

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.017

某型雷达天线举升机构设计及精度分析

左堃罡,夏善涛,徐杰,陈松松,侯振兴

(上海航天电子技术研究所,上海 201109)

摘要:设计一种新型车载机动雷达天线举升机构,采用缸筒一体集成设计,有效实现机构的小型化及轻量化。驱动及传动采用伺服电机、减速机构及机械式二级同步滚珠丝杠的组合形式。进一步对举升机构的载荷及精度进行分析。根据 NX 仿真及试验,验证了所提出举升机构的高精度、高刚度及高强度技术特征。

关键词:机动雷达天线;举升机构;缸筒一体;载荷分析;精度分析

中图分类号:TJ812⁺.8 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)01-0076-05

Design and Accuracy Analysis of Lifting Mechanism for Radar Antenna

ZUO Kungang, XIA Shantao, XU Jie, CHEN Songsong, HOU Zhenxing

(Shanghai Aerospace Electronic Technology Institute, Shanghai 201109, China)

Abstract: This paper proposes a new type of antenna lifting mechanism for mobile radar on vehicle, which adopts a cylinder barrel integrated design and can effectively achieve miniaturization and lightweight of the mechanism. And its drive and transmission employs the combination form of servo motor, reduction mechanism, and mechanical two-stage synchronous ball screw. The load and accuracy of the lifting mechanism is further analyzed. The NX simulation and experiments verify the high accuracy, high stiffness and high strength of the proposed lifting mechanism.

Keywords: mobile radar antenna; lifting mechanism; cylinder barrel integrate; load analysis; accuracy analysis

0 引言

车载机动雷达在工作状态下对天线阵面的精度有严格要求,高精度是雷达生存、持续战斗力的关键^[1-2]。目前车载雷达天线在工作状态下需举升至一定高度,以防地面及车载设备对雷达天线波束有影响^[3],而车载雷达举升机构结构相对复杂、零部件数量较多,其精度水平在一定程度上决定了车载雷达的产品质量。因此对于车载雷达举升机构的精度要求愈发严苛,其架设及撤收的快速性及重复定位精度便成为设计的重要指标^[4-6]。为满足某型雷达天线架设的高精度要求,本文设计的举升机构采用了体积小、质量轻、结构紧凑的缸筒一体集成结构形式,整机结构具有良好的强度与刚度特性。同时,通过控制多级套筒之间滑动键及导向带间隙,可实现多级套筒的高精度同步伸出。

1 举升机构方案及载荷分析

1.1 结构方案设计

举升机构设计采用缸筒一体集成设计,伺服电机驱动换向齿轮减速箱、蜗轮蜗杆减速器及二

级同步滚珠丝杠后,实现整机举升功能,其机构简图如图 1 所示。

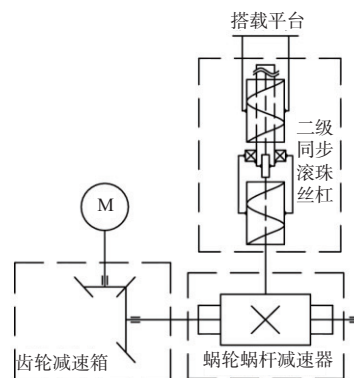


图 1 举升机构简图

伺服电机驱动换向齿轮减速箱,换向齿轮减速箱向蜗轮蜗杆副提供转矩;蜗轮蜗杆使二级同步丝杠在需求的速度下平稳工作,同时可实现机构自锁。蜗轮蜗杆减速器驱动一级丝杠使一级螺母向上运动,一级螺母与一级套筒固定连接。二级丝杠采用中空设计,通过连接套及轴承安装在一级螺母上,一级丝杠穿过二级丝杠内孔,与二级丝杠通过导向平键连接,实现两级丝杠的同步转

第一作者简介:左堃罡(1993—),男,陕西西安人,工程师,硕士,研究方向为机电结构设计,zkg19930314@126.com。

动及伸出。二级螺母与二级套筒固定连接,继而实现二级套筒向上运动,同时各级套筒之间设计有导向键和键槽,用于套筒间的防转,从而完成多级套筒之间的同步举升动作,其结构方案如图2所示。

