

气压驱动式自动换挡执行机构优化设计*

王 阳 席军强 赵熙俊 陈慧岩

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

【摘要】 提出了一种纯气动 AMT 自动换挡系统设计方案,并运用气体热力学和动力学相关理论建立换挡气缸热力学模型。依据整车换挡指标的变化特点,设计 Simulink 环境下的仿真试验,检测了不同换挡气缸设计尺寸对腔室压力变化率和腔室建压时间的影响,确定了换挡气缸优化设计目标和影响参数指标。最后,通过正交平衡优化试验方法,实现气动 AMT 换挡系统执行气缸的优化设计。

关键词: 重型商用车辆 气动仿真 优化设计 自动机械变速器

中图分类号: U463.212

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2010)01-0023-06

Optimal Design of Pneumatic Automatic Transmission Actuator

Wang Yang Xi Junqiang Zhao Xijun Chen Huiyan

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract

A pure AMT pneumatic automatic transmission actuator is designed, and the theoretical thermodynamic model of the shifting cylinder is set up by using the gas thermodynamics and kinetics. Based on changing characteristics of shift indicators in vehicle, the Simulink simulation is designed. Through testing different shift cylinder size impacting on the rate of change of chamber pressure and set up time of chamber pressure, clear shift cylinder optimization design objectives are established. Finally, through a balanced optimization of orthogonal test method, optimal design of AMT implementation pneumatic cylinder transmission system is achieved.

Key words Heavy-duty commercial vehicle, Aerodynamic simulation, Optimal design, Automated mechanical transmission

引言

重型商用车辆装用多挡变速器,可以充分发挥发动机的动力特性和经济特性,改善整车的燃油经济性。但同时带来了操纵繁琐,易造成驾驶员误操作等问题^[1]。自动机械变速器(AMT),只须在原固定轴式机械变速器的基础上加装自动变速操纵系统(ASCS)就可实现,这既保留了传统机械变速器传动效率高、工作可靠、结构简单的优点,又降低了驾驶员的劳动强度^[2-3]。

气压传动具有结构紧凑、多阀组合与机械电子高度结合的特点^[4-5]。同时在重型商用车辆上因刹车等系统的需要均装有充足的气源。因此以压缩空气作为驱动力的自动变速器具有无需增加动力源、减轻驾驶员劳动强度、提高整车燃油经济性的优点。

本文在介绍某重型商用车辆多挡变速器结构特点的基础上,设计集选位、换挡功能于一体的纯气动换挡执行机构。通过建立换挡气缸的热力学模型,并运用仿真技术对该执行机构的优化设计原理、关键尺寸的设计目标进行详细的论述。最终通过实车

试验对所设计的气动换挡系统进行功能性测试。

1 气动 AMT 换挡执行机构设计方案

某重型 12 挡牵引车辆的整车动力传动系统如图 1 所示。发动机输出功率经离合器、12 挡变速器、车后桥差速器传递至车轮。其中 12 挡变速器由 3 部分组成:主箱、高低挡切换副箱(R 箱)、插入式副箱(S 箱)。主箱有 4 个挡位,高低挡切换副箱和插入式副箱各有 2 个挡位:H 挡和 L 挡。通过主箱和插入式副箱的组合可实现 6 个挡位,再配合高低挡切换副箱的 H 挡和 L 挡,可实现 12 个挡位的换挡^[6]。

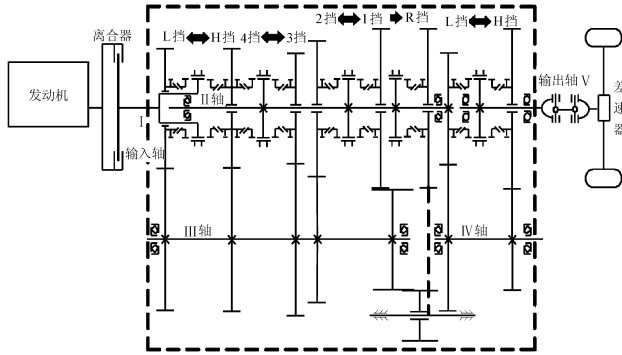


图 1 重型牵引车辆动力传动系统结构原理图

Fig.1 Transmission of power train about heavy truck

依据该变速器的结构特点,所设计的整套气动选换挡机构如图 2 所示。在该气自动选换挡控制系

统中共有 11 个电磁阀,其中 S1、S2、S3 为主箱换挡电磁阀,S4、S5、S6 为主箱选挡电磁阀,S7、S8 为 S 箱换挡电磁阀,S9、S10 为 R 箱换挡电磁阀。

