

基于复合蓄能器的液压混合动力汽车构型分析*

王波,余忠云,杨树军,唐先智

(燕山大学 车辆与能源学院,河北 秦皇岛 066004)

摘要:针对单蓄能器液压混合动力汽车能量回收率与制动性能不能兼顾的问题,提出基于复合蓄能器的液压混合动力汽车新构型。文中使用的是 30 L 和 10 L 蓄能器组成的复合蓄能器,利用蓄能器容积越大储存能量越多及小蓄能器内压力建立较快的特点对传统液压混合动力汽车进行改进,保持蓄能器总体积不变,使用 AMESim-Simulink 软件搭建基于复合蓄能器的液压混合动力汽车模型,分别分析在同样的制动工况下可再生制动转矩与机械制动转矩的分配情况、蓄能器内压力的变化情况及制动能量回收率。分析结果表明:基于复合蓄能器的液压混合动力汽车在制动过程中可以通过切换大、小蓄能器的工作时机兼顾能量回收率和制动性能。

关键词:复合蓄能器;液压混合动力汽车;节能机理

中图分类号:U463.22 **文献标识码:**A **文章编号:**1001-2354(2018)10-0015-09

Analysis on configuration of hydraulic hybrid vehicle based on compound accumulator

WANG Bo, YU Zhong-yun, YANG Shu-jun, TANG Xian-zhi

(College of Vehicle and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract:In terms of the coordinated development of energy recovery and braking performance of the single-accumulator hydraulic hybrid vehicle, a new configuration of the hydraulic hybrid vehicle based on the compound accumulator is proposed. In this article, the compound accumulator composed of 30 L and 10 L accumulators is adopted, in order to improve traditional hydraulic hybrid vehicles by taking advantages of a larger accumulator with greater energy storage and a smaller accumulator with faster pressure build-up. With the total volume of the accumulator unchanged, the AMESim-Simulink software is adopted to establish the model of the hydraulic hybrid vehicle based on the compound accumulator. Analysis is conducted on the distribution of regenerative braking torque and mechanical braking torque, pressure changes, and braking energy recovery under the same braking conditions. The results show that the hydraulic hybrid vehicle based on the compound accumulator ensures a balance between energy recovery and braking performance by switching the working time of larger and smaller accumulators.

Key words: compound accumulator; hydraulic hybrid vehicle; energy-saving principle

液压混合动力技术在提高汽车燃油经济性、减少污染排放、提高汽车动力性能等方面具有巨大潜力,液压混合动力系统构型的合理性不仅影响制动性能和能量回收率,而且更关乎整车行驶的燃油经济性^[1]。

国外液压混合动力技术发展较早,技术已经相对成熟,研发出新技术的企业往往将该技术进行规范化,从而形成了技术垄断。早在 1985 年德国就已经研制出了采用液压蓄能器储能的混合动力公交车,命名为 MAN Hydrobus,经计算能在 3 年内收回改装成本,并

有效降低了有害气体的排放;2002 年,澳大利亚 Permo-drive 公司在重型卡车上使用了液压混合动力技术,并命名为 RDS(Regenerative Drive System),样车试验表明,在频繁起停的城市循环工况下,燃油经济性提高了 37.3%,加速性能提高了 35%,制动距离减少了 50%^[2];2013 年起标志雪铁龙与博世合作开发液驱混合动力技术,命名为 Hybrid Air,计划到 2016 年量产,在 2013 年日内瓦车展上,展出了搭载 Hybrid Air 的雪铁龙 C3 原型车,百公里油耗仅 2.9 L^[3]。

* 收稿日期:2018-01-11;修订日期:2018-04-11

基金项目:国家自然科学基金青年基金资助项目(51505414);国家自然科学基金面上资助项目(51675462);河北省研究生创新资助项目(CXZZBS2017042);河北省高等学校科学技术研究资助项目(ZD2016012)

国内液压混合动力技术起步较晚,研究范围较小,技术进步较慢。近年来,董晗等^[4]对并联式液压混合动力系统制动能量回收特性进行了研究,研究分析表明随着制动时间的增加,制动能量回收率呈递减的趋势,同时还分析了蓄能器各主要参数对系统性能的影响规律,结果表明在车辆自身质量、制动初速度一定的条件下,蓄能器预充气压力不宜较高,对确定容积的蓄能器,预充气压力与存储能量的多少成反比关系;当制动初速度接近,且蓄能器预充气压力相同时,能量回收率、能量再利用与蓄能器容积成正比关系,蓄能器容积达到一定数值后,其能量回收率与再利用不再随容积的增大而发生明显提高^[5];张庆永^[6]对液驱混合动力车辆中的储能元件—蓄能器建立了相关的数学模型,对制动能量回收过程中蓄能器的比能量的变化进行了研究,分析了多变指数、充气压力等参数对蓄能器充放效率的影响,并根据指定工况对不同蓄能器体积下液压系统能量利用效率进行了仿真和讨论,结果表明随着压力比的减小,比能量随之增大,在相同制动初始压力下,蓄能器容积越大,压力增长率越小,其压力变化幅度越小,在满足车辆制动性能要求的条件下,减小蓄能器容积和充气压力可以增加储能元件比能量;同时液压蓄能器在储放能过程中,其能量损失与进出蓄能器的油液流量、连接管路长度和连接管路直径有关,在结构允许的情况下,应合理减少管路长度和增大管路直径^[7];杜玖玉等^[8]对混联式液压混合动力系统工作原理进行了分析,在此基础上应用动态规划数学方法,以整车燃油经济性为目标函数,对双行星排混联式混合动力系统储能系统匹配特性进行了研究,并对参数进行了合理优化,使整车燃油经济性提高了4%左右。

