凸台对多载荷 AUV 运载段阻力和流噪声的影响

潘光，施瑶，杜晓旭，杨智栋

（西北工业大学 航海学院，陕西 西安 710072）

摘 要：基于 Smagorinsky 亚格子应力模型的大涡模拟和 Lighthill 声类比的 FW-H 方程，分别对带凸台结构模型和原始模型进行了流场及声场的数值计算。通过分析凸台对流场及声场的影响，研究了凸台截面形状及尺寸减阻降噪机理。结果表明：凸台的存在对流场的分离产生了影响，抑制了涡的产生，进而形成减阻降噪效果；圆柱形凸台的长度和直径与减阻降噪效果之间具有一定的匹配关系，一定直径的圆柱其长度须达到一定的量值，才能起到较好的减阻降噪效果；半球形凸台的直径与其减阻降噪效果呈单调正比例关系。

关 键 词：凸台；减阻降噪；流场分离；多载荷航行器；大涡模拟

中图分类号：O357.5 **文献标志码：**A **文章编号：**1000-2758(2013)06-0841-07

自主水下航行器（autonomous underwater vehicle，AUV）作为可以在水下自主航行的移动节点，主要完成监视侦察、海洋环境监测、通讯导航节点、反水雷、反潜作战、探测识别、载荷投放、时敏打击等任务，无论在民用领域还是在军用领域都具有重要的作用，尤其是在未来的深海对抗中将发挥至关重要的作用[1-3]。但随着科技的进步以及军民等方面的实际需要，考虑到远距离、长时效等因素，研制带有多个载荷的航行器技术已经成为未来的发展方向。这种航行器是由载荷和运载段组成的一个多体系统。当运载段将载荷运至指定区域后，载荷从顶端逐级分离。这一思想对于新型运载技术的研究具有重要的现实意义和参考价值，多个声纳的布放，大间距传感器的安置，一个运载段携带多个载荷一次完成任务可以大大缩短工作时间，减小工程成本等优点。

多载荷 AUV 分离后，AUV 变为载荷和运载段 2 个部分，破坏了原有 AUV 具有良好流体动力特性的外形，使得运载段出现钝体结构。钝体结构的出现使得运载段与流场之间的干扰作用增强，大大增加运载段受到的阻力和流噪声，缩小了运载段的航行距离，破坏了运载段的声隐蔽性，使运载段无法到达预定位置进行分离布放，最终对分离过程产生影响。因此，如何减小分离后运载段的阻力和流噪声对多载荷 AUV 的分离布放具有重要意义。

已有研究表明，很多学者通过在钝物体上游或下游布置干扰体控制尾涡脱落的方法减小作用在钝物体上周期性交变力，进而实现结构减振、降噪的目的[4-5]。受此启发，本文通过在运载段钝体面增加凸台结构以控制运载段绕流流场的分离，并采用有限体积法求解 Navier-Stokes 方程，计算了不同截面形状的凸台（方形、圆形）对运载段流体动力性能的影响，探讨凸台截面形状以及凸台尺度对控制运载段流场分离的效果，为多载荷 AUV 的设计提供技术支撑。

1 控制方程

1.1 大涡模拟基本思想及其方程

大涡模拟（large eddy simulation，LES）的基本思想可以概括为：用瞬时的 N-S 方程直接模拟湍流中的大尺度涡，不直接模拟小尺度涡，而小涡对大涡的影响通过近似的模型来考虑。实现 LES，需要完

收稿日期：2013-04-02 基金项目：国家自然科学基金（51279165）、教育部高等学校博士学科点科研基金（20126102120021）、西北工业大学基础研究基金（JC20110240）和西工大“新人新方向”（12GH014604）资助

作者简介：潘光（1969—），西北工业大学教授、博士生导师，主要从事水下航行器总体设计及水下弹道等的研究。

成2个环节的工作:

1) 建立数学滤波函数,从湍流瞬时运动方程中将尺度比滤波函数小的涡滤掉,从而分解出描写大涡流场的运动方程,而被滤掉的小涡对大涡运动的影响,则通过在大涡流场的运动方程中引入附加应力项来体现,即亚格子尺度应力;