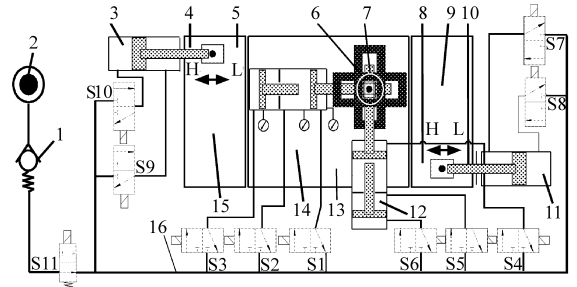


图 2 12 挡变速器气动换挡执行机构工作原理图

Fig.2 Control method of gear shifting and selecting about pneumatic execution system

1. 限压阀 2. 气源 3. R 箱换挡缸 4. R 箱 H 挡开关 5. R 箱 L 挡开关 6. 主箱选挡位移传感器 7. 主箱换挡位移传感器 8. S 箱 H 挡开关 9. S 箱 10. S 箱 L 挡开关 11. S 箱换挡缸 12. 主箱选位缸 13. 主箱 14. 主箱换挡缸 15. R 箱 16. 主气源气路

同时,在整个气动系统的主气路中,加入了高速响应开关阀 S11。在换挡过程的不同阶段,通过改变高速响应开关阀 S11 的 PWM 脉宽,调整各换挡腔的供气流量,以满足换挡过程控制的需要。换挡过程中,各变速箱换挡电磁阀的逻辑关系如表 1 所示。

表 1 MPT21B 变速器各挡位变速箱换挡电磁逻辑关系

Tab.1 Chart on selection and shift operating logic of MPT21B gearbox

换挡位	主箱换挡逻辑			换挡位	主箱选挡逻辑			换挡位	S、R 箱换挡逻辑			
	S1	S2	S3		选挡位	S4	S5		S6	S7	S8	S9
2/4 挡	●			1/2 挡	●		●					
1/3 挡		●		3/4 挡	●			H 挡	●		●	
N 挡	●		●	R 挡		●		L 挡		●		●

注:●表示电磁阀处于打开状态。

图 3 为主箱气自动集成选换挡执行机构外观图。连接箱体固定换挡气缸和选挡气缸,保护换挡指免受外界干扰。打开连接箱体顶盖,可以监测换挡指运动情况,及时排查换挡异常,运动干涉等问

题。

图 4 为选换挡执行机构内部运动原理图。换挡

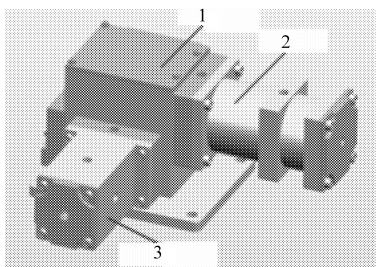


图 3 集成选换挡执行机构外观图

Fig.3 Show of the pneumatic execution system

1. 连接箱体 2. 换挡气缸 3. 选挡气缸

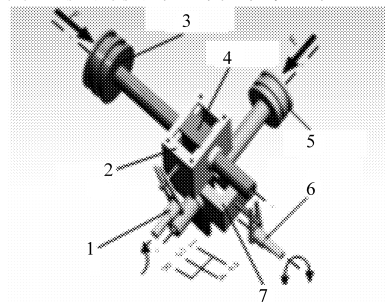


图 4 集成选换挡执行机构内部运动原理图

Fig.4 Working principle of the pneumatic execution system

1. 换挡位置传感器拨叉 2. 换挡框 3. 换挡气缸活塞 4. 换挡指 5. 选挡气缸活塞 6. 选挡位置传感器拨叉 7. 选挡框

时,换挡气缸活塞杆带动换挡框、换挡指横向运动,同时换挡指在纵轴方向没有束缚;选挡时,选挡活塞带动选挡框、换挡指纵向运动,横向没有束缚。换挡缸和选挡缸均为 3 位气缸,两者的协调配合,使换挡指实现“王”字型运动。同时,选挡拨叉和换挡拨叉,将换挡指的直线平动转换为定轴转动,通过角位移传感器将换挡指的选换挡行程值反馈给电控单位,以监测选换挡动作的进行情况。

