

减振器节流阀片拆分为多片叠加的设计方法

周长城^{1,2}, 顾亮²

(1. 山东理工大学交通与车辆工程学院, 淄博 255049; 2. 北京理工大学机械与车辆工程学院, 北京 100081)

摘要: 该文通过节流阀片力学模型建立了节流阀片弯曲变形微分方程, 对节流阀片弯曲变形的研究, 得到了弯曲变形系数、弯曲变形计算公式和当量厚度计算公式。研究了叠加阀片所受最大应力与当量厚度阀片所受最大应力之间的关系, 得到叠加阀片的应力系数和厚度系数。利用当量厚度计算公式和叠加阀片应力系数、厚度系数, 给出了设计厚度阀片拆分为 n 片的原则。并对叠加阀片应力进行了仿真研究和叠加阀片减振器的阻尼特性试验。结果表明, 叠加节流阀片的拆分设计计算方法是准确有效的。

关键词: 减振器; 节流阀片; 设计

中图分类号: TH703.63

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2006)11-0121-05

周长城, 顾亮. 减振器节流阀片拆分为多片叠加的设计方法[J]. 农业工程学报, 2006, 22(11): 121-125.

Zhou Changcheng, Gu Liang. Method for design of superposition throttle-slice of damper[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(11): 121-125. (in Chinese with English abstract)

0 引言

现今人们也在研究开发其它原理^[1-3]的减振器, 例如, 磁流变减振器和电流变减振器, 但这些减振器结构复杂、成本高, 而筒式减振器结构简单, 安全可靠, 在很多车辆上已得到了广泛使用^[4,5]。

筒式减振器节流阀片是影响减振器阻尼特性的关键零件, 其中, 节流阀片的厚度 h 和常通节流孔的大小, 对筒式减振器的阻尼特性有重要影响。实际减振器节流阀片, 通常不是单片, 而是由 n 片相同或不同厚度的节流阀片叠加起来, 保证减振器的阻尼特性。目前, 国内外学者对叠加阀片进行的研究^[6], 多是利用有限元分析软件, 对叠加阀片的弯曲变形进行数值计算, 得到叠加阀片定性结论, 例如, 叠加阀片的有效厚度不等于叠加阀片厚度之和, 叠加阀片与顺序无关。减振器叠加阀片的厚度和片数, 大都是经过多次试验、修改, 最后确定的参数。然而, 减振器节流阀片设计得到的是单片厚度, 如果取单片设计阀片, 当减振器达到一定速度时, 节流阀片应力将超出应力强度。那么将设计厚度的单片阀片拆分为 n 片节流阀片, 并且保证拆分后的 n 片节流阀片叠加后的当量厚度与单片的厚度相同, 减振器的性能保持与设计的单片阀片的性能不变, 同时降低各阀片上的应力, 将是减振器设计所面临的实际问题。鉴于目前叠加阀片的研究现状和实际减振器设计、生产、加工的需要, 本文基于阀片变形解析计算, 对多片叠加节流阀片的当量厚度、最大应力、拆分设计方法以及对减振器速度特性的影响进行了研究。

1 单片节流阀片拆分多片叠加的优点

减振器节流阀片大都是将单片设计阀片拆分多片叠加阀片。单片设计阀片拆分多片叠加阀片不是线性拆分。叠加阀片当量厚度需要保持与单片设计阀片厚度相等, 减振器特性保持不变。叠加阀片与单片设计厚度阀片相比具有以下优点^[7]:

- 1) 多片叠加阀片叠加可以达到与单片设计厚度阀片起到相同的作用。
- 2) 降低弯曲应力, 改善阀片受力状态, 提高应力强度和寿命, 增加可靠性。
- 3) 采用叠加阀片, 可使节流阀片厚度规格标准化, 便于加工和批量生产, 降低价格。
- 4) 当减振器要求特性改变时, 可利用叠加阀片满足特性要求。通过叠加阀片可及时满足减振器不同特性的设计要求。

2 节流阀环形节流阀片弯曲变形

2.1 节流阀片弯曲变形方程

如图 1 所示, 环形弹性节流阀片中间是固定约束, 有效内圆半径为 r_a (考虑安装的尺寸), 外圆半径为 r_b , 阀片厚度为 h , 所受压力为 q , 在半径 r 处的弯曲变形量为 f_r 。

