

# 行星减速器油膜均载的分析计算

刘伟强

(北京航空航天大学机器人研究所, 北京, 100083)

## ANALYSIS ON EQUILIBRATING LOAD IN A PLANETARY REDUCER BY OIL FILM CALCULATION

Liu Weiqiang

(Research Institute of Robot, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, 100083)

**摘要** 运用流体动力润滑理论分析了油膜均衡行星齿轮间载荷的机理, 解释了共转滑动轴承的动态特性。利用数值方法求解了 Reynolds 方程。计算结果和试验结果有良好的一致性, 并表明: 共转滑动轴承的油膜柔度随载荷的增大而减小; 随轴承间隙的增大而增大; 随转速的增大而减小。

**关键词** 挠性, 齿轮, 轴颈轴承

**中图分类号** V233.1, V233.4, TH132.46

**Abstract** In this paper, the principle of equilibrating loads in planetary gears is analysed by oil film calculation, and the dynamics characteristics of co-rotating bearing (its bush rotates with journal rotating) are explained by hydrodynamics theory. The analysis results show that the co-rotating bearing has a higher load capability and a larger flexibility of oil film. The Reynolds Equation is solved by numerical method, and results are shown by curves. The experimental investigation on co-rotating bearing is made, and experimental results show that the oil film flexibility decreases as the bearing load increases, the flexibility increases as the bearing clearance increases and decreases as bearing rotation rate increases. The experimental investigation on load equilibrating is made in a planetary reducer, and results show that loads among planet gears get a good distribution by using co-rotating bearing.

**Key words** flexibility, gear, journal bearings

行星齿轮传动之所以具有许多优点并得以不断发展主要是采用了“功率分流”式的结构形式, 充分地利用了内啮合传动的优势。但是, 由于不可避免的制造、安装误差以及传递功率时零件的变形, 工作时各个行星轮所分担的载荷不均匀, 严重影响着行星传动优越性的发挥, 使轮齿发出噪声、产生振动、齿面点蚀、齿轮箱发热、轴承损坏, 从而缩短其使用寿命; 严重时, 会导致异常工作情况和出现事故。所以, 各行星轮之间的载荷均匀分配一直是国内外研究的一个重要课题。

### 1 油膜浮动均载装置均衡行星齿轮间载荷的机理

#### 1.1 Reynolds 方程

1992年5月3日收到, 1993年1月13日收到修改稿

使各行星轮之间载荷分配均匀的方法,除了提高零、部件的制造、安装精度以外,一般是采用均载装置。目前,国内外有多种类型的均载装置,而油膜浮动均载装置以其结构紧凑、体积小、重量轻、成本低、安装方便、减振性能好、工作平稳及均载效果好等一系列优点,成为均载装置中的佼佼者。油膜浮动均载装置实质上是一个共转滑动轴承,工作时,其轴承工作表面(轴瓦)和轴颈同速、同向旋转。根据摩擦学理论,其 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\eta \frac{\partial h}{\partial x} U \quad (1)$$

普通滑动轴承的 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \frac{\partial h}{\partial x} U \quad (2)$$

为方便起见,按普通滑动轴承的情况定性分析均载机理。在静载情况下,利用无限宽轴承理论解 Reynolds 方程可得下列各式

$$P = \frac{6\eta U L \varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)} \left( \frac{r}{c} \right)^2 \sqrt{4\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)} \quad (3)$$

$$p_m = 6\pi\eta N \left( \frac{r}{c} \right)^2 \frac{\varepsilon \sqrt{4\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)}}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)} \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{2\varepsilon} \quad (5)$$

其中  $P$ —轴承总载荷(N);  $p_m$ —轴承单位面积载荷(N/mm);  $r$ —轴颈半径(mm);  $c$ —轴承半径间隙(mm);  $L$ —轴承宽度(mm);  $\eta$ —润滑油粘度(N·s/mm<sup>2</sup>);  $\varepsilon$ —偏心率;  $\varphi$ —偏位角;  $U$ —轴颈的圆周速度(mm/s);  $N$ —轴颈的转速(r/s)。

