

doi: 10.7690/bgzd.2016.11.023

蜗轮蜗杆传动装置支承结构优化设计

伍鹏宇¹, 王郑力¹, 罗斌²

(1. 海装重庆局, 成都 610110; 2. 成都陵川特种工业有限责任公司, 成都 610110)

摘要: 针对传动装置在低温环境下调转缓慢甚至无法转动的问题, 提出支承结构优化设计方法。分析传动装置固定-游动支承, 减小轴承与箱体壳体的接触面积, 用一个偏心座代替 2 个偏心端盖, 分析减小阻力矩的优势, 并进行仿真验证。仿真结果表明: 蜗轮轴的变形在 0.000 83 mm 之内, 满足设计精度要求, 可为解决传动装置低温环境传动阻力增大的问题提供理论依据和工程应用参考。

关键词: 支承结构; 低温环境; 阻力矩; 优化

中图分类号: TJ393 **文献标志码:** A

Support Structure Optimization Design of Worm Gear Transmission Device

Wu Pengyu¹, Wang Zhengli¹, Luo Bin²

(1. Equipment Department of Navy in Chongqing, Chengdu 610110, China;

2. Chengdu Lingchuan Industries Co., Ltd, Chengdu 610110, China)

Abstract: To solve the problem that the transmission device driving slowly or even not driving in the low temperature environment, put forward the optimization design of support structure. Analyzed the fix-move support of transmission device, reduce contact area of bear and box surface, replace two eccentric cover with one eccentric mounting, analyze the advantage of reducing resistance moment, and carry out simulation verification. The simulation results show that the worm gear shaft deformation is within 0.000 83 mm. The accuracy met the design requirements. It gives the theoretical basis and the engineering application reference to solve the problem of the stronger resistance of transmission device in the low temperature environment.

Keywords: support structure; low temperature environment; resistance moment; optimization

0 引言

传动装置在低温-40℃环境条件下调转缓慢。笔者通过对某传动装置与电机相连的机动轴力矩检测发现, 机动轴力矩在低温环境下阻力矩比常温时有大幅度增加, 即传动装置调转缓慢的原因是由于传动装置的自身阻力矩增大所致。针对该问题, 笔者对装置的传动结构和原理进行分析, 并进行了低温验证, 以确定造成其自身阻力矩增大的原因。

1 传动装置支承分析

1.1 箱体变形

传动箱体因对质量有限制要求, 因此选用铝合金材料铸造而成, 箱壁最薄处为 3 mm, 如图 1。为了摸清箱体的变形情况, 笔者分别在常温与低温时对可能引起传动装置阻力矩增大的主要尺寸进行了检测, 如表 1。

由表 1 可知: 在低温-40℃时, 箱体轴孔孔径比常温收缩了 0.02 mm, 箱体两端尺寸 L_2 变化较大, 其中最大变化量达到 0.44 mm。在低温环境下, 箱

体轴孔的收缩会将轴承在径向和轴向抱紧, 增大摩擦力, 从而导致传动装置阻力矩增大。

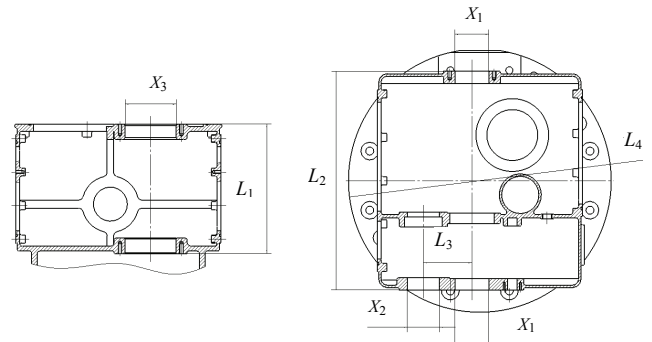


图 1 传动装置箱体简图

表 1 箱体变化

温度/℃	L_1	L_2	L_3	L_4	X_1	X_2	X_3
18	160.02	270.04	18.94	312.84	41.99	39.98	62.98
-40	159.70	269.60	18.96	312.60	41.96	39.96	62.96