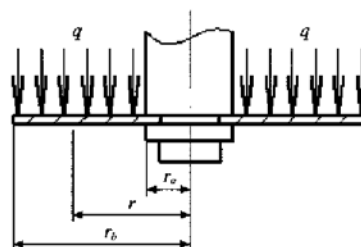


图 1 弹性阀片力学模型

Fig. 1 Mechanic model of elastic throttle-slice

收稿日期: 2005-12-31 修订日期: 2006-06-06

基金项目: 武器装备预研基金项目(51404040104BQ01); 全国优秀 100 篇博士论文育苗及奖励基金(010003)

作者简介: 周长城(1963-), 男, 山东泰安人, 教授, 博士, 主要研究振动与噪声控制, 车辆悬架理论及设计。淄博 山东理工大学交通与车辆工程学院, 255049。Email: greatwall@sdu.edu.cn

由于结构和载荷都是绕 z 轴对称, 根据弹性力学可以得到弹性变形曲面的微分方程^[8-13]

$$D\left(\frac{d}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr}\right)\left(\frac{d^2 f_r}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{df_r}{dr}\right) = q \quad (1)$$

式中 $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu)}$; r ——极径, $r \in [r_a, r_b]$; f_r ——在极径 r 处的弯曲变形量; E ——阀片的弹性模量; μ ——弹性阀片泊松比。

微分方程(1)的通解为

$$f_r = C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4 + f_r^* \quad (2)$$

式中 $C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4$ ——奇次微分方程的通解; f_r^* ——微分方程的特解。通解中 4 个常数 C_1, C_2, C_3 和 C_4 可由弹性阀片的边界条件确定。利用环节流阀片的边界条件, 可以确定出弯曲变形方程解的系数, 从而可以得到节流阀片在半径 r 处的弯曲变形量 f_r 。

2.2 弹性节流阀片弯曲变形系数^[13]

弯曲变形微分方程的解非常麻烦, 解的结构也十分复杂, 难以满足对节流阀片进行实际分析计算的要求, 因此, 必须对节流阀片的弯曲变形的解, 进行恒等变形, 以便满足实际计算分析的要求。

通过对方程的解进行分析发现, 解的各项系数都含有一个共同因子 q/h^3 , 因此对阀片的弯曲变形方程的解进行恒等变形, 将方程解的各项都化为关于 q/h^3 的表达式, 将阀片材料系数 E , 阀片的内径 r_a , 阀片的外径 r_b , 以及需要计算弯曲变形的位半径 r , 都归到一个常数项系数 G_r , 称为弯曲变形系数, 因此, 阀片在半径 r 处的变形量 f_r 可表达为

$$f_r = G_r q/h^3 \quad (3)$$

弯曲变形系数 G_r (G_r 是作者英文名字 Greatwall 的缩写, 也叫长城系数) 与节流阀片材料有关, 不同弹性模量的阀片其弯曲变形系数 G_r 不同; 变形系数 G_r 与阀片的内径 r_a 和外径 r_b 有关, 如果求半径 $G_r \in [r_a, r_b]$ 处的变形, 则在 r 处的弯曲变形系数 G_r 还与所求变形处的位半径 r 有关。弯曲变形系数 G_r 随半径 r 的变化曲线, 如图 2 所示。

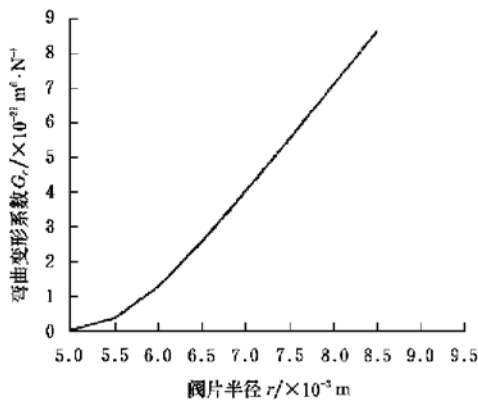


图 2 节流阀片弯曲变形系数 G_r 与半径 r 的关系曲线
Fig. 2 Bending deformation coefficient G_r vs. radius r

