

15 万 m^3 原油储罐方案优化设计

盛选禹¹, 张宏志²

1. 清华大学核能与新能源技术研究院, 北京 100084
2. 大庆油田建设集团, 黑龙江大庆 163457

[摘要] 针对设计提出的 3 种储罐设计方案和已经实施的一套储罐方案, 利用有限元程序进行了分析, 这 3 种方案的总容积相同, 但各段环板的高度和厚度有变化; 采用大型非线性有限元软件 ABAQUS, 对 4 种方案的 15 万 m^3 双盘式浮顶罐原油储罐的应力进行了分析, 计算得出了储罐的应力分布; 通过应力分析比较, 确定比较合理的设计方案。对于确定的设计方案, 使用相关规范进行了应力评价, 罐环板能够满足要求。储罐底板应力比较小, 边缘底板与侧壁焊接部位的内侧应力很高, 应力值超过材料的许用应力, 但将应力分类后, 应力能够满足相关法规要求。

[关键词] 储罐; 有限元; 应力评价; 优化设计

[中图分类号] TE972

[文献标识码] A

[文章编号] 1000-7857(2007)11-0039-06

Optimal Design of 1.5 Mm³ Crude Oil Tank

SHENG Xuanyu¹, ZHANG Hongzhi²

1. Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China
2. Daqing Oilfield Construction Group, Daqing 163457, Heilongjiang Province, China

Abstract: Three design schemes and one real tank with a same volume but different thickness and height at various parts are compared. The 1.5 Mm³ crude oil tank is analyzed with the nonlinear finite element software ABAQUS. The stress distribution in the whole tank is calculated. An optimized scheme is chosen according to the calculation results. The stress distribution is evaluated based on the design standard of pressure vessels. The calculation shows that the tank is safe with stored crude oil. Except the upper and down parts, the stress on the wall is uniformly distributed at a high level. The highest stress is found at the down second part of the wall. The stress on the bottom plate is low. But the stress at the welding inner corner between wall and bottom plate is higher than the permitted stress level. When the stress is properly classified, the standard requirements can be met.

Key Words: oil tank; finite element; stress analysis; optimization design

CLC Number: TE972

Document Code: A

Article ID: 1000-7857(2007)11-0039-06

0 引言

大型储罐具有节省钢材、占地少、投资小及便于操作管理等优点。自 20 世纪 60 年代开始, 日本就建造了 10 万 m^3 以上的储罐, 单罐最大容量 17.7 万 m^3 (不包括半地下式)^[1], 目前国内也开始建造大型储罐。

随着储罐的设计越来越趋向大型化, 能够合理、科学地分析储罐的强度显得非常重要。但目前的强度计算仍然是采用分析法结合经验公式进行设计^[2], 利用有

限元程序进行分析计算较少, 只检索到一篇文献^[3], 是利用 ANSYS 有限元程序对油罐进行了强度分析。

本文将利用大型非线性有限元程序 ABAQUS 对新设计的 15 万 m^3 大型储罐进行了强度分析, 由于缺少相关的大型储罐设计资料, 对于储罐侧壁厚度和高度的选择缺乏能够参考的数据, 因此希望借助于有限元的分析数据, 确定最优化的参数, 以达到储罐强度满足法规设计要求, 并且尽可能节省材料的目的。

收稿日期: 2007-03-23

作者简介: 盛选禹, 男, 北京市海淀区清华大学核能与新能源技术研究院, 副教授, 研究方向为反应堆结构设计, 摩擦学;

E-mail: xuanyu@mail.tsinghua.edu.cn

1 储罐结构

双盘式浮顶罐为圆筒形结构,图1为其结构示意图。前3个设计方案储罐内径 $\phi 100\text{ m}$ 、高 21.865 m ,第4个实施方案的储罐内径 $\phi 96\text{ m}$ 、高 23.66 m 。储罐各设计方案侧壁参数如表1所示。

