

U 形波纹管的强度设计*

陈 青 王 平

(盐城工学院机械工程系, 江苏 盐城 224003)

摘 要 应用几何非线性原理, 采用空间壳体单元对 U 形波纹管在各种受载情况下的强度进行了分析计算, 并根据第四强度理论提出了 U 形波纹管的强度设计准则, 给出了一个实例, 结果是令人满意的。

关键词 波纹管; 几何非线性; 强度; 有限元

分类号 TB301 **文献标识码** A **文章编号** 1008-5092(2000)01-0029-03

U 形波纹管作为管路系统的连接和补偿装置, 具有工作可靠, 结构紧凑等特点。现已广泛应用于各工业部门。但在实际应用中, U 形波纹管常常由于对轴向、角向的位移补偿过大及承受过大的内压, 致使局部处于屈服状态, 从而导致波纹管发生破坏。针对这种情况, 以往对 U 形波纹管进行强度设计时大多采用轴对称单元或梁单元, 而很少采用空间壳元。鉴于 U 形波纹管的形状是一个壳体, 而空间壳单元考虑了横向剪切效应, 能较好地模拟 U 形波纹管的几何形状和位移模式, 计算精度较高, 所以作者认为宜采用空间壳单元对 U 形波纹管进行强度分析, 同时作者根据第四强度理论提出了 U 形波纹管的强度设计准则。

由于 U 形波纹管在承受较大的复合位移载荷作用时, 结构变形较大, 但应变不大, 属于大变形小应变问题, 所以在强度分析中应采用几何非线性有限元来分析。

1 波纹管强度设计

对 U 形波纹管用空间壳单元进行离散化, 通过几何非线性有限元分析, 可得到某点上的 6 个应力分量: σ_r 、 σ_s 、 σ_t 、 τ_{rs} 、 τ_{st} 、 τ_{rt} , 其中脚标 r 、 s 、 t 为空间壳单元的局部坐标轴。波纹管作为管道连接及位移补偿装置, 在其工作时受到内压作用同时还会受到轴向、角向等变形位移的作用, 在这些复合载荷的作用下, 波纹管上任一点的应力分量

可由两部分组成:

$$\sigma_r = \sigma_{rm} \pm \sigma_{ra} \quad \sigma_s = \sigma_{sm} \pm \sigma_{sa} \quad \sigma_t = \sigma_{tm} \pm \sigma_{ta}$$

$$\tau_{rs} = \tau_{rsm} \pm \tau_{rsa} \quad \tau_{st} = \tau_{stm} \pm \tau_{sta} \quad \tau_{rt} = \tau_{rtm} \pm \tau_{rta}$$

上式中脚标为 m 的应力表示平均应力, 而脚标为 a 的应力则表示应力幅。应力幅主要是由反复的变形位移引起的交变应力, 而平均应力则是由内压引起的应力加上由变形位移引起的不变应力部分。

在计算 U 形波纹管疲劳强度时, 设其工作循环次数大于 10^7 , 由材料的强度极限 σ_b 和疲劳极限 σ_{-1} 作出——修正古德曼线如图 1 所示。

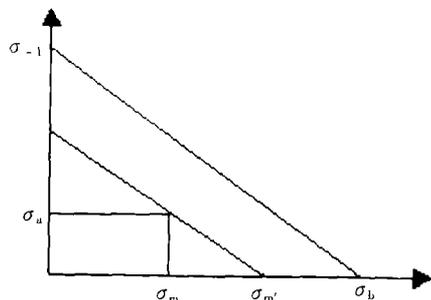


图 1 修正的古德曼线

Fig. 1 revised good-man line

根据某一点应力分量的平均值和应力幅, 由 σ_m 、 σ_a 作一平行于古德曼线的直线, 从而求得当量应力 σ_m'

$$\sigma_m' = \sigma_m + (\sigma_a \cdot \sigma_m) / \sigma_{-1}$$

6 个应力分量的当量应力 (σ_{re} 、 σ_m 、 σ_b 、 τ_{rm} 、 τ_{sm} 、

* 收稿日期: 1999-09-17

第一作者简介: 陈 青(1975-), 女, 江苏阜宁县人, 助教。

τ_{re}) 均用此法求得, 在求剪应力时, 若 τ_{-1} 和 τ_b 无资料可查时, 取 $\tau_{-1} \approx 0.58\sigma_{-1}$, $\tau_b \approx 0.6\sigma_b$ 。然后

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{re} - \sigma_{se})^2 + (\sigma_{se} - \sigma_{te})^2 + (\sigma_{te} - \sigma_{re})^2]} + [3\tau_{re}^2 + \tau_{se}^2 + \tau_{te}^2]}$$

