

往复运动齿轮齿条传动不同换向位置的润滑分析

徐彩虹, 王优强, 张同钢, 王立梅

(青岛理工大学 机械工程学院, 山东 青岛 266520)

摘要: **目的** 通过求解往复运动齿轮齿条在不同换向位置时一个啮合周期内的压力、膜厚和温度, 来获得往复运动齿轮齿条机构换向过程发生在沿啮合线上不同位置时的润滑状况, 为往复运动齿轮齿条机构的润滑设计提供理论依据。**方法** 将齿轮齿条的传动模型简化为圆柱与无限大平面之间的运动, 建立往复运动齿轮齿条传动的热弹流润滑模型。压力求解采用多重网格法, 弹性变形采用多重网格积分法, 计算得到往复运动齿轮齿条过程中在不同换向位置时一个啮合周期内的中心压力、中心膜厚、最小膜厚和最高温度, 并与现有的实验结果进行比较验证。**结果** 无论换向位置处于啮合线上哪个区域, 换向点膜厚在整个换向过程中仍然最小, 且换向过程一开始的减速并没有导致油膜压力直接降低, 而是升高后再降低, 产生压力波动。往复运动齿轮齿条换向位置越靠近啮出点, 膜厚越厚。**结论** 往复运动换向过程导致润滑状态变差, 换向点仍然是往复运动齿轮齿条润滑过程中的危险点, 换向位置越靠近啮出点, 膜厚越大, 但是整个换向过程必须发生在单齿啮合后的双齿啮合区。

关键词: 往复运动; 齿轮齿条; 弹性流体动力润滑; 换向位置; 热效应

中图分类号: TH117.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2018)01-0078-07

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2018.01.013

Lubrication Analysis of Commutation Position of Reciprocating Gear Rack

XU Cai-hong, WANG You-qiang, ZHANG Tong-gang, WANG Li-mei

(School of Mechanical Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China)

ABSTRACT: The work aims to obtain lubrication condition of reciprocating gear rack mechanism in different position along line of action during commutation process by calculating pressure, film thickness and temperature of the mechanism in different commutation position in a mesh cycle, so as to provide theoretical basis for lubrication design of reciprocating gear rack mechanism. Transmission model of the gear rack was simplified to motion between cylinder and infinite plane, a thermal elastohydrodynamic lubrication model was established for reciprocating gear rack transmission. The pressure was solved in multi-grid method, and elastic deformation in multiple-grid integration method, then central pressure and film thickness, minimum film thickness and maximum temperature of the reciprocating gear rack in one mesh cycle in different commutation position were calculated and compared with existing experimental results. Film thickness of the reversing point was still the lowest in the whole commutation process regardless of the area in the line of action. Initial deceleration of the commutation process didn't

收稿日期: 2017-06-12; 修订日期: 2017-07-22

Received: 2017-06-12; Revised: 2017-07-22

基金项目: 国家自然科学基金 (51575289, 21705270); 山东省自然科学基金项目 (ZR2016EEP03)

Fund: Supported by the Chinese National Natural Science Foundation (51575289, 21705270), Shandong Provincial Natural Science Foundation (ZR2016EEP03)

作者简介: 徐彩虹 (1990—), 女, 硕士研究生, 主要研究方向齿轮齿条的弹流润滑分析。

Biography: XU Cai-hong (1990—), Female, Master graduate, Research focus: EHL of gear rack.

通讯作者: 王优强 (1970—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为轴承与齿轮的摩擦学与表面工程。

Corresponding author: WANG You-qiang (1970—), Male, Doctor, Professor, Research focus: tribology and surface engineering of bearing and gear.

lead to direct reduction of oil film pressure, but the pressure first increased and then decreased instead, and fluctuated as well. The closer the commutation position of the gear rack was to engaging-out point, the thicker the film was. The reciprocating commutation motion leads to worse lubrication state, and commutation point is still a dangerous point in the lubrication process of reciprocating gear rack. The closer the position is to the engaging-out point, the thicker the film is, but the whole commutation process must occur in the double teeth meshing area after the single tooth meshing.

