

040117

TK401
4032

内燃机轴系扭转振动

上海交通大学 李渤仲 陈之炎

华中工学院 应启光

编

内 容 简 介

本书是作者们从事扭转振动几十年的经验总结和研究成果的专著。全书共八章。基本内容是，三质量及多质量系统的扭转振动理论、实际系统转换成当量系统、对称式分支系统中的偏振、扭转振动中的滚振、部分气缸运行时系统的扭转振动特性及行星式齿轮箱扭转振动特性等。

本书采用国际单位制(S.I.)。

本书供大学内燃机、及其动力装置(包括船舶、舰艇、机车、陆用、汽车、坦克等内燃机及其装置)专业的教师、学生、研究生、有关研究单位及工厂的工程技术人员参考。

内 燃 机 轴 系 扭 转 振 动

上海交通大学 李瀚仲 陈之炎 编
华中工学院 应启光

*
国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
国防工业出版社印刷厂印装

*
787×1092 1/16 印张21 486千字

1984年11月第一版 1984年11月第一次印刷 印数：0,001—2,920册

统一书号：15034·2592 定价：2.60元

序 言

内燃机轴系扭转振动是属于工程实际中的一项科目。本书内容，主要是作者等在这个领域内多年工作实践中，碰到的若干专题的总结。在编写中仍在一定程度上照顾了全书的系统性，同时也考虑到各章的独立性。

本书的主要对象，是搞内燃机轴系强度的技术人员，也可兼作专业学生的参考书。读者对普通力学中的扭摆问题应该已经有所了解。

本书只讨论集中质量线性系统在稳态运行下的扭转振动问题。正文中的实例，全部取材于国内。

本书共八章，大致分为三部份。

第一部份包括第1、2及3章，标题是“绪论”、“三质量系统”及“多质量系统”。其中三质量系统一章较长，因为它往往是动力机组轴系最简化，但又能表征其扭转振动基本特性的模型。许多概念性和相关问题，可以从三质量系统的分析得到近似但很具体的答案。实践证明，许多扭振问题的处理，决定于简化成三质量系统后所进行的估算。在这一部份中，系统的力学参数诸如惯量、阻尼、刚度及干扰等均作为已知。

第二部份只是第4章，标题为“实际系统转换成当量系统”，内容是讨论如何把实际轴系转换成力学中的扭振轴系，也就是如何从实际系统中，求出第一部份中要用到的那些力学参数。因此将涉及到内燃机装置中若干工作特点。此外我们还把同阻尼系数密切相关的“能量法”及“放大系数法”列入此章，并加以对比。此两种方法颇为实际工作者所关心。

第三部份包括第5至8章，各讲一个专题，即“对称式分支系统中的偏振”，“扭振中的滚振”、“部份停缸下的扭振”及“行星式齿轮箱的扭振”，前后二题在今天中速大功率发动机装置中很重要，“滚振”则是所有动力装置属于“自由—自由”系统的共有独特问题。而“停缸”时的扭振特性，特别是在船用动力装置中，极受重视，因为它同能否允许应急运转有关。

本书采用国际单位S. I.制，并直接使用其规定的符号。书后所列文献除少数经典著作外，主要从1970年开始。

本书是由上海交通大学李渤仲主编，华中工学院应启光参加第3、4、7、8章及附录的编写；上海交通大学陈之炎参加第2、5及6章的编写，其中第3章的实例计算是由糜振琥同志协助进行的。全书插图均由主编及应启光两人设计绘底。本书在写作中受到上海交通大学和华中工学院的鼓励与支持，在此特表谢意。

有关本书缺点错误，尚祈读者指正。

编者

目 录

第一章 结论	1
1.1 扭转振动症状种种	1
1.2 扭转振动问题概说与今昔	5
1.3 内燃机动力装置轴系扭转振动的最简化模型	6
1.3.1 最简化的“自由—自由”系统	6
1.3.2 扭转振动图示	8
1.3.3 单缸机组	9
第二章 三质量系统	11
2.1 概说	11
2.2 无阻尼自由振动	12
2.2.1 固有频率和主振型	12
2.2.2 讨论	14
2.2.3 一些特例	16
2.3 无阻尼强制振动	22
2.3.1 概说	22
2.3.2 总的分析	22
2.3.3 振幅曲线及振型图	26
2.4 有阻尼强制振动	41
2.4.1 概说	41
2.4.2 总的分析	42
2.4.3 一些特例	46
第三章 多质量系统	69
3.1 自由振动	69
3.1.1 场矩阵法	69
3.1.2 Holzer法	71
3.1.3 惯量分配、飞轮大小及轴系长短的影响	77
3.2 无阻尼强制振动	84
3.3 有阻尼强制振动	87
3.3.1 复数矩阵解	89
3.3.2 实数矩阵解	90
3.3.3 例题	92
3.4 迁移矩阵法	104
3.4.1 自由振动	104
3.4.2 有阻尼强制振动	108
3.4.3 实数计算解	113
第四章 实际系统转换成当量系统	115
4.1 概说	115

4.2 齿轮传动装置	117
4.2.1 转动惯量 I 转换	117
4.2.2 轴段刚度 k 转换	118
4.2.3 阻尼系数 c 转换	118
4.2.4 干扰力矩 T 及扭振应力 τ 转换	118
4.3 多质量系统的化简转换	119
4.3.1 转换惯量 I_e	120
4.3.2 转换刚度 k_e (或柔度 ζ_e)	120
4.3.3 转换干扰力矩 M_{ve}	120
4.4 转动惯量 I [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	121
4.4.1 复合回转体	122
4.4.2 回转体上的粘着物	123
4.4.3 变转动惯量问题的一般处理	124
4.5 刚度 k [$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$] 或柔度 ζ [$\text{rad}/(\text{N}\cdot\text{m})$]	126
4.5.1 刚度 k 、柔度 ζ 及当量长度 L_e 之间的关系	126
4.5.2 串联、套合轴及过渡段 (圆角、法兰)	127
4.5.3 曲轴——单位曲柄的刚度	129
4.5.4 弹性参数实验求法	131
4.6 干扰力矩 T [$\text{N}\cdot\text{m}$]	133
4.6.1 干扰力矩简谐分析	133
4.6.2 相对振幅矢量和	136
4.6.3 万向联轴节	138
4.7 阻尼系数、能量法及放大系数法	140
4.7.1 阻尼系数 c [$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$]	140
4.7.2 阻尼力矩	140
4.7.3 单位阻尼 μ	141
4.7.4 阻尼功及能量法	142
4.7.5 动力放大系数 M	143
4.7.6 非线性阻尼问题	145

