分速式多行星排液压混合动力系统制动能量回馈特性

杜玖玉，黄海燕，王贺武
（清华大学汽车安全与节能国家重点实验室，北京 100084）

摘 要：城市车辆运行工况具有制动能量比例高、启停频繁的特点，非常适合应用混合动力技术，而液压混合动力相对电混合动力具有更高的功率密度，城市工况下具有更大节油潜力。为扩大调速范围，提供动力传输能力，本文提出一种双行星排混联式液压混合动力构型方案。采用机械定性分析方法研究了该系统的功率流模式，并研究了该方案不同工况下的制动能量回馈功率流和基本控制策略，分析了制动能量回收工况下液压元件的流量场特性。建立了动态系统数学模型，并基于美国测功机工况（UDDS）运行工况研究了基于基本控制策略的系统燃油经济性，系统综合节油率可达 28%以上。

关键词：能效，制动，模型，制动能量回馈条件，混联式，功率流特性，节油率
doi：10.3969/j.issn.1002-6819.2012.01.009
中图分类号：S219.032.1；TH137.3 **文献标志码**：A **文章编号**：1002-6819(2012)-01-0042-08

杜玖玉，黄海燕，王贺武．分速式多行星排液压混合动力系统制动能量回馈特性[J]．农业工程学报，2012，28(1)：42－49.
Du Jiuyu, Huang Haiyan, Wang Hewu, et al. Braking energy recuperation characteristics of hydraulic hybrid powertrain with dual-planetary gear sets[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1): 42－49. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

2009 年，中国已经成为世界上最大的汽车产销国，2010 年汽车产销量超过了 1800 万辆，预计 2020 年汽车保有量将达到 2 亿辆以上[1-3]。预计一段时期内，汽车产销量将继续保持快速增长的态势，对能源安全和环境保护带来了严峻挑战。而汽车作为石油消耗大户，随着汽车保有量的不断增长，其石油年消耗量不断攀升，2010 年上半年统计数据显示：中国石油对外依存度已经达到 55.14%左右[3-4]。由于汽车尾气造成环境污染和温室效应日益严重，据环境部门统计，2010 年空气染染源的 60%以上来自于汽车尾气排放[5]，因此迫切要求开发汽车节能减排技术。

对于常运行工况为频繁停的大中型车辆，如城市客车、城市垃圾收集车、工程车辆等，车辆的驱动能量约 50%以上以摩擦生热形式在制动、减速过程中浪费掉[6]，并且车辆频繁的起步工况使得排放性能恶劣。因此，如果能够将制动能量有效回收，并用于驱动车辆和平衡发动机功率，将会大幅度提高车辆的燃油经济性，同时改善车辆停车起动工况的排放性能，减少温室气体排放，对缓解日益严重的能源危机和环境污染问题具有深远的社会和现实意义。制动能量回馈是混合动力汽车的典型功能，从技术及经济性角度，尤其对于商用车，混合动力技术是近中期各种节能与新能源技术中最具产业化前景的技术。

收稿日期：2011-03-01 修订日期：2011-04-21
基金项目：科技部国际科技合作计划资助课题（2010DFA24650）
作者简介：杜玖玉（1976－），女，清华大学，助理研究员，博士；研究方向：节能与新能源汽车技术，汽车动力系统技术评价。北京 清华大学汽车研究所 311 室，100084。Email：dujiuyu@tsinghua.edu.cn

本研究提出一种基于液压机械传动的新构型液压混合动力传动系统，并对其制动能量回馈特性开展研究，并基于特性研究优化控制方法，以期获得更高的节油效果。

1 混合动力系统分类及特点

按照储能方式的不同可将混合动力分成电混合动力、液压混合动力和机械混合动力等。而目前电混合动力和液压混合动力技术是世界较为主流的研究方向。

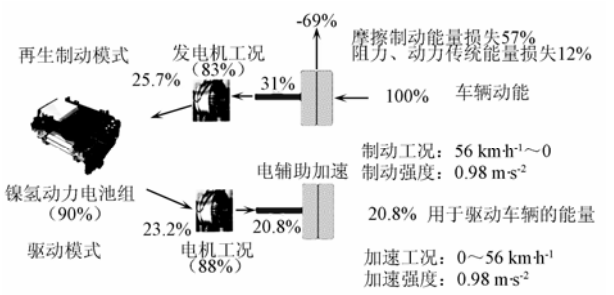
1.1 液压混合动力与电混合动力技术比较

电混合动力以动力电池为储能元件，发电机或电动机为能量转换元件；液压混合动力系统采用液压蓄能器作为储能元件，液压泵或马达为能量转换元件。对比两种混合动力形式，液压混合动力传动具有较高的功率密度，可以处理高频能量转换，尤其适合运行工况包括频繁起步、制动和怠速工况的车辆。从美国环保署以 Class6 卡车为原型车上进行电混合动力与液压混合动力传动制动能量回收性能进行研究，结果表明：在制动能量回收方面液压储能传动优于电储能传动。在城市运行工况，液压混合动力传动的制动能量回收率高于 78%，而电混合动力的制动能量回收率则低于 20.8%（图 1a）。采用液压混合动力系统的卡车，驱动效率达到 71%[6-7]（图 1b）。

