大型储罐筒体失稳双向应力校核方法的分析与比较

余　涛[1]　王永朝[2]　戚家明[3]　万　娟[1]

1. 中国石油工程建设有限公司西南分公司，　四川　成都　610041；
2. 中国石油天然气集团有限公司工程和物装管理部，　北京　100007；
3. 江苏国信液化天然气有限公司，　江苏　南通　226400

摘　要：大型储罐具有大直径及薄壁厚，加之罐顶的大载荷以及工作情况下可能产生的负压、风压、雪压等载荷，储罐沿经向及纬向方向都具有较大的拉伸和压缩应力。在双向应力作用下对储罐强度及稳定性进行校核尤为重要。分析比较了美国标准 API 620—2025 *Design and construction of large, welded, low-pressure storage tanks*（以下简称 API 620—2025）、俄罗斯标准 SP 495. 1325800. 2020 *Isothermal tanks for storage of liquefied gases design rules*（以下简称 SP 495. 1325800. 2020）中关于大型储罐双向应力的设计方法，分析研究了大型储罐筒体经向受压的稳定性校核算例，提出了根据 API 620—2025 对储罐筒体进行经向失稳设计时，可采用 API 620—2025 附录 F 筒体经向受压、纬向既不受压也不受拉的特例情况对筒体经向失稳进行简化计算。将简化计算得出的校核结论与 SP 495. 1325800. 2020 中筒体失稳校核方法的校核结论、Ansys Workbentch 数值模拟分析结果进行对比，验证了简化计算校核结论的正确性。研究结果表明：在大型储罐双向应力的设计上，可采用 API 620—2025 附录 F 中筒体经向受压、纬向既不受压也不受拉的特例情况对筒体经向失稳进行简化计算，校核结论正确。研究结果可为实际工程中大型储罐的设计提供借鉴。

关键词：双向应力；圆柱筒体；经向；受压；稳定性；美国标准；俄罗斯标准；Ansys

DOI：10. 3969 /j. issn. 1006-5539. 2026. 04. 003

Analysis and comparison of biaxial stress verification methods for instability of large storage tank cylinders

Yu Tao[1], Wang Yongchao[2], Qi Jiaming[3], Wan Juan[1]

1. CPECC Southwest Company, Chengdu, Sichuan, 610041, China;
2. CNPC Engineering & Materials Equipment Management Department, Beijing, 100007, China;
3. Jiangsu Guoxin Liquefied Natural Gas Co., Ltd., Nantong, Jiangsu, 226400, China

Abstract: Large storage tanks feature large diameters and thin walls, combined with heavy roof loads and working condition loads such as negative pressure, wind pressure, and snow loads. As a result, significant tensile and compressive stresses occur along both circumferential and axial directions of the tank shell. Verifying strength and stability under biaxial stress conditions is therefore particularly important. This paper analyzes and compares design methods for biaxial stress in large storage tanks specified by the American standard API 620—2025 *Design and construction of large, welded, low-pressure storage tanks* and the Russian standard SP 495. 1325800—2020 *Isothermal tanks for storage of liquefied gases design rules*.

收稿日期：2026-05-14

作者简介：余　涛（1988-），男，工程师，学士，主要从事非标设备及大型 LNG 储罐设计工作。E-mail：727047408@ qq. com

Through a stability verification case of the cylindrical shell under axial compression, it is proposed that, although API 620—2025 does not provide a formula for instability checking under simultaneous longitudinal and circumferential compression, the special case in Appendix F of API 620—2025 where the cylinder shell is under axial compression and no compression or tension acts circumferentially—can be used as a simplified method for longitudinal instability verification. The verification conclusions from this simplified calculation are compared with results from the instability verification method in SP 495. 1325800. 2020 and numerical simulations performed by Ansys Workbench, confirming the correctness of the simplified approach. The results indicate that for the biaxial stress design of large storage tanks, the simplified longitudinal instability calculation based on the Appendix F special case of API 620—2025 is valid. This study provides useful references for the design of large storage tanks in engineering practice.

