

填脂量对空间用轴承摩擦力矩的影响与分析

撰文 / 洛阳轴研科技股份有限公司 王雅梦 于晓凯 赵雁

为研究润滑脂的填脂量对低转速油-脂混合润滑轴承运转稳定性的影响规律，基于空间油气散逸模型优选出四种填脂量方案，本文开展了不同填脂量方案下轴承组件的性能对比试验与分析，重点分析填脂量对于轴承组件摩擦力矩的影响。

一、前言

近年来，随着卫星在轨设计寿命的不断延长，扫描仪用轴承的累积工作寿命要求大于 1×10^8 转，固体润滑轴承已无法满足主机寿命要求。脂润滑轴承运转时摩擦力矩偏大，轴承润滑问题已成为制约长寿命扫描仪发展的瓶颈。

国内外学者对脂润滑轴承的填脂量进行了大量深入的研究，指出脂润滑轴承的填脂量约为轴承内部空腔容积的 $1/3 \sim 1/2$ 。曹萍、白越等人研究发现微量脂润滑轴承的功耗小于油润滑轴承的功耗。美国 Michael Buttery 的研究表明润滑脂含量对轴承的摩擦力矩、振动及温升有巨大影响。油-脂混合润滑轴承很好的解决这一难题。因此，油-脂混合润滑已成为长寿命低速轴承润滑的重点研究方向。据了解，国外油-脂混合润滑轴承已成功应用于多个空间机构中。由于技术封锁，填脂量的相关信息无从知晓。国内对空间用油-脂混合润滑轴承已进行了初步研究，目前未见公开研究成果。本文以某扫描仪用油-脂混合润滑轴承为例，基于空间油气散逸模型优选出不同的填脂量方案，并进行了性能对比试验，根据试验确定最佳填脂量，并重点分析填脂量对于轴承组件摩擦力矩的影响。

二、轴承参数

1. 扫描仪结构及技术参数

某扫描仪是某型号卫星对地探测扫描的关键执行机构，主要依靠电机驱动轴承组件带动扫描仪前端的光学镜头匀速旋转。扫描仪在目标探寻定位阶段需要反复启停，目标定位后匀速旋转实现扫描观测，这就要求轴承组件具有启动及动态摩擦力矩小且运行平稳的特性。同时，由于结构特性，轴承组件与光学镜头之间未能够完全密封，为了确保镜头不受污染，主机要求轴承组件的油气逸出量不能超过 160mg。其结构如图 1 所示。

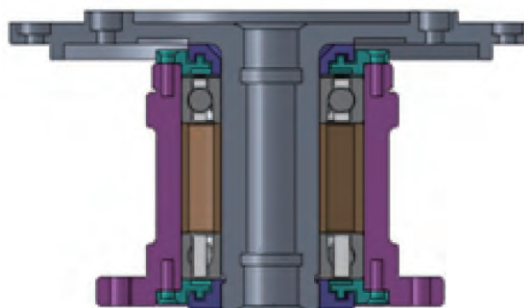


图 1 某扫描仪三维结构示意图

2. 轴承结构及润滑参数

扫描仪采用一对背靠背安装的角接触球轴承，参数如表 1 所示。轴承采用多孔聚酰亚胺保持架，润滑方式为油—脂混合润滑。油—脂混合润滑轴承采用多孔含油保持架，并在钢球及滚道表面涂抹适量的润滑脂，润滑脂能够在轴承滚道表面形成润滑膜，结合保持架的微量出油，可形成长效润滑机制，具有寿命长、可靠性高等特点。影响油—脂混合润滑轴承性能的主要因素是保持架的出油速率及润滑脂的填脂量，本文重点研究填脂量对轴承摩擦力矩的性能影响。

表 1 某型号角接触球轴承参数值

参数名称	参数值
外径	68mm
内径	40mm
节圆直径	54.004mm
宽度	15mm
接触角	15°
钢球数	17mm
球径	8mm

三、试验填脂量的确定

扫描仪在空间运行时，由于转速低且不完全密封，轴承组件的油气散逸是润滑剂损耗的最关键因素。因此，轴承的最小填脂量应至少能够保证扫描仪在轨道寿命周期内、润滑油的油气逸出后仍能稳定运转。

1. 油气散逸模型

为有效减少油气的散逸，轴承组件在结构设计时将两端设计为迷宫密封，如图 2 所示。润滑油流动状态根据式 (1) 进行判别。轴承组件工作在高真空中，因此迷宫管道中压力为饱和蒸气压，润滑油常温下的饱和蒸气压为 $7.5 \times 10^{-7} \text{Pa}$ ，

