

文章编号:1671-6833(2007)02-0060-04

非标法兰连接系统结构设计及应力分析

王定标¹, 杨国新², 尹华杰¹

(1. 郑州大学 化工学院, 河南 郑州 450001; 2. 开封兴化精细化工厂, 河南 开封 475002)

摘要: 法兰、垫片、螺栓连接系统是压力容器及管道设计中的重要内容, 同时也是工程设计及使用过程中容易出现问题的关键部位。由于工程应用需要, 对公称直径为 450 mm 的非标管道法兰、垫片、螺栓以及阀门连接系统进行了设计, 开发出膨胀石墨和 0Cr18Ni10Ti 两种材料覆合的新型垫片。同时, 将该系统作为一个整体, 考虑到法兰旋转、内压对法兰、垫片、螺栓以及阀门的受力与变形的影响, 应用三维有限元技术, 分析在螺栓预紧过程和加压过程中法兰连接系统的整体应力分布。结果表明, 法兰、螺栓等的应力强度满足要求, 垫片应力及残余压紧压力满足密封要求, 设计的非标法兰连接系统结构合理, 应力分布均匀, 使用情况良好。

关键词: 法兰; 垫片; 螺栓连接; 结构设计; 有限元; 应力

中图分类号: X 824

文献标识码: A

0 引言

法兰、垫片、螺栓连接系统作为一种方便的可拆卸连接结构, 是压力容器及管道上必不可少的重要部件, 被广泛应用于石油化工、电力、能源、轻工、航空航天等领域。法兰、垫片、螺栓连接系统是压力容器设计中的重要内容, 同时也是工程设计及使用过程中容易出现问题的关键部位。我国的法兰设计采用的是以弹性分析为基础的 Waters 方法, 多年的应用结果表明, 按 Waters 法设计的法兰是可靠的。但是, Waters 法计算也存在一些缺陷, 如该方法略去了压力载荷所造成的不连续应力以及内压在圆筒、锥颈上引起的直接薄膜应力。现代工业对安全性和环境保护提出的严格指标, 要求对法兰、垫片、螺栓连接系统的工作机理有更深入的认识并有更好的设计方法。随着有限元技术的发展, 使复杂结构的应力计算成为可能, 其分析结果真实可靠, 目前已成为工程分析的重要手段之一, 有限元技术是解决法兰、垫片、螺栓连接系统最可行有效的方法^[1-5]。

由于工程应用和研究需要, 本文作者设计了非标法兰、垫片、螺栓以及阀门连接系统结构, 同时, 将法兰、垫片、螺栓以及阀门作为一个整体, 考

虑法兰旋转、内压对法兰、垫片、螺栓以及阀门的受力与变形的影响, 应用三维有限元技术, 分析在螺栓预紧过程和加压过程中法兰连接系统的整体应力分布, 为法兰连接系统的精细化分析提供可靠的设计依据。

1 工况简介

河南蓝天集团由于生产应用的特殊要求, 需要设计非标管道法兰、阀门连接系统。其提供的法兰及与之相连接的阀门工作参数及结构型式如表 1 所示。

表 1 法兰及阀门工作参数及结构型式
Tab.1 Operating parameters and
structure of flanges and valves

公称尺寸 /mm	工作温度 /℃	工作压力 /MPa	法兰材质与 密封面形式	阀门材质与 密封面形式
DN450	67	8.15	20G 环面密封	WC9 全平面密封

从表 1 可以看出, 法兰与阀门的密封面形式不同, 为非标法兰连接型式, 其密封面所采用的垫片不能采用标准垫片, 必须重新设计, 确保密封性能。因此, 设计要求: 对管道法兰连接系统进行分

收稿日期: 2007-01-10; 修订日期: 2007-03-21

基金项目: 国家教育部“211”重点学科建设项目; 河南省教育厅自然科学研究项目(2007480007)

作者简介: 王定标(1967-), 男, 浙江杭州人, 郑州大学教授, 博士, 博士生导师, 主要从事节能技术与过程装备 CAD/CAE/OPT 技术方面的研究。

表 3 法兰连接系统各部件材料属性

Tab.3 Material attributes of flange connection system

公称尺寸/mm	设计温度/℃	设计压力/MPa	弹性模量/MPa	设计应力强度 S_m /MPa
DN450	100	8.5	垫片 1.91e5	137
			法兰 阀门 1.91e5	127
			螺栓螺母 2.03e5	191