对液驱混合动力汽车研究现状分析表明,目前国内对液压混合动力汽车的研究普遍基于单高压蓄能器系统,虽然为单蓄能器液压混合动力系统关键元器件参数及控制策略进行了理论分析及优化,提高了能量回收率和燃油经济性,但是不能兼顾制动性能和能量回收率^[9],而且对基于复合蓄能器的液压混合动力汽车新构型目前还鲜有研究,张丹丹等^[10]虽然提出了用两个小容积的蓄能器代替一个大容积的蓄能器,并采用蓄能器逐个充液的制动方式,得出了蓄能器的初始容积和最低工作压力对系统制动性能和能量回收率的影响规律,但是并没有对复合蓄能器的液压混合动力汽车节能机理进行分析。文中针对这个问题,提出了基于复合蓄能器的并联式液压混合动力汽车新构型,仿

真结果表明,基于复合蓄能器的液压混合动力汽车可以通过切换大、小蓄能器的工作时机兼顾能量回收率和制动性能。

1 复合蓄能器混动系统的结构及模型

1.1 混动系统的组成及工作原理

并联式液压混合动力系统主要由二次元件液压泵/马达,液压蓄能器、耦合器、电子控制单元、溢流阀、二位三通电磁换向阀、单向阀及电液比例节流阀等组成,与传统的单蓄能器并联式液压混合动力系统相比,主要增加了一个小体积的高压蓄能器,其系统结构如图1所示,二次元件液压泵/马达的进油端连接低压蓄能器,出油端连接二位三通电磁换向阀,通过换向阀控制进油管路与出油管路的切换,在进油管路中装有单向阀,用于防止换向阀切换时油液倒流,并减轻液压系统的振荡,在两个高压蓄能器的出油口端均安装有电液比例节流阀,用于切换大、小高压蓄能器的工作时机,二次元件液压泵/马达通过与耦合器一端相连来进行动力的传递,为保证液压系统的安全性,在二次元件的出油端还连接有溢流阀。

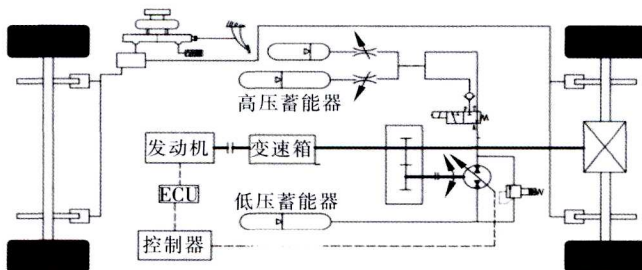


图1 复合蓄能器混合动力汽车系统简图

并联式液压混合动力汽车的原理是当汽车在运行的过程中需要制动减速时,二次元件工作在液压泵状态,车轮带动液压泵旋转,将液压油充入到蓄能器中,将动能转化为液压能来回收制动过程中的能量。当能量回收完毕,汽车需要起步时,二次元件工作在马达状态,可单独驱动汽车行驶,此时蓄能器中的液压油释放,带动液压马达旋转,从而驱动车轮,使汽车前进,完成了液压能向动能的转换。同时当发动机后备功率较大时,发动机可以带动液压泵向蓄能器里面充液压油,减小发动机的后备功率,使发动机工作在高效区。当汽车需要急加速或者爬陡坡时,液压系统又可以作为辅助动力,驱动汽车行驶。整个液压系统要求工作稳定,结构紧凑,质量轻,成本低^[11]。

1.2 复合蓄能器液驱车运动学模型

汽车在前进的过程中,受到多个作用力的共同作用,其中包括滚动阻力、坡度阻力、加速阻力、空气阻力等,根据力的平衡,得出汽车的驱动力-行驶阻力平衡方程^[12]为:

$$F_t = F_r + F_w + F_i + F_j \quad (1)$$

式中: F_t ——驱动力;

F_r ——车辆滚动阻力, $F_r = Gf = mgf$;

F_w ——空气阻力, $F_w = \frac{C_D A u^2}{21.15}$;

F_i ——车辆坡度阻力, $F_i = mgsin \alpha$;

F_j ——车辆加速阻力, $F_j = \delta m \frac{du}{dt}$;

G ——车辆总重力;

f ——摩擦因数;

α ——道路坡度角;

u ——车辆速度;

δ ——车辆旋转质量换算系数;

A ——车辆迎风面积;

C_D ——空气阻力系数。

为与仿真试验工况一致,在此假设车辆行驶在水平的路面上,即 $\alpha=0$,车辆由静止加速到一定速度所需要的加速时间为:

$$t = \frac{1}{3.6} \int_0^v \frac{\delta m}{F_t - F_R} du \quad (2)$$

式中: F_R ——车辆行驶所克服的阻力。

1.3 二次元件液压泵/马达模型

对于并联式液压混合动力车辆,液压泵/马达既是再生制动元件,同时又是驱动元件之一,所以液压泵/马达必须满足以下要求^[13]:

(1)在低速低负荷时,液压泵/马达可以单独启动整车,实现在一定的时间内达到规定车速的要求。

(2)能够满足再生制动能力,在液压混合动力汽车中,液压泵/马达的作用主要是回收车辆减速过程中的制动能量。当制动强度 $z \leq 0.1$ 时,采用液压泵/马达单独制动;当制动强度 $0.1 < z \leq 0.7$ 时,采用液压再生制动系统和机械制动系统复合制动的方式;当制动强度 $z > 0.7$ 时,液压泵/马达不工作,机械制动系统提供全部制动转矩。因此液压泵/马达的选择应保证在 $z=0.1$ 制动时提供全部制动转矩,即:

$$T_{P/M} = p_{acc_min} V_{P/M_max} = \frac{0.1Gr}{i_0 i_{P/M}} \quad (3)$$

式中: $T_{P/M}$ ——液压泵/马达的转矩;

p_{acc_min} ——蓄能器的最低工作压力;

