

10  
振动与噪声控制学术会议

# 论文集

1991.11

中国振动工程学会振动与噪声控制学会

振动与噪声控制学术会议  
论文集编审委员会

田千里	赵松龄	严济宽	陈之炎
龚农斌	杜红兵	杨福兴	

责任编辑

陈之炎	杜红兵	杨福兴	徐建明
-----	-----	-----	-----

# 中国振动工程学会振动与噪声控制分科学会

顾问、主任、副主任、秘书长、副秘书长、  
委员和学术委员

顾 问	屈维德	樊 鹏	
主 任	田千里		
副 主 任	赵松龄	严济宽	应怀樵
	周科健	奚德昌	
秘 书 长	陈之炎		
副 秘 书 长	龚农斌	孙家其	

## 委 员 (按姓氏笔划)

田千里	任克明	陈之炎	陈心昭	宋孔杰
严济宽	应怀樵	林郭祥	周科健	赵松龄
顾仲权	奚德昌	程明昆	戴德沛	

## 学 术 委 员 (按拼音顺序)

鲍 臻	陈国柱	陈绶章	陈心昭	陈之炎
程明昆	戴德沛	党锡淇	范元卿	伏同先
郭 骅	宫 镇	龚农斌	顾仲权	管月英
高德源	贺继增	黄龙才	何家训	蒋金清
姜俊平	李柯迈	李柏松	林敦祥	刘忠义
潘旭初	毛学飞	秦清明	任克明	荣钟汇
施 引	宋孔杰	孙家其	孙进才	唐恒龄
田千里	唐预尧	汪明清	奚德昌	徐 滇
徐世荣	夏德荣	严济宽	应怀樵	余兴倬
姚伟达	赵松龄	朱善庆	朱之樾	周科健
周兆初	郑 暮	郑百哲	张 志	张维屏

# 前 言

强烈的振动和噪声会给人们带来危害。随着工业的发展、生产与旋律的高速化，工程中振动与噪声问题十分复杂，解决振动与噪声问题需要运用声学理论、系统辨识、控制理论、计算技术、实验技术、信号处理、材料、新工艺等技术，牵涉到多个学科的交叉、结合、渗透、交叉等方面。对于复杂的工程问题，有时要通过理论分析、计算与实验，对工程结构及其环境背景、振动源、声源等作全面地分析，透过复杂的现象，抓住问题的本质，将问题简化后，才能很好地解决它。因此，这门综合性、学术性、应用性都很强的学科，我们从事这方面的工人、技术人员，来自各个方面，每个人的工作都有一定的局限性，因此开展学术交流，活学活用，可以起到相互学习、相互启发、集思广益的作用。这次会议收集了近七十篇论文，由上交大会、上海交大、同济大学、振动与噪声学会、工程单位的文章较少。工程实践与科研有许多宝贵经验，但往往由于忙于实践而很少成文。希望会后能更多地开展交流，密切科研与生产的关系，更多的解决工程中的问题，同时把实践中遇到的问题，带动本学科的发展。

田千里  
1991年7月

# 目 录

## 一、综 述

1-01	隔振降噪技术的新进展	严济宽	( 3 )
1-02	摩擦减振技术	田千里	( 10 )
1-03	转子系统振动主动控制的目的及对策	顾家柳	( 18 )
1-04	汽轮发电机组轴系扭转振动及其阻尼特性研究综述	杜红兵 陈之炎	( 24 )
1-05	统计能量分析(SEA)的最新发展	陈端石 郑 辉等	( 29 )
1-06	冲击隔离技术及其发展评述	庞 剑 沈荣瀛等	( 37 )
1-07	宾馆设计中的噪声问题及防治	龚农斌	( 43 )
1-08	手传振动的危害及防护对策	肖建民 郑凡颖	( 47 )
1-09	减振技术在高层建筑中的应用	荣 敏 庄表中	( 52 )
1-10	电子设备的振动、冲击与地面运输防护	勾厚渝	( 59 )
1-11	长炼噪声控制研究综述	叶菊英	( 67 )
1-12	高速列车噪声及控制	许小林 林国斌等	( 72 )

