

ZL50 装载机液压机械复合传动节能系统仿真研究

王海飞¹, 姚树新^{1,2}, 孔 燕^{1,2}, 李兴伟¹, 周忠华³, 马阳盼¹

(1. 长安大学道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064; 2. 江苏华通动力重工有限公司, 江苏 镇江 212003;
3. 徐州重型机械有限公司, 江苏 徐州 221004)

摘要: 由于装载机作业工况复杂, 负荷变化剧烈, 导致装载机普遍性能差、能量得不到充分利用。因此以 ZL50 装载机为对象, 设计了液压机械复合传动节能系统, 目的就是降低 ZL50 装载机的能耗, 使其在高效、舒适和节能方面改善显著。文章对该系统的性能特性进行了分析, 建立了各关键部分的数学模型。通过仿真软件 AMESim 与 MATLAB/Simulink 对 ZL50 装载机液压机械复合传动节能系统进行了联合动态仿真, 结果表明该系统使装载机在高效、舒适和节能方面有了很大的提高, 证明了 ZL50 装载机液压机械复合传动节能系统设计方案合理性和可行性, 可为类似产品的改良提供参考。

关键词: ZL50 装载机; 液压机械复合传动; 节能; AMESim/Simulink 联合仿真

中图分类号: U415.4

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2015)01-0141-06

Simulative research on hydraulic mechanical composite transmission energy-saving system for ZL50 loader

WANG Haifei¹, YAO Shuxin^{1,2}, KONG Yan^{1,2}, LI Xingwei¹, ZHOU Zhonghua³, MA Yangpan¹

(1. Key Laboratory of Road Construction Technology & Equipment of the Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China; 2. Jiangsu Huatong Kinetics Co., Ltd., Zhenjiang 212003, China;
3. Xuzhou Heavy Machinery Company, Xuzhou 221004, China)

Abstract: The complex working condition of loaders and load rapid change of the load lead to poor performance of the machine and the energy is not fully utilized. Making ZL50 loader as object, research of its hydraulic mechanical composite transmission energy-saving system and performance parameters, is carried out so as to the purpose is to reduce the ZL50 loader energy consumption, making it more efficient, comfort and energy-saving in the work. The paper has designed hydraulic mechanical composite transmission, transmission analyzed and established mathematical models of critical components. The dynamic simulation on ZL50 loader hydraulic mechanical composite transmission energy-saving system through simulation software AMESim and MATLAB / Simulink. The results show that efficient, comfort and energy-saving of the loader has been greatly improved, the rationality and feasibility of the design plan of the ZL50 loader hydraulic mechanical composite transmission energy-saving system are proved, in providing a reference for similar products.

Key words: ZL50 loader; hydraulic mechanical composite transmission; energy-saving; AMESim / Simulink union simulation

由于装载机的工作环境比较恶劣, 载荷变化大, 发动机功率得不到充分发挥, 液压机械复合传动结合了机械传动与液压传动的优点, 能够较好的解决装载机在工作过程中所面临的以上问题, 是一个很有潜力的发展方向。美国 GE 公司、日本小松公司和德国大众集团曾经设计了类似的液压机械无极变速器^[1-3]。2000 年美国 University of Wisconsin-Madison 的 Wenbo Wang 博士论文, 讨论了动力传动系的建模, 以及运用动力学模型进行动力传动系仿真、故障诊断、设计和控制的理论与方法^[4]; 2010 年美国 Purdue University 的 Rajneesh Kumar 博士论文中讨论了液压机械结构的设计, 对动力传动系统进行了建模仿真, 对于整车的节能与动力控制策略进行了较为深入的研究^[5]。国内许多高校及科研单位也开始了这方面的研究工作, 如北

京理工大学曾对 DMT-25 变速箱进行了台架试验, 刘修骥教授、苑士华教授等较早地对多段液压机械复合传动进行了较为深入的研究^[6-7]; 河南科技大学与中国一拖集团合作, 为东方红 1302R 系列研制液压机械无级变速器^[8]。

结合 ZL50 装载机的实际工作特点及发动机的性能评价指标^[9], 设计了新型的液压机械复合传动节能系统, 它能够大幅度提高装载机的综合性能, 同时该系统基本应用原有变速箱和传动系统, 降低了成本, 经济实用, 对于装载机技术的发展和产品质量的提高起了很大地推动作用。