储罐罐壁最上层管壁材料采用 Q235-B,第2层罐壁采用 16MnR,其余罐壁采用 SPV490Q,该材料为日本牌号。底板由中幅板和边缘板组成,中幅板材料采用 Q235-B,边缘板材料采用 SPV490Q。储罐基础为混凝土环梁+回填沙。

储罐所使用的钢材和混凝土材料力学性能参数如表2所示。钢材的强度和许用应力如表3所示。

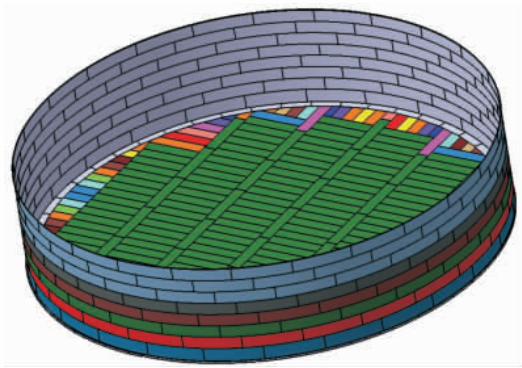


图1 储油罐的三维装配模型
Fig. 1 Three dimensional assembling model of the crude oil tank

表1 储罐侧壁结构参数
Table 1 Side wall structure parameters of the oil tank

储罐层数	第1方案		第2方案		第3方案		第4方案	
	高度/m	厚度/mm	高度/m	厚度/mm	高度/m	厚度/mm	高度/m	厚度/mm
1	2.98	40	2.98	40	2.68	40	2.98	40
2	2.68	34	2.98	34	2.68	35	2.98	33
3	2.68	25	2.98	25	2.68	26	2.98	27
4	2.68	21	2.98	20	2.68	21	2.98	22
5	2.68	17	2.98	14	2.68	17	2.98	17
6	2.68	12	2.98	12	2.68	12	2.98	13
7	2.68	12	1.98	12	2.68	12	2.39	12
8	2.68	12	1.98	12	1.48	12	2.39	12
9					1.48	12		

表2 常温下材料的力学性能参数
Table 2 Mechanical parameters under room temperature

材料	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	弹性模量 E/MPa	泊松比 μ
钢	7 980	2.1×10^5	0.3
混凝土	2 320	2.5×10^4	0.3

根据美国石油协会标准 API STD 590-1995,水压试验时,材料的许用应力 $[\sigma]$ 一般取 $\min(\frac{3}{4}\sigma_s, \frac{3}{7}\sigma_b)$,其中 σ_s 为材料的屈服强度, σ_b 为材料的抗拉强度,由此确定的材料许用应力见表3。

2 储罐的有限元模型和分析结果
2.1 有限元模型

由于储罐结构是轴对称的,利用 AutoCAD 平面图纸,直接在 ABAQUS 6.6 软件内建立二维轴对称模型。模型中省略了饮水孔、盘梯等辅助设施,只建立罐侧壁和底面模型。所建立的模型如图2所示。由于油罐的厚度相对于直径太小,在模型中没有显示出来。储罐共划分了 18 202 个单元,单元类型为 CAX4R,即 4 节点轴对称四边形单元,单元的全局大小为 0.01。为了保证在大角焊缝位置单元不会发生畸变,将图3中的导圆和导棱边都单独增加了节点数量。

表3 常温下钢材的强度和许用应力
Table 3 Strength and permissible stress of steel under room temperature

材料	钢板标准	使用状态	厚度/mm	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	许用应力/MPa
SPV490Q		调质	16~50	490	610~740	261
16MnR	GB 6654-1996	热轧或正火	12	345	510	219
Q235-B	GB 914, GB 3274	热轧	12	235	375	161

图 3 是大角焊缝位置处的轴对称模型, 外侧采用高 50 mm 的导棱角, 内侧与底板联接的部位采用半径为 26 mm 的导圆角, 与侧板联接的部位采用 53° 夹角的导棱角。

