

中国造船工程学会船舶力学学术委员会

船舶结构力学

论文集

(二)



结构应力学组
振动与噪声学组

波浪载荷学组
疲劳与断裂学组

1990

中国造船编辑部

1990年5月

中国造船工程学会船舶力学学术委员会
船舶结构疲劳断裂学组

组 长： 汪广海 中船总第702所
副组长： 李康先 上海交通大学
副组长： 张祖枢 武汉华中理工大学
学组成员： 王兆洪 哈尔滨船舶工程学院
学组成员： 陈孝渝 中船总第719所
学组成员： 陈国虞 上海船研所
学组成员： 洪烈君 上海交通大学
学组成员： 黄骏德 武汉海军工程学院
学组成员： 曹明法 中船总第708所
学组成员： 蒋和岁 中船总第725所
秘 书： 陈尊让 中船总第702所

III、 船舶结构振动与噪声

- 1、某驱逐舰振动性能的预报及分析 贾宗伟 (1)
- 2、ZHY-171 粘弹阻尼涂料应用研究 黄冶钢 (11)
- 3、并列双圆柱体在均匀流场中的涡激振动 . . . 陈起富 姚能亮 李维扬 (27)
- 4、加筋旋转壳体流固耦联振动样条分析方法 谭林森 (43)
- 5、环肋柱壳在流场中振动特性分析 骆东平 徐治平 (52)
- 6、结构振动响应与阻尼的理论和试验研究 卜明官 吴士冲 顾国良 (70)
- 7、用 Turbo-Prolog 专家系统语言工具建立实船振动测试的数据库
. 金咸定 陈 健 陈冠强 (89)
- 8、流固耦合有限元分析及贮液器振动研究 张升明 吴士冲 (94)
- 9、砰击载荷作用下杆的动力屈曲理论研究 张清杰 李世其 郑际嘉 (114)
- 10、某舰发射装置基座与指向器加强结构的振动模态分析
. 曾亦平 陈昆洲 贾宗伟 段 宏 (125)
- 11、A 舰振动模态和响应的有限元分析 . . 金咸定 韦疑男 倪国文 吴荣宝 (133)
- 12、船—机—桨合理匹配以控制船体振动 李昌龙 俞国源 庄和坝 (138)
- 13、螺旋桨叶片振动的水弹性分析 索志强 郭日修 (155)
- 14、长江双尾旅游船的减振设计研究 翁长俭 (165)
- 15、船舶振动与噪声控制技术 蔡承德 陈永琴 张 龙 (170)
- 16、统计能量法在结构噪声预报中的应用 蔡承德 张 龙 陈永琴 (185)
- 17、高速船舶尾部结构振动频率储备与减振 吴士冲 何富坚 (196)
- 18、船体总振动固有频率实用计算方法
. 赵德有 洪 明 李占英 崔宏武 林 强 罗志雍 (206)
- 19、小型运输船船体局部振动的综合减振措施和减振效果
. 张祥孝 吴久义 胡志安 倪小方 (219)
- 20、瞬时激励在实船模态分析中应用的理论探讨
. 恽伟君 杨永胜 毛家祥 朱农时 (234)
- 21、流固耦合振动的组合模态综合法在大型复杂结构动态计算中的应用
. 恽伟君 段根宝 缪经良 (248)
- 22、CN 群上对称结构的双协调模态综合研究 王文亮 朱农时 胥加华 (277)

IV、 船舶结构疲劳与断裂

- 1、国产海上平台钢焊接接头的海水腐蚀疲劳性能
. 薛以年 徐纪林 李 禾 李延革 (295)
- 2、结构疲劳寿命可靠性的计算机模拟 李洪界 陈浩然 黄永林 (306)