2) 建立亚格子尺度模型(sub grid-scale model),简称SGS模型[6]。

通过使用滤波函数对N-S方程进行滤波,得到LES控制方程。滤波函数决定了所求解的涡的尺度。滤波后的连续性方程和N-S方程与一般的控制方程形式相同,即

$$\begin{cases}\dfrac{\partial}{\partial x_i}(\overline{u_i})=0\\ \dfrac{\partial}{\partial t}(\overline{u_i})+\dfrac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u_i}\,\overline{u_j})=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial_i}+\nu\dfrac{\partial^2\overline{u_i}}{\partial x_j x_i}-\dfrac{\partial\tau_{ij}}{\partial x_j}\end{cases} \tag{1}$$

式中:上划线代表经过空间滤波的变量;u_i为速度;p为压力;τ_{ij}是一个由非线性项产生的未知量,被定义为亚格子尺度应力

$$\tau_{ij}=\overline{u_iu_j}-\overline{u_i}\,\overline{u_j} \tag{2}$$

采用Smagorinsky涡粘模型来模化亚格子应力,其张量中的偏量部分为

$$\tau_{ij}=-2\nu_t\overline{S_{ij}}=-2C_s^2\Delta^2|\overline{S}|\overline{S_{ij}} \tag{3}$$

$$|\overline{S}|=\sqrt{2\overline{S_{ij}}\,\overline{S_{ij}}} \tag{4}$$

式中ν_t为涡粘系数;C_s为Smagorinsky常数,Δ为滤波尺度,通常取0.1~0.23,$\overline{S_{ij}}$为经过滤波后的速度变形张量,定义如下

$$\overline{S_{ij}}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}\right) \tag{5}$$

1.2 声学方程

在FLUENT噪声模块中,用于噪声预报的方法是Lighthill声类比,其基本原理是基于时变流的模拟结果。Ffowcs-Williams和Hawkings[7]利用广义函数理论在Lighthill方程基础上进行了发展,建立了以他们名字命名的FW-H方程

$$\frac{1}{a_0^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}-\nabla^2 p'=\frac{\partial}{\partial t}[\rho_0 u_n\delta(f)]+\frac{\partial^2}{\partial x_i\partial x_j}T_{ij}-\frac{\partial}{\partial x_i}[\boldsymbol{P}_{ij}\boldsymbol{n}_j\delta(f)] \tag{6}$$

其中压应力张量为

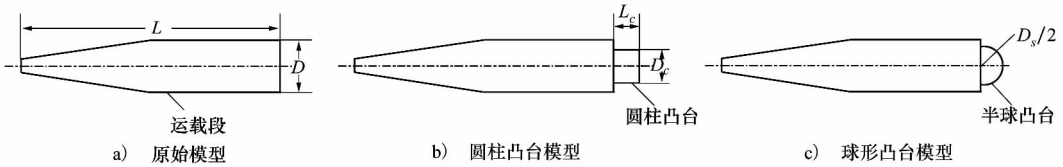
$$\boldsymbol{P}_{ij}=p\delta_{ij}-\mu\left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right] \tag{7}$$

式中:$i,j=1,2,3$,p为远场声压;$\delta(f)$为狄拉克函数(Dirac delta function);δ_{ij}为克罗内克(Kronecker)符号;f为壁面函数;u_i,u_n为来流速度在x_i方向和垂直壁面方向的分量;a_0为远场声速;$\boldsymbol{n}_j$为单位法向矢量,由固体边界指向流场。

2 物理模型和计算方法

2.1 物理模型

用于数值模拟的物理模型如图2所示。其中:图1a)是原始模型,该模型为圆柱形回转体,长L=3 500 mm,最大直径D=534.4 mm;图1b)是带有圆柱形凸台的模型,圆柱形凸台长为L_c,直径为D_c;图1c)是带有半球凸台的模型,半球的直径为D_s。



a) 原始模型 b) 圆柱凸台模型 c) 球形凸台模型

图1 计算模型

2.2 计算方法

考虑到运载器结构的对称特性和降低计算消耗,本文采用$2D$轴对称进行计算。数值模拟均采用结构化网格(见图2和图3),网格总数为20万个左右。计算域为矩形,宽度方向取模型半径的10倍,长度方向,前端来流段为1.5倍模型长度,后端流动充分发展段为2.5倍模型长以保证尾流得到充分发展。为了能够精确地描述流场,根据来流条件和几何尺寸,底层网格的$y+$取10以充分捕捉近壁面的流动信息。