KEY WORDS: reciprocating motion; gear rack; EHL; commutation position; thermal effect

齿轮齿条传动机构作为齿轮传动的特殊机构, 因为具有结构简单、传动精度高、可无限长度对接延续、实现圆周运动与单向运动之间转换等优点而被广泛运用。近年来, 关于齿轮传动弹流润滑的研究较多^[1-8], 但齿轮齿条弹流润滑方面的研究较少。然而, 齿轮齿条机构在整个啮合周期中的运算参量, 无论是载荷随时间的变化, 还是曲率半径与卷吸速度等参量, 与齿轮机构都不尽相同。此外, 齿轮齿条传动与齿轮传动的区别还在于齿轮齿条往往工作于往复运动工况下, 工况更复杂。在工程应用实际中, 齿轮齿条机构通常工作在工况恶劣环境下, 传动过程中易产生噪声、振动, 严重时甚至产生齿面胶合等失效行为, 这些失效行为绝大多数由润滑失效引起, 且齿轮齿条机构在往复运动换向过程中的润滑状况较单向运动差。因此, 对往复运动工况下齿轮齿条机构润滑的研究不容忽视。

关于往复运动弹流润滑, 一些专家学者已经做过相关研究。Nishikawa H 等^[9]通过钢球与震荡玻璃盘模拟往复运动, 利用光干涉技术测量往复运动下润滑油膜性能, 得出弹流润滑油膜随润滑油和运动方式的变化而变化。Wang J 等^[10]通过光干涉技术和理论分析, 对纯滚动工况下点接触、短行程状态时往复运动的弹流润滑状态进行了分析, 通过改变实验过程中的频率来模拟充分供油和乏油条件下短行程往复运动的摩擦特性, 但这只是纯滚动工况下的弹流润滑分析, 没有考虑滑动时的情况。Azam Thatte 等^[11]研究了往复液压杆密封件的非稳态弹流润滑数值分析, 建立了不同杆速下液压密封件瞬态数值模型。Fadi Ali^[12]等基于点接触往复运动时微凹槽对润滑油膜的影响进行了理论与实验研究, 并与光滑表面进行比较。与以上往复运动弹流润滑研究不同的是: 齿轮齿条传动在传动过程中既滚动又滑动, 且滑滚比、卷吸速度、综合曲率半径和载荷沿啮合线不断变化, 与之前往复运动的相关研究有许多不同之处。

本文考虑热效应和时变效应, 建立了齿轮齿条传动机构的非稳态弹流润滑模型, 根据齿轮齿条传动过程中单双齿载荷的变化, 在换向过程中考虑表面速度的变化, 讨论了齿轮齿条啮合过程中往复运动换向的位置不同时对齿轮齿条传动润滑状态的影响。计算了

换向过程在不同位置时, 一个啮合周期上最小膜厚、最高温度、中心压力和中心膜厚的变化, 并对不同换向位置时换向过程中的膜厚进行比较, 以获得往复运动齿轮齿条换向时润滑较好的位置。

1 齿轮齿条轮廓曲线及相关参数计算

1.1 齿轮齿条啮合原理

齿轮齿条传动机构中, 齿条等同于齿轮的节圆直径变位无穷大, 齿廓曲线的渐开线也变为直线。如图 1 所示, 其理论啮合线 N_1N_2 与齿轮基圆相切于 N_1 , 由于齿条的基圆为无穷大, 所以啮合线与齿条基圆的啮合点 N_2 在无穷远处。齿轮 1 与齿条 2 齿廓在任何位置啮合时, 啮合点都应在理论啮合线 N_1N_2 上。齿轮与齿条啮合时, 不论是否标准安装, 其啮合角恒等于分度圆压力角, 也恒等于齿条的齿形角。

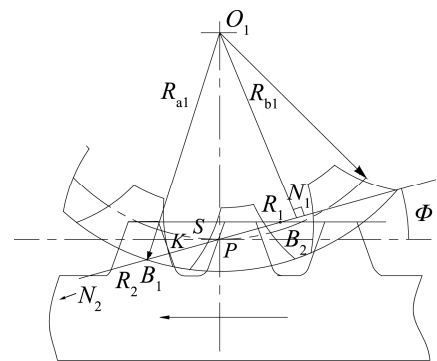


图 1 齿轮齿条传动机构啮合原理

Fig.1 Meshing principle of gear rack transmission mechanism

1.2 齿轮齿条副啮合点当量曲率半径与卷吸速度

啮合过程中, 啮合点沿啮合线移动。齿条齿顶线和齿轮齿顶圆与理论啮合线的交点分别为 B_2 、 B_1 , 即在理论啮合线内的 B_1B_2 为齿轮齿条传动机构的实际啮合线。齿轮齿条传动与齿轮传动相比, 无论是否标准安装, 啮合角都与分度圆的压力角相等。若 K 为啮合点, 综合曲率半径为 R , 则:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (1)$$

