

# 突体剖面线型的流噪声机理分析和试验研究

俞孟萨 胡拥军 陈克勤

(中国船舶科学研究中心 无锡 214082)

1997年6月28日收到

**摘要** 本文在分析突体马蹄涡和湍流脉动压力特性的基础上,在中国船舶科学研究中心 03B 水筒,试验比较了不同剖面线型的突体模型流动噪声,降噪效果 3-5dB. 提出了突体剖面低噪声设计的实验依据和具体方法.

**关键词** 突体, 剖面线型, 流噪声

## A mechanism analysis and experimental study on the flow noise response to the profile of an appendage

Yu Mengsa Hu Yongjun Chen Keqin

(China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082)

**Abstract** In this paper, the experiment on the flow noise from appendage models, profiles of which are different, is carried out in the CSSRC 03B water tunnel, based on the analysis of characteristics for horseshoe vortex and turbulent fluctuation pressure. The method of designing the low noise appendage is provided, by which the flow noise can be reduced by 3-5dB.

**Key words** Appendage, Profiles, Flow Noise

### 1 引言

水下载体运动时,其突体引起的水动力噪声,是水下载体噪声研究的一个热点。载体运动时水流经过突体与载体表面构成的角区,产生复杂的三维流动。在突体根部,边界层受到翼型突体压力场的作用,在前缘形成旋转的流动。并由上游向下游运动,形成所谓的“马蹄涡”,在突体的中部,流动为片状边界层,它基本上服从二维翼型边界层形成、转捩、发展的规律。由于旋涡的作用,突体表面产生湍流脉动压力。湍流脉动压力直接产生噪声,同时激励壳壁振动产生噪声。

突体剖面的声学设计,是控制突体噪声的一个重要方面。文献 [1] 的试验结果表明,突体的横剖面形状影响流场的结构和发展历程,以及旋涡和湍流强度。Richards 等人 [2] 最早提出采用顺压梯度区域大的剖面线型,保持整个翼面为层流边界层来降低流动噪声的设想;文献 [3] 曾明确指出突体宜采用低阻力剖面;Eppler 和 Shen<sup>[4]</sup> 给出了安静性水翼设计的新翼型。

本文在分析突体马蹄涡和湍流脉动压力特性的基础上,在中国船舶科学研究中心 03B 水筒中试验比较了不同剖面线型突体模型的流动

噪声, 试验结果和机理分析一致, 低噪声剖面线型的模型降噪 3-5dB, 从而为突体剖面线型的低噪声设计提供了实验依据和具体方法。

## 2 突体剖面的流噪声机理

按照 Blake<sup>[5]</sup> 的理论, 无论是弹性壳壁受脉动压力激励产生的声辐射, 还是脉动压力的直接声辐射, 都与脉动压力均方谱密度成正比。

弹性结构受表面湍流脉动压力激励的振动响应对应的辐射声功率为

$$P = \rho_0 C_0 A_p \bar{\sigma} \bar{V}^2 \quad (1)$$

式中  $\rho_0$ 、 $C_0$ 、 $A_p$  分别为密度、声速和面积,  $\bar{\sigma}$  为平均辐射效率,  $\bar{V}^2$  为振动响应的均方速度。

均匀湍流区的直接声辐射符合四极子规律, 但是, 层流与湍流的过渡区, 湍流猝发的直接声辐射具有偶极子特性, 其强度可简单表示为<sup>[6]</sup>

$$I \sim \rho_0 A_p U^3 M^3 \left( \frac{C_f}{2} \right)^3 \quad (2)$$

式中  $U$  为来流速度,  $M$  为马赫数,  $C_f$  为摩擦系数。

突体剖面线型的优化, 能否起到降低脉动压力的作用, 取决于突体剖面线型对流场的作用, 分为两个方面, 第一, 马蹄涡的强度和特征, 其二, 边界层的形成和发展规律。

流体动力学研究表明, 突体与载体连接部位的流动以诱导的横向二次流为主, 载体表面的边界层由突体前缘的展向压力梯度卷起形成马蹄涡, 二次流的强度与突体头部的曲率有关, 定性地讲, 流向和横向速度  $U$ 、 $W$  与流向旋涡强度  $\xi$  满足<sup>[7]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\xi}{U} \right) = \frac{\xi}{U^2} \frac{\partial W}{\partial X} \quad (3)$$