Keywords: Biaxial stress; Cylindrical shell; Axial; Compression; Stability; American standard; Russian Standard; Ansys

0 前言

外压壳体的稳定性研究开始于 20 世纪,发展至今其理论已逐步完善[1]。最初研究人员提出线性稳定性理论,但后来发现圆柱经向受压时,失稳压力的试验结果与线性稳定性理论的计算值有很大差异。1945 年 Koiter W T 将实际结构的缺陷敏感性和理想结构的初始后屈曲性能联系起来,提出了初始后屈曲理论[2]。初始后屈曲理论认为,壳体初始缺陷是造成理论与试验存在巨大差距的主要原因。近年来在初始后屈曲理论的基础上,研究人员研究了壳体的弹性失稳、弹塑性失稳等问题,并在后来的研究中不断完善[3]。虽然外压壳体的理论日趋完善,但在实际工程设计中,设计人员仍然主要依赖经验公式;而经验公式的应用范围具有局限性,在大型储罐双向应力的设计上不同标准之间就有不小差距。

大型储罐具有大直径及薄壁厚,存储介质多为乙烷、乙烯、丙烯、液化天然气(Liquefied Natural Gas,LNG)等低温可燃液体。为降低储罐泄漏风险,储罐所有接管开孔均从罐顶引出,因此储罐罐顶有大量工艺管道、阀门、配套仪表及相应的操作平台等。加之工作情况下可能产生的负压、风压、雪压等载荷,使储罐沿经向及纬向方向都具有较大的拉伸和压缩应力。在双向应力作用下对储罐强度及稳定性进行校核尤为重要[4-7]。

目前大型储罐的设计标准主要有中国标准 GB /T 26978—2021《现场组装立式圆筒平底钢质低温液化气储罐的设计与建造》[8](以下简称 GB /T 26978—2021)、SY /T 0608—2025《大型焊接低压储罐点设计与建造》[9](以下简称 SY /T 0608—2025),美国标准 API 620—2025 *Design and construction of large, welded, low-pressure storage tanks*[10](以下简称 API 620—2025)、API 650—2025 *Welded tanks for oil storage*[11](以下简称 API 650—2025)附录 E,欧洲标准 EN 14620—2006 *Design and manufacture of site built, vertical, cylindrical, flat-bottomed steel tanks for the storage of refrigerated, liquefied gases with operating temperatures between* 0 ℃ *and* -165 ℃[12](以下简称 EN 14620—2006),以及俄罗斯标准 SP 20. 13330. 2016 *Loads and effects*[13](以下简称 SP 20. 13330—2016)、SP 495. 1325800. 2020 *Isothermal tanks for storage of liquefied gases design rules*[14](以下简称 SP 495. 1325800. 2020)等。

GB /T 26978—2021 与 EN 14620—2006 仅提及需要考虑储罐壳体的双向应力,并未给出具体的计算公式和取值依据。SY /T 0608—2025 与 API 620—2025 中关于大型储罐壳体双向应力的设计方法相同,API 650—2025 附录 E 是关于地震时校验储罐筒体经向压缩应力的计算。

由于 API 620—2025 无校核筒体经向及纬向同时受压失稳的公式,提出可采用 API 620—2025 附录 F 筒体经向受压、纬向既不受压也不受拉的特例情况对筒体经向失稳进行简化计算。将简化计算的校核结论与储罐筒体计算算例结论、采用 Ansys Workbentch 对储罐筒体经向失稳屈曲分析计算的结果进行比较,说明了根据 API 620—2025 对储罐筒体进行经向失稳设计时,采用简化计算的可行性。

1 API 620—2025 双向应力设计方法

API 620—2025 附录 F 中的校核公式将具有回转轴的储罐分为经向和纬向分别讨论[15]。经向指沿储罐轴线的方向,纬向指垂直于经向的方向。储罐受力也分经向单位力 T_1(受拉时为正)和纬向单位力 T_2(受拉时为正)。储罐半径分为在所考虑的平面处经向平面上的筒体曲率半径 R_1 和纬向平面上的筒体曲率半径 R_2。对于球壳罐顶,$R_1 = R_2$,均为球壳曲率半径;对于圆柱形筒体,R_1 为筒体母线半径,即为 ∞,R_2 为筒体半径,即沿筒体法线至筒体中心回转轴的长度。当压力是纬向时,半径为 R_1,当压力是经向时,半径为 R_2。

API 620—2025 关于壳体双向应力设计采用许用应力法。储罐壳体的受力状态分类如下:1)经向和纬向同时承受压力,且大小相等,即储罐承受负压时罐顶中心

处的受力状态;2)经向和纬向同时承受压力,且大小不等,即储罐承受负压时罐体除罐顶中心以外的其它部位受力;3)经向和纬向一个方向受压力,一个方向受拉力,即储罐填充珠光砂或水压试验时内罐筒体受力状态;4)经向受压力,纬向既不受拉力,也不受压力,即储罐还未填充珠光砂时施工工况;5)经向和纬向同时受拉力,即储罐正常工作时的受力状态。