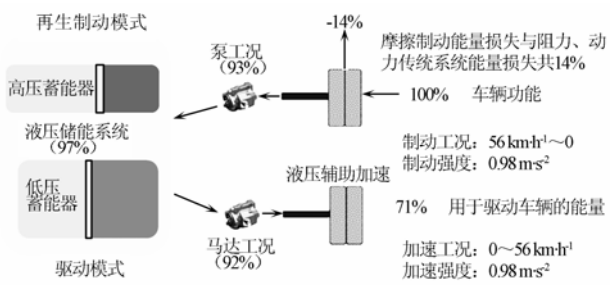
因此，液压混合动力的节能技术重点在于车辆制动能量回收、优化发动机工作点和改善车辆起步特性；电混合动力传动具有较高能量密度，其优势领域是作为车辆备用能源或主驱动源，通过纯电驱动里程实现化石燃料替代和减少汽车尾气排放。对于城市工况的制动频繁、制动能量比例高的特点，液压混合动力更具优势。

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

另外，从技术可靠性和成本回收角度，液压混合动力的相关技术和关键元件技术相对成熟，混合动力系统附加成本远远低于电混合动力系统。



a. 电混合动力系统



b. 液压混合动力系统

注：图中百分数表示能量流比例，正数表示流经的能量占总能量的比例，负值表示能量损失所占比例。

图 1　液压混合动力和电动混合动力系统性能比较

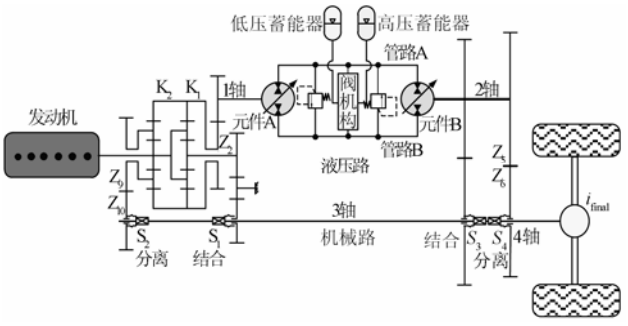
Fig.1　Hybrid electric powertrain vs hydraulic hybrid powertrain

1.2　液压混合动力构型分类及特点

液压混合动力系统按照构型不同，可分为：串联式、并联式和混联式 3 种。一般串联式方案是基于传统液压传动的混合动力形式；并联式方案是基于传统机械传动的储能系统耦合方案；混联式方案同时具有串联和并联式工况。串联式方案可对发动机工况进行最大优化，消除频繁制动和加速对发动机的瞬态负荷影响，使发动机大部分时间工作在高效区域；并联式方案可通过机械耦合方式与原有传统系统集成，附加成本小，传动效率高，但是对发动机工作点优化有限；混联式兼具串联式方案和并联式方案的工作特点，增加了系统设计的灵活性，其技术挑战性在于其构型较为复杂，使得系统控制难度增大。本文研究方案属于一种新型混联式动力系统布置形式。

2　动力系统构型及工作原理

基于多段式液压机械传动和液压储能理论设计一种新构型的混联式液压混合动力系统[8-9]，如图 2 所示。系统由两段式液压机械传动和液压储能机构构成。液压路连接原理如图 3 所示。



注：参数 K1、K2 分别代表行星排 1 和行星排 2；S1、S2、S3、S4 为同步器 1、2、3、4；i_{final} 为主减速比；Z1～Z9 为对应的齿轮的齿数。

图 2　新构型液压混合动力系统方案简图

Fig.2　Scheme of new type hydraulic hybrid powertrain

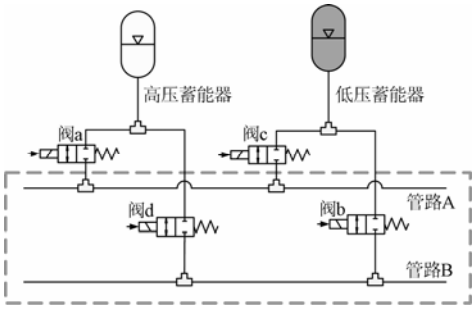
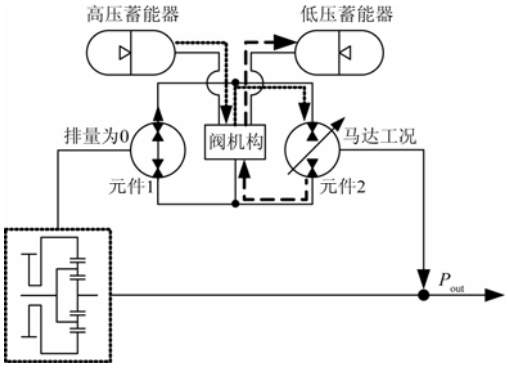


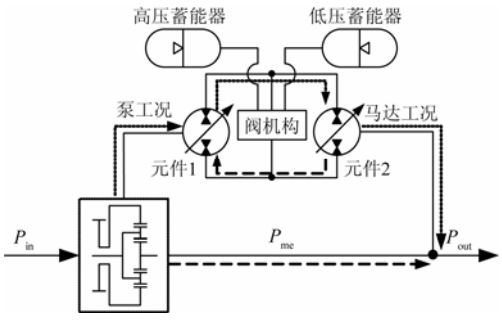
图 3　液压路连接原理图

Fig.3　Connection principle of hydraulic path

对系统不同工况下的功率流状态分析采用机械定性分析方法[10-11]，该混合动力系统工作模式与功率流情况分析如图 4 所示。根据运行工况需求和控制策略，系统可具有蓄能器启动、分流驱动、分流制动、循环驱动、循环制动、混合动力等 6 种工况。

