

岸桥行星式起升减速器振动与温升试验分析

刘媛媛, 张 氢, 聂飞龙, 秦仙蓉

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 设计了行星式起升减速器及基于功率封闭的试验方案,并针对振动和温升两大性能,完成了相应的试验研究.测得了不同工况组合下行星减速器振动加速度,分析其振动特性,并综合评价了减速器的传动性能.在不同扭矩和油位下完成了减速器的温升分布实测,得到关键部位和润滑油的温升,且润滑油温升符合标准规定.试验结果表明,行星式起升减速器的振动和温升性能符合要求.

关键词: 起升机构; 行星减速器; 振动; 温升

中图分类号: TH218

文献标志码: A

Experimental Study on Vibration and Temperature Rise of Planetary Gearbox in Hoisting Mechanism of Container Crane

LIU Yuanyuan, ZHANG Qing, NIE Feilong, QIN Xianrong

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The planetary gearbox applied to the hoisting mechanism and the experimental scheme based on power-closed platform were designed to evaluate the vibration and temperature rise performance of planetary gearbox. The vibration acceleration of planetary gearbox under different working conditions was obtained, and the dynamic characteristics of vibration were analyzed. Then the temperature test was accomplished to gain the temperature rise of critical positions and lubricating oil, and the oil's temperature accorded with the standards. The experimental results show that the vibration and temperature rise performance of planetary gearbox applied to the hoisting mechanism reaches the requirements.

Key words: hoisting mechanism; planetary gearbox; vibration; temperature rise

动力,实现货物的上升和下降,但平行轴式减速器有着体积大、质量重、传动效率低的缺点.行星齿轮传动采用多个行星齿轮同时传递载荷,使功率分流并合理地使用了内啮合,因此具有结构紧凑、体积小、传动效率高等优点.本文将行星传动应用到岸桥起升机构中,设计行星式起升减速器,使其与电机相配,实现起升功能.

但行星结构复杂,对设计、制造和使用维修要求高.特别是在岸桥起升电机的额定转速高达 $1\ 000\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 以上的高速行星齿轮传动中,对均载特性、系统的振动特性、零件的制造精度等方面要求更高.同时行星传动传递功率密度高,其能量损失也相应较大,使得温升比常规平行轴传动高,且结构紧凑体积小,散热能力有限^[1].当行星传动应用于起升机构,使得起升减速器的振动和温升两方面的问题尤为突出.因此,对行星式起升减速器的振动和温升性能进行试验分析,不仅对岸桥优化设计具有重要意义,同时也是扩大行星传动应用范围的重要工作.

目前对行星齿轮传动有较广泛的试验研究^[2-12]. Inalpolat 等^[5]试验研究了行星齿轮传动中调制边带振动特性.肖正明等^[6]根据减速器的模态试验对土压平衡盾构机行星减速器的振动和噪声进行测试与分析. Hohn 等^[7]利用热平衡法分析了减速器、汽车变速箱等的润滑油温度变化规律.马璇等^[8]用热网络法建立了 ZD-10 减速器齿轮传动系统的热平衡方程,计算了齿轮传动系统的稳态温度场. Marques 等^[10]通过试验测得了不同种类润滑油下齿轮箱的温度,研究了不同种类润滑油对齿轮箱效率的影响. Song 等^[11]根据振动试验验证了交错轴变厚齿轮的动力学建模方法. Helsen 等^[12]利用动态试验研究减速器内外部激励与模态特性之间的相互作用,从而为建立更加准确的多柔体齿轮箱模型提供依据.

起升减速器的工作工况较为复杂,经历频繁的

岸桥起升机构普遍采用平行轴式减速器来传递

收稿日期: 2015-07-13

基金项目: 国家自然科学基金(51205292); 工信部 2013 智能制造装备发展专项([2013]2519)

第一作者: 刘媛媛(1991—),女,博士生,主要研究方向为机械系统动力学. E-mail: anneliuyuan@gmail.com

通讯作者: 张 氢(1967—),男,教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为建设机械及其关键技术. E-mail: zhqing_tj@126.com

启停和正反转,且额定转速较高,其振动和温升问题较为突出.因此,为研究岸桥起升机构初次应用行星传动后的综合性能,对行星式起升减速器进行了振动和温升的试验分析.设计了行星式起升减速器和封闭功率流的动态试验台系统,在不同工况组合下测得减速器关键位置的振动响应,并在不同载荷和油位下测量了减速器的温升过程,综合评价了行星式起升减速器的性能,为岸桥的优化和设计提供参考数据.

