

文章编号 1004-924X(2018)01-0114-08

光学检测下气浮支承的玻璃薄板变形

黄 斌¹, 李程伟^{1,2*}, 王晓梦^{1,2}

- (1. 合肥工业大学 仪器科学与光电工程学院, 安徽 合肥 230009;
2. 合肥工业大学 智能制造技术研究院, 安徽 合肥 230009)

摘要: 液晶玻璃基板在线检测过程中对玻璃板在垂直方向上的变形量有严格的要求, 为了确定在指标要求光学检测精度下的喷嘴间距。本文基于弹性薄板的小挠度弯曲理论对气浮支承下的液晶玻璃板进行理论分析, 推导出液晶玻璃薄板在吹吸喷嘴作用下的最大挠度计算公式, 分析得出最大挠度与通孔间距的二次方、载荷集度成正比; 通过 Fluent 对液晶玻璃基板气浮支承系统进行仿真, 得到了不同的喷嘴孔间距下的载荷分布以及玻璃基板最大位移处受到载荷的准确值, 从满足玻璃板最大位移要求、气膜面的压力分布状况及经济性方面综合考虑得到气膜单元的通孔横向间距范围, 给出了采用气浮支承传输的液晶玻璃基板光学检测仪器的喷嘴布置参数, 即喷嘴的合理间距应处于 20~25 mm 之间。

关键词: 玻璃基板检测; 连续载荷; 挠度; Fluent 仿真; 气浮支承

中图分类号: TH122, TG65 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20182601.0114

Deformation of glass sheet supported by gas bearing under optical testing

HUANG Bin¹, LI Cheng-wei^{1,2*}, WANG Xiao-meng^{1,2}

- (1. School of Instrument Science and Opto-electronics Engineering,
Hefei University of Technology, Hefei 230009, China;

2. Intelligent Manufacturing Institute of Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

* Corresponding author, E-mail: AQLCW0713@163.com

Abstract: There are strict requirements for the deformation of glass plate in the vertical direction in the process of on-line detection of LCD glass substrate. In order to determine the nozzle requirements in index spacing, the theoretical analysis of the LCD glass plate supported by gas suspension was carried out based on the small deflection bending theory of elastic sheet, and the LCD glass sheet maximum deflection formula under the action of the blowing and suction nozzles was derived. The analysis shows that the maximum deflection is proportional to the square of through-hole spacing and degree of load; The load distribution and the maximum displacement of the glass substrate under different nozzle through-hole spacings were obtained by the Fluent simulation on the LCD glass substrate gas suspension system. The maximum displacement of the glass plate, pressure distribution of the gas film surface and economic aspects were considered to obtain the range of the through-hole lateral spacing of the gas film unit. A type of nozzle layout parameter of the optical detection apparatus for the LCD glass substrate using gas suspension transmission was presented; the

收稿日期: 2017-04-28; 修订日期: 2017-06-30.

基金项目: 国家重大科学仪器设备开发专项资助项目 (No. 2013YQ220749)

reasonable nozzle spacing should be between 20 mm and 25 mm.

Key words: glass substrate detection; continuous load; deflection; Fluent simulation; gas suspension

1 引 言

随着 TFT-LCD 液晶显示技术的成熟与发展,从微型到巨型的多种尺寸的液晶显示器已广泛应用于多种具有显示功能的设备之中^[1]。液晶玻璃基板生产线的不断升级也对光学检测液晶玻璃基板缺陷的精度提出了更高的要求。近年来,围绕如何提高液晶玻璃基板缺陷光学检测精度,国内外学者进行了卓有成效的研究。韩国庆北国立大学^[2]通过多项式拟合以及最佳阈值分割方法,有效剔除缺陷区域,达到了一定的检测精度,基于数字图像处理的自动光学检测技术因其精度高、速度快等优点,逐步代替了人工肉眼翻查缺陷的检测方式。为了进一步提高检测的精度与效率,相关专家分别在机器视觉检测系统中光学成像系统的设计^[3-4]、LCD 显示缺陷检测算法^[5-6]、LCD 边缘定位^[7]等方面进行了研究,大大提高了对玻璃板缺陷的检测精度。

