

油液激励转子不稳定性的计算机仿真

Jiří Tůma

(捷克 Ostrava 技术大学 机械工程学院 Ostrava 17 listopadu 15, 70833 捷克共和国)

摘要:基于 Muszynska 的理论,介绍了一种新的轴颈轴承转子振动的计算机仿真方法。转动过程中,轴颈轴承的转子依靠滑油油膜形成的油楔保持平衡,轴承受力可描述为旋转的弹簧阻尼系统。以轴心线为原点的复坐标系描述转子的运动,位置矢量的实部表示转子 X 方向的位移,虚部表示垂直方向的位移,即 Y 轴方向,运动方程为时间的复变量函数,方程参数亦为复数。描述了如何利用 Simulink 进行转子系统的计算机仿真,不同步干扰力的作用下转子运动的不稳定性及其振动模式。利用 Simulink 进行的转子系统的仿真进一步证实了 Muszynska 模型,仿真结果与具体的实验结果一致。

关键词:轴颈轴承;非稳定性振动;系统仿真

中图分类号: TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-3516(2008)05-0080-06

在众多的转子系统建模方法中, Muszynska^[1] (Bently 转子动态研究所^[2]资助)所提出的概念模型能较好地解释转子运行的不稳定问题及在某频率时激励振动的模式。但仅仅是数学模型并不能有效地解决实际问题。参考文献[3]所提出的基于润滑油流量的预测,利用 FE 方法获得 Reynolds 方程解的方法过于复杂,无法在实际应用中分析动态系统的稳定性问题。图 1 所示为转子系统及传感器布局,轴颈轴承的轴套固定,转子以角速度 Ω 旋转。本文提出在坐标平面上以复变量来描述转子轴心的运动,坐标平面与转子轴线垂直。复平面上轴颈轴心的位置,原点位于轴承的中心点,记为位置矢量 r 。

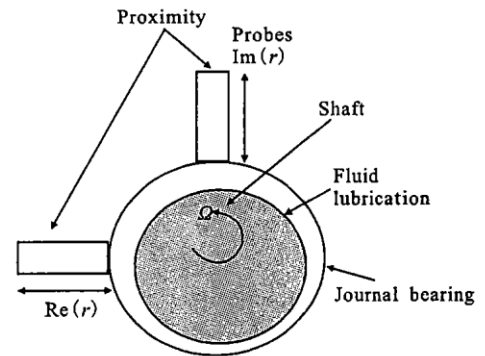


图 1 轴颈轴承的坐标系
Fig. 1 Journal coordinates

1 转子系统的分块参数模型

一般,转子运动时内部受弹性力、阻尼力和切向力的作用。外部的受力包括不平衡、撞击和稳定的径向载荷等。文献[4]提出的概念模型中,所有的外力是模型的输入。轴颈轴承中,由油液压力形成的油楔是油膜稳定及转子平衡的基础。正如 Muszynska 已阐述的^[1],上述力可以用角速度为 $\lambda\Omega$ 旋转的弹簧阻尼系统来模拟,如图 2 所示。其中, λ 是略小于 0.5 的参数,为油液平均回旋速度比。如果旋转的轴颈在两个相对的旋转体之间与油液作用看成泵的运动,则容易理解,由于润滑油液的黏度,油液的回旋速度随旋转体间隙的大小而改变:在轴颈的表面,油液的回旋速度与轴颈回旋速度相同,而在轴承的内表面,油液回旋速度为 0。因此,角速度 $\lambda\Omega$ 可认为是平

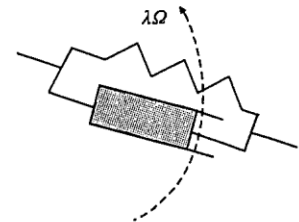


图 2 油膜的模型
Fig. 2 Model of oil film

收稿日期:2008-06-05

基金项目:捷克国家基金资助项目(Czech Grant Agency No. 101/07/1345)