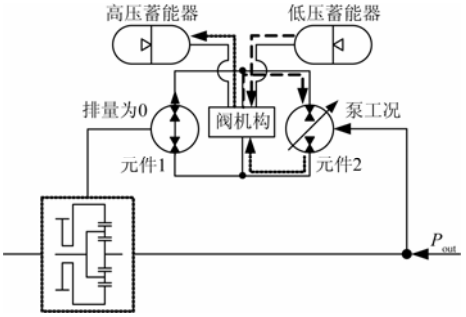


a. 蓄能器启动

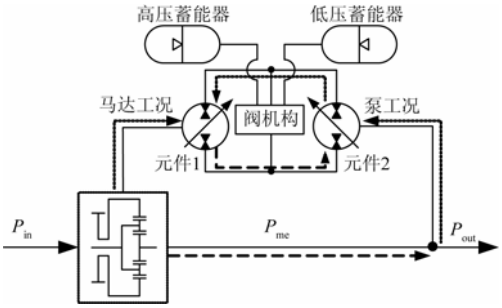


b. 分流驱动

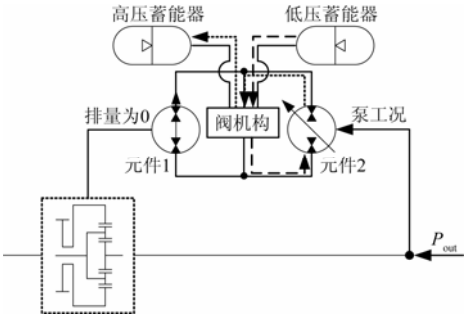
© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



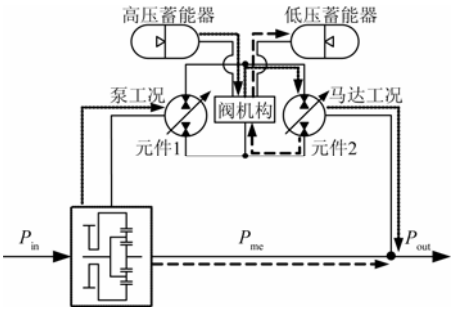
c. 分流制动



d. 循环驱动



e. 循环制动



f. 混合动力工况

注：P_{in}，P_{me}，P_{out} 为变速箱输入功率、机械路功率和变速箱输出功率，kW。

图 4 工作模式与功率流

Fig.4 Working modes and power flow status

3 制动特性分析

为了简化分析，将传动系统等效为一双惯量系统，发动机和整车等效为 2 个旋转惯量，液压混合动力系统为两个惯量间部分解耦部件。

设计的混联式混合动力系统可回收制动能量的必要条件是：至少有一个液压元件以泵工况作为能量转换元件工作，将车辆动能转化为蓄能器气体内能，同时，液压管路须建立持续高压。因此，须同时满足流量、转矩和转速条件，并满足液压储能元件压力平衡条件。

3.1 转矩条件

制动初始阶段，液压元件 2 和液压元件 1 同时以泵工况工作，则转矩平衡方程为

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_{eb} - i_1\left(\frac{1}{\alpha_k}\right)\frac{\Delta p \varepsilon_1 D_{1max}}{20\pi}\eta_{1m}^k \quad (1)$$

液压元件 2 转矩方程

$$T_2 = i_2\left(T_v i_{final} - \frac{\beta_k}{i_{me}}T_{eb}\right) \quad (2)$$

制动平衡阶段，行星排方程为

$$i_1\left(1+\frac{1}{K}\right)\frac{\Delta p \varepsilon_1 D_{1max}}{20\pi}\eta_{1m}^k = 0 \quad (3)$$

液压元件 2 转矩 $T_2=i_2T_vi_{final}$，即 $D_1=0$，发动机处于怠速工况，行星排不受任何转矩作用，功率流为 0。

式中，$\frac{d\omega_e}{dt}$ 为发动机输出轴角减速度，rad/s^2；Δp 为高低压油路的压力差，MPa；J_e 为发动机转动惯量（包括发动机转动惯量和液压机械变速箱输入轴部分的转动惯量），kg·m^2；i_1，i_2 为液压路输入、输出端速比，$i_1=Z_1/Z_2$，第 1 段 $i_2=Z_4/Z_3$，第 2 段 $i_2=Z_6/Z_5$；i_{me} 为机械路速比，第 1 段为 Z_8/Z_7，第 2 段为 Z_{10}/Z_9；T_{eb} 为发动机制动力矩，N·m；T_v 为汽车风阻和滚动阻力转化到液压机械变速箱输出轴上的等效力矩，N·m；T_2 为液压元件 2 输出轴转矩，N·m；D_{1max} 为液压元件 1 最大排量值，L；D_1 为液压元件 1 排量，L；ε_1 为液压元件 1 的变量比系数，$\varepsilon_1=\frac{D_1}{D_{1max}}$；$\eta_{1m}^k$ 为液压元件 1 的机械效率，k=1 表示泵工况，k=-1 表示马达工况；K 为行星排结构参数，数值为齿圈与太阳轮的齿数之比；α_k，β_k 为与行星排结构参数相关的参数，$\alpha_k=1-\beta_k$，本设计方案中，行星排 K_1 第 1 段 $\alpha_k=\frac{K}{1+K}$，行星排 K_2 第 2 段 $\alpha_k=-K$。

