文章编号:1001-3997(2010)09-0218-02

圆环式伸缩接头以梁式模型的变形分析

王振成[1] 刘爱荣[2]

([1]中州大学 工程技术学院,郑州 450044)([2]中州大学 信息工程学院,郑州 450044)

About the beam model of the ring type expansion joints

WANG Zhen-cheng[1],LIU Ai-rong[2]

([1]Engineering Fechnology College,ZhongZhou Unwersity,Zhengzhou 450044,China)

([2]Information Technology College,zhognzhou University,Zhengzhou 450044,China)

【摘 要】对圆环式伸缩接头,建立固定端的静不定梁式模型,列出弹塑性变形下的典型方程;根据假设波纹管两端固结的边界条件和循环疲劳的工作环境及材料折线硬化的实际情况,利用计算机对典型方程进行逐次积分求得符合精度要求的逼近解。得出与简化为轴对称薄壳模型计算结果结果极为接近的结论,即无量纲关系$\bar{u}(\bar{\varepsilon})$对薄壳的几何参数和壳两端固定的位移的比率几乎相差无几,而且理论计算结果与实验数据非常接近。

关键词:圆环式;伸缩接头;薄壳模型;典型方程;循环疲劳;折线硬化

【Abstract】 *A statically indeterminate beam model of the fixed end was established to the ring type expansion joints and the typical equation under elastic deflection or plastic deformation was also listed. According to the assumed boundary conditions of the bellows both ends,the working environment of cyclic fatigue and the actual situations of the materials of its broken line hardening,approximating solution could be obtained by successive integral solution to the mentioned typical equation in line with requirement of the accuracy through the computer. The conclusion was closed to the result of the axis symmetrical shell model. That was non-dimensional relationship $\bar{u}(\bar{\varepsilon})$ was almost the same to the geometric parameters of the shell and the ratio of fixed displacement of its both ends and the theoretical calculation results were very closed to the experimental data.*

Key words:Ring type;Expansion joints;Shell model;Typical equation;Cyclic fatigue;Broken line hardening

中图分类号:TH16,TP203 文献标识码:A

1 引言

很多工业行业的压力容器和管路广泛采用波纹管式伸缩接头、圆环式伸缩接头、挠性金属软管和导管。圆环式伸缩接头可用于不同截面的管路或压力容器,其公称直径可在相当大的范围内变化,这种接头能自动调整和补偿两连接管的中心的少量位移(周向位移、角位移和侧向位移)后仍不改变对外密封式连接,应该指出,伸缩接头在承受压力荷载的承载能力可按壳的失稳进行,但这个问题这里不予讨论。

2 薄壳模型的建立

如图1所示,在高温条件下使用的压力容器顶盖密封装置的结构简图。螺栓联接承受由内压产生的基本载荷,圆环式伸缩接头元件部分地用于补偿容器顶盖和壳体受热和冷却时产生的位移。这种伸缩接头的特征是,边界条件是以壳端的轴对称线性位移和角位移的形式给定的。一般可以认为,温度沿壁厚和沿壳体子午线不变。

如图2所示,标注有计算所需尺寸的圆环式伸缩接头示意图。可视作为固定端梁式模型加以研究。

*来稿日期:2009-11-25

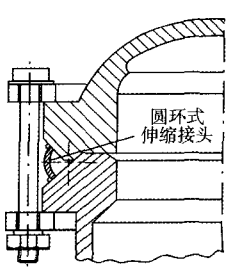

图1 带圆环式密封的压力容器简图

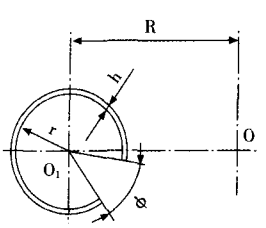

图2 圆环式伸缩接头示意图

3 变形分析

如图3所示,圆环式伸缩接头材料为20℃下稳定的钢12X18H9T在循环变形的折线硬化曲线图,从而可以确定折线逼近参数$A_n(k)$和$B_n(k)$。如图4所示,圆环式伸缩接头的静不定梁计算简图。设接头之间的位移已给定。则典型方程的形式为:

$$\left.\begin{aligned}&\varepsilon_1^{(a)}\delta_{11}+\varepsilon_2^{(a)}\delta_{12}+\varepsilon_3^{(a)}\delta_{13}=u\\&\varepsilon_1^{(a)}\delta_{21}+\varepsilon_2^{(a)}\delta_{22}+\varepsilon_3^{(a)}\delta_{23}=0\\&\varepsilon_1^{(a)}\delta_{31}+\varepsilon_2^{(a)}\delta_{32}+\varepsilon_3^{(a)}\delta_{33}=0\end{aligned}\right\}\tag{1}$$

