

文章编号:1006-1355(2016)01-0065-05

船舶主机-双层底耦合振动模态综合研究

秦文^{1,2}, 王德禹^{1,2}

(1. 上海交通大学 海洋工程国家重点实验室, 上海 200240;
2. 上海交通大学 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240)

摘要:当前船舶机舱局部动力分析中,以集中质量点模拟主机不能准确反映主机振动对双层底的影响,而建立详细的主机实体有限元模型则其自由度数目庞大、计算成本过高。为解决此类问题,在主机-双层底耦合系统振动分析中引入模态综合法。分别以主机、双层底有限元模型为对象,通过MATLAB编程实现主机和双层底的模态综合,可获得阶数显著降低的主机-双层底耦合系统质量矩阵、刚度矩阵。计算结果表明,固定界面模态综合法的引入不仅能够准确地反映主机-双层底的耦合振动特性,解决主机详细建模带来的计算成本过高的问题,而且还可以方便地应对双层底结构的修改,避免主机模态的重复计算。

关键词:振动与波;双层底;耦合振动;有限元法;模态综合

中图分类号:U661.44

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2016.01.014

Ship's Engine and Double-layer Bottom Coupled Vibration Analysis Using Component Mode Synthesis

QIN Wen^{1,2}, WANG De-yu^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: An approach for analyzing the ship's engine and double-layer bottom coupled vibration was presented using the component mode synthesis (CMS) method. In traditional modal analysis of this coupled system, simplifying the engine as a concentrated mass can't reflect the effects of engine vibration, and a complete 3D finite element model may drastically increase computational cost. In this paper, the CMS method was applied to deal with these problems. The modal synthesis of the engine and the double-layer bottom was accomplished by MATLAB, and the order-reduced coupled system matrices were obtained. Solutions of an example illustrate that this approach can effectively reduce the cost of computation and retain the vibration information of the coupled system. Also, the solutions demonstrate the advantages of this approach that only the mode information of the modified substructure need to be computed when the substructure is modified.

Key words: vibration and wave; double-layer bottom; coupled vibration; finite element analysis; component mode synthesis

船舶主机机架作 H 、 X 、 x 型振动与船体产生局部共振时,将严重影响船舶适航性。而包含扭转成分的船体横向振动,对诱发机架横向振动有着明显的

影响^[1]。事实上,柴油机与机座、双层底之间实际上是完全耦合的,要得到一个合理程度的简化并不容易。

目前在利用有限元软件对船体进行动力分析时,主要有以下几种方法:

(1) 以实体单元模拟主机结构

魏立队在对船用柴油机机体组合结构进行模态分析时,各结构部件均采用实体单元划分^[2];

(2) 以板梁单元模拟主机结构

周清华研究超大型散货船总振动分析中主机机

收稿日期:2015-06-05

基金项目:教育部、财政部“船舶数字化智能设计系统”资助项目(No.201335)

作者简介:秦文(1991-),女,湖北省黄冈市人,硕士研究生,主要研究方向为船体结构动力学。

通讯作者:王德禹,男,博士生导师。

E-mail: dywang@sjtu.edu.cn

架振动计算技术时,采用板壳单元模拟机架结构^[3];

(3) 以集中质量点单元模拟主机。王从晶处理主机、锚机、起重机等设备时,通过在其质心位置建立质量点,再用MPC将该质量点与船体相应部分刚性连接^[4]。

以上三种方法各有优缺点:采用三维实体单元建立主机有限元模型,完整地保留了主机的动力特性,但建模工作量大,节点数目庞大,计算成本高;采用质量点-MPC法模拟主机,工作量大大减小,但易造成应力集中,且与实际振型相差较大;采用板、梁、质量点单元建模,可减小计算量,但耦合模态分析的准确性显然不如三维实体单元模拟的计算模型。

