

带有环形阀片的阻尼阀可靠性研究¹⁾

陈轶杰^{*,†,2)} 杨占华^{*} 雷强顺^{*} 王亚军^{*} 宁 丹^{*}

^{*}(中国北方车辆研究所底盘部件技术部, 北京 100072) [†](北京理工大学机械与车辆工程学院, 北京 100081)

摘要 针对跑车试验时油气弹簧中节流阀片受冲击失效的现象, 提出了研究阻尼阀水击压强的必要性, 建立了带有环环节流阀片的阻尼阀物理模型. 运用水击理论及解偏微分方程的特征线法, 创造性地对给定阻尼阀结构进行了水击建模计算. 编程分析节流阀片失效的原因, 系统研究了常通孔结构参数变化对阻尼阀所受瞬态冲击及其阻力值的影响规律, 提出需从屈服和疲劳强度两个方面入手对阀门可靠性进行校核, 并给出计算实例, 完善了现有阀系设计的算法. 所得结论可以作为可靠性研究的参考, 同时避免了阀片断裂的再次发生.

关键词 油气弹簧, 节流阀片, 阻尼阀, 水击模型, 常通孔

中图分类号: TH703.63 文献标识码: A 文章编号: 0459-1879(2009)05-0815-06

引 言

人们对油气弹簧的评价主要体现在性能和使用寿命两个方面, 性能通常是指力学特性, 包括阻尼特性和弹性特性; 使用寿命则主要包括悬挂缸零部件抗冲击的可靠性等. 现有技术中, 国内学者在产品力学性能方面的研究居多, 而在使用寿命方面的理论探讨还很匮乏, 相关报道和成果也较少^[1,2].

实践表明, 车辆在随机路面行驶时, 减振装置经常受到来自地面的冲击激励, 突然变化的负载将导致悬挂缸内油液运动速度的瞬时改变, 进而影响阻尼阀启闭状态的突然变化, 变化速度越快, 瞬时升降的压强就越大, 人们把这种液流的不稳定现象称为水击现象, 交替升降的压强称为水击压强^[3]. 由于阻尼阀所处工作环境相对恶劣, 且易受到频繁的交变冲击, 所以研究如何减小冲击力值及其交变次数对提高阻尼阀的疲劳强度具有重要价值.

水击压强与油液速度变化率及流动质量和动量的大小有关, 若阻尼阀频繁受到较大水击压强的作用, 会严重影响其使用寿命. 图 1 即为前期跑车试验时油气弹簧内部节流阀片受冲击疲劳断裂的照片, 阀门的失效将使整个系统无法正常工作, 所以研究减振装置水击力对阻尼阀的影响就显得尤为必要. 虽然水击现象在液压传动过程中很难完全避免, 但通过研究它的规律以及相关影响因素, 将水击压强

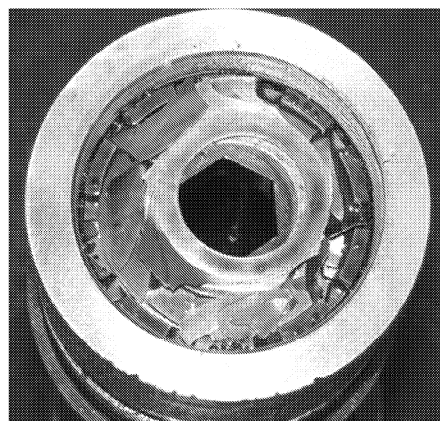


图 1 油气弹簧节流阀片断裂

Fig.1 The break of throttle slice

降低到产品可以承受的范围, 就能够有效提高阻尼阀乃至整个系统的可靠性.

基于上述情况, 本文将水击理论创造性地应用到小型液压件中, 并针对自主研发的带有节流阀片的油气弹簧阻尼阀结构形式, 建立了非瞬时启闭水击数学模型, 同时开展了零部件可靠性的分析和研究工作.

1 阻尼阀结构简图

图 2 为自主研发油气弹簧阻尼阀的结构简图, 节流阀片装配在活塞端部内, 通过变形后与活塞内

2008-09-08 收到第 1 稿, 2009-04-08 收到修改稿.

1) 武器装备部预研资助项目 (623010202.4).

2) E-mail: chenijie1206@yahoo.cn

壁形成的环形缝隙对油液节流,使两侧油腔产生不同的压强.图中油腔1为活塞顶端的缸筒油室,油腔2为活塞杆与缸筒之间包围的油室;直通过油孔为活塞上周向均布的装配孔,环形过油孔的设计主要是为了给阀片提供足够的变形空间.

