

挤压油膜阻尼器的热平衡分析

哈尔滨工业大学
北京航空航天大学

陈照波* * 刘树春 阮金彪 夏松波
刘方杰

【摘要】 利用变分有限元法对挤压油膜阻尼器(简称 SFD)的热平衡问题进行了分析计算。文中根据雷诺边界条件,通过联立求解 SFD 的雷诺方程、能量方程得到了 SFD 的压力分布、滑油流量等参数。为 SFD 的设计与计算提供了更为可靠的理论依据。

主题词: 阻尼器 有限元法 热平衡
分类号: TH117

有关挤压油膜阻尼器虽有大量论著发表^[1-5],但研究挤压油膜阻尼器的热平衡问题对设计起着的非常重要作用。即使在国外也很少有人作深入细致地研究,文献[6]只对研究的目的进行了介绍,并未详细理论计算。本文对此进行了探索性的研究。

1 控制方程的求解

挤压油膜阻尼器在工作过程中,滑油温度上升,粘度下降。所以,在研究其热平衡问题时要考虑滑油的粘温特性,需将雷诺方程、能量方程进行联立求解,以下进行分别讨论。

1.1 雷诺方程的求解

支配挤压油膜阻尼器中压力形成的雷诺方程是从质量和动量守恒方程推导出来的,推导时通常作如下的近似和假定:(1)润滑剂是牛顿流体且不可压缩;(2)流体膜非常薄,使得穿过膜厚度方向上速度的导数远较其它速度导数更重要(这就是所谓的薄膜近似);(3)润滑剂的流动为层流状态;(4)体积力效应忽略不计。

如图 1 所示,在稳态运转情况下,阻尼器轴颈只作圆进动而无自转,此时其雷诺方程无量纲化为
(取相对单位: $z/\lambda = B/2, \mu/\bar{\mu} = \mu_0, h/H = C,$
 $p/P = 2\mu_0\Omega R^2/C^2$)

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = -6 \frac{\partial H}{\partial \theta}$$

$$P|_{\Gamma} = P(s) \quad (-1 < \lambda < 1, \quad \theta_1 < \theta < \theta_2)$$

(1)

式中: R 为阻尼器轴颈半径; h 为油膜厚度, $h = C - e \cos \theta$; p 为油膜压力; μ 为滑油动力粘度; θ 为

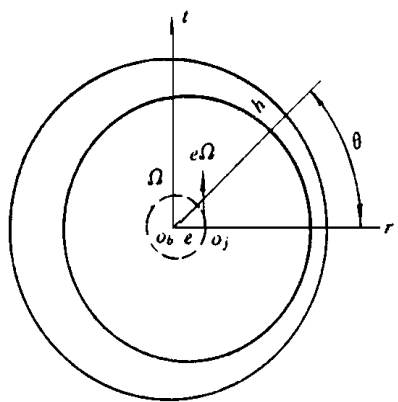


图 1 SFD 横截面简图

r 轴正方向量起; Ω 为轴颈进动速度; e 为轴颈偏心距; C 为半径间隙; D 为阻尼器直径; B 为阻尼器宽度, Γ 为求解域 Σ 的边界, s 为 Γ 上的点。由变分原理并考虑求解域 Σ 的对称性可知, 与微分方程 (1) 等价的变分问题为:

$$J(P) = \iint_{\Sigma} \left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{H^3}{\mu} \left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{H^3}{\mu} \left(\frac{\partial P}{\partial \lambda} \right)^2 \right] - 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} P \right\} d\theta d\lambda = \min$$

$$P|_{\Gamma} = P(s)$$

其中 Σ 为 Σ 的上半部分 (如图 2 所示), Γ 为 Σ 的外边界。在对称轴上 $\lambda = 0$, $\partial P / \partial \lambda = 0$ 。这是自然边界, 当达到极值时, 自动满足。

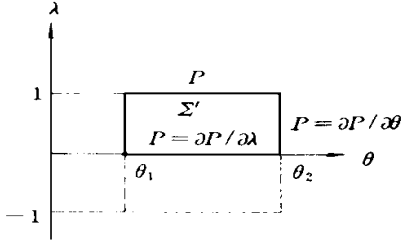


图 2 SFD 求解区域

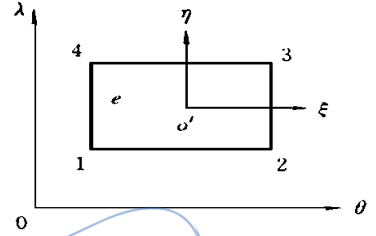


图 3 单元局部坐标系

将域 Σ 离散成一个个矩形单元, 任取一单元 e 进行分析, 并引入局部坐标系 ξ, η 如图 3 所示。在局部坐标系下, 典型单元 e 的区域标准化为: $-1 \leq \xi \leq 1, -1 \leq \eta \leq 1$ 。单元 e 上任一点处的压力可近似为: $P(\theta, \lambda) = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) P_i$ 。式中 $N_i(\xi, \eta)$ 为形状函数。这样, 典型单元 e 上的泛函为:

$$X^e = \iint_e \left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{H^3}{\mu} \left(\sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \theta} P_i \right)^2 + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{H^3}{\mu} \left(\sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} P_i \right)^2 \right] - 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} \sum_{i=1}^4 N_i P_i \right\} \cdot |J| d\xi d\eta$$