2.2 边界条件

模型采用底部环板支撑, 下边缘固定不动, 为固支约束, 中间地基的底部可以有轴向位移。计算时采用 3 种轴向位移进行比较: 0 mm, 10 mm 和 20 mm。根据法规计算, 允许的地基沉降为 350 mm, 即使考虑地基本身的倾角, 允许沉降值也在 100 mm。但地基的沉降是同时进行的, 不可能仅有内部沉降而四周的环板支撑完全不沉降, 故在计算中没有直接计算地基沉降 100 mm。

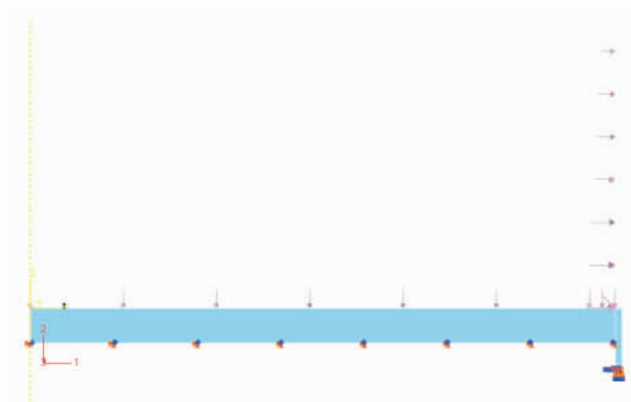


图 2 储油罐的轴对称模型

Fig. 2 Axisymmetrical model of the crude oil tank

此处计算采用的沉降值是相对值。

罐底部与基础之间采用硬接触。

储罐液面最高为 21 m, 油罐地板所受均匀压力为 2.1×10^5 Pa, 侧面受随高度变化的载荷, 载荷的公式为

$$10000 \times (Y - 21)$$

其中 Y 为高度方向。考虑水压试验的情况, 储液压力为 $p = \rho gh$, 水的密度为 10^3 kg/m^3 , 重力加速度 g 取 10 m/s^2 。同时, 储罐整体受向下的重力加速度 g 作用。

2.3 计算结果

对整个模型进行弹性分析, 得到整体结构的应力分布, 下面先讨论储罐侧壁的应力计算结果。图 4 是储罐壁的环向应力分布, 罐壁的内侧和外侧应力分布规律基

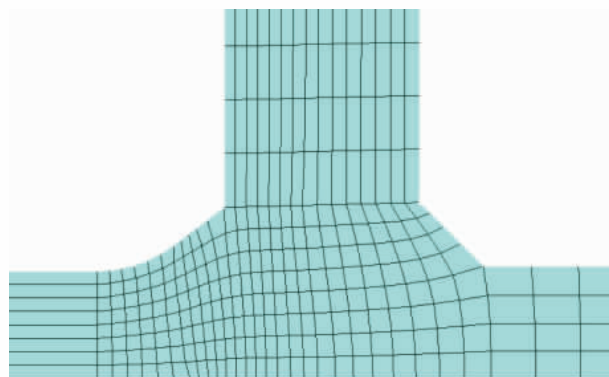
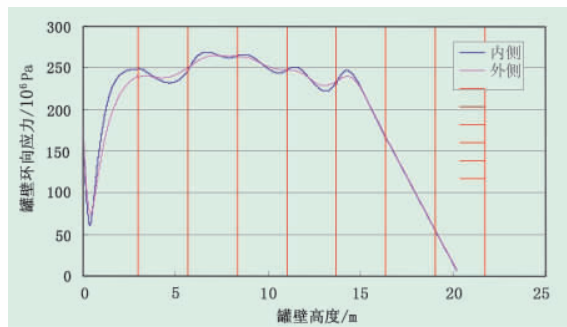


