

连续管道弯头应力增大系数修正计算及实验研究

孙 壮, 张红艳*

长安大学理学院, 陕西 西安

收稿日期: 2023年3月7日; 录用日期: 2023年3月10日; 发布日期: 2023年3月30日

摘 要

为探索管道弯头在二次应力校核中的应力增大效应, 本文以工程中常用的U型弯管结构为研究对象, 建立了管道弯头应力实验平台, 测得了弯头应力最大值随外载荷变化规律并与有限元及ASME B31.3规范结果进行了对比分析, 在此基础上提出了适用于工程应用的修正弯头应力增大系数(Stress Intensification Factor, SIF)计算公式, 进而研究了不同径厚比和相对管径对弯头应力分布的影响规律。研究表明, 在弹性阶段弯头应力最大值出现在弯头内弧中心点附近, 且随着外荷载的增加, 弯头应力近似呈线性增长; 壳单元有限元模型仿真结果与实验值基本一致, U型弯管中各个弯头应力分布规律受外弯矩作用影响较显著, 具体表现为外弯矩越大, 弯头应力值越高; 基于实验及有限元计算结果, 综合考虑弯矩对弯头应力增大效应的影响, 本文提出的应力增大系数修正公式与原ASME B31.3规范公式相比, 其计算结果更接近实验值, 计算精度提升了16.77%; 同时, 在相同外荷载作用下, 弯头应力随径厚比的增加而减小, 随相对管径的增加而增大, 径厚比大小对弯头应力分布作用较为显著, 相对管径的改变对弯头应力计算影响较小。

关键词

管道弯头, 应力增大系数, 实验研究, 修正计算公式, 有限元分析

Correction Calculation and Experimental Study on Stress Intensification Factor of Pipe Elbow

Zhuang Sun, Hongyan Zhang*

School of Science, Chang'an University, Xi'an Shaanxi

Received: Mar. 7th, 2023; accepted: Mar. 10th, 2023; published: Mar. 30th, 2023

*通讯作者。

Abstract

In order to study the stress intensification effect of pipe elbow in the secondary stress check, the U-shaped pipeline commonly used in engineering was taken as the research object. The experiment platform for analyzing pipe elbow stress was established, and the maximum stress with the external load was measured and compared with the results of the Finite Element Analysis (FEA) results and ASME B31.3 Code. On this basis, a correction formula calculating the Stress Intensification Factor (SIF) of elbows was proposed, and the influence of the ratio of pipe diameter to wall thickness and the relative diameter on the elbow stress distribution was studied. The results showed that the maximum stress of the elbow appeared near the center point of the intrados of the elbow, and the stress of the elbow increased approximately linearly with the increase of the external load in the elastic stage. The simulation results of the shell element finite element model are basically consistent with the experimental values. The stress distribution law of each elbow in the U-shaped pipeline was significantly affected by the external bending moment, and the greater the external bending moment, the higher the elbow stress values. Based on the experimental and finite element calculation results and considering the influence of bending moment on the stress intensification effect of elbow, the calculation results of the SIF correction formula is closer to the experimental values compared with the ASME B31.3 code, and the computational accuracy was improved by 16.77%. Under the same external load, the elbow stress decreased with the increase of the ratio of pipe diameter to wall thickness and increased with the increase of the relative diameter. The ratio of pipe diameter to wall thickness had a significant effect on the elbow stress distribution, and the change of the relative diameter had little effect on the elbow stress calculation.

Keywords

Pipe Elbow, Stress Intensification Factor, Experimental Study, Modified Calculating Formula, Finite Element Analysis

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

管道系统作为流体传输、能量转换的重要通道,在石油化工、能源动力、航天航空等工程领域具有广泛应用[1]。管道服役过程中,特别在结构、流体载荷综合作用下,弯头部件易产生局部变形和应力集中等问题。在较大外力作用下,弯头横截面在弯曲时会趋于扁平化或呈“椭圆形”,这将导致弯头的应力值进一步增大。因此,美国机械工程师协会(ASME)提出的 ASME B31.1、ASME B31.3 [2]等一系列管道规范规定在计算管道系统应力时应考虑局部应力增大的影响,计入应力增大系数(Stress Intensification Factor, SIF)。

根据管道设计规范,管道设计时应分别考虑一次应力和二次应力校核,一次应力校核主要针对管道在管内压力和重力等持续性载荷作用下的应力,二次应力校核主要针对由于温度效应及位移荷载产生的应力[3]。SIF 作为管道系统二次应力分析中的一个重要影响因子,其研究始于 20 世纪 40 年代,Markl [4]最早完成了一系列管道疲劳试验及其分析,为应力增大系数的研究奠定了基础,现行标准中的应力增大系数的计算公式仍建立在 Markl 工作的基础之上;Nordham 和 Kaldor [5]基于管系结构弯头应力数值分析,提出了具有不同附管长度的弯头应力增大系数计算公式;Nikola [6]基于数值模型的管道应力强化因素分析提出了新的弯头应力增大系数计算方程,结果表明该方程更适合于数值数据;Nikola 等[7]还提出了适

