

引用格式: Zhang Xiheng, Li Honggang. Study on Vibration Characteristics of Deep Sea Valve under Wet Modal [J]. Journal of Gansu Sciences, 2018, 30(2): 114-118. [张希恒, 李宏刚. 深海阀门湿模态振动特性的研究[J]. 甘肃科学学报, 2018, 30(2): 114-118.]
doi: 10.16468/j.cnki.issn1004-0366.2018.02.024.

深海阀门湿模态振动特性的研究

张希恒, 李宏刚

(兰州理工大学石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要 以某型号深海阀门的振动特性为研究目标, 利用 ANSYS Workbench 分析软件基于声固耦合法与流固耦合法对结构进行湿模态振动分析, 结果表明, 深海阀门湿模态的固有频率比干模态的小, 2 种方法低阶湿模态偏差较小, 高阶湿模态偏差较大。进一步得出, 水下结构必须要考虑流体对结构的耦合作用, 2 种方法在计算水下结构低阶湿模态振动特性上具有一致性, 工程实际中建议优先采用声固耦合法计算水下结构的湿模态。

关键词 干模态; 湿模态; 流固耦合; 声固耦合; 深海阀门

中图分类号: TE952

文献标志码: A

文章编号: 1004-0366(2018)02-0114-05

身处在复杂深海中的阀门, 会受到波浪、海流、内波以及海底地震等一系列外载荷的影响, 而且这些载荷大多数都是动态载荷。当这些外激励频率和阀门固有频率接近时, 阀门会发生共振, 共振会加剧阀门的疲劳破坏, 致使阀门失效, 不仅会造成严重的经济损失, 还可能造成油气泄漏引起其他次生灾害, 比如生态环境的破坏和水体的污染。为了保证深海阀门的安全性, 防止有害振动的发生, 有必要对深海阀门进行振动特性研究, 即对深海阀门进行模态分析, 研究深海阀门的固有频率和振型, 求取结构的特征值和特征向量。

在空气中的结构, 由于空气的密度很小, 所以不考虑空气对结构的影响, 直接进行模态分析。对于在水下的结构, 由于水的密度比空气大, 水对结构的耦合作用不能忽略, 在进行结构的动力特性分析时要考虑水对结构的流固耦合作用。默认在真空条件下进行的模态分析称为干模态分析, 考虑流固耦合效应的模态分析称为湿模态分析^[1]。

对水下结构的振动特性研究主要集中在船舶、储液容器和海洋立管等, 许多文献采用流固耦合与声固耦合方法对水下结构进行动力学研究, 闵振等^[2]基于 ANSYS Workbench 仿真平台采用流固耦合方法对船舶的干湿模态进行有限元分析。杨鸣

等^[3]基于声固耦合算法分析含有液体的储液容器固有特性。薛杰等^[4]采用虚拟质量法和声固耦合法对充液容器的模态进行了仿真分析研究。姜峰等^[5]对海洋立管的湿模态振动问题开展了相应的研究。郑治国等^[6]介绍了求解流固耦合问题所用湿模态法的原理及方法, 指出该方法在实际应用中存在的问题, 给出了相应的解决办法。顾颖等^[7]研究了流固耦合作用下深水群桩基础的固有频率及振动模态, 并与实验结果对比, 验证了方法的可靠性。仲维国等^[8]采用 ANSYS 建立了适合浸没圆柱壳的有限元模型, 并用结构模态分析的非对称法分析了导弹结构的静水模态。

1 基本原理

1.1 声固耦合理论

应用声固耦合原理求解深海结构的模态, 将流体视作可压缩的声学介质, 声场和速度势满足 Helmholtz 波动方程, 流体对结构的影响表现为作用在结构壁面的声压动载荷。基本假设:

- (1) 流体可压缩;
- (2) 流体无粘性;
- (3) 流体无均匀流动;
- (4) 流体的密度和压力是均匀的。

收稿日期: 2017-07-25; 修回日期: 2017-09-12

作者简介: 张希恒(1966-), 男, 甘肃兰州人, 副教授, 研究方向为阀门设计与密封技术。E-mail: 124589926@qq.com

可压缩流体的声学波动方程为

$$\frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0, \quad (1)$$

式(1)可以转化为

$$[M_f]\{\ddot{\mathbf{P}}\} + [C_f]\{\dot{\mathbf{P}}\} + [K_f]\{\mathbf{P}\} + \rho_0[\mathbf{R}]^T\{\ddot{\mathbf{U}}\} = \{\mathbf{F}_f\}, \quad (3)$$

