

# 半主动油气弹簧热平衡及其影响因素分析

陈轶杰<sup>1,2</sup>,顾亮<sup>2</sup>,杨占华<sup>1</sup>,雷强顺<sup>1</sup>,黄郁馨<sup>1</sup>

(1. 中国北方车辆研究所,北京 100072;2. 北京理工大学 机械与车辆工程学院,北京 100081)

**摘要:**按照车辆半主动悬挂的工作原理给出了带有控制阀的系统结构简图。针对减振装置工作时的能量转换特性及其对密封件可靠性的影响,分析了半主动油气弹簧的生热机理,同时开展了热平衡研究。通过合理的假设并运用传热学和工程热力学相关知识分别以油液和氮气为研究对象推导了综合热量传递表达式。根据热力学第一定律构建了半主动油气弹簧的热力学模型。给出了系统结构参数并编程分析了相关因素对油液温升的影响规律,为油气弹簧的设计提供了参考。

**关键词:**仪器仪表技术;油气弹簧;半主动悬挂;热力学模型;热平衡

**中图分类号:**TH703. 63    **文献标志码:**A    **文章编号:**1671-5497(2010)04-1034-05

## Heat balance and influence factor of semi-active hydro-pneumatic spring

CHEN Yi-jie<sup>1,2</sup>, GU Liang<sup>2</sup>, YANG Zhan-hua<sup>1</sup>, LEI Qiang-shun<sup>1</sup>, HUANG Yu-xin<sup>1</sup>

(1. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China; 2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

**Abstract:** The structure of the vehicle semi-active suspension with the control valve was presented according to its operation principle. The heat generation mechanism and the heat balance of the semi-active hydro-pneumatic spring were analyzed from the energy transform character of the working shock-absorber and its influence on the seal reliability. The equation of integrated heat transfer were derived with the object of oil and nitrogen respectively based on proper assumption and the knowledge of heat transfer and engineering thermodynamics. A thermodynamic model was built for the semi-active hydro-pneumatic spring based on the first law of thermodynamics. The structure parameters of the system were given and the influences of relevant factors on the temperature rise were analyzed by programing. The conclusions provide a reference for the design of the hydro-pneumatic spring.

**Key words:** technology of instrument and meter; hydro-pneumatic spring; semi-active suspension; thermodynamic model; heat balance

油气悬挂与其他悬挂形式相比虽然具有明显的优越性,但仍属于传统的被动悬挂范畴,其阻尼参数一经选定,便无法再进行更改,从车辆的舒适

性和操纵稳定性来看,只能针对不同路况采取某种折中方案,限制了系统性能的充分发挥。现有技术中,半主动悬挂的研究主要体现在对阻尼参

收稿日期:2008-11-11.

基金项目:武器装备部预先研究项目(623010202.4).

作者简介:陈轶杰(1980-),男,博士研究生,高级工程师. 研究方向:车辆悬挂减振. E-mail:chenyijie1206@yahoo.cn

通信作者:顾亮(1958-),男,教授,博士生导师. 研究方向:悬挂系统技术. E-mail:guliang@bit.edu.cn

数的控制方面,通过调节减振装置的阻尼系数,改变阻尼比,可达到悬挂系统动态性能与车辆行驶状态实时匹配的目的,这样方式简单、可靠且易于实现,是取代传统悬挂的新型产品。作者按照半主动悬挂的结构原理<sup>[1]</sup>,使用高压管路在油气弹簧外部并联电磁比例控制阀,通过改变电流强度调整阀口节流面积达到输出不同阻力值的目的,实现了阻尼可调油气弹簧的基本功能。在此基础上针对系统在工作过程中的温升现象开展了相关的理论研究。

## 1 热学模型简图及温升特性分析

图1为阻尼可调油气弹簧谐波激励作用下的热学模型简图,其中: $T_y$ 为油液温度; $T_{w1}$ 为缸筒内壁温度; $T_{w2}$ 为缸筒外壁温度; $T_\infty$ 为外界环境温度; $T_q$ 为氮气温度; $T_{g1}$ 为活塞杆内壁温度; $T_{g2}$ 为活塞杆外壁温度; $\delta_1$ 为缸筒壁厚; $\delta_2$ 为活塞杆壁厚; $L_y$ 为缸筒长度; $L_q$ 为活塞杆外表面与空气的接触长度; $V_c$ 为空气流速。