3.2 转速条件

制动过程中，动力系统转速方程为

$$i_1\left(1+\frac{1}{K}\right)\frac{\Delta p \varepsilon_1 D_{1max}}{20\pi}\eta_{1m}^k = 0 \quad (4)$$

制动过程中，液压元件 1、2 转速关系应满足方程

$$\begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\alpha_k}i_1 & -\frac{\beta_k}{\alpha_k}i_1\left(\frac{30}{\pi r}\right)\left(\frac{1}{i_{me}i_{final}}\right) \\ \frac{30}{\pi r}\frac{1}{i_2 i_{final}} & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} n_e \\ \upsilon \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中，n_e 为发动机转速，rad/min；u 为车辆行驶速度，m/s；n_1，n_2 分别为液压元件 1、2 的转速，rad/min；r 为车轮半径，m。

3.3 流量条件

分速式液压机械储能传动要实现制动能量回收，需

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

满足：液压元件 1 和液压元件 2 必须存在流量差，且液压路建立工作压力 Δp 要高于蓄能器预充压力与入口提升阀弹簧力之和 p_{in}，从而可得流量条件为

$$\varepsilon_2/\varepsilon_1 > \frac{D_{1\max}\dfrac{1}{\alpha_{\text{k}}}i_1\left(n_{\text{e}}-\beta_{\text{k}}\left(\dfrac{30}{\pi r}\right)\left(\dfrac{1}{i_{\text{me}}i_{\text{final}}}\right)\upsilon\right)\eta_{1\text{v}}^{k}}{D_{2\max}\dfrac{30}{\pi}\dfrac{1}{i_2 i_{\text{final}}}\dfrac{\upsilon}{r}\eta_{2\text{v}}^{k}} \quad (6)$$

式中，ε_2 为液压元件 2 的变量比系数，$\varepsilon_2=\dfrac{D_2}{D_{2\max}}$；$D_2$，$D_{2\max}$ 分别为液压元件 2 的排量和最大排量，L；$\eta_{1\text{v}}^{k}$、$\eta_{2\text{v}}^{k}$ 分别为液压元件 1、2 的容积效率，k=1 或-1，k=1 表示液压元件以泵工况工作，k=-1 表示液压元件以马达工况工作。

4　制动能量回馈特性分析

车辆以一定的初速度制动，液压元件 1 和元件 2 同时以泵形式工作，且发动机制动起作用。发动机转速 n_{e} 从初始制动时转速值逐渐减小至怠速转速 n_{idle}。液压元件 1 转矩、发动机转矩和负载转矩需满足平衡条件。发动机制动特性曲线如图 5 所示。

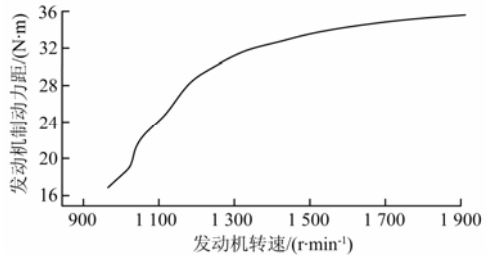


图 5　发动机制动特性曲线

Fig.5　Braking torque curve of engine

制动初始阶段，在发动机转速较高情况下，发动机提供的制动力相对较大。液压元件 1、2 转矩方程为

$$\begin{bmatrix}T_1\\T_2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\dfrac{1}{i_1}\left(\dfrac{K}{1+K}\right) & 0\\ -i_2\dfrac{1}{1+K} & i_2 i_{\text{final}}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}T_{\text{eb}}\\T_{\text{w}}\end{bmatrix} \quad (7)$$

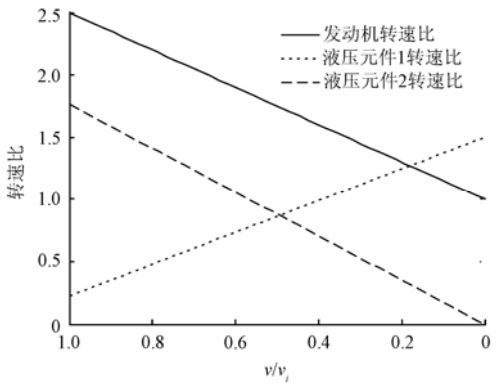
则液压路工作压差为

$$\Delta p=-2\pi\frac{1}{i_1}\frac{1}{\varepsilon_1 D_{1\max}}\frac{1}{\eta_{\text{m2}}^{k}}\left(\frac{K}{1+K}\right)T_{\text{eb}} \quad (8)$$

发动机制动力矩较小，并且随着转速降低而减小。液压元件 1 相对排量变化率 ε_1 必须随之减小，才能保证一定工作压力，从而产生足够制动力，并实现能量回收。制动过程中制动能量回馈特性及相应控制策略与制动初始工况有关，因而分别对分流制动工况和循环制动工况进行研究。式中，T_1 为液压元件 1 输入轴转矩，N·m；T_{w} 为驱动轮作用转矩，N·m；$\eta_{2\text{m}}^{k}$ 为液压元件 2 的机械效率，k=1 表示泵工况，k=-1 表示马达工况。

