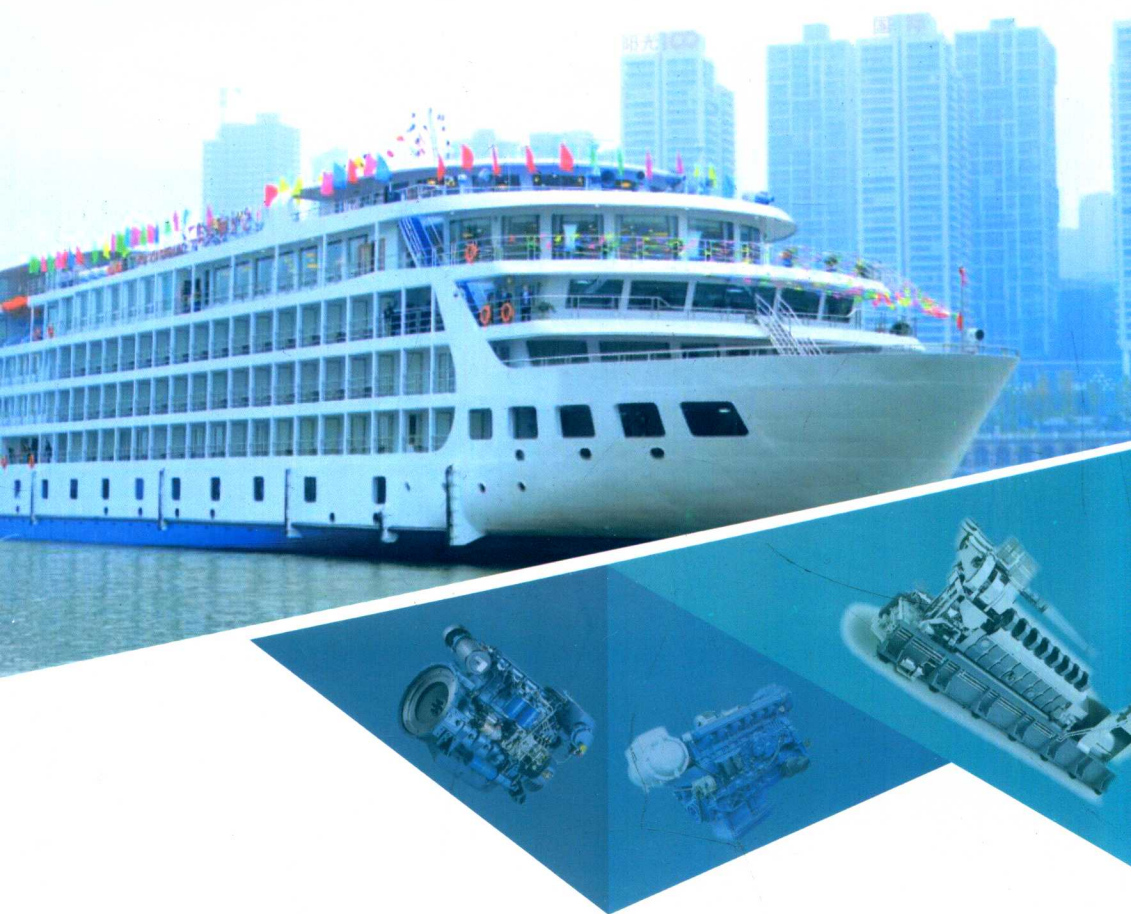




船舶柴油机轴系扭转振动

聂德耀 刘大江 周国强 梁 军 编著
周轶尘 审校



国防工业出版社
National Defense Industry Press

船舶柴油机轴系 扭转振动

聂德耀 刘大江 周国强 梁军 编著
周轶尘 审校

国防工业出版社

· 北京 ·

内 容 简 介

本书系统论述了船舶柴油机轴系扭转振动的产生机理、轴系扭转振动的计算方法、轴系扭转振动的测量,结合实例阐述了轴系扭转振动的预防与消减,基本涵盖了船舶轴系扭转振动问题的方方面面,为相关人员对于船舶轴系扭转振动问题提供了整套的分析处理方案。同时,对于近年来新出现的轴系扭转振动的非线性问题从原理到常用解决方法的优缺点进行了详细分析,并提出了不同于常规的三角级数解法,为扭转振动的非线性问题的初步解决提供了思路与方案。