1 液压机械复合传动方案设计

ZL50 装载机作为一种大型的铲土运输机械设备, 在牵引工况下传动装置要求能够在大范围内进

行调速,在运输工况下传动装置要求有较高的速度与效率,因此利用离合器、制动器在适当的工作改变液压系统和机械传动的连接方案,充分发挥它们在不同工况下的优势.具体的工作模式如下:

(1) 一档纯液压驱动

这种模式主要用于装载机起步阶段.起动时,发动机的动力性和燃油经济性较差,复合传动系统中的泵马达首先起动,利用其低速大转矩的特点,使车速达到一定值后,发动机起动,并迅速进入高效区工作.其中当液压蓄能器压力高于所需最低工作压力时,整车采用液压蓄能器驱动模式,发动机只为转向和装载装置提供必要的动力,整车全部牵引驱动能量由液压蓄能器和液压泵/马达提供,避免发动机在起动过程工作于高油耗、低效区.只有当液压蓄能器压力低于最低工作压力时,发动机为整机提供驱动能量.

(2) 二、三档复合驱动

此时装载机进入正常中高速的运输工况.整车为液压机械复合传动装置驱动,综合传动性能好,发动机转速稳定在一定范围内,且工作于最佳燃油经济区,液压混合动力系统不工作.

(3) 混合驱动发动机动力不足时,液压蓄能器通过泵马达提供辅助动力.当整机处于加速、爬坡或铲掘等大负荷情况时,整机所需的动力超过发动机工作范围或高效区时,由液压泵/马达提供辅助动力,协同发动机一起驱动车辆.

(4) 再生制动

系统的再生制动适用于每个档位,当发生正常制动、紧急制动和下长坡缓制动时都会有再生制动参与甚至完全由再生制动进行制动,驾驶员要根据

实际情况,如为轻度制动,整车进入液压再生制动模式,传统制动系统不工作,全部制动转矩由液压蓄能器和液压泵/马达提供,非轻度制动时,整车进入复合制动模式,整车制动转矩由液压泵/马达和传统制动系统提供,液压泵/马达提供最大制动转矩,不足的由传统制动系统提供.再生制动与传统制动方式的分配要通过检测具体参数进行控制.如图 1 所示.

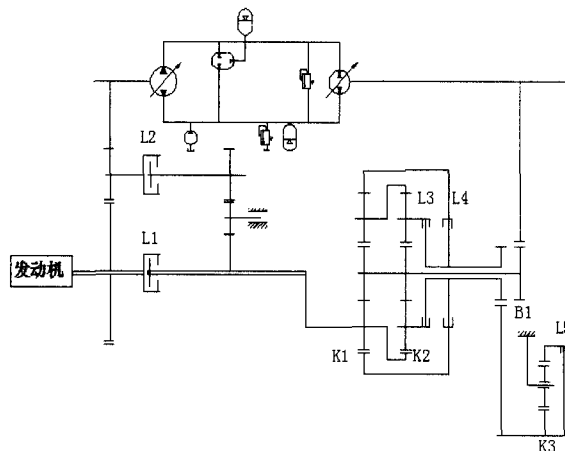


图 1 ZL50 装载机液压机械复合传动装置
Fig. 1 Hydraulic mechanical composite transmission for ZL50 loader

图中 B_1 为制动器, L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_5 、 L_6 为离合器, K_1 、 K_2 、 K_3 分别是图中所示行星排特征常数,即其各从动轮齿数积与主动轮齿数积的比值, B_1 、 L_5 为装置的换段机构, L_2 为装置的换向机构,且 L_1 、 L_2 为机械传动通断机构, L_3 、 L_4 为差速器正负相位切换机构, L_6 为纯液压传动的通断机构, ϵ_1 为变量泵的排量相对变化率,即相对于变量泵最大排量的变化率.不同工作段的制动器与离合器的结合状态如表 1 所示.