2.3 节流阀片任意位置半径的弯曲变形

将计算得到的弯曲变形系数 G_r 与 q/h^3 乘积, 便可求得在位置半径 r 处的弯曲变形量 f_r 。如果将以半径 r 为横坐标, 以弯曲变形量 f_r 为纵坐标, 所绘制曲线就是弹性阀片弯曲变形曲线, 如图 3 所示。

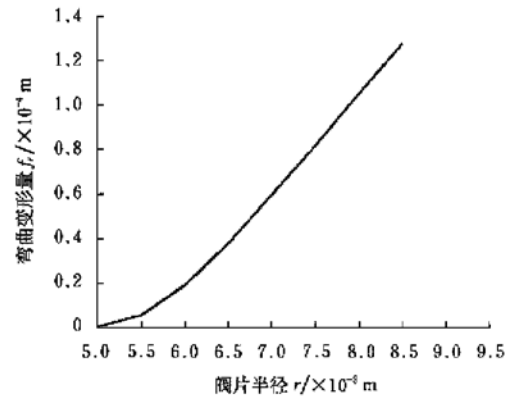


图 3 节流阀片弯曲变形曲线
Fig. 3 Bending deformation curve of throttle-slice

3 叠加阀片的当量厚度

减振器节流阀结构, 如图 4 所示。单片或多片节流阀片在节流阀端部, 压力油流过常通节流孔和节流阀片弯曲变形所产生的节流缝隙而产生节流阻尼力。

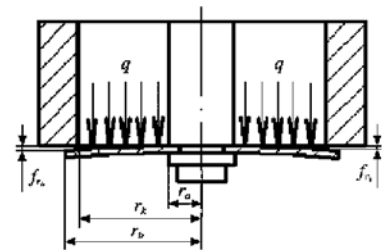


图 4 减振器节流阀结构简图
Fig. 4 Structural sketch of damper throttle

叠加阀片的当量厚度 h_d 就是多片叠加阀片叠加在一起等效于单片阀片的厚度, 如图 5 所示。

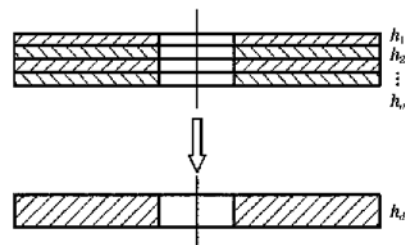


图 5 叠加阀片等效厚度示意图
Fig. 5 Equivalent thickness sketch of superposition throttle-slices

当 n 片相同厚度阀片叠加在一起时, 相当于长度和弹性系数都相同弹簧并联的情况。因此, 各叠加阀片的弯曲变形量相等, 且等于总弯曲变形量; 各叠加阀片受力相同而且其和等于总载荷。

当 n 片不同厚度阀片叠加在一起时, 各弹性阀片的弯曲变形量相等, 且等于总弯曲变形量; 各叠加阀片受力不同, 但所受力之和等于总载荷。因此, 根据阀片变形量计算公式(3) 得

$$G_r \frac{q_1}{h_1^3} = G_r \frac{q_2}{h_2^3} = \dots = G_r \frac{q_n}{h_n^3} = G_r \frac{q}{h_d^3} \quad (4)$$

即
$$\frac{q_1 + q_2 + \dots + q_n}{h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_n^3} = \frac{q}{h_d^3}$$

由于 $q_1 + q_2 + \dots + q_n = q$, 所以不同厚度叠加阀片的当量厚度 h_d 为

$$h_d = \sqrt[3]{h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_n^3} \quad (5)$$

可知, 叠加阀片的当量厚度 h_d 与各叠加阀片厚度 h_i 之间有如下关系

- 1) 不同厚度叠加阀片的当量厚度, 等于各个叠加阀片厚度 3 次方之和的 3 次方根。
- 2) 不同厚度叠加阀片的当量厚度大于最厚叠加阀片的厚度。
- 3) 当量厚度小于各叠加阀片厚度之和。
- 4) 如果厚度相差很大的 2 片阀片叠加, 则当量厚度稍大于最厚弹性阀片的厚度, 可以直接用最厚阀片的厚度代替当量厚度。

4 叠加阀片的应力

4.1 单片节流阀片应力

对于单片阀片, 由机械设计手册^[14] 可得阀片应力与压力 q 的关系表达式, 分别为

$$\sigma_r = A_7 \frac{R^2 q}{h^2}, \sigma_s = A_8 \frac{R^2 q}{h^2}, \sigma_\theta = B_7 \frac{R^2 q}{h^2} \quad (6)$$