## 二、理论分析与计算方法

2-01	非经典阻尼主从结构的动力学综合	王红军 方 同	( 77 )
2-02	关于约束阻尼结构阻尼层剪切变形分布的研究	梁 健 余艳华	( 83 )
2-03	粘弹性阻尼夹层板对平稳随机载荷的响应	马邦安 何积范	( 88 )
2-04	卧式裂纹转子过临界转速的非正常振动	蒋伟康 骆振冀	( 95 )
2-05	压力脉动的解析算法及其在探测地下输油管堵点位置的应用	陈韵笙	( 104 )
2-06	九头风动排锤与普通捣固机手传振动强度的比较	张 鸿 丁宏启	( 109 )
2-07	钢丝绳隔振器的设计理论分析和性能研究	申仲翰 董智法	( 113 )
2-08	多调制多相关随机激励下MDOF线性系统的非平稳响应	王红军 方 同	( 120 )
2-09	汽轮发电机组轴系扭振阻尼特性	杜红兵 陈之炎	( 125 )
2-10	结构振动与声幅射关系的三种描述方法	罗世辉 沈荣瀛	( 131 )
2-11	固支圆盘声幅射效率的计算	梁 健 羊全钢	( 136 )
2-12	齿轮啮合频率产生的噪声	王玉芳 童忠钊	( 141 )
2-13	用边界元法计算变压器幅射噪声	冯革楠 汪鸿振	( 146 )

### 三、振动控制

- 3-01 主动控制技术在振动控制中的应用-----顾仲权 朱德懋 (153)
- 3-02 双弹性手臂机构的运动分析及控制-----李 杰 陈文良 (160)
- 3-03 车辆半主动悬挂阻尼的最优控制-----曾志华 章一鸣等(165)
- 3-04 受控静压挤压油膜阻尼器控制性能分析与计算-----章永强 陈之炎等(172)
- 3-05 静压挤压油膜阻尼器对转子系统  
过临界点时的振动主动控制-----章永强 陈之炎等(178)
- 3-06 CSFDB主动控制转子系统的稳态不平衡响应-----贺尔铭 顾家柳 (183)
- 3-07 滑阀真空泵的振动控制-----刘正士 陈心昭等(187)
- 3-08 2514振动控制系统的应用-----王莉云 (192)
- 3-09 隔振设计中的一个数学问题-----宋孔杰 (198)
- 3-10 舰用柴油发电机组双层隔振装置的研究及应用-----何 琳 施 引等(202)
- 3-11 钢丝绳隔振器研制与应用-----吕志强 施 引等(210)
- 3-12 应用阻尼及四端参数法分析实际双层隔振装置效果-----周海彬 施 引 (216)
- 3-13 粘弹性阻尼材料对矩形薄板减振规律的研究-----张东辉 刘鹏郎 (222)
- 3-14 电磁式固有频率可控动力消振器的研究-----邵 敏 项海筹等(226)
- 3-15 采用气液式固有频率可控动力消振器的  
频率跟踪消振方法的研究-----王传君 项海筹等(232)
- 3-16 采用电磁式固有频率可控动力消振器的  
频率跟踪消振方法-----项海筹 邵 敏 (238)
- 3-17 改进型水泥平板振捣台操作带减振效果的评价-----丁宏启 张 鸿 (244)
- 3-18 非线性缓冲系统中阻尼与弹簧匹配问题-----陈振藩 (248)
- 3-19 非线性吸振系统的若干问题-----陈振藩 (253)
- 3-20 结构振动的一种离散自适应控制策略-----马扣根 顾仲权 (260)
- 3-21 基于特征结构配置的结构振动的鲁棒控制器设计-----陈卫东 顾仲权 (268)
- 3-22 TYH750锻压成型机作业场所减振措施的评价-----丁宏启 张 鸿 (275)

### 四、噪声控制

- 4-01 “NPU-307自适应宽带有源消声器”的研制-----王 冲 陈克安 (281)
- 4-02 繁噪声源的多极子化降噪-----陈光冶 (286)

4-03	飞机窗结构的隔声分析及传递损失计算-----	王毅刚	(291)
4-04	声激波降噪研究-----	朱之辉 张越等	(295)
4-05	进排气用微穿孔消声器的设计-----	朱蓓丽 陈越强等	(302)
4-06	燃气轮机进气消声器的一种优化设计方法-----	陈越强 朱蓓丽等	(309)
4-07	用统计能量法解有限尺寸壁板的隔声问题-----	赵松龄	(316)
4-08	有色冶金炉鼓风机群的噪声综合治理-----	陈华琦 蒋小辉等	(321)
4-09	汽车变速器加载噪声试验技术方案的选择与实施 ---简易消声室技术改造-----	唐子尧 王佩兰等	(329)
4-10	金属薄膜共振结构的声学特性-----	盛胜我 赵松龄	(335)
4-11	波纹型约束层阻尼夹心板性能初析-----	倪乃琛 顾小叶	(340)
4-12	运十二飞机舱内吸声降噪研究-----	马小俊	(345)
4-13	Y12螺旋桨飞机舱内降噪隔声技术研究-----	冀文超	(349)