本书可作为高等院校教学、科研设计单位的参考书,也可供轮机管理人员培训及船机修造工程人员学习使用。

图书在版编目(CIP)数据

船舶柴油机轴系扭转振动/聂德耀等编著. —北京:
国防工业出版社, 2017. 4
ISBN 978 - 7 - 118 - 10794 - 4

I. ①船… II. ①聂… III. ①船用柴油机—船舶轴系—扭转振动 IV. ①U664. 121

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2017)第 070113 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)
北京嘉恒彩色印刷有限责任公司
新华书店经售

*

开本 710 × 1000 1/16 印张 13 $\frac{3}{4}$ 字数 258 千字
2017 年 4 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—2500 册 定价 58.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店: (010)88540777
发行传真: (010)88540755

发行邮购: (010)88540776
发行业务: (010)88540717

...序...

有运动便有振动,运动愈烈振动愈突出,可以说人类自有文明以来,便与振动结下了不解之缘。

20世纪60年代中,因“建华”801轮推进轴系强共振的问题,与聂德耀君相识于重庆东风船厂。此时聂君刚从上海交通大学力学专业毕业,工作之中,聂君以其扎实的基础知识和对工作的钻研精神,深深地打动了我。尔后,聂君便着迷于此。

20世纪五六十年代,长江船舶推进主机由蒸汽机改为柴油机,轴系扭转共振问题比较突出。结合当时我国的实际情况,聂君及其课题组提出了本书所举的双刚度联轴器及在中间轴上安装硅油减振器等措施,并用于实际,解决了当时燃眉之急,可谓创新之举。时至今日,其思想及解决问题的方法,对后人仍有所启迪。

目前,所有这方面的书籍以及船级社认可的计算程序,均基于将该系统假设为线性系统。对于直接传动的推进装置,用该法所得的预期计算值与实测值能基本吻合。而对于装有减速齿轮箱以及某些高弹联轴节等非线性元件时,预期计算值与实测值之间往往会出现较大的偏差。到目前为止,非线性振动的数学处理仍然相当困难,作者以其深厚的数理基础,对系统中只有一个非线性元件时进行了分析,并以双刚度联轴器为例做了计算。对轴系扭转振动的计算可谓深入了一步,是本书中的另一亮点。

本书虽非鸿幅巨篇,区区20万字,但作者以七十高龄,用滴水石穿的精神,将其50年来从事这方面的历练融合于本书中,供读者共享。

此书理论与实践并重,可供这方面的工程技术人员及有关大学的学子参阅。望诸君在我国从船舶制造大国向制造强国前进的征程中,能在扭转振动计算分析的非线性领域再跨出坚实的一大步。

应作者所请,不自量力,勉作此序。

八旬翁周轶尘书于武汉

2015年12月

... 前言 ...

船舶柴油机轴系扭转振动,是轴系在柴油机、螺旋桨等激励力矩作用下,产生的周向周期性运动及相应变形。强烈的轴系扭转振动,会导致传动齿轮冲击与噪声,齿轮点蚀、折损,弹性联轴器等部件损坏,曲轴及传动轴折断,以及船体振动等危害。

在我国,强烈的轴系扭转振动,是1958年“江阳”轮等三艘长江客轮出厂时出现的。从那时起,我国技术人员开始在木已成舟的情况下,进行测量试验与计算,采取措施,做消防队的工作。逐渐地积累经验,有了可行的措施与减振部件,并在设计阶段,加以计算预防,取得很多成果。作者在1965年,参与了“建华”801油轮解决强烈扭转振动问题的的工作。从此,在40余年里,在理论计算、测量试验及减振措施等方面,做了一定的工作。现汇集国内外成果及我们的工作,编著了本书。

本书共分5章。

第1章以双质量系统为基础,建立轴系扭转振动的基本概念,如滚振、扭振、固有频率、振型、结点及共振现象等。而三质量系统,则是多质量轴系的研究基础,并对减振研究做了初步准备。对于具有实用的多质量系统的自由振动计算,既介绍了特征方程解法,也介绍了试算法(如Holzer法、传递矩阵法),使之互补。前者可求出所有固有频率、振型,但难以适应变参数轴系的计算;后者适应变参数轴系,但可能存在漏根等问题。书中分析了漏根原因,并提出避免办法。多质量系统的强迫振动计算,也同时介绍了方程的矩阵解法,以及递推解法(推广的Holzer法)、传递矩阵法。而能量法等近似法,虽然仅适应于小阻尼时的共振计算,但对于扭转振动特性的判定具有重要意义,亦予简单介绍。