表 1 制动器和离合器的工作状态
Tab.1 The work status of brake and clutch

方向	段号	B_1	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	ϵ_1
前进	Fh							+	-1~1
	Fhm I	+		+		+			1~-1
	Fhm II		+		+		+		-1~1
	FhR				+			+	-1~1
后退	Fhm I R	+	+			+			1~-1
	Fhm II R			+	+		+		-1~1

附注 1: +表示制动器或离合器的结合; -1~1 表示 ϵ_1 的变化范围.

2 液压机械复合传动数学建模与特性分析

2.1 速度特性分析

ZL50 装载机采用潍柴斯太尔 WD10G220E11 发动机,额定功率为 162 kW,额定转速为 2 200

r/min,功率汇流行星排组即差速器是由正向汇流排和反向汇流排组成,因此挡位的不同对于汇流方式和变量泵变化的方向的要求也不同.所用参数定义为: n_0 发动机转速, n_1 太阳轮转速, n_2 行星架转速, n_3 齿圈转速, K 行星排特性参数, ϵ_1 变量泵的排量相对变化率, i_4 液压传动输入端传动比, i_5 液压传

动输出端 (复合) 传动比, i_6 纯液压传动输出端传动比.

对于内啮合行星排三构件的速度关系有:

$$n_1 + Kn_3 - (K + 1)n_2 = 0 \quad (1)$$

(1) 前进档纯液压 Fh 段

离合器 L_6 结合, 此时机械传动无功率流, 发动机的全部功率由液压传动输出, 当 ε_1 有 $-1 \rightarrow 1$ 变化时, 输出转速将逐渐增加, 整个装置的输出转速为

$$n_{b0} = \frac{\varepsilon_1}{i_4 i_6} n_0 \quad (2)$$

(2) 前进档液压机械 FhmI 段

制动器 B_1 制动, 离合器 L_2 、 L_4 结合, 机械传动与液压传动同时工作, 此时差速器为负相位工况, 机械功率流由差速器行星架输入, 液压功率流由差速器太阳轮输入, 复合功率由差速器齿圈输出. 此时

$$n_1 = n; \quad n_1 = \frac{\varepsilon_1}{i_4 i_5} n_0 \quad (3)$$

所以输出转速为

$$n_{b1} = \frac{n_3}{i_{m2}} = (K_1 + 1 - \frac{\varepsilon_1}{i_4 i_5}) \frac{n_0}{K_1 i_{m2}} \quad (4)$$

(3) 前进档液压机械 Fhm II 段

离合器 L_1 、 L_3 、 L_5 结合, 机械传动与液压同时工作, 此时差速器为正相位工况, 机械功率流由差速器齿圈输入, 液压功率流有差速器太阳轮输入, 复合功率有差速器行星架输出. 此时:

$$n_3 = n_0; \quad n_1 = \frac{\varepsilon_1}{i_4 i_5} n_0 \quad (5)$$

所以输出转速为

$$n_{b2} = \frac{n_2}{i_{m1}} = (K_2 + \frac{\varepsilon_1}{i_4 i_5}) \frac{n_0}{(K_2 + 1) i_{m1}} \quad (6)$$

对于后退的三个档位的速度特性与前进三档位相对应, 不再复述.

令输出速度比 $i_b = n_b / n_0$, 则可得到前进档三段 i_b 与 ε_1 之间的关系曲线, 随着变量泵排量反复的变化, 装置的转速是连续上升的, 如图 2 所示.

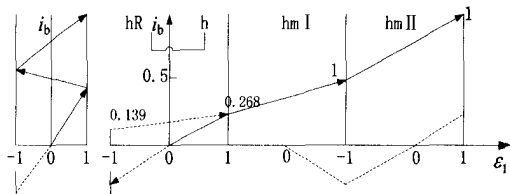


图 2 液压机械复合传动装置速度特性曲线
Fig. 2 The speed characteristic curve of hydraulic mechanical composite transmission

2.2 平稳换段的条件

根据图2以及对速度特性的分析, 选择适当的

传动参数, 可以使每一段的段尾速度与下一段的段首速度相等, 因此液压机械复合传动装置平稳换段的条件是: 前后两段在换段点处有相同的输出转速, 有相同的变量泵排量相对变化率 ε_1 .

