

研究与开发

木工刀具液压夹紧轴套的研究

曹平祥,周兆兵

(南京林业大学, 南京 210037)

摘要: 本文采用厚壁圆筒及薄壁壳体理论,分析液压夹紧轴套腔体变形,推出了腔体薄壁厚度的计算公式。将有关数据代入计算公式,得出了液压轴套腔体的尺寸参数,研制了三种不同尺寸参数的液压夹紧轴套,并进行了腔体变形测量试验。试验表明,轴套薄壁承载能力到达了设计要求,说明腔体壁厚计算公式是可行的。

关键词: 木工刀具; 液压夹紧轴套; 腔体变形

中图分类号: TS643 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-8654(2004)06-0013-03

Research on a Hydraulic Clamping Sleeve for Woodworking Tools

CAO Ping-xiang, ZHOU Zhao-bing

(Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, China)

Abstract: The deformation of a hydraulic-clamping-sleeve wall was analyzed in this paper by applying the theory of “Thick-walled Cylinder” and “Thin-walled Cylinder”. A formula was derived to calculate the thickness of the hydraulic clamping sleeve. Three different specifications for it were designed and tested. By measuring deformation and load, it was indicated that the hydraulic clamping sleeves could meet the designed requirement. The formula was able to be utilized in designing the hydraulic clamping sleeves.

Key words: Woodworking tooling; Hydraulic clamping sleeve; Wall deformation

为了满足工件表面的加工质量,当刀具进给速度超过 25 m/min 时,通常采用液压夹紧轴套,以消除刀具内孔和刀轴的配合间隙,降低刀具运转时的振动。

我国木材加工企业使用的液压夹紧轴套多为国外进口。瑞典 ETP (ETP Transmission AB, 简称 ETP) 是世界上专业制造液压轴套的公司,国内外其它刀具制造厂绝大多数从 ETP 公司订购或贴牌定制。目前采用的液压夹紧轴套通常为单腔体或双腔体互联的结构形式。本研究在分析现有液压夹紧轴套的基础上,提出了双单腔体的结构形式。通过应用厚壁圆筒理论、薄壁壳体理论和 Hooke 定律,推导出腔体薄壁厚度的计算公式。将有关数据代入计算公式,得出了液压轴套腔体的尺寸参数,研制了三种不同尺寸参数的液压夹紧轴套,并进行了腔体变形测量和承载试验。试验结果表明,轴套薄壁承载能力达到了设计

要求,说明腔体壁厚计算公式是可行的。

1 密封腔体薄壁计算模型的建立

为保证刀具顺利安装在刀轴上,套装木工刀具的安装内孔与刀轴通常都存在一定的配合间隙,这样,刀具回转中心线和刀轴中心线就不在同一直线上。在液压夹紧套的内部有一空腔,充满了液压油或油脂。施压时,液压轴套内壁膨胀,均匀地包紧刀轴,实现了刀具的零间隙装配,保证所有刀齿在同一切削圆上,达到均衡切削。

要达到零间隙装配,轴套薄壁与被夹持对象必须实现摩擦联结功能,相当于轴套和刀具间通过过盈连接使刀具产生回转运动。过盈连接所需的接触正压力由薄壁产生的弹性变形实现,而弹性变形所需要的力可通过封闭腔体内部液体自身的压缩性和膨胀性来得到。本研究中轴套封闭腔体内部液体介质的压力是通过加压螺栓的旋转圈数来确定的。因此,轴套封闭