作者简介:Jiří Tůma,教授,博士,博士生导师,主要从事机械工程、控制系统等研究. E-mail: jiri.tuma@vsb.cz

均角速度。事实上,上述弹簧阻尼系统的角速度是可以确定的。

Muszynska 的假设可以通过实验得到验证。当转子的转速跨越某数值时产生振动,低于某数值时则振动消失。进一步的实验证实,当转子系统受到与转速不同步的扰动力时,转子产生共振现象,其频率接近 $\lambda\Omega$ 。仿真实验要证明的是,基于 Muszynska 的理论所推导的数学模型同样具有这一特性。随弹簧阻尼系统以相同角频率旋转的坐标系中,作用于转子的流体力可由下式表示:

$$F_{rot} = Kr_{rot} + D \dot{r}_{rot} \tag{1}$$

式中:参数 K 和 D 设定为黏度和阻尼分别与轴颈中心位移矢量 r_{rot} 和速度矢量 \dot{r}_{rot} 的比例关系。弹簧的力与位移矢量方向相反。假设 K 和 D 是常数(各向同性的转子系统),并与轴颈的偏心率无关,则系统是线性的。为了模拟转子系统,在固定的坐标系中表示流体力。其中,轴颈的位移矢量和速度矢量分别设定为 r 和 \dot{r} 。复矢量 r_{rot} 变换到固定坐标系由该矢量与 $\exp(j\lambda\Omega t)$ 相乘得到,其等同于在固定坐标系中 $\exp(-j\lambda\Omega t)$ 与该矢量的乘积,如图 3 所示。在固定坐标系和旋转坐标系中,上述的矢量可由下式给出。

$$r_{rot} = r \exp(-j\lambda\Omega t); \dot{r}_{rot} = (\dot{r} - j\lambda\Omega r) \exp(-j\lambda\Omega t) \tag{2}$$

插入转子的流体力公式(1)成为下式。

$$F_{rot} = Kr_{rot} + D \dot{r}_{rot} \tag{3}$$

式中:复数项 $jD\lambda\Omega r$ 可以理解为力垂直作用于矢量 r ,称为切向力。随转子转速的增加,该力逐渐增加,引起转子的不稳定行为。如上所述,转子受扰动外力的影响,如不平衡的质量块或自身的重力。为了获得方程的解^[1-2],假设外部扰动力以速度 ω 旋转, ω 与转子速度 Ω 相独立,转子受与转子角速度不同步的干扰。在 $t=0$ 时刻,相位为 δ ,半径 r_u 处以角速度 ω 旋转的不平衡质量块 m 产生的不平衡力沿径向作用于转子。

$$F_{perturbation} = mr_u \omega^2 \exp(j(\omega t + \delta)) \tag{4}$$

在相对小的局部轴颈轴承区域,以稳定速度旋转的刚性转子的运动方程可表示如下:

$$M\ddot{r} = -Kr - D\dot{r} + jD\lambda\Omega r + mr_u \omega^2 \exp(j(\omega t + \delta)) \tag{5}$$

其中, M 是转子的质量。按微分顺序重新排列方程(5)可获得常微分方程(6)。

$$M\ddot{r} + D\dot{r} + (K - jD\lambda\Omega)r = mr_u \omega^2 \exp(j(\omega t + \delta)) \tag{6}$$

位置矢量 r 描述了垂直于转子轴线的平面上的运动,转子轴心在该平面的运动称为轴心轨迹。

2 伺服机的运动方程

转子、滑油油楔形成的系统可以用闭环的伺服控制机理描述,如图 4 所示。

根据作用力的方向,引用动态刚性指数及其积分。

$$\begin{aligned} K_{Direct}(j\omega) &= K + j\omega D - M\omega^2 \\ K_{Quadrature}(j\omega) &= -j\lambda\Omega D \end{aligned} \tag{7}$$

传递函数 $1/K_{Direct}(j\omega)$ (直接的动态柔性系数)本身是稳定的,闭环系统的反馈通路施加一个正反馈,导致闭环系统的不稳定。正反馈的增益取决于角速度 Ω 。

转子在低转速条件下是稳定的,稳定局限于某个范围。如果正反馈的增益大于某临界值,则闭环系统变得不稳定。如图 4 所示,利用伺服机原理进行不稳定性分析。当 $s = j\omega$ 时,可获得开环频率传递函数式(8),而动态闭环系统的稳定性取决于此开环频率传递函数。

$$G_0(j\omega) = K_{Quadrature}(j\omega)/K_{Direct}(j\omega) = -\lambda\Omega D/\omega D - j(K - M\omega^2) \tag{8}$$

