

①
97, 20(1)
1-6

双包络环面蜗杆传动润滑机理 的模拟试验研究

TH132.44
TH117.2

The Experimental Study of Lubrication Mechanism of Double Enveloping Hourglass Worm Gearing

贺惠农^① 韦云隆^① 周银生^② 付连华^② 全永昕^②
He Huinong Wei Yunlong Zhou Yinsheng Fu Lianhua Quan Yongxin

(① 重庆大学, 重庆, 63 044; ② 浙江大学, 第一作者 31 岁, 男, 博士后)

A 摘要 根据双包络环面蜗杆传动的接触特性和润滑油膜的形成特点, 提出了能模拟该蜗杆传动挤压效应和卷吸效应共同作用的简化接触模型, 并设计了相应的模拟试验台。利用该试验台对挤压效应和卷吸效应耦合作用的润滑机理进行了试验研究, 同时分析了主轴转速、加载速度、油腔深度等对接触面间润滑油膜的形成和承载能力的影响, 取得了一些有益的结论。

关键词 双包络环面蜗杆传动; 挤压效应; 卷吸效应; 耦合作用; 模拟试验

中国图书资料分类法分类号 TH117. 2; TH132. 41

ABSTRACT According to the characteristic of contact and lubrication of double enveloping hourglass worm gearing, a simplified contact model that can simulate the lubrication mechanism of coupling effect of squeezing effect and entraining effect of this worm gearing is presented. A simulating test set is designed. The lubrication mechanism of coupling effect of squeezing effect and entraining effect is studied experimently by using this set. And the influences of rotation speed, loading speed and depth of oil pocket on the forming of lubrication film and loading ability between contact surfaces are analyzed. Some beneficial conclusions are obtained.

KEYWORDS double enveloping hourglass worm gearing; squeezing effect; entraining effect; coupling effect; simulating test

0 引 言

双包络环面蜗杆传动在同一齿面上有两条接触线, 在进入啮合初期, 两条接触线分布于蜗轮齿面的两端。随着啮合的进行, 两接触线向齿面中部移动, 相互靠近, 在一定的时刻两接触线在齿顶相交于二界曲线上, 在两啮合齿面间形成一半封闭的油腔。随着啮合的继续进

* 收文日期 1996-01-23
国家自然科学基金重点资助项目

行,油腔体积不断缩小,在油腔内产生挤压效应^[1,2],因而这种蜗杆传动是挤压效应和卷吸效应共同作用的润滑形式。文献[3]对这一阶段的流体动力润滑分析表明:挤压效应和卷吸效应的耦合作用较大程度提高了齿面的润滑性能和承载能力。为了试验研究两者耦合作用的润滑机理,为双包络环面蜗杆传动的摩擦学设计提供依据。本文提出了能近似模拟双包络环面蜗杆传动润滑特性的简单接触形式,并设计了相应的模拟试验台,对这一润滑机理进行试验研究。

1 接触模型的建立

双包络环面蜗杆传动的蜗轮齿面和蜗杆齿面均为复杂的空间曲面,其瞬时接触线为两条空间曲线,并且随着啮合的进行,两接触线的空间位置和长度等均不断变化。要对这一复杂接触情况的润滑机理(挤压和卷吸效应耦合作用)进行直接的试验研究将是十分困难的。为此须根据双包络环面蜗杆传动的接触特性和润滑油膜形成机理,对两接触面进行适当的简化。文献[3]对这种蜗杆传动的润滑机理分析结果可知,该蜗杆传动的主要润滑特点有以下两点:

- 1) 两啮合齿面间双线同时接触,并且两接触线在齿面间包围形成挤压油腔。
- 2) 卷吸效应和油腔内的挤压效应共同对齿面间润滑油膜的形成起作用。

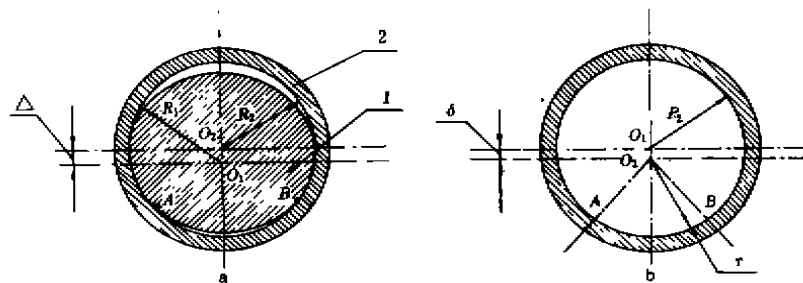


图1 特型滑动轴承结构

a 接触模型; b 空心圆柱体结构

根据上述特点,建立了能模拟该蜗杆传动的接触和润滑状况的较为简单的接触模型(如图1a所示)。图中轴颈1为简单的圆柱体,外圆半径为 R_1 。轴承2为空心圆柱体(如图1b),在其半径 R_2 的内圆柱面上挖有一半径为 r 的圆弧槽,该圆弧槽与内圆面交于A、B两点,其中心和内圆柱面的中心不重合,两中心的距离为 δ ,且有 $r < R_1$ 。当轴颈和轴承接触时,其接触线为过A、B两点且平行于轴线的两直线,这样在两接触面间形成了两端开口的油腔(图1a)。当轴颈1以一定的速度回转时,由于卷吸效应的作用,在接触面间将形成一定厚度的流体动压润滑油膜。此时如再动态加载,润滑油膜将要变薄,同时油腔的体积也随之减小,在油腔内将产生一定的挤压效应,因而此时的润滑状态是挤压效应和卷吸效应共同作用的润滑形式。该润滑形式类同于双包络环面蜗杆传动的润滑形式。

2 模拟试验装置及运行条件

利用上述简化的接触形式,设计了能对双包络环面蜗杆传动挤压效应和卷吸效应共同

作用的润滑机理进行试验研究的模拟试验台。图 2 为模拟试验台的结构简图，试验台主要由以下几部分组成。

1) 动力装置：它由调速电动机 1 和电机转速调节仪组成。

2) 加载装置：它由加载油缸 4，加载油缸供油泵站，静压轴承（做成 4 个油腔以利于调节平衡）和加载调节显示仪组成，提供在一定范围内可连续调节的载荷。

3) 位移测试部件：它由位移传感器，位移测试放大仪和计算机组成，测试、放大、记录和显示特型轴承的水平和垂直的位移，并在计算机屏幕上实时绘制轴心轨迹曲线。

4) 摩擦力测试部件：它由压力传感器和放大显示仪组成，测量特型轴承的摩擦力。

5) 主轴转速测试装置：它由转速传感器 2 和放大显示仪组成，测试主轴的转速。

6) 试验台工作部件 3：它的具体结构如图 3 所示。

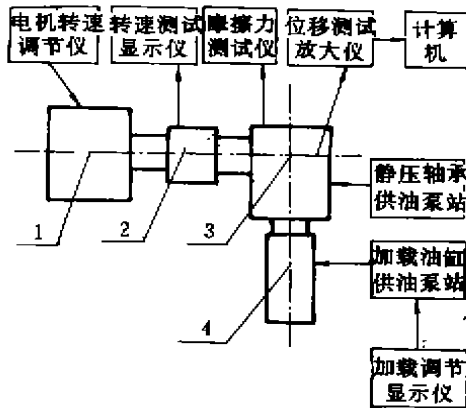


图 2 模拟试验台组成简图

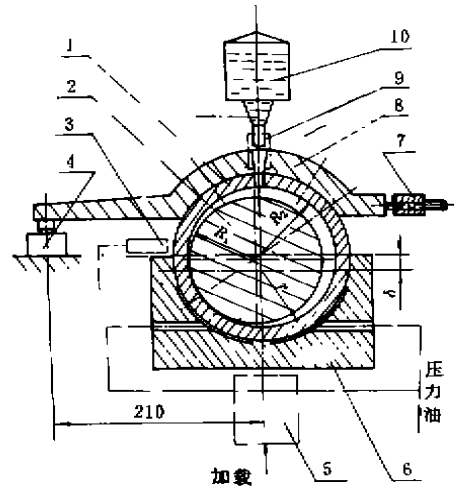


图 3 试验台工作部件结构简图

- 1. 特型轴承； 2. 轴； 3,9. 位移传感器；
- 4. 力传感器； 5. 加载油缸； 6. 静压轴承；
- 7. 平衡调节； 8. 摩擦力测试杆； 10. 供油装置