第2章对柴油机轴系转化成有限的多质量系统进行计算。当量转化按船舶检验部门推荐的方法进行。刚度、惯量、阻尼、激励力矩的计算除了介绍成熟实用的方法、公式以外,对长冲程、高强载柴油机的激励,螺旋桨惯量、阻尼,变参数部件的刚度、阻尼,变工况工作情况等,均介绍了新的进展及计算方法。

第3章在讨论柴油机激励问题、调频、减振、抗振等基本措施后,对硅油减振器、弹性阻尼减振器的基本结构、减振机理、最佳参数选取以及相关设计问题均做了讨论与介绍。书中就弹性联轴器的调频、减振、缓冲作用进行阐述并介绍了双刚度联轴器的相关机理。

第4章在介绍各类型测量仪器基本机理后,对测量中测点布置、仪器安装、测量步骤等问题做了阐述,并就模拟信号的近似分析、数值信号的简谐分析做了介绍。对自由振动振型失效时,介绍了利用强迫振动计算结果推算轴系各质量点振幅、轴段应力、部件扭矩的方法,对滚振扣除,推荐了二点测量法。最后,介绍了扭振仪校验台和弹性联轴器性能试验台的结构机理。

第5章以双质量系统为对象,讨论非线性特性与现象。介绍小参数法、平均法、谐波平衡法和迭代法等传统近似计算方法和例解后,阐述了我们研发的三角级数解法,并对具有一个非线性部件的多质量轴系的计算进行了讨论。而对多个非线性部件系统,以及复合周期性激励力矩作用下的组合振动等问题,尚有待进一步研究。

本书由聂德耀主笔编著,刘大江参加第1、3章编写工作,周国强参加第1、2章编写工作,梁军参加第3、4章编写工作。非常感谢周铁尘教授对本书编写的指导和审校。唐明、张漾同志对本书的文字录入和绘图做了大量工作,在此谨致谢忱。限于水平,疏漏之处在所难免,敬请读者批评指正。

作者

2016年12月

目 录

第 1 章 基本理论与计算方法	1
1.1 双质量系统	1
1.1.1 无阻尼自由振动	1
1.1.2 有阻尼自由振动	2
1.1.3 强迫振动	5
1.2 三质量系统	7
1.2.1 自由振动	9
1.2.2 强迫振动	10
1.3 多质量系统自由振动	14
1.3.1 简述	14
1.3.2 特征方程解法	15
1.3.3 Holzer 试算法	16
1.3.4 传递矩阵法	21
1.4 多质量系统强迫振动计算	24
1.4.1 简述	24
1.4.2 运动微分方程及其解	24
1.4.3 递推解法	27
1.4.4 传递矩阵法	33
1.4.5 近似解法——能量法,放大系数法	38
第 2 章 轴系扭转振动计算	42
2.1 当量系统	42
2.1.1 当量转化原则	42
2.1.2 当量转化方法	42
2.2 惯量计算	44
2.2.1 基本公式	44
2.2.2 常用部件惯量	45
2.2.3 柴油机单位汽缸转动惯量	47
2.2.4 螺旋桨惯量	49
2.3 刚度计算	50

2.3.1	基本公式	50
2.3.2	常见部件刚度	51
2.3.3	单位曲柄刚度	51
2.3.4	橡胶联轴器刚度	53
2.3.5	变参数部件刚度	57
2.4	阻尼计算	59
2.4.1	简述	59
2.4.2	轴系主要部件阻尼	60
2.4.3	变参数部件阻尼	62
2.5	激励计算	63
2.5.1	简述	63
2.5.2	汽缸内气体压力产生的激励力矩	64
2.5.3	平均指示压力	74
2.5.4	柴油机运动部件产生的激励及合成简谐系数	76
2.5.5	螺旋桨激励	78
2.5.6	振动允许值	79
2.6	轴系扭振计算书	82
2.6.1	轴系扭振计算书	82
2.6.2	实例	83
第3章	振动预防与消减	106
3.1	基本措施	106
3.1.1	柴油机激励问题考虑	106
3.1.2	调频	107
3.1.3	减振	108
3.1.4	抗振、转速禁区	109
3.2	硅油减振器	109
3.2.1	基本结构	109
3.2.2	减振机理	110
3.2.3	硅油黏度	113
3.2.4	散热面积校核	115
3.3	弹性阻尼减振器	116
3.3.1	型式结构简介	116
3.3.2	减振机理	118
3.3.3	减振器设计步骤	122
3.4	弹性联轴器	124
3.4.1	调频、减振作用	124