## 五、结构模态与动态特性

5-01	内燃机气缸盖结构的时序建模与模态分析-----	朱建元 周轶尘	(357)
5-02	Kullback-Leibler信息识别及其修正-----	郑志钢 张广正	(362)
5-03	使用Rayleigh商修正结构参数-----	徐友巨	(367)
5-04	声强技术和模态分析在柴油机噪声研究中的应用-----	许小琳 孙忠琅	(373)

## 六、实验研究和测试技术

6-01	M10-30门式起重机疲劳可靠度分析-----	徐道远 符晓陵等	(378)
6-02	汽轮发电机组轴系扭振考核导则及测试技术-----	张恒涛 危奇等	(386)
6-03	高速汽轮机转子振动试验与分析-----	崔淑奇 孙龙海等	(391)
6-04	浅谈随机振动试验系统的操作规程-----	孙远贵	(395)
6-05	旋转机械转轴裂纹振动监测方法的研究-----	赵攻 骆振冀	(400)
6-06	203滚动轴承故障的振动监测与诊断-----	刘永宏 殷登仁	(405)
6-07	表面声强测试理论和方法的研究-----	赵晓丹 郭驊等	(409)
6-08	利用声强选通频谱能量识别准则诊断柴油机故障-----	王弘 孙忠琅等	(414)
6-09	声强矢量图、三维图、等高线图在PC机上的 实现及应用-----	李素娟 陈越强	(419)
6-10	一种用于流致换热管束振动分析的时域模态参数识别法---	陈全福 徐海涛	(427)

# 一、综 述





## 隔振降噪技术的新进展

上海交通大学 严济宽

近年来双层隔振技术在噪声控制领域中取得了令人瞩目的进展，举凡柴油发电机组的双层隔振、建筑工程中的浮动地板、造船工程中的浮动上层建筑、交通运输中的浮动驾驶室、舰船动力设备的浮筏装置等等已先后为西方各国普遍采用，并已引起国内外同行界的浓厚兴趣。本文将对这类隔振系统的技术特性、设计要点及工程应用作一简单介绍，希望能对这一技术在国内迅速推广起一点促进作用。

**双层隔振** 众所周知单层隔振系统的明显缺点是：当机器转速低时隔振器刚度必须很小，这就导致系统过份柔软，稳定性差；单层隔振系统在几百赫以上中、高频区由于隔振器内部产生驻波效应，实际隔振效果只在10—20分贝之间，往往不尽如人意。在双层隔振系统中，当激振频率大于二次谐振频率后，其传递率是以 $1/\omega^4$ 衰减的，而一般单层隔振则仅以 $1/\omega^2$ 衰减。因此即使采用刚性大的双层隔振系统代替柔软的单层隔振系统，仍然可以得到较好的隔振效果，从而可避免单层隔振系统稳定性差的缺点。实际经验表明双层隔振系统对结构噪声的隔离低频区不少于35分贝，高频区可达50分贝以上。

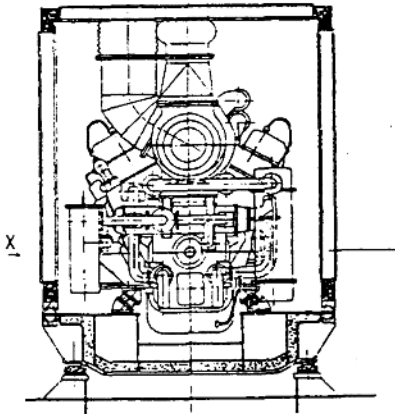


图1 双层隔振装置结构示意图

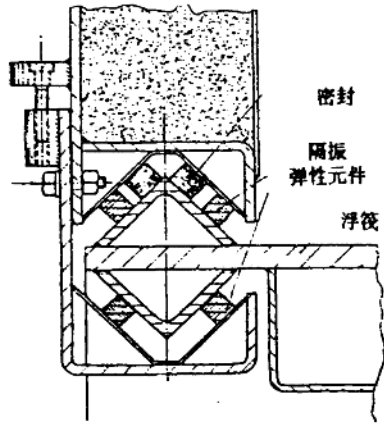


图2 隔声罩在中间基座上的固定

图1给出了这种隔振装置的一个典型实例。这是一套大型发电机组，重达29吨的机组先用14个斜置式隔振器安装在一21吨重的中间基础上，后者再用30个平置式隔振器安装到基座上。为了降低舱室的辐射噪声及由此引起的二次结构噪声，整套机组用一重约10吨的隔声罩罩住。中间基座是密闭的，内部灌注了油砂混合物以增加阻尼。这种隔振装置的设计远较单层隔振复杂，一般需考虑这样一些问题。

