

振动机械起动过程中的迟滞共振原因分析

熊万里 闻邦椿

(东北大学机械工程及自动化学院, 沈阳 110006)

摘要 振动机械在起动过程中, 有时会出现一种特殊的共振现象——迟滞共振. 本文通过解析分析和数值算法解释了产生该现象的原因.

关键词 振动机械, 起动过程, 迟滞共振

1 引言

振动机械是工程上广泛使用的一种机械, 如振动输送机、振动离心机和振动筛等. 惯性激振式振动机^[1]是振动机械的一种, 它通过电机带动偏心块产生激振力驱动机器进行工作. 振动机稳定工作时, 电机的旋转频率即为振动机的振动频率. 振动机起动时, 在共振区附近会发生振幅较大的振动, 随着电机快速通过共振区并达到额定工作转速, 振动机的振幅迅速减小并以电机的旋转频率开始稳定工作. 通常情况下, 振动机从起动到稳定工作的时间只有 3s~5s, 但是有时振动机起动几十秒后, 振动机的振动却仍然表现为固有频率的振动, 而此时电机早已达到了额定转速. 这种特殊的共振现象在工程上我们称之为迟滞共振, 迟滞共振是导致振动设备损坏的主要原因之一. 本文将对此现象进行分析并给出解释.

2 迟滞共振原因分析

描述振动机起动过程的数学模型可简单表达如下

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 e \dot{\theta}^2 \sin \theta \quad (1)$$

$$\dot{\theta}(t) = \begin{cases} a_\theta t, & t \leq \omega_e / a_\theta \\ \omega_e, & t > \omega_e / a_\theta \end{cases}$$

式中, m 和 m_0 分别表示振动机和偏心块的质量, x, \dot{x} 和 \ddot{x} 分别表示振动机在振动方向的位移、速度和加速度, θ 和 $\dot{\theta}$ 分别表示偏心块的转角和角速度, c 和 k 分别表示振动机的阻尼和刚度, e 表示偏心距离, ω_e 为电机的额定工作转速, a_θ 为起动角加速度.

对于方程 (1), 由于 $\dot{\theta}$ 为时间 t 的函数, 我们并不能求得解析解. 为了尽可能了解系统的有关特性, 我们不妨先假设 $\dot{\theta}$ 为恒值 ω 进行分析. 设系统的初始位移和初始速度分别为 x_0 和 \dot{x}_0 , 根据振动理论^[2], 可

求得方程 (1) 的过渡过程的解为

$$x(t) = A \sin(\omega t - \psi) + e^{-\xi \omega_n t} \left(x_0 \cos \omega_d t + \frac{\dot{x}_0 + \xi \omega_n x_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) + A e^{-\xi \omega_n t} [\sin \psi \cos \omega_d t + \frac{\omega_n}{\omega_d} (\xi \sin \psi - \lambda \cos \psi) \sin \omega_d t] \quad (2)$$

式中

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \xi = \frac{c}{2m\omega_n}, \quad \omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2},$$

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad A = \frac{m_0 e \omega^2 / k}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}},$$

$$\psi = \text{tg}^{-1} \frac{2\xi\lambda}{1 - \lambda^2}$$

式 (2) 中的第一项为稳态强迫振动; 第二项为无激励时系统对初始条件的响应, 如果初始条件为零, 则该项为零; 第三项为伴随自由振动. 伴随自由振动的特点是其振动频率近似于系统的固有频率, 但是其振幅与系统自身的性质和激振因素有关. 当系统阻尼不为零时, 式 (2) 中的第二项和第三项将随着时间的延续衰减为 0, 最后只剩下稳态强迫振动解.

可以看出, 如果初始条件和系统阻尼均为零, 则系统的稳态解将包括强迫振动和伴随自由振动两部分. 如果初始条件为零但系统阻尼很大, 则伴随自由振动迅速衰减为 0, 但是如果初始条件为零而系统阻尼很小, 则伴随自由振动将持续很长时间才能衰减为 0, 这将使系统在较长时间内表现出共振行为.

以上是根据 $\dot{\theta}$ 为恒值的条件分析得到的结论. 如果把伴随自由振动的衰减和迟滞共振联系起来考虑, 上述结论已从侧面解释了迟滞共振的原因. 考虑到起动过程中 $\dot{\theta}$ 并不为恒值, 我们下面作进一步分析.