大型储罐双向应力设计流程见图 1。

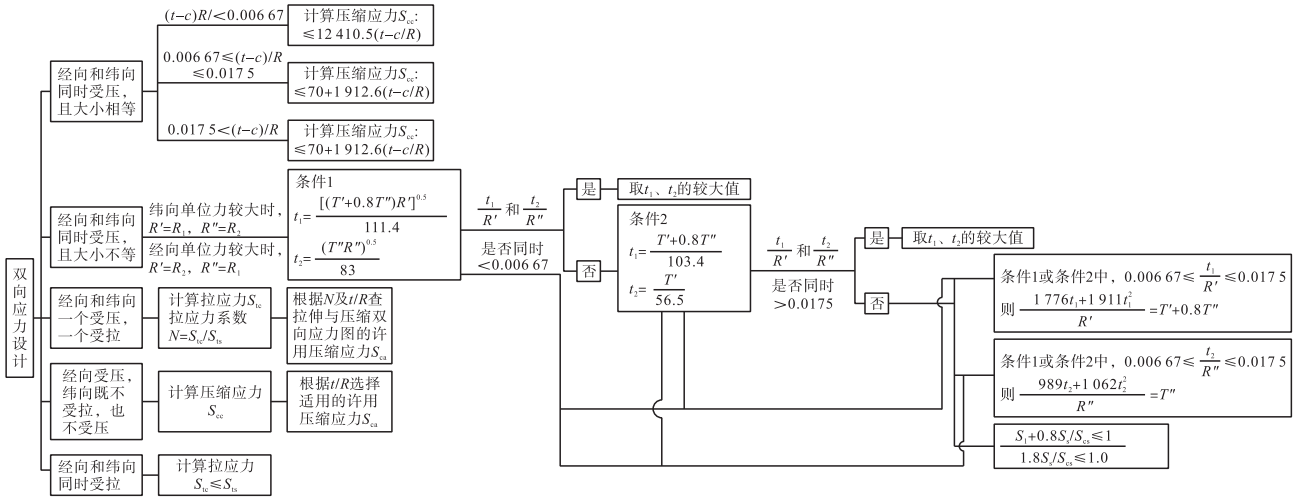

图 1　大型储罐双向应力设计流程图

Fig. 1　Bi-directional stress design of large storage tank

注:t 为壳体名义厚度,mm;c 为厚度附加量,mm;R 为半径,当压力是经向时,$R=R_1$,当压力是纬向时,$R=R_2$,mm;S_{tc}为计算拉应力,MPa;S_{ts}为许用拉应力,MPa;S_{cc}为计算压缩应力,MPa;S_{ca}为许用压缩应力,MPa;t_1、t_2 分别为同一壳体用两种方式计算的厚度,mm;T'为经向和纬向中较大的单位力,N/mm;T''为经向和纬向中较小的单位力,N/mm;S_1 为较大压缩应力,MPa;S_s 为较小压缩应力,MPa;S_{cs}为最大纵向许用压缩应力,MPa。

拉伸与压缩双向应力见图 2。对于经向半径为 $R_1=\infty$ 的圆筒形筒体,如果纬向受压,同时经向处于拉伸状态时,此时 $R=R_1=\infty$,根据计算的拉应力系数 $N\left(N=\frac{S_{tc}}{S_{ts}}\right)$和$\frac{t-c}{R}$,查图 2 可知两者并不能在 OABC 曲线的右侧相交;如果纬向受压,同时经向也处于压缩状态,此时经向和纬向压缩应力不等,根据图 1 中经向和纬向同时受压的工况计算 t_1 和 t_2,总有一个为∞。因此,API 620—2025 中明确表示双向应力的设计仅适用于具有双曲率的壳体,对于圆柱筒体这类经向半径 $R_1=\infty$ 的壳体并不适用。

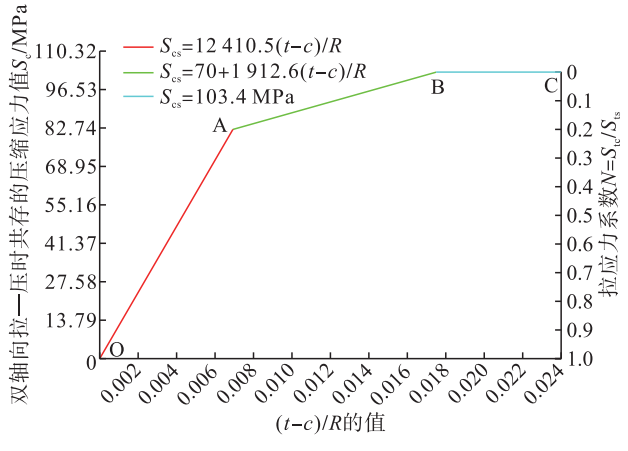

图 2　拉伸与压缩双向应力图

Fig. 2　Biaxial stress combining tensile and compressive stresses

因此在储罐筒体经向失稳设计时,筒体的受力状态主要有以下两种情况:1)筒体经向承受压力、纬向既不承受拉力也不承受压力,即储罐还未填充珠光砂时施工工况;2)筒体经向承受压力,纬向承受拉力,即储罐填充珠光砂或水压试验时,内罐筒体受力状态。

