

不同供油条件下粗糙度对啮合齿轮摩擦行为的影响

赵辉,王优强

(青岛理工大学 机械工程学院, 青岛 266033)

[摘要] 以渐开线直齿圆柱齿轮为研究对象,建立了对非牛顿条件下考虑热和粗糙度的齿轮供油条件进行分析的润滑模型。利用多重网格法,得到了啮合过程中啮入点、节点和啮出点在不同供油条件下的弹流数值解。结果表明,起初随着供油膜厚的增加,这三点的膜厚也随之增加,但当其增加到一定程度时,便不再随供油膜厚的变化而变化。说明在非牛顿条件下考虑粗糙度和热之后,供油量不是越大越好,存在一个供油临界点。考虑大齿表面的粗糙度后,数值计算结果显示,粗糙峰使润滑膜压力和膜厚的分布产生振荡,说明齿轮表面的粗糙峰对齿轮的润滑是不利的,但是粗糙度的加入使节点的数值解更接近实际工况。

[关键词] 供油条件; 渐开线直齿圆柱齿轮; 乏油区; 粗糙度; 振荡

[中图分类号] TH117.2

[文献标识码] A

[文章编号] 1001-3660(2012)05-0077-04

The Influence of Roughness on the Friction Behavior of Meshing Gear under Different Oil Condition

ZHAO Hui, WANG You-qiang

(School of Mechanical Engineering, Qingdao Technological University, Qingdao 266033, China)

[Abstract] Under the condition of non-newtonian taking a involute spur gear as research object, a gear microscopic surface pitting lubrication model was established, and the oil condition which joined the roughness and thermal factor was introduced. Based on the multi-grid method, a numerical solution of spur gear oil condition lubrication was obtained. The result shows that with the provided oil film thickness increases, the film thickness of the three points also increases. When it is added to a certain degree, the film thickness will no longer change. The result shows that it will not be better as the amount of oil adds, there exists a critical point. Considered the large tooth surface roughness, the numerical results show that asperity leads to the oscillation of the lubricant film thickness and distribution of the pressure, indicating the gear surface roughness is negative for the gear lubrication, the roughness is added to make the numerical solution of the node closer to the actual working conditions.

[Key words] oil condition; involute spur gear; starveling area; roughness; oscillation

齿轮传动是机械传动的主要形式之一,它在机械传动中有着极其广泛的应用^[1]。齿轮在传动过程中,接触表面的载荷、速度、曲率半径等均是沿啮合线不断变化的,即齿轮是在瞬态工况条件下工作的。工程中没有绝对光滑的表面。如果表面粗糙度远远小于油膜厚度,那么把粗糙表面假设为光滑表面是可以接受的。然而,弹流润滑油膜的厚度通常只有零点几微米,这种厚度常与某些切削工艺形成的金属表面的粗糙度处于同一数量级,在这种情况下,表面粗糙度是不应忽略的^[2-3]。

以往对渐开线直齿圆柱齿轮的弹流润滑研究主要

集中于所谓的充分供油状态,对等温和变温条件下的供油条件进行过一定分析,但是对非牛顿条件下考虑粗糙度和热的供油条件没有进行过分析。文中将以啮合过程中的啮入点、节点、啮出点为对象,分析非牛顿条件下考虑粗糙度和热的渐开线直齿圆柱齿轮的供油条件。

1 模型和计算方法

1.1 模型的建立

一对齿轮啮合传动,设 R_{ba} 和 R_{bb} 分别为两齿轮的

[收稿日期] 2012-06-10; **[修回日期]** 2012-07-05

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(50875137;51175275)

[作者简介] 赵辉(1989—),男,山东人,硕士生,主攻齿轮弹性流体动力润滑研究。

[通信作者] 王优强(1970—),男,山东人,博士后,教授,主要研究方向为有齿轮轴承的弹性流体动力润滑研究等。

基圆半径, ω_a 和 ω_b 分别为两齿轮的转动角速度, 分度圆压力角为 φ , 啮合点距节点的距离为 s 。经分析, 在每一瞬时, 啮合点以绝对速度 $\omega_a R_{ba}$ 沿啮合线做匀速运动, 对任意时刻 t 有 $s = \omega_a R_{ba} t$ 。

齿廓表面的卷吸速度 U_e 为两运动表面的切向速度之和的一半, 即:

$$U_e = (U_a + U_b) / 2 \quad (1)$$

式中: $U_a = \omega_a (R_{ba} \tan \varphi + s)$; $U_b = \omega_b (R_{bb} \tan \varphi - s)$ 。

