

细纱锭子的动力学分析

DYNAMIC ANALYSIS OF SPINDLE

杨玉鼎 刘德俊
Yang Yudin Liu Dejun

(机械工程系)

摘 要 本文以 D1201 型锭子为例, 应用复模态理论进行了动力学分析计算, 分析了影响锭子动力学特性的因素, 并获得计算结果, 对改进锭子结构有参考价值。

主题词 复模态理论; 锭子; 锭端振幅; 摩擦学特性; 陀螺效应
中国图书资料分类法分类号 TS 103.02

ABSTRACT In this paper, taking a D1201 spindle as an example, we discuss the dynamic analysis of spindle by using the theory of the complex model, we also analyse the factors which effect the dynamic characteristics of spindle and give results which are reference value to improving the structure of spindle.

SUBJECT WORDS theory of complex model; spindle; amplitude of the top of spindle shaft; tribologic characteristic; gyroscopic effect

一、引 言

对细纱锭子系统进行动力学分析, 找出其运动规律, 对改进锭子设计、提高锭子寿命有重要意义。在这方面有些学者做了一些工作, 采用传递矩阵法^[1]、模态综合法^{[2][3][4]}和有限元法^[5]计算了锭子的临界转速和不平衡响应。由于模型建立的不同, 其结果也相差较远, 且都忽略了下支承的动态摩擦学特性和锭子系统的陀螺效应。本文针对 D1201 型锭子的结构用有限元法建立计算模型, 并考虑下支承的动态摩擦学特性和锭子系统的陀螺效应。

二、力学模型的建立

D1201 型锭子结构 (图 1) 比较复杂, 属于复合转子系统。为了计算方便, 将纱管和锭盘转化为当量转子, 圆锥转化为阶梯轴, 上、下支承均简化为八参数模型, 其计算简化模型

收文日期 1988年11月21日

如图 2 所示。

三、下支承动态特性系数计算

为了计算模型的简化，我们将中心套管、铰底、尼龙套及挤压膜阻尼器（卷簧）系统转化为一当量支承，当下支承能形成动压油膜时，还应考虑摩擦副之间的润滑膜。

1. 润滑油膜的动态特性系数

铰底与铰尖在工作过程中形成滑动接触，如设计合理可形成动压油膜，其动态特性系数采用矩阵法可求出^[6]。

2. 挤压膜阻尼器（卷簧）的动态特性系数

挤压膜阻尼器的刚度是由其结构刚度和挤压油膜刚度组成的。

结构刚度 K 根据材料力学可以求出。设卷簧由 n 圈组成，材料厚度为 a ，长度为 l ，则

$$K = \frac{E a^3 l}{12 \pi \sum_{i=1}^n r_i^3} \quad \begin{matrix} (n \text{ —— 第 } i \text{ 圈卷簧半径}) \\ (E \text{ —— 材料弹性模量}) \end{matrix} \quad (1)$$

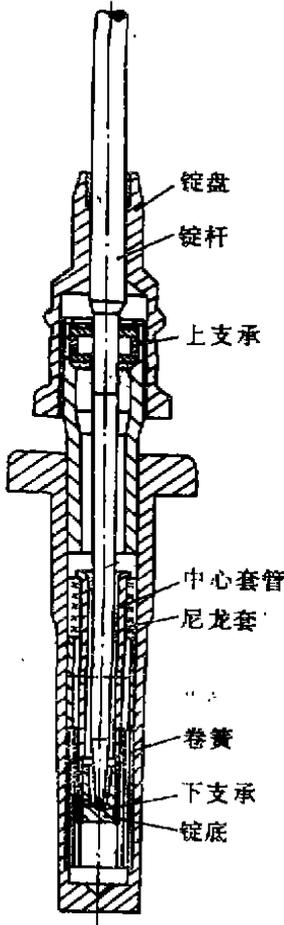


图 1

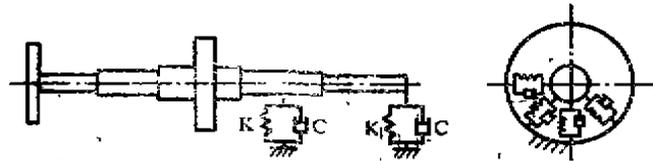


图 2

下面计算挤压油膜的刚度系统 K_{xx} 和阻尼系统 C_{xx} ，卷簧在工作过程中由于本身变形不大且间隙较小，为了计算方便，将卷簧近似看成相互套穿的多组刚性套管组成，并假设：挤压油膜的动态特性是各向同性；各套管的相对间隙相等；卷簧在传动带张力作用下径向初始位移为 δ_0 。图 3 为挤压油膜阻尼器示意图。

