

带锯条空气静压导向装置的理论分析

王华滨

(东北林业大学)

摘 要

本文讨论有关带锯条空气静压导向装置的几个理论问题,如导向块与锯条平面之间间隙气流速度分布的特点,可压缩气流质量通量计算法和连续稳定气流条件等。分析结果证明:使用空气静压导向装置可以对带锯条实现静压推力、振动阻尼和稳定导向,能够提高带锯条的稳定性。

带锯条空气静压导向装置是由空气静压轴承演化而来。在四十年代末五十年代初,由于惯导系统高精度旋转体要求设计一种摩擦力小、振动小,并且不随时间变化的转轴轴承;在核工程环流器设计中,要求设计一种能将机器密封在反应堆系统内长达20年之久而无需维修的轴承,同时润滑剂还必须不受

高温和放射性的影响。^[1]正是从这些特殊用途开始,空气轴承,尤其是空气静压轴承获得研究和应用。

空气静压轴承通称为外压空气轴承(Externally-Pressurized Gas Bearing),简称外压轴承。它是由空气压缩机从外部供给轴承气源经节流孔一开在轴承表面上的节

A Study on the Microcomputer Control System for Lumber Kiln Drying Schedules

Teng Tongling, Tang Yifu, Wang Huaijun

(Research Institute of Wood Industry Chinese Academy of Forestry)

Abstract

The Continuous-Transition Kiln Schedules (CTKS) used in microcomputer control were developed. A series of trials were designed to dry various thickness lumber of *Abies* sp., *Tsuga* sp. and *Quercus mongolica*. Test results showed: by using microcomputer control system, CTKS are significantly effective in reducing the drying period and energy consumption without additional degradation as compared with the conventional schedules. The drying time and energy consumption for CTKS respectively were 16 percent and 18 percent less than that for the conventional schedules.

流进气孔进入轴承间隙,形成气膜压力;随着压缩空气连续从轴承边缘逸失,需要连续供给压缩空气,保持气膜的承载能力和刚度。

当时外压空气推力轴承采用固定小孔或毛细孔(包括多孔性材料)作为气体补偿系统,只能达到很低的气膜承载能力和刚度。在六十年代初Laub J. H.根据气流阻力与节流小孔面积成反比的关系,提出用弹性小孔作为自动补偿节流进气孔,设计一种气流面积与轴承间隙成适当反比的节流进气孔,控制气流阻力特性,以提高轴承气膜刚度^[6]。但是由于制造弹性小孔的材料(如Koch, P.采用合成橡胶材料)存在着难以计算的非线性弹性变化,无法确定节流进气孔的流量特性。

Mayer J. E.根据液体静压轴承提出用载荷敏感传感器调整液流滑阀的可变节流孔,提高轴承刚度^[7],但是它的动作响应太慢,以致不能有效地应用于气体外压轴承系统。

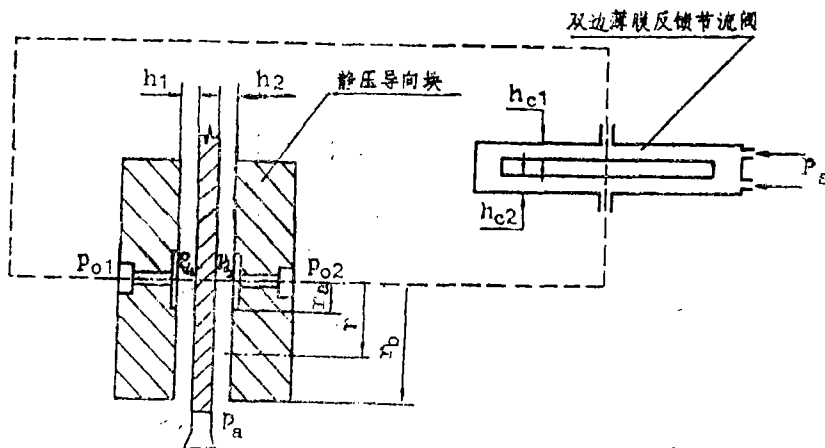
在七十年代初Constantinescu V. N.改进了空气轴承外压气膜的工作特性^[4]以及止推空气轴承表面承压面形状^[5],提高了气