V_{P/M_max} ——液压泵/马达的最大排量;

r ——车轮滚动半径;

i_0 ——驱动桥主减速比;

$i_{P/M}$ ——转矩耦合器传动比。

(3)正常行驶时,通过调整发动机工作点为液压蓄能器主动充压,当充压压力达到设定值时,整车采用静液驱动方式,液压泵/马达在液压蓄能器最低压力时的最小功率需满足整车以平均续航速度行驶的功率需要^[14],即:

$$(P_{P/M})_{min} = \frac{1}{3 \cdot 600 \eta_{P/M}} F_R u_{avg} \quad (4)$$

式中: $P_{P/M}$ ——液压泵/马达的功率;

$\eta_{P/M}$ ——液压泵/马达的工作效率;

u_{avg} ——汽车的平均续航速度。

同时液压泵/马达的最大功率需满足车辆以最大速度行驶及以一定速度爬坡行驶功率的需要,即:

$$(P_{P/M})_{max} = \max(P_{P/M1}, P_{P/M2}) \quad (5)$$

式中: $P_{P/M1} = \frac{1}{3 \cdot 600 \eta_{P/M}} F_R u_{max}$;

$P_{P/M2} = \frac{1}{3 \cdot 600 \eta_{P/M}} (F_R + F_i) \cdot u_{dep}$;

u_{max} ——车辆设计的最高车速;

u_{dep} ——爬坡速度。

1.4 蓄能器模型

蓄能器作为液压混合动力汽车的能量存储单元,需要快速存储或释放能量以满足车辆制动或行驶需求。相比其他类型液压蓄能器,皮囊式液压蓄能器气囊惯性小、反应灵敏、结构紧凑、安全可靠、容量较大、压力较高、使用温度范围广,能够满足课题需求。

根据气体状态方程:

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = p V^n = C \quad (6)$$

式中: p_0 ——蓄能器的充气压力;

V_0 ——蓄能器中气体的初始容积;

p_1 ——蓄能器中气体的最低工作压力;

V_1 ——压力为 p_1 时气体的体积;

p_2 ——蓄能器中气体的最高工作压力;

V_2 ——压力为 p_2 时气体的体积;

p ——任意时刻蓄能器气体压力;

V ——任意时刻蓄能器气体体积;

n ——气体多变指数,为简化分析,将能量存储和释放过程看作绝热过程,取 $n=1.4$;

C ——常数。

理论上 $p_0=p_1$,但系统存在泄漏且充放液过程为非绝热过程,根据经验公式, $p_0=(0.8\sim 0.9)p_1$ 。为了保证系统安全,蓄能器的最高工作压力不得超过液压泵/马达所允许的最高压力,即:

$$p_2 \leq p_{\max} \quad (7)$$

p_{\max} 由二次元件液压泵/马达在水平路面单独驱动整车所能达到的最高车速确定, 即:

$$p_{\max} = \frac{2\pi m \left(mgf + \frac{C_D A u^2}{21.15} \right)}{V_{PM, \max} i_{\phi PM}} \quad (8)$$

蓄能器的最低工作压力应保证选定的液压泵/马达的再生制动力, 即:

$$p_1 \geq \frac{0.1Gr}{i_{\phi PM} V_{PM, \max}} \quad (9)$$

蓄能器贮存的能量为:

$$E_{acc} = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right] \quad (10)$$

式中: E_{acc} ——蓄能器蓄能容量。

采用制动能量回收率来反应制动能量回收系统回收效果, 制动能量回收率定义为:

$$\varepsilon = \frac{E_{acc}}{\frac{1}{2} m (v_0^2 - v_1^2)} \quad (11)$$

式中: v_0, v_1 ——制动前和制动结束时的速度。

2 基于 ECE 法规的再生制动策略

受到传统摩擦制动系统结构的约束, 复合制动阶段前后轮的摩擦制动力只能按照 β 线上升, 驱动轮上并行作用着摩擦制动力和再生制动力^[15]。因此并行再生制动算法的基本思想是: 当制动强度 $z \leq 0.1$ 时, 系统判断此时为轻度制动工况, 采用纯再生制动, 由大体积的高压蓄能器回收制动能量; 当制动强度 $0.1 < z \leq 0.7$ 时, 系统判断此时为中度制动工况, 此时采用复合制动, 由小体积的高压蓄能器提供制动力并回收制动能量, 机械制动系统做补充; 当制动强度 $z > 0.7$ 时, 系统此时判断为紧急制动工况, 采用纯机械制动。纯再生和复合制动过程中, 由再生制动力所引起的前后轮制动力比的改变不得超过 ECE 法规的限制。

在复合制动过程中, 文中设定制动强度为 0.1~0.7 之间, 由于在此阶段中, 前轮增加了再生制动力, 将使前轮的利用附着系数上升, 同时后轮的利用附着系数下降, 使后轮趋于更加安全, 抱死的可能性进一步降低。

为了保证整车的制动性能, 根据 ECE 法规的要求, 前轮的利用附着系数 $\varphi_1 \leq \frac{z+0.07}{0.85}$, 根据利用附着系数定义和整车模型得前后轮制动力:

$$F_{xb1} \leq \frac{z+0.07}{0.85} (b+z h_g) G/L \quad (12)$$

$$F_{xb2} = Gz - F_{xb1} \quad (13)$$

式中: b ——汽车质心至后轴中心线的距离;

h_g ——汽车质心高度。

将 ECE 法规规定的前轮最大制动力曲线在前后轮制动力分配曲线上作图如图 2 所示。图中 OC 为 β 线, 在 OC 的上方为前后轮制动力理想的分配曲线即 I 曲线, 整车的同步附着系数为 0.75。在不考虑再生系统的约束时, 能满足 ECE 法规的规定, 其中 OA 段为纯再生制动时的最大制动力, AB 线为回收能量最多的复合制动力曲线, BC 线为在重度制动 ($z > 0.7$) 时, 纯机械制动时前后轮制动力分配曲线。