(1) 主要结构参数的优化选择及结构布局。一般是根据结构尺寸及总体设计要求，先定出中间质量的大小，然后再优化选择上、下两层弹性元件的刚度和阻尼。通常总是将下层的固有频率设计得低一些。从隔振降噪角度出发，原则上中间基座的质量越大越好，事实上要受到体积、重量和造价的限制，一般约为机组质量的0.4—1.0

倍。在主要结构参数优化选择的同时，还应考虑到整个双层隔振系统结构布局的对称性，以减少耦合共振频率的数目，利于控制振型。一般的做法是将机组及中间基座的重心放在同一铅垂线上；使机组及基座的各向主惯性轴分别相互平行；上、下两层的隔振器在纵、横方向上均作对称布置。这样，整套装置的振动计算就简单得多，这时的12个固有频率将分为四组，即两组两联耦合振动，两组四联耦合振动。

(2)中间基座及隔声罩的设计。中间基座的设计应力求坚固、刚挺，特别是弯曲及扭转两个主模态的固有频率应大于扰动频率的2倍以上。在其上各隔振器的支承点处结构要加强，要有高的机械阻抗。为改善降噪能力要适当增加阻尼，如敷贴粘弹性阻尼材料，充填油—砂混合物或环氧树脂水泥等。如果双层隔振装置还带有隔声罩，则隔声罩本身和中间基座之间最好也是隔振的，以减少由中间基座传来的结构噪声通过隔声罩辐射出去，特别是31.5—63Hz频段的低频声。隔振后的隔声罩的固有频率应比31.5Hz至少小 $2^{1/3}$ 倍，以保证不在第一倍频程中放大空气噪声，但又要大大超过整套双层隔振装置的12个固有频率，从这点出发一般宜计在20Hz左右。隔振后的隔声罩在其底部隔振器安装面要注意密封，如系船用装置则在结构上要保证在恶劣海情下仍能牢固地扒紧在中间基座上(图2)。由于隔声罩的固有频率大大高于双层隔声装置中的最大的固有频率，因此在计算时可以将隔声罩和中间基座视为一个单质量而不计及它们之间的弹性连接，事实证明这样的简化所带来的误差并不大。

(3)弹性支承的选择。双层隔振装置由于高度较大，稳定性问题较为突出，从这点出发最好上、下两层都采用斜置式弹性支承，但有时考虑到尺寸、布置及安装方便仍多采用平置式的。隔振器的材质多用防振橡胶，有时为了追求较低的固有频率，下层可采用金属弹簧。弹性支承装置所有的12个固有频率均应低于扰动频率的1/2倍，并应绘制包括12个自由度的临界转速图以考察设计的安全裕度。图3即为图1所示机组的临界转速图实例。柴油机为12缸V型四冲程，额定转速为1200rpm，图中示出所有12个固有频率分成四组且均低于10Hz，机组产生0.5次不均匀扭矩扰动的共振转速为1080rpm，离开工作转速尚有很大裕量，设计是很成功的。

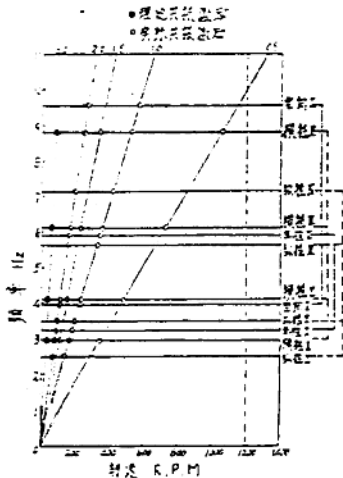


图3 双层隔振系统的临界转速图

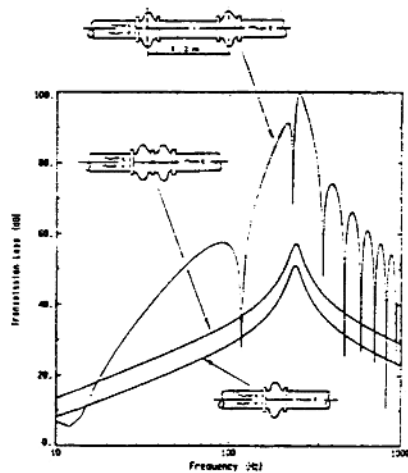


图4 不同安装方式的软管接头传输损失比较图

(4)第二通道的处理。在双层隔振装置设计中要特别注意第二传输通道(Secondary Transmission Paths)的处理问题。既然是采用了双层隔振那么除了底部支承装置外,对于其他一些机组与外部连接的通道,诸如弹性联轴节、排气波纹管、滑油及冷却管路的接管等等也必须在隔离性能上具有相同的量级。关于这方面的研究国外自80年代初起开始注意。80年代中,后期即已将研究成果用到工程上,进展是迅速的。故以柴油机冷却管路的橡胶软接头为例,图4中三种设计方案差别是很大的,当用两只软接头紧靠串联后,其传输损失要比单只的大6分贝,而当将两只软接头再分隔一段距离时,效果将近更明显。目前国内引进的西德MTU公司的16V396TC53型大型柴油发电机双层隔振装置的海水冷却管路即是采用两只软接头紧靠串联安装的。