膜可能达到的刚度,从而使空气轴承达到实际广泛应用阶段。1984年我们将这种空气轴承系统应用于带锯机上,作为限制带锯条振动的阻尼—导向装置,使锯条振幅大幅度降低,获得良好效果。我们把这种导向装置称为带锯条空气静压导向装置。现将与带锯条空气静压导向装置有关的几个理论问题探讨如下。

一、空气静压导向装置的工作原理

我们将带锯条空气静压导向装置的工作原理简化如图1所示。它是由气源、反馈节流阀和喷射压缩空气的静压导向块所组成。导向块对称安装于锯条两侧,上导向块如同普通木块式导向装置,安装于支承臂上,并由支承臂牵引升降。如图所示,压缩空气由气源经反馈节流阀进入导向块进气孔,流入气腔;然后从导向块边缘向外逸入大气;气体在外逸过程中受到间隙 h 的缝隙阻力,形成压力,在锯条与导向块之间一定面积上造成静压承载区。

当气体以一定的压力 P_0 经进气孔进入气



图中： r_a —导向块气腔半径； r_b —导向块圆盘半径； r —气流轨道半径； P_0 —气源压力； P_{01} —进气孔进口处压力； P_{02} —进气孔出口喉部压力； P_a —环境大气压力； h_1 与 h_2 —导向块与锯条张紧平面之间间隙； h_{c1} 与 h_{c2} —节流阀薄膜两侧气流间隙。

图1 带锯条空气静压导向装置工作原理图

腔,压力降为 P_d ,再从导向块间隙 h 径向流出,逸失于大气压 P_a 中。若气膜压力与间隙 h 设计合理,系统即能保持一定间隙值而处于力的平衡状态,同时使锯条与导向块之间形成具有一定刚度的气膜;若连续供给压缩空气

流,就能够保持气膜承载能力和刚度的稳定。所以空气静压导向装置是以一定刚度的气膜对锯条进行非接触式静压推力导向。

当带锯条在锯割木材中,一侧外载荷突然增大,其间隙 h 值立即减少。由于流经间

隙的流量与间隙 h 值的三次方成比例,故间隙稍微地减小,即使逸出流量显著降低,于是喷口喉部压力增大,一直到与外载荷相平衡为止。当外载荷在一定范围内变化时(即波动范围不是特别大时), h 值的变化不大。如果在外载荷增大时,采用双边薄膜反馈节流阀,使气流间隙面积相应地增大,则间隙 h 可以基本保持不变,从而构成具有一定刚度的静压导向支承。可见空气静压导向装置系统中双边薄膜反馈节流阀,是调节锯条张紧平面与导向块之间流量与压力稳定的调节机构。

双边薄膜反馈节流阀的调压控制原理是,节流阻力 R 与作用于阀两端的压差 ΔP_c 成比例变化。例如当锯条未受外横向载荷时,带锯条位于中间位置,节流阀的膜片也处于中间平衡位置。此时,锯条与左、右导向块之间的间隙 $h_1 = h_2 = h_0$,两侧导向块进气孔进口处与喷口处压力 P_{01} 、 P_{d1} 和 P_{02} 、 P_{d2} 分别相等,即 $P_{01} = P_{02}$, $P_{d1} = P_{d2}$;节流阀膜片两侧气流间隙为 $hc_1 = hc_2 = hc_0$,其节流阻力为 $R_{c1} = R_{c2} = R_{c0}$ 。如当带锯条左侧受到外横向载荷后,锯条即向右侧产生微小位移 e ,右侧间隙变为 $h_0 - e$,左侧间隙变为 $h_0 + e$ 。此时,左侧气腔压力从 P_{d1} 降至 $P_{d1} - \Delta P_1$,右侧气腔压力从 P_{d2} 升至 $P_{d2} + \Delta P_2$,两侧导向块压差为 $\Delta P = (P_{d2} + \Delta P_2) - (P_{d1} - \Delta P_1) = \Delta P_1 + \Delta P_2$ 。由于左、右导向块气腔分别与节流阀膜片两侧气流间隙 hc_1 、 hc_2 相通,因此在阀的膜片上形成气压推力 ΔP ,使膜片向上发生弹性变形量 e ,气流间隙 hc_1 变为 $hc_1 - e$, hc_2 变为 $hc_2 + e$,这样使节流阻力 R_{c2} 迅速减小, R_{c1} 迅速增大,从而使 ΔP 进一步增大,导向块有效承载面积 A_e 与压差 ΔP 之积迅速增大,使锯条右侧压缩空气流量和压力迅速增大,阻尼锯条继续位移,并使锯条迅速恢复到稳定的平衡位置。