高精度的光学检测系统离不开高精度的支承传输装置,以气浮支承传输代替滚轮支承传输是当前国际上新一代液晶玻璃基板光学自动检测仪器采用的一项关键技术。气浮支承^[8]因其无接触、低摩擦、高精度等优势被广泛应用于超精密仪器中。近年来,国内外学者围绕气浮支承平台的静、动态特性进行了大量研究,对气浮支承平台进行设计和优化。其中,黄斌^[9-10]等对气浮平台的气膜流场静态特性进行了研究,对气浮支承平台进行了设计;Gao SY^[11]、Dong H^[12]等从数值仿真出发,对其静态性能和压力分布进行分析,提出了一种多孔型空气静压止推轴承,其压力分布更优,并得到其参数布置;张俊红^[13]等通过建立高速气浮轴承的静态承载力模型,得出了轴承间隙和节流孔孔径的尺寸;卢志伟^[14]等对静压止推气浮轴承的动态特性进行研究,得到了气膜厚度的最佳值。当前的关于气浮支承平台的研究设计,大多都是基于气膜面的静、动态特性以及气膜面的稳定性来进行设计和参数优化。通过考虑被支承物变形情况来对气浮平台进行设计优化的研究很少。本文将基于玻璃板变形分析研究气浮平台

毛细管横向间距。

液晶玻璃基板厚度很薄,平面刚度很低。玻璃板在 Review 显微成像中,显微镜镜头放大倍率较高,景深小,微米甚至更小范围的抖动或工件垂直方向上的变形,都可能导致离焦模糊现象的发生。气浮支承传输具有支承精度高、非接触等优点,是高端液晶玻璃基板光学检测仪器中被测液晶玻璃基板较为理想的支承传输方式。液晶玻璃基板气浮传输系统一般采用吹吸喷嘴点阵布置模式(即负压吸附式),如图 1 所示,各喷嘴之间的距离大小与玻璃基板的变形直接相关,因此研究玻璃基板在气浮传输过程中的受力变形对于确定最佳的喷嘴间距、避免成像模糊以及提高光学检测的精度有着重要的意义。在光学检测和气浮支承的研究中都没有涉及到控制玻璃基板的垂直方向上的变形来提高检测精度。在一种基于气浮支承传输的液晶玻璃基板光学检测仪器设计要求中,子任务“扫描成像及复检显微成像单元开发与集成”要求初检图像分辨率不得高于 $10\ \mu\text{m}$ 。Review 复检需要检测到微米级的缺陷,最终要求用 A6 分辨力板检测能够得到清晰的成像,单次视场范围不低于 $128 \times 102\ \mu\text{m}$,为了避免玻璃板垂直方向上的变形对检测精度的影响,对气浮系统的设计要求是:厚度为 1 mm 的玻璃板在垂直方向上的最大变形(即最大挠度)不超过 $1\ \mu\text{m}$ 。本文将弹性薄板的小挠度弯曲理论应用于计算气浮支承下的玻璃板的挠度问题,运用 Fluent 间接对气膜流体仿真,得出作用在玻璃基板上的气体压力分布,计算出玻璃板的最大挠度,并综合考虑玻璃板变形、气膜面的压力分布状况以及节省供气等方面因素,给出了液晶玻璃基板气浮支承传输系统中气膜单元的喷嘴间距的合理范围。

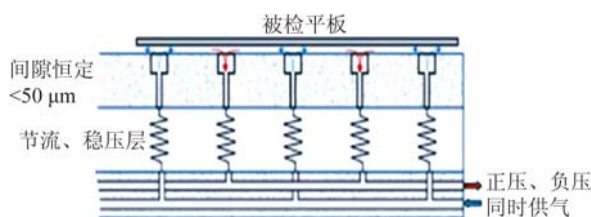


图 1 气浮系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of air floatation system