2 热力学建模分析

换挡过程的不同时刻,换挡气缸总有一个腔室接通气源,另一个腔室与大气相通。气体流进或流出将导致腔室容积、腔内气体质量的变化。因此,换挡过程的热力学分析可以归结为对变容积、变质量系统的充放气过程的研究^[7-8]。图 5 为换挡气缸在换挡过程中,工作腔、排气腔的热力学特征说明图。其中: I 腔为驱动腔,推动活塞向目标挡位运动; II 腔为排气腔,随着活塞杆的运动腔室容积变小并排气。

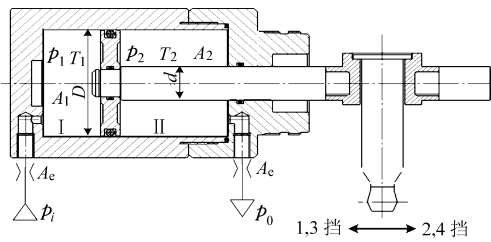


图 5 换挡工作气缸热力学示意图

Fig. 5 Thermodynamic principle of shift cylinder

各腔室压力、腔室温度、腔室活塞有效横截面积,分别用 $p_1, T_1, A_1; p_2, T_2, A_2$ 表示。气源压力为 p_i , 大气压力为 p_0 。

换挡过程中, I 腔可以认为是一个绝热充气过程的驱动腔, II 腔为一个有限容积气容绝热放气过程的排气腔。根据变质量系统的热力学方程式,它们的能量方程式为

$$kRT_1 dM_1 = A_1 x dp_1 + kp_1 A_1 dx \quad (1)$$

$$-kRT_2 dM_2 = kp_2 A_2 d(L-x) + A_2 (L-x) dp_2 \quad (2)$$

驱动腔的进气质量流量为

$$Q_{m1} = dM_1/dt \quad (3)$$

排气腔室的质量流量为

$$Q_{m2} = -dM_2/dt \quad (4)$$

根据牛顿第二定律换挡气缸活塞的运动学方程可表示为

$$M_w \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F - F_f \quad (5)$$

由式(1)~(5)可以得到换挡气缸的数学模型,该模型可以反应出在换挡过程中各腔室的气压变

化,换挡活塞的运动速度变化情况。

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{kRT_s Q_{m1}}{V_1} - \frac{kp_1 dV_1}{V_1 dt} \\ \frac{dp_2}{dt} = -\frac{kRT_s Q_{m2}}{V_2} - \frac{kp_2 dV_2}{V_2 dt} \\ \frac{du}{dt} = (p_1 A_1 - p_2 A_2 - F - F_f) \frac{1}{M_w} \\ \frac{dx}{dt} = u \end{cases} \quad (6)$$

- 其中 $V_1 = A_1 x$ $V_2 = A_2 (l - x)$
 $A_1 = \pi D^2/4$ $A_2 = \pi (D^2 - d^2)/4$
 式中 t ——时间变量 T_s ——气源温度
 k ——比热比,大气的比热比为 1.4
 R ——气体常数,大气的 R 值为 287
 V_1 ——驱动腔容积 V_2 ——排气腔容积
 p_1 ——驱动腔绝对空气压力
 p_2 ——排气腔绝对空气压力
 A_1 ——驱动腔有效截面积
 A_2 ——排气腔有效截面积
 F_f ——活塞环与气缸壁间的摩擦力
 u ——活塞杆运动速度
 M_w ——活塞杆与换挡指的总质量

3 Simulink 环境下热力学仿真

依据第 2 节所建立的换挡气缸热力学模型,运用 Matlab 软件中的 Simulink 相关模块,可以得到驱动腔压力 p_1 , 排气腔压力 p_2 , 活塞杆运动速度 u 对应时间 t 的关系曲线。依此得出换挡气缸进排气口有效面积、腔室圆周直径、活塞与气缸壁间摩擦力对换挡过程驱动腔建压时间、驱动腔压力波动情况的影响,换挡气缸热力学模块的框图如图 6 所示。

