

船舶柴油机装置扭转振动 事故及预防

张公安 编著

人民交通出版社

• 222274

船舶柴油机装置扭转振动 事故及预防

Chuanbo Chaiyouji Zhuangzhi Niuzhuan
Zhendong Shigu ji Yufang

张公安 编著



人民交通出版社

**船舶柴油机装置扭转振动
事故及预防**

张公安 编著

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092_{1/16} 印张：9.75 插页：1 字数：227 千

1985年5月 第1版

1985年5月 第1版 第1次印刷

印数：0001—3,460 册 定价：2.40元

内 容 简 介

本书从叙述与扭转振动有关的各种事故出发，扼要介绍了船舶柴油机动力装置中各机件的疲劳破坏及人和船舶对噪声与振动的基本要求。作者以当前大量实践资料为基础，用通俗而又简明的道理，阐明了为减少和避免扭转振动事故必须采取的措施和办法。

本书供从事柴油机及其动力装置设计和研究人员参考，对大专院校师生及有关工程技术人员也有参考价值，并适宜具有中等文化水平的轮机员及工人自学进修参考。



序 言

现代船舶柴油机及其动力装置向高强度、大功率和低油耗迅速发展,其扭转振动特性及其事故的预防措施,是当今柴油机设计、制造和航运及造船界极为关注的课题。可以说,一台高性能的又深受用户欢迎的柴油机及其装置是没有不经过周密的减振和避振考虑的,甚至在这方面所耗费的精力和时间超过其本身常规设计所化费的代价,即使如此,往往所采取的减振、避振的预防措施并未达到预期的效果,甚至事倍功半,这是由于对柴油机本身及其动力装置轴系两者的扭转振动特性的个性及共性,以及它们之间的相互依存关系缺乏全面的认识 and 了解,而这又是当今必须研究解决的重要课题。

本书系根据作者在研究和解决船舶柴油机及其动力装置扭转振动事故中所积累的成果编写而成,许多实例使用电子计算技术进行了理论计算和校核、实测验证,以及长期的实际运行考核。作者较详细地介绍了国内外学者、专家在解决扭转振动问题和提高柴油机及其动力装置长期、安全、可靠运行方面所采取的一些有价值的减振措施和行之有效的经验。

本书力求简明扼要、深入浅出、图文并茂,具有中等文化水平的轮机员、机工可以自学,并从中了解到各种机损、海损事故与扭转振动的关系,借以提高管理、维护和检修的技术水平。书中不能避免数学,这是本学科的性质所决定的,但是在所有情形中所采用的数学知识都是尽可能简单,力求使从事这方面的工程技术人员在无其它参考资料的情况下,凭借本书的内容,就可解决实际问题。为使事故或隐患消除在设计阶段,所以本书特别适宜于柴油机及其动力装置和船舶设计人员参考,书中所述减振和避振措施,应当是他们经常必须考虑的问题。

为使读者读了本书能对扭转振动的前因后果及其所采用的有效减振措施,有一个较完整而又清晰的概念,本书从叙述扭转振动所造成的后果开始,扼要地介绍了与扭转振动有关的各机件的疲劳破坏,人和船舶对噪声和振动的基本要求和有关标准。只有满足这些要求,才能使事故减少到最低限度,使动力装置及其设备能长期安全可靠地运行,有一个良好的管理及维护环境,从而达到高度的自动化。为此目的,本书以大量篇幅讨论了各种有效的减振、避振方法和预防措施。这些均是解决实际问题极可取的。

本书承上海交通大学朱孟华副教授审校。

本书采用了国际单位制。有一些还标以米制单位。

作者诚恳地感谢在写作过程中提供条件和提出建议的同志们,也诚恳地希望读者指出不足之处。

编 者

目 录

序 言	
第一章 概论	1
§1-1 扭转振动的事故及其现象	1
§1-2 扭转振动特性概述	4
§1-3 常用的减振及预防措施	9
第二章 扭转振动的典型事故以及有关扭转振动允许限度的规定	11
§2-1 轴系的疲劳断裂和许用应力	11
§2-2 传动齿轮	15
§2-3 曲轴红套	16
§2-4 弹性联轴器和减振器	17
§2-5 船舶振动与噪声	18
§2-6 柴油发电机组	20
§2-7 禁区和振幅等其它一些规定	21
第三章 曲轴刚度对装置的减振效能	22
§3-1 曲轴刚度对单机的减振效能	22
§3-2 曲轴刚度对柴油发电机组的减振效能	25
§3-3 曲轴刚度对主推进装置的减振效能	29
§3-4 曲轴刚度对一些特殊装置的减振效能	30
§3-5 改变曲轴刚度的方法	30
第四章 柴油机回转质量及飞轮所起的减振效能	33
§4-1 柴油机的转动惯量对柴油机装置所起的减振效能	33
§4-2 飞轮对柴油机装置扭转振动所起的减振效能	36
§4-3 柴油机前端附加小飞轮所起的减振效能	44
§4-4 弹性联轴器后附加飞轮所起的减振效能	45
§4-5 在其它位置附加飞轮所起的减振效能	46
第五章 中间轴系与螺旋桨所起的减振效能	48
§5-1 轴系刚度对扭转振动的影响	48
§5-2 轴系质量对扭转振动的影响	49
§5-3 螺旋桨对扭转振动的影响	53
§5-4 可调螺距螺旋桨对扭转振动的影响	55
§5-5 螺旋桨装导流罩对扭转振动的影响	56
§5-6 多机单桨对扭转振动的影响	57
第六章 柴油机的发火次序与曲柄布置对扭转振动的影响	59
§6-1 概述	59