- 3、舰艇钢结构节点疲劳强度研究及其 S—N 线预报 汪广海 彭 凡 管德清 (315)
- 4、牵索塔的疲劳载荷分析 聂 武 李振新 李维扬 (328)
- 5、潜艇耐压壳母材与焊接接头韧性匹配的试验研究 黄骏德 陈巧观 (337)
- 6、凸锥柱结合壳体结构在外压交变载荷作用下的疲劳特性 侯维康 (341)
- 7、T 型焊接管节点疲劳裂纹扩展的断裂力学的计算方法和程序 陈伯真 洪烈君 曹志伟 (350)
- 8、船舶和海洋工程用钢铝界面零件的疲劳性能 陈国虞 (360)
- 9、潜艇和潜水器锥柱结合壳疲劳试验的冶金—力学模拟准则 陈孝渝 (364)
- 10、潜艇耐压壳体结构疲劳寿命的断裂力学估算方法 张祖枢 (370)
- 11、单点系泊系统立管水弹性疲劳分析 甘锡林 朱胜昌 张晋伦 (381)
- 12、探讨随机谱加载、程序谱加载和均匀方根载荷加载的裂纹扩展寿命 李康先 俞仁基 金子鸿 梁开佐 (390)
- 13、考虑超载之间相互作用下估算随机载荷疲劳裂纹扩展寿命 李康先 魏国强 (397)
- 14、程序加载下中心裂纹疲劳实验研究 李康先 金子鸿 俞仁基 梁开佐 (403)
- 15、K 型管节点的疲劳试验研究 高仁良 王全增 孙纲廷 赵亦兵 (409)
- 16、管节点疲劳裂纹应力强度因子幅度 ΔK 的试验分析方法 杨国贤 高仁良 张民芳 (418)

某驱逐舰振动性能的预报及分析

杜国和 贾宗伟

(中船总公司七〇一所)

一、前言

近年来,随着大型电子计算机的普遍应用以及船舶振动的计算方法和程序的逐步完善,致使船舶振动在船舶设计阶段的预报工作也日趋完善,并取得了可喜的成果,振动分析也越来越受到船舶设计部门和使用部门的重视。

由于舰船船体规范^[1]的颁布实施,以及相应的舰船振动评级基准^[2]等有关的标准的制打,因此舰船振动的预报已被纳入舰船的初步设计和技术设计工作之中,并成为提高舰船设计质量和改善振动性能的重要环节之一。

某驱逐舰(以下称A舰)是我国自行研制的第二代新型驱逐舰。该舰装备优良,设备众多,并对振动性能也提出了更高的要求。因此在该舰初步设计和技术阶段除了在设计工作中应用了以往舰船减振降噪设计方面的经验以外,也作了一些试验,计算和分析等预报工作。设计人员期望提高该舰的振动性能。本文就我所工程技术人员对该舰在初步设计和技术中的振动预报工作,作一介绍,并对其振动性能作某些分析与探讨。

二、改善线型设计和螺旋桨设计

众所周知,螺旋桨是引起船体强迫振动的最主要振源之一,它引起的干扰力,一般分为两大类:轴承力和表面力。前者引起轴频激振力,后者引起叶频激振力(叶频或整数倍叶频等)。为减小激振力前者可通过提高螺旋桨的制造精度来解决,而影响表面力的主要因素有:螺旋桨盘面内伴流的不均匀性,螺旋桨空泡特性,船体表面与螺旋桨叶梢的距离,螺旋桨叶数以及倾斜尾轴引起的或尾型所决定的斜流影响等。

因此,根据引起轴承力和表面力的原因,在设计阶段,努力降低其干扰的幅值,已成为设计阶段提高和改善振动性能的主要任务。

以下介绍本舰在初步设计和技术设计阶段,为提高舰船的振动性能所采取的一些措施,并作简要分析。

1. 改善尾部及附体线型设计

由上所述,螺旋桨盘面内伴流的不均匀性既产生轴承力,又产生表面力,而船尾部及附体的线型对伴流又有很大影响^{[3][4]}。因此改善尾部及附体的线型对降低振动有着特殊的意义。

本舰在初步设计和技术设计阶段,对尾部线型和附体设计作了全面分析,进行了各种模型试验,最后确定采用V型平底尾型,且将第16站~第20站的船体线型设计得

比较平直,并采用了短轴包套结构。这样保证了在远离螺旋桨的前方有一个很好的进水环境,改善了沿纵剖面自下而上的水流方向,使螺旋桨的来流和去流更趋匀称,减少涡流,降低了螺旋桨盘面上部的最大伴流峰值。现将不同半径处的轴向伴流峰值和伴流平均值列于表1。

表1 轴向伴流峰值 W_H 及伴流平均值 W_m

r/R	1.00	0.85	0.70	0.55	0.40
W_H	0.158	0.127	0.085	0.071	0.094
W_m	0.026	0.020	0.010	-0.002	-0.008

