

船舶结构振动的三维有限元分析

温华兵

(华东船舶工业学院 江苏 镇江 212003)

船用机器产生的振动与噪声不仅使乘客和服务人员感到不适,而且振动会引起结构构件的交变应力,加速结构的疲劳,影响到船体的强度。因此,设计人员需要在船舶设计阶段对可能发生的振动现象的严重程度作出估计,以便采取适当的措施,使实船的振动降至国际标准限度以内。

对于船体总振动的预报,采用变断面梁模型并计入附连水质量,估算船体低阶固有频率和在一定激励下的响应,已是较成熟的方法^[1]。目前,在国内外对整船作三维有限元分析的甚少,各船级社(如 ABS 等)提供的方法一般都是对船体舱段分析^[2]。船舶结构三维有限元振动分析,与以前的经验公式和简化模型方法相比,可以更为全面、精确地评估船舶振动情况,对大型船舶的设计、建造工作,日益显示出其重要性和必要性^[3]。本文以一船舶模型为对象,利用大型的 ANSYS 有限元软件,建立了较为详细的三维有限元模型,分析预测了在柴油机激励作用下船体的振动特性,对三维有限元技术在船舶振动分析中的应用作了初步的探讨。

1 结构振动响应求解理论

设船舶经有限元离散后的刚度矩阵为 K 、质量矩阵为 M 、阻尼矩阵为 C , 则该系统的运动微分方程式为:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F \quad (1)$$

式中, F 为外载荷; U 、 \dot{U} 和 \ddot{U} 分别为在外载荷作用下节点的位移、速度和加速度响应。位移及外载荷可按实部与虚部分解为:

$$U = (U_1 + iU_2)e^{i\omega t} \quad (2)$$

$$F = (F_1 + iF_2)e^{i\omega t} \quad (3)$$

式中, U_1 、 F_1 分别为位移和外载荷的实部, U_2 、 F_2 分

别为位移和外载荷的虚部, ω 为外载荷的圆频率。于是(1)式又可写成:

$$(K - \omega^2 M + i\omega C)(U_1 + iU_2) = F_1 + iF_2 \quad (4)$$

上式右边为载荷项,其中每个单元节点的惯性载荷、阻尼载荷和静载荷可通过结构与材料参数计算得出。

单元惯性力载荷(实部)、单元阻尼力载荷(实部)和单元静载荷分别表示为:

$$F_{Ie}^r = (2\pi\omega)^2 M_e u_{1e} \quad (5)$$

$$F_{Ie}^i = -2\pi\omega C_e u_{2e} \quad (6)$$

$$F_{Ie}^s = -K_e u_{1e} + F_e^s \quad (7)$$

式中, F_e^s 为单元影响载荷(压力、加速度、重力等)、 u_{1e} 、 u_{2e} 分别为单元位移的实部和虚部, M_e 、 C_e 、 K_e 分别为单元的质量、阻尼和刚度矩阵,它们可以从下式得到:

$$M_e = \iiint N^T \rho N dv \quad (8)$$

$$K_e = \iint B^T DB t ds \quad (9)$$

$$C_e = \iiint N^T \gamma N dv \quad (10)$$

式中, N 、 B 、 D 分别为形函数矩阵、几何矩阵和弹性矩阵, ρ 为材料的密度, t 为单元的厚度, γ 为阻尼系数。

与某一节点相接的所有单元的三种类型载荷相加,就得出此节点的响应载荷 F_e 。于是可将(4)式进一步写成:

$$K_c U_c = F_c \quad (11)$$

(11)式中 c 表示复矩阵或向量, K_c 、 U_c 和 F_c 分别表示复刚度矩阵、复位移、复响应载荷。

计算时,先对每个单元求出单元刚度矩阵 K_e ,然后将每个子块 K_{ij} 送到整体刚度矩阵中的对应位置,

再迭加得到整体刚度矩阵 K_c 。求解(11)式便可得到船体上任一节点处的位移响应、速度响应和加速度响应。

2 三维有限元建模

船体模型的总体尺寸为长4575mm,宽650mm,高265mm(不包括上层建筑的高度)。船体一共分9个船舱,柴油机安装于靠上层建筑的第4个机舱内,隔舱室板厚度为2.5mm,底板厚度为3mm,其余壳体厚度为2mm。

在进行有限元分析时,关键的一步就是要建立正确的模型与选择适当的单元,以求得精确的结果。船体的实际结构和线型非常复杂,必须对模型作适当的简化,对于船体质量、设备重量、货物质量及附连水质量等,应合理地分配到强构件上,以避免不必要的局部

振动影响到总振动计算结果。建模型时,先在xy平面作出船体舱室隔板的平面图,然后以z轴作为船长方向,将各平面连接形成船体的三维模型。在划分单元网格时,壳体采用Shell93薄壳单元,它的节点数为8,是有中边节点的二次单元。为了限制有限元网格的粗细,先根据每条线段的长短约束被划分的单元数,然后把所有面划分成网格。为了保证有限元计算的精度,船体一共被分成1140个单元和3372个节点,整个船体的单元网格如图1所示。