第五章 对称式分支系统中的偏振

5.1 概述	148
5.2 产生偏振的主要原因	151
5.3 偏振振型及应力的分析	154
5.3.1 偏振振型分析	154
5.3.2 偏振的应力标尺	158
5.4 干扰对偏振的影响	162
5.5 偏振的实例分析	169
5.5.1 原始系统及各减振方案固有频率计算	169
5.5.2 偏振分析	173

第六章 扭转振动中的滚振

6.1 前言	179
6.2 扭振中的滚振	180
6.3 数字例题	184
6.3.1 干扰位置的影响	184
6.3.2 干扰频率的影响	186
6.3.3 被驱动件惯量的影响	188

6.4 实测诸例	189
6.4.1 低速区振幅很大, 以滚振为主	190
6.4.2 低速区振幅不大, 但有滚振	191
6.4.3 低速区振幅很大, 但非滚振	193
6.4.4 低振区振幅不大, 亦无滚振	193
第七章 部份气缸“停缸”运行时系统的扭振特性	195
7.1 概述	195
7.2 一般分析及解析计算	195
7.3 干扰力矩矢量和 $\Sigma\alpha$	197
7.4 频率及振型的变化	199
7.5 一缸熄火时扭振特性	199
7.5.1 一缸熄火时系统频率及振型	199
7.5.2 一缸熄火时系统强制振动特性	205
第八章 行星式齿轮箱扭转振动特性	211
8.1 前言	211
8.2 行星式反转离合减速齿轮箱	211
8.2.1 当量系统	211
8.2.2 行星式反转离合减速齿轮箱系统的运动分析	213
8.2.3 具体计算步骤	217
8.2.4 计算实例	221
8.3 平面行星式同心减速齿轮箱	229
8.3.1 当量系统	230
8.3.2 平面行星式同心减速齿轮箱系统的运动分析	231
8.3.3 串联与并联装置	237
附 录	
A-1 扭摆系统	242
A-2 简谐干扰力矩	244
A 2.1 气体压力干扰力矩的简谐分析	244
A 2.2 气体干扰力矩简谐系数	245
A-3 不同气缸数及不同曲柄排列下各次简谐的相对振幅矢量和	245
A-4 阻尼系数、阻尼功、放大系数与能量法	302
A 4.1 阻尼	302
A 4.2 动力放大系数	302
A 4.3 能量法	304
A 4.4 能量法与动力放大系数法之关系	304
A-5 共振曲线与频谱分析	314
A-6 主要符号凡例	315
A-7 国际单位制和工程单位制部分常用单位对照	317
文献索引	

第一章 绪 论

1.1 扭转振动症状种种

当我们以普通力学的概念来想像扭转振动的表现时，最直接了当的例子，是一根质地均匀圆形断面的弹性直轴，在其两端作用有永远大小相等方向相反的一对周期变化力偶或纯扭矩 M ，如图 1-1 所示。于是这根轴的轴向纤维或[基线]，就一会儿扭成左手螺旋状，又一会儿扭成右手螺旋状一直不停，而其轴中心线从理论上说来保持不变。但实际上在发动机轴系中，由于扭转振动所引起的症状，则远非如此之简单。其以下种种，是作者等亲身碰到的一些事例，在进入扭转振动问题本身的讨论之前，我们先来看一下这些事例作为[楔子]。它们的次序完全是按年月的先后排列的，向问题性质无关；

1957 年 11 月，一台 6-35/50 440kW (600 马力)，350 1/min 四冲程发动机在运行范围 230-390 1/min 内进行台架试车时，虽然所有特性指标都达到要求，但是有一个现象引起人们的异议，即在 310 1/min 上下处，支撑在机身上围绕发动机上层四周走廊的花铁板产生厌人的响声和颤动，和老旧公共汽车停车不停机时门窗格格有声的情况类似。最初，大家以为这种情况多半同发动机剩余不平衡内外力或力偶有关。但经过分析，这些不平衡干扰的频率，在出现振动时的转速下，不可能引起花铁板的共振。后来，由于本来与此无关的事先安排，对机组进行了扭转振动实例，结果得出了如图 1-2 所示的情况。原来这个轴系在其运转转速范围内，有二个显著的振幅巅峰，第一峰的位置恰恰在约 310 1/min 处，也就是说，走廊的平面振动，是由于发动机的扭转振动所引起的。

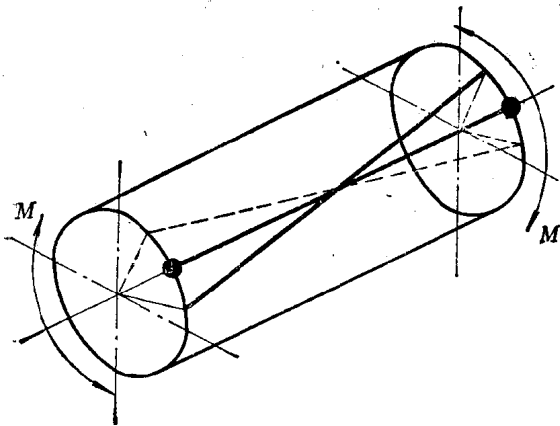


图1-1 直轴在纯扭下的变形

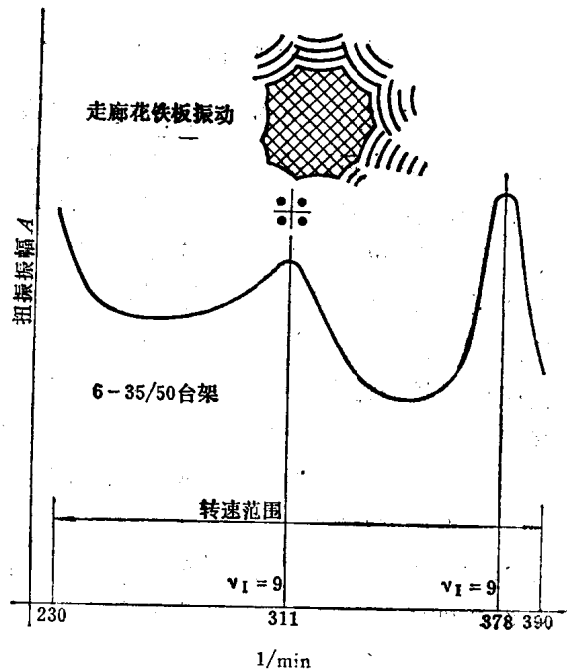


图1-2 扭振引起横振之例

发动机轴系的扭转振动，如何会引起走廊花铁板的平面振动。在活塞式动力机的场合中，至少有一个像图 1-3 所示的主要原因[●]。这是用粗铁丝弯成的一段单位曲柄教学模型，当在它两端加扭矩 (M) 后，原来在同一垂直面内的 $abcdef$ 六点位置随曲柄的变形将转移到 $ab'c'd'e'f'$ 。可以看出，两主轴颈 ab' 及 $e'f'$ 在主轴承内出现了摆动，其程度显然同扭振振幅成正比。从此例可以推断，凡是质量分布对轴线不对称的系统受扭时，其轴中心线都不可能保持不变。由于这种变形受到轴承约束，于是扭振传给了机身，从而引起走廊花铁板和包括一切可能附着物的平面振动，或简称横振以别于扭振。