4.1　分流制动工况

当制动初速度 υ_{i} 满足 $\upsilon_{\text{i}}\le\pi/30\left(i_{\text{re}}i_{\text{final}}n_{\text{e}}r\right)$ 条件下制动，则其速度特性如图 6 所示。



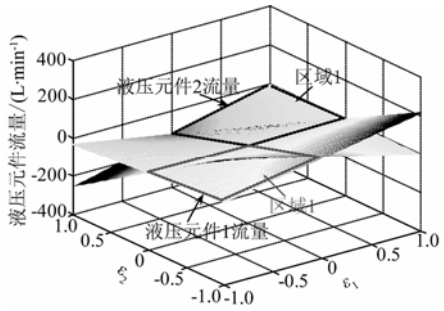
注：υ 为车辆行驶速度，υ_{i} 为车辆制动初始速度，m/s。

图 6　分流工况制动速比特性

Fig.6　Speed ratio characteristic under power split condition

分流制动工况，液压元件流量场特性如 7 所示，对应的流量特性场分成 4 个区域，其中 2 个区域满足制动能量回收条件，区域 1 液压元件相对排量变化率为 0＜$\varepsilon_{2\text{minz}}\le\varepsilon_2\le1$，0≤$\varepsilon_{1\text{minz}}<\varepsilon_1\le1$；区域 2 液压元件相对排量变化率为-1≤$\varepsilon_2\le-\varepsilon_{2\text{minf}}<0$，-1≤$\varepsilon_1\le-\varepsilon_{1\text{minf}}\le0$。

式中，$\varepsilon_{1\text{minz}}$，$\varepsilon_{2\text{minz}}$ 为液压元件 1、2 满足制动条件的正向最小排量变化率；$\varepsilon_{1\text{minf}}$，$\varepsilon_{2\text{minf}}$ 为满足液压元件 1、2 制动条件的反向最小排量变化率；i_{re} 为参考速比，即分流工况与制动工况的切换点速比[6]，$i_{\text{re}}=\dfrac{i_{\text{me}}}{\beta_{\text{k}}}$。

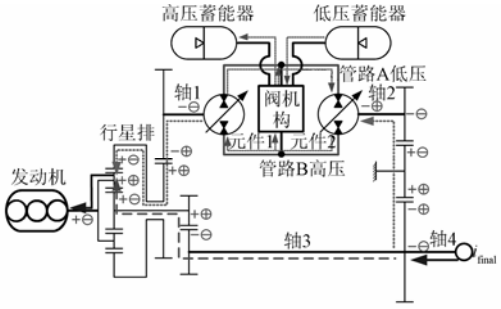


注：ε_1，ε_2 为液压元件 1、2 的变量比系数。

图 7　分流制动工况液压元件流量场特性

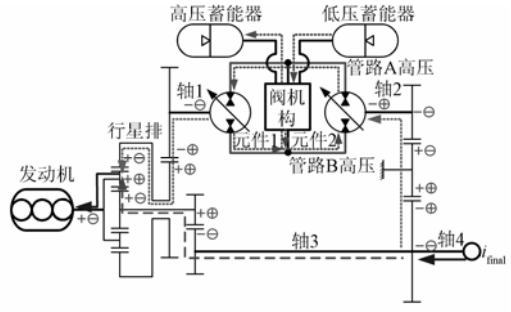
Fig.7　Flow diagram of hydraulic units under power split braking condition

该工况下，控制换向阀，阀 c 和 d 关闭，将高压蓄能器与管路 B 连通，管路 A 与低压蓄能器连接，实现制动能量回收。其制动功率流如图 8 所示。



a. 分流工况制动初始工况功率流

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



b. 分流制动工况功率流

图 8 分流工况制动功率流

Fig.8 Braking power flow under power split condition

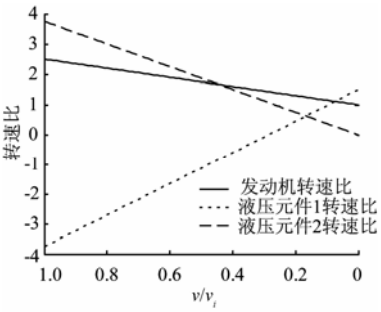


图 9 循环工况制动转速特性

Fig.9 Speed ratio characteristic under circulating condition

4.2 循环制动工况

当制动初速度 υ_i 满足 $\upsilon_i > \pi/30\left(i_{re}i_{final}n_e r\right)$ 条件下制动，其速比特性如图 9 所示。