其中, R_1 为 N_1K , R_2 为 N_2K , 由于齿条基圆无穷大, 故 R_2 的值为无穷大。所以, 沿啮合线上任一啮合点处的综合曲率半径 $R=R_{b1}\tan\varphi+S$, 其中, R_{b1} 为齿轮基圆, $S=n\pi R_{b1}(t-t_0)$, n 为齿轮转速, φ 为齿轮分度圆压力角, t 为啮入点到各啮合点所需的时间, t_0 为啮入点到节点的时间, 因此节点处 $S=0$ 。

卷吸速度为:

$$u = \frac{(u_1 + u_2)}{2} \quad (2)$$

式中: $u_1=n\pi R/30$, $u_2=n\pi ds\sin\varphi/60$, d 为齿轮分度圆直径。

换向过程发生在一个啮合周期内单齿啮合前的双齿啮合区、单齿啮合区和单齿啮合后的双齿啮合区, 不同换向位置换向过程的持续时间相同, 且加速、减速过程为匀变速, 减速和加速过程在相同时间内完成, 加速度大小根据不同位置的表面速度确定, 换向点处的表面速度为 0。

2 齿轮齿条润滑计算的基本方程

选用 Ree-Eyring 流体, 线接触非稳态 Reynolds 方程^[16]为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12 \frac{\partial}{\partial x} (\rho^* U_e h) + 12 \frac{\partial}{\partial t} (\rho_e h) \quad (3)$$

Reynolds 边界条件为 $\begin{cases} p(x_{in}, t) = 0, p(x_{out}, t) = 0 \\ p \geq 0 \end{cases}$ ($x_{in} < x < x_{out}$)。其

中: p 为流体压力; h 为油膜厚度; U_e 为卷吸速度, $U_e=(u_a+u_b)/2$; $(\rho/\eta)_e$ 、 ρ^* 、 ρ_e 为 η 和 ρ 沿 z 方向变化而定义的当量参数, $(\rho/\eta)_e = 12(\eta_e \rho'_e / \eta''_e - \rho''_e)$, $\rho^* = [\rho'_e \eta_e (u_b - u_a) + \rho_e u_a] / u_e$, $\rho'_e = \frac{1}{h^2} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{dz'}{\eta^*} dz$, $\rho_e = \frac{1}{h} \int_0^h \rho dz$, $\rho''_e = \frac{1}{h^3} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{z' dz'}{\eta^*} dz$, $\frac{1}{\eta_e} = \frac{1}{h} \int_0^h \frac{1}{\eta^*} dz$, $\frac{1}{\eta'_e} = \frac{1}{h^2} \int_0^h \frac{z}{\eta^*} dz$, η^* 为非牛顿流体的当量黏度。

假设齿轮齿面与齿条齿面都光滑, 则考虑表面弹性变形的膜厚方程为:

$$h(x, t) = h_0(t) + \frac{x^2}{2R(t)} - \frac{2}{\pi E} \int_{-\infty}^x p(\zeta, t) \ln(x - \zeta)^2 d\zeta \quad (4)$$

上式中: E 为两接触表面的综合弹性模量,

$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\gamma_1^2}{E_1} + \frac{1-\gamma_2^2}{E_2} \right)$, E_1 、 E_2 分别为齿轮 1 和齿条 2 的弹性模量, γ_1 、 γ_2 分别为齿轮 1 和齿条 2 的泊松比。

粘压关系为:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[\left(1 + 5.1 \times 10^{-9} p \right)^{z_0} \left(\frac{T-138}{T_0-138} \right)^{-s} - 1 \right] \right\} \quad (5)$$

式中: T_0 为环境温度; T 为油膜温度。

润滑剂的密度计算采用 Dowson-Higginson 密压密温关系:

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 p / (1 + C_2 p) - C_3 (T - T_0)] \quad (6)$$

其中, $C_1=0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$, $C_2=1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$, $C_3=6.5 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ 。