(5)稳定性问题。装在舰船上的双层隔振装置必须进行稳定性校验,由此定出各柔性接管、排气波纹管及隔振器等弹性元件所必须具有的最小许可变形量,以及整套隔振装置在其周围所必须留出的安装间隙。双层隔振装置中的每一层均应在三个方向设置缓冲限制器,以限制当舰船在极端恶劣的航行情况下(例如横摇 $45^\circ$ ,纵摇 $20^\circ$ ),或遭受冲击作用时装置可能发生的过大位移。限制器的刚度应比同一方向的支承隔振器的刚度大一个数量级。

**浮动地板** 建筑工程中的浮动地板(Floating floor)和造船业中的浮动上层建筑是属于同一类型的,除了在船上要考虑到船舶的摇摆、颠簸外,在设计上没有什么主要区别。这里我们只简单地介绍浮动地板的由来及其实际效果。一些特殊的建筑物,如剧场、音乐厅、会议厅等对声响效果有特殊要求,而由于城市内建筑密集,加之繁忙的交通,严重地影响和破坏了这些特殊建筑物的音响效果;世界各国的现代化城市里往往高楼林立,许多高层建筑的附属通风、空调、给水系统的机械装在在大楼的三、四层或中间楼层而不是在地下室,因为这样设置经济合理,但随之而来的问题是如何消除这些机械给其它邻近楼层办公室或住宅带来的振动和结构噪声的影响;再如高层厂房内众多的强振动源机器应怎样安装在楼层内才能使其对其它楼层的影响最小,这一切促使建筑设计师们设计和应用了一种称之为浮动地板的结构,就是把各种机器设备(或特殊厅室)弹性地(或刚性地)安装在整个平板状大基础块上,再把这个大基础块弹性地安装在楼面上,据国外文献报导目前在美国已有几千幢高楼,英国有几百幢高楼采用了浮动地板的技术,其典型结构见图5。这是一台400KW的V12

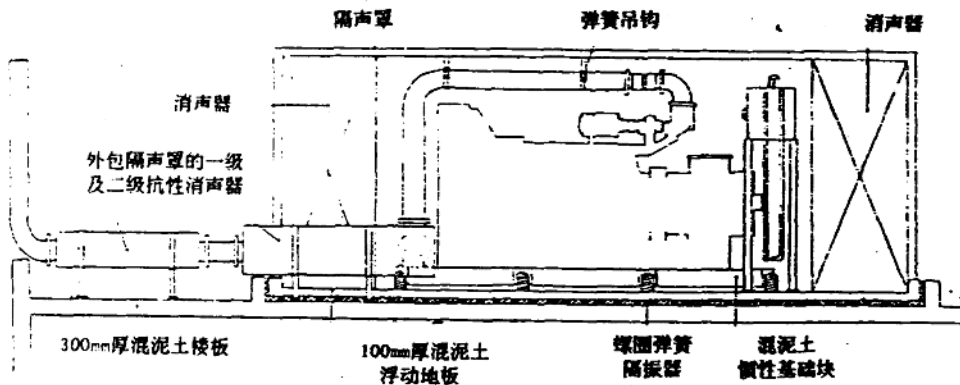


图5 浮动地板的典型结构

型柴油发电机组,通过浮动地板安装在高层建筑的上层楼面上,目的是减少由柴油机

振动通过混凝土楼板传至楼下办公室的结构噪声。浮动地板上还放置了两只冷却空气进入、排出消声器及其他附属设备，并一起用一大隔声罩罩住。隔声罩由镀锌低碳钢板制成，内衬100MM厚玻璃棉并用金属穿孔面板复盖。浮动地板是一块100MM厚的厚混凝土板，支撑在经过预压的玻璃棉制板上，柴油机组的重量为7.4吨，装在一重为8.4吨的混凝土惯性基础块上，后者用8只金属弹簧隔振器支撑在浮动地板上。每只隔振器的静变形达31MM，使得柴油机组连同惯性基础块的固有频率低至2.8Hz，为防止隔振器被短路，所有管路、电缆均应是柔性连接的。排气管端装有两只抗性消声器，其外套有隔声罩，所有支承及吊钩也均是弹性安装的。这是一个极其成功的噪声控制设计，其实测结果见图6。图中实线为170KW时，虚线为空负荷时：(a)为隔声罩内部。(b)为离排气管出口1米处。(c)为正对柴油发电机组下方的办公室中。

