第34卷第6期 河北科技大学学报 Vol. 34, No. 6
2013年12月 Journal of Hebei University of Science and Technology Dec. 2013

文章编号:1008-1542(2013)06-0547-05 doi:10.7535/hbkd.2013yx06010

开孔接管补强圈补强效果和适用性研究

彭培英,郭彦书,刘庆刚

(河北科技大学机械工程学院,河北石家庄 050018)

摘 要:分别采用等面积法和基于有限元应力分析设计方法对内径1 000 mm的圆筒开100～500 mm圆孔在1～6 MPa的情况下进行了分析。应力分析设计中,分别采用了传统的Path1和标准推荐的Path2进行了应力评定。分析结果表明,Path1的分析结果较Path2偏于保守。根据Path2的分析结果,补强圈补强适用于6 MPa以下的压力,且在内压较小时,具有较大的安全裕度。

关键词:补强圈;分析设计;适用性;补强效果

中图分类号:TH12 **文献标志码**:A

Effect and applicability of the reinforcement pad for opening tubing connection

PENG Peiying, GUO Yanshu, LIU Qinggang

(School of Mechanical Engineering, Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang Hebei 050018, China)

Abstract: Area Replacement Rule and the method namely "design by stress analysis" in which Finite Element Method is used are adopted in the analysis of a cylinder vessel with 100-500mm openings and 1-6MPa internal pressures. In the process of stress analysis design, two paths noted as Path1 and Path2 are used in the stresses assessments. The results indicate that analysis by Path1 is relatively conservative by comparing to Path2 which is listed in the national standard. According to the results from Path2, reinforcement pad method is suitable for conditions in which internal pressure is below 6 MPa, and at a relative low pressure the safety margin is of a great amount for reinforcement pad method.

Key words: reinforcement pad; design by analysis; applicability; reinforcement effect

压力容器的可靠性对于化工类企业的安全具有十分重要的意义,一直以来都是这个领域的研究重点[1-2],而开孔补强方式和效果对于压力容器运行可靠性影响很大[3-5]。

在压力容器的设计中,标准规定允许采用应力分析的方法进行设计,特别强调了可以采用可靠的数值方法来进行应力分析设计[6-7]。由于补强圈的结构较为复杂,难以采用经典的弹性力学理论进行分析,有限元方法的发展为解决这一问题提供了契机[8-9],采用有限元方法进行补强圈补强效果和适用性的研究具备了成熟的条件。

本文采用基于有限元分析的应力分析设计和GB 150—2011[10]规定的"等面积法"分别对内径1 000 mm的圆筒形容器,开孔范围在100～500 mm范围内的补强圈补强进行了分析,研究结果对于补强圈的补强效果和应用条件具有一定的意义。

收稿日期:2013-07-01;修回日期:2013-09-11;责任编辑:冯 民

基金项目:河北省高等学校科学技术研究项目(YQ2013021)

作者简介:彭培英(1965-),女,河北晋州人,教授,硕士,主要从事压力容器设计与强度分析方面的教学和研究。

E-mail:pengpeiy@163.com

1 分析模型

本文分析了内径为1 000 mm的圆筒压力容器开孔问题，并采用补强圈进行补强。筒体和接管材料均选用Q345R，根据标准GB 150—2011，得到设计温度下Q345R的许用应力S_m，在厚度为6～16 mm时，许用应力S_m=189 MPa；厚度为16～36 mm时，S_m=185 MPa。根据标准规定，筒体厚度按公式(1)计算，计算结果见表1。

$$\delta=\frac{p_c D_i}{2S_m\phi-p_c}。\tag{1}$$

式中：δ为计算厚度，本文中筒体壁厚直接取计算厚度，mm；p_c为计算压力，MPa；D_i为圆筒内径，mm；ϕ为焊接接头系数，本文中焊接接头系数取1；S_m为材料许用应力，MPa。

表1 压力容器壁厚

Tab.1 Thickness of the cylinders

p/MPa	1	2	3	4	5	6
δ/mm	2.653	5.319	8.000	10.695	13.405	16.484

设k表示开孔直径与筒体直径的比值，开孔直径记为d，则$k=d/D_i$。根据标准规定，当$D_i\leqslant$1 000 mm时，$d\leqslant$520。为了分析不同开孔条件下，补强圈的补强效果，本文采用了k=0.1～0.5之间5组开孔尺寸进行分析，如表2所示。

表2 接管尺寸

Tab.2 Geometry sizes of the nozzles

k	d/mm	δ_{nt0}/mm	δ_{nt1}/mm	δ_{nt2}/mm	δ_{nt3}/mm	δ_{nt4}/mm	δ_{nt5}/mm
0.1	100	10	11	12	13	14	15
0.2	200	20	21	22	23	24	25
0.3	300	30	31	32	33	34	35
0.4	400	40	41	42	43	44	45
0.5	500	50	51	52	53	54	55

