

# 钛合金阀门抗冲击性能分析

娄燕鹏, 史文祥, 张新奇

(中国船舶重工集团公司第七二五研究所, 河南 洛阳 471023)

**摘要:**以角型截止阀为例,采用响应谱分析方法对其模态和抗冲击性能进行分析,得到钛合金阀门的模态频率和三维应力,采用试验方式对其抗冲击性能进行验证。同时针对同一结构的角型截止阀,采用不同类型的常用材质进行抗冲击分析,得到不同材质对阀门抗冲击性能的影响。结果表明:响应谱数值分析方法可为阀门的抗冲击性能提供有效的参考;模型受冲击作用时,应力分布受结构影响较大,受材料影响较小,最大应力值受材料影响较大;相同结构不同材质的阀门抗冲击性能由高到低依次为TA31、TA2、QA110-5-5和06Cr19Ni10。采用模拟分析和试验验证的方式对阀门的抗冲击性能进行分析研究,为该类阀门的工程化设计提供参考。

**关键词:**钛合金;阀门;响应谱;抗冲击

**中图分类号:**TH134;O353.4

**文献标识码:**A

**文章编号:**1002-185X(2020)03-0916-05

舰船在服役期内可能遇到来自接触或非接触爆炸的冲击作用,接触爆炸形成高强度的局部破坏,会波及部分舱内设备,但大部分能量耗于船体结构的损伤,非接触爆炸通常很难使船体结构出现破口,然而其冲击作用遍及整船,可造成难以自行修复的大范围设备破坏。因此,水下非接触爆炸引起的冲击破坏更具有全船性和严酷性<sup>[1-3]</sup>。按照我国国家军用标准GJB 1060.1《舰船环境条件要求机械环境》规定,船用设备的性能在冲击前后应无显著变化,且不造成其它破坏。因此,在设计阶段必须对其抗冲击特性进行评估<sup>[4-6]</sup>。

目前,国内外使用冲击设计分析方法主要有等效静力法、动态设计分析法和时域模拟法。等效静力法只考虑了受冲击结构的质量效应<sup>[7]</sup>,当一阶响应是设备的主要破坏因素时尚可适用<sup>[8]</sup>,而当高频破坏是设备的主要破坏因素时则不适用,因此这种方法只能主要用于分析设备的地脚螺栓和固定螺栓的强度;动态设计分析方法是目前国际上通行的设备抗冲击分析方法<sup>[9-11]</sup>,动力学设计分析方法的分析理论与常规反应谱分析方法相同,都采用模态叠加法的线性分析,文献[12,13]采用该方法对鱼雷发射装置和柴油机排气消声器的抗冲击性能进行了分析。我国制订的抗冲击设计计算规范GJB 1060.1《舰船环境条件要求机械环境》规定即是按此方法进行校核<sup>[14]</sup>。时域模拟法采用实测的时间历程曲线,或标准的基础输入时程曲线作为设备的输入载荷,对设备进行瞬态动响应分析,尤其适用于分析带非线性柔性减振元件的设备冲击防护系统

的抗冲击性能,姚熊亮<sup>[15]</sup>等采用该方法对舰船设备的抗冲击性能进行分析,得到了主汽轮机抗冲击的薄弱环节和危险区域。

钛及钛合金在船舶中的应用领域非常广泛,如船体结构件、耐压壳体、管道、阀及配件等,是优秀的船舶结构材料<sup>[16,17]</sup>。本研究采用响应谱分析法对船用设备进行抗冲击分析,以考核船用设备在冲击作用下的安全性,并作抗冲击性能评估。

## 1 模型建立

以钛合金角型截止阀为研究对象,分析其抗冲击性能。图1为角型截止阀的结构示意图,主要包括阀体、阀瓣、阀盖、阀杆、阀杆螺母、手轮等,其中阀体、阀盖为铸件,材质为ZTC4,阀瓣、阀杆、阀杆螺母为锻件,材质为TA31,手轮为外购件,材料为TA2。