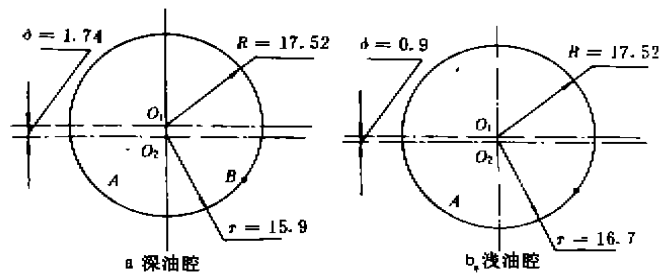


图 4 试验用特型轴承内腔尺寸

a 深油腔； b 浅油腔

特型轴承采用充分供油润滑，所用润滑油为 32# 机械油。

在上述模拟试验台上，对两种不同油腔深度的特型轴承（图 4a, b 所示），在不同的转速、不同的加载速度下的润滑性能进行试验研究，以揭示主轴转速、加载速度、油腔深度对该轴

承润滑性能的影响。用摩擦力传感器测得该轴承在不同工况下的摩擦力,通过计算求得该工况下的摩擦系数,以初步判断该轴承所处的润滑状态。用差动涡感式位移传感器测量给定工况下轴承的水平和垂直两个方向的轴心位移,测得的电量经放大后用AD板将该模拟量转换成数字量,将它和标定量值进行比较,转换成相应的位移量值,存储在计算机内,并同时在计算机屏幕上绘出轴心迹线,以便适时监测。

本试验用图形处理软件 *Graphictools* 对所测得的数据进行曲线拟合,以消除试验台的机械振动、供油状况等偶然因素的影响,并绘制所测的轴心轨迹变化曲线以供进一步分析。

3 试验结果及分析

3.1 摩擦力分析

图5绘制了两种不同的油腔深度及无油腔情况下的摩擦力 f 测试曲线(无动态加载)。图6绘制了相应的摩擦系数 μ 曲线。从图中的结果可知,随着载荷的增加,摩擦系数减小,无油腔时摩擦系数最小。在同样的载荷下,浅油腔的摩擦系数要比深油腔的摩擦系数小,并且随着载荷的增加三者的偏差增大,这表明浅油腔有利于流体润滑油膜的形成。从图中的摩擦系数曲线各点的值可以初步判断,在图中的载荷范围内,本试验用的特型轴承处于全膜润滑状态。

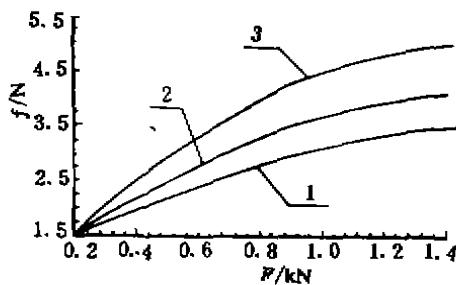


图5 摩擦力曲线

1——无油腔,2——浅油腔,3——深油腔

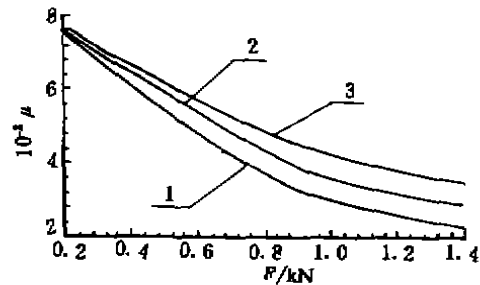


图6 摩擦系数曲线

1——无油腔,2——浅油腔,3——深油腔

3.2 轴心轨迹分析

3.2.1 主轴转速对轴心轨迹的影响

图7a在给定载荷(50 N)下,特型轴承中心位置(X 为水平方向, Y 为垂直方向)随主轴转速变化曲线。从图中的曲线分析可知,随着主轴转速的提高(图中从 a 点到 b 点方向),特型轴承的偏心距减小,如在 a 点偏心距 $e = 57 \mu\text{m}$,而在 b 点偏心距 $e = 9 \mu\text{m}$,可见随着主轴转速的提高,轴承的润滑油膜厚度逐渐变厚。