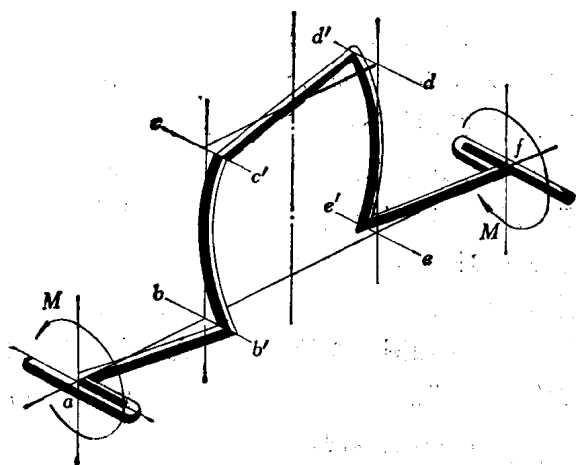


图1-3 单位曲柄受扭后的变形

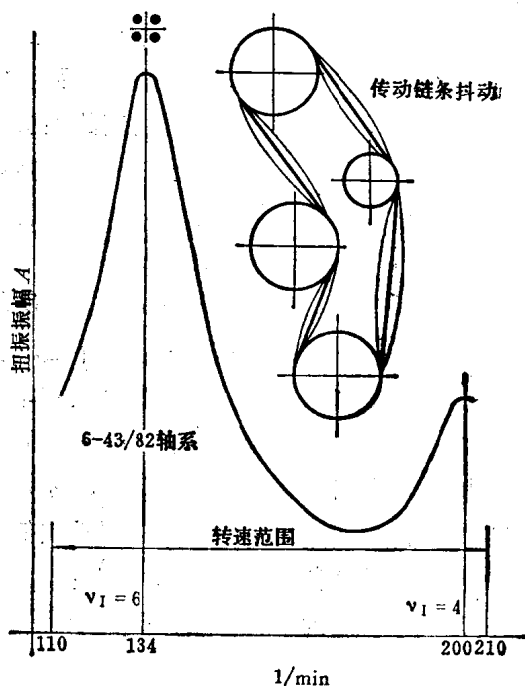


图1-4 扭振引起链斗之例

有趣的是图 1-2 中第二个巅峰，它比第一个巅峰还高，并且很接近额定转速 375 1/min，更有造成危险的工作应力的可能，但在扭振实测之前，它并未被人们所察觉。

1959 年 11 月，一台 6-43/82 1470kW (2000 马力)，200 1/min，二冲程十字头式主机，在一艘 3000 吨舰机式货轮的试航中，在轴系转速范围 110-210 1/min 内，进行了扭振实测，结果得出如果 1-4 所示的情况。在进行实测的当时，未等到取出记录来分析，就注意到在约 130 1/min 上下，有两起明显异常的情况产生：1 在发动机机身中间传动处的链条剧烈抖动撞击罩壳，发出有如机关炮的巨声；2 当把操纵手柄推到头，想大量加油以越过此临界区时，发动机的转速并不立即上升，而是很吃力地上下摆动，很难稳定。用通俗的语言来说，就是爬上去常常又跌下来。

这个实例说明了两个问题，一个是内燃机轴系主干的扭转振动，其最终表现常常未必在主干本身上出现。另一个则是在严重的扭振情况下，有巨大的能量耗损于克服阻尼。因此即使供油量给到最大，转速却难以迅速上升。

● 图1-3中仅仅考虑了“ $k-1$ ”气缸传给“ $k+1$ ”气缸的扭矩，而没有计及“ k ”气缸本身的切力的影响，如考虑切力的影响，则曲轴变形将更复杂。

1960年1月在同一类型的一批川江客货轮中，其6-35/43 880kW（1200马力）520 1/min主机输出端白合金主轴瓦总是出毛病，轻则发热，重则烧熔。与此同时，在发动机转速为265 1/min上下处，整个轴系产生了剧烈的振动，连在驾驶台处也感觉到十分明显。后来经过扭振实测，得到了像图1-5所示的结果。人们发现，这个轴系在转速范围200~525 1/min内有两个共振巅峰。一个就位于265~1/min左右，峰值很高，其扭振频率为 $3 \times 265 \cong 795 \sim /min$ 。另一个是在500 1/min左右的小丘，其扭振频率为 $6 \times 500 = 3000 \sim /min$ 。前者引起了船体的一些局部低频共振，远传到驾驶室。而后者则是造成发动机主轴轴瓦破坏的主要原因。这是因为在扭振频率为 ~ 3000 1/min时的“振型”，轴系输出端主轴瓦处的应力恰恰是最大。由于该处是大应力的交变，轴颈发热，传到轴承，以致白合金轴瓦熔化。

