

[挪威]

J. W. E. 彼得森 J. E. 斯托姆 主编

船舶 噪声控制



1650 E7
船舶噪声控制

挪威科学技术研究协会
NTNF 报告 B.0930.4502.1

【挪威】 J. W. E. 彼得森 J. Fr. 斯托姆 主编
王景炎 李强荣 沈国雄 译
张重超 校

D656/21



4012804

内 容 简 介

本书简练明确地介绍了声学术语及基础理论,从理论与实践的结合上对船舶噪声进行了测量和估算,论述了包括螺旋桨、船用主辅机、机舱和上层建筑在内的各部噪声控制,并提出了各种降噪措施和设备,本书还专论了作为降噪措施之一的弹性支承系统和设计低噪声的风机及空调系统的方法,最后还从总体布置角度总结了船舶降噪的步骤以及声学设备的维修保养。

本书适用于非声学专业的造船工程师、设计师和工程技术人员以及其他领域的噪声控制方面的技术人员阅读。

NOISE CONTROL IN SHIPS
NTNF REPORT B.0930.4502.1
J. W. E. Pettersen J. Fr. Storm
NTNF 1975

*

船舶噪声控制

【挪威】J. W. E. 彼得森 J. Fr. 斯托姆 主编
王景炎 李强荣 沈国雄 译
张重超 校

*

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

*

787×1092¹/₃₂ 印张 87/8 188 千字

1983年10月第一版 1983年10月第一次印刷 印数: 0,001—1,610册

统一书号: 15034·2538 定价: 0.93元

译者的话

作为污染的一种形式——噪声污染，近年来越来越引起各界人士的广泛注意和重视，船舶产生的噪声也不会例外。采用现有减噪经验、知识和技术，船舶噪声确实可以大为降低。本书就是为此目的，应运而生的。它是由挪威科学技术研究协会所属的船舶研究委员会组织，并在顾问委员会指导下编纂而成的。

本书较为详尽地提供了船舶减噪的实用方法。它从噪声基本理论及术语释义入手，对噪声测量与评价进行了讨论，并罗列了各国有关船舶噪声规则及推荐量值，分析并讨论了船舶噪声源及其传播途径，提出了减噪措施，内容深入浅出，言简意赅，图文并茂。本书对于那些从事造船工业、航运事业而对声学理论和实践知之尚少的工程技术人员，尤为相宜；此外，本书选材广泛，各有关专业的技术人员均可参阅相应章节以及各章附后的参考文献；本书对于那些时间少而工作忙的工程技术人员，本书各章都备有提要部分，可供浏览。如欲深入研究船舶噪声及更为广泛噪声问题，本书又提供了不少重要公式和有关的基本理论，还附有许多有价值的参考文献目录供人检索。

总之，本书不仅可供船舶设计、建造、修理和使用部门的工程技术人员参考阅读，而且对于从事船舶科学研究和教学人员，甚至于其他工业领域的有关专业人员而言，本书也不失为是一本内容广泛并具有相当参考价值的好书。

1981年10月

4012804

目 录

第一章 术语	1
§ 1.1 声学概念	1
§ 1.2 若干噪声源、求和法	12
§ 1.3 噪声的传播	16
§ 1.4 隔声	25
§ 1.5 吸声	36
§ 1.6 共振、驻波	43
第二章 噪声的测量与评价	47
§ 2.1 测量和检验程序	47
§ 2.2 人对噪声的反应	58
§ 2.3 规则与推荐条例	68
第三章 螺旋桨	80
§ 3.1 螺旋桨和后部船体	80
§ 3.2 横向推力器	90
第四章 机器的噪声	98
§ 4.1 柴油机的噪声	99
§ 4.2 增压器的噪声	105
§ 4.3 排气管	110
§ 4.4 往复式压缩机的噪声	118
§ 4.5 汽轮机的噪声	122
§ 4.6 减速齿轮的噪声	123
§ 4.7 液压设备的噪声	128
§ 4.8 消声器	136