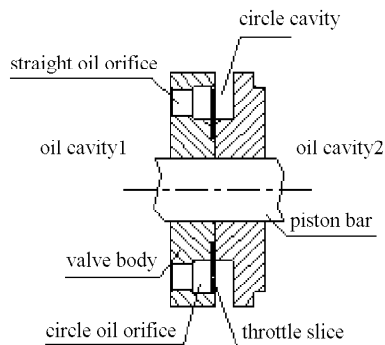


图 2 油气弹簧阻尼阀的模型简图

Fig.2 The model of throttle-valve

2 阻尼阀水击计算

由图 2 所示,当减振装置受到冲击,节流阀片出现瞬时变形时,与节流阀片相邻的部分油液速度发生突变,该处油液的压强出现大幅上升或下降,压强的变化逐次传递给过油孔中的油液,形成水击波;水击波到达油腔后,由于直通过油孔口处两端压强不等,将产生反向水击波向阀门处传递,与阀门碰撞后再次折回,就这样周而复始地进行下去.但是在实际情况中,管路的沿程和局部阻力损失会消耗掉一部分水击能量;另外,阀片在受到冲击后的变形都是需要一定时间的,瞬间启闭的极限状态不会出现.

为便于分析,设瞬态冲击后阀门按线性规律关闭,如图 3 所示,则环形缝隙总宽度的表达式为

$$\delta = \delta_g + \Delta\delta(t) \quad (1)$$

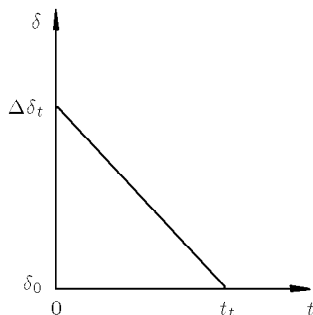


图 3 节流阀片关闭曲线

Fig.3 Closed curve of throttle slice

式中 δ_g 为固定缝隙宽度, $\Delta\delta$ 为阀片变形后的动态缝隙宽度.

推导动态缝隙宽度随时间变化的方程

$$\Delta\delta(t) = -\frac{\Delta\delta_{\max}}{t_t}(t - t_t) \quad (2)$$

式中 $\Delta\delta_{\max}$ 为最大动态缝隙宽度.

由阻尼阀结构推导最大动态缝隙宽度表达式如下

$$\Delta\delta_{\max} = (r_b - r_a) - \sqrt{(r_b - r_a)^2 - w_{\max}^2} \quad (3)$$

联立式 (1)~(3) 并整理得

$$\delta = \delta_g - \frac{(r_b - r_a) - \sqrt{(r_b - r_a)^2 - w_{\max}^2}}{t_t}(t - t_t) \quad (4)$$

求解缝隙总宽度随时间的变化速率

$$\left| \frac{d\delta}{dt} \right| = \frac{(r_b - r_a) - \sqrt{(r_b - r_a)^2 - w_{\max}^2}}{t_t} \quad (5)$$

不难看出,缝隙宽度变化速率随阀片外边缘变形量的增加呈上升趋势,即阀片挠曲变形越大,动态缝隙宽度也越大,阀门关闭的速度就越快,作用在阀门附近油液微元段上的瞬时压缩力会随之增加,进而产生更大的水击压强.基于上述分析,若车辆受到来自地面的瞬态冲击力,节流阀片从最大开阀点恢复到关闭状态,所产生的水击压强应该是系统工作过程中最大的.以此为依据,若能确保阀片受最大水击压强交变作用时产生的应力小于材料的许用疲劳强度,就能有效减少因为液压冲击导致阀片断裂失效现象的发生.

由于水击现象是一种特殊的非恒定流,所以阻尼阀水击的数学模型主要是在非恒定流微分方程组的基础上,进行具体化处理后推导出来的.下面直接给出水击基本微分方程组^[4,5]

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial s} + \rho \frac{\partial V}{\partial t} + \rho V \frac{\partial V}{\partial s} + \rho \frac{\lambda V |V|}{2D} &= 0 \\ V \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\partial p}{\partial t} + \rho g V \sin \theta + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial s} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 p 为水击压强, V 为过油孔油液的平均速度, ρ 为油液密度, a 为水击波速, θ 为减振装置轴线与水平线的夹角, t 为水击波传递时间, $s = at$, λ 为过油孔中沿程压力损失, g 为重力加速度, D 为过油孔等效直径.