用于大径厚比弯头(即 $D/T > 100$)的应力增大系数方程; Matzen 和 Tan [8]综述了应力强度因子与 C2 和 B2 应力指数之间的关系; 高建林等[9]应用 FE Tools 软件模拟计算了弯头应力增大系数值, 并与 ASME B31.3 规范结果进行了比较。

目前已有研究成果主要用于分析单弯头管道结构, 行业内常用的 ASME B31.3 规范给出的应力增大系数计算得到的弯头应力与实际值仍存在一定差距, 且相关实验数据较少。本文以工程中常用的 U 型连续弯管结构为研究对象, 搭建了弯管应力实验平台, 测得了弯头应力随外载荷的变化规律; 建立了弯管有限元模型, 并将其数值结果与实验结果进行了对比; 提出了修正的弯头应力增大系数计算公式, 该计算公式与现行管道设计规范 ASME B31.3 已有公式相比, 具有更高的计算精度。

2. 连续管道弯头应力实验

2.1. 实验试件

为测得连续管道弯头在外力作用下的应力值, 制作了工程中常用的 U 型连续弯管实验试件, 通过电子万能试验机对该试件进行拉伸实验。U 型弯管结构示意图及制作件如图 1 和图 2 所示, 该试件由管径 $D = 19 \text{ mm}$, 壁厚 $T = 1.5 \text{ mm}$, 曲率半径 $R = 38 \text{ mm}$ 的冲压成型弯头部件和与弯头部件管径、壁厚相同的直管部件焊接而成。试件全长 $L = 384 \text{ mm}$, 所用材料为 SUS304 不锈钢, 材料参数见表 1。管道部分设计全长 360 mm, 该结构共包含四个弯头, 每个弯头处内拱线、外拱线、中性线的中点分别作为应力测点, 应变片型号为 BX120-3AA。

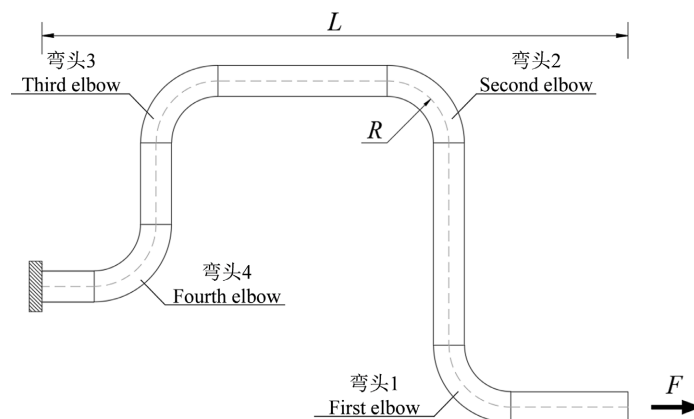


Figure 1. Structural diagram of U-bend
图 1. U 型弯管结构示意图

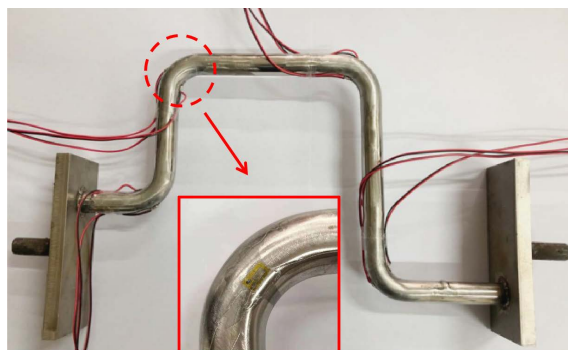


Figure 2. U-bend test piece
图 2. U 型弯管试件

Table 1. SUS304 material parameters
表 1. 不锈钢 SUS304 材料参数

杨氏模量 E/GPa	泊松比 ν	密度 $\rho/(\text{g}/\text{cm}^3)$	延伸率 $\delta/\%$	强度极限 σ_s/MPa
195	0.31	7.85	35	520