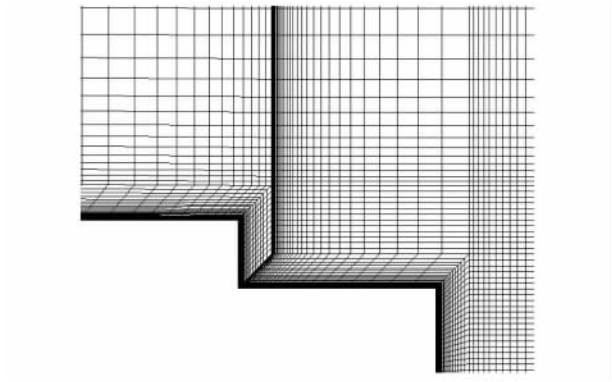


图 2　头部网格放大图(圆柱形凸台)

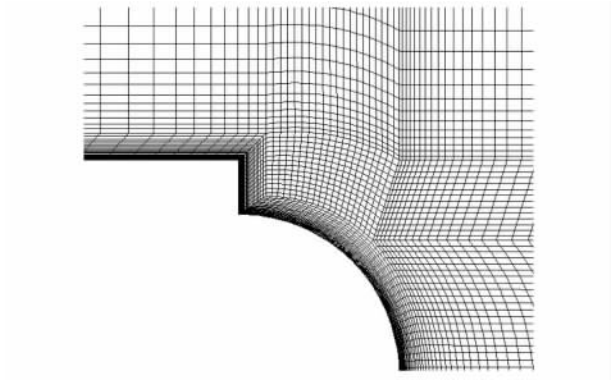


图 3　头部网格放大图(半球形凸台)

在整个计算过程中,流动控制方程、湍流动能方程和湍流耗散方程耦合求解,且均达到二阶精度格式。进口和出口分别采用的是速度进口和压力出口边界条件,壁面采用绝热、无滑移边界条件。以各项残差系数达到 1×10^{-6} 以下且不再变化为收敛标准。

利用基于 k-ω 模型的 SST 湍流模型进行了稳态计算,稳态结果将作为非定常计算的初值; 采用大涡模拟的 Smagorinsky 模型进行模拟,当非定常计算平稳后进行声场的模拟计算。在流动区域的声场计算中,模型表面的压力脉动将作为 FW-H 方程的声源项。控制方程离散采用有限容积法进行,时间项为二阶迎风格式,对流项中非守恒部分为二阶迎风格式,守恒部分为二阶中心差分格式,扩散项为二阶中心差分格式,压力-速度耦合计算采用 SIMPLEC 算法。非定常计算的时间步长满足 CFL 条件,取为 0.000 05 s 以捕捉高频噪声。

3　计算结果分析

3.1　流场结果分析

为了研究凸台截面尺寸和截面形状对运载段的阻力和流噪声影响规律,开展了一系列具有不同 L_c、D_c 和 D_s 值的运载器流场的仿真研究,具体工况见表 1。

表 1　本文计算工况

圆柱形凸台	D_c/D = 0.4 ~ 0.8 (间隔取 0.05)	L_c/L = 0.05 L_c/L = 0.1 L_c/L = 0.15
半球形凸台	D_s/D = 0.4,0.45,0.5,0.55,0.6,0.65,0.7,0.75,0.8,0.9,1	

物体受到的阻力(total drag) 由压差阻力(pressure drag) 和摩擦阻力(frictional drag) 2 个部分组成。压差阻力主要决定于物体的形状,摩擦阻力主要取决于物体的表面积。无因次的阻力系数(total drag coefficient) 定义为[8]

$$C_d = \frac{F}{0.5\rho s v^2} \tag{8}$$

式中: F 为作用在物体上的阻力; ρ 为介质密度; s 为参考面积(本文取模型的最大横截面积 0.224 m^2) ; v 为自由来流速度。

通过对比不同凸台形状的模型与原始模型所受的总阻力来评定凸台的减阻效果。减阻量(drag reduction factor) 定义如下

$$\varepsilon = \frac{F - F_1}{F} \times 100\% \tag{9}$$

式中: F 和 F_1 分别代表原始模型和带凸台模型受到的阻力。

3.1.1　圆柱形凸台减阻效果

表 2 给出了不同 L_c/L(D_c/D = 0.5 ~ 0.6) 下原始模型和带凸台模型的阻力系数,图 4 是上述工况下的减阻曲线 。

从表 2 和图 4 中可以看出,在 D_c/D 相同时,随着 L_c/L 值的增加,圆柱形凸台的减阻效果呈现先增加后减小的趋势。这说明,圆柱形凸台的减阻效果并不是圆柱长度越长减阻量越大,而是存在一个合适的值使减阻效果达到最佳。

