

doi:10.3969/j.issn.1674-0696.2014.01.34

液压减振器液压模型与气穴异响研究

罗天洪¹, 金锐超², 江 礁¹, 胡启国¹, 朱孙科¹

(1. 重庆交通大学 机电与汽车工程学院, 重庆 400074; 2. 重庆交通大学 交通与运输学院, 重庆 400074)

摘要: 为了降低液压减振器气穴异响, 分析了压缩和复原过程中液压油的运动状态和气穴的生成过程, 建立了气穴系数与节流孔直径之间的关系模型, 以及双筒液压减振器的参数模型; 通过 Simulink 对液压减振器压缩和复原过程的仿真分析, 确定了减振器气穴异响与节流孔直径和油液运动黏度的关系。结果表明: 减振器的异响可以通过增加节流阀的有效节流直径和降低油液运动黏度来减轻。

关键词: 减振器; 气穴; 噪音

中图分类号: TH134

文献标志码: A

文章编号: 1674-0696(2014)01-153-04

Hydraulic Model and Cavitations of Hydraulic Buffer

Luo Tianhong¹, Jin Ruichao², Jiang Jiao¹, Hu Qiguo¹, Zhu Sunke¹

(1. School of Mechanical & Automotive Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;

2. School of Traffic & Transportation, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: In order to reduce the noise of cavitations for hydraulic buffer, the generating process of cavitations noise and the hydraulic oil movement in the process of compression and recovery was analyzed. The model relating the relationship between cavitations coefficients and orifice length was established. And parameter model of binocular hydraulic shock absorber was also presented. The compression and recovery process of hydraulic shock absorber was analyzed by Simulink simulation, and the relationship among cavitations noise of the buffer, orifice length and the oil kinematic viscosity was then determined. It is found that oil shock absorber cavitations noise can be reduced by adding the effective orifices diameter of throttle and decreasing the kinematic viscosity of oil.

Key words: shock absorber; cavitations; noise

0 引言

随着汽车工业的不断发展, 对汽车乘坐舒适性和噪声水平的要求不断提高, 汽车噪声的法规和标准越来越严格, 汽车降噪的研究也就越来越广泛和深入。许多原来不被重视的汽车零部件的噪声逐渐突显出来, 成为振动和噪声的主要控制对象^[1]。其中液压减振器的噪声是比较突出的一项, 减振器是车辆悬架中吸收车辆振动能量的阻尼元件, 可以缓和由不平路面所引起的冲击和车身的振动, 提高车辆的行驶平顺性。目前轿车上主要采用双筒液压减振器, 它结构简单但易于引发噪声, 这种噪声降低了汽车的品质, 影响了汽车的销售^[2]。

目前对减振器噪声的研究主要分为节流噪声、结构振动噪声、撞击噪声和气蚀噪声^[3,4]。流体流动

噪声主要来源于减振器工作液通过阀体的流动效应; 结构振动噪声发生在压缩和伸张循环过程中节流阀开启前和关闭后产生的对减振器活塞的冲击引起的异响; 撞击异响发生在减振器活塞运动到上止点或下止点附近时, 在伸张行程与压缩行程的相互切换过程中, 活塞与油液之间会发生撞击而产生异响^[5-6]; 溶于油液中的空气从油液中分离出来, 形成气泡, 大量的气泡破坏了液流的连续性, 气泡流入高压区时急剧破灭引起局部压力冲击和高温, 产生振动和气蚀噪声^[7]。

国内外学者对减振器发声机理做了广泛的研究, 但是减振器噪声的降低尚无有效的控制方法, 因而笔者了从减振器的物理参数出发探究阀孔参数和油液参数对降低减振器噪声的影响。

收稿日期: 2012-11-29; 修订日期: 2013-03-02

基金项目: 重庆市科技攻关项目 (CSTC2009AC6077)

作者简介: 罗天洪 (1975—), 男, 四川乐至人, 教授, 博士, 主要从事产品数字化开发、多领域仿真、虚拟试验方面的研究。E-mail: Tianhong.luo@163.com。

