

文章编号:1671-1637(2013)02-0042-06

## 地铁列车空气制动系统仿真模型

左建勇,王宗明,吴萌岭

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院,上海 200092)

**摘要:**分析了地铁列车空气制动系统工作原理与构成,研究了容性、阻性和感性单元三类基本气动元件建模原理,根据相似性原理,通过 AMESim 软件建立了地铁列车空气制动系统仿真模型,介绍了空重车阀、EP 单元、中继阀等部件建模过程,并对仿真参数进行了分析。研究了常用制动、紧急制动和阶段制动工况下制动缸压力与 Cv 压力变化特性,并进行了试验台对比验证。分析结果表明:在常用、紧急制动时,Cv 压力比制动缸压力响应快,最大延时不超过 0.5 s,稳定时两者压力相等;紧急制动时制动缸压力上升至定压的时间小于 1.5 s,常用制动时小于 2.2 s;阶段制动时制动缸压力与 Cv 压力跟随性较好。试验中制动稳定后 Cv 压力比制动缸压力高约 15 kPa,由中继阀内部橡胶件阻尼作用引起,该误差不影响中断阀正常使用。

**关键词:**地铁列车;空气制动系统;建模仿真;AMESim 软件;紧急制动;常用制动

**中图分类号:**U270.35

**文献标志码:**A

## Simulation model of air braking system for subway train

ZUO Jian-yong, WANG Zong-ming, WU Meng-ling

(Institute of Railway and Urban Mass Transit, Tongji University, Shanghai 200092, China)

**Abstract:** The structure and operating principle of air braking system for subway train were introduced. The modelling methods of three basic types of pneumatic components including capacitive, resistive and inductive unit were explained. The simulation model of air braking system was built based on the similarity principle and the AMESim. The models and simulation parameters of load valve, EP unit and relay valve were analyzed. The characteristics of brake cylinder and Cv pressures were discussed under service brake, emergency brake and phased brake, and the result was verified by test bench. Analysis result shows that Cv pressure response is faster than the pressure response of brake cylinder in service and emergency brake, the maximum delay is no more than 0.5 s, and the stabilities of both pressures are equal. It takes less than 1.5 s when brake cylinder pressure rises to the constant pressure in emergency brake, and the value is less than 2.2 s in service brake. Regarding phased brake, brake cylinder pressure and Cv pressure follow better. In test, stable Cv pressure is about 15 kPa higher than brake cylinder pressure because of the damping effect of internal rubber parts of relay valve, but the error does not affect the normal use of relay valve. 1 tab, 9 figs, 15 refs.

**Key words:** subway train; air braking system; modelling and simulation; AMESim software; emergency brake; service brake

**Author resume:** ZUO Jian-yong(1976-), male, associate professor, PhD, +86-21-69584712, zuojy@tongji.edu.cn.

收稿日期:2012-11-20

基金项目:国家 863 计划项目(2011AA110503-3);牵引动力国家重点实验室开放课题(TPL1107)

作者简介:左建勇(1976-),男,山西运城人,同济大学副教授,工学博士,从事列车制动与安全研究。

## 0 引言

地铁列车气制动系统普遍采用微机控制的直通电空制动方式,系统主要包括:制动指令与传输单元、制动控制(BCU)单元、基础制动单元和供风单元。传统的列车气制动系统特性研究主要依赖于试验,近年来面向对象列车气制动特性仿真方法研究备受关注。Pugi等利用MATLAB软件建立了空气制动系统模型,并根据制动系统各部件特性建立了相应数学方程<sup>[1]</sup>;魏伟等用数值计算方法建立制动系统模型,并分析其特性<sup>[2]</sup>;罗仁等用数值分析方法建立了防滑系统模型<sup>[3]</sup>。这些基于数值计算的仿真需要建立具体的数学模型或方程加以描述。面向对象的气路仿真软件AMESim通过对气动元件进行图形化建模,使得仿真不必更多关心气路的数学模型。李和平等利用AMESim建立了高速列车制动系统模型<sup>[4]</sup>;伍智敏等利用AMESim建立制动系统中继阀模型<sup>[5]</sup>;杨臻等利用AMESim建立了货车120型制动机的模型<sup>[6]</sup>;陆强等利用AMESim建立了轨道交通车辆制动系统简化模型<sup>[7]</sup>;廖志坚等利用AMESim建立了防滑系统模型<sup>[8-9]</sup>。这些研究探索了AMESim仿真用于研究制动系统或部件的可行性。本文以典型地铁列车气制动系统为对象<sup>[10-11]</sup>,基于AMESim仿真方法,建立完整的系统分析模型,并进行试验验证。