表2　不同 L_c/L 时计算结果

D_c/D	L_c/L	压差阻力系数	摩擦阻力系数	阻力系数
原始模型		0.816 9	0.009 6	0.826 5
0.50	0.05	0.386 6	0.023 0	0.409 6
	0.10	0.235 0	0.031 9	0.266 9
	0.15	0.251 2	0.034 9	0.286 1
0.55	0.05	0.328 7	0.025 3	0.354
	0.10	0.203 7	0.036 3	0.240 0
	0.15	0.244 6	0.036 1	0.280 7
0.60	0.05	0.266 0	0.028 0	0.294
	0.10	0.226 0	0.033 5	0.259 5
	0.15	0.276 8	0.034 5	0.311 3

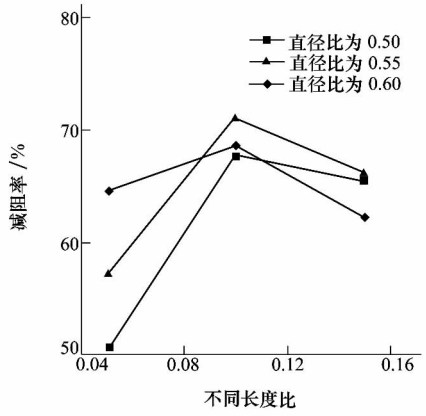


图4　不同 L_c/L 时减阻曲线

表3给出了不同 D_c/D（$L_c/L=0.1$）下原始模型和带凸台模型的阻力系数，图5是上述工况下的减阻曲线。

表3　不同 D_c/D 时计算结果

D_c/D	压差阻力系数	摩擦阻力系数	阻力系数
原始模型	0.816 9	0.009 6	0.826 5
0.40	0.341 1	0.025 8	0.366 9
0.45	0.288 1	0.028 9	0.317 0
0.50	0.235 0	0.031 9	0.266 9
0.55	0.203 7	0.036 3	0.240 0
0.60	0.226 0	0.033 5	0.259 5
0.65	0.258 3	0.031 5	0.289 8
0.70	0.290 6	0.029 6	0.320 2
0.75	0.322 9	0.027 6	0.350 5
0.80	0.393 1	0.025 2	0.418 3

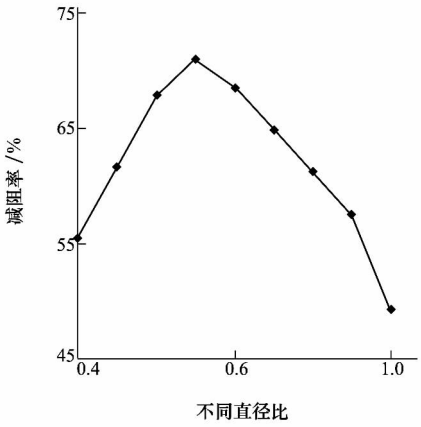


图5　不同 D_c/D 时的减阻曲线

从表3和图5中可以看出，在 L_c/L 相同时，随着 D_c/D 值的增加，圆柱形凸台的减阻效果呈现先增加后减小的趋势。这说明，并不是圆柱直径越长圆柱形凸台减阻效果越好，而是存在一个合适的直径使减阻效果达到最佳。

从上面的结果可以看出，相对于原始模型而言，带圆柱形凸台的模型所受的摩擦阻力略有增大，但占总阻力份额90%以上的压差阻力显著降低，从而形成减阻效果。同时可以发现，圆柱形凸台的长度和直径与减阻效果之间具有一定的匹配关系，一定直径的圆柱其长度须达到一定的量值，才能起到较好的减阻效果。分析认为，对原始模型的绕流，由于钝体结构的存在使得边界层提前发生分离，在原始模型前后产生较大的压差力，从而构成原始模型阻力的绝大部分。而圆柱凸台的存在，推迟了边界层的分离，降低了模型的压差阻力，从而达到减阻的目的。

