

航空发动机转子挤压油膜阻尼器设计方法

刘展翅¹, 廖明夫¹, 丛佩红², 王娟², 王四季¹, 石斌¹, 李岩¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 将挤压油膜阻尼器设计与转子动力学设计相结合,建立了航空发动机转子挤压油膜阻尼器设计方法和设计流程. 转子参数为转子阻尼、临界转速配置、最大不平衡量、转子振动峰值,以及支承外传力等,挤压油膜阻尼器设计参数为轴颈偏心率、油膜半径间隙、油膜长度和鼠笼刚度. 设计目标是控制转子临界峰值和支承外传力. 其中转子阻尼与最大不平衡量为挤压油膜阻尼器设计的关键参数. 利用一实验器,对该设计方法进行了数值仿真和实验验证,结果表明:转子振动响应临界峰值减振比例可达 60% 以上,说明所建立的设计方法是正确有效的,可为挤压油膜阻尼器设计提供指导.

关 键 词: 航空发动机; 挤压油膜阻尼器; 阻尼器设计; 转子动力学; 临界转速

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors

LIU Zhan-chi¹, LIAO Ming-fu¹, CONG Pei-hong²,

WANG Juan², WANG Si-ji¹, SHI Bin¹, LI Yan¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The design process and method of squeeze film damper (SFD) for aero-engine were proposed, in which the relationship between the dynamic characters of rotors and the SFD design parameters was taken in consideration. The rotor parameters include damping ratio, setting of critical speeds, maximum unbalance, vibration peak and force transmitted to foundations, etc, and the SFD design parameters include the eccentricity ratio, radial clearance and length of the film as well as rotor cage stiffness. The design was made for purpose of control of the critical peak value and force transmitted to foundations. The damping ratio and maximum unbalance of the rotor were found to be critical parameters for the SFD design. Numerical and experimental verification were carried out based on a rotor system. Results show that vibration attenuation of critical vibration peak can be reduced by 60%, and the correctness and effectiveness of the method provide a guideline for the SFD design.

Key words: aero-engine; squeeze film damper; design of damper; rotordynamic; critical speed

现代航空发动机中普遍采用挤压油膜阻尼器 (SFD) 以减小转子振动,降低支承外传力,防止转

子发生失稳^[1-3]. Vance, Gunter 等^[1,4-6] 等研究了 SFD 的力学机理与减振特性. 文献[7-10]研究了

带 SFD 转子的振动特性、不平衡响应,以及稳态和瞬态响应计算方法. Hahn, Jung 等^[11-12]进行了 SFD 实验研究. SFD 的设计在很大程度上依赖于已有阻尼器结构和经验参数^[2-3],设计过程对转子本身的动力学考虑尚显不足. 实践表明, SFD 的性能与转子本身结构特点及动力学特性关系紧密,设计过程中需认真对各项参数进行调节,考虑转子与阻尼器的匹配. 设计不合适的 SFD,不仅无法改善转子动力学特性,反而可使转子振动特性变得更加恶劣^[2-3,13]. 文献^[14]表明,阻尼器设计必须考虑转子的动力学特性,某些条件下 SFD 可能完全失效. 因此,进行 SFD 设计时,必须考虑转子本身结构特征及相关参数,以达到优化转子动力学设计的目的.

本文从减小振动及支承外传力角度,提出了一种转子 SFD 设计方法. 本方法将 SFD 设计与转子动力学设计相结合,考虑了转子参数对 SFD 参数的影响. 对某双盘转子进行了 SFD 设计. 设计结果及分析表明,转子自身参数对 SFD 参数影响较大,其中转子阻尼与系统许用最大不平衡量为 SFD 设计的关键参数. 对所设计的 SFD 减振性能进行了数值分析与实验验证,结果表明:所建立的方法是正确的,所设计的 SFD 减振性能良好.

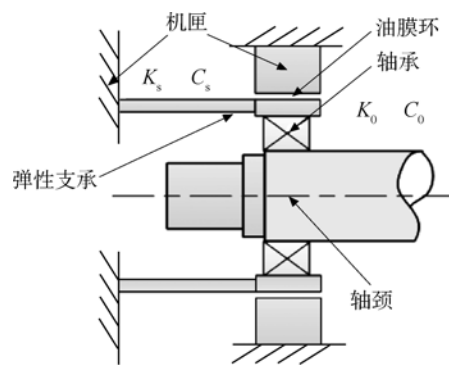
1 SFD 设计方法

1.1 SFD 力学特性

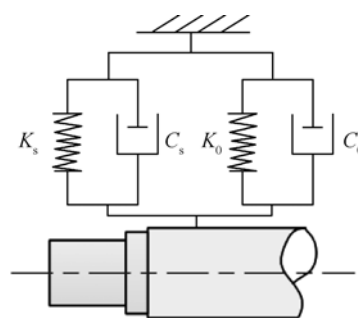
图 1(a)为典型 SFD 结构简图. 如图 1(a)所示, SFD 通过油膜环提供阻尼. 当转子的振动由轴颈传递给轴承进而传递到弹性支承时,油膜环内表面(由弹性支承外表面提供)会随转子产生径向位移,油膜环外表面(由机匣提供)是固定的,从而产生挤压油膜作用. 油膜轴颈不旋转,通过油膜环绕轴心线的进动挤压油膜,产生阻尼作用. 支承本身的刚度、阻尼与油膜提供的刚度、阻尼为并联关系,如图 1(b)所示.