齿轮齿条传动过程中, 由于剪切力和压缩作用, 润滑油膜会产生一定热量, 使润滑剂的温度升高, 所产生的热量通过热传导或热对流的方式流失。在齿轮润滑过程中, 油膜受粘性剪切和压缩作用而发热, 造成温度的升高, 产生的热量也会通过对流和传导而散失, 机构产生热量和散失热量平衡后形成的温度场由能量方程及边界条件确定。不考虑体积力和热辐射的影响, 粘性流体的能量方程如下:

$$\rho \frac{D(c_p T)}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) - \frac{T}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \cdot \frac{Dp}{Dt} + \Phi \quad (7)$$

固体热传导方程为:

$$\begin{cases} c_a \rho_a \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_a \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k_a \frac{\partial^2 T}{\partial z_a^2} \\ c_b \rho_b \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_b \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k_b \frac{\partial^2 T}{\partial z_b^2} \end{cases} \quad (8)$$

式中: c_a 、 c_b 分别为齿轮 a 与齿条材料 b 的比热容; ρ_a 、 ρ_b 分别为齿轮 a 与齿条材料 b 的密度; K_a 、 K_b 分别为齿轮 a 与齿条材料 b 的热传导系数。

机构材料温度和油膜温度在齿轮与齿条表面相等, 此外还需满足界面热流量的连续条件:

$$\begin{cases} k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = k_a \frac{\partial T}{\partial z_a} \Big|_{z_a=0} \\ k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=h} = k_b \frac{\partial T}{\partial z_b} \Big|_{z_b=0} \end{cases} \quad (9)$$

对于齿轮固体材料 a 和齿条固体材料 b, 在 z_a 、 z_b 方向上的温度边界条件为 $T|_{z_a=-d} = T_0$, $T|_{z_b=d} = T_0$, 其中, d 为变温层的深度。

载荷方程为:

$$\int_{x_{in}}^{x_{out}} p(x) dx = W \quad (10)$$

3 计算方法与结果分析

3.1 计算方法

压力求解采用多重网格法, 弹性变形计算采用多重网格积分法, 温度计算采用逐列扫描法。采用 W 循环, 将网格划分为 6 层, 每层节点数分别为 31、61、121、241、481、961。以赫兹压力作为初始压力, 压力分析采用 Gauss-Seidel 低松弛迭代, 压力迭代的方法包括压力的迭代过程和 h_0 的调整, 且压力迭代

在每层网格上都要进行。每一瞬时的压力和温度计算的迭代初值使用前一瞬时的压力和温度迭代的结果。在啮入的前一瞬时作为稳态解求解,采用稳态解的压力和温度作为啮入点的压力和温度计算的初值。整个啮合周期共分 120 个瞬时,当各瞬时无量纲压力和载荷的相对误差均小于 10^{-3} ,无量纲温度的相对误差小于 10^{-4} 时,满足计算要求。

3.2 结果分析与讨论

将齿轮齿条的传动模型简化为半径 R 的圆柱与无限大平面之间的运动。啮合点上的载荷为沿啮合线方向的轮齿齿面法向载荷分量,考虑单双齿啮合的影响,无量纲载荷沿啮合线上的变化如图 2 所示。刚开始进入啮合时为双齿啮合的第一个瞬时,载荷相对较小,双齿啮合变为单齿啮合的第一个瞬时,载荷突变

到最大值,齿轮齿条啮合开始处于单对轮齿啮合阶段,最后载荷先小范围增大后缓慢减小,直到单齿啮合的最后一个瞬时,载荷突然减小,齿轮齿条传动再次进入双齿啮合区。齿轮齿条传动过程中计算的相关参数如表 1 所示。