## 1 地铁车辆气制动系统

图1为典型地铁列车一节车辆的气制动系统构成,主要由基础制动装置、防滑阀、BCU、风缸及压缩空气组成,可实现常用制动、紧急制动与停放制动功能。当列车气制动系统收到常用制动指令时,BCU将根据制动级位和空气弹簧气压实时调整

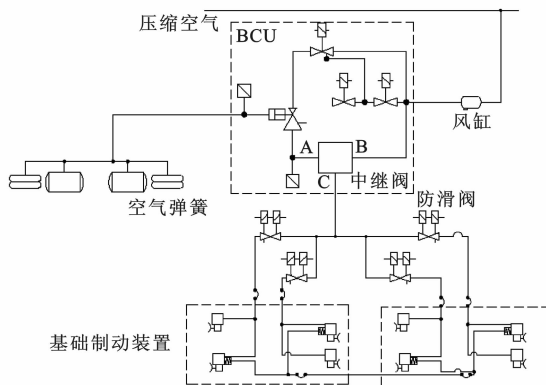


图1 地铁车辆气制动系统

Fig.1 Air braking system of metro vehicle

BCU的压力输出,压缩空气通过防滑阀进入基础制动装置的制动缸,制动缸活塞推动闸片贴靠轮对踏面实施制动,防滑阀根据轮轨黏着滑行状态实时控制,地铁列车常用制动气制动动车一般发生在 $12\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 以下的低速区段,拖车发生在整个制动过程。当列车气制动系统收到紧急制动指令时,BCU将根据空气弹簧气压大小限制其最大输出压力,并实现摩擦制动,防滑阀动作与常用制动工况相同;动、拖车气制动发生在整个紧急制动过程。停放制动主要通过安装在各转向架上的停放制动缸防止列车静止时溜坡发生,因此,分析地铁列车气制动系统的特点主要围绕气制动回路特性展开。

## 2 AMESim 仿真模型

### 2.1 建模原理

AMESim软件包含了机械、电子、气动、液压、控制信号等元件库,可通过标准气动元件的组合搭建完成气制动系统建模,不需要建立复杂的气体流动方程<sup>[12-15]</sup>。建模原理基于软件定义三类基本气动单元:容性单元、阻性单元和感性单元。容性单元内部有气体容腔,模型中考虑传热,容腔内部气体的压强、温度、密度等状态变量由相应的微分方程描述,容性单元模型是瞬态模型。容腔内气体的压力变化取决于质量流量、热传导和容积变化,即

$$\dot{p} = \dot{p}_m + \dot{p}_c - \dot{p}_v \quad (1)$$

$$\dot{p}_m = \frac{k}{V}R(\sum \dot{m}_{in}T_{in} + \sum \dot{m}_{out}T_{out}) \quad (2)$$

$$\dot{p}_c = \frac{k-1}{V}\alpha(T_w - T)S \quad (3)$$

$$\dot{p}_v = -\frac{k}{V}p\dot{V} \quad (4)$$

式中: $p$ 为容腔内气体压力; $p_m$ 为由气体质量产生的容腔气体压力; $p_c$ 为由气体温度产生的容腔气体压力; $p_v$ 为由体积变化产生的容腔气体压力; $k$ 为气体变化指数; $V$ 为容腔体积; $R$ 为气体常数; $m_{in}$ 为流入容腔气体质量; $m_{out}$ 为流出容腔气体质量; $T_{in}$ 为流入容腔气体温度; $T_{out}$ 为流出容腔气体温度; $T_w$ 为外界环境温度; $T$ 为容腔气体温度; $\alpha$ 为热交换系数; $S$ 为容腔外表面积。