文献^[2,4]推导了 SFD 稳态与暂态的力学机理. 转子轴颈处坐标系如图 2 所示,其中,坐标原点 O 与轴承中心 O_b 重合, YOX 为固定坐标系. 轴心位置由极坐标 (e, ϕ) 确定, $tO_i r$ 为旋转坐标系,旋转角速度为 Ω , θ 为最大油膜处算起的计算角.

根据文献^[2,4]计算结果,在半油膜、短轴承理论假设下,作用于轴颈的非线性油膜力在极坐标中表达式可写为



(a) SFD 结构简图



(b) SFD 模型

图 1 SFD 简图及模型

Fig. 1 Sketch and model of SFD

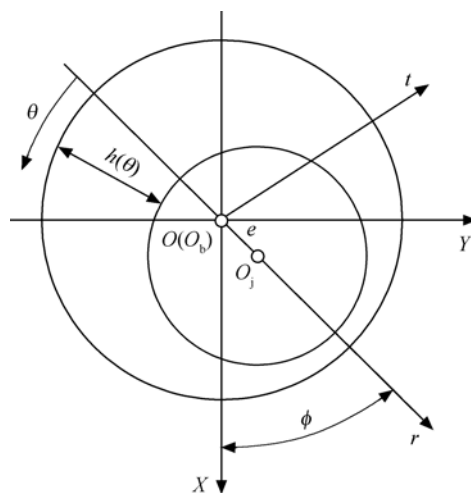


图 2 SFD 坐标系

Fig. 2 Coordinate systems of SFD

$$\mathbf{F}_r = \frac{-\mu RL^3}{c^2} \left[\frac{2\dot{\phi}\epsilon^2}{(1-\epsilon^2)^2} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\dot{\epsilon}(1+2\epsilon^2)}{(1-\epsilon^2)^{5/2}} \right] \mathbf{n}_r \quad (1)$$

$$\mathbf{F}_t = \frac{-\mu RL^3}{c^2} \left[\frac{\pi\dot{\phi}\epsilon}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} + \frac{2\epsilon\dot{\epsilon}}{(1-\epsilon^2)^2} \right] \mathbf{n}_t \quad (2)$$

其中 $\mathbf{F}_r$ 为径向力; $\mathbf{F}_t$ 为切向力; $\epsilon = e/c$ 为轴颈偏

心率, e 为轴颈偏心距, c 为油膜半径间隙; μ 为滑油黏度; R 为油膜半径; L 为油膜长度; $\dot{\phi}$ 为轴颈进动角速度(假设同步正进动 $\dot{\phi} = \Omega$); $\mathbf{n}_r$ 为轴颈位移径向单位向量; $\mathbf{n}_t$ 为切向单位向量。

当轴颈作稳态同步正进动时, $\dot{\epsilon} = 0$ 求得的油膜刚度与油膜阻尼分别为

$$K_0 = -\frac{F_r}{e} = \frac{\mu RL^3}{c^3} \cdot \frac{2\Omega\epsilon}{(1-\epsilon^2)^2} \quad (3)$$

$$C_0 = -\frac{F_t}{e\Omega} = \frac{\mu RL^3}{c^3} \cdot \frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \quad (4)$$

图 1(b) 所示支承外传力为

$$F_{tr} = (F_{tr,y}^2 + F_{tr,z}^2)^{1/2} \quad (5)$$

其中

$$F_{tr,y} = (K_0 + K_s)y - \Omega(C_0 + C_b)z \quad (6)$$

$$F_{tr,z} = \Omega(C_0 + C_b)y + (K_0 + K_s)z \quad (7)$$

式中的 K_s 为鼠笼刚度, C_b 为轴承阻尼。

1.2 SFD 设计方法与流程

从改善转子通过临界转速时的振动峰值与支承外传力出发, 将转子的动力学设计与 SFD 设计相结合, 建立 SFD 设计方法与设计流程。图 3 为本方法对应的设计流程, 本流程包含两大部分: 转子的动力学设计与 SFD 参数设计。

在转子动力学设计中: 首先, 根据转子刚性支承条件下的模态确定设计目标; 第 2 步, 估算转子在弱阻尼条件下的转子阻尼; 第 3 步, 根据转子的动力学要求, 如临界转速、应变能分布等, 确定弹性支承的支承刚度; 第 4 步, 确定转子系统允许出现的最大不平衡量; 最后, 根据设计目标为转子设计阻尼。在 SFD 参数设计中, 首先, 确定轴颈最大偏心率 $\epsilon_{\max}$, 油膜半径间隙 c 和油膜长度 L ; 其次, 根据弹性支承结构确定鼠笼刚度; 最后, 对所设计的 SFD 的减振性能进行核算, 若未满足设计要求, 需重新设计 SFD 参数。按照图 3 所示流程进行 SFD 设计时需注意如下方面。

对于航空发动机, 当没有阻尼器时, 其阻尼比通常小于 5%, 可称为弱阻尼条件。确定该条件下转子系统阻尼非常关键, 当该阻尼估计过大时, 可能引起 SFD 轴颈偏心率超出设计范围, 进而使转子表现出强非线性。因此, 可相对保守地估计转子阻尼。

确定转子系统支承刚度时需要充分考虑转子的动力学特性, Vance^[1] 指出, 在实际条件允许的情况下, 支承刚度应设计的尽量小。因为减小支承刚度可有效减小转子通过临界转速时的振动峰值与支承外传力, 使转子应变能分布更加合理, 从而