第五章 弹性支承	144
§ 5.1 结构噪声的降低	145
§ 5.2 弹性支承 (单自由度系统)	147
§ 5.3 带弹性支承的机器装置	151
§ 5.4 弹性支承的常用计算方法	153
§ 5.5 隔振器元件的性能	160
§ 5.6 与其它设备的弹性连接	164
§ 5.7 船舶运动所产生的负荷	167
§ 5.8 设计弹性支承应考虑的细节	170
第六章 机舱噪声	172
§ 6.1 机舱——概述	172
§ 6.2 机舱控制室	177
§ 6.3 机舱中的车间	183
第七章 上层建筑和居住舱室	186
§ 7.1 弹性安装的上层建筑	187
§ 7.2 桥楼	195
§ 7.3 升降机	202
§ 7.4 卫生设备	204
§ 7.5 减噪衬层	207
§ 7.6 墙	216
§ 7.7 通风口	222
§ 7.8 门的隔声	225
§ 7.9 地毯、甲板敷料	230
§ 7.10 R 值的测定	233
第八章 通风机和通风系统的噪声	238
§ 8.1 空调装置	238
§ 8.2 锅炉通风机装置	243
§ 8.3 机舱通风装置	246
§ 8.4 通风机、进风口和管道	249

第九章 总布置与维护	265
§ 9.1 必要的减噪措施	265
§ 9.2 布置	267
§ 9.3 减噪设备的维护	271
参考文献	273

第一章 术 语

§ 1.1 声 学 概 念

声音的特性

声音是由空气中的压力波动引起的。通常它是由于某些表面或其它物体的往复运动，并把相应的运动（波动）传递到空气中而产生的。声音也可以由其它方式产生，例如由高速气流产生的涡流所形成。这种压力波动作用于人耳的听觉神经，并把信号传递到大脑。

压力传播的特性由两个主要的因素来表征，即压力变化的量值；压力变化的速度（见图1.1）。压力变化的量值以帕来度量。1 帕 = 1 牛顿/米²（采用过的其它单位尚有达因/厘米²，微巴）。压力的波动从其平均压力变化到最大压力，再回经平

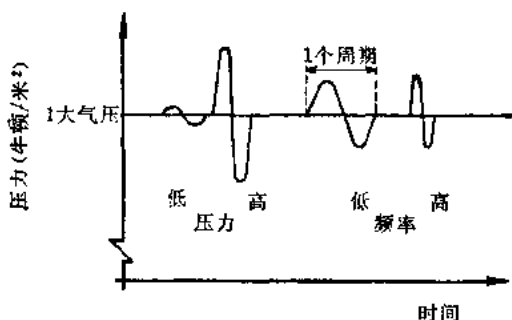


图1.1 不同压力和频率下的压力波动

均压力变化到最小压力，然后回到平均压力的一次振动称为一个周期。每秒的周期数称为频率，以赫（兹）表示。

也有采用周/秒（ c/s ）来表示的。应该注意，这里的时间单位为秒，而机器的转速通常用转/分（RPM）表示。一台以 120 转/分运转的主机具有 2 赫的回转频率。这种频率是听不到的。

声速、频率和波长

在室温下，空气中的声速约为 340 米/秒。在其它的温度下，声速 c 可由下式计算：

$$c = 20.05 \sqrt{t + 273} \text{ 米/秒}$$

式中 t —— 温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

声音的波长为：

$$\lambda = c / f \text{ 米}$$

式中 f —— 声音的频率，赫。

角频率 ω 由下式计算：

$$\omega = 2\pi f \text{ 1/秒}$$

声压、声功率和分贝

有效均方根值

如图 1.1 所示，声压的瞬时值在其平均值上下迅速变化。声压的量值定义为瞬时声压的“有效值”（即 RMS 值——均方根值）。这就是在声波、声强计算中采用的有效声压值（RMS） p 。声强定义为在垂直于平面声波传播方向上，单位面积的声能通量。它的算式为：

$$I = p^2 / \rho c \text{ 瓦/米}^2$$

式中 c —— 声速，米/秒；

ρ —— 空气的密度, 千克/米³。

声级

研究表明, 一般人能听到的最小声压(听阈)约为 0.00002 帕 (在 1000 赫时)。比这再弱的声音就不可能听到了。20 帕被认为是痛阈, 这时, 声音很强, 足以在短时间内损伤人耳。为比较起见, 通常的静止大气压为 100000 帕时, 有标度:

大气压约 1 巴 = 100000 帕
 痛阈约 200 微巴 (RMS) = 20 帕 (RMS)
 听阈约 0.0002 微巴 (RMS) = 0.00002 帕 (RMS)

图 1.2 用对数标度清楚地表示了这些量值。采用对数标度来描述大范围的变化 (10^6) 较为方便, 另外, 人耳对声音的感觉是对数性的也是采用对数标度的一个原因。然而, 我们并不是要用对数来直接进行计算, 而是希望有一个在听阈为零值的标度。于是就引入了分贝这一单位。它是某一声强与基准声强间比值的函数。