由此可以认识到空气静压导向装置具有以下优点:

①由于导向块是以一定刚度的气膜对锯

条进行非接触式气垫导向,故导向块的磨损和摩擦功率的损耗皆可以减小。

②由于压缩空气不断进入导向块气腔并从边缘逸失,带走锯身上大部份热量,这有利于保持锯条温度在宽度上分布均匀。

③由于气膜具有吸振性能,因此两侧导向块上气膜相当于给锯条(把锯条看作振动弹簧)施加阻尼,有利于锯条振动迅速衰减。

因此空气静压导向装置可以说是静压推力—振动阻尼—稳定导向的机构。

二、带锯条平面与导向块之间气流速度分布的特点

压缩空气流由气源通过导向块中心单进气孔进入导向块平面与锯条张紧平面之间间隙 h 、从导向块径向向边缘流动,如图2所示。在带锯条不运转、或导向块相对面为旋转轴端平面的条件下,如图2A,设气流质点单元 $drdy$ 作用与气流相垂直的两表面(面积为 dy)某点上压力为 P 、 $P + dP$,和作用于与气流相平行的两表面(面积为 dr)上的摩擦力为 τ 、 $\tau + d\tau$,由力的平衡方程式可写成下式:

$$Pdy + (\tau + d\tau)dr = (p + dp)dy + \tau dr \dots \dots \dots (1)$$

整理后得 $\frac{d\tau}{dy} = \frac{dp}{dr}$

由于 $\tau = \mu \frac{du_1}{dy}$, 代入上式, 得

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2 u_1}{dy^2} = \frac{dp}{dr}$$

$$\therefore \frac{d^2 u_1}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr}$$

式中: μ —气体粘度;

u_1 —某点气流速度;

y —气流边界层。

将上式对 y 求两次积分,得:

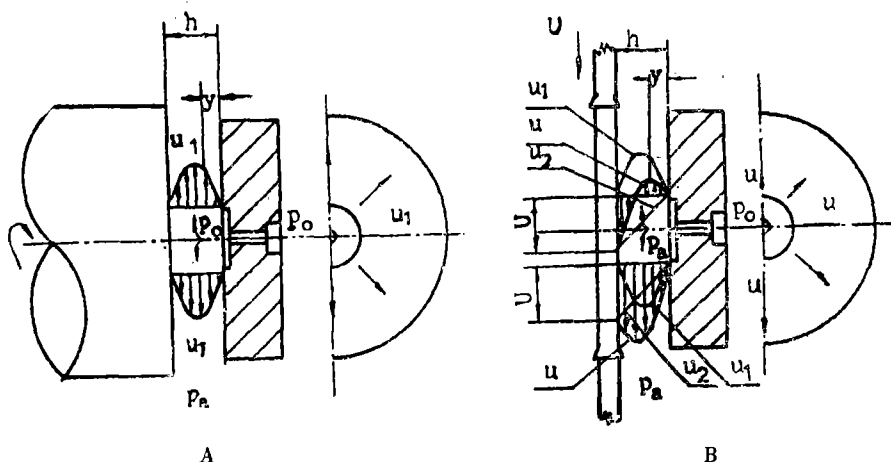


图2 气流速度分布图

u —合成速度分布

u_1 —气流抛物线型速度分布

u_2 —气流三角型速度分布

$$u_1 = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2$$

取 $u_1|_{y=0} = 0$ 时, 得 $C_2 = 0$, $C_1 =$

$$-\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} h.$$

式中: h 为两平行平面之间间隙。

所以, $u_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} y(y-h) \dots \dots (2)$

