

文章编号:1000-8055(2009)02-0360-05

结构阻尼对发动机转子系统稳定性的影响

程 礼^{1,2}, 范家栋², 陈雪峰¹

- (1. 西安交通大学 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710049;
2. 空军工程大学 工程学院, 西安 710038)

摘 要: 根据航空发动机转子的结构特点, 构建了考虑结构阻尼和挤压油膜阻尼力的转子动力学简化模型, 分别采用 Routh-Hurwitz 判据和平衡点解预测追踪算法分析了转子系统的失稳门槛转速. 结果表明: 结构阻尼会导致转子系统在临界转速之上的某一转速范围内失稳, 并且会降低由挤压油膜阻尼力引起的失稳门槛转速, 使转子系统提前进入失稳状态.

关 键 词: 稳定性; 转子系统; 结构阻尼; 挤压油膜阻尼力

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

Influence of structural damping on stability of the rotor system

CHENG Li^{1,2}, FAN Jia-dong², CHEN Xue-feng¹

- (1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. The Engineering Institute, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: According to the characteristics of the rotor system of a turbo-fan engine, a simplified rotor dynamic model with structural damping and squeezed film damping was constructed. Stability of the rotor system was analyzed by the Routh-Hurwitz criterion and the tracing method of the steady-state. The results show that the structural damping may cause the rotor system to be out of stability within a range of speed over the system's critical speed and may reduce the threshold speed for dynamic instability caused by the squeezed film damping.

Key words: stability; rotor system; structural damping; squeezed film damping

航空发动机振动大是发动机结构故障的主要诱因之一, 严重危及飞行安全. 某型航空发动机在飞行和地面试车中多次出现振动幅值突变故障. 故障现象是当转速增至临界转速之上的一个转速范围时振动幅值突增, 经过这个转速范围后振动幅值又可能突降, 突变幅度大约在 15 mm/s 左右. 从现象上看振动幅值突变应该是一种转子失稳现象. 导致转子失稳的原因很多, 如油膜失稳、气动封严失稳、碰摩失稳、内腔积液失稳、内耗失

稳等, 确定失稳原因是排除振动幅值突变故障的关键. 国内外研究油膜失稳、气动封严失稳、碰摩失稳、内腔积液失稳的文献较多, 但研究内耗失稳的文献很少见^[1]. Samantaray A K^[2] 研究发现非线性内阻尼会导致转子系统在某些转速范围内失稳.

根据航空发动机转子可拆卸式盘鼓结构的特点, 本文构建了考虑结构阻尼和挤压油膜阻尼力的转子动力学简化模型, 分别采用 Routh-Hur-

收稿日期: 2008-01-11; 修订日期: 2008-07-10

基金项目: 863 计划(2007AA04Z410); 总参维修预研基金(5132701)

作者简介: 程礼(1963 -), 男, 黑龙江哈尔滨人, 空军工程大学教授, 西安交通大学博士生, 主要从事航空发动机结构、强度与振动研究.

witz 判据和平衡点解预测追踪算法分析了转子系统的失稳转速.结果表明:结构阻尼会导致转子系统在临界转速之上的某一转速范围内失稳,并且会降低由挤压油膜阻尼力引起的失稳转速.

1 模型简化与方程推导

某型航空发动机的高压压气机转子采用可拆卸式盘鼓结构,转子前轴承带有一个挤压油膜阻尼器,转子的后三级盘及篦齿封严盘结构如图 1 所示.转子各级盘之间都夹着一个等直径的鼓筒,鼓筒与盘靠圆柱面定位,用一组长螺杆将鼓筒和各级轮盘拉紧,靠端面摩擦传扭.各级盘缘处均前后外伸,互相之间采用圆柱面配合,形成外层鼓筒和封严结构,进一步增加了刚性^[3].据调查,多数故障发动机的盘缘配合圆柱面间隙大于工艺规定,且有明显的摩擦痕迹.