经推导^[6]挤压油膜的动态特性系数为

$$K_{xx} = K_{yy} = 1 / \sum_{i=1}^n (1 / K_{xx}^{(i)}) \quad K_{yy} = K_{xy} = 0 \quad (2)$$

$$C_{xx} = C_{yy} = 1 / \sum_{i=1}^n (1 / C_{xx}^{(i)}) \quad C_{yy} = C_{xy} = 0 \quad (3)$$

$$K_{XX}^{(i)} = \frac{11.9808\eta x_0 \omega r_i^5 l}{C^4 \left(\sum_{i=1}^{n-1} r_i \right)^2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos^2 \theta \sin \theta}{(1 - \varepsilon_{i0} \cos \theta)^{2.28}} d\theta \quad (4)$$

$$C_{XX}^{(i)} = \frac{9.36\eta r_i^3 l}{C^3 \sum_{i=1}^{n-1} r_i} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\sin \theta \cos \theta}{(1 - \varepsilon_{i0} \cos \theta)^{1.28}} d\theta \quad (5)$$

式中 $\varepsilon_{i0} = 1 - \frac{(n-1)c - \delta_0}{c} \cdot \frac{r_i}{\sum_{i=1}^{n-1} r_i}$ ($c = r_{i+1} - r_i$); x_0 为稳态振幅; η 为动力粘度; ω 为转子转速(1/s).

3. 当量支承的动态特性系数

将支承及支承座转化为当量支承, 其当量支承的计算模型如图4所示

设支承和支承座的动态特性系数为 $K_{1XX}, K_{1XY}, K_{1YX}, K_{1YY}, C_{1XX}, C_{1XY}, C_{1YX}, C_{1YY}$ 和 $K_{2XX}, K_{2XY}, K_{2YX}, K_{2YY}, C_{2XX}, C_{2XY}, C_{2YX}, C_{2YY}$, 支承座的参振质量为 m_p