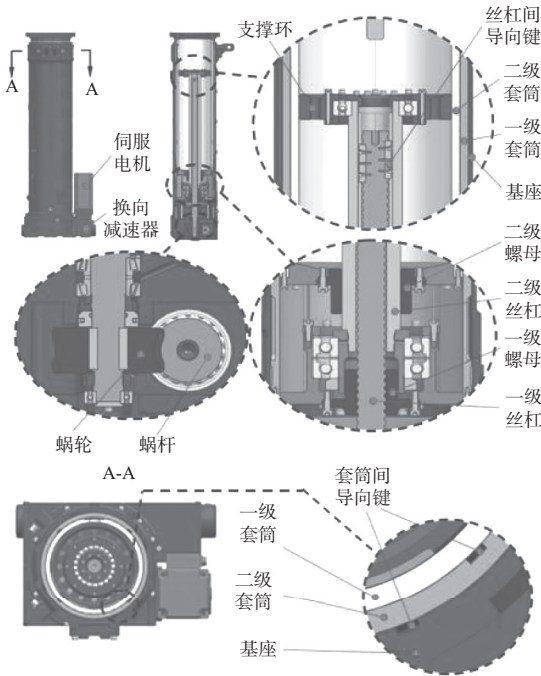


图2 举升机构结构方案

1.2 载荷分析

根据实际工况,影响机动雷达举升机构的载荷主要有风载荷、离心载荷及惯性载荷。

1) 风载荷

极限工作风速等级8级,风速 $v=20\text{ m/s}$,平板的风力系数及风力矩系数^[7]如图3所示。

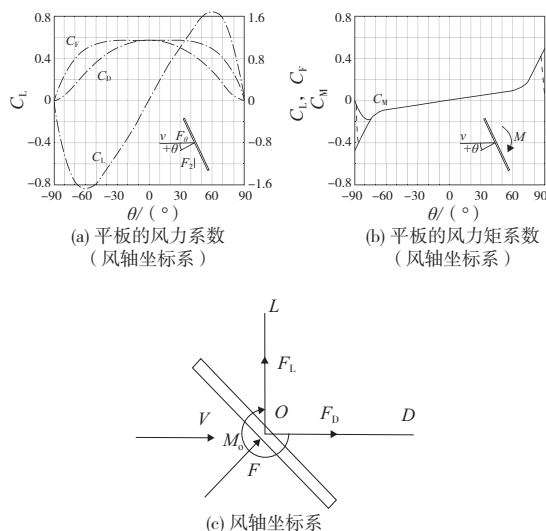


图3 平板的风力系数及风力矩系数

风轴坐标系中,雷达天线阵面的阻力 $F_D=C_D qA$,升力 $F_L=C_L qA$,风力矩 $M_0=C_M qAl$,其中 C_D 、 C_L 、 C_M 分别为阻力系数、升力系数及风力矩系数; q 为动压头, $q=v^2/16=25\text{ kg/m}^2$; A 为迎风面积。

由于雷达天线阵面长宽比 $l/b=1/3\sim 1$,在不同风向角 θ 下, C_D 、 C_L 、 C_M 、 C_F 值参考图3,其中 $C_F=\sqrt{C_D^2+C_L^2}$,则某型雷达阵面、伺服转台及举升机构最大风力及最大风力矩计算值如表1所示,其中天线阵面、伺服转台及举升机构(高位)尺寸分别为 $900\text{ mm}\times 750\text{ mm}\times 300\text{ mm}$ 、 $\Phi 300\text{ mm}\times 350\text{ mm}$ 、 $\Phi 320\text{ mm}\times 2\,800\text{ mm}$ 。

表1 各部件尺寸、动压头及动压参数

名称	天线阵面	伺服转台	举升机构
最大风力 $F_{C\max}/\text{N}$	190.5	29.3	252.5
最大风力矩 $M_{0\max}/\text{Nm}$	59.5	0	0

根据如图4(a)所示天线阵面、伺服转台及举升机构的几何关系,将最大风力折算至举升机构搭载平台处可得等效力 $F_{fd\max}=402.4\text{ N}$,等效力矩 $M_{fd\max}=59.5\text{ Nm}$ 。由于天线转速较低且阵面尺寸较小,其动态风力矩可忽略不计。

