

# 半圆管夹套容器有限元分析

盖超会<sup>1</sup>, 郑晓敏<sup>2</sup>, 王成刚<sup>2</sup>, 周宁波<sup>2</sup>, 肖 健<sup>2</sup>

(1. 武汉软件工程职业学院机械制造工程系, 湖北 武汉 430205;

2. 武汉工程大学机电工程学院, 湖北 武汉 430074)

**摘 要:**在正常工况下对直径为 57 mm 的半圆管夹套容器进行有限元应力分析, 在危险截面处对应力分布情况进行线性化处理, 并按照 JB4732-1995 进行应力评定, 校核知在正常工况下夹套容器是安全的, 故可将筒体厚度由 16 mm 减小到 12 mm, 从而达到节省材料的目的。

**关键词:**半圆管夹套; 有限元分析; 应力评定

**中图分类号:** TQ053

**文献标识码:** A

**doi:** 10.3969/j.issn.1674-2869.2011.12.019

## 0 引 言

半圆管夹套在工业生产中有着广泛应用, 管子横截面形状有弓形和半圆形两种, 流量较大时采用半圆形, 半圆管成螺旋状分布在反应器外圆柱面上, 并与其通过焊接相连接, 夹套内有流体通过<sup>[1]</sup>. 一般采用将钢带逐段压制半圆形, 然后拼焊在筒体上的方法, 也可将无缝钢管剖开, 弯成与筒体相吻合的弧段, 再逐段与筒体相焊接。

作为夹套容器的一种, 同整体夹套容器相比, 半圆管夹套有如下优点: 结构简单、节约材料、承压范围大、传热效率高及经济适用等. 由于半圆管夹套的优越性, 在工业生产中应用越来越广, 为了使用安全, 各国制定了该类容器的强度设计规范. 主要包括: 美国 ASME VIII-1-2004《压力容器建造规则》<sup>[2]</sup>; 日本 JIS B8279-1993《压力容器夹套(说明)》<sup>[3]</sup>; 德国 AD2000-2004《受压容器及部件设计规范》<sup>[4]</sup>; 欧盟 EN13445-2002《非直接受火压力容器》<sup>[5]</sup>; 前苏联标准 ГОСТ 25867-83《夹套容器强度设计规范》<sup>[6]</sup>等. 我国 HG 20582-1998《钢制化工容器强度计算规定》<sup>[7]</sup>中有关半圆管夹套容器的设计参照了美国 ASME VIII-1 中所列的设计方法, 其适用于带有半圆管夹套的圆筒或球形、蝶形、椭圆形封头设计。

## 1 半圆管夹套容器应力分析方法

文献[7]中对半圆管夹套设计规定: 容器圆筒和封头部分的名义厚度和有效厚度, 按照不带半

圆管夹套时的同一容器, 根据计算压力为内压或外压, 依据 GB150-1998《钢制压力容器》<sup>[8]</sup>的相关章节确定, 内圆筒轴向或封头经向总应力  $\sigma$  包含由半圆管夹套内压力  $p'$  引起的圆筒壁轴向弯曲应力和由容器内计算压力  $p_c$  在器壁上所引起的轴向薄膜应力. 可按如下公式校核:

$$\sigma = F + \sigma' = K p' + \frac{p_c R}{2t} \leq 1.5 [\sigma]'$$

式中,  $K$  为系数, 可根据半圆管外径、内筒壳体厚度及壳体内径由相应图表查得;  $p'$  为半圆管夹套许用压力, MPa;  $p_c$  为壳体计算压力, MPa;  $R$  为圆筒或封头球面部分内半径, mm;  $t$  为圆筒或封头有效厚度, mm;  $[\sigma]'$  为圆筒或封头材料在设计温度下的许用应力, MPa. 但文献[7]限定采用外径为 60 mm、89 mm、114 mm 三种尺寸的无缝钢管半圆管夹套应力计算表, 而本课题研究夹套外径不在 HG 20582-1998 以上三种规定之列, 属于非标准半圆管夹套. 且总应力  $\sigma$  未将反应器筒体与封头连接区域不连续应力包含其中, 具有一定局限性. 为了设计和使用安全, 本文采用有限元法进行应力分析, 并按照 JB4732-1995《钢制压力容器—分析设计标准》进行应力评定<sup>[9]</sup>.