注：δ_{nt}表示接管的壁厚。

2 等面积法分析

采用GB 150—2011规定的等面积法进行开孔补强设计计算，根据计算结果按照标准JB/T 4736—2002补强圈[11]选择补强圈，其结果如表3所示。

表3中，B为补强有效宽度，A_3为另需补强面积，δ'为补强圈计算厚度，D_1为补强圈内径，D_2为补强圈外径，δ_e为补强圈名义厚度。

3 有限元分析

采用有限元分析软件ANSYS按照表1—表3有关尺寸建立模型。模型中筒体的长度至少要大于开孔尺寸的5倍以上才能够保证开孔区域的应力分布状况不受边界处约束的影响。

分析中，在筒体一个端面施加固定约束，筒体和接管内表面施加内压，如图1所示。

求解计算得到应力分析结果如图2所示。图2中采用的应力为等效应力(Equivalent Stress)，即按照第4强度理论进行安全判定。由于制造压力容器的材料限定只能采用韧性材料，因此采用第4强度理论进行安全判定较为适合。

表 3　补强圈尺寸

Tab. 3　Sizes of the reinforcement pads

开孔直径/mm	p/MPa	B/mm	A_3/mm^2	δ'/mm	D_1/mm	D_2/mm	δ_e/mm
100	1	200	229.3	2.4	104	200	4
	2	200	495.9	5.2	104	200	6
	3	200	764.0	8.0	104	200	8
	4	200	1 033.5	10.8	104	200	12
	5	200	1 304.5	13.6	104	200	14
	6	200	1 612.4	16.8	104	200	18
200	1	400	494.6	2.5	204	400	4
	2	400	1 027.8	5.2	204	400	6
	3	400	1 564.0	8.0	204	400	8
	4	400	2 103.0	10.7	204	400	12
	5	400	2 645.0	13.5	204	400	14
	6	400	3 260.8	16.6	204	400	18
300	1	600	759.9	3.1	304	550	4
	2	600	1 559.7	6.3	304	550	8
	3	600	2 364.0	9.6	304	550	10
	4	600	3 172.5	12.9	304	550	14
	5	600	3 985.5	16.2	304	550	18
	6	600	4 909.2	20.0	304	550	20
400	1	800	1 025.2	3.7	404	680	4
	2	800	2 091.6	7.6	404	680	8
	3	800	3 164.0	11.5	404	680	12
	4	800	4 242.0	15.4	404	680	16
	5	800	5 326.0	19.3	404	680	20
	6	800	6 557.6	23.8	404	680	24
500	1	1000	1 290.5	3.8	504	840	4
	2	1000	2 623.5	7.8	504	840	8
	3	1000	3 964.0	11.8	504	840	12
	4	1000	5 311.5	15.8	504	840	16
	5	1000	6 666.5	19.8	504	840	20
	6	1000	8 206.0	24.4	504	840	26

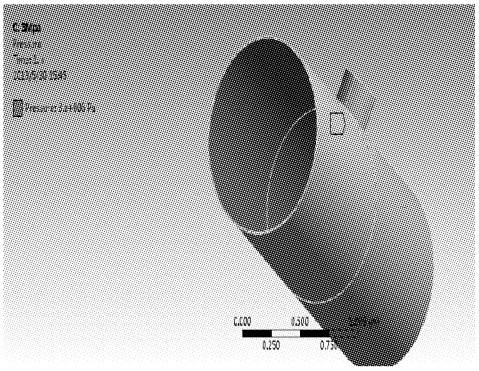

图 1　内加载荷示意图

Fig. 1　Schematic of the loadings in the nozzles

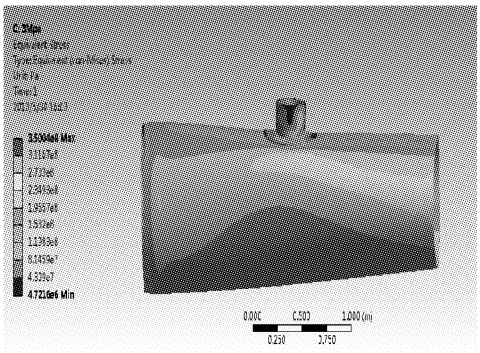

图 2　等效应力云图

Fig. 2　Equivalent stresses of the nozzles

根据标准规定和接管应力分析设计的经验，建立如图3两条路径进行应力评定。

图3中，Path1为压力容器开孔接管应力分析设计中通常采用的路径，而Path2是GB 150—2011推荐采用的分析路径，本文分别按照两条路径进行分析，可以保证分析结果具有较高的可信性。