2 液晶玻璃基板的受力变形

负压吸附式设计是一种适用于高精度、轻载的适合低压开放式的气浮平台。如图 1 所示,气源正压的压缩气体从小孔喷出,流入等间距的气膜,使间隙周围具有向上的压强,气膜间隙内的压强分布即为承载力的来源,同时,在工作表面上的不同区域同时存在正压(浮力)和负压(吸力),正压利于气膜厚度的增大,负压利于气膜厚度的减小,使得玻璃基板与气浮板之间能够形成一个极为稳定的气膜。在液晶玻璃基板气浮承载系统中,玻璃板单元受力情况如图 2 所示,其中 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 为向上的浮力, P_5 为向下的吸力。

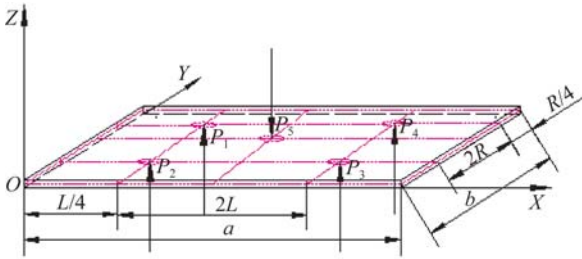


图 2 玻璃板单元受力示意图

Fig. 2 Schematic diagram of glass plate element

由于需要检测的玻璃板厚度远小于中面的最小尺寸,可视为薄板。根据基尔霍夫(Kirchhoff)小挠度弯曲理论,对液晶玻璃基板薄板的变形作以下基本假设:

(1) 变形前垂直于中面的线段,在板变形后仍垂直于变形后的中面且长度不变;

(2) 薄板中面内各点没有平行于中面的位移。即 $u_0 = 0$ 且 $v_0 = 0$, 其中 u_0 及 v_0 分别为中面上任一点沿 x 轴及 y 轴方向的位移;

(3) 应力分量 σ_x 、 τ_{xz} 及 τ_{yz} 所引起的应变忽略不计。

从薄板的几何变形方程、物理方程及平衡方程可推导出薄板的弯曲的基本微分方程^[15]:

$$D \nabla^4 \omega = D \left[\frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} \right] = q(x, y), \quad (1)$$

其中:弯曲刚度 $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$, E 为弹性模量, ν 为泊松比。

气膜支承下的玻璃板物理性能均匀,模块和模块交界处,根据对称的原理,其形状应当水平,边界条件为:

$$\begin{aligned} \omega = \frac{\partial \omega}{\partial x} = 0, (x=0, x=a) \\ \omega = \frac{\partial \omega}{\partial y} = 0, (y=0, y=b) \end{aligned} \quad (2)$$

将挠曲面函数 $\omega(x, y)$ 及载荷集度 $q(x, y)$ 展开成二重傅里叶正弦级数形式:

$$\omega = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}, \quad (3)$$

$$q = \sum_{m=1}^m \sum_{n=1}^m C_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}. \quad (4)$$

将式(3)、式(4)代入式(1)中,根据三角函数正交性有:

$$A_{mn} = \frac{4 \int_0^a \int_0^b q \sin \frac{m\pi \xi}{a} \sin \frac{n\pi \eta}{b} d\xi d\eta}{\pi^4 abD \left[\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right]^2}. \quad (5)$$

将上式代入式(3),得到气浮支承下玻璃板的挠度公式:

$$\begin{aligned} \omega = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \int_0^a \int_0^b q \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} dxdy}{\pi^4 abD \left[\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right]^2} \\ \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}, \end{aligned} \quad (6)$$

其中 $q = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5$ 。

空气静压轴承由外部气源供气,经节流器在气浮板与玻璃板之间形成一层稳定的气膜,气膜压力支撑起玻璃板,根据 J. W. POWELL 关于气体轴承设计的专著^[16],单个进气孔的气膜压力为:

$$P = \left[P_d^2 - \frac{12 \mu m RT}{\pi h^3} \ln \left[\frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{c} \right] \right]^{1/2}, \quad (7)$$