1 气穴产生的机理

通常在减振器油液中溶解着一定量的空气,液压油溶解气体的能力受压力和温度的影响。空气在液压油中的溶解度和液压油的绝对压力成正比。如图1,在压缩过程中活塞向下运动,B腔压力增大,气体的溶解度随之增大,溶解于液压油中的气体增多,当压力达到节流阀的开阀压力时,液压油通过流通阀和压缩阀向A腔和C腔流动,由于溶解了一定量的气体,处于饱和状态的油液流经节流口段,在压力降低到空气分离压(空气分离压与油液的种类、空气溶解度、温度有关)时,油液中的饱和气体析出并以微小的气泡为核心成长为较大的气泡;当液压油经过节流孔时,压力降低到低于液压油的饱和蒸汽压时,液压油便会气化形成大量气泡。从液压油中析出的气体气泡和液压油气化后释放出来的气泡一起混杂在油液中使得原来液流成为不连续状态,把这种现象成为气穴现象^[8]。

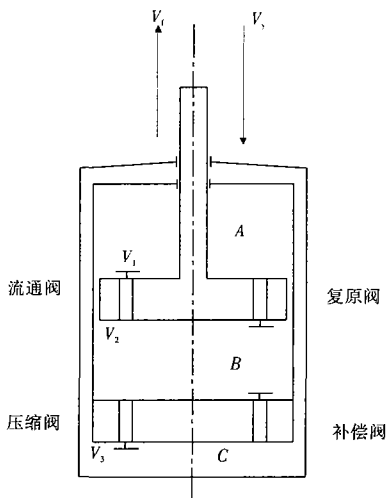


图1 减振器结构原理

Fig.1 Shock absorber structure theory diagram

在复原过程中活塞阀向上运动,A腔的压力变大,原来混入液压油中的气泡便会急剧缩小爆炸引起局部高温高压对活塞、密封件、油缸内壁损害,引起活塞杆的强烈振动和噪音。当压力达到节流阀的开阀压力时油液便会由A腔和C腔向B腔流动,这样反复的循环使气泡不断地产生和破灭。

大量气穴破坏了液流的连续性,造成流量和压力脉动,气泡随油液流入高压区,气泡缩小直至爆炸引起局部压力冲击和高温并产生振动和噪音对附近的工件产生损害,把这种现象称作气蚀。

2 建立减振器的结构参数模型

图2是减振器的结构图。

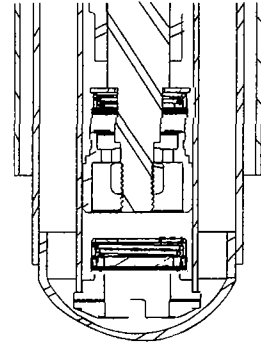


图2 减振器结构

Fig.2 Shock absorber structure diagram

在压缩过程中活塞往下运动,下腔压力增大,油液在压力的作用下经过流通阀和压缩阀向上腔和储油腔运动,上腔油液流量 Q_1 在往上腔运动的过程中先经过活塞缝隙流入上腔,剩下的通过活塞孔再分两路一路通过常通孔流入上腔,一路通过节流常通孔和复原阀流入上腔。下腔油液流量 Q_2 则通过阀座孔流入压缩阀和常通孔,最后进入储油腔。

2.1 建立压缩过程结构参数模型

减振器压缩阀主要有阀座孔,常通节流孔,压缩阀片产生节流阻力。

在压缩行程中活塞向下运动复原阀和压缩法打开,下腔流入上腔的流量为:

$$Q_1 = A_A \cdot V_y \quad (1)$$

$$Q_1 = \frac{\pi d_1^4}{128 \mu_1 l_1} \Delta P_1 \quad (2)$$

$$\Delta P_1 = P_A - P_B \quad (3)$$

下腔流通阀的流量为:

$$Q_2 = (A_B - A_A) V_y \quad (4)$$

$$Q_2 = \frac{\pi d_2^4}{128 \mu_1 l_2} \Delta P_2 \quad (5)$$

$$\Delta P_2 = P_B - P_C \quad (6)$$

则减振器的阻尼力为:

$$F_y = P_B A_B - P_A A_A \quad (7)$$

由式(1)~式(7)联立解得:

$$F_y = \frac{128(A_B - A_A)^2 \mu_1 l_2}{\pi d_2^4} V_y + \frac{128 \mu_1 l_1 A_A^2}{\pi d_1^4} V_y + P_C (A_B - A_A) \quad (8)$$