2.2. 实验过程

准静态拉伸实验在 WDW-50E 型程控电子式万能试验机组上进行, 实验过程示意图及实验设备如图 3 所示。参照 GBT 228.1-2010《金属材料拉伸试验第 1 部分: 室温试验方法》[10]加载方式采用力加载, 加载速率为 0.5 mm/min。根据管道设计中二次应力校核的工况荷载条件[11], 以管件臂端处的轴向荷载作为管件端点位移荷载, 实验过程中外荷载 F 作用在弯管端部, 分别从 0 加载至 150 N、200 N 和 250 N, 同时记录试件端部位移。实验中, 试件四个弯头各个测点处分别安置电阻应变片, 采用 16 通道 UT8508 动静态应变采集分析系统对应变进行采集, 桥接方法采用 1/4 桥并使用温度补偿。由电阻应变片测量得到弯头各测点处应变值, 计算得到相应测点处弯头应力值。

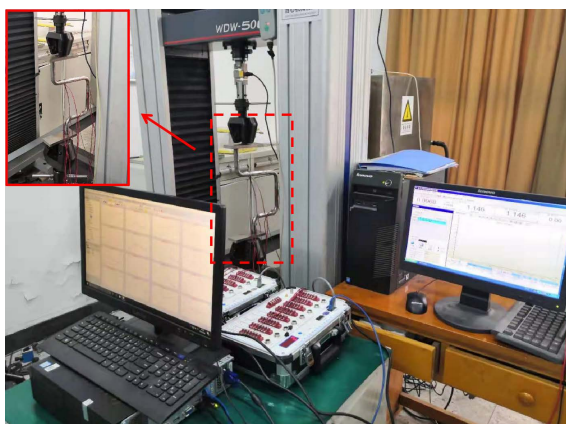


Figure 3. Tensile test of U-bend
图 3. U 型弯管拉伸实验

2.3. 实验及数值结果对比分析

为对比分析弯头最大应力值随外力的变化规律, 应用 ANSYS 软件分别建立了连续弯管试件的管单元模型和壳单元模型, 如图 4 所示。管单元模型采用 PIPE16 单元和 PIPE18 单元分别模拟直管段和弯管段, 其求解速度快, 但无法模拟弯头横截面的实际变形, 所以常用应力增大系数进行修正; 壳单元模型采用 SHELL181 单元整体建模, 计算工作量大, 却更符合管路的实际受力和变形状态。根据 ASME B31.3 规范, 应用管单元模型计算弯头修正前的应力值; 使用壳单元模型来模拟管路的真实状态, 获取管路弯头的真实应力值。模型边界条件与实验过程保持一致, 短端固定, 长端沿管道轴向施加外力荷载; 材料应力应变关系采用理想弹塑性模型[12]。计算获得弯头的 von Mises 等效应力云图如图 5 所示, 从图中壳单元模型应力计算结果可以看出在开弯状态下弯头内弧及中性层处的应力较大, 应力分布呈递减趋势向周围分散。

将实验结果与有限元结果进行对比分析, 弯头应力的实验值与有限元壳单元模型计算结果吻合较好, 其平均误差为 3.2%; 弯头应力峰值出现在内弧线中点附近, 且随着外荷载的增加, 弯头应力近似表现为线性增长关系; 同时 U 型弯管中各个弯头应力值随外弯矩增加而增大。图 6 给出了 U 型弯管各个弯头内拱线中点处应力值随外荷载的变化曲线。从图中可以看出, 在弹性阶段随着外荷载的增加, 四个弯头最

大应力值呈线性增加, 在相同外荷载作用下, 弯头 2 的应力值高于其它弯头, 这主要是由于结构中弯头 2 到荷载作用端的垂直距离最远, 因此作用在弯头 2 上的外弯矩最大导致的, 同时其弯头附近的应力分布受结构整体变形影响较大。

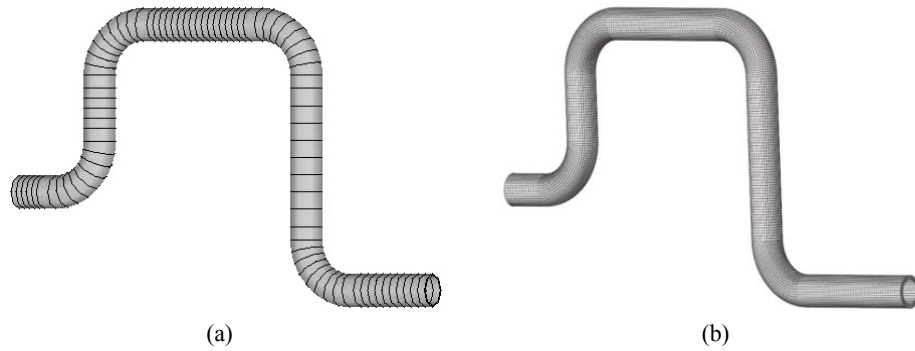


Figure 4. Finite element model of U-shaped elbow (a) Pipe element model; (b) shell element model
图 4. U 型弯管有限元模型(a) 管单元模型; (b) 壳单元模型