其中 c 为气腔半径。

同理,在图 1 所示的坐标系下,能写出各个进气孔的气膜压力:

$$P_1 = \left[P_d^2 - \frac{12 \mu m RT}{\pi h^3} \ln \left[\frac{\sqrt{(x-a/10)^2 + (y-9b/10)^2}}{c} \right] \right]^{1/2}, \quad (8)$$

$$P_2 = \left[P_d^2 - \frac{12 \mu m RT}{\pi h^3} \ln \left[\frac{\sqrt{(x-a/10)^2 + (y-b/10)^2}}{c} \right] \right]^{1/2}, \quad (9)$$

$$P_3 = \left[P_d^2 - \frac{12 \mu m RT}{\pi h^3} \ln \left[\frac{\sqrt{(x-9a/10)^2 + (y-b/10)^2}}{c} \right] \right]^{1/2}, \quad (10)$$

$$P_4 = \left[P_d^2 - \frac{12 \mu m R T}{\pi h^3} \ln \left[\frac{\sqrt{(x-9a/10)^2 + (y-9b/10)^2}}{c} \right] \right]^{1/2}, \quad (11)$$

$$P_5 = \left[P_{d0}^2 - \frac{12 \mu m R T}{\pi h^3} \ln \left[\frac{\sqrt{(x-a/2)^2 + (y-b/2)^2}}{c} \right] \right]^{1/2}, \quad (12)$$

其中: P_d 为正压进口压力, P_{d0} 为负压进口压力, 单位(Pa)。

在此模型中将分布载荷 q 代入式(6), 可以看出在点 $(a/2, b/2)$ 出, 即玻璃板中心, 挠度最大, 最大值为:

$$\omega_{\max} |_{(a/2, b/2)} = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \int_0^a \int_0^b q \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} dx dy}{\pi^4 abD \left[\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right]^2}. \quad (13)$$

在外部条件都相同时, 对于同一个玻璃板模块, 玻璃板中心处受到的总荷载 q 一定, 进一步将上式简化为:

$$\omega_{\max} |_{(a/2, b/2)} = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{16q}{mn\pi^4 abD \left[\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right]^2}, \quad (14)$$

其中: ω_{\max} 为最大挠度 (μm); q 为总荷载 (Pa); m, n 为任意正整数; a, b 分别为玻璃板的长和宽; D 为弯曲刚度。

上述分析表明, 在玻璃板中心处出现最大挠度, 并且最大挠度与中心处的载荷、毛细管的排布间距的二次方成正比。下文主要讨论毛细管的排布间距对玻璃板最大挠度大小的影响, 从而得到一组优化的毛细管排布间距。由式(14)可知, 想要计算得出玻璃板在垂直方向上的最大变形(即最大挠度)不超过 $1 \mu\text{m}$, 就要得到不同毛细管的排布间距对应的玻璃板中心载荷。

2 Fluent 数值仿真

气浮流场是一种相当复杂的三维流动, 使用数值计算的方法求解压力的分布情况以及压力的大小难度相当大, 借助 Fluent 软件可以对不同喷嘴间距的气浮流场压力分布进行分析计算, 从而得到不同毛细管的排布间距对应的玻璃板中心载荷。

2.1 气浮系统的设计与建模

在液晶玻璃基板在线检测过程中, 输送的液

晶玻璃板属于大、轻、薄的物件, 并且气浮喷嘴只能单面设置。为了提高气浮支承及气膜厚度的稳定性, 测量区域的气浮系统采用毛细管节流负压吸附式设计方案, 如图 1 所示。

利用 Fluent 前处理软件 Gambit 进行建模, 模型的重要参数包括毛细管长度 50 mm、半径 60 μm 、承压腔长度 10 mm、半径 0.5 mm, 基于此建模思想, 以毛细管横向间距为 28 mm, 纵向间距为 20 mm 的气膜单元为例, 在 Gambit 中建构的划分好网格气浮板支承模型, 设置好边界条件后导出 msh 文件, 如图 3 所示。

