

文章编号:1000-6893(2009)12-2469-07

一种适用于飞机装配的新型随动定位器

熊瑞斌^{1,2}, 黄浦缙³, 柯映林¹

(1. 浙江大学 机械工程系, 浙江 杭州 310027)

(2. 宁波职业技术学院, 浙江 宁波 315800)

(3. 浙江大学 国防科学技术研究院, 浙江 杭州 310027)

A New Posture Following and Keeping Fixture for Aircraft Assembly

Xiong Ruibin^{1,2}, Huang Pujin³, Ke Yinglin¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

(2. Ningbo Polytechnic College, Ningbo 315800, China)

(3. College of National Defense Science and Technology, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

摘要: 在飞机机身等大部件位姿调整、对接及精加工等装配过程中,如何保持调整后的飞机部件位姿不变并对其进行可靠固持一直是个技术难题。为此,提出一种基于气浮和万向球座的机身部件随动固持方法。采用该方法进行随动固持的具体步骤:首先将与机身部件刚性连接的芯轴插入处于浮动状态的万向球座中,芯轴在进入浮动球体的过程中,球体可在上、下半球座之间进行任意转动;然后根据受力状态使球体和上、下半球座一起平动;芯轴完全进入浮动跟随装置之后,液压锁紧上、下半球座和球体,同时锁紧芯轴,在保证不改变飞机大部件位姿前提下实现对其可靠固持;将油压卸载就可以释放与机身部件连接的芯轴,使机身部件恢复到自由调姿状态。试验和应用分析表明,这种新的随动固持方法可以满足机身对接装配、精加工要求。

关键词: 飞机; 装配; 精加工; 位姿调整; 夹具; 万向球座

中图分类号: V262.4; TG75 **文献标识码:** A

Abstract: How to keep and fasten reliably the adjusted posture of large components such as airplane bodies is a key issue in the application of posture adjustment and fixture. Based on the principle of aerostatic bearing and universal ball joints, a new posture following fixture method for large components is presented in this article. This method can be described as follows: first, insert the mandrel rigidly jointed with the large component into a sphere body which can rotate freely between the up-semi-ball-seat and down-semi-ball-seat; then, the mandrel pushes the sphere body to make it rotate between the up-semi-ball-seat and down-semi-ball-seat and translate with them. After the mandrel reaches the target location the hydraulic devices lock the up-semi-ball-seat, down-semi-ball-seat, the mandrel and the sphere body in order to keep and fasten reliably the mandrel without any posture change of large components. By unlocking the mandrel, up-semi-ball-seat, down-semi-ball-seat and the sphere body the adjustable posture of the large component may be resumed. The experimental and analytical results show that the new posture following and keeping fixture can meet the requirements of aircraft assembly and finish machining.

Key words: aircraft; assembly; finishing; posture adjustment; fixture; universal ball joint

由多组 POGO 柱单元^[1]将外形不规则的机身部件位姿调整好以后,怎样对机身进行固定又不破坏其位姿,以便进行后续的装配、对接、加工等作业是航空制造领域经常会碰到的技术问题。机身主要由框、梁、蒙皮、壁板等组成,机身各个部件的空间位姿受各零件的制造误差、装配积累误差、装配变形及机身调姿误差的影响,导致装夹位

置具有不确定性,所以一般的基于六点定位原理的夹具难以满足机身固持要求。而且,由于机身部件外形庞大、形状不规则,采用真空吸附等装置对其进行固持时,由于间隙等原因使得固持稳定性比较差,也不能满足准确加工和装配等要求。尽管 N. Lange^[2]等学者提出的基于相变材料的柔性夹具固定工件的能力较强,但是该方法需要定位元件对工件进行刚性定位,夹紧工件时才不会破坏工件的空间位姿。而机身部件空间位姿调整好之后,如用上述柔性夹具进行固持,不可靠

