

履带车辆液压储能式制动能量再生系统 建模与仿真分析^{*}

赵广俊, 吕建刚, 宋 彬, 刘 云
(军械工程学院 火炮工程系, 河北 石家庄 050003)

摘要:为实现对履带车辆制动能量的有效回收和利用,分析了制动能量再生系统的工作原理,利用 AMESim 软件建立了系统模型;对履带车辆制动过程进行了仿真,研究了不同工况下系统主要参数的变化规律,总结出了参数变化对系统压力和液压泵/马达排量的影响规律。研究表明,该研究为履带车辆制动能量再生系统设计和液压元件选用提供了参考。

关键词:履带车辆;再生制动;AMESim 仿真;液压泵/马达

中图分类号:TH137

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2010)03-0045-04

Model and simulation analysis on tracked vehicle hydraulic accumulator regenerative braking system

ZHAO Guang-jun, LV Jian-gang, SONG Bin, LIU-Yun

(Department of Artillery Engineering, Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: Aiming at reclaiming and using tracked vehicle braking energy effectively, the regenerative braking system operational principle was analyzed, and a model of the system was set up in AMESim. The tracked vehicle braking process was simulated, and key system parameters under different operating conditions were studied. The rule of parameter variations influencing on system pressure and hydraulic pump/motor displacement was concluded. The results show that this research provides reference for system design and hydraulic component choice.

Key words: tracked vehicle; regenerative braking; AMESim simulation; hydraulic pump/motor

0 引 言

在常规制动方式下,履带车辆由于车速高、惯性大,制动过程中所消耗的能量占总驱动能量的 30% ~ 40%^[1],而且在车辆的下长坡持续制动过程中,制动器的热衰退性成了车辆的安全隐患。而制动能量再生系统在燃油经济性、制动安全性、车辆动力性和环保方面较传统制动系统有着明显的优势。

车辆制动能量储存方法主要有飞轮储能、电储能、空气储能和液压储能,从能量密度、功率密度和储存能量持久期等能量储存指标来看,液压储能装置能量密度虽不高,但功率密度大,能量储存时间较长^[2]。随着混合动力车辆二次调节技术的发展,以及大功率变

量液压泵/马达和液压储能设备性能的改进和提高,液压储能装置应用前景十分广阔。

本研究主要介绍履带车辆液压储能式制动能量再生系统建模与仿真分析。

1 系统工作原理

履带车辆液压储能式制动能量再生系统原理图如图 1 所示,其工作过程大致为:车辆起动或加速时,单向阀 D_1 打开,高压油液自 C_1 中流出,推动液压泵/马达,使车辆加速或起动;车辆制动或减速时,车辆主动轮经减速器 A 带动液压泵/马达将油液从低压蓄能器泵进入高压蓄能器,液压泵/马达通过提供制动力使车辆减速或制动,若系统压力过高,则油液从 E_1 溢流;车

收稿日期:2009-11-16

基金项目:军队科研计划资助项目(装司 2009246 号)

作者简介:赵广俊(1984-),男,河南开封人,主要从事车辆控制技术与自动化方面的研究. E-mail: bingyu@sina.com

通信联系人:吕建刚,男,教授,博士生导师. E-mail: lvjg123@sina.com

规律符合理想气体状态方程^[5]:

$$p_0V_0^n=p_1V_1^n=p_2V_2^n=\text{const}$$

式中 V_1 —气囊压力为 p_1 时的气体体积; V_2 —气囊压力为 p_2 时的气体体积; p_0 —蓄能器的充气压力; n —多变指数,等温条件下取 1,绝热条件下取 1.4。

设气体体积的变化量 $\Delta V=V_1-V_2$,代入上式得:

$$V_0=\frac{\Delta V}{p_0^{1/n}[(1/p_1)^{1/n}-(1/p_2)^{1/n}]}$$
 (12)

3 建模与仿真分析

以履带车辆液压储能式制动能量再生系统为对象,本研究建立了 AMESim 模型^[6],如图 2 所示。

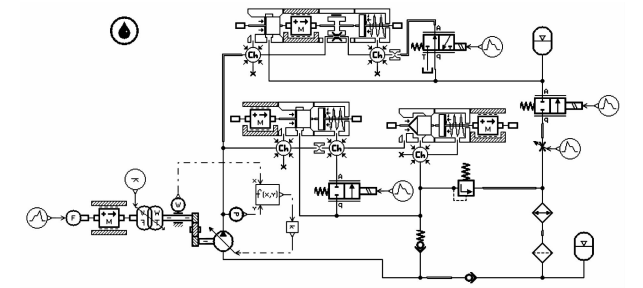


图2 履带车辆液压储能式制动能量再生系统 AMESim 仿真模型

在模型中,质量 M 为履带车辆考虑旋转惯量时的等效质量,力 F 为车辆的地面行驶阻力, $f(x,y)$ 为液压泵出口压力 p 和主动轮转动角速度 ω_z 到变量泵/马达排量 q 的控制函数。

