某输流管道两种管壁应力作用下的屈曲分析

王文浩¹, 苟文选², 王富生², 刘伟², 岳珠峰²

(1.太原科技大学 机械工程学院, 山西 太原 030024; 2.西北工业大学 力学与土木建筑学院, 陕西 西安 710129)

摘 要:压力管道在航空、航天、机械工程、工业与民用建筑领域以及其他领域有着广泛的应用,失稳屈曲是其主要失效形式之一。首先将复杂的流固耦合问题简化为 2 种管壁应力作用下的管道屈曲问题。这 2 种应力是指:垂直于管壁的压应力和平行于管壁的切应力。其次,采用有限元方法分析了压力管道工作状态和非工作状态的屈曲性能。通过求解和分析,得出以下主要结论:第一,切应力不变,随着压应力的增大特征值屈曲临界载荷增大,而非线性屈曲临界载荷减小。第二,压应力不变,切应力与轴向压力方向相同时,随着切应力绝对值增大,屈曲临界载荷减小;切应力与轴向压力方向相反时,随着切应力绝对值增大,屈曲临界载荷增大。

关 键 词:管道;屈曲;非线性;压应力;切应力
中图分类号:TV134.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-2758(2018)06-1202-07

压力管道在航空、航天、机械工程、工业与民用建筑以及其他众多领域有着广泛的应用。压力管道在服役过程中会受到复杂载荷的作用,这些载荷主要包括管道正常工作状态的外部压力载荷、温度载荷、管道及内部输送介质自重、非工作状态的安装、检修载荷以及地震载荷等。这些载荷都可能导致管道发生失稳屈曲破坏^[1],因此对这些载荷进行详细研究确定其对压力管道屈曲性能的影响就显得非常重要。对此中外众多学者展开了广泛的研究,如 Lee 等^[2]分析了地震力作用下埋地管道的屈曲性能,但是其所采用动屈曲准分岔理论(quasi-bifurcation theory of dynamic buckling)较复杂,并不适合一般工程分析。Ji 等^[3]提出了管道塑性弯曲屈曲时名义应变的表达式,与试验结果吻合较好,但公式较繁复,使用并不方便。Yudo 和 Yoshikawa^[4]研究了缺陷 $L/D, D/t, \delta_0/t$ 对纯弯管道屈曲性能的影响。金浏等^[5]采用有限元软件对地下管道进行了屈曲分析,采用线性特征值屈曲分析方法及考虑非线性影响的 Riks 法分别研究了管道的屈曲和后屈曲行为,但是并没有考虑管道内部流体的影响。

对输流管道应力作准确分析,一般都要涉及到流固耦合力学理论。而对于流固耦合问题的求解,通常采用有限元方法,需要耗时较长。对于有压输流管道,管道除了要承受垂直于管壁的压应力外,由于液体的黏性,还将使管壁承受平行于管壁方向的切应力。对于同时承受压应力、切应力和轴向压力管道的屈曲和后屈曲承载力,目前研究较少。提出了某输流管道在 2 种管壁应力作用下的屈曲分析方法,比流固耦合分析方法简单而且效率高,更适合工程应用。

1 圆柱壳屈曲分析理论

管道本质上属于两端开口的圆柱壳。圆柱壳的屈曲理论主要是研究线弹性屈曲强度和非线性屈曲强度。

1.1 圆柱壳的线弹性屈曲强度

如图 1 所示的圆柱壳,两端简支无初始缺陷,壳厚为 t ,半径为 r ,长度为 l ,在圆柱壳的顶端作用有沿

收稿日期:2017-06-12 **基金项目:**山西省“1331 工程”重点学科建设计划经费、太原科技大学博士科研启动基金(20182029)、山西省自然科学基金(201701D121072)、航空科学基金(2016ZD53036)、陕西省自然科学基金基础研究计划(2018JQ1030)、中央高校基本科研业务费专项基金(3102017JGHK02006, 3102015QD0035)与山西省互联网+3D 打印协同创新中心资助
作者简介:王文浩(1976—),太原科技大学讲师、博士,主要从事先进材料的力学行为、结构设计及优化设计研究。

轴向的压力 p_x ,按照小变形理论,可得轴压圆柱壳的弹性屈曲应力的经典解^[6]为 $\sigma_{crx} = \frac{1}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot \frac{Et}{r}$,本文取 ν 为 0.3,得

$$\sigma_{crx} = 0.605E \frac{t}{r} \tag{1}$$

其适用范围是

$$1.7 \leq \omega \leq 0.5 \frac{r}{t} \tag{2}$$

式中, $\omega = \frac{l}{\sqrt{rt}}$, l 为壳的长度, E 为弹性模量, ν 为泊松比, r 和 t 分别为圆柱壳的半径和厚度。