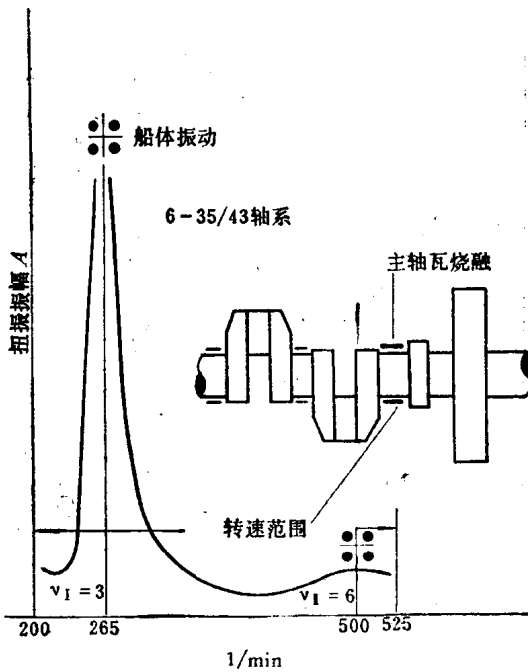


图1-5 扭转振动引起船体振动及主机轴瓦烧融之例

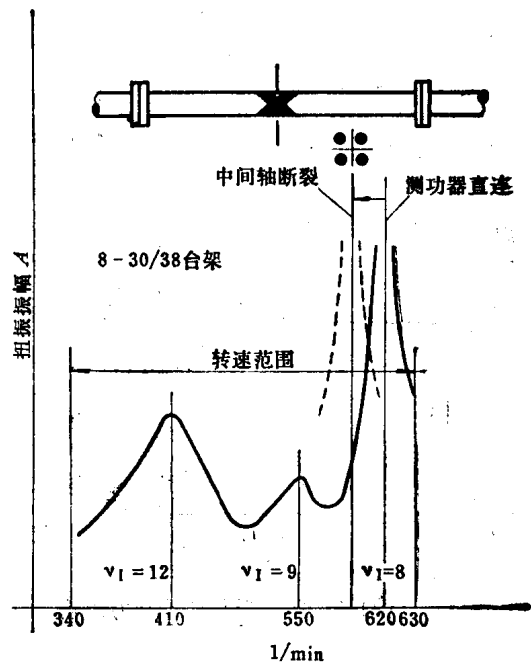


图1-6 试验台轴系加长时扭振特性的变化

1964年4月，一台8-30/38 810kW（1100马力）600 1/min主机进行出厂试车时，由于当时的特殊情况，发动机到测功器之间的短轴被占用，临时改以实船上的一段中间轴来代替。这段中间轴，是该型船舶的成熟部件，从未发生过什么问题。因此，本来以为试验可以很迅速地通过。没想到开车不久，就发现中间轴某处发热，继而变色，最后竟然折断。后来对该系统进行了扭转振动实测，得到了有如图1-6所示的情况。可以看出，在转速范围340~630 1/min内，当发动机与水力测功器以短轴相连时，本来是安全的。由于换用中间轴，结果因试车台架轴系变长，自振频率降低，临界转速恰巧下移到600 1/min附近，如图1-6中虚线所示，以致造成损坏。

1973年10月，一台12V15/18 425kW（580马力），2000 1/min发动机在试车中，附件传动的一根扭力轴老是折断，断口很明显是弯曲破坏。最初人们都没有考虑到同扭振有关，但经过问题的分析之后，找不出这种破坏是直接由弯曲载荷所造成的根据。后来对

该机进行了仔细的测试，把屡次出事的那根扭力轴替换上一根新的，在其上依弯曲方向贴上应变片。与此同时，又在发动机曲轴自由端装以扭振拾振传感器，两处进行同步测量，结果得出如图 1-7 所示的情况。上面一条曲线是附件传动扭力轴的弯曲应变值 ϵ ，下面一条曲线是发动机曲轴自由端的扭振振幅 A ，附件传动就是从该端引出的，两曲线的转弯，几乎处处同步。换句话说，附件传动轴的弯曲完全是曲轴的扭振所造成的，否则不可能如此合拍。其实说起来道理也很简单，因为附件传动的输入端，驱动力是以齿轮轮缘处的切力，而不是以力偶的形态出现的。所以，在传动轴各支承处，都有反作用力产生，从而形成轴的弯曲。若支承刚度不足而弯曲时，弯曲应力就愈大，以致最后破坏。

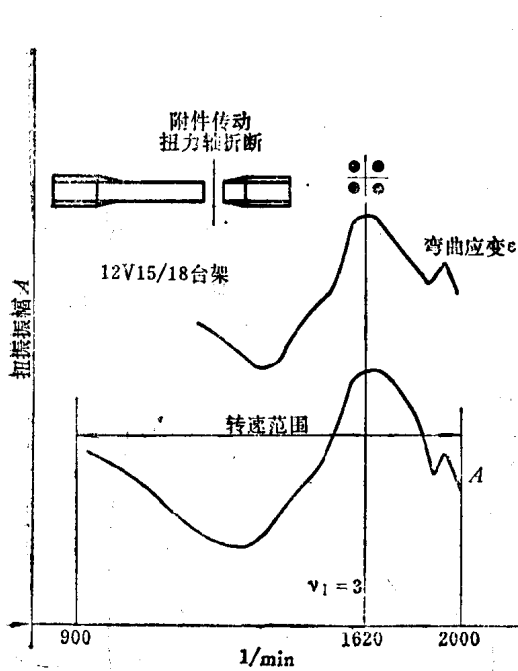


图1-7 扭振对附件传动的影响

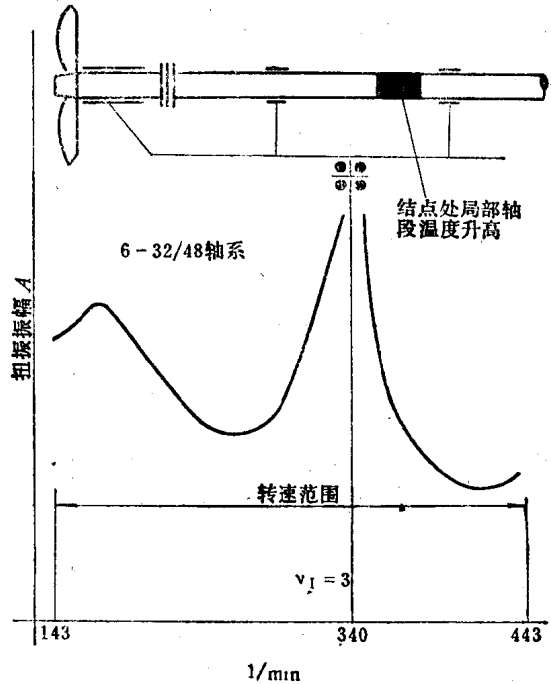


图1-8 轴系扭振典型例

1975年5月，一艘1000吨供油轮中的6-32/48 736kW (1000马力)，428 1/min轴系，在进行扭振测试时，事前已经做好扭振计算书。测试结果与计算颇为符合，一切满意，其情形如图 1-8 所示。按照计算出的结点位置，也就是轴段扭振应力最大的地方，应在图中半处。有趣的是在测试中，我们曾有意或无意地摸过该处轴段，竟然明显地觉出是热的。当时室温约 15°C，而该处则至少达 40°C。可是往轴向前后没有多远，则完全是冷的。特别是那个临近的轴承，它一点也不热。如果说，人们若想不用仪器而凭直观来测出扭振现象的话，此例可算做一个典型。当情况发展到严重地步时，则将演变成前面第四个例子。