根据关系式 (2) 和 (4), 可以得到纯液压 Fh 段和液压机械 FhmI 段换段的条件为

$$\varepsilon_1 = \frac{i_4 i_5 i_6 (K_1 + 1)}{i_5 K_1 i_{m2} + i_6} \quad (7)$$

其中 K_1 、 i_{m2} 为确定值, 因此只要合理选择 i_4 、 i_5 、 i_6 的值, 使得 $\varepsilon_1 \leq 1$ 即可.

同理, 根据关系式 (4) 和 (6), 可以得到液压机械 FhmI 段和液压机械 Fhm II 段的换段条件为

$$\varepsilon_1 = \frac{(K_1 + 1)(K_2 + 1)i_{m1} - K_1 K_2 i_{m2}}{(K_2 + 1)i_{m1} + K_1 i_{m2}} i_4 i_5 \quad (8)$$

其中, 除 i_4 、 i_5 外, 其余均为确定值, 因此只要选择合理的 i_4 、 i_5 值, 使得 $\varepsilon_1 \geq -1$ 即可以保证两者的平稳换挡.

2.3 转矩特性分析

液压机械复合传动中各段输出的转矩极限值 M_{bm} 取决于液压马达的最大输出转矩 M_{mm} . 对于液压机械 FhmI 段, 其输出转矩

$$M_{b1} = (K_1 + 1)i_{m2} M_{mm} \quad (9)$$

对于液压机械 Fhm II 段, 其输出转矩

$$M_{b2} = K_2 i_{m1} M_{mm} \quad (10)$$

对于纯液压传动 Fh 段, 根据设计的要求

$$M_{b0} = i_6 M_{mm} \quad (11)$$

综合以上关系式, 可以得到转矩特性图, 实质上, 等比式液压机械复合传动装置输出转矩特性属于恒功率的双曲线型^[6], 使得经济性提高, 如图 3

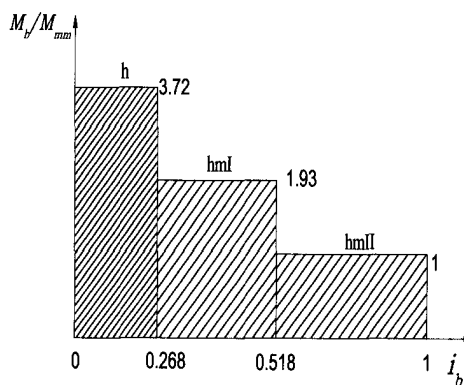


图 3 液压机械复合传动装置转矩特性
Fig. 3 The torque characteristics of hydraulic mechanical composite transmission

2.4 液压功率分流比

液压功率分流比 ϵ_h 是相对于液压机械复合传动总功率来讲的, 为了使整个复合传动装置具有较高的传动效率, 应该尽可能的降低液压系统支路所传递的能量. 对于液压机械 FhmI 段, 根据关系式 (3) 和 (9) 可得

$$\epsilon_{h1} = \frac{\epsilon_1}{(K_1 + 1)i_{m2}i_4i_5 - \epsilon_1} \quad (12)$$

对于液压机械 FhmII 段, 根据关系式 (5) 和 (10) 可得

$$\epsilon_{h2} = \frac{\epsilon_1}{K_2i_{m1}i_4i_5 + \epsilon_1} \quad (13)$$

通过以上关系式, 可以得到液压功率分流比 ϵ_h 相对于装载机速度的变化曲线, 如图 4 所示.

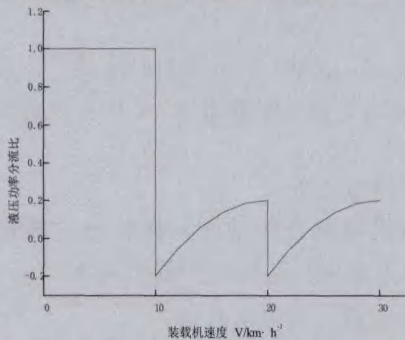


图4 液压机械复合传动装置的液压功率分流比曲线
Fig. 4 The hydraulic power flow ratios of hydraulic mechanical composite transmission