收稿日期:2008-10-14; 修订日期:2009-03-08

基金项目:国家重大专项资助

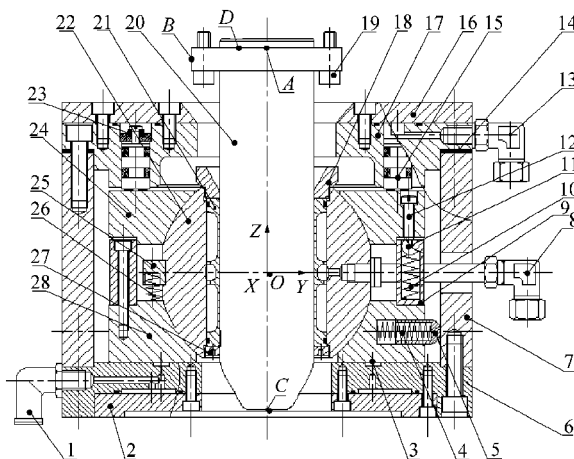
通讯作者:柯映林 E-mail:ylke@zju.edu.cn

地确保机身部件的位姿不被破坏。而在柔性夹具中得到广泛应用的磁流变材料、电流变材料的剪切强度相对较低^[3-4],不能很好地满足机身部件的加工和装配精度要求。

为此,本文提出一种基于气浮和万向球座结构的飞机大部件随动固持方法,并设计、制造了称之为随动定位器的新型专门固持工装。随动定位器可以根据实际需要多点布局于机身部件周围,它的最大特点是能够跟随机身部件的位姿调整并能够在保持其位姿不变的前提下将其可靠固持。这种专门工装在飞机对接装配中具有广泛的应用前景。

1 结构及工作原理

图1为基于气浮和万向球座结构的随动定位器结构原理图。芯轴与待固定的飞机机身部件刚性连接,盖板、油缸、外筒与定位器底座刚性连接,底座与固定工作平台刚性连接。下半球座下表面与底座上表面形成空气静压止推平面轴承,下半球座在底座上表面一定范围内的平动和绕Z轴的转动不受约束,球体在上、下半球座之间可以分别绕任意轴自由转动。隔圈、弹簧10、调整螺钉的作用是调整球体与上、下半球座之间的初始安装间隙,垫片的作用是调整油缸与上半球座的安装间隙。受液压阀芯推动时,上半球座将沿隔圈



1—接头;2—底板;3—气孔;4—弹簧;5—定心套;6—底座;7—外筒;8—管接头;9—隔圈;10—弹簧;11—钢球;12—调整螺钉;13—管接头;14—垫片;15—液压阀芯;16—盖板;17—油缸;18—导向套;19—连接螺钉;20—芯轴;21—薄壁衬套;22—球体;23—弹簧;24—上半球座;25—弹簧座;26—弹簧;27—螺母;28—下半球座

图1 基于气浮和万向球座的随动定位器结构示意图
Fig.1 Principle and structure of posture following fixture keeping fixture

内孔轴向导向进行微小移动,消除球体与上、下半球座之间的间隙,并将之锁紧。

采用基于气浮和万向球座结构的随动定位器跟随固定的过程可描述如下:首先,底座进气口进气,在下半球座下表面与底座上表面之间形成气膜,使下半球座在其上进入自由浮动状态。然后将与机身部件刚性连接的芯轴缓慢插入到球体薄壁衬套中,随着机身部件位姿调整的芯轴推动球体在上、下半球座之间发生转动,并使球体随着上、下半球座一起平动。机身部件位姿调整后,薄壁衬套在油压作用下发生均匀弹性变形沿周向锁紧芯轴,液压阀芯在油压的作用下推动上半球座锁紧上、下半球座和球体,底座进气口停止进气,即可保证在机身部件位姿不发生改变的条件下实现对其可靠固持。将油压卸载就可以释放与机身刚性连接的芯轴,使机身恢复到调姿状态。在机身装配、精加工完成以后,将机身吊离随动定位器和位姿调整机构,在各个复位弹簧、定心套、弹簧座、钢球等零件的作用下,上、下半球座、球体、阀芯复位到初始位置,整套装置进入下一次工作准备状态。

2 关键参数的确定

随动定位器关键参数的设计计算包括芯轴直径的选取,薄壁衬套的工作油压,液压阀芯的工作油压,以及各关键零件相互接触面之间的静摩擦锁紧力、静摩擦锁紧力矩。涉及计算的关键零件为薄壁衬套,芯轴,球体,上、下半球座,底座,液压阀芯。根据各零件的使用要求,选定的材料及相应力学性能见表1,芯轴与薄壁衬套、球体与球座之间的静摩擦因数为0.10,其余零件相互之间接触的静摩擦因数为0.15^[5]。