2. 采用五叶螺旋桨

螺旋桨的叶片数的多少,无论对轴承力还是对表面力,不仅直接影响激振力的幅值,而且也影响激振力的频率。因此选择螺旋桨的叶片数,既要考虑到增加叶片数对降低激振力幅值带来的有利方面,也要考虑到增加叶片数对提高激振力的频率(如三叶改为五叶,频率提高约67%)即对局部振动频率储备要求带来的不利方面〔6〕。

根据文献〔3〕中提供的图表来进行估算,五叶螺旋桨相对于三叶螺旋桨的脉动压力将降低约33%。

根据某舰(本文称为B舰)五叶桨和三叶桨的模型试验对比表明〔7〕,在同样的螺旋桨效率情况下,五叶桨的空泡,脉动压力,噪声及剥蚀性能均明显优于三叶桨。因此在初步设计阶段,综合考虑了螺旋桨叶片数的影响,权衡利弊,决定本舰采用五叶螺旋桨。

3. 采用平衡大侧斜型螺旋桨

理论计算、模型试验和实船测试均表明:采用大侧斜型螺旋桨有下列好处:

(1) 可避免各半径处截面同时进入伴流峰值区,从而减小导边进入高伴流区时导边的冲击效应。

(2) 可减小转叶力矩。

(3) 可增大叶梢与船壳板的间隙,从而减小螺旋桨激振力。

因此在初步设计阶段,本舰决定采用平衡大侧斜型的螺旋桨,经过桨模试验证明〔8〕,本舰采用该型螺旋桨后确实降低了诱导脉动压力。

4. 增大叶梢间隙

在空泡不太严重的情况下,螺旋桨叶梢与船体之间的间隙对激振力的大小产生直接影响,因此它是衡量船体振动大小的重要指标之一。

塔赫明德齐和狄克逊指出:叶梢间隙从0.1D增加到0.25D,脉动压力幅值将降低60%左右〔9〕。

我国现有的几型水面舰船的叶梢间隙见表2。

表2 各型舰船叶梢间隙

舰型	E 舰	F 舰	L 舰	K 舰	B 舰	A 舰
叶梢间隙 (D)	0.212	0.209	.208	0.254	.234	0.259

由表2可见,近年来,叶梢间隙有日益增大趋势。实际上各国造船规范也对叶梢间隙提出了要求^[10]。伽弗里洛夫建议双桨船的“间隙在任何地方都不应小于0.24D^[11]。1981年挪威船级社(DNV)规定三叶桨间隙值要大于等于0.27D。五桨间隙值要大于等于0.25D^[12]。美国对水面舰船的叶梢间隙也提出至少为0.25D要求。

对于无空泡状态螺旋桨上方为平底的实船,谷口中按驱逐舰实测结果得到表面力和最大脉动压力的估算公式为^[13]。

$$F = 0.358G \frac{K \cdot \text{SHP}}{N \cdot D_P}$$

$$P_{\max} = 0.358 \frac{G \cdot \text{SHP}}{N \cdot D_P}$$

其中: F: 表面力 (半幅值, t)

$P_{\max}$: 最大脉动压力 (半幅值, t/m^2)

SHP: 轴功率 (匹)

N: 螺旋桨转速 (转/分)

D_P : 螺旋桨直径 (m)

$$K = 0.69 \frac{C}{D_P} + 0.077 \text{ (三叶)}$$

$$0.12 \frac{C}{D_P} + 0.021 \text{ (五叶)}$$

C: 叶梢间隙 (m)

$$G = \left\{ \frac{C}{D_P} \left(a_1 \left(\frac{C}{D_P} \right)^2 + a_2 \left(\frac{C}{D_P} \right) + a_3 \right) \right\}^{-1}$$

三叶时: $a_1 = 27.97$, $a_2 = -6.535$, $a_3 = 1.921$

五叶时: $a_1 = 23.81$, $a_2 = 0$, $a_3 = 2.619$

显见,表面力与螺旋桨叶片数及间隙均有关。

今假设对A舰的SHP, M, D_P 一定,按上述公式可计算出在5叶时的表面力比三叶时的表面力降低约90%,而最大脉动压力降低约50%。

因此,本舰叶梢间隙在技术设计阶段定为0.259D是合理的,对降低激振力大有

好处。

5. 改善螺旋桨的空泡性能

众所周知螺旋桨的空泡特性是影响表面力的主要因素, 而螺旋桨的空泡特性又与桨叶的倾斜度, 盘面比, 螺距, 厚度分布和叶体拱度等因素有关。因此本舰在设计阶段根据影响螺旋桨空泡特性的诸多因素, 通过模型试验(空泡观察, 剥蚀试验等)优选设计了低脉动压力、低噪音, 无空泡剥蚀的螺旋桨。