腔体的薄壁结构设计与壁厚的尺寸非常关键,薄壁壁厚直接影响着所需施加的压力。

为了便于计算,首先对轴套进行简化,去除与计算无关的结构与影响因素。内外薄壁两端与轴套体可当作全约束。轴套的结构与所受载荷均对称于回转中心线,属于典型的轴对称问题。通过分析,在均匀的法向压力作用下,轴套薄壁部分的内部仅存在圆周应力,因而可利用力学的相关理论进行建模计算。根据壁厚与半径的关系,将模型分为厚壁圆筒和圆柱壳。由于结构的未知性,笔者先后分别用厚壁圆筒及薄壁壳体两种理论进行分析。当薄壁厚度很小、轴向长度较大时,两种理论计算出的结果是一致的,因此,可直接用下式作为液压夹紧轴套薄壁的径向位移公式:

$$w=\frac{PR^2}{Eh}$$

(1)

式中: w —轴套薄壁的径向位移; R —轴套薄壁与夹持对象的接触半径; P —均布内压力; E —弹性模量; h —轴套薄壁厚度。

在计算壁厚时,还要考虑轴套薄壁工作情况,如图 1 所示。图中 δ 为壳体的径向变形, Δ 为轴套与夹持对象之间的直径间隙。图 a 为未受力的薄壁形状。图 b 为轴套薄壁受一定力 P_0 后,由于径向变形使轴套薄壁与夹持对象开始接触,但轴套与夹持对象间尚无夹紧力产生。当介质压力继续增大至 P ,轴套与工件之间的接触面亦随之增大,同时接触面也就产生了夹紧力。由于轴套薄壁必须在大弹性变形范围内进行工作,因此介质压力不能无限增大,需受到轴套薄壁本身强度条件的限制。图 c 是正常工作时的情况,这时轴套薄壁大部分与工件接触。

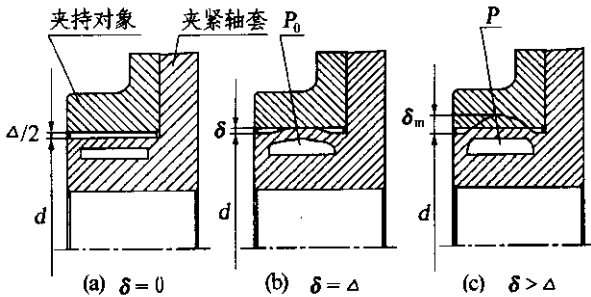


图 1 轴套薄壁受力工作情况示意图

Fig. 1 The working process of a hydro-clamping sleeve

由此可见,要保证夹持对象在轴套上定心及夹紧,轴套薄壁的最大径向变形量应满足下列关系:

$$\frac{\Delta}{2} \leq w \leq \delta_{\max}$$

万方数据

(2)

式中: Δ —轴套与夹持对象间的配合间隙,可根据轴套与夹持对象间的配合公差计算确定; $\delta_{\max}$ —壳体的径向最大容许变形量,可根据 Hooke 定律进行计算。

将公式(1)代入(2)变形即得薄壁壁厚 h 的取值公式:

$$\frac{PR^2}{E\delta_{\max}} \leq h \leq \frac{2PR^2}{E\Delta}$$

(3)

计算出壁厚的取值范围后即可进行轴套主体结构的设计。

2 轴套的壁厚计算与结构设计

为便于计算机程序计算,令 $A = \frac{PR^2}{E\delta_{\max}}$, $B = \frac{2PR^2}{E\Delta}$,代入相应数据($P = 20 \times 10^6 \text{ Pa}$, $R = 0.03 \text{ m}$, $E = 206 \times 10^9 \text{ Pa}$, $\Delta = 4.9 \times 10^{-5} \text{ m}$, $\delta_{\max} = 5.243 \times 10^{-5} \text{ m}$),得到: $A = 1.7 \text{ mm}$, $B = 3.6 \text{ mm}$ 。

根据 A 和 B 之值可得出油腔薄壁壁厚的取值范围: $1.7 \text{ mm} \leq h \leq 3.6 \text{ mm}$ 。

根据实际应用以及试验的需要,轴套薄壁厚度值可在允许范围内选定。本文设计了三组数据,分别制造不同壁厚的轴套 A、B 和 C,如表 1 所示。液压夹紧轴套结构的三维模型如图 2 所示。