为了给出一个精确、有效的主机-双层底耦合动力学模型,本文以某主机-机舱双层底简化有限元模型为对象,引入模态综合法中的固定界面模态综合法(Fixed-interface component mode synthesis method),采用MATLAB编程实现模态综合,最后将固有频率和振型与NASTRAN计算的完整主机-机舱底模型的结果进行对比,表明该模型求出的固有频率和振型都有良好的精度,这说明将模态综合法应用于主机模型的简化是合理且准确的。

1 固定界面模态综合法原理

子结构模态综合法是将整体结构划分为若干个子结构并分别求解子结构模态,然后利用界面协调条件将子结构的模态信息进行综合得到整体动力特性的过程。目前,有关模态综合法已有大量研究,尤其在控制误差、提高精度等方面^[5,6],但是很多研究成果尚未能用于解决复杂的工程问题,因此本文的研究重点是模态综合法在船舶工程问题中的应用。应用于模型降阶常见于大型复杂结构的动态分析和设计,可以只对所修改的部件重新作子结构模态计算,或者允许多个部门独立对不同部件进行仿真分析和设计^[7]。此外,该方法与其他算法结合也可发挥其在模型降阶方面的优势,如结构优化、不确定性分析等^[8]。

模态综合法根据不同的界面约束条件可分为三类:固定界面模态综合法、自由界面模态综合法和混合界面模态综合法^[9]。固定界面模态综合法的计算相对简单,并且对于主机-机舱底模型,主机与船底的连接刚度比较大,采用固定界面法更能体现这一结构特点,因此本文使用固定界面模态综合法。

结构无阻尼自由振动方程为

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (1)$$

式中 $[M]$ 为质量矩阵, $[K]$ 为刚度矩阵, $\{u\}$ 为节点

位移列阵。假设将结构划分为子结构 a 、 b ,各子结构的自由度划分为内部自由度集 I 和界面自由度集 J 。对各子结构的振动方程,式(1)按照自由度进行如下划分

$$\begin{bmatrix} M_{II} & M_{IJ} \\ M_{JI} & M_{JJ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_I \\ \ddot{u}_J \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{II} & K_{IJ} \\ K_{JI} & K_{JJ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_I \\ u_J \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_J \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中 f_J 为子结构之间界面力。

从物理坐标到模态坐标的变换如下

$$\begin{Bmatrix} u_I \\ u_J \end{Bmatrix} = [\Phi] \begin{Bmatrix} p_N \\ p_C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_N & \Psi_C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_N \\ p_C \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中 Φ_N 表示固定界面主模态集, Ψ_C 表示约束模态集, $\{p_N\}$ 为固定界面主模态坐标, $\{p_C\}$ 为约束模态坐标, $[I]$ 为单位矩阵。

要构造模态变换矩阵 $[\Phi]$,首先固定所有界面自由度并求解特征值方程得到固定界面主模态矩阵 $[\Phi_N]$,然后逐个对界面自由度施加单位位移而保证其他界面自由度固定,从而得到约束模态矩阵 $[\Psi_C]$ 。

$$[\Phi_N] = \begin{bmatrix} \Phi_{IN} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[K_{II}][\Phi_{IN}] = \omega^2 [M_{II}][\Phi_{IN}] \quad (5)$$

$$[\Psi_C] = \begin{bmatrix} \Phi_{IJ} \\ I \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[\Phi_{IJ}] = -[K_{IJ}]^{-1} [K_{JI}] \quad (7)$$

如果取 $N=I$,则构成完备模态基,模态分析结果将是准确的,但没有实现降阶。由于高阶模态对振动贡献较小,仅保留前 k 阶主模态作为模态基,即取 $N=k$,则可降低模型阶数。形成整体的模态变换矩阵为整体结构刚度矩阵 $[K]_0$ 、质量矩阵为 $[M]_0$,则整体的第一次坐标变换

$$[K]_1 = [\Phi]^T [K]_0 [\Phi] \quad [M]_1 = [\Phi]^T [M]_0 [\Phi] \quad (8)$$

$$\{u\} = [\Phi] \{p\} \quad (9)$$

根据界面之间位移协调条件

$$^a \{u_J\} = ^b \{u_J\}, ^a \{p_C\} = ^b \{p_C\} \quad (10)$$

则有第二次坐标变换(装配变换)

$$\begin{Bmatrix} p \\ p_C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} ^a p_k \\ ^a p_C \\ ^b p_k \\ ^b p_C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} ^a p_k \\ ^a p_C \\ ^b p_k \end{Bmatrix} = [T] \{q\} \quad (11)$$