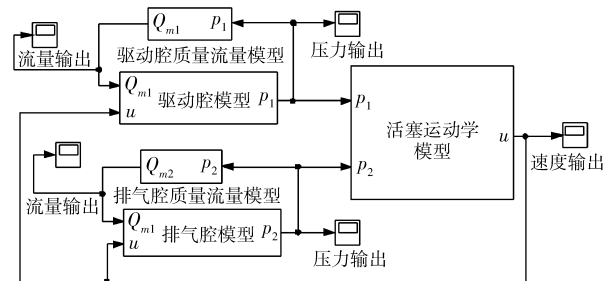


图 6 换挡气缸热力学仿真模块总框图

Fig. 6 Thermodynamic simulation diagram of the shift cylinder

基于该仿真模型,分别进行了两组换挡气缸结构参数的仿真工作:①换挡气缸缸径 70 mm, 活塞杆直径 22 mm, 有效截流面积 5 mm²。②换挡气缸缸径 60 mm, 活塞杆直径 30 mm, 有效截流面积 8 mm²。

仿真中所用到的符号及其含义如表 2 所示。两

组不同换挡缸设计尺寸的仿真曲线如图7所示。

表2 仿真模型所用参数说明

Tab.2 Parameters description of simulation model

参数	数值
比热比 k	1.4
气体常数 R	287
环境温度 T_x/K	293
驱动腔间隙位移 x_0/mm	5
换挡气缸缸径 D/mm	70, 60
活塞杆直径 d/mm	22, 30
活塞的行程 L/mm	50
换挡机构总质量 M_w/kg	16
摩擦阻力 F_f/N	259
临界压力比 b	0.2
有效截流面积 A_e/mm^2	5, 8

从图7可以看出:①当换挡缸径设计尺寸 D/d 较大,腔室有效截流面积 A_e 较小时,气缸建压时间 0.12 s,驱动腔压力增加平缓,气缸活塞运动平稳,运动速度峰值为 1.8 m/s,如图7a所示。②当换挡缸径设计尺寸 D/d 较小,腔室有效截流面积 A_e 较大时,驱动腔建压时间短为 0.07 s,驱动腔压力增压速度快,换挡执行机构的运动速度峰值达到了 2.8 m/s,如图7b所示。

综上所述,对于换挡过程控制提出的换挡力变化平稳性、换挡活塞运动速度变化快速性等要求,可以通过选择不同的换挡气缸缸径 D 、活塞杆直径 d ,以及有效截流面积 A_e 来实现。

4 正交优化仿真试验分析

4.1 换挡气缸优化目标

换挡过程中,同步冲击度 j_s 、换挡时间 t_g 、同步滑磨功率 p_s 3个指标分别从平稳性、快速性和摩擦元件的寿命3个方面对换挡品质进行了评价。同步冲击度 j_s 可以表述为换挡力变化率 dF_s/dt 的函数;同步滑磨功率 p_s 可以表述为换挡力 F_s 、换挡点转速 n_i 、挡位阶比 i_y/i_x 的函数,即