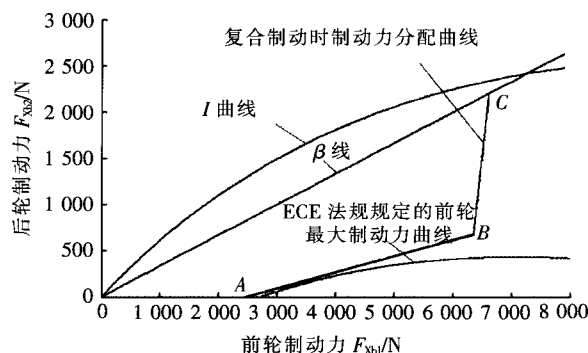


图 2 车辆前后轮制动力分配曲线

3 建立 AMESim-Simulink 仿真模型

3.1 关键元件参数

AMESim 软件采用图形化建模, 包含机械、液压、气动、电气、热等多个领域, 当需要搭建某种模型时, 只需要将相应的元件图标拖动, 将相应接口连接上, 然后设置好参数即可, 使用 AMESim 搭建机械液压系统模型、Simulink 做控制, 可以充分发挥两款软件分别在液压系统建模仿真与数据处理能力方面的优势。在模型中, AMESim 搭建了并联式液压混合动力系统基本模型, 其中 AMESim interface 接口将车辆行驶过程中车速信号、发动机转速信号、蓄能器压力、驾驶员踏板开度、变速箱挡位等信号传输到 Simulink 中, 在 Simulink 中经过计算, 确定此时是否启用液压制动能量回收系统回收制动能量及液压泵/马达的排量、离合器的结合等。

模型主要是由驾驶员、发动机、变速箱、离合器、耦合器、蓄能器、液压泵/马达及汽车模型组成, 为了便于仿真计算, 在整个过程中不考虑油液压缩而使体积发生变化及整个管路中液压油的泄漏产生的能量损失,

蓄能器一直工作在理想状态,没有漏气漏液等状况。模型中主要元件参数设置如表1所示。

表1 仿真模型中各主要模型参数设置

元件名称	参数名称	数值
变量泵/马达	排量/(mL/r)	56
	最高转速/(r/min)	4 500
	最低转速/(r/min)	500
	公称压力/MPa	40
	峰值压力/MPa	45
	惯性矩/m ⁴	0.005 1
蓄能器	充气压力/MPa	2
	初始容积/L	单蓄能器:40 复合蓄能器:10,30
	多变指数	1.4
溢流阀	溢流压力/MPa	30
	流量压力梯度/(L/min)/(10 ⁵ Pa)	500
液压管路	管径/mm	15
	壁厚/mm	10
变速箱传动比	1挡	3.5
	2挡	2
	3挡	1.4
	4挡	1
	5挡	0.8
车轮	直径/in	17
	惯量/(kg·m ²)	0.75
	滚阻系数	0.014
车身	空阻系数	0.32
	满载质量/kg	1 500
	迎风面积/m ²	2.1
	传动效率	0.95
	主减速器	4.25

3.2 单蓄能器仿真模型

配备单蓄能器的并联式混合动力汽车选用的蓄能器为40 L,充气压力为2 MPa。单蓄能器制动工况仿真模型如图3所示。

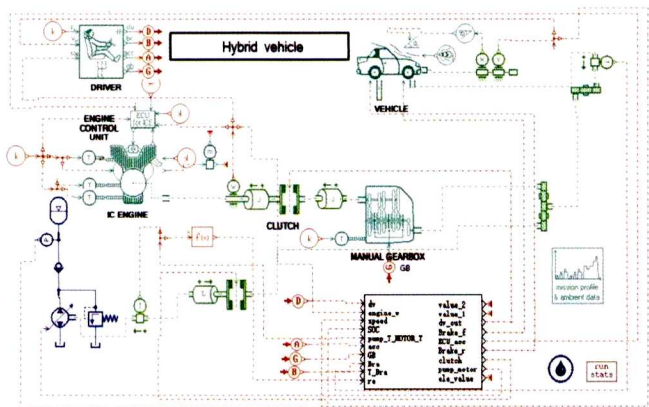


图3 单蓄能器并联式液压混合动力模型

3.3 复合蓄能器仿真模型

配备复合蓄能器的并联式混合动力汽车为能更好地与单蓄能器的汽车进行比较,文中采用蓄能器总体积不变仍为40 L,分给小蓄能器的体积为10 L,大体积的蓄能器为30 L,充气压力都为2 MPa,复合蓄能器制动工况模型如图4所示。

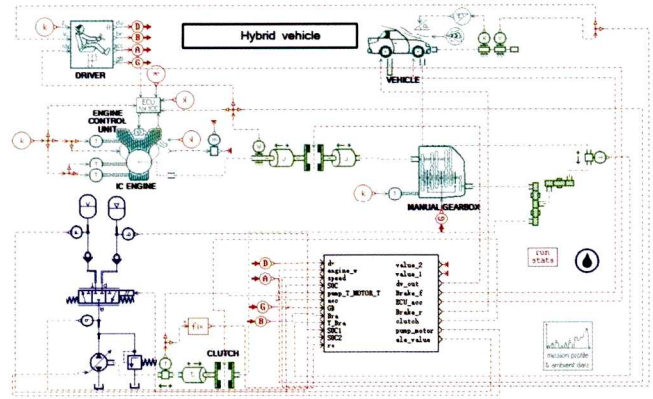


图4 复合蓄能器并联式液压混合动力模型

3.4 Simulink 控制模型

通过AMESim软件中的AMESim interface接口可以与MATLAB/Simulink软件实现联合仿真,搭建Simulink控制模型如图5所示,主要由转矩计算模块、模式选择模块、能量管理模块和能量回收计算模块组成。