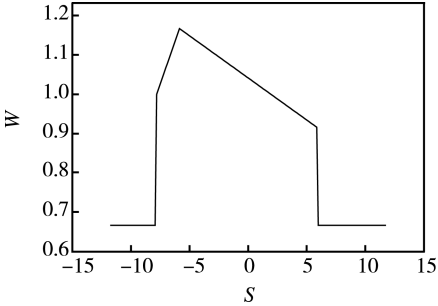


图 2 无量纲载荷沿啮合线变化
Fig.2 Variation of dimensionless load along meshing line

表 1 与润滑有关的参数
Tab.1 Lubrication relevant parameters

参数	数值	参数	数值
润滑流体黏度 $\eta_0/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.075	齿轮、齿条弹性模量 $E_{1,2}/\text{Pa}$	2.06×10^{11}
粘压系数 α/Pa^{-1}	2.19×10^{-8}	齿轮、齿条泊松比 $\nu_{1,2}$	0.3
粘温系数 β/K^{-1}	0.042	齿轮齿数 z_1	40
润滑流体环境密度 $\rho_0/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	870	模数 m/mm	2.5
润滑剂比热容 $c/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	2000	转速 $n_1/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	600
润滑剂热传导系数 $k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	0.14	齿宽 B/mm	20
齿轮、齿条密度 $\rho_{1,2}/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7850	压力角 $\theta/(\text{°})$	20
齿轮、齿条比热容 $c_{1,2}/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	470	传递功率 P/kW	20
齿轮、齿条热传导系数 $k_{1,2}/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	46	齿顶高系数 h^*	1.0
环境温度 T_0/K	313	齿顶顶隙系数 c^*	0.25

换向过程存在于一个啮合周期内单齿啮合前的双齿啮合区、单齿啮合区和单齿啮合后的双齿啮合区时,沿啮合线上的中心压力、中心膜厚、最小膜厚和最高温度如图 3—6 所示。其中,1 为换向过程在单齿啮合前的双齿啮合区,2 为换向过程在单齿啮合区,3 为换向过程在单齿啮合后的双齿啮合区。比较不同换向位置时齿轮齿条传动过程的膜压力和油膜厚度可以看出,换向过程发生在不同的位置时,会影响齿轮齿条传动换向过程中的压力、膜厚和温度。由压力和膜厚图可以看出,无论换向过程发生在啮合线内哪一位置,换向过程的减速和加速都会导致膜厚变薄、压力降低。由中心压力图可以看出,换向过程的载荷变化引起油膜压力的变化,无论换向位置处于啮合线上哪个区域,换向过程开始减速时并没有导致油膜压力直接降低,而是升高后再降低。这主要是因为换向过程开始前,机构的润滑状态比较稳定,速度突然降低破坏了先前稳定的润滑状态,随着速度的不断减小,中心压力逐渐降低,使压力产生波动,加速过程中,中心压力随速度的升高而升高。

由图 4—5 可以看出,无论是中心膜厚,还是最小膜厚,在换向过程中都会明显降低,然而换向点处的表面速度为 0,由于滞后作用的影响,换向点处仍然存在润滑油膜。比较换向过程发生在不同位置时的中心膜厚和最小膜厚可以看出,换向位置越靠近啮出点,换向过程膜厚降低的幅度越大,但换向点处的中心膜厚和最小膜厚数值仍然最小,并且换向位置越靠近啮出点,压力与膜厚由速度突变引起的波动幅度越小。这是因为换向点位置离啮出点越近,综合曲率半径越大,进而卷吸速度增大,所以换向过程在单齿啮合后的双齿啮合区时较其他两个区域的润滑状况好。由图 6 可以看出,换向点在沿啮合线上单齿啮合区前的双齿啮合区位置时,换向过程对温度的影响较小;在单齿啮合区和单齿啮合后的双齿啮合区时,换向过程的温度降低,且单齿啮合后的双齿啮合区的最高温度变化幅度大于单齿啮合区。温度降低,润滑油的黏度升高,对润滑产生有利影响,这是换向过程在单齿啮合后的双齿啮合区的润滑状况较好的另一因素。