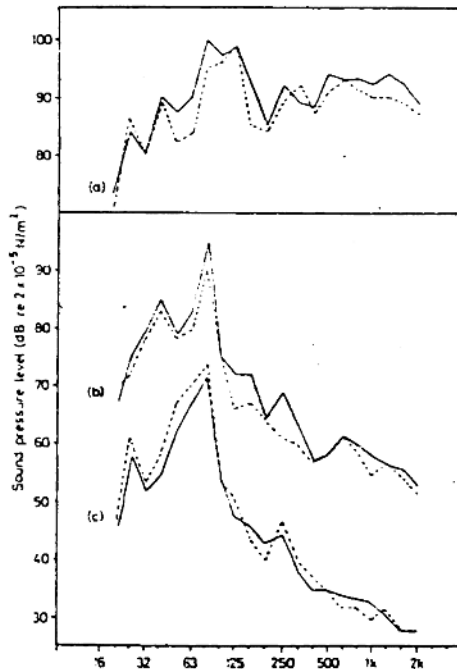


图6 浮动地板隔振降噪实测结果  
(1/3倍频程的声压级频谱)

经验表明，各种振动机械是可以同时安装在一个连续的大面积的浮动地板上的，一般的原则是弹性支承的固有频率应比楼板的共振频率低。

浮筏装置 凡其上装有两台或两台以上机组或设备的中间基座通称筏体或浮筏(Raft)。浮筏装置可以看成是把陆上的浮动地板装到了船上，整个船体相当于陆上建筑物的楼面(图7)。需要指出的是由于船舶机械数量多，功率大，船舶舱室空间窄小，金属结构的传声性能远胜于混凝土结构，船舶本身又是运动的等原因，致使浮筏装置无论在理论计算、参数选择，还是制造工艺，安装技术等各方面都要比浮动地板复杂得多，困难得多。它和双层隔振的主要区别是：一般浮筏装置均装有多种机械设备，它们的扰动力大小、方向及频率各不相同，因此是一个具有多个激振源的双层隔振系统；在浮筏装置中其筏体由于面积大不宜再视作刚体简化，而是具有梁或板的特性，

其非刚性和结构的固有特性必然会影响到隔振设计效果；在筏体的结构设计中要更多地应用声学设计的原则，特别是阻尼减振技术的应用。一般来说采用多机浮筏装置要比单机双层隔振具有更好的隔振降噪性能。

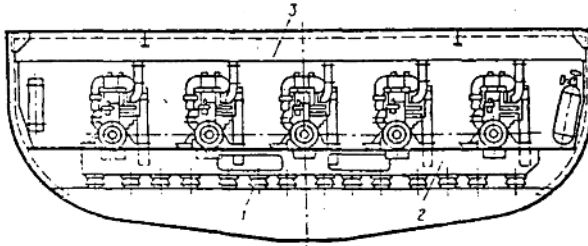


图7 船舶浮筏装置工程实例

图8所示为苏格兰Glasgow造船厂于80年代中期为某一渔业研究船FRV (Fisheries Research Vessel) 所研制的大型隔振降噪浮筏，该船共有两台交流、直流柴油发电机组及一台直流柴油发电机组作主、辅机用，此外尚有各种泵浦、压气机及电机等均弹性地安装在同一筏体上，几乎所有机械设备都装在一个大的隔声罩内，筏体下方是密闭的以阻止空气噪声通过筏体传至船体。浮筏连同其上的机械设备的总重量接近300吨，浮筏的总平面面积为16.5米×14米。