引入位移阻抗的概念来表达动态特性系数, 则

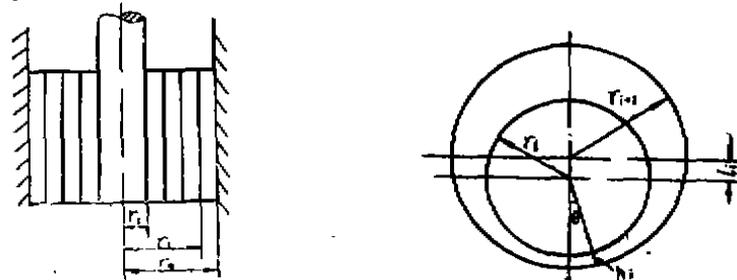


图3

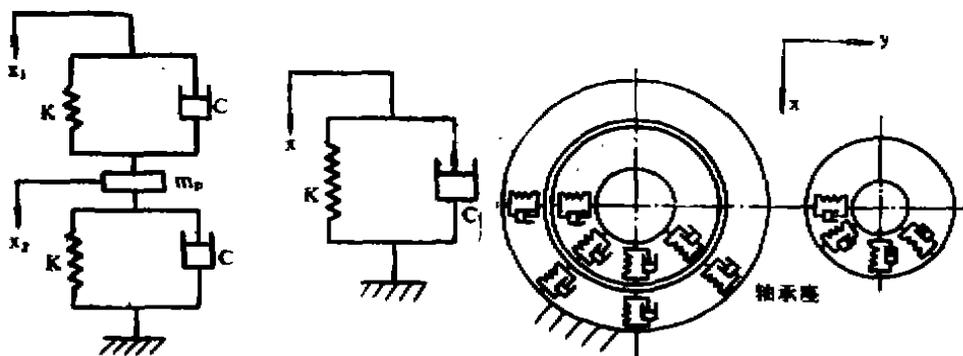


图4

$$\begin{aligned}
 & + \frac{mR_z^2}{120l} \left(\begin{array}{cccc} 36 & & & \\ 3l & 4l^2 & & \\ -36 & -3l & 36 & \\ 3l & l^2 & -3l & 4l^2 \end{array} \right) \left. \begin{array}{l} \text{SYM} \\ \\ \\ \end{array} \right\}; \\
 [M_p] &= \left(\begin{array}{cccc} m_{p1} & & & 0 \\ & J_{d1} & & \\ & & m_{p1} & \\ 0 & & & J_{d1} \end{array} \right); \\
 [K_p] &= \frac{EI}{l^3} \left(\begin{array}{cccc} 12 & & & \\ 6l & 4l^2 & & \\ -12 & -6l & 12 & \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{array} \right) \left. \begin{array}{l} \text{SYM} \\ \\ \\ \end{array} \right\}; \\
 [C_{ii}] &= \left(\begin{array}{cccc} C_{ii}^1 & & & 0 \\ & 0 & & \\ & & C_{ii}^1 & \\ 0 & & & 0 \end{array} \right) \quad (i=1, 2); \\
 [K_{ii}] &= \left(\begin{array}{cccc} K_{ii}^1 & & & 0 \\ & 0 & & \\ & & K_{ii}^1 & \\ 0 & & & 0 \end{array} \right) \quad (i=1, 2); \\
 [C_{12}] &= \left(\begin{array}{cccc} 0 & & & 0 \\ & \omega J_{p1} & & \\ & & 0 & \\ 0 & & & \omega J_{p1} \end{array} \right); \\
 [C_{21}] &= \left(\begin{array}{cccc} 0 & & & 0 \\ & -\omega J_{p1} & & \\ & & 0 & \\ 0 & & & -\omega J_{p1} \end{array} \right); \\
 [K_{1j}] &= \left(\begin{array}{cccc} K_{1j}^1 & & & 0 \\ & 0 & & \\ & & K_{1j}^1 & \\ 0 & & & 0 \end{array} \right); \\
 [J_{p1}] &= \left(\begin{array}{cccc} 36 & & & \\ 3l & 4l^2 & & \\ -36 & -3l & 36 & \\ 3l & l^2 & -3l & 4l^2 \end{array} \right) \left. \begin{array}{l} \text{SYM} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \frac{mR_z^2}{60l}
 \end{aligned}$$

(R_r ——转子半径)

方程中考虑了锭子系统的陀螺效应。

将各单元运动方程组集起，就可得到锭子系统的运动方程

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} \quad (12)$$

式中 $\{F(t)\}$ 为外力矢量； $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为质量阵、阻尼阵、刚度阵。

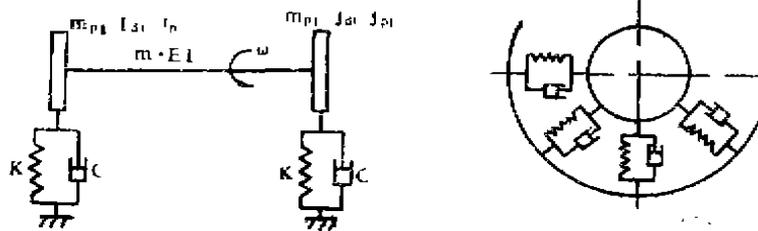


图 6

2. 锭子系统的动力学计算

1) 不平衡响应

锭子所受的外力主要是由于纱管和锭盘的质量偏心造成的，外力可表达为

$$\{F(t)\} = \{P_1\} \sin \omega t + \{P_2\} \cos \omega t \quad (13)$$

设锭子稳定强迫振动解具有下述形式

$$\{q\} = \{A_1\} \sin \omega t + \{A_2\} \cos \omega t \quad (14)$$

将 (13) (14) 式代入 (12) 式中，得

$$\begin{bmatrix} K - \omega^2 M & -\omega C \\ \omega C & K - \omega^2 M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