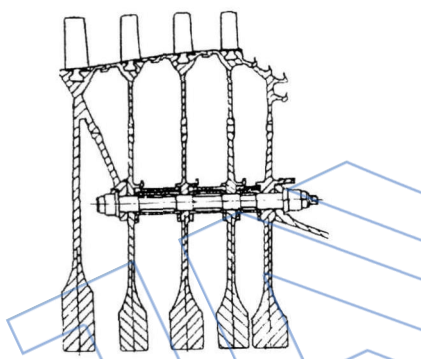


图 1 某型航空发动机高压压气机转子结构图
Fig. 1 Structure of high pressure rotor of a turbo-fan engine

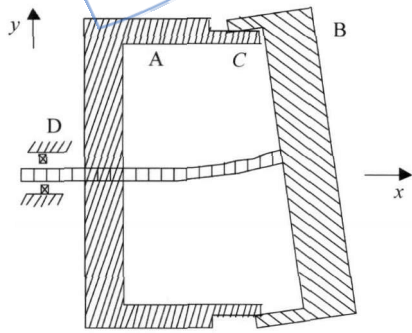


图 2 转子动力学简化模型
Fig. 2 Simplified rotor dynamic model

为研究问题的本质,本文将转子简化成单级悬臂的动力学模型,如图 2 所示.假设 A 盘紧靠固定轴承+挤压油膜阻尼器 D,只有旋转运动而不考虑其振动位移、弯曲;B 盘置于轴的另一端.

两盘的外缘采用圆柱面配合,随着转轴的弯曲变形,B 盘发生倾斜,两盘盘缘配合圆柱面之间将发生相对运动,从而产生摩擦.该摩擦力即所谓的结构阻尼,结构阻尼属于一种系统的内阻尼.图 2 可以简化为只有 B 盘 4 个自由度的简化转子模型,不考虑阻尼力和挤压油膜力的动力学方程

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\theta}_x \\ -\ddot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_p \\ 0 & 0 & -J_p & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\theta}_x \\ -\dot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & k_{12} & 0 \\ 0 & k_{11} & 0 & k_{12} \\ k_{12} & 0 & k_{22} & 0 \\ 0 & k_{12} & 0 & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ z \\ \theta_x \\ -\theta_y \end{bmatrix} = m\epsilon\Omega^2 \begin{bmatrix} \cos\phi \\ \sin\phi \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中 $\phi = \Omega t + \phi_0$, Ω 为转子转速, ϕ_0 为初相位,不失一般性令 $\phi_0 = 0$.

设在静止条件下 A 盘和 B 盘外缘上的任意一位置重合点为 C(半径为 R),其在与转子同轴同速转动的旋转坐标系中的坐标恒为 $\begin{bmatrix} 0 & R & 0 \end{bmatrix}^T$.但是在旋转条件下,由于两盘的运动状态不同,两盘 C 点在固定坐标系中的坐标是不同的,即产生位移.利用投影角法,可以得到 C 点在固定坐标系中的坐标分别为

$$\begin{cases} x_{AC} \\ y_{AC} \\ z_{AC} \end{cases} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ 0 & \sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ R \\ 0 \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} 0 \\ \cos\phi \\ \sin\phi \end{bmatrix} \quad (2)$$

和

$$\begin{cases} x_{BC} \\ y_{BC} \\ z_{BC} \end{cases} = A^T \begin{bmatrix} 0 \\ R \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中 $A = \begin{bmatrix} 1 - \theta_x/2 & \theta_x & -\theta_y \\ -\theta_x \cos\phi + \theta_y \sin\phi & (1 - \theta_x/2) \cos\phi + \theta_y \theta_x \sin\phi/2 & \theta_y \theta_x \cos\phi/2 + (1 - \theta_y/2) \sin\phi \\ \theta_y \cos\phi + \theta_x \sin\phi & \theta_y \theta_x \cos\phi/2 - (1 - \theta_x/2) \sin\phi & (1 - \theta_y/2) \cos\phi - \theta_y \theta_x \sin\phi/2 \end{bmatrix}$

两盘C点的相对位移为

$$\Delta_C = \begin{Bmatrix} x_{BC} \\ y_{BC} \\ z_{BC} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} x_{AC} \\ y_{AC} \\ z_{AC} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Delta_{x_C} \\ \Delta_{y_C} \\ \Delta_{z_C} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中 Δ_{y_C} 和 Δ_{z_C} 为高阶小量, 可以简化为

$$\Delta_C = \Delta_{x_C} = R \begin{pmatrix} -\theta_z \cos \phi + \theta_y \sin \phi \end{pmatrix} \quad (5)$$

对(5)式求导可得两盘盘缘任意点C的相对速度为

$$\dot{\Delta}_{x_C} = R \begin{pmatrix} -\dot{\theta}_z \cos \phi + \Omega_z \sin \phi + \dot{\theta}_y \sin \phi + \Omega_y \cos \phi \end{pmatrix} \quad (6)$$

