

柔性转子振动的计算机控制

清华大学 冯冠平 辛 暖

摘 要

本文从理论和实验证明了柔性转子的振动可以进行控制。并介绍了一种控制方案,它是利用一套液压系统来改变支承的刚度,支承刚度大小随油压的变化而变化,支承刚度的变化可以控制转子系统的振动。本文还介绍了计算机控制系统,此系统接收振动和转速信号,并根据这些信号改变油压,使得转子系统和支承系统达到最佳的匹配关系,从而达到对柔性转子振动的自动控制。

一、前 言

转子的振动是旋转机械设计与制造过程中最重要的问题之一。要研究与解决转子的振动问题,除需要研究转子本身的动力学特性外,还必须研究轴承、轴承座和基础的动力学特性以及它们之间的相互影响与作用。多年来人们对此已进行了许多研究,并已取得了不少有益的成果。研究支承刚度的改变对转子动力性能的影响是这些研究中的重要方面。理论和试验研究证明,采用变刚度支承可以有效地减小转子在起动和运行过程中的振动。在变刚度支承的研究中,有的论文^[1]采用电磁轴承进行主动控制,但其结构形式比较复杂并仅适宜于较小的转子。因此近年来不少专家开始研究其他的变刚度支承结构^[2,4],但这些结构往往比较复杂,而且刚度不能任意调节。

本文重点介绍了一种液压式可变刚度支承结构,其刚度可连续变化,控制方式简单。同时理论和实验证明了通过支承刚度的改变,可使得转子与支承系统达到最佳匹配关系,从而可能有效地控制转子振动。整个系统通过计算机控制,本文介绍了控制框图和方式。

二、柔性转子振动的控制

1. 运动方程

转子系统的运动可用下列方程表示:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} + \mathbf{V}\mathbf{U} = \mathbf{P} \quad (1)$$

$\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别表示 n 个自由度系统的质量、阻尼和刚度矩阵, $\mathbf{X}$ 是 n 维矢量表示位移, $\mathbf{U}$ 是 n 维矢量表示外加控制力, $\mathbf{V}$ 是 $n \times n$ 矩阵, $\mathbf{p}$ 是 n 维矢量,表示激振力,这种激振力来源于转子的不平衡和转子的弯曲。

2. 同步响应

转子如果以稳定的角速度 ω 旋转,其激振力 $\mathbf{P}$ 可以写成如下形式:

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_s \sin \omega t + \mathbf{P}_c \cos \omega t \quad (2)$$

假定控制项是线性的, $\mathbf{U}$ 和 $\mathbf{X}$ 也可以写成如下形式:

$$\mathbf{U} = \mathbf{U}_s \sin \omega t + \mathbf{U}_c \cos \omega t \quad (3)$$

$$\mathbf{X} = \mathbf{X}_s \sin \omega t + \mathbf{X}_c \cos \omega t \quad (4)$$

把方程(2)、(3)、(4)代入方程(1)中, 得到系统的同步响应为:

$$\mathbf{X} = \mathbf{Z}\mathbf{U} + \mathbf{Q} \quad (5)$$

其中:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_s \\ \mathbf{X}_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{U} = \begin{bmatrix} \mathbf{U}_s \\ \mathbf{U}_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_s \\ \mathbf{P}_c \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{Z} = \mathbf{W}^{-1}\mathbf{Y}, \quad \mathbf{Q} = \mathbf{W}^{-1}\mathbf{P} \quad (7)$$

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} -\omega^2\mathbf{M} + \mathbf{K} & -\omega\mathbf{C} \\ \omega\mathbf{C} & -\omega^2\mathbf{M} + \mathbf{K} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} -\mathbf{V} & 0 \\ 0 & -\mathbf{Y} \end{bmatrix} \quad (8)$$