3.4.2	缓冲作用	124
3.4.3	双刚度联轴器	127
3.4.4	联轴器选用注意事宜	132
3.5	实船减振例	133
3.5.1	“建华”801 轮振动	133
3.5.2	“东方红”34 轮振动	134
3.5.3	江峡轮振动	135
第 4 章	轴系扭振测量	137
4.1	简述	137
4.2	扭振测量仪器	138
4.2.1	角位移测量仪	138
4.2.2	角速度测量仪	141
4.2.3	切应力测量 电阻应变仪	142
4.3	测量方法	143
4.3.1	准备工作	143
4.3.2	测量的基本步骤	144
4.4	测量分析与报告	144
4.4.1	测量分析内容	144
4.4.2	模拟信号振动波形的近似分析	145
4.4.3	数值信号振动波形的简谐分析	149
4.4.4	测量资料整理,测量报告内容	155
4.5	扭振试验台	163
4.5.1	万向联轴器型扭振仪校验台	163
4.5.2	平行滑板式扭振仪校验台	164
4.5.3	扭振电子标定器	167
4.5.4	橡胶联轴器性能试验台	167
第 5 章	轴系扭振非线性问题	171
5.1	简述	171
5.2	小参数法	172
5.2.1	基本思想	172
5.2.2	小参数法例解——3 次方恢复力矩轴系	172
5.2.3	解的讨论	174
5.3	平均法	175
5.3.1	基本思想	175
5.3.2	双刚度联轴器	176
5.3.3	解的讨论	181

5.4 其他近似方法	182
5.4.1 谐波平衡法	182
5.4.2 迭代法简介	183
5.5 三角级数解法	183
5.5.1 周期解一般表达式	183
5.5.2 实例——双刚度联轴器情况	186
5.5.3 实例——3次方弹性恢复力矩情况	192
5.6 具有一个非线性部件的多质量轴系	195
5.6.1 基本方程及其转换	195
5.6.2 例解——双刚度联轴器轴系	199
附录 A 雅可比 (Jacobi) 法简介	203
附录 B 全主元高斯消去法	205
编后语	208
参考文献	210

第1章 基本理论与计算方法

1.1 双质量系统

如图 1.1 所示,双质量系统是轴系扭转振动最简单的情况, J_1 为发动机惯量, J_2 为吸收功率部件(如螺旋桨、发电机、水力测功器等)的惯量, K_{12} 为它们之间连接轴的刚度。讨论它们的振动,可获得很多有用的基本概念。

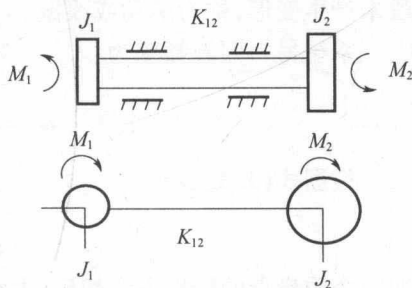


图 1.1 双质量系统

1.1.1 无阻尼自由振动

在两端圆盘 J_1 、 J_2 上,加大小相等方向相反的力矩,使轴扭转一个角度,然后突然撤去这对力矩。由于轴的弹性和圆盘的惯性,系统就产生来回摆动,即扭转自由振动。在无阻尼情况下,设圆盘 J_1 、 J_2 的扭转角位移为 φ_1 、 φ_2 ,其惯性力矩为 $J_1 \ddot{\varphi}_1$ 和 $J_2 \ddot{\varphi}_2$,而轴段恢复力矩为 $K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$,则根据达朗贝尔原理,质量点上总作用力,即惯性力矩与恢复力矩之和为零。于是,质量点 1、2 的运动方程为

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + K_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \end{cases} \quad (1.1)$$