表1 关键零件选用材料的力学性能

Table 1 Mechanical parameters of materials of key parts

零件名称	材料	弹性模量 /GPa	泊松比	屈服极限 /MPa
薄壁衬套	42CrMo	206	0.3	930
芯轴	40Cr	206	0.3	785
球体	35CrMoV	206	0.3	930
上半球座	35CrMoV	206	0.3	930
下半球座	35CrMoV	206	0.3	930
底座	45	206	0.3	353
液压阀芯	45	206	0.3	353

2.1 芯轴直径与薄壁衬套工作油压的选取

在整套装置中,芯轴直径的大小直接影响定

位器固持的刚度和可靠性、定位器的体积大小与制造费用以及薄壁衬套工作油压的选择。因此,芯轴的直径尺寸最为重要。在油压作用下,薄壁衬套沿周向发生均匀弹性变形,可以消除薄壁衬套与芯轴之间的间隙并在轴向锁紧芯轴。当装配、加工完成后,释放油压,薄壁衬套弹性恢复并松开芯轴。太大的油压将使薄壁衬套发生塑性变形,从而使得在油压释放后薄壁衬套仍然夹紧芯轴,太小的油压又使得锁紧力不够。所以根据某飞机装配工程需求,在满足轴向锁紧力 5 000 N,且薄壁衬套不会发生塑性变形,并有一定安全裕度的情况下,科学地设计芯轴尺寸和工作油压。影响锁紧力的因素很多,包括零件材料、结构尺寸、工作油压等等。为简化分析与计算,先根据工艺需要确定芯轴的材料为 40Cr,薄壁衬套的材料为 42CrMo,再根据手册^[6]设计薄壁衬套的截面形状,其尺寸如图 2 所示,并按芯轴与薄壁衬套内孔初始设计单边间隙 0.02 mm 进行计算。

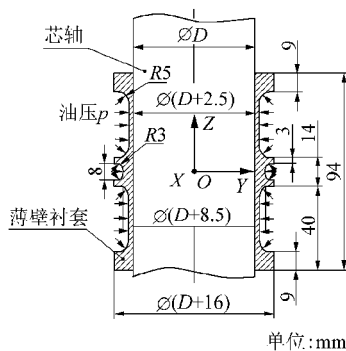


图 2 芯轴与薄壁衬套的几何模型

Fig. 2 Geometric model of mandrel and thin-wall barrel

利用有限元软件^[7]可以计算出不同直径的芯轴受到的薄壁衬套轴向锁紧力与油压的关系,结果如图 3。可以看出,薄壁衬套对芯轴的轴向锁紧力随着芯轴直径、油压的增大而增大。这是因为薄壁衬套在内孔增大时,薄壁衬套的薄壁部分刚度变低,在相同油压作用下更容易发生弹性变形,从而可以更好地传递油压压力锁紧芯轴。当芯轴直径为 60 mm,油压为 12 MPa 时,薄壁衬套与芯轴中轴面的 Mises 应力等值线图如图 4 所示。薄壁衬套最大 Mises 应力为 153 MPa,小于 42CrMo 的屈服极限,薄壁衬套不会发生塑性变形,对芯轴的轴向锁紧力达 8 419 N,满足轴向抱紧力 5 000 N 的设计要求,并有 68.4%的安全裕度。若选取芯轴直径 55 mm,则油压为 12 MPa 时仅有 42.5%的安全裕度。当芯轴直径为 65 mm,油

压为 11 MPa 时锁紧力就达到 8 377 N,安全裕度为 67.5%,但是相应也提高了整套装置的体积与制造费用。因此选择芯轴直径为 60 mm,薄壁衬套工作油压为 12 MPa 较为合理。