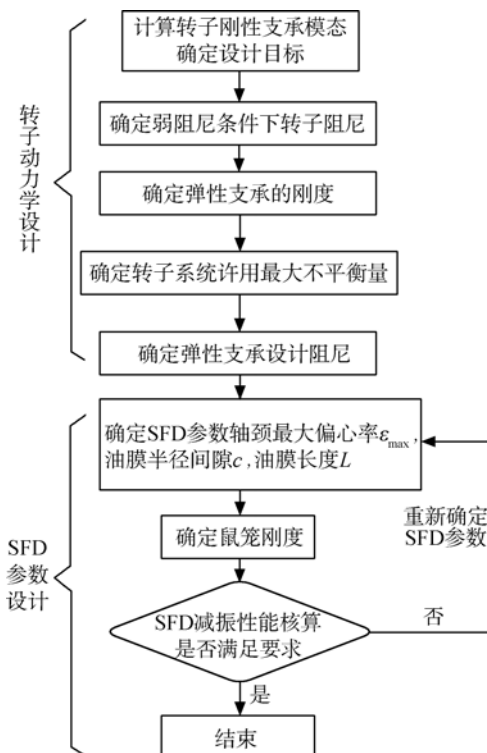


图 3 SFD 设计流程

Fig. 3 Process of SFD design

优化转子的动力学特性。但实际操作中, 支承刚度设计会受到多方面的限制。首先是工作转速的限制, 刚度的设置应使临界转速远离工作转速; 其次是强度疲劳的要求, 刚度越小, 意味着支承越薄弱, 这样必然带来强度、疲劳等问题; 再次是空间条件限制, 航空发动机结构紧凑, 空间条件苛刻, 弹性支承越柔, 所需轴向空间越大, 这也是航空发动机中多采用折返式鼠笼的原因。同时, 转子静变形大小也影响刚度的选取, 支承刚度越小, 转子支承位置静变形越大。静变形增大将为 SFD 的设计及调试带来不便。所以, 弹性支承的刚度不能太小。

转子最大不平衡量由多方面因素共同决定, 例如转子的模态、轴承寿命与载荷、强度与疲劳限制、动平衡限制等因素。该步骤所确定的最大不平衡量为 SFD 设计关键参数, 因为其直接决定油膜半径间隙 c , 这一点需引起注意。

文献[1, 5]指出在轴颈偏心率小于 0.4 的范围内, SFD 表现为弱非线性, 因此可按照线性阻尼设计支承阻尼。SFD 减振性能需进行核算。一方面, 实际 SFD 提供的阻尼是非线性的; 另一方面, 由于考虑了油膜刚度, 实际支承刚度与设计刚度不完全相同会导致临界转速发生改变, 因此需要对 SFD 的减振性能进行核算。若由于油膜刚度的影响, SFD 工作点与设计点偏离较大, 如临界

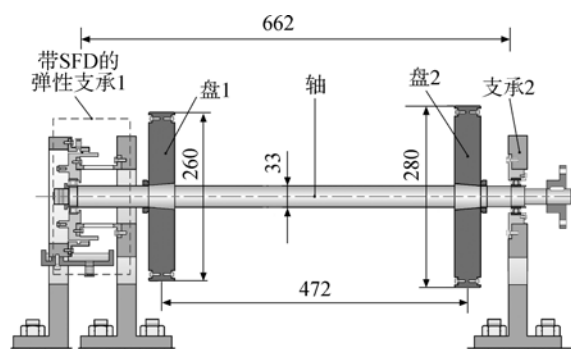
转速变化较大,需要重新设计 SFD 参数.例如,将轴颈最大偏心率 $\epsilon_{\max}$ 适当减小,可保证在设计阻尼不变的条件,油膜刚度大幅减小.

下面针对某双盘转子进行了 SFD 设计,以说明上述设计方法的具体实施过程,并对设计的 SFD 减振性能进行了数值仿真计算与实验验证.

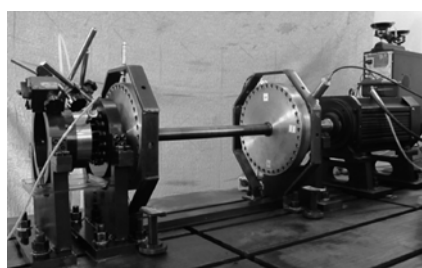
2 双盘转子 SFD 设计

2.1 转子系统简介

针对某双盘转子实验系统,进行 SFD 设计,该转子实验器结构简图与实物图如图 4 所示.该转子设计转速为 $0 \sim 6000 \text{ r/min}$,支承 1 为弹性支承(鼠笼弹性支承),且弹性支承可更换;支承 2 为刚性支承,在支承 1 处可添加 SFD,且油膜间隙可更换,油膜长度可在 $8 \sim 20 \text{ mm}$ 范围内调节.本设计的目标为确定合适的弹性支承刚度与 SFD 参数,使转子在整个工作范围内具有良好的振动特性.