根据弹流润滑理论, 啮合点的综合曲率半径为两接触圆柱的当量曲率半径, 即在两齿廓渐开线上啮合点处的综合曲率半径, 可表示为:

$$R = R_a R_b / (R_a + R_b) \quad (2)$$

式中: $R_a = R_{ba} \tan \varphi + s$; $R_b = R_{bb} \tan \varphi - s$ 。

数值计算中带入的啮合点的载荷是, 一对轮齿传动时的实际载荷谱的简化模型^[4]所对应的三个点的载荷。

润滑剂为 Ree-Eyring 流体, 非稳态线接触的 Reynolds 方程^[5]为:

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

对于 Ree-Eyring 流体^[6], $\eta^* = \eta \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right) / \sinh \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right)$,

公式(3)的边界条件为:

$$\begin{cases} p(x_{in}) = p(x_{out}) = 0 \\ p \geq 0 \quad (x_{in} < x < x_{out}) \end{cases} \quad (4)$$

式中: x_{in} 和 x_{out} 分别为润滑膜上游和下游边界坐标。式(4)在下游出口区可自动满足未知位置上 $dp/dx = 0$ 的要求。

膜厚方程如下:

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{x_{in}}^{x_{out}} p(x') \ln(x - x')^2 dx' \quad (5)$$

考虑表面的连续波状粗糙度, 假设大齿表面为粗糙表面, 小齿表面光滑, 并设粗糙度纹理是横向的, 即与表面运动方向垂直。粗糙度函数近似用余弦函数表示为:

$$\begin{cases} S_a(x) = 0 \\ S_b(x) = A_b \cos\left(\frac{2\pi}{l_b} x\right) \end{cases} \quad (6)$$

式中: A_b 和 l_b 分别为粗糙度波的幅值和波长。

则膜厚方程可表示为:

$$h(x) = h_{00} + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(x') \ln(x - x')^2 dx' - S_b(x) \quad (7)$$

稳态线接触流体的质量是连续的, 变温和非牛顿的问题如公式(8)所示:

$$m_x = -\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e \frac{dp}{dx} + \rho^* h u_e \quad (8)$$

如图1所示, 接触面 a 和 b 都提供了一层薄的润滑油膜进入接触区, 而且油膜厚度分别为 h_a 和 h_b , 通过接触区且连续的有效油膜的质量为:

$$m_x = \rho_0 (h_a u_a + h_b u_b) \quad (9)$$

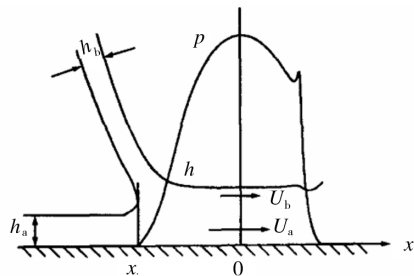


图1 供油参数示意图

Fig. 1 Schematic of oil provided parameters

为了简化模型并且方便讨论, 文中用流动速度是 u_e 的润滑剂层取代流动速度分别是 u_a 和 u_b 的润滑剂层。这个当量润滑剂层的厚度被 h_{oil} 取代, 并被称为实际润滑层的有效厚度。 h_{oil} 的定义如下:

$$h_{oil} = (h_a u_a + h_b u_b) / u_e \quad (10)$$

把公式(10)代入公式(9)中得:

$$\rho_0 u_e h_{oil} = m_x \quad (11)$$

如果 m_x 已知, 公式(11)可以直接用来计算 h_{oil} , 或者如果给出了 h_{oil} 的值, 就可以确定半月板入口区的位置。公式(11)对于等温和变温问题都是有效的。

1.2 数值计算方法

半月板的位置 x_{in} 作为输入参数, 在 x_{in} 和 x_{out} 之间区域, 通过等温弹流润滑的传统解法得到压力和膜厚。这种解法用于计算赫兹接触区几个点(通常是三个点), 由公式(8)得到的 m_x , 这个 m_x 的均值用于计算由公式(11)得到的 h_{oil} 。为了保证精度, h_{oil} 的值也可以通过以下公式得到:

$$h_{oil} = (\rho_{cen} / \rho_0) h_{cen} \quad (12)$$

其中, 下标 cen 代表了接触中心或最接近接触中心的节点位置。假设在接触中心的压力梯度为零。

2 结果分析

采用 Ree-Eyring 流体模型, 粗糙度的波长为 50 μm , 幅值为 0.01 μm , 啮合齿轮的相关参数见表1。

文中的压力是通过多重网格法得到的, 弹性变形是通过多重网格积分法得到的。在大多数情况下使用 961 个节点, 少数情况下也用 481 和 1921 个节点来验证用 961 个节点获得的解决方案是否准确。温度方程