1973年直到现今，在一系列的多排发动机 16V135/14, 16V20/22, 16V18/20.5, 212V18/20……中，它们成对的附件传动轴系特别是射油凸轮轴出现过一种振动，其共同特点是一边振动大，一边振动小，而且大小情况在整个运行范围内随转速的高低而变。问题严重时会造成单边破坏，并且往往老是在某一边。这种现象，我们给它起了个简称，叫做“偏振”。它属于“对称系统中的不对称振动”问题。在本书后面第五章中将有专述。在这里开卷处我们想强调的是：一台“好用”的发动机，无论其主附件也都必须“好用”，它

们的扭振特性也是一样。因此，对从事扭转振动实际工作的人来说，从发动机曲轴分支出来的附件传动轴系的扭转振动特性，也同样地非常重要。

1.2 扭转振动问题概说与今昔

在初等力学中首次把“扭摆”作为简谐运动的典型例题之一，可以追溯到很久很久以前。目的是作为基理阐述的一种形象化的表演。当时的人们恐怕未曾想到后来扭转振动问题在工程实际中，特别是动力机械装置的轴系中，竟变得那么重要。

从理论上讲，“扭转振动”和日常更习惯的往复振动（甚至可以包括一切波动的基本现象）的数学模型完全相同。只不过是单位有别而言。但在实际上，动力装置轴系的扭转振动，尤其是在内燃机动力装置中，还具有它自己的特点：

1 由于内燃机是活塞式机械，其“干扰”的性质先天地就是一种较大的周期波动。这种情况和回转式机械中把微小的扭矩不均匀度人为地分解出来作为复谐干扰，在程度上就有悬殊的差异。用另一种说法，即内燃机装置生来就注定是要在扭转振动状态之下工作的。即使用最简单的仪器，测出的转速——时间记录，在非共振区内也是波形，事实证明如此，所以根本不存在“有没有扭转振动问题”，而仅仅有“扭转振动严重不严重”问题而已。这一概念，还只是到了今天才渐渐为一般搞动力机械的人所习惯。

2 多缸发动机的“干扰”是按照一定的间隔依次地作用到轴系上的，因而干扰效应的迭加，牵涉到动力机本身的工作特点，例如对内燃机来说，主要的有关因素有“冲程数”，“发火顺序”，多列式发动机的“气缸列夹角”，多机并联装置中的“搭合正时”……等等等等。如果要再涉及到附件传动，诸若所谓分支系统的“偏振”或其它方面，则气阀机构、射油泵组件等等在凸轮轴或其它传动轴上的作用扭矩及其相位也要包括在内。另外，当被驱动的机件其反作用扭矩的不均匀度很大（活塞式空气压缩机就是一例）时，则后者也应该看作为轴系另一端的“干扰”。

3 实际动力装置的轴系不同于扭摆，它属于两端都自由的所谓“自由——自由”系统。这种系统在运转时，将产生“滚振”现象。即轴上的惯量均朝同一方向来回摆动。各点记录出的振幅都很大，但各轴段间的扭角则往往很小。理论及实践上都证明：“滚振”现象随工作转速的降低而增大。即“滚振”是属于低频也就是低转速范畴内的问题，实际上大部分的动力装置轴系中情况确实也是如此。但是当轴系两端的集中惯量相差不大，轴系的长度又较短，而其主要干扰谐次的临界转速位于最高工作转速以上很远时，则可能在大部分或甚至全部运转范围内，“滚振”反而会变成为扭转振动的主要表现。在许许多多实测的共振曲线中，那些共振巅峰高度低于低速区滚振斜坡高度的例子，即属于此类。

另外，“滚振”对主系统轴段所产生的应力虽然多数关系不大，但对附件传动中的关键机件工作强度显然有害。还有，当附件传动的轴向约束较小时，付系统本身还会产生滚振，于是综合起来的情况将变得颇为复杂。

4 又由于内燃机是活塞式机械，除了其输出的扭矩是周期地变化之外，其惯性力矩也是周期地在变化。在这个问题上，通常处理的方法是按照“平均动能”的概念，把往复惯量转化为“当量”回转惯量。这种方法一直沿用到今天，在普通场合中大多数可用。但这并非是由于该法的精确度已够，而是由于在工程上解决实际问题时，往往即使明明知道

所用的方法粗糙甚至考虑不全面，可是能够通过了工作安全验证，也就照样采纳。

由于我们是把一个变惯量系统用一个常惯量系统来代替，其数学模型与实际本来就不符。所以在某些特殊场合就出现过问题，发现实测结果不能解释。这时我们就必须重新在计算方法中考虑到变惯量的影响。此外，在应用单项试验和实机测试所得的种种数据来“倒求”系统中的某些参数时，如发动机的“单位气缸阻尼”，轴系中其它看起来不可忽略的元件处或元件间的阻尼，以及多种因素偶和起来形成的“假刚度”或“假柔度”（由于轴承约束，支承变形，静载与动载的差异等等综合产生出的现象）等等，其情况也颇为类似。

总而言之，在工程实际中系统各处振幅在运转范围内所能够达到的最大值，同许许多多的实际因素有关：其中包括如变惯量的影响，非线性刚度和阻尼的影响等等。由于今天中速发动机的发展使减速及多机并联的各种装置增多，和由于这类装置的支承数目增加形式复杂化，特别是由“减速—反转—离合”齿轮箱的牵入，所以从理论分析方面来说，最彻底的办法是干脆去探讨全盘问题的偶和计算。而同时从工程实际方面来说，则应当是现实地进一步解决处理那些错综复杂的具体细节。本书的重点，属于后者。

扭转振动实际问题在动力装置中的出现，简单地说是约在 1900 年即本世纪初开始。其后的发展过程大致可以分为三个阶段：在第一阶段中，主要是从出现的问题探索解决的方法。今日我们所熟知并且还在沿用的 Holzer 表格计算法和 Geiger 扭转振动测振仪都是在这段时期创始的。在这段时期中，扭转振动问题还未引起一般人的注意。在动力装置中对它来说，往往都是“有问题时再讲”。

在第二阶段中，随着事故发生的频繁次数的增多，扭转振动实际问题的计算分析及处理已逐渐形成一套经验上的和初步理论上的方法。特别是在各种类型的发动机曲轴刚度，及动力装置主要部件的阻尼方面，许多人作了大量的研究工作。其所累积的数据，已经在内燃机动力装置扭转振动问题的计算中，对曲轴及轴系的强度的影响如何估求得以参考。不过在此阶段中，这种计算当时还只是在动力机械和被驱动的部份配套时才考虑。