根据 Nyquist 稳定规则,复平面内如果函数 $G_0(j\omega)$ 的轨迹不围绕点 $(-1, 0)$,且 ω 为大于零的有限数值,则闭环动态系统是稳定的^[5]。围绕 $(-1, 0)$ 点意味着通过其左侧区域。当稳态振动产生时,形成稳定区

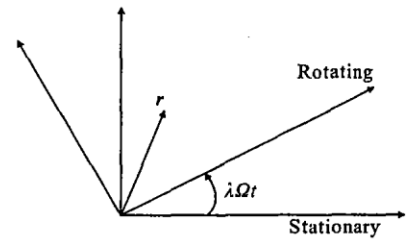


图 3 固定坐标的变换

Fig. 3 Transform to Stationary coordinates

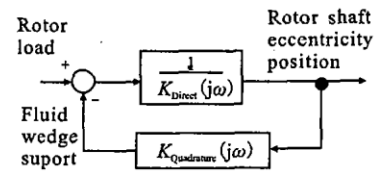


图 4 转子、滑油油楔构成的伺服控制机理

Fig. 4 Shaft/fluid wedge bearing/system as a servomechanism

域。描述稳态振动的函数 $G_0(j\omega)$ 的轨迹通过 $(-1,0)$ 点,则

$$G_0(j\omega_{crit}) = -1 \tag{9}$$

系统无阻尼振荡的角频率计为 ω_{crit} , 将式(9)代入式(8)可获得振荡频率的解析式。

$$\omega_{crit}^2 = K/M \text{ 或 } \omega_{crit} = \lambda\Omega \tag{10}$$

显然,转子谐波振荡的频率等于油液的平均角速度。通过测试,参数 λ 等于 0.475。这一结果证实了前言所述转子受流体力的假设。稳定区域对应于滑油弹性支撑的刚性转子的机械共振。当转子不平衡引起振动时, ω_{crit} 不等于转子的临界转速。如果系统是线性的,转子角频率通过所谓 Bently - Muszynska 域值时,不稳定的转子振动将无限增大。

$$\Omega_{crit} = 2\pi f_{crit} = \frac{\sqrt{K/M}}{\lambda} \tag{11}$$

3 转子系统的 Simulink 模型

方程(6)包含了一个未知的时间函数,复矢量 $r(t)$ 和方程中的参数都是复数形式。复函数可由其实部和虚部替代,并有许多类似的解法。基于 Simulink 特点,本文选择的方法允许复信号在块间的连接。除积分函数,方程(6)中所有的 Simulink 模型块都以复参数和复函数形式工作。图 5 所示为积分子系统,每一次积分运算中,复信号被分解为实部和虚部,然后再变换为复数形式。

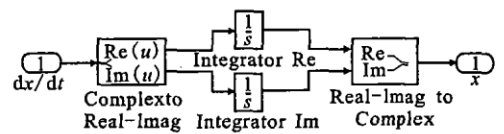


图 5 积分子系统
Fig. 5 Integration subsystem

图 6 所示为运动方程的 Simulink 块框图,系统受到的激励包括随转子以同样角速度 Ω (OMEGA) 旋转的不平衡力和旋转速度为 ω (omega) 峰值正比于角速度的平方的不同步干扰力。