§6-2	相对振幅矢量和 $\overrightarrow{\Sigma\alpha_K}$	59
§6-3	相对振幅矢量和 $\Sigma\alpha_K$ 的求法.....	60
§6-4	主、副临界转速.....	65
§6-5	$\overrightarrow{\Sigma\alpha_K}$ 与振型的关系.....	66
§6-6	不同发火次序的减振效能.....	68
第七章	V型发动机的扭转振动特性及其减振.....	79
§7-1	概述.....	79
§7-2	V型发动机的激励能量及其相对振幅矢量和 $\Sigma\alpha_K$	80
§7-3	V型发动机气缸夹角对扭转振动减振作用的效能.....	81
§7-4	V型发动机的典型扭转振动特性.....	84
第八章	扭转振动减振器的原理及其减振的效能.....	87
§8-1	概论.....	87
§8-2	动力减振器原理.....	88
§8-3	摩擦型减振器原理.....	91
§8-4	硅油减振器的设计.....	97
§8-5	硅油减振器的设计实例.....	99
§8-6	硅油减振器的结构及其安装.....	105
§8-7	硅油橡胶减振器.....	108
§8-8	减振器减振的实例.....	110
第九章	弹性联轴器及其减振效能.....	113
§9-1	概述.....	113
§9-2	弹性联轴器的减振效能.....	114
§9-3	高弹性橡胶联轴器.....	117
§9-4	双曲型高弹性橡胶联轴器.....	118
§9-5	伏尔肯高弹性橡胶联轴器.....	127
§9-6	气胎联轴器.....	128
§9-7	簧片式高弹性联轴器.....	131
§9-8	卷簧式弹性联轴器.....	135
§9-9	弹性联轴器在轴系中的安装.....	136
第十章	一些特殊的扭转振动问题及其减振与避振措施.....	139
§10-1	柴油机燃烧不良所引起的扭转振动问题.....	139
§10-2	凸轮轴的扭转振动及其减振措施.....	141
§10-3	曲柄布置与螺旋桨叶片安装角匹配的减振.....	142
§10-4	越过转速禁区的实际措施.....	144
§10-5	渔船轴系的扭转振动特点及其减振措施.....	146
§10-6	少气缸长冲程机的特殊减振措施.....	147

第一章 概 论

§1-1 扭转振动的事故及其现象

扭转振动现象是船舶动力装置的重要动力性能之一。由于它有可能产生严重的损坏事故，因此为各国动力装置设计制造工作者所重视。当今，不论汽车、火车、坦克及船舶柴油机动力装置，一般均进行扭转振动的测量和核算。特别是船用柴油机动力装置，各国验船机构的有关“规范”均规定必须送审扭转振动的计算和测量记录，表明该装置的扭转振动特性是安全的，而对于扭转振动的有关特性指标已超过“规范”的允许值时，不得使用，必须采取各种减振及避振措施以确保安全。

人们之所以如此重视船舶动力装置中的扭转振动现象，是因为热力发动机用作船舶推进动力后，船舶动力装置中所出现的各种事故，有不少是由于扭转振动所引起的。

由于扭转振动影响到船舶不能长期、安全、可靠和稳定运行。其后果主要表现在以下各方面：

1. 轴系中间轴、曲轴及螺旋桨轴发生扭转性的疲劳断裂；
2. 轴系中的连接部件如气胎离合器、弹性联轴器、减振器、连接法兰等等发生损坏，以致断裂；
3. 各附件如水泵、油泵等的连接轴产生多发性的扭转疲劳断裂，以致水泵、油泵等部件本身产生多发性的叶片断裂等；
4. 螺旋桨桨叶和桨毂、毂帽等发生磨损、磨松或断裂；
5. 轴系中局部发生过热现象；
6. 减速齿轮箱或齿轮传动部位发生齿击、点蚀、噪声以致齿牙折断；
7. 动力装置运转不稳定，产生严重的动态失稳（俗称游车）现象；
8. 凸轮轴凸轮咬毛、高压油泵柱塞产生多发性发热咬死，以致凸轮轴发生扭转性疲劳断裂；
9. 红套曲轴发生严重松动、错位现象；
10. 机组产生纵向和横向振动，严重时造成船体上层建筑的剧烈振动；
11. 发电机装置发生严重的运转不平稳，导致电压脉动，影响电气设备工作不正常。

以上各种由于扭转振动引起的事故，根据扭转振动的强烈程度，有时仅出现一种，有时同时出现多种。当扭转振动比较剧烈时，甚至可以在很短时间内即发生比较严重的损坏事故，使装置不能正常运转。这使人们对之极为关注。