阻性单元内部没有容腔,不考虑传热效应,因此,阻性单元气体的压强和温度是瞬间变化的,阻性单元的质量流量 $q_m$ 与元件两端压差 $\Delta p$ 通常为非线性关系

$$q_m = \lambda \rho \phi \Delta p^n$$

式中: $\lambda$ 为与节流通道形状有关的系数; $\phi$ 为节流通道的过流截面积; $\rho$ 为气体密度; $n$ 为指数,与气阻结

构形式有关。

感性单元模型描述了气体的宏观运动规律,反映了气体的惯性效应。气体在管道内的运动特性可用伯努利方程式描述。由于气体的质量和黏性都很小,大多数气动模型中不需要考虑气体惯性效应。

## 2.2 仿真模型

气制动系统是一个复杂的气动系统,其中紧急阀、制动阀、缓解阀等可采用通用电磁阀模拟,但中

继阀、空重车阀等需要通过二次开发建立其仿真模型。基于上述建模原理,通过 AMESim 建立的气制动系统模型见图 2,模型包含制动风缸、BCU、防滑阀、空气弹簧、基础制动装置等,信息流包含相互独立的气动信息和控制信息,其中气动信息通过气动元件之间的管路相连,控制信息通过等效气动元件的电磁阀控制端输入, $f(x)$ 为空重车阀输出信号随空气弹簧压力变化特性。