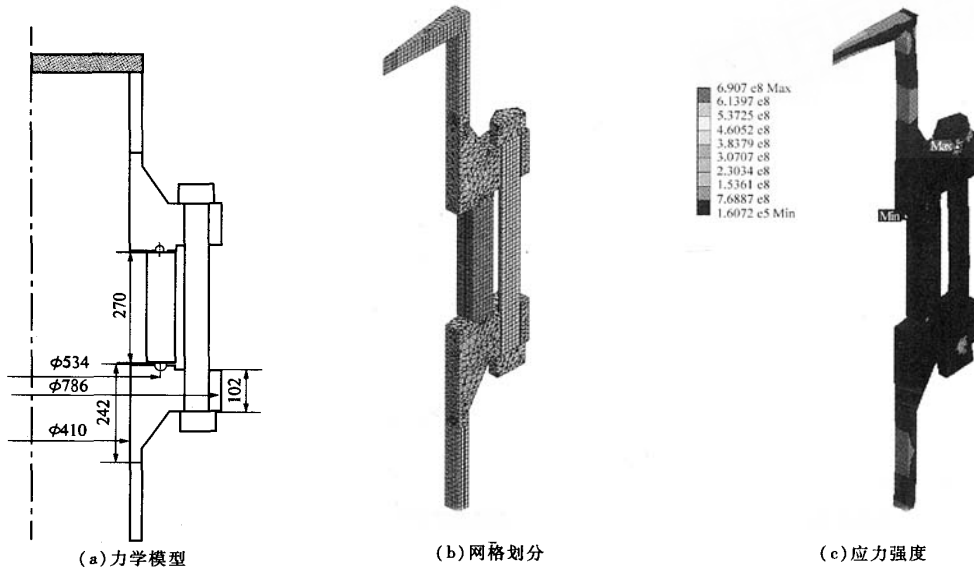


图 2 法兰连接系统

Fig.2 Flange connection system

力,其影响范围很小.其余部位应力强度最大值为 153.6 MPa,均小于 1.5 倍许用应力强度值.

在法兰接头系统中法兰环的应力水平比较低,均小于最大应力强度值.螺栓不仅受到轴向的拉应力,还受到弯曲力矩的作用,所以螺栓的应力强度在螺栓受拉的一侧最大,是值得关注的区域.受内压时,法兰环压紧处有从内向外的张开趋势,如图 3 所示.

4.2 螺栓应力结果分析

图 4 是螺栓在接头施加内压为 8.5 MPa 时的应力强度分布情况,其最大应力强度值为 170.2 MPa,小于螺栓的许用应力强度值.如前所述,在预紧和加内压的两种工况中,由于法兰环的变形和垫片压紧面上压紧力分布的不均匀性,导致在螺栓的横截面上除了有拉应力外,还有弯曲应力.正是在拉伸和弯曲的共同作用下,才使得螺栓中的应力情况分布不均匀.

随着内压的升高,法兰环逐步发生弯曲,在垫片上产生了不均匀的压力,法兰环对螺栓产生越

4 法兰连接系统应力分析结果

4.1 法兰接头的变形和应力强度分布

如图 2(c) 是法兰接头在螺栓预紧至 402 650 N 时施加内压为 8.5 MPa 后的变形及应力强度分布情况.图中处于封头边缘处是接头系统中应力强度最大的地方,该点的应力强度值为 690.7 MPa.其应力是由几何不连续造成的边缘应

来越大的弯曲作用,引起螺栓受到的弯曲应力不断增加.所以,在法兰接头的分析和设计中,对于螺栓强度的考虑,不仅要考虑螺栓的拉应力,还要考虑其弯曲应力.

