

文章编号 1004-924X(2018)08-2030-09

靶准直器悬臂 Y 向调整机构受力和变形研究

章亚男, 景玲玲, 朱寒雨, 沈林勇, 钱晋武*

(上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200072)

摘要: 靶准直器是惯性约束核聚变靶场中的重要部件, 其在靶室中的位姿是保证靶定位瞄准精度的主要因素之一。为了实现微米级的定位瞄准精度, 需要利用调整机构对靶准直器位姿进行调整。本文采取理论分析、有限元仿真和实验验证相结合的方法对靶准直器悬臂 Y 向调整机构的受力变形和稳定性进行了研究。根据对 Y 向调整机构的受力变形分析, 得到结构受力变形的理论关系式, 可从理论上优化 Y 向调整机构的刚度和稳定性; 基于有限元仿真对 Y 向调整机构进行相应约束条件下的稳定性分析和结构优化; 利用实验装置对靶准直器整体稳定性进行实验测试。实验结果表明: Y 向调整机构优化后, 靶准直器静态 Y 向变形由原来的 $7.9 \mu\text{m}$ 减小至小于 $2 \mu\text{m}$, 动态稳定性满足系统 $2 \mu\text{m}/2 \text{h}$ 的稳定性要求。同时, 试验、仿真和理论分析结果的变化趋势一致, 验证了理论和仿真分析的正确性。

关键词: 靶准直器; 调整机构; 受力变形; 稳定性分析; 有限元

中图分类号: TH703; TH115 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20182608.2030

On force and deformation of cantilever Y adjustment mechanism of target alignment sensor

ZHANG Ya-nan, JING Ling-ling, ZHU Han-yu, SHEN Lin-yong, QIAN Jin-wu*

(School of Mechatronics Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

* Corresponding author, E-mail: jwqian@shu.edu.cn

Abstract: The Target Alignment Sensor (TAS) was an important component of the Inertial Confinement nuclear Fusion (ICF) range, and its position in the target chamber was one of the main factors to ensure the accuracy of target positioning. In order to realize micro-level adjustment and positioning accuracy, it was necessary to use an appropriate mechanism to adjust the target alignment sensor. A method combining theoretical analysis, finite element simulation and experimental verification was adopted to study the deformation and stability of the y-adjusting mechanism. According to the stress deformation analysis of the y-adjusting mechanism, the theoretical relation of the structural stress deformation was obtained, and the stiffness and stability of the y-adjusting mechanism could be theoretically optimized. Deformation and stability analyses were conducted for the y-adjustment mechanism under certain constraints based on the finite element simulation. The experimental device was used to test the static stability of the target alignment sensor. The experimental results show that the y-deformation of the target alignment sensor is reduced from the original $7.9 \mu\text{m}$ to less than $2 \mu\text{m}$, and

收稿日期: 2017-11-23; 修订日期: 2018-01-12.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 61105029)

the dynamic stability satisfies the stability requirement of $2 \mu\text{m}/2 \text{ h}$. The experimental results depicted the same trend as the theoretical and finite element deformation analyses, which demonstrates the correctness of the theoretical and simulation analyses.

Key words: Target Alignment Sensor(TAS); adjusting mechanism; force deformation; stability; finite element

1 引 言

传统的不可再生能源随着人类不断地开采和大量使用,其原料终将枯竭,现代的核裂变能源又存在环境污染的风险。因此,基于核聚变的新型能源的研究和开发利用愈发受到研究者的重视,这将预示着无环境风险的核电站的希望成真^[1-2]。

惯性约束核聚变(Inertial Confinement nuclear Fusion, ICF)是实现可控核聚变的两大技术之一,通过采用高功率激光束轰击氘氚靶丸,产生聚变反应。近年来,美国、法国、日本等国家对于 ICF 研究十分关注,国内外已有的激光核聚变装置有我国的“神光”系列激光装置、美国国家点火装置(National Ignition Facility, NIF)和法国兆焦耳激光装置(The Laser Megajoule, LMJ)等。在 ICF 实验中,需要多路激光同时汇聚到微型靶的某一特征部位实现束靶耦合,继而引起聚变。因此实现多路激光高精度束靶耦合就成为 ICF 实验的关键技术之一^[3]。美国 NIF 装置共 192 路激光,其靶球中心采用基于共轭原理设计的靶准直器(Target Alignment Sensor, TAS),可同时实现靶的高分辨率定位和激光瞄准,其靶瞄准精度达 $8 \mu\text{m}$,激光靶面落点精度均方根误差为 $50 \mu\text{m}$ ^[4-5]。法国 LMJ 装置光路共 240 路,采用空间定位方式,利用由三对长焦距显微镜构成的远程显微镜系统实现靶位姿成像监测;利用通用参考系实现激光瞄准监测,其靶瞄准定位精度为 $15 \mu\text{m}$ ^[6-7]。我国的神光 II 升级装置采用三个相互正交的成像系统监测靶位姿和激光瞄准,其靶瞄准定位精度为 $7 \mu\text{m}$,激光靶面落点精度均方根误差为 $20 \mu\text{m}$ ^[8]。