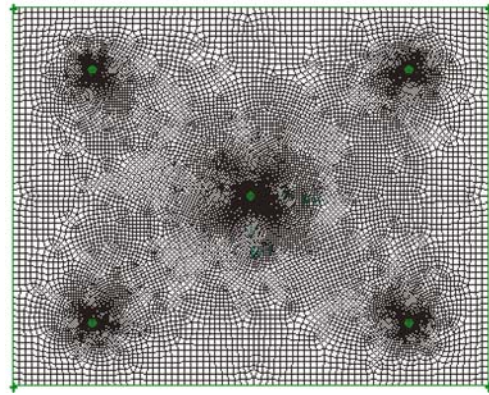


图 3 气膜底部网格示意图

Fig. 3 Schematic diagram of mesh at bottom of air-film

2.2 数值仿真

大量通孔一般以阵列形式分布在气浮板顶部, 故常被称为通孔阵列。由于待检测玻璃基板很长, 从阵列间距变化角度而言, 毛细管排布距离在纵向上变化不大, 为了便于研究, 保持毛细管排布纵向间距不变, 这里仅考虑毛细管排布距离在横向的变化对玻璃基板挠度的影响。气膜有效边长过小, 可能会带来耗气量的增大, 气膜有效边长过大, 可能气膜稳定性问题, 因此将在气膜边长为 20~30 mm 区间内进行研究。以 L 表示毛细管排布的横向间距, 以 R 表示毛细管排布的纵向间距, 以图 1 所示的模型为蓝本, 确定如下 3 种代表模型: (1) $L=22 \text{ mm}, R=20 \text{ mm}$, 代表 a 型阵列; (2) $L=25 \text{ mm}, R=20 \text{ mm}$, 代表 b 型阵列; (3) $L=28 \text{ mm}, R=20 \text{ mm}$, 代表 c 型阵列。

将 Gambit 划分好的网格文件导入 Fluent, 由于三维模型气体流动复杂, 整体构建压力云图难以清晰的展示气膜内压力分布的细节, 所以选择在气膜顶层做出压力云图以及等值线图, 在

上面标出需要的压力值。对这 3 种模型进行仿真计算,4 个角点的毛细管节流器的入口压力为正压,中心处的入口压力为负压,在 3 种模型中保持

负压入口压力不变,当气膜顶层的平均压力达到能支撑一块相应模型液晶玻璃板的负载时,各模型的云图见图 4。

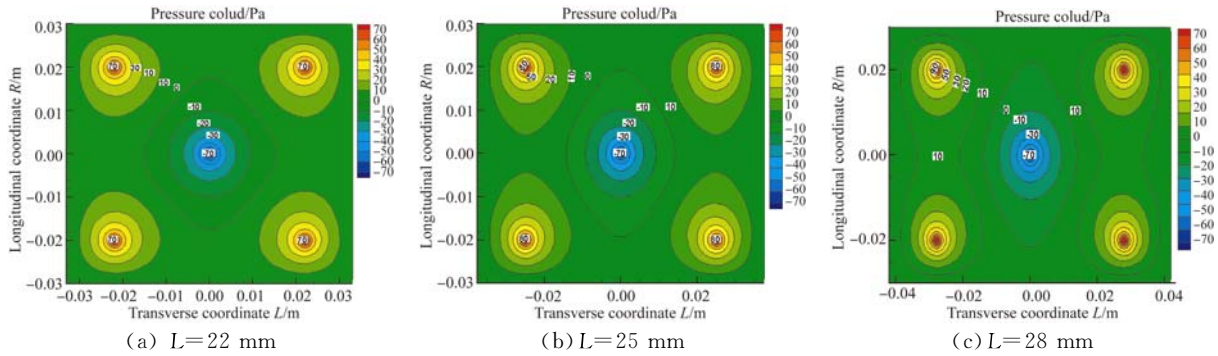


图 4 3 种模型压力分布图

Fig. 4 Three models of pressure distribution

从上面 3 幅图中可以看出,在平均压力为液晶玻璃板的负载时,作用在玻璃板中心处的压力均可从图中读出准确值,方向向下,随着通孔横向间距的增大,气膜面中心处的压力也随之增大,这是由于通孔横向距离增大,单元气膜面积增大,支承起相应横截面积的玻璃基板所需的平均压力也随之增大。结合各模型的相应参数,根据式(14)可以计算 3 个模型的最大挠度值,如表 1 所示。

表 1 3 种模型的最大挠度

Tab. 1 Maximum deflection of three models

模型代号	横向间距 L/mm	纵向间距 R/mm	中心载荷 q/Pa	最大挠度 $\alpha_{\max}/\mu\text{m}$
a	66	60	70	0.717 5
b	75	60	70	0.994 9
c	84	60	70	1.280 9