表 1 润滑油和齿轮的有关参数

Tab.1 Properties of the lubricant and gears

项目	数值
润滑油的环境黏度 $\eta_0 / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.04
润滑油的环境密度 $\rho_0 / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	870
齿轮的密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7850
齿轮的比热容 $C_g / (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	470
润滑油的热传导系数 $k / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.14
齿轮的热传导系数 $k_g / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	46.0
润滑油粘压系数 α / Pa^{-1}	2.2×10^{-8}
润滑油粘温系数 β / K^{-1}	0.042
齿轮分度圆压力角 $\varphi / (^\circ)$	20
小齿轮的转速 $n_1 / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1000
传递功率 N / kW	20
齿轮齿数 z_a, z_b	35, 140

没有使用多重网格法求解,使用的是最佳水平网格,当采用雷诺方程的多重网格数值法时,由最佳水平网格法获得的节点温度被限制到更低层次的网格,用来计算黏度和密度。求解温度的数值方法与参考文献[7]和[8]提到的方法类似。

2.1 啮入点

当 $-x_{in}/b$ 在 1.0~10.5 变化时,啮入点有效供油膜厚 h_{oil} 和中心膜厚 h_{cen} 的变化规律如图 2 所示。可见,在 $-x_{in}/b$ 略大于 1,即严重乏油状态下, h_{oil} 和 h_{cen} 均随着 $-x_{in}/b$ 的增加而急剧增加;但随着供油条件的改善,其变化率逐渐减小,在 $-x_{in}/b = 3.4$ 处, h_{oil} 和 h_{cen} 均达到最大值;而进一步增加 $-x_{in}/b$, h_{oil} 和 h_{cen} 则保持不变。

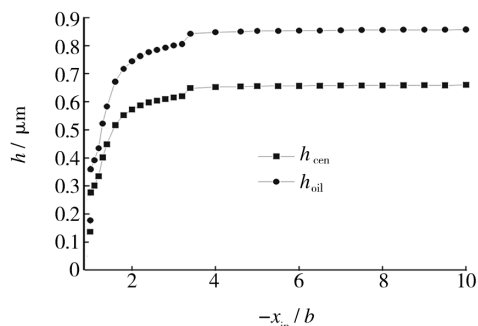


图 2 啮入点 h_{oil} 和 h_{cen} 随 $-x_{in}/b$ 的变化情况

Fig. 2 Variations of h_{oil} and h_{cen} with $-x_{in}/b$ at meshing point

$-x_{in}/b$ 为 1.0, 2.0 和 3.4 三组解时的压力 p 和膜厚 h 分布情况见图 3。由图 3a 可见,在严重乏油条件下,油膜压力非常接近 Hertz 压力,随着入口区坐标增大,粗糙度对压力产生的振荡影响和第二压力峰越来越明显。由图 3b 可见,粗糙度使油膜产生了振荡,而且严重乏油条件下的振荡现象更剧烈,同时,增加供油量可以使压力区油膜厚度变大。

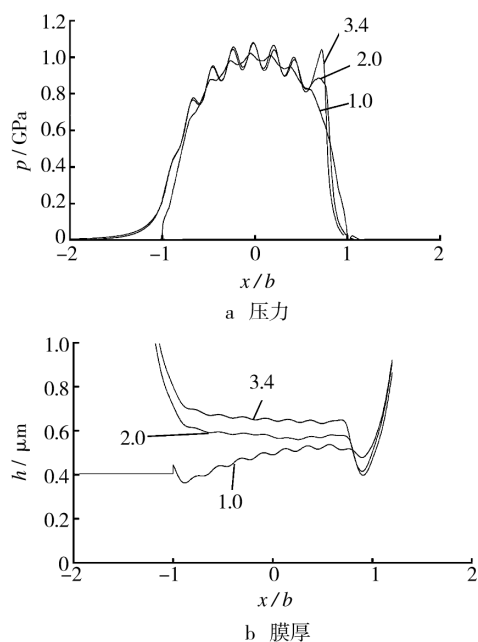


图 3 啮入点压力和膜厚的变化

Fig. 3 Variations in pressure and film thickness at meshing point

2.2 节点

当 $-x_{in}/b$ 在 1.0~10.5 变化时,节点有效供油膜厚 h_{oil} 和中心膜厚 h_{cen} 的变化规律如图 4 所示,可见, h_{oil} 和 h_{cen} 的变化情况与啮入点完全相同。