TAS 作为实现束靶耦合的关键器件,要求系统稳定性满足 $2 \mu\text{m}/2 \text{ h}$,为保证实现高精度束靶耦合需重点考虑以下两个问题:TAS 结合监测系统用于定义靶室基准,如何保证 TAS 可以以正确位姿位于靶室中心并实现高精度自定位调整;靶

室直径较大,如何解决由于悬臂等因素引起的 TAS 相关结构变形及稳定性问题。

基于上述因素,本文研究了 TAS 采用长悬臂结构形式时,其对调整机构受力变形和稳定性的影响,以及调整机构相关结构参数与其变形和稳定性之间关系。目的在于优化 TAS 结构提高其设计的有效性,以期达到微米级的束靶耦合精度。

2 Y 向调整机构受力和变形分析

2.1 悬臂结构调整机构简介

TAS 在激光装置直径为 2.4 m 靶球中的安装结构和工作位置如图 1 所示,该安装结构是典型的长悬臂结构,设计时存在以下两个问题:(1)靶室内部环境错综复杂,导致 TAS 的结构尺寸受到靶室内空间的严格限制,不能随意增加以提高结构刚度。如何平衡结构刚度和尺寸限制两者之间关系。(2)如何减少环境中存在的干扰因素,使 TAS 结构稳定性不至于受到严重影响。

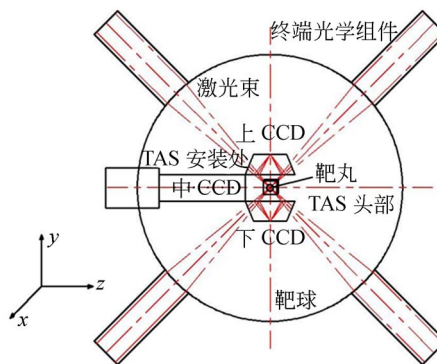


图 1 TAS 在激光装置中的位置示意图

Fig. 1 Position of target alignment sensor in the laser device

为使 TAS 能够以正确位姿位于靶室中心和达到微米级定位瞄准精度,设计有六维调整机构对其在靶室中的位姿进行调整,并要求调整机构变形在微米级^[9-12]。考虑到 TAS 悬臂端结构刚度对其精度的影响,在 TAS 整体结构设计时,为

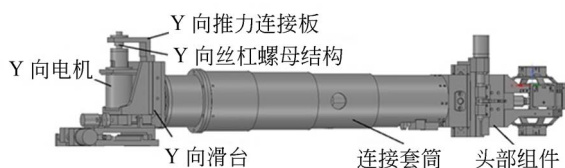


图 2 TAS 结构

Fig. 2 Structure of target alignment sensor

实现等刚度效果,悬臂端连接套筒采用阶梯管结构。因此,连接套筒的变形对 TAS 的稳定性影响在本文中不予考虑。在对 TAS 进行分析和仿真过程中发现,调整机构的受力变形是影响 TAS 调整精度和稳定性的关键,尤其是 Y 向调整机构的受力变形。图 2 所示为 TAS 结构示意图,其中, Y 向调整机构中电机与推力连接板之间通过丝杠螺母连接,可使得与推力连接板相连的滑台带动头部组件实现 Y 向位移调整。Y 向调整机构的运动方向与重力方向一致,不仅要承受较大重力,还要承受头部悬臂所引起的附加弯矩,这将影响 Y 向调整机构的调整精度。并且由于结构限制,丝杠螺母推力点偏离滑台平面,使得丝杠螺母和推力连接板都会产生较大静力变形,这不仅会影响 Y 向调整精度,还会造成丝杠螺母卡死,机构不能灵活运动的现象。因此,为减小结构变形,提高调整机构定位调整精度和运动稳定性,需要对 Y 向调整机构受力变形进行分析并优化结构,以减小上述影响。

2.2 Y 向调整机构受力变形分析

Y 向调整机构简化刚架模型受力如图 3 所示,支撑方式为简支梁支撑。A 点为 Y 向滑台简化点,ABD 为推力连接板,CE 为丝杠螺母,支撑为丝杠轴端固定支撑。

Y 向调整机构模型简化过程中,将 Y 向滑台上所有负载(包括连接套筒和头部组件)重力利用力平移理论等效为 F_{By} ,理论上等效过后应有一个附加力矩,该附加力矩可由 Y 向滑台倾覆反力矩平衡,在 Y 向滑台自身刚度足够的情况下,该附加力矩不会对推力连接板以及丝杠螺母结构的变形产生影响。

结构受力平衡方程为:

$$\begin{cases} F_{Ey} - F_{By} = 0 \\ F_{Ex} - F_{Ax} = 0 \\ F_{By}l_2 - M_E - F_{Ax}(l_1 - l_4) = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