这是在两平行平面之间、在半径 r 方向某点上压力梯度在 y 方向上产生速度分布的关系式。当 $y = \frac{1}{2}h$ 时, 速度 u_1 为最大, 位于间隙中间, 为抛物线型速度分布, 如图 2 A 中 u_1 速度分布图所示。

同时, 将空气静压推力轴承原理应用于带锯机上, 作静压推力导向装置, 在导向块与带锯条平面之间, 气流不仅存在如上式 u_1 抛物线型速度分布, 而且当锯条直线运动时, 锯条以速度 U 作相对导向块平行运动, 引起气流流速 u_2 。可以认为, 气流是借其粘滞性附着于平面上。当气流分界层 $y = 0$ 时, u_2 为零, 即锯条的直线运动不足以通过气流粘滞力带动 $y = 0$ 层附着于导向块平面的气流产生运动, 即 $u_2 = 0$; 当 $y = h$ 时, $u_2 = U$, 即附着于锯条平面的气流与锯条同步运动。所

以, 由锯条直线运动产生的气流速度 u_2 可写成下式:

$$u_2 = U \frac{y}{h} \dots \dots \dots (3)$$

这是三角型速度分布。

所以在导向块与锯条平面之间喷射气流并在锯条直线运动条件下, 存在着气流抛物线型速度分布和三角型速度分布, 如图 2 B 中 u_1 和 u_2 细实线所示。

所以, 在导向块与锯条间气流合成速度 u 为: $u = u_1 \pm u_2 =$

$$\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} y(y-h) \pm U \frac{y}{h} \dots \dots (4)$$

式中正负号取决于 u_1 和 u_2 速度的方向, 同向取正号, 不同向取负号。气流合成速度分布如图 2 B 中 u 粗实线所示。

由图 2 B 可见, 在导向块各个半径方向上的速度分布是不相等的, 在中心进气孔上方半径上, 合成速度 u 最小, 而在下方半径上速度为最大。

但是在带锯条平面两侧, 由于导向块结构相同, 安装对称, 仍然可以保持锯条两侧气膜压力相等, 阻尼带锯条振动, 保持锯身平衡。可是这种导向块由于各半径方向上气流速度分布不均衡, 所以角刚度较低。

为使导向块与带锯条平面之间气流速度

分布均匀，提高导向块角刚度，将导向块结构设计成为圆环槽形气腔、多进气孔式导向块，如图 3 所示。环状排列的多进气孔向半径为 r_a 的槽形气腔供气。

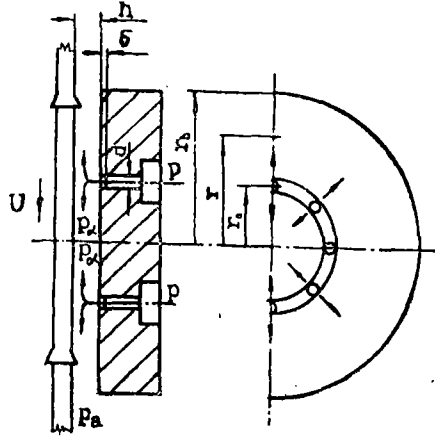


图3 圆环槽形气腔、多进气孔式导向块结构图

由于在各个进气孔旁喷射气流压力梯度产生的抛物线型速度分布与锯条直线运动引起的三角型速度分布，在各个半径方向上相叠加，这种结构导向块可以使导向块上速度分布接近均衡。

