

面向制动踏板感觉的助力器-主缸动力学模型

孟德建¹, 张立军¹, 方明霞², 余卓平¹

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学 航空航天与力学学院, 上海 200092)

摘要: 面向制动踏板感觉, 考虑结构间隙、弹簧预紧力、摩擦力、反作用盘刚度、气体质量流量变化以及制动液体积弹性模量变化, 建立了包含关键结构件、气体和液体的真空助力器-制动主缸复杂系统动力学模型. 在无真空助力、无/有制动液工况下, 分别对真空助力器和制动主缸进行试验, 辨识了模型的关键参数. 在此基础上, 开展了面向制动踏板感觉的真空助力器-制动主缸系统特性仿真, 以进程阶段真空助力器推杆力-行程、主缸油压-行程和主缸油压-推杆力形成的 3 象限图为评价体系, 利用试验分别验证了制动主缸模型、真空助力器机械系统模型和真空助力器-制动主缸系统模型的有效性.

关键词: 真空助力器; 制动主缸; 动力学建模; 制动踏板感觉; 参数辨识

中图分类号: U463.51

文献标志码: A

Vacuum Booster-Brake Master Cylinder System Dynamic Model for Brake Pedal Feel

MENG Dejian¹, ZHANG Lijun¹, FANG Mingxia², YU Zhuoping¹

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. College of Aerospace Engineering and Applied Mechanics, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: For the purpose of brake pedal feel analysis, the dynamic model of vacuum booster-brake master cylinder system was established including the key structure components, gas and liquid. Many factors such as structure clearances, spring pre-load, friction forces, reaction disc stiffness, the change of gas mass flow rate and brake fluid bulk modulus were taken into consideration in the model. Without vacuum assist, the experiments of vacuum booster and brake master cylinder were carried out respectively by using brake fluid or not, and the key parameters of the model were identified. Then, the simulation of vacuum booster-brake master cylinder system performance was carried out. The simulation results in the stage of on-brake were shown in

3 quadrants figure formed by the vacuum booster pushrod force-stroke curve, the master cylinder-stroke curve and the master cylinder-pushrod force curve. A comparative analysis with experiment results verified the brake master cylinder dynamic model, vacuum booster mechanical system dynamic model, and vacuum booster-brake master cylinder system model.

Key words: vacuum booster; brake master cylinder; dynamic modelling; brake pedal feel; parameter identification

制动踏板感觉作为驾驶员与汽车之间交互的重要组成部分, 直接影响到消费者对车辆品质的评价. 现在的汽车制动系统不仅要满足汽车制动安全性, 还需要具有良好的制动踏板感觉. 真空助力器-制动主缸系统是液压制动系统的关键部件, 面向制动踏板感觉的真空助力器-制动主缸动力学模型, 对制动系统正向开发与设计具有重要的意义.

真空助力器-制动主缸系统是既包含弹簧和橡胶件等机械构件, 又包含气体和液体介质的复杂系统. 因此, 研究目的差异必然导致建模方法和评价体系不同. 前期研究主要以制动性能预测为目的, 针对真空助力器, 研究者陆续建立助力特性模型^[1-6], 系统动力学模型^[7-8], 气体动力学模型^[5-6], 以及真空助力器系统模型^[8-10]. 针对制动主缸, 则基于键合图^[7]等方法建立了系统动力学模型^[5-8], 制动液模型^[11], 以及制动主缸系统模型^[12-13]. 研究中, 往往重点关注助力特性^[1,2,4,11,14], 以及系统的动态响应^[3,5,7,12], 为分析制动速度、减速度等性能指标提供依据^[4,6,8,11].

截至目前, 以制动踏板感觉为目的的研究较少. Guan 等^[15]重点考虑结构因素建立了真空助力器动力学模型, 并利用进程和回程阶段的推杆力-行程曲线评价制动踏板感觉; Day 等^[13]则研究了制动主缸

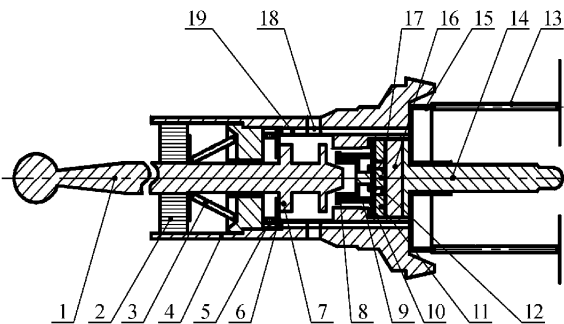
密封圈变形对制动油压和制动踏板感觉的影响。这些研究具有重要的借鉴价值,但是对于反作用盘、弹簧预紧力和摩擦力等因素的考虑不全面,而且缺乏有关模型关键参数辨识的阐述,影响模型的有效性。