图7b中的曲线1和曲线2为当主轴转速分别为800 r/min和1200 r/min,随着载荷增加所测得的特型轴承的轴心迹线。对比两曲线可知,在转速较小时,随着载荷的增加,油膜厚度减小较快。当载荷均为1400 N时(对应曲线1上的点 a ,曲线2上的点 a'),图中曲线1上 a 点的偏心距为68 μm ,而图中曲线2上的对应点 a' 的偏心距为64 μm 。

以上说明随着主轴转速的提高,该轴承的润滑性能也将随之改善。

3.2.2 加载速度对轴心轨迹的影响

图 8 中列出了两种不同的加载速度(快速和慢速加载,慢速加载是指加载速度足够慢,以至于可以忽略由于载荷变化而引起的油腔内挤压效应的作用,此时可视为接触面间的润滑油膜仅由卷吸作用而形成)下,随载荷增加的轴心轨迹曲线。图中曲线 1 为快速加载时的轴心轨迹曲线,曲线 2 为慢速加载时的轴心轨迹曲线。从图中的结果可知,由于快速加载时挤压效应的存在,使得两条轴心迹线不一致。快速加载时轴心在水平方向位移的最大值为 $22\ \mu\text{m}$,而慢速加载时的最大值为 $34\ \mu\text{m}$ 。快速加载时的轴心轨迹变化落后于慢速加载时轴心轨迹的变化,如图 8 所示当慢速加载达到 $1\ 400\ \text{N}$ 时,轴心位置在曲线 2 上的点 a ,它的偏心距 $e=67\ \mu\text{m}$,而快速加载时,由于挤压效应的存在(平均挤压速度约为 $5.0\times 10^{-6}\ \text{m/s}$),延缓了轴心的变化,当载荷增加到 $1\ 400\ \text{N}$ 时,轴心位置在曲线 1 上的 a' 点,它的偏心距 $e=64\ \mu\text{m}$,这表明在同一载荷下快速加载时的油膜厚度较大。因而油腔内挤压效应的存在提高了接触面间的润滑性能。