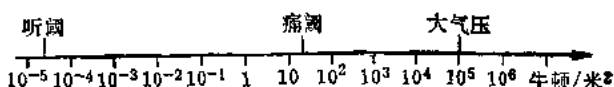


图1.2 对数压力标度

声强级 $L_i = 10 \lg(I/I_0)$ (单位为分贝), I_0 是相应于听阈的基准声强, 等于 10^{-12} 瓦/米² (是以 10 为底的对数)。这样, 由于

$$10 \lg(I_0/I_0) = 10 \lg 1 = 0$$

所以, 零分贝的声强级相当于听阈。

然而, 在测量声音时, 我们测取的是声压。由于分贝

(dB)是功率的度量,而功率是与压力平方成正比的,因此,声压级可以表示为:

$$\begin{aligned}\text{声压级 } L_p &= 10 \lg p^2 / p_0^2 \\ &= 20 \lg p / p_0 \quad \text{分贝}\end{aligned}$$

式中 p_0 ——基准声压,等于 0.00002 牛顿/米²(帕)。

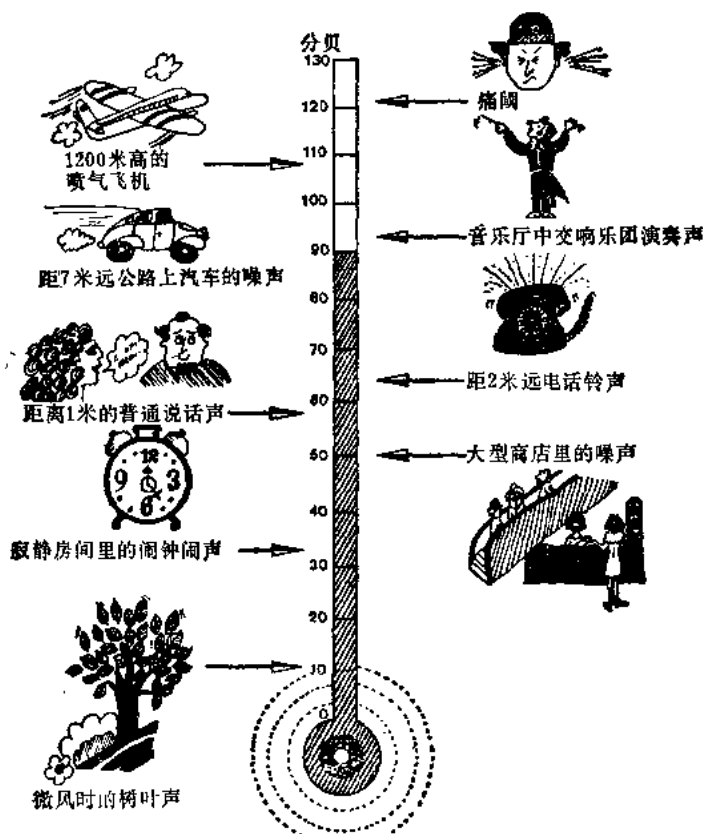


图1.3 一些普通声源的分贝值^[1]

前面我们已提到过痛阈，它的数值约为20帕。若以此数值代入上式，则得出是120分贝。必须记住，分贝是对数量，这就是说分贝(dB)不能直接进行数值的加减，除了特殊情况外都必须用对数方法来运算(见本章§1.2)。

频率、频带

声音的另一个特征量是频率。人耳能够听到的振动频率约在15赫到15000赫之间。可以看出，这一频率变化范围也是相当大的，即1:1000。因而，在声级作图中，频率也采用对数标度(见图1.4)。

为了解噪声的频率分布，我们把频率分成若干频段，并测取每一个频段中的声功率。每一个频段即称作一个频带。虽然可以选用各种不同宽度的频带，但是对船舶来说，最实用的频带是倍频程。在倍频程中，上限频率为下限频率的两倍。中心频率