由式(3)、式(4)、式(5)可知:随着行星轮上载荷  $p_m$  的增加,最小油膜位置的

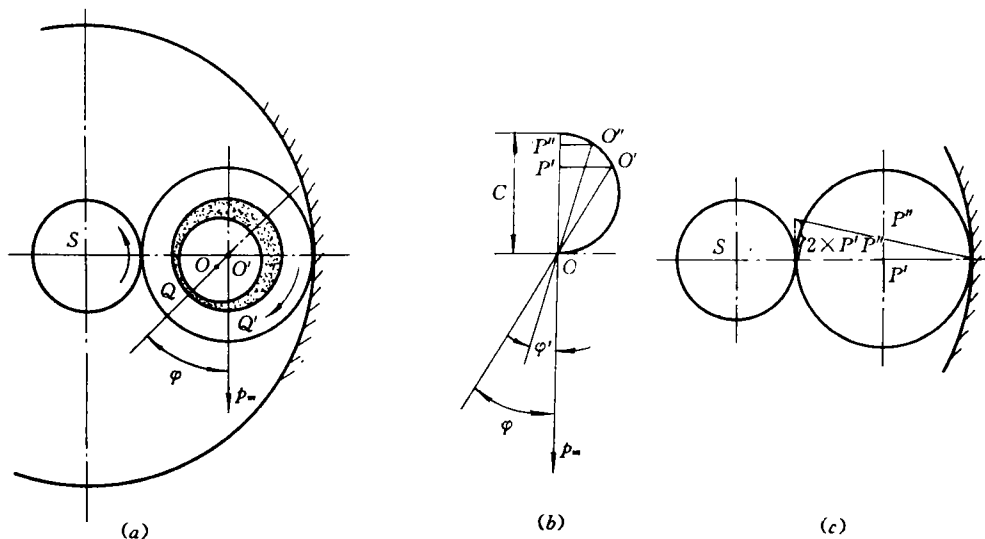


图 1 最小油膜厚度及行星轮中心移动轨迹

点  $Q$  将向  $Q'$  靠近, 如图 1(a) 所示。行星齿轮中心  $O'$  沿着近似以  $c$  为直径的半圆周轨迹从  $O'$  移动到  $O''$ , 在力  $p_m$  方向线上的位移量为  $P'P''$ , 如图 1(b)。这意味着中心轮的节圆处将有  $2P'P''$  的移动量 (松脱), 如图 1(c) 所示。此时, 该行星轮上的载荷自然就会减少, 从而达到各轮载荷均衡。

## 1.2 油膜浮动量的分析

定义行星轮中心在载荷变化时的移动量为浮动量, 以  $C$  表示。从图 1 知

$$OP' = OO' \cos \varphi = c \varepsilon \cos \varphi = \frac{2c\varepsilon^2}{\sqrt{4\varepsilon^2 - \pi^2\varepsilon^2 + \pi^2}}$$

$OP'$  和  $p_m$  均为偏心率  $\varepsilon$  的函数, 所以

$$C = \frac{\partial OP'}{\partial p_m} = \frac{\partial OP'}{\partial \varepsilon} \cdot \frac{\partial p_m}{\partial \varepsilon}$$

$$= \frac{c}{3\pi\eta N} \left(\frac{c}{r}\right)^2 \frac{\varepsilon \{(4 - \pi^2)\varepsilon^2 + 2\pi^2\} (-\varepsilon^4 - \varepsilon^2 + 2)^2}{\{(4 - \pi^2)\varepsilon^2 + \pi^2\} \{2(4 - \pi^2)\varepsilon^6 + 3\pi^2\varepsilon^4 + (16 - 3\pi^2)\varepsilon^2 + 2\pi^2\}} \quad (6)$$

行星轮节圆啮合齿面的浮动量为  $2C$ 。

以上各式均是在轴承体 (本文称为轴承工作表面) 不回转的情况下, 即普通滑动轴承的情况下得出的。对于油膜浮动均载装置来说, 中间浮环 (轴颈) 和行星轮 (轴承工作表面) 同向、同速回转。类似于上面的分析同样可由 Reynolds 方程得出相应的  $P'$ 、 $p'_m$ 、 $\text{tg}\varphi'$  及油膜浮动量。

图 2 所示为两种结构型式的油膜浮动均载装置。①型结构中, 行星轮与中间浮环之间形成一层油膜, 即共转滑动轴承油膜; ②型结构中, 行星轮与中间浮环、中间浮环与行星轮轴之间各形成一层油膜, 共两层油膜。其中一层为共转滑动轴承油膜, 另一层为普通滑动轴承油膜。这两种滑动轴承的半径间隙是不同的, 分析如下:

根据摩擦学理论, 当轴承工作表面不回转时, 轴承特性系数为

$$S = \frac{2\eta N L r^3}{P c^2} \quad (7)$$

当轴承工作表面回转时, 轴承特性系数为

$$S' = \frac{4\eta N L' r'^3}{P' c'^2} \quad (8)$$

若两种情况下载荷相等, 则  $S = S'$ 。当  $L = L'$  时, 得

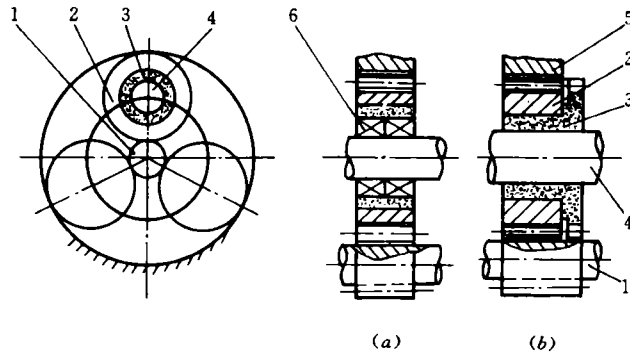


图 2 油膜浮动均载装置结构

①型结构; ②型结构

- 1—太阳轮; 2—行星轮;  
3—中间浮环; 4—行星轮轴;  
5—内齿轮; 6—滚动轴承

$$\frac{c'}{c} = \sqrt{2} \left( \frac{r'}{r} \right)^{3/2} \quad (9)$$

从式(9)看出, 对于轴承工作表面回转即共转滑动轴承的情况来说, 其半径间隙等于同尺寸普通滑动轴承的 $\sqrt{2}$ 倍。

从图 2, 设  $r$ 、 $r'$  为中间浮环的内外半径,  $c$ 、 $c'$  分别为中间浮环的内外半径间隙,  $C$  为普通滑动轴承的浮动量,  $C'$  为㊟型结构行星轮的浮动量,  $C$  为㊠型结构行星轮的浮动量。

从式(6)

$$C = \frac{c}{3\pi\eta N} \left( \frac{c}{r} \right)^2 f(\varepsilon) \quad (10)$$

$$C' = \frac{c'}{6\pi\eta N} \left( \frac{c'}{r'} \right)^2 f(\varepsilon) \quad (11)$$

将式(9)代入式(11)

$$C' = \sqrt{2} \left( \frac{r'}{r} \right)^{5/2} C \quad (12)$$

$$C_i = C + C' = \left[ 1 + \sqrt{2} \left( \frac{r'}{r} \right)^{5/2} \right] C \quad (13)$$

以上分析表明, 在同样的载荷条件下, 共转滑动轴承的油膜浮动量较同尺寸的滑动轴承为大。具体到油膜浮动均载装置, 若采用图 2㊟型结构, 行星轮浮动量较使用普通滑动轴承时扩大至 $\sqrt{2} \left( \frac{r'}{r} \right)^{5/2}$ 倍; 采用图 2㊠型结构, 则扩大至 $\left[ 1 + \sqrt{2} \left( \frac{r'}{r} \right)^{5/2} \right]$ 倍。

这样, 行星轮上所受的载荷变化时, 将使行星轮中心产生较大的位移, 从而使行星轮和太阳轮啮合处产生两倍于行星轮中心位移的松脱(或贴紧), 以达到均载的目的。浮动量越大, 中间浮环对载荷变化的响应越敏感。

## 2 Reynolds 方程的求解和计算结果分析

为求得油膜浮动量的精确值, 用有限差分法对方程(1)进行了数值求解。结果表明: 共转滑动轴承的油膜浮量随载荷的增大而减小; 随轴承间隙的增大而增大; 随轴承转速的增大而减小。通过大量的试验研究, 取得有关油膜浮动量的试验曲线如图 3、图 4、