P_C 为储油缸压力,一般近似于标准大气压,故可以忽略,则阻尼力为:

$$F_y = \frac{128(A_B - A_A)^2 \mu_1 l_2}{\pi d_2^4} V_y + \frac{128 \mu_1 l_1 A_A^2}{\pi d_1^4} V_y \quad (9)$$

式中: μ_1 为油液黏度; A_A, A_B 分别为上腔轴向截面积、下腔轴向截面积; F_y 为压缩过程中的阻尼力; ΔP_1 为上腔和下腔的压力差, ΔP_2 为下腔储油腔压差; P_A, P_B, P_C 分别为上腔、下腔和储油腔压力; l_1, l_2, d_1, d_2 分别为压缩阀和流通阀的节流孔轴向长度

和节流孔直径。

2.2 建立复原过程结构参数模型

2.2.1 复原阀阻尼

复原阀阻尼包括常通孔节流阻尼、节流缝隙节流阻尼、活塞孔节流阻尼。同理根据节流孔的分类他们依次划分为薄壁小孔,圆环平面缝隙和厚壁小孔。

在复原过程中,补偿阀完全打开,油液迅速从储油腔进入下腔,一般近似认为下腔和储油腔的压强相等,储油腔的压力一般认为一个大气压,故油液流经补偿阀的阻尼力忽略不计。

建立复原过程方程如下:

$$F_f = P_A A_A - P_B A_B + F_m \quad (10)$$

$$Q_b = Q_{fh} + Q_{ff} + Q_{fc} = A_A V_f \quad (11)$$

$$\Delta P_1 = P_A - P_B \quad (12)$$

$$P_B = P_C \quad (13)$$

将以上各个方程联立解之得:

$$F_f = \frac{[-B_5 \pm \sqrt{B_5 + 4A_A V_f (B_6 + B_6)}]^2}{4(B_6 + B_6)^2} A_A + P_B A_A - P_B A_B + F_m \quad (14)$$

$$P_3 = \frac{[-B_5 \pm \sqrt{B_5 + 4A_A V_f (B_6 + B_6)}]}{4(B_6 + B_6)^2} \quad (15)$$

$$P_A = \frac{[-B_5 \pm \sqrt{B_5 + 4A_A V_f (B_6 + B_6)}]}{4(B_6 + B_6)^2} + P_B \quad (16)$$

$$B_5 = C_q S_{or} \sqrt{\frac{2_3}{\rho}} \quad (17)$$

$$B_6 = \frac{\pi \delta_f^3}{6\mu_l \ln(r_{bf}/r_{kf})} \quad (18)$$

$$B_7 = \frac{n_h \pi^2 d_h^4}{128\mu_l L_{hc}} \quad (19)$$

式中: Q_{fc} 为通过常通孔的流量; Q_{ff} 为通过节流缝的流量; Q_{fh} 为通过活塞孔的流量; r_{bf} , r_{kf} , δ_f 分别为复原阀节流阀片外半径、内半径、节流开度; Q_b 为补偿阀的流量; d_h 为活塞孔的直径; n_h , L_{hc} 为活塞孔个数和有效总长度; F_f 为复原过程的阻尼力; ΔP_1 为上腔和下腔的压力差; C_q 为流量系数; S_{or} 为常通孔的流通面积。

3 建立影响气穴的参数模型

液压手册^[8]中用气穴系数 $C = (v_1 - v_2)/v_p$ 表征气穴的产生程度。 v_1 表示油液进入阀口时的速度; v_2 表示油液出阀口时的速度; v_p 表示活塞运动的速度。一般气穴系数越小,说明液压阀的抗气穴性能愈好。应该尽量减小 $(v_1 - v_2)$ 的值便可以减少气穴的程度从而降低气蚀对减振器造成的冲击和腐