表 1 轴套的壁厚理论设计计算
Tab. 1 Calculation and design of a thin-wall hydro-clamping sleeve

参数	轴套编号		
	A	B	C
薄壁厚度设定值/mm	1.8	2.0	2.3
中点处径向变形设计值/ μm	49.0	49.0	49.0
中点处周向变形理论计算值	1.400	1.200	1.100
中点处径向变形理论计算值/ μm	38.0	35.2	31.6

注:腔内的计算压力为 16.8 MPa,即加压螺栓旋进 4 圈。

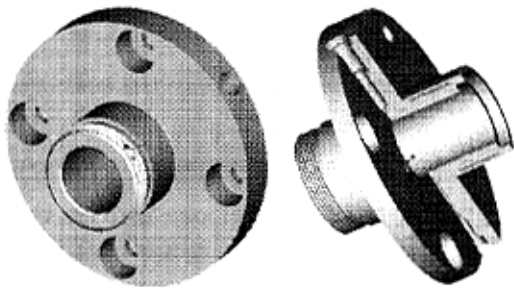


图 2 液压夹紧轴套的三维结构模型

Fig. 2 Three-dimensional model of a hydro-clamping sleeve

3 验证试验及对比分析

将设计产品进行试制后,为检验计算公式(3)的正确性,需要测量轴套油腔薄壁的变形量。油腔薄壁的变形可通过两个指标来反映:即薄壁与夹持对象接触表面的周向变形和径向位移。由圆柱壳理论分析可知,薄壁的径向变形量为沿轴向变化。对于两端固定的圆柱壳,在其中部的径向变形值最大,且沿着轴向由中部向两侧递减。如果试制产品的油腔薄壁变形结果与理论计算相吻合,则说明本文的设计计算方法是正确的,轴套的结构是合理可行的。

轴套薄壁的静态周向变形通过电阻应变测量技术进行测量,径向位移可直接用千分表结合磁性表座进行测量。加压螺栓旋进 4 圈即施加相同压力 16.8 MPa 时,轴套薄壁的周向变形和径向位移的试验测量值如表 2 所示。应用最小二乘法,对轴套薄壁周向变形与壁厚的关系进行拟合,所绘曲线如图 3 所示。

通过测量,各轴套内外壁在不同压力作用下所能承受的最大扭矩如表 3 和表 4 所示。由表可见,轴套薄壁在不同压力作用下所能承受的最大扭矩与腔内压力成正比,与薄壁壁厚成反比。

表 3 不同压力作用下外壁可承受的最大扭矩

Tab. 3 Maximum torque transferred via the contact surface of the exterior wall of a hydro-clamping sleeve

轴套 编号	壁厚 /mm	加压螺栓不同加压圈数的扭矩值 /(N·m)							
		0.5 圈	0.75 圈	1 圈	1.25 圈	1.5 圈	1.75 圈	2 圈	2.25 圈
A	1.8	29.4	58.8	98	176.4	254.8	-	-	-
B	2.0	19.6	39.2	88.2	137.2	166.6	215.6	254.8	284.2
C	2.3	9.8	29.4	58.8	98	137.2	196	235.2	254.8

注:表中无数据处是因扭力扳手的测量范围限制而读不出;下同。

表 4 不同压力作用下内壁可承受的最大扭矩

Tab. 4 Maximum torque transferred via the contact surface of the interior wall of a hydro-clamping sleeve

轴套 编号	壁厚 /mm	加压螺栓不同加压圈数的扭矩值 /(N·m)							
		0.5 圈	0.75 圈	1 圈	1.25 圈	1.5 圈	1.75 圈	2 圈	2.25 圈
A	2.0	-	9.8	29.4	58.8	98	156.8	196	225.4
B	1.8	9.8	19.6	49	88.2	127.4	176.4	245	-
C	1.6	19.6	29.4	78.4	147	196	274.4	-	-