在此背景下,本文面向制动踏板感觉的制动系统设计与开发,重点考虑弹簧预紧力、系统摩擦力、反作用盘刚度以及制动液体积弹性模量的变化,建立了面向制动踏板感觉的真空助力器-制动主缸动力学模型。设计典型工况下的真空助力器和制动主缸试验,辨识模型的关键参数。以真空助力器推杆行程阶段真空助力器推杆力-行程、主缸油压-行程和主缸油压-推杆力形成的 3 象限图为评价体系,分阶段地验证了制动主缸模型、真空助力器机械模型和真空助力器-制动主缸系统模型的正确性和有效性,为制动系统面向制动踏板感觉的开发提供重要基础。

1 真空助力器动力学模型

1.1 研究对象与基本假设

真空助力器典型结构关键部件如图 1 所示。



1. 助力器推杆; 2. 毛毡过滤环; 3. 推杆回位弹簧; 4. 膜片座; 5. 阀门弹簧; 6. 橡胶阀门; 7. 大气阀座; 8. 支撑架; 9. 变比弹簧; 10. 变比弹簧座; 11. 承压板; 12. 压块套; 13. 膜片回位弹簧; 14. 助力器输出杆; 15. 膜片回位弹簧座; 16. 橡胶反作用盘; 17. 压块; 18. 大气通道; 19. 真空通道

图 1 真空助力器关键结构示意图

Fig.1 Structure schematic diagram of vacuum booster

为了建立真空助力器动力学模型,作基本假设如下:①忽略助力器内部静摩擦力,而动摩擦力随着推杆速度变化,且与推杆速度方向和真空度无关;②真空助力器气体为理想气体,且在流动过程看作是绝热流动;③真空助力器密封完好且不漏气;④反作用盘具有线性刚度。

1.2 机械系统动力学模型

根据真空助力器的结构和工作原理,重点考虑

真空助力器尺寸链中的间隙、弹簧预紧力、摩擦力以及反作用盘特性,建立真空助力器的物理模型,如图 2 所示。该模型主要包含 4 个集中质量,分别为推杆和阀座质量 m_1 、膜片和膜片座质量 m_2 、反作用盘质量 m_3 、输出杆质量 m_4 ,它们的位移自由度分别为 x_1, x_2, x_3 和 x_4 。模型中考虑的尺寸链间隙分别为真空阀座与橡胶阀门间隙 l_1 、推杆与膜片座间隙 l_2 、反作用盘和膜片座间隙 l_3 、推杆与反作用盘间隙 l_4 。考虑的弹簧预紧力为推杆回位弹簧预紧力 F_a 、膜片座回位弹簧预紧力 F_c 、变比弹簧预紧力 F_d 。系统摩擦力主要为大气阀座、膜片座、膜片等零件产生的摩擦力 F_f 。

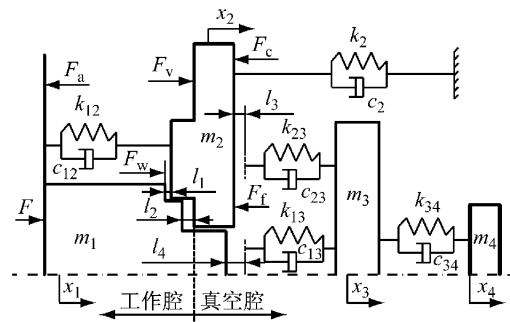


图 2 真空助力器物理模型

Fig.2 Physical model of vacuum booster

1.2.1 无真空助力工况

无真空助力时,助力器工作过程主要包含两个阶段。第 1 阶段:在推杆力 F 作用下,推杆克服推杆回位弹簧预紧力 F_a 后开始运动,直到与膜片座接触而成为一体。因此,该过程中助力器的动力学方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_{12}x_1 + c_{12} \dot{x}_1 = F - F_a \quad (1)$$

$$F > F_a, \quad x_1 \leq l_2$$

式中: k_{12} 和 c_{12} 分别为推杆回位弹簧刚度和阻尼。

第 2 阶段:推杆、膜片和膜片座克服膜片座回位弹簧预紧力 F_c 一起运动并与反作用盘接触,推动反作用盘并使输出杆产生输出力 F_e 。在此过程中,由于膜片座被膜片座回位弹簧压紧到推杆上,膜片座不对反作用盘施加力。因此,该过程中推杆、膜片和膜片座的动力学方程为

$$(m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + [k_2x_2 + c_2 \dot{x}_2] + [k_{13} \cdot (x_2 - x_3 + l_2 - l_4) + c_{13}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)] = F - F_c - F_f \quad (2)$$

$$F \geq F_c, \quad x_2 > l_4 - l_2$$

反作用盘的动力学方程为

$$m_3 \ddot{x}_3 + [k_{34}(x_3 - x_4) + c_{34}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4)] = [k_{13}(x_2 - x_3 + l_2 - l_4) + c_{13}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)]$$

$$x_2 > l_4 - l_2 \quad (3)$$

式(2),(3)中: k_2 和 c_2 分别为膜片座回位弹簧刚度和阻尼; k_{34} 和 c_{34} 分别为输出杆与反作用盘的接触刚度和阻尼; k_{13} 和 c_{13} 分别为推杆与反作用盘的接触刚度和阻尼。