1 功率封闭式试验台设计

1.1 行星式起升减速器

行星式起升减速器采用两级行星齿轮传动,如图1所示.额定输入转速 $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,额定扭矩 $12\text{ kN}\cdot\text{m}$,传动比 23.667.结构形式为太阳轮输入、行星架输出、内齿圈固定,并用3个行星轮进行均载和分流功率.行星架采用单片结构,结构紧凑,且无轴承支承可自由浮动,较利于均载;齿轮采用渗碳钢,渗碳热处理后磨齿,使得齿轮耐磨损,精度高,可靠性好.

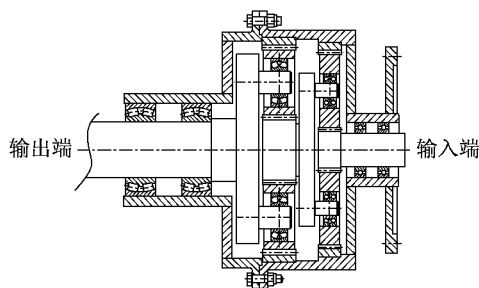


图1 行星式起升减速器结构简图

Fig.1 Structure sketch of planetary gearbox

1.2 试验台布置

行星式起升减速器的试验台系统布置如图2所示.2个行星减速器平行放置,它们的输出端通过具有1个平行轴的辅助减速器1连接;2个行星减速器的输入端分别连有1根扭杆,2根扭杆的另一端由辅助减速器2连在一起,形成1个矩形的动力传输路径;电机与辅助减速器2输入轴的另一端相连,从而带动整个系统的运转.辅助减速器1和2的传动比均为1,只是传递动力,并不改变转速和扭矩.只要将扭杆扭过一定角度后连接到试验台系统中,那么试验台系统中各构件都将承受到由扭杆转过一定角度所产生的负载扭矩;然后通过系统中的电机带动辅助减速器2输入轴转动,从而使得整个系统运转起来.整个试验台系统可通过扭杆的扭转角度和电机

的输入转速来实现不同的扭矩和转速工况.

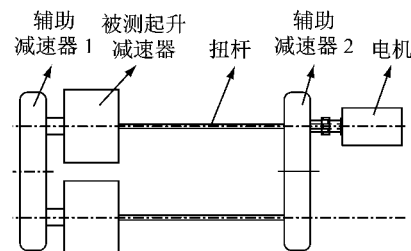


图2 起行星减速器试验台方案

Fig.2 Schematic of planetary gearbox test-rig

图2中的电机选用 YTSZ160M-6 型号的变频调速电机,额定功率为 7.5 kW ,额定转速为 $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,可调转速为 $0\sim 1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$.为了实时监测减速器上的负载扭矩,试验系统还配备了 DH5905 无线扭矩测试系统,如图3所示.在一根扭杆中点位置布置应变花,应变花采用 90° 应变花,其中应变花 45° 方向与扭杆轴线方向平行.

加载过程首先将其中1根扭杆的一端与辅助减速器2断开,并将辅助减速器2锁死,使得整个系统无法进行转动.然后利用加载装置使得扭杆转动一定角度,由扭杆上的无线传感器读出扭矩值,要求误差在正负 10% 范围内.最后保持扭杆的角度将扭杆再与辅助减速器2相连,并解除锁死.此时,扭矩已加入到试验台的系统中,可通过扭杆转过的角度来控制扭矩的大小.