由模型试验实测的脉动压力单幅值表明本舰任何工况下的脉动压力都是比较小的, 最大脉动压力为 3.41 kPa [14] 而 B 舰实舰测试的最大脉动压力为 0.2 kPa [6], 因此本舰模型试验的最大脉动压力值仅为 B 舰最大脉动压力值的 8.5%, 这将使本舰的振动性能会有明显改善。

此外, 空泡观察表明, 本舰螺旋桨以叶梢导边修正后可保证其无空泡船速接近 26 kn , 无疑这是一个比较先进的指标。剥蚀试验表明, 在进行模型试验 1 小时后, 桨模表面光洁, 也无剥蚀痕迹 [14]。

6. 注意了螺旋桨与船体总布置的相对关系。

众所周知, 激振力与振形的相对位置会影响强迫振动的幅值。一般来讲, 如干扰力在相对应谐调振形的节点上, 或干扰力矩在相对应谐调振形的腹点上, 则能使相应谐调的振动响应最小。

通过对螺旋桨激振力作用点在尾舱壁前后而引起尾部振动响应大小的计算及实船测量表明: 螺旋桨盘面中心位置于尾舱壁之前 $0.5 \sim 1 \text{ m}$ 较好。

本舰在初步设计和技术设计时考虑了上述因素将螺旋桨盘面中心位置设置在 #248, 即尾舱壁前 0.5 处, 这对避开高谐调共振是有利的。

7. 增大型深, 提高船体刚度, 以改善结构的振动性能。

在文献 [9] 中, 把船体视作一根变截面梁, 导出了已知激振力及阻尼系数的强迫振动的位移公式。当外界激振力频率与船体某谐调固有频率相等时, 该谐调的共振振幅将比其他谐调振动大得多。此时, 有:

$$w_1(x, t) = \frac{F_0 W I(d)}{v_1^2 \int_m |w_1^2(x) dx} \cdot \frac{w_1(x)}{\left(\frac{C}{m v_1}\right)} \cdot \sin(v_1 t - \frac{\pi}{2})$$

由该式看出, 某谐调的强迫振动位移(或振幅)与该谐调固有频率平方成反比。固有频率越高, 振幅分量越大。即有:

$$A_1 \sim \frac{1}{v^2}$$

因为梁的固有频率公式为:

$$v_1 = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (i = 1, 2, \dots)$$

由公式看出，梁的固有频率与剖面惯性矩 I 的平方根成正比，即：

$$v_1 \sim \sqrt{I}$$

而由短形梁的剖面惯性矩公式知 $I = \frac{1}{12} BH^3$ ，对于船体剖面也近似有 $I \sim BH^3$ 。表 3 列出了我国各型舰的中剖面惯性矩与型深的关系。

表 3 各型舰 I 与 H 的关系

舰 型	W 舰	F 舰	D 舰	K 舰	B 舰	A 舰
$I(\text{cm}^2\text{m}^2)$	4.89×10^4	2.73×10^4	3.17×10^4	2.48×10^4	5.87×10^4	10.194×10^4
$H(\text{m})$	7.4	6.8	6.5	6.3	7.5	9.2
I/H^3	0.01207	0.00868	0.01154	0.00992	0.01319	0.01309

实际上，从估算固有频率的经验公式〔9〕中也可直接近似得到：

$$v_1 \sim \sqrt{\frac{BH^3}{\Delta v L^3}}$$

其中 L ：船长

B ：船宽

H ：型深

Δv ：排水量

于是可近似得到有：

$$A_1 \sim \frac{1}{\frac{BH^3}{\Delta v L^3}}$$

即第 1 谐调的振幅分量大约与型深的 3 次方式成反比，当然各谐调振幅的合成振幅也越小。

本舰考虑到这一因素，在初步设计时，提高了型深，它比我国第一代驱逐舰的型深增加了 22.7%。粗略估算并计及船长船宽和排水量的增加，本舰强迫振动振幅将比第一代驱逐舰的强迫振动振幅降低 34.9%，大约仅为三分之一。这说明本舰结构的振动性能无疑是提高了许多。