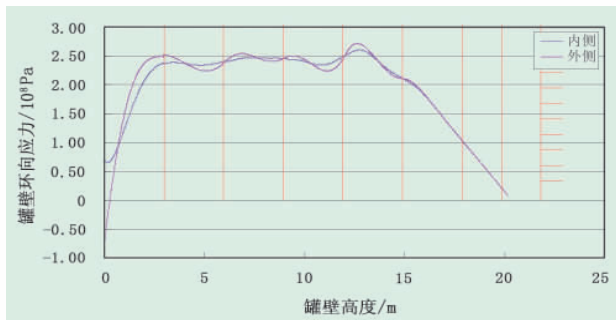
图 3 大角焊缝位置的放大模型

Fig. 3 Enlarged model of the welding wide angle corner



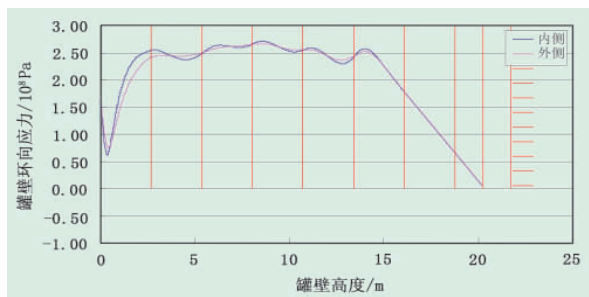
(a) 第 1 方案

(a) Scheme 1



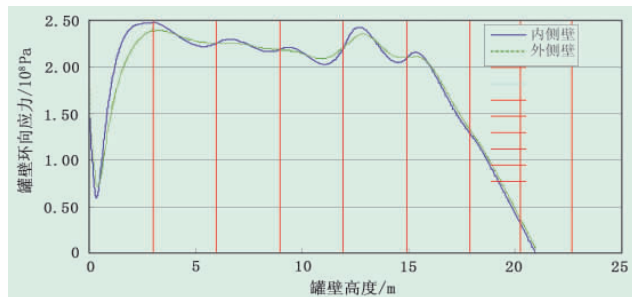
(b) 第 2 方案

(b) Scheme 2



(c) 第 3 方案

(c) Scheme 3



(d) 第 4 方案

(d) Scheme 4

图 4 罐壁的环向应力分布

Fig. 4 Circumferential stress distribution on the sidewall

本相同, 图中的竖线表示不同厚度板的交接面所在位置。可以看出, 在所有 4 个方案中, 第 4 个方案的环向应力水平最低, 环向应力均在 250 MPa 以下。从表 3 中可知, SPV490Q 材料的许用应力为 261 MPa, 因此, 第 4 个设计方案的环向应力是低于材料许用应力的, 满足材料强度要求。但并不能据此认定第 4 个设计方案就是最优设计方案, 应该注意到, 第 4 个方案的直径较小, 要存储同样的液体, 则第 4 个方案需要的高度更高。从表 1 也可以知道, 第 4 方案的总高度比第 1 方案的总高度高出 0.88 m, 这将浪费很多材料, 因此, 第 4 方案应力水平低是以浪费材料为代价的。

在第 1 个方案中, 第 3、4 层板的应力超过了材料的许用应力; 在第 2 个方案中, 第 5 层板的应力超过了材料的许用应力; 在第 3 个方案中, 第 3、4 层板的应力超过了材料的许用应力。因此从安全的角度看, 采用第 2 个设计方案更加合理。同时, 可以将第 2 个设计方案进行修改, 将第 5 层板的厚度增加, 就可以满足材料许用应力的要求。原设计方案第 5 层板的厚度为 14 mm, 将其修改为 17 mm, 计算结果表明, 侧壁应力均在材料许用应力范围内。

从图 4 中还可以看出, 若不考虑结构的稳定性, 抗风载、雪载及顶部结构的重力作用, 则顶部个板的厚度还可以减少, 因为 4 个设计方案顶层板的应力水平都很低, 使用 12 mm 厚的板材有些浪费。

储罐的径向力很小, 只在高度很低的位置有 1 个峰值, 且随高度的增加而迅速降低。这里, 只给出第 1 个设计方案罐壁径向应力分布图, 如图 5 所示, 其他 3 个设计方案径向力的分布有相同的规律。从图中可以看出, 除最下一层罐壁内外侧具有较大的压应力外, 其他各层罐壁轴向力为 0。这是因为在罐的底部和罐最下层侧壁焊接在一起, 存在一定的弯矩作用, 对罐壁产生压缩作用。对于其他各层罐壁, 则因不存在约束, 基本无法产生径向力作用。