结构动力学方程为:

$$[M_s]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [C_s]\{\dot{\mathbf{U}}\} + [K_s]\{\mathbf{U}\} - [\mathbf{R}]\{\mathbf{P}\} = \{\mathbf{F}_s\}, \quad (4)$$

将式(4)及式(5)合并成声固耦合有限元方程为

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [M^{fs}] & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\mathbf{U}}\} \\ \{\ddot{\mathbf{P}}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_s] & [0] \\ [0] & [C_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{\mathbf{U}}\} \\ \{\dot{\mathbf{P}}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & [K^{fs}] \\ [0] & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\mathbf{U}\} \\ \{\mathbf{P}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\mathbf{F}_s\} \\ \{\mathbf{F}_f\} \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

由于结构阻尼较小,则忽略阻尼的声固耦合模态振动方程为

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [M^{fs}] & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\mathbf{U}}\} \\ \{\ddot{\mathbf{P}}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & [K^{fs}] \\ [0] & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\mathbf{U}\} \\ \{\mathbf{P}\} \end{Bmatrix} = \{\mathbf{0}\}, \quad (6)$$

其中: $[M^{fs}] = \rho_0[\mathbf{R}]^T$, $[K^{fs}] = -[\mathbf{R}]$; $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵、下标 s 为结构、 f 为流体; $\{\mathbf{P}\}$ 为流体声学载荷矩阵; $[M^{fs}]$ 为质量耦合矩阵; $[K^{fs}]$ 为刚度耦合矩阵; $[\mathbf{R}]$ 为流固耦合矩阵; $\{\ddot{\mathbf{U}}\}$ 、 $\{\dot{\mathbf{U}}\}$ 、 $\{\mathbf{U}\}$ 分别为结构加速度、速度和位移向量。

1.2 流固耦合理论

流固耦合法计算湿模态的基本方法是以结构动力学方程为基础,考虑到流体对结构振动特性的影响,将流体对结构的作用看成是给结构施加一个附加质量矩阵。为便于研究,作如下假设:

- (1) 流体是无粘无旋不可压缩的;
- (2) 结构变形很小,基本可以忽略;
- (3) 忽略结构表面的重力影响;
- (4) 结构材料是各向同性的。

流体运动方程满足 Laplace 方程为

$$\nabla^2 P = 0, \quad (7)$$

流固耦合系统的结构动力学方程^[10]为

$$\begin{aligned} ([M] + [M_a])\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [C_a]\{\dot{\mathbf{U}}\} + \\ ([K] + [K_a])\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}\}, \quad (8) \end{aligned}$$

其中: $[M]$ 为结构质量矩阵; $[K]$ 为结构刚度矩阵; $[M_a]$ 为附加质量矩阵; $[K_a]$ 为附加刚度矩阵; $[C_a]$ 为附加阻尼矩阵; $\{\ddot{\mathbf{U}}\}$ 、 $\{\dot{\mathbf{U}}\}$ 、 $\{\mathbf{U}\}$ 分别为结构加速度、速度和位移向量, $\{\mathbf{F}\}$ 为结构所受的外载荷向量。

分析的对象是在海流载荷作用下的深海阀门,由于结构的附加阻尼较小,所以忽略其对固有频率

$$\frac{\omega^2}{C^2} \bar{P} + \nabla^2 \bar{P} = 0, \quad (2)$$

用矩阵形式表示离散化后的 Helmholtz 流体波动方程^[9]为

和振型的影响,同时还应考虑流体对结构的耦合作用,流体中结构的无阻尼自由振动方程为

$$([M] + [M_a])\{\ddot{\mathbf{U}}\} + ([K] + [K_a])\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{0}\}, \quad (9)$$

式(10)转化为含有特征值的方程

$$|([K] + [K_a]) - \omega^2([M] + [M_a])| = 0, \quad (10)$$

其中: ω 为结构特征值。

2 数值计算

2.1 声固耦合数值计算

(1) 有限元模型的建立 采用三维建模软件 Solidworks 将新建模型导入 ANSYS Workbench 中利用 Enclosure 命令建立外部流体域模型,然后将阀门和流体域模型合并成 1 个新的整体,目的是避免在网格划分时出现网格干涉问题,为尽量平衡计算资源和计算精度,网格划分类型选取四面体网格。图 1 为系统三维模型。