图6是原始模型的速度矢量图，图7是带圆柱形凸台模型的速度矢量图。从图中可以看出，流体遇到运载段前端面之后，形成了大尺度、非稳定涡，

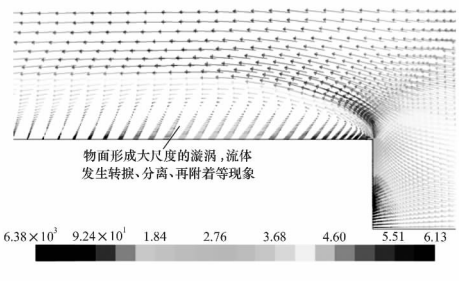


图6　原始模型的速度矢量图

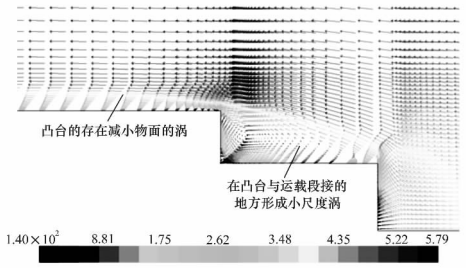


图 7　带凸台模型的速度矢量图

存在明显的逆压梯度; 而在凸台与运载段的连接处形成了小尺度的漩涡,减小了流体的分离,降低了模型受到的阻力。针对使用的模型,数值模拟结果表明在 $L_c/L = 0.1$ 且 $D_c/D = 0.55$ 时,减阻量达到最大。

3.1.2　半球形凸台减阻效果

表 4 给出了不同 D_s/D 下原始模型和带凸台模型的阻力系数,图 8 是上述工况下的减阻曲线。

表 4　不同 D_s/D 时计算结果

D_s/D	压差阻力系数	摩擦阻力系数	阻力系数
原始模型	0.816 9	0.009 6	0.826 5
0.40	0.801 9	0.0115	0.813 4
0.45	0.791 2	0.011 9	0.803 1
0.50	0.780 5	0.012 3	0.792 8
0.55	0.765 5	0.012 5	0.778 0
0.60	0.745 4	0.013 1	0.758 5
0.65	0.712 7	0.013 9	0.726 6
0.70	0.680 0	0.014 7	0.694 7
0.75	0.647 3	0.015 5	0.662 8
0.80	0.614 4	0.016 5	0.630 9
0.85	0.405 0	0.026 3	0.431 3
0.90	0.195 6	0.036 1	0.231 7
1.00	0.008 7	0.063 5	0.072 2

从表 4 和图 8 中可以看出,随着 D_s/D 值的增加,半球形凸台的减阻效果呈单调增加。在 $D_s/D < 0.8$ 时,减阻效果在 20% 以下; 在 $D_s/D > 0.8$ 时,减阻效果急剧增加。当 $D_s/D = 1$ 时,减阻效果达 90% 以上。这与圆柱形凸台减阻效果不完全相同。分析其原因可以看出,半球形凸台的存在,推迟了边界层的分离,再加上半球形凸台外形“流线型”的共同作用,使模型的阻力降低。当 D_s 较小时,由于半球的尺寸较小,边界层推迟效果不明显,故其减阻效果不大。

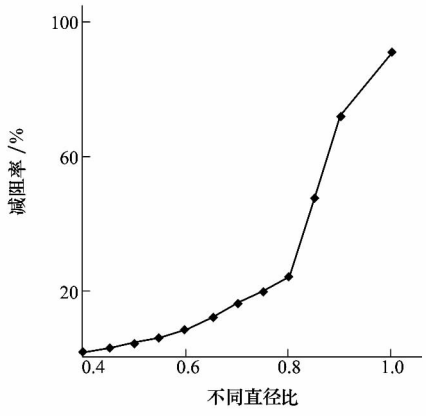


图 8　不同 D_s/D 时减阻曲线

图 9 是 $D_s/D = 0.75$ 的速度矢量图,图 10 是 $D_s/D = 1$ 的速度矢量图。这 2 个图很好地反应了上述特点。从图中可以看出,$D_s/D = 0.75$ 时凸台在一定程度上减小了涡的尺度但不明显; $D_s/D = 1$ 时流体沿着物面流动,基本不存在涡,从侧面验证了上面的计算结果。