3. 振动幅值的控制

目的是通过改变 $\mathbf{U}$ 来使得转子的振动值达到最小值, 这是个优化问题。

$$\mathbf{x}_i(t) = \mathbf{x}_{s i} \sin \omega t + \mathbf{x}_{c i} \cos \omega t = \mathbf{a}_i \sin(\omega t + \theta) \quad (9)$$

$$\mathbf{a}_i = (\mathbf{x}_{s i}^2 + \mathbf{x}_{c i}^2)^{1/2} \quad (10)$$

控制的目标是要找到 $\mathbf{a}_i$ 的最小值。

假定整个系统是线性系统, 在(5)式中 $\mathbf{X}$ 和 $\mathbf{U}$ 成线性关系, 那么这问题可以看作线性系统的优化问题。否则, 在一定条件下, 可以把非线性问题转化为线性系统问题来解决^[3]。

$$\mathbf{U} = \mathbf{U}_s \sin \omega t + \mathbf{U}_c \cos \omega t \quad (11)$$

这里 $\mathbf{U}$ 的改变是通过改变支承刚度 $\mathbf{K}$ 来实现, 而 $\mathbf{K}$ 的改变产生一个控制力, 其大小为:

$$\mathbf{U} = -\mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}_i - \mathbf{K}\mathbf{x}_i = \mathbf{U}_s \sin \omega t + \mathbf{U}_c \cos \omega t \quad (12)$$

$$\text{其中 } \mathbf{U}_s = \mathbf{C}\omega\mathbf{x}_{c i} - \mathbf{K}\mathbf{x}_{s i}, \quad \mathbf{U}_c = -\mathbf{K}\mathbf{x}_{c i} - \mathbf{C}\omega\mathbf{x}_{s i} \quad (13)$$

$\mathbf{x}_{s i}$ 和 $\mathbf{x}_{c i}$ 是 $\mathbf{x}_i(t)$ 的正弦和余弦分量。

假定当转子振动值达到最小时, 最优控制力为:

$$\mathbf{U}^* = \mathbf{U}_s^* \sin \omega t + \mathbf{U}_c^* \cos \omega t \quad (14)$$

相对应的响应为:

$$\mathbf{x}_i^* = \mathbf{x}_{s i}^* \sin \omega t + \mathbf{x}_{c i}^* \cos \omega t \quad (15)$$

通过改变 $\mathbf{K}$ 来使得转子的振动尽可能接近于优化目标 $\mathbf{x}_i^*$, 设 $\mathbf{x}_{s i} = \mathbf{x}_{s i}^*$, $\mathbf{x}_{c i} = \mathbf{x}_{c i}^*$, 然后求 $(\mathbf{U}^* - \mathbf{U})^2$ 的极小值。

对某一个确定频率 ω_j , $(\mathbf{U}^* - \mathbf{U})^2$ 在一周期内进行积分, 得:

$$\delta_j = [(\mathbf{U}_s^* - \mathbf{U}_s)^2 + (\mathbf{U}_c^* - \mathbf{U}_c)^2]\pi/\omega_j \quad (16)$$

δ_j 设定在某一频率 ω_j 。假定 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, 是感兴趣的一系列频率。

$$\text{令 } \partial\delta_j/\partial\mathbf{k}_j = 0 \quad (17)$$

可求得:

$$\mathbf{K}_j = -\frac{(\mathbf{U}_c^* \mathbf{x}_{c i} + \mathbf{U}_s^* \mathbf{x}_{s i})}{\mathbf{x}_{s i}^2 + \mathbf{x}_{c i}^2} \quad (18)$$

这也就是说, 在一定频率范围内, 对于某一确定的频率, 分别可找到最佳 $\mathbf{K}_j$ 值与转子系统相匹配, 使得转子系统的振动最小。

实验也证明了这一点。图1表示某一柔性转子系统, 在一定转速下支承刚度 $\mathbf{K}$ 与转子振动幅值之间的对应关系, 从图1可以看到总可以找到某一 $\mathbf{K}$ 值, 使得转子振动值最小。