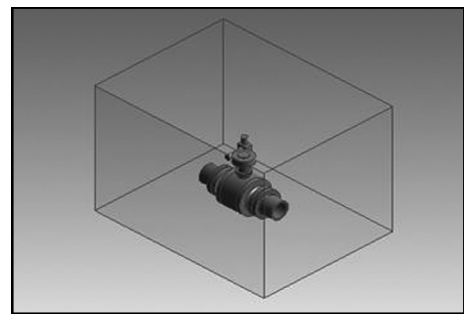


图 1 系统三维模型图

Fig.1 System three-dimensional model diagram

(2) 参数设置 该深海管线阀门的支撑方式为—端固定,另一端简支;外部流体域模型定义为声学

介质(Acoustic Body),定义流体密度为 $1\ 025\ \text{kg/m}^3$,流体声速为 $1\ 496\ \text{m/s}$,定义声固耦合算法为非对称矩阵法;设置 Acoustic Body 上的流固耦合面 FSI;流体域外部设置为辐射边界条件,用来模拟无限边界流体;定义重力加速度为 $9.8\ \text{m/s}^2$,最后求解湿模态。

2.2 流固耦合数值计算

(1)几何模型的建立 流体域模型采用 ANSYS Workbench 软件创建。流体域模型图如图 2 所示。

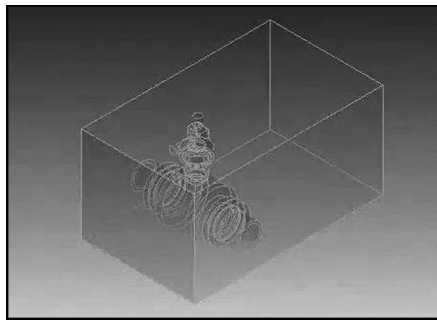


图 2 流体域模型图

Fig.2 Fluid domain model diagram

(2)流场边界条件的设置 将流体域的流动视为定常流动,启动 k-epsilon 湍流模型,采用二阶迎风格式离散差分方程,定义流场边界条件:设置进口速度为 $0.5\ \text{m/s}$,出口为自由流量出口,流固耦合界面设置为无滑移壁面 wall,定义流体域底面为 wall,左右 2 个面和上表面为对称面 symtry,目的是用来模拟无限边界流域,设置残差收敛标准,初始化流场,最后开始计算。

(3)流固耦合湿模态计算流程 将流体载荷施加在阀门湿表面单元,采用单向流固耦合法分析深海阀门的湿模态振动特性,流固耦合湿模态计算流程图如图 3 所示。

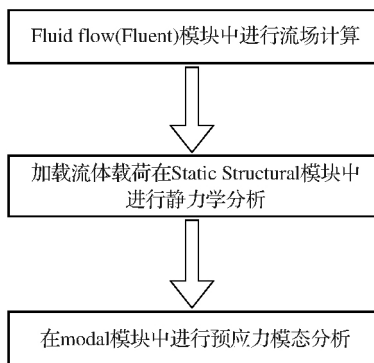


图 3 流固耦合湿模态计算流程

Fig.3 Calculation flow chart of fluid-structure coupling wet modal

2.3 计算结果

为进行对比分析,不考虑流体对深海阀门的流固耦合效应,直接在有限元软件中对阀门进行干模态分析。声固耦合湿模态计算结果首阶振型图如图 4 所示,流固耦合湿模态计算结果首阶振型图如图 5 所示,干模态计算结果首阶振型图如图 6 所示。