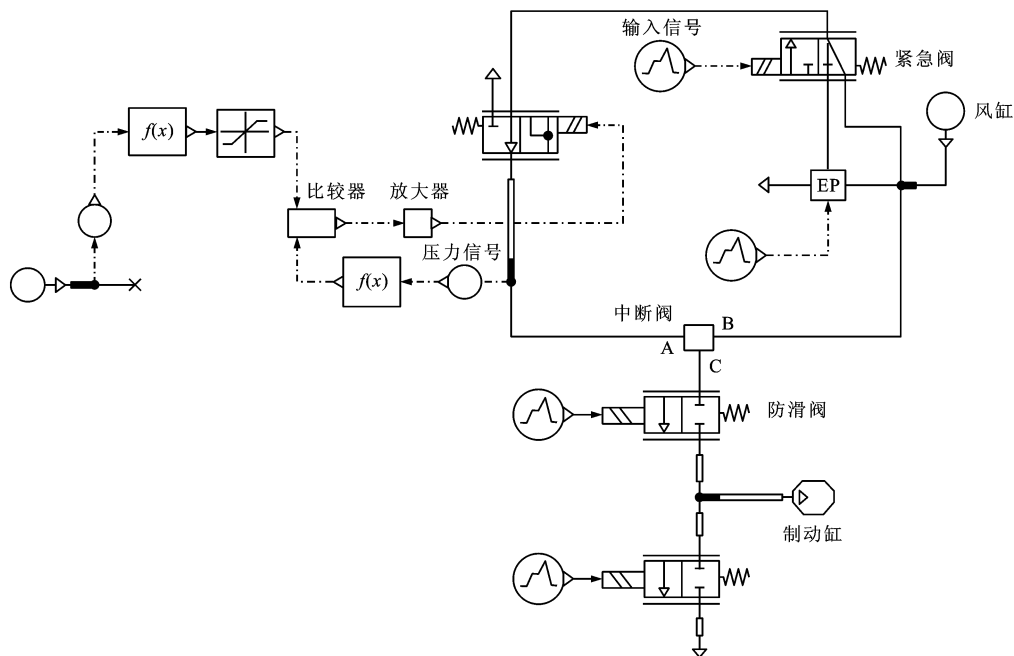


图 2 空气制动系统仿真模型

Fig. 2 Simulation model of air braking system

在图 2 中,EP(Electronic Pneumatic)单元为由 2 个电磁阀组成的 ON/OFF 控制阀,其作用是根据制动控制指令调节中继阀容积室的压力( $C_v$ )。建模过程中需要将电磁阀、压力传感器、制动电子控制单元(BECU)形成反馈控制。根据 EP 阀后端的压力传感器接收到的信号,通过控制 EP 阀的开闭,调节  $C_v$  压力达到目标控制压力。图 3 为 EP 单元仿真模型,由 2 个电磁阀、1 个压力传感器与控制信号组成。紧急阀通过 1 个两位三通电磁阀来模拟,模型见图 2;紧急阀正常情况处于长通状态,该工况下  $C_v$  压力通过 EP 单元控制得到;当施加强急制动时, $C_v$  压力通过紧急阀控制得到。

气制动系统中的空重车阀主要实现  $C_v$  压力受车辆载重变化影响,仿真建模中对空重车阀进行等效处理:由 1 个电磁阀、压力传感器和逻辑控制部分形成闭环控制。逻辑控制部分把采集到的空气弹簧压力换算成相应的  $C_v$  控制压力,然后对电磁阀进行通断控制,图 4(a)为空重车阀特性曲线,图 4(b)

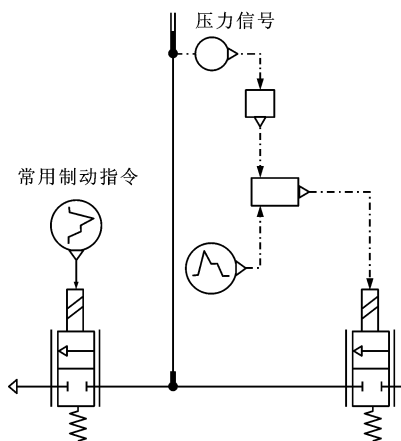


图 3 EP 单元仿真模型

Fig. 3 Simulation model of EP unit

为模型建立。

中继阀功能是实现压缩空气的流量放大,基于等效建模方法将中继阀等效为活塞缸原理模型,即活塞两边分别是  $C_v$  压力与制动缸压力,制动缸压力一侧通过 2 个电磁阀与制动风缸和大气分别联

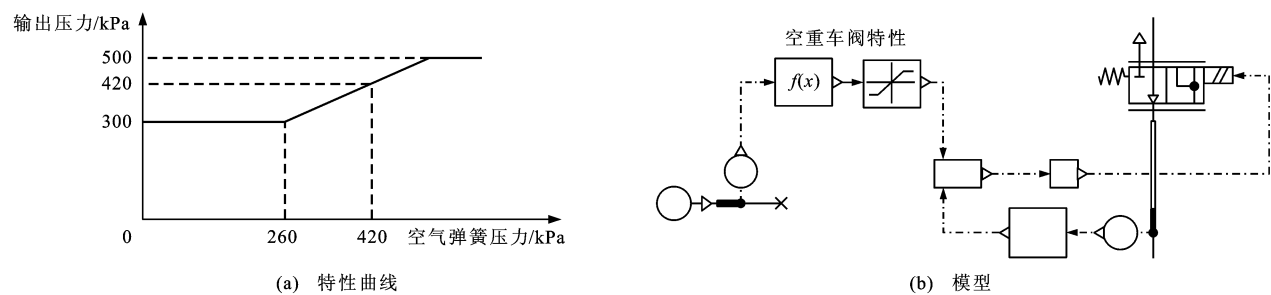


图 4 空重车阀仿真模型  
Fig. 4 Simulation model of load valve

通,根据活塞的移动距离确定 2 个电磁阀的通断,同时活塞的移动距离还决定了制动风缸通向制动缸气路上节流阀孔开度大小。表 1 为中继阀模型参数,图 5 为仿真模型,A、B、C 口分别连接空重车阀输出、压缩空气源与制动缸。此外仿真系统还包括防滑阀、管路、风缸等组件,由于基础制动单元容积变化不大,故采用固定容积模拟。