三、总振动预报

除上所述为改善线型设计和螺旋桨设计以外，在本舰的技术设计中，我们对船体减

振预报还作了三个主要方面的工作，即总振动预报，局部振动预报和尾轴架振动预报，以下分别进行介绍。

在技术设计中，我们采用了迁移矩阵法对本舰进行了垂向和水平方向船体总振动的计算。计算结果见表4。

表4 总振动前五个谐调频率 Hz

谐调 方向	一	二	三	四	五
垂向总振动	1.132	2.594	4.340	6.356	8.365
水平总振动	1.954	4.309	7.118	10.448	13.964

《舰规》[1]要求，船体第一、二、三谐调固有频率计算值在可能情况下应与下述干扰力频率分别错开8%~10%，10%~12%，12%~15%。

引起船体振动的干扰力，主要是螺旋桨工作产生的一阶和叶频干扰力及主机的一阶、二阶不平衡力或力矩。本舰的干扰力频率见表5

表5 干扰力频率 Hz

干扰力 工况	螺旋桨干扰力频率		主机干扰力频率	
	轴频	叶频	一阶	二阶
最高转速	3.833	19.167	60	120
巡航转速	2.133	10.665	22.5	45

从表4、表5看出，螺旋桨叶频、主机干扰力一阶，二阶频率大大超过了总振动（垂向和水平）一、二、三阶频率，无须校核。对螺旋桨轴频作图如下：

从图1中可看出，本舰船体总振动的频率储备要求在全速和巡航速工况下均能满足《舰规》的要求。

四、局部振动预报

由于舰船尾部的外板，以及舱壁均位于螺旋桨脉动压力作用区的范围内，它们受到交变应力的作用，为避免板、板格、板架等共振，必须对它们的固有频率作出计算。在技术设计阶段，按《舰规》[1]要求，本舰将尾部振动区域划分为三部分，对它们分别计算了板、板格、板架等固有频率，并按舰规要求的频率储备作了振动校核。结果见

表 6 和表 7。

表 6 外板, 舱壁板、板格及板架固有频率: Hz

对象	位 置	f	f_1 f_2	频率储备要求
外板板	#233~#235 (I 旁~II 旁间)	140.74	50.32	42.17
	#240~#243 (2 甲~1 甲间)	121.2		42.17
	尾板 (2 甲~3 甲间)	152.23	69.44	42.17
外板板格	#233~#235 (III 旁~3 甲间)	205.92	52.8	42.17
	#240~#243 (I 甲~2 甲间)	87.67		42.17
舱壁板	#193 主横舱壁 (3 甲~底部间)	53.35		28.75
	#249 主横舱壁 (3 甲~底部间)	173.66	66.97	57.5
	II 号纵壁 (尾部 $\frac{1}{8}$ L 区, 3 甲~底部间)	187.83	56.61	42.17
板架	#249~#260 底部板架 (螺旋桨脉动压力直接作用区)	99.4	31.29	24.9

表中 f 为不计附连水质量时的固有频率

f_1 为单面计附连水质量时的固有频率

f_2 为双面计附连水质量时的固有频率

表 7 尾部振动标准

序号	区 域	对 象	频率储备要求
			公式 Hz
1	螺旋桨脉动压力直接作用区	船底外板, 板格、舱壁板	57.5
		船底板架	24.9
2	距尾端 $\frac{1}{8}$ L 范围内 (除序号 1 以外)	船底外板、板格、舱壁板	42.17

续 表

3	距尾端 $\frac{1}{4}L$ 范围内 (除序号 1.2 以外)	船底外板、板格、舱壁板	26.75
---	-------------------------------------	-------------	-------

另外, 还按《舰规》要求, 对螺旋桨脉动压力直接作用区外板应力进行了计算, 见表 8

表 8 尾部外板振动应力 MP_a

对 象	数值	要求
外板中心最大正应力	14.67	< 29.4
外板长边中点正应力	12.71	< 29.4

从表 8 中看出, 本舰船体尾部局部振动均满足“舰规”的振动标准要求。

五、尾轴架振动预报

尾轴架位于螺旋桨所产生的脉动应力主要作用区, 直接承受周期性变化的激振作用。为避免尾轴架共振以致损坏, 必须对它的固有频率作出计算预报。

本舰采用了单臂前尾轴架及双臂后尾轴架的铸钢轴架, 且两轴左右对称, 按《舰规》要求, 对双臂尾轴架必须分别算出其相应尾轴架平面内横向和纵向的第一谐调固有频率, 对单臂前尾轴架也需计算其横向第一谐调固有频率。