为了获得换向过程中整个接触区内润滑油膜的状况,输出三种换向位置换向过程中的膜厚如图 7 所示。

其中,1 为换向位置在单齿啮合前的双齿啮合区,2 为换向位置在单齿啮合区,3 为换向位置在单齿啮

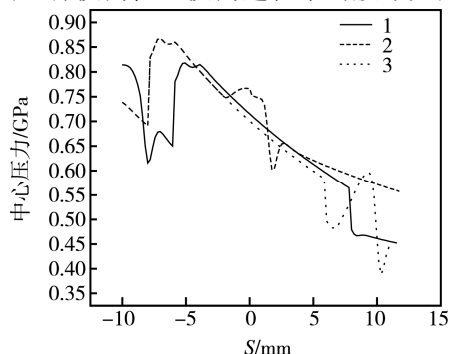


图 3 沿啮合线中心压力

Fig.3 Central pressure chart along meshing line

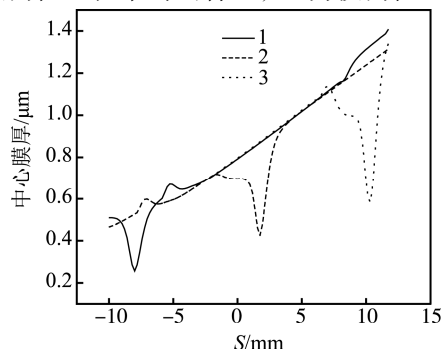


图 4 沿啮合线中心膜厚

Fig.4 Central film thickness along meshing line

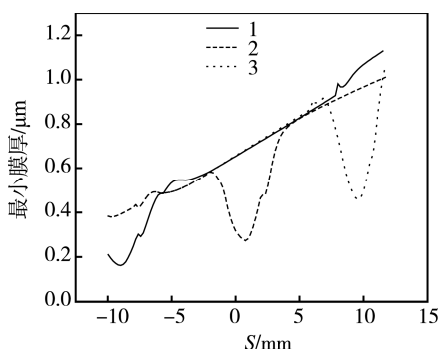


图 5 沿啮合线最小膜厚

Fig.5 Minimum film thickness along meshing line

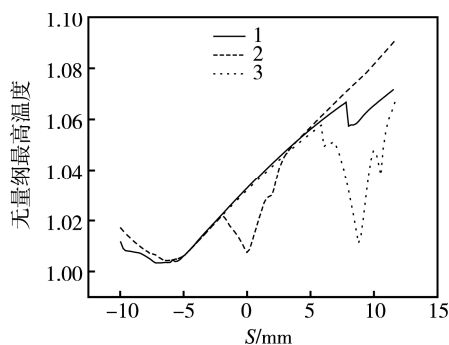
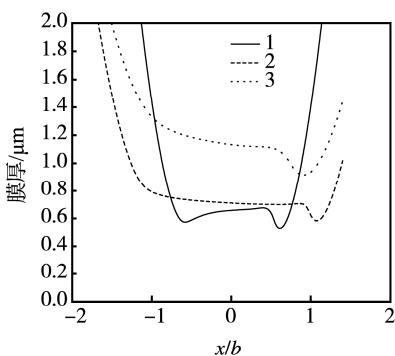
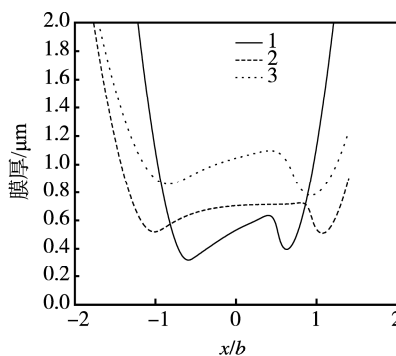


图 6 沿啮合线最高温度

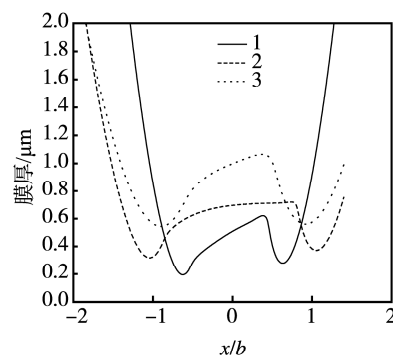
Fig.6 Highest temperature along meshing line



