膨　胀　节

机械工业部通用机械研究所

李建国　周林云

天津市轻工业设计院翻印

U形膨胀节的强度设计

一、概述

波形膨胀节有许多形式，其中以U形膨胀节应用最广泛。膨胀节良好的补偿变形的能力已被工程界所公认。从五十年代至今，各国对膨胀节的研究一直不断地进行着，发表了许多介绍理论研究及试验方面的结果，也推荐了许多计算公式。总的来说，大致可分为下面一些情况：

1、解析方法

膨胀节实际上是由两只半环壳和环板组合而成。因此，可以从环壳和板的微分方程为出发点，通过解析方法寻求答案。有人得到了级数解和渐近值。当Rt/r^2（其中R为壳体内半径，t为壁厚，r为波壳曲率半径）较大时，级数解的结果是良好的；当Rt/r^2较小时，则渐近解给出了满意的结果。但是，由于解的形式复杂，因此实用性很差。仅给出了有限的供设计用的图表。

2、数值方法

直接寻求微分方程的解答是十分困难的，解的形式也很繁复。然而采用有限差分法或有限元法，同样可以直接得到满意的数值结果。差分法是从数学角度来近似，它通过一定的差分格式将微分方程化为一组代数方程进行求解。有限元法可以说是从物理角度来近

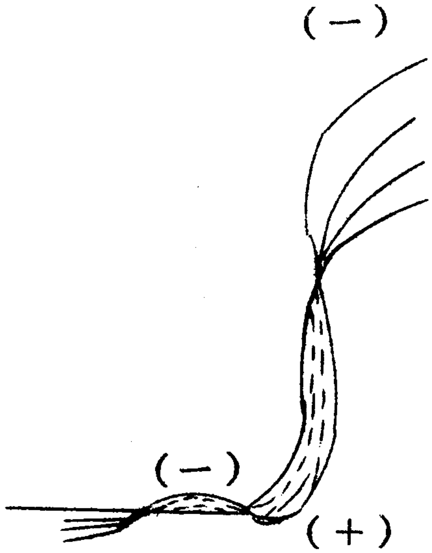
似，这个方法是将膨胀节本体进行离散化，分成若干个单元，同时也将外载荷离散化，通过一套定型的计算方法，即可求解 。这里，有限元法更为准确 、有效 。它可以一次算出多种工况下膨胀节的应力及位移分布，对了解膨胀节详尽的应力状况以及进行精确设计或优化设计很有意义 。

3 、工程近似方法

前两种情况均不能给出简洁明确的设计公式，为了适应工程设计需要，相继出现了许多设计公式，影响较大的计有：美国膨胀节制造者协会标准EJMA式 、M。W。Kellogg公司式（新法及老法）日本TOYO公司式 、苏联F · Buxmah公式以及荷兰蒸汽法规及西德AD规范发表的公式 。它们的共同点就是均以材料力学的方法对膨胀节进行相当的简化 。将膨胀节视为梁，曲杆或环板，经过这样的近似，就得出了简单的设计公式，并来设计中广泛应用 。然而，由于这样的近似模型与原膨胀节有一定差距，所以各设计公式也就有一定的误差，使用范围也受到一定限制 。例如，以梁为模型的设计公式，只当内径α大于波高H的4倍时，其计算结果才与壳体理论相接近 。

美国膨胀节制造者协众标准，给出了膨胀节详细的应力计算公式，它的优点是简单 、实用，有一定使用经验，在国际上也有一定影响 。象老资格的M·W·Kellogg公式在新的版本中也在向EJMA靠拢 。尽管EJMA式也同样来自材料力学公式，但它通

过壳体理论计算，对筒单的结果进行了修正，给出了修正系数 C_P C_a，C_f 这样，在几何尺寸上就来加任何限制。从试验结果及有限元计算结果来看，ＥＪＭＡ式的计算结果也是恰当的。试验应力分布如图（Ａ）（Ｂ）（Ｃ）所示。试验与计算结果如表１、２所示。