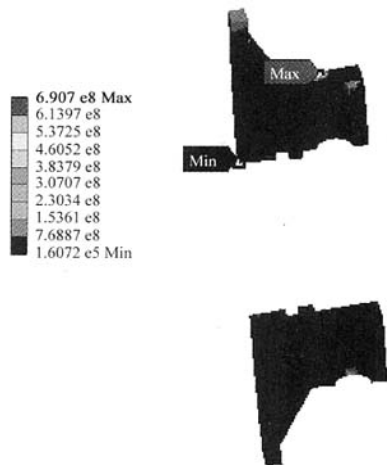


图 3 法兰应力分布图

Fig.3 Stress of flange

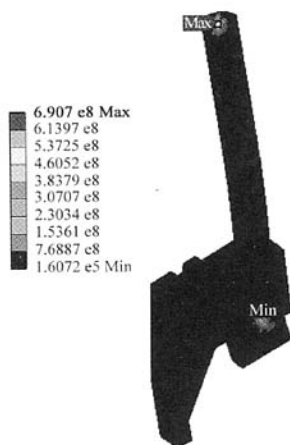


图4 螺栓应力分布图

Fig.4 Stress of bolt

4.3 垫片应力和垫片泄漏过程

图5所示为施加内压后垫片压紧面中残余压紧压力的分布图。从图中可见,残余压紧压力的分布在径向是不均匀的,沿着径向方向从内到外不断增加,最大值为81.0 MPa,在周向方向则基本一致,从而在垫片上形成了环状密封带。

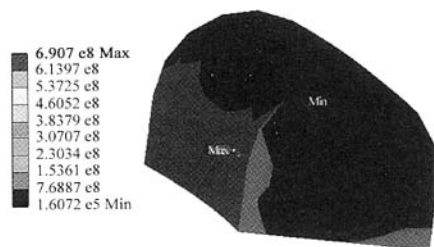


图5 垫片压紧面中残余压紧压力的分布图

Fig.5 Residual compressive stress of gasket

Structural Design and Stress Analysis of Non - standard Flange Connection System

WANG Ding - biao¹, YANG Guo - xin², YIN Hua - jie¹

(1. School of Chemical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Kaifeng Xinghua Fine Chemical Plant, Kaifeng 475002, China)

Abstract: The system which consists of flange, gasket, bolt and valve is the important content in the pressure vessel and pipe system design, and it is also the part that produced problem easily during design and operation. As engineering and research needs, the system of non - standard flange of DN450, gasket, bolt and valve is designed. A new type of composite gasket made of expanded graphite and 0Cr18Ni10Ti is developed. Stress distribution in detail of flange and bolt connection system is calculated exactly by using the three dimension finite element technology in bolt pretension and pressure process. The results show that stress intensity of flange and bolts meets the requirements, and residual compressive stress of gasket meets sealing requirements. The design of non - standard flanges, gaskets, bolt and valve connection system is reasonable, and stress distribution is uniform.

Key words: flange; gasket; bolt connect; structural design; finite element; stress

由于法兰连接系统的操作密封比压 $mp = 6.50 \times 8.5 \text{ MPa} = 55.25 \text{ MPa}$. 式中, m 为垫片系数; p 为内压, MPa. 可以看出, 此时垫片上残余压紧压力的值大于操作密封比压, 从而在垫片上形成了环状密封带, 达到密封要求。

5 结束语

法兰、阀门、垫片、螺栓连接系统的受力是相当复杂的, 用常规的计算方法很难得到准确的计算结果. 作者通过建立法兰、阀门、垫片、螺栓连接系统的有限元模型并进行应力分析, 较准确地了解该连接系统的受力情况和应力情况, 并开发出垫片的新型结构型式. 运行结果表明; 系统密封性能良好, 无泄露发生. 为研究设计新型法兰、阀门、垫片、螺栓连接系统提供了一定的理论依据。

参考文献:

- [1] 曹占飞. 法兰、螺栓连接系统的三维有限元分析[J]. 石油化工设备技术, 2004, 25(6): 17-19.
- [2] 陈庆, 由立臣, 赵明炬. 法兰连接系统理论分析和实验研究[J]. 润滑与密封, 2004, (4): 40-42.
- [3] 张庆雅, 汪亮. 垫片螺栓法兰连接系统的强度可靠性分析[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(增刊): 79-83.
- [4] 陆秉权, 王海龙, 周小飞, 等. 应用有限元技术计算螺栓联接的方法研究[J]. 黑龙江电力, 2004, 26(2): 100-102.
- [5] 蒋丽. 拉力作用下高强螺栓连接的有限元模拟[J]. 山西建筑, 2006, 32(21): 56-57.