蚀。

根据能量守恒方程:

$$z_1 + \frac{\Delta P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{\Delta P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (20)$$

变形得:

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2gv_p} = \frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\rho v_p} + \frac{z_2 - z_1}{v_p} + \frac{h_w}{v_p} \quad (21)$$

令 $C_1 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2gv_p}$, $\Delta P_2 - \Delta P_1 = P$, $z_2 - z_1 = z$, 忽略压

头损失 h_w 则得:

$$C = \frac{2g}{v_1 + v_2} C_1 = a C_1 \quad (22)$$

$$C_1 = \frac{P}{\rho v_p} + \frac{z}{v_p} \quad (23)$$

$$a = \frac{g}{(v_1 + v_2)/2} = \frac{g}{v} \quad (24)$$

$v_p = \dot{x}$ 为活塞杆对缸筒的相对速度,以上推导所得结果表明,气穴产生的程度与活塞运动速度成反比关系,与减振器的节流孔节流压力损失有关系,与节流的位势损失有关系。说明了在活塞杆低速运动情况下发生气穴的程度比较明显,所以气穴噪音比较严重。 z 是节流孔的有效长度,在减振器阻尼特性不变的情况下改变节流孔的长度可以减少气穴系。为了在不影响减振器总体阻尼特性的情况下降低减振器的气穴系数达到降低气穴噪音。以8个活塞孔的单独孔为研究对象,在保证满足阻尼特性的情况下,令 Q_{yh} 不变,忽略其他节流孔的影响。

将 $P_1 = \frac{128\mu_l L_{hc} Q_{yh}}{n_h \pi^2 d_h^4}$, $L_{hc} = l$, 带入 C 得:

$$C = \frac{128a\mu_l l Q_{yh}}{n_h \pi^2 d_h^4 \rho v_p} + \frac{1}{v_p} \quad (25)$$

根据孔的定义设 $l/d = b > 4$ 保证活塞孔是细长孔的性质不变,令 $l = bd$, b 为常数,将 l 带入式(25)并整理得:

$$C = \frac{k_1 v_{yd}}{d^3} + k_2 d \quad (26)$$

式中: $v_{yd} = \frac{\mu_l}{\rho}$ 为运动黏度; $k_1 = \frac{128Q_{yh} ab}{n_h \pi^2 v_p}$; $k_2 = \frac{b}{v_p}$ 。

4 影响气穴的参数分析

由式 $C = k_1 v_{yd}/d^3 + k_2 d$ 画出气穴系数和活塞阀孔直径、运动黏度之间的关系如图4。从图中可以看出,在孔径从1 mm增加到2 mm,气穴系数是逐渐降低的,当孔径为2 mm时气穴系数接近于20。故可以通过增加节流孔直径达到降低气穴系数的目的。从图中还可以看出气穴系数随运动黏度的减小而减小,故还可以通过降低运动黏度达到降低气穴系数的目的。

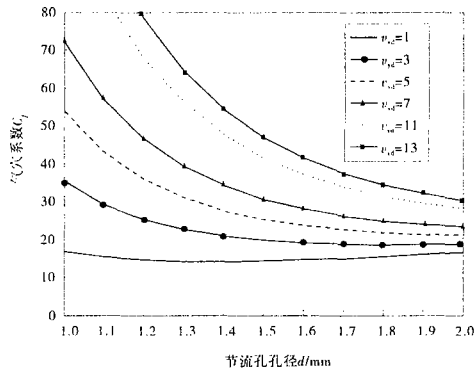


图4 减振器活塞孔气穴系数-孔径-运动黏度之间的关系

Fig.4 The relationship of damper piston among orifices sectional, cavitations coefficient and kinematic viscosity

动力黏度的变化对气穴系数有明显的影 响,然而也对减振器的阻尼特性有一定的影响,在压缩过程中阻尼力:

$$F_y = \frac{128(A_B - A_A)^2 \mu_1 l_2}{\pi d_2^4} v_y + \frac{128 \mu_1 l_1 A_A^2}{\pi d_1^4} v_y \quad (27)$$