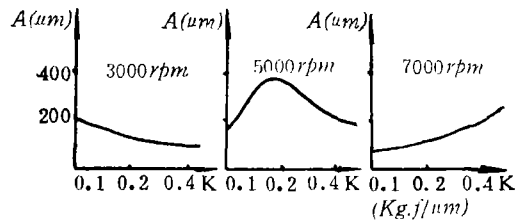


图1 转子振幅与支承刚度之间的相互关系

三、可变刚度支承与振动控制系统

前面从理论上分析了通过支承刚度的变化来控制转子振动的可能性,显然,对转子振动实现实时控制的关键是设计一个连续变刚度支承和相应的计算机控制系统。

1. 液压式可变刚度支承

可变刚度支承结构如图2所示,它由可变刚度油缸和弹性支架组成,油缸和支架的设置方式见图2(a),构成弹性支架的主要零件是四个弹簧片,如图2(b)所示,簧片沿其纵向的刚度主要取决于两油缸的刚度,因此改变两油缸的刚度即可同时改变支承的水平和垂直方向的刚度。可变刚度油缸及其压力调节系统如图3所示,它是由油泵、溢流阀、压力表、滤油器、油箱等组成的简单调压系统。其主要作用是调节并保持上、下油腔中基准油压。系统的油压由溢流阀调节,压力表监视,油缸上、下腔由直径较小的连通管连接。油缸具有一个双出杆活塞,活塞由弹性支架(图2中的b)支承于油缸中部。在活塞的两侧各有一个油腔,并各附有一个充满空气的气室。采用双出杆活塞的目的是在不同的油压下保持其初始平衡位置。当活塞受动态力 F 作用下、以一定频率(75HZ)运动时,由于连通管阻尼的作用,两油腔之间会出现局部堵塞,成为两个互不连通的密闭容器,一个油腔中的压力将增大,其气室中的空气被压缩;反之,另一个与油腔连通的空气室中的空气将膨胀,这种现象随着动态力 F 的上、

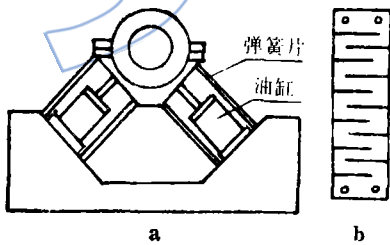


图2 可变刚度支承结构图

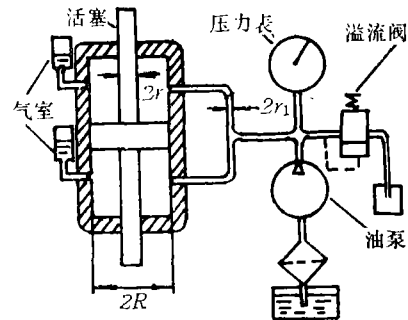


图3 可变刚度油缸及压力调节系统

下移动而交替产生。

实际上,气室中的空气就是一个空气弹簧。在密闭的容器中,空气的体积 V 与压力 P 有如下关系: $PV^\alpha/T = \text{常数}$,即有: $PV^\alpha/T = P_0V_0^\alpha/T_0$,所以:

$$V_0 = \left(\frac{PT_0}{T} \right)^{1/\alpha} V \left(\frac{1}{P_0} \right)^{1/\alpha} \quad (19)$$

其中 P 、 P_0 ——容器中的压力。 P 为大气压, P_0 为给定压力,在可变刚度油缸中称基准油压;

T , V ——分别为大气压 P 下的绝对温度和气体体积; T_0 , V_0 ——分别为给定压力 P_0 时的气体绝对温度和气体体积; α ——气体的变化状态系数, 压力变化缓慢时, 按等温状态处理, 按相对绝热状态考虑, $\alpha = 1.4$ 。

公式(19)给出了气室中气体体积随基准油压 P_0 而变的关系。它表明, 气体体积与压力呈非线性关系, P_0 越大, V_0 将越小, 气室中空气柱的长度就越短, 空气弹簧的刚度也越高。因此, 可调节 P_0 来改变空气弹簧的刚度, 即改变支承的刚度, 此即为可变刚度油缸的基本原理。