表 1 中继阀模型参数

Tab. 1 Parameters of relay valve model

参数	值
活塞直径/mm	88
弹簧刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	80
弹簧预压力/N	160
排气阀预开度/mm	2

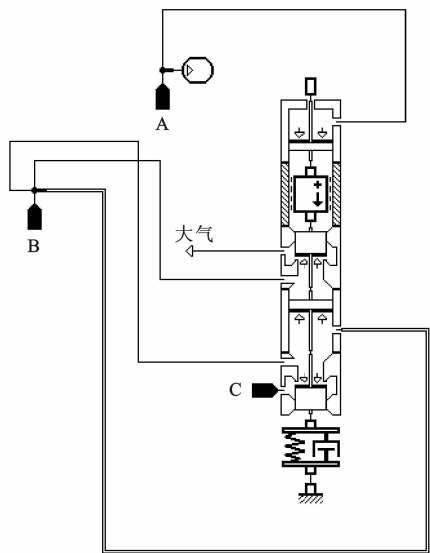


图 5 中继阀模型  
Fig. 5 Model of relay valve

3 仿真结果分析

3.1 制动系统功能仿真

通过建立的制动系统模型,进行常用制动、阶段制动、紧急制动等制动工况的模拟,分析制动响应时

间、压力等参数在制动过程的变化特性。图 6(a)为常用制动工况的仿真结果,仿真设定常用制动的 Cv 压力为 250 kPa,仿真时间为 10 s,0~2 s 为缓解状态,2~6 s 为常用制动状态,6 s 后再次缓解至结束。可以看出 Cv 压力变化比制动缸压力响应要快,这主要是由于中继阀结构中的背压所致;同样制动缓解时,Cv 压力比制动缸压力下降要快;两者最大延时不超过 0.5 s。图 6(b)为紧急制动工况仿真结果,紧急制动的 Cv 压力设定为 500 kPa,仿真结果表明紧急制动与常用制动时的 Cv 压力变化与制动缸压力变化趋势一致,只是紧急制动时制动缸压力上升速度比常用制动快,制动缸压力上升至定压需 1.2 s,而常用制动需 2.0 s。

图 7 为气制动系统在阶段制动和阶段缓解下的仿真结果,仿真时间为 20 s,0~2 s 为缓解状态,第 2 s 后开始阶段制动,第 12 s 后开始阶段缓解直至结束。仿真结果表明:在阶段制动与阶段缓解过程中,制动缸压力响应比 Cv 压力响应慢,这一点与常用制动与紧急制动仿真结果一致。在阶段制动过程中,制动缸压力与 Cv 压力跟随性随着 Cv 目标压力的升高而下降;当 Cv 目标压力为 90 kPa 时,制动缸压力上升至 90 kPa 比 Cv 压力上升至 90 kPa 要慢 0.4 s;当 Cv 目标压力为 240 kPa 时,制动缸压力上升至 240 kPa 比 Cv 压力上升至 240 kPa 要慢 0.7 s。在阶段缓解过程中,制动缸压力与 Cv 压力跟随性随着 Cv 目标压力的下降而下降;当 Cv 目标压力为 190 kPa 时,制动缸压力下降至 190 kPa 比 Cv 压力下降至 190 kPa 要慢 0.5 s;当 Cv 目标压力为 90 kPa 时,制动缸压力下降至 90 kPa 比 Cv 压力下降至 90 kPa 要慢 0.9 s。