图 1 图 1 轴压圆柱壳

经过大量的试验研究发现,圆柱壳的弹性屈曲应力,远小于由(1)式计算出的弹性屈曲应力。原因是圆柱壳存在初始缺陷,越薄的圆柱壳这种差别越显著,图 2 表示完善的圆柱壳与非完善的圆柱壳屈曲后性能差别。需要应用非线性大挠度理论,对有初始缺陷的圆柱壳的轴压屈曲性能展开研究,才可能得到实际的圆柱壳屈曲应力。

图 2 轴向受压圆柱壳屈曲后性能

1.2 圆柱壳的非线性屈曲强度

在圆柱壳的加工、安装和使用过程中,会产生径向的位移或一定程度的损伤,可以认为是圆柱壳的初始缺陷,很多学者对含初始缺陷的圆柱壳稳定性展开研究,但是目前尚没有令人满意的解法,工程上大多采用有限元方法,也可采用经验公式估算。主要的经验公式包括以下 2 种:

考虑初始缺陷的圆柱壳弹性状态屈曲应力计算式

$$\sigma_{0x} = 0.33 \times 0.605Et/r = 0.4Et/d \tag{3}$$

考虑初始缺陷的圆柱壳弹塑性状态屈曲应力计算式

$$\sigma_{0x} = [1.64 - 0.23(d/t)^{1/4}]f_y \leq 0.4Et/d \tag{4}$$

(3) 式、(4) 式的适用范围是: $d/t \leq 100(235/f_y)$ 。 f_y 为钢材屈服强度设计值。

采用有限元法求解非线性屈曲临界载荷时,需要将初始缺陷引入模型中,由于初始缺陷值取决于多种因素难以预先估计,本文采用的方法是以初始几何缺陷来代替初始缺陷。施加初始几何缺陷采用耦合缺陷模态法^[7]。

本文采用有限元非线性分析,同时考虑了几何非线性和材料非线性 2 个方面,均采用弧长法计算。为了简化应力应变关系,同时尽可能准确地模拟管道的屈曲行为,本文采用应力应变简化模式,如图 3 所示。在图中 A 点附近的领域为由比例极限至屈服极限的过渡段,采用光滑曲线过渡,避免应力突变。

图 3 材料应力-应变曲线

1.3 2 种圆柱壳内壁应力作用下的屈曲分析

本文针对 2 种圆柱壳内壁应力同时作用下的圆柱壳屈曲分析问题,建立的理论模型如图 4 所示,采用有限元法进行分析。

2 输流管道计算流程图

图 5 给出了输流管道在 2 种管壁应力作用下处于工作状态和非工作状态时屈曲载荷的计算流程

图 4 2 种圆柱壳内壁应力作用下屈曲分析模型

3 输流管道算例及模型简化

3.1 输流管道算例参数

所分析模型为某竖直敷设钢输水管道,其主要

表 1 管道几何尺寸及材料参数

管中径 D/mm	壁厚 t/mm	管长 L/mm	弹性模量 E/GPa	泊松比 ν	水温 $T/^\circ\text{C}$	平均流速 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	内压力 P/MPa
1 100	10	1 700	206	0.3	15	15	2

3.2 模型的简化

由于管道流速稳定,对水流引起的振动、冲击力可以忽略不计,管道中均匀流动的液体对管壁的作用力可以分为压应力和切应力。已知管道内均匀分布的压应力为 2 MPa,根据相关流体力学理论可计算出管壁切应力为:

$$\tau_o = \rho v \frac{v}{y} = 0.66 \text{ MPa}$$

根据文献[8],同时考虑到实际工程中可能出现的情况(包括管道试压时的最大应力),管道中出现的最大应力值可能达到设计应力值的 1.5 倍,因此

$$\tau_o = 1.5 \times 0.66 = 0.99 \text{ MPa}$$

图。从图中可以看出非线性屈曲载荷的计算需要提取特征值屈曲分析的模态结果,工作状态和非工作状态计算结果分别采用了不同的验证方法。在对模型进行简化的基础上,经过线性和非线性分析得出输流管道的非线性屈曲载荷。

图 5 输流管道屈曲载荷计算流程图

几何尺寸及材料参数如表 1 所示,非工作状态管道内没有输送介质,工作状态管道内充满水流,双向流动且流速稳定。

此处取为 1 MPa,同理对管道压应力 p ,也增大到 1.5 倍,最大压应力取 3 MPa。这样管道的压应力波动范围为 0~3 MPa,切应力波动范围为-1~1 MPa。