式中 A_7 —— 阀片在 r 方向上的最大应力系数; A_8 —— 阀片在 z 方向上的最大应力系数; B_7 —— 阀片在 θ 方向上的最大应力系数, 各系数与阀片的内、外径之比 r_b/r_a 有关, 具体数值查手册可得。

4.2 叠加节流阀片应力

4.2.1 叠加阀片厚度系数

设 n 片叠加阀片中的任意一片 $h_i < h$, 其厚度 h_i 与原先单片设计厚度 h 的比值, 定义为第 i 片阀片的厚度系数, 即

$$k_{h_i} = h_i/h \quad (7)$$

可知, 叠加阀片厚度系数是小于 1 的常数, 不同的叠加阀片, 对应不同的厚度系数; 同一叠加阀片, 在不同的叠加阀片组合中, 其厚度系数不同。即对于叠加阀片的厚度系数不仅与本阀片厚度有关, 还与叠加阀片的当量厚度, 也就是说与原单片设计阀片厚度 h 有关。

4.2.2 叠加阀片应力系数

当 n 片厚度分别为 $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ 节流阀片叠加时, 相当于弹簧并联, 因此, 各叠加阀片的变形量都相等, 都等于原设计厚度为 h 弹性阀片的变形量, 由式(4) 可得

$$\frac{q_1}{h_1^3} = \frac{q_2}{h_2^3} = \dots = \frac{q_n}{h_n^3} = \frac{q}{h^3} \quad (8)$$

式中, 任意阀片 $h_i < h, i \in [1, 2, 3, \dots, n]$ 。

由上式可知, 厚度为 h_i 的叠加阀片所分担的压力 q_i 与阀片厚度 h_i 的 3 次方成正比。因此, 根据弹性阀片最大应力的计算公式, 厚度为 h_i 的叠加阀片所受最大应力 $\sigma_{i\max}$, 由(6) 得

$$\sigma_{i\max} = A_7 \frac{r_b^2 h_i q_i}{h_i^3} = A_7 k_{h_i} \frac{r_b^2 q}{h^2}$$

厚度为 h 的节流阀片所受的最大应力为 $\sigma_{\max} = A_7 r_b^2 q/h^2$, 所以第 i 片阀片的最大应力为

$$\sigma_{i\max} = k_{h_i} \sigma_{\max} \quad (9)$$

设第 i 片叠加阀片 h_i 所承受的最大应力与原设计厚度为 h 的节流阀片所承受的最大应力之比, 定义为应力系数 k_{σ_i} , 即

$$k_{\sigma_i} = \sigma_{i\max}/\sigma_{\max} \quad i \in [1, 2, 3, \dots, n] \quad (10)$$

4.2.3 叠加阀片厚度系数和应力系数关系

由(9) 和(10) 式可知: 叠加阀片应力系数 k_{σ_i} 与其厚度系数 k_{h_i} 相等, 且都小于 1, 即

$$k_{\sigma_i} = k_{h_i} < 1$$

4.2.4 各叠加阀片应力

第 $i \in [1, 2, 3, \dots, n]$ 片叠加阀片所受的最大应力为 $\sigma_{i\max} = k_{h_i} \sigma_{\max}$, 比原先单片设计厚度为 h 的节流阀片所受的最大应力 σ_{\max} 小 k_{h_i} 倍。因此, n 片节流阀片厚度分别为 $h_i, i \in [1, 2, \dots, n]$, 叠加在一起的当量厚 h_d 等于设计厚度 h , 则各叠加阀片的最大应力 $\sigma_{i\max}, i \in [1, 2, \dots, n]$ 分别为

$$\sigma_{1\max} = k_{h_1} \sigma_{\max}, \sigma_{2\max} = k_{h_2} \sigma_{\max}, \sigma_{n\max} = k_{h_n} \sigma_{\max}$$

由上分析可知, 叠加阀片的最大应力, 与厚度系数成正比。即, 厚度大的叠加阀片所承受的应力大, 厚度小的叠加阀片所承受的应力小。

5 叠加阀片设计及实例

叠加阀片设计就是在满足当量厚度等于设计厚度, 且应力满足强度要求的前提下, 将单片设计厚度阀片拆分设计为多片叠加阀片。其过程与叠加阀片当量厚度计算是互逆的过程, 如图 6 所示。