严格地说干摩擦是非线性的, 为简化分析, 设结构阻尼 F_r 为相对滑动速度的线性函数, 相对摩擦系数为 $\bar{c}_r$, 则结构阻尼 F_r 可以表示为

$$F_r = -\bar{c}_r \dot{\Delta}_{x_C} \quad (7)$$

由于B盘在不同转速下的涡动状态不同, 因此盘缘各点结构阻尼的大小、方向也各不相同, 且不断变化着. 结构阻尼 F_r 对盘B产生的力矩为

$$\overline{M}_r = R F_r = R \bar{c}_r \dot{\Delta}_{x_C} = \bar{c}_r R^2 \times \begin{pmatrix} \theta_z \cos \phi - \Omega_z \sin \phi - \theta_y \sin \phi - \Omega_y \cos \phi \end{pmatrix} \quad (8)$$

分解到固定坐标系有

$$\begin{cases} \overline{M}_y = \overline{M}_r \cos \phi \\ \overline{M}_z = \overline{M}_r \sin \phi \end{cases} \quad (9)$$

假设这种结构阻尼遍布整个圆盘外缘, $\bar{c}_r = \pi \bar{c}_r R^2$ 定义为结构阻尼系数, 可得总力矩为

$$\begin{cases} M_y = \int_0^{2\pi} \overline{M}_y d\phi = \pi \bar{c}_r R^2 (\theta_z - \Omega_y) = \bar{c}_r (\theta_z - \Omega_y) \\ M_z = \int_0^{2\pi} \overline{M}_z d\phi = \pi \bar{c}_r R^2 (-\theta_y - \Omega_z) = \bar{c}_r (-\theta_y - \Omega_z) \end{cases} \quad (10)$$

挤压油膜阻尼器产生的油膜力, 采用文献[4]的帕金斯无限长轴承模型. 由于系统存在外部阻尼, 设外部阻尼系数为 c_s , 将内外阻尼和挤压油膜阻尼代入式(1)得到考虑结构阻尼和挤压油膜阻尼时的转子动力学方程(其中 F_r 和 F_t 分别为非线性油膜力在径向和切向上的分量)为

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \dot{\theta}_z \\ -\dot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_r & \Omega_{I_p} \\ 0 & 0 & -\Omega_{I_p} & c_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \\ \theta_z \\ -\theta_y \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} k_{11} & 0 & k_{12} & 0 \\ 0 & k_{11} & 0 & k_{12} \\ k_{12} & 0 & k_{22} & \Omega_{c_r} \\ 0 & k_{12} & -\Omega_{c_r} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ z \\ \theta_z \\ -\theta_y \end{bmatrix} = me \Omega \begin{bmatrix} \cos \phi \\ \sin \phi \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_r \cos \phi - F_t \sin \phi \\ -F_r \sin \phi + F_t \cos \phi \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

2 稳定性判据

不考虑挤压油膜力时, 系统为线性系统. 利用特征值判据或 Routh-Hurwitz 判据可以很容易分析系统的失稳门槛转速^[1-2].

考虑挤压油膜力时, 系统为非线性系统. 判断非线性系统稳定性采用程礼^[5]提出的平衡点解预测追踪算法. 该方法的基本思想为

引入状态变量

$$u = \begin{pmatrix} q & \dot{q} \end{pmatrix}^T, \quad q = \begin{pmatrix} y & z & \theta_z & -\theta_y \end{pmatrix}^T$$

将动力方程(11)转换为如下的表达式

$$du/dt = F(\Omega, u) \quad (12)$$

$$\text{其中 } F(\Omega, u) = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ M^{-1}(F - K - Cq) \end{bmatrix}$$

显然这是一个自治系统. 其中 $(t, u) \in (R \times R^{2m})$, 当参数 Ω 为一确定值 Ω_m 时, 满足 $F(\Omega_m, u^s) = 0$ 的点 u^s 即为系统此时的平衡点解. 假设 δu 是 u 的一个小摄动, δ 是任意给定的常量, 代入式(12)有

$$\delta u/dt = F(\Omega, u + \delta u) - F(\Omega, u) \quad (13)$$

当 $\delta \rightarrow 0$ 时摄动趋于无限小, 式(13)可写为

$$\frac{dv}{dt} = \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{F(\Omega, u^s + \delta u) - F(\Omega, u^s)}{\delta} \stackrel{\text{def}}{=} F_u(\Omega, u^s | v) = A(\Omega, u^s) \cdot v \quad (14)$$

在 u^s 处的雅可比矩阵是

$$A(\Omega_m, u^s) = F_u(\Omega_m, u^s | v) \quad (15)$$

利用雅可比矩阵的特征值判定平衡点解的稳定性: 如果系统雅可比矩阵 $A(\Omega_m, u^s)$ 的所有特征值均有负实部, 则 u^s 是渐进稳定的; 而当 $A(\Omega_m, u^s)$ 至少有一个特征值的实部为正时, u^s 不稳定.