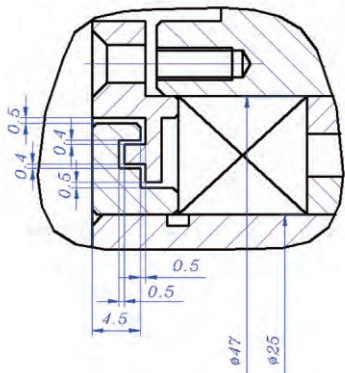


图 2 轴承组件迷宫密封

迷宫管道直径远小于 1m，润滑剂流动状态判定为分子流。因此，迷宫密封可简化为环形截面管道和径向辐射流结构的组合体，如图 3、4 所示，其流导计算公式见式 (2)、(3)。

$$pd < 0.02 \text{Pa} \cdot \text{m} \text{——分子流} \quad (1)$$

其中， p 为管道中平均压力，单位为 Pa； d 为管道直径，单位为 m。

环形截面流导计算公式：

$$U = 1.2 \sqrt{\frac{T}{M}} \frac{(d_1 - d_2)^2 (d_1 + d_2)}{L} K \quad (2)$$

式中： U 为分子流时环形截面流导，单位为 m^3/s ； T 为绝对温度，单位为 K； M 为相对分子量，单位为 kg/mol ；

d_1 、 d_2 为圆环内外径，单位为 m， L 为管道长度，单位为 m； K 为修正系数。

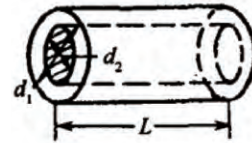


图 3 环形截面流导示意图

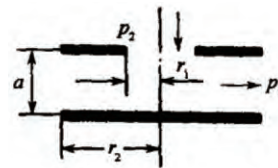


图 4 径向辐射流导示意图

径向辐射流导计算公式：

$$U = 19.3 \frac{a^2}{\ln(r_2/r_1)} \sqrt{\frac{T}{M}} \quad (3)$$

式中： U 为分子流时径向辐射流导，单位为 m^3/s ； a 为两圆盘距离，单位为 m； r_1 、 r_2 为有孔圆孔半径、无孔圆半径，单位为 m；

串联后总流导按下式计算：

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2} + \dots + \frac{1}{U_n} \quad (4)$$

$$\text{油气逸出量：} Q = UPt \quad (5)$$

式中： Q 为逸出气量，单位为 $\text{Pa} \cdot \text{m}^3$ ； P 为管道内外气压差，单位为 Pa； t 为时间，单位为 s。

$$\text{油气逸出质量：} m = \frac{QM}{RT} \quad (6)$$

式中： m 为逸出气体质量，单位为 kg； R 为气体常数，

8.3143J/(k·mol)。

2. 油气逸出量计算及试验填脂量确定

转动部件设计寿命时间为 8 年 (2.52288×10^8 秒)，选用润滑剂在 25℃ 时饱和蒸汽压约为： $P=7.5 \times 10^{-7}$ Pa

饱和蒸汽压与绝对温度的关系：

$$\lg P = 0.35 - 1.93 \times \frac{1000}{T} \quad (7)$$

假设油气逸出后不聚集，根据流导公式能够计算得到轴承组件最大的油气逸出量。保持架的含油量为 479mg，由于轴承工作转速较低，由相关试验结论可知保持架的可用油量大概为其总含油量的 24%，由此可以计算出保持架的可用油量。则油气逸出量计算结果及扫描仪寿命周期内轴承润滑油量分析如表 2 所示。

表 2 全寿命周期内轴承润滑油量分析

参数	数值
最大油气逸出量 (mg)	64.7
保持架含油率	13.81% ~ 14.47%
保持架含油量 (mg)	479
保持架可用油量 (mg)	115

由上表可知，轴承组件内的润滑油量能够满足主机在轨寿命周期内的油气逸出需求。为了保证轴承组件运转的高可靠性及航天产品至少 2 倍的冗余设计要求，润滑油与润滑脂的总含量至少要达到 129.4mg，轴承滚道的最小填脂量应不少于 14.4mg，最大填脂量应满足主机的启动摩擦力矩要求。因此，在最小填脂量 (14.4mg) 与轴承空腔容积 1/3 体积所填脂量 (890mg) 的区间内，对多种填脂量进行成对轴承启动摩擦力矩初期测试与筛选，剔除启动摩擦力矩过大方案，对余下填脂量方案进行优化选取。优化选取的原则是以最小填脂量为基础，以 15mg 填脂量（约为轴承滚道表面积的 0.01mm 厚度的脂量）为梯度进行填脂量选择。最终选取的试验填脂量为 15mg、30mg、45mg 和 60mg。

四、性能试验与分析

1. 试验方案

将四套扫描仪用轴承组件分别填充不同润滑脂量，方案如表 3 所示。为保证测试数据的准确性，要求四套轴承组件接触角、预紧力等状态一致，并在试验前将轴承全部进行 200 小时的预跑合，以消除轴承表面质量因素对其性能的影响。

涂脂后测试其启动摩擦力矩，而后分批次安装同一驱动电机进行性能试验测试，测试转速为轴承组件工作转速，通过电机在常温、高温、低温下电流变化情况来考核轴承组件的运转稳定性。性能试验完成后复测启动摩擦力矩，测试轴承的油膜电阻，判断轴承滚道表面的油膜厚度及分布情况，最后拆解轴承并将试验结果进行对比分析，从而优选出最佳填脂量。