船体模型使用的是普通的钢铁材料,取弹性模量为 $1.6 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$,泊松比为0.26,密度为 7800 kg/m^3 ,在实际计算时考虑到船体附加质量的影响而对密度作适当的加大处理。船体实际上在水中航行,当船体作垂直振动时,浮力的变化给船体以分布的作用力,但影响较小,因此在一般的船体总振动分析中,不考虑水的弹性基础的作用,只把船模当成自由状态处理。



图1 船舶壳体的单元网格

3 船体局部振动分析

在船体的底舱上安装有众多的船用仪器和设备,尤其是柴油机激励会引起甲板的强烈振动,使设备的运行环境和乘员的生活条件恶化。因而必须使底舱局部自振频率避开激励频率,以消除共振。底舱结构被隔舱室板分成几个部分,其四周支持在外围壁上,都对底舱的垂向位移形成限制而成为垂向振动的约束。底

舱上有众多的加强筋和梁结构,可以使用详细的模型将加强筋和梁结构详细表达在计算模型中,其结果最好,但是计算工作量大。本文采用的方法是将各个加强筋和梁结构处理为等效的甲板结构,通过多次计算调整结构参数和材料属性,以达到最接近实际情况的有限元模型。通过计算安装柴油机的底舱的模式,得到底舱的前3阶固有频率分别为22.1Hz、52.0Hz和58.3Hz,图2为前2阶和第20阶模式对应的振型。

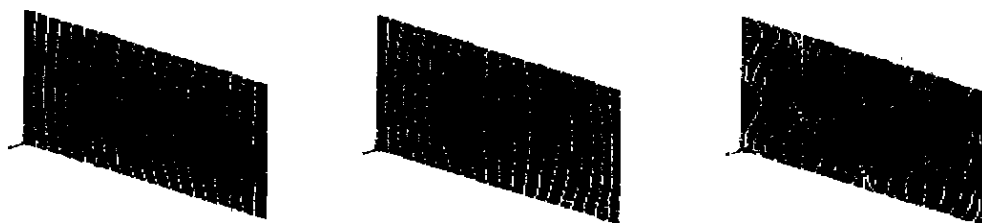


图2 前2阶和第20阶底舱模式对应的振型



4 船体的模态计算与响应分析

4.1 有限元模态计算

通过模态分析可以得到船体振动的固有频率和

振型。模态计算时采用矩阵缩减法, 忽略不计从属自由度上的惯性力, 只是按比例把结构系统的总质量分摊到主自由度上去, 在对大项目进行动态分析时, 矩阵缩减法可以节省大量的计算时间。模态分析计算出船舶振动的前 20 阶模态结果如表 1 和图 3 所示。

表 1 船舶振动的前 20 阶模态

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
固有频率 (Hz)	27.4	49.7	49.8	51.6	54.6	58.8	59.5	61.6	66.8	67.5
振型特征	整体扭转	两头弯曲	隔舱板变形	隔舱板变形	上层建筑变形	隔舱板变形	两头扭转	隔舱板变形	上层建筑变形	上层建筑变形
阶次	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
固有频率 (Hz)	75.7	80.3	88.6	89.8	92.3	93.4	94.2	97.2	97.4	106.4
振型特征	隔舱板和尾部	尾部弯曲	整体扭转	整体扭转	上层建筑变形	尾部纵向	尾部垂向	整体弯曲	底板垂向	上层建筑变形