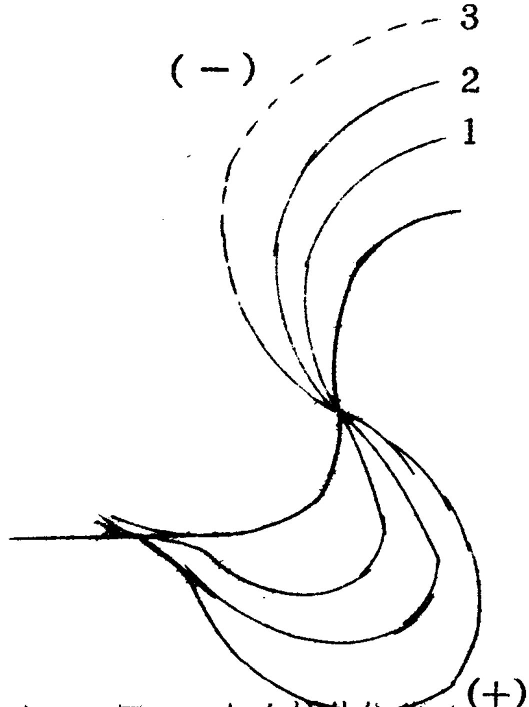


图Ａ　仅有内压时，子午向应力分布

工况１ P=1.0kg/cm²

工况２ P=1.5kg/cm²

工况３ P=2.0kg/cm²

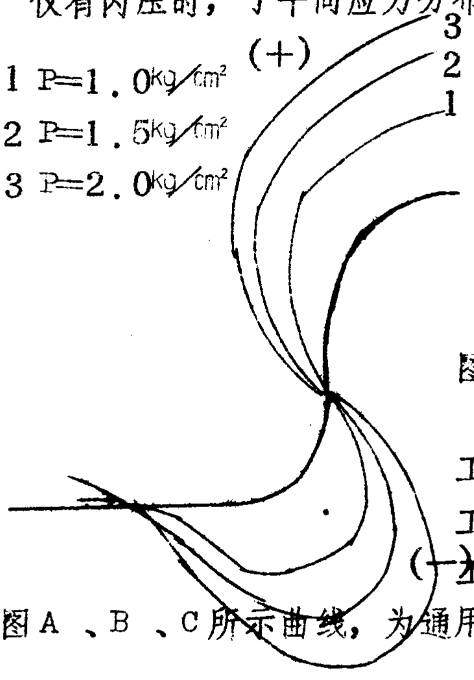


图Ｂ　仅有拉伸位移时，子午向应力分布

工况１　Δ＝2.05㎜

工况２　Δ＝3.53㎜

工况３　Δ＝5.59㎜



图Ｃ　仅有压缩位移时子午向应力分布

工况１ Δ＝−2.09㎜

工况２ Δ＝−3.42㎜

工况３ Δ＝−4.29㎜

注：图Ａ、Ｂ、Ｃ所示曲线，为通用所试验结果。

表1最大子午向应力计算值与实测值比较 （kg／mm²）

工况		计算应力值			实测值
工作压力 P(kg/cm²)	伸缩位移 Δ（mm）	TOYO 式	Bnxmah 式	EJMA 式	
0	12	10.21	8.13	21.61	22.87
0	24	20.42	16.25	43.22	58.81
2.5	12	31.85	18.31	28.86	31.03
2.5	24	42.03	26.25	50.47	61.24
2.5	0	21.64	10.00	7.25	9.17
注	本表为浙江工学院试验结果				

表2　　波纹管刚度计算值与实测值　　kg／mm

计算值与实测值	TOYO	Buxmah	EJMA	实测值
刚度 K	101.39	171.68	126.35	121.81

注：本表为通用所试验结果 。

过去规范上沿用的F·Buxmah公式，是从梁及板的计算公式推导而来。这套公式有很多不足之处，例如：应力计算公式没有考虑内压引起的应力，这在压力较高的情况下，就会带来一定的误差。其次，刚度计算式也反与波高，壁厚有关而同波半径无关，这显然是不合理的。此外，它全然没有考虑膨胀节的疲劳问题等等。因此，F·Buxmah 式已不适应当前膨胀节的设计需要。