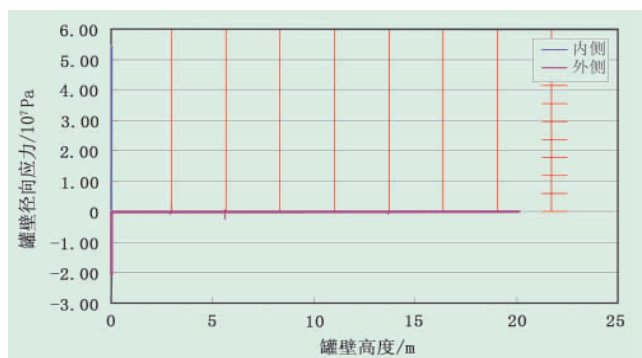


图 5 罐壁径向应力分布

Fig. 5 Radial stress distribution on the wall

第 1 个设计方案的罐壁轴向应力分布如图 6 所示。

从图中可以看出, 除最下一层罐壁内侧有较大的拉应力、外侧有较大的压应力外, 其他各层罐壁的轴向力很小。这是因为在罐的底部由于弯矩的作用, 对罐壁内侧产生拉伸作用, 对罐壁外侧产生压缩作用。对于其他各层罐壁, 则因不存在约束, 产生的轴向力很小。最大轴向力值为 150 MPa。

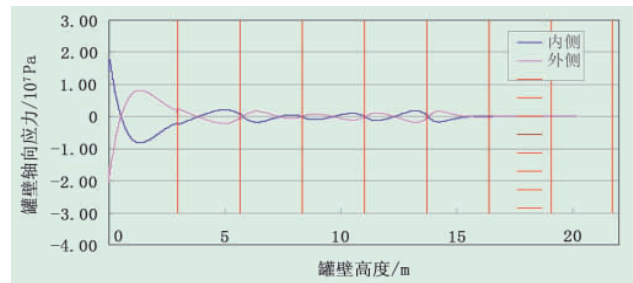


图 6 罐壁轴向应力分布

Fig. 6 Axial stress distribution on the wall

由于回填材料的作用, 罐底部的应力水平比较低, 除外部边缘焊缝处, 其余部分的 Tresca 应力在 120 MPa 以下, 径向应力在 28 MPa 以下, 轴向应力在 35 MPa 以下, 环向应力在 90 MPa 以下, 因此罐底部强度有足够大的裕度。

由于罐底边缘板厚度为 23 mm, 而罐侧板最下段厚度为 40 mm, 因此由侧面压力形成的弯矩最终使底板边缘产生弯曲。因为罐底边缘板厚度比侧板薄, 计算表明, 在边缘板内侧应力最大。以第 1 设计方案为例, 此处的 Tresca 应力分布如图 7 所示。由于罐壁和罐底结合处巨大的弯矩作用, 罐底部翘曲, 产生很大的应力和应变, 最大 Tresca 应力值为 411 MPa, 环向应力最大值为 279 MPa, 径向应力最大值为 424 MPa, 轴向应力最大值为 177 MPa。应力值均超过材料的许用应力。

在计算过程中, 考虑到地基沉降, 计算了储罐的应力分布情况。根据有关规定^[4], 储罐的沉降允许值为 336 mm, 但此沉降为地基的整体沉降值, 若整个储罐统一随地基沉降, 则不会在储罐上产生额外的应力。计算中考虑的是相对沉降值, 即考虑中间回填沙与周围环梁支撑的相对沉降值。本计算中考虑的是环梁固定不动、中间回填沙有相对沉降, 计算了沉降值为 10 mm 和 20 mm 时的应力分布。计算结果表明, 地基沉降对储罐侧壁的应力分布影响不大, 储罐底部的应力分布形式也没有太大的变化, 地基沉降的主要后果是边缘底板与侧板焊接部位的应力水平更高, 此处变形更大。以第 1 个设计方案为例, 地基沉降后的 Tresca 应力分布如图 8 所示。当地基沉降值为 10 mm 时, 储罐底板与侧板焊接处的 Tresca 应力最大值为 492 MPa。当地基沉降值为 20 mm 时, 储罐底板与侧板焊接处的 Tresca 应力最大值为 562 MPa。