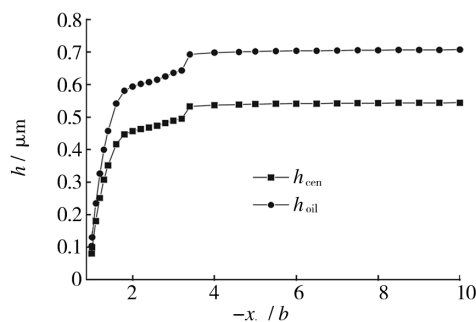


图 4 节点 h_{oil} 和 h_{cen} 随 $-x_{in}/b$ 的变化情况

Fig. 4 Variations of h_{oil} and h_{cen} with $-x_{in}/b$ at node

$-x_{in}/b$ 为 1.0, 2.0 和 3.4 三组解的压力 p 和膜厚 h 分布情况见图 5。由图 5a 可见,在严重乏油条件下,粗糙度使油膜压力分布产生了振荡现象,这一点与啮入点不同;随着入口区坐标增大,第二压力峰越来越明显,这一点与啮入点类似。由图 5b 可见,严重乏油条件下振荡现象很明显,随着供油条件的改善,到了充分供油阶段,振荡现象就可以忽略不计了,而且与相同供油条件下啮入点的膜厚相比,节点膜厚变小。因为节点的供油油膜来自于上一个啮合点,所以这种现象更符合实际工况。

2.3 啮出点

当 $-x_{in}/b$ 在 1.0~10.5 变化时,啮出点有效供油

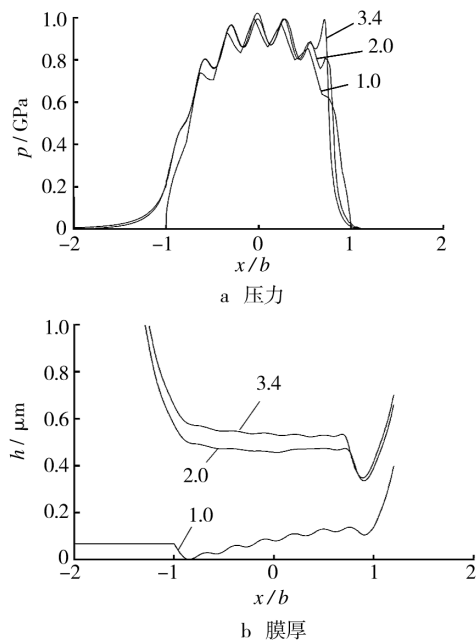
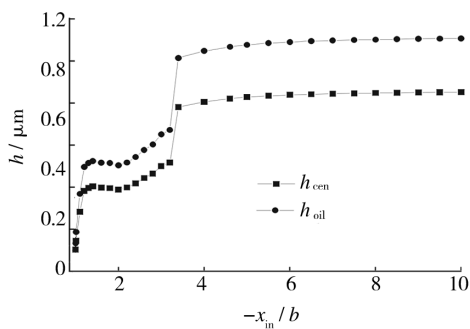


图5 节点压力和膜厚的变化

Fig. 5 Variations in pressure and film thickness at node

膜厚 h_{oil} 和中心膜厚 h_{cen} 的变化规律如图6所示。可见,在 $-x_{in}/b$ 略大于1,即严重乏油状态下, h_{oil} 和 h_{cen} 均随着 $-x_{in}/b$ 的增加而急剧增加;但随着供油条件的改善,其变化率逐渐减小,在 $-x_{in}/b = 4.6$ 处, h_{oil} 和 h_{cen} 均达到最大值;而进一步增加 $-x_{in}/b$, h_{oil} 和 h_{cen} 则保持不变。与啮入点和节点相比,啮出点的供油临界点向后推移了,而且乏油区的变化更加不平滑,这应该与啮出点的载荷和速度变小有关。

图6 啮出点 h_{oil} 和 h_{cen} 随 $-x_{in}/b$ 的变化情况Fig. 6 Variations of h_{oil} and h_{cen} with $-x_{in}/b$ at nying point