3.2 制动系统功能试验

图 8 为空气制动系统功能试验台,可进行常用制动、紧急制动与阶段制动等功能试验。试验台由风源模块、气路被测部件、控制单元、气压显示单元

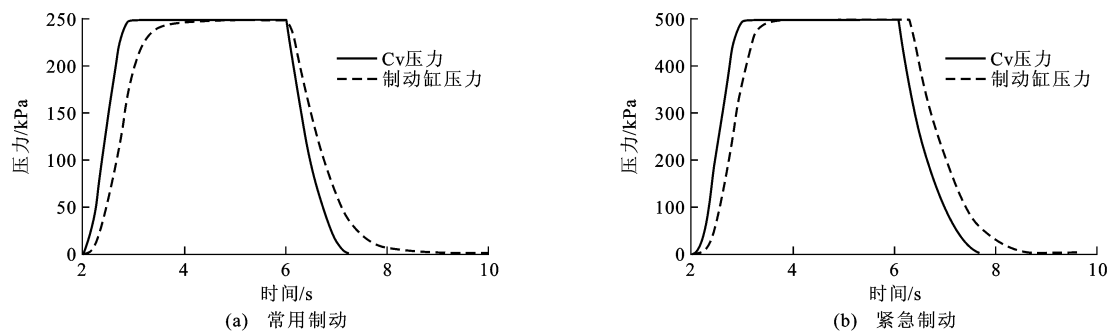


图6 常用制动与紧急制动仿真结果

Fig. 6 Simulation results of service and emergency brake

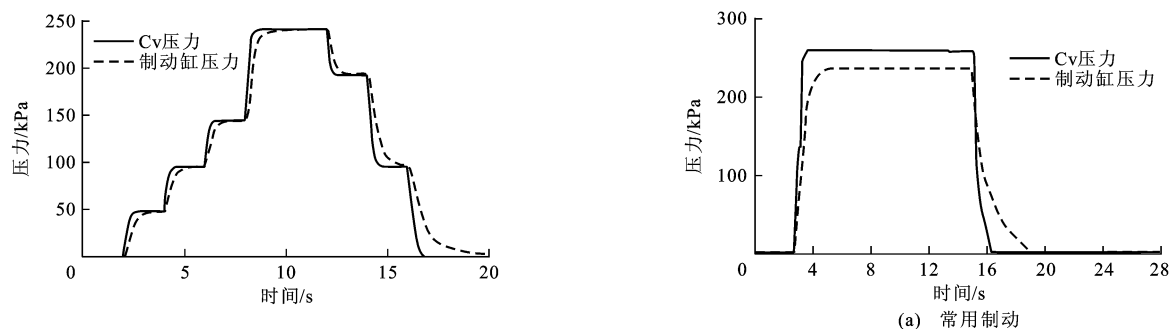
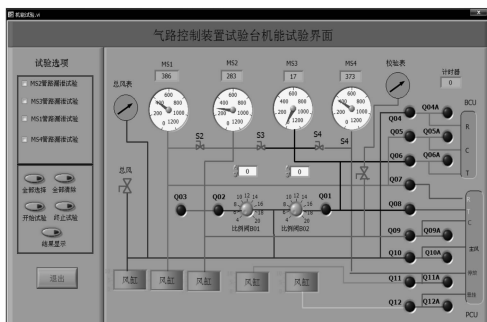