表1.1.1及表1.1.2中列举了若干曾产生较严重扭转振动事故的事故情况，这些事故在采用了一定的减振措施后，问题才得到解决，将在以后分别予以阐述。

表中及以后文中所述的转速 rpm 即 r/min；频率 cpm 即 c/min；cps 即 c/s。

表1.1.1

单节扭振故障情况

序号	船名	主机型号	功率 N_e (PS)	转速 n_e (rpm)	机舱布置	单节扭振特性				故障情况
						频率 F_1 (cpm)	简谐次数 ν	临界转速 n_c (rpm)	扭转振动应力 τ_a (kgf/cm ²)	
1	桂海461, 462, 463 (400吨沿海货轮)	Z6L27ASH阪神	650	400	尾机舱	1176	3	392	512	中间轴及螺旋桨轴分别断裂两次及3次螺旋桨叶片折断8次。后改为弹性联轴器连接
2	沪救6号	8NVD48A-2U	1320	428	短传动轴	724	4	181	1763	飞轮后短轴断裂。后改为弹性联轴器连接
3	津航拖8号	8NVD48A-2U	1320	428	短传动轴	1444	4	361	$>[\tau_c]$	飞轮后短轴发热。液力偶合器拆掉改为刚性直接连接
4	辽海1号	6300ZC	600	400	短传动轴	1005	3	335	880	中间轴断, 船体振动大。加装XL110高弹性联轴器连接轴系
5	鲁海59号	6350ZC	1080	350	短传动轴	999	3	333	520	飞轮后短轴扭振应力 $>[\tau_c]$, 船体振动大。刚性连接改为XL240高弹性联轴器连接
6	8103A渔轮	6300ZC	600	400	短传动轴	1182	3	394	604	中间轴断裂1次, 螺旋桨轴断裂4次。后改为弹性连接
7	广东401 (400吨沿海货轮)	6300ZC	600	400	短传动轴	1155	3	385	$>[\tau_c]$	中间轴与尾轴连接法兰处断裂两次。后改为弹性连接
8	温渔冷1号	8NVD48A-2U	1320	428	短传动轴	1120	4	280	900	船体振动大, $\tau_a > [\tau_c]$
9	安石化8号	6300ZC	600	400	短传动轴	1170	3	390	$>[\tau_c]$	传动轴断裂两次
10	长江821, 826 (800PS拖轮)	6300C	400	400	短传动轴	1227	3	409	$>[\tau_c]$	中间轴断裂。后加装XL110高弹性联轴器
11	川推1001 (1200PS拖轮)	6300ZC	600	400	短传动轴	1185	3	395	$620 > [\tau_c]$	推力轴裂纹。后加装XL110高弹性联轴器
12	劲松、险峰 (挖泥船)	6FSDZ43/82	2000	200	短传动轴	585	3	195	$600 > [\tau_c]$	曲轴前端带电机的齿形联轴器螺栓断裂、油车。后改装弹性连接
13	肇-港客轮	6300ZC	600	400	短传动轴	927	3	309	$753 > [\tau_c]$	后设计方案改装XL110高弹性联轴器

表1.1.2

双节扭振故障情况

序号	船名 (或柴油发电机组)	主机型号	功率 N_e (JS)	转速 n_e (rpm)	机轮 布置	双节扭振振动特性				故障情况
						频率 F_H (cpm)	简谐次数 ν	临界转速 n_c (rpm)	扭转振动应力 τ_a (kgf/cm ²)	
1	海洋1号	9ESDZ43/82B	4500	200	中机	1746	9	194	243 > $[\tau_c]$	轴承销钉。曲轴扭振应力 $\tau_a > [\tau_c]$
2	江峡	8350ZC- $\frac{3}{4}$	1440	338	中机	2350	8	294	360 ~ 542	曲轴前齿箱敲击。 $\tau_a > [\tau_c]$ (曲轴扭振应力)
3	长江4001, 4002	8E350ZPC	2000	375	尾机	2360	8	295	1250	气胎离合器空气分配轴裂纹, 花键轴、套断裂
4	1960PS拖轮	6L350PN	980	375	尾机	3195	9	355	250 > $[\tau_c]$	
5	32号长江大班轮	6KVD	1200	500	中机	1860	6	310	> $[\tau_c]$	280 ~ 340rpm范围内, 前齿箱严重敲击
6	大庆401	8300ZC	1100	600	尾机	2520	4	630	> $[\tau_c]$	600rpm附近, 前齿箱严重敲击
7	长江2029 ~ 2035	8350ZC	1200	350	尾机	2421	8	303	632 > $[\tau_c]$	前齿箱出现严重敲击
8	长江821, 826	6300C	400	400	尾机	4095	12	342	430 > $[\tau_c]$	前齿箱出现严重敲击
9	400吨供水船	6300ZC	600	400	尾机	2378	6	396	60	双节6次主临界处于 n_c 附近。后中间轴与推力轴连接法兰上装一小飞轮
10	沪渔353	6260C	350	400	中机	241C	6	402	401 > $[\tau_c]$	曲轴断裂
11	冀秦403号	8NVD36	578	500	中机	1748	4	437	406 > $[\tau_c]$	柴油机前出轴断裂。后加粗
12	9ESDZ58/100(台架)	9ESDZ58/100	8100	165	带水力测功器	1000	6	167	> $[\tau_c]$	曲轴红套松动, 联轴器螺栓松动, 机架振动大
13	9ESDZ43/82B(台架)	9ESDZ43/82B	4500	200	带水力测功器	1212	6	202	> $[\tau_c]$	水力测功器振动大, 地脚螺钉移位
14	6300ZC(台架)	6300ZC	600	400	带水力测功器	1250	3	417	> $[\tau_c]$	柴油机通过弹性联轴器及 L_2 离合器带动水力测功器, L_2 齿轮严重敲击*)
15	6300ZC(带电机)	6300ZC	600	400	发电机	1130	3	377	> $[\tau_c]$	弹性联轴器烧毁*)
16	8300ZC(带电机)	8300ZC	2000	500	发电机	1930	4	483	> $[\tau_c]$	发电机转子及联轴器松动