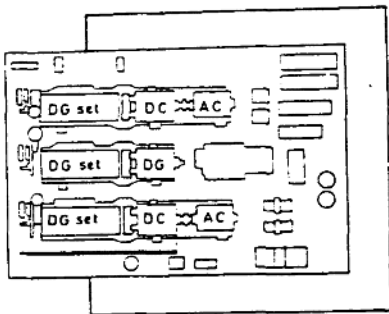


图8 浮筏及其上隔声罩平面布置图

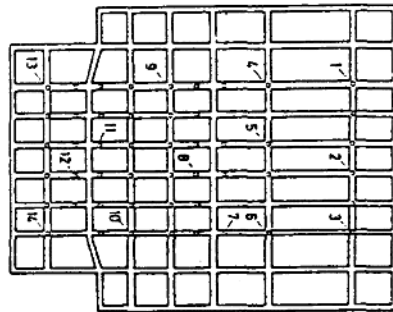


图9 筏体结构及其下隔振器布置图

柴油机组和浮筏之间装有硬橡胶隔振器，它们只能在100赫以上才具有隔振效果，因此在本设计中振动的衰减主要依靠在大型浮筏上。它是用软橡胶隔振器支承在船体上的，浮筏下方共装有60个隔振器，其布置位置要考虑到浮筏上方的质量分布及浮筏下方船体处的刚度分布的适当配合(见图9)。橡胶的硬度为65度肖氏硬度，动、静刚度比为1.6—2.0，每只隔振器的垂向动刚度为 $10^7$ N/M。考虑到柴油机的质量分布较为集中，因此有40只隔振器被布置在10米×8米的面积内。

为了测量该浮筏实际的振动隔离效果，首先测量从浮筏到船体的振动传递损失，选择2—7号和9—14号隔振器的上、下端及1号和8号隔振器的上端为加速度的

测试点(见图9)。所有测试是在各种机械运转情况下进行的,测量均在垂直方向,实测结果见图10。

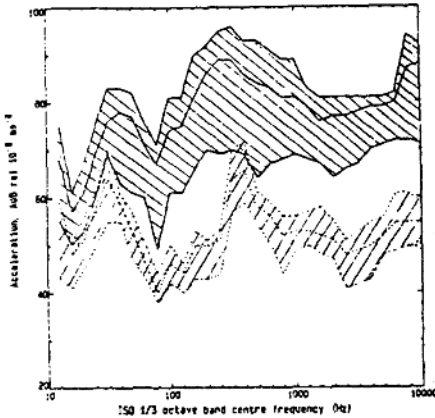


图10 从浮筏到船体的传递损失的实测结果

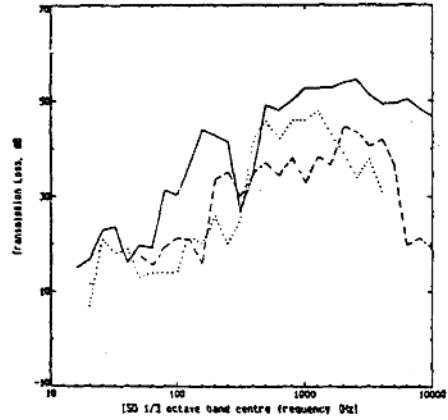


图11 三种不同浮筏装置从柴油机到浮筏的传递损失实测结果

图中实线为在隔振器上方浮筏上测得的,虚线为在隔振器下方船体支承座上测得的,阴影区表示了振级的波动范围,其最上方及最下方界限值代表了在各个1/3倍频程处的最高及最低振级,而中间那条线则代表了所有测点的空间能量平均值,一般说来能量平均值约比最大实测值小5分贝,即使在浮筏上增加更多的测点,这一平均值也不会会有很大变化。图中下方的阴影远要比上方的窄得多,其中有些数据受到浮筏外的振源的严重影响,特别是在25Hz的1/3倍频程处,但不管怎样在31.5Hz以上的所有上层隔振系统的振动传递损失都超过了30dB。

振动传递损失可以在工厂也可以在船上试验时测得。

图11给出了三种不同的浮筏装置的实测结果,从声学角度看这三种设计都不理想,第一、二两种(图中用实线及虚线表示)浮筏的有效质量(筏体加隔声罩)足够大,和柴油机组的质量大致相当,但所采用的隔振器的动刚度大大超过了一般正常6Hz系统所需的,以至其固有频率高达100—200Hz;第三种(图中点线)则是浮筏的有效质量太小,只相当于柴油机组质量的1/4,但不管是那一种都有隔振效果,特别是在高频区域内。从图可以看出传递损失从31.5Hz的15dB增加到250Hz以上的至少30dB是毫无困难的。

这样,当采用浮筏装置后由机组到船体总的振动传递损失将从低频时的至少35dB到250Hz以上的超过60dB是完全可能的。

不要以为浮筏做得越大越好,最好所有机械设备都能放在上面,实际情况并非如此,首先它必须遵循舰船动力装置设计的一般原则,要确保装置的可靠工作(特别是主推进装置);重量及尺寸,其次要考虑吊装、工艺及维修的方便,因此正如浮动地板是建筑工程师的杰作一样,浮筏装置将是轮机工程师的一大创新。