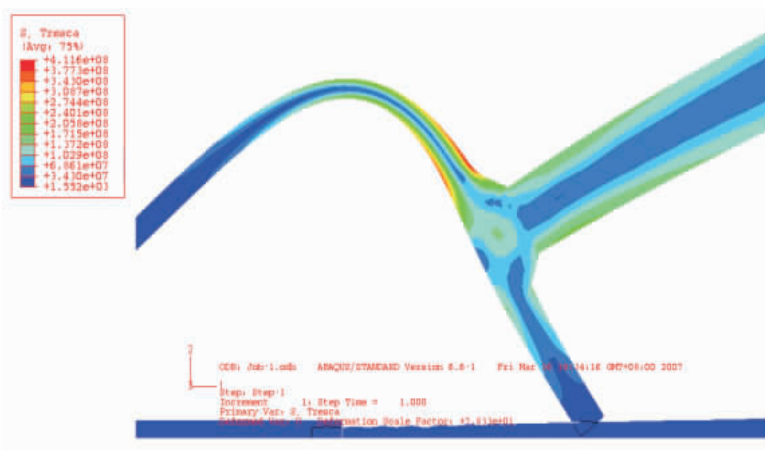
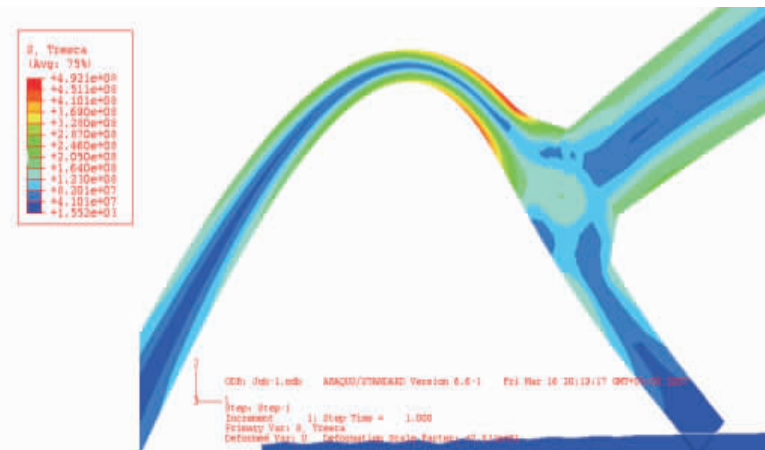


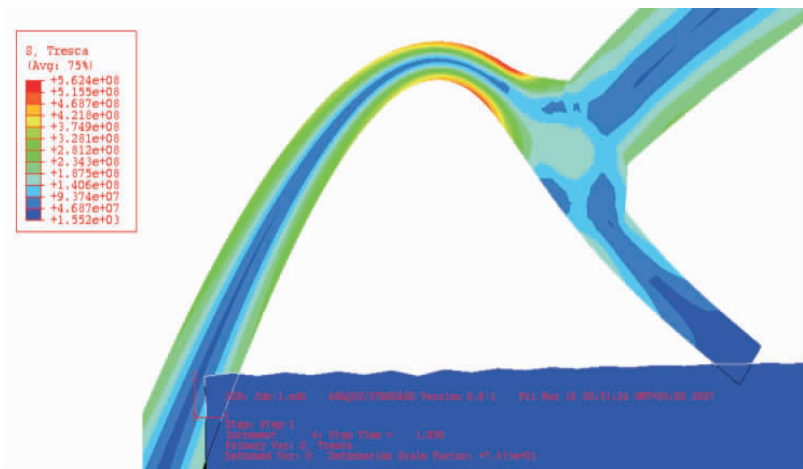
图 7 储罐的底部外边缘焊缝位置 Tresca 应力分布

Fig. 7 Tresca stress distribution on welding seam at the outside of the ground plate