(a) 结构简图



(b) 转子实验器

图 4 某双盘转子实验系统(单位:mm)

Fig. 4 Two disks rotor testing system (unit:mm)

2.2 SFD 设计过程

步骤 1 确定转子的刚性支承模态

根据图 4(a)确定的转子计算模型,使用有限元法^[15-17]建立了转子系统振动微分方程

$$\mathbf{M}^s \{\ddot{\mathbf{q}}^s\} + (\mathbf{C}^s - \Omega \mathbf{G}^s) \{\dot{\mathbf{q}}^s\} + \mathbf{K}^s \{\mathbf{q}^s\} = \{\mathbf{Q}^s\} \quad (8)$$

式中 $\mathbf{M}^s$ 为系统质量矩阵; $\mathbf{C}^s$ 为系统阻尼矩阵;

$\mathbf{G}^s$ 为系统陀螺力矩矩阵; $\mathbf{K}^s$ 为系统刚度矩阵; $\{\mathbf{Q}^s\}$ 为系统外力向量; $\{\mathbf{q}^s\}$ 为系统广义坐标; Ω 为转子转速.

由微分方程(8)可得到转子的各阶模态,通过设置不平衡量也可计算转子的不平衡响应.计算刚性支承条件下转子模态时,取支承刚度 K_1, K_2 均为 $1 \times 10^8 \text{ N/m}$,得转子 1 阶临界转速 ω_{cr1} 为 4770 r/min 、一弯振型;2 阶临界转速 ω_{cr2} 为 12996 r/min 、为二弯振型.

假定转子存在 $10 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 不平衡量,阻尼比 D 为 3% ,计算转子的不平衡响应与支承外传力.转子在通过临界转速时振动峰值达到 $1462 \mu\text{m}$,支承外传力最大值为 5567 N .

根据以上计算结果确定设计目标:通过为支承 1 添加弹性支承与 SFD,使在转子工作转速范围内振动峰值减小至 $200 \mu\text{m}$ 以内,支承外传力最大值减小至 200 N 以内.

步骤 2 确定弱阻尼条件下转子阻尼

实际操作中可通过系统自由振动衰减曲线、转子幅频特性,以及半功率法等方法确定转子的阻尼^[17-19].这里采用锤击法估算转子阻尼.利用锤击使系统产生自由振动,测出相邻 n 个周期的振动峰值,使用式(9)估算系统阻尼比^[18].

$$D = \frac{1}{2\pi n} \ln \left(\frac{x_0}{x_n} \right) \quad (9)$$

其中 n 为周期数; x_0 为初始振动峰值, x_n 为 n 个周期后振动峰值.

最终确定转子系统阻尼比 D 为 3.3% ,轴承阻尼 $C_b = 40 \text{ N/(m/s)}$.

步骤 3 确定转子系统支承刚度

假设转子存在 $10 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 不平衡量,轴承阻尼为 40 N/(m/s) ,将支承 1 刚度 K_1 给定一系列刚度值: $1 \times 10^6 \sim 7 \times 10^6 \text{ N/m}$.计算转子的不平衡响应与支承外传力,计算结果如图 5 所示.

经计算可知,在临界转速处盘 1 的振动峰值比盘 2 大,支承 1 外传力比支承 2 上外传力大.因此,下文通过改善盘 1 的振动峰值和支承 1(弹性支承)的外传力设计 SFD.如 2.2 节所述,确定支承刚度需要考虑多种因素的影响.这里考虑了转子工作转速与静变形的因素,最终确定支承 1 设计刚度 $K_{1d} = 3 \times 10^6 \text{ N/m}$.

弹性支承刚度确定后,计算转子在该条件下临界转速与振型,如图 6 所示.由于 2 阶临界转速 12085 r/min 远高于最大工作转速 6000 r/min ,因此下文只考虑 1 阶临界转速转子动力学特性对

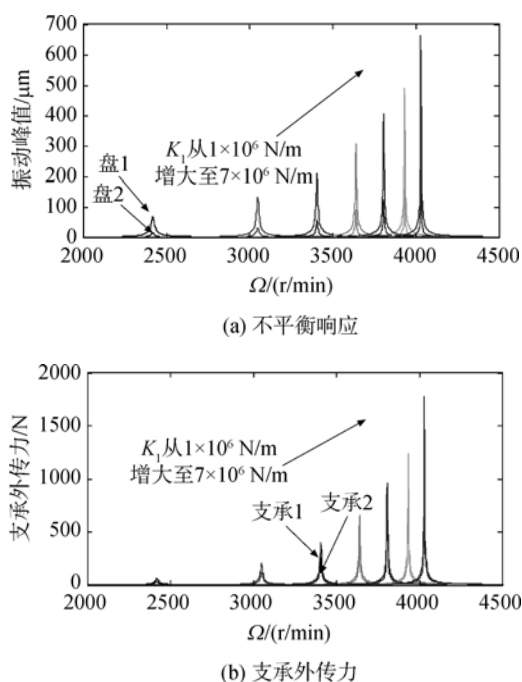


图5 不同支承刚度下转子不平衡响应与支承外传力
Fig. 5 Unbalance response of rotor and force transmitted to foundations with various of support stiffness

SFD设计的影响。

步骤4 确定转子系统许用最大不平衡量

根据轴承载荷确定转子系统许用最大不平衡量 $U_{\max}$ 。计算最大不平衡量与振型有关,应选择在振幅最大盘处添加不平衡量,进而确定最大不平衡量。根据图6所示转子1阶振型,盘1振幅较大,因此选择在盘1为添加不平衡量。式(10)为轴承载荷与设计寿命、转速及基本载荷间的关系。所使用轴承为 NU1006,动态基本额定载荷 $S = 17.9 \text{ kN}^{[20]}$ 。根据文献[21],取衰减系数 $S'/S = 0.61$,取设计寿命为 6500 h。式(11)为柔性转子轴