由式(27)可以看出动力黏度的增大压缩阻尼力增大,假定其他因素不变化,动力黏度与阻尼力为 正比例关系,与节流阀的孔径有非线性关系。

在复原过程中阻尼力为:

$$F_f = \frac{[-B_5 \pm \sqrt{B_5^2 + 4A_A v_f (B_6 + B_7)}]^2}{4(B_6 + B_7)^2} A_A +$$

$$P_B A_A - P_B A_B + F_m \quad (28)$$

式中: B_5, B_6, B_7 均为动力黏度和节流阀孔径的函 数。

由式(28)可以看出在复原过程中复原阻尼力 与动力黏度和节流阀孔径有复杂的函数关系,因此 在调整气穴系数的同时要考虑减振器液压系统优化 调节,使得气穴影响、阻尼特性都能达到最优。

可以将气穴系数 C, F_y, F_f 做为目标函数,将节 流孔径、油液动力黏度、活塞运动速度做状态变量, 求目标函数最优的状态变量值。

5 结 论

减振器的气穴现象是减振器噪音的重要来源, 减振器的气穴系数是衡量减振器气穴产生程度的一个 指标,通过研究,气穴系数和阀孔的长度有一定的 关系,和阀孔的孔径有着曲线关系,和减震器油液的 运动黏度系数有关系。

1)通过降低油液运动黏度能有效降低气穴系

数。

2)通过增加节流孔直径的途径来降低气穴系数 从而减轻气穴噪音的产生。

3)孔径和油液动力黏度均与减振器的阻尼特性 由复杂的函数关系,在考虑通过改变油液动力黏度 和节流阀孔径改变气穴影响时应将减振器液压系统 同时作为考虑对象系统优化求出最优解。

参考文献 (References):

- [1] 张立军,余卓平,靳晓雄. 减振器异常噪声的试验研究与分析 [J]. 振动冲击,2002,21(1):33-38.
Zhang Lijun, Yu Zhuoping, Jin Xiaoxiong. Experimental research and analysis of abnormal noise damper [J]. Vibration and Shock, 2002, 21(1):33-38.
- [2] 舒红宇,熊木权. 车辆减振器噪声诊断的双谱分析法[J]. 重庆 大学学报,2005,28(3):1-3.
Shu Hongyu, Xiong Muquan. Bispectrum analysis method of vehicle shock absorber noise diagnosis [J]. Journal of Chongqing University, 2005, 28(3):1-3.
- [3] 刘建勇,顾亮. 双筒式液力减振器空程性畸变的理论分析[J]. 机械设计与研究,2009,25(5):24-30.
Liu Jianyong, Gu Liang. Analysis of twin-tube hydraulic shock absorber travel distortion theory [J]. Journal of Machine Design and Research, 2009, 25(5):24-30.
- [4] 王盛学,李著信,陈鑫. 油液减振器空程异响发生的过程研究 [J]. 机床与液压,2011,39(1):34-39.
Wang Shengxue, Li Zhuxin, Chen Xin. The study of course of idle stroke abnormal noise of oil shock absorber [J]. Machine tool & Hydraulics, 2011, 39(1):34-39.
- [5] 么鸣涛,顾亮,管继富. 双筒式减振器异响试验分析[J]. 工程设 计学报,2010,17(3):229-235.
Mo Mingtao, Gu Liang, Guan Jifu. Study on abnormal noise of vehicular twin-tube shock absorber [J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(3):229-235.
- [6] Lee C T, Moon B Y. Study on the damping performance characteristics analysis of shock absorber of vehicle by considering fluid force [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2005, 19(2): 520-528.
- [7] 周长城. 汽车液压筒式减振器设计及理论[M]. 北京:北京大 学出版社,2012:110-116.
Zhou Changcheng. Vehicle Hydraulic Shock Absorber Design and Theory [M]. Beijing: Peking University Press, 2012:110-116.
- [8] 雷天觉,杨尔庄,李寿刚. 新编液压工程手册[M]. 北京:北京理 工大学出版社,1998:11-43.
Lei Tianjue, Yang Erzhuang, Li Shougang. The New Hydraulic Engineering Handbook [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1998:11-43.