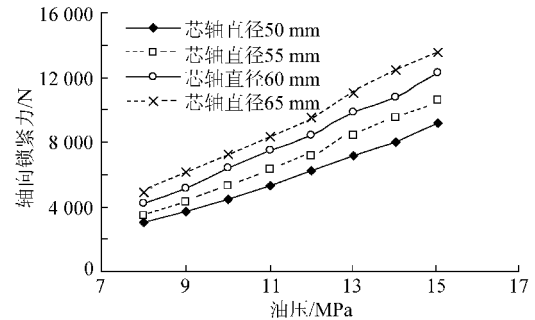


图 3 轴向锁紧力与直径、油压的关系

Fig. 3 Axial-clamping force for different pressures and diameters of mandrel

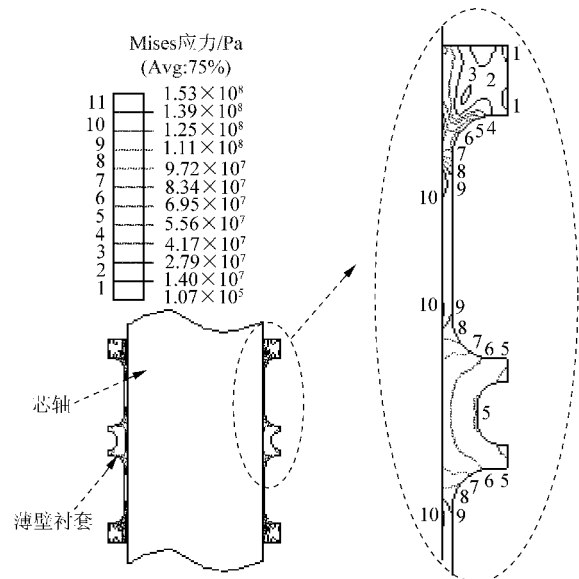


图 4 油压为 12 MPa 时薄壁衬套与芯轴中轴面 Mises 应力等值线图

Fig. 4 Thin-wall barrel and mandrel central section Mises stress isoline ($p=12$ MPa)

2.2 液压阀芯工作油压选取

根据芯轴的直径与薄壁衬套的几何模型,实际工程对整套装置尺寸的限制、约束,以及球座在底座上的平动范围设计的球体、上、下半球座的几何模型如图 5 所示。为简化计算,球体与上、下半球座经过适当的简化。芯轴在横向外加载荷的作用下将使得球体产生转动的趋势,上、下半球座将产生平动的趋势。在几何模型确定的情况下,液压阀芯对上半球座、底座对下半球座能够产生的最大静摩擦力,以及上、下半球座对球体的最大静

摩擦力矩都与液压阀芯的工作油压有着直接的关系,所以,研究它们之间的关系对设计合理、可靠的工作油压有重要意义。

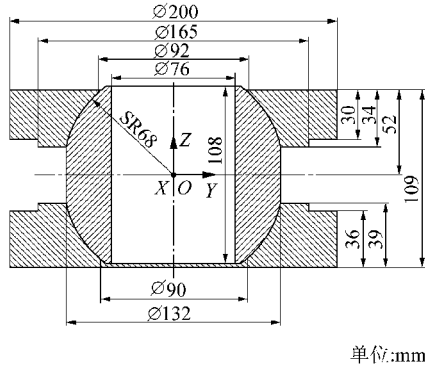


图5 球体与球座的几何模型

Fig. 5 Geometric model of ball and ball-seat

根据库仑摩擦定律,可以得到液压阀芯对上半球座在水平方向能产生的最大静摩擦力与液压阀芯工作油压的关系式

$$F_{\text{friction1}} = \pi r^2 n p \mu \quad (1)$$

式中: $F_{\text{friction1}}$ 为液压阀芯对上半球座在水平方向的最大静摩擦力,N; r 为液压阀芯的半径,mm; n 为液压阀芯的数目; p 为液压阀芯的工作油压,MPa; μ 为上半球座与液压阀芯、下半球座与底座之间的静摩擦因数。