式中 $[T]$ 为第二次装配变换矩阵, $\{q\}$ 为最终模态坐标。则整体第二次坐标变换如下

$$[K]_2 = [T]^T [K]_1 [T] \quad [M]_2 = [T]^T [M]_1 [T] \quad (12)$$

$$\{p\} = [T] \{q\} \quad (13)$$

由此得到整体降阶后的无阻尼自由振动方程

$$[M]_2 \{\ddot{q}\} + [K]_2 \{q\} = \{0\} \quad (14)$$

最终得到的特征向量为模态坐标下的特征向量,因此还需进行坐标变换以获得物理坐标下结构的振型

$$\{u\} = [T][\Phi]\{q\} \quad (15)$$

2 主机-双层底耦合模型的模态分析

以某船#110—#130机舱段双层底及主机模型为对象,其整体的有限元模型1,如图1(a)所示,将该模型分为子结构 a (双层底结构)和子结构 b (主机)。由MPC及集中质量点建立的模型2,如图1(b)。其中子结构 a 由9433个单元组成,共3534个内部节点和46个界面节点,子结构 b 由825个单元组成,共661个内部节点和46个界面节点。

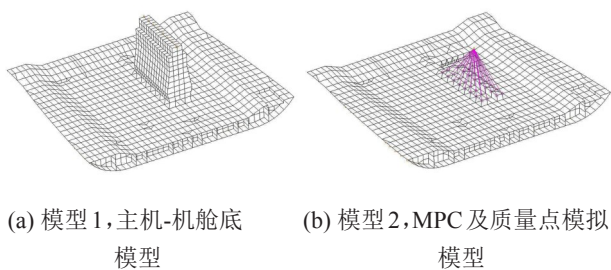


图1 主机-双层底模态分析有限元模型

2.1 固定界面模态综合法程序流程

模态综合法程序流程如图2所示。设子结构 a 和子结构 b 内部节点数分别为 a 和 b ,其保留的固定界面主模态数目分别为 M 、 N ,子结构之间界面节点数为 n ,则模态综合后特征方程的阶数

$$r_1 = M + N + 6 \times n \quad (16)$$

相比之下,直接对整体进行有限无动力特性分析特征方程的阶数

$$r_2 = 6 \times (a + b + n) \quad (17)$$

通常船舶结构的节点数目远大于模态综合时各子结构保留的固定界面主模态数目,由式(16)、式(17)可知将模态综合法引入复杂结构动力分析中可以显著提高计算效率。

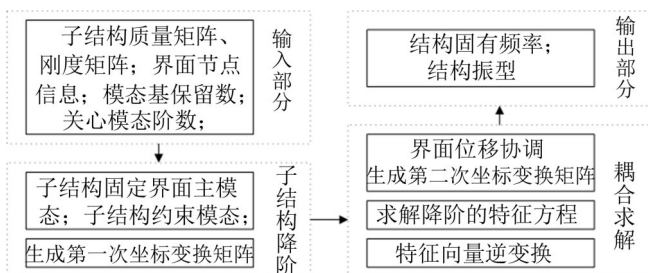


图2 固定界面模态综合法程序流程

2.2 固定界面模态综合法模态分析

为了验证固定界面模态综合法在船舶主机-双层底耦合模型模态分析中的有效性,首先将完整模

型 NASTRAN 计算、固定界面模态综合法(简称 CMS)及以 MPC 和质量点模拟的 NASTRAN 计算进行对比。固定界面模态综合法中,对子结构各保留前 20 阶固定界面主模态作为模态变换时的模态基。子结构的固定界面模态分析中,双层底与主机之间的共用节点的全部自由度都被约束,各子结构前 20 阶固有频率结果如表 1 所示。以 NASTRAN 对整体进行模态分析得到的固有频率为基准计算相对误差,模态分析前 10 阶固有频率和主要振型见表 2。