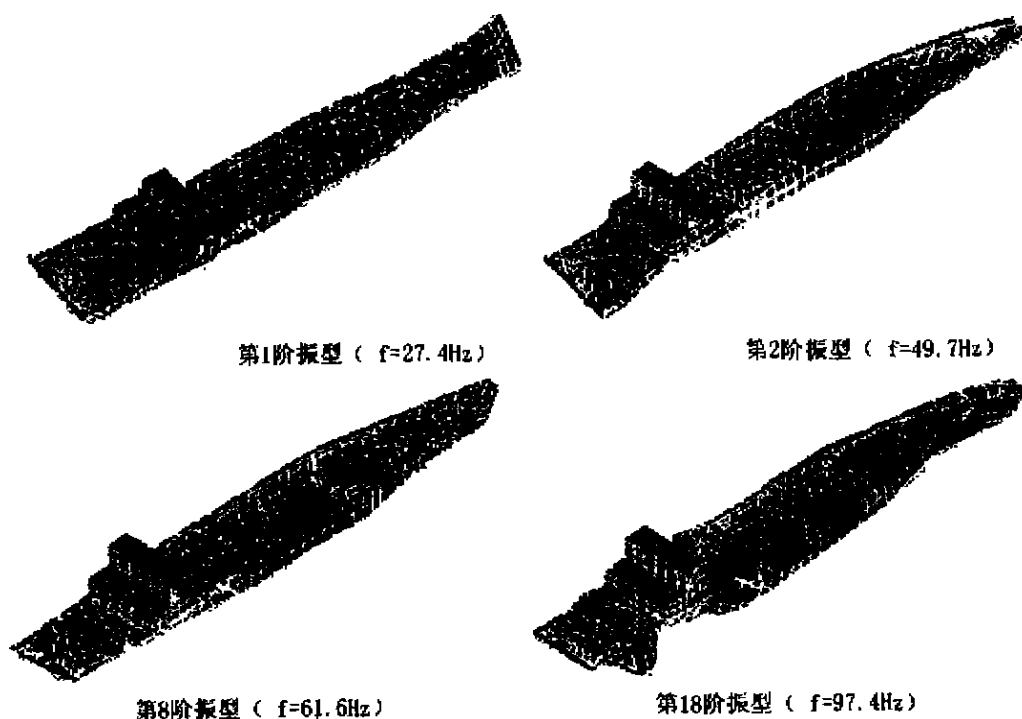


图 3 船舶壳体的 4 个主要模态振型图

4.2 主要激励的响应分析

船舶在运行中由于柴油机的不平衡力和力矩, 导

致船体的振动, 其能量通过支承传到船体, 会激起船体的振动并传递到其它部位。研究不平衡力对船舶的激励时, 视柴油机为刚体, 柴油机 1 次不平衡力矩是船舶

水平振动的激励力,但是船舶水平振动的固有频率与垂向相比更高,且力的幅值小。作用在船舶垂直平面内的2次不平衡力矩是船舶垂直振动的激励力,当其激励频率与船舶垂直振动某阶固有频率相近时,将引起船舶强烈的垂向振动响应。2次不平衡力矩 M_2 的

计算公式为:

$$M_2 = C_2 \lambda m \omega R \alpha \quad (12)$$

式中 C_2 ——不平衡力矩系数; λ ——气缸数;
 m ——单缸往复质量(kg); ω ——曲柄回转角速度;
 R ——曲柄半径(m); α ——气缸中心距(m)。

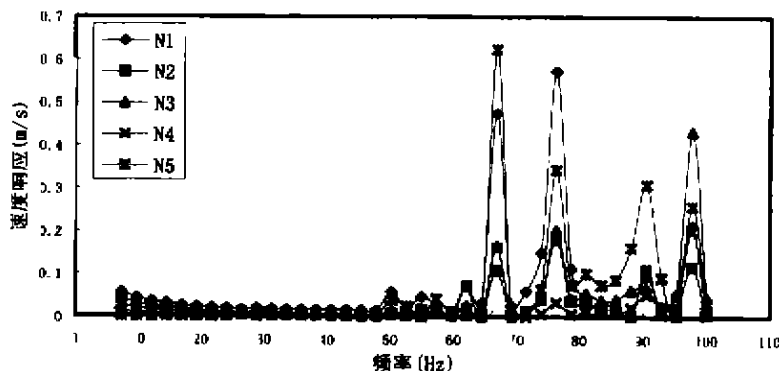


图4 船体甲板左侧5个分析点的速度响应曲线

为了分析柴油机激励传递到机座后在船体上的传递规律,本文在得到激励力和模态分析的基础上还进行了稳态响应分析,计算在柴油机2次不平衡力矩的激励下,船体在频率8~100Hz的振动响应。图4表示甲板左侧从船尾到船头(N1到N5)的几个主要位置的速度响应频谱曲线。

船体的模态对激励响应有重要影响,因此在设计时应尽可能使激振力频率避开船体的固有频率。当激励作用在船体某阶段振动的节点上或作用于振型的峰谷点处时,不会激起该谐调的振动。从图3可知,船体的第1阶振型在安装柴油机位置没有明显的变形,因而不会激起船体的第1阶振动。从图4可知,柴油机的转速在3000r/min范围内时,2次不平衡力矩在船体上的速度响应较小,而在激励频率大于65Hz时,会激起船体的强烈振动,这时可以通过改变船舶和柴油机的频率关系或调整柴油机的安装位置来减少振动。

除柴油机激励外,船体激励力还有一阶轴力脉冲和螺旋桨叶频水动力压力成分,当它们的频率、相位不同时,合成的振动响应呈不规则波形,在实际工程应用中可以分别计算每一个频率分量激励引起的船体响应幅值,然后将各个频率的响应幅值相加,得到合成响应的

最大可能幅值。

5 结论

从响应分析可知,柴油机引起的船体响应随着刚度的增加而减少,从减少振动的角度出发,可以通过设计加强筋或提高材料的属性来提高船体的刚度;振动大小还与激振力的距离有关,随着距离的增大而减小,而在船头和船尾稍有放大,应该适当提高两头的刚度,从而有利于减少船体的振动。

借助有限元方法和高度发展的软件,使得船舶振动响应预报日趋准确。与二维简化模型计算相比,三维有限元分析可以计算船体结构更高频率的总振动和局部振动,对船舶改型设计和减振降噪提供可靠的理论参考,为优化设计提供科学的依据。

参考文献

- [1] 顾永宁. 船体振动响应预报. 船舶工程, 1998, 5
- [2] 徐向东. 联合载荷作用下的整船有限元分析. 船舶力学, 1999, 2(1): 63-71
- [3] 皱勇. 28000吨多用途船船体振动分析. 船舶设计通讯, 1998, 6