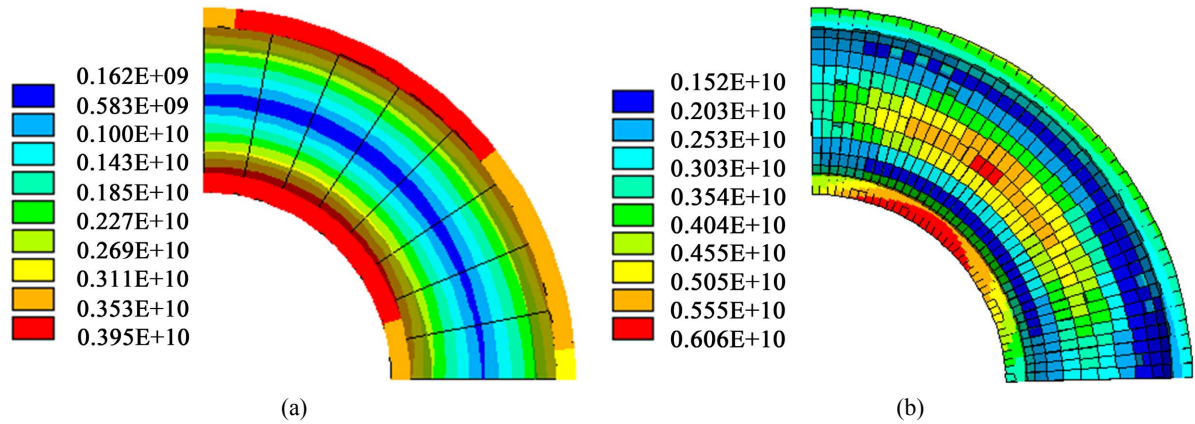


Figure 5. Stress nephogram of elbow (a) Pipe element model; (b) shell element model
图 5. 弯头应力结果云图(a) 管单元模型; (b) 壳单元模型

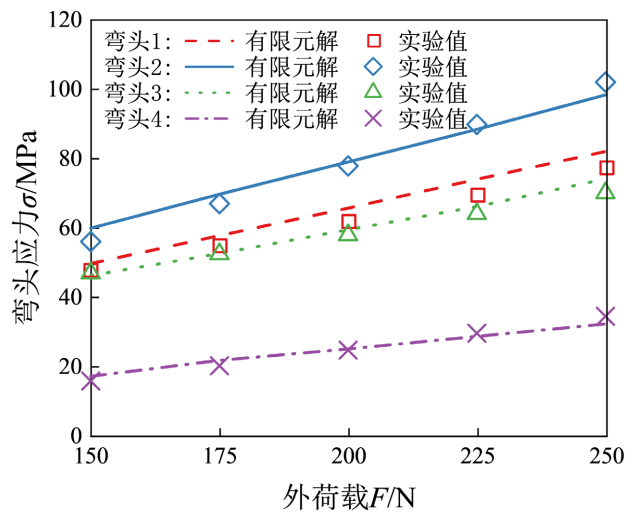


Figure 6. Comparison between finite element analysis and experimental results
图 6. 有限元与实验结果对比

3. 弯头应力增大系数(SIF)

3.1. 现行规范 SIF 计算及其误差分析

现行管道规范 ASME B31.3 规定在计算管道弯头应力时应考虑局部应力增大的影响, 计入应力增大系数, 其计算公式为:

$$i_m = \frac{0.9}{h^{2/3}} \quad (1)$$

式中: i_m 为应力增大系数, h 为柔度特性, 其表达式为 $h = TR/r^2$, 其中 T , R , r 分别为弯头壁厚, 弯头曲率半径, 管道平均半径, m。该计算方法的提出基于 Markl 在 1952 进行的管道部件疲劳实验。随着现代工业管道技术的发展, 已有研究表明现有规范 SIF 计算方法可能产生较大计算误差, 导致低估管道应力, 造成强度或疲劳分析结果不可靠[6] [7] [13]。有限元软件 ANSYS 在 PIPE 单元模块内置了 SIF 命令, 可以通过设置 SIF 基础值考虑弯头应力增大效应, 从而获取更为准确的弯头应力。图 7 给出了基于 ASME B31.3 规范标准的管单元模型计算结果与实验结果及壳单元数值计算结果对比曲线, 从图中可以看出, 使用 ASME B31.3 规范 SIF 计算方法得到的弯头应力普遍低于实验测试值及壳单元数值计算结果, 且随着外荷载的增加, 相对误差逐渐增大, 最高误差可达 28.65%。这表明 ASME B31.3 规范给出的应力增大系数与实际值存在一定差距, 原因是规范中未考虑外载荷对应力增大的影响, 当外载荷在弯头处产生较大弯矩作用时, 弯头同样会因为截面变形产生应力集中现象[14], 从而导致弯头处的应力进一步增大。