*)为单节点扭振故障。

§1-2 扭转振动特性概述

船舶动力装置之所以会产生扭转振动,其根本原因在于船舶动力装置的轴系是一细长的金属构件,它不但具有转动惯量特性,而且还具有扭转的弹性特性,这种惯量与弹性的适当组合使得轴系具有固有的扭转振动特性。而作为往复运动的柴油机,由于其工作的周期性性质,使得作用于轴系上的扭矩为一周期性的复谐扭矩,而形成激励源,当激励力的频率与其固有的振动频率相同时,就会产生“共振”现象,将使扭转振动得到巨大的动态放大作用,从而大大增加了轴系中所受到的扭转应力,以导致轴系发生各种事故,以致断裂,这就是扭转振动产生的原因及其后果的概貌。

由于本书的重点在于介绍预防、消除和减小扭转振动的各种措施,因此对于扭转振动的理论、计算、测试等问题将不作详细的阐述。但为了阐述的连贯性和系统性,在此对船舶动力装置的扭转振动特性作一简要的介绍。

图1.2.1a)为船舶柴油机动力装置的示意图。为了研究其扭转振动的特性,首先必须将之转化成能够进行数学分析的数学模型,一般可以用如图1.2.1b)所示的多质量集中质量系统作为实际装置的当量系统,它是将整个轴系转化成为若干只有转动惯量而无弹性的集中质量和连接这些质量的只有弹性而无转动惯量的轴段所组成的集中质量系统。更简化的当量系统可以表示为图1.2.1c)及图1.2.1d)所表示的三质量系统以致双质量系统。

显然,当量系统中质量数分得越多,越能反映轴系系统的实际扭转振动特性,但其数学表达式也将越复杂,以致不能清晰地表达出系统的某些特性。而较少质量数的当量系统,则能形象地反映出某些函数关系,有利于进行理论分析。下面对双质量系统和三质量系统的扭转振动特性进行一些分析和归纳。

一、双质量系统的扭转振动特性

图1.2.1d)为船舶动力装置的双质量系统简图。

发动机部分的当量惯量为 I_1 (即为单机的转动惯量 $I_{E1} = \sum I_{ey1} + I_F$),螺旋桨部分的转动惯量为 I_2 ,它们之间的刚度为 $k_{1,2}$,在发动机上作用一当量的激励扭矩 T_v ,为使问题的分析简化起见忽略其所有的阻尼作用,则整个系统成为双质量无阻尼强制振动系统。图1.2.1d)为该装置的当量系统图。

将两质量在轴段中间截断后,根据达兰伯尔(D'Alembert)原理,左右两部分的运动方程各为

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + k_{1,2} (\theta_1 - \theta_2) &= T_v = M \cdot e^{i\omega t} \\ I_2 \ddot{\theta}_2 - k_{1,2} (\theta_1 - \theta_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2.1)$$

式中: T_v ——简谐激励扭矩, $= M \cdot e^{i\omega t}$, kgf·cm;

M ——激励扭矩幅, kgf·cm;

ω ——激励扭矩圆频率,或称强迫振动圆频率, rad/s;

t ——时间, s;

i —— $= \sqrt{-1}$;

θ_1 —— I_1 的振动位移, rad;

θ_2 —— I_2 的振动位移, rad。

上式 (1.2.1) 的特解为

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= a_1 e^{i\omega t} \\ \theta_2 &= a_2 e^{i\omega t} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.2)$$

式中: a_1 和 a_2 分别为 θ_1 和 θ_2 的最大值。

将上式代入式 (1.2.1), 并归并系数, 可得到

$$\left. \begin{aligned} (k_{1,2} - I_1 \omega^2) a_1 - k_{1,2} a_2 &= M \\ -k_{1,2} a_1 + (k_{1,2} - I_2 \omega^2) a_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2.3)$$