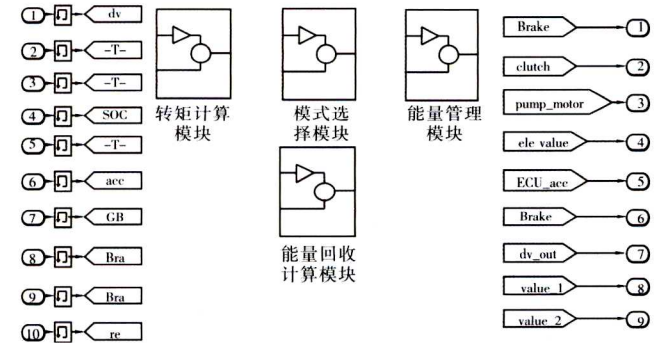


图5 Simulink 控制模型

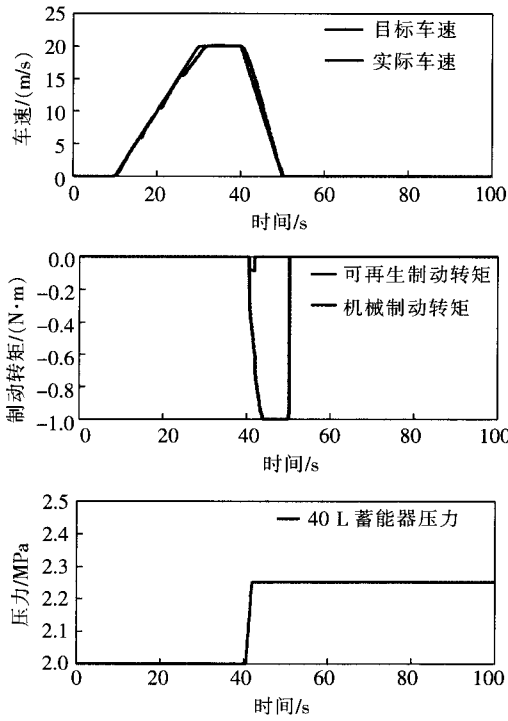
4 仿真分析

针对单蓄能器和复合蓄能器制动两种方案,就紧急制动、中度制动和轻度制动3种工况进行仿真分析。在仿真过程中,忽略车辆在行进过程中道路的坡度、运动副间的摩擦力及二次元件和换向阀的泄漏等因素,即在理想状态下进行仿真。驾驶员PID模型会对实时车速与目标车速的差值进行修正,现分别对在2,1.5,1,0.5 m/s²的制动减速度下单蓄能器和复合蓄能器并联式混合动力汽车仿真特性曲线进行分析。

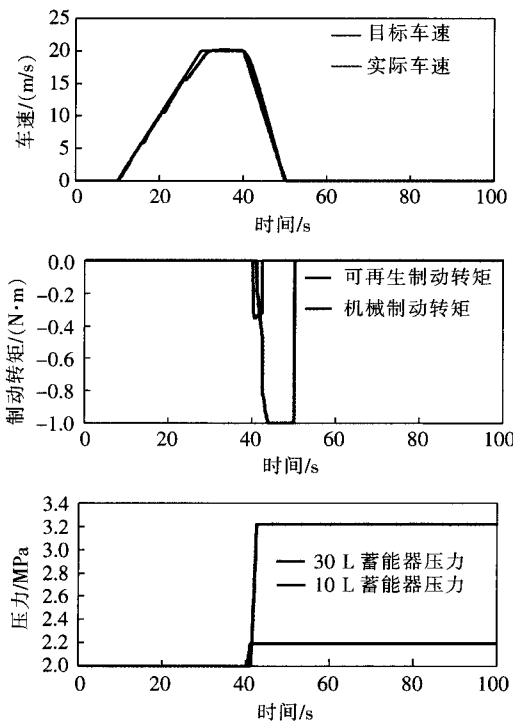
在仿真模型中,制动减速度为 2 m/s^2 设定为紧急制动工况。在紧急制动工况中,为保证汽车行驶的安全性和制动过程的稳定性,此时制动力全部由机械制动系统提供,液压制动能量回收系统此时不工作。在仿真过程中,单蓄能器和复合蓄能器并联式混合动力汽车的一些特征参数如图 6 所示。

由图 6 可以看出,在 40 s 时,汽车开始制动减速,配备单蓄能器的混合动力汽车在制动的一瞬间,机械制动系统与液压制动系统同时工作,蓄能器压力轻微变化,系统此时检测到为紧急制动工况,液压制动系统停止工作,此时全部由机械制动系统提供制动转矩,蓄能器压力从初始压力 2 MPa 增加到 2.3 MPa。同样配备复合蓄能器的汽车在制动的一瞬间,蓄能器压力轻微变化,其中 30 L 的蓄能器压力不变,10 L 蓄能器压力由初始压力 2 MPa 增加到 3.2 MPa,液压制动能量回收系统参与工作时间很短,整个制动过程,忽略在制动的一瞬间液压系统的影响,可近似看为纯机械制动。