2) 离心及惯性载荷

举升机构与转塔舱关系如图5所示,举升机构最大角加速度 $\varepsilon_{\max}=30^\circ/\text{s}^2=0.52\text{ rad/s}^2$,转塔舱最大角速度 $\omega_{\max}=30^\circ/\text{s}=0.52\text{ rad/s}$ 。根据举升机构、天线阵面及伺服转台质心位置关系,如图4(b)所示,离心载荷 $P_r=M_i\omega^2e$,惯性载荷 $P_t=M_i\varepsilon e$,综合载荷 $P=\sqrt{P_r^2+P_t^2}$ 。

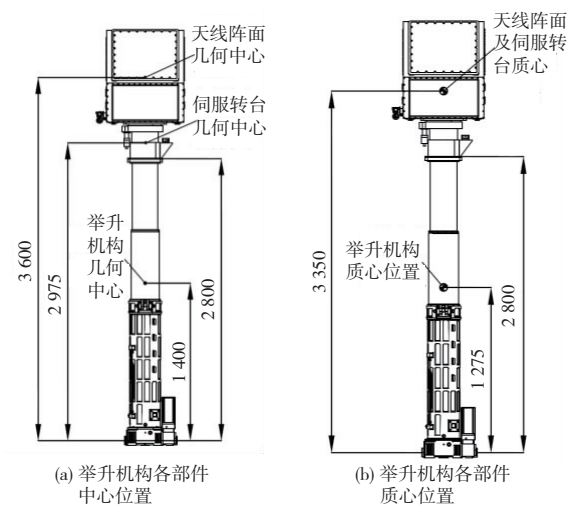


图4 举升机构各部件尺寸关系

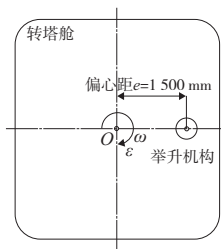


图5 举升机构与转塔舱及各部件尺寸关系

举升机构各部件所承受离心及惯性载荷极限值如表2所示。

表2 举升机构各部件所承受极限离心载荷及惯性载荷

名称	天线阵面伺服转台	举升机构
质量/kg	350	400
离心载荷极限 $P_{r\max}/N$	142	162
惯性载荷极限 $P_{t\max}/N$	273	312
载荷极限 $P_{\max}/N$	307	351

根据图4(b)各部件质心位置关系,将极限载荷 $P_{\max}$ 转换至搭载平台,则其等效极限载荷 $P_{d\max} = 527 N$ 。

综上,极限状态下,作用在搭载平台等效力极限值 $F_{\max} = F_{fd\max} + P_{d\max} = 929.4 N$; 等效力矩极限值 $M_{\max} = M_{fd\max} = 59.5 Nm$ 。

2 精度分析

2.1 举升机构扭转精度

影响举升机构扭转精度的因素主要有各级套筒的扭转刚度及套筒之间键与键槽之间的间隙,空心钢轴扭转变形量满足^[8]

$$\Phi_i = 5.73 \times 10^4 \times \frac{Tl_i}{GI_p} \quad (1)$$

参考1.2节可知高位状态下,等效力矩极限值 $M_{\max} = 59.5 Nm$,取转矩 $T = 100 Nm$,根据各级套筒设计尺寸及材料计算,各级套筒扭转刚度计算值如表3所示。

表3 各级套筒扭转刚度计算值

名称	基座	一级套筒	二级套筒
扭转变形 Φ'_i	0.036	0.037	0.057

经分析,当加载扭转力矩 $T = 100 Nm$ 时,由基座、一级套筒、二级套筒受转矩影响的扭转变形 $\Phi = \Sigma \Phi_i = 0.13'$ 。由设计值可知套筒之间导向键

与键槽间隙 $\delta \leq 0.05 mm$,各级套筒之间间隙中径分别为 $D_{\delta 1} = 275.5 mm$, $D_{\delta 2} = 250.5 mm$,按最大间隙计算,各级套筒间隙影响扭转角 θ_1 和 θ_2 分别为

$$\begin{cases} \theta_1 = \arctan\left(\frac{2\delta_{\max}}{D_{\delta 1}}\right) = 1.25' \\ \theta_2 = \arctan\left(\frac{2\delta_{\max}}{D_{\delta 2}}\right) = 1.37' \end{cases} \quad (2)$$