用克莱姆 (Cramer) 规则, 用行列式解上联立方程, 可得到

$$\begin{aligned} \Delta &= \begin{vmatrix} k_{1,2} - I_1 \omega^2 & -k_{1,2} \\ -k_{1,2} & k_{1,2} - I_2 \omega^2 \end{vmatrix} \\ &= (k_{1,2} - I_1 \omega^2)(k_{1,2} - I_2 \omega^2) - k_{1,2}^2 \\ &= \omega^2 [I_1 I_2 \omega^2 - (I_1 + I_2) k_{1,2}] \end{aligned} \quad (1.2.4)$$

由 $\Delta = 0$ 可得双质量系统的两个无阻尼自由振动频率即:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{n0} &= 0 \\ \omega_n &= \sqrt{\frac{(I_1 + I_2) k_{1,2}}{I_1 I_2}} \end{aligned} \right\}$$

(1.2.5)

则双质量系统的无阻尼自由振动振幅比可由 (1.2.3) 式求得:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{k_{1,2}}{k_{1,2} - I_1 \omega_n^2}; \text{ 或 } \frac{a_2}{a_1} = 1 - \frac{I_1}{k_{1,2}} \omega_n^2$$

令 $a_1 = 1$, $\alpha_1 = \frac{a_1}{a_1} = 1$, $\alpha_2 = \frac{a_2}{a_1}$, 则一般称 α_1 , α_2 为质量 I_1 , I_2 处的相对振幅。

而 α_1 与 α_2 之间的连线为振动的弹性曲线, 即振动形式, 一般简称“振型”, 如图 1.2.1d) 中的实线及虚线所示, 实线称 0 节振型, 虚线称单节振型。

则由上式可得

当 $\omega_n = 0$ 时

$$\left. \begin{aligned} a_2 &= a_1 \\ \alpha_2 &= \alpha_1 = \frac{a_2}{a_1} = 1 \end{aligned} \right\}$$

当 $\omega_n = \sqrt{\frac{(I_1 + I_2) k_{1,2}}{I_1 I_2}}$ 时

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= 1 \\ \alpha_2 &= \frac{a_2}{a_1} = -\frac{I_1}{I_2} \end{aligned} \right\}$$

(1.2.6)

以上各式中 ω 有下标 “n” 表示无阻尼自由振动频率。

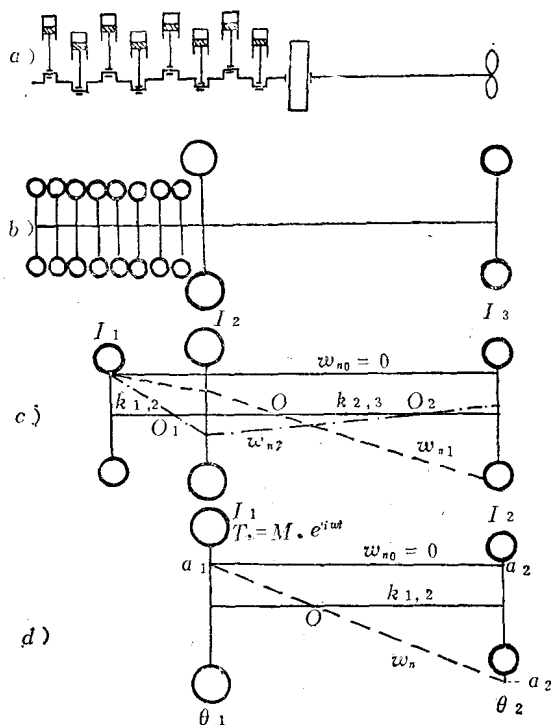


图 1.2.1

双质量系统的无阻尼强制振动振幅值为

$$a_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{\begin{vmatrix} M & -k_{1,2} \\ 0 & k_{1,2} - I_2 \omega^2 \end{vmatrix}}{\Delta} \\ = \frac{M(k_{1,2} - I_2 \omega^2)}{\omega^2 [I_1 I_2 \omega^2 - (I_1 + I_2) k_{1,2}]} = \frac{M(k_{1,2} - I_2 \omega^2)}{I_1 I_2 \omega^2 (\omega^2 - \omega_n^2)} \quad (1.2.7)$$

$$a_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{\begin{vmatrix} k_{1,2} - I_1 \omega^2 & M \\ -k_{1,2} & 0 \end{vmatrix}}{\Delta} \\ = \frac{M k_{1,2}}{I_1 I_2 \omega^2 (\omega^2 - \omega_n^2)} \quad (1.2.8)$$

而两质量间的振幅差为

$$a_1 - a_2 = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\Delta} = \frac{-M I_2 \omega^2}{I_1 I_2 \omega^2 (\omega^2 - \omega_n^2)} = \frac{-M}{I_1 (\omega^2 - \omega_n^2)} \quad (1.2.9)$$

由于忽略阻尼，因此所有振幅可以以平面振型表达。

根据以上数学分析，可以对双质量系统的扭转振动特性作如下归纳：

1. 当双质量系统具有一定的转动惯量值 I_1 、 I_2 以及具有一定的连接刚度 $k_{1,2}$ 时，则它将具有两个固定的无阻尼自由振动频率，称为自振频率或系统固有频率，其中一个频率为 0，称为“零频率”，另外一个固有频率其值为 $\omega_n = \sqrt{(I_1 + I_2) k_{1,2} / I_1 I_2}$ ，变动其中任意一个参数，除零频率外，另一个固有频率值即将发生变化。