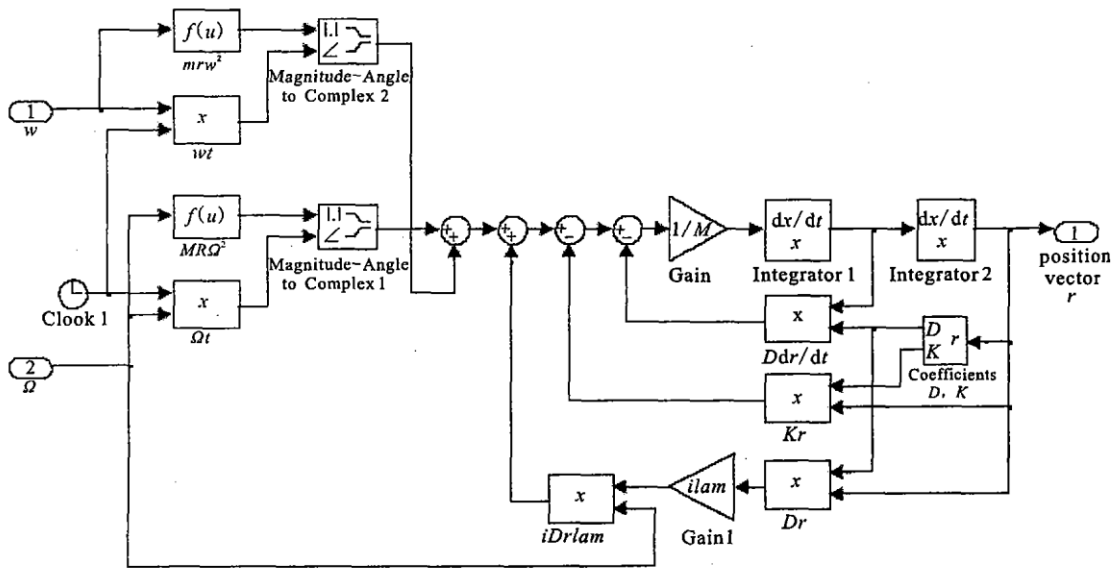


图 6 垂直于转轴的平面内的轴颈运动模型

Fig. 6 Model of a journal motion in a plane perpendicular to the rotor axis

瞬时扰动力的频率计为相位的一阶导数,恰好是角速度与时间被 2π 除的阶乘。仿真结果以时间历程图的形式输出,XY 图的输出如图 7 所示。参数 K 、 D 为油膜的黏度及阻尼系数,是位置矢量的函数,参数值由油膜的厚度决定。一般,轴颈距轴承壁越近则油膜越薄,参数值也越大。由下式近似表示:

$$\begin{aligned} K &= K_0 / (1 - (|r|/e)^n) \\ D &= D_0 / (1 - (|r|/e)^n) \end{aligned} \tag{12}$$