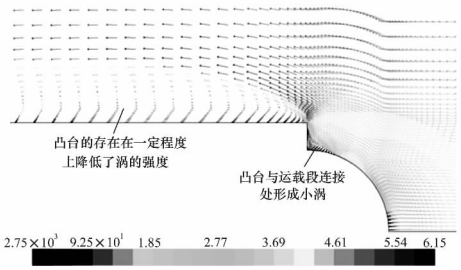


图 9　$D_s/D = 0.75$ 的速度矢量图

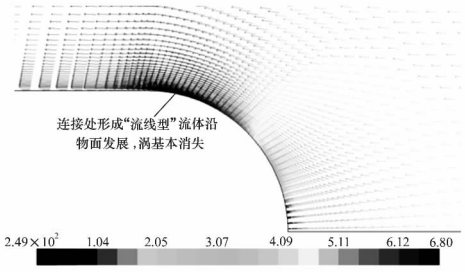


图 10　$D_s/D = 1$ 的速度矢量图

3.2 声场结果分析

众所周知，流噪声主要由流场中的各种尺度的旋涡及湍流引起。可以预见，流场边界层分离区域将是主要的发声位置。通过对特征点处的流噪声进行对比分析，研究凸台截面形状及尺寸对运载器流噪声的影响规律。

依据惯例[9]，选择原始模型垂直正上方0.5L处即(3.5，1.75，0)的点作为该模型的特征点。根据流场的计算结果，当圆柱形凸台尺寸为$L_c/L=0.1$且$D_c/D=0.55$时减阻效果最佳，为了减小变量的不确定性，增加对比研究的可靠性，对圆柱形凸台采用固定$L_c/L=0.1$改变D_c/D来研究其尺寸对流噪声的影响特性。

表5是不同凸台结构时特征点的平均声压级(sound pressure level，SPL)的计算结果。图11是原始模型、带$D_c/D=0.55$圆柱形凸台模型和带$D_s/D=1$半球形凸台模型在特征点处的平均声压级曲线。

表5 不同凸台结构时计算结果

模型		平均声级/dB	降噪量/dB
原始模型		120.69	——
圆柱形凸台	$D_c/D=0.5$	119.07	1.62
	$D_c/D=0.55$	117.88	2.81
	$D_c/D=0.6$	118.25	2.44
	$D_c/D=0.65$	118.89	1.8
半球形凸台	$D_s/D=0.4$	109.96	10.73
	$D_s/D=0.6$	108.49	12.2
	$D_s/D=0.8$	106.97	13.72
	$D_s/D=1$	94.45	26.24

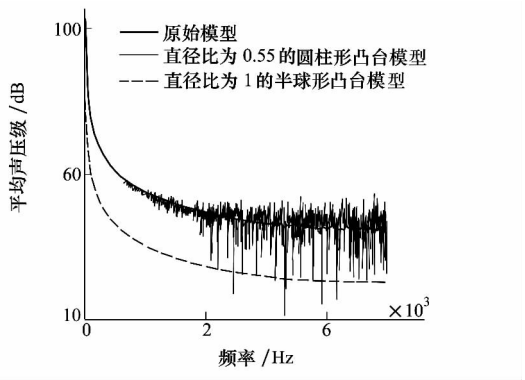


图11 不同凸台结构时SPL曲线

从表5中可以看出，圆柱形凸台的存在使得特征点处声压级幅值降低约2 dB，且降噪量随着D_c/D的变化呈现先增加后减少的趋势；半球形凸台的存在使得特征点处的声压级幅值降低非常明显约10~15 dB，且降噪量随着D_s/D的增大呈现单调增加的趋势。

从图11中可以看出，在低频区域($f<2$ kHz)时不同结构模型的声压级变化平稳，没有出现剧烈波动；在高频区域($f=4\sim10$ kHz)，原始模型的声压级变化非常剧烈，带凸台的模型声压级变化平缓。分析认为，流场中的流噪声与物体表面的压力分布及变化是紧密相关的。对于原始模型，在物面存在大尺度的漩涡，流体在漩涡区出现转捩、分离、再附等剧烈变化的非定常现象(见图6)，而凸台结构的存在，减小了涡的尺度并降低了其变化程度(见图7和图10)，进而减小了由非定常压力变化引起的流噪声。

4 结 论

通过对比分析原始模型、带不同尺度圆柱形凸台的模型和带不同尺度半球形凸台的模型的流场的数值仿真结果，发现了凸台截面形状和尺寸对模型的减阻降噪规律。深入分析这些结果得到如下结论：