根据JB/T 4732—1995[12]规定，接管部位的薄膜应力属于局部薄膜应力 S_{II}，薄膜应力＋弯曲应力属于二次应力 S_{IV}，压力容器分析设计标准要求 $S_{II}\leqslant 1.5S_m$，$S_{IV}\leqslant 3S_m$。

对表1—表3中的各组数据建立模型，施加载荷并进行分析，按照Path1和Path2进行应力评定，分析结果见表4所示。

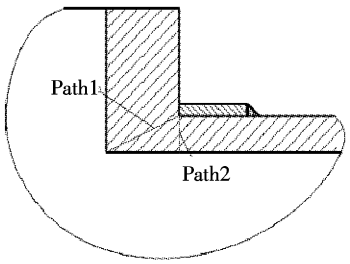

图3 应力评定路径示意图

Fig. 3 Schematic of the paths for stress assessment

表4 应力评定结果

Tab. 4 Results of the stress assessment

d/mm	p/MPa	Path1			Path2		
		S_{II}/MPa	S_{IV}/MPa	安全裕度 a/%	S_{II}/MPa	S_{IV}/MPa	安全裕度 a/%
100	1	1.54×10^2	1.90×10^2	45.59	1.35×10^2	1.48×10^2	52.41
	2	2.23×10^2	2.85×10^2	21.51	1.93×10^2	2.25×10^2	32.10
	3	2.73×10^2	3.61×10^2	3.58	2.41×10^2	2.99×10^2	15.02
	4	2.90×10^2	4.00×10^2		2.50×10^2	3.20×10^2	11.65
	5	3.09×10^2	4.35×10^2		2.61×10^2	3.40×10^2	7.79
	6	3.16×10^2	4.53×10^2		2.60×10^2	3.40×10^2	6.46
200	1	1.02×10^2	1.37×10^2	64.07	0.819×10^2	0.904×10^2	71.11
	2	1.78×10^2	2.34×10^2	37.24	1.41×10^2	1.59×10^2	50.15
	3	2.18×10^2	2.91×10^2	23.22	1.74×10^2	2.01×10^2	38.68
	4	2.51×10^2	3.41×10^2	11.29	1.99×10^2	2.35×10^2	29.74
	5	2.83×10^2	4.13×10^2	0.14	2.14×10^2	2.50×10^2	24.54
	6	2.97×10^2	4.41×10^2		2.18×10^2	2.69×10^2	21.55
300	1	0.836×10^2	1.10×10^2	70.49	0.724×10^2	0.826×10^2	74.46
	2	1.53×10^2	2.07×10^2	46.07	1.09×10^2	1.17×10^2	61.43
	3	2.07×10^2	2.86×10^2	26.99	1.50×10^2	1.67×10^2	46.99
	4	2.45×10^2	3.53×10^2	13.57	1.78×10^2	2.01×10^2	37.05
	5	2.80×10^2	4.02×10^2	1.30	2.09×10^2	2.42×10^2	26.17
	6	3.04×10^2	4.48×10^2		2.26×10^2	2.68×10^2	18.52
400	1	0.765×10^2	0.997×10^2	73.01	0.60×10^2	0.645×10^2	78.83
	2	1.44×10^2	2.00×10^2	49.36	1.07×10^2	1.13×10^2	62.30
	3	2.00×10^2	2.78×10^2	29.56	1.49×10^2	1.62×10^2	47.41
	4	2.50×10^2	3.53×10^2	11.68	1.87×10^2	2.09×10^2	33.87
	5	2.88×10^2	4.06×10^2		2.19×10^2	2.48×10^2	22.68
	6	3.17×10^2	4.54×10^2		2.41×10^2	2.82×10^2	13.24
500	1	0.726×10^2	0.939×10^2	74.39	0.624×10^2	0.644×10^2	78.00
	2	1.42×10^2	1.97×10^2	49.96	1.04×10^2	1.10×10^2	63.29
	3	2.03×10^2	2.84×10^2	28.42	1.49×10^2	1.61×10^2	47.49
	4	2.58×10^2	3.66×10^2	9.00	1.90×10^2	2.10×10^2	33.01
	5	3.03×10^2	4.34×10^2		2.26×10^2	2.54×10^2	20.39
	6	3.36×10^2	4.87×10^2		2.52×10^2	2.95×10^2	9.19

表 4 中，安全裕度 a 按照式(2)计算。

$$a=\min\left(-\frac{S_{\mathrm{II}}-1.5S_{\mathrm{m}}}{1.5S_{\mathrm{m}}},\frac{S_{\mathrm{IV}}-3S_{\mathrm{m}}}{3S_{\mathrm{m}}}\right)。\tag{2}$$