上式表明, 在低流向速度和高横向速度梯度的区域, 流向旋涡迅速增加。Mehta<sup>[7]</sup> 对突体旋涡流场的测试表明: 马蹄涡强度依赖突体头部的形状, 前缘半径越大, 旋涡的强度和尺寸就越大, 突体受到马蹄涡影响的范围也越大, 从

而增加了脉动压力的强度。

在突体表面, 大部分区域复盖着湍流边界层。Panton<sup>[8]</sup> 的理论计算表明, 脉动压力除了与  $Re$  数和来流均匀度有关外, 还与压力梯度有密切关系。边界层分内、中、外三个速度区域, 压力梯度较小时, 外层及其与中层的相互作用, 对脉动压力的低、中频分量贡献较大, 高频脉动压力以中层及其与内层相互作用的贡献为主; 压力梯度增大, 外层的贡献进一步加强, 使低、中频脉动压力增大, 但高频脉动压力的变化甚小。翼型突体表面, 最大截面前后的压力分布由顺压变为逆压, 流体微团在很快加速的情况下, 突然又很快地减速, 产生强烈的不稳定。文献 [9] 和 Sehloemer<sup>[10]</sup> 进一步指出, 压力梯度为负值 (顺压梯度) 时, 脉动压力的均方值比零梯度时较小, 而当正梯度 (逆压梯度) 时, 脉动压力较大。逆压和顺压梯度时, 边界层的湍流强度不一样, 它们的纵向空间相关特性也不一样, 逆压梯度使边界层增厚, 与此对应的旋涡尺度大, 历经的时间长, 顺压梯度时, 旋涡尺寸小、衰减快, 这种旋涡结构上的差别, 决定了顺压时空间相关半径小, 逆压时空间相关半径大。

从上面的分析可知, 选择前缘半径小, 表面静压分布平缓, 而且以顺压梯度为主的剖面线型, 有利于抑制马蹄涡和减少表面脉动压力, 从而降低突体流动噪声。

## 3 突体模型流噪声试验及结果分析

为了验证突体剖面的流噪声机理, 在中国船舶科学研究中心 03B 水筒中进行了模型试验。试验模型为翼型柱体加顶部回转整流帽 (参见图 1), 展向高度  $l=425\text{mm}$ , 弦长  $c=500\text{mm}$ , 最大厚度  $t=105\text{mm}$ 。四个不同剖面线型的模型, 均选用 NACA<sup>[11]</sup> 翼型, 分别记为 M1, M2, M3, M4。模型由玻璃钢制成, 壁厚 2mm, 表面打磨平滑光滑。试验装置如图 1 所示, 两个 BK8103 水听器布置在模型内部, 位置分别在 1/3 和 2/3 弦长、1/2 展向高度处。试验水速 5-8m/s, 水筒工作段压强 0.13MPa。

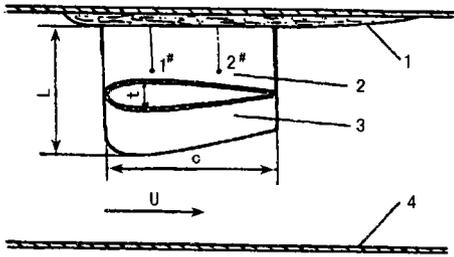


图1 试验装置

1—底座 2—水听器 3—模型 4—水筒

试验结果由图 2-5 给出, 它们表明:

(a) 在 15kHz 以下频段, 每个试验水速时, 两个水听器测量的结果, 均为 M3 比 M1 的噪声谱级低 3-5dB;

(b) 每个试验水速时, 1# 水听器测量的

结果为 M4 比 M1 的噪声小 3-5dB, 2# 水听器的测量结果为 M4 比 M1 的噪声低 5dB 以上;

(c) M2 的噪声介于 M1 和 M3、M4 的噪声之间, 在较低频率范围内, M2 比 M3 的噪声大 2dB 左右;