1.1　筒体经向承受压力、纬向既不承受拉力也不承受压力

由于筒体经向受压,$R=R_2$。由图 1 可知,$(t-c)/R$ 的取值不同,筒体的许用压缩应力计算公式也不同,由于大型储罐具有大直径和薄壁厚,$(t-c)/R<0.006\ 67$,S_{cs}计算见式(1),即许用压缩应力落在图 2 的 OA 线上。

$$S_{cs}=12\ 410.5[(t-c)/R] \tag{1}$$

1.2　筒体经向承受压力,纬向承受拉力

由于筒体经向受压,$R=R_2$。根据$(t-c)/R$ 值查图 2 可得 S_{cs}和最大拉应力系数 N。计算 S_{cc}应不大于 S_{cs}。同时,S_{tc}应不大于纯拉伸的 $S_{ts}\cdot N$。不论是 S_{cc}还是 S_{tc}超过许用值,都应调整壁厚重新计算。

由于大型储罐筒体$(t-c)/R$ 值非常小,根据$(t-c)/R$ 值查图 2 向上引垂线,可以看到与 OA 线相交,此时 N 也远远大于 0.9。这表明对于大型储罐筒体,纬向拉应力的许用应力非常接近纯拉伸的 S_{ts}。因此最大许用压缩应力是由$(t-c)/R$ 值决定的,与式(1)相同。

因此两种情况计算的筒体许用压缩应力差距很小。

为简化计算，筒体经向失稳主要以筒体经向受压力、纬向既不受拉力也不受压力的工况计算，筒体许用压缩应力计算见式(1)。

2 SP 495.1325800.2020 双向应力设计方法

SP 495.1325800.2020 以罐顶和加强圈、罐底和加强圈、加强圈及加强圈之间为计算单元，对于大型储罐筒体，经向许用压缩应力 σ_{ox} 与纬向许用外压 p_{Kp} 计算分别见式(2)、(3)。

$$\sigma_{ox} = C_i E \frac{t_i}{R_2} \tag{2}$$

$$p_{Kp} = 0.55E \frac{R_2}{H_{2i}} \left(\frac{t_{min}}{R_2}\right)^{2.5} \tag{3}$$

其中 C_i 按式(4)~(6)计算的系数取值。

$$\frac{R_2}{t_i} \leqslant 1\,220 \text{ 时}, C_i = 0.04 + 40\frac{t_i}{R_2} \tag{4}$$

$$1\,200 < \frac{R_2}{t_i} \leqslant 2\,500 \text{ 时}, C_i = 0.085 + 10^{-5}\frac{R_2}{t_i} \tag{5}$$

$$2\,500 < \frac{R_2}{t_i} \text{ 时}, C_i = 0.065 + 2\times10^{-6}\frac{R_2}{t_i} \tag{6}$$

筒体经向压缩应力和计算外压应满足式(7)要求。

$$\gamma_n\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{ox}} + \frac{p_p}{p_{Kp}}\right) \leqslant 1 \tag{7}$$

式中：σ_{ox} 为经向许用压缩应力，MPa；E 为壳体弹性模量，MPa；p_{Kp} 为纬向许用外压，MPa；H_{2i} 为计算单元高度，mm；t_{min} 为计算单元最小厚度，mm；t_i 为计算单元壳体厚度，mm；R_2 为筒体纬向半径，mm；γ_n 为储罐重要性系数；σ_x 为计算经向压缩应力，MPa；p_p 为计算纬向外压，MPa。

由式(2)可见，储罐的经向许用压缩应力不仅与筒体有效厚度与半径的比值有关，也与筒体材料的弹性模量有关。

3 API 620—2025、SP 495.1325800.2020 关于储罐筒体失稳双向应力校核的差异

在标准的适用情况上，对于圆柱形筒体，API 620—2025 仅适用于筒体纬向不受力或者受拉力的情况，不适用于筒体纬向受压的情况；而 SP 495.1325800.2020 则没有具体限制筒体纬向受力情况。

在计算单元的选取上，API 620—2025 以每层筒体板进行校核，SP 495.1325800.2020 则以加强圈(或罐底、罐顶与加强圈)之间的一部分筒体进行校核。