同理,可得底座对下半球座在水平方向能产生的最大静摩擦力与液压阀芯工作油压的关系式

$$F_{\text{friction2}} = \pi r^2 n p \mu \quad (2)$$

因此,在水平方向上,液压阀芯、底座能够对上、下半球座产生的总最大静摩擦力为

$$F_{\text{friction}} = 2\pi r^2 n p \mu \quad (3)$$

设计中取 r 为9 mm, n 为12, μ 为0.15,所以得到

$$F_{\text{friction}} = 916p \quad (4)$$

在液压阀芯的作用下上半球座锁紧球体,根据图5的几何模型,用有限元软件^[7]计算上半球座对球体的静摩擦锁紧力矩与油压关系,计算结果如图6所示,用最小二乘法拟合,得到静摩擦锁紧力矩与油压的关系式为

$$\left. \begin{aligned} M_{X1} &= 20.24p + 1.05 \\ M_{Y1} &= 20.24p + 1.05 \\ M_{Z1} &= 41.24p + 21.88 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: $8 \text{ MPa} \leq p \leq 15 \text{ MPa}$; M_{X1} , M_{Y1} , M_{Z1} 分别为

上半球座对球体的静摩擦锁紧力矩在X轴、Y轴、Z轴上的分量, $\text{N} \cdot \text{m}$,且因为本装置的轴对称特性,使得 $M_{Y1} = M_{X1}$ 。

同理,可以计算下半球座对球体的静摩擦锁紧力矩与油压关系

$$\left. \begin{aligned} M_{X2} &= 19.21p + 8.72 \\ M_{Y2} &= 19.21p + 8.72 \\ M_{Z2} &= 25.59p + 126 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: M_{X2} , M_{Y2} , M_{Z2} 分别为下半球座对球体的静摩擦锁紧力矩在X轴、Y轴、Z轴上的分量, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

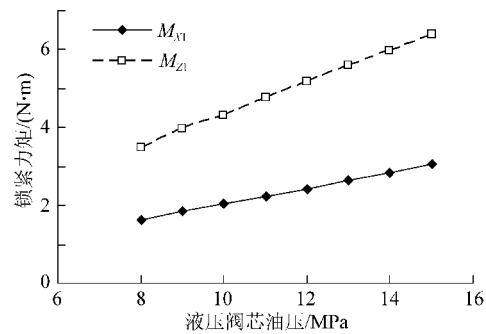


图6 上半球座对球体的静摩擦锁紧力矩与油压关系

Fig. 6 Static friction moment of up-semi-ball-seat locking ball for different pressures

因此,上、下半球座对球体的总的静摩擦锁紧力矩为

$$\left. \begin{aligned} M_X &= 39.45p + 9.77 \\ M_Y &= 39.45p + 9.77 \\ M_Z &= 66.83p + 147.88 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: M_X , M_Y , M_Z 分别为上、下半球座对球体的静摩擦锁紧力矩在X轴、Y轴、Z轴上的分量, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

在实际工程应用中,芯轴主要受到轴向和横向载荷作用,其他载荷可忽略。因此,重点研究 M_X , M_Y , F_{friction} 几个性能指标。当 p 取14 MPa时, M_X , M_Y 为562 $\text{N} \cdot \text{m}$, M_Z 为1 083.5 $\text{N} \cdot \text{m}$, F_{friction} 为12 824 N,可满足上、下半球座对球体静摩擦锁紧力矩350 $\text{N} \cdot \text{m}$ 的设计要求,其中 M_X , M_Y 有60.6%的安全裕度,也满足阀芯、底座对上、下半球座在水平方向静摩擦力5 000 N的设计要求,并有156.5%的安全裕度。油压为14 MPa时,上、下半球座、球体中轴面的Mises应力等值线图如图7,最大Mises应力为24.5 MPa,远小于材料的屈服强度,没有发生塑性变形。