(d) 在 5m/s、6m/s 低水速时, M3 比 M4 的低频噪声高 2-3dB, 水速较高时和在高频段 (3.15kHz 以上), M3 和 M4 的噪声差别很小。

另外, 两个水听器测量的 500Hz-31.5kHz 频段内的总声级, 随水速的变化曲线由图 6, 图 7 给出。图中声压的均方值与水速的关系经计算为  $\bar{P}^2 \propto U^{5.2-6.2}$ , M2-M4 与 M1 的总声级相比, 降噪效果由表 1 给出:

表 1 M2-M4 与 M1 的总声级差 (dB)

水听器		1#				2#			
水速 U(m/s)		5	6	7	8	5	6	7	8
项	M1-M2	2.0	2.4	3.1	2.8	3.8	3.3	4.4	3.2
	M1-M3	1.9	2.7	3.4	3.9	4.1	3.9	4.9	4.5
	M1-M4	3.9	3.6	4.0	4.4	5.8	4.7	5.4	5.1

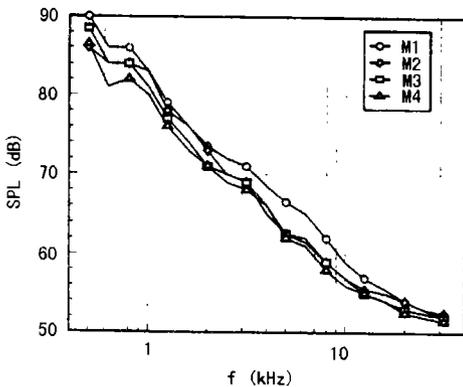


图 2 1/3oct 噪声频谱级比较 (1# 水听器, 水速 U=5m/s)

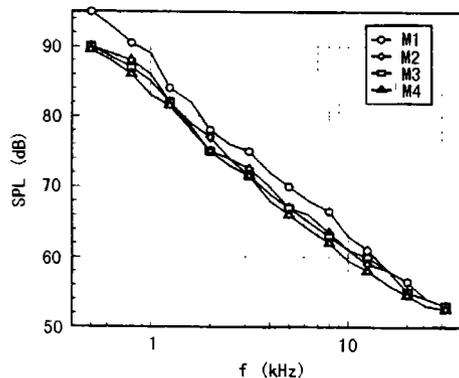


图 3 1/3oct 噪声频谱级比较 (2# 水听器, 水速 U=6m/s)

文献 [5] 通过分析简支弹性平板的表面脉动压力特性, 给出了振动响应均方值与来流速度和  $C_f^2$  的关系, 因为  $C_f^2 \sim U^{-0.2}$ , 所以由 (1)、(2) 式可得湍流脉动压力的二次声辐射和直接辐射的强度分别为:

$$P \sim \begin{cases} U^{6.6} & (\omega \gg \omega_h, U \ll C_p) \\ U^{5.6} & (\omega > \omega_h, U < C_p) \end{cases}$$

$$I \sim U^{5.4}$$

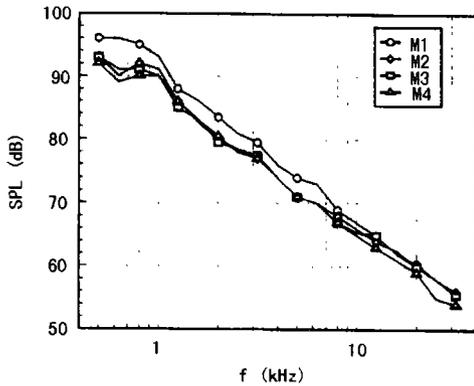


图4 1/3oct 噪声频谱级比较 (1# 水听器, 水速  $U=7\text{m/s}$ )

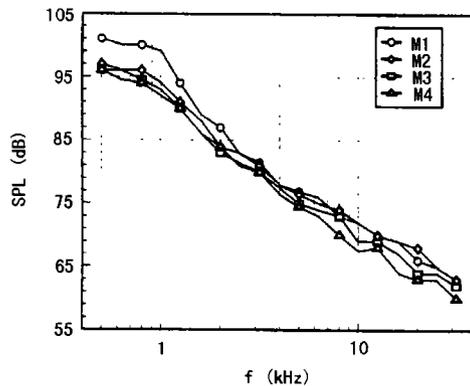


图5 1/3oct 噪声频谱级比较 (2# 水听器, 水速  $U=8\text{m/s}$ )