式中 J_1 ——质量点 1 的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

J_2 ——质量点 2 的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

K_{12} ——质量点 1、2 之间连接轴的刚度, $(\text{N} \cdot \text{m})/\text{rad}$;

φ_1 、 φ_2 ——质量点 1、2 的扭转振动角位移, rad 。

当质量点以圆频率 ω (rad/s) 作简谐扭转振动时,设

$$\begin{cases} \varphi_1 = A_1 \sin \omega t \\ \varphi_2 = A_2 \sin \omega t \end{cases} \quad (1.2)$$

将式(1.2)代入式(1.1),有

$$\begin{cases} (-J_1 \omega^2 + K_{12}) A_1 - K_{12} A_2 = 0 \\ -K_{12} A_1 + (-J_2 \omega^2 + K_{12}) A_2 = 0 \end{cases} \quad (1.3)$$

其非零解的条件为

$$\begin{vmatrix} -J_1\omega^2 + K_{12} & -K_{12} \\ -K_{12} & -J_2\omega^2 + K_{12} \end{vmatrix} = 0$$

即特征方程:

$$\omega^2 [J_1 J_2 \omega^2 - K_{12} (J_1 + J_2)] = 0 \quad (1.4)$$

特征方程式(1.4)有两个解(固有频率),其一为

$$\omega_0 = 0 \quad (1.5)$$

此时,由式(1.3)有

$$A_1 = A_2 \quad (1.6)$$

式(1.6)表示系统有一个固有频率为0,且两个质量点的扭转振幅相等,轴段未产生变形,称为滚动或滚振。

系统另一固有频率为

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} \quad (1.7)$$

根据式(1.3),有

$$\frac{A_1}{A_2} = -\frac{J_2}{J_1} \quad (1.8)$$

即两个质量点的振幅方向相反,大小与惯量成反比。

系统作扭转自由振动时,质量间的振幅关系称为振型。固有频率、振型取决于轴系的惯量、刚度参数,它们表征轴系扭转转动的固有特性。双质量系统的固有频率、振型关系如图1.2所示。以频率 $\omega_0 = 0$ 振动时,轴上振幅相等、没有零振幅点为滚振;而以 ω_1 振动时,轴上有一零振幅点(结点),称为单结点振动。

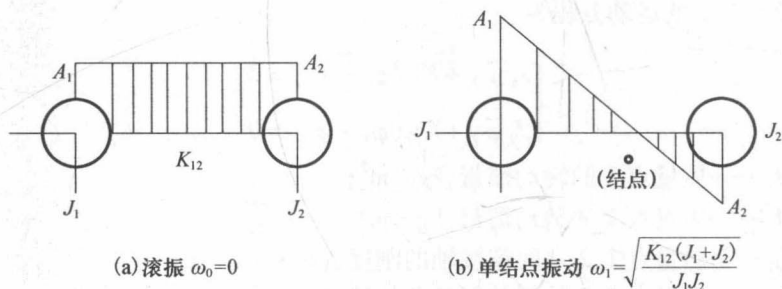


图 1.2 频率、振型关系

1.1.2 有阻尼自由振动

轴系扭转振动时,系统有外阻尼和内阻尼两种,通常只考虑与速度成正比的线性阻尼。外阻尼、质量与外界摩擦产生的阻尼力矩:

$$M_i = c_i \dot{\phi}_i$$

式中 c_i ——外阻尼系数, $(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s})/\text{rad}$ 。

内阻尼, 轴段扭转变形引起材料分子间摩擦产生的阻尼力矩:

$$M_{12} = c_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$$

式中 c_{12} ——内阻尼系数, $(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s})/\text{rad}$ 。

考虑阻尼后的双质量系统(图 1.3)自由振动微分方程:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 \dot{\varphi}_1 + c_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2 \dot{\varphi}_2 + c_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + K_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \end{cases} \quad (1.9)$$

为尽快得出一些概念, 暂不考虑外阻尼, 则有

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (1.10a)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + K_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (1.10b)$$

$$\text{令} \quad x = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (1.11)$$

式中 x ——轴段扭转变形。

作交换: J_2 (式(1.10a)) - J_1 (式(1.10b)), 有

$$J_1 J_2 \ddot{x} + c_{12}(J_1 + J_2) \dot{x} + K_{12}(J_1 + J_2)x = 0$$

$$\begin{aligned} \text{令} \quad \omega_1^2 &= \frac{K_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \\ b &= \frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} \quad (\text{阻尼因子}) \end{aligned} \quad (1.12)$$