由于紧邻的毛细管单元间的压力分布会相互影响,而考虑到通孔的排布一般比较规律,气压在交界处会形成均势效应,正压和负压在有效作用区域重叠处相互抵消,从而会稳定在一个数值。对比上面 3 幅图,从压力分布角度来说,可以看出从 a 模型到 c 模型,其一,随着通孔阵列的横向间距增大,由通孔出口处到四周的压力下降的越来越快,这是由于通孔距离越大,气膜面中心处的压力峰值也越大的缘故;又由于仿真时所有毛细管

参数都是相同的,所以每个通孔在其周边的有效作用区域是相同的;其二,通孔横向间距越小,通孔之间相互影响的作用就越大,负压与正压相互抵消的区域增大,压力变化更加平缓。结合玻璃板所要求的挠度值,考虑到气膜面压力的稳定性,通孔阵列的横向距离越小气膜面的压力分布状况越好。

由表 1 可以看出,在 c 模型中,即毛细管阵列的横向间距为 28 mm 时,最大挠度值超过了液晶玻璃基板所要求的挠度值,不符合要求。同理, a 模型和 b 模型满足要求,当通孔阵列的横向间距取 25 mm 时,即 b 模型,最大挠度值临近于液晶玻璃基板要求的挠度值,所以毛细管阵列的横向间距不得大于 25 mm。

由于 3 种模型通孔横向间距不同,平衡掉相应玻璃基板的重力所需要的压力也不同,所需的供气压力和质量流量如表 2 所示。由表可以看出,通孔的横向间距每增加 3 mm,供气压力约增加 1 800 Pa,质量流量约增加 3.7×10^{-6} kg/s。从经济性角度出发,对于气膜单元来说通孔横向间距越小,耗气量越少,则经济性越好。但是生产中在线监测的液晶玻璃基板的面积很大,所需要设计的平面气浮轴承的面积也很大,上面有大量毛细管单元,如果通孔横向间距太小,将会大量增加通孔数量,将损耗更多气体,而且毛细管单元的制造相当麻烦。因此通孔的横向间距不能太小。

表 2 3 种模型所需要的供气压力及质量流量
Tab 2 Pressure and mass flow rate of three models

模型代号	供气压力 P/Pa	质量流量 m/(×e ⁻⁷ kg·s ⁻¹)	平均压力 P̄/Pa
a	13 800	2.87	4.41
b	15 600	3.25	5.00
c	17 400	3.62	5.60

2.3 整个液晶玻璃挠度的分析计算

由于玻璃板四周边缘没有约束,四周可能产生较大的变形,变形量最大的是在边缘的中点。将玻璃板简化成一个截面为 1 mm×1 mm(b×h)的悬臂梁,其受力变形情况如图所示,图中 L 为毛细管横向间距,a 取 2L,P 为正压出口气膜面中心压力,由材料力学知识得玻璃板受力的挠曲线方程:

当 0 ≤ x ≤ L 时:

$$y = \frac{Px^2}{6EI}(3L - x). \quad (15)$$

当 L ≤ x ≤ a 时:

$$y = \frac{PL^2}{6EI}(3x - L). \quad (16)$$

最大挠度在 B 点取得:

$$y_{\max} = \frac{PL^2}{6EI}(3a - L), \quad (17)$$

其中:E 为弹性模量,取 E=72 GPa,I=bh³/12 为惯性矩。

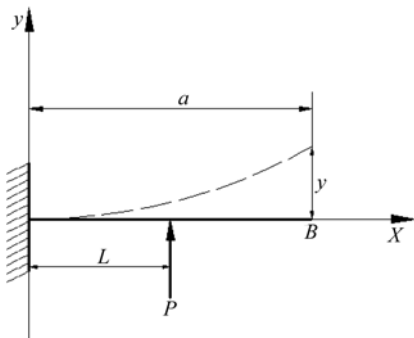


图 5 玻璃板边缘受力变形图

Fig. 5 Deformation of edge of glass plate

从上面计算得到毛细管阵列的横向间距不得大于 25 mm,从公式看出毛细管的横向间距越大,玻璃板边缘的最大挠度越大,所以只需要计算 L=25 mm 时边缘的最大挠度即可,由图 4(b)可