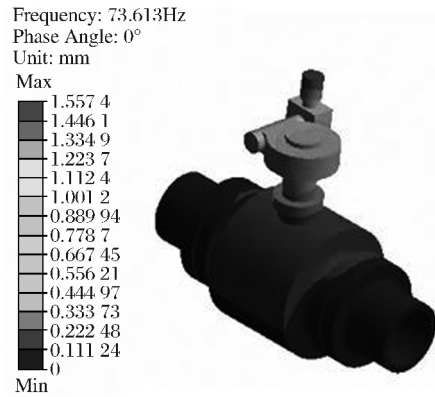


图 4 声固耦合湿模态首阶振型云图

Fig.4 First order vibration mode diagram of sound-solid coupling wet modal

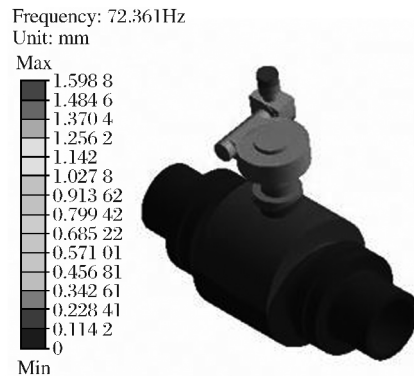


图 5 流固耦合湿模态首阶振型云图

Fig.5 First order vibration mode diagram of fluid-structure coupling wet modal

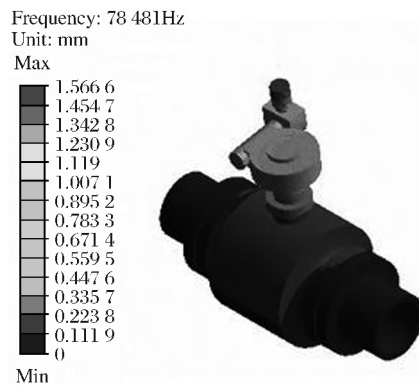


图 6 干模态首阶振型云图

Fig.6 First order vibration mode diagram of dry modal

3 计算结果分析

通过使用流固耦合法与声固耦合法计算深海阀门的湿模态,提取 2 种方法所得到的首阶湿模态振型云图如图 4、图 5 所示。2 种方法低阶湿模态自振

特性基本一致,阀门驱动装置处振幅较大,驱动装置呈前后摆动,声固耦合法首阶固有频率为 73.613 Hz,流固耦合法首阶固有频率为 72.361 Hz,由图 6 看出干模态的首阶固有频率为 78.481 Hz。深海阀门前 10 阶干、湿模态固有频率如表 1 所列。

表 1 深海阀门前 10 阶干、湿模态固有频率
Table 1 Inherent frequency of first 10 order wet and dry modal on deep sea valve

阶数	干模态 f_d /Hz	湿模态			干模态与流固耦合 湿模态偏差 $(f_d - f_f)/f_d/\%$	干模态与声固耦合 湿模态偏差 $(f_d - f_s)/f_d/\%$
		流固耦合湿模态 f_f /Hz	声固耦合湿模态 f_s /Hz	流固耦合与声固耦合偏差 $(f_f - f_s)/f_f/\%$		
1	78.481	72.361	73.613	-1.730	7.798	6.203
2	96.672	84.273	88.608	-5.144	12.826	8.342
3	121.930	114.130	110.760	2.953	6.397	9.161
4	131.230	122.250	117.980	3.493	6.843	10.097
5	158.640	145.010	142.730	1.572	8.592	10.029
6	187.420	172.650	151.740	12.111	7.881	19.037
7	238.850	225.370	180.210	20.038	5.644	24.551
8	289.480	261.930	214.610	18.066	9.517	25.864
9	330.270	300.970	227.690	24.348	8.872	31.059
10	337.110	307.890	233.680	24.103	8.668	30.681

由表 1 看出,采用流固耦合法与声固耦合法得到的固有频率要比干模态的固有频率小。由结构的含特征值无阻尼自由振动方程可知,附加质量矩阵越大,结构的特征值越小,即结构的固有频率值越小。深海阀门湿模态对比如图 7 所示。

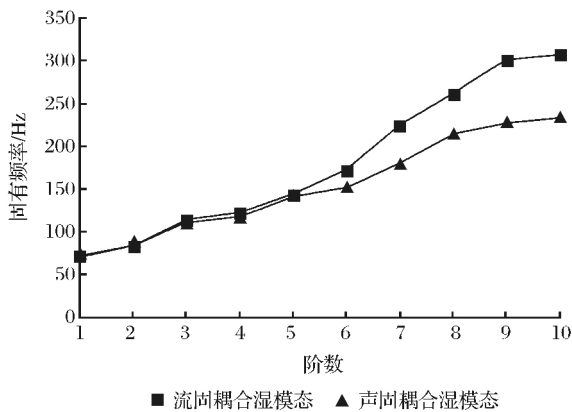


图 7 深海阀门湿模态对比

Fig.7 Comparison diagram of wet modal on deep sea valve

通常情况下,水对结构形成的附加刚度矩阵相对于结构的刚度矩阵小的多,所以可以忽略,重点考虑附加水质量对结构振动特性的影响。由图 7 可知,2 种方法得到的第 1、2 阶频率具有较好的一致性,计算结果比较相近。在高阶振动时声固耦合法