我们与 702 协作采用经过鉴定的, 具有国际水平的 VSG-1 程序进行了尾轴架与尾轴系统的流固耦合振动计算。其计算模型见图 2, 计算结果见表 9 [17]。

表 9 尾轴架固有频率校核 Hz

对 象	方 向	计算结果	频率储备要求 $> 1.2f$
前尾轴架	横向振动频率	37.7	23
后尾轴架	横向振动频率	35.8	23
	纵向振动频率	43.7	23

表 9 中 f 为螺旋桨叶频, 见表 6

从表 9 中可看出, 尾轴架的振动储备均满足《舰规》的要求。

六、结 论

综上所述,由于在初步设计和技术设计阶段中我们采取了相应减振降噪措施及加强了振动预报工作,所以预见我国第二代驱逐舰的振动性能将比以往的舰船有明显的改善。

当然在进行实舰振动测量以后,我们还将对本舰的振动性能作出进一步的分析和探讨。

提高舰船的振动性能,改善舰船平台的振动环境也相应提高了舰船的战斗力和生命力,这是每个舰船设计师所殷切期望的。我们在本舰的初步设计和技术设计阶段对振动性能作了某些预报和分析并采取了一些减振降噪的具体措施,在此作了一些简单分析和介绍,以期与舰船振动专家们共同进行探讨和分析。

参考文献

- [1] 《舰船船体规范—水面舰艇》, (GJB64.1—85)
- [2] 《舰船总振动评级基准》, (送审稿)
- [3] 《船体振动学》, 翁长俭, 张保玉编: (1985, 12)
- [4] 《船舶振动预报》, (1985, 9)
- [5] “某舰模型三向度件流测试报告”, (1987, 3)
- [6] “对某型驱逐舰振动性能的探讨”, 贾宗伟 (1980, 4)
- [7] “某舰五叶桨设计和试验研究”, 702所, (1980, 3)
- [8] “某舰调距桨设计的一些特点”, 沈昌炎 (1989, 10)
- [9] “船体振动”, F·H陶德, (1965)
- [10] “造船设计便览”, 第3版关西造船协会, (1976)
- [11] “船上的振动”, 伽弗里洛夫, (1978, 6)
- [12] “钢质海船入级规范”, 挪威船级社 (DNV), (1981, 1)
- [13] 谷口中 大高胜夫: “プロペラによる船体振动研究の展望”, 三菱重工技报, 第5卷第4号, 1968.
- [14] “某舰螺旋桨试验报告”, KaMeWa, (1978)
- [15] “船体振动学”, 陆鑫森等着, (1980, 12)
- [16] Ohtaka, kand ohyama, T. "Vertical Vibration of Ships Coupled with Bottom Vibrtion (1stReport)", Jour, Soc. N.A. Japan, 1969.
- [17] “某舰尾轴架与尾轴系统的流固耦合振动计算”, 702所 (1987).