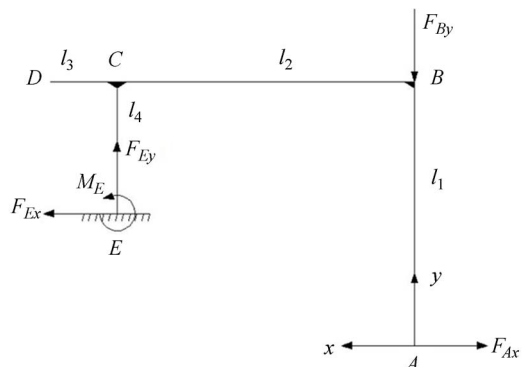


图 3 简化模型受力示意图

Fig. 3 Adjustment mechanism simplified force diagram

式中: F_{By} 为 Y 向调整机构所承受的负载重力, F_{Ey} 、 F_{Ex} 、 M_E 分别为 E 点竖直、水平方向支反力以及平衡弯矩, F_{Ax} 为 A 点水平支撑力, l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 分别为推力连接板竖直长度、水平支撑长度、水平伸出长度以及丝杠螺母支撑长度。

由平衡方程可知,结构属于一度静不定,依据材料力学原理,假想地将支座 A 解除,以支反力 F_{Ax} 代替其作用,结构的变形协调条件为 A 点 x 方向上的挠度为 0,即有: $\omega_{Ax} = 0$ 。由材料力学计算可得:

$$\begin{cases} \omega_{Cx} = \frac{F_{Ex}l_4^3}{3E_2I_2} - \frac{F_{By}l_2l_4^2}{2E_2I_2} \\ \omega_{Cy} = 0 \\ \theta_C = \frac{F_{Ex}l_4^2}{2E_2I_2} - \frac{F_{By}l_2l_4}{E_2I_2} \end{cases}, \quad (2)$$

式中: ω_{Cx} 、 ω_{Cy} 、 θ_C 分别为 C 点水平、竖直向挠度以及转角, E_2 、 I_2 分别为丝杠螺母的等效弹性模量 (200 GPa) 和截面惯性矩 ($\pi d^4/64$), 其中, d 为丝杠螺母的等效直径。

$$\begin{cases} \omega_{Dx} = \omega_{Cx} \\ \omega_{Dy} = -\theta_C l_3, \\ \theta_D = \theta_C \end{cases}, \quad (3)$$

式中 ω_{Dx} 、 ω_{Dy} 、 θ_D 分别为 D 点水平、竖直向挠度以及转角。

$$\begin{cases} \omega_{By} = \theta_C l_2 + \frac{F_{Ax}l_1l_2^2}{2E_1I_1} - \frac{F_{By}l_2^3}{3E_1I_1} \\ \omega_{Bx} = \omega_{Cx} \\ \theta_B = \theta_C + \frac{F_{Ax}l_1l_2}{E_1I_1} - \frac{F_{By}l_2^2}{2E_1I_1} \end{cases}, \quad (4)$$

式中: ω_{Bx} 、 ω_{By} 、 θ_B 分别为 B 点水平、竖直向挠度以及转角, E_1 、 I_1 分别为推力连接板的弹性模量 (71

GPa)和截面惯性矩($bh^3/12$),其中, b 、 h 分别为推力连接板的宽度(28 mm)和厚度(7 mm)。

$$\begin{cases} \omega_{Ax} = \frac{F_{Ax}l_1^3}{3E_1I_1} + \theta_B l_1 - \omega_{Bx} \\ \omega_{Ay} = \omega_{By} \\ \theta_A = \frac{F_{Ax}l_1^2}{2E_1I_1} + \theta_B \end{cases}, \quad (5)$$

式中 ω_{Ax} 、 ω_{Ay} 、 θ_A 分别为 A 点水平、竖直向挠度以及转角。

求解方程(1)~(5),可得:

$$\begin{cases} F_{Ax} = \frac{(6E_1I_1l_1l_2l_4 + 3E_2I_2l_1l_2^2 - 3E_1I_1l_2l_4^2)F_{By}}{2E_2I_2l_1^3 + 3E_1I_1l_1l_2^2 + 6E_2I_2l_1^2l_2 - 2E_1I_1l_1^3} \\ F_{Fx} = F_{Ax} \\ F_{Fy} = F_{By} \\ M_F = F_{By}l_2 - F_{Ax}(l_1 - l_4) \end{cases}. \quad (6)$$

由上述分析可知,Y向调整机构受力变形主要与推力连接板截面惯性矩 I_1 和丝杠螺母等效直径 d 有关。其中, I_1 的大小与推力连接板厚度 h 的 3 次方成正比,因而主要考虑厚度 h 的影响。丝杠为阶梯轴,直径最小处为 5 mm,最大处为 10 mm,且由于结构限制其直径不能随意增加,利用计算机软件和上述关系式,仿真得出 d 值变化与 Y 向调整机构变形之间关系,继而确定等效直径 d 的最优值。