1) 流体绕钝体结构流动时容易形成紊流，引发边界层脱离，在物面形成大尺度的漩涡，由此形成较大的压差阻力并引起非定常压力脉动噪声。凸台结构的存在改变了流场分离，抑制了涡的产生，显著降低了压差阻力，从而形成减阻降噪效果。

2) 对圆柱形凸台模型的数值计算表明，圆柱形凸台的长度和直径与减阻降噪效果之间具有一定的匹配关系，一定直径的圆柱其长度须达到一定的量值，才能起到较好的减阻降噪效果。当长度比为10%且直径比为55%时，减阻降噪效果较好。

3) 对半球形凸台模型的数值计算表明，随着半球直径的增加，凸台的减阻降噪效果呈单调性上升。当直径比接近1时，减阻降噪效果较好。

上述结论为研究凸台结构与多载荷AUV分离后运载段航行减阻、降噪的匹配设计研究提供了参考，对凸台结构流场特性的实验验证是下一步需要解决的问题。

参考文献:

[1] The Navy Unmanned Undersea Vehicle (UUV) Master Plan. Assistant Secretary of the Navy for Research Development & Acquisition, 2000

[2] The Navy Unmanned Undersea Vehicle (UUV) Master Plan. Assistant Secretary of the Navy for Research Development & Acquisition, 2004

[3] FY2011-2036 Unmanned Systems Integrated Roadmap. United States of America Department of Defense, 2011

[4] Liow Y S K, Tan B T, Thompson M C, et al. Sound Generated in Laminar Flow Past a Two-Dimensional Rectangular Cylinder. Journal of Sound and Vibration, 2006, 295(1/2): 407-427

[5] Shao C P, Wei Q D. Control of Vortex Shedding from a Square Cylinder. AIAA Journal, 2008, 46(2): 397-407

[6] Smagorinsky J. General Circulation Experiments with the Primitive Equations. Monthly Weather Review, 1963, 91(3): 99-164

[7] Ffowcs-Williams J E, Hawkings D L. Sound Generation by Turbulence and Surface in Arbitrary Motion. Proc Roy Soc, London: Roy Soc, 1969, 264A: 321-342

[8] 张宇文. 鱼雷外形设计. 西安: 西北工业大学出版社, 1998
Zhang Yuwen. Shape Design of Torpedo. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 1998 (in Chinese)

[9] 王之程, 陈宗岐, 于泓, 刘文帅. 舰船噪声测量与分析. 北京: 国防工业出版社, 2004
Wang Zhicheng, Chen Zongqi, Yu Feng, Liu Wenshuai. Warship Noise Measuring and Analyzing. Beijing: National Defence Industry Press, 2004 (in Chinese)

Exploring Effect of Carrier Appendage on Drag and Flow Noise of Carrier of Multi-Load AUV

Pan Guang, Shi Yao, Du Xiaoxu, Yang Zhidong

(School of Marine Science and Technology, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: After separation of loads from multi-load AUV (autonomous underwater vehicle), the carrier did not have good hydrodynamic characteristics of the original shape of multi-load AUV. How to reduce the drag and flow noise of carrier has great significance. After carefully studying the ideas in Refs 4 and 5, we came to the idea of adding appendage to carrier, leading to the exploration mentioned in the title. This exploration is explained in section 1, 2 and 3, whose core consists of: "First, the LES (Large Eddy Simulation) with the Smagorinsky model and the FW-H equation based on Lighthill acoustic theory were adopted to simulate the flow field and the sound field of the carrier with different kinds of appendages. Then the drag and flow noise reduction mechanism of the appendages with different shapes and sizes was examined on the basis of the analysis of the flow field." Numerical simulations are performed in section 3. The simulation results, given in Figs.5 through 12 and Tables 2 through 5, and their analysis demonstrate preliminarily that: (1) the match between the length and diameter of the cylindrical appendage has effect on the drag and flow noise reduction; (2) the relationship between hemispherical appendage diameter and its drag and flow noise reduction effect is monotonically positive. Section 4 presents our preliminary main conclusions, which we believe is helpful to the future design of multi-load AUV.

Key words: acoustic fields, autonomous underwater vehicles, computer simulation, drag coefficient, drag reduction, finite volume method, flow fields, functions, large eddy simulation, mesh generation, models, Navier Stokes equations, noise abatement, numerical methods, turbulent flow, turbulence models; appendage, AUV, carrier, drag and flow noise reduction, Lighthill acoustic theory