## 2 模型计算分析

### 2.1 模态分析

该角型截止阀正常工作状态为开启状态,为保证模型与试验工况一致,调整结构模型至正常工作状态,并对模型进行网格划分,划分后的网格模型如图2所示。

将不同的结构赋予对应的材料属性,对模型的进、出口端施加固定约束,并在阀腔内施加5 MPa设计压力,分析结构的模态特征。根据GJB 1060.1要求,分析的模态中应包括模态质量大于系统总质量的10%的所有模态<sup>[18]</sup>,即在模态计算时得到的前若干阶模态质

收稿日期:2019-03-15

作者简介:娄燕鹏,男,1989年生,硕士,中国船舶重工集团公司第七二五研究所,河南 洛阳 471023,电话:0379-67256964, E-mail: louyp0216@163.com

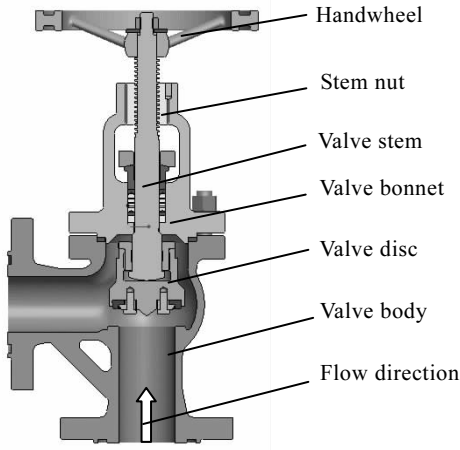


图 1 角型截止阀结构示意图

Fig.1 Structure of angle globe valve

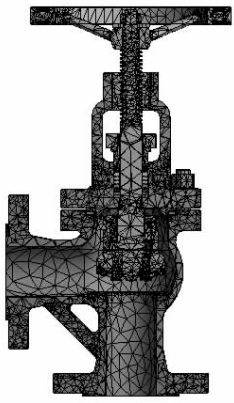


图 2 网格划分后模型

Fig.2 Mesh model of angle globe valve

量总和应大于总质量的 90%，选择分析的总模态质量应大于分析系统总质量的 80%，其中模态分析流程图如图 3 所示。

对该角型截止阀模型进行模态分析，得到前 18 阶的三向模态质量，各向模态质量的总和均大于系统总质量的 90%，选择其中模态质量占比较大的所有模态，如表 1 所示。选择的各向模态质量总和均大于系统总质量的 80%，满足 GJB 1060.1 中要求。

### 2.2 冲击分析

根据 GJB 1060.1 中要求，不同安装部位的设备，其加速度设计值计算公式不同<sup>[19,20]</sup>，对于船体和外板安装部位的设备，其基准加速度计算公式如式 (1) 所示：