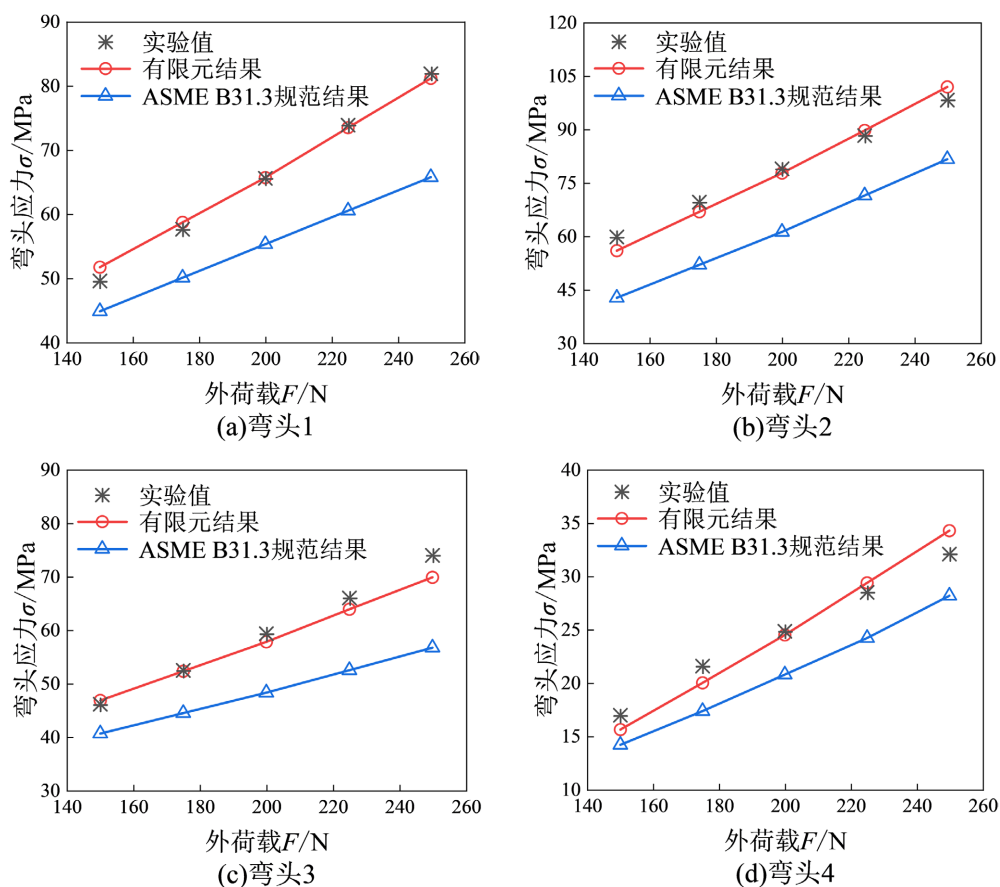


Figure 7. Curve of elbow stress with external load
 图 7. 弯头应力随外载荷变化曲线

3.2. 修正 SIF 计算公式

确定应力增大系数的方法主要有疲劳试验法和数值分析法, 数值分析法主要采用有限元分析软件对管道部件进行详细的局部应力分析来确定应力增大系数, 其因为效率高, 成本低得到了广泛应用[15]。将管单元模型计算结果和壳单元模型计算结果进行对比分析, 同时考虑修正系数与原规范公式的可类比性, 通过引入弯矩对弯头应力的理论影响分析和量纲分析提出如式(2)所示的修正模型:

$$\delta = a \left(\frac{M}{EI} \frac{r^c}{R^d T^e} \right)^b \quad (2)$$

式中: $M = FL$, F 为管道端部外载荷大小, N; L 为外载荷对弯头的力臂, m; EI 为抗弯刚度, $N \cdot m^2$; T , R , r 分别为弯头壁厚, 弯头曲率半径, 管道平均半径, m; $a-e$ 为常数。

通过实验数据和有限元数值计算结果对式(2)进行拟合分析, 得到式中常数分别为: $a = 2.084$; $b = 0.3333$; $c = 7.04$; $d = 1.987$; $e = 4.039$ 。

取 $a = 2.1$; $b = 1/3$; $c = 7$; $d = 2$; $e = 4$, 由此得到修正项 δ 如式(3)所示:

$$\delta = 2.1 \left(\frac{FLr^7}{EIR^2T^4} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