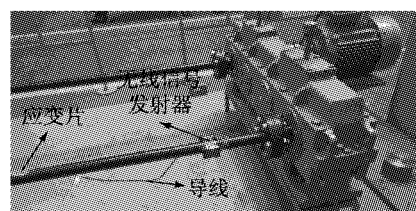


图3 无线扭矩测试系统布置图

Fig.3 Placement of wireless torque test system

2 振动测试及分析

2.1 测试方案和测点布置

被测行星式起升减速器的额定扭矩为 $12\text{ kN}\cdot\text{m}$,额定输入转速为 $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$.试验可以测试不同扭矩和速度工况下的振动数据,考虑到岸桥起升工作中减速器的转速扭矩都有不同程度的变化,这里选取测试工况中扭矩为 $0.6、12\text{ kN}\cdot\text{m}$,以及输入转速为 $200、600、1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 的9组工况进行振动测试.

行星式起升减速器的测点布置在振动较为突出

的位置,依次为输入轴承外侧、第 1 级齿圈箱体处、第 2 级齿圈箱体处、输出轴处 2 个支承轴承处,各位置的传感器采用压电式加速度传感器。

2.2 振动数据的时域分析

试验采样频率为 2 650 Hz,通过扭杆的加载和电机的调速,完成不同工况下 5 个测点的加速度信号采集。表 1 为不同工况下高速级齿圈处振动加速度的均方值。从表中可以得到,随着输入转速和扭矩的增加,振动加速度的均方值也随之增大,表明输入转速和扭矩越大减速器的振动也越剧烈,因此下文主要对最大扭矩和转速额定工况下的振动数据进行分析。

表 1 不同工况下高速级齿圈处的振动加速度均方值

Tab.1 RMS of vibration acceleration at high-speed level ring under different working conditions

输入转速/ (r · min ⁻¹)	振动加速度均方值/(mm · s ⁻²)		
	T=0	T=6 kN · m	T=12 kN · m
200	0.081	1.193	1.619
600	0.440	1.904	5.701
1 000	0.929	2.721	14.415

注: T 为减速器承受的扭矩。

为分析行星减速器传动的平稳性以及是否存在偏载的冲击成分,在振动加速度数据的时域指标中增加了偏斜度和峭度指标,数学表达式如下所示:

$$S = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3}{\left[\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \right]^3} \quad (1)$$

$$K = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \right)^2} \quad (2)$$

式中: S 为偏斜度; K 为峭度指标; x 为振动加速度数据; N 为数据的点数; \bar{x} 为数据的平均值。

表 2 为额定工况时测点 1~5 号振动加速度的时域统计值,包括峰值、均方值、偏斜度和峭度指标。由表中峰值和均方差可知,各测点中低速级齿圈处

振动最大、高速级齿圈处次之,轴承各处的振动最小。这主要是由于额定扭矩时齿轮传递的扭矩大,齿圈处的轮齿啮合力也大,由时变啮合刚度产生的振动比轴承处的振动要大,所以两齿圈处的振动较为明显。5 个测点的振动数据的偏斜度几乎为零,振动数据几乎上下对称,表明减速器安装无松动,制造和安装的精度较高。同时峭度指标也都约等于 3,即振动数据服从正态分布,无明显的冲击,说明减速器的运转平稳,没有明显的偏载情况。

表 2 额定工况下各测点的加速度时域统计值

Tab.2 Time-domain statistical values under the rated condition

测点	峰值/ (mm · s ⁻²)	均方差/ (mm · s ⁻²)	偏斜度	峭度指标
1	22.652	6.304	0.010	3.075
2	44.355	9.555	0.035	3.080
3	54.439	14.415	0.058	2.961
4	25.129	6.595	0.017	2.877
5	21.029	4.868	0.059	3.143