按解偏微分方程组的特征线法^[6]列写水击压强和水击速度的差分方程组

$$\left. \begin{aligned} C^- p_i^j - p_{i+1}^{j-1} - \rho a V_i^j + \rho V_{i+1}^{j-1} \cdot \\ \left(a + g \Delta t \sin \theta - \frac{\lambda \Delta s}{2D} |V_{i+1}^{j-1}| \right) &= 0 \\ C^+ p_i^j - p_{i-1}^{j-1} + \rho a V_i^j - \rho V_{i-1}^{j-1} \cdot \\ \left(a - g \Delta t \sin \theta - \frac{\lambda \Delta s}{2D} |V_{i-1}^{j-1}| \right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

下标 $i = 2, \dots, m-1$ 代表过油孔断面位置, 上标 $j = 2, \dots, N$ 代表时间步, C^+ 代表顺波特征方程, C^- 代表逆波特征方程。

由式 (7) 中的逆波方程 C^- 以及上述给定压强边界条件可以确定直通过油孔左端面速度表达式

$$V_{1s}^j = \left[p_A - p_{2s}^{j-1} + \rho V_{2s}^{j-1} \left(a + g \Delta t \sin \theta - \frac{\lambda \Delta s}{2D} |V_{2s}^{j-1}| \right) \right] / \rho a \quad (8)$$

由缝隙流量公式推导出节流阀片非瞬时关闭时环形过油孔的速度变化

$$V_{mx}^j = \frac{\pi \Delta p W^3}{6 \mu \ln(r_b/r_a) A_x} \quad (9)$$

式中 A_x 为环形过油孔面积。

阀门处非瞬时关闭的水击压强表达式

$$\begin{aligned} p_{mx}^j &= p_{mx-1}^{j-1} + \rho V_{mx-1}^{j-1} \cdot \\ &\left(a - g \Delta t \sin \theta - \frac{\lambda \Delta s}{2D} |V_{mx-1}^{j-1}| \right) - \rho a V_{mx}^j \end{aligned} \quad (10)$$

由方程组 (7) 可以解出过油孔水击压强和油液流动速度表达式

$$\begin{aligned} p_i^j &= \frac{1}{2} \left[p_{i-1}^{j-1} + p_{i+1}^{j-1} - \rho a (V_{i+1}^{j-1} - V_{i-1}^{j-1}) - \right. \\ &\left. \rho g \Delta t \sin \theta (V_{i+1}^{j-1} + V_{i-1}^{j-1}) + \right. \\ &\left. \frac{\rho \lambda \Delta s}{2D} (V_{i+1}^{j-1} |V_{i+1}^{j-1}| - V_{i-1}^{j-1} |V_{i-1}^{j-1}|) \right] \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} V_i^j &= \frac{1}{2a} \left[\frac{p_{i-1}^{j-1}}{\rho} - \frac{p_{i+1}^{j-1}}{\rho} + a (V_{i-1}^{j-1} + V_{i+1}^{j-1}) - \right. \\ &\left. g \Delta t \sin \theta (V_{i-1}^{j-1} - V_{i+1}^{j-1}) - \right. \\ &\left. \frac{\lambda \Delta s}{2D} (V_{i+1}^{j-1} |V_{i+1}^{j-1}| + V_{i-1}^{j-1} |V_{i-1}^{j-1}|) \right] \end{aligned} \quad (12)$$

相关参数取值如下: $\theta = \pi/2$, 直通过油孔长度 $L_s = 7 \text{ mm}$, 直径 $D_s = 10 \text{ mm}$, 周向均布总数 $n = 6$, 环形过油孔长度 $L_x = 8 \text{ mm}$, 内径 $D_{xn} = 55 \text{ mm}$, $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$, $a = 1100 \text{ m/s}$, $\delta_g = 0.015 \text{ mm}$, 油

液通过阻尼阀的初始速度 $V_0 = 1 \text{ m/s}$, $r_a = 27.5 \text{ mm}$, $r_b = 40 \text{ mm}$, $t_t = 1.9 \times 10^{-4} \text{ s}$, $\mu = 8.9 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ 。