由此得到经校核修正后的弯头 SIF 计算公式为:

$$i_m = \frac{0.9}{h^{2/3}} + 2.1 \left(\frac{FLr^7}{EIR^2T^4} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

将 ASME B31.3 规范公式(1)和修正公式(4)计算的弯头应力值与实验及有限元结果对比分析, 其结果如图 8 所示。可以看出, 修正公式得到的弯头应力更接近实验值, 且与有限元结果基本吻合, 平均误差小于 5.16%。现行规范计算得到的弯头应力最大值普遍小于实验值及有限元壳单元模型结果, 且误差较大, 其平均误差为 16.34%。表 2 给出了各个弯头由不同计算方法得到的应力值, 相较于实验值, 修正公式计算弯头 1 应力值比原公式相对误差降低了 12.43%, 弯头 2 降低了 19.18%, 弯头 3 降低了 18.85%, 弯头 4 降低了 16.63%。这表明修正后的应力增大系数公式计算结果更接近实际值。

在影响弯头应力分布的截面参数中, 管道径厚比 D/T 和相对管径 D/R 对弯头的应力分布具有较为明显的影响。图 9 和图 10 分别给出了弯头 4 在不同径厚比和相对管径下规范公式和修正 SIF 公式得到的弯头应力变化曲线。由图 9 中弯头应力与 D/T 关系可以看出, 在相同荷载作用下, 随着径厚比增加, 弯头应力逐渐减小, 其原因是高径厚比弯管(薄壁管)比低径厚比弯管刚度更低, 变形更大, 从而增加了管道的整体柔性, 降低了管道应力。当径厚比较小时($D/T \leq 16$), 修正公式计算值与有限元结果吻合较好, 其平均误差为 5.71%, 随着径厚比的增加误差略有增大, 其平均误差最大为 9.20%。而使用规范公式计算得到的弯头应力最大值与有限元数值计算结果相比误差均较大, 其平均误差为 24.5%, 且随着 D/T 比值的增加, 该误差逐渐增大, 最高可达 27.0%。这表明对于不同径厚比的情况, 修正公式相较于原规范公式其计算结果更接近实际值。

图 10 为不同相对管径下弯头应力的变化曲线。由图中可以看出, 在相同荷载作用下, 随着相对管径 D/R 比值的增加, 弯头应力最大值逐渐增大, 这主要是由于增大相对管径会弱化弯管的整体变形, 从而降低弯管的柔韧性, 提高整体应力。由修正 SIF 计算式得到的弯头应力最大值略高于有限元数值计算结果, 其结果偏保守, 最小误差为 5.32%, 平均误差为 6.10%。而使用规范 SIF 计算式得到的弯头应力最大

值与有限元结果相比误差均较大, 最小误差为 25.29%, 平均误差为 25.7%。可以看出, 修正 SIF 计算式比原规范公式具有更好的相关性和更高的计算精确度。