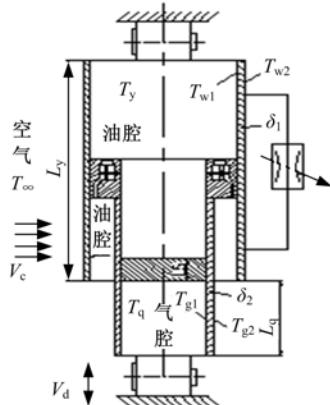


图1 油气弹簧热学模型简图

Fig. 1 Hydro-pneumatic spring thermodynamic model

所用控制阀为滑阀结构,如图2所示,主要通过电流变化控制电磁铁输出力推动滑杆以达到调整节流口开度的目的,油液从图中箭头所示通道流过,产生局部阻力损失形成压差。控制阀的电流调节精度为 $I=0.1\text{ A}$ 。当 $I=0\text{ A}$ 时,节流口面积最大,系统输出力最小,适合车辆在平整路面行驶,以充分体现舒适性;当 $I=1.5\text{ A}$ 时,控制阀关闭,此时只有油气弹簧内部阻尼阀正常工作,系统输出力最大,适合车辆在大起伏路面行驶,以保证乘员的安全性。

油气弹簧工作时,阻尼力所消耗的振动能量主要被用来增加油液分子的内能,宏观上表现为

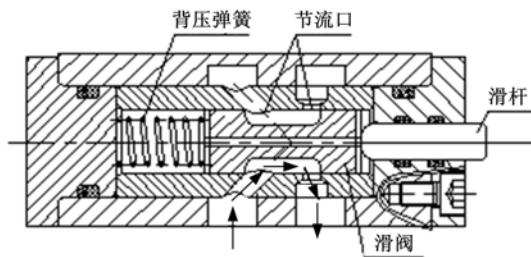


图2 控制阀结构简图

Fig. 2 Structure of control valve

油温的升高;弹性元件则通过储存和释放能量使惰性气体的内能实时发生变化,下面分别予以讨论。

在初始时刻,设缸体与环境温度相同,压缩行程时,油液分别通过阻尼阀和控制阀进入环形油腔,以补充其增大的容积,并与腔室中原有油液混合;由于阀门处流体运动速度较快,来不及与阀壁之间进行热量交换,同时伴随着涡流和扰动(流体的内摩擦)等现象,所以节流是典型的存在内摩擦的绝热流动过程。理论上讲,通过节流阀的油液所产生的动能与增加的内能之和同压缩阻尼力做的功是守恒的,当其进入环形油腔后,将导致其中油液内能有所增加;复原行程时,环形腔中的部分混合油液又通过阻尼阀和控制阀进入主油腔并与其中的流体再次混合使内能继续增加,同理,流过节流阀的油液所产生的动能与增加的内能之和同复原阻尼力做的功是守恒的。就这样在外部激励作用下,分子内能不断变化,最终体现为油液温度的升高。

作为气室中的氮气,始终处在封闭腔中,与外界没有质量交换。压缩行程,激励通过油液向氮气做功,其内能随之升高;复原行程,氮气对外做功,储存的能量通过油液传递被释放掉,使其内能下降。另外,油、气之间由于温差造成的热量传递主要通过固体壁面进行。

随着传力和弹性介质内能的变化,缸体温度也在逐渐上升,由传热学理论可知,同一壁面与外界温差越大,系统散热量就越大;另外随着油温的增加,油液黏度下降,油气弹簧所作的功及转换的热能在迅速减小。理想状态下,当生热量和散热量相等时,介质内能不再变化,并达到温度平衡点,若将这一指标控制在密封件所能承受的极限温度范围内,就可以保证油气弹簧不会因为过热而发生泄漏失效的现象。