由上式可求出 $\{A_1\}$ 和 $\{A_2\}$ ，再代入 (14) 式就可求出系统的稳定响应。

2) 系统的模态及模态频率计算

系统的本征运动方程为

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (16)$$

设 $\{q\} = \{X\} e^{st}$ ，则 (16) 式的特征方程为

$$(s^2[M] + s[C] + [K])\{X\} = 0 \quad (17)$$

当刚度阵 $[K]$ 为正定时，上式可改写为

$$\begin{bmatrix} -[K]^{-1}[C] & -[K]^{-1}[M] \\ I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} = \frac{1}{s} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} \quad (18)$$

式中 $\{Y\} = s\{X\}$ ，上式可采用 QR 方法求解。

下面计算系统的稳态响应和动柔度。数学上从本征矩阵 $(s^2[M] + s[C] + [K])$ 出发，根据方程 $\{H\}^T (s^2[M] + s[C] + [K]) = 0$ ，确定对应特征值 s_i 的左特征向量 H_i ，则构成

右模态矩阵 $\phi = [X_1 \ X_2 \ \dots \ X_n]$

左模态矩阵 $\psi = [H_1, H_2, \dots, H_n]$

则系统的传递函数矩阵为

$$[R(s)] = \sum_{i=1}^{2n} \frac{\{X\}_i \{H\}_i^T}{m_i (s - s_i)} \quad (19)$$

式中 $m_i = H_i^T (2s_i[M] + [C])X_i$

如外力 $\{F(t)\} = \{f_0\}e^{i\omega t}$ ，则系统的稳态响应为

$$\{\dot{q}\} = \sum_{i=1}^{2n} \frac{\{X\}_i \{H\}_i^T \{f_0\}}{m_i (i\omega - s_i)} e^{i\omega t} \quad (20)$$

当 $\{f_0\} = P_0 a$ 时 (a 为已知列向量)，广义位移 u_0 与广义力参量 P_0 的比值 (u_0/P_0) 为动柔度，其表达式为

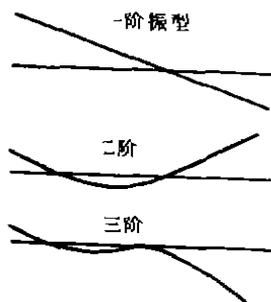
$$\frac{u_0}{P_0} = \sum_{i=1}^{2n} \frac{a^T X_i H_i^T a}{m_i (i\omega - s_i)} \quad (21)$$

五、计算结果及影响因素分析

(一) 计算结果

根据前面的理论分析，我们在 M-340 计算机对 D1201 型旋子系统进行了计算，结果如下：

1. 固有频率 (未计入阻尼阵)



取工作转速 $n = 16000 \text{rpm}$ ，旋子前三阶固有频率分别为 (rpm)：空旋时 $f_1 = 1893$ ， $f_2 = 24015$ ， $f_3 = 45664$ ；满管时 $f_1 = 1051$ ， $f_2 = 18797$ ， $f_3 = 29789$ 。

2. 振型 (未计入阻尼阵)，见图 6

3. 速度响应 (A_1 ——旋端振幅(m)， A_2 ——旋底振幅)

图 6

$n \times 10^4 (\text{rpm})$	1	1.1	1.3	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0
$A_1 \times 10^{-3}$	0.1488	0.323	0.2482	0.2099	0.2029	0.2059	0.2141	0.1994	0.1467
$A_2 \times 10^{-4}$	0.9390	1.931	1.3616	0.8815	0.5818	1.1710	0.6834	1.660	2.086