1.2.2 有真空助力工况

由于真空助力的作用,推杆与反作用盘之间的间隙 l_4 减小至 l'_4 ,推杆与膜片之间的间隙 l_2 增大.推杆在输入力和真空助力的作用下与变比弹簧接触,进而与反作用盘接触,最后与膜片座接触.因此,推杆的动力学方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + [k_{12}(x_1 - x_2) + c_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] + [k_{13}(x_1 - x_3 - l'_4) + c_{13}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3)] = F + (p_0 - p_w)s_5 - F_a \quad (4)$$

膜片和膜片座的动力学方程为

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2 + [k_{23}(x_2 - x_3 - l_3) + c_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)] + F_f = (p_w - p_v)s_6 + [k_{12}(x_1 - x_2) + c_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] - F_c \quad (5)$$

反作用盘的动力学方程为

$$m_3 \ddot{x}_3 + k_{34}(x_3 - x_4) + c_{34}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = [k_{23}(x_2 - x_3 - l_3) + c_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)] + [k_{13}(x_1 - x_3 - l'_4) + c_{13}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3)] \quad (6)$$

式(4)~(6)中: p_0 为大气压力; p_w 为工作腔压力; p_v 为真空腔压力; s_5 为大气阀截面面积; s_6 为膜片有效面积; k_{23} 和 c_{23} 分别为膜片座与反作用盘接触刚度和阻尼。

为了建立助力器的动力学模型,需要详细考虑变比弹簧与反作用盘的接触关系,如图3所示.由于橡胶材料的反作用盘与水的特性类似,压强处处相同.因此,推杆、膜片座、输出杆与反作用盘之间的接触刚度是由它们与反作用盘间的接触面积决定的,

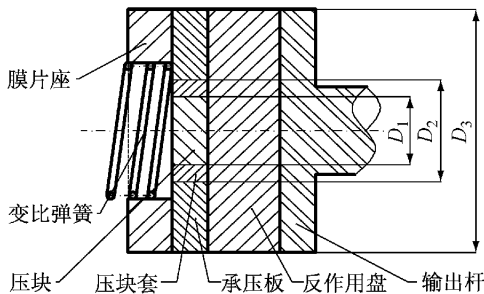


图3 反作用盘与其连接零件间的接触关系示意图
Fig.3 Contact relationship between reaction plate with connected parts

反作用盘与各零件的接触面积为

$$\begin{cases} s_1 = \pi D_1^2/4 & \text{压块与反作用盘接触} \\ s_2 = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4 & \text{压块套与反作用盘接触} \\ s_3 = \pi(D_3^2 - D_2^2)/4 & \text{承压板与反作用盘接触} \\ s_4 = \pi D_3^2/4 & \text{输出杆与反作用盘接触} \end{cases} \quad (7)$$

令反作用盘的单位面积刚度为 k_r ,变比弹簧预紧力、刚度和有效行程分别为 F_d, k_s 和 l_5 ,则推杆与反作用盘之间的刚度 k_{13} 可表示为

$$k_{13} = \begin{cases} (s_1 + s_2)k_r & s_2 k_r \leq F_d \\ s_1 k_r + \frac{(s_2 + s_3)k_r k_s}{(s_2 + s_3)k_r + k_s} & s_2 k_r > F_d \\ s_4 k_r & x_1 - x_3 - l'_4 > l_5 \text{ 或无真空} \end{cases} \quad (8)$$

在无/有真空条件下,助力器输出杆对制动主缸第一活塞的推力为

$$F_e = k_{34}(x_3 - x_4) + c_{34}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) \quad (9)$$

式中:输出杆位移 x_4 与制动主缸模型中第一活塞位移 x_{c1} 相等。

1.3 气体动力学模型

当大气阀打开时,气体从进气阀口进入到工作腔内,膜片向真空腔方向移动,导致真空腔气体体积发生变化.假设该过程为绝热运动,由热力学可得 $RTdm_w = d(p_w V_w)$,式中: R 为空气气体常数; T 为气体绝对温度; m_w 为大气流入工作腔内的气体质量; V_w 为工作腔气体体积. $m_w = Q_w t, Q_w$ 为流入工作腔的气体质量流量; $V_w = V_1 + s_6 x_2, V_1$ 为工作腔气体初始体积.因此,可得到工作腔气体模型

$$(V_1 + s_6 x_2) \dot{p}_w + p_w s_6 \dot{x}_2 = RTQ_w \quad (10)$$

同理,可以得到真空腔的气体模型为

$$(V_2 - s_6 x_2) \dot{p}_v + p_v s_6 \dot{x}_2 = RTQ_v \quad (11)$$

式中: V_2 为真空腔气体初始体积; Q_v 为真空腔流出的气体质量流量.式(10),(11)中气体质量流量特性是压力差的函数,详见参考文献[16].