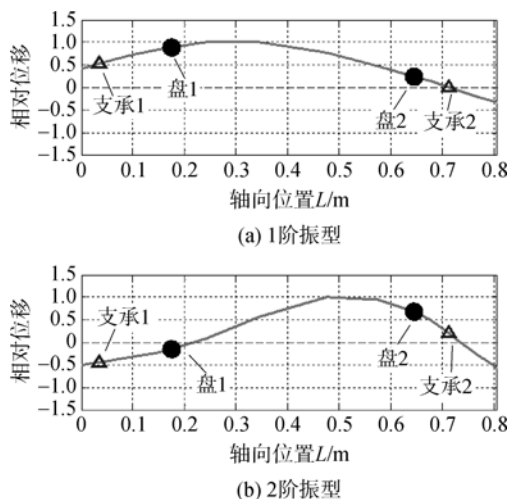


图6 前两阶临界转速振型

Fig. 6 Critical speeds and mode shapes of first two orders

承载荷与不平衡量间的关系。

$$F_b = \frac{(S'/S)S}{[(NH)/10^6]^{1/3}} \quad (10)$$

$$F_b = AU_{\max} \left(\frac{N\pi}{60} \right)^2 \quad (11)$$

式中 F_b 为轴承载荷(N); N 为额定转速,这里取 6000 r/min; H 为设计寿命(h); A 为振动峰值比,即盘的振动峰值与盘偏心距之比。

根据式(10)与式(11)可得最大不平衡量 $U_{\max} = 30 \text{ g} \cdot \text{cm}$,对应盘1最大偏心距为 $19.23 \mu\text{m}$ 。

使用已经确定的支承刚度、轴承阻尼,以及转子最大不平衡量可得不加阻尼器条件下,转子振动不平衡响应与支承外传力。此时,盘1处振动峰值 $a_1 = 602 \mu\text{m}$,支承1处最大外传力 $F_1 = 1112 \text{ N}$,如图7所示。

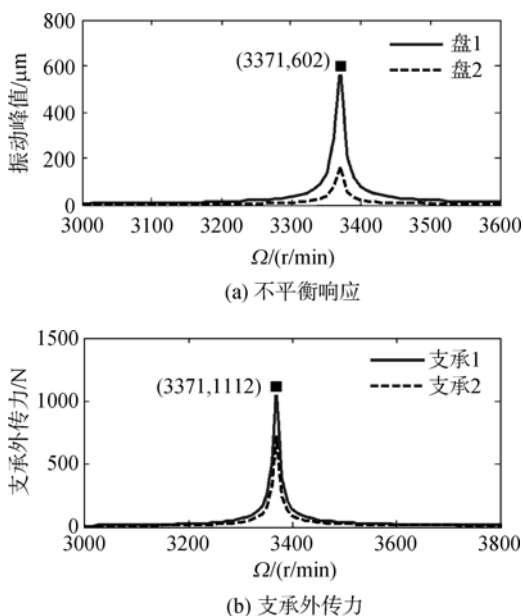


图7 不平衡响应与支承外传力($U_{\max} = 30 \text{ g} \cdot \text{cm}$)

Fig. 7 Unbalance response and force transmitted to foundations ($U_{\max} = 30 \text{ g} \cdot \text{cm}$)

步骤5 确定弹性支承设计阻尼

在支承1给定一系列阻尼 C_1 ,计算转子不平衡响应与支承外传力,如图8所示。

由图8可知当 $C_1 = 300 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$ 时,转子振动峰值 a_1 降到 $72 \mu\text{m}$,支承1外传力降到 137 N ,即达到了步骤1的设计目标。此时根据振型可计算得到轴颈处偏心距 e_c 为 $45.6 \mu\text{m}$ 。因此支承1设计阻尼 C_{1d} 为 $300 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$ 。

步骤6 确定 SFD 设计参数

无量纲油膜刚度 $\bar{K}$ 与无量纲油膜阻尼 $\bar{C}$ 可表示为^[4]

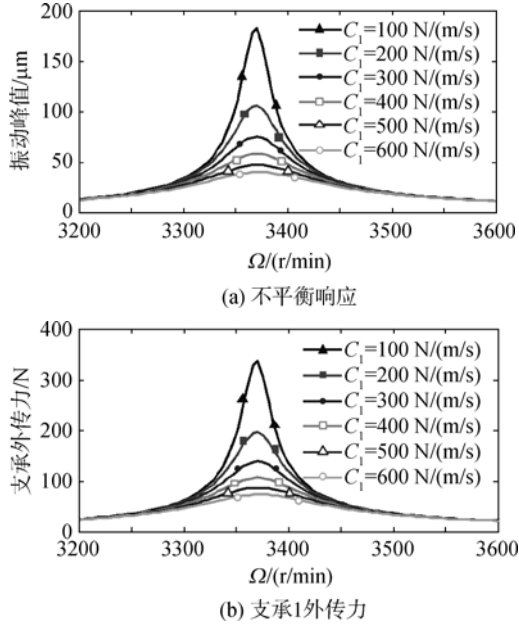


图 8 盘 1 不平衡响应与支承 1 外传力
($C_1 = 100 \sim 600 \text{ N/(m/s)}$)

Fig. 8 Unbalance response of disk 1 and force transmitted to foundation 1 ($C_1 = 100 \sim 600 \text{ N/(m/s)}$)

$$\bar{K} = \frac{Kc^3}{\mu\Omega RL^3} = \frac{2\epsilon}{(1-\epsilon^2)^2} \quad (12)$$

$$\bar{C} = \frac{Cc^3}{\mu RL^3} = \frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \quad (13)$$