3 稳定性分析结果与讨论

转子动力学方程(11)只能利用数值方法进行分析. 为方便比较, 本文模型参数采用文献[6]的算例数值: 圆盘B半径 $R = 0.24 \text{ m}$, 厚度 $h =$

0.014 17 m;转轴长度 $l = 0.5$ m;转轴直径 $d = 0.03$ m;圆盘转动惯量 $J_d = J_y = J_z = mR^2/4 = 0.288 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; $J_p = J_x = mR^2/2 = 0.576 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;转轴弹性模量转轴截面惯性矩 $I = \pi d^4/64 = 3.976 \times 10^{-8} \text{ m}^4$; $E = 20.58 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$;密度 $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$. 采用 Rayleigh 梁-轴有限元转轴刚度为: $k_{11} = 7.8553 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_{22} = 6.5461 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$; $k_{12} = -1.9638 \times 10^5 \text{ N}$.

文献[6]计算转子系统在不考虑结构阻尼和油膜力时的临界转速为 $\Omega_c = 105.84 \text{ rad/s}$,且转子系统始终是稳定的.

3.1 只考虑结构阻尼时系统的稳定性分析

阻尼对振动系统而言通常都是起稳定作用的,但结构阻尼的作用则可能在转子涡动时产生旋转拖曳,从而将转子旋转的能量不断转变成转子振动能量,使转子失稳.因此考虑结构阻尼后,系统在临界转速以上可能出现不稳定区域.

给定结构阻尼系数 c_r ,通过改变外阻尼系数 c_s ,得到几组与之对应的转子系统失稳门槛转速.以 $\alpha = c_s/c_r$ 为纵坐标,以 $\ln(\Omega/\Omega_c)$ 为横坐标(坐标 0 点对应临界转速),失稳门槛转速边界如图 3 所示.给定不同的外阻尼 c_s 时,失稳门槛转速边界如图 4 所示.

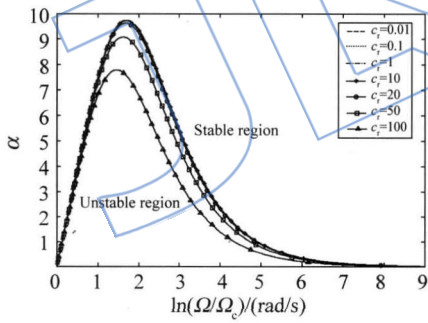


图 3 $\ln(\Omega/\Omega_c)$ 随 α 的变化曲线
Fig. 3 Relationship between $\ln(\Omega/\Omega_c)$ and α

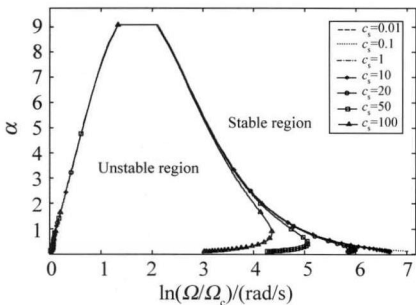


图 4 $\ln(\Omega/\Omega_c)$ 随 $1/\alpha$ 的变化曲线
Fig. 4 Relationship between $\ln(\Omega/\Omega_c)$ and α

由图 3 和图 4 可以看出,由于结构阻尼的存

在,系统可能出现三种不同的稳定特性:①系统不会失稳;②系统大于某一转速后失稳;③系统大于某一转速后失稳,继续增加转速后又恢复稳定.

系统实际具有哪种特性,与结构阻尼系数 c_r 和外阻尼系数 c_s 的比值 α 有关.上述特性与某型航空发动机的振动幅值突变故障在现象上十分相似.

3.2 同时考虑结构阻尼和挤压油膜阻尼时系统的稳定性分析

给定不同油膜厚度 c ,改变结构阻尼系数 c_r (令外阻尼为 0),则可以计算出 c_r 与 S 所对应的失稳门槛转速,具体情况如图 5~图 7 所示.