表1 子结构的固定界面主模态前 20 阶频率 单位/Hz

阶次	固定界面主模态			
	双层底	振型	主机	振型
1	14.694 0	整体 1 阶	18.614 2	局部
2	19.633 3	整体 2 阶	18.655 7	局部
3	23.052 4	整体 3 阶	21.303 5	H 型
4	24.295 8	局部	23.205 3	L 型
5	25.767 1	整体 4 阶	26.240 7	局部
6	26.047 5	整体 5 阶	26.299 8	局部
7	28.605 3	整体 6 阶	26.370 0	X 型
8	31.206 9	整体 7 阶	36.189 2	局部
9	31.429 1	整体 8 阶	36.474 0	局部
10	32.853 5	局部	37.670 8	局部
11	33.178 0	整体 9 阶	41.439 3	局部
12	35.854 1	整体 10 阶	41.562 2	局部
13	36.529 0	整体 11 阶	43.613 9	X 型 2 阶
14	38.845 6	整体 12 阶	44.927 3	局部
15	39.958 1	局部	45.247 0	局部
16	40.234 7	整体 13 阶	45.315 9	局部
17	41.301 6	局部	45.333 5	局部
18	41.858 3	局部	45.334 1	局部
19	42.594 5	局部	45.663 6	局部
20	42.609 5	局部	45.777 4	局部

计算结果表 2 表明,模态综合法计算的固有频率误差非常小,振型与整体的模态分析结果完全一致,说明固定界面模态综合法的分析模型可以完整地保留主机结构动力特性,在耦合分析中包含了主机与双层底的相互影响。相比之下,MPC 模型的固有频率计算结果误差比较大,且振型也不完全准确。实际上,模型 2 中由质量点模拟的主机通过 MPC 与基座相连,主机相当于一个刚性体,与基座相连的界面为刚性面,主机本身的柔度被忽略,因此无法反映主机的振动对双层底的影响。以上模态分析结果说明,与 MPC 及质量点模拟的主机模型相比,固定界面模态综合法具有更好的精度,同时能获得准确的振型。

表2 模型1、模型2模态分析结果对比

阶次	整体计算		CMS(20-20)			MPC		
	f_N/Hz	振型描述	f_C/Hz	误差	振型描述	f_M/Hz	误差	振型描述
1	7.651 0	主机H型	7.653 8	0.04 %	主机H型	9.174 1	19.91 %	2阶垂向
2	8.683 6	1阶垂向	8.712 3	0.33 %	1阶垂向	8.417 9	-3.06 %	1阶垂向
3	10.869 8	主机L型	10.884 7	0.14 %	主机L型	12.931 8	18.97 %	3阶垂向
4	15.268 2	2阶垂向	15.293 6	0.17 %	2阶垂向	16.372 8	7.23 %	4阶垂向
5	21.018 9	主机X型	21.030 9	0.06 %	主机X型	20.031 8	-4.70 %	5阶垂向
6	25.885 3	3阶垂向	25.946 7	0.24 %	3阶垂向	26.039 9	0.60 %	6阶垂向
7	29.331 8	1阶横向	29.643 9	1.06 %	1阶横向	29.762 2	1.47 %	1阶横向
8	36.997 8	2阶横向	37.865 5	2.35 %	2阶横向	38.060 0	2.87 %	2阶横向
9	38.075 3	1阶纵向	38.524 4	1.18 %	1阶纵向	37.862 3	-0.56 %	1阶纵向
10	40.319 1	2阶纵向	40.547 1	0.57 %	2阶纵向	40.855 3	1.33 %	2阶纵向