表 3 试验方案

试验方案	填脂量 (mg)	组件编号
a	15	1#
b	30	2#
c	45	3#
d	60	4#

2. 试验结果及分析

在摩擦力矩测试仪上测试不同方案在动态性能试验（以下简称跑合）前、后的启动摩擦力矩，分析不同填脂量下启动摩擦力矩的变化规律，并测试不同填脂量在不同温度下的启动摩擦力矩，评判不同填脂量下轴承组件的冷热启动能力。启动摩擦力矩测试装置如图 5 所示，试验结果见图 6 ~ 8。

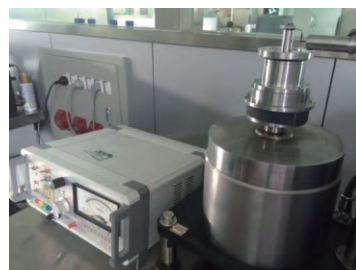


图 5 启动摩擦力矩试验装置

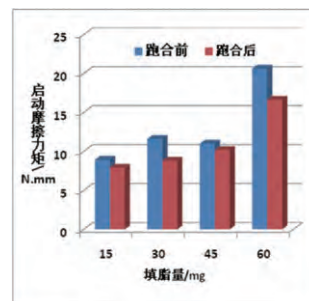


图 6 跑合前后不同填脂量下的启动摩擦力矩

从图 6 可以看出跑合性能试验前轴承组件的启动摩擦力矩无规律性，这是由于滚道和钢球上的润滑脂分布不均，存在润滑脂在某处堆积的情况。跑合试验后轴承组件的启动摩

应用 NX 软件进行协同设计的规范性问题

撰文 / 中车贵阳车辆有限公司 光旭东

大型产品的研发必须采用协同设计的方式。在进行协同设计之前，必须要制定统一的规范。本文以铁路货车的设计为例，介绍了应用 Siemens PLM Software NX 软件进行协同设计要做的准备工作和制定的规范。执行这些规范，对方便查找文件，控制模型中的要素，优化数据结构等能起到重要作用，使得设计处于可控状态，保证设计质量。

一、协同设计的要求

完成一项大型产品的研发，必须采用协同设计的方式。

按产品的特点、专业分工和工作量等情况组织设计团队。负责人根据工作要求和各自的业务熟悉情况给成员安排不同的

摩擦力矩随填脂量的增多呈现增大趋势，当填脂量达到 60mg 时，其启动摩擦力矩出现较大增幅。

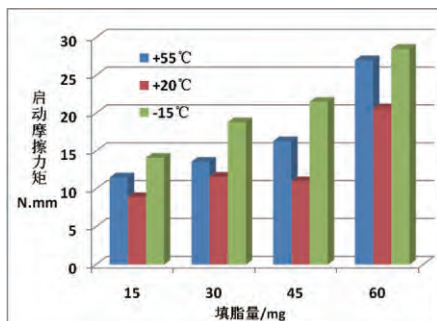


图 7 跑合前各脂量在不同温度下的启动摩擦力矩

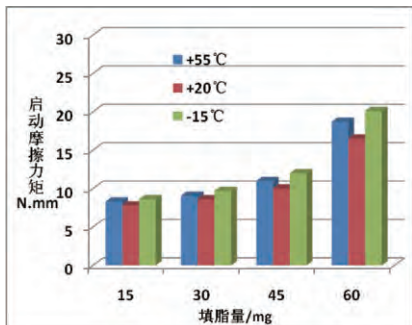


图 8 跑合后各脂量在不同温度下的启动摩擦力矩

图 7 和图 8 为四种方案跑合前后启动摩擦力矩随温度的变化情况，从图中可以看出跑合后各填脂量在不同温度下的启动摩擦力矩明显小于跑合前状态，启动摩擦力矩随填脂量的增加而增大。跑合前后四种方案下启动摩擦力矩随温度的变化趋势基本相同，都随温度的降低先减小后增大，但跑合后启动摩擦力矩随温度的变化更趋于平缓，尤其是填脂量为 15mg 和 30mg 时，高、低温与常温启动摩擦力矩值的差异不大，说明这两种填脂量下轴承组件的冷热启动能力更好，符合主机提出的摩擦力矩小而均匀的要求。

五、结论

本文根据空间油气的散逸模型分析确定了试验填脂量的方案，并进行轴承组件的性能对比试验与分析，得出如下结论：

- (1) 综合试验表明，基于工况，当填脂量为 30mg，约占轴承内部空腔容积的 1% 左右时，轴承滚道表面油膜形成均匀，轴承组件的运转稳定性最好；
- (2) 跑合后各填脂量在不同温度下的启动摩擦力矩明显小于跑合前状态，启动摩擦力矩随填脂量的增加而增大。