通过以上计算将管道内水流与管壁的流固耦合作用转换为沿管壁作用的压应力与切应力。下面分别对管道在非工作状态和工作状态下的屈曲行为进行分析。

4 非工作状态分析

在非工作状态管道内没有输送介质,只有沿管道轴向的压力作用。

4.1 特征值屈曲分析

本算例满足公式(1)的适用条件(2),因此弹性屈曲应力值可以直接采用公式(1)进行计算,求得特征值屈曲压应力为 2 266 MPa。通过有限元方法计算,可得管道的一阶屈曲模态如图 6 所示,特征值临界屈曲压应力为 2 162.7 MPa,与公式(1)算得的精确解比较误差为 4.8%,小于文献[1]的误差 9%,本文有限元分析结果与经典解吻合较好。

图 6 非工作状态一阶屈曲模态

4.2 非线性屈曲分析

首先采用经验公式进行计算,根据公式(4)及

图 7 非工作状态管道非线性分析

5 工作状态分析

根据第 3.2 节的分析结果,管道在工作状态时的受力情况可以简化为内壁同时作用压应力和切应力,下面将对简化后的模型进行屈曲分析。

5.1 特征值屈曲分析

屈曲分析计算所得的特征值屈曲因子应乘以所有载荷的合力得到屈曲临界载荷。本文压力管道的特征值屈曲分析,是针对轴向载荷作用而言,而管壁作用的 2 种应力值属于常数性质的载荷,应此需进

钢结构规范^[9]的规定,可得

$$\sigma_{0x} = 207.1 \text{ MPa} \leq 749.1 \text{ MPa}$$

针对有限元分析,采用本文 1.2 节所述的非线性材料应力应变关系。由于本文模型前十阶屈曲因子差别不大,本文取前十阶模态的耦合结果,缩放系数取截面厚度的 2%,采用 Riks 法计算。

非线性屈曲计算结果如图 7 所示,从图 7a)中可以得出压应力最大值为 213.5 MPa,与(4)式的结果相比较相差 3.1%,吻合较好,在达到最大值后承载力很快下降,之后的曲线呈现波浪式前进的特点,与文献[10]中的变化趋势一致。图 7b)显示在管道的底部出现了折叠式失稳模式,与文献[10]试验结果一致。由图 7c)可知在管道轴向压力达到临界屈曲载荷前,径向位移基本呈线性变化,压缩刚度基本保持不变,达到临界屈曲载荷后承载力快速下降,径向位移继续增大一定值后,开始向反方向发展,可见管道在轴向压力作用下首先产生轴向压缩、径向膨胀变形,当压力达到临界屈曲载荷后将逐渐向折叠式失稳形式转变,径向产生相反的变形形式,这与文献[10]中试验观察到的现象是一致的。

行多次循环试算才能得到仅以轴向载荷为变量的屈曲临界载荷值。

工作状态特征值屈曲分析所施加的压应力值分别为 1 MPa,2 MPa,3 MPa,切应力值分别为 1 MPa,0.5 MPa,0 MPa,-0.5 MPa,-1 MPa,对切应力规定与轴向压力方向相同为正,反之为负。分别以这些应力作为常量计算轴向压力作用下的临界屈曲载荷。为验证有限元计算结果的正确性本文进行了收敛性分析。以施加压应力为 1 MPa,切应力为 1 MPa 的计算模型为例,对模型分别划分单元数为 2 400,2 800,3 200,3 600,4 500,然后分别计算结

果,以第 5 种划分方法为精度最高,其余 4 种与之比较,计算出相对误差列于表 2 中。从表中可以看出随着单元数的增加相对误差逐渐减小,到 3 200 个单元时相对误差为 1%,进一步加密单元,对计算精度提高不大,但是 CPU 计算时间却大幅度增加,因此本文采取对计算模型划分 3 200 个单元。

表 2 工作状态管道特征值屈曲载荷收敛性分析

划分单元数	相对误差/%
2 400	3.2
2 800	2.6
3 200	1.0
3 600	0.8
4 500	—

本节计算结果如表 3 所示,从表中可以看出随着切应力增大临界载荷逐渐减小;而随着压应力增大临界载荷逐渐增大。同时可以看出临界屈曲载荷对切应力变化比压应力变化更加敏感。各内压下的屈曲模态近似,选择压应力为 2 MPa,切应力为 0.5 MPa 的一阶屈曲模态见图 8。

图 8 工作状态一阶屈曲模态(压应力 2 MPa,切应力 0.5 MPa)