得

$$\ddot{x} + 2b \dot{x} + \omega_1^2 x = 0 \quad (1.13)$$

式(1.13)是扭转变形 x 的扭振微分方程。设其解为

$$x = Ae^{r \cdot t} \quad (1.14)$$

将式(1.14)代入式(1.13), 得

$$r^2 + 2br + \omega_1^2 = 0 \quad (1.15)$$

$$r = -b \pm \sqrt{b^2 - \omega_1^2} \quad (1.16)$$

根据式(1.16), 式(1.13)的解存在以下三种情况:

1. 小阻尼情况

当 $b < \omega_1$ 时, 式(1.16)有两个共轭根:

$$\begin{cases} r_1 = -b + i\omega_d \\ r_2 = -b - i\omega_d \\ \omega_d = \sqrt{\omega_1^2 - b^2} \\ i = \sqrt{-1} \end{cases} \quad (1.17)$$

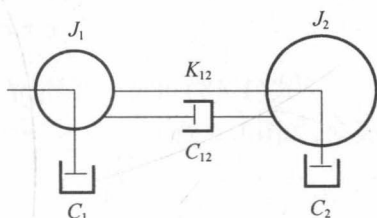


图 1.3

于是

$$x = e^{-bt} (A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t)$$

考虑初始条件, $t=0$ 时, $x=X_0$, $\dot{x}=v_0$, 得

$$x = e^{-bt} \left(X_0 \cos \omega_d t + \frac{v_0 + bX_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) = C e^{-bt} \sin(\omega_d t + \alpha) \quad (1.18)$$

式中

$$\begin{cases} C = \sqrt{X_0^2 + \left(\frac{v_0 + bX_0}{\omega_d} \right)^2} \text{ 振幅} \\ \alpha = \arctan \frac{X_0 \omega_d}{v_0 + bX_0} \text{ 相位} \end{cases} \quad (1.19)$$

由式(1.18)可见, 小阻尼情况下, 振动振幅按 e^{-bt} 规律衰减, 并以 ω_d 圆频率振动, 如图 1.4 所示。

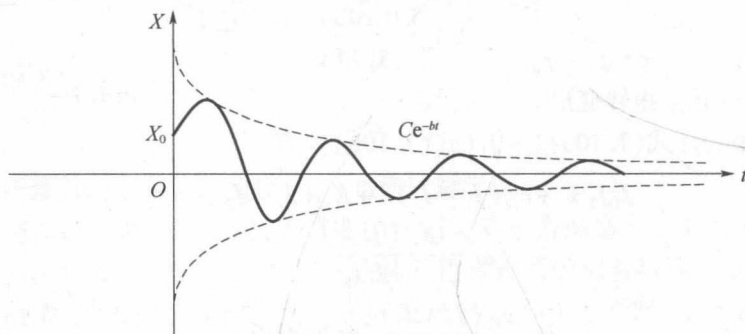


图 1.4 $b < \omega_1$ 时, 有阻尼自由振动

2. 临界阻尼情况

当 $b = \omega_1$ 时, 式(1.16)有两个重根:

$$r_1 = r_2 = -b \quad (1.20)$$

方程有通解为

$$x = (A + Bt) e^{-bt}$$

计及初始条件, 有

$$x = e^{-bt} [X_0 + (v_0 + bX_0)t] \quad (1.21)$$

3. 大阻尼情况

当 $b > \omega_1$ 时, 有两个实根:

$$r_{1,2} = -b \pm \sqrt{b^2 - \omega_1^2} \quad (1.22)$$

方程通解为

$$x = A e^{r_1 t} + B e^{r_2 t}$$

计及初始条件, 有

$$x = e^{-bt} \left(X_0 \operatorname{ch} \omega_2 t + \frac{V_0 + bX_0}{\omega_2} \operatorname{sh} \omega_2 t \right) \quad (1.23)$$