综上,机构扭转精度 $\theta = \theta_1 + \theta_2 + \Phi = 2.75'$ 。

2.2 举升机构轴向加载窜动精度

举升机构工作高位状态的轴向窜动主要受减速箱传动链回差、蜗轮蜗杆传动回差、滚珠丝杠间隙、轴承游隙、套筒间键与键槽间隙及机构受力变形影响。

1) 减速箱传动链回差引起的轴向窜动量

已知换向锥齿轮回差 $\Delta_j \leq 8'$, 减速比 $i_w = 42$, 则引起的举升机构轴向窜动量 S_{j1} :

$$S_{j1} = \frac{(\Delta_j/i_w)}{60 \times 360} \times P_h = 0.000 21 mm \quad (3)$$

2) 蜗轮蜗杆传动回差引起的轴向窜动量

蜗轮蜗杆副为一对渐开线圆柱蜗杆传动(ZI型),蜗轮蜗杆主要设计参数及精度等级(7级)查表^[9]计算,可知由换向锥齿轮回差引起的举升机构轴向窜动量 S_{j2} :

$$S_{j2} = \frac{(\Delta_w/60)}{360} \times P_h = 0.016 mm \quad (4)$$

3) 滚珠丝杠间隙引起的轴向窜动量

由设计技术要求可知,滚珠丝杠副螺母与丝杠之间的间隙 $\delta_s = 0.08 mm$,由二级同步滚珠丝杠间隙引起的轴向窜动量 $S_{j3} = 2\delta_s = 0.16 mm$ 。

4) 轴承游隙引起的轴向窜动量

由设计技术要求可知,二级同步滚珠丝杠副内轴承游隙 $\delta_{z1} = 0.020 mm$,二级同步滚珠丝杠与蜗轮蜗杆间轴承游隙 $\delta_{z2} = 0.025 mm$,由轴承游隙引起的轴向窜动量 $S_{j4} = \delta_{z1} + \delta_{z2} = 0.045 mm$ 。

5) 套筒间键/键槽间隙引起的轴向窜动量

当搭载平台受轴向载荷时,由于滚珠丝杠的非自锁特性及套筒间键与键槽间隙影响,会导致搭载平台处有一定的轴向窜动,其中键与键槽间间隙 $\delta \leq 0.05 mm$,其引起搭载平台轴向窜动量满足:

$$S_{j5} = \frac{12(\theta_1 + \theta_2)}{60 \times 360} = 0.001 5 mm \quad (5)$$

综上,由机构间隙引起的轴向窜动量 $S_{jj} = \Sigma S_{ji} = 0.2 mm$ 。

2.3 举升机构高位偏摆量

套筒的导向间隙精度是影响举升机构高位偏摆的主要因素,各级套筒与导向带间尺寸关系如图6^[10]所示。

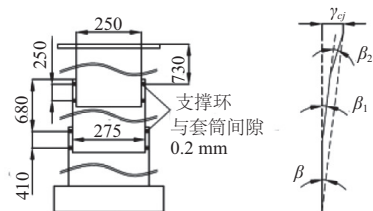


图6 举升机构各级套筒与隔环间尺寸关系

各级套筒与导向带单边间隙 $b = 0.1 \text{ mm}$, 一级套筒下端两导向带间距 $l_{z1} = 410 \text{ mm}$; 二级套筒下端两导向带间距 $l_{z2} = 250 \text{ mm}$, 则各级套筒偏移角满足:

$$\begin{cases} \beta_1 = \arctan(2b/l_{z1}) = 2.8' \\ \beta_2 = \arctan(2b/l_{z2}) = 1.7' \end{cases} \quad (6)$$

根据几何关系可得,由导向带与各级套筒之间间隙影响引起的搭载平台相对于基座的偏摆角 $\beta \approx \beta_1 + \beta_2 = 4.5'$, 偏摆量 $\gamma_{cj} = 3.67 \text{ mm}$ 。