2.3 振动数据的频域分析

图 4 和 5 为额定工况时输入轴承处、高速级齿圈处以及输出轴承处的振动加速度时域和频域响应。各频谱图的频率主要集中在 600 Hz 以下,频谱中的主要频率 128 Hz 和 192 Hz 在低速级啮合频率 64 Hz 和其倍频附近,图中 302.65 Hz 是高速级的啮合频率,407.7 Hz 为减速器的结构频率。这些频率的出现体现了啮合刚度系统的周期激励。从频谱图中可以得到,输入轴承处的最大振动频率为 407.7 Hz,表明此处刚度大系统结构频率对振动的贡献较大;齿圈与输出轴承处的最大振动频率为 302.65 Hz,系统特征频率成分对振动贡献较大。而 2 个轴承处的转动频率成分不明显,说明轴承支承刚度对齿轮系统的激励较小。

同时各频谱图中的振动频率边频带并不明显,这也说明了行星减速器的制造和装配的精度高,传动较为平稳,无明显偏载情况。

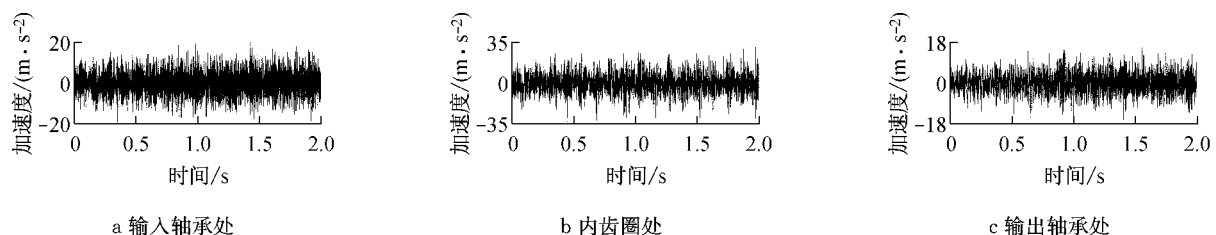


图 4 起升减速箱的加速度时域响应

Fig.4 Acceleration response in time domain of gearbox

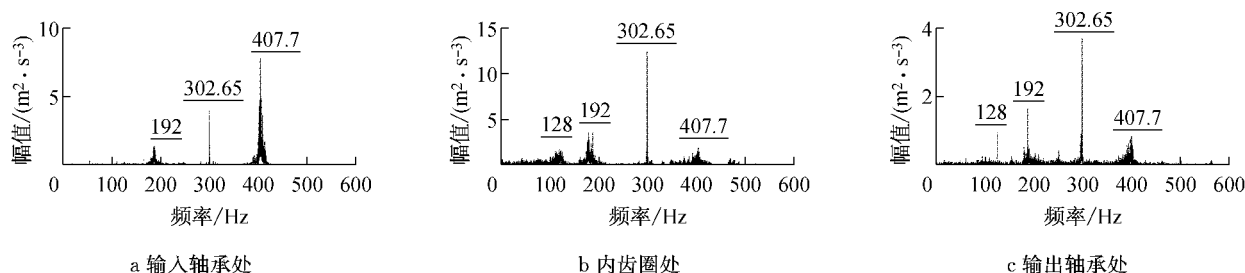


图5 起升减速箱的加速度频域响应

Fig.5 Acceleration response in frequency domain of gearbox

3 温升测试及分析

3.1 测量方法及测点布置

考虑到齿轮传动系统的能量损失分2种:与载荷相关和与载荷无关.与载荷无关的功率损失有搅油损失、风阻损失和液力损失,其中搅油损失占主要部分.为研究起升齿轮系统温升和温度分布的变化,可从载荷和搅油两方面来分析.选取带载、空载2种载荷状态下,高、中、低3种油位共6组工况进行测试.带载工况取起升减速器的额定输入扭矩,约525 N·m,转速1 000 r·min⁻¹;空载时,施加扭矩为零,电机转速与带载时相同.减速器的高、中、低3种油位的油量分别为:中油位的润滑油体积约为箱体内部体积的一半,高油位时则约为内体积的70%,低油位时为20%左右.