式中 $\omega_2 = \sqrt{b^2 - \omega_1^2}$ 。

临界阻尼及大阻尼情况下,都是非周期性衰减运动,如图 1.5 所示。

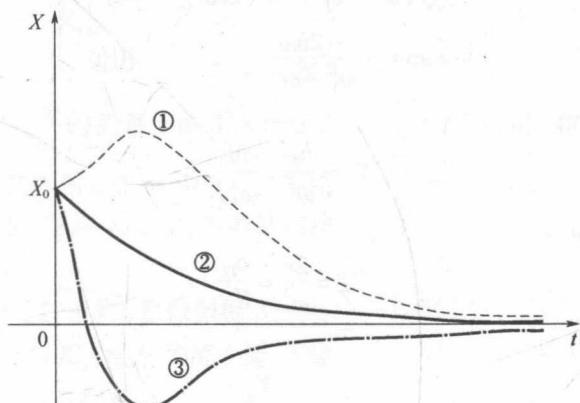


图 1.5 非周期性衰减运动

①— $v_0 > 0$; ②— $v_0 < 0$ 且 $|v_0| < X_0(b + \sqrt{b^2 - \omega_0^2})$; ③— $v_0 < 0$ 且 $|v_0| > X_0(b + \sqrt{b^2 - \omega_0^2})$ 。

1.1.3 强迫振动

讨论图 1.6 所示轴系,在质量点 J_1 处作用有简谐激励力矩 $M_1 \sin \omega t$,其运动微分方程为

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + K_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1 \sin \omega t \quad (1.24a)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + K_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (1.24b)$$

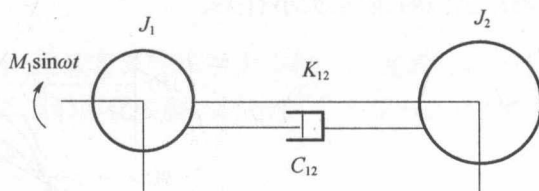


图 1.6

令 $x = \varphi_1 - \varphi_2$, 并作交换: J_2 式(1.24a) - J_1 式(1.24b), 有

$$\ddot{x} + 2b \dot{x} + \omega_1^2 x = h_1 \sin \omega t \quad (1.25)$$

$$h_1 = M_1 / J_1 \quad (1.26)$$

式(1.25)的解由齐次方程的通解和非齐次方程的特解构成。齐次方程的通解为瞬态振动,它随时间而衰减,而特解为稳态振动。

下面只讨论特解部分, 设

$$x = X \sin(\omega t + \psi) \quad (1.27)$$

将式(1.27)代入式(1.25), 有

$$\begin{cases} X = \frac{h_1}{\sqrt{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + (2b\omega)^2}} & \text{振幅} \\ \psi = \arctan \frac{-2b\omega}{\omega_1^2 - \omega^2} & \text{相位} \end{cases} \quad (1.28)$$

引进平衡(静)扭转角:

$$X_{st} = \frac{h_1}{\omega_1^2} = \frac{M_1}{\omega_1^2 J_1}$$

阻尼因子为

$$2\xi = \frac{2b}{\omega_1^2} = \frac{c_{12}}{K_{12}} \quad (1.29)$$

则式(1.28)可写为

$$\begin{cases} X = \frac{X_{st}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_1}\right)^2}} \\ \psi = \arctan \frac{-2\xi \frac{\omega}{\omega_1}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2} \end{cases} \quad (1.30)$$

由式(1.30)可得 $\frac{X}{X_{st}}$ 、 ψ 与 $\frac{\omega}{\omega_1}$ 的关系曲线, 如图 1.7 所示。当 $\frac{\omega}{\omega_1} \rightarrow 1$ 时, $\frac{X}{X_{st}} \rightarrow \frac{1}{2\xi}$ 。

在其附近出现共振峰, 即出现共振现象; 而当 $\xi \rightarrow 0$ 时, 振幅趋于无穷大, 这说明, 外力矩, 仅当其频率接近于轴系固有频率时, 才会引起共振, 造成危害。而共振振幅的大小, 则与激励强弱、阻尼大小有关。