由表 4 应力评定结果可以看出，对于 Path1 来说，当压力较小时，补强圈补强具有很大的安全裕度，但当压力较大时，按照等面积法进行补强圈补强无法满足安全的要求；对于 Path2 来说，补强圈补强的结果都满足强度的要求，但在对于压力较高时，补强圈补强的裕度较小。

对比 Path1 和 Path2 分析的结果可以发现，Path1 偏于保守，鉴于中国标准推荐采用 Path2 来进行应力评定，可以认为在本文分析的范围内，结构强度均满足安全要求。

4　结　论

本文对补强圈补强这一常见的补强形式，分别采用有限元法和等面积法进行了设计计算和分析，得到的主要结论如下。

1)Path1 的计算结果偏于保守，Path2 的结果更为接近实际情况。

2)根据对 Path2 的分析结果，当压力较低时，补强圈存在较大的安全裕度，说明基于等面积补强的补强圈补强方法在压力较小时存在一定的保守性；但当压力较大时，补强圈补强的计算结果存在 10％～20％的安全裕度，对于补强设计来说较为理想。

3)根据 Path2 的分析结果，当压力在 6 MPa 时，补强圈补强的安全裕度为 10％～20％，可以认为补强圈的适用条件为小于 6 MPa。

参考文献/References：

[1] 张红卫，刘　兵，刘　岑，等. 压力容器概率安全评定的可靠指标研究[J]. 河北科技大学学报，2011，32(2)：192-196.
ZHANG Hongwei，LIU Bing，LIU Cen，et al. Reliable index research in pressure vessel probability safe evaluation[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology，2011，32(2)：192-196.

[2] 刘有艳，周昌玉. 压力容器筒体可靠性设计研究[J]. 机械设计与制造，2011(12)：118-120.
LIU Youyan，ZHOU Changyu. Study on reliability design of pressure vessel[J]. Machinery Design & Manufacture，2011(12)：118-120.

[3] 金建新，梁利华，高增梁. 圆柱壳开孔补强的弹性和弹塑性有限元分析[J]. 压力容器，2007，24(9)：9-14.
JIN Jianxin，LIANG Lihua，GAO Zengliang. Elastic and elastoplastic analysis for pad reinforcement of pressure vessel[J]. Pressure Vessel Technology，2007，24(9)：9-14.

[4] 梅　瑛，李瑞琴，李喜太. 容器开孔补强设计的分析与探讨[J]. 机械设计与研究，2009，25(4)：59-61.
MEI Ying，LI Ruiqin，LI Xitai. Analysis and exploring for the reinforcement design of openings in vessel[J]. Machine Design and Research，2009，25(4)：59-61.

[5] 李玉坤，孙文红，李　春，等. 大型立式储罐罐壁开孔补强应力分析[J]. 压力容器，2012，29(10)：41-46.
LI Yukun，SUN Wenhong，LI Chun，et al. Stress analysis of reinforcement for openings in large vertical storage tanks' skin[J]. Pressure Vessel Technology，2012，29(10)：41-46.

[6] 周　羽，包士毅，董建令，等. 压力容器分析设计方法进展[J]. 清华大学学报(自然科学版)，2006，46(6)：886-891.
ZHOU Yu，BAO Shiyi，DONG Jianling，et al. Advances in "design by analysis" methods for pressure vessels[J]. Journal of Tsinghua University(Science & Technology)，2006，46(6)：886-891.

[7] 陈小辉，董俊华，高炳军. 壳单元在压力容器分析设计中的应用[J]. 河北工业大学学报，2010，35(5)：29-32.
CHEN Xiaohui，DONG Junhua，GAO Bingjun. Application of shell element in stress analysis of pressure vessel with design by analysis method[J]. Journal of Hebei University of Technology，2010，35(5)：29-32.

[8] 杨书仪，赵继云，刘德顺，等. 贮液容器跌落冲击的有限元数值模拟研究[J]. 中国机械工程，2009(1)：44-47.
YANG Shuyi，ZHAO Jiyun，LIU Deshun，et al. Finite element simulation for the drop impact of fluid-filled container[J]. China Mechanical Engineering，2009(1)：44-47.

[9] 吕　峰，陈明亚. 反应堆压力容器压力-温度限值曲线参数敏感性分析[J]. 工程力学，2013，30(2)：394-399.
LYU Feng，CHEN Mingya. A parametric study of pressure-temperature limit curve for RPV[J]. Engineering Mechanics，2013，30(2)：394-399.

[10] GB 150—2011，固定式压力容器[S].
GB 150—2011，Stationary Pressure Vessel[S].

[11] JB/T 4736—2002，补强圈[S].
JB/T 4736—2002，Reinforcement Pad[S].

[12] JB/T 4732—1995，钢制压力容器-分析设计标准[S].
JB/T 4732—1995，Steel Pressure Vessel-Design by Stress Analysis[S].