图7 阶段制动仿真结果

Fig. 7 Simulation result of phased brake



(a) 试验台



(b) 界面

图8 空气制动系统试验台

Fig. 8 Test bench of air braking system

等组成,其中气路被测部件主要包括 BCU、基础制动单元等,试验对象与上述所建模型一致。图 9 为常用制动和紧急制动下的试验结果,试验参数与上述仿真参数一致。

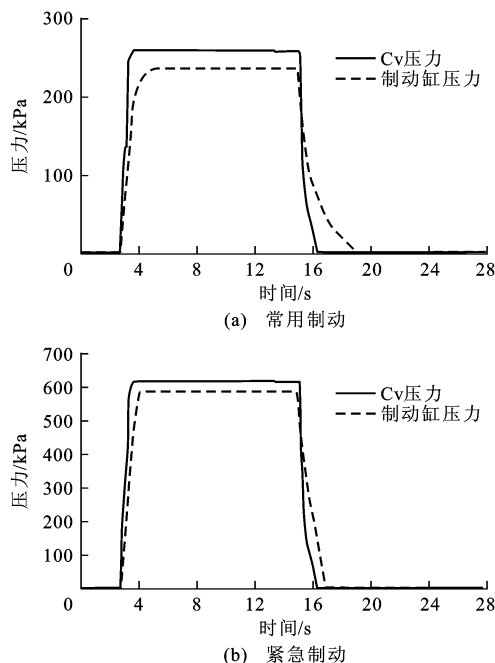


图9 常用制动与紧急制动试验结果

Fig. 9 Test results of service and emergency brake

(1)在常用制动和紧急制动时,Cv 压力响应要比制动缸压力响应快,趋势与仿真得到的压力变化趋势一致。

(2)常用制动时制动缸压力达到稳定压力所需时间约为 2.2 s,紧急制动时约为 1.5 s,与仿真得到的 2.0 s 和 1.2 s 基本一致,均满足系统功能要求。

(3)试验发现制动稳定后,Cv 容积室压力比制动缸压力高约 15 kPa,与仿真中稳定压力重复有一定误差,这主要由中继阀内部橡胶件阻尼作用引起,但该误差并不影响其正常使用。

## 4 结 语

(1)在阐述容性单元、阻性单元和感性单元三类基本气动元件建模原理的基础上,根据机械系统与气动系统相似性原理,通过 AMESim 软件建立了地

铁列车气制动系统的仿真模型。

(2)根据所建的气制动仿真模型,进行了常用制动、紧急制动与阶段制动的制动系统功能仿真,结果表明:常用制动与紧急制动时  $C_v$  压力比制动缸压力响应快,最大延时时间不超过 0.5 s,稳定时两者压力相等;紧急制动时制动缸压力上升速度比常用制动快;阶段制动时制动缸压力与  $C_v$  压力跟随性较好。

(3)结果表明:常用制动和紧急制动时  $C_v$  压力与比制动缸压力变化趋势与仿真结果一致;试验中常用制动与紧急制动的制动缸压力达到稳定压力所需时间比仿真得到的时间长约 10%,满足系统功能要求;制动稳定后,  $C_v$  容积室压力比制动缸压力高约 15 kPa,由中继阀内部橡胶件阻尼作用引起,该误差并不影响其正常使用。