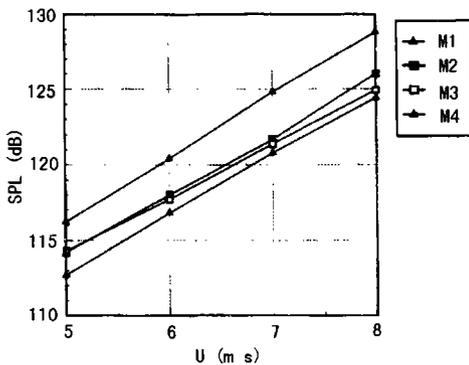


图6 总声级与速度  $U$  的关系 (1# 水听器)

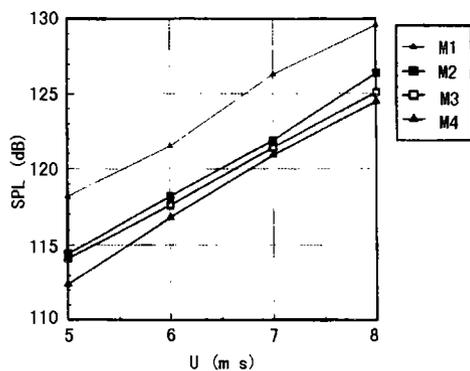


图7 总声级与速度  $U$  的关系 (2# 水听器)

式中  $\omega_h$  为水动力吻合频率,  $C_p$  为弯曲波波速。

从上式可以看到, 弹性平板受湍流脉动压力激励的声辐射强度与速度的 5.6~6.6 次方成正比, 湍流脉动压力的直接声辐射强度与速度的 5.4 次方成正比。图 6、7 给出的试验结果表明, 辐射强度与速度的 5.2~6.2 次方成正比, 定性地讲, 试验结果符合水动力噪声的辐射规律。

本次模型试验中, 影响表面脉动压力的主要因素, 为不同剖面引起的压力分布和马蹄涡强度。文献 [11] 给出了试验模型的剖面形状和表面压力分布, M1~M4 的前缘半径分别为弦长的 4.85%、4.85%、2.156% 和 2.55%, M1 和 M2 的前缘半径一样, 大于 M3 和 M4 的前缘半径。四只模型的最大厚度位置分别位于弦长的 30%、40%、50%、45% 处, 压力分布特征如下: M1 压力分布比较陡峭, 从  $X/C=12\%$  以

后, 即为逆压梯度区域, 最小压力系数 -0.75; M2 虽然在  $X/C=0.05$  时, 压力分布即由顺压变为逆压, 但在  $X/C=0.05\sim 0.5$  范围内, 逆压梯度很小,  $X/C$  大于 0.5 后, 逆压梯度增大, 最小压力系数为 -0.6; M3 压力分布平缓, 最小压力系数 -0.55,  $X/C=0.6$  以前, 均为顺压区; M4 在  $X/C=0.64$  以前区域为顺压区, 收缩尾段的逆压梯度基本为常数, 最小压力系数 -0.64。鉴于上述特征, 可以肯定, M1 和 M2 比 M3、M4 的马蹄涡强, M2~M4 比 M1 的表面脉动压力小。从图 2~图 5 的 1/3oct 频谱曲线和图 6、图 7 的总声级随速度变化的曲线来看, M2~M4 与 M1 的噪声有比较明显的差别, 而 M2~M4 之间噪声的差别相对较小, 最大差别在较低频段, 这与脉动压力受压力分布的影响也主要在低频的机理是一致的。从而一方面表明了压力分布对噪声的影响, 逆压梯度越大, 噪声越大, 同时也可以说明, 马蹄涡比