2 制动主缸动力学模型

为了建立中心阀式串列双腔制动主缸动力学模型,作基本假设如下:①制动活塞皮碗与缸壁之间的摩擦力恒定,并忽略制动液流动产生的摩擦力;②制动液温度在工作过程中保持不变且为室温;③忽略制动主缸活塞腔内制动液流动造成的压力损失,认为同一腔内压力处处相等。

2.1 机械系统动力学模型

根据制动主缸结构和工作原理,重点考虑弹簧

预紧力、系统摩擦力和阀口间隙等关键因素,可以将其等效为图 4 所示的物理模型. 该模型中包含 2 个集中质量,分别为制动主缸推杆(输出杆和第一活塞)质量 m_{c1} 、第二活塞质量 m_{c2} ,它们的位移自由度分别为 x_{c1} 和 x_{c2} . 模型中还考虑第一、二活塞回位弹簧预紧力 F_{m1} 和 F_{m2} ,以及主皮碗、第一副皮碗和第二副皮碗与缸壁间的摩擦力 F_{u1} 和 F_{u2} .

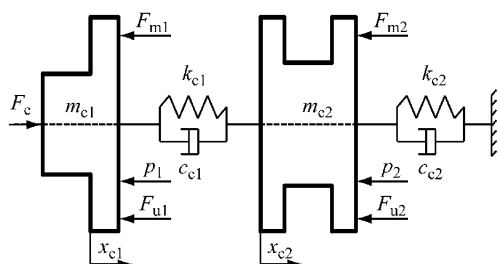


图 4 制动主缸物理模型

Fig. 4 Physical model of brake master cylinder

制动主缸的运动过程可分为 3 个阶段. 第 1 阶段:制动主缸推杆力 F_c 增加,克服第二活塞回位弹簧预紧力后开始运动,第二活塞回位弹簧开始被压缩,直至第一活塞回位弹簧开始被压缩为止. 该过程中可将第一活塞、第一活塞回位弹簧和第二活塞看作一个整体. 该过程中制动主缸的动力学方程为

$$(m_{c1} + m_{c2}) \ddot{x}_{c1} + c_{c2} \dot{x}_{c1} + k_{c2} x_{c1} = F_c - F_{m2} - F_{u1} - F_{u2} - p_2 s_c \quad F_{m2} + F_{u1} + F_{u2} < F_c \leq F_{m1} \quad (12)$$

式(14)中: k_{c2} 和 c_{c2} 分别为第二活塞回位弹簧刚度和阻尼; p_2 为第二活塞腔油压; s_c 为活塞腔面积.

第 2 阶段:第一活塞回位弹簧开始被压缩,直至第二活塞回位弹簧被压缩至极限. 该过程中前、后活塞以不同的速度共同运动,第一活塞的动力学方程为

$$m_{c1} \ddot{x}_{c1} + c_{c1} (\dot{x}_{c1} - \dot{x}_{c2}) + k_{c1} (x_{c1} - x_{c2}) = F_c - [c_{c2} \dot{x}_{c1} + k_{c2} x_{c1} + p_2 s_c] - F_{m1} - p_1 s_c \quad F_c > F_{m1} \quad (13)$$

第二活塞的动力学方程为

$$m_{c2} \ddot{x}_{c2} + c_{c2} \dot{x}_{c2} + k_{c2} x_{c2} = (p_1 - p_2) s_c + c_{c1} (\dot{x}_{c1} - \dot{x}_{c2}) + k_{c1} (x_{c1} - x_{c2}) \quad x_{c2} \leq h_2 \quad (14)$$

第 3 阶段:第二活塞回位弹簧被压缩至极限,直至第一活塞回位弹簧也被压缩至极限. 该过程中只有第一活塞在运动,制动主缸的动力学方程为

$$m_{c1} \ddot{x}_{c1} + c_{c1} \dot{x}_{c1} + k_{c1} x_{c1} = F_c - [c_{c1} (\dot{x}_{c1} - \dot{x}_{c2}) + k_{c1} (x_{c1} - x_{c2}) + p_1 s_c] - p_1 s_c \quad x_{c1} \leq h_1 \quad (15)$$

式(13)~(15)中: k_{c1} 和 c_{c1} 分别为第一活塞回位弹簧刚度和阻尼; p_1 为第一活塞腔油压; h_1 第一活塞腔有效长度; h_2 第二活塞腔有效长度; x_{c11} 为第 1 阶段末第一活塞的位移; x_{c12} 为第 2 阶段末第一活塞的位移; x_{c22} 为第 2 阶段末第二活塞的位移.