2. 当双质量系统受到一瞬态的激励作用，而发生无阻尼自由振动时，系统将同时存在两种形态的自由振动形式，如图 1.2.1d 所示，其中实线为 $a_1 = a_2$ 形式的振动，称为“零频率振动形式”，由于它的振动频率为零，因此实质上为一不停的回转运动。图中虚线为另一种形态的自由振动形式，其振动圆频率为 ω_n ，两个质量的振幅成反向，即 $a_2 = -I_1/I_2 \times a_1$ ，两振幅之比为两惯量值之反比。由于这种振动形式在轴段上将存在一个振幅值为零的位置，如图 1.2.1d 中的 0 点，称之为节点，故称为“单节点振动形式”。显然，以 ω_n 为固有频率的单节点振动，在其轴段上将存在一扭转作用，并有扭转应力存在，这是一种会发生扭转损坏的振动形式。

3. 当双质量系统受到一简谐性激励扭矩 $M e^{i\omega t}$ 作用时，双质量系统将发生强制性振动，其各质量的振动振幅将随激励频率 ω 的不同而变化，形成动态的振动规律，将式 (1.2.7)，(1.2.8) 及 (1.2.9) 画成曲线后如图 1.2.2 所示。

分析图 1.2.2 曲线可以得出如下概念：

1) 当 $\omega = 0$ 时，由式 (1.2.7)、(1.2.8) 及 (1.2.9) 可得

$$a_1 = -\infty; \quad a_2 = -\infty; \\ |a_1 - a_2| = \frac{M}{I_1 \omega_n^2} = \frac{M I_2}{(I_1 + I_2) k_{1,2}} \quad (1.2.10)$$

可以看出这时 a_1 及 a_2 的振幅都极大，理论上是永远回转下去，但其相对的扭转振动的振幅却并不大，其值为 $M I_2 / k_{1,2} (I_1 + I_2)$ 。这一点的物理概念可以理解为是处于零频率的共振工况。

2)当 ω 渐渐增大, 激励扭矩改变其方向的速度也渐渐加快, 由于质量有回头的过程, 因此 a_1 及 a_2 变小, 当 $\omega = \sqrt{k_{1,2}/I_2}$ 时它们达到最低值, 其中 $a_1 = 0$, 这是由于轴段的弹性力矩 (即第 2 质量的惯性力矩) 与激励扭矩恰恰大小相等方向相反, 达到平衡, 相当于发动机正好不发生扭转振动。在这一区域, 人们常称之为“减振区”。

3)当 $\omega = \omega_n$ 时, 由式(1.2.7)~(1.2.9)可见 a_1 , a_2 及相对扭角 $(a_1 - a_2)$ 都达无限大, 是单节点振动形式的共振工况, 这时系统处于最危险的状态。所以避免发生 $\omega = \omega_n$ 是减振措施中的重要方法。

4)当 ω 继续增大, 并逐渐趋向无限大时可得:

$$a_1 = 0; a_2 = 0; |a_1 - a_2| = 0$$

因此, 尽量使 ω 远离 ω_n 也是处理振动问题中的重要措施之一。

由上分析可知, 由于船舶动力装置的轴系是一弹性系统, 当受到激励作用时, 由于激励频率的不同将引起不同的动态放大效应, 这是轴系扭转振动中的重要特性。

4. 由式(1.2.7), (1.2.8)及(1.2.9)可见, 振幅的大小与激励扭矩 M 的大小成正比, 因此减小激励扭矩的实际作用值, 将能减小系统扭转振动的量级。