二、新版《设计规定》中膨胀节设计公式

新版《设计规定》中膨胀节计算公式主要以EJMA式为基础，具体形式如下：

D·U形膨胀节的计算

本节计算适用于碳素钢、低合金钢，温度< 370℃，镍铬奥氏体不锈钢，温度< 420℃的单层或多层，不带加强装置的U形膨胀节。

U形膨胀节一般由筒节（波纹管的平直部分）、补强圈及波纹管组成。其结构见图D－1所示。

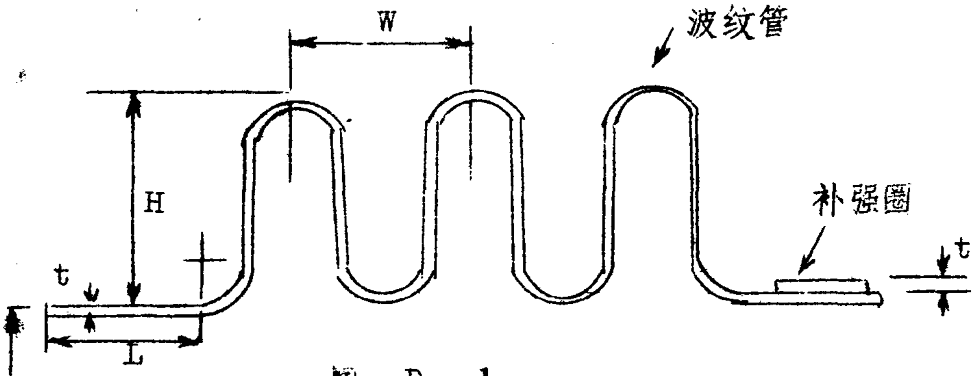


图 D—1

D·1符号说明

C_a、C_f、C_p——系数，通过图D—2·1，D—2·2，D—2·3查得

d——波纹管平直段外壁直径（即波根外径）（mm）

d_p——d＋H，膨胀节平均直径（mm）

H——波纹管波高　　　　（mm）

E——材料在使用温度下的弹性模量，下标“b”“c”分别代表波纹管部分及补强圈部分金属的E值（kg／mm²）

L——直边段长度；（mm）

m——波纹管壁厚的层数，单层时m＝1

n——波纹管的总波数

N——波纹管疲劳破坏次数；

N_C——波纹管疲劳许用循环次数

P——内压力　（kgf／mm²）

t——波纹管每层的名义厚度（mm）

t_P——考虑加工成型影响后的厚度（mm）

$$t_P = t\left(\frac{d}{d_P}\right)^{0.5}$$

t_c——补强圈的厚度（mm）

h_c——疲劳安全系数　$K_c \geqq 15$

K——波纹管单波轴向弹性刚度（kgf／mm）

K_n——波纹管轴向弹性刚度（kgf／mm）

W——波纹管的波距（mm）

σ——各种计算应力（kgf／mm²）

δ——每个波的轴向伸缩量（mm）

$[\sigma]^t$——使用温度下，材料的许用应力值（kgf／mm²）

σ_s^t　使用温度下，材料的屈服极限值（kgf／mm²）

插入图D—21

图D—22

图D—23

D・2　U形膨胀节的计算

D・2・1　应力计算

(1)　由内压产生的膨胀节直边段的周向薄膜应力

$$\sigma_Z = \frac{P_d E_b K}{2(t_c E_c + m t E_b)}$$（当K≧　时，采用K＝1）

其中，$K = \frac{L}{1.5\sqrt{d \cdot t}}$，L为直边段长度，采用补强圈时　K＝1

(2)　内压引起补强圈的周向薄膜应力

$$\sigma_c = \frac{P d E_c}{2(t_c E_c + m t E_b)}$$（kgf／mm²）

(3) 内压引起波壳周向薄膜应力

$$\sigma_1 = \frac{Pd_P}{2mt_P}\left(\frac{1}{0.571+\frac{2H}{W}}\right)(\mathrm{kgf/mm^2})$$

(4) 内压引起波壳子午向的薄膜应力

$$\sigma_2 = \frac{PH}{2mt_P} \quad (\mathrm{kgf/mm^2})$$

(5) 内压引起波壳子午向的弯曲应力

$$\sigma_3 = \frac{P}{2m}\left(\frac{H}{t_P}\right)^2 \cdot C_P \quad (\mathrm{kgf/mm^2})$$

(6) 由于轴向伸缩变形引起的波壳子午向的薄膜应力

$$\sigma_4 = \frac{E_b t_P^3 \delta}{2H^3 \cdot C_f} \quad (\mathrm{kgf/mm^2})$$

(7) 由于轴向伸缩变形引起的波壳子午向弯曲应力

$$\sigma_5 = \frac{5H_b \cdot t_P \cdot \delta}{3H^2 \cdot C_d} (\mathrm{kgf/mm^2})$$

D·2·2 膨胀节轴向刚度计算

波纹管单波弹性刚度：

$$K = 1.7\frac{d_P E_b t_P^3 m}{H^3 C_f}(\mathrm{kg/mm})$$

整个波纹管的轴向弹性刚度：

$$K_n = \frac{K}{n} \quad (\mathrm{kg/mm})$$

D·2·3 疲劳寿命

需要考虑膨胀疲劳寿命时，先计算：

原

书

缺

页

原

书

缺

页

原

书

缺

页

原

书

缺

页

$\sigma_P=\sigma_2+\sigma_3$，　$\sigma_d=\sigma_4+\sigma_5$，　$\sigma_R=0.7\sigma_P+\sigma_d$

将所得之σ_R值，对于奥氏体不锈钢膨胀节，可以通过图D—3查得对应的疲劳破坏前的循环次数N。许用循环次数则为：

$N_c=N/K_c$。

D·2·4　应力评定

1、σ_z，σ_c，σ_1，$\sigma_2\leqq[\sigma]^t$

2、$\sigma_3\leqq1.5\sigma_s^t$

3、当$(0.7\sigma_P+\sigma_d)\leqq2\sigma_s^t$时，可以不考虑低周疲劳问题，否则，将按D·2·3节处理。

对于碳钢制膨胀节要求必须满足：

$(0.7\sigma_P+\sigma_d)\leqq2\sigma_s^t$

当所选择波纹管壁厚其计算应力值不满足D·2·4节的规定时，则需调整几何尺寸。原则是：温差大、压力低时，取波高长，壁厚小；温差小，压力高时，取波高短，壁厚大，另外，增加波数及波壳的层数均可改善应力状况。