## 2 热学模型

半主动油气弹簧生热及传热过程极为复杂,为便于研究做如下假设:

(1)由于高压管路及控制阀和油气弹簧上下接头等处与外界接触面积较小,可忽略其散热量,主要考虑缸筒、活塞杆和环境之间的热量交换。

(2)设通过节流阀的油液进入油腔后即与原腔室流体充分混合,按管内强迫对流换热进行分析。

(3)设整个缸体均匀生热,不考虑温差造成的筒壁轴向热传导。

(4)由于缸体呈轴对称结构,所以在微元时间段内可按一维稳态导热计算<sup>[2]</sup>。

### 2.1 以油液总量为研究对象

首先列写单位时间油液内能的增量

$$\frac{d(U_y)}{dt} = m_y c_{py} \frac{dT_y}{dt} \quad (1)$$

式中: $m_y$  为油液总质量; $c_{py}$  为油液定压比热容。

外界对油液所做的功

$$\frac{dW_y}{dt} = \Delta p A_u \frac{dS}{dt} = \Delta p A_u V_d \quad (2)$$

缸筒与外界空气之间的热量传递属于对流换热,根据牛顿冷却定律<sup>[3]</sup>可确定其一般表达式为

$$\frac{dQ_{wo}}{dt} = h_{wo} A_{wo} (T_{w2} - T_\infty) \quad (3)$$

式中: $h_{wo}$  为缸筒外表面的对流换热系数。

另外,与空气接触面积为

$$A_{wo} = \pi D_{hw} L_y \quad (4)$$

式中: $D_{hw}$  为缸筒外径。

缸筒内外壁温差所导致的热量传递按柱坐标系下热传导方程<sup>[4]</sup>计算

$$\frac{dQ_w}{dt} = -2\pi L_y \lambda \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln(D_{hn}/D_{hw})} \quad (5)$$

式中: $\lambda$  为缸体材料的导热系数; $D_{hn}$  为缸筒内径。

缸筒内壁与油液之间的对流换热量为

$$\frac{dQ_{wi}}{dt} = h_{wi} A_{wi} (T_y - T_{w1}) \quad (6)$$

式中: $h_{wi}$  为缸筒内表面的对流换热系数;缸筒内壁与油液接触面积  $A_{wi}$  为

$$A_{wi} = \pi D_{hn} L_y \quad (7)$$

油、气与浮动活塞端面分别处于相对静止状态,可按热传导方式计算,所传递的热量为

$$\frac{dQ_f}{dt} = \lambda A_{gf} \frac{T_y - T_q}{L_5} \quad (8)$$

式中: $L_5$  为浮动活塞厚度; $A_{gf}$  为浮动活塞截面积,表达式为

$$A_{gf} = \pi D_{gn}^2 / 4 \quad (9)$$

式中: $D_{gn}$  为活塞杆内径。

根据热量传递原则<sup>[5]</sup>并联立式(3)(4)(5)整理得

$$T_{w2} = T_y \frac{dQ_w}{dt} \left[ \frac{1}{h_{wo} \pi D_{hw} L_y} + \frac{1}{h_{wi} \pi D_{hn} L_y} - \frac{\ln(D_{hn}/D_{hw})}{2\pi L_y \lambda} \right] \quad (10)$$

再带入式(5)推导油液综合热量传递表达式

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{T_y - T_\infty}{\frac{1}{h_{wo} \pi D_{hw} L_y} + \frac{1}{h_{wi} \pi D_{hn} L_y} - \frac{\ln(D_{hn}/D_{hw})}{2\pi L_y \lambda}} \quad (11)$$

则油液向外界散发的总热量为

$$\begin{aligned} \frac{dQ_y}{dt} &= \lambda \pi D_{gn}^2 \frac{T_y - T_q}{4 L_5} + \\ &\quad \frac{T_y - T_\infty}{\frac{1}{h_{wo} \pi D_{hw} L_y} + \frac{1}{h_{wi} \pi D_{hn} L_y} - \frac{\ln(D_{hn}/D_{hw})}{2\pi L_y \lambda}} \end{aligned} \quad (12)$$