2.3 Y 向调整机构变形与结构参数和内力之间关系

Y 向调整机构的变形主要体现于 B、D 点的竖直挠度和 C 点的水平挠度,结合式(1)~(6),可得挠度和转角与各结构参数和内力之间的关系。在 *Matlab* 中仿真出 ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 随丝杠螺母等效直径 d 和推力连接板厚度 h 的变化关系如图 4、5 所示。

从图 4 可以看出,随着 d 值的增大, ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 的值均快速变小,当 d 从 5 mm 增大到 10 mm 时, ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 的值分别从 $-90.5 \mu\text{m}$ 、 $39.2 \mu\text{m}$ 、 $-20.7 \mu\text{m}$ 下降为 $-17.8 \mu\text{m}$ 、 $4.7 \mu\text{m}$ 、 $-4.0 \mu\text{m}$ 。

从图 5 可以看出,在 $d=10 \text{ mm}$ 的基础上,增加加强筋以增大推力连接板厚度 h 的值,随着 h 的增大, ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 的值均持续变小,当 h 从 7 mm 增大到 15 mm 时, ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 的值分别从

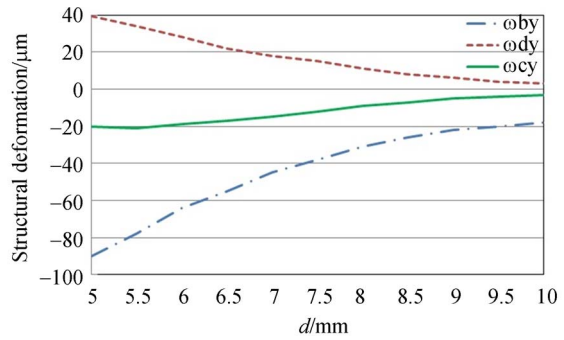


图 4 理论变形与丝杠螺母等效直径 d 之间关系
Fig. 4 Relationship between theoretical deformation and equivalent diameter d of the screw nut

$-17.8 \mu\text{m}$ 、 $4.7 \mu\text{m}$ 、 $-4.0 \mu\text{m}$ 下降为 $-7.5 \mu\text{m}$ 、 $3.1 \mu\text{m}$ 、 $-2.1 \mu\text{m}$ 。

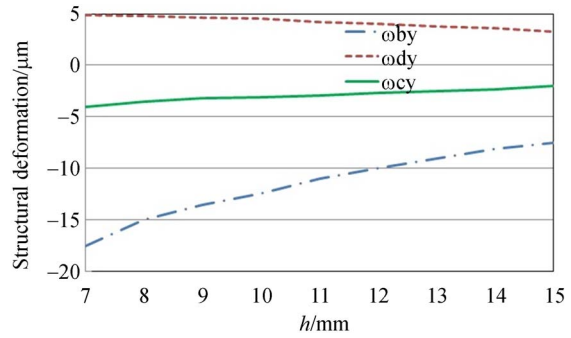


图 5 理论变形与推力连接板厚度 h 之间关系
Fig. 5 Relationship between theoretical deformation and thickness h of the thrust connection plate

综上所述,增大丝杠螺母等效直径和推力连接板截面惯性矩均能减小调整机构变形。但上述变形量显然不能满足 TAS 微米级的定位精度要求,因而考虑从增加平衡弹簧力的角度对结构进行优化,以减小变形。

Y 向调整机构变形过大的主要原因是 TAS 头部组件重力过大,考虑在滑台移动部件和固定部件之间增加一对拉簧,以平衡 TAS 头部组件重力 F_{By} 。在 $d=10 \text{ mm}$ 、 $h=15 \text{ mm}$ 的基础上,得出 ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 随弹簧力 F_{Ay} 的变化关系如图 6 所示。可以看出,随着 F_{Ay} 的变化, ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 的值呈线性变化,当 F_{Ay} 从 0 N 加大为 55.86 N 时, ω_{By} 、 ω_{Dy} 和 ω_{Cx} 的值分别从 $-7.5 \mu\text{m}$ 、 $3.1 \mu\text{m}$ 、 $-2.1 \mu\text{m}$ 下降为 $0.6 \mu\text{m}$ 、 $-0.2 \mu\text{m}$ 、 $0.2 \mu\text{m}$ 。

由此可知,增大弹簧力 F_{Ay} 可以进一步减小结构变形。

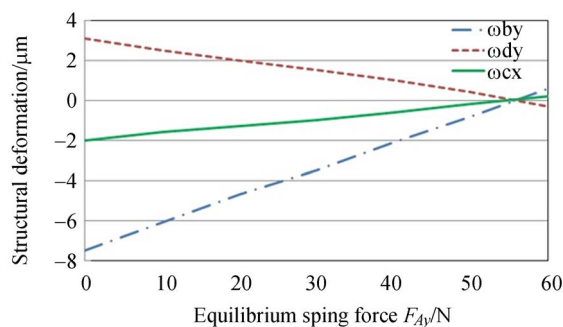
图 6 理论变形与平衡弹簧力 F_{Ay} 之间关系

Fig. 6 Relationship between theoretical deformation and equilibrium spring force

3 Y 向调整机构的优化

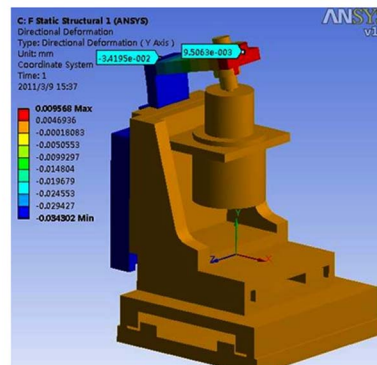
结构不仅在重力等因素作用下会产生静态变形,直接影响到束靶耦合精度。而且在冲击、随机噪声等多种环境因素的共同作用下,其动态稳定性也将受到严重影响。