以接头中截面(a)作为特性截面。典型方程的系数可按下式

计算:

$$\delta_{ik}=\Phi_b^{(a)}\int_s \frac{M_i^0 M_k^*}{\Phi_b}ds \tag{2}$$

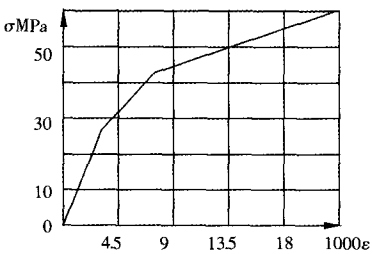

图 3 圆环式伸缩接头循环变形折线硬化图

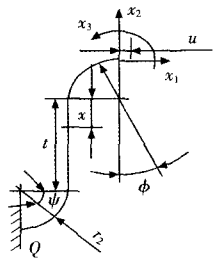

图 4 圆环式伸缩接头视作固定端梁式模型的计算简图

内力的表达式为:

$$\text{当 } 0\le\varphi\le\frac{\pi}{2}\text{ 时},\begin{cases} M_1^0=r_1(1-\cos\varphi) \\ M_2^0=r_1\sin\varphi;M_3^0=1 \\ M_1^*=\dfrac{M_1^0}{M_1^{(a)}}=\dfrac{r_1(1-\cos\varphi)}{r_1+r_2+l} \\ M_2^*=\dfrac{M_2^0}{M_2}=\dfrac{r_1\sin\varphi}{r_1+r_2};M_2^*=1 \end{cases} \tag{3}$$

$$\text{当 } 0\le x\le l\text{ 时},\begin{cases} M_1^0=r_1+x;M_2^0\}=r_1;M_3^0=1 \\ M_1^*=\dfrac{r_1+x}{r_1+r_2+l} \\ M_2^*=\dfrac{r_1}{r_1+r_2};M_3^*=1 \end{cases} \tag{4}$$

$$\text{当 } 0\le\psi\le\frac{\pi}{2}\text{ 时},\begin{cases} M_1^0=r_1+r_2\sin\varphi; \\ M_2^0=r_1+r_2(1-\cos\psi);M_3^0=1 \\ M_1^*=\dfrac{r_1+l+r_2\sin\psi}{r_1+r_2+l} \\ M_2^*=\dfrac{r_1+r_2(1-\cos\psi)}{r_1+r_2};M_3^*=1 \end{cases} \tag{5}$$

方程的系数 δ_{ik} 为:

$$\delta_{11}=\frac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^3(1-\cos\psi)^2}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{(r_1+x)^2}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{(r_1+l+r_2\sin\psi)^2r^2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{6}$$

$$\delta_{12}=\frac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^3(1-\cos\varphi)\sin\varphi}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{(r_1+x)r_1}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{(r_1+l+r_2\sin\psi)[r_1+r_2(1-\cos\varphi)]r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{7}$$

$$\delta_{13}=\frac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^3(1-\cos\varphi)\sin\varphi}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{(r_1+x)r_1}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{(r_1+l+r_2\sin\psi)r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{8}$$

$$\delta_{21}=\Phi_b^{(a)}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^3(1-\cos\varphi)}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{(r_1+x)r_1}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{(r_1+l+r_2\sin\psi)[r_1+r_2(1-\cos\varphi)]r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{9}$$

$$\delta_{22}=\frac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^3\sin^2\varphi}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{r_1^2}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{[r_1+r_2(1-\cos\psi)]^2r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{10}$$

$$\delta_{23}=\Phi_b^{(a)}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^3\sin^2\varphi}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{r_1}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{[r_1+r_2(1-\cos\psi)]r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{11}$$

$$\delta_{31}=\frac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^2(1-\cos\varphi)}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{(r_1+x)}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{(r_1+l+r_2\sin\psi)r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{12}$$

$$\delta_{32}=\frac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1^2\sin\varphi}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{r_1}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{[r_1+r_2(1-\cos\psi)]r_2}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{13}$$

$$\delta_{13}=\Phi_b^{(a)}\left[\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{r_1}{\Phi_b}d\varphi+\int_0^l\frac{1}{\Phi_b}dx+\int_0^{\frac{\pi}{2}}\frac{1}{\Phi_b}d\psi\right] \tag{14}$$