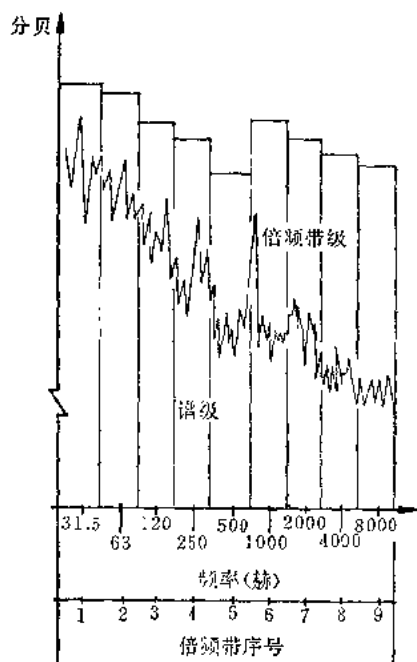


图1.4 倍频程频率标度的区分

为频带上限频率和下限频率的几何平均数。测量这些频率

时,使用倍频程电子滤波器对来自传声器的信号进行滤波。滤波器允许被测声音通过,但大大地衰减其它频率的声音(见图1.5)。

在某些情况下,有时需要更窄的频带,例如在测量墙的隔声特性时就采用1/3倍频程。

ISOR266规定的倍频程滤波器和1/3倍频程滤波器的中心频率 f_m 为:

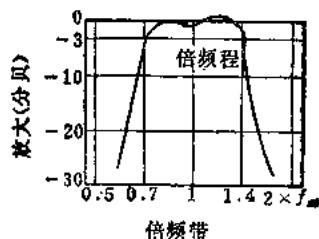


图1.5 倍频程滤波器的滤波特性

倍频带序号 No.	倍频带中心频率 f_m (赫)	1/3倍频带频率 (赫)
1	31.5	25
		31.5
		40
2	63	50
		63
		80
3	125	100
		125
		160
4	250	200
		250
		315
5	500	400
		500
		630
6	1000	800
		1000
		1250
7	2000	1600
		2000
		2500
8	4000	3150
		4000
		5000
9	8000	6300
		8000
		10000

图 1.6 示出用倍频程滤波器的两组读数。每一频带的读数以小圆圈标出。

图上的这些读数可能难以解释。在图 1.6 a 中,最高声级为 98 分贝(处于第一频带),而在图 1.6 b 中则是 105 分贝,处在第六频带。频谱的解释要与规定的基准曲线联系起来进行。

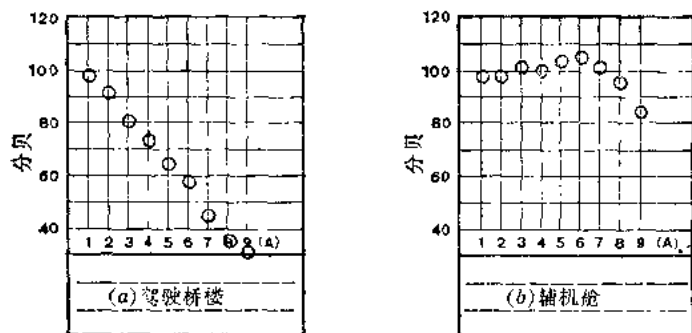


图 1.6 在一万二千吨船上测得的两组数据,柴油机的
转速为 500 转/分

听觉级(纯音)

图 1.7 示出所谓的等响曲线。这些曲线适用于无听觉缺陷的年青人,它是利用以正入射平面波形式的纯音得出的。曲线表明人耳对低频声音的感觉不如对高频声音那样敏感,在声音轻时比在声音响时差别更甚。

(这就是为什么用录音机播送音乐时应在与音乐厅相同声级的情况下进行,或者当声级减小时,其频率特性要用音调控制设施来修正的原因。这可以用装设所谓生理音量控制的立体声设备来自动完成。这样,听者可以在各个音量的位置上都能听到高低音之间关系几乎相同的乐曲。)

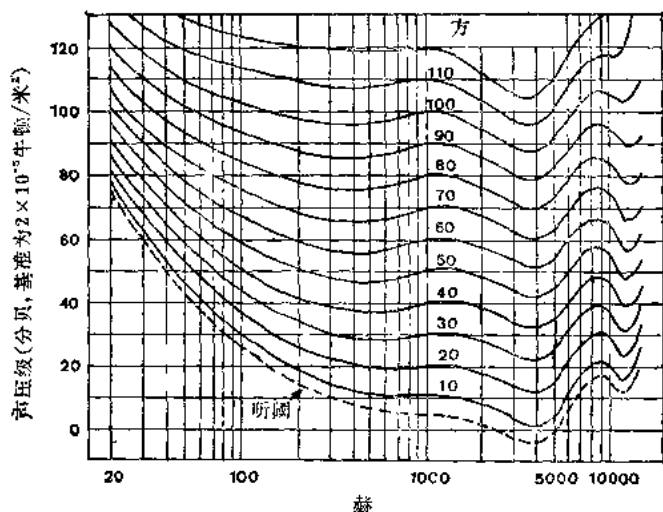


图1.7 描述人耳灵敏度的等响曲线(方)

噪声评价曲线(噪声评价数)