3.1 Y 向调整机构静态稳定性分析

利用 ANSYS 软件对 TAS 整体结构进行静态稳定性分析得出,TAS 在其工作状态下的最大应力值为 28.1 MPa,远小于材料的屈服强度。其头部最大变形值为 0.129 1 mm,该变形值在调整电机调节范围之内,即可在机构安装调试过程中进行矫正,使其位于正确位置。但由于 TAS 工作的重复性,仍希望在满足系统稳定性要求的情况下,其静态变形尽可能小。

由 Y 向调整机构受力变形理论分析可知,受悬臂端结构重力等因素作用,Y 向调整机构会产生较大静力变形。在利用力平移理论将悬臂端结构重力等效为 F_{By} 时,所产生的附加弯矩与 Y 向滑台倾覆反力矩平衡,该力矩不会影响 Y 向调整机构中推力连接板及丝杠螺母变形。因此,根据 Y 向调整机构所受负载总质量和其重心与滑台平面偏心距等相关结构参数大小,在滑台移动部件前平面共同加载负载重力和附加弯矩约束,在丝杠下端部和三维工作台底部加载固定约束,可得结构在 y 、 x 、 z 方向上的变形云图,其中 y 方向上的变形云图如图 7 所示。Y 向调整结构推力连接板 D 端(图 3 中 D 处)的变形为 $9.5 \mu\text{m}$,B 端(图 3 中 B 处)的变形为 $-34.2 \mu\text{m}$,则推力连接板的总变形为 $43.7 \mu\text{m}$ 。由其变形趋势可看出,刚度

不足是产生较大变形的主要原因。且仿真结果与理论分析中丝杠螺母等效直径 $d=7.6 \text{ mm}$ 时结构变形一致。

图 7 负载重力和附加弯矩共同作用下调整机构 y 方向上的变形云图Fig. 7 Deformation cloud in the y direction of the adjustment mechanism under the combined effect of load gravity and additional bending moment

3.2 Y 向调整机构动态稳定性分析

对 TAS 采用预应力模态分析,得到 TAS 前六阶固有频率值如表 1 所示。根据测量的环境激励数据可知,环境干扰频率主要集中于 16 Hz、49 Hz、51 Hz、79 Hz、81 Hz 处。由表 1 数据可知,TAS 前两阶固有频率与环境干扰频率比较接近,结构有可能在激励作用下产生共振现象。因此,需要对 TAS 做进一步的动态稳定性分析,以确定最终优化思路。

表 1 TAS 整体结构前六阶固有频率数据

Tab. 1 The first six natural frequency data of target alignment sensor structure

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率/Hz	53.4	67.6	149.2	151.4	158.2	217.0

在 $t=0$ 时刻,假定头部有 1 mm/s 的运动速度,对 TAS 进行瞬态响应分析,以观察结构在冲击载荷下由振动到达稳定性要求范围所需要的时间。其瞬态响应分析结果如图 8 所示。结构在设置的冲击作用下,在 5 s 的时候进入系统稳定性要求的范围之内。由此可知,结构在电机由启动到停止后的 5 s 之内就能满足系统稳定性要求。

对 TAS 结构进行 0~100 Hz 频率范围内的

谐响应分析,得到结构在 X、Y 和 Z 方向上的最大响应幅值随频率变化的关系。其中 Y、Z 向最大响应幅值发生在 53.4 Hz 处,X 向最大响应幅值发生在 67.6 Hz 处,分别对应结构前两阶固有频率。在激励频率为环境干扰频率 16 Hz、49 Hz、51 Hz、79 Hz、81 Hz 情况下,TAS 结构的最大响应幅值达 3.3 μm,超过了系统稳定性要求的 2 μm/2 h。因此必须对结构进行优化,以适当提高结构固有频率,从而尽可能的避开环境干扰中峰值较大的频率。