1.2 蜗杆支承结构

蜗轮蜗杆传动是传动机构中常用的结构, 本装置中蜗杆安装设计中采用的是两端固定支承结构, 如图 2。其中一端轴承外圈与箱体轴孔采用间隙配

收稿日期: 2016-08-23; 修回日期: 2016-09-09

作者简介: 伍鹏宇(1988—), 男, 四川人, 本科, 助理工程师, 从事武器、电子系统与运用工程研究。

合，同时在外圈与端盖间留出适当的间隙，以适应轴在不同温度环境下长度变化。通过调整轴承外圈的轴向位置，使轴承达到所要求的游隙量。

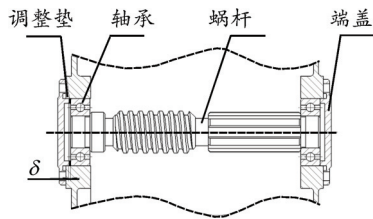


图 2 蜗杆支承结构

常温情况下调整好的蜗杆支承结构轴向间隙会随着温度的下降而变小。由于铝合金箱体产生收缩变形，导致轴向间隙变小甚至出现过盈现象，此时应根据温度变化情况逐件拆除调整垫片，一旦加减垫片不满足要求，就会造成传动力矩变大，引起传动精度超差。

箱体选用铸铝材料的线膨胀系数为 $2.3 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$ ，轴承选用钢铁材料的线膨胀系数为 $1.12 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$ 。当温度降低时，由于箱体铸铝的收缩变形量大于蜗杆、轴承钢铁的收缩变形量，箱体壳体将给蜗杆轴向，及蜗杆径向的轴承施加挤压力，从而引起箱体把蜗杆抱紧甚至抱死，轴承外圈弹性收缩变形，轴承外圈的弹性收缩变形直接引起轴承游隙的减小，而轴承游隙的减小又引起轴承摩擦力矩加大。

1.3 蜗轮轴组件结构

蜗轮轴组件是由蜗轮轴、蜗轮、偏心端盖和轴承等组成的两段固定支承结构，如图 3。

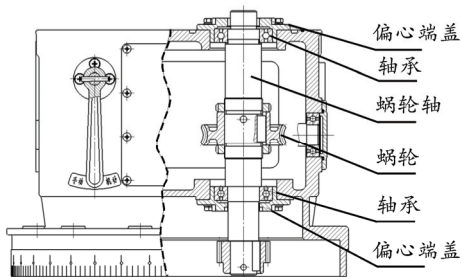


图 3 蜗轮轴组件结构

偏心端盖用来调整蜗轮蜗杆的间隙，当进行间隙调整时很难保证上下偏心端盖同步，这样就容易造成蜗轮蜗杆轴心不垂直，接触面差，引起传动装置力矩变大、不均匀。同样蜗轮轴采用的也是两端固定支承结构，因此也存在箱体变形引起的力矩变大的问题。

2 优化设计及分析

为了解决温度变化引起铝合金箱体变形，引起蜗杆支承结构轴向、径向间隙变化，造成阻力矩增大的问题，笔者提出蜗杆支承优化设计方案。

2.1 蜗杆支承优化设计及分析

优化后的蜗杆支承采用固定-游动支承结构以减小轴承与箱体壳体的接触面积，如图 4。

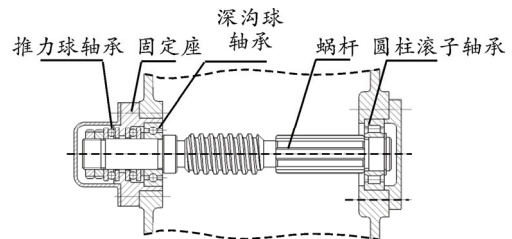


图 4 蜗杆支承优化设计

固定端由固定座、推力球轴承和深沟球轴承等组成，可以承受径向载荷与双向轴向载荷。由于固定座为钢件温度变化系数较小，且 2 个推力球轴承位置相对较近，温度变化对轴向间隙影响较小；因此，调整好 2 个推力球轴承轴向游隙就能解决低温环境下力矩变大的问题。深沟球轴承实现蜗杆径向定位，因安装于固定座内避免了箱体收缩对轴承的直接影响。轴的游动端采用外圈无挡边的圆柱滚子轴承，轴承外壳与内圈可以相对移动，以补偿箱体因温度变形及制造安装误差所引起的长度变化，以满足轴向游动的需要。