2.5 传动效率

液压机械复合传动装置的功率流分为机械功率流和液压功率流, 低效率的液压功率 η_h 在总功率中所占份额越少, 总效率 η 就越接近纯机械的高效率. 根据关系式 (1)、(9)~(11) 及能量守恒定律可推导出: 当 $\epsilon_h \geq 0$ 时,

$$\eta = \frac{\eta_h}{\eta_h + (1 - \eta_h)\epsilon_h} \quad (14)$$

当 $\epsilon_h \leq 0$ 时,

$$\eta = \frac{1}{1 - (1 - \eta_h)\epsilon_h} \quad (15)$$

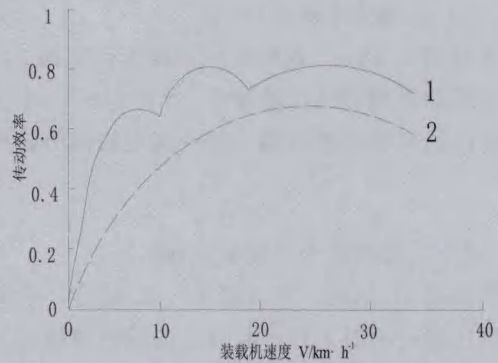
将关系式 (12) 和 (13) 按条件分段分别代入关系式 (14) 和 (15) 中, 可得到液压机械复合传动装置的传动效率曲线, 如图 5 所示.

3 系统建模与仿真分析

3.1 建立模型

在 AMEsim 环境下, 调用系统提供的液压库、机械库、传动库和信号库, 并与 MATLAB/Simulink 中所设计的部分相联合^[10], 根据液压机械复合传动原理图 1, 建立 ZL50 装载机液压机械复合传动节

能系统仿真模型, 如下图 6 所示. 仿真环境为: 介质密度 850 kg/m^3 , 体积模量 1700 MPa , 动力粘度 $5.1 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 参考温度为 40°C , 仿真参数如表 2 所示.



附注2: 曲线1为复合传动效率, 曲线2为液压传动效率

图5 液压机械复合传动装置的传动效率曲线
Fig. 5 The transmission efficiency curve of hydraulic mechanical composite transmission

表2 ZL50 装载机驱动系统仿真参数

Tab.2 The simulation parameters of drive system on ZL50 loader

参数	数值	参数	数值
发动机额定功率	162 kW	I档传动比	3.72
发动机额定转速	2 200r/min	II 档传动比	1.93
分动箱传动比	1	III 档传动比	1
泵最大排量	180 ml/r	其它总传动比	16.588
马达最大排量	500 ml/r	驱动半径	0.72 m
系统工作压力	20 MPa	安全溢流压力	25.5 MPa
背压	2 MPa	蓄能器容积	24L
参数	数值	参数	数值
发动机额定功率	162 kW	I档传动比	3.72
发动机额定转速	2 200r/min	II 档传动比	1.93
分动箱传动比	1	III 档传动比	1
泵最大排量	180 ml/r	其它总传动比	16.588
马达最大排量	500 ml/r	驱动半径	0.72 m
系统工作压力	20 MPa	安全溢流压力	25.5 MPa
背压	2 MPa	蓄能器容积	24L

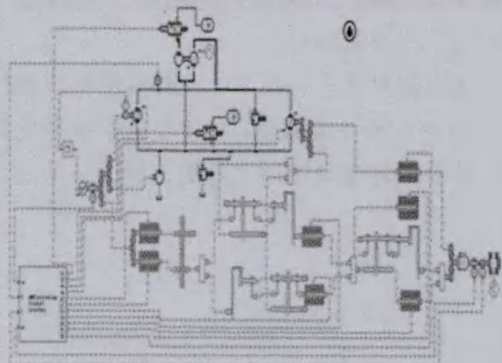


图6 ZL50 装载机液压机械复合传动节能系统仿真模型
Fig. 6 Simulative model on hydraulic mechanical composite transmission energy-saving system for ZL50 loader

3.2 仿真分析

以上为复合传动的仿真曲线, 复合传动主要针对对于运输工况及牵引工况的轻载作业, 此时的电机排量等于泵的排量即 180 ml/r, 加载中度载荷基数为 18 360 Nm. 由于变量泵的转速基本恒定, 所以变量泵的流量正比于其变量系数, 最大流量为 396 L/min, 如图 7 所示; 对于设计有控制器的复合传动系统, 会根据负荷的变化较迅速、准确的做出反应, 蓄能器吸收系统的波动, 使系统获得良好的性能, 如图 8 所示; 电机的流量变化与泵的基本一致, 最大流量大约为 396 L/min, 如图 9 所示; 电机扭矩的变化较为平缓, 根据泵的变向而变向, 其值大约为 570 Nm, 如图 10 所示.