得到的固有频率比流固耦合法的计算结果低,其主要原因是 2 种数值方法之间的差异导致。流固耦合法是考虑流体载荷预应力的湿模态计算方法,流体对结构的作用看成是给结构施加 1 个附加质量矩阵,在计算时不考虑模态耦合作用,各阶模态之间相互独立,所得到的固有频率只有低阶频率较为准确。由式(6)可知,声固耦合法得到的系统耦合矩阵是非对称矩阵,对于多自由度系统来说,由于矩阵的非对称性,使结构在水中振动时各阶模态之间存在耦合作用,附加水质量受模态耦合作用的影响,导致声固耦合法高阶频率相比流固耦合法相差很大。

4 结论

(1)通过对深海阀门进行湿模态振动分析,得出水下结构必须要考虑流体对结构的耦合作用,结构湿模态的固有频率比干模态的小,相比空气中的结构,水下结构更容易在低频载荷下发生共振。

(2)声固耦合法与流固耦合法在计算水下结构的低阶振动上具有较好的一致性,但高阶振动差异很大。

(3)声固耦合法计算不受流体载荷类型的限制,流固耦合法能够准确描述附加水质量的分布情况,

但其仅考虑均匀海流载荷对水下结构的影响。在工程实际中,建议优先采用声固耦合法计算水下结构的湿模态。

参考文献:

- [1] 陈艳霞,陈磊.ANSYS Workbench 工程应用与案例精通[M].北京:电子工业出版社,2012.
- [2] 闵振,陈章兰,刘振华.基于流固耦合方法的船舶湿模态振动研究[J].山东交通学院学报,2015,23(2):73-77,81.
- [3] 杨鸣,王辉,段玉康,等.基于声-固耦合算法的储液容器湿模态分析[J].四川兵工学报,2015,36(5):152-154.
- [4] 薛杰,何尚龙,杜大华,等.充液容器流固耦合模态仿真分析研究[J].火箭推进,2015,41(1):90-97.
- [5] 姜峰,郑运虎,梁瑞,等.海洋立管湿模态振动分析[J].西南石油大学学报:自然科学版,2005,37(5):159-166.
- [6] 郑治国,孙大成,刘宪亮.用湿模态法进行流固耦合分析时一个问题的探讨[J].华北水利水电学院学报,1998,19(2):22-25.
- [7] 顾颖,巫绪涛,方诗圣,等.基于流固耦合效应的深水群桩基础模态分析[J].应用力学学报,2015,32(5):828-832,899-900.
- [8] 仲维国,张嘉钟.导弹静水模态的 ANSYS 有限元分析[J].强度与环境,2004,31(1):17-21.
- [9] ANSYS Theory Reference[M].ANSYS Inc,2002.
- [10] 李佩荣.流体在管道中流动时管道自振特性研究[D].太原:太原理工大学,2007.

Study on Vibration Characteristics of Deep Sea Valve under Wet Modal

Zhang Xiheng, Li Honggang

(College of Petrochemical Technology, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract The author will take the vibration characteristics of one deep sea valve as the research object, then, make use of ANSYS Workbench analysis software to analyze the vibration under wet modal on the basis of sound-solid coupling method and fluid-structure coupling method. The results show that the deep sea valve has the smaller inherent frequency under wet modal than the dry mode. With the small wet low-order modal deviation, these two methods have the relatively large high-order wet modal deviation. Hence, the author draws the following conclusion: The underwater structure shall consider the fluid's coupling influence on structure. Although these two methods are inconsistent with each other when low-order wet modal vibration characteristics of underwater structure are calculated, the sound-solid coupling method will be recommended to be used for calculating the wet modal of underwater structure.

Key words Dry modal; Wet modal; Fluid-structure coupling; Sound-solid coupling; Deep sea valve