以 J_{ik} 表示括号内的表达式,并引用无量纲量,即实际位移 u 与于屈服极限点的位移 u_s 之比 $\bar{u}=u/u_s$ 和实际应变 ε 与屈服点的应变 ε_s 之比 $\bar{\varepsilon}=\varepsilon/\varepsilon_s$,则方程(1)可简写为:

$$\begin{cases} \varepsilon_1^{(a)}\dfrac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}J_{11}+\varepsilon_2^{(a)}\dfrac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2}J_{12}+\varepsilon_3^{(a)}\Phi_b^{(a)}J_{13}=\bar{u} \\ \varepsilon_1^{(a)}\dfrac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}J_{21}+\varepsilon_2^{(a)}\dfrac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2}J_{22}+\varepsilon_3^{(a)}\Phi_b^{(a)}J_{23}=0 \\ \varepsilon_1^{(a)}\dfrac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2+l}J_{31}+\varepsilon_2^{(a)}\dfrac{\Phi_b^{(a)}}{r_1+r_2}J_{32}+\varepsilon_3^{(a)}\Phi_b^{(a)}J_{33}=0 \end{cases} \tag{15}$$

用逐次逼近法在计算机上解此方程组,同时考虑塑性函数 Φ_b。随最大应变 $\bar{\varepsilon}_{max}$ 的变化。对不同的 $\bar{u}$ 值求得方程组(15)的许多解后,可作 $\bar{u}$ 与 $\bar{\varepsilon}_{max}$ 的关系曲线,如图 5 所示。

图 5 中的曲线 1 和曲线 2 是把圆环式伸缩接头抽象为轴对称薄壳模型,且考虑了周向变形而得到的;曲线 3 是抽象为两端固定的梁式模型(因直径小,忽略了周向变形)求得的。从图中比较可见,虽然将圆环式伸缩接头简化为轴对称薄壳的力学模型更为合理或切合实际,但在相对坐标系中这些关系的差别不大,即此种问题下的两种力学模型的研究结果相差无几。

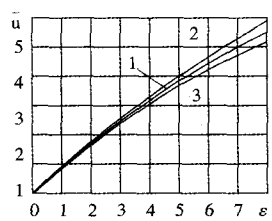

图 5 圆环式伸缩接头相对位移曲线图

1-D=250mm 2-D=100mm 3-D=250mm,按梁的方式计算

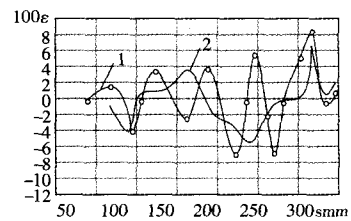

图 6 圆环式伸缩接头的理论计算与实验数据的比较

1.实验曲线 2.理论计算曲线

如图 6 中的曲线 1,是同样参数、同样条件下的圆环式伸缩接头实验曲线,2 是同情况下的理论计算曲线。可见,理论计算与实验数据也相当符合。

4 结论

(1)将圆环式伸缩接头抽象为两端固定的梁式模型(因直径

文章编号:1001-3997(2010)09-0220-02

5BF-3型水果分级机构动力学仿真分析*

周晓蓉 黎培辉 杨 坚
(广西大学 机械工程学院,南宁 530004)

Dynamics simulation of 5BF-3-type fruit grading mechanism

ZHOU Xiao-rong, LI Pei-hui, YANG Jian
(School of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

【摘 要】三维动态仿真既可以反映其运动过程,又可实现速度可控制的动画演示,清晰再现其运动过程,利于分析机械系统性能。根据5BF-3型辊-带水果分级机建立ADAMS多体动力学仿真模型,观察柑橘质心运动轨迹,验证动力学分析得出的柑橘正确分级条件,结果表明,分析可靠,正确。

关键词:柑橘;分级;动力学;仿真

【Abstract】*Three-dimensional dynamic simulation can not only imitate the mechanism's motion process, but also achieve its animation show of controllable speed, so it can clearly demonstrate the working process in order to facilitate the analysis of mechanical system performance. Based on 5BF-3 roll-belt-typed fruit grading machine for example, the multi-body dynamic simulation model by ADAMS was established, and through observing the centroid trajectory of the orange, it would be verified that the correct grading conditions are derived from dynamics analysis. The simulation results show that it is reliable and correct.*