## 2 半圆管夹套工艺参数

### 2.1 结构尺寸及工艺参数

某化工机械厂设计制造的半圆管夹套的反应器结构如图 1 所示, 筒体实际使用厚度为 16 mm. 反应器筒体盛装介质为混合物料, 半圆管夹套内

收稿日期: 2011-10-31

基金项目: 国家自然科学基金(21075096); 湖北省教育厅科研计划(重点项目 D200515003)

作者简介: 盖超会(1977-), 女, 山东莱阳人, 硕士, 讲师. 研究方向: 应力分析、计算机测控技术、PLC 控制.

介质为蒸汽. 筒体设计压力为 1.3 MPa, 夹套设计压力为 1.3 MPa, 设计温度均为 200 °C.

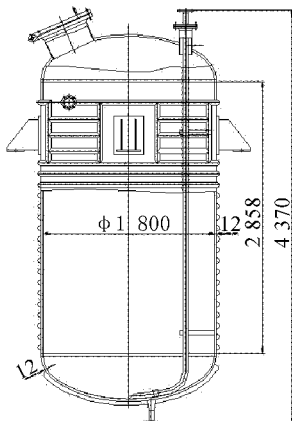


图 1 半圆管夹套的反应器结构图

Fig. 1 Structure chart of half-pipe jacket reactor

按照 HG 20582-1998 设计公式确定半圆管夹套的厚度, 按照不带半圆管夹套时同一容器设计方法, 依据 GB150-1998 确定圆筒和封头的厚度. 经计算初步确定尺寸参数如下: 筒体 DN 1 800 mm × 12 mm, 夹套尺寸 φ 57 mm × 3.5 mm, 节距 114 mm; 封头 DN 1 800 mm × 12 mm.

### 2.2 材料性能参数

半圆管夹套材料为 304 钢, 筒体和封头材料为 16 Mn. 304 钢在设计温度下的屈服强度  $\sigma_s = 144$  MPa, 抗拉强度  $\sigma_b = 406$  MPa, 许用应力  $[\sigma] = 130$  MPa, 弹性模量  $E = 2.06 \times 10^5$  MPa, 泊松比  $\mu = 0.3$ . 材料 16 Mn 在设计温度下的屈服强度  $\sigma_s = 255$  MPa, 抗拉强度  $\sigma_b = 490$  MPa, 许用应力  $[\sigma] = 159$  MPa, 弹性模量  $E = 2.1 \times 10^5$  MPa, 泊松比  $\mu = 0.3$ .

## 3 有限元分析

### 3.1 实体模型的建立

由于半圆管夹套反应器直径较大, 而半圆管的螺旋角较小 ( $1^\circ$  左右), 故可将半圆管夹套视为轴对称结构<sup>[10]</sup>. 由圣维南原理可知, 筒体长度应远大于自身体边缘应力衰减长度 ( $2.5\sqrt{Rt} = 260$  mm), 故取筒体长度  $\Delta L = 320$  mm ( $\Delta L \geq 2.5\sqrt{Rt}$ ), 同时在直筒段取其中二个节距的半圆管作为建模对象, 标准椭圆封头按实际尺寸建模. 本模型采用的是自底向上的建模方法<sup>[11]</sup>, 其几何模型如图 2 所示.

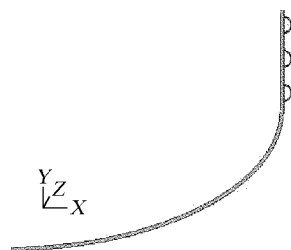


图 2 半圆管夹套的几何模型

Fig. 2 Geometry model of half-pipe jacket

### 3.2 网格划分

首先定义单元类型和材料属性, 采用 ANSYS 软件提供的 PLANE82 单元, 并设定轴对称选项. 由于几何结构的不规则性, 而为了得到更精确的结果, 可先设定部分边的划分份数, 再进行网格划分. 网格划分后共生成 4 679 个单元, 15 735 个节点. 其网格划分如图 3 所示.



图 3 半圆管夹套反应器网格划分图

Fig. 3 Grid of half-pipe jacket reactor

### 3.3 载荷施加及边界条件

由应力分析可知, 内圆筒轴向或封头经向总应力由容器内计算压力  $p_c$  在器壁上所引起的轴向薄膜应力和半圆管夹套内压力  $p'$  引起的圆筒壁轴向弯曲应力二者构成. 设反应器筒体内侧受压力  $p_1 = 1.3$  MPa, 外侧受半圆管压力  $p_2 = 1.3$  MPa 时对半圆管夹套模型进行应力分析.