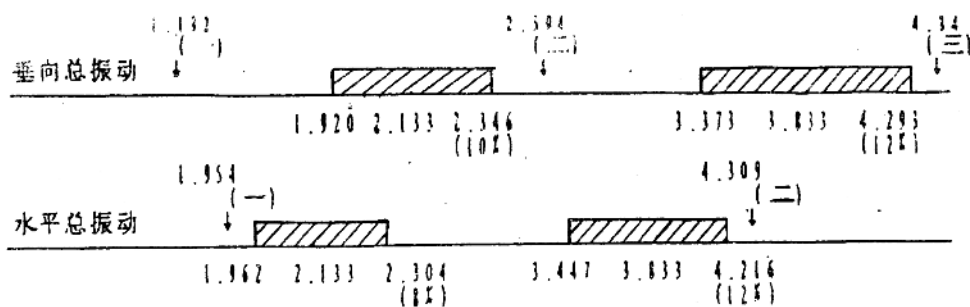


图1 总振动频率校核

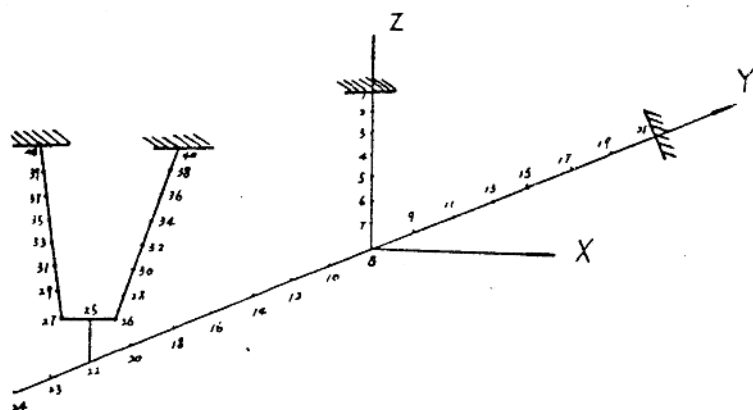


图2 尾轴架计算模型

ZHY-171 粘弹阻尼涂料应用研究

黄冶钢

(中国船舶科学研究中心)

提要 本文介绍了一种具有独特施工工艺性能, 适合于船同环境条件的新型高阻尼粘弹涂料, 提供了此粘弹涂料的粘弹特性函数和阻尼结构设计厚度参数, 并提供了应用实例

1. 前言

粘弹阻尼减振技术是控制结构振动和噪声的方法之一, 它利用阻尼材料在变形时把动能变为热能的原理降低结构的共振振幅, 增加疲劳寿命和降低结构噪声。这种技术特别适用于经受宽频带振动、噪声激励的金属薄壁结构。因此, 在导弹、卫星、飞机、舰船、车辆上获得了广泛的应用。

粘弹阻尼减振技术包括两方面的工作: 粘弹阻尼材料的研制和阻尼结构(即阻尼处理)的设计。

要取得良好的减振效果, 首先必须研制和选用在一定温度、频率范围内具有良好阻尼性能的粘弹阻尼材料, 其次是必须采用良好的阻尼处理。

过去, 我所和七〇一所曾将几种粘弹阻尼材料应用于“33”潜艇减振降噪工程。这几种粘弹阻尼材料是: 天津橡胶工业研究所、中科院声学所、七〇一所、七〇二所共同研制的D-801橡胶型阻尼材料, 天津橡胶工业研究所、七〇二所共同研制的D-803橡胶型阻尼材料, 七二五所和七〇一所共同研制的SB系列互补型阻尼材料, 无锡减震器公司研制的31系列、90系列橡胶型阻尼材料。结果有效地降低了潜艇的振动和噪声, 大大提高了潜艇的隐蔽性和声纳的探测距离, 增强了潜艇的战术性能。但是, 在施工过程中也发现了这些阻尼材料中结构设计都有一个共同弱点就是工艺复杂, 施工困难。首先要表面高度清洁, 其次需要粘结、加工和固定约束层。SB系列阻尼材料虽然可以自粘, 但涂挂现象严重, 在天然温度下固化困难, 且约束层的施工也不方便。针对这些问题, 我们特与青岛海洋涂料研究所联合研制一种新型的施工方便的涂敷自干型、腻子型、约束阻尼结构型耐海水耐油耐压粘弹阻尼涂料, 并对此种阻尼涂料的阻尼结构设计和在潜艇结构振动和噪声控制中的应用作了初步研究。

2. ZHY-171 阻尼涂料的研制

2.1 新型水下阻尼涂料的基本要求

我国现有阻尼材料主要分别由三个应用部别提出要求和应用。第一部别是航天部,

其对阻尼材料的要求是用于低密度金属或合金的薄壳结构, 阻尼层很薄, 不到 1 mm, 作为两层薄壳的夹芯, 多为压敏型阻尼材料。第二部别是中国船舶工业总公司, 对阻尼材料的要求是与 4~8 mm 甚至更厚的船用钢板复合, 有耐海水、耐油、阻燃、无挥发性、无毒、温度范围宽等特殊要求, 阻尼材料多为橡胶型和片材型。另外对水中兵器也提出一些有特殊要求的阻尼材料。第三部别是机械电子工业部, 其坦克、机车、汽车设计制造部门需要阻尼材料, 在车辆上应用的阻尼材料多为涂料型。除此之外, 在建筑和机械制造业也应用阻尼材料。