在载荷选取(如珠光砂侧压、珠光砂摩擦力、设计负压与风压的组合选取，雪压、风压等)上，SP 495.1325800.2020、SP 20.13330.2016 都有详细计算方法和选取原则，而 API 620—2025 中却没有相关计算方法。

4 算例

以某地区 50 000 m^3 LNG 双金属全容储罐为例，对其外罐经向压缩进行稳定性校核。储罐设计参数、外罐基本参数、加强圈布置位置和筒体材料特性分别见表 1、2、3、4[16-18]。

通过以上参数先计算储罐正常工作时内罐收缩量，再根据珠光砂侧压计算弹性毡压缩量，通过环形空间面积计算珠光砂对内罐和外罐的摩擦力。

将珠光砂对外罐的摩擦力与外罐顶部载荷、风压及设计负压等根据标准中的载荷组合工况，计算外罐在承受经向压缩力时满足稳定性的最低壁厚要求。

后文 API 620—2025 算例、SP 495.1325800.2020 算例和 Ansys Workbentch 算例[19-21]均采用相同载荷和结构。

表 1 储罐设计参数表

Tab.1 Tank design parameters

设计负压 p_v /Pa	设计雪压 p_s /Pa	设计风压 p_w /Pa	设计温度 /℃	腐蚀裕量 /mm	厚度负偏差 /mm	罐顶总载荷(含罐顶板及拱顶骨架) W_r /t
500	800	500	−163	0	0	500

表 2 外罐基本参数表

Tab.2 Basic parameters of outer tank

外罐直径 D_i /mm	外筒体高度 H /mm	内罐弹性毡厚度 /mm	第 1~12 圈每圈壁板高度 /mm	第 13 圈壁板高度 /mm	第 14 圈壁板高度 /mm
44 000	39 000	300	2 984	2 492	700

注：第 1~12 圈筒体厚度分别为 21、19、17、15、14、14、14、14、14、14、13、13 mm；第 13 圈筒体厚度为 13 mm；第 14 圈筒体厚度为 42 mm。

表 3　外罐加强圈位置和尺寸表

Tab. 3　Position and size of outer tank reinforcement ring

加强圈	距筒体顶部距离 / mm	腹板宽度 / mm	腹板厚度 / mm	翼板高度 / mm	翼板厚度 / mm
1	3 800	180	12	180	12
2	7 500	180	12	180	12
3	11 500	180	12	180	12
4	16 500	180	12	180	12
5	22 500	180	12	180	12
6	29 000	180	12	180	12

表 4　06Ni9DR 特性表

Tab. 4　Characteristics of 06Ni9DR

屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	密度 / ($kg \cdot m^{-3}$)	弹性模量 /MPa	线膨胀系数 / ($mm \cdot mm^{-1} \cdot ℃^{-1}$)
400	680	7 890	201 667	1.17×10^{-5}

4.1　API 620—2025 算例

对于储罐设计负压 p_v、罐顶活载荷 L_r 及设计雪压 p_s 的组合工况取式(8)、(9)的最大值 p_1，可知作用于罐顶的负压、雪压和活载荷的最大值为 1 200 Pa。换算为筒体经向载荷 W_{p1} 见式(10)，罐顶总载荷 W_1 见式(11)。

$$p_1 = p_v + 0.4(L_r \quad 或 \quad p_s) \tag{8}$$

$$p_1 = 0.4p_v + (L_r \quad 或 \quad p_s) \tag{9}$$

$$W_{p1} = \frac{p_1 \pi \times D_i^2}{4\,000g} = 186\ t \tag{10}$$

$$W_1 = W_r + W_{p1} = 686\ t \tag{11}$$

式中：g 为重力加速度，取 9.81 m /s^2。

API 620—2025 计算结果及判据见表 5。

表 5　API 620—2025 计算结果及判据表

Tab. 5　Calculation results and criteria of API 620—2025

壁板	H_{1i} / mm	筒体厚度 /mm	经向压缩应力 / MPa	S_{cs} / MPa	经向压缩应力与 S_{cs} 比值 ε
第 1 圈	2 984	21	4.75	11.85	0.40
第 2 圈	2 984	19	5.00	10.71	0.47
第 3 圈	2 984	17	5.33	9.58	0.56
第 4 圈	2 984	15	5.78	8.46	0.69
第 5 圈	2 984	14	5.92	7.89	0.75
第 6 圈	2 984	14	5.69	7.89	0.73
第 7 圈	2 984	14	5.44	7.89	0.69
第 8 圈	2 984	14	5.20	7.89	0.66
第 9 圈	2 984	14	4.95	7.89	0.63
第 10 圈	2 984	14	4.72	7.89	0.60
第 11 圈	2 984	13	4.82	7.33	0.66
第 12 圈	2 984	13	4.55	7.33	0.62
第 13 圈	2 894	13	4.30	7.33	0.59
第 14 圈	700	42	1.27	23.69	0.06