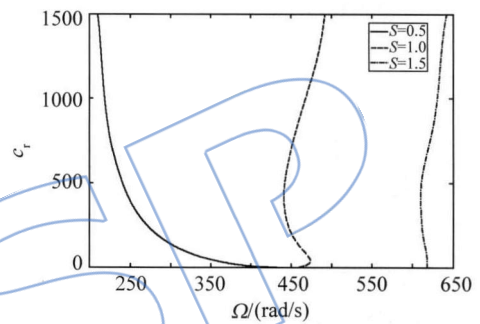


图 5 $c = 0.8 \text{ mm}$ 时结构阻尼 c_r 与相应的 Ω 的关系
Fig. 5 Threshold speed for dynamic instability when $c = 0.8 \text{ mm}$

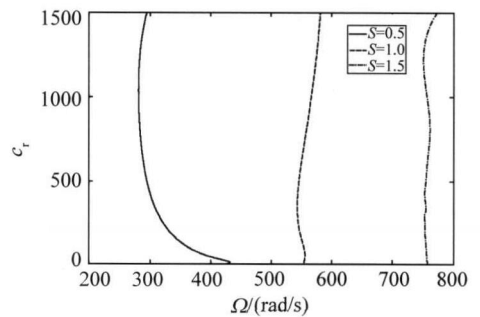


图 6 $c = 0.5 \text{ mm}$ 时结构阻尼 c_r 与相应的 Ω 的关系
Fig. 6 Threshold speed for dynamic instability when $c = 0.5 \text{ mm}$

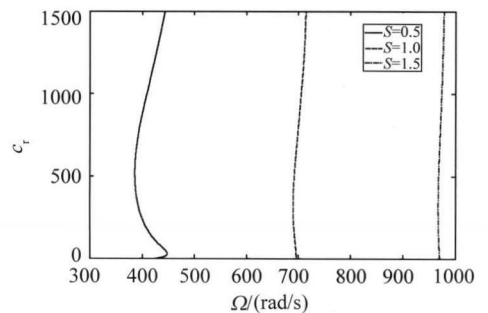


图 7 $c = 0.3 \text{ mm}$ 时结构阻尼 c_r 与相应的 Ω 的关系
Fig. 7 Threshold speed for dynamic instability when $c = 0.3 \text{ mm}$

从以上结果可以看出,挤压油膜阻尼器的油膜间隙 c 和系统参数 S 对系统的失稳门槛转速有很重要的影响;在某些情况下,结构阻尼 c_r 会大幅度地降低由挤压油膜阻尼力引起的失稳门槛转速,导致转子系统更容易发生失稳。

4 结 论

1) 通过分析盘鼓结构转子的鼓筒之间的相对运动所产生的结构阻尼,构建了考虑结构阻尼和挤压油膜阻尼力的转子动力学简化模型。

2) 采用 Routh-Hurwitz 判据分析表明:结构阻尼的存在会导致转子系统在临界转速之上的某一转速范围内失稳。根据结构阻尼系数 c_r 和外阻尼系数 c_s 的变化系统可能出现三种不同的稳定特性:①系统不会失稳;②系统大于某一转速后失稳;③系统大于某一转速后失稳,继续增加转速后又恢复稳定。

3) 采用平衡点解的预测追踪算法分析表明:结构阻尼的存在会降低由挤压油膜阻尼力引起的失稳门槛转速,从而导致转子系统提前进入失稳状态。

参考文献:

- [1] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2000:283-320.
- WEN Bangchun, GU Jialiu, XIA Songbo, et al. Advanced rotor dynamic[M]. Beijing: China Machine Press, 2000: 283-320. (in Chinese)
- [2] Samantaray A K, Mukherjee A, Bhattacharyya R. Some studies on rotors with polynomial type non-linear external and internal damping[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2006, 41: 1007-1015.
- [3] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2006: 297-339.
- CHEN Guang. Analysis for structural design of aero-engine[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2006: 297-339. (in Chinese)
- [4] 虞烈,刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2001: 283-285.
- YU Lie, LIU Heng. Dynamic of bearing-rotor system [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001: 283-285. (in Chinese)
- [5] CHENG Li. A new numerical method for periodic solutions of nonlinear dynamic systems- PNF method[C]// Asia Vibration Conference 1989. Shenyang: Press of Northeast University of Technology, 1989: 131-134.
- [6] 隋永枫. 转子动力学的求解辛体系及其数值计算方法[D]. 大连:大连理工大学, 2005.
- SUI Yongfeng. A symplectic systematic methodology for rotor dynamics and the corresponding numerical computational methods [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2005. (in Chinese)