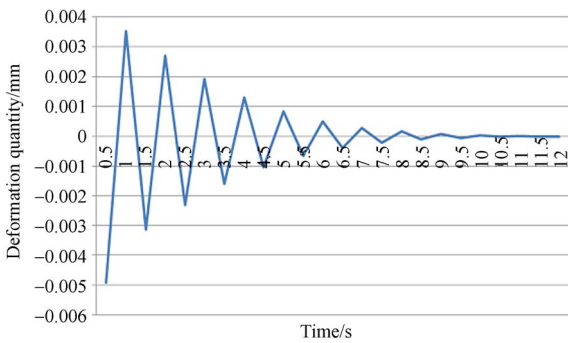


图 8 TAS 结构瞬态响应分析结果

Fig. 8 Target alignment sensor structure transient response analysis results

3.3 Y 向调整机构优化后的静态稳定性分析

在上述理论分析结果和静态稳定性分析模型的基础上,首先采取增加平衡弹簧力对 Y 向调整机构进行优化。取 $F_{Ay}=30\text{ N}$ 、 45 N 和 55 N 对 Y 向调整机构变形进行分析,推力连接板的变形在 $F_{Ay}=30\text{ N}$ 时为 $28\text{ }\mu\text{m}$, $F_{Ay}=55\text{ N}$ 时为 $13\text{ }\mu\text{m}$, $F_{Ay}=45\text{ N}$ 时介于两者中间,结构变形有了明显改善。但平衡弹簧力在 Y 向调整机构运动过程中是不断变化的,增大平衡弹簧力,也就意味着弹簧力在结构运动过程中的变化更明显。由分析结果可以看出,弹簧力的变化对结构的变形有明显影响,所以增大弹簧力在改善结构变形的同时,也影响了结构的运动性能。综上所述,需在后续实验中进一步验证以正确确定平衡弹簧力的大小。

基于上述分析,增大调整机构丝杠螺母等效直径 d 值到 10 mm 和取平衡弹簧力 $F_{Ay}=30\text{ N}$,并增大推力连接板截面惯性矩,得到调整机构在 y 方向上的变形云图如图 9 所示。Y 向调整机构推力连接板 D 端的变形为 $0.9\text{ }\mu\text{m}$,B 端的变形为 $-3.4\text{ }\mu\text{m}$ 。可以看出 Y 向调整机构变形得到了很大的优化。

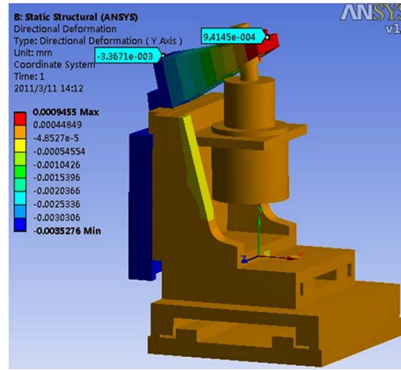


图 9 优化后 Y 向调整机构在 y 方向上的变形云图
Fig. 9 The deformation cloud in the y direction of the adjustment mechanism after optimization

以上分析可知,Y 向调整机构变形的理论与仿真结果基本一致,进一步证明了理论受力模型和结构变形关系式对 Y 向调整机构受力变形分析的适用性。通过优化 Y 向调整机构有关结构参数,其静态稳定性得到了很大优化,可以进一步保证 TAS 的束靶耦合精度。

3.4 Y 向调整机构优化后的动态稳定性分析

在上述优化的基础上对 TAS 整体结构重新进行模态分析和谐响应分析,模态分析得出前两阶固有频率分别由 53.4 Hz 和 67.6 Hz 提高到 55.9 Hz 和 70.6 Hz。优化前后 TAS 结构的最大响应幅值如图 10 所示。优化后的 TAS 在环境干扰频率 16 Hz、49 Hz、51 Hz、79 Hz、81 Hz 的激励下,最大响应幅值均在 $2\text{ }\mu\text{m}$ 以下,满足了系统对 TAS 结构稳定性的要求。

4 实 验

为了验证理论和仿真分析的正确性,对加工完成的 TAS 整体结构进行了静态稳定性测试。实验装置如图 11 所示。其中,Y 向调整机构仅采用增加平衡弹簧力为 30 N 的优化方法。实验过程中发现,平衡弹簧力大小越接近负载重力,环境中的干扰对结构运动性能产生的影响就越大,反而影响实验效果和变形。因此,在保证结构运动性能和尽量减小结构变形的前提下,需要 Y 向调整机构承受一部分重力,综合比较后选择平衡弹簧力大小为 30 N 。测试时,采用分辨率为 $0.1\text{ }\mu\text{m}$ 的电感测微仪,对安装固定在工作台上的 TAS 进行静态稳定性测试,观察 TAS 头部 2 h

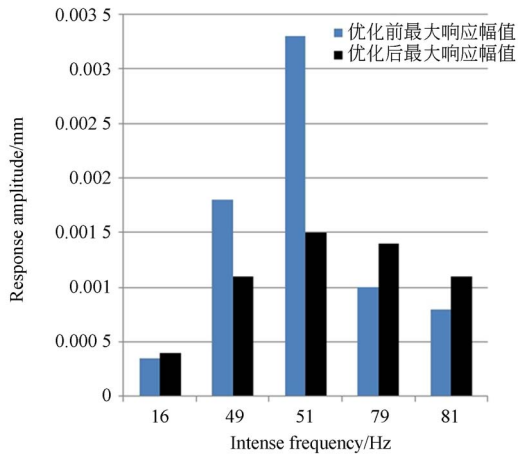


图 10 优化前后 TAS 结构在环境干扰频率处最大响应幅值

Fig. 10 The maximum response amplitude of the target alignment sensor structure before and after the optimization is at the ambient disturbance frequency