式中雅可比矩阵

$$[J] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \theta & \sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \lambda_i \\ \sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \theta & \sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \lambda_i \end{bmatrix}$$

根据泛函取得极值的条件:

$$\frac{\partial J(P)}{\partial P_i} = \sum_{e=1}^E \frac{\partial X^e}{\partial P_i} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

式中 E 为单元总数。可得单元刚度矩阵 $[K]^e = [k_{ij}]^e$ 及 $\{F\}^e = (F_1, F_2, F_3, F_4)^T$

其中:

$$k_{ij} = \iint_e \frac{H^3}{\mu} \left[\frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} \frac{\partial N_j}{\partial \lambda} \right] \cdot |J| d\xi d\eta$$

$$F_i = \iint_e -6 \frac{\partial H}{\partial \theta} N_i |J| d\xi d\eta \quad (i, j = 1, 2, 3, 4)$$

最后各单元进行叠加并考虑边界条件可得总体方程:

$$[K]\{P\} = \{F\} \quad (3)$$

$[K]$ 为总刚度阵, $\{P\}$ 为节点压力分布向量, $\{F\}$ 为载荷列阵。

上述方程组可用超松弛迭代法获得近似解, 从而得到 SFD 稳态工况下的压力分布。

1.2 能量方程的求解

实际轴承计算时, 必须考虑滑油粘度随温度而变化。当流体受剪切时, 对之所作的功使滑油温度上升, 结果使不可压缩流体的粘度下降, 这种由于粘度而产生的影响在求解雷诺方程时必须加以考虑。从这个意义上讲, 能量方程的求解也是必不可少的。如用不可压缩润滑油, 而且考虑到油膜厚度远小于其长度和宽度; 另外, 在高速轴承中油流带热远大于传导散热。这样, 略去微小项后, 定常工况下挤压油膜阻尼器的能量方程沿油膜厚度方向 y 积分并考虑到:

$$u = \frac{U(h-y)}{h} + \frac{1}{2\mu} \frac{\partial}{\partial x} y(y-h) \quad , \quad w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial}{\partial z} y(y-h)$$

得:

$$\rho C_v \left[\left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\mu U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (4)$$

式中: ρ 为滑油密度, C_v 为比热, u, v, w 为 x, y, z 向速度。

取 $T/T_0 = (1/\rho C_v) (2\mu_0 R \Omega / C)$, 其它相对单位同前, 将(4)式无量纲化得下列定解问题:

$$\alpha (\partial T / \partial \theta) + \beta (\partial T / \partial \lambda) = \gamma \quad , \quad T|_{\theta=\theta_1} = T_0 \quad (5)$$

式中: $\alpha = 1 - (H^2/3\bar{\mu}) (\partial p / \partial \theta)$, $\beta = - (H^2/3\bar{\mu}) (D/B)^2 (\partial p / \partial \lambda)$

$$\gamma = (\bar{\mu}/H^2) + (H^2/3\bar{\mu}) [(\partial p / \partial \theta)^2 + (D/B)^2 (\partial p / \partial \lambda)^2]$$

以上方程为柯西问题, 可引出下面的变分问题:

$$Q(T) = \iint_{\Sigma} \left[\alpha \frac{\partial T}{\partial \theta} + \beta \frac{\partial T}{\partial \lambda} - \gamma \right]^2 d\theta d\lambda = \min \quad , \quad T|_{\theta=\theta_1} = T_0 \quad (6)$$

泛函 $Q(T)$ 是非负的, 如果方程(6)有解, 则该解必使 $Q(T) = \min$, 反之亦然。于是, 能量方程求解问题转化为求解变分问题(6), 如同求解雷诺方程可得其单元刚度阵 $[K]^e = [k_{ij}]^e$ 及 $\{F\}^e = (F_1^e F_2^e F_3^e F_4^e)^T$

$$k_{ij}^e = \iint_{\Sigma} \left[\alpha \frac{\partial N_i}{\partial \theta} + \beta \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} \right] \left[\alpha \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \beta \frac{\partial N_j}{\partial \lambda} \right] |J| d\xi d\eta$$

$$F_i^e = \iint_{\Sigma} \left[\alpha \frac{\partial N_i}{\partial \theta} + \beta \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} \right] \gamma |J| d\xi d\eta \quad (i, j = 1, 2, 3, 4)$$