(a) 地基沉降 10 mm

(a) Basement subsidence 10 mm



(b) 地基沉降 20 mm

(b) Basement subsidence 20 mm

图 8 地基沉降后的 Tresca 应力分布

Fig. 8 Distribution of Tresca Stress under basement subsidence

3 储罐安全评价

根据前面 ABAQUS 有限元软件对储罐的计算分析结果,借鉴第三强度理论,根据压力容器分析设计标准^[5],对储罐各部分的安全性进行了评定。下面是根据第 1 个设计方案进行的评价。需要说明的是,无论采用哪套设计方案,对应力进行分类后,计算的应力均能够满足设计要求,下面只给出对第 1 个设计方案的详细评价。

对于最上层罐壁,使用的材料为 Q235-B,许用应力为 161 MPa,由图 4 可知,最上层罐壁的环向应力小于 100 MPa。因此对于最上层罐壁,应力小于材料许用应力值,能够满足强度要求。

对于上面第 7 层罐壁,使用的材料为 16MnR,许用应力为 219 MPa,由图 5 可知,罐壁的高度在图 5 中为 17.88~20.27 m,第 2 层罐壁最大应力值 150 MPa。因此对于第 2 层罐壁,应力小于材料许用应力值,也能够满足强度要求。

对于其他各层罐壁,使用的材料为 SPV490Q,许用应力为 261 MPa。由图 5 可知,计算出的罐壁最大应力值为 270 MPa,大于材料的许用应力值,因此若按照目前的设计,该储罐是不安全的。但是本计算中考虑储存的介质是水,而储罐未来储存的是原油,其密度小于水,根据工程经验估计,一般为水的 80%。按照这个比例,罐壁的最大应力值为 216 MPa,则储罐的应力小于许用应力值 261 MPa,因此该储罐使用时是安全的。但是在储罐正式使用前必须进行水压试验,此时储存的介质为水,注意到最大应力已经超过许用应力值,因此水压试验时水的高度需要降低,不能完全等同于储存油的液面高度。

对于底板材料,除周围与环板焊接部位外,其他部位应力都低于材料 SPV490Q 的许用应力 261 MPa,能够

满足强度要求。对于外围与侧壁焊接的内侧,将具有二次应力性质的成分并入一次薄膜应力,分析如下。

将罐壁中的应力进行应力分类,分别给出了薄膜应力、薄膜应力+弯曲应力、总 Tresca 应力,如图 9 所示。从图中可以看出,对于底板内侧,薄膜应力强度 S_I 为 2.7 MPa,薄膜应力+弯曲应力 S_{III} 最大值为 171 MPa,峰值应力 S_V 为 287 MPa。对于底板下侧,薄膜应力强度 S_I 为 5.3 MPa,薄膜应力+弯曲应力 S_{III} 最大值为 94.6 MPa,峰值应力 S_V 为 255.4 MPa。对于 SPV490Q 材料,许用应力 $[\sigma]$ 为 261 MPa。根据 JB 4732-95 规定,液压试验条件下,当评定点满足下式时,材料应力满足强度要求