得 P=80 Pa,代入公式(17)计算得最大挠度为 0.173 6 μm,小于 1 μm,符合要求。

3 原理样机

上述理论与仿真研究表明,通孔的横向间距应处于 20~25 mm 之间,据此结果以毛细管横向间距 L=25 mm,纵向间距 R=20 mm,毛细管长度 L_c=50 mm,半径 R_c=60 μm,压力腔长 L_t=10 mm,半径 R_t=0.5 mm,设计了气浮板,组装了气浮支承的玻璃基板检测原理样机,如图 6 所示。经安徽省计量科学研究院检测,初检中用 0.01 mm 测微尺检测,1 mm 范围内共有像素 103 点,像素分辨率为 9.71 μm,Review 复检过程中相机的视场范围大于 230×170 μm,用 A6 分辨力板检测刻线清晰可分辨,没有离焦模糊的现象产生,经安徽省计量科学研究院检测(No. 2015-2-052127),符合项目要求。并对玻璃基板的变形量进行了实验测试,实验测试方法是:采用分辨率为 0.01 μm 的测微仪,将测头置于玻璃基板表面,先测量波峰的位置,然后精确移动导轨使得测头处于波谷的位置,测微仪的度数差即为挠度值,最大挠度小于 1 μm,符合仿真设计结果。



图 6 基于气浮支承的玻璃基板检测原理样机

Fig. 6 Prototype of glass substrate detection based on gas suspension

4 结 论

本文对于气浮支承下的液晶玻璃板的在线检测下的垂直方向变形问题,通过小挠度薄板弯曲

理论与气浮理论相结合,得到挠度的计算公式和最大挠度值在玻璃板中心处取得。通过对气膜单元进行 Fluent 流体仿真,得到不同通孔横向间距下的玻璃基板中心处压力值,求出挠度值,并对比不同模型,得到如下结论:

(1)利用弹性薄板小挠度弯曲理论与气浮理论相结合,推导出玻璃基板最大挠度的计算公式,计算玻璃基板垂直方向上的变形问题;

(2)采用对气膜面进行仿真求压力值的方法,解决了传统方法直接对玻璃板施力进行有限元分

析的方法中,对于连续的复杂受力情况难以处理的问题;

(3)理论计算和仿真结果表明,通孔的横向间距不得超过 25 mm;

(4)从气膜面压力分布情况来看,通孔的横向间距越小,气膜面的压力分布状况越好;

(5)通过对气膜面单元以及整个气浮系统经济性的考虑,通孔的横向间距不能过小,否则将造成耗气量过大,确定通孔的横向间距应处于 20~25 mm 之间。

参考文献:

