、式(13)可得

$$E_c = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right] \quad (14)$$

从式(14)可知，增大蓄能器容积 V_0 和提高其最高工作压力 p_2 ，都能增大蓄能器存储的能量，但是增大蓄能器的容积 V_0 要受到空间的限制。同样，提高其最高工作压力 p_2 受技术条件、密封和安全等因素的限制。同时，由式(14)还可知，在容积 V_0 和最高工作压力 p_2 一定的情况下，不同的充气压力 p_0 将导致液压蓄能器不同能量的存储能力。

令 $\frac{dE_c}{dp_0} = 0$ ，可得

$$p_0 = n^{\frac{n}{1-n}} p_2 \quad (15)$$

按式(15)确定的充气压力 p_0 ，可使蓄能器在容积 V_0 和最高工作压力 p_2 一定的情况下存储的能量最大。将式(15)代入式(14)可得最大存储能量 E_{cmax} 。

$$E_{cmax} = n^{\frac{n}{1-n}} p_2 V_0 \quad (16)$$

当取 $n=1.4$ 时，

$$p_0 \cong 0.31 p_2 \quad (17)$$

3) 蓄能器工作压力的限制^[4-5]。

蓄能器的最高工作压力 p_2 的确定必须以现今技术水平为限；同时既要考虑到蓄能器的寿命，又要考虑到能适当增加有效排油量。 p_2 过高，气囊内气体迅速压缩温度会升高很多，从而使皮囊变形，严重影响寿命；同时还要考虑系统所选液压泵/马达的工作压力。 p_1 过低，皮囊膨胀与内壁壳体完全接触，同样影响蓄能器寿命。

根据经验认为：

$$p_2 \leq 3 p_0 \quad (18)$$

$$p_0 \leq 0.9 p_1 \quad (19)$$

因为最低工作压力由 p_0 改为 p_1 , 所以式 (13)~式 (17) 中的 p_0 、 V_0 应由 p_1 、 V_1 代替。蓄能器最高工作压力由现阶段制造技术水平决定, 目前国内高压蓄能器最高工作压力 31.5 MPa; 国外高压蓄能器的最高工作压力 40 MPa。根据式 (17)~式 (19) 综合考虑可确定 p_0 、 p_1 。

4) 蓄能器的有效容积。

有效容积 ΔV 是指蓄能器气体压力状态发生变化时与之相应气体容积的变化量^[6], 即

$$\Delta V = V_1 - V_2 \tag{20}$$

将式 (12) 代入式 (20) 可得

$$\Delta V = \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{N}} V_0 - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{N}} V_0 \tag{21}$$

2 制动能量再生系统 AEMsim 仿真模型^[7]

笔者以某型指挥车为研究对象, 在 AEMsim 中搭建液压制动能量再生系统模型。车辆满载质量 5 000 kg; 空气阻力系数 0.6; 车辆迎风面积 2.5 m²; 滚动阻力系数 0.01; 车轮半径 0.21 m; 总传动效率 0.8; 总传动比 12; 蓄能器容积 30 L; 蓄能器初始压力 10 MPa; 最低工作压力 11 MPa; 最高工作压力 30 MPa; 液压泵/马达排量 50 mL/r。