要使得 U 形波纹管不致发生疲劳破坏, σ_e 必须小于 $(1.1 \sim 1.2)\sigma_b$ 。

对于 U 形波纹管来说, 同一截面上的最大应力发生在外表面, 因而在应力分析时, 只须对外表面上的应力加以分析。由于有限元计算时输出的应力方向都是参照空间壳单元的局部坐标系给出的, 因此在节点编号时应注意其相对位置, 使同一环形截面上的壳单元局部坐标方向一致, 以便于应力分析。

当 U 形波纹管受到内压及交变位移作用, 用几何非线性有限元可求出在这些复合载荷作用下 (或各个载荷单独作用时) 波纹管外表面各点的 6 个应力分量, 根据有限元分析的结果, 就可求得任一点各个应力分量的平均应力及应力幅 σ_{rm} 、 σ_{ra} 、 σ_{sm} 、 σ_{sa} 、 σ_{tm} 、 σ_{ta} 、 τ_{rm} 、 τ_{ra} 、 τ_{sm} 、 τ_{sa} 、 τ_{tm} 、 τ_{ta} 。然后利用上面所述的强度计算方法分别求出 6 个应力分量的当量值 σ_{re} 、 σ_{se} 、 σ_{te} 、 τ_{re} 、 τ_{se} 、 τ_{te} 。最后用第四强度理论得到 U 形波纹管的计算应力 σ_e 。如果 σ_e 小于 $(1.1 \sim 1.2)\sigma_b$ 说明 U 形波纹管满足强度要求, 反之, 则考虑对 U 形波纹管进行重新设计。

运用第四强度理论求得计算应力 σ_e 。

2 设计实例

ADINA84 是一个大型的通用有限元分析软件。在用此软件对 U 形波纹管的强度设计时, 一般应进行前置处理、求解及后置处理。前置处理主要是根据 U 形波纹管的几何特性、材料特性、载荷状况及边界条件, 由处理软件完成坐标系统的选择、单元的网络划分、壳单元中面节点的坐标和法向矢量的计算及载荷的加载方式等。求解过程是在前置处理完成建模后由分析软件自动完成。后置处理紧接在前置处理和求解过程后, 主要是对 ADINA84 的输出文件进行处理, 以便得到 U 形波纹管外表面各点的应力分量, 进而计算出各应力分量的当量值, 在此基础上根据第四强度理论算出各点的计算应力 σ_e , 并根据上面所述的强度设计准则完成对 U 形波纹管的强度设计。作者就 U 形波纹管的强度设计编制了通用的处理软件, 只要用户把波纹管的几何特性、材料特性及载荷状况等编辑成一个数据文件, 就能在 ADINA84 上完成 U 形波纹管强度设计的整个过程。

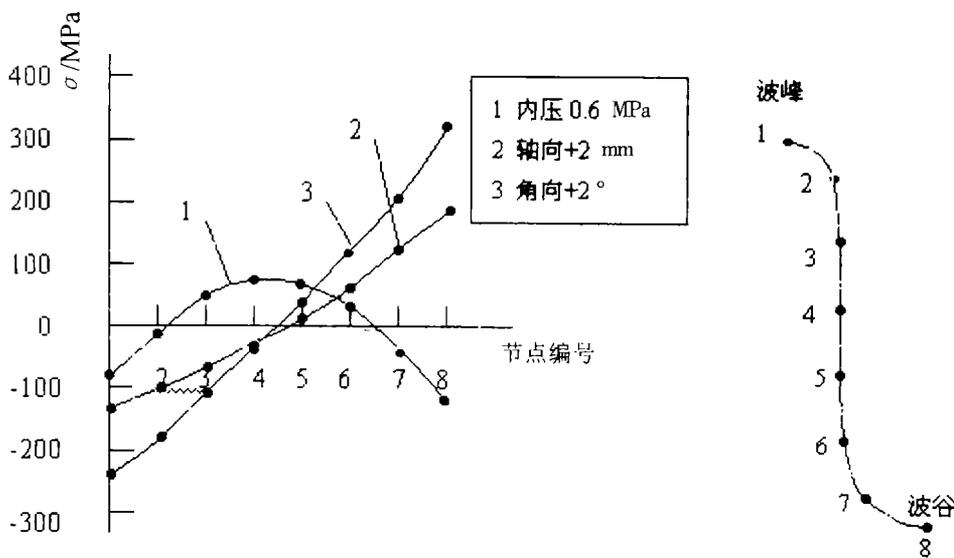


图 2 单独载荷作用下子午向应力从波峰到波谷的分布规律

Fig.2 distribution law of meridional stress from wave crest to trough affected on single load