分析阻尼阀相关参数变化对单只阀片所受水击压强的影响规律, 仿真结果如图 4~图 6 所示。

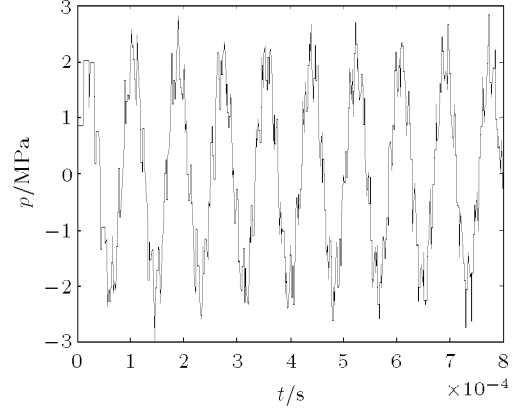


图 4 阀门瞬时关闭的水击压强

Fig.4 Water hammer pressure when valve closed instant

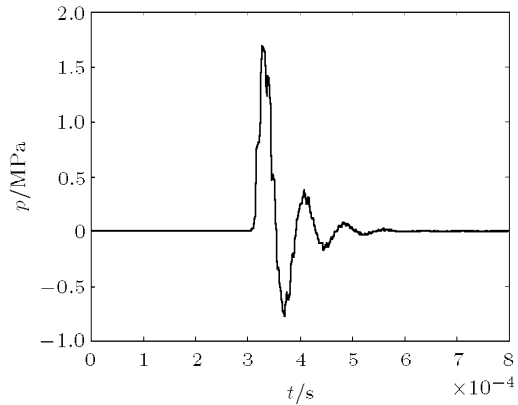


图 5 固定缝隙为 0.005 mm 时的水击压强

Fig.5 Water hammer pressure when aperture is 0.005 mm

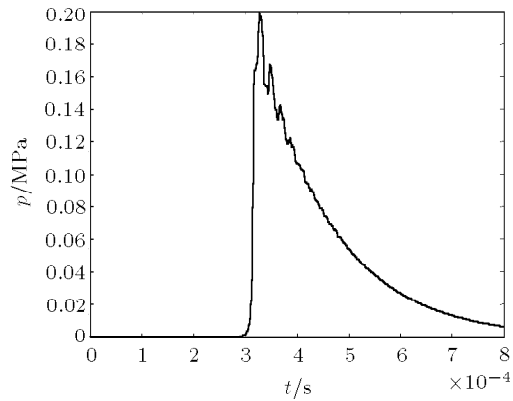


图 6 固定缝隙为 0.015 mm 时的水击压强

Fig.6 Water hammer pressure when aperture is 0.015 mm

在理想状态下, 设阀片受冲击后瞬时关闭, 且固定缝隙宽度 $\delta_g = 0$, 此时阀门处油液速度 $V_{h,m}^j = 0$, 水击压强随时间的变化曲线如图 4 所示, 与非瞬时关闭情况下固定缝隙宽度分别为 $\delta_0 = 0.005\text{ mm}$, 0.015 mm 时的曲线图 5 和图 6 对比可以看出, 随着固定缝隙宽度的增大, 更多的油液将从此处泄流, 避免了直接与阀门发生撞击的现象, 从而使阀门附近水击压强绝对值和水击波振荡周期数量都在迅速减小, 当缝隙尺寸大到一定程度时, 就会出现类似于“过阻尼”形状的衰减曲线, 即系统在某一冲击载荷下阀片不再受到水击压强的反复作用, 这对提高其可靠性具有积极意义. 不同固定缝隙宽度的单只阀片所受最大水击压强值如表 1 所示. 针对上述结论容易推理, 在阀片或阻尼阀核心部件处增设固定面积的节流通道的, 比如应用较普遍的常通孔, 可以大幅减小水击现象给阻尼阀带来的负面影响.

表 1 不同固定缝隙宽度下最大水击压强

Table 1 Maximum water hammer pressure in different aperture width

δ_g / mm	0	0.005	0.015
$p_{\max} / \text{MPa}$	2.84	1.70	0.20

注: $p_{\max}$ 为单只阀片所受最大水击压强.
Note: $p_{\max}$ is the maximum water hammer pressure of the single slice.

3 固定节流通对系统阻尼特性的影响

以在阀门处设置常通孔为例分析其对系统阻力值的影响.