图 9 工作状态管道非线性分析(压应力 1 MPa,切应力 1 MPa)

表 3 管道在 2 种内压下的特征值屈曲临界载荷 MPa

正向压力	切向压力				
	1	0.5	0	-0.5	-1
1	2 093.7	2 169.6	2 242.1	2 253.5	2 260.7
2	2 094.3	2 170.2	2 242.7	2 254.0	2 262.4
3	2 094.9	2 170.8	2 243.2	2 254.6	2 263.0

5.2 非线性屈曲分析

采用有限元方法对输流管道进行工作状态下的非线性屈曲分析,并对结果采用了与 5.1 节相同的收敛性分析,此处不再赘述。计算结果列于表 4。从表 4 可以得出压应力不变时,随着切应力减小临界屈曲载荷逐渐增大;在切应力不变时,随着压应力增大临界屈曲载荷逐渐减小。同时从表中可以看出非线性屈曲载荷对切应力比压应力更加敏感。

表 4 管道在 2 种内压下的非线性屈曲临界载荷 MPa

压应力	切应力				
	1	0.5	0	-0.5	-1
1	203.05	208.20	213.50	217.90	224.14
2	201.74	206.75	212.60	217.35	222.92
3	201.28	205.76	211.90	212.07	221.45

在工作状态各种应力作用下管道的轴向压力位移曲线与变形图差别不大,这里选择压应力为 1 MPa,切应力为 1 MPa 的内力作用下管道的非线性屈曲分析结果如图 9 所示。其中图 9a)与图 9c)显示屈曲临界载荷为 203.05 MPa。图 9 中 a)~c)与图 7 中 a)~c)相似,说明 2 种状态下变形形态是很相似的。

比较表 3、表 4 可以得出,压应力不变,随着切应力的减小特征值屈曲临界载荷与非线性屈曲临界载荷均增大,这是由于随着切向压力的减小可以减小总轴向压力的作用;切应力不变,随着压应力的增大特征值屈曲临界载荷增大,非线性屈曲临界载荷减小,这是由于特征值屈曲分析将材料视为线弹性材料,其刚度值不变,而非线性屈曲分析考虑了材料的非线性,材料达到比例极限后刚度值随着载荷的增大发生折减。

5.3 流固耦合方法与本文方法效率比较

采用 ANSYS 软件对工作状态下的输流管道进行流固耦合分析^[11],计算出其特征值屈曲临界载荷和非线性屈曲临界载荷。将分析结果与本文方法所得结果在 CPU 计算时间方面进行了比较。以正向压力 2 MPa,切向压力 0.5 MPa 为例,如表 5 所示。从表中可以看出本文方法比流固耦合方法在 CPU 计算时间上缩短了很多,计算效率明显提高。

表 5 本文方法与流固耦合方法计算效率比较 s

载荷类型	本文方法	流固耦合方法
特征值屈曲临界载荷	97	154
非线性屈曲临界载荷	321	482

6 讨 论

通过以上分析可知,工作状态与非工作状态下非线性屈曲变形是非常相似的,没有受到 2 种应力作用的影响,如图 7 与图 9 所示。文献[6]指出,圆柱壳的屈曲模态主要有网格式和轴对称式 2 种形式,在本文中图 6 为网格式,图 8 为轴对称式,而这

2 种形式本质上也是相同的^[12]。
通过分析结果可知,管道的特征值临界屈曲载荷高达 2 000 MPa 以上,显然与实际情况不符,原因是这一结果是在线弹性小变形假设下得出的,当本文考虑了几何缺陷和 2 个非线性因素的影响后,采用非线性屈曲分析所得的屈曲临界载荷则与实际情况较为接近。可见对于管道这样对缺陷十分敏感的结构,其实际承载力通常取决于非线性分析的结果。

7 结 论

本文对轴压载荷作用下输流管道的屈曲性能进行了分析,得出以下结论。

- 1) 采用沿管壁的压应力和切应力代替水流对管道的作用力,可以简化计算,即将较复杂的流固耦合力学问题转化为单纯的固体力学问题,提高了计算效率。
- 2) 工作状态和非工作状态管道的特征值屈曲模态、非线性屈曲变形相似。
- 3) 特征值屈曲计算的结果与考虑缺陷的非线性屈曲计算值差别很大,不能作为工程设计依据,但是其变形模态对非线性分析有一定的影响。
- 4) 工作状态的压力管道,切应力不变,随着压应力增大特征值屈曲临界载荷增大,而非线性屈曲临界载荷减小。压应力不变,切应力与轴向压力方向相同时,随着切应力绝对值增大,屈曲临界载荷减小;压应力不变,切应力与轴向压力方向相反时,随着切应力绝对值增大,屈曲临界载荷增大。
- 5) 压力管道的屈曲载荷对切应力比压应力更加敏感。