三、可压缩气流的质量通量计算法

上文已阐述，由于带锯条的直线运动，引起导向块与锯条平面之间气流在导向块各个半径方向上的速度分布不均衡，但气流合成的平均速度为：

$$u = \frac{1}{2} [(u_1 - u_2) + (u_1 + u_2)] = u_1,$$

即： $\bar{u} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} y (y - h) \dots\dots\dots (5)$

根据流体质量守恒稳定气流的假设，流体保持稳定流动，其质量通量（亦称质量流量） $\rho AN = \text{恒量}^{(2)}$ 。设边缘间隙面积 $A = 2\pi r (dh)$ ，气体从导向块与锯条平面之间流出气腔的质量通量 m_1 为：

$$m_1 = 2\pi r \rho \int_0^h u_1 dy \dots\dots\dots (6)$$

式中： ρ 为气体密度。

将公式（2）中 u_1 值代入上式，得：

$$m_1 = \frac{\pi r \rho}{\mu} \frac{dp}{dr} \int_0^h (y^2 - yh) dy,$$

积分得： $m_1 = \frac{\pi r \rho h^3}{6\mu} \frac{dp}{dr} y^3 + C.$

取 $m_1|_{y=0} = 0$ ，即 $C = 0$ ，

可得： $\frac{dp}{dr} = - \frac{6\mu m_1}{\pi r \rho h^3} \dots\dots\dots (7)$

式中负号表示：压力梯度 $\frac{dp}{dr}$ 沿气体在导向块半径流动方向上下降。

对于不可压缩的流体来说，流体的质量通量和体积通量都是恒定值。但压缩空气作为可以压缩的流体，气体的密度随压力变化。所以当压力沿导向块半径 r 方向变化时，气体密度也是变化值。因此，在气体密度与压力之间尚未建立一定关系之前，不可能对上式进行积分、求出压力在沿半径 r 方向上的分布。假设导向块与锯条之间气膜中产生的热量很小，带锯条是高导热性金属材料，而且在运动中散热性特别好，因此可以把这种气体过程视为等温条件，即：

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad \text{或} \quad \rho = \frac{P}{RT} \dots\dots\dots (8)$$

式中： R —气体常数，（米²，秒⁻²，开尔文⁻¹）
 T —绝对温度，（开尔文）

将公式（8）的 ρ 值代入公式（7）中

经变量分离后得： $P dp = - \frac{6\mu m_1 RT}{\pi h^3} \frac{dr}{r}$

对上式进行积分，由气腔 $r = r_a$ ， P 等于进气孔喷口喉部压力 P_d ，至导向块圆盘边缘 $r = r_b$ ， P 等于环境压力 P_a ，得：

$$P_d^2 - P_a^2 = \frac{12\mu m_1 RT}{\pi h^3} \ln \left(\frac{r_b}{r_a} \right) \dots\dots\dots (9)$$

或： $m_1 = \frac{\pi h^3}{12\mu RT} (P_d^2 - P_a^2) \ln \left(\frac{r_b}{r_a} \right) \dots\dots\dots (10)$

由上式可见, 导向块与锯块平面间气流质量通量与两平行平面之间间隙 h 值的立方成正比。这个结论从工艺和经济角度看都很重要。即间隙 h 值稍微地变动, 即可调整间隙中质量通量和压力, 保持锯条两侧气膜压力平衡。同时间隙 h 值少许增加, 也会导致气体过多消耗以及气泵功率显著增长, 所以从经济上看选择合理的间隙 h 值, 是很重要的。

四、保证导向装置连续稳定气流的条件

在空气静压导向装置中, 气体是通过导向块进气孔喷口进入导向块与锯条平面之间间隙中; 如果进气孔径过小、过长, 或进气口处压力 P_0 过高, 这时由于进气孔前后压力差达到这样大, 以致使气流在小孔前恰似被阻塞一样。在导向块中形成气流节流或阻塞的情况下, 这可能使流入导向块气腔的质量通量与流出气腔的质量通量瞬时不等, 产生气腔内充气或排气的气体容积变化, 称为气腔容积效应。在导向块气腔较深较大的情况下, 这种效应尤为明显。由于气腔内气体容积变化, 产生气膜压力变化, 因而引起导向块‘自激谐振’或‘气锤’等振动的现象。