液压元件 1 具有一定排量情况下，系统压力由发动机能提供的制动转矩和液压元件 1 排量决定。制动过程中，元件流量匹配场特性如图 10 所示。

该工况下，管路 A 由高压变为低压，管路 B 由低压变为高压，高压蓄能器与管路 B 连接，低压蓄能器与管路 A 连接。其制动功率流如图 11 所示。

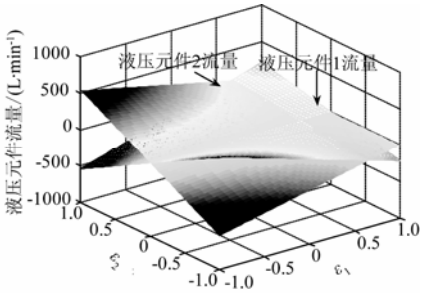
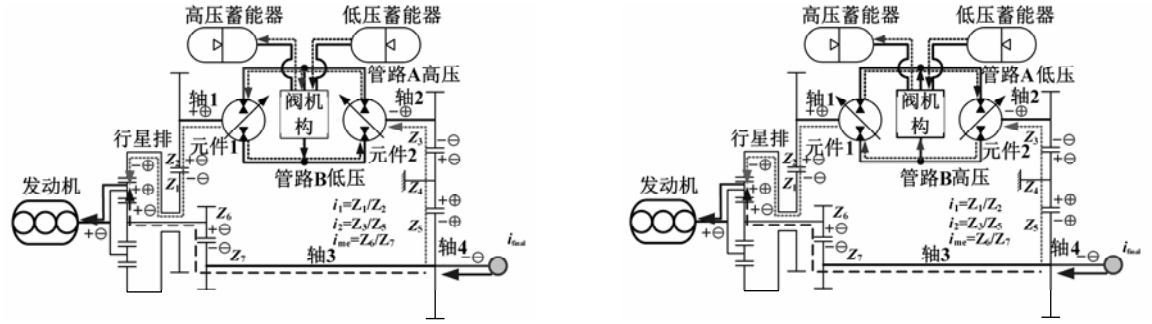


图 10 循环制动工况液压元件流量场特性

Fig.10 Flow diagram of hydraulic units under circulation braking condition



a. 循环工况制动初始功率流　　b. 循环制动工况功率流

图 11 循环制动工况功率流

Fig.11 Braking power flow under circulating condition

5 系统特性及节能效果仿真研究

5.1 动力系统总体模型

系统采用逆向方法进行动态建模与仿真，驾驶员指令传到能量管理控制器，能量管理控制器确定主能量源和辅助能量源分配比例。考虑行星排构件、定轴齿轮转动惯量影响。采用自由体建模方法对动力系统建模，研究配备液压混合动力系统的车辆的制动能量回馈特性和节油效果，系统模型如图 12 所示[12-17]。

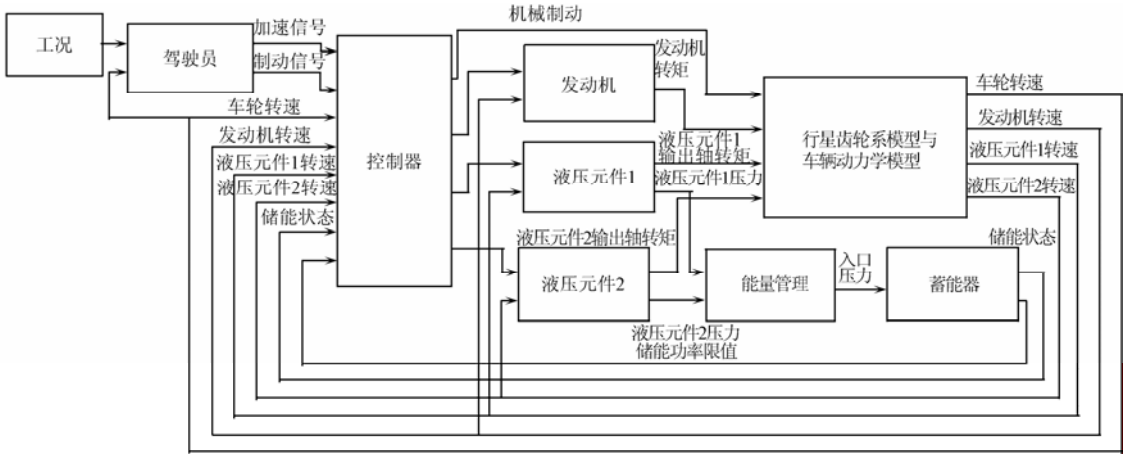


图 12 系统仿真模型

Fig.12 Simulation model of system

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

5.2　部件模型

5.2.1　液压蓄能器模型

蓄能器压力p_g估算采用Benedict-Webb-Rubin (BWR)状态方程[12,13,15]

$$p_g=\frac{R_gT_g}{v_g}+\frac{B_0R_gT_g-A_0-C_0/T_g^2}{v_g^2}+\frac{bR_gT_g-a}{v_g^3}+\frac{a\alpha}{v_g^6}+\frac{c\left(1+\gamma/v_g^2\right)e^{-\gamma/v_g^2}}{v_g^3T_g^2} \tag{9}$$

考虑热损失，液压蓄能器的储能方程为

$$\frac{dT_g}{dt}=\frac{T_0-T_g}{\tau}-\frac{1}{c_v}\left(\frac{R_gT_g}{v_g}\left(1+\frac{b}{v_g^2}\right)+\frac{1}{v_g^2}\left(B_0R_gT_g+\frac{2C_0}{T_g^2}\right)-\frac{2c}{v_g^3T_g^2}\left(1+\frac{\gamma}{v_g^2}\right)e^{-\gamma/v_g^2}\right)\frac{dv_g}{dt} \tag{10}$$

式中，P_g为皮囊内气体绝对压力，kPa；R_g为摩尔气体常数；T_0为气体初始温度，K；τ为时间常数，由试验数据回归得出；T_g为皮囊内气体绝对温度，K；v_g为蓄能器比容积，m^3/kg；a，b，c，A_0，B_0，C_0，α，γ为BWR方程特征参数，由试验回归而得，具体数值见参考文献[6]。