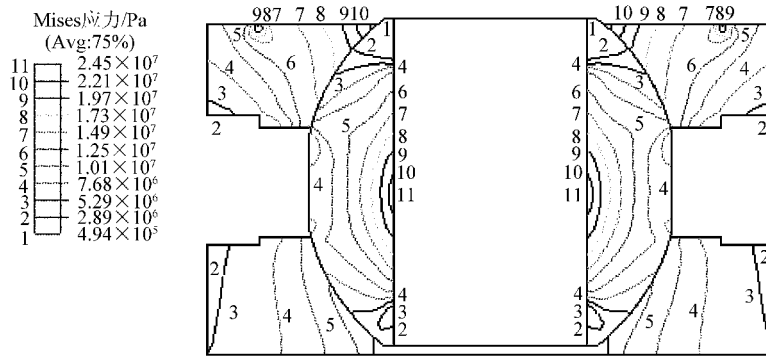


图 7 油压为 14 MPa 时上下半球座与球体中轴面 Mises 应力等值线图

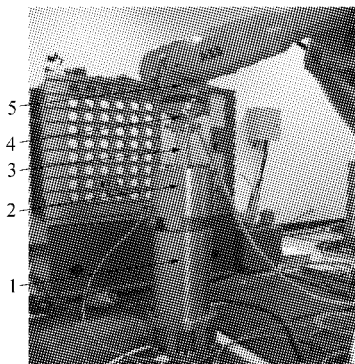
Fig. 7 Up-semi-ball-seat, down-semi-ball-seat and ball central section Mises stress isoline ($p=14$ MPa)

3 试验研究

3.1 随动试验

随着机身部件位姿调整的芯轴在推动球体在上、下半球座之间发生转动,并使球体随着上、下半球座一起平动时会受到附加的作用力,该作用力将会对位姿调整机构产生附加作用。为此,研究球体在随动过程中芯轴受到的附加作用力有重要意义。

试验原理见图 8,随动定位器与升降机构连接法兰刚性连接,升降机构底座与固定的工作台刚性连接,升降机构底座锁紧升降筒,从而固定随动定位器底座。芯轴与测力仪刚性连接,测力仪与工业机器人连接法兰刚性连接。预先将芯轴插入到薄壁衬套孔中,并让机器人带动芯轴按照图 9 所示轨迹作圆锥运动。其中轨迹线 1 为图 1 中芯轴 A 点轨迹,轨迹线 2 为芯轴 C 点轨迹,C 点至球心距离为 87 mm, r 为 6 mm, H 为 355 mm, L 为 245 mm。试验测得芯轴在 XOY 平面内受到的最大作用力为 24 N,Z 向的最大作用力为



1—升降机构;2—随动定位器;3—芯轴;4—测力仪;5—机器人

图 8 随动试验装置

Fig. 8 Apparatus of posture following and keeping fixture

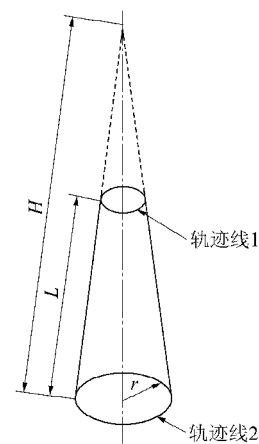


图 9 芯轴运动轨迹

Fig. 9 Trace of mandrel movement

4.6 N。因此芯轴受到的附加作用力对位姿调整机构影响较小。

3.2 固持强度试验

定位器工作时承受的载荷主要有装配力和加工切削力,其中装配力使芯轴承受与芯轴垂直的横向载荷,切削力使芯轴承受轴向受拉、轴向受压、横向受弯 3 种载荷。受载荷作用的芯轴产生的变形会影响部件的装配、加工精度。为此,研究随动定位器的固持强度具有重要意义。

如图 1 所示,A 点至球心的距离为 153.0 mm,B 点与球心在 Z 向的距离为 145.5 mm。当液压阀芯油压为 14 MPa,在 D 面施加横向载荷为 3 263.4 N 时,球体发生转动,所以上、下半球座对球体的静摩擦锁紧力矩 M_x 为 499 N·m,有限元计算结果与之相差 12.2%。当薄壁衬套油压为 12 MPa,在 A 点施加轴向载荷为 10 858.4 N 时,芯轴轴向发生移动,因此薄壁衬套对芯轴轴向的锁紧力为 10 858.4 N,有限元计算结果与之相差 22.5%。计算误差的存在主要是因为有限元

计算中做了一些简化,试验中所用的零件也有制造误差,考虑到计算中留有比较大的安全裕度,因此所选择的油压可以满足设计要求。

芯轴分别受轴向、横向载荷时,试验测得芯轴的变形与载荷的关系如图10和图11所示。其中用芯轴D面的位移表示轴向的变形,B点的位移表示芯轴横向的变形,横向载荷施加在D面并与Z轴垂直。由图10和图11可见,在轴向载荷为5 000 N时,芯轴的变形为0.004 mm;在横向载荷为3 000 N时,横向变形为0.2 mm,因此芯轴的轴向刚度相对横向刚度较好。