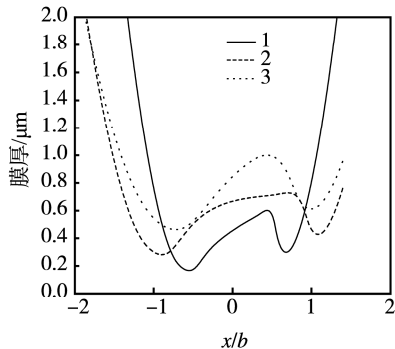
a 开始减速时膜厚



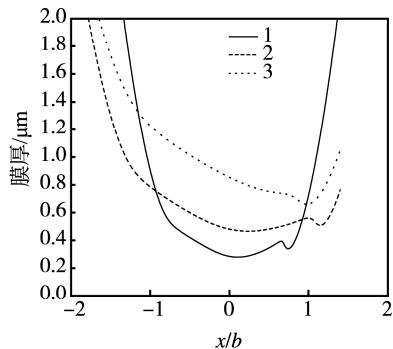
b 减速中点膜厚



c 换向点膜厚



d 加速中点膜厚



e 加速末膜厚

图 7 不同换向位置换向过程中的膜厚

Fig.7 Film thickness in commutation process in different commutation position: (a) film thickness of deceleration start point, (b) film thickness of deceleration midpoint, (c) film thickness of commutation point film, (d) film thickness of acceleration midpoint, (e) film thickness of final accelerated point

合后的双齿啮合区。由图 7 可以看出, 当换向过程发生在单齿啮合前的双齿啮合区时, 换向过程一开始就出现轻微的油膜凹陷, 而其他两种换向位置的膜厚并没有出现这种情况。在整个换向过程中, 换向位置在单齿啮合前的双齿啮合区的膜厚小于换向位置在单齿啮合区的膜厚, 换向位置在单齿啮合区的膜厚小于在单齿啮合后的双齿啮合区的膜厚。此外, 换向位置在单齿啮合前的双齿啮合区时的接触区最小, 换向位置在单齿啮合区时的接触区最大。产生这些现象的原因是换向过程发生在单齿啮合前的双齿啮合区时, 载荷低于单齿啮合区, 机构承受的载荷越大, 接触区面积越大。换向过程速度的变化使得膜厚变薄, 润滑状态变差, 但开始啮合时的综合曲率半径和卷吸速度更加不稳定。换向位置越靠近啮出点, 综合曲率半径和卷吸速度越大, 润滑状况越好, 但是整个换向过程必

须全部发生在初始时刻, 即单齿啮合后的双齿啮合区, 否则部分换向过程将进入下一对轮齿的啮合周期, 并且进入的是下一对轮齿啮合周期中的单齿啮合前的双齿啮合区, 使润滑状况较差。单齿啮合区的载荷大于其他两个区域, 所以换向位置在单齿啮合区时的接触区最大。

由得到的结果可知, 在保证使用要求的前提下, 设计往复运动齿轮齿条机构的润滑时, 为了使传动过程中接触区内的油膜厚度更厚, 应将换向过程设计在靠近啮出点的双齿啮合区, 但整个换向过程不能进入下一个啮合周期, 可通过适当调整换向过程持续的时间, 来保证整个过程不会进入下一对轮齿的啮合周期。将换向点处的压力、膜厚图与文献[10] (实验结果和理论计算结果如图 8 所示) 进行对比, 发现它们的变化趋势大致相同, 从而验证齿轮齿条润滑模型的正确性。

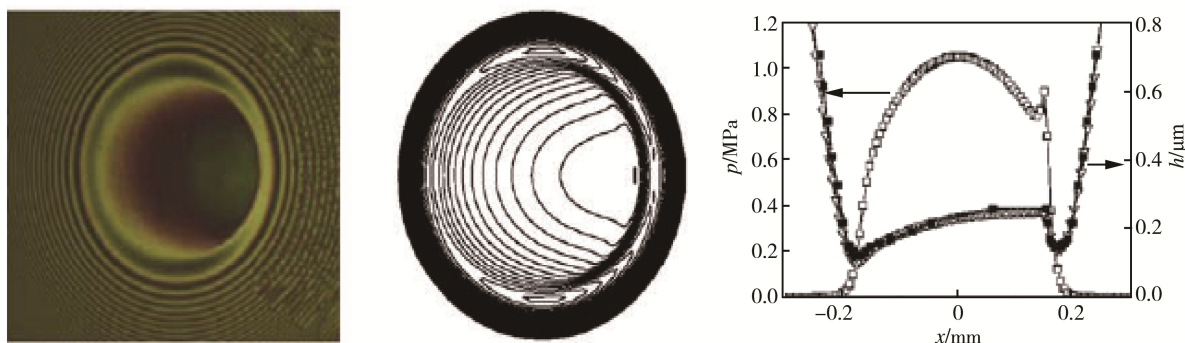


图 8 纯滚动短行程往复运动膜厚图^[10]

Fig.8 Film thickness of pure rolling short-stroke reciprocating motion^[10]