2.2 制动液动力学模型

对于具有规则形状的腔体,假设流体的体积流量均匀地降低,由一维流体连续方程可得

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{Q_{in} - Q_{out}}{V} = 0 \quad (16)$$

式中: ρ 为制动液密度; t 为时间; Q_{in} 和 Q_{out} 分别为流进和流出的制动液流量; V 为腔体体积.

制动液是可压缩性液体,其压缩能力用体积弹性模量 K_e 表示, $K_e = -\rho dp/d\rho$,其中, p 为流体压力. 结合下式可得制动液动力学方程:

$$\frac{dp}{dt} = K_e \frac{(Q_{in} - Q_{out})}{V} \quad (17)$$

制动液体积弹性模量 K_e 随着含气量和压力变化,工程中制动液的体积弹性模量可表达为^[17-18]

$$K_e = \frac{K_1}{A\alpha^2 + B\alpha + 1} \quad (18)$$

式中: K_1 为纯制动液的体积弹性模量; α 为制动液中的气体含量; A, B 分别为流体压力的函数.

3 试验设计与参数辨识

3.1 试验方案

乘用车制动踏板感觉试验台具有再现整车制动踏板感觉静态特性的功能,该台架利用伺服电动推杆施加动力,可精确地控制真空助力器推杆速度. 在该试验台架上,分别对真空助力器、制动主缸和真空助力器-制动主缸系统开展试验.

试验工况:①推杆速度分别为 4, 6, 8, 10, 20 mm·s⁻¹;②助力器真空度分别为 0 Pa 和实车名义真空度 9.8×10⁴ Pa;③制动主缸无制动液和充满制动液,有制动液时将制动主缸出液口封住.

测量的物理量:①真空助力器试验时测量推杆力、推杆位移和输出杆位移. ②制动主缸试验时测量制动主缸推杆(第一活塞)力和位移,以及第一活塞腔和第二活塞腔油压,但无制动液时不测量油压. ③真空助力器-制动主缸系统试验时测量真空助力器推杆力、推杆位移、真空度以及制动主缸第一活塞腔和第二活塞腔油压.

传感器布置:使用拉压力传感器测量推杆力和输出杆力,使用拉杆式位移传感器测量推杆和输出

杆行程,使用气体低压力传感器测量真空助力器真空腔的绝对压力,使用油压传感器测量制动主缸油压。

3.2 助力器模型参数辨识

图 5 为无真空助力时不同推杆速度下推杆力-行程曲线. 由图 5 可知,在进程阶段,推杆行程为零时的推杆力为推杆回位弹簧预紧力 F_a ,推杆行程由 0 至 1.8 mm 时,推杆力变化值为膜片座回位弹簧预紧力 F_c ;推杆行程 0~1.8 mm 内曲线斜率为推杆回位弹簧刚度 k_{12} ,推杆行程 2.8 mm 后曲线斜率为膜片座推杆回位弹簧刚度 k_2 。

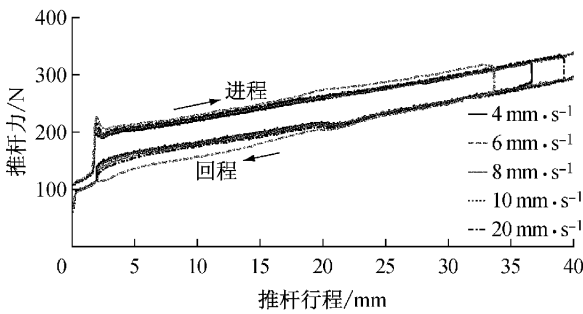


图 5 无真空助力时不同推杆速度下推杆力-行程曲线

Fig.5 Pushrod force-travel curves at various pushrod speeds without vacuum assist

在相同推杆行程下,进程曲线和回程曲线的推杆力差值的一半即为摩擦力. 推杆行程 1.8 mm 内,摩擦力随推杆速度的变化不明显;在推杆行程 5.0~15.0 mm 内,在不同速度下计算进程与回程推杆力差值的平均值,进而拟合得到摩擦力与推杆速度的关系。

助力器原始状态下,输入杆与输出杆行程的差值为间隙 l_4 ;向输入杆方向推输出杆,消除间隙 l_4 后重复试验,得到输入杆与输出杆行程的差值为间隙 l_2 . 基于试验辨识的真空助力器模型参数及数值见表 1.