$$A_0 = 196.2 \frac{(17.01 + m_a)(5.44 + m_a)}{(2.72 + m_a)^2} \quad (1)$$

式中， $A_0$  为击准速度， $m_a$  为冲击加速度。其冲击加速度与基准加速度的关系如表 2 所示。

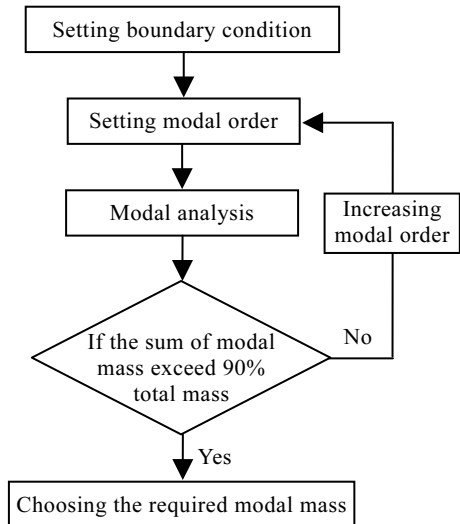


图 3 模态分析流程图

Fig.3 Flow chart of modal analysis

表 1 三向模态分析结果

Table 1 Model analysis of three directions

Direction	Modal order	Frequency /Hz	Modal mass/kg	Ratio of modal mass to total mass/%
Longitudinal	3	195.9	2.053	11.509
	5	488.4	6.353	35.610
	8	1158.2	2.034	11.400
	10	1296.4	3.533	19.802
	16	2193.2	1.205	6.758
Ratio of the sum of modal mass to total mass				85.081
Horizontal	7	855.965	5.485	30.744
	14	1972.78	7.016	39.326
	16	2193.2	3.041	17.044
Ratio of the sum of modal mass to total mass				87.114
Vertical	1	164.175	3.010	16.872
	4	387.127	6.615	37.079
	6	816.128	4.782	26.806
11	1554.78	0.567	3.183	
Ratio of the sum of modal mass to total mass				83.941

表 2 冲击加速度

Table 2 Impact acceleration

Direction	Longitudinal	Horizontal	Vertical
Acceleration	$0.2A_0$	$0.4A_0$	$1.0A_0$

将表 1 中模态质量代入式 (1) 和表 (2) 中，得到 3 个方向不同频率下的冲击加速度，如表 3 所示。

表 3 三向冲击加速度

Table 3 Impact acceleration of three directions

Direction	Frequency/Hz	Modal mass/kg	Acceleration/ m·s <sup>-2</sup>
Longitudinal	195.9	2.053	490.292
	488.4	6.353	489.256
	1158.2	2.034	490.297
	1296.4	3.533	489.935
	2193.2	1.205	490.497
Horizontal	855.965	5.485	2447.328
	1972.78	7.016	2445.488
	2193.2	3.041	2450.271
Vertical	164.175	3.010	980.123
	387.127	6.615	978.387
	816.128	4.782	310.592
	1554.78	0.567	981.302

将表 3 中三向冲击加速度值分别添加至模型中，对其进行响应谱分析，得到模型的三向冲击应力，三向冲击应力云图如图 4 所示。

由图 4 可知，三向应力的最大值分别为 102.94、59.678 和 34.764 MPa。最大应力值为横向应力，位置在阀杆与阀杆螺母连接处。TA31 的屈服强度 740 MPa，取安全系数  $n=3$ ，得到其许用应力为 246.7 MPa，大于模型的最大冲击应力，该模型满足设计要求。

### 3 试验验证

将该阀门置于冲击试验台，调整阀门至开启工作状态，在水平端口通入 5 MPa 清水。将阀门的进、出口法兰固定于冲击试验平台，按 GJB150.18《军用设备环境试验方法冲击试验》中要求对其进行抗冲击性能试验。

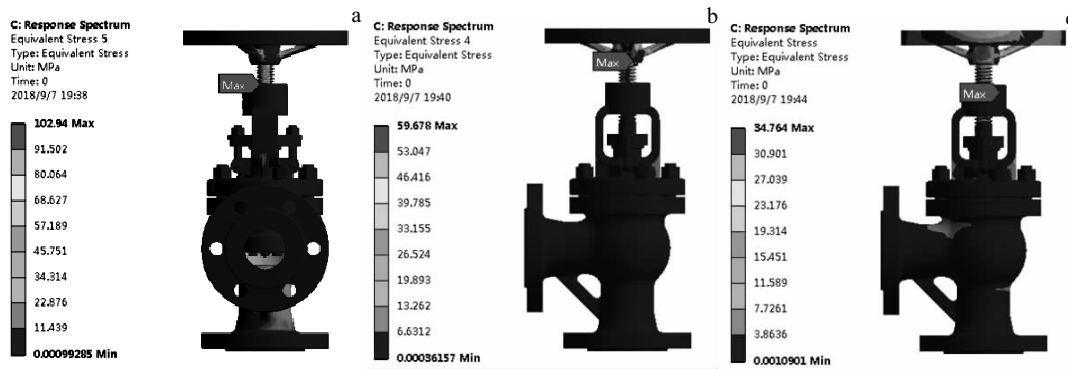


图 4 三向应力分布云图

Fig.4 Stress nephograms of three directions: (a) portrait, (b) landscape, and (c) vertical