$-x_{in}/b$ 为1.0, 2.0 和 4.6 三组解的压力 p 和膜厚 h 分布情况见图7。由图7a可见,在严重乏油条件下,油膜压力非常接近 Hertz 压力,这与啮入点类似;随着入口区坐标增大,第二压力峰越来越明显,但由于载荷变小,压力分布产生较大变化,但是粗糙度还是导致其产生了振荡现象。由图7b可见,严重乏油时的小振荡现象不明显,随着入口区坐标增大,振荡现象越来越明显,这一点同节点处相反,而且啮出点的供油油膜来自于上一个啮合点,但是图7中的膜厚要大于节点

膜厚。

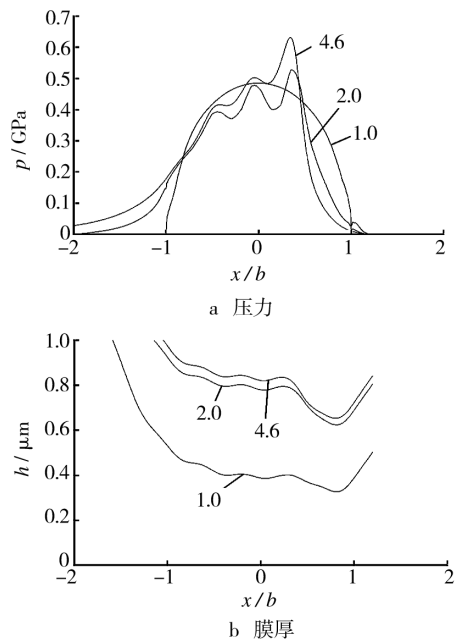


图7 啮出点压力膜厚变化图

Fig. 7 Variations in pressure and film thickness at nying point

3 结论

1) 引入温度场和粗糙度函数考虑齿轮弹流润滑问题,理论模型更接近实际。通过分析渐开线直齿圆柱齿轮啮入点、节点和啮出点三点的供油条件,认为并不是供油量越大,齿轮的运行性能越好。过量供油会产生浪费,对工业生产不利。

2) 考虑大齿表面的粗糙度后,数值计算结果显示,粗糙峰使润滑膜压力和膜厚的分布产生振荡,并使最小膜厚变小,但不十分明显。说明齿轮表面的粗糙峰对轴承的润滑是不利的,工程实际中使用光滑解计算的最小膜厚对实际齿轮润滑是偏于危险的。

3) 找出齿轮运行供油的临界点,对改善工业上齿轮工作的环境有很大帮助。文中的分析结果表明,考虑粗糙度时,节点膜厚更符合实际工况。但是啮合过程中时变因素会对结果产生影响,这些都有待于进一步研究。

[参考文献]

- [1] 王优强,黄丙习,佟景伟,等. 渐开线直齿轮牛顿时流体非稳态热弹性流体动力润滑数值分析[J]. 计算力学学报, 2005,10(5):568-573.
- [2] 王优强,佟景伟,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):142-149.

(下转第84页)