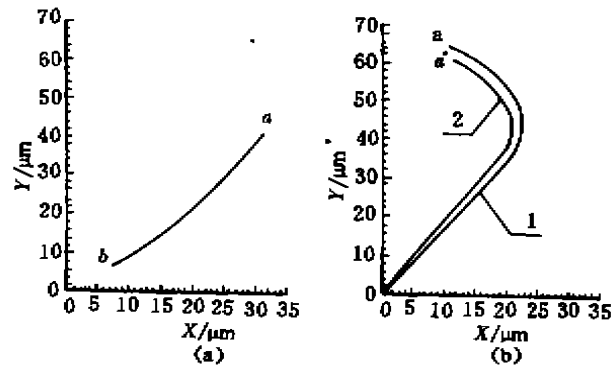


图 7 轴心轨迹曲线

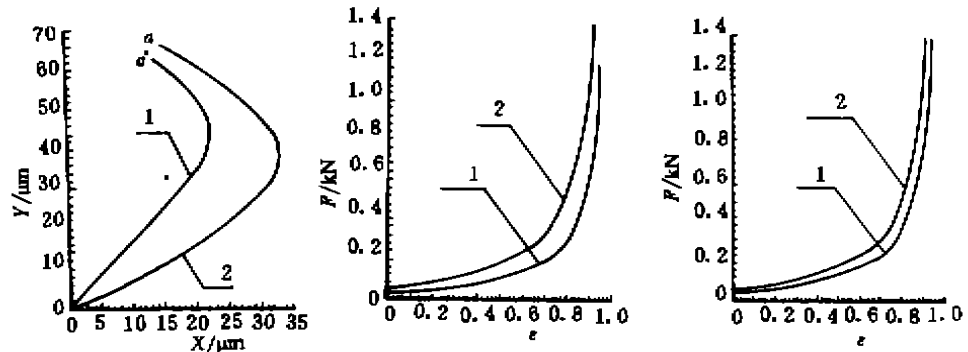


图 8 不同加载速度下轴心轨迹

图 9 载荷随偏心率变化曲线

图 10 载荷随偏心率变化曲线

3.3 承载能力分析

3.3.1 加载速度对承载能力的影响

图 9 中的曲线 1 和曲线 2 分别为慢速加载和快速加载时载荷随偏心率的变化曲线,从图中结果分析可知,由于快速加载时油腔内挤压效应的存在,在同一偏心率下的承载能力有所提高,如当偏心率 $e=0.7$ 时,慢速加载时所能承受的载荷 $F=200\ \text{N}$,而快速加载时 $F=340\ \text{N}$,慢速加载时增加了 70% ,并且随着偏心率的增加,两者之间的承载能力相差更大,如

在偏心率 $e=0.8$ 时,慢速加载时 $F=300\text{ N}$,而快速加载时 $F=560\text{ N}$,较慢速加载时增加了 82%。可见油腔内挤压效应提高了该轴承的承载能力。

3.3.2 油腔深度对承载能力的影响

图 10 列出了两种不同油腔深度试件的载荷随偏心率的变化曲线。图中的曲线 1 为深油腔试件,曲线 2 为浅油腔试件。对比图中的结果可知,当轴承偏心率相同时,浅油腔的承载能力较深油腔的承载能力高。如当偏心率 $e=0.7$ 时,深油腔试件所能承受的载荷 $F=220\text{ N}$,而浅油腔试件所能承受的载荷 $F=330\text{ N}$,增加了 50%,并且随着偏心率的增加,两者之间的承载能力相差更大,如在偏心率 $e=0.8$ 时,深油腔试件所能承受的载荷 $F=360\text{ N}$,浅油腔试件所能承受的载荷 560 N ,较深油腔增加了 55%。这说明在同样偏心率下(也即油膜厚度相同),浅油腔的承载能力高于深油腔的承载能力。

以上一系列结果表明,在本文试验工况下,油腔内的挤压效应提高了油膜的承载能力。本文试验中所加的平均挤压速度约为 $5.0 \times 10^{-6}\text{ m/s}$,由于平面双包络环面蜗杆传动油腔内的挤压速度的数量级约为 10^{-6} m/s 和 10^{-5} m/s ,这和本试验的挤压速度处于同一数量级。因此可初步认为,在平面双包络环面蜗杆传动的润滑油膜形成过程中,油腔内的挤压效应起着重要作用,正是由于挤压和卷吸效应的耦合作用使该蜗杆传动的润滑性能变得更为优越。

4 小 结

通过对双包络环面蜗杆传动的挤压效应和卷吸效应耦合作用润滑机理进行模拟试验研究,得到了以下结果:

- 1) 模拟试验研究结果表明,油腔内的挤压效应对润滑油膜的形成有着重要的影响,它的存在很大程度上提高了接触面间的润滑性能和承载能力。
- 2) 挤压油腔深度对润滑油膜的形成有着一定的影响,随着油腔深度的减小接触面间的润滑性能变好,承载能力也随之提高。
- 3) 挤压效应和卷吸效应对二次包络环面蜗杆传动齿面润滑油膜的形成均有着重要的影响,正是由于两者的耦合作用使得该蜗杆传动的润滑性能变得优越。

参 考 文 献

- 1 Wei Yunlong. Transmission-Tribology and Transmission-Tribology Design. Progress in Natural Science, 1992, 2 (6), 491~497
- 2 Wei Y L, Kato M. Design of Hourglass Worm Gearing on the Stand-point of Improving Lubrication Ability. In: Mpt MT' 91 JSLE International Conference on Motion and Power Transmission. Hiroshima, 1991. 1030~1042
- 3 He H N, Zhou Y S. A Study of Lubrication of Double Enveloping Hourglass Worm Gearing. In: Pro of the Inter Symp on Trib. Beijing, 1993. 330~335
- 4 贺惠农. 平面二次包络环面蜗杆传动润滑性能分析, [博士学位论文], 杭州, 浙江大学机械系, 1995