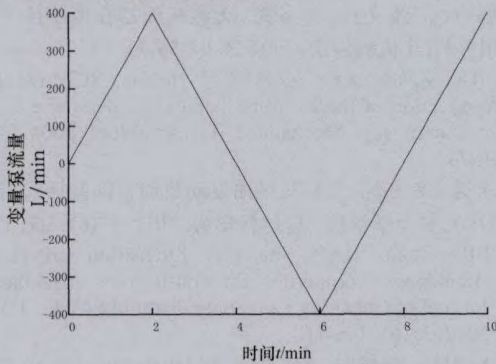


图 7 变量泵流量
Fig. 7 Flow of variable pump

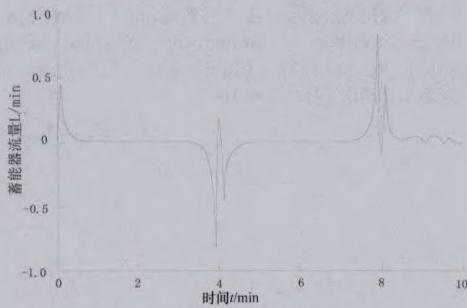


图 8 蓄能器的流量
Fig. 8 Flow of Accumulator

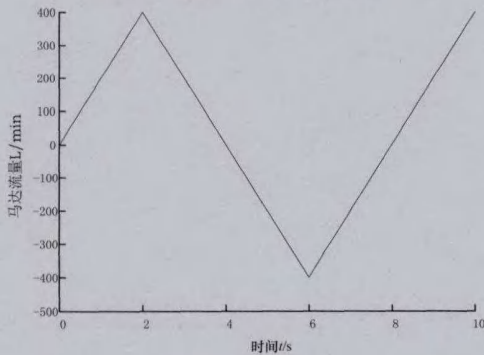


图 9 电机流量
Fig. 9 Flow of motor

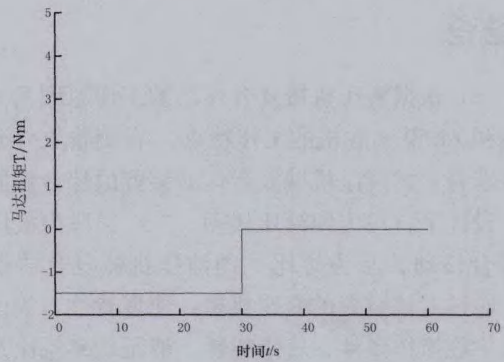


图 10 电机扭矩
Fig.10 Torque of motor

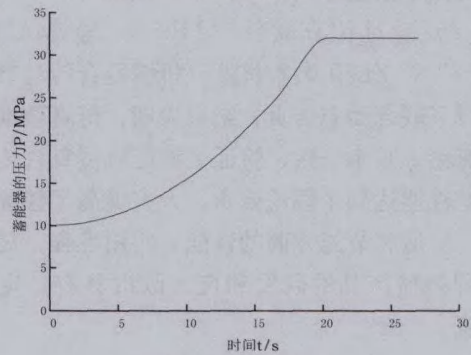


图 11 蓄能器压力
Fig. 11 Accumulator pressure

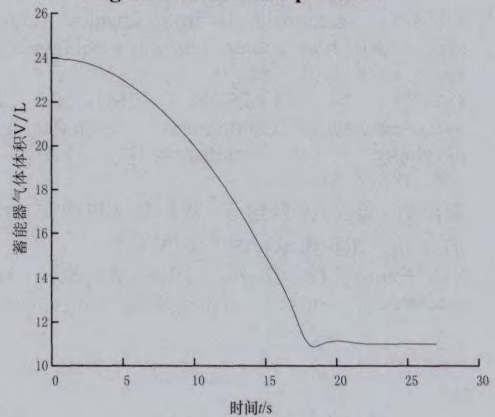


图 12 蓄能器气体体积
Fig. 12 Accumulator volume

蓄能器作为制动能量回收再利用装置, 由于串联了液压变压器, 使得蓄能器在系统压力较高且基本不变的情况下也可以在很低的状态压力下开始回收能量. 如图 11 所示, 蓄能器初始压力为 9.7 MPa, 再生制动过程结束后, 蓄能器的基本到达其额定工作压力 31.5 MPa 左右, 而系统的工作压力为 20 MPa 左右, 基本不变; 如图 12 所示, 蓄能器的气体体积初始值为 24 L, 再生制动过程结束后, 气体体积缩小到约 11 L 左右, 即蓄能器的容积变化值约为 13 L. 蓄能器仿真结果与理论计算的结果基本一致, 验证了复合传动节能液压系统具有很强的应用性.

4 结语

(1) 根据液压机械复合传动的工作原理及结构组成和 ZL50 装载机的工作特点, 得到输入外分流

(内啮合) 式液压机械复合传动装置的综合性能最优. 设计了首段为纯液压传动, 二、三段为液压机械复合传动, 且为等比式的液压机械复合传动装置. 通过对该装置的变速机构、速度特性、等比特性、平稳换挡条件、转矩特性、液压功率流比及传动效率的分析研究, 得出满足 ZL50 装载机工作要求的各数学模型.

(2) 通过仿真软件 AMESim 与 MATLAB/Simulink 对 ZL50 装载机液压机械复合传动节能系统进行了联合动态仿真, 结果表明, 仿真数据与理论计算结果基本一致. 验证了液压机械复合传动节能系统性能达到了理论要求, 大大提高了装载机在高效、舒适和节能方面的性能, 实用性强, 对于类似工程机械产品的研发和技术改进具有一定的参考价值.

参考文献 References

- [1] JOLM G, Macdonald. Hydro-mechanical transmissions as applied to road graders and other equipment[J]. SAE Paper, 1998, 23(02): 64-69.
- [2] DAVID M, LATSON. HMT-250 split-path hydro-mechanical transmission is variable ratio unit developed for millitary[J]. SAE paper, 2001, 18(06): 105-110.
- [3] 夏海南, 葛建人, 陈明宏. 液压机械传动在工程机械上的应用[J]. 工程机械, 2000, 53(03): 17-19.