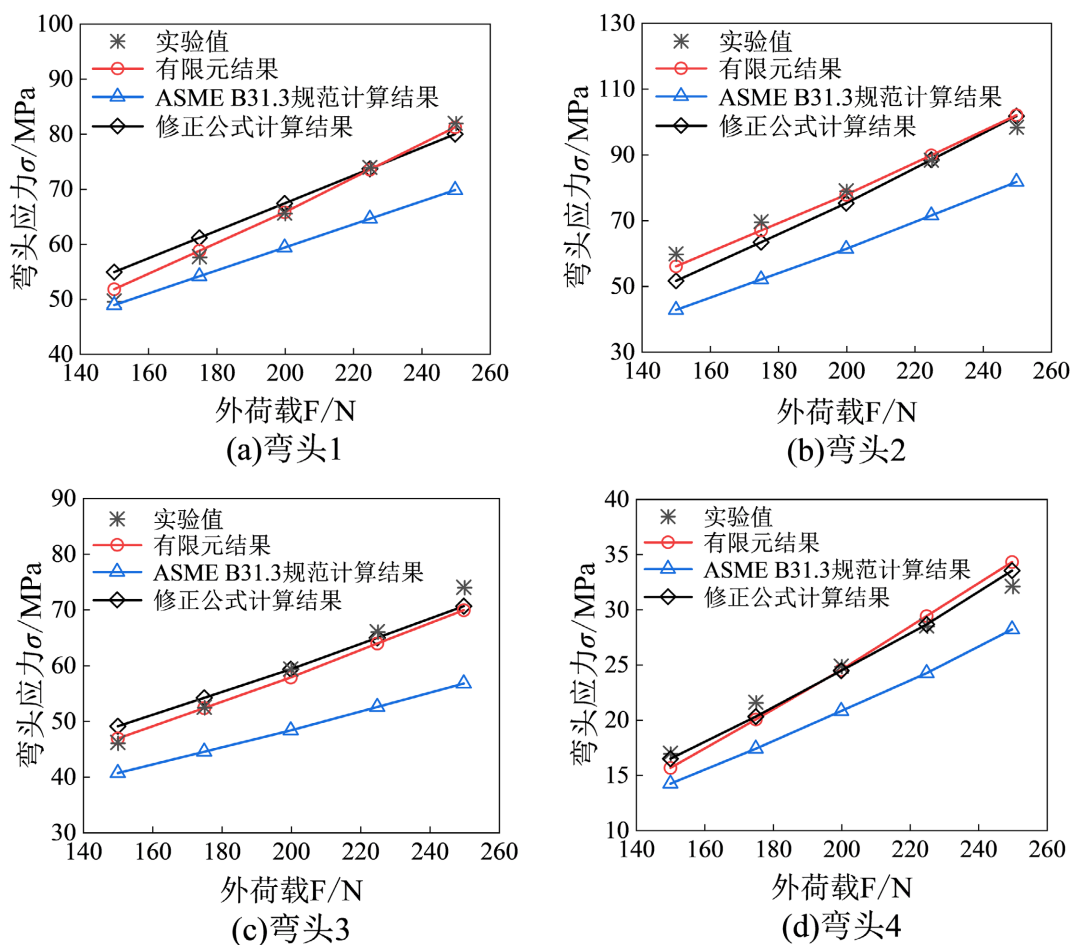


Figure 8. Comparison of ASME B31.3 code and modified formula with experimental values and finite element results
 图 8. 修正公式和 ASME B31.3 规范式与实验值及有限元结果对比

Table 2. Stress value of each elbow under different calculation methods
 表 2. 不同计算方法下各弯头应力值

外荷载 F /N	弯头 1			弯头 2			弯头 3			弯头 4		
	实验 /MPa	式(1) /MPa	式(4) /MPa	实验 /MPa	式(1) /MPa	式(4) /MPa	实验 /MPa	式(1) /MPa	式(4) /MPa	实验 /MPa	式(1) /MPa	式(4) /MPa
150.0	49.55	48.81	54.82	59.74	42.63	51.46	46.09	40.59	49.01	16.94	14.16	16.43
175.0	57.63	54.05	61.06	69.56	51.92	63.24	52.44	44.43	54.12	21.57	17.34	20.26
200.0	65.57	59.29	67.32	78.92	61.20	75.17	59.31	48.26	59.26	24.84	20.77	24.42
225.0	73.89	64.53	73.62	88.30	71.42	88.36	66.02	52.47	64.92	28.49	24.20	28.63
250.0	81.92	69.76	79.95	98.29	81.64	101.7	74.01	56.70	70.61	32.10	28.18	33.52