2.3 固定界面模态综合主模态的选取

固定界面模态综合能够实现特征方程降阶的原因是忽略高阶主模态的影响,因此适当地选择保留主模态对模态分析的精度至关重要。本文对子结构 a 和子结构 b 分别保留不同主模态阶数并对整体的前50阶固有频率进行比较,说明了主机-机舱底模型保留主模态的选取原则。

图3反映了5个计算模型的前50阶固有频率的相对误差,其中“ $M-N$ ”表示子结构 a 保留前 M 阶、子结构 b 保留前 N 阶固定界面主模态。对比CMS(10-10)和CMS(20-20)计算结果可知,子结构保留主模态数目越多,得到可靠的高阶模态数目越多。因此当模态综合精度已满足工程要求时,无需再保留更多的主模态。对比CMS(10-30)和CMS(30-10)计算结果可知子结构 a 的保留主模态对模态综合精度的影响更大。由于整体结构的每阶固有模态包含大量频率上接近它的那些子结构主模态,因此当综合结构某阶固有模态时,主要应考虑围绕它的一段频带内有限几个子结构主模态^[10]。而子结构 a 的刚度比子结构 b 小,如表1所示,子结构 a 的固定界面主模态频率相对更低,其涵盖的频率范围就比子结构 b 更小。因此,综合双层底-主机耦合系统的固有模态时,保留子结构 a 的主模态对结果影响更大。

尽管实际船舶主机结构比本文简化模型更加复杂且固有频率密集,但是主机固有频率仍然会比双层底的固有频率高。进行模态综合时,基于本文论述的模态选取方法,使保留的子结构主模态数目足以涵盖关心频率(如激励频率、共振频率等),即可以有效地以更低的计算量得到误差较小的模态分析结果。

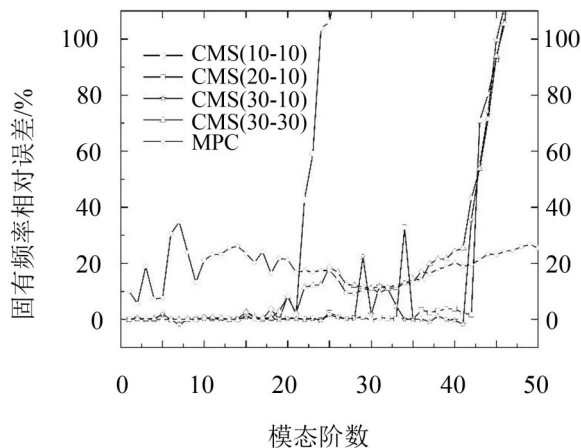


图3 模态分析对比图

2.4 应用

实际船舶设计过程中可能出现结构修改、设备安装位置调整等问题,结构改变之后需要整体重新进行动力计算,这样显然会出现不必要的重复计算。应用模态综合可以改善这个问题。在原模型基础上进行修改,模型3中每两个肋位设置一档肋板,模型4中删除所有底纵桁,其他均与模型1相同。

模型3中子结构 a 内部节点数目3 040个,界面节点46个,子结构 b 不做修改,则按式(16)计算得其为316阶,而NASTRAN整体计算为3 747阶;模型4中子结构 a 内部节点数目3 061个,界面节点46个,子结构 b 不做修改,则按式(16)计算仍为316阶,而NASTRAN整体计算为3 768阶。

表3计算结果表明,本方法应用于结构修改后的耦合模型在得到精确结果的同时避免了对未修改子结构的重复计算。这是由于模态综合法将结构划分为子结构后,将子结构的动力计算独立开来,再通