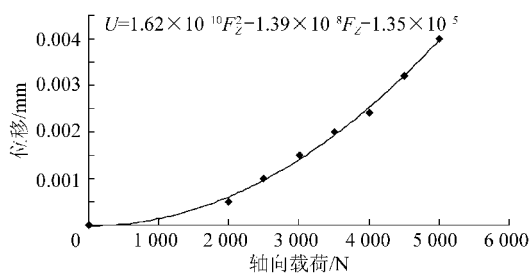


图10 芯轴轴向变形与载荷的关系

Fig. 10 Relationship between axial deformation of mandrel and load

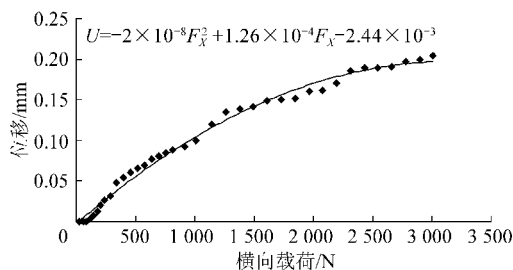


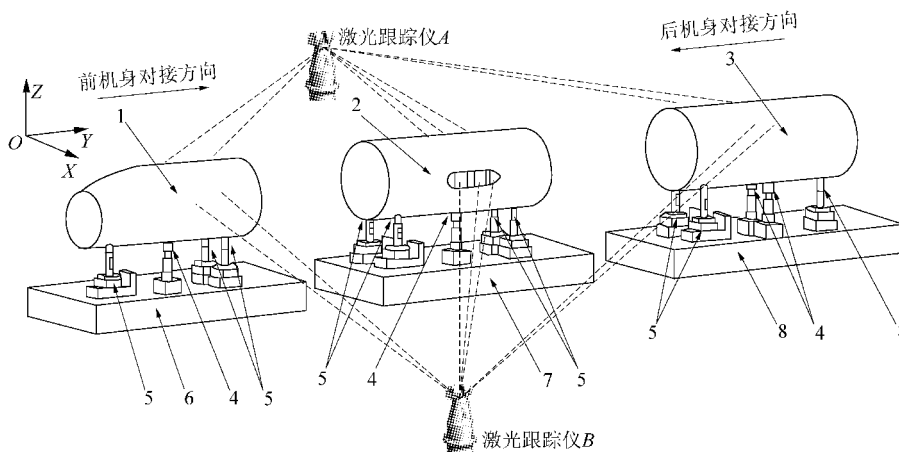
图11 芯轴横向变形与载荷的关系

Fig. 11 Relationship between lateral deformation of mandrel and load

4 应用分析

图12为某飞机大部件自动化对接装配系统布局示意图。它主要包括10个POGO柱单元、2台用于测量并评估机身空间位姿的激光跟踪仪、前机身移动平台、中机身固定平台、后机身移动平台和4个随动定位器。其中前机身由3个POGO柱支撑,由1个随动定位器辅助固持;中机身由4个POGO柱支撑,由1个随动定位器辅助固持;后机身由3个POGO柱支撑,2个随动定位器辅助固持。每组POGO柱单元可以将各段机身沿X,Y,Z方向平动,也可以将机身绕X,Y,Z轴转动。

POGO柱单元分别将3段机身调整至目标位姿后,升降机构将随动定位器升起使安装在机身下腹部的芯轴缓慢插入到薄壁衬套中。在油压的作用下,薄壁衬套锁紧芯轴、液压阀芯锁紧球体,从而在不破坏机身部件位姿前提下由随动定位器将各段机身辅助固持。机身对接时,中机身固定不动,由前机身移动平台由前向后移动实现前、中机身对接。然后,前、中机身固定不动,由后机身移动平台从后向前移动实现全机对接装配。机身对接时,通过力传感器监测机身对接阻力,通过激光跟踪仪监测机身对接时机身位姿的变化。如果机身对接阻力超过设定值(如5 000 N时)或机身位姿变化超过允许的误差时,则停机检查、人工修配机身干涉部位最终实现机身对接。机身对接装配完成后,松开所有POGO柱单元的锁紧机构,并卸载随动定位器的锁紧油压,让整体机身自由放置在多组POGO柱单元上,进行应力释放24 h。然后,由多组POGO柱单元重新对机身进