4 结论

- 1) 在其他条件不变的情况下,施加相同压力时,轴套周向和径向变形随着壁厚的增加而变小。
 - 2) 根据壁厚计算公式设计的 3 只轴套,其油腔薄壁变形量的理论值与实测值的相对误差均小于 15%,说明轴套薄壁计算模型是合理的,可以作为轴套的设计计算公式。
 - 3) 油腔薄壁厚度大的轴套,其理论值与实测值的相对误差更小。壁厚 2.3 mm 的轴套薄壁结构设计最佳。
- 万方数据

表 2 轴套薄壁变形的理论计算值与试验测量值对比

Tab. 2 Comparison of distortion value between that calculated and measured for the thin-wall of a hydro-clamping sleeve

数值	轴套编号		
	A	B	C
中点处周向变形理论计算值	1.400	1.200	1.100
中点处周向变形试验测量值	1.207	1.123	1.076
周向变形的相对误差 /%	13.81	6.42	2.22
中点处径向变形理论计算值 / μm	38.0	35.2	31.6
中点处径向变形试验测量值 / μm	40.7	36.6	31.8
径向变形的相对误差 /%	6.62	3.89	0.78

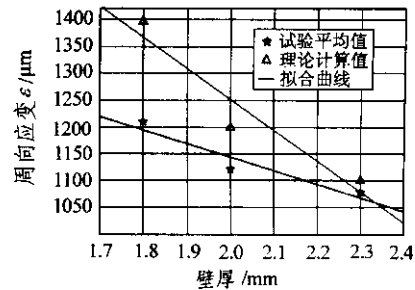


图 3 轴套油腔薄壁中点处周向变形与壁厚间关系曲线

Fig. 3 Relation between maximum strain and thickness for the thin wall of a hydro-clamping sleeve

- 4) 轴套薄壁在不同压力作用下所能承受的最大扭矩与腔内压力成正比,与薄壁壁厚成反比。

参考文献:

[1] 曹平祥. 木材切削刀具的液压夹紧轴套及其应用[J]. 林产工业, 2001, 28(6): 34-37.

[2] 周兆兵. 木工工具快速液压装夹系统的研究[D]. 南京林业大学硕士学位论文, 2004.

[3] 刘鸿文. 高等材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1985.

[4] 韦德骏. 材料力学性能与应力测试[M]. 长沙: 湖南大学出版社出版, 1997.

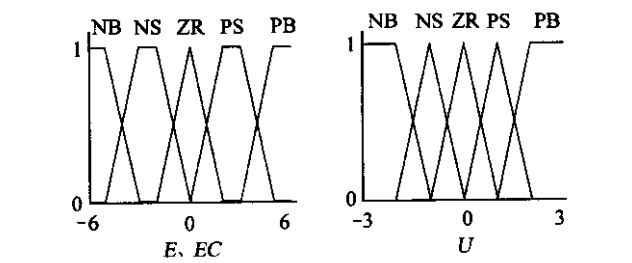


图5 偏差E、输出变化率EC和输出控制U的隶属度函数曲线

Fig. 5 Membership degree curves of error (E), error rate (EC) and output (U)

函数曲线如图5所示。

根据专家和操作工人的经验,总结出的模糊推理规则如表1所示。

表1 模糊推理规则表

Tab. 1 Fuzzy inference rule

$\begin{matrix} EC \\ U \end{matrix}$	NB	NS	ZR	PS	PB
$\begin{matrix} E \\ \backslash \end{matrix}$					
NB	PB	PB	PS	PS	ZR
NS	PB	PS	PS	ZR	ZR
ZR	PS	PS	ZR	ZR	NS
PS	PS	ZR	ZR	NS	NS
PB	ZR	ZR	NS	NS	NB

由于第一次加甲醛和第二次加甲醛时,会使釜温迅速降低,故采用一条专家规则进行控制,规则如下:

If 釜温下降速度>3℃/min, then 开蒸汽阀 3 min。

4 仿真结果检验

根据某竹胶板厂浸渍用胶黏剂(PF)生产过程中第一次加入甲醛后 50~90℃升温阶段的传递函数数

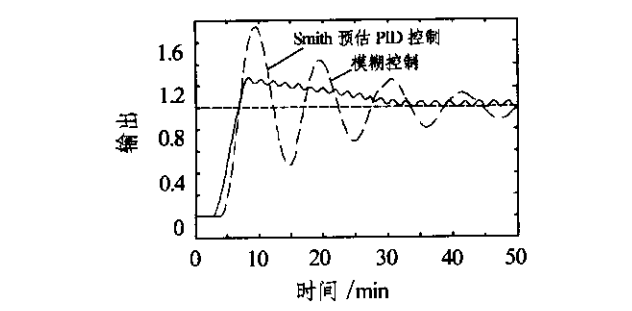


图6 仿真结果

Fig. 6 Simulation result

学模型(1)^[2],采用模糊控制和 Smith 预估 PID 控制,系统单位阶跃响应仿真输出曲线如图6所示^[3]。

$$G(s)=\frac{141.1}{(7.6s+1)(5s+1)}e^{-4.13s} \quad (1)$$

由图6可见,模糊控制系统的超调量比PID控制系统小,且前者的响应速度快,30 min之后系统进入稳态。由于模糊控制是一种离散控制算法,其稳态误差的大小取决于控制器输出的非零最小控制量;而PID控制是一种连续控制算法,理论上可使稳态误差为零。因此,当系统进入稳态之后,由模糊控制切换到PID控制,可进一步减小控制误差。

5 结束语

由仿真结果可知,模糊控制技术可较好地用于胶黏剂生产过程中温度控制,使系统超调量减小、响应速度加快,但控制精度不如PID控制,因此,可采用模糊与PID算法构成的复合控制器,以提高系统的动态和稳态性能指标。

胶黏剂生产过程中,采用模糊-PID控制可使反应液的温度精确地跟踪已设定的工艺曲线变化,避免因人工操作不当造成的生产工艺达不到要求,保证胶黏剂的质量。采用自动控制后,还可减少操作人数,降低生产成本,使产品具有更强的竞争力。

考虑到自动控制是针对正常工况,生产过程中难免会出现蒸汽压大幅波动,甚至停水、停电或计算机控制系统出故障等异常情况,故系统设计时,在计算机控制系统与现场执行机构之间设置有手动控制器,一旦自动控制失常,可将手动控制器的开关设为手动,完全由人工控制生产过程^[4]。

参考文献:

[1] 于海生,潘松峰,于培仁,等. 微型计算机控制技术[M]. 北京:清华大学出版社,1999.

[2] 廖迎新,吴舒辞. 胶黏剂生产过程数学模型的研究[J]. 中南林学院学报,2002(3):87-101.

[3] 楼顺天,胡昌华,张伟. 基于MATLAB的系统分析与设计—模糊系统[M]. 西安:西安电子科技大学出版社,2001.

[4] 廖迎新,吴舒辞. 炼胶釜单片机控制系统[J]. 中南林学院学报,2000,20(1):81-83.

(上接第15页)

[5] 黄圣杰. Pro/ENGINEER2001 基础及应用教程[M]. 北京:希望电子出版社,2002.

[6] 导向科技. Matlab6.0 程序设计与实例应用[M]. 北京:中国铁道出版社,2002.

[7] [苏]И. А. 比尔格尔,绍尔,约西列维奇,等. 机械零件强度计算手册[M]. 姚兆生译. 北京:机械工业出版社,1987.

[8] 林文焕,陈本通. 机床夹具设计[M]. 北京:国防工业出版社,1987.

[9] 朱龙根. 简明机械零件设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2003,3.