$$S_I \leq 1.25 S_m$$

$$S_{III} \leq 1.875 S_m$$

其中, S_I 为薄膜应力, S_m 为材料的设计应力强度,即许用应力, S_{III} 为薄膜应力+弯曲应力^[5-6]。

将罐底板最薄处的应力代入上面两式,均能满足,说明此处的应力水平能够满足 JB 4732-95 标准要求,是安全的。

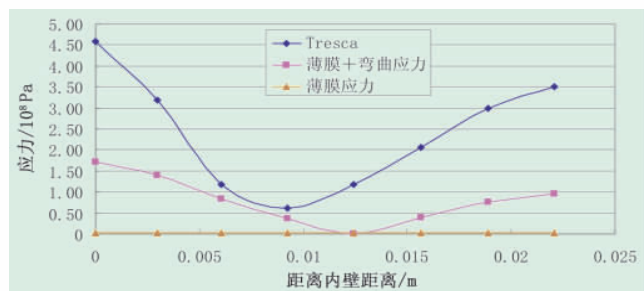


图 9 罐底应力最大位置处应力分类变化

Fig. 9 Sorted stress distribution on the thinnest ground plate

4 结论

对 15 万 m^3 双盘式浮顶罐 4 个设计方案进行有限元分析计算,得到了储罐的应力分布规律,根据储罐侧壁环向应力分布结果,确定第 2 个设计方案比较合理,但仍然需要对部分罐壁厚度进行修改。第 4 个设计方案的罐直径为 96 m,应力水平在 4 个方案中是最低的,但是相对比较浪费材料。事实上,储罐第 4 设计方案是目前已经实施的方案,其余 3 个方案是未来考虑实施的方案,根据计算结果,未来的实施方案采用修改的第 2 方案最为合理。

结合压力容器设计规范,对储罐的应力进行了应

力评价。若考虑储罐的介质为原油,储罐罐壁应力能够满足强度要求,除最上和最下层罐壁外,罐壁应力分布均匀,并且均保持一个较高的应力水平。

罐底应力水平比较低,均能够满足强度要求。但是罐底边缘与罐底环板焊接部位很薄,由于罐壁弯矩作用,此处变形很大,并且应力很高。对此处的应力进行分类,并且根据 JB 4732-95 规定对应力进行评价,此处的应力也能够满足要求。

通过对罐底和罐壁应力进行计算和分析评价,该储罐的设计能够满足相关法规的要求,当储罐储存的原油达到设计的最高液位时,储罐是安全的。

参考文献 (References)

- [1] 吴云龙, 王小珊, 武铜柱. 12.5 万 m^3 外浮顶原油储罐主要结构设计[J]. 石油化工设备, 2003, 32(3): 35-36.
WU Yunlong, WANG Xiaoshan, WU Tongzhu. Main structure design of 1.25 Mm³ out floating top crude oil tank[J]. Petro-chemical Equipment, 2003, 32(3): 36-36.
- [2] 王新安. 大型储罐设计探讨[J]. 宁夏石油化工, 2004, 4: 17-19.
WANG Xin'an. Discussion and analysis on the calculation of shell thicknesses for large storage tanks [J]. Ningxia Petroleum and Chemical Industry, 2004, 4: 17-19.
- [3] 惠虎, 宋虎堂, 吴云龙, 等. 大型原油储罐的有限元强度分析[J]. 油气储运, 2004, 23(12): 21-25.
HUI Hu, SONG Hutang, WU Yunlong, et al. Finite element intensity analysis for large oil tank[J]. Oil Gas Storage and Transportation, 2004, 23(12): 21-25.
- [4] 中国石油化工总公司. SH 3068-95 石油化工企业钢储罐地基与基础设计规范[S]. 北京: 中国石油化工总公司, 1995.
China Petrochemical Corporation. SH 3068-95 design specification for steel storage tanks subgrade and foundation in petrochemical enterprises [S]. Beijing: China Petrochemical Corporation, 1995.
- [5] 全国压力容器标准化技术委员会. JB 4732-95 钢制压力容器——分析设计标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 1995.
China National Standards Committee of Pressure Vessel. JB 4732-95 Steel pressure vessels: design by analysis [S]. Beijing: Standard Press of China, 1995.
- [6] 全国压力容器标准化技术委员会. JB 4732-95, 钢制压力容器分析设计标准释义[S]. 北京: 中国标准出版社, 1995.
China National Standards Committee of Pressure Vessel. JB 4732-95 Paraphrase of steel pressure vessels: design by analysis[S]. Beijing: Standard Press of China, 1995.

(责任编辑 朱宇)