1—前机身;2—中机身;3—后机身;4—随动定位器;5—POGO柱;6—前机身移动平台;
7—中机身固定平台;8—后机身移动平台

图12 某飞机大部件自动化对接装配系统布局示意图

Fig. 12 Layout of an automatic aircraft assembly system

行整机微小调姿,随动定位器的球体随着芯轴、机身转动和平动。整机调姿结束后,随动定位器再将机身辅助固持,多组 POGO 柱单元锁紧机身后进行精加工。

机身对接完成后的精加工采用高速加工来减小切削力,如铝合金采用转速为 15 000 r/min、切深为 1 mm、切宽为 1.5 mm、进给速度为 1 250 mm/min 时,切削力 X 向 62 N、Y 向 89 N、Z 向 50 N,远小于随动定位器与多组 POGO 柱单元的锁紧力。

5 结 论

(1) 随动定位器能够适应飞机各零部件由各因素形成的空间位姿变化,在确保机身部件位姿不被破坏的情况下对其可靠固持,可以满足机身对接装配、精加工的要求。

(2) 随动定位器跟随飞机空间位姿时,芯轴受到的附加作用力对飞机位姿调整机构影响较小。

(3) 实际应用中,可以根据需要将随动定位器多点布局于机身部件的周围。

致 谢

本文的试验工作得到浙江大学国防科学技术研究院蒋君侠高级工程师、姚宝国博士、董辉跃副教授、刘刚副教授、章明工程师等的指导和帮助,特此致谢。

参 考 文 献

- [1] 郭恩明. 国外飞机柔性装配技术[J]. 航空制造技术, 2005(9): 28-32.
Guo Enming. Development of plane flexible assembly technology overseas[J]. Journal of Aeronautical Manufacturing Technology, 2005(9): 28-32. (in Chinese)
- [2] Lange N, Gandhi M V, Thompson B S, et al. An experimental evaluation of the capabilities of a fluidised-bed fixturing system[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 1989, 4(2): 192-206.
- [3] 温诗铸, 田煜, 孟永钢. 电流变技术研究及展望[J]. 机械工程学报, 2003, 39(10): 36-42.
Wen Shizhu, Tian Yu, Meng Yonggang. Research and prospect on electrorheological technology[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(10): 36-42. (in Chinese)
- [4] 张先舟, 王琪民, 张培强. 基于磁流变液相变技术的柔性夹具[J]. 实验力学, 2003, 18(2): 185-192.
Zhang Xianzhou, Wang Qimin, Zhang Peiqiang. The flexible fixture based on magnetorheological fluids[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2003, 18(2): 185-192. (in Chinese)
- [5] 李春胜. 钢铁材料手册[M]. 南昌: 江西科学技术出版社, 2004.
Li Chunsheng. Manual book of iron and steel material[M]. Nanchang: Jiangxi Science and Technology Press, 2004. (in Chinese)
- [6] 王光斗, 王春福. 机床夹具设计手册[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2000.
Wang Guangdou, Wang Chufu. Manual book of machine jig and fixture design[M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 2002. (in Chinese)
- [7] 庄茁. ABAQUS 非线性有限元分析与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
Zhuang Zhuo. ABAQUS non-linear FEM analysis and instances[M]. Beijing: Science Press, 2005. (in Chinese)

作者简介:

熊瑞斌(1974—) 男,博士,讲师。主要研究方向:先进制造技术及装备,CAD/CAM/CAE。

Tel: 0571-87953930

E-mail: xiongruibin@zju.edu.cn

黄浦缙(1966—) 男,工程师。主要研究方向:先进制造技术及装备。

Tel: 0571-87953930

E-mail: hpj_hangzhou@sina.com

柯映林(1963—) 男,教授,博士生导师。主要研究方向:先进制造工艺及装备,反求工程,CAD/CAM/CAE。

Tel: 0571-87952337

E-mail: ylke@zju.edu.cn

(编辑:蔡斐)