建立模型如图 3 所示。

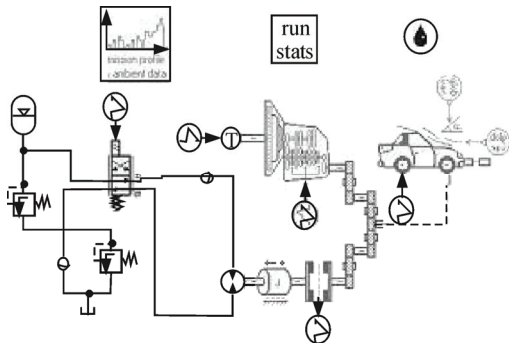


图 3 制动能量再生系统 AMESim 仿真模型

3 仿真分析

车辆在制动过程中, 液压泵/马达以液压泵状态

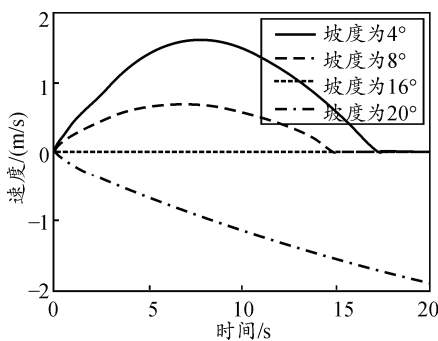


图 5 车辆坡道起步速度曲线

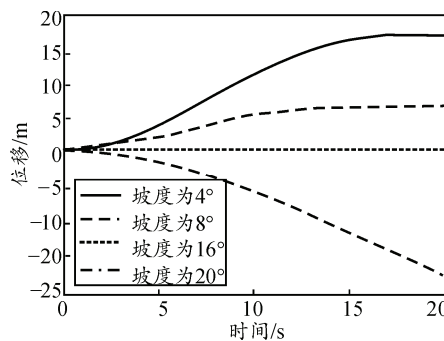


图 6 车辆坡道起步位移曲线

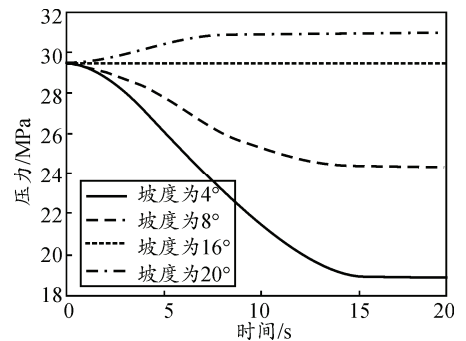


图 7 车辆坡道起步蓄能器压力曲线

工作, 蓄能器储存能量, 压力上升。当解除制动起步时, 液压泵/马达以马达状态工作, 蓄能器释放能量, 驱动车轮起步。

3.1 制动与起步仿真分析

以路面平直为前提(即 $\alpha=0$), 在原有制动系统不参与工作的情况下, 运行仿真。其制动与起步仿真结果如图 4。在 5 s 时车辆挂入空档并开启液压制动, 在 9 s 时蓄能器达到最高工作压力 30 MPa, 完成液压储能。在 17 s 时车辆速度降为 0, 车辆停止。在 20 s 时, 液压系统释放储存能量驱动车辆起步, 蓄能器压力下降, 车辆速度上升。在 30 s 时, 车辆速度达到 4 m/s, 变速器挂二档, 动力切换由发动机输出。此时速度曲线较为平缓, 说明换挡时机适当。在 40 s 时, 在发动机驱动车辆的同时开启液压制动, 车速在 20 s 内由 17 m/s 下降到 10 m/s, 能够达到行车减速要求; 同时蓄能器压力迅速升至最高工作压力, 完成储能。在 60 s 时, 松开制动, 车速上升。在 70 s 时, 开启液压制动直至停车。由仿真结果可见, 液压制动效果显著, 起步平稳, 动力切换平顺。

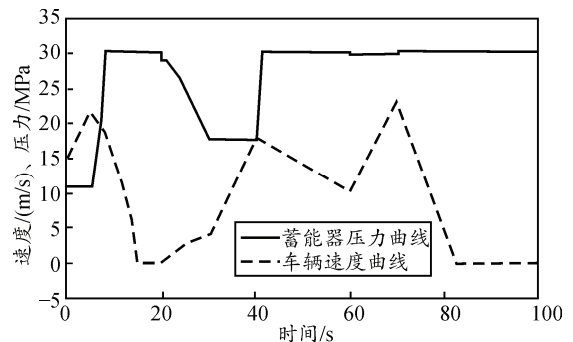


图 4 制动与起步速度与蓄能器压力曲线

3.2 坡道起步仿真分析

在液压充分储能的状态下, 单独以液压储能驱动车辆, 对车辆坡道起步过程进行仿真分析。不同坡度(坡度分别为 4°、8°、16°、20°)的仿真结果对比如图 5~图 7 所示。