5. 在以上分析中忽略了阻尼的影响。不言而喻, 阻尼将是抑制扭转振动的重要因素, 这在减振措施中也极为重要。

以上各点是双质量系统扭转振动的重要特性, 它对于理解多质量系统的扭转振动特性也具有重要的指导意义。

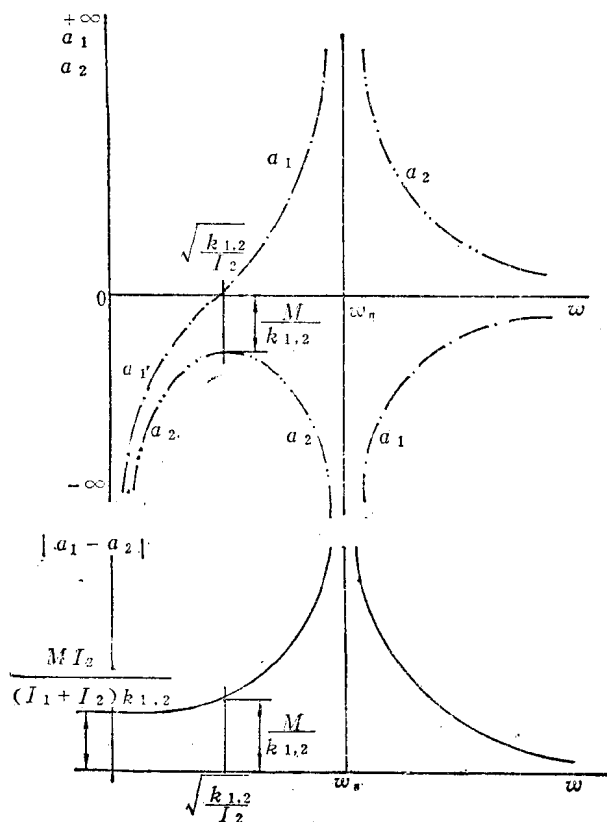


图 1.2.2

二、三质量系统的扭转振动特性

图1.2.1c)为一三质量系统简图。

图中, I_1 、 I_2 及 I_3 分别表示柴油机各缸的转动惯量和 ΣI_{cyL} 、飞轮转动惯量 I_F 和螺旋桨转动惯量 I_p 。而 $k_{1,2}$ 及 $k_{2,3}$ 分别为 I_1 与 I_2 及 I_2 与 I_3 之间轴段刚度。它们之间可以有多种搭配的概率, 而激励扭矩的作用情况也可有多种方式, 这给导演有关的数学分析式带来复杂性, 因此这里仅分析它的无阻尼自由振动情况, 即研究激励扭矩 T_v 为

$$T_v = M \cdot e^{i\omega t} = 0$$

的情况。

按照式(1.2.1)的同样道理, 三质量系统的无阻尼自由振动运动方程为

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + k_{1,2}(\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + k_{2,3}(\theta_2 - \theta_3) - k_{1,2}(\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 + k_{2,3}(\theta_2 - \theta_3) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2.11)$$

式中各符号的意义与式(1.2.1)中相同, θ_3 表示为转动惯量 I_3 处的振动位移值, 而 $k_{2,3}$ 表示为 I_2 与 I_3 之间的轴段刚度。

式(1.2.11)的特解形式为

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= a_1 e^{i\omega t}, \\ \theta_2 &= a_2 e^{i\omega t}, \\ \theta_3 &= a_3 e^{i\omega t}, \end{aligned} \right\} \quad (1.2.12)$$

式中: a_1 、 a_2 及 a_3 分别为 θ_1 、 θ_2 和 θ_3 的最大值。

将上式代入(1.2.11), 并归并系数, 可得到

$$\left. \begin{aligned} (k_{1,2} - I_1 \omega^2) a_1 - k_{1,2} a_2 &= 0 \\ -k_{1,2} a_1 + (k_{1,2} + k_{2,3} - I_2 \omega^2) a_2 - k_{2,3} a_3 &= 0 \\ -k_{2,3} a_2 + (k_{2,3} - I_3 \omega^2) a_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2.13)$$

同理, 用克莱姆规则, 解上联立方程, 可得

$$\Delta = \begin{vmatrix} (k_{1,2} - I_1 \omega^2) & -k_{1,2} & 0 \\ -k_{1,2} & (k_{1,2} + k_{2,3} - I_2 \omega^2) & -k_{2,3} \\ 0 & -k_{2,3} & (k_{2,3} - I_3 \omega^2) \end{vmatrix}$$

由上式 $\Delta = 0$ 可求出三质量系统的三个固有频率。

将上式展开并整理后可得

$$\begin{aligned} \Delta = \omega^2 \left\{ \omega^4 - \left[k_{1,2} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) + k_{2,3} \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) \right] \omega^2 \right. \\ \left. + \frac{k_{1,2} k_{2,3}}{I_1 I_2 I_3} (I_1 + I_2 + I_3) \right\} = 0 \end{aligned} \quad (1.2.14)$$

由此可得三质量系统的三个固有频率为

$$\left. \begin{aligned} \omega_{n0} &= 0 \\ \omega_{n1} &= \sqrt{\frac{\beta - \sqrt{\beta^2 - 4\alpha\gamma}}{2\alpha}} \\ \omega_{n2} &= \sqrt{\frac{\beta + \sqrt{\beta^2 - 4\alpha\gamma}}{2\alpha}} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.15)$$

式中:

$$\begin{aligned} \alpha &= I_1 I_2 I_3 \\ \beta &= k_{1,2}(I_1 I_3 + I_2 I_3) + k_{2,3}(I_1 I_2 + I_1 I_3) \\ \gamma &= k_{1,2} k_{2,3} (I_1 + I_2 + I_3) \end{aligned}$$

上述 ω_{n0} 、 ω_{n1} 和 ω_{n2} 分别称为“零频率”(或称“零节点频率”)、“单节频率”(或称“单节点频率”)和“双节频率”(或称“双节点频率”)。其自由振动形式如图 1.2.1c)所示。图中实线称“零节振型”, 虚线称“单节振型”, 点划线称“双节振型”。

如同双质量系统的扭转振动特性一样, 三质量系统的单节点及双节点频率, 以及它们的

振型比例关系完全取决于三质量系统中各转动惯量和刚度的数值。单节振型中之节点位置由如下决定:

当

$$k_{1,2}\left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) < k_{2,3}\left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3}\right)$$

时, 单节节点在 I_1 与 I_2 之间的轴段上。

而当

$$k_{1,2}\left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) > k_{2,3}\left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3}\right)$$