式中 C 为油膜阻尼。

图 9 为无量纲油膜刚度与阻尼函数,由图可知当 $\epsilon > 0.4$ 时,油膜刚度与阻尼随轴颈偏心距的增大快速增大,表现出强烈的非线性。因此通常情况下,设计 SFD 的最大轴颈偏心率 $\epsilon_{\max} \leq 0.4$ 。这里取 $\epsilon_{\max} = 0.4$ 。

$$c = \frac{e_s}{\epsilon_{\max}} \quad (14)$$

由式(14)可得油膜半径间隙 $c = 114 \mu\text{m}$ 。

由式(13)可得

$$L = c \sqrt[3]{\frac{C}{\bar{C}\mu R}} \quad (15)$$

由式(15)计算得到油膜长度 $L = 6.5 \text{ mm}$ 。

步骤 7 确定弹性支承鼠笼刚度

由式(12)可得油膜刚度

$$K = \frac{\bar{K}\mu\Omega RL^3}{c^3} \quad (16)$$

步骤 2 所确定的弹性支承设计刚度 K_{id} 是由鼠笼刚度 K_s 与油膜刚度共同决定的,且油膜刚度与鼠笼刚度为并联关系,因此

$$K_s = K_{\text{id}} - K \quad (17)$$

由式(17)计算得到鼠笼刚度 $K_s = 2.940 \times$

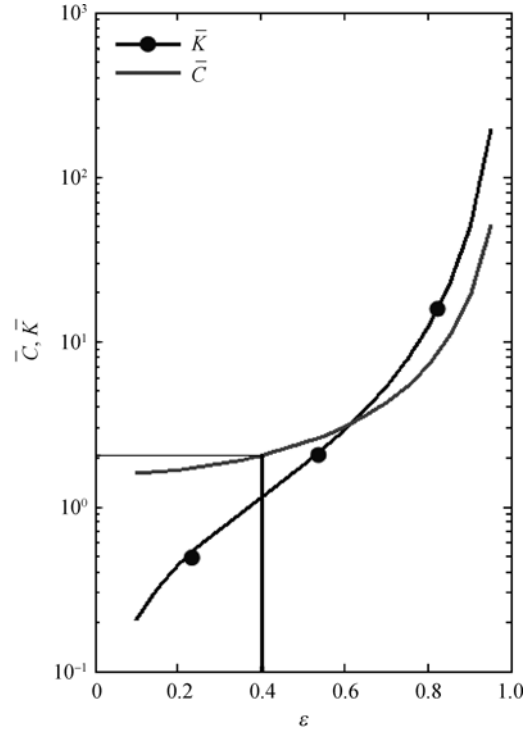


图 9 无量纲油膜刚度与阻尼

Fig. 9 Dimensionless damping and stiffness of film

10^6 N/m 。

步骤 8 SFD 减振性能核算

仍然使用图 4(a) 所示的模型,使用有限元法计算 SFD 供油与不供油条件下转子的不平衡响应与支承外传力,计算过程考虑了油膜的非线性因素,计算结果如图 10、表 1 所示。

由图 10 可知,由于支承刚度改变造成的临界转速改变很小,临界转速改变主要是受油膜刚度的影响。由于本设计的油膜刚度较小所以临界转速偏离设计点较小。这样对于 SFD 设计是有利的,因为临界转速改变越小, SFD 越接近设计工作点。由图 10 和表 1 可知, SFD 减振与支承外传力减小均在 88% 左右,效果显著。

下面计算了 SFD 工作过程中 SFD 轴颈偏心率、刚度以及阻尼的变化。由图 11 可知 SFD 在工作过程中轴颈偏心率最大接近 0.4, SFD 提供的最大阻尼为 303.6 N/(m/s) , 最大刚度为 $6.047 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。对比设计点 SFD 的轴颈偏心率、阻尼与刚度均出现较小偏差。总体而言,该 SFD 在临界转速点时的工作状态与设计点非常接近,且减振效果良好。

若通过数值仿真或实验后减振效果不理想,可对上述 SFD 设计参数进行适当调整。例如,将轴颈最大偏心率 $\epsilon_{\max}$ 适当取小一些,如 0.3,可有

效减小油膜刚度的影响. 考虑到油膜两端漏油对油膜长度的影响, 可适当将油膜长度取大一些, 例如, 若将上述设计油膜长度由 6.5 mm 增加至 10.0 mm, 油膜阻尼最大值由 303.6 N/(m/s)

增大至 881.2 N/(m/s), 油膜刚度最大值却仅由 6.047×10^4 N/m 增大至 6.112×10^4 N/m, 减振性能更加优良.

SFD 设计过程中, 参数确定并不唯一, 当选择不同的设计参数, 例如支承刚度、阻尼或轴颈最大偏心率, 最终的 SFD 参数也不相同. 另外上述设计是在半油膜条件下进行的, 当采用全油膜时, 理论上油膜阻尼加倍, 油膜刚度为零. 此时, 减振效果更好.

按照上述设计方法, 设计得到了 3 组 SFD, 具体转子参数、SFD 参数以及数值仿真减振效果如表 2 所示.