3.3 制动主缸模型参数辨识

在无制动液工况下,主要辨识前回位弹簧的刚度和预紧力以及活塞受到的摩擦力. 图 6 为无制动液时制动主缸的推杆力-行程曲线. 由图 6 可知,推杆力-行程特性可以分为 0~14 mm、14~25 mm、25~35 mm 3 个阶段,其中第 3 阶段中主要压缩第一活塞回位弹簧,曲线的斜率即为该弹簧刚度;第 1 阶段主要是压缩第二活塞回位弹簧,曲线的斜率即为该弹簧刚度. 同时,发现推杆速度对其制动主缸机械特性影响可以忽略不计,不同推杆位置时摩擦力的大小不同,这主要是由于在第 1 和第 2 阶段,摩擦

力包含推杆和橡胶密封圈摩擦力和 3 个皮碗与缸壁的摩擦力,而在第 3 阶段摩擦力包含推杆和橡胶密封圈摩擦力和 1 个皮碗与缸壁的摩擦力. 采用 3.2 中计算助力器摩擦力的方法,分别在 0~25 mm、25~35 mm 内计算制动主缸摩擦力。

表 1 试验辨识的真空助力器模型参数

Tab.1 Vacuum booster model parameters identified by experiments

参数	数值	参数	数值
F_a/N	105	F_c/N	47
$k_{12}/(N \cdot m^{-1})$	8 790	$k_2/(N \cdot m^{-1})$	3750
l_2/mm	1.8	l_4/mm	2.3
F_f/N	$9.0(0 \leq x_1 < 2.8)$ $-0.01x_1^2 + 0.82x_1 + 16.63(x_1 \geq 2.8)$		

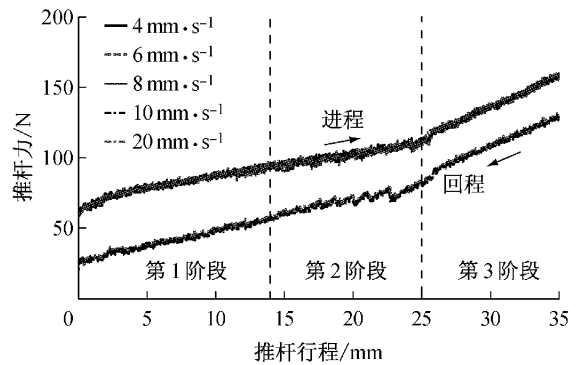


图 6 无制动液时制动主缸推杆力-行程曲线

Fig.6 Brake master cylinder pushrod force-travel curves without brake fluid

经试验辨识的制动主缸的参数及数值见表 2.

表 2 试验辨识的制动主缸模型参数

Tab.2 Brake cylinder model parameters identified by experiments

参数	数值	参数	数值
F_{c1}/N	14	F_{m1}/N	94
F_{c2}/N	6	F_{m2}/N	44
$k_{c1}/(N \cdot m^{-1})$	4.5	$k_{c2}/(N \cdot m^{-1})$	1.9

4 模型仿真与验证

结合整车制动踏板感觉试验和评价方法,按照与试验对应的真空助力器推杆速度进行仿真,并利用试验数据进行对比分析,验证模型的有效性. 限于篇幅,本文只给出推杆速度为 $6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的仿真结果与试验结果对比图。

4.1 主缸模型结果

基于主缸机械系统模型,无制动液工况仿真与试验结果的对比如图 7 所示. 基于主缸模型,有制动

液工况仿真结果与试验结果的对比如图 8 所示. 由图 7 可知, 无制动液工况下制动主缸机械系统模型仿真结果与试验结果具有较好的一致性, 仅在起始位置处误差稍大, 这可能由皮碗在运动之初的不规则变形引起. 由图 8 可知, 有制动液时制动主缸动力学模型仿真结果与试验结果的一致性较好, 说明制动主缸模型在有制动液时具有较好的精度.