(二) 影响锭子振幅及固有频率的因素分析

1. 下支承刚度

当锭子结构其它参量不变，仅改变下支承刚度，由图 7 可看出，随着下支承刚度的增大，锭端振幅也增大，但比较平缓；而锭底振幅却下降；系统的前三阶固有频率也增大。

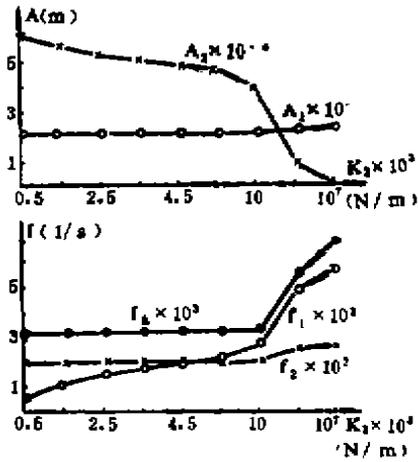


图 7

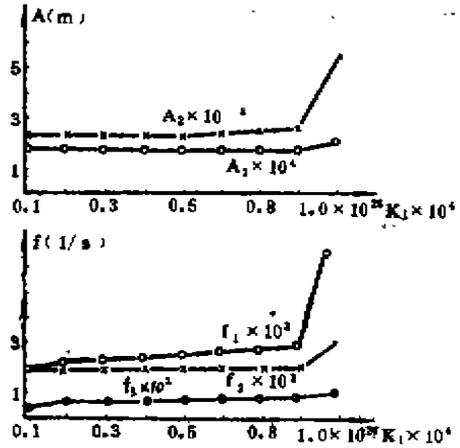


图 8

2. 上支承刚度

随着上支承刚度的增加，在 $0.1 \times 10^4 \sim 0.9 \times 10^4$ 范围内（图 8）锭端、锭底的振幅变化不大，锭子的前两阶固有频率随上支承刚度增加有所增加，第三阶固有频率变化甚微。

3. 锭杆直径

计算结果表明，当直径为原直径 0.7 倍和 1.5 倍时，锭端振幅较小，当直径为原直径 0.9 倍和 1.4 倍时，锭端振幅较大。

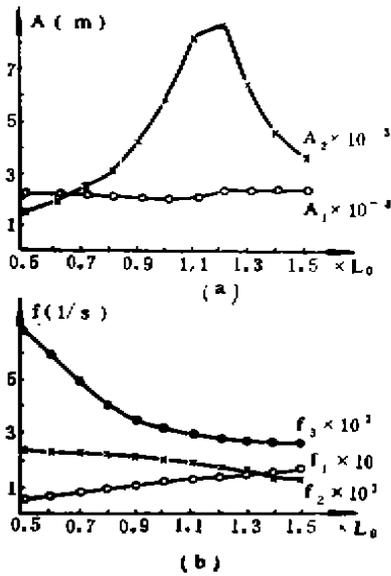


图 9

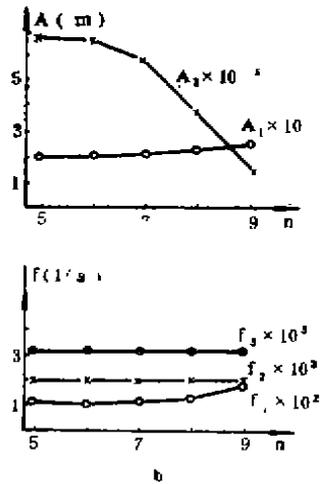


图 10

4. 上下支承间的距离

锭端和锭底振幅都随间距的改变而改变(图9)。第一阶固有频率随间距增大而增大,第二、三阶固有频率随间距增大而减小。

5. 卷簧的圈数

由图10可看出,随圈数的增加锭端振幅缓慢增加,而锭底振幅下降较快。圈数增加,系统的前三阶固有频率也增加,但比较平缓。

六、结 束 语

我们采用振动理论并考虑摩擦学效应计算出了D1201型锭子的动态特性,分析了锭子系统的结构参数对其振动的影响,从而通过改变锭子系统结构参数达到减轻振动的目的,这对提高锭子工作寿命和工作质量有重要意义。

参 考 文 献

- [1] 俞昊昊等,具有圆锥形轴段之复合回转系统的临界转速,华东纺织工学院学报,1984,10(4)
- [2] 马涂林,按模态综合法讨论复合轴系的动力响应,华东纺织工学院学报,1985,11(4)
- [3] 张文,模态综合法在转子动力学中的应用,振动与冲击,1984,4
- [4] 陈瑞琪等,用SAP5分析纺纱锭子的振动,中国纺织大学学报,1986,12(6)
- [5] 尚礼,圆弧瓦径向动压轴承动态特性系数计算,浙江大学学报,1985,19(6)
- [6] 刘德俊,细纱锭子的动力学分析,硕士论文,1988