根据箱体 L_1 尺寸及铸铝和钢铁的线膨胀系数，可得：

$$\Delta L_1^{\text{铝}} = 0.320 \text{ mm}; \quad (1)$$

$$\Delta L_1^{\text{铁}} = 0.156 \text{ mm}; \quad (2)$$

$$\Delta L_1 = \Delta L_1^{\text{铝}} - \Delta L_1^{\text{铁}} = 0.320 - 0.156 = 0.164 \text{ mm}。 \quad (3)$$

L_1 处的蜗杆能有 0.2 mm 的游隙，即可满足轴向游动的需要：

$$\Delta X_1^{\text{铝}} = 0.030 \text{ mm}; \quad (4)$$

$$\Delta X_1^{\text{铁}} = 0.014 \text{ mm}; \quad (5)$$

$$\Delta X_1 = \Delta X_1^{\text{铝}} - \Delta X_1^{\text{铁}} = 0.030 - 0.014 = 0.016 \text{ mm}。 \quad (6)$$

当箱体外壳内圆挤压轴承外圈时，轴承外圈的收缩变形量与接触面积有关，减小变形量的解决方案，其径向压强^[1]如下：

$$p = \frac{2T\sigma}{D}。 \quad (7)$$

其中： T 为设备外壳壁厚； D 为设备外壳直径； σ 为轴承径向压应力(温度不变，则数值不变)。

由此可知，箱体外壳与轴承之间的压强是不变的。由压力 $F = p \cdot s$ 可知：当 p 一定时，减小接触面积可减小接触压力，从而减小轴承外圈径向变形量，当接触面积减小为原接触面积的 $1/2$ 时，轴承变形量为 $0.016 \times (1/2) = 0.008 \text{ mm}$ ，这时轴承的径向变形量已经小于轴承的游隙，传动应能运转灵活。

为了解决上下偏心端盖不同步，引起蜗轮蜗杆轴心不垂直、接触面差，造成传动装置力矩变大的问题，笔者提出改用一个偏心端盖的蜗轮轴组件优化设计方案。

2.2 蜗轮轴组件优化设计及分析

2.2.1 蜗轮轴组件优化设计

优化后蜗轮轴组件由圆锥滚子轴承、偏心座、蜗轮轴和蜗轮组成，如图 5。偏心座结构原理如图 6。

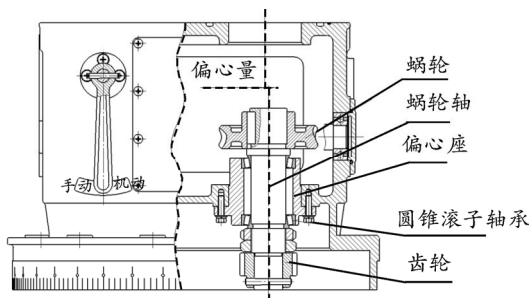


图 5 蜗轮轴组件优化设计

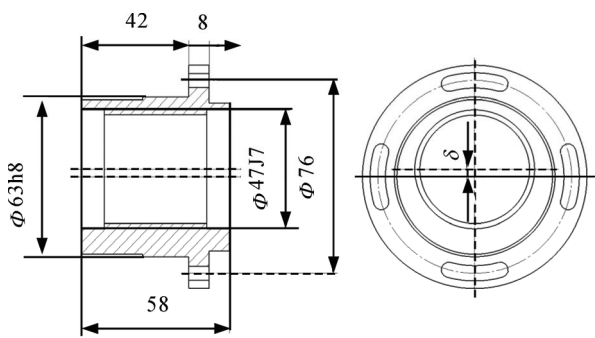


图 6 偏心座原理

偏心座外圆 $\Phi 63h8$ 与内孔 $\Phi 47J7$ 中心距偏心量为 δ ，外圆 $\Phi 63h8$ 安装于箱体蜗轮轴孔内，内孔 $\Phi 47J7$ 两端安装圆锥滚子轴承、蜗轮轴、蜗轮等零件。通过调整偏心座的角度来调整蜗轮蜗杆的间隙，偏心量 δ 可以补偿蜗轮蜗杆与箱体制造误差造成的间隙，使传动精度更高。