根据各段筒体高度所占权重，依据 API 620—2025 校核筒体经向稳定性时，筒体材料平均利用率见式(12)。

$$\mu_1 = \frac{\sum_{i=1}^{14} H_{1i}\varepsilon_{1i}}{H_1} = 0.61 \tag{12}$$

式中：μ_1 为该算例筒体材料平均利用率；H_{1i} 为每圈壁板高度，mm；ε_{1i} 为每圈壁板经向压缩应力与许用压缩应力的比值；H_1 为该算例的壁板总高度，mm。

4.2　SP 495. 1325800. 2020 算例

对于储罐设计负压 p_v、设计雪压 p_s，根据 SP 20. 13330. 2016 载荷系数和负载组合系数，取式(13) ~ (14)中的较大值 p_2。可知作用于罐顶的负压、雪压的最大值为 1 428 Pa。

$$p_2 = 0.9 \times 1.2 \times p_v + 0.7 \times 1.4 \times p_s = 1\,324\ Pa \tag{13}$$

$$p_2 = 0.9 \times 1.4 \times p_s + 0.7 \times 1.2 \times p_v = 1\,428\ Pa \tag{14}$$

换算为筒体经向载荷 W_{p2} 见式(15)。

$$W_{p2} = \frac{p\pi \times D_i^2}{4\,000g} = 221\ t \tag{15}$$

罐顶总载荷 W_2 见式(16)。

$$W_2 = W_r + W_{p2} = 721\ t \tag{16}$$

根据 SP 495. 1325800. 2020，计算经向压缩应力 σ_x，计算时区段内筒体板厚度取壁板最小厚度 t_{min}，计算结果见表 6。

表 6　SP 495. 1325800. 2020 计算结果及判据表

Tab. 6　Calculation results and criteria of SP 495. 1325800. 2020

区段	H_{2i} / mm	计算外压 σ_y /kPa	经向压缩应力 σ_x /MPa	临界外压 σ_{0x} / kPa	临界经向应力 σ_{0y} /MPa	稳定性准则 ε
1	10 000	0.026	4.29	14.2	8.11	0.68
2	6 500	−0.015	4.73	11.6	8.11	0.75
3	6 000	−0.017	5.24	11.8	8.11	0.80
4	5 000	−0.017	5.46	9.7	8.89	0.77
5	4 000	−0.017	6.18	7.9	8.89	0.87
6	3 700	−0.017	6.86	7.6	8.89	0.94
7	3 800	−0.017	7.76	9.1	9.67	0.94

注：$\varepsilon = \gamma_n\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{0x}} + \frac{\sigma_y}{\sigma_{0y}}\right) \leqslant 1$。

据各段筒体高度所占权重，依据 SP 495. 1325800. 2020 校核筒体经向稳定性时，筒体材料平均利用率见式(17)。

$$\mu_2 = \frac{\sum_{i=1}^{7} H_{2i}\varepsilon_{2i}}{H_2} = 0.79 \quad (17)$$

式中：μ_2 为该算例筒体材料平均利用率；ε_{2i} 为每区段壁板稳定性准则系数；H_2 为该算例的壁板总高度，mm。

4.3 Ansys Workbench 算例

为模拟真实工况，储罐筒体施加 500 Pa 风压，同时施加 500 Pa 负压。由于储罐顶部布置有大量的工艺管道、阀门等，将罐顶的 500 t 载荷分为两部分，400 t 模拟拱顶主平台、工艺管道、阀门等重量，加载于罐顶 1 /2 面积上；100 t 加载于罐顶另 1 /2 面积，同时考虑设计负压和雪压，取 API 620—2025 和 SP 495. 1325800. 2020 最大值 221 t，均布于整个罐顶。

由于罐顶骨架对储罐筒体顶部刚度影响巨大，模型采用整体建模的方法，先分析整体模型下顶部骨架对储罐筒体产生的影响，通过载荷导入的方法将整体分析得出的储罐筒体顶部位移和弯矩导入储罐筒体模型，单独对储罐筒体进行屈曲分析。

储罐筒体、顶盖采用 Shell 181 壳单元，加强圈、顶部骨架采用 Beam188 梁单元，载荷加载见图 3，整体应力云图见图 4，筒体顶部导入载荷见图 5，筒体特征值屈曲变形云图见图 6。