时, 单节节点处于 I_2 与 I_3 之间的轴段上, 如图中 0 所示。

至于双节振型中两个节点在轴段上的位置, 由系统各当量参数 I_1 、 I_2 、 I_3 、 $k_{1,2}$ 及 $k_{2,3}$ 的大小决定。一般的规则是:

1. 节点位置向转动惯量大的方向移动;
2. 节点位置向刚度小的方向移动。

§1-3 常用的减振及预防措施

根据上面的分析可知, 船舶动力装置由于其轴系为弹性系统, 而其又受到一定的激励扭矩的作用, 因此轴系发生扭转振动现象是不可避免的, 问题在于其振动的量级是否在轴系强度以及船舶动力装置所许可的扭转振动振幅值以下。如果根据估算与实测发现该船舶动力装置确实存在着较大的扭转振动, 并且将会引起§1-1中所指出的严重后果时, 就必须采取适当的措施, 以便将此严重的扭转振动予以回避或者将其消减, 这就是预防扭转振动过大所必须采取的预防措施。

扭转振动的预防措施可以有很多种, 综合起来大致可归纳为以下一些方法:

一、简单回避法

由扭转振动特性可知, 当激励扭矩的作用频率 ω 与扭转振动系统的某一固有频率 ω_n 相同时, 将会发生极其剧烈的动态放大现象, 即共振现象, 因此避开发生 $\omega = \omega_n$ 的可能, 也即避开动态放大最严重的工况, 就可能免除扭转振动过大所引起的一切后果。本措施的基本概念就是在于使 ω 主动躲过 ω_n 的一种方法。

这种方法主要应用于大型的船舶动力装置中。因为在大型船舶动力装置中, 各种减振措施对它都有一定的限制性, 而往往不能起很有效的结果。其根本原因有两点: 一是由于它的转速低而部件大, 使用减振器的效果就不很理想, 其次是它的工作转速范围较大, 因而想把所有的危险临界转速都移出工作转速范围就不大容易达到, 因此在这种装置中往往把某些具有较严重共振现象的临界转速规定为“禁区”, 避免在此转速左右一定的范围内运转, 达到回避较强扭转振动的目的。这种现象在大型船舶动力装置中并不少见。

二、频率调整法

这也是回避共振工况的预防措施之一, 它与简单回避法的观念相同, 而采取措施的着眼点不同, 前者在于使 ω 躲开 ω_n , 而后者在于使 ω_n 躲开 ω 。

改变扭转振动系统的固有频率 ω_n ，从而使整个系统的共振转速得到改变的方法，统称为频率调整法。

从§1-1中的分析可知，扭转振动系统的固有频率，完全取决于系统中各个部件的惯性和弹性的大小及其分布状况，系统上任何一个部件的惯性值或弹性值的变动（包括它们分布位置的变动）都可以引起整个系统固有频率的变化。当然，增加或者减少系统上的部件，也同样可以起到改变系统固有频率的作用。

频率调整法是扭转振动预防措施中应用最广的措施之一，这不仅是由于它的措施比较简单易行，还在于当达到调频要求以后，它的工作将是有效的与可靠的。

频率调整法的缺点在于调频的幅度较小，以致在实用中有时会受到限制，有关这方面的情况将在以下分析各种部件的调频作用时，再作比较详细的阐述。

在系统中加装大柔度的弹性联轴器，或者各种型式的动力减振器，也是属于频率调整法的范畴，因为它们的基本观念，也是在于改变系统的固有频率，以回避共振的可能性。这是在采用一般的改动系统中，某些部件的惯性以及弹性数值仍不足以达到预期调频要求情况下所常用的较为有效的措施，有关这方面的问题将在下面专门予以介绍。

三、减小振能法

由前面的分析可知，激励扭矩是导致扭转振动的动力源，由激励扭矩输入系统的能量是扭转振动得以维持的源泉。如果能够减小输入系统的振动能量，也就能直接减小扭转振动的量级。根据扭转振动的基本理论可知，激励扭矩输入系统的能量与单位气缸激励扭矩的振幅值 M_v ，以及与振动的振型和发动机各缸间的发火次序有关的相对振幅矢量和 $\sum \alpha_k$ 成正比例。激励扭矩振幅值 M_v 表征着柴油机工作的强载程度，有其本身的特性。而 $\sum \alpha_k$ 值则可以从发动机的发火关系以及改变系统的振动形式等方面的变动来达到减小，有关这方面的措施将在以后详细阐述。

四、阻尼减振法

增大扭转振动系统的阻尼因素能够减小扭转振动的量级，这是不言而喻的。当在船舶动力装置中采用很多措施均不能达到减小装置的扭转振动时，可以在系统中加装具有较大阻尼作用的各类阻尼式减振器或具有较大阻尼的弹性联轴器，以达到消减装置扭转振动的目的。有关这方面的问题将在下面进行详细的介绍。

以上所述是减小船舶动力装置扭转振动的总的措施与方法。在实际的预防措施中，它们之间可能是互相渗透与共容的。在本书中将对各种具体的可行的预防措施进行深入的分析，研究各种措施的有效性与实用范围，以供实际采用中的参考。