为了全面了解起升行星减速器整体温升情况,在减速器箱体,各级传动轴的轴承处布置了测点.行星减速器共布置4个测点,如图6所示,分别为输入轴承处、齿圈箱体处、输出轴承处和箱体内润滑油.同时在测试时,记录了试验台的初始环境温度.在轴承和箱体处的温度测量采用红外线测温仪,距离箱体表面50 mm垂直测量,润滑油的温度采用嵌入式

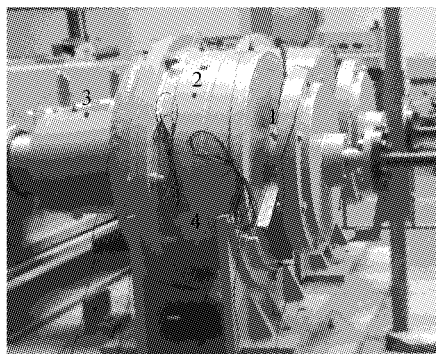


图6 起升行星减速器温度测点布置图

Fig.6 Placement of temperature measuring points on gearbox

温度传感器,并可实时显示温度的变化.

3.2 温升数据分析

根据温升测试的方案,首先在空载工况下每隔15 min对各测点的温度进行记录.图7a~c分别为输入轴承、内齿圈以及输出轴承处的温升在5 h内随时间的变化.3个工况下的初始环境温度分别为:空载低油位,27.0 °C;空载中油位,26.7 °C;空载高油位,25.6 °C.

由图7中可知,各测点的温升随时间的变化而增大,开始部分变化较大,后面温升的变化趋于平缓,说明在5 h之后整个起升减速器开始趋于热平衡状态,即减速器运转过程产生的热量与向外辐射的热量达到平衡,各处的温度保持基本不变.

从整体的温升分布来看,输入轴承处的温升最大,最高达到40 °C左右,内齿圈处最大约为30 °C,输出轴承处最大约为25 °C.输入轴承处的转速较大,因此轴承接触的摩擦损失较大;而输出轴承处的转速较小,摩擦损失较小,故温升相对最小.内齿圈处的温升是由齿轮啮合的摩擦损失产生的,行星传动每一级有多对齿轮同时啮合,因此啮合损失产生的热量是不容忽视的.

对比油位的不同,3个测点的温升过程都是高油位最高、中油位其次、低油位最小,这跟搅油损失有直接关系.高油位时,搅油损失最大,能量的损失以热源的形式向外扩散,使得各测点的温升较高.而图7c中输出轴承处温升的初始阶段,高油位的温升小于低油位的温升,主要是因为高油位时减速器箱体内润滑油用量多,虽然搅油损失大,但在初始阶段的温升要小,随着运行时间的增加逐渐达到热平衡,高油位的搅油损失大,温升要高于低油位的温升.由此可以说明,行星式起升减速器工作的时候,尤其是高速运转的工况下,应尽量选择较低的油位.

同时在带载工况下,油位选取为高油位,各测点的温升变化曲线如图8a~c.此时高油位带载工况的初始环境温度为25.8 °C.由图8可知,空载工况的

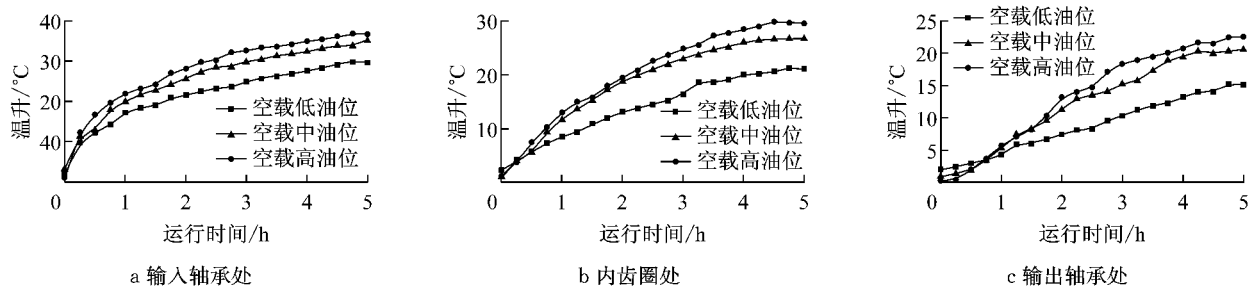


图7 空载时3种油位下各测点的温升

Fig.7 Temperature rise of no-load condition under three oil levels

温升曲线与有载工况的温升曲线趋势相同,但空载各测点的温升都低于有载工况.在相同的转速下,传递的载荷增大也将增大齿轮啮合和轴承接触处的摩擦损失,使得这些地方的热源能量增大,从而引起各

测点的温升将升高.同样各测点的温度分布与前文相同,输入轴承处的温升最大,齿圈箱体处次之,输出轴承处最小.