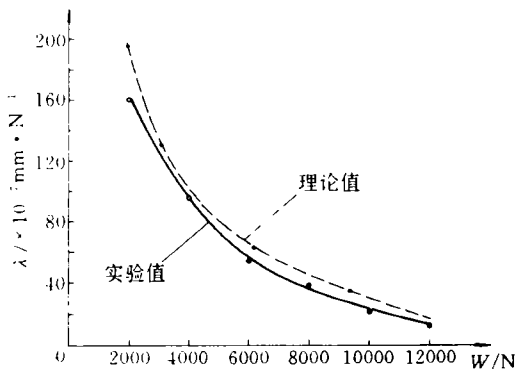


图 3 理论值与实验值的比较

( $c = 235\mu\text{m}$ ,  $n = 500\text{r/min}$ , 220号齿轮油)

图 5 所示, 其中油膜浮动量用单位载荷下的油膜厚度变化量  $\lambda$ (即油膜柔度)间接表示。从图 3、图 4 可见, 共转滑动轴承的油膜柔度随载荷的增大而减小; 随轴承间隙(图中用  $c$  表示)的增大而增大; 从图 5 可见, 共转滑动轴承的油膜柔度随转速的增大而减小。试验结果与理论计算结果是相符的。从图 3、图 4 还可看出, 理论计算值和试验值是比较吻合的。经过理论分析、计算和试验研究, 作者设计了共转滑动轴承即油膜浮动均载装置, 并

选择 NGW71-6 型行星齿轮减速器作为试验样机, 进行了现场试验研究<sup>[1]</sup>, 表明上述理论分析计算以及共转滑动轴承试验结论正确。

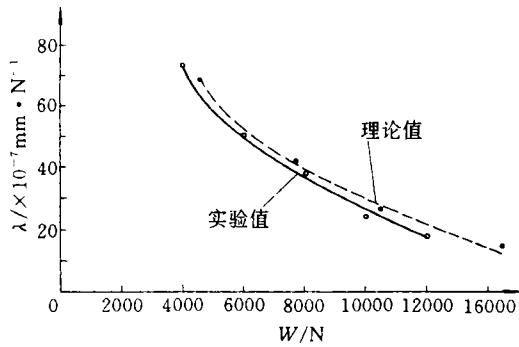


图 4 理论值与实验值的比较  
( $c = 190 \mu\text{m}$ ,  $n = 500 \text{r/min}$ , 220 号齿轮油)

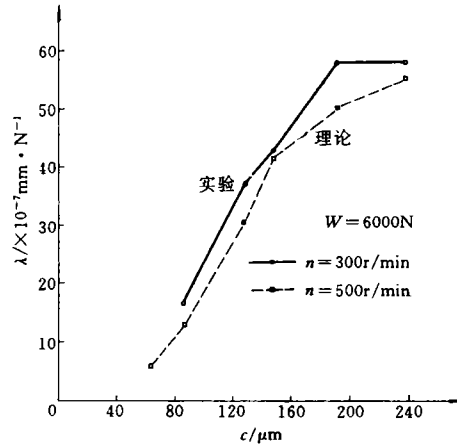


图 5 不同转速时刚度-间隙曲线  
(220 号齿轮油)

### 参 考 文 献

- 1 刘伟强, NGW型行星齿轮减速器油膜均载的理论分析与试验研究. 工学博士学位论文, 清华大学, 1991
- 2 温诗铸. 摩擦学原理. 北京: 清华大学出版社, 1990: 3-125
- 3 李庆扬. 数值分析. 武汉: 华中工学院出版社, 1982: 117-153

(上接 404 页)

序号	项 目 名 称	时 间	人 数 / 人	地 点	承办单位及联系人	备 注
9405	中国青年材料与结构疲劳研讨会	年初	100~150	西安	西北工业大学 童小燕(710072)	
9406	结构设计学术交流会	8 月	~ 50	景德镇	601 所 黄季堦(110035)	
9407	第一届小型发动机学术研讨会	4 季度	~ 60	待定	608 所顾永根 郁黎彬(412002)	
9408	第七届结构强度与振动学术讨论会	10 月	~ 100	待定	606 所 黄培清(110015)	
9409	第九届燃烧与传热学术讨论会	10 月	~ 70	待定	606 所 顾铭企(110015)	
9410	第七届发动机自动控制学术讨论会	9 月	~ 60	北京	北航孟庆明(100083) 503 厂李俊文(100010)	
9411	固体火箭推进技术学术讨论会	10 月	~ 80	待定	动力专业分会	与中国宇航学会固体推进专业委员会联合
9412	第六届叶轮机学术讨论会	10 月	~ 40	待定	624 所任汝根 (621703)	

(下转 448 页)