式中, e 表示轴颈轴承的间隙。参数值与位置矢量的绝对值相关,如图 8 所示。

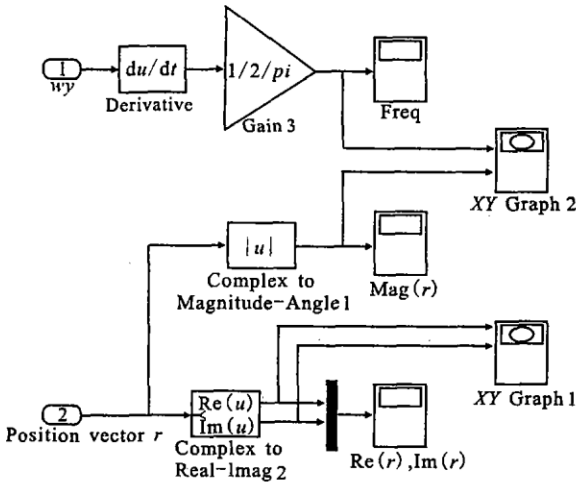


图 7 时间历程和 XY 点图形式的仿真输出

Fig. 7 Simulation outputs in the form of time history plots and XY plots

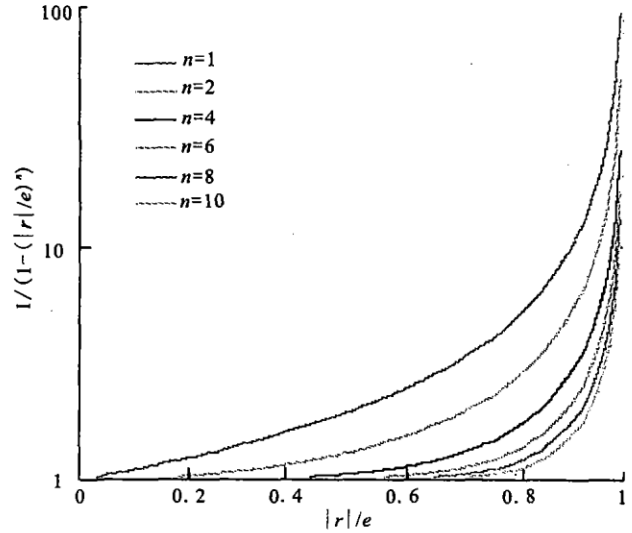


图 8 黏度和阻尼系数与轴颈位置的关系

Fig. 8 Stiffness and damping parameter value versus journal position

4 模型的仿真研究

被测试的转子系统的参数设置如下： $M = 0.5$, % (kg) 转子质量； $\lambda = 0.475$, % (-) 油液平均回旋速度比 (λ)； $K = 20\ 000$, % (N/m) 油膜黏度； $D = 2\ 000$, % (Ns/m) 油膜阻尼系数； $a = 0.000\ 1$, % (m) 轴颈轴承的间隙

首先,仿真实验着重于轴颈轴承转子系统的共振现象。通过 Ramp 块产生旋转力的角速度,其输出为恒增信号。稳定的旋转速度为 $2\ 400\ \text{r/min}$ (40 Hz)。转子的转速不是突然增加至规定的 RPM 值,而是从静止状态沿时间的指数函数方式每间隔 0.5 s 逐渐增加。干扰力的瞬态旋转频率由转子转角相对时间的一阶导数确定。

$$f_{\text{INST}} = \frac{1}{2\pi} \frac{d(\omega_{\text{RB}}t)}{dt} \tag{13}$$

当 Ramp 模块产生信号 $\omega_{\text{RB}} = 2\pi At$ 时, A 是常数,瞬时的旋转频率并不等于 At 而是 At 的 2 倍。

$$f_{\text{INST}} = \frac{1}{2\pi} \frac{d(2\pi At^2)}{2At} = 2At \tag{14}$$

为描述转子的共振,实验利用辅助的以角速度 ω 旋转的不平衡盘。激励频率 ω 与转子稳态角速频率 Ω 无关。干扰力通过设置在半径 r_u 处的不平衡质量块 m 产生。为了测试转子的共振,仿真时设置 $mr_u = 0.000\ 3$ (kgm)。为扩大线性范围,式(12)中相对偏心率的乘方选为 8。

确定轴心线坐标的位置矢量的实部、虚部如图 9 所示。图 10 所示为轴颈中心线位置矢量的绝对值与轴颈旋转的相对频率的关系。当干扰力的频率接近轴颈旋转频率的一半时,该绝对值最大。实验结果表明,数学模型的行为与真实的转子系统一致。

仿真实验的第二个内容是研究由于油液激励的转子不稳定行为,这一现象也称为油涡旋。如上所述,转速达到一定的临界值时产生不稳定的振动,如式(11)。本节开始给出的参数中,旋转频率的临界值 $f_{\text{crit}} = 67\ \text{Hz}$, $mr_u = 0.000\ 05$ (kgm)。扩展振动开始时的旋转频率为 103 Hz,如图 11 所示。仿真实验表明, mr_u 值影响不稳定开始的时刻。检测到的旋转频率最小值为 95 Hz。

实验表明,当转子处于不稳定状态时(振动仅受到轴承壁的限制),振动频率略小于转子旋转频率 Ω 的一半。稳定区域分析所导出的公式(11),可估计稳态振动的频率为旋转频率 Ω 的分倍频 $\lambda\Omega$ 。如图 12 所示,缩小到 0.1 s 的时间间隔内,位置矢量实部、虚部的 ZOOM 图像恰好位于振动起始点的前后。比较同样的时间间隔内的曲线数量,振动频率低于振动起始前的频率的一半。显然,仿真模型的行为与真实的转子系