5.2.2　行星排模型

考虑三构件的转动惯量，行星排自由体模型转矩方程为[14]

$$\begin{cases}J_r\dfrac{d\omega_r}{dt}=FR-T_r\\ J_s\dfrac{d\omega_s}{dt}=FS-T_s\\ J_c\dfrac{d\omega_c}{dt}=T_c-FR-FS\end{cases} \tag{11}$$

式中，T_r，T_s，T_c分别表示作用在太阳轮轴、齿圈轴和行星架轴作用力矩，N·m；J_r，J_s，J_c为太阳轮、齿圈和行星架转动惯量，kg/m^2；F为行星排构件内部作用力，N；R和S分别为齿圈和太阳轮直径，m；$\frac{d\omega_s}{dt}$，$\frac{d\omega_r}{dt}$，$\frac{d\omega_c}{dt}$分别为行星排的太阳轮、齿圈和行星架的旋转角减速度，rad/s^2。

5.2.3　液压元件及管路模型

采用经典Wilson泵马达建模理论建立变排量柱塞泵或马达仿真模型[16-17]

1）流量方程

液压泵或马达理论流量q_i方程为

$$q_i=\frac{\varepsilon_iD_{imax}n_i}{1000} \tag{12}$$

液压元件1流量q_1连续性方程为

$$q_1=V_1\frac{d\theta_1}{dt}-C_i\left(p-p_i\right)-C_e\Delta p \tag{13}$$

液压元件2流量q_2连续性方程为

$$q_2=D_2\frac{d\theta_2}{dt}+C_{loss}\Delta p+\frac{V_2}{4\beta_e}\frac{dp}{dt} \tag{14}$$

式中，θ_1，θ_2为液压元件1、2的转角，rad；C_{loss}为液压元件总泄漏系数，$C_{loss}=C_i+C_e/2$，C_i为液压元件内部泄漏，C_e为液压元件外部泄漏；V_1，V_2为液压元件1、2工作腔容积，m^3；β_e为系统弹性模量，MPa；p为液压元件1出油口压力，p_i为液压元件1进油口压力，MPa；D_2为液压元件2排量，L；ε_i为液压元件i的变量比系数，$\varepsilon_i=\frac{D_i}{D_{imax}}$，$D_i$、$D_{imax}$分别为液压元件$i$排量和最大排量；$n_i$为液压元件$i$的转速，rad/min。

2）转矩方程

液压泵/马达理论转矩方程可以表示为

$$T_i=\frac{\varepsilon_iD_{imax}\Delta p}{20\pi} \tag{15}$$

液压元件2输出轴转矩方程为

$$J_2^*\frac{d\omega_2}{dt}=\frac{\varepsilon_2D_{2max}\Delta p}{20\pi}\eta_{2m}^k-\left(f\omega_2+T_{turb}\right) \tag{16}$$

车辆运行工况中，车辆总负载惯量在液压路输出和机械路输出之间动态分配。车辆等效双惯量系统的车辆负载惯量为J_v，$kg\cdot m^2$；则作用于变速箱输出轴端的等效负载转动惯量J_{tout}^*可表示为

$$J_{tout}^*=J_vi_{final}^2 \tag{17}$$

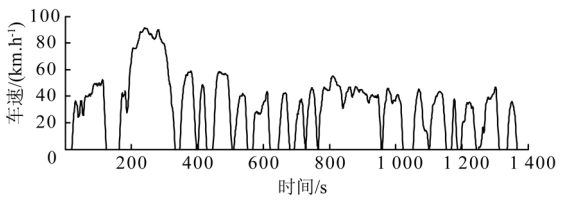
在液压路转动惯量J_2^*和机械路的转动惯量J_{me}^*分配关系为

$$\left(\frac{1}{i_2}\right)^2J_2^*+J_{me}^*=J_vi_{final}^2 \tag{18}$$

式中，T_{turb}为载荷转速（干扰扭矩），J_2^*为折算到液压元件2输出轴上的转动惯量，$kg\cdot m^2$；f为马达单位角速度的黏阻力矩（黏阻系数），Pa.s；J_{me}^*机械路当量转动惯量，$kg\cdot m^2$。

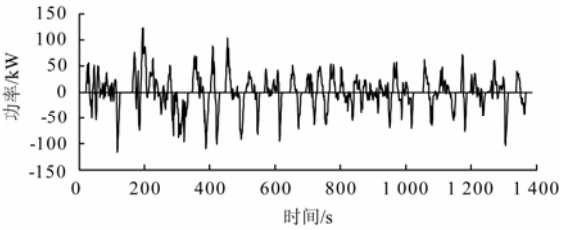
5.3　仿真结果

由于美国测功机工况(UDDS)最为接近中国城市运行特征：车速不高，启停频繁（图13），故选择UDDS工况作为仿真参考工况，并以节油率来考量混合动力系统的燃油经济性提高效果。本文中的节油率为液压混合动力系统与不带制动能量回馈装置的液压机械传动车辆的相同条件下的燃油消耗的差值与液压机械传动车辆的燃油消耗的比值（图14），可看出系统平均节油率高于28%，最高节油率可达40%。