针对阻尼阀的一般结构给出流量等效示意图 7, 并有如下关系式

$Q = Q_p + Q_g$

$Q_g = Q_y + Q_c$

$\Delta p = \Delta p_p = \Delta p_y + \Delta p_g$

$\Delta p_y = \Delta p_c$

}

(13)

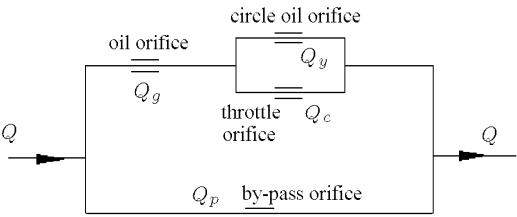


图 7 阻尼阀流量等效示意图

Fig.7 Equivalent flow of damping valve

式中 Q 为阻尼阀总流量, Q_g 为过油孔流量, Q_p 为流经旁通孔的流量, Q_y 为节流阀片开阀后的变形缝隙流量, Q_c 为阀片处常通孔流量, Δp 为阻尼阀的总压差, Δp_y 为变形缝隙压差, Δp_p 为旁通孔压差, Δp_c 为常通孔压差, Δp_g 为过油孔所产生的局部阻力损失.

减振装置开阀前, 阀片处于未变形状态, 油液的低速流动使过油孔节流损失可忽略不计, 为推导常通孔和旁通孔的结构参数关系, 根据上述方程组, 列写流量表达式

$A_u V_{d1} = Q_p(\Delta p_1, A_p) + Q_c(\Delta p_1, A_c)$

(14)

式中 Δp_1 为开阀点压差, V_{d1} 为开阀点速度.

由小孔节流公式展开推导旁通孔面积表达式如下

$A_p = \frac{1}{C_p} \left(A_u V_{d1} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p_1}} - C_c A_c \right)$

(15)

式中 C_p 为旁通孔流量系数, C_c 为常通孔流量系数, A_p 为旁通孔总面积, A_c 为常通孔总面积.

按上述思路还可设计不同形式节流通道的结构参数. 若为减小阀门所受水击压强, 在调整常通孔尺寸 A_c 的同时, 根据式 (12) 相应改变旁通孔面积 A_p , 则减振装置流量和压差的函数关系不会发生变化, 即开阀点处阻尼特性不变.

另外环形过油孔处的速度表达式变为

$V_{mx}^j = \frac{1}{A_x} \left[\frac{\pi \Delta p W^3}{6\mu \ln(r_b/r_a)} + C_q A_{c1} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \right]$

(16)

4 可靠性实例分析

仍以图 7 的流量等效关系为例, 设减振装置开阀点速度为 $V_{d1} = 0.3\text{ m/s}$, 阻力值为 $F_{d1} = 2.5\text{ kN}$, 最大开阀点速度为 $V_{d2} = 1\text{ m/s}$, 阻力值为 $F_{d2} = 4.5\text{ kN}$. 阻尼阀核心部件由 7 片厚为 0.3 mm 的节流阀片组成, 材料屈服应力为 $\sigma_s = 1375\text{ MPa}$, 疲劳极限 $\sigma_{-1} = 400\text{ MPa}$, 安全系数取 $k_\sigma = 1.25$, 旁通孔流量系数按厚壁孔口出流取值 $C_p = 0.82$, 常通孔流量系数按薄壁孔口出流取值 $C_c = 0.62$.

首先通过等效厚度理论公式计算在最大开阀点阻力值作用下单只阀片所受应力为 $\sigma_{\max d} = 783\text{ MPa} < [\sigma] = \sigma_s/k_\sigma = 1100\text{ MPa}$, 即阀片组处于最大变形状态时的应力值在材料许用屈服强度范围内, 证明阻尼阀结构合理.

另外, 为避免阀片频繁受水击压强交变作用出现疲劳失效的情况, 计算在许用疲劳强度为 $[\sigma_{-1}] = \sigma_{-1}/k_{\sigma} = 320 \text{ MPa}$ 时, 单只阀片所能承受的最大水击压强为 $p_{\max} = 0.05 \text{ MPa}$, 建立阻尼阀水击模型, 求出此时常通孔面积为 $A_c = 6 \text{ mm}^2$, 将相关参数代入式 (15) 求解对应的旁通孔面积为 $A_p = 53 \text{ mm}^2$ 。

由上述分析可以判断, 若 $A_c \geq 6 \text{ mm}^2$ 且 $A_p \leq 53 \text{ mm}^2$, 就能够确保阀片在受最大水击压强交变作用时产生的应力值处在许用疲劳强度范围内, 从而提高其抗冲击断裂失效的可靠性。