统完全相同^[6-7]。

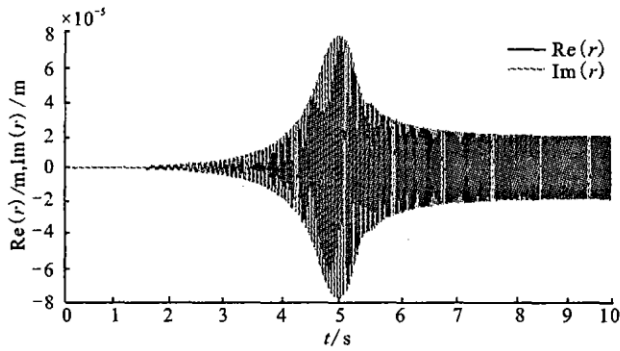


图9 轴颈中心线坐标的时间历程

Fig. 9 Time history of the journal centerline coordinates

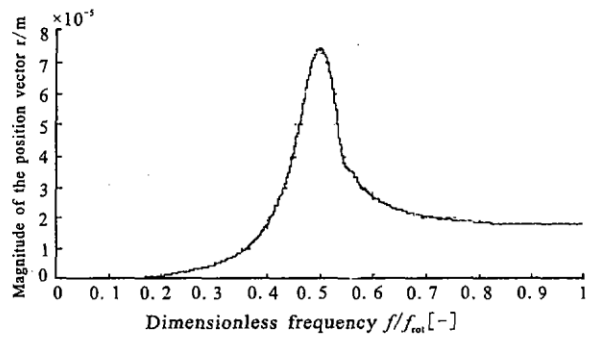


图10 轴颈中心线位置矢量的绝对值与干扰力相对旋转频率的关系

Fig. 10 The journal centerline coordinates versus the dimensionless perturbation force rotational frequency related to the rotor rotational frequency

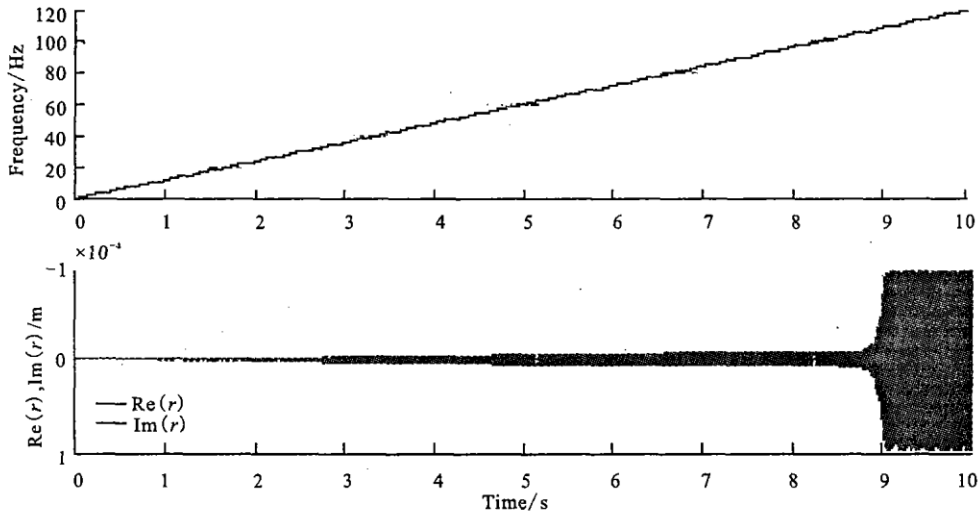


图11 旋转频率的时间历程和油液产生激励振动的过程

Fig. 11 Time history of the rotational frequency and journal centerline coordinates up to the moment when fluid induced vibration starts up