试验结束后，阀门零部件完整无松动，填料密封无泄漏，该样机满足标准要求。由于样机在进行抗冲击试验后，仅能通过外观判断其结构完整性和密封可靠性，不能显示样机受冲击过程的危险部位。因此，采用数值模拟方法可快速判断结构件易损部位，为样机设计提供参考。

### 4 不同材质抗冲击性能分析

以该角型截止阀为模型，分析不同材质的抗冲击性能。本研究以常用的纯钛、钛合金、不锈钢、铜合金材质为例，对结构抗冲击性能进行分析，常用的铸/锻件材料为 ZTA2/TA2、ZTC4/TA31、ZG08Cr18Ni9/06Cr19Ni10、ZCuAl9Fe4Ni4Mn2/ QAl10-5-5，其中 4 种锻件的材料属性如表 4 所示。

将 4 种材质的材料属性分别赋予至各零部件，采用响应谱分析方法对模型进行分析，得到相同模型不同材质下的抗冲击性能。不同材质下模型的最大冲击

应力均为横向应力，其横向对应的应力分布云图如图 5 所示。

由图 5 可知，同型号规格的角型截止阀，在受到相同冲击载荷的作用下，最大应力位置基本相同，即应力分布受结构影响较大，受材料影响较小。

将不同材质下阀门结构的最大冲击应力列于表 5 中，对比其最大冲击值。

表 4 不同材质材料属性

Table 4 Property of different materials

Material	Density/kg·m <sup>-3</sup>	Poisson ratio	Modulus/GPa
TA2	4505	0.34	103
TA31	4490	0.387	113
06Cr19Ni10	7930	0.3	194
QAl10-5-5	7650	0.25	105

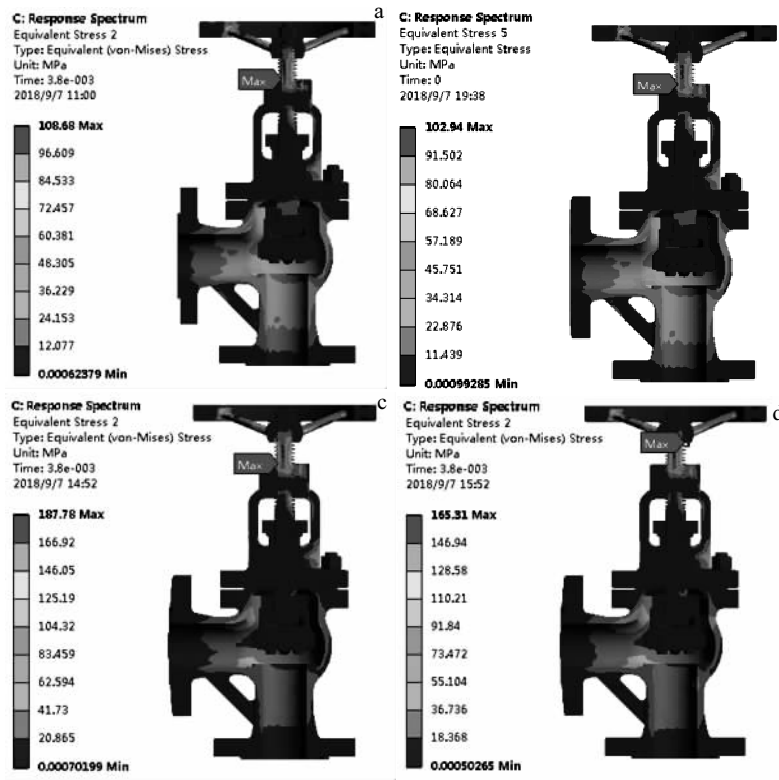


图 5 不同材质的应力分布云图

Fig.5 Stress nephograms of different materials: (a) pure titanium, (b) titanium alloy, (c) stainless steel, and (d) copper alloy