D·2·5　系数C_p、C_f、C_d的计算

首先计算图D—2·1，D—2·2，D—2·3中横座标值：$\frac{W}{2H}$，再计算$\frac{W}{2.2\sqrt{d_p\cdot t_p}}$值，此值在右纵座标位置上找出对应的曲线，曲线与横值$\frac{W}{2H}$相交点所对应的左纵座标值即为C_p或C_f、C_d之值。

三、说明

1、应力评定

当应力计算出来以后，如何评定就是十分重要的了，因为这直接关系到设计是否保守的问题。本规定是这样考虑的：内压引起的周向一次薄膜应力，因具有整体性质，需要控制在许用应力$[\sigma]^t$以下，以保证膨胀节有足够的耐压强度。于午向的一次应力（包括薄膜应力σ_3及弯曲应力σ_4）控制在$1.5\sigma_s^t$以下，也即：$\sigma_p < 1.5\sigma_s^t$。这主要根据目前已在使用的膨胀节实际运行情况（国外进口及国内制造的膨胀节在使用过程中，内压应力经核算均超过$1.5\sigma_s^t$，有的运行十几年未发现破坏）EJMA标准的规定以及电力部（78）膨胀节典型设计为依据。由于内压产生的径向应力是梯度大的弯曲应力，即使达到屈服极限σ_s^t，也不会引起强度破坏。

对于位移引起（即温差变形所引起的）的二次应力，不单独控制；但是，内压与变形引起的总应力由安定性质件来控制，也就是说，膨胀节只在最初的一次或几次操作循环时出现一定的塑性变形，而以后就不再出现新的变形，这时就称膨胀节在这种操作下是“安定的”。这时要求总的应力值要在$2\sigma_s^t$以下，否则将会出现塑性变形的积累而导致结构失效。考虑到变形与内压对膨胀节的不同影响，取$(\sigma_d + 0.7\sigma_p) < 2\sigma_s^t$。系数0.7则是考虑到

σ_d^{max}与σ_P^{max}并不是在同一点上。

2、疲劳问题

波形膨胀节往往由于疲劳而导致失效，这就要求在使用寿命期内在许可的循环次数下不发生破坏。EJMA标准推荐出不锈钢膨胀节的疲劳寿命公式及疲劳曲线：

$$N = \left(\frac{C T_f}{\sigma_R - B}\right)^A$$

式中A、B、C为与材料和制造有关的常数；T_f为温度修正系数：$T_f = (\sigma_{bc} + \sigma_{bH}) / 2\sigma_{bc}$；$\sigma_{bc}$与$\sigma_{bH}$分别为低温与高温下膨胀节材料的强度极限。根据所给的计算式可以计算出破坏前的循环次数。本规定给出疲劳安全系数$K_c \geqq 1.5$许用循环次数则为：$N_c = N / K_c$

对于奥氏体不锈钢膨胀节，常温操作的疲劳计算公式为：

$$N = \left(\frac{1308}{\sigma_R - 38}\right)^{3.4}$$

3、壁厚附加量

对于碳钢膨胀节，往往需要考虑壁厚附加量，这是一个不易处理的问题。对膨胀节的腐蚀问题用增加壁厚的办法来解决是不适宜的。因为膨胀节本身是个挠性元件，变形补偿装置，如果选取壁厚太大，虽然保证了强度，但就起不到补偿的作用。因此，本规定建议：附加量超过1毫米者，应改选用不锈钢膨胀节。如果需计算应

力，也应当这样，计算内压引起的应力σ_2、σ_3时，其厚度采用未加附加量时的数值；计算变形引起的应力σ_4、σ_5时，其厚度应采用加上附加量以后的壁厚值，以使膨胀节的耐压强度和挠性都有保证。

四、计算举例

1、计算举例：

不锈钢单层双波膨胀节，不带加强装置，未有预拉伸或预压缩。

$d=1800$mm，$H=200$mm，$W=196$mm，

$p=0.3$kgf/mm²，$d_P=d+H=2000$mm

$t=18$mm

在200℃时：$E_b=1.86\times10^4$ kg/mm²

$[\sigma]^{200°}=13.0$ kg/mm²

$\sigma_s^{200°}=16.3$ kg/mm²

$t_P=17$mm

总伸缩量为14mm，单波轴向伸缩量$\delta=7$mm。

(1) 应力计算

$$\sigma_1=\frac{Pd_P}{2mt_P}\left(\frac{1}{0.571+\frac{2H}{W}}\right)=6.86\quad(\text{kg/mm}^2)$$