优化后的结构因用一个偏心座代替 2 个偏心端盖，因此在调整蜗轮蜗杆间隙时，避免了上下偏心

端盖调整不同步带来接触面不均匀的问题，同时也避免了蜗轮轴与箱体随环境温度变化带来的变形不一致，造成力矩增大问题。

2.2.2 蜗轮轴组件仿真分析

ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司研制的大型通用有限元分析 (FEA) 软件，是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。在航空航天、机械制造、国防军工、电子、土木工程、家用电器等领域有着广泛的应用。

运用 ANSYS 软件，对改用一个偏心座情况进行可行性分析。蜗轮轴在使用中是悬臂梁，在工作中受力容易引起弯曲变形，即挠度。为此对蜗轮轴受力情况进行建模有限元分析，如图 7、图 8。

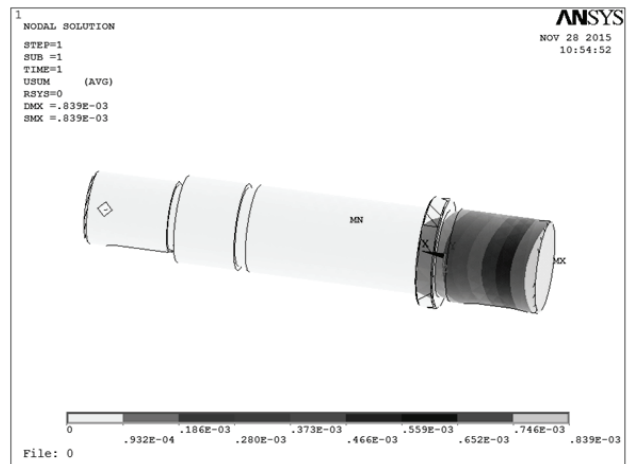


图 7 蜗轮轴变形

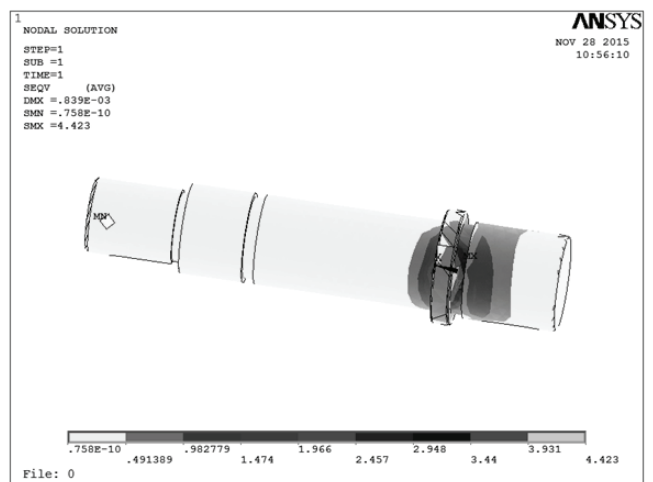


图 8 蜗轮轴应力

根据使用情况，笔者对蜗轮轴上安装轴承的部位进行约束，对安装蜗轮的部位施加约 500 N 的力，进行有限元分析。通过变形与应力云图可知，蜗轮轴的变形在 0.000 83 mm 内，满足设计精度要求。

3 结束语

笔者实测出低温环境引起装置材料的收缩数据, 因为铸铝和钢铁的线膨胀系数不同, 引起蜗杆和箱体之间的间隙减小, 出现箱体对蜗杆的抱紧, 进而增加了传动阻力矩, 造成传动装置调转缓慢。

笔者提出了固定-游动支承结构, 减小轴承与箱体壳体的接触面积, 用一个偏心座代替 2 个偏心端盖的支承结构优化设计, 并分析出优化设计的优势。该设计为解决传动装置低温环境传动阻力增大的问题提供了理论依据和工程应用参考。

参考文献:

[1] 赵选荣. 低温环境对雷达传动性能的影响[J]. 火控雷达技术, 2012, 41(2): 89-92.