### 2.2 以氮气为研究对象

根据范德瓦尔实际气体状态方程<sup>[6]</sup>推导氮气热力学能表达式

$$\frac{dU_q}{dt} = m_q c_{qv} \frac{dT_q}{dt} + \frac{m_q^2 a}{V_q^2} \frac{dV_q}{dt} \quad (13)$$

式中: $m_q$  为气体质量; $c_{qv}$  为气体定压比热容; $V_q$  为气体体积; $a$  为范德瓦尔常数。

另外:

$$\frac{dV_q}{dt} = A_{gn} \frac{dS_t}{dt} = A_{gw} \frac{dS}{dt} = A_{gw} V_d \quad (14)$$

单位时间外界对氮气做的功为

$$\frac{dW_q}{dt} = p A_{gw} V_d = p V_d \pi D_{gn}^2 / 4 \quad (15)$$

式中: $D_{gn}$  为活塞杆外径; $p$  为气体压力。

根据牛顿冷却公式可确定活塞杆外壁与空气之间的对流换热量

$$\frac{dQ_{go}}{dt} = h_{go} A_{go} (T_{g2} - T_\infty) \quad (16)$$

式中: $h_{go}$  为活塞杆外表面对流换热系数。活塞杆外表面与空气接触部分面积为

$$A_{go} = \pi D_{gw} L_q \quad (17)$$

以及内壁与氮气的单位时间换热量

$$\frac{dQ_{gi}}{dt} = h_{gi} A_{gi} (T_q - T_{g1}) \quad (18)$$

式中: $h_{gi}$  为活塞杆气室内表面对流换热系数。

缸筒与氮气接触面积近似为

$$A_{gi} = \pi D_{gn} L_q \quad (19)$$

活塞杆内外壁温差导致的单位时间热传导方程为

$$\frac{dQ_g}{dt} = -2\pi L_q \lambda \frac{T_{g1} - T_{g2}}{\ln(D_{gn}/D_{gw})} \quad (20)$$

由热量传递关系和式(18)(19)(20)可知

$$T_{g2} = T_q \frac{dQ_g}{dt} \left[ \frac{1}{h_{gi} A_{gi}} - \frac{\ln(D_{gn}/D_{gw})}{2\pi L_q \lambda} \right] \quad (21)$$

整理得出综合热量传递表达式为

$$\frac{dQ_g}{dt} = \frac{T_q - T_\infty}{\frac{1}{h_{go} \pi D_{gw} L_q} + \frac{1}{h_{gi} \pi D_{gn} L_q} - \frac{\ln(D_{gn}/D_{gw})}{2\pi L_q \lambda}} \quad (22)$$

则氮气向外界散发的总热量为

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{T_q - T_\infty}{\frac{1}{h_{go} \pi D_{gw} L_q} + \frac{1}{h_{gi} \pi D_{gn} L_q} - \frac{\ln(D_{gn}/D_{gw})}{2\pi L_q \lambda}} - \lambda \pi D_{gn}^2 \frac{T_y - T_q}{4 L_5} \quad (23)$$

运用上述各式并结合热力学第一定律即可分析系统温升情况<sup>[7-8]</sup>:

$$\frac{dW}{dt} - \frac{dQ}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (24)$$

式中:  $dW/dt$  为单位时间外界对系统所作的功;  $dQ/dt$  为单位时间系统向外界散发的热量;  $dU/dt$  为单位时间系统内能的增量。

### 2.3 热学模型仿真分析

相关参数取值如下:  $D_{hn} = 125$  mm,  $D_{hw} = 145$  mm,  $D_{gw} = 90$  mm,  $D_{gn} = 80$  mm,  $l_y = 370$  mm,  $l_q = 150$  mm,  $\lambda = 23$  W/(m · K),  $C_b = 5.67$  W/(m<sup>2</sup> · K<sup>4</sup>),  $l_5 = 30$  mm,  $T_\infty = 300$  K,  $V_c = 10$  m/s, 系统初始温度与外界环境温度相等, 取振幅  $A = 50$  mm, 频率  $f = 3$  Hz 的正弦激励; 设油气弹簧每工作一个循环, 就与外界交换一次能量, 循环次数  $X = 10000$ , 单次循环时间  $t = 1/f$ , 变换相关参数仿真对比结果如图3~图8所示, 因为油液是直接生热介质, 所以将其作为主要研究对象。