由表 5 可知, 纯钛和钛合金材质的最大应力小于铜合金和不锈钢材质的最大应力, 即冲击产生的应力值受材料影响较大, 其最大应力均出现在阀杆端部, 该阀杆由锻件加工完成。

由于不同材质的屈服强度不同, 以最大应力与屈服强度比值为判断依据, 对比不同材质的抗冲击性能, 比值越小证明材料抗冲击安全性越高<sup>[21]</sup>, 其数值如表 6 所示。

表 5 不同材质下冲击最大值

Material	Titanium	Titanium alloy	Stainless steel	Copper alloy
Maximum stress/MPa	108.4	107.3	187.7	165.3

表 6 不同材质的抗冲击性能

Material	TA2	TA31	06Cr19Ni10	QA110-5-5
Yield stress/MPa	320	785	205	275
Ratio of stress to yield stress/%	33.8	13.6	91.5	60.1

由表 6 可知, 不同材质的抗冲击性能由强到弱依次排列为 TA31、TA2、QA110-5-5、06Cr19Ni10。

### 5 结 论

1) 采用响应谱分析方法对钛合金角型截止阀的抗冲击性能进行分析, 并采用试验方法对其分析结果进行验证, 结果表明响应谱分析方法可为样机的设计提供有效参考。

2) 同型号规格不同材质的模型, 在相同的冲击载荷作用下, 应力分布和最大应力位置基本相同, 最大应力值差别较大, 即应力分布受结构影响较大, 受材料影响较小, 最大应力值受材料影响较大。

3) 同型号规格不同材质的模型, 在相同的冲击载荷作用下, 纯钛和钛合金结构的最大应力明显小于铜合金和不锈钢结构的最大应力, 以最大应力与屈服强度比值为判断依据, 对比不同材质的抗冲击性能, 抗冲击性能由强到弱依次排列为 TA31、TA2、QA110-5-5、06Cr19Ni10。

### 参考文献 References

[1] Gong Guotian(宫国田), Jin Hui(金 辉), Zhang Shuhong(张姝红) et al. *Acta Armamentarii* (兵工学报)[J], 2010, 31(1): 293