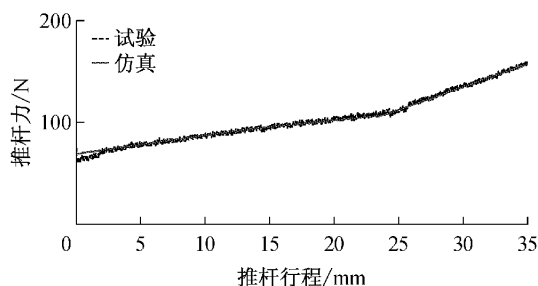


图 7 无制动液时制动主缸特性对比

Fig. 7 Characteristic comparison of brake master cylinder without brake fluid

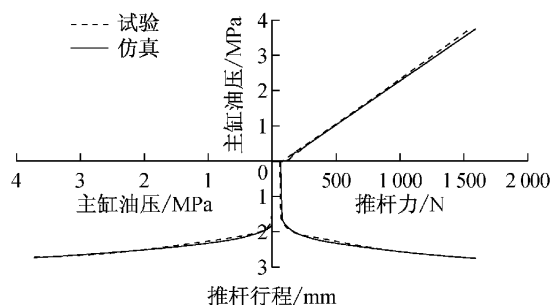


图 8 有制动液时制动主缸特性对比

Fig. 8 Characteristic comparison of brake master cylinder with brake fluid

4.2 助力器-主缸系统模型结果

基于助力器机械系统模型, 无真空助力工况仿真与试验结果的对比如图 9 所示. 由图 9 可知, 无真空助力工况时, 真空助力器动力学模型的仿真结果与试验结果整体一致性较好, 只有在推杆行程 1.8~2.8 mm 范围内差别较大, 其原因可能是没有考虑系统静摩擦力造成的.

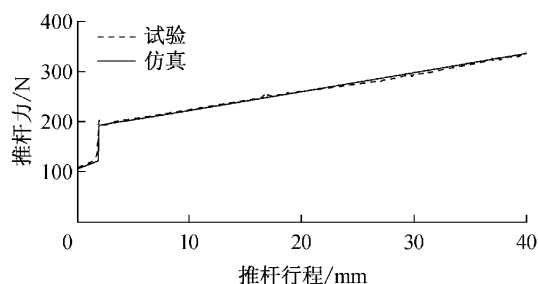


图 9 无真空助力时真空助力器特性对比

Fig. 9 Characteristic comparison of vacuum booster without vacuum assist

基于助力器-主缸机械系统模型, 在无真空助力工况仿真与试验结果的对比如图 10 所示. 由图 10 可知, 无真空助力且没有制动液时, 真空助力器-制动主缸机械系统动力学模型的仿真结果与试验结果整体一致性好. 从而说明真空助力器-制动主缸机械系统动力学模型具有较好的精度.

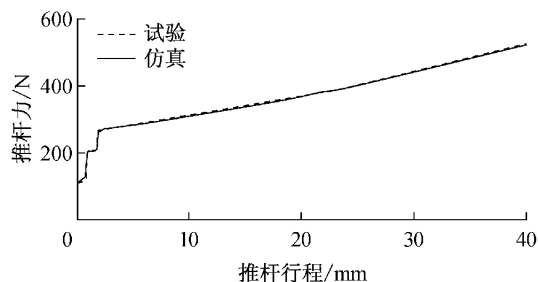


图 10 无真空助力且无制动液时真空助力器-制动主缸特性对比

Fig. 10 Characteristic comparison of vacuum booster-brake master cylinder without vacuum assist and brake fluid

基于助力器-主缸系统模型, 无真空助力工况仿真与试验结果的对比如图 11 所示. 由图 11 可知, 无真空助力时, 真空助力器-制动主缸动力学模型的仿真结果与试验结果整体一致性好, 推杆预置力、推杆空行程、推杆刚度、油压空行程、油压刚度、始动力和助力比等关键参数值基本相同, 从而说明真空助力器-制动主缸动力学模型在无真空助力时具有较好的精度.

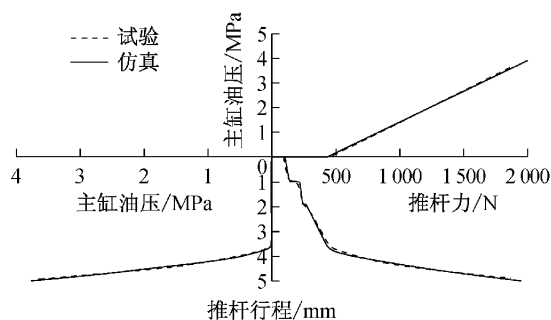


图 11 无真空助力但有制动液时真空助力器-制动主缸特性对比

Fig. 11 Characteristic comparison of vacuum booster-brake master cylinder with brake fluid and without vacuum assist

基于助力器-主缸系统模型, 有真空助力工况仿真与试验结果的对比如图 12 所示. 由图 12 可知, 整车名义真空度时, 真空助力器-制动主缸动力学模型的仿真结果与试验结果整体一致性较好. 推杆预置力、推杆空行程、油压空行程、油压刚度、始动力等关

键参数值基本相同,但仿真结果中第二推杆刚度和第二助力比稍小,并且饱和点和对应的推杆力-行程拐点不同,仿真结果偏小.造成上述现象的原因,可能是因为试验中制动主缸的出液口被堵住,在高压时制动液发生了不稳定流动.