到了第三阶段至今，由于内燃机动力装置应用愈广，配套式样愈多，扭转振动问题表现出来的机会大增。同时由于电算的普遍，使大工作量的计算问题得以简化和方便，于是扭转振动已成为曲轴设计的强度问题中，必须考虑的常规内容之一。由于计算及分析手段的进步，今后的重点工作将是探求惯量、阻尼、刚度等原始参数的精确化。而这个问题，又牵涉到整个轴系物理模型的精确化。例如在惯量方面：回转惯量在轴线上的分配问题，往复惯量所起的作用等等；在刚度方面：曲柄及一切对回转轴几何不对称的回转部件的作用，非线性的影响等等；在阻尼方面：和惯量相似它也有在轴线上的分配问题，包括惯量所在之处和惯量彼此之间以及内外阻尼具体的区分，同样它也有非线性的影响等等。至于干扰参数，则有被驱动的工作机部份和发动机自身的附件传动部份特别像射油泵凸轮轴等等，因此有待于做很多实际工作以取得更多的实用数据。

1.3 内燃机动力装置轴系扭转振动的最简化模型

1.3.1 最简化的“自由—自由”系统

图 1-9 所示的双质量“自由—自由”系统，是内燃机动力装置轴系作为扭转振动系统的最简化模型。它是由轴段 $k_{1,2}$ （或 $\zeta_{1,2}$ ）和固定在其两端的圆盘 I_1 及 I_2 所组成的。在

质量 I_1 处, 也就是只在系统的一端, 作用有引起扭转振动的干扰力矩 T_1 。

首先来解释一下图中有关的名词和定义:

• 质量—— I_1 及 I_2 [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

在工程界中扭转振动的频域内, “质量”一词在扭振系统中已习惯理解为“转动惯量”的简称。在本书中凡是遇到“质量”, 有时也说成为“惯量”时, 除非在必要时加以说明, 否则统统是指“转动惯量”。

这里所说的“质量”, 是指在本书中所谓“集中”质量。即假定惯性作用完全集中在圆盘 I_1 或 I_2 的中心线①或②处。换句话说, 圆盘的轴向厚度忽略不计。

和动力学中处理一般问题一样, 重力的影响在此也不予考虑。因此在图 1-9 中没有画出支承。又由于我们在这里把质量看成为圆盘, 它们代表一种轴对称的几何形状。在回转运动不产生不平衡外力, 因此也不需要设任何支承约束。

• 轴段—— $k_{1,2}$ [$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$] (刚度) 或 $\zeta_{1,2}$ [$\text{rad}/\text{N}\cdot\text{m}$] (柔度)

这里所指的轴段, 是一根直径为 d 、长度为 l 的有尺寸而无质量的均匀圆棒。其刚度 $k_{1,2}$ 为每扭转 1 rad 角所需的扭矩 $\text{N}\cdot\text{m}$, 或柔度 $\zeta_{1,2}$ ——每 1 $\text{N}\cdot\text{m}$ 扭矩所能扭转的角度 rad, 它们均取为常数, 按线性问题处理。另外, 由于轴段质量的影响忽略不计, 其一端的作用将被认为是瞬时地传到彼端, 这一点忽略也非常之重要。

• 干扰—— T_1 [$\text{N}\cdot\text{m}$]

这里所说的干扰也就是“激励”。本书沿用了老名称。另外, 和我们把许多直线运动的词句直接转用到回转运动一样, 这里所说的干扰, 显然是干扰力矩。

由于任何周期变化的量都可以考虑为若干简谐量迭加而成, 这种假定就代表干扰的最基本形态。又由于在内燃机动力装置轴系中, 被驱动部分以回转式机械为多, 其反作用扭矩同发动机各气缸处的作用力矩相比, 其周期变化的幅度要小得多。所以这里只在 I_1 一处取有干扰 T_1 , 使问题的描述得以简化。

• 频率—— f [Hz] (频率);

ω [rad/s] (圆频率);

N_1, N_1, \dots [~/min] (频率, 每分钟次数);

n [1/min] (转/分)。

这里的频率 f 是指简谐干扰 T_1 每单位时间 (秒) 内的波数, 也就是系统在 T_1 的强制作用下, 每同样单位时间内的振动次数。 ω 是和 f 相应的强制圆频率, 按 S. I. 规定它同时也代表转速。但考虑到过去一直沿用的习惯, 在本书中仍保留有每分钟的振动次数 N 和每分钟的转数 n 。前者主要用于“固有频率”而非干扰频率。其右下脚注 I、I、... 等则代表“单结”、“双结”、... 自由振动振型。

• 阻尼 c —— [$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$]

在这里所举的简化系统中, “阻尼”的作用完全予以忽略。对于内燃机轴系来说, 由于

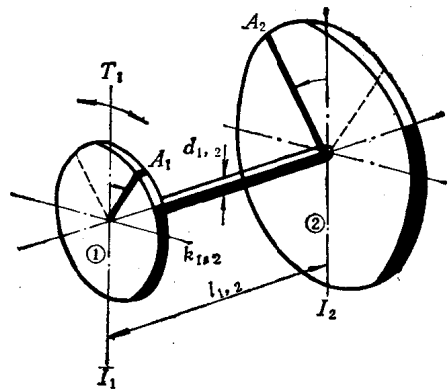


图1-9 双质量“自由—自由”系统

它属于小阻尼范畴，这样简化分析所得的结果，其失真程度尚不致影响基本问题的描绘。至于阻尼问题本身，则将在后面具体讨论时再谈。

1.3.2 扭转振动图示

图 1-10 所示，是无阻尼双质量“自由—自由”系统在一个简谐干扰作用下的扭转振动，其中：

(a) 是所谓“共振曲线”；

(b) 是想像的波形记录；

(c) 是所谓“振型图”。

各图中的“Ⅰ”到“Ⅴ”等代表当干扰频率 ω 逐步增高时，这些值得考虑的特征点处有代表性的情况。

首先要说的是在稳态运行下的线性系统，其振动频率只能等于干扰频率。这是力学中的基本规律，也是生活中一般情况的常识。其次是：

I—Ⅰ：——当干扰频率 ω 较低时，质量 I_1 及 I_2 的振幅 A_1 及 A_2 同相，其数值都较大，其方向则同干扰相反；

Ⅰ—Ⅰ：——当干扰频率 ω 达到此一数值时，质量 I_2 的惯性力矩同质量 I_1 处的干扰力矩恰恰平衡。于是在 I_1 处无振动，即 $A_1=0$ ；

Ⅱ—Ⅱ：——此后当干扰频率再增高时， I_1 及 I_2 的振幅反相， I_1 的振幅与干扰 T_1 同相，一直到干扰频率达到固有频率 ω_n 处。

Ⅳ—Ⅳ：——这里两端振幅都达到最大值，其比例为

$$\left| \frac{A_1}{A_2} \right| = \frac{I_2}{I_1}$$

其后它们又减小，等等。

以上这些描述，是对双质量“自由—自由”系统省略了中间推导得出的题解罗列，其作用是作为下面所要讨论的全部扭转振动问题内容的楔子。其实这些结果也并非完全抽象，在我们日常生活中有一种橡胶绳端系重的儿童游戏可以与之对比，情况十分类似。