4 结语

1) 无论换向过程发生在啮合线内哪一位置, 换向过程的减速和加速都会导致膜厚变薄, 压力和膜厚产生波动, 换向过程中的油膜都会出现凹陷现象。

2) 减速开始时, 速度突然降低破坏了先前稳定的润滑状态, 使减速过程开始阶段的油膜压力升高。

3) 往复运动齿轮齿条换向位置越靠近啮出点, 润滑状况越好, 但是整个换向过程必须发生在单齿啮合后的双齿啮合区, 否则部分换向过程将进入下一对轮齿的啮合周期中单齿啮合前的双齿啮合区, 致使润滑状况不稳定。

参考文献:

- [1] WANG K L, CHENG H S. A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness and Surface Temperatures in Spur Gears[J]. Part II-Results, ASME J of Mech Design, 1981, 103(1): 188-194.
- [2] HUA D Y, KHONSARI M M. Application of Transient Elastohydrodynamic Lubrication Analysis for Gear

- Transmissions[J]. STLE Tribol Trans, 1995, 38(8): 905-913.
- [3] LARSSON R. Transient Non-Newtonian Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear [J]. Wear, 1997, 207(1): 67-73.
- [4] YANG P R, WEN S Z. A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication[J]. ASME J Tribology, 1990, 112(4): 631-636.
- [5] WANG J, QU S Y, YANG P R. Simplified Multigrid Technique for the Numerical Solution to the Steady-state and Transient EHL Line Contacts and the Arbitrary Entertainment EHL Point Contacts[J]. Tribol Int, 2001, 34(3): 191-202.
- [6] BRANDT A, LUBRECHT A A. Multilevel Matrix Multiplication and Fast Solution of Integral Equations[J]. Computer Phys, 1990, 90(3): 348-370.
- [7] 王优强, 衣雪娟, 杨沛然. 渐开线直齿轮瞬态微观热弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(11): 143-147.
- WANG Y Q, YI X J, YANG P R. Transient Thermal Micro-elastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear[J]. Chinese Journal of Mechanical

- Engineering, 2007, 43(11): 143-147.
- [8] 冯桂平, 高创宽. 粗糙度齿面啮合的热弹流润滑分析[J]. 太原理工大学学报, 2006, 37(1): 13-15.
- FENG G P, GAO C K. Thermal EHL Analysis of Rough Teeth Faces[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2006, 37(1): 13-15.
- [9] NISHIKAWA H, HANDA K, KANETA M. Behavior of EHL Films in Reciprocating Motion[J]. JSME International Journal, 1995, 38(3): 558-567.
- [10] WANG J, HASHIMOTO T, NISHIKAWA H, et al. Pure Rolling Elastohydrodynamic Lubrication of Short Stroke Reciprocating Motion[J]. Tribology International, 2006, 38(11): 1013-1021.
- [11] HATTE A, SALANT R F. Transient EHL Analysis of an Elastohydrodynamic Lubrication Seal[J]. Tribology International, 2009, 42(10): 1424-1432.
- [12] ALI F, KANETA M, KRUPKA I, et al. Experimental and Numerical Investigation on the Behavior of Transverse Limited Micro-grooves in EHL Point Contacts[J]. Tribology International, 2015, 84(S1): 81-89.
- [13] VLADESCU S C, OLVER A V, PEGG I G, et al. Combined Friction and Wear Reduction in a Reciprocating Contact Through Laser Surface Texturing[J]. Wear, 2016, s358-359: 51-61.
- [14] WANG J, KANETA M, YANG P. Numerical Analysis of TEHL Line Contact Problem under Reciprocating Motion[J]. Tribology International, 2005, 38(2): 165-178.
- [15] WONGSEEDAKAEW K. Theoretical Investigation in Transient Elastohydrodynamic Lubrication of Reciprocating Motion in Air Compressor Piston Pin[J]. Advanced Materials Research, 2013, 622-623(1): 1821-1825.
- [16] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- YANG P R. Numerical Analysis of Fluid Lubrication [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1998.
- [17] 张兴权, 何广德, 郑如, 等. 齿轮齿条的接触应力研究[J]. 机械传动, 2011, 36(7): 30-32.
- ZHANG X Q, HE G D, ZHENG R, et al. Contact Stress Analysis of Gear and Rack[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 36(7): 30-32.