由图3可看出, 随着电流的增加, 电磁比例控制阀开度减小, 阻尼可调油气弹簧输出力变大, 能够消耗更多的外界能量, 具有更强的生热能力, 所以相同时间内油液温升及趋于平衡时的温度明显升高。这说明半主动悬挂采取调节电磁阀开度的方式可有效控制系统温度的变化, 以防止油气弹簧生热过快而导致密封件损坏。为更加清楚地了解相关参数对油液温升的影响规律, 图4~图8

所示分析均在电流  $I = 1.5$  A 时进行。

随着空气绕流速度的增加, 相同时间步内油液温度呈下降态势, 说明缸筒外表面气体边界层的扰动现象对系统散热具有积极意义, 仿真结果表明, 空气流速愈加强烈和紊乱, 缸筒内外壁温差就越大, 散热效果越好; 反观自然对流时, 分子运动主要是通过流体温度的不同产生密度变化而引起的, 图4显示其散热效果很差, 循环末端油温仍旧呈明显的上升趋势。

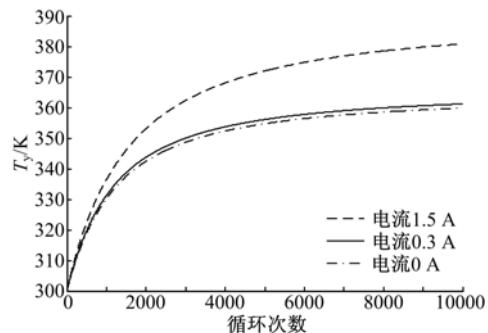


Fig. 3 不同电流下油温对比  
Fig. 3 Oil temperature of different currents

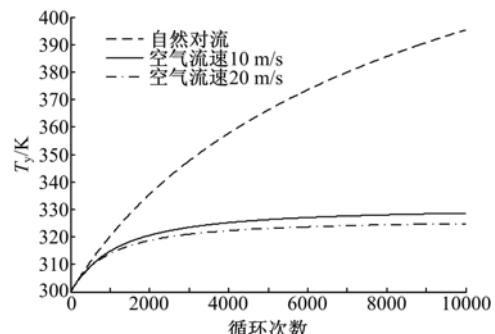


Fig. 4 1 Hz 时不同空气流速下油温对比  
Fig. 4 Oil temperature of different air velocities under 1 Hz

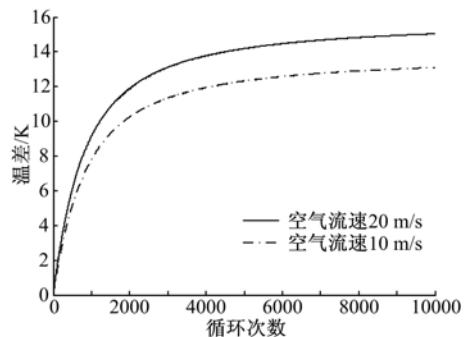


Fig. 5 1 Hz 时不同空气流速下温差对比  
Fig. 5 Oil temperature difference of different air velocities under 1 Hz