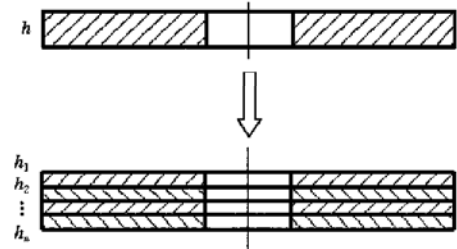


图 6 叠加阀片拆分设计示意图

Fig. 6 Sketch of superposition throttle-slices design

例如, 某节流阀片的外径 r_b , 内径 r_a , 设计厚度 $h = 0.3 \text{ mm}$, 半径比 r_b/r_a , 阀的弹性模量 E , 二次开阀最大压力 $q_{\max} = 4 \text{ MPa}$, 阀片最大许用应力 $[\sigma] = 1000$

MPa。根据 r_b/r_a 的数值, 利用机械设计手册, 可以查得径向最大应力系数 A_7 。

5.1 设计厚度阀片最大应力

根据应力的计算公式, 可以计算得到设计厚度阀片的最大径向应力

$$\sigma_{\max} = A_7 \frac{r_b^2 q_{\max}}{h^2} = 1128.5 \text{ MPa}$$

可知, $\sigma_{\max} > [\sigma]$, 即单片设计厚度阀片最大应力 σ_{\max} 已经超出了许用应力 $[\sigma]$, 因此, 必须将单片设计厚度阀片拆分为多片叠加节流阀片。

5.2 叠加阀片设计

1) 最厚叠加阀片设计

① 最厚叠加阀片厚度

当单片设计阀片所受的最大 σ_{\max} 超出应力强度 $[\sigma]$ 时, 必须将单片设计厚度阀片拆分设计为 n 片叠加阀片, 其中, 最厚叠加阀片 $h_{\max} \in [h_1, h_2, \dots, h_n]$ 也必须保证满足应力强度要求。因此, 叠加阀片的最大设计厚度为

$$h_{\max} = k_h h = h[\sigma]/\sigma_{\max} \quad (11)$$

据最厚叠加阀片设计原则, 可求得叠加阀片的最大厚度为 $h_{1\max} = 0.2696 \text{ mm}$, 取 $h_1 = 0.25 \text{ mm}$ 。

② 最厚叠加阀片数

根据相同厚度叠加阀片当量厚度的计算公式 $h^3 = n_1 h_1^3$, 得 $n_1 = 1.728$, 取整 $n_1 = 1$ 。

2) 其他叠加阀片设计

取阀片 $h_2 = 0.2 \text{ mm}$, 求阀片数 n_2 。

据不同厚度叠加阀片当量厚度的计算公式 $h^3 = n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3$, 得 $n_2 = 1.4219$, 取 $n_2 = 1$ 。

同理, 取阀片 $h_3 = 0.15 \text{ mm}$, 求得 $n_3 = 1$ 。

3) 叠加阀片当量厚度

由上可知, 对设计厚度 0.3 mm 阀片, 按叠加阀片拆分设计原则, 所设计叠加阀片的组成为: $h_1 = 0.25 \text{ mm}$, $n_1 = 1$; $h_2 = 0.2 \text{ mm}$, $n_2 = 1$; $h_3 = 0.15 \text{ mm}$, $n_3 = 1$ 。因此, 叠加阀片的当量厚度为

$$h_d = \sqrt[3]{n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3 + n_3 h_3^3} = 0.3 \text{ mm}$$

可知, 叠加阀片的拆分设计是正确的, 叠加阀片的当量厚度接近或等于设计厚度。

5.3 叠加阀片最大弯曲变形

利用 MATLAB 编写的阀片弯曲变形系数 G_r 计算程序, 可求得节流阀片在外半径 r_b 处的弯曲变形系数 G_r 的大小。由弯曲变形解析计算式, 可求得阀片在外半径 r_b 处的最大弯曲变形量为

$$f_{r_b} = G_r q/h_d^3 = 0.12805 \text{ mm}$$

5.4 叠加节流阀片最大应力

据叠加阀片最大应力与当量厚度之间的关系可知, 所受应力最大的叠加阀片一定是最厚的叠加阀片。因此, 只需验证最厚叠加阀片所受最大应力, 是否满足强度要求, 其他薄叠加节流阀片一定满足应力强度要求。例如, 对于所研究的节流阀片拆分实例, 最厚叠加阀片