这种油缸的动刚度值不仅与油缸的结构参数有关, 还因振动频率和基准油压而异, 其动刚度值由下式决定^[5]:

$$K_0 = \left\{ \left[C_1 \omega + \frac{K_3^2 C_2 \omega}{(K_2 - m_2 \omega^2)^2 + C_2^2 \omega^2} \right]^2 + \left[(K_1 - m_1 \omega^2) - \frac{K_3^2 (K_2 - m_2 \omega^2)}{(K_2 - m_2 \omega^2)^2 + C_2^2 \omega^2} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (20)$$

图 4 是实测得到的支承刚度随油压变化的曲线。

2. 计算机控制系统 整个系统如图 5 所示。它是由柔性转子、可变刚度支承系统、测试仪表、A/D、D/A 转换电路、计算机、功放电路和液压系统组成。本系统利用计算机及接口电路, 通过电液比例阀对柔性转子系统的液压支承进行自动寻优控制。控制过程是这样的, 在某一转速下, 转子的转速信号经多路开关、采样保持器送 A/D 转换器, 变成数字量送入计算机, 计算机进行优化处理, 找到合适的输出量, 经 D/A 转换送功放电路控制电液比例阀,

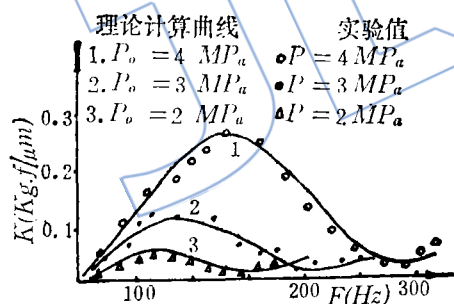


图 4 支承刚度随油压变化的曲线

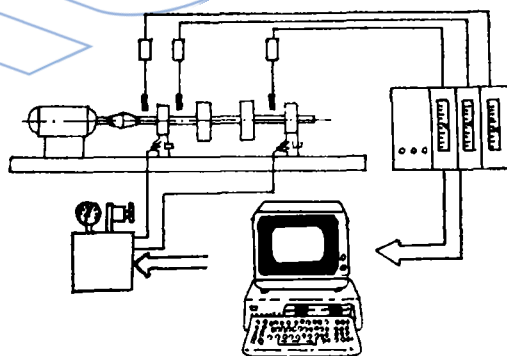


图 5 试验装置和计算机控制系统

电液比例阀控制油压来调节支承的刚度, 达到转子在这一转速下振动最小, 在每一转速下, 自动打印出各种数据。

寻优方法采用步进探测法, 在控制支承刚度的油压变化范围 ($0 \sim 5 \text{ MPa}$) 里进行寻优搜索。由实验可知, 在某一转速下振幅随支承刚度变化的关系曲线一般有三种情况: (1) 最优点在起点 (0 MPa 左右); (2) 最优点在 $0 \sim 5 \text{ MPa}$ 之间的某点; (3) 最优点在终点 (5 MPa 左右)。

针对这几种情况, 采用步进探测法, 这种方法实现起来简单, 计算量小, 程序通用性强, 对上述几种情况均能起控制作用, 并能找到最佳点。这里采用的优化指标为:

$$J = \varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 = \min \quad (21)$$