早先的浮筏结构只考虑到强度、刚性及共振检验,近年来出现的浮筏结构多数遵循声学设计原则,特别是阻尼技术的应用。当浮筏安装在船舶上层建筑、或装置本身的重心较高时,则需要设置防摇稳定装置;在防冲及限位方面的设计是和双层隔振装置相同的。在具体结构设计上首先要保证必须使浮筏具有足够的坚挺、刚强,尽量避免结构共振,否则高频下的隔振效果将大减;其次要考虑声学性能,诸如尽量

延长由机脚支承点到筏体连接船体的支承点间的传递路线；筏体尽量不用刚性较差的外伸支脚来和船体基座相连，而是尽可能直接将弹性支承放在筏体下方；在隔振器安装位置处采用局部附加质量（铜块或水泥）以增加阻抗；人为地加大筏体的阻尼，如增设单独的波浪阻尼器等等。

参考文献：

- 1) Shipboard Acoustics, Proceedings ISSA, 1986
- 2) Applied Acoustics, Printed in Great Britain, 1982
- 3) 双层隔振装置设计中一些理论问题的研究，上海交通大学，振动、冲击、噪声研究所科研报告，1990。
- 4) 《拉夫特》装置（减振浮筏）——舰艇减振降噪最新技术，上海交通大学，振动、冲击、噪声研究所，1990。



# 摩擦减振技术

中国科学院力学研究所 田千里

## 摘 要

现代工程结构经常承受各种随机激励,在其使用寿命期内经常受到只是中等水平的载荷,然而在设计时却不得不考虑偶然出现的极端载荷,因而设计就会很保守。如果在结构的某些受力较大的部位布置一些摩擦结点,控制摩擦力使之在一般载荷作用下固紧,在极端载荷作用下发生滑移,造成应力重分布,改变结构自然频率,同时滑动摩擦耗能,就会使振动响应降低。70年代后期以来,这种技术受到了重视,本文结合近年来自己的工作,介绍这方面的理论分析与实验工作。

### 一、干摩擦控制振动的发展与应用

最早对干摩擦振动系统作分析的是 Den Hartog<sup>[1]</sup>,他对单自由度体系求得了精确解,指出对于共振系统,仅在激励力一个较窄的幅度范围内能用干摩擦控制振幅,如果激励力小于摩擦力则不发生滑动,如果激励大于 $\frac{4}{\pi}$ 倍摩擦力,则又控制不了共振。因此多年来人们一直认为用纯粹干摩擦控制共振的成效不大。但是干摩擦是存在于结构结点的一个固有性能,结构在振动时90%的能量耗散集中于结点上,因此利用结点摩擦耗能减振仍是有吸引力的课题。50年代开始人们就曾研究利用气轮机透平叶片根部摩擦滑动控制叶片共振。因为根部滑动引起系统自然频率变化,同时滑移摩擦增大系统阻尼,故可以抑制共振,70年代后期这个概念被用到了建筑物抗震设计,近年来发展了摩擦闸<sup>[2]</sup>、摩擦结点<sup>[3]</sup>、滑动摩擦基础<sup>[4]</sup>等技术已经成功地用于各种抗震建筑设计中。摩擦减振的特点如同保险丝或安全闸,在一般激励载荷作用下,摩擦面锁紧,结构与常规结构相似,一旦激励增大,超越某一阈值,摩擦面就开始滑移。如果将摩擦结点布置在结构应力集中的部位,则控制摩擦力就可以避免这些部位的提前损伤。如果将摩擦面布置在结构底部,则可以限制传到结构上的地震力,由于最大输入力可限制为摩擦力,故建于任何不同地震烈度区的建筑物在采用摩擦滑动基础后均可采用标准化设计,因此这种技术是深受欢迎的,对某些工程隔振问题来说更是必不可少的,如海洋平台某些上部结构的隔振如果采用常规隔振器就会产生不稳定问题,因为平台基频只有1赫芝左右,采用高阻尼的滑动摩擦垫放在住房底部,既可隔离噪声又可限制意外激励,83年我们在渤海北A平台上试装过这种装置,模型实验,现场实测及直观反应均有良好效果<sup>[5]</sup>。人造地球卫星的包装箱隔振也有同样问题,因为运输车辆的基频在2.0赫芝左右,如果将包装箱隔振器的频率选在1.4赫芝以下,就会有较好的隔振效果,但除了气动伺服隔振器外,一般被动式隔振器都不可能有这么低的频率,即使有了,安装空间也不允许,安装后也不稳定,为此我们选择了钢丝绳减振器,其频率高于2.0赫芝,在一般情况下没有减振效果,但可保护意外的过载激励,试