表3 模型3、模型4模态分析结果对比

阶次	模型3			模型4		
	NASTRAN	CMS(20-20)	误差	NASTRAN	CMS(20-20)	误差
1	6.615 5	6.620 3	0.07 %	6.365 2	6.376 9	0.18 %
2	8.091 7	8.165 5	0.91 %	6.988 7	6.994 0	0.07 %
3	10.275 5	10.364 8	0.87 %	7.246 2	7.256 5	0.14 %
4	13.258 3	13.353 7	0.72 %	13.426 6	13.439 1	0.09 %
5	16.930 0	16.969 4	0.23 %	13.716 5	13.734 4	0.13 %
6	16.949 2	16.935 1	-0.08 %	14.650 7	14.664 7	0.10 %
7	17.503 0	17.503 0	0.00 %	15.743 7	15.747 6	0.02 %
8	18.553 8	18.555 4	0.01 %	17.631 5	17.675 1	0.25 %
9	18.605 0	18.630 9	0.14 %	18.549 0	18.551 6	0.01 %
10	18.621 1	18.605 4	-0.08 %	18.601 4	18.601 4	0.00 %
11	18.685 5	18.685 8	0.00 %	18.806 3	18.812 1	0.03 %
12	18.757 8	18.757 7	0.00 %	20.055 3	20.092 5	0.19 %
13	19.258 7	19.295 5	0.19 %	20.797 5	20.814 7	0.08 %
14	19.341 8	19.341 9	0.00 %	21.542 5	21.543 3	0.00 %
15	19.507 7	19.520 2	0.06 %	21.985 3	22.006 7	0.10 %

过界面位移协调或建立协调条件来完成子结构之间的耦合。模型3和模型4中,子结构 a 修改后需要重新计算其质量矩阵、刚度矩阵,但子结构 b 直接采用模型1中获得的模态信息即可,因此提高了整体模态分析的效率。

3 结 语

本文将固定界面模态综合法引入船体振动分析中,解决主机-船体耦合振动特征值问题。研究结果表明,该方法具有以下特点:

(1)该方法与完整的有限元计算结果相比,能够保证良好的精度,而且解决了主机-船体耦合振动计算时系统自由度过大、计算成本高的问题;

(2)该方法与集中质量法相比,更能体现主机振动对双层底结构的影响,能够给出耦合系统更准确的固有频率和振型;

(3)提取出模型的刚度矩阵、质量矩阵可用于与不同结构的耦合系统动力计算,避免在结构修改后对未修改结构的重复计算。

将这一方法应用于频率响应分析、瞬态响应分析等复杂的动力学问题的计算,可以有效提高机舱结构设计、振动预报的效率,进而允许在主机-双层底耦合模型中建立更加精细的主机模型,提高计算精度的同时减少计算成本。

参考文献:

- [1] GD026-2000,船上振动控制指南[S].
- [2] 魏立队,段树林,吴伋.船用柴油机机体组合结构模态分析方法[J]. **噪声与振动控制**,2012,32(2):132-136.
- [3] 周清华,李小灵,陈兵.超大型散货船总振动计算及动力响应预报与控制[J]. **噪声与振动控制**,2014,34(5):47-51.
- [4] 王从晶.全船结构动力特性的优化设计研究[D].上海:上海交通大学,2011.24-24.
- [5] Philip Holzwarth, Peter Eberhard. SVD-based improvements for component mode synthesis in elastic multibody systems[J]. **European Journal of Mechanics A/Solids**, 2015, (49): 408-409.
- [6] Jin- gyun Kim, Kang- heon Lee, Phill- seung Lee. Estimating relative eigenvalue errors in the Craig-Bampton method[J]. **Computers and Structures**, 2014, (139): 54-55.
- [7] 郑钢铁,刘明辉.子结构模态综合的研究进展与应用[A]. 第十届全国振动理论及应用学术会议论文集[C]. 南京:中国振动工程学会,2011,652-659.
- [8] L Hinke, F Dohnal, B R Mace, et al. Component mode synthesis as a framework for uncertainty analysis[J]. **Sound and Vibration**, 2009, (324): 161-162.
- [9] 王永岩.动态子结构方法理论及应用[M].北京:科学出版社,1999.60-73.
- [10] 王文亮,杜作润,陈康元.模态综合技术短评和一种新的改进[J]. **航空学报**,1979,(3):32-51.