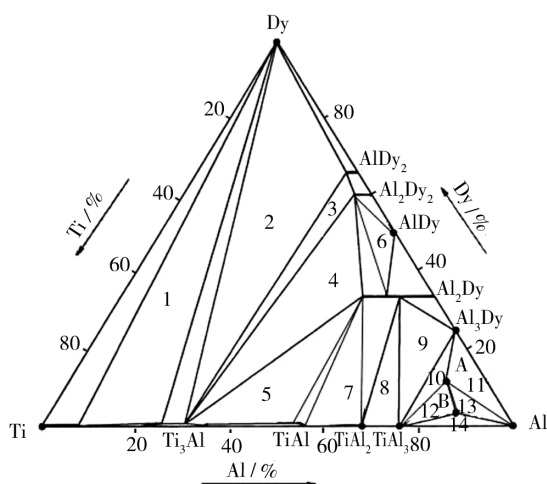


图4 Dy-Al-Ti 三元系 600 °C 等温截面

Fig. 4 The isothermal section of the Dy-Al-Ti system at 600 °C

表2 600 °C 时 Dy-Al-Ti 三元系的三相区

Tab.2 The ternary-phase regions of the Dy-Al-Ti system at 600 °C

三相区编号	第一相	第二相	第三相
1	Ti	Dy	Ti ₃ Al
2	Dy	Ti ₃ Al	AlDy ₂
3	Ti ₃ Al	AlDy ₂	Al ₂ Dy ₃
4	Ti ₃ Al	Al ₂ Dy ₃	Al ₂ Dy
5	Ti ₃ Al	TiAl	Al ₂ Dy
6	Al ₂ Dy ₃	AlDy	Al ₂ Dy
7	TiAl	TiAl ₂	Al ₂ Dy
8	TiAl ₂	TiAl ₃	Al ₂ Dy
9	TiAl ₃	Al ₂ Dy	Al ₃ Dy
10	TiAl	Al ₃ Dy	Dy ₆ Ti ₄ Al ₄₃
11	Al	Al ₃ Dy	Dy ₆ Ti ₄ Al ₄₃
12	TiAl ₃	Dy ₆ Ti ₄ Al ₄₃	DyTi ₂ Al ₂₀
13	Al	Dy ₆ Ti ₄ Al ₄₃	DyTi ₂ Al ₂₀
14	TiAl ₃	Al	DyTi ₂ Al ₂₀

[参 考 文 献]

[1] 蔡健平,刘明. 铝合金综合环境试验研究[J]. 装备环境工

程,2006,3(3):67—69.

[2] 白木,子荫. 镀铝纸在包装业中的应用[J]. 包装工程, 2003(6):126—128.

[3] 冯旭东,袁庆龙,曹晶晶,等. TiAl 基合金研究进展[J]. 航天制造技术,2009(3):35—38.

[4] 彭小敏,夏长青,王志辉,等. TiAl 基合金高温氧化及防护的研究进展[J]. 中国有色金属学报,2010,20(6):1116—1130.

[5] GSCHNEIDNER JR K A, BEAUDRY B J, CAPELLAN J. ASM Handbook[M]. 美国:美国金属学会,1990.

[6] ZHOU H Y, LIU W F, YUAN S L, et al. The 500 °C Isothermal Section of the Al-Dy-Ti Ternary System[J]. J Alloys Compd, 2002, 336:218—221.

[7] ZHOU H Y, YAO Q R, YUAN S L. The 500 °C Isothermal Section of the Nd-Al-Ti Ternary System[J]. J Alloys Compd, 2004, 381:137—139.

[8] ZHOU H, YAN J, SUI T, et al. Phase Relation in the Pr-Ti-Al Ternary System at 500 °C [J]. J Alloys Compd, 2000, 299:232—234.

[9] HUANG J, LIANG J, ZHOU H, et al. Phase Relationships in the Al-Ti-Ho System at 773 K [J]. J Alloys Compd, 2000, 307:199—201.

[10] COPELAND M, KATO H. Physics and Material Problems of Reactor Control Rods[M]. [s. n.]: Energy Agency Vienna, 1964:295—317.

[11] POP I, DIHOIU N, COLDEA M. X-ray L-1, L-2 and L-3 Absorption Limits of 4d Transition-metals[J]. Journal of Physics and Chemistry of Solids, 1982, 43(2):125—128.

[12] KATTNER U R, LIN J C, CHANG Y A. Thermodynamic Assessment and Calculation of Ti-Al System[J]. Metall Trans A, 1992, 23(8):2081—2090.

[13] BAENZIGER N C, MORIARTY J L. Gadolinium and Dysprosium Intermetallic Phases. II. Laves Phases and Other Structure Types[J]. Acta Crystallogr, 1961, 14:948—950.

[14] 梁敬魁. 粉末衍射法测定晶体结构(下册)[M]. 北京:化学工业出版社, 2003.

(上接第 80 页)

[3] 王优强,卞荣. 连续波状粗糙度对直齿轮热弹流润滑的影响[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8):112—118.

[4] 衣雪娟. 渐开线直齿圆柱齿轮时变非牛顿热弹流润滑分析[D]. 青岛:青岛理工大学, 2004.

[5] YANG P, WEN S. A Generalized Reynolds Equation for Non-newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication [J]. ASME J Tribol, 1990, 112:631—636.

[6] YANG P, WEN S. The Behavior of Non-newtonian Thermal EHL Film in Line Contacts at Dynamic Loads[J].

ASME J Tribol, 1992, 114: 81—85.

[7] WANG J, YANG P. A Numerical Analysis for TEHL of Eccentric-tappet Pair Subjected to Transient Load [J]. ASME J Tribol, 2003, 125: 770—779.

[8] Yang P, Qu S, Chang Q, et al. On the Theory of Thermal Elastohydrodynamic Lubrication at High Slide-roll Ratios—Line Contact Solution[J]. ASME J Tribol, 2001, 123:36—41.