Key words: Orange; Grading; Dynamics; Simulation

中图分类号:TP391 文献标识码:A

1 引言

机械动力学分析对于了解现有机械系统的运动性能,十分必要[1]。水果分级时,分级木棍轴和水果输送带都是高速运动,柑橘的运动速度高,无法清楚地观察到柑橘运动过程。三维动态仿真既可以反映其运动过程,又可实现速度可控制的动画演示,清晰再现其运动过程,利于观察分析。参考相关文献的建模方法[2],将类球形分级对象柑橘定义为规则的球体,所有部件定义为刚体,建立包含水果输送带速度、分级木棍轴转速及输送带摩擦系数的柑橘运动学模型。对比分析数学建模[3]和机械系统动力学仿真分析软件ADAMS的柑橘分级原理。

2 辊带水果分级机仿真模型

2.1 建立水果分级机构仿真模型

根据5BF-3型水果分级机工作原理,仿真模型分成三部分:水果输送装置,斗形接引装置,辊—带分级机构如图1所示。水果输送装置由 R=25mm, L=270, V=30-90mm/s 的输送棍轴组成,中心距为 D=76mm,与水平面成 α=18°,柑橘则定义为数目 n=10,半径的球形刚体 R=(25~42.5)mm。输送棍轴的运动轨迹,如图2所示。每根圆棍轴有一个旋转副和一个平面副,Join点的平面副函数为:

$$joint1: v_x = v\cos\left(\frac{15}{20} * \frac{180d}{\pi} * time\right)$$

$$v_y = -v\sin\left(\frac{15}{20} * \frac{180d}{\pi} * time\right)$$

$$joint n: v_x = v\cos\left(\frac{15}{20} * \frac{180d}{\pi}\right) * DIM\left(time, \frac{76}{60*(n-1)}\right)$$

$$v_y = -v\sin\left(\left(\frac{15}{20} * \frac{180d}{\pi}\right) * DIM\left(time, \frac{76}{60*(n-1)}\right)\right.$$

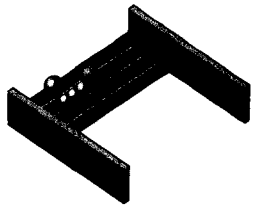

图1 输送装置等角视图

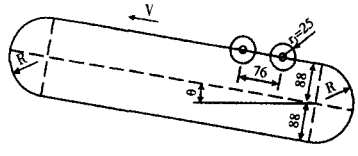

图2 输送辊轴运动轨迹

斗形接引装置上、下开口尺寸分别为700mm,300mm。分级机构由水果输送带和分级木棍轴构成,水果输送带长2700mm,宽450mm,与水平面成角度 α=30°,沿带面向右的线速度 v=(25~450)mm/s;木棍轴逆时针旋转 ω=(60~100)r/min,其有6个轴段,级差为5mm,轴径从 D=90mm 依次递减,轴段长度依次为500mm,500

*来稿日期:2009-11-05 *基金项目:广西自治区科技攻关项目(0424004-2)

小,忽略了周向变形)加以研究,与将波纹管伸缩接头简化为轴对称薄壳的力学模型研究的结果进行比较,此种问题下的两种力学模型的研究结果相差无几。(2)在同样参数、同样工作条件下圆环式伸缩接头的理论计算结果与实验数据也相当符合。

参考文献

1 李舜酩编著. 机械疲劳与可靠性设计. 北京:科学出版社,2006,9(1)
2 机械设计手册单行本疲劳强度设计. 北京:机械设计手册编委会,2007(8)
3 机械设计. 吴宗泽. 北京:高等教育出版社,2006(12)
4 胡宗武,汪西应. 起重机设计与实例. 北京:机械工业出版社,2009(8)
5 陈鹏. 基于实例的起重机状态监测结果对设计的反馈性研究 [D]. 武汉理工大学学报,2002
6 刘媛. 含裂纹体构件的疲劳断裂可靠性[D]. 武汉理工大学学报,2004
7 刘贵生,胡师金. 机械零件疲劳强度可靠性分析[J]. 农业机械学报,1991(2)