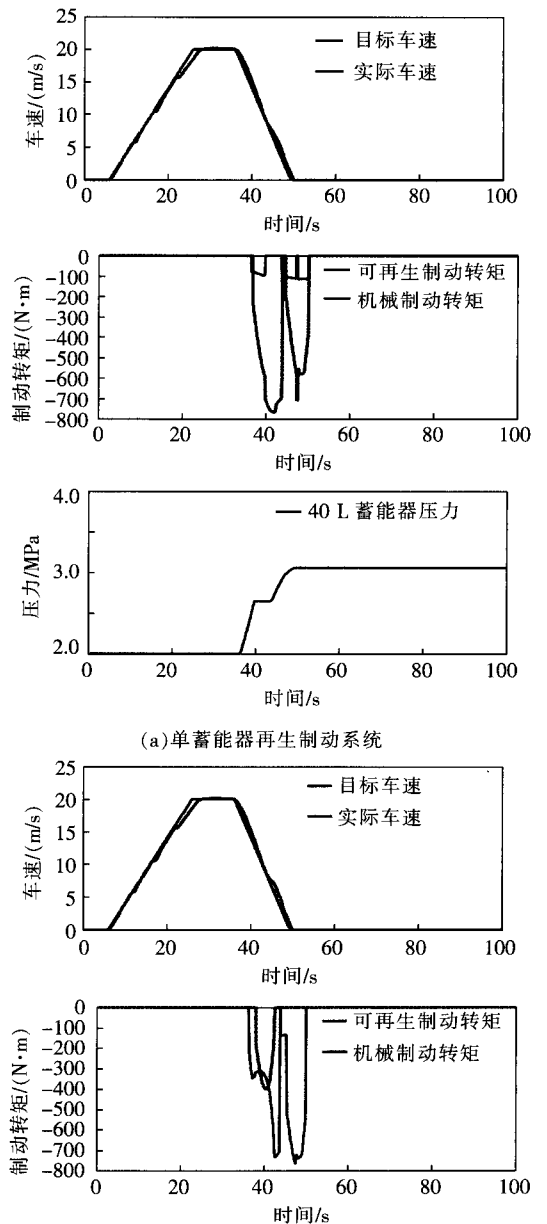
当制动减速度减为 1.5 m/s^2 时,单蓄能器和复合蓄能器并联式混合动力汽车的一些特征参数如图 7 所示。



(a)单蓄能器再生制动系统

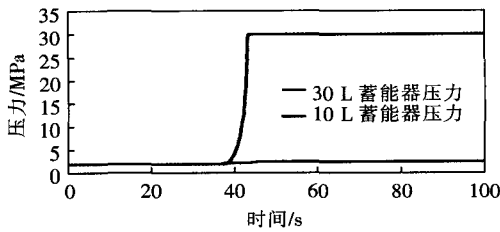


(b)复合蓄能器再生制动系统



(a)单蓄能器再生制动系统

图 6 制动减速度为 2 m/s^2 时各主要元件参数变化



(b)复合蓄能器再生制动系统

图7 制动减速度为 1.5 m/s^2 时各主要元件参数变化

由图7可以看出,在36 s时汽车开始制动减速,单蓄能器汽车的机械制动系统和液压制动能量回收系统同时工作,机械制动转矩明显高于可再生制动转矩,可再生制动转矩随着蓄能器压力的增加而缓慢增加,此时蓄能器的压力从初始压力2 MPa增加到3 MPa。而复合蓄能器汽车在制动的一瞬间,首先由液压制动系统提供制动力,在36~38 s之间主要由10 L的蓄能器提供制动转矩,在38~44 s之间,控制器经过计算判断此时液压系统不能满足此时所需的制动转矩,机械制动系统开始工作提供辅助制动转矩,在44 s以后,10 L蓄能器内压力达到此时制动所需的制动压力,机械制动系统不参与工作,全部由液压制动系统提供制动转矩。在整个制动过程中,可再生制动转矩明显高于机械制动转矩,10 L蓄能器压力增加较多,已经达到了蓄能器的最高压力30 MPa。

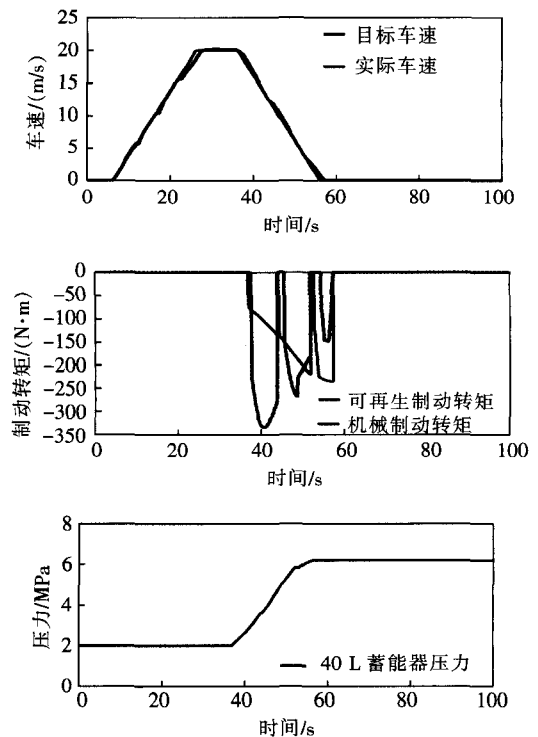
分析以上工作过程,配备单蓄能器的混合动力汽车由于蓄能器体积较大,在相同的制动工况下,40 L蓄能器内压力建立得较慢,从而达不到预期的制动力,其不足的部分由机械制动系统补充,故在制动过程中机械制动转矩明显高于可再生制动转矩;而复合蓄能器汽车,10 L的蓄能器在同样的制动工况下蓄能器内的压力能迅速建立起来,从而提供较大的制动转矩,从而大大减少了机械制动力。从回收能量的效果来看,单蓄能器在此制动强度下液压系统不能够提供所需的制动力,回收能量较少,而配备复合蓄能器的汽车,由于10 L蓄能器能够迅速建立此时制动所需的压力,尽最大可能地回收制动能量,回收能量较多,在此制动强度下根据仿真结果,单蓄能器汽车回收了25 030 J能量,复合蓄能器汽车回收了68 520 J能量。