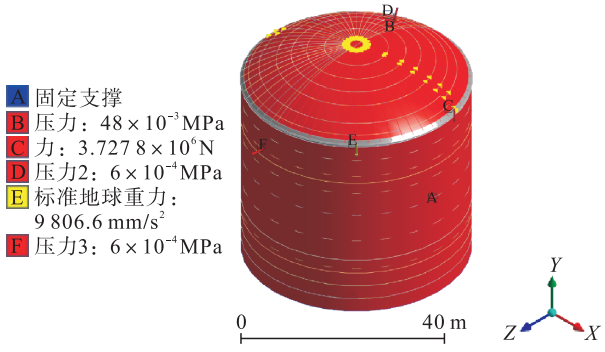

图 3 筒体载荷加载（静态结构）图

Fig. 3 Loading of cylinder load

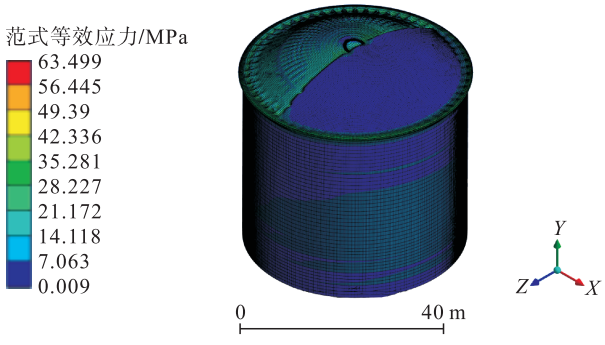

图 4 整体应力分布（静态结构）图

Fig. 4 Overall stress distribution

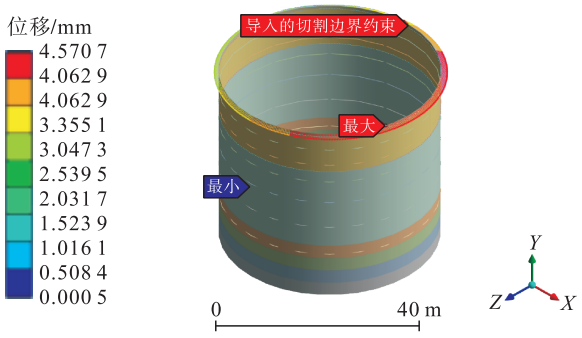

图 5 筒体顶部导入载荷（静态结构）图

Fig. 5 Load introduction at the top of the cylinder

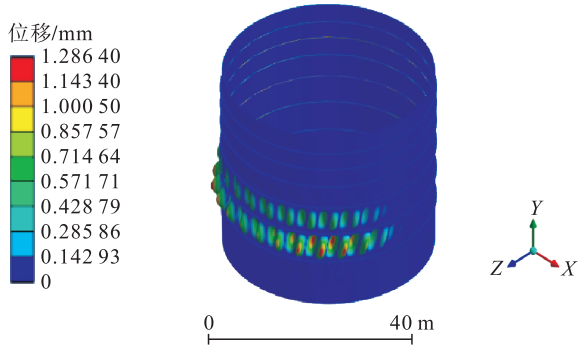

图 6 筒体特征值屈曲变形云图

Fig. 6 Deformation cloud map of buckling analysis of tank characteristic values

由于施加载荷为实际载荷，因此筒体特征值即为载荷放大系数，由分析结果可见，在罐顶 500 t 固定载荷且同时考虑负压和雪压 221 t 的情况下，筒体一阶特征值为 6. 284，参照 GB /T 4732. 1 ~ 6—2024 第 7. 3. 1 方法 1 及 7. 3. 2b 条[22]，屈曲设计系数 $\psi_B = 2.5$，筒体材料平均利用率见式（18）。

$$\mu_3 = \frac{1}{\frac{6.284}{2.5}} = 0.40 \quad (18)$$

式中：μ_3 为该算例筒体材料平均利用率。

5 结论

虽然 API 620—2025 无校核筒体经向及纬向同时受压失稳的公式，在校核筒体经向失稳时，采用 API 620—2025 附录 F 中筒体经向受压、纬向既不受压也不受拉的特例情况对筒体受力进行简化处理，可以对筒体进行经向失稳校核。

SP 495. 1325800. 2020 有校核筒体失稳的方法，该方法显示材料的利用率为 79% ，高于 API 620—2025 计算的材料利用率 61% ，俄标的计算结果更加保守。

采用相同载荷、相同结构，通过 Ansys Workbench 进行数值模拟分析，结果表明：数值计算的材料利用率为

40% ,采用 API 620—2025 附录 F 中筒体经向受压、纬向既不受压也不受拉的特例情况对筒体受力进行简化处理,校核结论正确。

参考文献:

[1] 郑浣琪,陈冰冰,梁力锦,等. EN 1993-1-6 标准中的壳体失稳设计方法简述[J]. 压力容器,2013,30(9):45-53.
Zheng Huanqi, Chen Bingbing, Liang Lijin, et al. An introduction of design approaches defined in EN 1993-1-6 [J]. Pressure Vessel Technology, 2013, 30 (9): 45-53.