$$j_s = f(dF_s/dt) \quad (7)$$

$$p_s = f(F_s, n_i, i_y/i_x) \quad (8)$$

对于气动换挡系统,换挡力 F_s 可以表述为驱动腔压力 p_1 、作用面积 A_1 、排气腔压力 p_2 、作用面积 A_2 、换挡摩擦力 F_f 间的函数,即

$$F_s = f(p_1, p_2, A_1, A_2, F_f) \quad (9)$$

换挡过程中为减小同步冲击应保证换挡力变化平稳;为避免滑磨功率过大,应保证换挡力 F_s 能够

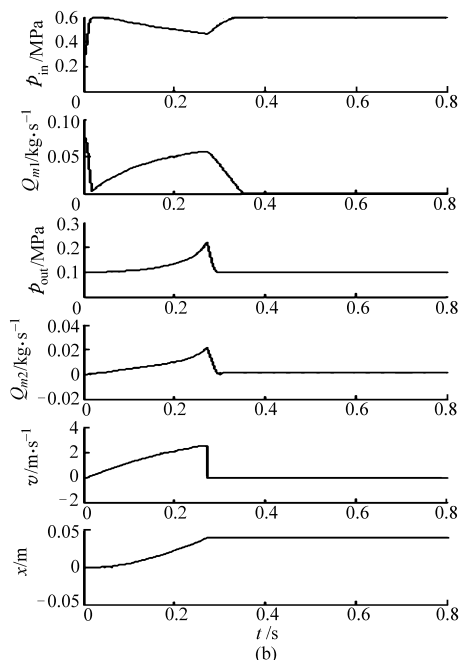
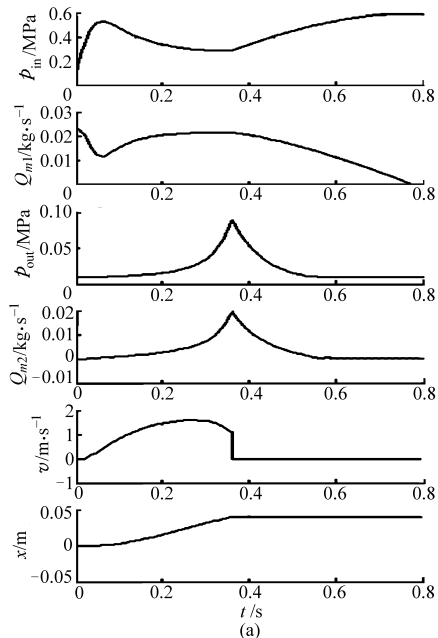


图7 不同设计参数下的换挡气缸热力学特性曲线

Fig.7 Features of shift cylinder in different design parameters

(a) D/d 较大 A_e 较小时换挡气缸热力学特性

(b) D/d 较小 A_e 较大时换挡气缸热力学特性

依据不同的换挡点转速 n_i 、同步阶越换挡比 i_y/i_x 的变化而实时调整。这就需要在进行换挡动作时,换挡气缸腔室建压时间短,腔室压力变化率平稳,以满足快速建立换挡力的要求。所以换挡气缸设计的优化目标为:①换挡气缸腔室压力变化率: dp_1/dt , dp_2/dt 最小。②换挡气缸腔室建压时间: t_{char} 最小。

由此根据以上2个要求,寻找换挡气缸的最优设计尺寸。

4.2 换挡气缸设计优化因素的选择

换挡气缸各腔室的容积 V 决定了气缸体的充

放气质量流量,以及在气源压力变化条件下所能够提供的换挡力范围 $[F_{\min}, F_{\max}]$,而换挡气缸各腔室的有效充气截流面积 A_e 决定了换挡气缸在换挡过程中的充放气速度 v_{qm} 。因此,对于换挡气缸的优化设计,应从气缸腔室容积、有效充气截流面积的参数选择入手。所以将气缸腔室有效作用面积的圆周直径 D 、换挡活塞杆直径 d 、气缸腔室进排气口截面积 A 作为换挡气缸设计的优化因素。

4.3 正交平衡优化试验设计

在第 4.1、4.2 节的分析中,得到了以换挡气缸缸径 D 、换挡活塞杆直径 d 、换挡气缸进排气口截面积 A 为优化因素;以气缸腔室的气压变化率 dp/dt 、腔室建压时间 t_{char} 为评价指标的优化思想。在此,选择 $L_{25}(5^3)$ 正交表安排试验,运用极差分析法,总结试验指标的变化规律,寻找最优设计尺寸。

表 3 试验所选因素和水平

Tab.3 Selection on factors and level of experiment

水平	因素		
	$X(D)/mm$	$Y(d)/mm$	$Z(A)/mm^2$
1	80	30	3
2	78	25	4
3	75	22	5
4	72	20	6
5	65	18	7