在进气孔发生节流和阻塞时, 在进气孔喷口气流接近或达到声速。假设把这样高速气流运动看作‘绝热过程’, 根据热力学第一定律, 导向块进气孔喷口喉部压力 P_d 与进气孔进口处压力 P_0 之比为:

$$\frac{P_d}{P_0} = \left[1 - \frac{r-1}{2} \left(\frac{u}{a_0} \right)^2 \right]^{\frac{r}{r-1}} \quad (11)$$

式中: u —导向块喷口喉部气流速度;

a_0 —在供气压力条件下达到的声速;

r —气体比热比。

由此可得导向块中喷口喉部气流速度为:

$$u^2 = \frac{2a_0^2}{r-1} \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right]$$

这时通过喷口流入气腔的质量通量为:

$$m_2 = C_D \rho_d U A \quad (12)$$

式中: C_D —进气孔流量系数;

ρ_d —进气孔喷口喉部在压力 P_d 下的气体密度;

A —进气孔面积。

按气体等熵膨胀:

$$\rho_d = \rho_0 \left(\frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{1}{r}} \quad (13)$$

在气流定向运动条件下, 根据麦克斯韦气体速度分布定律, 在供气压力条件下达到的声速等于气流方均根速度^[3]即:

$$a_0 = \sqrt{3RT} \quad (14)$$

式中: R —空气气体常数;

T —绝对温度。

将供气压力条件下声速 a_0 和喷口喉部压力 P_d 值代入公式(12)中, 可求得通过喷口流入气腔的质量通量为:

$$m_2 = \sqrt{2} C_D \rho_0 A a_0 \left[\frac{1}{r-1} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{r+1}{r}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$

式中: $\left[\frac{1}{r-1} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{r+1}{r}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$ 是进气孔前后压力函数(无量纲)令

$$K = \frac{P_d}{P_0}$$

$$\text{则 } F(r, K) = \left[\frac{1}{r-1} \left\{ (K)^{\frac{2}{r}} - (K)^{\frac{r+1}{r}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$

对压力比 K 取导数, 并令其为零, 得进气孔节流和阻塞极限条件为:

$$K = \frac{P_d}{P_0} = \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}}$$

在空气条件下 $r=1.41$, $K = \frac{P_d}{P_0} \geq 0.53$

$$\quad \quad \quad (15)$$

因此, 验算空气静压导向装置系统 $\frac{P_d}{P_0}$

是否大于0.53, 是校验进气孔是否产生节流和阻塞现象的重要判别依据。为此在技术措

施上必须:

①导向块进气孔必须避免采用细长小孔,应使气流从进口处到喷口喉部的压力损失降低到最小程度,使 P_d 接近或等于 P_0 ,保证 $\frac{P_d}{P_0} \geq 0.53$;

②合理选择导向块进气孔前后压力参数比。

按流体质量守恒原则,即通过导向块进气孔喷口流入气腔的质量通量等于通过导向块与锯条平面间隙面积流出气腔的质量通量,因此保证连续稳定气流的方程式是:

$$m_1 = m_2 \quad (16)$$

式中: m_1 是按公式(10)计算的气流流出气腔的质量通量,即:

$$\begin{aligned} & \frac{\pi h^3}{12\mu RT} (P_d^2 - P_a^2) \frac{1}{\ln\left(\frac{r_b}{r_a}\right)} \\ &= \sqrt{2} a_0 C_D \rho_0 F(r_K) A, \\ & \text{所以进气孔面积} A \text{为:} \\ & A = \frac{\pi h^3 (P_d^2 - P_a^2)}{(16.97)\mu RT a_0 C_D \rho_0 F(r_K)} \\ & \times \frac{1}{\ln\left(\frac{r_b}{r_a}\right)} \dots\dots\dots (17) \end{aligned}$$