所受最大应力为

$$\sigma_{\max} = A_7 k_n r_b^2 q/h^2 = 940.4167 \text{ MPa}$$

可知, 不满足应力强度条件的原单片设计厚度阀片, 经拆分设计为叠加阀片后, 叠加阀片所受应力满足应力强度要求。

6 静力学仿真与特性试验

6.1 节流阀片静力学仿真

在 ANSYS 中建立了节流阀片模型, 环形阀片内圆处施加固定约束, 在表面施加分布压力 q , 对节流阀片进行仿真分析, 仿真结果如图 7 和图 8 所示。

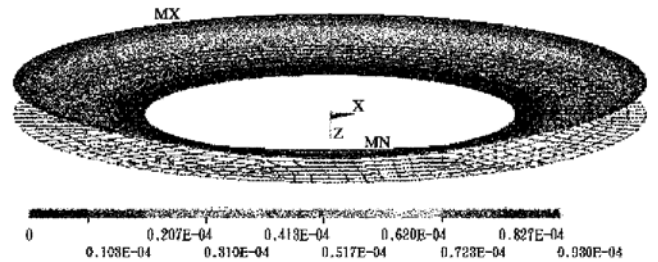


图 7 节流阀片弯曲变形仿真图

Fig. 7 Simulation chart of throttle-slice bending deformation

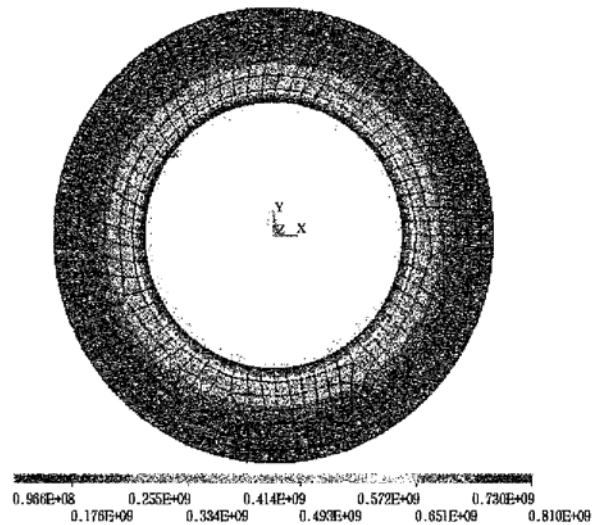


图 8 节流阀片应力仿真图

Fig. 8 Simulation chart of throttle-slice stress

由仿真分析可知: 利用 ANSYS 对节流阀片的仿真分析结果与利用弯曲变形系数方法计算得到的弯曲变形量以及用应力系数所分析计算得到的最大应力十分接近。

6.2 减振器特性试验

对单片设计节流阀片和多片叠加节流阀片的减振器, 利用全自动减振器特性试验台, 进行了阻力特性对比试验。试验结果表明, 单片设计节流阀片和多片叠加节流阀片的减振器阻力特性是一致的。试验测得的减振器速度特性曲线和示功图, 分别见图 9 和图 10。