下面分别对基于不同条件下的车辆制动工况进行仿真,并对制动能量再生系统的主要参数进行分析,有关参量如表 1 所示。

表 1 相关参数列表

M	v_0	f'	δ_0	r_z	i_{bz}	φ
12 t	36 km · h ⁻¹	0.07	1.2	0.264 m	11.7	0.72

在制动加速度 $a=-0.8\text{ m/s}^2$,蓄能器容积分别为 $V_0=40\text{ L}$ 、 $V_0=50\text{ L}$ 、 $V_0=60\text{ L}$ 时,蓄能器内气体压力以及液压泵排量的变化情况如图 3、图 4 所示。

从图中可以看出,蓄能器容积越小,蓄能器内气体压力即系统工作压力上升越快,较早达到蓄能器最高工作压力,多余能量从溢流阀流出,造成制动能量的浪费;相反,蓄能器容积越大,系统工作压力上升缓慢,最终压力越低,液压泵排量变化范围相对较小,系统没有得到充分利用。

在蓄能器容积 $V_0=50\text{ L}$ 时,制动加速度分别为 $a=-0.6\text{ m/s}^2$ 、 $a=-0.8\text{ m/s}^2$ 、 $a=-1.0\text{ m/s}^2$ 时,蓄能器内气体压力以及液压泵排量的变化情况如图 5、

图 6 所示。

从图中可以看出,车辆制动加速度越大,系统工作压力上升越快,制动能量回收效率越低,液压泵排量范围变化越大,相应泵的体积和质量就越大;相反,制动加速度较小时,制动能量回收效率较高,所需液压泵排量范围较小。因此,一般制动时多采用能量再生制动,紧急制动时可以采用联合制动来满足车辆制动要求^[7]。

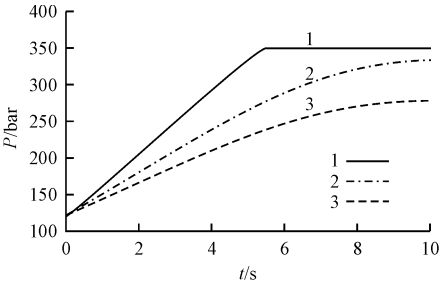


图3 不同容积下蓄能器压力变化图
1— $V_0=40\text{ L}$;2— $V_0=50\text{ L}$;3— $V_0=60\text{ L}$

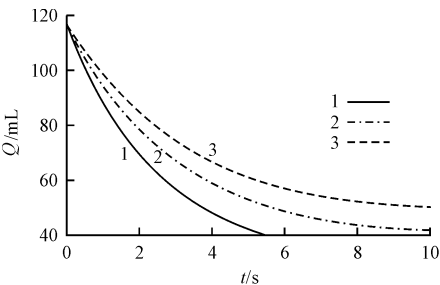


图4 不同容积下液压泵排量变化图
1— $V_0=40\text{ L}$;2— $V_0=50\text{ L}$;3— $V_0=60\text{ L}$

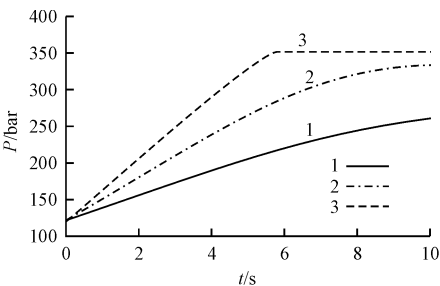


图5 不同制动加速度下蓄能器压力变化图
1— $a=-0.6\text{ m/s}^2$;2— $a=-0.8\text{ m/s}^2$;3;— $a=-1.0\text{ m/s}^2$

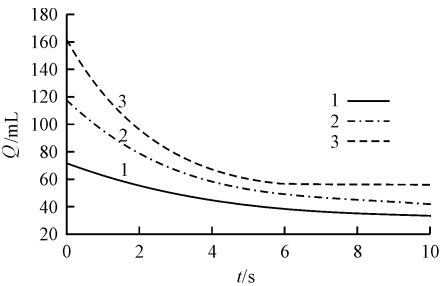


图6 不同制动加速度下液压泵排量变化图
1— $a=-0.6\text{ m/s}^2$;2— $a=-0.8\text{ m/s}^2$;3— $a=-1.0\text{ m/s}^2$

在 $V_0 = 50 \text{ L}$ 、 $a = -0.8 \text{ m/s}^2$ 时,对应于充气压力分别为 $p_0 = 110 \text{ bar}$ 、 $p_0 = 120 \text{ bar}$ 、 $p_0 = 130 \text{ bar}$,蓄能器内气体压力以及液压泵排量的变化情况如图 7、图 8 所示。