这是保证进气孔不产生节流或阻塞现象这一极限条件时的面积;并可计算出单进气孔直径 d_0 。

由以上理论分析,可得如下结论:

①在导向块中部单进气孔进气条件下,由于带锯条的直线运动,使导向块各半径方向上气流速度分布不均衡,角刚度较低,因此,带锯条气压导向块宜设计成环形槽状浅气腔、多进气孔导向块;

②为保证导向块中连续稳定气流条件,必须选择最大允许进气孔直径,并使喷口前后压力比大于0.53;避免进气孔处于节流或

阻塞状态,防止产生气腔容积效应;

③流经导向块与锯条平面之间间隙的气流质量通量与间隙 h 值的三次方成正比,因此在设计和使用导向装置时应力求减小间隙 h 值,并保证两导向平面的平面度和正确安装,以减少对气流质量通量的需要量,减少导向块几何形状误差对稳定气流流动的影响;

④在可能的条件下应采用 $\frac{r_b}{r_a}$ 比值较大的宽环导向块,以保持导向块气膜压力的稳定。

参 考 文 献

- [1] Powell J.W., 1978, 空气静压轴承设计, 国防工业出版社, 5页。
- [2] Ford K.W., 1982, 经典和近代物理学(第二册), 高等教育出版社, 399页。
- [3] 曹董龄等, 1979, 物理学(上册), 人民教育出版社, 241页。
- [4] Constantinescu V. N., 1971, On the possibilities of improving the operating characteristics of externally-pressurized gas film, University of Southampton, Gas Bearing Symposium, paper 27.
- [5] Kilmister C.T.F., 1971, A Self-Compensating flow restrictor for externally-pressurized bearings, University of Southampton, Gas Bearing Symposium, paper 17.
- [6] Laub J.H., Elastic orifices for gas bearings, Journal of Basic Engineering, Dec. 1960, 980-982.
- [7] Mayer J.E., Characteristics of an externally-pressurized bearing having variable external flow restrictors, ASME Transactions, series D, Journal of Basic Engineering, Vol. 85, No. 2, 291-296

石膏刨花板的制造工艺、性质和用途

陈士英

(中国林科院木材工业研究所)

摘 要

石膏刨花板是用木刨花增强的石膏板,它较高的MOR和MOE,优良的耐火性和不燃性。产品可以砂光,锯割,打钉和拧螺钉,还可用墙纸、装饰纸、薄膜、单板覆贴装饰。石膏刨花板是一种理想的建筑材料。

一、引言

石膏具有重量轻、耐火性好,传热系数和传声系数小,价格低等优点而成为重要的建筑材料。用石膏可生产石膏砌块,建筑饰面板,隔音板,纸面石膏板等。为克服石膏过于性脆易碎等缺点,可用植物纤维材料和石膏混合,制成石膏纤维板和石膏刨花板,其性能优于其它石膏建筑制品,目前国内

外得到比较迅速的发展。

半干法石膏刨花板是最近由西德弗劳霍夫木材研究所的Kossatz⁽⁷⁾教授发明的一种新工艺。所使用的设备与普通刨花板生产设备类似。应用领域与纸面石膏板和石膏纤维板相似,而性能优于它们。关于石膏刨花板制造机理和主要研究成果已有详细论述⁽¹⁾。本文主要阐述石膏刨花板制造工艺、性质及其用途。

A Theoretical Analysis of Aerostatic Guide for Band Saw-Blade

Wang Haubin

(Northeast Forestry University)

Abstract

This paper deals with some problems of an aerostatic guide for saw-blade, such as the characteristic of velocity distribution of air flow between the guide block and saw blade, the calculation methods for the mass flux of compressible air flow and the conditions of continuous and steady air flow etc. The results of analysis prove that the vibration damping and stabilized guidance of saw-blade can be realized by using the aerostatic guide, which can improve stability of band saw-blade.