所说的游戏是手牵一弹性短绳，下端垂一重块。最初开始时手慢慢地上下移动，重块的动作同手一致，相当于上述情况Ⅰ—Ⅰ。此时如果你仔细注意一下手上感觉的绳力（反作用力），其方向和运动方向将相同，即与干扰力相反。

当手的上下动作加快，即干扰频率提高到一定数值时，手处虽然使力但看来不动，而

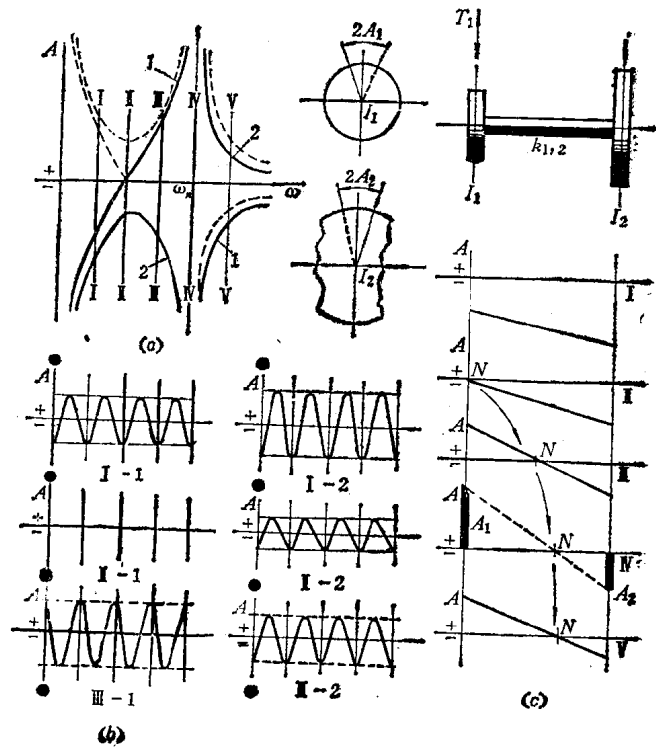


图1-10 无阻尼双质量“自由—自由”系统在一个简谐干扰下的扭转振动

绳端的重块自摆，这就相当于情况Ⅱ—Ⅱ，也就是此游戏之妙处。再往下，随着上下摆动的频率再增高，重块的动向与手相反，相当于Ⅲ—Ⅲ。以后到某一时刻重块摆幅达到最大（如果“重块—胶绳—手”组成的系统其固有频率使人手摆动速度来得及的话），然后再减小，等等。

图 1-10(a) 中所示的点线，是把“—”值区的曲线都翻上来画的情况。因为除非考虑相对相位差，否则振幅值 A 实际上“+”或“—”意义不大，所以通常的共振曲线都只有“+”值区。

图 1-10(b) 所示的·—·纵线，代表波形图的时间同步坐标。它在实测记录中极为重要。这里我们看出，在Ⅰ—1及Ⅰ—2中， I_1 及 I_2 的振幅同相。而在Ⅲ—1及Ⅲ—2中则恰反。

图 1-10(c) 中所示的“N”，是振型图中的所谓“结点”。在此点处振幅为零，将记录不出波形。我们看出，当干扰频率 ω 从低值往高值增大时，最初无结点。其后结点在 I_1 处出现，再继续右移，到共振时其位置由比值 $[I_2/I_1]$ 决定，等等。如果干扰不在 I_1 而在 I_2 处，即把 T_1 转到 T_2 ，则结点“N”将自右端 I_2 处出现而左移，即从背后来看演变规律完全相同。以上各情况在第 2 章三质量系统中，我们均将予以证明。

最后我们要指出的是：以上所述的所有运动形态，同该系统是否同时在进行「均匀回转」无关。也就是说，如果在轴系上到处都迭加上一个相同角速度的回转运动，其扭转振动特性将不受影响。但这还是要有条件的，即惯量 I 及刚度 k 等也与转速无关才成，而事实上严格地说来并非如此。动力机械的轴系，自然绝大多数都是回转的。对实测工作的人来说，即使认为 I 及 k 等不变，这个回转运动也给“拾振”的传感器上增加了某些要求和引起波形分析中的一些困难。

1.3.3 单缸机组

图 1-11 所示是一个单缸机组。其被驱动的部分是个发电机。它的转子与飞轮合成一体，可以代表最简单的一种实际轴系。

到目前为止，在处理实际轴系的扭转振动问题时所采取的方法，是把像上述的轴系先转化成为一个如画在其下方那样的所谓“当量系统”，即和前面讨论过的图 1-9 一模一样，再加上阻尼，然后进行分析。以图 1-11 为例，其所作的简化和取舍将如下：

· 质量——气缸处的所有运动件集中成为一个 I_1 ，而飞轮处的则集中成另一个 I_2 ，轴段的质量也简单地分为二份并入两端。气缸处的往复质量④，要先转化成“当量转动惯量”，然后再同回转质量⑤合并。至于附件传动部份①，则当只计算主轴的扭振特性时，一般可以忽略不计，因其影响极微。另外，上面刚刚说过回转运动同扭振特性无关。因为通常惯量 I 不变。但是如果我们要

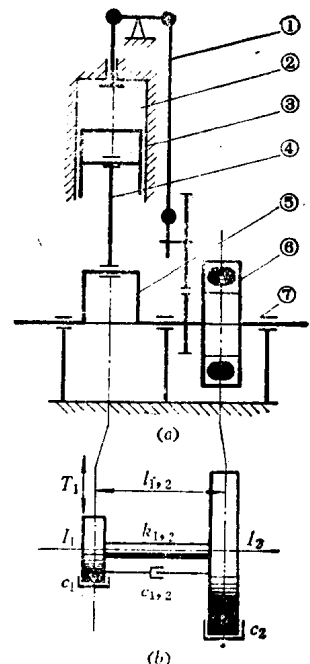


图 1-11 单缸机组及其当量系统。
(a) — 实际轴系；(b) — 当量系统；
① — 附件传动；② — 气体压力干扰；
③ — 单位气缸阻尼；④ — 往复质量惯性力及干扰；⑤ — 回转质量；⑥ — 驱动电机件；⑦ — 一支约束束及阻尼。