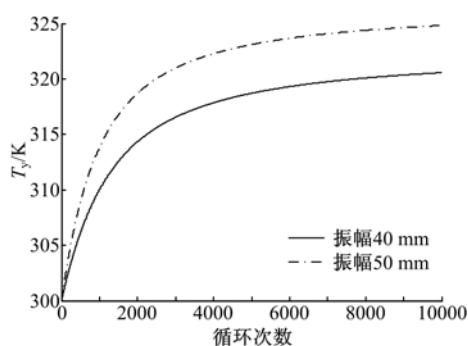


图 6 1 Hz 流速 20 m/s 不同振幅下油温对比

Fig. 6 Oil temperature of different amplitude under 1 Hz and 20 m/s

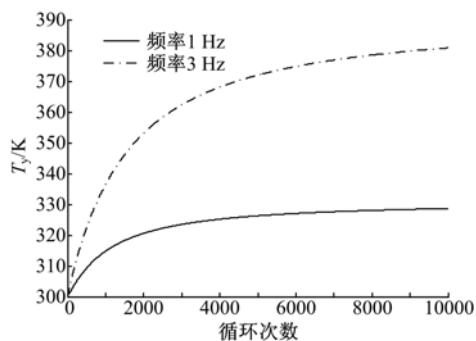


图 7 不同频率下油温对比

Fig. 7 Oil temperature of different frequencies

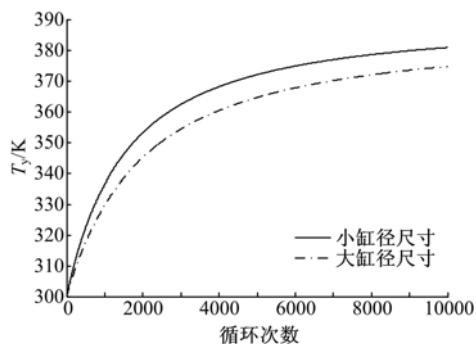


图 8 不同缸径尺寸的油温对比

Fig. 8 Oil temperature of different cylinder diameters

激振频率以及幅值的增加使活塞杆相对运动速度变大,阻尼阀耗能功率和单位时间生热量随之升高,所以油液趋于平衡时的温度也呈增长态势。

设  $D_{hw} = 165 \text{ mm}$ ,  $D_{hn} = 145 \text{ mm}$ ,  $D_{gw} = 120 \text{ mm}$ ,  $D_{gn} = 105 \text{ mm}$ , 适当增大了缸体的整体径向尺寸,为便于比较,活塞有效工作面积不变,即阻尼特性没有变化。由图 8 可看出,当缸筒和活塞杆壁厚与原来保持一致且径向尺寸增加时,相同

时间步内油液温升趋势有所减缓。

### 3 结 论

(1)根据半主动油气弹簧的热学模型简图分析温升机理,给出了系统生热和散热的原因以及热量传递过程,并进行适当的假设和简化,为建立热学模型奠定了基础。

(2)以油液总量和氮气为研究对象,分析不同能量之间的转换方式,推导了单位时间外力所作功和内能的变化率,以热力学第一定律为依据,结合传热学的相关知识给出了综合热量传递表达式。

(3)为找出相关参数对系统温升的影响规律,将谐波激励作为输入信号,通过编程进行仿真分析,说明通过改变电流强度调节控制阀可有效抑制系统趋于热平衡时的温度,同时研究了不同因素与介质温升的关系,为工程设计提供了参考。

### 参 考 文 献:

- [1] Lipinski W, Steinfeld A. Transient radiative heat transfer within a suspension of coal particles undergoing steam gasification[J]. Heat and Mass Transfer, 2005, 41(11):1021-1032.
- [2] 丁法乾. 履带式装甲车辆悬挂系统动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [3] Khan W A, Culham J R, Yovanovich M M. Fluid flow and heat transfer in power-law fluids across circular cylinders[J]. Journal of Heat Transfer, 2006, 128(9):870-878.
- [4] Mueller A C. Review of thermal design methods for multicomponent condensation [J]. Heat Transfer Engineering, 1999, 20(4):6-18.
- [5] Everaert K, Baeyens J, Smolders K. Heat transfer from a single tube to the flowing gas-solid suspension in a CFB riser[J]. Heat Transfer Engineering, 2006, 27(6):66-70.
- [6] 严家骏, 王永青. 工程热力学[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [7] Pechenegov Y Y, Pechenegova O Y. Concerning stabilization of heat transfer of a gas-suspension flow in a tube[J]. Heat Transfer Research, 2003, 34(7): 519-524.
- [8] Incropera F P, De Witt D P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer[M]. New York: John Wiley & Sons, 1996.