算例: 取波纹管的尺寸为外径 $\varphi 220$ mm, 内径 168 mm, 壁厚 1 mm, 波峰波谷半径均为 5 mm, 共 4

个波。材料为不锈钢, 其弹性模量为 $E = 200$ GPa、泊松比 $\mu = 0.3$, 强度极限 $\sigma_b = 1000$ MPa, 疲

疲劳极限 $\sigma_{-1} = 980 \text{ MPa}$, 承受 0.6 MPa 的内压作用以及轴向 $+2 \text{ mm}$ 及角向 $+2 \text{ mm}$ 的位移补偿, 角向位移系指波纹管作纯弯曲。将波纹管划分为 1 280 个四节点空间壳单元, 波纹管两端为固支。在单独作用内压、正轴向位移及正角向位移时, 从有限元分析得到的子午向应力来看, 其分布规律如图 2 所示, 这与其它文献的结论是一致的, 除两端由于端部效应影响外, 每个波的应力变化规律基本相同。

在角向位移的单独作用下, 其子午向应力沿环向的分布规律如图 3 所示, 从图中可以看出, 由于考虑了几何非线性, 波纹管受拉侧的子午向应力与受压侧的子午向应力是不完全对称的, 并且受拉侧的应力绝对值要大于受压侧的应力绝对

值。若再考虑材料非线性, 两者的差值将会更大。

在上述复合载荷的综合作用下, 经有限元分析计算, 同时根据本文提出的波纹管强度设计准则, 得到该 U 形波纹管的最小计算应力 σ_c 为 456.6 MPa , 满足 σ_c 小于 $(1.1 \sim 1.2)\sigma_b$ 的条件, 因此, 该波纹管满足强度设计要求。

3 结束语

通过空间四节点单元用几何非线性来分析 U 形波纹管, 可以解决其强度设计、振动特性及屈曲问题。同时为多层 U 形波纹管的分析提供了很好的借鉴, 作者将用上述理论对多层 U 形波纹管作进一步的分析研究。

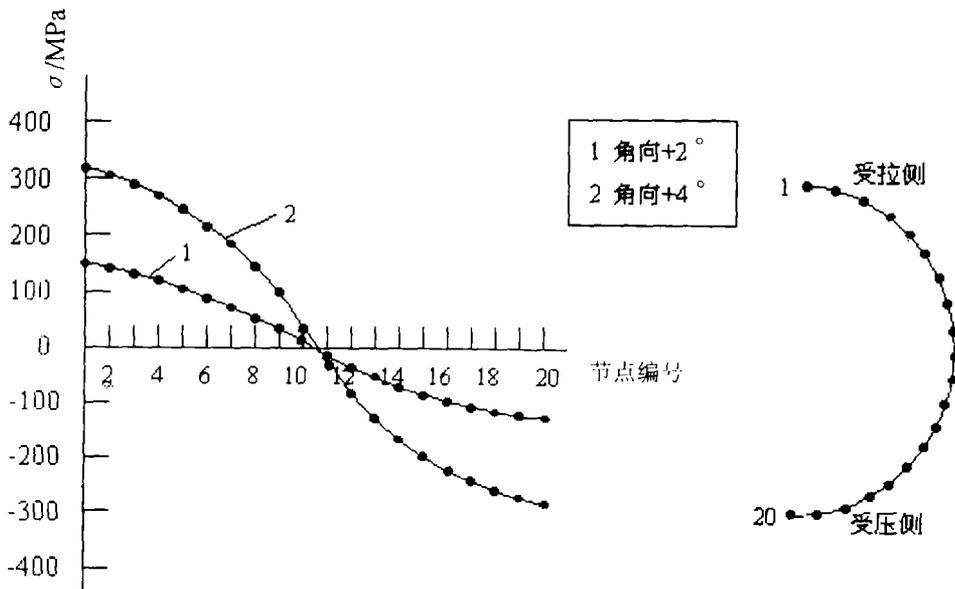


图 3 在正角向位移载荷作用下子午向应力沿环向的分布规律

Fig.3 distribution law of circular meridian stress affected on positive angular displacement

参 考 文 献

- 1 何君毅, 林祥都. 工程结构非线性问题的数值解法[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- 2 蒋教焜. 有限元法基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- 3 樊大均. 波纹管设计学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1988.

The Strength Design of U Shape Bellow

Chen Qing Wang Ping

(Department of Mechanic Engineering of Yancheng Institute of Technology, Jiangsu Yancheng 224003, PRC)

Abstract The spatial shell element is used to analyse the strength of U shape bellow on the all kinds of load conditions based on the Geometry non-linear theory. according to fourth strength theory the strength design principal is put forward. an example is provided and results are satisfactory.

Keywords Bellow; geometry non-linear; strength; finite element