其中 ε_x 与 ε_y 分别为 x 、 y 两个方向的振动幅值。

搜索步长选为0.5MPa, 搜索10次, 可以近似地找到最优值。主程序框图如图6所示。

3. 控制实例

试验转子如图5所示, 是双圆盘转子, 图7分别表示了计算机未加控制, 支承刚度软和硬的情况下和采用计算机进行控制时的转速—振幅曲线。从图7中可看出, 采用计算机

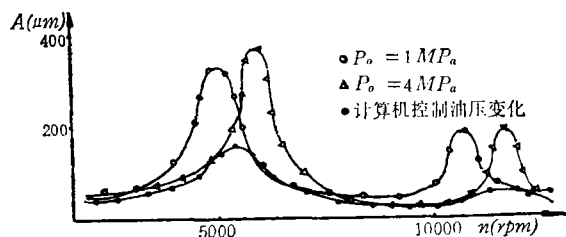


图7 在控制和未加控制状态下转子的振幅曲线

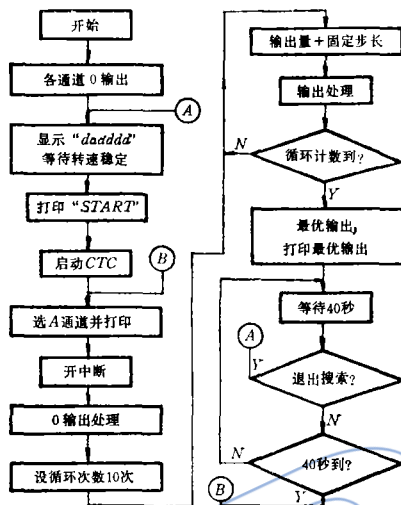


图6 主程序框图

控制, 转子过第一临界转速时, 振幅可比未加控制时减小50%, 过第二临界转速时, 振幅可减小80%, 在其他转速范围里, 振幅可减小10%~30%。

四、结 论

1. 通过改变油压来改变支承的刚度, 这种结构形式是可行的, 采用这种支承, 刚度可连续变化, 操作也很方便。

2. 试验证明采用计算机—液压控制系统来改变支承刚度, 达到自动控制转子振幅的目的是行之有效的, 整个系统的设计是比较合理的。

参 考 文 献

- [1] Condahlekar, V. M., Nikolajsen, J. and Holmes, R., "Electromagnetic Control of Flexible Transmission Shaft Vibrations," *proc. Institution of Electrical Engineers*, 1979, 126, 1008—1010.
- [2] Cunningham, R. E., "Steady-state Unbalance Response of a Three-Disk Flexible Rotor on Flexible, Damped Supports," *Trans. ASME, Journal of Mechanical Design*, 1978, 100, 563—573.
- [3] Fkaya and Roberts, J. B., "Optimum Vibration Control of Flexible Transmission Shafts," *I Mech E* 1984 525—534
- [4] Nikolajsen, J. L. and Holmes, R., "Investigation of Squeeze-Film Isolators for the Vibration Control of a Flexible Rotor," *J. Mech. Eng. Science*, 1979, vol. 21, pp. 247—252
- [5] 项海筹、冯冠平, "液压式可变刚度支承," 北京机械工程学优秀论文集, 1985年。

(责任编辑 李其汉)

SOME PROBLEMS IN RESEARCH OF ROTOR DYNAMICS

Gu Jialiu

(*Northwestern Polytechnical University*)

Abstract

This paper elaborates the state-of-arts of studies on some problems in rotor dynamics, which are as follows: 1. some special vibration behaviours caused by the rolling bearings; 2. aero-elastic forces produced in the labyrinth seals; 3. vibration mechanisms of the mistuned bladed disk; 4. mechanisms of the SFD; 5. vibration monitoring of the cracked shafts; 6. flutter whirling of the propeller rotor system.

Some opinions of the author about these problems are stated, such as improving the model of a mistuned bladed disk may be one of the most important measures to gain the confident results of research on this subject, some aspects must be taken seriously in research of monitoring the cracked shafts, etc.

AUTOMATIC CONTROL OF VIBRATION OF A FLEXIBLE ROTOR WITH MICROCOMPUTER

Feng Guanping and Xin Nuan

(*Tsinghua University*)

Abstract

A combined theoretical and experimental study shows that it is possible to control the vibration of a flexible rotor by varying the support stiffness. The overall rotor support stiffness can be tended to enable the rotor critical speed to shift desirably and to make good matching between the rotor and the support.

A new construction of the pedestal with changeable stiffness is presented. Its stiffness can be changed continuously by changing the oil pressure which is exerted on the support by a special hydraulic system. A method for calculation of the pedestal stiffness is introduced. A microcomputer is used to control the vibration of the flexible rotor according to the vibration signal of eddy current sensors. The controlling program uses the step approximation method. The results of the experiments are also given in this paper.