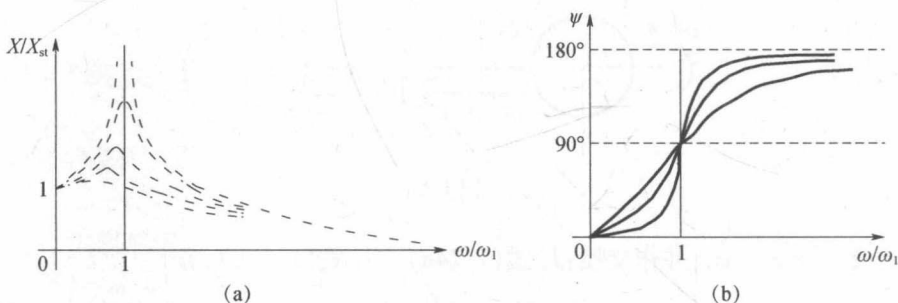


图 1.7 $\frac{X}{X_{st}}$ 、 ψ 与 $\frac{\omega}{\omega_1}$ 的关系曲线

对于质量点的运动:

$$\begin{cases} \varphi_1 = A_1 \sin(\omega t + \psi_1) \\ \varphi_2 = A_2 \sin(\omega t + \psi_2) \end{cases} \quad (1.31)$$

由式(1.24a)和式(1.24b),可得

$$\begin{cases} \varphi_1 = (c_{12}\dot{x} + K_{12}x - M_1 \sin \omega t) / J_1 \omega^2 \\ \varphi_2 = (-c_{12}\dot{x} - K_{12}x) / J_2 \omega^2 \end{cases} \quad (1.32)$$

振幅 A_1 、 A_2 与 $\frac{\omega}{\omega_1}$ 的关系如图 1.8 所示。

(1) 有两个共振区: 当 $\omega \rightarrow 0$ 时, 为零结点扭共振, 即滚振; 当 $\omega \rightarrow \omega_1$ 时, 为单结点扭共振。

(2) 当 $\omega \rightarrow \omega_1$, $\xi \rightarrow 0$ 时, 扭振振幅 $X \rightarrow \infty$, 此时 $M_1 \sin \omega t$, $c_{12}\dot{x}$ 与 $K_{12}x$ 比较均属小量, 于是

$$\begin{cases} \varphi_1 \approx K_{12}X / J_1 \omega_1^2 \\ \varphi_2 \approx -K_{12}X / J_2 \omega_1^2 \\ A_1 / A_2 \approx -J_2 / J_1 \end{cases} \quad (1.33)$$

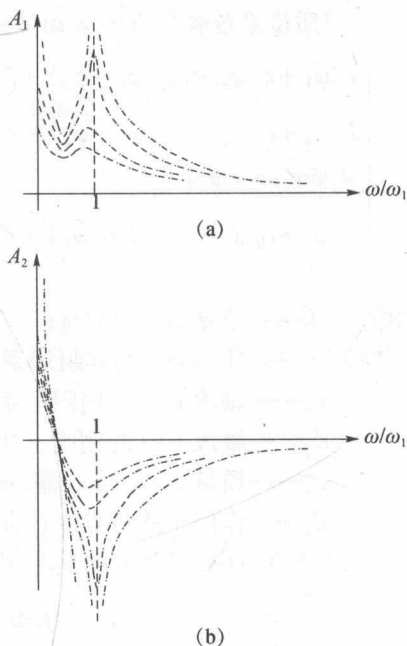


图 1.8 质量点振幅—频率关系

式(1.33)表明, 强迫振动的振动形式, 在强共振时近似于自由振动振型。据此, 在测量分析中, 常按自由振动振型推算轴系扭振中非测点处振动值可获得较好结果。另外, 对于复杂轴系的近似计算(如能量法等), 也引用强迫振动的振动形式与自由振动振型相同这一假设, 从而大大简化了计算。值得注意的是, 当阻尼值较大或远离共振区时, 不能利用自由振动振型关系, 否则将引起较大误差。

1.2 三质量系统

如图 1.9 所示, 三质量系统可视为主机—减速齿轮箱—螺旋桨系统或减振器—汽缸—飞轮系统的简化模型。讨论它可得出一些有益的结论, 并且是多质量轴系的研究基础。

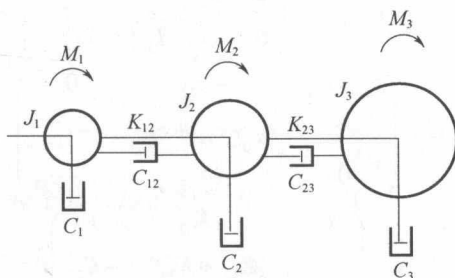


图 1.9 三质量系统