边界条件: 在反应器筒体的横截面上施加 UY 方向的轴向位移约束, 在模型对称面上施加对称约束. 轴向当量位移计算方法如下:

$$\sigma_y = \frac{p_1 D_i}{4t_1} = 48.75 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = 2.321 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

$$u_y = \epsilon_y \times l = 0.115 \text{ mm}$$

### 3.4 与文献 HG 20582-1998 结果对比

验证应力分析计算模型正确与否所采用的方法为:将半圆管夹套直径改为 60 mm 结构形式进行应力分析,再将模拟结果与文献 HG 20582-1998 应力校核公式计算结果进行对比. 校核公式计算结果如下:

$$\sigma = K p' + \frac{p_c R}{2t} = 67 \text{ MPa} \leq 195 \text{ MPa}$$

用 ANSYS 应力分析结果  $\sigma_{\max} = 66.5 \text{ MPa}$ , 最大误差小于 1%, 可证明计算模型的可靠性和准确性.

## 4 结果分析和强度校核

通过 ANSYS 提供的通用后处理求解器 POST1 求解结果, 得到 Von Mises 等效应力分布云图并得出最大危险截面, 如图 4 所示.

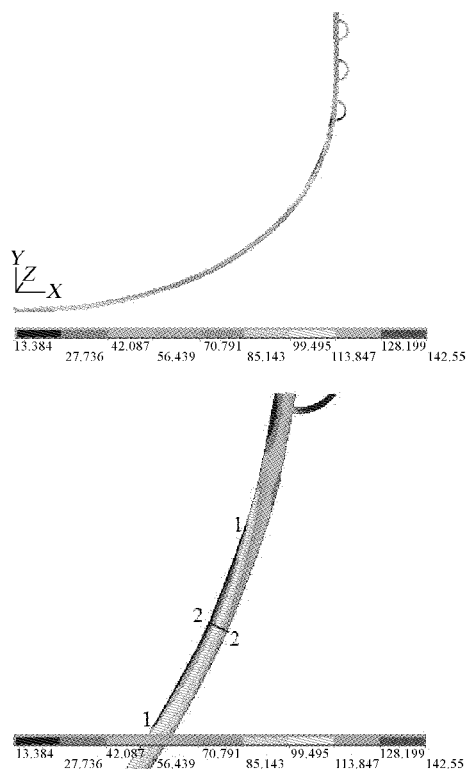


图 4 半圆管反应器的等效应力图

Fig. 4 Von mises of half-pipe jacket reactor

由图 4 可见, 最大应力分布在封头与靠近筒体相连接的内壁处, 且最大应力值达到 142.55 MPa, 封头与筒体连接边缘处最大应力远大于直筒体部位应力. 由应力评定思想, 在沿封头内壁方向路径 1-1 与沿封头厚度方向路径 2-2, 并

分别对路径 1-1 和路径 2-2 进行应力分类和应力强度评定, 如图 4 所示. 根据应力分类的定义, 路径 1-1 和 2-2 处应力类型主要为一次局部薄膜应力  $P_L$ 、一次弯曲应力  $P_b$  和二次应力  $Q$ . 对路径上的应力强度用 ANSYS 软件自带的线性化处理模块沿路径 1-1 和路径 2-2 进行应力线性化处理, 可得到三个路径上的薄膜应力、弯曲应力和二次应力等.

按照文献[9], 利用应力分类和应力分析法来校核危险截面最大的应力强度. 由于研究对象是关于具有良好塑性的钢制容器的静载荷问题, 故可不必考虑可能导致疲劳裂纹或脆性断裂的峰值应力. 由 JB4732-1995 可知, 应力强度校核应分别满足下列条件: (1) 一次局部薄膜应力 ( $P_L$ ) 强度  $S_{II}$  的许用极限应小于等于  $1.5 K S_m$ . (2) 一次薄膜应力加一次弯曲应力 ( $P_L + P_b$ ) 强度  $S_{III}$  的许用极限应小于等于  $1.5 K S_m$ . (3) 一次加二次应力 ( $P_L + P_b + Q$ ) 强度  $S_{IV}$  的许用极限应小于等于  $3 K S_m$ . 其中  $S_m$  为 16 Mn 在设计温度下的许用应力, 查表知 200 °C 时  $S_m = 159 \text{ MPa}$ , 取载荷系数  $K=1$ , 则  $1.5 K S_m = 238.5 \text{ MPa}$ ,  $3 S_m = 477 \text{ MPa}$ .