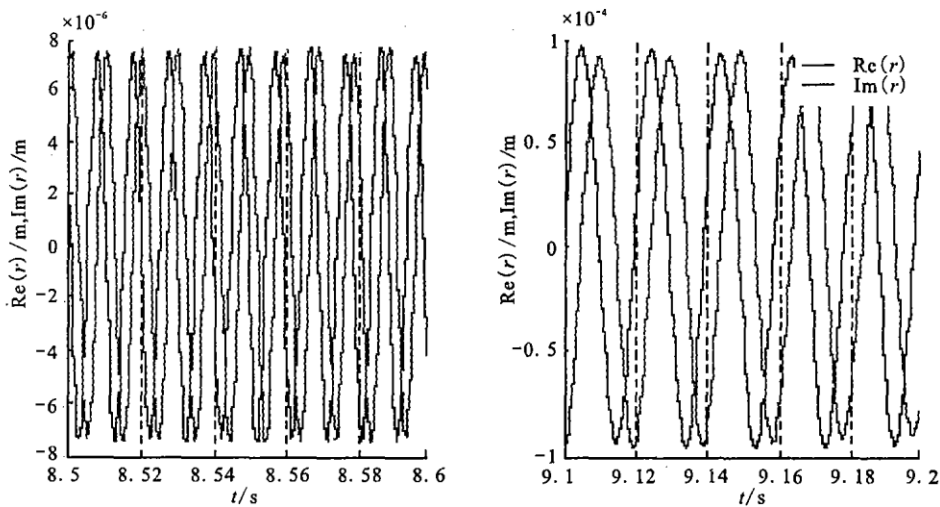


图12 振动产生时轴颈中心线坐标的 ZOOM 图

Fig. 12 ZOOM of the journal centerline coordinate time history just before and after the vibration
所有的仿真使用变量积分步骤及 ODE45 积分法设置。

5 结论

基于 Muszynska 的理论,本文建立了轴颈轴承的轴颈中心线的分块参数模型。运动方程包含复数矢量和复参数。仿真研究的主要目的是通过仿真与实验的结果比较来验证模型的原理,具体包括在不同步干扰的作用下运动的不稳定性及其振动模式。利用 Simulink 进行的转子系统的仿真进一步证实了 Muszynska 模型与实验结果的一致性。

致谢:本文承蒙空军工程大学吴松林副教授翻译修订,在此致谢。

参考文献:

- [1] Muszynska A. Whirl and Whip - Rotor / Bearing Stability Problems[J]. Journal of Sound&Vibration,1986,110(3):443 - 462.
- [2] Bently D E,Muszynska A. Fluid - generated Instabilities of Rotors[J]. Orbit,1989,10(1):6 - 14.
- [3] Flack R D,Kostrzewsky G J,Barrett L E. Experimental and predicted rigid rotor stability threshold of axial groove and three - lobe bearing[J]. International Journal of Rotating Machinery,2002, 8(1); 27 - 33.
- [4] Bently D E,Muszynska A. Role of Circumferential Flow in the Stability of Fluid - Handling Machine Rotors:The Fifth Workshop on Rotor Dynamics Instability Problems in High Performance Turbo machinery, Texas A&M University, College Station, Texas, 16 - 18 May 1988[C]. College Station;Texas A&M University,1988:415 - 430.
- [5] Burns R. Advanced control Engineering[M]. Oxford;Butterworth Heinemann,2001.
- [6] Muszynska A. Rotor Dynamics[M]. New York;Taylor & Francis Group,2005.
- [7] Tůma J,BilošJ. Fluid induced instability of rotor systems with journal bearings[J]. Engineering Mechanics,2007,14(1/2):69 - 80.
- [8] Ecker H,Tondl A. Increasing the Stability Threshold of a Rotor by Open - Loop Control of the Bearing Mount Stiffness;Proceedings of ISCORMA - 3, Cleveland, Ohio, 19 - 23 September 2005[C]. Cleveland;ISCORMA - 3,2005.
- [9] Tondl A,Quenching of self - excited vibrations[M]. Prague;Academia,1991.

(编辑:姚树峰)

Modeling of a Fluid - Induced Rotor Instability

Jiří Tůma

(Faculty of Mechanical Engineering V SB - Technical University of Ostrava
Ostrava 17. listopadu 15, 708 33 Czech Republic)

Abstract: The paper deals with simulation of the rotor vibration in a journal bearing. The rotor is maintained in equilibrium during rotation by a fluid pressure wedge created by an oil film. These bearing forces can be modeled as a rotating spring and damper system. The rotor motion is described by complex coordinates of the rotor centerline. The real part of the position vector is a rotor displacement in the X - direction while the imaginary part is a displacement in the perpendicular direction, as we say in the Y - direction. The equation of motion is containing complex variables as a function of time. Equation parameters are complex quantities as well. The paper demonstrates how to solve such an equation using Simulink.

Key Words: journal bearing; instability vibration; system simulation