- [2] Wang Yu(汪玉), Zhang Lei(张磊), Shi Shaohua(史少华) *et al. Science & Technology Review*(科技导报)[J], 2009, 27(14): 19
- [3] Zeng Lingyu(曾令玉), Cai Shang(蔡尚), Wang Shiping(王诗平). *Chinese Journal of Ship Research*(中国舰船研究)[J], 2018, 13(3): 66
- [4] Reese R M, Calvano C N, Hopkins T M. *Naval Engineers Journal*[J], 1998, 110(1): 19
- [5] Liu Jianhu(刘建湖), Zhou Xintao(周心桃), Pan Jianqiang(潘建强) *et al. Chinese Journal of Ship Research* (中国舰船研究)[J], 2016, 11(1): 46
- [6] Feng Linhan(冯麟涵), Wang Yu(汪玉), Zhang Lei(张磊). *Journal of Vibration and Shock*(振动与冲击)[J], 2013, 32(1): 140
- [7] Huang Ruobo(黄若波), Du Jianye(杜俭业), Wang Guanxiang(王官祥). *Ship Science and Technology*(舰船科学技术)[J], 2007, 29(2): 138
- [8] Zhang Xiaoyang(张晓阳), Liu Jianhu(刘建湖), Pan Jianqiang(潘建强) *et al. Journal of Ship Mechanics*(船舶力学)[J], 2011, 15(11): 1322
- [9] Wang Yu(汪玉), Hua Hongxing(华宏星). *Elementary Shock Theory and Application of Ship*(舰船现代冲击理论及应用)[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2005: 69
- [10] Hakan U. *Dynamic Response of Catamaran-hull Ship Subjected to Underwater Explosions* [D]. Monterey: Naval Postgraduate School, 2006
- [11] Jiang Tao(姜涛), You Wenli(由文立), Li Jianlin(李建林) *et al. Acta Armamentarii* (兵工学报)[J], 2010, 31(1): 33
- [12] Zhou Chuan(周川), Zhou Ningbo(周宁波). *Acta Armamentarii* (兵工学报)[J], 2015, 36(1): 273
- [13] Cao Yipeng(曹贻鹏), Fei Jingzhou(费景州), Yan Liqi(闫力奇) *et al. Ship Science and Technology* (舰船科学技术)[J], 2018, 40(6): 67
- [14] Pu Jun(浦军), Shi Bangkai(石邦凯). *Ship Science and Technology*(舰船科学技术)[J], 2017, 39(8): 128
- [15] Yao Xiongliang(姚熊亮), Feng Linhan(冯麟涵), Zhang Aman(张阿漫). *Turbine Technology*(汽轮机技术)[J], 2009, 51(3): 190
- [16] Chen Jun(陈军), Wang Tingxun(王廷询), Zhou Wei(周伟) *et al. Titanium Industry Progress* (钛工业进展)[J], 2015, 32(6): 8
- [17] Yang Yingli(杨英丽), Luo Yuanyuan(罗媛媛), Zhao Hengzhang(赵恒章) *et al. Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2011, 40(2): 538
- [18] GJB 1060.1, *General Requirement for Environmental Conditions of Naval Ships Mechanical Environments*(舰船环境条件要求机械环境)[S]. Beijing: National Defense Science and Technology Commission, 1991
- [19] Yao Xiongliang(姚熊亮), Feng Linhan(冯麟涵), Zhang Aman(张阿漫). *Ship Science and Technology*(舰船科学技术)[J], 2009, 31(3): 67
- [20] Guo Jinting(郭晋挺), Si Macan(司马灿), Liu Jianhu(刘建湖). *Journal of Ship Mechanics*(船舶力学)[J], 2004, 8(4): 108
- [21] Wang Mingxin(王明心), Mike W Z. *Design and Calculation of Engineering Pressure Vessel*(工程压力容器设计与计算)[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2011: 256

## Impact Resistance Analysis of Titanium Alloy Valve

Lou Yanpeng, Shi Wenxiang, Zhang Xinqi

(Luoyang Ship Material Research Institute, Luoyang 471039, China)

**Abstract:** Taking angle globe valve as an example, the modal and impact resistance performance was analyzed by response spectrum analysis, and the modal frequency and three-way stress of titanium alloy valve was obtained. The impact resistance performance was verified by tests. After that, different types of common materials were analyzed with the same angle globe valve, and the impact resistance was obtained. The results show that the response spectrum analysis method could provide an effective reference for the impact performance of the valve. In addition, the stress distribution is greatly affected by the structure, little by the material, and the maximum stress value is greatly affected by the material, while the model is impacted. Finally, the impact resistance of valves with the same construction is from high to low for TA31, TA2, QA110-5-5 and 06Cr19Ni10. In this paper, the impact resistance of valve was analyzed and studied by simulation analysis and test method, which provides a reference for the engineering design of this kind of valve.

**Key words:** titanium alloy; angle globe valve; response spectrum; impact resistant

Corresponding author: Lou Yanpeng, Master, Luoyang Ship Material Research Institute, Luoyang 471039, P. R. China, Tel: 0086-379-67256964, E-mail: louyp0216@163.com