通过解总体方程

$$[K] \{T\} = \{F\} \quad (7)$$

求得SFD 稳态工况下的温度分布。

1.3 几点说明

温粘关系。由于在计算中考虑了粘度的影响, 所以要给出滑油的温粘关系, 在此采用的是雷诺温粘关系式 $\mu = \mu_0 e^{-a(T-T_0)}$, 将其无量纲化为 $\bar{\mu} = e^{-b(T-T_0)}$ 。式中 $b = a(2\mu_0 R \Omega / C) (1/\rho C_v)$

$$\text{侧泄油量 } \bar{Q}_1 = \frac{Q_1(B/D)}{CR^2\Omega} = -\frac{1}{3} \int_1^{\theta_2} \left[H^3 \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right]_{\lambda=1} d\theta$$

$$\text{油膜破裂处出油量 } \bar{Q}_2 = \frac{Q_2(B/D)}{CR^2\Omega} = \frac{1}{2} \left[\frac{B}{D} \right]^2 \int_1^{\theta_2} H^3 p d\lambda$$

式中 θ, H, p 分别为油膜破裂处的周向位置和油膜厚度。根据流量平衡可得进油量 $\bar{Q} = \bar{Q}_1 + \bar{Q}_2$ 。另外, 计算时也可得出动特性系数。

1.4 求解步骤

(1) 给定一偏心率 ϵ , 假设初始温度分布; (2) 计算粘度分布 $\mu(T)$; (3) 求解雷诺方程得压

力分布;(4) 求解能量方程得温度分布;(5) 判断收敛否?(6) 计算流量等参数。需要说明的是:要进行具体计算时,还须联系到转子支承系统的工作情况。从前面的推导可看出,参数 ϵ 是未知的,这一参数正是转子系统阻尼器轴颈处的振幅。所以,在进行热平衡计算时要联立转子系统的运动方程,通过迭代运算而求得数值解。

2 算 例

以某实验台挤压油膜阻尼器为对象进行了分析计算。阻尼器尺寸为: $D=170\text{ mm}$, $B=35\text{ mm}$, $C=0.13\text{ mm}$ 。给定偏心率 $\epsilon=0.3$, 滑油牌号为航空用油 4109, 进油温度为 45°C , 滑油密

表 1 粘度随温度变化情况

温度($^{\circ}\text{C}$)	30	40	50	60	70	80
粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	0.0206	0.0147	0.0107	0.00716	0.00649	0.00494

度为 937.5 kg/m^3 , 比热为 $1.92\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 粘度随温度变化情况如表 1 所示。

计算结果如图 4 所示为 SFD 中央截面沿周向的压力分布, 图中实线和虚线分别为考虑与不考虑温粘效应的压力分布, 对应两种情况算得的流量分别为 $0.000146\text{ m}^3/\text{s}$ 和 $0.000289\text{ m}^3/\text{s}$, 二者相差接近一倍。经查阅国外文献得知, 考虑温粘效应算得的压力分布、流量等参数与实际相差较小, 更具有理论指导意义。

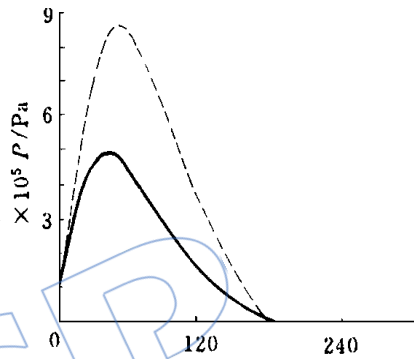


图 4 SFD 中央截面周向压力分布

3 结 论

通过上述对挤压油膜阻尼器热平衡问题的研究得知, 是否考虑其热平衡问题对 SFD 的设计与计算将会产生很大影响。结果表明, 考虑滑油的温粘特性所得结果更接近实验数据。由此可见, 对 SFD 热平衡问题的研究是一个不可忽视的问题。

参 考 文 献

- 1 Rabinowitz M D, Hahn E J. Steady- State Performance of SFD Supported Flexible Rotors. J. of Eng. for Power, 1977: 552 - 558
- 2 Barrett L E, Gunter E J. Steady- State and Transient Analysis of SFDB for Rotor Stability. NASA- CR- 2548
- 3 Cooper S. Preliminary Investigation of Oil Films for the Control of Vibration, Proc. of Lubrication and Wear Convention. 1963: 305- 315
- 4 Holmes R. Research Note: The Nonlinear Performance of SFB. J. of Mech. Eng. Science, 1972, 14(1): 74- 77
- 5 刘方杰. 转子动力学. 国防工业出版社, 1985
- 6 Brown G J, et al. The Finite Element Method for Hydrodynamic Lubrication Problems. UACL Technical Note, 1975: 484

(责任编辑 魏星禄)