- [1] 罗丽平, 负向南, 金基用. TFT-LCD 生产及发展概况 [J]. 现代显示, 2012, 23(3): 31-38.
LUO L P, YUN X N, KIM K Y. The manufacturing and developing of the TFT-LCD [J]. *Advanced Display*, 2012, 23(3): 31-38. (in Chinese)
- [2] KIM H W, YOO S I. Non referential method for defects inspection of TFT-LCD pad [J]. *SPIE*, 2008, 6813: 68130V.
- [3] 韩芳芳, 段发阶, 王凯, 等. 机器视觉检测系统中相机景深问题的研究与建模 [J]. 传感技术学报, 2010, 23(12): 1744-1747.
HAN F F, DUAN F J, WANG K, *et al.*. Study and model construction for camera depth-of-field in machine-vision inspection system [J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2010, 23(12): 1744-1747. (in Chinese)
- [4] 史艳琼, 卢荣胜, 张腾达. 液晶显示屏背光源模组表面缺陷自动光学检测系统设计 [J]. 传感技术学报, 2015, 28(5): 768-773.
SHI Y Q, LU R SH, ZHANG T D. Defect inspection system design based on the automated optical inspection technique for LCD backlight modules [J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2015, 28(5): 768-773. (in Chinese)
- [5] 肖敏, 庄春刚, 熊振华. 基于机器视觉的液晶显示屏装配尺寸检测算法的研究 [J]. 中国机械工程, 2014, 25(1): 7-11.
XIAO M, ZHUANG CH G, XIONG ZH H. Measurement algorithm of LCD mounting dimension based on machine vision [J]. *China Mechanical Engineering*, 2014, 25(1): 7-11. (in Chinese)
- [6] 王永红, 柏天舒, 但西佐, 等. TFT-LCD 面板光学检测自动聚焦算法研究与比较 [J]. 液晶与显示, 2016, 31(4): 339-346.
WANG Y H, BAI T SH, DAN X Z, *et al.*. Research and comparison of TFT-LCD panel optical detection auto-focus algorithm [J]. *Chinese Journal of Liquid Crystals and Displays*, 2016, 31(4): 339-346. (in Chinese)
- [7] 王云辉, 张春梅, 廉画画. 基于线阵 CCD 扫描技术的 ITO 导电玻璃指标检测技术研究 [J]. 甘肃科技, 2012, 28(2): 46-47.
WANG Y H, ZHANG CH M, LIAN H H. Based on linear CCD scanning ITO conductive glass index detection technology research [J]. *Gansu Science and Technology*, 2012, 28(2): 46-47. (in Chinese)
- [8] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
WANG Y F. *Gas Lubricated Theory and Design Manual of Gas Bearings* [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1999. (in Chinese)
- [9] 黄斌, 余晓芬, 黄英, 等. 三维柔性触觉传感器静态标定方法研究 [J]. 仪器仪表学报, 2010, 31(9): 2003-2009.
HUANG B, YU X F, HUANG Y, *et al.*. Research on static calibration method of flexible three-dimensional tactile sensor [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2010, 31(9): 2003-2009. (in Chinese)
- [10] 黄斌, 陈世静, 张文伟, 等. 气浮式测力传感器静特性的影响因素 [J]. 光学精密工程, 2014, 22(2): 390-396.
HUANG B, CHEN SH J, ZHANG W W, *et al.*. Influence factors on static characteristics of flotation force transducers [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(2): 390-396. (in Chinese)
- [11] GAO S Y, CHENG K, CHEN SH J, *et al.*. CFD based investigation on influence of orifice chamber

- shapes for the design of aerostatic thrust bearings at ultra-high speed spindles [J]. *Tribology International*, 2015, 92: 211-221.
- [12] DONG H, ZHAO X L, ZHANG J A. Static characteristic analysis and experimental research of aerostatic thrust bearing with annular elastic uniform pressure plate [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2015, 7(3): 1-13.
- [13] 张俊红, 孙少军, 郭军华. 高速气浮静压轴承的结构设计 [J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2004 (12): 23-25.
- ZHANG J H, SUN SH J, GUO J H. The structural design for high-speed gas static bearing [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2004(12): 23-25. (in Chinese)
- [14] 卢志伟, 马方杰, 刘波, 等. 静压止推气浮轴承动特性的微扰动法研究 [J]. *兵工学报*, 2016, 37 (1): 149-154.
- LU ZH W, MA F J, LIU B, *et al.*. Research on dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings based on perturbation method [J]. *Acta Armamentarii*, 2016, 37(1): 149-154. (in Chinese)
- [15] 薛大为. 板壳理论 [M]. 北京: 北京工业学院出版社, 1988.
- XUE D W. *Plate and Shell Theory* [M]. Beijing: Beijing Industrial Institute Publishing House, 1988. (in Chinese)
- [16] POWELL J W. *Design of Aerostatic Bearing* [M]. London: The Machinery Publishing Co. Ltd, 1970.

作者简介:



黄 斌(1963—),男,安徽合肥人,博士,教授,1983年、2012年于合肥工业大学分别获得学士、博士学位,主要从事大型光学精密仪器结构设计。气浮系统设计及总体误差理论分析。E-mail:ahhb7310168@163.com



李程伟(1991—),男,安徽安庆人,硕士研究生,2015年于安徽理工大学获得学士学位,主要研究方向为仪器及装备精度保障技术、精密仪器与机械。E-mail:AQLCW0713@163.com