沿路径 1-1 线性化处理结果如表 1 所示. 一次局部薄膜应力  $P_L = 135.2 \text{ MPa} < 238.5 \text{ MPa}$ ; 一次薄膜加一次弯曲应力  $P_L + P_b = 137.0 \text{ MPa} < 238.5 \text{ MPa}$ ; 一次薄膜加一次弯曲应力强度加二次应力  $P_L + P_b + Q = 137.6 \text{ MPa} < 477 \text{ MPa}$ , 故满足强度要求, 即评定结果通过.

表 1 沿路径 1-1 线性化分布结果

Table 1 Linear distribution results along the path 1-1

	项目		
	$P_L$	$P_L + P_b$	$P_L + P_b + Q$
应力 $\sigma_1$ / MPa	104.50	105.0	107.20
应力 $\sigma_2$ / MPa	-0.914	-2.049	-1.144
应力 $\sigma_3$ / MPa	-47.92	-49.43	-47.60
当量应力	135.2	137.0	137.6

表 1 中  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  分别为三个主应力, 三个切应力与主应力相比是一个小量, 可忽略不计. 数值为正说明受拉应力、为负说明受压应力.

沿路径 2-2 线性化处理结果如表 2 所示. 其中一次局部薄膜应力  $P_L = 95.61 \text{ MPa} < 238.5 \text{ MPa}$ ; 一次薄膜加一次弯曲应力  $P_L + P_b = 141.6 \text{ MPa} < 238.5 \text{ MPa}$ ; 一次薄膜加一次弯曲应力强度加二次应力  $P_L + P_b + Q = 142.6 \text{ MPa} < 477 \text{ MPa}$ , 故满足强度要求, 即评定结果通过.

表 2 沿路径 2-2 线性化分布结果

Table 2 Linear distribution results along the path 2-2

	项目		
	$P_L$	$P_L + P_b$	$P_L + P_b + Q$
应力 $\sigma_1$ /MPa	50.64	116.10	117.20
应力 $\sigma_1$ /MPa	-0.116	-1.212	-1.275
应力 $\sigma_1$ /MPa	-60.62	-41.23	-41.02
当量应力	95.61	141.6	142.6

## 5 结 语

在正常工况下对非标准半圆管夹套容器进行了有限元应力分析,得到结论如下:

a. 在正常工况下对半圆管夹套容器进行有限元应力分析,知最大应力分布在封头与靠近筒体相连接的内壁处。

b. 将危险截面处应力分布进行线性化处理,并按照 JB4732-1995 进行应力评定,可得在正常工况下夹套容器是安全的。

c. 筒体使用厚度可由 16 mm 减小到 12 mm,

这样既经济又合理。

## 参考文献:

- [1] 陈晓宁,魏光亮,杜念忠,等. 搅拌反应釜冷却装置-半管夹套的设计与制作[J]. 聚氯乙烯,2006,7(7):31-33.
- [2] ASMEⅧ-1-2004,《压力容器建造规则》[S].
- [3] JISB8279-1993,《压力容器夹套(说明)》[S].
- [4] AD2000-2004,《受压容器及部件设计规范》[S].
- [5] En13445-2002,《非直接受火压力容器》[S].
- [6] GOCT25867-83,《夹套容器强度设计规范》[S].
- [7] HG 20582-1998,《钢制化工容器强度计算规定》[S].
- [8] GB150-1998,《钢制压力容器》[S].
- [9] JB4732-1995,《钢制压力容器—分析设计标准》[S].
- [10] 肖瑶,郑贤中,周宁波. 卫星天线锅盖冲压成形模拟与优化[J]. 武汉工程大学学报,2011,33(9):96-100.
- [11] 何家胜,谢飞,朱晓明,等. 圆柱壳内曲面椭圆裂纹应力强度因子数值计算[J]. 武汉工程大学学报,2011,33(11):70-73.

## Finite element stress analysis of vessel with half-pipe jacket

GAI Chao-hui<sup>1</sup>, ZHENG Xiao-min<sup>2</sup>, WANG Cheng-gang<sup>2</sup>, ZHOU Ning-bo<sup>2</sup>, XIAO Jian<sup>2</sup>

(1. Department of Mechanical Manufacture Engineering, Wuhan Vocational College of Software and Engineering, Wuhan 430205, China;

2. School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract:** The vessel with half-pipe jacket, of which diameter is 57 mm, was analyzed with the method of finite element stress analysis in the normal condition. The stress distribution of the dangerous section was linearized, which was assessed with JB4732-1995. After the stress was checked, the vessel with half-pipe jacket is regular in the normal condition. The thickness of vessel can be reduced from 16 mm to 12 mm, thus the purpose of saving material is achieved.

**Key words:** half-pipe jacket; finite element analysis; stress assessment

本文编辑:陈小平