根据试验数据,对腔室压力变化率、驱动腔建压时间两个指标进行单一指标的计算分析,其结果如表 4 所示。

表 4 正交平衡优化试验极差分析表

Tab.4 Analysis of the orthogonal experiment

指标	腔室压力变化率			腔室建压时间		
	dp_1/dt			t_{char}/s		
	X	Y	Z	X	Y	Z
$K_{i,I}$	98.2	116.7	36.7	0.480	0.400	0.660
$K_{i,II}$	96.5	108.3	63.5	0.438	0.404	0.514
$K_{i,III}$	104.6	105.1	101.5	0.226	0.462	0.436
$K_{i,IV}$	113.6	105.1	145	0.410	0.428	0.320
$K_{i,V}$	138.8	116.5	205	0.342	0.428	0.192
$\bar{K}_{i,I}$	19.64	23.34	7.34	0.096	0.080	0.132
$\bar{K}_{i,II}$	19.30	21.66	12.7	0.086	0.082	0.102
$\bar{K}_{i,III}$	20.92	21.02	20.3	0.090	0.092	0.088
$\bar{K}_{i,IV}$	22.72	21.02	29	0.082	0.086	0.064
$\bar{K}_{i,V}$	27.76	23.30	41	0.068	0.086	0.038
$R_{i,j}$	8.46	2.32	33.66	0.028	0.012	0.094

$K_{i,j}$ 为第 i 个因子的 j 水平所对应的试验指标值之和。 $\bar{K}_{i,j}$ 为第 i 个因子的 j 水平所对应的试验指标平均值。 $R_{i,j}$ 为每列中 K_{ijmax} 与 K_{ijmin} 的差值。 $R_{i,j}$ 值越大说明其对该指标的影响作用越强。

依据表 4 综合平衡分析如下:

(1) 对于指标腔室压力变化率 dp/dt ,选取 $X_1Y_4Z_1$ 最好;对于指标腔室建压时间 t_{char} ,选取 $X_5Y_1Z_5$ 最好,且两者为矛盾关系,即选择 $X_1Y_4Z_1$ 对指标 1 优化时,其对指标 2 将产生负面效应。

(2) 因素 XYZ 对两指标的主次关系,影响因素 Z 相比因素 $X、Y$ 对两指标的影响较大,在搭配组合时应首先考虑因素 Z 的水平。腔室压力变化率依次为: $Z、X、Y$;腔室建压时间依次为: $Z、Y、X$ 。

综上分析,选择 $X_3Y_2Z_3$ 作为最终的优化组合设计换挡气缸,即换挡气缸缸径 75 mm ,换挡活塞杆直径 25 mm ,腔室有效截流面积 5 mm^2 。

最后,依据正交仿真优化方法设计了气自动选换挡系统,并在各气缸腔室加装气压传感器用于检测换挡过程各腔室的压力变化情况,将其安装于满载质量为 18 t 的重型牵引车辆上,并在环行水平跑道上依据跑车速度进行循环换挡试验。

采用正交仿真优化设计的气自动选换挡系统实车换挡测试曲线如图 8 所示。其中, p_1 为驱动腔压力(MPa); p_2 为排气腔压力(MPa); t_x 为换挡行程(m); v 为换挡执行机构运动速度(m/s); n_e 和 n_1 分别为发动机转速和变速器输入轴转速(r/min)。从图中可以看出,整个换挡过程迅速,气压变化平稳,满足整车换挡匹配的要求。

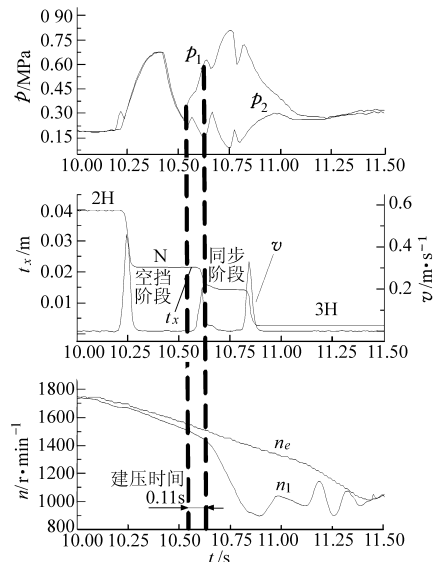


图 8 实车换挡过程测试曲线

Fig.8 Test curve of the shifting process

5 结束语

针对重型商用车辆装用的多挡位变速器,设计了具有可移植性的气自动集成换挡执行机构。通过分析换挡评价指标的影响因素,明确换挡气缸设

计的优化目标,影响参数指标,并基于所建立的热力学模型,运用正交平衡优化方法,在 Simulink 仿真环境下完成了仿真优化试验。最终通过实车测试试验对所设计的气自动选换挡执行机构进行了匹配验证。试验证明该套执行机构工作可靠、稳定。