XIA Hainan, GE Jiaren, CHEN Minghong. Hydraulic mechanical drive applications in construction machinery[J]. Construction Machinery, 2000, 53(03): 17-19.
- [4] WANG Wenbo. A study on automatic transmission system optimization using a HMMWV dynamic powertrain system model[D]. Madison: Wisconsin-Madison University, 2000.
- [5] Rajneesh Kumar. A power management strategy for hybrid transmission output coupled power-split transmission to minimize fuel consumption[D]. West Lafayette: Purdue University, 2010.
- [6] 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
LIU Xiuji. Vehicle transmission analysis [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1988.
- [7] 苑士华. 多段液压机械双流无级传动的理论与试验研究[D]. 北京: 北京理工大学, 1999.
WAN Shihua. Multi-stage hydraulic mechanical stepless transmission theoretical and experimental study[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 1999.
- [8] 郭占正, 张文春, 孙冬梅. 无级变速器在拖拉机上的应用分析[J]. 机械传动, 2004, 28(6): 56-73.
GUO Zhangzheng, ZAHNG Wenchun, SUN Dongmei. Application of the hydromechanical stepless transmission on tractor [J]. Mechanical Transmission, 2004, 28(6): 56-73.
- [9] 刘钊, 焦生杰. 工程机械用发动机动力性能评价指标[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2012, 32(6): 106-110.
LIU Zhao, JIAO Shengjie. Evaluation criterion of enginepower properties for construction machinery[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2012, 32(6): 106-110.
- [10] 陈宏亮, 李华聪. AMESim与Matlab-Simulink联合仿真接口技术应用研究[J]. 流体传动与控制, 2006, 14(1): 14-16.
CEHN Hongliang, LI Huacong. AMESim and Matlab-Simulink co-simulation interface technology applied research[J]. FluidPower Transmission and Control, 2006, 14(1): 14-16.

(本文编辑 沈波)