a. 车辆运行速度

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



b. 车辆行驶功率需求情况

图 13 车辆运行仿真工况

Fig.13 Simulation driving cycle

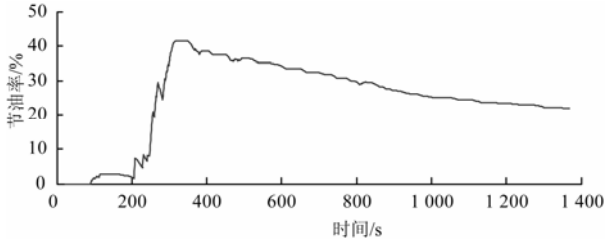


图 14 全工况车辆节油率特性

Fig.14 Energy saving ratio in driving cycle

6 结 论

1）基于行星传统机理和液压储能技术，设计了混联式液压混合动力系统。

2）建立了新构型液压混合动力制定能量回馈条件方程，为系统控制策略制定提供了依据。

3）基于基本控制策略的新型液压混合动力系统在启停频繁的城市运行工况，可达 40%的最高系统节油率和28%的系统平均节油率。

由于混联式液压混合系统构型复杂，具有较大性能优化提升空间，在系统匹配及优化、控制策略优化方面需进一步深入研究。

［参 考 文 献］

[1] 中国汽车工业协会. 2009 年 12 月份汽车工业产销情况简析[EB/OL].http://www.caam.org.cn/zhengche/20100114/14050 34499.html，2010-01-14/2011-01-10.

[2] 中国汽车工业协会. 2010 年 12 月汽车工业产销情况简析[EB/OL].http://www.caam.org.cn/zhengche/20110110/16050 51133.html，2011-01-10/2011-01-10.

[3] 中国产经新闻报. 2020 年中国汽车保有量将超两亿[EB/OL].http://finance.ifeng.com/roll/20100909/2602051.shtml，2010-09-09/2011-01-10.

[4] 人民网. 到 2020 年左右中国汽车保有量或达 2 亿辆[EB/OL].http://news.sohu.com/20100307/n270638196. shtml.2010-03-07/2011-01-10 .

[5] 新华网. 上半年我国石油对外依存度扩大至 55.14%[EB/OL].http://news.xinhuanet.com/fortune/2010-08/10/c_12 43 0488. htm，2010-08-10/2011-01-10.

[6] 杜玖玉. 车辆液压机械储能传动技术研究[D]. 北京：北京理工大学，2009.
Du Jiuyu. Rsearch on Technologies of Hybrid Hydro-mechanical Powertrain for Vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2009. (in Chinese with English abstract)

[7] Charles L. Gray. Hydraulic Hybrids: EPA Hybrid Truck Initiative. [EB/OL].http://files.harc.edu/Projects/Transportation/HydraulicHybridsGray.pdf. 2006-10/2011-1-10.

[8] Kargul J J. Hydraulic Hybrids 101: A Cost-Effective Solution For A Petroleum and Carbon Constrained World[Z]. Washton: 2010.

[9] 苑士华，杜玖玉，胡纪滨，等. 两段式分速汇矩式液压机械传动设计[J]. 农业工程学报，2008，24(11)：109－113.

[10] Yuan Shihua, Du Jiuyu, Hu Jibin, et al. Design of two-range input split hydrostatic mechanical transmission[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(11): 109－113. (in Chinese with English abstract)

[11] 杜玖玉，苑士华，魏超，等. 双模式液压机械传动工作特性分析[J]. 农业工程学报，2009，25(4)：86－90.
Du Jiuyu, Yuan Shihua, Wei Chao, et al. Performance analysis of dual mode hydro-mechanical transmission[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(4): 86－90. (in Chinese with English abstract)

[12] 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京：国防工业出版社，1999.

[13] Pourmovahed A, Otis D R. An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 1990, 112(1): 116－121.

[14] Pourmovahed A, Beachley N H, Fronczak F J. Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System-Part II: Experimental Program[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME. 1992, 114(1): 160－165.

[15] Liu J. Modeling, Configuration and Control Optimization of Power-Split Hybrid Vehicles[D]. Michigan: University of Michigan, 2007.

[16] Filipi Z, Louca L, Daran B, et al. Combined optimization of design and power management of the hydraulic hybrid propulsion system for the 6 x 6 medium truck[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems. 2004, 11(3/4): 372－402.

[17] 李成功，和彦淼. 液压系统建模与仿真分析[M]. 北京：航空工业出版社，2008.

[18] 王国庆. 工程机械机电液系统动态仿真[M]. 北京：人民交通出版社，2009.

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

Braking energy recuperation characteristics of hydraulic hybrid powertrain with dual-planetary gear sets

Du Jiuyu, Huang Haiyan, Wang Hewu

(*State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy*, *Tsinghua University*, *Beijng*, 100084, *China*)

Abstract: Hydraulic hybrid powertrain has more energy saving potential than that of hybrid electric powertrain under urban driving cycle characterized as higher braking energy ratio and frequent stop-and-start operation. A new type of compound power split hybrid powertrain scheme with dual-planetary was developed in the paper. The characteristics of system power flow under braking condition were analyzed and basis control strategy was proposed. Power flow modes of hydraulic units were analyzed. The dynamic mathematic model was set up to simulate performance of the hydraulic hybrid vehicle under UDDS based on the basic control strategy. The results showed that 28% energy saving on average could be achieved.

Key words: energy efficiency, braking, models, regenerative braking conditions, series and parallel hybrid scheme, power flow characteristics, fuel saving ratio

© 1994-2013 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net