参考文献:

[1] 李兆超. 地下管道屈曲稳定研究[D]. 杭州:浙江大学,2012:1-7
Li Zhaochao. Investigation on Buckling Mechanics of Buried Pipes[D]. Hangzhou, Zhejiang University, 2012:1-7 (in Chinese)

[2] Lee L N H, Ariman T, Chen C C. Elastic-Plastic Buckling of Buried Pipelines by Seismic Excitation[J]. International Journal of Soil Dynamics & Earthquake Engineering, 1984, 3(4):168-173

[3] Ji L K, Zheng M, Chen H Y, et al. Apparent Strain of a Pipe at Plastic Bending Buckling State[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering, 2015, 37(6):1811-1818

[4] Yudo H, Yoshikawa T. Buckling Phenomenon for Imperfect Pipe under Pure Bending[J]. Journal of Marine Science & Technology, 2015, 20(4):703-710

[5] 金浏, 李鸿晶. 逆冲断层作用下埋地管道屈曲分析[J]. 工程力学, 2011, 28(12):98-104
Jin Liu, Li Hongjing. Buckling Analysis of Buried Pipeline Subject to Reverse Fault Crossings[J]. Engineering Mechanics, 2011,28(12):98-104 (in Chinese)

- [6] Krishnan N M A, Ghosh D. Buckling Analysis of Cylindrical Thin-Shells Using Strain Gradient Elasticity Theory[J]. *Meccanica*, 2017, 52(6):1369-1379
- [7] Wang W, Gou W, Wang F, et al. Effects of Connective Parts on Stability of Folded Stringers Stiffened Composite Panel[J]. *Composite Structures*, 2016, 147:16-24
- [8] 中华人民共和国建设部. 中华人民共和国国家标准: 室外给水设计规范[S]. GB50013-2006
Ministry of Construction of the People's Republic of China. National Standard of the People's Republic of China. Code for Design of Outdoor Water Supply Engineering[S]. GB50013-2006 (in Chinese)
- [9] 中华人民共和国建设部. 中华人民共和国国家标准: 钢结构设计规范[S]. GB50017-2003
Ministry of Construction of the People's Republic of China. Code for Design of Steel Structures[S]. GB50017-2003 (in Chinese)
- [10] Gupta N K. Some Aspects of Axial Collapse of Cylindrical Thin-Walled Tubes[J]. *Thin-Walled Structures*, 1998, 32: 111-126
- [11] Asadi H. Numerical Simulation of the Fluid-Solid Interaction for CNT Reinforced Functionally Graded Cylindrical Shell in Thermal Environments[J]. *Acta Astronautica*, 2017, 138: 214-224
- [12] 陈绍蕃. 钢结构稳定设计指南[M]. 3 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 201-208
Chen Shaofan. Design Guideline for Stability of Steel Structures[M]. 3rd ed. Beijing, China Architecture & Building Press, 2013: 201-208 (in Chinese)

Buckling Analysis on a Pipe Conveying Fluid under Two Stresses

Wang Wenhao¹, Gou Wenxuan², Wang Fusheng², Liu Wei², Yue Zhufeng²

(1.School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;
2.School of Mechanics, Civil Engineering and Architecture, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: Pressure pipes have broad applications in aviation, space flight, mechanical engineering, industrial and civil architecture etc. Instability destruction is their main failure mode. Firstly, in this paper, a complex fluid-solid coupling problem was simplified as a buckling problem of a pipe under two stresses which were along the pipe wall. The two stresses consisted of a compressive stress which was perpendicular to the pipe wall and a tangential stress which was parallel to the pipe wall. Secondly, the buckling performs of the pressured pipe were discussed by finite element analysis method under a working state and an off-working state, respectively. Some obtained conclusions were drawn as follows by the analysis in this paper. 1). Provided the tangential stress is unchanged, by increasing compressive stress eigenvalue buckling critical load increases and nonlinear buckling critical load decreases. 2). Provided the compressive stress is unchanged, when the direction of the tangential stress is same as that of the axial pressure, by increasing the absolute value of tangential stress the buckling critical load decreases; provided the compressive stress is unchanged, when the direction of the tangential stress is in the opposite direction of the axial pressure, by increasing the absolute value of tangential stress the buckling critical load increases.

Keywords: pipe; buckling; nonlinear; compressive stress; tangential stress