表面脉动压力对突体水动力噪声的作用小。

表 1 给出的 M2-M4 与 M1 的总声级差值, 2# 水听器的差值大于 1# 水听器的差值, 其原因应该是 2# 水听器接近尾缘, M1 的边界层发展比较充分, 相应的噪声对 2# 水听器的贡献也大。M2-M4 的压力分布比较平缓, 边界层的发展得到一定的抑制, 1# 和 2# 水听器接收到的噪声差别也就小。

前面提到, 湍流脉动压力的直接声辐射和它的二次声辐射, 分别与摩擦系数的三次方和二次方成正比。因为摩擦系数与表面摩擦应力成正比, 表面摩擦应力越小, 摩擦系数也越小, 相应的水动力噪声就越小。所以可以推测, 低阻力剖面突体, 它的水动力噪声也低。

#### 4 结束语

突体的剖面线型, 会改变马蹄涡和表面脉动压力的特性, 因而影响其水动力噪声特性, 从其机理分析和本文的模型试验, 可以得到以下结果:

(1) 模型试验测量的噪声强度与速度的 5.2-6.2 次成正比, 近似地符合前人分析的水动力噪声的辐射规律, 即噪声强度与速度的 5.4-6.6 次成正比。结果还表明, 四只模型噪声的主要差别在较低频段, 这与脉动压力受压力分布的影响也主要在低频的机理一致。

(2) 不同的剖面线型, 表面静压分布不同, 产生不同的表面脉动压力和马蹄涡, 从而确定了它们不同的噪声特性; 试验结果表明, 马蹄

涡比表面脉动压力对突体水动力噪声的作用小。

(3) 剖面线型的声学设计, 应选取表面静压力分布平坦、顺压区域大的线型。采用前缘半径较小, 头部较尖锐, 最大厚度在 45% 弦长左右的翼型, 有利于降低突体水动力噪声; 从试验结果可以推测, 阻力较低的剖面, 水动力噪声也较低。

(4) 模型试验表明, M1 噪声最大, M2 的噪声其次, M3 和 M4 比 M1 的噪声谱级小 3-5dB。低噪声突体剖面宜选用这两种翼型面。

#### 参 考 文 献

- 1 俞孟萨, 康红文, 张志强. 舰船性能研究, 1994,4: 7-15.
- 2 Richards E J, Willis J L. Underwater Acoustics. chapter15, Ed.by Albers V M, Plenum Press, 1961.
- 3 Burcher K K. Submarine hull shaping by fluid singularity Method. Warship'91 Inter.Sym. on Naval Submarines, London, 1991.
- 4 Eppler R, Shen Y T. *J.of Ship Research*, 23(3): 209-217.
- 5 Blake W K. Mechanics of flow-induced sound and vibration. Academic Press, INC, 1986, 595-620.
- 6 Ross D. Mechanics of Underwater Noise, Pergamon Press Inc, 1976, 184-196.
- 7 Mehta R O. *Aeronautical Journal*, 1984, 77: 456-460.
- 8 Panton R L. *J.Fluid Mech*, 1974, 65(2): 261-287.
- 9 穆 宁. 航空声学. 曹传钧译, 北京航空航天大学出版社, 1993, 278-296.
- 10 Schloemer H H. *J.Acous.Soc.Am.*, 1967, 42(1): 93-102.
- 11 Abbott I H. Theory of wing sections. Dover Publications, 1959, 311-381.

(上接第 16 页)

#### 4 结论

本文讨论了影响  $M$  序列相关法测量混响时间的几个因素: 采样平均数、 $M$  序列长度、采样率等。非线性滤波(中值滤波、均值滤波)对抑制脉冲响应的残余噪声很有效, 在强背景噪声下, 无需对脉冲响应进行数据截断, 通过一

定宽度的非线性滤波, 可以得到满意的混响衰减曲线动态范围, 进行混响时间的准确测量。

#### 参 考 文 献

- 1 Schroeder M R. *J.Acoust.Soc.Am.*, 1965, 37(3): 409-412.
- 2 Chu W T. *Applied Acoustics*, 1990, 29(3): 193-205.
- 3 Wang Zuomin, Chu W T. *J.Acoust.Soc.Am.*, 1993, 94(3): 1409-1414.