内的位移变动情况。每 15 min 记录一个数据,得到 TAS 头部 Y、X、Z 向在 2 h 内的位移最大变动量数据见表 2 所示。



图 11 增加平衡弹簧力, TAS 静态稳定性测试实验装置
Fig. 11 Increase the balance spring force, target alignment sensor static stability test experimental device

表 2 TAS 整体静态稳定性 Y、X 和 Z 向位移最大变动量数据

Tab. 2 Target alignment sensor overall static stability Y, X and Z displacement maximum amount of variable data

时间 /min	Y 向位移最大变动量/ μm	X 向位移最大变动量/ μm	Z 向位移最大变动量/ μm
0~120	7.9	1.9	0.6

以测试开始时位移数据为标准, TAS 头部 Y、X、Z 向位移 2 h 内的位移最大变动量分别为 7.9 μm 、1.9 μm 、0.6 μm , X、Z 向位移最大变动量均小于系统所要求的 2 $\mu\text{m}/2\text{h}$ 的稳定性要求,

Y 向位移最大变动量大于系统稳定性要求。该结果与有限元静态分析中 Y 向调整机构变形过大和动态分析中结构前两阶固有频率偏低有一定的联系,因此将进一步对 Y 向调整机构进行优化。

在上述调整机构基础上,采用加加强筋方式增大推力连接板刚度,优化后的调整机构如图 12 所示,对其重复进行稳定性实验,其结果显示优化后 TAS 整体的静态稳定性已满足系统 2 $\mu\text{m}/2\text{h}$ 的稳定性要求。

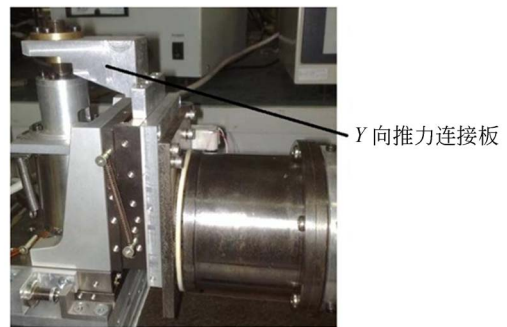


图 12 增大推力连接板截面惯性矩调整机构实验装置
Fig. 12 Experimental device of the adjustment mechanism after optimization

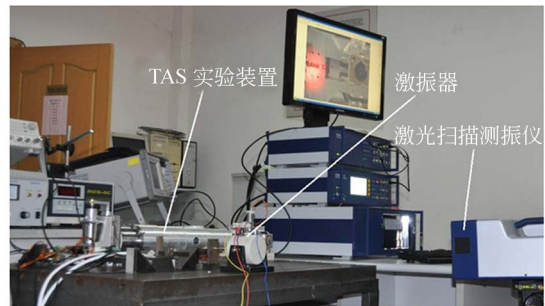


图 13 仅增加平衡弹簧力, TAS 动态稳定性测试实验装置

Fig. 13 Only increase the balance spring force, Target Alignment Sensor dynamic stability test experimental device

表 3 TAS 整体动态稳定性 Y 向振幅数据

Tab. 3 Target Alignment Sensor overall dynamic stability Y-direction amplitude data

振幅 / μm	激振源 质量最小	激振源 质量中等	激振源 质量最大
Y 向	0.37	0.41	1.00

TAS 整体结构动态稳定性实验装置如图 13 所示,测试时,对安装固定于实验平台上的 TAS 利用激振器产生频率为 5 Hz 的简谐激振源,并利用激光扫描测振仪检测 TAS 头部的振动情况。实验过程中采用逐步增加激振源质量大小的方式,观察得到在这一过程中 TAS 头部在 X、Y 和 Z 方向上的振动情况。其中 TAS 头部 Y 向振幅大小如表 3 所示。由得到的结果可知,TAS 的动态稳定性满足系统 $2 \mu\text{m}/2 \text{h}$ 的稳定性要求。

5 结 论

本文根据 TAS 微米级定位瞄准精度和稳定性要求,对其 Y 向调整机构受力变形和稳定性进行了深入分析,得到的主要结论为:TAS 稳定性

和 Y 向调整机构变形与结构参数丝杠螺母等效直径、推力连接板截面惯性矩和平衡弹簧力大小有关系。从 Y 向调整机构变形角度看,优化 Y 向调整机构结构参数后其变形得到很大的改善。从 TAS 静态稳定性角度看,优化 Y 向调整机构结构参数后,TAS 静态 Y 向位移变动量由原来的 $7.9 \mu\text{m}$ 减小为满足系统 $2 \mu\text{m}/2 \text{h}$ 的稳定性要求。从 TAS 动态稳定性角度看,优化 Y 向调整机构结构参数后,TAS 在各方向的振幅均小于 $2 \mu\text{m}$,满足系统稳定性要求。在 TAS 设计时,充分综合上述分析结果,做出了合理的结构设计,在相关实验中,均验证了该 Y 向调整机构优化的有效性和正确性。