[2] 徐保荣, 吴延威, 卢亚辉, 等. 综合传动装置起动扭矩

(上接第 83 页)

在递交 V&V 报告之前还要将 V&V 报告给需求方阅读, 并让对方给予反馈。需求方就 V&V 报告中的 V&V 详细介绍、V&V 研究如何进行、V&V 可接受案例和建议书进行讨论, 对可接受建议书和 V&V 项目执行过程给出意见和建议。最后将利益相关者给出的反馈整理后加入到 V&V 报告中^[10]。

2) 总结 V&V 项目。

对此次进行 V&V 的项目全过程进行总结, 将 GM-VV 理论运用到具体的 M&S 项目过程中得到的经验、技巧、原则等整理成文档, 为以后的 V&V 项目做铺垫。具体的 V&V 报告模板在文献[11]中有详细的说明。

4 结束语

笔者提出的 GM-VV 生命周期模型可以更为简洁地将 GM-VV 理论应用到具体的 V&V 项目中, 减轻了 V&V 工作人员的工作量, 提高了 V&V 工作的效率。随着 GM-VV 应用的逐步深入, 实践经验将会反馈到 GM-VV 理论框架中, 从而进一步完善 GM-VV 生命周期模型。

参考文献:

[1] SISO G. Vol. 1: Introduction and Overview[R]. SISO-GUIDE-001.1-2012, October, 2012.

[2] Roza M, Voogd J, van Emmerik M, et al. Generic methodology for verification and validation for training simulations[C]//The Interservice/Industry Training, Simulation & Education Conference (I/ITSEC), Orlando, FL. 2010.

测试试验研究[J]. 计算机测量与控制, 2015, 23(5): 1606-1608.

[3] 张建. 基于柔性支撑的转盘轴承性能及结构参数研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2015: 1-9.

[4] 邓晓红. 蜗杆传动的优化设计[J]. 淮海工学院学报(自然科学版), 2005, 14(4): 21-23.

[5] 吴敬, 教传艳, 张树伟. 磨床主轴由静压轴承支撑改为滚动轴承支撑的设计[J]. 机床与液压, 2014, 42(8): 172.

[6] 刘洁. 蜗轮蜗杆传动优化设计研究[J]. 机械传动, 2008, 32(2): 53-54.

[7] 李军. 伺服系统中精密齿轮传动设计分析研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2003: 5-24.

[8] 黄海. 微型轴承-转子系统动力特性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007: 2-14.

[9] 王振. 大功率齿轮调速装置关键设计技术研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2013: 3-21.

[10] 李康康. 高压内啮合齿轮泵关键技术研究[D]. 辽宁: 辽宁工程技术大学, 2011: 1-39.

[3] Roza Z C, Voogd J M, Giannoulis C. The GM-VV: It's Relationship to the VV&A Overlay for the FEDEP[C]//2011 Fall Simulation Interoperability Workshops (SIW), 19-23 September 2011, Orlando, Florida, USA. SISO, 2011.

[4] Voogd J M, Roza M, Lier A V. The GM-VV tailored for a naval ship-handling training simulation[M]. Simulation Interoperability Standards Organizations (SISO), 2011.

[5] Giannoulis C, Snygg J, Strömbäck P, et al. Exercising GM-VV: Verification and Validation of a Missile Model[C]. Fall Simulation Interoperability Workshop. 2013.

[6] Roza M, Voogd J, Sebalj D. The Generic Methodology for Verification and Validation to support acceptance of models, simulations and data[J]. Journal of Defense Modeling & Simulation, 2012, 33(10):347-365.

[7] Voogd J M, Roza M. The generic methodology for verification and validation applied to medium range anti-tank simulation training devices[C]//2015 Fall SISO Simulation Interoperability Workshop (SIW), 31 August-4 September 2015, Orlando FL, USA. 2015.

[8] Roza Z C, Lemmers A J J, Heck F V. Verification and Validation of a Distributed Air Operation Mission Training Environment[J]. Risk Analysis, 2009, 29(12): 1759-1778.

[9] Sargent R G. Verification and validation of simulation models[C]. Simulation Conference. IEEE Press, 2009: 160-180.

[10] Roza, Z C, Voogd, J. M. A Generic Methodology for Verification and Validation of M&S Assets: Overview, Applications and Prospects[C]//AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference. 2011: 15492-15500.

[11] Voogd J. GM-VV Part 3-Implementation guidance for M&S projects and organizations[M]. Neuilly-sur-Seine: NATO-STO, 2014.