当制动减速度为 1 m/s^2 时,单蓄能器和复合蓄能器并联式混合动力汽车的一些特征参数如图8所示。

由图8可以看出,在36 s时,汽车开始减速制动,单蓄能器汽车的机械制动系统和液压制动系统同时开始工作,在整个减速过程中液压泵提供了最大制动转矩,其不足部分由机械系统补充,随着蓄能器压力的上

升,可再生制动转矩逐渐增加,机械制动转矩逐渐减少;而配备复合蓄能器的混合动力汽车,在减速的开始阶段,主要由液压系统提供制动转矩,即在36~41 s内,由于所需的制动强度不高,此时主要由30 L的蓄能器回收能量,机械制动系统不工作;在41~44 s之间,由于30 L的蓄能器组成的液压制动能量系统在短时间内不能够满足此时所需制动力的要求,10 L的蓄能器开始工作,能够在短时间内提供较大的制动转矩,制动转矩不足的部分由机械制动系统提供,由图8可知,液压系统提供较大的制动转矩,机械制动强度不高,且与单蓄能器相比,在相同的时间内,能提供较大的制动转矩,从而减少了机械制动引起的能量损失,提高了能量回收效率;在43~50 s的这个阶段,过程与前两个阶段相似,这里不再赘述。50 s以后,由于两个蓄能器的压力都逐步上升,所能提供的制动转矩增加,此时全部由液压制动系统提供制动转矩,机械制动系统不工作,在需求制动转矩较小时由30 L的蓄能器提供制动转矩,因为体积大的蓄能器回收的能量多;需求制动转矩较大时由10 L的蓄能器提供制动转矩,这是因为在短时间内体积较小的蓄能器能够提供所需的制动转矩。

当制动减速度继续减小为 0.5 m/s^2 时,属于轻度制动工况,单蓄能器和复合蓄能器并联式混合动力汽车的一些特征参数如图9所示。



(a)单蓄能器再生制动系统

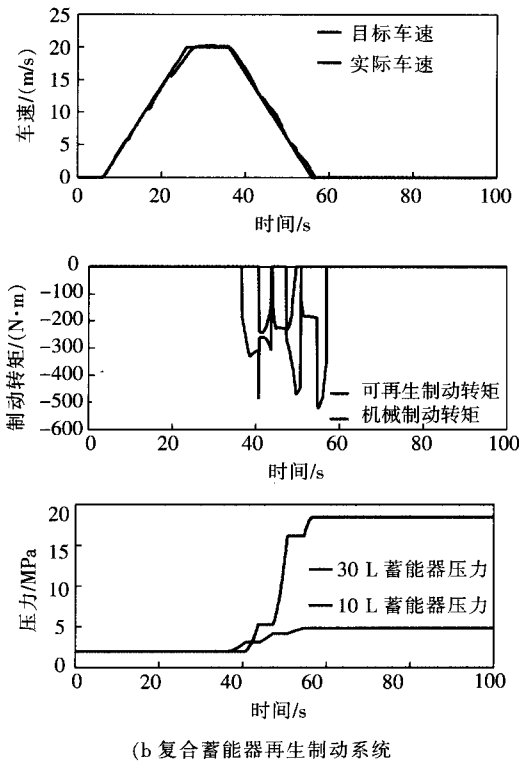


图 8 制动减速度为 1 m/s^2 时各主要元件参数变化

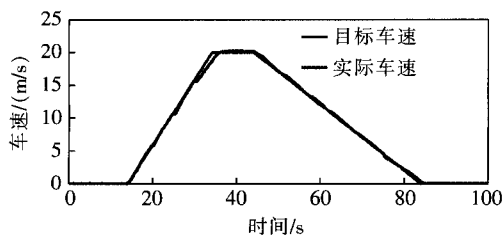
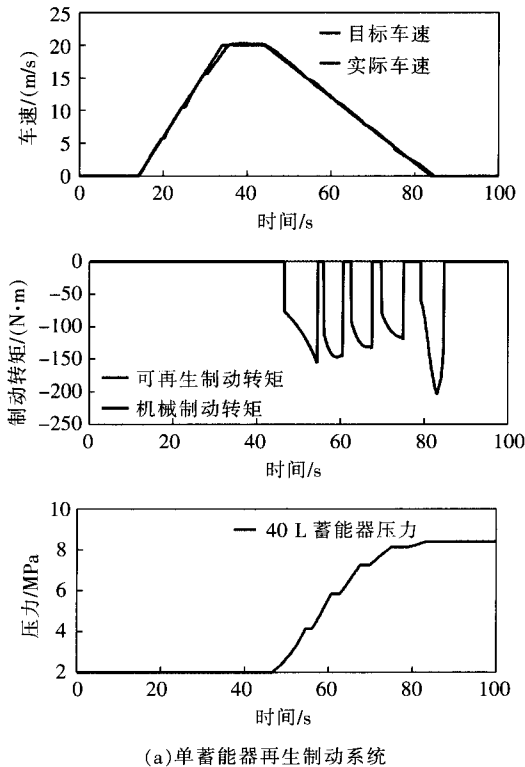


图 10 不同制动减速度下回收的能量

从图 10 可以看出:随着制动强度的降低,配备单蓄能器和复合蓄能器的并联式混合动力汽车,随着制动强度的降低,回收的能量逐渐增加,在制动减速度为 2 m/s^2 时,由于此时制动工况相对紧急,为保证制动时的安全,由机械制动系统提供制动转矩,单蓄能器混合动力汽车与配备复合蓄能器的混合动力汽车回收的能量都相对较低;当制动减速度为 1.5 m/s^2 时,配备复合蓄能器的混合动力汽车由于有 10 L 的高压蓄能器,能