致谢:感谢课题组其他成员及合作单位上海光机所相关人员对本研究和课题进行的帮助和支持。

参考文献:

- [1] 赵永涛,肖国青,李福利. 基于现代加速器的惯性约束聚变物理研究现状及发展[J]. 物理, 2016, 45(2): 98-107.
- ZHAO Y T, XIAO G Q, LI F L. The physics of inertial confinement fusion based on modern accelerators: status and perspectives [J]. *Chinese Journal of Physics*, 2016, 45(2): 98-107. (in Chinese)
- [2] 肖凯博,袁晓东,蒋新颖,等. 美国 LIFE 计划激光驱动器概念设计研究现状[J]. 激光与光电子学进展, 2015, 52(4): 1-10.
- XIAO K B, YUAN X D, JIANG X Y, et al.. Research status of conceptual design of diode-pumped solid-state laser driver for LIFE[J]. *Chinese Journal of laser & optoelectronics progress*, 2015, 52(4): 1-10. (in Chinese)
- [3] 任磊,赵东峰,朱健强. 高功率激光驱动器靶定位瞄准单元技术研究进展[J]. 激光与光电子学进展, 2014, 51(8): 1-11.
- REN L, ZHAO D F, ZHU J Q. Advances in target and beam alignment unit technologies of high power laser drivers[J]. *Chinese Journal of Laser & Optoelectronics Progress*, 2014, 51(8): 1-11. (in Chinese)
- [4] MCCARVILLE T, LAWSON J, AZEVEDO S, et al.. Beam and target alignment at the national ignition facility using the target alignment sensor (TAS) [J]. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, 2012, 8505(6): 318-322.
- [5] BURKHART S, DZENITIS J, LAWSON J, et al.. An overview of target and diagnostic alignment at the national ignition facility [J]. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, 2012, 8505: 09.
- [6] LUTTMANN M, DENIS V, GENDEAU P, et al.. Overview of LMJ alignment to target chamber center and very first results [J]. *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2016, 717(1): 012106.
- [7] LUTTMANN M, DENIS V, LANTERNIER C, et al.. Laser Megajoule alignment to target center [J]. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, 2011, 7916.
- [8] 周洋,邵平,赵东峰,等. 神光 II 升级装置纳秒靶瞄准定位技术研究[J]. 中国激光, 2014, 41(12): 163-169.
- ZHOU Y, SHAO P, ZHAO D F, et al.. Research on the system of the nanosecond target aiming and positioning of the SG-II updated laser facility [J]. *Chinese Journal of lasers*, 2014, 41(12): 163-169. (in Chinese)
- [9] 宋薇,章亚男,沈林勇. 高功率激光装置中靶的定位调试[J]. 光学精密工程, 2015, 23(2): 520-527.
- SONG W, ZAHNG Y N, SHEN L Y. Target positioning in high power laser device [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(2): 520-527. (in Chinese)
- [10] 刘炳国,刘国栋,袁天云,等. 惯性约束聚变束靶耦合的监测及精度分析[J]. 光学精密工程, 2009, 17

(3):542-548.

LIU B G, LIU G D, YUAN T Y, *et al.*. Measurement and precision analysis on alignment of laser and target in ICF[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(3): 542-548. (in Chinese)

- [11] 朱明智, 王美聪, 陈晓娟, 等. 惯性约束聚变装置总体布局和结构设计 [J]. *光学 精密工程*, 2013, 21(3): 701-708.

ZHU M ZH, WANG M C, CHEN X J, *et al.*. General layout and structure design of ICF facility

[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(3): 701-708. (in Chinese)

- [12] 程宁波, 冯斌, 贾怀庭, 等. ICF 激光装置靶定位系统运动学耦合问题研究 [J]. *机械工程学报*, 2016, 52(11): 63-71.

CHENG N B, FENG B, JIA H T, *et al.*. Kinematic coupling problem of the target-positioning system of the laser facility for ICF [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(11): 63-71. (in Chinese)

作者简介:



章亚男(1962—),女,浙江绍兴人,博士,教授,1982年于浙江大学获得学士学位,2011年于上海大学获得博士学位,主要从事精密仪器及机械等方面的研究。E-mail: ynzhang@mail.shu.edu.cn

通讯作者:



钱晋武(1962—),男,浙江绍兴人,教授,博士生导师,1988年于长春光学精密机械研究所获得硕士学位,1994年于北京航空航天大学获得博士学位,主要从事精密工程与机器人技术等方面的研究。E-mail: jwqian@shu.edu.cn



景玲玲(1993—),女,贵州石阡人,硕士研究生,2015年于上海大学获得学士学位,主要从事精密仪器及机械等方面的研究。E-mail: 18886367486@163.com