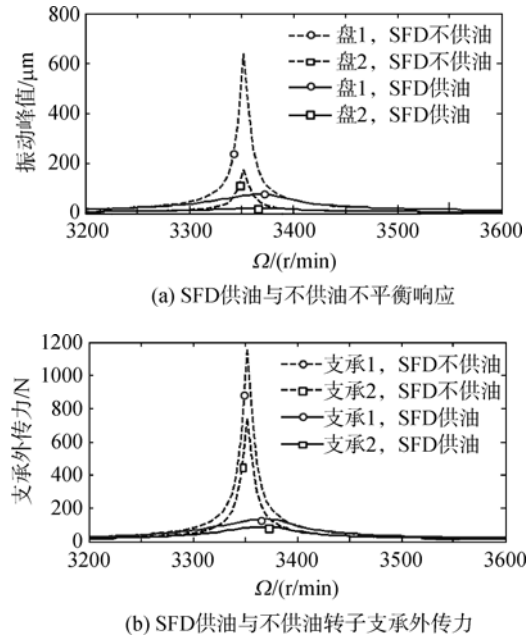


图 10 SFD 理论减振效果

Fig. 10 Theoretical vibration reduction effect of SFD

表 1 SFD 减振效果
Table 1 Vibration reduction effect of SFD

计算条件	振动峰值/ μm		外传力/N	
	盘 1	盘 2	支承 1	支承 2
SFD 不供油	636.4	172.1	1163.0	741.1
SFD 供油	74.1	20.2	134.1	87.5
减振比例/%	88.4	88.3	88.5	88.2

表 2 SFD 设计参数

Table 2 Design parameters of SFD

设计参数		第 1 组	第 2 组	第 3 组
转子	转子阻尼比 $D/\%$	3.3	3.3	2.8
	转子最大不平衡量 $U_{\max}/(\text{g} \cdot \text{cm})$	30	50	20
	支承 1 设计刚度 $K_{1d}/10^6(\text{N/m})$	3.0	3.3	2.5
	支承 1 设计阻尼 $C_{1d}/(\text{N}/(\text{m/s}))$	300	1500	300
SFD	最大轴颈偏心率 $\epsilon_{\max}$	0.4	0.2	0.4
	油膜半径 R/mm	67.5	67.5	67.5
	油膜半径间隙 c/mm	0.114	0.110	0.069
	油膜长度 L/mm	6.5	10.0	4.0
	鼠笼刚度 $K_s/10^6(\text{N/m})$	2.94	3.20	2.44
数值仿真	临界转速峰值减振/%	88	96	90
	支承外传力减小比例/%	88	95	90

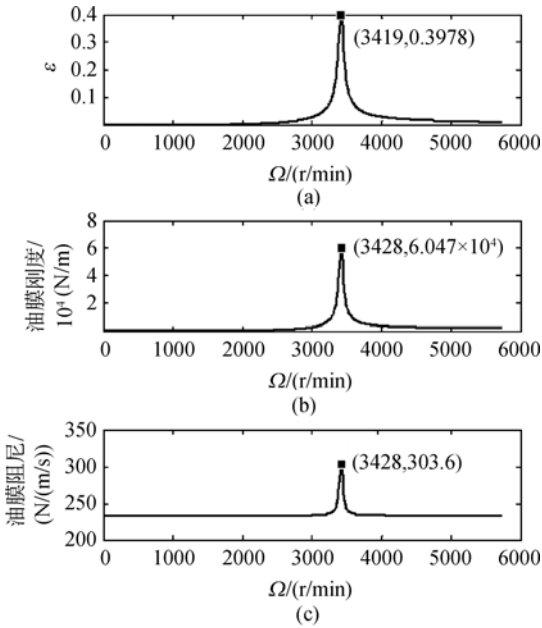


图 11 SFD 轴颈偏心率、油膜刚度与阻尼
Fig. 11 Eccentricity ratio, stiffness and film damping of SFD

根据表 2,3 组 SFD 设计参数均不相同,但数值仿真结果表明,3 组设计均能实现减振 60% 以上,减振效果优良。

3 SFD 减振实验

针对表 2 中的第 2 组设计参数进行了 SFD 减振实验。实验过程中测试了 SFD 供油与不供油时盘 1 与盘 2 的幅频特性。实验中在盘 1 处添加不平衡量,大小为 $9\text{ g} \cdot \text{cm}$ 。由于盘 2 靠近刚性支承,振动较小,因此,以盘 1 振动变化来衡量 SFD 的减振性能。

根据计算结果,使用第 2 组设计参数的 SFD 时,在 1 阶临界转速盘 1 的振动峰值由 $190\text{ }\mu\text{m}$ 减至 $8.3\text{ }\mu\text{m}$,减振可达 95.6%,如图 12 所示。

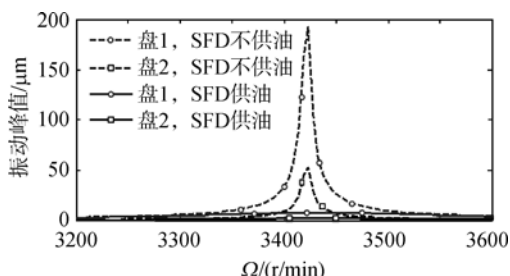


图 12 SFD 理论减振效果

Fig. 12 Theoretical vibration reduction effect of SFD

实验测得的 SFD 供油前后,转子不平衡响应曲线如图 13 所示。根据测试结果,SFD 供油前后转子通过临界转速时盘 1 的振动峰值由 $230\text{ }\mu\text{m}$ 减小到 $80\text{ }\mu\text{m}$,减振约 65.2%。