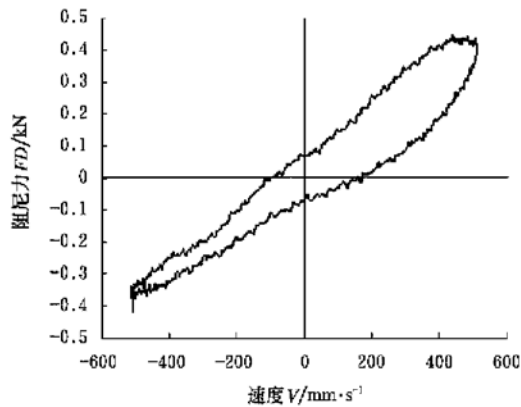


图 9 减振器速度特性曲线

Fig. 9 Curve of resistance vs. velocity of tested damper

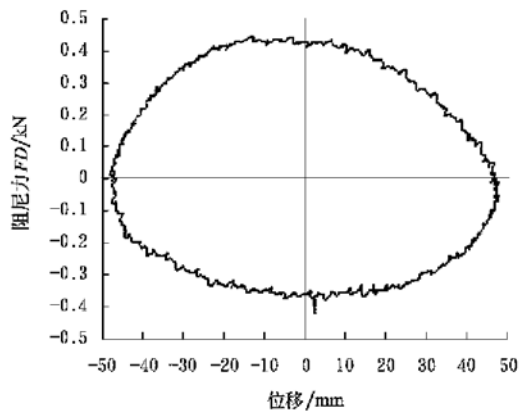


图 10 减振器示功图

Fig. 10 Curve of resistance vs. displacement of tested damper

7 结论

通过对节流阀片拆分设计为多片叠加阀片仿真分

析和减振器阻力特性试验可知: 利用节流阀片弯曲变形系数法, 可精确地求解在任意位置半径 r 处弯曲变形, 叠加阀片当量厚度接近或等于单片设计阀片厚度, 叠加阀片的厚度系数等于叠加阀片的应力系数。利用应力系数和当量厚度计算公式, 可以设计最厚叠加阀片的厚度, 以及其他各叠加阀片的厚度。利用厚度系数, 可以计算各叠加阀片的最大应力。仿真分析与计算分析结果十分接近, 单片设计阀片减振器阻力特性与叠加阀片减振器的特性试验值吻合, 说明叠加阀片拆分设计与计算方法准确有效的。

[参 考 文 献]

- [1] 吕振华, 李世民. 筒式液阻减振器动态特性模拟分析技术的发展[J]. 清华大学学报, 2002, 42(11): 1532-1536.
- [2] 余强, 郑慕侨. 汽车悬架控制技术的发展[J]. 汽车技术, 1994, (9): 1-6.
- [3] 邹立明, 李双义, 毕凤荣, 等. 夏利轿车减振器的内外特性分析[J]. 天津汽车, 1998, (4): 11-15.
- [4] 陈勇, 韩忠浩. 汽车液力减振器阻力特性的研究评述[J]. 辽宁工学院学报, 2001, (2): 8-11.
- [5] 余得孚, 陈庆东. 悬架减振器外特性平安比的设计研究[J]. 车辆与动力技术, 2002, (3): 11-17.
- [6] 陈勇, 何辉, 白金福. 夏利轿车液力减振器簧片的变形分析[J]. 汽车技术, 2000, (1): 19-20.
- [7] 周长城. 筒式减振器节流阀片的分析计算与仿真[A]. 全国博士生学术论坛[C]. 北京: 北京理工大学, 2005, (1): 250-255.
- [8] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990.
- [9] 陆明万, 罗学富. 弹性理论基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- [10] 徐秉业. 弹性力学及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984.
- [11] 刘鸿文. 板壳理论[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1987.
- [12] 成祥生. 应用板壳力学[M]. 济南: 山东科学出版社, 1989.
- [13] 周长城, 顾亮. 节流阀片弯曲变形及变形系数的研究[J]. 北京理工大学学报, 2006, (7): 19-23.
- [14] 张大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 1996.

Method for design of superposition throttle-slice of damper

Zhou Changcheng^{1,2}, Gu Liang²

(1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Shandong, Zibo 255049, China;

2. School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In this article, through building the mechanic model of throttle-slice, the deformation of throttle-slice is studied, the formula and coefficient of elastic throttle-slice bending deformation created, could be used to calculate the bending deformation accurately. Through the study on the superposition throttle-slices thickness, the equivalent thickness formula is obtained. The maximal stress on the superposition throttle-slices was discussed, the relationship between the maximal stress on the superposition throttle-slice and the maximal stress on a piece of throttle-slice with equivalent thickness was investigated, and the coefficients of stress and thickness were obtained. With the equivalent thickness formula and the coefficients of stress, the thickness design of superposition throttle-slices was studied, the design rule was given. With the coefficients of thickness, the stress of superposition throttle-slices was studied and simulated. At last, the damping characteristics of dampers with single throttle slice of designed thickness and multi-slices were tested. The results of test and simulation show that the design rules and the methods of superposition throttle-slices are feasible and effective.

Key words: damper; throttle-slice; design