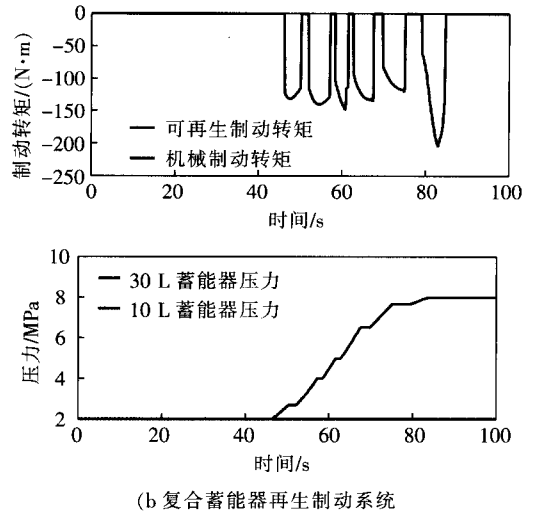


图 9 制动减速度为 0.5 m/s^2 时各主要元件参数变化

由图 9 可知,在轻度制动工况时,单蓄能器汽车和复合蓄能器汽车的液压制动系统均能够提供所需的制动力,由于此时制动减速度不大,在保证汽车行驶的安全性和制动的稳定性前提下,全部为液压制动,机械制动系统不参与工作,此时复合蓄能器汽车全部由 30 L 蓄能器工作,从能量回收的角度来看,此时单蓄能器回收能量较多,回收了 $101\ 700 \text{ J}$ 能量,复合蓄能器汽车回收了 $90\ 680 \text{ J}$ 的能量,此时形象地说明了当制动强度较低时,大体积的蓄能器能量回收效果更好且能够满足制动工况的需求。

在不同制动减速度下,单蓄能器并联式混合动力汽车与基于复合蓄能器的并联式混合动力汽车回收的能量如图 10 所示。

够在短时间内提供较大的制动转矩并回收制动能量,而单蓄能器汽车40 L蓄能器内压力建立较慢,不能够在短时间内提供较大的制动转矩,故配备复合蓄能器的混合动力汽车回收能量明显由于单蓄能器的混合动力汽车,当制动减速度为 1 m/s^2 时,由于制动强度降低,两者差距逐渐减少;当制动减速度为 0.5 m/s^2 时,此时制动强度较低,为轻度制动,此时单蓄能器汽车40 L的蓄能器和复合蓄能器30 L蓄能器都能够提供所需的制动转矩,此时单蓄能器汽车回收能量优于复合蓄能器汽车。

5 结论

通过以上的对比仿真分析,配备复合蓄能器的并联式液压混合动力汽车与单蓄能器的并联式液压混合动力汽车相比,可以兼顾能量回收率和制动性能,当制动减速度在 1.5 m/s^2 时,能量回收率比单蓄能器的增加了14.5%。小的蓄能器可以在较紧急的制动工况中回收更多的能量,提供较大的制动转矩,大体积的蓄能器可以在制动强度不高的情况下回收更多的制动能量并能够提供较好的制动力,所以配备复合蓄能器的混合动力汽车比配备单蓄能器的混合动力汽车有更好的性能。

参考文献

- [1] Wang Tao, Wang Qingfeng. Efficiency analysis and evaluation of energy-saving pressure-compensated circuit for hybrid hydraulic excavator[J]. Automation in Construction, 2014, 47: 62-68.
- [2] Liu X, Wang W, Liu X. Research for energy management mode of parallel hydraulic hybrid vehicle [C]//International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology, IEEE, 2011: 3824-3827.
- [3] 中国科技网. 法研制出空气混合动力汽车有望2016年应用到微型车[J]. 科学技术创新, 2014(7): 4.
- [4] 董哈, 刘昕晖, 王昕, 等. 并联式液压混合动力系统制动能量回收特性[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2014, 44(6): 1655-1663.
- [5] 董哈, 刘昕晖, 王昕, 等. 并联式液压混合动力系统中蓄能器各主要参数对系统性能的影响[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2015, 45(2): 420-428.
- [6] 张庆永. 基于液驱混合动力车辆的蓄能器特性研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(11): 1911-1916.
- [7] 张庆永, 常思勤. 液驱混合动力车辆能量回收系统关键问题研究[J]. 机械设计与制造, 2011(4): 256-258.
- [8] 杜玖玉, 王贺武, 黄海燕. 混联式液压混合动力系统储能元件参数优化[J]. 农业工程学报, 2012(6): 39-43.
- [9] 姜继海. 二次调节静液传动系统及其控制技术的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1998.
- [10] 张丹丹, 张学炜, 张伟. 双蓄能器并联式液压混合动力车辆制动特性研究[J]. 液压与气动, 2015(2): 74-78.
- [11] Kim Y J, Filipi Z. Simulation study of a series hydraulic hybrid propulsion system for a light truck [C]//SAE 2007 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition, 2007: 1903-1904.
- [12] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [13] 李翔晨. 电控液驱混合动力车辆关键技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2012.
- [14] 刘宇辉, 姜继海. 二次调节流量耦联静液传动系统性能[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2008(5): 1095-1100.
- [15] 刘丽君, 姬芬竹, 杨世春, 等. 基于ECE法规和I曲线的机电复合制动控制策略[J]. 北京航空航天大学学报, 2013(1): 138-142.

作者简介: 王波(1983—), 女, 讲师, 博士研究生, 研究方向: 节能与新能源汽车。E-mail: wangbo2015@stumail.yzu.edu.cn
余忠云(通信作者)(1993—), 男, 硕士研究生, 研究方向: 节能与新能源汽车。E-mail: sunshine_yun@foxmail.com