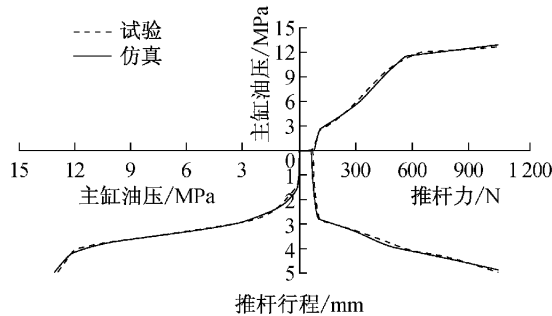


图 12 有真空助力时真空助力器-制动主缸特性对比

Fig.12 Characteristic comparison of vacuum booster-brake master cylinder with vacuum assist

5 结论

(1) 考虑尺寸链间隙、弹簧预紧力、摩擦力,以及反作用盘刚度、气体质量流量变化和制动液体积弹性模量的可变性,建立了包含机械系统模型、气体模型和制动液模型的助力器-主缸系统动力学模型.

(2) 在无真空助力、无/有制动液工况下,利用真空助力器和制动主缸特性试验,辨识了各部件的关键参数,并验证了制动主缸模型和真空助力器机械系统模型的有效性.

(3) 在无/有真空助力工况下,开展了面向制动踏板感觉的真空助力器-制动主缸系统特性试验和仿真,分析发现该模型能够准确地预测推杆力、位移和主缸压力的相互关系,可用于面向制动踏板感觉的制动系统设计与调校.

参考文献:

- [1] 杨维和. 汽车制动真空助力器的工作原理与性能计算[J]. 汽车技术, 1991(10): 8.
YANG Weihe. Working principle and performance calculation of vehicle brake vacuum booster [J]. Automotive Technology, 1991(10): 8.
- [2] 赵凯. 汽车真空助力器的原理及参数计算[J]. 汽车技术, 2001(1): 1.
ZHAO Kai. Principle and parameter calculation of automotive vacuum booster[J]. Automotive Technology, 2001(1): 1.
- [3] WANG Xiaodong, SUN Rui, WEI Linghui. The sealing performance detection study of automobile vacuum booster based on the characteristic curve analysis [C]//2010 International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering. Changchun: Intelligent Information Technology Application Research Association and Changchun University of Technology, 2010: 621-624.
- [4] Jung S P, Jun K J, Park T W, *et al.* Development of the brake system design program for a vehicle[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(1): 45.
- [5] Gerdes J C, Hedrick J K. Brake system modeling for simulation and control[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 1999, 121(3): 496.
- [6] 詹军. 基于 ACC 的制动系统模型研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(5): 76.
ZHAN Jun. Research on model of brake system based on ACC system[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(5): 76.
- [7] Khan Y, Kulkarni P, Youcef-Toumi K. Modelling experimentation and simulation of a brake apply system[C]// American Control Conference 1992. Chicago: IEEE, 1992: 226-230.
- [8] Fisher D K. Brake system component dynamic performance measurement and analysis [C]//International Automobile Safety Conference. Detroit: SAE International, 1970:700373.
- [9] Antanaitis D, Martins D, Monsere P, *et al.* Pneumatic brake apply system response and aero-acoustic performance considerations [J]. SAE International Journal of Passenger Cars—Mechanical Systems, 2009, 1(1):716.
- [10] Sorniotti A. Virtual and experimental analysis of brake assist systems[C]//SAE 2006 World Congress & Exhibition. Detroit: SAE, 2006:2006-01-0477.
- [11] Yamada T, Sawada M. Development and implementation of simulation tool for vehicle brake system[C]//SAE 2001 World Congress. Detroit: SAE, 2001: 2001-01-0034.
- [12] Fortina A, Velardocchia M, Sorniotti A. Braking system components modelling[C]//21st Annual Brake Colloquium & Exhibition. Hollywood: SAE, 2003: 2003-01-3335.
- [13] Day A, Ho H, Hussain K, *et al.* Brake system simulation to predict brake pedal feel in a passenger car [C]//SAE 2009 Brake Colloquium and Exhibition. Tampa: SAE, 2009: 2009-01-3043.
- [14] Sorniotti A, Velardocchia M. Dual rate boosters: analysis, modeling and experimental evaluation of their performance [C]// SAE World Congress & Exhibition. Detroit: SAE, 2007: 2007-01-1020.
- [15] GUAN Hsin, HAO Weituo, ZHAN Jun. A vacuum booster model for brake pedal feeling analysis[J]. Advanced Materials Research, 2012, 622/623: 1248.
- [16] 曹玉平, 阎祥安. 气压传动与控制[M]. 天津:天津大学出版社, 2010.
CAO Yuping, YAN Xiang'an. Pneumatic transmission and control [M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2010.
- [17] 朱冬. 液压系统低压管路瞬态过程研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
ZHU Dong. The research of fluid transients in low pressure hydraulic pipeline [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006.
- [18] 冯斌, 龚国芳, 杨华勇. 液压油弹性模量提高方法与试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 219.
FENG Bin, GONG Guofang, YANG Huayong. Method and experiment for increasing effective fluid bulk modulus in hydraulic systems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 219.