分析离心式调速器传动的分支系统扭振问题时，则其处惯量显然随转速而变不是常数。

• 轴段—— I_1 到 I_2 之间的轴段，以无惯性但有弹性的所谓「当量轴」来代替。其条件是刚度 $k_{1,2}$ (或柔度 $\zeta_{1,2}$) 与实轴相同。这样一来，当量轴的长度 $l_{1,2}$ (有时称为“当量长度” $L_{e,1,2}$)，不等于气缸中心线到飞轮中心线的距离，而要看取如何大小的当量轴径而定。这个轴段的刚度 (主要是指曲轴) 是通过实验求得的。在以扭矩及扭角为纵及横坐标的格图中记出两者之间的关系。如果所得数据不成直线排列且有扩散，则取一平均直线求其斜度。这里除回转轴本身的扭变形之外，还牵涉到如前所述的轴承的变形和轴与轴承之间的相互约束，实验是在静态还是动态下做的，以及非线性数据的平均值如何取法 (如果不考虑非线性的话) 等等因素。不过，在一般情况下这种简化问题还不小。

• 干扰——气体压力②在曲柄销处所产生的扭矩，是一组许多简谐之和。因此实际上的 T_1 不止一个。所以在单独考虑每个 T_1 的作用后，还要进行叠加。这就牵涉到内燃机本身工作方式中的若干有关问题。另外，往复质量④同样地也形成干扰，要予以考虑。至于被驱动的工作机件⑥，如果是个发电机，像此处那样，则其干扰一般就忽略不计。如果也是个活塞式机器，则显然应该考虑。有时候螺旋桨的干扰也要考虑，因为桨叶在上在下、向里向外时阻力不同。图 1-11(b) 中虽然只在左端画出了一个 T_1 ，但当在右端同时也有一个 T_2 时，原则上可以各自单独计算再叠加。所以总的来说轴系上除每处的干扰要叠加之外，各处干扰的作用还要再叠加。两种叠加都牵涉到相位差问题。于是就牵涉到各种谐波分析的统一坐标问题。于是又牵涉到对内燃机来说往往是上死点定标问题。因为除非在很特殊的场合中，一般很少有可能把各处干扰同时同步统统测出，也很少可能一点不用别人在另外场合取得的现成数据。

• 阻尼——在上面的图 1-9 及 1-10 中，我们都没有考虑阻尼，仅仅在文字中略为提及。在实际系统中，阻尼总是存在的。并且在共振时，必须考虑阻尼才能求出共振振幅。在此处图 1-11(b) 中，按照一般的作法，把阻尼的分配放在 I_1 及 I_2 两处，即两质量本身运动所产生的阻尼 c_1 及 c_2 ，及两质量之间由于它们的相对运动所产生的阻尼 $c_{1,2}$ ，其中还包括轴段内部的“内阻”。我们将认为它们都是一些常数。在有些场合中，也考虑阻尼系数 c_i 或 $c_{i,i+1}$ 为频率 ω 或转速 n 的函数。对于内燃机动力装置来说，两者是一回事，因为 ω 本身是 n 的函数。此时则要求对每一个转速 n 进行一次单独的计算。如果再碰巧的是离心式调速器分支系统的扭振问题，则惯量 I 随转速 n 的变化也将同时考虑在内。不过不管怎样，对每一步骤的计算分析，还是作为近似线性系统问题。这种作法到目前为止，在工程中的具体应用上，一般仍属满意。

第二章 三质量系统

2.1 概 说

从上一章的讨论可知，能够反映“自由—自由”系统扭振特性的最简化形式是“双质量系统”，但是从更实际的要求出发，对这种“双质量系统”分析的主要收获，只不过是引出扭振问题中若干基本名词，定义和少数重要现象而已。如果要想接近到真能解决具体问题的地步，而同时又要求系统形式尽量简化，则“三质量系统”将具有更为广泛的代表性。

按照实际轴系中惯量分布的情况来看，如果一般地把它们集中到三处，每处用一个集中惯量来表示，则可以表征出相当多种的实际组合，如表 2-1 所示。其中：

1 代表试车台系统。这对于新试制的发动机，由于它在试车台上要进行长期考验，试车台系统本身的扭转振动特性的安全性能显然是十分重要的。在实例中曾经遇到，本来的机组并没有什么毛病，可是在试验台架上却出了毛病。最有趣的一例是前章图 1-6 中，一台 $D=300$ 毫米定型发动机，在某厂进行常规试车时发生过的情况。当时由于某种原因，临时找不到发动机与测功器之间的连接轴，于是就改用现成的，在该型船用轴系中用过很久，而从来未出过问题的一段中间轴来代替，满以为在强度上不会有问题。可是开车后不久，就发现中间轴某处发热，继而变色以致很快折断。但事后找到了连接轴再试时，则又一切恢复正常。

试车台系统的另一特点，是当采用那种应用“满水”或“半水”来吸收不同功率的测功器时，其测功器的有效惯量，由于“附水”情况不同，将有变化。特别是在生产批量较小的场合中，往往要求测功器能照顾到较广的功率范围。为此则在某系列中的最小及最大功率发动机测功时，“附水”程度将有很大差异。这将不但影响有效转动惯量，还要影响到阻尼。

2 代表应用最为广泛的柴油发电机组系统，它的特点是定速运转，在其额定转速下对扭振特性的要求比变速运转情况下要严格，从强度方面来看，这种要求当然是合理的，但还有一点，就是扭转振动所引起的电机转子的最大扭角不得超过某一规定的“电角”（例

表 2-1 三质量机组种种

1	发动机	+	飞轮	+	测功器
2	发动机	+	飞轮	+	发电机
3	发动机	+	工作机	+	工作机
4	工作机	+	发动机	+	工作机
5	发动机	+	齿轮箱	+	发动机
6	发动机	+	长中间轴	+	螺旋桨
7	发动机	+	短中间轴	+	螺旋桨
8	发动机	+	齿轮箱	+	螺旋桨
9	减振器	+	发动机	+	工作机
10	惯性块	+	传动轮	+	发动机
11	发动机	+	飞轮	+	附件