为了估算人耳和大脑可以忍受的倍频带噪声, 几年前已提出了一些噪声评价曲线。最常用的曲线是ISO发表的一簇曲线, 即图 1.8 所示 (ISO1996)。将曲线编号并定名为 N-50, N-60 等。亦使用 NR-50, NR-60 等这类名称 (NR-noise rating 的字首缩写)。噪声评价数等于曲线上中心频率为1000赫的第六频带声压级。如果需要, 可以简单地用插入法得到 N-53, N-67 等曲线。

与图 1.7 所示的等响曲线相似, N 曲线随频率的降低而升高, 如 N-50 曲线在中心频率为31.5赫的最低频带处, 声级上升到89分贝。

这些曲线构成了有关船舶噪声大部分公布的推荐条例和

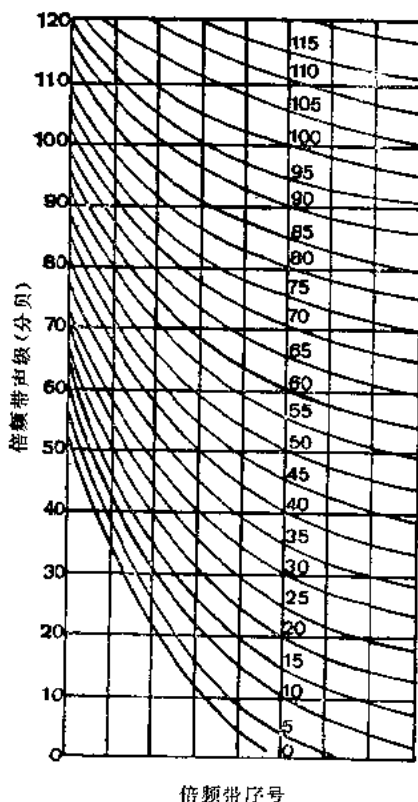


图1.8 噪声评价曲线(N曲线)

规范的基础。但应知道，海事当局在某些情况下会使用一些作过一定程度修改的曲线（将在第二章 § 2.4 中论述）。

图 1.9 示出了与图1.6相同的读数，但这里标绘上了评价曲线。从图1.9a可看出，第二频带的读数落在N-70 曲线上，而在图1.9 b 中，发电机附近的读数，在第六频带时落在N-105 曲线上。这个数值即称作噪声评价数。两个噪声评价数的差为35分贝。因此，可以认为读数 a 较之读数 b 要好35分贝。

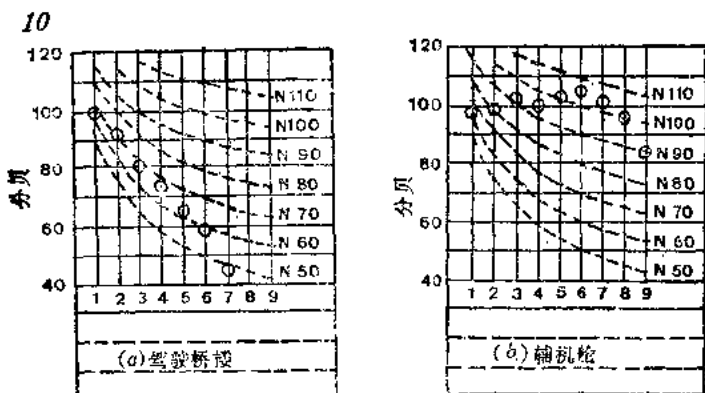


图1.9 标绘了N曲线的图1.6读数

分贝(A)、分贝(B)、分贝(C)和分贝(线性)

人们一直在致力于采用单一的参数(量)来表示噪声,以简化噪声测量的程序。

我们可以测取整个频谱范围内的总声能,而不测取倍频带的声级(更确切地说,是传声器和测量仪器所能测得的那部分频率的总声能)。这样测得的声压级称为分贝(线性)或分贝(Lin)。

滤波器C(见图1.10)允许频谱中的可听部分几乎毫无限

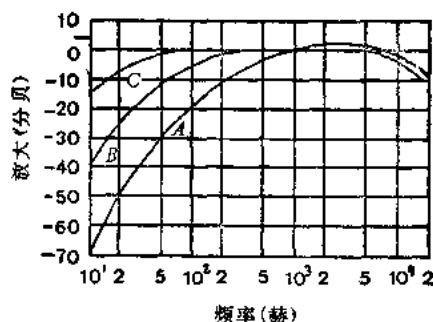


图1.10 滤波器A, B和C的衰减曲线