[2] 杜启端. 现代薄壳非线性稳定性理论的发展和应用[J]. 强度与环境,2002,29(1):41-51.
Du Qiduan. Advance and application for the morden nonlinear stability theory of the thin shell [J]. Structure & Environment Engineering, 2002, 29 (1): 41-51.

[3] Budiansky B, Hutchinson J W. Buckling: Progress and challenge [C]//Besseling J F, Van Der Heijden A M A. Trends in Solid Mechanics 1979. Delft: Delft University Press, 1979: 93-116.

[4] 王屹亮,许彦达,张　猛,等. 大型 LNG 储罐预冷模型构建和预冷参数计算[J]. 天然气与石油,2024,42(3):55-61.
Wang Yiliang, Xu Yanda, Zhang Meng, et al. Development of precooling model and calculation of precooling parameters for large LNG storage tank [J]. Natural Gas and Oil, 2024, 42 (3): 55-61.

[5] 李　鹏. 大型 LNG 储罐泄漏工况下外罐温度场分析[J]. 石油工程建设,2019,45(4):10-15.
Li Peng. Temperature field analysis of outer tank of large LNG storage tank under leakage condition [J]. Petroleum Engineering Construction, 2019, 45 (4): 10-15.

[6] 杨文刚,杨元春,高　玮,等. LNG 储罐预冷温度变化规律算法研究[J]. 中国海上油气,2024,36(4):230-238.
Yang Wengang, Yang Yuanchun, Gao Wei, et al. Research on algorithm for temperature change law of LNG storage tank during pre-cooling [J]. China Offshore Oil and Gas, 2024, 36 (4): 230-238.

[7] Berger G. World offshore oil, gas production has risen 'steadily' [J]. Oil & Gas Journal, 2004, 102 (14): 30-32.

[8] GB /T 26978—2021　现场组装立式圆筒平底钢质低温液化气储罐的设计与建造[S].
GB /T 26978—2021　Design and manufacture of site built, vertical, cylindrical, flat-bottomed steel tanks for the storage of cryogenic liquefied gas [S].

[9] SY /T 0608—2025　大型焊接低压储罐的设计与建造[S].
SY /T 0608—2025　Design and construction of large welded low-pressure storage tanks [S].

[10] API 620—2025　Design and construction of large, welded, low-pressure storage tanks [S].

[11] API 650—2025　Welded tanks for oil storage [S].

[12] EN 14620—2006　Design and manufacture of site built, vertical, cylindrical, flat bottomed steel tanks for the storage of refrigerated, liquefied gases with operating temperatures between 0 ℃ and －165 ℃ [S].

[13] SP 20. 13330. 2016　Load and effect [S].

[14] SP 495. 1325800. 2020　Constant temperature liquefied gas storage tank [S].

[15] Dvorak J J, McGrath R V. Bidirectional stress criterion for large low-pressure storage tanks [M]. New York: Welding Society, 1961.

[16] NB /T 47003. 2—2022　常压容器　第 2 部分:固体料仓[S].
NB /T 47003. 2—2022　Atmospheric pressure vessels. Part 2-Silos for solid materials [S].

[17] GB 150—2024　压力容器[S].
GB 150—2024　Pressure vessels[S].

[18] GB /T 713—2023　承压设备用钢板和钢带[S].
GB /T 713—2023　Steel plate, sheet and strip for pressure equipments [S].

[19] 沈世钊,陈　昕. 网壳结构稳定性[M]. 北京:科学出版社,1999.
Shen Shizhao, Chen Xin. Stability of Shell Structure [M]. Beijing: Science Press, 1999.

[20] 刘文涛,陈冰冰,高增梁. ANSYS 特征值法在计算外压圆筒弹性失稳中的应用讨论[J]. 压力容器,2012,29(5):20-25.
Liu Wentao, Chen Bingbing, Gao Zengliang. Application of ANSYS LBA in critical buckling pressure of cylinder subjected to external pressure [J]. Pressure Vessel Technology, 2012, 29 (5): 20-25.

[21] 梁力锦. 圆柱壳外压失稳数值计算中圆度偏差的影响规律研究[D]. 杭州:浙江工业大学,2012.
Liang Lijin. Study on the effect of out-of-roundness on the cylinders shell under external pressure in stability numerical calculation [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2012.

[22] GB /T 4732—2024　压力容器分析设计[S].
GB /T 4732—2024　Pressure vessels design by analysis [S].