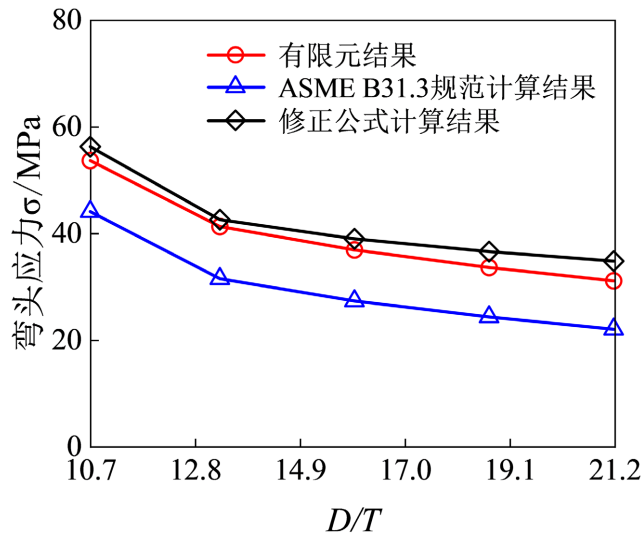


Figure 9. Elbow stress curve of different D/T
图 9. 弯头应力随 D/T 变化曲线

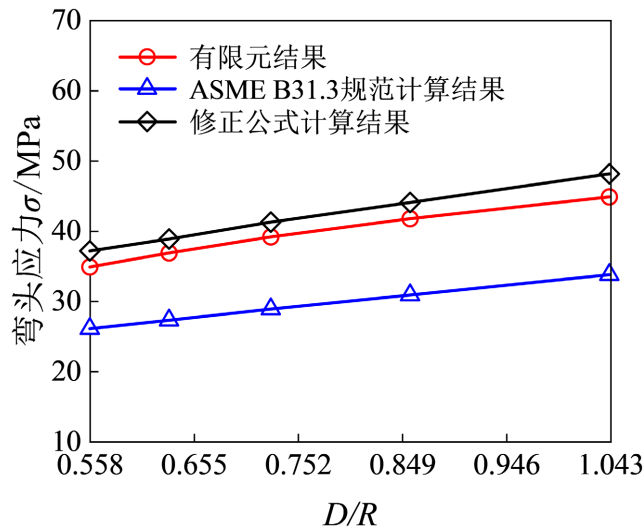


Figure 10. Elbow stress curve of different D/R
图 10. 弯头应力随 D/R 变化曲线

4. 结论

1) U型弯管弯头在弹性阶段其应力峰值出现在弯头内弧中心点附近, 且随着外荷载的增加, 弯头应力近似表现为线性增长关系。壳单元有限元模型计算得到的弯头应力值与实验测试值吻合较好, 其平均误差小于 5.0%。U型弯管中各个弯头应力分布规律受外弯矩作用的影响, 具体表现为外弯矩越大, 弯头应力值越高。

2) 提出了修正的平面内弯头应力增大系数计算公式, 该公式与现行 ASME 规范公式相比其应力计算结果更接近弯头实际应力值, 计算精确度更高, 误差更小, 其计算精度提升了 16.77%。

3) 在相同荷载作用下, 弯头应力值随弯头径厚比的增加而减小, 随相对管径的增加而增大。对于不同径厚比和相对管径的情况, 修正公式更适用于小径厚比弯管, 其计算结果偏保守较为安全, 相较于原始公式的计算结果更接近实际值, 平均误差分别为 5.71%和 6.10%。

参考文献

- [1] Shibata, H. (1993) Recent Development of Aseismic Design Practice of Equipment and Piping System in Japan. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **115**, 106-121. <https://doi.org/10.1115/1.2929504>
- [2] The American Society of Mechanical Engineers (2007) ASME B31.3-2006 Process Piping. ASME International (ASME), New York.
- [3] 余华金, 刘佳, 王彬, 等. ASME 核电规范管道应力分析公式的原理探讨[C]//第十七届全国反应堆结构力学会议论文集. 上海: 中国力学学会反应堆结构力学专业委员会, 2012: 950-955.
- [4] Markl, A.R.C. (1955) Piping-Flexibility Analysis. *Transaction of ASME*, **77**, 287-303.
- [5] Nordham, D.J. and Kaldor, L.M. (1993) Design Procedure for Stress Intensification Factors of 90-Deg Curved Pipe Having Various Tangent Lengths (Design Paper). *Journal of Pressure Vessel Technology*, **115**, 313-318. <https://doi.org/10.1115/1.2929533>
- [6] Nikola, J. (2018) Analysis of Piping Stress Intensification Factors Based on Numerical Models. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, **163**, 8-14. <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2018.03.009>
- [7] Nikola, J., Zdravko, I., Mirjana, S., et al. (2020) Stress Intensification Factor, Sustained Stress Index and Flexibility Factor Analysis of Large D/T Elbows. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, **235**, 1619-1632. <https://doi.org/10.1177/0954406220947125>
- [8] Matzen, V.C. and Tan, Y. (2002) The History of the B2 Stress Index. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **124**, 168-176. <https://doi.org/10.1115/1.1464564>
- [9] 高建林, 宋光红, 章军, 等. 关于弯头应力增大系数的计算[J]. 化工设备与管道, 2016, 53(3): 81-83.
- [10] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 金属材料拉伸试验第 1 部分: 室温试验方法: GB/T 228.1-2010[S]. 北京: 中国标准出版社, 2012.
- [11] 董彦伟. 化工设计中的管道应力分析[J]. 化工管理, 2021(8): 172-173.
- [12] 王辰, 秦宜奋, 张宏宇, 等. 面内开/闭弯载荷作用下压力管道弯头的塑性载荷研究[J]. 压力容器, 2006(4): 7-12.
- [13] Rudolph, J. and Scavuzzo, J. (2006) Effect of Loading on Stress Intensification Factors. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **128**, 33-38. <https://doi.org/10.1115/1.2148420>
- [14] Bish, J.F. (1987) The Phenomenon of Stress Intensification. *Forschung im Ingenieurwesen*, **53**, 94-96. <https://doi.org/10.1007/BF02558719>
- [15] Mair, D. (2014) Stress Intensification Factors for Fabricated Lateral Piping Connections. *Journal of Pressure Vessel Technology*, **136**, Article ID: 061206. <https://doi.org/10.1115/1.4027319>