3 轴向窜动与高位偏摆仿真

根据1.2节分析计算,对举升机构高位状态下由结构变形引起的高位偏摆量及轴向窜动量进行分析,其中轴向窜动仿真加载力 $\pm 8\,000 \text{ N}$, 方向平行于举升机构轴线方向,加载区域选取举升机构搭载平台上端面;高位偏摆仿真加载力 $1\,000 \text{ N}$, 方向垂直于举升机构轴线方向,加载区域选取举升机构搭载平台上端面中心,仿真结果如图7所示。

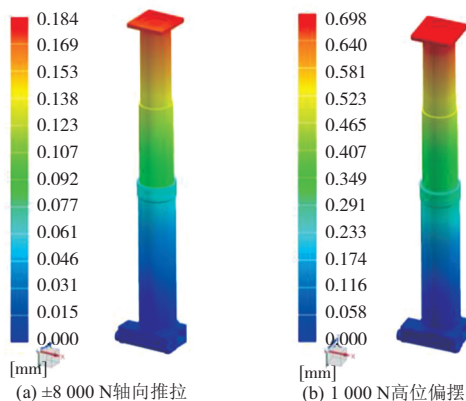


图7 高位偏摆及轴向推拉加载仿真

由仿真结果可知:轴向推拉加载 $\pm 8\,000 \text{ N}$ 时,

举升机构搭载平台上端变形量 $S_{jb} = \pm 0.184 \text{ mm}$, 同时根据2.2节,由结构间隙造成的举升机构轴向窜动量 $S_{jj} = 0.2 \text{ mm}$, 则当举升机构上端面加载 $\pm 8\,000 \text{ N}$ 时,轴向窜动量 $S_j = S_{jj} + 2S_{jb} = 0.57 \text{ mm}$; 高位偏摆加载 $1\,000 \text{ N}$ 时,举升机构搭载平台上端变形量 $\gamma_{cb} = 0.698 \text{ mm}$ 。同时根据2.3节,由结构间隙造成的举升机构高位偏摆量 $\gamma_{cj} = 3.67 \text{ mm}$, 则当举升机构上端面加载 $1\,000 \text{ N}$ 时,高位偏摆量 $\gamma_c = \gamma_{cj} + \gamma_{cb} = 4.37 \text{ mm}$ 。

4 试验

为进一步验证本文所提出的举升机构高位精度满足使用需求,分别对其高位偏摆、扭转及轴向加载窜动进行试验验证。

4.1 高位扭转试验

如图8所示,将举升机构升至举升高位状态,搭载平台空置,将倾角传感器水平固定在举升机构搭载平台侧面;对加载工装一侧加载,使得加载力矩 $T_j = 100 \text{ Nm}$, 并进行记录数值 $\theta_{n1} = 45''$; 对加载工装另一侧进行加载,并进行记录数值 $\theta_{n2} = 33''$; 则举升机构 100 Nm 加载引起的高位扭转精度 $\theta_n = \theta_{n1} + \theta_{n2} = 1'18''$, 受各级套筒内多个键槽对称度及直线度影响,使得试验数值小于理论计算值。

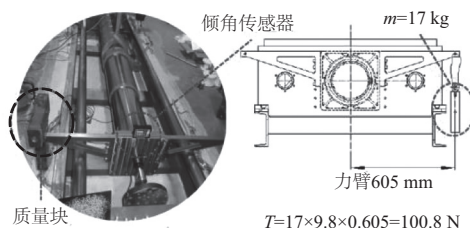


图8 高位扭转加载试验

4.2 高位偏摆试验

如图9所示,空载状态下利用深度尺测量举升机构搭载平台侧面与试验架测量基准工装距离 $L_{p1} = 105.1 \text{ mm}$; 然后对举升机构进行高位偏摆加载 $F \geq 1 \text{ kN}$, 利用深度尺测量距离 $L_{p2} = 109.6 \text{ mm}$; 则 1 kN 偏摆引起的高位偏摆 $\sigma_p = L_{p2} - L_{p1} = 4.5 \text{ mm}$ 。

4.3 轴向加载窜动试验

由于举升机构高位状态下,基座与搭载平台之间间距较大,不便于精确测量,因此对于举升机构轴向窜动试验采用较低位状态下进行。如图10所示,通过千斤顶对举升机构进行推拉加