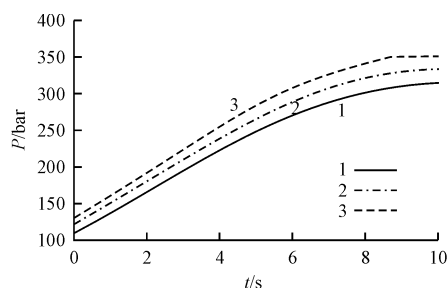


图 7 不同充气压力下蓄能器压力变化图

1— $p_0 = 110 \text{ bar}$; 2— $p_0 = 120 \text{ bar}$; 3— $p_0 = 130 \text{ bar}$

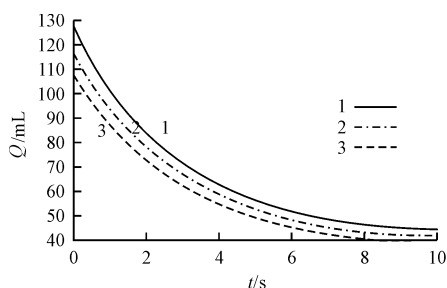


图 8 不同充气压力下液压泵排量变化图

1— $p_0 = 110 \text{ bar}$; 2— $p_0 = 120 \text{ bar}$; 3— $p_0 = 130 \text{ bar}$

从图中可以看出,蓄能器的充气压力大致和系统工作压力呈正相关而和液压泵的排量呈负相关关系。充气压力越高,系统工作压力相对越大,所需液压泵排量相对越小,反之亦然。实际使用中,可以根据蓄能器额定压力和液压泵的排量范围合理确定其值大小。

在车辆启动和加速时,蓄能器在制动能量回收时所储能量作为辅助动力源,供给车辆使用^[8]。实验结

果表明,该制动能量再生系统在蓄能器容积为 50 L 时就可以有效地减少履带车辆启动时发动机的负荷,提高车辆启动平稳性和加速性能,制动能量再生系统的工作效率达到 70% 以上。

4 结束语

本研究对履带车辆液压储能式制动能量再生系统进行了建模,对系统参数进行了分析,并根据原理图建立了 AMESim 仿真模型,得出了不同参数和不同制动工况下系统压力和液压泵排量的变化规律。研究结果表明,本研究为履带车辆液压储能式制动能量再生系统参数的设计提供了依据。

参考文献 (References):

- [1] 吕建刚,何忠波,张培林,等. 车辆结构与原理[M]. 北京:国防工业出版社,2007.
- [2] 万里翔. 汽车制动能量回收系统的研究[D]. 成都:西南交通大学机械工程学院,2008:13-18.
- [3] 王德胜,杨建华. 装甲车辆行驶原理[M]. 北京:装甲兵工程学院,1997.
- [4] ALEXA M, BEHR J, COHEN-OR D, et al. Computing and rendering point set surfaces[J]. *IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics*, 2003, 9(1): 3-15.
- [5] 张 岚,弓海霞,刘宇辉. 新编实用液压技术手册[M]. 北京:人民邮电出版社,2008.
- [6] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [7] 朱 凡,孙运强,叶树明. 重型车辆联合制动液压系统非线性建模与分析[J]. 机电工程,2007, 24(6): 80-82.
- [8] JOHN J K. Hydraulic Hybrids Cost-effective Clean Urban Vehicles[C]//Michigan Clean Fleet Conference. Portugal: [s. n.], 2006: 178-182. [编辑:李 辉]

(上接第 40 页)

6 结束语

本研究用 Patran 做前处理器,Nastran 做求解器对某车型转向节典型危险工况及其组合工况做了静力分析。由计算结果可知:

(1) 转向节最大应力在 71.8 MPa ~ 160 MPa 之间,对于材料为 QT500-7 的转向节而言,该应力不会超出它所能承受的范围,转向节强度符合要求。

(2) 在中心大圆孔与下球铰臂相交位置、中心大圆孔与上支柱臂相交的位置、转向节支柱臂下支点位置,都存在着比较严重的应力集中,这些位置也是转向节最大压力分布的位置。对这些位置进行适当的倒角,可以减少应力集中。

(3) 转向节承受载荷形式为随机载荷,它的破坏

形式更可能为疲劳破坏,因此有必要对转向节做动态分析以及疲劳分析。

参考文献 (References):

- [1] 李宪合. 从一起交通事故谈转向节折断的原因[J]. 汽车维修, 2005(11): 53.
- [2] 江迎春,陈无畏. 基于 NASTRAN 的汽车转向节有限元分析[J]. 客车技术, 2007(6): 9-12.
- [3] 江迎春,陈无畏. 基于 ANSYS 的轿车转向节疲劳寿命分析[J]. 汽车科技, 2008(3): 32-36.
- [4] 武一民,崔根群,董正身. 转向节结构有限元分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2004(6): 8-9.
- [5] 袁 敏,赵 韩,钱德猛. 基于 ANSYS 的某型客车转向节的弯曲强度分析[J]. 客车技术, 2005(1): 9-11.
- [6] 马爱军,周传月,王 旭. Patran 和 Nastran 有限元分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- [7] 李增刚. Nastran 快速入门与实例[M]. 北京:国防工业出版社,2007. [编辑:张 翔]