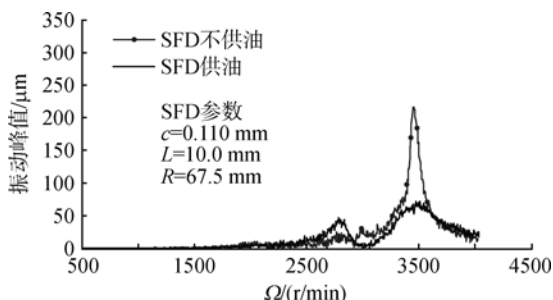


图 13 SFD 实验减振效果

Fig. 13 Experimental vibration reduction effect of SFD

对比计算与实验结果可知,SFD 实际减振比例比理论值低。实验中有以下几个因素影响 SFD 的减振效果。

首先,由于安装误差,油膜半径间隙 c 与设计值并不相同。经测试,发现实际油膜半径间隙最大

值达到了 0.15 mm 。当油膜半径间隙 c 增大时,SFD 提供的阻尼将会迅速减小,进而影响 SFD 减振性能。其次,真实的油膜间隙不可能做到绝对均匀,这也会影响 SFD 的减振效果。另外,由于未在平衡上对转子不平衡量进行标定,转子真实不平衡量与实验设定值有差别,本身的初始弯曲等因素也应影响了 SFD 的减振效果。

综上所述,由于加工误差与装配限制等因素,SFD 减振效果受到一定影响,但是所设计的 SFD 仍然具有良好的减振性能,说明该设计是有效的,所使用的设计方法是正确、可行的。

4 结 论

将转子动力学设计与 SFD 设计相结合提出了一种航空发动机转子 SFD 设计方法,建立了设计流程。对某双盘转子进行了 SFD 设计,并通过数值计算,以及实验说明了本设计方法的正确性与有效性。总结以上工作得出以下结论:

1) SFD 的设计应与转子系统动力学设计相结合。转子系统的阻尼、临界转速配置、最大不平衡量以及转子振幅和支承外传力共同决定了 SFD 的设计参数。

2) 转子系统的阻尼以及最大不平衡量是确定 SFD 参数的重要参数。估计转子阻尼时应采用相对保守的原则,计算最大不平衡量时应考虑轴承寿命,动平衡限制等多方面因素。

3) 数值计算与实验表明所建立 SFD 设计方法是正确可行的,使用该方法设计的 SFD 减振性能优良,可为航空发动机 SFD 设计提供指导。

参考文献:

- [1] Vance J M. Rotordynamics of turbomachinery[M]. New York: John Wiley and Sons, 1987.
- [2] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第 19 册 转子动力学及整机振动[R]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [3] Zeidan F Y, San Andres L, Vance J M. Design and application of squeeze film dampers in rotation machinery[C]// Proceedings of the Twenty-fifth Turbomachinery Symposium. Texas: Texas A&M University, 1996: 169-188.
- [4] Gunter E J. Steady state and transient analysis of a squeeze film damper bearing for rotor stability[R]. NASA-2548, 1975.
- [5] Vance J M, Zeidan F, Murphy B. Machinery vibration and rotordynamics[M]. New York: John Wiley and Sons, 2010.
- [6] Gasch R, Nordmann R, Pfuetzner H. Rotordynamik[M].

- Berlin: Springer Verlag, 2002. (in German)
- [7] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [8] Greenhill L M, Nelson H D. Iterative determination of squeeze film damper eccentricity for flexible rotor system[J]. Journal of Mechanical Design, 1982, 104(2): 334-338.
- [9] Mclean L J, Hahn E J. Stability of squeeze film damped multi-mass flexible rotor bearing systems[J]. Journal of Tribology, 1985, 107(3): 402-409.
- [10] Marmol R A, Vance J M. Squeeze film damper characteristics for gas turbine engines[J]. Journal of Mechanical Design, 1978, 100(1): 15-21.
- [11] Hahn E J. Experimental evaluation of squeeze film supported flexible rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1983, 105(3): 495-503.
- [12] Jung S Y, San Andres L A, Vance J M. Measurements of pressure distribution and force coefficients in a squeeze film damper: Part I fully open ended configuration[J]. Tribology Transactions, 1991, 34(3): 375-389.
- [13] Gunter E J. Design of a squeeze-film damper for a multi-mass flexible rotor[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1975, 97(4): 1383-1389.
- [14] 廖明夫, 谭大力, 耿建明, 等. 航空发动机高压转子的结构动力学设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1505-1519.
- LIAO Mingfu, TAN Dali, GENG Jianbo, et al. Dynamic design of high pressure rotors of aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [15] Nelson H D, McVaugh J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1976, 98(2): 593-600.
- [16] Ishida Y, Yamamoto T. Linear and nonlinear rotordynamics a modern treatment with application[M]. New York: John Wiley and Sons, 2012.
- [17] 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, 1999.
- [18] 廖明夫. 转子动力学基础讲义[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005.
- [19] Gasch R. 转子动力学导论[M]. 蔡泰信, 译. 北京: 机械工业出版社, 1975.
- [20] 斯凯孚集团. 单列滚子轴承产品表[EB/OL]. [2015-07-01]. <http://www.skf.com/cn/zh/system/SearchResult.html?search=NU+1006>.
- [21] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley and Sons, 1966.

(编辑: 陈 越)