参 考 文 献

- 1 席军强,丁华荣,陈慧岩. ASCS 与 AMT 的历史、现状及其在中国的发展趋势[J]. 汽车工程,2002,24(2):89~93.
Xi Junqiang, Ding Huarong, Chen Huiyan. The history and present status of ASCS and AMT and their development trend in China[J]. Automotive Engineering, 2002, 24(2): 89~93. (in Chinese)
- 2 何忠波,白鸿柏. AMT 技术的发展现状与展望[J]. 农业机械学报,2007,38(5):181~186.
He Zhongbo, Bai Hongbai. Automatic mechanical transmission technique development actuality and expectation [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5):181~186. (in Chinese)
- 3 刘振军,秦大同,胡建军. 重型车辆自动变速技术及发展趋势[J]. 重庆大学学报,2003,26(10):10~14.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Hu Jianjun. Developing direction of the heavy-duty vehicles' automated transmission[J]. Journal of Chongqing University, 2003, 26(10): 10~14. (in Chinese)
- 4 赵彤. 气动技术的发展及在新领域中的应用[J]. 液压气动与密封,2004(2):1~5.
Zhao Tong. The development of pneumatics and its applications in the new area [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2004(2):1~5. (in Chinese)
- 5 李小宁. 气动技术发展的趋势[J]. 机械制造与自动化,2003(2):5~7.
Li Xiaoning. The development for pneumatic drive[J]. Machine Building & Automation,2003(2):5~7. (in Chinese)
- 6 Wang Yang, Xi Junqiang, Chen Huiyan. A study of automatic mechanical transmission based on a twelve-speed gearbox[C]// The International Conference on Mechanical Transmission(ICMT'2006) Agents. Chongqing: Science Press, 2006:506~510.
- 7 王祖温,王海涛,包钢,等. 供气压力波动自适应缓冲高速气缸的研究[J]. 机械工程学报,2003,39(7):51~55.
Wang Zuwen, Wang Haitao, Bao Gang, et al. Study on high-speed pneumatic cylinder with cushion self-adapting to supply pressure fluctuation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2003,39(7):51~55. (in Chinese)
- 8 李建藩. 气压传动系统动力学[M]. 广州:华南理工大学出版社,1991.
- 9 王阳,席军强,刘富庆,等. 重型车辆整车一体化自动变速技术[J]. 农业机械学报,2009,40(1):15~19.
Wang Yang, Xi Junqiang, Liu Fuqing, et al. Auto-shift technology through integrated-control method based on heavy truck [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):15~19. (in Chinese)

(上接第 22 页)

- 2 牛铭奎,程秀生,葛安林,等. AMT 离合器接合过程中的压力控制[J]. 吉林大学学报:工学版,2004,34(2):198~201.
Niu Mingkui, Cheng Xiusheng, Ge Anlin, et al. Pressure control of AMT clutch during engaging [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2004,34(2):198~201. (in Chinese)
- 3 Mikael Holgerson. Optimizing the smoothness and temperatures of a wet clutch engagement through control of the normal force and drive torque[J]. Journal of Tribology,2000,122(1):119~123.
- 4 Cameron T M, McCombs T, Devlin M, et al. ATF friction properties and shift quality[C]. SAE Paper 2004-01-3027, 2004.
- 5 朱伟兴,陈垠昶. 模糊 PID 控制在汽车 ABS 中的应用与仿真研究[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2004,25(4):310~314.
Zhu Weixing, Chen Yinchang. Application and simulation of automotive ABS using fuzzy PID control[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2004,25(4):310~314. (in Chinese)
- 6 杨启耀,周孔亢,张文娜,等. 半主动空气悬架 Fuzzy-PID 控制[J]. 农业机械学报,2008,39(9):24~29.
Yang Qiyao, Zhou Kongkang, Zhang Wenna, et al. Fuzzy-PID control on semi-active air suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(9):24~29. (in Chinese)