国外有许多从事粘弹阻尼材料研制的公司、大学和研究机构, 如美国 3M 公司、EAR 公司、声涂料公司、道康宁公司、法国 SNPE 炸药公司等研制和生产出许多优良的阻尼材料。材料自身损耗因子可达 1~10, 材料的温度宽度(损耗因子 > 0.7), 低温可在 -50°C 以下, 高温可达 80°C , 储能弹性模量为 $10^4 \sim 10^9 \text{ N/m}^2$ 。现将国内外部分粘弹阻尼材料列于表 1。

常用的阻尼结构有两种, 在金属板上复盖一层阻尼材料叫自由层阻尼结构, 在两层金属间夹一层阻尼材料叫约束层阻尼结构。前一结构中, 阻尼材料以拉伸变形运动消耗能量, 后一结构中, 阻尼材料以剪切变形运动消耗能量。

由于自由阻尼结构要求阻尼层大于基板厚度 3 倍以上, 才能获得高的结构阻尼, 而阻尼层厚度增加, 则将使潜艇的外部空间体积增大, 和内部空间体积减小, 阻尼材料用量多, 费用也增大。而约束阻尼则能以相对薄的阻尼层获得高的阻尼效果。因此我们设想研制一种约束阻尼结构型粘弹性涂料, 既具有高的阻尼, 又能方便的施工, 并能适应潜艇的特殊工作环境。而这种新型阻尼涂料在国内外都还是个空白。

由潜艇的工作环境和施工工艺, 我们于一九八七年特对新型水下阻尼涂料提出一些基本要求。

表 1. 国内外粘弹阻尼材料一览表

材料名称	生产厂家	最大剪切损耗因子 $\beta_{G\max}$	最大拉伸损耗因子 $\beta_{E\max}$
9030	无锡减震器公司	1.4	
9050	"	1.5	
9050A	"	1.3	
3101	"		0.45
3102	"		0.65
3103	"		0.92
D801	天津橡胶工业研究所		0.34
D803	"		0.4863
SA-1	中船总七二五所		0.29
466	美国 3M 公司	1.1	
ISPD110	"	1.6	

续表

ISPD111	"	0.9	
ISPD112	"	1.4	
ISPD113	"	1.2	

2.2 ZHY-171 水下阻尼涂料的组成与性能

已经研制成的水下约束阻尼结构型阻尼涂料已基本全部达到设计指标, 部分性能优于设计指标。

2.2.1 组成

ZHY-171 水下阻尼涂料由 171D 阻尼层涂料和 171C 约束层涂料复合而成。在钢基板上先涂敷上一层 171D 阻尼层涂料, 再涂上一层 171C 约束层涂料, 即形成了约束阻尼结构。

171D 阻尼层涂料由聚胺脂及添加剂组成, 171C 约束层涂料由环氧树脂聚硫橡胶和石棉绒组成。

2.2.2 171D 阻尼层涂料性能

2.2.2.1 粘弹性特征见图 1。

2.2.2.2 材料损耗因子最大值 $\beta_{\max} = 1.243$ (拉伸)

$$\beta_{\max} = 1.079 \text{ (剪切)}$$

2.2.2.3 温度范围 ($\beta \geq 0.3$)

$$-20 \sim +55^{\circ}\text{C}$$

2.2.2.4 频率范围 ($\beta \geq 0.3$)

$$10\text{Hz} \sim 10\text{KHz}$$

2.2.2.5 储能模量最大值 $G = 0.489 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ (剪切)

$$E = 0.2 \times 10^{10} \text{ N/m}^2 \text{ (拉伸)}$$

2.2.2.6 比重 $\rho = 1.24 \text{ t/m}^3$

2.2.2.7 抗剪强度 93×10 帕 (钢板—钢板)

2.2.3 171C 约束层涂料性能

2.2.3.1 杨氏模量 $E = 0.9 \sim 1.7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$

2.2.3.2 比重 $\rho = 1.45 \text{ kg/m}^3$

2.2.3.3 板层应力 (拉伸)

2.2.3.4 耐压曲度 2mm

2.2.3.5 复杨氏模量 $|E^*| = 0.1 \sim 0.4 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$

2.2.4 ZHY-171 水下阻尼涂料总体性能

2.2.4.1 干性 常温 8~16H

2.2.4.2 固体份 95~100% (属无溶剂范畴)

2.2.4.3 氧指数 > 30

2.2.4.4 与金属板复合 (涂层厚度/金属层厚度 = 2, 金属层厚 1mm)