由于式 (1) 无法用解析方法求解, 为了定量描述系统起动的全过程, 我们利用数值方法——Ruge-Kutta 法^[3]对式 (1) 进行仿真. 取一台实际的振动机的参数为: $m = 196 \text{ kg}$, $m_0 = 4 \text{ kg}$, $k = 78000 \text{ N/m}$, $e = 0.05 \text{ m}$, $\omega_e = 157 \text{ rad/s}$, $a_\theta = 314 \text{ rad/s}^2$, 仿真得到不同阻尼条件下振动机的振动响应曲线如图 1 所示.

本文于 1999-01-07 收到.

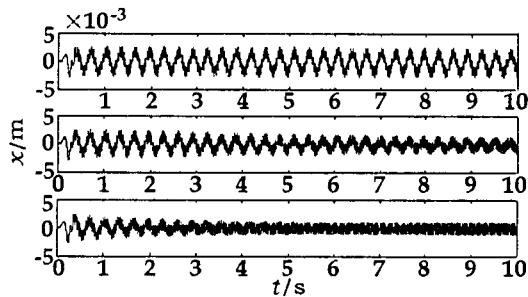


图 1 不同阻尼条件下振动机起动过程的振动响应曲线

以上三图相应的阻尼值分别为 $0, 50, 200 \text{ s}^{-1}$. 从图中可明显看出:

(1) 阻尼为 0 时, 系统的振动为两种振动成分的复合, 其频率近似为固有频率和电机的旋转频率. 但振动机总体的振动表现为固有频率的振动, 即迟滞共振.

(2) 阻尼为 200 s^{-1} 时, 系统在起动过程初期表现为固有频率和电机旋转频率的复合振动, 但经过约 3 s 时间后, 固有频率的振动迅速衰减, 最后只剩下电机旋转频率的稳态振动.

(3) 阻尼为 50 s^{-1} 时, 系统的振动介于前两者之间.

不难看出, 如果振动机的阻尼很小, 由于固有频率成分的振动衰减很慢, 迟滞共振必然会持续很长的时间. 从理论上讲, 只要阻尼不为零, 振动机最终都能

正常工作, 但工程上由于共振很容易导致设备损坏, 起动过程时间过长是不允许的, 这也是振动系统设计过程中必需考虑阻尼的主要原因.

参 考 文 献

- 1 闻邦椿, 刘凤翥. 振动机械的理论及应用. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 2 季文美, 陈淞琪, 方同. 机械振动. 北京: 科学出版社, 1981
- 3 徐萃薇. 计算方法. 北京: 高等教育出版社, 1985

ANALYSIS OF RETARDED RESONANCE IN VIBRATING MACHINES DURING STARTING

XIONG Wanli WEN Bangchun

(School of Mechanical Engineering & Automatic, Northeastern University, Shenyang 110006, China)

Abstract In the starting processes of vibrating machines a curious phenomenon which is named as retarded resonance often occurs. In this paper the analytical analysis and digital simulation are made to account that phenomenon.

Key words vibrating machines, starting processes, retarded resonance

单链系泊浮体受外碰撞时的锚链动态张力

孙芦忠 吴广怀 刘 艇 陈徐均

(工程兵工程学院, 南京 210007)

摘要 介绍系泊浮体受外碰撞时锚链动态张力计算方法, 并对动态张力的若干问题进行了讨论.

关键词 系泊, 碰撞, 锚链, 动态张力

1 引 言

水上浮式结构物, 如各类作业平台、无撑浮码头系统和浮桥等, 通常靠锚系实施水上定位或限位. 在使用过程中, 船舶及各种带速浮体对这类结构的意外碰撞在所难免, 所产生的撞击动能往往很大^[1,2], 甚至造成灾难性事故. 意外碰撞不仅使结构产生动态内

力, 还将造成结构的大尺度移位, 从而引起很大的锚系动态张力, 严重时可能发生系索(或锚链)断裂或走锚等事故. 以我国的大榭跨海浮桥为例, 运营 4 年中因台风、船舶操纵等原因, 先后造成多起船舶撞桥事故. 最严重的一次使浮桥在桥轴线方向产生 0.5 m 的移位, 并使桥体横移 0.65 m . 此次碰撞造成岸端一根锚链断开, 其动态张力高达 500 kN .

近年来锚系的动态张力更多地引起了设计者的关注. 小山寺、岛田、安藤定雄和山村敬一等人先后对系索的脉动张力进行了一系列研究, 但他们的研究都是

本文于 1999-01-29 收到.