载。先使推拉压力传感器读数 $\geq 8\text{ kN}$,利用深度尺测量举升机构搭载平台下端与基座上端面距离 $L_{z1}=278.0\text{ mm}$;而后改变千斤顶加载方向,使推拉压力传感器读数 $\leq -8\text{ kN}$,利用深度尺测量距离 $L_{z2}=278.6\text{ mm}$;则 8 kN 推拉引起的轴向窜动量 $\sigma_z=L_{z2}-L_{z1}=0.6\text{ mm}$ 。

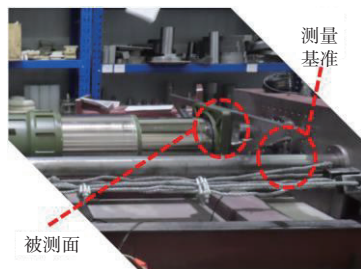


图9 高位偏摆加载试验



图10 轴向推拉加载试验

5 结语

本文提出的某雷达天线举升机构采用缸筒一体化集成设计,实现了举升机构的小型化、轻量

化、高精度及高机动性,同时通过理论计算对机构的具体载荷情况进行分析,其中包含风载荷、离心载荷及惯性载荷。接着分析了机构间隙对举升机构高位工作状态下工作精度的影响,进一步通过仿真分析验证结构变形对举升机构高位工作状态下工作精度的影响,最后通过试验验证了本文所设计的举升机构满足该型雷达的高精度使用需求。

参考文献:

- [1] 张炎.某型车载雷达举升机构转动副间隙与位置误差的分析[D].武汉:武汉理工大学,2018.
- [2] 胡晓峰.某雷达双丝杠驱动举升机构精度分析与力学性能研究[D].武汉:武汉理工大学,2014.
- [3] 钱海涛,刘湛,程林.新型雷达天线俯仰举升机构设计[J].电子机械工程,2012,28(1):29-32.
- [4] 康伟.车载雷达举升装置装配精度控制关键技术研究[D].武汉:武汉理工大学,2017.
- [5] 楚波.一种双级并行联动电动缸结构设计[J].现代制造技术与装备,2021,57(3):73-74.
- [6] 曹勇.多级套筒升降机构设计与分析[J].现代制造技术与装备,2020,56(9):57-59.
- [7] 龚振邦,陈守春.伺服机械传动装置[M].北京:国防工业出版社,1980.
- [8] 马晓丽,黄云峰.机械设计[M].北京:机械工业出版社,2018.
- [9] 成大先.机械设计手册—轴承:单行本[M].6版.北京:化学工业出版社,2017.
- [10] 乔凤斌,张松,张华德.具有抗8级风性能的天线举升机构的设计与分析[J].液压与气动,2012(8):13-16.

收稿日期:2023-06-20

(上接第71页)

- [10] 郭亮,梁状,杨阳.基于自适应滑模电流控制算法的仿真研究[J].计算机仿真,2021,38(11):207-214.
- [11] 王杰,周立,苏美霞,等.基于模糊控制的自适应超螺旋滑模观测器无传感器控制[J].电气工程学报,2023,18(1):32-42.
- [12] 华志广,窦满峰,赵冬冬,等.基于改进型滑模观测器的PMSM无位置传感器控制[J].西北工业大学学报,2018,36(4):754-760.
- [13] 林巨广,王涛,李晶晶.基于新型SMO的PMSM无传感器控制[J].组合机床与自动化加工技术,2022(12):53-56.
- [14] 白洪芬,朱景伟,秦俊峰,等.基于变结构模型参考自

适应的双绕组永磁容错电机转子位置估计算法[J].控制与决策,2018,33(1):27-36.

- [15] 吕德刚,李子豪.表贴式永磁同步电机改进滑模观测器控制[J].电机与控制学报,2021,25(10):58-66.
- [16] 万东灵,赵朝会,王飞宇,等.基于Super-twisting滑模永磁同步电机驱动的转速和转矩控制[J].电机与控制应用,2017,44(10):42-47.
- [17] 任志斌,房梦程,陈柳彬.优化L/F起动的PMSM改进型SMO无位置传感器控制[J].微电机,2021,54(12):56-60.

收稿日期:2023-05-25