从跑车试验来看, 在节流阀片处加设固定节流通道, 车辆又行驶了 8000 余公里, 环形阀片没有再出现疲劳断裂的现象, 从而使油气弹簧达到了预期的可靠性指标。

5 结 论

(1) 针对跑车试验时出现的油气弹簧节流阀片断裂失效现象, 给出了阻尼阀模型简图。

(2) 针对阻尼阀结构形式, 以串联过油通道为研究对象, 运用特征线法求解水击偏微分方程组, 给出差分特征方程, 并推导了管路中水击压强和油液速度的表达式以及相应的边界条件。

(3) 通过阻尼阀水击计算分析得出, 在阀片处设置固定节流通道的可以减少阀片所受水击压强的振荡次数; 另外, 阀片处常通孔面积越大, 节流阀片所受到的最大水击压强越小, 能够有效降低液压冲击对阻尼阀可靠性的负面影响。

(4) 给出一般阻尼阀结构的流量等效示意图, 推导常通孔和旁通孔之间尺寸参数的对应关系, 保证系统阻尼特性不会因为减小水击力所采取的措施而

发生变化, 最后通过实例对节流阀片可靠性进行分析, 给出了确定阀门处常通孔尺寸的方法, 为阻尼阀设计提供了依据, 提高了节流阀片的使用寿命, 避免了阀片受瞬态冲击发生断裂失效的现象, 验证了阻尼阀结构参数的可行性。

参 考 文 献

- 1 陈铁杰, 顾亮, 管继富. 油气弹簧缝隙节流与数学模型研究. 北京理工大学学报, 2008, 5: 388~391 (Chen Yijie, Gu Liang, Guan Jifu. Research on the mathematical model and analysis the throttle aperture of hydro-pneumatic spring. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2008, 5: 388~391 (in Chinese))
- 2 陈铁杰, 顾亮. 油气弹簧阀片大挠曲变形分析与试验研究. 吉林大学学报 (工学版), 2009, 2: 388~392 (Chen Yijie, Gu Liang. Experiment and analysis the large deflection of throttle slice of hydro-pneumatic spring. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2009, 2: 388~392 (in Chinese))
- 3 王树人. 水击理论与水击计算. 北京: 清华大学出版社, 1981. 223~230 (Wang Shuren. *The Water Hammer Theory and Calculating*. Beijing: Tsinghua University Press, 1981. 223~230 (in Chinese))
- 4 陆金甫, 关治. 偏微分方程的数值解法. 北京: 清华大学出版社, 1987. 40~80 (Lu Jinpu, Guan Zhi. *The Numerical Solution of Partial Differential Equation*. Beijing: Tsinghua University Press, 1987. 40~80 (in Chinese))
- 5 Yamane K, Matsuda S, Kasuda T. Multiple water jetting system by means of water hammer. *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 2005, 71(702): 504~511 (in Japanese)
- 6 Kaliatka A, Uspuras E. Uncertainty and sensitivity analysis of parameters affecting water hammer pressure wave behavior. *Kerntechnik*, 2006, 71(5): 270~278

(责任编辑: 刘希国)

RESEARCH ON THE RELIABILITY OF DAMPING VALVE WITH ANNULAR SLICE¹⁾

Chen Yijie^{*,†,2)} Yang Zhanhua^{*} Lei Qiangshun^{*} Wang Yajun^{*} Ning Dan^{*}

^{*}(*Department of Chassis Components Technology, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China*)

[†](*School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China*)

Abstract Water hammer pressure of throttle valve is presented based on the invalidation of throttle slice in hydro-pneumatic spring during the field tests. The physical model of throttle valve with annular slice is built. The water hammer calculation of damping valve is performed by using the water hammer theory and the solving method of latent line for the partial differential equations. The invalidation reasons of throttle slice are analyzed through numerical simulation. The influences of throttle orifice structure on water hammer and damping force of throttle valve are also researched. The method of valve reliability is evaluated from yield and fatigue and the calculation example is carried out. The obtained results can provide reference for the throttle valve reliability in order to avoid the break of the throttle slice.

Key words hydro-pneumatic spring, throttle slice, damping valve, water hammer model, throttle orifice

Received 8 September 2008, revised 8 April 2009.

1) The project supported by the Ministerial Level Advanced Research Foundation (623010202.4).

2) E-mail: chenijie1206@yahoo.cn