## 参考文献:

## References:

- [1] PUGI L, MAVLEZZI M, ALLOTTA B, et al. A parametric library for the simulation of a Union Internationale des Chemins de Fer (UIC) pneumatic braking system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2004, 218(2): 117-132.
- [2] 魏伟,李文辉.列车空气制动系统数值仿真[J].铁道学报, 2003, 25(1): 38-42.  
WEI Wei, LI Wen-hui. Simulation model of train brake system[J]. Journal of the China Railway Society, 2003, 25(1): 38-42. (in Chinese)
- [3] 罗仁,曾京.铁道车辆防滑控制仿真[J].机械工程学报, 2008, 44(3): 29-34.  
LUO Ren, ZENG Jing. Anti-sliding control simulation of railway vehicle braking[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 29-34. (in Chinese)
- [4] 李和平,杨伟君,金哲,等.高速列车制动系统气动仿真平台[J].铁道机车车辆, 2011, 31(5): 89-92.  
LI He-ping, YANG Wei-jun, JIN Zhe, et al. The pneumatic simulation platform for the brake system of high speed train[J]. Railway Locomotive and Car, 2011, 31(5): 89-92. (in Chinese)
- [5] 伍智敏,任利惠,裴玉春,等.地铁列车制动系统的中继阀性能仿真[J].城市轨道交通研究, 2011, 14(9): 52-57.  
WU Zhi-min, REN Li-hui, PEI Yu-chun, et al. Simulation of relay-valve of metro braking system performance[J]. Urban Mass Transit, 2011, 14(9): 52-57. (in Chinese)
- [6] 杨璨,倪文波,蒋冬清,等.基于 AMESim 的 120 紧急阀的建模及仿真分析[J].铁道机车车辆, 2009, 29(6): 37-39, 49.  
YANG Can, NI Wen-bo, JIANG Dong-qing, et al. Modeling and simulation analysis of 120 emergency valve using AMESim[J]. Railway Locomotive and Car, 2009, 29(6): 37-39, 49. (in Chinese)
- [7] 陆强,杨美传.基于 AMESim 的地铁车辆空气制动系统的建模及仿真[J].液压气动与密封, 2011(10): 45-48.  
LU Qiang, YANG Mei-chuan. Modeling and simulation methodology of pneumatic braking system in metro vehicles using AMESim[J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2011(10): 45-48. (in Chinese)
- [8] 廖志坚,刘争平,王月明.基于 AMESim 的动车组制动防滑系统自定义建模与仿真[J].电力机车与城轨车辆, 2012, 35(4): 29-32.  
LIAO Zhi-jian, LIU Zheng-ping, WANG Yue-ming. Custom modeling and simulation for anti-skid braking system of EMUs based on AMESim[J]. Electric Locomotives and Mass Transit Vehicles, 2012, 35(4): 29-32. (in Chinese)
- [9] 李邦国,范荣巍,杨伟君,等.高速动车组制动防滑阀建模与仿真分析[J].铁道机车车辆, 2011, 31(5): 128-131.  
LI Bang-guo, FAN Rong-wei, YANG Wei-jun, et al. Modeling and simulation analysis of anti-skid valve[J]. Railway Locomotive and Car, 2011, 31(5): 128-131. (in Chinese)
- [10] 任翠纯,岳旭峰.广州地铁制动系统的设计[J].铁道车辆, 2000, 38(S0): 72-77.  
REN Cui-chun, YUE Xu-feng. Design of braking system of Guangzhou metro[J]. Rolling Stock, 2000, 38(S0): 72-77. (in Chinese)
- [11] 吴新宇.克诺尔模拟式地铁制动系统概述[J].铁道车辆, 2000, 38(S0): 78-81.  
WU Xin-yu. General introduction to Knorr analog type metro braking system[J]. Rolling Stock, 2000, 38(S0): 78-81. (in Chinese)
- [12] 刘海丽,李华聪.液压机械系统建模仿真软件 AMESim 及其应用[J].机床与液压, 2006, 34(6): 124-126.  
LIU Hai-li, LI Hua-cong. Modeling and simulation software AMESim and its application for hydraulic-mechanic system[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2006, 34(6): 124-126. (in Chinese)
- [13] 边心文,赵翼翔,陈新度.基于 AMESim 优化功能的参数识别法建模研究[J].机床与液压, 2011, 39(21): 121-124.  
BIAN Xin-wen, ZHAO Yi-xiang, CHEN Xin-du. Study on modeling with parameter identification method based on optimization function of AMESim[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2011, 39(21): 121-124. (in Chinese)
- [14] KAMIŃSKI Z. Mathematical modelling of the pneumatic relay emergency valve for dual-line agricultural trailer braking systems[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 226(5): 603-612.
- [15] 戚壮,李芾,丁军君.货车极限黏着制动优化方法[J].交通运输工程学报, 2012, 12(6): 35-40.  
QI Zhuang, LI Fu, DING Jun-jun. Braking optimization method of wagon under limit adhesion[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(6): 35-40. (in Chinese)