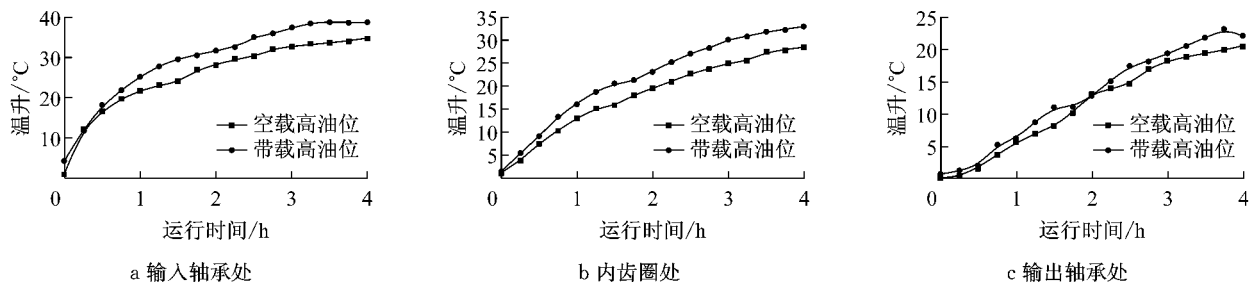


图8 高油位下空、带载各测点的温升

Fig.8 Temperature rise of high oil level under no-load and on-load conditions

为分析减速器达到热平衡后的温度,表3列出了减速器的润滑油在6个工况下热平衡后的温升.由表可知,带载工况达到热平衡的时间要大于空载工况,油位对热平衡时间的影响不大.与前面分析的结论一致,带载工况的温升大于空载工况,高油位的温升最大.6个工况中,润滑油达到平衡后的最高温度为71.8℃,低于《齿轮手册》中规定的82℃,使得润滑油具有较好的性能,保证了齿轮传动系统的正常工作.

表3 润滑油热平衡后的温升

Tab.3 Temperature rise of lubricating oil after thermal balance

项目	带载工况			空载工况		
	高油位	中油位	低油位	高油位	中油位	低油位
热平衡时间/h	5.00	6.00	5.00	4.75	4.75	4.50
温升/℃	46.2	41.5	32.0	39.3	37.7	28.4

4 结论

(1) 在振动测试中,随着输入转速和扭矩的增加,行星减速器振动得越剧烈,各测点中低速级齿圈处振动最大.行星减速器输入端刚性较大,系统结构频率处能量较高,输出端处系统特征频率处能量也

较高.从各测点的振动时域统计特征和频谱图中可知,行星式起升减速器制造和安装精度高、传动平稳且无明显偏载情况.

(2) 在温升测试中,油位的增高和扭矩的增加都将使得减速器整体温度升高,各测点中,输入轴承处最高.减速器达到平衡后的润滑油最高温度为71.8℃,满足设计要求,使得润滑油具有较好的性能,保证了齿轮传动系统的正常工作.

(3) 试验研究结果表明,设计的行星式起升减速器的振动和温升性能符合要求,为行星传动应用到岸桥起升机构提供了依据.

参考文献:

- [1] 齿轮手册编委会. 齿轮手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.
Editorial Committee of Design Manual for Gear. Design manual for gear[M]. Beijing: China Machine Press, 2000.
- [2] 卜忠红,刘更,吴立言.行星齿轮传动动力学研究进展[J]. 振动与冲击,2010,29(9):161.
BU Zhonghong, LIU Geng, WU Liyan. Research advances in planetary gear trains dynamics[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(9): 161.

(下转第1120页)